

Identificação dos Níveis de Pressão Sonora em um Duto Fechado/Aberto Via Técnica dos Elementos Finitos

OLIVEIRA FILHO, R. H.*; SILVA, L. C. M.*

* Laboratório de Vibrações, Acústica e Controle, Departamento de Engenharia Mecânica, Instituto de Ciências Tecnológicas e Exatas, Universidade Federal do Triângulo Mineiro, Uberaba, MG, ricardo.filho@icte.ufm.edu.br

* Marinha Mercante do Brasil, Rio de Janeiro - RJ, lcesarsilva@gmail.com

Resumo

A busca pela melhoria da qualidade de vida do ser humano tem sido um dos objetivos fundamentais da ciência. Na área da engenharia, o controle da poluição sonora tem mobilizado boa parte das pesquisas, em ciência aplicada. Uma alternativa são os denominados controladores ativos de ruído (“*Active Noise Control – ANC*”). Estes controladores empregam normalmente sensores e atuadores eletroacústicos e/ou eletromecânicos que, procuram cancelar o ruído não desejado baseado no princípio da superposição de ondas. O objetivo deste trabalho é desenvolver e validar experimentalmente um modelo computacional, baseado em elementos finitos, que represente o comportamento acústico de um duto reto de seção circular. O intuito é gerar um sinal de controle, de igual amplitude e fase oposta ao ruído não desejado, que provoque o cancelamento do sinal ruidoso num determinado ponto ou região de interesse. Foi montada uma bancada experimental constituída por um duto de PVC instrumentado com alto falante e microfones. Foram projetados e construídos amplificadores e condicionadores de sinais para realizar a interface entre os transdutores e a respectiva plataforma de controle *dSPACE*[®]. O modelo desenvolvido para as simulações no *ANSYS*[®] atendeu às expectativas, uma vez que foi possível identificar os níveis de pressão sonora com um erro inferior a 4%, comparado ao valor experimental.

Palavras-chave: Ruído em dutos. Identificação de níveis de ruído. Elementos finitos.

1. Introdução

A busca pela melhoria da qualidade de vida do ser humano tem sido um dos objetivos fundamentais da ciência. Nesta busca as questões que afetam a saúde e o conforto do homem ocupam lugar de destaque. Na área da engenharia, o controle da poluição sonora tem mobilizado boa parte das pesquisas, em ciência aplicada. Há dois grandes campos de estudos nesta área: a dos controladores passivos e a dos controladores ativos de ruído.

Os métodos tradicionais utilizados para o controle do ruído acústico utilizam técnicas passivas e servem de barreiras acústicas e silenciadores (HARRIS, 1991; BERANEK *et al.*, 1992). Nestes métodos são empregados materiais elastoméricos (borrachas, resinas) em suas diversas formas: subestruturas mistas metal-elastômero, materiais viscoelásticos, neutralizadores, isoladores (ESPÍNDOLA *et al.*, 1998). Os silenciadores passivos são eficientes quando se deseja atenuar ruídos numa banda larga de frequência. São relativamente volumosos, caros e ineficazes em baixas frequências (KUO *et al.*, 1999).

Uma alternativa ao controle passivo são os denominados controladores ativos de ruído (*Active Noise Control – ANC*). Estes controladores empregam normalmente sensores e atuadores

eletroacústicos e/ou eletromecânicos que, geridos por uma unidade eletrônica devidamente projetada, procuram cancelar o ruído não desejado baseado no princípio da superposição de ondas. A ideia é gerar um “antirruído”, de igual amplitude e fase oposta ao ruído não desejado, que provoque o cancelamento do sinal ruidoso num determinado ponto ou região de interesse. (NELSON *et al.*, 1992; HANSEN, 1997).

As redes de tubulação e duto estão entre as principais fontes e distribuidores de ruído em plantas industriais. Este ruído é gerado por grandes máquinas rotativas, equipamentos e válvulas, de alta pressão.

Segundo a empresa de controle de vibração e ruído, *Kinetics Noise Control*, o ruído devido ao fluxo turbulento nos dutos pode ser causado pela água ou outros fluidos que passam nos cotovelos, válvulas e outras áreas de transição das tubulações. O ar que circula ao longo dos dutos resulta na vibração de suas paredes, provocando irradiação de ruído.

Há, portanto, dois tipos distintos de ruído em dutos. Um se trata do ruído irradiado para fora do duto, o qual é provocado pela vibração de suas paredes. O outro é o ruído carregado ao longo do duto pelo fluxo dos fluidos.

Visando a minimização dos ruídos gerados em tubulações foram desenvolvidas as técnicas de Controle Ativo de Ruído (CAR). Para tal são utilizados microfones posicionados estrategicamente a fim de coletar os sinais de referência e de erro, onde o primeiro se refere ao ruído gerado na tubulação e o segundo é o ruído residual após a aplicação do controle. O sinal de erro é de suma importância no CAR, pois a partir dele é feita a otimização do sistema.

Para garantir a eficiência do procedimento, o microfone de erro deve ser posicionado em um ponto dentro do duto que apresente o pico do sinal de pressão sonora.

2. Desenvolvimento

2.1 Teoria Sobre Propagação de Ondas Sonoras em Dutos Retos

Assumindo-se um duto reto infinito com paredes internas rígidas, se o duto for excitado por uma fonte sonora, por exemplo, um ventilador ou uma válvula, as ondas acústicas propagadas obedecem à equação da onda (GERGES, 2000). Considerando o problema em duas dimensões y e z , de acordo com a Figura 1, o campo sonoro deve satisfazer à Equação 01.

$$\frac{\partial^2 P}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 P}{\partial z^2} - \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 P}{\partial t^2} = 0 \quad [\text{Eq. 01}]$$

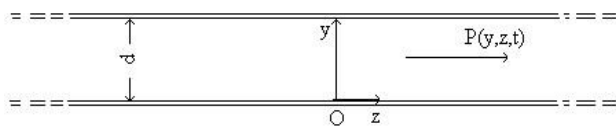


Figura 1: Coordenadas para propagação de ondas em dutos.

As condições de contorno de velocidade da partícula nula nas paredes rígidas são dadas pela Equação 02.

$$\frac{\partial P}{\partial y} = 0 \quad \text{em } y = 0 \text{ e } y = d \quad [\text{Eq. 02}]$$

Considerando a solução da onda com variação harmônica simples no tempo, tem-se:

$$P(y, z, t) = P(y, z)e^{i\omega t} \quad [\text{Eq. 03}]$$

Substituindo a Equação 03 na Equação 02, resulta na Equação 04.

$$\frac{\partial^2 P}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 P}{\partial z^2} + k^2 P = 0 \quad [\text{Eq. 04}]$$

onde $k = \omega/c$ é o número da onda acústica.

Separando-se as variáveis y e z , a solução pode ser escrita conforme a Equação 05.

$$P(y, z) = P1(y)P2(z) = Ae^{\lambda_1 y} e^{\lambda_2 z} [\text{Eq. 05}]$$

Então, substituindo a Equação 05 na Equação 04 tem-se:

$$(\lambda_1^2 + \lambda_2^2 + k^2)A_1 = 0 \quad [\text{Eq. 06}]$$

onde λ_1 e λ_2 são, em geral, valores complexos e A_1 é uma amplitude constante. A solução não trivial é dada por:

$$\lambda_1^2 + \lambda_2^2 = -k^2 \quad [\text{Eq. 07}]$$

ou

$$\lambda_1 = \pm i\sqrt{k^2 + \lambda_2^2} \quad [\text{Eq. 08}]$$

Substituindo-se a Equação 08 nas Equações 03 e 05, obtém-se:

$$P(y, z, t) = e^{i\omega t} \left(Ae^{\lambda_2 z} e^{iy\sqrt{k^2 + \lambda_2^2}} + Be^{\lambda_2 z} e^{-iy\sqrt{k^2 + \lambda_2^2}} \right)$$

[Eq. 09]

As condições de contorno da Equação 02 requerem:

$$\frac{\partial P}{\partial y} = e^{i\omega t} e^{\lambda_2 z} \left(iA\sqrt{k^2 + \lambda_2^2} e^{iy\sqrt{k^2 + \lambda_2^2}} - iB\sqrt{k^2 + \lambda_2^2} e^{-iy\sqrt{k^2 + \lambda_2^2}} \right) = 0 [\text{Eq. 10}]$$

Aplicando-se a condição de contorno em $y=0$, tem-se que $A=B$. Então:

$$P(y, z, t) = 2Ae^{i\omega t} e^{\lambda_2 z} \cos \left(y\sqrt{k^2 + \lambda_2^2} \right) [\text{Eq. 11}]$$

Aplicando-se a condição de contorno em $y=d$, tem-se que $d\sqrt{k^2 + \lambda_2^2} = n\pi$, com $n = 0, 1, 2,$

....

Logo, os valores de λ_1 e λ_2 são:

$$\lambda_1 = \pm i \left(\frac{n\pi}{d} \right) \text{ e } \lambda_2 = \pm i \sqrt{k^2 - \left(\frac{n\pi}{d} \right)^2}$$

Então, a solução fica:

$$P(y, z, t) = 2A \cos \left[\left(\frac{n\pi}{d} \right) y \right] e^{\pm i \sqrt{k^2 - \left(\frac{n\pi}{d} \right)^2} z} e^{i\omega t} [\text{Eq. 12}]$$

$P(y)$ tem a forma de distribuição de onda estacionária através do duto. Somente valores inteiros de n são permitidos e cada valor corresponde a um modo de propagação no duto, de acordo com a Figura 2.

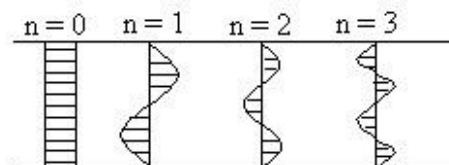


Figura 2: Pressão acústica $P(y)$ para vários modos.

Cada modo se propaga na direção z com um número de onda dado por:

$$\lambda_n = \sqrt{k^2 - \left(\frac{n\pi}{d} \right)^2} = \frac{1}{c} \sqrt{\omega^2 - \left(\frac{n\pi c}{d} \right)^2} [\text{Eq. 13}]$$

Então, o modo n pode propagar somente se k_n for um valor real, onde:

$$\omega > \frac{n\pi c}{d} \text{ ou } f > \frac{nc}{2d}$$

Portanto tem-se um valor de f para cada n , ou $f_n = nc/2d$, chamada frequência de corte do modo n . Quando uma fonte acústica de frequência f excita o fluido no duto, somente aqueles modos tendo $f > f_n$ podem levar a energia acústica para longe da fonte. Por outro lado, modos tendo $f < f_n$ decaem exponencialmente próximo da fonte. Vale ressaltar que a onda plana de modo $n=0$ propaga-se em todas as frequências. Em um duto uniforme, de seção transversal retangular ($a \times b$), a frequência de modo (m, n) é dada por:

$$f_{m,n} = \sqrt{\left(\frac{mc}{2a}\right)^2 + \left(\frac{nc}{2b}\right)^2} \text{ [Eq. 14]}$$

Em um duto uniforme de seção transversal circular, a mais baixa frequência de corte é dada por $f(0,1) = 1,84c/\pi d$.

2.2 Objetivo

Desta forma, o objetivo deste trabalho é verificar a eficiência do programa ANSYS® na identificação da pressão sonora num determinado ponto ou região de interesse em um duto reto de seção circular. Tal procedimento será comparado com o procedimento experimental realizado na bancada a ser adiante.

2.3 Desenvolvimento do modelo computacional

Para iniciar o desenvolvimento do modelo, foram escolhidos, no pré-processador, os modelos de simulação matemática “Structural” e “ANSYS fluid” com *h-method*.

Foi utilizado elemento acústico FLUID29, com suas respectivas propriedades, considerando um coeficiente de admitância $MU=0,001$. Vale ressaltar que estes elementos foram criados tanto com estrutura presente para representar o contato fluido estrutura quanto com estrutura ausente para representar o elemento de fluido. Admitiu-se a propriedade de axissimetria do elemento, visando à minimização do custo computacional.

O elemento FLUID29 foi utilizado também para representar a saída do duto, cujas propriedades foram as mesmas do ar atmosférico, com um $MU=1,0$ para uma absorção total. Considerou-se uma constante real de 20×10^{-6} Pa como pressão de referência.

O modelo criado é mostrado na Figura 3.

Foi utilizada para uma malha de elementos quadrados com 14 mm de lado, como ilustrado na Figura 4. Tal medida visa reduzir o custo

computacional e permitir a conexão entre os elementos.

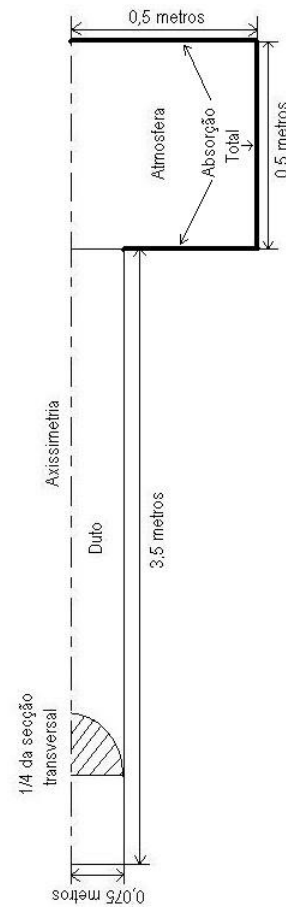


Figura 3: Modelo desenvolvido no ANSYS®.

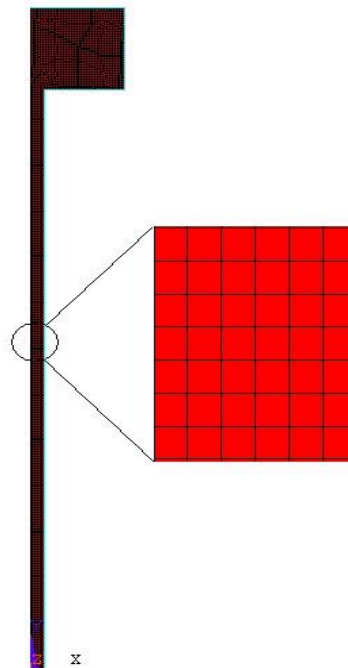


Figura 4: Malha desenvolvida no ANSYS.

Aplicaram-se deslocamentos nulos nas direções X e Y, nos nós das linhas que delimitam o duto.

2.4 Desenvolvimento do modelo experimental

Foi utilizada uma bancada experimental constituída por um duto de PVC instrumentado com alto falantes (atuadores) e microfones (sensores). Os alto falantes utilizados nesta bancada experimental foram da marca *Bravox*[®] modelo BA6SS que possuem uma potência máxima de 60 Watts RMS e resposta em frequência de 50Hz a 20KHz.

Foram projetados e construídos amplificadores e condicionadores de sinais para realizar a interface entre os transdutores e a respectiva plataforma de controle *dSPACE*[®]. Estes circuitos eletrônicos foram baseados no amplificador de áudio TDA2030. Estes amplificadores são circuitos integrados para o uso de amplificadores do tipo AB em baixa frequência. Tipicamente eles garantem 12W de potência de saída em cargas de 4Ω e 8W em 8Ω.

Foram utilizados microfones do tipo eletreto unidirecionais JL-061C amplamente utilizados em telefonia. Estes microfones possuem sensibilidade de $-58\text{dB}/\mu\text{bar}$, com impedância de $2\text{K}\Omega$, faixa de frequências de 20Hz a 20KHz e relação sinal/ruído superior a 55dB. Também foram construídos circuitos eletrônicos para a polarização e o tratamento dos sinais provenientes dos microfones. Nestes circuitos, foram utilizados amplificadores operacionais comuns do tipo TL074. A baixa distorção harmônica e o baixo ruído fazem esta série ideal para aplicações de alta fidelidade em pré-amplificadores de áudio.

Os filtros *antialiasing* e de reconstituição foram projetados para banda de frequência de 500 Hz excluindo o nível DC. O nível DC presente no sinal pode levar a um processo de overflow por ocasião do tratamento dos dados ocasionando instabilidade no sistema. Para eliminar este problema utilizou-se um filtro digital passa alta “*notch*” com frequência de corte próxima de zero. Na Figura 5 é apresentado o diagrama de montagem da bancada experimental.

O duto, mostrado na Figura 5, possui um comprimento de 3,5m e um diâmetro de

0,15m. O alto-falante de ruído foi posicionado numa das extremidades e o alto-falante de controle posicionado a 2,35m do alto-falante de ruído. Os microfones foram colocados a distâncias de 2,19, 2,21, 2,24, 2,37, 2,56, 2,62, 2,99 e 3,42 metros do alto falante, respectivamente.

Os algoritmos foram implementados no *MATLAB-Simulink*[®] e testados a partir da plataforma de aquisição de dados *dSPACE*[®]. Nesta plataforma foram utilizados 2 canais de conversão analógico digital (A/D), com 16 bits de resolução e *Sample*

and Hold (S/H), para aquisição dos sinais provenientes dos microfones.

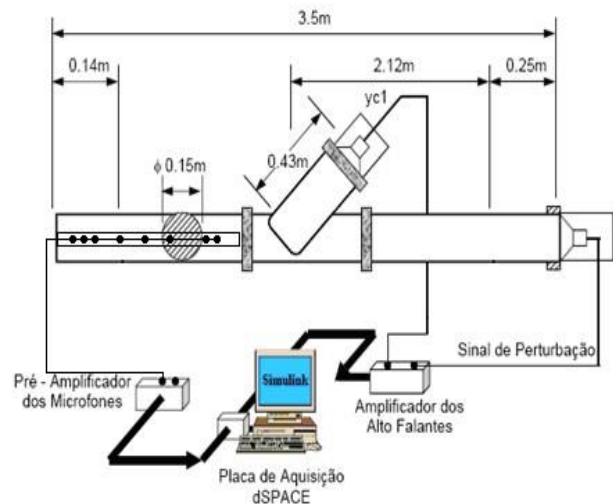


Figura 5: Esquema de montagem da bancada experimental.

A bancada experimental utilizada é mostrada na Figura 6.



Figura 6: Bancada experimental.

2.5 Escolha do sinal de pressão sonora do modelo computacional de simulação

Foi utilizado um alto falante como fonte de pressão sonora na bancada experimental. Contudo, para a modelagem de tal sistema no *ANSYS*[®], era necessária a utilização de um sistema de iteração fluido-estrutura, que simularia uma membrana vibratória no meio fluido (ar).

Devido ao alto custo computacional e complexidade de modelagem de tal sistema, optou-se por utilizar um microfone de referência posicionado em um ponto próximo da amplitude máxima da onda de pressão sonora, e ajustar a pressão de entrada do modelo computacional, até que o valor encontrado na simulação e no experimento fossem equivalentes.

3. Resultados

3.1 Simulação 1: Pressão sonora com frequência de 100 Hz

Para uma onda sonora de 100 Hz propagando no ar, o comprimento de onda é de 3,44 metros, sendo a posição de pico em 0,86 metros e de vale em 2,58 metros.

Para o ajuste do sinal de entrada no programa, utilizou-se um microfone na posição 2,56 metros no duto, sendo este o mais próximo do ponto desejado.

Foi utilizada uma pressão sonora de 75,56 dB na entrada do duto. As curvas de isopressão sonora obtidas estão ilustradas na Figura 7.

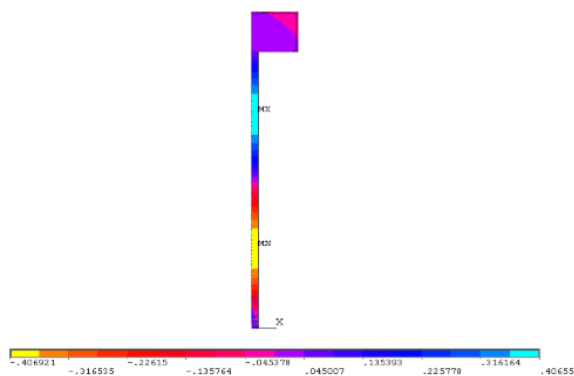


Figura 7: Curvas de isopressão sonora obtidas para o duto na simulação 1.

Na Tabela 1 são comparados os valores de pressão sonora em dB coletados pelos microfones e os obtidos na simulação 1.

Tabela 1: Comparação entre os níveis de pressão sonora para a simulação 1.

Nível de Pressão Sonora [dB]			
Microfone	Experimental	Simulação 1	Erro%
1	82,68	81,36	1,59
2	82,28	81,84	0,54
3	83,20	82,40	0,97
4	82,37	84,29	2,34
5	85,77	85,84	0,09
6	86,06	86,05	0,01
7	82,09	84,86	3,38
8	74,29	73,98	0,41

3.2 Simulação 2: Pressão sonora com frequência de 200 Hz

Para uma onda sonora de 200 Hz propagando no ar, o comprimento de onda é de 1,72 metros, sendo a posição de pico em 2,15 metros e de vale em 3,01 metros.

Para o ajuste do sinal de entrada no programa, utilizou-se um microfone na posição 2,99 metros no duto, sendo este o mais próximo do ponto desejado.

Foi utilizada uma pressão sonora de 77,50 dB na entrada do duto. As curvas de isopressão sonora obtidas estão ilustradas na Figura 8

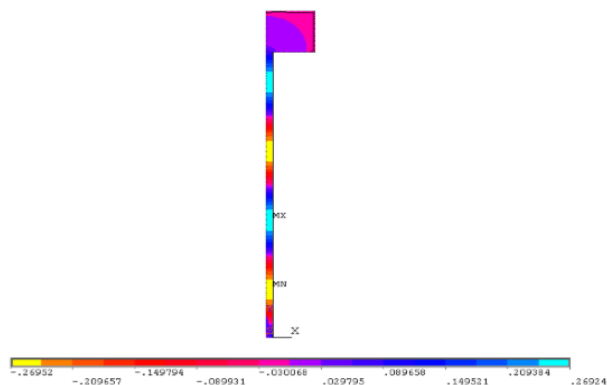


Figura 8: Curvas de isopressão sonora obtidas para o duto na simulação 2.

Na Tabela 2 são comparados os valores de pressão sonora em dB coletados pelos microfones e os obtidos na simulação 2.

Tabela 2: Comparação entre os níveis de pressão sonora para a simulação 2.

Nível de Pressão Sonora [dB]			
Microfone	Experimental	Simulação 2	Erro%
1	85,30	82,08	3,78
2	84,61	82,25	2,80
3	85,25	82,44	3,29
4	81,83	82,14	0,38
5	77,93	76,78	1,47
6	73,03	72,87	0,21
7	81,39	81,40	0,01
8	78,08	76,26	2,34

3.3 Simulação 3: Pressão sonora com frequência de 400 Hz

Para uma onda sonora de 400 Hz propagando no ar, o comprimento de onda é de 1,72 metros, sendo a posição de pico em 2,365 metros e de vale em 2,795 e 3,225 metros.

Para o ajuste do sinal de entrada do programa, utilizou-se um microfone posição 2,99 metros no duto, sendo este o mais próximo do ponto desejado.

Foi utilizada uma pressão sonora de 73,76 dB na entrada do duto. As curvas de isopressão sonora obtidas estão ilustradas na Figura 9.

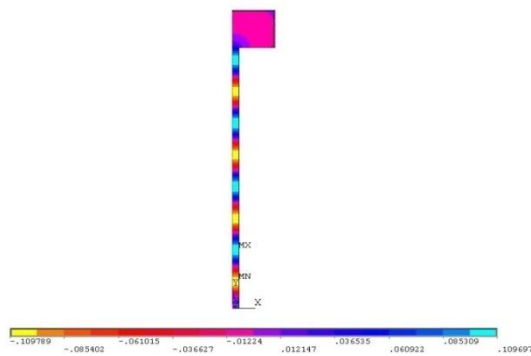


Figura 9: Curvas de isopressão sonora obtidas para o duto na simulação 3.

Na Tabela 3, são comparados os valores de pressão sonora em decibéis coletados pelos microfones e os obtidos pelo ANSYS.

Tabela 3: Comparação entre os níveis de pressão sonora para a simulação 3.

Nível de Pressão Sonora [dB]			
Microfone	Experimental	Simulação 3	Erro%
1	71,36	69,90	2,06
2	68,28	68,38	0,15
3	64,58	62,38	3,41
4	71,26	70,78	0,67
5	73,36	73,33	0,04
6	69,23	69,54	0,45
7	72,29	73,21	1,27
8	73,85	73,06	1,06

Pela análise da Tabelas 1, 2 e 3, observa-se que os valores máximos ocorreram para os microfones 6, 1 e 8, localizados nas posições 2,62, 2,19 e 3,42 metros respectivamente.

Para as simulações 1 e 2, estes pontos de máximo são bem próximos dos locais previstos teoricamente (2,58 e 2,15 metros, respectivamente). Para a simulação 3 tal comportamento não foi observado. Tais diferenças se dão ao fato da onda estar propagando dentro de um duto, não obedecendo exatamente ao comportamento esperado em campo livre.

O fator de maior relevância está na comparação entre os valores de pressão sonora identificados pelo procedimento experimental e computacional, cuja a diferença não excede 4% em todas as simulações.

4. Conclusões

Para se obter uma simulação confiável, é necessária uma adequada escolha de parâmetros no programa de simulação (tipo de análise, elemento a ser utilizado, tipo de malha, etc.) além de uma correta modelagem do sistema.

Não é correto embasar-se no modelo de propagação de som em campo livre para o cálculo dos níveis de pressão sonora em dutos, uma vez que não se conhece o fenômeno de propagação dentro do duto.

A metodologia de ajuste utilizada para estimar o sinal de pressão sonora de entrada do programa de simulação foi satisfatória, uma vez que, comparando os valores coletados pelos microfones e o estimados nas simulações, a diferença não excedeu 4%.

O modelo desenvolvido para as simulações computacionais atendeu às expectativas, uma vez que foi possível identificar os níveis de pressão sonora com um erro inferior a 4%, comparado ao valor experimental.

Referências

[1] BERANEK L. L. and VER I. L., **Noise and Vibration Control Engineering: Principles and Applications**, New York: Wiley, 1992.

[2] ESPÍNDOLA, J.J. e LOPES, E.M.O., Caracterização de Materiais Elastoméricos para o Controle de Vibrações e Ruídos Acústicos, **II Simpósio Brasileiro Sobre Sistemas Dinâmicos da Mecânica – DINAME** - Campos do Jordão – SP, 1998.

- [3] GERGES, S. N. Y., 2000, **Ruído, Fundamentos e Controle**. Florianópolis – SC.
- [4] HANSEN C. H. and SNYDER S. D., **Active Control of Noise and Vibration**, London, U.K.: E&FN Spon, 1997. HARRIS C. M., **Handbook of Acoustical Measurements and Noise Control**, 3rd ed. New York: McGraw-Hill, 1991.
- [5] KUO S. M. and MORGAN D.R., Active Noise Control: A Tutorial Review, in **Proc. IEEE Int. Symp. Circuits Syst.**, pp. 943–973, 1999.
- [6] NELSON, P. A. e ELLIOTT, S. J., **Active Control of Sound**, San Diego, CA: Academic, 1992.
- [7] NUÑEZ, I. J. C., 2005, **O controle ativo de ruído em dutos: um estudo teórico – experimental**. Tese de Doutorado, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, MG, Brasil.
- [8] KERÄNEN, J.; HONGISTO, V.: Comparison of Simple Room Acoustic Models Used for Industrial Spaces. **Acta Acustica united with Acustica**, Vol. 96, Number 1, pp. 179-194, January/February 2010.
- [9] SLAMA, J. G.; KORTCHMAR, L.: Exposição ao Ruído em Ambientes de Trabalho: Panorama Internacional. In: **1º Simpósio Brasileiro de Metrologia em Acústica e Vibrações, XVII Encontro da Sociedade Brasileira de Acústica**. Petrópolis RJ. p. 191-194, 1996.
- [10] SVENSSON, P.: **The Early History of Ray Tracing in Room Acoustics**. Edited by Peter Svensson Trondheim, June 2008.
- [11] KROEFF, G.; PAVANELLO, L.; MEDEIROS, E. B.: Preliminary Modeling Of Acoustic Emission In An Urban Substation. In: **Congresso Ibero-Latino Americano de Métodos Computacionais para Engenharia**. Brasília, 1997.
- [12] NUNES, M. A. A.; Duarte, M. A. V.: Identification of Noise Sources Using Genetic Algorithm. In: **Internoise 2005**, Rio de Janeiro, 2005.