

Acústica & Vibrações

Revista Semestral da Sociedade Brasileira de Acústica - SOBRAC

Nº 24

Dezembro 1999



Avançando na Qualidade Acústica!

- > Definição de metas de ruído para componentes veiculares via análise de qualidade acústica do veículo
- > Estudo da Técnica de Intensidade Sonora: Procedimentos, Erros e Aplicações
- > O Ruído na Indústria - Como Controlar
- > Geração de Ruído em Válvulas de Controle
- > Congressos e Eventos Nacionais e Internacionais

Acústica & Vibrações

EXPEDIENTE

REVISTA SEMESTRAL DA SOCIEDADE BRASILEIRA DE ACÚSTICA - SOBRAC

Departamento de Engenharia Mecânica - EMC
Campus Universitário
Cx. Postal 476 - CEP 88040-900
Florianópolis - SC - Brasil
<http://www.sobrac.ufsc.br>
e-mail: <sobrac@mbox1.ufsc.br>
Tel: (048) 234-4074 / 331-9227/331-7095
Fax: (048) 331-9677 / 234-1519

DIRETORIA SOBRAC 98/99

Sylvio Bistafa - Presidente
Mauricy C. R. de Souza - Vice-Presidente
Patrícia G. de Lima - 1ª Secretária
Victor M. Valadares - 2º Secretário
Ulf H. Mondl - 1º Tesoureiro
Rodrigo R. Kniest - 2º Tesoureiro

CONSELHO SOBRAC 98/99

Edison Claro de Moraes
Hugues Serres
Luvercy Jorge de Azevedo Filho
Maria L. Belderrain
Ricardo E. Musafir
Samir N. Y. Gerges
Stelamaris Rolla Bertolli

EDIÇÃO

Samir N. Y. Gerges
Mauricy C. R. de Souza
Fernando H. Aidar
Roberto Jordan

EDITORIAÇÃO

Fábio F. Nunes

Apenas matérias não assinadas são de
responsabilidade dos Editores. Matérias, notícias
e informações para publicação na Revista, podem
ser enviadas para a

SOBRAC

Florianópolis/SC - Dezembro 1999

ÍNDICE

ARTIGOS

<i>Definição de metas de ruído para componentes veiculares via análise de qualidade acústica do veículo</i>	02
<i>Estudo da Técnica de Intensidade Sonora: Procedimentos, Erros e Aplicações</i>	12
<i>O Ruído na Indústria – Como Controlar</i>	18
<i>Geração de Ruído em Válvulas de Controle .</i>	22

CONGRESSOS

2000	28
2001	28
XIX Encontro da SOBRAC	29
ICSV7	31
II Congresso Iberoamericano de Acústica ...	33
Internoise 2000	36

ASSUNTOS DA SOBRAC

<i>Publicações</i>	38
<i>Sócios Regulares 1999</i>	40

ACÚSTICA & VIBRAÇÕES

<i>Edições Anteriores</i>	42
---------------------------------	----

DEFINIÇÃO DE METAS DE RUÍDO PARA COMPONENTES VEICULARES VIA ANÁLISE DE QUALIDADE ACÚSTICA DO VEÍCULO

Alexandre Nunes, Daniel S.B. Lima, Jose I. Piva - GENERAL MOTORS DO BRASIL S/A - Campo de Provas da Cruz Alta - Laboratório de Ruídos e Vibrações - Estrada General Motors s/n - Indaiatuba - CEP 13300-000
Cx. P. 41 - tel. (019) 894 9118 - Fax (019) 894 9170

RESUMO

Este trabalho apresenta o desenvolvimento prático da qualidade acústica do veículo através da definição prévia de metas de ruído para os componentes veiculares. A metodologia de ensaio foi baseada no sistema binaural de medição e reprodução de ruído. Através da utilização de filtros variáveis de frequência em tempo real foi possível definir a redução de ruído necessária em cada faixa de frequência ou harmônico, para que o ruído global do veículo se tornasse apropriado. São apresentados ainda como exemplo os resultados obtidos para o desenvolvimento do ruído de alternador, filtro de ar, motor de partida, bomba de direção hidráulica, bucha da suspensão e ruído interno global do veículo.

INTRODUÇÃO

Tradicionalmente a definição das metas de ruído para projeto de automóveis é feita através da seleção de veículos com características desejáveis submetidas a medição para aquisição de dados objetivos.

A limitação deste método se relaciona ao fato dos veículos escolhidos não serem perfeitos em todas as características levantadas, o que representa um problema se a definição das metas for feita puramente através dos dados objetivos.

Como exemplo, frequentemente se encontram ruídos incômodos de componentes do veículo caracterizados por frequências e ordens elevadas possuindo baixas amplitudes no espectro. Outro aspecto refere-se as combinações indesejáveis de frequências, ou seja, frequências que sozinhas possuem amplitudes não significativas mas que combinadas causam maior desconforto que ruídos de amplitudes maiores. Este padrão normal-

mente passa despercebido se as avaliações são feitas relativas somente aos níveis gerais e espectro de frequência.

Da mesma forma é clara a dificuldade para a separação do ruído dos diversos componentes do veículo baseado somente na medida do ruído interno.

O método proposto permite, além da medição objetiva, a edição do ruído, através do qual podem ser suprimidas ou amplificadas faixas de frequências e ordens, e a reprodução fiel para avaliação subjetiva, o que nos habilita a uma fácil identificação dos problemas no espectro.

A comparação entre várias medições é também favorecida pela possibilidade da audição quase simultânea entre elas.

Este trabalho busca evidenciar as vantagens do método de análise da qualidade acústica com exemplos práticos, selecionados de atividades normais de desenvolvimento de veículos envolvendo a medição de ruído interno relacionado ao "powertrain" e seus componentes, excitações de pista, ruído aerodinâmico, e também aspectos de ruído externo.

DESENVOLVIMENTO

Método de Análise da Qualidade Acústica

A análise da qualidade acústica é baseada na aquisição do ruído através de sistema binaural com taxa de amostragem compatível à faixa de frequências da audição, edição através de filtros em frequência e/ou ordem e reprodução com a máxima fidelidade possível a percepção humana. Dessa forma é possível associar diretamente a avaliação subjetiva do ruído com os dados medidos identificando a contribuição de cada componente de frequência para o conforto acústico desejado.

O sistema disponível consiste em um torso com microfones na posição dos ouvidos, gravador digital e sistema de equalizadores para simular as condições do ouvido humano. A necessidade da equalização deve-se ao fato do corpo humano e o sistema de audição em si representarem um filtro espacial de frequência que deve ser considerado no momento da reprodução. A equalização varia de -15 / +30 dB dependendo da faixa de frequências e localização da fonte sonora. A fig. 1 mostra um exemplo da curva de resposta do ouvido humano quando comparada à medição com microfone.

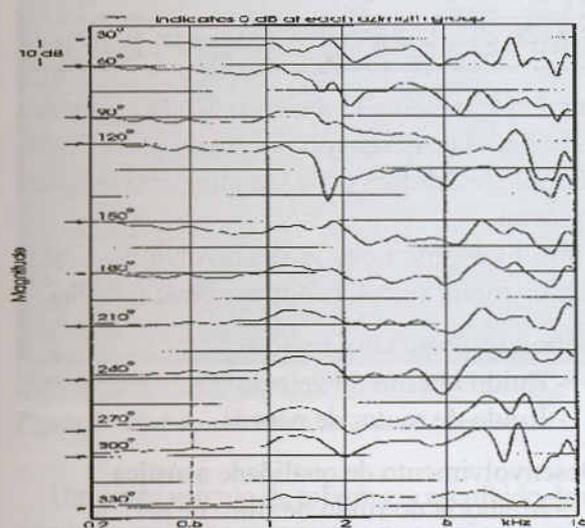


Figura 1

O procedimento de aquisição dos dados varia em função da medição a ser realizada de modo a evidenciar ao máximo o ruído a ser estudado. Geralmente são avaliadas as seguintes condições de operação do veículo:

- Aceleração plena, parcial e desaceleração entre as rotações mínima e máxima do motor.
- Velocidades constantes
- Marcha lenta

O torso de medição é posicionado em local favorável à aquisição do ruído desejado que pode ser no interior do veículo (passageiro dianteiro ou traseiro) ou externamente. As medições são feitas em pista ou câmara semi-anecoica.

Após a aquisição, os dados são transferidos a um processador equipado com as ferramentas tradicionais de análise além daquelas usadas para edição do ruído já citadas.

Para reprodução são aplicadas novas equalizações visando a recomposição correta do ruído como seria percebido diretamente pelo ouvido humano.

O sistema completo está mostrado na fig. 2.

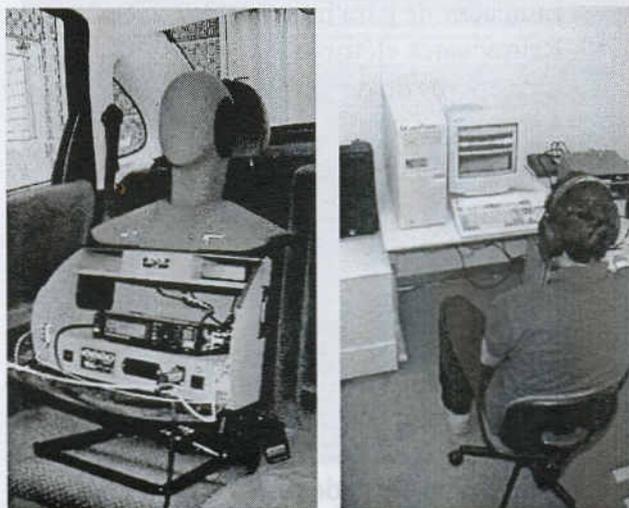


Figura 2

Definição de Metas de Ruído Através da Qualidade Acústica

No método proposto definem-se metas para cada componente do novo veículo baseando-se no ruído interno dos veículos escolhidos de referência (veículos já existentes com características acústicas apropriadas) e evidenciando-se a contribuição de cada peça ou sistema para o conforto acústico global.

O ruído interno de cada veículo é comparado e classificado com notas subjetivas atribuídas a cada item de avaliação. Estes itens são agrupados normalmente da seguinte forma:

- Ruído associado ao "powertrain":
 - Filtro de ar
 - Sistema de escapamento
 - Transmissão e eixo traseiro
 - Motor (combustão e ruídos mecânicos)

- Acessórios do motor:
 - Alternador
 - Compressor do A/C
 - Bomba da direção hidráulica
 - Correias
 - Ventiladores do sistema de arrefecimento
 - Motor de partida
 - Bomba de combustível
 - Válvulas
- Acessórios do veículo:
 - Vidro elétrico
 - Ventilação interna
 - Limpador de pára brisa e vidro traseiro
 - Retrovisores elétricos
 - Indicadores de direção
 - Antena elétrica
- Carroceira:
 - “squeaks & rattles”
 - Batida de portas
 - Ruído de vento
 - Regularem dos bancos
- Chassis:
 - Ruído de rodagem
 - Ruído de pneus
 - Ruído do sistema de freios

• Ruído externo

O ruído de cada componente isolado é medido independentemente da sua contribuição positiva ou negativa, e uma correlação com o ruído interno é estabelecida.

Os componentes são classificados considerando-se o efeito no ruído interno para todos os veículos de referência. A curva de metas é então definida com especificação baseada no ruído do componente isolado, levando-se em conta também a posição do veículo no mercado, tendências tecnológicas e custo de produção.

Desenvolvimento das Características Acústicas do Veículo

Após a definição das metas de projeto e disponibilidade dos primeiros protótipos do novo veículo, é feita uma avaliação completa das características acústicas.

O atendimento às metas é então verificado para cada item. São então definidos os pontos a serem melhorados e as atividades de desenvolvimento do produto.

Ocasionalmente, mesmo atendidas as metas individuais, o conjunto não apresenta qualidade acústica adequada.

Freqüentemente a associação indesejada de freqüências e ordens, mesmo com baixas amplitudes, pode gerar problemas tais como aspereza, batimentos e balanceamento inadequado de freqüências (baixas x altas freqüências).

Pode ocorrer também que o som produzido não seja condizente com a categoria à qual o veículo deve atender (esportivo, alto luxo, etc.)

Nos últimos casos é requerida a adequação das metas.

EXEMPLOS PRÁTICOS DE APLICAÇÃO

O método descrito têm sido aplicado há um ano nas atividades de desenvolvimento de novos veículos da General Motors onde sua eficiência tem sido comprovada.

Entre os vários itens já desenvolvidos, alguns exemplos foram selecionados para este trabalho:

- Definição de metas de ruído
 - Ruído interno do veículo
 - Ruído de motor de partida
- Desenvolvimento de qualidade acústica
 - Melhoria do ruído de filtro de ar
 - Melhoria do ruído de alternador
 - melhoria do ruído de impacto na suspensão traseira

Exemplos para Definição de Metas de Ruído

Ruído interno do veículo

A definição das metas de ruído interno do veículo é uma das mais importantes a serem realizadas pelo grupo de acústica e vibrações na indústria automobilística.

Esta tarefa deve considerar os requisitos de marketing considerando a classe do veículo, informações de veículos de referência, estratégia de custo e tendências do mercado. O presente exemplo mostrará de uma forma sintetizada como é feita a definição acústica de um novo veículo sport da GMB. As ferramentas de qualidade acústica foram utilizadas neste caso, para extrair as características acústicas desejáveis de cada veículo utilizado como referência para o novo produto.

O novo veículo sport, deve apresentar um destaque para o ruído de baixas frequências durante a aceleração (som sportivo), transmitir impressão de potência e ser bastante silencioso durante a desaceleração e velocidades constantes. Desta forma, um bom compromisso entre o sentimento de potência e conforto será alcançado.

Primeiramente, um dos veículos utilizado como referência foi testado. O ruído do motor mostrado na figura 3 abaixo apresentou uma característica de veículo tipo familiar, muito confortável mas não transmitiu a impressão necessária de potência.

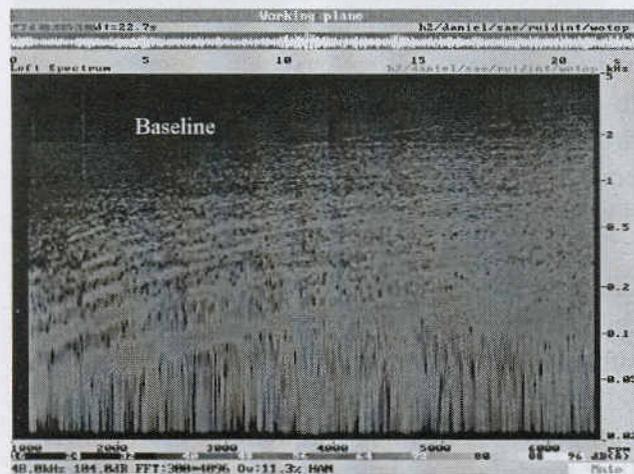


Figura 3 – Padrão sonoro do veículo de referência 1

Um outro veículo de referência escolhido de uma categoria mais alta apresentou os padrões desejáveis com som sportivo bastante destacado. No entanto, não foi considerado confortável na condição de velocidade constante devido ao ruído residual de alta frequência gerado pela transmissão (veja figura 4).

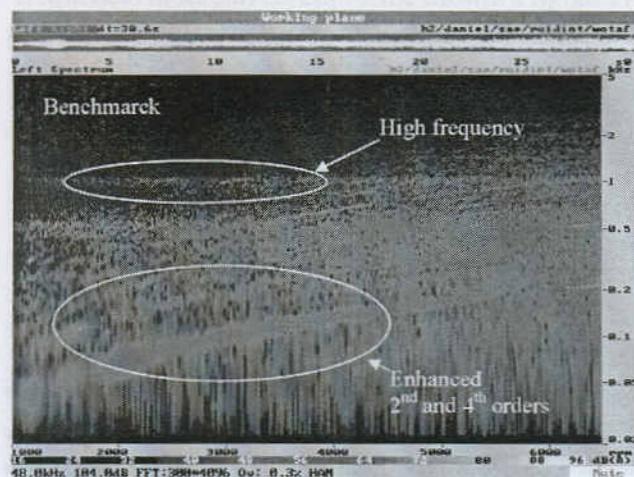


Figura 4 – Padrão sonoro do principal veículo de referência

Ambos veículos equipados com motor 2.0 L não apresentaram o desempenho desejado devido a longa relação de engrenagens da transmissão.

Com estas condições em mente, o novo veículo foi desenvolvido baseado no primeiro veículo de referência, utilizando-se uma menor relação de engrenagens da transmissão e um maior destaque para as 2ª e 4ª ordens do motor (Frequências harmônicas da explosão do motor). Na figura 5 abaixo observa-se o padrão alcançado.

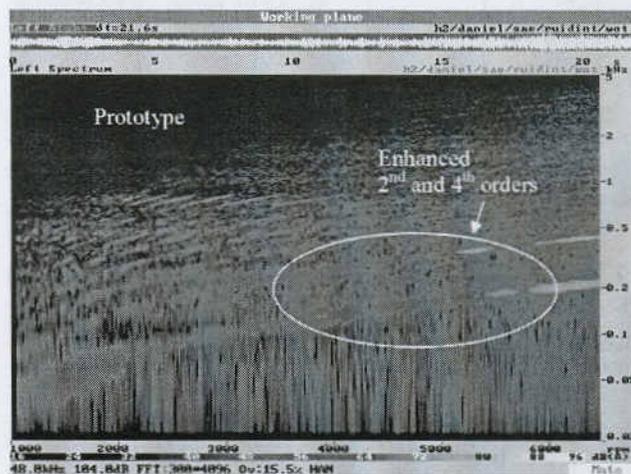


Figura 5 – Padrão sonoro do veículo protótipo

Este padrão foi alcançado através da redução do volume do filtro de ar que gerou um aumento no ruído de baixas frequências durante a aceleração, especialmente 2ª e 4ª ordens.

A figura 6 mostra as mudanças observadas no sistema de admissão de ar medidas no compartimento do motor. Mudanças no sistema de exaustão foram evitadas devido ao fato de estas também aumentarem o ruído em desaceleração e velocidade constante o que comprometeria o conforto do veículo.

Como efeito colateral as ordens mais altas (frequências harmônicas mais altas da explosão do motor) também aumentaram adicionando um pouco de aspereza ao ruído, mas a níveis aceitáveis.

Os padrões desejados nas condições de cruzeiro (velocidade constante) foram alcançados como mostram as figuras 7 e 8.

Como resultado final, o novo veículo apresentou um padrão sonoro marcante durante a aceleração combinado com uma característica de conforto durante as condições de velocidade constante.

Definição de Metas de Ruído para Componentes Veiculares

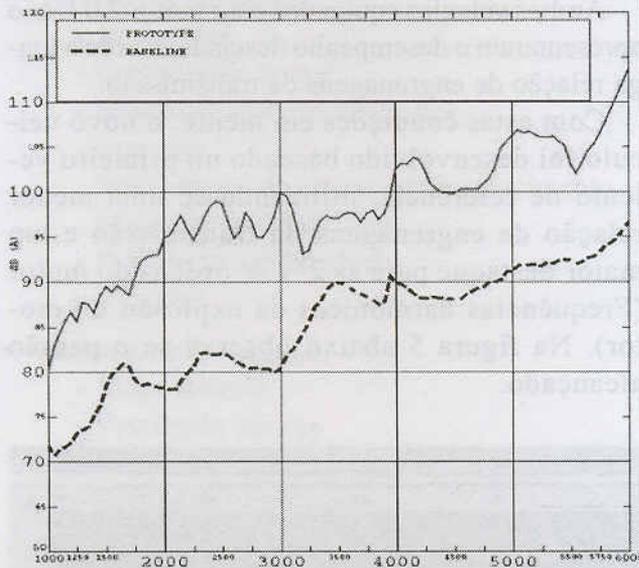


Figura 6 – Ruído do sistema de filtro de ar no compartimento do motor.

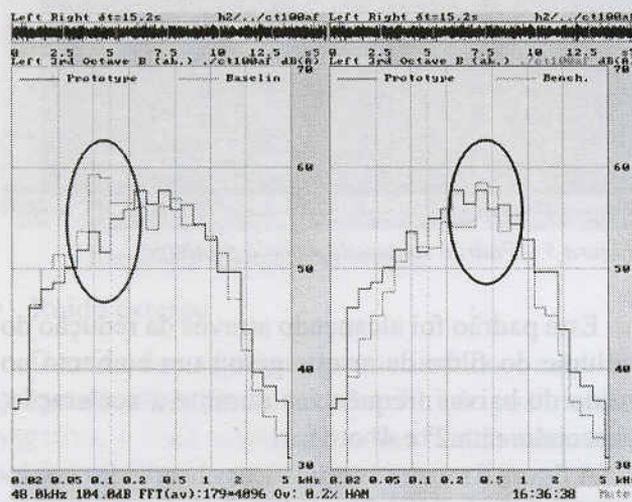


Figura 7 – Ruído interno à 100 Km/h

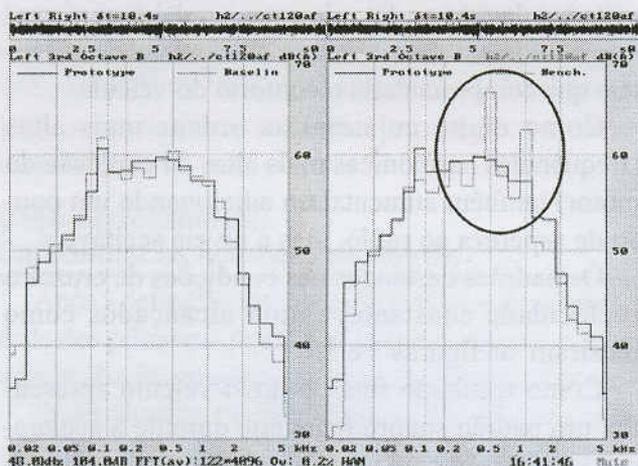


Figura 8 – Ruído interno à 120 Km/h

Os principais problemas remanescentes nesta fase de protótipo foram o ruído de alternador que será tratado a seguir e o ruído de vento que foi corrigido posteriormente.

Ruído do motor de partida

Este exemplo foi conduzido com a intenção de se gerar uma especificação para o ruído do motor de partida, baseado no ruído do componente medido isoladamente e então ser submetido aos possíveis fornecedores.

O desenvolvimento foi baseado em testes de peças já existentes de vários fornecedores diferentes, avaliando-se inicialmente o ruído interno no veículo causado pelo componente. Desta forma, os padrões sonoros bons e ruins foram isolados e uma correlação com as medições do componente isolado foi estabelecida.

Neste caso, a aplicação das ferramentas de qualidade acústica foram bastante úteis na separação dos padrões sonoros e auxiliando nas avaliações subjetivas comparativas.

A peça do fornecedor 1 apresentou menos componentes de altas frequências com uma melhor qualidade acústica mais agradável durante a operação. Entretanto, esta peça apresentava uma engrenagem reduzida e operação em uma velocidade maior tomando mais tempo para, fato este que originou um ruído notável após o seu desligamento.

A figura 9 abaixo mostra os diferentes padrões sonoros de duas peças testadas de diferentes fornecedores.

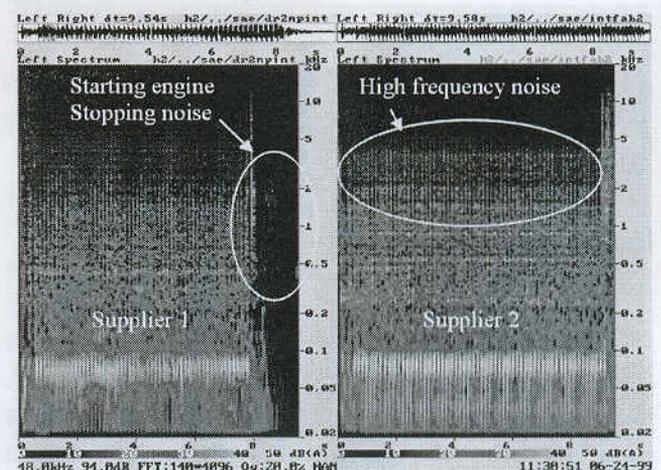


Figura 9 – Padrão sonoro de dois motores de partida diferentes

A peça do fornecedor 2 apresentou muitas componentes de altas e algumas de bem baixas frequências durante a operação. O ruído de parada não foi notável neste caso devido ao fato deste operar em velocidades menores e conseqüentemente o tempo de parada do engrenamento também ser menor. A figura 10 mostra precisamente a diferença entre os ruídos de parada para cada fornecedor.

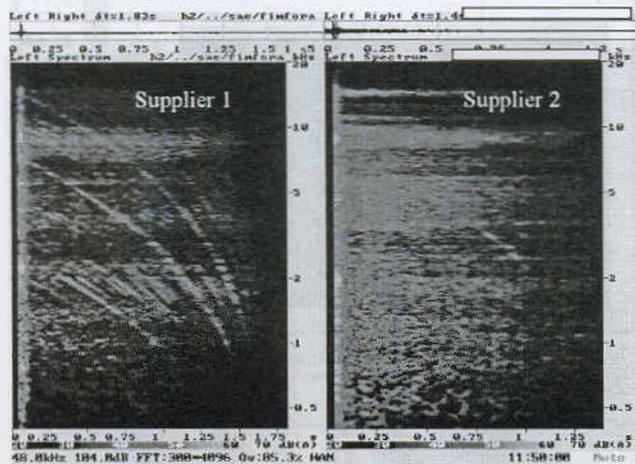


Figura 10 – Comparação do ruído de parada

O padrão sonoro apresentado pelo fornecedor 1 foi escolhido para ser utilizado como base para especificação do ruído durante a operação.

Com relação ao ruído de parada o fornecedor 2 foi escolhido.

Infelizmente, as peças do fornecedor 1 apresentaram alguns problemas de qualidade com algumas amostras enviadas para teste. Estas amostras geraram padrões ruins de ruído com componentes em frequência indesejáveis conforme mostra a figura 11.

Todas peças foram medidas isoladamente e a especificação foi baseada nas melhores amostras testadas conforme mostra a figura 12. A meta de ruído desta peça foi definida até 10000 Hz. Acima desta frequência todas as peças apresentaram picos de ruído que, no entanto, não podem ser ouvidas dentro do veículo devido a isolamento acústico. Adicionalmente, uma outra exigência para o espectro de frequência é imposta, baseada em experiências anteriores: Nenhum tom isolado deve exceder em 2dB(A) a variação suave do espectro. Estas componentes tonais geram um incômodo significativo mesmo quando têm baixas amplitudes.

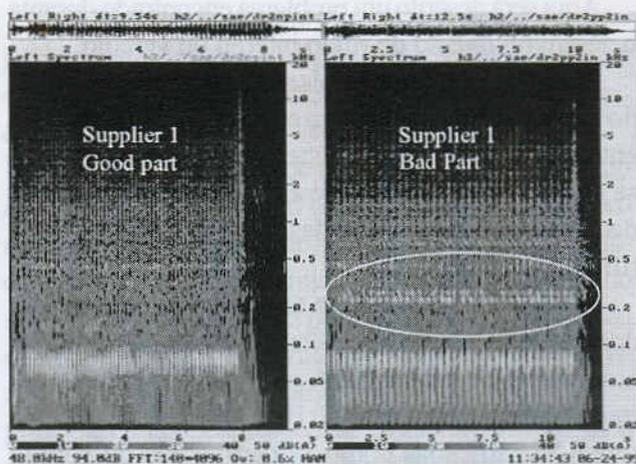


Figura 11 – Problema de qualidade do fornecedor 1

Esta especificação é agora validade para novos projetos e também para controlar a qualidade das peças atuais em produção.

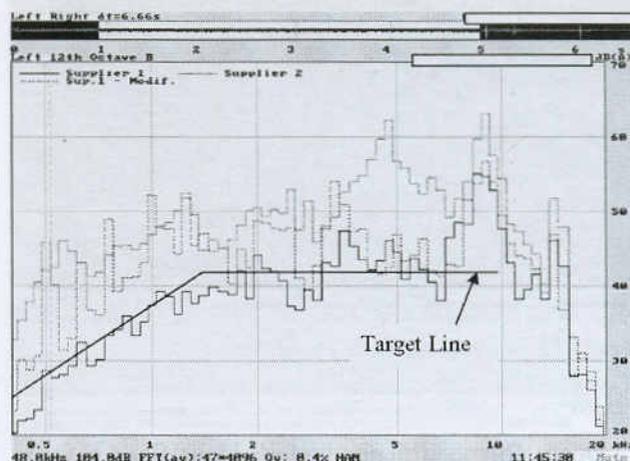


Figura 12 – Noise target for starting engine

Exemplos do Desenvolvimento da Qualidade Acústica

Melhoria do Ruído do Filtro de Ar

Conforme mencionado anteriormente, no desenvolvimento acústico do veículo cada item de ruído é validado através das suas metas previamente estabelecidas. No entanto, mesmo com as metas atingidas individualmente, a composição global destas pode apresentar um padrão sonoro desagradável.

Aqui será descrito um problema encontrado durante o desenvolvimento do ruído interno do veículo.

Durante a aceleração plena do veículo um ruído do tipo modulado foi observado principalmente entre 2000 e 3000 rpm. Este padrão de modulação se mostrou desagradável e as ferramentas de qualidade sonora foram utilizadas neste caso para a identificação do problema.

Filtros de frequência em tempo real foram aplicados de forma a remover as componentes do ruído responsáveis pelo problema. A composição do ruído entre uma ressonância em 540 Hz e as ordens 10, 12 e 14 foram identificadas como as causadoras do padrão sonoro desagradável (vide figura 13). A eliminação virtual desta ressonância resolveu o problema.

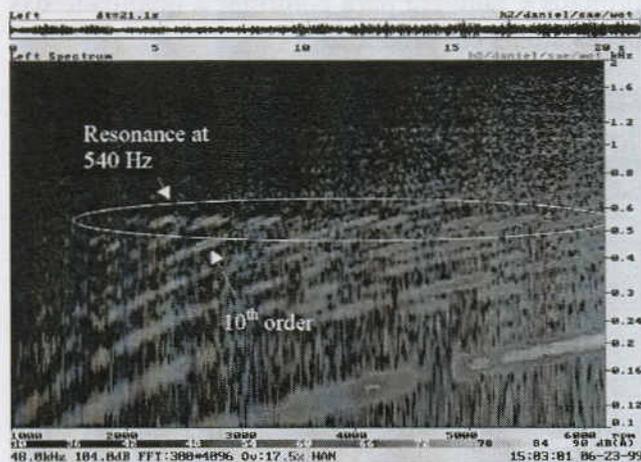


Figura 13 – Identificação do Problema

Desta forma, foi necessário identificar a fonte desta ressonância entre as fontes de ruído do motor. Investigações através do mapeamento de intensidade sonora do compartimento do motor foram conduzidas conforme mostra a figura 14.

A principal fonte de ruído na frequência de 540 Hz foi encontrada na caixa do filtro de ar. Novas medições de intensidade sonora ao redor da caixa mostraram que as paredes frontal e traseira do filtro eram as responsáveis pela radiação sonora nesta frequência.

A possibilidade de se utilizar um ressonador de Helmholtz ou um tubo de quarto de onda foi descartada uma vez que estes não são efetivos para tais altas frequências. Foi decidido então conduzir uma investigação modal na caixa do filtro.

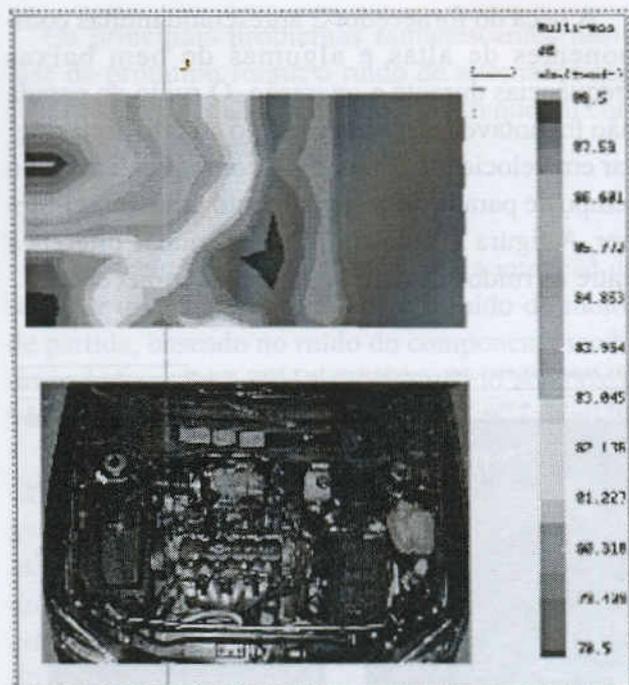


Figura 14 – Intensidade sonora no Compartimento do motor – Filtro 500 Hz 1/3 oitava

Através da técnica com vibrômetro laser e com a excitação do próprio motor, os picos de vibração foram identificados (vide figura 15). Estas regiões foram reforçadas e uma nova medição de ruído interno foi executada.

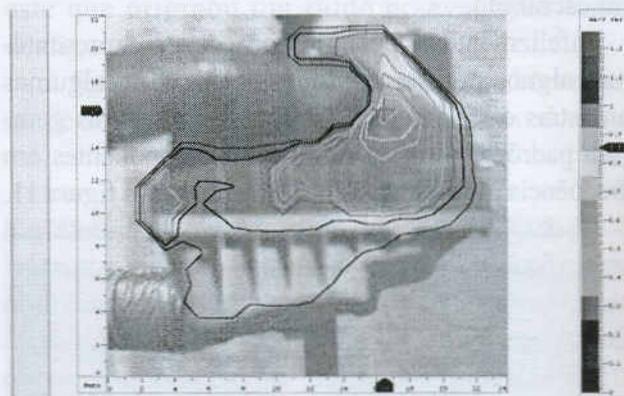


Figura 15 – Picos de vibração da caixa do filtro

Nenhum benefício foi encontrado. Foi então concluído que o problema poderia ser devido a um modo acústico da própria cavidade interna do filtro. As vibrações detectadas nas paredes do filtro seriam então vibrações forçadas devido às interações vibro-acústicas na caixa.

Através de alguns cálculos teóricos baseados nas dimensões da caixa foi encontrado um modo acústico longitudinal próximo a frequência de problema. Então, uma modificação nas dimensões da caixa foi proposta.

Com a nova caixa a frequência de ressonância de 540 Hz desapareceu e os resultados desejados foram alcançados (vide figura 16).

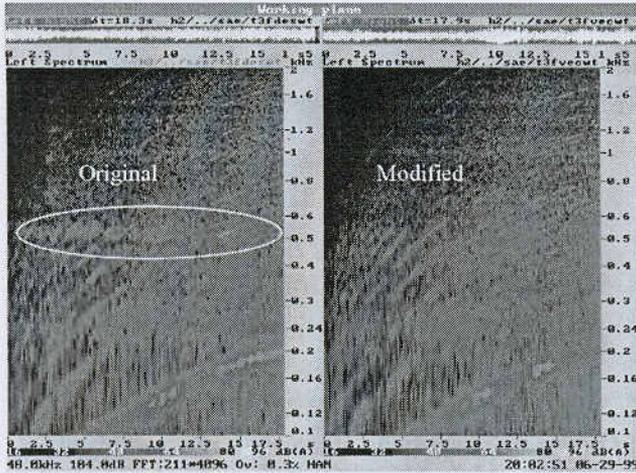


Figura 16 – Resultado Final sem a ressonância

Algumas frequências médias ainda puderam ser notadas, embora o padrão desagradável tenha sumido. Estas frequências estão associadas as altas amplitudes das ordens mais elevadas (10^a, 12^a e 14^a) as quais só podem ser reduzidas modificando-se o coletor de admissão.

Assim, conforme previsto pela análise da qualidade sonora, a eliminação da frequência de 540 Hz resultou em uma sensível melhora do conforto acústico do veículo.

Melhoria do Ruído do Alternador

O ruído do alternador, como muitos outros, pode ser bastante incômodo aos passageiros do veículo, não pela sua amplitude, mas pela sua característica tonal. Esta característica de baixas amplitudes dificulta muito a análise do problema com as ferramentas tradicionais de investigação. Neste exemplo, as vantagens da técnica de qualidade sonora serão evidenciadas.

O ruído do alternador pode ser distinguido subjetivamente de outros, tais como direção hidráulica e compressor de ar condicionado através da experiência já adquirida com veículos.

No desenvolvimento de um novo veículo o ruído do alternador foi identificado como um problema. As primeiras tentativas de redução deste ruído envolveram principalmente a redução do ruído aerodinâmico das pás do sistema de refrigeração da peça. Os cálculos teóricos da ordem predominante do ruído foram feitas baseadas na relação de polias e no número de pás da ventoinha. A principal componente espectral esperada para este ruído foi a ordem 31^a com relação ao virabrequim.

Todas medições de ruído mostraram a 31^a ordem bem destacada no espectro e todo o trabalho de desenvolvimento foi focado para reduzi-la (vide figura 17).

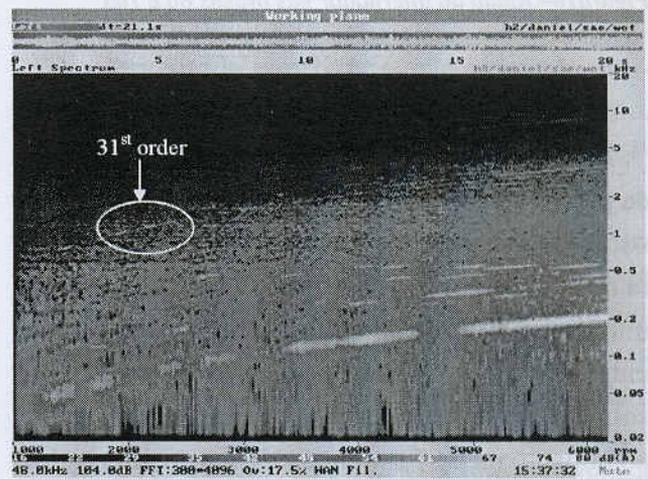


Figura 17 – Ruído do alternado na 31^a ordem

Através de uma randomização apropriada da forma das pás da ventoinha e um posicionamento destas, a 31^a ordem foi drasticamente reduzida. Entretanto, as avaliações subjetivas não mostraram nenhum ganho significativo.

Uma cuidadosa investigação foi então conduzida. As ferramentas de qualidade acústica foram utilizadas para identificação das ordens causadoras do incômodo. Aplicando-se filtros de ordem em tempo real no sinal gravado do ruído interno, foram identificadas as ordens 86 e 103 como responsáveis

pele incômodo. Estas ordens eram praticamente imperceptíveis no espectro de frequência conforme pode ser visto na figura 18.

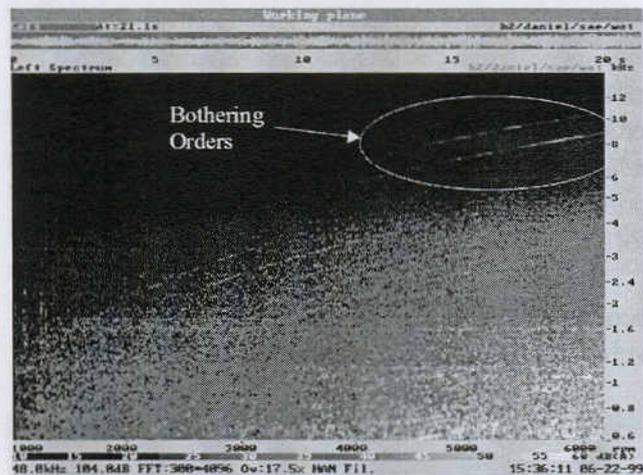


Figura 18 – Ruído do alternador nas ordens 86 e 103

De acordo com a experiência do fornecedor da peça, estas componentes em frequência são associadas ao ruído magnético. A principal maneira de se tratar este tipo de problema sem grandes mudanças no projeto seria aumentar a distância entre as partes estática e rotativa da peça. Esta solução foi tentada, porém inviabilizada devido ao impacto na performance elétrica do alternador.

Após algumas tentativas, o principal ganho foi alcançado reduzindo-se a razão entre polias do virabrequim e alternador. Com uma velocidade menor de trabalho do alternador, as ordens problemáticas foram deslocadas reduzindo o incômodo.

Adicionalmente, as amplitudes relativas foram reduzidas com apreciável ganho (vide figura 19).

Melhoria do Ruído de Impacto na Suspensão Traseira

O ruído interno do veículo devido ao impacto das rodas quando submetidos à desníveis na pista pode ser avaliado sobre dois pontos de vista:

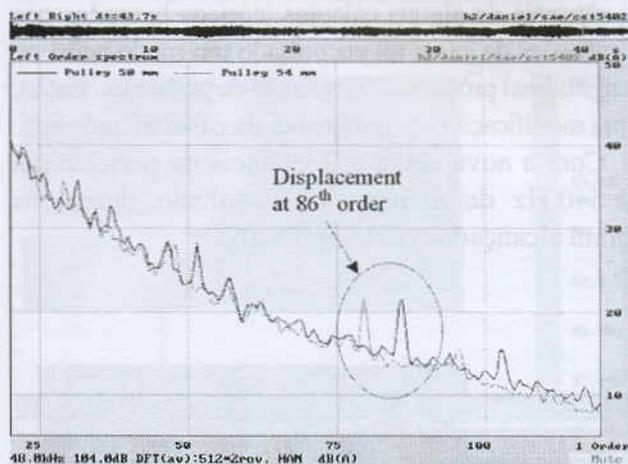


Figura 19 – Comparativo do espectro médio de ordens

- Nível de pressão sonora
- Qualidade sonora

Comparando-se duas propostas para isoladores do braço da suspensão traseira, o mesmo nível geral de ruído foi medido durante a passagem do veículo por ripas de impacto (vide figura 20). No entanto, a proposta B apresentou um padrão sonoro muito mais “metálico” e seco devido a sua composição espectral rico em altas frequências.

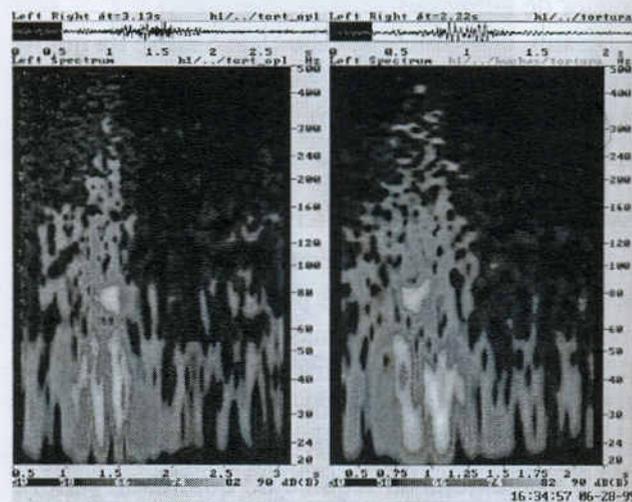


Figura 20 – Espectro do ruído de impacto

A proposta A, embora apresentasse uma isolamento menor para baixas frequências, o padrão sonoro do ruído de impacto foi considerado mais suave e portanto mais agradável.

Através dos testes de sensibilidade acústica utilizando-se excitação impulsiva no braço da suspensão foi possível definir a função de resposta acústica para as duas propostas.

No gráfico abaixo (figura 21) são mostrados os resultados das funções de sensibilidade acústica. Estas comprovam as conclusões obtidas na análise da qualidade acústica que identificaram a falta de isolamento para altas frequências na proposta B.

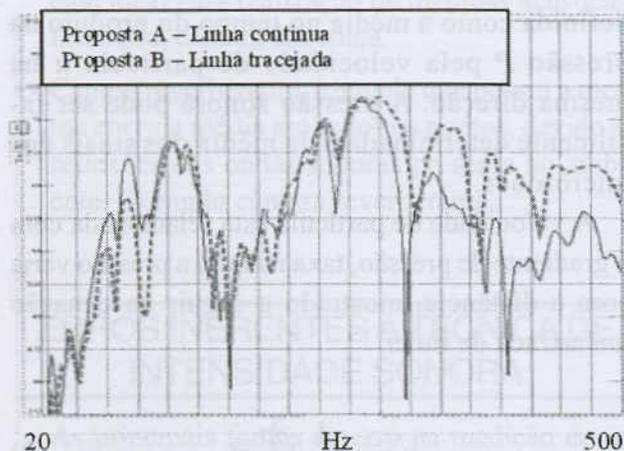


Figura 21 – Funções de sensibilidade acústica

CONCLUSÕES

- O método descrito tem provado a sua eficiência na identificação de padrões sonoros desagradáveis e no auxílio do projeto acústico do veículo.
- O padrão sonoro de um futuro veículo pode ser avaliado antes dos componentes estarem disponíveis. Da mesma maneira mudanças podem ser avaliadas em veículos já existentes com uma redução de tempo e dinheiro consideráveis.

- A definição de metas de ruído para cada componente é fortemente recomendada uma vez que possibilita o desenvolvimento dos componentes antes do primeiro protótipo do veículo ser construído. Também é bastante útil no controle de qualidade da produção dos componentes com relação as suas características de ruído.

- A definição e validação individual de metas de ruído para os componentes não garantem o padrão sonoro desejado para o veículo. Interações entre as várias fontes de ruído podem comprometer o conforto global do veículo. Neste caso, a técnica de qualidade acústica é a melhor ferramenta para identificar e corrigir o problema.

- A técnica da qualidade sonora é fácil de ser implementada e utilizada, não exigindo muito conhecimento acadêmico. Por outro lado, exige conhecimento e experiência com avaliações subjetivas em veículos.

- Esta técnica apenas indica as direções para solução do problema, definindo as reduções necessárias no ruído para se atingir as metas de conforto acústico. A grande dificuldade é implementar as soluções físicas reais. Para tanto, se faz necessário um conhecimento amplo da área de ruídos e vibrações como por exemplo, intensidade sonora, análise modal acústica e estrutural, estudos de sensibilidade acústica e simulações numéricas.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Fletcher & Rossing – The Physics of Musical Instruments.
- Kinsler, Frey, Coppens & Sanders – Fundamentals of Acoustics.
- Head Acoustics GMBH – Binaural Analysis System

ESTUDO DA TÉCNICA DE INTENSIDADE SONORA: PROCEDIMENTOS, ERROS E APLICAÇÕES

R. Pierotti, W. Castanha - MWM MOTORES DIESEL LTDA

Prof. Dr. P. R. G. Kurka - UNICAMP - DPM - FEM

RESUMO

O presente trabalho visa apresentar a técnica da intensidade sonora, os equipamentos necessários para a realização das medições, os erros inerentes ao processo e os métodos utilizados para determinação de potência sonora. O potencial do método é mostrado em um caso prático de análise de um conjunto motopropulsor.

INTRODUÇÃO

A técnica de intensidade sonora foi desenvolvida por Chung e Fahy em 1977 [1], por meio de um arranjo de dois microfones montados próximo com espaçamento conhecido.

A intensidade acústica apresenta muitas vantagens sobre a pressão sonora. As medidas de pressão sonora apresentam apenas informação sobre a magnitude do ruído, enquanto que a intensidade sonora apresenta a magnitude e direção.

A utilização desta técnica permite a identificação de fontes de ruído *in situ*, na presença de várias outras fontes, como uma máquina no parque fabril, não sendo necessária a remoção do equipamento para uma câmara reverberante ou anecóica.

O problema da identificação de uma fonte de ruído individual em meio a outras é resolvido pela técnica da intensidade sonora, ao invés da utilização da pressão sonora.

DEFINIÇÃO DE INTENSIDADE SONORA

A intensidade I de uma onda sonora é definida como a taxa média do fluxo de energia através de

uma área normal a direção de propagação, com unidade expressa em $[W/m^2]$.

Intensidade = Pressão . Velocidade

$$I_r = \overline{p \cdot u_r} \quad (1)$$

A intensidade sonora I em uma direção r é definida como a média no tempo do produto da pressão P pela velocidade de partícula u na mesma direção. A pressão sonora pode ser facilmente determinada pela média dos sinais dos microfones.

A velocidade de partícula esta relacionada com o gradiente de pressão, taxa na qual a pressão varia com a distância, mostrado a seguir na equação linearizada de Euler.

$$u = -\int \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial r} dt \quad (2)$$

Na prática uma aproximação por diferença finita é aplicada na equação acima:

$$u = -\frac{1}{\rho} \int \frac{P_B - P_A}{\Delta r} dt \quad (3)$$

Com esta equação, (3), é possível medir o gradiente de pressão com dois microfones proximamente espaçados, determinado assim a velocidade de partícula. [2, 3, 4]. Logo:

$$I = -\frac{P_A + P_B}{2 \cdot \rho \cdot \Delta r} \int (P_B - P_A) dt \quad (4)$$

CAMPOS SONOROS.

Os campos podem ser classificados em Campo Próximo, Livre e Reverberante, em função da distância da fonte sonora.

- Campo Próximo, é aquele que para pequenos afastamentos da fonte apresentam grandes variações no nível de pressão sonora. Nesta região a pressão sonora e a velocidade de partícula estão fora de fase, não havendo portanto um fluxo de energia e sim oscilação do ar, alternando a energia acústica entre cinética e potencial.
- Campo Livre, é aquele no qual o nível de pressão sonora decresce em 6dB para o dobro do afastamento em relação a fonte e não há incidência de reflexão de ondas, sendo portanto um ambiente ideal para realização de medidas acústicas. Exemplo, câmara anecóica.
- Campo reverberante, é aquele que possui a mesma energia média em todos os pontos, devido as reflexões das ondas sonoras presente no ambiente. Exemplo câmara reverberante.

ERROS INERENTES A TÉCNICA DE INTENSIDADE SONORA

As principais fontes de erro na medição de intensidade sonora, num ponto fixo, de um campo sonoro estacionado no tempo são:

- Erros por aproximação de diferença finita,
- Erros de diferença de fase entre os canais de medição;
- Erro de amostragem espacial;
- Erro de estimativa de espectro.

ERRO DE DIFERENÇA FINITA

O erro causado pela aproximação do gradiente de pressão por meio de uma reta é denominado erro de diferença finita, (figura 1). Este erro implicará tanto em alta como em baixas frequências.

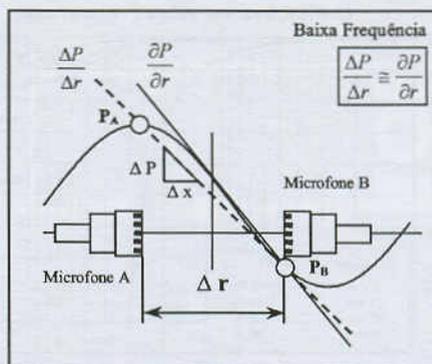


Figura 1. Aproximação do gradiente de pressão.

Se o comprimento de onda tornar-se pequeno, altas frequências, comparado com o espaçamento dos microfones, a estimativa do gradiente será imprecisa, (figura 2).

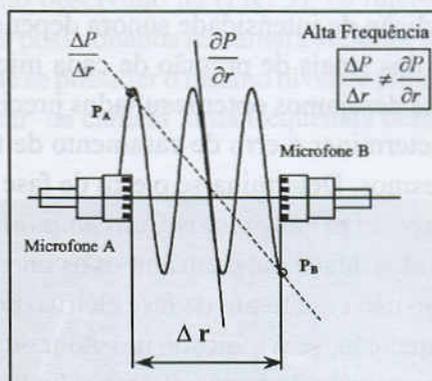


Figura 2. Erro em alta frequência.

Para um dado espaçamento entre os microfones, haverá um limite de alta frequência a partir da qual os erros irão crescer significativamente, (figura 3). Este erro é dado por, pela seguintes expressões:

$$L_{erro} = 10. \log \left(\frac{\text{sen} \left(2\pi \frac{\Delta r}{\lambda} \right)}{2\pi \frac{\Delta r}{\lambda}} \right) \quad (5)$$

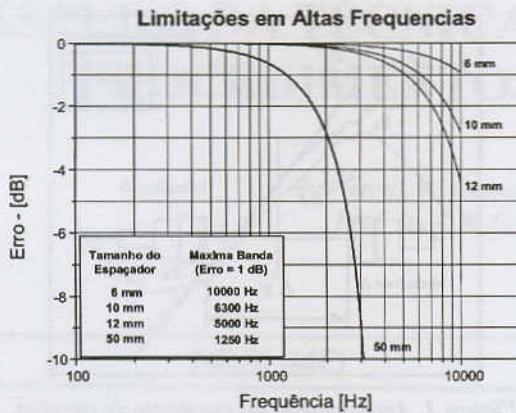


Figura 3. Erro devido a escolha do espaçamento.

ERRO DE DIFERENÇA DE FASE

Ao utilizarmos a técnica dos dois microfones para determinação da intensidade sonora, devemos levar em conta a limitação dos equipamentos de medição, afim de garantirmos a precisão nos resultados que serão obtidos.

A medição de intensidade sonora depende basicamente dos sinais de pressão de cada microfone, ou seja, se desejamos obter resultados precisos, devemos determinar o erro de casamento de fase entre os mesmos. Determina-se o erro de fase através de um dispositivo que promove um campo altamente reativo, intensidade nula, em ambos os microfones. Devido ao não casamento de fase elétrico dos sistemas de medição, será indicado um valor de intensidade denominado de intensidade residual.

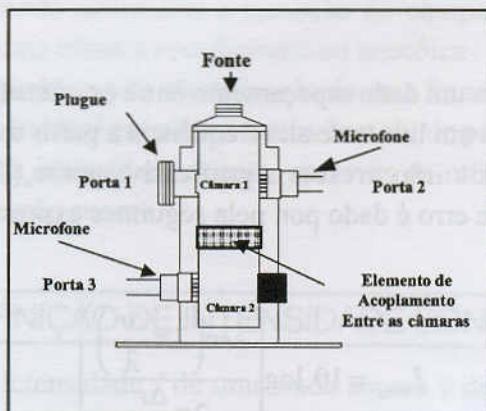


Figura 4. Dispositivo de calibração.

Obs. para a determinação da intensidade residual os microfones devem estar nas portas 1 e 2.

O não casamento de fase introduzirá um erro na estimativa da intensidade, dado por:

$$(6)$$

onde $L_f = d_{PI0} - d_{PI}$, denominado de Índice de Erro de Fase, trás informação do erro de fase, contido no parâmetro d_{PI0} , Índice Pressão- Intensidade Residual, e da qualidade do campo sonoro, d_{PI} Índice Pressão-Intesidade. Onde:

$$\delta_{PI0} = L_{P_{residual}} - L_{I_{residual}} \quad (7)$$

$$\delta_{PI} = L_{P_{medido}} - L_{I_{medido}} \quad (8)$$

O gráfico abaixo expressa a relação entre o erro da estimativa da intensidade L_{erro} , e o índice L_f , pode-se observar que se desejarmos $L_{erro} = 1[\text{dB}]$, o valor de L_f , será $\approx 7[\text{dB}]$.

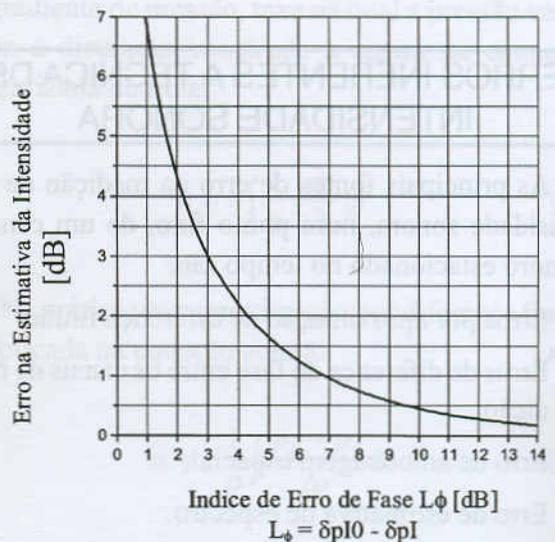


Figura 5. Qualidade de medição.

O gráfico da figura 6, apresenta a Capacitação Dinâmica do Sistema de medição L_d , que determina pela interseção com d_{PI} a faixa de frequências para qual o erro da estimativa da intensidade, determinado na figura 5, não será ultrapassado.

Onde:

$$L_d = \delta_{PI0} - K \quad (9)$$

e $K = L\phi$, correspondente ao L_{erro} .

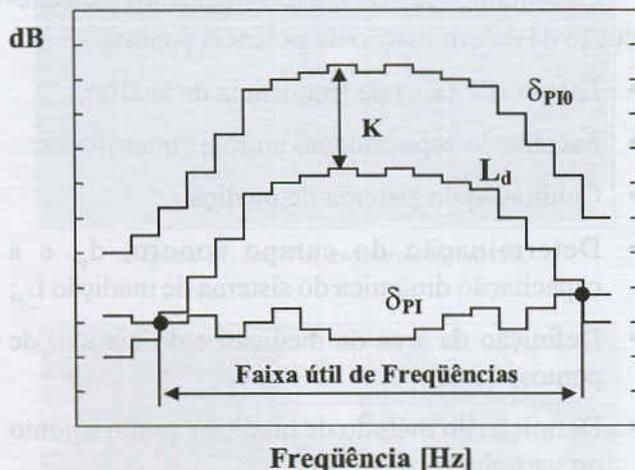


Figura 6. Índice de Capacitação Dinâmica.

ERRO DE ESTIMATIVA DE ESPECTRO

Como já visto a intensidade é proporcional a parte imaginária do espectro cruzado dos sinais de pressão. O erro da estimativa do espectro cruzado é definido por $1/\sqrt{BT}$, onde B é a largura de banda e T o tempo de média. Geralmente, os maiores erros aleatórios acontecem para uma fonte de banda estreita, quando em presença de campo reverberante. Para diminuí-lo é necessário aumentar o tempo de média. Fahy recomenda um tempo de média de até um minuto, [5].

EQUIPAMENTOS NECESSÁRIOS.

Os quatro componentes necessários à determinação da intensidade sonora, são:

- Analisador de freqüência em tempo real de dois canais que opere com filtros digitais;
- Uma sonda de intensidade sonora;
- Calibrador de intensidade sonora;
- Fonte sonora para determinação da intensidade residual.

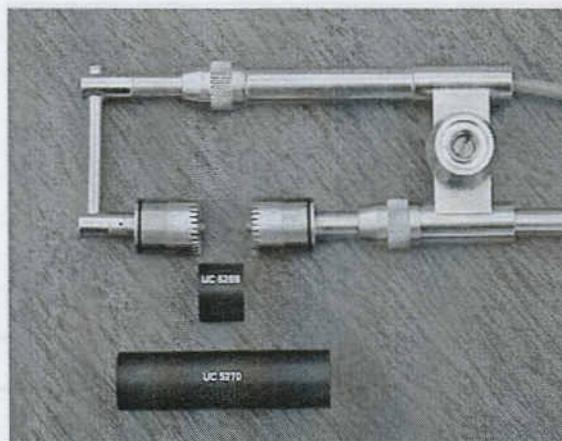


Figura 7. Sonda de intensidade sonora B&K 3547

CALIBRAÇÃO DO EQUIPAMENTO.

O procedimento consiste na calibração da pressão, velocidade de partícula e na medida do índice da intensidade residual.

Calibração da pressão:

Como observado na (Fig. 7), os microfones devem ser posicionados na câmara superior do *coupler* para que se possa ter o mesmo nível de pressão. Deve-se injetar na câmara uma freqüência definida.

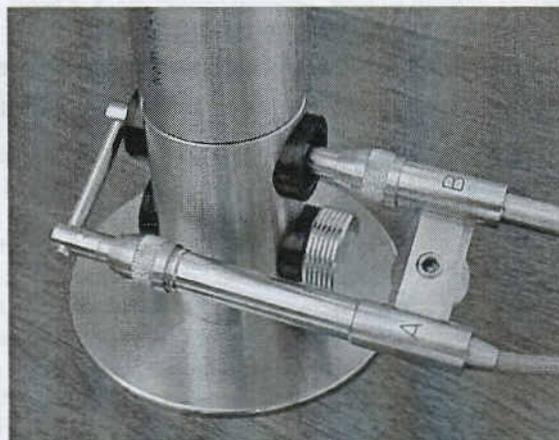


Figura 8. Arranjo para calibração de pressão.

Verificação da velocidade de partícula:

Os microfones devem ser posicionados em câmaras diferentes para que haja uma diferença de fase entre eles, afim de simular um nível de intensidade de partícula. Injeta-se o mesmo ruído do anterior.

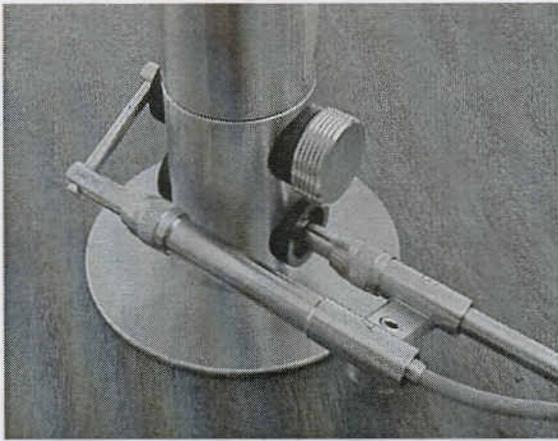


Figura 9. Arranjo para Verificação de velocidade de partícula.

POTÊNCIA SONORA

Qualquer fonte de ruído tem uma potência sonora característica, sendo um parâmetro amplamente usado para comparação entre fontes sonoras, devido não sofrer influência do meio. A quantidade acústica que esta diretamente relacionada com a potência sonora é a intensidade. Como pode ser visto abaixo.

$$W = \int_S \bar{I}_n dS \quad (17)$$

Esta equação garante que a potência sonora de uma fonte pode ser determinada mesmo na presença de outras, uma vez que a equação não considera energia que cruza a superfície S, [9].

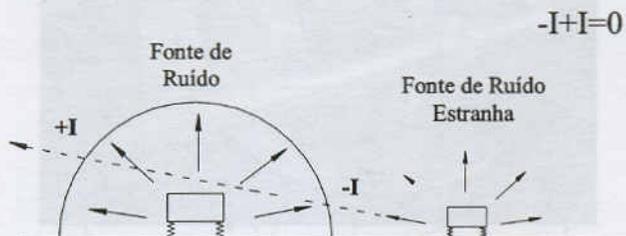


Figura 10. Efeito de fontes externa de ruído na medida de intensidade para determinação de potência sonora.

PROCEDIMENTO.

É conveniente que para a execução dos ensaios utilize-se a norma ISO 9614,

“Acoustics – determination of sound power levels of noise source using sound intensity – Part 1: Measurement at discrete points, Part 2: Measurements by scanning”. Pois sem a qual não se tem a certeza de que todos os requisitos, para a redução dos erros foram satisfeitos.

Os seguintes passos são recomendados para execução da determinação da potência sonora:

- Escolha da faixa de frequência de análise;
- Escolha do espaçamento entre os microfones;
- Calibração do sistema de medição;
- Determinação do campo sonoro, d_{PI} e a capacitância dinâmica do sistema de medição L_d ;
- Definição da área de medição e do número de pontos;
- Definição do método de medição, ponto a ponto ou varredura;
- Medição da intensidade sonora;
- Determinação da potência sonora.

CASO PRÁTICO

Devido a necessidade de se determinar a participação de duas fonte distintas, motor e caixa de marchas, de um conjunto motopropulsor, optou-se pela intensidade sonora pois não se possuía um dinamômetro semi-aneóico, para a determinação da potência sonora, Para a determinação da potência sonora utilizou-se a orientação da norma ISO9614-1.

Para a determinação da rotação e da condição de carga para a comparação das fontes em dinamômetro, utilizou-se o teste de ruído de passagem como um orientador, mesmo sendo um teste transitório.

Na análise das potências sonoras em uma lateral escolhida a caixa de marcha produziu uma potência irradiada de 97,3 e o motor 103,7 [dBA], onde $W_0 = 1 \cdot 10^{-12}$ [W]. Ponderando assim o campo de trabalho para o desenvolvimento do conjunto motopropulsor.

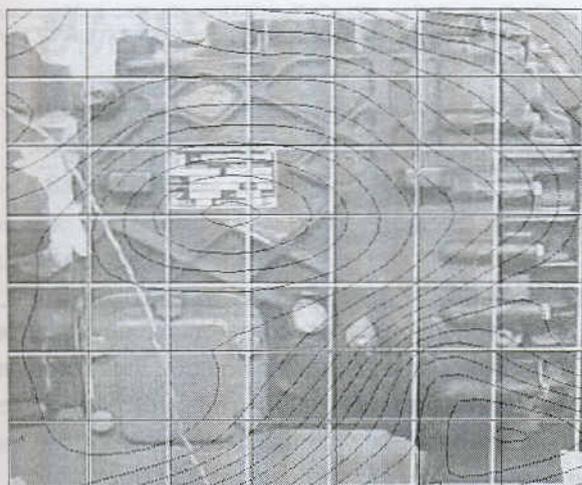


Figura 11. Lateral esquerda do motor.

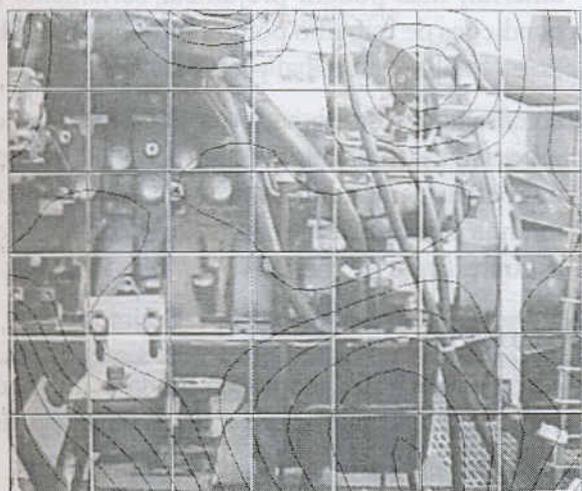


Figura 12. Lateral esquerda da caixa de marchas.

Dados da Medição da caixa de marchas

- Potência Sonora = 97,3 [dBA - W];
- Intensidade = 105,3 [dBA - W/m²];
- Distância à superfície = 100 [mm];
- Espaçamento da malha = 50[mm];
- Número de pontos = 8 x 8;
- Range de frequência = 100 à 5 k [Hz];
- Espaçamento da sonda = 12[mm];
- Direção das medidas, Y (normal);
- Filtro digital (A).

Dados da Medição do motor.

- Potência Sonora = 103,7 [dBA - W];
- Intensidade = 106,2 [dBA - W/m²];
- Distância à superfície 200 [mm];

- Espaçamento da malha = 100[mm];
- Número de pontos = 7 x 8;
- Range de frequência = 100 à 5 k [Hz];
- Espaçamento da sonda = 12[mm];
- Direção das medidas, Y (normal);
- Filtro digital (A).

CONCLUSÃO

A técnica da intensidade sonora tem sido um eficiente método na identificação de fontes de ruído e na determinação da potência sonora. Contudo, cuidados especiais devem ser tomados para se garantir a precisão dos resultados. A precisão da medição de intensidade sonora depende da qualidade do equipamento, erro de fase, do espaçamento dos microfones e da reatividade do campo sonoro.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1]. L.E. Kinsler, "Fundamentals of Acoustics" 3rd edition, John Wiley & Sons 1982.
- [2]. F.J. Fahy, "Measurements of Acoustic Intensity Using Cross-Spectral Density of Two Microphone Signals", Journal of Acoustic Soc. Am. 62 1057-1059, 1977.
- [3]. Bruel & Kjaer, "Sound Intensity" Booklet BR0476-12, 1989.
- [4]. S.N.Y Gerges, "Identificação de Fontes de Ruído Veicular por Medição de Intensidade Sonora", Revista de Acústica e Vibração, nº 14, pp 9-19, Dez/94.
- [5]. S. J. Bendat, "Engineering Applications of Correlation and Spectral Analysis", John Wiley & Sons, 1980, ISBN 0-471-05887-4.
- [6]. Brüel & Kjaer, "Frequency Analysis", 3rd, ISBN 87 87355 07 8.
- [7]. Bruel & Kjaer, "Digital Signal Analysis" Technical Review, BT0013-12, Jan, 1985.
- [8]. P.R. Donavan, "Sound Intensity Measurement Errors in the Presence of Large Pressure to Intensity Ratios", Proceedings of the Noise and Vibration Conference, 1995, vol. 2, pp 817-823, SAE 951334.
- [9]. S.N.Y Gerges, "Ruído Fundamentos e Controle", Universidade Federal de Santa Catarina, 1992.
- [10]. A. Bullmore, "Acoustic Intensity Leads the Way to *in situ* Noise Source Identification", Noise & Vibration Worldwide, June 1991, pp 10-11.
- [11]. F. Jacobsen, "Spatial Sampling Errors In Sound Power Estimation Based Upon Intensity", Journal of Sound and Vibration, 1991, 145(1), pp 129-149.
- [12]. F. Laville, G. Salvan and J. C. Pascal, "Sound Power Determination Using Intensity Measurements Under Field Conditions", Proceedings of Inter-Noise 1980, pp 1083-1086.
- [13]. F. Jacobsen, "Sound Field Indicator: Useful Tools", Noise Control Engineering Journal 1989, 35, pp 37-46.

O RUÍDO NA INDÚSTRIA – COMO CONTROLAR

*J. L. Bento Coelho - Professor de Acústica do Instituto Superior Técnico, Universidade Técnica de Lisboa, Portugal;
Professor Visitante da COPPE, UFRJ*

O RUÍDO NOS LOCAIS DE TRABALHO

Uma unidade de produção industrial concentra, em geral, um número considerável de maquinaria e equipamento que, em funcionamento em simultâneo, pode produzir elevados níveis de ruído.

Os materiais usualmente empregues na constituição ou revestimento das paredes envolventes (concreto, alvenaria, fibrocimento, chapa metálica, vidro) reflectem para o espaço interior a energia sonora incidente, criando um reforço do ruído emitido dentro do espaço do galpão. As grandes dimensões dos galpões industriais são ainda responsáveis por um reforço acrescido do ruído que pode atingir níveis sonoros susceptíveis de danificar o ouvido humano. Estão, assim, criadas as condições mínimas para uma situação onde a **segurança (saúde) do trabalhador** é colocada em causa e onde o trabalho realizado pode perder eficiência e qualidade comprometendo a **rentabilidade da unidade de produção**.

O ruído produzido pela atividade de uma unidade industrial afecta, de diversos modos, diferentes grupos de pessoas, consoante a sua localização relativa. Podem considerar-se, três zonas de recepção: zona de recepção direta, zona adjacente e zona exterior.

Zona de recepção direta

- corresponde aos **recintos**, usualmente de grandes dimensões, onde se encontram as máquinas e equipamentos que geram o ruído;

⇒ os **níveis de ruído são elevados**, podendo causar danos no aparelho auditivo de quem aí trabalha;

⇒ a **redução do ruído** pode ser conseguida por intervenção nas próprias fontes sonoras, por condicionamento acústico do recinto (colocação de painéis absorventes, construção de barreiras, alteração da geometria da sala, etc.) e ainda em certos casos, por atuação nos receptores (cabines de proteção, protetores auriculares).

Zona adjacente

- corresponde a **espaços**, normalmente de dimensões menores do que os do caso anterior, **localizados no edifício da unidade** e que são tipicamente gabinetes, escritórios, salas de reunião, ateliers ou laboratórios;

⇒ os **níveis de ruído** não são já, normalmente, suficientes para causar danos físicos, como no caso anterior, mas podem prejudicar seriamente as condições de trabalho por gerarem incomodidade nos trabalhadores aí presentes;

⇒ a **redução do ruído** pode ser conseguida pelos processos já indicados e, ainda, pelo aumento das perdas de transmissão sonora nos vários caminhos possíveis de propagação do ruído desde as fontes até esta zona.

Zona exterior

- corresponde à **vizinhança da unidade** que pode englobar zonas públicas, edifícios de habitação, escolas e hospitais;

⇒ o problema do ruído produzido por uma unidade industrial deve ser analisado em conjunto com outros tipos de ruído existentes na zona, de modo a avaliar até que ponto aquele é ou não significativo para o ruído ambiente;

⇒ o impacto do ruído industrial nesta zona pode ser reduzido melhorando o isolamento sonoro da unidade (reforço do índice de isolamento sonoro das paredes, colocação de barreiras acústicas em redor da unidade, etc.).

Cada zona de recepção apresenta os seus problemas específicos. Os níveis de ruído são diferentes em cada zona. Os efeitos do ruído variam de zona para zona, desde o incômodo que pode gerar cansaço, stress e problemas de perturbação do sono até a danos no aparelho auditivo, a surdez profissional. A legislação aplicável é, também, distinta. Os meios a utilizar para redução do ruído diferem também consoante a zona.

INTERVENÇÃO PARA CONTROLO DE RUÍDO

O objetivo último de um **Programa de Controlo de Ruído** situa-se ao nível do **Homem** e dos efeitos que sobre ele, as suas vivências e atividades exerce o ruído.

Os fins que se propõe atingir contemplam:

- A prevenção de **trauma auditivo** - prevenção da surdez profissional;
- A **diminuição ou eliminação do incômodo** - criação de um ambiente acusticamente confortável (conceito com conotações de ordem subjectiva e de implementação ligada ao grau de desenvolvimento económico e social);
- A **não interferência do desempenho de tarefas**;
- O **aumento de produtividade** - a incomodidade induzida pelo ruído, pela interferência que eventualmente cause na realização de tarefas, pode fazer diminuir a produtividade de uma linha de trabalho;
- A **economia dos processos** - o factor económico estará presente, como resultado da consecução do aumento da eficiência do trabalho e da produtividade de forma direta e indireta (melhoria das condições ambientais, e, logo sociais no trabalho) bem como da optimização das soluções a adoptar.

O estabelecimento dos fins a atingir assenta na definição da(s) função(ões) do espaço a tratar e sua ocupação humana ou do equipamento, seu funcionamento e operação. É em face da função para que está projectado o equipamento ou o espaço que podem ser estabelecidos critérios e limites para os níveis sonoros a observar.

Os factores a levar em conta ou os requisitos a satisfazer na atuação do Engenheiro de Controlo de Ruído são de duas ordens: técnicos e económicos. Os requisitos técnicos podem ser classificados em acústicos e complementares.

A NR 15, Norma Regulamentadora de Segurança e Saúde do Trabalhador, do Ministério do Trabalho e Emprego, estabelece o limite de tolerância para ruído contínuo ou intermitente em 85 dB(A), para uma exposição máxima de 8 horas. Para intervalos de exposição menores, considera-se um acréscimo de

tolerância de 5 dB por cada metade de tempo de exposição: para 4 horas, o limite é de 90 dB(A), para 2 horas será de 95 dB(A), por exemplo. É, aí, estabelecido, também, que não é permitida exposição a níveis de ruído acima de 115 dB(A) para indivíduos que não estejam adequadamente protegidos. O limite de tolerância para ruído de impacto será de 130 dB (linear). Nos intervalos entre os picos, o ruído existente deverá ser avaliado como ruído contínuo.

Esta são as **exigências acústicas**.

As **exigências complementares** incluem:

- **Segurança**, garantia de satisfação de condições estabelecidas (em legislação e senso comum) de segurança de pessoas e bens (tais como anti-fogo ou não toxicidade);
- **Integridade estrutural** dos materiais utilizados, para garantia das especificações a longo prazo;
- **Estética** - integração das soluções na estrutura arquitectónica geral, boa aparência;
- **Energética** - atenção às preocupações de conservação de energia, presentes na indústria;
- **Funcionalidade** - garantia (conservação) de funcionalidade dos espaços, por exemplo, no respeitante a movimentação de pessoas ou operação e manutenção de equipamento;
- **Compatibilidade** com os sistemas existentes, ou a instalar, de iluminação, condicionamento de ar ou outros.

Estas exigências complementares são, de facto, condicionantes das soluções de tratamento acústico. Na fase de projecto, a atuação deverá ser tanto quanto possível integrada, optimizando a compatibilização das soluções, a sua eficácia e os seus custos.

A **componente económica** é também essencial no programa de controlo de ruído: maximização da relação benefícios/custos e, logo, seleção das soluções mais favoráveis.

Princípios de Controlo de Ruído

A intervenção para controlo de ruído pode incidir.

1. Na **fonte**; redução de ruído na fonte - método mais eficaz;
2. No **percurso de propagação** - o seu bloqueamento, desativação ou redução da sua eficiência;

3. No **receptor**; dissipação junto do receptor ou seu isolamento, esta é a solução menos praticável e será, em geral, o recurso último.

Para maior eficiência segue-se, em geral, uma atuação combinada nas várias fases, indo tão longe quanto possível e requerido nas vias mais acessíveis.

PLANO DE INTERVENÇÃO

Uma atuação preliminar compreenderá a verificação dos seguintes itens:

- o correto **funcionamento** do equipamento;
- a sua correta **operação**;
- a sua correta **instalação**;
- adequada **manutenção** (fadiga de materiais e vibração poderão resultar da não observação de quaisquer das condições referidas em cima mas especialmente de manutenção inadequada);
- suficiente **automatização** - quanto maior for a automatização do funcionamento do sistema menor será o número de trabalhadores envolvidos na sua operação e seu tempo de exposição;
- otimização do **design** - o design de máquinas e o seu funcionamento não tem necessariamente em conta o ruído produzido. O design poderá ser melhorado, do ponto de vista acústico, por exemplo, pela substituição de certas peças por outras de equivalente funcionamento mas com maior amortecimento ou menor eficiência de radiação.

Intervenção no equipamento

A intervenção no equipamento (fonte do ruído) pode processar-se a vários níveis:

- nas **condições de excitação**, tal como na minimização de impacto;
- na **transmissão de vibrações**;
- na massa e na forma das fontes mais relevantes, no sentido de minimizar a sua excitação e radiação;

- no **amortecimento**, a aumentar.

Outra forma de intervenção, eventualmente complementar, faz uso de coberturas e revestimentos, para isolamento acústico da fonte, e de silenciadores nos caminhos de comunicação aérea com o exterior. Os silenciadores são particularmente importantes em sistemas de condicionamento de ar e saídas e entradas de sistemas de compressores e de motores de combustão interna.

Qualquer destas formas de intervenção terá de garantir que o desempenho da máquina, no que diz respeito à função para que foi projetada, não é alterado, ou que um compromisso satisfatório é atingido.

Intervenção nos caminhos de transmissão

A intervenção nos caminhos de transmissão passa pela identificação dos mais críticos. Estes não são necessariamente os mais óbvios, pelo que tal operação requer algum **cuidado**!

- **resistivo**, utilizando materiais absorventes que irão introduzir perda de energia sonora;
- **reativo**, utilizando ressoadores e filtros reativos que irão fazer uma redistribuição de energia sonora e reenviar para a fonte.

Os materiais a utilizar deverão ainda satisfazer condições de:

- integridade estrutural - resistência à humidade, decomposição, fogo, parasitas.
- boa aparência;
- baixo custo.

Uma outra solução poderá assentar na redefinição dos caminhos de transmissão aérea, utilizando partições que isolarão acusticamente as zonas de emissão e de recepção. Deverá garantida a funcionalidade dos espaços resultantes.

Boas selagens são essenciais em qualquer solução para evitar o curto-circuito do isolamento através de frinchas e aberturas. Qualquer sistema é apenas tão bom quanto o seu ponto mais fraco!

Não só a **transmissão aérea**, mas também a **estrutural** deve ser bloqueada. A propagação de vibrações à estrutura envolvente pode gerar novas fontes. Deverá ser feito o desacoplamento da fonte vibrátil à estrutura através de:

- assentamento elástico das máquinas;
- condutas com ligações flexíveis;
- cortes elásticos na estrutura do edifício.

Um outro tipo de intervenção baseia-se na utilização de controlo ativo. O sinal perturbador é captado junto da fonte, ou preferencialmente junto do receptor, é processado electronicamente, sendo-lhe alterada a fase (que fica em oposição), e é injectado num sistema de altifalantes. O ruído resultante é a soma do ruído perturbador com o novo ruído que é igual e de fase oposta, pelo que fica cancelado. Este processo é ainda pouco aplicado em controlo de ruído industrial pois tem associado difíceis problemas de concepção electrónica, de processamento em tempo real e de direcionalidade.

Intervenção junto do receptor

A intervenção do receptor, ou seja, junto dos trabalhadores sujeitos ao ruído, recorre em geral á utilização de **protetores auriculares**. Existem variantes diversas daqueles dispositivos, com diferentes graus de eficácia. Tal tipo de solução é, regra geral, eficaz mas incómodo. Os trabalhadores aceitam com relutância o uso de protetores durante várias horas seguidas a longo prazo. Os protetores são, contudo eficientes em uso intermitente.

Poderá ainda revelar-se como a solução mais barata de controlo de ruído o isolamento do receptor. Os trabalhadores em causa desenvolverão a sua atividade em **cabinas de proteção** construídas com o necessário isolamento acústico, garantida a funcionalidade das suas operações. Tal solução, sendo possível, será, então, a mais eficiente.

As técnicas de controlo ativo de ruído estão igualmente sendo aplicadas em algumas situações junto dos receptores. Existem mesmo protetores auriculares com sistemas de controlo ativo integrados. Normalmente são situações bem determinadas em que o sinal sonoro a controlar é bem definido.

Uma solução favorável é a re-organização do trabalho, no sentido em que o trabalhador vai desempenhar as tarefas mais ruidosas apenas durante uma parte do seu dia de trabalho. Durante o tempo restante fará outras tarefas a que correspondem valores mais baixos de exposição ao ruído. Esta estratégia poderá, no entanto, colidir com necessidades específicas de especialização de operações e tarefas.

Acústica Previsional

Na fase de estudo o projeto do Programa de Controlo de Ruído, que deverá sempre ser efectuado por profissionais e/ou especialistas desta área de trabalho, é essencial fazer um trabalho de **previsão** dos níveis sonoros nas zonas de trabalho, dados os níveis de ruído produzidos pela maquinaria e outro equipamento a instalar. A previsão permite, em conjunção com os limites estabelecidos pelos critérios adotados, planear de forma seletiva e otimizada os **locais de instalação de equipamentos**, as **características das paredes envolventes**, dos materiais de revestimento, divisórias.

Estes modelos podem ser utilizados em computador para simulação da situação real, Torna-se, assim, possível prever condições acústicas num recinto em função da geometria da instalação industrial e suas proporções, da localização das fontes de ruído e das características acústicas das envolventes e atuar em qualquer destes factores.

A versatilidade da simulação em computador fica associada a otimização do projeto em termos técnicos e económicos (minimização de custos). A eficiência deste processo resulta, assim, da otimização dos vários factores: tempo, custos, especificações e flexibilidade.

GERAÇÃO DE RUÍDO EM VÁLVULAS DE CONTROLE

Dr. Eng. Marcos Vinicius Meduri, Prof. Dr. Sylvio R. Bistafa - DrM Acustecni Ltda (011) 4238-7219

INTRODUÇÃO

Presentes em todas as plantas químicas e petroquímicas, bem como em estações de controle de gasodutos, as válvulas de controle constituem-se num dos principais elementos geradores de ruído, daí a importância de determinar-se um modelo analítico para estimativa da potência sonora das mesmas.

Se na descarga de um jato livre o ruído gerado é proporcional a oitava potência da velocidade, conforme formulação desenvolvida por Sir Lighthill, modelando-se o escoamento turbulento através de fontes tipo quadripolos, ao confinar-se o jato de descarga com tubulação, verifica-se que o nível de ruído gerado passa a ser proporcional a sexta potência da velocidade. Esta alteração se dá pelo fato de que, a jusante da válvula, são geradas forças de interação do escoamento com a parede da tubulação devido a ação aerodinâmica, inclusive turbulências e impacto das ondas sonoras das fontes quadripolo na parede do tubo. Estas excitações internas resultam em flutuações de força na tubulação que desenvolvem uma distribuição de dipolos ao longo da mesma, o que explica o fato de potência sonora ser proporcional a sexta potência.

NOMENCLATURA

<i>A</i>	área seccional (m ²)
<i>c</i>	velocidade do som (m/s)
<i>c_p</i>	calor específico a pressão constante (Kcal/Kg ⁰ C)
<i>c_v</i>	calor específico a volume constante (Kcal/Kg ⁰ C)
<i>C_v</i>	coeficiente de vazão da válvula
<i>d</i>	distância (m)
<i>D</i>	diâmetro do jato (m)
<i>f</i>	freqüência (Hz)
<i>FD</i>	coeficiente de trim
<i>FL</i>	fator de recuperação de pressão

<i>G</i>	vazão mássica (Kg/s)
<i>L_w</i>	nível de potência sonora (dB)
<i>L_{ps}</i>	nível de pressão sonora
<i>k</i>	= c_p/c_v
<i>M</i>	número de Mach
<i>n_o</i>	número de orifícios
<i>NA</i>	constante (= 5.9×10^4 para <i>A_{ve}</i> em m ²)
<i>h_d</i>	eficiência acústica = W_d/W_m
<i>P</i>	pressão (N/m ²)
<i>R</i>	constante universal dos gases (= 8314 J ⁰ K.mol)
<i>ρ</i>	densidade (Kg/m ³)
<i>T</i>	temperatura (°K)
<i>u</i>	umidade relativa do ar (%)
<i>V</i>	velocidade média do escoamento (m/s)
<i>W_d</i>	potência acústica (W)
<i>W_m</i>	potência mecânica (W)
<i>W_{REF}</i>	potência de referência (= 10 ⁻¹² W)
<i>Δt</i>	diferença de temperatura relativa a 20°C

NOTA: O subscrito 1 referencia propriedade a montante da válvula, 2 a jusante e vc na veia contraída

DESENVOLVIMENTO TEÓRICO

Conforme mencionado anteriormente o mecanismo de geração num jato confinado pode ser descrito através da formulação de dipolo acústico, ou seja,

$$W_d = W_m K \frac{8}{\pi} M^3 \quad (1)$$

Sendo a potência mecânica de um jato dada por

$$W_m = \frac{1}{2} G V^2 \quad (2)$$

Na veia contraída a vazão em massa é dada por

$$G = A_{vc} \rho_{vc} V_{vc} \quad (3)$$

Na área de escoamento da veia contraída em termos do coeficiente de vazão (CV) e do fator de recuperação de pressão (FL) pode ser escrita na forma:

$$A_{vc} = \frac{CV.FL}{N_A} \quad (4)$$

e a densidade na veia contraída por:

$$\rho_{vc} = \rho_1 \left[1 - \frac{1}{FL^2} \left(1 - \frac{P_1}{P_2} \right) \right]^{\frac{1}{k}} \quad (5)$$

O fator de recuperação de pressão é determinado em ensaios de laboratório, normalmente em concordância com métodos padronizados pela ISA (Instrument Society of America), sendo definido pela relação:

$$FL = \sqrt{\frac{P_1 - P_2}{P_1 - P_{vc}}}$$

Assim, a partir das equações (4) e (5), a vazão que escoou através da válvula pode ser escrita na forma:

$$G = \frac{CV.FL}{N_A} \rho_1 \left[1 - \frac{1}{FL^2} \left(1 - \frac{P_1}{P_2} \right) \right]^{\frac{1}{k}} V_{vc} \quad (6)$$

Com de (1) com $M = M_{vc}$, $V = V_{vc} = c_{vc} M_{vc}$ e sendo

$$c_{vc} = c \left[1 - \frac{1}{FL^2} \left(1 - \frac{P_2}{P_1} \right) \right]^{\frac{k-1}{2k}} \quad (7)$$

a potência sonora é então dada por:

$$W_d = \frac{4K}{N_A \pi} M_{vc}^3 \left\{ CV.FL.\rho_1 \left[1 - \frac{1}{FL^2} \left(1 - \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{1}{k}} \right] V_{vc} \right\} \quad (8)$$

onde a expressão entre { } representa a vazão em massa que escoou através da válvula.

Desta forma a potência sonora gerada pela interação da turbulência com a tubulação, dando origem a dipolos acústicos pode ser re-escrita na forma (9):

$$W_d = \frac{4K}{N_A \pi} M_{vc}^6 c^3 \left\{ CV.FL.\rho_1 \left[1 - \frac{1}{FL^2} \left(1 - \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{3k-1}{2k}} \right] \right\}$$

onde o número de Mach na veia contraída é definido como:

$$M_{vc} = \sqrt{\frac{2}{k-1} \left[\frac{1}{\left[1 - \frac{1}{FL^2} \left(1 - \frac{P_2}{P_1} \right) \right]^{\frac{k-1}{k}}} - 1 \right]} \quad (10)$$

Conforme dados experimentais, sabe-se que para $M_{vc}=1$, $h_0 = 3 \times 10^{-4}$, o que resulta em $4K/p.N_A = 2,55 \times 10^{-9}$.

Este valor de potência sonora é válido para toda faixa sônica de escoamento, região em que o mecanismo de geração de ruídos é o resultado da interação da turbulência com as células de choque estacionárias. Nestas condições o ruído gerado é proporcional ao fator β^4 sendo β definido na seguinte forma:

$$\beta = \sqrt{M_j^2 - 1}$$

Onde M_j é o número Mach do jato obtido assumindo-se escoamento isoentrópico. M_j é chamado

de Mach de livre expansão e calcula-se através da seguinte expressão:

$$M_j = \sqrt{\frac{2}{k-1} \left[\left(\frac{P_1}{\alpha P_2} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]} \quad (11)$$

onde o fator α é definido por

$$\alpha = \frac{\left[\frac{2}{k+1} \right]^{\frac{k}{k-1}}}{1 - \left[1 - \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}} \right] FL^2} \quad (12)$$

Conforme dito anteriormente a formulação desenvolvida é válida na faixa em que a velocidade de escoamento na veia contraída permanece sônica, até o ponto em que o escoamento se torna bloqueado. Na proporção em que se reduz a razão de pressões, primeiramente a emissão sonora turbulenta domina o processo de geração de ruído, as células de choque começam a se formar, tornando-se cada vez mais intensas, dominando então a geração de ruído abaixo do ponto de bloqueio. A potência sonora na faixa transônica pode ser calculada modificando-se a equação (9) impondo-se a condição de escoamento bloqueado, ou seja, até que a pressão atinja o valor limite de $P=P^*$ onde

$$P^* = P_1 \left[\frac{2}{k+1} \right]^{\frac{k}{k-1}} \quad (13)$$

Ou seja, é válida na faixa

$$1 \leq \frac{P_1}{P_2} \leq \frac{\alpha}{\left[\frac{2}{k+1} \right]^{\frac{k}{k-1}}} \quad (14)$$

Na condição bloqueada a vazão máxima na válvula de controle é dada por:

$$G_{MAX} = \frac{CV.FL}{N_A} \gamma \quad (15)$$

Com $\gamma = G^* V^*$ Sendo: $G^* = \frac{P^* mol}{RT}$

$$V^* = \sqrt{\frac{kR}{mol T}}$$

Tomando-se a equação (1), sendo

$$W_d = K \frac{8}{\pi} M^3 \frac{1}{2} V^2 G = \frac{4K}{\pi N_A} CV.FL.\gamma .M_{VC}^2 .e_{VC}^2$$

onde $V_{VC} = V^*$

Uma vez que após a veia contraída o jato se expande livremente, atingindo valores supersônicos, M_{VC} deve ser substituído por M_j resultando:

$$W_d = \frac{4k}{\pi} CV.FL.M_j^5 V^{*2} G_{MAX}$$

Esta equação é válida para valores de pressão na faixa

$$\frac{\alpha}{\left[\frac{2}{K+1} \right]^{\frac{K}{K-1}}} \leq \frac{P_1}{P_2} \leq \frac{2}{\left[\frac{2}{1,44k+0,56} \right]^{\frac{k}{k-1}}}$$

sendo o ruído predominante gerado pela interação da turbulência com a tubulação, dando origem a dipolos acústicos.

Para razões de pressão na faixa

$$\frac{2}{\left[\frac{2}{1,44k+0,56} \right]^{\frac{k}{k-1}}} \leq \frac{P_1}{P_2} \leq \frac{2}{\left[\frac{2}{1,96k+0,04} \right]^{\frac{k}{k-1}}}$$

tem-se que o ruído é gerado pelo mecanismo de interação da turbulência com as células de choque estacionárias e a potência sonora é dada pela relação

$$W_d = \frac{40K}{\pi} CV.FL(M_j^2 - 1)^2 G_{MAX} V^{*2} \quad (17)$$

E, finalmente para razão de pressão acima de $\frac{P_1}{P_2} = \frac{\alpha}{\left[\frac{2}{1,96k + 0,04} \right]^{\frac{k}{k-1}}}$ a potência sonora tem como mecanismo de geração a interação da turbulência com as células de choque estacionárias com formação do disco de Mach, sendo dada pela relação

$$W_d = \frac{40K}{\pi} CV.FL.(M_j^2 - 1)^{\frac{1}{2}} G_{MAX} V^{*2} \quad (18)$$

O espectro do ruído das válvulas que operam no regime sônico e transônico possui pico para um número de Strouhal na ordem de 0,2. Desta forma a frequência de pico nestes dois regimes de escoamento é dado por:

$$f_{PICO} = \frac{0,2 c M_{VC}}{D} \quad (19)$$

Para válvulas convencionais o diâmetro é obtido pelas relações:

$$A_{VC} = \frac{CV.FL}{N_A} = \frac{\pi D^2}{4} no \quad (20)$$

$$\Rightarrow D = 4.5 \times 10^{-3} FD \sqrt{CV.FL}$$

No regime supersônico a frequência de pico é obtida através do cálculo da frequência com a qual as perturbações de pressão são convectadas através das sucessivas células de choque estacionárias. Ba-

seando-se em trabalhos teóricos e experimentais chega-se à seguinte expressão para frequência de pico

$$f_{PICO} = \frac{0,4c}{1,25D\sqrt{M_j^2 - 1}} \quad (21)$$

Experimentos confinam que para fontes do tipo dipolo o *spectro* é proporcional a f^4 e f^{-2} para frequências abaixo e acima da frequência de pico, respectivamente. Sendo f_i a frequência central da faixa de oitava de interesse, a relação que é utilizada para o calculo da potência sonora, em faixas de oitavas, é a seguinte (22):

$$Lw(f_i) = Lw - 10 \text{Log} \left[1 + \left(\frac{f_i}{2f_{PICO}} \right)^2 \right] \left[1 + \left(\frac{f_{PICO}}{2f_i} \right)^4 \right] - 3$$

Assumindo-se, a favor da segurança, que o solo seja uma superfície idealmente reflexiva, podemos adotar para determinação do nível de pressão a uma dada distância d da fonte, um modelo de propagação hemisférica pontual. Desta forma o nível de pressão sonora pode ser determinado por:

$$LPS = Lw - 20 \text{Log}[d] - 8 - AT_1 - AT_2 - AT_3 \quad (23)$$

Onde o termo de atenuação logarítmico é a atenuação do nível de pressão sonora devido à distância do receptor à fonte, AT_1 é a atenuação devida à perda de transmissão pela parede da tubulação, AT_2 é a atenuação atmosférica devido aos efeitos de viscosidade e troca térmica da onda em propagação com o meio e AT_3 é a atenuação sonora devido a relaxação molecular devido à dissipação de energia durante vibração das moléculas de oxigênio presentes no meio de propagação.

Sendo f^* a frequência central da banda de oitavas onde deseja-se determinar a atenuação, as seguintes relações são correntemente utilizadas:

$$AT_1 = 1.2 \cdot 10^{-10} f^{*2} \quad (\text{dB/m})$$

$$AT_2 \cong \frac{7.4 \cdot 10^{-8} f^{*2}}{u[1 + 4.0 \cdot 10^{-6} \Delta t f^*]} \quad (\text{dB/m})$$

CONCLUSÕES

Não havendo disponibilidade de dados experimentais, o modelo aqui proposto para estimativa de níveis de pressão sonora de válvulas de controle, pode ser aplicado facilmente uma vez dispondo-se dos fatores de trim, de recuperação de pressão e coeficiente de vazão da válvula, além das propriedades do escoamento.

Dentro das faixas usuais de operação, para válvulas operando com gases em regime sônico, o nível de pressão sonora, a um metro de distância, algumas vezes, excede aos patamares aceitáveis para instalação em áreas residenciais. Daí a razão pela qual, conforme boa prática de engenharia, evita-se sua instalação dentro de cidades ou regiões densamente povoadas, procurando-se sempre utilizar a distância natural como elemento de atenuação. Uma vez que o ruído gerado por tais elementos possui densidade *spectral* predominante em alta frequência, a médias distâncias o ruído gerado se enquadra nos limites aceitáveis de conforto auditivo. Nos casos onde a distância não é por si suficiente para garantir a atenuação requerida pode-se utilizar elementos secundários para atenuação na trajetória, tais como, barreiras, enclausuramentos locais ou isolamento da válvula e linha, nos pontos aéreos. A inconveniência destas soluções, além do acréscimo de custo de implantação, é a introdução de elementos que podem dificultar o acesso e a manutenção ou operabilidade das válvulas.

Ainda no que tange ao ruído das válvulas na legislação de conforto auditivo da comunidade (NBR-10151), a 1 metro da válvula, é inviável, no atual estado da arte, operar-se, sem tratamento acústico na trajetória, com os limites descritos nesta norma, para as faixas de velocidade de escoamento usuais. Assim sendo a solução que apresenta a melhor relação custo benefício, se possível, é partir-se do nível de ruído desejado na comunidade e, em função da distância requerida para atenuação, ou dos elementos disponíveis para abatimento sonoro, determinar-se o melhor ponto de implantação da válvula.

BIBLIOGRAFIA

- [1] Shapiro, Ascher H., **The Dynamics and Thermodynamics of Compressive Fluid Flow** Ronald Press Co., 1953
- [2] Ingersoll-Rand, **New Compressed Air and Gas Data** Ingersoll-Rand
- [3] Prandtl, Ludwig, **Essentials of Fluid Dynamics** Hafner Publishing Co., NY
- [4] Wylen, Gordon J. Van, **Thermodynamics** John Wiley & Sons, Inc.
- [5] Bistafa, Sylvio R., **O Escoamento Compressível e a Geração de Ruído em Válvulas de Controle** Monografia 67/81 - EPUSP.
- [6] Harris, Cyril M., **Handbook of Noise Control** McGraw-Hill Book Company, New York, USA, 1957
- [7] Sharland, Ian, **Woods Practical Guide to Noise Control** Woods Acoustics, Cambridge, UK, 1986
- [8] Beranek, L. L., **Noise and Vibration Control** Institute of Noise Control Engineering, USA 1988
- [9] Tietjens, O G, **Fundamentals of Hydro and Aeromechanics** McGraw-Hill Book Company, USA, 1934
- [10] Landau, L D e E M Lifshitz, **Fluid Mechanics** Pergamon Press Ltd, UK, 1ª edição, 1959
- [11] Rouse, H, **Advanced Mechanics of Fluids** John Wiley & Sons, Inc. 1959

Multi Science Publishing Company

PRESS RELEASE

The Electronic Information Era Comes Closer

Leading acoustics information publisher, Multi-Science Publishing, is now offering a range of electronic information products.

Two of its acoustics' journals, Building Acoustics and Noise & Vibration Worldwide, are already available on-line on the World Wide Web. While subscribers to the print version get the electronic version free, now, for the first time it is possible to have only the electronic version for a token payment of £25/U.S.\$35 per year.

This is going to be particularly important to practising acousticians', says Bill Hughes, a Multi-Science Director. 'In general, this group will simply not subscribe to a journal that is priced for the academic, institutional market. But journals of this kind do have a lot of interesting, potentially very useful information in them. Because, with an electronic version, we do not have the expense of physically delivering the journal, we can offer these very lowcost personal subscriptions - and at this price, we think there will be a great deal of interest.

'We accept that, even at this price, there are people who don't want to be tied into a subscription. So rather than shut them out, we've made it possible for them to get what they want from the journals - individual articles can be bought for only £7/\$12, which, if they are particularly relevant to what someone is doing, is really a bargain'. Details are on MultiScience's web site at: www.multi-science.co.uk. Other titles will be going on-line in 2000.

For institutions with a research requirement, Multi-Science is launching Acoustics Archive - abstracts of all significant acoustics' papers published in the last five years, culled from over 280 journals - on a single CD Rom. It will be fully searchable by keywords, title words, category, subject, author. A full text delivery service of complete papers will be available.

This is going to be an information powerhouse', said Bill, 'far better than even. a good paper abstracting service - just as comprehensive, but quicker to use and cheaper too. If anyone's research involves a literature search - what's been done in the last five years on, say, tyre/road noise - then this is the tool they need to be using. Put in the keywords and up pop the references. Quite simply, you cannot get this information anywhere else. It's a must have.'

More Information is Available from

Multi-Science Publishing Company Limited,
5 Wates Way, Brentwood, Essex CM15 9TB, U.K.
Telephone +44(0)1277 224632. Fax +44(0)1277 223453
www.multi-science.co.uk

EVENTOS INTERNACIONAIS

2000

15 – 17 March, Tokyo, Japan. Acoustical Society of Japan Spring Meeting, Yokyo, Japan. (Acoustical Society of Japan, Ikeda-Building, 2-7-7, Yoyogi, Shibuya-ku, Tokyo 151-0053, Japan; Fax: +81 3 3379 1456; e-mail: kym05145@nifty.ne.jp)

20 – 24 March, Oldenburg, Germany. Meeting of the German Acoustical Society (DAGA). (Fax: +49 441 798 3698; e-mail: dega@aku.physik.uni-oldenburg.de)

03 – 04 April, Zakopane, Poland. Structural Acoustics 2000. (AGH, Al. Mickiewicza 30, 30-059 Krakow, Poland; Fax: +48 12423 3136; Web: www.cyf-kr.edu.pl/ghpanusz)

17 – 19 May, Aalborg, Denmark. 9th International Meeting on Low Frequency Noise & Vibration. (Fax: +44 1277 223453)

30 May - 3 June, Atlanta, GA, USA. 139th Meeting of the Acoustical Society of America. (ASA, 500 Sunnyside Blvd., Woodbury, NY 11797-2900, USA; Fax: +1 516 576 2377)

05 – 09 June, Istanbul, Turkey. International Conference on Acoustics, Speech and Signal Processing. (Tülay Adali, University of Maryland Baltimore County, department of Computer Science and Electrical Engineering, 1000 Hiltop Circle, Baltimore, MD 21250 USA; Fax: +1 410 455 3969; Web: http://www.icassp2000.sdsu.edu)

06 – 09 June, St. Petersburg, Russia. 5th International Symposium on Transport Noise and Vibration. (Fax: +7 812 127 9323; e-mail: noise@mail.rcom.ru)

02 – 07 July, Sydney, Australia. 6th International Congress of Hard of Hearing People. (IFHoH Congress secretariat, GPO Box 128, Sydney NSW 2001, Australia)

04 – 07 July, Garmisch-Partenkirchen, Germany. 7th International Congress on Sound and Vibration. (Fax: +49 531 295 2320; Web: http://www.iiav.org.icsv7.html)

28 – 30 August, Nice, France. INTER-NOISE 2000. (SFA, 23 avenue Brunetière, 75017 Paris, France; Fax: +33 1 47 88 90 60; Web: http://www.inrets.fr/services/manif)

31 August – 02 September, Lyon, France. International Conference on Noise and Vibration Pre-Design and Characterization Using Energy Methods (NOVEM). (Fax: +33 4 7243 8712; Web: http://www.insa-lyon.fr/laboratoires/lva.html)

03 – 06 September, Lausanne, Switzerland. 5th French Congress on Acoustics – Joint Meeting of the Swiss and French Acoustical Societies. (Fax: +41 21693 26 73)

17 – 21 September, Vilnius, Lithuania. First International Conference (10th Anniversary). Acoustical Society Lithuania, Kriviu 15-2, 2005 Vilnius, Lithuania; Fax: +370 2 223451; e-mail: daumantas.ciblys@ff.vu.lt)

03 – 05 October, Kumamoto, Japan. WESTPRAC VII. (Fax: +81 96 342 3630; Web: http://www.cogni.eecs.kumamoto-u.ac.jp/others/westprac7)

16 -18 Octubre, Madrid, España. 2º Congreso Iberoamericano de Acústica - ACUSTICA 2000, XXXI Jornadas Nacionales de Acústica - TECNIACUSTICA 2000, II Congreso Ibérico de Acústica y Symposium EAA. (Sociedad Española de Acústica, Serrano 144, 28006 Madrid, España. Fax: +34 91 411 7651; e-mail: sea@fresno.csic.es; http://www.ia.csic.es/sea/index.html)

16 – 20 October, Beijing, China. 6th International Conference on Spoken Language Processing. (Fax: +86 10 6256 9079; e-mail: mchu@plum.ioa.ac.cn)

04 – 08 December, Newport Beach, CA, USA. 140th Meeting of the Acoustical Society of America. (Fax: +1 516 576 2377; Web: http://www.asa.aip.org)

2001

04 – 08 June, Chicago, Ill, USA. 141th Meeting of the Acoustical Society of America. (Fax: +1 516 576 2377; Web: http://www.asa.aip.org)

28 – 30 August, The Hague, The Netherlands. INTER-NOISE 2001. (e-mail: secretary@internoise2001.tudelft.nl Web: http://www.internoise2001.tudelft.nl)

02 – 07 September, Rome, Italy. 17th International Congress on Acoustics. (Fax: +39 6 4424 0183; Web: http://www.uniroma1.it/energ/ica.html)



XIX ENCONTRO DA SOBRAC

SOCIEDADE BRASILEIRA DE ACÚSTICA 2000

17 a 19 de Abril • Belo Horizonte • MG • Brasil

SOBRAC 2000

Sociedade Brasileira de Acústica

XIX ENCONTRO DA SOBRAC
DE 17 A 19 DE ABRIL DE 2000
UNIVERSIDADE FEDERAL DE MINAS GERAIS
BELO HORIZONTE - MINAS GERAIS - BRASIL

O XIX Encontro da Sociedade Brasileira de Acústica objetiva promover intercâmbio entre os agentes de produção, divulgação e apropriação de conhecimentos na área de acústica e vibrações, contribuindo na difusão de métodos e técnicas para geração de ambientes acústicos apropriados aos diversos grupos humanos.

As universidades, centros de pesquisa, entidades públicas, setores industriais e sociedade são os agentes envolvidos, os quais estão presentes nos encontros periódicos e tradicionais realizados pela SOBRAC desde a sua criação.

Em ano estratégico, este evento busca contribuir para delinear as diretrizes da acústica para o novo milênio. Sua programação inclui palestras de nível internacional sobre o estado da arte de temas importantes em acústica e vibrações. Haverá, também, espaço para empresas interessadas divulgarem seus produtos.

A SOBRAC, entidade sem fins lucrativos, agrega pesquisadores e técnicos de diversas especialidades da área de acústica e vibrações e de seu entorno imediato, estimulando a pesquisa e a difusão de seus resultados.

Temas

- Acústica de Salas
- Acústica de Edificações
- Acústica Ambiental
- Processamento de Sinais
- Instrumentação e Análise em Acústica
- Eletroacústica
- Instrumentação e Análise em Vibrações
- Conforto Acústico
- Modelagem Numérica em Acústica
- Protetores Auditivos
- Influência do Ruído no Sono e Vigília
- Dinâmica Veicular
- Acústica e Vibrações Ocupacionais
- Controle de Ruído
- Metrologia em Acústica e Vibrações

- Fonoaudiologia
- Programa de Conservação de Audição
- Vibrações

Atividades:

Palestras do Estado da Arte
Cursos Intensivos
Seções Técnico-científicas
Exposição de Produtos
Visitas Técnicas
Assembléia da Sobrac

Datas Limites:

Envio de resumos: 15/10/1999

Texto de no máximo 200 palavras em formato A4 com identificação dos autores para contato. Serão também aceitos os resumos enviados por e-mail.

Notificação de aceite: 18/10/1999

Envio trabalho final: 05/12/1999

Confirmação aceite: 31/01/2000



Informações sobre o Congresso:

☎ (031) 238-1054 ☎ (031) 238-1973

Coordenação Geral do Evento

Dept^o. de Engenharia de Estruturas

Av. do Contorno, 842, 2^o andar

CEP: 30.110-060 - Belo Horizonte - MG

✉ *E-mail: XIX_esba@dees.ufmg.br*



Programação do Congresso

Horário	17 abril 2000	18 abril 2000	19 abril 2000	
Manhã	8:00h - 9:00h	Orientação Participantes	Palestra 2 The State of the art of FEM/BEM applied in Acoustics Numerical Simulation Prof. Ken R. Fyfe Universidade Alberta CANADÁ	
	9:00h - 10:00h	Solenidade de Abertura	Palestra 4 Protetores Auriculares Prof. John Casali Virginia Tech EUA	
	10:00h - 10:30h	Coffee-Break		
	10:30h - 12:30h	Palestra Inaugural Influência do Ruído no Ser Humano Prof. Fernando Pimentel UFMG - ICB BRASIL	Palestra 3 Room Acoustics: Real And Scale Model Measurements Prof. Takayuki Hidada Takenaka R & D Institute Tokyo, JAPÃO	Palestra 5 Environmental Noise Control Gregory C. Tocci Cavanaugh and Tocci Associates EUA
	12:30h - 14:00h	Almoço		
Tarde	14:00h - 16:00h	Apresentação de Trabalhos e/ou Visitas Técnicas		
	16:00h - 16:30h	Coffee-Break		
	16:30h - 18:30h	Apresentação de Trabalhos e/ou Visitas Técnicas		
	18:30h - 20:00h	Intervalo	Assembléia Geral da SOBRAC	Encerramento
Noite	Coquetel	Mesas Redondas		

XIX ENCONTRO DA SOBRAC

Curso	Título	Ministrante	Data			
			15/04/2000 (Sábado)		16/04/2000 (Domingo)	
			Manhã 8-12h	Tarde 14-18h	Manhã 8-12h	Tarde 14-18h
1	Controle de Ruído Industrial	Prof. Samir N.Y. Gerges LVA - UFSC Brasil				
2	Medição de Ruído em Ambiente de Trabalho	Eugênio Paceli H. Diniz FUNDACENTRO - MG Brasil				
3	Fundamentos de Acústica de Salas	Prof. Roberto Tenenbaum COPPE - UFRJ Brasil				
4	Advanced Room Acoustics (a confirmar)	Prof. Heinrich Kuttruff Technische Hochschule Aachen Germany				
5	Acoustical Measurement Methods and Instrumentation for Concert Halls in Model and Actual Scales	Prof. Takayuki Hidaka Instituto Takenaka Japão				
6	Community Noise Annoyance (a confirmar)	Prof. John Casali Virginia Tech EUA				
7	Building Noise Control Applications (a confirmar)	Gregory C. Tocci Cavanaugh and Tocci Associates EUA				
8	The State of the art of FEM/BEM in Acoustics	Prof. Ken R. Fyfe Alberta University Canada				
9	Statistical Energy Analysis SEA (a confirmar)	Prof. R. S. Langley University of Cambridge UK				
10	Fundamentos de Processamento de Sinais	Prof. Maurílio N. Vieira UFMG Brasil				

Mini-Cursos



Seventh International Congress on Sound and Vibration (ICSV7)

Garmisch-Partenkirchen, Germany, 4 - 7 July 2000

under the Patronage of the Prime Minister of the State of Bavaria
Dr. Edmund Stoiber

The Seventh International Congress on Sound and Vibration (ICSV7) will be held on 4 - 7 July 2000 in the beautiful South-German mountain resort of Garmisch-Partenkirchen, about one hour by car or train South of Munich. The Congress is sponsored by the *International Institute of Acoustics and Vibration (IIAV)* and the *Bavarian Ministry for Regional Development and Environmental Affairs*.

CONGRESS PROGRAM

The Congress program will include Distinguished Keynote Addresses, Tutorials on timely topics and invited and contributed papers in specialized areas of sound and vibration.

Distinguished Keynote Addresses will be presented by

- Geoffrey Lilley (UK) on the relation between acoustic and electromagnetic wave propagation and on the theory of special relativity (Congress Plenary Keynote)
- Leo L. Beranek (USA) on the Acoustics of Concert Halls and Opera Houses,
- David Ewins (UK) on Modal Testing @ 2000
- Goran Pavic (France) on Power and Energy in Vibroacoustic Systems,
- Luis Bento Coelho (Portugal) on Silencer Design,
- Christopher Morfey (UK) on Fundamental Problems in Aeroacoustics,
- Siegfried Wagner (Germany) on Aeroacoustics of Wind Turbines and Helicopter Rotors
- Vladimir Bolotin (Russia) on Postcritical vibrations of non-conservative deformable systems

Tutorials will be offered on timely subjects by

- Syed Ahmed (Germany) "Automobile Aeroacoustics"
- Keith Attenborough (UK) "Outdoor Noise Propagation and Prediction"
- Jan Delfs (Germany) "Introduction into Aeroacoustics"
- Ken Heron (UK) "Statistical Energy Analysis"
- Andrew Seybert (USA) "Boundary Element Methods for Acoustics Problems"
- Osman Tokhi (UK) "Active Noise Control"

CONTRIBUTED PAPERS

covering theoretical and experimental research in the following areas are solicited:

- Active noise and vibration control
- Aeroacoustics
- Architectural acoustics
- Boundary element and finite element methods
- Condition monitoring and diagnostics

- Damping - passive and active
- Environmental/community noise
- Human response to sound and vibration
- Inverse methods
- Low frequency noise and vibration
- Machinery noise and vibration control
- Materials for noise and vibration control
- Measurement techniques
- Modal analysis
- Musical acoustics
- Noise control elements
- Non-destructive testing
- Non-linear acoustics and vibration
- Numerical methods
- Occupational noise exposure and control
- Outdoor sound propagation
- Scattering of sound
- Signal processing
- Sound intensity
- Sound transmission
- Statistical energy analysis
- Structural acoustics and vibration, Structural intensity
- Transportation vibration and noise
- Underwater acoustics
- Vibration and shock and Vibration sources
- Wavelet analysis

CONGRESS CHAIRS

GENERAL: Hanno Heller (Germany)

LOCAL ORGANIZATION: Alois Heiss (Germany)

SCIENTIFIC COMMITTEE:

CHAIR Malcolm J. Crocker (USA) and MEMBERS:

Heinz Antes (Germany), Jeremy Astley (New Zealand), Hans Boden (Sweden), Luis Bento Coelho (Portugal), Marion Burgess (Australia), Neville Fletcher (Australia), Chris Fuller (USA), Lothar Gaul (Germany), Samir Gerges (Brazil), Barry Gibbs (UK), Gianfranco Guidati (Germany), Colin Hansen (Australia), Maria Heckl (UK), Hugh Hunt (UK), Nickolay Ivanov (Russia), Finn Jacobsen (Denmark), Stephen Kirkup (UK), Peter Koeltzsch (Germany), Krish Krishnappa (Canada), Thomas Lago (Sweden), Ravi Margasahayam (USA), Dan Marghitu (USA), Yasuo Mitani (Japan), Luigi Morino (Italy), Michael Möser (Germany), David Newland (UK), Michael Norton (Australia), Martin Ochmann (Germany), Hitoshi Ogawa (Japan), Mitsuo Ohta (Japan), Jie Pan (Australia), Terry Scharton (USA), Wolfgang Probst (Germany), Aldo Sestieri (Italy), Andy Seybert (USA), Manuel Sobreira (Spain), Scott Sommerfeldt (USA), Nabuo Tanaka (Japan), Osman Tokhi (UK), Jan Verheij (Netherlands), Klaus Wogram (Germany)

PUBLICATIONS and DEADLINES (extended!)

Abstracts of contributed papers proposed for presentation at the Congress should be sent to the Congress Secretariat no later than 31 December 1999. The date for notification of acceptance of abstracts is 30 January 2000. Abstracts should be approximately 200 words in length. Manuscripts, not exceeding 8 printed pages and due no later than 15 April 2000 will be available as a CD-ROM and as a printed version in Congress Proceedings. All written papers and lecture presentations will be in English.

EXHIBITION

Companies are invited to take part in the exhibition which includes instrumentation and electronics, acoustical apparatus and materials, sound and vibration isolation devices and software. Exhibition information and booth and table reservations are available from the Congress Secretariat.

CONVENTION CENTER

The new Garmisch Convention Center (with free parking) is equipped with the latest technical visual and communication facilities, offering perfect logistics and numerous congress hall-units.

ACCOMMODATION

Excellent hotels for every budget provide convenient accommodation, enticing you to stay some extra days. Hotel Reservations are made through the Congress Secretariat.

SOCIAL PROGRAM

An attractive program for accompanying persons will be offered (e.g. King Ludwig's Dream Castle or the Mittenwald Violin Museum). There will be a reception with the Burghermeister and a congress dinner is offered in the famous Garmisch "Bayernhalle" ("Bavarian Hall") with local entertainment and lots of beer (don't worry, if you prefer some other drink alternates - like cool spring water - are available).

FURTHER INFORMATION

The registration fee includes the reception as well as a CD-ROM with the Congress Proceedings; the Proceedings in printed form may be obtained at an extra Charge. The following fee-structure (in German Marks) applies

	IIAV Members	Regular	IIAV Member Student/Ph.D.-Student (up to age 28)	Regular Student/Ph.D.-Student (up to age 28)
	DM	DM	DM	DM
Early bird registration by 31 May 2000	825	950	60	120
Late/on-site after 31 May 2000	925	1050	120	180
Tutorials	200	250	200	250

The (reduced) Students' fee does not include the congress proceedings. Those desiring to participate in the Congress or to give a paper should approach the Congress Secretariat at their earliest convenience for further information.

CORRESPONDENCE

Administrative Information

(Submission of Abstracts by Fax or e-mail)

Congress Secretariat ICSV7

CSM, Congress & Seminar Management
Industriestrasse 35

D-82194 Groebenzell, Germany

Tel.: ++49 8142 570183

Fax: ++49 8142 54735

e-mail: info@csm-congress.de

Extended Deadline
31 December 1999

Scientific information

ICSV7 Congress General Chairman

Hanno Heller

c/o DLR Institute of Design Aerodynamics

Lilienthalplatz 7

D-38108 Braunschweig, Germany

Tel: ++49 531 295 2170

Fax: ++49 531 295 2320

E-mail: Hanno.Heller@dlr.de

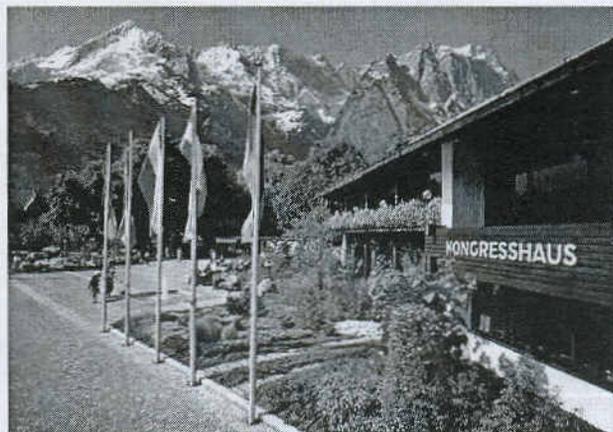
CONGRESS HOMEPAGE / CONGRESS REPLY FORM

A www-page providing the latest updated information about the congress will be maintained at:

<http://www.iiav.org>

(click congresses and then Garmisch 2000)

Here you will find a registration form to be faxed/mailed to the Congress Secretariat, or you may answer electronically. Otherwise approach the Congress Secretariat directly by phone, fax or e-mail.



The beautiful new "Convention Center" in Garmisch amidst the Bavarian Alps





II Congresso Iberoamericano de Acústica

Madrid - De 16 a 18 de Outubro de 2000

**ACÚSTICA
2000**



II Congresso Ibérico de Acústica

XXXI Jornadas Nacionales de Acústica

Tecniacústica 2000

EAA Symposium

ORGANIZADO POR:

FIA - Federação Iberoamericana de Acústica
SEA - Sociedade Espanhola de Acústica
SPA - Sociedade Portuguesa de Acústica
IA - Instituto de Acústica, C.S.I.C.

COM COLABORAÇÃO DA

EAA - European Acoustics Association (EEIG)

Secretaria

Sociedad Española de Acústica
Serrano, 144 - 28006 Madrid
Tel.: 34-91-5618806 - Fax: 34-91-4117651
e-mail: calvomanzano@mad.servicom.es

APRESENTAÇÃO

O II CONGRESSO IBERO-AMERICANO DE ACÚSTICA decorrerá em Madrid de 16 a 20 de Outubro de 2000, em conjunto com:

- II CONGRESSO IBERO-AMERICANO DE ACÚSTICA;
- XXXI JORNADAS NACIONAIS DE ACÚSTICA - TECNIAUSTICA 2000 -;
- II JORNADAS IBERO-AMERICANAS DE ULTRA-SONS
- II CONGRESSO IBÉRICO DE ACÚSTICA;
- EAA SYMPOSIUM sobre Acústica Arquitetural: Acústica de salas, Acústica de Edifícios e Ruído em Edifícios

ESTE CONGRESSO É ORGANIZADO POR:

- Federação Ibero-americano de Acústica - FIA
 - Sociedade Espanhola de Acústica - SEA
 - Sociedade Portuguesa de Acústica - SPA
 - Rede Ibero-americana de Tecnologias Ultra-sônicas - RITUL Instituto de Acústica, CSIC - IA
 - Com a colaboração da European Acoustics Association - EAA.
 - Patrocinam o evento a Universidade Politécnica de Madrid-UPM; o Ministério de Fomento, o Município de Madrid.
- O objetivo principal deste congresso é fomentar o intercâmbio entre profissionais, cientistas e técnicos que desenvolvem a sua atividade nos diferentes campos da Acústica, dos países ibero-americanos e europeus.
- A FIA - Federação Ibero-americana de Acústica agrupa os acústicos da Argentina, Brasil, Chile, Espanha, México, Peru e Portugal, e realizou o seu primeiro Congresso em Florianópolis - SC - Brasil em Abril de 1998.

TEMÁTICA

Os trabalhos a apresentar no Congresso devem estar relacionados com as seguintes Áreas Temáticas:

- AAQ Acústica Arquitetural
- ARV Acústica Ambiente, Ruído e Vibrações
- AFP Acústica Fisiológica e Psicológica
- AFS Acústica Física e Processamento de Sinais
- AMS Acústica Musical
- ASB Acústica Subaquática
- ELI Electracústica e Instrumentação
- ESI Ensino e Investigação
- NOR Normalização
- PAC Processamento da Palavra e Acústica dos Comunicações
- ULT Ultra-sons

II JORNADAS IBERO-AMERICANAS DE ULTRA-SONS

Em paralelo com as sessões do Congresso e em colaboração com a RITUL - Rede Ibero-americana de Tecnologias Ultra-sônicas decorrerão as II Jornadas Ibero-americanas de Ultra-sons.

A RITUL, Rede temática do CYTED para as Tecnologias Ultra-sônicas, realizou as suas primeiras Jornadas em Cartagena das Índias, Colômbia, em 1998.

EAA SYMPOSIUM

Conjuntamente com o Congresso, em colaboração com a EAA - Associação Europeia de Acústica, e com a participação de destacado especialistas, terá lugar um SYMPOSIUM sobre Acústica Arquitetural: Acústica de Edifícios e Ruído em Edifícios.

PROGRAMA DO CONGRESSO

O programa do Congresso incluirá diversas atividades, nomeadamente.

Palestras Convidadas:

- Apresentação de Comunicações; Mesas Redondas;
- Sessões de Trabalho;
- Demonstrações Técnicas de Produtos e Serviços.

Publicações do Congresso

Os resumos das palestras e das comunicações serão incluídos numa publicação independente.

Os textos completos dos palestras e das comunicações serão editados em CD-ROM.

Exposição Técnica

Em paralelo com o Congresso, decorrerá uma Exposição Técnica de Produtos e Serviços, onde serão apresentados os mais recentes desenvolvimentos tecnológicos na área da Acústica, e no qual participarão prestigiadas empresas do setor.

PRÉ-INScrições

Todos os interessados devem enviar, com a maior brevidade, a sua Pré-inscrição no boletim anexo ou por e-mail a

sea@fresno.csic.es

COMUNICAÇÕES - DATAS LIMITES

Recepção de resumos (máx. 200 palavras)

1 Fevereiro 2000

Aceitação e envio de instruções aos autores

1 Abril 2000

Recepção do texto da comunicação e da confirmação do pagamento da inscrição

15 Junho 2000

CUSTOS DE INSCRIÇÃO

- Cuota: Preço 75.000 Pesetas - 450 euro,
 - Preço para membros das Sociedades inscritas na FIA ou na EAA: 65.000 Pesetas-390 euros
- No preço da inscrição estão incluídas as publicações do Congresso, o CD-ROM, os almoços, o jantar oficial e os atos sociais.

ALOJAMENTO E VIAGENS

A organização está negociando a obtenção de preços especiais para os participantes em hotéis de diferentes categorias, bem como a disponibilização de pacotes de viagem para os participantes ibero-americanos.

FIA - DIRETORIA

Presidente: Samir N.Y. Gerges,
Vicepresidente: Antonio Pérez-López
Tesoureiro: Leonardo Parma
Conselheiros: José Luís Bento Coelho, Sergio Beristáin, Carlos Jiménez Dianderas, Antonio M. Méndez
Secretário Geral: Antonio Calvo-Manzano

COMISSÃO DO CONGRESSO

José Luís Bento Coelho, *Presidente da Sociedade Portuguesa de Acústica*
Sérgio Beristáin, *Presidente do Instituto Mexicano de Acústica*
José Antonio Cordero, *Secretário Geral de CYTED*
Juan Antonio Gallego Juarez, *Diretor do Instituto de Acústica -C.S.I.C.*
Samir N.Y. Gerges, *Presidente da Federação Ibero-americana de Acústica*
Carlos Jiménez Dianderas, *Presidente da Sociedade Peruana de Acústica*

Antonio M. Méndez, *Presidente da Associação de Acústicos Argentinos*

Leonardo Parma, *Presidente da Sociedade Chilena de Acústica*

Antonio Pérez-López, *Presidente da Sociedade Espanhola de Acústica*

COMISSÃO TÉCNICA DO CONGRESSO

Sergio Beristáin - México
Antonio Calvo-Manzano - Espanha
Jorge Fradique - Portugal
Amando García Rodriguez - Espanha
Samir N.Y. Gerges - Brasil
Carlos Jiménez Dianderas -Peru
Lorenzo Leija - México (RITUL)
Edmundo Carlos Rochaix - Argentina
Christopher H. Rooke - Chile
J. Salvador Santiago - Espanha

COMISSÃO TÉCNICA

Francesc Daumal - SEA
Cesar Díaz Sanchidrian - SEA
Carlos Jiménez Dianderas - FIA
Antonio Moreno - IA
Jorge Patricio - SPA
Gerrit Vermeir - EAA
Michael Vorländer - EAA

COMISSÃO DE EXPOSIÇÃO

Harald Aagesen
Antonio Calvo-Manzano
Joan Casamajó
Fernando Igualador
José María Ruiz Pérez

SECRETARIA DO CONGRESSO

SOCIEDADE ESPANHOLA DE ACÚSTICA - SEA -
Serrano 144 - 28006 MADRID
Fax: +34.91.411 76 51
e-mail: sea@fresno.csic.es
<http://www.ia.csic.es/sea/index.html>

inter·noise 2000

THE 2000 INTERNATIONAL CONGRESS AND
EXHIBITION ON NOISE CONTROL ENGINEERING

27-30 AUGUST 2000

NICE, CÔTE D'AZUR, FRANCE

CALL FOR PAPERS

inter.noise 2000 the 29th International Congress on Noise Control Engineering to be sponsored by I-INCE, the International Institute of Noise Control Engineering, will be held in Nice, France - on the French Riviera - at the end of August 2000. The Société Française d'Acoustique (SFA), a member of I-INCE, and the Institut National de Recherche sur les Transports et leur Sécurité (INRETS), are the organizers of the Congress.

The Congress will be held in collaboration with the Associazione Italiana di Acustica and the Sociedad Espanola de Acustica and in cooperation with the European Commission, the World Health Organisation (for Europe), and the French Ministère de l'Environnement and the Ministère des Transports.

TRANSPORT AND COMMUNITY NOISE

Transport remains the main source of noise problems in the world. inter.noise 2000 will take place in conjunction with other workshops and conferences to be held within the following days.

An equipment exhibition will also be held in conjunction with inter.noise 2000. The exhibition will include computer-based instrumentation, sound level meters, sound intensity analyzers, signal processing systems, acoustic materials, devices for noise control and examples of noise abatement policy carried out by local authorities.

Nice is served by an international airport 10 minutes by airport bus or taxi from the center of town. The Congress venue, the Acropolis Palais des Congrès, is in the center of the town, and is one of the finest congress venues in Europe. It features excellent space for the exhibition, for parallel technical sessions, and for plenary sessions.

Congress President

Michel Vallet, INRETS-LTE
e-mail: mvallet@inrets.fr

Co-President

Claude Legros, SFA Chairman
e-mail: sfa@loa.espci.fr

Congress Secretariat

Société Française d'Acoustique
23 avenue Brunetière
75017 Paris - France
fax: +33 1 48 88 90 60
e-mail: sfa@loa.espci.fr
<http://internoise2000.loa.espci.fr>

Technical Programme Committee Chairs

Dominique Habault, LMA
e-mail: Habault@alphalma.cnrs-mrs.fr
Jacques Lambert, INRETS-LTE
fax: +33 4 72 37 68 37
e-mail: lambert@inrets.fr

Proceedings Editor

Isabelle Aillerie, INRETS-CIR
e-mail: isabelle.aillerie@inrets.fr

Exhibition

- Manager: Patrick Luquet
e-mail: info@lyon.01db.com
- Organization: CIDB
tel: +33 1 47 64 64 68
fax: +33 1 47 64 64 69
e-mail: cidb@micronet.fr

CALL FOR TECHNICAL CONTRIBUTIONS

Papers related to the technical areas listed below are especially welcome, but technical papers in all areas of noise control may be submitted for inclusion in the technical programme. Abstracts should be submitted in the format enclosed with this announcement. The deadline for receipt of abstract is 15 January 2000. Manuscripts for publication in the conference proceedings are due on 30 April 2000.

Receipt of abstracts:

15 January 2000

Acceptance and instructions sent to authors:

29 February 2000

Receipt of manuscripts for publication:

30 April 2000

JOINT EVENTS

NOVEM Noise & Vibration: Pre-design and characterisation using energy methods

31 August - 2 September 2000, Lyon - France

contact: Goran Pavic

e-mail: lva@insa.insa-lyon.fr

fax: +33 4 72 43 87 12

<http://lva.insa-lyon.fr/novem2000/>

5CFA: Fifth French Congress on Acoustics

3-6 September 2000, Lausanne - Switzerland

contact: Michel Bruneau

e-mail: cfa2000@univ-lemans.fr

<http://cfa2000.univ-lemans.fr>

Those attending both inter.noise 2000 and 5CFA or Novem will be able to take advantage of a special joint registration fee.

THE INTERNATIONAL ADVISORY COMMITTEE OF **inter.noise 2000**

Australia M. Burgess

Austria M. Stani

Belgium	A. Cops
Brazil	S. Gerges
Canada	G. Daigle
China	J. Tian
China Hong Kong S.A.R.	K.S. Chan
Denmark	J. Rindell
Finland	K. Pesonen
France	J. Tourret
Germany	J. Scheuren
Greece	K. Psychas
Hungary	A. Illenyi
Italy	C. Ianniello
Japan	S. Kuwano
Korea	Chang-Myung Lee
The Netherlands	T. ten Wolde
Norway	T. Gjestland
Poland	Z. Engel
Portugal	J.L. Bento Coelho
Russia	Y. Bobrovnikskii
South Africa	J. Hassall
Spain	J. Santiago
Sweden	T. Kihlman
Switzerland	B. Hohmann
Turkey	S. Kurra
United Kingdom	B. Berry
U.S.A.	C. Hanson

*Temos o prazer de informar que o congresso **inter-noise2000** será realizado em Nice - França nos dias 27a 30 de agosto de 2000. O prof. Jules G. Slama foi encarregado pela comissão organizadora do Congresso de preparar uma sessão específica cujo título é: Specificities of noise control in hot and cold climate. Trata-se de apresentar trabalhos sobre a relação entre clima quente, poluição sonora e seu controle. Já faz tempo que sabemos que os dados sobre o efeitos e o controle do ruído não se aplicam perfeitamente a algumas regiões do Brasil de clima quente úmido, diferente dos países de clima temperados. O comportamento da população com relação ao ruído, dados sobre a audição dos Brasileiros também diferem de outros países. O controle do ruído urbano, a legislação, e a arquitetura também são diferentes. As pessoas interessadas em apresentar comunicação poderão enviar uma proposta de título para o prof. Jules G. Slama. Essas informações vão permitir prever o tamanho da sessão e seu conteúdo. Estas poderão ser enviadas por E-Mail para conta Jules@serv.com.ufrj.br*

PUBLICAÇÕES EM ACÚSTICA E VIBRAÇÕES

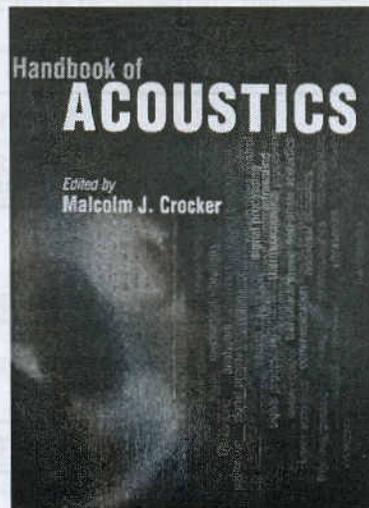
Diseño Acústico de espacios arquitectónicos

Antonio Carrión Isbert
Ediciones UPC – Universitat
Politécnica de Catalunya
434, pp.
ISBN 84-8301-252-
9-1998



Handbook of Acoustics

Editado por Malcom J. Crocker
John Wiley & Sons Inc.
ISBN: 0-471-
25293-X
1461 pp. £ 95.00



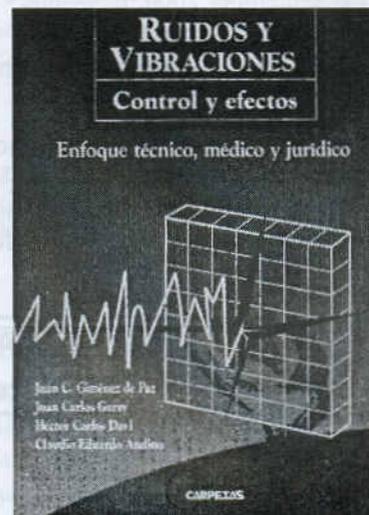
Ruido en la industria textil. Estudio del ruido ambiental en empresas valencianas del sector textil (Valencia, 1997)

Amando García Rodríguez, Ana María García García,
José Vicente Garrigues Mateu, Francisco L. Baixauli Edo,
Ramón Mico Martínez, Pere Boix Ferrando Y Alicia
Marcos Martí
Editor: Mutua
Valenciana Levante



Ruidos y Vibraciones Control y Efectos

Enfoque técnico, médico y jurídico
Juan C. Giménez de Paz,
Juan C. Garay,
Héctor C. Davi,
Claudio E. Andino
Editora Carpetas de
Derecho, S.A. – Ar-
gentina
e-mail:
<Carpetas@comnet.
com.ar>
ISBN: 950-9792-21-
7-1998



La Evolución de las condiciones acústicas en las iglesias: del palocristiano al todobarroco

Juan J. Sendra Salas, Jaime Navarro Casas
Instituto Universitario de Ciencias de la Construcción
Escuela Técnica Superior de Arquitectura
Universidad de Sevilla
107 pp.; 121 ilustraciones;
ISBN: 84-88988-16-8-1997

El problema de las condiciones acústicas en las iglesias: principios y propuestas para la rehabilitación

J.J. Sendra, T. Zamarreño, J. Navarro, J. Algaba
Instituto Universitario de Ciencias de la Construcción
Escuela Técnica Superior de Arquitectura
Universidad de Sevilla
142 pp.
ISBN: 84-88988-18-4-1997

Arquitectura Acústica 1 poética

Francesc Daumal Domènech
Edicions UPC – Universitat
Politécnica de Catalunya;
e-mail: <edicions@sg.upc.es>
Quaderns d'Arquitectes – 17
ISBN: 84-8301-176-X1998

Ruído, fundamentos e controle

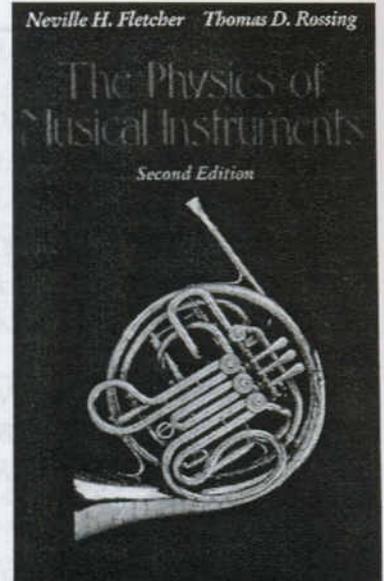
Samir N. Y. Gerges
Universidade Federal de Santa Catarina
Florianópolis, Santa Catarina, Brasil
e-mail:

<gerges@mbx1.ufsc.br>
ISBN: 85-900046-01-X; 1998 – 600 pp., 370 figuras, 47 tabelas
Com versões nas línguas portuguesa e espanhola.



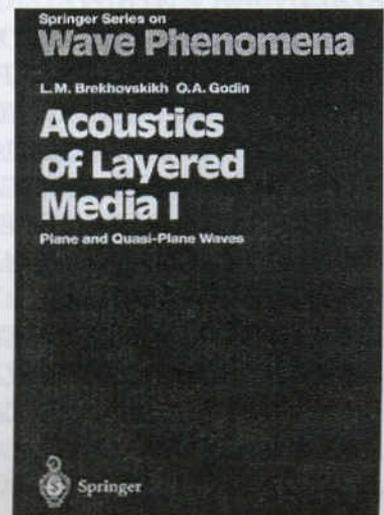
The Physics of Musical Instruments

N. H. Fletcher, Universidad Nacional de Canberra, ACT, Australia,
T.D. Rossing, Northern Illinois University, DeKalb, IL, USA.
Springer-Verlag
2ª Edición 1998.
760 pp. 945 fig.
ISBN 0-387-98374-0/US\$ 69,95



Acoustics of Layered Media I Plane and Quasi-Plane Waves

L.M. Brekhovskikh, Academia Rusa de Ciencias, Moscú, Rusia
O. A. Godin, Universidad de Victoria, Vic., Canadá.
Editorial Springer-Verlag
1ª Edición 1990.
2ª Edición corregida, 1998.
242 pp. 44 figs.
ISBN 3-540-64724-4
US\$ 59.95
Springer Series and Wave Phenomena, Vol. 5



Esses São os Sócios Regulares da SOBRAC em 1999:

EFETIVOS

ADMIR BASSO
AIRTON KWITKO
AIRTON NABARRETE
ALBERTO TAMAGNA
ALEXANDRE LUIZ AMARANTE MESQUITA
ANDRÉA PIRES DE MELLO DE AZEVEDO
ANTONIO EDUARDO TURRA
ARCANJO LENZI
BAPTISTA LEONEL CAMPANA
BRENO BARCELLOS VERB BERGMAN
CARLOS E. PARENTE RIBEIRO
CARLOS MOACIR GRANDI
CELITO CORDIOLI
CLAÚDIA VIEIRA CARESTIANO CORDEIRO
CONRADO SILVA DE MARCO
DAVI AKKERMAN
DIMAS ALBERTO GAZOLLA
DUILIO TERZI
EDUARDO BAUZER MEDEIROS
EDUARDO GIAMPAOLI
EDUARDO MURGEL
EDUARDO RODRIGUES COELHO
EDUARDO SANTOS DOS SANTOS
EDUARDO SOARES
ELIANA DE MARTINO
ELVIRA B. VIVEIROS DA SILVA
EVELYN JOICE ALBIZU
FERNANDO HENRIQUE AIDAR
FERNANDO LUIZ FREITAS FILHO
FRANCISCO ALEXANDRE ROCHA PINTO
FRANCISCO C. LINHARES DA FONSECA
FRANCISCO P. DE R. CORREA
GEORGE ANDRE MONTENEGRO GRIESER
GERALDO C. NOVAES MIRANDA
GILBERTO PIAZZA
HALEI FAGUNDES DE VASCONCELOS
IEDA CHAVES PACHECO RUSSO
IRENE FERREIRA DE SOUZA DUARTE SAAD
IVAN BRESSANE NIELSEN
JAIR FELICIO
JEANNE DENISE BEZERRA DE BARROS
JOAO AFONSO ABEL KANKOVITZ
JOAO CANDIDO FERNANDES
JOAO GUALBERTO DE A. BARING
JOSÉ ALBERTO PORTO DA CUNHA
JOSE CARLOS LAMEIRA OTTERO
JOSÉ GERALDO QUERIDO
JOSÉ MIGUEL HERRERA OVALLES
JOSE ODILON HOMEM DE MELLO
JOSE POSSEBON
JULES GHISLAIN SLAMA
KÁTIA MIRIAM DE MELO SILVEIRA
LEO LEVITAN
LEONARDO LAMPERT
LOURDES ZUNINO ROSA
LUCIANO NAKAD MARCOLINO
LUIZ TADEU LOPES DE FREITAS
LUIZ AUGUSTO MUHLE
LUIZ CARLOS CHICHIERCHIO
LUIZ CARLOS FERRARO
LUIZ FERNANDO OTERO CYSNE
LUIZ GOMES DE MELLO
LUIZA DE ARRUDA NEPOMUCENO
LUVERCY JORGE DE AZEVEDO FILHO
MARCO ANTONIO DE MENDONÇA VECCI
MARCOS FERNANDO PIAI
MARCUS ALVES DA SILVA FRANÇA
MARIA DE LOURDES MOURE
MARIA EMÍLIA COELHO DE ABREU
MARIA LEONTINA BASSOLS
MARIA LUIZA R. BELDERRAIN
MARIO CARDOSO PIMENTEL
MAURICIO PAZINI BRANDÃO
MAURICY CESAR RODRIGUES DE SOUZA
MILTON VILHENA GRANADO JR
NELSON GARCIA
NICOLAI FILIMONOFF
OLAVO JOSE FREIRE DA FONSECA
OSCAR SCHMIDT
PAULO FERNANDO SOARES

PAULO R. MOTEJUNAS	SAMIR NAGI YOUSRI GERGES
PEDRO LUIZ FERRADOR	SCHAIA AKKERMAN
PERIDES SILVA	SERGIO FRANCISCO XAVIER DA COSTA
PETER JOSEPH BARRY	SILVERIO LUIZ FUSCO
RICARDO EDUARDO MUSAFIR	SYLVIO R. BISTAFA, PH.D.
RICARDO RIBEIRO PEREIRA	THAIS C. MORATA
ROBERTO F.A. CAPPELETTI	THELMA ALCANTARA
ROBERTO JORDAN	VICTOR M. VALADARES
ROBERTO JORGE CHAVES DE BARROS	VIRGILIO MENDONÇA DA COSTA E SILVA
ROBERTO STARCK NOGUEIRA DA SILVA	VITOR ZIMMERMANN JR.
RODRIGO RIHL KNIEST	VIVIAN SILVA MIZUTANI
RUBENS DE ARAUJO	WANDERLEY MONTEMURRO
RUDOLF M. NIELSEN	WILSON JOSE MACEDO BARRETO
SADI POLETTO	WIRITON SILVA DE MATOS

ESTUDANTES

DENISE TAVARES DA SILVA	MARCO TULIO SCARPELLI CABRAL
DENISE TORREAO CORREA DA SILVA	MARCUS WATSON NETTO DE OLIVEIRA
GLAUCIA MARA FURTADO VIEIRA	NARA IONE MEDINA SCHIMITT
GUSTAVO DA SILVA VIEIRA DE MELO	NORMA DO NASCIMENTO BATISTA
LEONARDO FUKS	PAULO RICARDO DE MENDONÇA
LUCIANO CESAR DE SOUZA	BRANDOLT
MÁRCIA FERNANDES	SILVIA RENATA MARQUES

INSTITUCIONAIS

ACÚSTICA ORLANDI INDÚSTRIA E COMÉRCIO	INMETRO - INSTITUTO NACIONAL DE METROLOGIA, NORMALIZAÇÃO E QUALIDADE INDUSTRIAL - DIVISÃO DE METROLOGIA ACÚSTICA E DE VIBRAÇÕES
ALCOA ALUMINIO S.A /- PE	INSTITUTO METODISTA IZABELA HENDRIX
AMORIM BRASIL - COM. IND. IMP. E EXP. DE ARTEFATOS DE CORTIÇA LTDA.	ISOBRASIL ENG E COM DE ISOL LTDA
BOEHRINGER DE ANGELI Q. F. LTDA	MERCEDES-BENZ DO BRASIL S/A
COFAP ARVIN SISTEMAS DE EXAUSTÃO LTDA	MULTIPLAST I. C. MAT HOSP INDL LTDA
COMPANHIA SIDERÚRGICA TUBARÃO	OPTO - ELETRÔNICA S/A
COMPANHIA VIDRARIA SANTA MARINA	PREFEITURA MUNICIPAL DE JUNDIAÍ
CONAV ENG. E ISOL. LTDA.	RAMALHO COMERCIAL LTDA.
COPENE - PETROQUÍMICA DO NORDESTE	ROCKFIBRAS LTDA.
DBTRONICS TEC. E CIENT. COM. EXP. LTDA.	SANTO ANGELO INDUSTRIA E COMERCIO LTDA
DRM CONSULTORIA E ACÚSTICA IND. S/C LTDA.	TRISHOPPING - JANELAS ANTI-RUIDO
DURAVEIS EQUIP DE SEG LTDA	VIB-TECH CONSULTORIA E COMERCIO LTDA
FRAS-LE S.A.	VIBRANIHIL-COM IND AMORT DE VIBR
FUNDAÇÃO EDSON QUEIROZ	VIBRASOM TECNOLOGIA ACUSTICA LTDA.
GROM - EQUIP. ELETROMECCNICOS LTDA	WESTAFLEX TUBOS FLEXÍVEIS LTDA
ILLBRUCK INDUSTRIA LTDA	

Associe-se à SOBRAC e ganhe as edições anteriores da

Acústica & Vibrações

Para receber esta revista semestral e as edições anteriores gratuitamente, associe-se à Sociedade Brasileira de Acústica (SOBRAC), preenchendo a ficha de inscrição nas páginas amarelas. Temos exemplares limitados das revistas anteriores, os quais serão enviados para os sócios novos por ordem de solicitação.

Os artigos publicados nas edições anteriores:



EDIÇÃO NÚMERO 13/JULHO 94

- Análise de Posturas, Esforços e Vibrações nos Lixadores.
- Sugestões sobre Adaptação dos Protetores Auditivos.
- O Ruído e suas Interferências na Saúde e no Trabalho.
- EPIs Auditivos: Avaliação pelo T.T.S. - Parte 1
- EPIs Auditivos: Avaliação pelo T.T.S. - Parte 2
- Critérios de Classificação Audiométrica para Trabalhadores com Perda Auditiva Induzida pelo Ruído.
- A Importância do Monitoramento Audiométrico no Programa de Conservação Auditiva.



EDIÇÃO NÚMERO 14/DEZEMBRO 94

- Controle Ativo de Ruído em Dutos.
- Identificação das Fontes de Ruído Veicular por Medição de Intensidade Sonora.
- Transmissão Via Aérea: Ruído Interno e Ruído Externo.
- Sistema de Exaustão: Fundamentos e Projetos.
- Ensaio e Simulação Acústica de Escapamento Veicular Simples.
- Simulação Numérica de Ruído Veicular Interno.
- Redução de Ruído Interno em Ônibus Rodoviário.
- Ruído Interno de Veículos Automotores: A Utilização do "Loudness".
- Simulação e Medições de Ruído de Aspiração de Motores em Laboratório.
- Estudo Experimental de Vibração e Ruído Durante o Acionamento do Pedal da Embreagem.
- Caracterização Acústica do Banco de Provas de Motores da Metal Leve Usando Intensidade Sonora.



EDIÇÃO NÚMERO 16/DEZEMBRO 95

- Resposta a Perguntas e Queixas com Relação a Audição e a Protetores Auditivos (Parte I, II e III).
- A Importância da Acústica e da Psicoacústica para a Audiologia: A Influência da Acústica das Salas de Aula na Percepção da Fala.
- Dicas para Controle de Ruído.
- Controle de Ruído de Máquinas.
- Reativação da Produção de Normas em Acústica Arquitetônica e Ambiental.
- Recomendações da Organização Mundial da Saúde sobre Ruído Industrial.



EDIÇÃO NÚMERO 17/JULHO 96

- Progresso na Acústica de Edificações.
- A Exigência de Repouso Auditivo Mínimo de 10 Minutos a cada 50 Minutos de Trabalho, Conforme a Norma Técnica do Estado de São Paulo.
- O Uso de Materiais Absorventes no Controle de Ruído Industrial: Possibilidades e Limitações.
- Dicas para Controle de Ruído.



EDIÇÃO NÚMERO 18/DEZEMBRO 96

- Aplicações do Controle Ativo do Som e Vibrações
- Ruído Ambiente em Portugal
- Comentários Sobre la Determinación de la Rigidez Dinámica de Materiales para Uso en Pisos Flotantes
- Dicas para Controle de Ruídos



EDIÇÃO NÚMERO 19/JULHO 97

- Efeitos do Ruído no Homem
- Avanços tecnológicos em protetores auditivos até 1995: Redução ativa de ruído, frequência/amplitude-sensibilidade e atenuação uniforme. (Parte I)



EDIÇÃO NÚMERO 20/DEZEMBRO 97

- Novos Desenvolvimentos em Normalização Internacional
- 2ª Chamada: I Congresso Iberoamericano de Acústica, I Simpósio de Metrologia e Normalização em Acústica e Vibrações do Mercosul e 18º Encontro da SOBRAC



EDIÇÃO NÚMERO 21/JULHO 98

- Avanços Tecnológicos em Protetores Auditivos até 1995
- Qualidade Acústica em Escritórios Panorâmicos
- Aposentadoria Especial por Ruído



EDIÇÃO NÚMERO 22/DEZEMBRO 98

- Comparação Laboratorial em Medição de Absorção Sonora em Câmaras Reverberantes
- O Ruído Incômodo gerado nas Instalações Hidráulicas Prediais
- As Políticas Europeias sobre Ruído Ambiente e o Espaço Ibérico
- Medição e Avaliação de Ruído em Ambiente de Trabalho



EDIÇÃO NÚMERO 23/JULHO 99

- Diagnósticos de PAIRO (Perda Auditiva Induzida pelo Ruído Ocupacional) pela nova NR-7 (Portaria 19 MTb. de 09/04/98)
- Comparando Bananas com Laranjas
- Protetores Auditivos: Um Novo NRRsf
- Um Caso Prático: Silenciador para Roots

Visite o nosso site: <http://www.sobrac.ufsc.br>

Você Está na Página da

SOBRAC

Sociedade Brasileira de Acústica

DIRETORIA

REVISTAS

CONGRESSOS

NOVIDADES

ANUNCIANTES

PUBLIQUE

ANUNCIE

ASSOCIADOS

ASSOCIE-SE

Fundada em 21 de novembro de 1984, a Sociedade Brasileira de Acústica tem o objetivo de difundir informações entre pesquisadores, fabricantes, consultores e usuários. Esses conhecimentos são discutidos durante os encontros anuais, simpósios e publicações. Atualmente sua sede está na Universidade Federal de Santa Catarina (UFSC). A revista "Acústica e Vibrações" abrange atividades, eventos e pesquisa na área de vibrações e ruído e conta com tiragem de dois mil exemplares, distribuídos para sócios brasileiros e demais sociedades acústicas internacionais.

Contando com 782 sócios, a instituição recebe o apoio de diversas empresas. Desde 1985 está ligada ao I-INCE (Instituto Internacional de Engenharia de Controle de Ruído), participando das discussões para a elaboração da Lei do Silêncio, em 1990, e do Ruído Veicular, em 1993. Tem ainda representantes na ABNT (Associação Brasileira de Normas Técnicas) e em outras instituições relacionadas à segurança no trabalho e conforto acústico. A sociedade é constituída por vários grupos de trabalho: o grupo de Ruído Veicular, responsável pela organização de simpósios em São Paulo; o de Acústica de Edificação, que promove encontros em conjunto com grupos de Ergonomia e Conforto Térmico; e o grupo de Conservação da Audição, que trabalha com outras entidades de Segurança e Medicina do Trabalho.



sobrac@mbox1.ufsc.br

Diretoria - Revista Acústica & Vibrações - Congressos - Novidades - Páginas Amarelas - Publique seu Artigo
Anuncie na A&V - Associados - Associe-se

Sociedade Brasileira de Acústica (SOBRAC) - Universidade Federal de Santa Catarina (UFSC) - Centro Tecnológico (CTC)
Departamento de Engenharia Mecânica (EMC) - Laboratório de Vibrações e Acústica (LVA) - Campus Universitário
Cx. Postal 476 - CEP 88030-900 - Trindade - Florianópolis - SC - Brasil
Tel: (048) 234-4074 / 231-9227 - Fax: (048) 331-9677 / 234-1519