

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

SIMULAÇÃO NUMÉRICA
E ENSAIOS EXPERIMENTAIS
DO RUÍDO VEICULAR INTERNO

DISSERTAÇÃO SUBMETIDA À UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA
CATARINA PARA A OBTENÇÃO DO GRAU DE MESTRE EM ENGENHARIA
MECÂNICA

NAOR MORAES MÉLO


FLORIANÓPOLIS, JUNHO DE 1996.

SIMULAÇÃO NUMÉRICA
E ENSAIOS EXPERIMENTAIS
DO RUÍDO VEICULAR INTERNO

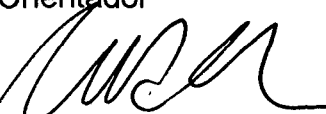
NAOR MORAES MÉLO

ESTA DISSERTAÇÃO FOI JULGADA PARA OBTENÇÃO DO TÍTULO DE
MESTRE EM ENGENHARIA

ESPECIALIDADE ENGENHARIA MECÂNICA E APROVADA EM SUA FORMA
FINAL PELO PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

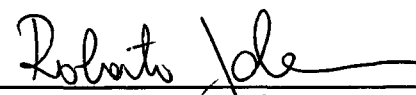


Prof. Samir Nagi Yousri Gerges, Ph. D.
Orientador

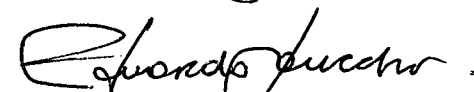


Prof. Antônio Fábio Carvalho da Silva, Dr. Eng. Mec.
Coordenador do curso de Pós-graduação

BANCA EXAMINADORA



Prof Roberto Jordan, (Dr. Eng. Mec. (Presidente))



Prof. Eduardo Alberto Fancello, D. Sc.



Prof. Rodmar Cardinali, Dr. Eng. Mec.

AGRADECIMENTOS

Agradeço aos meus queridos pais pelo apoio e incentivo para que eu concluísse o trabalho de dissertação; agradeço a amizade e a atenção que meu professor orientador dedicou a mim, auxiliando na execução deste trabalho, como também agradeço aos professores e aos funcionários que fazem parte do Laboratório de Vibração e Acústica pois sem eles o trabalho seria impossível.

Sumário

Neste trabalho foi feito um estudo do comportamento acústico de um modelo físico construído numa escala dimensional de 1 : 3, tomadas de um veículo de passeio de marca Fiat, modelo Elba. O modelo físico foi excitado acusticamente com o intuito de se determinar os modos acústicos e de prever os níveis de ruído no interior da cabine. Foi feito estudo do nível do ruído no campo acústico da cabine veicular com a colocação de material de absorção acústica. As características acústicas da cabine foram estudadas através de simulação numérica com o método dos elementos finitos (FEM) e elementos de contorno (BEM) e comparadas com medição experimental no modelo físico reduzido.

Summary

The acoustic behavior of a 1:3 physical model for the internal cavity of "FIAT/ELBA" vehicle was investigated. This wood model was excited acoustically and the acoustic modes and sound pressure level response were measured. The effect of internal lining by absorbing materials on the sound pressure level distribution was also measured. Numerical simulations by the Finite Element Method (FEM) and Boundary Element Method (BEM) are used to calculate the acoustic modes and sound pressure level response. The results from the numerical simulation and experimental measurements are compared.

SIMBOLOGIA

A	Admitância acústica do material
\underline{A}	Amplitude de pressão da onda acústica
A_n	Admitância normal à superfície
$c(x)$	Coefficiente que depende do campo acústico analisado
c	Velocidade do som ($c = 343$ m/s para 20°C no ar)
C	Matriz de amortecimento
d	Diâmetro de uma seção circular
f_u	Frequência máxima
f	Frequência de uma onda sonora
ϕ_i	Autovetores de um sistema
ω_i^2	Autovalores de um sistema
$G(x,y)$	Função de Green
∇p	Gradiente de pressão
H_0^2	Função de Hankel
H	Função de transferência medida ou calculada
K	Compressibilidade complexa
k_o ou k	Número de ondas
K	Matriz de rigidez
k_i	Número de ondas nas respectivas direções de propagação, onde "i" pode assumir o eixo x, y ou z
L_i	Dimensão de uma sala, onde "i" pode assumir o eixo x, y ou z
∇^2	Operador laplaciano
λ_u	Comprimento de onda na frequência máxima
M	Matriz de massa
m	Número de nós por elemento
n_i	Modo de propagação da onda sonora, onde "n" pode assumir os valores de 0,1,2....
N_i	Fator de forma do elemento "i "

ω	Freqüência angular
p	Pressão acústica
\bar{p}	Pressão acústica num elemento
P_{ei}	Pressão no nó "i"
$p(x)$	Pressão sonora num ponto de uma superfície
$r(x,y)$	Distância entre a fonte sonora e um ponto qualquer no modelo analisado
R	Componente resistiva da impedância acústica
r	Coefficiente de reflexão complexa
ρ_0	Densidade do meio
ρ	Densidade complexa
R_1	Resistividade de fluxo
s	Distância entre dois pontos de colocação de microfone(s)
S_i	Área da superfície "i"
t	Tempo
$u, v \text{ e } w$	Velocidade da partícula respectivamente nos eixos X, Y e Z
v_n	Velocidade normal da partícula na superfície
V	Volume
x	Distância mais afastada entre o microfone e a superfície da amostra testada
X	Componente reativa da impedância acústica
Z	Impedância acústica do material

CONTEÚDO

CAPÍTULO 1 - INTRODUÇÃO

1.1 - Escopo do Trabalho.....	1
1.2 - Resumo Bibliográfico.....	3

CAPÍTULO 2 - MEDIÇÃO DE IMPEDÂNCIA ACÚSTICA

2.1 - Teoria Básica.....	7
2.2 - Medição de Impedância pela Técnica de Um Microfone e Analisador de Dois Canais.....	8
2.3 - Restrições Impostas pelo Equipamento de Medição.....	11
2.4 - Processo de Medição da Impedância Acústica.....	13
2.5 - A Propagação Sonora em Meio Poroso.....	15

CAPÍTULO 3 - PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL PARA ANÁLISE MODAL E RESPOSTA ACÚSTICA

3.1 - Acústica de Salas Retangulares.....	19
3.2 - Instrumentos e Materiais Utilizados nos Experimentos.....	24
3.3 - Análise Modal Acústica Experimental.....	27
3.3.1- Resultados Obtidos na Análise Modal Experimental.....	29
3.4 - Processo de Medição da Resposta Forçada.....	41
3.5 - Comportamento Acústico do Sistema Experimental.....	43

CAPÍTULO 4 - SIMULAÇÃO NUMÉRICA

4.1 - Resumo Teórico dos Métodos Matemáticos Utilizados.....	45
4.1.1- Método dos Elementos Finitos (FEM).....	46
4.1.2- Método dos Elementos de Contorno (BEM).....	48
4.2 - Programação no ANSYS 5.0.....	49
4.2.1- Geração do Modelo Sólido e da Malha.....	50

4.2.2 - Análise Modal Acústica Realizada pelo ANSYS.....	54
4.3 - Programação no SYSNOISE 5.1.....	60
4.3.1 - Modificação na Malha Gerada no ANSYS.....	61
4.3.2 - Análise Modal Realizada pelo Programa SYSNOISE.....	62
4.3.3 - Predição Numérica da Resposta Acústica.....	64
4.4 - Simulação Numérica por BEM.....	66

CAPÍTULO 5 - DISCUSSÃO E COMPARAÇÃO

5.1 - Resultado Obtido para a Impedância Acústica.....	73
5.2 - Resultado Obtido na Análise Modal	73
5.2.1 - Frequências de Ressonância.....	73
5.2.2 - Modos Acústicos.....	74
5.3 - Análise de Resposta Forçada.....	75

CAPÍTULO 6 - CONCLUSÕES E TRABALHOS FUTUROS

Conclusões.....	89
Trabalhos Futuros.....	90

ANEXOS

Anexo 1- Estrutura básica de um programa utilizado pelo ANSYS 5.0	92
Anexo 2- Listagem de um programa utilizado pelo SYSNOISE	95
Anexo 3- Listagem de um programa utilizado pelo SYSNOISE com simulação da absorção acústica.....	96
Anexo 4- Programa utilizado pelo SYSNOISE em análise por BEM.....	98

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Referências Bibliográficas.....	99
---------------------------------	----

CAPÍTULO 1

INTRODUÇÃO

1.1 - Escopo do Trabalho

A qualidade acústica no interior de uma cabine veicular é considerada como um dos parâmetros mais importante no seu projeto final. Este controle de qualidade surgiu primeiramente nos países ricos, onde o mercado consumidor exige que a indústria automotiva exerça um controle efetivo nos níveis de ruído. No Brasil esta consciência foi despertada nos últimos anos devido à entrada de produtos de melhor qualidade em nosso mercado, obrigando assim a uma melhoria contínua de nossos produtos frente a um mercado mais exigente. Além disso existem resoluções do CONAMA decretadas em fevereiro de 1993 que exigem a redução no nível de ruído externo emitido a um patamar que vai de 77 a 84 decibéis dB(A), dependendo do tipo do veículo. Reduzindo-se o ruído externo emitido pelo veículo em alguns casos, reduz-se o ruído presente no interior do veículo.

Os ruídos presente na cabine de um veículo são gerados basicamente pelos diversos componentes que compõem o motor, o fluxo de gases da combustão escoando pelo escapamento, pela caixa de engrenagens, pelo sistema de transmissão, pela trepidação dos pneus em contato com o solo e pelo atrito do ar com a estrutura do carro. Os mecanismos de geração de ruído devem ser isolados para evitar níveis elevados dentro da cabine de um caminhão ou dentro do compartimento de passageiros.

Como é impossível isolar completamente o ruído na fonte geradora, tem se que uma das maneiras de se reduzir o ruído é alterando a forma geométrica da cabine. Outra maneira também eficaz é através da colocação de material de absorção acústica no interior da cabine veicular. Neste caso o material é colocado em regiões estratégicas da cabine, sendo que o material tem a função primordial de baixar o ruído na região na

altura da audição dos passageiros. Dentre estas regiões estratégicas podem-se citar o teto, os bancos, as laterais do veículo e o piso.

Este trabalho de pesquisa está dividido em seis capítulos, nos quais procuram-se detalhar, ao máximo, os processos usados no estudo acústico da cavidade veicular.

No capítulo 2 são descritos o conceito de impedância acústica do material e é apresentada a técnica dos dois microfones na medição da impedância acústica de materiais, dando ênfase ao material usado no estudo da cavidade veicular.

No capítulo 3 são descritos os processos de análise modal acústica e de medição da resposta forçada na cabine veicular. São apresentados em detalhes a confecção do protótipo e os instrumentos usados nas medições experimentais.

O capítulo 4 se refere à modelagem numérica usada neste trabalho. É mostrado como foi feito o estudo acústico da cabine veicular utilizando o computador como ferramenta de análise. Particularmente são mostradas as diferenças operacionais entre os softwares utilizados na simulação numérica do protótipo reduzido.

No capítulo 5 são discutidos e comentados os resultados obtidos no estudo acústico de uma cabine veicular.

Finalmente no capítulo 6, são apresentadas as conclusões a respeito do uso da simulação acústica na predição do ruído gerado no interior de uma cabine veicular. São indicadas também algumas outras linhas de pesquisa que podem ser realizadas sobre o mesmo assunto

1.2 - Resumo Bibliográfico

Estes trabalhos aqui resumidos serviram basicamente como leitura no sentido de se entender melhor alguns dos diversos mecanismos que podem interferir acusticamente num compartimento fechado, especificamente numa cabine de automóvel. Além disso, servem para mostrar que já existe boa quantidade de material publicado na mesma linha de pesquisa com relação ao uso da simulação numérica no estudo acústico de uma cavidade veicular, como também mostram que existe muito pouco resultado experimental para comprovar os resultados obtidos por simulação numérica.

“Structural - Acoustic Finite Element Analysis of the Automobile Passenger Compartment : Review of Current Practice “

D. J. NEFSKE; J. A. WOLF Jr. [2]

Este trabalho contém uma pequena revisão do método dos elementos finitos utilizado na análise acústica-estrutural de uma cavidade fechada, investigando a acústica no interior de um veículo. O estudo é feito nas baixas frequências que compreende aproximadamente a faixa de 20 - 200 Hz, onde é mais difícil atenuar o ruído. Inclui a computação dos modos acústicos e das frequências de ressonâncias, evidencia os efeitos da simulação de painéis flexíveis e/ou rígidos na cavidade. Todo o estudo é feito utilizando um modelo de elementos finitos bidimensional, sendo que os resultados são comparados com valores medidos experimentalmente em um modelo real tridimensional.

O autor conclui afirmando a necessidade e a possibilidade do uso da simulação numérica no estudo acústico da cavidade veicular devido à sua versatilidade e à rapidez com que são obtidos os resultados. Este trabalho não considera a influência da terceira dimensão na acústica da cavidade veicular.

“Simulation of Sound Field in Automobile Cabin with Sound Absorbing Material Using Uncoupled Finite Element / Boundary Element Method “

K. W. CHENG; O. A. OLATUNBOSUM [14]

Neste trabalho de tese de doutorado de Cheng é feito um balanço das vantagens e desvantagens no que diz respeito à utilização do método dos elementos finitos (FEM) e do método dos elementos de contorno (BEM) na acústica veicular interna. Também são feitas algumas comparações entre os valores obtidos experimentalmente e os simulados pelo computador, dando ênfase ao fato de o sistema estrutural estar acoplado ou desacoplado do sistema acústico. Este trabalho procura levantar algumas respostas quanto ao campo sonoro no interior de um veículo excitado por vibração estrutural. O trabalho conclui, mostrando através de comparações entre os resultados simulados e os experimentais, que os métodos analíticos oferecem um bom nível de precisão, e que em certas frequências esta precisão deixa a desejar devido à representação não completa do efeito de acoplamento do sistema acústico.

Notas de Aplicações do SYSNOISE 5.1

“Estudo acústico da cavidade veicular - modelo 3D”

ALAIN GENARD [10]

Este artigo faz parte do material aplicativo do software comercial SYSNOISE 5.0, utilizado no estudo acústico do interior de uma cavidade veicular. A simulação utiliza como modelo um carro VOLVO.

A simulação da fonte excitadora é feita nos painéis frontais do modelo, como também é mostrado o efeito da colocação de material acústico no nível de pressão sonora calculado. O material acústico é assumido como uma condição de contorno que varia em função da frequência, assumindo três valores fixos em três faixas de frequência.

Neste artigo não é mostrado nenhum resultado experimental com o intuito de comparação, apenas evidencia as mudanças apresentadas no nível da pressão acústica simulado por computador; entre estas evidências obtidas tem-se a atenuação das ressonâncias com a colocação de material de revestimento acústico.

“A Review of Numerical Techniques for Solving Acoustic Problems”

JEAN- PIERRE COYETTE and HANS WYNENDAELE [11]

Como o próprio título sugere, este trabalho traz uma breve revisão das técnicas numéricas como o método dos elementos finitos (FEM) e o método dos elemento de contorno (BEM) utilizados especificamente pelo SYSNOISE na simulação numérica, relacionando algumas vantagens e desvantagens dos métodos. Como por exemplo, para o método BEM há a necessidade de se descrever apenas a malha da superfície requerida para estudo, resultando numa quantidade menor de elementos e nós, o que não significa que em simples problemas a resolução nas análises sejam rápidas. Já o método FEM apresenta a possibilidade de realizar análise modal, contudo ele é incapaz de simular radiação externa.

“Prediction of Structure-Borne Noise Inside Tractor Cab”

WEN L. LI and KAI ZHAO [12]

Este trabalho faz um estudo sobre as características acústicas da cavidade de um trator, utilizando o software SYSNOISE como ferramenta de simulação numérica, o qual utiliza técnicas de (FEM) e (BEM) na predição dos níveis de pressão sonora referente ao ouvido do operador. São feitas algumas comparações com valores obtidos experimentalmente. O autor conclui que apesar de algumas discrepâncias nos valores obtidos para o nível de pressão acústica nas altas frequências, o NPS calculado na posição do ouvido do operador do veículo apresenta uma boa correlação com o medido experimentalmente. O trabalho se atém apenas ao ruído gerado na cabine de um trator.

“Some Aspects of Numerical Simulation of Car Interior Acoustics”

R. FROSIO [9]

Este trabalho levanta algumas questões sobre a influência dos assentos no campo acústico no interior da cavidade veicular.

É mostrado por simulação numérica que alterações nas formas da cabine acarretam algumas variações no campo acústico. Pelos resultados obtidos por simulação pode-se verificar que o assento traseiro não tem tanta influência nos modos acústicos quanto os bancos dianteiros. O autor do trabalho justifica esta diferença pelo fato do banco traseiro fazer parte da própria superfície externa que delimita a cavidade veicular, ao contrário dos bancos dianteiros que estão inseridos na cavidade. Comportamento idêntico é verificado em [5]. Não são feitas medições experimentais com o intuito de se comprovar os resultados simulados.

CAPÍTULO 2

MEDIÇÃO DE IMPEDÂNCIA ACÚSTICA

Neste trabalho serão realizadas medições experimentais e simulações numéricas do ruído presente na cabine de um veículo. Resultados obtidos com e sem a presença de materiais de absorção acústica. Contudo é necessário a quantificação das características acústicas do material utilizado. Esses valores serão utilizados como dados de entrada para as simulações numéricas.

Este capítulo apresenta, através de conceitos teóricos e por medição experimental, um dos parâmetros de maior importância na caracterização de um material quanto às suas propriedades acústicas, que é a impedância acústica de um material. Nele é explicado o processo para medição da impedância acústica pela técnica dos dois microfones.

2.1 Teoria Básica

Quando uma onda sonora incide em um material, parte da energia é absorvida, parte é refletida e parte é transmitida. A reflexão contudo não se processa na superfície do material de absorção mais sim no seu interior. Obviamente é impraticável fazer-se alguma medição dentro de um determinado material de absorção, sem que houvesse a destruição do mesmo durante a realização da medição.

O comportamento do material pode ser caracterizado pela impedância acústica da superfície, medida com uma incidência normal da onda sonora “ Z ”.

A impedância acústica normal é definida como a razão da pressão sonora agindo na superfície da amostra com a velocidade normal da partícula na superfície. Uma vez que a pressão sonora e a velocidade da partícula nem sempre estão em fase, a impedância apresenta-se numa forma numérica complexa com parte real e parte imaginária. A parte real corresponde à componente resistiva “ R ” e a parte imaginária corresponde à componente reativa “ X ” conforme equação (1).

$$Z = R + j X \quad (1)$$

Dentre algumas formas de se medir a impedância acústica normal de um material, podem-se citar:

- a técnica do tubo de impedância;
- a técnica de um microfone e um analisador FFT de dois canais.

As técnicas citadas anteriormente possuem vantagens e desvantagens em sua utilização. Neste trabalho será usada a técnica de um microfone devido à sua praticidade, à sua facilidade e à precisão com que se obtém a impedância acústica de um determinado material, processo de medição que será descrito a seguir.

2.2 - Medição de Impedância pela Técnica de Um Microfone e Analisador de Dois Canais[1].

Esta técnica tem grande semelhança com a medição por tubo de impedância[7], principalmente no que diz respeito ao equipamento de posicionamento da amostra de teste.

Como no tubo de impedância, a amostra de teste é montada na extremidade final do tubo. As ondas são geradas por uma fonte sonora (com sinal aleatório ou pseudo-aleatório) colocada na outra extremidade.

As pressões acústicas são medidas em duas posições com o tubo totalmente fechado.

No analisador de sinal, a função de transferência complexa é medida nas duas posições de microfones; estas funções de transferência são usadas no cálculo do coeficiente de reflexão complexo que será usado no cálculo da impedância acústica.

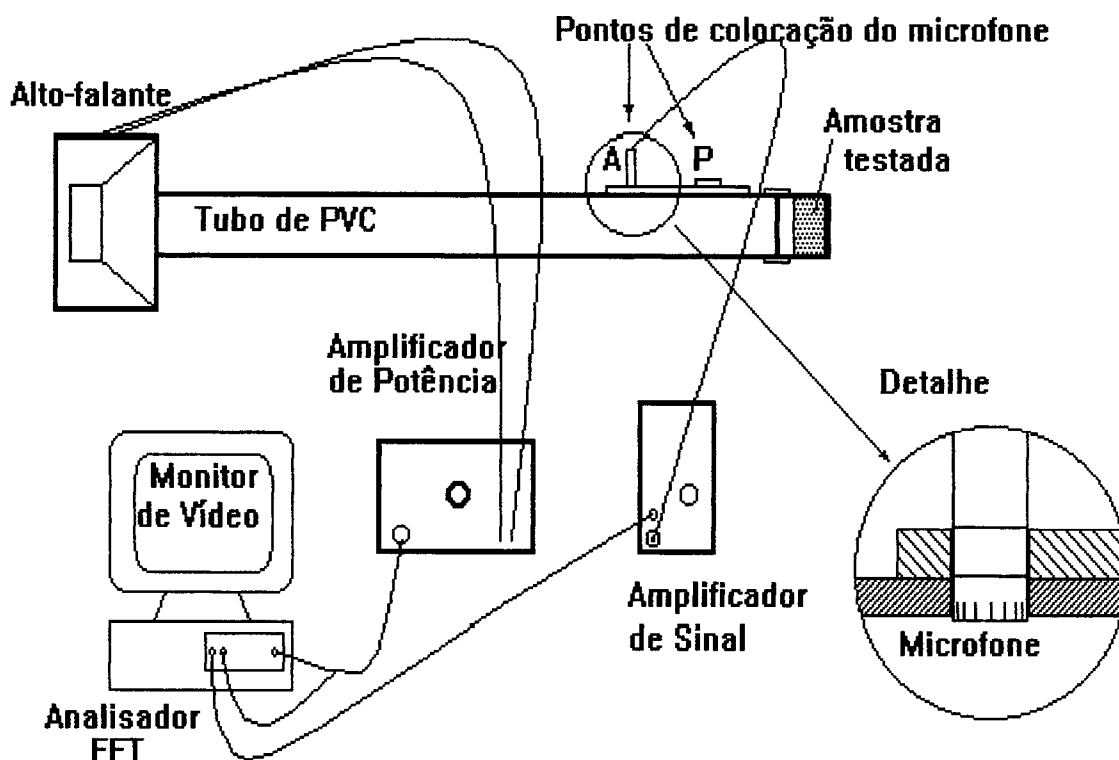


FIGURA 1 - Montagem do equipamento para medição com a técnica de um microfone.

Os instrumentos Utilizados nas Medições da Impedância Acústica do Material são;

- _ Tubo de Impedância em PVC (diâmetro de 48 mm), com Alto-Falante
- _ Microfone B & K de ½" de diâmetro, tipo 4166
- _ Pré- Amplificador B & K, tipo 2639
- _ Amplificador de Potência B & K, tipo 2706
- _ Fonte de Potência para Microfone B & K, tipo 2804
- _ Analisador FFT Tektronix 2630, controlado por um computador PC 386

As medições podem ser realizadas de duas formas

- i) usando nas medições dois microfones casados
- ii) usando apenas um microfone sucessivamente em duas posições

Um comentário que deve ser feito com relação às técnicas é que em (i) requer-se um pré-teste, ou um procedimento de correção, para minimizar a diferença de sensibilidade entre os microfones e a sua diferença de fase. Contudo esta técnica combina rapidez de uso, boa precisão e fácil implementação. Já a técnica (ii) requer um particular processamento do sinal medido, pois um mesmo microfone é utilizado em duas posições distintas; portanto não é necessário realizar correções.

Utilizou-se um único microfone nas medições para se garantir comportamento idêntico dos microfones quanto à sensibilidade e à diferença de fase nos dois canais de medição. De posse das funções de transferência medidas nas duas posições pré-estabelecidas como “A e P”, obtém-se o produto entre as funções de transferência H_{AP} , que será usado no cálculo do coeficiente de reflexão complexa pela expressão (2). Para simplificar o trabalho e agilizar o processo de medição foi feito um programa contendo todos os passos matemáticos utilizados no cálculo da impedância acústica. Com o coeficiente de reflexão “r” complexa, dado pela equação (2).

$$r = \frac{H_{AP} - e^{-jk_0s}}{e^{jk_0s} - H_{AP}} e^{j2k_0x_1} \quad (2)$$

com $H_{AP} = H_{AS} \times H_{SP}$

onde:

H_{AS} é a função de transferência medida entre o sinal do microfone na posição “A” e o sinal do gerador “s”.

H_{SP} é a função de transferência medida entre o sinal do gerador “s” e o sinal do microfone na posição P.

s é a distância entre os microfones, x_1 é a distância entre a superfície da amostra e o microfone mais afastado.

$$k_0 = \frac{\omega}{c} \quad k_0 \text{ é o número de ondas}$$

Para a obtenção da impedância acústica do material em função do coeficiente de reflexão utiliza-se a equação (3).

$$\frac{Z}{\rho c} = \frac{R}{\rho c} + j \frac{X}{\rho c} = \frac{(1+r)}{(1-r)}$$

$$\text{ou } Z = \frac{(1+r)}{(1-r)} \rho c \quad (3)$$

onde R é a componente real da impedância, X é a componente imaginária da impedância e (ρc) é a impedância da onda plana.

2.3 - Restrições Impostas pelo Equipamento de Medição

Como ocorre praticamente em toda medição experimental, nesta técnica experimental há algumas limitações operacionais quanto á faixa de freqüência útil de análise. Os limites máximo e mínimo das freqüências são basicamente pré-estabelecidos pelo diâmetro do tubo, pelo comprimento do tubo e pelo espaçamento entre as posições de medição dos microfones.

As baixas freqüências são limitadas pela precisão do equipamento de processamento do sinal. As altas freqüências são limitadas pela existência de ondas planas que dependem da dimensão da área da seção transversal do tubo, sendo que para uma seção circular tem-se:[13]

$$d \leq 0,58 \lambda_u \quad \text{ou } d \leq \frac{200}{f_u} \quad \text{para seção circulares} \quad (4)$$

com λ_u sendo o comprimento da onda na freqüência máxima f_u

O espaçamento entre os microfones deve ser tal que $s < 0,45 \lambda_u$ conforme[13].

O comprimento do tubo deve ser o mais curto possível, entre 3 a 10 vezes o diâmetro do tubo, para reduzir o efeito de absorção na parede do tubo e no ar.

Para determinar a faixa de frequência na qual as medições tem precisão aceitável, BODEN [13] desenvolveu algumas condições empíricas através das quais é definida a faixa de frequência útil imposta pelo espaçamento entre os pontos de medição:

$$0,1\pi < ks < 0,8\pi$$

$$\text{com } k = \frac{\omega}{c} = \frac{2\pi f}{c} \quad \text{logo :} \quad (5)$$

$$0,1\pi < \frac{2\pi fs}{c} < 0,8\pi \quad \text{ou} \quad \frac{0,05c}{s} < f < \frac{0,4c}{s}$$

Alguns outros cuidados são tomados na confecção do tubo de medição.

No caso da utilização de apenas um microfone, não há a necessidade da correção dos microfones ou seja, não há o problema de compensação da fase e do mau casamento dos canais de medição. O diâmetro do microfone deve ser pequeno quando comparado ao espaço entre os pontos de medições. É recomendado um microfone de pressão em medição na superfície do tubo.

Outras precauções devem ser tomadas com relação ao posicionamento do microfone (ele não deve penetrar no espaço interno do tubo), à forma como deve ser feita a terminação do alto-falante e às dimensões do próprio alto-falante com relação ao diâmetro do tubo.

O sistema de processamento é outro item importante, pois o mesmo deve consistir de um amplificador e de um analisador FFT com 2 canais. Este sistema deve ser capaz de medir a pressão sonora nos dois microfones e calcular a função de transferência nas duas posições.

A faixa dinâmica do analisador deve ser maior que 65 dB e o erro devido à mudança de temperatura do ambiente deve ser de 0,2 dB; estes valores dão uma maior confiabilidade nas medições realizadas. Maiores detalhes podem ser consultados no escopo de normalização da técnica [13], que dá um subsídio informativo mais abrangente sobre a técnica de medição.

Utilizando a equação (5) para o cálculo da faixa de frequência em que os resultados obtidos tem uma precisão aceitável, com a distância entre as posições de microfones $s = 11,5$ cm e a velocidade do som de $c = 343$ m/s, obtem-se:

$$f_{\max} < 1193 \text{ Hz} \quad \text{e} \quad f_{\min} > 149 \text{ Hz}$$

Foram feitas medições da impedância acústica em amostra de espuma lisa de 7 mm de espessura e densidade 30 kg/m^3 fabricado pela ILLBRUCK Industrial, e em fibra de vidro de 60 lb/in^3 , fabricada pela SANTA MARINA com 16 mm de espessura. Foram feitas medições em mais de uma amostra de mesmo material com o intuito de se testar a repetibilidade dos valores obtidos.

2.4 - Processo de Medição da Impedância Acústica

Os equipamentos são montados conforme o esquema de ligação na figura 1. Para a medição, primeiro é ajustado o amplificador de potência B e K tipo 2706 a um ganho desejável no sinal de saída. O tubo de medição deve estar devidamente posicionado na caixa do alto-falante, de onde deve-se retirar toda e qualquer fresta do sistema. Na tela do analisador TEKTRONIX já devem constar todos os parâmetros atribuídos de medição, como: a faixa de frequência estudada, as ligações dos canais de entrada, o tipo de ruído de excitação, o número de pontos para média, as funções que se desejam medir (função de transferência, auto espectro, auto correlação, coerência, etc), e a amplitude do sinal gerado.

Para o caso de medição de impedância acústica, é solicitada apenas a medição da função de transferência nas duas posições do microfone. Mediu-se também a coerência dos sinais para analisar-se a qualidade das medições.

Com todo equipamento já ajustado, e a amostra devidamente posicionada no tubo, são feitas as medições das funções de transferência. Primeiro é posicionado o microfone na posição "A" do tubo e efetuada uma medição; em seguida é colocado o microfone na posição "P" do tubo e é realizada a outra medição, segundo o mesmo procedimento. De posse das funções de transferência medidas nas duas posições do

microfone, obtém-se por meios matemáticos, conforme a equação (3), a curva da impedância acústica plotada na figura 2.

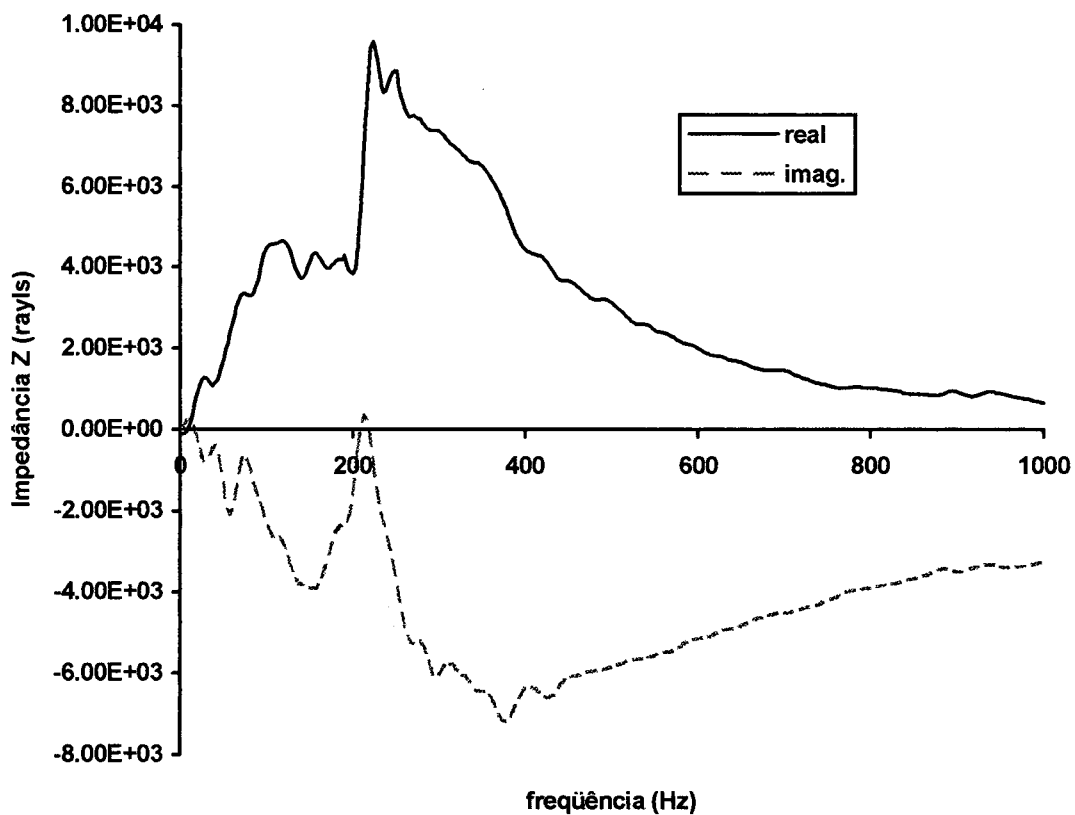


FIGURA 2 - Curva de Impedância Acústica para uma amostra de espuma lisa com 7 mm espessura.

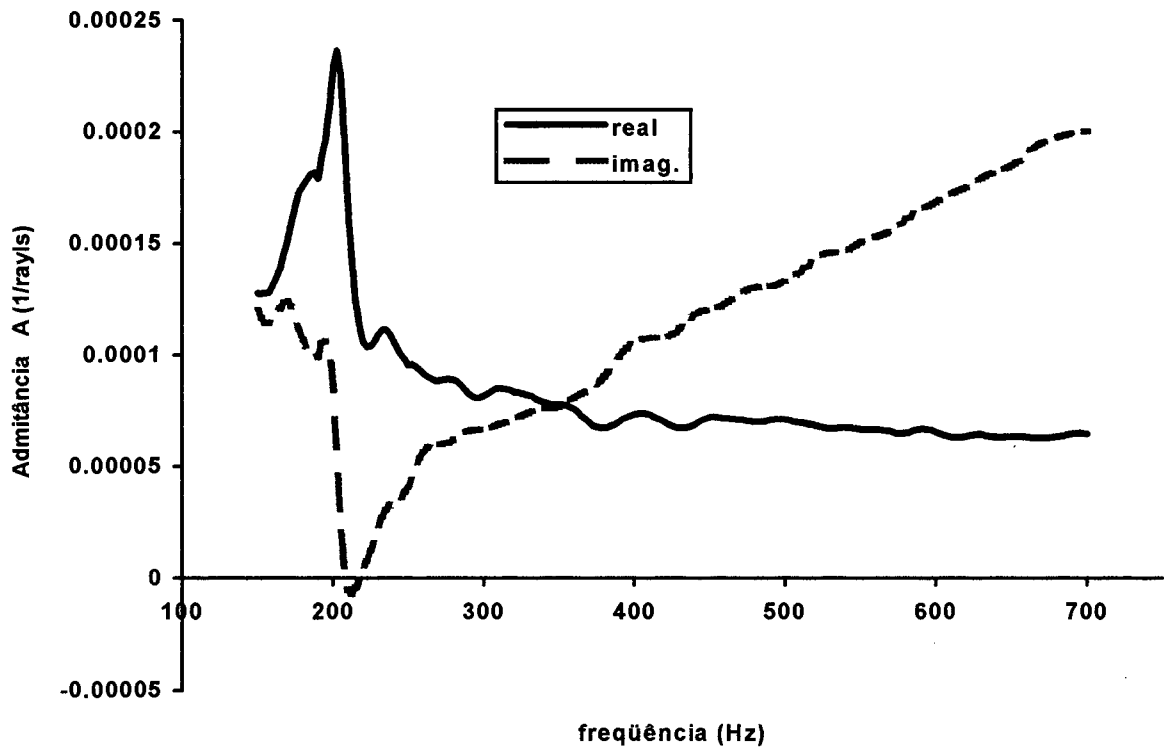


FIGURA 3 - Curva da Admitância Acústica para a espuma lisa com 7 mm espessura, onde $A = 1 / Z$.

Os valores, os quais dão o comportamento da admitância do material na figura 3, foram utilizados na simulação numérica do material de absorção acústica (espuma lisa), simulação esta que será apresentada no capítulo 4.

2.5 - A Propagação Sonora em um Meio Poroso

Os resultados por dedução teórica serão aqui apresentados com o propósito de se analisar comparativamente com os valores obtidos através de medição experimental pela técnica dos dois microfones. Dedução teórica que se aplica apenas a materiais fibrosos, os quais não foram usados na simulação numérica deste trabalho.

Expõe-se aqui parte de um artigo contido no livro [3] denominado de propagação sonora em um meio poroso, trabalho feito por Bies e Hansen, sobre o comportamento da impedância acústica num material fibroso.

Neste artigo, a impedância do material é descrita em termos da densidade do gás ρ_0 , da velocidade do som c , da densidade complexa ρ e da compressibilidade complexa K , como pode ser visto na equação (6).

$$Z = \rho_0 c \sqrt{\rho K} \quad (6)$$

A partir da equação (6), introduzidos os valores de K e ρ , chega-se à expressão (7), onde a impedância acústica apresenta-se como um número complexo. A equação (7) pode ser utilizada para uma resistividade de fluxo variando entre 1000 a 50000 MKS rays/m.

$$Z = \rho_0 c [1 + 0,0571x^{-0,754} - i0,087x^{-0,732}] \quad (7)$$

$$\text{onde } x = \frac{\rho_0 f}{R_1}$$

onde R_1 é a resistividade de fluxo, e f é frequência

O autor do trabalho, frisa que a equação (7) aplica-se mais adequadamente para materiais de grandes espessuras (acima de 3 cm) e que para material mais fino devem-se fazer algumas correções na equação. Como pode ser visto na equação (7) a impedância acústica tende para o valor da impedância característica do ar ou 415,03 rayl, isto ocorre à medida que a frequência aumenta ou com a diminuição da resistividade de fluxo R_1 . Este comportamento pode ser visto na figura 4.

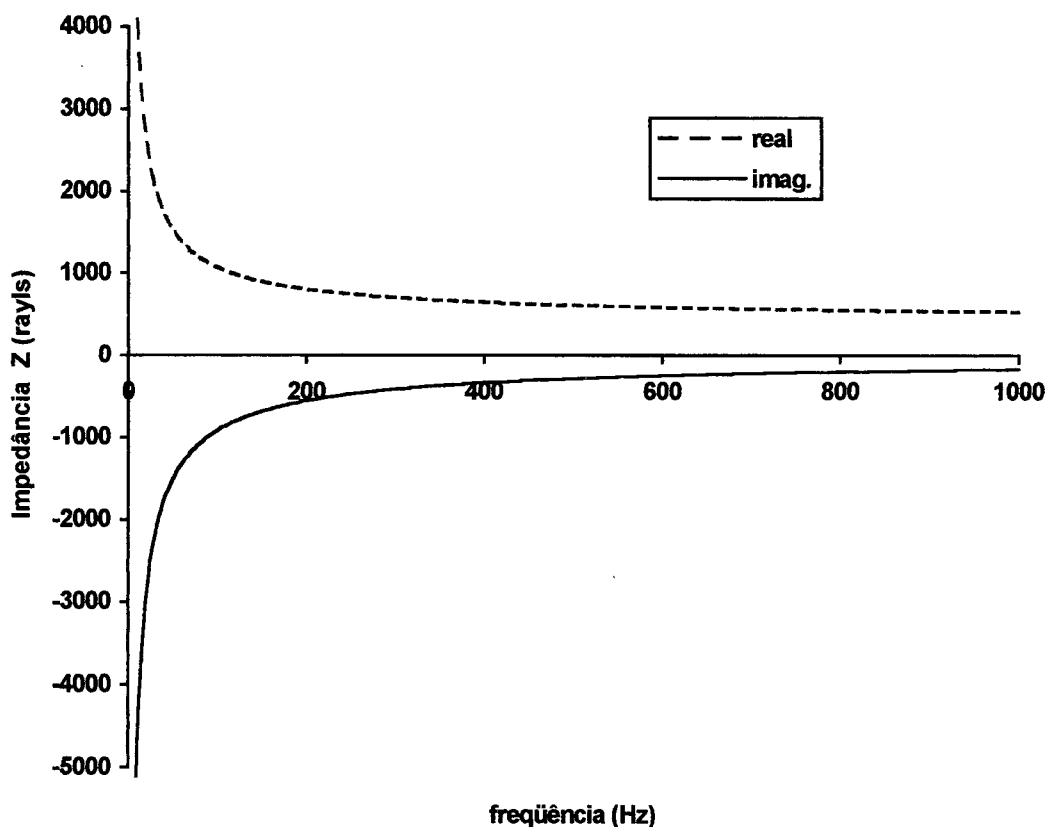


FIGURA 4 - Curva da Impedância Acústica Teórica para material fibroso segundo equação (7), com uma resistividade de fluxo de 10000 MKS rayls / m.

Na figura 5 têm-se a impedância acústica para uma amostra de fibra de vidro obtida por medição experimental. A faixa de frequência em que os valores apresentam maior precisão é de 250 a 1190 Hz.

Pode-se verificar que a curva de impedância tem um comportamento semelhante com a curva teórica figura 4. A impedância acústica calculada pela expressão (7) varia basicamente com a resistividade de fluxo, a qual foi fixada num valor aproximado de 10.000 MKS rayls/m, referente à amostra de fibra de vidro utilizada. A equação teórica se aplica mais adequadamente na predição numérica da impedância acústica de materiais de grandes espessuras, ou seja com espessura de no mínimo 3 cm. O material utilizado nas medições experimentais tinha 25 mm de espessura, porém o comportamento das curvas é bom consideradas as dificuldades tidas com as medições e os limites impostos pela predição teórica.

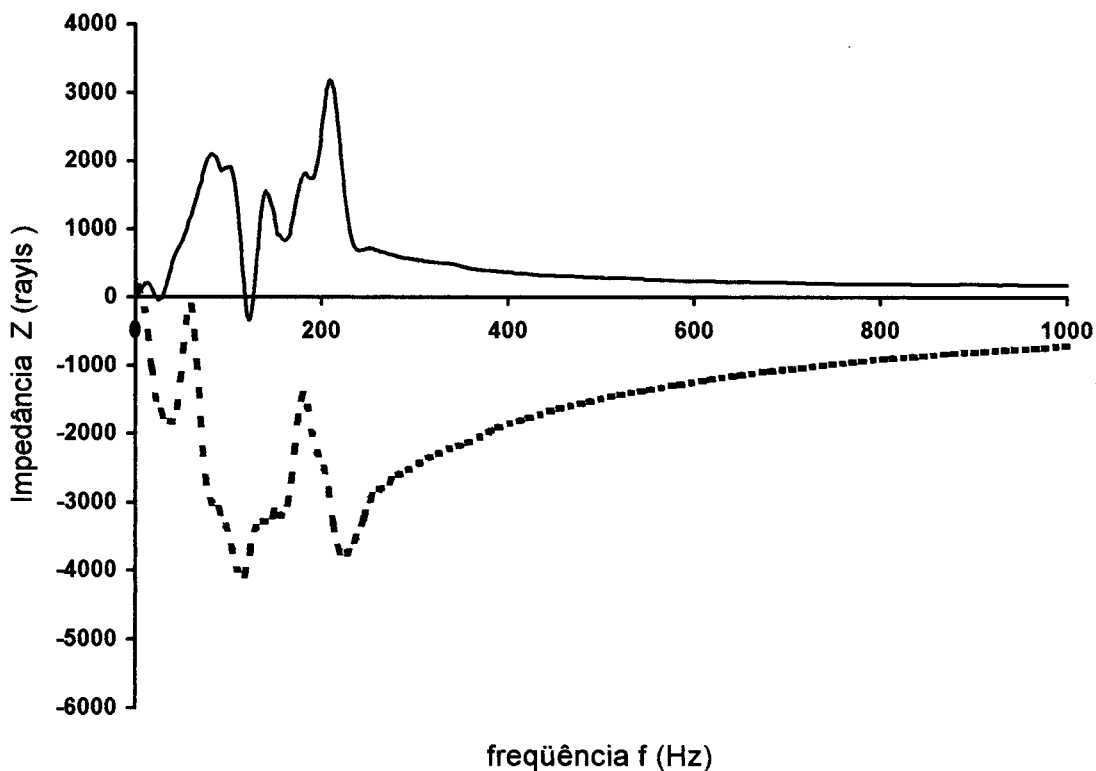


FIGURA 5 - Curva de Impedância Acústica medida experimentalmente por técnica de um microfone, amostra de fibra de vidro(— real; - - - imag).

A curva da impedância acústica na faixa de frequência que vai de 0 a 250 Hz, na figura 5, apresenta uma sensível diferença se comparada com a curva teórica; isto se deve principalmente à distância "s", entre os dois pontos de medição, que limita a frequência mínima em que se têm resultados precisos.

CAPÍTULO 3

PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL PARA ANÁLISE MODAL E RESPOSTA ACÚSTICA DA CAVIDADE VEICULAR

Este capítulo contém todos os procedimentos utilizados nas medições experimentais do campo acústico de um protótipo reduzido da cabine veicular. Contudo será iniciado o capítulo com um conceito puramente teórico sobre análise modal acústica de uma sala retangular, para servir de embasamento e esclarecer alguns dos fenômenos presentes num campo acústico, e que pode ser aplicado na cabine veicular estudada. São apresentados os procedimentos experimentais para medição, utilizados no estudo de análise modal e de predição da resposta forçada na cabine estudada.

3.1 - Acústica de Salas Retangulares

Na teoria da análise modal, uma sala pode ser tratada como um ressonador complexo tendo vários modos acústicos, cada um com sua frequência característica de ressonância livre.

Partindo da expressão para uma onda plana dentro de uma sala retangular com dimensões L_x , L_y , L_z chega-se a uma equação da pressão acústica que é dada por [4]

:

$$\underline{p} = \underline{A} e^{i(\omega t - k_x x - k_y y - k_z z)} \quad (8)$$

onde \underline{p} é a pressão acústica

\underline{A} é a amplitude da pressão da onda acústica

que satisfaz a equação da onda sonora

$$\nabla^2 p = \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} \quad (9)$$

onde t é tempo, ∇^2 é o operador Laplaciano.

As constantes k_x , k_y e k_z são dadas por :

$$k = \frac{\omega}{c} = (k_x^2 + k_y^2 + k_z^2)^{\frac{1}{2}} \quad (10)$$

onde k_x , k_y e k_z representam os números de ondas nas direções x , y e z respectivamente, ω é a frequência angular, c é velocidade do som.

Tem-se diferentes propagações das ondas planas simultaneamente, as quais assumem certos comportamento nos de propagação x , y e z . Logo a equação geral da pressão acústica dentro da sala, é a soma de todas as ondas planas que se propagam pela mesma, dada por:

$$p = A \cos(k_x x) \cos(k_y y) \cos(k_z z) e^{i\omega t} \quad (11)$$

Para uma sala retangular com paredes rígidas (absorção sonora zero) as condições de contorno na superfície das paredes são caracterizadas por velocidades da partícula nulas, logo:

$$u = \frac{-1}{i\omega\rho} \frac{\partial p}{\partial x} = 0 \quad \text{para } x=0 \text{ e } x=L_x$$

$$v = \frac{-1}{i\omega\rho} \frac{\partial p}{\partial y} = 0 \quad \text{para } y=0 \text{ e } y=L_y \quad (12)$$

$$w = \frac{-1}{i\omega\rho} \frac{\partial p}{\partial z} = 0 \quad \text{para } z=0 \text{ e } z=L_z$$

onde u , v e w são as velocidades da partícula nas direções x , y e z respectivamente, $(L_x, L_y$ e $L_z)$ são as dimensões da sala retangular nas direções x , y e z respectivamente e ρ é a densidade do meio fluido.

Substituindo - se (11) em (12), tem-se

$$\text{sen}(k_x L_x) = \text{sen}(k_y L_y) = \text{sen}(k_z L_z) = 0$$

ou $k_x = \frac{n_x \pi}{L_x}$ onde $n_x=0,1,2,\dots$

$$k_y = \frac{n_y \pi}{L_y} \quad \text{onde } n_y=0,1,2,\dots \quad (13)$$

$$k_z = \frac{n_z \pi}{L_z} \quad \text{onde } n_z=0,1,2,\dots$$

Portanto as equações (10) e (13) mostram que, a frequência característica de cada modo acústico tem três componentes sendo dada por:

$$f = \frac{\omega}{2\pi} = \frac{c}{2} \sqrt{\left(\frac{n_x}{L_x}\right)^2 + \left(\frac{n_y}{L_y}\right)^2 + \left(\frac{n_z}{L_z}\right)^2} \quad (14)$$

A equação (11) indica que a amplitude da pressão sonora de todas as ondas em uma sala retangular terá um máximo no canto da sala. Portanto se a fonte estiver no canto, será possível excitar uma maior quantidade de modos acústicos. Como também se o microfone estiver no canto do compartimento, estar-se-á medindo a energia acústica mais elevada do referido modo acústico.

Caso o alto-falante fosse colocado numa região de pressão nula apenas alguns poucos modos seriam excitados, perdendo-se outros modos.

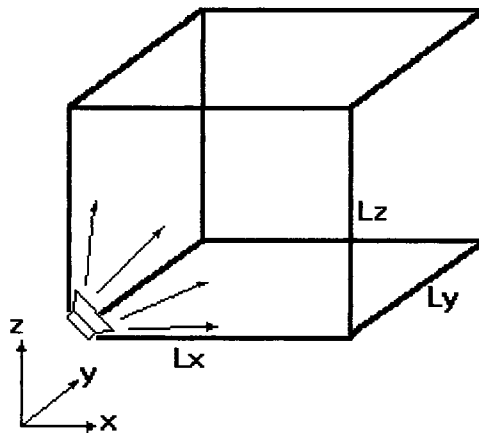


FIGURA 6 - Compartimento Retangular Fechado.

O comportamento acústico de salas fechadas nas baixas frequências é dominado por ondas estacionárias em certas frequências características; neste caso estas frequências estão mais espaçadas uma das outras. Já o comportamento acústico nas altas frequências é caracterizado por uma quantidade maior de modos, os quais estão mais próximos entre si, este comportamento torna mais difícil a análise acústica do campo, devido a esta proximidade entre as frequências características.

A equação (14) demonstra matematicamente que as frequências de ressonância em um compartimento fechado variam basicamente com as dimensões do compartimento (ou sala). À medida que a forma do compartimento torna-se mais irregular, mais difícil se torna obter uma fórmula fechada para o cálculo das frequências de ressonância.

Considerando um volume retangular, com um comprimento de 7 m, uma altura de 4,5 m e uma largura de 2,5 m as frequências de ressonância calculadas pela expressão (14) são:

n_x	n_y	n_z	f (Hz)
1	0	0	24,5
0	1	0	38,1
1	1	0	45,3
2	0	0	49,0
2	1	0	62,1

TABELA 1 - Valores das cinco primeiras frequências de ressonância, calculadas através da equação 14.

Simulando no ANSYS obtêm-se as seguintes configurações para o primeiro e o terceiro modos acústicos.

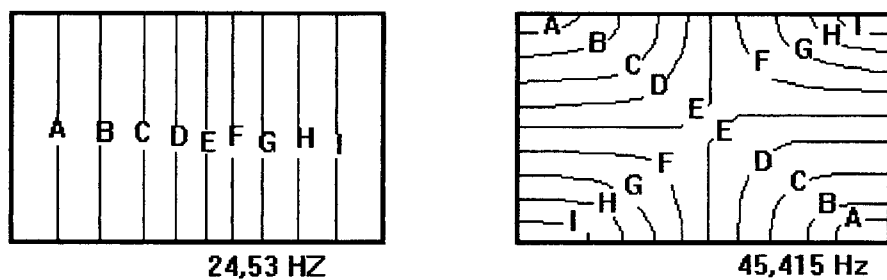


FIGURA 7 - Configurações do primeiro e terceiro modos acústicos, calculadas pelo ANSYS.

3.2 - Instrumentos e Materiais Utilizados nos Experimentos

O modelo utilizado nas medições experimentais foi construído em madeira com 9 mm de espessura, numa escala dimensional de 1 : 3, cujas formas foram tomadas de um modelo real. Tomou-se como modelo real um automóvel de passeio da marca Fiat, modelo Elba. As medições correspondem ao espaço vazio que compreende a cabine de passageiros, fazendo-se algumas modificações em suas formas para efeito de simplificação do modelo.

O motivo de ter-se optado pela Elba foi devido a este veículo apresentar uma configuração quase simétrica, formando um bloco prismático, o que torna as medições mais fáceis, pois sólidos regulares descrevem um campo acústico mais comportado, sem muita distorção nos modos acústicos.

As modificações feitas na forma da cabine compreenderam a retirada das formas arredondadas, simplificação da forma do piso, simplificação do painel de controle. Estas modificações serviram exclusivamente ao intuito de facilitar a confecção do protótipo, pois a madeira utilizada na confecção do protótipo não era um material de fácil manuseio.

Na figura 8 tem-se a configuração final do protótipo utilizado, com as dimensões já em escala reduzida.

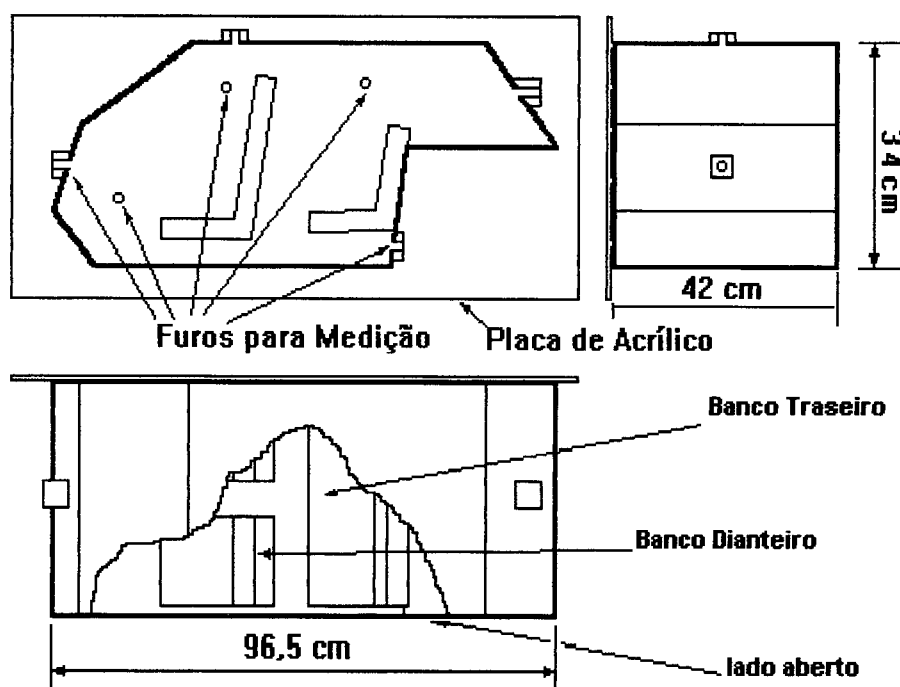


FIGURA 8 - Modelo Reduzido em Madeira.

Conforme vê-se na figura 8, há a presença de uma furação em todo o corpo do protótipo. A furação foi feita para a inserção do microfone em pontos estratégicos, com o intuito de medir o melhor possível, a distribuição dos modos acústicos em cada frequência de ressonância. Esta medição será detalhada mais adiante.

Foi utilizado um tubo de cobre que pudesse ser transpassado por um microfone de $\frac{1}{2}$ " de diâmetro. Este tubo ou sonda, como se passará a chamá-lo, tem uma função importante pois possibilita posicionar o microfone em distâncias pré-determinadas da placa de acrílico. O microfone foi montado na sonda conforme é visto na figura 9, de tal forma que não permitisse o movimento axial do microfone com relação à sonda de cobre. No lado externo do sonda dispunha-se de uma escala com divisões equidistantes, mostrada na figura 9, com o uso de algarismos e suas distâncias (cm) em relação à superfície da grade do microfone utilizado nas medições.

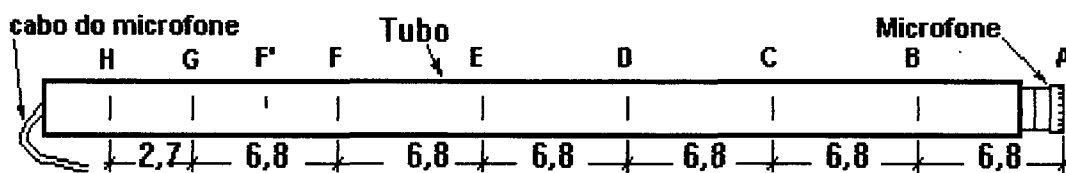


FIGURA 9 - Sonda de Cobre com o microfone de Medição.
Dimensões em "cm".

Os instrumentos utilizados foram todos da Brüel e Kjær, de precisão classe "0".
Utilizou-se o mesmo esquema de montagem conforme é mostrado na figura 10

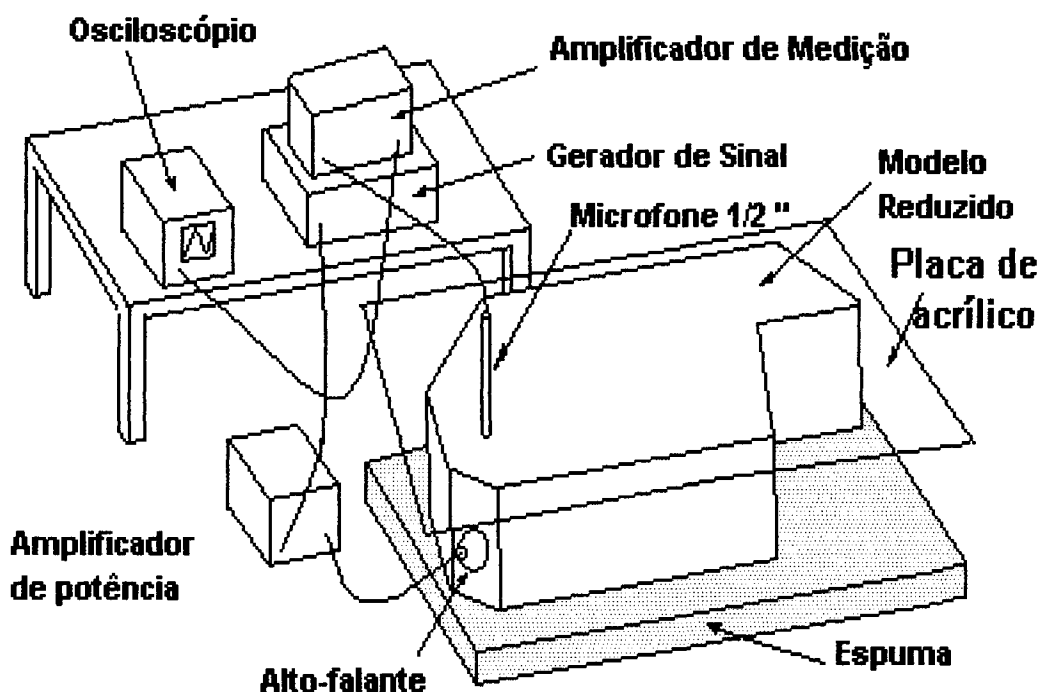


FIGURA 10 - Esquema de Ligação dos Equipamentos usados nas medições.

Relação dos Instrumentos Utilizados nas Medições Experimentais:

- _ Amplificador de medição B & K, tipo 2636
- _ Gerador de Sinais B & K, tipo 1049 , utilizando-se também o tipo 1027
- _ Amplificador de Potência B & K, tipo 2706
- _ Pré - Amplificador B & K , tipo 2639
- _ Microfone B & K de ½ " de diâmetro, tipo 4166
- _ Osciloscópio
- _ Alto - Falante 8 ohms

Foi utilizada uma espuma para acomodar o protótipo no piso e assim isolá-lo de vibrações vindas do piso. As medições foram feitas dentro de um ambiente de forma a evitar a interferência de ruídos de fundo. O sistema de medição mostrou-se extremamente sensível às variações do ruído externo.

Utilizou-se um alto-falante como fonte excitadora do campo acústico no modelo reduzido. O campo acústico foi excitado com tom puro.

3.3 - Análise Modal Acústica Experimental

Já tendo sido apresentado o modelo teórico para análise modal em salas retangulares, será apresentado agora como foram realizadas as medições dos modos acústicos no modelo com forma completamente irregular, como é o caso da cavidade de um veículo.

O processo denominado de análise modal acústica consiste basicamente em determinar as frequências de ressonâncias, e descrever os modos acústicos gerados no interior da cabine para cada frequência de ressonância. Com esse tipo de análise consegue-se prever em quais frequências, a cabine veicular estará maior excitada acusticamente, e com a posterior descrição dos modos acústicos consegue-se observar em quais regiões da cabine serão verificados os níveis mais elevados de ruído.

Para a medição das frequências de ressonâncias coloca-se o alto falante num dos cantos do protótipo; este procedimento deve-se ao motivo já apresentado no ítem 3.1, pois assim o campo sonoro é melhor induzido. A grade de proteção do microfone é colocada na superfície interna do modelo, pois aí a pressão acústica é máxima. Em seguida é ligado o gerador de sinais, o qual emite um **tom puro** de amplitude constante. Varia-se então gradativamente a frequência de excitação, através do gerador de sinal B e K tipo 1049 ou no B e K tipo 1027, observando-se o comportamento do sinal no visor de leitura do amplificador de medição e/ou através do osciloscópio. Pois em ambos os instrumentos, próximo da frequência de ressonância o sinal medido sofre uma variação muito grande na pressão acústica medida, até o sinal estabilizar-se em seguida. Este processo é efetuado em toda a faixa de frequência analisada que ia de 150 Hz a 750 Hz, até obter todas as frequências ressonantes presentes no campo acústico.

Para descrição do campo acústico gerado pelas frequências de ressonâncias o gerador de sinal é ajustado na frequência de ressonância desejada. Em seguida é posicionada a sonda com o microfone em localizações pré-estabelecidas, com o intuito de se descrever o campo acústico o melhor possível. Quanto maior o número de pontos de medição, melhor será descrito o modo acústico no interior da cabine .

Para a movimentação da sonda no interior da cabine utilizaram-se vários furos no corpo do protótipo reduzido, que são mostrados na figura 8.

Uma importante observação deve ser feita sobre o uso do osciloscópio, pois o mesmo foi utilizado especificamente para qualificar o sinal gerado no protótipo e medido pelo microfone, para ver se corresponderia a um sinal harmónico ou se haveria outra interferência indesejada no sinal medido, o que mudaria completamente os resultados medidos, não condizendo com a realidade. Esta operação foi realizada para as cinco primeiras frequências de ressonância. O processo utilizado de medição dos modos acústicos na cabine sem os assentos foi idêntico.

3.3.1 - Resultados Obtidos na Análise Modal Experimental

Os valores que constam na tabela (2) são referentes às frequências de ressonância medidas experimentalmente conforme descrito no item 3.3, utilizando como campo acústico a cabine veicular do protótipo reduzido. Medições estas feitas sem a presença dos bancos de passageiros.

EXPERIMENTAL (Hz)
229,55
366,62
415,81
448,84
519,09
539,52
582,70
678,96

Tabela 2 - Frequências ressonantes medidas no modelo reduzido sem os assentos.

As distribuições de pressão medidas experimentalmente no campo acústico da cabine reduzida, sem a presença dos bancos de passageiros são mostradas nas figuras 11 a 15, excitando-se a cabine nas cinco primeiras frequências de ressonâncias da tabela (2).

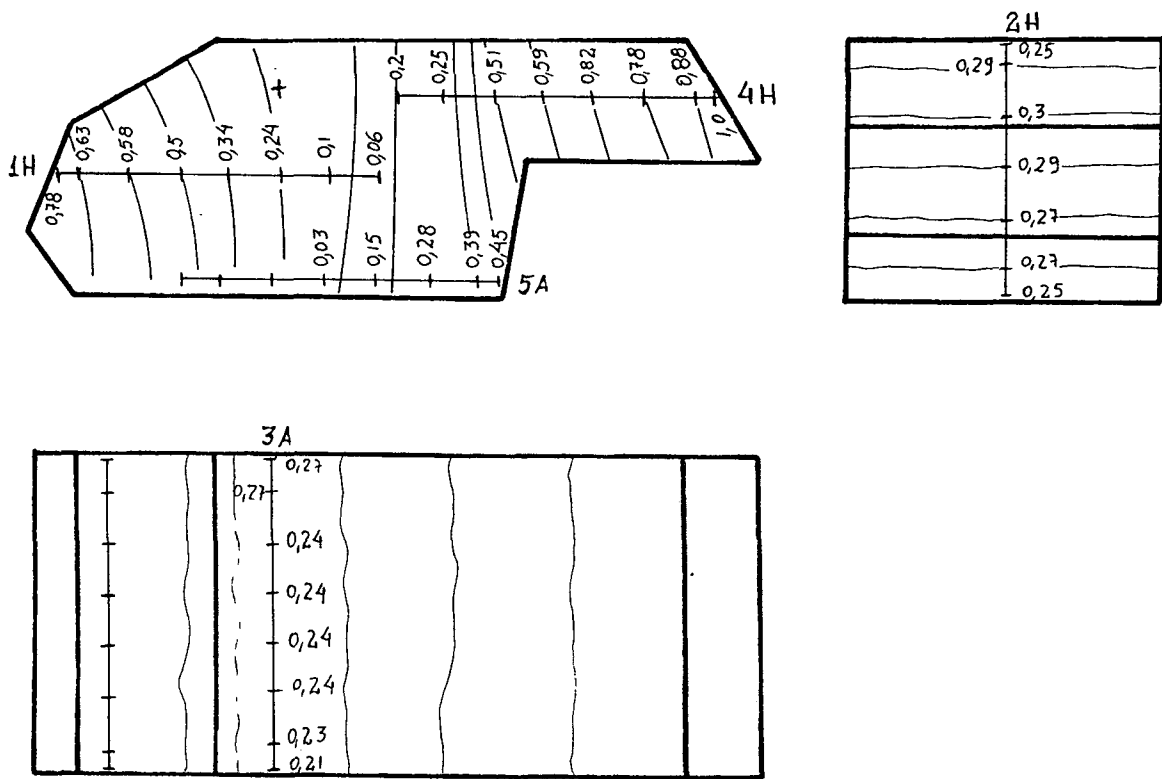


FIGURA 11 - Primeiro modo acústico medido no modelo reduzido, sem os assentos, na frequência de 229,55 Hz.

A	B	C	D	E	F	G	H		Ponto
0.06	0.10	0.24	0.37	0.50	0.58	0.63	0.78		1
--	0.25	0.27	0.27	0.29	0.30	0.29	0.25		2
0.27	0.27	0.24	0.24	0.24	0.24	0.23	0.21		3
0.20	0.25	0.51	0.59	0.82	0.78	0.88	1.00		4
0.45	0.39	0.28	0.15	0.03	0.10	0.17	0.19		5

TABELA 3 - Valores da distribuição do campo sonoro medido em (mV) e normalizado.

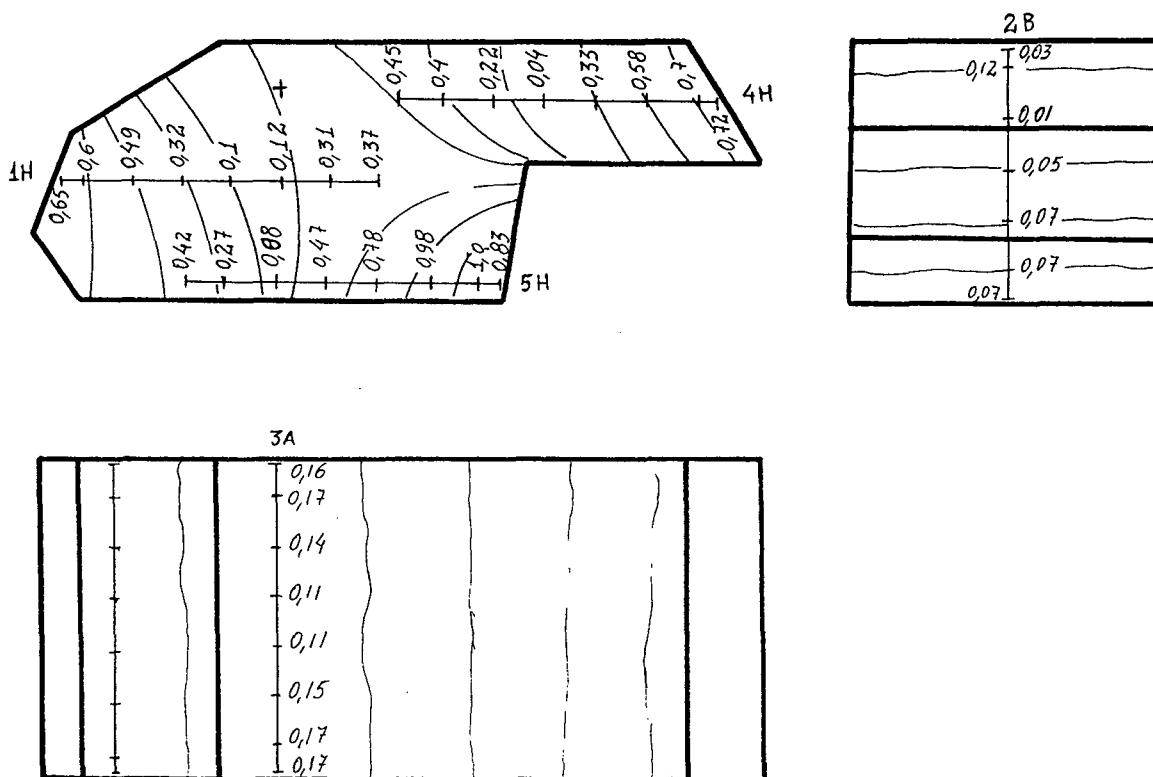


FIGURA 12 - Segundo modo acústico medido no modelo reduzido, sem os assentos, na frequência de 366,62 Hz.

A	B	C	D	E	F	G	H		Ponto
0.37	0.31	0.12	0.10	0.32	0.49	0.60	0.65		1
--	0.03	0.01	0.01	0.05	0.07	0.07	0.07		2
0.16	0.17	0.14	0.11	0.11	0.15	0.17	0.17		3
0.45	0.40	0.22	0.04	0.33	0.58	0.70	0.72		4
0.42	0.27	0.08	0.47	0.78	0.98	1.00	0.83		5

TABELA 4 - Valores da distribuição do campo sonoro medido em (mV) e normalizado.

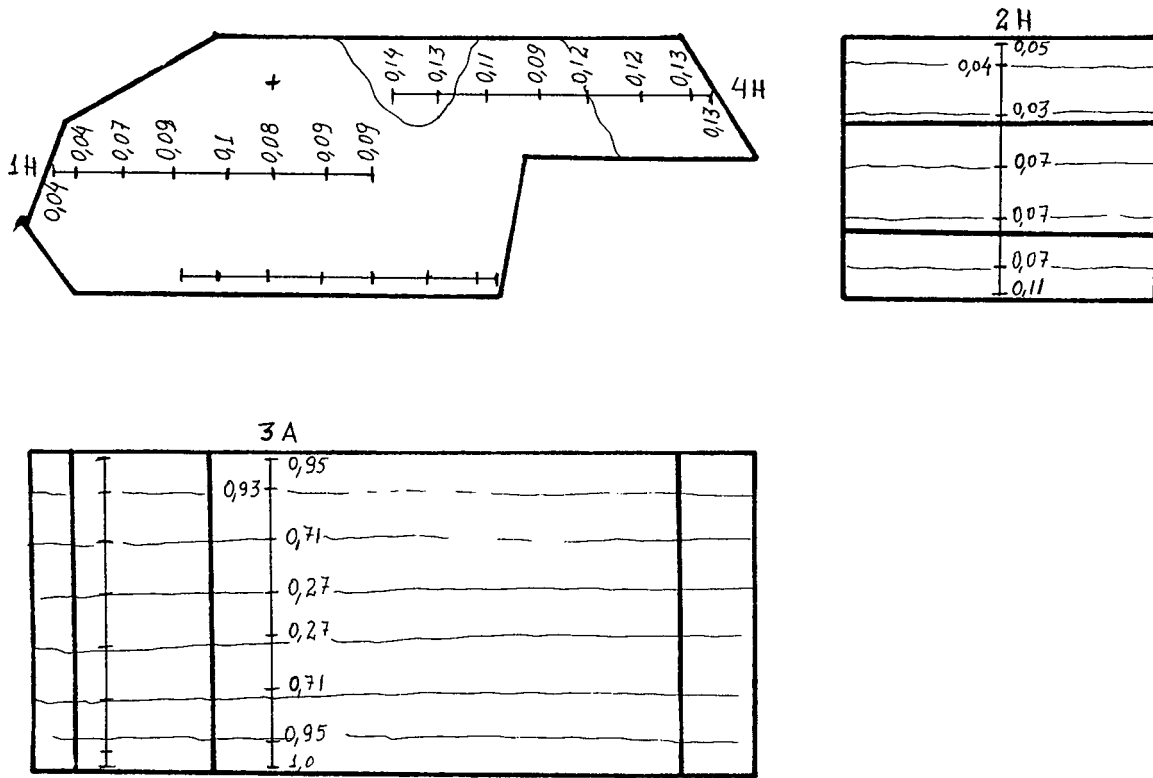


FIGURA 13 - Terceiro modo acústico medido no modelo reduzido, sem os assentos, na frequência de 415,81 Hz.

A	B	C	D	E	F	G	H	Ponto
0.09	0.09	0.08	0.10	0.09	0.07	0.04	0.04	1
--	0.11	0.07	0.07	0.07	0.03	0.04	0.05	2
0.95	0.93	0.71	0.27	0.27	0.71	0.95	1.00	3
0.14	0.13	0.11	0.09	0.12	0.12	0.13	0.13	4

TABELA 5 - Valores da distribuição do campo sonoro medido em (mV) e normalizado.

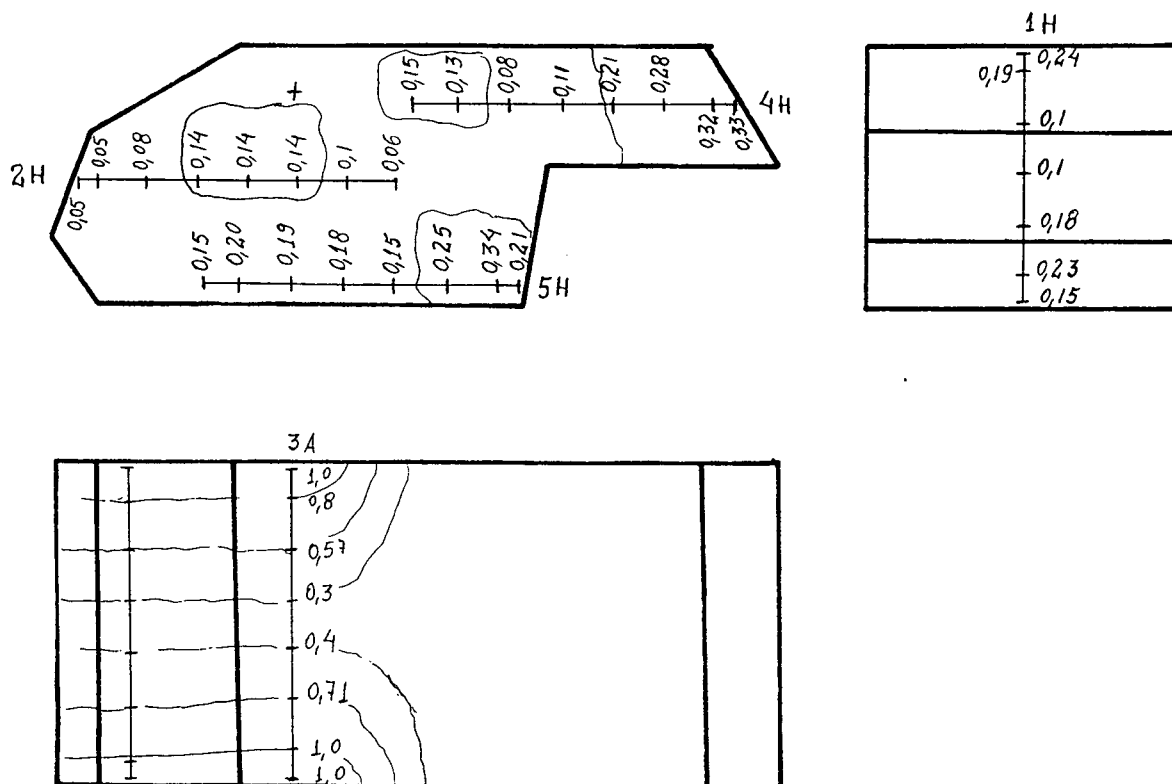


FIGURA 14 - Quarto modo acústico medido no modelo reduzido, sem os assentos, na frequência de 448,84 Hz.

A	B	C	D	E	F	G	H		Ponto
--	0,15	0,23	0,18	0,10	0,10	0,19	0,24		1
0,06	0,10	0,14	0,14	0,14	0,08	0,05	0,05		2
1,00	0,80	0,57	0,30	0,40	0,71	1,00	1,00		3
0,15	0,13	0,08	0,11	0,21	0,28	0,32	0,33		4
0,15	0,20	0,19	0,18	0,15	0,25	0,34	0,21		5

TABELA 6 - Valores da distribuição do campo sonoro medido em (mV) e normalizado.

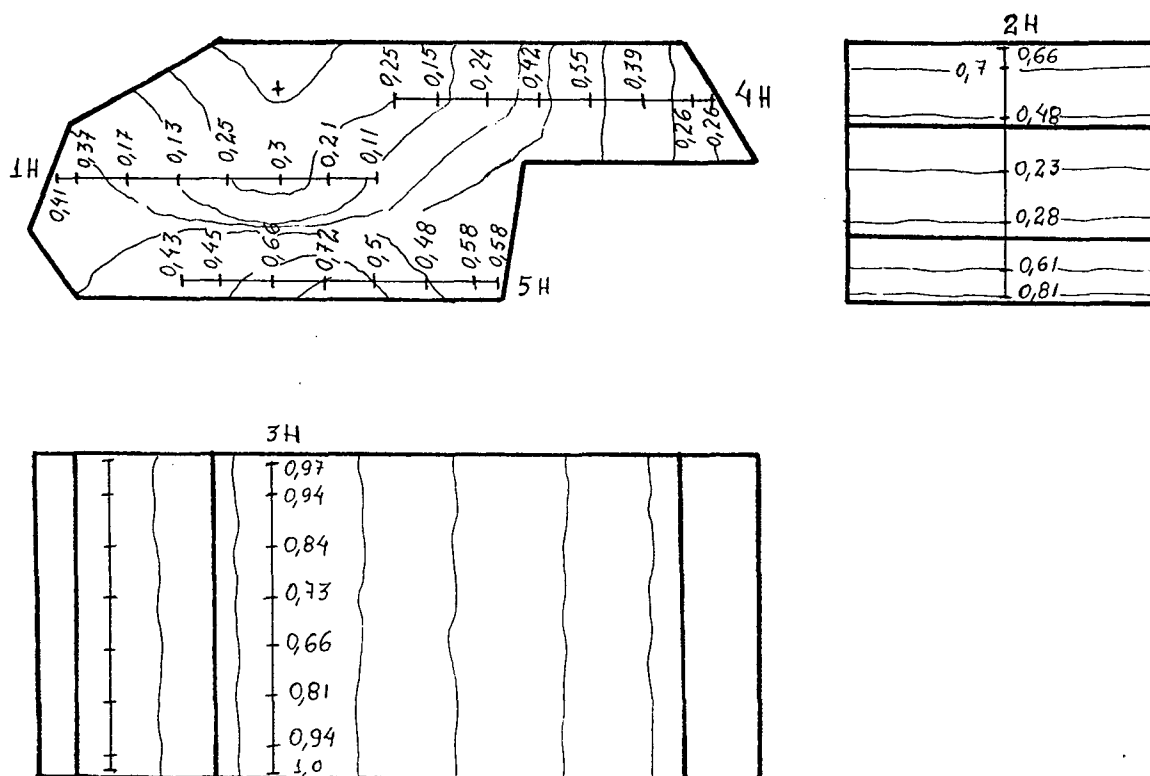


FIGURA 15 - Quinto modo acústico medido no modelo reduzido, sem os assentos, na frequência de 519,09 Hz.

A	B	C	D	E	F	G	H		Ponto
0.11	0.21	0.30	0.25	0.13	0.17	0.37	0.41		1
--	0.81	0.61	0.28	0.23	0.48	0.70	0.66		2
1.00	0.94	0.81	0.66	0.73	0.84	0.94	0.97		3
0.25	0.15	0.24	0.42	0.55	0.39	0.26	0.26		4
0.43	0.45	0.66	0.72	0.50	0.48	0.58	0.58		5

TABELA 7 - Valores da distribuição do campo sonoro medido em (mV) e normalizado.

Já os valores que constam na tabela 8 são referentes às freqüências de ressonância medidas dentro da faixa de 180 a 700 Hz. Freqüências estas medidas experimentalmente conforme descrito no item 3.3, com a colocação dos bancos de passageiros no modelo reduzido.

EXPERIMENTAL (Hz)
192,02
323,03
415,42
435,75
458,07
513,00
539,73
615,62
693,48

Tabela 8 - Freqüências Ressonantes presentes no Modelo Reduzido com os Assentos.

A seguir são mostradas nas figuras 16 a 20 as distribuições de energia medidas experimentalmente no campo acústico da cabine reduzida com os assentos, excitando-se o modelo nas cinco primeiras freqüências de ressonância da tabela 8.

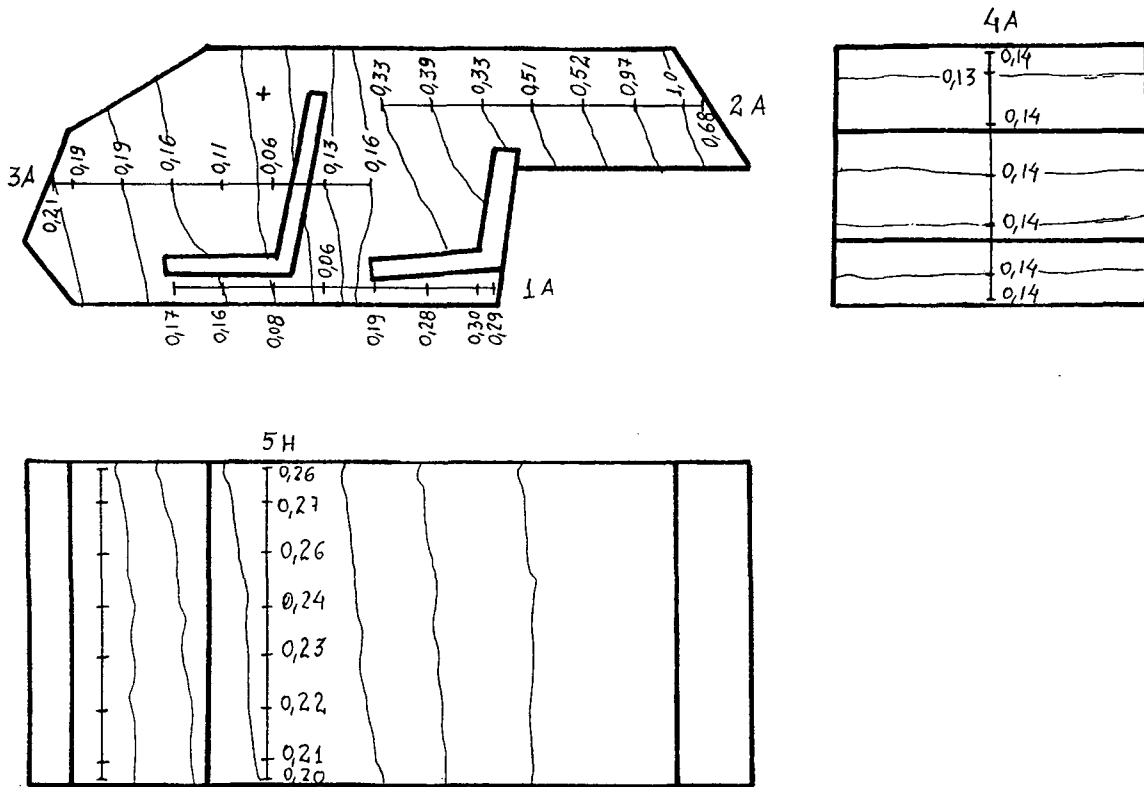


FIGURA 16 - Primeiro modo acústico medido no modelo reduzido, com os assentos, na frequência de 192,02 Hz.

A	B	C	D	E	F	G	H		Ponto
0.29	0.30	0.28	0.19	0.06	0.08	0.16	0.17		1
0.68	1.00	0.97	0.52	0.51	0.33	0.39	0.33		2
0.21	0.21	0.19	0.16	0.11	0.06	0.13	0.16		3
0.14	0.13	0.14	0.14	0.14	0.14	0.14	--		4
0.20	0.21	0.22	0.23	0.24	0.26	0.27	0.26		5

TABELA 9 - Valores da distribuição do campo sonoro medido em (mV) e normalizado.

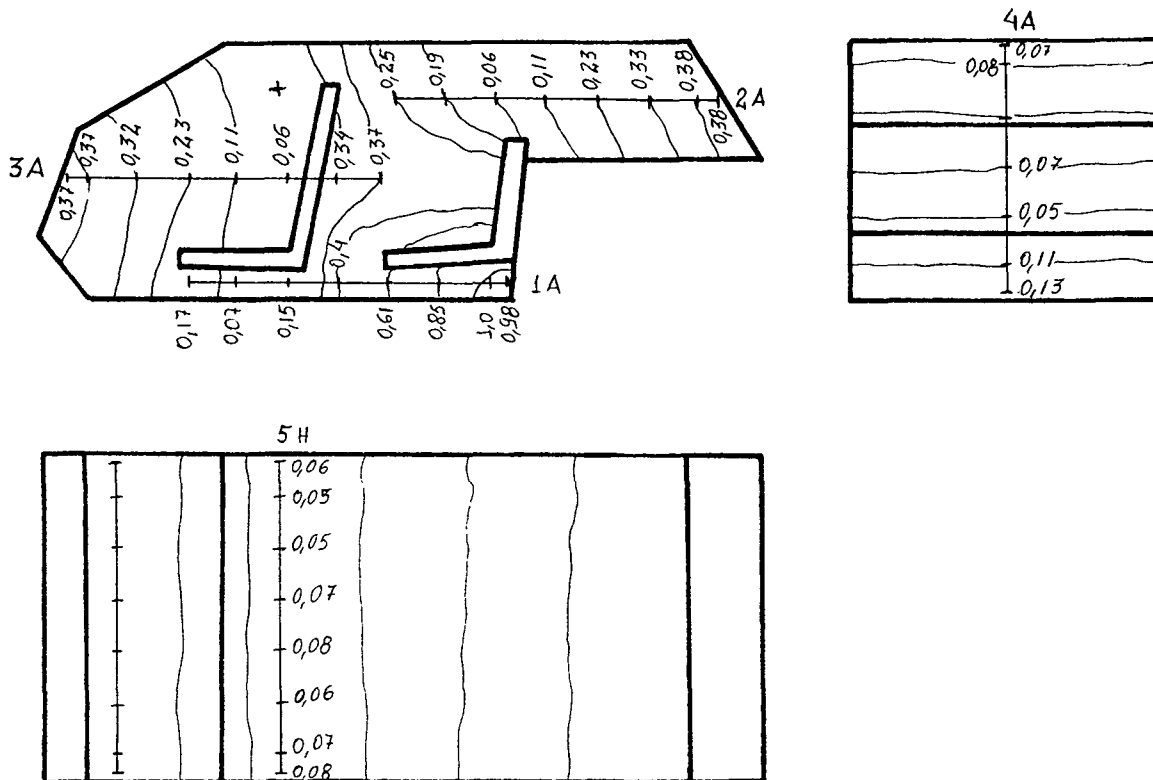


FIGURA 17 - Segundo modo acústico medido no modelo reduzido, com os assentos, na frequência de 323,03 Hz.

A	B	C	D	E	F	G	H		Ponto
0.98	1.00	0.85	0.61	0.40	0.15	0.07	0.15		1
0.38	0.38	0.33	0.23	0.11	0.06	0.19	0.25		2
0.37	0.37	0.32	0.23	0.11	0.08	0.34	0.37		3
0.07	0.08	0.08	0.07	0.05	0.11	0.13	--		4
0.08	0.07	0.06	0.08	0.07	0.05	0.05	0.06		5

TABELA 10 - Valores da distribuição do campo sonoro medido em (mV) e normalizado.

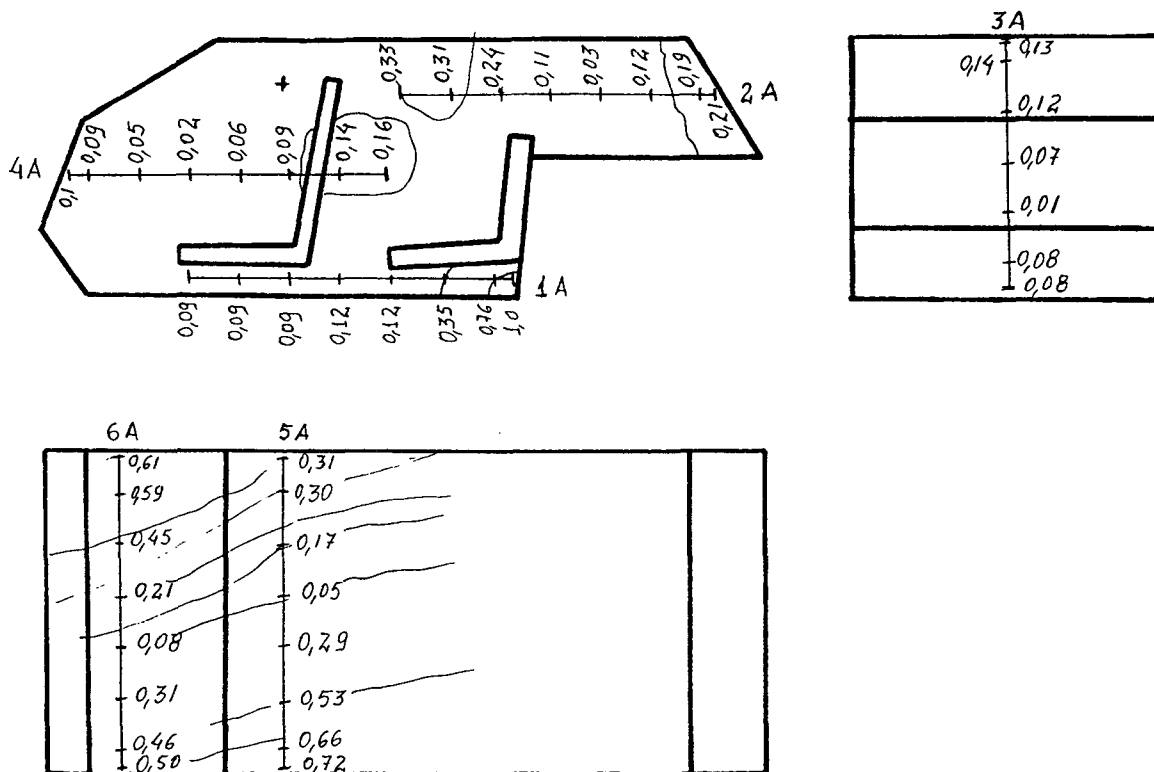


FIGURA 18 - Terceiro modo acústico medido no modelo reduzido, com os assentos, na frequência de 415,42 Hz.

A	B	C	D	E	F	G	H		Ponto
1.00	1.00	0.76	0.35	0.12	0.09	0.09	0.09		1
0.21	0.19	0.12	0.03	0.11	0.24	0.31	0.33		2
0.13	0.14	0.12	0.07	0.01	0.08	0.08	--		3
0.10	0.09	0.05	0.02	0.06	0.09	0.14	0.16		4
0.31	0.30	0.17	0.05	0.29	0.53	0.66	0.72		5
0.61	0.59	0.45	0.21	0.08	0.31	0.46	0.50		6

TABELA 11 - Valores da distribuição do campo sonoro medido em (mV) e normalizado.

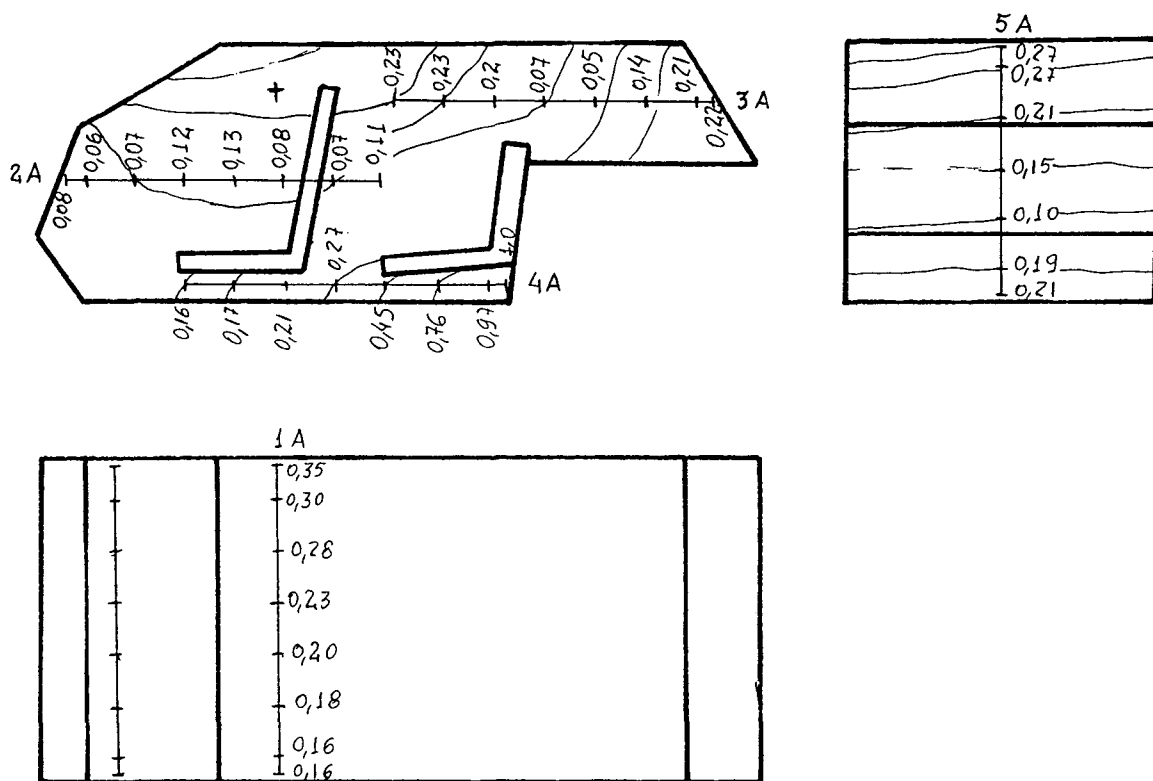


FIGURA 19 - Quarto modo acústico medido no modelo reduzido, com os assentos, na frequência de 435,75 Hz.

A	B	C	D	E	F	G	H		Ponto
0.35	0.30	0.28	0.23	0.20	0.18	0.16	0.16		1
0.08	0.06	0.07	0.12	0.13	0.08	0.07	0.11		2
0.22	0.21	0.14	0.05	0.07	0.20	0.23	0.23		3
1.00	0.97	0.76	0.45	0.27	0.21	0.17	0.16		4
0.27	0.27	0.21	0.15	0.10	0.19	0.21	--		5

TABELA 12 - Valores da distribuição do campo sonoro medido em (mV) e normalizado.

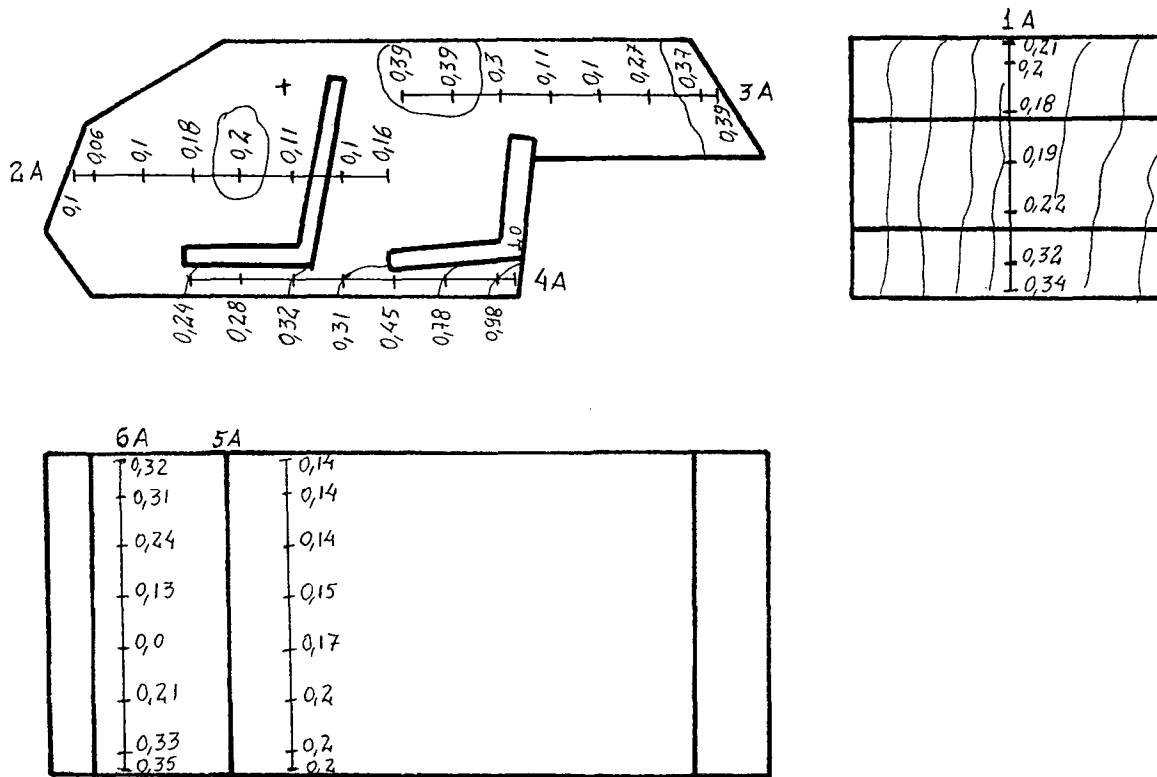


FIGURA 20 - Quinto modo acústico medido no modelo reduzido, com os assentos, na frequência de 458,07 Hz.

A	B	C	D	E	F	G	H		Ponto
0.21	0.20	0.18	0.19	0.22	0.32	0.34	--		1
0.10	0.06	0.10	0.18	0.20	0.11	0.10	0.16		2
0.39	0.37	0.27	0.10	0.11	0.30	0.39	0.39		3
1.00	0.98	0.78	0.45	0.31	0.32	0.28	0.24		4
0.14	0.14	0.14	0.15	0.17	0.20	0.20	0.20		5
0.32	0.31	0.24	0.13	0.00	0.21	0.33	0.35		6

TABELA 13 - Valores da distribuição do campo sonoro medido em (mV) e normalizado.

3.4 - Processo de Medição da Resposta Forçada

A medição dos níveis de pressão sonora no interior da cabine não apresenta muita complexidade na sua realização, porém é extremamente cansativa devido à forma com que são realizadas as medições. As medições dos níveis de pressão sonora foram feitas com e sem a presença de materiais de absorção acústica e com a mesma calibração dos instrumentos.

Para a medição dos níveis de pressão sonora, com o intuito de se prever o ruído numa cabine veicular, ao invés da sonda deslocar-se no interior da cabine, como no caso para a medição dos modos acústicos; a mesma foi posicionada em pontos fixos, cujas coordenadas, fornecidas na tabela 14, são referentes às posições do ouvido de quatro passageiros sentados.

	X (cm)	Y (cm)	Z (cm)
motorista	31,70	27,43	34,55
acomp. diant. dir.	31,69	27,80	3,58
acomp. tras. dir.	58,35	30,24	7,76
acomp. tras. esq.	58,39	30,26	33,65

TABELA 14 - Coordenadas da posição do ouvido para quatro passageiros.

Utilizou-se novamente um alto-falante como fonte excitadora. Desta vez, ao invés do alto-falante ser colocado em diversos pontos do modelo como no caso da determinação dos modos acústicos, o mesmo foi colocado na frente do modelo numa região que compreende a superfície em contato com o motor do automóvel. Esta posição fixa é definida pelas coordenadas $x = 4,24$ cm; $y = 2,99$ cm; $z = 21,7$ cm. A mesma posição será utilizada na simulação numérica.

Para a medição dos níveis de pressão sonora, com a presença de material de revestimento acústico, foi colocada espuma lisa de 7 mm de espessura e de densidade de 30 kg/m^3 no teto e nos assentos dianteiro e traseiro, com fixações não permanentes para facilitar as medições.

Foi medido o NPS com a cabine revestida com o material acústico nas posições já citadas e depois foi repetida a mesma medição sem o material de absorção acústica,

mantendo-se a mesma calibração de instrumentos para não interferir nos resultados finais. Os níveis de pressão sonora foram obtidos em cada frequência de excitação dentro da faixa analisada que vai de 180 Hz a 700 Hz, variando-se o sinal de excitação (tom puro) em 2,5 Hz, no gerador de sinal. Devido à quantidade de resultados medidos, os mesmos serão mostrados no capítulo 5, com suas referidas discussões. Na figura 21 tem-se uma visualização de uma curva do NPS medida no protótipo reduzido, referente a posição do ouvido do motorista, e sem a presença de material de absorção acústica.

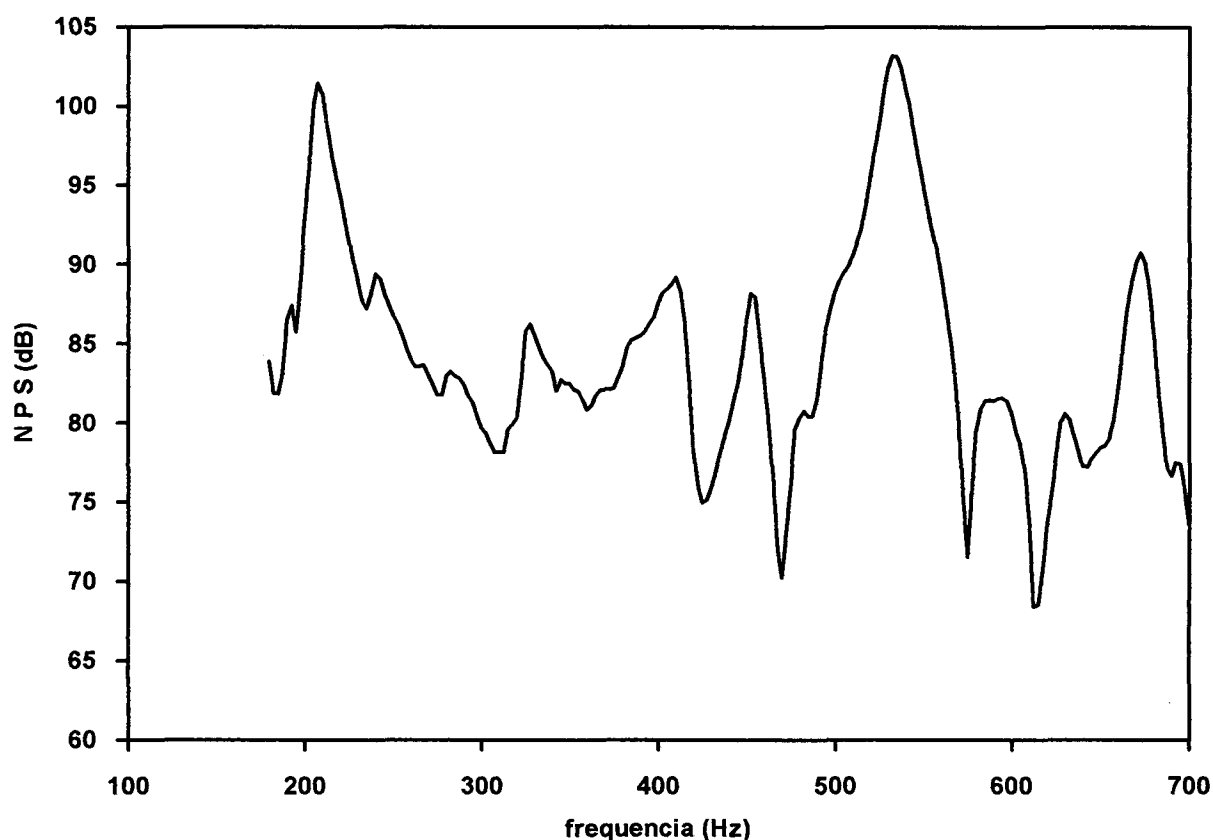


FIGURA 21 - NPS medido experimentalmente na cabine reduzida na posição do ouvido do motorista, sem a presença de material de absorção.

3.5 - Comportamento Acústico do Sistema Experimental

Para se entender melhor acusticamente o sistema analisado, foram feitas algumas medições do nível da pressão acústica no interior da cabine do modelo. Estas medições foram feitas em dois pontos fixos, com o intuito de se obter o comportamento acústico do sistema estudado em certas frequências. Através destas medições poder-se-á saber se o modelo reduzido experimental responde igualmente como o modelo acústico simulado no computador. Tais medições foram necessárias pois a forma de excitação do modelo experimental difere bastante da utilizada no modelo computacional, as energias injetadas são diferentes. Com o alto-falante não responde igualmente em todas as frequências.

O modelo foi excitado em algumas frequências o mais distante das regiões de ressonâncias. Este cuidado foi levado em conta pois na ressonância ou próximo dela, as medições realizadas são mais sensíveis, instáveis e mais susceptíveis a erros.

Os dois pontos utilizados estão assinalados na figura 22 e correspondem a um ponto no teto e a um ponto na posição frontal do modelo reduzido.

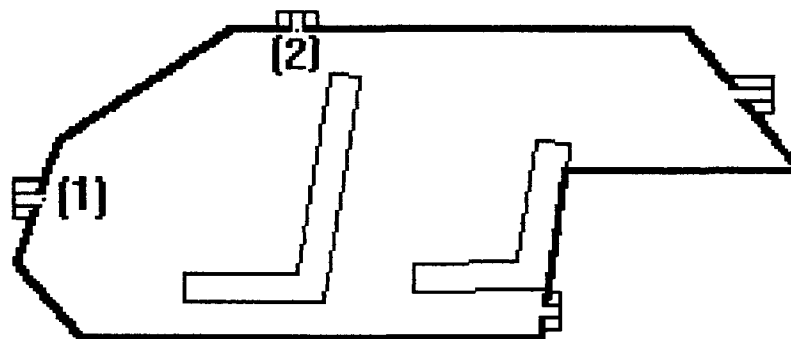


FIGURA 22 - Desenho Mostrando as posições de medição do NPS, no modelo experimental e simulado.

Para estas medições a fonte sonora excitadora foi colocada numa posição frontal e os instrumentos de medição foram montados conforme é mostrado na figura 10.

A simulação no computador foi feita por FEM num modelo com as mesmas dimensões do protótipo reduzido. Os pontos de medição e a posição de excitação na malha são aproximadamente iguais aos referidos pontos no modelo de madeira. Os

resultados obtidos por simulação numérica e por medição experimental fornecerão valores bem próximos um do outro, os quais constam nas tabelas 15 e 16. Como pode-se ver, são valores referentes às frequências de 200 e 300 Hz respectivamente. Foram realizadas medições em outras frequências chegando a resultados parecidos tanto simulado quanto medido experimentalmente.

Frequência (Hz)	Frente Ponto (1)	Teto Ponto (2)	Diferença (1-2)
200 (Hz)	70,7 dB	65,2 dB	5,5 dB
300 (Hz)	63,5 dB	56,8 dB	6,7 dB

TABELA 15 - NPS medido experimentalmente conforme os pontos 1 e 2 da figura 22.

Frequência (Hz)	Frente Ponto (1)	Teto Ponto (2)	Diferença (1-2)
200 (Hz)	58,166 dB	52,545 dB	5,621 dB
300 (Hz)	50,046 dB	43,541 dB	6,505 dB

TABELA 16 - NPS simulado pelo SYSNOISE nos pontos 1 e 2 em uma malha conforme posições da figura 22.

CAPÍTULO 4

SIMULAÇÃO NUMÉRICA

Neste capítulo será apresentado como foi realizada a simulação numérica do campo acústico induzido no protótipo reduzido da cabine veicular. Utilizaram-se os métodos dos elementos finitos FEM e dos elementos de contorno BEM como ferramenta de cálculo.

Será feita uma apresentação sucinta para ambos os métodos numéricos, dando uma noção dos mesmos. Para maiores informações sobre os métodos matemáticos utilizados, consultar as referências [16] para o FEM, e [8] para o BEM.

4.1 - Resumo Teórico dos Métodos Matemáticos Utilizados

O campo sonoro produzido num ambiente fechado pode ser modelado através da equação (15) de Helmholtz :

$$\nabla^2 p + k^2 p = 0 \quad (15)$$

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

A velocidade da partícula pode ser colocada em função da pressão através da seguinte expressão (16).

$$\mathbf{v} = \frac{j \nabla p}{\omega \rho} \quad (16)$$

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

As condições de contorno utilizadas são as seguintes:

$$\begin{aligned}
 p &= \bar{p} \quad \text{em } S_1 \\
 \frac{\partial p}{\partial n} &= \nabla p \cdot \underline{n} = -i \rho \omega v_n \quad \text{em } S_2 \\
 \frac{\partial p}{\partial n} &= \nabla p \cdot \underline{n} = -i \rho \omega A_n p \quad \text{em } S_3
 \end{aligned} \tag{17}$$

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

Dadas estas condições de contorno, diferentes formas de resolução da equação (15) podem ser utilizadas, como será exposto a seguir.

4.1.1 - MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS (FEM)

A técnica dos elementos finitos faz uso de uma variação da equação de Helmholtz na solução de problemas, denominada de formulação residual de Galerkin/Huyhes [16].

Nesta técnica o volume (domínio) é dividido em pequenas regiões denominadas de elementos, e a função incógnita $p(x)$ é aproximada por uma $p_h(x)$ através de funções de interpolação definidas nos elementos. Incorporando esta aproximação na equação integral de Galerkin obtem-se um sistema de equações algébricas do tipo.

$$[K - i \rho \omega C - \omega^2 M] \{p\} = i \rho \omega \{F\} \tag{18}$$

onde:

$$K_{ij} = \int_V \nabla N_i \cdot \nabla N_j \, dV \quad M_{ij} = \int_V \frac{N_i N_j}{e^2} \, dV \tag{19}$$

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

A pressão no elemento é calculada conforme a equação (20). Nela vê-se que o valor da pressão final em cada elemento é igual à soma da pressão contribuída por cada nó multiplicado pelo fator de forma[16]:

A distribuição de pressão $p(x)$ é aproximada por uma função $p_h(x)$ que depende dos valores das pressões nodais e da interpolação $N_i(x)$, definidas nos elementos.

Assim a distribuição de pressão num elemento pode ser descrita como:

$$p(x) = \sum_{i=1}^m N_i p_n(x) = [N] \{P\} \quad (20)$$

onde $p(x)$ é a pressão aproximada no elemento, “i” são refere-se ao número de nós em um elemento do elemento, conforme figura 23, N_i a função de interpolação dentro do elemento.

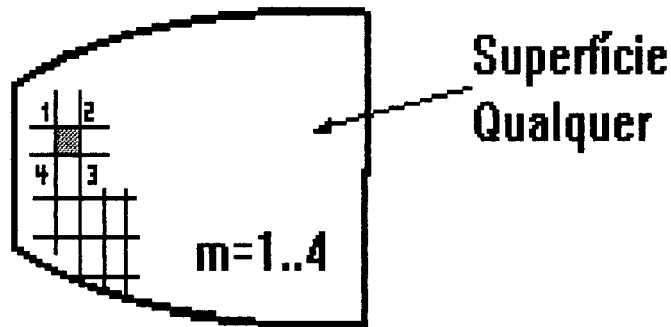


FIGURA 23 - Modelo de Elementos Finitos

No caso de análise forçada o sistema (19) é resolvido para uma excitação externa F dependente da frequência. Na análise modal a excitação é nula e temos um problema de auto-vetores e auto-valores onde a raiz quadrada dos auto-valores são as frequências de ressonância do modelo estudado.

$$[K] \{\phi_i\} = \omega_i^2 [M] \{\phi\} \quad (21)$$

ϕ_i são os autovetores do sistema analisado e ω_i^2 são os autovalores.

4.1.2 - MÉTODO DOS ELEMENTOS DE CONTORNO (BEM)[8]

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 [8]:

$$c(x)p(x) = \int (p(y) \frac{\partial G(x,y)}{\partial n} - G(x,y) \frac{\partial p(y)}{\partial n}) dS \quad (22)$$

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 realizado (se análise de campo acústico interno ou externo).

"x" é um ponto no campo acústico analisado, "y" é um ponto na superfície do sistema conforme figura 24, "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:

$$G(x,y) = \frac{e^{-i k r(x,y)}}{4 \pi r(x,y)} \quad \text{para modelo 3D} \quad (23)$$

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

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

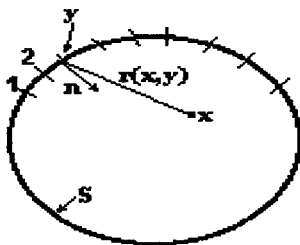


FIGURA 24 - Modelo de Elementos de Contorno

O software que utilizar o método de elementos de contorno como ferramenta de cálculo se preocupará basicamente em resolver a equação (22) para todos os nós que a malha contém, o que resultará num sistema de equações da forma:

$$[A(\omega)] \cdot \{p\} = [B(\omega)] \cdot \{v\} \quad (23)$$

4.2 - Programação no ANSYS 5.0

Utilizou-se o software ANSYS 5.0 especificamente na geração das malhas que seriam utilizadas na simulação numérica. Através do programa ANSYS foi feita apenas análise modal com o intuito de se confrontarem os dois softwares utilizados na simulação numérica. A seguir será descrito como foi realizada a geração da malha no modelo estudado, comentando-se algumas restrições que ANSYS impõe como ferramenta de trabalho.

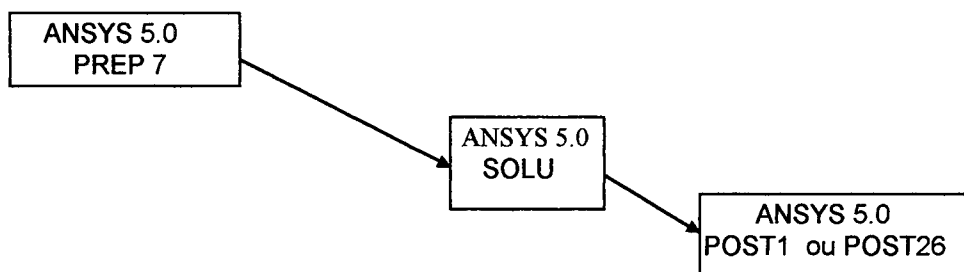


FIGURA 25 - Esquema usado pelo ANSYS.

O ANSYS realiza todas as etapas descritas no fluxograma da figura 25, onde: Na etapa de pré-processamento que é realizada no módulo PREP7. O ANSYS mostra-se uma ferramenta extremamente boa no sentido de se manipular as formas do modelo sólido e os componentes que compõem a malha do modelo.

Na resolução de análises acústicas realizadas no módulo SOLU, o ANSYS deixa muito a desejar pois o tempo de processamento é muito elevado, dependendo do modelo estudado. Este programa não é de uso exclusivo para o estudo da área acústica, como também não realiza análise numérica pelo método dos elementos de contorno.

No que diz respeito ao pós-processamento realizado no módulo POST1 ou POST26, o programa ANSYS permite apresentar os resultados em formas de gráficos e curvas e na forma de distribuição de pressão acústica, descritas por variações cromáticas no modelo estudado.

4.2.1 - Geração do Modelo Sólido e da Malha

O modelo tridimensional utilizado na simulação numérica foi construído com as mesmas dimensões do protótipo de madeira; utilizou-se o ANSYS 5.0 na geração do modelo sólido e da malha. A malha foi gerada automaticamente com o comando VMESH, que gera a malha no modelo sólido usando elementos tetraédricos conforme é visto na listagem do programa no anexo 1. O elemento tetraédrico é a única configuração elementar tridimensional aceita na geração automática da malha em modelos sólidos com forma irregular. A outra maneira de se gerarem os elementos seria através da opção DIRECT GENERATION. Na opção DIRECT GENERATION os elementos são gerados individualmente até descrever todo o modelo sólido. Esta forma de construção da malha tornou-se impraticável no caso do modelo da cabine veicular, devido a o modelo estudado apresentar uma configuração sólida muito irregular.

O software ANSYS fornece apenas duas configurações de elemento utilizado em análise acústica, que são o elemento FLUID 29 para modelagem bidimensional e o elemento FLUID 30 para modelagem tridimensional, conforme figura 26.

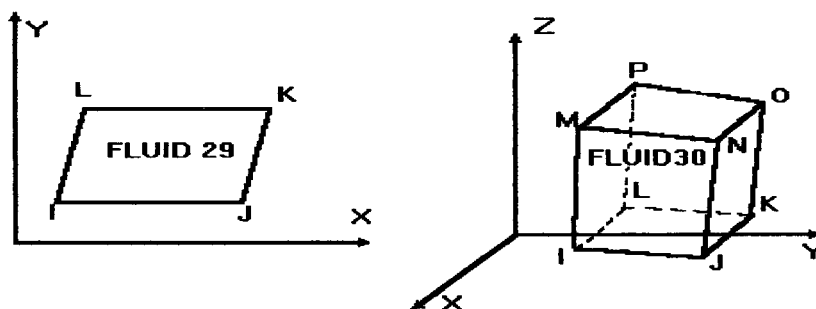


FIGURA 26 - Configuração dos Elementos usados em análise acústica.

Como pode-se ver na figura 26 o elemento FLUID29 contém 4 nós, sendo que em cada nó são aceitos 3 graus de liberdade, dos quais x , y são deslocamentos e PRES é pressão. Já o elemento FLUID30 tem 8 nós e em cada nó são admitidos 4 graus de liberdade, sendo x , y , z deslocamentos e PRES pressão.

A malha de elementos finitos do modelo 3D para a cabine com e sem os assentos foi construída com elementos tetraédricos (configuração elementar aceita pelo elemento Fluid30) obtendo-se uma malha final conforme é mostrado nas figuras 27 e 28.

O refino ou a quantidade de elementos que compõem a malha toma como base o comprimento lateral escolhido para o elemento. Este comprimento lateral é fixado no ANSYS através do comando ESIZE. Optou-se por um comprimento lateral médio do elemento de 0.07 m. Esta escolha deveu-se a dois motivos. O primeiro motivo é que se fosse um valor muito menor que este de 7 cm a malha ficaria muito refinada, com muitos elementos, o que aumentaria em muito o tempo de computação. O segundo motivo, é que este comprimento não poderia ser muito grande pois comprometeria a precisão nos resultados finais.

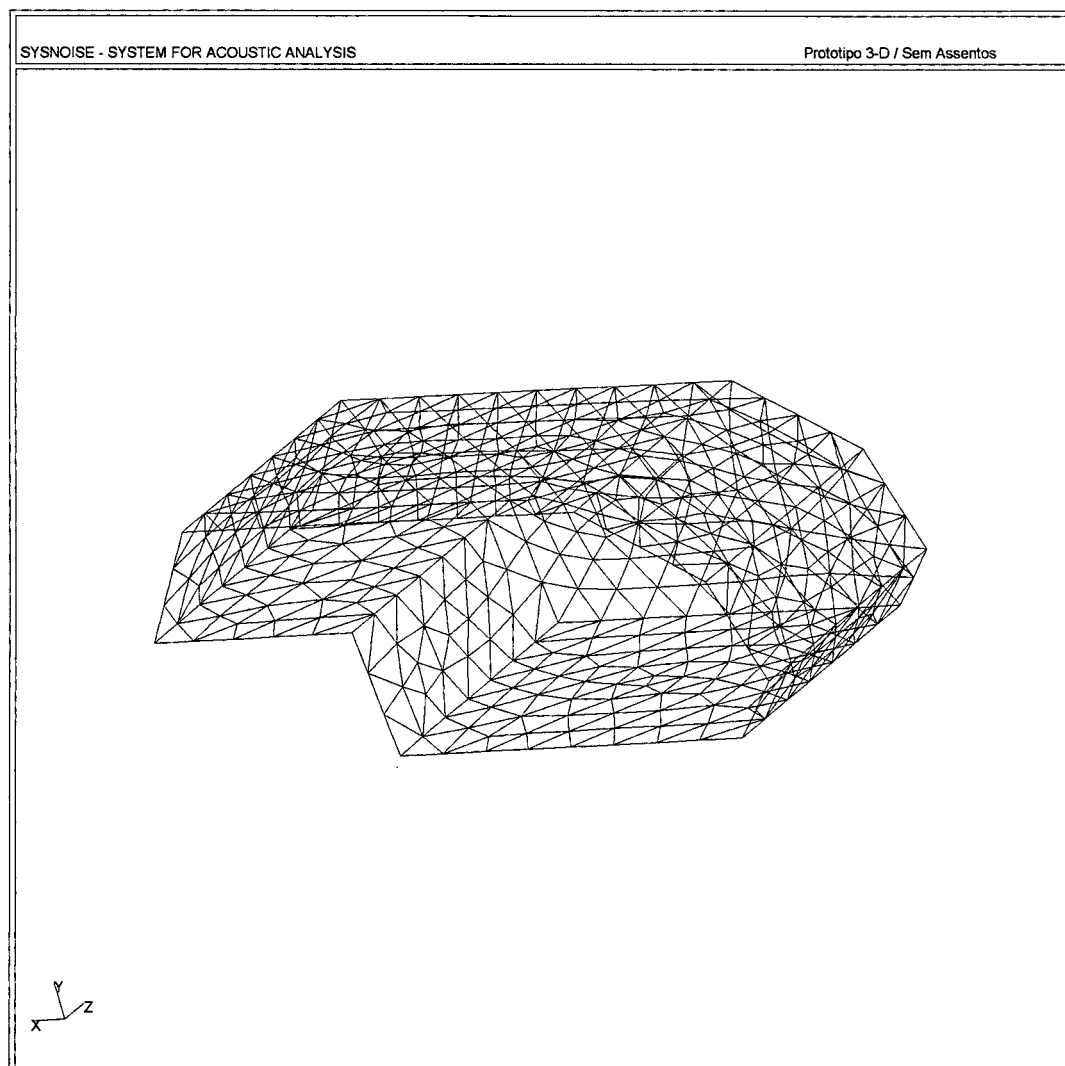


FIGURA 27 - Malha 3D utilizada na simulação numérica da cabine veicular, sem a presença dos bancos.

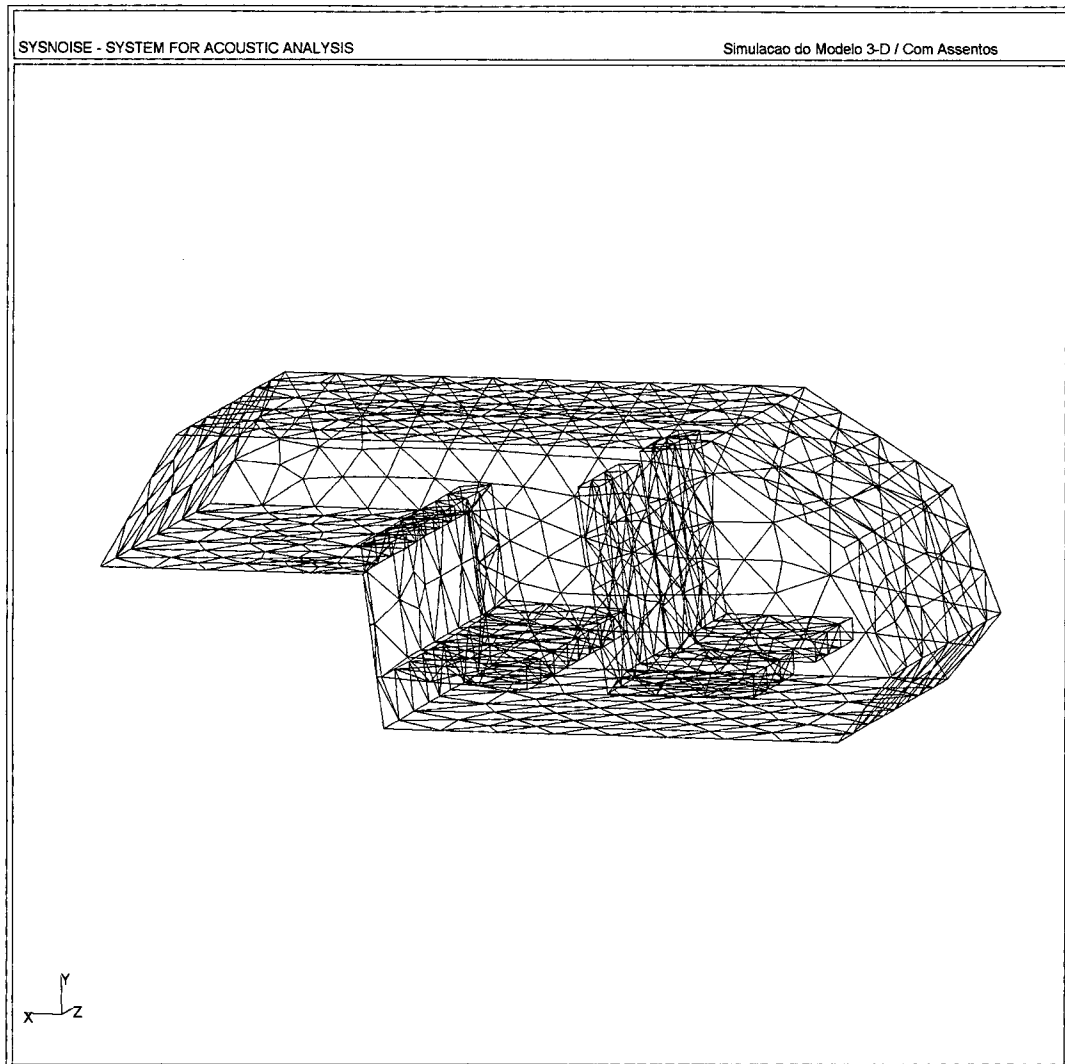


FIGURA 28 - Malha 3D utilizada na simulação numérica da cabine veicular, com a presença dos bancos.

4.2.2 - Análise Modal Acústica Realizada pelo ANSYS

O ANSYS, como ferramenta de trabalho, permite realizar tanto análise modal quanto análise de sistema forçado. Este software utiliza apenas o método dos elementos finitos (FEM) no projeto e simulação de casos práticos.

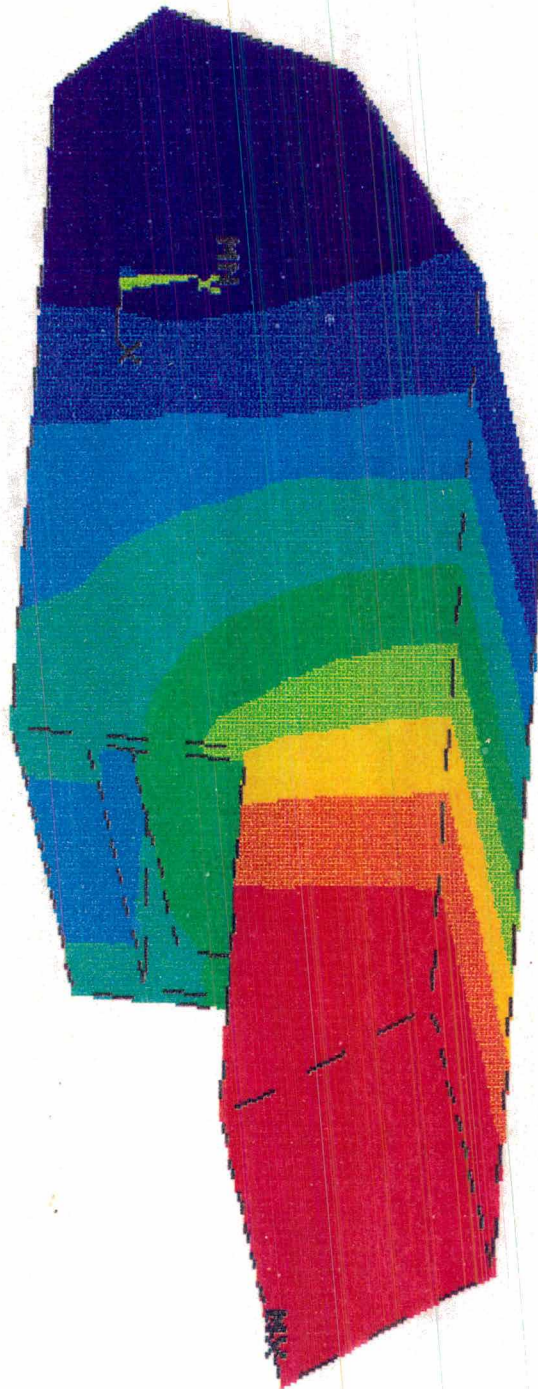
Com poucos comandos podem-se calcular as frequências de ressonância e plotar o comportamento de cada modo acústico. Como pode ser visto na listagem do programa no anexo 1, são escolhidos basicamente o tipo de análise que se deseja fazer e o número de modos dentro da faixa de frequência estudada.

ANSYS 5.0 (Hz)	EXPERIMENTAL (Hz)	Variação Percentual (%)
211,06	229,55	-8%
355,65	366,62	-3%
408,18	415,81	-1,8%
461,86	448,84	2,9%
525,19	519,09	1,1%
546,71	539,52	1,3%
579,09	582,70	-0,6%
672,95	-----	-----
675,34	678,96	-0,5%

Tabela 17 - Frequências Ressonantes apresentadas pelo Modelo Reduzido sem os Assentos.

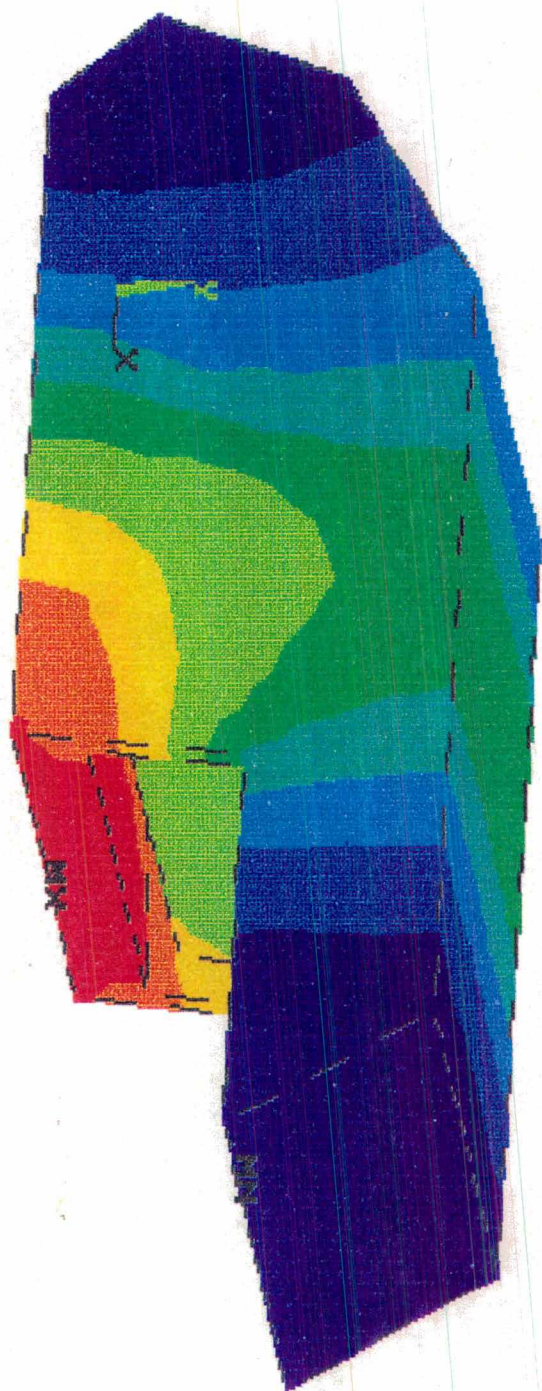
ANSYS 5.0 (Hz)	EXPERIMENTAL (Hz)	Variação Percentual (%)
192,67	192,02	0,3%
325,93	323,03	0,9%
401,35	415,42	-3,4%
446,02	435,75	2,4%
447,21	458,07	-2,4%
517,86	513,00	0,9%
554,65	539,73	2,8%
621,02	615,62	0,9%
629,89	-----	-----
696,30	693,48	0,4%

Tabela 18 - Frequências Ressonantes apresentadas pelo Modelo Reduzido com os Assentos.



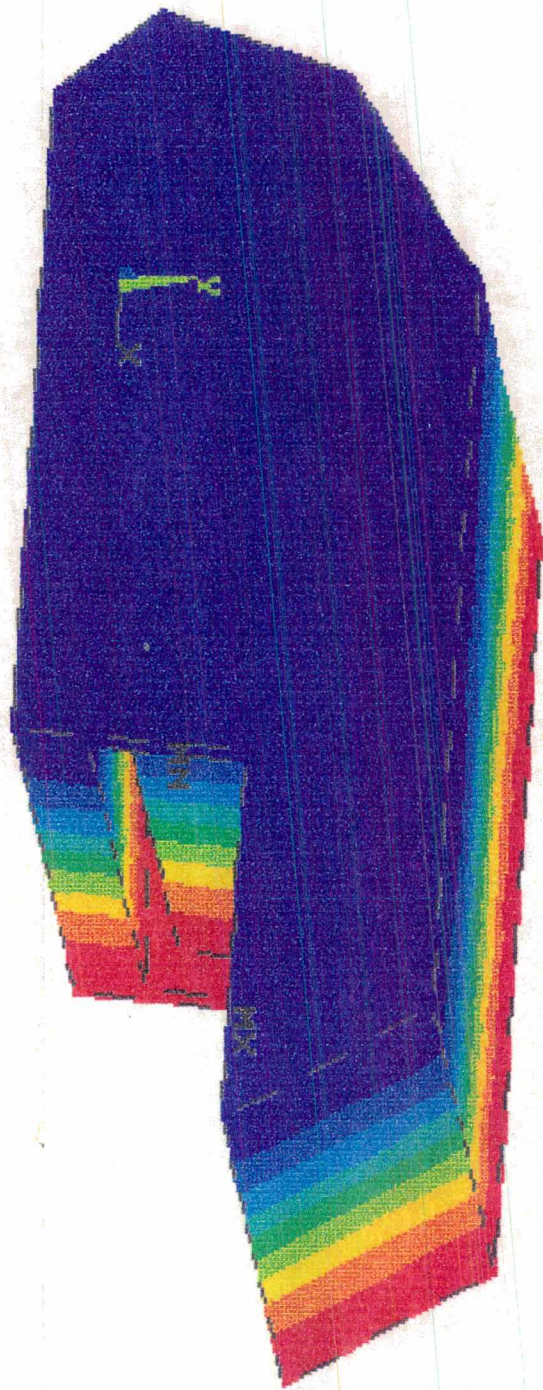
ANSYS 5.0
 MAY 22 1995
 14:50:19
 PLOT NO. 1
 MODAL SOLUTION
 STEP=1
 SUB=1
 FREQ=192.667
 PRES
 SMN =-1315
 SMX =2288
 -1315
 -914.341
 -514.021
 -113.702
 286.618
 686.937
 10887
 1488
 1888
 2288

Figura 29 - Primeiro Modo Acústico obtido pelo ANSYS



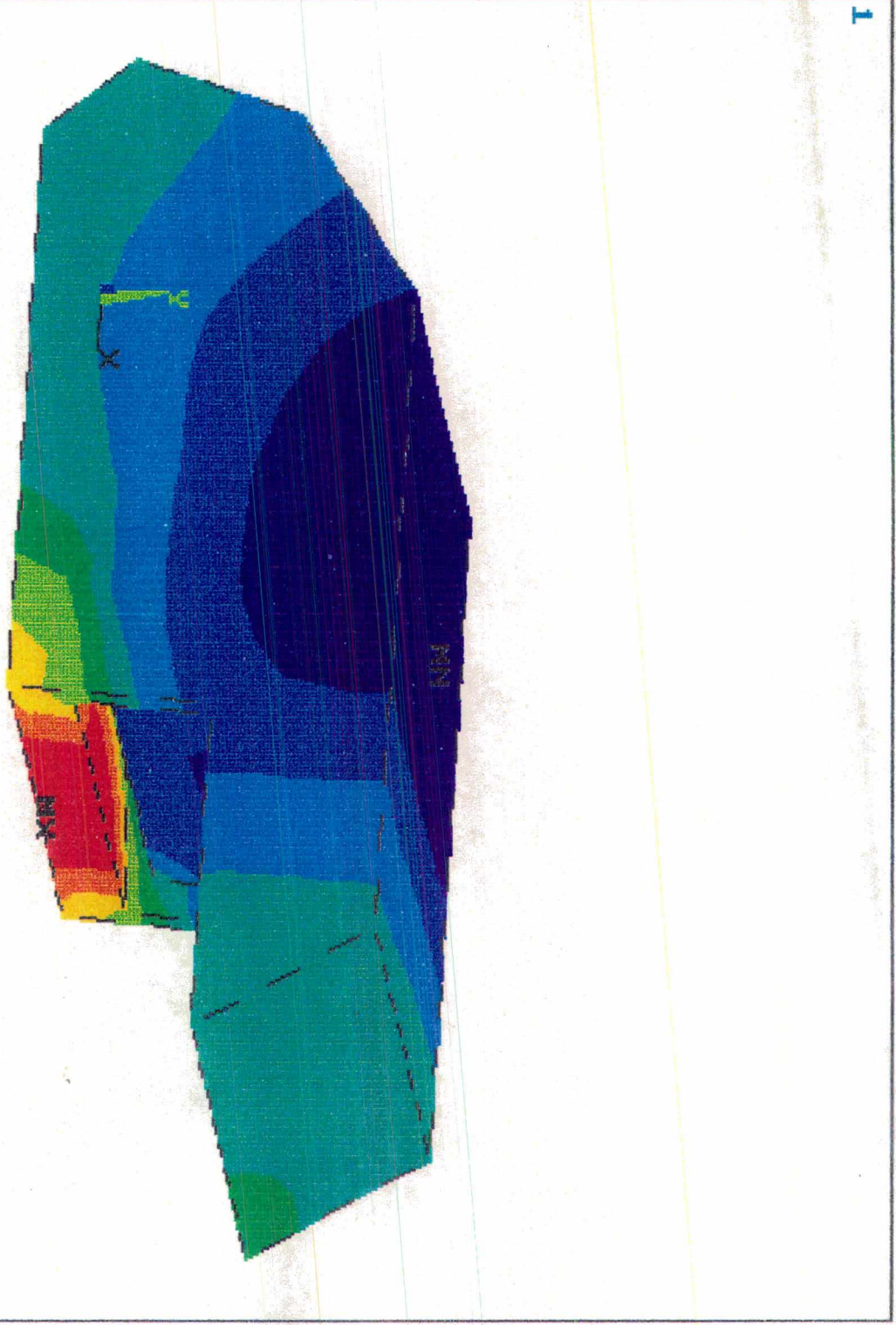
ANSYS 5.0
 MAY 22 1995
 14:56:45
 PLOT NO. 1
 NODAL SOLUTION
 STEP=1
 SUB=2
 FREQ=325.935
 PRES
 SMN = 1635
 SMX = 3184
 -1100.117
 -564.658
 -28.658
 506.8
 1042
 1578
 2113
 2649
 3184

Figura 30 - Segundo Modo Acústico obtido pelo ANSYS



ANSYS 5.0
MAY 22 1995
14:58:22
PLOT NO. 1
MODAL SOLUTI
STEP=1
SUB=3
FREQ=401.351
PRES
SMN =-17436
SMX =-17436
-1350
-963.121
-576.577
-196.536
1583.645
969.6
1743

Figura 31 - Terceiro Modo Acústico obtido pelo ANSYS

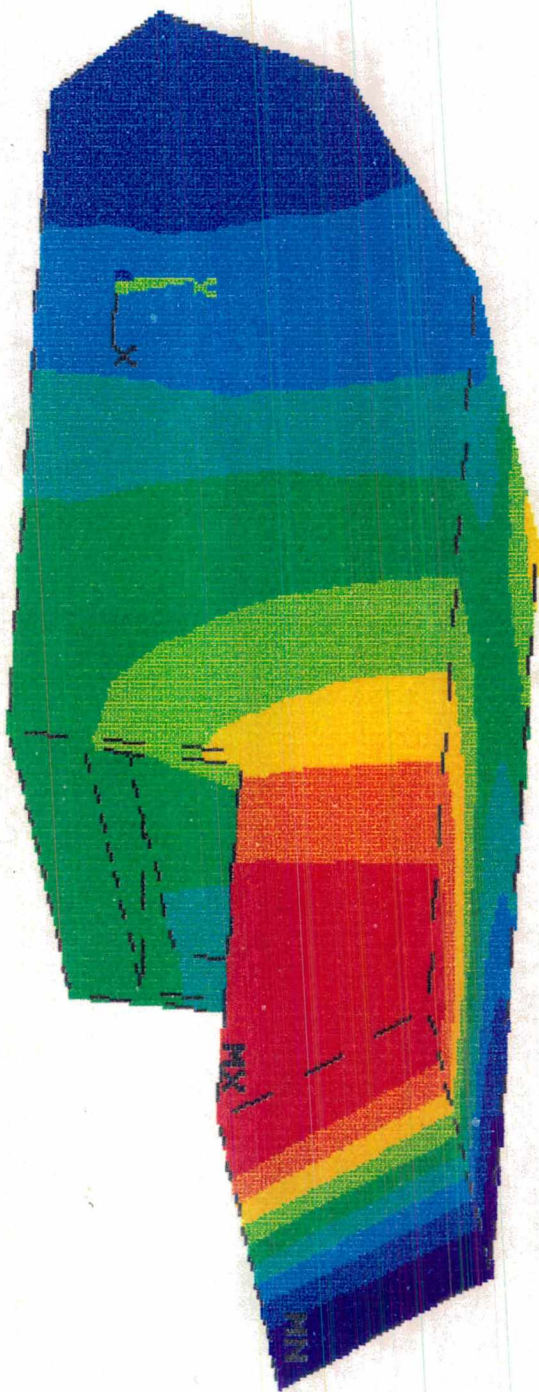


```

ANSYS 5.0
MAY 22 1995
15:00:23
PLOT NO. 1
NODAL SOLUTION
STEP=1
SUB=4
FREQ=446.023
PRES
SMN =-1698
SMX =512628
-9224.701
-151.314
622.074
13995
21699
2942
3716
4489
5262
    
```

Figura 32 - Quarto Modo Acústico obtido pelo ANSYS

1



```

ANSYS 5.0
MAY 22 1995
15:01:26
PLOT NO. 1
NODAL SOLUTION
STEP=1
SUB=5
FREQ=447.208
PRES
SMN =-3069
SMX =3154
      -3069
      -2377
      -1686
      -994.517
      388.231
      1080
      1771
      2462
      3154
    
```

Figura 33 - Quinto Modo Acústico obtido pelo ANSYS

Como pode ser visto na tabela (17), os primeiros modos acústicos experimentais obtidos na cabine sem os bancos de passageiros apresentam erros percentuais altos com relação aos simulados. Esta variação deveu-se bastante à posição de excitação e à posição de medição no modelo de madeira. Além do mais não é de interesse primordial fazer-se um estudo do campo acústico presente numa cabine veicular sem a influência interna dos bancos de passageiros, o que foge bastante de uma situação real.

A análise de sistema forçado realizada com o programa ANSYS demanda uma grande quantidade de espaço alocado para gravação dos resultados, o que torna impraticável este tipo de análise em determinados modelos 3D. Exigindo assim que se tenha um sistema de processamento potente. Esta limitação imposta pelo ANSYS é devida ao fato do software armazenar os resultados de praticamente todos os elementos e/ou nós que o modelo venha a conter. Logo foi descartada sua utilização no estudo da resposta forçada na cabine veicular, só sendo utilizado o programa SYSNOISE neste tipo de análise.

4.3 - Programação no SYSNOISE 5.1

O outro software utilizado na simulação numérica foi o SYSNOISE, cuja versão disponível na UFSC é a 5.1. Esta versão utilizada na simulação numérica da cavidade veicular ainda não faz qualquer operação de pré-processamento ou operações que digam respeito à construção do modelo sólido ou à geração da malha de elementos e nós. Abaixo tem-se um esquema de ligação com as etapas realizadas pelo programa SYSNOISE.

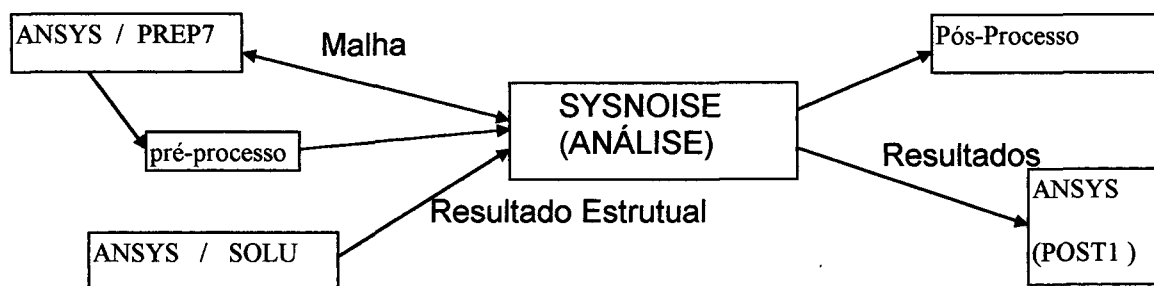


FIGURA 34 - Etapas Operacionais do SYSNOISE

4.3.1 - Modificação na Malha gerada no ANSYS

Conforme o esquema da figura 34 o SYSNOISE basicamente só realiza de forma completa a etapa referente à resolução de problemas acústicos.

Para a etapa de pós-processamento o SYSNOISE apresenta apenas os resultados em forma de gráficos. Pode-se, também, exportar os dados para um arquivo e, através do ANSYS, plotar a distribuição de um modo acústico obtido pelo SYSNOISE, por exemplo.

O SYSNOISE utilizou a malha gerada no ANSYS 5.0; a única modificação realizada na malha dentro do SYSNOISE foi reordenar os nós de tal forma que a distância entre dois nós consecutivos tenha um valor mínimo possível. Esta operação de redução das distâncias tem uma fundamental importância pois aumenta-se a velocidade de processamento. No processamento pelo método FEM é utilizado o conceito de wavefront. A seqüência de como os elementos estão ordenados tem uma importância crucial no sentido de se minimizar o tamanho do wavefront; esta minimização é importante por razões de eficiência nos cálculos e pela diminuição que se tem do tempo de computação. O tempo computacional requerido na solução de problemas é proporcional ao quadrado do tamanho do wavefront.

O SYSNOISE consegue importar malhas geradas por diversos programas disponíveis no mercado dentre eles o ANSYS. Na operação de importação de uma malha o SYSNOISE cria um elemento similar próprio que depende do tipo de elemento importado. Pela figura 35 vê-se a configuração do elemento gerado pelo próprio SYSNOISE em função do elemento importado do ANSYS. Contudo nem todos os elementos utilizados pelo ANSYS na geração de uma malha de elementos podem ser importados com sucesso para o SYSNOISE. É o caso do FLUID29, elemento 2D utilizado pelo ANSYS no estudo acústico que não é aceito pelo SYSNOISE. No caso em que se deseja fazer uma análise FEM num modelo bidimensional, através do SYSNOISE ao invés de se gerar uma malha 2D com o FLUID 29 pode-se usar outro elemento 2D, mesmo que este elemento não seja usado pelo ANSYS em análise acústica.

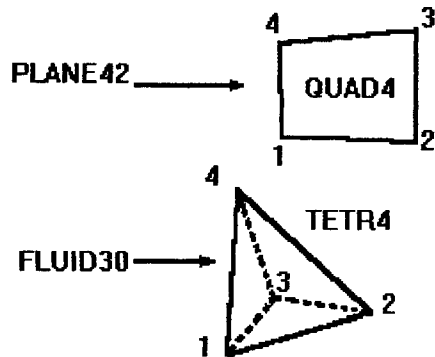


FIGURA 35 - Configuração Final do Elemento no Sysnoise.

4.3.2 - Análise Modal realizada pelo Programa SYSNOISE

Depois de gerado o modelo de elementos finitos, pode-se realizar através do SYSNOISE tanto análise modal quanto análise de sistema forçado.

O processo de obtenção das frequências de ressonância na análise modal só pode ser feita por análise FEM e consiste da seguinte seqüência programada, onde são atribuídos o número de modos que se deseja obter e principalmente a precisão com que estas frequências serão calculadas.

```

importar a malha com o modelo de análise INPUT MESH
MODES ← Análise Modal

VECTOR 10 ← Quantidade de modos
SHIFT -10
ITERATION 100
TOLERANCE 2E-5 ← Precisão Exigida
RETURN

extraí os modos
EXTRACT ALL RETURN
    
```

Resultados da simulação por análise modal

SYSNOISE (Hz)	EXPERIMENTAL (Hz)	Variação Percentual (%)
211,03	229,55	-8%
355,47	366,62	-3%
399,22	415,81	-4%
453,68	448,84	1,1%
524,81	519,09	1,1%
539,39	539,52	0,0%
578,09	582,70	-0,8%
666,55	-----	-----
674,18	678,96	-0,7%

Tabela 19 - Frequências Ressonantes apresentadas no Modelo Reduzido sem os Assentos.

SYSNOISE (Hz)	EXPERIMENTAL (Hz)	Variação Percentual (%)
192,65	192,02	0,3%
325,87	323,03	0,9%
401,14	415,42	- 3,4%
445,84	435,75	2,3%
446,89	458,07	-2,4%
517,44	513,00	0,9%
554,31	539,73	2,7%
620,49	615,62	0,8%
629,23	-----	-----
695,46	693,48	0,3%

Tabela 20 - Frequências Ressonantes presentes no Modelo Reduzido com os Assentos.

As frequências obtidas por simulação numérica no modelo com e sem os bancos são apresentados nas tabelas 19 e 20, onde se têm também as variações percentuais calculadas em relação às frequências de ressonância medidas experimentalmente.

Uma variação demasiadamente grande foi apresentada para a cabine sem os assentos se comparados os resultados obtidos através de simulação numérica com os

do software SYSNOISE, a qual deve-se ao mesmo motivo já citado anteriormente para os resultados do ANSYS.

4.3.3 - Predição Numérica da Resposta Acústica

Depois de gerada a malha de elementos finitos o processo utilizado pelo SYSNOISE na obtenção dos níveis de pressão acústica no interior da cabine do protótipo compreende em se escolher a região onde ocorre a excitação, tipo de excitação, atribuir uma condição de contorno especial como a simulação de um material de absorção acústica.

A escolha das regiões de contorno e a aplicação das condições de contorno, como forma de excitação e na colocação de material de revestimento acústico, são feitas pelos comandos SET e BOUNDARY, como pode ser visto nas listagens dos programas mostradas nos anexos 2 e 3.

Utilizou-se um elemento vibrante como fonte excitadora, que se localizava na parte frontal do modelo estudado. Este elemento oscilava com uma amplitude harmônica. Tal amplitude foi de 1 mm/s, conforme mostra figura 36.

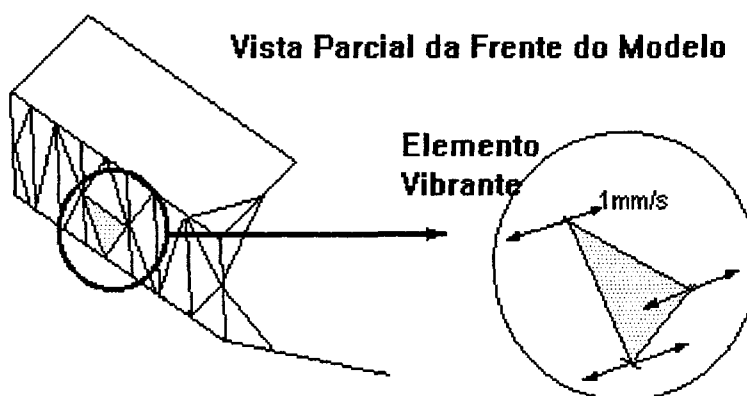


FIGURA 36 - Elemento Frontal Vibrante Simulando uma Fonte Excitadora.

Através do SYSNOISE podem-se utilizar outros comandos que descrevem como a fonte sonora se comporta, gerando um sinal excitador no sistema. A simulação pode

ser feita com o comando SOURCE que simula a radiação sonora para o campo com características de fontes esféricas, planares ou cilíndricas.

As propriedades acústicas do material utilizado, como a sua impedância, foram acessadas de um arquivo denominado ADM2.DAT, que contém os valores da admitância obtidos experimentalmente com a técnica dos dois microfones. Os valores contidos no arquivo ADM2.DAT, colocados na forma gráfica, dão o comportamento da figura 3 com a admitância variando a cada frequência na faixa utilizada. Simulou-se material acústico no teto e nos bancos de passageiros.

A colocação de materiais acústicos nestas regiões é de fundamental importância, pois estas regiões têm grande influência no controle do nível de pressão sonora na posição do ouvido dos passageiros.

O SYSNOISE atribui propriedades de absorção acústica na região escolhida através do comando ADMITTANCE. O arquivo utilizado na simulação do material de absorção apresenta para cada frequência o valor da admitância, dividido em parte real e parte imaginária. No anexo 3 é exposto um programa que mostra o processo utilizado na simulação da admitância acústica em uma região da cabine; quanto maior o valor da admitância maior será o efeito de absorção acústica na superfície.

O SYSNOISE tem uma grande vantagem sobre o ANSYS no que diz respeito à quantidade de memória utilizada na gravação dos resultados. Esta vantagem deve-se ao fato do SYSNOISE armazenar os resultados referentes ao(s) ponto(s) em que se deseja fazer a análise.

Na obtenção dos níveis de pressão sonora em um determinado ponto analisado, basicamente o SYSNOISE segue as seguintes etapas de resolução.

```
Tipo de Análise FEM / BEM
Solicitação da Malha INPUT MESH
Escolha das Regiões com Condições de Contorno
{ Obtenção dos níveis de pressão sonora no node 488 da malha

RESPONSE ←————— Resposta forçada
  FREQUENCY 180 TO 700 LINSTEP 2.5
  STORE NODE 488 PREFIX rfa-
  SAVE RESULTS STEP 0
RETURN
```

Foram obtidos resultados com os níveis de pressão sonora referentes às posições do ouvido de três passageiros, dois sentados nos bancos dianteiros e um sentado no banco traseiro. Os resultados, devido ao grande volume de dados, serão apresentados no capítulo referente à discussão e à comparação.

4.4 - Simulação Numérica por BEM

No estudo acústico em um modelo 3D pelo método BEM pode-se utilizar uma malha composta de elementos que descrevam o contorno do modelo, que seria gerada diretamente no ANSYS ou noutro software. Neste caso a malha seria construída com elementos de casca. Alternativamente pode-se utilizar uma malha de elementos finitos, gerada no ANSYS ou em outro software com pré-processamento e através do SYSNOISE escolher-se apenas as faces externas da malha com o comando ENVELOPE, que cria uma nova malha descrita pelas faces livres dos elementos.

O processo de escolha do ponto analisado, e da região da malha onde será colocada uma determinada condição de contorno, tem procedimento idêntico ao utilizado em análise por FEM, como pode ser visto na listagem do programa no anexo 4.

A obtenção dos níveis de pressão sonora em um determinado ponto, no caso de BEM, segue a mesma linha de raciocínio já mostrada anteriormente para o FEM. Apenas com uma particularidade, pois no BEM o ponto analisado pode ser tomado fora da malha construída no interior ou no exterior do modelo analisado. Foram obtidos alguns resultados pelo BEM com o intuito de confrontar os resultados numéricos fornecido pelo FEM.

Para se estudar a viabilização ou não do uso do método de elementos de contorno no estudo da acústica da cabine veicular, foram construídos alguns modelos em 2D. A malha de BEM, em 2D, foi construída com elementos de linha dando a configuração da figura 37. A malha de FEM, também em 2D, foi construída conforme a figura 38, usando elementos planares.

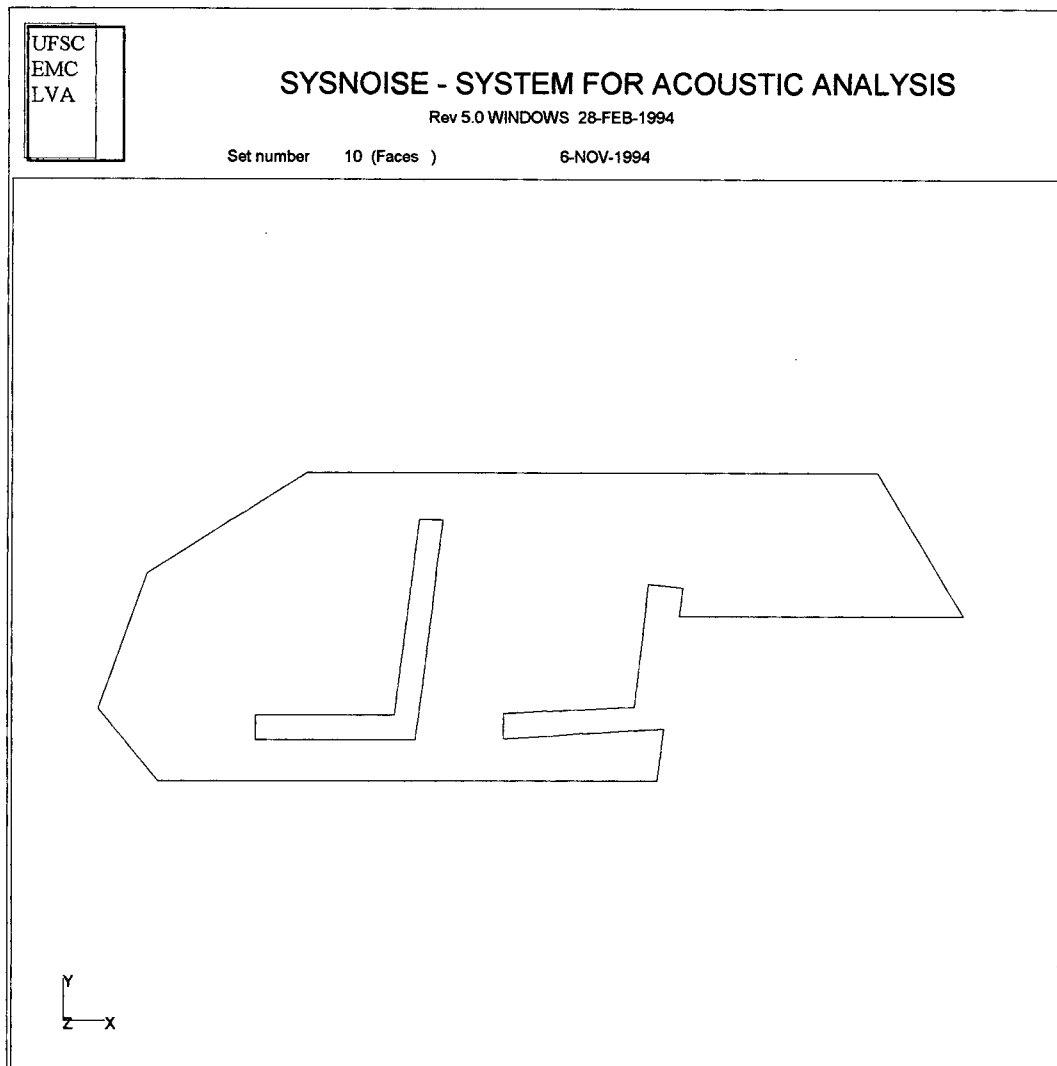


FIGURA 37 - Malha 2D (BEM), utilizada na simulação numérica da cabine veicular, com a presença dos bancos.

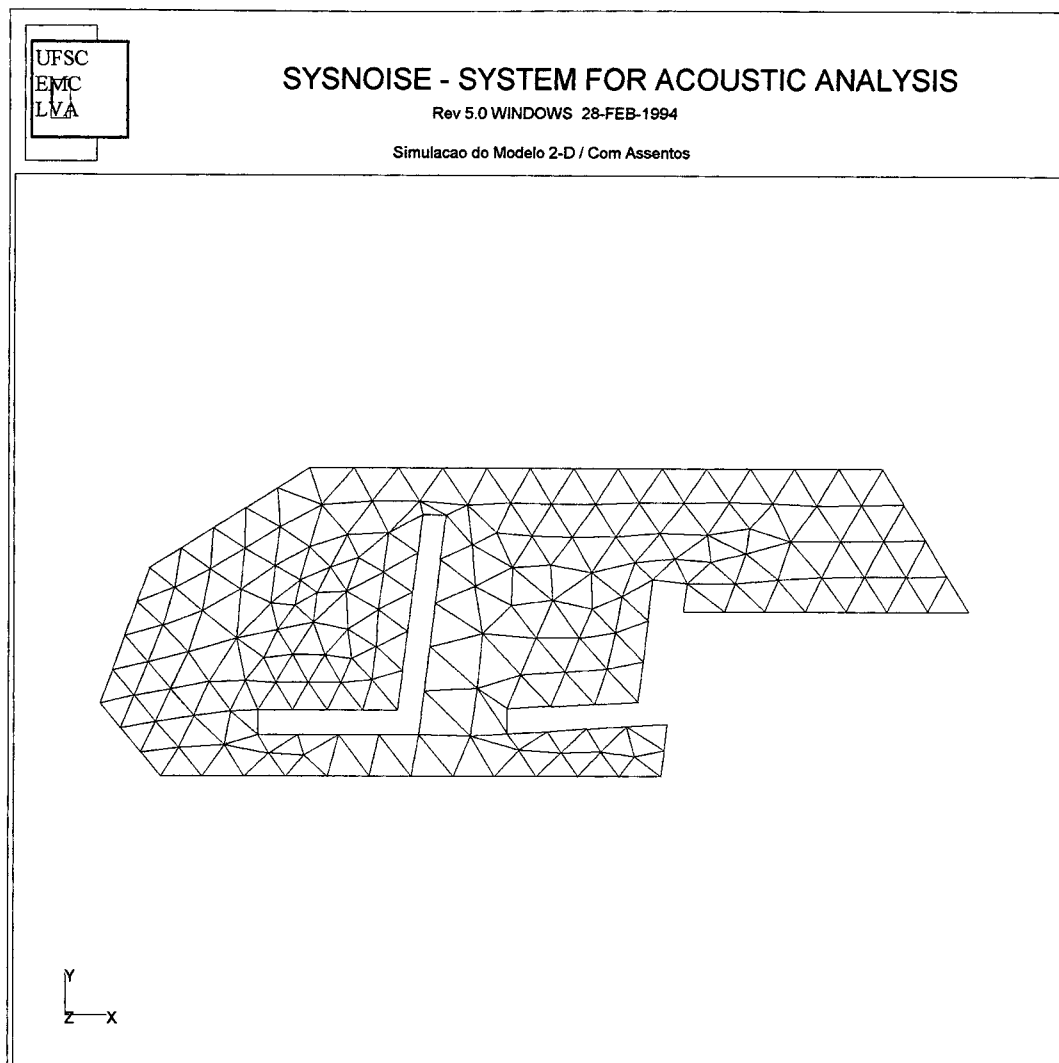


FIGURA 38 - Malha 2D (FEM), utilizada na simulação numérica da cabine veicular, com a presença dos bancos.

No BEM não foi simulado material com impedância acústica devido ao grande tempo de processamento utilizado na resolução das análises acústicas. Os resultados obtidos com modelo 2D constam nas figuras 39 e 40.

Foram feitas simulações pelos dois métodos matemáticos utilizando um modelo tridimensional da cabine. O tempo de processamento utilizando PC 486 DX2, chegava a

6 horas contínua, tomando toda a faixa de freqüência estudada. Os resultados finais obtidos para este modelo são mostrados na figura 41.

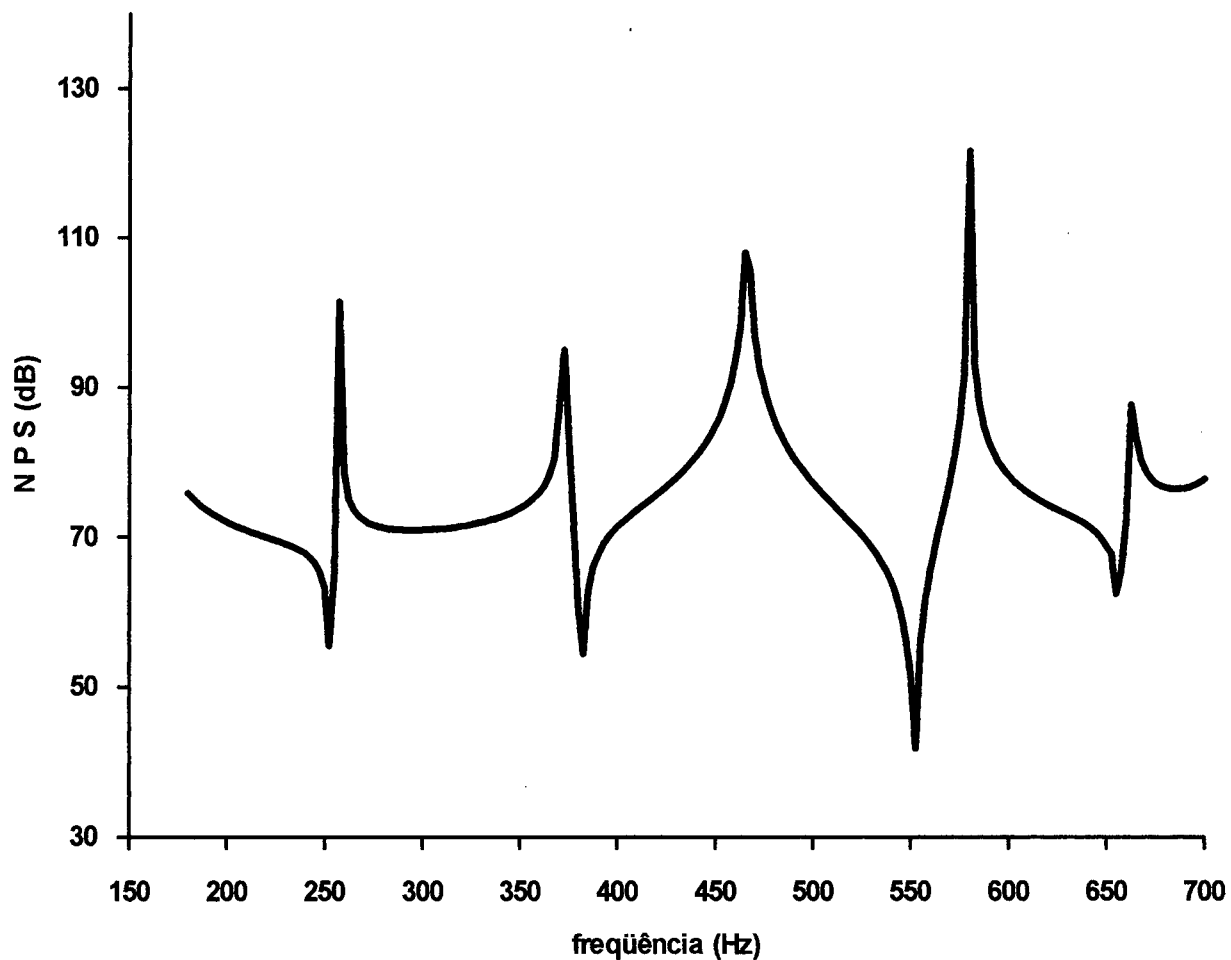


FIGURA 39 - Curva do NPS simulado por BEM, utilizando a malha 2D conforme a figura 37.

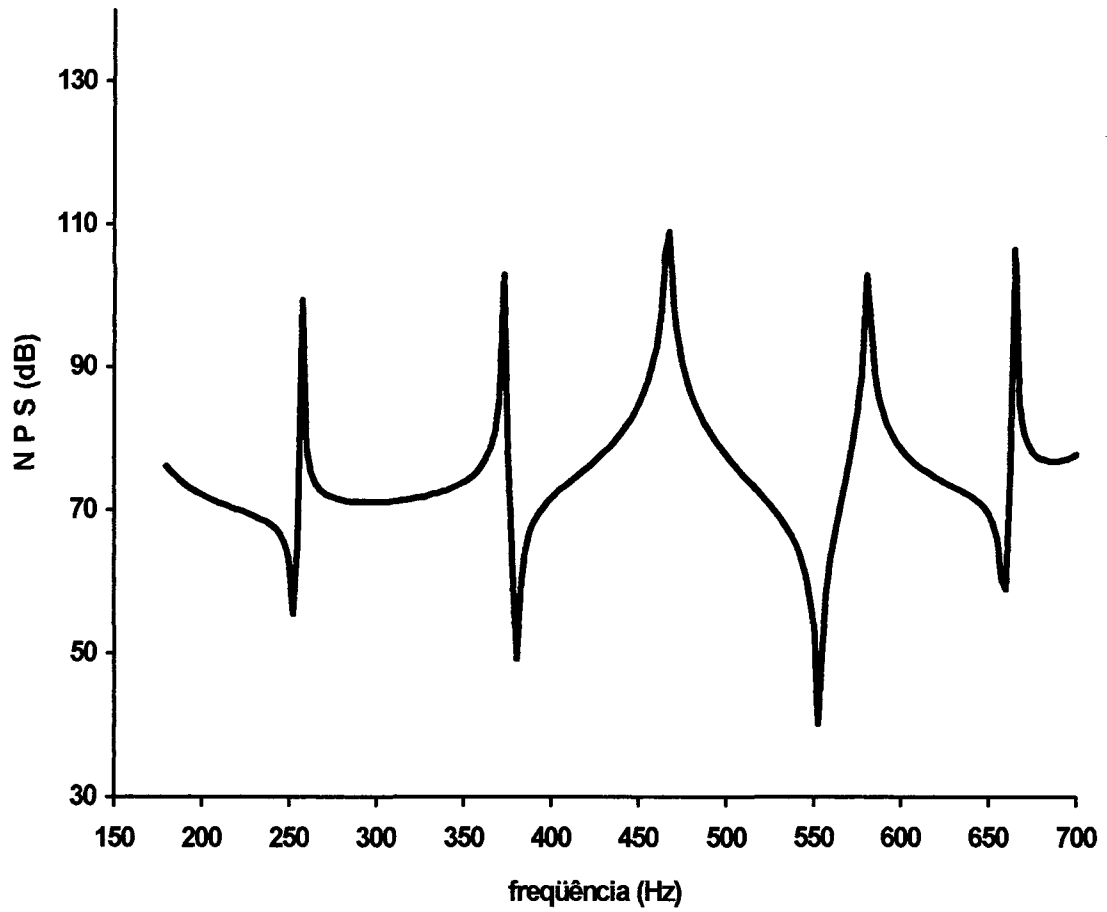


FIGURA 40 - Curva de NPS simulado por FEM, utilizando a malha 2D conforme a figura 38.

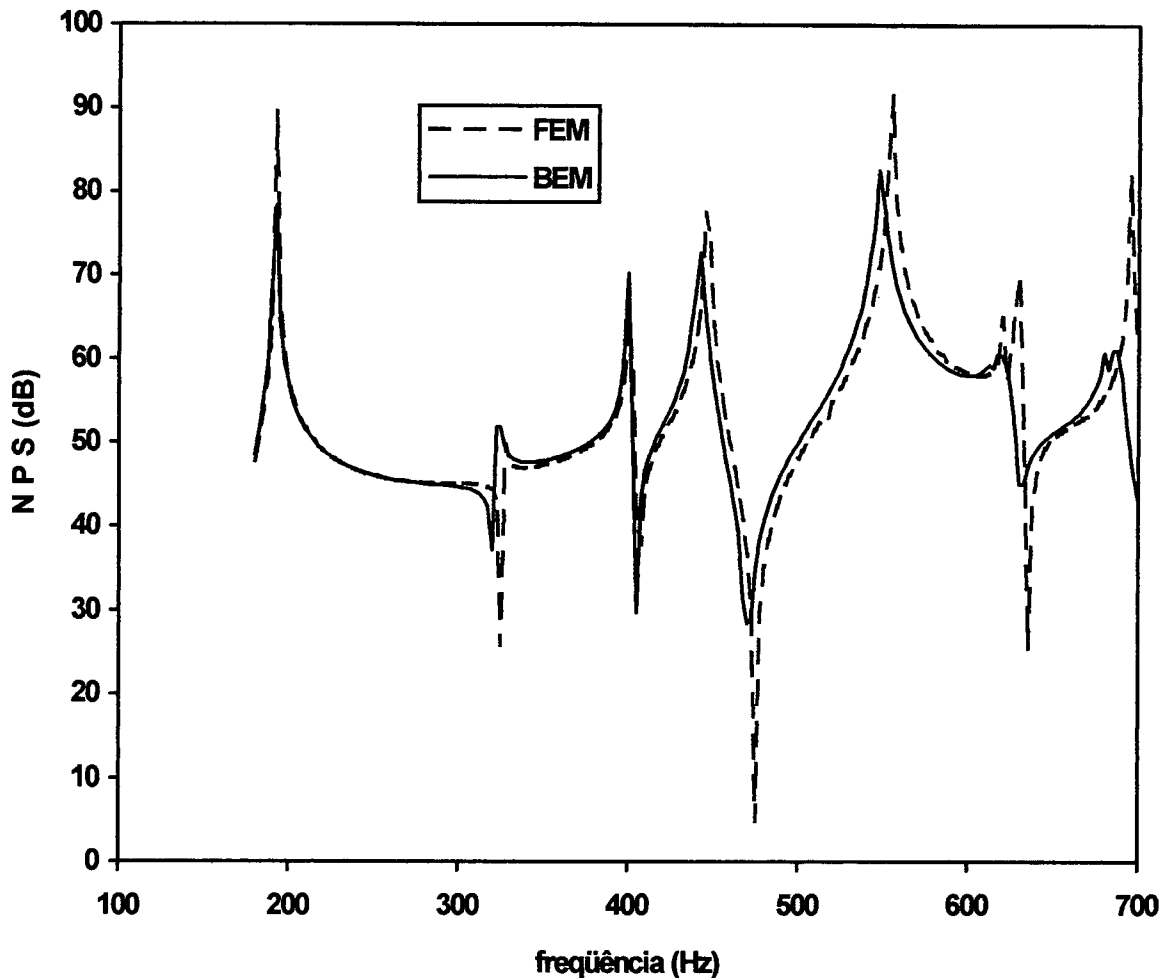


FIGURA 41 - Curvas de NPS simuladas por BEM e FEM utilizando a malha 3D da figura 27.

As figuras 39 e 40 mostram os níveis de pressão sonora obtido por simulação numérica utilizando os métodos de elementos finitos e elementos de contorno em um modelo 2D. Já na figura 41 têm-se os resultados das simulações numéricas para um modelo 3D. Pelas figuras nota-se a boa concordância obtida entre resultados, utilizando-se os dois métodos matemáticos. Com esta verificação foi descartado o método dos elementos de contorno neste trabalho, uma vez que o mesmo utiliza um tempo de processamento muito grande.

A precisão obtida com a técnica de elementos finitos nas altas frequências está diretamente ligada com a quantidade de elementos que podem ser inscritos num

comprimento de onda na máxima frequência analisada. Como parâmetro de “default” os softwares utilizados nas simulações usam 6 elementos por comprimento de onda, o que para as dimensões de elemento utilizadas corresponde a uma frequência de 420 Hz, frequência limite abaixo da qual os resultados são mais precisos. Acima desta os resultados tem ligeiras diferenças. Esta influência pode ser verificada na figura 41, através da análise dos resultados obtidos por FEM e BEM.

CAPÍTULO 5

DISCUSSÃO E COMPARAÇÃO

Neste capítulo serão discutidos e comparados os resultados obtidos nos experimentos e nas simulações numéricas. De início será feita a análise dos valores obtidos da impedância acústica do material.

5.1 - Resultado obtido para a Impedância Acústica

O gráfico da figura 5 mostra a curva da impedância acústica medida para a fibra de vidro e calculado pela equação teórica (2), equação aplicada apenas para materiais fibrosos. Nela vê-se que o resultado obtido pela técnica de um microfone mostra um comportamento semelhante ao obtido por uma equação teórica, principalmente nos valores acima da frequência de 220 Hz. Abaixo desta frequência a distância utilizada entre os dois pontos de medição experimental impossibilita a obtenção de resultados precisos. Estes resultados vem respaldar o resultado medido para a espuma lisa, único material usado como revestimento acústico no interior da cabine veicular.

5.2 - Resultado obtido na Análise Modal

5.2.1 - Frequência de Ressonância

Os valores das frequências de ressonâncias presentes na cabine veicular mostrados nas tabelas 17 e 18 apresentam uma variação de no máximo 8 % para a cabine sem os assentos e de 3,4 % para a mesma cabine com assentos. Contudo a maioria das frequências apresentaram uma variação percentual abaixo de 1 %, mesmo utilizando técnicas de análises tão diferentes como são a medição experimental e o resultado simulado. Os resultados obtidos por instrumentos de medição podem ser considerados muito bons, uma vez que os valores medidos podem mudar completamente dependendo da escolha da posição para colocação da fonte sonora excitadora e do microfone de medição no modelo real.

O posicionamento do alto-falante e do microfone pode ter sido uma boa escolha, porém pode ser que haja um outro ponto para se melhor excitar cada uma das frequências de ressonâncias, uma vez que as possibilidades são as mais variadas.

Pode-se notar também que com a colocação dos bancos as frequências ressonantes sofreram uma certa diminuição nos seus valores se comparadas com as frequências dos modos correspondentes da cabine sem os bancos. Diminuição que foi também encontrada por NEFSKE [2] num trabalho de simulação numérica. Esta diminuição é explicada em parte pelo aumento da superfície interna da cavidade com a presença dos bancos. À medida que o modelo aumenta nas dimensões consegue-se medir frequências com comprimento de onda maior que são características das frequências baixas.

5.2.2 - Modos Acústicos

Foi estudado o comportamento acústico da cabine, com e sem a presença dos assentos dos passageiros como pode ser visto nas figuras 11 a 20. As distribuições dos campos acústicos foram medidas para os cinco primeiros modos e deram um comportamento muito próximo do obtido por simulação numérica.

A medição dos modos acústicos tornou-se mais difícil à medida que a distribuição de pressão sonora ficava mais complexa, com as ondas sonoras deixando de ter uma distribuição axial no campo acústico, onde a energia no campo sonoro varia apenas numa direção. Nestes modos o campo acústico assumia formas de propagação sonora mais complexas, definidas como propagação tangencial e/ou oblíqua.

A ausência dos bancos de passageiros possibilitou uma medição mais rápida, como também obteve-se um campo acústico bem configurado, próximo do simulado. Isto se deve ao espaço interno da cabine apresentar uma forma mais regular. Com a colocação dos bancos apenas os três primeiros modos apresentaram uma certa regularidade em sua forma se comparados com os simulados. Os modos obtidos por simulação numérica são mostrados nas figuras 29 a 33.

Uma outra possibilidade da distribuição do campo medido apresentar tais irregularidades deve-se ao efeito da presença dos bancos tornar o campo acústico mais difuso.

Alguns modos acústicos não puderam ser descritos totalmente, pois os pontos utilizados para as medições foram insuficientes.

5.3 - Análise de Resposta Forçada

Conforme vê-se nas tabelas 15 e 16, pegando-se como referência dois pontos no modelo e medindo-se os níveis de pressão sonora em certas frequências, a diferença em dB tomada entre os dois pontos, fornece valores bem próximos do obtido por simulação numérica nos mesms pontos. Esta pequena variação entre os valores medidos e calculados mostra que os sistemas desenvolvidos para o estudo acústico tem um comportamento idêntico em certas frequências.

Para a predição dos níveis de pressão acústico no interior da cabine tomaram-se três pontos do modelo para serem analisados. Os três pontos são referentes às posições do ouvido de três passageiros, posicionados como mostra a figura 42. As predições do nível de pressão sonora foram feitas por simulação numérica e por medição experimental, conforme é visto nas figuras 43 a 54. Os gráficos mostraram uma certa concordância em seu comportamento.

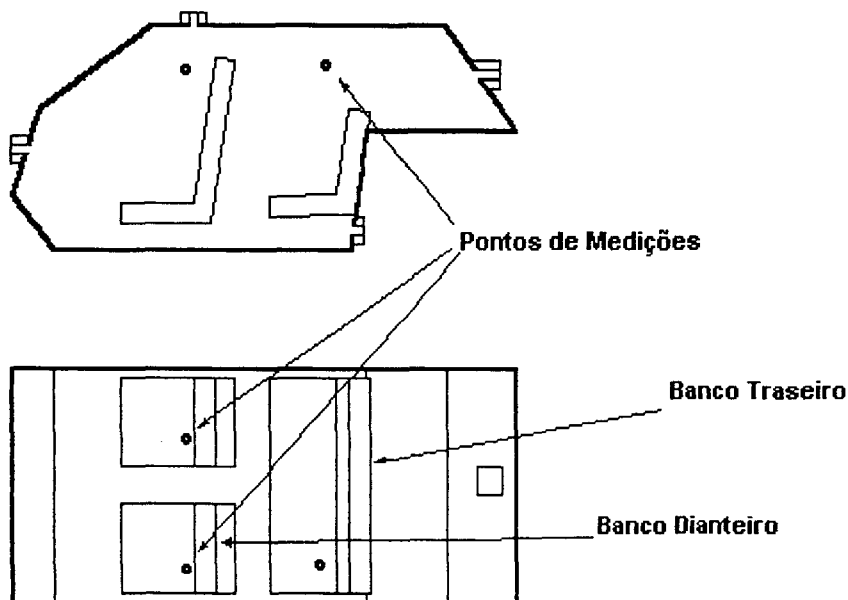


Figura 42 - Pontos utilizados nas medições e simulações do N P S referente às posições de ouvido de três passageiros.

A figura 43 mostra a repetibilidade conseguida com as medições experimentais feitas no protótipo reduzido, onde se tem medições em dias diferentes e mantendo-se o equipamento com o mesmo ajuste. Onde de um dia para o outro tem-se variações climáticas.

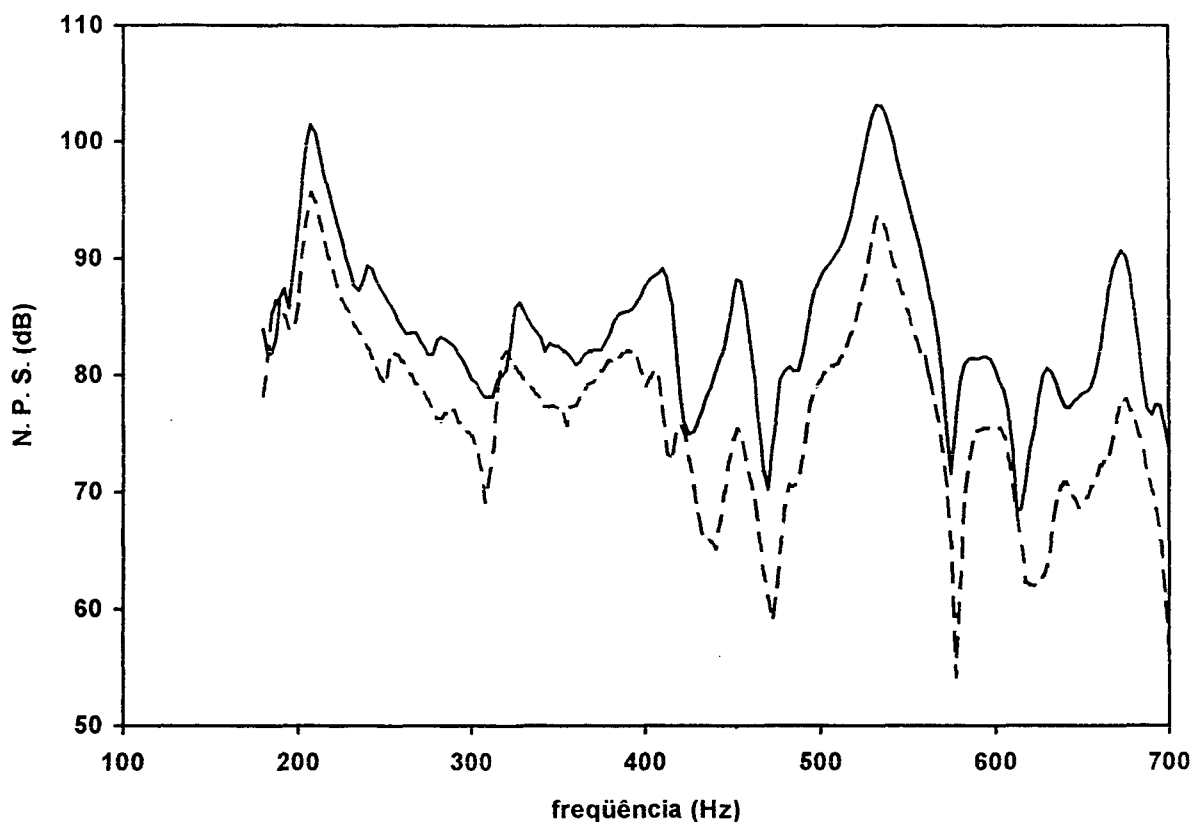


FIGURA 43 - Valores dos NPS na posição do ouvido do motorista, medições feitas em dias diferentes.

Como pode ser visto por exemplo na figura 44, referente à posição do ouvido do motorista, as curvas com os níveis de pressão sonora não obedecem a uma mesma variação nos resultados, entre a curva experimental e a curva simulada, tomando-se

como referência toda a faixa de freqüência analisada. Esta variação não constante pode ser em parte explicada pelas fontes de excitações utilizadas nas duas formas de análise, as quais não são iguais.

Conforme foi dito no capítulo 5, item 5.2, que se refere à modelagem computacional empregada, utilizou-se como fonte excitadora do modelo simulado um elemento vibrante que oscilava de forma constante em toda a faixa de freqüência. No caso do protótipo reduzido utilizou-se um alto-falante como fonte acústica excitadora que emitia um tom puro na freqüência desejada. O pequeno alto-falante de 8 ohms responde mais fortemente em certas freqüências, e não em toda a faixa de freqüência estudada. As diferenças poderiam então ser minimizadas caso fosse utilizado um alto-falante que respondesse igualmente em toda a faixa de freqüência estudada.

Outra forma de se minimizar estas variações entre as técnicas utilizadas na análise acústica da cabine veicular, seria medir a resposta emitida pelo alto-falante em toda a faixa da freqüência, e com a curva obtida simular o seu comportamento uma excitação igual no computador. Procedimento este utilizado na simulação do material de revestimento acústico.

No gráfico da figura 46 tem-se os valores referentes à posição do ouvido do motorista, podendo-se ver a influência acarretada nos níveis de pressão acústica no interior da cabine com a colocação do material de absorção sonora. Pode-se notar que houve uma atenuação dos níveis da pressão sonora em certas freqüências de ressonância. Em outras, houve um deslocamento da ressonância para outra freqüência, o que na prática tem suas vantagens, pois pode-se colocar esta freqüência de ressonância numa região que não tem muita influência na acústica da cabine.

Foram também medidos e calculados os níveis de pressão sonora para outros 2 pontos importantes, tais como a posição referente ao ouvido do acompanhante posicionado à direita do motorista, como também numa posição referente ao ouvido de um passageiro sentado no banco traseiro. Cujos resultados estão apresentados nas figuras 47 a 54. Estes pontos forneceram curvas diferentes, como podia-se esperar, contudo apresentando a mesma concordância nos resultados.

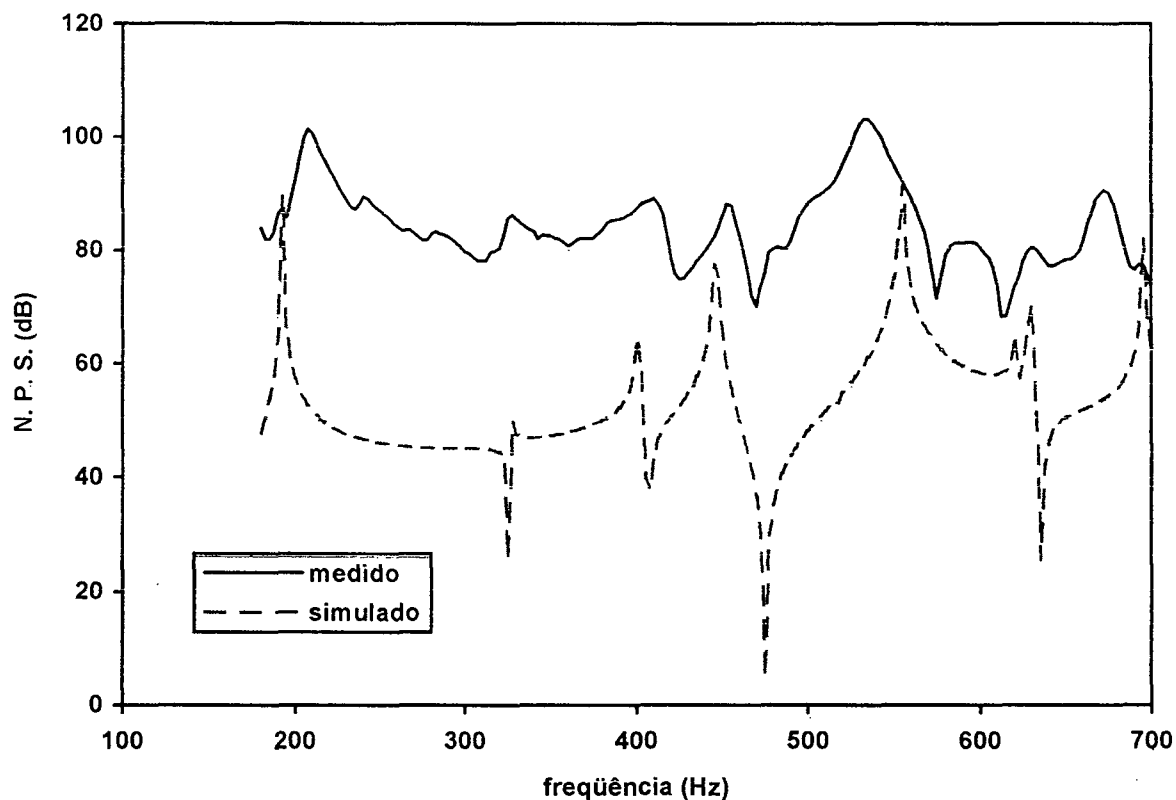


FIGURA 44 - NPS medido e simulado por FEM, na posição do ouvido do motorista, sem a presença de material de absorção

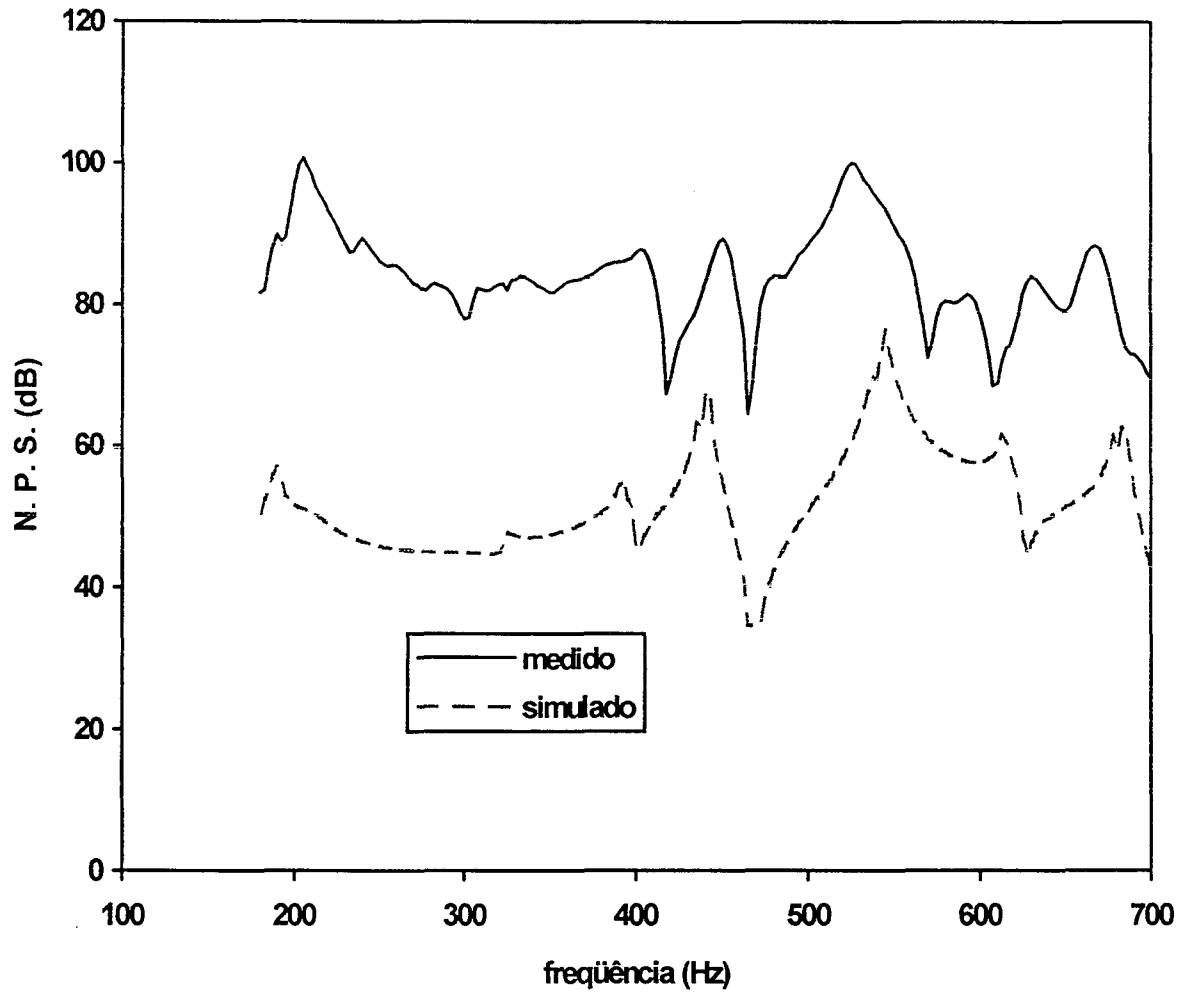


FIGURA 45 - NPS medido e simulado por FEM, na posição do ouvido do motorista, colocando-se material de absorção acústica.

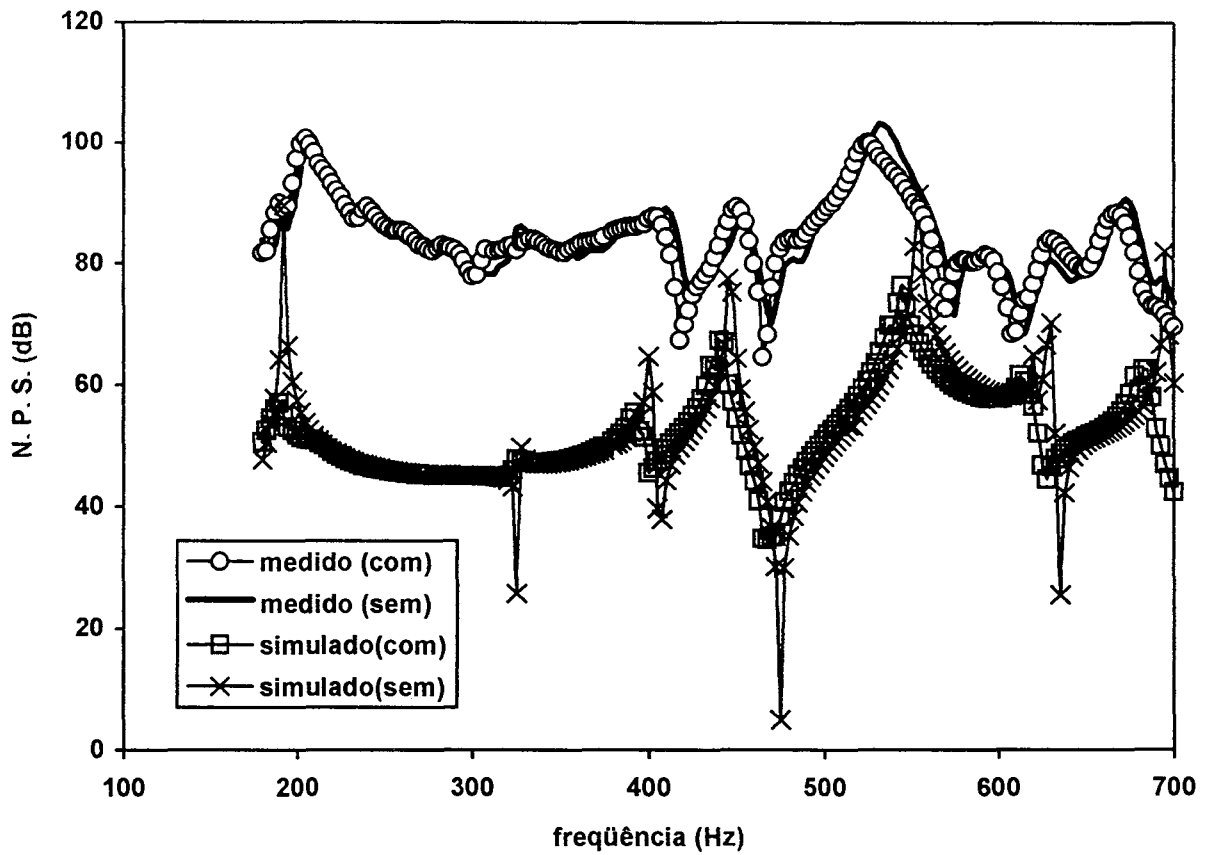


FIGURA 46 - NPS medido e simulado na posição do ouvido do motorista, com e sem material de absorção acústica.

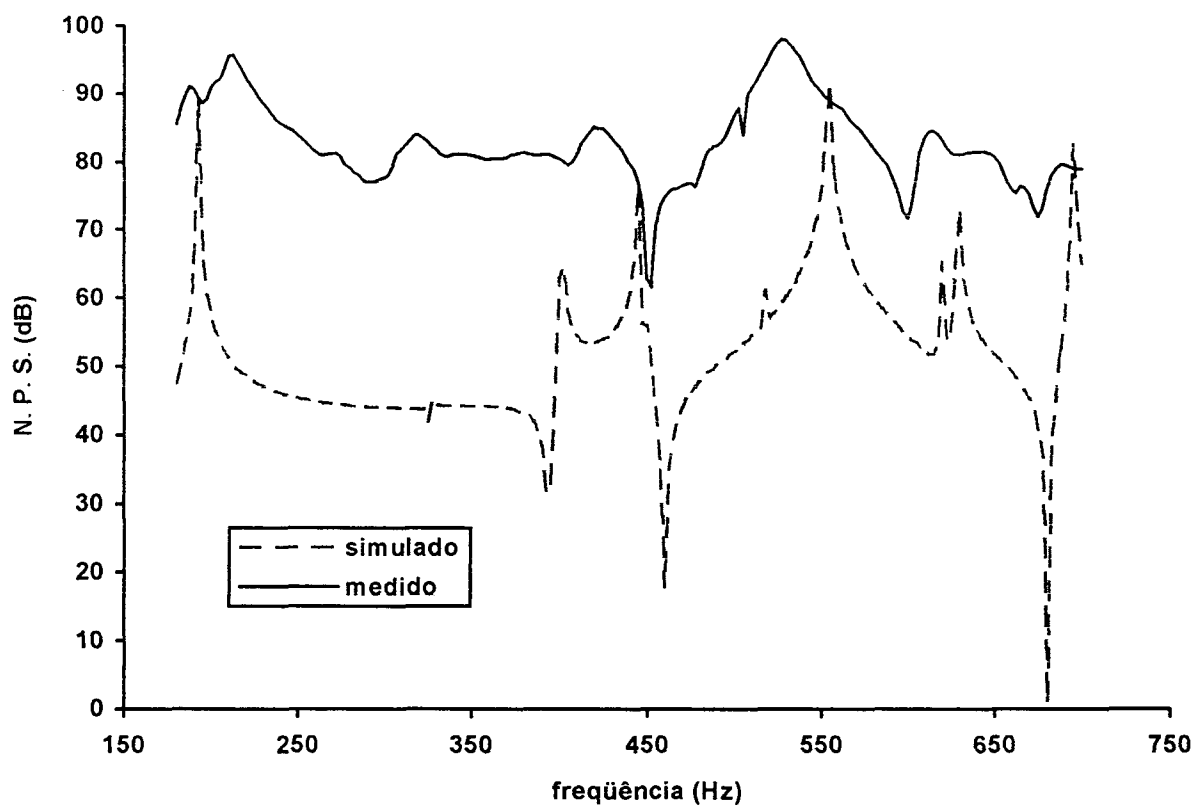


FIGURA 47 - NPS medido e simulado, referente à posição do ouvido do passageiro dianteiro direito, sem a presença de material de revestimento interno

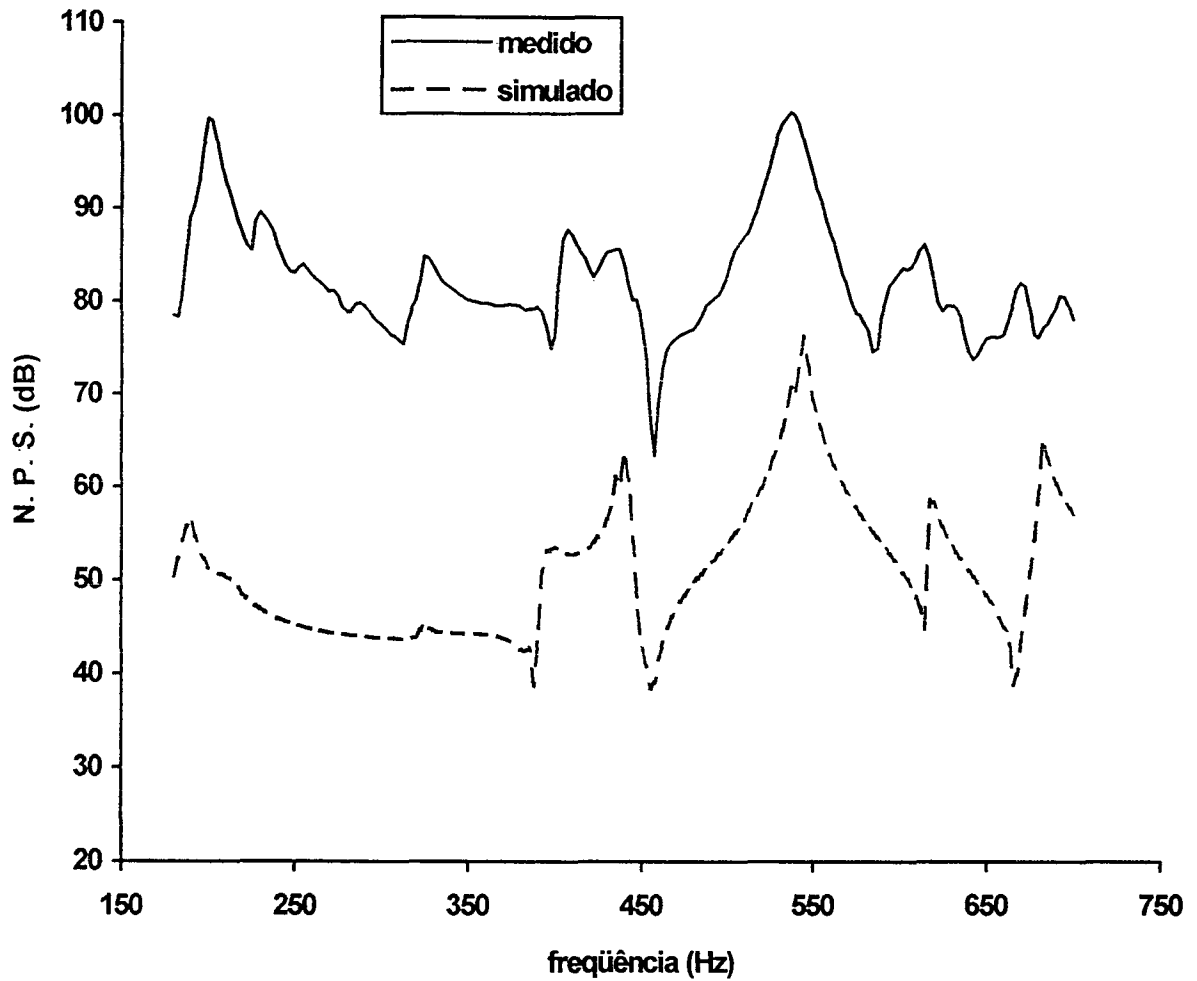


FIGURA 48 - NPS medido e simulado, referente à posição do ouvido do passageiro dianteiro direito, com a presença de material de revestimento interno.

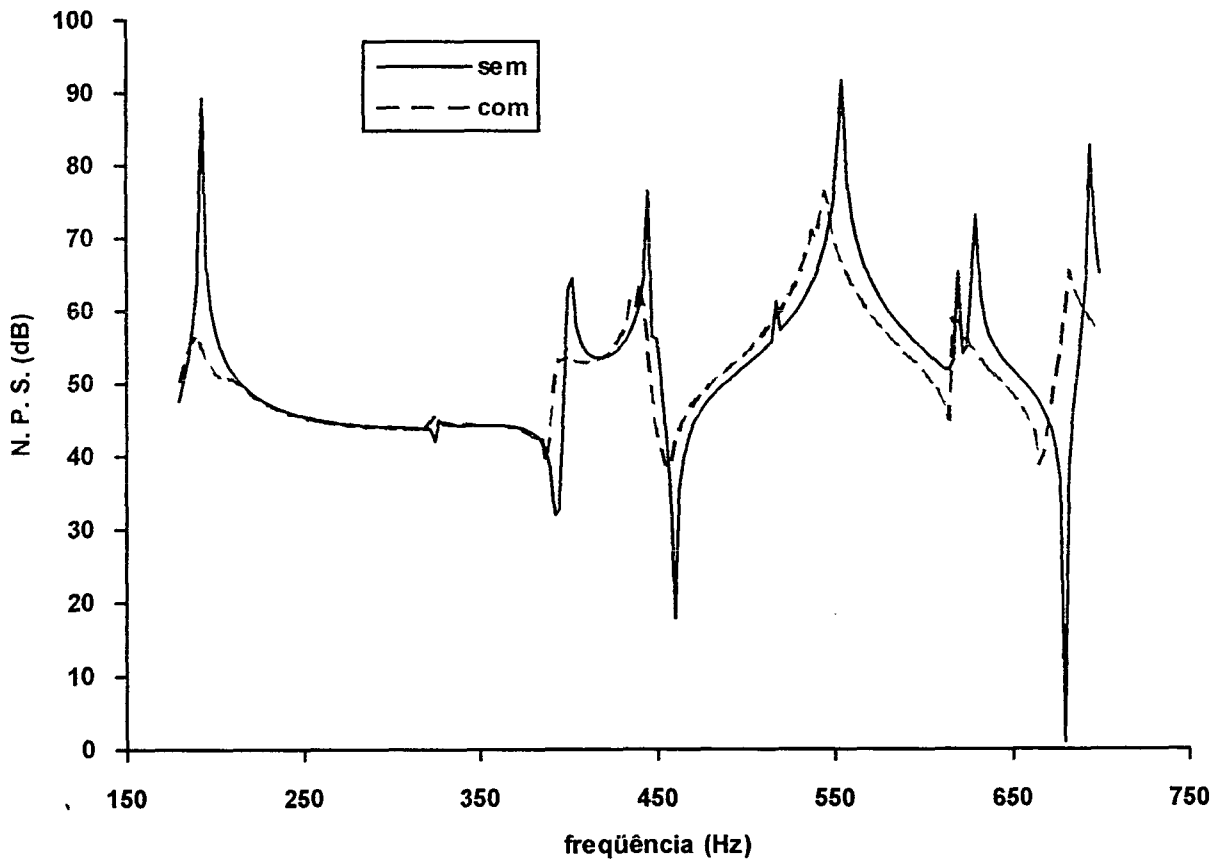


FIGURA 49 - Simulação numérica do NPS na posição do ouvido do passageiro dianteiro direito, com e sem material de absorção acústica

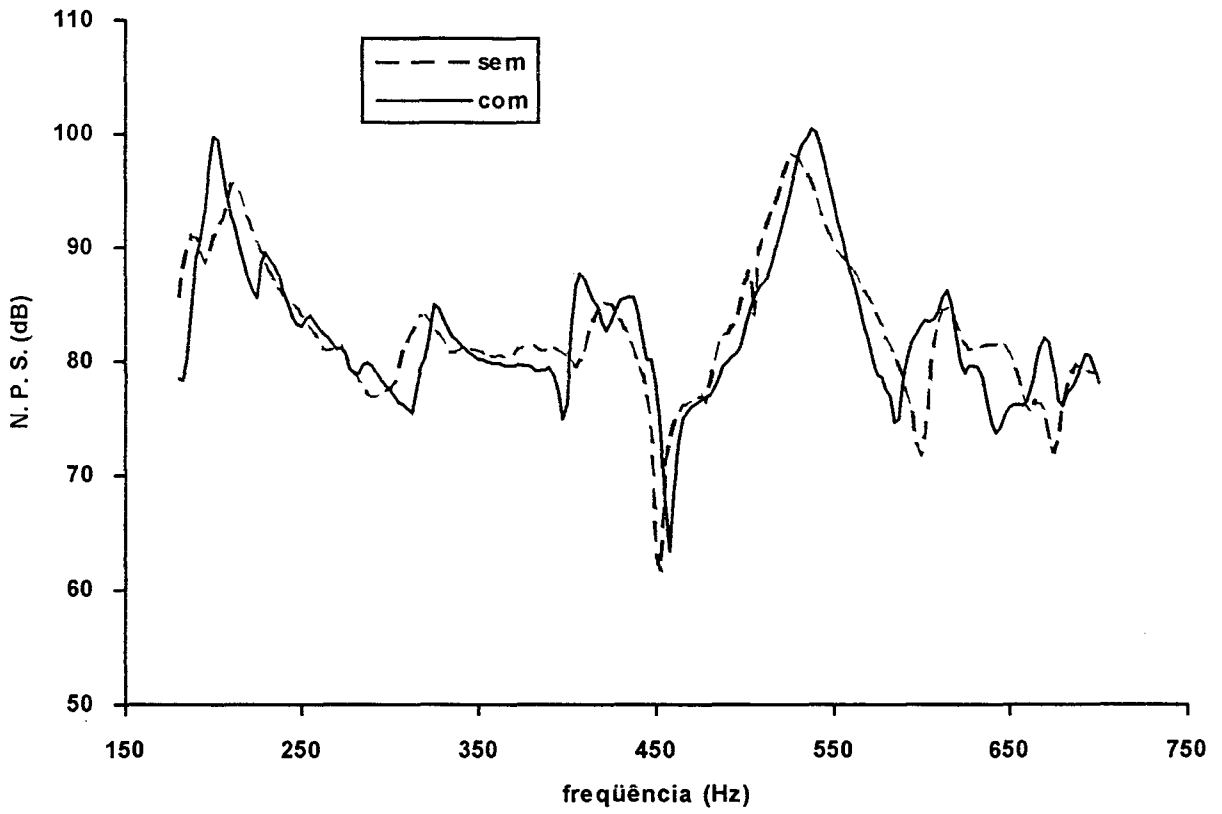


FIGURA 50 - Medição do NPS na posição do ouvido do passageiro dianteiro direito, com e sem material de absorção acústica.

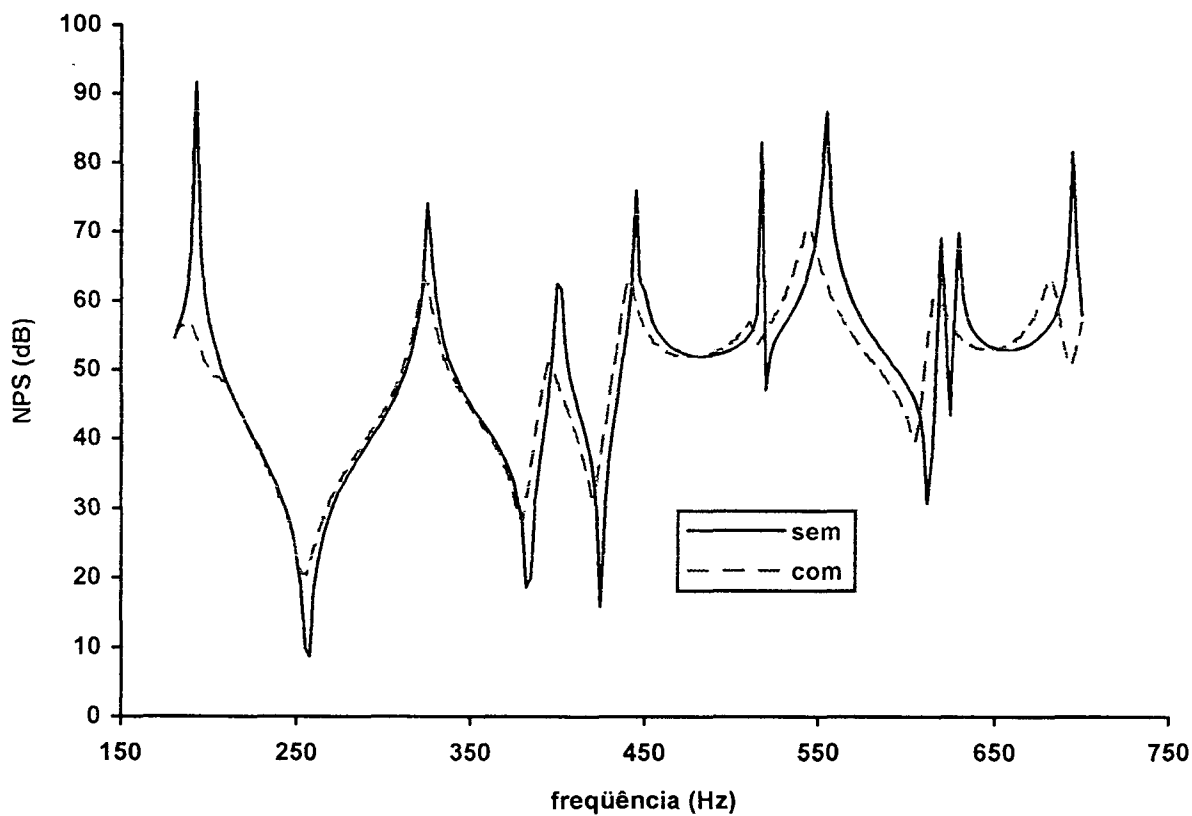


FIGURA 51 - Curvas com os NPS calculados pelo SYSNOISE, na posição referente ao ouvido do passageiro traseiro esquerdo, com e sem material acústico.

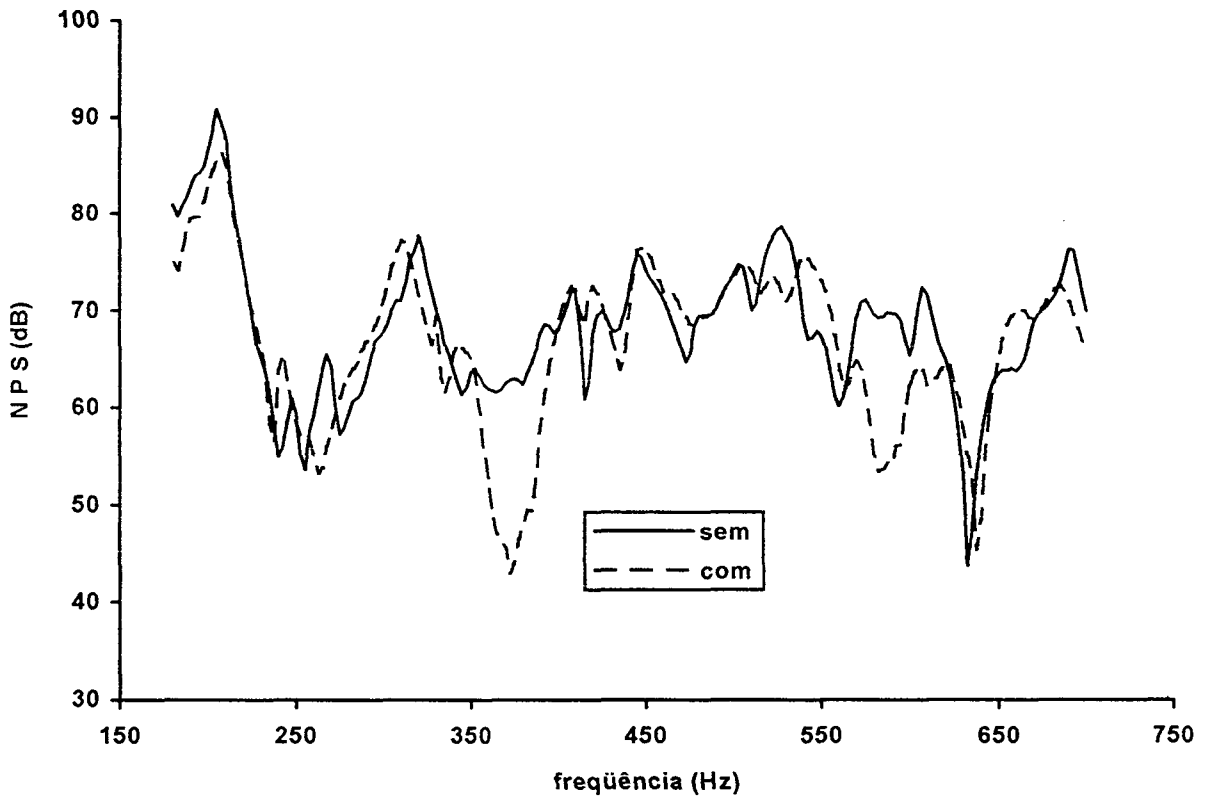


FIGURA 52 - Curvas como os NPS medidos na posição referente ao ouvido do passageiro traseiro esquerdo, com sem material acústico.

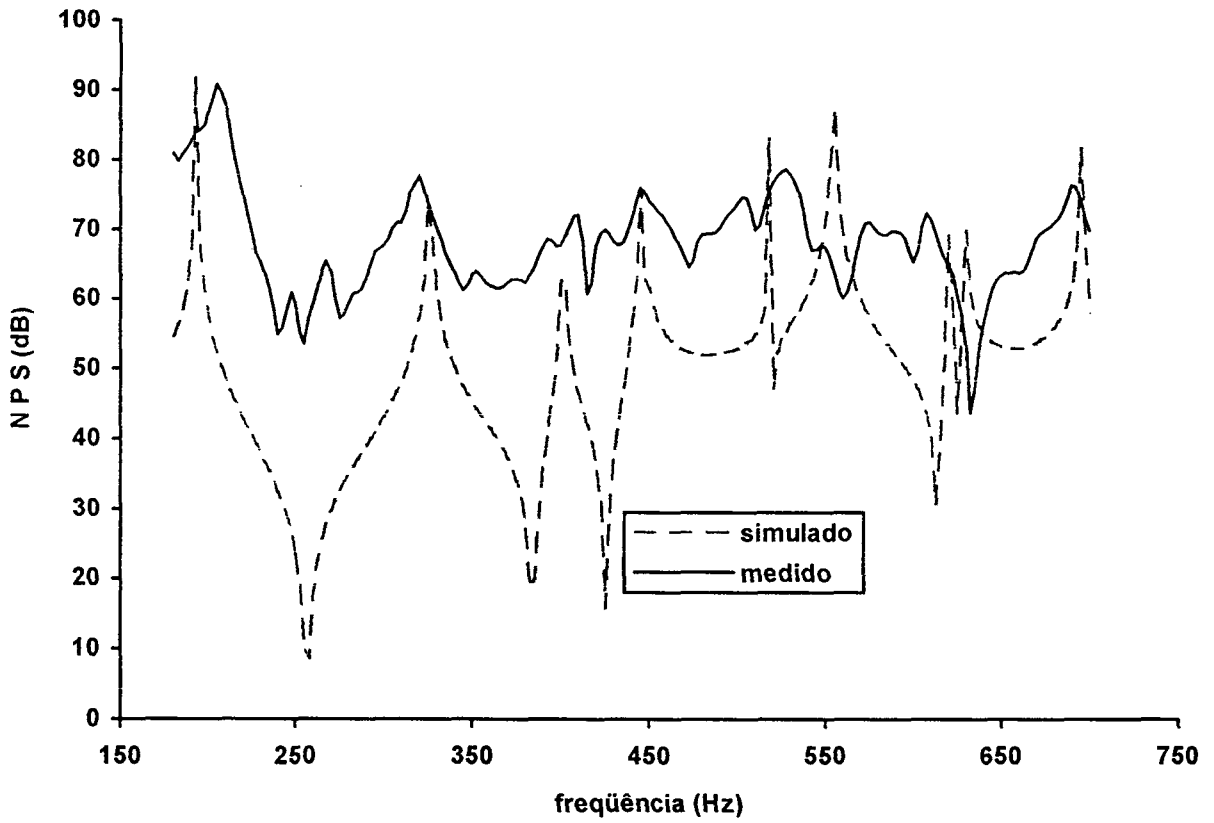


FIGURA 53 - Curva com os NPS medido e simulado na posição referente ao ouvido do passageiro traseiro esquerdo, com e sem material acústico.

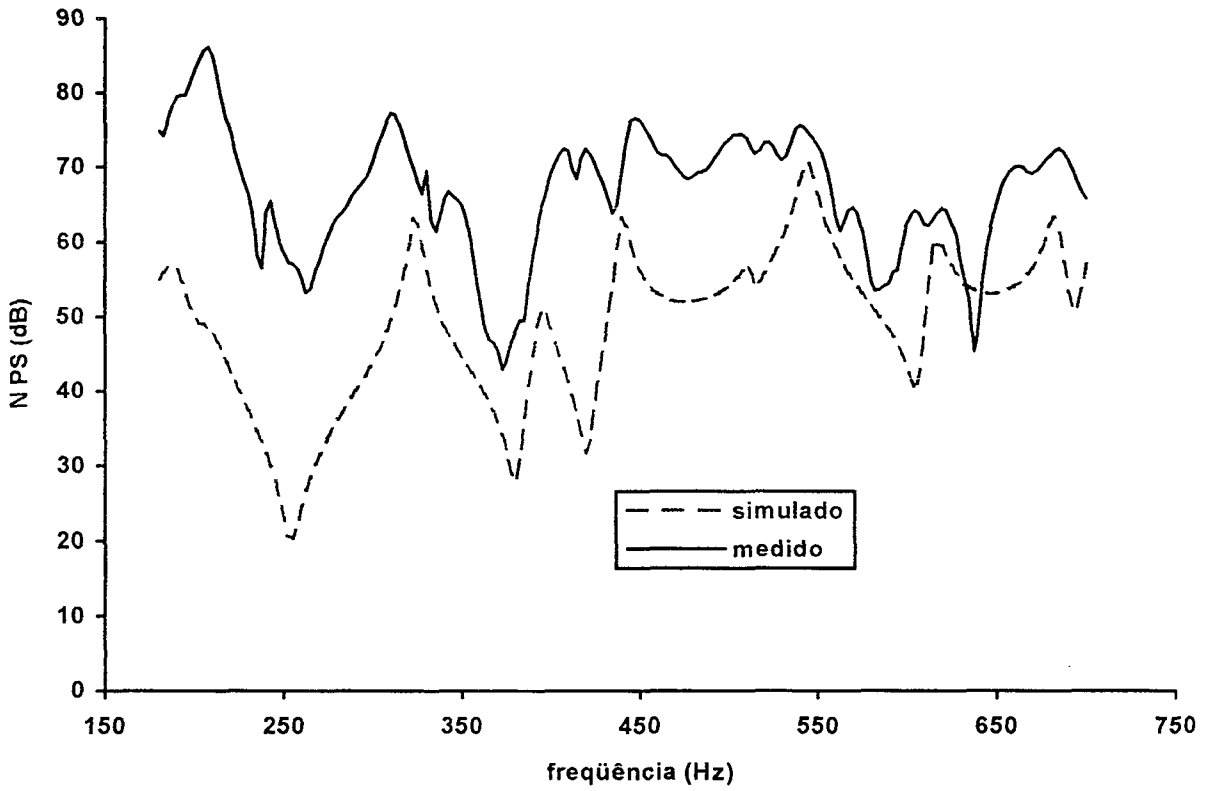


FIGURA 54 - Curva dos NPS medido e simulado, na posição referente ao ouvido do passageiro traseiro esquerdo, com material de revestimento acústico.

CAPÍTULO 6

CONCLUSÕES

Os resultados apresentados neste trabalho mostram o uso da simulação numérica na predição acústica de uma cavidade veicular. Resultados estes apresentados através da quantificação das freqüências de ressonância, na descrição dos referidos modos acústicos, como também através da medição dos NPS presentes na cabine.

Os resultados da simulação numérica foram devidamente confrontados com os resultados obtidos experimentalmente. Os resultados obtidos demonstram que a forma como se estudou o campo acústico na cabine veicular foi a correta, necessitando apenas pequenas alterações na sua realização, como: alguns dos itens que serão expostos a seguir, como trabalhos a realizar futuramente, como forma de se obter resultados simulados o mais próximo do real ou vice-versa.

A simulação numérica mostrou-se uma ferramenta simples de trabalho, pois conseguem-se resultados para análise bem mais rápidos e extremamente confiáveis, como também é extremamente versátil, pois consegue-se simular os mais variados casos de análise acústica.

A simulação numérica surge não para eliminar as medições, mas serve como um forte apoio logístico as medições, quando as mesmas forem ser feitas em modelos reais. E principalmente na obtenção de parâmetros iniciais de projeto.

Uma conclusão obtida com os resultados é a de que a redução nas dimensões do modelo real leva a um estudo do campo acústico basicamente em médias e altas freqüências. Isto deve-se ao efeito do comprimento da onda acústica, pois nas baixas freqüências tem-se um comprimento de onda sonora muito maior que o espaço acústico estudado. Se o estudo fosse feito num modelo com dimensões reais estas freqüências seriam mais baixas entre 0 a 250 Hz.

Trabalhos Futuros

Realizar um estudo mais detalhado da forma de excitação, simulando o mais próximo da realidade. Isto pode ser feito através de outros comandos disponíveis no programa SYSNOISE e que não foram usados neste trabalho, como por exemplo o comando SOURCE.

Realizar a simulação em um modelo com as mesmas dimensões do automóvel, com uma complexidade bem próxima do real.

Atribuir outras propriedades inerentes ao material de absorção, como espessura, porosidade, resistividade de fluxo, fator estrutural, o que é possível através do SYSNOISE.

Modelar o compartimento de passageiros e o compartimento do motor isolados, simulando o motor por uma fonte sonora e estudar o efeito acústico do projeto de uma placa entre os dois compartimentos.

Estudar o efeito de aberturas e frestas no campo acústico produzido no interior de um veículo.

Estudar o efeito da utilização dos variados materiais de revestimento acústico no interior do veículo, na diminuição do nível de pressão acústica.

ANEXOS

ANEXO 1 - Estrutura Básica de um Programa Utilizado pelo ANSYS 5.0

```
/BATCH
/COM,ANSYS REVISION 5.0          13:17:42  11/25/1994
/FILNAM,FILE
c*** Simulacao Numérica do modelo 3D com os assentos, dimensões reais

c*** Pre-Processador
/TITLE,Simulacao do Modelo 3-D / Com Assentos
/UNITS,SI
/PREP7
ETYP E
STAT
ET,1,30
ET,2,30,,1
R, 1
MP,SONC,1,343
MP,DENS,1,1.21
K,1,,.0804
K,2,.0675
K,3,.6255
K,4,.6463,.1828
K,5,.9673,.1828
K,6,.8715,.3422
K,7,.2335,.3422
K,8,.0547,.2307
L,1,2
L,2,3
L,3,4
L,4,5
L,5,6
L,6,7
L,7,8
L,8,1
K,9,.0675,,.433
K,10,.17,.047,.0167
K,11,.35,.047,.0167
K,12,.3789,.2908,.0167
K,13,.3489,.2908,.0167
K,14,.32,.0767,.0167
K,15,.17,.0767,.0167
L,10,11
L,11,12
L,12,13
L,13,14
```

GERAÇÃO DO MODELO SÓLIDO

continuação do ANEXO 1

L,14,15
 L,15,10
 K,16,.44,.0533,.1833
 K,17,.64,.0533,.1833
 K,18,.6577,.2157,.1833
 K,19,.6177,.2157,.1833
 K,20,.6032,.08315,.1833
 K,21,.44,.08315,.1833
 L,16,17
 L,17,18
 L,18,19
 L,19,20
 L,20,21
 L,21,16
 LGEN,2,9,14,1,,,,.25
 K,29,.17,.047,.4166
 K,30,.44,.0533,.4166
 L,22,29
 LGEN,2,1,8,1,,,,.1833
 LGEN,2,1,8,1,,,,.267
 LGEN,2,15,20,1,,,,.0837
 K,52,.44,.0533,.0167
 I,16,52
 I,16,46
 I,46,30
 k,53,.17,.047,.1833
 I,10,53
 AL,9,10,11,12,13,14
 AL,15,16,17,18,19,20
 AL,44,45,46,47,48,49
 AL,21,22,23,24,25,26
 AL,2,3,4,5,6,7,8,1
 AL,28,29,30,31,32,33,34,35
 AL,36,37,38,39,40,41,42,43
 VDRAG,2,,,,,,50
 VDRAG,2,,,,,,51
 VDRAG,3,,,,,,52
 I,2,31
 I,31,39
 I,39,9
 VDRAG,1,,,,,,53
 VDRAG,4,,,,,,27
 VDRAG,5,,,,,,90

GERAÇÃO DO MODELO SÓLIDO

continuação do ANEXO 1

```

VDRAG,6,,,,,91
VDRAG,7,,,,,92
VSBV,6,1
VSBV,9,4
VSBV,7,2
VSBV,8,3
VSBV,2,5
VGLUE,ALL
eshape,1
esize,.07
vmesh,all
nummrg,all
numcmp,all
TYPE,2
EMODIF,ALL
eplot
/ANGLE, 1,+30 ,YS,1
/ANGLE, 1,-30 ,XS,1
/REPLOT
fini

          Resolução no caso de Análise Modal

/solu
antyp,2,new
modopt,unsym,15,100,1000,,off
mxpand,15,100,1000
d,86,pres
sfa,44,,fsi
sfa,53,,fsi
sfa,42,,fsi
outpr,all,all
outres,all,all
solve
fini

c*** Pos-Processador
/post1
set,1,1
plnsol,pres

```

ANEXO 2 - Listagem de um Programa Utilizado pelo SYSNOISE.

```
{ FEM - Modelo sem material de absorcao

OPTION FEM UNCOUPLED INTERIOR

INPUT MESH FILE EL-FTW.CDB FORMAT FREE
TITLE = '3-D CABINE VEICULAR SEM ASSENTOS / CONTORNO RIGIDO'
FMAXIMUM 6

{ Excitando apenas uma face

SET 10 FACE BETWEEN X=0.033749 0.06751 RETURN
SET 20 FACE BETWEEN Y=0.0 0.04021 RETURN
SET 30 FACE BETWEEN Z=0.1789 0.22151 RETURN
SET 40 INTERSECTION SET 10 SET 20 RETURN
SET 50 INTERSECTION SET 30 SET 40 RETURN

BOUNDARY VELOCITY REAL 0.001
    SET 50 RETURN
EXTRACT BOUNDARY RETURN

RESPONSE
    FREQUENCY 180 TO 700 LINSTEP 2.5
    STORE NODE 488 PREFIX rf-
    SAVE RESULTS STEP 0
    RETURN

RESPONSE
    FREQUENCY 180 TO 700 LINSTEP 2.5
    STORE NODE 1093 PREFIX rf-
    SAVE RESULTS STEP 0
    RETURN
```


ANEXO 3 - Listagem de um Programa Utilizado pelo SYSNOISE, nesta listagem pode-se verificar como é feita a simulação da absorção acústica numa região do modelo

```
{ FEM - Modelo com material de absorcao

OPTION FEM UNCOUPLED INTERIOR

INPUT MESH FILE EL-FTW.CDB FORMAT FREE
TITLE = '3-D CABINE VEICULAR SEM ASSENTOS / CONTORNO RIGIDO'
FMAXIMUM 6

{ Excitando apenas uma face

SET 10 FACE BETWEEN X=0.033749 0.06751 RETURN
SET 20 FACE BETWEEN Y=0.0 0.04021 RETURN
SET 30 FACE BETWEEN Z=0.1789 0.22151 RETURN
SET 40 INTERSECTION SET 10 SET 20 RETURN
SET 50 INTERSECTION SET 30 SET 40 RETURN

{ Regiao compreendida pelo teto da cabine veicular

SET 70 FACE BETWEEN Y=0.34219 0.34221 RETURN

{ Regiao compreendida pelos bancos dianteiro

SET 80 FACE BETWEEN X=0.3309 0.3591 RETURN
SET 85 FACE BETWEEN Y=0.07349 0.07351 RETURN

{ Regiao compreendida pelo banco traseiro
SET 90 FACE BETWEEN X=0.59 0.61551 RETURN
SET 95 FACE BETWEEN Y=0.07549 0.0821 RETURN

BOUNDARY VELOCITY REAL 0.001
    SET 50
RETURN
EXTRACT BOUNDARY RETURN

TABLE 1 NAME IMPEDANCIA
FILE B:\ADM2.DAT
RETURN
EXTRACT TABLE 1 RETURN

BOUNDARY ADMITTANCE TABLE 1
```

continuação do ANEXO 3

```
FACE SET 70 SET 80 SET 85 SET 90 SET 95
```

```
RETURN
```

```
RESPONSE
```

```
FREQUENCY 180 TO 700 LINSTEP 2.5
```

```
STORE NODE 488 PREFIX rfa-
```

```
SAVE RESULTS STEP 0
```

```
RETURN
```

```
RESPONSE
```

```
FREQUENCY 180 TO 700 LINSTEP 2.5
```

```
STORE NODE 1093 PREFIX rfa-
```

```
SAVE RESULTS STEP 0
```

```
RETURN
```

ANEXO 4 - Programa utilizado pelo em análise por BEM

```
OPTION BEM COLLOCATION INTERIOR UNCOUPLED

INPUT MESH FORMAT FREE FILE EL-BBW.CDB
TWO DIMENSIONAL
TITLE='2-D CABINE VEICULAR / B.E.M /Paredes Rigidas'
FMAXIMUM 6

SET 10 ELEMENT BETWEEN X=0.02249 0.0451 RETURN
SET 20 ELEMENT BETWEEN Y=0.02679 0.05361 RETURN
SET 30 INTERSECTION SET 10 SET 20 RETURN

DUPLICATE
  NODE 123 ELEMENT 48
  NODE 125 ELEMENT 48
RETURN

BOUNDARY
  NODES SET 30
  VELOCITY MAGNITUDE 0.001
RETURN

POINT .32103947 0.27036176 RETURN
RESPONSE
  FREQUENCY 180 TO 700 LINSTEP 2.5
  SAVE POTENTIALS STEP 0
  STORE POINT 1 PREFIX EL-BBW
RETURN
TIME
SPACE
```

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] - RICHARD W. GUY
Determination of Sound Absorption Coefficient and Impedance in Tubes Part 2 :
Transfer - Function Method - Prospecto de Normalização
Concordia University - Montreal, Quebec, 4BG1MB
- [2]- D. J. NEFSKE
Structural - Acoustic Finite Element Analysis of the Automobile Passenger
Compartment :A Review of Current Practice
Journal of Sound and Vibration (1982) 80(2) 247- 266
- [3]- DAVID A. BIES and COLIN H. HANSEN
Engineering Noise Control "Theory and Practice"
Department of Mechanical Engineering, University of Adelaide
Editora - UNWIN HYMAN
- [4] - SAMIR N. Y. GERGES - Ruído, Fundamentos e Controle
Editora UFSC (1992)
- [5]- S. K. JHA
Characteristics and Sources of Noise and Vibration and their Control in Motor Cars.
Journal of Sound and Vibration (1976) 47(4) 543-558
- [6]- ROBERT BENEDICT and JIM PORTER
Measurements of Acoustical Response of Automotive Cabin Interior
SAE Technical Paper N° 900047 (1990)
- [7] - BRÜEL E KJÆR - Instruction Manual - Standing Wave Apparatus Type 4002
Revisado em (1979)
- [8]- C. A. BREBBIA, J. C. F. TELLES, L. C. WROBEL
Boundary Element Techniques - "Theory and Applications in Engineering"
Springer - Verlag (1984)

- [9]- R. FROSIO
Some Aspects of Numerical Simulation of Car Interior Acoustics
UNIKELLER - "Sysnoise User's Meeting, LEUVEN (BÉLGICA) (1993)
- [10] - ALAIN GENARD
3D - Car Cavity : SYSNOISE Application Notes (1994)
- [11] - JEAN-PIERRE COYETTE and HANS WYNENDAELE
A Review of Numerical Techniques for Solving Acoustic Problems
Numerical Integration Technologies N. V. BELGICA (1993)
- [12] - WEN L. LI and KAI ZHAO
Prediction of Structure-Borne Noise Inside Tractor Cab
Engineering Center Case Corp.
SAE Technical Paper N° 941671 (1994)
- [13] - HANS BODÉN e MATS ABOM
Two-Microphone Measurements in the Plane Wave Region of Ducts.
"Influency of Errors"; TRITA-TAK 8401 STOCKHOLM (1984)
- [14] - K. W. CHENG and O. A. OLATUNBOSUN
Trabalho de Tese (1994)
"Simulation of Vehicle Interior Structure-Borne Noise Generation"
Automotive Engineering Centre
University of Birmingham, Birmingham, B15 2TT, UK
- [15] - L. L. BERANEK
Acoustics
Editora McGraw-Hill , Ano 1954 - Primeira Edição
- [16] - THOMAS J. R. HUGHES
The Finite Element Method - Linear Static and Dynamic Finite Element Analysis
Editora Prentice Hall, Inc Ano 1987