



CONTROLE ATIVO DE RUÍDO APLICADO A EDIFÍCIOS VENTILADOS NATURALMENTE

Marcela Álvares Maciel (1); Marcus Antônio Viana Duarte (2)

(1) Arquiteta, Doutoranda do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica,
marcelamaciel@safetynoise.com.br

(2) Doutor, Professor da Faculdade de Engenharia Mecânica, mveduarte@mecanica.ufu.br
Universidade Federal de Uberlândia, Faculdade de Engenharia Mecânica, Laboratório de Acústica e
Vibrações, Caixa Postal 593, Uberlândia- MG, 38408-100, Tel.: (34) 3239-4534

RESUMO

O desenvolvimento de novas tecnologias para esquadrias acústicas ventiladas insere-se no contexto da promoção da eficiência energética de edificações, que inclui a compatibilização da dicotomia climatização natural e isolamento acústico de edificações. Tradicionalmente, a utilização de métodos passivos para controle de ruído em esquadrias apresenta limitação de isolamento acústico em baixas frequências, com perda por transmissão inferior a 15 dB. Alternativamente, técnicas para controle ativo de ruído vêm sendo aplicadas a esquadrias. Entretanto, o estágio atual dessa tecnologia ainda apresenta restrições de utilização para altas frequências. Assim, a utilização de métodos híbridos apresenta-se como uma solução para potencialização do desempenho acústico em baixas, médias e altas frequências. Diante dessa perspectiva, o presente trabalho apresenta a proposta de aplicação de técnicas de controle ativo de ruído em venezianas acústicas. Destaca-se assim o conceito de venezianas acústicas adaptativas, uma tecnologia híbrida que pretende o incremento da atenuação acústica em baixas frequências através da incorporação de materiais inteligentes nas lâminas da veneziana, que são ainda dotadas de materiais passivos para absorção acústica em altas frequências. Resultados preliminares da modelagem da perda por transmissão de venezianas acústicas adaptativas sugerem sua viabilidade técnica, com índice de redução sonora global superior a 35 dB.

Palavras-chave: acústica bioclimática, controle ativo de ruído, esquadrias acústicas, materiais inteligentes

ABSTRACT

The development of new technologies for ventilated acoustic frames inserts in the context of energy efficiency of buildings, including the compatibility of the dichotomy natural cooling and acoustic insulation of buildings. Traditionally, the use of passive methods for noise control in frames has limited sound insulation at low frequencies, with transmission loss below 15 dB. Alternatively, techniques for active noise control have been applied to frames. However, the current state of this technology still has use restrictions for high frequencies. Thus, the use of hybrid methods presented as a solution to the acoustic performance enhancement at low, medium and high frequencies. Given this perspective, this work proposes the application of techniques of active noise control in acoustic louvers. It stands out like the concept of adaptive acoustic louvers, a hybrid technology that aims to increase the acoustic attenuation at low through the incorporation of smart materials in the blades of the shutter, which are equipped with passive materials for sound absorption at high frequencies. Preliminary results of the modeling of the transmission loss of acoustic louvers adaptive suggest their technical feasibility with global sound reduction index greater than 35 dB.

Keywords: bioclimatic acoustics, active noise control, acoustic frames, smart materials

1. INTRODUÇÃO

Do ponto de vista acústico, a envoltória das edificações tem a tarefa de reduzir o ruído exterior a níveis aceitáveis de ruído interno. No caso das fachadas, a presença quase inevitável de esquadrias faz destas partições estruturas vulneráveis acusticamente. Em países de clima temperado, esse problema é minimizado pela utilização de tipologias de esquadria fixas, ficando a solução praticamente restrita à adequada especificação técnica de vidros especiais. De acordo com Naticchia e Carbonari (2007), os vidros laminados, por exemplo, contribuem para o deslocamento do efeito de coincidência para frequências fora do limiar auditivo, aumentando o isolamento acústico para frequências superiores a 1.500 Hz, sem nenhum incremento em baixas frequências. Por outro lado, a solução de vidros duplos, permite a adição de outro efeito de ressonância em frequências inferiores a 500 Hz, incrementando o isolamento acústico em frequências entre a ressonância e a frequência de coincidência.

No caso de clima quente e úmido, a demanda por ventilação natural das edificações para fins de conforto térmico e eficiência energética exige a presença de aberturas para entrada e saída de ar, tornando mais complexa a solução do isolamento acústico de fachadas. Áreas mínimas de abertura prejudicam substancialmente o desempenho acústico da envoltória. Como exemplo, cita-se que a inserção de 1% de abertura numa componente de 30 dB propicia um decréscimo de 10 dB no seu índice de redução sonora global. Essa situação é ainda mais grave quando as fachadas estão expostas à poluição sonora provocada pelo ruído de tráfego veicular.

Considerando-se os níveis de ruído de tráfego em grandes centros urbanos da ordem de 70 a 80 dB(A), o desempenho acústico de uma fachada deve contemplar índices de redução sonora global de 30 dB para atendimento aos níveis de desempenho requerido pela norma NBR 15.575-4 (ABNT, 2013) para fachadas expostas a ruído intenso de meios de transporte e de outras naturezas, desde que conforme a legislação. No caso de fachadas cegas, isto é, sem esquadrias, os sistemas construtivos convencionais de vedação de edificações brasileiras apresentam desempenho acústico para isolamento de ruídos aéreos compatível com o nível de desempenho superior requerido pela NBR 15.575-4 (ABNT, 2013). Citam-se como exemplo o bloco cerâmico vazado de 0,15 m de espessura e bloco de concreto vazado de 0,14 m de espessura, com os índices de redução sonora global de 52 e 45 dB, respectivamente.

A compatibilização das exigências para desempenho térmico e acústico da NBR 15.575-4 (ABNT, 2013) apresenta-se como um dos grandes desafios da arquitetura contemporânea. Essa norma exige áreas mínimas de abertura para atendimento ao requisito de ventilação natural dos ambientes, que utiliza como critério o percentual da área do piso do ambiente de 7, 8 e 12% para aberturas médias e grandes em função da zona bioclimática. Independentemente do tipo de vedação, esses percentuais de abertura em fachadas não garantem o atendimento dos requisitos de isolamento acústico aéreo da NBR 15.575-4 (ABNT, 2013). Assim, como desenvolver estratégias para controle de ruído em edificações ventiladas naturalmente compatíveis com os critérios definidos na norma de desempenho?

Propostas de esquadrias acústicas ventiladas vêm sendo desenvolvidas, inclusive nacionalmente, com destaque a utilização de estratégias passivas para controle de ruído, destacando-se para os trabalhos de Field e Fricke (1998), Viveiros e Gibbs (2003), Viegas (2009), Araújo (2010) e Oiticica (2010). Em todas essas estratégias observa-se a dificuldade de atenuação acústica em baixas frequências de forma passiva, com atenuações inferiores a 15 dB. Assim, todos os dispositivos apresentam índice de redução sonora global inferiores a 30 dB.

Para superação dessa limitação de desempenho em baixas frequências, Salis et al. (2002) sugerem o uso das técnicas de controle ativo de ruído. Assim, no âmbito internacional, já se observam as primeiras propostas de aplicação de controle ativo de ruído em esquadrias ventiladas naturalmente. Huang et al. (2011) estudaram a aplicabilidade de técnicas de controle ativo de ruído para atenuação de ruídos de baixa frequência em peitoril ventilado de acrílico para garantir ainda boas condições de iluminação natural. Para tanto, utilizou um modelo analítico baseado no método de expansão modal para cálculo do campo acústico, tanto do peitoril ventilado quanto do ambiente, para fins de utilização em simulações de controle ativo de ruído. A eficácia do modelo analítico proposto é validada utilizando o método dos elementos finitos, cujos resultados apresentam boa concordância e indicam atenuações de 20 dB. Esses resultados foram obtidos para frequências de controle inferiores a 390 Hz, considerando sistemas de controle ativo de ruído monocanal.

Kwon e Park (2013) também apresentaram uma proposta de janela para redução de ruído proveniente de aberturas para ventilação natural utilizando técnicas de controle ativo. O sistema utiliza sensores externos à fachada, sendo as fontes de controle são posicionadas na esquadria. O algoritmo de controle utilizado foi o de alimentação direta (*feedforward*), sem sensores de erros. O objetivo do controle foi de minimizar a potência acústica total combinada do sistema de alto-falantes e da fonte sonora, que é correspondente a

janela aberta. O desempenho desse sistema foi validado experimentalmente utilizando modelos em escala reduzida para ruídos exteriores direcionais, obtendo-se reduções de cerca de 10 dB em bandas de frequência de 400 a 1000 Hz.

Tendo em vista que as técnicas para controle ativo de ruído ainda apresentam restrições para aplicação em altas frequências, o desenvolvimento de uma tecnologia híbrida para controle de ruído em edifícios ventilados naturalmente, isto é, um sistema composto de duas ou mais estratégias de controle, apresenta-se como uma solução eficiente para propiciar atenuação acústica em toda a faixa de frequência de interesse, isto é, 100 a 3150 Hz. Dentre as estratégias passivas para controle de ruído em esquadrias, as venezianas acústicas destacam-se por oferecer a atenuação sonora ao mesmo tempo em que reduzem a incidência de radiação solar e permitem o fluxo de ar pela abertura. Quando utilizadas em fachadas, as venezianas acústicas pode ainda desempenhar um importante caráter estético, similar ao brises.

Os principais mecanismos de atenuação sonora de uma veneziana acústica são a mudança de impedância, absorção acústica, bem como interferências construtivas e destrutivas. De acordo com Viveiros e Gibbs (2003), as venezianas acústicas não apresentam isolamento satisfatório, principalmente para ruídos de baixa frequência, cujas melhores configurações apresentam índice de redução sonora global de 12 e 21 dB para venezianas simples e dupla, respectivamente. Assim, neste trabalho propõe-se a aplicação das estratégias de controle ativo de ruído a venezianas acústicas, sendo essa tecnologia denominada veneziana acústica adaptativa.

Conforme apresentado na Figura 1, as venezianas acústicas adaptativas apresentam-se como uma tecnologia híbrida, cujo desempenho é propiciado pelo incremento da atenuação acústica em baixas frequências (inferiores a 500 Hz) através do controle ativo dos modos de vibração das lâminas da veneziana excitadas por atuadores de materiais inteligentes. Em médias e altas frequências (superiores a 500 Hz), a atenuação acústica é função da vibração das fibras dos materiais de absorção, que transformam a energia acústica em energia mecânica e calor.

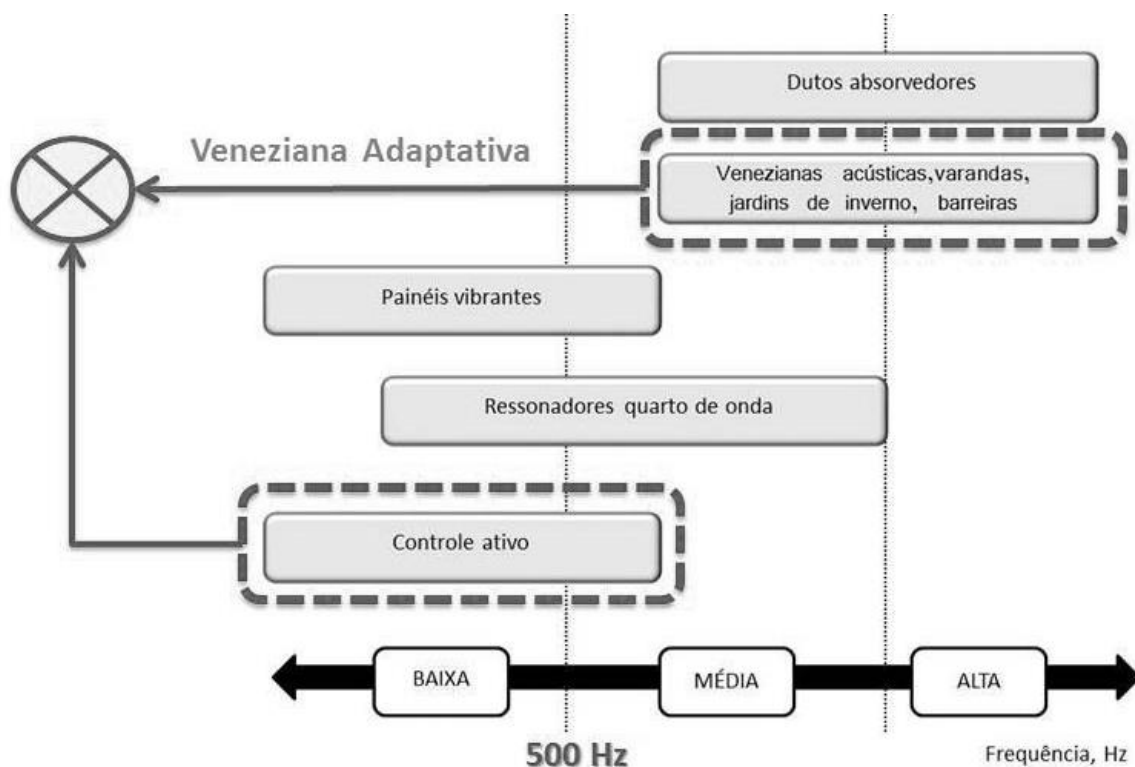


Figura 1 – Conceito de veneziana acústica adaptativa

2. OBJETIVO

O objetivo geral deste trabalho é determinar através de métodos analíticos a perda por transmissão de venezianas acústicas adaptativas para frequências centrais de 1/3 de oitava entre 100 Hz e 3150 Hz e seu respectivo índice de redução sonora global.

3. MÉTODO

3.1. Controle ativo de ruído aplicado a venezianas acústicas

Controle ativo é uma técnica utilizada para reduzir a intensidade de ruído ou vibração utilizando dispositivos que fornecem energia ao sistema. Assim, o termo “ativo” é utilizado em contraponto ao “passivo”, em que apenas os mecanismos de dissipação de energia interna dos materiais já são suficientes para atenuações de ruído significativas. Utilizando-se do princípio da interferência destrutiva, o controle ativo pretende a atenuação do ruído gerado por uma fonte primária pela emissão de um sinal, originado por uma fonte secundária, de mesma amplitude e fase contrária, conforme Figura 2. Os componentes básicos de sistemas de controle ativo são: os elementos sensores, utilizados para captar as alterações ambientais ou operacionais; elementos atuadores, responsáveis pela ação de adaptação do sistema; e os procedimentos de controle, que determinam as ações de controle a serem executadas pelos atuadores, a partir das informações adquiridas pelos sensores.

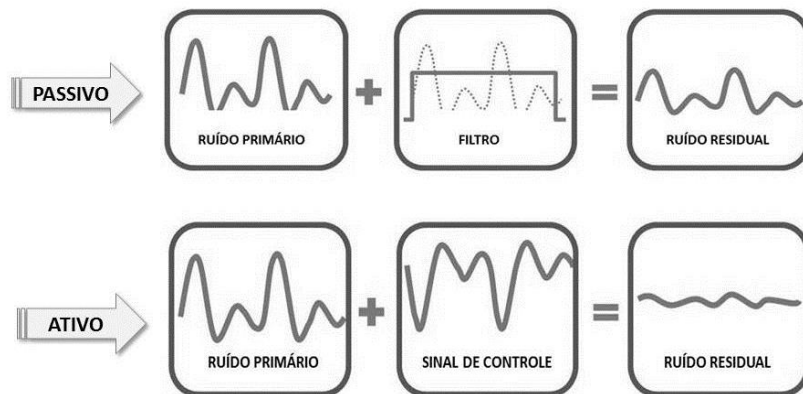


Figura 2 - Métodos de controle de ruído

A aplicação da técnica de controle ativo de ruído em venezianas acústicas utiliza-se de materiais piezelétricos acoplados às lâminas da veneziana, já que esses materiais têm demonstrado resultados interessantes com vantagens intrínsecas à tecnologia, tais como: permite sua utilização em geometrias complexas; podem ser utilizados tanto como sensores e atuadores; bem como permite sua utilização em condições ambientais severas, em função da sua relativa insensibilidade a temperatura. Esses materiais desenvolvem um campo elétrico quando sujeitos a uma força (ou pressão), denominado efeito piezelétrico direto, e inversamente, apresentam uma deformação quando sujeitos a um campo elétrico, denominado efeito piezelétrico inverso. As venezianas acústicas adaptativas utilizam-se do efeito piezelétrico inverso para redução da radiação de ruído através da alteração do comportamento estrutural das lâminas.

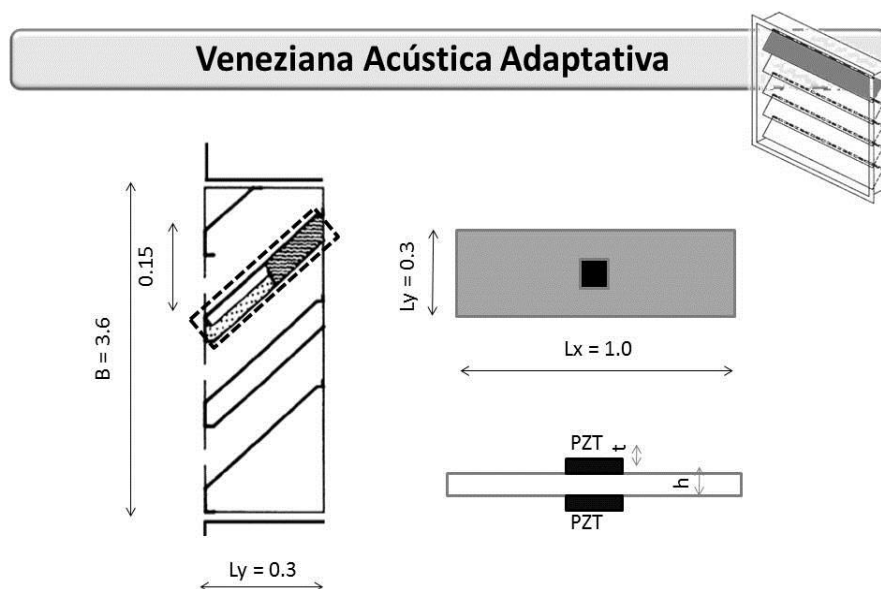


Figura 3 - Conceito de veneziana acústica adaptativa

3.2 Perda por transmissão de venezianas acústicas adaptativas

A modelagem da perda por transmissão das venezianas acústicas adaptativas é realizada para o sistema de lâminas isoladas. A pressão acústica radiada total das lâminas dada pela Equação 1 pode ser obtida pelo princípio da superposição, isto é, pela atuação da placa instrumentada com atuadores piezelétricos e pela fonte primária, conforme Equação 2 e Equação 3, respectivamente.

$$p_t = p_c + p_n \quad \text{Equação 1}$$

$$p_c(r, \theta, \phi) = K \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} W_{mn,pzt} I_m I_n \quad \text{Equação 2}$$

$$p_n(r, \theta, \phi) = K \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} W_{mn} I_m I_n \quad \text{Equação 3}$$

Onde:

P_t é a pressão acústica radiada total da veneziana acústica adaptativa, [Pa];

P_c é a pressão acústica radiada pela veneziana acústica, [Pa];

P_n é a pressão acústica radiada pela fonte primária, [Pa];

W_{mn} são as amplitudes modais da placa, [adimensional];

$W_{mn,pzt}$ são as amplitudes modal da placa instrumentada com atuadores piezelétrico, [adimensional];

I_m, I_n são funções derivadas da integral de Rayleigh.

m, n são índices modais.

O parâmetro K é dado pela Equação 4:

$$K = \frac{-\omega^2 \rho_0 e^{i\omega\left(t - \frac{r}{c}\right)}}{2\pi R} \quad \text{Equação 4}$$

Onde:

ω é a frequência de excitação externa, [rad/s]

ρ_0 é a massa específica do meio, [kg/m³];

t é a espessura do atuador piezelétrico, [m];

r é a distância do ponto de observação em relação à origem do sistema de coordenadas, [m];

c é a velocidade do som, [m/s];

R a distância do ponto de observação a fonte elementar, [m]

As amplitudes modais da lâmina são dadas pela Equação 5:

$$W_{mn} = \frac{P_i I_m I_n}{\frac{L_x L_y}{4} \rho_p h (\omega_{mn}^2 - \omega^2)} \quad \text{Equação 5}$$

Onde:

P_i é a pressão sonora incidente na lâmina, [Pa];

ρ_p é a massa específica da lâmina, [kg/m³];

L_x é o comprimento da lâmina, [m];

L_y é a largura da lâmina, [m];

h é a espessura da placa, [m]

ω_{mn} são as frequências naturais de vibração da lâmina, [rad/s]

Já as amplitudes modais de excitação da lâmina causada por atuadores piezelétricos, conforme Figura 4, são dadas pela Equação 6:

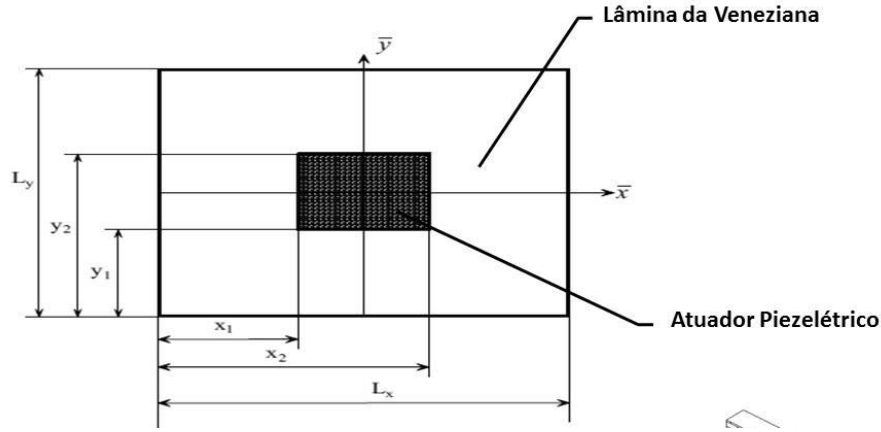


Figura 4 - Efeito das características geométricas das lâminas na perda por transmissão

$$\bar{W}_{mn} = \frac{4C_0 d_{31} \bar{V}}{t A m_s (\omega_{mn}^2 - \omega^2)} \left\{ - \left(\frac{\gamma_m^2 + \gamma_n^2}{\gamma_m \gamma_n} \right) \left[\cos(\gamma_m x_1) - \cos(\gamma_m x_2) \right] \left[\cos(\gamma_n y_1) - \cos(\gamma_n y_2) \right] \right\} \quad \text{Equação 6}$$

Onde:

d_{31} é o módulo piezelétrico da pastilha [C/N];

V é a tensão elétrica de entrada no atuador, [V];

A é a área da lâmina, [m²];

m_s é a massa superficial da lâmina, [kg/m²];

γ_m ; γ_n são os números modais da lâmina;

x_1 ; x_2 ; y_1 e y_2 são as coordenadas geométricas do atuador piezelétrico em relação a lâmina, [m]

O coeficiente C_0 é dado pela Equação 7, sendo os parâmetros P e K dados pelas Equações 8 e 9, respectivamente.

$$C_0 = -E_p \frac{(1 + \nu_{pe})P}{(1 - \nu_{pe})[1 + \nu_p - (1 + \nu_{pe})P]} \frac{2}{3} h^2 \quad \text{Equação 7}$$

$$P = -K \frac{E_{pe}(1 - \nu_p^2)}{E_p(1 - \nu_{pe}^2)} \quad \text{Equação 8}$$

$$K = \frac{3th(2h + t)}{2(h^3 + t^3) + 3ht^2} \quad \text{Equação 9}$$

Onde:

E_p é o módulo de elasticidade da lâmina, [Pa];

E_{pe} é o módulo de elasticidade do atuador piezelétrico, [Pa];

ν_p é o coeficiente de Poisson da lâmina, [adimensional];

ν_{pe} é o coeficiente de Poisson do atuador piezelétrico, [adimensional].

Os números modais da placa γ_m e γ_n são dados pelas Equações 10 e Equação 11, respectivamente.

$$\gamma_m = \frac{m\pi}{L_x} \quad \text{Equação 10}$$

$$\gamma_n = \frac{n\pi}{L_y} \quad \text{Equação 11}$$

As funções derivadas da integral de Rayleigh, I_m e I_n , são dadas pela Equação 12 e Equação 13, respectivamente. Essa integral é uma aproximação conceitual utilizada para o cálculo do campo sonoro radiado por uma superfície vibrante.

$$I_m = \int_0^{L_x} e^{i(kx \sin\theta \cos\phi)} \text{sen}\left(\frac{m\pi}{L_x} x\right) dx \quad \text{Equação 12}$$

$$I_n = \int_0^{L_y} e^{i(kx \sin\theta \cos\phi)} \text{sen}\left(\frac{n\pi}{L_y} y\right) dy \quad \text{Equação 13}$$

A partir da pressão acústica radiada total, é possível obter a perda por transmissão da placa com atuadores piezelétricos conforme Equação 14, sendo os valores da potência acústica incidente (Π_i) e da potencia acústica radiada (Π_t), obtidos pela Equação 15 e Equação 16, respectivamente, sendo a função objetivo Φ definida pela Equação 17.

$$PT = 10 \log_{10} \left(\frac{\Pi_i}{\Pi_t} \right) \quad \text{Equação 14}$$

$$\Pi_i = P_i^2 L_x L_y \frac{\cos\theta_i}{2\rho c} \quad \text{Equação 15}$$

$$\Pi_t = \frac{\Phi R^4}{2\rho c} \quad \text{Equação 16}$$

$$\Phi = \frac{1}{R^2} \int_s |p_t|^2 ds = \frac{1}{R^2} \int_0^{\frac{\pi}{2}} \int_0^{\frac{\pi}{2}} |p_t|^2 \text{sen}\theta d\theta d\phi \quad \text{Equação 17}$$

4. ANÁLISE DE RESULTADOS

4.1 Parâmetros de simulação das venezianas acústicas adaptativas

A simulação da perda por transmissão da lâmina da veneziana acústica adaptativa foi realizada considerando-se um par de atuadores piezelétricos modelo QP10N da Midé Technology, cujas propriedades são apresentadas na Tabela 1. Os atuadores foram inicialmente posicionados no local de máxima deformação modal da lâmina para um modo específico de vibrar. Negligenciando o acréscimo de massa e rigidez da lâmina devido a colagem dos atuadores piezelétricos, conforme sugerido por Fuller et al. (1991), o atuador foi centralizado em relação aos eixos x e y , apresentando eficiência para controle apenas de modos ímpares.

Tabela 1 Propriedades da cerâmica piezelétrica QP10N

Propriedade	Valores
Módulo de elasticidade - E_{pe} , [N/m ²]	69×10^9
Densidade - ρ [kg/m ³]	7700
Coefficiente de Poisson - ν_{pe} , [adimensional]	0,33
Módulo piezelétrico - d_{31} , [C/N]	190×10^{-12}
Espessura - t , [m]	0,00254
Comprimento - L_{pe} , [m]	0,045974
Largura - B_{pe} , [m]	0,02574

As lâminas são excitadas por uma onda plana harmônica oblíqua de amplitude de 97,5 dB, equivalente a 10 N/m^2 . Foi adotado um ângulo (θ_i) de 45° para as simulações, utilizando-se como referência dados experimentais de Silva (1998), que obteve com esse ângulo a melhor correspondência entre perda por transmissão em condições de laboratório e a atenuação acústica das venezianas acústicas em campo. Os microfones, localizados num raio (R) de 3 m de distância da veneziana acústica, foram posicionados para ângulos (ϕ_i) de 0° . As lâminas foram excitadas para as bandas de frequência de 1/3 de oitava para frequências entre 100 Hz e 3150 Hz, com resolução de 25 Hz.

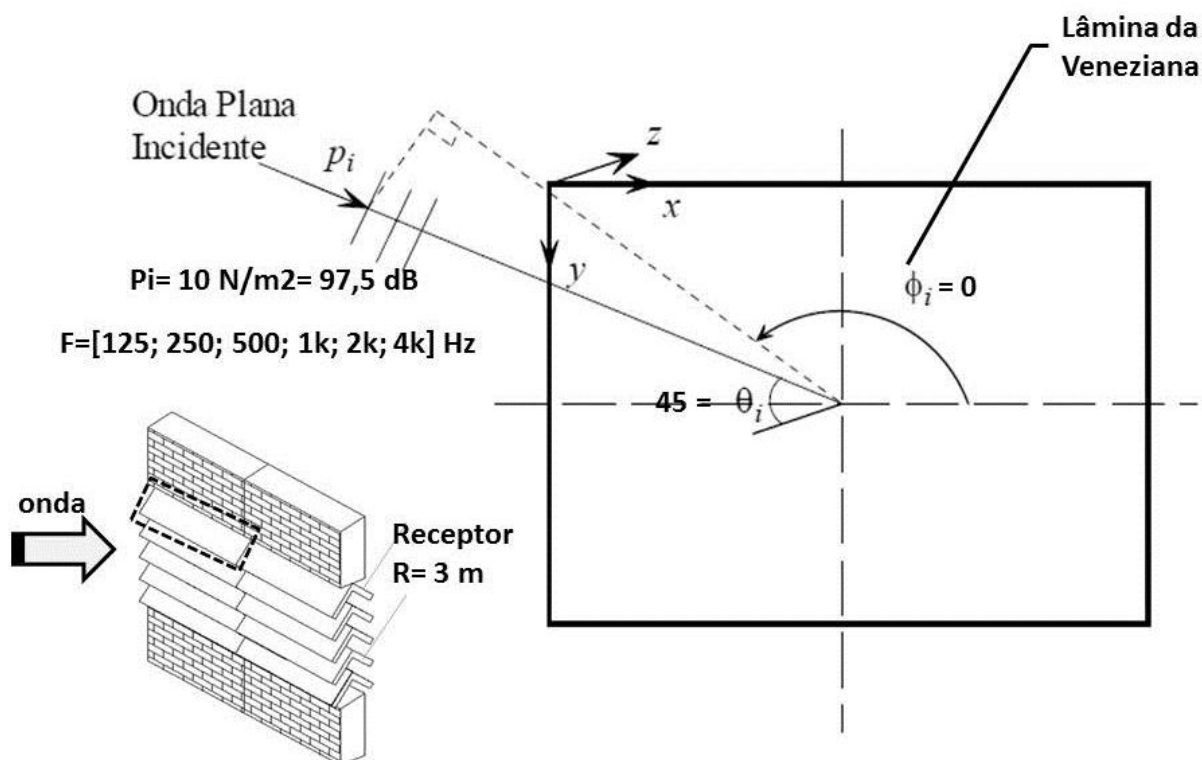


Figura 4 - Excitação da lâmina da veneziana acústica

4.2 Perda por transmissão de venezianas acústicas adaptativas

A estimativa da perda por transmissão de venezianas adaptativas é apresentada em comparação com a veneziana passiva na Figura 5. Observa-se que a veneziana acústica adaptativa apresenta-se como uma estratégia potencialmente eficaz para o incremento do isolamento acústico especialmente baixas frequências, com incrementos da ordem de 20 dB, e desempenho acústico similar as venezianas passivas em altas frequências. É importante ressaltar que esse desempenho prevê o controle dos modos de vibração abaixo de 500 Hz, utilizando-se apenas um par de sensores e atuadores centralizados na lâmina da veneziana. Melhorias no desempenho podem ser obtidas pelo incremento do número de atuadores, cuja localização, nesse caso, deve ser obtida por meio de técnicas de otimização.

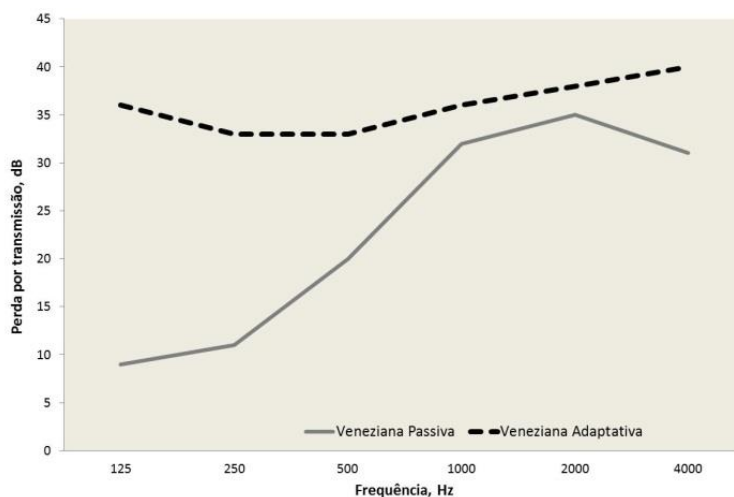


Figura 5 - Comparação de desempenho acústico de venezianas acústicas passivas e adaptativas

4.3 Índice de redução sonora global

Em termos de índice de redução sonora global, as estimativas iniciais do desempenho acústico da veneziana adaptativa apresenta valor de 37 dB, superior a todas as demais tecnologias conforme apresentado na Figura 6. Essa estimativa inicial de desempenho já se mostra suficiente para atendimento às exigências de compatibilização entre desempenho acústico e requisitos para ventilação natural da norma NBR 15.575-4 (ABNT, 2013).

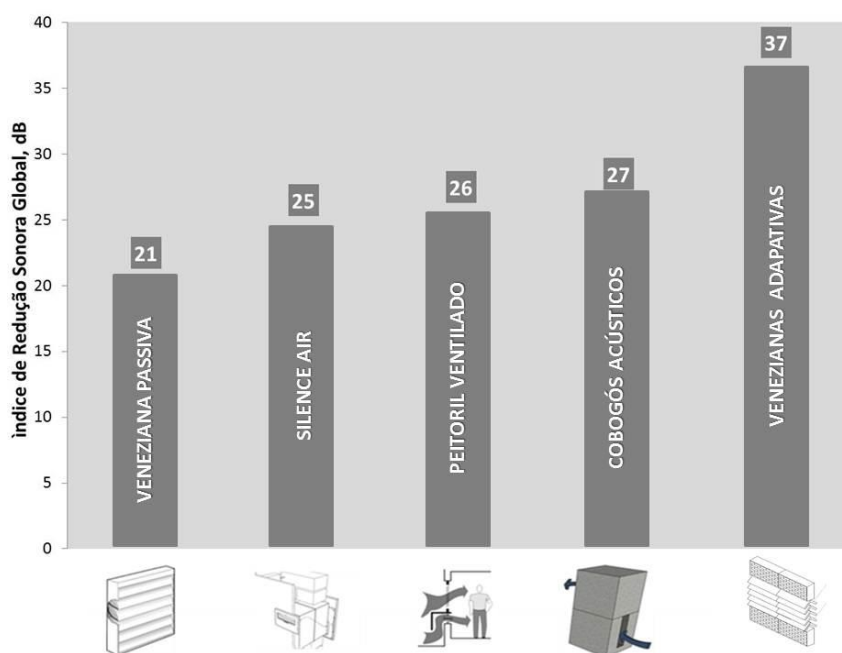


Figura 6 - Desempenho de veneziana adaptativa comparada às demais tecnologias

5. CONCLUSÕES

A proposta de aplicação de técnicas de controle ativo de ruído em venezianas acústicas insere-se no contexto da busca por alternativas de compatibilização das estratégias de ventilação natural com o conforto acústico em edificações, com vistas o cumprimento das exigências dos usuários previstas nas normas técnicas, incluindo-se ainda a demanda nacional por edificações energeticamente eficientes.

A proposta de venezianas acústicas adaptativas apresenta desempenho entre 35 e 40 dB para frequências centrais de 1/3 de oitava entre 100 Hz e 3150 Hz, com índice de redução sonora global de 37 dB. Esse desempenho foi obtido para a configuração do dispositivo com um par de sensores e atuadores comerciais centralizados em cada uma das lâminas.

Há que se ressaltar, entretanto, que os resultados obtidos até o momento consideram a perda por transmissão da veneziana adaptativa para o sistema de lâminas isoladamente. A realização de simulação computacional utilizando métodos de elementos finitos, representando as condições de teste de campo e/ou laboratório de perda por transmissão de venezianas acústicas, permitirá verificar se os resultados obtidos a partir da modelagem analítica são representativos para o desempenho global do dispositivo.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ARAUJO, B.C.D. **Proposta de elemento vazado acústico**. Tese de Doutorado, Faculdade de Arquitetura e Urbanismo, USP, São Paulo, 2010.
- ABNT - ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 15.575**: Edifícios habitacionais - Desempenho - Parte 4: Sistemas de vedações verticais internas e externas - SVVIE. Rio de Janeiro, 2013.
- FIELD, C.D.; FRICKE, F.R. Theory and applications of quarter-wave resonators: a prelude to their use for attenuating noise entering buildings through ventilation openings. **Applied Acoustics**, v. 53, n. 1-3, p. 117-132, 1998.
- FULLER, C.R.; HANSEN, C.H.; SNYDER, S.D. Active noise control of sound radiation from a vibrating rectangular panel by sound sources and vibration inputs: An experimental comparison. **Journal of Sound and Vibration**, v. 145 n. 2, p. 195-215, 1991
- HUANG, H.; QIU, X.; KANG, J. Active noise attenuation in ventilation windows. **Journal of Acoustical Society of America**, v. 130, p. 176–88, 2011.
- KWON, B.; PARK, Y. Interior noise control with an active window system. **Applied Acoustics**, v. 74, p. 647–652, 2013.
- NATICCHIA, B.; CARBONARI, A. Feasibility analysis of an active technology to improve acoustic comfort in buildings. **Building and Environment**, v. 42 p. 2785–2796, 2007.
- OITICICA, M. L. G. R. **Desempenho acústico de diferentes tipologias de peitoril ventilado**. Tese de Doutorado, Faculdade de Engenharia Civil, Arquitetura e Urbanismo, UNICAMP, Campinas, 2010.
- SALIS, M. H. F.; OLDHAM, D. J.; SHARPLES, S. Noise control strategies for naturally ventilated buildings. **Building and Environment**, v. 37 p. 471–484, 2002.
- SILVA, E. B. V. **Evaluation of the acoustical performance of louvre by impulse response analysis**. Tese de Doutorado, Departamento de Engenharia Mecânica, UFSC, Florianópolis, 1998.
- VIEGAS, M. N. **Arquitetura e acústica bioclimática**: estudo de fachadas visando ao controle de ruído o ruído urbano e conforto térmico nas edificações em clima quente e úmido. Tese de Doutorado, Faculdade de Engenharia Mecânica, UFRJ, Rio de Janeiro, 2009.
- VIVEIROS, E. B.; GIBBS, B. M. An image model for predicting the field performance of acoustic louvres from impulse measurements. **Applied Acoustics**, v. 64. p. 713–730, 2003.

AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Uberlândia e a CAPES pelos recursos financeiros aplicados no financiamento do projeto.