

Acústica & Vibrações

Revista Semestral da Sociedade Brasileira de Acústica - SOBRAC

Nº 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 de Vibroacústica por Métodos Numéricos

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
Gisele Vieira

EDITORIAÇÃO

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 2000

ÍNDICE

ARTIGOS

<i>Um Exame das Revisões Propostas das Curvas de Referências (Critérios) para Ruído em Salas.....</i>	02
<i>Actualizacion de Estudios sobre Ruido dentro del Plan Urbano Ambiental de la Ciudad de Buenos Aires.....</i>	12
<i>Estado da Arte para Solução dos Problemas Vibroacústica por Métodos Numéricos</i>	18

CONGRESSOS INTERNACIONAIS

2001	34
2002	34
<i>Seminário Internacional sobre Protetores Auditivos</i>	35
<i>ICSV8</i>	36
<i>SIBRAV 2001</i>	38
<i>Internoise 2001</i>	40
<i>17th ICA</i>	42
<i>IX Congresso Mexicano de Acústica.....</i>	45

CURSOS E LABORATÓRIOS DE ACÚSTICA

<i>Engenharia Acústica - UFRJ</i>	47
---	----

SÓCIOS DA SOBRAC

<i>Lista de Sócios da SOBRAC em 2000.....</i>	50
---	----

ACÚSTICA & VIBRAÇÕES

<i>Edições Anteriores</i>	53
---------------------------------	----

UM EXAME DAS REVISÕES PROPOSTAS DAS CURVAS DE REFERÊNCIAS (CRITÉRIOS) PARA RUÍDO EM SALAS

Paul D. Schomer (a) and John S. Bradley (b) - Tradução para a Revista Sobrac
Extraído do Noise Control Engineering Journal: Vol 48, Number 4 – 2000 July-August

Traduzido pelo Eng^o Fernando Henrique Aidar - Politécnica/USP, 1953 -
Consultoria, Projetos de Acústica - Conselheiro da Sobrac (11) -3846-3512 - fhaidar@uol.com.br

O Critério de Avaliação de Ruído de 1995 da “American National Standard”, apresenta dois arranjos de curvas critério para ruído ambiente; uma designada NCB e a outra RC. Os dois arranjos de curvas são baseados em dados e teoria, sendo cada um correto para situações específicas. Eles originam-se notadamente de uma outra curva a baixas frequências e baixos níveis sonoros. Cada arranjo de curvas é potencialmente inadequado para algumas situações específicas encontradas, quando se trata do ruído de sistemas de HVAC (Heating, Ventilating and Air Conditioning). Em algumas circunstâncias as curvas de critério RC podem ser excessivamente conservadoras (requerem desnecessariamente baixos níveis de ruído) e noutras circunstâncias as curvas de critério NCB podem não proporcionar adequado controle com os sistemas barulhentos de HVAC. Um terceiro arranjo de curvas critério, as curvas RNC, foi proposto como uma aproximação mais adequada para projeto de controle do ruído de sistemas HVAC. As curvas RNC propostas, assim como metodologia associada, são baseadas na teoria da audição. Neste trabalho a metodologia do RNC é testada utilizando-se dados de incômodo que foram coletados em um estudo de incômodo causado pelo ruído de sistemas HVAC. Os resultados da metodologia do RNC são comparados com as avaliações psico-acústicas de um estudo de incômodo. As comparações revelam que as curvas RNC bem como a metodologia proporcionam uma melhor caracterização para o ruído em salas.

INTRODUÇÃO

A recente Norma Critério de Avaliação de Ruído Ambiente[1], da “American National Standard”, apresenta dois arranjos de curvas critério para ruído em salas; um

designado por NCB e o outro por RC. As curvas critério de NCB são exibidas na Fig.1 e Tabela 1. Elas aparecem na Norma da ANSI somente como uma tabela de valores. Beranek deduziu estas curvas baseado nas características da audição, para serem consistentes com os contornos de igual nível de sensação auditiva, e para serem consistentes com respostas subjetivas[2]. As curvas critério RC são exibidas na Fig.2. São linhas paralelas com uma inclinação de -5dB por oitava que passam por valores fixos de RC na banda de oitava de 1000Hz. Estas curvas aparecem na Norma da ANSI somente como uma tabela de valores. Blazier deduziu estas curvas baseado em respostas subjetivas para incluir os efeitos de flutuação bastante lenta em ruído de baixa frequência [3,4].

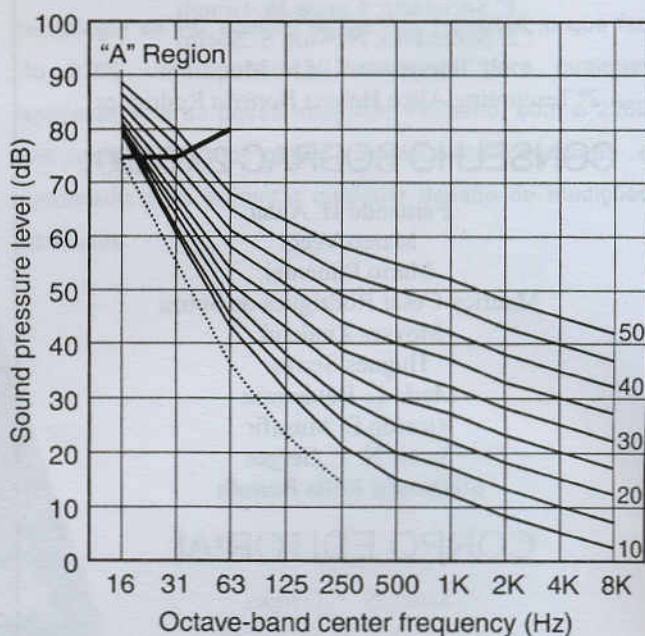


Figura 1 – Curvas NCB de avaliação de ruído ambiente – De acordo com ANSI S12.2 e Beranek. A linha pontilhada é aproximadamente o limiar da audição.

- (a) U.S.Army Construction Engineering Research Lab, P.O.Box 9005, Champaign, IL 61826-9005 U.S.A., schomer@uiuc.edu
(b) National Research Council, Institute for Research in Construction, Ottawa Ontario K1A 0R6, Canada, john.bradley@nrc.ca

Centros de bandas de oitavas	NCN	NCB	NCB	NCB	NCB	NCB	NCB	NCB	NCB
	50	45	40	35	30	25	20	15	10
16	89	87	85	83	82	81	81	81	81
31	80	77	74	71	68	66	64	62	61
63	68	65	61	58	54	51	48	45	43
125	63	59	55	51	47	43	38	35	31
250	58	53	49	44	39	35	30	26	21
500	55	50	45	40	35	30	25	20	15
1000	52	47	42	37	32	27	22	17	12
2000	48	43	38	33	28	23	18	13	8
4000	45	40	35	30	25	20	15	10	5
8000	42	37	32	27	22	17	12	7	2

Tabela 1 - Valores Numéricos das Curvas de NCB

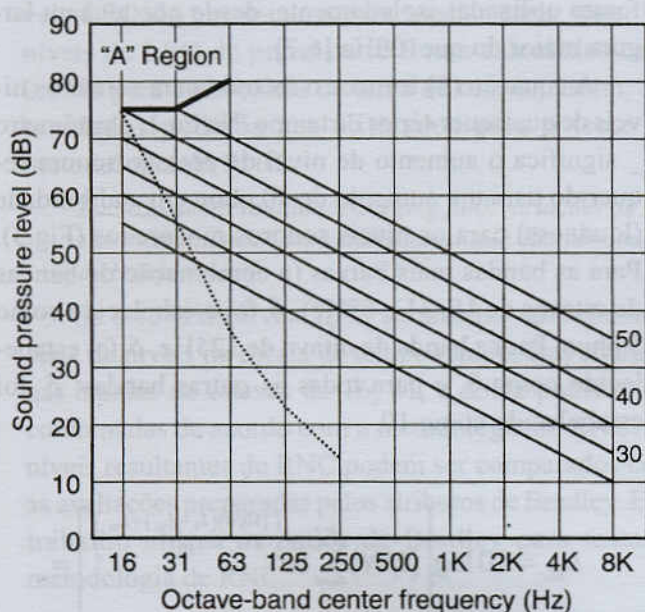


Figura 2 - Curvas de RC de avaliação de ruído ambiente - De acordo com a ANSI S12.2 e Blazier. A linha pontilhada é aproximadamente o limiar da audição.

Cada um dos dois arranjos de curvas de avaliação em salas é baseado em dados e teoria e cada um é válido para um conjunto específico de situações. Estes dois arranjos de curvas de avaliação originam-se notadamente de uma outra a baixas frequências e baixos níveis sonoros. Também, cada arranjo apresenta problemas. As curvas RC estabelecem critérios de níveis que estão abaixo do limiar da audição. Isto é feito para protegê-la contra os modernos sistemas de HVAC, mal projetados, os quais geram enormes flutuações de tur-

bulência a baixas frequências, podendo incluir o ruído de bombeamento ventilador (*fan surging*) simultâneo sobrelevando-o de 10dB ou mais. Não obstante, as curvas RC, rigorosamente utilizadas, "condenariam" um bom projeto de sistema de HVAC, tal como um tipo que pudesse ser incorporado a um projeto de Sala de Concertos. O critério de RC poderia requerer 10dB ou mais do desnecessário abatimento de ruído a baixas frequências. Por outro lado, a avaliação de ruído ambiente pelo arranjo de curvas NCB que são baseadas em "bem comportados" sistemas de HVAC - sistemas estes onde a geração de turbulência é minimizada e o bombeamento ventilador não exista. Como tais, estes critérios são inapropriados, isoladamente, como um padrão de referência. Eles não protegem o usuário de um sistema inadequado (sistema gerador de turbulência e de bombeamento ventilador) que ainda possam atender à Norma. Não temos dúvidas de que advogados podem e devem utilizar o critério de NCB para provar que seus inadequados sistemas estão de acordo com a norma.

Schomer [5] sugeriu as curvas de RNC, e a metodologia associada, como recurso para avaliar o ruído ambiente o qual serve de ponte que vence a lacuna entre Beranek e Blazier. Para um bem projetado sistema de HVAC, ele estabelece critérios que são muito similares ao critério NCB do Beranek. Contudo, se existirem flutuações turbulentas a baixas frequências e/ou bombeamento ventilador com simultânea variação de nível de ruído, então a metodologia de RNC inclui penalidades que, com efeito, reduzem o critério para aqueles que são similares ao critério RC do Blazier.

A metodologia do RNC é baseada nas teorias da audição. Ela faz uso intenso das curvas de contorno de iguais níveis de audibilidade do ouvido (Fig.3). Estes contornos mostram que para um aumento constante do nível de pressão sonora, o aumento em nível de audibilidade é muito maior à baixas frequências do que frequências acima de cerca de 250Hz, e este efeito aumenta com o decaimento da frequência. Devido a este efeito de baixa frequência, a metodologia do RNC incorpora dois fatores.

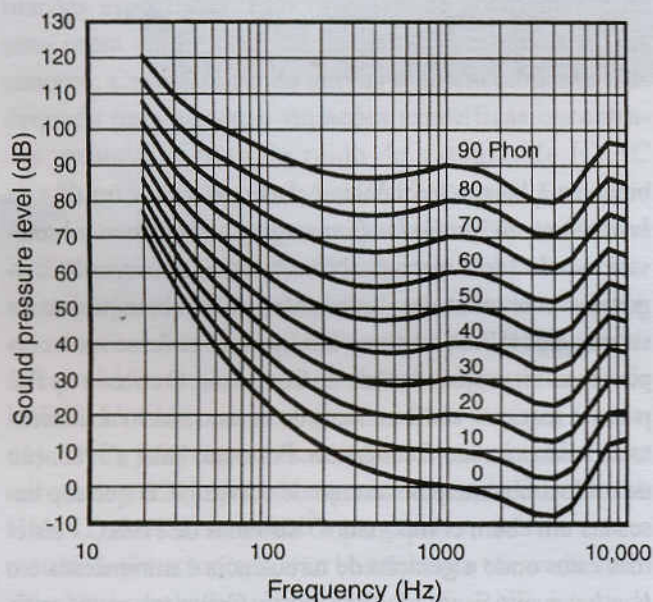


Figura 3 – Curvas de iguais-níveis-de-audibilidade (De acordo com ISO 226).

Primeiro, devido a este efeito de baixa frequência, os contornos de RNC são espaçados mais próximos nas baixas frequências, e apresentam níveis de pressão sonora menores do que aqueles que estão acima de 250Hz. Segundo, devido à este efeito de baixa frequência, ele é inapropriado para uso de nível sonoro equivalente (LEQ) em bandas de oitavas como indicador. Ou melhor, abaixo da banda de oitava de 250Hz, os sons devem ser combinados em faixas de bandas críticas e integrados em períodos curtos que correspondam ao tempo de integração do ouvido. Isto é, série de tempo de níveis de LEQ são desenvolvidas para as bandas de oitavas de 16, 31 e 63Hz (a primeira banda crítica), para a banda de oitava de 125Hz (a segunda banda crítica), e

para cada banda de oitava acima de 125Hz. Provisoriamente, Schomer sugeriu utilizar em escala de tempo-rápido, 125ms de tempo de integração para aproximar ao tempo de integração do ouvido[5]. Para criar a série de tempo para os níveis de LEQ, o nível em escala de tempo-rápido era para ser amostrado suficientemente rápido para corresponder aos sinais da escala de tempo-rápido. Uma classe de amostra de cerca de 100ms foi sugerida. Seguindo uma prática geralmente aceita, assumiu-se que as bandas críticas do ouvido eram cerca de 100Hz de largura nas frequências abaixo de 500Hz. Por conseguinte as três mais baixas frequências de banda de oitava (16, 31 e 63Hz), são combinadas entre si desde que no momento em que estejam formando a série de tempo elas sejam cada uma de 100Hz de largura. Todas as bandas de oitavas acima de 125Hz, foram utilizadas isoladamente, desde que tenham largura maior do que 100Hz [6,7].

A equação (1) fornece o método para somar os níveis de quaisquer séries de tempo. Na Eq. 1, o parâmetro δ significa o aumento de nível de pressão sonora requerido para um aumento de 10 phon em audibilidade (loudness) para os níveis sonoros moderados (Fig.3). Para as bandas mais baixas (a combinação de bandas de oitavas de 16, 31 e 63Hz), δ foi estabelecido como 5 phon. Para a banda de oitava de 125Hz, δ foi estabelecido como 8, e para todas as outras bandas, δ foi estabelecido como 10.

$$L_{LL} = 10 \log \left[(1/N) \sum_{i=1}^N 10^{\left(\frac{(10/\delta)(L_i - L_m) + L_m}{10} \right)} \right] =$$

$$= L_m + 10 \log \left[(1/N) \sum_{i=1}^N 10^{\left(\frac{(10/\delta)(L_i - L_m)}{10} \right)} \right] \quad (1)$$

Na Eq.(1), L_i é o ni valor de alguma série de tempo, N é o número de elementos daquela série de tempo, L_m é o valor médio daquela série de tempo, e L_{LL} é o valor calculado para aquela série de tempo. Note-se que para δ igual a 10, a Eq.(1) transforma-se na equação regularmente utilizada para calcular LEQ. Isto é, para a banda de 250Hz e acima, o RNC métrico converge para níveis LEQ em bandas de oitavas.

Bradley estudou o incômodo gerado em salas por sons que contêm vários graus de turbulência e bombeamentos em baixas frequências [8]. Ele relata no início um experimento inicial para avaliar o incômodo adicional causado por variadas grandezas de sons retumbantes (rufos) de baixas frequências originários de sistemas de aquecimento, ventilação e ar condicionado (HVAC). Os ruídos de HVAC foram simulados com vários níveis sonoros de baixas frequências e quantidade variada de modulação de amplitudes de componentes de baixa frequência. Nove foram os atributos, registrados com fones de ouvido, para o teste sonoro, e o nível do teste ajustado para igualar ao incômodo como referência sonora neutra fixada. O teste sonoro neutro foi um ruído randômico de espectro com inclinação de -5dB por oitava. Bradley utilizou a série níveis LEQ de prazo-curto para avaliar estes sons. Os níveis de LEQ de prazo-curto foram calculados cada 0.128s para cada banda de terça de oitava. Assim, estes dados poderão ser utilizados para o teste de metodologia do RNC.

Bombeamento ventilador (surging fan): variações de vazão momentâneas dos ventiladores, que dão conotação de bombeamento

Os 0.128s de níveis LEQ certamente aproximam a série de níveis na escala de tempo rápido, e as energias nas bandas de oitavas de 16, 31, e 63Hz poderão ser combinadas de acordo com a metodologia do RNC. Os níveis resultantes de RNC podem ser comparados com as avaliações preparadas pelos atributos de Bradley. Este trabalho utiliza os dados de Bradley para testar a metodologia de RNC.

AVALIAÇÃO DOS DADOS DE BRADLEY

Os dados de Bradley

Os dados de Bradley consistiam de 25 sinais de teste(8). Cinco sinais consistiam de ruído randômico de cinco graus de rufos, quanto maior o rufo maior será o LEQ nas bandas de oitavas de baixas frequências. Os níveis foram aumentados pelo crescimento de ganho e do desvio padrão do ruído. Estes 5 sinais não tinham modulação de amplitude para simular o

bombeamento ventilador. Pouco pôde-se fazer com a banda de oitava de 16Hz neste experimento porque se utilizou fones de ouvido e não se pôde reproduzir energia nesta baixa frequência. Inicialmente foi utilizada a banda de oitava de 31Hz.

Bradley utilizou os mais altos dos dois sinais de rufos (*rumble*, baixa frequência) para o experimento de modulação. Ele designou estes últimos de como o de “baixo” e de “alto” sinais de rufos. Cada sinal de rufo foi modulado em dois níveis, 10 e 17 dB, os quais ele designou como “alta” e “baixa” modulação. Para cada sinal de rufo e modulação ele utilizou 5 modulações de frequências: 0.25, 0.5, 1, 2, e 4 Hz. Assim, no estudo de Bradley houve 20 sinais de teste modulados junto com 5 sinais de teste não-modulados. A escolha de modulação de frequências do Bradley situa-se num importante intervalo, desde que, de acordo com Blazier, a modulação de frequência de 1Hz seja típica dos problemas de HVAC(9). O espectro original dos dois não-modulados rufos, utilizados para o experimento de modulação, e o espectro do sinal de controle são exibidos na Fig.4. Mais detalhes do experimento original poderão ser encontrados na bibliografia de Bradley(8).

Não existiram gravações analógicas ou digitais desses sinais de teste, porém gravações de dados digitais de LEQ em bandas de terças de oitavas, para cada 0.128s estão disponíveis para todos os 20 testes de sinais modulados e para os dois mais altos não-modulados sinais de teste de rufos (Fig.4). Cada gravação digital consiste de 559 amostras, a cada 0.128s de duração.

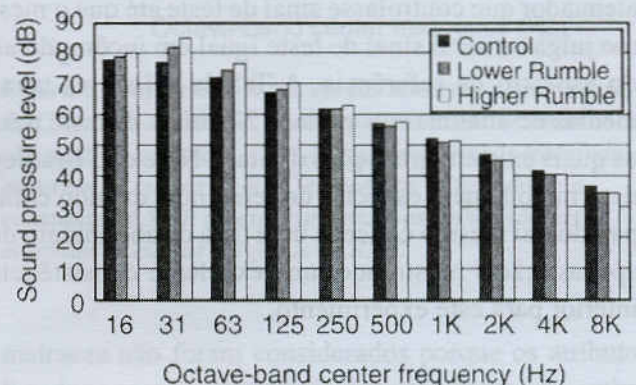


Figura 4 – Espectro original de Bradley para as condições de controle do mais alto e do mais baixo valores de rufo. Não há modulações presentes para estes espectros.

Um Exame das Curvas de Referências (Critérios) para Ruído em Salas

Sinais de Bradley			$\delta = 5$				$\delta = 6,25$		
Rumor	Modulação de Frequência	Profundidade de Modulação	Taxas de Atenuação de Bradley	RNC Calculado	Diferença Calculada/RNC menos Controle	Diferença de RNC anterior e T.A. Bradley	RNC Calculado		
	(Hz)		(dB)	(dB)	(dB)	(dB)	(dB)	(dB)	(dB)
Alto	Sinal de Controle	-	0	51,5	0	0	51,5	0	0
	0,0	-	3,4	56,6	5,1	1,7	56,2	4,7	1,3
	0,3	Low	4,7	57,9	6,4	1,6	57,2	5,7	1,0
		High	6,5	59,6	8,1	1,5	58,5	7,0	0,4
	0,5	Low	6,0	57,4	5,9	-0,1	56,8	5,3	-0,7
		High	7,6	59,0	7,5	-0,2	58,0	6,5	-1,1
	1,0	Low	5,6	57,5	6,0	0,4	57,0	5,5	-0,2
		High	7,2	59,7	8,2	1,0	58,7	7,2	-0,1
	2,0	Low	6,0	57,7	6,2	0,1	57,2	5,7	-0,4
		High	7,9	59,2	7,7	-0,3	58,4	6,9	-1,0
4,0	Low	5,2	58,4	6,9	1,7	57,8	6,3	1,0	
	High	6,9	58,7	7,2	0,3	58,2	6,7	-0,2	
Low	0,0	-	5,9	59,6	8,1	2,1	59,2	7,7	1,7
	0,3	Low	7,5	61,8	10,3	2,7	60,5	9,0	1,5
		High	9,7	65,5	14,0	4,3	63,4	11,9	2,2
	0,5	Low	8,6	61,2	9,7	1,1	60,4	8,9	0,3
		High	11,4	64,9	13,4	2,0	62,9	11,4	0,0
	1,0	Low	9,4	62,0	10,5	1,0	60,8	9,3	-0,2
		High	11,6	65,2	13,7	2,1	63,3	11,8	0,2
	2,0	Low	8,2	61,6	10,1	1,9	60,7	9,2	1,0
		High	12,9	64,5	13,0	0,1	62,8	11,3	-1,6
	4,0	Low	8,9	61,4	9,9	1,0	60,5	9,0	0,1
High		11,1	63,2	11,7	0,6	62,1	10,6	-0,5	
Média (dB) (exclusiva o sinal de controle)						1,2	0,2		
Desvio Padrão (dB) (exclusiva o sinal de controle)						1,1	1,0		
Coeficiente de Correlação						0,9	0,9		

Tabela 2-Comparação entre as taxas de atenuação de Bradley e as correspondentes diferenças utilizando cálculos de RNC

Cada um dos 9 atributos comparou separadamente cada um dos 24 sinais de teste ao espectro de referência neutro. Ao fazer isto o atributo ajustaria um atenuador que controlasse sinal de teste até que o mesmo julgasse ser o sinal de teste igual em incômodo ao do espectro de referência. A Tabela 2 lista as taxas médias de abatimentos para os 22 sinais de teste para os quais existem gravações digitais. Note que Bradley determinou que o espectro de referência quando comparado à si mesmo concede uma taxa de abatimento de apenas 0.2dB mostrando uma excelente consistência interior para este experimento.

Teste da Metodologia do RNC

Em conceito, testar a metodologia do RNC utilizando-se os dados de Bradley é muito simples. A gen-

te avaliaria o nível de RNC para cada um dos 25 sinais de teste, subtrai o nível RNC do espectro de referência de cada um dos outros níveis de RNC dos 24 sinais de teste, e compara estes 24 resultados da diferença com as 24 correspondentes taxas médias atenuadoras. Infelizmente existem duas dificuldades para com a realização desta tarefa. Primeira, não existe disponível gravação digital para o espectro de referência com parcelas de tempo com 0.128s, embora que o LEQ em terças de oitavas existe disponível para completos 71.5 s. Contudo, o sinal de referência é descrito como isento-de-ruído e claramente é não-modulado. Entretanto, para esta análise nós devemos assumir que o sinal de referência não é de *bombeamento* e com um desvio padrão bastante pequeno, tal que, as bandas de oitavas de LEQs possam ser utilizadas para determinar o nível de RNC sem quaisquer penalidades.

Segundo os dados de Bradley são para relativamente elevados níveis sonoros, e eles estão além dos níveis propostos por Schomer(5). De fato, os LEQs na banda de oitava de 31-Hz estão bem dentro da região de *matraca*, a qual é designada por Região "A" por ambos, Beranek e Blazier como também pelo método RNC. Existem pelo menos dois métodos para estender as curvas de RNC para níveis mais elevados e os mesmos estão retratados nas Figs.5(a) e 5(b), onde as curvas de RNC foram estendidas em estilo analítico para níveis mais elevados. Na banda de oitava de 250Hz e acima, as curvas distam entre si de 5dB. Na banda de oitava de 31Hz, as curvas se elevam por 2.5dB em nível de pressão sonora para cada aumento de 5 unidades de RNC. Obviamente, esta extensão conduz à curvas tais que a inclinação à baixas frequências (abaixo de 250Hz) é menor do que acima de banda de oitava de 250Hz. Várias relações e procedimentos sugerem que esta extensão não tem lógica. Primeiro, as funções de níveis de audibilidade (loudness) (Fig.3) nunca exibem tal tipo de relação de inclinação. Como também a função audibilidade e as curvas de Beranek (Fig.1) relativos aos aumentos de espaçamentos com os aumentos dos níveis de pressão sonora. As curvas do Blazier (Fig.2) mantêm um espaçamento constante porém é constante de 5dB para todas as frequências.

A figura 5(b) exhibe todas as curvas estendidas de RNC, para os mais altos níveis, pela adição de curvas paralelas à curva de RNC50. Esta é talvez, a mais lógica das extensões desde que, em primeiro lugar, siga a conduta de Blazier do espaçamento paralelo de 5dB. Segundo, tais como os contornos de iguais-níveis-de-audibilidade (Fig.3) e as curvas de NCB, cresçam os espaços a baixas frequências à níveis de pressões sonoras mais elevados. Terceiro, não exibir o estranho reverso de inclinação que é evidente na Fig.5(a) porém não existente nas curvas de iguais níveis de audibilidade (loudness). Por tais razões, este trabalho estende as curvas de RNC para RNC65 tal como mostrado na Fig.5(b).

As funções expostas pelas curvas na Fig.5(b) são facilmente representadas analiticamente para uso em planilhas e são dadas no Apêndice(no final). Estas são as funções que têm sido utilizadas para avaliar os dados de Bradley. Nesta análise, assumiu-se que os sons de

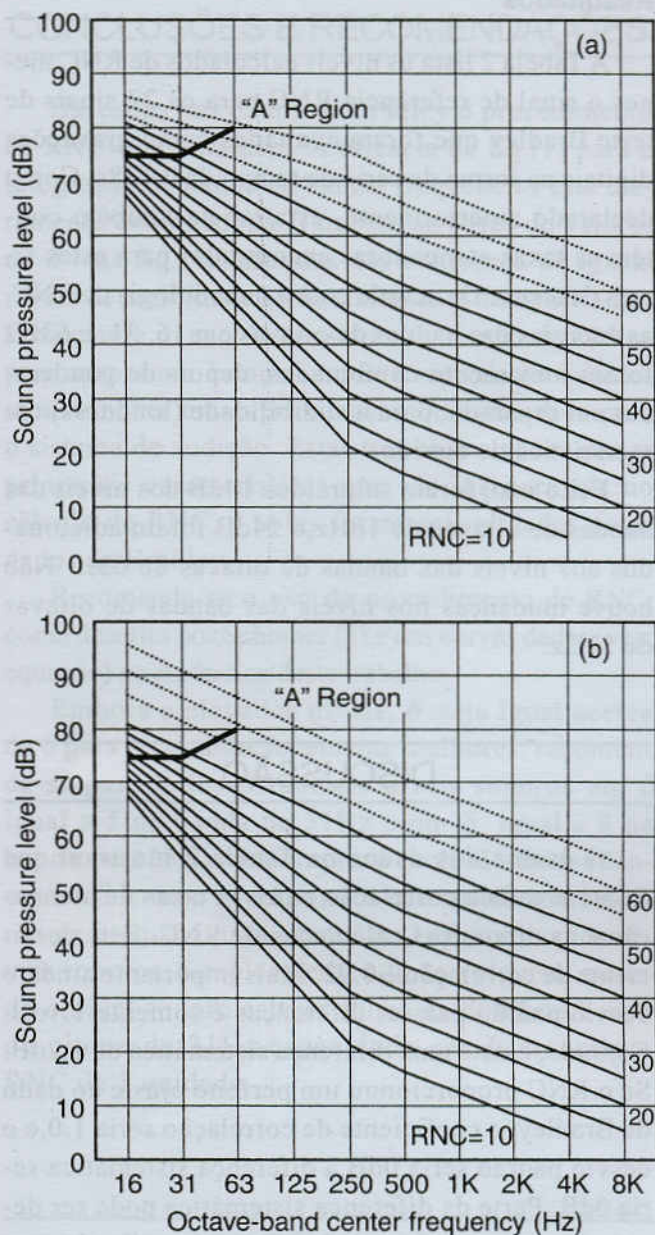


Figura 5 – (a) As linhas tracejadas mostram as curvas de RNC usando as funções analítica e as curvas de linha cheia são as RNC originais. – (b) As curvas de linhas tracejadas mostram as curvas de RNC estendidas utilizando-se a constante de 5-dB de espaçamento e as linhas sólidas mostram as curvas originais de RNC.

matracas não foram considerados porque os atributos listados para os sons através de fones de ouvido, embora normais, nivelam esta alta a baixas frequências, que teriam uma grande probabilidade de criar sons de matracas nos elementos construtivos.

Resultados

A Tabela 2 lista os níveis calculados de RNC menos o sinal de referência RNC para os 22 sinais de teste Bradley que foram avaliados como gravações digitais na forma de série de tempo de 0.128s. Como declarado anteriormente, esta tabela também contém as taxas atenuadoras encontradas para estes sinais de testes. De acordo com a metodologia de RNC, as energias das bandas de oitavas em 16, 31, e 63Hz foram juntamente combinadas, depois de ponderadas em separado, para a audibilidade (loudness) característica de ouvido.

Feito isto, foram subtraídos 14dB dos níveis das bandas de oitavas de 16Hz, e 14dB foram adicionados aos níveis das bandas de oitavas de 63Hz. Não houve mudanças nos níveis das bandas de oitavas de 31Hz.

DISCUSSÃO

O exame dos dados na Tabela 2 mostram que existe uma boa correlação entre as taxas de atenuação e as diferenças calculadas de RNC. Este coeficiente de correlação é 0.92. Mais importante ainda, o desvio padrão para as diferenças é somente 1.1dB. Contudo, existe uma diferença sistemática de 1.2dB. Se o RNC proporcionou um perfeito ajuste ao dado de Bradley, o coeficiente de correlação seria 1.0, e o desvio padrão seria 0dB, a diferença sistemática seria 0dB. Parte da diferença sistemática pode ser devida à uma correção que deve ter sido aplicada para o controle do sinal. Porém estamos inaptos para calcular qualquer correção para o controle do sinal, porque não mais dispomos da forma de onda no tempo. Qualquer turbulência para o controle do sinal aumentará o seu valor de RNC e, assim, decresce a sistemática repetição de 1.2dB.

Alguns dos desvios padrões de 1.1dB e o repetitivo 1.2dB, podem resultar de erros sistemáticos de atributo, bem como variações, dado que existiam somente 9 atributos. Mais importante ainda, alguma desta variação pode ser devido a fatos ineren-

tes ao procedimento de RNC. Primeiro, assumiu-se que δ igual a 5dB era aplicável para a banda de 31Hz desde que, a baixos níveis sonoros, os contornos de iguais-níveis-de-audibilidade (Fig.3) fossem espaçados entre si para mudanças de cada 10 phon. Neste experimento os níveis de bandas de oitavas de 31Hz estiveram entre 80 e 90dB. Nestes mais elevados níveis sonoros, os contornos de iguais-níveis-de-audibilidade estão mais espaçados, como 6dB, para mudanças de 10 phon. Portanto, todos os dados foram reanalisados com vários valores de δ na banda de 31Hz. Repetidos cálculos com incrementos de 0.25 foram demonstrados que δ igual a 6.25 adequa-se melhor para os dados de Bradley. Estes resultados estão listados na coluna 6 da Tabela 2. Com este valor de δ , o desvio padrão das diferenças reduz-se para 0.98dB, o coeficiente de correlação mantém-se em 0.92, e a repetição sistemática cai de exatos 0.2dB. Como se notou acima, esta trivial repetição de 0.2-dB é parcialmente devido a alguma mínima turbulência ao controle de sinal que não tenha sido levada em conta. Também, os atributos poderiam somente repetir suas respostas à 0.2dB.

A figura 6(a) mostra as taxas de atenuação de Bradley como uma função do ruído e da modulação, e a Fig.6(b) mostra as diferenças em RNC entre os sinais de teste e o sinal de controle para estas mesmas condições. As semelhanças genéricas entre estas duas figuras podem ser vistas. Uma controvérsia está nas frequências de baixa modulação onde o RNC prediz mais elevadas diferenças do que foram medidas por Bradley. Nenhuma explicação pode ser dada para tanto. Contudo, uma semelhança importante está na modulação de frequência de 4Hz. A RNC predizia que as diferenças fossem mais ou menos constantes de 0.15 a 2Hz e depois reduz em 4Hz. As diferenças de respostas subjetivas de Bradley culminam à 2Hz e depois reduzem à 4Hz. Esta tendência de queda à 4Hz é consistente com o uso de 125ms como integração de tempo, o qual é a assumida constante de tempo do ouvido. Se nós tivéssemos assumido que a constante de tempo fosse menor do que 125ms, digamos 65ms, então as diferenças preditas de PNC não se reduziriam à 4Hz. Se nós tivéssemos

assumido um valor maior para a constante de tempo do ouvido, digamos de 250ms, então as preditas diferenças de PNC começariam a reduzir à 2Hz e haveria uma redução muito maior à 4Hz do que a que está demonstrada na Fig.6(b). Em quaisquer destes casos, as diferenças preditas corresponderiam precariamente com as diferenças medidas por Bradley. Porém a diferença calculada parece assemelhar-se bem em 4Hz aos dados de Bradley. Isto implica dizer que a seleção da constante de tempo de 125ms (escala de tempo rápido) está em torno da ótima.

(Nota do tradutor: Onde se lê PNC sugere-se RNC, acreditamos que houve um erro de imprensa.)

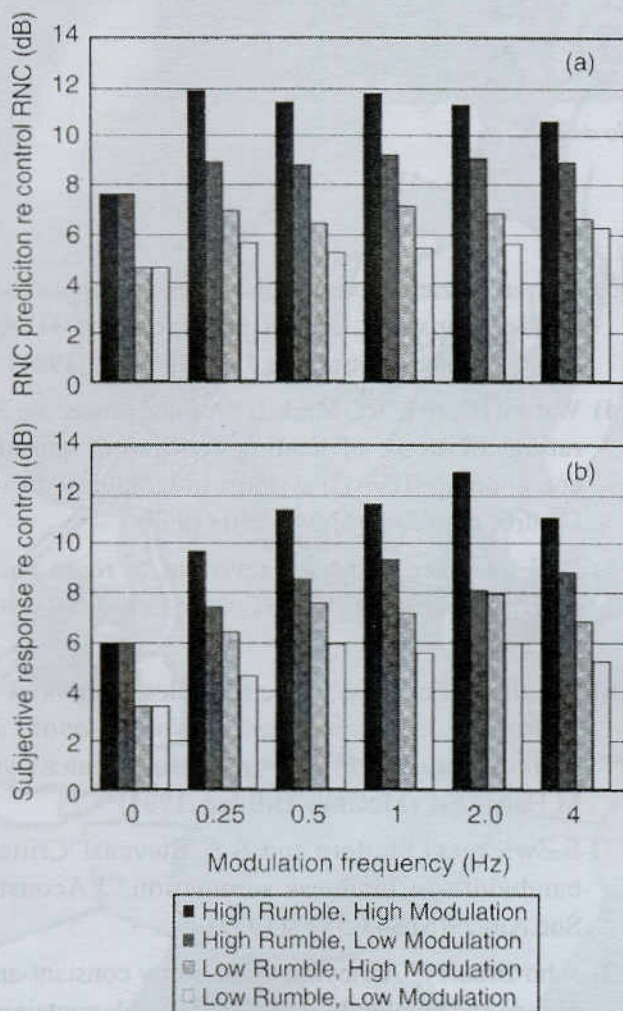


Figura 6 – (a) Valores de RNC referentes ao controle de 51,5dB. – (b) “Atenuadores defasados” encontrados por Bradley.

CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES

Baseados nos dados de Bradley o procedimento de RNC funciona bem. A eficácia da Eq.(1) para a integração de dados de baixas frequências está claramente demonstrada. Também as bases de valores de δ na Eq.(1) referidas aos contornos de iguais níveis de audibilidade estão claramente demonstradas. Finalmente, o uso da constante de tempo de 125ms para aproximar à constante de tempo do ouvido demonstrou ser uma aproximação bem sucedida para o sistema de audição. Estas três observações são as principais características que são inseparáveis no cálculo de RNC, e todas foram consolidadas pelos dados de Bradley.

Recomenda-se o uso do procedimento de RNC, como descrito por Schomer (5), e das curvas dadas (veja equação) no Apêndice deste trabalho.

Embora a elevados níveis, δ seja igual acerca de 6 para resultados levemente melhores, recomenda-se para todos os demais níveis sonoros um δ igual a 5 na banda de 31Hz e um δ igual a 8 na banda de 125Hz. A complexa inclusão de mudanças de δ com o nível sonoro não valida o acréscimo de precisão para acerca de 1dB a elevados níveis sonoros. Simplesmente coloca a alguém, quando o nível sonoro estiver acima de 80dB na banda de oitava de 31Hz, capacidade em diferenciar o RNC de 1 unidade.

APÊNDICE

Equações para o Cálculo de RNC

O RNC na banda i entre 16 e 8000Hz é calculado pela equação cuja expressão é

$$RNC_i = (L_i - KI_i) * K2_i$$

Onde L_i é o nível da banda i . Nas bandas a partir de 250Hz, inclusive, L_i é justamente o nível de pressão sonora equivalente na banda. Nas bandas abaixo de 250Hz, são utilizados os procedimen-

Um Exame das Curvas de Referências (Critérios) para Ruído em Salas

Bandas de Oitavas (Hz)	Intervalo de Nível Sonoro (dB)	K1	K2
16	≤ 81	64,3333	3
	> 81	31	1
31	≤ 76	51	2
	> 76	26	1
63	≤ 71	37,6667	1,5
	> 71	21	1
125	≤ 66	24,3333	1,2
	> 66	16	1
250	Todos		11
500	Todos	6	1
1000	Todos	2	1
2000	Todos	-2	1
4000	Todos	-6	1
8000	Todos	-10	1

Tabela A1 – Coeficientes da Equação para cálculo de RNC

tos gerais de RNC. Se o som é de ruído, ou modulado, então a Eq.(1) é utilizada para calcular os níveis para o uso nas equações com 31Hz e 125Hz. A Tabela A1 fornece os coeficientes para uso nos cálculos de RNC em quaisquer bandas de oitavas. Para as bandas de oitavas abaixo de 250Hz, as equações são diferentes valores de RNC acima e abaixo de RNC 50. O procedimento de RNC é um método tangente, assim o RNC reportado é o máximo dos RNCs calculados para várias bandas de oitavas.

REFERÊNCIAS

- (1) American National Standard Criteria for Evaluating Room Noise, American National Standards Institute, ANSI S12.2-1995 (Acoustical Society of America, New York, 1995).
- (2) Leo Beranek. "Applications of NCB and RC noise criterion curves for specification and evaluation of noise buildings", Noise Control Eng. J. 45(5). 209-216 (1997)
- (3) Warren Blazier, "Revised noise criteria for application in the acoustical design and rating of HVAC systems, Noise Control Eng. J. 16(2), 64-73 (1981)
- (4) Warren Blazier, "RC Mark II; a refined procedure for rating the noise of heating, ventilating and air-conditioning (HVAC) systems in buildings", Noise Control Eng. J. 45(6), 243-250 (1997)
- (5) Paul Schomer, "Proposed revisions to room noise criteria calculations", Noise Control Eng. J. 48(3), 85-96 (2000)
- (6) Arnold M. Small and Robert S. Gales, *Handbook of Acoustical Measurements and Noise Control, 3rd Edition, Chapter 17, Hearing Characteristics*, Cyril M. Harris, Ed. (McGraw Hill, Inc., 1991)
- (7) E. Zwicker, G. Flottorp, and S.S. Stevens, "Critical bandwidth in loudness summation", J. Acoustic Soc. Am. 29(5), 548-557 (1957)
- (8) John Bradley, "Annoyance caused by constant-amplitude and amplitude-modulated sounds containing rumble", Noise Control Eng. 42(6), 203-208 (1994).
- (9) Warren Blazier, *Personnel communications* (2000)

Feliz Natal e Próspero Ano Novo a
Todos os Acústicos da SOBRAC e FIA



Sem nenhum barulho!!!

ACTUALIZACION DE ESTUDIOS SOBRE RUIDO DENTRO DEL PLAN URBANO AMBIENTAL DE LA CIUDAD DE BUENOS AIRES

GAVINOWICH, Daniel Sergio (e-mail: dgavi@fi.uba.ar) e RUFFA, Francisco (fruffa@fi.uba.ar) - Facultad de Ingeniería de la Universidad de Buenos Aires - Laboratorio de Acústica y Electroacústica - Paseo Colón 850 - Primer Piso - 1063 Buenos Aires - ARGENTINA - Tel: (54)-11-4343-0891 - internos 260-261-262 - Fax: (54)-11-4331-5526

ABSTRACT

In order that an agreement between the Urban City Planning Secretary and Environment from the Buenos Aires City Government and the Advanced Studies Center, depending from the Buenos Aires University was celebrated; the title study was made.

The Acoustics and Electroacoustics Laboratory took part from the technical equipment giving rules and methodology to make the measurement jobs.

With the historical values (1972), those obtained during the 1996, 97 and 98 campaigns and the values registered with new data that were taken during 1999, conclusions about values differences depending time taken, day and night values analysis and correlation in order at the traffic density, were written.

RESUMEN

A partir de un convenio celebrado entre la Secretaría de Planeamiento Urbano y Medio Ambiente del Gobierno de la Ciudad de Buenos Aires y el Centro de Estudios Avanzados, dependiente del Rectorado de la Universidad de Buenos Aires, se efectuó el estudio del título, utilizado –entre otros– como fundamento para un diagnóstico elaborado por el Consejo del Plan Urbano Ambiental.

El Laboratorio de Acústica y Electroacústica formó parte del equipo técnico aportando normas y metodología para efectuar las tareas de medición.

Asimismo aportó los antecedentes registrados sistemáticamente a partir de los primeros registros de ruido que datan de 1972.

Con los valores históricos, los obtenidos durante las campañas de medición de 1996, 1997 y 1998 y los registrados con las nuevas tomas de datos durante 1999, se presentan conclusiones sobre diferencias de valores según tiempo de toma, correlación de acuerdo con densidad de tráfico, análisis de valores diurnos y nocturnos y estudio de correlación del flujo vehicular y mediante regresiones a 1999.

A partir del trabajo realizado y presentado, el Laboratorio compara niveles de décadas pasadas y actuales y muestra las conclusiones sobre la variabilidad de esos registros.

INTRODUCCIÓN

Esta comunicación tiene como objeto presentar los lineamientos de un estudio sobre ruido y alternativas para su mitigación, llevado a cabo en la Ciudad de Buenos Aires, en el marco de las políticas y estrategias seguidas por la Secretaría de Planeamiento Urbano y Medio Ambiente del Gobierno de la Ciudad.

Este proyecto se ha insertado en el área “hacia un desarrollo sostenible de la calidad ambiental”. Asimismo se encuadra en los objetivos que permiten aplicar las normativas vigentes dentro del Código de prevención de la Contaminación Ambiental, ordenanza 39.025/83.

ÁMBITO GEOGRÁFICO

El ámbito del mencionado proyecto es la Ciudad de Buenos Aires con sus límites fijados por el Río de la Plata, el Riachuelo y la Avda. General Paz, cubriendo una superficie aproximada de 200 Kilómetros cuadrados.

Residen en esta ciudad en forma permanente 3.500.000 personas e ingresan y egresan diariamente, por cuestiones laborales, una cantidad similar.

Una profusa red de transporte público de pasajeros recorre la ciudad en toda su extensión, a fin de permitir una buena vinculación de los barrios entre sí y con las zonas comerciales.

Si bien esto es beneficioso para el usuario, la densificación del transporte en puntos específicos de la ciudad produce una contaminación sonora perjudicial para la población. En muchos casos, los centros de concentración del transporte afectan los valores inmobiliarios de la zona.

OBJETIVOS

General

Identificar los niveles de ruido equivalente (LeqA) diarios, medidos en diferentes períodos horarios y en distintas calles o avenidas.

Específicos

Analizar, categorizar y jerarquizar la información existente sobre mediciones de ruido en la ciudad de Buenos Aires, utilizando los antecedentes históricos.

Elaborar un plan sistemático de adquisición de información sobre ruido, a fin de lograr una metodología válida que pueda servir como base, para definir un proyecto de monitoreo continuo de ruido en la ciudad.

ANTECEDENTES HISTÓRICOS

El Laboratorio de Acústica y Electroacústica de la Facultad de Ingeniería, UBA, informaba en 1972 que "La molestia de la comunidad debida al ruido va en aumento en las grandes ciudades y allí donde la población, tránsito e industria están concentrados. El crecimiento del tránsito hace de la calle una fuente de ruido cada vez más intensa para sus alrededores".

Este era el comienzo de la Memoria, que acompañó el primer relevamiento efectuado en esa fecha, en la ciudad de Buenos Aires, bajo la conducción del Ing. Federico G. Malvarez.

En esa oportunidad se determinó un área piloto, que fue exhaustivamente medida. Los registros se obtuvieron en cuatro franjas horarias: de 8 a 9 Hs., de 11 a 12 Hs., de 19 a 20 Hs. y de 22 a 23 Hs. En los horarios mencionados se grabó el nivel de ruido, con un valor de nivel de referencia, durante veinte minutos continuos. Posteriormente se efectuó un análisis de dicho registro obteniéndose en cada caso el valor de LeqA y los percentiles.

Como el fin fundamental era establecer la sonoridad o ruidosidad del fenómeno y dada la relación entre el nivel en dB(A) y dichas magnitudes subjetivas, es que se adoptó el procedimiento descripto. En varios puntos se realizó un análisis estadístico por octavas, observándose que la composición era semejante para todos ellos. Por otra parte, determinados lugares de medición se tomaron como testigos, para efectuar mediciones de 24 Hs., a razón de 20 minutos en cada hora.

La planilla No.1 muestra algunos de los valores obtenidos en la zona, que en el año 1972 se denominó "piloto".

El otro antecedente tenido en cuenta, es el de las mediciones de Leq. tomadas aleatoriamente, en diversos horarios diurnos y nocturnos, en días hábiles y feriados, por la Dirección de Medio Ambiente de la Municipalidad de la Ciudad de Buenos Aires, entre 1996 y 1998. Se analizaron 1023 registros, considerados fehacientes.

Ruido Dentro del Plan Urbano Ambiental de Buenos Aires

ACTUALIZACIÓN DE ESTUDIOS SOBRE RUIDO

INTERSECCIÓN DE AVENIDAS Y CALLES	MEDICIÓN DE 1972		MEDICIÓN DE 1999	
	LeqA		LeqA	
	DIA 8 a 20 Hs	NOCHE 22 a 23 Hs.	DIA 8 a 20 Hs	NOCHE 22 a 23 Hs.
Avda. Montes de Oca y Caseros	79	74	81	77,5
Lima y Garay	79	74	76	76
Avda. Paseo Colón y Garay	79	78	81	79
Belgrano y Bernardo de Irigoyen	74	69	75,6	72
Huergo y Belgrano	69	63	82	80,5
Avda. Entre Ríos e Independencia	78	78	79	78
Avda. Leandro N. Alem y Alvear	78	73	78	78
Avda. Garay y Entre Ríos	74	74	78	76
Avda. Independencia y Lima	74	74	81	78
Defensa y Estados Unidos	69	64	74	72
Avda. Córdoba y Callao	78	78	80	78
Avda. Córdoba y Uruguay	78	78	80	77
Avda. Córdoba y Carlos Pellegrini	78	78	80	76
Avda. Córdoba y Florida	78	78	79,4	78
Avda. Córdoba y E. Madero	78	73	77	74
Avda. Córdoba y Paseo Colón	78	73	77	75
Avda. Corrientes y Uruguay	78	73	79	76,5
Avda. Corrientes y Carlos Pellegrini	78	73	80	77
Avda. Corrientes y Florida	78	73	77,3	74,8
Avda. Corrientes y Madero	79	78	80	76
Avda. Callao y Rivadavia	79	79	82	75,4
Avda. de Mayo y San José	79	74	78,4	75,2
Avda. de Mayo y Carlos Pellegrini	79	78	77	76
Avda. de Mayo y Florida	79	74	76,7	74
Avda. de Mayo y Madero	79	74	80	78
Avda. Belgrano y Entre Ríos	79	78	81	76
Avda. Belgrano y San José	79	74	79	74,7
Avda. Belgrano y Perú	74	69	77	76,5
Avda. Belgrano y Paseo Colón	79	74	78,4	75
Avda. Leandro N. Alem y Rojas	79	74	80	79,5
Avda. Libertador y Ramos Mejía	79	74	78,4	76,1
Avda. Libertador y Cerrito	79	74	81	78,4
Avda. Libertador y Pueyrredón	79	79	78	76
Avda. Santa Fe y Maipú	79	79	77,5	73
Avda. Santa Fe y Uruguay	79	79	79,7	74
Avda. Santa Fe y Callao	79	79	79	79

Planilla 01: LeqA en algunos puntos de medición - Años 1972 y 1999

VALORES RELEVADOS DURANTE 1999

Se analizaron valores de nivel de ruido equivalente en noventa y dos cruces de avenidas y/o calles en distintos horarios, obteniéndose 368 valores de mediciones realizadas.

Estos registros se efectuaron con dos medidores de nivel sonoro integradores marca Rion modelo ML-50, ubicados sobre trípodes a 1,20 mts. del suelo, 1,5 mts. del cordón de vereda y 1,5 a 2 mts. alejados de la fachada de los edificios y/o casas. En la mayor parte de los casos, se buscó la alineación con la franja peatonal de cada esquina, con el micrófono perpendicular a la dirección de circulación, formando el aparato un ángulo de entre 0 y 30° respecto a la horizontal.

Los datos se tomaron en los mismos turnos de medición del antecedente histórico, es decir 8 a 9 Hs, 11 a 12 Hs, 19 a 20 Hs. y 22 a 23 Hs. En cada lapso de tiempo se midió en tres intervalos de 5, 10 y 15 minutos, obteniéndose tres valores por punto de medición. Se esperaba evaluar con esto si existían diferencias significativas entre lapsos, a fin de ajustar la técnica de los futuros monitoreos.

Las mediciones efectuadas entre las 8 y las 20 horas se integraron como banda diurna y se dejó como banda nocturna la de 22 a 23 Hs. Esto permitió observar el decaimiento del Leq por la noche.

Como primer paso se repitieron los puntos medidos en 1972. Estos valores comparativos se observan en las dos columnas de la derecha, de la planilla 1. Por otra parte, se privilegiaron mediciones sobre avenidas, pues en el estudio de valores 96/98, se vio que el ajuste estadístico de la regresión del nivel de ruido equivalente, con respecto al flujo vehicular era bueno, por lo que se pretendió ahondar la relación existente entre Leq y cantidad y tipo de vehículos, para las arterias de mayor circulación.

Con respecto al flujo vehicular, se procuró calificar además del flujo por minuto, la diferencia entre automóviles, colectivos (transporte público de pasajeros) y camiones. Ambulancias, motos y otros tipos de ruido también fueron identificados.

Vale comentar que el Leq ante el paso de motos y ambulancias no aumentó significativamente, aunque el nivel máximo instantáneo registrado en cada uno de esos casos fue más elevado, pues proporcionalmente, el paso de dichos vehículos resultó muy bajo con relación a automóviles y transporte pesado.

ANÁLISIS DE VALORES

Las observaciones a que dan lugar dichos valores son:

- en sitios donde solo circulaban automóviles, el Leq nunca superó los 78 dB(A).
- en sitios donde circulaban automóviles, camiones y ómnibus simultáneamente, el Leq siempre fue mayor que 74 dB(A).
- en sitios con más de 10 ómnibus circulando, durante el período de medición, el Leq superó los 80 dB(A).
- en sitios con más de 15 camiones circulando durante el período de medición, el Leq superó los 80 dB(A).
- no existen calles/avenidas sin automóviles, su número es muy superior al de ómnibus y camiones.

Por razones de espacio no se reproducen las planillas de mediciones correspondientes a 1999, en esta comunicación.

Las planillas 2, 3 y 4 y el gráfico 5 muestran el resumen estadístico del total de datos obtenidos en 1999, para distintos tiempos de toma. Se ha preferido separar los turnos en mañana (8 a 9 y 11 a 12 hs.), tarde (19 a 20 hs.) y noche (22 a 23 hs.).

Tiempos de toma	LeqA			
	General	Turnos		
		Mañana	Tarde	Noche
Media	77,313	77,892	77,313	76,117
Error típico	0,181	0,246	0,332	0,39
Mediana	77,7	78,15	77,4	76,3
Desviación estandar	3,405	3,303	3,081	3,636

Planilla 02

Ruido Dentro del Plan Urbano Ambiental de Buenos Aires

Tiempos de toma	LeqA			
	General	Turnos		
		Mañana	Tarde	Noche
Media	77,255	77,989	77,314	75,694
Error típico	0,191	0,252	0,377	0,385
Mediana	77,5	78,6	77,4	76,1
Desviación estandar	3,576	3,366	3,516	3,595

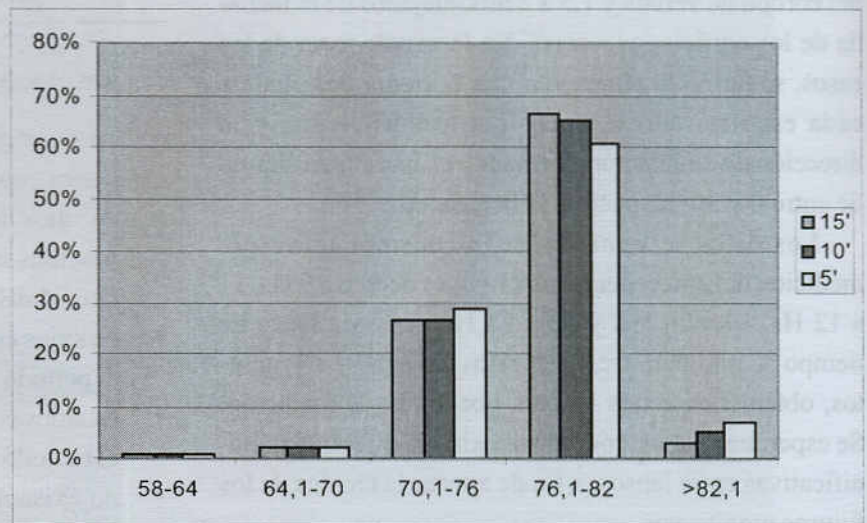
Planilla 03

Tiempos de toma	LeqA			
	General	Turnos		
		Mañana	Tarde	Noche
Media	77,167	77,884	77,216	75,552
Error típico	0,201	0,271	0,373	0,417
Mediana	77,6	78,2	77,45	75,9
Desviación estandar	3,735	3,632	3,458	3,78

Planilla 04

Tiempos	LeqA
15'	77,31
10'	77,25
5'	77,17

Gráfico 5: Resumen General de LeqA para los tres tiempos de tomas



CONCLUSIONES

Las medias de las tres tomas 15', 10' y 5' no difieren significativamente. Existe una asociación entre la cantidad de vehículos y el Leq. Al comparar los coeficientes entre las tres tomas mediante pruebas de homogeneidad, no se obtuvieron diferencias significativas.

Del total de 92 calles y avenidas relevadas en 1999, con 368 registros realizados en los cuatro turnos, se pudo determinar que 10 esquinas (10% del total) poseían un Leq entre 62 y 74 dB(A), 64 avenidas/calles (69%) registran un promedio entre 75 y 79 dB(A) y las 19 avenidas restantes (21%) un Leq superior a 80 dB(A).

Se encontraron diferencias importantes entre las medias para las calles y las avenidas. En las avenidas de tránsito rápido se nota la saturación de nivel.

Durante la medición de 1972 los valores de Leq durante el día difirieron significativamente de los de la noche. En cambio, en 1999, los valores de Leq para la noche (22 a 23 hs.) no dan variaciones estadísticamente significativas, respecto a mañana (8-9 y 11-12 hs.) y tarde (19 a 20 hs.).

Ningún valor de las mediciones de 1972 alcanzaba 82 dB. En 1999 el 3% de los registros superaba ese nivel. Esto se observa en el gráfico 6.

La "noche acústica" ha decaído en todas las zonas de la ciudad.

De la comparación general de valores, se pone en evidencia que Buenos Aires posee una alta contaminación sonora, ponderada en nivel de ruido equivalente, producida por su elevado flujo vehicular.

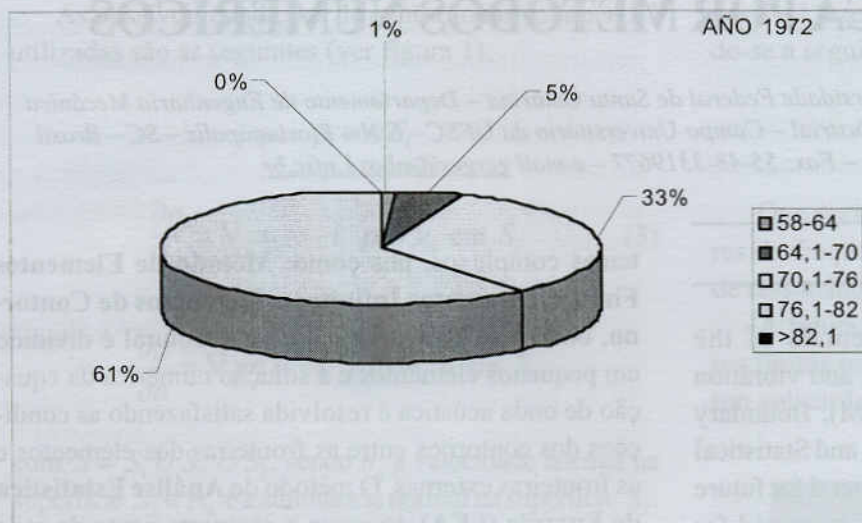


Gráfico 6 (a): Distribución porcentual de LeqA para los años analizados

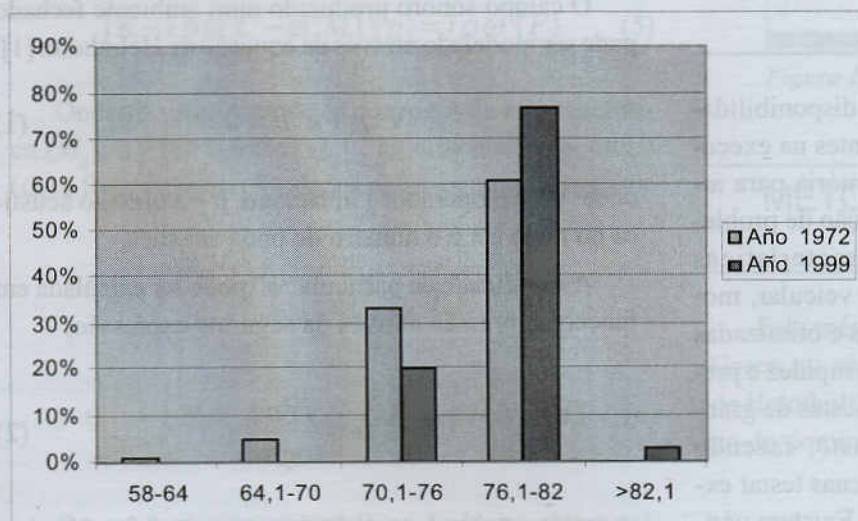
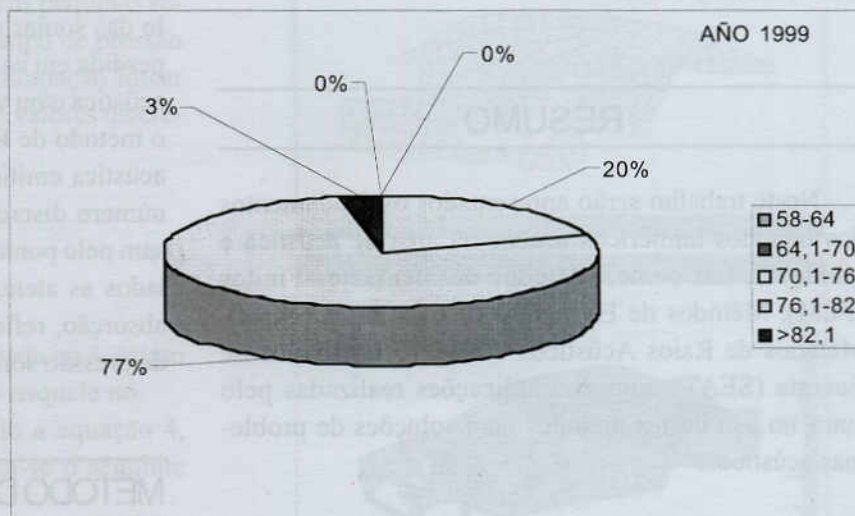


Gráfico 06 (b): Incremento porcentual de LeqA para el año 1999

ESTADO DA ARTE PARA SOLUÇÃO DOS PROBLEMAS VIBROACÚSTICA POR MÉTODOS NUMÉRICOS

Prof. Samir N. Y. Gerges, Ph.D. – Universidade Federal de Santa Catarina – Departamento de Engenharia Mecânica
Supervisor do Laboratório de Ruído Industrial – Campo Universitário da UFSC – S/N – Florianópolis – SC – Brasil
Tel: 55-48-2344074 – Fax: 55-48-3319677 – e-mail gerges@mbox1.ufsc.br

ABSTRACT

This paper presents the fundamentals of the numerical methods used in the acoustics and vibration fields as; Finite Elements Methods (FEM), Boundary Element Methods (BEM), Acoustic Rays, and Statistical Energy Analysis (SEA). State of arts and trend for future methods are presented. Some results are presented for practical study cases.

RESUMO

Neste trabalho serão apresentados os fundamentos dos métodos numéricos usados na área de acústica e vibrações, tais como; Métodos de Elementos Finitos (FEM), Métodos de Elementos de Contornos (BEM), Métodos de Raios Acústicos e Análise Estatística de Energia (SEA) e algumas aplicações realizadas pelo autor no uso destes métodos para soluções de problemas acústicos.

INTRODUÇÃO

Com o avanço tecnológico digital e a disponibilidade de computadores, cada vez mais potentes na execução de cálculos rápidos e de grande memória para armazenar dados, tornou-se possível a solução de problemas acústicos complexos. As características vibroacústicas de sistemas (sala, cabine veicular, motor, alto falante, etc.), podem ser previstas e otimizadas ainda na fase inicial do projeto com maior rapidez e precisão. Com isso, eliminar a construção e testes de grande números de protótipos, de alto custo, fazendo otimização com modelos numéricos e apenas testar experimentalmente os modelos otimizados. Existem várias técnicas numéricas para análise vibroacústica de sis-

temas complexos, tais como: **Método de Elementos Finitos, Elementos Infinitos e Elementos de Contorno**, onde o sistema acústico e/ou estrutural é dividido em pequenos elementos e a solução numérica da equação de onda acústica é resolvida satisfazendo as condições dos contornos entre as fronteiras dos elementos e as fronteiras externas. O método de **Análise Estatística de Energia (SEA)** descreve o comportamento de cada sub-sistema de um sistema complexo através do cálculo das somas de energia de entrada, de saída e energia perdida em cada sub-sistema, e então fornece a resposta acústica e/ou vibratória de cada sistema. Outra técnica é o método de **Raios Acústicos**, que considera a energia acústica emitida pela fonte que é distribuída entre um número discreto de raios acústicos. Os raios que passam pelo ponto receptor são acompanhados e são calculados as atenuações acústicas sofridas por distâncias, absorção, reflexão, etc. e então é quantificado o nível de pressão sonora no receptor.

MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS (FEM)

O campo sonoro produzido num ambiente fechado pode ser modelado através da equação de Helmholtz [1]:

$$\nabla^2 p + k^2 p = 0 \quad (1)$$

onde ∇^2 é o operador Laplaciano, p é a pressão acústica no meio e k é o número de onda acústica.

A velocidade da partícula “ u ” pode ser calculada em função da pressão através da seguinte expressão;

$$u = \frac{j\nabla p}{\omega\rho} \quad (2)$$

onde: ρ é a densidade do meio, ω é frequência e “ ∇ ” é o operador gradiente.

As possíveis condições de contorno do volume "V" utilizadas são as seguintes (ver figura 1):

$$p = \bar{p} \text{ em } S_1$$

$$\frac{\partial p}{\partial n} = \nabla \underline{p} \underline{n} = -i \rho \omega v_n \text{ em } S_2 \quad (3)$$

$$\frac{\partial p}{\partial n} = \nabla \underline{p} \underline{n} = -i \rho \omega A_n p \text{ em } S_3$$

com $S = S_1 \cup S_2 \cup S_3$, sendo n_n a velocidade normal na superfície S_2 e A_n é a admitância normal na superfície S_3 .

Nesta técnica o volume é dividido em pequenas regiões denominadas de elementos e o campo de pressão pode então ser expresso como uma combinação linear da função de forma polinomial (N) e dos valores discretos de pressão modal:

$$p(x) = \sum_{i=1}^m N_i p_{hi}(x) \quad (4)$$

Onde N_i é a função de forma associada ao i -ésimo nó e p_{hi} é o valor aproximado de pressão naquele nó.

Incorporando a aproximação devido a equação 4, na equação integral de Galerkin, obtém-se o seguinte sistema de equações:

$$[K - i \rho \omega C - \omega^2 M] \{p\} = i \rho \omega \{F\} \quad (5)$$

Onde são introduzindo os conceitos de massa acústica (M_{ij}), rigidez acústica (k_{ij}), amortecimento acústico (C_{ij}) e força acústica (F_j), dados pelas seguintes equações:

$$M_{ij} = \int_v \frac{N_i N_j}{e^2} dV \quad K_{ij} = \int_v \nabla N_i \nabla N_j dV$$

$$C_{ij} = \int_{S_3} N_i N_j A_n dS \quad F_i = \int_{S_2} N_i N_j V_n dS \quad (6)$$

De modo similar ao problema dinâmico estrutural, a extração de autovalores (ω) e autovtores (ϕ) reais é

possível fazendo-se C e F nulos na equação (5), obtendo-se a seguinte equação:

$$([K] - \omega^2 [M]) \{p\} = 0 \quad (7)$$

Que aceita soluções não-nulas $\{p\} = \{\phi\}$ para valores da frequência $\omega = \omega_i$ denominados de frequências de ressonâncias.

A figura 1 mostra exemplos de malhas de elementos finitos para análise acústica e estrutural referente a um aplicação na área automobilística.

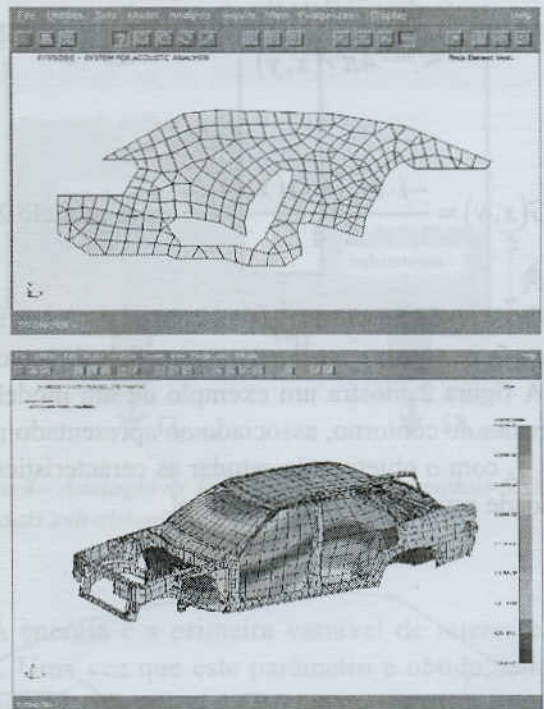


Figura 1 - Modelo de Elementos Finitos

MÉTODO DOS ELEMENTOS DE CONTORNOS (BEM)

Este método baseia-se na utilização do teorema de Green no cálculo da solução fundamental da equação de Helmholtz para obter uma integral apenas no contorno do domínio [3]:

$$c(x)p(x) = \int \left(p(y) \frac{\partial G(x,y)}{\partial n} - G(x,y) \frac{\partial p(y)}{\partial n} \right) dS \quad (8)$$

Um Exame das Curvas de Referências (Critérios) para Ruído em Salas

onde:

$p(x)$ é a pressão sonora no ponto analisado (desejado).

$c(x)$ é um coeficiente que assume um determinado valor entre 0 e 1, que depende do tipo de análise realizada (se análise de campo acústico interno ou externo).

" x " é um ponto no campo acústico analisado, " y " é um ponto na superfície do sistema, " n " é um vetor normal ao contorno em Y orientado na direção do fluido, $G(x, y)$ função de Green a qual é uma solução da equação de Helmholtz, com:

$$G(x, y) = \frac{e^{-ikr(x, y)}}{4\pi r(x, y)} \quad \text{para modelo 3D} \quad (9)$$

$$G(x, y) = \frac{-i \cdot H_0^2(k \cdot r(x, y))}{4} \quad \text{para modelo 2D}$$

Onde H_0 é a função de Hankel, com $r(x, y)$ a distância entre a fonte sonora e um ponto na superfície de contorno.

A figura 2 mostra um exemplo de um modelo de elemento de contorno, associado ao apresentado na figura 1, com o objetivo de estudar as características da cavidade acústica de um automóvel.

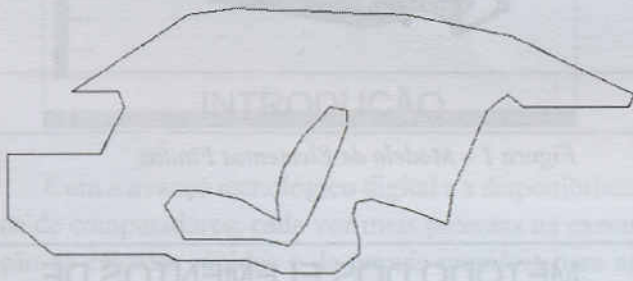


Figura 2 – Modelo de elementos de contorno.

O software que utilizar o método de elementos de contorno como ferramenta de cálculo se procura basicamente em resolver a equação (8) para todos os nós que a malha contém, o que resultará num sistema de equações da forma:

$$[A(\omega)] \cdot \{p\} = [B(\omega)] \cdot \{v\} \quad (10)$$

A criação da malha dos elementos (etapa de pré-processamento) é realizada por vários softwares comerciais, com biblioteca de vários tipos de elementos. Na etapa de processamento são calculadas as variáveis requeridas (pressão sonora, velocidade de partícula ou de superfícies, intensidade, potência, etc) e após são apresentadas na etapa de pós-processamento.

No Método de Elementos Finitos (FEM) é necessário criação da malha em todo espaço (contorno e interior), enquanto para Método de Elementos de Contornos (BEM) são necessárias criação da malha apenas nos contornos. Portanto, o tempo de processamento para BEM (matriz completo) é maior do que FEM (Matriz diagonal).

Uma das limitações principais das soluções numéricas por FEM e BEM é a frequência máxima de processamento. Teoricamente o tamanho de cada elemento deve ser menor do que 1/6 comprimento da onda, mas na prática usa-se 1/12 do comprimento da onda.

ANÁLISE ESTATÍSTICA DE ENERGIA (SEA)

A filosofia na qual a SEA está baseada, é claramente distinta da metodologia utilizada pelos métodos determinísticos, tais como os métodos de elementos finitos e de elementos de contorno. Tal como o nome indica, aqui a atenção é focalizada em um comportamento estatístico de sistemas vibro-acústicos. Isto está claramente em contraste com a abordagem apresentada pelos métodos determinísticos, onde uma representação exata das características físicas é desenvolvida a partir de uma construção única, com condições de contornos bem definidas, além de um conjunto específico de propriedades de materiais e parâmetros do sistema. Uma representação estatística é construída em um modelo de SEA de diferentes maneiras. Primeiro, as frequências (autovalores) e formas (autovetores) dos modos naturais são considerados como variáveis aleatórias [4]. Portanto, todas as definições e formulações de energia, densidade modal e diferentes formas de fluxos de potência, incluindo entrada, dissipação e transmissão, são obtidas considerando-se os valores médios no espaço e na frequência. Segundo, durante a construção do modelo todos os parâmetros, tais como espessura, rigidez à flexão e fatores de perda por amortecimento são definidos usan-

do-se a média dos valores no espaço e na frequência. Como resultado, um modelo de SEA produz uma representação estatística para o comportamento vibro-acústico médio de uma população de sistemas físicos similares, onde cada amostra individual pode se desviar da média devido a muitas fontes possíveis de variância.

Como mostrado na figura 3, os modelos de SEA são utilizados para se prever a média e a variância de uma resposta. Em um gráfico típico de resposta em frequência, a variância da resposta diminui em altas frequências devido a um aumento significativo da superposição modal. Portanto, os resultados previstos por SEA convergem para uma banda estreita de resposta, para sistemas com alta densidade modal. Contudo, a partir de uma perspectiva completa de análise do modelo, a frequência e a fase característica dos primeiros modos podem requerer uma atenção especial em baixas frequências e, portanto, uma análise determinística pode ainda ser necessária. Portanto, SEA não é uma metodologia substituta para os métodos determinísticos descritos anteriormente, mas sim um complemento destes métodos, ajudando a estender a análise para a região de altas frequências.

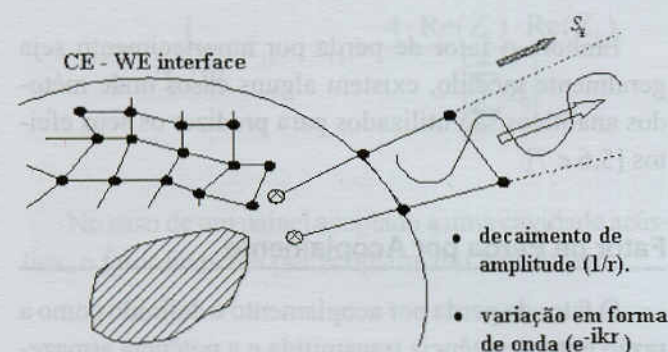


Figura 3 - Resposta típica de sistema reverberante; comparação entre resposta

Em frequências discretas e os valores médios obtidos pelo SEA.

SEA é baseada em uma relação simples de balanço de potências. Em um estado estacionário, toda a potência que entra em um subsistema é dissipada internamente ou transmitida a outro(s) subsistema(s). A potência dissipada em um subsistema depende do nível de energia e do fator de perda por amortecimento. O fluxo de potência líquida de um subsistema para o outro depende da

diferença dos níveis de energias modais médias. A fim de tornar mais fácil o entendimento por parte do leitor, pode-se fazer uma analogia deste modelo com um sistema hidráulico constituído de dois reservatórios, como mostrado na figura 4. Em SEA, a densidade modal, n , define a capacidade de armazenamento de energia e o potencial de energia modal define " ϕ " o nível de cada reservatório. Os níveis de energia de um estado estacionário dependem do balanço final de potências, incluindo as potências de entrada, dissipada e transmitida.

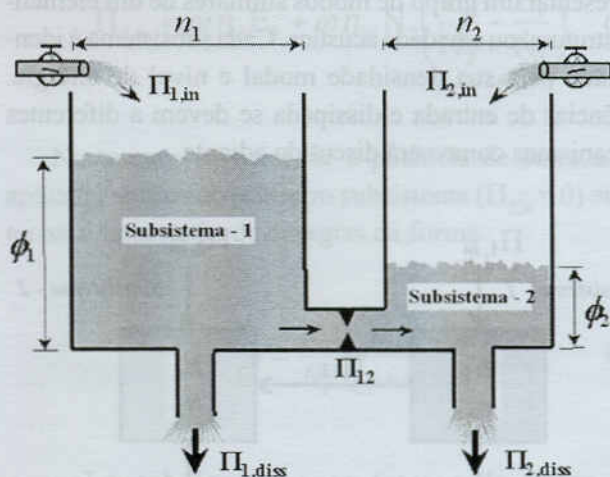


Figura 4 - Analogia de fluxo de fluido Com modelo SEA para dois sub-sistema

A energia é a primeira variável de interesse em SEA. Uma vez que este parâmetro é obtido, então a vibração de placas, vigas ou estruturas tipo casca podem ser representadas através de valores médios espaciais de velocidades médias quadráticas, integradas em bandas de frequência. Além disso, níveis de pressão sonora podem ser preditos para sistemas acústicos fechados ou abertos. SEA pode ser aplicado para diferentes espectros de médias e altas frequências, o que para a maioria das aplicações em engenharia correspondem à faixa de frequência de 100 Hz a 10 kHz. SEA encontra grande aplicabilidade para modelos que possuem várias fontes e trajetórias de ruídos complexos, tais como transmissão via aérea, estrutural ou aquática. Os cálculos de SEA são desenvolvidos em intervalos constantes de bandas de frequência ou mais comumente em bandas proporcionais, tais como ban-

Um Exame das Curvas de Referências (Critérios) para Ruído em Salas

das de oitava ou de um terço de oitava. Devido ao tamanho relativamente pequeno das matrizes envolvidas, os modelos de SEA geralmente requerem pequenos tempos de processamento computacional, menores que um minuto para a maioria dos problemas.

O modelo básico utilizado em SEA reside na interação entre dois ressoadores acoplados. Desta forma, o modelo de SEA de dois subsistemas mostrado na figura 5, serve como um problema de referência e ajuda a estabelecer as regras gerais para modelos mais complexos, considerando vários subsistemas. Cada um dos dois subsistemas pode representar um grupo de modos similares de um elemento estrutural ou cavidade acústica. Cada subsistema é identificado pela sua densidade modal e nível de energia. Potências de entrada e dissipada se devem a diferentes mecanismos como será discutido adiante.

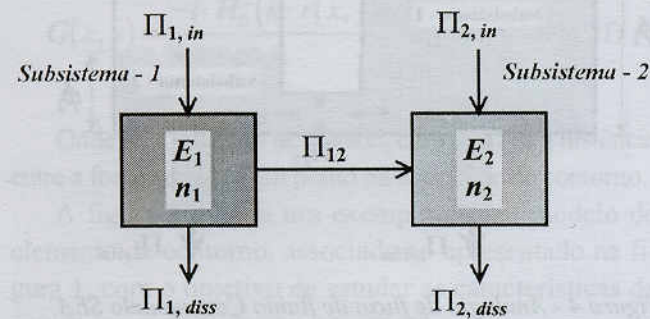


Figura 5 - Modelo clássico de SEA para dois sub-sistemas

Energia

A energia de um subsistema é definida em termos da média quadrada espacial da velocidade ou pressão média quadrática, integrada na banda de frequência. A energia para subsistemas estruturais e acústicos é definida respectivamente da seguinte forma:

$$E = m \langle v^2 \rangle, \quad E = \frac{V}{\rho \cdot c^2} \langle p^2 \rangle \quad (11)$$

onde m é a massa, v é a velocidade rms, V é o volume e p é a pressão sonora rms. Se a energia é determinada experimentalmente, uma amostragem espacial da resposta média quadrática é obtida geralmente, através de alguns poucos pontos (>3) selecionados no elemento estrutural ou na cavidade acústica.

Fator de Perda por Amortecimento

A potência de entrada de um subsistema é dissipada através de uma ou mais formas de amortecimento, tais como absorção acústica, amortecimento estrutural, fricção de juntas, etc. A potência dissipada por um subsistema é definida como:

$$\Pi_1 = \omega \eta_1 E_1 \quad (12)$$

onde Π_1 é o fator de perda por amortecimento e ωE_1 representa a potência média armazenada no subsistema. O fator de perda por amortecimento pode ser medido através da técnica da banda de meia potência, tempo de reverberação T_{60} ou métodos de potência injetada. Este parâmetro está relacionado a outras medições de dissipação, tais como razão de amortecimento crítico ζ , tempo de reverberação T_{60} e coeficiente de absorção média $\bar{\alpha}$ através das seguintes relações:

$$\eta = 2 \cdot \zeta \quad \eta = \frac{2,2}{f \cdot T_{60}} \quad \eta = \frac{A \cdot c_0}{4 \cdot \omega \cdot V} \cdot \bar{\alpha}$$

Embora o fator de perda por amortecimento seja geralmente medido, existem alguns casos onde métodos analíticos são utilizados para prever os seus efeitos [5,6 e 7].

Fator de Perda por Acoplamento

O fator de perda por acoplamento é definido como a razão entre a potência transmitida e a potência armazenada no subsistema de maior energia, com o subsistema receptor atuando como um sumidouro de energia.

$$\Pi_{1 \rightarrow 2} = \omega \eta_{12} E_1, \quad \Pi_{2 \rightarrow 1} = \omega \eta_{21} E_2 \quad (13)$$

onde os índices correspondem aos subsistemas fonte e receptor, respectivamente. Em condições de estado estacionário, o fluxo líquido de potência de um subsistema para outro é definido através da seguinte equação:

$$\Pi_{12} = \Pi_{1 \rightarrow 2} - \Pi_{2 \rightarrow 1}$$

$$= \omega \eta_{12} \left(E_1 - \frac{N_1}{N_2} E_2 \right) = \omega \eta_{12} N_1 \left(\frac{E_1}{N_1} - \frac{E_2}{N_2} \right) \quad (14)$$

$$= \omega \eta_{12} N_1 (\varepsilon_1 - \varepsilon_2) = \beta_{12} (\phi_1 - \phi_2)$$

onde $\beta_{ij} = \omega \eta_{ij} n_i$ é o fator de acoplamento. A relação anterior foi obtida através da condição de reciprocidade bastante utilizada em SEA, a qual é definida como:

$$\eta_{12} \cdot N_1 = \eta_{21} \cdot N_2 \quad (15)$$

Esta equação estabelece que o principal desafio da SEA está em identificar os números de modos e também um dos fatores de perda por acoplamento. Existem informações válidas na literatura [4] a respeito de definições de fatores de perda por acoplamento entre diferentes combinações de subsistemas vibro-acústicos. A forma geral do fator de perda por acoplamento para uma junta estrutural com número de elementos m é dada por [4]:

$$\eta_{12} \propto \frac{1}{N_1 \cdot \omega} \cdot \tau_{12} \quad \tau_{12} = \frac{4 \cdot \text{Re}(Z_1) \cdot \text{Re}(Z_2)}{\left| \sum_i^m Z_i \right|^2}$$

No caso de um painel acoplado a uma cavidade acústica, o fator de perda por acoplamento é dado por

$$\eta_{12} = \frac{\rho_0 \cdot c_0}{\omega \cdot \rho_s} \cdot \sigma_{rad}$$

onde σ_{rad} é a eficiência de radiação.

Balço Energético em SEA

Em condições de estado estacionário, a forma geral das equações de SEA fornecem o balço energético para um subsistema:

$$\sum \Pi_{i,in} = \sum \Pi_{i,out}, \quad \Pi_{i,out} = \Pi_i + \Pi_{ij} \quad (16)$$

A potência que entra no subsistema é dissipada ou transmitida a outros subsistemas. No problema de dois subsistemas, o balço energético para cada subsistema pode ser estabelecido como:

$$\Pi_{1,in} = \omega \eta_1 E_1 + \omega \eta_{12} N_1 \left(\frac{E_1}{N_1} - \frac{E_2}{N_2} \right)$$

$$\Pi_{2,in} = \omega \eta_2 E_2 + \omega \eta_{21} N_2 \left(\frac{E_2}{N_2} - \frac{E_1}{N_1} \right) \quad (17)$$

Neste caso especial, se a potência de entrada for aplicada apenas ao primeiro subsistema ($\Pi_{2,in} = 0$) então ter-se-á uma razão de energias da forma:

$$\frac{E_2}{E_1} = \frac{N_2}{N_1} \frac{\eta_{21}}{\eta_{21} + \eta_2} \quad (18)$$

a qual estabelece que os fatores de perda por acoplamento e amortecimento precisam ser comparados entre si, a fim de se determinar suas influências sobre a razão de energias. A interpretação é apresentada na figura 6. Quando $\eta_{21} \gg \eta_2$ a energia modal é equiparada entre os subsistemas, ou seja, $E_2 / n_2 = E_1 / n_1$.

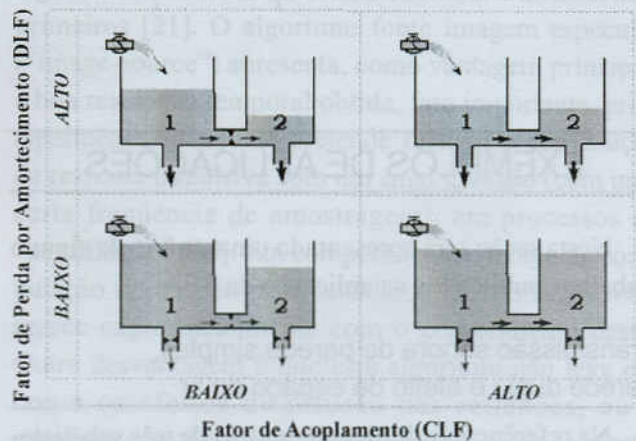


Figura 6- Analogia com fluxo de fluido para comparação de DLF e CLF

Um Exame das Curvas de Referências (Critérios) para Ruído em Salas

Para um sistema complexo geral, o balanço energético anterior aplicado repetidamente para todos os subsistemas resulta em um sistema linear de equações, apresentado em forma matricial como

$$\begin{Bmatrix} \Pi_{1,in} \\ \Pi_{2,in} \\ \vdots \\ \Pi_{k,in} \end{Bmatrix} = \omega \cdot \begin{bmatrix} \left(\eta_1 + \sum_{j=2}^k \eta_{1j} \right) \cdot N_1 & -\eta_{12} \cdot N_1 & \cdots & -\eta_{1k} \cdot N_1 \\ -\eta_{21} \cdot N_2 & \left(\eta_2 + \sum_{\substack{j=1 \\ j \neq 2}}^k \eta_{2j} \right) \cdot N_2 & \cdots & -\eta_{2k} \cdot N_2 \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ -\eta_{k1} \cdot N_k & -\eta_{k2} \cdot N_k & \cdots & \left(\eta_k + \sum_{j=1}^{k-1} \eta_{kj} \right) \cdot N_k \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} \frac{E_1}{N_1} \\ \frac{E_2}{N_2} \\ \vdots \\ \frac{E_k}{N_k} \end{Bmatrix}$$

Numa representação matricial simétrica, a equação anterior pode ser re-escrita como:

$$[B_{ij}] \{\phi_j\} = \{\Pi_{i,in}\} \quad (19)$$

onde os elementos da matriz do sistema são definidos como $B_{ij} = B_{ji} = -\beta_{ij}$ e para $i = j$, $B_{ii} = \beta_j B_{ij}$.

Densidade Modal

Existem formas gerais simplificadas para a representação da densidade modal em subsistemas 1-D, 2-D e 3-D. A definição de densidade modal é dada por:

$$n(\omega) = \frac{dN}{d\omega} = \frac{dN}{dk} \frac{dk}{d\omega} = \frac{1}{c_g} \frac{dN}{dk}, \quad \frac{1}{c_g} = \frac{dk}{d\omega} \quad (20)$$

EXEMPLOS DE APLICAÇÕES

Nesta seção será apresentado um sumário de alguns trabalhos publicados na aplicação da SEA.

Transmissão sonora de parede simples, parede dupla e efeito de espaço do ar

Na referência [ref. 8], um modelo de três subsistemas representando Câmara - Parede - Câmara, foi de-

envolvido usando SEA e na [ref. 9], um modelo de cinco sub-sistemas representando um parede dupla, Câmara-parede-cavidade do ar-parede-câmara, foi desenvolvido. Na [ref.10] o efeito do espaço do ar foi estudado usando o modelo da [ref. 9].

Avaliação de problema de ruído e vibrações em navios [11]

Este trabalho contribui para o problema complexo de propagação de energia em estrutura complexa, através da medição de energia modal.

Aplicação da SEA para problema de vibração e radiação sonora de casca carregada por fluido [12]

Neste estudo a força de acoplamento de fluido foi desmembrado da parte resistiva e da parte reativa. Boa concordância entre os resultados experimentais e modelagem de SEA para transmissão sonora foi obtida.

Densidade Modal [13]

Este relatório da NSA é muito útil para cálculo de densidade modal necessária para modelagem pela SEA

Análise de energia modal para resposta de campo acústico de parede lateral de avião [14]

Este trabalho apresenta formulações e resultados experimentais para análise de energia modal. A resposta vibratória e a perda de transmissão foram calculadas usando balanço de potência da SEA.

Um Exame das Curvas de Referências (Critérios) para Ruído em Salas

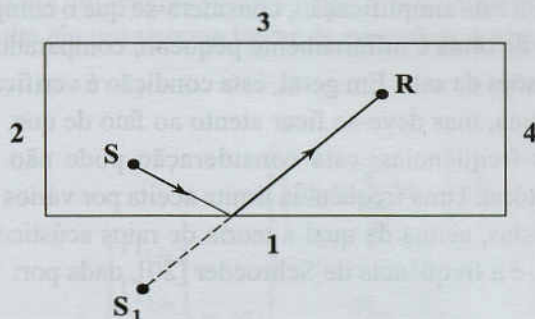


Figura 7 - Representação da sala com a fonte virtual especular substituindo uma reflexão de primeira ordem.

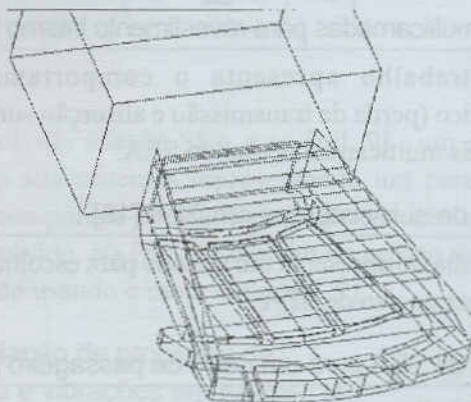


Figura 9 - Teatro do Centro Integrado de Cultura (Florianópolis) e modelo construído para a simulação através de raios acústicos.

O algoritmo de raios acústicos (“ray-tracing”), apesar de não oferecer um resultado com uma boa resolução temporal, pode levar em conta as reflexões difusas e ainda requer um tempo de computação que é (apenas) proporcional ao comprimento da resposta impulsiva.

Como ilustração, um histograma de um programa comercial (RAYNOISE 3.0), baseado em algoritmo híbrido, é mostrado na Figura 8. Um modelo de um teatro construído no mesmo programa é apresentado na Figura 9 [23 e24].

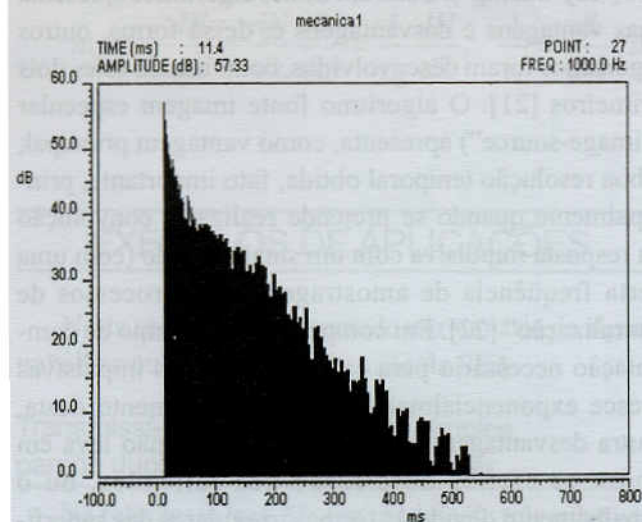


Figura 8 - Histograma de um programa comercial de raios acústicos (RAYNOISE 3.0) para a simulação de uma sala.

ESTUDOS DE CASOS

A seguir são apresentados resumos de estudos de casos, usando métodos numéricos selecionados dos trabalhos de pesquisas e extensão realizados sob orientação do autor na Universidade Federal de Santa Catarina, Departamento de Engenharia Mecânica, Laboratório de Ruído Industrial;

- Simulação e Medição Acústicas de Silenciadores Veiculares
- Características Acústicas do Ouvido Externo por Modelagem Numérica
- Materiais Multicamadas Para Revestimento Veiculares
- Características Vibroacústicas de uma Caixa de Engrenagem Veicular

Simulações Numéricas e Ensaios Experimentais de Alto-Falantes

[Trabalho publicado no *International Journal of Acoustics and Vibration*, V. 3, No. 3, 1998, pag.109-116, autores: Andre Goldstein e Samir N. Y. Gerges]

O cálculo da resposta acústica de alto-falantes é geralmente restrito às baixas frequências, quando os comprimentos de onda envolvidos são maiores que as dimensões do sistema e o problema pode ser tratado utilizando-se parâmetros concentrados. Neste caso, o alto-falante pode ser modelado utilizando analogias dinâmicas e elaborando circuitos elétricos equivalentes, onde o cone do alto-falante é comparado a um pistão rígido. No entanto, em geral, o alto-falante é utilizado em frequências mais altas, onde o cone deixa de vibrar de modo rígido, com a propagação de ondas estruturais que modificam as velocidades de superfície do cone e alteram sua resposta em frequência. Desta forma, o projeto de alto-falantes considerando toda a sua faixa de frequência de operação é feito de modo empírico por tentativas e erros e construção de um grande número de protótipos.

Atualmente, com o avanço de recursos computacionais e amadurecimento de técnicas numéricas, o estudo do comportamento vibroacústico de cones de alto-falantes é tecnicamente possível. A utilização efetiva de técnicas numéricas para análise de problemas físicos sem solução analítica conhecida, implica na validação dos resultados computacionais através, por exemplo, da comparação com resultados de medições experimentais. Além disso, esta comparação permite obter informações de modo a melhorar o modelo teórico, como por exemplo, obter valores de amortecimento estrutural, que podem ser utilizadas posteriormente no modelo de elementos finitos para a realização de análise da resposta harmônica da estrutura.

Neste trabalho é realizada a predição da resposta vibroacústica de alto-falantes considerando o comportamento flexível do cone utilizando o FEM e BEM, implementados respectivamente nos softwares ANSYS 5.1 e SYSNOISE 5.2. É feita a modelagem de um alto-falante comercial e calculada sua resposta em frequência axial e caracterís-

ticas de direcionalidade. A validação do modelo computacional é feita pela comparação com resultados experimentais de medições em câmara anecóica. São discutidos procedimentos teóricos e experimentais utilizados na determinação do modelo modal da vibração de cones de alto-falantes. Neste artigo são apresentadas comparações entre resultados da análise modal teórica e experimental de um cone de alto-falante de 12" (ver figura 10 e 11). A análise modal teórica é feita pelo método de elementos finitos (FEM), utilizando o software ANSYS, para um modelo tridimensional, de modo a possibilitar a predição de modos de vibração não axissimétricos do cone. A análise modal experimental é realizada a partir da medição de funções de resposta em frequência empregando um transdutor de velocidade sem contato (LASER) nas medições de vibração do cone. A extração dos parâmetros modais do modelo experimental é feita utilizando o software CADA-PC. A figura 12 mostra a comparação de curva de resposta em frequência obtidas por simulações numéricas usando SYSNOISE e medições experimentais na câmara anecóica da UFSC.

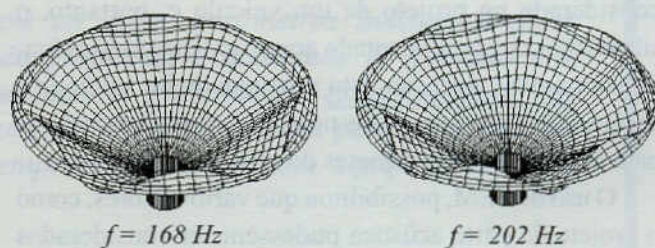


Figura 10: Modos de Vibração obtidas por modelagem numérica

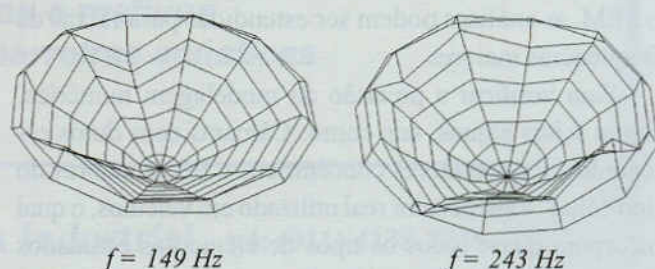


Figura 11. Modos de Vibrações obtidos experimentalmente

Um Exame das Curvas de Referências (Critérios) para Ruído em Salas

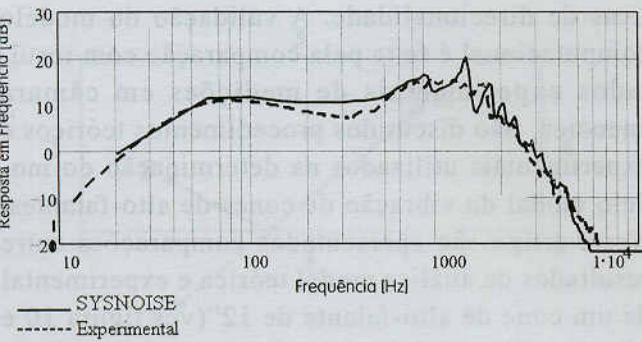


Figura 12. Comparação entre curvas de resposta numérica e experimental

Simulação e Medição Acústica de Silenciadores Veiculares

[Trabalho publicado no *J. of Building Acoustics*, V. 5, No. 1, 1998, pag 27-38, Autores: Márcio Kimura e Samir N.Y. Gerges]

O sistema de exaustão de um motor é responsável por grande parte do ruído emitido pelo mesmo. Embora muitos avanços tenham ocorrido no projeto de silenciadores, grande parte dos silenciadores ainda são projetados por métodos empíricos, ou seja, por tentativas 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.

O uso de FEM, possibilitou que vários fatores, como o projeto da parte acústica pudessem ser considerados ainda na fase inicial de projeto. Existem alguns modelos teóricos, como o "Transfer Matrix Method - TMM", utilizados no cálculo da performance de silenciadores, porém, os mesmos são limitados a faixa de frequência de onda plana. Utilizando-se métodos numéricos como o FEM, as análises podem ser estendidas para faixas de frequências maiores.

Para verificar a precisão da modelagem numérica, foram feitos alguns, tais como: Câmaras com dutos estendidos, Ressonadores concêntricos e Silenciadores do tipo "plug" e silenciador real utilizado em veículos, o qual incorpora quase todos os tipos de elementos estudados nos casos anteriores e, além disso, faz uso de material acústico (ver Figura 13) e possui uma seção elíptica.

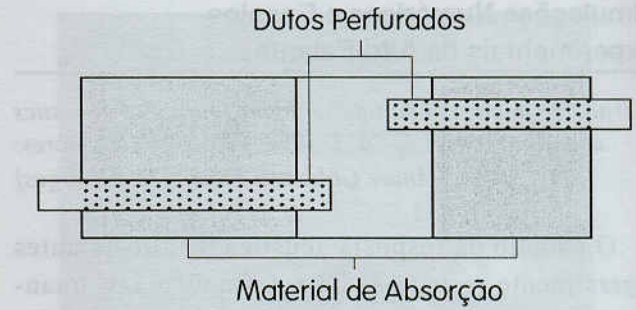


Figura 13 - Configuração do silenciador "real"

Para a simulação de materiais acústicos pelo SYSNOISE, é necessário fornecer o fator de estrutura, a resistividade ao fluxo e a porosidade do material. Na Figura 14 é mostrada a comparação entre os resultados da simulação e os resultados experimentais. Para baixas frequências houve uma incoerência dos resultados obtidos pelo SYSNOISE, devido às instabilidades numéricas (ver explicação no paper original). Tirando-se esta faixa de frequência, os resultados da simulação apresentam uma boa concordância com os resultados experimentais até a frequência de 1700 Hz aproximadamente. A partir desta frequência os resultados começam a divergir novamente. Isto pode ser explicado, devido à baixa coerência entre os microfones colocados na dois posi-

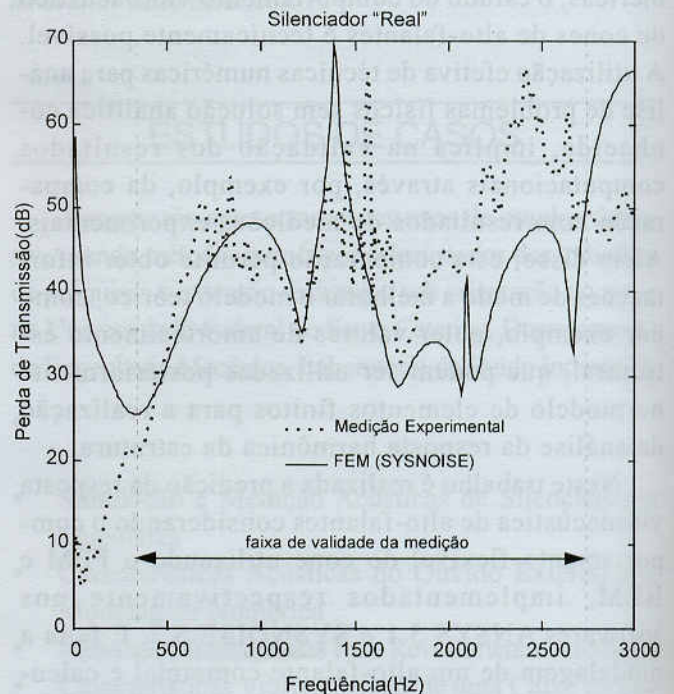


Figura 14 - Silenciador real

ções para esta faixa de frequência. Além disso, a frequência máxima de análise recomendada para a malha utilizada, considerando-se 6 elementos por comprimento de onda, é aproximadamente igual a 2000 Hz.

Características Acústicas do Ouvido Externo por Modelagem Numérica

[Trabalho apresentado no V International Congress on Sound and Vibration, Distinguish lecture, Adelaide, Austrália, 1997, autor: Samir N.Y. Gerges e Elizabeth Y. N. Bavastri]

Existem poucas publicações sobre o uso de métodos numéricos na modelagem do protetor/ouvido com método de elementos finitos e elementos de contornos. Uma orelha humana foi moldada com material de silicone e uma malha de elementos finitos foi construída (ver figura 16). As frequências de ressonâncias até 20 KHz foram calculadas para um modelo de 2-D, considerando a orelha, canal externo do ouvido e a impedância acústica do tímpano (ver tabela 1). Os resultados obtidos são mostrados na tabela 2 e figura 16

Frequência [Hz]	100	200	300	500	700	1k	2k	3k	5k	7k	10k
Real [g/cm ⁴ .s]	490	430	390	350	320	320	390	420	400	400	400
Img. [g/m ⁴ .s]	100	-28	-14	-9.5	-5.5	-3.6	-1.7	-0.8	-0.3	2	4.1

Tabela 1: Valores publicados de resistência acústica e reatância acústica de timpano .

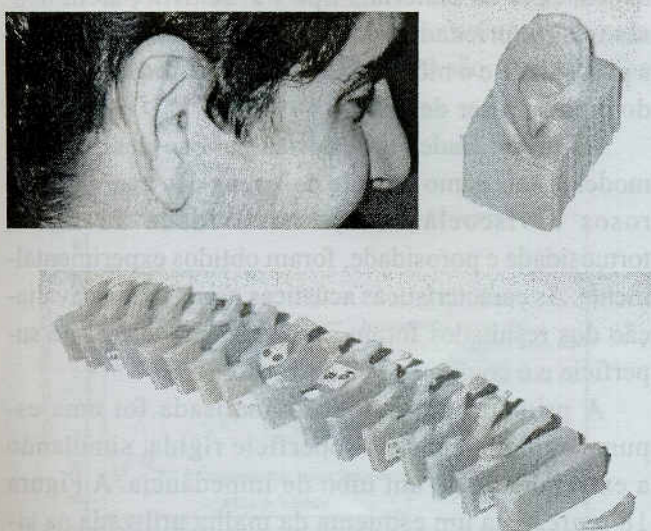


Figura 15 (a) Ouvido Humano; (b) Molde de Silicone e (c) Silicone cortado

Modo	1	2	3	4	5	6	7
Frequência (kHz)	2.592	3.954	5.358	7.375	9.228	10.865	11.986
Modo	8	9	10	11	12	13	14
Frequência (kHz)	13.165	14.507	14.615	16.009	17.302	18.663	19.369

Tabela 2: Frequências de Ressonâncias do modelo

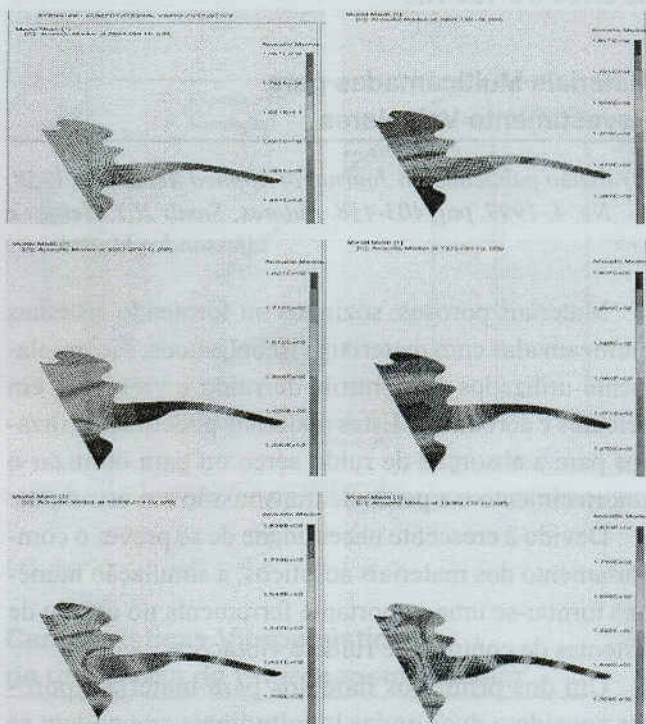


Figure 16: Modos acústicos do canal de ouvido

O nível de pressão sonora no tímpano foi calculado em função da frequência. Os resultados mostram a resposta em frequência do canal do ouvido com excitação do campo difuso externo (ver figura 17).

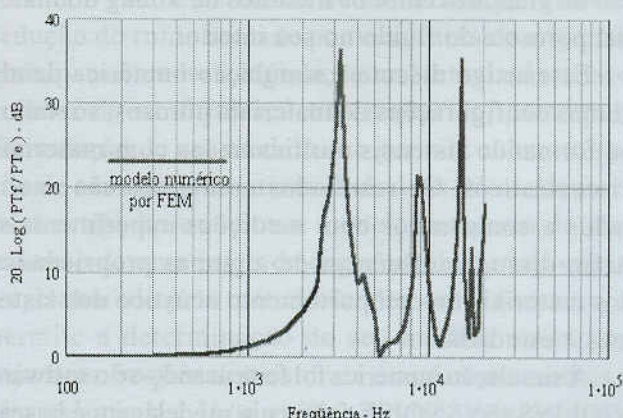


Figura 17: Níveis de pressão sonora no tímpano para modelo de 2-D usando FEM.

Um Exame das Curvas de Referências (Critérios) para Ruído em Salas

Os resultados obtidos mostra três picos de ressonâncias (ver figura 17) nas frequências 3.200, 9000 e 15000 aproximadamente. Nestas frequências, o ouvido humano é muito sensível a percepção sonora, por isto a curva de ponderação A tem maior nível na banda de 2.500 a 3.150 Hz.

Materiais Multicamadas para Revestimento Veiculares

[Trabalho publicado no *Journal of Applied Acoustics*, V. 58, No. 4, 1999, pag 403-418. Autores: Samir N.Y. Gerges e Alessandro M. Balvedi]

Materiais porosos, sozinhos ou formando sistemas multicamadas com materiais viscoelásticos, são amplamente utilizados no controle de ruído e vibrações em veículos e aeronaves. Estes materiais podem ser utilizados para a absorção de ruído aéreo ou para otimizar o amortecimento e a perda de transmissão em estruturas.

Devido à crescente necessidade de se prever o comportamento dos materiais acústicos, a simulação numérica tornou-se uma importante ferramenta no estudo de sistemas de controle de ruído e vibrações.

Um dos primeiros modelos para materiais porosos considera duas ondas longitudinais que podem se propagar no interior dos materiais porosos: uma onda através do esqueleto e outra através do fluido no material. Em 1956, Biot² elaborou um modelo geral para materiais porosos isotrópicos e concluiu que duas ondas longitudinais e uma onda transversal poderiam se propagar em um meio elástico poroso. A intensidade com que cada onda é excitada depende da relação de grandeza entre os módulos de Young do material poroso e do fluido no seu interior.

Este artigo discute a simulação numérica de algumas configurações de materiais porosos, sozinhos ou formando sistemas multicamadas com materiais viscoelásticos. Os resultados numéricos são analisados e comparados com medições experimentais. Além disso, a influência de algumas propriedades dos materiais no comportamento acústico dos sistemas é estudada.

A simulação numérica foi feita usando-se o software VIOLINS (SYSNOISE 5.3), cuja modelagem é baseada na teoria de Biot para materiais porosos isotrópicos, utilizando o método dos elementos finitos.

Os materiais porosos podem ser considerados materiais formados por duas fases (sólida e fluida). A interação entre as duas fases pode ser descrita pela teoria de Biot, com as seguintes considerações :

- O comprimento de onda acústico é muito maior que os poros do material;
- Os deslocamentos são pequenos (elasticidade linear);
- A fase fluida é contínua (poros fechados são considerados parte do esqueleto);
- O esqueleto é elástico (efeitos viscosos ligados à porção de fluido nos poros fechados não são considerados);
- Não há efeitos de acoplamento termomecânico envolvidos (fluido comporta-se adiabaticamente).

As simulações numéricas foram feitas utilizando-se o VIOLINS, um software baseado no métodos dos elementos finitos que permite a simulação do comportamento vibro-acústico de sistemas multicamadas com materiais porosos. VIOLINS permite a modelagem de cinco diferentes tipos de materiais : *Shell* e *Solid*, usados para modelar estruturas elásticas, *Poroelastic* para modelar materiais porosos, *Fluid* para modelar volumes de ar no interior de estruturas e *Interface*, usada para modelar camadas finas de materiais de ligação. Para cada tipo de material, algumas propriedades devem ser especificadas. Para os materiais *Solid* e *Shell*, o módulo de Young, o coeficiente de Poisson e a densidade devem ser determinados. Para os materiais tipo *Poroelastic*, além dessas três propriedades, a resistividade, a tortuosidade, a porosidade e o módulo de compressibilidade do fluido precisam ser definidos.

As propriedades necessárias para se descrever os modelos, tais como módulo de Young dos materiais porosos e viscoelásticos, resistividade ao fluxo, tortuosidade e porosidade, foram obtidos experimentalmente. As características acústicas usadas para a avaliação dos resultados foram a impedância normal de superfície e o coeficiente de absorção.

A primeira configuração analisada foi uma espuma apoiada em uma superfície rígida, simulando a extremidade de um tubo de impedância. A Figura 18 representa um esquema da malha utilizada na simulação. As propriedades dos materiais são listados na Tabela 3.

Camada	Espessura (mm)	ρ (Kg/m ³)	E (N/m ²)	ν	Porosidade	Resistividade ao fluxo (Rayl/m)	Tortuosidade
Parede rígida	2	7700	2,1 e 11	0,3	-	-	-
Espuma	30	1870	3,866 e 5(1+0,243i)	0,35+0,1i	0,93	49180	2,88

Tabela 3 – Propriedade dos materiais

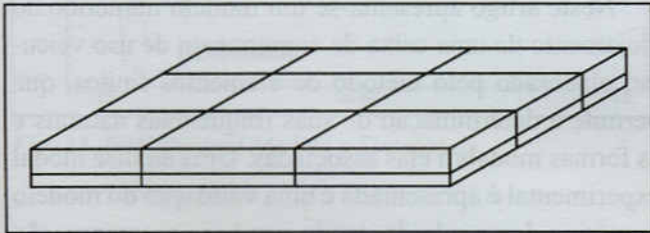


Figura 18 – Modelo da malha utilizada na simulação

Algumas condições de contorno foram definidas no modelo. Os nós dos elementos da parede rígida foram restringidos em todas as direções. Todos os nós do modelo foram restringidos nas direções x e y , permitindo o deslocamento somente na direção da espessura dos materiais. Condições de impermeabilidade foram definidas ao longo das laterais das malhas e entre camadas de material *poroelástico* e materiais sólidos, impedindo o fluxo de fluido dos materiais porosos para os materiais sólidos. A excitação consistiu em uma força unitária harmônica e uniformemente distribuída pelos nós do topo da malha.

A Figura 19 apresenta os valores de impedância normalizada obtidos pela simulação numérica e pela medição experimental. Na Figura 20 são mostrados os respectivos coeficientes de absorção.

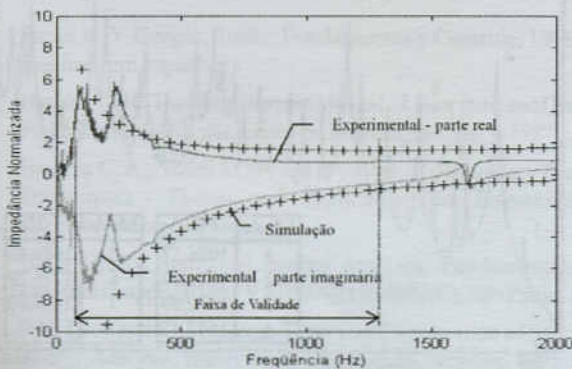


Figura 19 - Impedância normalizada de superfície

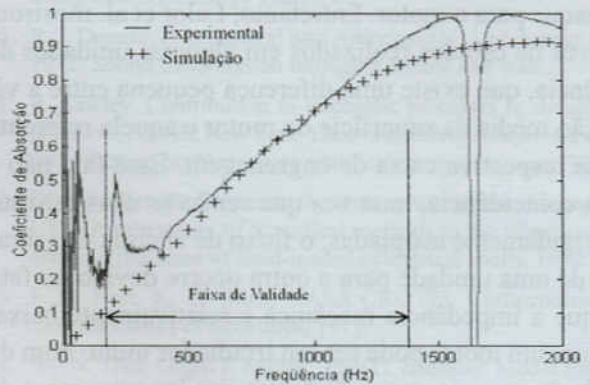


Figura 20 – Coeficiente de absorção

Características Vibroacústicas de uma caixa de Engrenagem Veicular

[Trabalho publicado por Soeiro, N. S e Samir N. Y. Gerges no V- SIBRAV 1999]

A potência sonora radiada por uma caixa de engrenagem está intimamente relacionada ao seu campo de velocidade na superfície de seu alojamento, que por sua vez é consequência das forças de excitação presentes e de suas características modais. Assim, o estabelecimento de diretrizes que visem a redução do ruído radiado por uma caixa de engrenagem, para atender à legislação ambiental e às necessidades de conforto acústico requerido, passa pela formulação de um modelo que permita a determinação de suas características dinâmicas. Neste contexto, o artigo apresenta um modelo numérico do alojamento de uma caixa de engrenagem de uso veicular, elaborado pelo método de elementos finitos, que permite a determinação do seu modelo modal, ou seja suas frequências naturais e as formas modais a elas associadas. Uma análise modal experimental é apresentada e uma validação do modelo numérico é desenvolvida.

Um Exame das Curvas de Referências (Critérios) para Ruído em Salas

A poluição sonora causada por veículos automotivos é considerada uma das principais fontes de poluição sonora em ambiente urbano e, conseqüentemente, tem merecido atenção especial nos últimos anos com o objetivo de se estabelecer estratégias efetivas de controle. Antigamente, as vibrações e ruídos do veículo eram em sua grande parte imputadas ao sistema de propulsão com destaque para o motor. Entretanto, Lalor et al. mostrou, através de estudos realizados em algumas unidades de potência, que existe uma diferença pequena entre a vibração média da superfície do motor e aquela referente a sua respectiva caixa de engrenagem. Esse fato não é uma coincidência, uma vez que sendo as duas estruturas rigidamente acopladas, o fluxo de energia de vibração de uma unidade para a outra ocorre devido ao fato de que a impedância mecânica é relativamente baixa. Assim, um motor pode ser um irradiador muito bom de ruído de engrenagem e, de forma similar, uma caixa de engrenagem pode ser um irradiador de ruído do motor. Por outro lado, os esforços desenvolvidos nos últimos anos para a redução de ruído de motores de carros de passeio, têm provocado o destaque de outras fontes potenciais de ruído, entre as quais a caixa de engrenagem desempenha um papel importante.

O ruído de engrenagem pode ser dividido em duas categorias principais: "whine" e "rattle". O "rattle" de engrenagem é um fenômeno transiente que geralmente ocorre sob condição de carga leve e consiste no impacto dos dentes das engrenagens, por folga entre eles, devido à vibração torcional do sistema de transmissão.

O ruído de "whine" é um som contínuo e permanente que é primariamente atribuído ao erro de transmissão e às deformações elásticas dos dentes e corpo da engrenagem, que ocorrem sob carga. O erro de transmissão é o desvio da posição angular da engrenagem, em relação à posição ideal, devido ao erro de espaçamento e perfil do dente. Esta ação produz forças dinâmicas no dente da engrenagem na frequência de engrenamento.

Os esforços dinâmicos gerados no engrenamento excitam modos vibratórios torcional, axial e transversal acoplados, dos eixos das engrenagens, e produzem deslocamentos radiais e angulares dos mancais de sustentação do conjunto eixos-engrenagens. Assim, devido a esses deslocamentos dos mancais, forças dinâmicas são geradas e causam o aparecimento de vibração no alojamento e, em conseqüência, a radiação de ruído.

Os alojamentos das caixas de engrenagem são estruturas extremamente complicadas, principalmente para as caixas de engrenagem usadas em carros de passeio, devido a requisitos funcionais de rigidez sob cargas altas. Assim, não é possível descrever de forma analítica suas características dinâmicas, o que leva a utilização de métodos numéricos para atender essa finalidade.

Neste artigo apresenta-se um modelo numérico do alojamento de uma caixa de engrenagem de uso veicular, elaborado pelo método de elementos finitos, que permite a determinação de suas frequências naturais e as formas modais a elas associadas. Uma análise modal experimental é apresentada e uma validação do modelo numérico desenvolvida, tendo por base a comparação das frequências naturais e formas modais.

A figura 21 mostra a malha do FEM para Caixa de Engrenagem e as figuras 22 e 23 mostram algumas curvas de respostas em frequência. Figura 24 mostra Comparação entre Frequências Naturais medida e calculada.

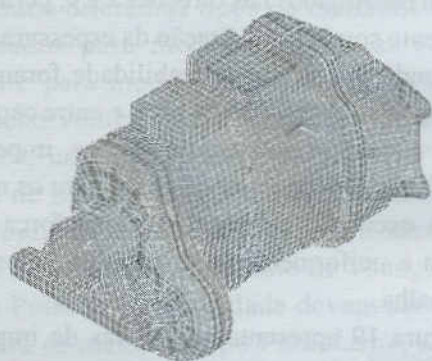


Figura 21. Malha do FEM para Modelo da Caixa de Engrenagem

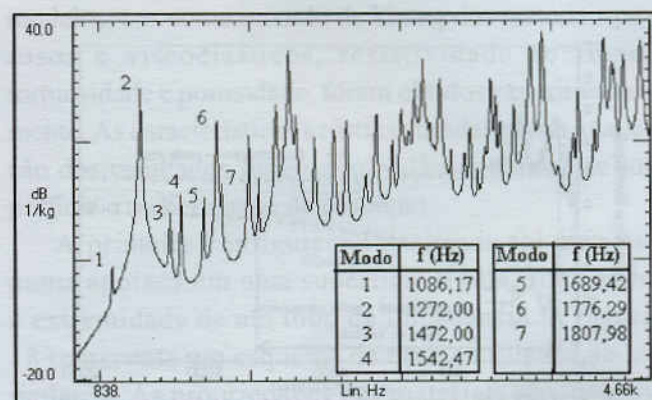


Fig. 22. Soma de Todas as FRF Medidas

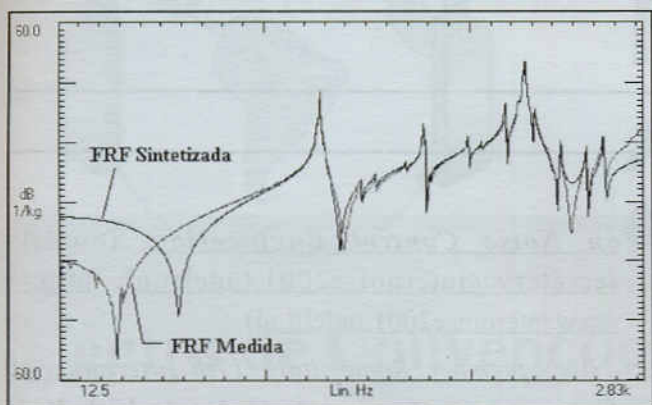


Fig. 23. FRF Pontual Medida e Sintetizada

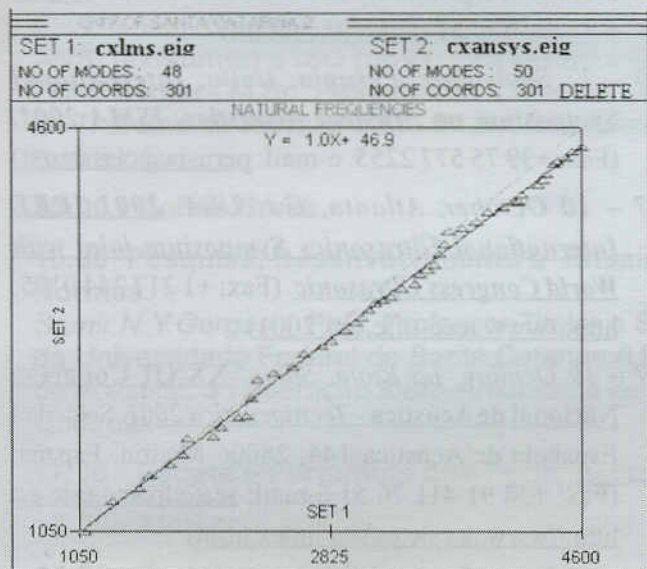


Fig. 24. Comparação entre Freqüências Naturais

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS:

- Samir N. Y. Gerges, Ruído: Fundamentos y Controle, 1998, 600 paginas (em espanhol).
- Hughes, T.J.R.; The Finite Element Method—Linear static and Dynamic Finite Element Analysis. Edited by Prentice Hall, Inc. – 1987.
- Brebbia C. A., Telles J.C.F. and Wrobel L.C.; Boundary Element Techniques – Theory and Applications in Engineering – Springer Verlag – 1984.
- Taner Onsay, Statistical Energy Analysis: Fundamentals and automotive applications; V SIBRAV (SOBRAC), São Paulo, 1999.
- R.H. Lyon and R.G.DeJong, Theory and Application of Statistical Energy Analysis, Butterworth-Heinemann, Newton, 1995.
- L.Cremer and M.Heckel, Structure-Borne Sound, Springer-Verlag, New York, 1973.
- R.G.DeJong, “A study of vehicle interior noise using statistical energy analysis,” SAE 850960, 1985.
- M. J. Crocker, A. J. Price, J. Sound and Vibration. 9(3), page 469, 1966. Sound transmission using Statistical Energy analysis.
- A. J. Price, M. J. Crocker, J. Acoustical Society of America, 47, page 683, 1970. Sound transmission through double walls using statistical energy analysis.
- R. J. Donato, J. Acoustical Soc. America. 51(1), pt. 1, page 807, 1972. Sound transmission through a double leaf wall.
- R. Sawley. Contribution to stochastic processes in dynamical problems, ASME, New York. The evaluation of a shipboard noise and vibration problem using statistical energy analysis, 1969.
- D. S. Pallett, Ph.D. thesis, the Pennsylvania State University, USA. Applications of Statistical methods to the vibration and acoustic radiation of fluid-loaded cylindrical shells, 1972.
- F. D. Hart, K. C. Shah, NASA CR-1773. Compendium of modaldensities of structures, 1971.
- Boi N. Tran, Gopal P. Mahur, Paul G. Bremner. Modal Energy Analysis of Aircraft Sidwall Response to Acoustic Fields. Inter-Noise 95, Newport Beach, CA, USA, July 1995.
- J. S. Alex Lin, Airplan Interior Noise Modeling Using Statistical Energy Analysis Approach. AIAA – 99- 1903.
- James R. Zeile, Comparison of Transmission Loss Predictions with Experimental results. Noise-Com 96, Seattle, Washington, September 1996.
- Bem Cimerman, Paul Bremner, Yang Qia and Jeff Van Buskirk, Incorporating Layered Acoustic Trim Materials in Body Structural-Acoustic Model. Proc. 1995 SAE N&V conf.
- N. Lalor, The Automatic Location and Analysis od SEA Subsystema. Euro.Noise 9, Munchen, Germany,page 179-182.
- L. Hermans, M. Iadevaiaand Van der Auweraer. Application of Experimental Statistical Energy Analysis to a passenger car. Euro.Noise 98, Munchen, Ger,amy, Page 173-178.
- Vorländer, M., “Recent Progress In Room Acoutical Computer Simulation”, Anais do I Congresso Iberoamericano de Acústica (1998), 43-52.
- Vorländer, M., Simulation of the transient and steady-state sound propagation in rooms using a new combined ray-tracing/image source algorithm, Journal of the Acoustical Society of America, v. 86(1), Julho, 1989.
- Kuttruff, K.H., Auralization of Impulse Responses Modeled on the basis of Ray-Tracing Results, Journal of the Audio Engineering Society, v.41, n.11, novembro, 1993.
- Gomes, Márcio H.A., Gerges, Samir N.Y., “Obtenção de parâmetros acústicos de uma sala, usando a técnica de medição MLS (Maximum Length Sequences) e simulação numérica”, Anais do I Congresso Iberoamericano de Acústica (1998), p.355.
- Souza, Mauricy C. R., Previsão do Ruído em Salas por Raios Acústicos e Ensaios Experimentais, Dissertação de Mestrado defendida no Departamento de Engenharia Civil da Universidade Federal de Santa Catarina, Março de 1997.

CONGRESSOS E EVENTOS NACIONAIS E INTERNACIONAIS

2001

02 – 05 January, Temuco – Chile. **PACAM VII - Seventh Pan American Congress of Applied Mechanics.** Information: Prof. G. Diaz, gediaz@tanimgo.ccc.uchile.ce and Prof. Dean T. Mook, sally@vtvml.cc.vt.edu

05 – 09 March, Praia Mole Park Hotel, Florianópolis, Santa Catarina, Brazil. **IX DINAME - IX International Symposium on Dynamic Problems of Mechanics.** (e-mail: diname@mbox1.ufsc.br; <http://www.diname.ufsc.br>)

04 – 08 June, Chicago, III, USA. **141th Meeting of the Acoustical Society of America.** ASA, 500 Sunnyside Blvd, Woodbury, NY 11 797 - 2999, USA (Fax: +1 516 576 2377; e-mail: asa@aip.org; <http://www.asa.aip.org>)

14 – 17 June, Patras, Grecia. **Euronoise 2001.** Tel: +30 61 99 63 43. (Fax . +30 61 99 63 44. e-mail: euronoise2001@upatras.gr; <http://www.euronoise2001.upatras.gr>)

28 – 30 August, The Hague, The Netherlands. **INTER-NOISE 2001 - The 2001 International Congress**

on Noise Control Engineering. (e-mail: secretary@internoise2001.tudelft.nl; <http://www.internoise2001.tudelft.nl>)

02 – 07 September, Rome, Italy. **17th International Congress on Acoustics.** Contact: 17th ICA Secretariat, Dipartimento de Energetica, Universita de Roma "La Sapienza," Via A. Scarpa, 14, 00161 Rome, Italy. (Fax: +39 6 4424 0183; <http://www.uniroma1.it/energ/ica.html>)

10 – 13 September, Perugia, Italia. **International Symposium on Musical Acoustics, ISMA 2001.** (Fax: +39 75 577 2255. e-mail: perusia@classico.it)

07 – 10 October, Atlanta, GA, USA. **2001 IEEE International Ultrasonics Symposium joint with World Congress Ultrasonic.** (Fax: +1 217 244 0105; <http://www.ieee-uffc.org/2001>)

17 – 19 Octubre, La Rioja, Spain. **XXXII Congreso Nacional de Acústica - Tecniacústica 2001.** Sociedad Española de Acústica 144, 28006 Madrid, España. (Fax: +34 91 411 76 51 e-mail: sea@fresno.csic.es. <http://www.ia.csic.es/sea/index.html>)

2002

19 – 21 August, Dearborn, Michigan, USA. **INTER-NOISE 2002, The 2002 International Congress 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: +1 914 462 4006)

18 – 21 Septiembre, Sevilla, España. **Forum Acusticum Sevilla 2002 - Tecniacústica 2002; EAA-SEA-ASJ Symposium.** Sociedad Española de Acústica, c/Serrano 144, 28006 Madrid España. (Fax: + 34 91 411 76

51; e-mail: sea@fresno.csic.es; <http://www.cica.es/aliens/forum2002>)

02 – 06 Diciembre, Cancún, Mexico. **9º Congreso Mexicano de Acústica; 144th Meeting of the Acoustical Society of America (ASA) y 3º Congreso Iberoamericano de Acústica (FLA).** Información: M. en C. Sergio Beristáin; Apartado Postal 75805, Col. Lindavista 07300, Mexico D.F. (Tel: (525) ó (01) 5682-2830 / (525) ó (01) 5682-5525. Fax: (525) ó (01) 5523-4742. E-mail: sberista@maya.esimez.ipn.mx / sberista@hotmail.com)



Seminário Internacional **PROTETORES AUDITIVOS** 04 de Abril de 2001

Centro de Convenções Rebouças - São Paulo - SP

Programa

8:30 - Abertura Oficial

8:45 Novas Normas Internacionais para Ensaio de Protetores Auditivos no Laboratório - ANSI (existente) e ISO (nova) - Estimativa da Situação em Campo.

Elliott Berger - M.Sc. Pesquisador Chefe do Laboratório da E.A.R. (EUA). Coordenador do Grupo de Trabalho da Norma ANSI - S12/WG11 sobre Atenuação de Ruído e Performance dos Protetores Auditivos.

10:00 - Coffee Break

10:30 Pesquisa, Desenvolvimento e Ensaio dos Protetores Auditivos no Brasil e as Novas Normas.

Samir N.Y.Gerges - PhD, Professor Titular e Supervisor do Laboratório de Ruído Industrial (LARI) da Universidade Federal de Santa Catarina (UFSC), Presidente da SOBRAC - Sociedade Brasileira de Acústica, e Federação Ibero-Americana de Acústica (FIA). Autor do livro Ruído: Fundamentos e Controle.

11:30 - Debate e Perguntas dos Participantes

12:30 - Almoço

14:00 - Protetores Auditivos - Aspectos Legais

Ministério do Trabalho

14:30 - Tendências Tecnológicas em Protetores Auditivos com Ênfase em Conforto e Comunicação

John Casali - PhD, Diretor do Laboratório de Sistemas Auditivos e Chefe do Departamento de Engenharia Industrial e Sistemas da Virgínia Tech (Virginia Polytechnic Institute and State University) - USA.

15:30 - Coffee Break

16:00 - Seleção e Uso dos Protetores Auditivos e a Proteção dos Trabalhadores

Mário Luiz Fantazzini - Diretor Técnico do ITSEMAP do Brasil e Vice-Presidente da Associação Brasileira de Higienistas Ocupacionais - ABHO

16:45 - Debate e Perguntas dos Participantes

18:00 - Encerramento do Seminário Internacional Protetores Auditivos

Reservas e Inscrições



**CENTRO BRASILEIRO DE
SEGURANÇA E SAÚDE INDUSTRIAL**

Visite o Site: www.cbssi.com.br
Ligação gratuita: 0800 10 94 94



EIGHT INTERNATIONAL CONGRESS ON SOUND AND VIBRATION

02 - 06 JULY 2001

HONG KONG, CHINA

The Eighth International Congress on Acoustics and Vibration sponsored by IIAV, the International Institute of Acoustics and Vibration, will be held in The Hong Kong Special Administrative Region, China. IIAV is an international non-profit scientific society affiliated to the International Union of Theoretical and Applied Mechanics (IUTAM). IIAV is currently supported by 30 national and international scientific societies and organizations. The Hong Kong Polytechnic University and the Hong Kong Institute of Acoustics are the organizers of the Congress.

The Eighth International Congress is part of a sequence of congresses held in the USA (1990 and 1992), Russia (1993 and 1996), Canada (1994), Australia (1997), Denmark (1999) and Germany (2000), each attended by several hundred participants worldwide.

Conference Venue

Hong Kong is located on the southeastern coast of China, with a population of 7 million and an area of 1,100 square kilometers. Located in the heart of South East Asia, the Hong Kong International Airport is served by most international airlines, which ensures regular connections with hundreds of cities around the world. While most of the population is Chinese, English is the commonly spoken language and the medium of instruction for local universities and schools. The city has a culture enriched by a mixture of Chinese tradition and Western customs. It embraces a beautiful harbor which is an excellent tourist attraction that makes Hong Kong an ideal venue for international conferences.

The Congress will be held at The Hong Kong Polytechnic University, which is a young university but with a proud history. During the past 27 years, more than 172,000 young men and women have graduated from the University and our predecessor, the Hong Kong Polytechnic. They have found their places in various sectors of society, dedicating their knowledge and expertise to the building and development of Hong Kong's thriving economy. We are resolutely committed to fulfilling our distinct mission of providing application-oriented education in meeting the community's need for skilled and professional manpower.

All lecture rooms and theatres in the University campus are equipped with the latest technical, visual and communication facilities.

International Organizing Committee

Malcolm J. Crocker (Co-Chairman, USA)
Ronald M. C. So (Co-Chairman, Hong Kong)
Colin Hansen (Australia)
Hanno Heller (Germany)
Finn Jacobsen (Denmark)
David Newland (England)
J. Tian (China)

Local Organizing Committee

R. M. C. So (Chairman, ME, PolyU)
K. M. Li (Vice Chairman, ME, PolyU)
M. K. L. Yeung (Vice Chairman, MMC, HKIE)
Vikkie Chan (Secretary, ME, PolyU)

Congress Program

The Congress program will include plenary keynote addresses. There will be invited and contributed papers and workshops on special topics as well as structured sessions in the areas of sound and vibration.

A tentative list of technical areas is listed below but technical papers in all areas of acoustics and vibration are welcome for inclusion in the technical programme.

Contributed Papers

Theoretical and experimental research papers in the following subject areas are solicited:

- ◆ Active vibration control
- ◆ Active noise control
- ◆ Aerodynamic noise for high speed transport systems
- ◆ Aeroacoustics 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
- ◆ Materials for noise and vibration control
- ◆ Measurement techniques
- ◆ Mechanisms of human hearing
- ◆ Modal analysis
- ◆ Musical acoustics
- ◆ Noise control elements
- ◆ Non-destructive testing
- ◆ Non-linear acoustics and vibration
- ◆ Occupational noise exposure and control
- ◆ Outdoor sound propagation
- ◆ Scattering of sound
- ◆ Signal processing
- ◆ Sound intensity and sound transmission
- ◆ Sound sources
- ◆ Statistical energy analysis
- ◆ Structural acoustics and vibration
- ◆ Transportation vibration and noise
- ◆ Underwater acoustics
- ◆ Urban noise environment
- ◆ Vibration and shock
- ◆ Vibration sources
- ◆ Wavelet analysis

Key Dates

- √ Submission (to the Congress Secretariat) of 200 word abstract no later than 1 December 2000
- √ Notification of acceptance 15 January 2001
- √ Manuscripts (8 printed pages) due 15 April 2001

All correspondence, including submission of abstracts and papers, as well as enquiries about exhibition arrangements to be addressed by mail, fax or e-mail to

The Congress Secretariat ICSV8

c/o Dr. K. M. Li
Department of Mechanical Engineering
The Hong Kong Polytechnic University
Hung Hom, Hong Kong, China
Tel: +852-2766-7992
Fax: +852-2365-4703
e-mail: mmicsv8@polyu.edu.hk

Registration Information

The congress registration fee is US\$510 for members of the International Institute of Acoustics and Vibration and US\$590 for others or payment before 1 March, 2001 a discount of US\$50 will be given and for payment between 1 March, and 1 June, 2001 a discount of US\$25 will be given.

Social Program and Technical Tours

We hope that spouses and other accompanying persons will come to Hong Kong because we have exciting programs planned for you. Information will be available on Hong Kong and its environs, such as restaurants, shopping, sports, museums, nightlife, historical attractions and other cultural events. It can also be obtained from the web site <http://www.hkta.org>.

For all congress participants, there will be a get-together reception, a conference banquet and a harbor cruise in the evening. Technical tours will be arranged to visit noise barrier sites and other constructions that are aimed to reduce the noise levels in a densely populated city. Also, tours will be arranged to visit a newly constructed concert hall in Hong Kong. Post-congress tours to Mainland China and Macau may be arranged upon request.

Sibrav 2001

Uma Odisséia no Espaço Acústico

16 e 17

Agosto 2001

FEI - Faculdade de Engenharia Industrial

**Av. Humberto de Alencar Castelo Branco, nº 3.972
Bairro Assunção
São Bernardo do Campo
São Paulo - Brasil**

Estacionamento no local

August,
16 and 17,
2001

FEI - Faculdade de Engenharia Industrial

**Av. Humberto de Alencar Castelo Branco, nº 3.972
Bairro Assunção
São Bernardo do Campo
São Paulo - Brazil**

Parking in the local

Comissão Organizadora

Alexandre Nunes - General Motors
Helcio Onusic - Mercedes-Benz/IFUSP
Honório Lucatto - Waytech
Luis Carlos Ferraro - Mercedes-Benz
Marcelo Hage - Mercedes-Benz
Marcos F. Piai - Brüel & Kjaer
Mário C. Pimentel - Vibranihil-IAC
Sadao Hayashi - NHT

Patrocinadores até o momento :



Mercedes-Benz



CONTROLE DE VIBRAÇÕES E RUÍDOS

Apoio :



Prefeitura do Município de
São Bernardo do Campo

SDET

Secretaria de Desenvolvimento
Econômico e Turismo

SAE BRASIL
Seção São Paulo

Realização :

SOBRAC

VI SIBRAV

Simpósio Brasileiro de Acústica Veicular

Convidamos à todos os profissionais de Acústica e Vibrações para participarem deste evento enviando trabalhos, inicialmente em forma de resumos, para serem apresentados em plenário. Também convidamos as empresas à participarem da Exposição de Produtos, Serviços e Equipamentos na área de Ruídos e Vibrações.

Contamos com sua participação.

1ª Chamada de Trabalhos Recebimento dos Resumos

Até dia 20/03/2001

Enviar os resumos de no máximo 300 palavras, incluindo o título, autores e afiliação dos mesmos. Enviar com endereço completo, telefone, fax e endereço eletrônico, para contato.

Notificação/Instrução aos autores

Até dia 16/04/2001

Entrega dos Trabalhos

Até dia 15/06/2001

Enviar os Resumos para :

Mercedes-Benz do Brasil S.A.
A/C Sr. Helcio Onusic - TEE
Av. Alfred Jurzykowski, 562 - Paulicéia
São Bernardo do Campo - SP
CEP 09680-900
Fone : (0XX11) 4173 8010
Fax : (0XX11) 4173 8977
e-mail helcio.onusic@daimlerchrysler.com

Exposição de Produtos, Serviços e Equipamentos na Área de Ruídos e Vibrações

As empresas interessadas em expor seus produtos ou para maiores informações sobre o Simpósio, entrar em contato com Isamara

Fone/fax : 0XX11 4399 3410
e-mail isamarapimentel@uol.com.br

VI SIBRAV

Brazilian Simposium of Vehicle Acoustic

Invites Professionals of Acoustic and Vibration fields to participate of the above event sending papers, first as an abstract, to be present in plenary when in their final formats. We also invite all kind of companies to take part in the Products, Services and Equipments Exhibition concerning Noise and Vibration. Sponsors are welcome.

We expect your participation/contribution.

First Call For Papers Abstracts deadline

March/20/2001

Send abstracts with 300 words, including title, authors and affiliation. Please send complete address, phone and e-mail for contact.

Authors Notification / Instruction

April/16/2001

Final Papers

June/15/2001

Send the abstracts to :

Mercedes-Benz do Brasil S.A.
A/C Sr. Helcio Onusic - TEE
Av. Alfred Jurzykowski, 562 - Paulicéia
São Bernardo do Campo - SP - Brazil
CEP 09680-900
Phone : 55 11 4173 8010
Fax : 55 11 4173 8977
e-mail helcio.onusic@daimlerchrysler.com

Products, Services and Equipments Exhibition in the Noise and Vibration Area

The Companies which are interested in showing their products or for further information about the Simposium, keep in touch to Isamara.

Phone/fax : 55 11 4399 3410
e-mail isamarapimentel@uol.com.br

inter·noise 2001

The Hague, Holland



THE 2001 INTERNATIONAL CONGRESS AND EXHIBITION ON NOISE CONTROL ENGINEERING

27 - 30 AUGUST 2001

THE HAGUE, THE NETHERLANDS

Internoise 2001, the 30th International Congress on Noise Control Engineering to be sponsored by I-INCE, the International Institute of Noise Control Engineering, will be held in The Hague, The Netherlands (or Holland), on 2001 August 27 - 30.

The congress is organised by the Acoustical Society of the Netherlands (NAG) and the Bond van Materialenkennis.

The theme of internoise 2001 will be *Costs & Benefits of Noise Control*.

Technical papers in all areas of noise control engineering are welcome.

A technical exhibition will be held in conjunction with internoise 2001. The exhibition will include acoustic materials, passive and active devices for noise control, software for acoustical instruments and analyses, noise measurement instruments such as sound level meters, sound intensity analysers, sound and vibration spectrum analysers and noise monitoring equipment.

The Hague is served by the International Amsterdam Airport Schiphol and can be reached from the airport within 30 minutes by taxi or by train.

The Congress will be held at the Netherlands Congress Centre which is situated close to some of the town's largest hotels. The Hague has excellent public transport.

Internoise 2001 will take place in conjunction with the 17th International Congress on Acoustics, ICA, to be held in Rome, Italy, on 2001 September 2

Topics of Special Interest

Special attention will be paid to the following topics, for which a series of structured sessions will be organised:

- Costs and benefits of noise control
- Active noise and vibration control
- Tyre/road noise
- Effects of noise on humans

Other topics for which structured sessions will be organised are the following:

- Aerodynamic noise
- Aircraft noise
- Array technology
- Building noise control
- Car interior noise
- EU policy on noise
- Legislation on environmental noise
- Machinery noise
- Noise control in urban areas
- Noise mapping
- Noise at working stations
- Noise from domestic appliances
- Outdoor noise prediction
- Railway noise
- Road traffic noise
- Simulation techniques
- Sound quality
- Transducers
- Vibration isolators

Venue

Internoise 2001 will be held at The Netherlands Congress Centre in The Hague, The Netherlands, on 2001, August 28 - 30, 2001.

The city of The Hague is the residence of the Dutch Royal family, the Dutch government, and leading international organisations (a.o. the International Court of Justice). The Hague offers a multifaced range of culture on architecture, museums, dance and music. The west part of The Hague (Scheveningen) is situated along the beautiful North Sea sand beach, an ideal place to get a breath of fresh air and take a stroll on the promenade.

East of The Hague you will find the beautiful historic city of Delft, only 15 kilometres away.

The Netherlands Congress Centre is situated close to hotels, next to parks and only two kilometres from the beach. The Hague is easy to reach by plane (Amsterdam Airport Schiphol and Rotterdam Airport Zestienhoven are both 25 kilometres from The Hague), by car and by train.

See also the web site of:

<http://www.denhaag.com/images/logovcb2.gif> <http://www.denhaag.com/>

Organization Committee

Congress Secretariat

P.O. Box 1067

NL-2600 BB Delft

The Netherlands

tel.: +31 15-2692428; fax.: +31 15-2625403

General Chairman

Tjeert ten Wolde

TNO-TPD and European Commission

chairman@internoise2001.tudelft.nl

Technical Program Chairman

Rinus Boone

University of Technology, Delft

technical.chairman@internoise2001.tudelft.nl

Exhibition manager

Rob Hoffman

Gerber Nederland

igbleerdam@wxs.nl

Information

We keep a listserv service to inform you about the congress by e-mail.

To subscribe send an e-mail to
listserv@dto.tudelft.nl
with the following text in the body of the e-mail:
subscribe internoise

If you want information about the Exhibition, contact Rob Hoffman at igbleerdam@wxs.nl

Other contact information can be found on the Organization section of this web-site.

Call for Technical Contributions

Papers related to the technical areas listed on the next page are especially welcome, but technical papers in all areas of noise control may be submitted for inclusion in the technical programme. Abstracts should be submitted in the format enclosed with this announcement. The deadline for receipt of abstract is 2000 December 01. Manuscripts for publication in the conference proceedings are due on 2001 May 1.

Format for Submission of Abstracts

The abstract should consist of the following items:

1. Paper title (20 words maximum)
2. I-INCE subject Classification (see reverse side)
3. First author's name, address, telephone, fax and e-mail for correspondence
4. Additional author's names and addresses (if any)
5. Text of the abstract, not exceeding 250 words.

The text should include:

- a brief description of the problem being addressed and a short bibliography
- experimental or technical developments
- results and
- relevant discussion and conclusions

To send your abstract, we highly prefer that you use this web site and follow the instructions.

These instructions are in preparation and will be published on this web site in the near future.

For any technical questions please contact Rinus Boone e-mail: technical.chairman@internoise2001.tudelft.nl

**THE DEADLINE FOR RECEIPT OF
ABSTRACTS IS DECEMBER 1, 2000**

17th International Congress on Acoustics

ROME, September 2-7, 2001

CHAIRMAN

A. Alippi

TECHNICAL CHAIRMEN

G. Brambilla - A. Paoloni

LOCAL ORGANIZING COMMITTEE

A. Bettucci - M. Germano - G. Ibba - M. Rossi

INTERNATIONAL SCIENTIFIC ADVISORY COMMITTEE

S.S. Agrawal, India

A. Alippi, Italy

J. Blauert, Germany

G. Brambilla, Italy

P. Bury, Slovakia

S.H. Crandall, USA

L.A. Crum, USA

G.A. Daigle, Canada

C.G. Don, Australia

J.A. Gallego-Juarez, Spain

S.N.Y. Gerges, Brazil

T. Kihlman, Sweden

A. Krokstad, Norway

C. Legros, France

L.M. Lyamshev, Russia

V. Mellert, Germany

P.A. Nelson, UK

A.S. Nikiforov, Russia

G.J. Quentin, France

G. Rasmussen, Denmark

A.S. Sliwinski, Poland

H. Tachibana, Japan

S.W. Yoon, Korea

R.H. Zhang, China



*Under the aegis of the
International Commission for Acoustics*



*Organized by
Associazione Italiana di Acustica*

Important Dates for Authors

Year 2001

- February 15: Deadline for receipt of abstracts
Deadline for hotel early booking
- April 15: Acceptance notices mailed to authors
- May 30: Deadline for receipt of manuscripts
Deadline for advanced registration
Deadline for hotel confirmation at discounted rates

General Schedule

- August 31- September 2: Pre meeting excursions
- September 2: Opening ceremony
- September 3 - 7: Technical programs
- September 8 - 10: Post meeting excursions

More updated details will be progressively given on the 17th ICA homepage: www.ica2001.it

The Congress will be coordinated with *Internoise 2001*, to be held in The Hague, The Netherlands, 28-30 August 2001.

17 Th ICA Secretariat

Dipartimento di Energetica
University of Rome "La Sapienza"
Via A. Scarpa 14 - 00161 Rome - ITALY
Tel: +39.06.4976.6988 - Fax: +39.06.4976.6932
e-mail: ica2001@uniroma1.it
homepage: www.ica2001.it

Topics

The Congress will cover all aspects of acoustics:

- musical acoustics
- noise control
- physical acoustics
- physiological acoustics
- psychological acoustics
- speech
- underwater acoustics
- vibrations and structural acoustics
- acoustical oceanography
- acoustic signal processing
- animal bioacoustics
- architectural acoustics
- biomedical ultrasound
- computational acoustics
- electroacoustics
- engineering acoustics
- measurements and standards

Congress Venue

The Congress will take place at the campus of Rome University "La Sapienza", in the Departments of Engineering, next to San Pietro in Vincoli. The place is just where the *Domus aurea* was built by the emperor Nero as his luxurious home, few hundred meters from the Colosseum and the Roman Forum, in the middle of the archeological part of Rome.

At a walking distance from the main railway station, the place is served by many bus lines and by the subway, which may lead you to suburb quarters where large comfortable hotels are located.

Abstract Submission

Abstracts must be received by the Secretariat before February 15, 2001.

Abstracts should include the following information:

- Title of contribution
- Authors' names and affiliations (full address, phone and fax numbers, e-mail); the presenting author should be indicated
- Keywords (up to 3).

The length of each abstract should not exceed 200 words. It must be written in English and should appear in a plane style with no figures.

References (up to 3) should be numbered consecutively as they appear in the text within square brackets and listed at the end.

The abstracts must be sent to the 17th ICA Secretariat by fax, e-mail, or web-forms (being these latter available on the Congress homepage from September 1, 2000).

Technical Exhibition

During the Congress there will be a permanent exhibition of books, technical instruments, equipments and materials from interested firms; stands will be placed at the Congress venue, and efforts will be made to enlarge the participation from international exhibitors. Companies active in the various fields of acoustics and related topics will have a unique opportunity of exhibiting their products and services to the international audience of the Congress participants.

For exhibit information and to receive the "Exhibitor Information Kit", please, contact the 17th ICA Secretariat.

Registration Fees

- Full participant
advanced registration before May 30, 2001 350 Euros
participants to Internoise 2001 350 Euros
registration after May 30, 2001 400 Euros
- Students 50% reduction

Hotel Reservation

Although Rome is well equipped with many hotels of any class and location, September is high season for tourism, so that options for best and most convenient lodging may soon reduce. Participants are, therefore, suggested to make their reservation as soon as possible. Hotel reservation service is offered by the Congress Secretariat; web-forms will be available on the Congress homepage in due time.

Hotel early booking is recommended for getting discounted rates.

Indicative discounted rates per day:

- 4-5 stars hotels from 190 Euros
- 2-3 stars hotels 80 190 Euros

Low-cost accomodation and last-minute service will also be provided.

Please, keep in mind that central hotels, the closest to the Congress venue, are highly requested and need timely reservation.

Before And After Congress Tours

The Organization is planning a few two/three days alternative tours at week-ends both soon after or before the Congress: Tuscany, with its historical and artistic cities (Florence, Pisa, Siena, etc.), and Naples, with its surroundings (Pompei, Capri, Sorrento), are ideal targets for such programs. Many other short tours can be organised on request.

Social And Partner Program

The Congress program will include a large variety of social events and tours that will give the participants and the accompanying partners the possibility to discover the blend of cultures and historical periods, that make the uniqueness of Rome and its people.



17th International Congress on Acoustics

Rome, September 2-7, 2001

NOTICE OF INTEREST

I am interested in attending the 17th ICA in Rome, September 2-7, 2001.

Please add my name to the mailing list for further information.

Data can be submitted either by ordinary mail, fax (+39.06.49766932), or e-mail (ica2001@uniroma1.it)

Name Title

Affiliation

Address

Telephone Fax

e-mail

On signing this form I authorize the Association "17th ICA", accordingly to the Italian law n. 675, Dec. 31, 1996 (see the whole text on www.ica2001.it) concerning "personal data processing" - particularly on the articles 10, 20, 24 e 28 - until written revocation, to process and divulge my personal data within the limits of the above mentioned law and in accordance with the procedure laid down by the law. I give my assent provided that the above cited Association complies with the regulations in force.

I do not want that my personal data are divulged to third parties

Date

Signature

Organized by Associazione Italiana di Acustica

1st Announcement

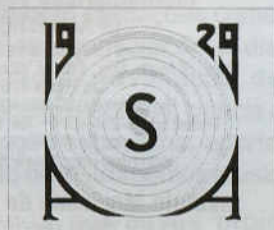
1st Joint Meeting of the

Acoustical Society of America

Iberoamerican Federation of Acoustics

Mexican Institute of Acoustics

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



**30 November through
6 December, 2002**

Cancun, Mexico

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



144th Meeting of the Acoustical Society of America

3rd Iberoamerican Congress of Acoustics Mexican Congress on Acoustics

The 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 beach 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 sacred cities of Chichén-Itzá, Tulum, Uxmal, Cobá, and to the marvelous natural sites of Isla Mujeres, Cozumel and Xel-há (www.yucatan.com). Tours of the Yucatán Peninsula will occur during the conference. The Hotel is about 30 minutes from the Cancun airport which is served by direct flights on many major airlines.

MEETING

The joint meeting of the ASA, FIA and IMA, conference will bring together experts from all areas of acoustics, including topics and short courses of special importance to Mexico, South America, Spain and Portugal.

TECHNICAL PRESENTATIONS

The meeting will consist of plenary lectures, invited and contributed papers, poster sessions, tutorials and short courses. The official language will be English, although there will be short courses and sessions in Spanish and Portuguese at the beginning of the meeting. There will be numerous meetings on standards.

144^a Reunião da Sociedade Americana de Acústica

III Congresso Iberoamericano de Acústica 9^o Congresso Mexicano de Acústica

A primeira reunião conjunta da Sociedade Americana de Acústica, da Federação Iberoamericana de Acústica e do Instituto Mexicano de Acústica será realizada na belíssima costa de Cancún - 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 Cancún 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 a cerca de 30 minutos do aeroporto de Cancún, que tem vôos diretos das maiores cidades do 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 cursos intensivos especiais para o México, América do Sul, Espanha e Portugal.

APRESENTAÇÕES TÉCNICAS

A reunião é composta de sessões plenárias, palestrantes convidados, sessões temáticas, posters, cursos, tutoriais e exposição. O idioma oficial do evento é o Inglês, porém serão organizadas cursos intensivos e sessões em Espanhol e Português. Também serão realizadas reuniões sobre normas técnicas.

Technical Fields

1. Acoustical Oceanography
2. Animal Bioacoustics
3. Architectural Acoustics
4. Biomedical Ultrasound / Bioresponse to Vibration
5. Engineering Acoustics
6. Musical Acoustics
7. Noise
8. Physical Acoustics
9. Psychological and Physiological Acoustics
10. Speech Communication
11. Structural Acoustics and Vibration
12. Underwater Acoustics
13. Signal Processing in Acoustics
14. Education in Acoustics

To be placed on the mailing list for the 2nd announcement of the Joint Meeting, please mail in the attached form.

Organizing Committee

James West (ASA), Co Chair
Sergio Beristain (IMA), Co-Chair
Samir Gerges (FIA), Co-Chair
Kevin Shepherd, Technical Program Chair
Charles Schmid, Vice Chair

Acoustical Society of America

Suite 1NO1, 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>

Iberoamerican Federation of Acoustics

Federal Univ. of Santa Catarina
Dept. of Mech. Eng., Lab. of Vibration & Acoustics
Cx. Postal 476
Florianópolis, SC 88040900 Brazil
Phone: 55-48-234-4074 • Fax: 55-48-331-9677
E-mail: fia@mba1.ufsc.br
web page: <http://www.fia.ufsc.br/>

Instituto Mexicano de Acústica AC

P.O. Box 75805, Mexico City 07300
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>

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 Cancún 2002

Favor colocar meu nome na lista da reunião 2002 Cancún

Name _____ Title _____

Organization/Institution _____

Address Street/PO _____

City/State, Province/Country _____

Mail address _____ Phone _____ Fax _____

Send this form to: Acoustical Society of America • Suite 1NO1, 2 Huntington Quadrangle • Melville NY 11747-4502, USA
—OR— E-mail this same information to asa@aip.org



UFRJ

ENGENHARIA ACÚSTICA DA COPPE

UMA NOVA ÊNFASE DO CURSO DE GRADUAÇÃO EM
ENGENHARIA MECÂNICA DA UFRJ

Apresentação

A Engenharia Acústica é uma área de atuação que tem, no Brasil, poucos profissionais e um mercado em grande expansão. A UFRJ possui um dos núcleos de pós-graduação e pesquisa mais avançados do País nessa área e agora oferece uma formação profissional adequada na forma de uma nova ênfase do curso de graduação em Engenharia Mecânica.

São objeto de estudo para projeto e solução de problemas de Engenharia Acústica temas como: poluição sonora, projeto acústico de ambientes, audição e percepção, controle de ruído e vibrações de máquinas e equipamentos, música e sonorização de salas de espetáculos, materiais e dispositivos especiais para tratamento acústico, qualidade acústica do ambiente construído, acústica de salas, simulação numérica de campo acústico, instrumentação e metrologia em acústica, entre outros. Aliada às modernas técnicas de processamento digital de sinais, a Engenharia Acústica atinge também aplicações como: controle ativo de ruído e vibrações; monitoração e diagnóstico de falhas em equipamentos; avaliação de incômodo auditivo; prospeção em medicina, ciência dos materiais e geologia; comunicação submarina; aperfeiçoamento no projeto e fabricação de instrumentos musicais, entre muitas outras.

A demanda por esses projetos e soluções vem crescendo, à medida que o mercado nacional e internacional se torna mais exigente em relação à qualidade ambiental. Isso se reflete na legislação, nas exigências técnicas para exportação e na crescente pressão da sociedade. Veículos e máquinas mais silenciosos, espaços de moradia com maior conforto acústico, trabalho e lazer mais adequados, ambiente urbano mais tranquilo, são algumas das demandas que requerem a atuação do Engenheiro Acústico.

O ingresso em uma área multidisciplinar fascinante, plena de desafios e oportunidades em vários campos, torna-se, com a implantação desta ênfase, acessível aos estudantes.

Histórico

A acústica sempre foi uma área de ensino e pesquisa multidisciplinar por natureza, atraindo profissionais dos mais diversos ramos do conhecimento, tais como engenheiros, físicos, arquitetos, médicos, fonoaudiólogos, biólogos, músicos, linguistas e psicólogos.

A UFRJ possui um núcleo de competência em acústica, majoritariamente atuante na COPPE e na Escola de Engenharia e mais especificamente nos Programas e Departamentos de Engenharia Naval e Oceânica, de Engenharia Metalúrgica, de Engenharia Biomédica, de Engenharia Civil e, naturalmente, no de Engenharia Mecânica, onde está sediado o Grupo de Acústica e Vibrações – GAVI. Além da COPPE e da Escola de Engenharia, há profissionais trabalhando em Acústica na Escola de Música e na Faculdade de Letras, dentre outros centros da UFRJ.

Por iniciativa dos membros do GAVI, um grupo de docentes desses diversos departamentos reuniu-se para estruturar uma formação em Engenharia Acústica, pioneira no Brasil, criando a ênfase dentro da habilitação em Engenharia Mecânica.

Suporte Laboratorial

Para que o aluno possa se familiarizar com os princípios e aplicações da Acústica, é necessário um adequado suporte laboratorial. A convivência continuada com atividades de laboratório dá aos estudantes uma vivência dos fenômenos acústicos e sua observação experimental, indispensável à sua formação. A ênfase em Engenharia Acústica terá o suporte do Laboratório de Acústica e Vibrações (LAVI) da UFRJ. Trata-se de um laboratório com mais de vinte e cinco anos de atuação em ensino, pesquisa e prestação de serviços na área, dispondo dos equipamentos adequados para medição e análise em acústica e vibrações.

Em suas novas instalações, no bloco I-2000, o LAVI dispõe de espaço suficiente para abrigar alunos em trabalho de tese de mestrado e doutorado juntamente com estudantes de graduação que desejem atuar no ambiente laboratorial para adquirir maior experiência na área.

Estrutura Curricular

São oferecidas ao aluno um conjunto de 2 disciplinas obrigatórias e 24 complementares nas áreas de Acústica, Vibrações, Processamento de Sinais e tópicos correlatos, num total de 83 créditos. É mantido, para a ênfase em Engenharia Acústica, o elenco de disciplinas obrigatórias do curso de Engenharia Mecânica. Alunos de outras habilitações poderão

Cursos e Laboratórios de Acústica

cursar disciplinas da ênfase em Engenharia Acústica. Sugere-se, nesse caso, que procurem o coordenador da ênfase. Os requisitos para a ênfase são:

1. Cursar, obrigatoriamente, duas disciplinas fundamentais para a ênfase: *Acústica Básica* e *Processamento de Sinais*, correspondendo a um total de 8 créditos.
2. Cursar um mínimo de 24 créditos em disciplinas complementares da ênfase em Engenharia Acústica.
3. Escolher um orientador acadêmico dentre os docentes da área.
4. Elaborar e defender um Projeto de Final de Curso em tema da Engenharia Acústica, sob orientação de docente da área.

É fortemente recomendado, ainda, que o aluno tenha cursado com bom aproveitamento 6 disciplinas obrigatórias do curso de Engenharia Mecânica essenciais à formação básica na área: Cálculo IV, Dinâmica I, Dinâmica II, Termodinâmica, Vibrações Mecânicas e Mecânica dos Fluidos I.

Cumpra observar que, dos 36 créditos (540 horas) exigidos em disciplinas complementares para o curso de Engenharia Mecânica, 32 créditos são requeridos para atender a Ênfase em Engenharia Acústica. Os créditos restantes podem ser cumpridos pelo aluno tanto com disciplinas da Ênfase como com outras cadeiras complementares do Curso de Engenharia Mecânica.

Perfis de Atuação

Diversos perfis de atuação profissional podem ser estruturados a partir das disciplinas oferecidas na área de Acústica e Vibrações. Atendidas as exigências da estrutura curricular, o aluno e seu orientador acadêmico poderão compor um conjunto coerente de disciplinas complementares que melhor atendam ao perfil almejado, como nos exemplos abaixo.

1. **Controle de Ruído:** Acústica Subjetiva, Monitoração e Diagnóstico, Fundamentos e Técnicas de Medição, Métodos Numéricos em Acústica, Transmissão e Controle de Ruído e Vibração, Fontes Acústicas, Acústica Ambiental.
2. **Monitoração e Diagnóstico:** Monitoração e Diagnóstico, Fundamentos e Técnicas de Medição, Ensaio Não-Destrutivo, Transmissão e Controle de Ruído e Vibração, Introdução ao Ultra-som, Técnicas de Inteligência Artificial, Técnicas de Medição, Processamento e Diagnose.

3. **Conforto Acústico:** Acústica Subjetiva, Fundamentos e Técnicas de Medição, Acústica de Salas, Métodos Numéricos em Acústica, Transmissão e Controle de Ruído e Vibração, Acústica Ambiental, Acústica da Linguagem Humana.
4. **Áudio:** Circuitos Elétricos em Corrente Contínua, Acústica Subjetiva, Eletrônica IC, Acústica de Salas, Acústica da Linguagem Humana, Eletrônica IIC, Técnicas de Inteligência Artificial, Mecânica e Música, Áudio.
5. **Acústica Musical:** Acústica Subjetiva, Harmonia Funcional, Acústica de Salas, Acústica da Linguagem Humana, Fontes Acústicas, Mecânica e Música, Técnicas de Inteligência Artificial.
6. **Metrologia em Acústica e Vibrações:** Métodos Experimentais em A&V, Monitoração e Diagnóstico, Fundamentos e Técnicas de Medição, Acústica de Salas, Introdução ao Ultra-som, Transmissão e Controle de Ruído e Vibrações, Técnicas de Medição, Processamento e Diagnose.

Corpo Docente

Arthur P. Ripper Neto, Ph.D. (DEM/EE e PEM/COPPE)
Jules G. Slama, D.Sc., (DEM/EE, PEM/COPPE e FAU)
Moisés Zindeluk, D.Sc., (DEM/EE e PEM/COPPE)
Ricardo E. Musafir, D.Sc., (DHS/EE e PEM/COPPE)
Roberto A. Tenenbaum, D.Sc., (DEM/EE e PEM/COPPE)
Severino F. da Silva Neto, D.Sc., (DEN/EE e PENO/COPPE)
Tiago A. P. Lopes, D.Sc., (DEN/EE e PENO/COPPE)
João M. A. Rebello, D.Sc., (DEMM/EE e PEMM/COPPE)
João C. Machado, Ph.D., (PEB/COPPE)
Marcio N. de Souza, D.Sc., (DEL/EE e PEB/COPPE)
Antônio C. M. Alvim, Ph.D., (DNC/EE e PEN/COPPE)
Luís A. V. Carvalho, D.Sc., (PESC/EE)
José P. S. Azevedo, Ph.D. (PEC/COPPE)
Leonardo Fuks, D.Sc., (Esc. de Música)
João Moraes, D.Sc., (Fac. de Letras)

A Coordenação do Curso está a cargo do Prof.

Roberto A. Tenenbaum

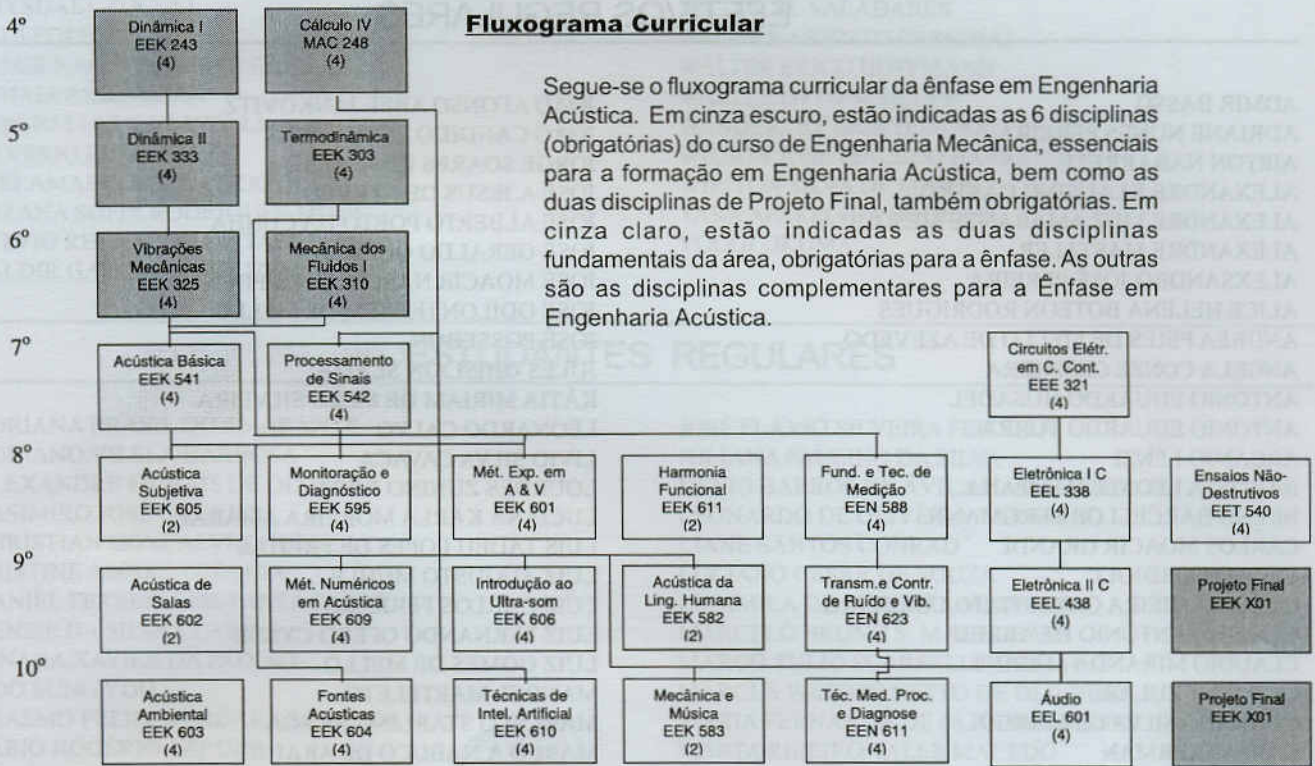
e-mail: roberto@serv.com.ufjf.br

Informações adicionais:

Departamento de Engenharia Mecânica
Escola de Engenharia
Universidade Federal do Rio de Janeiro
Caixa Postal 68503, CEP 21945-970
Centro de Tecnologia, bloco G, sala G 203

Fluxograma Curricular

Segue-se o fluxograma curricular da ênfase em Engenharia Acústica. Em cinza escuro, estão indicadas as 6 disciplinas (obrigatórias) do curso de Engenharia Mecânica, essenciais para a formação em Engenharia Acústica, bem como as duas disciplinas de Projeto Final, também obrigatórias. Em cinza claro, estão indicadas as duas disciplinas fundamentais da área, obrigatórias para a ênfase. As outras são as disciplinas complementares para a Ênfase em Engenharia Acústica.



Quadro de disciplinas da Ênfase em Engenharia Acústica

Nome da disciplina	Código	Créditos	Pré-requisitos	Docente(s)	Observações
Acústica Básica	EEK541	4	EEA212 (Mecânica I)	Roberto/Ricardo	Obrigatória (1)
Processamento de Sinais	EEK542	4	MAC248	Moysés/Roberto	Obrigatória (1)
Monitoração e Diagnóstico de Máquinas	EEK595	3	EEK325	Ripper/Moysés	Complementar (1)
Mét. Experim. em Acústica e Vibrações	EEK601	4	EEK541/EEK325	Roberto	Complementar (1)
Acústica de Salas	EEK602	2	EEK541/EEK542	Roberto	Complementar (1)
Acústica Ambiental	EEK603	4	-	Jules	Complementar (1)
Fontes Acústicas	EEK604	4	EEK541	Ricardo	Complementar (1)
Acústica Subjetiva	EEK605	2	EEK541	Márcio Nogueira	Complementar (1)
Introdução ao Ultra-som	EEK606	4	EEK541	João Carlos	Complementar (1)
Mecânica e Música	EEK607	2	EEK541	Leonardo	Complementar (1)
Acústica da Linguagem Humana	EEK608	2	EEK541	João Moraes	Complementar (1)
Métodos Numéricos em Acústica	EEK609	4	EEK541	José Paulo	Complementar (1)
Técnicas de Inteligência Artificial	EEK610	4	FIM230/MAC248	Luis Alfredo	Complementar (1)
Harmonia Funcional	EEK611	2	-	Alvim	Complementar (1)
Tópicos Especiais em Acústica	EEK612	4	EEK541	Variável	Complementar (1)
Tópicos Especiais em Vibrações	EEK613	4	EEK325	Variável	Complementar (1)
Tópicos Especiais em Process. de Sinais	EEK614	4	EEK542	Variável	Complementar (1)
Tópicos Especiais em Acústica e Vibrações	EEK615	2	-	Variável	Complementar (1)
Circuitos Elétricos em Corrente Contínua	EEE321	4	FIM230/MAC248		Complementar (2)
Eletrônica IC	EEL338	4	EEE321		Complementar (2)
Eletrônica IIC	EEL438	4	EEL338		Complementar (2)
Áudio	EEL601	4	EEL438	Márcio Nogueira	Complementar (2)
Fundamentos e Técnicas de Medição	EEN588	4	EEK325	Severino/Tiago	Complementar (2)
Transm. e Contr. De Ruído e Vibrações	EEN623	4	EEK325	Severino/Tiago	Complementar (2)
Técnicas de Medição, Process. e Diagnose	EEN611	4	EEK325	Severino/Tiago	Complementar (2)
Ensaio Não-destrutivo	EET540	4	-	João Marcos	Complementar (2)
Pré-Requisitos e Disciplinas Fundamentais Para a Ênfase					
Cálculo IV	MAC248	4	MAC128		Obrigatória
Dinâmica I	EEK243	4	EEA212/FIT112/MAE125/MAC/238	Roberto/Ripper	Obrigatória
Dinâmica II	EEK333	4	EEK243	Roberto/Ripper	Obrigatória
Termodinâmica Clássica	EEK303	4	-	Figueiredo	Obrigatória
Vibrações Mecânicas	EEK325	4	EEA212/MAC128/MAE125	Moysés/Ripper	Obrigatória
Mecânica dos Fluidos I	EEK310	4	MAC238/FIM230	Átila/Gustavo	Obrigatória

(1) Disciplina complementar para o Curso de Engenharia Mecânica.

(2) Disciplina complementar para a Ênfase em Engenharia Acústica mas não para o Curso de Engenharia Mecânica.

Esses são os Sócios regulares da SOBRAC em 2000:

EFETIVOS REGULARES

ADMIR BASSO
ADRIANE NUNES PEREIRA
AIRTON NABARRETE
ALEXANDRE KLAUSING CASTRO
ALEXANDRE LIUZ AMARANTE MESQUITA
ALEXANDRE MASTALER
ALEXSANDRO JOSÉ PEREIRA
ALICE HELENA BOTEON RODRIGUES
ANDRÉA PIRES DE MELLO DE AZEVEDO
ANGELA CONZE CEZIMBRA
ANTONIO EDUARDO HUSADEL
ANTONIO EDUARDO TURRA
ARCANJO LENZI
BAPTISTA LEONEL CAMPANA
BRENO BARCELLOS BERGMANN
CARLOS MOACIR GRANDI
CELITO CORDIOLI
CLAÚDIA VIEIRA CARESTIATO CORDEIRO
CLAUDIO ANTÔNIO DE ABREU
CLÁUDIO MIRANDA MARINS
CLEMENT ZULAR
CONRADO SILVA DE MARCO
DAVI AKKERMAN
DUILIO TERZI
EDUARDO GIAMPAOLI
EDUARDO MURGEL
EDUARDO SANTOS DOS SANTOS
EDUARDO SOARES
ELCIONE MARIA LOBATO DE MORAES
ELIANA DE MARTINO
ELVIRA B. VIVEIROS DA SILVA
EMMANUEL BASILE GARAKIS
EVELYN JOICE ALBIZU
FELIPE NOGUEIRA
FERNANDA MONTENEGRO PIRES COTIAS
FERNANDO HENRIQUE AIDAR
FERNANDO LUIZ FREITAS FILHO
FLAVIO MAYA SIMÕES
FLOGÊNCIO RIBEIRO NOVAIS
FRANCISCO ALEXANDRE ROCHA PINTO
FRANCISCO C. LINHARES DA FONSECA
GEORGE ANDRE MONTENEGRO GRIESER
GERALDO CESAR NOVAES MIRANDA
GILMAR LUIZ PACHECO ROTH
GIOVANNA RUBINO DE OLIVEIRA SILVESTRI
GLAUCIA F.P. GOMES DA SILVA FREITAS
HELICIO ONUSIC
HONORIO CAVICCHIOLI LUCATTO
HUGO ENGEL GUTTERES
HUMBERTO YUTAKA KAGOHARA
IEDA CHAVES PACHECO RUSSO
IRENE FERREIRA DE SOUZA DUARTE SAAD
IVAN BRESSANE NIELSEN
J. L. BENTO COELHO
JAIR FELICIO
JEANNE DENISE BEZERRA DE BARROS
JOÃO AFONSO ABEL JANKOVITZ
JOAO CANDIDO FERNANDES
JORGE SOARES DE ALMEIDA
JOSE A. JESUS DE AZEVEDO
JOSÉ ALBERTO PORTO DA CUNHA
JOSÉ GERALDO QUERIDO
JOSÉ MOACIR NASCIMENTO PINTO
JOSE ODILON HOMEM DE MELLO
JOSÉ POSSEBON
JULES GHISLAIN SLAMA
KÁTIA MIRIAM DE MELO SILVEIRA
LEONARDO CALVO
LIVIO SILVA CAVACA
LOURDES ZUNINO ROSA
LUCIANA KARLA MOREIRA AMARAL
LUIZ TADEU LOPES DE FREITAS
LUIZ AUGUSTO MUHLE
LUIZ CARLOS FERRARO
LUIZ FERNANDO OFERO CYSNE
LUIZ GOMES DE MELLO
MANOEL MARTELETO
MARCELO STARLING BRAGA
MARCO A. NABUCO DE ARAUJO
MARCO ANTONIO DE MENDONÇA VECCI
MARCO JULIANI
MARCOS FERNANDO PIAI
MARCUS ALVES DA SILVA FRANÇA
MARCUS ANTONIO VIANA DUARTE
MARIA ANGELA GUIMARÃES FEITOSA
MARIA DE LOURDES MOURE
MARIA EMÍLIA COELHO DE ABREU
MARIA IGNEZ A. MACEDO
MARIA LEONTINA BASSOLS
MARIA LUIZA R. BELDERRAIN
MARIA LUIZA RABELO DIAS TRINDADE
MARIA VIRGÍNIA F. BOA G. MOREIRA
MARIO CARDOSO PIMENTEL
MAURÍCIO ALVES LOUREIRO
MAURICY CESAR RODRIGUES DE SOUZA
MILTON VILHENA GRANADO JR
MOYSES ZINDELUK
NEWTON SURE SOEIRO
NORMA DO NASCIMENTO BATISTA
OLAVO JOSÉ FREIRE DA FONSECA FILHO
PAULO DE CARVALHO TOFANI
PAULO EDUARDO FRANÇA PADILHA
PÉRIDES SILVA
PETER JOSEPH BARRY
RENATA GUEDES DE MACEDO
RICARDO EDUARDO MUSAFIR
RICARDO MURILO DIAS
ROBERT BARTI
ROBERTO AIZIK TENENBAUM
ROBERTO F.A. CAPPELETTI
ROBERTO STARCK NOGUEIRA DA SILVA
ROSELY MARIA VELLOSO CAMPOS

RUYSDAEL ZOCOLI
SADI POLETTI
SAMIR NAGI YOUSRI GERGES
SCHAIA AKKERMAN
SERGIO LUIZ GARAVELLI
SILVERIO LUIZ FUSCO
STELAMARIS ROLLA BERTOLI
SUZANA SOFIA RODRIGUES MOTA
SYLVIO REYNALDO BISTAFÁ
VALDIR GARCIA DE SOUZA

VICTOR M. VALADARES
WAGNER ARIOSTO CERCHIAI
WALTER ERICO HOFFMANN
WALTER OTTO SCHLUPP
WANDERLEY MONTEMURRO
WILSON JOSE MACEDO BARRETO
WIRITON SILVA DE MATOS
YARA APARECIDA BOHLSSEN
YOOGI OKUMA

ESTUDANTES REGULARES

ADRIANA BRASIL DO AMARANTE
ADRIANO VILELA BARBOSA
ALEXANDRE MORAIS DE OLIVEIRA
CASIMIRO JOSÉ GABRIEL
CHRISTIAN GONÇALVES HERRERA
CRISTINE AMBROS RÉQUIA
DANIEL FERREIRA DE PANTA PAZOS
DENISE DA SILVA CLARO
DINARA XAVIER DA PAIXÃO
DOO SUNG YOU
ERASMO FELIPE VERGARA MIRANDA
FÁBIO ROGÉRIO ARRUDA
FERNANDO JOAQUIM MATEUS
FLÁVIA FERREIRA NOGUEIRA
FRANÇOIS VINCENT
GERMANO RIFFEL
GUSTAVO PAULINELLI GUIMARÃES
HENRIQUE MACHADO BORGES
HUGO BASTOS DE PAULA
JOÃO HENRIQUE DINIZ GUIMARÃES
JOÃO LUIS CAZAROTO
JOSÉ BISMARCK DE MEDEIROS

JOSÉ FLÁVIO SILVEIRA FEITEIRA
JULIANA PAULINO DA SILVA
KÊNIO BARROS DE ÁVILA NASCIMENTO
LEONARDO DE OLIVEIRA CARVALHO
LIANE SANTOS CONRAD
LUCIANO CESAR DE SOUZA
LUDIMILA DE OLIVEIRA MEDRADO
MARCELO BRUNO S. MAGALHÃES
MARCO TULIO SCARPELLI CABRAL
MARCUS WATSON NETTO DE OLIVEIRA
MARIA FERNANDA DE OLIVEIRA NUNES
MARTA RIBEIRO VALLE MACEDO
NARA IONE MEDINA SCHIMITT
OSCAR SCHMIDT
RODRIGO SILVA SANTOS
SERGIANE CARVALHO DE ASSUNÇÃO
SILVIA RENATA MARQUES SALOMÃO
SORAIA FALCÃO MALAFAIA
STELA MARIS MELAZZI ANDRADE
STELAMARIS PINTO PERAÇA HAX
TÁSSIO BARBOSA DA SILVA
YVES GOUNOT

INSTITUCIONAIS REGULARES 2000

01 DB- STELL BRASIL ENGENHARIA E COMÉRCIO LTDA
ACUSTIK DO BRASIL LTDA
ALCOA ALUMINIO S.A /- PE
AMORIM BRASIL - COM. IND. IMP. E EXP. DE ARTEFATOS
ART TÉCNICA PEÇAS EM ESPUMAS LTDA
BOEHRINGER DE ANGELI Q. F. LTDA
COFAP ARVIN SISTEMAS DE EXAUSTÃO LTDA
COMPANHIA VIDRARIA SANTA MARINA
CONAV ENG. E ISOLAMENTOS LTDA.
COPENE - PETROQUÍMICA DO NORDESTE
DRM ACUSTECNI COMÉRCIO E CONSULTORIA LTDA
DURÁVEIS EQUIP DE SEG LTDA
ELETRONICA SELENIUM S/A
FRAS-LE S.A.
FUNDAÇÃO EDSON QUEIROZ
FUNDACENTRO
GRÖM - EQUIP. ELETROMECCNICOS LTDA
ILLBRUCK INDUSTRIA LTDA

INSTITUTO METODISTA IZABELA HENDRIX
ISOBRASIL ENG E COM DE ISOL LTDA
LOPES & ORLANDI LTDA
MERCEDES-BENZ DO BRASIL S/A
PREFEITURA MUNICIPAL DE JUNDIAÍ
RAMALHO COMERCIAL LTDA.
ROCKFIBRAS LTDA.
SECRETARIA DE SAÚDE E DESENVOLVIMENTO SOCIAL
SONOFLEX DO BRASIL S.A
SONOTEC BARREIRA ACÚSTICA
STIMEX - COMPANHIA BRASILEIRA DE ACÚSTICA LTDA
TRISHOPPING - JANELAS ANTI-RUIDO
UNIVALI - BIBLIOTECA CENTRAL
VERMICULITA ISOLANTES TERMO ACUSTICOS LTDA
VIB-TECH CONSULTORIA E COMERCIO LTDA
VIBRANIHIL-COM IND AMORT DE VIBR
VIBRASOM TECNOLOGIA ACUSTICA LTDA.
WAYTECH

FICHA DE INSCRIÇÃO**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: ____/____/____

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.
- Ensaios e Simulação Acústica de Escapamento Veicular Simples.
- Simulação Numérica de Ruído Veicular Interno.
- Redução de Ruído Interno em Ônibus Rodoviário.
- Ruído Interno de Veículos Automotores: A Utilização do "Loudness".

EDIÇÃO NÚMERO 15/JULHO 95



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

EDIÇÃO NÚMERO 16/DEZEMBRO 95

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



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

EDIÇÃO NÚMERO 23/JULHO 1999

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



EDIÇÃO NÚMERO 24/DEZEMBRO 1999

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

EDIÇÃO NÚMERO 25/JULHO 2000

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



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.



sobrac@mbox1.ufsc.br

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