

CONEM 2016
CONGRESSO NACIONAL DE
ENGENHARIA MECÂNICA

21-25
AGOSTO DE 2016
FORTALEZA - CEARÁ

DESENVOLVIMENTO DE UM MANIPULADOR MECÂNICO PARA TOMADA DE MEDIÇÕES ACÚSTICAS PONTUAIS EM UMA CÂMARA REVERBERANTE EM ESCALA REDUZIDA

Carolina de Oliveira Contente, carolinacontente@hotmail.com¹

Luis Paulo Brasil de Souza, luisbrasil55@gmail.com¹

Gerardo Alves Nogueira Braga, gerardo-nogueira@hotmail.com¹

Adriano Câmara Mendonça, acmend23@gmail.com¹

Alysson Kleber Ferreira de Lima, akflima@hotmail.com¹

Gustavo da Silva Vieira de Melo, gmelo@ufpa.br¹

Fábio Antônio do Nascimento Setúbal, fabioans@ufpa.br¹

Newton Sure Soeiro, nsoeiro@ufpa.br¹

¹Universidade Federal do Pará, Rua Augusto Correa 01, Guamá – Belém, Pará. 66075-110.

Resumo: Com a crescente demanda por materiais acusticamente absorventes devido à poluição sonora, é necessário o uso de câmaras reverberantes para que se tome o devido conhecimento acerca das propriedades de novos materiais. Esta caracterização é realizada em um processo, no qual uma amostra é submetida a testes em uma câmara de reverberação. Utilizando um microfone de campo difuso apoiado em um tripé é possível capturar os resultados da interação de ondas sonoras no interior da câmara e o material a ser caracterizado (através de medições de tempo de reverberação). O Grupo de Vibrações e Acústica (GVA) da Universidade Federal do Pará (UFPA) foi motivado a construir uma câmara reverberante em escala reduzida. No entanto, o procedimento utilizado para medir o tempo de reverberação no interior da câmara é muito trabalhoso, uma vez que a porta da câmara deve ser removida para que seja feita a modificação do ponto de medição, e então colocada de volta ao lugar apertando as quatorze tarraxas que fixam a porta. Devido a esta dificuldade foi proposta a mecanização do processo de posicionamento do microfone, por meio de um manipulador robótico. O mecanismo de madeira de quatro graus de liberdade é controlado remotamente pelo usuário por meio da placa de controle Arduino e uma interface de fácil utilização, dentro de uma área de interesse adaptada da ISO 354:1985 (International Standards Organization - "Acoustics: Measurement of sound absorption in a reverberation room"), facilitando o processo de medição, não sendo necessária a abertura manual da câmara. Após a realização de testes acústicos e análise estrutural do mecanismo em software de simulação, comprovou-se que a substituição do tripé que apoiava o microfone pelo mecanismo proposto foi bem-sucedida, mostrando resultados satisfatórios, semelhantes aos obtidos utilizando o método anterior, além de haver redução no tempo de medição, uma vez que a abertura manual da câmara não é mais necessária, sem comprometer a confiabilidade da medição.

Palavras-chave: automação de medições, caracterização acústica, manipulador robótico.

1. INTRODUÇÃO

Segundo o Ministério da Saúde (2006), o ruído urbano é a terceira maior causa de poluição ambiental. O ruído pode ocasionar diversas alterações no ser humano, como nos ciclos do sono, digestivas, neurológicas, mudanças comportamentais e de humor, diminuição da concentração, ansiedade, depressão, dores de cabeça (Medeiros, 1999; Do Carmo, 1999). Dessa forma, é crescente a demanda de uma parcela cada vez maior da sociedade por soluções que atenuem o problema, seja na forma de moradias mais preparadas do ponto de vista acústico, seja através dos órgãos públicos na regulamentação das fontes de ruído.

Assim, a legislação vigente tem refletido essas novas demandas com a implementação de normas mais rígidas do ponto de vista acústico, acarretando no aumento da procura por informações sobre a capacidade de absorção dos materiais acústicos, bem como na utilização de métodos de modelagem que permitem inferir o comportamento acústico dos sistemas reais.

Através do uso de metodologias experimentais, é possível determinar parâmetros acústicos de materiais em câmaras reverberantes, que, baseado na teoria de Wallace Sabine e regido pela norma ISO 354 (*Acoustics: Measurement of sound absorption in a reverberation room*), possibilita medir a absorção sonora desses materiais.

Câmaras reverberantes em seu tamanho original possuem alto custo de confecção. Sendo assim, Guedes (2007) desenvolveu uma minicâmara reverberante, na escala de 1:6, baseada na câmara reverberante em escala real da Universidade Federal de Santa Maria (UFSM), com materiais facilmente encontrados no mercado, a um custo aceitável, possibilitando o desenvolvimento de pesquisas pelo GVA. A mesma apresenta resultados satisfatórios com relação às medições desses parâmetros acústicos. Porém não possui praticidade do ponto de vista operacional, já que as medições são realizadas através da aquisição de sinais por um receptor em diversas posições dentro da câmara, e, a cada mudança de posicionamento do receptor, o usuário deve retirar a porta da câmara, a qual é fixada por 14 tarraxas, aumentando assim o tempo de realização dos ensaios e prejudicando a produtividade das pesquisas desenvolvidas.

Tendo em vista a necessidade de melhorar esse processo, buscou-se uma solução de baixo custo, através da automação do processo: um braço mecânico articulado utilizando servo motores, conectado a uma placa *Arduino* controlado remotamente pelo usuário através de um software, de modo que a mudança de posição do receptor seja realizada mais rapidamente, varrendo os pontos de interesse do estudo, não necessitando, portanto, da abertura manual da câmara.

2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

2.1. Esforços Dinâmicos

O torque necessário para os servo-motores que atuarão sobre o mecanismo pode ser dividido em torque de carga constante (T_c) e o torque de aceleração (T_{ac}). O torque de carga constante nada mais é do que o torque necessário para manter o movimento do mecanismo com velocidade constante contra a ação gravitacional e atritos, enquanto que o torque de aceleração é necessário para vencer os carregamentos inerciais de aceleração inicial do repouso até a velocidade de trabalho, e também de desaceleração até novamente o repouso. Para uma placa retangular fina, o momento de inércia em torno do eixo z é dado pela Eq. (1).

$$I_{xx} = \frac{1}{12} \rho V (b^2 + c^2) \quad (1)$$

Através do teorema dos eixos paralelos, expresso pela Eq. (2), pode-se achar o momento de inércia em um ponto fora do centro de gravidade.

$$I = I_G + m \cdot d^2 \quad (2)$$

Onde I_G é o momento de inércia de massa em relação ao centro de massa, m é a massa da peça em questão e d é a distância entre os eixos de I e I_G . O torque de aceleração é calculado pela Eq. (3).

$$T_{ac} = I_T \cdot \alpha \quad (3)$$

2.2. Caracterização Acústica

Entende-se como absorção sonora, a propriedade dos materiais em não permitir que o som seja refletido por uma superfície. O som, ao incidir sobre uma superfície, tem parte de sua energia sonora refletida e outra parte absorvida. Segundo Bistafa (2011), a absorção sonora se dá essencialmente pela dissipação de energia sonora pelo atrito, devido ao movimento das partículas do ar no interior do material, quando da passagem da onda sonora. A medida da capacidade de uma superfície absorver o som é dada pelo coeficiente de absorção sonora, o qual é definido como a relação entre a energia absorvida pelo material e a energia incidente sobre ele. Os valores de α variam com a frequência, tendo relação direta com as propriedades físicas do material. O coeficiente de absorção sonora, normalmente utilizado nas aplicações, é aquele obtido experimentalmente em uma câmara reverberante (Bistafa, 2011).

A reverberação é o fenômeno que está associado a um número exacerbado de reflexões de tal forma a se tornar indistinguível uma da outra. Quando ocorre o fenômeno da reverberação não se percebe um novo som, tendo a sensação de continuidade do som, justificado pela quantidade de reflexões necessárias a existência do fenômeno. O tempo de reverberação T_{60} é definido como o tempo necessário para que a energia sonora em um recinto decaia para um milionésimo do valor inicial, isto é, um decaimento do nível de pressão sonora em 60 dB (Jacobsen et. al., 2011). Esta redução de energia se dá, dentre outros fatores, pelas reflexões, por influência do meio de propagação, isto levando em consideração o coeficiente de absorção de cada material onde o raio reflete, ou do meio pelo qual se desloca.

3. CÂMARA REVERBERANTE EM ESCALA REDUZIDA

Para fazer a caracterização de materiais com características de absorção acústica, o GVA utiliza uma minicâmara reverberante, tal como mostrada na Fig. 1 (a). A amostra do material a ser ensaiado é inserida na câmara na posição previamente estabelecida, dentro de uma área de interesse adaptada da Norma ISO 354 – como exibido na Fig. 1 (b). Através de uma fonte e um receptor é possível inferir a influência em termos de absorção acústica antes e depois da colocação da amostra. De acordo com a Norma ASTM C 423-09a, a qual descreve o procedimento para caracterização acústica, no mínimo três pontos aleatórios devem ser obtidos durante a caracterização em diferentes posições dentro da câmara. Na medida em que cada ponto era aquisitado, era necessário que a câmara fosse aberta para então reposicionar o receptor, o que tornava o processo lento. Para o procedimento de medição de absorção sonora nas instalações do grupo, a norma ISO 354 fora obedecida em sua maior parte, havendo a necessidade de algumas adequações, haja vista que a sala reverberante utilizada para os ensaios não é convencional, e sim uma redução em escala de 1:6 da câmara reverberante da UFSM.

Portanto, os limites físicos indicados pela norma foram adequados, de forma linear, a partir da escala mencionada, ou seja, a 20 cm de cada parede da minicâmara reverberante e da amostra ensaiada e a 40 cm de distância da fonte.

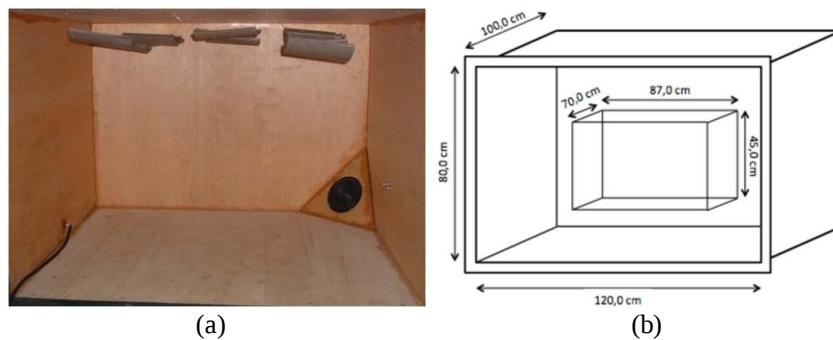


Figura 1. Minicâmara reverberante usada para caracterização de absorção acústica de Guedes (2007)

4. O MANIPULADOR MECÂNICO

O manipulador desenvolvido é do tipo antropomórfico de 4 graus de liberdade, pois realiza movimentos tanto no eixo vertical quanto no eixo horizontal. É composto por três elos e três juntas esféricas. Dada a região de interesse, foi feito o dimensionamento de um mecanismo que pudesse varrer a totalidade do volume sem colidir com nenhuma parede interna ou obstáculo. Também foram considerados diferentes tipos de materiais e processos de fabricações disponíveis. Duas opções foram consideradas: madeira compensada ou alumínio. Para a escolha do material, foi levada em consideração a absorção acústica do mesmo, já que sua aplicação seria em uma câmara reverberante para medição de potência sonora. O compensado foi o material escolhido por não ser um bom absorvedor acústico e por ser um material leve. Os perfis principais do protótipo, denominados A e B, tem sua geometria mostrada na Fig. 2, com suas respectivas dimensões dadas em milímetros.

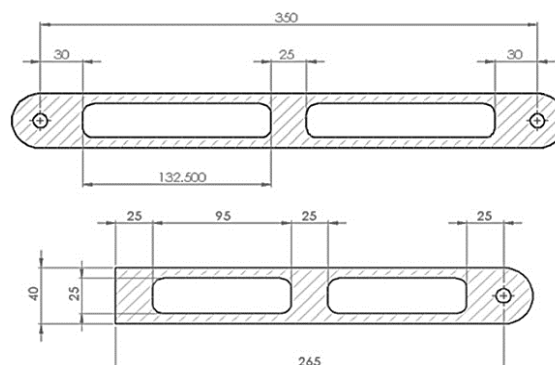


Figura 2. Geometria dos perfis (A e B, respectivamente) do manipulador mecânico.

O volume da peça calculado utilizando o modelo computacional geométrico é de $4,285 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3$. Então a massa específica do compensado é calculada utilizando a Eq. (4).

$$\rho_{comp} = \frac{m_{comp}}{v_{comp}} = \frac{0,029kg}{4,285 \cdot 10^{-5} m^3} = 676,8kg / m^3 \quad (4)$$

A geometria do braço de madeira compensada foi feita visando-se obter uma estrutura bastante leve, diminuindo sua área. As folhas de compensado utilizadas possuíam cinco milímetros de espessura; os perfis foram construídos a partir de processos de corte e furação. Os servos foram acoplados a estrutura utilizando parafusos. A Figura 3 exemplifica o corte e a montagem do mecanismo.

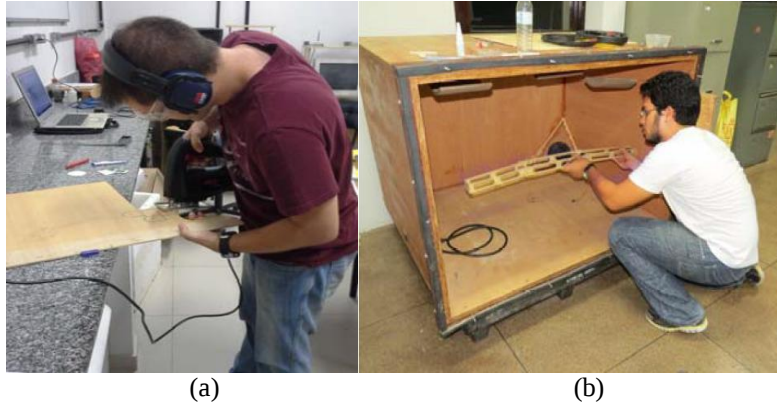


Figura 3. Processo de corte e construção dos perfis estruturais

A base do braço mecânico foi feita a partir de um perfil em retangular de três milímetros de espessura e abas iguais de cinquenta milímetros, bem como a peça usada para dar ao conjunto do braço o movimento de rotação horizontal, como demonstrado na Fig. 4.

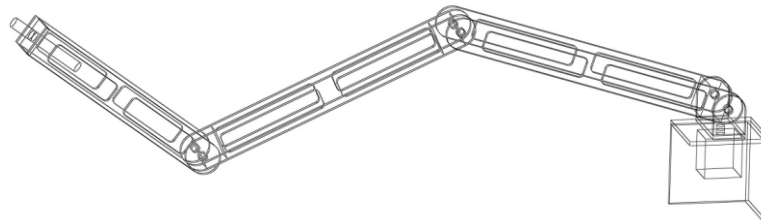


Figura 4. Geometria do manipulador feita em software de simulação

4.1. Servo Motores

O sistema controla todas as juntas do braço de forma independente, sendo assim, os motores presentes em cada junta atuam separadamente. Os motores escolhidos para o manipulador proposto foram servo motores. Por serem menores, mais leves e de torque relativamente considerável, suportam o peso do braço e do microfone utilizado nas medições dentro da câmara de forma eficaz.

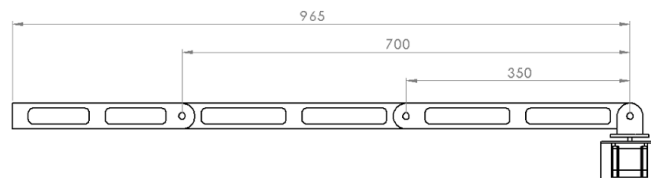


Figura 5. Mecanismo completo em situação crítica para o motor da base

De modo a determinar o torque máximo exigido pelos motores, inicialmente calcula-se os momentos de inércia de cada um dos perfis usando a Eq. (1). Em conjunto com a lei dos eixos paralelos, da Eq. (2) de modo a calcular o momento total em torno do centro de gravidade. Dada a geometria mostrada na Fig. 5, desconsideram-se os filetes, aproximando cada perfil por retângulos, considerando-se negativos os momentos das partes vazadas. Tem-se para o perfil A do protótipo, colocando em evidência a espessura e a massa específica da placa de compensado.

$$I_{xxA} = \rho_{comp} \cdot e_{comp} \left[\begin{array}{ccc} \frac{1}{12} & 0,35 \cdot 0,040 & 0,35^2 + 0,040^2 \\ -2 \cdot & 0,025 \cdot 0,1325 & 0,025^2 + 0,1325^2 \end{array} \right] = 3,17 \cdot 10^{-4} kg \cdot m^2 \quad (5)$$

Para o perfil B, tem-se:

$$I_{xxB} = \rho_{comp} \cdot e_{comp} \left[\begin{array}{ccc} \frac{1}{12} & 0,265 \cdot 0,040 & 0,265^2 + 0,040^2 \\ -2 \cdot & 0,025 \cdot 0,095 & 0,025^2 + 0,095^2 \end{array} \right] = 2,88 \cdot 10^{-4} kg \cdot m^2 \quad (6)$$

Dessa forma, com os momentos de inércia calculados, calcula-se o momento de inércia total em torno da base para acionar o mecanismo, considerando a situação crítica, representada na Fig. 6, como mostra a Eq. (7).

$$I_{T,m_1} = I_{xxA} + m_A d_{1cm,1}^2 + I_{xxA} + m_A d_{2cm,1}^2 + I_{xxB} + m_B d_{3cm,1}^2 \quad (7)$$

Onde I_{T,m_1} é o momento de inércia de massa para o ponto de rotação do motor 1, $d_{1cm,1}$, $d_{2cm,1}$ e $d_{3cm,1}$ são as distâncias dos centros de massa de cada um dos links até o ponto de rotação na base (motor 1).

$$I_{T,m_1} = 2 \cdot 3,17 \cdot 10^{-4} + 0,029 \cdot 0,075^2 + 3,17 \cdot 10^{-4} + 0,029 \cdot 0,525^2 + 2,88 \cdot 10^{-4} + 0,024 \cdot 0,832^2 = 5,28 \cdot 10^{-2} kg \cdot m^2 \quad (8)$$

O fator 2 no início da equação leva em conta que o braço tem duas camadas de links conectadas em paralelo com os servos motores entre elas.

De posse do momento de inércia da estrutura, usando como referência a velocidade angular máxima $\omega_{máx}$ de 60 graus/segundo e $t_{ac} = 0,25$ segundos para acelerar o braço do repouso a velocidade máxima na situação crítica, tem-se que o torque de aceleração é calculado pela Eq. (3), aqui reproduzida.

A aceleração angular α é calculada na Eq. (9). Então:

$$\alpha = \frac{\omega_{máx}}{t_{ac}} = \frac{\frac{\pi rad}{3}}{0,25s} = 4,19 rad/s^2 \quad (9)$$

$$T_{ac,m1} = I_{T,m1} \cdot \alpha = 5,28 \cdot 10^{-2} \cdot 4,19 = 0,2213 N \cdot m = 2,26 kgf \cdot cm \quad (10)$$

Calculando agora o torque constante, levando em consideração o peso dos elos, dos motores e o atrito. Logo:

$$T_{c,m1} = m_A d_{1cm,1} + m_A d_{2cm,1} + m_B d_{3cm,1} + m_{m2} d_{m2,1} + m_{m3} d_{m3,1} \quad (11)$$

Onde m_{m2} e m_{m3} são as massas e $d_{m2,1}$ e $d_{m3,1}$ são as distâncias dos motores 2 e 3 respectivamente até o centro de giro do motor 1. Então:

$$T_{c,m1} = 2 \cdot 0,029 \cdot 0,175 + 0,029 \cdot 0,525 + 0,024 \cdot 0,832 + 0,044 \cdot 0,350 + 0,009 \cdot 0,700 = 10,2 kgf \cdot cm \quad (12)$$

Assim, o torque máximo será de $2,26 + 10,20 = 12,46$ kgf.cm.

Da mesma forma, calculando o torque dos demais motores, ter-se-á para o motor central (motor 2) o torque de aceleração dado por:

$$I_{T,m_2} = I_{xxA} + m_A d_{2cm,2}^2 + I_{xxB} + m_B d_{3cm,2}^2 = 3,17 \cdot 10^{-4} + 0,029 \cdot 0,175^2 + 2,88 \cdot 10^{-4} + 0,024 \cdot 0,482^2 = 7,07 \cdot 10^{-3} kg \cdot m^2 \quad (13)$$

$$T_{ac,m2} = I_{T,m2} \cdot \alpha = 7,07 \cdot 10^{-3} \cdot 4,19 = 0,0296 N \cdot m = 0,302 kgf \cdot cm \quad (14)$$

O torque constante é dado na Eq. (15).

$$T_{c,m2} = 2 \cdot (0,029 \cdot 0,175 + 0,024 \cdot 0,482 + 0,009 \cdot 0,350) = 3,64 \text{kgf} \cdot \text{cm} \quad (15)$$

O torque máximo no motor 2 será de $3,64 + 0,3 = 3,94 \text{ kgf.cm}$. Por fim, calculando o torque no terceiro servo motor, ter-se-á o torque de aceleração dado na Eq. (16).

$$I_{T,m3} = I_{xxB} + m_B d_{3cm,3}^2 = 2,88 \cdot 10^{-4} + 0,024 \cdot 0,132^2 = 7,06 \cdot 10^{-4} \text{kg} \cdot \text{m}^2 \quad (16)$$

$$T_{ac,m3} = I_{T,m3} \cdot \alpha = 7,06 \cdot 10^{-4} \cdot 4,19 = 0,0029 \text{N} \cdot \text{m} = 0,030 \text{kgf} \cdot \text{cm} \quad (17)$$

O torque constante será:

$$T_{c,m3} = m_B d_{3cm,3} = 2 \cdot (0,024 \cdot 0,132) = 0,63 \text{kgf} \cdot \text{cm} \quad (18)$$

O torque máximo no motor 3 será de $0,63 + 0,3 = 0,93 \text{ kgf.cm}$. Para os motores intermediários, o modelo escolhido foi o servo da Spring Model Electronics Co. Inc. modelo 4315R, pesando 60g com um torque de $14.15 \text{kg} \cdot \text{cm}$ (4.8V) a $15.4 \text{kg} \cdot \text{cm}$ (6V). O motor utilizado na base foi o motor modelo TrackStar TS-700MG, pesando 146g com um torque de $27.75 \text{kg} \cdot \text{cm}$ (4.8V) a $33.33 \text{kg} \cdot \text{cm}$ (6V), suficiente para levantar e sustentar o braço robótico proposto.

4.2. Controle

Uma vez definidos quantos motores atuam no manipulador, o sistema de automação do mesmo foi desenvolvido para controle dos atuadores. Tendo por base o uso de placas de controle *Arduino*, em conjunto com um algoritmo especificamente desenvolvido no LabVIEW com a finalidade de movimentar os servo motores e posicionar o receptor dentro do volume de interesse.

Para o desenvolvimento da interface de controle do manipulador, foi utilizada a biblioteca LINX do LabVIEW. Esta biblioteca permite criar interfaces e programas que interagem com plataformas comuns incorporadas como o *Arduino*, possibilitando assim a comunicação do manipulador com o software desenvolvido através do *Arduino*.

A interface é amigável e de fácil uso. Consta de uma tela inicial acinzentada, exibida na Fig. 6 (a), em que primeiramente deve ser escolhida a porta USB na qual o *Arduino* fora conectado na aba “Escolha de porta serial”. Nesta mesma tela, o “botão de emergência”, que desliga o programa, é localizado no centro da tela. Na aba “Controle dos Motores” ao lado, é possível controlar cada um dos motores do manipulador individualmente utilizando *Numeric Knobs*, exibido na Fig. 6 (b). Os servos motores são controlados por PWM, ou Modulação por Largura de Pulso, que é a modulação ou alteração da largura do pulso de um sinal de onda quadrada que pode ser de potência fornecida ou regulada. Este método é comumente empregado em controle de velocidade e rotação de motores. Neste caso, a largura de pulso é dada em μs e pode ser adaptada para a limitação do movimento dos servos.

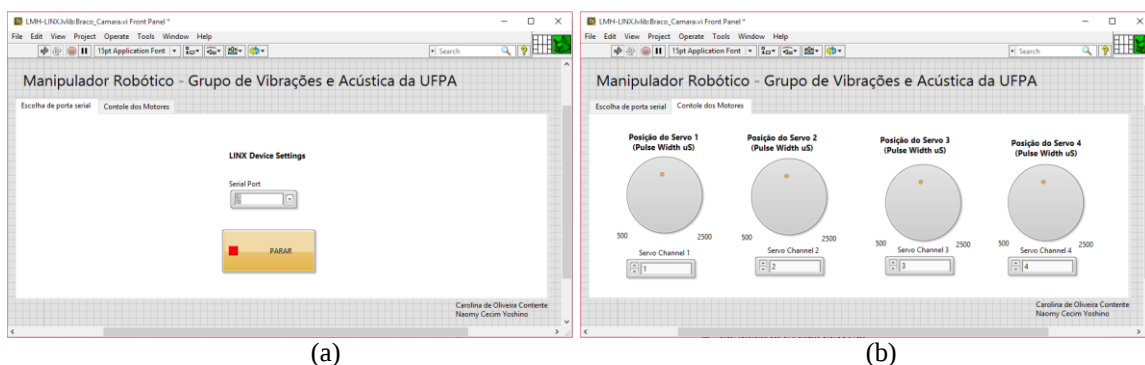


Figura 6. Interface do software de controle do mecanismo

5. ANÁLISE VIBRATÓRIA DO MECANISMO PROPOSTO

Para certificar que o braço não entre em ressonância durante alguma medição, foi realizada uma análise modal do mecanismo proposto no software de simulação ANSYS v. 11 de modo a identificar se as frequências naturais do manipulador coincidem com as frequências dos servo motores utilizados para movimento do manipulador dentro da câmara. Para a análise estrutural, o ANSYS divide o procedimento em três etapas: “Pré-processo”, “Solução” e “Pós-processo”. A primeira etapa consiste em modelar a estrutura, a definição do tipo de elemento estrutural e do tipo de material relacionado para os mesmos. Fora realizada utilizando o software de simulação SolidWorks e então exportado para o ANSYS para realização da análise modal. O material utilizado foi configurado na seção *Engineering Data* do

ANSYS como Madeira Compensada. A densidade atribuída ao material foi calculada na Eq. (4) e é de 676,8kg/m³, o módulo de elasticidade e o coeficiente de Poisson atribuídos foram de 6730MPa e 0,22, respectivamente (Wood Handbook, 2010). Na segunda etapa, é feita a criação de malhas, definição das condições de contorno e dos tipos de forças atuantes na estrutura. A criação das malhas de elementos finitos foi realizada no próprio ANSYS em “Mesh”, utilizando *Mechanical* no campo de *Physics Preference*, com relevância de 80. Como condições de contorno, a base do manipulador foi considerada como apoio fixo, além da adição de cargas concentradas em cima de cada servo (A três dos servos foram atribuídos 60g e ao servo da base, 146g) e no microfone (50g) na extremidade do manipulador a fim de simular a massa de cada um. Feita a análise da estrutura, o “Pós-processo” é realizado, ou seja, nesta etapa são exibidos os resultados da análise, neste caso as frequências naturais e modos de vibração do manipulador. Exemplificado na Fig. (7) estão o segundo, terceiro e quarto modo de vibração do mecanismo proposto, apresentando características flexo-torcionais.

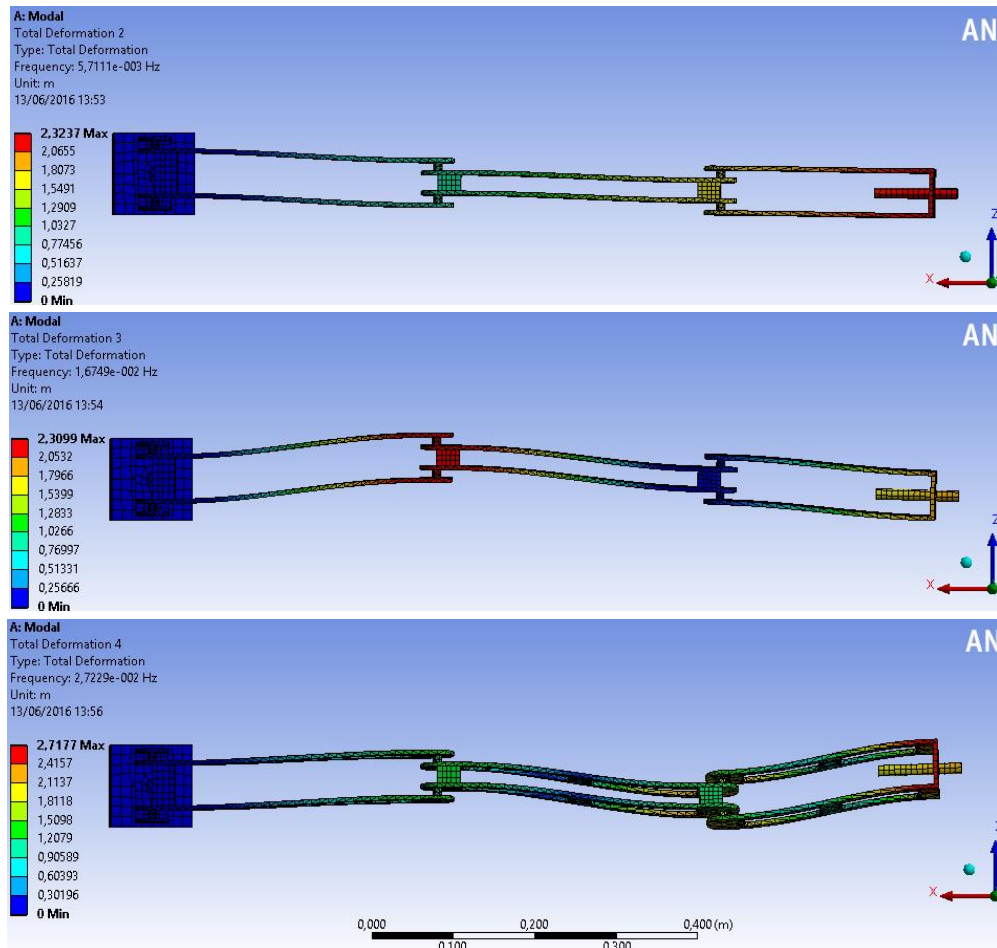


Figura 7. Quatro primeiros modos de vibração do mecanismo proposto

Na análise modal foram determinados valores de frequências naturais para os dez primeiros modos de vibração, de acordo com a Tabela 1. As frequências de operação dos motores utilizados podem ser calculadas dada a velocidade angular máxima de 60 graus por segundo para ambos os motores. Isso equivale a 1,0472 radianos por segundo. Sendo f a frequência de operação dos motores, calculados na Eq. (19).

$$f = \frac{\omega}{2\pi} = \frac{1,0472 \text{ rad/s}}{2\pi} = 0,1667 \text{ rad/s} = 0,1667 \text{ Hz} \quad (19)$$

Tabela 1. Resultados das dez primeiras frequências naturais do manipulador em sua posição crítica.

Modos	Frequência (Hz)
1	5,5515e-003
2	5,7111e-003
3	1,6749e-002

4	2,7229e-002
5	3,1495e-002
6	4,2971e-002
7	6,5444e-002
8	0,11534
9	0,1424
10	0,14794

Uma vez que as frequências dos motores acoplados ao manipulador possuem frequência de operação baixa, na faixa de 0,1667 Hz, não há nenhum problema de ressonância do manipulador em operação dentro da câmara, uma vez que suas frequências naturais começam a partir de 0,031495 Hz e não passam pela frequência de operação dos servo do mecanismo.

6. MEDIÇÕES DENTRO DA CÂMARA

A cadeia de medição segue o recomendado pela e consta de um medidor de nível de pressão sonora do tipo 2260 – Investigator, mostrado na Fig. 8 (a), um microfone com pré-amplificador de sinal acoplado para campo difuso tipo 4943 – ½ polegada, 3.15Hz a 10kHz, mostrado na Fig. 8 (b) e um amplificador de sinal, mostrado na Fig. 8 (c), todos fabricados por Brüel&Kjaer (B&K).

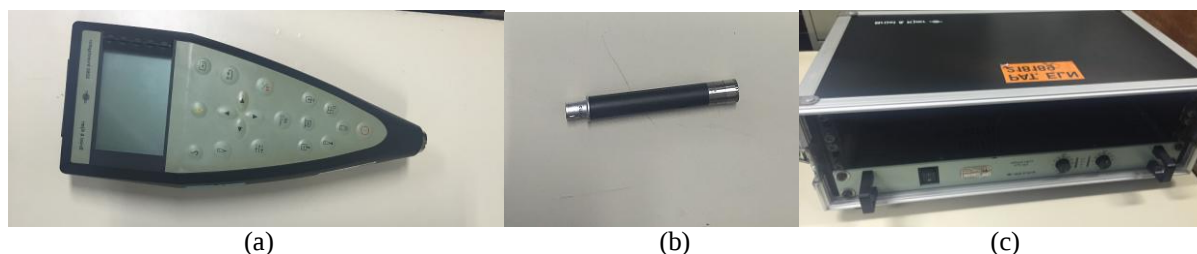


Figura 8. Componentes da cadeia de medição dentro da câmara

A cadeia de medição operou da seguinte forma: Um sinal é emitido pelo Investigator, indicando o início das medições. Por meio de ligações por cabo, este sinal chegara ao Amplificador. Neste fez-se uma ponte utilizando os canais A e B, que fornecem o sinal do ruído para a fonte sonora, para melhor amplificar o sinal, saindo do amplificador e chegando a fonte de ruído fixa na minicâmara. Dentro da câmara estava posicionado o microfone que captava o sinal gerado pela fonte e enviava os dados coletados para o Investigator, onde eram processados e salvos. A cadeia de medição é exemplificada na Fig. 9.

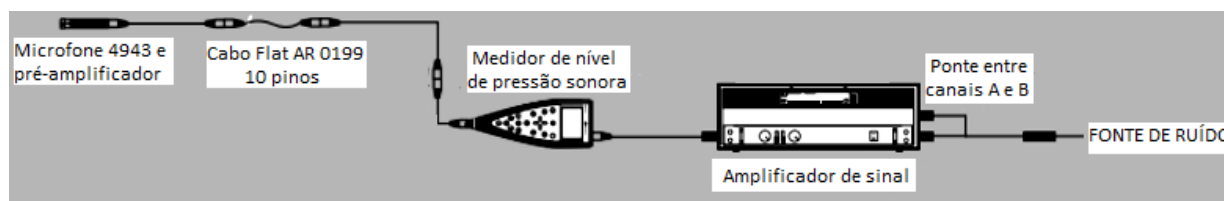


Figura 9. Cadeia de medição realizada nos ensaios na câmara (Brüel&Kjaer, adaptado)

Foram realizadas três tomadas em pontos distintos no espaço interno da câmara e, em cada ponto, foram realizadas três médias temporais. O medidor de nível de pressão sonora estava configurado para enviar o sinal ao amplificador, que enviava à fonte o comando de emitir o ruído pelo tempo necessário a estabilizar a energia na sala, cessando em seguida para então o sinal captado pelo microfone ser enviado de volta ao medidor. Este procedimento se repetia por três vezes em cada ponto, formando a média temporal. O fato de medir em três pontos mostra que além da média temporal fez-se também uma média espacial, haja vista que na teoria de campo difuso a concentração de energia deveria ser igual em qualquer ponto no espaço. Na prática não ocorre exatamente desta forma, dada a condição estrutural da sala. Portanto, a média espacial tem por objetivo minimizar a aparição de erros agregados nos resultados.

A fim de aferir a viabilidade do uso do mecanismo, optou-se pela comparação entre o mecanismo e o aparato já utilizado pelo grupo (tripé), uma vez que diversos outros estudos foram realizados e geraram resultados mais que satisfatórios. O procedimento mais adequado, e sugerido pela norma, é realizar medições para a câmara vazia e determinar a absorção característica da sala, então repetir o processo utilizando o mecanismo de movimentação e analisar a nova absorção da sala, tendo assim um parecer a respeito da influência do mecanismo nos resultados obtidos. Na Fig. 10 são ilustrados dois procedimentos de medição, ambos com amostra de material presente na câmara, para efeito comparativo: com o manipulador mecânico e com o tripé.

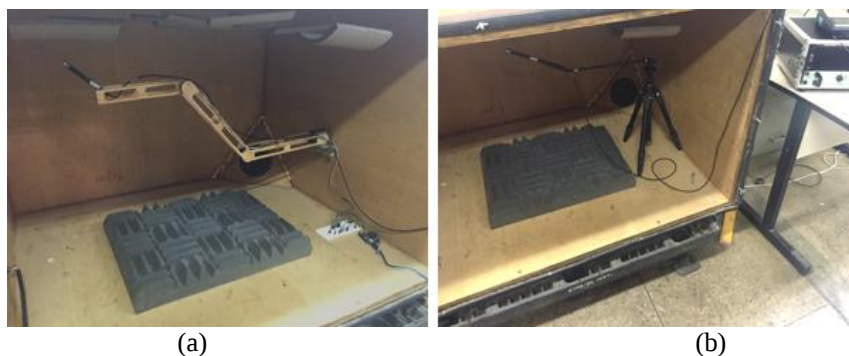


Figura 10. Exemplificação de medições com amostra de material presente com o braço mecânico e com o tripé

7. RESULTADOS

Complementando o que foi dito a respeito das médias, tanto espacial quanto temporal, vale ressaltar que os valores obtidos como resultados para tempo de reverberação foram coletados por 1/3 de banda de oitava de frequência, nas quais para o ruído de fundo fora feita uma média logarítmica, uma vez que se reconhece decibel (dB) como uma escala logarítmica, e para os valores de TR fez-se uma média aritmética. Uma vez recomendada pela norma a hipótese do TR ser uma relação linear entre decaimento e tempo, fez-se o registro levando em consideração o TR20 e extrapolado para TR60, ganhando celeridade no processo e obtendo bons resultados.

No método gráfico apresentado na Fig. 11 é possível fazer uma análise comparativa permitindo o cruzamento e análise comportamental das curvas obtidas em cada situação proposta.

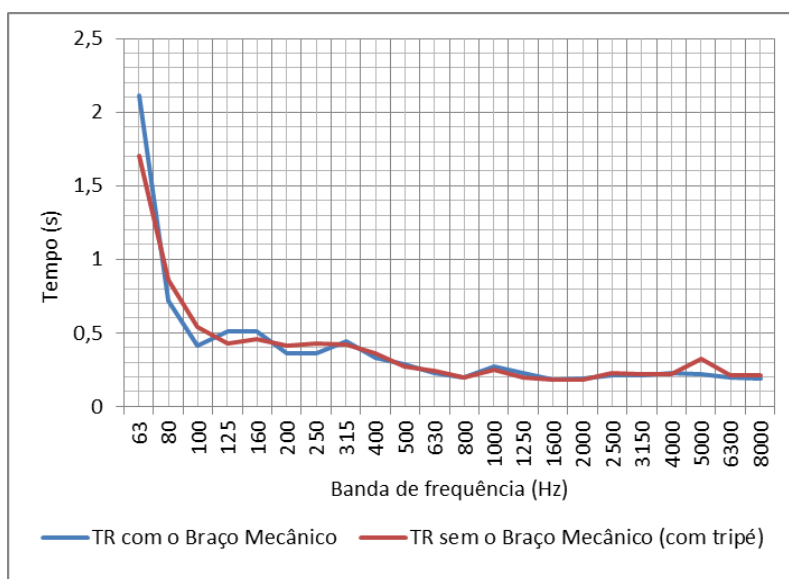


Figura 11. Comparação dos tempos de reverberação dos dois métodos de medição

8. CONCLUSÃO

No que se refere à construção do braço robótico com intuito de posicionar o receptor no volume interno da sala em questão, pode-se concluir que o projeto fora finalizado de forma satisfatória, porém dificuldades foram encontradas e algumas foram superadas, mas outras tiveram de ser contornadas.

Uma vez que se tinha por objetivo a automação do mecanismo e haja vista que não será mais necessária a abertura da câmara para alteração da localização do receptor na sala, poderão ser realizados experimentos de determinação de coeficiente de absorção de materiais acústicos, porosos, fibrosos e do que mais se desejar, desde que a amostra seja compatível com o volume de interesse da câmara.

Além do já exposto, se tinha o desejo de avaliar o desempenho acústico, por assim dizer, do mecanismo. Isto foi feito a partir da análise dos resultados das medições realizadas. Em virtude das condições descritas no decorrer deste, a avaliação foi feita com base em um comparativo entre o mecanismo fabricado e o utilizado até então pelo grupo, chegando-se assim à conclusão de que ambos os mecanismos são equivalentes, o que dá credibilidade às medições realizadas com o braço robótico.

Assim, os objetivos de construção de mecanismo auxiliar para medições, passando por todas as etapas de desenvolvimento de um produto, automação do mesmo e finalização em condições operacionais, foram todos

cumpridos. Vale ressaltar o fato de que a minicâmara é uma ideia projetada e construída nas instalações do GVA, sendo o produto final deste trabalho inexistente de forma comercial sendo único em operação e com baixo custo de fabricação.

9. REFERÊNCIAS

- ASTM C423-09a, Standard Test Method for Sound Absorption and Sound Absorption Coefficients by the Reverberation Room Method, ASTM International, West Conshohocken, PA, 2009, www.astm.org.
BISTAFA, S. R. Acústica Aplicada Ao Controle do Ruído - 2ª edição. Editora Blucher. São Paulo, 2011.
BRÜEL&KJÆR. Catálogo: 2260 Investigator.
DO CARMO, L. I. C. Efeitos Do Ruído Ambiental No Organismo Humano E Suas Manifestações Auditivas. Monografia De Conclusão Do Curso De Especialização Em Audiologia Clínica Cefac, Goiânia 1999.
GUEDES, R. C. Projeto e Construção de uma Câmara Reverberante em Escala Reduzida para a Caracterização Acústica de Materiais Absorventes, Dissertação de Mestrado – UFPA. Belém, Brasil, 2007.
ISO 354:1985 – Acoustics: Measurements of Sound Absorption in Reverberation Rooms.
JACOBSEN, F. POULSEN, T. RINDEL, J. H. GADE, A. C. OHLRICH, M. Fundamentals of Acoustics and Noise Control. Department of Electrical Engineering, Technical University of Denmark. Denmark, 2011.
MEDEIROS, L. B. Ruído: Efeitos Extra-Auditivos No Corpo Humano. Monografia De Conclusão Do Curso De Especialização Em Audiologia Clínica Cefac Porto Alegre, RS, 1999.
US Department of Agriculture. Wood Handbook - Wood as an Engineering Material. Winsconsin: Forest Products Laboratory, 2010.

10. RESPONSABILIDADE AUTORAL

Os autores são os únicos responsáveis pelo conteúdo deste trabalho.

DEVELOPMENT OF A MECHANICAL MANIPULATOR FOR PUNCTUAL ACOUSTIC MEASUREMENTS IN A SCALED REVERBERANT CHAMBER

Carolina de Oliveira Contente, carolinacontente@hotmail.com¹
Luis Paulo Brasil de Souza, luisbrasil55@gmail.com¹
Gerardo Alves Nogueira Braga, gerardo-nogueira@hotmail.com¹
Adriano Câmara Mendonça, acmend23@gmail.com¹
Alysson Kleber Ferreira de Lima, akflima@hotmail.com¹
Gustavo da Silva Vieira de Melo, gmelo@ufpa.br¹
Fábio Antônio do Nascimento Setúbal, fabioans@ufpa.br¹
Newton Sure Soeiro, nsoeiro@ufpa.br¹

¹Universidade Federal do Pará, Rua Augusto Correa 01, Guamá – Belém, Pará. 66075-110.

Abstract. With a growing demand for acoustically absorbent materials due to noise pollution, it is necessary the use of reverberation chambers to take proper knowledge about the properties of new materials. This characterization is carried out in a process in which a sample is subjected to tests in a reverberation chamber, and using a diffuse field microphone supported on a tripod, it is possible to capture the results of the interaction of sound waves within the chamber and the material to be characterized (by reverberation time measurements). The Vibrations and Acoustics Group (GVA) of the Federal University of Pará (UFPA) was motivated to build a scaled reverberation chamber. However, the procedure used to measure the reverberation time within the chamber is very laborious, since the chamber door must be removed for the change of the measurement point, and then put back into place by tightening the fourteen knobs that secure the door. Due to this difficulty, it has been proposed the mechanization of the microphone placement process, by means of a robotic manipulator. The wood mechanism of four degrees of freedom is controlled remotely by the user through the Arduino control board and an easy to use friendly interface, within an adapted area of interest satisfying the ISO 354: 1985 (International Standards Organization - "Acoustics: measurement of sound absorption in a reverberation room"), facilitating the measurement process, so the manual opening of the chamber is not necessary. After performing acoustic testing and structural analysis of the mechanism in simulation softwares, it was found that the replacement of the tripod supported by the microphone by the proposed mechanism was successful, besides, showing satisfactory results similar to those obtained using the previous method, satisfying the standard, as well as having a reduction in measuring time, since manual opening of the chamber is no longer required, without compromising the reliability of the measurement.

Keywords: measurements automation, acoustic characterization, robotic manipulator.