

ESTUDO NUMÉRICO E EXPERIMENTAL EM FILTRO ACÚSTICO SIMPLES

Beatriz Granado Marangoni, beatrizgranado@hotmail.com¹

Larissa Picchi Angeli, lah_picchi@hotmail.com²

Ricardo Humberto de Oliveira Filho, rhofilho@gmail.com²

Israel Jorge Cárdenas Nuñez, israel.nunez@uftm.edu.br²

¹Universidade Federal de Uberlândia, Pós Graduação em Engenharia Mecânica/UFU, Av. João Naves de Ávila, 2121 - CEP:38400-902 – Uberlândia – MG - Brasil

²Universidade Federal do Triângulo Mineiro, Instituto de Ciências Tecnológicas e Exatas - Departamento de Engenharia Mecânica, Av. Randolpho Borges Júnior, 1400 – CEP: 38064-200 – Uberaba – MG - Brasil

Resumo: Os silenciadores acústicos são amplamente utilizados para a atenuação do ruído proveniente do fluxo e da descarga de gases. Eles podem ser reativos (passivos), onde o som é atenuado pela reflexão e absorção da energia acústica na câmara de expansão, ou ativos, sendo o ruído controlado por um sistema composto por sensores, unidades de processamento e atuadores. Um bom projeto de um silenciador reativo assegura a atenuação adequada, reduz a pressão de retorno, possui dimensões reduzidas, é durável e mantém um desempenho eficaz durante um longo período de tempo, sendo esse o tipo mais utilizado na indústria. A performance acústica de um silenciador reativo é expressa em termos da Perda de Transmissão (Transmission Loss - TL). A TL pode ser estimada por métodos analíticos ou computacionais, destacando-se o método dos elementos finitos (MEF). Neste contexto, este trabalho apresenta o desenvolvimento e a comparação dos modelos matemático (desenvolvido em MATLAB®), numérico via método dos elementos finitos - MEF (desenvolvido no ANSYS®) e experimental (através de um sistema construído e instrumentado) para um tipo de silenciador acústico reativo de geometria simples, visando assim a validação do modelo numérico de estimativa da TL. Foi verificada uma boa aproximação nos resultados entre os modelos, sendo então possível utilizar a técnica de simulação via MEF para geometrias mais complexas de silenciadores acústicos reativos.

Palavras-chave: Silenciador reativo, perda de transmissão, modelo matemático, modelo experimental, elementos finitos.

1. INTRODUÇÃO

O ruído gerado por sistemas mecânicos, domésticos e industriais, é atualmente uma das principais fontes de poluição sonora com impacto significativo na perda de qualidade de vida da população, podendo causar, inclusive, efeitos nocivos à saúde do ser humano.

Segundo Vasile e Enescu (2009), um silenciador é uma das formas de controle de ruído utilizado principalmente em sistemas que possuam fluxo de gases. Ele pode ser passivo, onde o som é atenuado pela reflexão e absorção da energia acústica no interior do elemento (câmara de expansão), ou ativo, que é aquele onde o ruído é cancelado por resposta gerida por uma unidade eletrônica.

Vasile e Enescu (2009), definem que silenciadores reativos (passivos) consistem, tipicamente, de vários segmentos de tubos que interligam um número de câmaras de expansão de diâmetro maior. Esses silenciadores reduzem a potência acústica irradiada contando principalmente com a diferença de impedâncias, isto é, permitindo as descontinuidades de impedâncias acústicas para refletir o som de volta para a fonte.

Segundo Bhat (2010), um silenciador acústico reativo bem projetado é um que assegure a perda de transmissão adequada, reduza a pressão de retorno, seja de tamanho pequeno, seja durável e que mantenha um desempenho eficaz durante um longo período de tempo.

Done *et al.* (2014), mostra que a performance acústica de um silenciador acústico reativo pode ser expressa em termos da perda por inserção (*Insertion loss - IL*) ou da perda por transmissão (*Transmission loss - TL*), esse último é o parâmetro utilizado para as análises realizadas neste trabalho.

Segundo Gerges *et al.* (2005), existem diferentes metodologias disponíveis para calcular a TL de um silenciador acústico reativo, que são: matriz de transferência baseada em ondas planas, matriz de transferência tridimensional com base na função de Green, método dos elementos finitos (MEF) e o método dos elementos de contorno (MEC).

O objetivo deste trabalho é realizar a validação dos modelos teórico, numérico e experimental a partir de um silenciador acústico reativo de geometria simples a fim de possibilitar a aplicação desta metodologia em qualquer outra geometria.

2. DESENVOLVIMENTO

2.1. Modelo teórico

O modelo teórico foi obtido a partir da geometria de um silenciador acústico reativo mostrada na Fig. 1.

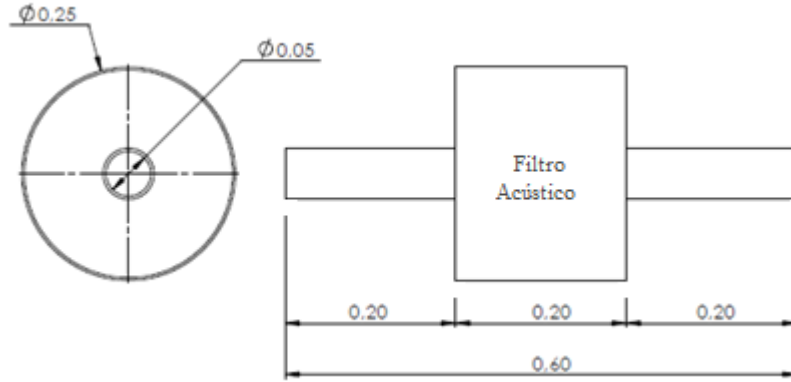


Figura 1. Modelo de silenciador utilizado neste trabalho (dimensões em metros).

Segundo Jacobsen (2000), a geometria foi modelada teoricamente pela Eq. (1), a fim de encontrar a TL , sendo utilizado o *software* MATLAB® para os cálculos e plotagem do gráfico.

$$TL = 10 \log_{10} \left(1 + \frac{1}{4} \left(h - \frac{1}{h} \right)^2 \sin^2 kL \right) \quad (1)$$

Onde:

h é a razão entre as áreas de seção transversal da entrada e saída do filtro acústico pela área da câmara de expansão do mesmo;

$k = 2\pi f / c$, é o número da onda;

f é a frequência [Hz];

c é a velocidade do som [m/s] e

L é o comprimento da câmara de expansão do filtro acústico [m].

Asrm E2611 (2009), mostra que após definida a geometria, um dado importante que se obtém é a frequência de corte do tubo, que depende somente do seu diâmetro, conforme mostra a Eq. (2).

$$f_c = \frac{Kc}{d} \quad (2)$$

Onde:

K é uma constante que vale 0,586 para tubos cilíndricos e 0,5 para tubos retangulares;

c é a velocidade do som no meio [m/s] e

d é o diâmetro do tubo [m].

2.2. Modelo Numérico

Para o desenvolvimento do modelo numérico do filtro acústico foi utilizado o *software* comercial ANSYS®. A Fig. 2 mostra o modelo via elementos finitos, sendo que a cavidade acústica do filtro foi modelada utilizando o elemento FLUID30 com estrutura ausente. As condições de contorno utilizadas neste trabalho foram a aplicação de uma pressão unitária na entrada do filtro (representada pela cor verde) e uma condição anecóica na saída do mesmo (representada pela cor vermelho). A condição anecóica foi modelada através de impedância e admitância unitária.

A Tabela 1 apresenta um resumo do processo de criação do modelo via MEF, da simulação e da obtenção dos resultados e gráficos.

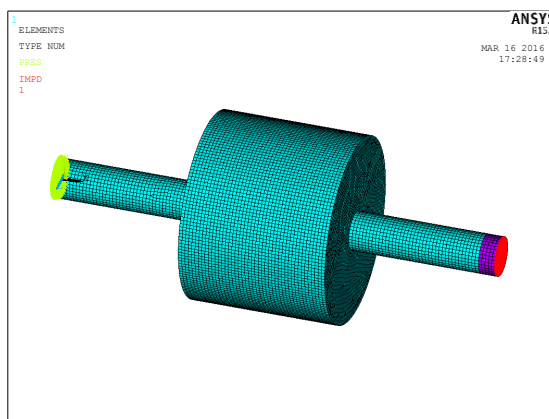


Figura 2. Modelo de estudo deste trabalho em elementos finitos.

Tabela 1. Resumo das etapas para a obtenção dos resultados do modelo numérico.

ETAPA	DESCRIÇÃO
Definir tipo do elemento	- Utilizado o FLUID30, devido a análise ser tridimensional; - Adicionar 2 tipos: um com estrutura ausente e um com estrutura presente.
Construir modelo acústico	Modelagem do volume do silenciador.
Definir a constante real	A pressão de referência para este tipo de análise é $20 \cdot 10^{-6}$ Pa.
Definir as propriedades do material	- Definir densidade do meio como: $1,21 \text{ kg/m}^3$; - Definir a velocidade do som no meio como: 343 m/s; - Definir um material com $MU=1$ e um com $MU=0$.
Construir a malha	Tamanho do elemento: $0,006 \text{ m}$.
Definir as condições de contorno	- Para simular a excitação recebida na entrada do tubo, adicionar pressão com o valor de 1 Pa (94 dB) nos nós da seção transversal da extremidade de entrada do tubo; - Para definir a terminação anecóica necessária para este tipo de análise, adicionar a impedância de valor 1 nos nós da seção transversal da extremidade de saída do tubo.
Definir a faixa de frequência	- A faixa de frequência a ser analisada é de 0 a 3000 Hz; - Adotar um incremento de 5 Hz.
Definir o tipo de análise	Análise harmônica.
Realizar a análise	Solução do problema.
Obter as pressões sonora nos 3 pontos	- Selecionar 2 nós antes e 1 nó depois do filtro acústico; - Obter o valor real e imaginário da pressão sonora nesses 3 pontos; - Salvar esses dados em um arquivo .txt.
Obter a distância entre microfones	É necessário que se conheça a distância entre os 2 pontos antes do filtro acústico.
Calcular a TL	- Utilizando o auxílio do MATLAB; - Através do arquivo .txt, calcular a TL pelo método das duas cargas.

2.3 Procedimento Experimental

A fim de realizar a validação dos resultados teóricos e numéricos, foi necessário a construção de uma bancada experimental, sendo utilizados os elementos listados:

- 2 tubos de acrílico de 0,97 m de comprimento e 0,05 m de diâmetro interno cada;
- 1 tubo de PVC de 0,25 m de diâmetro e 0,02 m de comprimento (Filtro acústico);
- 2 tampas de PVC de 0,25 m de diâmetro (Tampas do filtro acústico);
- 4 suportes de microfones usinados em latão;
- 1 caixa acrílica feita sob medida para a alocação do alto falante e driver (Fonte de ruído);
- 2 suportes de MDF para os tubos.

Para a instrumentação da bancada experimental foram utilizados os seguintes equipamentos:

- 4 microfones pré-amplificados de 1/2" com conector BNC, do fabricante *PCB Piezotronics^{INC}*, modelo 378B02;
- 1 placa de aquisição com 4 canais, do fabricante *National Instruments[®]*, modelo NI 9234;
- 1 condicionador de sinais com 8 canais, do fabricante *PCB Piezotronics^{INC}*, modelo 482A20;
- 8 cabos do tipo coaxial de baixo nível de ruído com conectores BNC/BNC;
- 1 computador;
- 1 amplificador de áudio, do fabricante *Audio Technology[®]*, modelo PRO-1200;
- 1 alto-falante - *driver*, do fabricante *JBL*, modelo 2426H.

Os microfones foram instalados nos tubos e nas posições mostradas na Fig. 3. A distância entre os microfones (MIC) 1-2 e 3-4 é de 0,068 m, e a distância entre o microfone 2 até o filtro acústico reativo é de 0,115 m e do filtro acústico reativo até o microfone 3 é de 0,116 m.

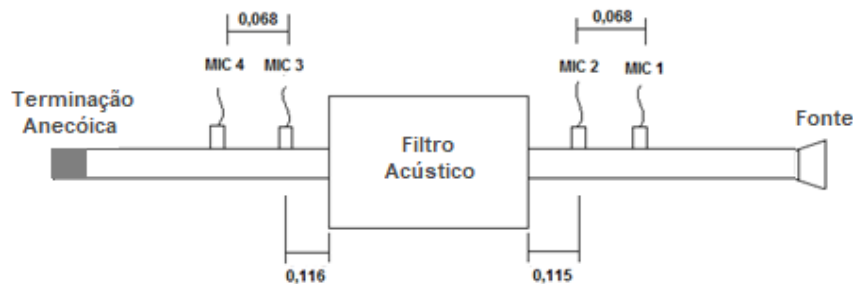


Figura 3. Posicionamento dos microfones nos tubos de entrada e saída (dimensões em metros).

Na Figura 4 é apresentada uma foto da bancada experimental. Pelo computador foi gerado um ruído branco com largura de banda de 0 a 10 kHz, que é enviado a um pré-amplificador e em seguida ao alto falante -*driver* (fonte de ruído), que transmite as ondas de pressão sonora para o interior do tubo. Os sinais captados pelos microfones passam por um condicionador de sinais e são transmitidos à placa de aquisição, e com o auxílio do MATLAB[®], os dados são salvos no computador. Com esses dados é possível calcular a *TL* experimental do atenuador.

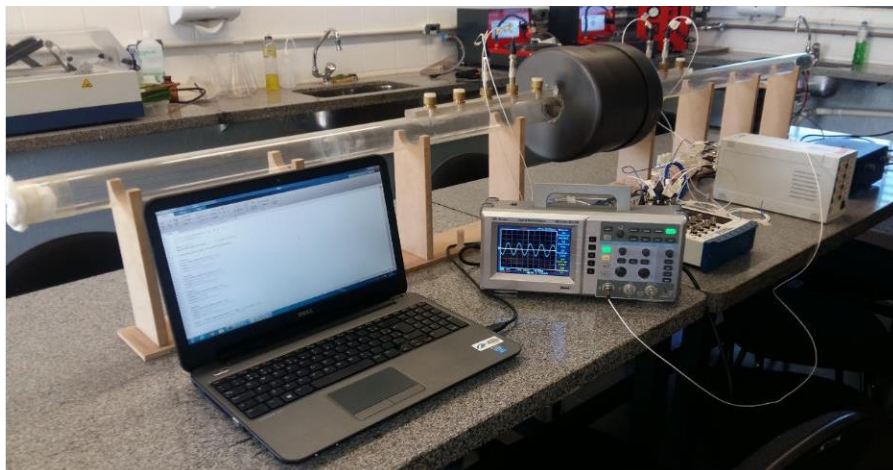


Figura 4. Foto da bancada experimental para obtenção da perda de transmissão sonora.

A frequência de aquisição foi de 12.800 Hz, uma frequência dentre as disponíveis na placa de aquisição, mais próxima de 10x a frequência desejada, definida em função do resultado de teste iniciais da análise numérica, que apresentou resultados confiáveis até 1650 Hz. O número de pontos adquiridos foi de 2^n , sendo neste trabalho adotado $n = 14$, para que o número de pontos seja o mais próximo do valor da frequência de aquisição, para que se tenha uma resolução menor ou igual a 1Hz. Foram adquiridos 16.384 pontos em cada amostra.

3. RESULTADOS E DISCUSSÕES

Para a comparação dos resultados dos modelos matemático, numérico e experimental foram plotados os gráficos da TL com o auxílio dos programas ANSYS® e MATLAB®. A faixa de frequência de excitação para os três modelos foi de 0 a 3000 Hz.

Para o modelo matemático foi obtido o gráfico mostrado na Fig. 5, que apresenta a TL em função da frequência de excitação. Pode-se notar que o maior desempenho obtido é de 21,11 dB, representada pelos picos, e as frequências em que ocorrem esses picos são: 430 Hz, 1290 Hz e 2150 Hz, na faixa de frequência analisada. Pela Eq. (2) obtém-se a frequência de corte deste tubo que é de 3.828,5 Hz.

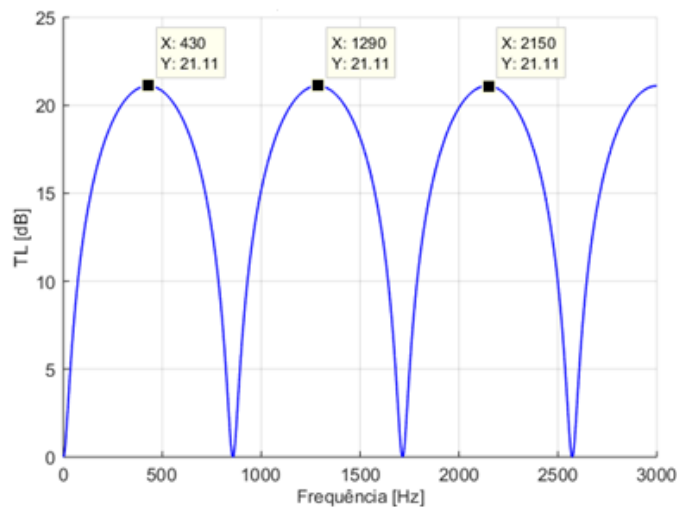


Figura 5. Gráfico da TL em função da frequência para o modelo teórico.

Para o modelo numérico foi obtido o gráfico da TL mostrado na Fig. 6. Foi observada que a maior atenuação obtida é de 21,34 dB, representada pelo pico na frequência de 440 Hz. O próximo pico, com amplitude de 21,03 dB ocorre para a frequência de 1260 Hz. Foram realizados diversos testes de simulação computacional para a obtenção da Fig. 6. Os testes variavam o tamanho do elemento e a localização dos pontos para a medição da pressão sonora. Após esses testes, o tamanho do elemento foi definido em 0,006 m. Também foi possível notar que a variação da localização dos pontos de pressão sonora não afeta os resultados significativamente, devido a onda de pressão sonora ser plana.

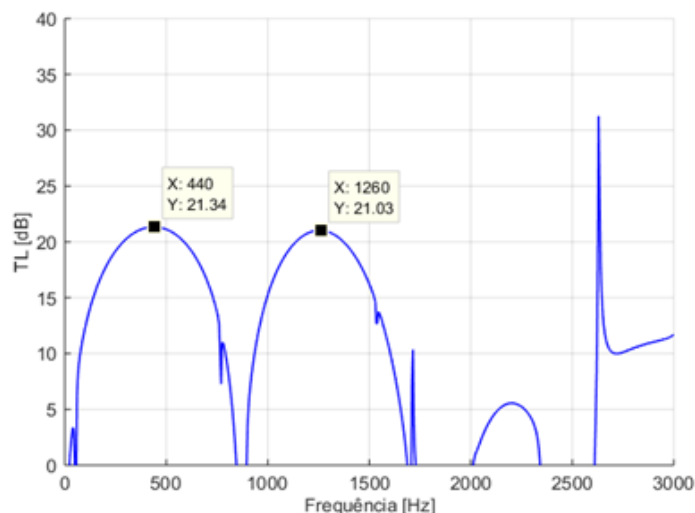


Figura 6. Gráfico da TL em função da frequência para o modelo numérico.

Para o procedimento experimental foi obtido o gráfico da TL mostrado na Fig. 7. O maior desempenho obtido é de 22,07 dB, representado pelo pico na frequência de 1230 Hz. O outro pico, com amplitude de 21,05 dB ocorre para a frequência de 440 Hz.

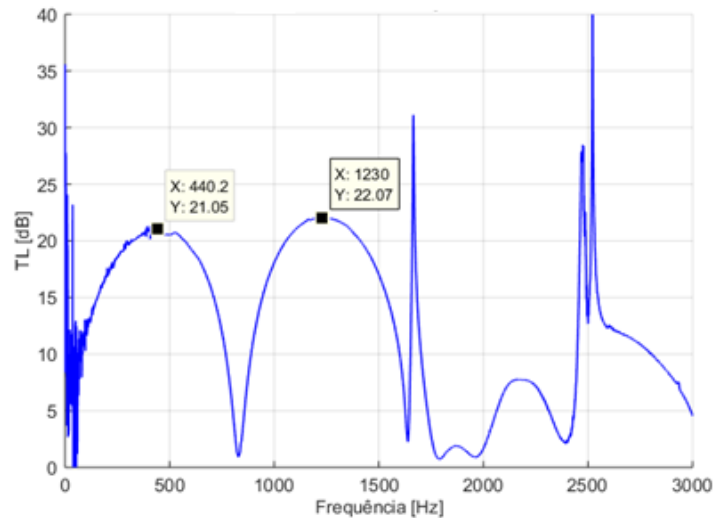


Figura 7. Gráfico da TL em função da frequência para o modelo experimental.

A comparação dos resultados pode ser feita na Fig. 8, que apresenta os gráficos de TL obtido para os modelos matemático, numérico e experimental. Foi observado que os resultados obtidos se mostram confiáveis até, aproximadamente, 1700 Hz, onde as curvas dos 3 modelos são praticamente coincidentes.

Essa limitação não foi investigada neste trabalho, mas as possíveis causas são a coincidência com um modo de cavidade ou um modo de casca do filtro acústico. Fica evidente que o modelo numérico é válido até a frequência mencionada.

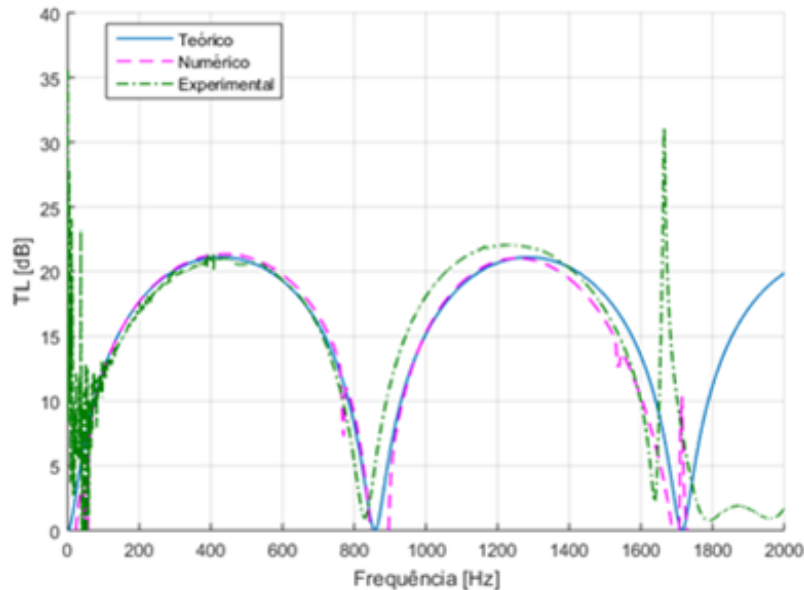


Figura 8. Gráfico comparativo dos resultados obtidos nos 3 modelos desenvolvidos.

4. CONCLUSÃO

Com a análise dos resultados concluiu-se que o objetivo deste trabalho foi alcançado, o modelo numérico para estimativa da TL de um filtro acústico simples foi validado tomando como base os modelos matemático e experimental, com valores aceitáveis até, aproximadamente, 1700 Hz. Acima de 1700 Hz, os valores da TL estimados pelo método numérico para este filtro acústico reativo se distanciam dos modelos matemático e experimental.

A principal contribuição deste trabalho foi proporcionar o desenvolvimento de uma metodologia via MEF para a obtenção da perda de transmissão sonora – TL de filtros acústicos com geometrias mais complexas.

5. REFERÊNCIAS

- ANSYS®. “Theory Reference Release 16.0”. Documentation for ANSYS. Estados Unidos, 2009.
- ASTM Standard E2611. “Standard test method for measurement of normal incidence sound transmission of acoustical materials based on the transfer matrix method”, 2009.
- BHAT, C.; SHARMA, S. S.; JAGANNATH, K.; MOHAN, N. S.; SATHISHA, S. G. “Prediction of Sound Attenuation Characteristics of Mufflers”. World Journal of Engineering, volume 7, supplement 3, 2010.
- DONE, V.; BALIDE, V.; TAMMA, B.; SONI, K.; DEY, S.; ANGADI, S.; VISHAL, G. P. “Muffler design for a refrigerator compressor”. International Compressor Engineering Conference at Purdue. 2014. Anais... p.14-17. West Lafayette: Purdue University. 2014.
- JACOBSEN, F. “Propagation of sound waves in ducts – DTU”. Technical University of Denmark, 2000.
- GERGES, S. N. Y.; JORDAN, R.; THIEME, F. A.; BENTO COELHO, J. L.; ARENAS, J. P. “Muffler modeling by transfer matrix method and experimental verification”, ABCM, Vol. XXVII, No 2, Abril-Junho 2005.
- VASILE, O.; ENESCU, N. “The acoustic multi-chamber muffler performance”. U.P.B. Sci. Bull., Series D, Vol. 71, Iss. 3, 2009.

6. RESPONSABILIDADE AUTURAL

Os autores são os únicos responsáveis pelo conteúdo do material impresso incluído neste trabalho.

NUMERICAL AND EXPERIMENTAL STUDY IN SIMPLE ACOUSTIC FILTER

Beatriz Granado Marangoni, beatrizgranado@hotmail.com¹

Larissa Picchi Angeli, lah_picchi@hotmail.com²

Ricardo Humberto de Oliveira Filho, rhofilho@gmail.com²

Israel Jorge Cárdenas Nuñez, israel.nunez@uftm.edu.br²

¹Universidade Federal de Uberlândia, Pós Graduação em Engenharia Mecânica/UFU, Av. João Naves de Ávila, 2121 - CEP:38400-902 – Uberlândia – MG - Brasil

²Universidade Federal do Triângulo Mineiro, Instituto de Ciências Tecnológicas e Exatas - Departamento de Engenharia Mecânica, Av. Randolfo Borges Júnior, 1400 – CEP: 38064-200 – Uberaba – MG - Brasil

Abstract. *The mufflers are largely used for the attenuation of noise from the flow and the gas exhaust. They may be passive, in which sound is attenuated by reflection and absorption of acoustic energy in the expansion chamber, or active, and the noise controlled by a system composed of sensors, actuators and processing units. A good design of a reactive muffler (or passive) ensures adequate attenuation reduces back pressure, has small dimensions, is durable and retains an effective performance over a long period of time, which is the type most used in the industry. The acoustical performance of reactive muffler is expressed by in terms of Transmission Loss (TL). The TL can be estimated by analytical and computational methods, with emphasis on the finite element method (FEM). In this context, this paper presents the development and comparison of mathematical models (developed in MATLAB®), numerical by the finite element method (developed in ANSYS®) and experimental (through a system built and instrumented) for a type of acoustic silencer reactive simple geometry, thus aiming at the validation of the numerical model to estimate the TL, for further development of new projects. A good approximation in the results of the models was verified, being then possible to use the simulation technique for reactive silencers other geometries.*

Keywords: *Reactive muffler, transmission loss, mathematical model, experimental model, finite element.*