

RESPOSTA ACÚSTICA DE UMA SALA DE AULA RETANGULAR EXCITADA POR UMA FONTE DO TIPO MONOPOLÓ

Marcio Diniz da Silva

Universidade Federal de Campina Grande, Centro de Ciências e Tecnologia, Departamento de Engenharia Mecânica, Av. Aprigio Veloso, 882, Bodocongó, Campina Grande/PB, (83) 310-1126, eng.marciodiniz@ibest.com.br

Natanael Victor de Oliveira

Universidade Federal de Campina Grande, Centro de Ciências e Tecnologia, Departamento de Engenharia Mecânica, Av. Aprigio Veloso, 882, Bodocongó, Campina Grande/PB, (83) 310-1126, natanaelvo@yahoo.com.br

Resumo: A análise dos campos sonoros, em ambientes fechados, é dependente de parâmetros tais como: dimensões geométricas da sala, tipo de fonte excitadora, número de objetos refletores e as possíveis formas de absorção sonora. Motivado em levantar o nível de ruído oriundo do tipo e da forma de instalação de condicionadores de ar em salas de aula e visando melhorar a qualidade acústica destes ambientes, procura-se neste trabalho, modelar e simular a distribuição do campo de pressão em uma sala retangular com dois condicionadores de ar, onde se considera uma fonte de excitação, do tipo monopolo, equivalente à fonte real. São apresentados e comparados os resultados experimentais e de simulação com base na análise modal aplicada à acústica, utilizando-se no modelo matemático dados físicos e/ou parâmetros do ambiente. Procura-se mostrar experimentalmente, que quando o ambiente é excitado por uma fonte de perturbação oriunda do ar-condicionado, gera-se um campo predominantemente difuso com geração de fluido turbulento, devido ao funcionamento do ventilador. A resposta acústica da sala excitada por uma fonte monopolo equivalente, utilizada na simulação com dados do modelo físico, mostrou-se muito próxima aos resultados obtidos experimentalmente. Acredita-se que, a obtenção de resultados quantitativos mais precisos de simulação depende de uma melhor descrição dos parâmetros da fonte e do modelo matemático utilizado.

Palavras-Chave: Acústica de salas de aula, Ruído, Simulação Numérica, Análise Experimental.

1. INTRODUÇÃO

Com a crescente ênfase em uma melhor qualidade de educação, a criação e/ou reforma de ambientes de aprendizagem com condições acústicas favoráveis é de fundamental importância, visto que a baixa qualidade acústica ocasiona uma série de problemas com sérias implicações para o aprendizado. Reverberação e ruído em excesso interferem na inteligibilidade, resultando na redução do entendimento e, portanto, na redução do aprendizado, Seep et al (2002). Em face destas considerações, fica clara a necessidade de uma melhor descrição do comportamento acústico nestes ambientes, viabilizando formas mais eficazes para a melhoria e controle acústico das salas de aula. Para tentar avaliar o comportamento dos campos sonoros em ambientes fechados (salas de aula), a teoria da acústica das salas sofre com a dificuldade de modelagem de fontes reais. A predição dos níveis de pressão sonora (NPS) em ambientes fechados requer uma descrição precisa quanto à fonte excitadora, existindo o envolvimento de vários fatores na análise da propagação do som em salas de aula: freqüências características, velocidade de volume relativa à posição das fontes, dimensões e

forma geométrica das salas, número e forma dos objetos refletores, bem como seus coeficientes de absorção sonora.

Baseado, na solução exata para a resposta acústica de salas retangulares excitadas por fontes distribuídas, Gerges (2000), o modelo matemático proposto utiliza-se de propriedades variáveis da fonte excitadora, as quais são ajustadas a partir de parâmetros físicos do ambiente onde a fonte está inserida. Uma rotina foi escrita no ambiente MATLAB com a função de simular o campo acústico e mostrar a distribuição de NPS em um plano qualquer na sala em estudo.

Neste trabalho, ainda são avaliados e comparados os resultados obtidos com os dados experimentais. Em síntese, este trabalho descreverá a distribuição dos níveis de pressão sonora utilizando a análise modal e uma fonte do tipo monópole, equivalente a fonte real, com parâmetros provenientes do modelo físico e ajustada a partir dos dados experimentais para descrever o comportamento do campo de pressão sonora na sala de aula.

2. MODELO MATEMÁTICO

A resposta da sala devida a uma fonte de ruído apresenta-se em regime transitório e em regime permanente. Neste trabalho, considerar-se-á somente a resposta no estado estacionário, ou seja, estado sob o qual a energia emitida pela fonte iguala-se à energia absorvida pelas superfícies internas da sala. Em ambientes como as salas de aula, além da excitação proveniente da fonte sonora, é necessário considerar a contribuição das várias reflexões internas existentes, tendo em vista a excitação ocasionada pela reverberação do ambiente. Esta situação é descrita pela equação diferencial da onda forçada que, em coordenadas retangulares, é dada pela Eq. (1) como mostra Gerges (2000):

$$\nabla^2 P(x, y, z, t) - \frac{1}{c^2} \cdot \frac{\partial^2}{\partial t^2} P(x, y, z, t) = \mathbf{r}_0 \cdot \frac{\partial q(x, y, z, t)}{\partial t} \quad (1)$$

onde: $P(x, y, z, t)$ é a pressão sonora instantânea no ponto (x, y, z) da sala;

\mathbf{r}_0 é a densidade do meio e c a velocidade do som no meio;

$q(x, y, z, t)$ é a distribuição de velocidade de volume.

O número de modos normais N_m , abaixo da freqüência f , considerando os modos tangenciais (em qualquer plano) e os modos axiais (em qualquer eixo) são calculados pela Eq. (2), como mostram vários trabalhos (Gerges, 2000; Kinsler, 2000 e Morse, 1946):

$$N_m = \frac{4 \cdot \mathbf{p} \cdot V}{3 \cdot c^3} \cdot f^3 + \frac{\mathbf{p} \cdot S_s}{4 \cdot c^2} \cdot f^2 + \frac{L_s}{8 \cdot c} \cdot f \quad (2)$$

onde: f é a freqüência de excitação;

V é o volume da sala;

S_s é a área da superfície das paredes; $S_s = 2 \cdot (L_x \cdot L_y + L_z \cdot L_y + L_x \cdot L_z)$;

L_s é a soma dos comprimentos das arestas da sala; $L_s = 4 \cdot (L_x + L_y + L_z)$.

Considera-se a origem dos eixos de coordenadas em um dos cantos da sala, cujas dimensões são limitadas por L_x , L_y e L_z . Sendo $P(x, y, z, t)$ e $q(x, y, z, t)$ funções harmônicas no tempo e considerando também absorção acústica nas paredes, a Eq. (1) apresenta solução na forma da Eq. (3) como mostra Gerges (2000):

$$P(x, y, z, t) = i \cdot \mathbf{w} \cdot \mathbf{r}_0 \cdot \sum_n \frac{\Lambda}{V} \cdot \int_V q(x, y, z) \cdot P_n(x, y, z) \cdot dV \cdot P_n(x, y, z) \cdot e^{i \cdot \mathbf{w} \cdot t} \quad (3)$$

$$\left[k^2 - k_n^2 - i \cdot 2 \cdot k_n \cdot \mathbf{b} \cdot \left(\frac{\mathbf{e}_{nx}}{L_x} + \frac{\mathbf{e}_{ny}}{L_y} + \frac{\mathbf{e}_{nz}}{L_z} \right) \right]$$

onde: Λ é a freqüência angular da fonte de excitação em (rad/s);

Λ é o fator normalizado, ver Eq. (4);

k é o número de onda acústica;

k_n é o número de onda dependente da configuração geométrica da sala, mostrado na Eq. (5);

β termo de amortecimento Eq. (6).

$$\Lambda = \mathbf{e}_{nx} \cdot \mathbf{e}_{ny} \cdot \mathbf{e}_{nz} \quad (4)$$

$$k_n^2 = k_x^2 + k_y^2 + k_z^2 \quad (5)$$

$$\mathbf{b} = \frac{1}{\mathbf{w}} \cdot (\mathbf{b}_x \cdot \mathbf{w}_x + \mathbf{b}_y \cdot \mathbf{w}_y + \mathbf{b}_z \cdot \mathbf{w}_z) \quad (6)$$

Onde aqui define-se, $e_{ni} = 1$, para $ni = 0$ e $e_{ni} = 2$, para $ni > 0$. Sendo $k_i = \frac{n_i \cdot \mathbf{p}}{L_i} = \frac{\mathbf{w}_i}{c}$ e

$\mathbf{b}_i = \frac{\mathbf{a}_i \cdot c}{4 \cdot L_i}$, com $i = x, y$ e z do modo correspondente (n_x, n_y e n_z). Segundo (Gerges, 2000 e Kinsler, 2000), o termo de amortecimento β é expresso pela Eq. (6), sob a condição da resistência acústica específica ser $r_n >> 1$ e $r_n >> x_n$ (característica de muitos materiais usados em paredes). Sendo os valores dos \mathbf{a}_i (coeficiente de absorção direcional $i = x, y$ e z) calculados pela Eq.(8):

$$\mathbf{a}_x = \frac{1}{S} \sum_i \mathbf{a}_i \cdot S_i \quad (8)$$

Onde: S é a área interna total da sala;

\mathbf{a}_i é o coeficiente de absorção da superfície i ;

S_i é a área da superfície i .

A função $q(x, y, z)$ existente na Eq.(3) é um termo referente à fonte (fluxo de volume) e as funções $P_n(x, y, z)$ são as ondas estacionárias, resultado das sucessivas reflexões das ondas sonoras nas seis paredes da sala. Cada trio de números n_x, n_y e n_z , formado por qualquer combinação dentro do número de modos N_m , é apresentado na Eq. (2). Considerando a fonte de excitação tipo monopolo (esfera pulsante), com raio a bastante pequeno comparado com o comprimento de onda, tem-se $ka \ll 1$, onde $k = \Lambda/c$. Portanto, a solução da integral existente na Eq. (3) tem a forma da Eq. (9):

$$\int_V q(x, y, z) \cdot P_n(x, y, z) dV = Q_0 \cdot \cos(k_x \cdot x_0) \cdot \cos(k_y \cdot y_0) \cdot \cos(k_z \cdot z_0) \quad (9)$$

onde: (x_0, y_0, z_0) é a posição da fonte;

Q_0 é a velocidade de volume da fonte em m^3/s .

A Eq. (3) mostra que o valor da pressão sonora será função da posição de medição, bem como dos modos naturais que estarão sendo excitados e das características da fonte.

3. RESULTADOS

3.1. Resultados Experimentais

Para a avaliação do modelo matemático, realizou-se a quantificação dos NPS em uma sala da UFCG, com a fonte real (condicionador de ar) operando em duas condições distintas. Tendo em vista uma melhor aproximação do modelo matemático, fez-se as medições com a sala sem seus elementos internos (cadeiras e mesas foram retiradas). Em seguida, procurou-se avaliar o nível de ruído de fundo com a finalidade de averiguar a influência do mesmo nas medições com a sala excitada pela fonte real, sendo desprezível por apresentar uma diferença superior a 10 dB (A). Utilizou-se como critério de medição do ruído, o posicionamento dos pontos de medição relativos à origem do sistema de coordenadas (em um dos cantos da sala). A Fig. (1) apresenta uma melhor descrição do modelo físico e o posicionamento dos pontos de medições detalhando a distribuição dos elementos existentes no interior da sala, onde as paredes e teto são rebocados e pintados, com o piso de cerâmica, e cujas dimensões da sala (L_x , L_y , L_z) são dadas respectivamente por: comprimento $L_x = 8,30$ m, largura $L_y = 5,02$ m e altura $L_z = 2,50$ m (dimensões reais da sala).

A sala também é composta de uma porta de madeira pintada de dimensões 2,08 m x 0,82 m no plano $x = 0$, uma janela de vidro de dimensões 3,19 m x 0,98 m no plano $x = L_x$ e dois condicionadores de ar Electrolux, sendo a fonte real posicionada em $x_0 = 8,15$, $y_0 = 0,48$ e $z_0 = 1,93$ (m). A descrição das dimensões e composição dos elementos existentes na sala foi levada em consideração no cálculo do coeficiente de absorção acústica das superfícies. Os valores dos NPS foram obtidos utilizando-se um medidor de pressão sonora, Lutron SL-401. O medidor operou com o Output Type selector ligado em AC, o Weighting selector em A, o Range selector em 50-100 dB e o Time weighting em Max. hold (conserva o valor do pulso máximo medido), com apenas uma pessoa na sala. Situados no plano $z = 1,6$ m, os 28 pontos de medição são mostrados com mais clareza na Fig. (1), que ilustra de forma simplificada a configuração da sala onde foram realizadas as medições.

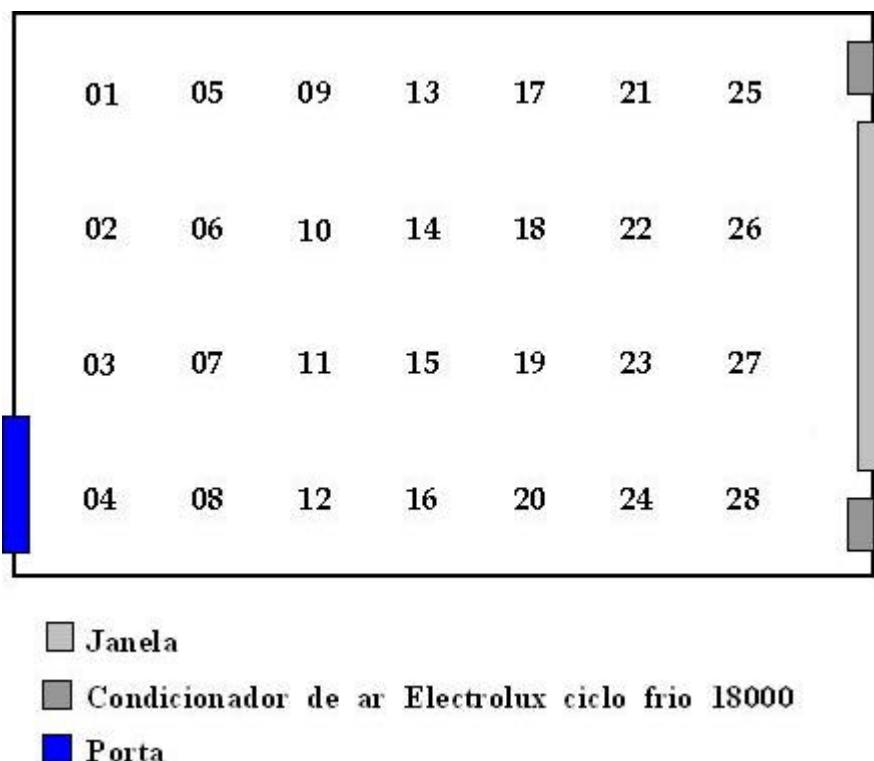


Figura 1. Distribuição dos pontos de medição na Sala.

3.2. Resultados da Simulação

No processo de simulação, procurou-se discretizar as dimensões da sala (L_x , L_y , L_z), onde cada dimensão foi dividida em np pontos, sendo o número de pontos, neste caso, dado por $np = 45$. Em consequência do desconhecimento dos valores de alguns parâmetros (velocidade de superfície e freqüência) da fonte do tipo monopolo, que possibilitem a utilização da mesma como uma fonte equivalente à fonte real, ajustou-se por meio de variáveis estatísticas (média e desvio) os parâmetros desconhecidos, com o intuito de se obter melhores aproximações e/ou estimativas em relação aos dados obtidos experimentalmente nas medições. Foram rodados alguns casos, dos quais, dois são mostrados nas figuras, Fig. (2), (3), (4) e (5). Os parâmetros comuns entre os casos, foram as dimensões do ambiente, a absorção dos materiais envolvidos e o posicionamento da fonte. O primeiro grupo de figuras (Fig. (2) e Fig. (3)), apresenta a comparação entre os dados experimentais e os provenientes da simulação após a ajustagem nos valores das variáveis (V_o e f), para dois diferentes casos de funcionamento da fonte. O segundo grupo de figuras (Fig. (4) e Fig. (5)) exibe, para diferentes casos de funcionamento da fonte, a distribuição dos níveis de pressão sonora em um plano situado a 1,6 m de altura no ambiente em estudo. Em seguida, são analisados e discutidos os resultados.

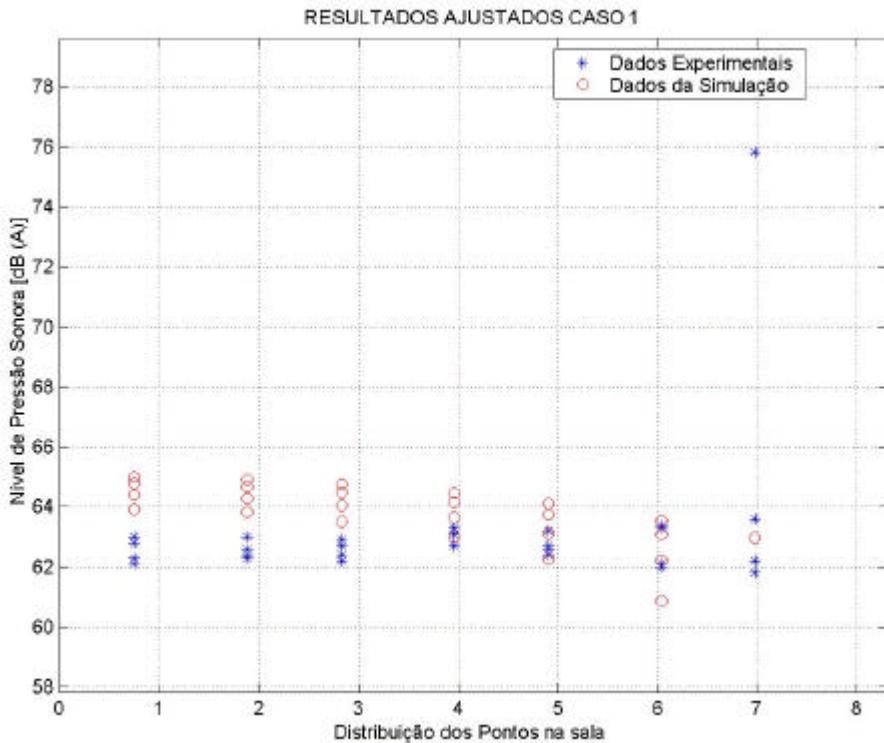


Figura 2. Comparação entre os dados experimentais e simulados para o caso 1

O chamado caso 1, mostrado na Fig. (2), representa a fonte operando com o seu ventilador no máximo. Fica evidenciada na mesma figura, a existência de um ponto experimental com valor bem acima dos demais (75,8 dB (A)). Este desvio acentuado é resultado de um significativo deslocamento de ar nas proximidades da fonte, em consequência do funcionamento do ventilador. Tal deslocamento propicia a geração de um campo próximo com características não abordadas no modelo do programa. Este desvio é atribuído ao fato de que nesta região, a pressão e a velocidade podem não estar em fase Gerges (2000). Apesar desta irregularidade, os resultados da simulação mostraram-se muito próximos aos resultados das medidas obtidas experimentalmente.

A Fig. (3) ilustra a comparação entre os dados experimentais, obtidos com a fonte funcionando em Frio mínimo (caso 2), e os resultados ajustados. Nota-se com clareza, a excelente

aproximação obtida neste caso, o que demonstra a consistência do modelo matemático utilizado e viabilidade da representação de fontes reais por fontes equivalentes do tipo monopolo.

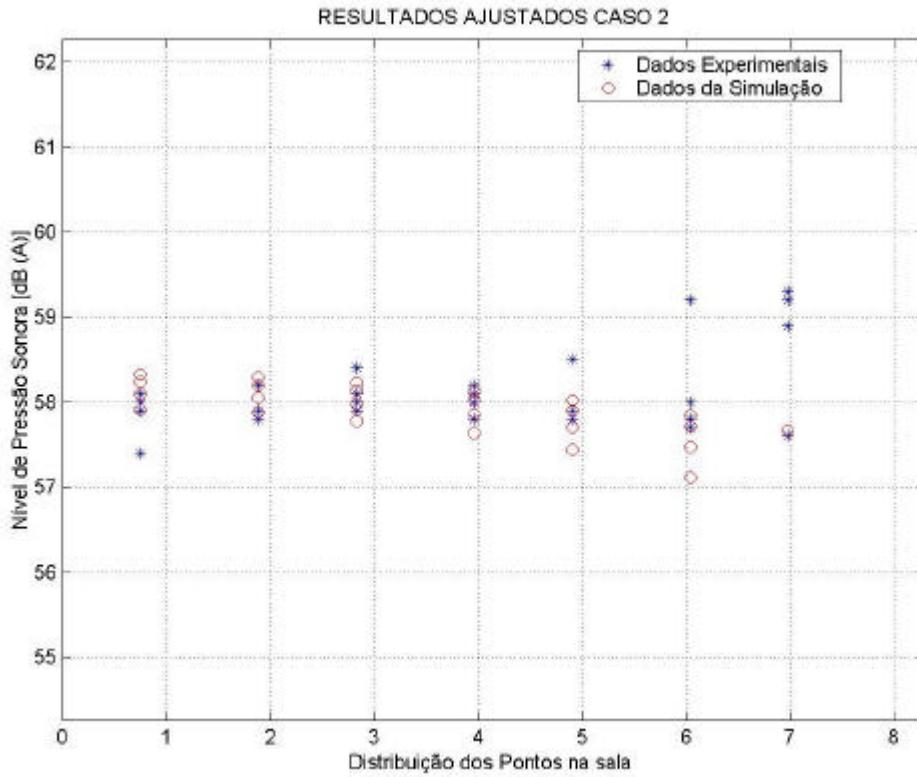


Figura 3. Comparação entre os dados experimentais e simulados para o caso 2.

A concordância entre os valores simulados e os valores experimentais, mostra-se, como se pode observar nas figuras acima, de caráter prático, sob o ponto de vista de uma análise quantitativa do campo acústico. A obtenção de dados ajustados com relação aos resultados experimentais, fornece valores adequados aos parâmetros necessários para obtenção de uma fonte monopolo, que se mostre equivalente à fonte real.

A partir da fonte monopolo obtida após a ajustagem dos dados simulados, o programa processa, com base no modelo matemático apresentado, as respostas acústicas da sala, gerando o perfil da distribuição espacial dos níveis de pressão sonora em um plano a 1,6 m de altura (plano no qual foram realizadas as medições experimentais). As figuras subsequentes (Fig. (4) e Fig. (5)) exibem as respostas para os casos 1 e 2, respectivamente; onde os eixos (das abscissas e das ordenadas) descrevem as dimensões da sala (comprimento e largura), com o nível de pressão mostrado em uma escala de cores em dB (A).

A Fig. (4) ilustra o campo de pressão acústica proveniente de uma fonte monopolo, oriunda das variáveis construídas, a partir do ajuste de dados mostrado na Fig. (2).

Analisando-se a distribuição de pressão sonora apresentada na Fig. (4), nota-se que há uma distribuição com pouca dissensão de magnitude em quase todo o plano em estudo, com exceção de uma pequena região situada no canto superior esquerdo da Fig. (4), este comportamento caracteriza e demonstra a predominância do campo difuso sobre o ambiente. Observa-se ainda que, na região inferior direita da Fig. (4), existe uma leve concentração de energia acústica. Tal concentração deve-se ao fato da fonte estar posicionada exatamente nesta região, sendo este comportamento motivado pela ação do campo direto, o que mostra coerência na configuração do campo com relação ao posicionamento da fonte. Vale destacar que os resultados apresentados nesta simulação ocorrem quando a fonte real opera com seu ventilador ligado ao máximo e descrevem, como se pode observar na Fig. (2), o fato de os valores dos NPS estarem muito próximos daqueles obtidos experimentalmente.

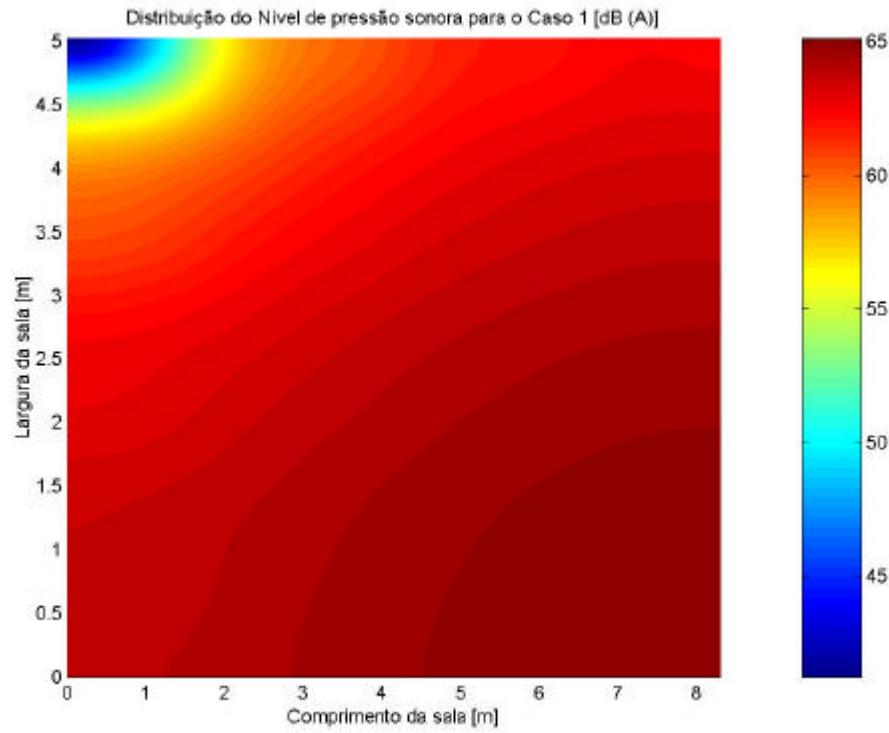


Figura 4. Distribuição dos NPS na sala para o caso 1 em dB (A)

A Fig. (5) por sua vez, elucida o campo de pressão sonora proveniente de uma fonte monopolo, oriunda das variáveis construídas a partir do ajuste de dados mostrado na Fig. (3), apresentando de forma similar aos resultados já apresentados na Fig. (4), sendo que, neste caso, a fonte foi operada em frio mínimo, não apresentando deslocamento de ar significativo nas proximidades da fonte real e, consequentemente, não havendo formação de turbulências no fluido o qual o modelo matemático utilizado não contempla.

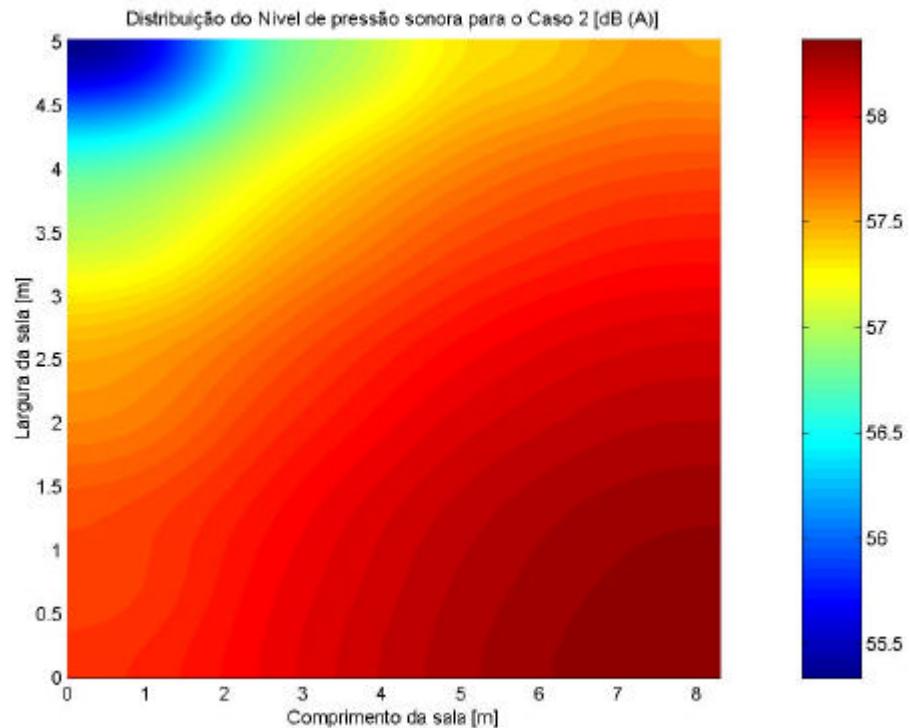


Figura 5. Distribuição dos NPS na sala para o caso 2 em dB (A)

A partir da distribuição dos NPS elucidada na Fig. (5), pode-se verificar a influência do campo difuso no ambiente e observar com clareza, a estreita variação da distribuição de energia acústica, que traduz as pequenas diferenças entre os níveis de pressão sonora. Nota-se ainda, de uma forma mais branda que na Fig. (5), há a formação, no canto inferior direito, de uma leve concentração de energia acústica, traduzindo a influência do campo direto nesta região. É importante atentar ao fato de que neste caso, não houve formação de fluido turbulento o que produz valores com excelentes aproximações aos resultados experimentais. Nestas simulações, fica evidente a forte ação do campo difuso sobre a sala em estudo, indicando a representatividade e sensibilidade do modelo utilizado bem como a influência do campo direto.

4. COMENTÁRIOS E CONCLUSÕES

São agora apresentados alguns comentários acerca do desenvolvimento da rotina de processamento e conclusões gerais com relação aos resultados obtidos no presente trabalho, visando à aplicabilidade do modelo matemático apresentado para simulação e a utilização para a predição do comportamento do campo acústico em salas de aula.

Com respeito à rotina desenvolvida a parte de ajustagem dos dados é a que se apresenta mais trabalhosa, em consequência das variáveis estatísticas envolvidas (média e desvio) na determinação de parâmetros da fonte monopolo, para que a mesma apresente um campo sonoro com características equivalentes ao campo formado pela fonte real. Em seguida foi constatado, através de testes sucessivos, que a resposta do campo de pressão é mascarada, quando o número de elementos na discretização das dimensões da sala for inferior a quarenta ($np < 40$) elementos.

Nos resultados experimentais não foi executada a subtração do nível de ruído de fundo com relação aos níveis mostrados nas figuras 2 e 3. Este procedimento justifica-se por haver uma diferença entre os níveis medidos superior a 10 dB. Nas fases seguintes, ou seja, nas fases de comparação entre os campos simulados e os experimentais, foi verificada a sensibilidade do modelo para representação de campos sonoros e sua viabilidade para a situação em questão. Nota-se, na comparação dos dados existentes nas Figs. (2) e (3), que em ambos os resultados, observa-se no geral, uma distribuição dos NPS com pouca variação de magnitude, evidenciando as características difusas do campo acústico.

Os resultados obtidos na simulação (Figs. (4) e (5)), que foram gerados a partir de parâmetros físicos existentes na sala considerada, mostraram-se equivalentes, de uma forma quantitativa, quando comparados com os resultados experimentais (Figs. (2) e (3)). Particularmente, quando a fonte está funcionando sob a condição de frio mínimo. Entretanto, para a obtenção dos resultados quantitativamente equivalentes, é necessário um bom ajuste de parâmetros de caracterização da fonte equivalente como: a amplitude de velocidade de superfície e frequência de trabalho da fonte monopolo. Outras possíveis razões para as pequenas discrepâncias encontradas nas comparações entre os resultados (experimentais e simulados) são a falta de aparelhagem com maior confiabilidade e a formação de turbulência, com o funcionamento do ventilador da fonte real.

A partir dos resultados obtidos, este trabalho acena que se pode fazer uma substituição confiável da fonte real (Condicionador de Ar) por uma fonte equivalente do tipo monopolo, facilitando assim, a modelagem do ambiente físico e, deste modo, se poder obter uma estimativa razoável do campo acústico e do nível de ruído, quando se utilizam modelos matemáticos, geralmente encontrados na literatura especializada, onde se pode utilizar parâmetros físicos do meio diretamente no modelo matemático e estimar o campo acústico e o nível de ruído.

5. AGRADECIMENTOS

Ao CNPq por financiar este trabalho através da bolsa/PIBIC/UFCG.

Ao Prof. Dr. Samir Nagi Yousri Gerges, pelas preciosas discussões e esclarecimentos.

6. REFERÊNCIAS

- Seep, B., Glosemeyer, R., Hulce, E., Linn, M. e Aytar; P., 2002, "Acústica de Salas de Aulas", Revista de Acústica e Vibrações - n º 29, pp. 2-22.
- Gerges, S.N.Y., 2000, "Ruído: Fundamentos e Controle". 2-Edição. Florianópolis. Brasil, 669 p.
- Santos, U. P., Matos, M. P, Morata, T. C, Okamoto, V A., 1994, "Ruído riscos e prevenção". Hicitec. 151 p.
- Hanselman, D e Llittlefield, B., 1999, "MATLAB® 5 Versão do Estudante – Guia do Usuário", São Paulo, MAKRON Books.
- Morse, P. M., 1948, "Vibration and Sound". McGraw-Hill.
- Kinsler, L. E., 2000, "Fundamentals of Acoustics", 4th ed., John Willey & Sons.

RESPONSE ACOUSTICS OF A RECTANGULAR CLASSROOM EXCITED BY A MONOPOLE TYPE SOURCE

Marcio Diniz da Silva

University Federal of Campina Grande, Center of Science and Technology, Department of Mechanical Engineering, Av. Aprigio Veloso, 882, Bodocongó, Campina Grande/PB,
(83) 310-1126, eng.marciodiniz@ibest.com.br

Natanael Victor de Oliveira

University Federal of Campina Grande, Center of Science and Technology, Department of Mechanical Engineering, Av. Aprigio Veloso, 882, Bodocongó, Campina Grande/PB,
(83) 310-1126, natanaelvo@yahoo.com.br

Abstract: Analysis of the sound fields, in closed environment, is dependent of the following conditions and/or parameters: geometric dimensions of the room, type of exciting source, number of objects reflectors and the possible forms of sound absorptions. Motivated in knowing the noise level deriving from type and the form of installation of Air Conditioners in classrooms and seeking to improve the acoustic quality of these environments, it is sought in this work, to model and to simulate the distribution of the pressure field in a rectangular room with two Air Conditioners, where if utilize an excitement of the monopole type source, equivalent the real source. They are presented and compared the results of the simulation are compared with the experimental results, were if utilize how base in data of the physics model, using modal analysis in the acoustics applied, being used in the mathematical model with data's physics model and/or parameters of the environment. It seeks to show experimentally, that when the environment is excited by a disturbance source originating from of the Air Conditioners, is generated a diffuse field predominantly with generation of turbulent fluid, due to the operation of the fan. The answer acoustics of the excited room by equivalent monopole type source, were one was showed very near to the results obtained experimentally. It is believed that, the best results of simulation depends on a better description of source's parameters and of the mathematic model.

Keywords: Acoustics of classroom, Noise, Numeric Simulation, Experimental Analysis.