

Acústica & Vibrações

Revista Semestral da Sociedade Brasileira de Acústica - Sobrac

Nº 28

Dezembro 2001

(vol. 16)

1st Joint Meeting of the
Acoustical Society of America
Iberoamerican Federation of Acoustics
Mexican Institute of Acoustics

02 – 06 December, 2002
Cancun, Mexico

Congressos 2002

RIO 2002
SOBRAC

De 22 a 24 de outubro

- ✓ 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

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) 331-9677 / 234-1519

DIRETORIA SOBRAC 2000/2001

Presidente: Samir N.Y. Gerges
Vice-presidente: José Augusto de Azevedo
1º Secretário: Carlos M. Grandi
2º Secretário: Newton S. Soeiro
1º Tesoureiro: Ulf H. Mondl
2º Tesoureiro: Alice Helena Botteon Rodrigues

CONSELHO SOBRAC 2000/2001

Fernando H. Aidar
Marco Vecci
Mario Pimentel
Mauricy Cesar Rodrigues de Souza
Moyses Zindeluk
Hugues Serres
Maria L. Belderrain
Ricardo E. Musafir
Samir N. Y. Gerges
Stelamaris Rolla Bertolli

CORPO EDITORIAL

Samir N. Y. Gerges
Mauricy C. R. de Souza
Helcio Onusic

EDITORAÇÃO

Fábio F. Nunes

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 2001

EDITORIAL

Em agosto passado realizamos o VI Simpósio Brasileiro de Acústica Veicular nas instalações do campus da FEI em São Bernardo do Campo, São Paulo.

Amplamente aprovado pelas pesquisas efetuadas, incluiu durante dois dias excelentes palestras e trabalhos técnicos, em uma gama de diversificação extraordinária nesse campo de aplicação de acústica.

Não poderíamos nos furtar em repartir esse conhecimento com todos os nossos colegas de classe. Assim, estamos publicando nessa edição da Acústica & Vibrações uma amostragem de trabalhos significativos que enriqueceram o VI SIBRAV.

Prof. Samir N. Y. Gerges
SOBRAC/UFSC

Prof. Helcio Onusic
SIBRAV/DAIMLERCHRYSLER/UFSP

ARTIGOS

<i>A Evolução da Acústica Veicular no Brasil</i>	02
<i>The State Of Art in Aircraft Acoustic Treatment Design</i>	10
<i>Modelagem Numérica e Ensaios Experimentais de Silenciadores Veiculares</i>	16
<i>Reavaliando as Métricas Psicoacústicas</i>	26
<i>Some Considerations Regarding Loudness Evolution</i>	32
<i>Analysis of Non-Stationary noise Signals in Car Engines, Using Non-Stationary STSF</i>	44

CONGRESSOS

<i>Congressos Nacionais e Internacionais</i>	49
--	----

CURSOS E LABORATÓRIOS DE ACÚSTICA

<i>Laboratório da GMB</i>	67
---------------------------------	----

A EVOLUÇÃO DA ACÚSTICA VEICULAR NO BRASIL

Helcio Onusic - DaimlerChrysler do Brasil Ltda. - Development Center - DD- Av. Alfred Jurzykowski, 562 - 09680-900 São Bernardo do Campo, SP - Brasil - Instituto de Física da Universidade de São Paulo - Caixa Postal 66318 - 05315-970 São Paulo, SP - Brasil

RESUMO

O trabalho varre as três últimas décadas e procura dar uma visão da evolução da Acústica Veicular no nosso país. De maneira macro aborda os aspectos econômicos, relações montadora/cliente e montadora/fornecedores, a evolução acústica dos veículos, a tecnologia e a instrumentação disponível, a interação veículo/conductor, bem como o perfil do profissional de cada época. Na parte final, focaliza-se a projeção da Acústica Veicular na presente década.

INTRODUÇÃO

A interação homem/máquina/meio-ambiente toma diversas formas com diferentes condições de contorno. Em um espaço de tempo de três décadas "valores" são modificados. Essas transformações se aplicam também no caso da indústria da mobilidade.

Os conceitos relacionados aos projetos dos veículos sofreram influências consideráveis no decorrer dos anos devido a vários fatores ligados a consumo de combustível, redução de peso, perfil aerodinâmico, legislações, estilo, preço etc.... e na última década enfatizando todas as nuances relacionadas a conforto e segurança. Uma correlação intrínseca entre os novos conceitos de segurança veicular e acústica veicular existe.

O projeto de veículos mais "flexíveis", aumenta as amplitudes das vibrações mecânicas acarretando soluções acústicas mais refinadas bem como uma evolução nas ferramentas e parâmetros acústicos. Todas essas características a nível mundial exerceram uma influência maior ou menor no nosso parque automotivo. Com certeza, no fim da década de 90, o processo de globalização amplificou essa influência.

Partimos dos primórdios da década de 70 até hoje, e procuramos buscar as características principais de cada época no campo econômico, social, tecnológico etc.... tendo como foco principal a Acústica Veicular.

DÉCADA DE 70

Desde os fins da década de 60 até a metade da década de 70 podemos dizer que a Acústica Veicular no Brasil estava engatinhando. Delineamos, abaixo, as características de cada tópico na conjuntura global.

Economia: década que caracterizou o "milagre brasileiro". Na verdade, desde 1955 até 1975 podemos citar os seguintes destaques da economia brasileira:

- ♦ A Capital Brasília no centro-oeste do país indicava que as rodovias seriam o caminho da integração.
- ♦ Companhias automotivas européias foram encorajadas a iniciar operações no Brasil.
- ♦ VW, DKW, Willys Overland, Scania e Mercedes-Benz - motores diesel - iniciaram/estavam em operação.
- ♦ Em 1973, teve início a crise do petróleo, possibilitando o início do desenvolvimento dos veículos movidos a álcool a partir de 1976. Os primeiros veículos chegaram ao mercado no fim da década.
- ♦ Nessa década a produção de automóveis triplicou e de veículos comerciais dobrou. A produção automotiva cresceu em média 20% ao ano de 1957/1975.
- ♦ Em 4 anos (67/72) o número de empregos dobrou e no fim da década já tinha aumentado em 30%.
- ♦ A população brasileira era de 90 milhões de pessoas, no fim da década.

Montadora: a produção era bastante verticalizada, e o papel do fornecedor se limitava a produzir componentes conforme projeto/desenho da montadora, ou seja um papel passivo. No fim da década os fornecedores eram saudáveis economicamente e havia muitas empresas brasileiras. Os investimentos em equipamentos eram bem modestos. A tecnologia e "know-how" dos fornecedores nacionais eram discutíveis.

Veículo: os projetos de veículos contemplavam a robustez, e muitos veículos eram considerados "tanques". Conviviam veículos refrigerados a água e a ar. Podemos dizer que até certo ponto projetávamos veículos nacionais, como por exemplo Brasília e Corcel. Para se ter uma idéia da Acústica Veicular, os níveis de ruído

externo legislados chegavam a 84 dB(A) para automóveis e 92 dB(A) para caminhões. Por outro lado, o ruído interno passava de 85 dB(A) para alguns veículos comerciais e chegava a esse nível em alguns veículos de passeio, produto de barreiras acústicas, coxinzão e sistemas de escape deficientes.

Cliente: o consumidor era pouco exigente e o mercado era ditado pelos desejos das montadoras. Os aspectos ligados a conforto e segurança eram deixados para segundo plano, para automóveis e especialmente para veículos comerciais.

Profissionais: as pessoas que trabalhavam com Acústica estavam centradas nas montadoras. Algumas equipes começavam a se formar. Naquela época, como hoje, já se discutia o grupo de competência responsável pelo projeto e/ou testes experimentais dos componentes acústicos, responsabilidade do pessoal de motores, chassis, acabamento ou centralizado em um grupo de Acústica. Ainda assim havia divisão entre Engenharia e Experimental, dando uma conotação de Medições Acústicas e não necessariamente de Projeto Acústico. A variação de modelos era muito grande. O profissional era doméstico, com ênfase na parte experimental e não possuíam um fórum adequado que abordasse a Engenharia Automotiva como um todo e muito menos especificamente a Acústica Veicular. Na verdade, era uma época de aprendizado com alguns contatos com a matriz.

No fim da década, entidades existentes na época, tais quais ABRAC – Associação Brasileira de Acústica- e GALA – Grupo de Acústicos Latino Americanos – serviram de palco para uma quantidade mínima de trabalhos na linha de Acústica Veicular em seus congressos.

Tecnologia: do ponto de vista acústico era bastante deficiente. A começar pela nomenclatura onde, por exemplo, os elementos elásticos de sustentação do motor eram denominados “calços”.

Na perspectiva de identificação de fontes, aplicava-se uma análise de ordem “primitiva”, mas funcional. Realizava-se a descoberta da transmissão via aérea e via estrutura (“corpórea”) pelo processo de “desvinculamento”. A análise subjetiva era extremamente forte. No processo de avaliação os parâmetros utilizados advinham da própria influência européia, derivada dos anos 50 e 60. Vide Fig. 1. No entanto, a preferência estava centrada nas curvas de ponderação “A” e “B”.

Instrumentação: sem dúvida, o fabricante de equipamentos que acompanha há mais de três décadas a Acústica no Brasil é a B&K. Ela se estabeleceu aqui com o nome original em 1974 mas, já bem antes, colocava seus produtos através de seu representante Spelex, e no início da década de 70 os equipamentos eram analógicos como, por exemplo, os Medidores de Nível de Som que eram tradicionais. Na corrente americana, a General Radio era consagrada. Com o tempo, Spectral Dynamics, HP etc.... também chegaram ao nosso país, mas nunca se firmaram. Após a metade da década, apareceram os equipamentos digitais e mais ainda os equipamentos integradores (ex: L_{eq}), estabelecendo a era digital. No fim da década os analisadores de espectro em tempo real, mas ainda de um canal.

Estavam limitados, alguns deles ao trabalho em laboratório. No campo somente com a ajuda de geradores. As Figs. 2ª e 2b ilustram a evolução do tradicional medidor de nível de som.

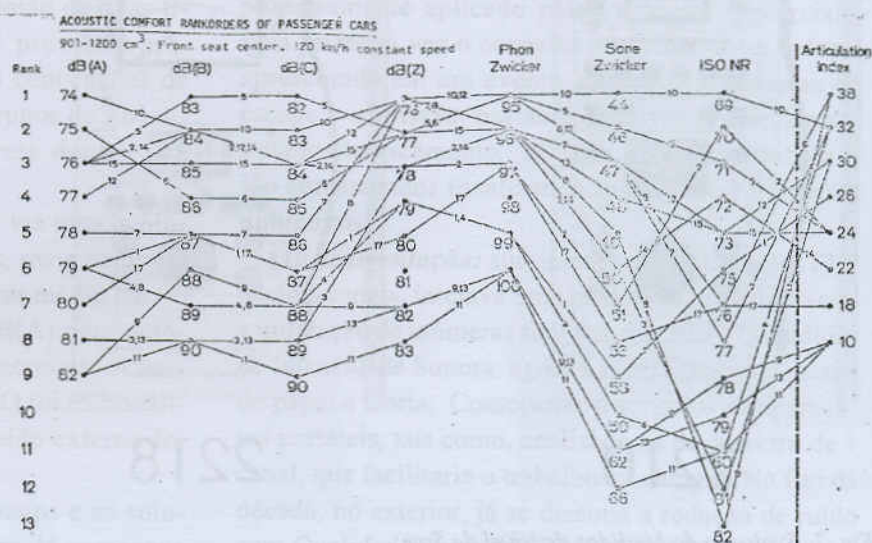


Fig. 1. Parâmetros utilizados em Acústica Veicular.

A Evolução da Acústica Veicular no Brasil

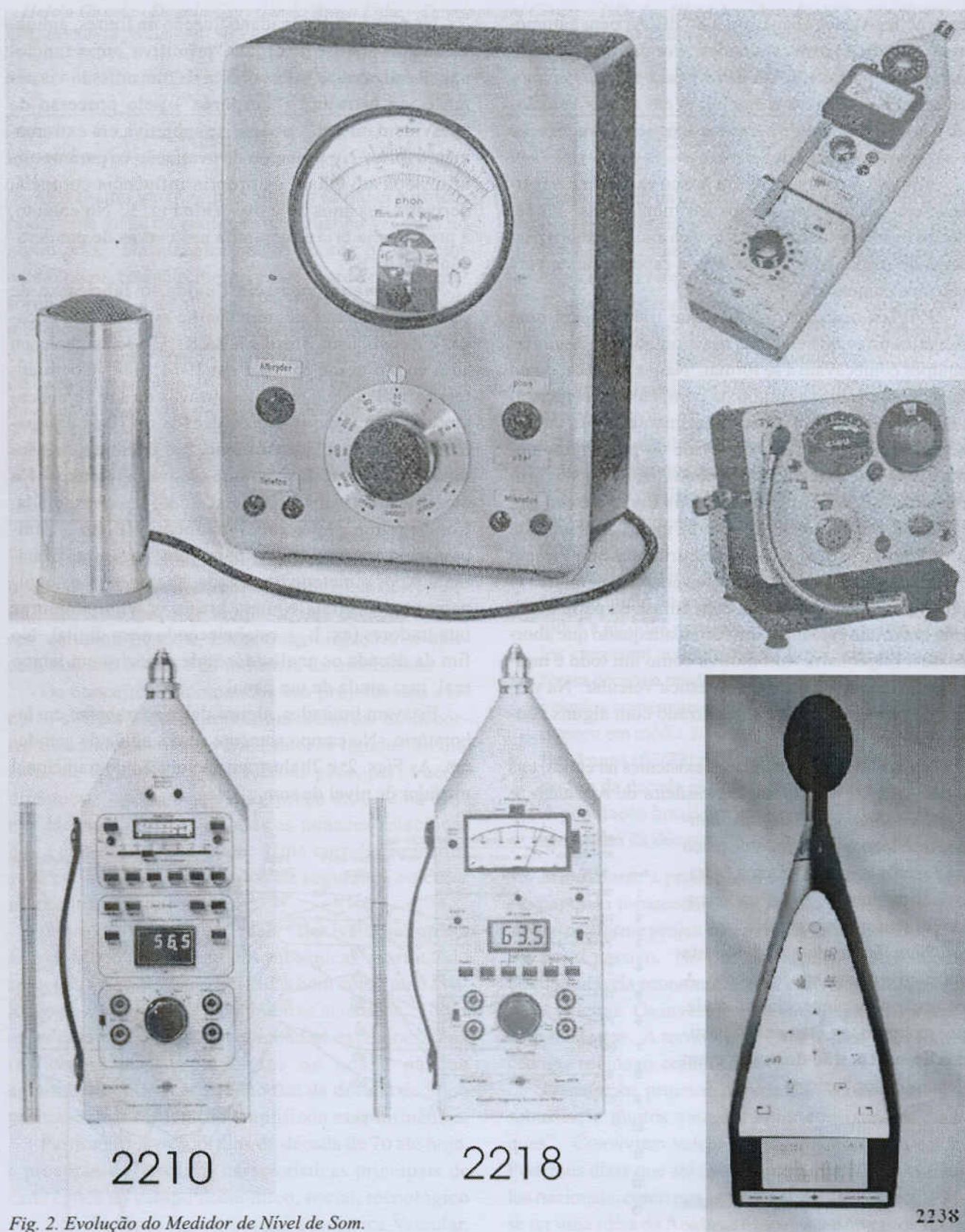


Fig. 2. Evolução do Medidor de Nível de Som.

DÉCADA DE 80

A Acústica Veicular começava a tomar forma e lentamente começou a progredir, especialmente após a segunda metade dessa década. Uma visão dos vários enfoques é colocada abaixo.

Economia: as taxas de juros aumentaram mundialmente. O país chegou a níveis de inflação catastróficos. A especulação fazia frente aos investimentos. O débito da balança comercial brasileira aumentou, levando a economia a um longo período de estagnação. Em muitos sentidos foi considerada uma década perdida. Era proibida a importação de veículos e componentes automotivos. A indústria automotiva resolveu concentrar a produção de veículos para a classe média economicamente ativa.

A produção de automóveis que chegara ao ápice em 1980 teve uma queda de 30% no fim da década. Os veículos comerciais chegaram no fim da década com um acréscimo de 10% na produção, mas com flutuações durante a mesma. O emprego permaneceu estável. Chrysler e Iveco deixaram o Brasil. Ford e VW iniciaram um processo de fusão: Autolatina. A população em 1980 gerava em torno de 120 milhões de habitantes.

Montadora: a produção continuava verticalizada. Os fornecedores fortes na produção mas sem muita tecnologia. Havia uma liberdade maior no projeto de veículos brasileiros em relação a matriz. Os fornecedores iniciam a fazer propostas. A união de duas filosofias distintas, americana e alemã, provoca a produção de veículos semelhantes com concepções de conforto e segurança distintas. Os grupos de Acústica começam a se tornar mais fortes dentro das montadoras.

Veículo: podemos dizer que já se via uma evolução no padrão acústico dos mesmos, mais centrada no ruído interno. Nessa década o valor médio para o nível de pressão sonora era de 73 dB(A) para automóveis e 80 dB(A) para veículos comerciais. A norma de medição de ruído interno da ISO foi nacionalizada pela ABNT. A legislação de ruído externo foi mantida, inclusive os níveis.

Havia pouca preocupação com custos e as soluções adotadas eram as mais elegantes. Já começava

a haver uma preocupação na redução de peso. Os sistemas de coxinzagem eram mais elaborados e teve início a aplicação efetiva de barreiras acústicas tipo massa-mola.

Cliente: o cliente se tornava pouco a pouco mais exigente, o mercado acenava para ele com mais opções. No caso de veículos comerciais, algumas frota começavam a se organizar melhor e conforto se mostrava como um atributo que melhora a performance do motorista. O conforto vibracional se destacou.

Profissionais: caracterizados pela aplicação do aprendizado bem como de novos conceitos. Os experimentais com "feeling" bastante acentuado. Nessa década a discussão do programa futuro de ruído externo, através das discussões do acordo Anfevea/Cetesb provocou um aprimoramento dos profissionais. O surgimento da VIBRAC no fim da década prognosticava a atuação de consultorias/terceiros para a década seguinte.

O início da SOBRAC, em 1984, propiciou as primeiras investidas de profissionais da área da Acústica Veicular nos eventos da mesma. O Seminário Internacional em Controle de Ruído realizado no Rio de Janeiro abria as portas para a Acústica Veicular. Timidamente no fim da década surgia a AEÁ. A ABNT elabora as primeiras normas sobre tratores.

Tecnologia: a característica dinâmica de coxins começa a ser utilizada. Coxins hidráulicos aparecem. Conforto vibracional através da norma ISO é pioneiramente aplicado pelos veículos comerciais. Pela primeira vez o conceito do Articulation Index é apresentado em um evento no Brasil. Sistemas de escape e admissão, bastante empíricos começam ser tratados teoricamente. No fim da década trabalhos são apresentados focalizando Infrassom e Parâmetros Subjetivos.

Instrumentação: surgimento de analisadores FFT de dois canais, iniciava uma revolução, possibilitando a utilização de inúmeras funções cruzadas. O medidor de Intensidade Sonora, agora a nível comercial, tirava do papel a teoria. Começaram a surgir os equipamentos portáteis, tais como, analisadores de espectro de 1 canal, que facilitaria o trabalho no campo. No fim da década, no exterior, já se discutia a redução de ruído com Qualidade Sonora. DÉCADA DE 90

A Evolução da Acústica Veicular no Brasil

DÉCADA DE 90

A década de 90 propiciou transformações drásticas em todos os setores do país. A partir da segunda metade da década a globalização e abertura integral do mercado afetaram sobremaneira a Acústica Veicular. Os fatos mais marcantes são delineados abaixo.

Economia: a abertura do mercado acarretou uma competição maior. A instalação no Brasil de outras fábricas possibilitou uma diversificação na oferta de produtos. Para forçar a indústria brasileira ser mais competitiva, barreiras de importação de veículos e compo-

centes automotivos são quebradas. Novo plano econômico é aplicado e a taxa de inflação é reduzida de 80% ao mês para 3% ao ano. A indústria automotiva desenvolve motores compactos de 1 litro para uma significativa fatia do mercado de carros. Produção e Vendas crescem a taxa de 11% ao ano.

Como uma nova onda de companhias se instala no Brasil, US\$ 10 bilhões serão investidos pelas novas e pelas atuais empresas. No final da década, a população passa dos 150 milhões de habitantes. A produção de veículos bate record em 1997. O nível de emprego na indústria automobilística cai 25%.

PRODUÇÃO DE VEÍCULOS ENTRE 1970 E 1999

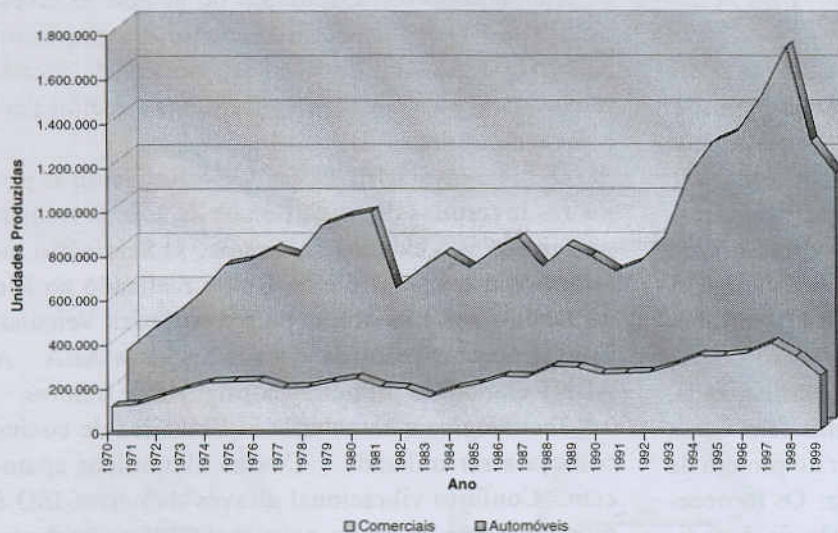


Fig. 3. Produção de Veículos em três Décadas.

QUANTIDADE DE EMPREGOS NA INDÚSTRIA AUTOMOBILÍSTICA ENTRE 1967 E 1999

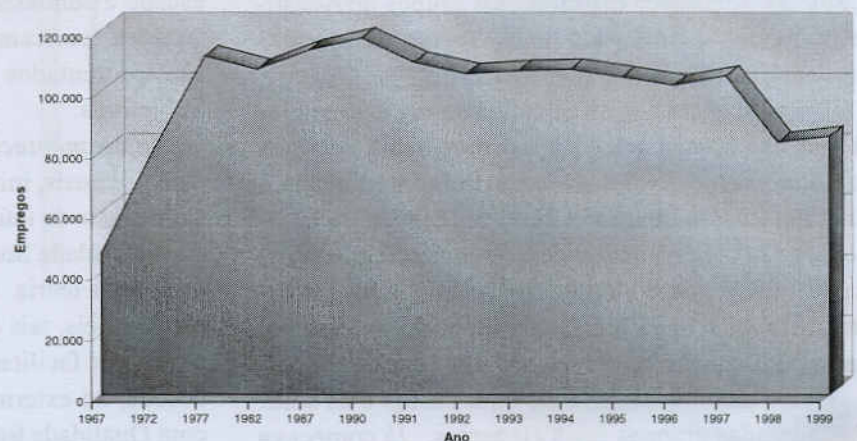


Fig. 4. Emprego na indústria automobilística em três décadas.

Montadora: no fim da década já se tem 46 fábricas em atividades e 7 anunciadas em construção. Deve-se enfatizar que são fábricas de produção, onde o desenvolvimento na maioria delas é realizado fora de nossas fronteiras. Há o surgimento efetivo da filosofia de sistemas, onde a competência é dividida com os fornecedores. Muitos fornecedores nacionais desaparecem, ou são comprados pelos internacionais. Sugestões técnicas são esperadas dos fornecedores. Conceitos diferenciados na linha de produção aparecem. As montadoras procuram reduzir drasticamente a verticalização.

Veículo: a competição aumenta. Os veículos tornam-se mais leves, propiciando o aparecimento de problemas acústicos devido à redução rigidez/massa dos veículos. As soluções mais refinadas precisam ser mais baratas e mais rápidas. A paridade real/dólar facilitava a importação de componentes. No fim da década, a desvalorização do real inviabilizou as importações e provocou a nacionalização de componentes, dificultado pela falta de parque industrial. A redução de custos se manifesta no desenvolvimento, nos processos, na produção....

Cliente: o mercado muda drasticamente. A competição acirrada, coloca o cliente/consumidor como foco principal. O veículo de passeio popular ocupa 70% da demanda. Os empresários procuram veículos comerciais mais baratos, onde o custo operacional é primordial. O conforto, e em especial o acústico, já é bastante valorizado, e se traduz em um diferencial.

Profissionais: com o aumento das ferramentas de simulação, observa-se uma redução significativa dos aspectos e "feeling" experimental. A década propicia a proliferação de consultores e trabalho de terceiros. Nesse aspecto a S&V foi pioneira, surgindo em 1993. Universidades iniciam o trabalho em Acústica Veicular, calcados em simulações. No início da década, são ministrados aproximadamente 4 cursos varrendo a Acústica Veicular como um todo, com forte apelo experimental. Os fóruns da SOBRAC, AEA e agora SAE continuam. É fundada a FIA.

Em 1991 é realizado o primeiro SIBRAV, com o objetivo de aglutinar profissionais e temas específicos da Acústica Veicular. A evolução do perfil do profissional dos autores que participam do SIBRAV mudou substancialmente a partir de 1997! A globalização facilita o intercâmbio dos profissionais com a matriz e outros centros. O SIBRAV abre as portas para a indústria aeronáutica.

Fig. 5. Folder I SIBRAV

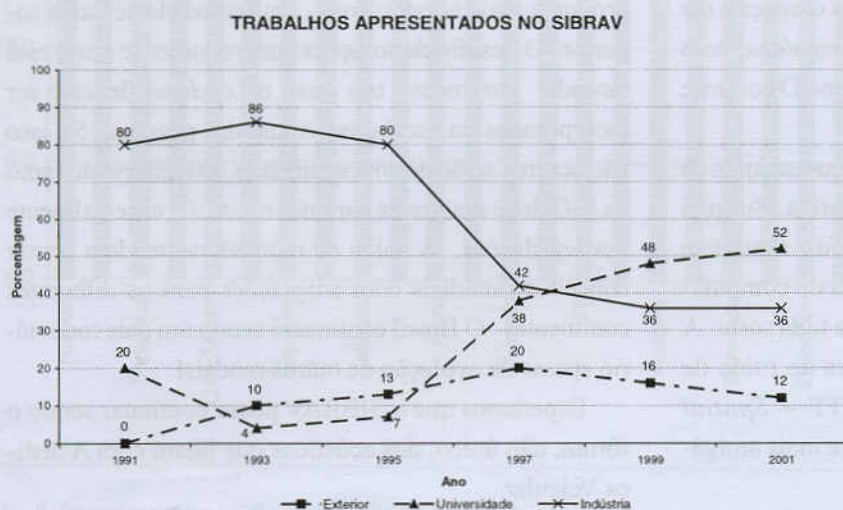


Fig. 6. Evolução de Trabalhos no SIBRAV.

Tecnologia: o acordo selado entre ANFAVEA/IBAMA/CETESB visando um programa de ruído externo acarreta uma evolução significativa dos profissionais de acústica. Uma visão geral das tecnologias a serem aplicadas bem como das conseqüências, para redução de ruído externo é apresentada em 1992, e durante a década. A Intensidade Sonora colabora na identificação e tratamento de fontes. Os filtros acústicos mostram uma evolução significativa.

O encapsulamento aparece, incluindo materiais naturais, mas acarretam problemas de temperatura e nos sistemas de arrefecimento. Os níveis de ruído externo se reduzem para 77 dB(A) para veículos de passeio e 84 dB(A) para veículos comerciais. O ruído interno chega a 75 dB(A) para veículos comerciais e 69 dB(A) para veículos de passeio. No início da década são mostrados os primeiros trabalhos envolvendo "Loudness". Muito embora dB(A) seja até certo ponto insubstituível, nos laboratórios se aplica a redução de nível de pressão sonora com "Qualidade Sonora". Parâmetros adicionais são utilizados para complementação. A ABNT elabora as normas necessárias para a regulamentação de ruído externo sintonizada com a ISO. Adicionalmente é elaborada uma norma para aplicação do Articulation Index em veículos. Um conjunto de normas sobre tratores é elaborado.

A primeira pista de acordo com as normas de ruído externo da ISO é construída no Brasil. A partir da segunda metade da década, o ruído de pneus começa a ser discutido. No fim da década já se comenta/discute o próximo passo de redução de ruído externo. O controle ativo de ruído continua nos laboratórios.

Instrumentação: são desenvolvidos analisadores de sinais/ordem dedicados a indústria automotiva. Surgem os equipamentos multicanais, facilitando a análise modal. Pode-se dizer que entramos na era do computador onde surge o "boom" dos softwares de toda sorte. A Telemetria facilita as medições e análises do ruído de passagem. No final da década o STFF – *Spatial Transformation of Sound Fields* – torna-se mais amigável na identificação e efeito de fontes.

PERSPECTIVAS FUTURAS

A indústria automobilística parece consolidada. Nossa economia, oitava do mundo, necessariamente precisa crescer para possibilitar mais empregos. A competição promete ser cada vez mais acirrada. Não há dúvida que o conforto acústico vai ser cada vez mais um diferencial, motivo de marketing. O ruído externo, fator considerável do meio-ambiente, vai se tornar um grande desafio. As metas de 74 dB(A) para veículos de passeio e 80 dB(A) para veículos comerciais vão provocar um "step" adicional na evolução técnica geral de emissões e suas conseqüências. A crise de energia que agora se apresenta pode afetar essa evolução. Os investimentos em educação são primordiais. O Brasil aplicou em média nos últimos anos 5,1% do PIB em educação, enquanto países desenvolvidos mais. Países em situação pior que a nossa, aplicam três vezes mais. Isso influi na conscientização.

Verificamos hoje um desbalanceamento experimental/teórico nos profissionais. Acreditamos ser necessário um balanceamento. As consultorias são realidades bem como terceiros, e continuarão. As Universidades deverão ser mais objetivas no trato de Acústica Veicular. Os softwares continuarão a proliferar e os PC proverão número de canais a vontade do acústico. A evolução do STFF vai ajudar sobremaneira na solução de problemas. Os clientes/consumidores estarão propensos a procurar produtos mais baratos, mas com qualidade acústica superior. O desafio de soluções com redução de custo está lançado. Parâmetros tais quais o *Loudness* deverão ser incorporados na escala individual das pessoas. Se isso não ocorrer, serão de pouca utilidade. O conservadorismo da ISO deve manter os parâmetros atuais, especialmente nas legislações. A união de montadoras tende a firmar conceitos mundiais com adaptações para os diferentes continentes. O Brasil continuará sendo um país rodoviário apesar da evolução de outros modais!

Esperamos que o SIBRAV possa continuar sendo o fórum, não único, dos acústicos que lidam com Acústica Veicular.

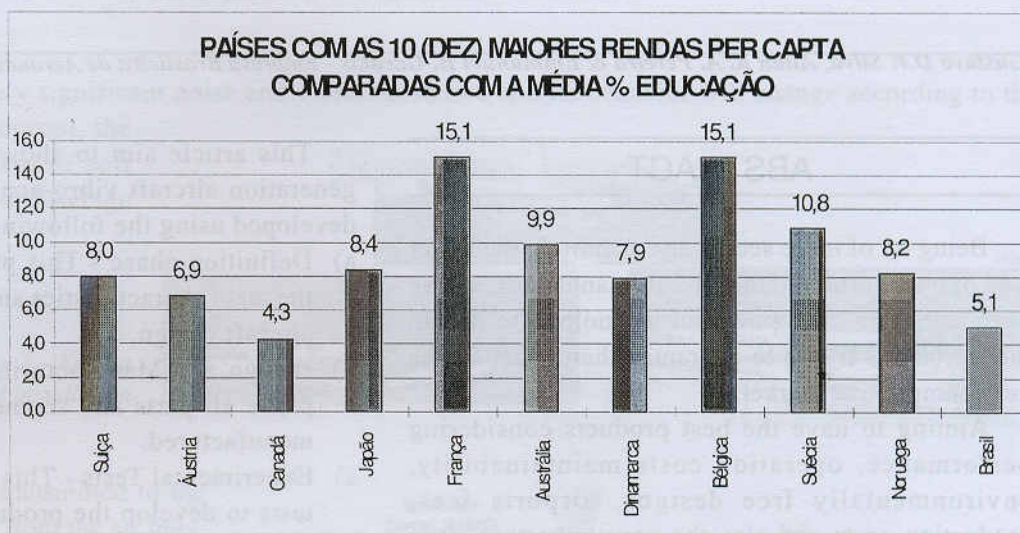


Fig. 7. Investimento na Educação: países desenvolvidos.

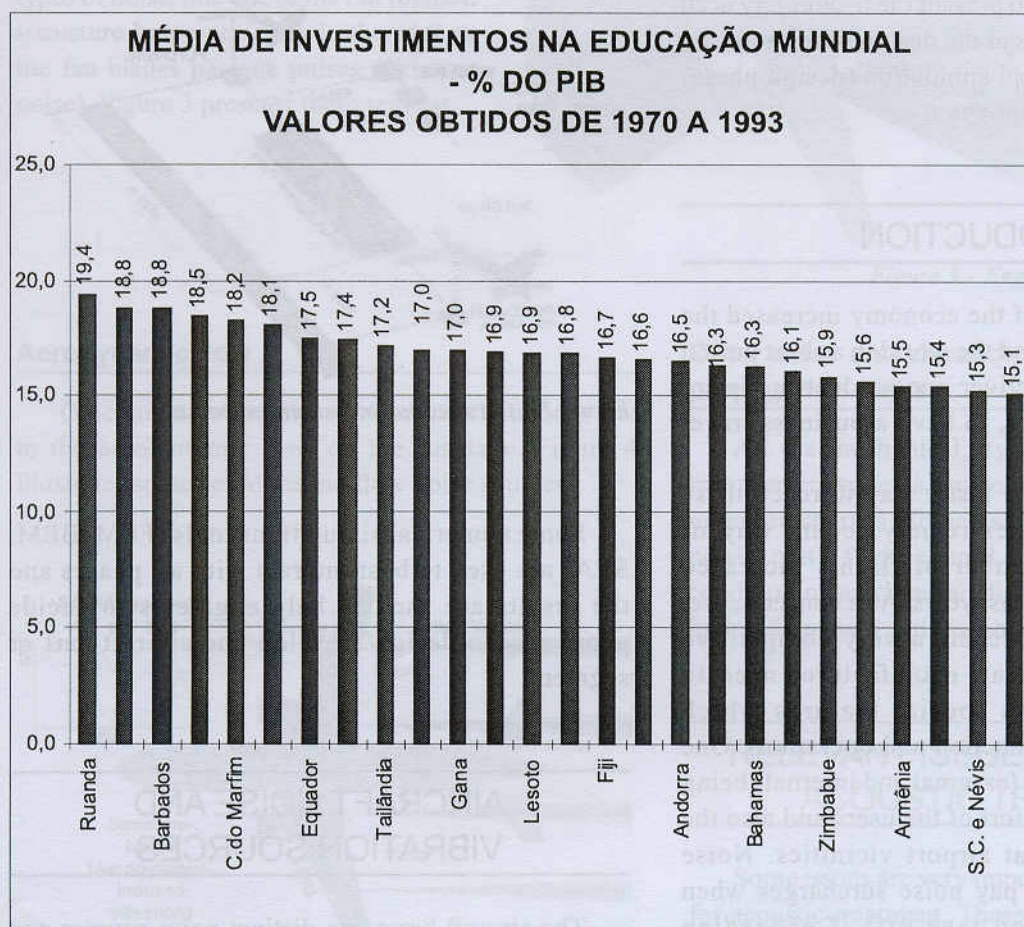


Fig. 8. Investimento na Educação: países subdesenvolvidos.

THE STATE OF ART IN AIRCRAFT ACOUSTIC TREATMENT DESIGN

Gustavo D.P. Silva, Allan K. A. Pereira & Emmanuel B. Garakis - Empresa Brasileira de Aeronáutica SA (EMBRAER S/A)

ABSTRACT

Being on of more secure and definitely the faster way of transportation, the aircraft manufactures have been using the most powerful technology to design their products trying to guarantee their space at the very competitive market.

Aiming to have the best products considering performance, operation costs maintainability, environmentally free designs, airports fees, production costs and also the very important issue which is comfort, the aircraft companies are using or developing the capacity to wildly use numerical simulation and experimental tools.

This article intends to present the technology used by aircraft manufactures at the design of the acoustic treatment from numerical simulation (design phase) to experimental data acquisition.

INTRODUCTION

The globalization of the economy increased the desire of traveling around the world in a short period of time, it means, to deliver one product in distant place or foreign country, to have a business travel and also for vacation.

As the aircraft is the faster way to reach these desires being also an extremely secure way of transportation, the number of flights increased significantly during the last years. As a consequence, the aircraft business became a very competitive market. Thus, the aircraft manufactures need to develop products with special features which decrease the costs (production and operation). One important point is noise (external and internal) being related to acoustic comfort of the users and also the inhabitants who live at airport vicinities. Noise aircraft are obliged to pay noise surcharges when operating (landing and take-off) if exceeding community noise limits.

This article aim to show an overview of new generation aircraft vibro-acoustic design normally developed using the following phases:

- Definition phase - This phase is used to define the main characteristics and requirements for the aircraft design.
- Design and Manufacturing phase - during this phase all parts and segments are designed and manufactured.
- Experimental Tests - This phase will emphasize tests to develop the product and also to certify the aircraft. Figure 1 illustrates some certification measurement points (External Noise)

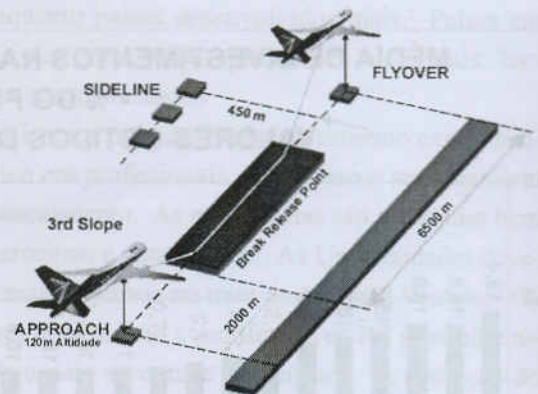


Figure 1 - Certification measurement points

Some numerical simulations tools (FEM, BEM, SEA) are used to best interact with all phases and the results are used to help engineers to decide about way to design/ develop one aircraft part or segment.

AIRCRAFT NOISE AND VIBRATION SOURCES

The aircraft has some distinct noise sources and energy transmission paths.

Engine

The engine is a very significant noise and vibration source and its behavior will change according to the type (jet/ piston/ turboprop), the way it is installed (hard or soft mounted/ under wing or fuselage mounts), Fig. 2.

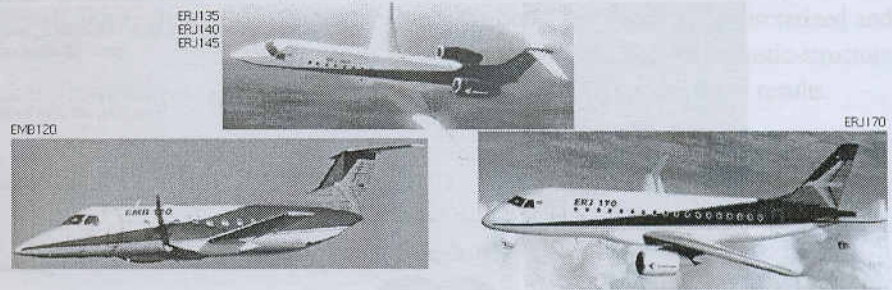


Figure 2 – Engine types and installation

The engine noise transmitted to the aircraft interior comes from the air inlet, the exhaust, the fans (N1 and N2) and/or the propellers (in case of propeller aircraft). The engine fan produces two types of noise, one due to the fan rotation (structure borne noise) and other due to the fan blades passage pulses (airborne noise). Figure 3 presents these regions.

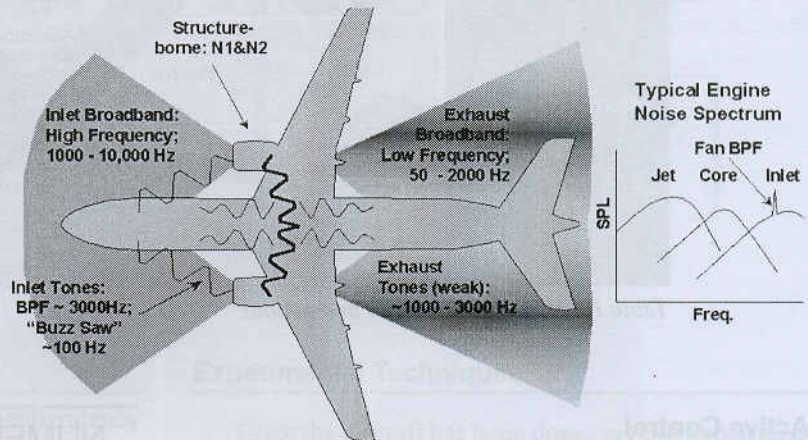


Figure 3 – Engine noise sources and areas

Aerodynamic flow

Other important source of noise and vibration is due to the aerodynamic flow on the fuselage. Figure 4 illustrates some aerodynamic flow noise sources

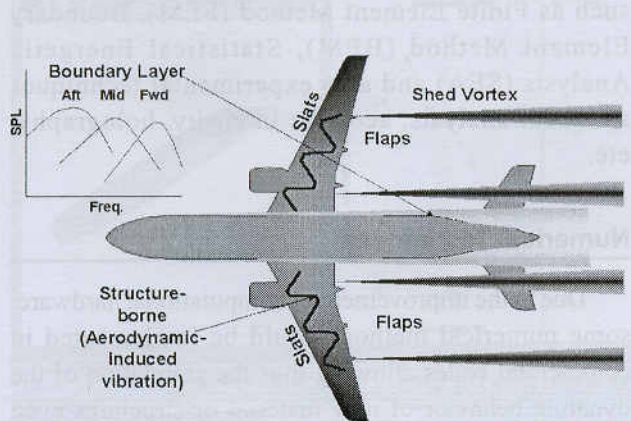


Figure 4 – Aerodynamic Sources.

Other noise and vibration sources and propagation paths

All the mechanical, hydraulic, electrical and air management systems components are potential noise and vibration sources. Some examples are APU (auxiliary power unit), flight control surfaces, landing gear, air conditioning machine, air distribution ducts and outlets, hydraulic pumps and distribution lines, etc.

RELEVANT ISSUES IN AIRCRAFT ACOUSTIC TREATMENT

Some issues are very important in an aircraft design for acoustic treatment. These actions can improve the interior noise comfort and reduce external noise by eliminating the sources or minimizing their participation.

The State Of Art in Aircraft Acoustic Treatment Design

Table 1 presents a summarized list of relevant actions for a better acoustic treatment related to the noise sources.

Noise Type	Noise Sources	Main Reason	Actions
External Noise	Aerodynamic flow	Certification / Airframe	Use of Fairings; avoid gaps, protuberances, landing gear cavities resonance; optimized shape;
	APU	Certification / Airframe	Silencer, engine inner parts geometric harmonization
	ECS	Certification / Airframe	Muffler (air intake and exhaust)
	Engine	Certification	Nacelle treatments; inlet material; engine inner parts geometric harmonization
Internal Noise and Vibration	Airframe	Vibration	Viscoelastics; resonance frequency different of other systems resonance; TVAs, skin damping materials
	Interior	Comfort	Acoustic seals; isolators; avoid sound direct path; avoid resonance; interior as a closed cell; High Transmission loss of interior parts; low vibration transmitted to the seats; seats cover material and transparencies improvement; Active control
	Engine / APU	Cabin comfort	Nacelle treatments; inlet material; elastomeric or fluidelastic engine mounts; active control pylon structure optimization; structure low response at N1&N2
	Equipments		Isolators

Table 1 – Noise type, sources and actions

Active Control

Some aircraft companies offer as a solution for noise problems active control systems that use loudspeakers as a cancellation source. Expensive and complex, it is usually applied at first or business classes with headsets.

Instead of using loudspeakers, some active control systems use shakers to vibrate the structure canceling noise inside aircraft. It can be used to minimize tonal frequencies due to the engine (N1 and N2). This solution can produce noise reduction inside cabin contributing to sound quality by reaching high tonal frequencies noise reduction.

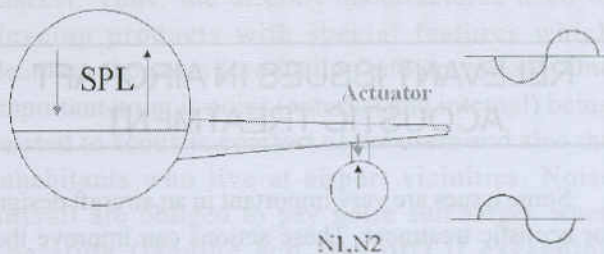


Figure 5 – Engine Vibration Control System principle

NUMERICAL AND EXPERIMENTAL VIBRO-ACOUSTIC TOOLS

An aircraft acoustic treatment development is a complex task that requires a large engineering experience in a high number of design optimizations and tradeoff studies.

It is required to use some numerical techniques such as Finite Element Method (FEM), Boundary Element Method (BEM), Statistical Energetic Analysis (SEA) and also experimental techniques as modal analysis, acoustic intensity, holography, etc.

Numerical Techniques

Due to the improvement of computational hardware, some numerical methods could be implemented in commercial codes allowing thus the simulation of the dynamic behavior of new material or structures even without manufacturing it

Deterministic Methods

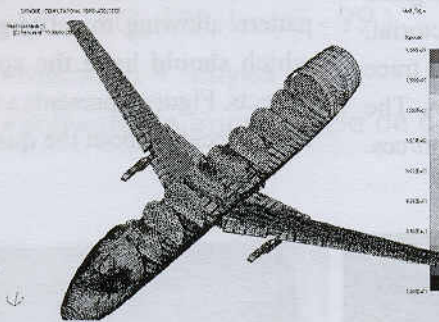
Used for solving complex dynamic and acoustic problems, the Boundary Element Method (BEM) and Finite Element Method divide the system being analyzed in discrete elements.

One limitation is to reach higher frequencies –

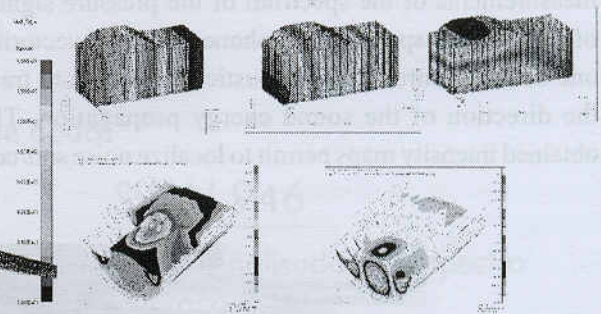
beyond 200hz (the number of elements increases and so the computing time).

BEM has two major advantages over FEM: require fewer elements as only the boundary needs to be discretized and also lends itself well to the modeling of acoustic-structure interaction. Figure 6 presents BEM and FEM results.

Figure 6 – BEM and FEM analysis



Landing Gear Cavity / Bay
Acoustic and Structural natural Modes - FEM



Statistical Methods.

Due to the high number of modes at higher frequency ranges (beyond 500hz) statistical energetic analysis techniques must be used.

Based on the energy flow balancing, this technique divides one system in several sub-systems.

Experimental Techniques

Once the aircraft has been done, several experimental techniques can be applied in order to validate the numerical models and improve the airplane sound characteristics. Some of these techniques are described below and presented at figure 8.

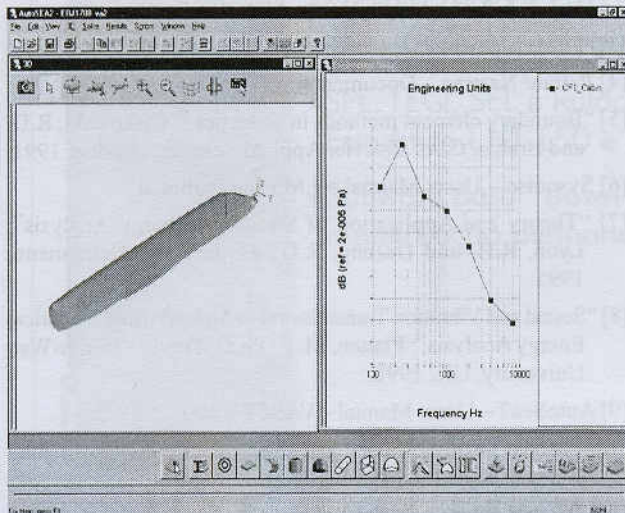


Figure 7 – SEA model and results

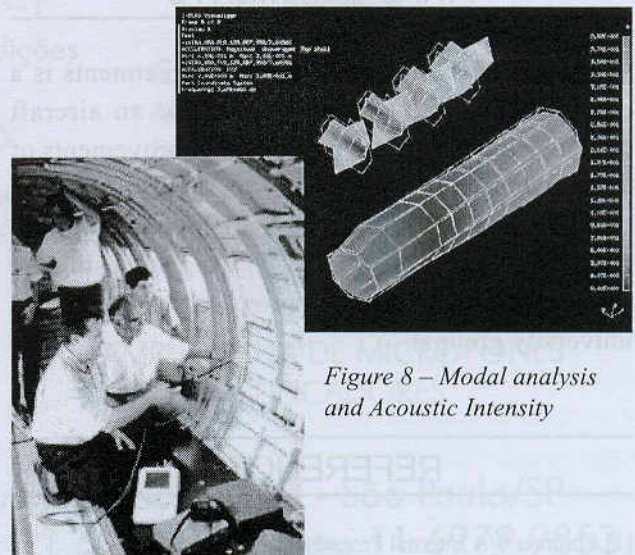


Figure 8 – Modal analysis and Acoustic Intensity

The State Of Art in Aircraft Acoustic Treatment Design

Experimental modal analysis

Based on aircraft noise and vibration measurements, experimental modal analysis is used to obtain the dynamic behavior of the structure and the acoustic cavity. It can also be used to validate the FEM/BEM models.

Acoustic intensity

Acoustic intensity technique is based on measurements of the spectrum of the pressure signals of two closely spaced microphones. As it is vectorial, one of the features of the acoustic intensity is to trace the direction of the sound energy propagation. The obtained intensity maps permit to localize noise sources.

This can be used for example to optimize the collocation of viscoelastic material in the aircraft fuselage so as to reduce the interior noise emission.

Sound Quality

This technique permits to analyze the amount of discomfort and/or quality related to different types of sound sources. Using subjective instead of traditional sound metrics to represent the human discomfort due to noise, the sound quality uses modifications of the sound pattern allowing to set targets for a required solution which should have the sound quality the customer expects. Figure 9 presents a test for sound quality where a jury decides about the quality of sound.

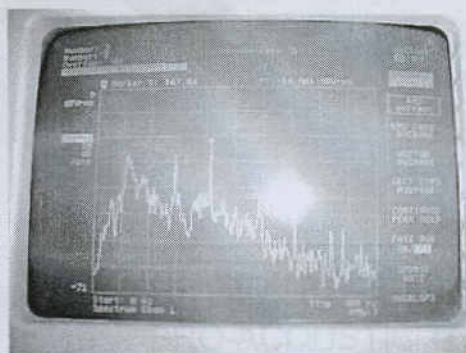


Figure 9 – Jury test in an aircraft fuselage and the used signal.

FINAL COMMENTS

As the development of acoustic treatments is a complex task and very important for an aircraft company it demands continuously improvements of knowledge. Thus, a good way to achieve products excellence is to add to the past experience and to the technical development (analyzing and using the available tools), a research program (working with university groups).

REFERENCES

[1] Embraer S/A Internal Procedures

- [2] "Aeroacoustics of Flight Vehicles – Theory and Practice – Vol. 1 & 2"; Hubbard, Harry; ASA, 1995.
- [3] "Finite Element Procedure"; Bathe K.J.; Prentice Hall, 1966.
- [4] Patran/ Nastran – Documentation – MSC
- [5] "Boundary element methods in acoustics", Ciskowski, R.D. and Brebia, C.A., Elsevier Applied Science, London, 1991.
- [6] Sysnoise – Users Manual – LMS International
- [7] "Theory and Application of Statistical Energy Analysis"; Lyon, R.H. and DeJong, R.G.; Butterworth-Heinemann, 1995.
- [8] "Sound and Vibration Transmission in Aircraft using Statistical Energy Analysis"; Platten, M. F.; Ph.D. Thesis – Heriot-Watt University, UK, 1998.
- [9] AutoSea2 – Users Manual - VASCI
- [10] "Modal testing: Theory and Practice"; Ewins, D. J.; John Wiley & Sons Inc., 1984.
- [11] "Sound Intensity"; Fahy, F. J.; Elsevier Science, London, 1989.



SVAN 945

Medidor / Analisador
de Nível Sonoro

- Conforme IEC 60651 e IEC 60804 - Tipo I
- dBA, dBC, Linear
- Fast, Slow, Impulse
- Medições RMS e Pico
- Filtros 1/1 e 1/3 de oitavas
- SPL, LEQ, SEL, Ln (0 - 99)
- Memória 4 Mbytes
- Software de transferência de dados



CESVA SC-20c

Medidor de Nível
Sonoro com Integração

- Conforme IEC 60651 e IEC 60804 - Tipo I
- dBA, dBC
- Rápido, Lento e Pico (dBC)
- Memória para 1999 medições
- SPL, LEQ, SEL e Ruído Estatístico L10, L50 e L90
- Software para " down load" e monitoração permanente, incluso

SVAN 946

Medidor / Analisador de Espectro
de Vibrações

- Filtros digitais 1/3 de oitavas (excepcionalmente FFT)
- Mede simultaneamente, Aceleração, Velocidade e Deslocamento.



CALIBRADOR/REFERÊNCIA
ACÚSTICA CB-5, 94/104dB,
Freq. 1KHz



AMPLA LINHA DE MICROFONES
E PRÉ-AMPLIFICADORES

dBTronics
Técnica e Científica Ltda

Rua Heliodora, 183 - São Paulo/SP
Fone: 11.6950.9975-Fax: 11.6979.9853
e-mail: dbtronic@osite.com.br

MODELAGEM NUMÉRICA E ENSAIOS EXPERIMENTAIS DE SILENCIADORES VEICULARES

*Samir N. Y. Gerges - Universidade Federal de Santa Catarina (UFSC)
Laboratório de Vibrações e Acústica - Cx.P. 476 - Florianópolis - SC - Brasil
Márcio R. M. Kimura - Renault do Brasil S. A., S. J. dos Pinhais, PR.
Fábio A. Thieme - Eberspächer Tuper Sistema de Exaustão Ltda, São Bento do Sul, SC.*

RESUMO

O sistema de exaustão de um veículo é responsável por grande parte do ruído emitido pelo mesmo. Para que o ruído emitido seja atenuado, os veículos são equipados com silenciadores, que são colocados junto ao sistema de exaustão do motor. Embora muitos avanços tenham ocorrido no projeto de silenciadores, grande parte dos silenciadores ainda são projetados por métodos empíricos, ou sejam vários protótipos vão sendo construídos e testados, até que o ruído mínimo exigido pelas leis seja alcançado. Geralmente, o silenciador é uma das últimas partes a ser considerado no projeto de um veículo e, portanto o silenciador deve ser adaptado ao espaço que for destinado para a sua colocação. Isto restringe muito as modificações que podem ser feitas no projeto dos silenciadores para se alcançar os patamares de ruído mínimo exigidos pela lei e com isso, mais tempo se leva até que uma solução seja achada. Com o avanço tecnológico e a chegada de computadores cada vez mais potentes, e também, a disponibilidade de uma grande variedade de técnicas computacionais, tornou possível a solução de problemas de engenharia mais complexos. Assim, os critérios acústicos do projeto já podem ser considerados ainda na fase inicial do projeto utilizando-se a simulação numérica. Com isso, a otimização da parte acústica dos projetos podem ser obtidos num menor espaço de tempo com um menor custo. No entanto, deve haver um entendimento de como estes métodos numéricos funcionam para que resultados insatisfatórios não sejam obtidos devido à simulação incorreta.

INTRODUÇÃO

Uma das mais predominantes fontes de ruído sonoro em um veículo automotivo é o ruído proveniente da câmara de combustão do motor em questão. Este ruído é irradiado pela carcaça do motor ou canalizado para os dutos de exaustão. Geralmente é utilizado silenciadores intercalados nos dutos de exaustão, contudo a maioria dos fabricantes de silenciadores veiculares para motores de combustão interna utilizam-se de métodos parcialmente teóricos e largamente empíricos para o aperfeiçoamento e definição de um projeto. A maior desvantagem dos procedimentos empíricos são sua inflexibilidade ao desenvolvimento e otimização de silenciadores, os quais acabam não atendendo completamente aos requisitos de qualidade exigidos pelos consumidores.

O presente trabalho mostra o uso das técnicas de modelagem voltadas a predição do comportamento dos silenciadores e o uso destas técnicas para a otimização de silenciadores reais. Dentro destas técnicas destaca-se a determinação da perda de transmissão dos silenciadores, utilizando-se o método da Matriz de Transferência (TMM), método de elementos finitos (FEM) e método de elementos de contornos (BEM). Verificação experimental é também apresentada.

CÁLCULO DA PERDA DE TRANSMISSÃO PELO MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS (FEM)

A perda de transmissão pode ser calculada usando-se um conjunto de condições de contorno. No duto de saída é necessário que se tenha uma terminação anecóica, ou seja, deve ser imposto uma impedância igual à impedância acústica do meio ($Z=\rho.c$), como condição de contorno na seção do duto de saída. No duto de entrada pode-se prescrever uma

distribuição de velocidade de partícula plana ou de pressão acústica plana ($p_1=1$ ou $u_1=1$). Nas áreas restantes do silenciador consideradas como sendo rígidas, deve-se prescrever uma velocidade de partícula normal à superfície igual a zero ($u_n=0$).

$$TL = 20 \cdot \log_{10} \left| \frac{p_1 + \rho \cdot c \cdot u_1}{2 \cdot \rho \cdot c \cdot u_2} \right| = 20 \cdot \log_{10} \left| \frac{p_1 + \rho \cdot c \cdot u_1}{2 \cdot p_2} \right|$$

Após fazer a análise para o espectro de frequência desejado e, armazenando as pressões e velocidades para um ponto qualquer nos dutos de entrada e saída, a perda de transmissão pode ser calculada por [2]:

A câmara de expansão em análise possui uma aissimetria, ou seja possui uma simetria em relação a um dos eixos. Com isso, o modelo pode ser tratado como sendo bidimensional e, a análise pelo FEM pode ser feita utilizando-se elementos de área. Neste modelo, os modos circunferenciais anti-simétricos não são considerados no cálculo pois, estes modos não são significativamente excitados para este tipo de configuração (duto de entrada e saída colocados no centro da circunferência). O software ANSYS 5.0 foi utilizado para gerar a malha do modelo e o processamento e o pós-processamento foram feitos pelo software SYSNOISE 5.2. Resultados são mostrados na seção 3.

CÁLCULO DA PERDA DE TRANSMISSÃO (TL)

Para se determinar a Perda de Transmissão, deve-se inicialmente considerar determinadas condições, as quais de acordo com Munjal [1] e Crocker [2] são:

- Não existe gradiente de temperatura médio ou fluxo médio no silencioso;
- A terminação é anecóica, ou seja não há reflexão das ondas sonoras após passarem pelo silencioso;
- A viscosidade pode ser negligenciado;
- Somente existem propagação de ondas planas no sistema.

Considerando-se apenas um elemento do silenciador, e como ocorrem somente propagação de ondas planas, então a pressão sonora "p" em qualquer seção do ele-

mento pode ser representado como a soma das ondas incidentes e refletidas (p^+ e p^-), sendo "V" a velocidade de Volume.

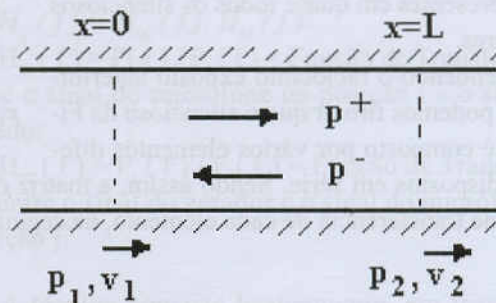


Figura 1 – Elemento Básico do Silenciador

Após algumas derivações matemáticas apresentadas por Crocker [2], pode-se assumir que a pressão "p" e a velocidade de volume "V" nos pontos 1 e 2 da Figura 1 ($x=0$ e $x=L$ respectivamente) podem ser relacionados pelas seguintes equações:

$$p_1 = A \cdot p_2 + B \cdot V_2 \quad (1)$$

$$V_1 = C \cdot p_2 + D \cdot V_2 \quad (2)$$

Apresentando estas equações na forma matricial, temos que:

$$\begin{bmatrix} p_1 \\ V_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A & B \\ C & D \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_2 \\ V_2 \end{bmatrix}$$

Figura 2 – Matriz de Transferência

Sendo que os parâmetros A, B, C e D são conhecidos como a matriz dos quatro pólos.

Um silencioso real, por sua vez, é composto por vários elementos diferentes, tais como uma expansão abrupta, ou mesmo um contração abrupta, ou ainda por tubos estendidos ou tubos perfurados, além de outros elementos.

Cada elemento possui uma matriz de transferência particular que depende basicamente de sua forma geométrica. Assim, a Figura 3 mostra esquematicamente alguns elementos principais presentes em quase todos os silenciadores veiculares.

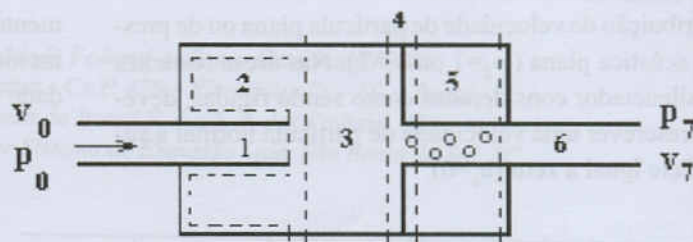


Figura 3 – Silenciador Básico-

Estendendo o raciocínio exposto anteriormente, podemos afirmar que o silenciador da Figura 3 é composto por vários elementos diferentes dispostos em série. Sendo assim, a matriz de Transferência deste sistema é resultante da multiplicação da matriz de transferência de cada elemento, na seguinte forma.

$$\begin{bmatrix} p_0 \\ v_0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_1 & B_1 \\ C_1 & D_1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} A_2 & B_2 \\ C_2 & D_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} A_3 & B_3 \\ C_3 & D_3 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} A_4 & B_4 \\ C_4 & D_4 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} A_5 & B_5 \\ C_5 & D_5 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} A_6 & B_6 \\ C_6 & D_6 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_7 \\ v_7 \end{bmatrix}$$

Figura 4 – Matriz de Transferência da Figura 3

A perda de transmissão, por sua vez, é dada pela diferença entre a potência incidente no silenciador e a potência após o silenciador. Neste critério, presume-se que a terminação seja anecóica, ou seja não há reflexão no duto de saída. A Figura 5 simboliza o comportamento das ondas sonoras incidentes e refletidas.

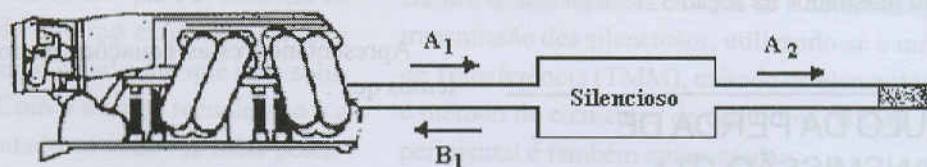


Figura 5 – Comportamento das Ondas Sonoras

Assim, podemos escrever a Perda de Transmissão como :

$$TL = 10 \log_{10} [W_i / W_t] \quad (3)$$

Ou em termos da matriz dos quatro pólos como :

$$TL = 20 \log_{10} \left[\left| \frac{Y_1}{Y_2} \right|^{1/2} \cdot \left| \frac{p_1}{p_2} \right| \right]$$

$$p_1 / p_2 = - [A + B/Y_2 + Y_1 C + (Y_1 / Y_2) D] \quad (5)$$

Onde :

Y_1 = Impedância Característica na entrada = c / S_1 ;

Y_2 = Impedância Característica na saída = c / S_2 ;

S_1, S_2 = Área da Seção Transversal na entrada e saída respectivamente ;

c = Velocidade do Som no meio ;

A, B, C e D = Matriz resultante da multiplicação dos elementos 2 até $n-1$ do sistema, ou seja dos elementos 2 até 4.

TÉCNICA EXPERIMENTAL

O ensaio experimental de silenciadores é um processo de importância fundamental no desenvolvimento de um projeto, tanto para uma fase de validação e aferição de sistemas numéricos, como para uma caracterização correta do elemento. Desta maneira durante alguns anos, desenvolveu-se técnicas de medições as quais com o aperfeiçoamento de instrumentos de medição, se tornaram fáceis e confiáveis. Dentre as técnicas conhecidas podemos citar : Técnica de Quatro Microfones, a Técnica do Tubo de Impedância e a Técnica dos Dois Microfones. Já a mais usual e rápida é a Técnica dos Dois Microfones, a qual será apresentada a seguir em uma forma simplificada.

Considerando um sistema excitado com um ruído branco de banda larga, gerando um campo acústico, conforme a Figura 6, e supondo a propagação de somente ondas planas, podemos escrever a equação da Perda de Transmissão, conforme deduzido por Gerges [4] e Chung & Blaser [5], como :

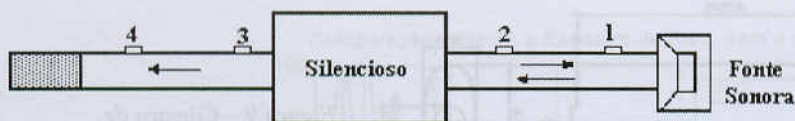


Figura 6 – Esquema de montagem do Experimento

$$TL = 20.\log_{10} [H] + 20.\log_{10} [G]^{1/2} + 20.\log_{10} [S]^{1/2} \quad (6)$$

$$H = \begin{vmatrix} e^{iks} - H_{12} \\ e^{iks} - H_{34} \end{vmatrix}$$

$$G = G_{ant} / G_{pos}$$

$$S = S_{ant} / S_{pos}$$

Sendo :

H_{12} = Função de Transferência entre os pontos 1 e 2 ;

H_{34} = Função de Transferência entre os pontos 3 e 4 ;

$G_{ant} = G_{11}$ = Densidade Espectral de Potência no ponto 1;

$G_{pos} = G_{33}$ = Densidade Espectral de potência no ponto 3;

$$H_{ij} (f) = H_{iF} (f). H_{j2} (f)$$

$H_{iF} (f) = F(f) / P_i (f)$ = Função de Transferência entre o sinal do microfone na posição i e o sinal do gerador

$H_{Fj} (f) = P_j (f) / F (f)$ = Função de Transferência entre o sinal do gerador e o sinal do microfone na posição j.

A técnica consiste basicamente, em inserir um ruído branco de banda larga na entrada do sistema de exaustão, medindo-se a pressão sonora em determinadas posições, conforme mostrado na Figura 6. Os sinais obtidos são processados por um analisador digital, gerando informações, as quais são alimentadas em um programa específico a fim de se gerar curvas de perda de transmissão, de acordo com a Equação 6.

Desta maneira consegue-se determinar de uma forma experimental e real, a característica acústica do silencioso que está sendo desenvolvido. Deve-se observar que para obtenção dos sinais digitais necessários, deveria ser utilizado quatro microfones com a mesma sensibilidade e zero de diferença de fase. Para contornar este problema, utiliza-se um microfone e quatro medições distintas.

RESULTADOS ENCONTRADOS

A fim de se demonstrar a validade dos métodos acima descritos, construiu-se vários protótipos simplificados , determinando-se a perda de transmissão e comparando-se com a técnica dos dois microfones.

Estes protótipos por sua vez, foram construídos nas condições reais de uso, ou seja, utilizando-se chapas de aço galvanizado com espessura de 1.2 mm e 1.5 mm para o corpo e tampas respectivamente.

As Figuras 7 a 12, demonstram alguns exemplos de silenciosos e os respectivos gráficos da Perda de Transmissão Teórica e Experimental.

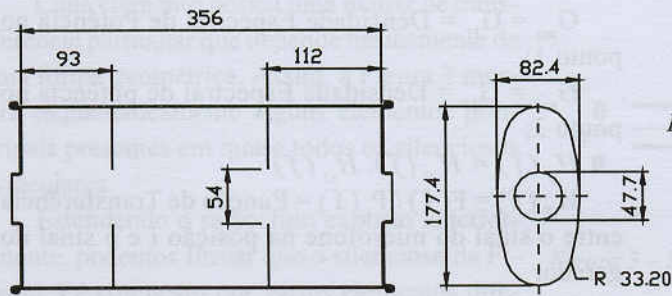


Figura 7 – Câmara de Expansão Dupla em Série

A técnica consiste basicamente em inserir um tubo de parede larga no estubo do sistema. A técnica consiste basicamente em inserir um tubo de parede larga no estubo do sistema. A técnica consiste basicamente em inserir um tubo de parede larga no estubo do sistema.

Figura 8 – Perda de Transmissão da Câmara de Expansão Dupla

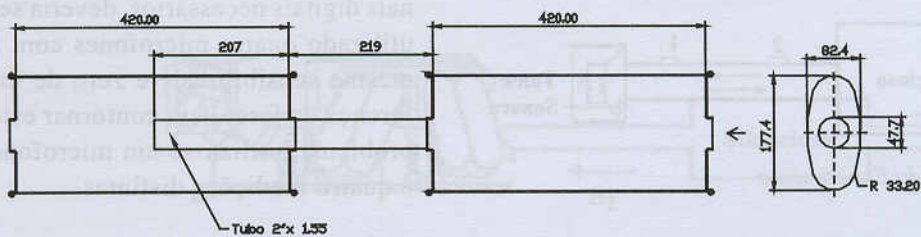
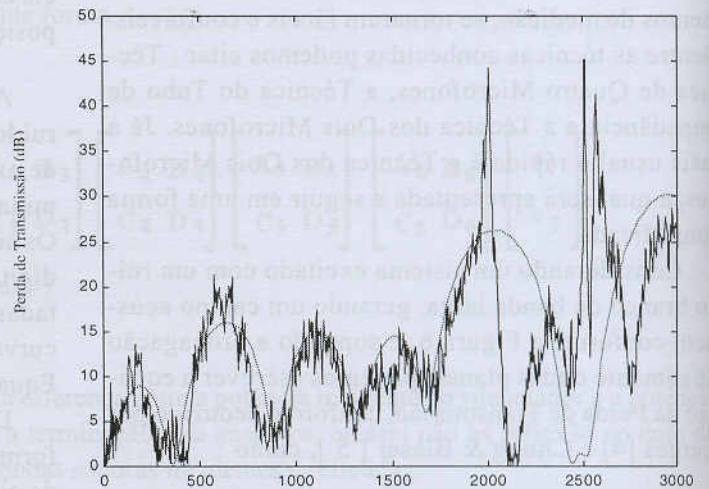
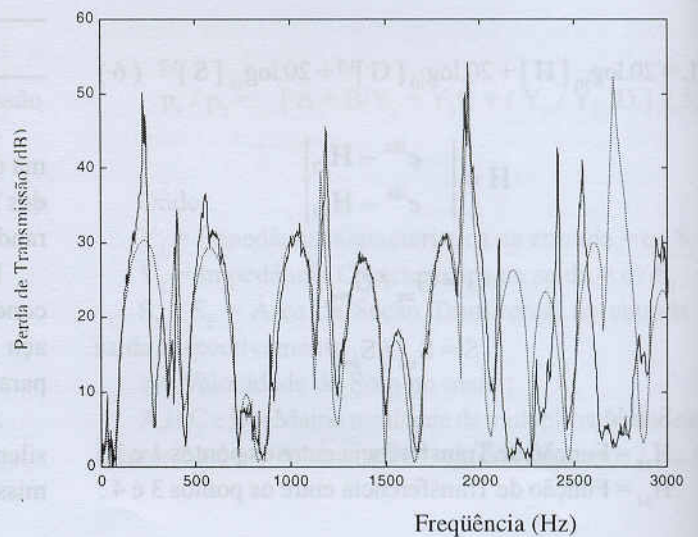


Figura 9 – Câmara de Expansão Dupla em Série com Duto Estendido

RESULTADOS ENCONTRADOS
 A fim de se demonstrar a validade dos métodos utilizados, construiu-se vários protótipos físicos. A determinação da perda de transmissão é comparada com a técnica dos dois microfones. Estes protótipos são de vários construídos nos laboratórios de ensaios acústicos do INMETRO. O ensaio foi realizado com uma câmara de expansão de 1.5 m e 1.2 m para o caso de testes respectivamente.

Figura 10 – PT da Câmara de Expansão Dupla em Série com Duto Estendido



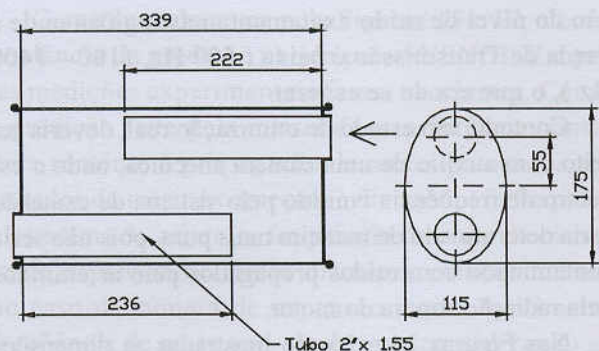


Figura 11 – Sistema Reflexivo

Verificando-se os resultados apresentados nas Figuras 8, 10 e 12 verifica-se uma concordância muito boa entre os resultados teóricos e experimentais, principalmente abaixo da frequência de 2100 Hz. Isto ocorre devido ao aparecimento da frequência de corte dos silenciosos em questão em torno desta frequência. Logo, a partir da frequência de corte, não temos mais ondas planas no sistema, as quais são a base das considerações iniciais propostas para o desenvolvimento da Matriz de Transferência.

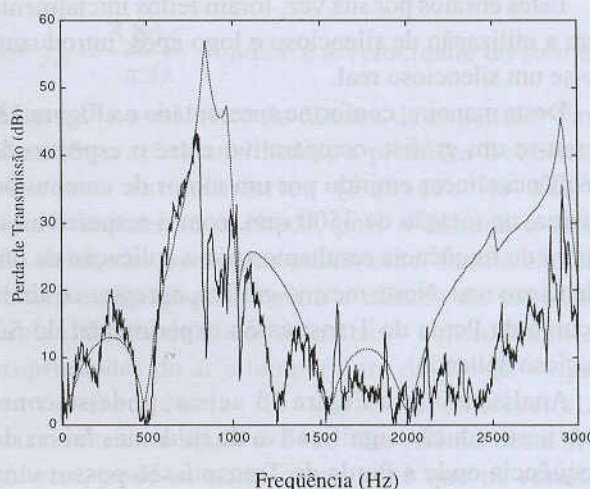


Figura 12 – Perda de Transmissão do Sistema Reflexivo

Aplicando-se agora a metodologia apresentada até o momento em um caso real, podemos demonstrar a validade dos procedimentos descritos acima.

Para tanto, ensaiou-se um motor de combustão interna em várias rotações, através da metodologia apresentada na norma NBR 9714 [6], conforme a Figura 13 abaixo :

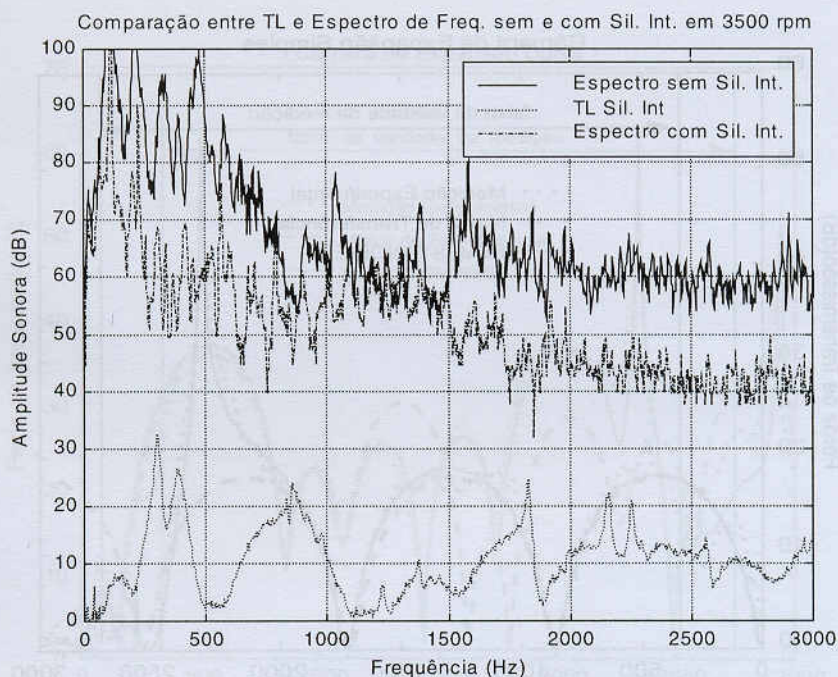


Figura 13– Comparação Experimental de um Sistema Real

Modelagem Numérica e Ensaios Experimentais de Silenciadores Veiculares

Estes ensaios por sua vez, foram feitos inicialmente sem a utilização de silencioso e logo após, introduzindo-se um silencioso real.

Desta maneira, conforme apresentado na Figura 13, gerou-se um gráfico comparativo entre o espectro de frequência linear emitido por um motor de combustão interna, na rotação de 3500 rpm, com o respectivo espectro de frequência resultante após a aplicação de um silencioso real. Neste mesmo gráfico, agregou-se ainda a curva da Perda de Transmissão experimental do Silencioso aplicado.

Analisando-se a Figura 13 acima, pode-se constatar uma redução significativa de ruído nas faixas de frequência onde a Perda de Transmissão possui uma atenuação mais significativa, como por exemplo em torno de 350 Hz, 750 Hz, 1800 Hz e acima de 2000 Hz. Por outro lado, tem-se também uma baixa redu-

ção do nível de ruído exatamente nas regiões onde a Perda de Transmissão é baixa (500 Hz, 1100 – 1400 Hz), o que era de se esperar.

Contudo, um estudo de otimização real, deveria ser feito com auxílio de uma câmara anecóica, onde o espectro de frequência emitido pelo sistema de exaustão seria determinado de maneira mais pura, pois não seria contaminado com ruídos propagados pelo ar emitidos pela radiação sonora do motor.

Nas Figuras 14 e 16 são mostradas as dimensões dos modelos utilizados nas análises e nas Figuras 15 e 17 são mostradas a comparação da predição da perda de transmissão utilizando-se o SYSNOISE (FEM) e o Método das Matrizes de Transferência (TMM), com os resultados obtidos experimentalmente. As linhas pontilhadas verticais mostradas no gráfico, indicam a faixa de frequência na qual a medição é recomendada [5].

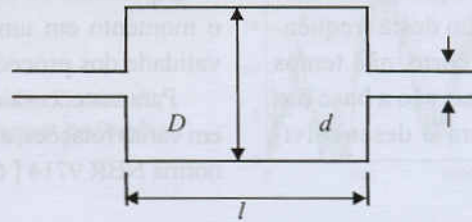


Figura 14 - Câmara de expansão simples (Dimensões: $l=200$ mm; $D=170$ mm; $d=43$ mm.)

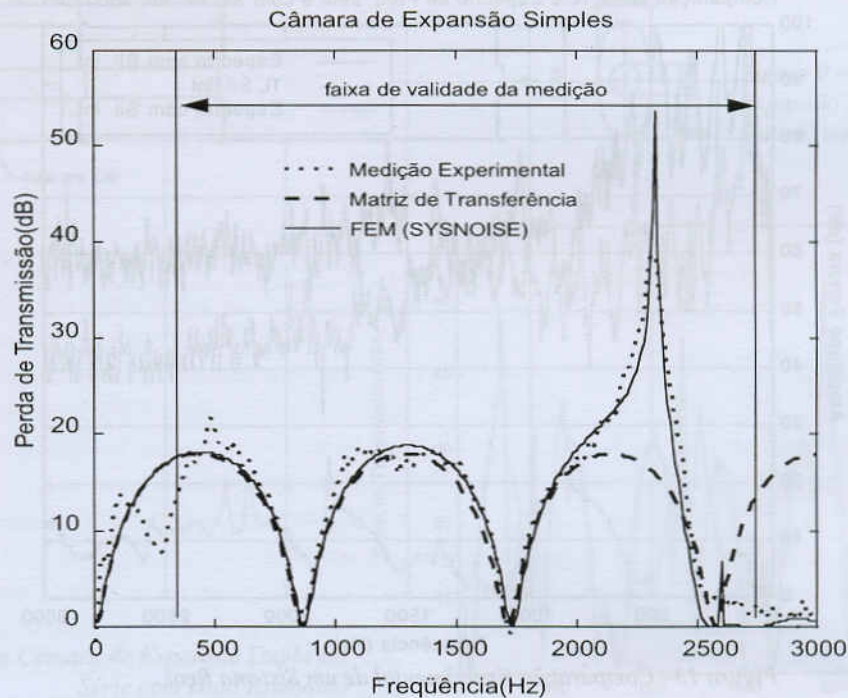


Figura 15 - Curva da perda de transmissão da câmara de expansão simples

Como se pode notar pela Figuras 15 e 17, a concordância da predição obtida pelo SYSNOISE e pelas medições experimentais foram excelentes. Como a predição feita pela matriz de transferência considera somente a propagação de ondas planas, os resultados do mesmo começam a divergir para frequências acima da primeira frequência de corte da câmara de expansão de maior diâmetro, principalmente no caso da câmara de expansão dupla. A primeira frequência de corte anti-simétrica - considerando as propriedades do ar a temperatura de 20 °C ($c=343$ m/s) - para a câmara de expansão simples e para a de câmara de expansão dupla (câmara de maior diâmetro) é igual a 1182 Hz.

Para uma seção circular, a primeira frequência de corte circunferencial axissimétrica é dada [10]

$$\text{por } f_{ca} = \frac{3,83.c}{\pi.D}, \text{ onde } c \text{ é a velocidade do som no}$$

meio e D é o diâmetro da câmara de expansão. Para as configurações analisadas, a primeira frequência de corte anti-simétrica (Equação 4) não é significativamente excitada, pois a entrada e saída são colocadas centradas axialmente. Para a câmara de expansão simples e para a câmara de expansão dupla (câmara de maior diâmetro) - considerando as propriedades do ar a temperatura de 20 °C - a primeira frequência de corte circunferencial axissimétrica é igual a 2460 Hz. Acima desta frequência, pode-se notar claramente que os resultados da TMM divergem completamente dos resultados experimentais.

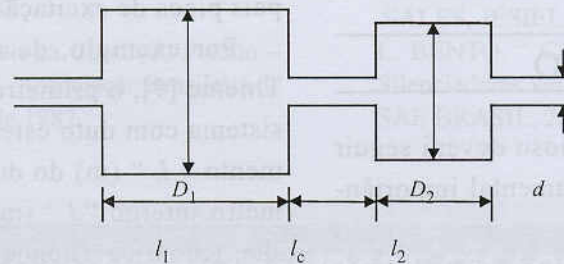


Figura 16 - Câmara de expansão dupla. Dimensões: $l_1=200$ mm; $l_2=153$ mm;

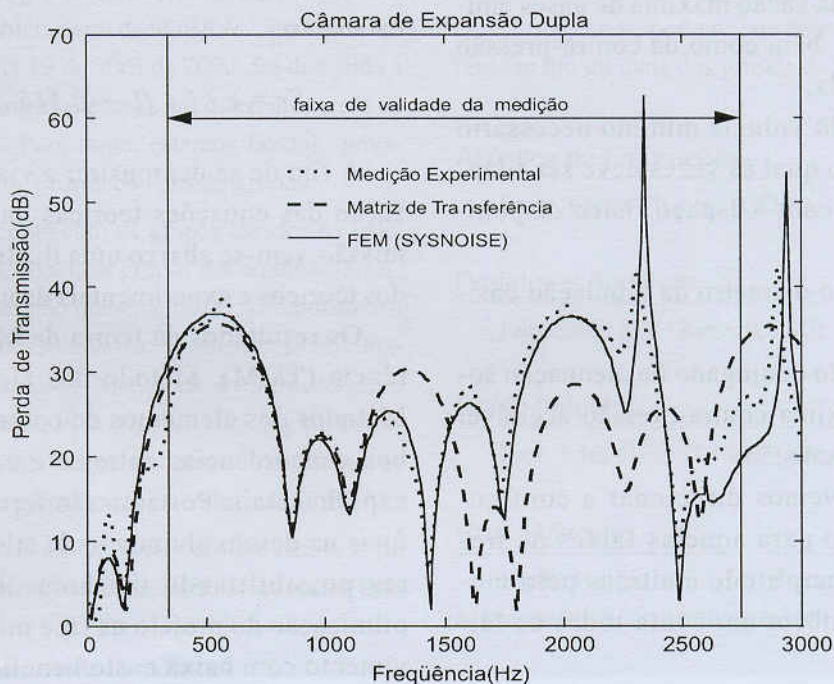


Figura 17 - Curva da perda de transmissão da câmara de expansão dupla.

Como se pode notar pelos resultados deste trabalho, os métodos de discretização numérica como o FEM são excelentes ferramentas para a predição da performance de silenciadores, inclusive nas regiões de alta frequência onde os métodos tradicionais não conseguem prever o comportamento dos silenciadores. Embora as análises feitas neste trabalho sejam restritas a algumas configurações mais simples de silenciadores, os métodos de discretização numérica também podem ser estendidos a outros tipos de configurações mais complexos que utilizam outros tipos de elementos comumente encontrados em silenciadores reais [1].

CONCLUSÃO

A otimização de um silencioso deverá seguir alguns passos iniciais de fundamental importância., os quais são :

- Conhecimento do espectro de frequência emitido pelo motor em diversas rotações ;
- Conhecimento da vazão máxima de gases emitido pelo motor, bem como da contra-pressão máxima admitida;
- Determinação do volume mínimo necessário do silencioso , o qual às vezes deve ser adaptado de acordo com o espaço físico disponível ;
- Determinação do diâmetro da tubulação básica do sistema.
- Desenvolvimento conjugado da atenuação sonora com a máxima contra-pressão aceitável do sistema de exaustão.

Em síntese, devemos direcionar a configuração do silencioso para aquelas faixas de frequência de maior amplitude emitidas pelo motor, levando-se também em conta todas as faixas de rotação.

A determinação do volume básico do silencioso poderá ser feito utilizando empiricamente uma relação de volume igual a 10 vezes a cilindrada do motor, ou seja se estamos trabalhando com um motor de 2,0 litros, necessitaríamos de um silencioso de aproximadamente 20 litros de volume. Ou ainda as equações apresentadas por Wu [7].

Após a determinação do volume inicial do silencioso, deverá ser iniciado um procedimento seqüencial, onde a partir de um sistema hipotético, deveremos determinar inicialmente a Perda de Transmissão Teórica do Sistema. Com base nesta primeira tentativa, inicia-se uma série de modificações com o intuito de se otimizar a configuração básica adotada, buscando reduzir os principais picos de excitação emitidos pelo motor.

Por exemplo, de acordo com Kimura [3] e Thieme [9], o primeiro pico característico de um sistema com duto estendido é função do comprimento " L " (m) do duto estendido e de seu diâmetro interno " d " (m). Com base nesta conclusão, Kimura e Thieme apresentaram em seus trabalhos uma expressão da frequência de ressonância deste tipo de elemento, a qual está apresentada abaixo.

$$Fr = c / [4.(L + 0,315.d)] (Hz) \quad (7)$$

A fim de se demonstrar a viabilidade da utilização das equações teóricas da Perda de Transmissão, tem-se abaixo uma ilustração dos resultados teóricos e experimentais de um silencioso real.

Os resultados da teoria da Matriz de Transferência (TMM), Método dos elementos finitos e Métodos dos elementos de contornos se mostram boa concordância entre se e com os resultados experimentais. Portanto são ferramentas bastante úteis na desenvolvimento de silenciosos veiculares possibilitando um bom direcionamento e otimização do projeto na fase inicial de desenvolvimento com baixa custo/benefício.

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

1. M. L. MUNJAL, "Acoustics of ducts and mufflers", John Wiley, New York, 1987.
2. MALCOLM J. CROCKER, "The Acoustical Design and Testing of Mufflers for Vehicle Exhaust Systems. 1º Congresso Brasil / Argentina e 15º Encontro da SOBRAC - Abril/94.
3. KIMURA M. R. M., "Simulação Acústica e Medição Experimental de Silenciosos Reativos", Dissertação de Mestrado, 1995, Universidade Federal de Santa Catarina.
4. GERGES, SAMIR N. Y., "Ruído, Fundamentos e Controle", Universidade Federal de Santa Catarina, segunda edição, 2000.
5. CHUNG, J. Y. & BLASER D. A., "Transfer function method of measuring in-duct acoustic properties. I. Theory", Journal of Acoustic Society of America. 68(3), Sept. 1980.
6. NBR 9714. "Ruído Emitido na Condição Parado - Método de Ensaio". ABNT - Associação Brasileira de Normas Técnicas, Janeiro de 1987.
7. WU, TANG. "Control of Diesel Engine Exhaust Noise." SAE-Society of Automotive Engineers. Combined National Farm, Construction & Industrial Machinery and Powerplant Meetings Milwaukee. Two Pennsylvania Plaza, New York, September 14-17, 1970.
8. THIEME, FÁBIO A., GERGES, SAMIR N. Y. e SALES, JESIEL DE ANDRADE. "Método da Matriz de Transferência e Ensaio Experimentais para Silenciosos Veiculares." In: V SIBRAV, 1999, São Paulo, SP. Simpósio Brasileiro de Acústica Veicular. P. 103-108.
9. THIEME, FÁBIO A., "Atenuação de Ruído em Silenciadores Automotivos: Análise Numérica pelo Método das Matrizes de Transferência e Verificação Experimental", Dissertação de Mestrado, 2000, Universidade Federal de Santa Catarina.
10. THIEME, FÁBIO A., GERGES, SAMIR N. Y., SALES, JESIEL DE ANDRADE e COELHO, JOSÉ L. BENTO. "Cálculo de Atenuação de Ruído para Silenciadores Veiculares e Verificação Experimental." SAE BRASIL, 2000, São Paulo, SP.

QUAL É SUA ESPECIALIDADE EM ACÚSTICA ?

Na última assembléia geral da SOBRAC, realizada em Belo Horizonte no dia 19 de abril de 2000, foi discutida a possibilidade de formarmos grupos nas diferentes áreas de acústica e vibrações. Para tanto, estamos fazendo novamente a chamada para a formação desses grupos.

A SOBRAC já conta com os grupos listados ao lado. Pretendemos, agora, organizar grupos nas seguintes áreas: Acústica Geral (linear, não linear, aplicada, computacional e aeroacústica); Acústica submarina; Acústica musical; Ultrassom; Vibrações Mecânicas; Medições, Instrumentação e Processamento de sinais; Psicoacústica (fisiológica, psicológica e produção de fala) e fonoaudiologia, além de novos grupos que podem ser propostos por membros da SOBRAC.

Ao longo dos anos a SOBRAC veio crescendo e, no presente, já possui membros especialistas em vários desses temas.

Gostaríamos, portanto, de convidar todos a participarem em um ou mais dos grupos de trabalho.

Acústica de Edificações

Profa. Elvira Viveiros (UFSC) - elvira@arq.ufsc.br

Protetores Auditivos

Prof. Samir N. Y. Gerges (UFSC) - gerges@mbx1.ufsc.br

Ruído Industrial

Prof. Jules Slama (UFRJ) - jules@proarq.ufrj.br

Ruído Veicular

Prof. Helcio Onusic (Daimler Chrysler/USP) - helcio.onusic@daimlerchrysler.com

REAVALIANDO AS MÉTRICAS PSICOACÚSTICAS

Gaetano Miranda, M. A. Fogaça e M. Bernardinelli - DaimlerChrysler do Brasil Ltda.

Marco A. S. Peres - Bruel & Kjaer do Brasil.

Arley L. Jr. - debis Humaitá IT Services Latin América Ltda.

RESUMO

Neste trabalho iremos mostrar os primeiros resultados da confecção de um modelo matemático experimental na área da psicoacústica, utilizando dados objetivos, ou seja, resultados de medições efetuadas em veículos associados aos resultados a análise subjetiva desses mesmos. Teremos assim condições de efetuarmos um modelo matemático, baseado em dados estatísticos, a fim de podermos classificar e qualificar o ruído dos nossos veículos para projeto.

Hoje é muito comum utilizar-se modelos matemáticos para anteciparmos o projeto, aperfeiçoar o projeto em andamento, verificar falhas, fadiga, durabilidade, tudo isso sem que o veículo exista propriamente dito. Porém esses modelos ainda possuem suas deficiências, principalmente na certificação do mesmo.

Na acústica a dificuldade é ainda maior, mesmo com softwares de altíssimo gabarito e qualidade para cálculos de campos acústicos, modos acústicos, etc..., os modelos são difíceis de serem certificados e muito onerosos também, sem contar que é impossível prever o ruído final do veículo somente com cálculos teóricos e ouvir o resultado dessa simulação e comparar com a concorrência.

Benckmarking é uma palavra muito usual atualmente nas montadoras e autopeças, cada vez mais querem um produto melhor que a concorrência. Mas como fazer um modelo para que possamos projetar nossos veículos levando em consideração, entre outras coisas, a característica dos nossos concorrentes? Nosso estudo tem essa finalidade, baseando-se no ruído atual dos nossos veículos e da concorrência determinar um índice de qualificação do veículo e com base nisso variar as diferenças entre os diversos veículos e adequar o carro de acordo com o que foi estabelecido como meta.

INTRODUÇÃO

A Psicoacústica surgiu para melhorar a relação entre o ruído que ouvimos e na forma de como pode ser expresso através de grandezas físicas, já está bastante comentado da deficiência do dB(A) como único parâmetro para qualificar o ruído, por isso surgiu o Loudness, Sharpness, Roughness, Tone-to-ratio e muitos outros.

Então, até pouco tempo atrás tínhamos deficiência de parâmetros para classificarmos o ruído de um veículo, com o desenvolvimento da psicoacústica, vários parâmetros foram criados para tentar expressar mais sensações do ouvido humano, várias medições foram estabelecidas para conseguirmos caracterizar um determinado ruído quanto à: volume, clareza, brilho, timbre, etc... .

Porém antes pela falta e hoje pelo excesso não conseguimos caracterizar de forma clara um determinado ruído. Quais e quantas métricas psicoacústica são necessárias para caracterizarmos o ruído do nosso produto? Assim busca-se com esse trabalho a determinação de uma quantidade menor de métricas a serem analisadas, porém capazes de caracterizar o ruído de forma a expressar a real forma que o usuário ouve nosso produto e julga se este é ou não agradável ao seu gosto.

MÉTODO

O método consiste em criar um modelo psicoacústico para avaliar o ruído de um produto, nosso caso, avaliarmos o ruído interno de caminhões. Como há diversas categorias de caminhões, isto é, caminhões leves, caminhões médios e caminhões pesados, e essas categorias divergem pela sua capacidade de carga e potência do motor, para cada categoria temos motores próprios, transmissões específicas e cabinas diferentes.

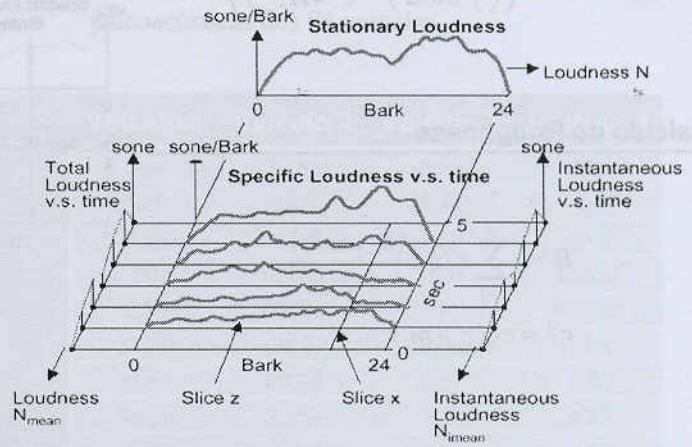
Com tantas diferenças as características de ruído de cada categoria diverge muito, por isso escolhemos desenvolver um modelo psicoacústico para cada ramo.

A idéia desse modelo psicoacústico é proporcionar um índice de qualificação do ruído interno de caminhões extra pesados, a fim de comparar o ruído dos diversos modelos, entre eles e com a concorrência.

A utilização dos parâmetros psicoacústicos foi priorizada, pois são as métricas que conseguem parametrizar as nossas sensações auditivas, porém no meio de tantas métricas, quais são as mais importantes? Quais e quantas devemos utilizar para os novos veículos? Sabemos que o mais importante parâmetro psicoacústico utilizado é o Loudness, com calculo baseado nos estudos do *Professor Dr. Eng. Eberhard Zwicker Phd.* Formado em psicoacústica pela Universidade de München - Alemanha, quase totalidade dos parâmetros foi estudada por Zwicker, eles refletem as melhores propriedades psicofísicas do ouvido humano para percepção de sons.

No entanto além do Loudness temos outras métricas já conhecidas no nosso meio, faremos um breve apanhado dessas métricas.

LOUDNESS:
(Stationary , Statistical e Statistical inst.)

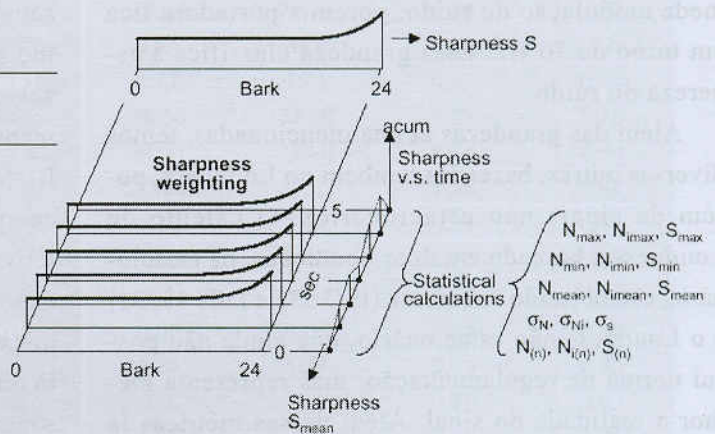


SHARPNESS : (Zwicker e Aures)

Calculo do Sharpness:

Método Zwicker

$$S = 0,11 \left(\frac{\int_0^{24} N'(z) \cdot z \cdot g(z) \cdot dz}{N} \right)$$



Método Aures

$$S = 0,11 \left(\frac{\int_0^{24} N'(z) \cdot z \cdot g(z) \cdot dz}{\ln \left(\frac{N + 20}{20} \right)} \right)$$

Onde: N = Loudness total
 N'(z) = Loudness elementar de banda z
 g(z) = Função de Ponderação Zwicker
 Sharpness: é a grandeza que qualifica as componentes de alta frequência do sinal analisado, quanto maior é o Sharpness mais alta frequência o sinal possui;

Calculo do Fluctuation Strength

$$F = 0,36 \frac{\int_0^{24} \log \left(\frac{N? \max}{N? \min} \right) dz}{\left(\frac{4Hz}{f \text{ mod}} \right) + \left(\frac{f \text{ mod}}{4Hz} \right)}$$

Calculo do Roughness

$$R = c \sum_{i=1}^n r_i^? \Delta z \frac{(k_{i-1} + k_i)}{2}$$

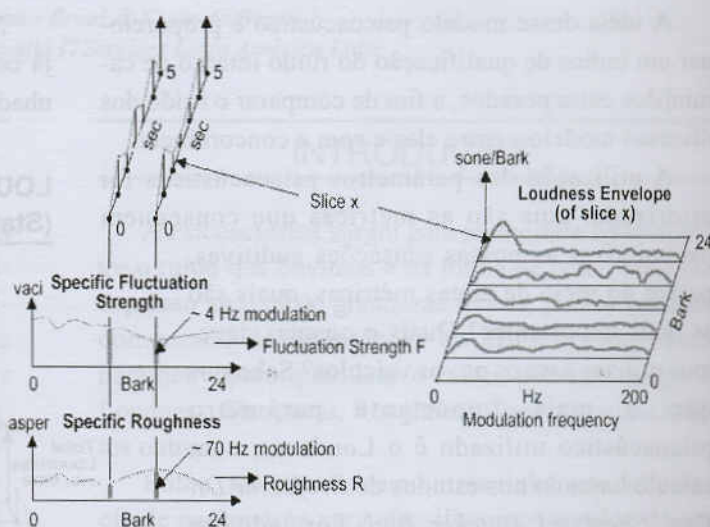
$$r_i^? = cg(z_i)(m_i)^2$$

Flutation Strength: mede o fenômeno de modulação do ruído por outro, de baixa frequência, por volta de 4 Hz.

Roughness: similar ao Flutation Strength, mede modulação do ruído, porém a portadora fica em torno de 70 Hz. Essa grandeza classifica a aspereza do ruído.

Além das grandezas acima mencionadas, temos diversas outras, baseadas também no Loudness, porém de sinais não estacionários. O cálculo de Loudness é baseado em duas condições, na estacionária, estabelecido em norma (ISO 532 e DIN 45631) e o Loudness não estacionário, que ainda não possui norma de regulamentação, mas representa melhor a realidade do sinal. Além dessas métricas já mencionadas existem muitas outras como: Pleasantness, Annoyance, Tone-to-ratio, Tonality, Pitch, Kurtosis, etc...

Para otimizarmos um produto com relação à Qualidade Sonora precisamos nos valer da análise subjetiva, ou seja, a análise do ruído por um júri, com isso podemos caracterizar os diversos ruídos quanto à qualidade de cada um individualmente e compara-

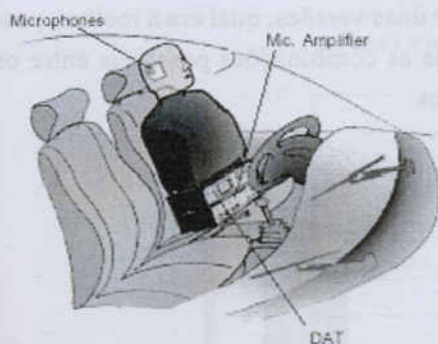


Onde: **m** = termo para flutuações de envelope
k = fator de correlação

tivamente entre as amostras, esse processo é o melhor, pois, o ruído está sendo submetido a um júri que sente o efeito do mesmo, mas esse processo é muito oneroso e possui diversos problemas, num desenvolvimento onde as propostas de redução de ruído são inúmeras, a montagem do júri todas as vezes que cada proposta é avaliada se torna praticamente impossível. As métricas psicoacústicas facilitam muito o processo desenvolvimento, pois complementam os resultados subjetivos, os testes objetivos são menos onerosos e mais fáceis de serem executados, assim a combinação dos dois métodos nos dará uma correlação a qual originará um modelo onde um simples número relacionará a qualidade sonora do veículo e a preferência do usuário.

PROCESSO DE CALCULO:

O primeiro passo foi à gravação do ruído interno com o Torso da Bruel & Kjaer (Type 4100) conjugado com condicionador e gravador, sistema destinado a análise psicoacústica do sinal (vide figura).



Foram criados quatro arquivos denominados: Veículo 1.wav; Veículo 2 .wav; Veículo 3.wav; Veículo 4.wav

Todos os quatro ruídos gravados estão na mesma condição e com o nível calibrado, para representar exatamente a mesma pressão sonora obtida no interior do veículo.

Na Tabela 1 estão calculadas todas as métricas psicoacústicas dos 04 veículos.

Métrica Psicoacústicas	Veículo 1	Veículo 2	Veículo 3	Veículo 4
Stationary Loudness [sones]	34,7	32,83	8,35	4,78
Roughness [asper]	1,26	1,42	1,41	1,1
Fluctuation Strength [vacil]	0,96	1,04	0,78	0,62
Tone-To-Noise Ratio [dB]	90	65535	90	65535
Prominence Ratio [dB]	2,33	65535	1	65535
Statistical Loudness Max [sones]	37,18	36,7	9,08	5,63
Statistical Loudness Min [sones]	31,61	29,88	7,67	3,95
Statistical Loudness Mean [sones]	34,25	32,56	8,3	4,72
Statistical Loudness Standard Dev, [sones]	1,09	1,12	0,27	0,36
Statistical Loudness N1 [sones]	36,75	35,73	8,94	5,45
Statistical Loudness N2 [sones]	34,21	32,48	8,3	4,68
Statistical Loudness N3 [sones]	31,91	30,42	7,76	4,02
Statistical Inst, Loudness Max [sones]	39,44	39,39	9,51	6,14
Statistical Inst, Loudness Min [sones]	29,04	27,98	6,94	3,7
Statistical Inst, Loudness Mean [sones]	34,1	32,4	8,24	4,7
Statistical Inst, Loudness Std Dev, [sones]	1,77	1,71	0,42	0,44
Statistical Inst, Loudness N1 [sones]	38,55	37,56	9,27	5,76
Statistical Inst, Loudness N2 [sones]	34,11	32,29	8,26	4,68
Statistical Inst, Loudness N3 [sones]	30,26	29,02	7,28	3,84
Zwicker Sharpness Max [acum]	1,36	1,33	0,94	0,97
Zwicker Sharpness Min [acum]	1,05	0,95	0,66	0,52
Zwicker Sharpness Mean [acum]	1,2	1,1	0,77	0,64
Zwicker Sharpness Standard Dev, [acum]	0,06	0,06	0,04	0,05
Zwicker Sharpness N1 [acum]	1,34	1,27	0,89	0,82
Zwicker Sharpness N2 [acum]	1,2	1,1	0,76	0,63
Zwicker Sharpness N3 [acum]	1,08	0,99	0,68	0,55
Aures Sharpness Max [acum]	2,64	2,61	1,17	1,16
Aures Sharpness Min [acum]	1,92	1,74	0,78	0,57
Aures Sharpness Mean [acum]	2,24	2,02	0,94	0,7
Aures Sharpness Standard Dev, [acum]	0,12	0,13	0,06	0,06
Aures Sharpness N1 [acum]	2,54	2,44	1,1	0,96
Aures Sharpness N2 [acum]	2,24	2	0,95	0,7
Aures Sharpness N3 [acum]	1,98	1,79	0,82	0,6

Tabela 1: Calculo das Métricas Psicoacústicas

Reavaliando as Métricas Psicoacústicas

O passo seguinte foi organizar o processo para o júri teste, que foi organizado combinando todos os ruído de dois em dois, assim cada votação o ouvinte

escolhia dentre duas versões, qual era a melhor, passando por todas as combinações possíveis entre os quatro veículos.

Gráfico de Preferência

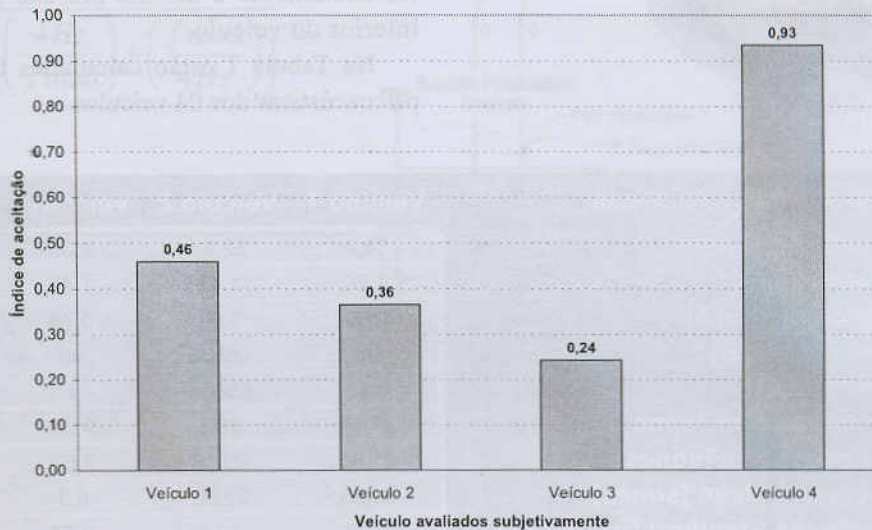


Gráfico 1: Resultado da pesquisa subjetiva

Utilizamos a Exposição de Tecnologia realizada na Engenharia Experimental da Daimlerchrysler para fazer o júri test e coletar o maior número possível de opiniões, com isso ter o desvio médio minimizado. O número de votantes ultrapassou a 100 pessoas e o resultado obtido da avaliação subjetiva está demonstrada no Gráfico 1.

De acordo com o resultado da Preferência das pessoas, o melhor veículo foi o de número 4, com 93% dos votos, o segundo foi o veículo 1 com 46% da preferência seguida pelo veículo 2 e o veículo 3 por último.

Utilizando cálculos estatísticos de Regressão Linear e Polinomial, onde o procedimento é de ajustar uma função a um conjunto de dados experimentais, a fórmula utilizada foi $Y = m_1X_1 + m_2X_2 + c$, onde:

X_1 : Resultado de uma Métrica psicoacústica a escolher

m_1 : Constante 1

X_2 : Resultado de uma Métrica Psicoacústica a escolher, diferente da primeira.

m_2 : Constante 2

c : Constante 3

Para o cálculo desses índices utilizamos um programa especializado para isso chamado Psychoacoustic Test Bench da Bruel & Kjaer, com esse programa todo esse trabalho fica minimizado, bastando para isso preparar os arquivos de som, com as gravações de ruído dos veículos a serem comparados e montar todo o esquema com o auxílio de wizard do próprio programa,

Depois de efetuado os cálculos os resultados obtidos foram:

X_1 : Aures Sharpness N1 [acum],

m_1 : 12,31

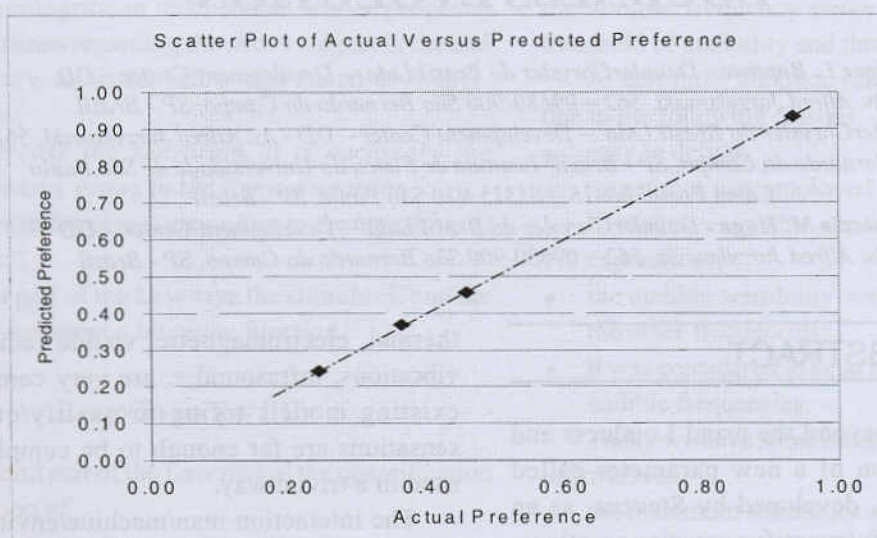
X_2 : Statistical Loudness Mean N1 [sones]

m_2 : - 0,68

c : - 7,70

Portanto o resultado obtido foi: $Y = 12,31X_1 - 0,68X_2 - 7,70$

A seguir temos o gráfico de dispersão entre os dados calculados e a preferência do júri



O gráfico acima nos mostra que o modelo matemático obtido dos resultados subjetivos possui uma dispersão muito pequena, embora o cálculo foi baseado numa incerteza de 95%, devido ao grande número de votantes, o modelo obteve incerteza em torno de 99%.

CONCLUSÃO

A avaliação subjetiva do ruído de qualquer produto sempre acontecerá, pois é a melhor maneira de avaliar a qualidade do som ou ruído produzido pelo produto, seja ele um automóvel, caminhão, aparelho de som, etc. Todo o desenvolvimento com análises subjetivas (medições) sempre fica sujeita a uma avaliação humana, para certificarmos os resultados.

O propósito desse trabalho foi exatamente conjugar as duas avaliações para que obtivéssemos uma grandeza psicoacústica que expressasse melhor o resultado subjetivo, com isso direcionar o desenvolvimento muito próximo da realidade do usuário, diminuindo assim custos com protótipos, horas de cálculos e testes desnecessários.

Uma outra grande vantagem desse método é a utilização do resultado diretamente no programa

(software Sound Quality – Bruel & Kjaer - www.bksv.com) de análise, ou seja, através de um script você inclui a fórmula junto com os cálculos das métricas psicoacústicas, assim sua empresa possuirá sua própria métrica desenvolvida especialmente para seu produto, para classificá-lo entre várias opções desenvolvidas e frente aos concorrentes.

REFERÊNCIA

- E. Zwicker, H. Fastl, 1999 - Psychoacoustics Facts and Models – 2nd edition,
- Software Bruel & Kjaer – Sound Quality com aplicativo Psychoacoustic Test Bench
- Helcio Onusic, M. M. Hage – Parameters used for automotive vehicles concerning acoustic qualification/quantification – SAE 2000
- Neutrik-Cortex Informativo Técnico Nº 001, Análise de ruído e processamento de áudio.
- C.J.O.P.J. Alcobia and M.C.G. Silva (1999) – A Comfort Field Study in Public Transportation Buses – Universidade de Coimbra.
- Gaetano Miranda - Critério Psicoacústico para avaliação da qualidade acústica das cabinas – SAE 2000

SOME CONSIDERATIONS REGARDING LOUDNESS EVOLUTION

*Edgar L. Baptista - DaimlerChrysler do Brasil Ltda. - Development Center - DD
Av. Alfred Jurzykowski, 562 - 09680-900 São Bernardo do Campo, SP - Brazil*

*Helcio Onusic - DaimlerChrysler do Brasil Ltda. - Development Center - DD - Av. Alfred Jurzykowski, 562 - 09680-900
São Bernardo do Campo, SP - Brazil; Instituto de Física da Universidade de São Paulo
Caixa Postal 66318 - 05315-970 São Paulo, SP - Brazil*

*Marcelo M. Hage - DaimlerChrysler do Brasil Ltda. - Development Center - DD
Av. Alfred Jurzykowski, 562 - 09680-900 São Bernardo do Campo, SP - Brazil*

ABSTRACT

This paper goes beyond the usual Loudness and make the introduction of a new parameter called Perceived Magnitude, developed by Stevens, as an improvement to qualify/quantify acoustic sensations. As a pioneer application we have applied it to quantify some acoustic sources associated to automotive industry. We emphasize the differences concerning Loudness and Perceived Magnitude, and show the right way to compare the results. The sound pressure level spectra of some sources in octaves bands are used to calculate the overall noise in SONES associated to the above parameters as well the usual dB(A). A suggestive and innovative spectral composition weighted by the above functions is introduced to interpret the results. Finally we discuss the benefits we can achieve using the new parameter in vehicle acoustics.

INTRODUCTION

Acoustics, besides to be a classical science, can be considered, if we only look at the physical phenomena, a complete science. We can assure the existing models describe very well the physical phenomena we see in nature. We would not mistake too much if we include in this situation other sciences such as Optics, Electromagnetism, Thermal Sciences, all in the classical sense. We are not associating to this idea the quantum aspects. Unfortunately when we investigate the interaction of these sciences with the human being, this question changes very much.

The responses of the human being regarding for instance to a lot of sensations such as: sonorous,

thermal, electromagnetic, visible radiation, colors, vibrations, infrasound, etc. are very complicated. The existing models trying to qualify/quantify these sensations are far enough to be complete and to be used in a trivial way.

The interaction man/machine/environment takes several forms with different boundary conditions. This applies also in the specific case of the automotive industry.

The new concepts of vehicle safety associated to the mass reduction, provoke the design/production of more flexible cars, increasing the vibrations amplitude and needing refined acoustic solutions, more and more creative. This means also the necessity of having an evolution of the parameters used in the acoustic qualification/quantification of the automotive vehicles.

So, in the present paper we are able to go beyond the usual parameters applied nowadays to quantify acoustic sensations. This means we are going to introduce an improvement developed by Stevens called Perceived Magnitude which contains specific premises. Some applications using this new parameter will show to us the differences we obtained in the results trying to quantify some acoustic sources.

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.

"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.

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

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.

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).
- 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. 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 N/m^2 ;
- the accepted concept is the sound pressure level, and

Some Considerations Regarding Loudness Evolution

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:

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

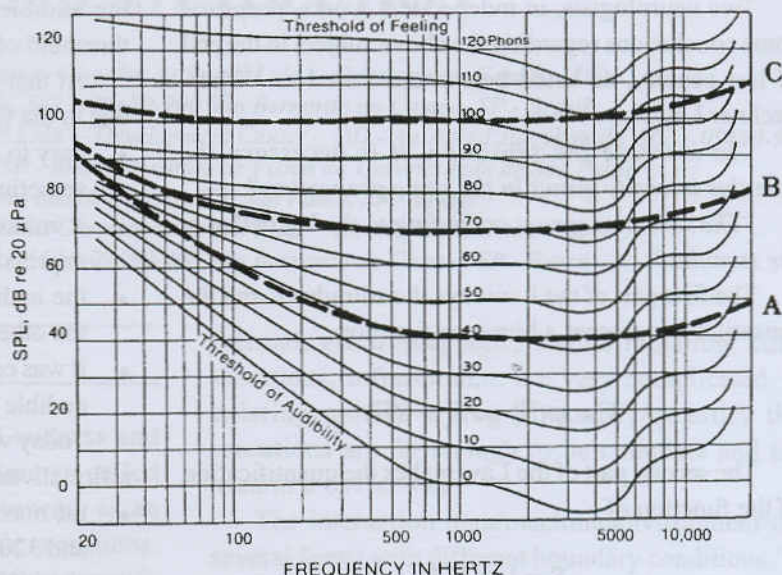


Fig. 1. Isophonic Curves.

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.

Stevens 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, at the same epoch, elaborated a graphic method to get the Loudness for a complex sound. ISO Standard R-532 describes the two procedures. In Stevens method, which we judge simpler, the calculation is the following:

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

where: $\sum S$ → addition of sones values relative to all frequency bands;

S_m → maximum sone value in any bandwidth;

α → 0,3 for octave bands;

α → 0,15 for third octave bands.

This procedure was called Mark VI.

The appropriate values in sones corresponding to the sound pressure levels in dB for each bandwidth are given in tables or graphs. See fig.2.

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 any kind of normalization.

These simplifications are shown in Fig. 3, 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

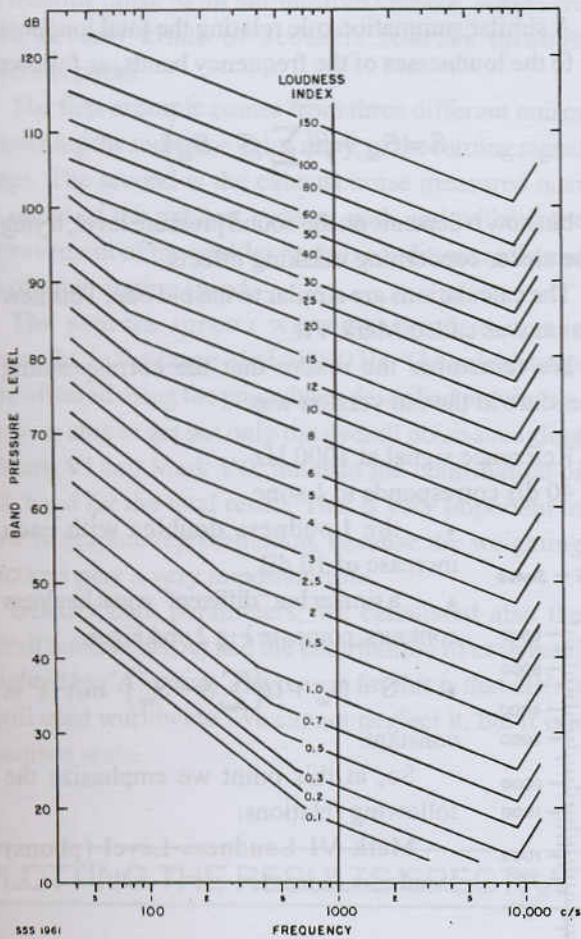


Fig. 2. Contours of Equal Loudness Indices.

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.

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

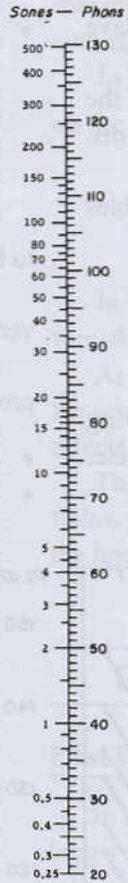


Fig. 3. Weighting Curves

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.

THE NEW PROPOSITION CONCERNING LOUDNESS

In 1971, Stevens presented a new version concerning the way of calculating Loudness with some different premises. This was understood as a result of numerous revisions to bring the calculation systems into close alignment with the behavior of the auditory system in the subjective evaluation of acoustic energy. The calculation procedure involves five modifications:

Some Considerations Regarding Loudness Evolution

- ♦ a standard reference signal consisting of a 1/3 octave band centered at 3150 Hz
- ♦ a unit defined as the Perceived Magnitude of the reference signal at a sound pressure level of 32 dB. This unit is called sone.
- ♦ above about 20 dB the Perceived Magnitude doubles with each increase of 9 dB, or:

$$S = 2^{(PL-32)/9}$$

where PL is named Perceived Level in dB.

- ♦ New frequency-weighting functions consisting of equal loudness contours for bands of noise. See Fig.4.

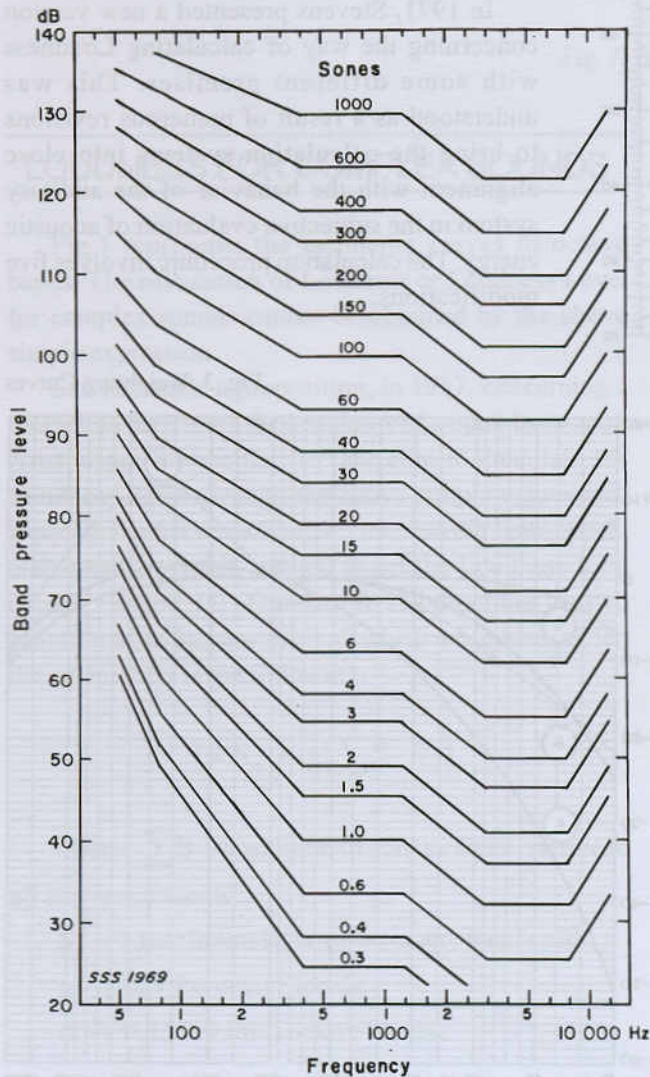


Fig. 4. Contours of Equal Perceived Magnitude.

- ♦ A similar summation rule relating the total loudness to the loudnesses of the frequency bands, as follows

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

but now β depends on the sound pressure level, trying to be closer concerning masking effects.

The calculations are similar to the old one. This new version was called Mark VII.

We remember the reader that the corresponding procedure in the old version was:

- ♦ Reference signal at 1000 Hz
- ♦ 40 dB corresponds to 1 sone
 - ♦ the Loudness doubles with each increase of 10 dB
 - ♦ a similar but "different" equal loudness contours, compare Fig.2 and Fig.4.
- ♦ $S = S_m + \alpha \left(\sum S - S_m \right)$ but α is constant.

So, at this point we emphasize the following relations:

Mark VI Loudness Level (phons)
Loudness (sones)

$$L_L = 33,3(\log S + 1,2)$$

Mark VII Perceived Level (PLdB)
Perceived Magnitude (sones)

$$PL = 30(\log S + 1,069)$$

In the above expressions, Loudness Level and Perceived Level are log scales; on the other hand Loudness and Perceived Magnitude are linear scales!

SOME APPLICATIONS

We have applied both parameters, Mark VI and Mark VII, in some specific acoustic sources, very well defined, instead of using them, for instance in

the interior noise of an automotive vehicle, where we have several kinds of acoustic sources through different paths.

The first example comes from three different noises concerning the indicator lights relay, of the turning signal lamps. The second is the exhaust noise measured near the outlet of the exhaust system, with and without the improvement of the muffler, in two conditions: idle and 3/4 of rated engine speed.

The sources spectra were measured in octave bandwidths, in the range 31 Hz/8000 Hz. The calculations were effected using the procedures described previously. We were able to get not only the overall noise according to Mark VI and Mark VII, but also the contribution of each band for the total result. This is very important to show in graphic representation, because the weighting functions play a very important role.

Besides both parameters, we calculated also the overall noise in dB(A) and the contribution of each band weighted by "A" curve. The reason for this is that dB(A) is still used worldwide. We cannot neglect it, but it is a logarithm scale.

PLOTTING THE RESULTS/SPECTRA

It is very important to explain how the spectra were obtained before introduce them to the reader.

First we go to one of the expressions we have presented before regarding Loudness addition:

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

We can write,

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

For octave bands in Mark VI, we have $\alpha=0,3$ and so:

$$S = S_m + \frac{3}{10} \sum_{i \neq m} S_i$$

The above expression shows that the band that has

maximum sone value enters a hundred percent in the sum and the others contribute only 30% of their values!

In Mark VII, instead of α , we have β that depends on the sound pressure level, or $\beta = \beta(\text{SPL})$.

$$\text{So: } S = S_m + \beta \sum_{i \neq m} S_i$$

In this case, the procedure associated to Mark VII furnishes the way of calculating β .

At first, we observe an attempt of Stevens to improve the addition taking into consideration that the masking effects depend on the sound pressure level.

The spectra associated to the examples considered follow the above rules and of course they deal with sones, the linear scale.

PRESENTATION OF RESULTS

First Example:

In this case we have three samples of turning signal lamps and the noise associated to their lights indicator relays.

Fig.5 shows each spectrum in dB and it means the physical spectrum in sound pressure level in octave bands. The effective difference appears in sample 1 in the high frequencies, above 500 Hz.

Figs. 6, 7 and 8 illustrate the spectrum of each one in sones according to Mark VI, Mark VII and dB(A).

A look to the figures shows that the profile concerning Mark VII follows a little better the dB(A) profile in the three samples, in spite of we are comparing log and linear scales. We observe also that the profiles of Mark VI and Mark VII are not so different, and the levels of Mark VII are higher systematically. The peaks coincide in two samples (1 and 3).

The overall noises in sones are very similar, at least for two samples. We must take care about these results! We are going to discuss them ahead. If we use dB(A) to compare samples 1 and 2, for instance, we see a gap » 20 dB(A), but around the double in sones.

For samples 2 and 3 we observe a better correspondence in the overall noise.

Some Considerations Regarding Loudness Evolution

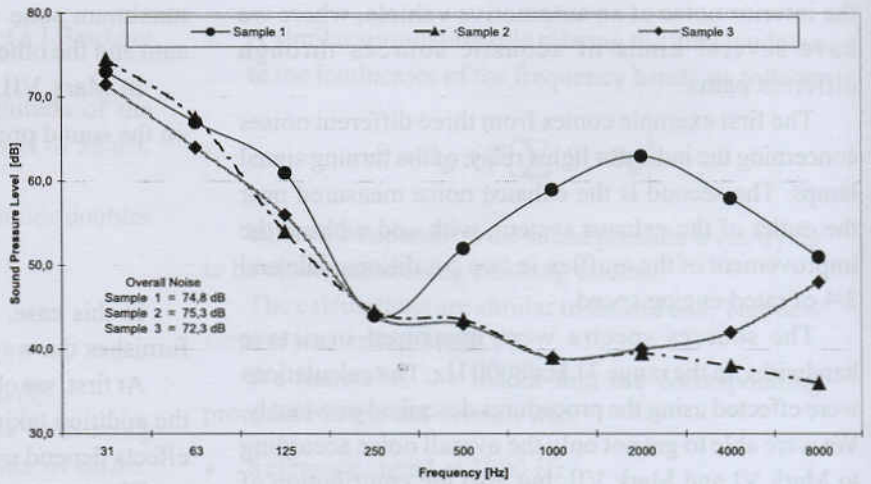


Fig. 5. Sound Pressure Levels – Turning Signal Lamps Spectra.

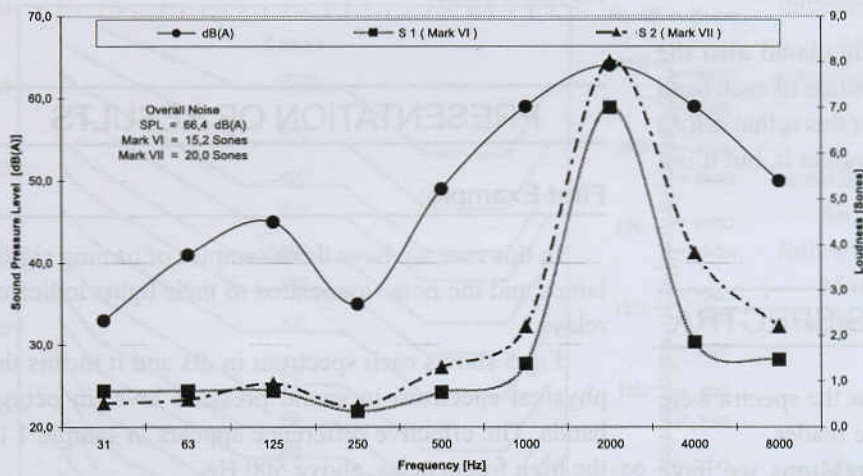


Fig. 6. Sample 1 – Turning Signal Lamp – Parameters Spectra.

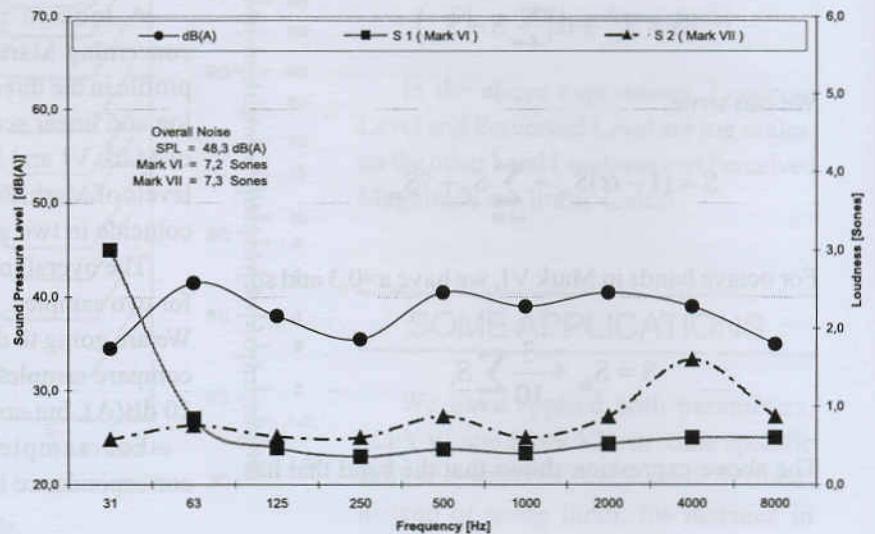


Fig. 7. Sample 2 – Turning Signal Lamp – Parameters Spectra.

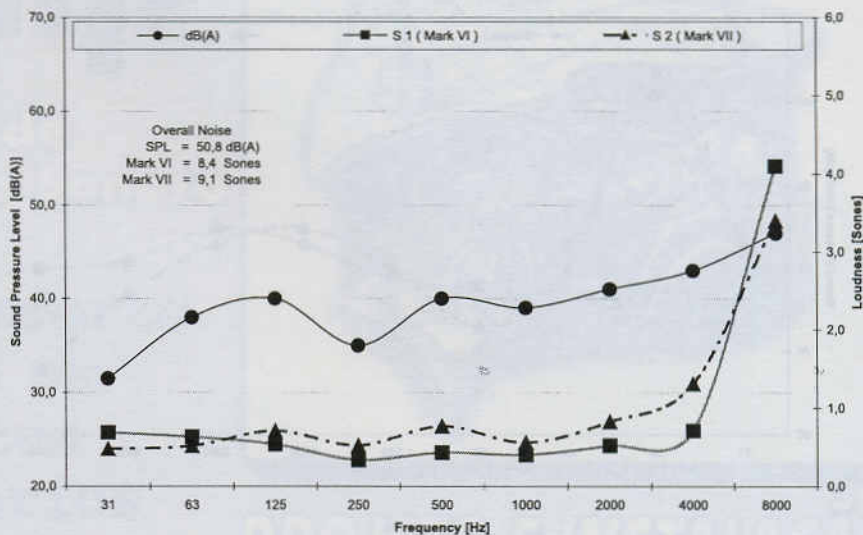


Fig. 8. Sample 3 – Turning Signal Lamp – Parameters Spectra.

Second Example

Now we present two exhaust systems, with different mufflers in two measurement conditions. The physical measurements are plotted in Fig.9 for the idle engine speed and in Fig.10 for 3/4 of rated engine speed. In Fig.9 the differences are concentrated in the high frequencies. The spectra according to Mark VI, Mark VII and dB(A) are presented in Fig.11 and Fig.12. The peaks do not coincide! The profiles following dB(A) are not so good as before for Mark VII.

The overall noise is quite different. In sample 1 (Fig. 11) we have 60,0 sones (Mark VI) and 89,2 sones (Mark

VII)! If we compare to dB(A), we have a ratio around 1,7 for sones against a difference of » 10 dB(A) (concerning samples 1 and 2).

Fig.13 and Fig.14 show the spectra associated to 3/4 of rated engine speed. If we take a look in a general view we have the feeling that the profile concordance regarding the three parameters are better. The overall noise in sones has a big difference. If we compare sample 1 against sample 2, we have a difference less than 1 dB(A) against a difference less than 10% in sones. But still Mark VII systematically has higher levels than Mark VI!

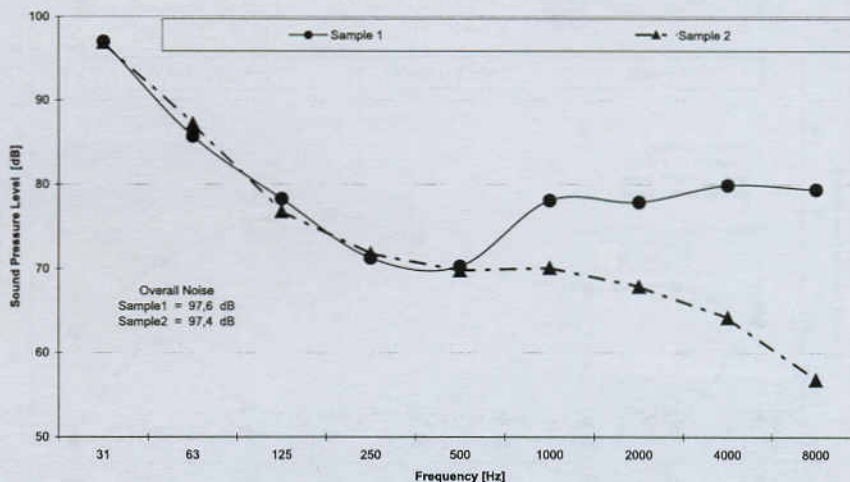


Fig. 9. Sound Pressure Levels – Exhaust System Spectra – (Idle).

Some Considerations Regarding Loudness Evolution

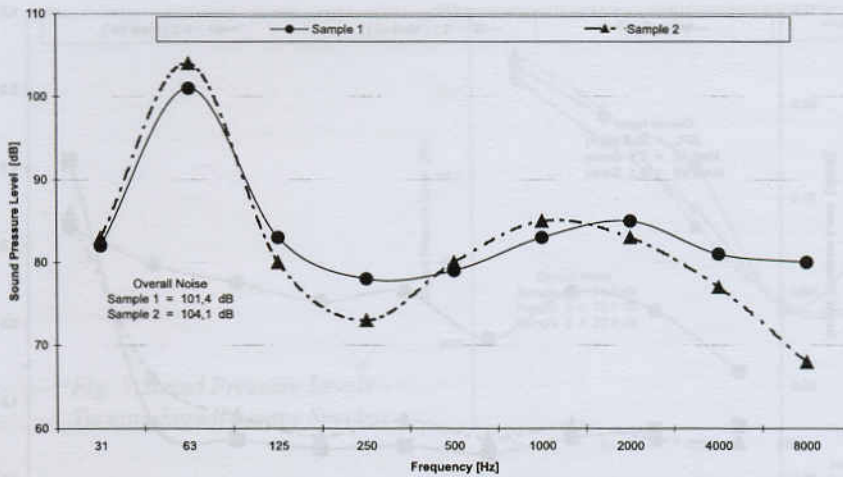


Fig. 10. Sound Pressure Levels - Exhaust System Spectra - (3/4).

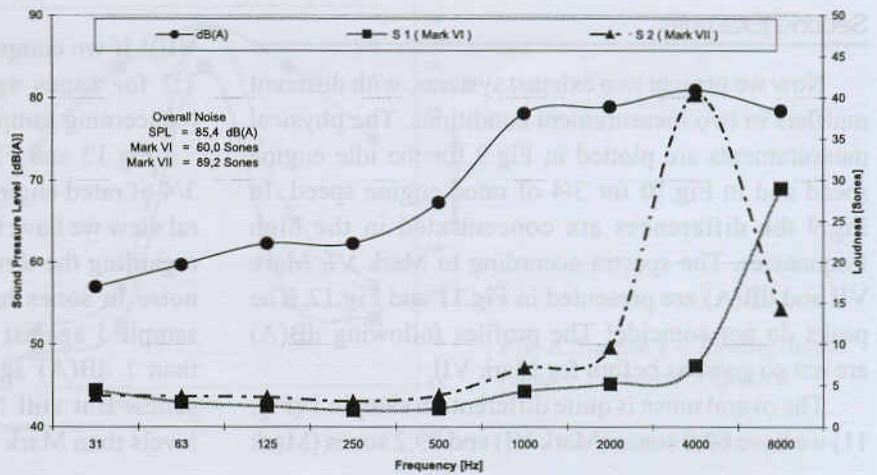


Fig. 11. Exhaust System - Sample 1 - Parameters Spectra (Idle).

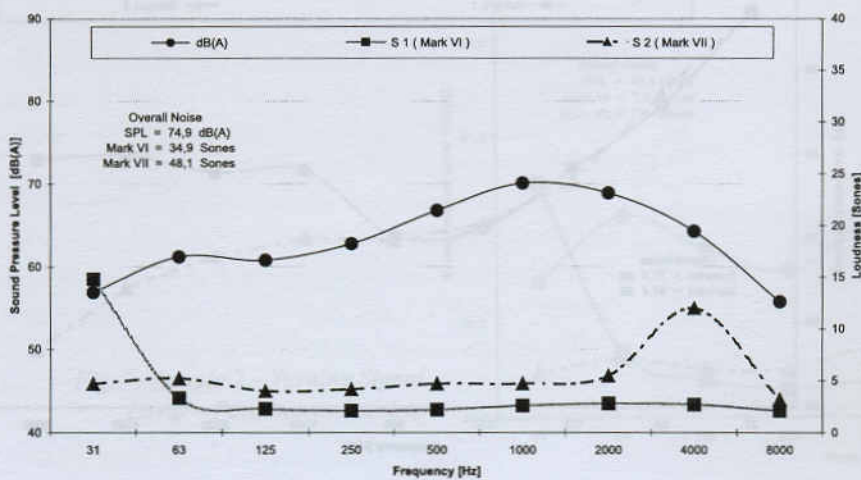


Fig. 12. Exhaust System - Sample 2 - Parameters Spectra (Idle).

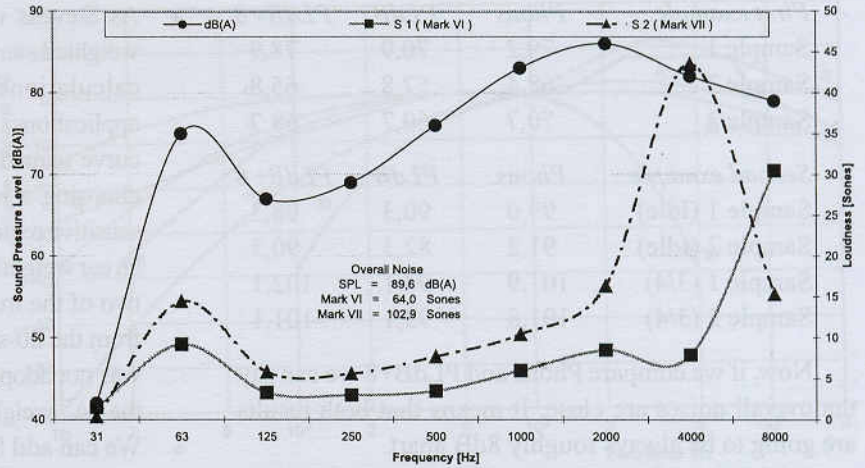


Fig. 13. Exhaust System - Sample 1 - Parameters Spectra (3/4).

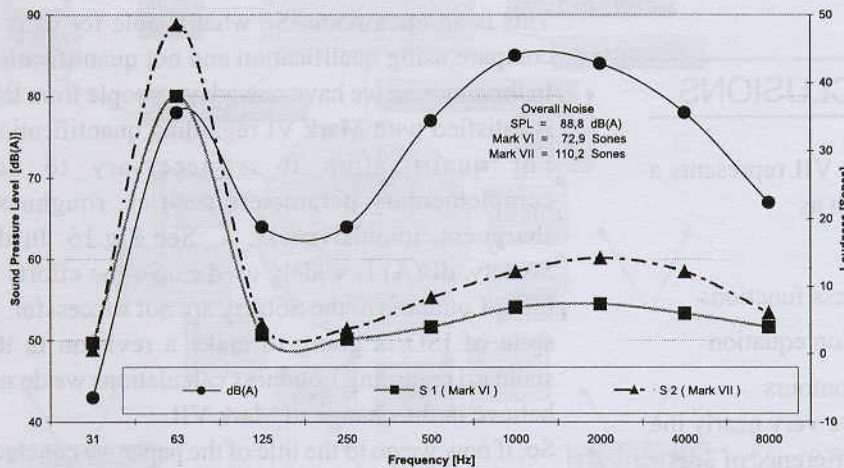


Fig. 14. Exhaust System - Sample 2 - Parameters Spectra (3/4).

HOW TO COMPARE THE OVERALL NOISES

In the first example we could observe that the overall noises regarding Mark VI and Mark VII presented not so different values. We cannot say the same, when we observe the results of the second example. See for instance, Fig.13, where we have 64,0 sones and 102,9 sones. The question is the following: If Mark VII is an improvement, why the overall noises are so different?

To answer this question we need to have in mind that the curves of Equal Loudness Indices (Fig. 2) and

Equal Perceived Magnitude (Fig. 4) are produced experimentally using human beings taking into consideration two reference signals (1000 Hz and 3150 Hz) 8dB apart! It means we cannot compare results that are products of different references.

In this way, we are going to add 8dB to the overall noises related to Mark VII to be able to compare the results. We use the following expressions:

$$P(VI) = 40 + 33,2 \log S$$

$$P(VII) = 32 + 29,9 \log S$$

Some Considerations Regarding Loudness Evolution

First example:	Phons	PLdB	PLdB+8
Sample 1	79,2	70,9	78,9
Sample 2	68,4	57,8	65,8
Sample 3	70,7	60,7	68,7

Second example:	Phons	PLdB	PLdB+8
Sample 1 (Idle)	99,0	90,3	98,3
Sample 2 (Idle)	91,2	82,3	90,3
Sample 1 (3/4)	101,9	94,1	102,1
Sample 2 (3/4)	101,8	93,1	101,1

Now, if we compare Phons and PLdB+8 we can say the overall noises are close. It means that both results are going to be always roughly 8dB apart.

So, in spite of we are using the same unit in sones, we need to know that they are not in the same scale, or they are not directly comparable.

DISCUSSION AND CONCLUSIONS

- ♦ In spite of in many aspects Mark VII represents a drastic change from Mark VI, such as
 - the reference sound
 - the exponent of the Loudness functions
 - the factor b in the summation equation
 - the frequency-weighting contours
 the two systems of calculation give very nearly the same answers, except for a constant difference of 8dB – the difference that is occasioned by the change to a reference sound at 3150 Hz.
- ♦ If we take into consideration our examples, we can emphasize that generally the overall noise in PLdB+8 (Mark VII) are lower than in Phons (Mark VI).
- ♦ The correlation with dB(A) regarding the overall noise is poor for both parameters.
- ♦ By our few examples we conclude roughly that the profile of Mark VII was more in concordance with the profile in dB(A). This is very difficult to ensure because we are comparing log and linear parameters. We remember that the “A” weighting curve is an approximation of the 40 isophonic curve and is used to quantify low, medium and high levels. Mark VI and Mark VII use the appropriate curve for each level.

- ♦ As Stevens was looking for at that time a better ear-weighted sound level meter, because the use of all these calculations was very complicated for practical applications, he suggested the use of a new weighting curve named “E” curve, because he believed that by choosing a reference frequency near the ear’s most sensitive region, it would be possible for a meter having an ear weighting to produce readings within a decibel or two of the true Perceived Level. See Fig.15. It comes from the 20-sones contour of Mark VII. His suggestion was not adopted by the users. We know very well that the “A” weighting is widely used till today.
- ♦ We can add 8dB to the overall noise to compare the results, but it is not clear yet how to spread 8dB in the frequency bands to be able to compare the spectra in sones, to observe the behaviour of the profiles. This is an open point. So what is able for us is to compare using qualification and not quantification
- ♦ In the situation we have nowadays, people from labs is satisfied with Mark VI regarding quantification. For qualification it is necessary to add complementary parameters such as: roughness, sharpness, impulsiveness, ... See Fig.16. In the Society, dB(A) is widely used.... So the efforts to bring Loudness to the Society are not successful. In spite of ISO is going to make a revision in the standard regarding Loudness calculations we do not believe in the change to Mark VII.
- ♦ So, if now we go to the title of the paper we conclude that the “improvements” of Mark VII are not enough to make sensible people in order to adopt it. dB(A) is incorporated, we feel it. Loudness according to Mark VI is being incorporated in the last decade. To incorporate a new scale is difficult. It takes years. So, dB(A) and Loudness (Mark VI) are still usefulness. At this stage we see nothing beyond them.

REFERENCES

H. Onusic and R.A. Douglas - *Der Einfluss Spektrometrischer Meßfehler auf die Farberkoordinaten (x,y) einer Lichtquelle - Optik* (1981), v58, nr. 2 - pp. 93-102.

H. Onusic and V.S. Mizutani - *Infrasound Pressure Levels in Commercial Vehicles* - SAE paper 931610.

J.T. Broch - *Effects of Vibrations and Shock on Man* - B & K Publication (1980).

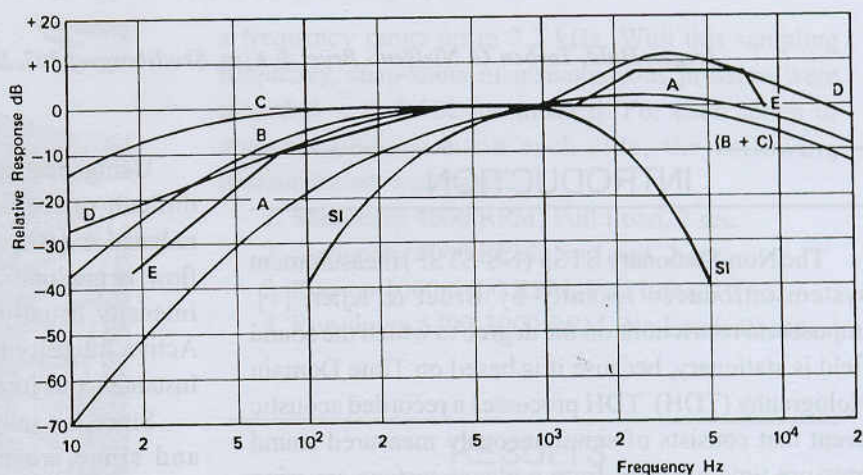


Fig. 15. The Internationally Standardized Weighting Curves including the suggested "E".

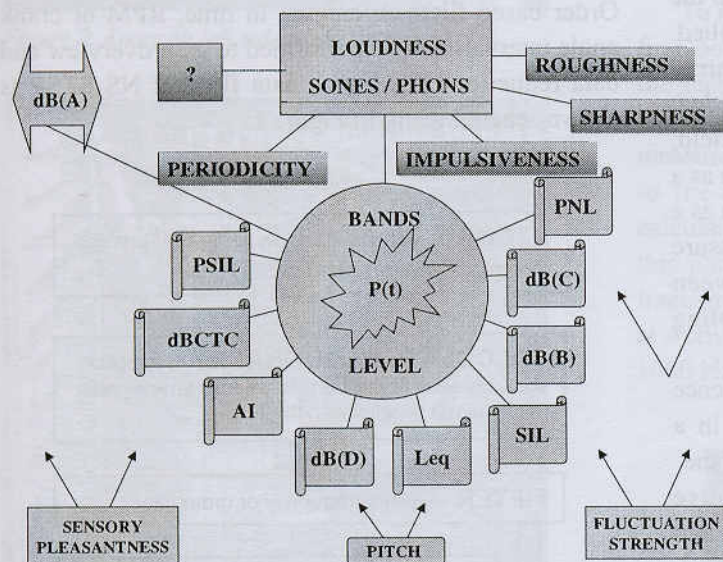


Fig. 16. A partial today vision concerning acoustic evaluation parameters.

H. Onusic and D. Mandic - Propagation of errors in chromaticity coefficients (x, y) obtained from spectroradiometric curves: tristimulus covariances included - Int. J. of Vehicle Design, vol. 10, nr. 1 (1989), pp. 79-88.

J.O. Morel, H. Onusic, M.R. Lima - Interação do Organismo Humano com o Micro Clima Local em Veículos: Uma Abordagem Crítica - SAE paper 952192.

A. Azoulay - Electromagnetic Compatibility in Cellular Telephony - Proceedings SEMIC 96 - Abricem - pp 50-63.

F.G. Alexandry - O problema do ruído industrial e seu controle - Edição Fundacentro (1978).

Noise & Hearing Conservation Manual - Edited by E.H. Berger et al. - American Industrial Hygiene Association (1991).

Acoustics and Psychoacoustics - D. Howard and J. Angus - Focal Press (2001) - 2nd edition.

E. Zwicker - Meaningful Noise Measurement and Effective Noise Reduction - Noise Control Engineering Journal (1987) pp. 66-76..

S.S. Stevens—Perceived Level of Noise by Mark VII and Decibels (E) - JASA - v51 - N2 (Part 2) - pp. 575-601 (1972).

H. Onusic and M.M. Hage - Interior Noise of Automotive Vehicles: A proposition for Objective Characterization - SAE paper 921457.

Handbook of Noise Assessment - Edited by D.N. May - Van Nostrand (1978).

H. Onusic et al. - Correlation and Evaluation of Pass by and Stationary Noises - paper F2000H196 - Seoul 2000 - FISITA World Automotive Congress - June - Korea.

H. Onusic and M.M. Hage - Parameters used for Acoustic Qualification/Quantification of Automotive Vehicles - paper refereed and accepted for publication in IJVD - England (2001).

Acoustic Noise Measurements - J.R. Hassal and K. Zaven - Brüel & Kjaer Publications - July 1978 (3rd edition).

H. Onusic and M.M. Hage - Parameters used for Automotive Vehicles Concerning Acoustic Qualification/Quantification - SAE paper 982866.

ANALYSIS OF NON-STATIONARY NOISE SIGNALS IN CAR ENGINES, USING NON-STATIONARY STSF

Jørgen Hald, Torben G. Nielsen - Brüel & Kjær, Skodsborgvej 307, DK-2850 Nærum, Denmark

INTRODUCTION

The Non-Stationary STSF (NS-STSF) measurement system introduced recently by Brüel & Kjær, [1], imposes no restrictions on the degree to which the sound field is stationary, because it is based on Time Domain Holography (TDH). TDH processes a recorded acoustic event that consists of simultaneously measured sound pressure time histories from a planar surface covering the sound source. Sub-array scanning, as used with the cross-spectral STSF technique, [2-3], cannot be applied. Instead, a full-size two-dimensional microphone array with half wavelength microphone separation is needed. TDH maps all sound field descriptors in the near field, not only as a function of physical location, but also as a function of time. A TDH measurement can be seen as a sequence of snap-shots of the instantaneous pressure over the array area, the time separation between subsequent snap-shots being equal to the sampling interval in the A/D conversion.

Similarly, the basic output of TDH is a time sequence of snap shots of a selected acoustic quantity in a calculation plane parallel with the measurement plane.

When NS-STSF is applied for engine noise analysis, two crank-shaft tacho signals are recorded simultaneous with the array signals – one high resolution tacho for precise measurement of the crank angle rotation, and another for identification of a reference angular position of the crank shaft. These two tacho signals allow the crank angle at the time of each snap shot to be identified in addition to the engine RPM. With the NS-STSF system it is therefore possible to visualize radiation and at the same time relate it to the different events during an engine cycle. Some implementation details facilitating the overview of the huge amounts of data involved will be described in the present paper.

It was shown in reference [1] that an animated map of the Instantaneous Active Intensity is very useful to track and to overview, when and where net sound energy is mainly radiated.

Using normal Instantaneous Intensity, it can be difficult to see where significant net sound energy is radiated and where pulsating/oscillating reactive energy flow is predominant. In both cases, the Instantaneous Intensity usually oscillates a lot. The Instantaneous Active Intensity is a running short time average of the Instantaneous Intensity, without most of the oscillations.

Since the output data of TDH are all time signals and since we measure also tacho signals, it is straightforward to pass the signals through an engine Order based filter. Averaging in time, RPM or crank angle intervals can be performed to gain overview and data reduction. The entire data flow of NS-STSF is shown schematically in Figure 1.

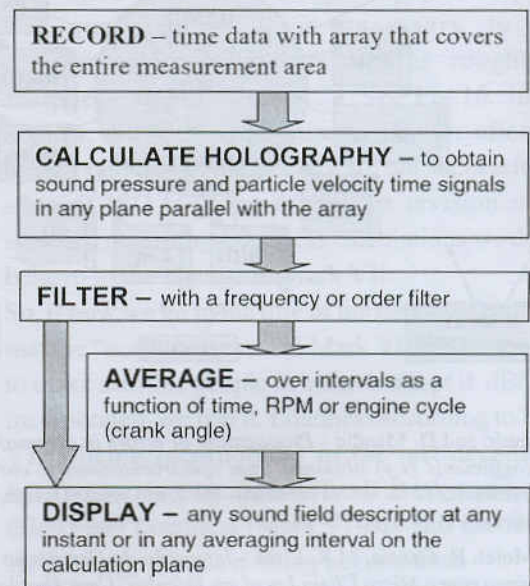


Figure 1. data flow in NS-STSF

MEASUREMENTS

Two series of measurements were performed on a Daimler-Chrysler 2.3 liter 4 cylinder engine – one on the Left side, see Figure 2, and one over the Front, see Figure 3.

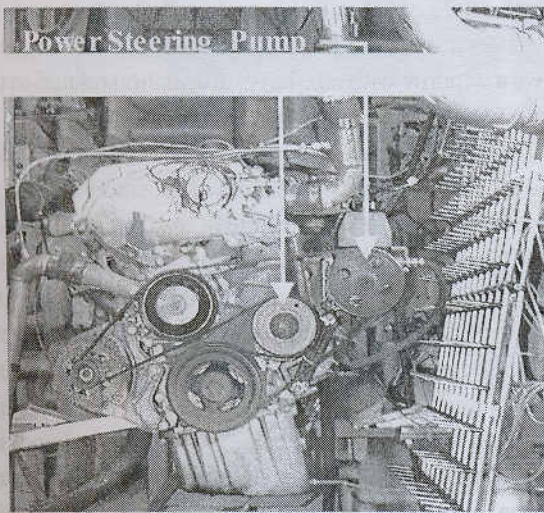


Figure 2. Array on left side of the engine.

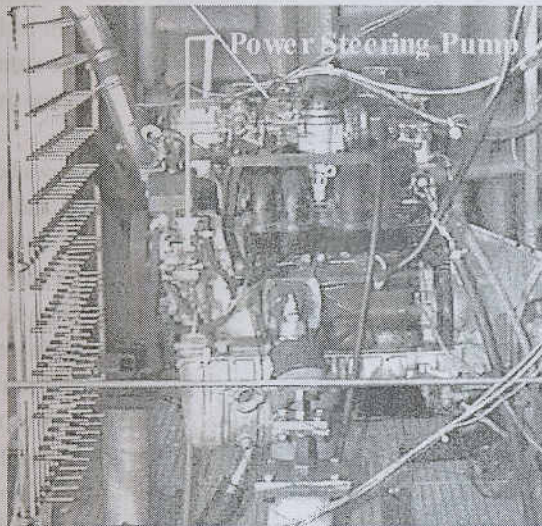


Figure 3. Array in front of the engine.

The measurements were taken with a 10x12 grid – 10 columns and 12 rows – of Brüel & Kjær Array Microphones Type 4935. With a grid spacing equal to 7.5 cm the supported frequency range extends up to approximately 2 kHz. Two tach signals were recorded together with the array microphone signals, one with two pulses per rotation of the crank shaft and one with a single pulse. Simultaneous and synchronized recording of time histories of the 122 signals was performed using a Brüel & Kjær IDA front-end Type 3561. The sampling frequency was chosen to be 8 Ksamples/sec, supporting

a frequency range up to 3.2 kHz. With this sampling frequency, snap-shots of instantaneous pressure were recorded with 0.122 ms interval. For each series of measurements, i.e. on each side, the following measurements were taken:

1. Stationary 4000 RPM, Full Load, 2 sec.
2. Stationary 4000 RPM, No Load, 2 sec.
3. Run-up 1000-5400 RPM, Full Load, 10 sec.
4. Run-down 5400-1000 RPM, No Load, 10 sec.

RESULTS

To illustrate the time resolution capability, we shall first look at the Stationary 4000 RPM measurement over the engine front, with full load on the engine. The calculation plane is always parallel with the measurement plane, and we select a plane 12 cm closer to the engine than the measurement plane. This calculation plane just touches the crank-shaft pulley. In this plane we calculate using TDH the Instantaneous Intensity and average that over 1 sec, providing the usual Active Intensity, which is shown in Figure 4 for the 1000 Hz 1/3-octave band.

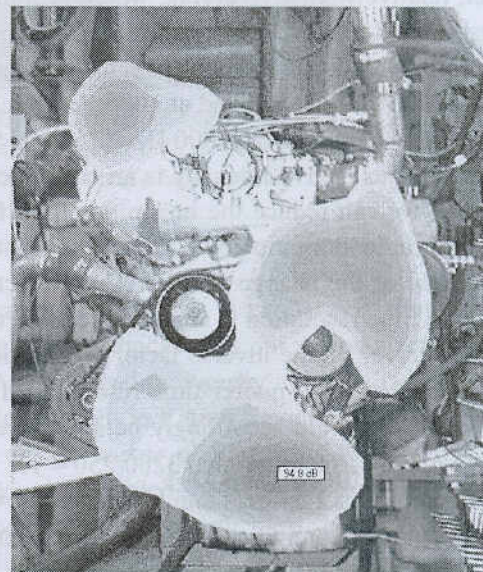


Figure 4. Active intensity at the engine front surface for the 1000Hz 1/3-octave band. Stationary 4000RPM, full load condition. Threshold is 88 dB and the contour interval is 1 dB.

Analysis of Non-Stationary Noise Signals in Car Engines

This is a type of plot that could also be obtained with STSF (Cross-spectral holography) apart from the fact that STSF would only include the sound field coherent with the selected reference signals. Further, since STSF can only deal with stationary sources, deviations from stationary operating conditions during the scan will result in errors. The price to be paid for the NS-STSF capabilities is a larger number of measurement channels and a longer calculation time, because the holography calculations are performed on the raw time data, i.e. data reduction by means of averaging is a post-processing. Results similar to those of Figure 4 could also be obtained by a two-microphone sound intensity probe, but the intensity probe data could not be measured or back-propagated to the source surface.

A very important advantage of NS-STSF as compared to STSF is the time resolution capability. For example we can resolve, how much the different parts of an engine cycle contribute to the average intensity shown in Figure 4. For this we calculate the Instantaneous Active Intensity in the same calculation plane (at the engine surface), but we perform no averaging. Thus, we get one snap shot for each sample in the A/D conversion i.e. 8192 (8K) snap shots per second. With an engine rotation speed of 4000 RPM it is easily shown that we get one snap shot (image) per $3^\circ / 1.024 \approx 3^\circ$ rotation of the crank shaft. The sequence is, however, relatively slowly varying, when we look at a 1/3-octave band at a much lower frequency than the upper limiting frequency of 3.2 kHz. In the present case we look at the 1/3-octave band at 1000 Hz which has an approximate width of $0.25 \cdot 1000 \text{ Hz} = 250 \text{ Hz}$. Since the Instantaneous Active Intensity is an envelope type of quantity, we can reduce the image rate by a factor around the bandwidth ratio $250/3200$ and still obtain a full overview of the change in time. This reflects the fact that the time resolution is degraded relative to the sampling interval by the inverse factor – reduction of the bandwidth leads to poorer time resolution. In the present case we should accordingly be able to reduce the image rate by a factor around $3200/250 \approx 13$.

Figure 5 contains a series of four Instantaneous Active Intensity snap shots, and to cover a longer time interval we have reduced the image rate by a factor 19, i.e. there are 18 skipped images between every two of those shown. The crank rotation between subsequent images is therefore $19 \cdot 3^\circ / 1.024 \approx 56^\circ$. The first of the four images represents

a crank angle equal to 268° , and on that image a cursor can be seen over the peak value of 102.8 dB. Figure 6 shows a window with auxiliary information related to that window and in particular that cursor position.

The curve shown at the top of the auxiliary window is the time signal at the contour cursor position. The cursor on the time signal shows the time of the displayed contour plot. Clearly, the time of the contour plot is where there is a peak value of the Instantaneous Active Intensity at the position of the contour plot cursor, i.e. just under the crank shaft pulley. The Instantaneous Active Intensity time signal (Figure 6) at the contour cursor position (Figure 5a) is seen to have a lot of peaks, representing a knocking type of sound. The main peaks occur with two crank rotation intervals, i.e. once for every complete engine cycle, and the crank angle is always around 270° . In Figure 5 notice that the radiation from below the crank shaft pulley precedes the radiation around the Fan-belt Roller (see Figure 2), which rotates counter clock wise around that roller. Such information cannot be seen of course from the average sound intensity plot in Figure 4.

The auxiliary window shown in Figure 6 shows both numerically and graphically the engine RPM and the crank shaft angle for every image. Notice that the time signal at the top starts at 555.54 ms and stops at 1.54 sec. This time window was selected for processing from the total recorded time interval that was 2 seconds long.

So far we have focused on fine time resolution of stationary engine noise radiation. We now turn to the full-load, run-up measurements on the front and left sides, and the aim is to localise noise radiation at different stages during the run-up for a specific engine order. Specifically, we shall focus on the 18th order, which will have a significant contribution from the timing belt. We do this by applying a time varying filter with pass-band in the order interval from 17.5 to 18.5. Since such a filter is rather narrow, we cannot get a very good time resolution. At 4000 RPM the bandwidth is approximately 70 Hz, so the time resolution will be approximately the sampling interval multiplied by the bandwidth ratio $3200/70 \approx 46$, or approximately 5 ms. For the results presented here the Instantaneous Intensity was averaged over 100 RPM wide intervals, and since the run-up's were linear from 1000 RPM to 5400 RPM in 10 seconds, the averaging times were about 230 ms – much longer than the 5 ms time resolution.

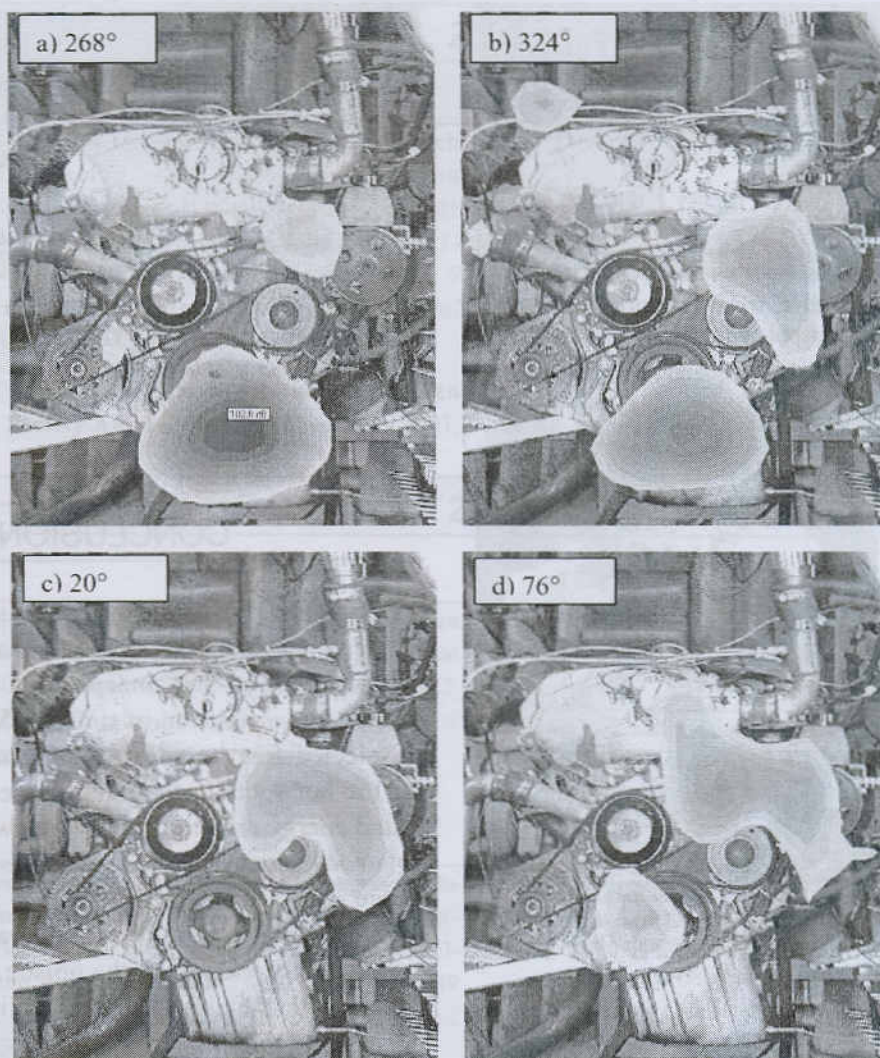


Figure 5. Instantaneous anctive intensity snap shots with 56° crank angle intervals, 268° , 324° , 20° and 76° . The threshold is 93 dB and the contour interval 1dB for all the contour plots. The frequency interval is the 1000Hz 1/3-octave band, and the engine is running stationary with 4000 RPM, full load.

Figure 7 shows the Active Intensity at the engine front, averaged over the 100 RPM interval centred at 4600 RPM. Clearly, the oil sump is the dominating radiator of 18 th order sound at 4600 RPM, the peak value being 95.4 dB. But there is also significant radiation from a position on the edge to the left side of the engine.

The corresponding 18 th order radiation at 4600 RPM from the left side of the engine is shown in Figure 8. The contour plot reveals a very high peak level equal to 97.9 dB between the air intake manifold and the power steering pump, close to the edge towards

the engine front. This is probably timing belt noise being radiated backwards out at that position.

As described previously, the auxiliary information window shown in Figure 6 contains the time slice for the contour cursor of Figure 5a. A similar auxiliary window is provided for RPM (or time or crank angle) interval averaged contour plots. Figure 9 contains the auxiliary window associated with the plot of Figure 7.

The curve at the top is the RPM interval slice for the contour cursor position in Figure 7. The radiation is seen to peak very much towards the higher RPM values.

Analysis of Non-Stationary Noise Signals in Car Engines

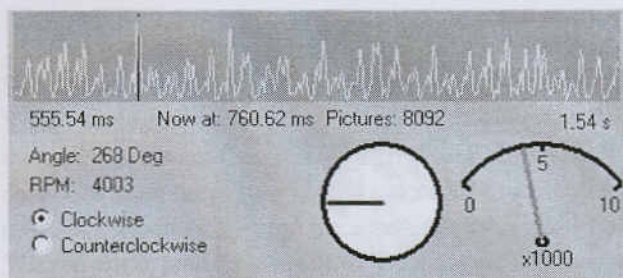


Figure 6. "Properties Window" when animating time data in NS-STSF. This window is associated with the contour plot in Figure 5a.

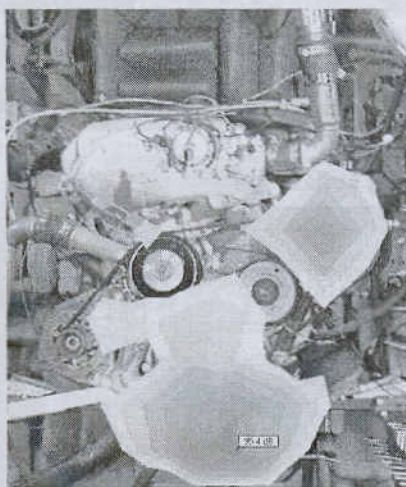


Figure 7. Active intensity at the engine front surface for the 18th engine order, averaged from 4550 to 4650 RPM during run-up. Full load. Threshold is 90dB and the contour interval is 1 dB.

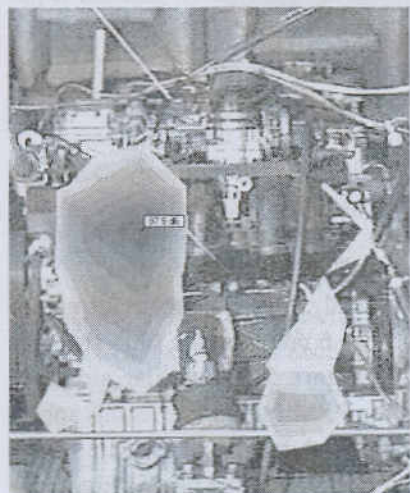


Figure 8. Active intensity at the left side of the engine for 18th order, averaged from 4550 to 4650 RPM during run-up. Full load. Threshold is 90dB and the contour interval is 1 dB.

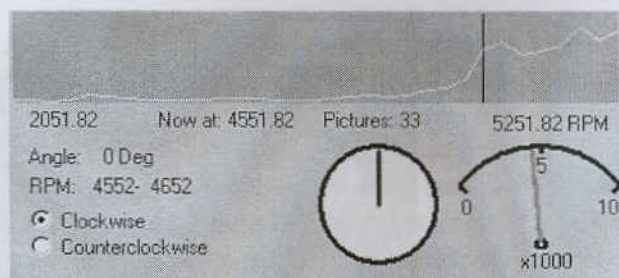


Figure 9. "Properties window" when animating (RPM) interval averaged data in NS-STSF. This window is associated with the contour plot in figure 7.

CONCLUSION

Using the Non-Stationary STSF system, the sound intensity, power, pressure, velocity and displacement maps from non-stationary noise sources can be obtained as a function of time, RPM or crank angle in selected frequency or order bands, [1]. Looking for the hot spots in time and space of the transient sound energy radiation, an overview is conveniently obtained looking at the Instantaneous Active Intensity. Based on a set of practical engine measurements it has been shown, how Non-Stationary STSF can be used to analyze in detail the noise radiation from an engine with the aim of understanding the nature of the noise problem.

REFERENCES

- [1] Hald J. & Saemann, E.-U., "Time Domain Holography and Instantaneous Active Intensity for tracking of transient power radiating regions on tyres", 1998, Proceedings Inter-Noise
- [2] Maynard J.D., Williams E.G. & Lee Y., "Nearfield acoustic holography: I. Theory of generalized holography and the development of NAH", J. Acoust. Soc. Am., 78 (4), 1985, pp 1395-1413
- [3] Hald J., "STSF - a unique technique for scan-based Near-field Acoustic Holography without restrictions on coherence", Brüel & Kjaer Technical Review No. 1, 1989, pp 1-50
- [4] Abe T., Cheng M.-T. & Chao P.-K., "Application of Near-field Acoustic Holography for Evaluating the Design of Engine Cover", 1999, Proc. SAE.

CONGRESSOS E EVENTOS NACIONAIS E INTERNACIONAIS

2001

Novembro

November 15 - 18, New Orleans, LA. **American Speech Language Hearing Association Convention** (AmericanSpeech-Language-Hearing Association, 10801 Rockville Pike, Rockville, MD 20852; Tel.: 888-321-ASHA; e-mail: convention@asha.org; <http://www.professional.asha.org/convention/abstracts/welcome.asp>).

Noviembre 21 - 23, Canberra, Australia. **Australian Acoustical Society Annual Meeting** (Acoustics 2001,

Australian Defence Force Academy, Canberra, ACT 2600, Australia. <http://www.users.bigpond.com/Acoustics>)

Dezembro

December 03 - 07, Ft. Lauderdale, FL. **142nd Meeting of the Acoustical Society of America** (Acoustical Society of America, Suite INOL 2 Huntington Quadrangle, Melville, NY 11747-4502; Tel.: 516-576-2360; Fax: 516-576-2377; e-mail: asa@aip.org; <http://asa.aip.org>). Deadline for submission of abstracts: 3 August 2001.

2002

Fevereiro

February 21 - 23, Dallas, TX. **National Hearing Conservation Association Annual Conference** (NHCA, 9101 E. Kenyon Ave., Ste. 3000, Denver, CO 80237; Tel.: 303-224-9022; Fax: 303-770-1812; e-mail: nhca@gwami.com; <http://www.hearingconservation.org/index.html>).

Março

Marzo 04 - 08, Bochum, Alemanha. **28th DAGA - Congress of the German Acoustical Society - DAGA 2002** (J. Blauert, Ruhr-Universitdt Bochum, Institut ffr Kommunikationsakustik, D-44780 Bochum, Germany Tel.: +49 234 322 2496; Fax: +49 224 3214165 e-mail: blauert@ika.ruhr-uni-bochum.de. <http://www.ika.ruhr-uni-bochum.de>).

March 10 - 13, Nashville, TN. **Annual Meeting of American Institute for Ultrasound in Medicine** (American Institute of Ultra- sound In - Medicine, 14750 Sweitzer Lane, Suite 100, Laurel, MD 20707-5906; Tel.: 301-498-4100 or 800- 638-5352; - Fax: - 301-498-4450; e-mail: conv-edu@aium.org; <http://www.aium.org>).

Abril

April 22-24, Madrid, Spain. **International Meeting on Acoustic Pollution Cities** (Meeting Secretariat - Princesa, 47, 4ª planta. Tel: 91 204-2600, Fax: 91-559-7411, 28008 Madrid. E-mail: dccimad8@viajeseci.es).

Mai

Mayo 11 - 14, Munich, Alemanha. **112th AES Convention** (<http://www.aes.org/events/112>).

May 26-31, Rio de Janeiro, Brasil. **4th International Conference on Inverse problems in Engineering:**

Theory and Practice (Prof. Helcio R. B. Orlande, Conference Chair, helcio@serv.com.ufrj.br).

Junho

June 3-5, Madeira Islan, Portugal. **International Conference on Structural Dynamics Modelling Test, Analysis, Correlation and Validation** (Conference Secretariat - Ms. Glória Martins, IDMEC/Instituto Superior Técnico, 1049-001 Lisboa, Portugal; Tel: 351-21-841-7914, Fax: 351-21-841-7915. E-mail: gloria.martins@dem.ist.utl.pt).

June 03 - 07, Pittsburgh, PA. **143rd Meeting of the Acoustical Society of America** (Acoustical Society of America, Suite INOL 2 Huntington Quadrangle, Melville, NY 11747- 4502; Tel.: 516-576-2360; Fax: 516-576-2377; e-mail: asa@aip.org; <http://asa.aip.org>).

Junio 04 - 06, St. Petersburg, Rusia. **6th International Symposium on Transport Noise and Vibration** (East-European Acoustical Association Moskovskoe Shosse 44 St. Petersburg 196158, Rusia Fax: +7 812 127 9323 e-mail: noise@mail.rcom.ru).

Junio 10 - 14, Montpellier, Francia. **Acoustics in Fisheries and Aquatic Ecology** (D. Holliday, BAE SYSTEMS 46669 Murphy Canyon Road, Suite 102 San Diego, CA 9213, USA. Fax: +1 858 268 9775, <http://www.ices.dk/symposia>).

June 18-21, Ancona, Italy. **5th International Conference on Vibration Measurements by Laser Techniques Advances and Applications & Short Course on Vibration Measurements by Laser Techniques** (Prof. Enrico Primo Tomasini, A.I.V.E.L.A. - Conference Secretariat, c/o Dipartimento di Meccanica, Universtá di Ancona, via Breccie Bianche, I-60131 Ancona Italia. Tel: 39-071-220-4489, Fax: 39-071-220-4813. E-mail: aivela@mehp1.unian.it).

Congressos e Eventos Nacionais e Internacionais

Julho

July 8-11, University of Central Florida, Orlando, Florida, USA.

9th International Congress on Sound and Vibration - ICSV9 (ICSV9 Congress Secretariat, c/o Dr. Jamal Nayfeh, College of Engineering and Computer Science, University of Central Florida, 4000 Central Blvd., PO Box 162993, Orlando, Florida 32816-2993, USA. Tel: 407-823-2455, Fax: 407-823-6334. E-mail: icsv9@mail.ucf.edu; <http://www.iiav.org>).

Agosto

Agosto 18 - 23, Moscow, Rusia. **International Symposium on Nonlinear Acoustics (ISNA-16)** (ISNA-16, Department of acoustics, Physics Faculty, Moscow State University, 119899. Moscow, Russian Federation. Fax: +7 095 939 1370, e-mail: isna19@acs336b.phys.msu.su, <http://www.acs336b.phys.msu.su/isna16>)

Agosto 19 - 21, Dearborn, Michigan, USA. **INTERNOISE 2002**. (Institute of Noise Control Engineering, P.O. Box 3206 Arlington Branch, Poughkeepsie, NY 12603, USA. Tel: + 1914 462 4006, Fax: + 1914 462 4006)

Setembro

September 8-13, Toronto, Canada. **23rd ICAS Congress** (<http://www.icas.org>).

September 12-15, Mexico City, Mexico. **MuSMe2002** (<http://musme.mixcoac.upmx.mx/musme2002>).

September 16-21, Leuven, Belgium. **ISMA2002 - International**

Conference on Noise and Vibration Engineering (Conference Secretariat: Mrs. L. Notré, K.U. Leuven, PMA Division, Celestijnenlaan 300B, 3001 Leuven, Belgium. Tel: 32-16-32-2482, Fax: 32-16-32-2987. E-mail: lieve.notre@mech.kuleuven.ac.be; <http://www.isma-isaac.be>).

Septiembre 16 - 20, Sevilla, España. **Forum Acusticum Sevilla 2002; 3rd EAA European Congress on Acoustics; Tecniaústica 2002; Symposium - Europeo-Japonês; EAA-SEA-ASJ** (Sociedad Española de Acústica, c/Serrano 144, 28006 Madrid España. Fax: + 34 9141176 51, e-mail: sea@fresno.csic.es, <http://www.ia.csic.es/sea/index.html>, <http://www.cica.es/aliens/forum2002>)

Outubro

October 05 - 08, Los Angeles, USA. **113st AES Convention** (<http://www.aes.org/events/113>)

Outubro 22-24, Rio de Janeiro, Brasil. **XX Encontro Nacional da SOBRAC e II Simpósio Internacional de Metrologia Acústica e de Vibrações - SIBRAMA**. (Tel: 55-21-2220-2097/Fax: 55-21-2220-0350/ e-mail: sibrama@inmetro.gov.br)

Novembro

Noviembre 30 - Diciembre 06, Cancún, México. **III Congreso Iberoamericano de Acústica, Reunión 144 de la Sociedad Americana de Acústica, 9º Congreso Mexicano de Acústica** (Mexican Institute of Acoustic, P.O. Box 75805, Col Lindavista, 07300 Mexico D.F., Mexico. e-mail: sberista@maya.esimez.ipn.mx; <http://Hasa.aip.org/caneun.html>)

2003

June 23 - 25, Cleveland, Ohio, USA. **NOISE-CON 03, The 2003 National Conference and Exposition on Noise Control Engineering**. Contact: Institute of Noise Control Engineering, P.O. Box 3206 Arlington Branch, Poughkeepsie, NY 12603, USA. Telephone: +1 914 462 4006; FAX: +1 914 463 0201. e-mail: hq@ince.org.

July 7-10, Stockholm, Sweden. **The 10th International Congress on Sound and Vibration**. Scientific questions: icsv10@fkt.kth.se. Congress Secretariat: Congrex Sweden AB; Phone: +46 8 459 66 00; Fax: +46 8 8 661 91 25; e-mail: icsv10@congrex.se; Web: www.congrex.com/icsv10

2004

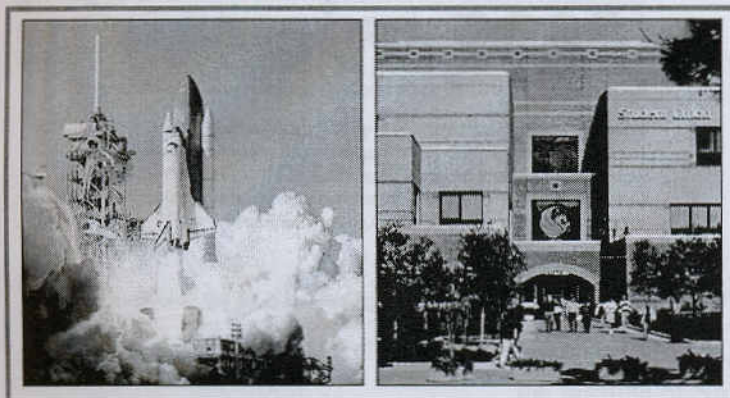
18th ICA Congress e 04 - 09 Abril Kyoto, Japón Web: <http://Hwww.ica2004.or.jp>.

IV Congresso Iberoamericano de Acústica. Guimarães, Portugal. www.fia.ufsc.br.

2005

July, Lisboa, Portugal. 12th International Congress of Sound and Vibration. www.iiav.org.

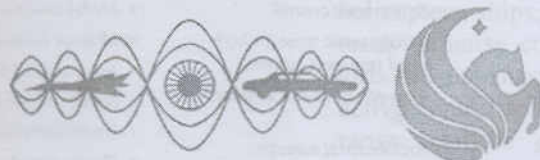
First Announcement and Call for Papers



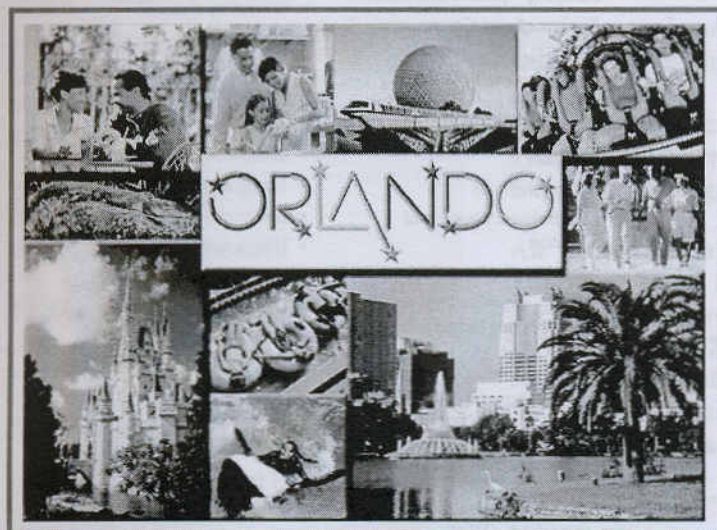
Ninth International Congress on Sound and Vibration

8-11 July 2002

Orlando, Florida, USA



Ninth International Congress on Sound and Vibration



Continually updated Congress information appears
on the Congress homepage <http://www.iiav.org>
(click *Congresses, Orlando 2002*)



Co-Sponsored by

*The National Aeronautics and Space Administration (NASA/KSC)
The University of Central Florida (UCF)
The International Institute of Acoustics and Vibration (IIAV)*

In Cooperation with

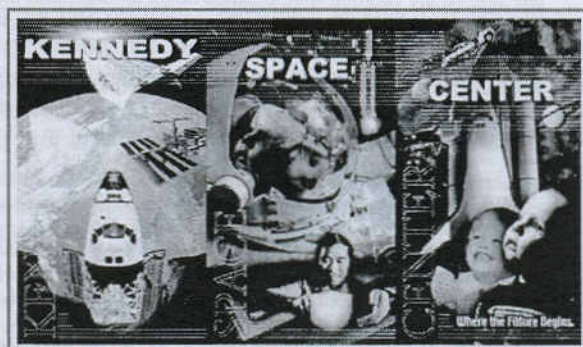
*The American Society of Mechanical Engineers (Florida Chapter)
Society for Experimental Mechanics
The American Society of Civil Engineers (Aerospace Division)*

IIAV International Organizing Committee

*Malcolm J. Crocker (USA)
Colin Hansen (Australia)
Hanno Heller (Germany)
Finn Jacobsen (Denmark)
David Newland (England)*

ICSV9 Organizing Committee

*Jamal Nayfeh (Chairman, UCF, USA)
Ravi Margasahayam (Co-Chair, Dynacs/KSC, USA)
Raoul Caimi (Co-Chair, NASA/KSC, USA)
Faissal Moslehy (Technical Program Chair, UCF, USA)
Frank Pisaro (Vendor Relations, Microspec, Inc., USA)*



Registration Fees

The Congress registration fee is US \$500 for members of the International Institute of Acoustics and Vibration and US \$550 for others. For payment before March 1, 2002, a discount of US \$50 will be given.

Correspondence Address

All correspondence, including submission of abstracts and papers, and inquiries about exhibition arrangements are to be addressed by mail, fax, or e-mail to:

ICSV9 Congress Secretariat

c/o Dr. Jamal Nayfeh
College of Engineering and Computer Science
University of Central Florida
4000 Central Blvd.
P.O. Box 162993
Orlando, Florida 32816-2993
USA
Tel: 407-823-2455
Fax: 407-823-6334
E-mail: icsv9@mail.ucf.edu

Web page: www.mmae.engr.ucf.edu/icsv9

INTRODUCTION

The Ninth International Congress on Sound and Vibration (ICSV9) is co-sponsored by the National Aeronautics and Space Administration (NASA), the University of Central Florida (UCF), and the International Institute of Acoustics and Vibration (IIAV). The Congress will be held at the UCF campus in Orlando, Florida, USA, July 8-11, 2002. Theoretical and experimental research papers in the fields of Sound and Vibration are solicited for participation. The ICSV9 is a part of a sequence of congresses held in the USA (1990 and 1992), Russia (1993 and 1996), Canada (1994), Australia (1997), Denmark (1999), Germany (2000), and Hong Kong (2001). Several hundred participants worldwide attend these conferences.

CONFERENCE VENUE

The Congress will be held at the UCF Student Union Building in Orlando. With a current enrollment of 34,000+ students from over 100 countries, UCF has achieved international prominence and focus. Its alumni include a Rhodes scholar, an Olympic medalist, an Astronaut candidate, and countless professionals in business and industry. Internationally renowned institutes and centers such as the Center for Research and Education in Optics and Lasers (CREOL) and the Institute for Simulation and Training (IST) are located here. UCF's spacious, scenic campus and modern lecture rooms equipped with latest audio-visual facilities make it an ideal setting to host ICSV9.

Orlando, Florida, dubbed The City Beautiful, is a vibrant, thriving international tourist destination and a strong contender for the 2012 Olympic games. Orlando International Airport ranks as the 23rd busiest in the world with direct service to over 100 cities worldwide. A one-stop family vacation spot, Orlando offers unforgettable attractions and theme parks including Disney World, Universal Studios, and Sea World.

At NASA's Kennedy Space Center (KSC) you'll find fun and education for the entire family. Where else in the world do history and the future, nature and technology, young and old meet for an unforgettable and inspirational journey through Space and time? KSC has hosted millions of guests from around the world for more than 30 years, telling the story of how the United States built a space program that launched men to the Moon, orbited satellites that have improved our lives, and sent probes into distant space to solve the mysteries of the universe. KSC is not only where history is made, but where destiny is being embraced. Orlando and nearby KSC are truly a vacation destination beyond your imagination, opening the mind, capturing history, and bringing families together while creating a lifetime of memories.

CONGRESS PROGRAM

Astronaut and Director of NASA Kennedy Space Center, Mr. Roy Bridges, Jr., will open the Congress. The Congress will include keynote addresses, papers, and workshops on special topics. In addition, structured industry forums in the areas of sound and vibration will be presented. Technical papers in all areas of sound and vibration across varied industries are welcome.

SOCIAL PROGRAM AND TECHNICAL TOURS

For all Congress participants, a get-together reception, a Congress banquet, and an optional visit to NASA Kennedy Space Center are planned. Technical tours of UCF institutes and centers such as CREOL, National Center for Simulation, Siemens-Westinghouse Turbine Division, Lucent Technologies, Lockheed Martin, and Central Florida Research Park that houses more than 80 high-technology companies will be arranged.

Local hotels in the vicinity of the UCF campus will be solicited to provide social tours. Information on all aspects of Orlando attractions and accommodations can also be obtained from the Orlando/Orange County Convention and Visitors Bureau web site at www.orlandoinfo.com or www.go2orlando.com

ABSTRACT SUBMISSION

If you wish to submit an abstract (200 words or less) pertaining to one of the areas listed below, please do so before December 1, 2001 by mailing, faxing, or sending it electronically to the Congress Secretariat (e-mail: icsv9@mail.ucf.edu).

KEY DATES

- Submission of 200-word abstract - no later than December 1, 2001
- Notification of acceptance - February 1, 2002
- Submission of manuscripts (8 printed pages) - no later than April 15, 2002

CONTRIBUTED PAPERS

Theoretical and experimental research papers in the field of sound and vibration and related subject areas are solicited:

- Active vibration control
- Active noise control
- Aerodynamic noise for high-speed transport systems
- Aero-acoustics and aviation noise
- Architectural acoustics
- Condition monitoring and diagnostics
- Computational acoustics
- Damping - passive and active
- Environmental/Community noise
- Finite element/Boundary element methods
- Human response to sound and vibration
- Inverse methods
- Low-frequency noise and vibration
- Machinery noise and vibration control
- Measurement techniques
- Mechanisms of human hearing
- Modal analysis
- Musical acoustics
- Noise control elements
- Nondestructive testing
- Nonlinear acoustics and vibration
- Occupational noise exposure and control
- Outdoor sound propagation
- Rocket noise and vibration
- Scattering of sound
- Signal processing
- Sound intensity and sound transmission
- Sound sources
- Structural acoustics and vibration
- Transportation vibration and noise
- Underwater acoustics
- Urban noise environment
- Vibration and shock
- Vibration testing
- Wavelet analysis

Registration Form

Please use block letters and return this form by mail or fax to the ICSV9 Congress Secretariat. You may also return it electronically through the Congress homepage.

Last Name: _____ First Name: _____ Title: _____

Institution: _____

Organization: _____

Mailing Address: _____

City, State: _____ Country: _____ Zip Code: _____

E-mail Address: _____

Telephone: () _____ Fax: () _____

Title of the Paper: _____

Subject area: _____

(refer to subject listing) www.icsv9.org

Congress Query:

Yes: ___ No: ___ I will submit an abstract by December 1, 2001.

Yes: ___ No: ___ My company would like to exhibit a product.

Yes: ___ No: ___ My company would like to sponsor the Congress.

Yes: ___ No: ___ I would like to host a special session.

Yes: ___ No: ___ I would like to host a special industry forum.

_____ Number attending Congress.

_____ Number accompanying attendee.

inter-noise 2002

The 2002 International Congress and
Exposition on Noise Control Engineering
2002 August 19-21

Announcement and Call for Papers

Transportation Noise

Congress Secretariat

Hild Peersen, INTER-NOISE 02
Department of Mechanical Engineering
The Ohio State University
206 West 18th Avenue
Columbus, OH 43210-1107, USA

Phone: +1 614 292 9044
Fax: +1 614 292 3163
e-mail: hp@internoise2002.org
www.internoise2002.org

INTER-NOISE 02 President

Rajendra Singh
The Ohio State University
e-mail: singh.3@osu.edu

Technical Program Chair

Ahmet Selamet
The Ohio State University
e-mail: selamet.1@osu.edu

Proceedings Editors

Ahmet Selamet
George Maling
Rajendra Singh

Exposition Manager

Richard J. Peppin
e-mail: PeppinR@asme.org

SPONSORS & ORGANIZERS

International Institute of Noise Control
Engineering (I-INCE)
<http://i-ince.org>

Institute of Noise Control Engineering of
the USA (INCE/USA)
<http://ince.org>

SAE International
<http://www.sae.org>

Canadian Acoustical Association
<http://www.uwo.ca/nca/caa>

The Center for Automotive Research at
The Ohio State University.
<http://car.eng.ohio-state.edu>

INTER-NOISE 02, the 31st International Congress and Exposition on Noise Control Engineering, will be held at the Hyatt Regency Dearborn Hotel in Dearborn, Michigan, USA on 2002 August 19-21. Sponsored by the International Institute of Noise Control Engineering, it will be organized by the Institute of Noise Control Engineering of the USA (INCE/USA) and The Ohio State University's Center for Automotive Research (CAR) in cooperation with SAE International and the Canadian Acoustical Association. Professors Rajendra Singh and Ahmet Selamet of The Ohio State University will be the Congress' President and Technical Program Chair, respectively. The INTER-NOISE 02 secretariat will be at The Ohio State University.

The theme of INTER-NOISE 02 is *Transportation Noise* as it relates to automobiles, trucks, motorcycles, off-road vehicles, trains, subways, aircraft, helicopters, ships, and recreational vehicles. However, technical papers in all areas of noise control engineering are welcome, including: noise sources, airborne and structure-borne noise paths, noise and vibration control devices, active control techniques, modeling and simulation software, mid-frequency range analysis problems, measurements techniques and test facilities, characterization of materials, vehicle noise standards, building acoustics, community and environmental noise, legislation and regulations, effects of noise and urban planning policies.

A major equipment exposition will be held at INTER-NOISE 02. The exhibits will include computer-based instrumentation, multi-channel analyzers, sound quality systems, software for noise & vibration control analyses, acoustical materials, passive noise control devices, active control systems, and other products. Richard Peppin of Scantek, Inc. will serve as the Exposition Manager.

An INCE special seminar on *Noise Control Materials: Properties and Effective Use* (at the Dearborn conference site) as well as a symposium on *Recreational Noise* (in Key Largo, Florida) are being planned for just before INTER-NOISE 02. Also ACTIVE 02, the 2002 International Symposium on Active Control of Sound and Vibration, will be hosted by the Institute of Sound and Vibration Research in the United Kingdom on 2002 July 15-17. The symposium is being organized in cooperation with INCE/USA.

A Sound Quality Symposium (SQS 02) will be held on the day after INTER-NOISE 02 ends. The General and Technical Program Co-Chairs are Gordon Ebbitt of Lear Corporation and Patricia Davies of Purdue University. Papers on all topics related to sound quality are welcome and, in particular, papers on appliance and automotive sound quality; the integration of sound quality, acoustic modeling and optimization; perceptions of sounds with (multiple) modulations; spectral balance issues and response to low frequency noise; influence of tones; and quantification of binaural effects. An exhibition of sound quality software and hardware vendors is also planned, along with a poster area for sample projects and case studies. The SQS 02 secretariat will be at the Ray W. Herrick Laboratory, Purdue University, West Lafayette, Indiana, USA.

INTER-NOISE 02 Scientific Advisory Committee

Chair: George Maling, USA

R. Bernhard, USA
B. Berry, UK
J. Bradley, Canada
B. Challen, UK
P. Dickinson, New Zealand

S. Gerges, Brazil
T. Gjestland, Norway
R. Hellweg, USA
T. Kihlman, Sweden
Y.H. Kim, Korea

L. Koss, Australia
M. Munjal, India
K. Pesonen, Finland
T. Sone, Japan
H. Tachibana, Japan

J. Tichy, USA
J. Tourret, France
G. Vermeir, Belgium
T. ten Wolde, The Netherlands

Contributions for INTER-NOISE 02 Are Welcome

Papers related to the technical areas listed below are especially welcome for presentation at **INTER-NOISE 02**, but technical papers in all areas of noise control may be submitted for inclusion in the technical program. Abstracts must be submitted in the format enclosed with this announcement. The deadline for receipt of abstracts for both INTER-NOISE 02 and SQS 02 is **2001 November 15**. Manuscripts for publication in the conference and symposium proceedings are due on **2002 March 15**. Papers related to the topics below will, when possible, be presented in INTER-NOISE 02 special sessions.

NOISE SOURCES

- Brake Noise (J. Thompson)
- Engine Noise (R. Kach, S. Penkevich)
- Powertrain Components (P. Thawani)
- Drivetrain Noise (R. Sears)
- Squeak & Rattle (J. Luo)
- Tire Noise (S. Jha, K. Xie)
- Motorcycle Noise (D. Jaeger)
- Noise from Recreational Vehicles (P. Dickinson, C. Wassilieff, M. Hunt)
- Earth Moving Vehicle Noise (C. M. Richards)
- Rotorcraft Noise (H. Vinayak)
- Turbomachinery, Pumps, and Compressor Noise (M. Lucas)

NOISE CONTROL METHODS & MATERIALS

- Damping Materials (W. Semrau, D. Sophiea)
- Visco-elastic Material Characterization (Y. Berthelot)
- Acoustic Materials (P. Saha)
- Mufflers and Silencers (N. Dickey, P. Radavich)
- Mounts & Shock Absorbers (M. Rao)
- Vibro-Acoustic Design of Vehicles (J. Kim)
- Smart Material Systems & Structures for Noise & Vibration Control (T. Royston)
- Affordable Active Noise & Control Technology (K. Ng)
- Active Control of Transportation Noise (S. Sommerfeldt)

BUILDING ACOUSTICS

- Sound Insulation of Buildings Against Transportation Noise (J. Bradley)
- Measuring & Predicting Flanking Transmission in Residential Constructions (T. Nightingale)
- Impact Sound Transmission and Rating Floor Systems (A. Warnock)

MODELING & SIMULATION METHODS

- Effective Usage of Software Codes for Noise Control (A. Seybert)
- Boundary Elements (N. Vlahopoulos, M. Allen)
- Computational Methods in Structural Acoustics (J. Farstad)
- Mid-Frequency Range Vibro-Acoustic Methods (T. C. Lim)
- SEA Application to Vehicle Noise Control (R. Powell, T. Onsay)

MEASUREMENT TECHNIQUES

- Acoustic Facilities (K. Cunefare)
- Instrumentation for Vehicle Problems (J. Nieters)
- Exterior and Interior Facilities for Pass-by Noise (R. Schumacher)
- Localization of Sources Using Intensity and NAH Type Materials (G. Lauchle, A. Mann III)
- New Measurement Methods for Product Noise Emissions (R. Hellweg, M. Nobile)
- Sound Quality (S. Zorea)

COMMUNITY & ENVIRONMENTAL NOISE

- Community Noise (L. Finegold)
- Environmental Noise Criteria (P. Schomer, J. Vos, B. Schulte-Fortkamp)
- Entertainment Noise: Criteria & Control (C. Menge, M. Weber)

Updates will be posted on the web-site

Refer to the web site for e-mail addresses of session organizers

SQS 02 Topics of Particular Interest

All papers on sound quality are welcome, however papers in the following areas are particularly sought.

- appliance and automotive sound quality
- spectral balance issues and response to low frequency noise
- instrumentation for sound quality
- the integration of sound quality acoustic modeling and optimization
- influence of tones on sound quality
- cultural effects in the perception of sound quality
- perceptions of sounds with (multiple) modulations
- quantification of binaural effects
- cross modal effects

INTER-NOISE 02 AND SQS 02 VENUE

Dearborn is in the Detroit (Michigan) metropolitan area that is well recognized for its automotive industry. As the heart of American automotive manufacturing, it offers the perfect opportunity for discussion of current issues in the area of noise control engineering. In fact, this industry has become a world leader in contemporary noise control engineering, and some unmatched experimental facilities are now located in the Detroit area. Therefore, this congress should provide business opportunities and contacts.

The conference will be held at the Hyatt Regency Dearborn. This luxury hotel is the ideal place for conference activities as well as social events for attendees and their guests. It is close to the world-famous Henry Ford Museum and the historic Greenfield Village, a re-creation of American life from the 1600s through the early inventions of the 1900s. This village offers interactive and hands-on activities (such as sampling Abraham Lincoln's favorite meal and hearing Thomas Edison's voice), which are sure to appeal to all ages. Other attractions in the Dearborn area include, among others, the Detroit Zoo, Detroit Tigers Baseball, Detroit Institute of the Arts, Motown Historical Museum, Detroit Science Center, Diamond Jack's River Tours, etc. The hotel is adjacent to the Fairlane Town Center shopping mall, which offers a variety of restaurants as well as all the amenities of a large commerce center. Detroit offers a variety of wonderful culinary tastes including its legendary Greek Town in downtown Detroit next to its Renaissance Center. In addition to the offerings of Detroit, Northern Michigan and Southern Ontario (Canada) also offer attractive vacationing venues. This includes the annual Stratford Theater Festival, renowned for their Shakespeare productions, which runs April through October. Information on pre-arranged tours and vacationing opportunities will be provided in the registration materials.

The Hyatt Regency Dearborn hotel is in a suburban location and is easily accessible from the Detroit Metro Airport (about 20 minutes by limousine). Northwest Airlines and KLM maintain a major hub at this airport, with direct service to European and Pacific-rim countries, as well as to all major cities within North America. As the official airline for INTER-NOISE 02 Northwest/KLM will offer discounts for domestic as well as international travel to INTER-NOISE 02. When making your reservation you will need to give the booking agent the WordFile number **RBAC2** in order to receive the discount. Northwest/KLM is not able to extend this offer to certain parts of the globe (Africa, Australia and parts of Asia), however their policies may change so please call and inquire about the offer from your destination.

Suggested web sites: www.visitdetroit.com
www.city.windsor.on.ca
www.michigan.org

www.culturenet.ca/stratford
www.nwa.com
www.klm.com

REPLY COUPON

Please return this coupon if you are interested in attending INTER-NOISE 02, SQS 02, Recreational Noise, and/or INCE Seminar

Name _____

Address _____

City _____ State _____

Postal Code/Zip _____ Country _____

E-mail: _____

Please return this coupon to: INTER-NOISE 02 Secretariat,
The Ohio State University; Department of Mechanical
Engineering; 206 West 18th Ave; Columbus, OH, 43210-
1107, USA or e-mail: hp@internoise2002.org

- I am interested in attending SQS 02
- I am interested in presenting a SQS 02 technical paper
- I am interested in attending the INCE Seminar
- I am interested in attending the Recreational Noise symposium
- I am interested in presenting a Recreational Noise Symposium technical paper
- My company may be interested in participating in the INTER-NOISE 02 equipment exposition
- I would like to organize a special session for
 INTER-NOISE 02 SQS 02

- If a line above is checked, the subject area of the special session could be _____

- I am interested in attending INTER-NOISE 02
- I am interested in presenting an INTER-NOISE 02 technical paper

- Any other comments or suggestions _____

Calendar of Events, Summer 2002

ACTIVE 2002	July 15-17	ISVR, UK	www.isvr.soton.ac.uk/ACTIVE2002
Recreation Noise Symposium	August 12-14	Key Largo, FL, USA	www.internoise2002.org
INCE Seminar	August 15-16	Dearborn, MI, USA	www.internoise2002.org
INTER-NOISE 02	August 19-21	Dearborn, MI, USA	www.internoise2002.org
SQS 02	August 22	Dearborn, MI, USA	www.SQS2002.org

Second Recreational Noise Symposium

The U.S. National Park Service, Harris Miller Miller & Hanson Inc. and Massey University of New Zealand are organizing a *Recreational Noise Symposium* that will be held in the week prior to INTER-NOISE 02 in Key Largo, Florida near both Biscayne and Everglades National Parks. This symposium will focus exclusively on the issues raised by the presence of human-produced sounds in park and natural recreation/preservation settings. We expect to examine not only the technical acoustic issues, but also park management and policy issues, and the sociological issues associated with noise intrusions into recreational settings.

Please consider joining us 2002 August 12 -14 and presenting papers in one or more of the following areas:

- Park experiences with intruding sounds
- Acoustic data collection and analysis issues
- Park management policy questions
- Effects of human-produced sounds on visitor experience, on wildlife and on natural habitats

We've chosen Key Largo not only for the beauty, history and variety of recreational activities possible, but also because the nearby Biscayne and Everglades are among the U.S. National Parks most heavily affected by the noise produced by recreation, development and transportation pressures. Both parks provide living examples of the many issues raised by trying to preserve natural soundscapes in the face of competing demands – both for recreation and for commerce. Our web site will be available through www.internoise2002.org

INCE Special Seminar *Noise Control Materials: Properties and Effective Use*

The 2002 INCE Seminar will focus on the physical and acoustical properties of materials widely used in noise control applications. Specific topics include: types of porous materials and the macroscopic properties that control their behavior, acoustical properties of noise control materials, guidelines on effective selection and use, experimental methods for characterization of porous materials, elastic porous materials compared with limp porous materials, and finite element modeling of systems containing acoustical materials and its use in optimal design procedures. The seminar is taught by Dr. J. Stuart Bolton (Professor of Mechanical Engineering, Ray W. Herrick Labs, Purdue University) and takes place at the Hyatt Regency Dearborn Hotel August 15-16, 2002. Fees will be announced at a later date. This seminar is sponsored by The Institute of Noise Control Engineering of the USA.

For more information please see the web site: www.internoise2002.org

SQS 02 Contact Information

Symposium Secretariat and Technical Program Office

Ginny Freeman
Ray W. Herrick Labs, Purdue University,
West Lafayette, IN 47907-1077, USA
Email: herlconf@ecn.purdue.edu
Phone: +1 765 494 6078
Fax: +1 765 494 0787
Internet: <http://www.SQS2002.org>

General and Technical Program Chairs

Gordon Ebbitt,
Lear Corp., Southfield, MI
Email: gebbitt@lear.com
Patricia Davies
Ray W. Herrick Labs, Purdue University
Email: daviesp@ecn.purdue.edu

Proceedings Editor

Patricia Davies
Ray W. Herrick Labs, Purdue University
Email: daviesp@ecn.purdue.edu
Phone: +1 765 494 9274
Fax: +1 765 494 0787.

Local Organizing Committee

Gordon Ebbitt, Mark Jay, Shuo Wang,
Lear Corp., Southfield, MI, USA

SQS 02 is sponsored by
The Institute of Noise Control Engineering
of the USA.
www.ince.org

European Liaison

Josef Hobelsberger,
Müller BBM.
Phone: +49 89 85602 237
Email: hb@mabbm.de

Asian Liaison

Hideo Suzuki
Department of Network Science
Chiba Institute of Technology
Phone: +81 47 478 0291
Email: suzuki@net.it-chiba.ac.jp

FORMAT FOR SUBMISSION OF ABSTRACTS

inter-noise 2002

SQS-2002

**2002 August 19-22
Dearborn, Michigan, USA**

Abstracts for INTER-NOISE 02 and SQS 02 can **ONLY** be submitted through **E-MAIL**. The abstract must be submitted in the body of an e-mail message and **NOT** as an attachment of any kind. Authors should not use special characters or equations in the abstract. Please use the following format for both conferences and mail your abstract to the correct e-mail address.

For **INTER-NOISE 02**, the e-mail message should be sent to hp@internoise2002.org
The subject of the email should be: **INTER-NOISE 02 Abstract Submission**.

For **SQS 02** the email message should be sent to herlconf@ecn.purdue.edu
The subject of the email should be: **SQS 02 Abstract Submission**.

- I. Paper Title. Capitalize only the initial letter and special letters such as: American, BEM, etc. (20 words maximum)
- II. INCE Subject Classification (Please classify your paper using the **detailed** classification of subjects at www.internoise2002.org)
- III. First author's name, address (including country), telephone number, FAX, and e-mail (essential) for correspondence
- IV. Additional authors' names and addresses (if any)
- V. Indicate specific type of paper
 - Invited Paper (include the session title and chair)
 - Contributed Paper
 - Paper for poster session
- VI. Text of the Abstract

The text of the abstract must not exceed 200 words. The text should be typed double-spaced and should include 1) a brief description of the problem being addressed, 2) why the problem is important, 3) a description of the original contribution of the work, and 4) pertinent conclusions.

 - Sample abstracts will be posted on the web site.
 - Receipt of your abstract will be acknowledged within 2 weeks, along with an abstract identification number.
 - Your abstract will be published with only minor copy editing in a booklet to be available at the conference.
 - Final manuscripts must be submitted in the PDF format by 2002 March 15. A service to convert popular file formats to PDF may be requested.

All registrants for INTER-NOISE 02 will receive a printed booklet containing all abstracts, the final technical program, and a CD that will include all INTER-NOISE 02 papers. Conference organizers reserve the right to schedule papers for appropriate sessions and appropriate format (poster versus technical sessions).

THE DEADLINE FOR RECEIPT OF ABSTRACTS IS 2001 NOVEMBER 15

inter-noise 2002

2002 August 19-21

SQS-2002

2002 August 22

IMPORTANT DUE DATES:

Abstracts: 2001 November 15
Via E-mail Only

Manuscripts: 2002 March 15
In PDF Format Only

An Invitation to Exhibit

at

INTER-NOISE 2002

The 2002 International Congress and Exposition
on
Noise Control Engineering

at the

*Hyatt Regency Dearborn
Dearborn, Michigan, USA*

Exposition Dates:

2002 August 19-21 (INTER-NOISE)

2002 August 22 (SQS)

INTER-NOISE 2002 is sponsored by the International Institute of Noise Control Engineering and is being organized by the Institute of Noise Control Engineering of the USA and The Ohio State University Center for Automotive Research in cooperation with SAE International and the Canadian Acoustical Association.

*Exposition Management: Richard J. Peppin
Scantek, Inc., 7060 #L Oakland Mills Rd.,
Columbia, MD 21046, USA*

Telephone: +1 410 290 7726, Fax: +1 410 290 9167

E-mail: PeppinR@asme.org

www.internoise2002.org

www.SQS2002.org

INTER-NOISE 02
Department of Mechanical Engineering
The Ohio State University
206 West 18th Ave.
Columbus, OH 43210-1107, USA



THE 3RD EAA CONVENTION EUROPEAN ACOUSTICS ASSOCIATION

Integrating:
TECNIACÚSTICA 2002
XXXII National Meeting of SEA

EAA – ASJ Joint Symposium

SEVILLA - Spain

16 – 21 September 2002

1st Announcement

About Sevilla

Sevilla is one of the most representative historical cities of Spain, integrating Roman, Arab, Jewish and Christian cultures in a monumental ensemble along the Guadalquivir river.

Nowadays, Sevilla is a modern town, with an important University, industries, etc., and was the siege of a Universal Exhibition in 1992. Consequently, the city has an important modern hotel network.

Sevilla is located in Andalucia, in the southern part of Spain, and is world-wide connected by plane, and directly with Madrid by High Speed Train (AVE) and plane.

Further information

To receive the complete Announcement and Call for Papers, please contact with SEA by e-mail or complete the form overleaf and return it to:

FORUM ACUSTICUM 2002
Sociedad Española de Acústica
Serrano, 144
E – 28006 Madrid – Spain
e-mail <sea@fresno.csic.es>
Tel.: +34 91 561 88 06. ext. 056
Fax: +34 91 411 76 51

Please visit our homepage at
<http://www.ia.csic.es/sea/index.html>



SOCIEDAD ESPAÑOLA
DE ACÚSTICA



THE ACOUSTICAL
SOCIETY OF JAPAN

Introduction

The E.A.A. Board entrusted the organisation of FORUM ACUSTICUM 2002 to the Spanish Acoustical Society (SEA), and the campus of the Seville School of Architecture was chosen as the convention place. FORUM ACUSTICUM 2002 will be held from 16th to 21st September 2002.

A joint Symposium with the Japanese Acoustical Society (ASJ) will take place in parallel with FORUM ACUSTICUM.

The Convention is jointly organised by

- Sociedad Española de Acústica
- Escuela Técnica Superior de Arquitectura, Universidad de Sevilla
- Instituto Universitario de Ciencias de la Construcción, Universidad de Sevilla
- Instituto de Acústica, CSIC

FORUM ACUSTICUM 2002 will bring together experts from all fields of acoustics and provide a European space for the open exchange of the up-to-date scientific and engineering information.

The Program will consist of invited and contributed papers presented as lectures, oral presentations and posters, as well as Special Sessions. A Technical Exhibition will be organised, gathering the main specialised firms in the field.

An attractive social programme for participants and accompanying persons will be organised.

Participants and call for papers

Interested persons are invited to fill the adjoining preliminary Application Form, and return it without any delay.

Publications

The invited lectures and papers will be part of the Convention Proceedings.

Sponsors

The Junta de Andalucía (Autonomic Government), the Ayuntamiento de Sevilla (Municipality), Sevillana de Electricidad, and Caja de Ahorros "El Monte", among other institutions, have offered to patronise FORUM ACUSTICUM 2002.

Social activities

Among other activities, receptions, excursions in the town and surroundings, as well as other well known nearby places:

- Official reception at the Real Alcázar of Seville (castle)
- Historical and artistic Seville city tour
- Jerez (Sherry) tour, including wine cellar visits

The participants and accompanying members will have the opportunity of enjoying the hospitality of the "sevillanos" and of the beautiful climate of the region in September.

FORUM ACUSTICUM 2002

September 16-21, 2002 • Sevilla, Spain

Preliminary registration form. Please, return this form without any delay.

Please, type or print

Name _____ First name _____

Organisation, institution, firm _____

Address _____

City / Country _____ Postcode _____

Phone: _____ Fax: _____ e-mail: _____

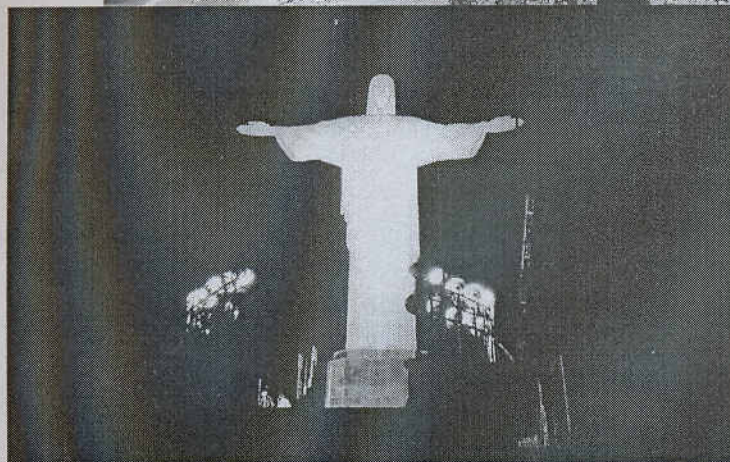
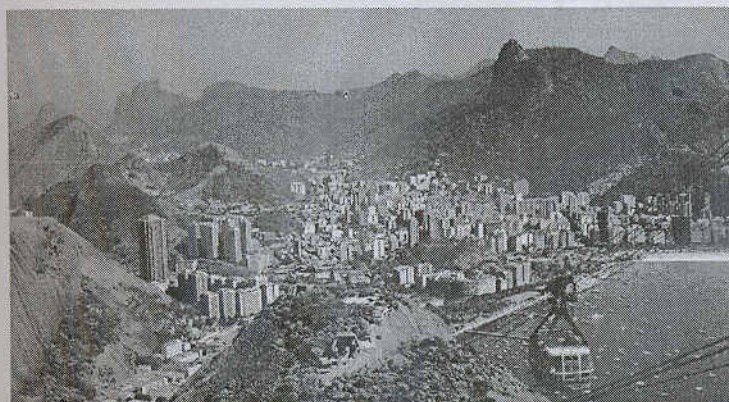
I am interested in presenting a paper.

Please, send me Technical Exhibition information.

QUALIDADE ACÚSTICA: DESAFIO PARA A METROLOGIA

22 A 24 DE OUTUBRO DE 2002

RIO DE JANEIRO - BRASIL



No ano de 2002 a Sociedade Brasileira de Acústica -SOBRAC e a Divisão de Acústica e Vibrações do INMETRO completam 18 anos de existência. Para comemorar esta data o INMETRO está tendo a honra de organizar o XX Encontro da SOBRAC juntamente com o II Simpósio Internacional de Metrologia Acústica e de Vibrações -II SIBRAMA.

Ambos os eventos terão lugar em Copacabana, nos dias 22, 23 e 24 de Outubro de 2002.

O tema central do Simpósio será *Qualidade Acústica: Um desafio para a metrologia*, e tem como objetivo geral discutir a qualidade no sentido mais amplo da palavra, abrangendo desde a qualidade dos sistemas de reprodução sonora como alto-falantes e caixas acústicas, passando pela qualidade acústica de produtos e de ambientes fechados como salas de aula, teatros e outros, até a qualidade acústica das fontes sonoras propriamente ditas.

Estão previstas pelo menos quatro palestras de pesquisadores internacionais, uma sobre o desempenho de alto-falantes e caixas acústicas, outra sobre a qualidade acústica de salas de aula, uma terceira sobre os atributos acústicos de fontes sonoras e outra sobre a instrumentação utilizada na área de acústica. Outras palestras estão programadas, sempre antecedendo as sessões técnicas.

Da mesma forma que nos anos anteriores, a mesas redondas, relacionadas aos temas mais importantes da área de acústica e vibrações no Brasil serão promovidas, sempre com o objetivo de aumentar a massa crítica.



Como sempre em nossos encontros e congressos, serão bem-vindos trabalhos técnicos em todos os demais assuntos da área de acústica, conforme listados no segmento deste informativo.

Seguindo a prática dos últimos eventos da SOBRAC, os três melhores trabalhos técnicos apresentados serão julgados e premiados pela Comissão Técnica Científica do Simpósio.

A equipe organizadora espera proporcionar um evento abrangente, profissional, e bastante simpático, como tem sido a tônica dos encontros organizados pela Sociedade Brasileira de Acústica.

Áreas de interesse

- ◆ Qualidade acústica de salas
- ◆ Qualidade acústica dos produtos
- ◆ Qualidade dos sistemas de reprodução sonora
- ◆ Métodos de medição em acústica e vibrações
- ◆ Instrumentação em acústica e vibrações
- ◆ Simulação numéricas
- ◆ Ruído e vibrações veiculares
- ◆ Audiologia
- ◆ Ruído e vibrações em ambientes de trabalho
- ◆ Ruído em áreas habitadas
- ◆ Acústica em edificações
- ◆ Normalização em acústica e vibrações
- ◆ Programas de controle de ruído e vibrações

Comissão Organizadora

Walter Erico Hoffmann

Coordenador Geral

José Augusto do Jesus de Azevedo

Coordenador de patrocínio

Mário Pimentel

Coordenador da feira de exibição técnica

Marco Antonio Nabuco de Araujo

Coordenador da comissão técnica científica

Suzanna Gueiros

Coordenadora técnica do evento

Monica Andrade

Secretaria geral

Datas importantes

Data limite para submissão de resumos:

15 de abril de 2002

Data limite para o trabalho completo:

31 de agosto de 2002

Endereço para correspondência:

META Eventos

Av. Nilo Peçanha, 50 – Sala 1610.

Centro – Rio de Janeiro – RJ

CEP:20044-900

Tel:0xx-21-2220.2097

Fax:0xx-21-2220.2350

E-Mail:sibrama@inmetro.gov.br

2nd Announcement

1st Joint Meeting

Acoustical Society of America

Iberoamerican Federation of Acoustics

Mexican Institute of Acoustics

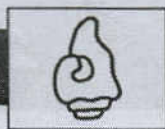
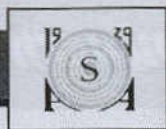


December 2–6, 2002
Cancun, Mexico

This special meeting will bring together acousticians from around the world in all fields of acoustics.



<http://asa.aip.org/cancun.html>



144th Meeting of the
Acoustical Society of America

3rd Iberoamerican
Congress of Acoustics

9th Mexican Congress on Acoustics

144^a Reunião da
Sociedade Americana de Acústica

III Congresso Iberoamericano
de Acústica

9^o Congresso Mexicano de Acústica

The first joint meeting of the Acoustical Society of America (ASA), the Iberoamerican Federation of Acoustics (FIA) and the Mexican Institute of Acoustics (IMA) will be held along the beautiful coastline of Cancun, Mexico at the Hotel Fiesta Americana Coral Beach. This premier hotel is located on a lovely beach, and also is near the main shopping mall. Cancun is located on the Yucatán Peninsula and lies in the heart of the Mexican Caribbean Sea. It is the gateway to the ancient Mayan sacred cities of Chichén-Itzá, Tulum, Uxmal and Cobá, and to the marvelous natural sites of Mujeres Isle, Cozumel and Xel-há. Tours of the Yucatán Peninsula will occur after the conference (www.yucatan.gob.mx). The Hotel is about 30 minutes from the Cancun airport which is served by direct flights on many major airlines.

JOINT MEETING

As a joint meeting of the ASA, FIA and IMA, this conference will bring together experts from all fields of acoustics, including topics and short courses of special importance to acousticians in Mexico, South America, Spain and Portugal.

TECHNICAL PRESENTATIONS

The meeting will consist of plenary lectures, invited and contributed papers, poster sessions, exhibits and tutorials on all aspects of acoustics and standards. A series of tutorial lectures is being planned for 2 December and 6 December which will cover the general fields of architectural acoustics and noise.

A primeira reunião conjunta da Sociedade Americana de Acústica, da Federação Iberoamericana de Acústica e do Instituto Mexicano de AcústicaSM será realizada na belíssima costa de Cancun - México, no Hotel Fiesta Americana Coral Beach. Este hotel é 5 estrelas e está localizado numa bela praia em frente ao principal shopping center. A cidade mexicana de Cancun está localizada na Península de Yucatán, no coração do Mar do Caribe. Ela é a porta das cidades sagradas Mayas de Chichén-Itzá, Tulum, Uxmal, Cobá e das maravilhosas ilhas naturais de Mujeres, Cozumel, Xel-há, Xcaret e ilha de Contay (www.yucatan.gob.mx). Após o evento haverá tours para a Península de Yucatán. O hotel está cerca de 30 minutos do aeroporto de Cancun, que tem vôos diretos das maiores cidades no mundo.

REUNIÃO CONJUNTA

Por se tratar de uma reunião conjunta da ASA, da FIA e da IMA, esta conferência reunirá especialistas de todas as áreas de acústica, incluindo temas e tutoriais especiais para o México, América do Sul, Espanha e Portugal.

APRESENTAÇÕES TÉCNICAS

A reunião é composta de sessões plenárias, tutoriais, exposição, palestrantes convidados e sessões temáticas em tópicos especiais cobrindo todas as áreas de acústica e normas. Sessões tutoriais são propostas nos dias 2 e 6 de dezembro em acústica arquitetônica e ruído.

Request for Call for Papers



Please add my name to the mailing list for the 2002 Cancun meeting



Por favor incluyan mi nombre para envío de información de la reunión de Cancun 2002



Favor colocar meu nome na lista da reunião 2002 Cancun

Name _____ Title _____

Organization/Institution _____

Address Street/PO _____

City/State, Province/Country _____

E Mail address _____ Phone _____ Fax _____

Schedule for submitting abstracts

Preliminary list of special topics

Call for Papers

In May 2002, the Call for Papers will be mailed to all members of ASA, FIA, IMA and to those persons who have submitted a request form from either the first or second announcement. The Call for Papers will also be available at that time on asa.aip.org.

Abstracts

Submission Date: 28 June 2002
Maximum Length: 200 words

All submitted abstracts must be in English. The preferred language for lecture and poster presentations at the meeting will be English, although oral presentations in Spanish and Portuguese will be permitted if the authors include English in their slides and posters. After receiving an acceptance notice for their abstract, authors will have the option to submit a paper which will be published on CD-ROM. Further details will be included in the Call for Papers. Although abstracts may be submitted in all fields of acoustics, a preliminary list of topics on which special sessions will be based is printed at right. If you are interested in organizing a special session, please contact a member of the Technical Committee.

Exhibition

An exhibit is planned for the meeting. Persons interested in participating in the exhibit should contact Robert Finnegan, ASA Show Manager, rfinneg@aip.org 516-576-2433.

Post-Meeting Excursion

A visit to Chichén-Itzá is planned for Saturday and Sunday, December 7 and 8. Plans are being made for a demonstration of the special acoustics of the Mayan temple at the site.

Hotel Accommodations

A block of rooms has been reserved for the meeting at the headquarters hotel, the Fiesta Americana Coral Beach Hotel, Cancun. In addition, rooms will be available at the nearby Hyatt Hotel, Cancun. Further details regarding room reservations will be contained in the Call for Papers.

Acoustic Automatic Target Recognition
Acoustic Metrology
Aircraft Noise
Amphibian Bioacoustics Honoring Robert Capranica
Archaeological Acoustics
Bioacoustics as a Conservation Tool
Bioacoustic Resonance Spectroscopy
Bubbles, Drops and Foam
Classroom Acoustics
David Weston Memorial Session
Duct Acoustics and Vibration
Electrophysiological Investigations
Energy Methods – Vibroacoustic Analysis and Control
Environmental Noise Planning
Feature Extraction and Models from Speech
Guitar Acoustics
Hearing Aid Technology
Hearing Protection
Hotel Acoustics and Noise Control
Internet Protocol Voice Quality Over the Internet
Issues of Bilingualism
Lithotripsy
Measurement of Community Noise
Metrology, Standards and Testing in Acoustics,
 Ultrasound and Vibration
Noise Control Concept Sketches
Noise in Urban Communities
Old Musical Artifacts
Perception and Production of Hearing Impaired
Reconstruction of Acoustic Radiation from
 Vibrating Structures
Structural Intensity – Analysis, Measurement
 and Control
Standards Program Review
Synthetic Aperture Sonar
"Take Fives" – Demonstrations in Acoustics
The Seismic Coda
Seismic Signal Processing
Ultrasound Mediated Drug Delivery
Undergraduate Research Papers
Underwater Acoustic Measurement Laboratories
Using Ambient Sound in the Ocean
Vocal Tract Imaging
Wind Instrument Impedance Measurements

Technical Committee

Kevin Shepherd, ASA k.p.shepherd@larc.nasa.gov
Sylvio R. Bistafa, FIA sbistafa@usp.br
Felipe Rolando Menchaca, IMA menchaca@pollux.cic.ipn.mx

To be placed on the mailing list for the Call for Papers of the Joint Meeting, please mail in the attached form.

Organizing Committee

James West (ASA), Co Chair
Sergio Benistain (IMA), Co-Chair
Samir Geroges (FIA), Co-Chair
Kevin Shepherd, Technical Program Chair
Charles Schmid, Vice Chair
Rebeca de la Fuente, Cultural Program

Acoustical Society of America

Suite 1N01, 2 Huntington Quadrangle
Melville, NY 11747-4502, USA
Phone: 516-576-2360 • Fax: 516-576-2377
E-mail asa@aip.org
web page <http://asa.aip.org>

Mexican Institute of Acoustics

P.O. Box 75805, Mexico City 07300, Mexico
Phone: 52-5-682-5525 • Fax: 52-5-523-4742
E-mail: sberista@hotmail.com
web page: <http://gama.fime.uam.mx/acustica/ima.html>

Iberoamerican Federation of Acoustics

Federal Univ. of Santa Catarina
Dept. of Mech. Eng., Lab. of Vibration & Acoustics
Cx. Postal 476
Florianopolis, SC 88040900 Brazil
Phone: 55-48-234-4074 • Fax: 55-48-331-9677
E-mail fia@mblox.ufsc.br
web page <http://www.fia.ufsc.br/>

MAIOR CONGRESSO DE ACÚSTICA EM CANCUN

144 ASA, 9^o IMA E III FIA

CANCUN DE 01 A 06 DE DEZEMBRO DE 2002

Uma Realização conjunta da Associação Americana de Acústica (ASA), Instituto Mexicano de Acústica (IMA) e Federação Iberoamericana de Acústica (FIA). A FIA é uma entidade formada pelas associações de acústica da Argentina (AdAA), Brasil (SOBRAC), Chile (SochA), México (IMA), Peru (SPEA), Portugal (SPOA) e Espanha (SEA) com grupos de acústica da Venezuela e Uruguai.

ASA está apoiando financeiramente a participação de número limitado de alunos e participantes autores – acompanhe a chamada no home page;

A Sessão está sendo organizada pelos membros de ASA, IMA e FIA:

- ◆ AA Acústica Arquitetônica
- ◆ AB Bioacústica Animais
- ◆ AO Oceanografia Acústica
- ◆ BB Biomédico Ultra-som e Bioresposta de Vibrações
- ◆ EA Engenharia Acústica
- ◆ EA Educação em Acústica
- ◆ UM Acústica Musical
- ◆ NS Ruído
- ◆ PA Acústica Física
- ◆ PP Psicoacústica e fisioacústica

- ◆ Acústica Estrutural e Vibrações
- ◆ SC Comunicação de Fala
- ◆ SP Processamento de Sinais
- ◆ UW Acústica Submarina

Todos os autores devem submeter o resumo em inglês na home page da ASA (obrigatório) que será publicado na revista da JASA do evento, com possibilidade de submeter o paper completo (opcional) em inglês, espanhol ou português que será publicado em CD;

Será realizada uma feira de produtos acústicos tais como livros, normas, materiais, equipamentos, software, informações sobre bolsas de estudos, empregos, etc. fornecendo informações e tecnologia mais avançada existente no mercado mundial;

Será fornecido dois tutoriais em “Room Acoustics” e “Noise Control” de 3 horas cada;

Está sendo organizada uma visita com uma noite para medições, análises, ..etc (número limitado)

Verifique a necessidade de visto para entrada em Cancun - México e faça sua reserva de hotel e viagem para conseguir preço baixo e garanta o seu lugar.

VISITE O SITE PRINCIPAL <[HTTP://ASA.AIP.ORG](http://asa.aip.org)>

CURSOS E LABORATÓRIOS DE ACÚSTICA

Continuamos a mostrar a potencialidade dos laboratórios e dos cursos na área de acústica e vibrações. Nas edições anteriores foram publicadas informações sobre o novo curso de Engenharia Acústica da UFRJ e sobre o Laboratório de Vibrações e Acústica da UFSC. Solicitamos aos coordenadores das instituições e empresas, que estejam interessados em publicar suas atividades, que enviem informações para publicação nas próximas edições.



LABORATÓRIO DE RUÍDOS E VIBRAÇÕES

CAMPO DE PROVAS DA CRUZ ALTA

O Laboratório de Ruídos e Vibrações da General Motors do Brasil está situado em Indaiatuba/SP no Campo de Provas da Cruz Alta. Sua operação foi iniciada em Julho de 1997 com um investimento total de 7 milhões de dólares. A equipe de trabalho conta com Mecânicos/Operadores de teste, Engenheiros e 1 Físico, sendo 2 mestres e 1 Doutor na área.

Toda esta estrutura foi montada com o objetivo de se reduzir o tempo de desenvolvimento de um novo projeto e ainda atender às exigências internacionais de testes e conforto do acústico do veículo.



Laboratório de Ruídos e vibrações – GM

1. Objetivos do Laboratório

O Laboratório de ruídos e vibrações é responsável por suportar o desenvolvimento completo do veículo quanto à este aspecto, o que envolve o ruído associado ao motor e todos os seus agregados, componentes elétricos e mecânicos, rodagem, carroçaria, chassis e ruído externo. O laboratório também fornece serviços externos na área, podendo ser consultado pelos interessados.

2. Infra-Estrutura de testes

A infra-estrutura do laboratório é constituída basicamente por quatro áreas de testes ; câmara semi-anecóica, dinamômetro de chassis, simulador de pistas e sala de análise modal. Cada uma destas áreas contam com o suporte de vários equipamentos e sistemas que agilizam as medições e análise de dados. As pistas do Campo de provas completam o circuito para uma avaliação real do veículo nas mais diversas condições.

Além dos testes físicos, o Laboratório conta também com o suporte de análises numéricas com workstations localizadas dentro do próprio prédio, o que permite uma maior integração e dinamismo com a área experimental.

São apresentadas a seguir as especificações técnicas e testes padrões de cada uma das facilidades do laboratório.

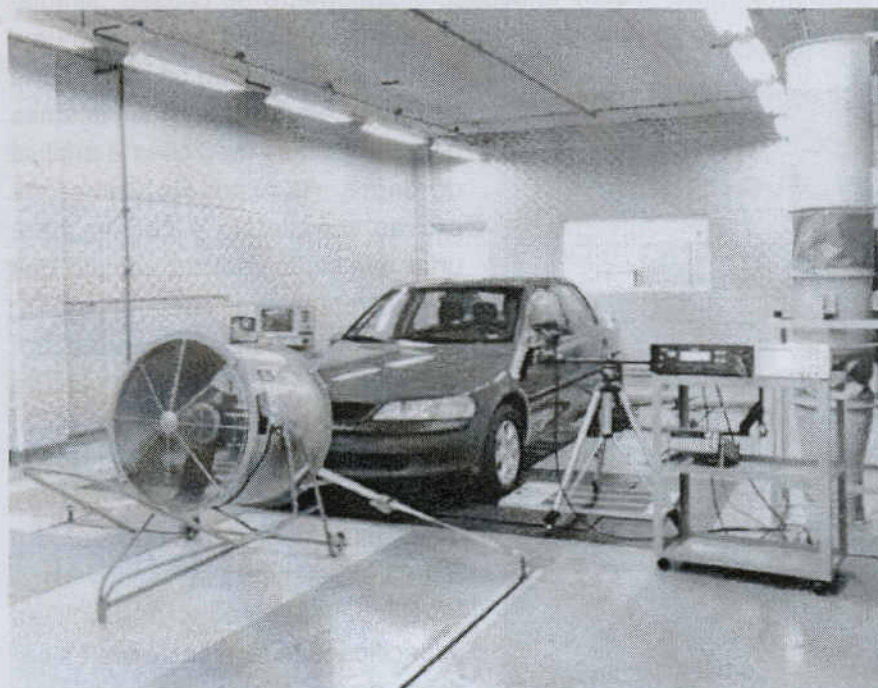
Cursos e Laboratórios de Acústica

Câmara Semi-Anecóica

- ♦ Dimensões : 17.4 x 12.4 x 6.7 m³
- ♦ Frequência de corte : 100 Hz
- ♦ Ruído de fundo : 17 dB(A)
- ♦ Dinamômetro de chassis (350 HP)
- ♦ Sistema LMS com 16 canais
- Testes :
 - ♦ Avaliação completa do ruído do veículo.
 - ♦ Ruído de componentes e sub-sistemas.
 - ♦ Desenvolvimento de pacote acústico.
 - ♦ Identificação do de fontes de ruído (Intensidade sonora).
 - ♦ Desenvolvimento de ruído externo.
 - ♦ Coxinização.
 - ♦ Desenvolvimento de qualidade sonora.



Câmara semi-anequica



Sala do dinamômetro de chassis

Sala do Dinamômetro de Chassis

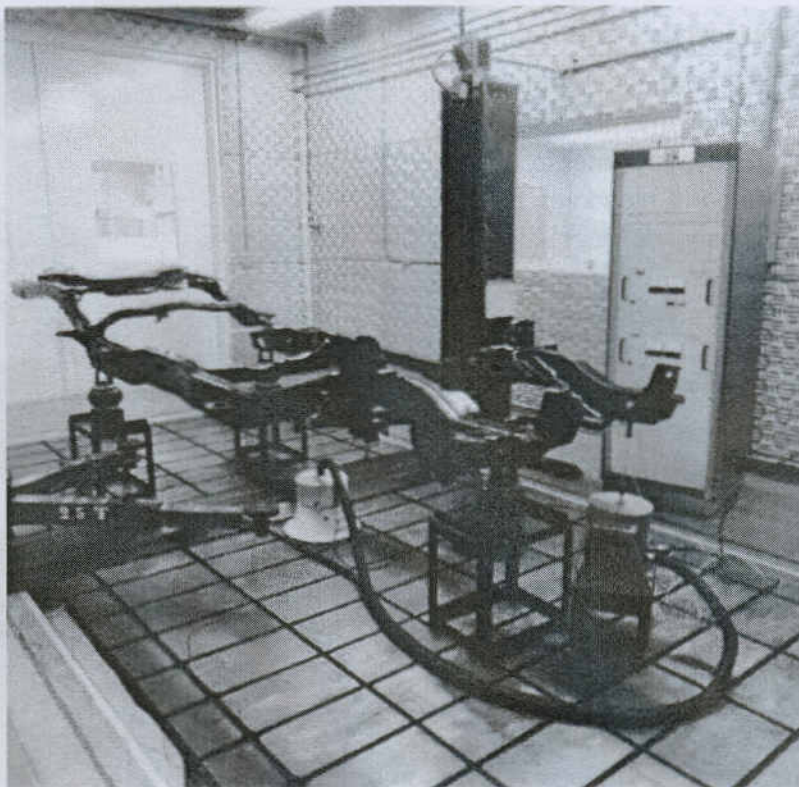
- ♦ Dimensões 14 x 6.5 x 3.5 m³
- ♦ Dinamômetro de chassis (200 HP)
- ♦ Sistema BK Pulse com 8 canais
- Testes :
 - ♦ Análise de vibração do "powertrain", "driveline" e sistema de escapamento.
 - ♦ Análise de vibrações torsionais.
 - ♦ Mapeamento de painéis com vibrômetro Laser.

Sala de Análise Modal

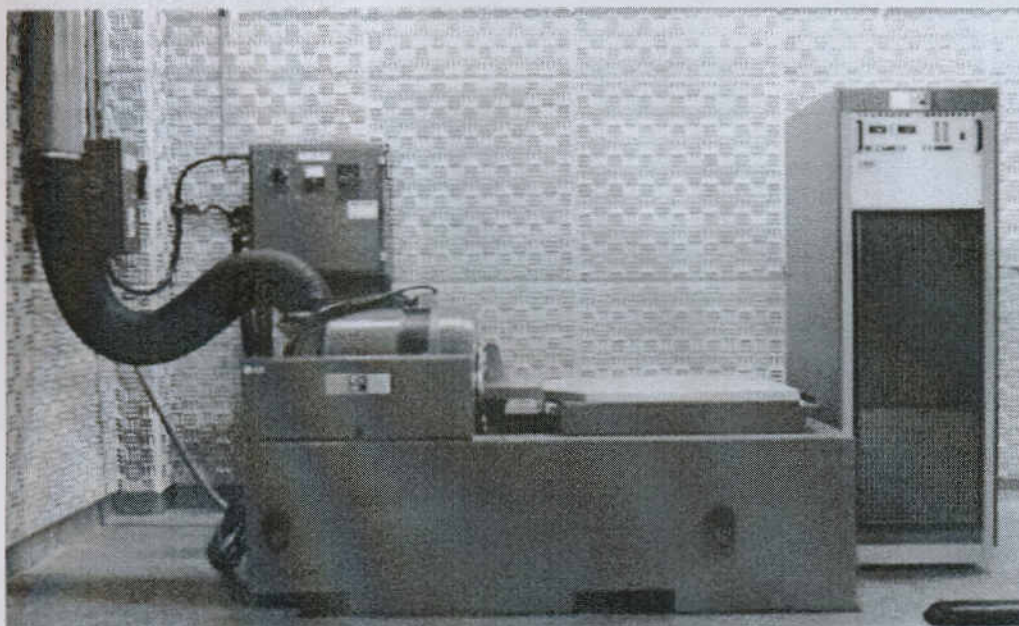
- ♦ 2 excitadores eletrodinâmicos para análise modal
 - ♦ Sistema LMS com 32 canais de entrada e 2 de saída.
- Testes :
- ♦ Análise modal de Carroçarias, veículos completos e sub-sistemas.

Os resultados obtidos nesta área, além de suportarem o desenvolvimento experimental do veículo, são utilizados para validação dos modelos de elementos finitos. Um aspecto importante é o fato da simulação estar fisicamente próxima à área teste, o que torna o trabalho de atualização dos modelos e desenvolvimento do produto mais dinâmico.

Esta área conta ainda com um excitador eletrodinâmico de maior porte para testes de vibração e "squeak&rattle" em componentes e sub-sistemas.



Sala de análise modal



Excitador eletrodinâmico para testes de componentes

Simulador de Pistas

- ♦ Frequência : 0- 100 Hz, deslocamento : 150 mm

Este equipamento é composto por 4 atuadores hidráulicos independentes que copiam o perfil de pistas irregulares. O objetivo é identificar principalmente ruídos provenientes do acabamento interno, denominados "Squeak&rattles". Embora somente as acelerações verticais sejam reproduzidas no equipamento, a correlação com os eventos de pista é acima de 80 %. Isto permite que o tempo de desenvolvimento e busca de soluções seja bastante reduzido.

Outras atividades nesta área estão na avaliação de conforto, suporte à coxinzagem do motor e sistema de escapamento.



Simulador de pista para pesquisa de "Squeak&rattle".

Pista de ruído externo

- ♦ Atende às normas brasileiras, européias e americanas.

Utilizada para o desenvolvimento e certificação de ruído externo. Durante a fase de desenvolvimento, o sistema de radar é utilizado durante as medições para identificar, além do nível máximo de ruído, o espectro, rotação, velocidade e posição do veículo. Estes dados são utilizados para se reproduzir condições similares no dinamômetro da câmara semi-anecóica e assim efetuar a pesquisa de fontes e propostas para redução do ruído. Este procedimento permite, além da redução do tempo de desenvolvimento, a otimização de soluções.

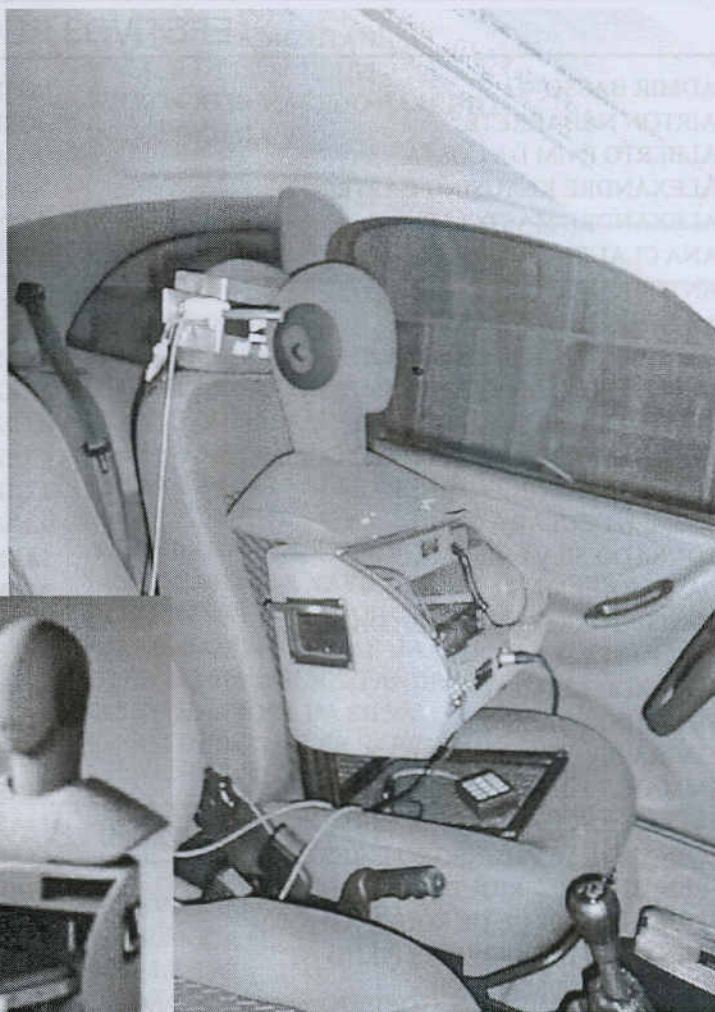


Pista de ruído externo

Sistema de Qualidade Sonora

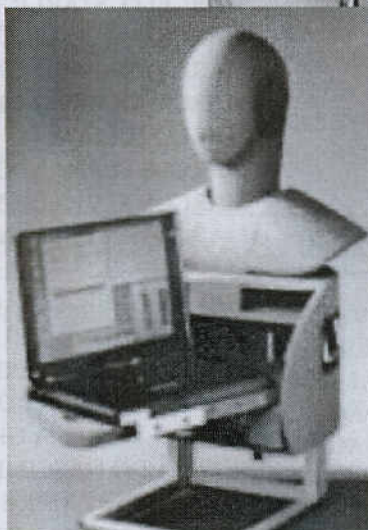
Este sistema permite uma avaliação mais próxima do ponto de vista do consumidor, o que permite estabelecer metas mais representativas para o ruído, não somente para o nível, mas também para o conteúdo do espectro (relação entre harmônicos do motor, tons puros, aspereza, etc.).

- ♦ Audição simultânea de dois ou mais ruídos.
- ♦ Definição de metas para o conteúdo espectral do ruído.
- ♦ Identificação de fontes.
- ♦ Avaliações subjetivas.



Simulação Vibro-Acústica

As ferramentas de simulação são utilizadas principalmente nas fases iniciais do projeto, quando os protótipos ainda não estão disponíveis. Nesta fase, as principais preocupações são o ruído via estrutura, especificamente os excitados pelo conjunto motor e sistema de escapamento. Do ponto de vista de componentes, o desenvolvimento acústico do filtro de ar é o foco principal.



Sistema de qualidade sonora

A proximidade da área de simulação e testes é um fator preponderante para que haja dinamismo na solução de problemas, otimizando-se o conhecimento das duas áreas.

GENERAL MOTORS DO BRASIL S/A
Campo de Provas da Cruz Alta
Laboratório de Ruídos e Vibrações
Estrada General Motors s/n - Indaiatuba/ SP
CEP 13347-500 -Cx. P. 41
Tel. (019) 3894 9121 - Fax (019) 3894 9170

Alexandre Nunes
<alexandre.1.nunes@gm.com>

Modo acústico de uma cavidade veicular.

O sistema de análise é composto por :

- ♦ workstations
- ♦ Hypermesh / Aksumod / NASTRAN / CAE Gateway

Esses são os Sócios regulares da SOBRAC em 2001:

EFETIVOS REGULARES

ADMIR BASSO	JOSÉ MOACIR NASCIMENTO PINTO
AIRTON NABARRETE	JOSE ODILON HOMEM DE MELLO
ALBERTO PAIM DA COSTA	JOSÉ POSSEBON
ALEXANDRE KLAUSING CASTRO	JOSÉ ROBERTO ARRUDA
ALEXANDRE MASTALER	LEONARDO BOECHAT BARROS
ANA CLAUDIA FIORINI	LIVIO SILVA CAVACA
ANTONIO BORGES	LOURDES ZUNINO ROSA
ARCANJO LENZI	LUCIANO NAKAD MARCOLINO
BAPTISTA LEONEL CAMPANA	LUIS TADEU LOPES DE FREITAS
CARLOS MOACIR GRANDI	LUIZ ANTONIO PERRONE FERREIRA DE BRITO
CELITO CORDIOLI	LUIZ AUGUSTO MUHLE
CLAÚDIA VIEIRA CARESTIATO CORDEIRO	LUIZ CARLOS CHICHIERCHIO
CLAUDIO ANTÔNIO DE ABREU	LUIZ GOMES DE MELLO
CLEMENT ZULAR	LUVERCY JORGE DE AZEVEDO FILHO
CONRADO SILVA DE MARCO	MANOEL MARTELETO
DAVI AKKERMAN	MARCELO STARLING BRAGA
DENISE TORREAO CORREA DA SILVA	MARCIO BOCCALLETTI
DUILIO TERZI	MÁRCIO RAFAEL AMARO
EDUARDO GIAMPAOLI	MARCO ANTONIO DE MENDONÇA VECCI
EDUARDO SOARES	MARCO JULIANI
ELVIRA B.VIVEIROS DA SILVA	MARCOS FERNANDO PIAI
EMMANUEL BASILE GARAKIS	MARCUS ALVES DA SILVA FRANÇA
EVELYN JOICE ALBIZU	MARCUS ANTONIO VIANA DUARTE
FERNANDA MONTENEGRO PIRES COTIAS	MARIA EMÍLIA COELHO DE ABREU
FERNANDO HENRIQUE AIDAR	MARIA IGNEZ A. MACEDO
FERNANDO JORGE DE SOUZA ANTOUN	MARIA LUIZA R. BELDERRAIN
FERNANDO LUIZ FREITAS FILHO	MARIO CARDOSO PIMENTEL
FLAVIO MAYA SIMÕES	MAURICY CESAR RODRIGUES DE SOUZA
FLOGÊNCIO RIBEIRO NOVAIS	MILTON VILHENA GRANADO JR
FRANCISCO ALEXANDRE ROCHA PINTO	NORMA DO NASCIMENTO BATISTA
FRANCISCO C.LINHARES DA FONSECA	OLAVO JOSÉ FREIRE DA FONSECA FILHO
GEORGE ANDRE MONTENEGRO GRIESER	PAULO MAURÍCIO DOS SANTOS PARADAS
GERALDO CESAR NOVAES MIRANDA	PEDRO LUIZ FERRADOR
GILMAR LUIZ PACHECO ROTH	PÉRIDES SILVA
HELICIO ONUSIC	RAINER STEINER CAMPOS
HUGO ENGEL GUTTERES	RICARDO EDUARDO MUSAFIR
HUGO MAZIE JACQUES SERRES	RICARDO RIBEIRO PEREIRA
HUMBERTO YUTAKA KAGOHARA	ROBERTO AIZIK TENENBAUM
IEDA CHAVES PACHECO RUSSO	ROBERTO F.A. CAPPELETTI
IRENE FERREIRA DE SOUZA DUARTE SAAD	ROBERTO JORDAN
IVAN BRESSANE NIELSEN	ROSELY MARIA VELLOSO CAMPOS
JAIR FELICIO	RUBENS FELIZARDO MORENO
JANE HADDON HARTLEY	RUDOLF M. NIELSEN
JEANNE DENISE BEZERRA DE BARROS	RUYSDAEL ZOCOLI
JOÃO AFONSO ABEL JANKOVITZ	SADI POLETTI
JOAO CANDIDO FERNANDES	SAMIR NAGI YOUSRI GERGES
JOSÉ ALBERTO PORTO DA CUNHA	SAMUEL CASTANON PENHA VALLE
JOSÉ GERALDO QUERIDO	SCHAIA AKKERMAN

STELAMARIS ROLLA BERTOLI
SYLVIO REYNALDO BISTAFA
VALDIR GARCIA DE SOUZA
VICTOR M. VALADARES
VITOR CUNHA DE BARROS

VIVIAN SILVA MIZUTANI
WALTER OTTO SCHLUPP
WILSON JOSE MACEDO BARRETO
YOOGI OKUMA

ESTUDANTES REGULARES

ALEXANDRE MORAIS DE OLIVEIRA
ANA CLAUDIA JANUÁRIO
ANA CRISTINA WINCK MAHL
ANASTÁCIO PINTO GONÇALVES FILHO
CASIMIRO JOSÉ GABRIEL
DANIEL FERREIRA DE PANTA PAZOS
DENISE DA SILVA CLARO
DINARA XAVIER DA PAIXÃO
DOO SUNG YOU
ERASMO FELIPE VERGARA MIRANDA
GERMANO RIFFEL
GILBERTO BULLING
JOÃO LUIS CAZAROTO
JOSÉ FLÁVIO SILVEIRA FEITEIRA

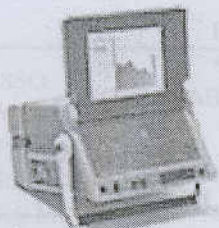
JÚLIO A CORDIOLI
KÊNIO BARROS DE ÁVILA NASCIMENTO
LUDIMILA DE OLIVEIRA MEDRADO
MARCIO GUIMARÃES MATTOS
MARCUS WATSON NETTO DE OLIVEIRA
MARTA RIBEIRO VALLE MACEDO
OSCAR SCHMIDT
RODRIGO JOSÉ DE ANDRADE VIEIRA
SAMUEL ARRUDA XAVIER
SILVIA RENATA MARQUES SALOMÃO
SORAIA FALCÃO MALAFAIA
STELA MARIS MELAZZI ANDRADE
TÁSSIO BARBOSA DA SILVA
THEREZINHA THULER SARRUF

INSTITUCIONAIS REGULARES 2001

ABCM - ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE CIÊNCIAS ME-
CÂNICAS
ABNT
ABRAPHISET
AEA ASSOC BRAS DE ENG AUT.
ALCOA ALUMINIO S.A /- PE
AMORIM BRASIL - COM. IND. IMP. E EXP. DE ART. DE
CORTIÇA LTDA.
ANIMASEG
ART TÉCNICA PEÇAS EM ESPUMAS LTDA
ASS.BRAS.DOS PROF.DE HIG.SEG.DO TRAB.
ATENUA-SOM IND. E COM. LTDA
BOEHRINGER INGELHEIM DO BRASIL QUIM.E FARM. LTDA
CAMARA MUNICIPAL DE SÃO PAULO
CDT-CENTRO DE DESENV.DE TECN. E RH
CEFET PARANÁ - UNIDADE DE ENSINO DE CAMPO
MOURÃO
CICLOPE - VAT S/C LTDA
CIPA PUBLIC., PRODUTOS E SERV. LTDA.
COMPANHIA SIDERÚRGICA TUBARÃO
CONAV ENG. E ISOLAMENTOS LTDA.
COPENE - PETROQUÍMICA DO NORDESTE
DAIMLER CHRYSLER DO BRASIL S/A
DBTRONICS TEC. E CIENT. COM. EXP. LTDA.

DURÁVEIS EQUIP DE SEG LTDA
ELETRONICA SELENIUM S/A
FRAS-LE S.A.
FUNDAÇÃO EDSON QUEIROZ
FUNDAÇÃO ESTADUAL DO MEIO AMBIENTE - MT
GROM - EQUIP. ELETROME CÂNICOS LTDA
ILLBRUCK INDUSTRIA LTDA
IMPERMEABILIZAR
INSTITUTO METODISTA IZABELA HENDRIX
ISOBRASIL LTDA
JUAN C. GIMENES DE PAZ Y ASOC. ASES. ACUS.
MASTRA INDUSTRIA E COMERCIO LTDA.
MPF PUBLICACOES LTDA.
MSC LAMINATES AND COMPOSITE INC,
MULTIPLAST I. C. MAT HOSP INDL LTDA
NHT NOISE HARSHENESS TECHNOLOGY S/C LTDA
RAMALHO COMERCIAL LTDA.
ROCKFIBRAS LTDA.
SINDISEG
SOCIEDADE ESPIRITOSANTENSE DE ENGENHARIA
DE SEGURANÇA DO TRABALHO
SOMAX TECNOLOGIA ACUSTICA LTDA.
SONOFLEX DO BRASIL S.A
STM INDUSTRIAL LTDA

Norsonic A/S - Noruega



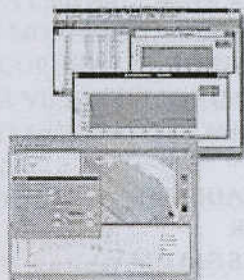
Analizador
RTA840-2ch



Analizador
NOR121-2ch



Analizador
SA110



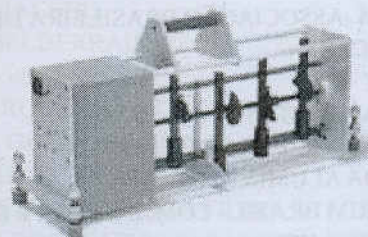
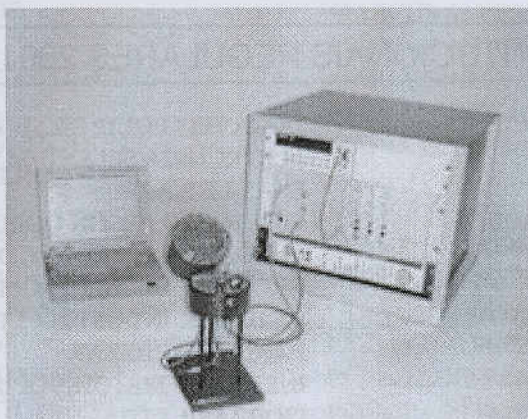
Softwares utilitários



Microfones, Pré-Amplificadores
e Acessórios diversos

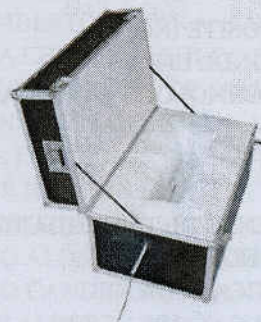


Calibradores, incluindo
Pistonphone



Sistema Completo de Calibração para:

- medidores de nível sonoro
- filtros
- microfones
- calibradores



dBTronics
Técnica e Científica Ltda

Rua Heliodora, 183 - São Paulo/SP
Fone: 11.6950.9975-Fax: 11.6979.9853
e-mail: dbtronic@osite.com.br

FICHA PARA ASSOCIAR-SE**CATEGORIA:** Efetivo () Aluno () Institucional ()Se for **EFETIVO OU ALUNO** preencher dados abaixo:**Nome:**

Empresa onde Trabalha:

Endereço:

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:***Nome dos Representantes (Usar verso para adicionar mais representantes)*

Primeiro Representante	(1) Nome:		
	Endereço:		
	Rua, nº, Apto, Bloco		
	Bairro:		
	CEP:	Cidade:	Estado:
	Fone Res.: ()		Fone Com.: ()
E-mail:		Fax: ()	
Segundo Representante	(2) Nome:		
	Endereço:		
	Rua, nº, Apto, Bloco		
	Bairro:		
	CEP:	Cidade:	Estado:
	Fone Res.: ()		Fone Com.: ()
E-mail:		Fax: ()	

Assinatura: _____ Data: ____/____/____

27º CONGRESSO INTERNACIONAL DE SAÚDE NO TRABALHO (ICOH 2003):

23 A 28 DE FEVEREIRO DE 2003

FOZ DO IGUACU - PARANÁ - BRASIL



CONVITE PARA INSCRIÇÃO DE TEMAS LIVRES

Data-limite: 15 de maio de 2002!

Convida-se, através deste edital, a todos os profissionais que desejarem inscrever Temas Livres, tanto na forma de apresentação oral quanto na forma de pôsteres. A inscrição dos resumos deve ser feita em Inglês, em formulário próprio. Em princípio, as apresentações de Temas Livres estão limitadas a, no máximo, dois temas para apresentação oral e dois temas para apresentação na forma de pôsteres, por autor. É importante ter em conta que os resumos apresentados serão analisados quanto ao seu mérito científico e originalidade, e os resumos aprovados somente serão incluídos na programação científica do Congresso e no livro de resumos, se a inscrição no Congresso for feita até, no máximo, dia **31 de outubro de 2002**.

Correspondência

Relacionada Com os Resumos

Confirmação de Recebimento

Até, no máximo, dia 31 de maio de 2002, cada autor receberá uma confirmação de que seu trabalho foi recebido pela Secretaria do Congresso.

Julgamento

Os Resumos serão avaliados e julgados pelo Comitê Científico do Congresso, bem como pelos Comitês Científicos da ICOH e outros grupos de trabalho que constituem a ICOH.

Confirmação de Aceite

No correr do mês de Agosto de 2002, os autores cujos Resumos (*abstracts*) tiverem sido aceitos, serão devidamente comunicados, por via eletrônica, ocasião em que serão também informados sobre a forma de apresentar seus Temas Livres (oral ou pôster) no Congresso.

Inscrição no Congresso

O autor principal, que apresenta o trabalho, deverá, necessariamente, estar registrado no Congresso, com sua inscrição paga, até, no máximo, dia 31 de Outubro de 2002. Caso contrário, seu trabalho não será incluído no Programa Final do Congresso.

27º Congresso Internacional de Saúde no Trabalho (ICOH 2003)

Secretaria: Rua Cândido de Abreu, 200 Galeria Sala 6

80530-902 Curitiba-PR Brasil

Telefone/ Façimile: +55 41 353-6719

Correio Eletrônico da Secretaria:

icoh2003@icoh2003.com.br

Correio Eletrônico para os Resumos:

abstract@icoh2003.com.br

Website: www.icoh2003.com.br

VISITE O SITE PRINCIPAL <WWW.ICOH2003.COM.BR>

Associe-se à SOBRAC e ganhe as edições anteriores da

Acústica & Vibrações

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

Os artigos publicados nas edições anteriores:

EDIÇÃO NÚMERO 13/JULHO 94

- Análise de Posturas, Esforços e Vibrações nos Lixadores.
- 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.



Edições Anteriores da Acústica & Vibrações



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).

EDIÇÃO NÚMERO 17/JULHO 96

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



EDIÇÃO NÚMERO 18/DEZEMBRO 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)



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



Acústica & Vibrações



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



Acústica & Vibrações



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
- Actualización 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

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.

Nas suas atividades, a instituição conta com 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.



Diretoria - Revista Acústica & Vibrações - Congressos - Novidades - Guia de Acústica - 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 / 231-9227 - Fax: (048) 231-9677 / 234-1519

