

# Acústica & Vibrações

SOCIEDADE BRASILEIRA DE ACÚSTICA - SOBRAC

DEZEMBRO 2013 - Nº 45

**A Atuação dos Profissionais da Acústica e Áreas Afins na Construção do Desenvolvimento Sustentável**

**Controle de Ruído em Transportes Metropolitanos**

**Controle Passivo da Vibração em Reator Elétrico Utilizando Absorvedor Dinâmico Viscoelástico**

**Estudo da Acústica de Salas Voltadas ao Ensino de Música em Belém-Pa**

**Estudo do Impacto Sonoro Provocado por Instalações de Bombeamento em Área Urbana**

**Grandezas Acústicas Relacionadas ao Ruído Aeronáutico – Análise de Trabalhos Realizados no Brasil e Proposta de Classificação Estendida**

**Identificação de Fontes Sonoras Via Algoritmos Genéticos**

**Redes Neurais Artificiais Aplicadas à Simulação de Cenários Complexos de Ruído Aeronáutico**

**ISSN 1983-442X**

## Expediente

Revista da Sociedade Brasileira de Acústica –  
SOBRAC  
ISSN 1983-442X  
UFSM - CT - Sala 212  
Av. Roraima nº 1000, Camobi  
CEP 97105 900 Santa Maria RS  
www.acustica.org.br  
e-mail:sobrac@acustica.org.br  
Skype ID: sobrac\_acustica

### Diretoria SOBRAC 2010/2014

Presidente: Dinara X. da Paixão  
dinaraxp@yahoo.com.br  
Vice-Presidente: Newton Sure Soeiro  
nsoeiro@ufpa.br  
1º Secretário: Gilberto Fuchs de Jesus  
gilberto@acustica.org.br  
2º Secretário: Krisdany Vinícius S. M. Cavalcante  
krisdany@acustica.blog.br  
1º Tesoureiro: Roberto Jordan  
jordan@acustica.org.br  
2º Tesoureiro: Daniel Fernando B. Zajarkiewicz  
daniel@totalsafety.com.br  
Secretaria Executiva: Aline Rigão de Vargas  
sobrac@acustica.org.br

### Conselho

Aloísio Leoni Schmid  
Débora Barreto  
Elcione Maria Lobato de Moraes  
Gustavo da Silva Vieira de Melo  
Julio A. Cordioli  
Léa Cristina Lucas de Souza  
Ranny L. X. Nascimento Michalski  
Ricardo Eduardo Musafir  
Sérgio Luiz Garavelli  
Stelamaris Bertoli Rolla

### Suplentes

Antonio Carlos Lobo Soares  
David Akkerman  
Rafael Antônio Comparsi Laranja

### Corpo Editorial

Newton Sure Soeiro - UFPA  
Ranny L. X. Nascimento Michalski - INMETRO  
Elias Bitencourt Teodoro - UFU

### Capa:

Camila Klein Severo - SOBRAC

## Sumário

Editorial ..... 02

### Artigos

A Atuação dos Profissionais da Acústica e Áreas Afins na  
Construção do Desenvolvimento Sustentável ..... 03

Controle de Ruído em Transportes Metropolitanos .. 09

Controle Passivo da Vibração em Reator Elétrico Utilizando  
Absorvedores Dinâmico Viscoelásticos ..... 13

Estudo da Acústica de Salas Voltadas ao Ensino de  
Música em Belém-PA ..... 23

Estudo do Impacto Sonoro Provocado por Instalações  
de Bombeamento em Área Urbana ..... 33

Grandezas Acústicas Relacionadas ao Ruído  
Aeronáutico – Análise e Trabalhos Realizados no  
Brasil e Proposta de Classificação Estendida ..... 40

Identificação de Fontes Sonoras Via Algoritmos  
Genéticos ..... 45

Redes Neurais Artificiais Aplicadas à Simulação de  
Cenários Complexos de Ruído Aeronáutico ..... 51

### Informações

XXV Encontro da Sociedade Brasileira de Acústica ..... 62

I Workshop de Engenharia Mecânica da Região  
Norte ..... 64

## Editorial

A Comissão Editorial da Revista Acústica e Vibrações, edição nº45, apresenta à Comunidade Científica um grupo de artigos plural em sua temática, mas equânime em sua qualidade e importância, o que demonstra a grande abrangência da área de Acústica e Vibrações.

Para a composição da revista, foram criteriosamente analisados artigos e selecionados temas que tratam desde o ruído aeronáutico até o ruído urbano, com ênfase nos transportes metropolitanos e no impacto decorrente de instalações de bombeamento. Há, ainda, a preocupação com a inserção dos profissionais da Acústica e áreas afins nas atividades relacionadas ao Desenvolvimento Sustentável e no estudo de salas de aula destinadas ao ensino da Música. O controle passivo de vibrações e a identificação de fontes sonoras por algoritmos genéticos completam os assuntos abordados nos textos.

Os detalhes e os prazos de envio dos trabalhos para o XXV Encontro da SOBRAC, que será realizado de 20 a 22 de outubro de 2014, em Campinas/SP, bem como as informações sobre o Workshop apoiado pela Regional Norte da SOBRAC completam essa 45ª Edição da Revista da Sociedade Brasileira de Acústica.

Os editores agradecem a todos que encaminharam seus trabalhos e esperam receber novas contribuições para as próximas edições da Revista Acústica e Vibrações.

Newton Sure Soeiro

Ranny L. X. Nascimento Michalski

Elias Bitencourt Teodoro

# A atuação dos profissionais da Acústica e áreas afins na construção do Desenvolvimento Sustentável

Paixão, D. X. da\*

\* Presidente da Sociedade Brasileira de Acústica, Coordenadora do Curso de Graduação em Engenharia Acústica, Centro de Tecnologia, Universidade Federal de Santa Maria, Santa Maria, RS, [dinara.paixao@eac.ufsm.br](mailto:dinara.paixao@eac.ufsm.br)

## Resumo

O texto enfatiza a necessidade do empenho dos profissionais da Acústica e áreas afins, com o objetivo de garantir que as temáticas ligadas aos problemas decorrentes do ruído sejam consideradas nas políticas públicas de implantação de ações, que visam o desenvolvimento sustentável. Apresenta uma síntese histórica da construção do conceito de desenvolvimento sustentável e mostra que todos os setores da Acústica, profissionais ou empresas, podem ampliar suas perspectivas de atuação, gerando possibilidades de financiamento e abertura de novos mercados, desde que estejam engajados na elaboração das políticas públicas, em todos os níveis. Expõe a compatibilização de ideias que um grupo de pesquisadores latinoamericanos vem trabalhando, com vistas a dar maior visibilidade e objetividade na solução dos problemas relacionados à questão do ruído, a partir da aproximação de suas instituições associativas.

**Palavras-chave:** Acústica, Desenvolvimento Sustentável, Gestão do Ruído.

## 1. Introdução

Quatro décadas se passaram desde que a Organização das Nações Unidas (ONU) divulgou o primeiro documento que norteou o início da busca por uma convivência harmoniosa, baseada na sustentabilidade. O conceito de Desenvolvimento Sustentável foi sendo consubstanciado ao longo desse tempo. As sociedades, apesar de suas diferenças étnicas, sociais, culturais e econômicas, criaram metas e construíram métodos à procura da qualidade de vida.

Todo esse longo período, que abrange mais de uma geração, testemunhou a poluição sonora passar de um fato de pouca repercussão até uma importante questão ambiental e, em março de 2011, atingir o patamar de questão de saúde pública, na avaliação de organismos internacionais, como é o caso da Organização Mundial da Saúde. [1]

A *Epidemia do Ruído* é uma realidade que afeta aspectos físicos e psicoemocionais da população mundial, em especial aquela que vive em grandes centros urbanos ou em áreas submetidas a ruídos intensos, como na proximidade de aeroportos ou áreas industriais. Além da influência sobre o ser humano especificamente, há uma abrangência mais ampla sobre o meio ambiente, que não pode ser negligenciada.

A responsabilidade socioambiental dos profissionais que atuam na Acústica e suas áreas afins tem crescido na mesma proporção em que os problemas decorrentes do ruído se avolumam. Os desafios são diários para os

fabricantes, com suas matérias primas e seus sistemas produtivos; para os projetistas e suas soluções, que envolvem, dentre outros fatores, os gastos energéticos e os resíduos; para os executores, que precisam estar capacitados para aliar a qualidade do serviço com o bem estar das pessoas; e para os gestores públicos ocupados com o desenvolvimento de sua comunidade.

Um dos fatores que necessita uma maior ênfase entre os pesquisadores é a gestão do ruído urbano, que abrange quase todas as áreas. Interessa dos fabricantes de veículos de todos os tipos até aos profissionais da saúde física e psicoemocional de pessoas e animais, passando por desenvolvedores de materiais e equipamentos de uso diário e aqueles específicos para projetos em áudio, acústica e vibrações.

Procura-se nesse artigo estabelecer uma reflexão sobre a importância dos profissionais da Acústica e suas áreas afins atuarem de forma decisiva nas decisões que estabelecem os caminhos para um desenvolvimento sustentável.

A partir de uma pesquisa bibliográfica, embasada em documentos oficiais e em subsídios de países latinoamericanos, mostra-se que a omissão dos chamados profissionais da Acústica e áreas afins, sejam eles: pesquisadores, professores, consultores, projetistas, executores, empresários, dentre outros, está ocasionando que esse domínio científico fique relegado a um segundo plano e os seus interesses sejam decididos por leigos ou pessoas sem o aprofundamento técnico necessário.

## 2. Construindo o Desenvolvimento Sustentável

A Conferência das Nações Unidas sobre o Meio Ambiente Humano, reunida em Estocolmo, na Suécia, de 5 a 16 de junho de 1972, é considerada a precursora no estabelecimento de critérios e de princípios para a preservação e a melhoria do meio ambiente humano. A Declaração da Conferência, também conhecida como Declaração de Estocolmo, é constituída de sete proclamações e vinte e seis princípios. [2]

A primeira dessas proclamações deixa clara a responsabilidade de cada pessoa na questão ambiental e, principalmente, nas transformações tecnológicas, que apresentam a geração do ruído como uma de suas decorrências.

O homem é ao mesmo tempo obra e construtor do meio ambiente que o cerca, o qual lhe dá sustento material e lhe oferece oportunidade para desenvolver-se intelectual, moral, social e espiritualmente. Em larga e tortuosa evolução da raça humana neste planeta chegou-se a uma etapa em que, graças à rápida aceleração da ciência e da tecnologia, o homem adquiriu o poder de transformar, de inúmeras maneiras e em uma escala sem precedentes, tudo que o cerca. Os dois aspectos do meio ambiente humano, o natural e o artificial, são essenciais para o bem-estar do homem e para o gozo dos direitos humanos fundamentais, inclusive o direito à vida. [2]

Após mais de uma década, em 1987, um documento com aproximadamente 300 páginas, que ficou conhecido como Relatório *Nosso Futuro Comum* ou *Relatório Brundtland*, apresentou o entendimento da *World Commission on Environment and Development* (WCED), o qual incorporava as questões sociais e econômicas, originando a clássica definição de Desenvolvimento Sustentável que o apresenta como “o desenvolvimento econômico e social que satisfaz às necessidades da atual geração sem comprometer a capacidade das futuras gerações de suprirem as suas próprias necessidades”. [3]

A Conferência ECO'92, realizada no Rio de Janeiro, trouxe o alerta para a necessidade do reconhecimento do vínculo da pobreza com as questões ambientais, enquanto a Agenda 21, é considerada um “instrumento de planejamento para a construção de sociedades sustentáveis, em diferentes bases geográficas, que concilia métodos de proteção ambiental, justiça social e eficiência econômica”. [4]

Construída a partir das diretrizes globais e entregue à sociedade, em 2002, a Agenda 21 Brasileira “é um instrumento de planejamento participativo para o desenvolvimento sustentável do país”. [4]

O Capítulo IV da Agenda 21 sugere aos países o “estabelecimento de programas voltados ao exame dos padrões insustentáveis de produção e consumo e o desenvolvimento de políticas e estratégias nacionais de estímulo a mudanças nos padrões insustentáveis de consumo”. Isso, aliado ao Princípio 8 da Declaração da Rio/92, que assegura que “os Estados devem reduzir e eliminar padrões insustentáveis de produção e consumo e promover políticas demográficas adequadas” e somado à Declaração de Joanesburgo, que estabelece a “adoção do consumo sustentável como princípio basilar do desenvolvimento sustentável” fundamentaram a criação da Agenda Ambiental na Administração Pública – A3P. [5]

No Brasil, “atualmente, o principal desafio da A3P é promover a Responsabilidade Socioambiental como política governamental, auxiliando na integração da agenda de crescimento econômico concomitantemente ao desenvolvimento sustentável.” [5]

Em 2012, a Rio+20, instituiu uma nova agenda de desenvolvimento sustentável e enfatizou que “a mudança dos padrões de produção e consumo será determinante para se alcançar os objetivos de desenvolvimento sustentável nas próximas décadas”. [6]

Essa evolução histórica mostra o crescimento da preocupação com o desenvolvimento sustentável e das ações efetivas em alguns campos específicos, como é o caso da eficiência energética.

Constata-se, no entanto, que o ruído não está contemplado de forma exclusiva, mas somente é tratado dentro de outros temas, quando há uma provocação por parte dos profissionais da Acústica e suas áreas afins.

Observa-se, por exemplo, que dentre os quinze Programas de Governo citados, ao final do ano de 2013, no site do Ministério do Meio Ambiente (<http://www.mma.gov.br/component/k2/item/8272-programas-mma>), apenas dois (Agenda 21 e Educação Ambiental) poderiam, com a boa vontade de seus gestores, contemplar algum projeto na área de ruído, a partir de uma eficiente justificativa de seus proponentes.

E os profissionais da Acústica e suas áreas afins procuram participar desses debates e buscar recursos para seus projetos e empreendimentos nessas fontes ?

A falta de informação e a falta de articulação dos grupos tem dificultado a abertura de oportunidades para o maior desenvolvimento de temas relacionados à Acústica e que são de interesse da sociedade.

Entre os dias 24 e 27 de outubro de 2013 aconteceu, em Brasília, a IV Conferência Nacional do Meio Ambiente (CNMA), tendo como tema específico a Política Nacional de Resíduos Sólidos, visando divulgá-la, implementá-la e estabelecer responsabilidades, entre

outros objetivos.

Há exatamente uma década, em novembro de 2003, realizava-se em Brasília, a I Conferência Nacional do Meio Ambiente (CNMA). Seguiram-se as de 2005, 2008 e 2013. Esse fórum, construído a partir de discussões e votações locais e estaduais é um instrumento de participação da sociedade civil no delineamento das políticas públicas. [7]

Quantos profissionais da Acústica e suas áreas afins participaram dessas atividades levantando a questão do ruído como um tema que não pode ser desconsiderado nas discussões?

Há, por parte da sociedade em geral, uma grande busca de informações e muitas reclamações. A simples menção desse tema, com certeza, geraria um imediato apoio a sua inclusão na pauta, exceto nos eventos com temas pré-fixados, como ocorreu com a IV edição da Conferência, que tratou de resíduos sólidos.

Por que a Política Nacional de Conscientização, Prevenção, Controle e Fiscalização das Emissões Sonoras, que está tramitando como Projeto de Lei na Câmara Federal, a partir da atuação da SOBRAC, não pode se tornar o tema da V Conferência Nacional de Meio Ambiente ?

### 3. Acústica Ambiental e o Desenvolvimento Sustentável em Países da América Latina

Pesquisadores da América Latina tem reunido esforços, em especial, na harmonização de ações ligadas às soluções dos problemas advindos do ruído urbano.

Há um consenso quanto à importância de considerar-se o ruído como um significativo indicador a ser empregado no diagnóstico da qualidade ambiental, tendo em vista que, comprovadamente, ela afeta a saúde e as condições de vida das pessoas.

A análise da paisagem urbana, incluindo todos os seus aspectos, inclusive as peculiaridades relativas aos habitantes de cada lugar, demonstra que a América Latina apresenta uma grande variedade sonora. Observa-se, no que se refere à cultura, que “(...) folclore, cor e danças se entrelaçam para trazer ao presente a imagem de um passado histórico vivo, porém também os ruídos próprios da imagem cidadina atual são constantes e continuamente influem no bem estar da população”. [8]

Miyara, ao detalhar estudos sobre a evolução do ruído na cidade de Rosario, na Argentina, afirma: “O município tem, diante de si, a tarefa de reconhecer primeiro a natureza do problema e a necessidade de afrontá-lo antes que se descontrole, para logo compenetrar-se em sua dinâmica e estabelecer políticas de controle que envolvam um alto grau de

prevenção.”[9]

A importância de uma firme atuação do poder público, em consonância com a sociedade civil, é unanimidade de norte a sul da América Latina, conforme se pode ressaltar da afirmação de Beristáin: “o ruído na Cidade do México deve ser atacado com resolução, já que é um sério contaminante, especialmente por sua sutileza e ampla distribuição em toda a cidade, ademais pela grande variedade de efeitos que produz na saúde”. [10]

Ao historiar quinze anos de trabalho no combate ao problema da contaminação ruidosa em Guadalajara, outra cidade mexicana, Orozco Medina conta que foi criada uma linha de pesquisa, a qual tem buscado cada vez mais força no âmbito da ciência aplicada e que insiste em se posicionar diante das autoridades ambientais, do trabalho e da saúde. [11]

Ainda no México, numa cidade em desenvolvimento, que teve um aumento populacional de mais de um milhão de habitantes em aproximadamente duas décadas, uma constatação chama a atenção. O pesquisador Trejo destaca um problema comum a várias municipalidades latinoamericanas: a incompatibilidade entre normativas e legislações. Em suas palavras: “(...) na cidade de Querétaro se tem permitido que os lugares ruidosos continuem operando, já que eles cumprem perfeitamente com a normativa e, legalmente, não existe evidência de descumprimento, ainda que a percepção do ruído diga outra coisa”. [12]

Retornando ao sul do continente americano, Gonzáles enumera os principais problemas de gestão da contaminação ruidosa em Montevideo, no Uruguai, citando: a multiplicidade de atores; a responsabilidade compartilhada; a falta de coordenação e comunicação interna nas instituições; a imprecisão nas competências; a burocratização nas gestões; a politização nas decisões técnicas; as deficiências da normativa municipal vigente; a falta de recursos humanos capacitados; a falta de ações preventivas; a dificuldade na tramitação de licenciamentos para os empreendimentos comerciais, industriais e recreacionais; a falta de um planejamento real do território; a falta de efetividade no controle e na aplicação das sanções; a falsa oposição entre trabalho e contaminação sonora; e a falta de consciência de alguns dos principais atores municipais. [13]

É possível identificar-se que os problemas se repetem em diferentes países, por isso os técnicos estão empenhados em concretizar as ações que vem sendo debatidas desde as Primeiras Jornadas Interamericanas sobre o Ruído e a Comunidade, que se constituíram na base para as discussões levadas à Conferência em Estocolmo, em 1972.

As associações técnico científicas latinoamericanas, a exemplo da Sociedade Brasileira de Acústica (SOBRAC), estão mobilizando seus associados e atuando de forma conjunta para auxiliar à população e

aos poderes públicos no aprofundamento das pesquisas, visando criar um banco de dados, harmonizar normas e legislações, bem como desenvolver soluções adequadas e viáveis.

Pesquisadores tem constituído grupos multiprofissionais integrados por representantes de diversos países buscando criar um movimento forte, que faça ressoar nos poderes públicos latinoamericanos as suas posições técnicas e os seus trabalhos publicados, como respaldo às decisões políticas nas áreas relacionadas à Acústica.

No Brasil, o crescimento da poluição sonora nos centros urbanos vem sendo apontado pela comunidade científica há muitos anos. Ao mesmo tempo em que mostram os níveis medidos, os técnicos alertam para a falta de informação à população sobre os efeitos em sua saúde física e psicoemocional.

Muitas pessoas tendem a considerar o ruído urbano como uma decorrência normal da urbanização e cujo controle não é possível realizar, por isso apresentam um comportamento conformado, que precisa ser modificado. Somente a conscientização e a informação geram a mudança de comportamento social.

A busca de soluções para os problemas decorrentes do ruído, no entanto, geralmente não tem encontrado um decisivo apoio nos poderes públicos. As instituições financiadoras ignoram a Acústica dentre as áreas de pesquisas relevantes e os periódicos que publicam os trabalhos decorrentes desses estudos sofrem com as dificuldades de classificação, tendo em vista a multidisciplinaridade e a transversalidade dos temas abordados.

Diante disso, os pesquisadores inovam mostrando que a questão do ruído e da adequação dos espaços é um tema transversal que perpassa as discussões em diversas instâncias e grupos, apenas necessitando um enfoque adequado. Um exemplo disso foi o recente projeto financiado através de edital Capes/Ministério da Cultura, que viabilizou uma rede de pesquisadores que, de norte a sul do Brasil, trabalharam a questão das salas para as aulas de Música no Ensino Básico, atendendo a Lei 11.769/2008. [14]

O monitoramento do ruído urbano no Brasil ainda é extremamente incipiente e fruto de iniciativas individuais de pesquisadores. A falta de equipes técnicas e recursos financeiros dificultam a exigência dessa ferramenta de gestão urbana, embora a legislação brasileira – como é o caso do Estatuto das Cidades – já reconheça a necessidade desse conhecimento.

É preciso aprender a viver respeitando a qualidade ambiental. Não é fácil construir o bem estar sonoro, pois isso implica em repensar as formas com as quais se vem trabalhando na comunidade, seja como autoridade,

como sujeito ou como sociedade. É conhecendo formas de estudar esse fenômeno, no entanto, que se pode aspirar uma melhoria no bem estar de todos. [15]

#### 4. Considerações Finais

Os profissionais da Acústica e suas áreas afins precisam avaliar e viabilizar a sua participação na elaboração das políticas públicas, pois isso auxiliará na modificação de fatores que afetam a forma como essa temática vem sendo tratada, ao longo do tempo, em todas as instâncias dos Poderes Públicos e até junto às instituições da Sociedade Civil.

Para que as políticas públicas sejam elaboradas com o foco num Brasil sustentável são necessárias mudanças. É indispensável alterar aspectos relativos à forma de atuação das esferas governamentais, do setor produtivo, das organizações da sociedade e até do cotidiano de cada cidadão.

Reitera-se, por isso, a premência de que exista um olhar mais efetivo sobre a possibilidade da inserção do tema ruído em todos os fóruns de discussão, em especial nos espaços destinados à população ou aos empresários, como é o caso das Conferências de Saúde, de Meio Ambiente, de Educação e de Cultura, bem como nos Conselhos Municipais, Estaduais e Federais. Não é necessário o comprometimento partidário, mas é imprescindível a participação política dos profissionais e empresários dos setores ligados à Acústica e suas áreas afins.

O presente artigo reafirma a preocupação com o ruído, pois ele é um contaminante que não tem cor, cheiro, forma ou sabor. Não deixa rastro no ambiente quando a fonte é desligada, mas os reflexos negativos dele advindos influenciam o ambiente e seus usuários.

Enfatiza-se a importância de uma convivência harmônica e sustentável entre as pessoas, porque um grupo de vias e edificações não caracteriza plenamente uma cidade. Ela só existe pelo pulsar de vidas e as relações sociais de seus habitantes. Assim, o Desenvolvimento Sustentável depende, principalmente, da forma de vida adotada pelos seres humanos.

A Sociedade Brasileira de Acústica (SOBRAC) está buscando mobilizar a comunidade técnico científica, os poderes públicos, a imprensa e a sociedade em geral para a necessidade de um convívio saudável das pessoas com o ruído. Para isso, é indispensável reduzir os níveis de pressão sonora, protegendo a saúde da população e, ao mesmo tempo, conscientizá-la de que precisa alterar seus hábitos e costumes, respeitando o direito dos outros ao chamado “sossego público”.

Para atingir tais objetivos, a SOBRAC está buscando a atualização e a harmonização da normalização junto à Associação Brasileira de Normas Técnicas (ABNT), a partir da instalação, em julho de 2013, do Comitê Técnico – CEE 196 – Acústica e da participação de seus associados em outros Comitês.

Para fins de melhoria da legislação em todo o País, a entidade está auxiliando, desde a Audiência Pública realizada no Congresso Nacional, na tramitação do Projeto de Lei que “Dispõe sobre a política nacional de conscientização, prevenção, controle e fiscalização das emissões sonoras”.

É importante, porém, que a ação efetiva dos profissionais, empresas e instituições aconteça em todo o País. Há exemplos de legislações municipais, como é o caso de Santa Maria/RS, onde existe uma Semana Municipal de Conscientização sobre o Ruído. A Lei Municipal n. 5282, de 12 de janeiro de 2010 agrega os poderes públicos e a sociedade civil, inclusive com dotação orçamentária para a efetivação dessa semana. [16]

O tema da contaminação acústica precisa sair do meio acadêmico para chegar até a comunidade, através da divulgação, nos veículos de comunicação de massa.

Necessita-se “(...) rever e ampliar a nossa noção de desenvolvimento e entendê-lo como uma construção coletiva capaz de gerar qualidade de vida nas dimensões ambiental, econômica, social, cultural e ética.” [17]

Nesse campo, a Política Nacional de Educação Ambiental, instituída pela Lei Nº 9.795/1999 também pode ser lembrada como arcabouço capaz de contemplar a questão do ruído.

Em seu Artigo 3º, essa Lei enumera no item V como incumbência para empresas, entidades de classe, instituições públicas e privadas “promover programas destinados à capacitação dos trabalhadores, visando à melhoria e ao controle efetivo sobre o ambiente de trabalho, bem como sobre as repercussões do processo produtivo no meio ambiente”. Ainda nesse mesmo artigo, no item VI, a obrigação é para a sociedade como um todo: “manter atenção permanente à formação de valores, atitudes e habilidades que propiciem a atuação individual e coletiva voltada para a prevenção, à identificação e à solução de problemas ambientais”. [18]

Há uma carência de profissionais - em todos os níveis - adequadamente qualificados, capazes de não decepcionar aos clientes, que utilizem corretamente os equipamentos e produtos, que projetem de forma viável técnica e financeiramente, além de não colocarem em risco a saúde e o bem estar das pessoas. Visando

qualificar a mão de obra que atua em Acústica, a SOBRAC implantou em 2013 o *Programa de Qualificação e Certificação Profissional*, publicando o seu 1º edital, através do qual pretende identificar os profissionais capacitados que atuam nessa área.

É preciso agir – e rapidamente – para multiplicar informações corretas e abrir novas perspectivas para quem trabalha de forma séria nesse campo do conhecimento.

Novas gerações estão crescendo com um olhar bem mais amplo sobre a questão da Poluição Sonora e vão necessitar de apoio qualificado para evitar decisões equivocadas.

A informação da complexidade do tema e da importância do trabalho de profissionais especializados precisa estar colocada paralelamente aos anseios de melhoria que vem surgindo nos mais diferentes lugares e ocasiões.

Um exemplo disso é a 4ª Conferência Nacional Infantojuvenil pelo Meio Ambiente, promovida pelos ministérios de Educação e do Meio Ambiente, em Luziânia (GO), de 23 a 28 de novembro de 2013. Um dos trabalhos destacados pelo site do Ministério da Educação, criado por alunos do oitavo e do nono ano do ensino fundamental, tem por objetivo “(...) mostrar a dirigentes municipais e órgãos de trânsito os perigos a que os alunos são submetidos diariamente, além da poluição sonora”. Na escola, localizada em área rural, num município de aproximadamente 80.000 habitantes, “o ruído provocado por excesso de velocidade, buzinas e freadas, entre outros, chega, algumas vezes, a interromper as aulas”. [19]

A melhoria das condições sonoras ambientais depende de muitos fatores. É necessária a vontade dos poderes públicos de resolver o problema, aliada à existência de equipes técnicas, com profundo conhecimento do tema, dotadas de meios e equipamentos adequados para detectar e solucionar as dificuldades, partindo da caracterização do ruído existente.

Precisa-se, além disso, de uma legislação eficiente e coerente, que só será possível com a participação efetiva dos profissionais da Acústica e suas áreas afins, durante todo o seu processo de elaboração.

Colaborar na melhoria da qualidade de vida das pessoas é dever de cada um, especialmente, aqueles que possuem o conhecimento técnico científico e estão comprometidos com a sociedade como um todo.

Por derradeiro, considera-se que os profissionais da Acústica e suas áreas afins precisam de forma

Colaborar na melhoria da qualidade de vida das pessoas é dever de cada um, especialmente, aqueles que possuem o conhecimento técnico científico e estão comprometidos com a sociedade como um todo.

Por derradeiro, considera-se que os profissionais da Acústica e suas áreas afins precisam de forma empreendedora, identificar as oportunidades de atuação e reunir esforços para um trabalho conjunto, planejado e eficaz. Ações independentes não terão o mesmo resultado que as solidárias e realizadas sob a égide de instituições tradicionais, respeitadas e consolidadas, como a Sociedade Brasileira de Acústica.

A participação de cada pessoa, empresa ou instituição é fundamental !

## Referências

- [1] SALVI, C. <http://www.euro.who.int/en/media-centre/sections/latest-press-releases/new-evidence-from-who-on-health-effects-of-traffic-related-noise-in-europe>. Acesso em 05 de dezembro de 2013.
- [2] ORGANIZAÇÃO DAS NAÇÕES UNIDAS. Declaration of the United Nations Conference on the Human Environment-1972. <http://www.onu.org.br/rio20/img/2012/01/estocolmo1972.pdf> Acesso em 05 de dezembro de 2013.
- [3] ORGANIZAÇÃO DAS NAÇÕES UNIDAS. Report of the World Commission on Environment and Development: Our Common Future. <http://www.un-documents.net/our-common-future.pdf> Acesso em 05 de dezembro de 2013.
- [4] BRASIL. MINISTÉRIO DO MEIO AMBIENTE. <http://www.mma.gov.br/responsabilidade-socioambiental/agenda-21> Acesso em 05 de dezembro de 2013.
- [5] BRASIL. MINISTÉRIO DO MEIO AMBIENTE. <http://www.mma.gov.br/responsabilidade-socioambiental/a3p> Acesso em 05 de dezembro de 2013.
- [6] BRASIL. CONFERÊNCIA DAS NAÇÕES UNIDAS SOBRE DESENVOLVIMENTO SUSTENTÁVEL. [http://www.rio20.gov.br/documentos/relatorio-rio-20/1.-relatorio-rio-20/at\\_download/relatorio\\_rio20.pdf](http://www.rio20.gov.br/documentos/relatorio-rio-20/1.-relatorio-rio-20/at_download/relatorio_rio20.pdf) Acesso em 05 de dezembro de 2013.
- [7] BRASIL. MINISTÉRIO DO MEIO AMBIENTE. <http://www.mma.gov.br/responsabilidade-socioambiental/conferencia-nacional-do-meio-ambiente/i-conferencia/deliberacoes> Acesso em 05 de dezembro de 2013.
- [8] [15] OROZCO MEDINA, M. ; GONZÁLES, A. E. *Ruido en ciudades latinoamericanas: bases orientadas a su gestión*. 1 ed. Guadalajara, México, 2012, 206p.
- [9] MIJARA, F. *Ruido en la ciudad de Rosario(Argentina)*. In: Ruido en ciudades latinoamericanas: bases orientadas a su gestión. 1 ed. Guadalajara, México, p.23-36, 2012.
- [10] BERISTAIN, S. G. *Ruido en ciudad de México*. In: Ruido en ciudades latinoamericanas: bases orientadas a su gestión. 1 ed. Guadalajara, México, p.37-69, 2012.
- [11] OROZCO MEDINA, M. *Ruido en la ciudad de Guadalajara: análisis histórico de un problema de calidad ambiental*. In: Ruido en ciudades latinoamericanas: bases orientadas a su gestión. 1 ed. Guadalajara, p.71-91, 2012.
- [12] TREJO, A. S. *Ruido en la ciudad de Querétaro (México)*. In: Ruido en ciudades latinoamericanas: bases orientadas a su gestión. 1 ed. Guadalajara, p.93-104, 2012.
- [13] GONZÁLES, A. E. *Gestión exitosa de la contaminación sonora con enfoque defensorial: la experiencia de la defensoria del vecino de Montevideo*. In: Ruido en ciudades latinoamericanas: bases orientadas a su gestión. 1 ed. Guadalajara, México, p.105-135, 2012.
- [14] SCHMID, A. L. et al. *Espaços para aprender e ensinar música: construção e adequação*. Projeto CAPES – MinC – Pró-Cultura. Curitiba, 2013, 64 p.
- [16] CÂMARA MUNICIPAL DE SANTA MARIA. <http://www.camara-sm.rs.gov.br/arquivos/legislacao/LM/010/5282.pdf> Acesso em 05 de dezembro de 2013.
- [17] BRASIL. MINISTÉRIO DO MEIO AMBIENTE. <http://www.mma.gov.br/responsabilidade-socioambiental/conferencia-nacional-do-meio-ambiente> Acesso em 05 de dezembro de 2013.
- [18] BRASIL. MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO. <http://portal.mec.gov.br/secad/arquivos/pdf/educacaoambiental/lei9795.pdf> Acesso em 05 de dezembro de 2013.
- [19] BRASIL. MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO. [http://portal.mec.gov.br/index.php?option=com\\_content&view=article&id=19314](http://portal.mec.gov.br/index.php?option=com_content&view=article&id=19314) Acesso em 05 de dezembro de 2013.

# Controle de Ruído em Transportes Metropolitanos

Oliveira Filho, R. H.\*; Nishida, P. P. R.<sup>+1</sup>; Flabes Neto, P. B.<sup>+2</sup>; Duarte, M. A. V.<sup>+3</sup>

\* Instituto de Ciências Tecnológicas e Exatas, Universidade Federal do Triângulo Mineiro, Uberaba, MG, [ricardo.filho@icte.ufm.edu.br](mailto:ricardo.filho@icte.ufm.edu.br)

+ Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, MG, [pedronishida@gmail.com](mailto:pedronishida@gmail.com)<sup>1</sup>,

[pauloflabes@gmail.com](mailto:pauloflabes@gmail.com)<sup>2</sup>, [mduarte@mecanica.ufu.br](mailto:mduarte@mecanica.ufu.br)<sup>3</sup>

## Resumo

O controle de ruído gerado pelo tráfego é de suma importância para a preservação da saúde da população, já que a exposição a elevados níveis de ruído pode causar perda auditiva, hipertensão e ainda problemas cardíacos. Este trabalho trata especialmente do ruído gerado por metrô e aborda uma forma de controle. A fim de analisar o resultado final dos tratamentos acústicos que foram propostos – instalação de barreiras acústicas – foi utilizado um programa computacional desenvolvido e validado pelo Laboratório de Acústica e Vibrações – LAV – da Faculdade de Engenharia Mecânica – FEMEC – da Universidade Federal de Uberlândia – UFU – para a simulação dos Níveis de Pressão Sonora (NPS) nas proximidades do metrô, sendo o seu impacto analisado pelas recomendações contidas no documento FTA-VA-90-103-06:2006 [1]. Para o tratamento acústico na linha do metrô simulada, foi estabelecida a necessidade de barreiras que fornecessem uma atenuação mínima de 35 dB(A). Áreas de impacto foram definidas para a análise da eficácia do projeto. Para possibilitar a simulação, um modelo tridimensional da área foi criado e em seguida, identificado os Níveis de Potência Sonora (NWS) da fonte (metrô propriamente dito) e as propriedades acústicas dos materiais das barreiras. Realizadas as simulações de campo acústico, foi comprovado que a situação final gerará, no máximo, um impacto de nível moderado nas áreas pre-estabelecidas.

**Palavras-chave:** Transportes Metropolitanos, Acústica, Impacto Ambiental.

## 1. Introdução

Em grandes cidades metropolitanas, o ruído gerado pelo tráfego é responsável por um grande nível de poluição sonora. O controle deste tipo de ruído é de suma importância para a preservação da saúde da população, já que a exposição a elevados níveis de ruído pode causar perda auditiva, hipertensão e ainda problemas cardíacos. A fim de preservar a integridade física dos cidadãos, limites de exposição ao ruído são impostos para ambientes externos levando em consideração o tipo de zoneamento (área de sítios, residencial, hospitalar, de escolas, comercial, administrativa, industrial ou mista) pela ABNT NBR 10151:2000 [2] e em ambientes internos através da ABNT NBR 10152:1987 [3].

Este trabalho trata especialmente do ruído gerado por metrô. O ruído destes veículos provém da interação entre a roda e o trilho, das vibrações estruturais, das vibrações do corpo do veículo, do sistema de propulsão, do arraste aerodinâmico, dentre outros fatores. O controle do ruído emitido pode ser realizado de várias formas, sendo que, neste trabalho, optou-se pela utilização de barreiras acústicas.

A fim de analisar o resultado final dos tratamentos acústicos que foram propostos, foi utilizado um programa computacional desenvolvido e validado pelo Laboratório de Acústica e Vibrações (LAV) da Faculdade de Engenharia Mecânica (FEMEC) da

Universidade Federal de Uberlândia (UFU) para a simulação dos Níveis de Pressão Sonora (NPS) na área de influência do metrô.

O programa computacional utiliza a teoria dos raios acústicos no processo de simulação. Tal teoria é baseada na hipótese da superposição do efeito de fontes monopulares, gerando raios acústicos divergentes que são refletidos nas paredes (método das imagens), perdendo energia até atingir o observador. Esta teoria apresenta bons resultados para análise previewal em ambientes abertos [4].

Para a avaliação do impacto sonoro gerado pelos trens, foram utilizadas as recomendações contidas no documento americano FTA-VA-90-103-06:2006 [1].

O objetivo deste trabalho é apresentar simulações de campo acústico do ruído proveniente de um metrô em uma determinada área de influência e após os tratamentos acústicos, avaliando assim o efeito causado em pontos de controle pre-determinados.

## 2. Metodologia

O trabalho apresenta a avaliação de um trecho elevado de uma linha de metrô. Para o funcionamento deste metrô em elevado são necessárias algumas soluções acústicas, a fim de atender aos limites estabelecidos pelo documento FTA-VA-90-103-06:2006 [1] quanto à geração de ruído. Para isto, foi simulado o fechamento

da linha com barreiras acústicas. O teto foi fechado com um material chamado Telha Sanduíche em conjunto com o material absorvente ISOPET como revestimento interno e, nas paredes laterais, foi instalada a barreira acústica ISOWALL também com o revestimento interno de ISOPET. A Figura 1 apresenta a seção transversal da linha do metrô, mostrando como foi considerada a instalação das barreiras. A estrutura do elevador é desenvolvida em concreto.

Os materiais ISOPET e ISOWALL são registrados no Instituto Nacional de Patente Industrial (INPI) pela empresa ISOBRASIL Tecnologia de Isolamentos.

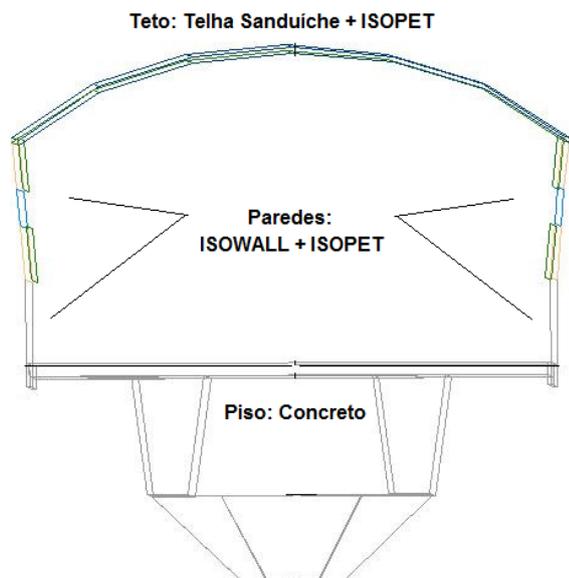


Figura 1: Representação esquemática da seção transversal da linha de metrô com as barreiras acústicas instaladas.

A partir de análises da emissão de ruído local em linhas de metrô, foi estabelecido que a Perda de Transmissão total mínima destas barreiras deve ser de 35 dB(A). A fim de comprovar esta atenuação, o programa computacional foi utilizado, simulando as isocurvas de Nível de Pressão Sonora (NPS) geradas pelo metrô considerando uma situação crítica, onde dois metrôs se cruzam a uma velocidade de 100 km/h cada um.

A Figura 2 apresenta os resultados desta simulação, sendo utilizados os valores NWS presentes na Tabela 1.

Tabela 1: Valores de NWS por banda de frequência de 1/1 oitava estimados para um trem a 100 km/h.

Frequência [Hz]	NWS [dB(A)]
63	89
125	82
250	79
500	93
1000	94
2000	89
4000	83
8000	83

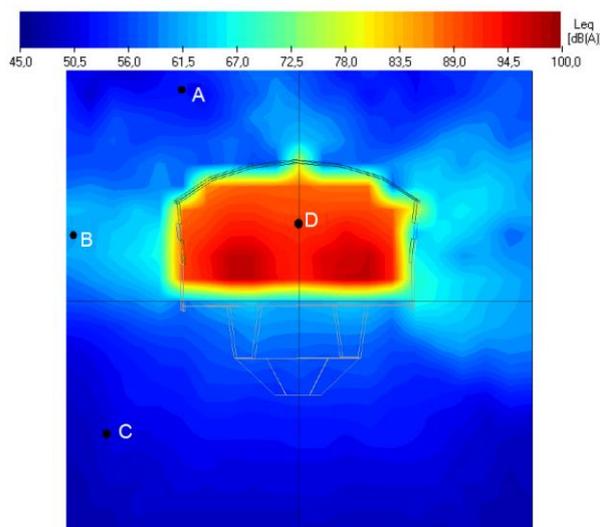


Figura 2: NPS simulados no programa computacional para a situação de dois metrôs se cruzando a 100 km/h na seção do fechamento acústico.

Os valores de NWS foram retirados da Figura 3, que apresenta o espectro de frequências dos níveis de pressão sonora gerados por trens a diferentes velocidades de operação, medidos a 10 metros de distância.

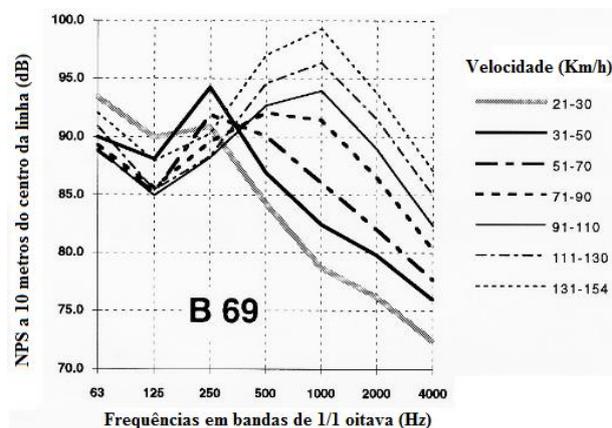


Figura 3: Espectro de frequências utilizado para a estimativa dos NWS do metrô para realização de simulações e cálculos. (Adaptado de [5]).

Da análise da Figura 2, obtém-se os níveis de pressão sonora nos pontos A, B, C (externos) e D (interno) de aproximadamente 51 dB(A), 60 dB(A), 50 dB(A) e 92 dB(A), respectivamente. A partir destes pontos, as atenuações resultantes variam de 31 a 41 dB(A), o que se aproxima bastante dos valores mínimos estabelecidos levando-se em consideração que foi simulada a situação crítica de dois metrôs se cruzando, sendo potencializado o nível de ruído gerado.

Para a análise da eficácia dos tratamentos na região de influência do metrô, foram estabelecidas áreas de impacto, que normalmente se caracterizam por áreas

residenciais ou escritórios nas proximidades da linha do metrô. A Figura 4 apresenta a região ao redor do elevado do metrô mostrando as áreas de impacto simuladas.

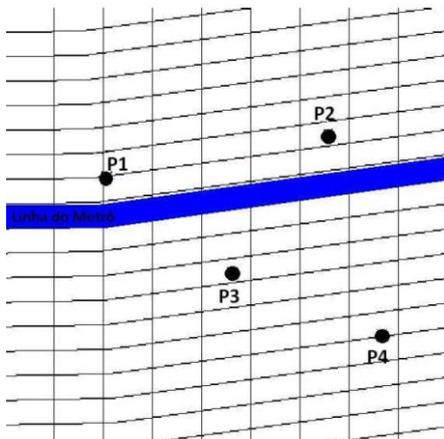


Figura 4: Áreas de impacto determinadas para a análise.

Na Figura 4 a faixa escura representa a linha do metrô. A malha apresentada é utilizada para facilitar a localização dos pontos de controle. A mudança de direção das linhas é ocasionada pelo relevo local, que também é considerado para a simulação.

Com as áreas de impacto definidas, um modelo tridimensional do local foi construído para a realização da simulação. A Figura 5 apresenta o modelo utilizado.

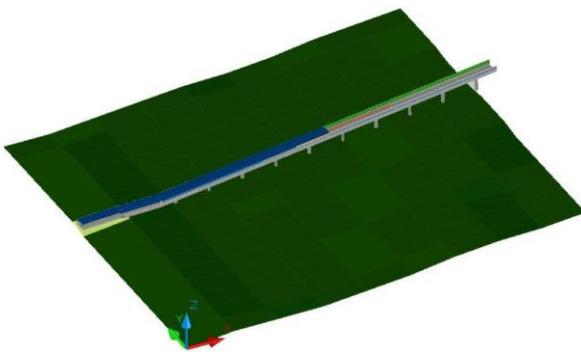


Figura 5: Modelo tridimensional da área de influência do metrô.

Para a construção do modelo, considerou-se o relevo local. Nas simulações, além dos NWS das fontes, também são necessárias as propriedades acústicas das barreiras utilizadas. As Tabelas 2 e 3 apresentam os valores para a perda de transmissão e para o coeficiente de absorção sonora dos materiais por banda de frequência de 1/1 oitava, respectivamente.

Realizadas as simulações, os NPS encontrados nos pontos de controle foram ser avaliados pelos critérios estabelecidos na FTA-VA-90-103-06:2006 [1] através da Tabela 4, definindo o nível do impacto local.

Tabela 2: Perda de transmissão (dB(A)) por banda de frequência de 1/1 oitava dos materiais utilizados nas barreiras.

Frequência Central	Material			
	Isowall	Isopet	Telha Sanduiche	Concreto
63	18	10	43	40
125	18	10	43	40
250	20	10	53	40
500	28	10	63	40
1000	32	10	69	40
2000	39	10	79	40
4000	41	10	82	40
8000	41	10	88	40

Tabela 3: Coeficiente de absorção (%) por banda de frequência de 1/1 oitava para os materiais utilizados nas barreiras.

Frequência Central	Material			
	Isowall	Isopet	Telha Sanduiche	Concreto
63	1	29	2	2
125	2	29	2	2
250	2	55	2	2
500	3	82	3	3
1000	4	91	4	4
2000	5	88	5	5
4000	7	82	7	5
8000	7	82	7	6

Tabela 4: Grau de impacto esperado nos receptores em função do nível sonoro de projeto ( $L_{rec}$ ) e ruído ambiente ( $L_{amb}$ ).

Nível de ruído ambiente $L_{amb}$ dB(A)	Impacto esperado com o nível sonoro no receptor dB(A)					
	Categoria 1 ou 2			Categoria 3		
	Nenhum	Moderado	Severo	Nenhum	Moderado	Severo
57	<57	57-62	>62	<62	62-67	>67
58	<57	57-62	>62	<62	62-67	>67
59	<58	58-63	>63	<63	63-68	>68
60	<58	58-63	>63	<63	63-68	>68
61	<59	59-64	>64	<64	64-69	>69
62	<59	59-64	>64	<64	64-69	>69
63	<60	60-65	>65	<65	65-70	>70
64	<61	61-65	>65	<66	66-70	>70
65	<61	61-66	>66	<66	66-71	>71
66	<62	62-67	>67	<67	67-72	>72
67	<63	63-67	>67	<68	68-72	>72
68	<63	63-68	>68	<68	68-73	>73
69	<64	64-69	>69	<69	69-74	>74
70	<65	65-69	>69	<70	70-74	>74
71	<66	66-70	>70	<71	71-75	>75
72	<66	66-71	>71	<71	71-76	>76
73	<66	66-71	>71	<71	71-76	>76

Na Tabela 4 os valores de  $L_{amb}$  representam os possíveis níveis de ruído ambiente que podem ser encontrados nas áreas de impacto. Considerando a região simulada, caracterizada por residências e escritórios, foram escolhidos os valores para  $L_{amb}$  e classificação das áreas de impacto de acordo com áreas semelhantes já conhecidas, as quais estão apresentadas na Tabela 5.

Tabela 5: Valores de  $L_{amb}$  (dB(A)) e classificação das áreas de impacto estabelecidas.

Local	Categoria	$L_{amb}$ dB(A)
P1	2	60
P2	2	57
P3	2	57
P4	3	73

### 3. Resultados

Através das simulações de campo acústico no trecho analisado, foram obtidas as isocurvas de pressão sonora mostradas na Figura 6, da qual são retirados os valores de NPS nas áreas de impacto, os quais são mostrados na Tabela 6.

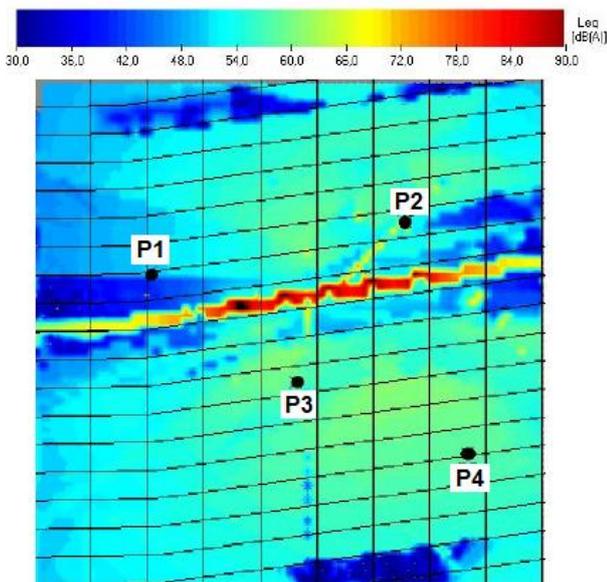


Figura 6: Isocurvas de pressão sonora simuladas para o trecho do metrô.

Tabela 6: Valores de NPS simulados para as áreas de impacto determinadas.

Local	NPS [dB(A)]
P1	51
P2	54
P3	57
P4	58

Considerando os valores de NPS obtidos nas simulações, realizou-se então a avaliação do nível de impacto pelo critério da Tabela 4. A Tabela 7 apresenta o nível de impacto de cada ponto de controle.

Tabela 7: Nível de impacto nos pontos de controle.

Local	Impacto
P1	Nenhum
P2	Nenhum
P3	Moderado
P4	Nenhum

### 4. Conclusões

Para os tratamentos acústicos sugeridos e simulados na linha do metrô, foi estabelecida a necessidade de barreiras que fornecessem uma atenuação mínima de 35 dB(A). Os materiais escolhidos foram:

- Para o teto: telha sanduíche com revestimento interno do material absorvente ISOPET;
- Para as paredes: barreira acústica ISOWALL com revestimento interno de ISOPET.

Para a comprovação das atenuações, foram realizadas simulações no programa computacional utilizado, o que mostrou que as barreiras proporcionaram um decaimento variando entre 31 e 42 dB(A), o que comprovou a eficácia das mesmas.

Para a simulação do trecho do metrô, foi criado um modelo tridimensional do local, sendo considerado o relevo para resultados mais realistas. Em posse do modelo, foram estimados os NWS das fontes e as propriedades acústicas dos materiais a serem simulados.

Realizadas as simulações, os valores de NPS foram obtidos para as áreas de impacto previamente determinadas. A partir do nível de ruído ambiente destas áreas e considerando o critério de avaliação do documento FTA-VA-90-103-06:2006 [1], foi possível determinar o nível de impacto do ruído gerado pelo metrô. Estas análises mostraram que a situação final gera um impacto moderado ou nenhum impacto nas áreas analisadas, o que comprova a eficácia das soluções acústicas propostas, permitindo a sua aplicação.

### Referências

- [1] FTA-VA-90-103-06:2006: *Transit Noise and Vibration Impact Assessment*, Federal Transit Administration, Department of transportation – United States of America.
- [2] ABNT NBR 10151:2000: *Acústica - Avaliação do ruído em áreas habitadas, visando o conforto da comunidade – Procedimento*.
- [3] ABNT NBR 10152:1987: *Níveis de ruído para conforto acústico*.
- [4] Oliveira Filho, R. H.: Uma metodologia para a avaliação virtual da dose de exposição ao ruído no ambiente de trabalho. 2011. 166 p. Tese de Doutorado - Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, 2011.
- [5] IMA6TR-05110-AEATUK01 (10/01/2005) : *Measured railway noise source data in the public domain or via the Imagine Project*, AEA Technology Rail.

# Controle Passivo da Vibração em Reator Elétrico Utilizando Absorvedor Dinâmico Viscoelástico

Setúbal, F. A. N.<sup>\*1</sup>; Braga, D.<sup>\*2</sup>; Pinheiro, G. S.<sup>\*3</sup>; Soeiro, N. S.<sup>\*4</sup>; Melo, G. S. V.<sup>\*5</sup>; Lima, L. O. S.<sup>+1</sup>; Silva, P. T. A.<sup>+2</sup>

(\*) Universidade Federal de Pará. Grupo de Vibrações e Acústica, ITEC, Belém, PA. [fabioans@ufpa.br](mailto:fabioans@ufpa.br)<sup>1</sup>; [daniilo\\_brg@hotmail.com](mailto:daniilo_brg@hotmail.com)<sup>2</sup>; [giovannipinheiro@yahoo.com.br](mailto:giovannipinheiro@yahoo.com.br)<sup>3</sup>; [nsoeiro@ufpa.br](mailto:nsoeiro@ufpa.br)<sup>4</sup>; [gmeo@ufpa.br](mailto:gmeo@ufpa.br)<sup>5</sup>

(+) Centrais Elétricas do Norte do Brasil S/A. [Luiz.Sinimbu@eletronorte.gov.br](mailto:Luiz.Sinimbu@eletronorte.gov.br)<sup>1</sup>; [paulo.thadeo@eletronorte.gov.br](mailto:paulo.thadeo@eletronorte.gov.br)<sup>2</sup>

## Resumo

A eficiência do atual sistema de transmissão elétrica no Brasil, bem como o gerenciamento de manobras energéticas, depende diretamente da qualidade dos serviços oferecidos em cada subestação. Dentro deste contexto, é possível encontrar em subestações, reatores elétricos trifásicos. Estes dispositivos possuem funções específicas na operacionalização e manutenção da funcionalidade destas instalações, sendo equipamentos aplicados no controle de reativos, de correntes de curto-circuito e surtos de manobra em sistemas de transmissão de energia elétrica. Porém, alguns reatores quando em funcionamento podem apresentar elevadas amplitudes de vibração estrutural. A existência deste tipo de problema operacional pode ocasionar interrupções na transmissão de energia elétrica. A aplicação de ferramentas utilizadas na mitigação da vibração em reatores pode evitar danos estruturais e operacionais que muitas vezes resultam na parada obrigatória do equipamento. No intuito de reduzir as vibrações localizadas, propõe-se a aplicação de absorvedores dinâmicos fixados na estrutura externa de um reator. Uma vez conhecidas as regiões de maiores níveis de amplitude de vibração no reator, dimensionam-se os absorvedores, em quantidade, posição e parâmetros definidores (massa, rigidez e amortecimento), sintonizados com a frequência da excitação, de natureza eletromagnética, de modo a absorver parte da energia vibratória. São utilizados materiais viscoelásticos nos absorvedores dinâmicos (com propriedades dinâmicas dependentes tanto da temperatura, quanto da frequência de operação), em virtude de estes materiais aumentarem o campo de ação dos absorvedores, adequando-os à elevada densidade modal, verificada em algumas regiões da chaparia metálica do reator. Neste sentido, será também apresentado neste trabalho o cálculo de absorvedores dinâmicos com amortecimento viscoelástico aplicados em algumas regiões com altos níveis de energia vibratória do reator, assim como o resultado da aplicação desses absorvedores observados via modelo de elementos finitos. Uma redução na amplitude de vibração nas proximidades do ponto de aplicação desses absorvedores foi verificada.

**Palavras-chave:** Absorvedores dinâmicos. Materiais viscoelásticos. Controle de vibração. Método de elementos finitos. Reatores elétricos trifásicos.

## 1. Introdução

Em muitas cidades do Oeste Paraense, a população enfrentava até 18 horas diárias de racionamento de energia elétrica. Tal problema começou a ser resolvido em 1999, com a implantação da nova linha de transmissão da Hidrelétrica de Tucuruí, para 13 municípios desta região.

O Projeto Tramoeste é uma infraestrutura de transmissão de energia elétrica planejada para levar a energia gerada em Tucuruí a estes municípios e a outros do Baixo Amazonas. São beneficiados os municípios de: Altamira, Brasil Novo, Uruará, Medicilândia, Pacajá, Placas, Vitória do Xingu, Rurópolis, Itaituba, Santarém, Anapu, Trairão, Belterra, além de dezenas de agrovilas.

A eficiência deste sistema de transmissão, bem como o gerenciamento de manobras energéticas, depende diretamente da qualidade dos serviços oferecidos em

cada subestação. Dentro deste contexto, verificam-se nas subestações os reatores elétricos trifásicos. Em sistemas de potência, estes equipamentos são empregados para controlar as tensões em barramentos (conjunto de barras em uma subestação industrial ou em uma subestação de potência ou subestação de distribuição em que cada fase do sistema elétrico está conectada a uma barra), em regime permanente e, para a redução das sobretensões e nos surtos de manobra.

Além destas funções, os reatores trifásicos são equipamentos utilizados principalmente no controle da tensão reativa e de corrente de curto-circuito em sistemas de transmissão de energia elétrica, estando presentes em subestações de grande, médio e pequeno portes.

O equipamento em estudo, apresentado neste trabalho, será um Reator Elétrico Trifásico de 30 MVar (potência reativa), 242 MVA (potência ativa) e 60 Hz (frequência

da corrente alternada). Quando estes equipamentos estão energizados, detectam-se níveis de vibração e de ruído sensivelmente maiores do que os normalmente observados para equipamentos similares (Figura 1).



Figura 1: Reator elétrico trifásico 30 MVar – 242 MVA.

Estas elevadas vibrações são comumente causadas por excitações eletromagnéticas provenientes de um núcleo interno, fixado rigidamente à sua carcaça, na maioria dos casos, sem a utilização de isoladores de vibração. Por este motivo, tal oscilação é transmitida integralmente à superfície externa do reator, de acordo com [1].

Assim, surgem esforços dinâmicos em virtude das forças eletromagnéticas presentes durante o processo citado. Estes esforços são harmônicos e atuantes em função do quadrado da corrente alternada da rede elétrica, cuja frequência é de 60 Hz, (portanto, dobrando-se a frequência de excitação), e frequência de excitação de 120 Hz que se manifesta como “zumbido” incômodo, interferindo na fala humana, principalmente na do homem, que ocorre em frequências mais baixas que na fala feminina [2].

Essas altas amplitudes de vibração produzem, muitas vezes, trincas na estrutura dos reatores, provocando, assim, vazamento do óleo isolante presente no interior de tais equipamentos, o que pode causar dano permanente ou paradas na operação dos mesmos.

Outro problema decorrente do elevado nível de vibração destas estruturas é que o fluido isolante, em virtude do núcleo vibrar demasiadamente, promove o aparecimento de pontos quentes, podendo gerar bolhas de gases altamente inflamáveis, advindos do aquecimento do óleo em questão.

A aplicação de ferramentas auxiliares na redução dos níveis de vibração e, por conseguinte, ruído, pode impedir o aparecimento de problemas estruturais e operacionais que possam resultar na indisponibilidade operativa dos reatores, evitando, conseqüentemente, perdas e a necessidade do desenvolvimento de equipamentos similares, de custo elevado, com baixa emissão de vibração e ruído [3][4].

Alterações estruturais nas chaparias externas, como a do

reator em estudo (tal como a adição de massa, rigidez e amortecimento) são modificações demasiadamente trabalhosas e de eficácia reduzida na redução do problema em estudo [5].

A modificação da excitação eletromagnética no núcleo do reator, reduzindo os níveis de amplitude e/ou alterando o espectro de frequência da força, torna-se um caminho inviável na prática, pois não se podem mudar as características operacionais do equipamento e da rede elétrica de alta tensão [6].

Outra escolha das mais aplicadas para solucionar o problema detectado (ressonância estrutural, ou seja, excitação de modos naturais do reator através de excitações harmônicas) é o uso de absorvedores dinâmicos com amortecimento viscoelástico [7]. Estes dispositivos, quando conectados à estrutura do reator elétrico, promovem a redução das amplitudes de vibração para as quais os mesmos foram projetados.

## 2. Absorvedor de Vibração

### 2.1. Absorvedores Dinâmicos Viscoelásticos

Estes dispositivos (contendo borrachas, neoprene, dentre outros elastoméricos), vêm sendo aplicados ao controle (redução) de vibrações em estruturas, durante muitas décadas, sendo uma ferramenta muito útil à engenharia. Em geral, os absorvedores são dispositivos simples que, quando conectados de forma adequada a uma estrutura, são capazes de promover a redução de suas vibrações de forma eficaz e, por consequência, em diversos casos, redução dos níveis de ruído, com a vantagem de não necessitarem de altos custos para sua implantação.

Um absorvedor dinâmico simples consiste de uma massa  $m_a$ , na qual é fixado um material resiliente (material viscoelástico ou mola-amortecedor viscoso) e este, fixado ao sistema primário. Por outro lado, o sistema primário, de massa  $m$  ou  $M$ , contém outro elemento resiliente ligando-o à base rígida, como pode ser visto na Figura 2.

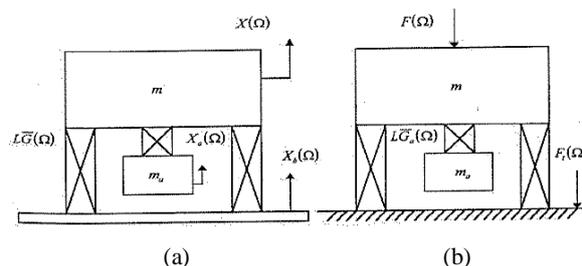


Figura 2: Ilustração de sistemas com a presença de absorvedor dinâmico. a) – Excitação pela base e b) – Excitação pela massa [8].

A resposta do sistema composto para uma excitação senoidal  $F(\Omega)$  é dada pela Equação (1), cujo gráfico é mostrado a seguir, na Figura 3.

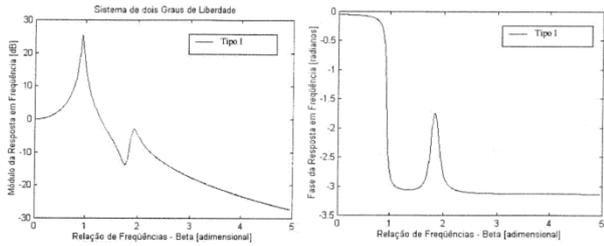


Figura 3: Resposta de um sistema principal com absorvedor dinâmico acoplado [8].

$$|H(\Omega)| = \sqrt{\frac{R_N^2 + I_N^2}{R_D^2 + I_D^2}} \quad \vartheta = \tan^{-1} \left( \frac{R_D I_N - R_N I_D}{R_N R_D - I_N I_D} \right) \quad (1)$$

As variáveis contidas na Equação 1 são discriminadas a seguir:

$$R_N = r_a(\Omega)\alpha^2 - \beta^2$$

$$I_N = r_a(\Omega)\alpha^2 \eta_a(\Omega)$$

$$R_D = (1 - \beta^2)(r_a(\Omega)\alpha^2 - \beta^2) - r_a(\Omega)\alpha^2 \beta^2 \mu - r_a(\Omega)\alpha^2 \eta(\Omega) \eta_a(\Omega)$$

$$I_D = (1 - \beta^2) \left( r_a(\Omega)\alpha^2 \eta_a(\Omega) \right) - r_a(\Omega)\alpha^2 \beta^2 \mu \eta_a(\Omega) + (r_a(\Omega)\alpha^2 - \beta^2) \eta(\Omega)$$

$$I_D = (1 - \beta^2) \left( r_a(\Omega)\alpha^2 \eta_a(\Omega) \right) - r_a(\Omega)\alpha^2 \beta^2 \mu \eta_a(\Omega) + (r_a(\Omega)\alpha^2 - \beta^2) \eta(\Omega)$$

Em que:

$m_a$  - Massa do absorvedor em kg;

$m$  - Massa de um sistema simples com 1 Grau de Liberdade (1GDL) em kg;

$\Omega_a$  - Frequência natural do absorvedor em Hz;

$\Omega$  - Frequência variável em Hz;

$\Omega_n$  - Frequência natural de um sistema com 1GDL;

$k_a(\Omega)$  - Rigidez do material viscoelástico em função da frequência  $N/m$ ;

$k_a(\Omega_a)$  - Rigidez do material viscoelástico na frequência natural do absorvedor  $N/m$ ;

$G_a(\Omega)$  - Módulo de cisalhamento do material viscoelástico que faz parte do absorvedor  $[N/m^2]$ ;

$G_a(\Omega_a)$  - Módulo de cisalhamento do material viscoelástico que faz parte do absorvedor na frequência natural deste sistema absorvedor  $[N/m^2]$ ;

A metodologia para o controle de vibração consiste na minimização da resposta do sistema primário, através da aplicação da técnica dos pontos fixos ou de técnicas de otimização não-linear. Pela simplicidade de procedimento, será adotada a técnica dos pontos fixos.

## 2.2 Técnica dos Pontos Fixos

Ao desprezar o fator de perda ( $\eta = 0$ ) do sistema principal, a resposta do sistema composto (primário mais absorvedor) medida no sistema primário para

diferentes valores de  $\eta_a$  (fator de perda de um material viscoelástico de um absorvedor simples), passarão sempre através de dois pontos bem definidos. Estes são conhecidos como pontos fixos. Na Figura 4, mostra-se este fenômeno para os casos mais extremos,  $\eta_a = 0$  e  $\eta_a = \infty$ , e para um material viscoelástico Tipo I (Possui elevada resiliência, grande estabilidade estrutural e baixo ou médio amortecimento). Mostra-se também, na Figura 4, a resposta correspondente a um fator de perda genérico, entre estes casos extremos ( $\eta_a = 0,1$ ).

As expressões correspondentes para estes casos particulares, partindo-se da Equação (1) são, respectivamente:

$$|H_0(\Omega)|^2 = \frac{(r_a(\Omega) - \alpha^2 - \beta^2)^2}{[(1 - \beta^2)(r_a(\Omega) - \alpha^2 - \beta^2) - r_a(\Omega)\alpha^2 \beta^2 \mu_a]^2} \quad (2)$$

e

$$|H_\infty(\Omega)|^2 = \frac{1}{[1 - \beta^2(1 + \mu_a)]^2} \quad (3)$$

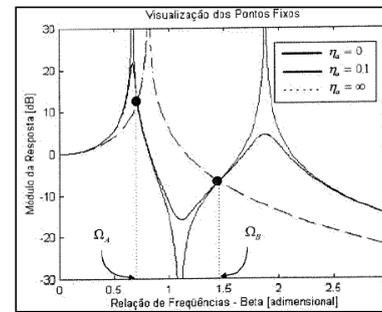


Figura 4: Pontos fixos para sistemas com dois graus de liberdade:  $\Omega_A$  e  $\Omega_B$  [8].

O valor mínimo do módulo da resposta, apresentado na Equação (4), é obtido quando os pontos fixos encontram-se na mesma altura e os picos de resposta passam o mais perto possível destes [9].

$$|H(\Omega)| = \frac{r_a(\Omega)\alpha^2(1 + i\eta_a(\Omega)) - \beta^2}{[(-\beta^2 + (1 + i\eta(\Omega)))(1 + i\eta_a(\Omega))r_a(\Omega)\alpha^2 - \beta^2 - (1 + i\eta_a(\Omega))\mu r_a(\Omega)\alpha^2 \beta^2]} \quad (4)$$

Para localizar estes pontos, parte-se da Equação (1) e procura-se uma relação (função de  $\Omega$ ) de forma que o módulo da resposta ao quadrado seja independente do fator de perda  $\eta_a$ . Assim,

$$|H(\Omega)|^2 = \frac{A + B \eta_a^2(\Omega)}{C + D \eta_a^2(\Omega)} = \frac{B[(A/B) + \eta_a^2(\Omega)]}{D[(C/D) + \eta_a^2(\Omega)]} \quad (5)$$

Sendo estes parâmetros apresentados a seguir:

$$A = R_N^2; \quad B = (I_N/\eta_a(\Omega))^2; \quad C = R_D^2; \quad D = (I_D/\eta_a(\Omega))^2$$

Para garantir a existência dos pontos fixos, adotou-se, nas expressões acima, o valor zero para  $\eta(\Omega)$ .

Para que a Equação (4) seja independente de  $\eta_a$  a seguinte relação deve ser satisfeita:

$$\frac{A}{B} = \frac{C}{D} \quad (6)$$

Desta relação, surge o seguinte polinômio em  $\Omega$ :

$$(2 + \mu)\beta^4 - 2[1 + 1 + \mu r_a(\Omega)\alpha^2]\beta^2 + 2r_a(\Omega)\alpha^2 = 0 \quad (7)$$

A Equação (7) é geral, isto é, válida para qualquer elemento resiliente do absorvedor, já que o sistema primário foi escolhido para ser viscoelástico Tipo I ou mola-amortecedor viscoso. As raízes deste polinômio fornecerão as frequências  $\Omega_A$  e  $\Omega_B$ .

Através da técnica dos pontos fixos, é possível dimensionar-se absorvedores otimizados em relação à sintonização de frequência, ao amortecimento e à massa.

Outras expressões derivadas da Equação (1), importantes no processo de dimensionamento através da técnica dos pontos fixos, são apresentadas a seguir.

$$\alpha_{ot} = \frac{1}{1+\mu} \quad (8)$$

Sendo  $\alpha_{ot}$  a sintonização otimizada para os absorvedores.

Na Equação (9), define-se a relação ótima para  $\beta_{A,B}$ , que é a relação entre as frequências naturais do sistema com 2 GL e a frequência natural do sistema principal.

$$\beta_{A,B}^2 = \frac{1}{1+\mu} \left[ 1 \pm \left( \frac{\mu}{2+\mu} \right)^{1/2} \right] \quad (9)$$

Na Equação (10), é mostrado o valor do fator de amortecimento para um material viscoso ótimo para absorvedores atuantes via técnica dos pontos fixos,  $\xi_{aot}$ .

$$\xi_{aot} = \sqrt{\frac{3\mu}{8(1+\mu)}} \quad (10)$$

Na Equação (11) é mostrado o valor do fator de perda para um material viscoelástico do Tipo I otimizado para os absorvedores atuantes através da técnica dos pontos fixos.

$$\xi_{aot} = C_1 \delta_{2m} \quad (11)$$

$$C_1 = \left[ \frac{10,5 - \alpha_{ot}^2(1+\mu)}{10} \right] \left[ \frac{1 - \beta_A(1+\mu)^{1/2}}{\beta_B(1+\mu)^{1/2} - 1} \right]^{1/2}$$

$$\delta_{2m} = \left[ \frac{\mu(1+\mu)}{8} \right]^{1/2} \left\{ \beta_A [2 + \beta_A^2(1+\mu)]^{1/2} + \beta_B [2 + \beta_B^2(1+\mu)]^{1/2} \right\}$$

Na Equação (12) é mostrado o valor do fator de perda para um material viscoelástico do Tipo II (possui baixa resiliência, precária estabilidade estrutural e elevado amortecimento) otimizado para os absorvedores atuantes através da técnica dos pontos fixos.

$$\eta_{aot} = C_2 \delta_{2G} \quad (12)$$

Sendo

$$C_2 = \left[ \frac{10,5 - \alpha_{ot}^2(1+\mu)}{10} \right] \left[ \frac{1 - \beta_A(1+\mu)^{1/2}}{\beta_B(1+\mu)^{1/2} - 1} \right]^{1/2} \quad (13)$$

$$\delta_{2G} = \frac{1}{2\sqrt{2}} \left[ \frac{\mu}{(2+\mu)} \right]^{1/2} \left\{ \left[ 1 + \left( \frac{4+\mu}{2} \right) (1+\mu)\beta_A^2 \right]^{1/2} + \left[ 1 + \left( \frac{4+\mu}{2} \right) (1+\mu)\beta_B^2 \right]^{1/2} \right\} \quad (14)$$

Através desta metodologia, chega-se às expressões mostradas a seguir, para o cálculo dos parâmetros equivalentes de absorvedores dinâmicos viscosos (amortecimento proporcional à velocidade de vibração).

$$m_{eq}(\Omega) = -m_a \frac{\{\varepsilon_a^2 - [1 + (2\xi_a \varepsilon_a)^2]\}}{(\varepsilon_a^2 - 1)^2 + (2\xi_a \varepsilon_a)^2} \quad (15)$$

$$C_{eq}(\Omega) = m_a \Omega_a \frac{2\xi_a \varepsilon_a^4}{(\varepsilon_a^2 - 1)^2 + (2\xi_a \varepsilon_a)^2} \quad (16)$$

Para os materiais viscoelásticos, as expressões são dadas a seguir:

$$r(\Omega) = \frac{G(\Omega)}{G(\Omega_a)} = \frac{\alpha\Omega}{\alpha\Omega_a} \varepsilon_a \quad (17)$$

$$m_{eq}(\Omega) = -m_a \frac{\{\varepsilon_a - [1 + (2\xi_a \varepsilon_a)^2]\}}{(\varepsilon_a - 1)^2 + (2\xi_a \varepsilon_a)^2} \quad (18)$$

$$C_{eq}(\Omega) = m_a \Omega_a \frac{2\xi_a \varepsilon_a^3}{(\varepsilon_a - 1)^2 + (2\xi_a \varepsilon_a)^2} \quad (19)$$

A rigidez do absorvedor,  $K(\Omega_a)$  pode ser calculada da seguinte forma:

$$K(\Omega_a) = G(\Omega_a)L \quad (20)$$

Em que:

$L$  é o fator de forma (em metro) e é dado por  $L = A:h$  ( $A$  é a área, em  $m^2$  e  $h$  a espessura de cisalhamento, em metro), considerando-se que o material viscoelástico estará sujeito apenas ao cisalhamento. A frequência natural (em rad/s) dos absorvedores é dada por:

$$\Omega_{a_i}^2 = \frac{K(\Omega_a)}{m_{a_i}} = \frac{G(\Omega_a)L}{m_{a_i}} \quad (21)$$

sendo  $i$  a  $i$ -ésima frequência natural do sistema principal.

Pela técnica de DEN HARTOG [9], a razão de massas  $\mu$  (massa do absorvedor dividida pela massa do sistema principal –  $m_a/m$ ) é proposta entre 0,1 e 0,25.

### 2.3 Projeto de Absorvedores Dinâmicos Viscoelásticos Cilíndricos

Partindo-se das frequências naturais dos absorvedores a serem fixados no sistema principal, calculadas pela técnica dos pontos fixos na Equação (21), entra-se com os valores calculados para estas frequências em gráficos levantados com dados experimentais sobre os elementos viscoelásticos que poderão ser utilizados na confecção dos absorvedores.

Estes diagramas são denominados nomogramas reduzidos de temperatura e expressam as propriedades dinâmicas de materiais elastômeros em função da frequência e da temperatura. O diagrama da Figura 5 demonstra o descrito no parágrafo anterior, para o material viscoelástico DYAD 601, o mesmo que será utilizado nos cálculos deste trabalho, visto que este elastômero possui proteção contra os malefícios da

exposição a ambientes abertos, tais como intempéries, ozônio, graxas e óleos e adapta-se bem às variações de temperatura ambiente.

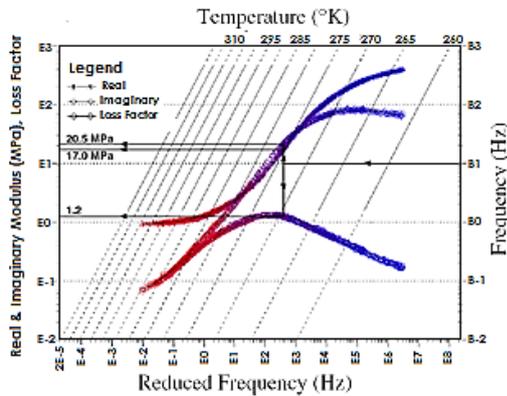


Figura 5: Nomograma dinâmico em função da temperatura para o material viscoelástico DYAD 601c [7].

Com a massa, a rigidez e o fator de perda definidos, encontra-se o fator de forma do material viscoelástico utilizando-se a Equação (21).

Dada espessura do material elastomérico (em metro), padronizada pelos fabricantes das mantas destes elastômeros, juntamente com o fator de forma  $L$  (também em metro), pode-se calcular a área de cisalhamento ( $A$ ) (em metro quadrado) necessária para reproduzir as características dinâmicas dos absorvedores na redução das vibrações do sistema principal. A expressão para este cálculo é dada a seguir:

$$A = Lh \quad (22)$$

Dependendo das características físicas e dinâmicas do sistema principal, tais como massa, dimensões e frequência natural, o tamanho dos absorvedores pode variar, sendo em geral, pequenos, o que torna dificultosa a construção dos mesmos.

Pode-se, então realizar um aumento da área  $A$ , mantendo-se a frequência natural dos absorvedores.

A alteração citada pode ser feita com o uso de várias camadas de materiais viscoelásticos associadas em série, o que gera uma rigidez equivalente ( $K_T$ ), (em N/m) dada pela seguinte equação:

$$K_T = \frac{1}{\frac{1}{K} + \frac{1}{K} + \dots + \frac{1}{K}} = \frac{K}{n_G} \quad (23)$$

Sendo:

$n_G$  o número de camadas associadas em série.

O fator de forma  $L$  também é alterado de  $n_G$ , sendo  $L_1$  o fator de forma resultante da utilização de multicamadas de elastômeros (em metro), este pode ser dado por:

$$L_1 = L/n_G \quad (24)$$

Deve-se, no entanto, conservar o valor inicial  $L$  para que a frequência natural do absorvedor permaneça como calculada pela técnica dos pontos fixos ou por

otimização não-linear. Introduce-se, então, a variável  $L_2$ , que sustentará o valor inicial  $L$  no projeto do absorvedor.

$$L_2 = 4L_1 = L \quad (25)$$

Como a espessura do material elastomérico será, se preciso for, aumentada de  $n_G$  vezes, a nova espessura do elastômero  $h_1$  será dada por:

$$h_1 = n_G h \quad (26)$$

e a nova área cisalhante  $A_1$  do absorvedor será:

$$A_1 = \frac{Ah_1}{h} = \frac{An_G h}{h} = An_G \quad (27)$$

A forma do absorvedor a ser utilizada será a aludida por [8]. Este dispositivo é apresentado na Figura 6. Neste, um núcleo metálico é envolvido pelas camadas de material viscoelástico e estas por um anel de aço, que representa a massa do absorvedor ma.

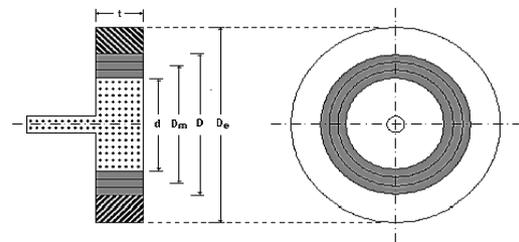


Figura 6: Proposta de absorvedor dinâmico viscoelástico [8].

A diferença entre a metodologia pesquisada e a proposta para este trabalho reside no metal que constitui o núcleo. Bavastri [8] sugere que este componente deva ser construído em alumínio, pelo fato de minimizar a massa do núcleo, que não contribui para a inércia do absorvedor.

No caso dos absorvedores fixados na estrutura externa do reator, o núcleo será constituído em aço estrutural. O motivo para esta alteração de material reside nas condições ambientes não serem favoráveis à utilização de alumínio no componente citado (intempéries, exposição ao ozônio) podendo provocar corrosão do núcleo e diminuindo a vida útil do absorvedor e principalmente em função da geração do fenômeno de pilha galvânica, formada entre o alumínio e o aço, que torna a degradação do alumínio mais rápida.

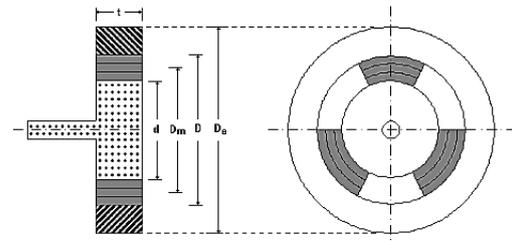


Figura 7: Proposta alternativa de absorvedor dinâmico (Bavastri, 1997).

Os parâmetros  $D_m$ ,  $D$  e  $D_e$  (diâmetro médio, diâmetro interior do anel que proporciona a massa do absorvedor

e diâmetro externo, respectivamente), mostrados nas Figuras 6 e 7, são calculados através das expressões a seguir.

$$D_m = d + n_c h \quad (28)$$

$$D = D_m + n_c h \quad (29)$$

$$D_e = 2 \left( \frac{m_a / \rho}{\pi t} + \frac{D^2}{4} \right)^{1/2} \quad (30)$$

Sendo  $m_a$ , massa do absorvedor (kg);  $\rho$ , massa específica do anel do absorvedor ( $\text{kg/m}^3$ );  $t$ , comprimento do anel do absorvedor (m).

A área de cisalhamento, sem vazios, será:

$$A_T = \pi D_e t \quad (31)$$

Porém, a área de cisalhamento necessária para que a frequência natural do absorvedor seja reproduzida, é  $A_1$ , logo, a área a extrair,  $A_e$ , é dada por:

$$A_e = A_T - A_1 \quad (32)$$

Em relação à área total de cisalhamento ( $A_T$ ), em termos percentuais, a área a ser extraída ( $A_e$ ) é dada por:

$$A_e = \left( \frac{A_T - A_1}{A_T} \right) 100 \quad (\%) \quad (33)$$

Os absorvedores calculados neste trabalho levam em consideração a área  $A_1$  e a proposta apresentada na Figura (6).

### 3. Análise Exérimental

O reator elétrico trifásico, objeto de estudo deste trabalho, apresenta elevados níveis de vibração e ruído quando em funcionamento. Esta afirmação pôde ser comprovada na prática, com medições realizadas *in loco*.

#### 3.1 Medição de Aceleração da Carcaça Externa do Reator

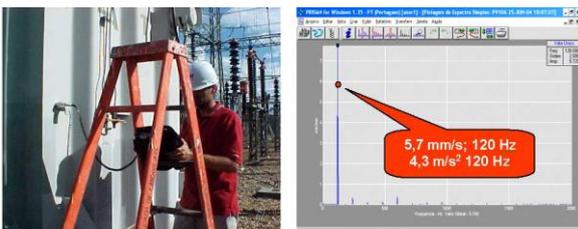


Figura 8: Medição em progresso (à esquerda) e resultado da análise (à direita).

Um resultado obtido para velocidade de vibração, em mm/s (RMS) é apresentado na Figura 8. Esta medida é utilizada para localizar os pontos de maior amplitude de vibração (o que poderá orientar a fixação dos absorvedores dinâmicos na estrutura externa do reator).

A orientação adotada para a execução das medições de aceleração nas faces da carcaça do reator é mostrada na Figura 9, sendo as setas indicativas da ordem das medições, ou seja, o sentido de onde estão partindo e

para onde as mesmas se encaminham.

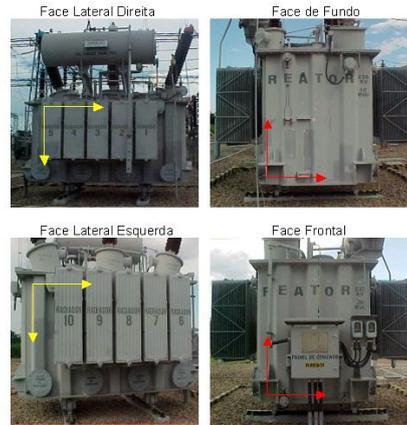


Figura 9: Ordem das medições de aceleração nas faces externas do reator.

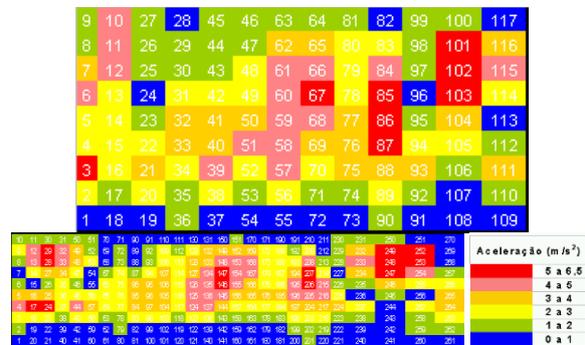


Figura 10: Mapeamento de aceleração na face posterior (traseira) do reator.

Nas Figuras 10 e 11 são mostrados os mapeamentos das acelerações nas chaparias do reator. Através desses mapeamentos foi possível encontrar as localizações dos pontos de maior amplitude de vibração (críticos) onde, possivelmente serão colocados os absorvedores.

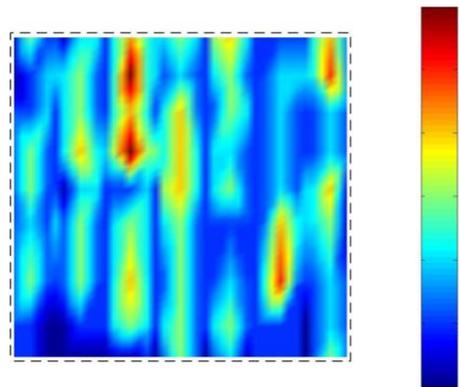


Figura 11: Mapa de aceleração ( $\text{m/s}^2$ ) na face traseira do reator.

#### 3.2 Análise Modal Experimental do Reator

A análise modal experimental foi realizada no intuito de se obter um levantamento das características modais da estrutura do reator (frequências naturais, formas modais e amortecimentos modais) e assim definir as principais

frequências em que os absorvedores dinâmicos irão atuar.

Os testes basearam-se na excitação da estrutura com um martelo de impacto com ponta de borracha, como visto na Figura 12.



Figura 12: Execução de análise modal experimental na face traseira do reator e pontos de impacto

As funções de resposta em frequência (FRF) adquiridas nos testes foram do tipo inércia. Estas significam, no domínio da frequência, a razão entre a resposta em aceleração do sistema e a força imposta pelo martelo a este. A unidade da inércia no sistema internacional é  $m/Ns^2$ .

São listados na Tabela 1 os valores para as frequências naturais da face posterior do reator para os dez primeiros modos e na Figura 13, a malha computacional gerada (esquerda) e a forma modal relativa à frequência próxima a 120 Hz (direita), respectivamente.

Tabela 1: Frequências naturais obtidas na análise modal do reator

Modo	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Freq. (Hz)	35.5	44.1	49.3	59.1	71.7	93.8	116.0	121.5	128.7	134.5

Fonte: Os autores

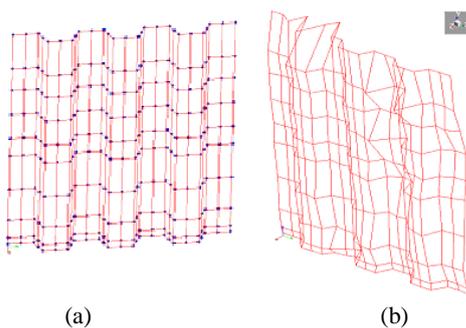


Figura 13: (a) malha de pontos em que foram medidas as FRF's do tipo inércia e (b) forma modal relativa ao oitavo modo.

#### 4. Resultados do Dimensionamento de Absorvedor Dinâmico Viscoelástico para o Reator

O cálculo de um absorvedor dinâmico com amortecimento viscoelástico foi realizado para a tampa

de inspeção do reator, suporte do tanque e tampa traseira. Em função do elevado número de pontos analisados experimentalmente, os vetores modais não serão exibidos.

##### 4.1. Projeto e Dimensionamento de Absorvedor Dinâmico Viscoelástico

A frequência natural da tampa de inspeção (próxima a 120 Hz), medida experimentalmente, coincide com uma das frequências de excitação com níveis mais elevados (120 Hz), sendo detectados altos índices de vibração no centro da tampa, com o reator em operação. Este caso é um dos mais indicados para o uso de absorvedores dinâmicos, devido à identificação de ressonância estrutural da estrutura em análise.

Os resultados da inserção do absorvedor na face da tampa são confirmados numericamente via análise modal desenvolvida através do método de elementos finitos.

A modelagem da chapa, feita através do método de elementos finitos consistiu na inserção de um elemento de casca (*SHELL63*), sustentado nas bordas, nas posições de fixação da tampa à estrutura do reator (16 parafusos) com elementos de elevada rigidez (*COMBIN14*) e considerando a inércia agregada pelo óleo isolante na face interna da tampa. A rigidez dos elementos de mola foi obtida a partir de uma aproximação, partindo-se do princípio que a área transversal resistente nas bordas da tampa promove o apoio da estrutura desta.

Na Tabela 2 são apresentados os dados do absorvedor dinâmico viscoelástico calculado para atuar no modo próximo a 120 Hz da tampa de inspeção.

Tabela 2: Dados calculados para o absorvedor dinâmico com amortecimento viscoelástico do Tipo I fixado no centro da tampa de inspeção para controle do modo próximo a 120 Hz.

Proposta de absorvedor calculado	
Massa do absorvedor $m_{absq}$ (kg)	2,42
Amortecimento do absorvedor $c_{absq}$ (Ns/m)	2465,5
Diâmetro interno $d$ (m)	0,05
Diâmetro externo $D_e$ (m)	0,133
Diâmetro médio $D$ (m)	0,11
Largura do absorvedor $t$ (m)	0,05
Razão de massas ( $m_a/M$ )	0,1
Material Viscoelástico	DYAD 601c
Espessura do material viscoelástico $h$ (m)	0,005
Temperatura de trabalho ( $^{\circ}C$ )	47
Fator de perda	0,3
Módulo de cisalhamento (Pa)	$1,1 \cdot 10^6$
Tipo de amortecimento	Viscoelástico Tipo I

Resultados de modelagens executadas com elementos do reator que atuam em contato direto com o óleo isolante do reator indicam que 30% de adição de massa, na forma de elevação da densidade do aço de  $7,8 \times 10^3 \text{ kg/m}^3$  para  $10,14 \times 10^3 \text{ kg/m}^3$  reproduzem de maneira

satisfatória os resultados experimentais destas estruturas, ou seja, o modelo modal numérico apresenta uniformidade de resultados com o modelo modal experimental.

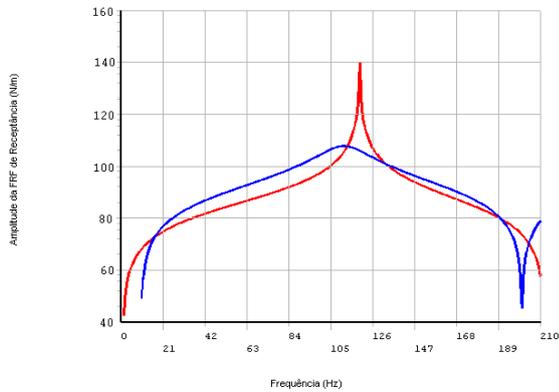


Figura 14: Superposição dos modelos forçados da tampa.

A resposta forçada da tampa com absorvedor é apresentada na Figura 14, sendo a curva em vermelho o deslocamento do centro da tampa (modelada sem amortecimento estrutural), em dB, sem absorvedor e a curva em azul, a resposta da tampa neste mesmo ponto com a inserção do dispositivo calculado.

Observou-se redução nos níveis de vibração no centro da tampa, em torno de 25 dB, o que acarretará em reduções nos níveis de ruído para esta estrutura. É importante ressaltar que na prática estes níveis serão menores em virtude dos sistemas principais testados possuírem amortecimento estrutural maior do que zero.

Seguindo a metodologia, outro absorvedor dinâmico com amortecimento viscoelástico foi projetado para o suporte do tanque conservador de óleo do reator. Na Figura 15, pode-se observar que um controle das vibrações no modo natural de 117,655 Hz atende a uma faixa de frequências que passa pela ressonância e vai até as frequências próximas localizadas acima ou abaixo da frequência natural do suporte na região em vermelho.

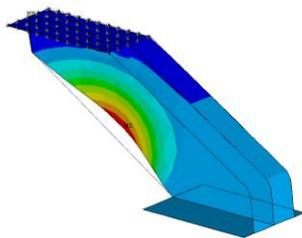


Figura 15: Forma modal do suporte do tanque

Na Tabela 3 são apresentados os dados do absorvedor dinâmico viscoelástico calculado para atuar nos modos próximos a 120 Hz do suporte.

A resposta forçada do suporte com absorvedor é apresentada na Figura 16, sendo a curva em vermelho o deslocamento no ponto de máxima amplitude modal em

função da frequência, em dB, sem absorvedor e a curva em azul, a resposta do suporte neste mesmo ponto com a inserção do dispositivo calculado de absorção de vibrações.

Tabela 3: Dados calculados para o absorvedor dinâmico viscoelástico do Tipo I fixado na posição de máxima amplitude modal do suporte para controle do modo de 117,65 Hz.

Proposta de absorvedor calculado	
Massa do absorvedor $m_{aeq}$ (kg)	0,796
Amortecimento do absorvedor $c_{aeq}$ (Ns/m)	573,10
Diâmetro interno $d$ (m)	0,050
Diâmetro externo $D_o$ (m)	0,157
Diâmetro médio $D$ (m)	0,150
Largura do absorvedor $t$ (m)	0,050
Razão de massas ( $m_a / M$ )	0,20
Material Viscoelástico	DYAD 601c
Espessura do material viscoelástico $h$ (m)	0,01
Temperatura de trabalho ( $^{\circ}C$ )	47
Fator de perda	0,2
Módulo de cisalhamento (Pa)	$1,1 \cdot 10^6$
Tipo de amortecimento	Viscoelástico Tipo I

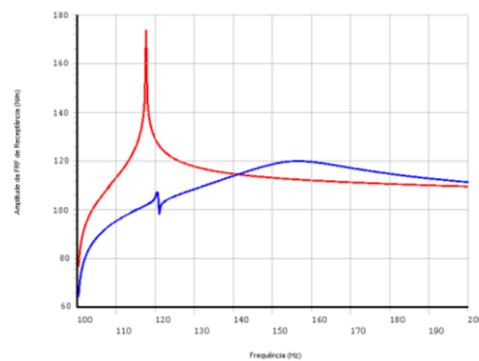


Figura 16: Superposição da resposta dos modelos do suporte do tanque conservador de óleo.

Observou-se redução nos níveis de vibração em média no ponto de fixação do absorvedor (no centro da tampa), na ordem 70 dB na ressonância de 117,655 Hz e 20 dB em 120 Hz, o que acarretará em reduções nos níveis de ruído para esta estrutura, quando a mesma estiver sob excitação harmônica, ou seja, em funcionamento contínuo.

Vale ressaltar que esta modelagem numérica não contemplou o amortecimento estrutural presente no suporte, que neste caso, é menor do que nos outros elementos do reator em virtude de este item não estar em contato direto com o óleo isolante que amortece as vibrações geradas. Porém, mesmo com baixo amortecimento, os níveis de queda reais seriam um pouco menores do que os verificados numericamente para o suporte.

A frequência natural da chapa traseira do reator (próxima a 120 Hz), medida experimentalmente,

coincide com um dos harmônicos de excitação com níveis mais elevados (120 Hz), sendo detectados altos índices de vibração em pontos distintos da tampa, com o reator em operação.

A modelagem da chapa, feita através do método de elementos finitos, utilizando, analogamente, metodologia numérica adotada na tampa de inspeção.

A quantidade de absorvedores e a posição de fixação dos mesmos foram definidas em função da forma modal operacional do reator para esta face, ou seja, os pontos onde foram detectadas as maiores deformações modais operacionais. O número total calculado para serem fixados na face em questão é de 12 absorvedores, sendo feito um teste inicial com 4 absorvedores para se verificar a eficácia do sistema de absorção de vibrações.

A forma deformada da chapa traseira é apresentada a seguir numérica e experimentalmente.

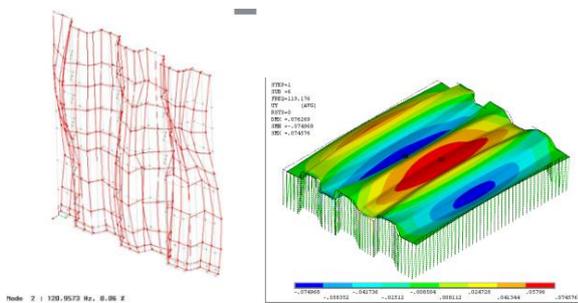


Figura 17: Modo operacional medido em 120 Hz (acima à esquerda) e modos naturais próximos a 120 Hz obtidos numericamente (acima à direita).

Nas Tabelas 4 e 5 são apresentados os dados dos absorvedores dinâmicos viscoelásticos calculados para atuar nos modos próximos a 120 Hz da chapa traseira do reator.

Tabela 4: Resultados para o sistema de absorção de vibrações com 4 absorvedores dinâmicos.

Proposta de absorvedor calculado	
Massa do absorvedor $m_{aeq}$ (kg)	7,406
Amortecimento do absorvedor $c_{aeq}$ (Ns/m)	7513,3
Diâmetro interno $d$ (m)	0,05
Diâmetro externo $D_e$ (m)	0,17
Diâmetro médio $D$ (m)	0,11
Largura do absorvedor $t$ (m)	0,05
Razão de massas ( $m_a / M$ )	0,1
Material Viscoelástico	DYAD 601c
Espessura do material viscoelástico $h$ (m)	0,005
Temperatura de trabalho ( $^{\circ}C$ )	47
Fator de perda	0,21
Módulo de cisalhamento (Pa)	$1,05 \cdot 10^6$
Tipo de amortecimento	Viscoelástico Tipo I

Tabela 5: Resultados para o sistema de absorção de vibrações com 12 absorvedores dinâmicos.

Proposta de absorvedor calculado	
Massa do absorvedor $m_{aeq}$ (kg)	2,77
Amortecimento do absorvedor $c_{aeq}$ (Ns/m)	2811,2
Diâmetro interno $d$ (m)	0,05
Diâmetro externo $D_e$ (m)	0,1358
Diâmetro médio $D$ (m)	0,11
Largura do absorvedor $t$ (m)	0,05
Razão de massas ( $m_a / M$ )	0,1
Material Viscoelástico	DYAD 601c
Espessura do material viscoelástico $h$ (m)	0,005
Temperatura de trabalho ( $^{\circ}C$ )	47
Fator de perda	0,21
Módulo de cisalhamento (Pa)	$1,05 \cdot 10^6$
Tipo de amortecimento	Viscoelástico tipo I

A resposta forçada da chapa traseira do reator com os absorvedores fixados é apresentada na Figura 18, sendo a curva em vermelho o deslocamento de um ponto de grande amplitude modal na face traseira do reator, em dB, sem absorvedor e a curva em azul, a resposta deste sistema no mesmo ponto com a inserção dos dispositivos calculados.

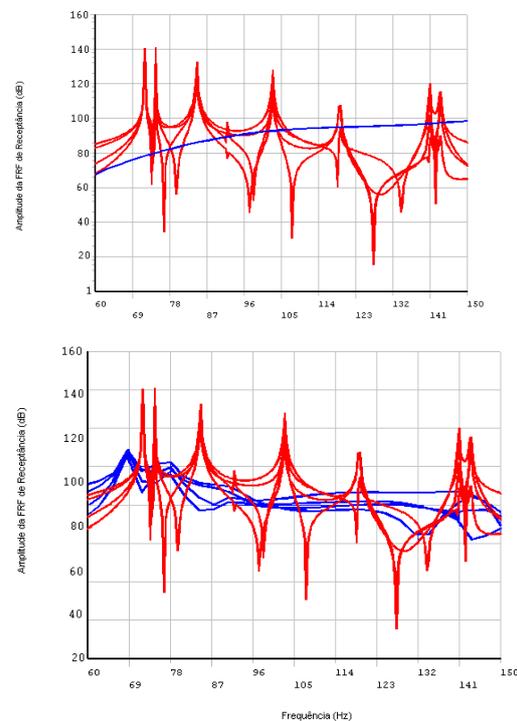


Figura 18: Comparação entre as respostas da face traseira com e sem absorvedor (Curva em azul – suporte com absorvedor instalado; Curva em vermelho – suporte sem absorvedor).

A resposta do sistema composto (chapa + absorvedores) é apresentada também na Figura 19.

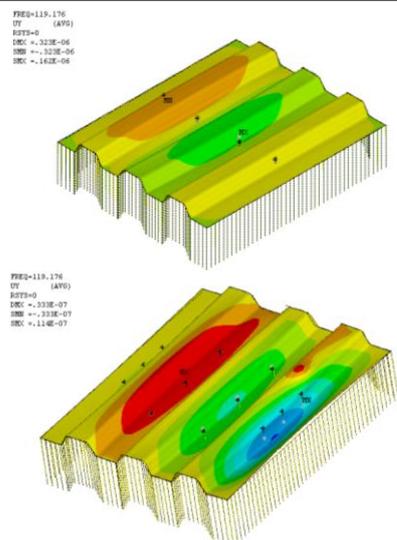


Figura 19: Modelo forçado da chapa traseira do reator com 4 absorvedores (acima) e 12 absorvedores (abaixo) fixados em pontos de grandes amplitudes modais.

Observou-se redução nos níveis de vibração em pontos distintos da chapa traseira do reator, na ordem de 10 dB próximo a 120 Hz para o sistema de absorção proposto com 4 absorvedores. Já para 12 absorvedores a resposta do sistema composto alcançou quedas mais acentuadas nesta mesma faixa de frequências, ficando em cerca de 20 dB.

O sistema calculado com 12 absorvedores, além de promover uma queda mais acentuada dos níveis de vibração nas frequências próximas a 120 Hz, possui um amortecimento por absorvedor um pouco menos elevado, o que promove uma resposta do sistema composto mais aceitável no que tange à faixa de frequências em questão, pois o elevado amortecimento do sistema com 4 absorvedores promove menor diminuição dos picos nas frequências naturais vizinhas a 120 Hz, quando comparada ao sistema com 12 absorvedores.

A quantidade então, na prática, é definida partindo-se dos pontos mais críticos dos elementos sob análise, pois nestes locais os absorvedores alcançarão as maiores eficiências na redução das vibrações.

#### Referências

- [1] SOEIRO, N. S., et. al. (2000), Calculation of Eletromagnetic-mechanic-acoustic behavior of a squirrel-cage induction motor, Proceedings of the 2nd International Seminar on Vibrations and Acoustic Noise of Electric Machinery, Lodz (Polônia), 01-03 de junho.
- [2] ATALLA, N. and BERNHARD, R. J. (1994), Review of Numerical Solutions for Low-Frequency Structural-Acoustic Problems, Applied Acoustics 43, 271-294.
- [3] VLAHOPOULOS, N., RAVEENDRA, S. T. (1999), Numerical implementation and applications of a coupling algorithm for structural-acoustic models with unequal discretization and partially interfacing surfaces,

Finite Elements in Analysis and Design 32, 257-277.

- [4] COYETTE, J. P. (1999), The use of finite-element and boundary-element models for predicting the vibro-acoustic behaviour of layered structures, Advances in Engineering Software 30,133-139.
- [5] SOEIRO, N. S., Uma metodologia de modelagem vibro-acústica de caixa de engrenagem de uso veicular. 2000. 237 f. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica). Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis. 2000.
- [6] ALTSTADT, E. and WEISS, F. P. (1999), Finite element based vibration analysis of WWER-440 type reactors. Annals of Nuclear Energy 26,1037 - 1052.
- [7] JOHNSON, C. D., Design of damping Systems, 2001.
- [8] BAVASTRI, C. A., Redução de Vibrações de Banda Larga em Estruturas Complexas por Neutralizadores Viscoelásticos, Tese de Doutorado, UFSC, 1997.
- [9] DEN HARTOG, J. P., Mechanical Vibrations, Dover Publications, 1985.
- [10] ABNT NBR 7569. Reatores para sistema de potência - Método de ensaio. 1982.

# Estudo da Acústica de Salas Voltadas ao Ensino de Música em Belém-Pa

Santana, A. L. S.<sup>\*1</sup>; Ohana, G. J.<sup>\*2</sup>; Melo, G. S. V.<sup>+1</sup>; Soeiro, N. S.<sup>+2</sup>

\*Instituto de Estudos Superiores da Amazônia – IESAM; [andresantana@prof.iesam-pa.edu.br](mailto:andresantana@prof.iesam-pa.edu.br)<sup>1</sup>; [ohana@prof.iesam-pa.edu.br](mailto:ohana@prof.iesam-pa.edu.br)<sup>2</sup>

+Grupo de Vibrações e Acústica – GVA/FEM/ITEC/UFPA; [gmelo@ufpa.br](mailto:gmelo@ufpa.br)<sup>1</sup>; [nsоеiro@ufpa.br](mailto:nsоеiro@ufpa.br)<sup>2</sup>

## Resumo

Este trabalho tem como objetivo a proposição de um modelo de sala de aula com design acústico adequado para o ensino de música em escolas de nível fundamental e médio, impulsionado pela demanda gerada a partir da lei 11.769, de 18 de agosto de 2008, que torna o ensino de música obrigatório nas escolas desses níveis. Rocha (2010) concluiu em sua pesquisa que nas escolas investigadas não havia uma concepção prévia de arquitetura visando a essa atividade, o que culminou na adaptação dos espaços sem parâmetros técnicos para tal. A partir dessa análise, buscou-se na literatura requisitos que indicassem parâmetros a serem alcançados para uma boa performance de ambientes dessa natureza para as adaptações. A estratégia definida foi selecionar uma sala utilizada para ensino de música que não tenha sido projetada para tal, buscada a aproximação com a realidade que foi encontrada em Rocha (2010). Na sequência, foi feita a medição de resposta acústica da sala e a simulação virtual que permitiu simular alterações nos parâmetros acústicos julgados relevantes para propor modificações testadas e atender às especificações. Na busca da definição dos valores de parâmetros para orientar a execução de projetos de salas para ensino de música e da proposição de um ambiente adaptado que utilize esses valores, foi feita uma investigação do estado da arte do desenvolvimento do design acústico para salas com esse fim. Depois de formatar um grupo de valores definidos na literatura a partir de uma revisão bibliográfica extensa, foram propostas alterações nas tipologias iniciais da sala virtualizada, colhidos os resultados numéricos e depois levadas ao processo de auralização, quando foi possível ouvir a resposta da sala aos diversos instrumentos e vozes que o software possui na biblioteca. Essas audições permitiram a avaliação da qualidade da sala indicando as impressões subjetivas que nortearam o resultado da pesquisa.

**Palavras-chave:** Acústica. Parâmetros Acústicos. Salas para Ensino de Música. Design Acústico.

## 1. Introdução

### 1.1 Breve Histórico

Em A República, Corvisieri (1997) diz que o estímulo das habilidades utilizadas na metodologia de ensino de música desenvolve conhecimentos que transcendem o universo musical, possibilitando um desenvolvimento do cérebro de forma mais completa.

Estudos atuais chamam a atenção para a relevância do ambiente na composição sonora, chegando a merecer o mesmo grau de importância do instrumento musical (ROCHA, 2010). A concepção projetual dos ambientes destinados às apresentações musicais tem sido desenvolvida ao longo do tempo de forma gradativa. Os primeiros projetos eram carregados de conceitos empíricos que careciam de rigor científico, os quais eram inexistentes, ficando muitas vezes sujeitos ao acaso e com resultados muitas vezes ineficientes, fato que justificava a cópia de projetos bem sucedidos para evitar erros (FIGUEIREDO, 2005). Segundo Lindsay (1972), o primeiro registro sobre acústica arquitetônica foi apresentado aproximadamente em 50 A.C. pelo

engenheiro e arquiteto romano Marcus Vitruvius Pollio na sua obra *De Architectura Libri Decem*, onde tratava das soluções dos teatros gregos e romanos. Quando as soluções arquitetônicas greco-romanas passaram a gerar teatros em ambientes confinados, os efeitos acústicos passaram a ser mais relevantes, mas ainda faltavam conhecimentos científicos. (FIGUEIREDO, 2005).

Em 1900, o físico Wallace Clement Sabine começou a definir os primeiros parâmetros que serviriam de base para o atual modelo de concepção de acústica arquitetônica. Àquela época, a Universidade de Harvard inaugurara o auditório *Foog Art Museum*, o qual deveria ser uma obra prima da arquitetura, não fosse a ineficiência acústica que praticamente o inutilizava para o fim ao qual era destinado. Sabine foi chamado para resolver o problema e dessa forma iniciou os estudos baseados nos efeitos observados no referido ambiente (FIGUEIREDO, 2005). O primeiro teatro baseado nos conhecimentos adquiridos por Sabine que foi contruído sob sua consultoria foi o *Symphony Hall*, em Boston, USA, inaugurado em 1900, considerado na época como uma das três melhores salas de concerto do mundo.

## 1.2 Justificativa

Buscando incorporar os benefícios do ensino e aprendizagem de música à metodologia utilizada atualmente no Brasil, a educação musical passa a ser obrigatória nas escolas de educação básica a partir da lei 11.769 de 18 de agosto de 2008. Segundo esta lei, os sistemas de ensino contam com três anos letivos para as adaptações necessárias, tornando o ensino obrigatório a partir de 2012.

Rocha (2010) observou em sua pesquisa o desconhecimento por parte dos profissionais de ensino de música sobre as características acústicas buscadas nos espaços utilizados para essa prática, ainda que sua influência seja plenamente admitida. Observou também que as salas pesquisadas não foram projetadas para essa atividade, ocasionando tentativas de adaptação sem critérios técnicos definidos e, portanto, sem resultados significativos.

O foco desse trabalho parte do entendimento de que foi gerada uma demanda pela ausência da incorporação, quando da fase de projeto de soluções acústicas, para tornar o ambiente de ensino e aprendizado de música adequado e a busca por um modelo que satisfaça as condições encontradas nas normas para acústica de teatros. Sob essa ótica, percebeu-se a necessidade da busca por valores de parâmetros ideais que orientassem a concepção de um projeto de sala acusticamente favorável para a educação musical. Observa-se que tal situação provoca prejuízos à educação dos indivíduos afetados pela má qualidade acústica das salas de aula, principalmente no que diz respeito a crianças.

## 2. Revisão Bibliográfica

### 2.1. Acústica

Segundo Gerges (2000), o som é resultado de flutuações na pressão sonora que excitam o aparelho auditivo humano, provocando a sensação de audição, que só ocorrerá quando a amplitude e a frequência dessas flutuações estiverem dentro de uma certa faixa de valores. A faixa de frequência que compreende a audição humana está entre 20 Hz e 20 kHz, sendo que as frequências inferiores a este intervalo são denominadas infrassônicas e as frequências superiores, ultrassônicas. É importante ressaltar que dentro da faixa de audição o ouvido não se comporta da mesma forma, pois existem diferenças na sensibilidade auditiva ao longo da escala de audibilidade. Para provocar a sensação auditiva, é necessária uma variação de pressão da ordem de aproximadamente 20  $\mu$ Pa e o limiar superior, onde a sensação passará a ser de dor, 100 Pa, como mostra a Figura 1. A unidade de medida mais utilizada na acústica é o decibel (em homenagem a Alexander Graham Bell), sendo esta uma unidade fictícia, situada na escala logarítmica

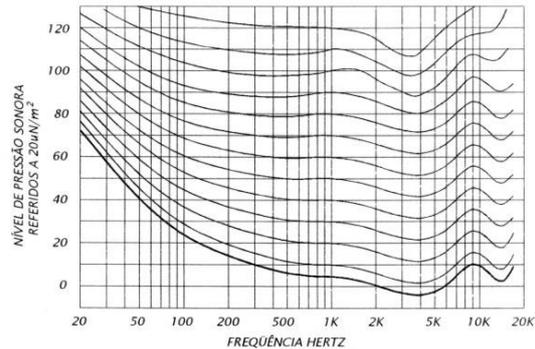


Figura 1: Curvas de isoaudibilidade.

Fonte: Gerges, 2000.

Ainda segundo Gerges (2000), o som se propaga no ar a uma velocidade de 343 m/s a 20 °C. Pode se chegar à velocidade do som no ar através da Equação (1):

$$c = 331 + 0,6t \quad (1)$$

Onde:  $c$  é a velocidade do som no ar em m/s;  $t$  é a temperatura em °C. Sabine (1900) obteve de forma experimental a primeira expressão para tempo de reverberação, que é definido como o tempo em que o som leva para decair 60 dB após cessada a fonte:

$$TR = 0,161 V/A \quad (2)$$

Onde:  $V$  é o volume total da sala;  $A$  é a soma dos coeficientes de absorção  $\alpha_i$  das superfícies de área  $S_i$ , calculado por:

$$A = \sum_i \alpha_i S_i \quad (3)$$

Eyring aperfeiçoou a expressão de Sabine adaptando-a para ambientes com alta absorção (GERGES, 2000) [8]. Segundo Eyring, pode-se calcular o Tempo de Reverberação de ambientes através da expressão:

$$TR = \frac{0,161 V}{-S \ln(1 - \bar{\alpha})} \quad (4)$$

Onde:  $S$  representa a área das superfícies internas da sala e  $\bar{\alpha}$  é o coeficiente de absorção médio dado por:

$$\bar{\alpha} = \frac{\sum \alpha_i S_i}{S} \quad (5)$$

### 2.2. Parâmetros Acústicos

Para a análise do desempenho acústico de uma sala, os pesquisadores utilizam parâmetros que ajudam a definir um panorama do ambiente a partir de valores numéricos. Esses valores de parâmetros podem ser percebidos e mensurados com o auxílio de equipamentos apropriados. Para esse trabalho foram definidos quatro parâmetros para serem trabalhados. Essa seleção foi feita via análise que será mostrada na sequência dos itens.

a) Tempo de Reverberação: é o tempo, em segundos, a partir do desligamento da fonte, que o nível de pressão sonora demora para decair 60 dB. Como, na prática, é difícil se observar um decaimento de 60 dB, a análise é feita utilizando-se um decaimento de 30 dB, esperando-se um decaimento inicial de 5 dB após o desligamento da fonte para estabilizar o decaimento, e o resultado é multiplicado por dois. Esse parâmetro passa a ser chamado de T30 (em último caso, é aceito o T20, a partir de procedimento similar, considerando um decaimento de 20 dB e multiplicando o resultado final por três) (Equação (2)).

b) Tempo de Decaimento Inicial (EDT): Quando a análise do T30 é feita para o decaimento de 10 dB, o parâmetro passa a ser chamado de Tempo de decaimento inicial. Também chamado de reverberância, carrega a informação do comportamento da curva de decaimento sonoro logo após o término da emissão do som pela fonte.

c) Clareza (C80): Figueiredo (2005) mostra que a clareza é a razão logarítmica entre a energia do som até os primeiros 80 ms e a energia após os 80 ms até 3000 ms. A informação mais importante é a energia contida nos primeiros 80 ms em relação à energia após os 80 ms. Isso é importante para monitorar a concentração de energia dentro da curva de decaimento. Esse parâmetro é mais indicado na avaliação de recintos para execução musical.

$$C80 = \frac{\int_0^{80 \text{ ms}} p^2(t) dt}{\int_{80 \text{ ms}}^{\infty} p^2(t) dt} \text{ dB} \quad (8)$$

### 2.3. Método dos Raios Acústicos

O estudo de ambientes confinados realizado sob a ótica da teoria de ondas acústicas, por sua complexidade, produz uma resposta rica em informações sobre os diversos parâmetros acústicos, mas demanda uma carga computacional que torna o processo custoso e lento. A teoria dos raios acústicos, por sua simplificação, surge como uma alternativa mais prática e, portanto, largamente utilizada nesses casos (MELO, 2007).

De acordo com a acústica de raios, o som se propaga como um raio luminoso, comportando-se com propriedades análogas à ótica geométrica. Dessa forma, o som vai se propagando em linha reta sendo submetido às interferências do meio e das superfícies de contorno, como o ar, as paredes e o piso. Essas superfícies provocam os efeitos de absorção, reflexão especular (MELO, 2007). A reflexão especular é a que obedece à lei de Snell, quando a onda refletida tem o mesmo ângulo da incidente. Isso ocorre quando a superfície refletora é rígida e com dimensões muito maiores que o comprimento da onda incidente. Se a reflexão é diferente da especular, chama-se de não especular ou difusa (MELO, 2007). Nesse caso, a reflexão especular é o fenômeno mais importante do método, como se

observa na prática (GERGES, 2000). Porém, essa condição sugere uma limitação em baixas frequências, quando a reflexão difusa (difração) passa a ser alta demais em relação à reflexão especular para ser negligenciada. A frequência de corte, definida por Schoeder, onde acima dela a teoria é válida, é dada por:

$$f_c = 2000 \sqrt{T/V} \quad (10)$$

Onde T é o maior tempo de reverberação em segundos; V é o volume em metros cúbicos (GERGES, 2000).

### 2.4. Dissertação de Letícia Rocha (2010)

Motivada pela obrigatoriedade legal do ensino de música no ensino básico e fundamental, Rocha (2010) pesquisou sobre os pormenores que envolvem essa parte da ciência no tocante ao ambiente de ensino, ou seja, a sala de aula. Nessa pesquisa, cujo tema é Acústica e Educação em Música: Estudo Qualitativo para Sala de Ensaio e Prática de Instrumento e Canto, baseada no conhecimento de que a música é o resultado da interação entre os diversos envolvidos como cantor, instrumento, público e sala, selecionou ambientes utilizados para essa atividade e, partindo do pressuposto de que não há consenso nem na literatura nem entre profissionais da música sobre os critérios fundamentais para atender às necessidades do ensino e aprendizagem de música, investigou quais seriam esses critérios a serem adotados em salas de prática de ensino e aprendizagem de música que promovam o máximo desenvolvimento do aluno. Essa pesquisa foi feita com base em busca na literatura e em levantamento de opinião junto a professores e alunos de música. Por meio desta, foi possível estabelecer tendências que indicaram direções na obtenção da acústica mais favorável para salas de música. A revisão bibliográfica, o questionário aplicado e a análise dos resultados corroboraram para a confirmação do pressuposto.

### 2.5. Dissertação de Fernanda Marros (2011)

Em sua pesquisa sobre o tema Caracterização Acústica de Salas para Prática e Ensino Musical, Marros (2011) investigou a correlação entre parâmetros objetivos e subjetivos buscados através de medições e consulta aos usuários. A comparação dos resultados permitiu a confirmação de alguns valores de parâmetros de referência levantados nesse trabalho e também a confirmação da não existência de definição por parte dos profissionais sobre quais itens devam ser considerados importantes para uma acústica eficiente.

Destacam-se nas conclusões o evidenciamento de algumas contradições entre as recomendações de autores e a percepção subjetiva dos usuários. A diferença entre o volume das salas pode ser determinante para essa conclusão, considerando que os autores investigaram grandes teatros e o objeto da pesquisa de MARROS (2011) é investigar salas de aula de dimensões comparativamente inferiores.

Percebe-se o caráter complementar entre a dissertação ora referenciada e esse trabalho quando se observa na seção de sugestões para trabalhos futuros, que aponta os itens a seguir, claramente coincidentes com o objeto proposto:

- Auralização de modelos computacionais de salas de volumes reduzidos, para auxílio na avaliação subjetiva;
- Definir valores de referência para os parâmetros de avaliação da qualidade acústica de salas para música relacionados à salas com volumes reduzidos.

### 2.7. Dissertação de Márcio Carboni (2012)

Na pesquisa realizada como dissertação de Mestrado em Engenharia Civil na área de acústica, Carboni (2012) buscou identificar as preferências dos professores de música em relação às salas de ensino e prática de música, preferencialmente acerca do tempo de reverberação. Como Rocha (2010), identificou que não existe um consenso entre os profissionais sobre essas preferências. Carboni (2012) primeiramente instruiu alguns professores selecionados a participar da pesquisa para que eles adquirissem vocabulário técnico e respondessem ao questionário devidamente capacitados.

A análise qualitativa dos dados obtidos ao final da pesquisa retornou com dados bastante úteis à essa pesquisa:

- Os extremos quanto à recerberação são muito prejudiciais;
- Quando se fala em sala ideal, é imperativo definir o tipo de instrumento utilizado, pois cada um possui necessidades de sustentação acústica diferenciadas;
- O ideal é que as salas permitissem fácil modificação do tempo de reverberação para atender à uma maior gama de instrumentos.

### 2.8. Norma Internacional ISO 3382

O Anexo A da norma internacional ISO 3382 trata das especificações para medição da resposta impulsiva em auditórios. Esta parte especifica os métodos para a medição do tempo de reverberação e outros parâmetros de desempenho acústico de salas. Ela descreve o procedimento de medição, o aparelhamento necessário, a cobertura necessária e o método de avaliar os dados e apresentar o relatório de ensaio. É destinada à aplicação de modernas técnicas de medição digital e para a avaliação de parâmetros acústicos de salas derivados de respostas ao impulso.

## 3. Materiais e Métodos

### 3.1. Descrição das Salas Utilizadas nas Medições

Atendendo às características levantadas, foi selecionada a sala de artes da Escola de Ensino Fundamental Santa Emília localizada na região central de Belém-Pa, que já

é utilizada para ensino de artes, incluindo música, e não se encontra acusticamente preparada para esse fim. Trata-se uma instituição privada de educação básica que atende alunos na faixa de 02 a 14 anos nas modalidades de Educação Infantil e Ensino Fundamental.

### 3.2. Ensaio Experimentais

#### 3.2.1. Metodologia

Dentre outras providências, a norma ISO 3382 determina o número de posições de microfone, de médias, posições de fonte e faixas de frequência a serem utilizadas nas medições para a obtenção de resultados válidos. Esses valores são definidos com base nas áreas das salas pesquisadas e no objeto da investigação. Nesse ensaio busca-se os valores dos parâmetros EDT, T30 e C80 utilizando o software DIRAC para posterior comparação com os mesmos parâmetros encontrados na modelagem virtual dos recintos com o software ODEON.

De acordo com a norma, foram utilizadas duas posições para a fonte: uma no canto da sala, para excitar o maior número de modos possível; a outra foi posicionada mais ao centro, a 1,5 m de altura, apenas com o cuidado de não colocar exatamente no centro geométrico, evitando a alocação em um nó e, dessa forma, deixando de receber as respostas de algum modo acústico. A faixa de frequência utilizada foi a de 250 – 8000 Hz, limites naturais da fonte. Quanto aos microfones, foram utilizadas seis posições diferentes, com alturas variadas, mas não inferiores a 1 m de cada superfície, seja piso, parede ou teto. Cada posição foi excitada por 3 vezes e, ao final, o resultado apresentado é uma média espacial e temporal dos valores de T30, EDT e C80. Os equipamentos utilizados estão relacionados a seguir, de acordo com o esquema de montagem dos mesmos ilustrado na Figura 2.

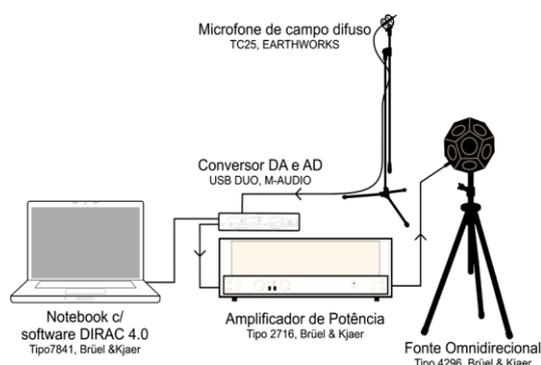


Figura 2: Esquema de montagem dos equipamentos .

- Power Amplifier Type 2719 da B&K, SN 2719E02A04K0256;
- Professional USB Mic preamp with S/ PDIF ;
- Placa de audio DUO USB Mic Pre. Stand Alone A/D Converter 24 BIT/96 kHz;

- Microfone de campo difuso Earthworks TC25;
- Fonte unidirecional omnidirecional 4296 serial nº 2448667 com 12 altofalantes;
- Software especializado em medições de acústica Dirac B&K 4.0 Type 7841 Build 2552.

### 3.2.2. Medição da Resposta Impulsiva

Na medição, a localização das fontes em coordenadas x, y e z foram F1 (1.5, 1.5, 1.5) e F2 (0.00, 0.00, 0.00), enquanto que os microfones ficaram em M1 (3.72, 4.94, 1.20), M2 (1.74, 5.50, 1.20), M3 (1.37, 2.30, 1.20), M4 (3.37, 1.29, 1.20) e M5 (3.00, 3.00, 1.20). Os dois retângulos no canto inferior representam a mesa e o armário. O pé direito é 3,40m O experimento foi realizado em 04 de outubro de 2011 e iniciado às 13:58h. A temperatura era 26°C, umidade 50%, com condicionador de ar tipo split ligado. A Figura 3 mostra a locação dos pontos através de coordenadas. Baseado nessas medidas, a frequência de Schroeder calculada é 305,8 Hz.

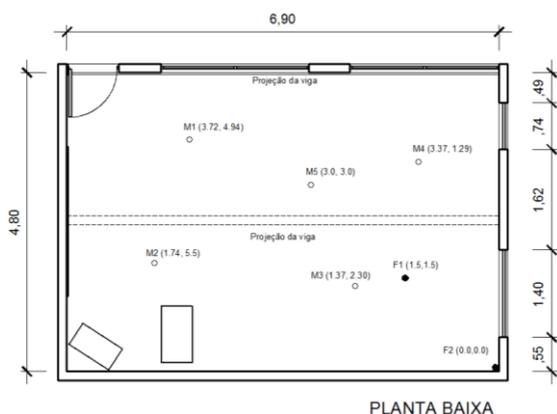


Figura 3: Planta baixa da sala de estudo.

## 4. Modelagem virtual

### 4.1. Elaboração dos Modelos Tridimensionais

Na modelagem virtual, é necessário que se utilize ao menos dois softwares distintos. Para tal foram utilizados AutoCAD 2010 e ODEON. As etapas da modelagem são descritas a seguir:

- Modelagem da geometria no Autocad 3D: a primeira parte, referente à modelagem da geometria, pode ser feita utilizando-se o software AutoCAD. Essa etapa é concluída com a criação das superfícies, quando o arquivo é salvo na extensão dxf.
- Importação pelo ODEON: importação da geometria pelo software de modelagem virtual acústica ODEON.
- Atribuição de materiais para as superfícies: no software ODEON torna-se possível inserir características de absorção de cada superfície.

- Alocação das fontes e receptores: nessa primeira fase é necessário que se utilize as mesmas posições de fonte e microfone, para que se possa comparar de forma confiável as versões experimentais e virtuais.
- Processamento das informações: após a inserção de todas as informações necessárias, o programa calcula a resposta da sala através do método dos raios acústicos.
- Leitura dos dados (parâmetros): os resultados podem ser lidos através de tabelas e gráficos, por bandas ou terças de oitava e por microfone ou a média destes.

A Figura 4 mostra etapa da modelagem feita no AutoCAD. As cores evidenciam a separação de superfícies por layers.

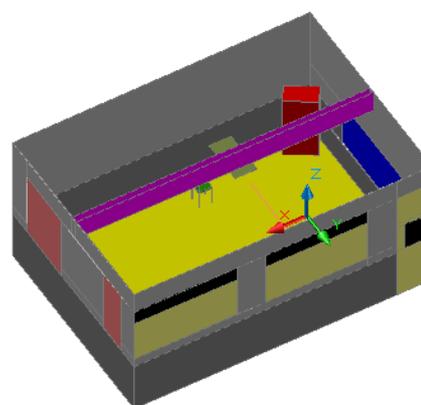


Figura 4: Modelagem da geometria da sala de estudo no Software AutoCAD.

Na Tabela 1 são mostrados os valores de absorção e materiais selecionados para a sala.

Tabela 1: Coeficientes de absorção acústica das superfícies da sala de estudo.

Superfície	Material	Absorção por Banda [Hz]					
		250	500	1k	2k	4k	8k
Armário Metali	17013	0,05	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10
Quadro Branco	17004	0,07	0,09	0,09	0,10	0,10	0,10
Cadeira	17013	0,05	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10
Piso Lajota	17004	0,07	0,09	0,09	0,10	0,10	0,10
Viga Alvenaria	17004	0,07	0,09	0,09	0,10	0,10	0,10
Parede Alv	17004	0,07	0,09	0,09	0,10	0,10	0,10
Teto Alvenaria	17004	0,07	0,09	0,09	0,10	0,10	0,10
Vidro	16000	0,06	0,04	0,03	0,03	0,02	0,01
Esq /Divisoria	17020	0,30	0,30	0,30	0,20	0,18	0,10
Azulejo	01000	0,01	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02
Mesinha	17013	0,05	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10
Cortina	17002	0,40	0,30	0,47	0,65	0,80	0,80

### 4.2. Convergência de Resultados.

Antes de iniciar o cálculo dos parâmetros, foi necessário ajustar o número de raios que o software ODEON necessita para que não haja alteração dos valores por insuficiência de amostragem. Essa etapa, aqui denominada de convergência de resultados, consiste em

testar os resultados dos parâmetros que serão utilizados na validação nas frequências médias de 500 e 1000 Hz para números de raios diferentes. Quando os valores convergirem a um número, a quantidade de raios é considerada suficiente. Um elevado número de raios torna o processo computacional complexo e lento, enquanto que um baixo número, simples e rápido, com o risco de ser insuficiente. O compromisso é encontrar um bom custo benefício entre o tempo de processamento e a confiabilidade do resultado.

A Tabela 2 apresenta os valores obtidos para os parâmetros T30, EDT, C80 e D50 em 500 e 1000 Hz da sala da Escola Santa Emília com a variação do número de raios de 500 a 10000 com passo de 250.

Tabela 2: Valores de parâmetros por número de raios para a sala de estudo.

Nº Raios	T30		EDT		C80	
	500 Hz	1000 Hz	500 Hz	1000 Hz	500 Hz	1000 Hz
500	0,54	0,62	0,57	0,62	8,60	7,90
750	0,57	0,61	0,55	0,57	9,00	8,40
1000	0,56	0,62	0,58	0,62	8,40	7,90
2500	0,58	0,63	0,58	0,62	8,50	7,90
5000	0,58	0,61	0,57	0,60	8,30	7,80
7500	0,59	0,62	0,55	0,61	8,60	8,00
10000	0,59	0,62	0,58	0,63	8,50	8,00

Como observado pelos resultados da tabela, para todos os parâmetros o número de raios que alcançou a estabilidade das respostas foi 2500. O teste até 10000 raios mostra que não houve alteração significativa a partir de 2500 raios. Esse resultado foi adotado como valor padrão para todos os testes deste trabalho.

#### 4.3. Validação do modelo.

Alguns testes são necessários para garantir a equivalência acústica entre os modelos real e virtual. Nessa parte do trabalho são confrontados os resultados das medições experimentais com os das simulações virtuais e comparados em gráficos que apresentam simultaneamente as situações medidas, simuladas e ainda a tolerância de erros chamada de diferença no limite do observável estipuladas pela ISO 3382-1, cuja sigla original é JND (*just noticeable difference*). O JND é função do valor medido. As comparações são em relação aos quatro parâmetros objetivos que serão explorados no trabalho, T30 (tempo de reverberação), EDT (reverberância) e C80 (clareza). Uma sala é considerada válida quando os resultados dessa etapa é considerado satisfatório. A Tabela 3 mostra os valores de tolerância de erro para mais e para menos referentes a cada parâmetro que serão consideradas em todos os gráficos.

##### a) T30 – Tempo de Reverberação

A simulação da sala para o T30 ficou inteiramente dentro da faixa do JND e praticamente coincidente entre

500 e 1000 Hz. Os valores e as curvas resultantes da simulação são apresentadas na Tabela 4 e na Figura 5.

Tabela 3: Valores de JND por parâmetro.

Aspecto Subjetivo	Parâmetro Objetivo	Frequências Médias	JND
Reverberação	T30	500 - 1000	0,05 s
Reverberância	EDT	500 - 1000	0,05 s
Clareza	C80	500 - 1000	1dB

Fonte: ISO 3382-1

Tabela 4: Valores de T30 medido x simulado para sala a sala de estudo.

Freq[Hz]	Medido	Simulado
250	1,2710	1,265
500	1,1515	1,105
1000	1,0705	1,080
2000	0,9709	0,990
4000	0,8360	0,870
8000	0,6485	0,655

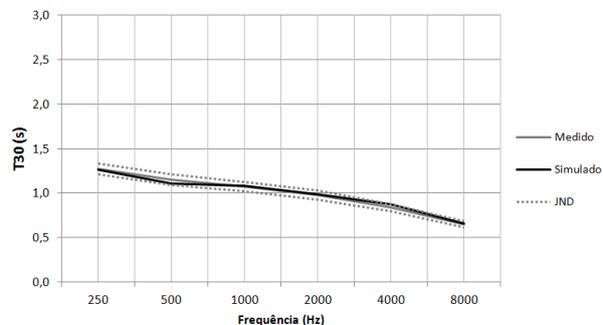


Figura 5: Validação do T30 para a sala de estudo.

##### b) EDT – Tempo de Decaimento Inicial

Os resultados para o EDT mostraram diferenças consideráveis. Evidenciou-se, no entanto, uma relação entre a tendência de decaimento das curvas, o que indica que a sala tem respostas semelhantes. Os valores e as curvas resultantes da simulação são apresentadas na Tabela 5 e na Figura 6.

Tabela 5: Valores de EDT medido x simulado para a sala de estudo.

Freq[Hz]	Medido	Simulado
250	1,6515	1,30
500	1,5255	1,12
1000	1,6050	1,07
2000	1,3070	1,01
4000	1,1480	0,88
8000	0,8015	0,66

##### c) C80 – Clareza

Como o EDT, o C80 também ficou fora da faixa de tolerância, demonstrando, no entanto, a mesma tendência na curva, indicando um comportamento semelhante entre os modelos comparados. Os valores e as curvas resultantes da simulação são apresentados na Tabela 6 e na Figura 7.

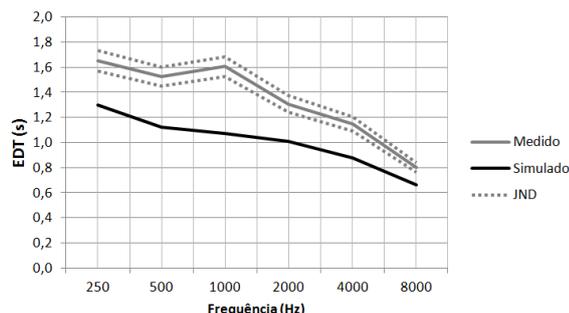


Figura 6: Validação do EDT para a sala de estudo.

Tabela 6: Valores de C80 medido x simulado para a sala de estudo.

Freq[Hz]	Medido	Simulado
250	0,260	1,8
500	-0,475	2,8
1000	-0,800	3,1
2000	0,390	3,7
4000	1,755	4,8
8000	4,270	7,3

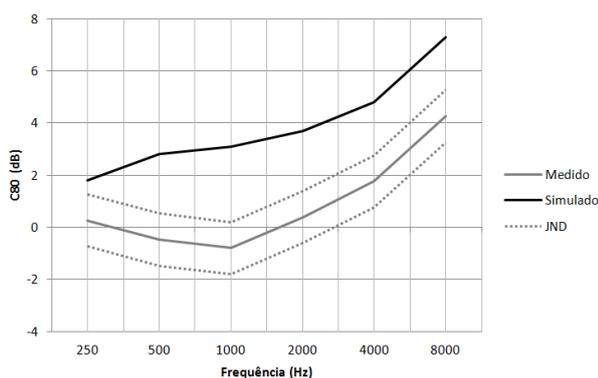


Figura 7: Validação do C80 para a sala de estudo.

Apesar das diferenças na comparação de alguns parâmetros, com resultados conseguidos depois de exaustivas tentativas, considerou-se que essa é a melhor versão virtual da sala, levando-se em conta a dificuldade na definição da absorção das divisórias nas esquadrias por conta da fuga de energia, o que pode ter influenciado fortemente no erro apresentado.

### 5. Definição das Referências

Para balizar essa seleção, foram selecionados valores de referência cujos autores os conceberam baseados em ambientes com a mesma função. Foram também criados três grupos com diferentes valores de tempo de reverberação, cada um referente a um grupo de instrumentos ou vozes.

Em relação ao primeiro grupo, Osaki e Schmidt (2009) determinaram em sua pesquisa que para ensino de teoria musical, quando a fala deve ser bem compreendida apesar de ser utilizada uma sala de música, os valores

de tempo de reverberação devem estar entre 0,4 e 0,8 s para salas com volumes entre 120 e 210 m<sup>3</sup>. Esse volume enquadra as três salas envolvidas nesse estudo e também o diferencia dos valores estipulados para grandes salas de apresentação, com volumes obviamente maiores. Essa particularidade na obtenção dessa faixa foi determinante para a seleção dos valores de referência.

No segundo grupo Cohen (1992) indicou valores entre 0,8 e 0,9 s para salas onde será ouvido piano. Creighton e Lamberty (1978) indicaram o ideal de 0,75 s para prática de percussão e Boner e Cofen (2000) indicaram a faixa 0,7 a 0,9 para ensaio de conjunto de sopro. Será admitida como faixa para esse estudo a situada entre 0,8 e 0,9 s, eliminando a interceção entre a faixa inferior, ainda que seja incluso no grupo os instrumentos de percussão (0,75 s), pois pelas características são mais apropriados ao tempos da faixa superior.

O terceiro grupo, com maior tempo de reverberação, foi determinado segundo dados das pesquisas de Boner e Cofen (2000), que indicaram a faixa de 0,9 a 1,5 s para ensaio de coral e ensaio de banda/orquestra.

A referência do Tempo de decaimento inicial (EDT) foi definida pela pesquisa de Pisani (2001), com valores entre 1,8 e 2,6 s.

Quanto ao C80, Beranek (2004) observa que para salas de estudo os músicos tem preferência por valores entre 1 e 5 dB, lembrando que os valores mais elevados nesse parâmetro aumentam a inteligibilidade e a percepção dos intervalos. A Tabela 7 mostra a compilação dos valores admitidos aqui como referência.

Tabela 7: Valores de referência.

Parâmetro Objetivo	Autor	Instrumento	Referência
T30 - 1º grupo	Osaki e Schmid	Teoria musical	0,4 a 0,8 s
T30 - 2º grupo	Cohen/Ryherd/Geerds	Piano/Sopro/percussão	0,8 a 0,9 s
T30 - 3º grupo	Boner e Coffen	Coral/orquestra	0,9 a 1,5 s
EDT	Pisani	-	1,8 a 2,6 s
C80	Beranek	-	01 a 05 dB

Fonte: Mannis (2008). Compilado pelo autor (2013).

### 6. Modificações nos Modelos Virtualizados

#### 6.1. Seleção das Modificações

Nessa fase são feitas alterações nos materiais das superfícies da sala modelada objetivando a modificação dos valores de parâmetros na intenção de aproximar ou igualar as referências encontradas na Tabela 7. Foi proposta uma alteração de material descrito na sequência, sendo que as demais superfícies serão mantidas iguais às originais. Ao final, são apresentados os resultados de cada parâmetro tanto das alterações

propostas quanto das simulações anteriores para comparação.

Na proposta foram posicionados em uma das paredes dois painéis com material acusticamente absorvedor de 1,875 x 3,125 m Sonex Roc 45mm, cujos valores dos coeficientes de absorção são apresentados na Tabela 8. A ordem de colocação dos painéis, tendo como referência a vista da secção 01, começa com o painel da direita, seguido pelo da esquerda. O posicionamento dos painéis são mostrados na planta baixa (Figura 8) e na secção 01 (Figura 9).

Tabela 8: Coeficientes de absorção acústica para Sonex Roc 45 mm.

Superfície	Material no Odeon	Banda					
		250	500	1k	2k	4k	8k
Sonex Roc 45 mm	17027	0,70	1,00	0,85	0,91	0,90	0,90

Fonte: Catálogo Owa Brasil Sonex (2008).

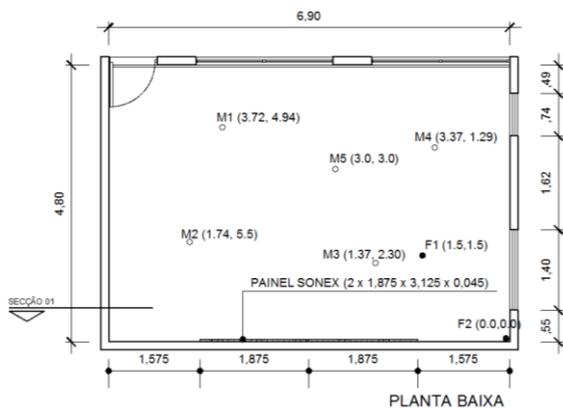


Figura 8: Planta Baixa da sala de estudo.

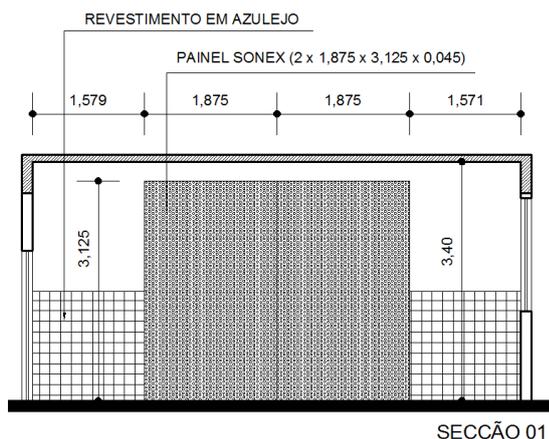


Figura 9: Secção 01 da sala de estudo.

## 6.2. Análise dos Resultados.

Cada figura apresenta três informações sobre valores de parâmetros: original – referente à resposta da sala sem modificações; painel 1 – referente à resposta da sala com a inserção do primeiro painel; e painel 2 – referente à resposta da sala com a inserção do segundo painel.

Um grupo de faixas em nuances de cinza facilita a visualização das referências apresentados na Tabela 9.

### a) T30

Na Tabela 9 e na Figura 10 podemos conferir os valores e as curvas de resposta da sala para o T30.

Tabela 9: Valores de T30 para a sala de estudo.

Freq[Hz]	Situações		
	Original	Painel 1	Painel 2
250	1,30	0,94	0,71
500	1,12	0,78	0,58
1000	1,07	0,81	0,61
2000	1,01	0,73	0,57
4000	0,88	0,68	0,55
8000	0,66	0,53	0,45

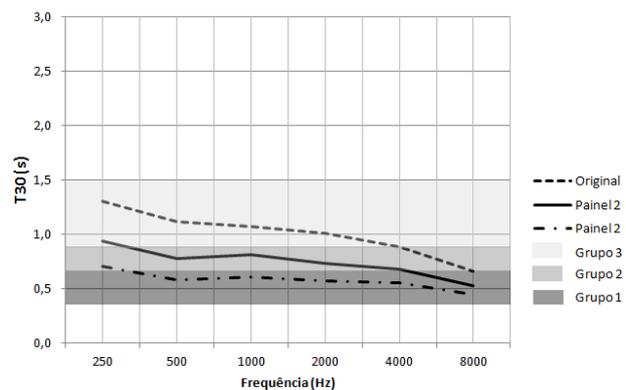


Figura 10: Comparação dos T30 para a sala de estudo.

Em uma análise preliminar, verifica-se que os três grupos de instrumentos foram atendidos na proposta, pois cada curva se encontra em uma faixa de referência distinta, sobretudo na banda entre 500 e 1000 Hz. Essa condição destaca que a sala em seu estado original já atende às determinações dos autores que definiram os limites do Grupo 3. Com a adição do Painel 1, a curva foi deslocada em sua maior extensão para a faixa do Grupo 2, ficando posicionada ao centro na banda entre 500 e 1000Hz. Ao adicionar o Painel 2, a curva foi deslocada quase completamente para a faixa do Grupo 1, satisfazendo as condições estabelecidas pelos autores.

### b) EDT

A Tabela 10 e a Figura 11 apresentam as curvas referentes à resposta da sala em relação ao EDT.

Tabela 10: Valores de EDT para sala de estudo.

Freq [Hz]	Configuração		
	Original	Painel 1	Painel 2
250	1,29	0,92	0,69
500	1,12	0,78	0,57
1000	1,09	0,78	0,60
2000	0,99	0,71	0,59
4000	0,88	0,66	0,53
8000	0,63	0,51	0,41

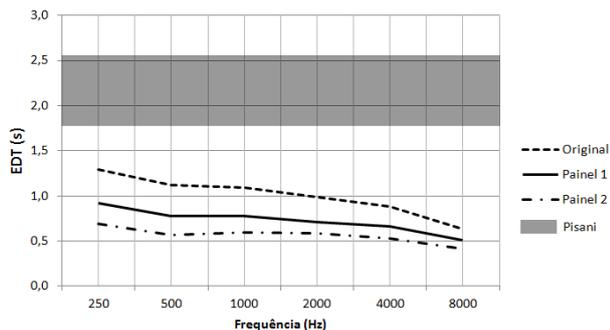


Figura 11: Comparação dos EDT para sala de estudo.

Observa-se que as curvas ficaram bem abaixo da faixa de referência determinada por Pisani, obedecendo igualmente a proporção direta entre a adição de absorção e o distanciamento da curva em relação à referência, reiterando a idéia de que os valores divergentes da referência são motivados pela divergência entre volume das salas comparadas, já que esse parâmetro é sensível à tal mudança.

c) C80

A Figura 12 e Tabela 11 mostram o resultado das respostas da sala para o C80.

Tabela 11: Valores de C80 para sala da Escola Santa Emília.

Freq [Hz]	Configuração		
	Original	Painel 1	Painel 2
250	1,8	4,3	6,4
500	2,8	5,7	8,3
1000	3,1	5,6	7,8
2000	3,7	6,2	8,4
4000	4,8	7,1	9,2
8000	7,3	9,4	11,4

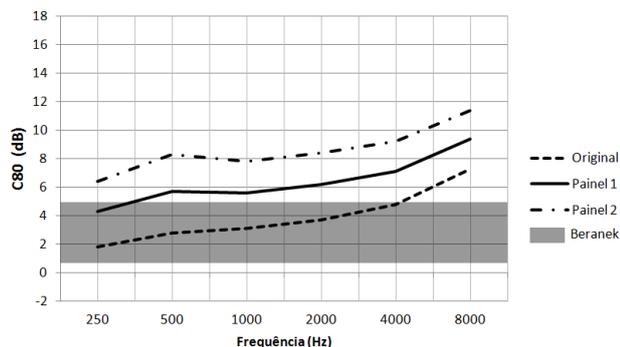


Figura 12: Comparação dos C80 para sala da Escola Santa Emília.

Nessa situação observamos que o autor encontra na sala original a melhor resposta. A relação é direta entre a adição de absorção pelos painéis e o afastamento das curvas da faixa definida por Beranek. As duas interferências deslocaram a curva do C80 para acima

dos valores máximos estipulados e devem ser avaliados comparativamente com a sensação subjetiva na auralização.

## 7. Auralização

A auralização é uma funcionalidade do software ODEON que consiste em ouvir a resposta da sala virtual a estímulos sonoros gravados em câmara anecóica, cujos efeitos percebidos são unicamente causados pela interação entre instrumento e a sala testada.

Nesse trabalho, um músico e professor profissional foi convidado a ouvir a auralização e emitir suas opiniões sobre as impressões subjetivas da sala, indicando as virtudes e os problemas que possam ser encontrados na avaliação. Esse procedimento é feito em etapas distintas. A primeira é executada quando a modelagem é validada. A segunda é feita depois que os valores dos parâmetros são alterados pela modificação das superfícies

### 7.1. Análise da Auralização.

Na configuração original foi observado que as vozes do Grupo 3 foram bem atendidas pela resposta da sala, confirmando a informação fornecida pelo Gráf. 3.40. Os grupos 1 e 2 não foram bem percebidos na avaliação desse ensaio, pois os tempos de reverberação elevados foram prejudiciais a ambos.

Utilizando-se um painel de Sonex (Painel 1) observou-se que o Grupo 3 foi prejudicado, ficando as frases interrompidas por um tempo excessivo. O Grupo 2 foi o mais bem percebido, avaliando a informação do Gráf. 3.68. O grupo 1 não foi bem atendido por essa configuração da sala, uma vez que a voz falada não foi bem assimilada no ensaio.

Já com a configuração Painel 2, o Grupo 1 foi muito bem atendido, pois frases bem inteligíveis foram evidenciadas no teste. O Grupo 3 não foi bem avaliado, pois a voz cantada ficou excessivamente curta, comprometendo a performance. O grupo 2 foi bem avaliado, pois a sala apresentou resposta satisfatória para os instrumentos desse grupo.

### 7.2. Análise dos Resultados

As análises da auralização em paralelo com as análises das curvas nos gráficos da sala reafirmam em sua maioria as constatações utilizadas como referência, divergindo em outros pontos, principalmente no parâmetro EDT. Nos gráficos referentes ao T30 o comportamento das curvas em relação aos valores de referência foi compatível com as sensações subjetivas. As divisões dos grupos foi percebida de maneira clara na análise da auralização.

Para o parâmetro subjetivo EDT, as respostas da auralização e o comportamento do gráfico em relação às curvas são bastante divergentes em todas as simulações. Desde a medição da resposta impulsiva, representada no

gráfico pela curva denominada Original, as diferenças em relação aos valores definidos por Pisani foram discordantes. O comportamento da curva do parâmetro é proporcional ao comportamento da curva do T30, o que justifica que a adição de absorção na sala tende a afastar ainda mais os valores da referência. Partindo dessa premissa, observamos que o T30 e EDT são valores aproximados com uma ligeira superioridade dos valores para o T30. Como a referência de EDT não foi determinada pelo mesmo autor da referência do T30, pois os autores não trabalharam os mesmos parâmetros, entende-se que os valores estipulados por Pisani não levaram em consideração o tipo de uso da sala e, nesse caso, não podem ser adotados no caso específico de pequenas salas e instrumentos que necessitem de sustentações diferenciadas.

Sobre o parâmetro C80, a curva referente à sala original ficou dentro da faixa por quase toda a banda. Com a adoção do painel 1, houve um deslocamento para cima da faixa, ainda que bem próximo do limite. A introdução do painel 2 afasta ainda mais a curva do limite da referência.

A Tabela 12 mostra a nova composição dos valores de referência após as conclusões deste trabalho.

Tabela 12: Valores de referência.

Parâmetro Objetivo	Autor	Instrumento	Valores de Referência
T30 - 1º grupo	Osaki e Schmid	Teoria musical	0,4 a 0,8 s
T30 - 2º grupo	Cohen/Ryherd/Geerds	Piano/Sopro/percussão	0,8 a 0,9 s
T30 - 3º grupo	Boner e Coffen	Coral/orquestra	0,9 a 1,5 s
EDT	André Santana	-	0,57 a 1,20 s
C80	Beraneck	-	01 a 05 dB

Fonte: Mannis (2008). Compilado pelo autor (2013)

## 8. Considerações finais

Após a utilização dos painéis e da análise das auralizações e comparações com os gráficos de resposta, pôde-se observar com precisão que foram encontrados os mesmos valores de T30 que foram apontados nas referências, reafirmando esses tempos para a sala ora projetada.

Os valores de EDT não foram confirmados pela modelagem feita nesse trabalho, o que implica em novos valores para orientar as construções e adaptações acústicas para as atividades relacionadas às salas de música. Esses novos valores que ficaram entre 0,57 e 1,2 foram aprovados nas auralizações, o que indica uma confirmação dos valores para a determinação de referências para novas salas.

O parâmetro C80, tal como o T30, apresentou aproximações satisfatórias com os valores de Beraneck,

entendendo-se, portanto, que podem ser utilizados como base para as salas dessa característica.

## Referências

- [1] BERANEK, L. L. *Concert Halls and Opera Houses: Music, Acoustic and Architecture*. New York: Springer-Verlag, 2004.
- [2] CARBONI, M. H. S. Qualidade Acústica em Salas de Ensino de Música: Parâmetros Acústicos Preferenciais na Opinião de Professores de Música. Dissertação para o Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Construção Civil da Universidade Federal do Paraná, Curitiba: UFPR, 2012.
- [3] CORSIVIERI, E. A República. Editora Nova Cultural Ltda, São Paulo, SP, 1997.
- [4] FIGUEIREDO, F. L. Parâmetros acústicos subjetivos: Critérios para avaliação da qualidade acústica de salas de música. Dissertação do curso de Artes na área de Musicologia da Universidade de São Paulo. São Paulo: USP, 2005.
- [5] GERGES, S. N. Y., Ruído - Fundamentos e Controle, Editora NR, 2ª edição, Florianópolis –SC – Brasil, 2000.
- [6] ISO 3382:1997: *Acoustics – Measurement of the reverberation time of room with reference to other acoustical parameters*.
- [7] LINDSAY, R. *Acoustics: Historical and Philosophical Development*. Dowden: Hutchinson&Ross, 1972.
- [8] MARROS, F. Caracterização Acústica De Salas Para Prática E Ensino Musical. Dissertação para o Programa de Pós-Graduação em Engenharia Civil da Universidade Federal de Santa Maria. Santa Maria: UFSM, 2011.
- [9] MELO, V. et al. Aperfeiçoamento do software RAIOS para simulação numérica de acústica de salas com inclusão de modelo modal para baixas frequências. *Acústica e Vibrações*, v. 38, 2007.
- [10] OSAKI, A. G.; SCHMID, A. L. Tempo de reverberação de salas de ensino de música. In: EVINCE. Anais, Curitiba, 2009.
- [11] PISANI, Raffaele. Valutazione delle qualità austiche delle sale per spettacolo. In: SPAGNOLO, Renato (Org.) *Manuale di acustica applicata*. Torino: UTET, 2001.
- [12] ROCHA, L. Acústica e educação em música: critérios acústicos preferenciais para sala de ensino e prática de instrumento e canto. Dissertação para o Programa de Pós-Graduação em Construção Civil da Universidade Federal do Paraná. Curitiba: UFPR, 2010.

# Estudo do Impacto Sonoro Provocado por Instalações de Bombeamento em Área Urbana

Oliveira, A.M.\*; Medeiros, E.B<sup>+</sup>

\*Centro Federal de Educação Tecnológica de Minas Gerais, Araxá, MG, [omalex@araxa.cefetmg.br](mailto:omalex@araxa.cefetmg.br)

<sup>+</sup>Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte, MG, [bauzer@demec.ufmg.br](mailto:bauzer@demec.ufmg.br)

## Resumo

Neste trabalho considera-se a análise de fenômenos acústicos associados às instalações de bombeamento de água tipo *Booster* e o respectivo impacto sonoro em área residencial. Através do estudo de campo em espectro de frequências foram obtidas informações precisas necessárias à completa caracterização do campo acústico gerado pela fonte ruidosa. Na segunda parte do trabalho, os ambientes foram modelados e implementados com auxílio do software *Raynoise*. Os resultados obtidos nas simulações foram comparados com as medições de campo para validar os modelos computacionais e também serviram de base para o projeto de controle do ruído.

**Palavras-chave:** Acústica Ambiental, simulação numérica.

## 1. Introdução

Descreve-se como objeto de estudo o ambiente que abriga uma subestação de bombeamento do tipo *Booster* e sua vizinhança [1]. O ambiente está localizado em zona residencial, à Rua Célio de Andrade no bairro Buritis, Belo Horizonte. A subestação destina-se ao abastecimento de água de parte da zona sudoeste de Belo Horizonte. A visão geral do modelo é apresentada na Figura 1.

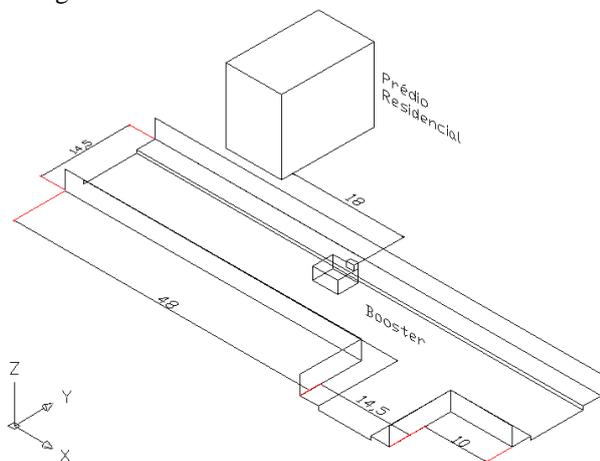


Figura 1: Visão geral do modelo

Constitui a subestação de bombeamento uma casa de máquinas subterrânea, com dimensões básicas de 4,1 x 3,3 x 2,0 m, construída abaixo do nível da rua no qual estão instalados dois conjuntos moto-bomba, sendo um operante e outro reserva, além dos seus periféricos. (Figura 2). Caracteriza-se como fonte irradiante de energia sonora o complexo que envolve esta subestação, mais especificamente, conjunto moto-bomba, as tubulações de sucção e recalque, registros de controle de fluxo, filtros, painel elétrico de alimentação e comando.

O ruído gerado por estas fontes propaga-se através do ar a partir do interior da casa de máquinas, sendo a transmissão de energia perturbada por paredes, piso, teto e equipamentos.

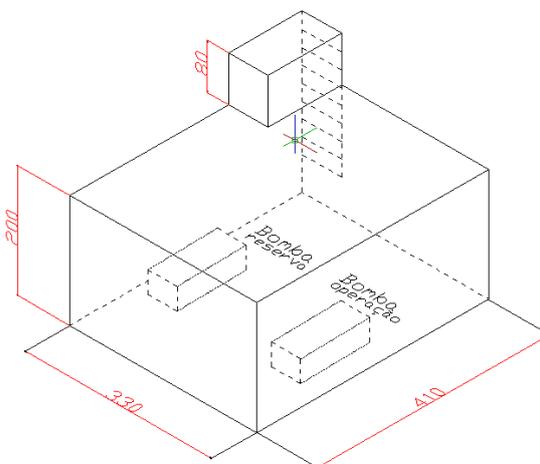


Figura 2: Instalação de bombeamento tipo *Booster*

A energia sonora atinge a porta de acesso ao *Booster* propagando-se agora pelo ambiente externo e sofrendo interferências dos muros dos lotes, da pista de rolamento, passeios e vegetação. A porta de acesso à subestação está no nível do passeio e é a interface entre a casa de máquinas e o ambiente externo.

## 2. Procedimento Experimental

O procedimento de campo resume-se basicamente na coleta dos dados e no respectivo tratamento computacional necessário à caracterização da interação acústica com o ambiente externo que compreende o modelo. A metodologia utilizada para as medições acústicas foram aquelas referenciadas pelas normas

NBR 10151 e NBR 10152 da ABNT [2,3]. As medições foram realizadas a aproximadamente 1,20 m de altura do chão e distância mínima do operador ao equipamento de medição de 0,5 metros. Para cada ponto de medição, um tempo de duração da medida de 30 segundos foi tomado como parâmetro de observação do sinal ruidoso. O tráfego de veículos e outras fontes de ruído não foram observados durante as medições. As condições atmosféricas estavam estáveis: temperatura ambiente de 25°C, umidade relativa de 55%, velocidade de vento inferior a 5 km/h e ausência de rajadas.

Todas as medições foram tomadas por meio de analisador de espectros, fabricação *Larson Davis*, modelo 821, acoplado a microfone de resposta plana, 1/2" de diâmetro, fabricação *Bruel & Kjaer*, aferidos com calibrador *Larson Davis*, sinal de 114 dB para a frequência de 500 Hz. O equipamento fornece resultados do nível de pressão sonora, no espectro de frequência por terça de oitava em tempo real e integrado no tempo de medição, nível equivalente *Leq* máximo, mínimo, instantâneo e integrado no tempo, para as escalas dB, dB(A), dB(C), resposta impulsiva, *fast & slow* e picos de potência. Cada ponto de medição foi associado a um arquivo armazenado pela memória do próprio equipamento. Estes arquivos foram depois transportados via cabo serial para o computador, que através de um programa específico fornecido pelo fabricante do equipamento fez-se a importação e o tratamento dos dados armazenados. Posteriormente, procedeu-se o tratamento final dos dados no programa *Excel*. Para tratamento dos dados coletados e geração do mapeamento sonoro do modelo foi utilizado o software *Winsurf*.

A coleta dos dados foi feita em três etapas distintas. A primeira etapa refere-se à descrição detalhada da fonte irradiante do ambiente *Booster*. A segunda etapa é referente à interface entre o *Booster* com o meio externo e na terceira etapa foi feito o mapeamento sonoro do ambiente externo.

### 2.1. O Interior do *Booster*

Foram realizadas quatro medições no interior do *Booster*. As medidas são identificadas como: medida 01 a 1 m da bomba; medida 02 a 2 m da bomba; medida 03 a 1 m da porta do *Booster* (lado interno) e medida 04 a 1 m da porta do *Booster* (lado externo). A Figura 1 apresenta os níveis de pressão sonora em decibel, por terço da banda de oitava no espectro de frequência. Nota-se um decaimento global dos níveis de pressão sonora com o afastamento da fonte principal de ruído, praticamente em toda a faixa do espectro.

São variadas as fontes de ruído no interior do *Booster* que contribuem para os altos níveis de potência sonora apresentados. São provenientes do magneto-estricção do motor elétrico, que influencia diretamente na vibração da carcaça, e componentes mecânicos móveis da

bomba, do quadro elétrico de força e comando, do conjunto de refrigeração dos motores elétricos e do fluxo de água no rotor da bomba, nas tubulações, registros e válvulas de controle.

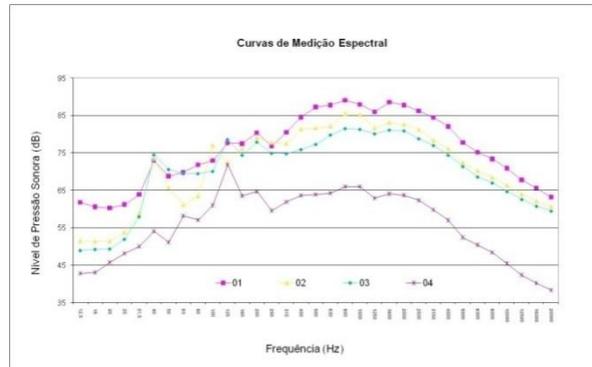


Figura 3: Espectro de frequência no *Booster*.

O somatório de todos os elementos irradiantes caracteriza um espectro de frequência de elevada potência, altamente reverberante, em toda a banda larga do espectro audível. A fonte que contribui com maior potência sonora é o motor elétrico do conjunto moto-bomba. Esta fonte principal também mascara a curva espectral das outras fontes sonoras já citadas.

O ruído gerado pelo motor elétrico pode ser dividido em três categorias: magnético, mecânico e aerodinâmico. O ruído magnético é gerado por vibrações da bobina que envolve o núcleo do motor, resultante da interação de forças eletromagnéticas que atuam no rotor na presença ou não do fluxo magnético. A faixa de frequência compreendida está associada à frequência de alimentação da rede elétrica, densidade do fluxo magnético, número de polos, rotação e geometria do conjunto elétrico.

Segundo a fórmula de *Bolt-Beraneck* [4], e para as características do motor da bomba (60 Hz, trifásico, 3500 RPM, 40 cv, 61A), estimou-se uma pressão sonora equivalente emitida pelo motor de 100,5 dB, sendo que a pressão sonora equivalente medida em campo foi de 97,8 dB. Segundo as referências da *NEMA – National Electrical Manufacturers Association* [5], que expressa o nível equivalente de pressão sonora de acordo com as características de cada motor, estimou-se a pressão sonora equivalente de 98 dB(A), sendo que a pressão sonora equivalente medida em campo foi de 97,4 dB(A).

Os ruídos de origem mecânica são os de mancais e rolamentos, folgas, desbalanceamento do rotor e eixo de giração do rotor da bomba, fricção das escovas nos anéis de escorregamento, fricção de componentes móveis e rotores, dentre outros.

Os motores elétricos são assistidos com hélices para refrigeração dos mesmos e o ruído aerodinâmico é criado por vórtices e fluxos turbulentos do ar de

no qual foram implementados e simulados os casos de interesse.

*Raynoise* é um programa de simulação numérica que mescla várias técnicas para cálculo de parâmetros acústicos que possibilitam um estudo abrangente relativo ao controle de ruído industrial, estudo de salas acústicas e acústica ambiental. A teoria de cálculo é baseada nas teorias dos raios acústicos e acústica geométrica. A acústica geométrica assume ondas sonoras comportando-se como raios sonoros. Os raios sonoros ou raios acústicos são refletidos por superfícies sólidas e a cada reflexão parte da energia acústica é absorvida por estas superfícies e pelo meio de transmissão. As equações que governam o comportamento físico dos raios acústicos são a da trajetória e ângulo do raio, tempo de propagação, comprimento do arco, amplitude de velocidade potencial e pressão acústica [6].

O procedimento computacional foi desenvolvido em três etapas distintas. Primeiramente desenvolveu-se a simulação no interior do *Booster*. Na segunda etapa procedeu-se a simulação da propagação sonora no ambiente externo. Na terceira etapa as simulações foram feitas visando a adequar as emissões sonoras externas aos níveis referenciados pelas normas e a legislação vigente [2, 3, 8]. Via de regra, para os cálculos computacionais, alguns critérios foram previamente considerados, frequência de corte, número de raios e abandono dos raios propagados.

A reflexão é o fenômeno mais importante para a teoria dos raios. O comprimento de onda deverá ser pequeno comparado às dimensões características do ambiente. Em baixas frequências, esta condição nem sempre é satisfeita. O critério de *Schroeder* [4] define uma frequência de corte inferior,  $f_s$  (Hz), para qual o método pode ser aplicado com segurança:

$$f_s = 2000 \sqrt{\frac{T}{V}} \quad (1)$$

Na equação acima  $T$ (s) é o tempo de reverberação e  $V$ (m<sup>3</sup>) é o volume do ambiente. Para o interior da subestação, estimou-se que a frequência de corte inferior é da ordem de 346 Hz. Para o ambiente externo, por se tratar de propagação próxima de campo aberto, não há limitação quanto à frequência de corte.

Para ponto de partida quanto ao número de raios e à ordem de reflexões a serem considerados nos modelos utilizou-se as seguintes relações [7]:

$$I^2 \cdot R^2 \cdot \frac{4\pi}{N} \leq S_c \quad I = \frac{4V}{S} \quad (2)$$

Onde,  $R$  é a ordem de reflexão,  $N$  é o número de raios,  $S_c$  é a área da superfície característica do modelo,  $I$  é o caminho livre médio do raio e  $V$  e  $S$  são respectivamente o volume e a área total do modelo. A decisão final de

qual o número de raios e a ordem de reflexão utilizados nos modelos foi definida pela investigação da condição limite para quais os dados de saída não mais variavam quando se variava o número de raios e a ordem de reflexão.

No critério de abandono dos raios propagados, decidiu-se a respeito de se abandonar ou não um raio pelo fato do conteúdo de energia corrente ter-se tornado muito baixo ou por ter excedido a ordem de reflexões. O critério de abandono de um raio foi avaliado de forma a energia corrente ser menor ou igual ao valor médio dinâmico ou a última ordem de reflexão. No caso do ambiente externo, o valor médio dinâmico equivale ao ruído de fundo medido no local.

### 3.1. O Interior do *Booster*

Para a simulação computacional no interior da instalação de bombeamento, a fonte foi caracterizada a partir das medições realizadas em campo. O interior do *Booster* estava revestido com espumas absorventes nas paredes, sendo o piso e o teto de concreto aparente. Na Tabela 4 estão expressos os níveis de pressão sonora medidos, por banda de frequência, e na Tabela 5 os respectivos níveis equivalentes que foram utilizados como entrada no *Raynoise* para caracterizar os pontos de propagação da fonte ruidosa.

Tabela 4: NPS da fonte no interior do *Booster*.

Freq. [Hz]	63	125	250	500	1k	2k	4k	8k
NPS [dB]	75,1	81,3	84,3	91,5	92,7	92,4	87,0	78,3

Tabela 5: NPS equivalente da fonte no interior do *Booster*.

	$L_{eq}$ [dB]	$L_{eq}$ [dB(A)]
NPS	97,8	97,4

Quatro pontos de propagação esférica foram dispostos sobre uma geometria plana com dimensões próximas à área ocupada pelo conjunto moto-bomba (0,50 x 0,40 m). O uso de 10.000 raios para 10 reflexões e 40.000 raios calculados produziu o campo sonoro para as superfícies apresentadas na Figura 8.

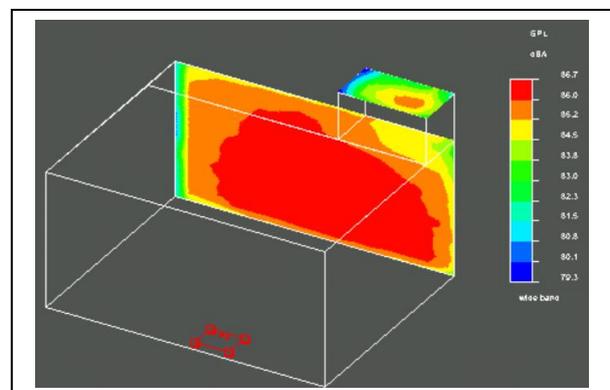


Figura 8: Simulação no interior do *Booster*

da média logarítmica por terço de banda de oitava do espectro de frequência.

O campo de propagação é limitado pelos muros dos lotes à frente e atrás da fonte sonora que agem como superfícies refletoras e absorvedoras de energia acústica, bem como a pista de rolamento. O ar age como terceiro meio de absorção sonora.

Como pode ser visto no mapeamento sonoro as curvas indicam a ocorrência de máximos e mínimos locais no campo de propagação do modelo (Figura 5).

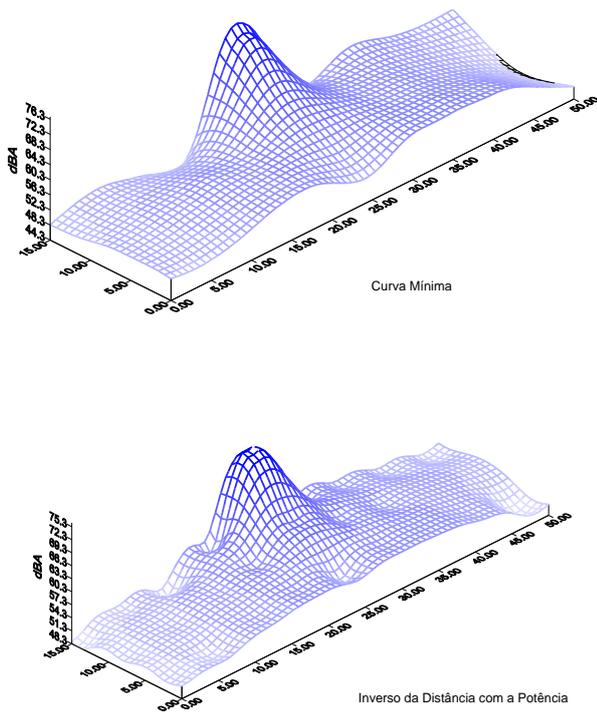


Figura 5: Mapeamento sonoro em curvas de isopressão

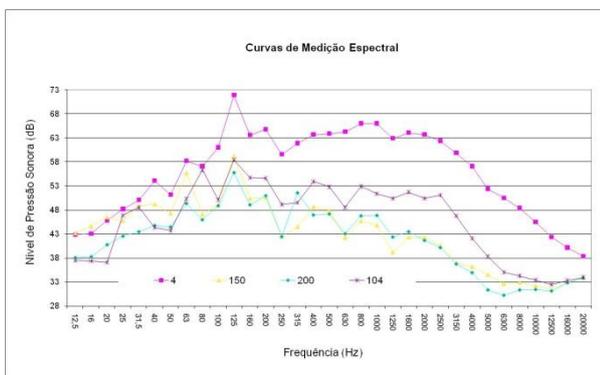


Figura 6: Espectro Sonoro a 6 m da interface

A Figura 6 apresenta um comparativo entre curvas espectrais de pressão sonora para três pontos distantes 6 metros da fonte sonora, respectivamente pontos 150, 200 e 104 e a medida de interface do *Booster* com o

meio externo, curva de número 4. Observa-se que a forma das curvas, relativos aos pontos 150, 200 e 104, repetem o mesmo aspecto da curva interface entre ambiente interno e externo, medida 4.

As Tabelas 2 e 3 apresentam valores dos níveis de pressão sonora equivalentes integrados no tempo de observação para os pontos da malhas localizados respectivamente a 6 e 12 metros da fonte. As medidas 104 e 50 estão localizadas frontalmente à fonte e indicam uma direcionalidade na propagação sonora para o outro lado da rua, isto devido à geometria em forma de veneziana da porta do *Booster* apontar nesta direção.

Tabela 2: Níveis de pressão sonora a 6 m da fonte.

Medida	4	150	200	104
$Leq$ [dB]	77,8	63,3	61,3	65,6
$Leq$ [dB(A)]	74,4	54,2	54,8	61,2

Tabela 3: Níveis de pressão sonora a 12 m da fonte.

Medida	140	210	50
$Leq$ [dB]	58,2	61,1	61,6
$Leq$ [dB(A)]	49,2	54,9	55,3

A Figura 7 compara os níveis de pressão sonora para a fonte sonora, interface do meio interno e externo, com a curva NC 45, recomendada pela ABNT NBR 10152 para conforto.

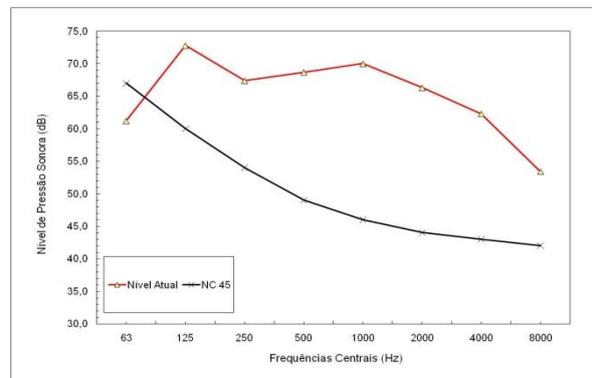


Figura 7: NPS por banda de frequência: medida x NC45

Os resultados indicam que a fonte sonora supera a curva NC recomendada caracterizando um elevado impacto sonoro ao ambiente residencial no qual a fonte sonora está inserida.

### 3. Avaliação Computacional

Os objetivos dos procedimentos computacionais resumem-se a confrontar as respostas dos modelos implementados com os dados experimentais levantados na parte experimental do trabalho, bem como analisar as respostas para propor alternativas de controle de ruído.

Os modelos foram gerados em três dimensões na plataforma CAD e exportados para o software *Raynoise*

no qual foram implementados e simulados os casos de interesse.

*Raynoise* é um programa de simulação numérica que mescla várias técnicas para cálculo de parâmetros acústicos que possibilitam um estudo abrangente relativo ao controle de ruído industrial, estudo de salas acústicas e acústica ambiental. A teoria de cálculo é baseada nas teorias dos raios acústicos e acústica geométrica. A acústica geométrica assume ondas sonoras comportando-se como raios sonoros. Os raios sonoros ou raios acústicos são refletidos por superfícies sólidas e a cada reflexão parte da energia acústica é absorvida por estas superfícies e pelo meio de transmissão. As equações que governam o comportamento físico dos raios acústicos são a da trajetória e ângulo do raio, tempo de propagação, comprimento do arco, amplitude de velocidade potencial e pressão acústica [6].

O procedimento computacional foi desenvolvido em três etapas distintas. Primeiramente desenvolveu-se a simulação no interior do *Booster*. Na segunda etapa procedeu-se a simulação da propagação sonora no ambiente externo. Na terceira etapa as simulações foram feitas visando a adequar as emissões sonoras externas aos níveis referenciados pelas normas e a legislação vigente [2, 3, 8]. Via de regra, para os cálculos computacionais, alguns critérios foram previamente considerados, frequência de corte, número de raios e abandono dos raios propagados.

A reflexão é o fenômeno mais importante para a teoria dos raios. O comprimento de onda deverá ser pequeno comparado às dimensões características do ambiente. Em baixas frequências, esta condição nem sempre é satisfeita. O critério de *Schroeder* [4] define uma frequência de corte inferior,  $f_s$  (Hz), para qual o método pode ser aplicado com segurança:

$$f_s = 2000 \sqrt{\frac{T}{V}} \quad (1)$$

Na equação acima  $T$ (s) é o tempo de reverberação e  $V$ (m<sup>3</sup>) é o volume do ambiente. Para o interior da subestação, estimou-se que a frequência de corte inferior é da ordem de 346 Hz. Para o ambiente externo, por se tratar de propagação próxima de campo aberto, não há limitação quanto à frequência de corte.

Para ponto de partida quanto ao número de raios e à ordem de reflexões a serem considerados nos modelos utilizou-se as seguintes relações [7]:

$$I^2 \cdot R^2 \cdot \frac{4\pi}{N} \leq S_c \quad I = \frac{4V}{S} \quad (2)$$

Onde,  $R$  é a ordem de reflexão,  $N$  é o número de raios,  $S_c$  é a área da superfície característica do modelo,  $I$  é o caminho livre médio do raio e  $V$  e  $S$  são respectivamente o volume e a área total do modelo. A decisão final de

qual o número de raios e a ordem de reflexão utilizados nos modelos foi definida pela investigação da condição limite para quais os dados de saída não mais variavam quando se variava o número de raios e a ordem de reflexão.

No critério de abandono dos raios propagados, decidiu-se a respeito de se abandonar ou não um raio pelo fato do conteúdo de energia corrente ter-se tornado muito baixo ou por ter excedido a ordem de reflexões. O critério de abandono de um raio foi avaliado de forma a energia corrente ser menor ou igual ao valor médio dinâmico ou a última ordem de reflexão. No caso do ambiente externo, o valor médio dinâmico equivale ao ruído de fundo medido no local.

### 3.1. O Interior do *Booster*

Para a simulação computacional no interior da instalação de bombeamento, a fonte foi caracterizada a partir das medições realizadas em campo. O interior do *Booster* estava revestido com espumas absorventes nas paredes, sendo o piso e o teto de concreto aparente. Na Tabela 4 estão expressos os níveis de pressão sonora medidos, por banda de frequência, e na Tabela 5 os respectivos níveis equivalentes que foram utilizados como entrada no *Raynoise* para caracterizar os pontos de propagação da fonte ruidosa.

Tabela 4: NPS da fonte no interior do *Booster*.

Freq. [Hz]	63	125	250	500	1k	2k	4k	8k
NPS [dB]	75,1	81,3	84,3	91,5	92,7	92,4	87,0	78,3

Tabela 5: NPS equivalente da fonte no interior do *Booster*.

	$L_{eq}$ [dB]	$L_{eq}$ [dB(A)]
NPS	97,8	97,4

Quatro pontos de propagação esférica foram dispostos sobre uma geometria plana com dimensões próximas à área ocupada pelo conjunto moto-bomba (0,50 x 0,40 m). O uso de 10.000 raios para 10 reflexões e 40.000 raios calculados produziu o campo sonoro para as superfícies apresentadas na Figura 8.

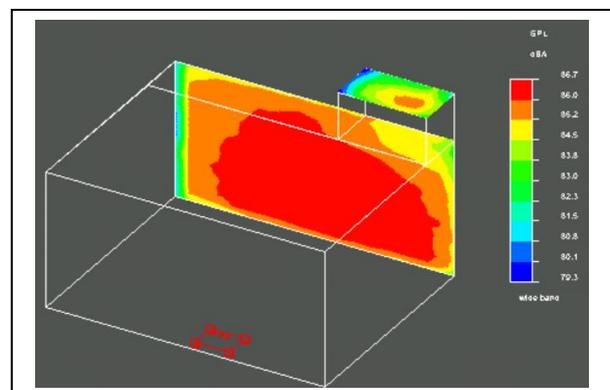


Figura 8: Simulação no interior do *Booster*

A Figura 9 confronta os níveis de pressão sonora simulados com as medições realizadas em campo por banda de frequência, tendo como referência a porta de acesso ao *Booster*. Cita-se a maior diferença de 4,9 dB para a banda de 250 Hz entre a simulação e a medição em campo. Para as outras bandas os valores simulados se aproximam dos valores medidos em campo. Já a Tabela 6 apresenta, para o mesmo ponto, níveis de pressão sonora equivalentes de 78,3 dB contra 77,8 dB, inferindo erro de 1,03%.

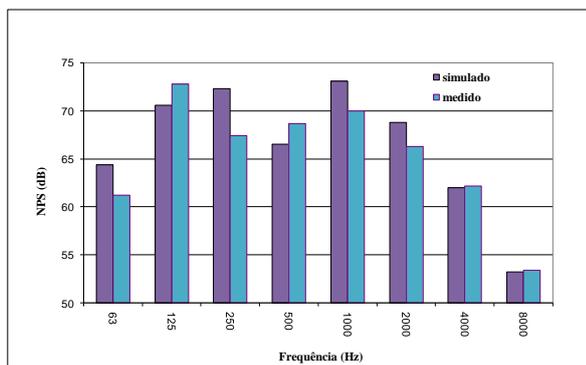


Figura 9: NPS (dB) Simulação x Medidas em Campo.

Tabela 6 – NPS equivalente na porta de acesso ao *Booster*

NPS	$L_{eq}$ [dB]	$L_{eq}$ [dB(A)]
Simulado	78,3	75,1
Medição em campo	77,8	74,4

### 3.2. Propagação no Ambiente Externo

Para a propagação no meio externo, a fonte sonora foi adotada como sendo a superfície interface entre o meio interno e externo, no caso a porta de acesso à instalação de bombeamento. A geometria plana, ao nível do passeio, com dimensões 0,7 x 1,3 m, representa as dimensões da porta de acesso ao *booster*. Sobre esta superfície foi gerada uma malha plana quadrada com 21 pontos de propagação esférica a partir dos dados do modelo computacional simulados no item anterior. Para esta bateria de testes foram considerados os coeficientes de absorção sonora encontrados na literatura para o asfalto, muros com blocos de concreto, passeios em concreto e para o ar (Figura 6).

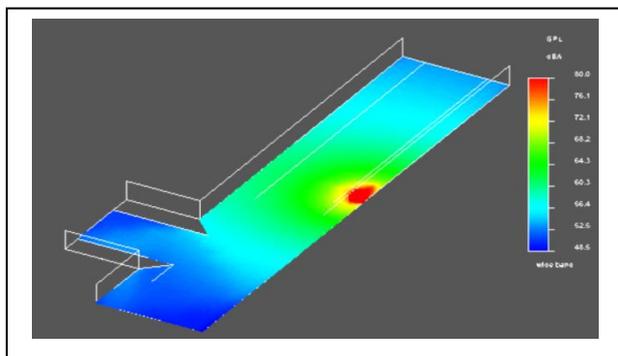


Figura 10: Simulação no ambiente externo.

As características para modelagem da fonte foram determinadas pela investigação da variação de parâmetros na os resultados obtidos na simulação mais se aproximaram dos dados coletados em campo. A representação gráfica pontual dos níveis de pressão sonora para os dados obtidos na simulação em comparação com os dados obtidos em campo são apresentados na Figura 11.

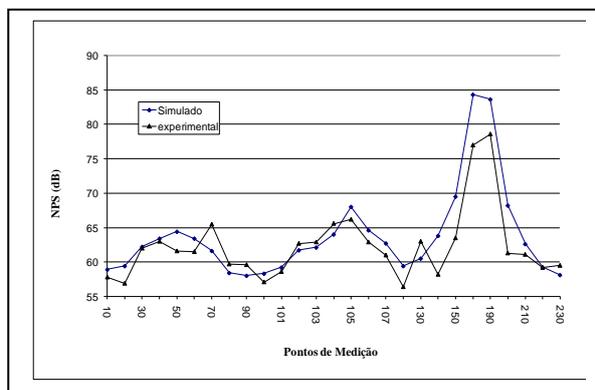


Figura 11: NPS(dB) experimental x simulado

Para os pontos mais próximos da fonte, o modelo simulado apresentou maiores valores de pressão sonora se comparado com os pontos medidos no local. Atribui-se a isso que as medições no campo sofreram influência de parâmetros não considerados na simulação, por exemplo, a vegetação e o fenômeno de difração. Não obstante às ressalvas, os mapas sonoros experimental e simulado apresentaram curvas de pressão muito próximas um do outro, conforme observado na Figura 12.

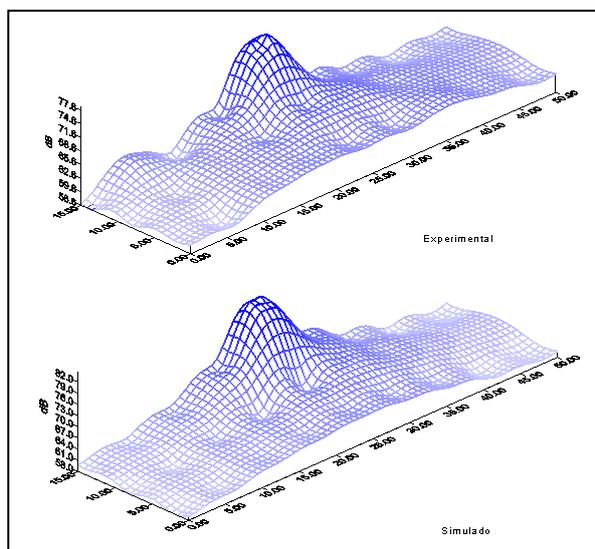


Figura 12: NPS experimental x simulado

## 4. Controle de Ruído

Para esta etapa, as simulações foram realizadas considerando um tratamento acústico proposto no interior da instalação de bombeamento. Basicamente,

para as paredes e teto do *booster* foram especificados materiais fono-absorventes fabricados em lã de rocha basáltica de 2" de espessura, densidade 64 kg/m<sup>3</sup>. Também foi projetada uma antecâmara de acesso ao interior da instalação estruturada em perfis metálicos e chapas de aço acoplada a um sistema de ventilação para tiragem da carga térmica gerada (Figura 13).

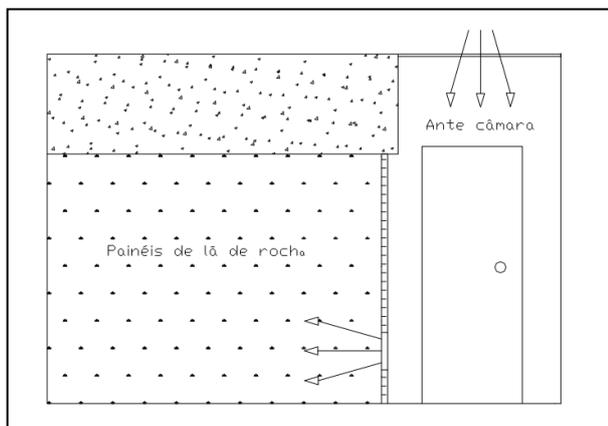


Figura 13: Tratamento acústico.

Os níveis simulados de pressão sonora na interface do *booster* por banda de frequência, para a situação de medição em campo, recomendado pela norma e aplicado o tratamento proposto para controle de ruído são comparados a partir da Figura 14. Os resultados das simulações indicam níveis de pressão sonora equivalentes de aproximadamente 38,8 dB(A) e 56,4 dB, o que corresponderia a impacto dentro das referências legais para ambiente residencial no período noturno indicados pelas leis municipais de Belo Horizonte [8], que é de 45 dB(A) e abaixo da curva NC 45 referenciada pela NBR 10151.

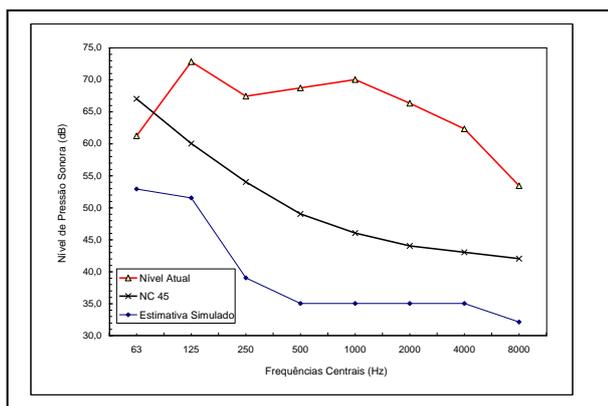


Figura 14: NPS por banda de frequência.

## 5. Conclusões

A fonte que contribui com maior potência em toda a faixa de frequência do espectro sonoro foi a emitida pelo conjunto moto-bomba. As estimativas dos níveis de pressão sonora para o motor concordaram com os níveis de pressão sonora coletados em campo.

Conforme a legislação municipal para a cidade de Belo

Horizonte a fonte geradora de ruído, no caso a interface entre o *Booster* e o ambiente externo, excedia os níveis referenciados pelas leis em 19,4 dB(A), para período diurno, 24,4 dB(A) para período vespertino e 29,4 dB(A) para o período noturno. De acordo com o critério NC (*Noise Criteria*) da ABNT NBR 10152, os níveis registrados deveriam se limitar a uma curva espectral de equivalência não superior a NC 45.

O estudo experimental serviu não só para a descrição detalhada da fonte irradiante e a interação acústica desta com todo o ambiente que compreende o modelo, mas também para caracterização, ajuste e validação dos modelos computacionais.

Nos casos estudados, as características de construção dos modelos foram tais que os resultados evidenciassem o mais próximo possível de modelos realísticos. Principal atenção foi dada à caracterização das fontes sonoras, requerendo simplificações aplicadas ao modelo, aos valores dos coeficientes de absorção sonora dos materiais e à geometria dimensional da porta de acesso ao *Booster*.

A teoria dos raios acústicos aplicáveis ao software *Raynoise* produziu bons resultados na análise de emissão acústica dos ambientes abordados.

As metodologias empregadas neste trabalho permitem uma avaliação paramétrica que pode ser aplicada na avaliação de emissão acústica e no projeto de sistemas de controle de ruído ambiental.

## Referências

- [1] Oliveira A.M.: Estudo do Impacto Sonoro em Centros Urbanos Provocado por Ruído de Instalações de Bombeamento Tipo *Booster*, Dissertação n°147, Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais, dezembro, 2000.
- [2] NBR 10151:2000: Acústica - Avaliação do ruído em áreas habitadas visando o conforto da comunidade
- [3] NBR 10152:1987: Níveis de ruído para conforto acústico.
- [4] Gerges, S.N.Y.: Ruído - Fundamentos e Controle, Biblioteca Universitária da Universidade Federal de Santa Catarina, 1992.
- [5] NEMA – *National Electrical Manufacturers Association*.
- [6] Kroeff, G.: Modelagem e Simulação de Emissão Acústica em Subestações Elétricas, Dissertação, Universidade Federal de Minas Gerais, 1997
- [7] *Raynoise*
- [8] Legislação Ambiental do Município de Belo Horizonte BH, 1988, decreto 5.893 de 16/03/1988  
BH, 1996, lei 7.166 de 27/08/1996  
BH, 1997, decreto 9.139 de 07/03/1997.

# Grandezas Acústicas Relacionadas ao Ruído Aeronáutico – Análise de Trabalhos Realizados no Brasil e Proposta de Classificação Estendida

Barbosa, A.R.\*; Paul, S.†

\* Laboratório de Engenharia Acústica, Universidade Federal de Santa Maria, Santa Maria, RS, [anallubarbosa@gmail.com](mailto:anallubarbosa@gmail.com)

† Laboratório de Engenharia Acústica, Universidade Federal de Santa Maria, Santa Maria, RS, [stephan.paul@eac.ufsm.br](mailto:stephan.paul@eac.ufsm.br)

## Resumo

Neste artigo é apresentada uma revisão bibliográfica das grandezas acústicas relacionadas ao ruído aeronáutico e realizada uma análise de trabalhos sobre aeroportos brasileiros, quanto ao nível de descrição das medições de nível de pressão sonora contidas na metodologia. Tal análise abrange os parâmetros utilizados, grandezas acústicas e sistemas de medição adotados. Com a finalidade de facilitar a análise dos trabalhos realizados no Brasil desenvolveu-se, baseado na classificação das grandezas pela FAA, uma proposta de classificação estendida das grandezas utilizadas nestes trabalhos.

**Palavras-chave:** Grandezas acústicas, ruído aeronáutico, incômodo.

## 1. Introdução

Muitos dos aeroportos brasileiros encontram-se hoje, em áreas densamente urbanizadas e diante desta situação são cada vez mais evidentes as situações de conflito nas áreas próximas aos aeroportos e bases aéreas. Entre os fatores conflitantes tem-se o incômodo provocado pelo ruído gerado pelas aeronaves.

O ruído aeronáutico provém das operações de pouso, decolagem, taxiamento aéreo, teste de motores dos aviões e o ruído ocasionado pelos equipamentos em solo. O incômodo ao ruído pode ser definido como um sentimento de ressentimento, descontentamento, desconforto, insatisfação ou ofensa quando o ruído interfere nos pensamentos, sentimentos ou atividades reais [1].

O incômodo é um dos principais efeitos pesquisados em termos de consequências para populações expostas ao ruído. A sensibilidade ao ruído pode ser vista como um potencial modificador de previsão de reação ao ruído em alguns estudos, mas em outros afetam a reação individual ao ruído independente dos níveis de pressão sonora [1-2]. Devido à complexidade dos aspectos que causam e moderam o incômodo gerado por operações aeronáuticas, há uma dificuldade no desenvolvimento de procedimentos de medição, quantificação destes fatores e estimação do incômodo gerado pelo ruído aeronáutico. Qualquer procedimento de avaliação do incômodo envolve a quantificação dos fatores físicos, principalmente da energia sonora decorrente das operações aeronáuticas e presente no ambiente. Para quantificação deste aspecto têm sido desenvolvidas várias grandezas que buscam quantificar a energia sonora, e em alguns casos acrescentam informação

adicional sobre o incômodo causado.

Apesar da importância mundial de tratar o problema de incômodo devido ao ruído aeronáutico não há um procedimento padronizado em diversos países, o que dificulta em muito a comparação de diferentes estudos. E mesmo em termos nacionais frequentemente não há unanimidade sobre o procedimento a ser adotado para medir e quantificar o ruído aeronáutico. Tal indefinição, também é encontrada no Brasil, onde diversos estudos desenvolvidos nos últimos anos utilizaram diferentes procedimentos, dificultando assim, a comparação dos resultados destas pesquisas.

O incômodo através do ruído só pode ser definido subjetivamente, por isso os estudos comparativos são muitas vezes imprecisos devido aos problemas de comparação entre as escalas de aborrecimento que se utilizam de diferentes descritores verbais ou numéricos. Devido à dificuldade de quantificar o incômodo utiliza-se de grandezas energéticas que basicamente quantificam a energia sonora.

Neste artigo serão introduzidas as principais grandezas e a relação de uma grandeza com a outra em um esquema de classificação estendida proposta pela FAA [3]. Também serão analisados quatro trabalhos sobre aeroportos brasileiros e realizada uma comparação quanto à descrição das medições de nível de pressão sonora contidas na metodologia, os parâmetros utilizados, grandezas e sistemas de medição adotados.

## 2. Principais Grandezas Relacionadas ao Ruído Aeronáutico

As grandezas de caracterização do ruído aeronáutico são em sua grande maioria derivadas de uma média

energética dos diversos níveis de pressão sonora presentes num determinado intervalo de tempo. Sendo assim são grandezas físicas que buscam de certa forma quantificar o incômodo ocasionado pelo ruído aeronáutico, mesmo que este seja um fenômeno psicológico. A fim de fundamentar o trabalho serão introduzidos a seguir os conceitos básicos das grandezas consideradas neste trabalho e classificados em quatro grupos.

### 2.1 Níveis de Pressão Sonora Global

O nível de pressão sonora (NPS ou  $L$ ), de forma geral, é uma grandeza psicoacústica logarítmica e que busca caracterizar a sensação subjetiva de volume sonoro a partir da grandeza física pressão sonora.

- O *A-Level* ( $LA$ ) ou nível de pressão sonora ponderado em A é uma grandeza obtida a partir do nível de pressão sonora, aplicando-se uma correção para considerar que a sensação subjetiva de volume sonoro depende não apenas da pressão sonora, mas também da frequência do som. O nível de pressão sonora ponderado em A tornou-se, por questões históricas, a grandeza mais utilizada para quantificação da sensação de volume sonoro, e inapropriadamente também para a quantificação do incômodo sonoro. Ela também é utilizada na quantificação do ruído aeronáutico.

- O *Perceived Noise Level* (PNL) é uma grandeza logarítmica desenvolvido em 1959 por Kryter [4] para quantificar a perturbação ocasionada por aviões a jato. O PNL é baseado em curvas de igual *noisiness*, sendo que estas isolinhas de *noisiness* buscam uma abordagem similar à ideia das curvas isofônicas e utilizam a escala *noy*. Considerando as curvas de igual *noisiness* o PNL é calculado a partir do NPS em oitavas ou 1/3 de oitavas de bandas de frequência e usa a pseudo-unidade PNdB.

- O *Tone Corrected Perceived Noise Level* (PNLT) é uma grandeza logarítmica baseada no PNL incorporando uma correção para tons puros, característica eminente no ruído emitido por determinadas aeronaves a jato turbofan [5]. Com esta grandeza criaram-se vários problemas, dado que a percepção de tons dentro de ruídos de banda larga não é um aspecto trivial. Desta forma, a grandeza tem sido bastante criticada [6].

### 2.2 Grandezas de Energia Cumulativa de um Único Evento

As grandezas deste grupo buscam representar cada evento, independente da duração, por um único valor energético.

- O *Effective Perceived Noise Level* (EPNL ou EPNdB) é uma grandeza logarítmica que faz uso de correções para a presença de tons puros audíveis de

frequências diferentes e da duração do sobrevoo de aeronaves considerando todo o evento aeronáutico. Como a grandeza caracteriza um evento aeronáutico específico (tipo de aeronave e condições de operação) ela é utilizada exclusivamente para certificação de aeronaves pelos órgãos competentes, porém não possui valor para a quantificação do ruído aeronáutico causado em um determinado aeroporto, nem quando se assume que neste aeroporto operam apenas aeronaves do mesmo tipo.

- O *Sound Exposure Level* (SEL ou LAE), às vezes também chamado de *Single Event Exposure Level* (LAX), é uma grandeza que considera a duração e o NPS ponderado em A de um único evento e comprime esta energia sonora dentro de um segundo. Muitas vezes considera-se apenas a energia referente à NPS ponderados em A aproximadamente 10 dB menor que o valor máximo[5]. É importante considerar que existem discrepâncias nas definições do *Sound Exposure Level* em diferentes países ou para diferentes aplicações.

### 2.3 Grandezas de Exposição Cumulativa

As grandezas de exposição cumulativa são geralmente derivadas das grandezas de um único evento, mas buscam caracterizar a exposição ao ruído aeronáutico durante certo período de tempo e considera todas as aeronaves que operam no aeroporto, bem como as características operacionais do mesmo.

- O *Equivalent Sound [Pressure] Level* ( $Leq$ ) é uma grandeza que não é específica para o problema do ruído aeronáutico, mas sim uma grandeza cumulativa para aplicações gerais. Ela pode ainda utilizar a ponderação A e tornar-se assim o *Equivalent A-weighted Sound [Pressure] Level* ( $LAeq$ ). É determinado através da integração da energia sonora de todos os eventos sonoros durante um determinado período, fornecendo assim, um valor médio (equivalente) para a energia sonora presente no intervalo de tempo considerado. O intervalo de tempo pode ser a princípio, escolhido de forma arbitrária. Para fins da avaliação de ruído aeronáutico utiliza-se frequentemente um intervalo de tempo representativo para a noite e outro para o dia, obtendo-se um valor energético representativo para todo o período noturno e um valor energético representativo para todo o período diurno. Entretanto, esse procedimento esconde de certa forma contribuições energéticas de eventos isolados, como as operações aeronáuticas em aeroportos de pequeno e médio porte, onde pousos e decolagens são menos frequentes.

- O *Day-Night Level* (DNL ou  $Ldn$ ) como grandeza logarítmica foi desenvolvido pela *Environmental Protection Agency* – EPA para avaliação do ruído em comunidades [7] e está baseado no  $LAeq$ . Na computação adiciona 10 dB aos NPS no período

professores. As medições de NPS revelaram um impacto acentuado da passagem dos aviões. O NPS máximo registrado foi de 112 dB(A), ocasionado pela passagem dos aviões da Força Aérea Brasileira. As escolas analisadas estão localizadas em áreas silenciosas, onde o impacto do ruído das aeronaves é maior do que estivessem em áreas com ruído de fundo maior. Foram encontradas diferenças de até 60 dB(A) entre o ruído de fundo, LA90 e o L<sub>Amax</sub>.

b) Nabinger [10] apresenta dados das medições dos NPS realizadas dentro da Área II do Plano de Zoneamento de Ruído – PEZR, do Aeroporto Internacional Salgado Filho em Porto Alegre – RS constatando a ocorrência de um evento sonoro a cada 12 minutos (média do período diurno) resultando em uma perturbação significativa da vizinhança do aeroporto.

c) Carvalho [11] avalia o incômodo provocado pelo ruído aeronáutico em comunidades residentes próximas ao Aeroporto Internacional de Brasília (AIB). Para isto,

foi adaptado ao contexto brasileiro o questionário desenvolvido pela Eurocontrol (*European Organisation for the Safety of Air Navigation*) e aplicado na comunidade, juntamente com medições dos NPS na área exposta ao ruído aeronáutico.

d) Souza [12] avalia o impacto do ruído emitido por operações de aeronaves do aeroporto de Jundiaí – SP e em áreas vizinhas. Neste trabalho não foi possível obter-se conclusões definitivas, devido à pequena movimentação de aeronaves, especialmente das de maior emissão de energia sonora.

De forma geral, a falta de descrição dos parâmetros utilizados durante as medições implica na falta de informações para outros autores que buscam esses trabalhos como bibliografia para futuras medições. São informações como: faixa dinâmica, o tempo de integração e a altura do microfone constatado nos trabalhos de Carvalho [11] e Souza [12].

Tabela 1: Comparação dos dados descritos na metodologia dos trabalhos relacionados ao ruído aeronáutico

Aeroporto	Aeroporto Internacional Salgado Filho	Aeroporto Internacional Salgado Filho	Aeroporto Internacional de Brasília	Aeroporto Comandante Rolim
Cidade/ estado	Porto Alegre - RS	Porto Alegre - RS	Brasília - DF	Jundiaí - SP
Autor (ano)	Nunes (2005)	Nabinger (2005)	Carvalho (2008)	Souza (2007)
Turno das medições	diurno e noturno	diurno	diurno e noturno	diurno
Faixa dinâmica	60 a 120 dB	40 a 120 dB	-----	-----
Tempo de integração	<i>slow</i>	<i>fast</i>	-----	-----
Altura do microfone	1,2 m sobre o chão	16 m (no alto de um prédio)	-----	-----
Grandezas selecionadas no medidor de NPS	LAeq (1s)	Leq	Leq	LAeq (10 min)
	L max	LAeq	L max	LA max
	L10 e L90	LA max	L min	LA min
		LA min	SEL	L10, L50, L90
Grandezas derivadas	CNEL	SEL dB(A)	IPR	LA max
	DNL			EPNL
	NEF			
	WECPNL			

■ Nível de pressão sonora global

■ Grandezas cumulativas de um único evento

■ Grandezas de exposição acumulativa

Considera-se também, em relação às grandezas, que em todos os trabalhos analisados não há uma padronização destas. Isto ocorre devido ao grande número de grandezas existentes e o seu grau de dificuldade em compreendê-las e aplicá-las. Observa-se que há uma discrepância entre as grandezas utilizadas pelos autores, nos procedimentos adotados para avaliação do nível de ruído percebido em cada sobrevoo, bem como o seu uso. O LAeq foi utilizado por todos os autores. Nunes [9] utilizou mais grandezas para avaliação do incômodo, Carvalho [11] fez uso do Índice Ponderado de Ruído (IPR), calculado a partir dos dados operacionais do aeródromo e das aeronaves e Souza [12], optou pelo cálculo do EPNL e da comparação do L<sub>Amax</sub> com o

Níveis de Critério de Avaliação (NCA) determinado pela NBR10151 [15].

#### 4. Considerações Finais

Os trabalhos analisados, além de suas contribuições para a questão da averiguação da exposição ao ruído aeronáutico nos aeroportos brasileiros, também evidenciam a necessidade de melhor entendimento das grandezas utilizadas para quantificação do ruído aeronáutico e de padronização de sua utilização, a fim de possibilitar comparações entre os estudos. Além disso, é indispensável que em futuros trabalhos relacionados à avaliação do ruído de aeronaves, sejam descritos de forma minuciosa os procedimentos de

professores. As medições de NPS revelaram um impacto acentuado da passagem dos aviões. O NPS máximo registrado foi de 112 dB(A), ocasionado pela passagem dos aviões da Força Aérea Brasileira. As escolas analisadas estão localizadas em áreas silenciosas, onde o impacto do ruído das aeronaves é maior do que estivessem em áreas com ruído de fundo maior. Foram encontradas diferenças de até 60 dB(A) entre o ruído de fundo, LA90 e o L<sub>Amax</sub>.

b) Nabinger [10] apresenta dados das medições dos NPS realizadas dentro da Área II do Plano de Zoneamento de Ruído – PEZR, do Aeroporto Internacional Salgado Filho em Porto Alegre – RS constatando a ocorrência de um evento sonoro a cada 12 minutos (média do período diurno) resultando em uma perturbação significativa da vizinhança do aeroporto.

c) Carvalho [11] avalia o incômodo provocado pelo ruído aeronáutico em comunidades residentes próximas ao Aeroporto Internacional de Brasília (AIB). Para isto,

foi adaptado ao contexto brasileiro o questionário desenvolvido pela Eurocontrol (*European Organisation for the Safety of Air Navigation*) e aplicado na comunidade, juntamente com medições dos NPS na área exposta ao ruído aeronáutico.

d) Souza [12] avalia o impacto do ruído emitido por operações de aeronaves do aeroporto de Jundiaí – SP e em áreas vizinhas. Neste trabalho não foi possível obter-se conclusões definitivas, devido à pequena movimentação de aeronaves, especialmente das de maior emissão de energia sonora.

De forma geral, a falta de descrição dos parâmetros utilizados durante as medições implica na falta de informações para outros autores que buscam esses trabalhos como bibliografia para futuras medições. São informações como: faixa dinâmica, o tempo de integração e a altura do microfone constatado nos trabalhos de Carvalho [11] e Souza [12].

Tabela 1: Comparação dos dados descritos na metodologia dos trabalhos relacionados ao ruído aeronáutico

Aeroporto	Aeroporto Internacional Salgado Filho	Aeroporto Internacional Salgado Filho	Aeroporto Internacional de Brasília	Aeroporto Comandante Rolim
Cidade/ estado	Porto Alegre - RS	Porto Alegre - RS	Brasília - DF	Jundiaí - SP
Autor (ano)	Nunes (2005)	Nabinger (2005)	Carvalho (2008)	Souza (2007)
Turno das medições	diurno e noturno	diurno	diurno e noturno	diurno
Faixa dinâmica	60 a 120 dB	40 a 120 dB	-----	-----
Tempo de integração	<i>slow</i>	<i>fast</i>	-----	-----
Altura do microfone	1,2 m sobre o chão	16 m (no alto de um prédio)	-----	-----
Grandezas selecionadas no medidor de NPS	LAeq (1s)	Leq	Leq	LAeq (10 min)
	L max	LAeq	L max	LA max
	L10 e L90	LA max	L min	LA min
		LA min	SEL	L10, L50, L90
Grandezas derivadas	CNEL	SEL dB(A)	IPR	LA max
	DNL			EPNL
	NEF			
	WECPNL			

■ Nível de pressão sonora global

■ Grandezas cumulativas de um único evento

■ Grandezas de exposição acumulativa

Considera-se também, em relação às grandezas, que em todos os trabalhos analisados não há uma padronização destas. Isto ocorre devido ao grande número de grandezas existentes e o seu grau de dificuldade em compreendê-las e aplicá-las. Observa-se que há uma discrepância entre as grandezas utilizadas pelos autores, nos procedimentos adotados para avaliação do nível de ruído percebido em cada sobrevoo, bem como o seu uso. O LAeq foi utilizado por todos os autores. Nunes [9] utilizou mais grandezas para avaliação do incômodo, Carvalho [11] fez uso do Índice Ponderado de Ruído (IPR), calculado a partir dos dados operacionais do aeródromo e das aeronaves e Souza [12], optou pelo cálculo do EPNL e da comparação do L<sub>Amax</sub> com o

Níveis de Critério de Avaliação (NCA) determinado pela NBR10151 [15].

#### 4. Considerações Finais

Os trabalhos analisados, além de suas contribuições para a questão da averiguação da exposição ao ruído aeronáutico nos aeroportos brasileiros, também evidenciam a necessidade de melhor entendimento das grandezas utilizadas para quantificação do ruído aeronáutico e de padronização de sua utilização, a fim de possibilitar comparações entre os estudos. Além disso, é indispensável que em futuros trabalhos relacionados à avaliação do ruído de aeronaves, sejam descritos de forma minuciosa os procedimentos de

coleta e o tratamento dos dados, para que estes possam servir de referência para outros trabalhos. A classificação das grandezas propostas neste trabalho, baseadas na classificação da FAA, pode servir como base para uma discussão da padronização dos procedimentos de avaliação do ruído aeronáutico.

#### Referências

- [1] Passchier-Vermeer, W.; Passchier, W.F. Noise exposure and public health. *Environmental Health Perspectives*, v.108, n. S1, p. 123–131, Mar. 2000.
- [2] Berglund, B.; Lindvall, T. Community Noise. *Archives of the Centre for Sensory Research, Stockholm University and Karolinska Institute (Prepared for World Health Organization)*, v. 2, n. 1, 1995.
- [3] Federal Aviation Administration Aviation Noise Effects.(FAA) Disponível em:  
<http://www.nonoise.org>. Acesso em jul. de 2011.
- [4] Kryter, K. Scaling human reactions to the sound from aircraft, *Journal of the Acoustical Society of America*, v.31, n.2, 1959, p. 1415-1429.
- [5] Bennett, R. L.; Pearsons, K. S. Handbook of aircraft noise metrics. AA (Bolt, Beranek, and Newman, Inc., Canoga Park, CA.), AB(Bolt, Beranek, and Newman, Inc., Canoga Park, CA.). Final Report Bolt, Beranek, and Newman, Inc., Canoga Park, CA, 1981.
- [6] Smith, M. J. T. Aircraft Noise. Cambridge University Press, Dec. 2004.
- [7] Schomer, P. The importance of proper integration of and emphasis on the low- frequency sound energies for environmental noise assessment. *Noise Control Engineering Journal*, 52(1):26-39, Jan/Feb 2004.
- [8] Schultz, T. J. Community Noise Rating. Applied Science Publishers, 1982.
- [9] Nunes, M. F. O. Avaliação da percepção do ruído aeronáutico em escolas: Aeroporto Internacional Salgado Filho. 2005. 289 f. Tese (Doutorado em Engenharia Civil) – Universidade federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2005.
- [10] Nabinger, L. B. Medições de ruído aeronáutico dentro da área II do plano específico de zoneamento de ruído do Aeroporto Salgado Filho. 2005. 135 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Civil) – Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2005.
- [11] Souza, J. A. A. Impacto de ruído de aeroportos em áreas vizinhas: estudo preliminar do Aeroporto Comandante Rolim em Jundiá. 2007. 78 f. Dissertação (Mestrado do Instituto de Pesquisas Tecnológicas do Estado de São Paulo) - Área de Gestão Ambiental, São Paulo, 2007.
- [12] Carvalho, E. B. J. Ruído ambiental e seus efeitos: o ruído aeronáutico no entorno do Aeroporto Internacional de Brasília. 2008. 150 f. Dissertação (Mestrado da Universidade Católica de Brasília) – Universidade Católica de Brasília, Brasília, 2008.
- [13] Associação Brasileira de Normas Técnicas (ABNT) NBR 11415 / TB 389. Ruído aeronáutico. Rio de Janeiro. 1990.
- [14] Associação Brasileira de Normas Técnicas (ABNT) NBR 12859. Avaliação do impacto sonoro gerado por operações aeronáuticas. Rio de Janeiro. 1993.
- [15] Associação Brasileira de Normas Técnicas (ABNT) NBR 10151. Avaliação do ruído em áreas habitadas visando o conforto da comunidade. Rio de Janeiro. 1987.

# Identificação de Fontes Sonoras Via Algoritmos Genéticos

Oliveira Filho, R. H.\*; Nishida, P. P. R.<sup>+1</sup>; Flabes Neto, P. B.<sup>+2</sup>; Marques, V. A. S.<sup>+3</sup>; Duarte, M. A. V.<sup>+4</sup>

\* Instituto de Ciências Tecnológicas e Exatas, Universidade Federal do Triângulo Mineiro, Uberaba, MG, [ricardo.filho@icte.ufm.edu.br](mailto:ricardo.filho@icte.ufm.edu.br)

+ Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, MG, [pedronishida@gmail.com](mailto:pedronishida@gmail.com)<sup>1</sup>,

[pauloflabes@gmail.com](mailto:pauloflabes@gmail.com)<sup>2</sup>, [vinicius.abrao@hotmail.com](mailto:vinicius.abrao@hotmail.com)<sup>3</sup>, [mvduarte@mecanica.ufu.br](mailto:mvduarte@mecanica.ufu.br)<sup>4</sup>

## Resumo

Um ambiente de trabalho adequado deve oferecer condições que não comprometam a saúde dos colaboradores. Segundo o Ministério do Trabalho e Emprego, elevados níveis de ruído podem causar sérios problemas à saúde, físicos e psicológicos. O Laboratório de Acústica e Vibrações da Universidade Federal de Uberlândia desenvolveu um programa voltado ao controle de ruído industrial. Para isto é necessária uma correta identificação dos níveis de Potência Sonora irradiados pelos equipamentos a serem tratados. Neste trabalho é apresentada uma metodologia de identificação dos NWS (Níveis de Potência Sonora) de um conjunto compressor (compressor, amplificador de rotação e motor de indução) através dos NPS (Níveis de Pressão Sonora) medidos a um espaçamento constante entre pontos de medição e distância do equipamento. A metodologia utiliza uma rotina de otimização via Algoritmos Genéticos, que minimiza o erro entre os NPS medidos e os NPS estimados. Através da utilização deste procedimento, foram encontrados valores estimados coerentes para os NWS do conjunto compressor, possibilitando assim uma identificação confiável para a utilização do programa computacional para tratamento das fontes.

**Palavras-chave:** Acústica, Segurança do Trabalho, Controle de Ruído, Algoritmo Genético.

## 1. Introdução

A análise e controle dos níveis de ruído aos quais os colaboradores estão expostos em um ambiente de trabalho são de fundamental importância ao atendimento das premissas em Higiene e Segurança no Trabalho. O Ministério do Trabalho e Emprego, em sua 15ª Norma Regulamentadora de Medicina e Segurança no Trabalho, estabelece limites de exposição ao ruído em função da jornada de trabalho. Algumas vezes, os equipamentos existentes em uma planta industrial geram níveis de ruído superiores aos permitidos, sendo necessária a realização de tratamentos acústicos. Para tanto, o Laboratório de Acústica e Vibrações (LAV) da Faculdade de Engenharia Mecânica (FEMEC) da Universidade Federal de Uberlândia (UFU) desenvolveu um programa voltado ao controle de ruído industrial. Porém, para que seja possível executar as simulações é necessária a identificação dos níveis de potência sonora (NWS) dos equipamentos de interesse. Neste trabalho optou-se pela mitigação dos níveis de ruído gerados por um conjunto compressor (compressor, amplificador de rotação e motor de indução de grande porte). Muitas vezes não é possível realizar a identificação de fontes através de métodos analíticos, como nesse caso, devido às suas dimensões, elevados níveis de ruído e interferências externas. Para tanto, sua identificação foi realizada através de um método numérico. Desta forma, apresenta-se neste trabalho, uma metodologia para a identificação de fontes sonoras utilizando uma rotina de otimização via algoritmos genéticos.

Este trabalho tem como objetivo realizar a identificação das fontes existentes em um conjunto compressor (compressor, amplificador de rotação e motor de indução de grande porte) através de uma rotina de otimização via algoritmos genéticos.

## 2. Metodologia

Para a identificação dos níveis de potência sonora e sua validação, dividiram-se os procedimentos em cinco partes:

- Medições realizadas em campo;
- Desenvolvimento do algoritmo implementado computacionalmente;
- Procedimento de estimação dos níveis de potência sonora;
- Obtenção das isocurvas simuladas para os valores otimizados e calculados;
- Obtenção das isocurvas simulada através das metodologias de otimização e mapeamento.

### 2.1. Medições

Para a utilização da rotina de otimização é necessário conhecer os níveis de pressão sonora (NPS) emitidos pelos equipamentos a distâncias pré-estabelecidas. Para isto, os NPS foram medidos a distâncias constantes de um metro do conjunto compressor e entre cada ponto. A Figura 1 mostra, esquematicamente, os equipamentos e pontos de medição. As medições foram feitas

utilizando-se um medidor de nível de pressão sonora da marca Larson Davis, modelo 831.

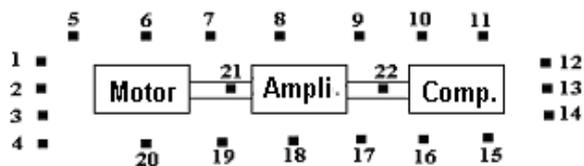


Figura 1: Representação esquemática das posições de medição.

### 2.2. Implementação Computacional

Para a realização da otimização visando a identificação dos níveis de potência sonora das fontes utilizou-se a ferramenta *gatoool* do *MATLAB*<sup>®</sup>. A função objetivo, da qual se deseja obter o valor mínimo, é dada pela equação (1).

$$Obj = (NPS_{medido_i} - NPS_{teorico_i})^2 \tag{1}$$

$$NPS_{teorico_i} = 10 * \log \left( 10^{\frac{NPS_{motor_i}}{10}} + 10^{\frac{NPS_{amplificador_i}}{10}} + 10^{\frac{NPS_{compressor_i}}{10}} \right) \tag{2}$$

em que:

$$NPS_{motor_i} = \left[ \begin{matrix} NWS_{motor} + \\ +10 * \log \left( \frac{1}{4 * \pi * r_{1i}^2} \right) \end{matrix} \right] \tag{3}$$

$$NPS_{amplificador_i} = \left[ \begin{matrix} NWS_{amplificador} + \\ +10 * \log \left( \frac{1}{4 * \pi * r_{2i}^2} \right) \end{matrix} \right] \tag{4}$$

$$NPS_{compressor_i} = \left[ \begin{matrix} NWS_{compressor} + \\ +10 * \log \left( \frac{1}{4 * \pi * r_{3i}^2} \right) \end{matrix} \right] \tag{5}$$

- $r_1$  : distância do ponto ao motor;
- $r_2$  : distância do ponto ao redutor;
- $r_3$  : distância do ponto ao compressor.

Estas distâncias foram calculadas a partir das coordenadas dos pontos, indicadas na Tabela 1, obtidas ao adotar-se um referencial logo acima do ponto 1.

Tabela 1: Coordenadas adotadas para os pontos, motor, redutor e compressor (metros).

	X	Y	Z
Ponto 1	1	0	1,6
Ponto 2	2	0	1,6
Ponto 3	3	0	1,6
Ponto 4	4	0	1,6
Ponto 5	0	1	1,6
Ponto 6	0	2	1,6
Ponto 7	0	3	1,6
Ponto 8	0	4	1,6
Ponto 9	0	5	1,6
Ponto 10	0	6	1,6
Ponto 11	0	7	1,6
Ponto 12	1	8	1,6
Ponto 13	2	8	1,6
Ponto 14	3	8	1,6
Ponto 15	4	7	1,6
Ponto 16	4	6	1,6
Ponto 17	4	5	1,6
Ponto 18	4	4	1,6
Ponto 19	4	3	1,6
Ponto 20	4	2	1,6
Ponto 21	2	3,5	1,6
Ponto 22	2	5,5	1,6
Motor	2	2	1,6
Redutor	2	4,5	1,6
Compressor	2	6	1,6

Criou-se então, uma função no *MATLAB*<sup>®</sup> cujos valores de entrada são dados pelos níveis de potência sonora (NWS) dos equipamentos, e cujo valor de saída é o valor minimizado do erro, dado pela Equação (1).

Observa-se que tanto os valores de NWS quanto o valor do erro médio, são incógnitas da função utilizada no algoritmo genético. A solução numérica se dá a partir de um intervalo inicial dado para os valores de NWS, e em seguida a convergência do método busca para o menor valor possível da função erro.

Realizou-se esse procedimento, para as bandas de oitavas de 63 Hz a 8000 Hz, obtendo-se os valores dos NWS e do erro médio.

### 2.3. Estimativa dos Níveis de Potência Sonora

Para que fosse possível validar os resultados encontrados, compararam-se os valores dos níveis de potência sonora otimizados com os valores calculados, encontradas na literatura para um conjunto compressor [1].

Para um motor elétrico de grande porte (potência acima de 300 kW) o nível de potência sonora é estimado pela sua faixa de rotação [1]. Estes valores estão expostos na Tabela 2.

Tabela 2: Níveis de potência sonora (dB) para um motor de grande porte e rotação entre 1800 e 3600 rpm.

Frequências centrais em bandas de oitavas [Hz]							
63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
94	96	98	98	98	98	95	88

Para um compressor centrífugo de grande porte o nível de potência sonora pode ser calculado a partir da equação (7) [1].

$$L_w = 79dB + 10 * \log(kW) \quad (7)$$

Foram feitas então correções (em dB) dos níveis de potência sonora total, para obtenção do nível máximo de potência sonora em bandas de oitava do ruído de um compressor, segundo a Tabela 3 [2].

Tabela 3: Correções dos níveis de potência sonora (dB) para o compressor.

Frequências centrais das bandas de oitava [Hz]							
63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
-10	-11	-13	-13	-11	-7	-8	-12

Para um amplificador de rotação o nível de pressão sonora (dB) pode ser calculado a partir da equação (8).

$$L_p = 78 + 4 * \log(kW) + 3 * \log(RPM) \quad (8)$$

Visto que foram calculados os níveis de pressão sonora para o amplificador, e deseja-se comparar os níveis de potência sonora com os valores otimizados, converteu-se o nível de pressão sonora obtida pela Equação (8) para o nível de potência sonora (dB) utilizando-se a equação (9).

$$NWS = NPS + 20 * \log(d) + 11dB - 10 * \log(Q) \quad (9)$$

onde:

- *NWS* é o nível de potência sonora;
- *NPS* é o nível de pressão sonora;
- *d* é a distância da fonte ao receptor (1 metro);
- *Q* é o fator de diretividade da superfície, sendo escolhido de acordo com a localização da fonte, segundo a Figura 2.

Para os cálculos, utilizando a equação (9), as fontes foram consideradas pontuais com fator de diretividade  $Q=2$ .

Com o nível de Potência sonora do amplificador calculado pela equação (9), utilizam-se as correções mostradas pela Tabela 4, para obtenção dos níveis de potência sonora por bandas de oitava.

Os valores de potência e rotação utilizados para os equipamentos estão listados na Tabela 5.

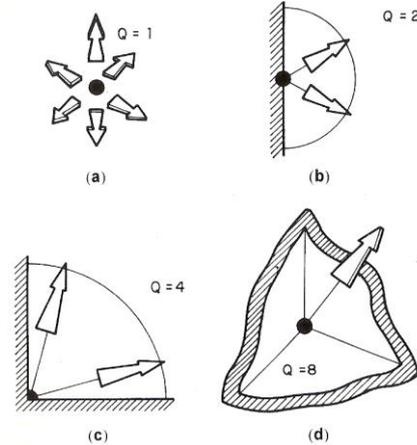


Figura 2: Efeito da presença de superfície na diretividade [3].

Tabela 4: Correções dos níveis de potência sonora (dB) para o amplificador de rotação.

Frequências centrais em bandas de oitavas [Hz]							
63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
-6	0	0	0	0	0	0	0

Tabela 5: Especificações dos equipamentos.

Equipamento	Potência [KW]	Rotação [rpm]
<b>Motor</b>	2756,25	1800
<b>Compressor</b>	2756,25	11651
<b>Amplificador de rotação</b>	2756,25	11651

#### 2.4. Obtenção das Isocurvas Simuladas para os Valores Otimizados e Calculados

Realizou-se a simulação das isocurvas nas proximidades do compressor a partir dos valores de NWS otimizados e comparou-se com as isocurvas, da mesma região, obtidas a partir dos valores de NWS calculados.

Utilizou-se para isso um programa voltado ao controle de ruído industrial desenvolvido no Laboratório de Acústica e Vibrações da Faculdade de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Uberlândia.

#### 2.5. Obtenção das Isocurvas Simuladas Através das Metodologias de Otimização e de Mapeamento

Com o intuito de validar a metodologia, optou-se pela simulação utilizando os valores identificados com o algoritmo de otimização em uma planta industrial. Os resultados foram comparados ao mapeamento dos níveis de pressão sonora medidos no local, utilizando-se o programa já citado.

### 3. Resultados

Os valores dos NPS medidos, em bandas de oitava de 63 Hz a 8000 Hz, em cada ponto da Figura 1 estão apresentados na Tabela 6.

Tabela 6: Valores dos Níveis de Pressão Sonora (NPS em dB) nas bandas de oitava (Hz) medidos nos pontos especificados.

Pto.	Frequências em bandas de 1/1 oitava [Hz]							
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
1	75	77	80	84	87	90	86	77
2	73	78	79	84	87	88	86	77
3	73	83	79	85	87	93	88	78
4	74	79	79	86	88	91	89	79
5	75	81	83	83	86	90	86	77
6	76	79	80	84	87	89	87	78
7	75	77	84	86	88	91	89	80
8	74	78	81	86	89	91	91	81
9	75	76	81	85	89	90	90	82
10	76	76	80	85	89	89	90	81
11	77	76	82	87	90	90	90	81
12	76	77	80	88	91	90	91	83
13	73	76	79	87	91	91	93	86
14	71	78	84	87	92	92	94	87
15	72	80	81	88	92	92	94	87
16	73	80	81	89	92	93	96	88
17	72	78	80	88	91	93	94	87
18	73	82	81	87	91	92	92	84
19	75	81	81	87	90	91	92	83
20	73	83	81	88	90	93	90	81
21	76	79	82	90	90	93	92	83
22	74	79	79	87	92	92	94	85

Os valores dos níveis de potência sonora em bandas de oitava para cada equipamento do conjunto compressor estão especificados na Tabela 7. É importante salientar que foi adicionado 6 dB aos valores identificados para o NWS do compressor, pois durante a identificação da fonte foi constatado a presença de um revestimento como tentativa de mitigação dos níveis de ruído por ele gerados.

Os valores de NWS teóricos calculados estão indicados na Tabela 8.

Tabela 7: Valores de Nível de Potência Sonora (NWS em dB) por bandas de oitava, identificados através da Otimização via Algoritmo Genético

Frequência [Hz]	NWS do Motor	NWS do Amplificador	NWS do Compressor
63	92	88	89
125	98	90	81
250	97	94	99
500	103	102	102
1000	105	107	100
2000	107	103	113
4000	103	107	110
8000	92	100	100

Tabela 8: Valores de Nível de Potência Sonora (NWS em dB) por bandas de oitava (Hz), calculados a partir da literatura.

Frequência [Hz]	NWS do Motor	NWS do Amplificador	NWS do Compresso
63	94	106	103
125	96	112	102
250	98	112	100
500	98	112	100
1000	98	112	102
2000	98	112	106
4000	95	112	105
8000	88	112	101

As diferenças entre os valores de NWS calculados e otimizados são dadas na Tabela 9.

Tabela 9: Diferença entre os valores otimizados dos Níveis de Potência Sonora (NWS em dB) e os valores teóricos calculados, por bandas de oitava.

Frequência [Hz]	Motor	Amplificador	Compressor
63	-2	-18	-14
125	2	-22	-21
250	-1	-18	-1
500	5	-10	2
1000	7	-5	-2
2000	9	-9	7
4000	8	-5	5
8000	4	-12	-1

Pela análise das Tabelas 8 e 9, constataram-se os menores erros para as médias e altas frequências.

Em geral, os maiores níveis de potência sonora são encontrados para os valores calculados, pois os métodos analíticos tendem a ser conservativos, já que são aplicados em projetos que envolvem a segurança do trabalho.

Observam-se ainda maiores diferenças na análise dos resultados para o amplificador. Tais diferenças podem ser explicadas devido à influência do motor e do compressor no procedimento de identificação da fonte, uma vez que o amplificador se localiza entre o motor e o compressor, e não é possível o desligamento de fontes no procedimento de identificação.

Os resultados encontrados para as simulações das isocurvas obtidas para a região próxima ao compressor a partir dos valores de NWS otimizados e calculados, são apresentados nas Figuras 3 e 4, respectivamente. Nestas figuras, as áreas em preto e em cinza representam os locais onde o nível de ruído está acima de 96 dB(A) e abaixo de 58 dB(A), respectivamente.

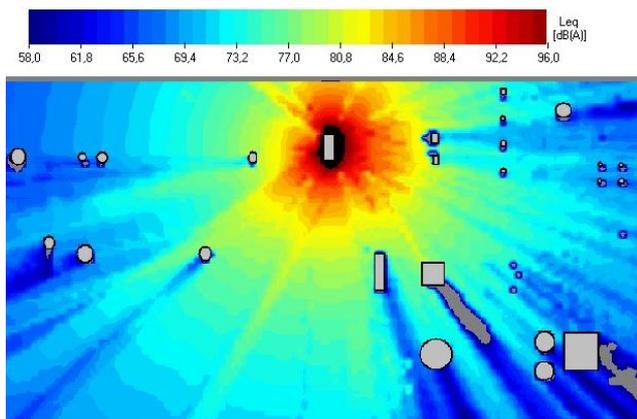


Figura 3: Isocurvas obtidas, para a região do compressor, através da simulação com os valores de NWS otimizados, em uma área de 105 m x 64 m.

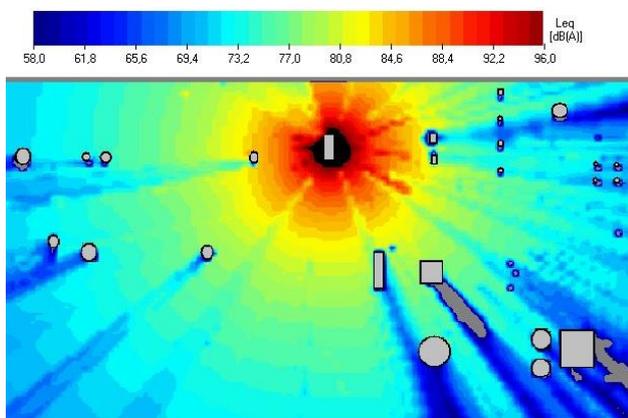


Figura 4: Isocurvas obtidas, para a região do compressor, através da simulação com os valores de NWS calculados, em uma área de 105 m x 64 m.

A variação máxima observada entre os valores dos níveis de pressão sonora em pontos específicos das isocurvas foi de 2 dB(A).

Os resultados obtidos ao se aplicar novamente a técnica de otimização, desta vez para uma região industrial onde estão localizadas outras fontes de ruído, e a figura do mapeamento com as respectivas medições realizadas, são apresentados nas Figuras 5 e 6. A Figura 5 mostra os resultados das simulações utilizando os valores de nível de potência sonora otimizados e, na Figura 6, evidenciam-se as isocurvas obtidas da interpolação dos níveis de pressão sonora medidos em campo. Nestas figuras as áreas em preto representam os locais onde os níveis de ruído estão acima de 96 dB(A). Já as áreas em cinza representam locais em que os níveis de ruído estão abaixo de 58 dB(A) ou que não foi possível interpolar valores, já que não foram realizadas as medições no interior de edificações ou equipamentos.

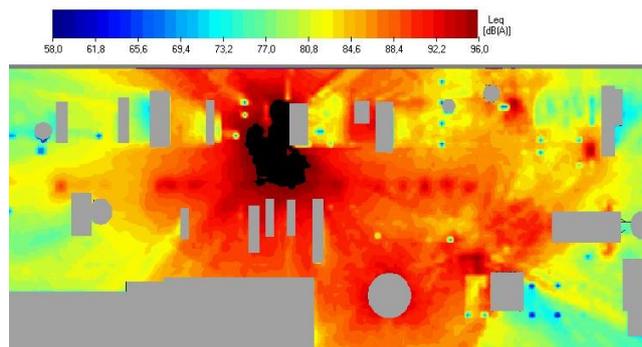


Figura 5: Isocurvas obtidas através da simulação com os valores de NWS otimizados para a planta industrial, em uma área de 146 m x 68 m.

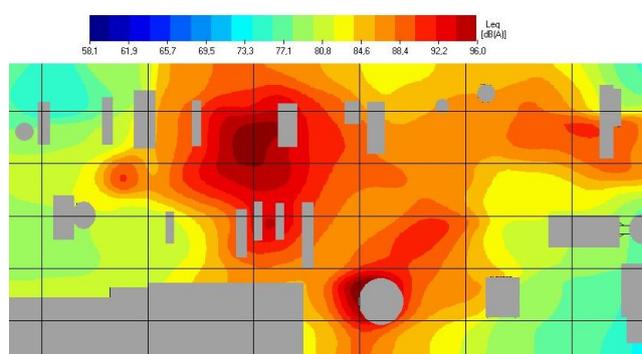


Figura 6: Isocurvas obtidas através da interpolação dos valores de NPS medidos na planta industrial, em uma área de 146 m x 68 m.

A simulação, já validada em trabalhos adjacentes, mostra resultados que se aproximam aos valores medidos, destacando-se algumas regiões onde os níveis de pressão sonora se apresentam mais elevados. Isto ocorre porque a resolução da simulação é de 1 metro, enquanto a metodologia de interpolação é feita com uma resolução de 7 metros, e não são feitas medições próximas às fontes. Apesar disso, é possível concluir que os valores otimizados são confiáveis e fornecem resultados aceitáveis.

#### 4. Conclusões

Foi desenvolvida uma metodologia de identificação de fontes sonoras, através do cálculo dos níveis de potência sonora utilizando uma rotina de otimização via algoritmos genéticos.

Para a validação da metodologia, foram realizadas comparações entre os resultados da otimização com os estimados teoricamente [1] e com o mapeamento da área.

Os menores erros entre os valores otimizados e calculados, foram observados para as médias e altas frequências.

Os maiores níveis de potência sonora foram encontrados

para os valores calculados, uma vez que os métodos analíticos tendem a ser conservativos.

As maiores diferenças, na análise dos resultados, foram observadas para o amplificador de rotação. Tais diferenças podem ser explicadas devido à influência do motor e do compressor no procedimento de identificação da fonte, uma vez que o amplificador se localiza entre o motor e o compressor, e não é possível o desligamento de fontes no procedimento de identificação.

Feitas as simulações com os valores otimizados e com os valores estimados teoricamente, observou-se uma variação máxima entre os valores dos níveis de pressão sonora em pontos específicos das isocurvas foi de 2 dB(A). Deve-se ressaltar que variações de até 3 dB(A) são aceitáveis para simulações acústicas em ambientes abertos.

A simulação da planta industrial mostra resultados coerentes aos valores medidos, com algumas áreas apresentando níveis de pressão sonora mais elevados. Tal desvio ocorre devido à diferença da resolução dos métodos, sendo o valor usado de 1 metro na simulação e 7 metros na interpolação. Outro fato que deve ser levado em consideração é a impossibilidade de se realizar medições próximas às fontes de ruído. Apesar disso, foi possível concluir que os valores otimizados são confiáveis e fornecem resultados aceitáveis.

A escolha de um método numérico, especificamente um algoritmo genético, simplifica significativamente a solução de um problema inicialmente complexo de identificação de fontes, com boa convergência e baixo custo computacional, além de fornecer resultados confiáveis, possíveis de serem utilizados nas simulações da metodologia de mitigação de ruídos.

## Referências

- [1] Bies, D. A.; Hansen, C. H. *Engineering Noise Control: Theory and Practice*. 3.ed. London and New York, 2003. 719p.
- [2] Bistafa, S. R.: *Acústica Aplicada ao Controle de Ruído*. 2.ed. São Paulo: Blucher, 2011. 380p.
- [3] Gerges, S. N. Y. *Ruído - Fundamentos e Controle*. 2.ed. Editora NR, Florianópolis-SC, 2000. 674p.

# Redes Neurais Artificiais Aplicadas à Simulação de Cenários Complexos de Ruído Aeronáutico

Revoredo, T.C.\*; Slama, J.G.+; Mora-Camino, F.++

\*Doutor em Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, RJ, [teorevoredodo@yahoo.com.br](mailto:teorevoredodo@yahoo.com.br)

+Laboratório de Acústica e Vibrações, Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, RJ, [julesslama@yahoo.com.br](mailto:julesslama@yahoo.com.br)

++Laboratoire d'Automatique et de Recherche Opérationnelle, École Nationale de l'Aviation Civile, França, [moracamino@hotmail.fr](mailto:moracamino@hotmail.fr)

## Resumo

A intensificação do tráfego aéreo e a intrusão urbana geram situações críticas de incômodo sonoro ao redor dos aeroportos e a estimação do ruído aeronáutico ganha importância na avaliação de cenários de tráfego e na definição de novos procedimentos de pouso e decolagem objetivando a redução deste incômodo. Essa estimação tem sido feita por modelos de segmentação de trajetórias que geralmente não apresentam o histórico temporal dos níveis estimados. Para superar essa limitação e a inexistência de um modelo analítico completo, propõe-se uma abordagem dinâmica e diretamente relacionada às trajetórias 4D das aeronaves. Para tal, a *platitude* diferencial da dinâmica de guidagem das aeronaves é usada para gerar, a partir das trajetórias, os valores de alguns dos fatores causais do ruído que são entradas para o modelo de estimação. Assim, uma rede neural artificial permite a representação da evolução temporal do ruído em pontos da vizinhança dos aeroportos. Os resultados são obtidos e validados com base no Modelo Integrado de ruído (INM). A ferramenta é promissora para análises complexas do cenário de incômodo em particular para problemas associados à dispersão de trajetórias complexas.

**Palavras-chave:** Estimação do ruído aeronáutico, redes neurais artificiais, sistemas diferencialmente planos, dinâmica do voo.

## 1. Introdução

A qualidade de vida nas metrópoles depende cada vez mais do ruído ambiental. Uma grande parcela desse ruído provém da operação dos meios de transporte modernos. Com relação às áreas próximas aos aeroportos, a intensificação do tráfego aéreo, assim como a intrusão urbana nessas proximidades, têm levado a situações críticas. Frente a esses problemas, os poderes públicos vêm criando agências especializadas na questão do meio ambiente aeroportuário, ao mesmo tempo em que associações de moradores surgem para defender seus interesses. As regulamentações cada vez mais restritivas estimulam os fabricantes de aeronaves a desenvolver novos projetos e os operadores do tráfego aéreo a desenhar novos procedimentos operacionais para os aeroportos.

Nesse contexto, a estimação dos níveis de ruído nos arredores dos aeroportos ganha importância na avaliação de cenários de tráfego e na definição de novos procedimentos de pouso e decolagem, uma vez que o incômodo sonoro criado sobre a população vizinha ao aeroporto deve ser diminuído, com o objetivo de garantir o crescimento sustentado do transporte aéreo.

Essa estimação tem sido feita através de modelos baseados na segmentação das trajetórias de voo das aeronaves, tais como o *Modelo Integrado de Ruído* (INM), que utilizam uma base de dados de emissão sonora fundamentada nos níveis medidos no processo de certificação das aeronaves. Além disso, os programas baseados nesse tipo de modelo geralmente não determinam o histórico temporal dos níveis estimados.

Ademais, os modelos baseados em segmentação das trajetórias não apresentam uma relação direta com a dinâmica do voo das aeronaves, o que permitiria melhores avaliações de impacto, já que possibilitaria reconstituir de forma dinâmica o ruído gerado pelas aeronaves e percebido em um determinado local.

Nesse contexto, o objetivo deste trabalho é demonstrar a exequibilidade de um modelo de ruído de complexidade aceitável para utilização em atividades quotidianas, que seja diretamente relacionado à dinâmica do voo das aeronaves, de maneira a ultrapassar as capacidades apresentadas pela modelagem por segmentação de trajetórias atualmente preponderante. Este tipo de modelo deverá ser uma ferramenta de avaliação muito útil para avaliação de cenários complexos de ruído, envolvendo problemas de natureza dinâmica tais como a otimização e a dispersão de trajetórias, incluindo execução em tempo real.

A dinâmica de guidagem de uma aeronave é descrita matematicamente por um conjunto de equações diferenciais não lineares e apresenta uma propriedade diferencial aqui definida como *platitude* diferencial. Essa propriedade tem sido aproveitada para o projeto de sistemas de controle dedicados ao seguimento de trajetórias. Neste trabalho, esta mesma propriedade é utilizada, através da inversão dinâmica que ela permite, para gerar, a partir da trajetória seguida pela aeronave, os valores de alguns dos fatores causais do ruído gerado pela mesma. Trata-se especificamente dos ângulos de *roll* e *pitch*, e do empuxo dos motores, aos quais são juntados a velocidade aerodinâmica da aeronave e sua

orientação relativa para a realização da estimativa de ruído.

A geração, a propagação e a recepção do ruído aeronáutico constitui-se num processo extremamente complexo, sujeito a particularidades locais (topografia, construções, etc) e climáticas (umidade, vento, temperatura, etc) variáveis de um local para outro e de um período para outro. Em condições padrão, os fatores causais relacionados com a geração do ruído em um certo local são relativamente poucos. Entretanto, nenhum modelo analítico de complexidade aceitável é hoje disponível. Assim, a alternativa escolhida nesse trabalho é a de verificar a exequibilidade da utilização de uma rede neural artificial (RNA) como sistema de predição do nível de ruído instantâneo em um receptor a partir dos valores dos principais fatores causais.

Tendo em vista a indisponibilidade de dados reais e contínuos para a realização dos procedimentos de treinamento e validação da rede neural, o banco de dados e o módulo de cálculo do INM são utilizados como ponto de partida para validação da proposta.

O trabalho é organizado da seguinte maneira: A Seção 2 apresenta uma breve contextualização da problemática do ruído aeroportuário e as diferentes abordagens utilizadas para a sua redução. Na Seção 3 são expostos os principais tipos de algoritmos para avaliação do impacto sonoro dos aeroportos utilizados pelas principais organizações de avaliação e regulamentação do ruído aeroportuário, com destaque para o programa INM, que é o modelo mais difundido mundialmente. A Seção 4 expõe os conceitos fundamentais e a definição dos sistemas diferencialmente planos e discute algumas aplicações importantes. Na Seção 5 é demonstrado de maneira simplificada que as coordenadas do centro de gravidade de uma aeronave é uma saída plana para sua dinâmica de guidagem, o que permite encontrar os valores de algumas das entradas do modelo de ruído a partir da trajetória desempenhada pela aeronave. A Seção 6 aborda a realização do modelo de estimação de ruído baseado em uma RNA cujos resultados são validados a partir de comparações com o INM. Na Seção 7 são realizadas as considerações finais sobre o trabalho.

## 2. Ruído Aeroportuário

O ruído aeroportuário pode ser definido como um som indesejado nos arredores de um aeroporto que perturba as atividades rotineiras das pessoas que habitam estas regiões, e as incomoda de maneira geral. Este ruído é gerado por algumas fontes diferentes, sendo a principal as aeronaves. O ruído aeroportuário, em especial o aeronáutico, é reconhecido como uma das maiores barreiras à expansão das operações aeroportuárias, e vem gerando restrições operacionais mundo afora. Por consequência, estratégias para a sua redução estão sendo buscadas pelos diversos atores envolvidos, sejam elas

medidas locais (procedimentos de pouso e/ou decolagem específicos para um determinado aeroporto, por exemplo) ou globais (redução do ruído na fonte, por exemplo).

Uma vez que é devido a diversos fatores, o ruído em torno de aeroportos precisa ser abordado através de metodologias que considerem a influência de todos eles de maneira conjunta. Parâmetros aeroportuários tais como o tipo de aeronaves que fazem parte da frota operada, o horário dos voos, as rotas e os perfis de pouso e decolagem e as condições climáticas locais têm sua parcela de influência no ruído gerado pelo aeroporto. Além disso, do ponto de vista urbano, o zoneamento e a gestão do uso do solo é outro fator importante para a redução da exposição sonora da população.

O controle do ruído aeroportuário é, portanto, um assunto multidisciplinar no qual diversas formas de ação são possíveis. A Organização internacional de aviação civil, em sua 33ª assembleia em outubro de 2001, definiu uma filosofia para tratar desta questão denominada Abordagem equilibrada, na qual são definidas inicialmente quatro direções de trabalho, a saber: Redução do ruído na fonte (aeronave), medidas de ordenamento e gestão do solo, restrições de operação e procedimentos operacionais com foco na redução de ruído.

A redução do ruído na fonte diz respeito à diminuição do ruído emitido pelas aeronaves nas diferentes fases do voo e é, portanto, a parcela de contribuição devida aos fabricantes de aeronaves e motores. O ordenamento e a gestão adequada do solo, bem como as restrições operacionais, são medidas devidas ao aeroporto e à comunidade, incluindo os órgãos governamentais e reguladores. Já as ações relativas aos procedimentos operacionais para diminuição de ruído são contribuições compartilhadas entre os fabricantes, o aeroporto e a comunidade. Cabe aos fabricantes o desenvolvimento de aeronaves com capacidade de realização de procedimentos de pouso e decolagem, por exemplo, que diminuam o ruído na vizinhança do aeroporto, entretanto, a realização destes procedimentos estará condicionada às condições aeroportuárias locais e à distribuição e aos tipos de atividades da população. A Figura 1 exemplifica este conceito.

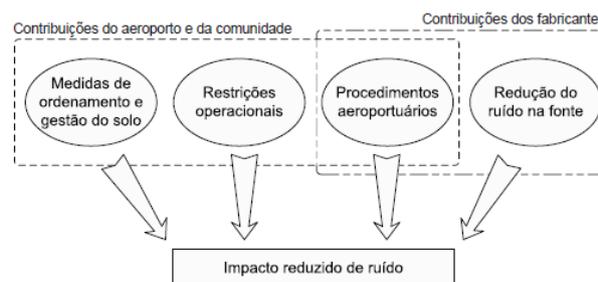


Figura 1: A redução efetiva do ruído depende dos diversos atores envolvidos com a questão.

Mesmo antes da promulgação da abordagem equilibrada, muitos países ao redor do mundo já haviam adotado medidas para redução do ruído aeroportuário. Por esse motivo, muitos diferem com relação ao cenário atual, porém todos estão buscando maneiras de introduzir as modificações necessárias. Para que a implementação seja efetiva, a colaboração entre os diversos atores envolvidos é de extrema necessidade. No Brasil, por exemplo, pode-se citar a *Agência nacional de aviação civil* (ANAC), que é a responsável pela aviação civil no país, a *Empresa brasileira de infraestrutura aeroportuária* (Infraero), que administra os principais aeroportos, as companhias aéreas, as fabricantes de aeronaves, as prefeituras, etc.

A complexidade do problema ressalta a importância do desenvolvimento de ferramentas de análise que auxiliem na abordagem desta questão, provendo alternativas para o projeto e a realização de novos procedimentos aeroportuários. A ferramenta proposta neste trabalho está inserida neste contexto.

### 3. Ferramentas de Avaliação dos Níveis de Ruído Aeroportuário

A modelagem do ruído aeroportuário é fundamental para avaliações do impacto sonoro que os aeroportos produzem nas regiões vizinhas e, por consequência, um instrumento de auxílio às tomadas de decisão por parte das autoridades aeroportuárias ou órgãos relacionados (prefeituras, órgãos ambientais, etc). Menos custosa do que a realização de campanhas de medição ou implantação de sistemas de monitoração de ruído, a modelagem permite não apenas estimar o cenário do incômodo atual de um dado aeroporto, mas, também, avaliar alternativas para a redução dos níveis de ruído em função de diferentes condições, incluindo a previsão do impacto futuro decorrente da modificação da frota operada de aeronaves.

O principal componente do ruído aeroportuário é a movimentação das aeronaves no aeroporto. Desse modo, a avaliação do impacto sonoro criado pelo mesmo pode, na maioria das vezes, ser realizada a partir da modelagem do nível de ruído aeronáutico. Dentre os objetivos desta modelagem, pode-se destacar: A representação do impacto através de curvas de ruído para toda a área ao redor do aeroporto; A análise do impacto atual, histórico ou previsto (crescimento do tráfego aéreo, modificação da frota de aeronaves etc); A busca por alternativas para a avaliação do impacto sonoro devido a modificações realizadas e identificação de soluções para mitigação do ruído.

#### 3.1 Algoritmos para a Modelagem do Ruído

Os algoritmos de modelagem do ruído aeronáutico podem ser classificados em três grupos, de acordo com a maneira pela qual o nível de ruído é calculado [1], a saber: Ponto de aproximação mais próximo (CPA); Segmentação de trajetórias; Simulação.

Os algoritmos CPA foram desenvolvidos para calcular o nível máximo do ruído, antes que a adoção das métricas integradas no tempo fosse bem difundida. Esse tipo de algoritmo é baseado na hipótese de que, para um determinado conjunto de características da fonte, o nível máximo de ruído ( $L_{Amax}$ ) depende apenas da menor distância entre a aeronave e o receptor. Dessa maneira, o CPA é o algoritmo de cálculo mais rápido e simples.

Os algoritmos CPA tendem a utilizar curvas NPD (distância-potência-ruído) relativas a segmentos de trajetória infinitos e velocidades específicas das aeronaves. Para que a representação dos segmentos em curva e das variações de velocidade da aeronave sejam possíveis, são aplicados ajustes simplificados.

A metodologia do cálculo por segmentação de trajetórias foi desenvolvida a partir de melhorias introduzidas nos algoritmos CPA. Nesta, as contribuições individuais de cada segmento significativo da trajetória de voo é calculada, através da determinação da fração do ruído do segmento infinito que seria irradiada pelo segmento finito. Entretanto, esses modelos realizam apenas uma caracterização simplificada das fontes de ruído, além de não modelar de maneira detalhada os efeitos da propagação das ondas sonoras.

Outra maneira de calcular o ruído aeronáutico é por simulação. Um modelo desse tipo pode descrever com maior exatidão a trajetória da aeronave e os efeitos de propagação do ruído, bem como as características das fontes. O histórico dos níveis de ruído em qualquer local pode ser então calculado através da soma dos níveis emitidos em cada ponto da trajetória. Entretanto, algumas desvantagens existem, tais como a capacidade computacional demandada, o tempo de cálculo, e a necessidade de dados detalhados relativos à acústica e ao desempenho das aeronaves. Esse tipo de informação ainda não está disponível de maneira acessível para a modelagem cotidiana.

Nesse contexto, os modelos de segmentação de trajetórias são atualmente os mais utilizados para a modelagem de ruído aeronáutico/aeroportuário, uma vez que possuem boa relação entre a base de dados necessária (disponível) e a exatidão alcançada nos cálculos.

#### 3.2 Modelo Integrado de Ruído (INM)

O INM é o modelo mais difundido pelo mundo para a estimação do ruído aeronáutico ao redor de aeroportos. Sua principal funcionalidade é a geração de curvas estáticas de níveis de ruído para a região ao redor dos aeroportos devido à operação das aeronaves. Sua utilização tem como principais objetivos o zoneamento do solo e a organização do tráfego aéreo. A previsão do impacto devido à implementação de novos procedimentos operacionais também é possível.

O programa é estruturado de tal forma que o usuário trabalha com estudos de caso criados através da inserção de parâmetros tais como a quantidade e a localização das pistas de pouso e decolagem, os tipos de aeronave que operam no aeroporto, a movimentação da frota, dentre outros. A Figura 2 ilustra este processo.

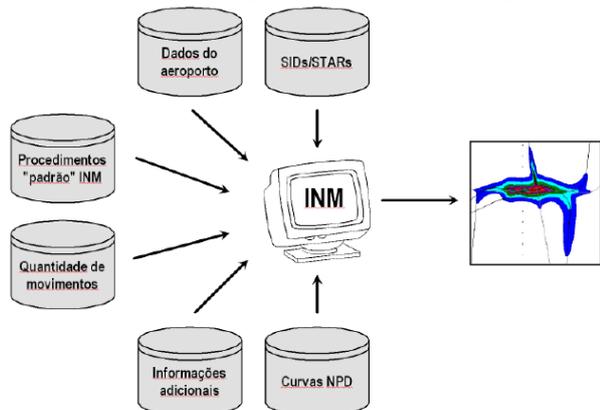


Figura 2: Entradas para o cálculo de ruído pelo INM.

Para calcular o ruído efetivo em uma dada distância, o INM, assim como os outros modelos fundamentados em segmentação de trajetórias, realiza diversos ajustes nos níveis de ruído em função dos níveis NPD de referência. Uma descrição detalhada da metodologia utilizada, bem como o método de cálculo para as diferentes métricas, pode ser encontrada em [2]. Além disso, ressalta-se que os fundamentos para os cálculos realizados são oriundos da norma [3].

### 3.2.1 Limitações

Embora a modelagem realizada pelo INM e os resultados que o programa pode fornecer sejam ferramentas importantes para a avaliação do ruído aeroportuário, ela apresenta algumas limitações, das quais as principais serão destacadas a seguir.

Em primeiro lugar, a base de dados do programa é adaptada à utilização da metodologia de segmentação de trajetórias, o que significa que as informações nela contidas são adaptadas para o uso das simplificações empregadas nesta metodologia. No que diz respeito ao ruído, as tabelas NPD possuem, em geral, apenas dois valores diferentes para o empuxo bruto dos motores, que são relacionados a apenas 10 distâncias distintas. Além disso, os pontos de medição são todos situados sob uma trajetória de voo infinita, em linha reta. No mais, as informações não são disponibilizadas para todos os tipos de aeronaves possíveis e, com isso, são consideradas substituições de aeronaves no cálculo, em função da semelhança que elas possuem com relação às características espectrais.

O método de segmentação de trajetórias no qual se baseia o INM representa as trajetórias 3D da aeronave como sendo compostas de vários segmentos em linha reta, nos quais a mudança de estado da aeronave não

seja significativa segundo os critérios da metodologia. Dessa maneira, a quantidade de segmentos utilizados para descrever as trajetórias é limitada se comparada às possibilidades dos modelos de simulação.

Por fim, uma limitação significativa reside na impossibilidade de representar o ruído de maneira dinâmica. Uma representação desse tipo, que possua uma relação direta com a trajetória desempenhada e os estados da aeronave em cada instante de tempo, permitiria análises mais complexas do cenário de ruído do aeroporto e seria particularmente interessante para aplicação em problemas de natureza dinâmica tais como a avaliação de trajetórias complexas e da dispersão de trajetórias.

Nesse contexto, e tendo em vista a inexistência de um modelo analítico completo, é interessante buscar alternativas de modelagem que sejam capazes de suplantar essas necessidades. Tais modelagens devem ser adequadas à dinâmica do problema, porém possuir complexidade aceitável, de maneira que seja possível aplicá-las em avaliações quotidianas, da mesma maneira que o INM o é. Além disso, é interessante que o modelo seja computacionalmente rápido o suficiente para que possa prover possibilidades de integração/interação com outras ferramentas tais como os sistemas de modelagem do tráfego aéreo nos aeroportos.

## 4. Elementos Sobre Sistemas Diferencialmente Planos

O crescimento do tráfego de aeronaves nos principais aeroportos do mundo nas últimas décadas têm resultado em problemas de saturação do espaço aéreo e têm aumentado a exposição sonora nas comunidades vizinhas a estes aeroportos. Autoridades civis em diversos países vêm estabelecendo regulamentações relativas à exposição sonora que tendem a aumentar os custos operacionais das companhias aéreas. Portanto, é importante que estas companhias satisfaçam de maneira eficiente às restrições impostas. Nesse contexto, e tendo em vista que o pouso e a decolagem são as etapas do voo críticas com relação à exposição sonora, a busca por trajetórias cuja realização diminua o incômodo em torno do aeroporto ganha importância. Mais do que isso, a capacidade da aeronave realizar este tipo de trajetória é fundamental, e a avaliação de técnicas de controle que permitam o seguimento mais exato possível destas trajetórias é de grande interesse.

A estimativa dos níveis de ruído gerados pelas aeronaves na vizinhança dos aeroportos provê as bases para avaliações de trajetórias que possam reduzir o impacto sonoro nesses locais. Tendo em vista a natureza dinâmica do problema, é interessante buscar técnicas de estimativa que sejam relacionadas a essa dinâmica e permitam, dessa maneira, a realização de estimativas mais adequadas ao projeto de trajetórias realizáveis e eficazes com relação à redução do ruído. Uma

abordagem promissora é a utilização do conceito de *platitude* diferencial, que será descrito a seguir.

#### 4.1 Definição

Seja um sistema cuja dinâmica é representada pelas seguintes equações de estado:

$$\dot{x} = f(x, u) \quad x \in \mathfrak{R}^n, u \in \mathfrak{R}^m \quad (1)$$

Uma saída  $y$ ,  $y \in \mathfrak{R}^m$  do sistema é dita diferencialmente plana (ou, simplesmente, plana) se ela é tal que:

1. O vetor das saídas planas pode ser escrito na forma:

$$y = (y_1, y_2, \dots, y_m) \quad (2)$$

$$y_i = h_i(x, u_1, \dots, u_1^{\delta_1}, \dots, u_m, \dots, u_m^{\delta_m}) \quad (3)$$

nas quais  $i=1$  a  $m$  são inteiros naturais e  $\delta_i$  é a ordem da derivada de  $u_i$ .

2. As componentes de  $y_i$  são analiticamente independentes.
3. As componentes de estado,  $x$ , e entrada,  $u$ , podem ser expressas em função de componentes das saídas planas,  $y$ , e um número finito das suas derivadas, tal como segue:

$$x_i = \Phi_i(y_1, y_1^1, \dots, y_1^{\mu_{i,1}}, \dots, y_m, \dots, y_m^{\mu_{i,m}}) \quad (4)$$

$$u_j = \Psi_j(y_1, y_1^1, \dots, y_1^{v_{j,1}}, \dots, y_m, \dots, y_m^{v_{j,m}}) \quad (5)$$

Nas quais  $i=1$  a  $n$  e  $j=1$  a  $m$  e  $u_{i,j}$  e  $v_{i,j}$  são inteiros naturais.

4. As funções  $\Phi$  e  $\Psi$  satisfazem à seguinte equação:

$$\dot{\Phi} = f(\Phi, \Psi) \quad (6)$$

Para as saídas planas  $y$ , o sistema é dito equivalente Lie-Backlund [4] ao seguinte sistema trivial:

$$y_k^{\delta_k} = v_k \quad (7)$$

Na qual:

$$k = 1, \dots, m \therefore \delta_k = \max(v_{jk}, j = 1, \dots, m) \quad (8)$$

Nos casos em que as condições (4) e (5) não são satisfeitas, mas as componentes dos vetores de estado, comando e saída e um número finito de suas derivadas satisfazem a uma relação tal como a apresentada em (9), na qual  $f$  é avaliada em  $\mathfrak{R}^{n+m}$  e é localmente inversível em um domínio  $D$ , diz-se que o vetor de saídas  $y$  é implicitamente plano para o sistema no domínio  $D$ . No primeiro caso, quando as condições (4) e (5) são satisfeitas, diz-se que  $y$  é, também, explicitamente plano para este sistema.

$$f(x, u, y, \dot{y}, \dots, y^{(\delta)}) = 0 \quad (9)$$

Alguns sistemas possuem saídas planas, outros não. Se do ponto de vista da matemática é interessante estudar as propriedades que garantam a existência de saídas planas para um sistema, do ponto de vista da dinâmica e controle a questão é saber se as saídas que se propõe seguir ou controlar são planas ou não.

#### 4.2 Aplicações

A *platitude* diferencial tem sido fonte de muitas aplicações na área de sistemas dinâmicos não lineares. A propriedade de inversão causal entre as saídas planas e as entradas de um sistema (Equação (5)) permite, por exemplo, que, dada a trajetória das saídas planas, seja possível reconstruir, para cada instante, o valor das entradas. Esta mesma propriedade permite, considerando que as entradas independentes são sinais de controle, estabelecer uma lei de controle em malha aberta cujo objetivo seja fazer com que as saídas planas sigam uma determinada trajetória. Deve-se notar que a propriedade de inversão local garante a controlabilidade teórica do sistema, porém se os sinais de controle calculados através da inversão vão além dos limites físicos dos atuadores que os implementam, esta trajetória não será exequível.

Geralmente o modelo matemático da dinâmica de um sistema apresenta aproximações. Além disso, o sistema físico pode ser submetido a perturbações não consideradas na modelagem. Desse modo, o controle plano deve também conter um elemento corretor das diferenças entre a saída efetiva e a saída esperada, devido ao efeito dos erros de modelagem e das perturbações.

A propriedade de inversão interna que permite representar as variáveis de estado em função das saídas e suas derivadas (Equação (4)) dá origem a aplicações interessantes. Por exemplo, há muitos casos nos quais as variáveis internas apresentam limitações operacionais tais como temperatura e pressão máximas, dentre outras. Nesses casos, é possível verificar a exequibilidade de uma trajetória de saída em relação a estas restrições. Considerando também que a relação (5) constitui uma redundância analítica, uma vez que as saídas planas e algumas componentes do vetor de estados sejam medidas, a comparação entre os valores obtidos com os valores calculados a partir da Equação (5) pode ser uma base para a detecção de falhas do sistema dinâmico.

#### 5. Inversão da Dinâmica de Guiagem de uma Aeronave

O impacto sonoro devido à operação das aeronaves ao redor dos aeroportos já se enquadra hoje como um dos fatores determinantes nas políticas de expansão aeroportuária que permitam acompanhar de maneira adequada o aumento do tráfego aéreo. Nesse contexto, vários estudos vêm sendo realizados com o objetivo de

determinar novos procedimentos de pouso e decolagem que reduzam o incômodo sonoro da população vizinha aos aeroportos. Para que o desenvolvimento de tais procedimentos seja efetivo, dois fatores são importantes, a saber:

1. A estimação do ruído aeronáutico de maneira dinâmica e da forma mais exata possível em pontos ao redor dos aeroportos, em função das trajetórias desempenhadas pelas aeronaves.
2. A capacidade do sistema de guidagem das aeronaves de fazê-las seguir trajetórias complexas, desenhadas com o objetivo de minimizar os níveis de ruído gerados na vizinhança dos aeroportos.

O primeiro item trata da estimação adequada do ruído gerado pelas aeronaves ao redor dos aeroportos. Uma estimação exata e dinâmica permitiria a avaliação de diferentes cenários de maneira adequada e abriria caminho para a implementação de procedimentos de otimização do projeto de trajetórias, condicionando-as aos níveis de ruído estimados em função dos parâmetros de desempenho da aeronave e das condições ambientais locais.

O segundo item diz respeito à necessidade das aeronaves serem capazes de desempenhar novas trajetórias complexas geradas dinamicamente.

Ambos os itens dependem do conhecimento (ou estimação adequada) dos parâmetros que são as entradas do sistema de guidagem das aeronaves. São esses parâmetros que fazem com que elas sigam a trajetória definida e, junto a ela, definem os níveis de ruído na vizinhança dos aeroportos.

Para realizar a estimação das entradas da dinâmica de guidagem de uma aeronave a partir do conhecimento da trajetória desempenhada, o conceito de *platitude* diferencial pode ser aplicado.

Para avaliação do seguimento de trajetória de uma aeronave, é suficiente focar os estudos em sua dinâmica lenta. Esta dinâmica relaciona os parâmetros de pilotagem  $\theta$  (ângulo de *pitch*),  $\phi$  (ângulo de *roll*), e  $N_1$  (velocidade do rotor dos motores em baixa pressão), à trajetória seguida pela aeronave. A partir de um modelo no espaço de estados da dinâmica do voo, e considerando algumas equações adicionais, é possível escrever as equações dinâmicas como segue.

$$\dot{v} - \frac{-D + T \cos(\theta - \gamma) - \text{sen}(\gamma)mg}{m} = \Gamma_{N_1} \quad (10)$$

$$\dot{\gamma} - \frac{-L + T \text{sen}(\theta - \gamma) - \text{cos}(\gamma)mg}{m} = \Gamma_{\theta} \quad (11)$$

$$\dot{\psi} - \frac{g}{v_T} \tan(\phi) \cos(\gamma) = 0 \quad (12)$$

Nas quais D e L são as forças de arraste e sustentação, respectivamente, T é o empuxo dos motores, m é a massa da aeronave, g o vetor de gravidade local,  $\gamma$  é o ângulo de *pitch* aerodinâmico,  $\psi$  é o ângulo de *yaw*, v é a velocidade real da aeronave e  $v_T$  é a velocidade expressa no sistema de coordenadas da Terra. Desse modo, a platitude diferencial das saídas  $x_T, y_T$  e  $z_T$ , que são as coordenadas do centro de gravidade da aeronave com referência ao sistemas de coordenadas da Terra, será estabelecida se as seguintes condições forem satisfeitas:

$$\phi = \arctan\left(\frac{v_T \psi}{\text{cos}(\gamma)g}\right) \quad (13)$$

$$\det \begin{bmatrix} \frac{\partial \Gamma_{N_1}}{\partial \theta} & \frac{\partial \Gamma_{N_1}}{\partial N_1} \\ \frac{\partial \Gamma_{\theta}}{\partial \theta} & \frac{\partial \Gamma_{\theta}}{\partial N_1} \end{bmatrix} \neq 0 \quad (14)$$

A solução corresponde ao esquema apresentado na Figura 3.

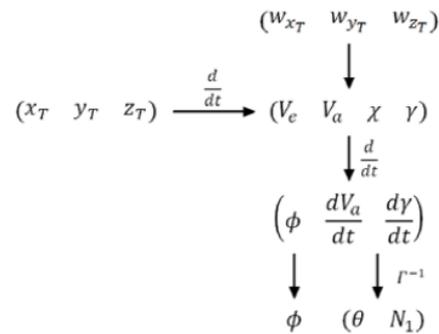


Figura 3: Obtenção de  $\theta$ ,  $\phi$  e  $N_1$ .

Pode ser demonstrado que a condição de inversibilidade é satisfeita para condições normais de voo [5]. Portanto, a posição do centro de gravidade de uma aeronave é uma saída plana para sua dinâmica de guidagem. Logo, a partir do conhecimento da trajetória, é possível estimar valores para os ângulos de *roll* e *pitch* da aeronave, bem como para o empuxo (regime) dos motores. Entretanto, o procedimento implica na realização de uma inversão dinâmica, que é difícil de ser alcançada de forma analítica, devido à complexidade do modelo. Desse modo, uma solução numérica é adequada. Uma solução desse tipo é apresentada em [6].

### 6. Estimação dos Níveis Instantâneos de Ruído Via Rede Neural

O nível sonoro instantâneo gerado pela movimentação de uma aeronave em um determinado local é relacionado ao tipo da aeronave e à sua configuração, à sua velocidade e ao regime dos motores, bem como às suas distância e atitude com relação ao receptor.

Entretanto, não há um modelo analítico confiável para esta relação.

Nesse contexto, é interessante buscar alternativas para essa estimativa de ruído que condigam com a natureza dinâmica do problema, permitindo, assim, uma aplicação mais adequada em estudos dessa natureza, tais como otimização e dispersão de trajetórias 4D e modelos que incluam a dinâmica da aeronave. Com esse objetivo, a presente seção apresenta uma ferramenta fundamentada em uma estrutura de rede neural artificial (RNA) multicamada sem realimentação, desenvolvida para estimar o nível sonoro instantâneo produzido pela movimentação de uma aeronave em um local específico. O principal propósito é demonstrar a exequibilidade de tal ferramenta e sua potencialidade para avaliações do impacto sonoro ao redor de aeroportos, especialmente se treinada com base em dados reais de desempenho da aeronave e medições de ruído.

Utilizando a *platitude* diferencial da dinâmica de guidagem de uma aeronave é possível estimar a evolução temporal dos parâmetros que são as entradas para o modelo de estimação de ruído. Em seguida, utilizando uma malha de pontos adequada, os níveis de ruído em um ou mais locais na vizinhança do aeroporto podem ser calculados numericamente.

As redes neurais artificiais multicamadas já são famosas por sua impressionante capacidade de realizar tarefas de aproximação de funções utilizando uma quantidade adequada de neurônios e de dados para o seu treinamento [7]. Neste trabalho, uma RNA multicamada sem realimentação é treinada para estimar numericamente os níveis de ruído em pontos determinados próximos ao aeroporto, baseado em dados de desempenho da aeronave, bem como na sua posição com relação ao ponto em questão (receptor).

As entradas impostas a rede neural para que esta realize a estimação dos níveis de ruído são: A distância entre a aeronave e o receptor,  $d_{ARecep}(t)$ ; A velocidade inercial da aeronave,  $v_T(t)$ ; O Empuxo dos motores da aeronave,  $T(t)$ ; A atitude da aeronave, ângulos  $\theta(t)$ ,  $\phi(t)$  e  $\psi(t)$ ; A orientação do receptor, ângulos  $\theta_{Recep}(t)$  e  $\psi_{Recep}(t)$  (ângulos de incidência das ondas sonoras no plano horizontal e vertical, respectivamente). A saída da RNA é o nível de ruído instantâneo,  $l(t)$ , no ponto onde se encontra o receptor. Neste estudo, a rede neural artificial é composta de apenas uma camada interna de maneira a reduzir a complexidade da sua estrutura. O número de neurônios nesta camada é determinado empiricamente e depende fortemente do volume de dados para o treinamento.

Ambos, o número de neurônios e a quantidade de dados para o treinamento, afetam seriamente a capacidade de generalização da RNA, que é a capacidade da rede de tratar satisfatoriamente dados os quais nunca viu antes,

desde que eles sejam da mesma classe daqueles utilizados no processo de aprendizagem. Entretanto, não existem critérios ou princípios específicos para determinar, a priori, o número efetivo de neurônios e/ou um ponto de parada apropriado para o treinamento. Portanto, a rede neural utilizada neste trabalho é ainda determinada de maneira empírica em função do volume de dados disponível para o seu treinamento.

### 6.1 Treinamento da RNA

A base de dados usada para o treinamento da RNA é construída a partir do INM. Para obtenção de um conjunto adequado de informações, é necessária a realização de diversos estudos de caso diferentes no INM, de maneira que seja possível gerar uma grande quantidade de padrões diferenciados para serem apresentados a RNA ao longo do treinamento, aumentando, assim, sua capacidade de generalização. Entende-se, aqui, por padrões de treinamento, um conjunto de estados diferentes da aeronave, associados à sua posição com relação aos receptores, bem como o nível de ruído esperado nesses pontos em função desses estados. O objetivo é formar uma base de dados organizada tal como apresentado na Equação (15). Para tal, alguns cálculos adicionais são necessários.

$$\begin{bmatrix} d_{ARecep_1}(t) & \theta_1(t) & \phi_1(t) & \psi_1(t) & \theta_{Recep_1}(t) & \phi_{Recep_1}(t) & T_1(t) & v_1(t) \\ d_{ARecep_2}(t) & \theta_2(t) & \phi_2(t) & \psi_2(t) & \theta_{Recep_2}(t) & \phi_{Recep_2}(t) & T_2(t) & v_2(t) \\ \vdots & \vdots \\ d_{ARecep_n}(t) & \theta_n(t) & \phi_n(t) & \psi_n(t) & \theta_{Recep_n}(t) & \phi_{Recep_n}(t) & T_n(t) & v_n(t) \end{bmatrix} \rightarrow \begin{bmatrix} l_1(t) \\ l_2(t) \\ \vdots \\ l_n(t) \end{bmatrix} \quad (15)$$

Deve-se ressaltar que para cenários reais, as informações para o treinamento da RNA devem ser obtidas de outras maneiras. Os dados de desempenho das aeronaves podem proceder de voos de teste ou mesmo comerciais. Deve-se destacar que os sistemas de navegação das aeronaves modernas são capazes de estimar com boa exatidão a posição da aeronave e sua velocidade inercial, bem como a velocidade do vento, e registrá-los de maneira que o pré-processamento das informações para o treinamento da RNA possa ser minimizado por intermédio do uso dos registros de voo disponíveis. Os níveis de ruído podem ser obtidos através de medições de voos de teste e/ou de certificação das aeronaves, ou ainda de sistemas de monitoração.

A Figura 4 resume o processo de preparação dos dados para o treinamento da RNA.

#### 6.1.1 Treinamento e Validação dos Resultados

O treinamento, a validação e a simulação da rede neural artificial são realizados no ambiente computacional do Matlab®. Em se tratando de uma RNA com estrutura simples, com uma camada interna e sem realimentação, aplicada em problema de aproximação de função, o algoritmo de Levenberg-Marquardt de retropropagação do erro é usado. A função de ativação empregada nos neurônios da camada interna é do tipo sigmoideal e, na camada de saída, uma função linear. O objetivo do

treinamento é encontrar o menor erro médio quadrático (EMQ) entre a saída estimada pela RNA e a saída esperada (padrão apresentado como objetivo do treinamento).



Figura 4: Preparação dos dados para o treinamento da rede neural artificial.

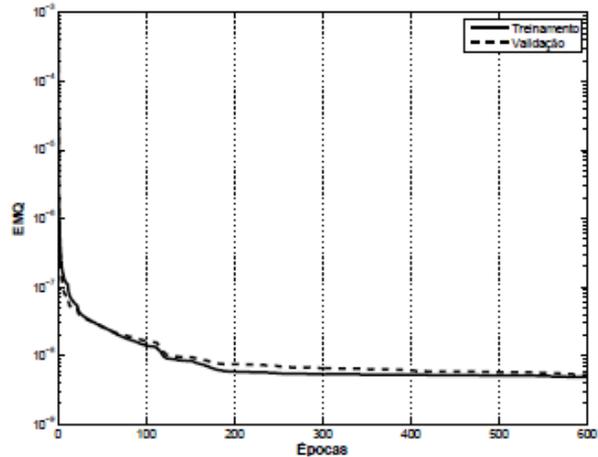
A quantidade de neurônios na camada interna tem influência determinante na exatidão alcançada nas estimativas feitas pela rede neural. Para destacar este comportamento, a Figura 5 apresenta a evolução dos erros de validação e treinamento, ao longo do processo de aprendizagem, para duas RNAs com tamanhos distintos. A RNA com 80 neurônios na camada interna provê resultados melhores para a etapa de treinamento, porém a validação dos dados não acompanha esta exatidão, e o  $EMQ_V$  obtido é pior do que o alcançado com a utilização de apenas 20 neurônios nesta mesma camada.

O tamanho (e a qualidade) da base de dados utilizada no processo de aprendizagem também influencia na eficácia do treinamento. Nem sempre uma base de dados maior significa maior exatidão nos resultados. Entretanto, deve-se ressaltar que a qualidade e a coerência das informações que ela contém são mais importantes, pois devem permitir a caracterização da relação de causalidade existente entre os sinais de entrada e saída. As entradas apresentadas à rede neural durante o processo de aprendizagem devem ser da mesma classe dos dados da aplicação para qual a rede é treinada, além de abranger uma quantidade de padrões suficientes para que a generalização realizada pela RNA seja adequada à sua utilização.

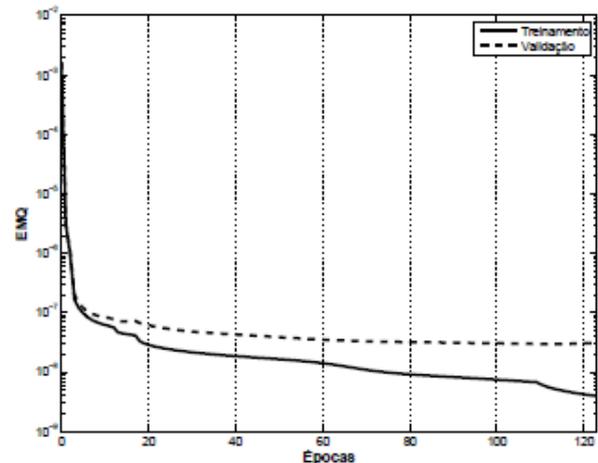
### 6.2 Correção em Função do Tempo de Propagação do Som

Uma vez treinada, a rede neural artificial é capaz de estimar os níveis de ruído em pontos ao redor de um aeroporto em função da movimentação de uma aeronave. Entretanto, as estimativas são feitas sem considerar o tempo de propagação das ondas sonoras

entre esta e o receptor. Dessa maneira, o histórico temporal do ruído estimado pela RNA em um local de referência é encontrado para os instantes de tempo em que foram gerados e, não, para os instantes nos quais o ruído foi percebido no receptor. A Figura 6 ilustra essa questão. Nesta,  $S_i$  ( $1 \leq i \leq 3$ ) é a posição da aeronave nos instantes  $t_i$ , e  $t_{pi}$  é o tempo de propagação do som entre a aeronave e o receptor.



(a) 20 Neurônios.



(b) 80 Neurônios

Figura 5:  $EMQ_V$  e  $EMQ_T$  obtidos com diferentes tamanhos da camada interna.

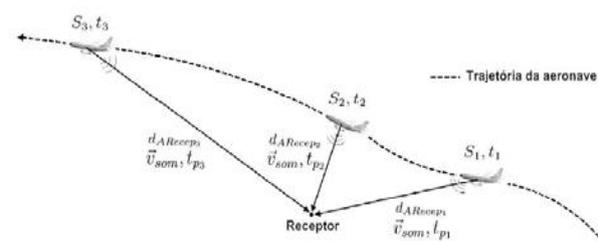


Figura 6: A distância influi no instante em que o ruído é percebido no receptor.

O instante de tempo,  $t_{Ri}$ , em que o ruído é percebido no receptor após ter sido gerado pela aeronave na posição  $S_i$  é dado pela Equação (16).

$$t_{Ri} = t_i + t_{p_i} = t_i + \frac{d_{ARecep_i}}{v_{som}} \quad (16)$$

### 6.3 Validação e Exemplos de Aplicação

Para exemplificar o uso da ferramenta de estimação de ruído, esta seção apresenta resultados de validação e um exemplo de aplicação para um aeroporto fictício de uma RNA treinada com objetivo de avaliar mudança de rotas de decolagem. A Figura 7 apresenta o erro médio quadrático obtido durante o treinamento, bem como nas etapas de validação e teste da RNA.

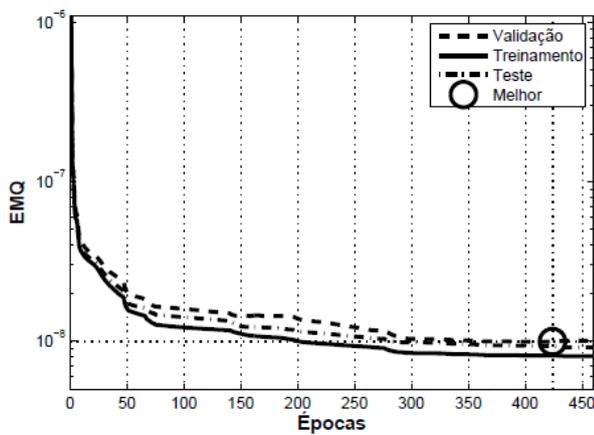


Figura 7: EMQs obtidos no treinamento, na validação e no teste da RNA para avaliação de rotas.

A aplicação da ferramenta é realizada no seguinte cenário: Três trajetórias de decolagem distintas, sendo a diferença entre elas a curva realizada após o primeiro trecho (em linha reta). Dois receptores são considerados, ambos no nível do solo, sendo um próximo à trajetória 01 e outro aproximadamente sob a trajetória 03. A Figura 8 apresenta as trajetórias e os pontos considerados. A aeronave de referência para o estudo é o Airbus A319.

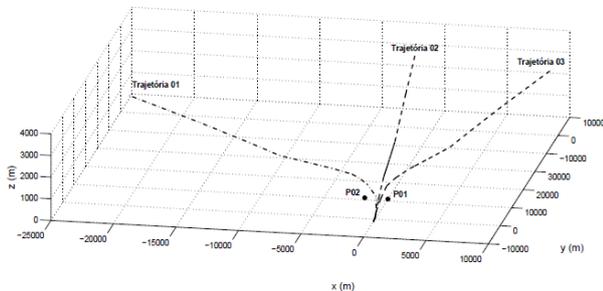
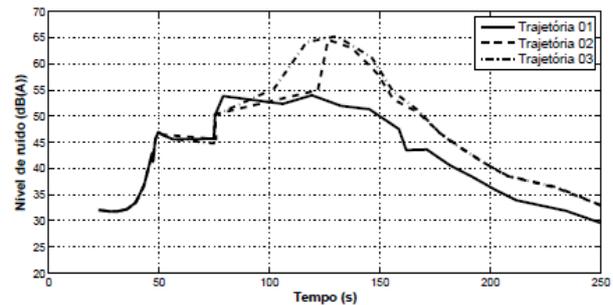


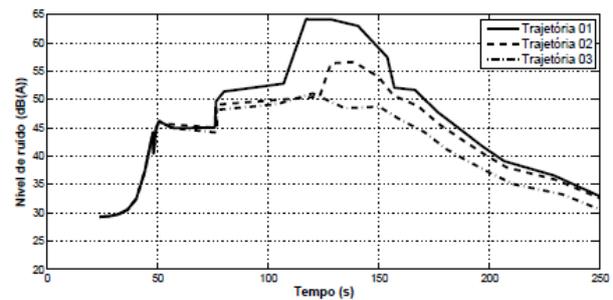
Figura 8: Três rotas diferentes utilizando o mesmo perfil de decolagem.

Os níveis de ruído estimados para o ponto P01 são apresentados na Figura 9(a). O padrão observado é adequado ao procedimento realizado. O nível aumenta a

medida em que a aeronave se aproxima do ponto de avaliação, região na qual atinge seu pico, e diminui gradativamente a medida em que a aeronave se afasta do local. A realização da trajetória 01 é a que implica nos menores níveis de ruído no ponto em questão, uma vez que esta mantém a aeronave substancialmente mais distante do ponto P01 do que as outras duas opções, a partir do ponto de início da curva à esquerda. Uma consideração importante ao observar a evolução do nível de ruído devido à realização desta trajetória é a existência de um nível muito próximo do  $L_{Amax}$  que ocorre em um instante de tempo bem diferente deste último, aproximadamente 50 segundos depois. Este tipo de verificação não é possível utilizando o INM. Das três trajetórias consideradas, a de número 03 é a que gera níveis de ruído mais elevados no ponto P01 na maior parte do tempo, sendo também a que proporciona o maior nível de ruído alcançado no local. Pode-se, também, observar que os níveis obtidos nos instantes iniciais são os mesmos para a realização das três trajetórias. Isso se deve ao fato de que o trecho inicial da decolagem, que corresponde à partida, arremetida e ao primeiro trecho de voo ainda em linha reta, é o mesmo para todas elas.



(a) Ponto P01



(b) Ponto P02

Figura 9: Níveis de ruído em função da realização das três trajetórias (rotas) diferentes.

Os níveis de ruído estimados pela RNA no ponto P02 devido à realização das trajetórias 01, 02 e 03 são apresentados na Figura 9(b). Como esperado, a trajetória 03 é a que implica em maiores níveis de ruído no local.

As comparações entre os níveis máximos de ruído estimados pela RNA e os calculados pelo INM para

condições semelhantes para os pontos P01 e P02 são apresentadas nas Tabelas 1(a) e 1(b), respectivamente.

Tabela 1:  $L_{Amax}$  estimados pela RNA e calculados pelo INM.

(a)

Trajetória	$L_{Amax}$ dB(A)		Diferença	
	INM	RNA	dB(A)	%
01	53.90	53.97	0.07	0.13
02	64.80	64.57	-0.23	-0.35
03	65.20	65.26	0.06	0.09

(b)

Trajetória	$L_{Amax}$ dB(A)		Diferença	
	INM	RNA	dB(A)	%
01	64.50	64.16	-0.34	-0.53
02	55.90	56.61	0.71	1.27
03	51.00	51.05	0.05	0.10

### 6.4 Avaliação do Ruído em Períodos Contínuos

Em grandes aeroportos os procedimentos de pouso e decolagem das aeronaves acontecem frequentemente em intervalos de tempo coincidentes. Um tempo curto entre uma decolagem (ou pouso) e outra em uma mesma pista, ou a movimentação simultânea de aeronaves em pistas diferentes implica, com frequência, que o ruído instantâneo gerado nos pontos ao redor do aeroporto seja o resultado da combinação do ruído emitido por duas ou mais fontes. Portanto, é importante que seja possível combinar esses níveis de maneira a obter o valor total nos pontos considerados.

Embora a soma de níveis dos ruído não possa ser realizada diretamente, uma vez que a escala em decibéis não é linear, uma soma logarítmica resolve o problema. Portanto, a Equação (17) deve ser empregada, na qual  $L_{total}(t)$  é o resultado da soma e  $L_n(t)$  é o n-ésimo nível de ruído.

$$L_{total}(t) = 10 \log_{10} \sum_{1}^n 10^{\frac{L_n(t)}{10}} \quad (17)$$

Uma extensão natural da avaliação do impacto da movimentação simultânea é a avaliação do impacto sonoro contínuo ao longo de um determinado período do dia (ou períodos maiores). Uma vez conhecida a movimentação das aeronaves no período desejado, ou seja, o horário da decolagem (ou pouso), o tipo de aeronave e a trajetória realizada, é possível combinar o efeito do ruído de toda a movimentação através da Equação (17).

Para exemplificar esta questão, a Figura 10 apresenta os níveis de ruído estimados para um intervalo de 1 hora que compreende a decolagem de 16 aeronaves, com intervalos distintos, que fazem uso das rotas apresentadas na Figura 8.

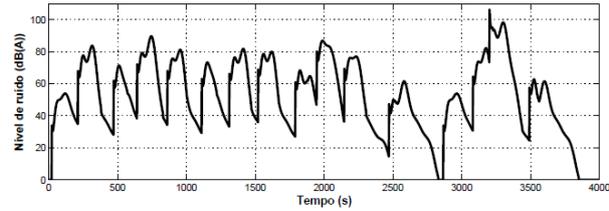


Figura 10: Níveis de ruído ao longo de uma hora.

Todas as aeronaves aqui consideradas são do tipo A319. Entretanto, a metodologia é válida para a combinação de níveis de ruído provenientes de tipos de aeronaves diferentes, desde que estes tenham sido corretamente estimados para um ponto determinado. Para tal, um processamento da RNA dedicado a cada aeronave pode ser suficiente.

Este tipo de informação equivale, em termos de simulação, aos registros de uma medição realizada por um sistema de monitoração de ruído, por exemplo. Caso dados reais sejam disponíveis para o treinamento da ferramenta de estimação de ruído, é possível validar as estimativas utilizando essas informações e, uma vez validada, a ferramenta se tornaria uma alternativa de complexidade e custo aceitáveis para realizar simulações da exposição sonora em pontos ao redor do aeroporto sem a necessidade da realização de campanhas de medição, ou, ainda, em pontos onde a medição é difícil de ser realizada.

A Figura 11 ilustra o modelo completo para a estimação dinâmica do ruído aeronáutico. A partir da trajetória da aeronave, utilizando a inversão dinâmica que a *platitude* diferencial permite, é possível encontrar parte entradas do modelo de ruído, que são juntadas a outras variáveis calculadas. A RNA, em seguida, realiza a estimação dos níveis de ruído em pontos ao redor do aeroporto, níveis esses que podem ser combinados para representar a influência de múltiplas fontes em períodos de tempo distintos.

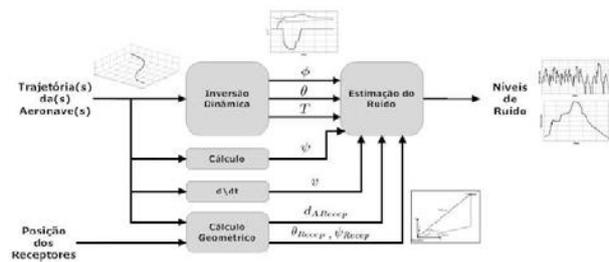


Figura 11: Modelo de estimação do ruído.

## 7. Conclusão

Este trabalho abordou o problema do desenvolvimento de uma ferramenta de previsão do impacto sonoro em locais na vizinhança dos aeroportos em consequência da movimentação de aeronaves. A metodologia proposta converge com a natureza dinâmica do problema de maneira mais adequada do que a estimação baseada na segmentação de trajetórias que é empregada nos

principais modelos utilizados atualmente. Para tal, os conceitos de *platitude* diferencial e estimação numérica através de redes neurais artificiais foram utilizados.

O modelo desenvolvido supera a dificuldade de uma modelagem analítica completa, e muito complexa, para a estimação do ruído aeronáutico e emerge como uma alternativa de baixa complexidade aos modelos baseados em segmentação de trajetórias, com possibilidade de aplicação nas avaliações quotidianas realizadas pelas organizações envolvidas com o ambiente aeroportuário. A ferramenta desenvolvida representa a evolução temporal dos níveis de ruído devido à movimentação de uma única aeronave ou, se combinados da maneira adequada, ao longo de um período de tempo que compreenda vários movimentos. Em outras palavras, as estimativas obtidas podem assumir um formato tal como o alcançado a partir dos sistemas de monitoração de ruído.

Outra característica importante do modelo desenvolvido é sua relação direta com a trajetória desempenhada e os estados da aeronave ao longo da mesma, o que deve permitir análises mais complexas de cenários de ruído de aeroportos, sendo particularmente interessante para aplicação em problemas tais como a avaliação dos níveis de ruído em função da dispersão de trajetórias reais, mesmo que complexas.

#### Agradecimentos

Os autores agradecem a Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior (Capes) por seu apoio na realização deste trabalho e a Escola Nacional de Aviação Civil da França pela colaboração no desenvolvimento deste trabalho.

#### Referências

- [1] CONFERENCE, E.C.A.: Document 29 – Report on Standard Method of Computing Noise Contours Around Airports – Volume 1: Applications Guide, Relatório Técnico, ECAC.CEAC, 2005.
- [2] BOEKER, E.R., DINGES, E., HE, B., et al. Integrated Noise Model (INM) Version 7.0 Technical Manual. Federal Aviation Administration, 2008.
- [3] [3] COMMITTEE A-21, A.N., SAE AIR 1845 – Procedure for the Calculation of Airplane Noise in the Vicinity of Airports. Relatório Técnico, Society of Automotive Engineers, 1986.
- [4] FLIES, M., LÉVINE, J., MARTIN, P., et al.: A Lie-Backlund Approach to Equivalence and Flatness of Nonlinear Systems, 1999.
- [5] LU, W.C.: Contribution au Suivi Automatique de Trajectoires par un Avion: Commande Plate et Réseaux de Neurones. Tese de Doutorado, Université de Toulouse II – Le Mirail, 2005.
- [6] REVOREDO, T.C.: Estimação Dinâmica do Ruído Aeronáutico Utilizando Sistemas Diferencialmente Planos e Redes Neurais Artificiais, Tese de Doutorado,

Universidade Federal do Rio de Janeiro, 2011.

- [7] HAYKIN, S.: Neural Networks – A Comprehensive Foundation. Prentice Hall, 1999.



**20 a 22 de outubro de 2014 - CAMPINAS – SP**

## **XXV ENCONTRO DA SOCIEDADE BRASILEIRA DE ACÚSTICA**

<http://www.fec.unicamp.br/~sobrac2014/>

A Universidade Estadual de Campinas (UNICAMP) em conjunto com a Sociedade Brasileira de Acústica (SOBRAC) tem o prazer de anunciar o XXV Encontro da SOBRAC, a ser realizado em Campinas – SP, nos dias 20, 21 e 22 de outubro de 2014. A edição XXV do Encontro da SOBRAC marca também o aniversário de 30 anos da Sociedade.

Os encontros bianuais da SOBRAC têm como objetivo promover o intercâmbio de experiências de pesquisadores, docentes das universidades, estudantes e profissionais das empresas ligadas às diversas especialidades das áreas de Acústica e Vibrações. As atividades do evento procuram incentivar a participação de profissionais do Brasil e de outros países, reconhecidos nacional e internacionalmente. Deseja-se que esse intercâmbio entre os agentes de produção, divulgação e apropriação de conhecimentos, contribua para a difusão de métodos e técnicas nas áreas de Acústica e Vibração. Nesta versão, a Comissão Organizadora do evento estabeleceu o tema: “Acústica e Vibrações: Qualidade de ambientes internos e externo”, assunto de grande relevância na atualidade tendo em vista a entrada em vigor da norma de desempenho de edificações e as discussões sobre mapeamento de ruído das cidades.

O XXV Encontro da SOBRAC ocorrerá na cidade de Campinas, no Estado de São Paulo, popularmente conhecida como a Terra das Andorinhas. Campinas é pólo de uma região metropolitana de 22 cidades e 2,3 milhões de habitantes, distante 100km da cidade de São Paulo. Também é a cidade natal de Carlos Gomes, considerado o mais importante compositor de opera brasileiro e autor de O Guarani. Fundada em 1774, hoje Campinas conta com uma população de mais de um milhão de habitantes. Suas universidades estão

abertas para servir a São Paulo e ao Brasil. Campinas é o segundo centro econômico, industrial, científico e tecnológico do Estado de São Paulo e um dos maiores da América Latina. A localização estratégica de Campinas é fundamental no fluxo mercadológico, tendo uma das melhores malhas viárias do País, além do Aeroporto Internacional de Viracopos, que é o principal terminal de movimentação de cargas do Brasil

Na programação do evento estão previstas palestras de pesquisadores internacionais e nacionais sobre a temática do evento, minicursos, sessões técnicas. Está previsto um excelente espaço de exposição para que as empresas, que atuam nas áreas de Acústica e Vibrações, possam divulgar seus produtos e tecnologias. Entre os temas de Acústica e Vibrações das sessões técnicas destacam-se Acústica de Edificações, Acústica de Salas, Acústica Musical, Ruído Ambiental, Acústica Submarina, Controle de Ruído e Vibrações, Processamento de Sinais em Acústica e Vibração, Ensino de Acústica e Vibração e Efeitos de Ruído no Ser Humano.

O local escolhido para evento é o Vitória Hotel Concept Campinas. O Hotel, Inaugurado em fevereiro de 2003, é o mais novo empreendimento da rede hoteleira. A localização do Vitória Hotel Concept Campinas é mais do que privilegiada. O hotel fica localizado ao lado do bairro Cambuí, com todas as conveniências que facilitam a estada dos hóspedes: cafés, bares, praças, shoppings, malls, padarias. Além disso, o acesso do Vitória Hotel Concept Campinas para as principais rodovias é fácil e rápido. Possui 19 andares e 253 confortáveis e modernos apartamentos, com internet wireless e equipamentos de som e vídeo de última geração para maior comodidade de seus hóspedes. Conta com salas

REVISTA DA SOCIEDADE BRASILEIRA DE ACÚSTICA (SOBRAC)

de convenções que comportam de 10 a 300 pessoas em auditório e o espaço Vitória Hall, com capacidade para até 400, perfeito para grandes eventos corporativos e sociais

**Coordenação Geral:** Profa. Dra. Stelamaris Rolla Bertoli (UNICAMP)  
**Coordenação Científico:** Prof. Dr. José Augusto Mannis (UNICAMP)

**Datas Importantes:**

Submissão de Artigos - 14/03/2014 a 13/05/2014  
Aceite dos Artigos - 01/08/2014



Centro de Eventos Benedito Nunes – CEBN

26 a 27 de novembro de 2013 - BELÉM – PA

## I WORKSHOP DE ENGENHARIA MECÂNICA DA REGIÃO NORTE

**TEMA: “Integração e Tecnologia em Prol do Desenvolvimento”**

Ocorrerá em Belém-PA, no período de 26 a 27 de novembro de 2013, o 1º Workshop de Engenharia Mecânica da Região Norte - WEMEC, evento ligado à Regional Pará da Associação Brasileira de Engenharia Mecânica - ABCM e que contou com o apoio da Regional Norte da Sociedade Brasileira de Acústica - SOBRAC. Nesta primeira edição, tem-se como objetivo principal integrar as mais diversas áreas da Engenharia Mecânica, assim como incentivar a comunidade acadêmica local a divulgar suas pesquisas a um público de alunos, professores, técnicos e apreciadores do assunto em questão.

Com a união da Diretoria da Faculdade de Engenharia Mecânica - FEM/ITEC/UFPA, do Centro Acadêmico de Engenharia Mecânica e do Grupo PET Engenharia Mecânica, será possível a realização de tal evento, que ocorrerá no Centro de Eventos Benedito Nunes - CEBN, o qual se localiza as margens do Rio Guamá, no Campus de Belém, da Universidade Federal do Pará - UFPA. Este espaço de exposições é contemplado com uma beleza cênica e arquitetônica ímpar e recebe inúmeros eventos nacionais e internacionais.

A programação do presente workshop está estruturada de modo a apresentar quatro (4) palestras técnicas que focarão temas importantes da atualidade e ligados as grandes áreas de conhecimento da Engenharia Mecânica, dois (2) minicursos e a apresentação de trabalhos técnicos/científicos, os quais foram selecionados pela Comissão Científica do evento.

Abaixo estão listadas os temas das palestras e dos minicursos, com os respectivos palestrantes e ministrantes:

**Palestra I:** *"Análise Dinâmica de Estruturas Frente à Demanda Atual"*.  
Prof. Dr. Newton Sure Soeiro

**Palestra II:** *"A Inovação como Ferramenta para a Sustentabilidade"*.  
Profa. Dra. Maria de Fátima Mendes Leal

**Palestra III:** *"Modelagem de Turbina de Fluxo Livre"*.  
Prof. Dr. André Luiz Amarante Mesquita

**Palestra IV:** *"Utilização de Braço Robótico para Aumento da Produtividade da Construção Naval na Amazônia"*.  
Prof. Dr. Eduardo Magalhães Braga

**Minicurso I:** *"Robótica: Princípios de Utilização do Arduino"*.  
Prof. Dr. Gustavo da Silva Vieira de Melo  
(Apenas 50 vagas)

**Minicurso II:** *"Construindo um Carro Off Road"*.  
Moisés Abreu de Sousa  
(Apenas 50 vagas)