

Desenvolvimento de uma metodologia de otimização paramétrica para sintonização da frequência de controle de ruído de ressonadores de Helmholtz fabricados a partir de blocos de cimento comerciais

Development of parametric optimization methodology for tuning the frequency of noise control of Helmholtz resonators made from commercial concrete blocks

Beatriz Granado Marangoni¹; Paulo Balduino Flabes Neto^{*2}; Tobias Anderson Guimarães^{*3}; Ricardo Humberto de Oliveira Filho^{*4}

¹ Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Uberlândia (UFU) E-mail: beatrizgranado@hotmail.com

*Professor do Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Triângulo Mineiro, Uberaba, Minas Gerais, Brasil.
E-mail: ² paulo.neto@uftm.edu.br; ³ tobias.guimaraes@uftm.edu.br; ⁴ ricardo.filho@uftm.edu.br

RESUMO: Os métodos tradicionais para controle de ruído são eficazes para sons de médias e altas frequências, ficando clara a necessidade do desenvolvimento e disponibilização de algum sistema que promova a atenuação do ruído em baixas frequências. Em vista disso, propôs-se neste trabalho o estudo do desempenho de blocos de cimento quando transformados em ressonadores de cavidade, ou de Helmholtz, que possuem a capacidade de absorver e atenuar ruídos de baixa frequência, além da possibilidade de sintonização na frequência de interesse, de acordo com sua geometria. Foi elaborada uma metodologia de otimização paramétrica utilizando os modelos matemáticos conhecidos para a construção de ressonadores, possibilitando a escolha da melhor geometria que o ressonador deverá ter para cada necessidade. Para tanto, fez-se uma analogia com um sistema mecânico massa-mola-amortecedor, sendo o modelamento matemático implementado em MATLAB[®]. Foi feita uma análise de sensibilidade para a influência do volume da câmara e da área de abertura da cavidade na eficiência do ressonador. Conhecido este comportamento, desenvolveu-se uma rotina de otimização via Algoritmo Genético buscando a melhor geometria para uma determinada faixa de frequências a ser controlada. Na análise das superfícies de resposta, observou-se a influência da geometria na eficiência do ressonador, e a partir da função resposta em frequência estimou-se a faixa de frequência de atenuação que seria possível sintonizar. A partir da análise inicial, constatou-se que quanto menor a área de abertura e maior o volume da cavidade, melhor a atenuação proporcionada. Para a otimização, o volume total da cavidade foi dividido em dois, assim o sistema resultante apresentou duas frequências naturais com valores de atenuação distribuídos no espectro de frequências. A otimização desenvolvida retornou como resultado um sistema cujas frequências de ressonância se mantiveram dentro da faixa prevista e com atenuação significativa.

Palavras-chave: Ressonador de Helmholtz, Otimização paramétrica, Controle de ruído de baixa frequência.

ABSTRACT: *The traditional methods for noise control are effective for medium and high frequency sounds, getting a clear need for the development and provision of any system that promotes noise attenuation at low frequencies. In view of this, it was been proposed in this paper the study of the performance of concrete blocks when turned on cavities or Helmholtz resonators they have the ability to absorb and reduce low-frequency noise besides the possibility of tuning to the frequency of interest, according to your geometry. Was elaborated a methodology of parametric optimization using mathematical models known for building resonators, choosing the best geometry that the resonator should have for every need. For this purpose an analogy with a mechanical system mass spring damper, mathematical modelling been implemented in MATLAB[®]. A sensibility analysis for the influence of the volume of the chamber and the opening area of the cavity resonator efficiency. Known this behavior developed an optimization routine with Genetic Algorithm searching the best geometry for a given range of frequencies to be controlled. In the analysis of response surfaces, it was observed the influence of geometry of the resonator efficiency and from the frequency response function was estimated the frequency range to which it would be possible to tune. From the initial analysis, it was found that the smaller the area cross-section and increased the volume of the cavity the better the attenuation provided. For optimization, the total volume of the cavity was been divided in two so the resulting system presented two natural frequency with attenuation values distributed in the frequency spectrum. The optimization developed returned as result a system whose resonance frequency remained within the expected range and with significant attenuation.*

Keywords: Helmholtz Resonator, Parametric optimization, Low frequency noise control.

INTRODUÇÃO

O ruído é caracterizado como sendo um som desagradável e indesejado, que pode provocar efeitos nocivos no sistema auditivo e no sistema extra auditivo do organismo humano (ARAÚJO et al., 2002). Devido ao efeito maléfico ao ser humano, é necessário a redução dos níveis de ruído em indústrias, escritórios, residências e escolas de tal forma que o ambiente se torne confortável do ponto de vista acústico (GERGES, 2000).

Nos projetos de adequação acústica ou controle de ruído de ambientes, a absorção sonora é um dos fenômenos físicos do som que deve ser levado em consideração, principalmente quando se pretende avaliar o tempo de reverberação do local. A grande dificuldade que o projetista encontra é conhecer o coeficiente de absorção do material a ser empregado no projeto (GERGES, 2000).

A energia sonora emitida por uma fonte para um ambiente incide sobre um elemento absorvedor e reflete ao ambiente com uma intensidade de energia reduzida. O restante da energia é de alguma forma transformada em energia térmica (GERGES, 2000).

Os materiais considerados bons absorvedores acústicos são leves e possuem fibras ou poros, ou melhor, micro cavidades que se intercomunicam. A energia sonora se dissipa em calor devido às perdas por escoamento viscoso dentro do material e também pelas perdas por atrito interno do movimento das fibras. Na manufatura dos materiais, controla-se a absorção pela seleção de espessura, densidade, porosidade, resistência ao fluxo de ar e orientação das fibras. Os materiais mais utilizados são fibras vegetais, minerais e cerâmicas e ainda espumas elastômeras (GERGES, 2000).

A propriedade que descreve a absorção dos materiais é o coeficiente de absorção sonora, cuja dependência no espectro de frequências é chamada curva de absorção sonora do material. Sua definição é a relação entre a energia sonora absorvida e a incidente. Um absorvedor ideal tem coeficiente de absorção sonora igual à unidade. O coeficiente de absorção sonora depende ainda do ângulo de incidência da onda (GERGES, 2000).

Os métodos tradicionais para controle de ruído impõem a utilização de materiais fibrosos (mantas de lã de vidro, de rocha ou sintética), materiais porosos (espumas sintéticas acusticamente projetadas), paredes duplas ou contra paredes de *dry-wall* (placas de gesso cartonado), *painel-wall* (placas cimentícias estruturada com madeira sarrafeada), painéis defletores ou difusores, dentre outros materiais, como tentativa de adequar acusticamente ambientes tais como teatros, auditórios, estúdios de gravação, bem como minimizar o incômodo causado pelo ruído em ambientes como escritórios e indústrias, salas de máquinas, dentre outros. Contudo, tais métodos são eficazes para sons de médias e altas frequências (em torno de 500 Hz a 20 kHz), ficando evidente a necessidade de algum sistema que promova a atenuação do ruído em baixas frequências (GIAMPAOLI, 1987).

Em vista disso, propôs-se neste trabalho o estudo do desempenho de blocos de cimento quando transformados em ressonadores de cavidade, ou de Helmholtz, que possuem a capacidade de absorver e atenuar ruídos de baixa frequência (até 500 Hz), além da possibilidade de sintonização na frequência de interesse, de acordo com sua geometria. Esses ressonadores são sistemas acústicos que consistem de uma passagem de ar conectada com uma quantidade de ar presa num volume, que comporta-se como uma mola.

Lisot (2008) desenvolveu um trabalho que analisou o desempenho de barreiras acústicas construídas com ressoadores de Helmholtz na atenuação do ruído de tráfego. Foi verificado que a utilização de ressoadores de Helmholtz em barreiras acústicas pode

trazer acréscimos significativos na atenuação do ruído de tráfego nas áreas adjacentes à face das barreiras em que ocorre a geração do ruído.

Mesmo com a proposta de um produto para venda no trabalho de Lisot (2008), ainda não é comum a utilização de blocos ressonadores para controle de ruído em edificações, o que justifica o interesse e necessidade do projeto aqui proposto.

O principal inconveniente na utilização de ressonadores de cavidade está na frequência que este consegue atenuar. Geralmente os sons encontrados no dia a dia não são tonais, mas sim de característica de banda larga. Desta forma, a otimização de geometria do ressonador se faz necessária, possibilitando sua aplicação em diversos casos.

Segundo Han (2008), quando sujeito a excitação externa, um ressoador de Helmholtz pode mostrar uma resposta fortemente ressonante a uma frequência bem definida, e que esta característica poderia ser usada para atenuar sons. Em sua investigação, verificou os efeitos da geometria sobre a frequência de ressonância de um ressonador de Helmholtz. O volume do ressoador, bem como os detalhes geométricos do pescoço e da abertura (boca), influenciaram as suas características de ressonância.

Biswas e Agrawal (2013) avaliaram a atenuação para diferentes configurações de ressonadores de Helmholtz acoplados a um recinto fechado de aproximadamente 1,2 m³. As frequências naturais do recinto foram calculadas teoricamente e verificadas experimentalmente. O dispositivo proposto, um ressoador de Helmholtz sintonizável do tipo pistão do cilindro, foi concebido para atingir uma determinada frequência, e então acoplado ao volume do recinto. Os resultados obtidos mostraram uma diminuição substancial no nível de pressão sonora. O estudo se estendeu à utilização de dois ressonadores de Helmholtz com frequência de ressonância idênticas, o que resultou em uma atenuação ainda maior no nível de pressão sonora.

O objetivo do trabalho foi avaliar a geometria dos blocos de concreto com cavidade encontrados no mercado nacional, e transformá-los em ressonadores de Helmholtz, para que assim se comportem como absorvedores de ruído de baixa frequência.

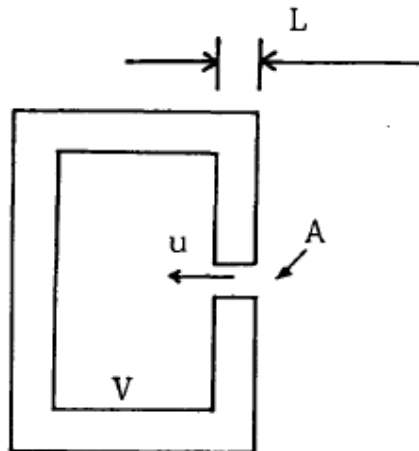
Contudo, o este trabalho não propõe o desenvolvimento de uma única geometria de ressonador, o que seria eficiente somente em uma única aplicação. Pretende-se desenvolver uma metodologia de otimização paramétrica, utilizando os modelos matemáticos conhecidos para a construção de ressonadores, possibilitando a escolha da melhor geometria que o ressonador deverá ter para cada necessidade.

METODOLOGIA

A metodologia empregada neste trabalho realizou o modelamento matemático de um ressonador de Helmholtz, a fim de ser aplicado no modelo de bloco de concreto a ser estudado. Além disso, foi analisado o melhor método de otimização.

O ressonador de *Helmholtz* é um sistema essencialmente constituído por uma cavidade, ocupada por um fluido compressível (ar, nos casos estudados), com uma ou mais aberturas, como por exemplo, uma garrafa ou um jarro. Da mesma forma, um bloco oco, de concreto, pode se comportar como um ressonador caso seja feito um orifício em uma de suas faces, colocando a sua cavidade interna em contato com o meio exterior (GIAMPAOLI, 1987). A **Figura 1** ilustra o sistema descrito.

Figura 1. Ressonador de Helmholtz.



Fonte: Giampaoli (1987).

Este dispositivo, quando excitado por uma onda sonora que incide sobre a face com orifício, pode ser tratado como um sistema mecânico vibrante, com um grau de liberdade (GIAMPAOLI, 1987). Logo, o ar contido na abertura de entrada se comporta como uma massa discreta, enquanto o ar no interior da cavidade tem o papel de uma mola. Durante a oscilação, o gás dentro do volume do ressonador é alternadamente comprimido e expandido em magnitudes muito baixas. Com isso, a inércia do ar no pescoço desse desempenha um papel muito importante (HAN, 2008).

Volume da cavidade

Para o equacionamento do volume da cavidade do ressonador fez-se uma equivalência com o volume de um paralelepípedo, conforme as **Equações (01), (02) e (03)**.

$$l_c = \frac{(l_b - (n_c + 1) \cdot e_b)}{n_c} \quad (01)$$

$$p_c = p_b - 2 \cdot e_b \quad (02)$$

$$h_c = h_b \quad (03)$$

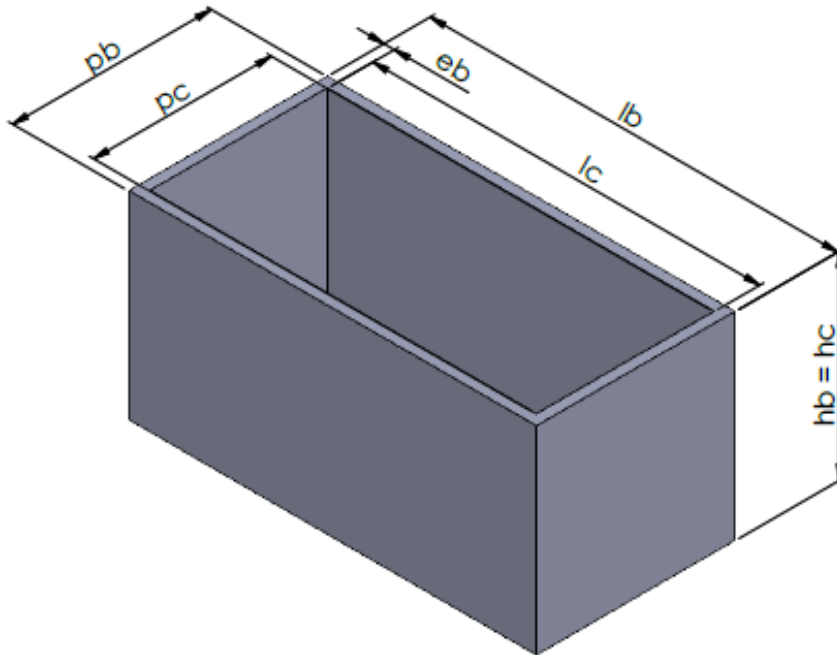
onde l_c é o comprimento da cavidade; l_b é o comprimento do bloco de concreto; n_c é o número de cavidades no bloco de concreto; e_b é a espessura do bloco de concreto; p_c é a profundidade da cavidade; p_b é a profundidade do bloco de concreto; h_c é a altura da cavidade; h_b é a altura do bloco de concreto.

O volume da cavidade é dado pela **Equação (04)**.

$$V = l_c \cdot p_c \cdot h_c \quad (04)$$

A **Figura 2** ilustra os parâmetros anteriores das dimensões do bloco de concreto para realizar o modelamento matemático.

Figura 2. Parâmetros do bloco de concreto.



Massa efetiva

A massa efetiva de ar que vibra na fenda do ressonador pode ser obtida pela **Equação (05)**.

$$M = \rho \cdot A(L + \Delta L) \quad (05)$$

onde ρ é a densidade do meio (no caso ar); A é a área da seção transversal da abertura; L é a espessura da fenda; ΔL é o acréscimo devido à massa adicional das duas faces da abertura.

Segundo Junger (1975), para fendas retangulares longas, o valor recomendado para ΔL , considerando a massa adicional nas duas faces é dado pela **Equação (06)**.

$$\Delta L = 0,4 \cdot A^{1/2} \quad (06)$$

Caso seja necessário atuar com fendas circulares, Kinsler (1982) adota a **Equação (07)** para o cálculo de ΔL em orifícios cilíndricos flangeados, considerando a massa adicional nas duas faces do orifício.

$$\Delta L = \frac{16 \cdot r}{3 \cdot \pi} \cong 0,958 \cdot A^{1/2} \quad (07)$$

onde r é o raio da seção transversal do orifício.

Rigidez

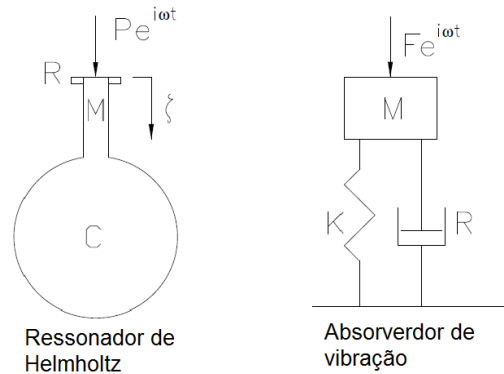
Por se comportar como um sistema mecânico, o ressonador de *Helmholtz* pode ser representado por um sistema mecânico do tipo massa-mola-amortecedor (BEDOUT, 1996) e é ilustrado na **Figura 3**.

A rigidez do ressonador é dada pela **Equação (08)** (BEDOUT, 1996).

$$k = \frac{dF}{d\xi} \quad (08)$$

onde F é a força aplicada na entrada do pescoço do ressonador, dada por $P.A$, sendo P a pressão de entrada no pescoço (BEDOUT, 1996); ξ o deslocamento na direção positiva, apontando para o interior ao longo do eixo do pescoço.

Figura 3 – Ressonador de *Helmholtz* e absorvedor de vibração.



Fonte: Bedout (1996).

Para desenvolver a rigidez em função das dimensões do ressonador, considera-se a análise termodinâmica de sua cavidade. Assumindo um sistema adiabático e o ar como gás ideal com calores específicos constantes, a equação do processo politrópico para o ressonador será dada pela **Equação (09)** (BEDOUT, 1996).

$$P.V^\gamma = \text{constante} \quad (09)$$

onde: γ é a relação dos calores específicos e V é o volume da cavidade do ressonador de *Helmholtz*.

Diferenciando a **Equação (09)**, obtêm-se a **Equação (10)**, logo a diferencial da pressão é dada pela **Equação (11)** e a mudança no volume da cavidade é obtida pela **Equação (12)** (BEDOUT, 1996).

$$V^\gamma .dP + P.\gamma.V^{\gamma-1}dV = 0 \quad (10)$$

$$dP = \frac{dF}{A} \quad (11)$$

$$dV = -A.d\xi \quad (12)$$

sendo a mudança do volume (dV) negativa, devido ao ar no interior da cavidade ser comprimido.

Substituindo as **Equações (11) e (12)** na **Equação (10)**, obtêm-se a **Equação (13)**, que é equivalente à **Equação (14)** (BEDOUT, 1996).

$$V^\gamma \frac{dF}{A} - P.\gamma.V^{\gamma-1}.A.d\xi = 0 \quad (13)$$

$$\frac{dF}{d\xi} = \frac{P.\gamma.A^2}{V} = k \quad (14)$$

Simplificando a **Equação (14)**, pode-se utilizar a velocidade do som e a lei dos gases ideais, obtendo assim a **Equação (15)**, que representa a rigidez do ressonador (BEDOUT, 1996).

$$k = \frac{\rho.c^2.A^2}{V} \quad (15)$$

onde: c é a velocidade do som; ρ é a densidade do gás na cavidade.

Constante de amortecimento

Segundo Bedout (1996), o ressonador de Helmholtz apresenta duas fontes de amortecimento, sendo a primeira devido à radiação do som no pescoço. Esta resistência de radiação é uma função da geometria do pescoço do ressonador, obtida pela **Equação (16)**.

$$R = \frac{\rho.c.\kappa^2.A^2}{2.\pi} \quad (16)$$

onde κ é o número de onda, dado pela **Equação (17)**.

$$\kappa = \frac{\omega}{c} \quad (17)$$

onde ω é a frequência de excitação do sistema e c é a velocidade do som.

A segunda fonte de amortecimento são as perdas viscosas no pescoço do ressonador. A resistência mecânica devido a essas perdas é dada pela **Equação (18)**.

$$R_{visc} = 2.A.R_s \frac{(L+r)}{\rho.c.r} \quad (18)$$

onde A é a área da seção circular do pescoço; L é o comprimento do pescoço; r é o raio do pescoço; R_s dado pela **Equação (19)**.

$$R_s = 0,83 \cdot 10^{-3} \left(\frac{\omega}{2\pi} \right)^{1/2} \quad (19)$$

Vale ressaltar que no caso da **Equação (18)** uma fenda circular está sendo analisada, para outro tipo de fenda deve-se substituir o parâmetro r , porque as relações não são iguais.

Frequência natural

A frequência natural do ressonador de Helmholtz pode ser obtida pela **Equação (20)**.

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \left(\frac{k}{M} \right)^{1/2} \quad (20)$$

A **Equação (20)** pode ser escrita em função dos parâmetros que constituem o ressonador apresentados nos itens anteriores. Substituindo as **Equações (05) e (15)** na **Equação (20)**, obtêm-se a **Equação (21)** para a frequência natural do ressonador, utilizada no projeto.

$$f_n = \frac{c}{2\pi} \cdot \left(\frac{A}{V(L + \Delta L)} \right)^{1/2} \quad (21)$$

Função resposta em frequência

Para o desenvolvimento matemático da função resposta em frequência (FRF) do ressonador de Helmholtz utilizou-se a **Equação (22)**, que representa a equação do movimento desse em função dos parâmetros que o constitui.

$$M \cdot \ddot{x} + R \cdot \dot{x} + k \cdot x = F(t) \quad (22)$$

Uma excitação harmônica $F(t) = F_o \cdot e^{j\omega t}$, na qual F_o e ω representam respectivamente sua amplitude e frequência, aplicada a um sistema definido pela **Equação (22)** resulta em uma resposta do tipo $x(t) = X \cdot e^{j(\omega t + \phi)}$. A relação entre esta resposta à entrada que lhe originou determina a sua função resposta em frequência $H(j\omega)$ que pode ser expressa pela **Equação (23)**.

$$H(j\omega) = \frac{1}{(1 - \eta^2) + j(2\zeta\eta)} \quad (23)$$

onde $\eta = \frac{\omega}{\omega_n}$ é a razão entre as frequências da excitação e natural e $\zeta = \frac{R}{2M\omega_n}$ é a taxa de amortecimento.

Impedância mecânica

A impedância mecânica de um sistema conduzido é definida como a razão entre a força e a velocidade do sistema. Assim, a impedância de um ressonador de Helmholtz para um sistema massa-mola-amortecedor conduzido é dada pela **Equação (24)** (BEDOUT, 1996).

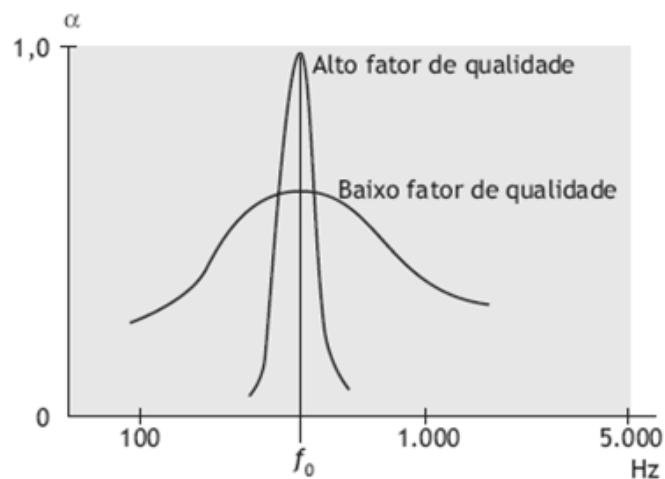
$$Z = (R_{visc} + R) + i((\omega \cdot \rho(L + \Delta L)A) - (k/\omega)) \quad (24)$$

Na equação da impedância a parte real representa a resistência e a parte imaginária a reatância do ressonador.

Fator de qualidade

O fator de qualidade caracteriza a forma da curva de resposta da ressonância do ressonador em função do coeficiente de absorção conforme pode ser visto na **Figura 4**.

Figura 4 - Curvas de absorção sonora para ressonadores de Helmholtz com fatores de qualidade alto e baixo.



Fonte: Bistafa (2012).

Normalmente, ressonadores de cavidade são caracterizados pelo alto fator de qualidade, mas dependendo da aplicação pode-se reduzir tal fator inserindo-se material absorvente na cavidade do ressonador, resultando em absorção sonora para uma faixa mais ampla de frequência. Contudo, essa variação do fator da qualidade não é fundamentada matematicamente, e pode variar de acordo com o tipo de material absorvente utilizado e com a forma como é usado (BISTAFA, 2012).

Para o projeto, a **Equação (25)**, definida por Gerges (1992), foi utilizada para a análise do fator de qualidade.

$$Q = 2.\pi \left(\left(\frac{V(L + \Delta L)}{A} \right)^3 \right)^{1/2} \quad (25)$$

Coeficiente de absorção

A capacidade de uma superfície em absorver som é dada pelo coeficiente de absorção sonora (α), definido pela relação entre a energia sonora absorvida e a incidente (BISTAFA, 2012). Para a realização desse projeto, foi utilizada a **Equação (26)** proposta por Góes et al. (2007) para a estimativa desse coeficiente.

$$\alpha = \frac{4.\text{Real}\{Z\} / (\varepsilon.\rho.c)}{\left[\left(1 + \frac{\text{Real}\{Z\}}{\varepsilon.\bar{\rho}.c} \right)^2 + \left(\frac{\text{Imag}\{Z\}}{\varepsilon.\bar{\rho}.c} \right)^2 \right]} \quad (26)$$

onde ε é a fração da superfície com impedância característica Z ; $\bar{\rho}$ é a densidade média no tempo do gás no interior da câmara ($\bar{\rho} = \rho$).

Otimização

O problema de otimização consiste na determinação das variáveis de projeto que permitam obter o extremo de uma função objetivo ou função custo, sujeita ou não a restrições algébricas de igualdade e/ou desigualdade, equações diferenciais ordinárias e/ou parciais e a restrições laterais (domínio ou espaço de busca das variáveis de projeto).

Matematicamente, o problema geral de otimização pode ser escrito pela **Equação (27)** (VANDERPLAATS, 1999).

$$\left\{ \begin{array}{l} \min F(X), X = [X_1, X_2, \dots, X_n]^T \text{ com } X \in R^n \\ f_l(\dot{X}, X) = 0, l = 1, 2, \dots, L \\ h_k(X), k = 1, 2, \dots, K \\ g_j(X) \geq 0, j = 1, 2, \dots, J \\ X_i^L \leq X \leq X_i^U, i = 1, 2, \dots, n \end{array} \right. \quad (27)$$

onde: $F(X)$ é a função a ser otimizada; g_j e h_k são as restrições de desigualdade e igualdade; f_l são as equações diferenciais; X_i^L e X_i^U são os limites inferior e superior das variáveis de projeto.

Os métodos de otimização são divididos em: abordagem clássica ou determinística e a abordagem não-determinística ou randômica. As técnicas determinísticas podem apresentar algumas dificuldades numéricas tais como: problemas de robustez relacionados com a falta de continuidade das funções a serem otimizadas ou de suas restrições, funções não convexas, multimodalidade, existência de ruídos nas funções, necessidade de se trabalhar com valores discretos para as variáveis, existência de

mínimos ou máximos locais (VANDERPLAATS, 1999; EDGAR et al., 2001; SARAMAGO, 2003).

Já as técnicas não-determinísticas são baseadas nos processos de seleção natural da luta pela vida, da genética de populações ou em estratégias puramente estruturais. O desenvolvimento dessa metodologia se deu por volta de 1950 com o surgimento dos algoritmos genéticos, quando biólogos utilizavam técnicas computacionais para a simulação de sistemas biológicos. Mas foi somente entre 1960 e 1970, na Universidade de Michigan sob a direção de John Holland em 1975, que iniciou o estudo de algoritmos genéticos (VANDERPLAATS, 1999).

Atualmente deve-se destacar a diversidade da concepção conceitual com que essas metodologias são fundamentadas. Dentre os conhecidos e aplicados na literatura, podem ser citados o Algoritmo Genético, Recozimento Simulado, Enxame de Partículas, Colônia de Formigas, Sistema Imunológico, Modelos de Ciclo de Vida e a Evolução Diferencial.

Neste trabalho, foi utilizado a técnica de otimização via Algoritmos Genéticos empregada em uma rotina computacional, utilizando como função objetivo a integral do gráfico da função resposta em frequência do ressonador. A partir disso, foram otimizados os raios das áreas de aberturas e os volumes das câmaras do ressonador de Helmholtz, definidos nas equações apresentadas na Metodologia.

Escolha das dimensões e análises de sensibilidades

Para o desenvolvimento do trabalho, foi utilizado um bloco de cimento comercial com dimensões expostas na **Tabela 1**. Além disso, a partir das pesquisas bibliográficas de ressonadores, neste trabalho foi modelado um ressonador com abertura de seção transversal circular.

A primeira etapa do projeto foi caracterizar os parâmetros que constituem o bloco de cimento quando transformado em ressonador de *Helmholtz* através de uma analogia com um sistema mecânico de um grau de liberdade do tipo massa-mola-amortecedor, sendo o modelo matemático implementado computacionalmente.

Tabela 1. Dimensões do bloco de cimento.

Parâmetros	Medida (m)
Espessura (e_b)	0,01
Comprimento (l_b)	0,39
Profundidade (ρ_b)	0,19
Altura (h_b)	0,19

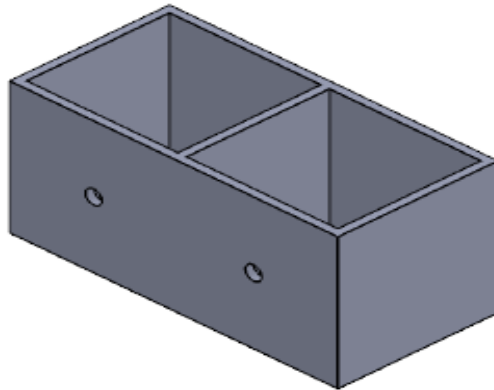
A partir disso, foi então realizada uma primeira análise de sensibilidade, avaliando a influência da variação do volume da câmara e da área de abertura da cavidade na eficiência do ressonador. Conhecido esse comportamento, de acordo com a variação de sua geometria, foi desenvolvida uma metodologia de otimização via Algoritmo Genético para definir a melhor relação entre as variáveis volume da câmara e área de abertura da cavidade para uma determinada faixa de frequência a ser controlada.

Como dados de entrada, os intervalos de valores adotados para os raios das aberturas das cavidades foram selecionados conforme catálogos de brocas de wídea (utilizadas para blocos de cimento e de concreto), variando de 0,01 m a 0,05 m, e os volumes das divisões foram limitados pelo volume total da cavidade, variando de 0,001 m³ a 0,0056 m³.

Após isso, uma nova análise de sensibilidade foi feita, na qual foram realizadas variações do tamanho da população limitada a 200 indivíduos e do número de gerações limitada a 100.

Na aplicação dessa rotina de otimização a cavidade foi dividida em dois volumes com uma abertura circular em cada cavidade conforme ilustra a **Figura 5**.

Figura 5 – Divisão da câmara do bloco de concreto em dois e aberturas circulares para a otimização.



Uma outra análise de sensibilidade foi realizada, verificando como as variáveis de entradas do otimizador (limites máximos e mínimos para as variáveis, tamanho da população, e número de gerações) influenciariam nos resultados finais. Foi observado que para gerações menores que 50 os valores das variáveis de otimização sofriam alterações significativas, já para o intervalo de 50 a 100 havia uma convergência dos valores, o mesmo comportamento foi observado para o tamanho da população, que apresentou convergência no intervalo de 100 a 200 indivíduos.

Por fim, foi avaliada a função resposta em frequência (FRF) do ressonador com duas cavidades de dimensões otimizadas, verificando se realmente seria eficiente na faixa de frequências de interesse para o controle.

RESULTADOS E DISCUSSÃO

As análises a seguir foram feitas considerando-se variações na frequência natural, no fator de qualidade, no coeficiente de absorção e na impedância, em função do volume da câmara (V_R) e do raio da abertura (r_f) do ressonador de cavidade, por fim, esses parâmetros foram otimizados para avaliar a melhora da atenuação.

Para a análise de sensibilidade foram traçadas superfícies de resposta avaliando a influência da variação do volume da câmara e da área de abertura da cavidade na eficiência do ressonador, conforme pode ser visto nas **Figuras 6 e 7**.

Figura 6 – Influência do raio da abertura (r_f) e do volume da cavidade (V_R) na frequência natural e fator de qualidade.

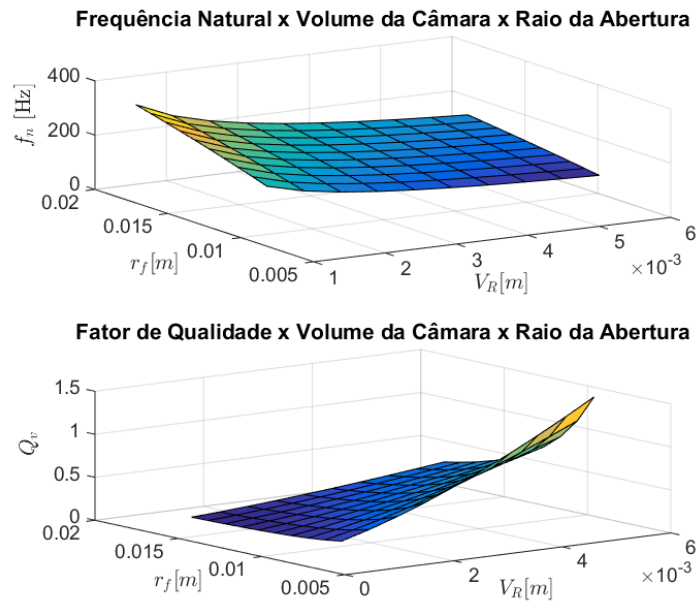
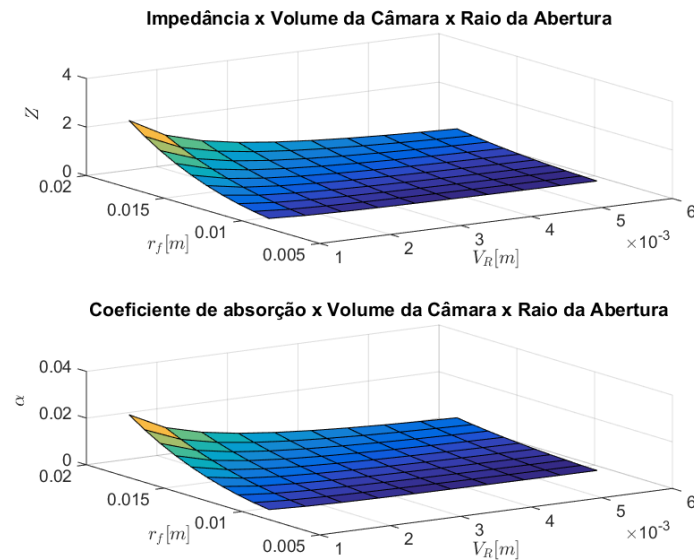


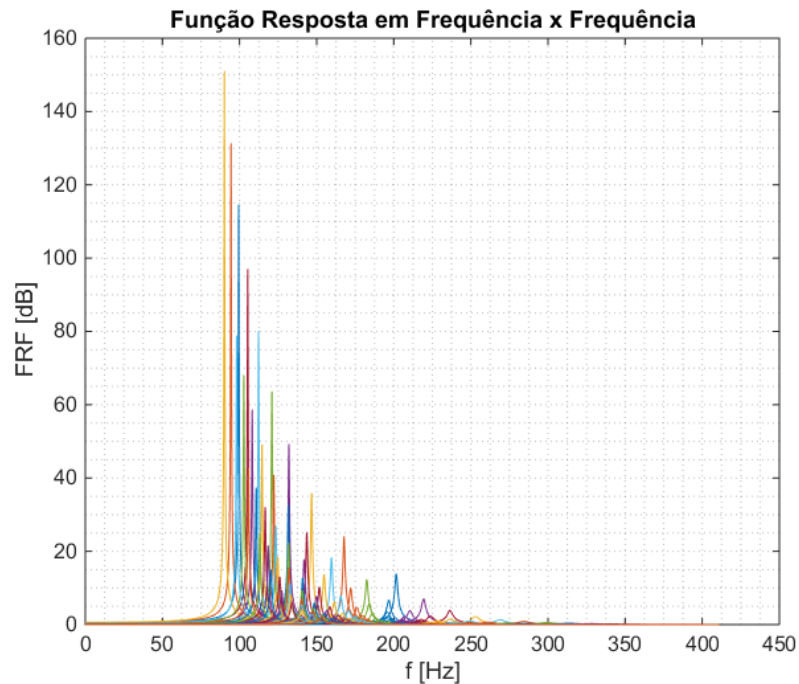
Figura 7 – Influência do raio da abertura (r_f) e do volume da cavidade (V_R) na impedância e no coeficiente de absorção do ressonador.



Analisando as **Figuras 6** e **7**, verificou-se que a impedância, a frequência natural e o coeficiente de absorção são máximos para um raio maior e um volume de cavidade menor; já para o fator de qualidade o comportamento foi contrário. Pode-se explicar isso, pelo modelo matemático adotado neste trabalho, que mostra como esses parâmetros relacionam-se com essas variáveis a serem otimizadas.

Foi ainda analisada a função resposta em frequência do sistema (**Figura 8**) para cada configuração testada nas superfícies de resposta, possibilitando assim estimar a faixa de frequências cuja atenuação seria significativa.

Figura 8 – FRF de todas as combinações *volume da cavidade x raio de abertura* testadas.



Analisando a **Figura 8**, verifica-se que o ressonador de cavidade apresenta melhor atenuação de ruído em baixas frequências, correspondentes a faixa de até 500 Hz, podendo-se utilizar o bloco de cimento para construir ressonadores com frequência de atenuação entre 90 e 250 Hz.

Após essa análise, foi implementada a metodologia de otimização visando encontrar a melhor configuração do ressonador para uma dada faixa de frequência a ser controlada. Para a otimização, o volume total da cavidade foi dividido em dois, com isso estima-se que o sistema terá duas frequências naturais e os picos de atenuação estarão distribuídos no espectro de frequências.

Algumas restrições foram necessárias para a otimização, sendo essas: o volume da segunda cavidade (V_{R2}) deveria ser igual ao volume total (V) subtraído do volume da primeira cavidade (V_{R1}), raios da primeira abertura (r_{f1}) e da segunda abertura (r_{f2}) deveriam ser menores que o comprimento da cavidade do ressonador a que pertenciam. Os resultados da otimização são expostos na **Tabela 2**.

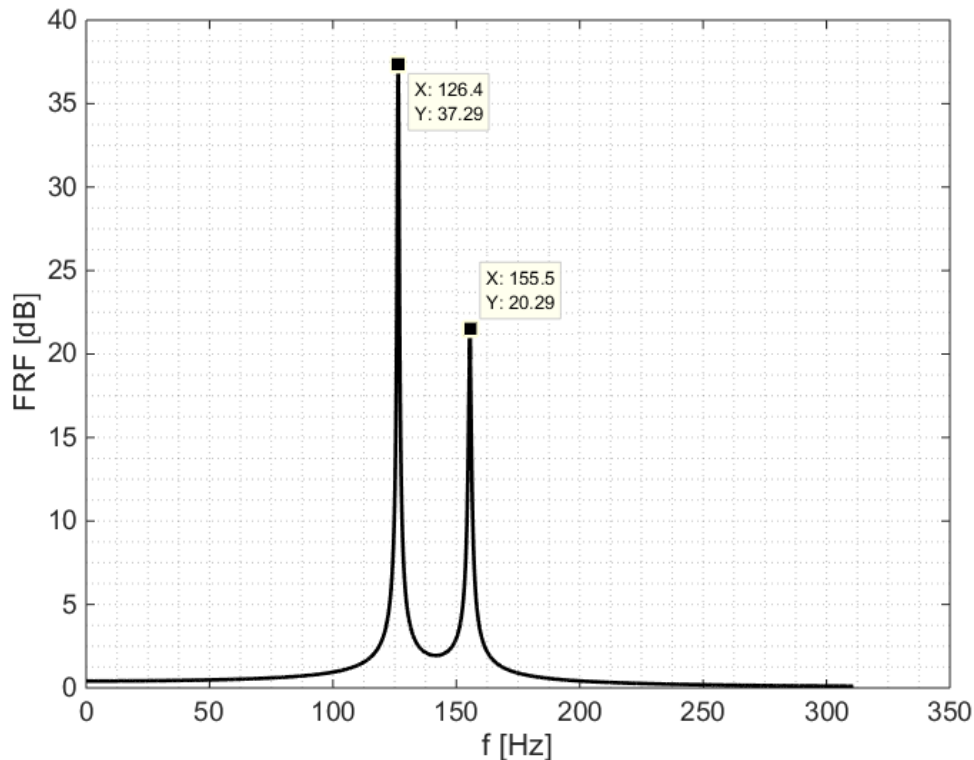
Tabela 2. Resultados da otimização.

Variáveis	Resultado
V_{R1}	0,0035 m ³
V_{R2}	0,0023 m ³
r_{f1}	0,010 m
r_{f2}	0,010 m

Os resultados apresentados na **Tabela 2**, foram obtidos por uma análise de sensibilidade, conforme explicada na Metodologia, para um tamanho da população e um número de gerações no otimizador, entre 100 e 200 indivíduos e de 53 gerações.

Para as análises finais, foi gerada a FRF do ressonador de duas câmaras com geometria otimizada conforme ilustra a **Figura 9**.

Figura 9 – FRF do ressonador com duas cavidades calculadas com os dados otimizados.



Observando-se os resultados, o sistema obteve uma atenuação máxima nas frequências de 126,4 Hz e 155,5 Hz, sendo estas as frequências naturais de cada cavidade. Comparando tal resultado com a avaliação inicial (**Figura 8**), a rotina de otimização obteve um resultado satisfatório, encontrando atenuações máximas em frequências entre 90 à 250 Hz, faixa definida de acordo com a **Figura 8** para o bloco de cimento adotado no projeto que foi transformado em ressonador de *Helmholtz*.

CONCLUSÕES

Pelo estudo das propriedades e particularidades dos ressonadores de *Helmholtz*, pode-se entender melhor sua capacidade em absorver e atenuar ruídos em baixas frequências e a possibilidade de sintonização na frequência de interesse, de acordo com a sua geometria.

Com as análises realizadas foi possível desenvolver uma rotina de otimização paramétrica, possibilitando usar essa ferramenta para um projeto com a melhor configuração para o ressonador de acordo com a aplicação desejada. Além disso, aprimorou-se os conhecimentos no método de Algoritmo Genético e as influências de seus parâmetros de entrada na função resposta em frequência do sistema.

Desta forma, conclui-se que o modelamento matemático desenvolvido para o bloco de cimento quando transformado em ressonador de *Helmholtz* do trabalho é eficiente para

a atenuação do ruído em intervalos de baixas frequências. Outro aspecto importante observado foi o fato de a otimização desenvolvida conseguir alcançar frequências de ressonância que se mantiveram nos limites pré-definidos, com valores satisfatórios conforme apresentado na teoria.

REFERÊNCIAS

- ARAÚJO G. M.; REGAZZI, R. D., **Perícia e Avaliação de Ruído e Calor Passo a Passo – Teoria e Prática**, Rio de Janeiro, 2a Ed., 2002.
- BEDOUT, J. M. **Adaptive-passive noise control with self-tuning Helmholtz Resonators**. 1996. 78 p. Thesis (Master of Science in Mechanical Engineering). Purdue University.
- BISTAFA, S. R. **Acústica aplicada ao controle do ruído**. São Paulo: Edgard Blucher, 2012. 368p.
- BISWAS, S.; AGRAWAL, A. **Noise reduction in a large enclosure using single, dual and ensconced Helmholtz resonators**. *Current Science*, 104(12):1681-1691, 2013.
- EDGAR, T. F., HIMMELBLAU, D. M., LASDON, L. S. **Optimization of Chemical Process**, Second Edition, McGraw-Hill Chemical Engineering Series, 2001.
- GERGES, S. N. Y. **Ruído Fundamentos e Controle**. 2ª edição. Florianópolis: Editora Imprensa Universitária UFSC, 2000.
- GIAMPAOLI, E. **Características de absorção acústica de tijolos transformados em absorvedores de ruído de baixa frequência**. 1987. 241 p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis.
- GÓES, L. C. S.; LACAVA, P. T.; SILVA, M. S.; SANTANA JR., A. **Acoustic Cavities Design Procedures**. *Thermal Engineering*, Vol. 6, N° 2, dec. 2007, p. 27-33.
- HAN, M. **Sound reduction by a Helmholtz resonator**. 2008. 110 p. Thesis (Master of Science in Mechanical Engineering) The Department of Mechanical Engineering and Mechanics. Lehigh University.
- JUNGER, M. C. **Helmholtz resonators in load-bearing walls**. *Noise Control Engineering*, New Jersey, 4(1):17-25, Jan./Feb. 1975.
- KINSLER, L.E.; FREY, A.R.; COPPENS, A.B.; SANDERS, J.V., **Fundamentals of Acoustics**, Third Edition, John Wiley & Sons, 1982.
- LISOT, A. **Ressoadores de Helmholtz em barreiras acústicas: Avaliação de desempenho na atenuação do ruído de tráfego**. 2008. 161p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Urbana). Universidade Estadual de Maringá, Maringá.
- SARAMAGO, S. F. P. **Método de Otimização Randômica: Algoritmos Genéticos e Simulated Annealing**. *SBMAC*, v. 6, 35p., 2003.
- VANDERPLAATS, G.N. **Numerical Optimization Techniques for Engineering Design**. VR D INC. Colorado Springs, CO, USA, Third Edition, 1999.

Recebido em: 05/09/2018

Aprovado em: 26/11/2018