

Estado da Arte para Solução dos Problemas Vibroacústica por Métodos Numéricos

Palestra Convidado

REFERÊNCIA PACS: 43.40.-r

Prof. Samir N. Y. Gerges, Ph.D.
Universidade Federal de Santa Catarina
Departamento de Engenharia Mecânica
Supervisor do Laboratório de Ruído Industrial
Campo Universitário da UFSC – S/N
Florianópolis – SC – Brasil
Te:55-48-2344074
Fax: 55-48-3319677
e-mail gerges@mbx1.ufsc.br

ABSTRACT

This paper presents the fundamentals of the numerical methods used in the acoustics and vibration fields as; Finite Elements Methods (FEM), Boundary Element Methods (BEM), Acoustic Rays, and Statistical Energy Analysis (SEA). State of arts and trend for future methods are presented. Some results are presented for practical study cases.

RESUMO

Neste trabalho serão apresentados os fundamentos dos métodos numéricos usados na área de acústica e vibrações, tais como; Métodos de Elementos Finitos (FEM), Métodos de Elementos de Contornos (BEM), Métodos de Raios Acústicos e Análise Estatística de Energia (SEA) e algumas aplicações realizadas pelo autor no uso destes métodos para soluções de problemas acústicos.

1. INTRODUÇÃO

Com o avanço tecnológico digital e a disponibilidade de computadores, cada vez mais potentes na execução de cálculos rápidos e de grande memória para armazenar dados, tornou-se possível a solução de problemas acústicos complexos. As características vibroacústicas de sistemas (sala, cabine veicular, motor, alto falante, etc.), podem ser previstas e otimizadas ainda na fase inicial do projeto com maior rapidez e precisão. Com isso, eliminar a construção e testes de grande número de protótipos, de alto custo, fazendo otimização com modelos numéricos e apenas testar experimentalmente os modelos otimizados. Existem várias técnicas numéricas para análise vibroacústica de sistemas complexos, tais como: **Método de Elementos Finitos, Elementos Infinitos e Elementos de Contorno**, onde o sistema acústico e/ou estrutural é dividido em pequenos elementos e a solução numérica da equação de onda acústica é resolvida satisfazendo as condições dos contornos entre as fronteiras dos elementos e as fronteiras externas. O método de **Análise Estatística de Energia (SEA)** descreve o comportamento de cada sub-sistema de um sistema complexo através do cálculo das somas de energia de entrada, de saída e energia perdida em cada sub-sistema, e então fornece a resposta acústica e/ou vibratória de cada sistema. Outra técnica é o método de **Raios Acústicos**, que considera a energia acústica emitida pela fonte que é distribuída entre um número discreto de raios acústicos. Os raios que passam pelo ponto receptor são acompanhados e são calculados as atenuações acústicas sofridas por distâncias, absorção, reflexão, etc. e então é quantificado o nível de pressão sonora no receptor.

2. MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS (FEM)

O campo sonoro produzido num ambiente fechado pode ser modelado através da equação de Helmholtz [1]:

$$\nabla^2 p + k^2 p = 0 \quad (1)$$

onde ∇^2 é o operador Laplaciano, p é a pressão acústica no meio e k é o número de onda acústica.

A velocidade da partícula “ u ” pode ser calculada em função da pressão através da seguinte expressão;

$$u = \frac{j \nabla p}{\rho \omega} \quad (2)$$

onde: ρ é a densidade do meio, ω é frequência e “ ∇ ” é o operador gradiente.

As possíveis condições de contorno do volume “ V ” utilizadas são as seguintes (ver figura 1):

$$\begin{aligned} p &= \bar{p} \quad \text{em } S_1 \\ \frac{\partial p}{\partial n} &= \nabla p \underline{n} = -i \rho \omega v_n \quad \text{em } S_2 \\ \frac{\partial p}{\partial n} &= \nabla p \underline{n} = -i \rho \omega A_n p \quad \text{em } S_3 \end{aligned} \quad (3)$$

com $S = S_1 \cup S_2 \cup S_3$, sendo v_n a velocidade normal na superfície S_2 e A_n é a admitância normal na superfície S_3 .

Nesta técnica o volume é dividido em pequenas regiões denominadas de elementos e o campo de pressão pode então ser expresso como uma combinação linear da função de forma polinomial (N) e dos valores discretos de pressão modal:

$$p(x) = \sum_{i=1}^m N_i p_{hi}(x) \quad (4)$$

Onde N_i é a função de forma associada ao i -ésimo nó e p_{hi} é o valor aproximado de pressão naquele nó.

Incorporando a aproximação devido a equação 4, na equação integral de Galerkin, obtém-se o seguinte sistema de equações:

$$\left[K - i \rho \omega C - \omega^2 M \right] \{p\} = i \rho \omega \{F\} \quad (5)$$

Onde são introduzindo os conceitos de massa acústica (M_{ij}), rigidez acústica (K_{ij}), amortecimento acústico (C_{ij}) e força acústica (F_j), dados pelas seguintes equações:

$$K_{ij} = \int_V \nabla N_i \nabla N_j dV \quad M_{ij} = \int_V \frac{N_i N_j}{e^2} dV \quad (6)$$

$$C_{ij} = \int_{s_3} N_i N_j A_n dS \qquad F_i = \int_{s_2} N_i N_j V_n dS$$

De modo similar ao problema dinâmico estrutural, a extração de autovalores (ω) e autovtores (ϕ) reais é possível fazendo-se C e F nulos na equação (5), obtendo-se a seguinte equação:

$$([K] - \omega^2 [M])\{p\} = 0 \qquad (7)$$

Que aceita soluções não-nulas $\{p\} = \{\phi\}$ para valores da frequência $\omega = \omega_i$ denominados de frequências de ressonâncias.

A figura 1 mostra exemplos de malhas de elementos finitos para análise acústica e estrutural referente a um aplicação na área utomobilistica.

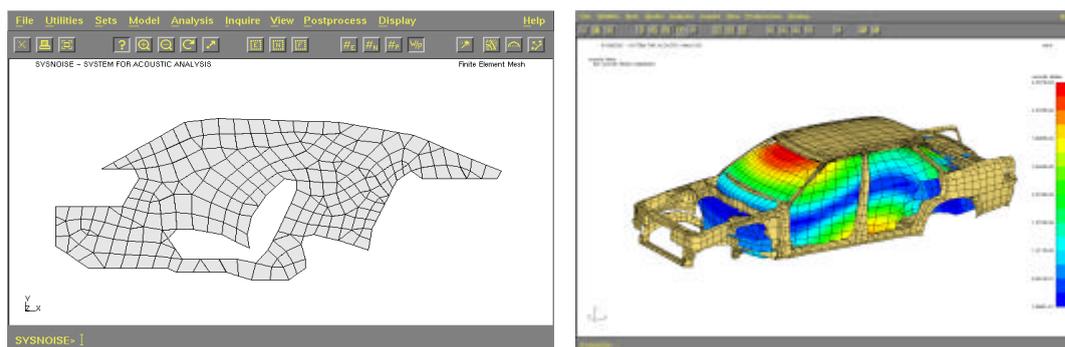


FIGURA 1 – Modelo de Elementos Finitos

3. MÉTODO DOS ELEMENTOS DE CONTORNOS (BEM)

Este método baseia-se na utilização do teorema de Green no cálculo da solução fundamental da equação de Helmholtz para obter uma integral apenas no contorno do domínio [3]:

$$c(x)p(x) = \int \left(p(y) \frac{\partial G(x, y)}{\partial n} - G(x, y) \frac{\partial p(y)}{\partial n} \right) dS \qquad (8)$$

onde:

$p(x)$ é a pressão sonora no ponto analisado (desejado).

$c(x)$ é um coeficiente que assume um determinado valor entre 0 e 1, que depende do tipo de análise realizado (se análise de campo acústico interno ou externo).

"x" é um ponto no campo acústico analisado, "y" é um ponto na superfície do sistema, "n" é um vetor normal ao contorno em Y orientado na direção do fluido, $G(x, y)$ função de Green a qual é uma solução da equação de Helmholtz, com:

$$G(x, y) = \frac{e^{-i k r(x, y)}}{4\pi r(x, y)} \qquad \text{para modelo 3D} \qquad (9)$$

$$G(x, y) = \frac{-i \cdot H_0^2(k \cdot r(x, y))}{4} \qquad \text{para modelo 2D}$$

Onde H_0 é a função de Hankel, com $r(x, y)$ a distância entre a fonte sonora e um ponto na superfície de contorno.

A figura 2 mostra um exemplo de um modelo de elemento de contorno, associado ao apresentado na figura 1, com o objetivo de estudar as características da cavidade acústica de um automóvel.

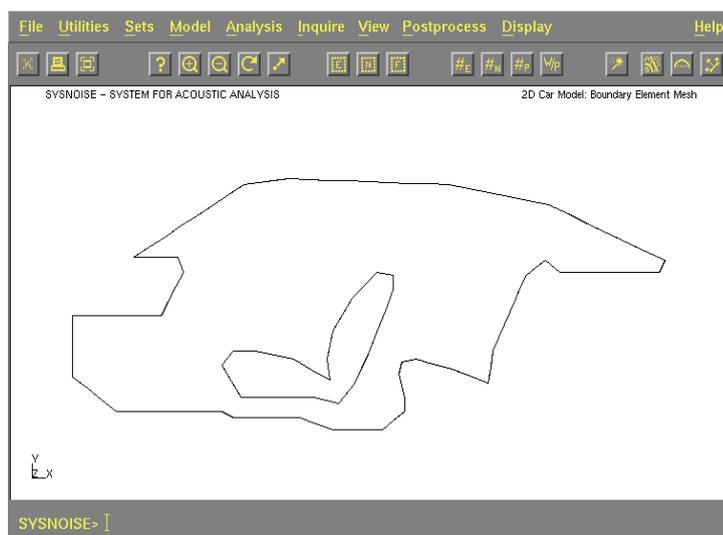


FIGURA 2 – Modelo de elementos de contorno.

O software que utilizar o método de elementos de contorno como ferramenta de cálculo se procura basicamente em resolver a equação (8) para todos os nós que a malha contém, o que resultará num sistema de equações da forma:

$$[A(\mathbf{w})] \cdot \{p\} = [B(\mathbf{w})] \cdot \{v\} \quad (10)$$

A criação da malha dos elementos (etapa de pré-processamento) é realizada por vários softwares comerciais, com biblioteca de vários tipos de elementos. Na etapa de processamento são calculadas as variáveis requeridas (pressão sonora, velocidade de partícula ou de superfícies, intensidade, etc) e após são apresentadas na etapa de pós-processamento.

No Método de Elementos Finitos (FEM) é necessário criação da malha em todo espaço (contorno e interior), enquanto para Método de Elementos de Contornos (BEM) são necessárias criação da malha apenas nos contornos. Portanto, o tempo de processamento para BEM (matriz completo) é maior do que FEM (Matriz diagonal).

Uma das limitações principais das soluções numéricas por FEM e BEM é a frequência máxima de processamento. Teoricamente o tamanho de cada elemento deve ser menor do que 1/6 comprimento da onda, mas na prática usa-se 1/12 do comprimento da onda.

4. ANÁLISE ESTATÍSTICA DE ENERGIA (SEA)

A filosofia na qual a SEA está baseada, é claramente distinta da metodologia utilizada pelos métodos determinísticos, tais como os métodos de elementos finitos e de elementos de contorno. Tal como o nome indica, aqui a atenção é focalizada em um comportamento

estatístico de sistemas vibro-acústicos. Isto está claramente em contraste com a abordagem apresentada pelos métodos determinísticos, onde uma representação exata das características físicas é desenvolvida a partir de uma construção única, com condições de contornos bem definidas, além de um conjunto específico de propriedades de materiais e parâmetros do sistema. Uma representação estatística é construída em um modelo de SEA de diferentes maneiras. Primeiro, as freqüências (autovalores) e formas (autovetores) dos modos naturais são considerados como variáveis aleatórias [4]. Portanto, todas as definições e formulações de energia, densidade modal e diferentes formas de fluxos de potência, incluindo entrada, dissipação e transmissão, são obtidas considerando-se os valores médios no espaço e na freqüência. Segundo, durante a construção do modelo todos os parâmetros, tais como espessura, rigidez à flexão e fatores de perda por amortecimento são definidos usando-se a média dos valores no espaço e na freqüência. Como resultado, um modelo de SEA produz uma representação estatística para o comportamento vibro-acústico médio de uma população de sistemas físicos similares, onde cada amostra individual pode se desviar da média devido a muitas fontes possíveis de variância.

Como mostrado na figura 3, os modelos de SEA são utilizados para se prever a média e a variância de uma resposta. Em um gráfico típico de resposta em freqüência, a variância da resposta diminui em altas freqüências devido a um aumento significativo da superposição modal. Portanto, os resultados previstos por SEA convergem para uma banda estreita de resposta, para sistemas com alta densidade modal. Contudo, a partir de uma perspectiva completa de análise do modelo, a freqüência e a fase característica dos primeiros modos podem requerer uma atenção especial em baixas freqüências e, portanto, uma análise determinística pode ainda ser necessária. Portanto, SEA não é uma metodologia substituta para os métodos determinísticos descritos anteriormente, mas sim um complemento destes métodos, ajudando a estender a análise para a região de altas freqüências.

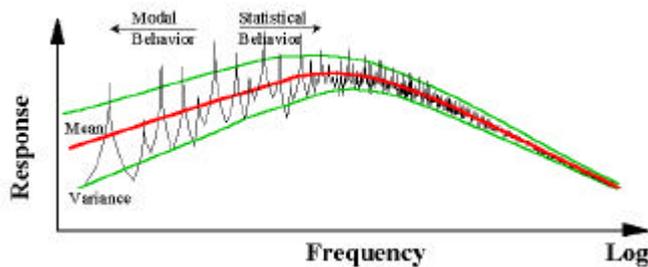


Figura 3 - Resposta típica de sistema reverberante; comparação entre resposta em freqüências discretas e os valores médios obtidos pelo SEA.

SEA é baseada em uma relação simples de balanço de potências. Em um estado estacionário, toda a potência que entra em um subsistema é dissipada internamente ou transmitida a outro(s) subsistema(s). A potência dissipada em um subsistema depende do nível de energia e do fator de perda por amortecimento. O fluxo de potência líquida de um subsistema para o outro depende da diferença dos níveis de energias modais médias. A fim de tornar mais fácil o entendimento por parte do leitor, pode-se fazer uma analogia deste modelo com um sistema hidráulico constituído de dois reservatórios, como mostrado na figura 4. Em SEA, a densidade modal, n , define a capacidade de armazenamento de energia e o potencial de energia modal define "φ" o nível de cada reservatório. Os níveis de energia de um estado estacionário dependem do balanço final de potências, incluindo as potências de entrada, dissipada e transmitida.

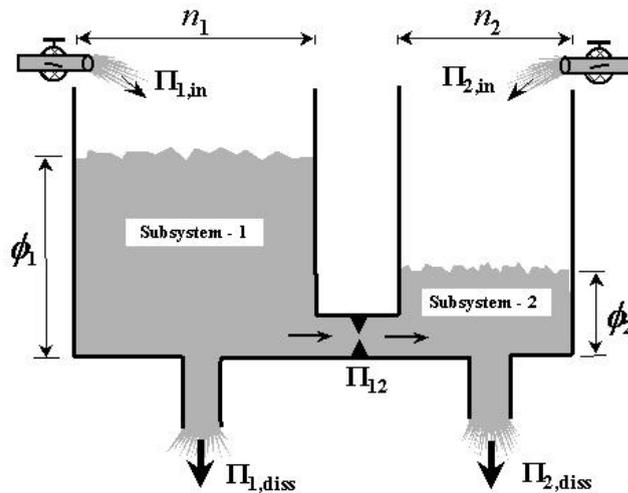


Figura 4 - Analogia de fluxo de fluido Com modelo SEA para dois sub-sistema

A energia é a primeira variável de interesse em SEA. Uma vez que este parâmetro é obtido, então a vibração de placas, vigas ou estruturas tipo casca podem ser representadas através de valores médios espaciais de velocidades médias quadráticas, integradas em bandas de frequência. Além disso, níveis de pressão sonora podem ser preditos para sistemas acústicos fechados ou abertos. SEA pode ser aplicado para diferentes espectros de médias e altas frequências, o que para a maioria das aplicações em engenharia correspondem à faixa de frequência de 100 Hz a 10 kHz. SEA encontra grande aplicabilidade para modelos que possuem várias fontes e trajetórias de ruídos complexos, tais como transmissão via aérea, estrutural ou aquática. Os cálculos de SEA são desenvolvidos em intervalos constantes de bandas de frequência ou mais comumente em bandas proporcionais, tais como bandas de oitava ou de um terço de oitava. Devido ao tamanho relativamente pequeno das matrizes envolvidas, os modelos de SEA geralmente requerem pequenos tempos de processamento computacional, menores que um minuto para a maioria dos problemas.

O modelo básico utilizado em SEA reside na interação entre dois ressoadores acoplados. Desta forma, o modelo de SEA de dois subsistemas mostrado na figura 5, serve como um problema de referência e ajuda a estabelecer as regras gerais para modelos mais complexos, considerando vários subsistemas. Cada um dos dois subsistemas pode representar um grupo de modos similares de um elemento estrutural ou cavidade acústica. Cada subsistema é identificado pela sua densidade modal e nível de energia. Potências de entrada e dissipada se devem a diferentes mecanismos como será discutido adiante.

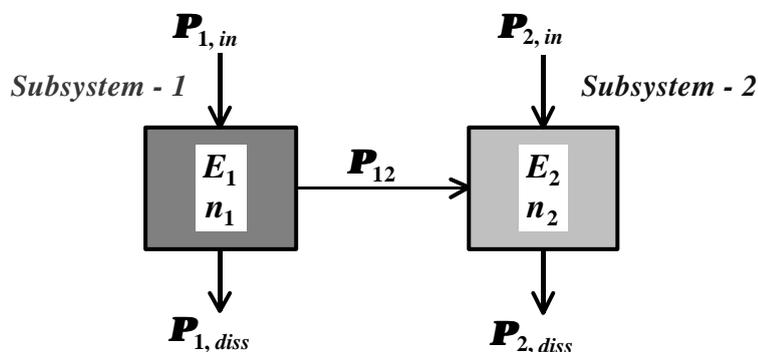


Figura 5 - Modelo clássico de SEA para dois sub-sistemas

ENERGIA

A energia de um subsistema é definida em termos da média quadrada espacial da velocidade ou pressão média quadrática, integrada na banda de frequência. A energia para subsistemas estruturais e acústicos é definida respectivamente da seguinte forma:

$$E = m \langle v^2 \rangle, \quad E = \frac{V}{r \cdot c^2} \langle p^2 \rangle \quad (11)$$

onde m é a massa, v é a velocidade rms, V é o volume e p é a pressão sonora rms. Se a energia é determinada experimentalmente, uma amostragem espacial da resposta média quadrática é obtida geralmente, através de alguns poucos pontos (>3) selecionados no elemento estrutural ou na cavidade acústica.

FATOR DE PERDA POR AMORTECIMENTO

A potência de entrada de um subsistema é dissipada através de uma ou mais formas de amortecimento, tais como absorção acústica, amortecimento estrutural, fricção de juntas, etc. A potência dissipada por um subsistema é definida como:

$$\Pi_1 = wh_1 E_1 \quad (12)$$

onde h_1 é o fator de perda por amortecimento e E_1 representa a potência média armazenada no subsistema. O fator de perda por amortecimento pode ser medido através da técnica da banda de meia potência, tempo de reverberação T_{60} ou métodos de potência injetada. Este parâmetro está relacionado a outras medições de dissipação, tais como razão de

amortecimento crítico ζ , tempo de reverberação T_{60} e coeficiente de absorção média \bar{a} através das seguintes relações:

$$h = 2 \cdot V \cdot \zeta \quad h = \frac{2,2}{f \cdot T_{60}} \quad h = \frac{A \cdot c_0}{4 \cdot w \cdot V} \cdot \bar{a}$$

Embora o fator de perda por amortecimento seja geralmente medido, existem alguns casos onde métodos analíticos são utilizados para prever os seus efeitos [5,6 e 7].

FATOR DE PERDA POR ACOPLAMENTO

O fator de perda por acoplamento é definido como a razão entre a potência transmitida e a potência armazenada no subsistema de maior energia, com o subsistema receptor atuando como um sumidouro de energia.

$$\Pi_{1 \rightarrow 2} = wh_{12} E_1, \quad \Pi_{2 \rightarrow 1} = wh_{21} E_2 \quad (13)$$

onde os índices correspondem aos subsistemas fonte e receptor, respectivamente. Em condições de estado estacionário, o fluxo líquido de potência de um subsistema para outro é definido através da seguinte equação:

$$\begin{aligned} \Pi_{12} &= \Pi_{1 \rightarrow 2} - \Pi_{2 \rightarrow 1} \\ &= wh_{12} \left(E_1 - \frac{N_1}{N_2} E_2 \right) = wh_{12} N_1 \left(\frac{E_1}{N_1} - \frac{E_2}{N_2} \right) \\ &= wh_{12} N_1 (\mathbf{e}_1 - \mathbf{e}_2) = \mathbf{h}_{12} (\mathbf{f}_1 - \mathbf{f}_2) \end{aligned} \quad (14)$$

onde $h_{ij} = \zeta_{ij} n_i$ é o fator de acoplamento. A relação anterior foi obtida através da condição de reciprocidade bastante utilizada em SEA, a qual é definida como:

$$h_{12} \cdot N_1 = h_{21} \cdot N_2 \quad (15)$$

Esta equação estabelece que o principal desafio da SEA está em identificar os números de modos e também um dos fatores de perda por acoplamento. Existem informações válidas na literatura [4] a respeito de definições de fatores de perda por acoplamento entre diferentes combinações de subsistemas vibro-acústicos. A forma geral do fator de perda por acoplamento para uma junta estrutural com número de elementos m é dada por [4]:

$$h_{12} \propto \frac{1}{N_1 \cdot w} \cdot t_{12} \quad t_{12} = \frac{4 \cdot \text{Re}(Z_1) \cdot \text{Re}(Z_2)}{\left| \sum_i^m Z_i \right|}$$

No caso de um painel acoplado a uma cavidade acústica, o fator de perda por acoplamento é dado por

$$h_{12} = \frac{r_0 \cdot c_0}{w \cdot r_s} \cdot s_{rad},$$

onde s_{rad} é a eficiência de radiação.

BALANÇO ENERGÉTICO EM SEA

Em condições de estado estacionário, a forma geral das equações de SEA fornecem o balanço energético para um subsistema:

$$\sum \Pi_{i,in} = \sum \Pi_{i,out}, \quad \Pi_{i,out} = \Pi_i + \Pi_{ij} \quad (16)$$

A potência que entra no subsistema é dissipada ou transmitida a outros subsistemas. No problema de dois subsistemas, o balanço energético para cada subsistema pode ser estabelecido como:

$$\begin{aligned} \Pi_{1,in} &= wh_1 E_1 + wh_{12} N_1 \left(\frac{E_1}{N_1} - \frac{E_2}{N_2} \right) \\ \Pi_{2,in} &= wh_2 E_2 + wh_{21} N_2 \left(\frac{E_2}{N_2} - \frac{E_1}{N_1} \right) \end{aligned} \quad (17)$$

Neste caso especial, se a potência de entrada for aplicada apenas ao primeiro subsistema ($\Pi_{2,in} = 0$) então ter-se-á uma razão de energias da forma:

$$\frac{E_2}{E_1} = \frac{N_2}{N_1} \frac{h_{21}}{h_{21} + h_2} \quad (18)$$

a qual estabelece que os fatores de perda por acoplamento e amortecimento precisam ser comparados entre si, a fim de se determinar suas influências sobre a razão de energias. A interpretação é apresentada na figura 6. Quando $h_{21} \gg h_2$ a energia modal é equiparada entre os subsistemas, ou seja, $E_2 / n_2 = E_1 / n_1$.

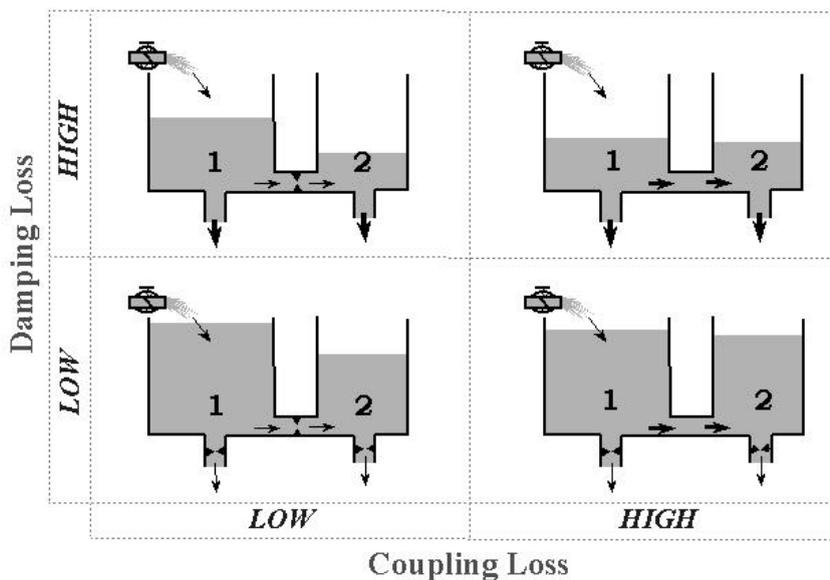


Figura 6- Analogia com fluxo de fluido para comparação de DLF e CLF

Para um sistema complexo geral, o balanço energético anterior aplicado repetidamente para todos os subsistemas resulta em um sistema linear de equações, apresentado em forma matricial como

$$\begin{Bmatrix} \Pi_{1,in} \\ \Pi_{2,in} \\ \vdots \\ \Pi_{k,in} \end{Bmatrix} = \mathbf{w} \cdot \begin{bmatrix} \left(\mathbf{h}_1 + \sum_{j=2}^k \mathbf{h}_{1j} \right) \cdot N_1 & -\mathbf{h}_{12} \cdot N_1 & \cdots & -\mathbf{h}_{1k} \cdot N_1 \\ -\mathbf{h}_{21} \cdot N_2 & \left(\mathbf{h}_2 + \sum_{j=1, j \neq 2}^k \mathbf{h}_{2j} \right) \cdot N_2 & \cdots & -\mathbf{h}_{2k} \cdot N_2 \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ -\mathbf{h}_{k1} \cdot N_k & -\mathbf{h}_{k2} \cdot N_k & \cdots & \left(\mathbf{h}_k + \sum_{j=1}^{k-1} \mathbf{h}_{kj} \right) \cdot N_k \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} \frac{E_1}{N_1} \\ \frac{E_2}{N_2} \\ \vdots \\ \frac{E_k}{N_k} \end{Bmatrix}$$

Numa representação matricial simétrica, a equação anterior pode ser re-escrita como:

$$\mathbf{B}_{ij} = \mathbf{B}_{ji} = \begin{cases} i, in \end{cases} \quad (19)$$

onde os elementos da matriz do sistema são definidos como $\mathbf{B}_{ij} = \mathbf{B}_{ji} = -ij$ e para $i = j$, $\mathbf{B}_{ii} = j \mathbf{B}_{ij}$.

DENSIDADE MODAL

Existem formas gerais simplificadas para a representação da densidade modal em subsistemas 1-D, 2-D e 3-D. A definição de densidade modal é dada por:

$$n(\mathbf{w}) = \frac{dN}{d\mathbf{w}} = \frac{dN}{dk} \frac{dk}{d\mathbf{w}} = \frac{1}{c_g} \frac{dN}{dk}, \quad \frac{1}{c_g} = \frac{dk}{d\mathbf{w}} \quad (20)$$

EXEMPLOS DE APLICAÇÕES

Nesta seção será apresentado um sumário de alguns trabalhos publicados na aplicação da SEA.

I- Transmissão sonora de parede simples, parede dupla e efeito de espaço do ar

Na referência [ref. 8], um modelo de três sub-sistemas representando Câmara – Parede – Câmara, foi desenvolvido usando SEA e na [ref. 9], um modelo de cinco sub-sistemas representando um parede dupla, Câmara-parede-cavidade do ar-parede-câmara, foi desenvolvido. Na [ref.10] o efeito do espaço do ar foi estudado usando o modelo da [ref. 9].

II- Avaliação de problema de ruído e vibrações em navios [11]

Este trabalho contribuiu para o problema complexo de propagação de energia em estrutura complexa, através da medição de energia modal.

III- Aplicação da SEA para problema de vibração e radiação sonora de casca carregada por fluido [12]

Neste estudo a força de acoplamento de fluido foi desmembrado da parte resistiva e da parte reativa. Boa concordância entre os resultados experimentais e modelagem de SEA para transmissão sonora foi obtida.

IV- Densidade Modal [13]

Este relatório da NSA é muito útil para cálculo de densidade modal necessária para modelagem pela SEA

V- Análise de energia modal para resposta de campo acústico de parede lateral de avião [14]

Este trabalho apresenta formulações e resultados experimentais para análise de energia modal. A resposta vibratória e a perda de transmissão foram calculadas usando balanço de potência da SEA.

VI- Modelagem de Ruído Interno de Avião usando SEA [15]

Um modelo de ruído interno de Boeing 737 foi desenvolvido usando SEA na banda de frequência de 500 a 4000 Hz. A precisão de predição do modelo está dentro de 3-5 dB em comparação dos níveis medidos.

VII- Comparação da predição de perda de transmissão com resultados experimentais [16]

Este trabalho apresenta resultados de comparação de perda de transmissão calculada pela SEA, modelos de painel infinito e resultados experimentais.

VIII- Materiais multicamadas para revestimento interno [17]

Este trabalho apresenta o comportamento vibroacústico (perda de transmissão e absorção sonora) de materiais multicamadas usando SEA.

IX- Definição de sub-sistemas em SEA [18]

Este trabalho apresenta um método para escolha dos sub sistemas no uso de SEA.

X- Aplicação da SEA para um carro de passageiro [19]

Este trabalho apresenta os diferentes passos necessários para determinar os parâmetros da SEA experimentalmente e validar um modelo de carro. O trabalho discute como quantificar a energia transferida para o carro na estrada, usando análise de sensibilidade. Modificações no projeto foram recomendadas e verificadas experimentalmente.

5. RAIOS ACÚSTICO

Apesar dos avanços que vêm permitindo, cada vez mais, a aplicação da teoria de ondas acústicas no projeto de ambientes fechados, a teoria de raios acústicos ainda é a mais aplicada nestes casos. Atualmente, vários programas baseados nesta teoria são comercialmente disponíveis.

A teoria de raios acústicos considera que o som se propaga em forma de um raio, com propriedades semelhantes às encontradas na ótica geométrica. A reflexão é o fenômeno mais importante para esta teoria. Para se chegar a esta simplificação, considera-se que o comprimento de onda é infinitamente pequeno, comparado às dimensões da sala. Em geral, esta condição é verificada na prática, mas deve-se ficar atento ao fato de que, em baixas frequências, esta consideração pode não ser satisfatória. Uma frequência limite aceita por vários especialistas, acima da qual a teoria de raios acústicos é válida, é a frequência de Schroeder [20], dada por:

$$f_c = 2000\sqrt{T/V}, \quad (21)$$

onde T é o tempo de reverberação em segundos (s) e V é o volume da sala em metros cúbicos (m^3).

Como a resposta impulsiva de uma sala é, atualmente, essencial para a investigação da qualidade acústica, dois tipos básicos de algoritmos computacionais, baseados nos princípios da acústica geométrica, foram desenvolvidos para se chegar a uma resposta impulsiva aproximada. Um destes algoritmos é baseado na idéia de que cada reflexão pode ser imaginada como uma fonte virtual, existente fora da sala e constituída pela imagem especular da fonte (com relação à parede), cuja energia sonora, ao cruzar a fronteira, sofre uma perda correspondente ao coeficiente de absorção da sala (ver Figura 7). Este algoritmo é conhecido como o da fonte imagem especular ("image-source"). O outro algoritmo simplesmente "segue" o raio sonoro, levando em conta a lei da reflexão e é conhecido como algoritmo de raios acústicos ("ray-tracing"). Cada um destes algoritmos apresenta suas vantagens e desvantagens e, dessa forma, outros algoritmos foram desenvolvidos, combinando estes dois primeiros [21]. O algoritmo fonte imagem especular ("image-source") apresenta, como vantagem principal, a boa resolução temporal obtida, fato importante, principalmente quando se pretende realizar a convolução da resposta impulsiva com um sinal gravado (com uma certa frequência de amostragem), em processos de "auralização" [22]. Em compensação, o tempo de computação necessário para calcular respostas impulsivas cresce exponencialmente com o

comprimento desta. Outra desvantagem é que este algoritmo não leva em conta os efeitos de difusão das reflexões, ou o espalhamento devido às formas irregulares das superfícies refletoras.

O algoritmo de raios acústicos ("ray-tracing"), apesar de não oferecer um resultado com uma boa resolução temporal, pode levar em conta as reflexões difusas e ainda requer um tempo de computação que é (apenas) proporcional ao comprimento da resposta impulsiva.

Como ilustração, um histograma de um programa comercial (RAYNOISE 3.0), baseado em algoritmo híbrido, é mostrado na Figura 8. Um modelo de um teatro construído no mesmo programa é apresentado na Figura 9 [23 e24].

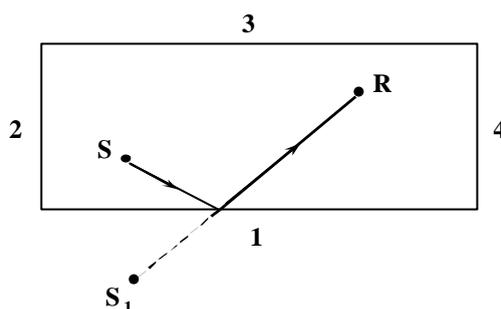


Figura 7 - Representação da sala com a fonte virtual especular substituindo uma reflexão de primeira ordem.

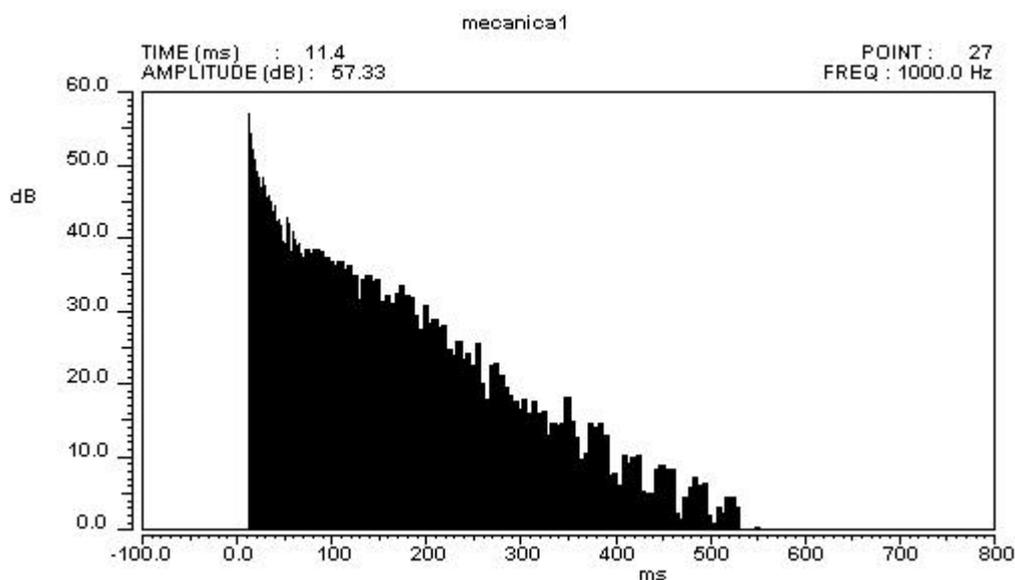


Figura 8 – Histograma de um programa comercial de raios acústicos (RAYNOISE 3.0) para a simulação de uma sala.

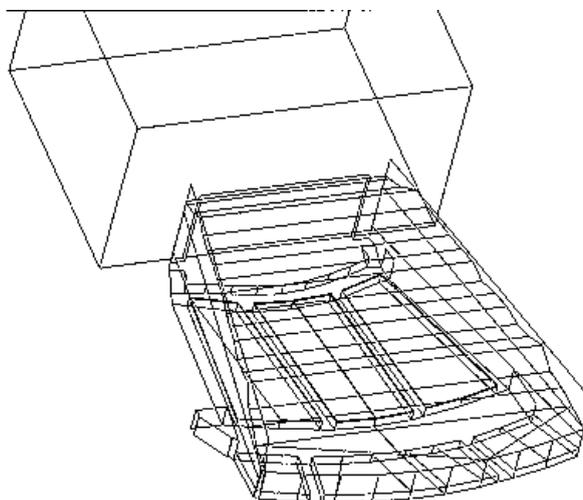


Figura 9 – Teatro do Centro Integrado de Cultura (Florianópolis) e modelo construído para a simulação através de raios acústicos.

6. ESTUDOS DE CASOS

A seguir são apresentados resumos de estudos de casos, usando métodos numéricos selecionados dos trabalhos de pesquisas e extensão realizados sob orientação do autor na Universidade Federal de Santa Catarina, Departamento de Engenharia Mecânica, Laboratório de Ruído Industrial;

- Simulações Numéricas e Ensaio Experimentais de Alto-Falantes
- Simulação e Medição Acústicas de Silenciadores Veiculares
- Características Acústicas do Ouvido Externo por Modelagem Numérica
- **Materiais Multicamadas Para Revestimento Veiculares**
- **Características Vibroacústicas de uma Caixa de Engrenagem Veicular**

Caso 6.1: Simulações Numéricas e Ensaio Experimentais de Alto-Falantes

[Trabalho publicado no International Journal of Acoustics and Vibration, V. 3, No. 3, 1998, pag.109-116, autores: Andre Goldstein e Samir N. Y. Gerges]

O cálculo da resposta acústica de alto-falantes é geralmente restrito às baixas frequências, quando os comprimentos de onda envolvidos são maiores que as dimensões do

sistema e o problema pode ser tratado utilizando-se parâmetros concentrados. Neste caso, o alto-falante pode ser modelado utilizando analogias dinâmicas e elaborando circuitos elétricos equivalentes, onde o cone do alto-falante é comparado a um pistão rígido. No entanto, em geral, o alto-falante é utilizado em frequências mais altas, onde o cone deixa de vibrar de modo rígido, com a propagação de ondas estruturais que modificam as velocidades de superfície do cone e alteram sua resposta em frequência. Desta forma, o projeto de alto-falantes considerando toda a sua faixa de frequência de operação é feito de modo empírico por tentativas e erros e construção de um grande número de protótipos.

Atualmente, com o avanço de recursos computacionais e amadurecimento de técnicas numéricas, o estudo do comportamento vibroacústico de cones de alto-falantes é tecnicamente possível. A utilização efetiva de técnicas numéricas para análise de problemas físicos sem solução analítica conhecida, implica na validação dos resultados computacionais através, por exemplo, da comparação com resultados de medições experimentais. Além disso, esta comparação permite obter informações de modo a melhorar o modelo teórico, como por exemplo, obter valores de amortecimento estrutural, que podem ser utilizadas posteriormente no modelo de elementos finitos para a realização de análise da resposta harmônica da estrutura.

Neste trabalho é realizada a predição da resposta vibroacústica de alto-falantes considerando o comportamento flexível do cone utilizando o FEM e BEM, implementados respectivamente nos softwares ANSYS 5.1 e SYSNOISE 5.2. É feita a modelagem de um alto-falante comercial e calculada sua resposta em frequência axial e características de direcionalidade. A validação do modelo computacional é feita pela comparação com resultados experimentais de medições em câmara anecóica. São discutidos procedimentos teóricos e experimentais utilizados na determinação do modelo modal da vibração de cones de alto-falantes. Neste artigo são apresentados comparações entre resultados da análise modal teórica e experimental de um cone de alto-falante de 12" (ver figura 10 e 11). A análise modal teórica é feita pelo método de elementos finitos (FEM), utilizando o software ANSYS, para um modelo tridimensional, de modo a possibilitar a predição de modos de vibração não axissimétricos do cone. A análise modal experimental é realizada a partir da medição de funções de resposta em frequência empregando um transdutor de velocidade sem contato (LASER) nas medições de vibração do cone. A extração dos parâmetros modais do modelo experimental é feita utilizando o software CADA-PC. A figura 12 mostra a comparação de curva de resposta em frequência obtidas por simulações numéricas usando SYSNOISE e medições experimentais na câmara anecóica da UFSC.

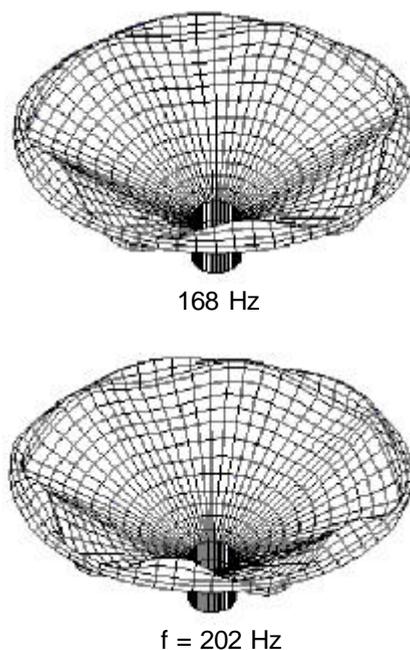
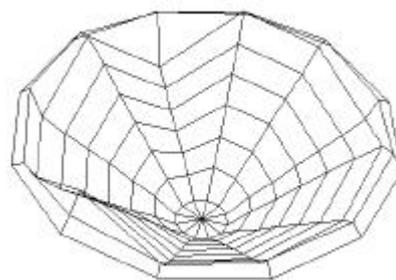
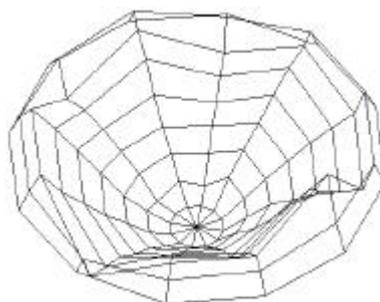


Figura 10: Modos de Vibração obtidas por modelagem numérica



149 Hz



243 Hz

Figura 11. Modos de Vibrações obtidos experimentalmente

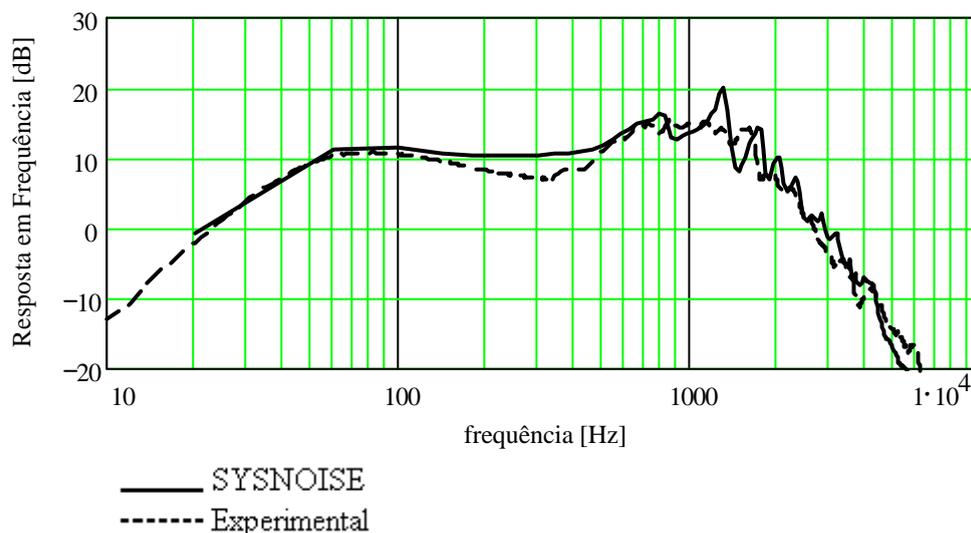


Figura 12. Comparação entre curvas de resposta numérica e experimental

Caso 6.2 : Simulação e Medição Acústica de Silenciadores Veiculares

[Trabalho publicado no J. of Buiding Acoustics, V. 5, No. 1, 1998, pag 27-38, Autores: Márcio Kimura e Samir N.Y. Gerges]

O sistema de exaustão de um motor é responsável por grande parte do ruído emitido pelo mesmo. Embora muitos avanços tenham ocorrido no projeto de silenciadores, grande parte dos silenciadores ainda são projetados por métodos empíricos, ou seja, por tentativas até que o ruído mínimo exigido pelas leis seja alcançado. Geralmente, o silenciador é uma das últimas partes a ser considerado no projeto de um veículo e, portanto, o silenciador deve ser adaptado ao espaço que for destinado para a sua colocação. Isto

restringe muito as modificações que podem ser feitas no projeto dos silenciadores para se alcançar os patamares de ruído mínimo.

O uso de FEM, possibilitou que vários fatores, como o projeto da parte acústica pudessem ser considerados ainda na fase inicial de projeto. Existem alguns modelos teóricos, como o “Transfer Matrix Method – TMM”, utilizados no cálculo da performance de silenciadores, porém, os mesmos são limitados a faixa de frequência de onda plana. Utilizando-se métodos numéricos como o FEM, as análises podem ser estendidas para faixas de frequências maiores.

Para verificar a precisão da modelagem numérica, foram feitos alguns, tais como: Câmaras com dutos estendidos, Ressonadores concêntricos e Silenciadores do tipo “plug” e silenciador real utilizado em veículos, o qual incorpora quase todos os tipos de elementos estudados nos casos anteriores e, além disso, faz uso de material acústico (ver Figura 13) e possui uma seção elíptica.

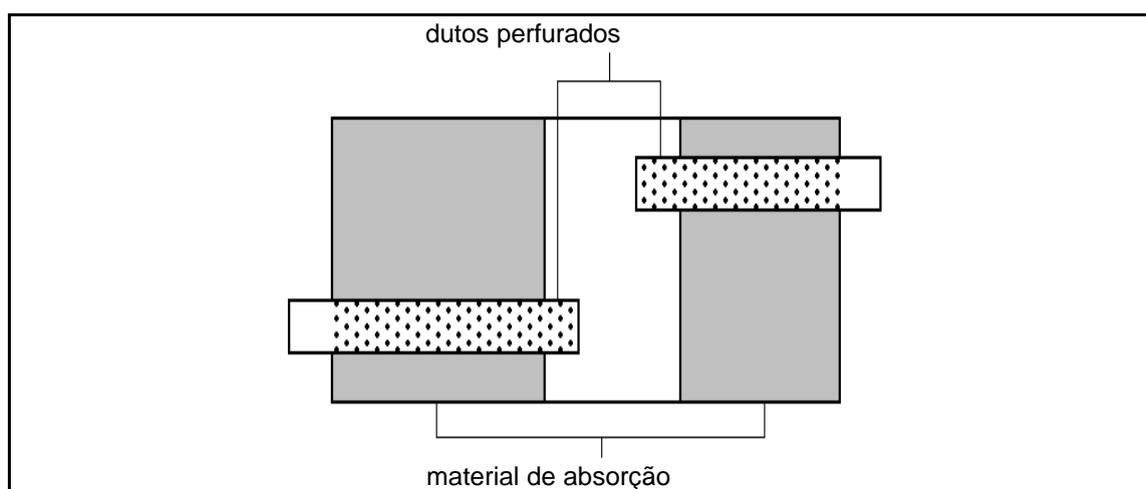


Figura 13 - Configuração do silenciador "real"

Para a simulação de materiais acústicos pelo SYSNOISE, é necessário fornecer o fator de estrutura, a resistividade ao fluxo e a porosidade do material. Na Figura 14 é mostrada a comparação entre os resultados da simulação e os resultados experimentais. Para baixas frequências houve uma incoerência dos resultados obtidos pelo SYSNOISE, devido às instabilidades numéricas(ver explicação no paper original). Tirando-se esta faixa de frequência, os resultados da simulação apresentam uma boa concordância com os resultados experimentais até a frequência de 1700 Hz aproximadamente. A partir desta frequência os resultados começam a divergir novamente. Isto pode ser explicado, devido à baixa coerência entre os microfones colocados na dois posições para esta faixa de frequência. Além disso, a frequência máxima de análise recomendada para a malha utilizada, considerando-se 6 elementos por comprimento de onda, é aproximadamente igual a 2000 Hz.

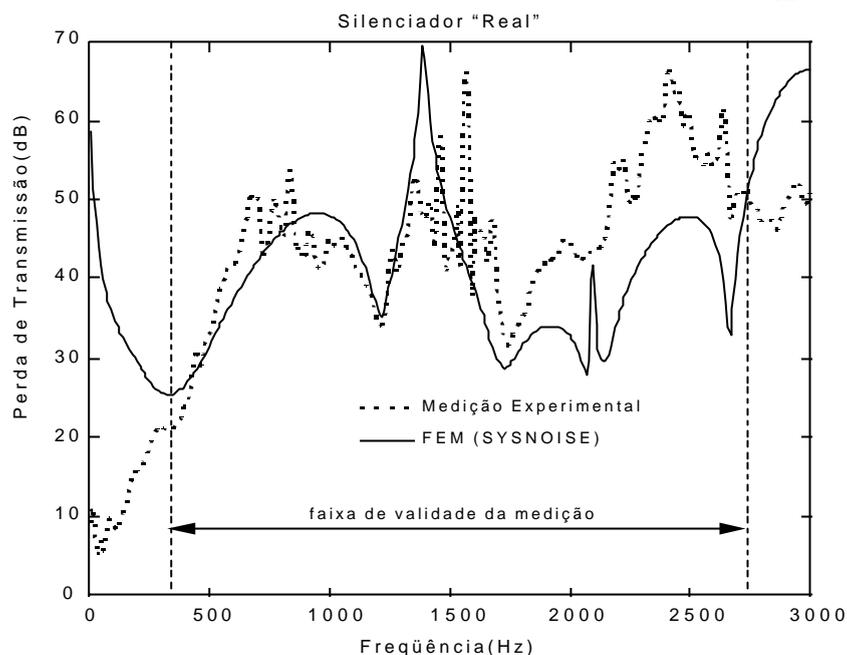


Figura 14 - Silenciador real

Caso 6.3: Características Acústicas do Ouvido Externo por Modelagem Numérica

[Trabalho apresentado no V International Congress on Sound and Vibration, Distinguish lecture, Adelaide, Austrália, 1997, autor: Samir N.Y. Gerges e Elizabeth Y. N. Bavastri]

Existem poucas publicações sobre o uso de métodos numéricos na modelagem do protetor/ouvido com método de elementos finitos e elementos de contornos. Uma orelha humana foi moldada com material de silicone e uma malha de elementos finitos foi construída (ver figura 16). As freqüências de ressonâncias até 20 KHz foram calculadas para um modelo de 2-D, considerando a orelha, canal externo do ouvido e a impedância acústica do tímpano (ver tabela 1). Os resultados obtidos são mostrados na tabela 2 e figura 16

Freqüência [Hz]	100	200	300	500	700	1k	2k	3k	5k	7k	10k
Real [g/cm ⁴ . s]	490	430	390	350	320	320	390	420	400	400	400
Img.[g/m ⁴ .s] . 100	-28	-14	-9.5	-5.5	-3.6	-1.7	-0.8	-0.3	2	4.1	5.1

Tabela 1: Valores publicados de resistência acústica e reatância acústica de tímpano .

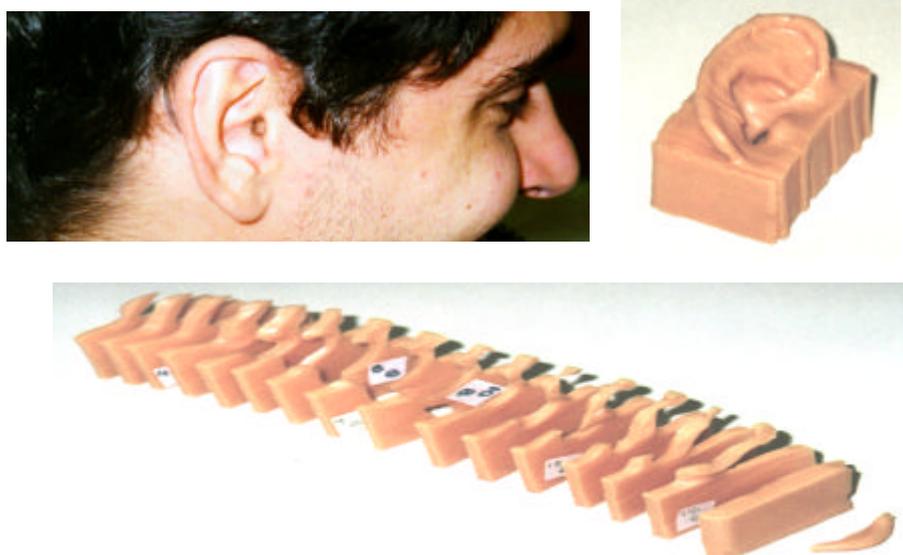


Figura 15 (a) Ouvido Humano; (b) Molde de Silicone e (c) Silicone cortado

Modo	1	2	3	4	5	6	7
Freqüência kHz	2.592	3.954	5.358	7.375	9.228	10.865	11.986
Modo	8	9	10	11	12	13	14
Freqüência kHz	13.165	14.507	14.615	16.009	17.302	18.663	19.389

Tabela 2: Freqüências de Ressonâncias do modelo

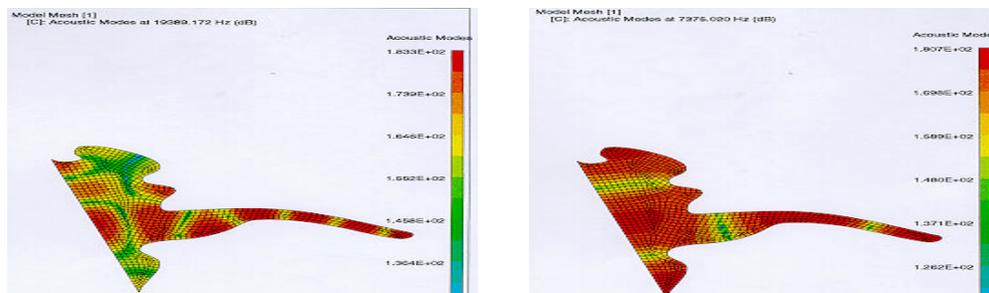


Figure 16: Modos acústicos do canal de ouvido

O nível de pressão sonora no tímpano foi calculado em função da freqüência. Os resultados mostram a resposta em freqüência do canal do ouvido com excitação do campo difuso externo (ver figura 17).

Os resultados obtidos mostra três picos de ressonâncias (ver figura 17) nas freqüências 3.200, 9000 e 15000 aproximadamente. Nestas freqüências, o ouvido humano é muito sensível a percepção sonora, por isto a curva de ponderação A tem maior nível na banda de 2.500 a 3.150 Hz.

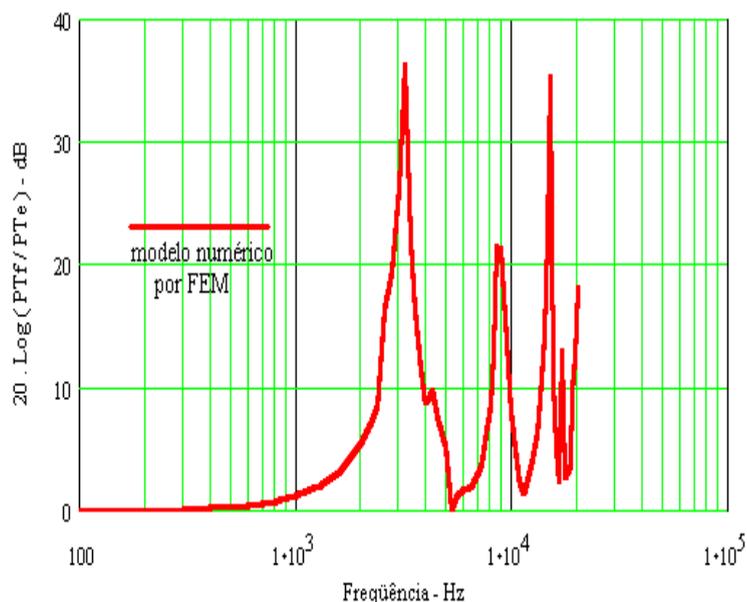


Figura 17: Níveis de pressão sonora no tímpano para modelo de 2-D usando FEM.

Caso 6.4: Materiais Multicamadas Para Revestimento Veiculares

[Trabalho publicado no Journal of Applied Acoustics, V. 58, No. 4, 1999, pag 403-418. Autores: Samir N.Y. Gerges e Alessandro M. Balvedi]

Materiais porosos, sozinhos ou formando sistemas multicamadas com materiais viscoelásticos, são amplamente utilizados no controle de ruído e vibrações em veículos e aeronaves. Estes

materiais podem ser utilizados para a absorção de ruído aéreo ou para otimizar o amortecimento e a perda de transmissão em estruturas.

Devido à crescente necessidade de se prever o comportamento dos materiais acústicos, a simulação numérica tornou-se uma importante ferramenta no estudo de sistemas de controle de ruído e vibrações.

Um dos primeiros modelos para materiais porosos considera duas ondas longitudinais que podem se propagar no interior dos materiais porosos: uma onda através do esqueleto e outra através do fluido no material. Em 1956, Biot² elaborou um modelo geral para materiais porosos isotrópicos e concluiu que duas ondas longitudinais e uma onda transversal poderiam se propagar em um meio elástico poroso. A intensidade com que cada onda é excitada depende da relação de grandeza entre os módulos de Young do material poroso e do fluido no seu interior.

Este artigo discute a simulação numérica de algumas configurações de materiais porosos, sozinhos ou formando sistemas multicamadas com materiais viscoelásticos. Os resultados numéricos são analisados e comparados com medições experimentais. Além disso, a influência de algumas propriedades dos materiais no comportamento acústico dos sistemas é estudada.

A simulação numérica foi feita usando-se o software VIOLINS (SYSNOISE 5.3), cuja modelagem é baseada na teoria de Biot para materiais porosos isotrópicos, utilizando o método dos elementos finitos.

Os materiais porosos podem ser considerados materiais formados por duas fases (sólida e fluida). A interação entre as duas fases pode ser descrita pela teoria de Biot, com as seguintes considerações :

- O comprimento de onda acústico é muito maior que os poros do material;
- Os deslocamentos são pequenos (elasticidade linear);
- A fase fluida é contínua (poros fechados são considerados parte do esqueleto);
- O esqueleto é elástico (efeitos viscosos ligados à porção de fluido nos poros fechados não são considerados);
- Não há efeitos de acoplamento termomecânico envolvidos (fluido comporta-se adiabaticamente).

As simulações numéricas foram feitas utilizando-se o VIOLINS, um software baseado no métodos dos elementos finitos que permite a simulação do comportamento vibro-acústico de sistemas multicamadas com materiais porosos. VIOLINS permite a modelagem de cinco diferentes tipos de materiais : *Shell* e *Solid*, usados para modelar estruturas elásticas, *Poroelastic* para modelar materiais porosos, *Fluid* para modelar volumes de ar no interior de estruturas e *Interface*, usada para modelar camadas finas de materiais de ligação. Para cada tipo de material, algumas propriedades devem ser especificadas. Para os materiais *Solid* e *Shell*, o módulo de Young, o coeficiente de Poisson e a densidade devem ser determinados. Para os materiais tipo *Poroelastic*, além dessas três propriedades, a resistividade, a tortuosidade, a porosidade e o módulo de compressibilidade do fluido precisam ser definidos.

As propriedades necessárias para se descrever os modelos, tais como módulo de Young dos materiais porosos e viscoelásticos, resistividade ao fluxo, tortuosidade e porosidade, foram obtidos experimentalmente. As características acústicas usadas para a avaliação dos resultados foram a impedância normal de superfície e o coeficiente de absorção.

A primeira configuração analisada foi uma espuma apoiada em uma superfície rígida, simulando a extremidade de um tubo de impedância. A Figura 18 representa um esquema da malha utilizada na simulação. As propriedades dos materiais são listados na Tabela 3.

Algumas condições de contorno foram definidas no modelo. Os nós dos elementos da parede rígida foram restringidos em todas as direções. Todos os nós do modelo foram restringidos nas direções *x* e *y*, permitindo o deslocamento somente na direção da espessura dos materiais. Condições de impermeabilidade foram definidas ao longo das laterais das malhas e entre camadas de material *poroelastic* e materiais sólidos, impedindo o fluxo de fluido dos materiais porosos para os materiais sólidos. A excitação consistiu em uma força unitária harmônica e uniformemente distribuída pelos nós do topo da malha.

Tabela 3 – Propriedade dos materiais

Camada	Espessura (mm)	ρ (Kg/m ³)	E (N/m ²)	ν	Porosidade	Resistividade ao fluxo (Rayl/m)	Tortuosidade
Parede rígida	2	7700	2,1e11	0,3	--	--	--
Espuma	30	1870	3,866e5 (1+0,243i)	0,35+0,1i	0,93	49180	2,88

A Figura 19 apresenta os valores de impedância normalizada obtidos pela simulação numérica e pela medição experimental. Na Figura 20 são mostrados os respectivos coeficientes de absorção.

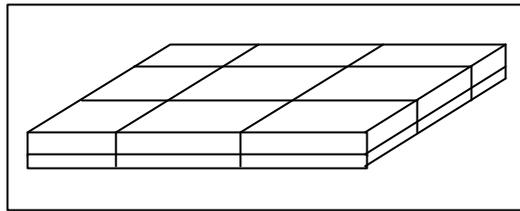


Figura 18 – Modelo da malha utilizada na simulação

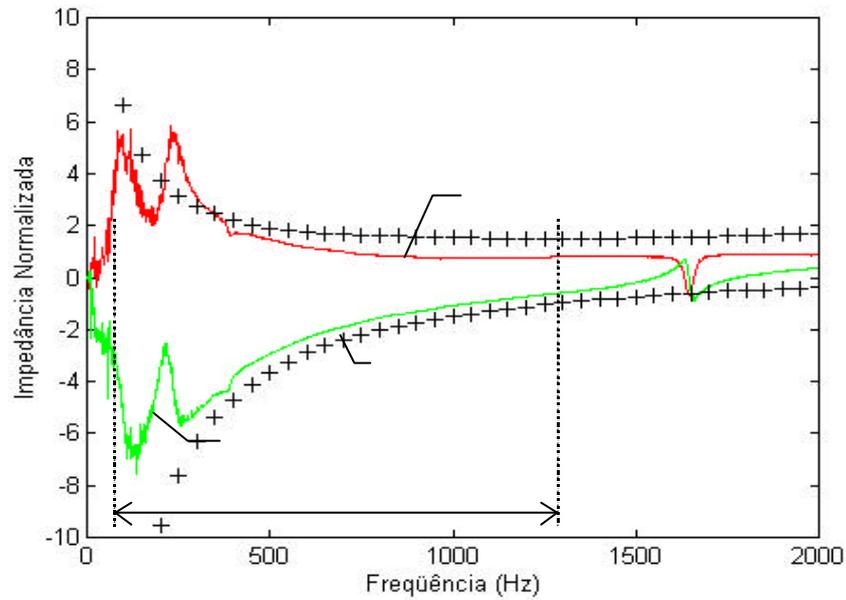


Figura 19 - Impedância normalizada de superfície

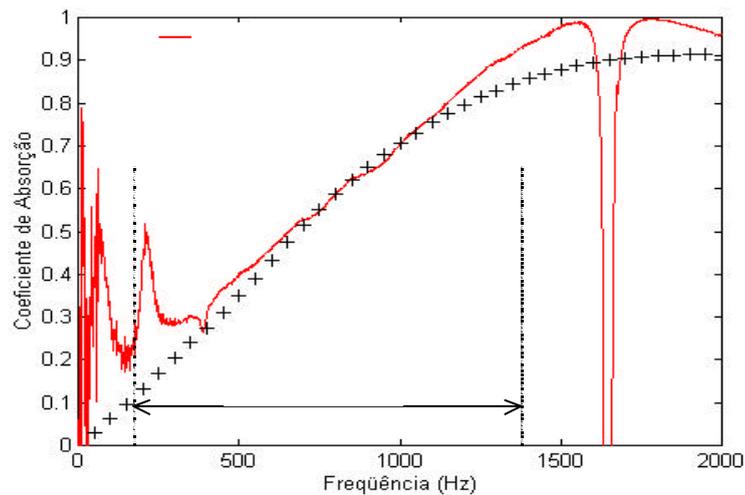


Figura 20 – Coeficiente de absorção

Caso 6.5: Características Vibroacústicas de uma caixa de Engrenagem Veicular

[Trabalho publicado por Soeiro, N. S e Samir N. Y. Gerges no V- SIBRAV 1999]

A potência sonora radiada por uma caixa de engrenagem está intimamente relacionada ao seu campo de velocidade na superfície de seu alojamento, que por sua vez é consequência das forças de excitação presentes e de suas características modais. Assim, o estabelecimento de diretrizes que visem a redução do ruído radiado por uma caixa de engrenagem, para atender à legislação ambiental e às necessidades de conforto acústico requerido, passa pela formulação de um modelo que permita a determinação de suas características dinâmicas. Neste contexto, o artigo apresenta um modelo numérico do alojamento de uma caixa de engrenagem de uso veicular, elaborado pelo método de elementos finitos, que permite a determinação do seu modelo modal, ou seja suas frequências naturais e as formas modais a elas associadas. Uma análise modal experimental é apresentada e uma validação do modelo numérico é desenvolvida.

A poluição sonora causada por veículos automotivos é considerada uma das principais fontes de poluição sonora em ambiente urbano e, conseqüentemente, tem merecido atenção especial nos últimos anos com o objetivo de se estabelecer estratégias efetivas de controle. Antigamente, as vibrações e ruídos do veículo eram em sua grande parte imputadas ao sistema de propulsão com destaque para o motor. Entretanto, Lalor et al. mostrou, através de estudos realizados em algumas unidades de potência, que existe uma diferença pequena entre a vibração média da superfície do motor e aquela referente a sua respectiva caixa de engrenagem. Esse fato não é uma coincidência, uma vez que sendo as duas estruturas rigidamente acopladas, o fluxo de energia de vibração de uma unidade para a outra ocorre devido ao fato de que a impedância mecânica é relativamente baixa. Assim, um motor pode ser um irradiador muito bom de ruído de engrenagem e, de forma similar, uma caixa de engrenagem pode ser um irradiador de ruído do motor. Por outro lado, os esforços desenvolvidos nos últimos anos para a redução de ruído de motores de carros de passeio, têm provocado o destaque de outras fontes potenciais de ruído, entre as quais a caixa de engrenagem desempenha um papel importante.

O ruído de engrenagem pode ser dividido em duas categorias principais: “whine” e “rattle”. O “rattle” de engrenagem é um fenômeno transiente que geralmente ocorre sob condição de carga leve e consiste no impacto dos dentes das engrenagens, por folga entre eles, devido à vibração torcional do sistema de transmissão.

O ruído de “whine” é um som contínuo e permanente que é primariamente atribuído ao erro de transmissão e às deformações elásticas dos dentes e corpo da engrenagem, que ocorrem sob carga. O erro de transmissão é o desvio da posição angular da engrenagem, em relação à posição ideal, devido ao erro de espaçamento e perfil do dente. Esta ação produz forças dinâmicas no dente da engrenagem na frequência de engrenamento.

Os esforços dinâmicos gerados no engrenamento excitam modos vibratórios torcional, axial e transversal acoplados, dos eixos das engrenagens, e produzem deslocamentos radiais e angulares dos mancais de sustentação do conjunto eixos-engrenagens. Assim, devido a esses deslocamentos dos mancais, forças dinâmicas são geradas e causam o aparecimento de vibração no alojamento e, em consequência, a radiação de ruído.

Os alojamentos das caixas de engrenagem são estruturas extremamente complicadas, principalmente para as caixas de engrenagem usadas em carros de passeio, devido a requisitos funcionais de rigidez sob cargas altas. Assim, não é possível descrever de forma analítica suas características dinâmicas, o que leva a utilização de métodos numéricos para atender essa finalidade.

Neste artigo apresenta-se um modelo numérico do alojamento de uma caixa de engrenagem de uso veicular, elaborado pelo método de elementos finitos, que permite a determinação de suas frequências naturais e as formas modais a elas associadas. Uma análise modal experimental é apresentada e uma validação do modelo numérico desenvolvida, tendo por base a comparação das frequências naturais e formas modais.

A figura 21 mostra a malha do FEM para Caixa de Engrenagem e as figuras 22 e 23 mostram algumas curvas de respostas em frequência. Figura 24 mostra Comparação entre Frequências Naturais medida e calculada.

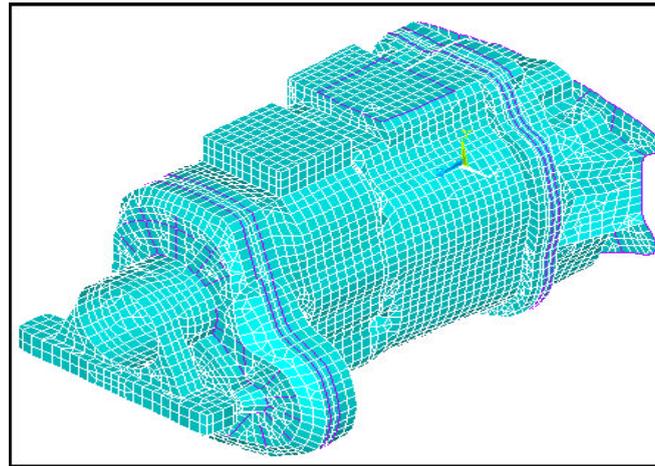


Figura 21. Malha do FEM para Modelo da Caixa de Engrenagem

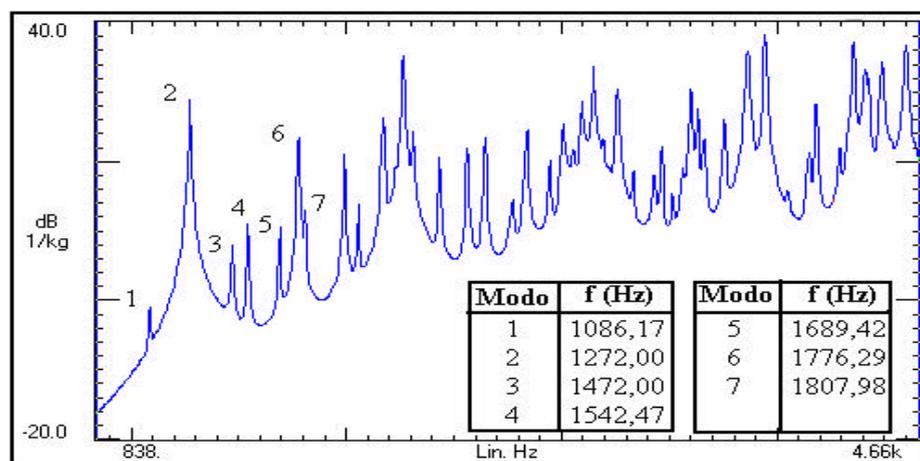


Fig. 22. Soma de Todas as FRF Medidas

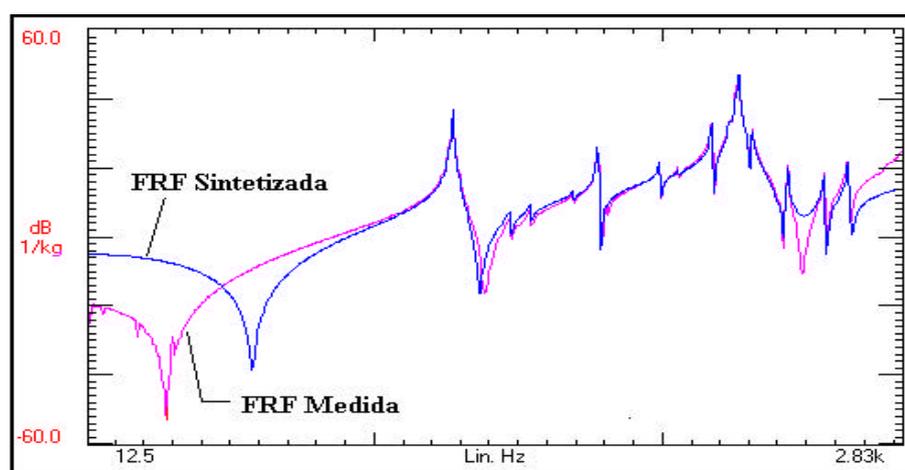


Fig. 23. FRF Pontual Medida e Sintetizada

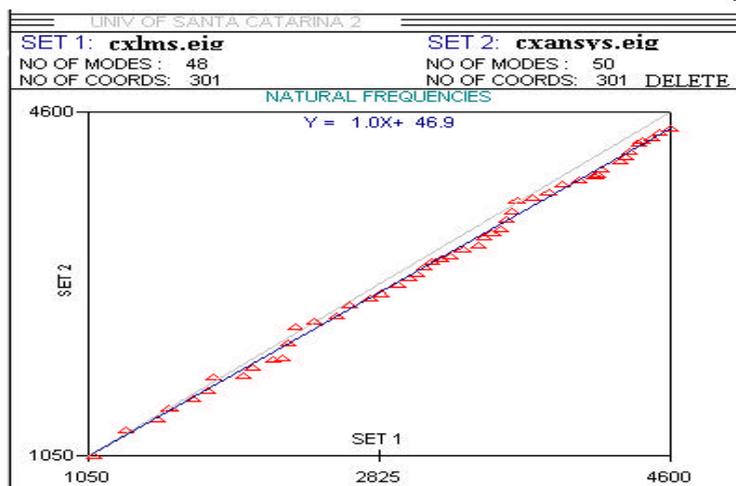


Fig. 24. Comparação entre Freqüências Naturais

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS:

1. Samir N. Y. Gerges, Ruído: Fundamentos y Controle, 1998, 600 paginas (em espanhol).
2. Hughes, T.J.R.; The Finite Element Method – Linear static and Dynamic Finite Element Analysis. Edited by Prentice Hall, Inc. – 1987.
3. Brebbia C. A., Telles J.C.F. and Wrobel L.C.; Boundary Element Techniques – Theory and Applications in Engineering – Springer Verlag – 1984.
4. Taner Onsay, Statistical Energy Analysis: Fundamentals and automotive applications; V SIBRAV (SOBRAC), São Paulo, 1999.
5. R.H. Lyon and R.G.DeJong, Theory and Application of Statistical Energy Analysis, Butterworth-Heinemann, Newton, 1995.
6. L.Cremer and M.Heckel, Structure-Borne Sound, Springer-Verlag, New York, 1973.
7. R.G. DeJong, "A study of vehicle interior noise using statistical energy analysis," SAE 850960, 1985.
8. M. J. Crocker, A. J. Price, J. Sound and Vibration. 9(3), page 469, 1966. Sound transmission using Statistical Energy analysis.
9. A. J. Price, M. J. Crocker, J. Acoustical Society of America, 47, page 683, 1970. Sound transmission through double walls using statistical energy analysis.
10. R. J. Donato, J. Acoustical Soc. America. 51(1), pt. 1, page 807, 1972. Sound transmission through a double leaf wall.
11. R. Sawley. Contribution to stochastic processes in dynamical problems, ASME, New York. The evaluation of a shipboard noise and vibration problem using statistical energy analysis, 1969.
12. D. S. Pallett, Ph.D. thesis, the Pennsylvania State University, USA. Applications of Statistical methods to the vibration and acoustic radiation of fluid-loaded cylindrical shells, 1972.
13. F. D. Hart, K. C. Shah, NASA CR-1773. Compendium of modal densities of structures, 1971.
14. Boi N. Tran, Gopal P. Mahur, Paul G. Bremner. Modal Energy Analysis of Aircraft Sidwall Response to Acoustic Fields. Inter-Noise 95, Newport Beach, CA, USA, July 1995.
15. J. S. Alex Lin, Airplan Interior Noise Modeling Using Statistical Energy Analysis Approach. AIAA – 99- 1903.
16. James R. Zeile, Comparison of Transmission Loss Predictions with Experimental results. Noise-Com 96, Seattle, Washington, September 1996.
17. Bem Cimerman, Paul Bremner, Yang Qia and Jeff Van Buskirk, Incorporating Layered Acoustic Trim Materials in Body Structural-Acoustic Model. Proc. 1995 SAE N&V conf.
18. N. Lalor, The Automatic Location and Analysis od SEA Subsistema. Euro.Noise 9, Munchen, Germany, page 179-182.
19. L. Hermans, M. Iadevaiaand Van der Auweraer. Application of Experimental Statistical Energy Analysis to a passenger car. Euro.Noise 98, Munchen, Ger,amy, Page 173-178.
20. Vorländer, M., "Recent Progress In Room Acoutical Computer Simulation", Anais do I Congresso Iberoamericano de Acústica (1998), 43-52.
21. Vorländer, M., Simulation of the transient and steady-state sound propagation in rooms using a new combined ray-tracing/image source algorithm, Journal of the Acoustical Society of America, v. 86(1), Julho, 1989.
22. Kuttruff, K.H., Auralization of Impulse Responses Modeled on the basis of Ray-Tracing Results, Journal of the Audio Engineering Society, v.41, n.11, novembro, 1993.
23. Gomes, Márcio H.A., Gerges, Samir N.Y., "Obtenção de parâmetros acústicos de uma sala, usando a técnica de medição MLS (Maximum Length Sequences) e simulação numérica", Anais do I Congresso Iberoamericano de Acústica (1998), p.355.
24. Souza, Mauricy C. R., Previsão do Ruído em Salas por Raios Acústicos e Ensaio Experimentais, Dissertação de Mestrado defendida no Departamento de Engenharia Civil da Universidade Federal de Santa Catarina, Março de 1997.