



XIX Congresso Nacional de Estudantes de Engenharia Mecânica -13 a 17/08/2012–São Carlos-SP
Artigo CREEM2012

DETERMINAÇÃO DA PERDA DE INSERÇÃO (*INSERTION LOSS*) DE FILTROS ACÚSTICOS REATIVOS UTILIZANDO O MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS

Gabriela Cristina Cândido da Silva e Maria Alzira de Araujo Nunes

Universidade de Brasília, Faculdade UnB Gama, Eng. de Energia/Eng. Automotiva
Área Especial de Indústria Projeção A-UnB, Setor Leste, 72.444-240, Gama-DF, Brasil
E-mail para correspondência: gabrielacandido.s@gmail.com

Introdução

Os silenciadores acústicos reativos são considerados um meio de controle eficiente e economicamente viável na mitigação do ruído, principalmente para aplicação em sistemas de dutos HVAC (*heating, ventilation, and air conditioning*). Dentre os dispositivos disponíveis na categoria, destacam-se os Ressonadores de Helmholtz (RH), filtros acústicos reativos clássicos, caracterizados pelo controle do ruído em baixas frequências, principalmente de ruídos de tons puros (bandas estreitas) (Pacheco, 2006).

O método da matriz de transferência é uma técnica consagrada na literatura clássica da área para análise de sistemas acústicos composto de duto e silenciador, muito utilizada para avaliação da performance acústica de tal sistema. Para aplicação desta metodologia, a formulação a ser desenvolvida admite a propagação somente de ondas planas no sistema duto/ressonador. O desempenho acústico de um silenciador pode ser estimado por três critérios: Perda de Transmissão (*Transmission Loss - TL*), Redução de Ruído (*Noise Reduction - NR*) e Perda de Inserção (*Insertion Loss - IL*) (Munjal, 1987).

A Perda de Transmissão (TL) é definida como a diferença entre o nível de potência acústica incidente no ressonador e a potência acústica transmitida para a saída do sistema. É uma característica intrínseca do RH que independe da fonte sonora, no entanto, para que seja medida efetivamente exige que o duto tenha uma terminação anecóica, dificilmente encontrada na prática (Munjal, 1987).

O parâmetro Redução de Ruído (NR) é definido como a diferença entre o nível de pressão sonora antes do filtro acústico e depois do filtro. Apesar da NR ser fácil de medir e não necessitar de uma terminação anecóica, ou seja, pode haver reflexão das ondas sonoras após passarem pelo elemento acústico, ela não é muito utilizada pois a utilização do nível de pressão sonora como único parâmetro de medição é facilmente influenciado pelas condições ambientais (Pacheco, 2006).

Já a Perda de Inserção (IL), por sua vez, é definida como a diferença entre a potência acústica radiada sem e com a inserção do filtro acústico. Para estimativa analítica deste parâmetro é importante que a impedância da fonte e a impedância de radiação sejam conhecidas previamente (Pacheco, 2006).

Como já citado anteriormente, a principal aplicação destes silenciadores está no controle de ruído de sistemas de ventilação tais como os de exaustão em indústrias ou sistemas automotivos, onde a extremidade do duto que irradia o ruído para o meio externo pode ser modelado (caracterizado) como uma abertura irradiando ruído para campo livre. Desta maneira, a utilização do parâmetro TL, largamente utilizada no projeto de silenciadores e que requer uma terminação anecóica no duto se torna pouco viável pois esta condição de contorno dificilmente é atendida na prática. E ainda, por ser uma característica intrínseca do ressonador, a TL não fornece ao projetista a atual redução sonora obtida pelo sistema duto/ressonador após a instalação do filtro acústico. Sendo assim, do ponto de vista prático, a avaliação do desempenho de um RH através da IL se torna uma opção viável e mais realista (Sing, 2005).

Sing (2005) descreve em seu trabalho, de forma detalhada, a construção da matriz de transferência de um RH acoplado a um duto circular, estimando analiticamente o parâmetro IL de um sistema completo duto/RH. Dentre suas contribuições está a consideração dos fatores de correção externo e interno do pescoço do ressonador (Fig. 1.a) em sua metodologia analítica. Chama-se atenção pelo fato de que o fator de correção da interface pescoço-duto (fator de correção interno) ainda é pouco documentado na literatura e artigos científicos, sendo este de extrema importância devido à presença de um campo sonoro não-plano na região próxima à abertura do RH, conforme ilustra a Fig. 1.b (indicado pelo círculo em vermelho), limitando portanto a utilização do método da matriz de transferência para este modelo.

Devido às restrições encontradas para uso do método da matriz de transferência, conforme demonstrado por Sing (2005), a utilização de outra metodologia para determinação do parâmetro IL se faz necessária em

um projeto deste tipo de silenciador. Nesse sentido, as técnicas numéricas se tornam grandes aliadas e desmonstram eficiência neste quesito. O método de elementos finitos tem se mostrado uma boa alternativa uma vez que a forma de propagação das ondas sonoras (planas ou de alta ordem) e ainda a influência das terminações do pescoço (fatores de correção) do silenciador são levados em conta automaticamente na estimativa dos resultados. No entanto, para se obter resultados confiáveis se faz necessário que seja construído um modelo numérico com as condições de contorno adequadas.

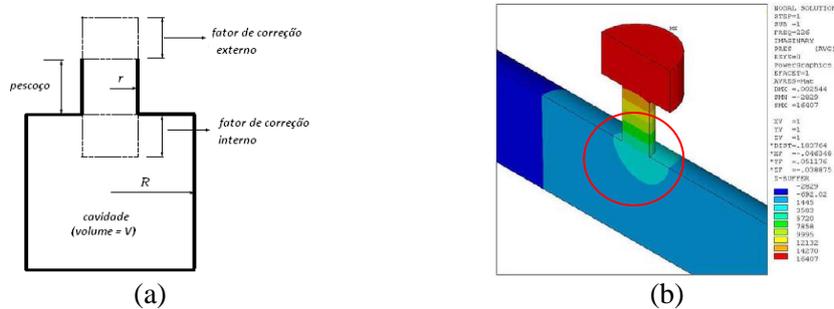


Figura 1 – (a) Correção externa e interna de um Ressonador de Helmholtz. (b) Propagação de ondas não planas no acoplamento duto/RH. Fonte: Sing (2005).

Objetivo

Segundo o contexto descrito acima, o objetivo deste trabalho é contribuir para o estudo de silenciadores reativos bem como no projeto destes, constituindo uma referência bibliográfica na área de avaliação de desempenho de tais dispositivos de atenuação, ao apresentar o registro da construção de um modelo numérico de um sistema duto/RH para determinação da perda de inserção (IL) utilizando o método de elementos finitos, como alternativa às limitações existentes no método analítico "Matriz de Transferência".

Metodologia

Para determinação do parâmetro de desempenho acústico denominado Perda de Inserção (IL) do sistema duto-RH acoplados por meio do método dos elementos finitos foi utilizado o *software* comercial ANSYS®, disponível na instituição e licenciado para atividades de pesquisa e ensino.

Para estimativa da IL é necessário considerar dois sistemas acústicos, modelados em três dimensões: 1º- o duto circular, apenas, 2º- duto circular uniforme com o RH acoplado neste. O procedimento envolve, basicamente, quatro etapas: construção do modelo geométrico; geração da malha de elementos finitos; definição e aplicação das condições de contorno e solução do problema no domínio da frequência.

Neste estudo, as dimensões geométricas utilizadas foram: diâmetro do duto = 0,155 m; comprimento do duto = 3,000 m; diâmetro da cavidade do RH = 0,131 m; comprimento da cavidade = 0,070 m; diâmetro do pescoço do RH = 0,052 m e comprimento do pescoço = 0,093 m. Assumiu-se que o duto uniforme circular possui parede rígida (considera-se portanto somente elemento acústico no modelo, sem interação fluido-estrutura), sendo excitado por uma fonte sonora do tipo pistão ao longo de toda a extremidade esquerda e irradiando ruído para o meio externo na extremidade direita, conforme ilustrado na Fig. 2.

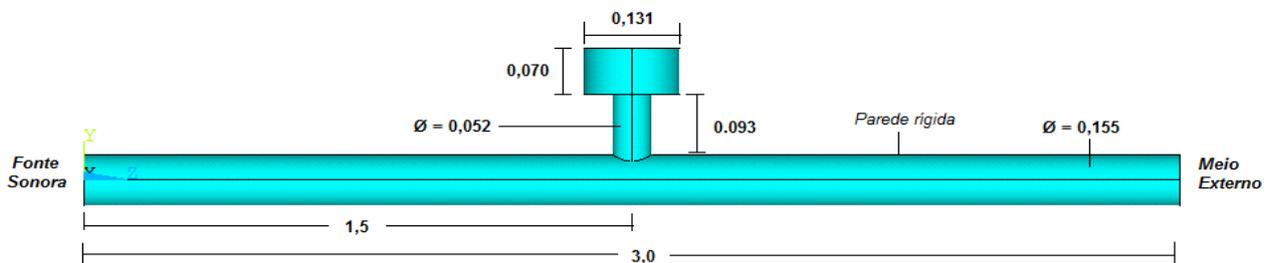


Figura 2 – Modelo do sistema duto/RH adotado no estudo

Para a construção do modelo em elementos finitos no ANSYS® foram utilizados os elementos FLUID30 (fluido acústico 3D) e SURF154 (para modelar a impedância acústica na extremidade aberta do duto). Tais elementos foram definidos com tamanho 30 mm para geração de uma malha que produza resultados confiáveis (recomenda-se que o elemento tenha tamanho menor que 1/12 do comprimento de onda acústica).

O elemento FLUID30 se caracteriza por possuir oito nós com quatro graus de liberdade cada: translações em x, y e z, e pressão. Para especificar a ausência ou presença de estrutura na interface do

elemento se utiliza o parâmetro KEYOPT(2), disponível após especificação do elemento no software. Desta maneira, KEYOPT(2)=1 define a ausência de acoplamento entre o fluido e estrutura para o elemento FLUID30, enquanto que KEYOPT(2)=0 indica a presença de uma estrutura na interface do fluido (ANSYS Inc) Neste trabalho a primeira opção foi a utilizada (KEYOPT(2)=1) para caracterizar os elementos acústicos ao longo do volume do duto implicando portanto na presença apenas do grau de liberdade pressão, uma vez que foi assumida a condição de paredes rígidas.

Para os elementos FLUID30 foram estabelecidas as seguintes constantes (designadas como *Real Constants*): Pressão de referência = 20×10^{-6} N/m², Densidade = 1,21 m/s² e Velocidade do som = 344 m/s.

Na extremidade aberta do duto, a qual irradia ruído para o meio externo, deve-se impor uma condição de contorno de impedância de radiação. Como a impedância acústica é definida pela razão entre a pressão acústica e a velocidade da partícula, o deslocamento do fluido (graus de liberdade de translação) na terminação aberta deve ser considerado. Sendo assim, os elementos acústicos da extremidade direita devem ser modificados para FLUID30 com o parâmetro KEYOPT (2) = 0, conforme ilustrado na Fig. 3.a, representados pelos elementos na cor roxa.

A condição de impedância de radiação (Sigh, 2005) pode ser expressa matematicamente pela Eq. (1):

$$Z_l = \frac{\rho c}{S} \left[\frac{(ka)^2}{4} + j(0,6)ka \right] \quad (1)$$

onde ρ é a densidade média do fluido, c é a velocidade do som, S é a área da seção transversal do duto, k é o número de onda e a é o raio do duto.

Como a impedância de radiação (Eq. 1) resulta em um valor complexo, é necessário inserir no ANSYS® tanto a componente real quanto imaginária deste parâmetro. De acordo com o método utilizado neste trabalho, descrito por Imakoa (2004), a condição de impedância complexa de radiação é modelada utilizando o elemento SURF154 (elemento plano). Para isso, devem ser gerados estes elementos do tipo plano na superfície da abertura direita do duto, justamente onde os elementos acústicos foram modificados para FLUID30 com graus de liberdade de deslocamento e pressão em cada nó (Fig. 3.b).

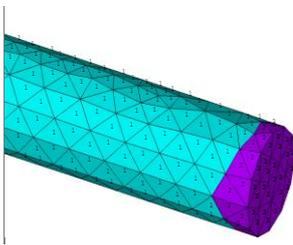


Figura 3.a – Elementos acústicos sem (azul) e com (roxa) interação fluido estrutura.

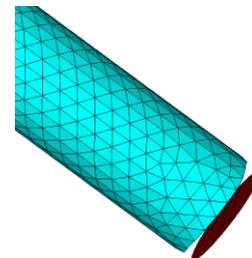


Figura 3.b- Elementos SURF154 (vermelho) e FLUID30(azul) sem interação fluido-estrutura.

A parte real da impedância de radiação é modelada utilizando o parâmetro VISC, uma propriedade de material do elemento SURF154 (*Material Props* no ANSYS). Este parâmetro é indicado pela Eq. (2). A parte imaginária, Eq. (4), é modelada através da propriedade ADMSUA (massa adicionada por unidade de área), uma constante (*Real Constants*) do elemento SURF 154.

$$VISC = \text{Re}(Z_l) = \frac{\rho a^2 \omega^2}{4c} \quad (2)$$

$$ADMSUA = \frac{\text{Im}(Z_l)}{\omega} = 0,61 \rho a \quad (3)$$

onde ω é a frequência angular em rad/s.

No intuito de simular a fonte sonora do tipo pistão (unidade de aceleração por volume), esta foi aplicada na extremidade esquerda do mesmo ao longo de toda a área da extremidade. Para isso, foi aplicada uma carga (*Load*), denominada no software em questão por FLOW, nos nós associados à área da terminação do duto, conforme ilustra a Fig. 4 (representado por setas).

A velocidade de volume que o pistão (fonte) exerce sobre o fluido pode ser calculado pela Eq. 4:

$$v_v = -\frac{FLOW}{j\rho\omega} \quad (4)$$

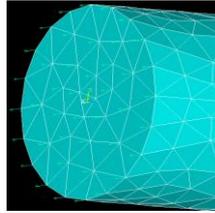


Figura 4 – Modelagem da fonte sonora na extremidade esquerda do duto.

Para a construção do modelo acoplado duto/RH, os procedimentos descritos anteriormente foram adotados, tendo como diferencial a inserção da geometria do ressonador no centro do duto (1,5 m no eixo longitudinal a partir da extremidade esquerda). O amortecimento do RH precisa ser considerado, para isso foi aplicado o coeficiente de limite de admissão no pescoço do filtro, representado no ANSYS® pela constante MU, com o valor igual a 1, conforme ilustra a malha em vermelho na Fig 5.a.

Devido às propagações de ondas não planas próxima à região de acoplamento do pescoço do ressonador com o duto, conforme mencionado, é importante considerar neste modelo os efeitos do tamanho da malha, principalmente na região mencionada. Uma possível solução seria reduzir o tamanho de todos os elementos do modelo, resultando, portanto, em um aumento significativo do tempo computacional para gerar a solução. Uma solução adequada e que foi adotada nesse estudo é o refinamento da malha apenas na região crítica. A Fig. 5.a mostra a diferença do tamanho dos elementos no modelo após um refinamento de ordem 3.

A solução do modelo foi realizada através de análise harmônica na faixa de frequência de 0 a 400 Hz, com incremento de 1 Hz. Os valores da pressão acústica (real e imaginária) no duto foram obtidos em ambos os modelos nos nós de interesse, como ilustra a Fig. 5.b. Posteriormente estes dados foram processados no software Matlab®, onde foi implementado o método de decomposição modal para cálculo do parâmetro IL.

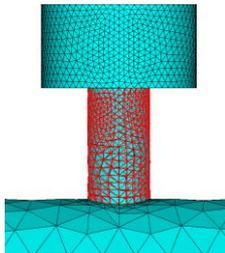


Figura 5.a – Malha do sistema duto/RH com MU aplicado no pescoço

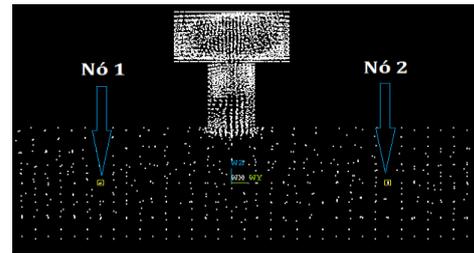


Figura 5.b - Obtenção da pressão acústica nodal no modelo duto/RH.

A técnica de decomposição modal é utilizada para determinar a amplitude da pressão sonora das ondas que se propagam no interior do duto, em cada direção (propagação direta e a onda refletida). Para um duto com paredes rígidas de seção transversal arbitrária, onde um fluido ideal se propaga na direção axial, o campo sonoro dentro deste duto pode ser expresso por (Ábom, 1988):

$$\hat{p} = \sum_{n=0}^{\infty} [\hat{a}_+ \exp^{-ik_{+n}x} + \hat{a}_- \exp^{-ik_{-n}x}] \Psi_n \quad (5)$$

\hat{p} é a pressão acústica; \hat{a}_+ e \hat{a}_- são as amplitudes modais da pressão acústica associadas com as ondas incidentes e refletidas respectivamente; k_{+n} e k_{-n} são os números de onda axial nas direções positivas e negativas respectivamente, n é o número do modo considerado e Ψ_n é o autovalor para o modo n .

Para um duto com propagação de ondas planas, tem-se que $n=0$. Assim $\Psi_1=1$ e $k_l = 0$. Portanto, a Eq. 5 pode ser reduzida para:

$$\hat{p} = \hat{a}_+ \exp^{-ikx} + \hat{a}_- \exp^{-ikx} \quad (6)$$

As amplitudes modais (\hat{a}_+ e \hat{a}_-) podem ser calculadas através da técnica dos dois microfones, em que a pressão é medida em dois pontos distintos no duto. Esses resultados podem ser expressos na forma matricial:

$$\hat{p} = M\hat{a} \quad (7)$$

onde \hat{p} é uma matriz [2x1] contendo as pressões acústicas medidas, M é uma matriz modal [2x2] contendo os termos de propagação e \hat{a} é uma matriz [2x1] das amplitudes modais desconhecidas. Formulando o método em termos da função de transferência entre o par de microfones, o vetor \hat{p} pode ser reescrito como:

$$\hat{p} = \hat{p}_r H \quad (8)$$

sendo \hat{p}_r a pressão acústica medida em uma das duas posições e H uma matriz de transferência [2x1] entre as duas posições dos sensores.

Substituindo a Eq. 8 na Eq. 7, e resolvendo a equação para a variável \hat{a} , obtêm-se:

$$\hat{a} = \hat{p}_r M^{-1} H \quad (9)$$

$$\begin{bmatrix} \hat{a}_+ \\ \hat{a}_- \end{bmatrix} = \hat{p}_r \begin{bmatrix} 1 & 1 \\ \exp^{-iks} & \exp^{+iks} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 1 \\ H_{12} \end{bmatrix} \quad (10)$$

Para esta análise, \hat{p}_r foi medido no nó 1, conforme Fig. 5.b. H_{12} é a função de transferência entre os microfones e s é a distância axial entre as duas posições dos sensores. Resolvendo a Eq. 10, em função de \hat{a}_+ e \hat{a}_- temos que:

$$\hat{a}_+ = \frac{\hat{p}_r (\exp^{-iks} - H_{12})}{\exp^{+iks} - \exp^{-iks}} \quad (11)$$

$$\hat{a}_- = \frac{\hat{p}_r (H_{12} - \exp^{-iks})}{\exp^{+iks} - \exp^{-iks}} \quad (12)$$

A potência acústica associada às ondas incidentes, W_+ , e às ondas refletidas, W_- , é dada por:

$$W_+ = \frac{S |\hat{a}_+|^2}{2\rho c} \quad (13)$$

$$W_- = \frac{S |\hat{a}_-|^2}{2\rho c} \quad (14)$$

A potência acústica transmitida ao longo da direção z é estimada pela diferença entre W_+ e W_- :

$$W_{net} = W_+ - W_- = \frac{S}{2\rho c} \left[|\hat{a}_+|^2 - |\hat{a}_-|^2 \right] \quad (15)$$

Como a velocidade de volume aplicada é diferente da unidade, a potência acústica do duto estimada pelo método da decomposição foi normalizada com relação a esta variável, por conveniência, conforme Sing (2005).

$$W_{norm} = 10 \log_{10} \left(\frac{W_{net}}{v_v} \right) \quad (16)$$

A partir da potência acústica é possível calcular a perda de inserção (IL), expressa por:

$$IL = W_1 - W_2 \quad (17)$$

em que os índices 1 e 2 indicam a potência acústica duto antes e após a inserção do RH, respectivamente.

Resultados

Na Fig. 6.a estão mostradas ambas as curvas da potência sonora: a curva em vermelho representa a potência acústica para o modelo considerando apenas o duto, já a curva em azul representa a potência acústica do sistema duto acoplado com o RH. Observa-se que a maior atenuação promovida pelo RH ocorre na frequência de 219 Hz, equivalente à frequência de ressonância do silenciador. Essa frequência corresponde à frequência em que ocorre máximo valor para IL (34,05 dB) como pode ser visto na Fig 6.b.

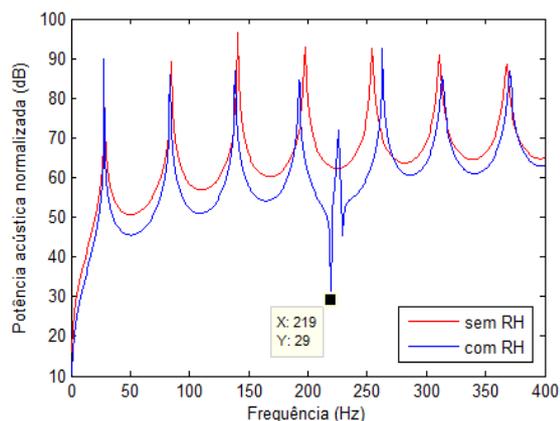


Figura 6.a – Potência acústica de ambos os modelos considerados

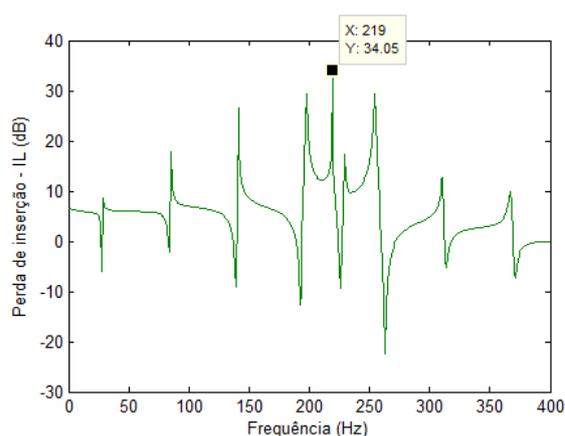


Figura 6.b – Perda de inserção (IL)

A fim de comparar os resultados numéricos obtidos com o MEF com modelos analíticos disponíveis na literatura, são mostradas na Tab. 1 as frequências de ressonância obtidas pelo método descrito neste trabalho (picos da curva vermelha da Fig 6.a) com os valores obtidos por Sing (2005) através do modelo analítico da matriz de transferência. As frequências de ressonância do duto também são comparadas ao modelo analítico de um duto com configuração *fechado-aberto*, das quais a solução é dada por Blevins (2001):

Tabela 1 – Predição teórica (Fórmula de Blevins e Método da matriz de transferência) e Resultado numérico (ANSYS) da frequência de ressonância acústica de um duto aberto

Nº do modo	Fórmula de Blevins	Método da Matriz de Transferência	Método de Elementos Finitos (ANSYS)
01	28.58	28.14	28
02	85.75	84.42	85
03	142.98	140.69	141
04	200.08	196.97	198
05	257.25	253.25	254
06	314.42	309.52	311
07	371.58	365.83	368

Observa-se boa concordância entre os valores na comparação entre os resultados pelo método da matriz de transferência e o numérico, com erro percentual menor que um. As discrepâncias entre estes resultados e os resultados obtidos pela fórmula de Blevins deve-se ao fato de que esta assume pressão igual a zero para a condição de terminação aberta, enquanto que os demais consideram a impedância de radiação (Sing, 2005).

Conclusão

A avaliação do desempenho do dispositivo de atenuação através do cálculo da Perda de Inserção (IL), por meio do MEF, corresponde a uma alternativa viável do ponto de vista prático, por não exigir uma terminação anecóica, como requerido no parâmetro TL.

Sendo assim, por considerar automaticamente os fatores de correção e a propagação de ondas não planas em um sistema duto-RH, o método de elementos finitos fornece resultados mais realistas do que aqueles que possam ser obtidos através do método de matriz de transferência, ou seja, pelos métodos analíticos, os quais se restringem à propagação de ondas planas. No entanto, todo modelo numérico possui limitações e estas devem analisadas e avaliadas antes de se utilizar os resultados gerados.

Referências Bibliográficas

- Ábom, M., "Modal decomposition in duct based on transfer function measurements between two microphone pairs." *Jornal of Sound and Vibration*, 1989.
- ANSYS Inc. *ANSYS Release 9.0 Documentation*
- Blevins R. D., "Formulas for natural frequency and mode shape", Krieger Publishing Company, 2001.
- Munjal, M. L., "Acoustics of ducts and mufflers with application to exhaust and ventilation system design", John Wiley & Sons, 1987.
- Pacheco, W. S., "Ressonador de Helmholtz Semi-Ativo para Controle de Ruído em Dutos", Dissertação de Mestrado, COPPE/UFRJ, Engenharia Mecânica, 2006.
- Sing, S., "Tonal noise attenuation in ducts by optimising adaptive Helmholtz resonators", Dissertação de mestrado, The University of Adelaide, Adelaide, California, 2005.