

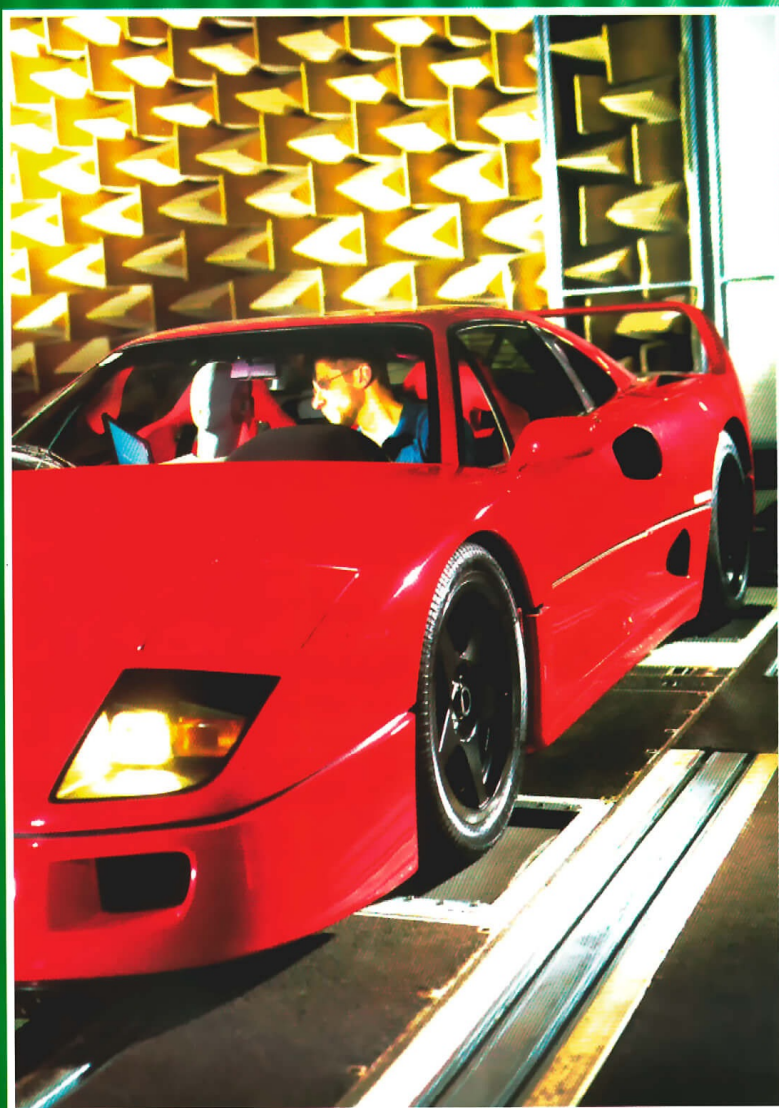
Acústica & Vibrações

Revista Semestral da Sociedade Brasileira de Acústica - Sobrac

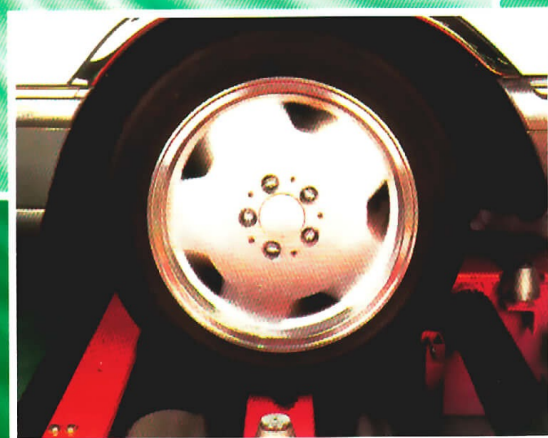
Nº 32

Dezembro 2003

(vol. 18)



- **Ampliação da capacitação técnica dos laboratórios do campo de provas de Tatuí**
- **Efeito do componentes veiculares na qualidade sonora**
- **Ferramentas teóricas e experimentais em vibroacústica**
- **Some considerations regarding loudness calculations**
- **Resumos de teses e monografias**
- **Congressos 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

Fax: (048) 233-4455 R. 4408

DIRETORIA SOBRAC 2002/2005

Presidente: Samir N.Y. Gerges

Vice-Presidente: José Augusto de Azevedo

1º Secretário: Mauricy C. Rodrigues de Souza

2º Secretário: Moysés Zindeluk

1º Tesoureiro: Ulf H. Mondl

2º Tesoureiro: Carlos M. Grandi

CONSELHO SOBRAC 2002/2005

Fernando H. Aidar (Consultor)

Marco Vecci (UFMG)

Mário Pimentel (VIBRANIHIL)

Mauricy Cesar Rodrigues de Souza (UFSC)

Moyses Zindeluk (UFRJ)

Emmanuel B. Garakis (EMBRAER)

Marcos Fernando Piai (BRUEL & KJAER)

Ricardo E. Musafir (UFRJ-COPPE-RJ)

Honório Cavicchioli Lucatto (WayTech)

Samuel C. Penha Valle (INMETRO)

SUPLENTES

Alice H.B. Rodrigues

Humberto Yutaka Kagohara

Newton S. Soeiro

CORPO EDITORIAL

Samir N. Y. Gerges

Mauricy C. R. de Souza

EDITORIAÇÃO

Attitude Comunicação e Arte

(48) 246 4388

attitude.katia@terra.com.br

Apenas matérias não assinadas são de
responsabilidade da Diretoria. Matérias, notícias
e informações para publicação na Revista,
podem ser enviadas para a **SOBRAC**
Florianópolis/SC - Dezembro/2003

ARTIGOS

<i>Ampliação da capacitação técnica dos laboratórios do campo de provas de Tatuí</i>	02
<i>Efeito dos componentes veiculares na qualidade sonora</i>	10
<i>Ferramentas teóricas e experimentais em vibroacústica</i>	20
<i>Some considerations regarding loudness calculations</i>	28
<i>Resumos de teses e monografias</i>	39

CONGRESSOS

<i>Congressos Nacionais e Internacionais</i>	42
<i>VIII Sibrav</i>	43
<i>ICA 2004</i>	46
<i>II ICSV</i>	50
<i>Internoise 2004</i>	52
<i>Acústica 2004</i>	54
<i>Internoise 2005</i>	60

NOTÍCIAS DA SOBRAC

<i>CD do I Encontro Panamericano de Acústica</i>	61
<i>Promoção Especial EAA/FIA – Assinatura da revista ACTA</i>	61

SÓCIOS DA SOBRAC

<i>Sócios Regulares 2003</i>	62
------------------------------------	----

ACÚSTICA E VIBRAÇÕES

<i>Edições Anteriores da A&V</i>	64
--	----

Em agosto de 2003 tivemos a oportunidade de apreciar mais um fórum de Acústica Veicular através da realização do VII SIBRAV - Simpósio Brasileiro de Acústica Veicular, no campus da FEI em S. B. Campo. Vinte originais apresentações entre palestras e trabalhos técnicos enriqueceram os dois dias do evento acompanhadas de uma exposição de serviços e produtos. Publicamos nessa edição quatro trabalhos dentre todos que abrilhantaram o conteúdo técnico do SIBRAV 2003 !!

Prof. Samir Gerges
UFSC/SOBRAC

Prof. H. Onusic
IFUSP/DCBR/SIBRAV

AMPLIAÇÃO DA CAPACITAÇÃO TÉCNICA DOS LABORATÓRIOS DO CAMPO DE PROVAS DE TATUÍ

André L. Cherman, Herbert A. Gerevini e Nilton T. S. Monteiro – FORD MOTOR COMPANY
Rod. SP 127, km 124 – Pederneiras – 18270-000 – Tatuí – SP – Brasil – sibrama@inmetro.gov.br
sibrama@inmetro.gov.br – Fax: ++55 15 2509710, Fone: ++55 15 2509802

RESUMO

A estratégia de desenvolvimento da Ford no Brasil incluiu uma nova unidade montadora e uma nova família de carros. Para suportar esta estratégia, foi necessário adequar a capacitação técnica da equipe de desenvolvimento em todas as áreas. A área de NVH (ruído, vibração e aspereza), apesar de extremamente desenvolvida, era ainda bastante dependente de outros centros (EUA ou Europa). Isto também era válido para as áreas de VD (dinâmica veicular e Segurança). As necessidades foram levantadas em função dos procedimentos corporativos para desenvolvimento, tecnologias já em uso pela Ford mundial e novas tendências, tamanho do mercado nacional, linha de veículos a serem atendidos e montante do investimento necessário. Com base nessas variáveis, foram dimensionados os laboratórios que passaram a ser a base de desenvolvimento objetivo na FSAO (Ford América do Sul). A implantação de cada um destes laboratórios é brevemente descrita ao longo deste trabalho

INTRODUÇÃO

O projeto de um novo programa inclui a definição dos objetivos, o desenvolvimento do produto e a verificação dos resultados obtidos em cada uma das áreas da engenharia. Todas estas etapas incluem medições e avaliações de carros e protótipos, seus sistemas e sub-sistemas. Até o início do programa *Amazon* as únicas alternativas para a engenharia eram consultar o banco de dados da companhia ou enviar um carro para ser medido na matriz nos EUA. A primeira alternativa é bastante falha, já que os mercados são bastante distintos e também as legislações. Isto pode criar diferenças de projeto, nem sempre notáveis para o consumidor final. Mesmo o mercado europeu, que é mais próximo do nosso, tem peculiaridades em função das diferentes exigências do mercado consumidor local. A segunda alternativa é bastante onerosa e morosa. O tempo médio de envio de um carro para os EUA foi de seis a oito semanas. A burocracia

em ambos os países e os custos de exportação e retorno são apenas o primeiro passo. Some-se a isso a logística necessária nos EUA, que vai desde a legalização do carro até fornecimento de *gasohol* (como é denominada a mistura de gasolina e álcool que usamos como combustível no Brasil). Por fim há os custos dos testes e as filas de espera nos laboratórios (que podem chegar a 6 meses).

Ambas alternativas foram utilizadas durante a primeira fase do programa. Neste período, parte da engenharia esteve baseada na matriz o que facilitou bastante a logística de trabalhar com uma frota brasileira em território americano. Durante este desenvolvimento levantou-se as necessidades de infra-estrutura para capacitar a Ford Brasil como mais um centro de desenvolvimento dentro da estrutura da empresa. O principal desafio era fazer isso durante o desenvolvimento do programa. Esta capacitação ocorreu em todas as áreas da engenharia, mas este trabalho é focado apenas nos laboratórios de NVH de carroceria, *Road Load*, *Crash Test* e *Vehicle Dynamics*.

TESTES DE NVH DE CARROCERIA

Para o atributo NVH, o sistema carroceria é avaliado por quatro métricas, sendo rigidez, modos de vibração da carroceria e da suspensão e funções de transferência acústicas e tácteis. Todos os procedimentos são internos e serão brevemente explanados a seguir. Um carro completo e uma carroceria foram medidos nos EUA na fase de verificação do novo Fiesta para validar o produto. Este mesmo carro e carroceria foram trazidos para o Brasil com o intuito de serem novamente medidos para correlação entre laboratórios. A implantação do laboratório é considerada completa com a correlação. Os valores absolutos são omitidos por se tratarem de dados do projeto, mas os desvios em relação aos valores previamente medidos são reportados percentualmente. Os custos nos EUA são arredondados como referência e os custos no Brasil são estimados considerando-se o mesmo tempo de teste e o custo por hora de equipamento e mão de obra (fig. 1 em US\$).

Teste	Duração (Dias)	Custo Médio em Laboratório no EUA	Custo Estimado no Laboratório Ford no Brasil
Rigidez da Carroceria	5	19.000	3.000
Modos da Carroceria	10	24.500	5.000
Modos de Suspensão	5	9.000	1.400
Funções de Transferência	10	37.000	6.000

Figura 1 – Comparação de custos

RIGIDEZ DE CARROCERIA [1]

Este teste verifica a rigidez torsional e flexional da carroceria e do veículo completo. O procedimento para veículo e carroceria é o mesmo. O veículo é apoiado em quatro pontos com transdutores de deslocamento montados matricialmente no plano XY (plano do assoalho do veículo). O sistema de medição de deslocamento utilizado é da marca Marposs com apalpadores indutivos com precisão de 0,001 mm e curso de 10 mm. Para o ensaio flexional, uma carga conhecida é aplicada na direção Z. Para o ensaio torsional um momento é aplicado no plano YZ (plano das torres dos amortecedores dianteiros).

As deflexões são medidas em até 64 pontos e a rigidez é calculada pela razão entre carga e deformação (exemplo na figura 2).

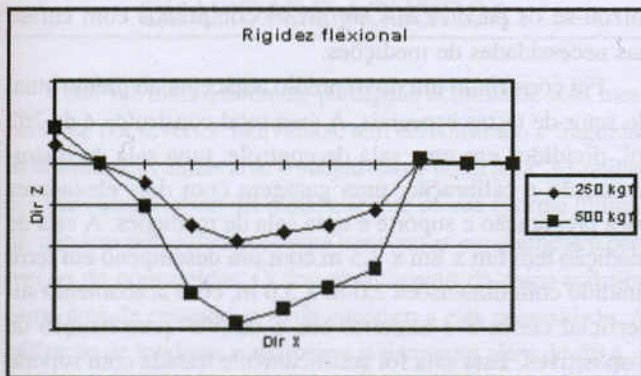


Figura 02 – Medição de rigidez flexional

Todos os ensaios são realizados com 2 cargas diferentes e 3 séries de aquisições para verificar linearidade e repetibilidade. Durante a implantação do laboratório, o teste foi feito com 3 cargas diferentes e até 20 séries de aquisições. A validação foi feita com a carroceria do novo Fiesta e a diferença encontrada para rigidez flexional foi de 0,1 % e para rigidez torsional de 3,3 %.

ANÁLISE DOS MODOS DE CARROCERIA [2]

Este teste verifica os principais modos de vibração da carroceria e do veículo completo. O procedimento para veículo e carroceria é o mesmo. O veículo é apoiado em quatro pontos sobre dispositivos pneumáticos (para simular condição livre-livre). Dois atuadores para análise modal modelo Tira Vib TV52120 de 200 N são posicionados em pontos extremos do veículo e usam um sinal aleatório na faixa de frequência de interesse. Define-se uma malha que permita visualização dos modos principais do veículo (fig. 3). O teste é executado em várias corridas para que os dez acelerômetros disponíveis percorram todos os pontos da malha definida (aproximadamente quarenta).

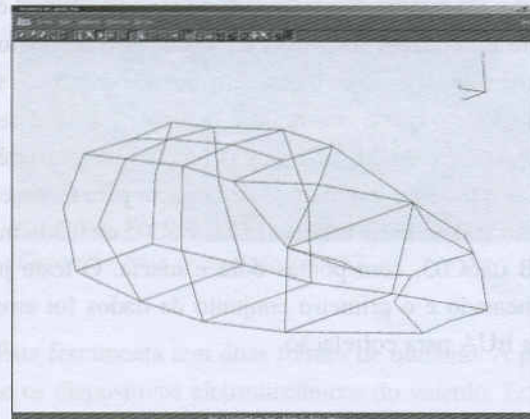


Figura 3 – Malha para análise modal

A aquisição e análise é feita com sistema LMS CADA-X. A validação foi feita com a carroceria do novo Fiesta. Para os modos avaliados (torção, flexão vertical e flexão lateral), a diferença média encontrada foi de 1,4 %.

ANÁLISE DOS MODOS DE SUSPENSÃO [3]

Este teste verifica os modos de vibração do veículo completo. É o único teste executado fora do campo de provas, na planta de São Bernardo do Campo. O veículo é posicionado sobre quatro atuadores hidráulicos que varrem a faixa de 2 Hz a 35 Hz. A aquisição é feita com acelerômetros pelo sistema Artemis ou Prosig. A análise restringe-se a verificar a frequência de máxima amplitude do sistema pneu/suspensão.

Este é o teste que apresenta maior diferença média entre laboratórios, de 8,4 %. Aqui cabe uma observação quanto ao transporte do veículo entre EUA e Brasil. O tempo aproximado foi de um ano, no qual o veículo ficou imóvel dentro de uma caixa e sujeito aos esforços causados pelo transporte rodoviário e marítimo. O sistema de suspensão ficou sujeito a uma degradação que não pode ser objetivamente quantificada. Portanto, esta maior diferença era esperada e foi considerada aceitável até que seja possível termos novas amostras.

FUNÇÕES DE TRANSFERÊNCIA ACÚSTICAS E TÁCTEIS [4]

Este teste verifica as funções de transferência do veículo completo. Os pontos de entrada são todos aqueles que efetivamente introduzem força na carroceria. São os pontos de fixação do chassi, motor e escapamento. Os pontos de saída tentam captar o que o consumidor perceberá. Utiliza-se microfones e acelerômetros para estas funções de transferência acústicas e tácteis e um martelo de impacto para testes estruturais modelo de 1.0 lb modelo PCB 086C05 ou 0.3 lb modelo PCB 086C03, com pontas dura e macia. O teste já foi implementado e o primeiro conjunto de dados foi enviado para os EUA para correlação.

OTIMIZAÇÃO DE PACOTE ACÚSTICO [5]

Para uma dada carroceria já totalmente fechada, o refinamento do nível de ruído interno é feito com o pacote acústico. Este termo engloba todos materiais para incremento de massa nas chapas, para amortecimento e isolamento, e materiais para absorção acústica dentro do compartimento do usuário. A otimização do pacote acústico é feita em laboratório para evitar os contribuintes externos indesejáveis das pistas. Com isso é possível focar nas fontes em estudo que são o motor, a captação de ar, o escapamento de gases e os pneus.

O ensaio original previa substituir cada uma das fontes em estudo por uma fonte com ruído conhecido. Microfones externos ao carro serviam de controle da fonte e microfones internos mediam o nível de ruído a que o usuário seria submetido. A simples diferença destes espectros dá a eficiência do pacote acústico e é ferramenta para indicar ao engenheiro onde

trabalhar para melhorá-lo. O inconveniente deste método é a necessidade de desmontar o motor, bem como de se fixar a fonte no lugar do mesmo. Escapamento e pneus usam fontes simplesmente próximas e de geometria semelhante à fonte original.

Com base no princípio da reciprocidade, este método foi substituído pelo atual, para análise do motor. Uma fonte de alta frequência desenvolvida conjuntamente pela FORD com o Instituto de Pesquisa de Acústica e Vibrações (ISVR) da Universidade de Southampton, Inglaterra, é posicionada dentro do compartimento do usuário. Os microfones interno passam a ser os microfones de controle e o motor é monitorado por microfones em tantos pontos quantos se haja interesse em conhecer o índice de redução de ruído.

IMPLANTAÇÃO DO LABORATÓRIO

As variáveis envolvidas foram os segmentos de veículos a serem atendidos, volume de testes por ano e o investimento necessário. Definiu-se que seriam medidos não só carros como também a linha de utilitários. Isto foi o fator determinante para dimensionar a sala e o desempenho para fixação das carrocerias. O volume estimado foi de dois a quatro testes por mês o que permitiu comunizar as instalações, sala de medição, sala de controle e sala de preparação/suporte, bem como equipamentos. Por fim, com o suporte dos fornecedores, otimizou-se os pacotes dos *softwares* comprados com ênfase nas necessidades de medições.

Foi construído um novo prédio adjacente ao prédio atual do setor de testes especiais. A área total construída é de 262 m², divididos em uma sala de controle, uma sala de instrumentação e calibração, uma garagem com dois elevadores para preparação e suporte e uma sala de medições. A sala de medição tem 6m x 8m x 3,5 m com um desempenho em ferro fundido com dimensões 2,0 m x 5,0 m, com acabamento superficial classe 3 e ranhuras em T de 5/8" para fixação de dispositivos. Esta sala foi acusticamente tratada com suporte da Vibranhil com 152 placas de lã de vidro envoltas em tela plástica dentro de caixas de metal perfurado, recobrando aproximadamente 46 % da área superficial da sala.

A compra de equipamentos incluiu o sistema de aquisição e 64 transdutores de deslocamento da Marposs. Sistema de aquisição e análise LMS CADA-X, bem como todos os módulos necessários para estas análises, três atuadores modelo Tira Vib TV52120 e dois martelos de impacto. Sistema de aquisição e análise Prosig e módulos de análise adicionais

para o sistema Artemis já em uso no laboratório. Por fim, microfones, pré-amplificadores, acelerômetros, calibradores, cabos, bases magnéticas e computadores para suportar esta nova capacidade de aquisição e análise. Este laboratório é operado por dois engenheiros e dois técnicos com dedicação exclusiva a estas atividades. Esta mão de obra foi treinada pelos fornecedores dos *softwares* quando da sua aquisição. Havendo um aumento de demanda o número de técnicos dedicados ao laboratório pode ser aumentado para suportar um volume maior de serviço.

O tempo total desta implantação até agora foi de dezoito meses, sendo aproximadamente três meses de levantamento das necessidades e especificações de equipamentos, doze meses entre construção, compra e entrega dos equipamentos e três meses para implementação dos testes. O prazo para termos os laboratórios operacionais foi cumprido em julho de 2002. O trabalho prossegue com a correlação das funções de transferência e implementação de outros testes correlatos para desenvolvimento do pacote acústico do veículo. O prazo para conclusão do trabalho é dezembro de 2002. O montante investido pode ser separado em construção civil e equipamentos. Na construção civil foram gastos em torno de US\$ 200.000. Com equipamentos, acessórios e treinamento foram gastos outros US\$ 500.000.

QUALIDADE ACÚSTICA

Cada vez mais a diferente percepção acústica de uma mesma fonte por diversos indivíduos, tem demonstrado a fragilidade das métricas atuais ante o subjetivismo desta área. As unidades mais usuais como dB e dBA, apesar de sua enorme utilidade, não tem sido suficientes para transcrever em métricas a percepção do consumidor. O desenvolvimento da psico-acústica como área de pesquisa veio de encontro a esta necessidade. A utilização de loudness e sharpness já é comum além do dBA.

A gravação biauricular é outra ferramenta importante neste trabalho. No lugar de simples microfones para aquisição de ruído, é utilizado uma cabeça artificial cuja massa e impedância procuram reproduzir as características do ser humano, com dois microfones no lugar dos ouvidos. Ao se reproduzir este som em fones especiais, o ouvinte é inserido na posição em que o som foi gravado. Por ter informação de amplitude e direcionalidade, o ouvinte percebe o som como se estivesse na mesma posição em que a cabeça estava durante a gravação.



Figura 4 - Aquisição biauricular

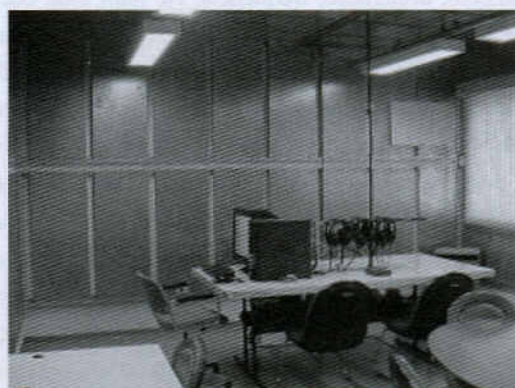


Figura 5 - Sala de audição em VTT

Esta ferramenta tem duas frentes de trabalho. A primeira são os dispositivos eletromecânicos do veículo. Estes incluem desde o ruído do motor do limpador do vidro dianteiro até o ruído da abertura e fechamento das portas. Neste caso as métricas psico-acústicas tem sido a principal análise. A segunda é tornar o ruído do sistema do motor agradável ao público alvo. Neste caso as sessões de audição são a principal ferramenta para classificar propostas como mais "agressiva", "macia", "potente", etc...

ROAD LOAD

Frente a utilização cada vez maior dos recursos de simulação em CAE de modelos para definição do projeto e tendo em vista que ainda não é possível se chegar a um produto final utilizando-se somente este recurso, faz-se necessário a verificação dos parâmetros utilizados durante o desenvolvimento do projeto, em protótipo físico antes da finalização do produto, o que demanda de um conjunto de equipamento para a realização do *Road Load*

Ampliação da Capacitação Técnica dos Laboratórios do Campo de Provas

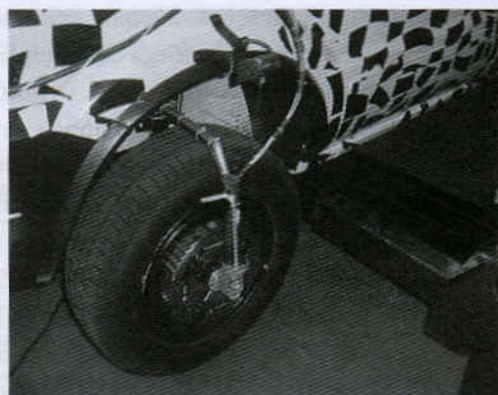
Data Acquisition, visando obter a confirmação das predições feitas em CAE quando da construção do modelo do veículo a ser desenvolvido. Isto é feito utilizando-se principalmente os *Wheel Force Transducers* que são células de carga capaz de medir dinamicamente e simultaneamente todos os esforços (forças cortantes e momentos em X, Y e Z) atuantes nas rodas dos veículos, bem como o posicionamento destas em relação a um eixo pré-determinado. Adicionalmente alguns pontos (de correlação) são também monitorados visando estabelecer uma correlação entre o modelo e protótipo objeto da medição. Também podem ser medidos tantos outros pontos da estrutura do veículo quanto ao valor dos esforços solicitantes, quanto a deformação, deslocamento, aceleração, frequência, etc num total que pode chegar a 120 canais de medição, todos gerenciados por um Sistema de Aquisição de Dados capaz de adquirir estas informações com uma taxa de amostragem adequada à análise necessária. Estes dados são obtidos com o veículo rodando nas diversas condições de carga e de utilização previstas para seu uso normal. Estes dados são tratados de maneira a se filtrar possíveis "spikes" não representativos para a amostra considerada e feito então o cascadeamento de cargas através da malha da estrutura da carroceria do veículo de maneira a se obter a confirmação do dimensionamento da estrutura e ou a correção de eventuais desvios. A grande vantagem deste sistema é a obtenção dos *inputs* do veículo já considerando a interface do pneu, que por se tratar de um meio elástico tem sua interferência no sistema, de difícil previsão, além de propiciar a diminuição do número de protótipos para validação/correção do modelo. Este equipamento conta ainda com a vantagem de oferecer uma flexibilidade muito grande, permitindo que seja utilizado também para outros trabalhos de investigação estrutural para suporte a CAE, ações de suporte a clientes e a implementação de alternativas de utilização do veículos no campo, tanto para carros como para comerciais leves e caminhões.

IMPLANTAÇÃO DO EQUIPAMENTO

O tempo entre a aprovação do investimento, especificação dos equipamentos, processo de compra e impotação e o de implementação técnica foi de 18 meses com um investimento total de US\$ 1.100.000, incluindo a viagem de um Engenheiro de VTT aos USA para treinamento em software de tratamento de dados e nos procedimentos básicos de condução do ensaio. Este equipamento partilha com NVH e *Vehicle Dynamics* a mesma área de oficina já mencionada anteriormente.



Sistema de Aquisição de Dados



Wheel Force Transducer

VEHICLE DYNAMICS

Para os atributos relativos ao comportamento dinâmico dos veículos a FORD desenvolveu nos últimos dez anos em sua matriz nos USA um equipamento denominado DIVAS (*Drive In-Vehicle Acquisition System*) voltado para a obtenção de dados objetivos dos parâmetros de avaliação geral do veículo, tais como, *Roll* total e da suspensão, *Yaw*, *Pitch*, movimentações laterais e longitudinais, *sideslip* com relação a superfície da pista, ângulo e esforço no volante de direção.

Em adição a estes parâmetros outros de respostas do veículo como *compliances*, posição do veículo (x, y), pressões do sistema de direção e de freios, ângulos de *camber* e *Toe* e esforço e curso do pedal de freio e da borboleta do acelerador também são possíveis de serem monitorados durante manobras dinâmicas.

O sistema de medição é composto de um Lap top especialmente construído com um LCD de alta resolução e luminosidade permitindo a sua visualização mesmo em ambientes com grande incidência de luz solar, de uma dockstation para condicionamento e processamento do si-

nais dos diversos sensores e de sensores de velocidade longitudinal e transversal do veículo, atitude e altura em relação ao solo, célula de carga para esforço de direção com monitoramento do ângulo de esterço e plataforma com acelerômetros longitudinal e transversal e indicador de deslocamento angular do veículo. A instalação destes sensores e as informações de seus respectivos posicionamentos em relação a linha de centro do eixo dianteiro e do centro de rolamento dos pneus dianteiros, através de coordenadas no plano horizontal do veículo, são fundamentais para os cálculos dos valores dos atributos considerados.

Para garantir a comparação direta entre os resultados de diferentes testes realizados em um mesmo veículo com diferentes níveis de desenvolvimento ou mesmo entre diferentes veículos, as faixas de amplitude estabelecidas para os parâmetros do ensaio como ângulo de esterço, velocidade do veículo durante a manobra, aceleração lateral, deceleração em freadas, etc, são mantidos dentro de faixas muito pequenas, invalidando, automaticamente, para efeito de cálculo do atributo, aquelas que não se enquadrarem nestes limites, além de ter estabelecido um número mínimo de manobras para considerar válida a amostra estatística. Da mesma maneira, para que se garanta a estabilidade dos valores de calibração (*setup*) do equipamento, rotinas de pré e pós-testes estão incluídas nas rotinas dos ensaios, provendo condições para correções se estas forem necessárias.

Desta forma é possível não só se fazer as comparações entre veículos testados num mesmo *site* como as descritas acima, mas também aquelas realizadas em qualquer outro local desde que com o mesmo equipamento.

IMPLANTAÇÃO DO EQUIPAMENTO

A exemplo dos outros equipamentos, o tempo de implementação deste foi de aproximadamente 2 anos, necessitando de instrumentos da ordem de US\$ 150.000 e requerendo o treinamento de engenheiros nos laboratórios da Ford nos USA.

Além de todo este trabalho de implementação do equipamento, foi ainda necessário se estabelecer alguns convênios com entidades externas para locação de sites que dispõe de características de pista específicas, ainda não disponíveis no Campo de Provas da Ford e que fazem parte de um plano diretor para investimentos futuros



Figura 6 - Stg wheel torque sensor e DIVAS

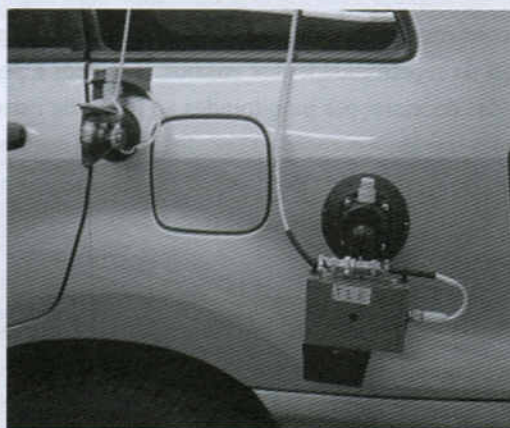


Figura 7 - Sensores de atitude e alt. do veículo

CRASH TEST

Para a calibração dos sensores de Air Bags e atendimento aos requisitos de segurança relativos aos ocupantes do banco traseiro e melhoria dos recursos existentes para medição do deslocamento da coluna de direção e da integridade do sistema de combustível, além da zona de intrusão e da retenção do parabrisa, um novo sistema de tração para a Barreira de Impacto do Campo de Provas da Ford foi adquirido da Veridian com capacidade de lançamento de veículos de até 2 ton a uma velocidade de 60 km/h com precisão de ± 0.1 km/h. Para registro das imagens necessárias as análises de movimento 5 câmeras de alta velocidade de até 500 fps (frames per second) e duas de até 11000 (fps) foram adquiridas da Visual para utilização de filme de acetato de 16 mm. Foram ainda necessárias a construção de dispositivos para atender as diversas condições a serem simuladas, tais como, *undercarriage*, *override*, *center pole*, 30 graus, *tatcham* em adição as já existentes barreiras fixa e móvel para testes de impacto traseiro.

Para monitoramento das decelerações sofridas pelo veículo, nos mais diversos pontos de sua estrutura, um "ODAS" (OnBoard Data Acquisition System) de 48 canais e possibilidade de trabalhar em dois módulos flexíveis e independentes, foi adquirido da DTS – Diversified Technical System, em substituição ao sistema anterior com conexão através de cordão umbilical. Ainda para análise de movimentos dos ocupantes e para avaliação do ponto "H" dos bancos do veículo dois *dummies* do tipo híbrido II foram adquiridos da First Technology. Com a implementação de todos estes equipamentos é possível se levantar o *pulse* do veículo, que é a curve de deceleração sofrida pelo veículo durante um "Crash Frontal" e comparar com aqueles utilizados para cálculos de CAE e confirmação do modelo além de tornar possível a comprovação da repetibilidade dos ensaios. Também é possível através das decelerações monitoradas ao longo da carroceria do veículo, analisar o comportamento de sua estrutura com informações úteis para o desenvolvimento do mesmo e ainda detectar prováveis falhas ou problemas ocorridos durante a realização do ensaio.

O registro em alta velocidade das imagens do veículo durante o impacto e do dummy em seu interior, permite avaliar o seu posicionamento em relação ao Air Bag durante a sua expansão, bem como do acionamento do sistema de disparo (monitorado eletronicamente pelo ODAS), permitindo uma avaliação da compatibilidade de todos os parâmetros adotados para construção do veículo visando a segurança de seu condutor e demais ocupantes. Os ensaios para calibração do Air Bag incluem aqueles em que o dispositivo deve ser acionado e aqueles em que o dispositivo não deve funcionar devido a baixa velocidade e intensidade do impacto.

O registro destas imagens também permite a verificação do deslocamento da coluna de direção do veículo e do comportamento geral da estrutura e detecção de riscos potenciais. Após o impacto, avaliações como o esforço para abertura das portas, retenção do parabrisa e vazamento de combustível, quer seja gravitacional, quer seja pela pressurização do sistema durante período de tempo determinado são ainda executadas em atendimento aos requisitos corporativos e legais do veículo. Impacto que permitem o monitoramento de todos os esforços sofridos pelo *dummy* ainda são realizados na matriz da Ford nos USA para todos os veículos, independente de se constituírem em requisito legal ou não, para atendimento dos requisitos corporativos mundiais da Ford e estão hoje incluídos num plan diretor para serem implementados na Ford Motor Company Brasil juntamente com laboratórios de *safety*.

IMPLANTAÇÃO DO EQUIPAMENTO

Este conjunto de equipamentos foi implementados em duas etapas, sendo a primeira a da construção de um novo *pit* para o sistema de ancoragem de a aquisição da câmeras de 500 fps, *dummies* e um *rack* do ODAS e a segunda a da expansão do ODAS e da compra das câmeras de 11.000 fps e se deram ao longo do Programa Amazon, incluindo a cobertura parcial da área de Crash e da instalação do sistema de iluminação externa do veículo durante o ensaio. A implementação contou não só com visitas de engenheiros brasileiros a matriz da Ford nos USA como também com a visita de especialistas da Ford USA ao Campo de provas para transferência de tecnologia. O investimento total foi da ordem de US\$ 900.000.

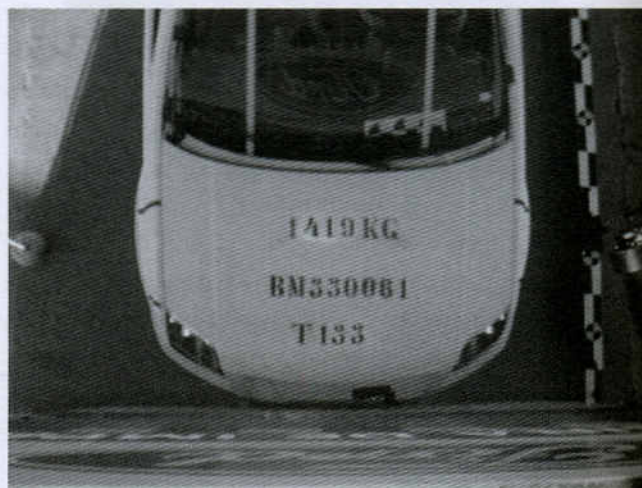


Figura 8 - Impacto Frontal

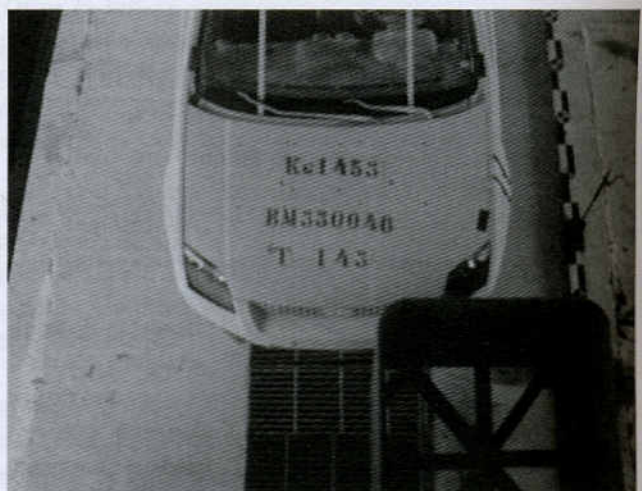


Figura 9 - Impacto com 40% de off set



Figura 10 - Impacto de veículo contra veículo

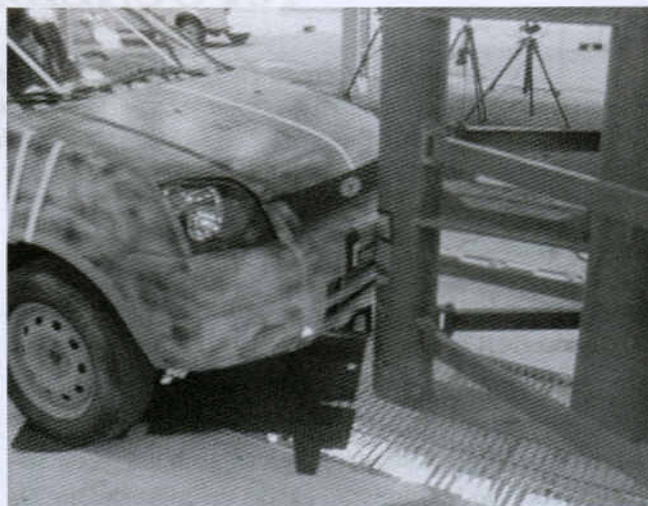


Figura 11 - Center pole

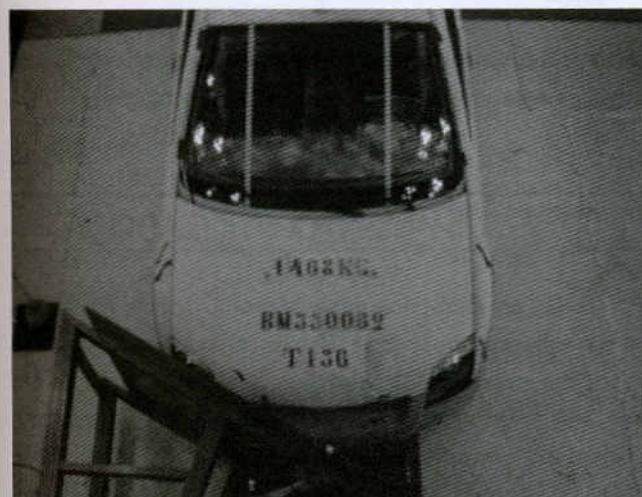


Figura 12 - Impacto a 30 graus



Figura 13 - Undercarriage

AGRADECIMENTOS

Ao time do programa *Amazon* pela decisão e comprometimento em trazer esta tecnologia para a Ford Brasil. Ao time de Tecnologia de Teste de Veículo e do Campo de Provas pelo suporte na implantação desta nova área e aos colegas do AEC (*Advanced Engineering Center*) nos EUA, responsáveis por parte destes testes lá. Aos time de *Safety* nos EUA e de CAE (*Computer Aided Engineering*), NVH (*Noise Vibration and Harshness*) e VD (*Vehicle Dynamics*) do Campo de Provas de Tatuí e ao engenheiro Echung Su (Ford USA) por todo o suporte dado durante a implementação dos equipamentos de *Crash Test*.

REFERÊNCIAS

- [1] *Static Torsion and Bend Test - Body and Vehicle*, CETP 01.01-L-601
- [2] *Body in prime modal test procedure*, AVT525-P011
- [3] *Vehicle Hop & Tramp*, AVT525-P013
- [4] *Trim Body Point Mobility and Acoustic Sensitivity Test Procedure (LP6)*, AVT525-P012
- [5] *Reciprocal point source method (RPSM) test procedure to obtain engine noise reduction measurements - Draft*

EFEITO DOS COMPONENTES VEICULARES NA QUALIDADE SONORA

Samir N. Y. Gerges, Thiago R. L. Zmijevski Mário Trichês Júnior e Washington José deLima

Universidade Federal de Santa Catarina – Departamento de Engenharia Mecânica – Laboratório de Vibrações e Acústica
Campus Universitário – Trindade – Florianópolis – SC – CEP: 88040-900 – gerges@mbx1.ufsc.br

RESUMO

Uma grande variedade de ruídos é considerada desconfortável, apesar de, muitas vezes, apresentar baixo nível de pressão sonora global em dBA. O objetivo deste estudo é investigar o comportamento acústico de componentes típicos de veículos, como bombas de sistema de direção hidráulica e caixas de engrenagem. Os problemas de ruído e vibração em bombas hidráulicas, principalmente moan e whine, possuem características de geração semelhantes. Para um trabalho de diagnóstico, faz-se necessário o levantamento de frequências e amplitudes com as quais o ruído e a vibração manifestam-se. Como, na maioria dos casos, os problemas de moan e whine estão associados a diferentes condições de utilização do sistema de direção hidráulica, o trabalho de diagnóstico deve ser feito separadamente para cada um deles. Nota-se, contudo, que os problemas avaliados possuem relação direta com a rotação do motor, o que indica que suas frequências podem ser determinadas através de características de construção e operação da bomba. Os defeitos em caixas de engrenagem podem ser causados por falhas em rolamentos, excentricidades na coroa, erro da forma e acabamento no perfil do dentado. Também, neste trabalho, será demonstrado o efeito da vida útil de veículos (km rodado) nos parâmetros de Qualidade Sonora.

INTRODUÇÃO

Tradicionalmente a avaliação de comportamento acústico é feita através do nível de pressão sonora, nível de potência sonora, nível de intensidade e a distribuição de níveis no domínio da frequência. Estes parâmetros caracterizam suficientemente o ruído, porém falham na descrição do som do ponto de vista da percepção humana. Segundo a psicoacústica, o som está relacionado à percepção humana, às sensações de loudness, agudeza, batimento, timbre, entre outros. É com a finalidade de avaliar

quantitativamente essas sensações subjetivas, relacionadas à exposição ao ruído, que surgiu a Qualidade Sonora. A introdução da Qualidade Sonora integra estes parâmetros psicoacústicos no sentido de modelar ou prever a reação do consumidor em relação ao comportamento acústico de um produto. Os equipamentos utilizados para medição de Qualidade Sonora realizam, tipicamente, a gravação do som através de dois microfones (gravação binaural), a reprodução e edição do sinal gravado e o cálculo das métricas. Há pouco mais de uma década, começou-se a considerar técnicas de avaliação de ruído através da Qualidade Sonora [1- 3]. Este refinamento tem por objetivo atender às expectativas do consumidor e só foi possível com os avanços tecnológicos na área de instrumentação.

EQUIPAMENTO UTILIZADO

Todas as medições neste trabalho foram realizadas com o sistema móvel de análise de ruído NoiseBook 4820, fabricado pela HEAD acoustics, incluindo software e a unidade de gravação e reprodução MHS II. O sistema operou em um microcomputador portátil Pentium III de 800 MHz com 256 MB de memória RAM, como mostra a Figura 1.

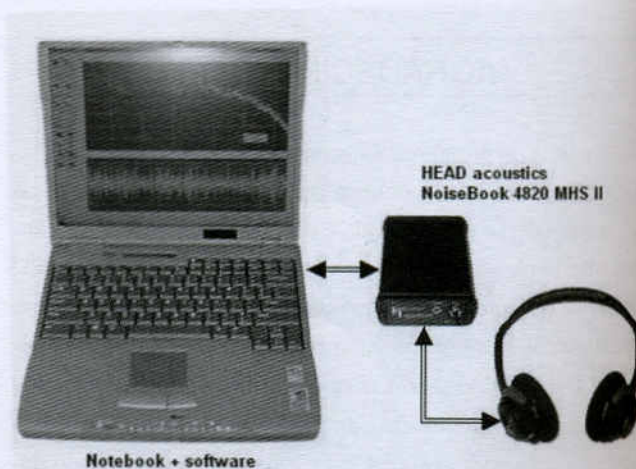


Figura 1. Sistema de medição dos parâmetros de Qualidade Sonora

RÚIDO DE COMPONENTES DE CAIXA DE CAMBIO

Nesta seção serão mostrados resultados de medição de ruído para diferentes tipos de defeitos e correlações com os parâmetros de Qualidade Sonora, considerando a análise de uma caixa de engrenagem veicular.

A falta de lapidação em eixos (nos locais que formam a pista interna dos rolamentos) gera ruído em alta frequência, audível em velocidades reduzidas e com carga na transmissão. Esta situação pode ser caracterizada através do sharpness. Na figura 2 é mostrado o espectro de uma transmissão com este defeito, para uma medição realizada no carro a uma velocidade de 30 km/h.

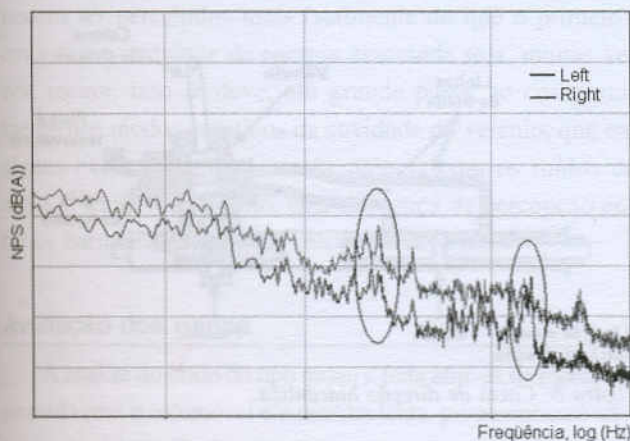


Figura 2 – Transmissão sem lapidação no assento de um dos rolamentos.

Excentricidades na coroa do diferencial causam modulações de baixa frequência, detectáveis através dos parâmetros de fluctuation strength (em baixas velocidades) e roughness (para maiores velocidades). A figura 3 mostra os níveis de pressão sonora medidos para uma transmissão com diferencial excêntrico, ensaiada em bancada em velocidade equivalente à 40 km/h. Neste caso, a modulação de aproximadamente 5 Hz é detectada pelo fluctuation strength.

Por ser a engrenagem da marcha à ré composta de dentes retos, o ruído produzido no engrenamento é significativamente maior em relação às marchas à frente. Na figura 4 é feita uma comparação entre a primeira marcha e a marcha à ré, para uma mesma velocidade de rotação. A frequência de engrenamento, neste caso, é aproximadamente igual. Cada curva representa a média de trinta e cinco amostras de transmissões ensaiadas em bancada. Neste caso, um parâmetro adequado para a avaliação seria o loudness.

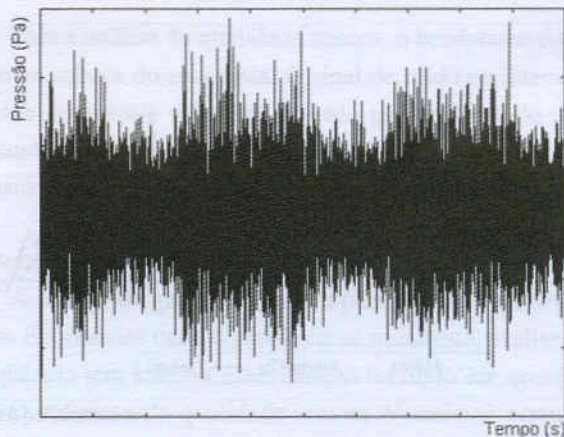


Figura 3 – Modulação de baixa frequência causada por excentricidade no diferencial.

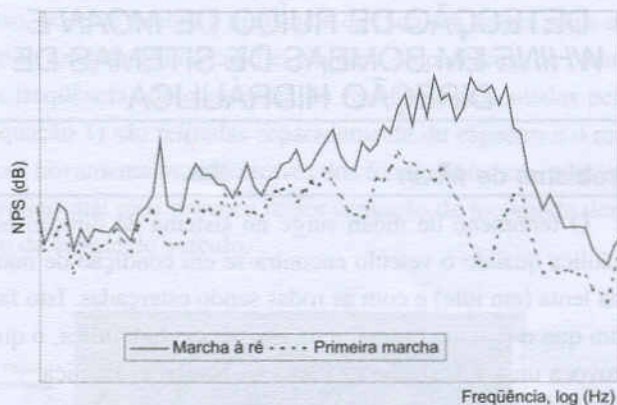


Figura 4 – Comparação dos níveis de pressão sonora entre a primeira marcha e a marcha à ré.

Outros defeitos em engrenagens, como erro de forma, falta de acabamento e falha no material, manifestam-se primeiramente na frequência de engrenamento e suas harmônicas. Por este motivo, o pitch strength pode auxiliar na detecção de tais anomalias. Na Figura 5 é mostrada uma transmissão com erro de forma pronunciado, revelando as harmônicas correspondentes à frequência de engrenamento. O valor médio de referência, mostrado na mesma figura, foi resultante da medição de trinta e cinco transmissões em boas condições.

Defeitos em rolamentos provocam modulação das altas frequências na frequência característica da falha. Sendo assim, o roughness calculado em uma banda de alta frequência vem a ser uma métrica adequada para representar o fenômeno. O rolamento avaliado mostrado na Figura 6 representa um defeito extremo, sendo que neste caso o loudness se tornou bem mais elevado. O pico em destaque representa a própria frequência da falha.

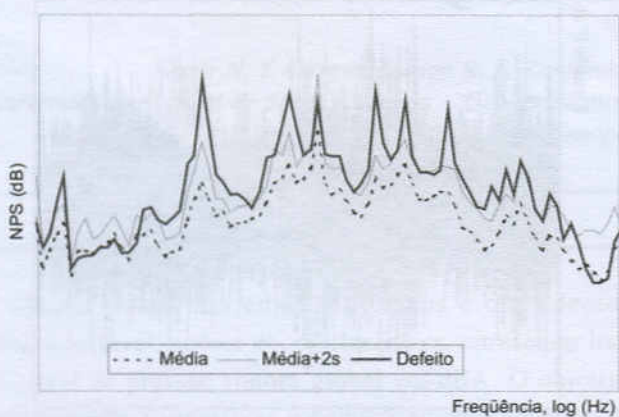


Figura 5 – Espectro típico de defeitos no perfil do dentado (sendo “s” um desvio padrão).

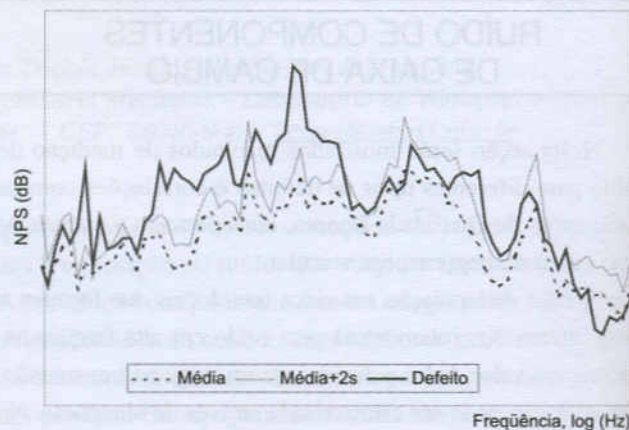


Figura 6 – Espectro do ruído de uma caixa de marcha com um de seus rolamentos defeituoso (sendo “s” um desvio padrão).

DETECÇÃO DE RUÍDO DE MOAN E WHINE EM BOMBAS DE SISTEMAS DE DIREÇÃO HIDRÁULICA

Problema de Moan

O fenômeno de moan surge no sistema de direção hidráulica quando o veículo encontra-se em condição de marcha lenta (em idle) e com as rodas sendo esterçadas. Isto faz com que o sistema necessite da assistência hidráulica, o que provoca uma sollicitação de carga na bomba hidráulica.

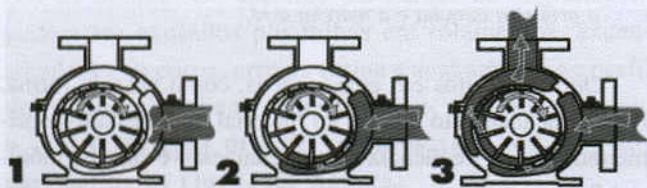


Figura 7: Funcionamento da bomba hidráulica de palhetas.

Para a maioria das aplicações automotivas, são utilizadas bombas de palhetas. A Figura 7 mostra os passos do funcionamento deste tipo de bomba. Ligada diretamente ao motor, a polia da bomba aciona um rotor com palhetas. O fluido entra no interior da bomba pela ação da gravidade (1) e tem sua pressão aumentada (2), sendo enviado à tubulação de alta pressão do sistema hidráulico (3). Esta tubulação, por sua vez, está ligada diretamente à válvula da caixa de direção, como mostra a Figura 8. A válvula direciona o fluxo do fluido pressurizado para as duas câmaras da caixa, proporcionando assistências nas duas rodas do veículo.

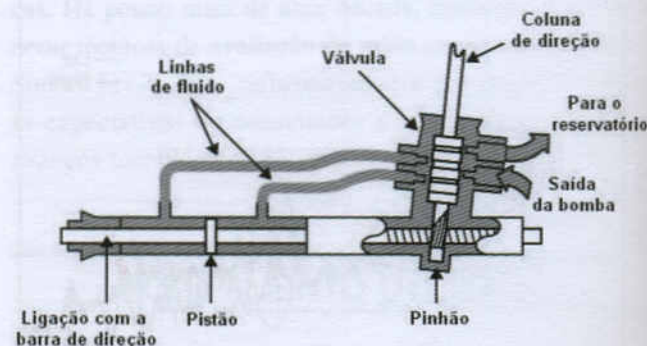


Figura 8: Caixa de direção hidráulica.

Os problemas de geração de ruído e vibração nas bombas estão relacionados com o funcionamento dos elementos rotativos, ou seja, rotor e palhetas. As frequências de surgimento de problema estão relacionadas à rotação da bomba e ao número de elementos de passagem (pás), o que caracteriza uma “Frequência de Passagem de Pás”.

A Frequência de Passagem de Pás (FPP) pode ser obtida através da seguinte relação:

$$FPP \text{ Hz} = \frac{\text{Rotação (RPM)} \cdot \text{Número de Pás}}{60} \quad (1)$$

Além da frequência de passagem de pás (ou frequência fundamental), existem as harmônicas associadas a este fenômeno, que são múltiplos desta frequência. Assim, espera-se que o moan manifeste-se como ruído e vibração na FPP e também nas suas harmônicas, ou seja, 2FPP, 3FPP, 4FPP, etc.

Problema de Whine

O ruído de *whine* possui as mesmas características do problema de *moan*. No entanto, manifesta-se para frequências fora da marcha lenta, quando o veículo está acelerado. Na maioria dos casos, este ruído apresenta-se como incômodo para o motorista e para os ocupantes do veículo quando o motor gira em torno de 2000 rpm. Acima desta rotação, o ruído do motor marca o ruído de *whine*, tornando difícil a análise.

Da mesma forma que o ruído de *moan*, o ruído de *whine* também é notado nas harmônicas da FPP. Uma característica importante dos dois ruídos, no entanto, é de que as harmônicas não necessariamente apresentam a mesma contribuição para a sensação de incômodo no interior do veículo. Em muitos casos, o terceiro e o quarto harmônico podem ser percebidos mais facilmente do que o primeiro, embora a quantidade de energia associada seja, muitas vezes, menor. Isso se deve, em grande parte, ao comportamento dos modos acústicos da cavidade do veículo, que em alguns casos coincidem em frequência com os ruídos de *moan* e *whine*. Entretanto, esta diferença de percepção entre os harmônicos varia de veículo para veículo.

Avaliação dos ruídos

A análise do ruído do tipo *moan* é feita através de medições de ruído com o automóvel em marcha lenta, primeiramente sem acionar o sistema de direção e, a seguir, acionando-o. Busca-se identificar o ponto do curso da direção onde o ruído é mais perceptível, para então realizar a medição neste ponto.

No caso do ruído do tipo *whine*, o acelerador do automóvel é acionado até que uma determinada rotação seja atingida. Nesta rotação, são feitas medições com e sem o acionamento do sistema de direção. As medições são realizadas, na maioria das vezes, para a rotação de 2000 rpm. Novamente busca-se identificar um ponto do curso da direção onde o ruído é mais perceptível.

Todas as medições devem ser realizadas sobre o mesmo tipo de piso e dentro de câmaras semi-aneecóicas ou anecóicas, de modo a diminuir o ruído de fundo. Além disso, procura-se manter as condições de utilização do sistema de direção hidráulica o mais estáveis possível, e com o fluido do sistema com temperaturas entre 75 e 85 °C.

As avaliações são feitas utilizando-se um equipamento de qualidade sonora NoiseBook da Head Acoustics (ver Figura 1), com o objetivo de diagnosticar as características de ocorrência dos problemas de *moan* e *whine*.

Para a análise de qualidade sonora, o headphone é montado na cabeça do motorista. O sinal de ruído no interior da cabine do veículo é, então, gravado por um período de 15 segundos, durante o qual procurava-se manter uma condição constante de ocorrência do problema analisado.

Detecção dos problemas

A análise de qualidade sonora permite, além de detectar estas frequências onde o problema se manifesta, avaliar qual frequência tem a maior contribuição no ruído em questão.

O software de qualidade sonora *Noisebook* permite a implementação de filtros digitais do tipo passa-banda e do tipo corta-banda, como mostra a Figura 9. Os filtros corta-banda são utilizados para eliminar do espectro de frequência picos que podem estar associados ao ruído em questão. Com isso, pode-se avaliar a influência de cada um destes picos no ruído total dentro da cabine. No caso do problema de *moan*, as frequências de ocorrência do fenômeno (calculadas pela Equação 1) são retiradas separadamente do espectro e o ruído é novamente ouvido através dos fones. Com isso, pode-se avaliar qual pico provoca maior sensação de incômodo dentro da cabine do veículo.

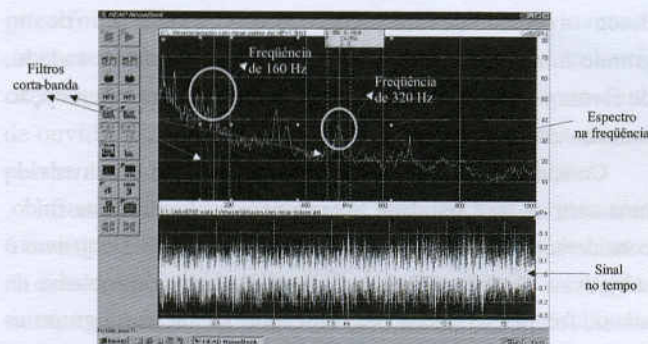


Figura 9: Utilização de filtros no sistema de qualidade sonora.

Através da análise com o sistema de qualidade sonora, verificou-se que os problemas de *moan* e *whine* manifestam-se na FPP e suas harmônicas.

Métrica de QS para avaliação dos ruídos de *moan* e *whine*

A avaliação dos ruídos de *moan* e *whine* utilizando o sistema de qualidade sonora é fundamental para detecção dos problemas. No entanto, para comparação entre bombas, avaliação de modificações de projeto e análise quantitativa dos níveis de ruído gerados, são necessárias avaliações objetivas.

Efeito dos Componentes Veiculares na Qualidade Sonora

Neste contexto, os ruídos de moan e whine são avaliados no interior do veículo através de medições de espectros de pressão sonora, utilizando-se microfones. Para esta avaliação, o microfone é posicionado próximo ao ouvido do motorista. Um analisador digital se frequência capta o sinal do microfone e, através de uma análise FFT, fornece o espectro de pressão sonora.

As medições objetivas, embora forneçam resultados mais precisos acerca dos níveis de ruído relacionados aos problemas de moan e whine dentro do veículo, não podem ser simplesmente utilizadas para um julgamento sobre a qualidade de uma bomba, uma vez que não consideram a importância dos harmônicos.

Assim, é preciso desenvolver uma métrica que, levando em consideração os valores do Nível de Pressão Sonora (NPS) em cada frequência de ocorrência do problema, forneça um valor único, facilitando a comparação e simplificando a análise.

A utilização de métricas para a quantificação de aspectos subjetivos é largamente aplicada na área de Acústica. Entre as principais métricas utilizadas pode-se citar o *Loudness*, o *Sharpness*, o *Roughness*, etc. Cada uma destas métricas foi criada com o objetivo específico de quantificar a percepção humana de um determinado tipo de ruído. Geralmente, o desenvolvimento de uma métrica envolve a realização de um grande número de avaliações subjetivas do ruído estudado, de forma a obter um comportamento médio para a percepção humana daquele ruído.

Considerando-se o problema de whine, foi desenvolvida uma métrica de Qualidade Sonora para avaliação deste ruído, considerando os dados obtidos através das medições objetivas e subjetivas. Dentre várias medições feitas para o problema de whine, foram escolhidas dez, buscando incluir neste grupo as medições consideradas piores (maior ruído do tipo whine), as consideradas melhores e medições intermediárias. Estas medições foram ordenadas de 1 a 10 de forma que a melhor medição (menor ruído de bomba) fosse a medição 1 e a pior a medição 10. Um detalhe que deve ser levado em consideração para a ordenação das medições está na limitada memória auditiva que normalmente o homem apresenta. Assim, as medições devem sempre ser ouvidas em seqüência, com um tempo de 5 a 10 segundos para cada medição, sem intervalo para a troca entre medições, e alternando repetidas vezes de uma medição para outra até identificar qual a medição pode ser considerada melhor ou pior. Após a ordenação das medições, foram atribuídas notas a cada medição. As notas variavam de 1 a 5, sendo 1 para a melhor medição e 5 para a pior medição. Tomou-se o

cuidado de escutar-se repetidamente cada medição e as medições para as quais já foram atribuídas notas antes de dar a nota para a outra medição. As notas foram definidas por dez pessoas treinadas e os valores utilizados para definir a métrica são as notas médias. A tabela 1 apresenta as notas médias obtidas para cada medição e os valores do NPS para as frequências de ocorrência do problema de whine, considerando-se os três primeiros harmônicos.

Ordem	Medição	Nota	330 ± 10 Hz	600 ± 20 Hz	990 ± 30 Hz
1	Med. 1.1	1	40,3 dB	21,4 dB	22,9 dB
2	Med. 2.12	1,2	34,0 dB	24,1 dB	14,6 dB
3	Med. 2.16	1,4	36,6 dB	26,7 dB	22,0 dB
4	Med. 2.7	2	38,2 dB	31,3 dB	22,2 dB
5	Med. 2.13	3	40,3 dB	33,2 dB	29,2 dB
6	Med. 1.3	3,1	38,4 dB	32,8 dB	30,3 dB
7	Med. 1.2	3,5	39,4 dB	33,7 dB	32,8 dB
8	Med. 2.6	4,4	35,4 dB	42,2 dB	40,3 dB
9	Med. 1.7	4,5	41,1 dB	36,6 dB	26,8 dB
10	Med. 1.5	5	44,2 dB	41,7 dB	38,2 dB

Tabela 1: Notas médias e valores de NPS usados para definição da métrica.

A partir do comportamento das notas atribuídas subjetivamente, buscou-se uma equação matemática, utilizando os valores do NPS para as frequências de ocorrência do problema, que apresentasse um comportamento similar. Entre as opções analisadas, a equação que apresentou o melhor comportamento foi a equação abaixo:

$$Whine = \frac{C1P_1 + C1P_2 + C1P_3}{10} \quad (2)$$

Onde:

C1, C2 e C3 são pesos associados a cada frequência de ocorrência do problema;

P₁, P₂ e P₃ o NPS para cada frequência de ocorrência do problema.

Analisando várias opções para os valores de C1, C2 e C3, identificou-se que os valores que apresentariam um comportamento da métrica mais próximo do comportamento das notas subjetivas seriam C1 = C2 = C3 = 1.

A Figura 10 apresenta o comportamento da métrica, em comparação com as notas subjetivas. Nota-se uma excelente concordância da métrica com as notas subjetivas, o que atesta sua validade para a avaliação deste tipo de ruído.

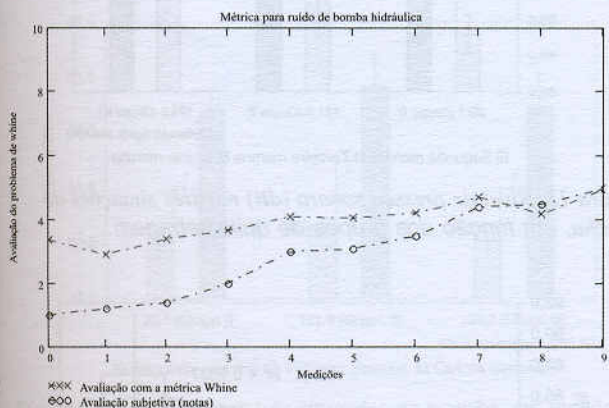


Figura 10: Comparação entre os resultados fornecidos pela métrica com as notas subjetivas.

Embora tenha sido desenvolvida para o ruído de whine, a métrica pode ser aplicada para o problema de moan, considerando que os problemas possuem a mesma origem e características de propagação e percepção semelhantes.

No entanto, devido à influência do veículo nas avaliações (diferenças na cavidade do habitáculo), os pesos aplicados à Equação (2) devem ser recalculados para cada caso. No entanto, o método utilizado para o desenvolvimento da métrica permanece o mesmo.

EFEITO DA VIDA ÚTIL DE VEÍCULOS NAS PARÂMETROS DE QUALIDADE SONORA

Efeito de km rodado

AMOSTRAS – O levantamento foi realizado em nove veículos de mesma marca e modelo, com quilometragens entre 20 mil km e 238 mil km, todos pertencentes à frota de táxis de Florianópolis. Tais veículos foram produzidos entre os anos de 1997 e 2001, com motor de 1000 cm³ de deslocamento volumétrico. O veículo não passou por nenhuma reformulação substancial em suas características técnicas ao longo desses anos.

Grupos de quilometragem

Os carros testados foram selecionados em três grupos de quilometragem, de acordo com a Tabela 2.

	Grupo I	Grupo II	Grupo III
Veículo A (km)	20130	118.250	165.560
Veículo B (km)	25570	121.520	176.550
Veículo C (km)	41640	125.900	237.580
Média do grupo (mil km)	29,1	121,9	193,2

Tabela 2. Grupos de quilometragem

Condições de ensaio

Uma vez que o foco do trabalho está centrado na percepção sonora no interior do veículo, todas as medições foram realizadas na posição da cabeça do passageiro da frente e com os vidros das portas fechados. Manter os vidros fechados foi essencial para se evitar ruídos do vento incidindo diretamente sobre os microfones. Pelo mesmo motivo, a ventilação forçada permaneceu desligada e os direcionadores do fluxo de ar, na mesma posição (fechada). Para padronizar a posição de medição, o banco do passageiro foi posicionado sempre da mesma forma (todo recuado para trás e com encosto reclinado ao máximo na vertical). Os dois microfones estão instalados no próprio fone de ouvido (*Headset MHS II*) o qual foi portado pela mesma pessoa (1,76 m de altura, 68 kg) durante as medições.

Com o objetivo de diminuir o ruído de fundo, os ensaios foram realizados em uma rodovia estadual afastada do centro da cidade, em terreno plano e estrada reta, com poucas irregularidades no asfalto. A pressão dos pneus foi checada e calibrada em 26 lb, conforme recomendações do manual do veículo.

As medições foram realizados nas seguintes situações:

Situação 1 – Veículo testado em velocidade constante de 30 km/h, em segunda marcha. A baixa velocidade foi utilizada para diminuir o ruído aerodinâmico e o produzido pelos pneus.

Situação 2 – Similar à Situação 1, porém em terceira marcha e a 50 km/h.

Situação 3 – Também em velocidade constante, igual a 80 km/h e em quinta marcha. Esta situação era mais propensa a uma maior dispersão de resultados em função das diferenças entre os pneus dos carros e ao ruído aerodinâmico, porém necessária para representar a rodagem em velocidades maiores.

Situação 4 – Transmissão em neutro, veículo parado e mantido em marcha lenta (acelerador não pressionado). O objetivo desta foi medir o ruído induzido pelo motor e parte da transmissão, uma vez que, com o carro parado, não há influência da pista ou do ruído aerodinâmico.

Avaliação subjetiva através de jurados

Ao término da etapa das medições foram escolhidos três carros, um de cada grupo, para serem avaliados subjetivamente por um grupo de 36 pessoas. Foi selecionada apenas uma medição da Situação 2 para representar cada veículo. Esta situação foi escolhida por corresponder a condições intermediárias de velocidade e marcha. Individualmente, os jurados ouviram aleatoriamente a gravação dos três carros através do fone de ouvido *MHS II*. A gravação do ruído dos automóveis foi reproduzida tantas vezes quanto necessária até que esses jurados pudessem hierarquizar os três carros segundo dois critérios independentes: “Qual o carro considerado por você o mais desconfortável?” e “Qual a gravação que representa, no seu entendimento, o carro com maior quilometragem?”. A avaliação ocorreu no interior de uma câmara de baixo ruído de fundo e às pessoas foi dito apenas se tratar de três carros de mesma marca e modelo, porém com diferente quilometragem.

Resultados

NÍVEL DE PRESSÃO SONORA (dB) – Na Figura 11 é mostrado o NPS medido para cada carro, em função da quilometragem e em três diferentes situações. O Grupo I representa a média dos carros testados com baixa quilometragem e assim respectivamente, de acordo com a figura 11. Um desvio padrão é mostrado para mais e para menos em relação à média de cada grupo e situação. O ensaio em segunda marcha (Situação 1) foi o que apresentou crescimento mais acentuado entre as situações com o veículo em movimento. A Situação 2 e 3 estão mais próximas entre si e distanciadas das Situação 1.

A tendência crescente do NPS ficou em maior destaque na Situação 4 (marcha lenta). Na Figura 12 são distribuídos os resultados do NPS apenas para a situação de marcha lenta, para os nove carros. A correlação entre os pontos e a melhor reta é de cerca de 70%. Na Figura 5 é mostrado o gráfico correspondente, tendo como eixo das abscissas os grupos de quilometragem.

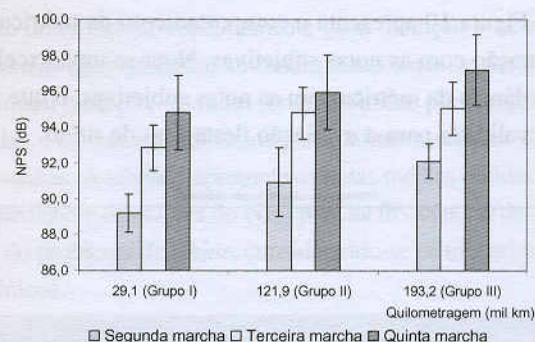


Figura 11. Nível de pressão sonora (dB) nas três situações de marcha, em função dos grupos de quilometragem

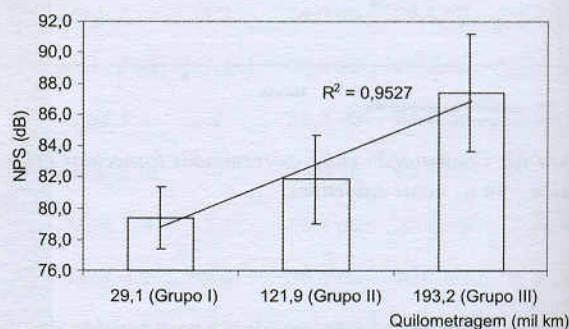


Figura 12. Nível de pressão sonora (dB) na situação de marcha lenta, em função dos grupos de quilometragem.

NÍVEL DE PRESSÃO SONORA (dB(A)) – A utilização da escala A de ponderação, para expressar o nível de pressão sonora, foi o primeiro passo no sentido de aproximar a quantificação do som à sensação acústica humana. No gráfico da Figura 13, observa-se que o nível de pressão sonora em dB(A) aumentou levemente nos veículos do Grupo II em relação aos do Grupo I; no entanto, permaneceu praticamente igual aos valores originais no Grupo III. Na Figura 7 é mostrada a distribuição dos nove veículos testados.

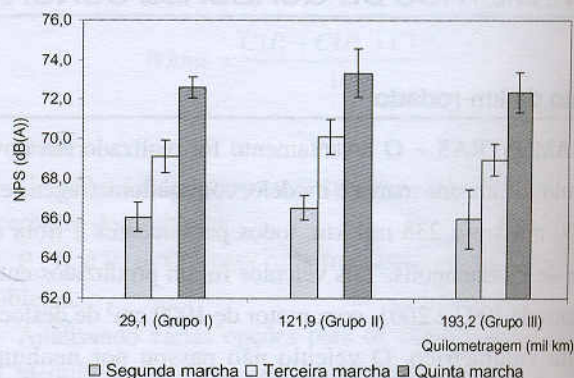


Figura 13. Nível de pressão sonora (dB(A)) nas três situações de marcha, em função dos grupos de quilometragem

LOUDNESS – Os resultados do loudness demonstraram comportamento muito semelhante aos do nível de pressão sonora em dB(A), como mostrado nas Figuras 14.

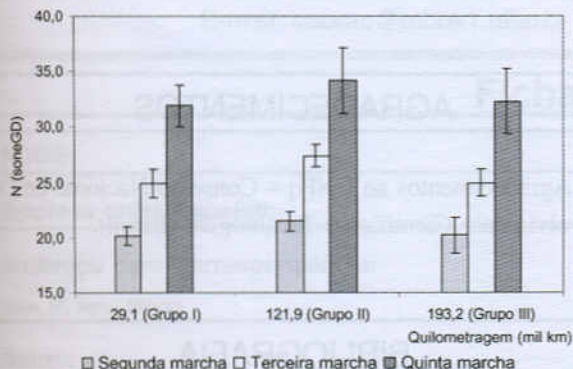


Figura 14. Loudness nas três situações de marcha, em função dos grupos de quilometragem

SHARPNESS – Com o crescimento dos níveis de pressão sonora, medidos em dB, ao longo da quilometragem, seria de se esperar tendência contrária para o comportamento do sharpness. Isto porque os níveis em dB cresceram pelo aumento na emissão de fontes de ruído de baixa frequência (especialmente do motor). Na prática, isto só foi verificado na segunda marcha (Situação 1), quando analisadas as linhas de tendência mostradas na Figura 10. No entanto, deve-se observar que com o aumento da velocidade o ruído aerodinâmico passa a ter papel cada vez mais importante. Na Figura 14, pode ser visto como o sharpness da Situação 3 recebe um incremento significativo em relação à Situação 2.

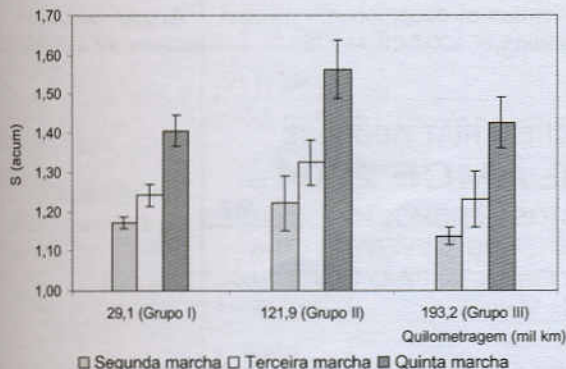


Figura 15. Sharpness nas três situações de marcha, em função dos grupos de quilometragem

AVALIAÇÃO SUBJETIVA – Dos três carros nomeados para a avaliação subjetiva, um possuía a menor e outro a maior quilometragem, de acordo com a Tabela 3. O terceiro carro foi escolhido dentre os outros do Grupo II, por apresentar muitos rangidos no painel e fixações, embora a parte de motor e transmissão apresentassem desgaste normal. Como foram selecionadas medições particulares de cada carro, os dados da Tabela 6 não correspondem aos da Tabela 3. Além disso, na Tabela 6 é computado o valor médio das duas orelhas, sendo utilizada média logarítmica para os valores em decibéis.

Segunda marcha, 30 km/h (média computando as duas orelhas)

Carro	Quilomet. (km)	NPS (dB)	NPS (dB(A))	N (soneGD)	S (acum)
1	20130	93	72	30	1
6	125900	96	71	28	1
9	237580	97	71	29	1

Tabela 3. Medições particulares avaliadas pelo júri

Sob a diretriz do primeiro critério, “Qual o carro considerado por você o mais desconfortável?”, é mostrado o resultado da pesquisa na Figura 16.

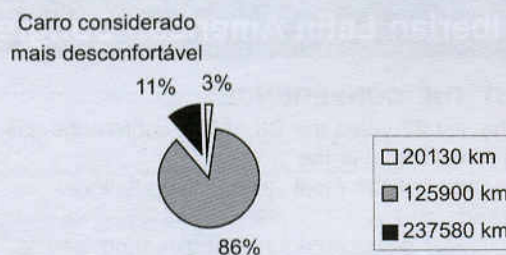


Figura 16. Pesquisa – Avaliação de desconforto

Da mesma forma, na Figura 17 é explicitado o resultado sob o critério “Qual a gravação que representa, no seu entendimento, o carro com maior quilometragem?”.



Figura 17. Pesquisa – Avaliação de quilometragem

Conclusões

Mesmo tendo analisado um pequeno número de amostras, foi possível concluir com este estudo que o ruído tende a aumentar por volta dos 100 mil km, seja qual for o parâmetro que estiver sendo medido. Para carros com quilometragem acima dos 100 mil km, o quadro pode flutuar em função de outros fatores, como a integridade da manutenção ao longo da vida do automóvel. Além disso, no estudo aqui apresentado existem algumas prováveis fontes de erro, como o estado de conservação e marca dos pneus, assim como do escapamento. Outro ponto que provavelmente gerou algumas incertezas foi a estabilização da velocidade na qual foram feitas as medições, uma vez que nenhum tipo de cuidado foi tomado nesse sentido diante à dificuldade de tal e ao caráter investigativo do trabalho.

CONCLUSÕES GERAIS

O avanço da instrumentação digital para medições de ruído permite explorar o uso da técnica de Qualidade Sonora

em forma eficiente. Este trabalho mostra que esta técnica permite diagnosticar problemas em bombas de sistema de direção hidráulica, caixa de engrenagem e também mostrar o comportamento acústico dos veículos ao longo do tempo de uso.

AGRADECIMENTOS

Agradecimentos ao CNPq – Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico (Brasil).

BIBLIOGRAFIA

- [1] GERGES, S.N.Y. **Ruído: Fundamentos e Controle**. Editora NR, 2a. Edição, 2000.
- [2] MARROQUIN, M. **Using Sound Quality in the Automotive Industry**. B&K Instruments, Chicago, IL USA.
- [3] ONUSIC, H. **A Evolução da Acústica Veicular no Brasil**. Palestra apresentada no VI SIBRAV - Simpósio Brasileiro de Acústica Veicular, São Bernardo do Campo, 2001.

CILAMCE 2004

XXV Iberian Latin American Congress on Computational Methods in Engineering

ABOUT THE CONFERENCE

Over the last 27 years the CILAMCE conference has played a major role in the dissemination of the most recent computational applications and computational developments in engineering among professionals, researchers and students of the Iberian Latin American community.

Following the success of the previous CILAMCE Congresses, we are pleased to announce the CILAMCE 25th, which will take place in Recife/PE, Brazil.

DATE AND VENUE

The XXV CILAMCE will be held from November 10-12, 2004, at the Mar Hotel, in the city of Recife, State of Pernambuco, Brazil. The Mar Hotel is localized close to the well-known Boa Viagem beach and only 3 km from the Guararapes International Airport. For the plenary and keynote lectures a 400-seat

auditorium will be used, and for the technical contributions, six 8 rooms will be available.

IMPORTANT DEADLINES

Submission of one page abstract	March 15, 2004
Notification of acceptance	April 19, 2004
Submission of papers	June 06, 2004
Notification of acceptance	August 30, 2004
Beginning of XXV CILAMCE	November 10, 2004

SECRETARIAT ADDRESS CILAMCE 2004

FACTOS - PROMOÇÃO,
MARKETING E EVENTOS LTDA
Rua Ernesto de Paula Santos, 1368 - Sala 604
- Boa Viagem
51021.330 - Recife-PE
Phone: 55 81 34630871 Fax: 55 81 34630853
e-mail: cilamce2004@ufpe.br
homepage: www.demec.ufpe.br/cilamce2004



SOBRAC - SOCIEDADE BRASILEIRA DE ACÚSTICA

Universidade Federal de Santa Catarina – UFSC

SECRETARIA GERAL

EMC-LVA - Caixa Postal 476 - Campus Universitário

88040-900 - Trindade - Florianópolis - SC - Brasil

Tel.: (048) 234-4074 ou 331-9227 - Fax: (048) 233-4455 r.4408

E-mail: sobrac@mbox1.ufsc.br - Home Page: <http://www.sobrac.ufsc.br>

Ficha de Inscrição

NOME:		
Empresa onde Trabalha:		
Endereço para Correspondência: (Rua, nº, Apto, Bloco)		
Bairro:		
CEP:	Cidade:	Estado:
Fone Res.: ()	Fone Com.: ()	
E-mail:	Fax: ()	

Caso INSTITUCIONAL, preencher os seguintes dados:

Informamos que enviaremos a cobrança de renovação de anuidade para o endereço do primeiro Representante:

NOME DA EMPRESA:		
<i>Nome dos Representantes (Usar verso para adicionar mais representantes)</i>		
Primeiro Representante	(1) NOME:	
	Endereço para Correspondência: (Rua, nº, Apto, Bloco)	
	Bairro:	
	CEP:	Cidade:
	Estado:	
	Fone Res.: ()	Fone Com.: ()
E-mail:	Fax: ()	
Segundo Representante	(2) NOME:	
	Endereço para Correspondência: (Rua, nº, Apto, Bloco)	
	Bairro:	
	CEP:	Cidade:
	Estado:	
	Fone Res.: ()	Fone Com.: ()
E-mail:	Fax: ()	

Assinatura: _____

Data: ____ / ____ / ____

FERRAMENTAS TEÓRICAS E EXPERIMENTAIS EM VIBROACÚSTICA

José Roberto de França Arruda – Departamento de Mecânica Computacional
Universidade Estadual de Campinas – Campinas, SP CEP 13083-970 – arruda@fem.unicamp.br

RESUMO

Este artigo tenta dar uma visão geral das ferramentas disponíveis para a análise de problemas vibroacústicos, entendidos aqui como o conjunto dos problemas de vibração, acústica e sua interação. São abordadas as ferramentas teóricas e experimentais, suas premissas básicas, seu potencial e suas limitações. São apontadas tendências e desafios que persistem. A metodologia básica de abordagem dos problemas de vibroacústica é delineada. O objetivo é dar uma visão de conjunto e indicar uma literatura onde os assuntos abordados podem ser aprofundados.

INTRODUÇÃO

Rigorosamente falando, vibroacústica é o estudo da interação entre uma estrutura que vibra com o meio fluido que a envolve. É comum referir-se também a este tema como interação fluido/estrutura. Quando o fluido é o ar, a interação, na maioria dos casos, é fraca, de modo que os problemas podem ser desacoplados. Primeiro resolve-se o problema da dinâmica estrutural e, em seguida, calcula-se o campo sonoro gerado usando as vibrações das superfícies da estrutura como condição de contorno do problema acústico. Nestes casos, pode-se falar do problema de radiação sonora. Quando o fluido é pesado, como é o caso de líquidos, ou quando o ar está fechado numa cavidade ou semi-fechado numa cavidade com abertura para o exterior, ou ainda quando a estrutura tem baixa rigidez, a interação é geralmente forte e o problema tem que ser tratado de forma acoplada.

Há diferentes maneiras de fazer esta análise acoplada, e este é o tema central da literatura na área de interação fluido/estrutura [1]. Pode-se formular diretamente o problema acoplado, o que geralmente é mais fácil fazer com formulações variacionais, já que a energia do sistema acoplado é simplesmente a soma das energias dos sistemas estrutural e fluido. Neste caso, as variáveis acústicas (pressão ou velocidade de partícula) e estruturais (deslocamen-

to, velocidade ou aceleração) aparecem combinadas no vetor de variáveis do problema. Outra forma é resolver cada sistema isoladamente e inserir o resultado de uma solução no outro problema seqüencialmente, a cada passo de iteração temporal. A geração de vibração e ruído por fenômenos aerodinâmicos também é um fenômeno de interação fluido/estrutura, mas não será tratada neste artigo.

Neste texto entende-se por vibroacústica a análise dos problemas de dinâmica estrutural, de acústica e de vibroacústica propriamente dita. Estes problemas podem ser resolvidos com métodos numéricos aproximados. Soluções analíticas só estão disponíveis para geometrias muito simples, mas são importantes para validar os métodos numéricos aproximados. Além dos métodos analíticos e numéricos, há métodos semi-analíticos, que combinam ambas as abordagens. A maior limitação dos métodos numéricos é a dimensão do problema algébrico gerado. Os problemas, que são originalmente problemas de valor de contorno (“boundary value problems”), nos quais equações diferenciais parciais devem ser resolvidas impondo valores no contorno de um domínio [2], são transformados em problemas algébricos, onde um sistema linear de equações ou um problema de autovalor deve ser resolvido. Quando a discretização em elementos precisa ser muito refinada – seja pelo aumento da frequência de análise, seja para representar detalhes complexos da geometria – o problema algébrico pode se tornar intratável devido ao excessivo tempo computacional ou devido ao custo dos recursos computacionais necessários. Os métodos semi-analíticos consistem em buscar uma solução analítica que permite reduzir a dimensão do problema, que é então tratado pela discretização em elementos com um método aproximado. Desta forma, algumas das restrições dos métodos analíticos quanto à complexidade geométrica do problema podem ser superadas e a dimensão do problema algébrico gerado é significativamente reduzida. Entretanto, os métodos semi-analíticos têm restrições quanto à geometria e nem todos os problemas podem ser tratados. Além disso, eles têm a grande desvantagem de necessitar de uma solução *ad hoc* para cada novo tipo de problema tratado.

Quando é necessário subir em frequência e métodos semi-analíticos não podem ser aplicados, surge mais uma dificuldade. Em altas frequências, não apenas o problema geométrico pode se tornar intratável como a resposta dinâmica apresenta grande sensibilidade a variações paramétricas devidas a tolerâncias de fabricação, condições ambientais e de uso. Isto significa que, mesmo despendendo um grande esforço computacional, o resultado pode não ser representativo do problema. Torna-se necessário fazer uma análise estatística dos resultados em função de variações aleatórias nos parâmetros. Há duas abordagens para isso, partindo-se do modelo numérico. Uma consiste em utilizar técnicas de redução dinâmica, que permitam soluções computacionalmente econômicas, e uma abordagem "força bruta" de cálculos exaustivos, que permitam fazer uma análise estatística (abordagem de "Monte Carlo") [3]. A outra consiste em introduzir a variância dos parâmetros no modelo para obter soluções já dotadas de propriedades estatísticas. Esta última abordagem parece mais promissora, mas ainda se encontra num estágio inicial de pesquisa [4].

Quando se procuram apenas respostas médias aproximadas, principalmente em estágios iniciais de novos projetos, pode-se utilizar o método de análise estatística de energia, ou SEA ("Statistical Energy Analysis" [5]). Este método, baseado no princípio da conservação da energia, parte de várias hipóteses de aproximação bastante restritivas, cuja validade depende principalmente de se ter uma densidade modal (modos por banda de frequência de análise) bastante elevada e um acoplamento relativamente fraco entre subsistemas. A própria divisão do problema em subsistemas na SEA ainda é uma tarefa que depende muito da experiência do analista. Infelizmente, nem todos os sistemas vibroacústicos satisfazem as hipóteses restritivas da SEA. Existe, por isso, um intenso esforço de pesquisa na área de métodos de modelagem vibroacústica em médias e altas frequências [6]. Vamos nos referir a estes métodos como métodos estatísticos e híbridos.

Por mais que os modelos teóricos obtidos com métodos analíticos, numéricos, semi-analíticos, estatísticos e híbridos sejam confiáveis, em problemas dinâmicos em geral, e vibroacústicos em particular, na maioria dos casos, é prudente, quando não indispensável, realizar estudos experimentais para validar, corrigir ou complementar as análises teóricas. Mesmo em problemas vibroacústicos relativamente simples, a modelagem numérica pode esbarrar em dificuldades, tais como na representação de materiais poroelásticos e

viscoelásticos. Modelos aproximados para estes materiais estão disponíveis, mas abordagens mais consistentes ainda não foram implementadas nos códigos comerciais, sendo objeto de pesquisas recentes [7].

A validação e o ajuste de modelos teóricos com resultados experimentais necessitam de uma base de dados comum aos métodos de análise teórica e experimental. A maior parte do software comercial da área já permite este tratamento combinado de dados simulados e experimentais. Num ambiente onde estes dados estão disponíveis, podem-se empregar ferramentas de análise de correlação e de ajuste de modelos e realizar análises acopladas com modelos teóricos e experimentais. Em vibroacústica, dadas as incertezas de modelagem e limitações dos vários métodos empregados, estas ferramentas são de fundamental importância.

O objetivo da utilização da parafernália de ferramentas de análise teórica e experimental em vibroacústica costumava ser, até alguns anos atrás, diminuir os níveis de ruído e vibração dos sistemas mecânicos. Salvo em casos em que a vibração e o ruído são necessários ao funcionamento do sistema, como é o caso de alimentadores vibratórios e equipamentos de som, a vibração e o som eram considerados indesejáveis. Entretanto, mais recentemente, começou-se a reconhecer a importância do som na caracterização de atributos de qualidade, principalmente na indústria automobilística. O paradigma desta tendência é o som típico das motocicletas da marca Harley Davidson, que foi patenteado. Sons de motores e de batidas de portas são, hoje, sistematicamente analisados com júris e com ferramentas de análise objetiva que tentam simular o julgamento humano subjetivo. Por outro lado, mesmo em aplicações onde o som não precisa ter uma característica associada ao produto, verificou-se que nem sempre reduzir os níveis de ruído diminui o incômodo causado por ele. Fenômenos importantes como o mascaramento passaram a ser levados em conta. A partir destas observações, o objetivo foi paulatinamente deixando de ser a simples redução dos níveis de ruído e passando a ser a diminuição do desconforto acústico, preservadas as características de informação que o som deve passar. Esta área tecnológica é denominada Qualidade Sonora e se apóia na ciência multidisciplinar que é a Psicoacústica [8].

Neste artigo, o estágio atual das ferramentas de análise teórica e experimental para problemas vibroacústicos será apresentado sucintamente e algumas novidades e tendências serão discutidas à luz da experiência do Laboratório de Vibroacústica da UNICAMP.

MÉTODOS NUMÉRICOS

Dentre os métodos numéricos, destaca-se o de Elementos Finitos (MEF) [9], por ser consolidado e por permitir tratar uma enorme gama de problemas. Décadas de desenvolvimento permitiram superar a maioria dos problemas do método e sua utilização é hoje padrão na indústria e na pesquisa científica. As maiores limitações do MEF em vibroacústica são a dificuldade em tratar domínios semi-infinitos e a limitação em frequência. Como o método consiste em discretizar o domínio em elementos, a existência de domínios infinitos coloca uma questão teórica para o método. Recentemente este problema foi em grande parte superado pelo desenvolvimento de elementos infinitos [10]. Se utilizados de forma correta (e neste ponto o método ainda não está tão bem consolidado como o MEF), os elementos infinitos podem simular, de forma acurada, problemas com domínio semi-infinito.

Outro método que teve grande desenvolvimento nas últimas décadas e que, em alguns casos, se mostra competitivo em relação ao MEF, apesar de ser menos geral nas aplicações, é o Método dos Elementos de Contorno (MEC) [11]. No MEC é o contorno, e não o domínio, que é discretizado. Desta forma, a dimensão do problema é diminuída e, em consequência, em algumas aplicações, o número de graus de liberdade pode diminuir drasticamente, como é o caso de uma cavidade acústica, por exemplo. Por outro lado, domínios semi-infinitos podem ser facilmente tratados no MEC. Há duas formulações principais do MEC, denominadas método direto e método indireto. O método direto é geralmente ligado a uma formulação de colocação, enquanto o indireto é associado a uma formulação variacional. No método direto o problema é formulado em função das variáveis físicas do problema, enquanto no indireto utilizam-se funções densidade que representam indiretamente as variáveis, que podem ser obtidas a partir delas.

No MEC obtém-se uma matriz dinâmica do problema no domínio da frequência. Isto pode constituir uma vantagem ou uma desvantagem, dependendo do problema tratado. Quando se deseja estudar modos de operação de um sistema em algumas frequências discretas de operação, a análise é direta e simples. Se o objetivo é calcular modos e frequências naturais ou uma resposta transitória, a análise é indireta e torna-se mais elaborada do que com o MEF, onde a formulação leva a matri-

zes com coeficientes constantes no domínio do tempo. Existem métodos para extrair modos a partir da matriz dinâmica [12]. A matriz dinâmica do MEC tem dimensões menores que as matrizes do MEF, mas estas são densas (não esparsas como as do MEF) e complexas. Cabe notar que o modelo MEF também se torna do tipo matriz dinâmica densa e de coeficientes complexos quando se modela o comportamento de materiais poroelásticos com a teoria mais completa de Biot-Allard [13].

Problemas de dinâmica de estruturas, de acústica e de vibroacústica acoplada, em frequências relativamente baixas, englobando as primeiras dezenas de modos, podem ser adequadamente tratados com softwares comerciais. As dificuldades podem surgir quando:

1. A frequência aumenta de tal forma que o refinamento exigido na malha – seja de MEF, seja de MEC – inviabiliza a análise devido ao tempo de processamento excessivo nos meios computacionais disponíveis.
2. É necessário um tratamento estatístico das respostas para variações aleatórias de parâmetros do modelo.
3. É necessário tratar de forma rigorosa (não aproximada) o comportamento de materiais de tratamento acústico (poroelásticos e viscoelásticos).

Exemplos do caso 1 são a acústica de salas e a análise de uma cabine veicular na faixa de frequências de áudio. Exemplos do caso 2 são encontrados em quase todos os problemas em frequências mais elevadas, com o caso da dinâmica estrutural de uma carroceria de veículo. Um exemplo do caso 3 é a otimização da aplicação de materiais de tratamento acústico em aeronaves.

MÉTODOS SEMI-ANALÍTICOS

Alguns dos métodos semi-analíticos que podem ser utilizados em vibroacústica são: métodos de escalonamento no contorno, métodos espectrais utilizando um acoplamento por mobilidade, métodos de tiras finitas (“Finite Strip”) e métodos de matrizes de difusão.

O Método dos Elementos Finitos Escalonados no Contorno (MEFEC) foi desenvolvido originariamente para modelar meios infinitos na elastodinâmica. Recentemente foi reformulado partindo-se da equação diferencial parcial governante do problema e aplicando-se em seguida o método dos resíduos ponderados, o que o tornou matematicamente

mais consistente com a tecnologia de elementos finitos atual. A maioria dos trabalhos publicados sobre este método é de autoria de Wolf e Song [14]. Neste procedimento semi-analítico, as equações diferenciais parciais no domínio são transformadas em equações diferenciais ordinárias, as quais podem ser resolvidas analiticamente. Isto é possível definindo-se um centro de escalonamento em uma região a partir da qual todo o contorno é visível.

O MEFEC pode ser visto como um método de contorno baseado no método dos elementos finitos, combinando as características mais interessantes do MEF e do MEC, tais como: redução da dimensão espacial do problema por um, inexistência de integrais singulares na formulação, condição de radiação no infinito satisfeita exatamente, inexistência de autovalores fictícios na modelagem de meios infinito ou semi-infinito, além de não haver necessidade de soluções fundamentais. Apresenta, ainda, características próprias, que não estão presentes nos demais métodos. Uma delas é não haver necessidade de discretizar todo o contorno quando o centro de escalonamento é colocado sobre ele. Esta característica permite que a superfícies livres de meios semi-infinitos sejam modeladas sem discretização. Atualmente há um esforço de pesquisa em andamento para ampliar a aplicabilidade do MEFEC.

Entre os métodos espectrais, entendidos aqui como os métodos baseados na transformação de Fourier das equações de equilíbrio dinâmico dos meios elásticos, o método dito dos elementos espectrais, proposto por James Doyle [15] da Universidade de Purdue, tem o mérito de utilizar a mesma sistemática que o método dos elementos finitos para montar a matriz de rigidez dinâmica. Isto facilita sua utilização pela comunidade de vibroacústica e permite a montagem de modelos híbridos com elementos finitos, elementos espectrais e impedâncias obtidas experimentalmente. O método espectral permite obter uma resposta exata no contexto da teoria utilizada, contrariamente ao método dos elementos finitos, onde é necessário aumentar o refinamento da malha e, portanto, o esforço de cálculo, para subir em frequência. Como nos outros métodos semi-analíticos tratados aqui, é preciso achar uma solução analítica em uma ou duas dimensões, reduzindo o problema a uma única dimensão, onde o problema pode ser tratado como um conjunto de elementos.

Os métodos semi-analíticos que utilizam o método dos Elementos Finitos têm sua origem no método das “Tiras

Finitas” (“Finite Strip”) proposto por Cheung [16] e citado em textos recentes de Elementos Finitos [17]. Eles têm sido aplicados principalmente na análise dinâmica de placas em estruturas de pontes [18]. Trabalhos recentes, em fase de publicação, aplicam este método a problemas de vibroacústica acoplada.

Pouco difundida, a abordagem de matrizes de difusão é bem adaptada à modelagem do comportamento vibroacústico de placas e cascas finas unidas entre si por juntas mecânicas. Ela visa integrar as características destas juntas num modelo de montagem de estruturas esbeltas, com base no método dos elementos de contorno. As montagens estudadas são constituídas de subestruturas simples homogêneas, nas quais ondas vibratórias de diferentes tipos podem se propagar [19]. A propagação de ondas vibratórias é descrita por meio de um formalismo de estado, que permite exprimir as equações de movimento da estrutura por meio de um sistema diferencial de primeira ordem. A interação das ondas que se propagam na subestrutura bidimensional com as juntas pode ser descrita com a ajuda de uma matriz de difusão, desde que o problema possa ser transformado em um problema unidimensional. Uma tal operação pode ser realizada por meio de uma transformada de Fourier espacial segundo uma direção privilegiada. A matriz de difusão descreve, então, os fenômenos de reflexão, de transmissão e de conversão de ondas induzidas pela junção quando esta é solicitada por uma onda vibratória de incidência oblíqua.

Um estudo das propriedades das matrizes de difusão permite reduzir o número de parâmetros a utilizar para caracterizar a junção [20]. Também é possível definir, com o auxílio dos projetores matriciais adaptados, uma matriz de difusão “projetada sobre as ondas propagativas” e uma matriz de difusão “projetada sobre as ondas evanescentes”. Estas duas matrizes de difusão verificam as propriedades específicas de ondas de naturezas diferentes [21]. Enfim, a integração dos parâmetros de junção num modelo completo de estruturas unidas tem por base um método de elementos de contorno. A função de Green associada a uma placa em flexão pode ser determinada e utilizada em uma representação dos campos vibratórios por integrais de contorno. Esta formulação permite determinar as amplitudes das ondas incidentes e refletidas dos dois lados da junção, mostrando, assim, a extensão para o caso bidimensional da metodologia desenvolvida para o caso unidimensional.

MÉTODOS ESTATÍSTICOS E HÍBRIDOS

Na análise estatística de energia (SEA), o sistema vibroacústico é dividido em sub-sistemas. A cada subsistema corresponde um coeficiente de perda por dissipação interna, que relaciona linearmente a potência dissipada e a energia total vibroacústica do sub-sistema, e coeficientes de perda por acoplamento com os demais sub-sistemas. Um sistema linear de equações é montado a partir da conservação da energia, pela qual a potência que entra em um sub-sistema é igual à que dele sai mais a potência dissipada internamente. O método baseia-se na hipótese de que a potência flui do subsistema de maior energia para o de menor energia e é proporcional à diferença entre as energias. Esta transferência é expressa por um fator de perda por acoplamento, que pode ser determinado analiticamente, numericamente, ou experimentalmente.

A energia total de um subsistema é a soma das energias cinética e potencial. Cabe notar aqui que a distribuição espacial da energia cinética e potencial de um sistema vibroacústico não é homogênea e que as energias cinética e potencial totais do sistema somente são iguais nas frequências de ressonância. Entretanto, esta diferença tende a diminuir com o aumento da frequência. Esta é mais uma razão para a validade da SEA apenas em altas frequências. A maior dificuldade na SEA consiste na obtenção dos coeficientes de perda por acoplamento e nas hipóteses do método, que nem sempre são respeitadas.

Com os métodos numéricos aplicados em baixas frequências e a SEA aplicada em altas frequências, resta resolver principalmente a faixa de frequências entre estes dois extremos. Num veículo automotivo, esta faixa, denominada de "médias frequências", situa-se geralmente entre 200 Hz e pouco menos de 1 kHz. São intensas as pesquisas neste momento para encontrar métodos adequados para esta faixa. Existem principalmente três classes de métodos: os métodos de analogia térmica, os métodos híbridos e os métodos estocásticos.

Os métodos de analogia térmica são inspirados na SEA, mas tentam representar melhor a distribuição espacial da energia. Eles são baseados na conservação da energia, mecanismos de dissipação e relações entre a densidade de energia e a potência por unidade de área (intensidade). O mais conhecido deles é o chamado Elementos Finitos de Fluxo de Potência ("Power Flow Finite Elements"), ou Elementos Finitos de Energia ("Energy Flow Finite Elements"), proposto por Nefske e Sung [22], formalizado e estendido por Bernhard e sua equipe [23] e generalizado por Jezequel e seu

grupo [24,25,26]. Entretanto, estes métodos ainda sofrem de limitações severas quanto à sua aplicabilidade por utilizarem hipóteses muito restritivas, o que torna sua aplicação a problemas industriais ainda remota.

A abordagem híbrida proposta por Langley e Bremner em 1999 [27], combina a formulação determinística do MEF com a abordagem estatística da SEA. Os graus de liberdade do sistema vibroacústico são separados em globais e locais. Para resolver os graus de liberdade globais, o MEF é utilizado com uma formulação de elementos hierárquicos. A ordem dos elementos é truncada e a influência dos graus de liberdade truncados é levada em conta de forma aproximada, fazendo-se a hipótese de acoplamento fraco. Os graus de liberdade locais são tratados estatisticamente, com uma formulação tradicional de SEA. Esta abordagem parecia promissora, mas vem esbarrando em dificuldades insuperáveis até aqui para ser generalizada para problemas reais. Apenas casos muito simples foram tratados na literatura com algum sucesso.

Finalmente, cabe mencionar os métodos estocásticos, que procuram tratar as equações dinâmicas do problema vibroacústico com uma variação estatística dos parâmetros e das variáveis utilizando a aritmética nebulosa [28]. Esta abordagem proporciona uma fundamentação matemática sólida, mas as ferramentas disponíveis até o momento ainda não permitem tratar problemas realistas, apenas casos muito simples são relatados na literatura [29]. Entretanto, esta é uma das abordagens que ainda não esbarrou em dificuldades mais sérias e tem a vantagem de interessar a várias áreas da ciência, recebendo colaborações de especialistas de todas estas áreas, o que pode permitir um desenvolvimento mais rápido.

MÉTODOS EXPERIMENTAIS E HÍBRIDOS

Métodos experimentais em dinâmica de estruturas e em acústica estão bem desenvolvidos e parte dos procedimentos já se encontra até mesmo normalizada. Podem-se medir estruturas dinâmicas e sistemas acústicos em operação ou realizar experimentos onde uma perturbação conhecida é introduzida para caracterizar o sistema. Neste último caso fala-se em identificação de sistemas. Quando o modelo adotado é modal, fala-se em análise modal experimental. A complexidade do comportamento dinâmico de sistemas vibroacústicos exige um constante esforço de aperfeiçoamento dos métodos existentes e a criação de novas ferramentas.

Na área de instrumentação, há um esforço para baratear sensores e uma tendência para a utilização de um número muito grande deles nos experimentos. É comum, hoje, utilizarem-se muitas dezenas de sensores em um experimento vibroacústico. Geralmente são acelerômetros, transdutores de força, extensômetros e microfones. Mais recentemente assistimos a difusão do uso de técnicas ópticas de medição (interferometria Doppler e interferometria de "speckle" pulsada), ao surgimento de novos sensores (sensor de velocidade de partícula para acústica [30] e acelerômetro angular) e à popularização de técnicas matriciais de medida ("array techniques" [31]), tais como a holografia acústica.

Nos métodos para caracterização experimental do comportamento dinâmico de estruturas, estas são geralmente excitadas com excitadores eletrodinâmicos ou piezelétricos, e a força aplicada é canalizada por hastes flexíveis até um transdutor de força fixado à estrutura. Para a identificação modal é geralmente imprescindível utilizar mais de uma força de excitação, mas estas não precisam ser aplicadas simultaneamente. Quando a multiexcitação simultânea é desejada, porque o sistema se altera com o tempo ou por necessidade de diminuir o tempo de ensaio, podem-se utilizar sinais aleatórios não totalmente coerentes, o que geralmente é disponível nos softwares comerciais, ou sinais multisensores coerentes, mas com configuração aleatória [32], o que ainda é pouco difundido.

Há situações em que parte do sistema pode ser modelada com modelos teóricos, enquanto parte só pode ser bem caracterizada experimentalmente. Nestes casos, podem-se utilizar os chamados métodos híbridos teórico/experimentais. A utilização de ferramentas híbridas de análise vem se tornando cada vez mais popular.

METODOLOGIA DE ANÁLISE VIBROACÚSTICA

Uma análise vibroacústica pode ter por objetivo evitar as falhas por fadiga do material ou níveis excessivos de vibração e ruído, que possam danificar ou prejudicar o funcionamento e o desempenho do sistema. Entretanto, cada vez mais, as análises vibroacústicas têm por objetivo melhorar a qualidade dos sistemas e a percepção

de qualidade dos seus usuários. Assim, na indústria automobilística, por exemplo, o objetivo é freqüentemente mudar o comportamento vibroacústico de modo que o cliente fique satisfeito, isto é, que sejam atendidas as suas expectativas neste aspecto. Esta expectativa depende do tipo de produto e de cliente, varia com padrões culturais e evolui com o tempo. Já foi comprovado que o ser humano se habitua a níveis de conforto crescentes e torna-se cada vez mais exigente. Assim, a busca pela melhoria do comportamento vibroacústico de veículos deve ser uma busca constante das montadoras e seus fornecedores. Além disso, é claro, devem ser evitados os problemas mais graves de falhas e mau desempenho por níveis excessivos, além de atenderem-se as normas ambientais, cada vez mais exigentes.

No caso de um pré-projeto, geralmente a análise preliminar é feita tratando o sistema dinâmico como um todo, com um método de análise dinâmica de sistemas. Isto geralmente é feito com um software para obtenção automática das equações diferenciais do problema a partir de sua geometria, propriedades dos materiais e carregamentos dinâmicos, assumindo-se que os componentes estruturais sejam rígidos ou quase rígidos (com a flexibilidade representada por alguns modos). A abordagem pode ser de sistemas multicorpos, com uma formulação de Newton-Euler ou de Jourdain por manipulação simbólica [33] ou mais genérica, por grafos de ligação ou alguma técnica de modelagem dinâmica equivalente [34]. Nestes modelos simplificados, os sistemas acústicos e sua interação com a estrutura são tratados de forma muito aproximada. Esta abordagem é adequada em baixas freqüências. Em freqüências mais altas, a ferramenta disponível é a SEA. A SEA é particularmente bem adaptada para uma análise grosseira na fase de pré-projeto.

Feita a análise inicial, as alternativas de projeto podem ser comparadas e as decisões tomadas, inclusive quanto ao aspecto vibroacústico. Algumas alternativas de projeto podem ser tão desastrosas do ponto de vista do comportamento vibroacústico que todo o projeto pode fracassar em fases já bem avançadas e com grandes investimentos já feitos por levarem a problemas de vibroacústica insolúveis.

Na fase de projeto detalhado, modelos numéricos (MEF e MEC) são feitos e o comportamento vibroacústico em baixas freqüências pode ser simulado em bastante detalhe e com boa representatividade. Ferramentas de

realidade virtual tendem a se tornar cada vez mais populares, facilitando a interpretação dos resultados destas análises. Idealmente, deseja-se poder sentir e ouvir os sistemas antes de construí-los, por exemplo numa sala de realidade virtual. A tecnologia ainda não chegou a este ponto (ainda que isto já seja teoricamente possível) porque a simulação realmente representativa esbarra em dificuldades como a caracterização adequada dos materiais, os limites em frequência dos modelos, a previsão do comportamento estatístico (duas estruturas nominalmente idênticas podem apresentar respostas dinâmicas bastante diferentes) e as não-linearidades. As ferramentas de análise não linear têm se desenvolvido muito, mas a maioria das ferramentas de análise vibroacústica disponíveis ainda se baseia numa análise linear. Além disso, a análise não linear implica, por sua própria característica intrínseca, uma multiplicidade muito grande de situações a analisar, o que muitas vezes a inviabiliza.

A partir da construção dos primeiros protótipos, a análise experimental e as ferramentas híbridas entram em cena. Esta etapa de modificação, ajuste e validação dos modelos é essencial, mesmo para o sucesso das análises anteriores, através de um processo de capacitação que se acumula e que permite, a cada novo projeto, ter uma melhor análise preliminar e caminhar em direção ao paradigma do "fazer certo da primeira vez". Este objetivo só pode ser atingido com a experiência acumulada no processo de modelagem/prototipagem/validação.

Os experimentos devem permitir tanto a caracterização dinâmica, com excitação e medida de respostas, como a análise em operação. Os modelos vibroacústicos devem prever ao menos o comportamento qualitativo, permitindo explicar as principais características das respostas medidas. Quando este é o caso, e só assim, pode-se passar à fase de ajuste e validação dos modelos com base nas medidas experimentais. Com isso podem-se aprimorar técnicas de modelagem, caracterizar materiais e processos de montagem e identificar esforços dinâmicos de operação. Esta última é uma das questões mais difíceis e menos investigadas na literatura técnica. Os esforços dinâmicos de operação são fruto de uma complexa interação entre subsistemas e é geralmente muito difícil prevêê-los antecipadamente. O problema de caracterização de fontes vibroacústicas merece maior atenção do que tem tido até aqui. Ainda são poucos os trabalhos que tratam deste problema [35].

COMENTÁRIOS FINAIS

São muitas as ferramentas teóricas, experimentais e híbridas em vibroacústica. Bem utilizadas e com base numa experiência de ciclos completos modelagem/experimentação/validação, estas ferramentas permitem o desenvolvimento de produtos com o desejado desempenho em termos de ruído e vibração. Entretanto, as ferramentas ainda não prescindem de engenheiros com grande bagagem em conceitos básicos de mecânica dos sólidos, acústica, sistemas dinâmicos e métodos computacionais, além de uma formação geral que lhes permita uma constante atualização. As ferramentas estão em permanente evolução e há uma forte tendência de integração. Os maiores desafios nos dias de hoje situam-se na análise dinâmica em frequências mais elevadas, cobrindo toda a faixa de áudio, na caracterização dos materiais de tratamento acústico, no tratamento não linear dos problemas de vibroacústica e na incorporação da variabilidade paramétrica causada pelos métodos de fabricação nos modelos teóricos.

REFERÊNCIAS

- [1] Morand, J.P.H., Ohayon, R., *Fluid-Structure Interaction: Applied Numerical Methods*, Wiley, 1995.
- [2] Boyce, W.E., Di Prima, R.C., *Elementary Differential Equations and Boundary Value Problems*. Wiley, 1992.
- [3] Mace, B.R., Shorter, P.J., "A local modal/perturbational method for estimating frequency response statistics of built-up structures with uncertain properties", *Journal of Sound and Vibration* 242, 793-811, 2001.
- [4] Hanss, M., Oexl, S. and Gaul, L., "Simulation and Analysis of Structural Joint Models with Uncertainties", *Proc. of the Int. Conference on Structural Dynamics Modelling*, Madeira, Portugal, 2002.
- [5] Lyon, R.H., DeJong, R. G., *Theory and application of statistical energy analysis*, 2nd edition, Butterworth-Heinemann, 1995.
- [6] Goransson, P., "Acoustic Finite Element Formulation of a Flexible Porous Material – A Correction for Inertial Effects", *Journal of Sound and Vibration*, 185(4), 1995, pp. 559-580.

- [7] Desmet, W., 2002, "Mid-frequency vibro-acoustic modelling: challenges and potential solutions", Proceedings of ISMA2002, Vol. II, pp. 835-862.
- [8] Zwicker, E., Fastl, H., Psychoacoustics. Facts and Models. 2nd Ed., Springer, Heidelberg, New York (1999)
- [9] Reddy, J.N., Introduction to the Finite Element Method, McGraw-Hill, 1993.
- [10] Ying, L., Infinite Element Methods, Friedrich Vieweg & Sohn; 1995.
- [11] Kythe. P.K., An Introduction to Boundary Element Methods, CRC Press, 1995.
- [12] Mesquita Neto, E., Carvalho, E.R., Arruda, J.R.F. and Pavanello, R., "Acoustic Eigenvalue Analysis by Boundary Element Methods", Chap. 7 in: Boundary Element Acoustics: Fundamentals and Computer Codes, Ed. T.W. Wu, WIT Press, 2000.
- [13] Atalla, N., Hamdi, M.A., R. Panneton. "Enhanced weak integral formulation for mixed (u,p) poroelastic equations", J. Acoust. Soc.Am., 109(6), 2001, pp. 3065-3068.
- [14] Wolf, J.P., Song, C., Finite-Element Modeling of Unbounded Media. John Wiley & Sons, Chichester, 1996.
- [15] Doyle, J. F., Wave Propagation in Structures, 2nd Edition, Springer, 1997.
- [16] Cheung, Y.K., Finite Strip Method in Structural Analysis. Pergamon Press, Oxford, 1976.
- [17] Zienkiewicz, O.C. and Taylor, R.L., The Finite Element Method, Vol. 2. McGraw-Hill, London, 4th. Ed., 1991.
- [18] Cheung, Y.K. and Kong, J., "The application of a new finite strip to the free vibration of rectangular plates of varying complexity". Journal of Sound and Vibration, 181, 1995, pp. 341-353.
- [19] Norris A.N., "Reflection and transmission of structural waves at an interface between doubly curved shells", Acta Acustica 84, 1998, pp. 1066-1076.
- [20] Kouzov D.P., Yakovleva V.G., "On the reciprocity principle for the transformation of linear waves at a rectilinear plate edge", Acta Acustica, 81, 1995, p.167-172.
- [21] Moulet M-H., Gautier F., Pascal J.-C., "Measurements of the scattering matrix coefficients of a mechanical junction". 3rd Int. Student Conf. on Electrical Engineering NS29, Prague, May 2001, NS 29.
- [22] Nefske, D.J., Sung, S.H., "Power flow finite element analysis of dynamic systems: basic theory and application to beams". J. Vib., Acoust., Stress, and Reliability in Design, 111, 1989, pp. 94-100.
- [23] Wohlever, J.C. and Bernhard, R.J., "Mechanical Energy Flow Models of Rods and Beams," Journal of Sound and Vibration, 153(1), 1992, pp. 1-19.
- [24] Lase, Y., Ichchou, M.N., and Jezequel, L., "Energy Flow Analysis of Bars and Beams", Journal of Sound and Vibration, 192, 1996, pp. 281-305.
- [25] Ichchou, M.N., Le Bot, A., and Jezequel, L., "Energy Models of one-dimensional, Multipropagative Systems", Journal of Sound and Vibration, 201, 1997, pp. 53-554.
- [26] Le Bot, A., 1994, Equations Energetiques en Mécanique Vibratoire - Application au Domaine des Moyennes et Hautes Fréquences, Doctorate dissertation, École Centrale de Lyon (in French).
- [27] Langley, R.S., Bremner, P, "A hybrid method for the vibration analysis of complex structural-acoustic systems", Journal of the Acoustical Society of America, 105(3), 1999, pp. 1657-1671.
- [28] Kaufmann, A., Gupta, M.M., Introduction to Fuzzy Arithmetic. Van Nostrand Reinhold, NY, 1991.
- [29] Oexl, S., Hanss, M. and Gaul, L., "Identification of a Normally-Loaded Joint Model with Fuzzy Parameters", Proc. of the Int. Conference on Structural Dynamics Modelling, Madeira, Portugal, 2002.
- [30] H-E. de Bree. "An Overview on Microflown Technology". Acta Acustica, 89, 2003, pp. 163-172.
- [31] Batel, M., Marroquin, M., Hald, J., Christensen, J.J., Schuhmacher, A.P. and Nielsen, T.G., "Noise Source Location Techniques - Simple to Advanced Applications", Sound and Vibration, 37(3), 2003, pp. 24-38.
- [32] Arruda, J. R. F., "Objective Functions for the Nonlinear Curve-Fit of Frequency Response Functions," AIAA Journal, 30(3), 1992, pp. 855-857
- [33] Moon, F.C., Applied Dynamics: With Applications to Multibody and Mechatronic Systems, Wiley, 1998.
- [34] Karnopp, D.C.; Margonis, D.L.; Rosenberg, R.C.; System Dynamics: a Unified Approach, John Wiley & Sons, New York, 1990.
- [35] Moorhouse, A.T., "On The Characteristic Power of Structure-Borne Sound Sources", Journal of Sound and Vibration, 248(3), 2001, pp. 441-459.

SOME CONSIDERATIONS REGARDING LOUDNESS CALCULATIONS

Helcio Onusic 1,2, Edgar L. Baptista 1, Marcelo M. Hage 1
1 DaimlerChrysler do Brasil - 2 Instituto de Física da Universidade de São Paulo

ABSTRACT

The paper goes beyond the conventional way of looking at Loudness. We go into the calculation procedures taking into consideration two methods coming from the work of two researchers: Zwicker and Stevens. These methods are described in ISO 532. Instead of going to the traditional way of comparing the overall noises we penetrate in the calculation processes, step by step, getting subsidies to analyze the contributions of each frequency band. We applied the two methods using some random sound pressure spectra we generated. We are able to compare the total Loudnesses in both methods using a least-square fit with linear approximation. The spectra of contributions in sones in third-octave bands are also compared for both methods, through the development of simple mathematical expressions which are able to identify the parcel correspondent to each third-octave band. With the results obtained we discuss some questions like: how close are the overall noises; how masking effects are incorporated and how similar are the band contribution spectra.

INTRODUCTION

Since the beginning of the last decade Loudness has been recognized as an important parameter to qualify/quantify acoustic sensations, especially in the automotive industry. We have explored this subject in different ways^(1,2,3,4,5,6) for many times using the method of Loudness calculation proposed by Stevens.

Two methods of Loudness calculation were proposed by ISO through ISO 532⁽⁷⁾. This standard presents procedures coming from the work of two independent researchers: Zwicker and Stevens. Although the two methods are accepted, they have different approaches and can furnish results not so close, when we consider the overall noise. So in this work we have the purpose of using/comparing both methods.

Instead of going to the traditional way of focusing the final results concerning each method, we penetrate in the calculation processes, step by step, getting subsidies to analyze

the contributions of each bandwidth to the overall noise. For both procedures we developed mathematical expressions that are able to produce the contribution spectra. For the method of Zwicker we transform a graphic procedure described in ISO 532 in a suitable mathematical sum. We generated complex sound spectra in third-octave band levels considering they are steady and proceeding from a diffuse field. The overall noises in the two procedures were matched through a least-squares fit using linear approximation and the degree of linear correlation.

WEBER-FECHNER LAW

Considering the increase of particles pressure in the medium - called sound or acoustic pressure - is a stimulus for the sense organs of the alive beings, it becomes important to know the relationship between the stimulus and the reaction produced in the nervous system of the human being, called sensation. It is indubitable the fact that, when the stimulus varies, the sensation will vary accordingly.

Two neurologists, in independent works, proposed some conclusions regarding the above subject in the end of last century, as listed below and stated as Weber-Fechner Law⁽⁸⁾.

"To increase the sensation, it is necessary the stimulus intensity grows in the same proportion".

"The sensation grows according to the logarithm of the stimulus".

The first part of the Law says the stimulus E and the sensation S represent a biunivoc function.

$$E = \phi(S) \Leftrightarrow S = f(E)$$

The second part of the Law makes the quantification of the function of

$$S = \log K E$$

where K represents an individual sensibility constant.

Nowadays we have in mind that K is not a constant. It depends on the individual subjective conditions, on the proper stimulus and other multiple variables, so complex as we want.

In this way, we can write

$$S = K(E, x_i) \log E$$

where x_i represents other multiple variables, some of them random.

Several studies effected, mainly by von Bekesy, show that the above expression is a reasonable representation of the auditory relation. We have today some groups contesting the above affirmatives.

An important point in the above expression is the logarithm dependence of the sound sensations, usual for the acoustic people but that provokes distinct reasoning when compared to the linear dependence.

LOUDNESS CONCEPT

With the purpose of establishing quantitative relations according to Weber-Fechner Law, Fletcher and Munson presented, in the thirty decade, a family of curves making the correlation between sound pressure (objective) and sound sensations (subjective), taking into consideration the audible frequency range and the extreme levels: threshold of audibility and threshold of feeling.

At that time, the basic reference tone was 1000 Hz, due to the following reasons:

- easy to define;
- sometimes was employed as a pitch standard;
- it makes easy the application of mathematical expressions;
- the audible sensibility was the same or bigger than the other frequencies;
- it was considered to be in the middle (average) of the audible frequencies.

Today we have some modifications concerning these affirmatives:

- the maximum sensibility oscillates between 3100 Hz and 3200 Hz for pure tones; (the outer ear has a tube about 25 mm long with one open and one closed end. A first resonance appears at about these frequencies⁽⁹⁾).
- the middle (average) of the audible frequencies is around 680 Hz.

In spite of this, the acoustic contribution was of great value, because they are responsible by the today accepted concept of Loudness Level.

"Loudness Level is the sound pressure level necessary for a young and sound ear to hear any tone with the same 'magnitude' (subjective sensation) as one tone of 1000 Hz".

"The Loudness Level unit is the phon, and is equivalent to the decibel at 1000 Hz".

These curves of same Loudness Level are called isophonics⁽¹⁰⁾. In the beginning they were established for pure tones, but studies carried out by Robinson & White determined isophonic curves for sound pressure levels in octave bands. See Fig. 1.

In 1955, Stevens presented an analog concept, but trying to introduce a linear variation instead of a logarithm one. It was called Loudness.

"The Loudness scale unit, called sone is the same as a pure tone of 1000 Hz and 40 dB sound pressure level, in such way that another sound producing 2 sones, will be heard with a Loudness two tones bigger".

It is important to emphasize that the basic assumptions considered for the above subjects were:

- sound pressure is the physical parameter that excites the ear;
- the sound pressure unit is 2 N/m ;
- the accepted concept is the sound pressure level, and the considered unit is the decibel, taking $P_0 = 2 \times 10^{-5}$ N/m² (rms) as the reference pressure.

So, it was defined Sound Pressure Level

$$SPL = 20 \log \frac{P}{P_0} \text{ dB}$$

The relation between Loudness (S in sones) and Loudness Level (P in phons) for pure tones can be written:

$$\log S = 0,031(P - 40)$$

LOUDNESS FOR COMPLEX SOUNDS

Fig. 1 represents the isophonic curves in octave bands. The calculation of Loudness or Loudness Level for complex sounds cannot be obtained by the above simple expression.

Some Considerations Regarding Loudness Calculations

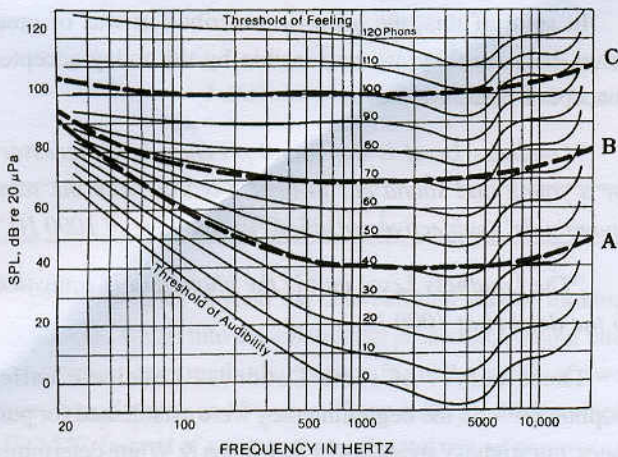


Fig. 1. Isophonic Curves.

Stevens⁽¹¹⁾ made a proposition, in 1957, concerning a method to determine the Loudness of a complex sound. After using the method we are able to calculate the Loudness Level through the above simple expression. Besides, another researcher, Zwicker⁽¹²⁾, at the same epoch, elaborated a graphic method to get the Loudness for a complex sound. ISO Standard R-532 describes the two procedures. We are going to describe both methods, including the suitable modifications/adaptations for our purposes.

BRIEF HISTORICAL APPROACH

In the fifties there were several hybrid methods to measure noise. Besides the use of Loudness there were some simplified methods, but no kind of normalization.

These simplifications are shown in Fig. 2, and are still known as weighting curves for 40 phons, 70 phons and 100 phons levels. In some countries the measurement in dB was used through a flat frequency response. In some situations, the use of the weighting curve D was established, created for noise measurements in airports and aircrafts.

In Germany, the DIN-phon was used for measurements associated to the A, B and C weighting curves, depending on the dB-level considered.

The lack of uniformity affected the economic aspects of importation and exportation as well brought several problems in the development of acoustic equipments. The international community asked for ISO (Int'l Standardization Organization) to elucidate the situation.

ISO had in mind to standardize a practical method, but in such way the results could be correct and adequate, taking into consideration the state of the art at that time. It could take some years to develop a good method and it needed be approved by members of several countries. The market would not accept this deadline and ISO was compelled to adopt a rapid solution⁽¹³⁾.

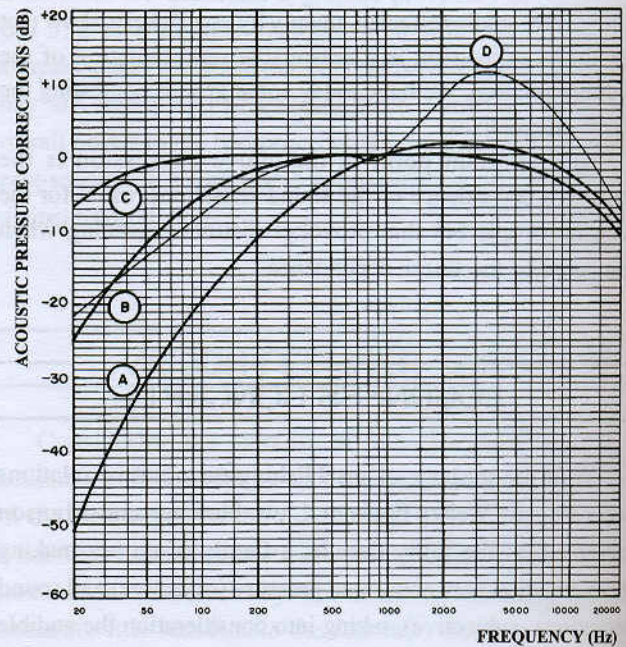


Fig. 2. Weighting Curves.

ISO looked for the solution of the noise measurements in two stages.

The first step could be a simple method, easy to be introduced with the available techniques and that could be used everywhere without expenses and investments.

The sound pressure level weighted by the A curve was chosen, originating the dB(A). It would be a preliminary method that could provoke inadequate and miss-interpreted results concerning noise control.

However, it had the advantage of satisfying the international market because it was an uniform method.

The second step proposed by ISO, was not so simple as dB(A), but with values with better correlation between sound pressure and sound sensation. Two methods were put in the market through ISO 532, a few years after dB(A) proposition.

STEVENS' METHOD

The method for calculating Loudness is embodied in a table and a formula. For convenience this table can be also presented graphically as a chart^(14,15). The chart provides data for converting each band level to a Loudness Index, and the formula provides a rule for combining the Loudness Indices to obtain the calculated total Loudness. The total Loudness in sones (S) is computed by means of the following expression:

$$S = S_m + \alpha \left(\sum S_i - S_m \right)$$

where:

S_m is the greatest of the Loudness Indices.

$\sum S_i$ is the sum of the Loudness Indices of all the bands.

α is the masking factor, and for third octave bands the value is 0,15.

The Loudness Indices are determined by the geometric mean frequencies and the band pressure levels of the third octave bands according to the curves of Fig. 3.

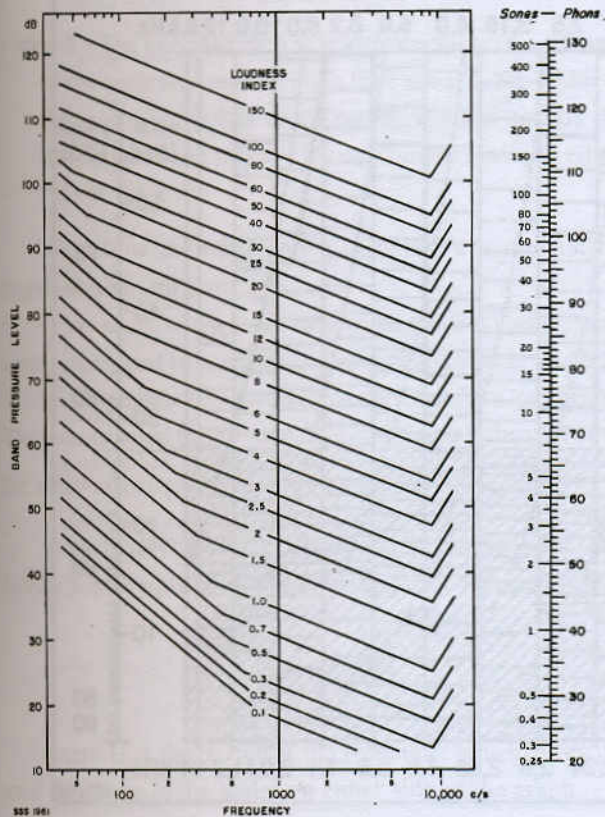


Fig. 3. Contours of Equal Loudness Indices.

We modified the above mathematical expression⁽⁵⁾ in such way we can obtain the contributions of each bandwidth.

$$S = (1 - \alpha) S_m + \alpha \sum_{i \neq m} S_i + \alpha S_m$$

As $\alpha = 0,15$ we write

$$S = S_m + 0,15 \sum_{i \neq m} S_i$$

The above expression shows that the band that has maximum sone value enters a hundred percent in the sum and the others contribute only 15% of their values! The spectra concerning band contribution will be plotted according to the above modified expression.

ZWICKER'S METHOD

In this method^(12,16,17), the Total Loudness or the Loudness Level of a sound may be calculated with the aid of a set of graphs. By means of these graphs, the one-third octave band levels are transformed into parts of an area which correspond to parts of Loudness.

Zwicker introduces the concept of critical bands (Frequenzgruppen). The critical bands are approximated by bands one third-octave wide above 280 Hz and by groups of one-third octave bands for lower frequencies.

The procedure for the calculation consists of three steps based on a set of graphs. Those graphs according to the level range and the type of sound field are available in ISO Standard. We are going to use those for a diffuse field. The steps follow below; see an example in Fig. 4.

- **step 1** - Having the one-third octave band spectrum in dB, select a graph which includes the highest one-third octave band level measured. Draw the measured levels in the bands above 280 Hz as horizontal lines so that the cut-off frequencies of one-third octave bands correspond to the abscissa of the graph and the measured levels correspond to the numbering of the stepped curves.

Because the critical bands are wider than one-third octave at the lower frequencies, it is necessary to group the low frequency bands as follows to obtain corresponding critical band levels L_1 , L_2 and L_3 before entering them on the diagram.

Some Considerations Regarding Loudness Calculations

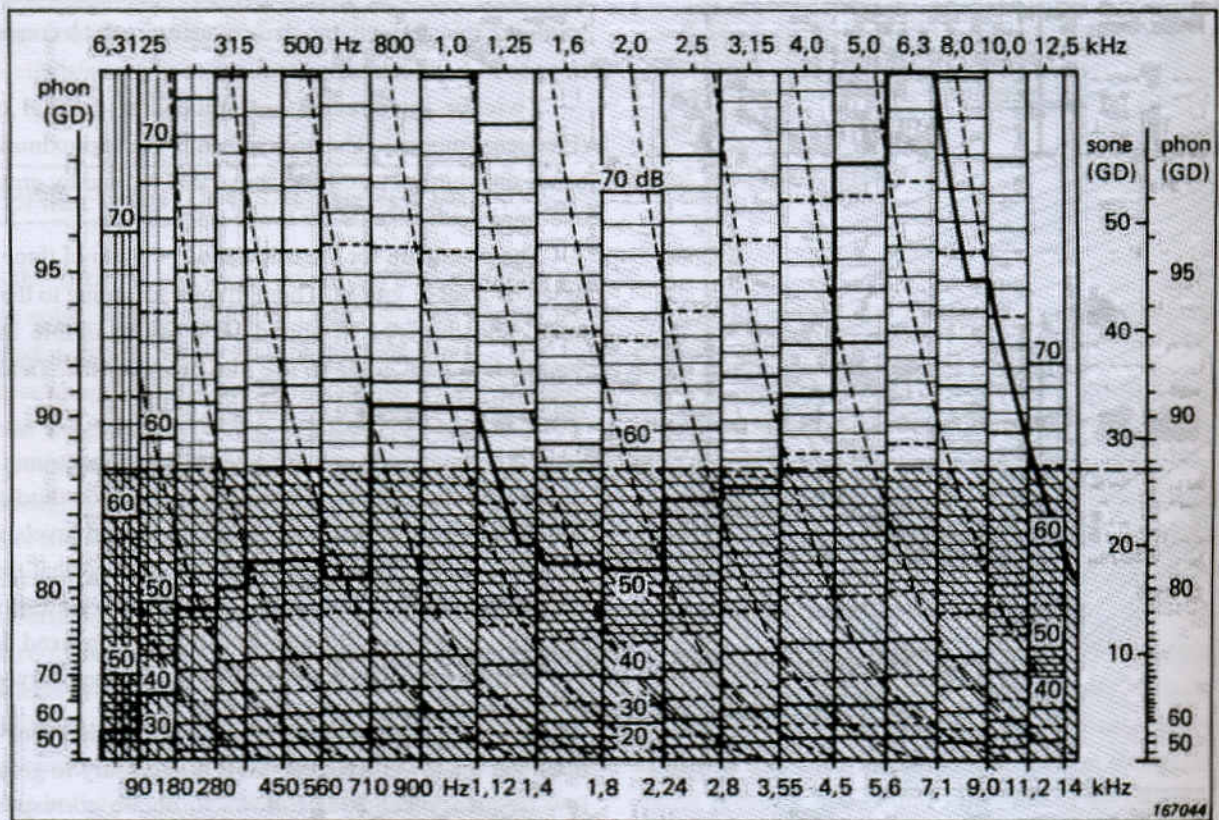
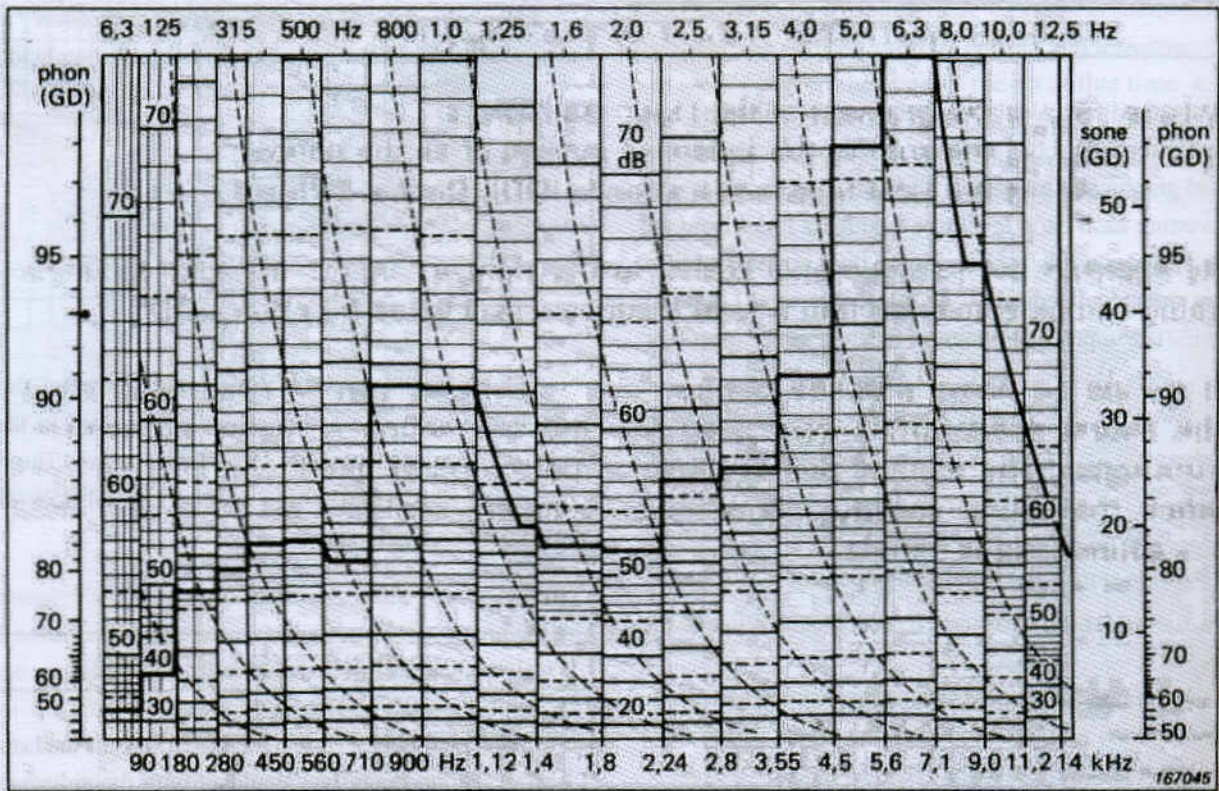


Fig. 4. Calculation of Loudness according to Zwicker.

- L_1 corresponds to the combination of all bands up to the cut-off frequency of 90 Hz
- L_2 corresponds to the combination of the three bands from 90 Hz to 180 Hz
- L_3 corresponds to the combination of the two bands from 180 Hz to 280 Hz.

The rule of combination follows the conventional way of addition concerning sound pressure level bands in decibel (dB).

In the same way, draw each of these combined levels as a horizontal line of the width of the combined band, so that the levels correspond to the numbering of the stepped curves.

- **step 2** - Where the steps formed by these horizontal lines are rising with frequency (the level in the next higher band is higher), a vertical line is drawn between the levels. If the level in the next higher band is lower the two band levels are joined by a downward sloping curve interpolated between the dashed curves on the graph, starting from the right-hand end of the horizontal line of the first band.

"The area enclosed by the whole of stepped figure so obtained corresponds to the total Loudness".

- **step 3** - The enclosed area is transformed into a rectangle of the same area and having a base equal to the width of the graph. The height of the rectangle gives directly the total Loudness in sones or phons from the scales on either side of the graph.

We follow the steps above to obtain a mathematical expression for our purposes.

In the simplest way each bandwidth has a sound pressure level represented by a height H_i and a characteristic width by W_i . So the product $H_i W_i$ is the area enclosed by a bandwidth. The area enclosed by the whole stepped figure is the sum of all the areas associated to each bandwidth, or $\sum_i H_i W_i$.

In the transformation in a rectangle of the same area and having a base equal to the total width (W_T), we can write:

$$\sum_i H_i W_i = H W_T$$

where H is the height of the rectangle, which gives the total Loudness in the scales on either side of the graph.

We can write also:

$$H = \frac{\sum_i H_i W_i}{W_T}$$

or

$$H = \frac{H_1 W_1}{W_T} + \frac{H_2 W_2}{W_T} + \dots + \frac{H_n W_n}{W_T}$$

In the above expression, each parcel represents the contribution of each one-third octave band to the total Loudness. This expression was used to produce the contribution spectra.

Depending on the spectrum, the area of some bands can be different of rectangles, so $H_i W_i$ needs to represent properly the new geometry, but this does not change the way of thinking considered above.

H is proportional to sones as can be seen in the graph. In the same way H_i , taking into consideration a proportional rule.

THE GENERATED SPECTRA

We applied the methods of Stevens and Zwicker in 15 spectra, taking into consideration the five level ranges diagrams existing in ISO 532 regarding Zwicker's method. For each range level we generated three spectra in a random way. The spectra are shown in Fig. 5 and Fig. 6: sound pressure levels versus one-third octave bands.

RESULTS

Overall noise

We used the procedures described in the previous sections to calculate the overall noise in sones and phons for both methods, using the spectra showed in Fig. 5 and Fig. 6.

The results are show in Table 1 and Table 2, with the corresponding differences. In the case of sones we used differences in percentage. When phons are used we emphasize the difference in phons.

A least-squares fit to a straight line was applied using the overall noises obtained by both procedures (18).

We can see Fig. 7. In these figures the degree of linear correlation is high measured by the linear correlation coefficient (R).

Some Considerations Regarding Loudness Calculations

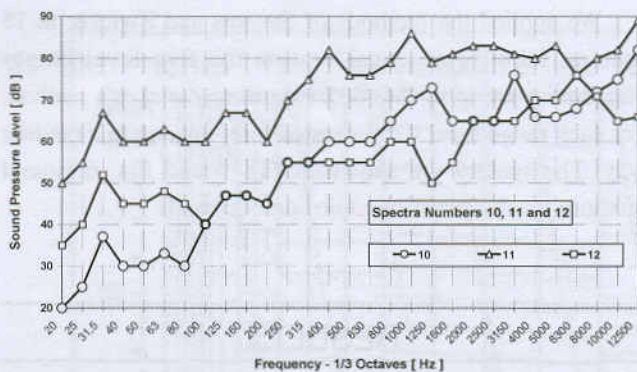
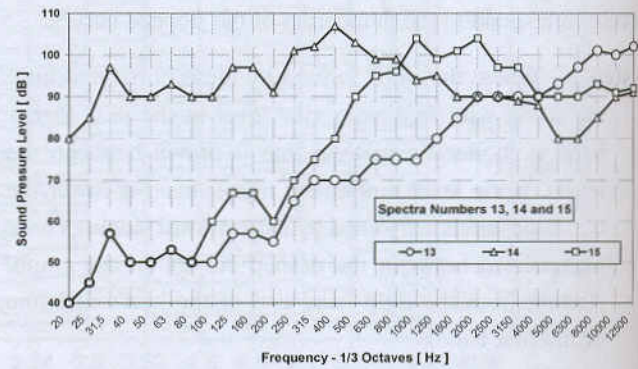
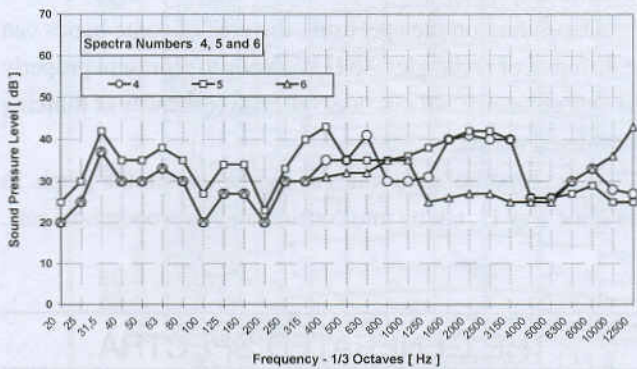
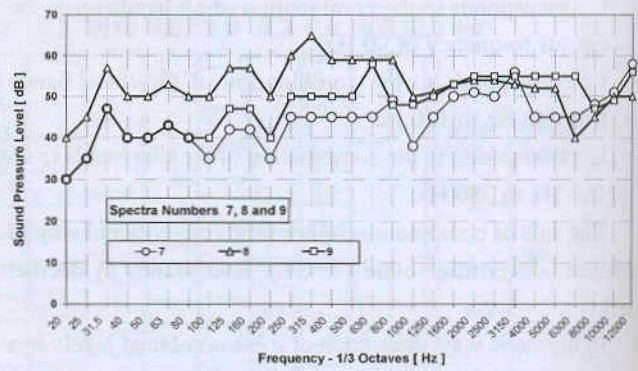
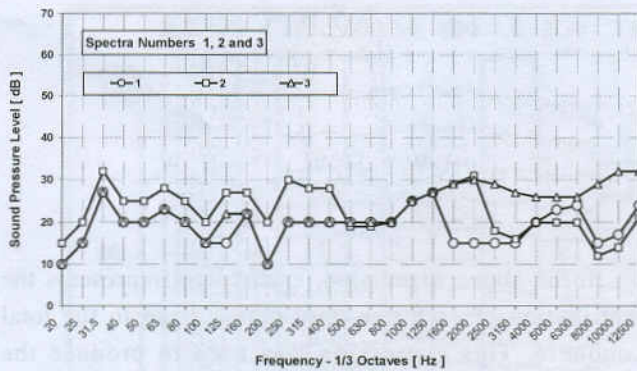


Fig. 6. Generated Spectra.

Fig. 5. Generated Spectra.

Band Contribution

We describe the processes involving the calculations of Loudness for both methods. For the two procedures of calculations, we developed simple mathematical expressions that are able to separate in a suitable way the Loudness contribution due to each one-third octave band.

We remember that in Zwicker's method, for frequencies below 280 Hz we had to make combinations of third octave bands. So we had to make some adaptations in Stevens' method in such way we could plot the results in the same graphic. So, the same kind of combinations of third octave bands was applied to Stevens' method, making a proper addition in sones.

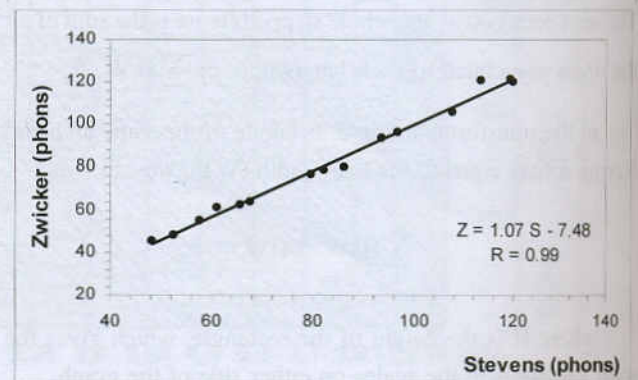
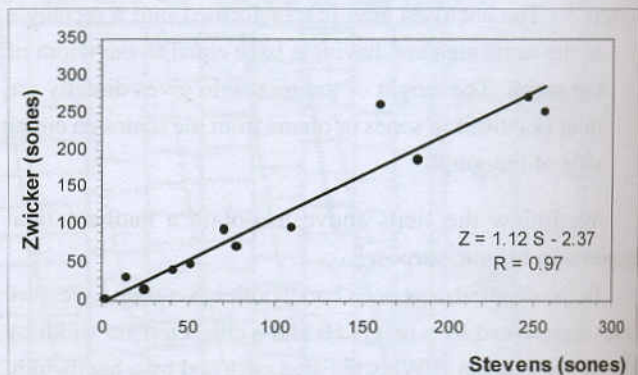


Fig. 7. Least-squares fit - Zwicker versus Stevens.

Spectrum Number	Z (sones)	S (sones)	$\left(\frac{Z-S}{Z} \times 100\right)\%$
1	1,8	1,5	17
2	2,4	1,8	25
3	3	2,9	3
4	6	4,7	22
5	6,8	5,2	23
6	4,3	4,3	0
7	15,8	12,4	22
8	24,6	15,9	35
9	20,8	15,7	24
10	51,4	48,4	6
11	109,9	96,2	12
12	41,3	40,7	2
13	161,8	261,1	-61
14	257,9	251,3	3
15	247,5	271,2	-10

Table I. Overall noise in sones - Zwicker versus Stevens

Spectrum Number	Z (phons)	S (phons)	= Z - S (phons)
1	48,2	45,7	2,5
2	52,5	48,3	4,2
3	57,8	55,3	2,5
4	65,8	62,4	3,4
5	67,6	63,9	3,7
6	61	61	0
7	79,8	76,3	3,5
8	86,2	79,9	6,3
9	82,4	78,5	3,9
10	96,8	95,9	0,9
11	107,8	105,8	2
12	93,6	93,4	0,2
13	113,3	120,2	-6,9
14	120,1	119,7	0,4
15	119,4	120,8	-1,4

Table II. Overall noise in phons - Zwicker versus Stevens

These combinations are named f_1 , f_2 and f_3 . The results showing Loudness versus frequency are presented in Figs. 8 to 11. In these spectra we can see the participation in sones of each band to contribute to the total Loudness.

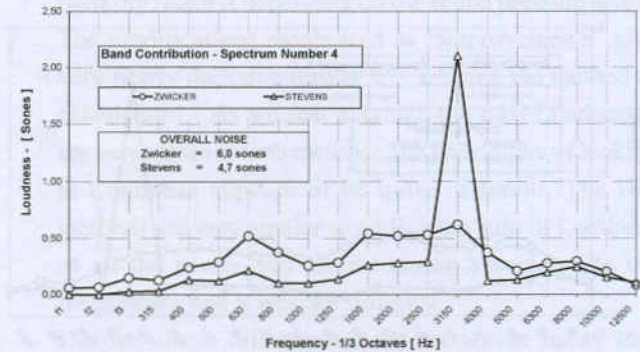
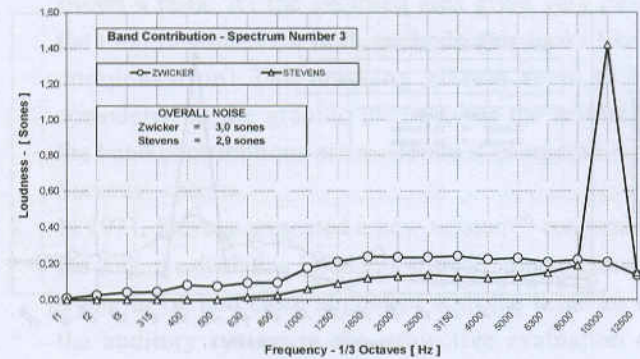
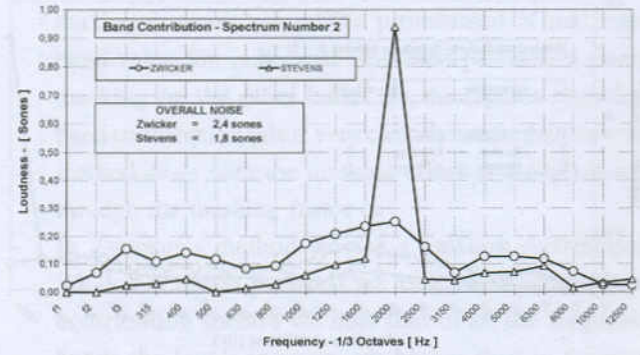
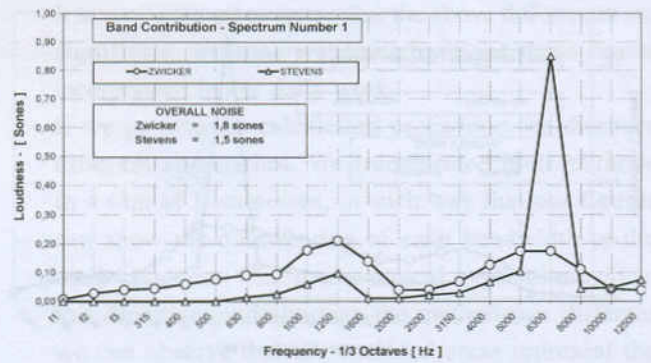


Fig. 8. Band contribution in sones - Zwicker versus Stevens

Some Considerations Regarding Loudness Calculations

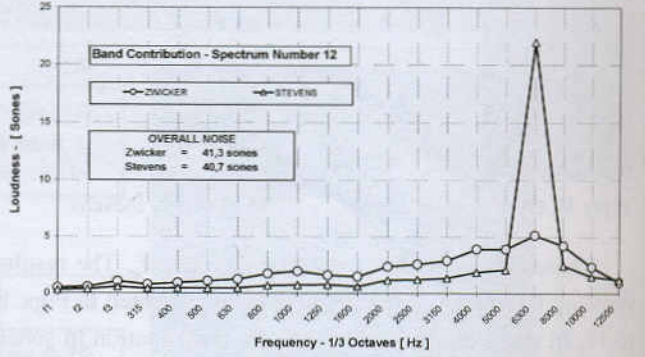
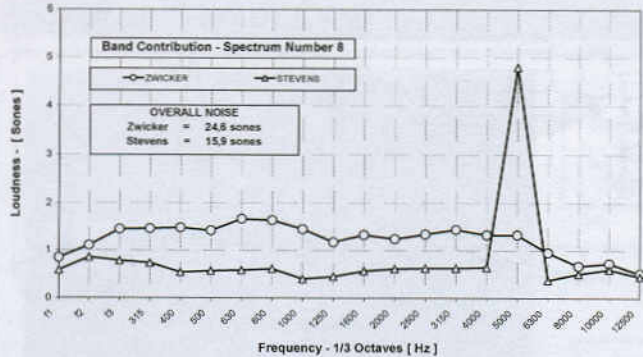
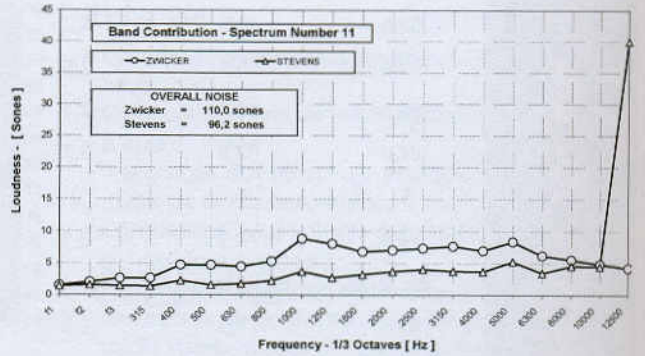
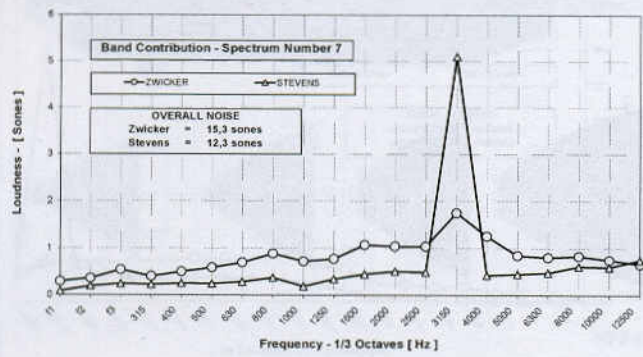
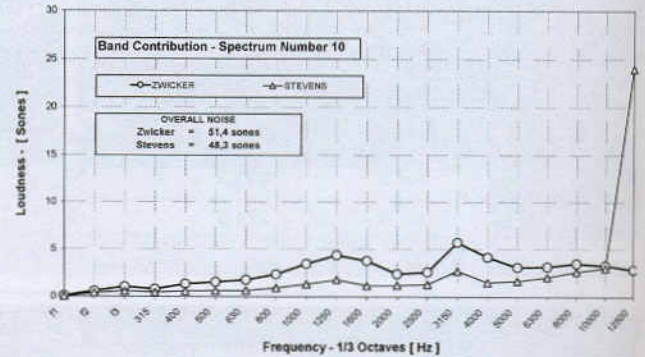
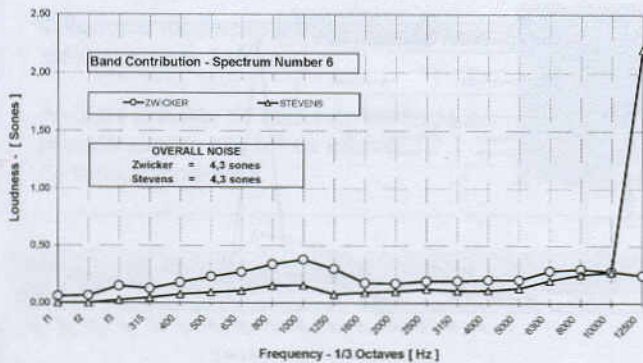
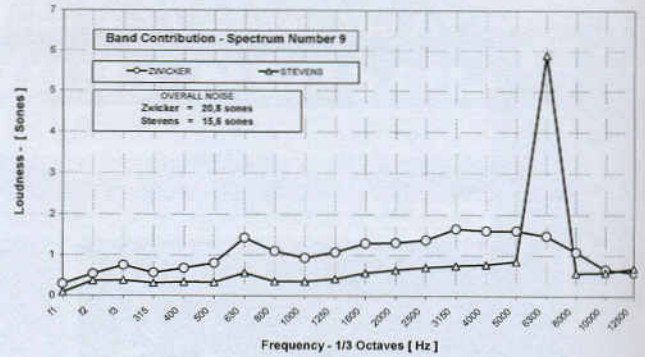
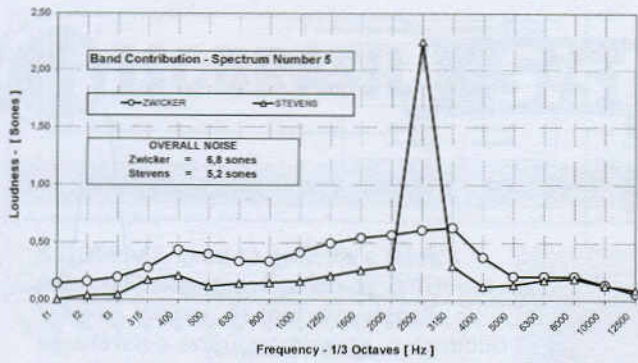


Fig. 9. Band contribution in sones - Zwicker versus Stevens

Fig. 10. Band contribution in sones - Zwicker versus Stevens

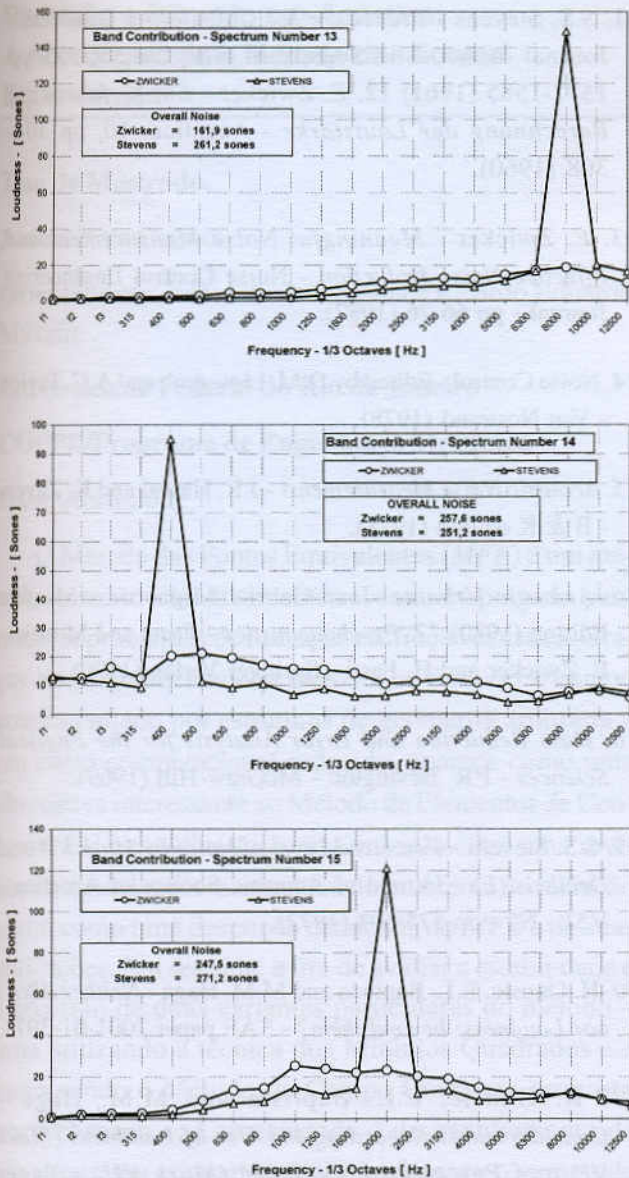


Fig. II. Band contribution in sones - Zwicker versus Stevens

DISCUSSION AND CONCLUSIONS

According to the results we obtained via the two methods we can make the following considerations: - If we look at the overall noises represented by the total Loudness we observe that the degree of linear correlation is high and that the linear correlation coefficient (R) is close to 1,0 in phons and sones. (Fig. 7)

- If we analyze in detail we see that the Loudness of the overall noises according to Zwicker's method are slightly bigger than those calculated through Stevens' method. It means a few phons or about an average of $\approx 25\%$ in sones.

- It is very difficult to assure that the above differences are significant, because we don't have yet these scales incorporated in our daily work.
- If we go into the calculation procedures we discover different approaches. We transformed both methods in a sum of Loudnesses, in such way that our figures can show the contribution of each bandwidth to the total Loudness. The mathematical expressions go in this direction, and although the methods are different we can observe that the enclosed areas represent the total Loudness in the two situations.
- We see that Stevens' method emphasizes the band of maximum sones value. The prominence of maximum band value S_m is because this band produces a partial masking on the other bands. In the figures regarding band contribution this is very clear. It means that Stevens' method deals with the masking effect in a explicit way through the masking factor α .
- In Zwicker's method we see a uniform distribution. We do not detect peaks. If we look the figures of band contribution spectra we note that in all the frequency bands the levels in sones are higher than in Stevens' method, except for the band representative of S_m that shows a peak. As the enclosed area gives very close the total Loudness for both methods, this looks like a compensation! The masking effects seem to be considered in the graphic method, but the results in the band contributions are moderate if compared with Stevens' spectra.
- In 1971, Stevens presented a new version⁽¹⁹⁾ concerning the way of calculating Loudness with different premises, trying to be into close alignment with the behavior of the auditory system in the subjective evaluation of acoustic energy. He introduced a new and non-constant masking factor α depending on the sound pressure levels. The modifications recognized as "improvements" give very nearly the same results^(20,21), keeping the method of calculation! - As we see, although the total Loudnesses are very close for both methods, the philosophy of looking at Loudness appears to be quite different. The two methods are very similar regarding the sum of Loudness of all the bands, but the weighting associated to the frequencies and levels are different.
- Despite these differences, we recognize today that Loudness with complementary parameters is an important tool⁽²²⁾ to measure the subjective aspects of noise.

Some Considerations Regarding Loudness Calculations

REFERENCES

1. H. Onusic and M.M. Hage - *Interior noise of automotive vehicles: a proposition for objective characterization* - SAE paper 921457.
2. H. Onusic et al. - *Noise inside motor vehicles: correlation between subjective parameters* - 3rd International Seminar on Noise Control - Rio de Janeiro (1989).
3. H. Onusic and M.M. Hage - *Ruído Interno de Veículos Automotores: A utilização do "Loudness"* - Revista de Acústica e Vibrações - no 14 - Dezembro/94, pp. 53/56.
4. H. Onusic and M.M. Hage - *Parameters used for Automotive Vehicles Concerning Acoustic Qualification/Quantification* - SAE paper 982866.
5. H. Onusic et al. - *Correlation and Evaluation of Passby and Stationary Noises* - paper F2000H196 - Seoul 2000 FISITA World Automotive Congress - Seoul, Korea.
6. E.L. Baptista, H. Onusic and M.M. Hage - *Some Considerations Regarding Loudness Evolution* - Proceedings Brazilian Symposium of Vehicle Acoustics - SIBRAV 2001 - FEI - S.B. Campo - pp. 135/153.
7. ISO 532 - *Acoustics - Method for Calculating Loudness Level* (1975).
8. F.G. Alexandry - *O Problema do Ruído Industrial e seu Controle* - Edição Fundacentro (1978).
9. *Acoustics and Psychoacoustics* - D. Howard and J. Angus - Focal Press (2001) - 2nd edition.
10. *Noise & Hearing Conservation Manual* - Edited by E.H. Berger et al. - American Industrial Hygiene Association (1991).
11. S.S. Stevens - *Procedure for Calculating Loudness* - Journal of Acoustic Society of America 33(11) - pp 1577-1585 (1961)
12. E. Zwicker - *Ein Verfahren zur Berechnung der Lautstärke* - Acustica, 10, pp 304-308 (1960).
13. E. Zwicker - *Meaningful Noise Measurement and Effective Noise Reduction* - Noise Control Engineering Journal - pp 66-76 (1987).
14. Noise Control - Edited by D.M. Lipscomb and A.C. Taylor - Van Nostrand (1978).
15. *Acoustic Noise Measurements* - J.R. Hassal and K. Zaveri - B & K edition (1978).
16. *Acoustic Urbaine* - Jean-Gabriel Migneron - Masson Edition (1980)
17. *Psychoacoustics - Facts and Models* - E. Zwicker and H. Fastl - Springer Verlag (1990).
18. *Data Reduction and Error Analysis for the Physical Sciences* - P.R. Bevington - McGraw-Hill (1969).
19. S.S. Stevens - *Perceived Level of Noise by Mark VII and Decibels (E)* - Journal of Acoustic Society of America - V51 - N2 - pp 575-601 (1972).
20. H. Onusic, E.L. Baptista and M.M. Hage - *Neither dB(A) nor Loudness: beyond them?* - SAE paper 2001-01-3971.
21. H. Onusic, E.L. Baptista and M.M. Hage - *Considerations Regarding the Use of Loudness (Mark VI) and Perceived Magnitude (Mark VII)* - Paper F02E051 - FISITA 2002 - World Automotive Congress - Helsinki - Finland - June 2002.
22. H. Onusic and M.M. Hage - *Parameters used for Acoustic Qualification/Quantification of Automotive Vehicles* - Int. J. Vehicle Design, V. 30, Number 1, pp 114-130 (2002).

RESUMOS DE TESES E MONOGRAFIAS

Radiação e Difração em Acústica: A Abordagem pelo Método das Fontes Equivalentes

Tese de Mestrado.

Autor: Yves Gounot

Orientadores: Jules Ghislain Slama e Ricardo Eduardo Musafir.

Universidade Federal do Rio de Janeiro –

COPPE/Programa de Engenharia Mecânica

Data: Abril/2002

O Método das Fontes Equivalentes (*MFE*) é um método numérico relativamente recente, empregado para resolver problemas de radiação e difração acústica. Graças à sua simplicidade, o método, ao fornecer o campo sonoro radiado por estruturas de geometria arbitrária a um custo computacional reduzido, aparece como uma alternativa interessante ao Método de Elementos de Contorno. Este trabalho apresenta, inicialmente, uma revisão da modelagem matemática do problema de radiação assim como uma descrição detalhada do *MFE* e de suas aplicações. Em seguida, a fim de avaliar a estabilidade e a precisão de duas variantes particulares do método – uma utilizando a técnica dos Mínimos Quadrados e a outra sendo o Método do Campo Completo proposto por Ochmann –, é apresentado o desenvolvimento de um programa computacional que fornece o campo de pressão resultante da difração de uma onda plana por uma estrutura rígida com a forma de um paralelepípedo. As soluções são comparadas com aquelas obtidas pelo Método de Elementos de Contorno. Os resultados mostram que, apesar de apresentar em alguns casos menos estabilidade do que o Método do Campo Completo, o Método dos Mínimos Quadrados fornece, em geral, resultados mais precisos, essa vantagem sendo significativamente mais pronunciada no campo próximo. Mostra-se também que, nos casos investigados, configurações usando muito poucas fontes monopulares podem fornecer resultados satisfatórios até frequências relativamente altas.

Campo Sonoro de Fontes Quadripolares imersas em uma camada cisalhante linear

Tese de Doutorado

Autora: Jeanne Denise Bezerra de Barros

Orientador: Ricardo Eduardo Musafir.

Universidade Federal do Rio de Janeiro –

COPPE/Programa de Engenharia Mecânica

Data: Junho 2002

Este trabalho investiga o campo sonoro gerado por um quadripolo pontual imerso em um escoamento descrito por uma camada cisalhante plana com perfil de velocidade linear. A camada é delimitada, inferiormente, por um meio em repouso e, do outro lado, por um escoamento uniforme subsônico. Esse problema tem aplicação no estudo do ruído de jatos. A formulação matemática é basicamente a mesma empregada por Scott para atacar o problema, mostrando-se porém que a solução clássica de Scott envolve incorreções, inclusive no que diz respeito à descrição matemática da fonte. Essas incorreções são apontadas e corrigidas. As equações são solucionadas analiticamente, obtendo-se solução exata bem como os limites para altas e baixas frequências. As principais diferenças encontradas em relação à solução clássica referem-se à direcionalidade do campo de um quadripolo longitudinal com o eixo ortogonal à direção do escoamento, no limite de baixas frequências.

Absorção Sonora de Materiais Revestidos

Tese de Mestrado.

Autora: Patrícia Greff de Lima

Orientadores: Moysés Zindeluk e Ricardo Musafir

Universidade Federal do Rio de Janeiro –

COPPE/Programa de Engenharia Mecânica

Data: Dezembro/1999

O uso de revestimento impermeável em materiais porosos ou fibrosos, a fim de evitar a impregnação de impurezas e microorganismos, é importante em ambientes que exijam limpeza e assepsia. Este trabalho se propõe a avaliar o comportamento acústico desses materiais através do modelo proposto por Allard e Lauriks. O modelo utiliza uma matriz de transferência para descrever as características do sistema com base na teoria de Biot e simula o revestimento a partir de equações de movimento de membrana. As propriedades físicas do material utilizadas como parâmetro do modelo foram medidas (resistividade ao fluxo de ar, tortuosidade e módulo de elasticidade) ou estimadas (porosidade). Os valores para os coeficientes de absorção sonora de uma amostra de espuma de poliuretano revestida com uma película plástica obtidos pela simulação foram comparados com os resultados experimentais de absorção sonora para incidência normal. As medições foram realizadas *in situ* pela técnica de subtração, que consiste basicamente em avaliar a resposta impulsiva do sistema com e sem a presença da amostra. A influência de cada parâmetro na absorção sonora também foi discutida. O modelo apresentou-se satisfatório para estimar os picos de absorção de materiais revestidos.

Avaliação do Método de Raios para a Previsão da Perda por Inserção de Barreiras Acústicas sobre um Piso Refletor

Tese de Mestrado em conclusão

(defesa prevista para janeiro de 2004)

Autor: Daniel Ferreira de Panta Pazos

Orientador: Ricardo E. Musafir

Universidade Federal do Rio de Janeiro –

COPPE/Programa de Engenharia Mecânica

Este trabalho avalia a precisão do cálculo da perda por inserção proporcionada por uma barreira acústica sobre um piso refletor quando se emprega o método de raios, usando-se a tradicional fórmula de Kurze e An-

derson para cada um dos 4 possíveis caminhos de propagação do som entre a fonte e o observador, e considerando a interferência entre os raios.

Ao contrário das avaliações semelhantes encontradas na literatura recente, a presente investigação é direcionada ao domínio espacial, isto é, à análise da variação do campo com a posição do observador atrás da barreira, e não apenas à variação da perda por inserção com a frequência para um ponto fixo, como é usual. Com este propósito, os campos de pressão sonora e de perda por inserção atrás da barreira são calculados através do método descrito, utilizando-se o software "Mathematica 4.0" e comparados com os respectivos campos obtidos por um código computacional, que fornece o campo acústico a partir da resolução das equações linearizadas de continuidade e quantidade de movimento. O código utiliza o método de Lax-Wenderoff para a resolução das equações e foi desenvolvido por Eldad Avital do Queen Mary College, Universidade de Londres. Para auxiliar a comparação, resultados obtidos com o Método de Elementos de Contorno são também utilizados em algumas situações.

Inicialmente, são descritos algumas aplicações, tipos, materiais, fatores influentes e fenômenos físicos relacionados às barreiras acústicas. Em seguida, são apresentados um histórico e a descrição dos principais métodos simplificados para o cálculo da perda por inserção, entre eles o de Kurze e Anderson, que é então estendido para o caso de um piso refletor, considerando-se, também sinais de banda larga de frequência. Por fim, apresenta-se os resultados, os quais são referentes a situações de barreiras típicas (2 e 3m de altura) e fontes de 500 e 1000 Hz, de tons puros ou de bandas de oitavas. **As comparações com os resultados do código computacional mostram-se bastante consistentes, ainda que, em algumas regiões de intensa interferência sejam encontrados resultados numéricos levemente defasados na ocorrência de máximos e mínimos, o que é devido a erros de arredondamento do método numérico. A forma e a amplitude dos campos obtidos pelos dois métodos são sempre muito semelhantes. Os resultados justificam a aplicação do método de raios não só**

para o caso de barreira sobre um piso refletor, mas também para outras situações mais complexas, envolvendo diversas superfícies refletoras.

Desenvolvimento de uma Fonte Sonora de Referência

Tese de Mestrado

Autor: Gilberto Fuchs de Jesus

Orientadores: Moisés Zindeluk e Ricardo E. Musafir

Universidade Federal do Rio de Janeiro –

COPPE/Programa de Engenharia Mecânica

Data: Março/2000

As fontes sonoras de referência podem ser usadas em diversos tipos de medições acústicas, particularmente na determinação da potência sonora de máquinas e equipamentos pelo método da substituição.

No Brasil, um programa de etiquetagem de eletrodomésticos com o nível de potência sonora emitido, regulamentado por uma lei federal, criou uma demanda sem precedentes por medições dessa grandeza física. As fontes disponíveis no mercado e que atendem às normas internacionais são importadas, muito caras e pesadas.

O trabalho apresenta uma revisão da literatura associada às normas de medição de potência sonora, bem como aborda questões sobre os dispositivos usados para a geração do ruído pelas fontes sonoras de referência. As etapas de investigação e desenvolvimento de um protótipo são relatadas e os dados dos experimentos são apresentados. Um protótipo foi construído, apresentando praticamente todas as características exigidas pela norma ISO 6926:1999 para as fontes sonoras de referência. A fabricação de uma fonte nacional que excede os padrões exigidos, provou-se plenamente viável.

Aplicação da Teoria dos Númeors em Acústica: Técnica de MLS e Difusores

Tese de Mestrado

Orientadores: Ricardo E. Musafir e Moisés Zindeluk

Universidade Federal do Rio de Janeiro –

COPPE/Programa de Engenharia Mecânica

Data: Julho 1998

São apresentadas duas aplicações da teoria dos números em acústica: uma técnica de correlação de sinais para obtenção de resposta impulsiva de sistemas lineares e invariantes no tempo, chamada técnica de MLS e a construção de superfícies difusoras construídas a partir de seqüências numéricas. O modelo matemático e os conceitos básicos das duas aplicações são revistos, sendo apresentado um algoritmo para construção do sinal de excitação e a realização da correlação no domínio do tempo para a técnica de MLS, bem como os passos de projetos de difusores de resíduos quadrados. Uma revisão bibliográfica e exemplos práticos são apresentados para as duas aplicações.

Para exemplificar o uso da técnica de MLS, foram realizados ensaios de medição de tempo de reverberação, de identificação de problemas em sistemas e de qualificação de alto-falantes. Os resultados demonstram que a técnica de MLS é uma boa alternativa aos métodos existentes, apresentado boa precisão, facilidade de operação e baixo custo.

As superfícies difusoras são estudadas através da alteração por ela causada em um campo sonoro no interior de uma sala retangular, em modelo reduzido, ao substituir uma das paredes desta sala. O experimento objetiva analisar a eficiência desta superfície como elemento difusor, comprovando as previsões teóricas e averiguando quanto a possível utilização em câmara reverberante.

CONGRESSOS E EVENTOS NACIONAIS E INTERNACIONAIS

2004

- March, Strasbourg, France. **7th Acoustics-Congress**. Contact: DEGA, c/o Dr. Christian Nocke, FB Physik (Akustik), University Oldenburg, D-26111 Oldenburg, Germany. Phone: +49.441.798.3572; Fax: +49.441.798.3698. E-mail: dega@aku.physik.uni-oldenburg.de.
- March 17 - 19, Atsugi, Japan. **Spring Meeting of the Acoustical Society of Japan**. Acoustical Society of Japan, Nakaura 5th-Bldg., 2-18-20 Sotokanda, Chiyoda-ku, Tokyo 101-0021, Japan; Fax: +81 3 5256 1022; Web: <http://wwwsoc.nii.ac.jp/asj>
- March 22 - 25, Strasbourg, France. **Joint Congress of the French and German Acoustical Societies (SFA - DEGA)**. Société Française d'Acoustique, 23 avenue Brunetière, 75017 Paris, France; Fax: +49 441 798 3698; web: www.sfa.asso.fr/cfa-daga2004
- March 23 - 26, Nara, Japan. **International Conference: Speech Prosody 2004**. K. Hirose, School of Frontier Sciences, University of Tokyo, 7-3-1 Hongo, Bunkyo-ku, Tokyo 113-0033, Japan; Fax: +81 3 5841 6648; Web: <http://www.gavo.t.u-tokyo.ac.jp/sp2004>
- March 31 - April 03, Nara, Japan. **International Symposium on Musical Acoustics (ISMA 2004)**. Fax: +81 774 95 2647; Web: <http://www2.crl.go.jp/jt/a132/isma2004>
- April 04 - 09, Kyoto, Japan. **18th International Congress on Acoustics (ICA2004)**. web: <http://www.ica2004.or.jp>
- April 11 - 13, Hyogo, Japan. **International Symposium on Room Acoustics (ICA2004 Satellite Meeting)**. Fax: +81 78 803 6043; Web: <http://rads04.iis.u-tokyo.ac.jp>
- May 08 - 11, Berlin, Germany. **116th AES Convention**. Web: <http://aes.org/events/116>
- May 17 - 21, Montréal, Canada. International Conference on Acoustics, Speech, and Signal Processing. Web: <http://www.icassp2004.com>
- May 24 - 28, New York, NY, USA. **75th Anniversary of the Acoustical Society of America Meeting**. ASA, Suite INO1, 2 Huntington Quadrangle, Melville, NY 11747-4502 USA; Fax: +1 516 576 2377; web: <http://asa.aip.org>
- July 05 - 08, st. Petersburg, Russia. **IIth International Congress on Sound and Vibration**. Congress Secretariat (icsv11@rol.ru), Congress Service Agency (icsv11@monomax.org), Congress homepage (<http://www.iiav.org>)
- July 05 - 08, Delft, The Netherlands. **7th European Conference on Underwater Acoustics (ECUA 2004)**. D. Middendorp, ECUA 2004, D'Launch Communications, Forellendaal 141, 2553 JE The Hague, The Netherlands; Fax: +31 70 322 9901; Web: <http://www.ecua2004.tno.nl>
- July 11 - 16, Cambridge, UK. **12th International Symposium on Acoustic Remote Sensing (ISARS)**. S. Bradley, School of Acoustics and Electronic Engineering, Brindley Building, Room 301, University of Salford, Salford M5 4WT, UK; Fax: +44161 295 3815; Web: <http://www.isars.org.uk>
- August 03 - 07, Evanston, IL, USA. **8th International Conference of Music Perception and Cognition**. School of Music, Northwestern University, Evanston, IL 60201, USA; Web: <http://www.icmpc.org/conferences.html>
- August 22 - 25, Prague, Czech Republic. **Inter-Noise 2004**. Inter-Noise 2004 Secretariat, Technická 2, 16627 Praha 6, Czech Republic; Web: <http://www.internoise2004.cz>
- August 23 - 27, Montreal, Canada. **2004 IEEE International Ultrasonics, Ferroelectrics, and Frequency Control 50th Anniversary Conference**. R. Garvey, Datum, 34 Tozer Road, Beverly, MA 01915-5510 USA; Fax: +1 978 927 4099; web: <http://www.ieee-uffc.org>
- September 13 -17, Guimarães, Portugal. **4th Iberoamerican Congress on Acoustics, 4th Iberian Congress on Acoustics, 35th Spanish Congress on Acoustics**. Sociedade Portuguesa de Acústica, Laboratório Nacional de Engenharia Civil, Avenida do Brasil 101, 1700-066 Lisboa, Portugal; Fax: +351 21 844 3028; e-mail: dsilva@lnec.pt
- November 04 - 05, Rapperswil, Switzerland. **Swiss Acoustical Society Autumn Meeting 2004**. SGA-SSA, c/o Suva, P.O. Box 4358, 6002 Luzern; Fax: +41 419 62 13; Web: <http://www.sga-ssa.ch>
- November 29 - December 3, San Diego, CA, USA. **148th Meeting of the Acoustical Society of America**. ASA, Suite INO1, 2 Huntington Quadrangle, Melville, NY 11747-4502 USA; Fax: +1 516 576 2377; web: <http://asa.aip.org>

2005 - 2008

- 2005, March 19 -23, Philadelphia, PA, USA. International Conference on Acoustics, Speech, and Signal Processing. Web: <http://www.icassp2005.com>
- 2005, May 16 - 20, Vancouver, BC, Canada. 149th Meeting of the Acoustical Society of America. ASA, Suite INO1, 2 Huntington Quadrangle, Melville, NY 11747-4502 USA; Fax: +1 516 576 2377; Web: <http://asa.aip.org>
- 2005, July, Lisboa, Portugal. **12th International Congress of Sound and Vibration**. www.iiav.org.
- 2005, August 06 - 10, Rio de Janeiro, Brasil. **Inter-Noise 2005**. Contacts to be announced later. www.internoise2005.ufsc.br.
- 2005, August 28 - September 02, Budapest, Hungary. **Forum Acusticum Budapest 2005**. e-mail: sea@fresno.csic.es
- 2006, November 28 - December 02, Honolulu, HI, USA. **Acoustical Society of America and Acoustical Society of Japan Fourth Joint Meeting**. ASA, Suite INO1, 2 Huntington Quadrangle, Melville, NY 11747-4502 USA; Fax: +1 516 576 2377; web: <http://asa.aip.org>
- 2006, December 04 - 06, Honolulu, HI, USA. **Inter-Noise 2006**. Contacts to be announced later.
- 2008, June/July, Paris, France. Joint Meeting European Acoustical Association (EAA), Acoustical Society of America (ASA), and French Acoustical Society (SFA). Contacts to be announced later.

Fique atento!
Keep in mind!

VIII SIBRAV-2005

Simpósio Brasileiro de Acústica Veicular
Brazilian Symposium of Vehicle Acoustics

NOVA DATA!
NEW DATE!

23 e 24 de Junho de 2005

June, 23rd and 24th, 2005

CHAMADA DE TRABALHOS *Call for papers*

- ▶▶ Enviar resumo de 300 palavras até **06/11/2004**
Send abstract with 300 words till November, 06th, 2004
- ▶▶ Notificação de aceite aos autores **20/11/2004**
Information of acceptance to authors - November, 20th, 2004
- ▶▶ Envio do trabalho completo até **27/03/2005**
Complete paper till March, 27th, 2005

Enviar os resumos para
Send abstracts to

helcio.onusic@daimlerchrysler.com

Realização

SOBRAC

SOCIEDADE BRASILEIRA DE ACÚSTICA

PATROCINE ou

EXPONHA seus produtos

ou serviços no **SIBRAV 2005**

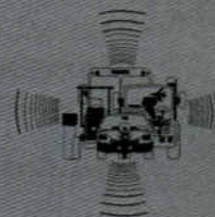
INFORMAÇÕES / *Informations* :

Mrs. Isamara - Phone/Fax +55 (11) 4399 3318

ACÚSTICA

DA **MOBILIDADE** DA

ACÚSTICA





SOCIEDADE DE ENGENHARIA DE ÁUDIO

ARTIGO DE CONVENÇÃO

APRESENTADO NA VIII CONVENÇÃO NACIONAL
JUNHO DE 2004, SÃO PAULO, SP

Este artigo foi reproduzido do original entregue pelo autor, sem edições, correções e considerações feitas pelo comitê técnico deste evento. Outros artigos podem ser adquiridos através da Audio Engineering Society, 60 East 42nd Street, New York, New York 10165-2520, USA, www.aes.org. Informações sobre a seção brasileira podem ser obtidas em www.aesbrasil.org. Todos os direitos reservados. Não é permitida a reprodução total ou parcial deste artigo sem autorização expressa da AES Brasil.

TÍTULO DO ARTIGO

Autor 1, Autor 2, Autor 3

Afiliação

Cidade, Código postal, Estado, País

endereço@eletrônico

RESUMO

Um resumo, com aproximadamente 60 palavras, deverá apresentar o conteúdo deste artigo. Um resumo, com aproximadamente 60 palavras, deverá apresentar o conteúdo deste artigo. Um resumo, com aproximadamente 60 palavras, deverá apresentar o conteúdo deste artigo. Um resumo, com aproximadamente 60 palavras, deverá apresentar o conteúdo deste artigo. Um resumo, com aproximadamente 60 palavras, deverá apresentar o conteúdo deste artigo.

ITEM

Este template, em MS Word, deve ser compatível com qualquer PC ou Macintosh. O objetivo deste template é o de sugerir um formato padrão para apresentação de trabalhos técnicos e científicos. Para isto, basta salvar este template com outro nome, e como arquivo *.doc, e ir digitando o novo texto sobre este.

Os artigos submetidos a Convenção da AES não são revisados pelo corpo editor, e poderão ser publicados em suas formas originais, como submetidos. Para isto, as versões finais devem ser enviadas em arquivos postscript (*.ps) ou em PDF (*.pdf), segundo este formato.

Itens principais (veja acima) são em letras maiúsculas, fonte Helvetica, tamanho 8, estilo negrito, alinhado à esquerda. O texto, propriamente dito, é em fonte Times Roman, tamanho 9 e justificado (como este).

Sub-Item 1

Sub itens usam letras maiúsculas e minúsculas, como acima. A fonte é Helvetica, tamanho 8, estilo negrito, alinhamento à esquerda, como no item principal.

CONTEÚDO

Para garantir que os artigos da Convenção da AES sejam consistentes com os objetivos da AES Brasil, as instruções abaixo devem ser consideradas pelos autores.

O conteúdo técnico deve ser preciso e coerente. Citação a trabalhos anteriores e/ou de terceiros devem ter seus respectivos créditos.

Se o artigo descrever um produto, o conteúdo deve enfatizar os aspectos técnicos deste produto (circuito, layout, especificações, funções, aplicações, etc.).

Logomarcas de empresas não devem ser usadas. Nomes de empresas e modelos de equipamentos não devem ser colocados no título ou no resumo, e devem ser mínimos no texto (deve-se usar descrições genéricas).

Símbolos e marcas registradas não podem ser colocadas no título e/ou no resumo, e não devem ser usadas no texto. Caso marcas registradas apareçam no texto, deve-se incluir uma nota de rodapé dizendo quem é(são) o(s) detentor(es) destas marcas. Isso deve ser feito na primeira vez que a(s) marca(s) registrada(s) aparecer(em).

SOBRENOME DO AUTOR (UM autor)
 SOBRENOME DO AUTOR 1 E SOBRENOME DO AUTOR 2 (2 autorEs)
 SOBRENOME DO AUTOR 1 et al. (PARA MAIS DE DOIS AUTORES)
 TÍTULO ABREVIADO DO ARTIGO

Referências

As referências devem ser numeradas e listadas ao final do texto, e devem ser citadas no texto consecutivamente em ordem numérica e entre colchetes [].

Estilo do Texto

O texto deve ser de fácil entendimento e gramaticalmente correto. Palavras e frases não devem ser abreviadas em títulos e resumos da primeira vez que aparecem.

Deve-se usar unidades métricas de acordo com o Sistema Internacional de Unidades (SI). Abaixo estão algumas unidades do SI mais freqüentemente usadas, e algumas que não são do SI.

Nome da Unidade	Símbolo da Unidade
ampere	A
bit ou bits	como escrito
bytes	como escrito
decibel	dB
ângulo (geométrico)	°
farad	F
gauss	Gs
grama	g
henry	H
hertz	Hz
hora	h
polegada	in
joule	J
kelvin	K
kilohertz	kHz
kilohm	k?
litro	l, L
megahertz	MHz
metro	m
microfarad	µF
micrometro	µm
microsegundo	µs
milliampere	mA
millihenry	mH
millimetro	mm
millivolt	mV
minuto (tempo)	min
minuto (geométrico)	'
nanosegundo	ns
oersted	Oe
ohm	?
pascal	Pa
picofarad	pF
segundo (tempo)	s
segundo (geométrico)	“
siemens	S
tesla	T
volt	V
watt	W
weber	Wb

DIREITO AUTORAL

O texto entre linhas, contido no topo da primeira pagina do artigo de Convenção da AES Brasil, é de propriedade da Audio Engineering Society e não pode ser reproduzido sem permissão. Os direitos sobre o conteúdo de um artigo de Convenção da AES Brasil são do autor ou autores. No entanto, submetendo um artigo para apresentação em uma Convenção da AES, o autor estará concordando que o AES Journal terá a primeira oportunidade de consideração para publicação. Caso aceito para publicação no AES Journal, será solicitada ao(s) autor(es) a transferência dos direitos autorais.

FORMATAÇÃO

Os trabalhos deverão ter, no máximo, 6 páginas, em coluna dupla e papel formato A4.

FIGURAS

Figuras, diagramas, gráficos, etc., têm que ser visíveis em impressão preto & branco. Se estiverem sendo usados gráficos coloridos, certifiquem-se de que as identificações serão coerentes em impressão P&B. Isso pode ser feito com indicações textuais no próprio gráfico. Usem linhas não-menores que 1/2 ponto. As figures devem ocupar uma ou duas colunas.

Figuras, tabelas e ilustrações devem ser colocadas seqüencialmente no texto, e próximas de onde são indicadas, sempre que possível. Todos os desenhos e figuras devem ser numerados (“Fig. 1” etc.).

Legendas de figures têm que ser legíveis, com fonte Helvetica tamanho 7, de preferência.

Fotografias e imagens gráficas devem ser salvas em baixa resolução (72 dpi).

EQUAÇÕES

As equações devem ser numeradas seqüencialmente, entre parênteses, estarem sozinhas em uma linha, e serem citadas no texto (“Equação (1)”, etc.):

$$X = a + b + c + d + e + f + g + h + i + j \quad (01)$$

Equações que não couberem em uma coluna podem ocupar o espaço de duas colunas. Procure colocar estas equações no início ou fim das páginas, por questões estéticas.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

[1] Audio Engineering Society, *Convention Paper Template*, 110th AES Convention, Amsterdam, The Netherlands.

18th International Congress on Acoustics

ICA 2004

4-9 April 2004 Kyoto, Japan

Acoustical Science and Technology for Quality of Life

Call for Papers

The 18th International Congress on Acoustics is organized by the Science Council of Japan (SCJ, prospective), the Acoustical Society of Japan (ASJ), and the Institute of Noise Control Engineering of Japan (INCE/Japan) and is sponsored by the International Commission for Acoustics. The organization of the Congress is a cooperative effort with the Japan National Tourist Organization (JNTO).

Organizing Committee

- S. Namba (Congress President), Takarazuka University of Art and Design
H. Tachibana (General Chairperson), University of Tokyo
S. Kuwano (Secretary General), Osaka University
S. Ueha (Technical Program), Tokyo Institute of Technology
I. Akiyama (Tutorial Liaison Program), Shonan Institute of Technology
S. Furui (Proceedings), Tokyo Institute of Technology
T. Irino (WWW Service), Wakayama University
S. Ise (Technical Arrangements), Kyoto University
J. Kaku (Secretary), Kobayasi Institute of Physical Research
H. Kanai (Proceedings), Tohoku University
T. Kato (Treasurer), Otomon Gakuin University
T. Kobayashi (Fund Raising), Tokyo Institute of Technology
M. Morimoto (Social Events), Kobe University
M. Nagao (SCJ Liaison), Kyoto University
Y. Nomura (Technical Visits), Kansai University
I. Ono (Exhibition), Rion Co., Ltd.
T. Ono (Public Relations), Waseda University
K. Shirai (Fund Raising), Waseda University
N. Sugamura (Treasurer and WWW Service), NTT
Y. Suzuki (Publicity), Tohoku University
K. Tada (SCJ Liaison), Yokohama National University
K. Takeda (Technical Program), Nagoya University
H. Takinami (Exhibition), Rion Co., Ltd.
T. Tanaka (SCJ Liaison), Osaka Kyoiku University
Y. Tohkura (Fund Raising), NTT
T. Usagawa (Registration), Kumamoto University
I. Yamada (Treasurer), Airport Environment Improvement Foundation
K. Yamamoto (Tutorial Liaison Program), Kobayasi Institute of Physical Research
M. Yanagida (Social Events), Doshisha University
Y. Watanabe (Local Arrangements), Doshisha University

Inspectors

- M. Ebata, Kumamoto National College of Technology
H. Suzuki, Chiba Institute of Technology



Kinkaku-ji Temple in Kyoto

Advisory Members

- L. Crum (U.S.A.)
G. A. Daigle (Canada)
C. G. Don (Australia)
H. Fastl (Germany)
J. A. Gallego-Juarez (Spain)
S. Gerges (Brazil)
S. Hayek (U.S.A.)
A. Houtsma (The Netherlands)
K. Kido (Japan)
S-W. Kim (Korea)
M. Koyasu (Japan)
W. Kropp (Sweden)
M. L. Lyamshev (Russia)
Z. Maekawa (Japan)
R. Makarewicz (Poland)
R. Moore (U.K.)
J. H. Rindel (Denmark)
T. Sone (Japan)
K. M. Sung (Korea)
J. Tourret (France)
Y. Yamasaki (Japan)
M. Yamashita (Japan)
R. Zhang (China)

ICA2004 Secretariat

Department of Environmental Psychology
Graduate School of Human Sciences
Osaka University
1-2 Yamadaoka, Suita, Osaka, 565-0871 Japan
Fax: +81 6 6879 8025
URL: <http://www.ica2004.or.jp/>
E-mail: secretariat@ica2004.or.jp

Welcome to Kyoto

We heartily welcome you to participate in the 18th International Congress on Acoustics in Kyoto, Japan from 4 to 9 April 2004. The ancient capital of Japan, Kyoto, is nestled among picturesque mountains and placid rivers. Since its establishment as the seat of the imperial court late in the 8th century, the city has prospered as a center of politics, commerce, and the arts. With its innumerable cultural treasures and traditional crafts, Kyoto has continued to attract visitors from around Japan and throughout the world. Particularly in this season, blooming cherry blossoms will welcome you to Kyoto.

Congress Venue

The Congress will be held in the Kyoto International Conference Hall (K.I.C.H.) in Kyoto city. The Conference Hall offers convenient access from Kansai International Airport by airport express bus or JR train and subway. Located on the Tokaido Shinkansen line, Kyoto station is directly accessible from Kansai International Airport (KIX) and is accessible from New Tokyo International Airport (Narita airport, NRT) via Tokyo station. The journey from Kansai International Airport to Kyoto Station by the Kansai Airport Express train "Haruka" takes around 75 minutes; Osaka Itami Airport to Kyoto Station takes around 55 minutes by Limousine Bus. From Kyoto Station, the Kyoto International Conference Hall is only a 20-minute ride on the Karasuma Subway Line. The subway is easily reached from the Shinkansen platform at Kyoto Station. From Tokyo Station, the trip to K.I.C.H. can be completed in about 3 hours; it takes around 1 hour from Narita Airport to Tokyo Station.

Main Topics and Program of the Congress

The main theme of ICA2004 is "Acoustical Science and Technology for Quality of Life." The Congress will address all fields of acoustics. Though any topic in acoustics may be submitted for consideration, the Technical Committee of the Congress would encourage papers related to the main theme particularly in the following areas:

Acoustical oceanography, acoustic signal processing, animal bioacoustics, architectural acoustics, engineering acoustics, electro-acoustics, measurements and standards, musical acoustics, noise and vibration control, physical acoustics, psychological and physiological acoustics, speech science and speech communication, ultrasound and underwater acoustics.

The technical program will consist of plenary lectures, keynote lectures, invited papers in structured sessions, contributed papers, and technical papers from exhibitors. The official language of the Congress is English. Some examples of the organized sessions currently planned are as follows:

- Computer simulation of architectural acoustics
- Concert hall acoustics
- Sound insulation in buildings
- Blind signal processing
- 3-D sound reproduction
- Active noise and sound field control
- Therapeutic ultrasound
- Ultrasonic elastography
- Marine mammal communication
- Vibro-acoustics
- Sound quality in life spaces
- Modeling and prediction of traffic noise
- Music sound synthesis based on signal representation
- Sounding mechanisms of musical instruments
- Spectro-temporal processing in the auditory system
- Hearing aids: Basis and application
- Missing feature theory for speech recognition
- Para-linguistic aspects of spoken language: structure and manifestation
- Speech and acoustic database

Abstract Submission

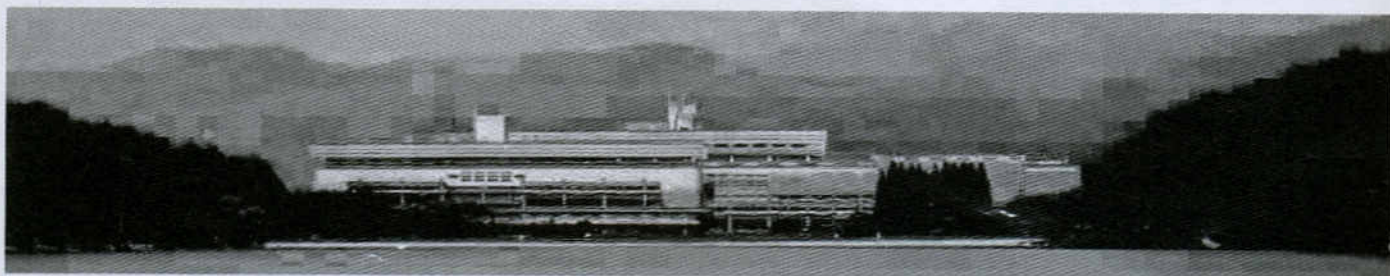
Prospective authors are invited to submit abstracts until September 15, 2003. All ICA2004 papers will be handled electronically. The ICA2004 website <www.ica2004.or.jp> will provide details (use the link labeled 'Submissions') from May 10, 2003. The abstract should include the following information:

- Paper title
- Authors' names and affiliations
- Postal address, E-mail address, telephone, and fax numbers of the presenting author
- Text of the abstract within 300 words
- Paper category with several keywords
- Preference of presentation style: oral, poster, either is acceptable

Authors without www access should contact the abstract submission office well in advance of the abstract submission deadline via the following fax number or E-mail address:

Fax: +81-6-6221-5939

E-mail: abstract@ica2004.or.jp



The venue -- Kyoto International Conference Hall

Proceedings

A copy of the Proceedings CD-ROM is included in the registration fee. Printed Proceedings will be also provided for an extra fee.

Important Dates

Abstract submission deadline: September 15, 2003

Notice of acceptance: Early November, 2003

Manuscript deadline: December 20, 2003

Author registration deadline: December 20, 2003

Early registration deadline: January 31, 2004

Technical Exhibition

A large exhibition for various measuring equipment, acoustic materials and books on acoustics will be held in the Conference Hall. Every exhibitor will have an opportunity to present a technical paper on the exhibited equipment and materials.

Social Program

Participants are welcome to attend the opening ceremony, welcome reception and closing ceremony without charge. A banquet will be held in the garden in the Conference Hall surrounded by cherry blossoms. Banquet participation requires an additional charge.

Other Programs

Aside from the scientific program, technical tours to attractive destinations and an accompanying persons' program including unique experiences of Japanese culture are currently planned in ICA2004 for participants and accompanying persons.

Registration

• Registration fee

Full registration

before January 31, 2004 USD 370-

on and after February 1, 2004 USD 450-

On site registration ¥ 55,000

Extra paper fee USD 100-

per extra paper by the same author

(For example, if you present two papers, the required registration fee will be $\$370 + \$100 = \$470$ -)

Student registration USD 100-

Accompanying person registration USD 100-

NB1: Authors must pay an early registration fee by December 20, 2003, to have a paper included both in the program and proceedings.

NB2: Student ID must be provided for Student registration.

NB3: Japanese residents are kindly requested to pay in Japanese Yen with the following fixed rates:

$\$370 = ¥45,000$, $\$450 = ¥55,000$, $\$100 = ¥12,000$.

The above registration fees include a 5% commission fee for the International Commission for Acoustics.

• Confirmation

Registration confirmation will be sent upon receipt of your payment. Attendants are kindly requested to show confirmation at the registration desk of the Congress.

• Cancellation policy

A refund of 50% of the registration fee will be granted if requested by February 28, 2004; however, the cancellation deadline for authors is December 20, 2003. No refunds will be granted to participants who fail to cancel before these dates, but you or your organization may send another person in your place.

Hotel Reservation

Please contact the following official travel agent. Our website will also provide necessary information.

JTB Kyoto Branch

Higashishiokoji cho, Shimogyoku,

Kyoto, 600-8216, Japan,

Tel: +81 75 361 7241, Fax: +81 75 341 1028

<http://j-click.jtb.co.jp/ica2004?id=0081>

Visit and Check Our Web site

• URL: <http://www.ica2004.or.jp>

Further information, such as instructions for authors, will be provided via our web pages. The tentative and final program and important notices will be also given via the web site. Authors and attendees are kindly requested to check our web site from time to time.

Satellite Symposia

• ISMA 2004

International Symposium on Musical Acoustics (ISMA 2004) will be held for the period from March 31 to April 3, 2004, in Nara, Japan. Those interested parties are kindly requested to view the following web page:

<http://www2.crl.go.jp/jt/a132/ISMA2004/>

• RADS 2004

RADS 2004, the International Symposium on Room Acoustics: Design and Science 2004, will be held in Hyogo, Japan from 11 to 13 April 2004. Prospective authors are invited to submit their papers reporting original work in the areas of room acoustics including practical design results. Please view the following web page for more detailed information: <http://rads04.iis.u-tokyo.ac.jp/>



The Eleventh International Congress on Sound and Vibration St. Petersburg, Russia, 5-8 July, 2004.

Abstract deadline extended to 15 February 2004

The Eleventh International Congress on Sound and Vibration, sponsored by the International Institute of Acoustics and Vibration (IIAV) and the Noise and Vibration Control Society (NVCS) of Russia in cooperation with the East-European Acoustical Association (EEAA) and the Russian Acoustical Society (RAS) will be held in the Hotel Pribaltiyskaya, in St. Petersburg, Russia, 5-8 July, 2004. IIAV is an international non-profit scientific society affiliated with the International Union of Theoretical and Applied Mechanics (IUTAM). IIAV currently has 550 individual members in 55 countries and is supported by 31 national and international scientific societies and organisations. Theoretical

and experimental research papers in the fields of Sound and Vibration are solicited for presentation at ICSV11. The Eleventh International Congress is part of a sequence of congresses held in the USA (1990, 1992), Russia (1993), Canada (1994), Russia (1996), Australia (1997), Denmark (1999), Germany (2000), Hong Kong (2001), USA (2002) and Sweden (2003) each attended by several hundred participants worldwide.

Congress Location

Hotel Pribaltiyskaya
Korablestroiteley 14
199226, St. Petersburg, Russia
Underground station (metro):
Primorskaya



Key Dates

Submission of 300-word abstract - **Extended Deadline** no later than 15 February, 2004
Notification of acceptance - 29 February, 2004
Submission of manuscripts (no more than eight printed pages) - no later than 30 April, 2004

Keynote speakers

- **Mike Brennan**, *ISVR, Southampton, UK*, "Pipe Vibrations: Some Problems, Measurement and Control"
- **Earl Dowell**, *Duke University, Durham, USA*, "Nonlinear Dynamics of Fluid-Structure Interaction"
- **Victor Grinchenko**, *Kiev, Ukraine*, "The Acoustics of Breath: Computer Diagnosis of Respiratory Diseases"
- **Robin Langley**, *Cambridge University, UK*, "Mid and high

frequency vibration analysis of structures with uncertain properties"

- **Oleg Rudenko**, *Moscow State University, Russia*, "Nonlinear Phenomena in the Propagation of High-Intensity Noise and Sonic Boom Waves"
- **Earl Williams**, *Naval Research Laboratory, Washington, USA*, "Fourier Acoustics: Uncovering the Origins of Sound"

Abstract Submission

The Organising Committee welcomes the on-line submission of abstracts for oral and poster presentations at the congress. Only abstracts not previously published or submitted for presentation at another national or international meeting will be considered for presentation. Although on-line submission of abstracts is desirable you may also send your abstract by e-mail if you find it more convenient. In this case, please, download an Application form (in .doc or .txt format and return it with the text of your abstract and Application form to both addresses of

the Organizing Committee icsv11@rol.ru and icsv11@monomax.org by February 15, 2004.
- Abstracts should be submitted no later than 15 February 2004, using this web site.
- Acknowledgement of receipt of your abstract submission will be sent to the corresponding author's e-mail address which shall be stated during your online submission of personal information. If you do not receive an e-mail within 72 hours, your submission was not completed and needs to be resubmitted.



- Notification of acceptance of the abstracts will be e-mailed by 29 February, 2004. Please contact the Congress Secretariat if you have not received your e-mail notification, by the beginning of March.

- The corresponding author will receive all correspondence concerning the abstract. The corresponding author is responsible for informing the any co-authors of the status of the abstract.

- Abstracts must be written in English.

- Maximum 300 words (including the title and the authors).

- Greek characters, special mathematical symbols, tables and equations shall not be used in the abstract text.

- Make the abstract as informative as possible, including a brief statement of the purpose of the study, the method used, the results obtained, and the conclusion based upon the result. It is inadequate to state "the results will be discussed" or "the data will be presented".

- It is the author's responsibility to submit a correct abstract; any errors in spelling, grammar, or scientific fact will be reproduced as typed by the author. Therefore, please, carefully check the typed text of your abstract using the Preview Abstract during the on-line submission of the abstract.

- One of the following topics that best describes the abstract should be indicated upon submission:

Active noise and vibration control
 Aero-acoustics and aviation noise
 Architectural acoustics
 Condition monitoring and vibration testing
 Computational acoustics
 Noise control elements
 Environmental and occupational noise
 Human response to sound and vibration
 Low-frequency noise and vibration
 Machinery noise and vibration control
 Measurement techniques
 Signal processing
 Modal analysis
 Non-linear acoustics and vibration
 Outdoor sound propagation
 Sound intensity
 Sound sources
 Vibro-acoustics
 Underwater acoustics
 Duct acoustics

Structured Sessions

Following structured sessions on particular subjects of interest are organised by the members of the Scientific Committee.

- 1- Acoustic Signal Processing, Akira Ikuta, Japan (ikuta@hirojo-u.ac.jp)
- 2- Aerospace Acoustics and Vibration, Terry Scharon, USA (Astrobert2@aol.com)
- 3- Algorithms for Active Noise Control, Marek Pawelczyk, Poland mpawelczyk@ia.polsl.gliwice.pl)
- 4- BEM in Acoustics, Stephen Kirkup, UK (stephen@soundsoft.demon.co.uk)
- 5- Building Acoustics: Vibro-Acoustic Transmission, Barry Gibbs, UK (bmg@liverpool.ac.uk)
- 6- Computational Aeroacoustics, Jeremy Astley, UK (rja@isvr.soton.ac.uk)
- 7- Duct Acoustics for IC-Engine Exhaust and Intake Systems, Hans Boden, Sweden (hansb@fkt.kth.se)
- 8- Dynamics of Kinematic Chains, Dan Marghitu, USA (marghdb@eng.auburn.edu)
- 9- Energy Based Acoustical Measurements, Jon Blotter, USA (jblotter@byu.edu)
- 10- Experimental Measurement Techniques, Jon Blotter, USA (jblotter@byu.edu)
- 11- Intelligent Active Control Techniques, Osman Tokhi, UK (O.Tokhi@sheffield.ac.uk)
- 12- Interior Aircraft Noise, Anders Nilsson, Sweden (andersni@fkt.kth.se)
- 13- Inverse Numerical Acoustics, Andrew Seybert, USA (seybert@engr.uky.edu)
- 14- Inverse Problems in Sound and Vibration, Jeong-Guon Ih, Korea (J.G.Ih@kaist.ac.kr)
- 15- Near-field Acoustic Holography, Jon Blotter, USA (jblotter@byu.edu)
- 16- Noise and Vibration Control in Vehicles, Nickolay Ivanov, Russia (noise@mail.rcom.ru)
- 17- Non-linear Acoustics and Vibration, W.S. Gan, Singapore (wsgan@singnet.com.sg)
- 18- Novel Applications of Acoustic Materials, Kirill Horoshenkov, UK (K.Horoshenkov@bradford.ac.uk)
- 19- Numerical Methods for Acoustics, Semyung Wang, Korea (smwang@kjist.ac.kr)
- 20- Outdoor Sound Propagation, Dick Botteldooren, Belgium (dick.botteldooren@intec.ugent.be)
- 21- Pattern Recognition in Acoustics and Vibration, Leonid Gelman, UK (L.Gelman@cranfield.ac.uk)
- 22- Psycho-Acoustics and Hearing, Semyung Wang, Korea (smwang@kjist.ac.kr)
- 23- Source and Path Identification Methods, Andrew Seybert, USA (seybert@engr.uky.edu) and Steffen Marburg, Germany, (marburg@ifkm.mw.tu-dresden.de)
- 24- Stochastic Signal Processing, Hitoshi Ogawa, Japan (hogawa@hirojo-u.ac.jp)
- 25- Structural Acoustics and Vibration, Jorge P. Arenas, Chile (jparenas@uach.cl)
- 26- Thermo-acoustics, Jim B.W. Kok, The Netherlands (j.b.w.kok@utwente.nl)
- 27- Urban Noise, Luis Bento Coelho, Portugal (bcoelho@ist.utl.pt)

Please contact the ICSV11 Organising Committee at icsv11@rol.ru if you have further questions.

The International Institute
of Noise Control Engineering



Prague • Czech Republic • August 22-25

The 2004 International Congress
and Exposition on Noise Control Engineering

The Inter-Noise 2004 is organized
by the Czech Acoustical Society

Location



Prague is again assuming its historical role as a cosmopolitan urban crossroads for creative figures of all nations and fields of activity. The explosion of activity released in the return of freedom to the arts, commerce, and even science has shown Prague to be well on its way to matching its past glories with concrete present achievement. Likewise, few cities in Europe can compete with Prague in terms of sheer visual appeal. With its unmatched legacy of architectural styles, from Romanesque, Gothic, Renaissance, Baroque, and Art Nouveau through Cubism and Functionalism, the urban fabric of Prague might appear to be a living architectural guide illustrated with the finest examples of each style. Lest this description suggest a lifeless museum-city, though, it is equally important to note that the urban dynamism of Prague has, in the past few years, taken on an especial liveliness and energy. And, while the pace of life has without question picked up in the past few years, it resembles less a senseless rat-race than a return to the pleasures of life so long interrupted by state control. The cafes beloved of surrealist poets, the elegant restaurants whose cuisine draws equally from the robust fare of the Czech countryside and a new Mediterranean influence in keeping with the Italianate forms of the Baroque architecture – all testify to a renewed atmosphere of enjoyment. Add to this the exceptional range of museums, galleries, theatrical and concert venues, and one would be tempted never to stray outside the city. Nevertheless, the immediate surroundings of Prague, whether the landscapes of forests and hills or the famous castles are themselves as fascinating as the city itself, and almost as easily accessible.

Inter-Noise 2004

Prague, Czech Republic

August 22 -25, 2004

Congress Topics

- Active Noise Control
- Building Acoustics
- Community and Environmental Noise
- Cost and Benefits
- Human Effects of Noise
- Machine Noise Control
- Measurement Techniques
- Noise Control Methods and Materials
- Noise Sources
- Regulations
- Structure and Low Frequency Noise
- Traffic Noise

Organizing Committee

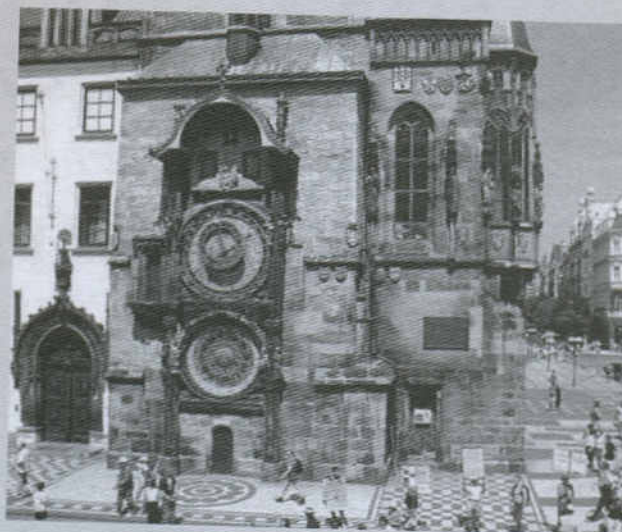
- Josef Novák General Chairman
- Ondřej Jiříček Program Committee Chairman
- Karel Dedouch
- Jindřich Schwarz
- Jan Stěnička
- Helena Špačková
- Jan Štěpánek
- Pavel Urban
- Karel Vokurka
- Bedřich Votýpka

International Advisory Committee

- Jiří Tichý Chairman

Congress Venue

- Czech Technical University
- Faculty of Electrical Engineering
- Technická 2, Praha 6
- Czech Republic



Exposition of Noise Control Engineering

An exhibition of acoustical equipment, materials, software etc. for noise and vibration control, measurement and diagnosis will be organized during the congress.

Social Program

- Opening ceremony with a concert
- Welcome party
- Accompanying persons program
- Congress dinner
- Closing ceremony
- Closing reception
- Day tours
- Evening concert

Further information

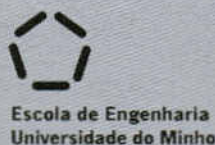
To ensure that you receive registration and program details please complete the following form and return it to:

- Inter-Noise 2004 Congress Secretariat
- Technická 2
- 166 27 Praha 6
- Czech Republic
- Tel.: +420 224 352 310
- Fax: +420 224 355 433
- e-mail: internoise2004@fel.cvut.cz
- <http://www.internoise2004.cz>

acústica 2004

Setembro *Septiembre* September

Guimarães - Portugal



IV Congresso
IV Congreso
Ibero-americano
de Acústica

IV Congreso
Iberoamerican
Acoustics Congress

IV Congresso Ibérico
de Acústica

IV Congreso Ibérico
de Acústica

IV Iberian
Acoustics Congress

XXXV CONGRESO
Español de Acústica
- TECNIACÚSTICA® 2004

EAA - European
Acoustics Association
SYMPOSIUM on
ENVIRONMENTAL
ACOUSTICS

EXPOACÚSTICA® 2004

Pré-inscrição *Preinscripción* Pre-inscription

Nome *Nombre* Name: _____

Organização-Empresa *Organismo-Empresa* Affiliation: _____

Direcção *Dirección* Address: _____

Cidade *Ciudad* City: _____ C.P. _____

Tel: _____ Fax: _____ e-mail: _____

Estou interessado em apresentar uma comunicação com o seguinte título preliminar:

Estoy interesado en presentar comunicación con el siguiente título preliminar:

I intend to submit a paper entitled:

Enviar para o Comité Organizador Local por Fax, Correio Postal ou Electónico

Enviar a el comité Oranizador Local por Fax, Correo Postal o Electrónico

Send to the Local Organising Committee by Fax, Post Mail ou Email

GUIMARÃES E A PROVÍNCIA DO MINHO

Guimarães y la Provincia de Miño

Guimarães and the province of Minho

A cidade de Guimarães situa-se na província do Minho, no Noroeste de Portugal. A história de Guimarães está intimamente relacionada com a fundação da nacionalidade Portuguesa. A cidade tem um encantador centro histórico, onde se respira uma atmosfera medieval. Guimarães foi a primeira capital de Portugal. A cidade é famosa não só unicamente pelo seu importante património arquitectónico mas também pela sua gastronomia, as suas tradições populares e o seu artesanato. A província do Minho está repleta de lugares de valor paisagístico e histórico, sendo além disso famosa pela produção do muito apreciado Vinho Verde. Ao Norte da região encontra-se o Parque Nacional da Peneda-Gerês com as suas escarpadas montanhas, cascatas, lagos e grande riqueza biológica. A Este encontra-se o famoso Vale do Douro no qual crescem os vinhedos donde provém o Vinho do Porto. A Sul, a cosmopolita cidade do Porto, com o seu aeroporto internacional, recebe os visitantes com a impressionante arquitectura edificada ao longo do rio Douro, com as suas famosas pontes e as Caves do Vinho do Porto.

La ciudad de Guimarães está situada en la Provincia del Minho, al Noroeste de Portugal. La historia de Guimarães está íntimamente relacionada con la fundación de la nación Portuguesa. La ciudad tiene un encantador centro histórico, donde se respira una atmósfera medieval. Guimarães fue la primera capital de Portugal. La ciudad es famosa, no sólo por su importante patrimonio arquitectónico, sino también por su gastronomía, tradiciones populares y artesanía.

La provincia de Minho está repleta de hogares de valor paisajístico e histórico, siendo además famosa por la producción del muy apreciado Vino Verde. Al Norte de la región se encuentra el Parque Nacional de Peneda-Gerês con sus escarpadas montañas, cascadas, lagos y gran riqueza biológica. Al Este se encuentra el famoso Valle del Doro en el cual crecen los viñedos de donde proviene el famoso Vino do Porto. Al Sur, la cosmopolita ciudad de Porto, con su aeropuerto internacional, recibe a los visitantes con una impresionante arquitectura edificada a lo largo del río Doro, con sus famosos puentes y sus Cavas del Vino do Porto.

The city of Guimarães is located in the province of Minho, in the northwest part of Portugal. The history of Guimarães is in close relation with the foundation of the Portuguese nationality. The city is full of scenic and historical sites with medieval atmosphere. The city of Guimarães is the "cradle" of the nation and the residence of the first King of Portugal, since the Battle of São Mamede in 1128. The city is famous not only for its architectural heritage but also the food, popular traditions and handicrafts. The province of Minho is full of scenic and historical sites, being particularly famous for the production of the well-known wine "Vinho Verde". To the North of the region, one can find the National Park of Peneda-Gerês with its rocky mountains, cascades, lakes and abundant wildlife. To the East, the famous Douro river valley, where the Port wine grapes are grown. To the south, the cosmopolitan city of Porto with its international airport, featuring an impressive architecture in the banks of the River Douro, the famous bridges and the Port wine cellars.

Visitas Culturais *Visitas Culturales* Cultural Visits

Serão organizados vários programas atractivos de visitas culturais e turísticas que decorrerão antes, durante e após os Congressos e o Simpósio.

Serán organizados varios atractivos programas de visitas culturales y turísticas que se desarrollarán antes, durante y después de los Congresos y del Simposio.

It will be organized several attractive cultural and tourist visit programs that will occur before, during and after the Congresses and the Symposium.

Apresentação *Presentación* Presentation

Em Setembro de 2004 realiza-se, em Portugal, na cidade de Guimarães, o IV Congresso Ibero-Americano de Acústica, o IV Congresso Ibérico de Acústica, o XXXV Congresso Espanhol de Acústica -Tecniacústica 2004-, e o Simpósio Europeu de Acústica subordinado aos temas: Acústica Ambiental e Arquitectural. Estes eventos serão um Fórum para apresentação dos trabalhos mais recentes realizados nos diferentes domínios da Acústica, disciplina que se encontra cada vez mais, e com maior importância, presente no desenvolvimento tecnológico, nos "currícula" das Universidades, nas prioridades dos Laboratórios de Investigação, nas preocupações dos Organismos da Administração Central, Câmaras Municipais e Empresas, assim como nas actividades de trabalho, lazer e cultura.

En septiembre de 2004 se realizará, en Portugal, Guimarães, el IV Congreso Iberoamericano de Acústica, el IV Congreso Ibérico de Acústica, el XXXV Congreso de Acústica - Tecniacústica 2004-, y el Simposio Europeo de Acústica con el tema: Acústica Ambiental. Estos eventos serán el foro para la presentación de los trabajos más recientes realizados en los diferentes campos de la Acústica, disciplina que se encuentra cada vez más y con mayor importancia presente en el desenvolvimiento tecnológico, el los currículos de las Universidades, en las prioridades de los Laboratorios de Investigación, en las preocupaciones de los Organismos Estatales, Ayuntamientos y Empresas, así como en las actividades del trabajo, el ocio y la cultura.

In September, 2004, it will be held in Guimarães, Portugal, the IV Ibero-American Acoustics Congress, the IV Iberian Acoustics Congress, the XXXV Spanish Acoustics National Congress - Tecniacústica 2004-, and the Acoustics European Symposium under the theme of Environmental and Architectural Acoustics. These events will be a Forum for the presentation of the most recent works undertaken in several areas of Acoustics, which are more and more frequently present at the technological development, in the Universities curricula, at the Research Laboratories priorities, at the concerns of the Governmental Organisations, Municipalities, Enterprises and in all the working activities, recreation and culture.

Programa Geral *Programa General* General Program

Comunicações; Conferencistas convidados; Mesas Redondas;
Demonstrações técnicas de Produtos e Serviços

*Comunicaciones; Conferencias invitadas; Mesas Redondas;
Demonstraciones técnicas de Productos y Servicios*

Communications; Invited speakers; Workshops; Products and Services
Technical demonstrations

acústica 2004

Setembro *Septiembre* September
Guimarães - Portugal

acústica 2004

Setembro *Septiembre* September

Temas *Temática* Themes

Os trabalhos a apresentar neste Congresso devem estar relacionados com as seguintes Áreas Temáticas:

- Acústica Arquitectónica
- Acústica Ambiental, Ruído e Vibrações
- Acústica Fisiológica e Psicológica
- Acústica Física
- Acústica Musical
- Acústica Sub-aquática
- Electroacústica e Instrumentação
- Processamento da Palavra e Acústica da Comunicação
- Ultra-Sons

Los trabajos que se presentarán en este Congreso estarán relacionados con las siguientes Áreas Temáticas:

- *Acústica Arquitectónica*
- *Acústica Ambiental, Ruido y Vibraciones*
- *Acústica Fisiológica y Psicológica*
- *Acústica Física*
- *Acústica Musical*
- *Acústica Subacuática*
- *Electroacústica e Instrumentación*
- *Procesado de la Palabra y Acústica de la Comunicación*
- *Ultrasonidos*

The papers to be present to this Congress should be related to the following Thematic Areas:

- Architectural Acoustics
- Environmental Acoustics, Noise and Vibration
- Physiological and Psychological Acoustics
- Physical Acoustics
- Musical Acoustics
- Underwater Acoustics
- Electro-acoustics and Instrumentation
- Speech Processing and Acoustics of the Communication
- Ultrasound

Guimarães - Portugal

acústica 2004

Setembro *Septiembre* September

Guimarães - Portugal

DATA e Local Fechas y Sede Data and Place

13 a 17 de Setembro de 2004

Universidade do Minho - Guimarães - PORTUGAL

Del 13 a al 17 de Septiembre de 2004

Universidad do Minho - Guimarães - PORTUGAL

From 13th to 20th September, 2004

University of Minho - Guimarães - PORTUGAL

Pré-Inscrição e Comunicações

Preinscripción y Comunicaciones

Pre-Inscription and Papers

Os interessados deverão enviar até 1 de março de 2004 o Boletim anexo, para o Comité Organizador Local. No caso de terem a intenção de apresentar uma comunicação, devem ainda, indicar o título respectivo e um resumo, com um máximo de 200 palavras, indicando os autores e o organismo ou empresa a que cada um deles pertence. O texto final, completo, para publicação, deverá ser enviado até ao dia 1 de Julho de 2004. Cada inscrição dá direito a apresentar um máximo de duas comunicações

Los interesados deberán enviar antes del 1 de marzo de 2004 el Boletín anexo a el Comité Organizador Local. en caso de tener intención de presentar una comunicación, deberán indicar el título respectivo y un resumen, con un máximo de 200 palabras, indicando los autores y el organismo o empresa a que pertenece cada uno. El texto final completo para su publicación, deberá ser enviado antes del día 1 de julio de 2004. Cada inscripción da derecho a presentar un máximo de dos comunicaciones.

All interested in attending the Congresses and the Symposium should send the filled application form to the Local Organizing Committee before the 1st of March 2004. Authors interested in and an abstract, with no more than 200 words, indicating the be sent before the 1st of July 2004. For each author inscription it will be possible to present two papers.

EXPOACÚSTICA® 2004

Paralelamente ao desenrolar dos Congressos terá lugar uma Exposição Técnica de Produtos e Serviços, onde estarão presentes as mais importantes empresas do sector, as quais apresentarão as suas novidades participando, também, nas sessões de Apresentação Técnica, programadas para os Congressos.

Paralelamente al desarrollo de los Congresos tendrá lugar una Exposición Técnica de Productos y Servicios, onde estarán presentes las más importantes empresas del sector, las cuales presentarán sus novedades participando también en las sesiones de Presentaciones Técnicas programas durante los Congresos.

In parallel with the Congresses, an International Technical Exhibition of Products and Services in Acoustics and Vibration - EXPOACÚSTICA® 2004 - will take place. The participation of the most prestigious companies in the sector is expected. The companies will have the opportunity to present their latest products.

Comité Organizador *Organising Committee*

Jorge Patrício (LNE/SPA)
Luís Bragança (UM/SPA)
José A. Furtado Gomes (IPGA/SPA)
Ana Cristina Falcão (SEA)
Antonio Pérez-López (SEA)
Salvador Santiago Páez (SEA)

Comité Científico *Scientific Committee*

Amando García Rodríguez
Ana Delgado Portela
Antonio Mendez
Antonio Moreno Arranz
António Tadeu
Carlos Jimenez Dianderas
Carlos Ranz Guerra
Eugenio Collados
Javier Serra María - Tomé
Juan Antonio Gallego
Julieta António
Moyses Zindeluk
Pedro Martins da Silva
Samir Gerges
Sergio Beristain
(Outras personalidades a designar)
(Additional personalities are to be nominated)

Comité Científico Local *Local Organising Committee*

Luís Bragança Lopes - bragança@civil.uminho.pt
Manuela Guedes de Almeida - malmeida@civil.uminho.pt
Sandra Monteiro da Silva - sms@civil.uminho.pt
Ricardo Mateus - ricardomateus@civil.uminho.pt
António Abreu Silva - jorge.fradique@dre-ivt.min-economia.pt
Sónia Antunes - santues@inec.pt

Endereço postal *Postal address*

Departamento de Engenharia Civil
Universidade do Minho
Campus de Azurém
4800-058 Guimarães
PORTUGAL
Tel: +351 253 510 200 Fax: +351 253 510 217

acústica 2004

Setembro *Septiembre* September

Guimarães - Portugal

Environmental Noise Control

6-10 August 2005 - Rio de Janeiro - Brazil

RIO 2005
inter-noise

The 2005 International Congress and Exposition on Noise Control Engineering

ENVIRONMENTAL NOISE CONTROL

CONGRESS PROGRAM

The congress will include courses, keynote presentations, workshops papers and posters in all areas of noise and vibration.

SOCIAL PROGRAM

An attractive social programme for participants and accompanying persons will be organized, including; opening ceremony, Welcome party, Accompanying person program, congress diner, closing ceremony and day tours.

CONGRESS VENUE

The congress will be held in Rio de Janeiro city, Brasil

EXPOSITON OF NOISE CONTROL ENGINEERING

An exhibition of acoustical equipment, materials, software and hardware for noise and vibration control, measurements and diagnosis will be organized during the congress.

CONGRESS PROGRAM

Brazilian Acoustical Society
Federal University of Santa Catarina (UFSC)
Mechanical Engineering Department (EMC)
University Campos - Trindade
Florianópolis - SC.
CEP: 88040-900 - Brazil.
Congress Chairman: Samir N. Y. Gerges
Tel.: 55-48-2344074/3319227/3317095
Fax.: 55-482334455
E-Mail: sobrac@emc.ufsc.br
<http://www.sobrac.ufsc.br>

SPONSORED

The International Institute of Noise Control Engineering I-INCE
The Brazilian Acoustical Society SOBRAC.

RIO 2005
inter-noise
August, 06-10

CD DO I ENCONTRO PANAMERICANO DE ACÚSTICA

A Sobrac está oferecendo uma quantidade limitada de CD's com os trabalhos publicados no I Encontro Panamericano de Acústica, que foi realizado entre os dias 2 e 6 de dezembro últimos, em Cancún, México. O CD está sendo vendido a R\$ 49,00 pela Sobrac, além das despesas de envio.

Para solicitar, basta entrar em contato com a Sobrac:

Sociedade Brasileira de Acústica

Departamento de Engenharia Mecânica - EMC

Campus Universitário

Cx. Postal 476 - CEP 88040-900

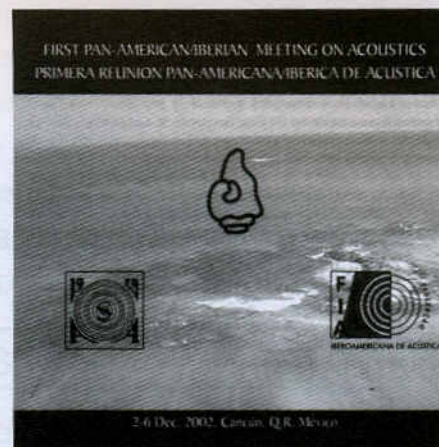
Florianópolis - SC - Brasil

<http://www.sobrac.ufsc.br>

e-mail: <sobrac@mbox1.ufsc.br>

Tel: (048) 234-4074 / 331-9227

Fax: (048) 233-4455 R. 4408



PROMOÇÃO ESPECIAL EAA/FIA – ASSINATURA DA REVISTA ACTA



A EAA (European Acoustics Association – Associação Européia de Acústica) está oferecendo aos sócios da FIA/

SOBRAC uma promoção especial para a assinatura da Revista Digital ACTA editada pela EAA. São 4 CD's por ano, ao preço de US\$ 12,00 + taxa de envio. Veja mais algumas informações sobre a ACTA (conforme site oficial da EAA):

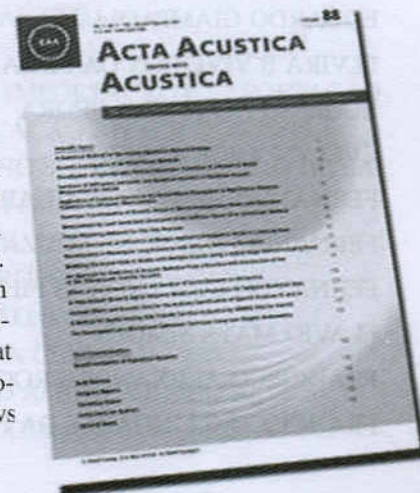
ACTA ACUSTICA united with ACUSTICA, the journal of the European Acoustics Association, is an international journal on acoustics. Manuscripts of articles and letters should be submitted to the Editor-in-Chief. Manuscripts will be processed by Associate Editors. Instructions for Authors are given on the last pages of each issue. Manuscripts are refereed by two experts and reviewed by the Associate Editor and Editor-in-Chief before acceptance. Full instructions for authors for the submission of manuscripts in electronic format are available from the Editor's office and to the left. No honorarium is paid. The first author of an article will receive 25 offprints free-of-charge. Further offprints may be ordered at extra costs. A price list is available from the publisher.

ACTA ACUSTICA united with ACUSTICA is recognized by the European Physical Society and is regularly listed in: Applied Mechanics Reviews; Cambridge Scientific Abstracts/ Electronics and Communication Abstracts; Current Contents/ Physical, Chemical and Earth Sciences; Current Contents/ Engineering, Computing & Technology; Ei Compendex Plus (Engineering Information); FRANCIS (CNRS); INSPEC; Research Alert; SciSearch; Science Citation Index.

ACTA ACUSTICA united with ACUSTICA is published bimonthly. Members of a national acoustical member-

society of the European Acoustics Association receive the journal from their society. Subscriptions are made on a continuation basis unless ordered for a limited period. Cancellations may only be made for a complete annual volume. they must be received by the publisher in November of the preceding year at the latest.

All articles published in this journal represent the opinions of the authors and do not necessarily reflect the opinions of the editors. The publisher cannot be held responsible for unsolicited manuscripts. Submission of a manuscript implies that the work has not been published before and that it is not under consideration elsewhere. With the permission to publish in this journal the author agrees to exclusive transfer of the copyright to the publisher. The journal and all articles and illustrations published herein are protected by copyright. No part of this journal may be translated, reproduced, stored in a retrieval system, or transmitted, in any form or by any means, electronic, mechanical, photocopying, microfilming, recording or otherwise, without written permission of the publisher. The use of general descriptive names, trade names, trademarks, etc. in a publication, even if not specifically identified, does not imply that these names are not protected by the relevant laws and regulations.



Esses são os sócios regulares da SOBRAC em 2003:

EFETIVOS REGULARES

ADMIR BASSO	GABRIEL RIOS CRUZAT
AIRTON NABARRETE	GEORGE ANDRE MONTENEGRO GRIESER
ALBERTO PAIM DA COSTA	GERALDO CESAR NOVAES MIRANDA
ALBERTO TAMAGNA	GERALDO TARCISO DIAS CAVALCANTI
ALEXANDRE KLAUSING CASTRO	GILMAR LUIZ PACHECO ROTH
ANDRÉA QUEIROZZ DA SILVA FOSECA REGO	HELICIO ONUSIC
ANTONIO BORGES	HENRY SEMER
ANTONIO KATSUSHI FUJIMOTO	HONORIO CAVICCHIOLI LUCATTO
ARCANJO LENZI	HUGO ENGEL GUTTERRES
AREOVALDO GOMES MARQUES	HUMBERTO YUTAKA KAGOHARA
BAPTISTA LEONEL CAMPANA	IEDA CHAVES PACHECO RUSSO
CARLOS ALBERTO GHEDINI VOLCOV	IRENE FERREIRA DE SOUZA DUARTE SAAD
CARLOS MOACIR GRANDI	IVAN BRESSANE NIELSEN
CARLOS RIBEIRO CORRÊA	JAIR FELICIO
CARMEN LUCIA PEZZETE LORO	JEANNE DENISE BEZERRA DE BARROS
CELITO CORDIOLI	JOÃO AFONSO ABEL JANKOVITZ
CESAR AUGUSTO ALONSO CAPASSO	JOAO CANDIDO FERNANDES
CLAÚDIA VIEIRA CARESTIATO CORDEIRO	JOAO GUALBERTO DE A. BARING
CLEMENT ZULAR	JOSÉ ALBERTO PORTO DA CUNHA
CONRADO SILVA DE MARCO	JOSE CARLOS GINER
DANIEL MANCINI FAZZIO	JOSÉ GERALDO QUERIDO
DAVI AKKERMAN	JOSÉ MOACIR NASCIMENTO PINTO
DINARA XAVIER DA PAIXÃO	JOSE ODILON HOMEM DE MELLO
DUILIO TERZI	JOSÉ OVÍDIO PERES RAMOS
DULCE CLAUDIA JOSÉ VIANA	JOSÉ POSSEBON
EDUARDO BAUZER MEDEIROS	JOSE RODRIGUES FILHO
EDUARDO GIAMPAOLI	JULIANA VERVVLOET DO AMARAL
ELVIRA B.VIVEIROS DA SILVA	LUCIANE CLEONICE DURANTE
EUGÊNIO NOGUEIRA PEDRA	LUIS TADEU LOPES DE FREITAS
EVELYN JOICE ALBIZU	LUIZ ANTONIO PERRONE FERREIRA DE BRITO
FERNANDO HENRIQUE AIDAR	LUIZ AUGUSTO MUHLE
FERNANDO JORGE DE SOUZA ANTOUN	LUIZ CARLOS CHICHIERCHIO
FERNANDO LUIZ FREITAS FILHO	LUIZ GOMES DE MELLO
FLAVIO MAYA SIMÕES	MARCIO BOCCATELLI
FRANCISCO ALEXANDRE ROCHA PINTO	MARCO ANTONIO DE MENDONÇA VECCI
FRANCISCO C.LINHARES DA FONSECA	MARCO JULIANI

MARCOS ESCADA	MAURICIO PAZINI BRANDÃO
MARCOS FERNANDO PIAI	MAURICY CESAR RODRIGUES DE SOUZA
MARCUS ALVES DA SILVA FRANÇA	MIGUEL ÂNGELO PERES PEREIRA
MARCUS ANTONIO VIANA DUARTE	MILTON VILHENA GRANADO JR
MARIA DE FATIMA FERREIRA NETO	NEWTON SURE SOEIRO
MARIA DE LOURDES MOURE	NEYLA ARROYO LARA
MARIA LUCIA GONDIM DA ROSA OITICICA	NICOLAI FILIMONOFF
MARIA LUIZA R. BELDERRAIN	OLAVO JOSÉ FREIRE DA FONSECA FILHO
MARIO CARDOSO PIMENTEL	PAULO FERNANDO SOARES

ESTUDANTES REGULARES

ADRIANA BRASIL DO AMARANTE	JOSÉ BISMARCK DE MEDEIROS
ALEX JOSE VELOSO	LÚCIO FLÁVIO SANTOS PATRICIO
ALEXANDRE MORAIS DE OLIVEIRA	LUDIMILA DE OLIVEIRA MEDRADO
ANA CRISTINA WINCK MAHL	MARCIO GUIMARÃES MATTOS
CARLOS HENRIQUE GOMES	MARCUS WATSON NETTO DE OLIVEIRA
CASIMIRO JOSÉ GABRIEL	NARA IONE MEDINA SCHIMITT
DANIEL FERREIRA DE PANTA PAZOS	OSCAR GEOFFROY SCHMIDT
DOO SUNG YOU	RODRIGO JOSÉ DE ANDRADE VIEIRA
ERASMO FELIPE VERGARA MIRANDA	ROGÉRIO SIMIÃO DE SOUZA
FRANCISCO DE ASSIS CARVALHO FERRAZ	SILVIA RENATA MARQUES SALOMÃO
GERMANO RIFFEL	SORAIA FALCÃO MALAFAIA
GLAUCIA MARA FURTADO VIEIRA	WASHINGTON JOSÉ NORBERTO DE LIMA
JOÃO HENRIQUE DINIZ GUIMARÃES	YVES GOUNOT
JORGE APARECIDO BARROS DA COSTA	

INSTITUCIONAIS REGULARES

01 DB-STELL BRASIL ENGENHARIA E COMÉRCIO LTDA	NHT NOISE HARSHENESS TECHNOLOGY S/C LTDA
ART TÉCNICA PEÇAS EM ESPUMAS LTDA	PUCRS - BIBLIOTECA CENTRAL
ATENUA-SOM IND. E COM. LTDA	RAMALHO COMERCIAL LTDA.
BOEHRINGER INGELHEIM DO BRASIL QUÍMICA FARM. LTDA	ROCKFIBRAS LTDA
CONAV ENG. E ISOLAMENTO LTDA	SIGNALWORKS COM. IMPORTAÇÃO E EXPORTAÇÃO
DURÁVEIS EQUIP DE SEG LTDA	SOCIEDADE DE EDUCAÇÃO RITTER DOS REIS
ELETRONICA SELENIUM S/A	SOCIEDADE DE ENSINO SUPERIOR ESTÁCIO DE SÁ
FRAS-LE S.A.	SOMAX TECNOLOGIA ACUSTICA LTDA.
FUNDAÇÃO EDSON QUEIROZ	TECUMSEH DO BRASIL
GROM - EQUIP. ELETROMECÂNICOS LTDA	UNIME - UNIÃO METROPOLITANA
ILLBRUCK INDUSTRIA LTDA	DE EDUCAÇÃO E CULTURA
INSTITUTO METODISTA IZABELA HENDRIX	UNIVALI - BIBLIOTECA CENTRAL
ISOBRASIL LTDA	VIBRANIHIL-COM IND AMORT DE VIBRAÇÕES
LOPES & ORLANDI LTDA	VIBRASOM TECNOLOGIA ACUSTICA LTDA.

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.
- 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.
- Sugestões sobre Adaptação dos Protetores Auditivos.



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.
- 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.
- 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".



EDIÇÃO NÚMERO 15/JULHO 95

- Controle de Ruído Industrial.
- Plano Diretor de Ruído na Indústria Multi-Tarefa.
- Dicas para Controle de Ruído.
- Notícias: Programa Silêncio - Selo Ruído.



EDIÇÃO NÚMERO 16/DEZEMBRO 95

- 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.
- A Importância da Acústica e da Psicoacústica para a Audiologia: A Influência da Acústica das Salas de Aula na Percepção da Fala.
- Resposta a Perguntas e Queixas com Relação a Audição e a Protetores Auditivos (Parte I, II e III).

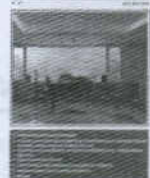
ACÚSTICA
VIBRAÇÕES



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.

ACÚSTICA
VIBRAÇÕES



EDIÇÃO NÚMERO 18/DEZEMBRO 1996

- 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 Ruído

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)

ACÚSTICA
VIBRAÇÕES



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 1998

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



EDIÇÃO NÚMERO 22/DEZEMBRO 1998

- 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 1999

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



EDIÇÃO NÚMERO 24/DEZEMBRO 1999

- 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



EDIÇÃO NÚMERO 25/JULHO 2000

- Efeito do Ruído no Homem Dormindo e Acordado
- Total Loss Factor in Building Acoustics - Measurement and Application
- Room Noise Criteria: the State-of-the-art in the Year 2000
- Poluição Sonora: Um levantamento de dados da cidade de Fortaleza

EDIÇÃO NÚMERO 26/DEZEMBRO 2000

- Um Exame das Revisões Propostas das Curvas de Referências (Critérios) para Ruído em Salas
- Actualizacion de Estudios sobre Ruido dentro del Plan Urbano Ambiental de la Ciudad de Buenos Aires
- Estado da Arte para Solução dos Problemas em Vibroacústica por Métodos Numéricos



Acústica & Vibrações



EDIÇÃO NÚMERO 27/JULHO 2001

- Influência dos Protetores Auditivos na Inteligibilidade da Voz
- Efeitos do Ruído e de Vibrações no Homem
- Cursos e Laboratórios de Acústica: GVA/LARI

EDIÇÃO NÚMERO 28/DEZEMBRO 2001

- A Evolução da Acústica Veicular no Brasil
- The State of Art in Aircraft Acoustic Treatment Design
- Modelagem Numérica e Ensaios Experimentais de Silenciadores Veiculares
- Reavaliando as Métricas Psicoacústicas
- Some Considerations Regarding Loudness Evolution
- Analysis of Non-Stationary Noise Signals in Car Engines, Using Non-Stationary STSF
- Cursos e Laboratórios em Acústica: Laboratório de Ruídos e Vibrações Campo de Provas da Cruz Alta - GMB



Acústica & Vibrações



EDIÇÃO NÚMERO 29/JULHO 2002

- Acústica das Salas de Aula: um recurso para criar ambientes de aprendizado com condições desejáveis de audibilidade

EDIÇÃO NÚMERO 30/DEZEMBRO 2002

- Uma Análise dos Efeitos Negativos da Lei 938/86 que dispõe sobre a Instalação de Campanhas de Garagem no Município do Rio de Janeiro
- Princípios de Acústica Musical aplicados a Clarinetas de Instrumentos de Sopro
- Critério aceitável de Isolamento de Parede-meia



Acústica & Vibrações



EDIÇÃO NÚMERO 31/JULHO 2003

- Acústica de salas de aulas: Estudo de caso em duas escolas da rede privada do DF
- Soluções para a Redução da Exposição Ocupacional de Trabalhadores na Área Automotiva
- Resumos de Teses e Monografias\

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@mbx1.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 88040-900 - Trindade - Florianópolis - SC - Brasil
Tel: (048) 234-4074 / 331-9227 - Fax: (048) 233-4455

