

Universidade Federal de Santa Catarina
Curso de Pós-Graduação em Engenharia Civil,

**ANÁLISE MODAL ACÚSTICA DE
CABINE VEICULAR**

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

ELIZABETE YUKIKO NAKANISHI

Florianópolis, agosto de 1994

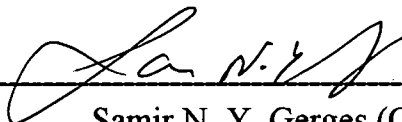
ANÁLISE MODAL ACÚSTICA DE CABINE VEICULAR

Elizabeth Yukiko Nakanishi

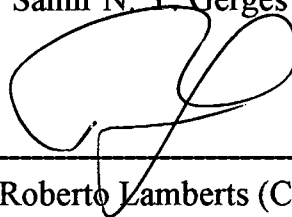
Esta dissertação foi julgada para obtenção do título de

Mestre em Engenharia

Especialidade **Engenharia Civil** e aprovada em sua forma final pelo programa de
Pós-Graduação em Engenharia Civil

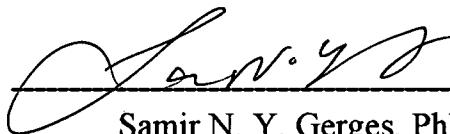


Samir N. Y. Gerges (Orientador)



Roberto Lamberts (Coordenador do Curso)

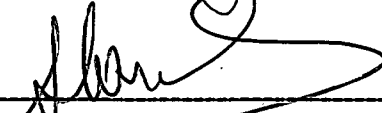
Banca Examinadora



Samir N. Y. Gerges, PhD



Roberto Jordan, D. Eng.



Jules Slama, PhD

A

você Akemy, minha “princesa” que, no decurso desta, chegou para alegrar e enriquecer nossa vida de felicidade,

e a você, “Carlitos” - meu marido, por acreditar e torcer por minha realização profissional, não somente por mim, por ter alcançado mais este objetivo, mas por ter lutado comigo em todos os aspectos, durante todo o instante, e por ter compreendido e aceitado o tempo nosso que “roubei” para me dedicar a este trabalho, o meu imenso carinho e, amor pela compreensão, força, apoio e incentivo.

“Nada podes ensinar a um homem, podes somente ajudá-lo a descobrir as coisas dentro de si mesmo”.

Galileu

“Que os nossos esforços desafiem as impossibilidades. Lembrai-vos que as grandes proezas da História foram conquistadas do que parecia impossível.”

Charlie Chaplin

AGRADECIMENTOS

Este trabalho não seria possível sem a ajuda das pessoas e instituições abaixo relacionadas:

- ★ Ao Prof.^o *Samir Nagi Yousri Gerges* - pela oportunidade de ingresso, orientação no trabalho, apoio e sugestões dadas.
- ★ Ao *Carlos Alberto Bavastri* - pelos conselhos, compreensão, apoio (técnico e moral) e ajuda fundamental na modelagem de todo o trabalho desta dissertação.
- ★ Ao Prof.^o *Paulo Ricardo B. Santos* (in memória)- pela assessoria recebida na disciplina de IP III (FATEC-SP), e incentivo para cursar o mestrado, pela lição de vida que deixou aos amigos, por sua tão grande luta, coragem e vontade de viver.
- ★ A *Prof.^a Elisa Akiko Nahano Takahashi e a Prof.^a Maria Alice Pius* - não só pela indispensável ajuda na parte burocrática, mas também pela amizade, atenção, e apoio, dando-me forças para que continuasse batalhando por mais este aperfeiçoamento profissional.
- ★ A *Maria Carolina Moreira de Freitas* - pela amizade sincera e solidária sempre presente em todas as etapas principais de minha vida.
- ★ Ao Prof.^o *José Mário Viégas* - pelos profundos conselhos de vida e pelo carinho, como também, por seu exemplo de carácter e honestidade, digno de um grande homem.
- ★ A *Gustavo Dantas Pinheiro da Silva* - pelo imprescindível auxílio na utilização dos programas de computação.
- ★ A todos os Professores de Pós-Graduação - especialmente aos professores *Samir, Lamberts, Plínio Stange e Philippi*, pelos valiosos ensinamentos, pelo convívio e pela amizade.
- ★ A *Hakeiyuki e Teruko*, meus pais e, *Moisés, Marcos e Cláudio*, meus irmãos, - que sempre me apoiaram e acreditaram em mim, o meu amor.

- ★ Aos queridos amigos que conheci durante a Pós-Graduação - especialmente aos companheiros do curso *Jorge Pinto, Luciano Dutra, Miriam Barbosa, Ivan Schaly, Cristiane Mangrichi, Lia Kortchmae, Stelamaris Rolla e Silvana Penedo*, pela troca de experiência, pela vontade de crescer, coragem, luta e aceitação dos grandes desafios. A todos, o meu carinho.
- ★ À Banca Examinadora, ao *prof.º Roberto Jordan e ao prof.º Júlio Slama* - por suas valiosas sugestões para o aperfeiçoamento deste trabalho.
- ★ A secretária do curso de Pós-Graduação em Engenharia Civil, *Irizete Odete* - por ter sido amiga e solícita nesses anos.
- ★ A *Sônia* (in memória) - minha querida empregada, que cuidou de minha casa e também de minha filha, durante todos os momentos, enquanto estive fora estudando.
- ★ À *Universidade Federal de Santa Catarina (UFSC)* - pela oportunidade de ingresso, realização e execução deste curso.
- ★ À *Faculdade de Tecnologia de São Paulo (FATEC-SP)* - pelo apoio financeiro e consideração pelo afastamento de minhas atividades docentes, durante o período de mestrado.
- ★ À *Fundação Coordenação de Aperfeiçoamento e de Pessoal de Nível Superior (CAPES)* pela bolsa de estudo no período de março de 1992 a agosto de 1994.
- ★ À querida cidade de *FLORIANÓPOLIS* - pelos maravilhosos e saudosos momentos vividos durante este período.
- ★ A todas as outras pessoas - que infelizmente não escrevi aqui seus nomes, mas que de uma forma ou de outra, contribuíram para o sucesso deste trabalho.
- ★ A “*Deus*” - que não me abandonou dando-me coragem, força, saúde e paz nos momentos difíceis.
- ★ A todos - meu *RECONHECIMENTO e PROFUNDA GRATIDÃO*, por todos os momentos vividos, durante esta fantástica e maravilhosa jornada,

OBRIGADA.

SUMÁRIO GERAL

| | |
|--|------|
| Dedicatória | iii |
| Mensagens | iv |
| Agradecimentos | v |
| Sumário Geral | vii |
| Lista de Figuras | xi |
| Lista de Tabelas | xv |
| Resumo | xvi |
| Abstract | xvii |
| Capítulo 1 Introdução | 1 |
| 1.1 Considerações iniciais | 2 |
| 1.2 Objetivo, Metodologia e Contribuição deste Trabalho | 4 |
| 1.3 Conteúdo | 5 |
| 1.4 Revisão Bibliográfica | 6 |
| 1.5 Referências | 8 |
| Capítulo 2 Formulação Matemática Baseada nos Programas ANSYS 5.0 e SYSNOISE 4.4 | 10 |
| 2.1 Abordagem da Metodologia do Programa ANSYS 5.0 | 11 |
| 2.2 Abordagem da Metodologia do Programa SYSNOISE 4.4 | 14 |
| 2.3 Fundamentos Matemáticos | 17 |
| 2.3.1 Abordagem do método de REDUÇÃO | 23 |
| 2.3.2 Abordagem do algoritmo de LANCOZ | 23 |
| 2.3.3 Teoria geral de resposta harmônica por elementos finitos | 24 |
| 2.3.1.1 Obtenção da resposta harmônica pelo método FULL | 25 |
| 2.3.3.2 Obtenção da resposta harmônica pelo método REDUZIDO | 26 |
| Capítulo 3 Análise Modal em Cavidade Retangular | 27 |
| 3.1 Análise Modal Teórica | 28 |

| | | |
|-------------------|--|-----------|
| 3.2 | Análise Modal Experimental | 33 |
| 3.2.1 | Introdução | 33 |
| 3.2.2 | Equipamentos para medição | 33 |
| 3.2.3 | Resultados das medições | 34 |
| 3.3 | Análise Modal por Elementos Finitos | 38 |
| 3.3.1 | Resultados das características acústicas calculadas pelo ANSYS 5.0 | 38 |
| 3.3.2 | Resultados das características acústicas calculadas pelo SYSNOISE 4.4 | 43 |
| 3.3.3 | Comparação entre os resultados das frequências naturais calculadas pelo ANSYS 5.0 e SYSNOISE 4.4 | 44 |
| Capítulo 4 | Estudo Experimental na Cabine Veicular | 46 |
| 4.1 | Introdução | 47 |
| 4.2 | Equipamentos Utilizados | 47 |
| 4.2.1 | Equipamentos para leitura das frequências naturais de ressonância | 47 |
| 4.2.2 | Equipamentos para leitura dos níveis de pressão sonora | 47 |
| 4.3 | Medições das Frequências Naturais de Ressonância | 47 |
| 4.3.1 | Descrição e resultados das medições | 47 |
| 4.3.2 | Comentários | 48 |
| 4.4 | Medições dos Níveis de Pressão Sonora | 48 |
| 4.4.1 | Descrição e resultados das medições | 48 |
| 4.4.2 | Comentários | 51 |
| Capítulo 5 | Análise Modal em Cavidade Irregular | 52 |
| 5.1 | Análise Modal Experimental em Modelo Físico Reduzido | 53 |
| 5.1.1 | Introdução | 53 |
| 5.1.2 | Sistema de medição experimental | 54 |
| 5.1.3 | Medições e resultados | 55 |
| 5.2 | Análise Modal por Elementos Finitos | 61 |
| 5.2.1 | Introdução | 61 |
| 5.2.2 | Resultados das frequências naturais calculadas pelo ANSYS 5.0 | 62 |

| | | |
|-------------------|--|-----------|
| 5.2.3 | Resultados das freqüências naturais calculadas pelo SYSNOISE 4.4 _____ | 64 |
| 5.2.4 | Comparação dos resultados das freqüências naturais calculadas pelo ANSYS 5.0 e SYSNOISE 4.4 _____ | 66 |
| Capítulo 6 | Estudo da Resposta Harmônica em uma Cavityde Retangular _____ | 69 |
| 6.1 | Introdução _____ | 70 |
| 6.2 | Resposta Harmônica sem Amortecimento Calculada pelo ANSYS 5.0 _____ | 70 |
| 6.3 | Resposta Harmônica Calculada pelo SYSNOISE 4.4 _____ | 71 |
| 6.3.1 | Resposta harmônica sem amortecimento _____ | 72 |
| 6.3.2 | Resposta harmônica com amortecimento _____ | 74 |
| 6.3.3 | Comparação entre as respostas harmônicas sem e com material de amortecimento _____ | 75 |
| Capítulo 7 | _____ | 77 |
| 7.1 | Conclusões _____ | 79 |
| 7.2 | Proposta para Trabalhos Futuros _____ | 80 |
| 7.3 | Referências Bibliográficas _____ | 81 |
| Anexos | _____ | 84 |
| Anexo 1 | Comandos utilizados para obter as freqüências ressonantes no interior da Cavityde Retangular usando o programa ANSYS 5.0 _____ | 86 |
| Anexo 1A | - Comandos da análise modal com subdivisões da cavityde de 5x5x5 elementos _____ | 86 |
| Anexo 1B | - Comandos da análise modal com subdivisões da cavityde de 6x6x6 elementos _____ | 87 |
| Anexo 1C | - Comandos da análise modal com subdivisões da cavityde de 10x10x10 elementos _____ | 88 |
| Anexo 2 | Comandos utilizados para obter as freqüências ressonantes no interior da Cavityde Retangular usando o programa SYSNOISE 4.4 _____ | 89 |
| Anexo 2A | - Comandos da análise modal com subdivisões da cavityde de 5x5x5 elementos _____ | 89 |

| | |
|---|-----|
| Anexo 2B - Comandos da análise modal com subdivisões da cavidade de 6x6x6 elementos_____ | 90 |
| Anexo 2C - Comandos da análise modal com subdivisões da cavidade de 10x10x10 elementos_____ | 91 |
| Anexo 3 Comandos utilizados para obter as frequências ressonantes no interior da Cavidade Irregular usando o programa ANSYS 5.0_____ | 92 |
| Anexo 3A - Comandos da análise modal para a cavidade com 690 pontos_____ | 92 |
| Anexo 3B - Comandos da análise modal para a cavidade com 3.888 pontos_____ | 94 |
| Anexo 4 Comandos utilizados para obter as frequências ressonantes no interior da Cavidade Irregular usando o programa SYSNOISE 4.4 para a cavidade com 690 pontos_____ | 96 |
| Anexo 5 Comandos para obter a resposta harmônica em Cavidade Retangular utilizando o programa ANSYS 5.0_____ | 97 |
| Anexo 6 Comandos para obter a resposta harmônica em Cavidade Retangular utilizando o programa SYSNOISE 4.4_____ | 99 |
| Anexo 6A - Comandos da resposta harmônica com subdivisões da cavidade de 690 pontos. Sem uso de amortecimento - fonte excitadora: PONTUAL_____ | 99 |
| Anexo 6B - Comandos da resposta harmônica com subdivisões da cavidade de 690 pontos. Sem uso de amortecimento - fonte excitadora: PAINEL VIBRANTE _____ | 100 |
| Anexo 6C - Comandos da resposta harmônica com subdivisões da cavidade de 690 pontos. Com uso de amortecimento - fonte excitadora: PAINEL VIBRANTE_____ | 101 |
| Anexo 7 Participação em congresso_____ | 102 |

LISTA DE FIGURAS

CAPÍTULO 2

| | | |
|-----|--|----|
| 2.1 | Ilustração de contatos entre os elementos através de nós _____ | 12 |
| 2.2 | Exemplos de elementos existente no arquivo do programa ANSYS 5.0__ | 12 |
| 2.3 | Ilustração do campo escalar dos graus de liberdade_____ | 13 |
| 2.4 | Ilustração do conjunto de graus de liberdade_____ | 13 |
| 2.5 | Subdivisão do modelo em elementos finitos_____ | 15 |
| 2.6 | Subdivisão do modelo em elemento de contorno _____ | 15 |
| 2.7 | Representação do domínio para comportamento acústico_____ | 16 |

CAPÍTULO 3

| | | |
|------|--|----|
| 3.1 | Resposta típica da sala nas baixas frequências_____ | 31 |
| 3.2 | Distribuição de frequências_____ | 31 |
| 3.3 | Dimensões da cavidade retangular_____ | 33 |
| 3.4 | Esquema da montagem do sistema de medição da cavidade retangular____ | 34 |
| 3.5 | Porcentagem de erros entre as frequências ressonantes exatas teóricas e experimental_____ | 35 |
| 3.6 | Detalhe da montagem de medição experimental da cavidade retangular__ | 36 |
| 3.7 | Detalhe da cavidade retangular tridimensional_____ | 37 |
| 3.8 | Cavidade retangular tridimensional em cm_____ | 38 |
| 3.9 | Subdivisões da cavidade em elementos finitos _____ | 39 |
| 3.10 | Comparação entre os resultados das frequências ressonantes exatas com os resultados das três divisões da malha previstas pelo ANSYS 5.0_____ | 40 |
| 3.11 | Forma modal da pressão na direção do eixo X, calculada pelo ANSYS 5.0_____ | 40 |
| 3.12 | Distribuição da pressão acústica no interior da cavidade retangular, representação do modo (0,1,1) _____ | 41 |
| 3.13 | Distribuição da pressão acústica no interior da cavidade retangular, representação do modo (3,0,0)_____ | 41 |

| | | |
|------|--|----|
| 3.14 | Distribuição da pressão acústica no interior da cavidade retangular, representação do modo (1,1,1)_____ | 42 |
| 3.15 | Distribuição da pressão acústica no interior da cavidade retangular, representação do modo (2,0,1)_____ | 42 |
| 3.16 | Comparação dos resultados das frequências ressonantes exatas e as preditas pelo SYSNOISE 4.4_____ | 44 |
| 3.17 | Comparação entre os resultados das frequências ressonantes predito pelo ANSYS 5.0 e SYSNOISE 4.4 com subdivisões de 5x5x5 elementos_ | 44 |
| 3.18 | Comparação entre os resultados das frequências ressonantes preditos pelo ANSYS 5.0 e SYSNOISE 4.4 com subdivisões de 6x6x6 elementos_ | 44 |
| 3.19 | Comparação entre os resultados das frequências ressonantes preditos pelo ANSYS 5.0 e SYSNOISE 4.4 com subdivisões de 10x10x10 elementos_____ | 45 |

CAPÍTULO 4

| | | |
|-----|--|----|
| 4.1 | Esquema simplificado do caminhão para visualização dos tirantes_____ | 49 |
|-----|--|----|

CAPÍTULO 5

| | | |
|-----|--|----|
| 5.1 | Dimensão do protótipo reduzido e simplificado da cabine do caminhão marca AGRALE - escala 1:4,5_____ | 53 |
| 5.2 | Esquema da montagem do sistema de medição da cavidade irregular_____ | 54 |
| 5.3 | Equipamentos do sistema de medição_____ | 56 |
| 5.4 | Montagem do sistema de medição da cavidade irregular_____ | 57 |
| 5.5 | Lateral do protótipo da cavidade irregular_____ | 57 |
| 5.6 | Detalhe da fonte sonora colocado no interior do protótipo_____ | 58 |
| 5.7 | Modos acústicos identificados experimentalmente no protótipo modo (1,0,0)_____ | 58 |
| 5.8 | Modos acústicos identificados experimentalmente no protótipo modo (0,1,0)_____ | 59 |
| 5.9 | Modos acústicos identificados experimentalmente no protótipo modo (1,1,0)_____ | 59 |

| | | |
|------|---|----|
| 5.10 | Modos acústicos identificados experimentalmente no protótipo modo (2,0,0) | 60 |
| 5.11 | Modos acústicos identificados experimentalmente no protótipo modo (2,0,1) | 60 |
| 5.12 | Modos acústicos identificados experimentalmente no protótipo modo (2,1,1) | 61 |
| 5.13 | Elemento de fluido acústico gerado pelo ANSYS 5.0 | 62 |
| 5.14 | Subdivisões do domínio em elementos finitos calculado pelo ANSYS 5.0 | 62 |
| 5.15 | Percentagem de erro de precisão entre os resultados calculado pelo ANSYS 5.0 e os identificados experimentalmente | 63 |
| 5.16 | Subdivisões do domínio em elementos finitos calculado pelo SYSNOISE 4.4 | 64 |
| 5.17 | Percentagem de erro de precisão entre os resultados calculados por ensaios experimentais e calculados pelo SYSNOISE 4.4 | 65 |
| 5.18 | Percentagem na precisão dos resultados das características acústicas calculados por SYSNOISE 4.4 e ANSYS 5.0 | 66 |
| 5.19 | Forma da distribuição da pressão acústica no interior da cavidade irregular na frequência de 1919,13 Hz | 67 |
| 5.20 | Forma da distribuição da pressão acústica no interior da cavidade irregular na frequência de 1919,64 Hz | 67 |
| 5.21 | Forma da distribuição da pressão acústica no interior da cavidade irregular na frequência de 232,09 Hz | 68 |
| 5.22 | Forma da distribuição da pressão acústica no interior da cavidade irregular na frequência de 232,89 Hz | 68 |

CAPÍTULO 6

| | | |
|-----|--|----|
| 6.1 | Detalhe da cavidade retangular | 70 |
| 6.2 | Detalhe da posição da fonte pontual e do receptor no interior da cavidade | 71 |
| 6.2 | Curva de resposta harmônica sem amortecimento com fonte pontual predita pelo ANSYS 5.0 | 71 |

| | | |
|-----|--|----|
| 6.4 | Curva de resposta harmônica sem amortecimento com fonte pontual predita pelo SYSNOISE 4.4 _____ | 72 |
| 6.5 | Detalhe do elemento excitador e do receptor no interior da cavidade retangular predito pelo SYSNOISE 4.4 _____ | 73 |
| 6.6 | Curva de resposta harmônica sem amortecimento com painel vibrante predita pelo SYSNOISE 4.4 _____ | 73 |
| 6.7 | Detalhe do elemento excitador, receptor e do material acústico no interior da cavidade retangular predito pelo SYSNOISE 4.4 _____ | 74 |
| 6.8 | Curva de resposta harmônica com amortecimento e com painel vibrante predita pelo SYSNOISE 4.4 _____ | 74 |
| 6.9 | Sobreposição entre as curvas de resposta harmônica sem e com amortecimento usando painel vibrante preditos pelo SYSNOISE 4.4 _____ | 75 |

LISTA DE TABELAS

CAPÍTULO 3

| | | |
|-----|--|----|
| 3.1 | Frequências e modos de ressonância para sala de 7x4,5x2,5 m _____ | 30 |
| 3.2 | Frequência de ressonância e os modos acústicos (exatos) da cavidade retangular _____ | 32 |
| 3.3 | Características acústicas modais da cavidade retangular, cálculo exato e experimental _____ | 35 |
| 3.4 | Frequências ressonantes da cavidade retangular de seção 25x15,3x10,6 cm com C=343 m/s preditas pelo ANSYS 5.0 _____ | 39 |
| 3.5 | Frequências ressonantes da cavidade retangular de seção 25x15,3x10,6 cm com C=343 m/s preditas pelo SYSNOISE 4.4 _____ | 43 |

CAPÍTULO 4

| | | |
|-----|---|----|
| 4.1 | Frequência natural da cabine do caminhão _____ | 48 |
| 4.2 | Leitura do nível de pressão sonora em dB (A) no sentido transversal da cabine do caminhão, em diferentes fases de rotações _____ | 49 |
| 4.3 | Leitura do nível de pressão sonora em dB (A) no sentido longitudinal da cabine do caminhão, em diferentes locais de colocação dos materiais acústicos _____ | 50 |
| 4.4 | Leitura do nível de pressão sonora em dB (A) no sentido transversal da cabine do caminhão, em diferentes locais de colocação dos materiais acústicos _____ | 51 |

CAPÍTULO 5

| | | |
|-----|--|----|
| 5.1 | Comparação das frequências ressonantes obtidas na cabine do caminhão e protótipo _____ | 55 |
| 5.2 | Frequências ressonantes obtidas experimentalmente e calculadas pelo ANSYS 5.0 _____ | 63 |
| 5.3 | Frequências ressonantes obtidas experimentalmente e calculadas pelo SYSNOISE 4.4 _____ | 65 |

RESUMO

Uma das mais importantes fontes do ruído urbano é a proveniente de veículos, razão pela qual é de interesse geral reduzi-lo até o nível tolerável, para atender à legislação corrente e ao mercado consumidor, que se torna cada vez mais exigente quanto ao conforto acústico.

O conhecimento das técnicas numéricas por elementos finitos, para resolver problemas na área acústica, possibilita modificar o projeto veicular e, assim, eliminar ou mudar as indesejáveis ressonâncias. Este método tem como vantagem a semelhança física entre a malha e a estrutura real, ou seja, a malha torna-se de fácil visualização.

Na impossibilidade de anular a excitação ou modificar as características geométricas do interior da cavidade acústica, devem ser utilizadas alternativas, como a introdução de amortecimento nas paredes da cavidade, com o objetivo de reduzir a resposta harmônica.

O presente trabalho apresenta estudo visando:

- a determinação das frequências naturais de ressonância e seus modos acústicos, em uma cavidade com geometria retangular, através da análise modal teórica, experimental, e do uso de técnicas numéricas por elementos finitos, mostrando a comparação entre os resultados,
- a determinação das frequências ressonantes da cabine de uma caminhão, através da análise modal experimental em escala real e, num protótipo simulando a cabine deste caminhão, reduzido em escala 1:4,5, e do uso da técnica numérica com a utilização de elementos finitos verificando boa precisão entre os resultados experimentais com os resultados calculados. São mostradas também as dificuldades de se obter experimentalmente as características acústicas neste modelo com geometria irregular,
- a obtenção da resposta harmônica da cavidade retangular, excitada por um painel vibrante com e sem introdução de amortecimento. mostrando grande redução no nível de pressão acústica nas altas frequências.

ABSTRACT

One of the most important sources of urban noise is the vehicle. That's why to reduce it to an acceptable level is of general interest to follow the current legislation and to please the consumer market, which has becoming more clamant for acoustic comfort.

The knowledge of numerical techniques by finite elements to solve problems in acoustical fields makes possible to modificate vehicle's project, and, this way, cut off or change the undesirable resonances. This method has, as an advantage, the physical similarity between the mesh and the real structure, thus, the mesh is easily visible.

Being impossible to eliminate the excitation or modify the geometric characteristics in the acoustical cavity, some alternatives should be used such as the introduction of damping on the cavity walls to reduce the harmonic response.

The present work shows studies on goals to be achieved, such as:

- the determining of a truck cockpit frequencies and its acoustical modes in a cavity geometrically rectangular through theoretical modal analysis, experimental, and the use of numerical techniques by finite elements, showing precision between results;
- the determining of a truck cockpit frequencies of resonance through experimental modal analysis in real size and in prototype simulating this truck cockpit, reducing it to 1:4,5 scale, and the use of numerical techniques by finite elements, verifying a good precision between the experimental results and the results figured out, showing also the difficulties of obtaining acoustical characteristics experimentally in this model with irregular geometry;
- the obtaining of harmonic response in the rectangular cavity, excited by a vibrating panel, with and without damping introduction, showing great reduction of acoustical pressure level on high frequencies.

CAPÍTULO 1

INTRODUÇÃO

| | |
|---|---|
| 1.1 Considerações Iniciais | 2 |
| 1.2 Objetivo, Metodologia e Contribuição deste Trabalho | 4 |
| 1.3 Conteúdo | 5 |
| 1.4 Revisão Bibliográfica | 6 |
| 1.5 Referências | 8 |

1.1 Considerações Iniciais

O ruído de trânsito de veículos automotores é o que mais contribui para a poluição sonora das grandes metrópoles, tornando-se um grande problema no mundo inteiro. Suas causas e conseqüências têm sido objeto de estudo de cientistas, engenheiros e órgãos governamentais, que analisam os problemas sob dois aspectos: o primeiro refere-se ao ruído que incomoda os transeuntes ou os habitantes de logradouros próximos às avenidas; o segundo refere-se ao desconforto acústico, produzido no interior do veículo, para motorista e passageiros, chegando a interferir na inteligibilidade da fala entre os ocupantes.

As fontes de ruído de automóveis são oriundas do motor, sistema de transmissão e acessórios, excitação da roda e excitação aerodinâmica. Estas têm grande influência nos níveis de pressão sonora, irradiando energia sonora para o interior e exterior do veículo.

O ruído e a vibração geralmente causam fadiga, desconforto, perturbação no sono, perda temporária e/ou permanente da audição, perda da atenção em atividades que exigem concentração e muitos outros males, tanto nos aspectos patológicos como nos aspectos psicopatológicos.

A poluição sonora é uma das maiores causadoras de estresse na vida moderna. O homem sempre viveu em sociedade, buscando meios de assegurar sua sobrevivência e seu conforto, desenvolvendo técnicas, equipamentos e máquinas, devido ao aumento das necessidades energéticas mundiais requeridas para transporte, alimentação, energia elétrica, produção de produtos químicos, etc. Tudo isto resultou em industrialização, automação e cibernética.

De um lado a industrialização trouxe muitos benefícios, de outro lado seu crescimento acelerado, sem planejamento, acarreta sérios danos à saúde do indivíduo. O ruído oriundo da industrialização, trânsito veicular e outros, além de causar irritação, dependendo do seu nível e tempo de exposição, pode afetar sobre o comportamento e/ou a saúde da população exposta.

O problema do ruído é um subproduto do mundo industrial e nasce da impossibilidade de se fabricarem componentes e máquinas industriais isentos de imperfeições e de se instalarem os mesmos em montagens perfeitas, que não produzem vibrações e ruído.

O ruído e a vibração no interior de um automóvel compõem parte da energia vibracional da estrutura do automóvel que se propaga para o meio produzindo variação de pressão acústica. Se no interior deste veículo qualquer sistema provocar oscilações livres, a frequência com que este

sistema vibra recebe o nome de frequência própria de vibração.

O sistema apresenta diversos modos de vibrações e a cada modo de vibração corresponde uma frequência própria.

Assim, para todo corpo existem, em função de sua forma e dimensão, uma ou várias frequências que, quando excitadas por uma onda sonora, que coincidem com a frequência própria de um sistema qualquer, provocam uma grande vibração do corpo, resultando um som de mesma frequência. São as chamadas frequências de ressonância.

A experiência mostra que, se uma fonte fornecer energia, sistematicamente, sobre um sistema com frequência igual à frequência própria desse sistema, este entra em ressonância com amplitudes crescentes. Com base neste fato, é desaconselhável fazer um grupo de pessoas atravessarem uma ponte em marcha cadenciada, pois se a frequência resultante da marcha cadenciada for igual à frequência própria de vibração da estrutura da ponte, o sistema poderá sofrer indução de amplitudes crescentes, podendo até causar o desabamento da ponte. Foi pela ressonância com o vento que a ponte de Tacoma, em Washington, desabou alguns meses depois de sua conclusão.

O conhecimento da ressonância acústica e seus modos (isto é, distribuição de pressão sonora) no interior do veículo é de considerável valor no estudo de interação entre superfícies vibrantes e a cavidade enclausurada, bem como na determinação dos resultados dos níveis de pressão sonora, que têm considerável influência na geração do ruído, especialmente quando estão na faixa de frequências de interesse.

O fenômeno de ressonância do ar ocorre no interior da cavidade do veículo quando as frequências excitadoras, geradas pelas fontes de ruído e vibração, coincidem com as frequências próprias desta cavidade enclausurada, que excitam os modos acústicos e, conseqüentemente, amplificam os níveis de pressão sonora nos pontos de pressão máxima.

Avaliações das condições ressonantes gerando ruído no compartimento de passageiros, não podem ser preditas por uma única equação, porque geralmente a geometria da cavidade tem forma irregular.

É difícil, se não quase impossível, obter-se resposta da maioria dos sistemas reais (com incógnitas infinitas) através de uma solução matemática fechada. A perfeita representação matemática de carregamentos, geometria, condições de contorno, comportamento dos materiais, etc., em muitas situações, apresentam-se de forma complexa, havendo assim, a necessidade de se

introduzirem muitas hipóteses simplificadas no problema físico real, para permitir alguma forma de modelagem matemática que conduza a solução mais simples.

Por isso, o método de elementos finitos oferece um caminho conveniente para obter soluções aproximadas. O método consiste na subdivisão do meio contínuo (estrutura, fluido, gás, etc.) do problema inicial com infinitos graus de liberdade (caso real), em outros, nos quais os graus de liberdade são finitos. Entende-se por graus de liberdade a quantidade de coordenadas físicas (deslocamento, pressão, rotação, etc.) necessária para definir completamente o sistema.

Ao subdividir o problema real (ou seja, particiona-se o domínio, o sistema, em elementos), o método de elementos finitos converte um problema complexo, devido à sua forma física, em pequenos elementos cujas soluções são mais simples e depois unem-se as soluções parciais, resultando numa solução aproximada global.

Partindo do princípio de que existe ressonância acústica no interior do modelo da cavidade irregular, pode-se considerar a possibilidade de eliminar ou atenuar esse fenômeno:

- mudando a excitação, ou seja a amplitude e/ou a frequência;
- mudando a característica da cavidade, ou seja a forma e/ou a dimensão;
- colocando sistemas secundários sobre o sistema principal, chamado ressonadores de Helmholtz;
- adicionando um elemento dissipador de energia sonora como, por exemplo, os materiais de absorção acústicos.

Na prática, nem sempre é possível mudar a fonte excitadora ou a característica da cavidade, havendo, portanto, necessidade de recorrer a outras soluções. Assim, no final deste trabalho, apresenta-se uma técnica para atenuar o ruído acústico no interior de uma cavidade retangular, com a introdução de materiais de absorção acústica. Podendo, posteriormente, aplicar estes conceitos, de forma simples, na cavidade irregular da cabine de um caminhão.

1.2 Objetivo, Metodologia e Contribuição deste Trabalho

Objetivos deste trabalho são:

- obter as características acústicas (parâmetros modais) da cavidade irregular da cabine de um caminhão, através da utilização da técnica numérica por elementos finitos calculadas pelos programas computacionais ANSYS 5.0 e SYSNOISE 4.4;

- verificar a precisão dos resultados das frequências ressonantes através de ensaios experimentais, com os resultados das características acústicas obtidas do cálculo por elementos finitos, para cavidade com geometria retangular e irregular;
- verificar a confiabilidade dos resultados das frequências naturais e os modos acústicos através da utilização do método de elementos finitos, calculados pelos softwares ANSYS 5.0 e SYSNOISE 4.4.

A metodologia utilizada neste trabalho para obter os resultados das características acústicas modais em cavidades enclausuradas foi através de:

- cálculo teórico da expressão geral para cavidade retangular;
- ensaios experimentais em dois modelos geométricos: o primeiro em cavidade com geometria retangular, o segundo em cavidade com geometria irregular simulando a cabine de um caminhão, além das medições no próprio caminhão;
- cálculo numérica através do método de elementos finitos utilizando os programas ANSYS 5.0 e SYSNOISE 4.4 para cavidades com forma retangular e irregular.

As principais contribuições do presente trabalho são:

- apresentar a metodologia de cálculo matemático por elementos finitos;
- identificar as frequências naturais e os modos acústicos, isto é, os autovalores e os autovetores através do método de REDUÇÃO e do algoritmo de LANCOZ;
- a partir de análise modal teórico, experimental e numérica em cavidade retangular, fazer análise experimental e numérica em cavidade irregular, mostrando as dificuldades de se obter experimentalmente os modos acústicos nesta cavidade;
- comparar resultados das características acústicas experimental e calculadas de uma cavidade irregular e apresentar a coerência e precisão entre as soluções quando da utilização de técnicas numéricas, através do uso do método de elementos finitos, preditas pelos programas ANSYS 5.0 e SYSNOISE 4.4.

1.3 Conteúdo

No capítulo 2, são apresentadas as formulações matemáticas baseadas nos programas ANSYS 5.0 e SYSNOISE 4.4.

No capítulo 3, estão apresentados os estudos de análises modais numa cavidade retangular, através de análise teórica da equação de onda estacionária; a análise experimental, através da montagem de um sistema de medição numa cavidade em acrílico, e a análise numérica, através do uso de elementos finitos segundo os programas ANSYS 5.0 e SYSNOISE 4.4.

No capítulo 4, encontram-se os estudos das frequências ressonantes e dos níveis de pressão sonora com e sem o uso de materiais de absorção acústica, identificados no interior da cabine de um caminhão.

No capítulo 5, apresentam-se os estudos de análise modal numa cavidade irregular, através de análise experimental, e num protótipo da cabine de um caminhão, bem como a análise numérica, através do uso de elementos finitos segundo os programas ANSYS 5.0 e SYSNOISE 4.4.

No capítulo 6, mostram-se respostas harmônicas de uma cavidade retangular, quando excitada por fonte pontual e por painel vibrante. São apresentados os resultados numéricos através do uso de elementos finitos, segundo os programas ANSYS 5.0 e SYSNOISE 4.4.

No capítulo 7, apresentam-se, de forma sucinta, as conclusões e as recomendações para pesquisas posteriores.

1.4 Revisão Bibliográfica

Atualmente o ruído é um problema de grande importância econômica na sociedade moderna, alguns países têm feito tipos de legislações de controle de ruído. Muitas técnicas que são empregadas hoje, não seriam consideradas economicamente viáveis alguns anos atrás. *“O público tem-se mostrado disposto a pagar um custo adicional para reduzir o nível de ruído”*. [1.01].

Por razões econômicas, consideráveis tentativas estão sendo feitas pelas indústrias para fabricar produtos silenciosos. Pessoas não gostam de ruído, tornando-o um estorvo público.

No setor automobilístico existe a preocupação das indústrias não só em reduzir o custo na fabricação de veículos como no controle da qualidade, para eliminar o ruído, tornando-se fator

diferenciador no mercado. Nesse sentido, a teoria da qualidade sonora alcança importância por estimular a produção de veículos adequados/condizentes.

David Lubman [1.02] descreve a importância da qualidade sonora no interior de veículos. S.M.J.Ali e S.P.Sarna [1.03], realizando experiências em cinco diferentes tipos de veículos na cidade de Mosul, Iraque, quantificaram os níveis de pressão sonora vindos do exterior, e fizeram avaliações subjetivas do ruído a partir de manifestação dos ocupantes no interior.

M.E.Bryan [1.04] descreve os resultados das medidas do ruído no interior de uma variedade de veículos de passeio, estudado numa faixa de frequência de 2 Hz à 16 KHz, e classifica a subjetividade da audição dos usuários na presença do ruído, classificando-os por faixa de frequência em quieto, perceptível, intenso, aborrecido e muito irritante.

Congressos, conferências e pesquisas na área automobilística vem progredindo nestas últimas décadas. Cientistas de várias áreas trabalham no sentido de reduzir o nível de ruído no interior e para o exterior do veículo. Com a evolução dos computadores digitais de alta velocidade de processamento, pesquisadores estão introduzindo técnicas numéricas para modelar o comportamento acústico veicular.

O programa computacional ANSYS 5.0 [1.05] é considerado uma ferramenta geral de análise de elementos finitos e atua em diversas áreas, podendo ser utilizado para resolver problemas acústicos, porque possibilita a determinação das frequências ressonantes de um espaço qualquer. O software SYSNOISE 4.4 [1.06] também é um programa computacional de análise numérica com resolução em problemas acústicos e elástico-acústicos, possibilitando também obter as características acústicas modais de cavidades enclausuradas com diferentes formas geométricas.

T. L. Richard e S. K. Jha [1.07] desenvolveram experiências para determinar as características acústicas, utilizando recursos numéricos através do método de elementos finitos, em cavidades retangulares e, depois, em cavidade irregular simulando a cavidade de um veículo de passeio, cujos resultados são comparados, comprovando a confiabilidade no uso deste método numérico.

M. Petyt, J. Lea e G. H. Koopmann [1.08] também fizeram análise modal, primeiro em cavidade retangular e, depois, em cavidades irregulares, utilizando o método de elementos finitos. A.Graggs e G.Stead [1.09] usaram elementos finitos acústicos tridimensionais para determinar os modos e as frequências naturais de enclausuramento de forma complexa no qual simula o espaço interno de um automóvel. K.W. Cheng e O.A.Olatunbosun [1.10] fizeram simulação do

campo sonoro na cabine de um automóvel, introduzindo material de absorção acústico, utilizando também o método de elemento de contorno e o método de elementos finitos acoplados.

Nestes trabalhos citados, observa-se que há preocupação e interesse por parte de montadoras automobilísticas em reduzir os níveis de ruído no interior dos veículos. No Brasil, estudos relativos a esse problema, efetuados em conjunto pela Anfavea e Cetesb, resultaram numa proposta de regulamentação dos níveis de ruídos emitidos por veículos automotores. Esse projeto, comparável ao estágio atual da Europa, originou a Resolução CONAMA 01/93 e 08/93 [1.11] que especifica prazo para que as indústrias nacionais possam adequar seus projetos à nova legislação para reduzir a níveis aceitáveis o ruído emitidos pelos automóveis. A ABNT [1.12] publicou norma para efetuar ensaios que detectam os níveis de ruídos nos veículo automotores.

A área automobilística tem sido bastante investigada. Uma das preocupações no tratamento do ruído interno é determinar as frequências características do espaço confinado. A coincidência, entre as frequências excitadoras, geradas pela fontes de ruído e/ou vibração dos veículos, com as frequências próprias das cavidades, tende a excitar os modos acústicos e, conseqüentemente, amplificar os níveis de pressão sonora.

Este trabalho consiste na determinação das características acústicas em cavidade retangular por meio de equações matemáticas teóricas, possíveis de serem calculadas através da teoria da análise modal [1.13], onde uma sala, por exemplo, pode ser tratada como um ressonador de Helmholtz complexo, com sua frequência característica de ressonância. Em seguida, procede-se a análise modal num protótipo com geometria irregular que simula a cabine de um caminhão urbano, para obter as frequências naturais através de ensaios experimentais, e finaliza com a utilização de recursos numéricos através do uso da técnica de elementos finitos.

1.5 Referências

- [1.01] HARRIS, Cyril M. Handbook of Noise Control. McGRAW - HILL Book Company, 1979.
- [1.02] LUBMAN, David. Objective Metric for Characterizing Automotive Interior Sound Quality. Inter-noise. July 1992.

- [1.03] ALI, S.M.J e SARNA, S. P. Noise Levels Inside Passengers Cars. Applied Acoustic (11) (1978).
- [1.04] BRYAN, M.E. A Tentative Criterion for Acceptable Noise Leves in Passenger Vehicles Journal of Sound and Vibration, 48(4), 525-535, 1976.
- [1.05] Software ANSYS 5.0 - User's Manual. Revision 5.0.
- [1.06] Software SYSNOISE 4.4 - User's Manual. Revision 4.4.
- [1.07] RICHARD, T. L. e JHA, S. K. A Simplified Finite Element Method for Studying Acoustic Characteristics Inside a Car Cavity. Journal of Sound and Vibration 63(1), 61-72 - 1972.
- [1.08] PETYT, M., LEA, J. e KOOPMANN, G. H. A Finite Element Method for Determining the Acoustic Modes of Irregular Shape Cavities. Journal of Sound and Vibration 45(4), 495-502 - 1976.
- [1.09] GRAGGS, A. e STEAD, G. - Sound Transmission Between Enclosures, A Study Using Plate and Acoustic Finite Elements, Acustica, volume 35, no 2, 1976.
- [1.10] CHENG, K.W. e OLATUNBOSUN, O.A. - Simulation of Sound Field in Automobile Cabin with Sound Absorbing Using Uncoupled Finite Element/Boundary Element Method, Automotive Engineer Center, University of Birmingham B15 2TT, U.K.
- [1.11] CONAMA - Proposta de Regulamentação dos Níveis de Ruído Emitidos por Veículos Automotores. 01/93 e 08/93.
- [1.12] ABNT. Associação Brasileira de Normas Técnicas. NBR 9079. out/1985.
- [1.13] GERGES, Samir N. Y. Ruído - Fundamento e Controle. pág. 282-288 - 1992.

CAPÍTULO 2

FORMULAÇÃO MATEMÁTICA BASEADA NOS PROGRAMAS ANSYS 5.0 E SYSNOISE 4.4

| | | |
|---------|--|----|
| 2.1 | Abordagem da Metodologia do Programa ANSYS 5.0 | 11 |
| 2.2 | Abordagem da Metodologia do Programa SYSNOISE 4.4 | 14 |
| 2.3 | Fundamentos Matemáticos | 17 |
| 2.3.1 | Abordagem do método de REDUÇÃO | 23 |
| 2.3.2 | Abordagem do algoritmo de LANCOZ | 23 |
| 2.3.3 | Teoria geral de resposta harmônica por elementos finitos | 24 |
| 2.3.3.1 | Obtenção da resposta harmônica pelo método FULL | 25 |
| 2.3.3.2 | Obtenção da resposta harmônica pelo método REDUZIDO | 26 |

Este capítulo contém a abordagem da metodologia para análise dos problemas acústicos, baseada nos programas ANSYS 5.0 e SYSNOISE 4.4, e os fundamentos matemáticos para resolver a equação de HELMHOLTZ pela técnica numérica de elementos finitos e, por fim, a utilização de dois métodos de soluções para autoproblemas na determinação dos autovalores e dos autovetores.

2.1 Abordagem da Metodologia do Programa ANSYS 5.0

O programa ANSYS 5.0, considerado ferramenta geral de análise de elementos finitos, pode resolver alguns tipos de problemas, de origem estrutural, elétrico, térmico, magnético ou fluido, que se apresentam de forma estática ou transiente, linear ou não linear. A solução de problemas eletromagnéticos, acústicos ou piezométricos ocorre pelo acoplamento desses efeitos.

Uma das particularidades do ANSYS 5.0 é poder ser usado para resolver problemas acústicos e problemas de interação fluido-estrutura. Algumas de suas capacidades na área acústica são:

- identificar a ressonância acústica de um espaço acústico,
- determinar o nível de pressão sonora em um espaço acústico,
- determinar as ressonâncias do fluido (espaço acústico) de uma estrutura,
- permite definir uma fonte acústica e um receptor em qualquer ponto do espaço acústico.

Determinar a resposta de um sistema real complexo, em forma de equações matemáticas fechadas, é difícil e as vezes impossível. O método de elementos finitos fornece um caminho para obtenção de soluções aproximadas para estes problemas.

O método consiste em subdividir o problema original complexo em pequenos elementos, que são agrupados convenientemente, obtendo a solução aproximada do problema real. Esta subdivisão baseia-se na divisão do domínio em vários elementos, que contêm os nós, com a função de conectá-los.

A região sob análise pode ter forma geométrica arbitrária com cargas e condições de contorno quaisquer. A malha pode ser construída de elementos de diferentes tipos, formas e propriedades físicas.

O domínio é particionado em regiões - os elementos finitos - e sobre estas regiões, as variáveis do problema são expressas por combinações lineares das funções de interpolação, ponderados

pelos parâmetros a determinar:

$$u = \phi_1 a_1 + \phi_2 a_2 + \phi_3 a_3 + \dots + \phi_n a_n \quad \text{onde: } u \rightarrow \text{função aproximada (variável do sistema)}$$

$$\phi_i \rightarrow \text{função interpolação}$$

$$a_i \rightarrow \text{parâmetros a determinar}$$

O resultado obtido por elementos finitos é dado através das grandezas dos nós. Cada elemento é a representação matemática matricial da interação entre os graus de liberdade dos conjuntos dos nós.

O nó é uma coordenada localizada no espaço. Cada nó contém graus de liberdade (deslocamento, potencial, temperatura, etc.) e ações (forças, fluxo de calor, etc.) que caracterizam a resposta do campo. As informações são passadas de elemento para elemento somente por meio dos nós comuns, ilustrados na figura 2.1. Os elementos podem ser: linha, área, volume nos espaços unidimensional, bidimensional ou tridimensional.

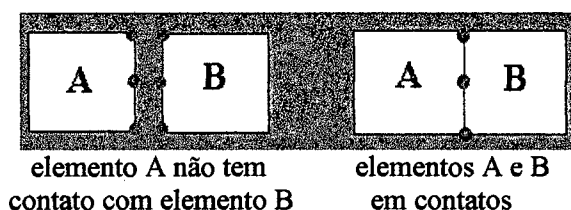


Figura: 2.1 - Ilustração de contatos entre os elementos através dos nós.

Os graus de liberdade nos nós são função do tipo de elemento conectado com o nó, a figura 2.2 mostra dois exemplos de elementos (SOLID 98 e PLANE 78) contidos no arquivo do programa ANSYS 5.0, de forma que cada elemento contém os diferentes números de graus de liberdade, estabelecido pelo software, não permitindo ao usuário criar ou mudar esses elementos.

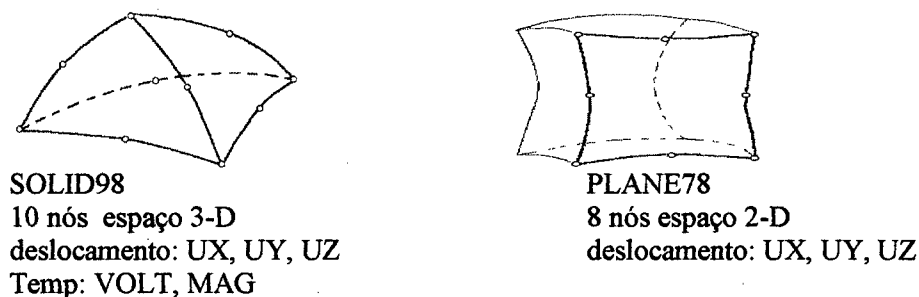


Figura: 2.2 - Exemplos de elementos existente no arquivo do programa ANSYS 5.0.

Os graus de liberdade que caracterizam a análise do campo escalar mostrado na figura 2.3 podem incluir também temperatura (análise térmica), voltagem (elétrica), pressão (fluido), ou

potencial magnético (magnética).

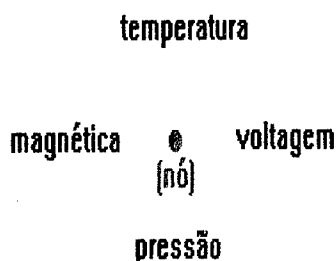


Figura: 2.3 - Ilustração do campo escalar dos graus de liberdade.

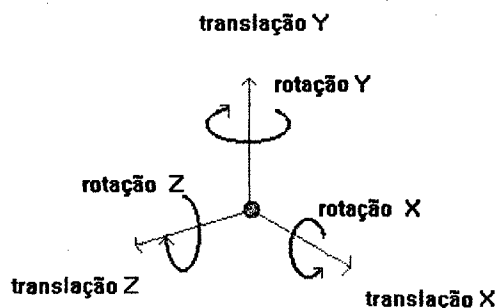


Figura: 2.4 - Ilustração do conjunto de graus de liberdade.

Para o sistema estrutural, o conjunto total de graus de liberdade incluem três translações e três rotações, como mostra a figura 2.4.

Para fazer uma análise acústica através do método de elementos finitos, dois tipos de elementos podem ser usados:

- . elemento com grau de liberdade de pressão.
- . elemento com grau de liberdade de pressão e deslocamento.

A análise com graus de liberdade de pressão e deslocamento é usada quando a estrutura da cavidade acústica interage com o meio. Os autovalores e os autovetores obtidos podem ser associados com modos acústicos puros, modos estruturais puros ou modos acoplados, que são difíceis de serem identificados separadamente.

A análise feita somente com grau de liberdade de pressão dará como resultado modos acústicos puros, que são válidos somente quando a estrutura for considerada totalmente rígida.

O procedimento adotado, neste trabalho, para extração dos modos acústicos e das frequências naturais foi baseado em elementos com grau de liberdade de pressão.

As vantagens de usar elementos com formulação de pressão são:

- existência de somente um único grau de liberdade de pressão por nó,
- variação linear da pressão é assumida dentro do elemento que é compatível para o uso de função de forma quadrática,
- grau de liberdade de pressão que, dependendo da análise requerida, pode ser associado ou com pressões acústicas totais ou somente com elementos de pressão acústica.

Ressalve-se, porém, que o uso de elementos finitos com formulação de pressão também apresenta desvantagens como:

- o conjunto de equação para analisar a interação fluido - estrutura não são simétricos, requerendo mais esforço computacional, tornando-o mais dispendioso o ensaio, devido ao aumento do número de graus de liberdade,
- as técnicas para incluir as perdas do fluido no modelo que usa formulação de pressão não têm sido devidamente investigada.

2.2 Abordagem da Metodologia do programa SYSNOISE 4.4

Este item, enfatiza a metodologia do programa SYSNOISE 4.4, um sistema de análise acústico-numérico, que prediz o campo acústico gerado por vibrações combinado à localização da fonte sonora. Apresenta também as principais utilizações, a tecnologia de interação numérica do método de elemento finitos e elementos de contorno, que envolve software aplicativo para resolver problemas acústicos.

SYSNOISE 4.4, um sistema de análise numérico para problemas acústicos ou elástico-acústicos, é uma ferramenta disponível com condições de:

- possibilitar alteração e modificação no projeto, eliminando ou mudando a indesejável frequência de ressonância,
- calcular a influência sobre o comportamento acústico do material de absorção cujas qualidade, capacidade, característica e localização podem ser previamente escolhidos no projeto estrutural,
- realizar estudos paramétricos sobre diferentes fontes de ruído. Os resultados poderão ser mostrados na saída dos dados fornecendo a redução da potência acústica ou da vibração estrutural.

O programa SYSNOISE 4.4 foi baseado no método de predição, que resolve a equação da onda e permite a simulação do comportamento acústico da estrutura plana, montada e construída sobre alguns protótipos. Outra característica é que, num grande número de processos de desenho, os resultados numéricos obtidos pelo SYSNOISE 4.4 poderão ser usados para confirmar os dados experimentais.

Para resolver a equação acústica, o SYSNOISE 4.4 utiliza dois métodos numéricos: o método de elementos finitos (FEM), que requer subdivisão (malha) do meio, no qual atua a propagação da onda sonora, normalmente utilizado para modelar o comportamento interno, e o método de elemento de contorno (BEM), cuja técnica solicita somente o modelo da superfície da área do contorno a ser estudada.

Com as possibilidades da dupla formulação (BEM e FEM), o SYSNOISE 4.4 oferece uma ferramenta flexível para resolver problemas acústicos unidimensional, bidimensional e tridimensional, em regiões abertas ou fechadas. Soluciona, também, problemas de interação fluido-estrutura.

O método de elementos finitos é um método numérico usado para modelar e tratar o comportamento acústico de problema interno. Com esta opção, todo o campo (volume) do domínio do problema será subdividido. A figura 2.5 mostra a subdivisão do domínio em elementos finitos.

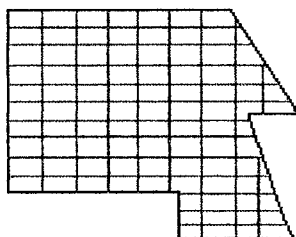


Figura: 2.5 - Subdivisão do modelo em elementos finitos.

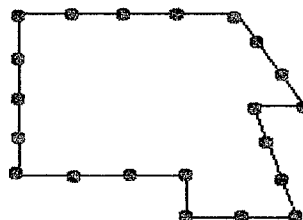


Figura: 2.6 -Subdivisão do modelo em elemento de contorno

O método de elemento de contorno, também numérico é, usado para modelar o comportamento acústico de problema interno bem como de problema externo. Com esta opção, somente o contorno do domínio do problema será subdividido como mostra a figura 2.6.

Para utilização do cálculo de elementos finitos baseado no SYSNOISE 4.4, o primeiro passo é criar a malha de elementos finitos que descreve a geometria do domínio de interesse. É importante observar que o tamanho do elemento depende da faixa de frequência de interesse. Ao usar elemento linear, normalmente é suficiente usar malha com 5 ou 6 elementos por comprimento de onda.

Por exemplo, para prever o comportamento de uma cavidade para frequência próxima a 500 Hz (que corresponde a um comprimento de onda no ar de 70 cm), é necessário gerar uma malha com elemento linear com comprimento máximo do elemento de 15 cm. A malha é feita por um gerador externo acoplado ao SYSNOISE 4.4.

São considerados dois tipos de domínio para o cálculo do programa SYSNOISE 4.4: o (domínio) interior que modela o comportamento acústico dentro do domínio enclausurado (cavidade), e o (domínio) exterior que modela o comportamento acústico fora do domínio enclausurado (radiação do campo-livre), conforme figura 2.7.

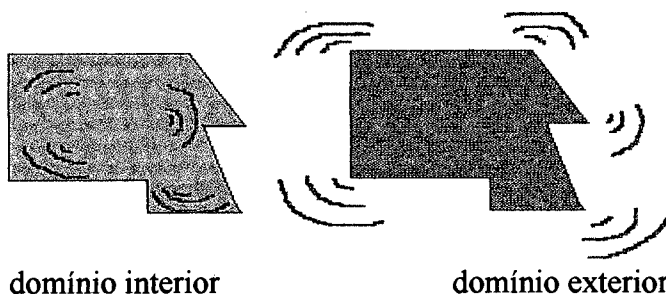


Figura: 2.7 - Representação do domínio para comportamento acústico.

O SYSNOISE 4.4 permite realizar análise desacoplada, onde o comportamento acústico é modelado sem o efeito de interação fluido-estrutura, considerando que o comportamento dinâmico da estrutura não é modificado pela presença do fluido. Neste caso, o comportamento vibracional pode ser especificado pelas condições de velocidade do contorno para cálculo do ruído irradiado, também conhecido como modelo acústico puro ou acoplamento unidimensional.

O SYSNOISE 4.4 faz, também, a análise acoplada, em que o modelo elástico-acústico completo permite o cálculo da interação entre a estrutura e o meio onde está imerso.

Foram utilizados os recursos computacionais do programa SYSNOISE 4.4 para determinar as frequências naturais de ressonância em cavidade retangular e irregular, apresentadas nos capítulos 3 e 5, respectivamente. Estas cavidades foram geradas no espaço tridimensional, sem simetria, com região fechada, e sem considerar, também, a interação fluido-estrutura numa análise desacoplada. O método numérico escolhido para resolver a equação HELMHOLTZ foi o dos elementos finitos. Tendo em vista que o objetivo principal deste trabalho é a determinação dos parâmetros modais, foi descartado o método de elemento de contorno, inadequado para este tipo de cálculo.

2.3 Fundamentos Matemáticos

Neste item são apresentados resultados matemáticos básicos, associados à equação da onda acústica. O entendimento claro desses resultados ajuda na compreensão do método de elementos finitos, em problemas que envolvem processos fluido acústico.

A hipótese básica feita nas análises acústicas é que, o fluido se comporta como um meio acústico ideal. Tal hipótese implica que as seguintes condições devem ser satisfeitas para análise do fluido acústico.

- o fluido é considerado isotrópico e homogêneo,
- durante a propagação da onda, os processos termodinâmicos são adiabáticos,
- o fluido é linear e perfeitamente elástico,
- a amplitude das ondas acústicas é relativamente pequena. As variações da densidade do fluido são pequenas comparadas com o valor no estado de equilíbrio.

A descrição matemática do comportamento do fluido, é baseada na equação da continuidade (conservação da massa), propriedade do fluido elástico (equação constitutiva) e equilíbrio de força (equação do movimento).

A seguir são apresentadas, algumas relações matemáticas associadas à equação da onda:

- a) a condensação do fluido, S , é igual a variação na densidade do fluido dividido pela densidade de equilíbrio do fluido.

$$s = \frac{\rho - \rho_0}{\rho_0} \quad (1)$$

ρ_0 = densidade de equilíbrio do fluido

- b) Por virtude da conservação da massa (continuidade), a condensação do fluido, S , é também igual ao negativo da deformação volumétrica do fluido.

$$s = - \frac{d v}{v} \quad (2)$$

Num caso especial de problemas de ondas unidimensional, é igual ao negativo da derivada espacial do deslocamento do fluido da partícula, u .

$$\text{(unidimensional)} \quad s = - \frac{\partial u}{\partial x} \quad (3)$$

- c) A equação de equilíbrio (equação do movimento) para um fluido estático é: - a derivada espacial da pressão acústica numa dada direção que é igual ao negativo da densidade de equilíbrio do fluido multiplicada pela aceleração da partícula numa direção.

$$\text{(direção x)} \quad \frac{\partial P}{\partial x} = -\rho_0 \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} \quad (4)$$

- d) A velocidade de propagação da onda no fluido, é igual a raiz quadrada da razão da variação de pressão acústica com a variação da densidade do fluido. A equação constitutiva do fluido então se reduz a: - a pressão acústica instantânea no ponto, é diretamente proporcional à condensação do fluido.

$$c = \sqrt{\frac{dP}{d\rho}} \quad (5)$$

$$c^2 d\rho = dP$$

$$\int_{\rho_0}^{\rho} c^2 d\rho = \int_0^P dP$$

$$c^2(\rho - \rho_0) = P$$

Substituindo o termo da equação (1) $s = \frac{\rho - \rho_0}{\rho_0} \rightarrow \rho_0 \cdot s = \rho - \rho_0$

$$P = \rho_0 \cdot c^2 \cdot s \quad (6)$$

Substituindo a equação 3 na equação anterior, obtém-se:

$$P = -\rho_0 c^2 \frac{\partial u}{\partial x} \quad (7)$$

Equação de equilíbrio da força (De acordo com a 2ª Lei de NEWTON $\Rightarrow F = m \cdot a$)

$$F_x = \left[P - \left(P + \frac{\partial P}{\partial x} dx \right) \right] A$$

$$F_x = -\frac{\partial P}{\partial x} dx A = m \cdot a$$

$$\begin{aligned}
 -\frac{\partial P}{\partial x} dx A &= \rho_o dx A \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} \\
 -\frac{\partial P}{\partial x} &= \rho_o \frac{\partial^2 u}{\partial t^2}
 \end{aligned} \tag{8}$$

Da equação 7, derivando em relação a x e substituindo na equação 8, tem-se:

$$\begin{aligned}
 \rho_o \frac{c^2 \partial^2 u}{\partial x^2} &= \rho_o \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} \\
 c^2 \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} &= \frac{\partial^2 u}{\partial t^2}
 \end{aligned} \tag{9}$$

Derivando duas vezes a equação 7, em relação a t (tempo), obtém-se:

$$-\frac{\partial^2 P}{\partial t^2} = \rho_o c^2 \frac{\partial^2}{\partial t^2} \left(\frac{\partial u}{\partial x} \right) \tag{10}$$

Por propriedade da derivada:

$$-\frac{\partial^2 P}{\partial t^2} = \rho_o c^2 \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\partial^2 u}{\partial t^2} \right)$$

da equação 8,

$$-\frac{\partial P}{\partial x} = \rho_o \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} \Rightarrow \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = -\frac{1}{\rho_o} \frac{\partial P}{\partial x}$$

Substituindo na equação 10

$$-\frac{\partial^2 P}{\partial t^2} = \rho_o c^2 \frac{\partial}{\partial x} \left(-\frac{1}{\rho_o} \frac{\partial P}{\partial x} \right)$$

Equação da onda em uma direção

$$\frac{\partial^2 P}{\partial t^2} = c^2 \frac{\partial^2 P}{\partial x^2}$$

$$\text{Equação da ONDA} \quad \nabla^2 P = \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 P}{\partial t^2} \tag{11}$$

onde: P = pressão acústica instantânea

t = variação no tempo

c = velocidade de propagação da onda de pressão no meio

$$\nabla^2 = \frac{\partial^2}{\partial X^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2} + \frac{\partial^2}{\partial Z^2} \quad \text{operador LAPLACIANO (coordenadas cartesianas)}$$

O problema de análise acústica é unicamente caracterizado por condições iniciais e, condições de contorno. Entretanto a solução de um problema acústico consiste em achar a solução da equação da onda que satisfaça todas as condições imposta e as condições iniciais.

Em muitos casos em que a geometria é complicada, quando a solução analítica que representa a resposta do fluido não pode ser encontrada, o método de elementos finitos pode ser usado.

Supondo que a pressão da onda acústica na equação (11) tem forma harmônica, então:

$$P = P \cdot e^{i\omega t} \quad (12)$$

Substituindo na equação de D'ALAMBERT,

$$\nabla^2 P e^{i\omega t} = \frac{1}{c^2} (i\omega)^2 P e^{i\omega t}$$

onde $i^2 = -1$, então $\nabla^2 P = -\frac{\omega^2}{c^2} P$

onde $k^2 = \frac{\omega^2}{c^2}$, então $\nabla^2 P = -k^2 \cdot P$

ou

$$\nabla^2 P + k^2 P = 0 \quad \Rightarrow \quad \text{Equação de HELMHOLTZ} \quad (13)$$

Existem vários procedimentos para a solução da equação de HELMHOLTZ através de Solução analítica, de Solução analítica aproximada, de Técnica de diferenças finitas, de Método de elemento contorno e de Método de elementos finitos.

Vai se considerada o método de elementos finitos, porque os programas ANSYS 5.0 e SYSNOISE 4.4 foram baseadas sobre esta técnica numérica.

Para formulação do método de elementos finitos, considera-se um volume V , (fechado) por uma superfície S . Dentro de V , a pressão P deve satisfazer a equação de HELMHOLTZ. E considerando a superfície rígida, acusticamente, então a velocidade é zero:

$$\frac{\partial P}{\partial n} = 0 \quad (14)$$

onde: n é o vetor normal à superfície.

A solução da equação diferencial (13) sujeita às condições de contorno (14) pode ser obtida através do princípio variacional equivalente, isto é:

$$\delta \int_v \frac{1}{2} \left[(\nabla P)^2 - \left(\frac{\omega^2}{c^2} \right) P^2 \right] dV = 0 \quad (15)$$

Uma solução aproximada deste princípio variacional será obtida usando a técnica de elementos finitos. A equação 15 indica que a pressão deve ser contínua entre elementos (variação não brusca) e que a função de forma de cada elemento deverá ser de mínima ordem.

Substituindo o volume V , por uma malha de elementos finitos tridimensional, para cada elemento a distribuição da pressão pode ser aproximada por uma função de forma do tipo:

$$P = [N]_i \{P\}_i \quad (16)$$

onde: $[N]_i$ representa as funções de forma do elemento
 $\{P\}_i$ é a matriz coluna (vetor) de valores de pressão nos nós para o elemento i .

Para cada elemento ter-se-á, tomando o primeiro termo da equação 15:

$$\int_{v_i} \frac{1}{2} (\nabla P)^2 dV = \frac{1}{2} \cdot \{P\}_i^t \cdot [K]_i \cdot \{P\}_i \quad (17)$$

Substituindo a equação 16 na equação 17, somente no primeiro termo da equação:

$$\begin{aligned} (\nabla P)^2 &= \nabla \left([N] \{P\} \right) \cdot \nabla \left([N] \{P\} \right) \\ \int_{v_i} \frac{1}{2} (\nabla P)^2 dV &= \int_{v_i} \frac{1}{2} \left(\nabla [N] \{P\} \right)^2 dV = \frac{1}{2} \{P\}_i^T \left[\int_{v_i} \nabla \left([N] \right)^2 dV \right] \{P\}_i = \\ &= \frac{1}{2} \{P\}_i^T \left[\int_{v_i} \nabla \left([N] \nabla [N] \right) dV \right] \{P\}_i \end{aligned}$$

onde: $[K]_i = \int_{v_i} [B]_i^T \cdot [B]_i \cdot dV$ e $[B]_i = \begin{bmatrix} \frac{\partial}{\partial x} \\ \frac{\partial}{\partial y} \\ \frac{\partial}{\partial z} \end{bmatrix} \cdot [N]_i$

Da equação 16, onde $P = [N]_i \{P\}_i$, substituindo na segunda parte da equação 15, tem-se:

$$\int_{v_i} \frac{1}{2c^2} P^2 dV = \int_{v_i} \frac{1}{2c^2} \left([N]_i \{P\}_i \right)^2 dV = \frac{1}{2} \{P\}_i^T [M]_i [P]_i$$

Quando todos os elementos são unidos para formar o volume V , acham-se as matrizes $[K]$ e $[M]$, para todo o volume formadas por submatrizes $[K]_i$ e $[M]_i$ de cada elemento, aplica-se o método do elementos finitos no princípio variacional:

$$\delta \frac{1}{2} \left(\{P\}_i^T [K]_i \{P\}_i - \omega^2 P_i^T [M]_i \{P\}_i \right) = 0$$

$$\{P\}_i [K]_i - \omega^2 \{P\}_i [M]_i = 0$$

$$[[K] - \omega^2 [M]] \{P\} = 0$$

onde $\omega^2 = \lambda$, então

$$[K] \{P\} = \lambda [M] \{P\} \quad (18)$$

Aplicando o método de elementos finitos na solução da equação de HELMHOLTZ obtém-se a expressão 18 que representa um problema de autovalores, onde:

$[K]$ é a matriz de rigidez equivalente do problema

$[M]$ é a matriz de massa equivalente do problema

$\{P\}$ são os autovetores

λ são os autovalores

Determinar os autovalores λ significa encontrar as frequências naturais com que as partículas vibram. A cada autovalor está associado um autovetor $\{P\}$, que é a forma da distribuição da pressão, mostrando os valores relativos de máxima e mínima amplitude de pressão.

Para determinação dos autovetores e dos autovalores, vários processos de solução são disponíveis, tais como o método de REDUÇÃO e o algoritmo de LANCZOS e outros. Os programas ANSYS 5.0 e SYSNOISE 4.4 contêm essas opções para extrair os valores dos autovalores e dos autovetor. A seguir serão apresentados os processos contidos nos programas.

2.3.1 Abordagem do método REDUZIDO

Para o método REDUZIDO, o sistema de equações é considerado em seus graus de liberdade, associado com os graus de liberdade MASTER, reduzindo o problema original, aplicando método de eliminação de GAUSS.

Os graus de liberdade MASTER são definidos nos nós mais representativos do sistema, caracterizando as frequências naturais de interesse. A escolha dos graus de liberdade MASTER pode ser feita de forma automática, ou de forma manual, em que o calculista escolhe os pontos manualmente sobre a malha de elementos finitos. Para a escolha destes nós, o método impõe algumas restrições:

- Não deve existir carregamento no elemento (tais como pressão, térmica, etc.). No entanto pode ser aplicado (quando necessário) carregamento nos graus de liberdade MASTER (nós dos elementos).
- Nenhum grau de liberdade MASTER poderá ter deslocamento igual a zero.

Esta técnica preserva a energia potencial do sistema, mas modifica a energia cinética. Nas baixas frequências a energia cinética é menos sensível para a condensação que a energia cinética nas altas frequências.

Os números de graus MASTER escolhidos devem ser menores, ou no máximo iguais, ao dobro do número de frequências de interesse.

Os números de graus MASTER escolhidos, devem ser menores, ou iguais, ao dobro de números de frequências de interesse.

2.3.2 Abordagem do algoritmo de LANCZOS

O algoritmo de LANCZOS pode ser utilizado para solução de problemas de autovalores não simétricos e simétricos.

Para autoprobemas simétricos grandes, geralmente são utilizadas para o cálculo computacional, na extração de autoprobemas, o método LANCZOS, a iteração de SUBSPAÇO. Ambos os métodos reduzem grandes problemas generalizados, para autoprobemas padrões, através da ortogonalização dentro do SUBSPAÇO. Os autovalores dos problemas reduzido aproxima-se dos autovalores dos problemas original.

2.3.3 Teoria geral de resposta harmônica por elementos finitos

São apresentados neste item os fundamentos matemáticos, usados para aplicação do método de elementos finitos, para obtenção de Resposta Harmônica de uma cavidade acústica, quando excitado por uma fonte sonora ou painel vibrante.

A pressão no elemento pode ser obtida combinando o valor da pressão num nó com as funções de forma.

A fórmula geral para cavidade acústica é dada por:

$$P = \sum_{i=1}^m N_i P_i \quad (19)$$

onde: N_i = conjunto de funções de forma linear

P_i = pressão nodal

m = nº dos nós

Substituindo a expressão (19) na equação da onda e aplicando o procedimento de elementos finitos dos resíduos ponderados de GALERKIN, obtém-se a seguinte equação matricial.

$$\begin{matrix} \bullet\bullet & \bullet \\ [M] \{P\} + [C] \{P\} + [K] \{P\} = (F) \end{matrix} \quad (20)$$

onde:

$[K]$ = matriz de rigidez equivalente do fluido

$[M]$ = matriz de massa do fluido

$[C]$ = matriz de amortecimento acústico no contorno

$\{P\}$ = vetor desconhecido da pressão nodal

(F) = vetor de carregamento fluídico aplicado

A equação (20) é semelhante à equação (18), uma vez que para o cálculo modal a excitação e o amortecimento não se fazem necessários. Pode-se escrever $[C] = 0$ e $\{F\} = 0$, e supondo que a solução da equação tem forma harmônica do tipo:

$$P = P \cdot e^{i\omega t}$$

então, a equação fica:

$$-\omega^2 [\mathbf{M}] \mathbf{P} \cdot e^{i\omega t} + [\mathbf{K}] \mathbf{P} \cdot e^{i\omega t} = 0$$

ou

$$[[\mathbf{K}] - \omega^2 [\mathbf{M}]] \{\mathbf{P}\} = 0$$

Aplicando a transformada de FOURIER na equação (20), para passar o domínio do tempo para domínio da frequência, obtém-se a seguinte equação do movimento no domínio da frequência:

$$[-\omega^2 [\mathbf{M}] + i\omega [\mathbf{C}] + [\mathbf{K}]] \{\bar{\mathbf{P}}\} = \{\bar{\mathbf{F}}\} \quad (21)$$

onde:

$\{\bar{\mathbf{P}}\}$ = é o vetor da pressão no domínio da frequência

$\{\bar{\mathbf{F}}\}$ = é o vetor de carregamento no domínio da frequência

ω = frequência angular em rad./seg

O programa ANSYS 5.0 e SYSNOISE 4.2, oferecem alguns métodos para determinar a solução desta equação:

- o método FULL,
- o método REDUZIDO,
- outros.

2.3.3.1 Obtenção da resposta harmônica pelo método FULL

O método FULL calcula a equação 21 diretamente, expressando a equação como

$$[\mathbf{K}_c] \{\bar{\mathbf{P}}_c\} = \{\bar{\mathbf{F}}_c\} \quad (22)$$

onde

c indica que as matrizes e vetores são complexos.

$$[\mathbf{K}_c] = [-\omega^2 [\mathbf{M}] + i\omega [\mathbf{C}] + [\mathbf{K}]]$$

O método FULL utiliza o conceito de 'wavefront', isto é, o número de equações que estão ativos, após todos os elementos terem sido processados durante o procedimento da solução. Os graus de liberdade do 'wavefront' são limitados ou pela memória disponível do computador ou pelo programa de elementos finitos.

No procedimento do 'wavefront', a seqüência com que os elementos são processados nos cálculos, é muito importante para minimizar o seu tamanho, ou seja, devem-se numerar os nós dos elementos, de modo que a matriz de rigidez da equação 22, fique em forma de matriz de banda. Quanto mais estreita for esta matriz de banda, menor será o tempo de cálculo computacional.

O método que resolve este problema típico, é o método de eliminação de GAUSS, obtendo a solução através da diagonalização da matriz de rigidez.

2.3.3.2 Obtenção da resposta harmônica pelo método REDUZIDO

O método Reduzido utiliza matriz estrutural reduzida, para resolver a equação do movimento da equação 21, onde são escolhidos para o cálculo somente os elementos e os nós mais representativos do sistema, conhecidos como grau de liberdade Master.

Este método leva menos tempo de cálculo computacional porque trabalha com matrizes de ordens reduzidas.

CAPÍTULO 3

ANÁLISE MODAL EM CAVIDADE RETANGULAR

| | | |
|-------|--|----|
| 3.1 | Análise Modal Teórica | 28 |
| 3.2 | Análise Modal Experimental | 33 |
| 3.2.1 | Introdução | 33 |
| 3.2.2 | Equipamentos para medição | 33 |
| 3.2.3 | Resultados das medições | 34 |
| 3.3 | Análise Modal por Elementos Finitos | 38 |
| 3.3.1 | Resultados das características acústicas calculadas pelo ANSYS 5.0 | 38 |
| 3.3.2 | Resultados das características acústicas calculadas pelo SYSNOISE 4.4 | 43 |
| 3.3.3 | Comparação entre os resultados das frequências naturais calculadas pelo ANSYS 5.0 e SYSNOISE 4.4 | 44 |

Este capítulo apresenta o método de cálculo para determinar as frequências naturais de ressonância e seus modos acústicos em cavidade retangular. São obtidas experimentalmente as frequências ressonantes da cavidade, e também através do método de elementos finitos implementado pelo ANSYS 5.0 e SYSNOISE 4.4.

3.1. Análise Modal Teórica

Neste parágrafo é apresentada a obtenção teórica das frequências naturais de ressonância e seus modos acústicos através de formulação matemática fechada simples, da equação da onda para sala retangular.

A teoria da geometria ou raios acústicos é inadequada para estudar o comportamento acústico de salas porque tal teoria considera valores médios e ignora as frequências características das salas. A mais adequada é a teoria da análise modal (ondas acústicas), em que uma sala pode ser tratada como um ressonador complexo onde há vários modos acústicos, cada um com sua frequência de ressonância livre e seu amortecimento.

A expressão para uma onda plana dentro de uma sala retangular com dimensões L_x , L_y , L_z é dada por:

$$\underline{p} = \underline{A} \cdot e^{i(\omega t - k_x x - k_y y - k_z z)} \quad (23)$$

que satisfaz a equação da onda

$$\nabla^2 \underline{p} = \frac{1}{c^2} \cdot \frac{\partial^2 \underline{p}}{\partial t^2} \quad (24)$$

As constantes K_x , K_y e K_z são dadas por:

$$k = \frac{\omega}{c} = \left(k_x^2 + k_y^2 + k_z^2 \right)^{\frac{1}{2}} \quad (25)$$

onde $\frac{k_x}{k}$, $\frac{k_y}{k}$, $\frac{k_z}{k}$ representam as direções da onda em relação aos eixos x , y e z .

Em geral há oito ondas, simultaneamente, na equação 23, com todas as combinações possíveis dos sinais de x , y e z .

Então, a equação geral da pressão, dentro de uma sala, é a soma das oito ondas planas dada por:

$$\underline{p} = A \cos(k_x x) \cos(k_y y) \cos(k_z z) e^{i\omega t} \quad (26)$$

Este capítulo apresenta o método de cálculo para determinar as frequências naturais de ressonância e seus modos acústicos em cavidade retangular. São obtidas experimentalmente as frequências ressonantes da cavidade, e também através do método de elementos finitos implementado pelo ANSYS 5.0 e SYSNOISE 4.4.

3.1. Análise Modal Teórica

Neste parágrafo é apresentada a obtenção teórica das frequências naturais de ressonância e seus modos acústicos através de formulação matemática fechada simples, da equação da onda para sala retangular.

A teoria da geometria ou raios acústicos é inadequada para estudar o comportamento acústico de salas porque tal teoria considera valores médios e ignora as frequências características das salas. A mais adequada é a teoria da análise modal (ondas acústicas), em que uma sala pode ser tratada como um ressonador complexo onde há vários modos acústicos, cada um com sua frequência de ressonância livre e seu amortecimento.

A expressão para uma onda plana dentro de uma sala retangular com dimensões L_x , L_y , L_z é dada por:

$$\underline{p} = \underline{A} \cdot e^{i(\omega t - k_x x - k_y y - k_z z)} \quad (23)$$

que satisfaz a equação da onda

$$\nabla^2 \underline{p} = \frac{1}{c^2} \cdot \frac{\partial^2 \underline{p}}{\partial t^2} \quad (24)$$

As constantes K_x , K_y e K_z são dadas por:

$$k = \frac{\omega}{c} = \left(k_x^2 + k_y^2 + k_z^2 \right)^{\frac{1}{2}} \quad (25)$$

onde $\frac{k_x}{k}$, $\frac{k_y}{k}$, $\frac{k_z}{k}$ representam as direções da onda em relação aos eixos x , y e z .

Em geral há oito ondas, simultaneamente, na equação 23, com todas as combinações possíveis dos sinais de x , y e z .

Então, a equação geral da pressão, dentro de uma sala, é a soma das oito ondas planas dada por:

$$\underline{p} = A \cos(k_x x) \cos(k_y y) \cos(k_z z) e^{i\omega t} \quad (26)$$

As condições de contorno para a sala retangular com paredes rígidas (absorção zero) são velocidades de partícula nulas nas paredes, isto é:

$$\begin{aligned} u &= -\frac{1}{i\omega\pi} \frac{\partial p}{\partial x} = 0 && \text{para } x=0 \text{ e } x=L_x \\ v &= -\frac{1}{i\omega\pi} \frac{\partial p}{\partial y} = 0 && \text{para } y=0 \text{ e } y=L_y \\ w &= -\frac{1}{i\omega\pi} \frac{\partial p}{\partial z} = 0 && \text{para } z=0 \text{ e } z=L_z \end{aligned} \quad (27)$$

Substituindo 26 em 27, tem-se: $\text{sen}(K_x L_x) = \text{sen}(K_y L_y) = \text{sen}(K_z L_z) = 0$ ou

$$\begin{aligned} K_x &= \frac{n_x \pi}{L_x} && \text{onde } n_x = 0,1,2,3,\dots \\ K_y &= \frac{n_y \pi}{L_y} && \text{onde } n_y = 0,1,2,3,\dots \\ K_z &= \frac{n_z \pi}{L_z} && \text{onde } n_z = 0,1,2,3,\dots \end{aligned} \quad (28)$$

Portanto as frequências características de cada modo acústico têm três componentes, sendo dada por:

$$f_n = \frac{\omega}{2\pi} = \frac{c}{2} \sqrt{\left(\frac{n_x}{L_x}\right)^2 + \left(\frac{n_y}{L_y}\right)^2 + \left(\frac{n_z}{L_z}\right)^2} \quad (29)$$

A equação 26 é a expressão geral para onda estacionária em qualquer ponto (x,y,z) produzida em uma sala retangular com paredes rígidas.

Quando $n_y = n_z = 0$, a equação 26 torna se igual à equação da onda plana em um tubo com terminação rígidas em $x=0$ e $x=L_x$.

As ondas estacionárias em salas retangulares são de três tipos:

- 1 - Grupo de ondas axiais onde dois dos n são zeros, a onda se move paralela ao eixo x ou y ou z .
- 2 - Grupo de ondas tangenciais para as quais um dos n é zero, estas se movem paralelas a um plano (xy ou yz ou zx).
- 3 - Grupo de ondas oblíquas para as quais nenhum n é zero, a onda se move nas três direções (x , y e z).

A tabela 3.1 mostra os resultados obtidos para uma sala com dimensões 7 x 4,5 x 2,5 metros em termos das primeiras dez freqüências de ressonância da sala e os modos associados a esta.

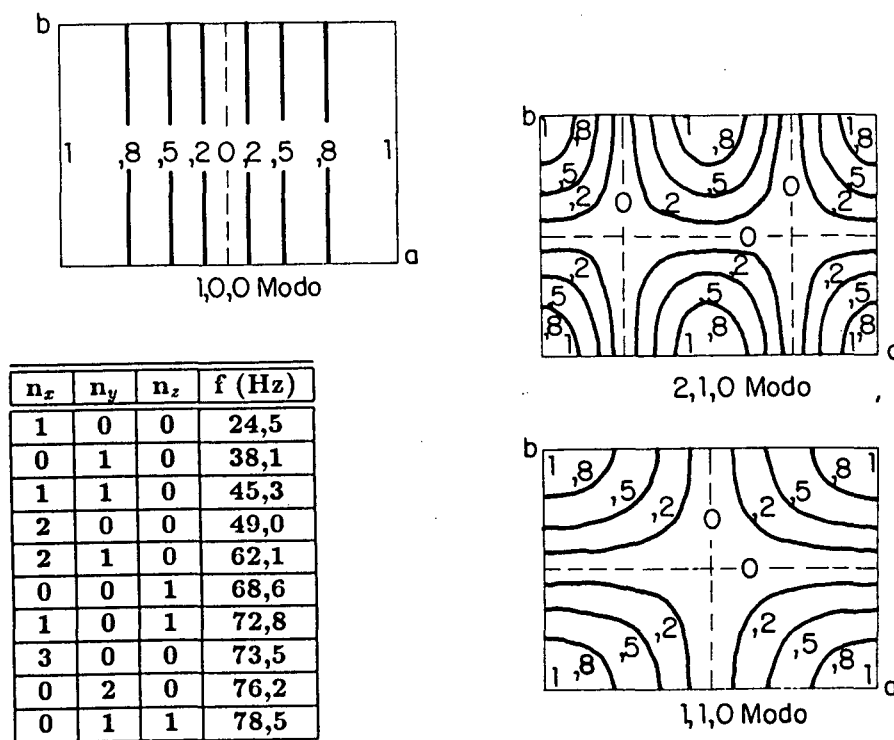


Tabela: 3.1 - Freqüências e modos de ressonância para sala de 7 x 4,5 x 2,5 m

O conhecimento das freqüências características de uma sala é essencial para o entendimento completo das suas propriedades acústicas, já que ela age como um ressonador e responde fortemente naqueles sons compostos com freqüências iguais ou próximas das freqüências características. Por exemplo, a tabela 3.1 mostra dois modos diferentes (1,0,1) e (3,0,0), que têm freqüências características próximas. Portanto, essa sala em particular responde fortemente aos sons com bandas de freqüências entre 72 e 74 Hz.

A equação 26 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 todos os modos em sua extensão completa. E, também, se o microfone estiver no canto, estará medindo os picos de pressão sonora de todos os modos excitados. Em contraste, se a fonte estiver na posição de pressão nula, esse modo não será excitado, por exemplo, se um alto-falante é posicionado no centro.

Um campo sonoro típico gerado por um alto-falante localizado em um canto de uma sala retangular e medido por um microfone localizado no canto diagonalmente oposto, é mostrado na

figura 3.1. Neste caso a sala foi excitada com tons puros, com variação lenta da frequência de 20 Hz até 140 Hz. Os picos indicam as frequências de ressonância da sala.

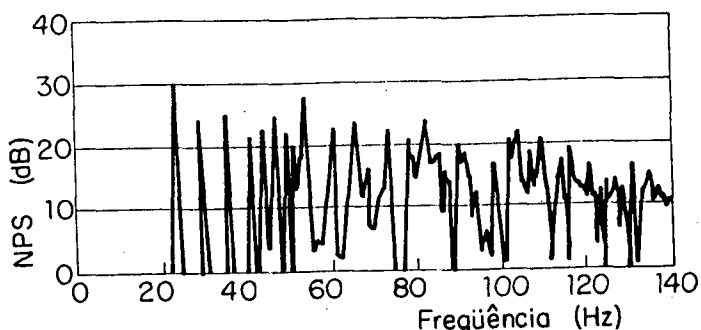


Figura: 3.1 - Resposta típica da sala nas baixas frequências.

A equação 29 indica que cada frequência de ressonância f_n pode ser considerada como um vetor no espaço de frequência com componentes $n_x c/2L_x$, $n_y c/2L_y$ e $n_z c/2L_z$ (ver figura 3.2). Cada ponto no diagrama do espaço de frequência (ver figura 3.2) representa um modo característico da sala. Portanto, pode-se obter o número N de modos normais abaixo da frequência f através de:

$$N = \frac{\text{volume de um oitavo de esfera de raio } f}{\text{volume de bloco retangular } (c/2L_x, c/2L_y \text{ e } c/2L_z)}$$

$$N = \frac{4 \pi V}{3 c^2} \cdot f^3 \tag{30}$$

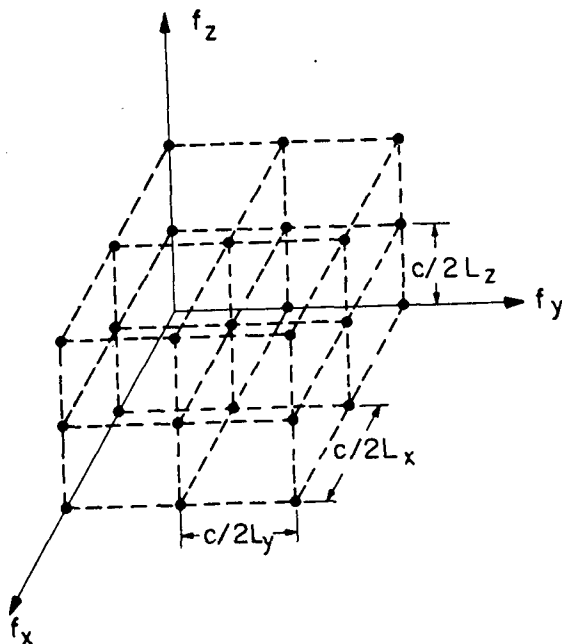


Figura: 3.2 - Distribuição de frequências.

Aplicando a equação 30, o número de modos abaixo de 78,5 hz na mesma sala da tabela 3.1, é $N = 3,9$ modos.

Portanto, N calcula-se pela equação 30 é menor do que aquele mostrado na tabela 3.1 fornecendo desta forma, um erro considerável. Assim, numa forma mais correta deve-se também considerar os modos tangenciais (em qualquer plano) e os modos axiais (em qualquer eixo), e

então:
$$N = \frac{4\pi V}{3c^3} \cdot f^3 + \frac{\pi S}{4c^2} f^2 + \frac{L}{8c} f \tag{31}$$

S é a área da superfície das paredes, $S = 2 (LxLy + LyLz + LzLx)$

L é a soma dos comprimento das arestas da sala $L = 4(Lx + Ly + Lz)$

Foram calculadas as freqüências naturais e os modos acústicos teóricos de uma cavidade retangular com dimensões de (25,0 x 15,3 x 10,6) cm através da equação 29 que é a equação geral para onda estacionária, os resultados das freqüências ressonantes obtidos estão na tabela 3.2. As freqüências obtidas servirão de base para comparar com as freqüências obtidas experimentalmente no item 3.2 e através do uso de recursos computacionais, utilizando técnica numéricas, de elementos finitos no item 3.3.

| n° | Modos Acústicos | | | Freqüência Ressonante (Hz) |
|----|-----------------|---|---|----------------------------|
| | X | Y | Z | |
| 1 | 1 | 0 | 0 | 686 |
| 2 | 0 | 1 | 0 | 1.121 |
| 3 | 1 | 1 | 0 | 1.314 |
| 4 | 2 | 0 | 0 | 1.372 |
| 5 | 0 | 0 | 1 | 1.618 |
| 6 | 1 | 0 | 1 | 1.757 |
| 7 | 2 | 1 | 0 | 1.772 |
| 8 | 0 | 1 | 1 | 1.968 |
| 9 | 3 | 0 | 0 | 2.058 |
| 10 | 1 | 1 | 1 | 2.084 |
| 11 | 2 | 0 | 1 | 2.121 |
| 12 | 0 | 2 | 0 | 2.242 |
| 13 | 3 | 1 | 0 | 2.343 |
| 14 | 1 | 2 | 0 | 2.344 |
| 15 | 2 | 1 | 1 | 2.399 |
| 16 | 3 | 0 | 1 | 2.848 |
| 17 | 2 | 2 | 0 | 2.628 |
| 18 | 4 | 0 | 0 | 2.744 |
| 19 | 0 | 2 | 1 | 2.765 |
| 20 | 3 | 1 | 1 | 2.848 |
| 21 | 1 | 2 | 1 | 2.849 |
| 22 | 4 | 1 | 0 | 2.964 |
| 23 | 3 | 2 | 0 | 3.043 |
| 24 | 2 | 2 | 1 | 3.086 |
| 25 | 4 | 1 | 1 | 3.377 |

Os modos 3.1.0 com o modo 1.2.0 e entre os modos 3.1.1 com 1.2.1, têm freqüências características muito próximas, neste caso pode-se dizer que esta cavidade retangular responde fortemente em sons com faixa de freqüência entre 2343 e 2848 Hz.

Tabela: 3.2 - Freqüência de ressonância e os modos acústicos (exatos) da cavidade retangular.

3.2 Análise Modal Experimental

É um sistema de medição para identificar experimentalmente as frequências naturais de ressonância e seus modos em uma cavidade retangular. Os resultados obtidos são comparados com as frequências exatas da tabela 3.2.

3.2.1 Introdução

Foram realizadas medições experimentais num modelo de cavidade retangular, para identificar os modos acústicos e suas frequências naturais de ressonância.

O objetivo destas medidas é comparar os resultados obtidos, em ensaios experimentais, com os resultados exatos teóricos calculados, através da expressão geral da equação 29, para onda estacionária em qualquer ponto (x, y, z) , produzida numa cavidade retangular com paredes rígidas, obtidos no item 3.1.

O estudo comparativo possibilitará obter o erro, em porcentagem, entre os resultados (experimental e exato) para analisar a confiabilidade no sistema de medição em cavidade retangular para, então, transferir as medições confiáveis em cavidades irregulares.

As dimensões da cavidade retangular estão mostradas na figura 3.3 e os detalhes do sistema para medição das características acústicas modais nas figuras 3.6 e 3.7. As paredes foram construídas em placas de acrílico com 1,60 cm de espessura.

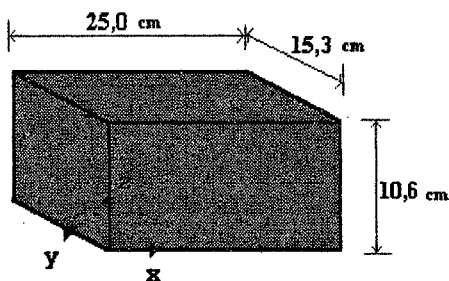


Figura: 3.3 - Dimensões da cavidade retangular.

3.2.2 Equipamentos para medição:

A figura 3.4 mostra a montagem esquemática do sistema de medição experimental na cavidade retangular. Para a leitura das frequências de ressonância foram utilizados os seguintes equipamentos:

A - Fonte sonora:

- 1 - alto-falante
- 2 - fio (banana-jacaré)
- 3 - gerador de sinal
Brüel&Kjaer 1027

B - Resposta do sinal:

- 1 - pré-amplificador
Brüel&Kjaer 2639
- 2 - microfone Brüel&Kjaer 4165
- 3 - amplificador Brüel&Kjaer 2607

C - opcional:

- 1 - osciloscópio
- 2 - fio (banana-jacaré)

O alto falante foi colocado no canto da sala de acrílico, a cavidade foi excitada por tom puro e a resposta foi captada pelo microfone no canto oposto. Os cantos foram usados tanto para a captação da resposta acústica quanto para a excitação, evitando os pontos nulos.

A freqüência do gerador de sinais foi variada até uma resposta máxima obtida. Para cada freqüência de ressonância foi feita “varredura” espacial com o microfone para identificar os modos acústicos.

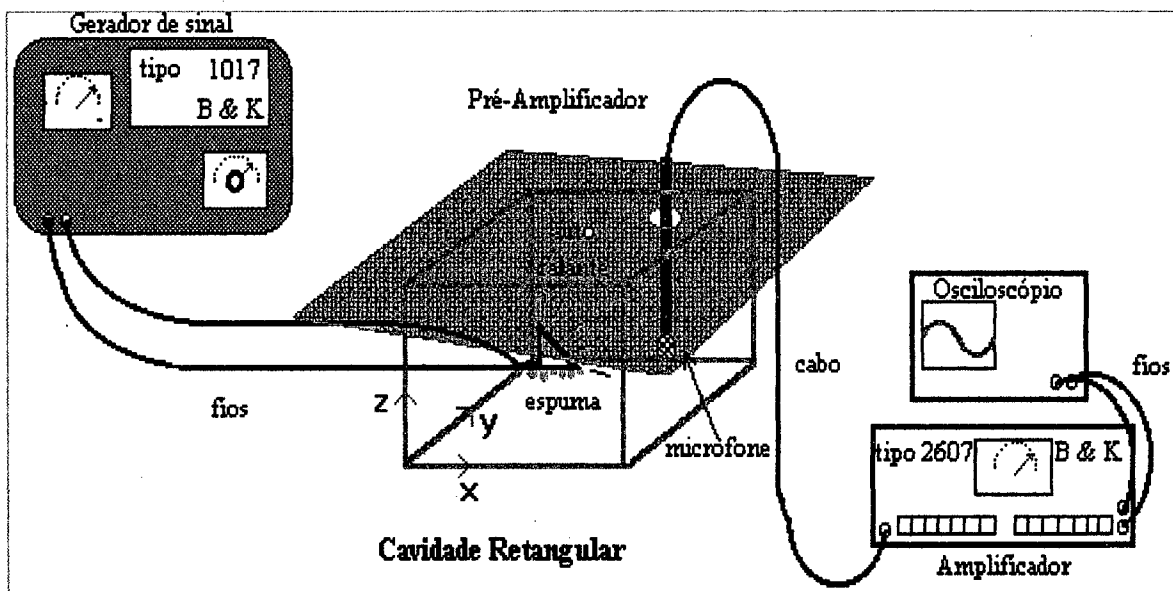


Figura: 3.4 - Esquema da montagem do sistema de medição da cavidade retangular.

3.2.3 Resultados das medições:

Os resultados experimentais, mostrados na tabela 3.3, foram comparados com os resultados das freqüências exatas teóricas, calculados através da expressão geral:

$$f_n := \frac{C}{2} \cdot \sqrt{\left(\frac{n_x}{L_x}\right)^2 + \left(\frac{n_y}{L_y}\right)^2 + \left(\frac{n_z}{L_z}\right)^2}$$

$n_x, n_y, n_z = (0,1,2,3,...)$

onde: L_x, L_y, L_z = são as dimensões da cavidade retangular (m)

C = é a velocidade de propagação do som no ar (343 m/s)

| FREQUÊNCIA DE RESSONÂNCIA (Hz) | | | | | | | | |
|--------------------------------|----------------------|-----------------|-------------------|-------------------|---|----------|--------|--------|
| EXATO (teórico) | | EXPERIMENTAL | | | | | | |
| modos acústicos | Freq. (Hz) calculada | modos acústicos | Freq. (Hz) medida | repetições feitas | distância da direção dos eixos (x,y,z), onde a pressão é mínima | | | % erro |
| | | | | | X (cm) | Y (cm) | Z (cm) | |
| 1,0,0 | 686 | 1,0,0 | 690 | III | 12,5 | - | - | 0,58 |
| 0,1,0 | 1.121 | 0,1,0 | 1.086 | IIII | - | 7,5 | - | 3,20 |
| 1,1,0 | 1.314 | 1,1,0 | 1.270 | IIII | 11,5 | 7,0 | - | 3,47 |
| 2,0,0 | 1.372 | 2,0,0 | 1.355 | 1 | 6,0/13,0 | - | - | 1,26 |
| 0,0,1 | 1.618 | | | | | | | |
| 1,0,1 | 1.757 | | | | | | | |
| 2,1,0 | 1.772 | 2,1,0 | 1.740 | III | 7,0/19,0 | 7,5 | - | 1,84 |
| 0,1,1 | 1.968 | | | | | | | |
| 3,0,0 | 2.058 | | | | | | | |
| 1,1,1 | 2.084 | | | | | | | |
| 2,0,1 | 2.121 | | | | | | | |
| 0,2,0 | 2.242 | 0,2,0 | 2.266 | 1 | - | 12,0/4,0 | - | 1,10 |
| 3,1,0 | 2.343 | | | | | | | |
| 1,2,0 | 2.344 | 1,2,0 | 2.267 | II | 13,0 | 4,0/11,0 | - | 3,40 |
| 2,1,1 | 2.399 | | | | | | | |
| 3,1,1 | 2.848 | | | | | | | |
| 2,2,0 | 2.628 | 2,2,0 | 2.574 | II | 5,5 / 17,5 | 2,0/13,5 | - | 2,10 |
| 4,0,0 | 2.744 | | | | | | | |
| 0,2,1 | 2.765 | | | | | | | |
| 3,1,1 | 2.848 | | | | | | | |
| 1,2,1 | 2.849 | 1,2,1 | 2.755 | II | 13,0 | 5,0/12,0 | 5,0 | 3,40 |
| 4,1,0 | 2.964 | 4,1,0 | 2.935 | 1 | 4,0/9,0/16,0/22,0 | 8,0 | - | 1,0 |
| 3,2,0 | 3.043 | | | | | | | |
| 2,2,1 | 3.086 | | | | | | | |
| 4,1,1 | 3.377 | | | | | | | |

Tabela: 3.3 - Características acústicas modais da cavidade retangular, cálculo exato e experimental.

A figura 3.5 mostra a porcentagem de erros entre as frequências ressonantes, calculadas através da expressão exata teórica (equação 29) e as identificadas por ensaios experimentais.

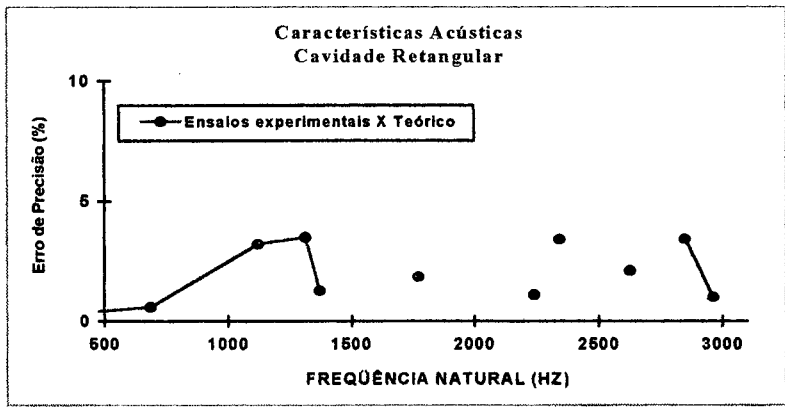


Figura 3.5 - Porcentagem de erros entre as frequências ressonantes exatas teóricas e experimental.

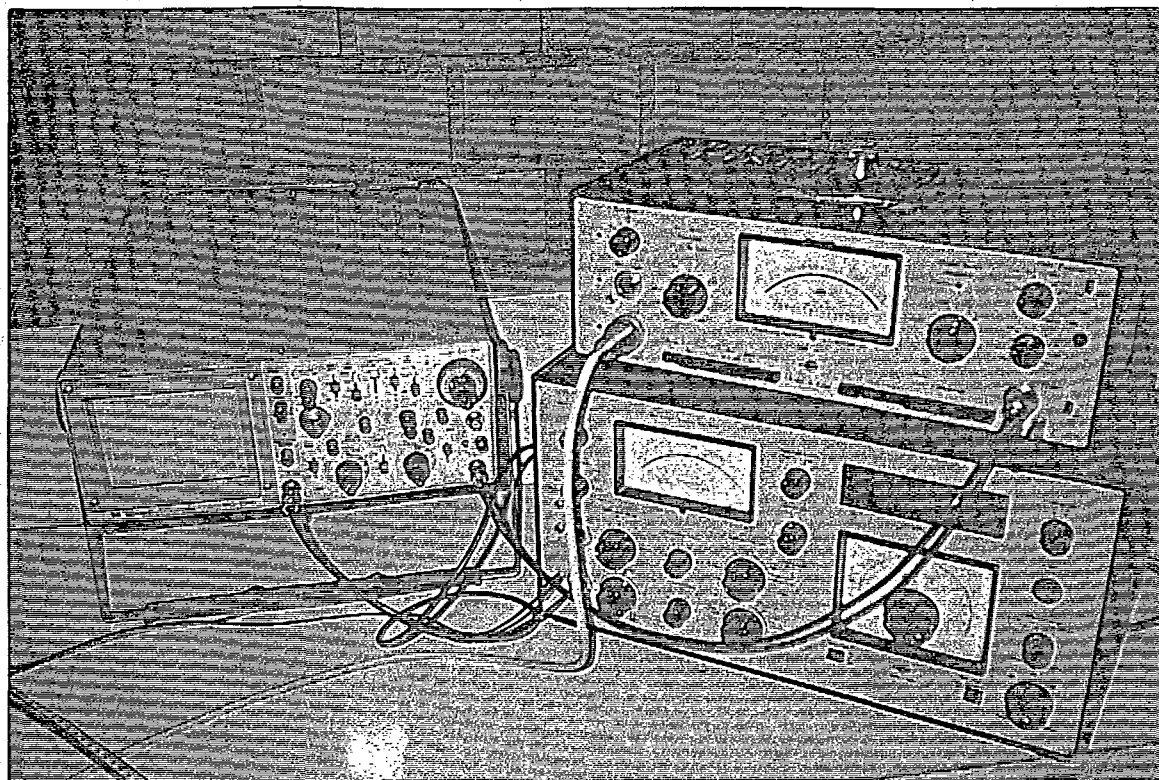


Figura 3.6 - Detalhe da montagem de medição experimental da cavidade retangular.

As vinte e cinco frequências ressonantes e seus modos acústicos foram calculadas através do cálculo exato. Em seguida, comparadas com os valores medidos experimentalmente. Algumas frequências não foram identificadas por ensaios experimentais, por causa da proximidade entre os modos (número de modos por Hz) devido à pequena dimensão da cavidade.

A porcentagem de erros não foi significativa entre as frequências exatas e as obtidas experimentalmente, verificando-se, portanto, a confiabilidade no sistema de medição experimental para identificação de frequências ressonantes.

A maior porcentagem de erro entre os resultados ocorre abaixo dos 3,5 %, mostrados na tabela 3.3 e na figura 3.5. A provável ocorrência de erros deve se aos seguintes fatores:

- pequena dimensão da cavidade, (modos acústicos ficam muito próximos, havendo concentração nas altas frequências)
- imperfeição no paralelismo no corte do material acrílico
- vazamento do som pelas frestas
- dificuldade na montagem das paredes a fim de mantê-las perpendiculares
- alto-falante inadequado (grande em relação ao tamanho da sala)

No entanto, os resultados foram satisfatórios comprovando que o sistema de medição experimental em cavidade retangular é confiável e que a porcentagem de erro entre os cálculos experimental e teórico é irrelevante.

Assim, com base neste sistema de medição para identificar as frequências ressonantes na cavidade retangular, foram realizadas novas medições numa cavidade irregular para obtenção dos modos acústicos e suas frequências de ressonância. Os resultados experimentais e teóricos, calculados através do método de elementos finitos, estão no capítulo 5.

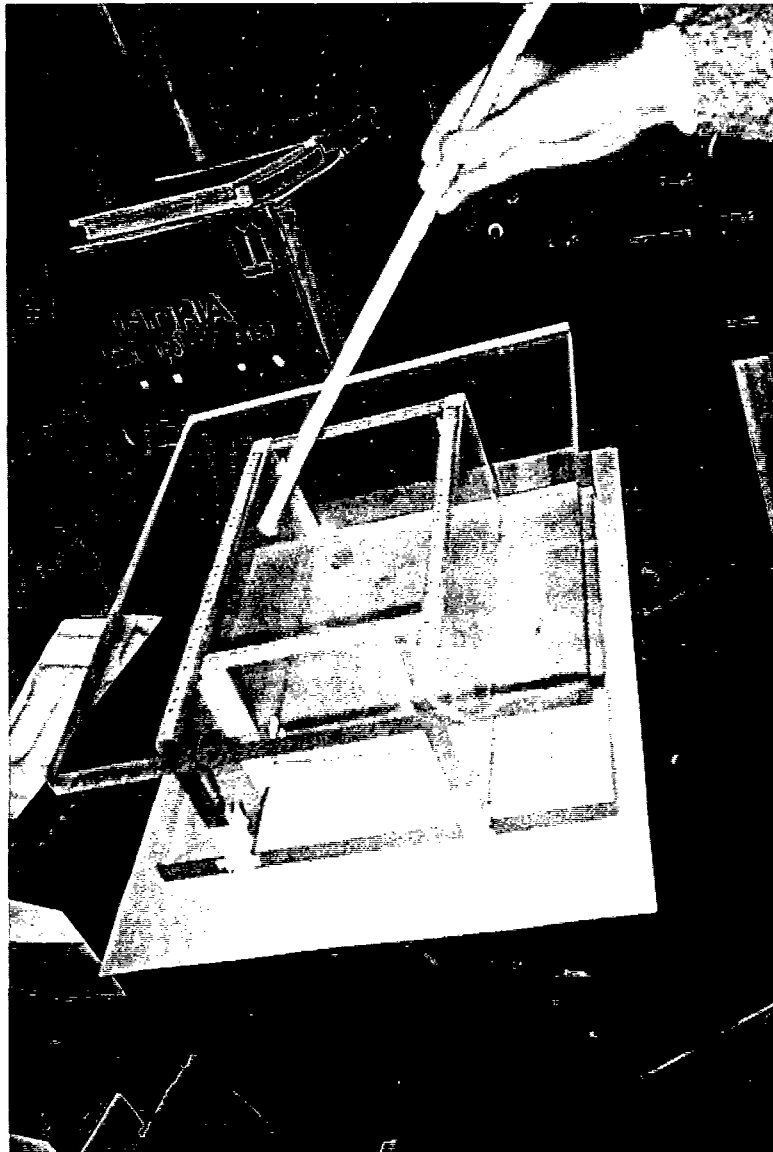


Figura: 3.7 - Detalhe da cavidade retangular tridimensional.

3.3 Análise Modal por Elementos Finitos

Este item expõe os procedimentos da técnica numérica por elementos finitos para determinar as características acústicas modais, para cavidade com geometria retangular calculadas, através da utilização dos programas ANSYS 5.0 e SYSNOISE 4.4. Os resultados são comparados com as frequências ressonantes obtidos em cálculo exato teórico da equação da onda, contidos no item 3.1.

As dimensões da cavidade estudada estão na figura 3.8 e foram consideradas, no cálculo das frequências ressonantes, para o fluido (meio) o ar, uma velocidade do som no ar de 343 m/s e, as paredes da cavidade foram consideradas totalmente rígidas (não foi considerada a interação fluido-estrutura).

Para a solução do cálculo das características acústicas foram usadas, para a cavidade, subdivisões de elementos finitos tridimensionais utilizando elementos de forma quadrangular.

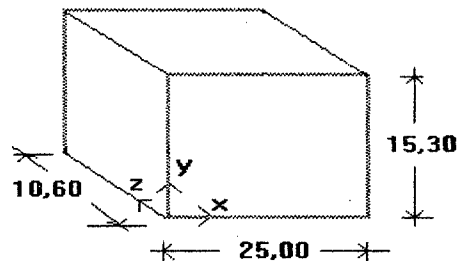


Figura: 3.8 - Cavidade retangular tridimensional em cm.

3.3.1 Resultados das características acústicas calculadas pelo ANSYS 5.0

Foram geradas pelo programa ANSYS 5.0, para obter as características acústicas modais no cálculo numérico por elementos finitos, três divisões da malha para a cavidade, conforme figura 3.9. Os comandos utilizados nos dados de entrada no software ANSYS 5.0, para obter os resultados das frequências ressonantes, são apresentados no Anexo 1.

A tabela 3.4, mostra a comparação entre os resultados das frequências naturais e os modos acústicos obtidos numericamente com os resultados calculados pela equação 29 do item 3.1.

Os resultados numéricos das características acústicas previstas pelo ANSYS 5.0 para as três divisões da malha mostram que, quanto maior for o número de subdivisões dos elementos feitos na malha, menor é a porcentagem de erro, indicados na figura 3.10.

Cavidade Retangular de 25,0 x 15,3 x 10,6 cm

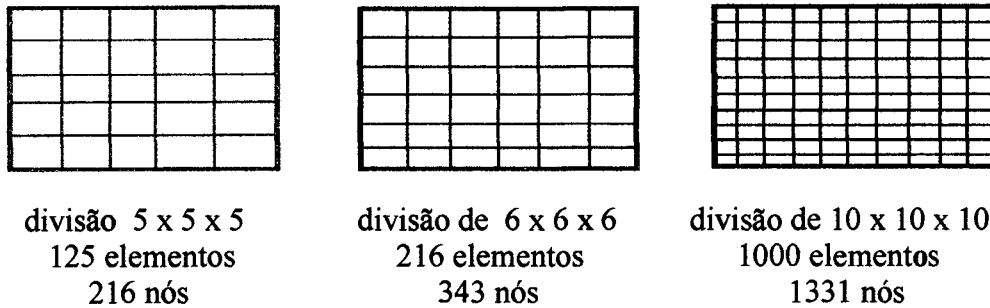


Figura: 3.9 - Subdivisões da cavidade em elementos finitos.

| | | FREQUÊNCIA RESSONANTE (Hz) | | | | | | |
|----|-------------------------------|-------------------------------|---|-----------|--------------------------------------|-----------|---|-----------|
| n | Modos acústicos x, y, z | Teórico calculado exato | Elementos Finitos calculado pelo ANSYS 5.0 | | | | | |
| | | | subdivisões de 5x5x5 elementos | % erro | subdivisões de 6x6x6 elementos | % erro | subdivisões de 10x10x10 elementos | % erro |
| 1 | 0.0.0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| 2 | 1.0.0 | 686 | 697,3 | 1.62 | 693,81 | 1.13 | 688,82 | 0.41 |
| 3 | 0.1.0 | 1.121 | 1.139,4 | 0.49 | 1.133,8 | 1.13 | 1.125,5 | 0.40 |
| 4 | 1.1.0 | 1.314 | 1.335,9 | 1.64 | 1.329,2 | 1.14 | 1.319,6 | 0.42 |
| 5 | 2.0.0 | 1.372 | 1.463,0 | 6.22 | 1.435,2 | 4.40 | 1.394,7 | 1.63 |
| 6 | 0.0.1 | 1.618 | 1.644,7 | 1.62 | 1.636,5 | 1.13 | 1.624,6 | 0.41 |
| 7 | 1.0.1 | 1.757 | 1.786,4 | 1.65 | 1.777,5 | 1.15 | 1.764,6 | 0.43 |
| 8 | 2.1.0 | 1.772 | 1.854,4 | 4.44 | 1.829,0 | 3.12 | 1.792,2 | 1.13 |
| 9 | 0.1.1 | 1.968 | 2.000,8 | 0.50 | 1.990,8 | 1.15 | 1.976,4 | 0.43 |
| 10 | 3.0.0 | 2.058 | 2.353,0 | 12.54 | 2.269,3 | 9.31 | 2.093,0 | 0.43 |
| 11 | 1.1.1 | 2.084 | 2.118,5 | 1.64 | 2.108,3 | 1.15 | 2.194,8 | 6.24 |
| 12 | 2.0.1 | 2.121 | 2.201,2 | 3.64 | 2.176,1 | 2.53 | 2.141,1 | 0.94 |
| 13 | 0.2.0 | 2.242 | 2.390,2 | 6.20 | 2.345,1 | 4.40 | 2.278,9 | 1.62 |
| 14 | 3.1.0 | 2.343 | 2.614,4 | 10.38 | 2.269,3 | 3.25 | 2.380,7 | 1.54 |
| 15 | 1.2.0 | 2.344 | 2.490,1 | 5.87 | 2.445,6 | 4.15 | 2.413,3 | 2.91 |
| 16 | 2.1.1 | 2.399 | 2.478,2 | 3.20 | 2.454,2 | 2.25 | 2.418,9 | 0.82 |
| 17 | 3.0.1 | 2.618 | 2.870,8 | 8.81 | 2.536,7 | 3.21 | 2.671,8 | 1.64 |
| 18 | 2.2.0 | 2.628 | 2.802,6 | 6.23 | 2.749,4 | 4.42 | 2.682,6 | 2.41 |
| 19 | 4.0.0 | 2.744 | | | 2.797,8 | 1.92 | 2.798,7 | 1.20 |
| 20 | 0.2.1 | 2.765 | 2.901,6 | 4.71 | 2.859,6 | 3.31 | 2.882,2 | 1.16 |
| 21 | 3.1.1 | 2.848 | | | | | | |
| 22 | 1.2.1 | 2.849 | 2.984,4 | 4.54 | 2.942,6 | 3.18 | | |
| 23 | 4.1.0 | 2.964 | | | 3.048,0 | 1.80 | | |
| 24 | 3.2.0 | 3.043 | 3.354,3 | 9.28 | | | | |
| 25 | 2.2.1 | 3.086 | 3.249,6 | 5.03 | 3.199,6 | 3.55 | | |

Tabela: 3.4 - Frequência ressonante da cavidade retangular de seção 25,0 x 15,3 x 10,6 cm com C= 343 m/s preditas pelo ANSYS 5.0.

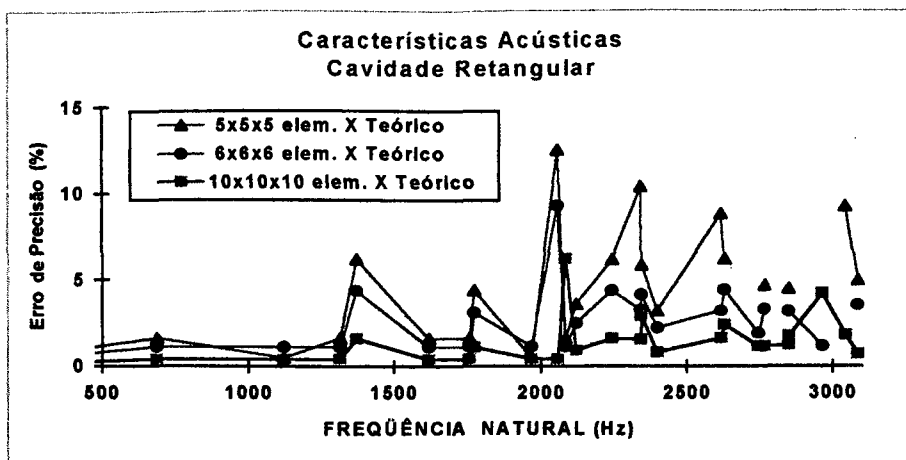


Figura 3.10 - Comparação entre os resultados das frequências ressonantes exatas com os resultados das três divisões da malha previstas pelo ANSYS 5.0.

Nas altas frequências, o erro relativo aumenta quando o tamanho do elemento fica próximo ao comprimento de onda, acarretando menor precisão no cálculo, pois o tamanho do elemento deve ser menor ou igual a 1/4 do comprimento de onda, no mínimo.

Em frequências altas, ocorre também proximidade entre as frequências, isto é, existe densidade modal alta (maior número de modos por Hz) portanto, existe proximidade entre os modos acústicos 3.1.0 com o modo 1.2.0 e entre o modo 3.1.1 com o modo 1.2.1 indicados na tabela 3.4.

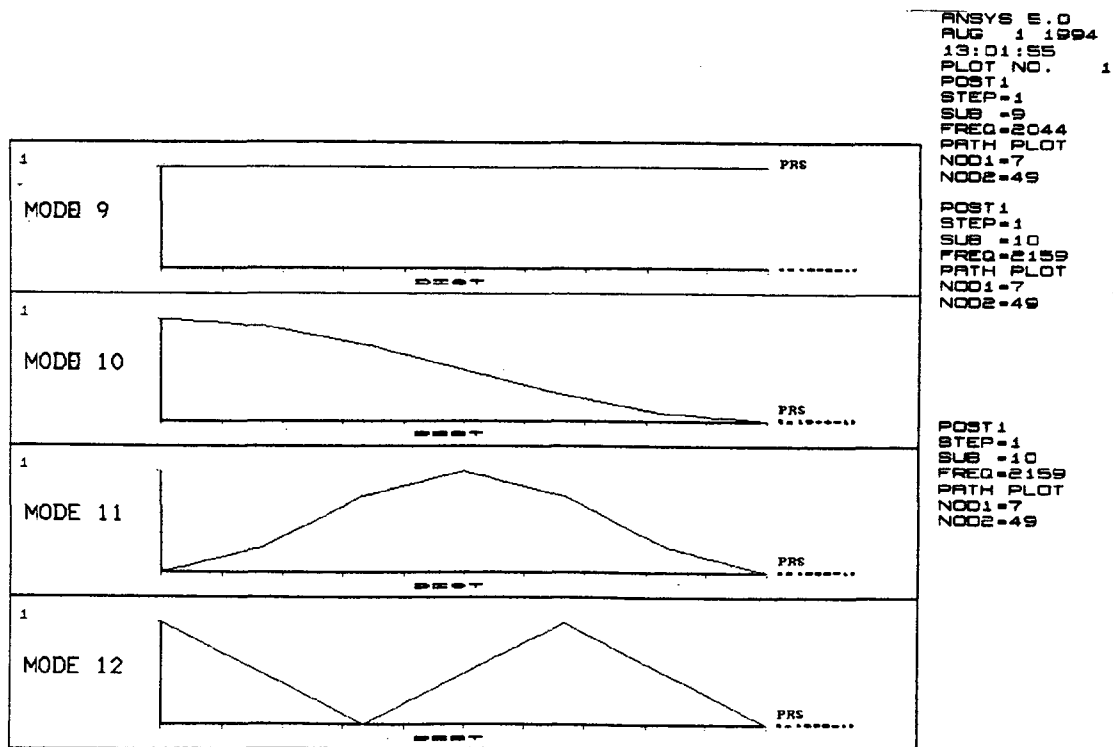


Figura : 3.11 - Forma modal da pressão acústica na direção do eixo X, calculada pelo ANSYS 5.0.

A figura 3.11 indica os pontos de máxima e mínima pressão sonora dos modos 9 a 12 da tabela 3.4, mostrando apenas a pressão acústica na direção do eixo X. As figuras 3.12 até 3.15 mostram as distribuições da pressão no interior da cavidade nas direções do eixo X, Y e Z dos modos 9 a 12.

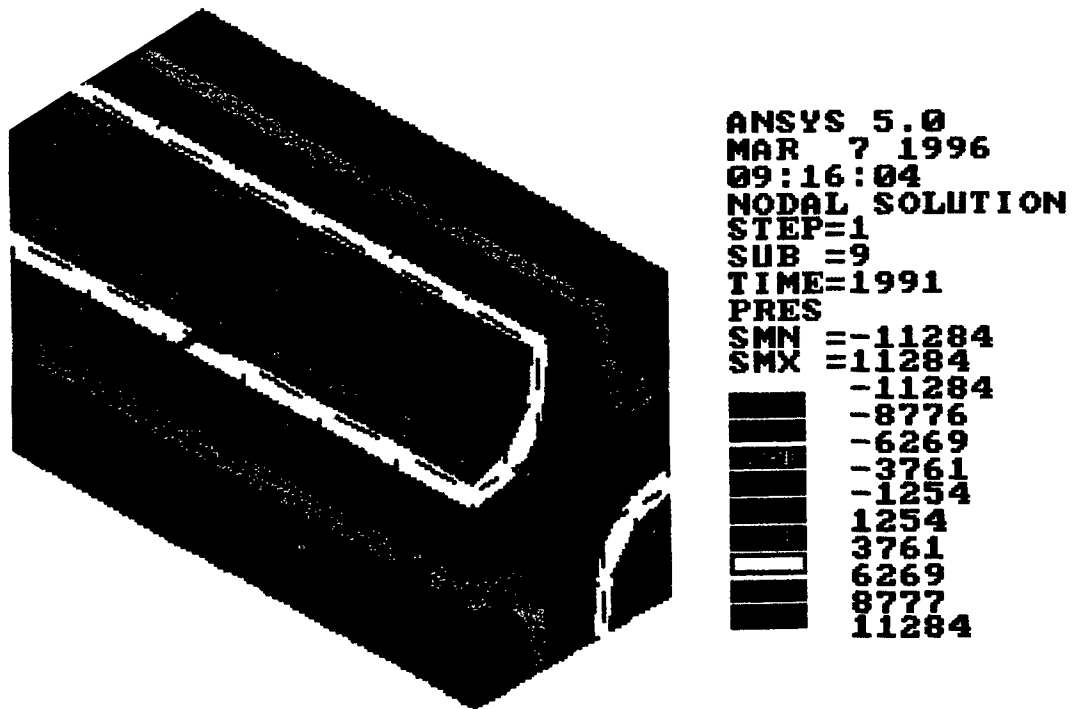


Figura: 3.12 - Distribuição da pressão acústica no interior da cavidade retangular, representação do modo (0,1,1).

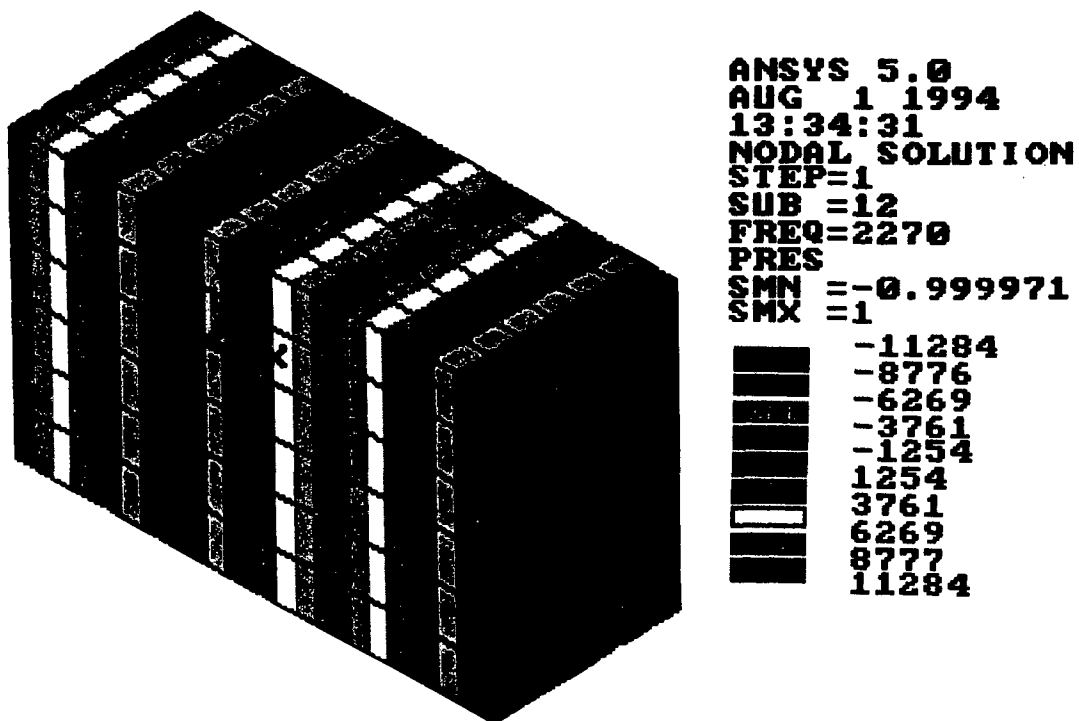


Figura: 3.13 - Distribuição da pressão acústica no interior da cavidade retangular, representação do modo (3,0,0).

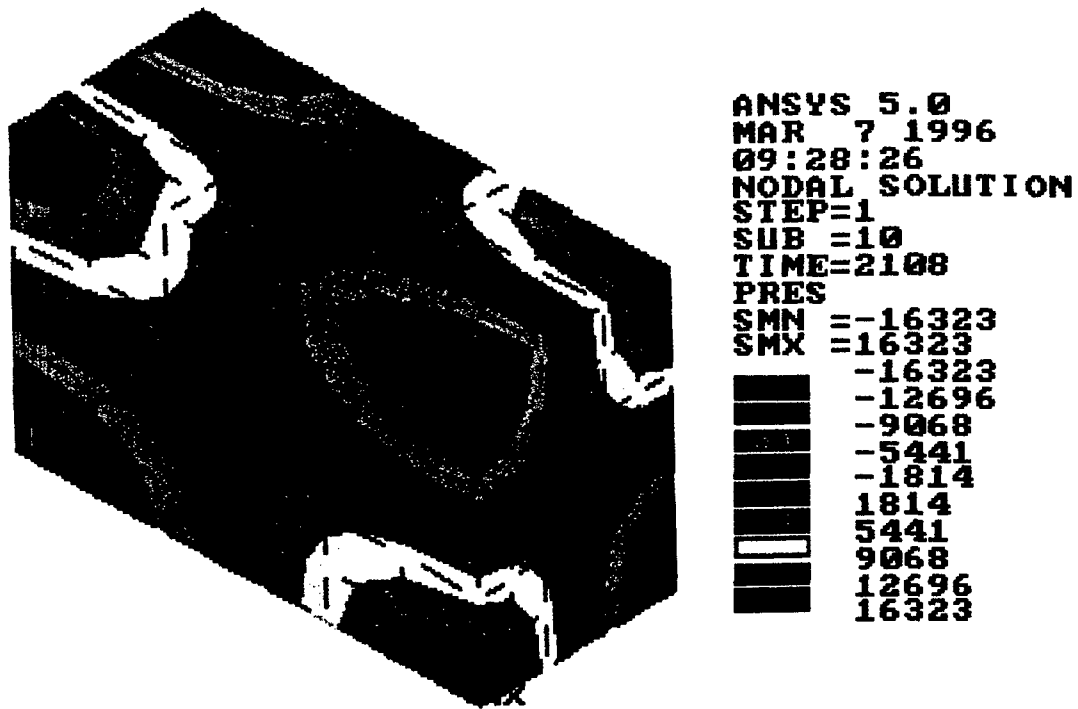


Figura: 3.14 - Distribuição da pressão acústica no interior da cavidade retangular, representação do modo (1,1,1).

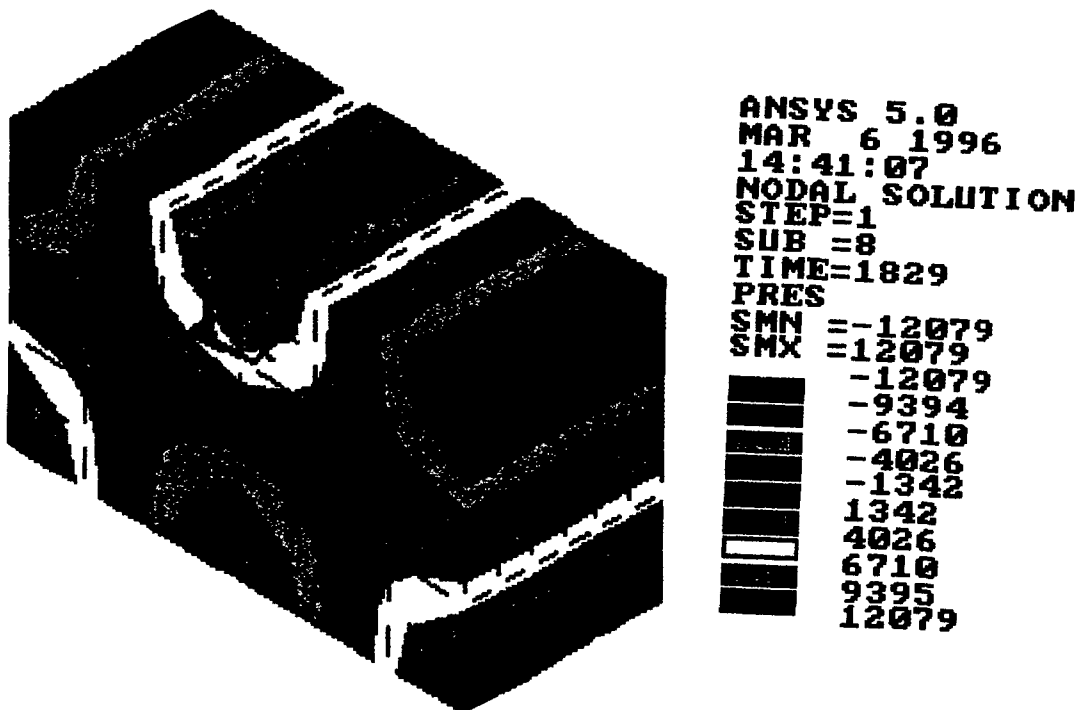


Figura: 3.15 - Distribuição da pressão acústica no interior da cavidade retangular, representação do modo (2,0,1).

3.3.2 Resultados das características acústicas calculadas pelo SYSNOISE 4.4

Para o cálculo numérico dos parâmetros modais através do programa SYSNOISE 4.4 para a cavidade retangular foram utilizadas as mesmas dimensões, e as três divisões da malha calculadas no ANSYS 5.0, conforme figuras 3.8 e 3.9.

Os comandos utilizados para o cálculo das frequências naturais previstas pelo SYSNOISE 4.4, estão no anexo 2. A tabela 3.5 mostra a comparação entre os resultados das características acústicas modais obtidas pela técnica numérica com os resultados obtidos pelo cálculo teórico da equação 29.

A figura 3.16, mostra a porcentagem de erro entre os resultados da característica acústica das três divisões da malha calculadas pelo SYSNOISE 4.4, com os resultados obtidos através do cálculo exato.

| | | FREQUÊNCIA RESSONANTE (Hz) | | | | | | |
|-------|---------|----------------------------|--|-------------------------|-----------|-------------------------|-----------|------------------------|
| Modos | | Teórico calculado | Elementos Finitos predito pelo SYSNOISE 4.4 | | | | | |
| nº | x, y, z | | exato | divisão de 5 x 5 x 5 | % erro | divisão de 6 x 6 x 6 | % erro | divisão de 10x10x10 |
| 1 | 0.0.0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| 2 | 1.0.0 | 686 | 691,21 | 0,76 | 687,79 | 0,26 | 682,80 | 0.47 |
| 3 | 0.1.0 | 1.121 | 1.129,47 | 0,75 | 1.123,84 | 0,25 | 1.115,69 | 0.48 |
| 4 | 1.1.0 | 1.314 | 1.324,20 | 0,77 | 1.317,60 | 0,27 | 1.308,04 | 0.46 |
| 5 | 2.0.0 | 1.372 | 1.450,19 | 5,39 | 1.422,66 | 3,56 | 1.382,47 | 0.76 |
| 6 | 0.0.1 | 1.618 | 1.630,27 | 0,75 | 1.622,15 | 0,25 | 1.610,38 | 0.47 |
| 7 | 1.0.1 | 1.757 | 1.770,76 | 0,78 | 1.761,94 | 0,28 | 1.749,15 | 0.45 |
| 8 | 2.1.0 | 1.772 | 1.838,14 | 3,60 | 1.813,00 | 2,26 | 1.776,51 | 0.25 |
| 9 | 0.1.1 | 1.968 | 1.983,30 | 0,77 | 1.973,42 | 0,27 | 1.959,10 | 0.45 |
| 10 | 3.0.0 | 2.058 | 2.100,30 | 2,01 | 2.089,85 | 0,27 | 2.074,68 | 0.80 |
| 11 | 1.1.1 | 2.084 | | | | | 2.116,08 | 1.52 |
| 12 | 2.0.1 | 2.121 | 2.181,93 | 2,79 | 2.197,62 | 3,49 | 2.122,38 | 0.06 |
| 13 | 0.2.0 | 2.242 | 2.332,43 | 3,88 | 2.249,42 | 0,33 | 2.258,93 | 0.75 |
| 14 | 3.1.0 | 2.343 | 2.369,60 | 1,12 | 2.324,61 | 0,79 | 2.359,87 | 0.71 |
| 15 | 1.2.0 | 2.344 | 2.456,93 | 4,60 | 2.424,22 | 3,31 | 2.392,19 | 2.01 |
| 16 | 2.1.1 | 2.399 | 2.468,35 | 2,81 | 2.432,77 | 1,39 | 2.397,77 | 0.05 |
| 17 | 3.0.1 | 2.618 | 2.591,51 | 1,02 | 2.514,54 | 4,11 | 2.648,40 | 1.15 |
| 18 | 2.2.0 | 2.628 | | | | | 2.659,16 | 1.18 |
| 19 | 4.0.0 | 2.744 | 2.778,13 | 0,15 | 2.725,39 | 0,68 | 2.774,18 | 1.09 |
| 20 | 0.2.1 | 2.765 | 2.845,70 | 2,83 | 2.773,31 | 0,30 | 2.856,98 | 3.22 |
| 21 | 3.1.1 | 2.848 | 2.876,24 | 0,98 | 2.834,64 | 0,47 | 2.883,72 | 1.24 |
| 22 | 1.2.1 | 2.849 | 2.958,13 | 3,69 | 2.916,89 | 2,33 | 2.900,38 | 1.78 |
| 23 | 4.1.0 | 2.964 | 3.061,65 | 3,19 | 2.992,37 | 0,95 | 3.095,25 | 4.24 |
| 24 | 3.2.0 | 3.043 | 3.221,14 | 5,53 | 3.171,61 | 4,06 | 3.099,60 | 1.83 |
| 25 | 2.2.1 | 3.086 | 3.267,18 | 5,55 | 3.181,11 | 3,00 | 3.107,56 | 0.70 |

Tabela: 3.5 - Frequência ressonante da cavidade retangular de seção 25,0 x 15,3 x 10,6 cm com C= 343 m/s predita pelo SYSNOISE 4.4.

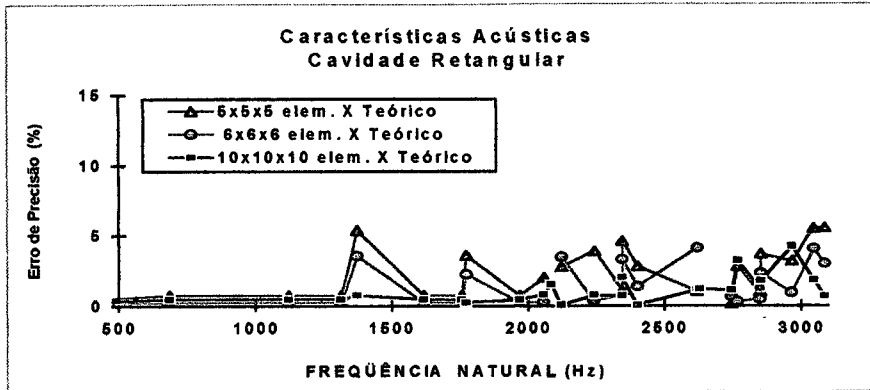


Figura 3.16 - Comparação dos resultados das freqüências ressonantes exatas e as previstas pelo SYSNOISE 4.4.

3.3.3 Comparação entre os resultados das freqüências naturais calculadas pelo ANSYS 5.0 e SYSNOISE 4.4

Comparações dos resultados das freqüências naturais entre os cálculos previstos pelo programa ANSYS 5.0 e os previstos pelo programa SYSNOISE 4.4, com subdivisões de 5x5x5, 6x6x6 e 10x10x10 elementos mostrados nas figuras 3.17 a 3.19, respectivamente.

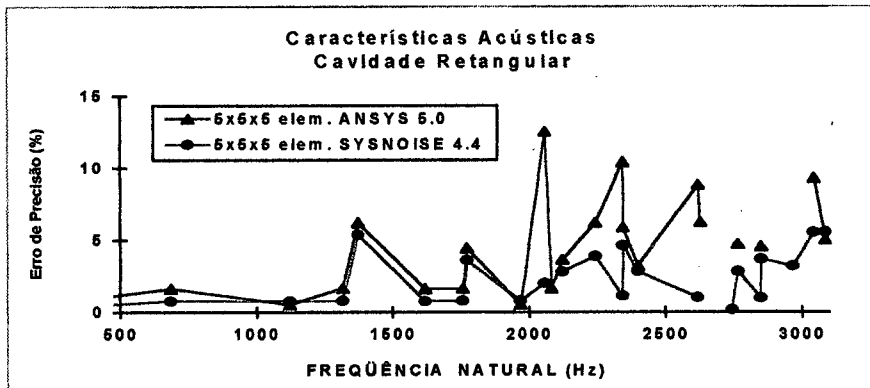


Figura 3.17 - Comparação entre os resultados das freqüências ressonantes previstas pelo ANSYS 5.0 e SYSNOISE 4.4 com subdivisões de 5 x 5 x 5 elementos.

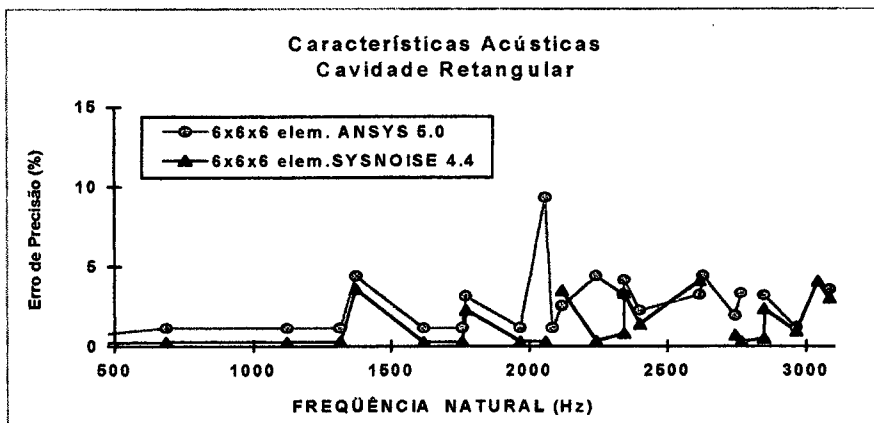


Figura 3.18 - Comparação entre os resultados das freqüências ressonantes previstas pelo ANSYS 5.0 e SYSNOISE 4.4 com subdivisões de 6 x 6 x 6 elementos.

CAPÍTULO 4

ESTUDO EXPERIMENTAL NA CABINE VEICULAR

| | | |
|-------|---|----|
| 4.1 | Introdução | 47 |
| 4.2 | Equipamentos Utilizados | 47 |
| 4.2.1 | Equipamentos para leitura das frequências naturais de ressonância | 47 |
| 4.2.2 | Equipamentos para leitura dos níveis de pressão sonora | 47 |
| 4.3 | Medições das Frequências Naturais de Ressonância | 47 |
| 4.3.1 | Descrição e resultados das medições | 47 |
| 4.3.2 | Comentários | 48 |
| 4.4 | Medições dos Níveis de Pressão Sonora | 48 |
| 4.4.1 | Descrição e resultados das medições | 48 |
| 4.4.2 | Comentários | 51 |

4.1 Introdução

Este capítulo mostra o procedimento de medição e os resultados obtidos na determinação das frequências de ressonância e dos níveis de pressão sonora, com e sem a colocação de materiais acústicos no interior da cabine de um caminhão. Estas medidas foram realizadas na cabine de um caminhão urbano de marca AGRALE, ano 1993.

Foram realizados dois tipos de medições no interior de um caminhão: o primeiro para determinar as frequências naturais de ressonância e o segundo para obter os níveis de pressão sonora com e sem a colocação de materiais acústicos.

O modelo da cabine do caminhão serviu de base para a construção de um protótipo reduzido na escala de 1:4.5, simulando esta cabine. Foram identificadas as frequências naturais de ressonância, através de análise experimental e calculadas pelas técnicas numéricas, com a utilização do método de elementos finitos, apresentada no capítulo 5.

4.2 Equipamentos Utilizados

4.2.1 Equipamentos para leitura das frequências naturais de ressonância

A - Fonte sonora excitadora

- 1 - alto-falante
- 2 - cabos de ligação
- 3 - gerador de sinal
Brüel&Kjaer 1027

B - Captação da resposta

- 1 - osciloscópio
- 2 - fios para ligação.
- 3 - microfone Brüel&Kjaer 4165
- 4 - amplificador de medidas Brüel&Kjaer 2607
- 5 - pré-amplificador Brüel&Kjaer 2639

4.2.2 Equipamentos para leituras dos níveis de pressão sonora

A - Fonte sonora excitadora

- 1 - o próprio motor do caminhão ligado em 2000 RPM.

B - Captação da resposta

- 1 - medidor de nível de pressão sonora Brüel&Kjaer 2230 portátil.

4.3 Medições das Frequências Naturais de Ressonância

4.3.1 Descrição e resultados das medições

Nas leituras das frequências ressonantes no interior do veículo, sem a colocação de materiais absorventes acústicos, foram consideradas apenas as baixas frequências. As medidas das frequências naturais, tomadas nos sentidos longitudinal e transversal, estão expressas na tabela 4.1.

As frequências naturais foram obtidas, tomando-se a quantidade de vezes, iguais, repetidas das leituras dessas frequências. Observa-se que a primeira frequência ressonante está em 200 Hz, porém houveram frequências naturais abaixo desse nível e não se conseguiu a repetição da frequência.

| Frequências Naturais (Hz) | | | | | | | | | | | | |
|---------------------------|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|------|
| 200 | 275 | 340 | 413 | 428 | 500 | 586 | 667 | 706 | 770 | 847 | 906 | 1009 |
| Modo Acústico (x,y,z) | | | | | | | | | | | | |
| 2,0,0 | | | | | | | | | | | | |

Tabela: 4.1 - Frequência natural da cabine do caminhão.

4.3.2 Comentários

O único modo acústico provável identificado (2,0,0) foi obtido na frequência de 200 Hz, porque apareceram repetições semelhantes ao comportamento da distribuição de pressão no interior, não ocorrendo com as outras frequências de ressonância encontradas.

É bastante difícil determinar experimentalmente os modos acústicos em cavidades irregulares. Para obter estes modos, é necessário fazer uma varredura simultânea das leituras das pressões no interior da cabine, para cada frequência de ressonância, pois o comportamento dos modos não são numeráveis, aparecendo modos de pressão em sentidos oblíquo aos eixos X, Y e Z, como mostra as figuras de 5.19 a 5.22 do capítulo 5.

É preciso utilizar outras ferramentas para determinar os modos acústicos em cavidades irregulares, em que o comportamento modal não é regular, ou seja, a distribuição de pressão acústica no interior apresenta-se sob formas de ondas oblíquas, cuja onda se move nas três direções (x, y e z), o que dificulta a obtenção desses modos através de ensaios experimentais.

4.4 Medições dos Níveis de Pressão Sonora

4.4.1 Descrição e resultados das medições

Inicialmente fixou-se um tirante (fio de NYLON) no sentido transversal ao caminhão, entre as janelas (do lado do motorista e do lado do passageiro) a uma altura de 75 cm do assento, na zona próxima ao ouvido dos ocupantes. Sobre este tirante colocaram-se oito marcadores fixos a cada 23 cm, para garantir a repetição das leituras do nível sonoro, nos pontos estabelecidos.

Os pontos 2 e 3 marcados sobre este tirante, localizam-se próximo dos ouvidos (esquerdo e direito respectivamente) do motorista, bem como os pontos 6 e 7 localizam-se na vizinhança dos ouvidos do passageiro (esquerdo e direito). A figura 4.1 - a, mostra as posições desses pontos localizados (numeração de 1 a 8) no interior da cabine do caminhão.

Fixou-se também um tirante (fio de NYLON) no sentido longitudinal a cabine do caminhão, entre os vidros (dianteiro e traseiro), também a uma altura de 75 cm do assento. Sobre este tirante, colocaram-se quatro marcadores fixos para a repetibilidade do nível de pressão sonora, este tirante foi posicionado próximo à altura do ouvido do motorista. A figura 4.1-b mostra a maneira de como o tirante foi fixado. O ponto de número 3, localiza-se próximo ao ouvido direito do motorista.

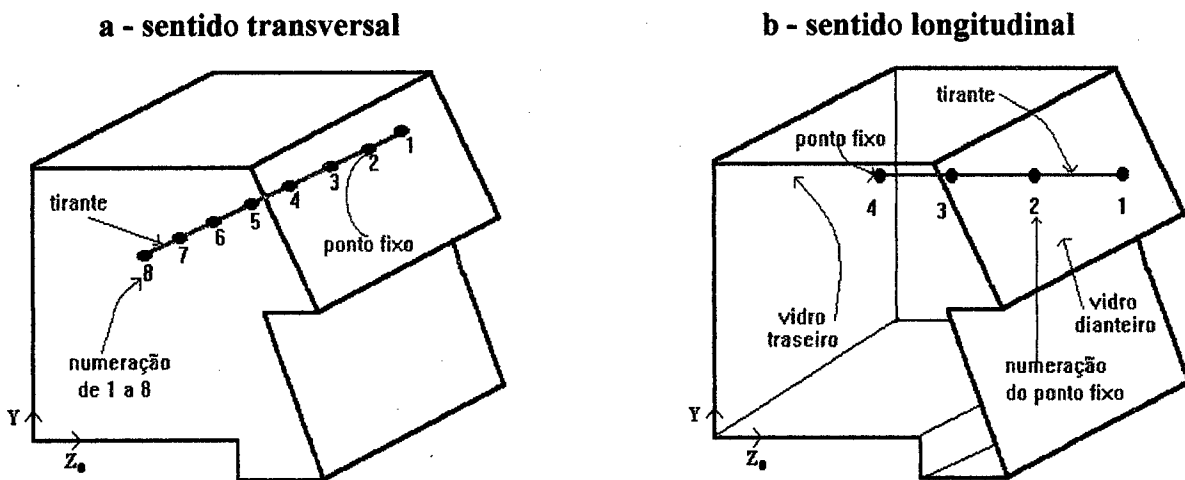


Figura: 4.1- Esquema simplificado do caminhão para visualização dos tirantes.

Primeiramente foram realizadas as medidas do nível de pressão sonora no interior, sem o uso de materiais de absorção acústico, com o motor ligado em cinco diferentes fases de rotações do motor. As leituras das pressões foram obtidas sobre os oitos pontos fixados no tirante transversal. A tabela 4.2 mostra os resultados dessa leitura.

| motor ligado rotação RPM | NÍVEL DE PRESSÃO SONORA dB (A) | | | | | | | |
|--------------------------------|--|------|------|------|------|------|------|------|
| | identificação numérica dos pontos fixos sobre o tirante no sentido transversal (figura: 4.1 - a) | | | | | | | |
| | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 |
| 1000 | 71.9 | 69.9 | 70.1 | 68.9 | 68.4 | 66.8 | 67.8 | 70.3 |
| 1500 | 74.7 | 72.3 | 73.0 | 71.4 | 71.5 | 70.5 | 71.5 | 74.5 |
| 2000 | 79.6 | 77.4 | 77.0 | 74.5 | 74.2 | 75.0 | 76.3 | 79.4 |
| 2500 | 82.2 | 79.0 | 80.1 | 76.6 | 78.3 | 77.4 | 78.0 | 81.7 |
| 3000 | 85.0 | 82.2 | 82.4 | 82.0 | 81.2 | 81.5 | 82.5 | 86.1 |

Tabela: 4.2 - Leitura do nível de pressão sonora em dB (A) no sentido transversal da cabine do caminhão, em diferentes fases de rotações.

Após análise dos resultados, com variação média de 14 dB (A) entre as rotação de 1000 RPM e 3000 RPM ao longo dos oitos pontos fixos, verifica-se que, quanto maior a rotação do motor, maior também é o nível de ruído. Assim, as medidas posteriores foram realizadas na rotação de 2000 RPM, por ser também essa a rotação média dada no motor quando os motoristas trafegam normalmente pelas ruas da cidade.

Com o objetivo de reduzir o nível de ruído no interior da cabine, fizeram-se diversas experiências, colocando materiais de absorção acústicas, tipo SONEX, em diferentes locais, dentro e fora da cabine do caminhão. Os resultados das medições do nível sonoro em dB (A) estão mostrados nas tabelas 4.3 e 4.4.

Fazendo a comparação entre as leituras do nível sonoro no interior, obtidas sem material acústico (caso 1) e com colocação de materiais acústicos, casos (2,3,4,5 e 6), nos dois sentidos do caminhão, observou que:

| | | | | NÍVEL DE PRESSÃO SONORA dB (A) | | | |
|---------|------|--|-------|--|------|------|------|
| | | | | identificação numérica dos pontos fixos sobre o tirante (figura: 4.1 b) | | | |
| LOCAL | CASO | Material Acústico | RPM | 4 | 3 | 2 | 1 |
| Interno | 1 | SEM Material Acústico | 2.000 | 79,5 | 76,7 | 78,3 | 81,6 |
| Externo | 2 | entre cabine / carroceira | | - | - | - | - |
| Interno | 3 | horizontalmente nas costas do passageiro | | 78,6 | 75,0 | 76,8 | 81,2 |
| | 4 | nos cantos superiores laterais | | 78,5 | 78,0 | 77,1 | 81,5 |
| | 5 | horizontalmente no teto | | 76,7 | 76,3 | 76,7 | 80,6 |
| | 6 | nas portas laterais próximo aos vidros | | 79,2 | 76,2 | 76,5 | 79,5 |

Tabela: 4.3 Leitura do nível de pressão sonora em dB (A) no sentido longitudinal da cabine do caminhão, em diferente locais de colocação dos materiais acústicos.

No sentido longitudinal à cabine do caminhão:

O ponto fixo número 1, localizado próximo ao vidro dianteiro, (caso 6), com material acústico colocado nas portas laterais acusa uma redução do nível sonoro em torno de 2 dB(A). Verifica-se, também, esta redução no ponto fixo de número 2.

Próximo ao ouvido direito do motorista, no ponto fixo de número 3, nota-se que, colocando material acústico na parte traseira da cabine (caso 3), embaixo do vidro, também ocorre redução do nível de ruído de quase 2 dB(A).

Já o ponto fixo de número 4, com a colocação de material acústico no teto (caso 5), apresenta redução de 2,8 dB(A).

No sentido transversal à cabine do caminhão:

Verifica-se que a colocação de materiais acústicos no interior pouco contribuiu para a redução do nível de pressão sonora dentro da cabine. Analisando os resultados da tabela 4.3 observa-se que, não ocorreram reduções significativas.

| | | | | NÍVEL DE PRESSÃO SONORA dB (A) | | | | | | | |
|---------|------|--|-------|--|------|------|------|------|------|------|------|
| | | | | identificação numérica dos pontos fixos sobre o tirante (figura: 4.1 - a) | | | | | | | |
| LOCAL | caso | Material Acústico | RPM | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 |
| Interno | 1 | SEM Material Acústico | 2.000 | 80,6 | 76,5 | 77,1 | 75,7 | 74,4 | 74,5 | 74,3 | 77,7 |
| | | | | 76,5 | 76,6 | 76,5 | 76,8 | 74,3 | 74,8 | 74,6 | 78,6 |
| Externo | 2 | entre cabine/carroceria | | 79,2 | 78,3 | 77,1 | 75,8 | 75 | 75,7 | 76,1 | 79,1 |
| Interno | 3 | horizontalmente nas costas do passageiro | | - | - | - | - | - | - | - | - |
| | 4 | nos cantos superiores laterais | | 79,5 | 77,5 | 78 | - | - | - | - | - |
| | 5 | horizontalmente no teto | | 79 | 76,3 | 75,6 | - | - | - | - | - |
| | 6 | nas portas laterais próximo aos vidros | | 81,0 | 77,3 | 77,2 | - | - | - | - | - |

Tabela: 4.4 - Leitura do nível de pressão sonora em dB (A) no sentido transversal à cabine do caminhão, em diferente locais de colocação dos materiais acústicos.

4.4.2 Comentários

Estas observações, porém, não invalidam o método utilizado porque comprovou-se que ocorre oscilação no nível de pressão sonora ao se colocar materiais acústicos. Assim, confirma-se a necessidade de se fazer análises mais precisas através de outros métodos, tais como o método da modelagem numérica por elementos finitos.

Há, também, grande dificuldade de posicionar os materiais absorvente na superfície da cabine, pois esta cabine não foi preparada para receber revestimento acústico.

CAPÍTULO 5

ANÁLISE MODAL EM CAVIDADE IRREGULAR

| | | |
|-------|---|----|
| 5.1 | Análise Modal Experimental em Modelo Físico Reduzido | 53 |
| 5.1.1 | Introdução | 53 |
| 5.1.2 | Sistema de medição experimental | 54 |
| 5.1.3 | Medições e resultados | 55 |
| 5.2 | Análise Modal por Elementos Finitos | 61 |
| 5.2.1 | Introdução | 61 |
| 5.2.2 | Resultados das frequências naturais calculadas pelo ANSYS 5.0 | 62 |
| 5.2.3 | Resultados das frequências naturais calculadas pelo SYSNOISE 4.4 | 64 |
| 5.2.4 | Comparação dos resultados das frequências naturais calculadas pelo ANSYS 5.0 e SYSNOISE 4.4 | 66 |

Neste capítulo serão identificadas as frequências naturais de ressonância numa cavidade irregular através do recurso experimental e através da técnica numérica, com a utilização do método de elementos finitos pelos programas ANSYS 2.0 e SYNOISE 4.4. Comparando os resultados numéricos e experimentais obtidos, verifica-se a precisão do cálculo da técnica computacional.

2.1. Análise Modal Experimental em Modelo Físico Reduzido

O objetivo deste ensaio experimental é encontrar as frequências naturais de ressonância e os modos acústicos de uma cavidade com geometria irregular simulando a cabine do caminhão urbano. Os resultados servirão de base para a comparação entre as frequências ressonantes obtidas pelo método numérico e preditas pelo ANSYS 2.0 e SYNOISE 4.4, para verificar a precisão no uso da técnica numérica.

2.1.1. Introdução

Foi construído um modelo físico reduzido e simplificado de uma cavidade de formato irregular simulando a cabine do caminhão marca AGRALE do capítulo 4, este modelo foi reduzido no fator de escala de 1:4,2. Foram usadas placas de madeira com 9,0 mm de espessura e um dos lados desta cavidade foi construída com acrílico (transparente) de 2 mm de espessura para visualizar a posição do microfone na medição. As dimensões da cavidade estão mostradas nas figuras 2.1 e os detalhes da medição nas figuras de 2.3 a 2.6.

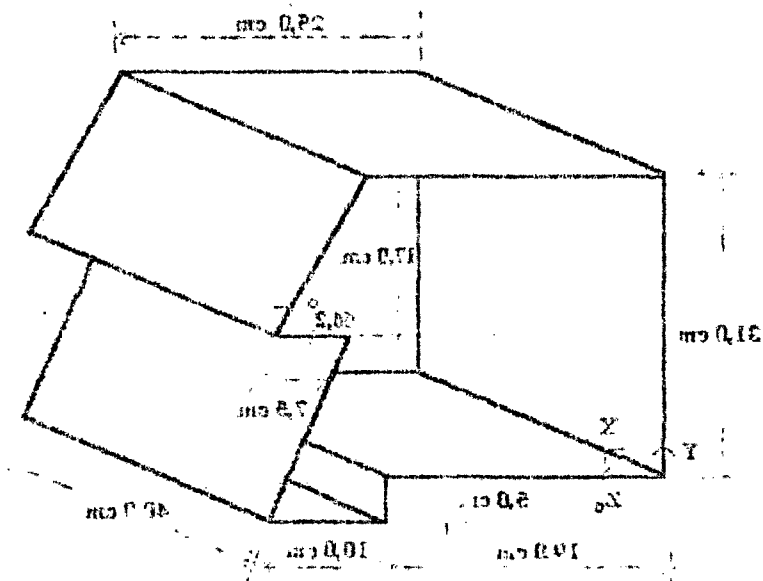


Figura 2.1 - Dimensão do protótipo reduzido e simplificado da cabine do caminhão marca AGRALE - escala 1:4,2.

5.1.2 Sistema de medição experimental

Para determinar as frequências de ressonância na cavidade irregular, foi utilizado o mesmo sistema de ensaio da cavidade retangular, estudado no item 3.2 do capítulo 3. As medições foram feitas com os mesmos procedimentos da cavidade retangular, a fonte sonora (alto-falante) foi colocado no canto inferior da cavidade, tomando-se o cuidado de coloca-lo sobre um material esponjoso para evitar vibração no sistema.

A placa de acrílico move-se horizontalmente sobre um dos lados da cavidade na direção dos eixos X e Y e através de uma abertura no centro desta placa, o microfone movimenta-se verticalmente para o interior da cavidade no sentido do eixo Z. Dessa forma, possibilitando a movimentação espacial do microfone em todo o volume interno, mostrado na figura 5.2.

Esta placa de acrílico transparente tem um furo no centro, com 1,30 cm de diâmetro, para permitir que o cabo do pré-amplificador, conectado ao microfone de 1,27 cm (1/2 in), deslize até o fundo da cavidade. Um prolongador de 20 cm, acoplado ao cabo do pré-amplificador garante a verticalidade do sistema.

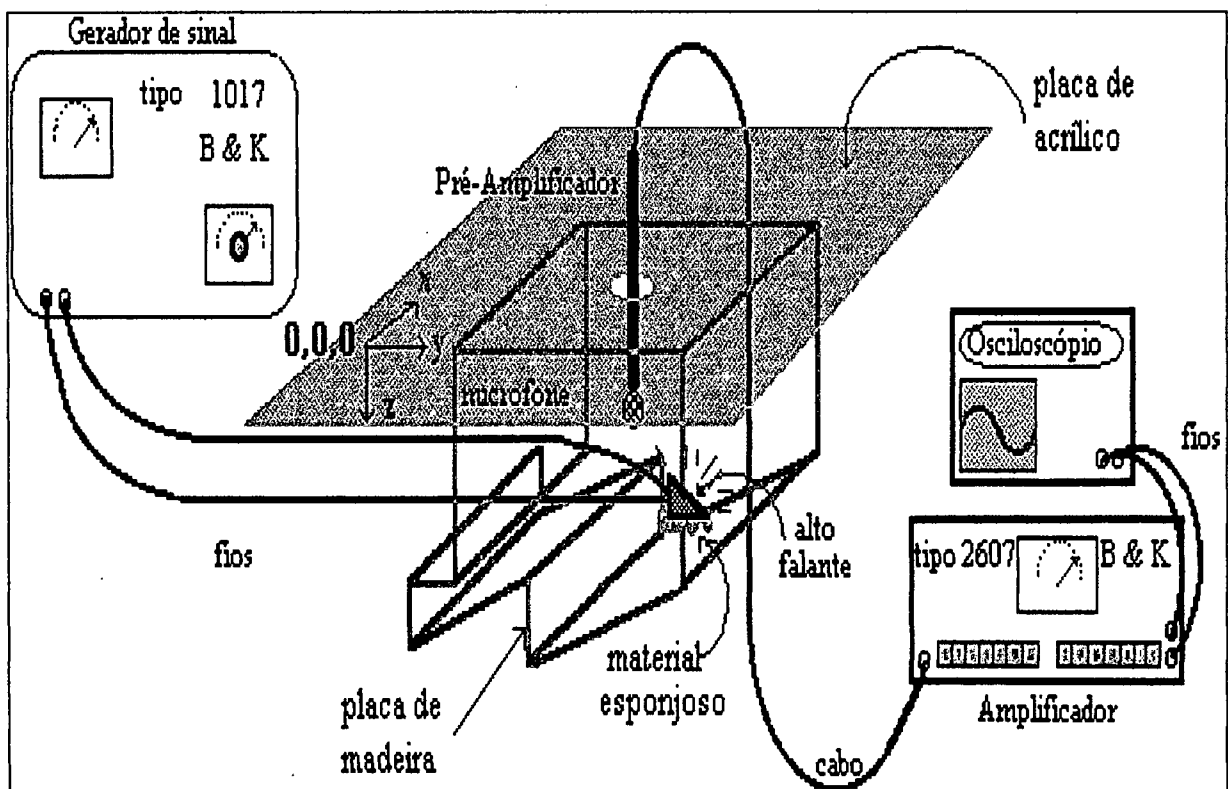


Figura: 5.2 - Esquema da montagem do sistema de medição da cavidade irregular.

5.1.3 Medições e resultados

É difícil e trabalhoso obter os modos acústicos em cavidades irregulares, devido à complexidade da distribuição das pressões acústicas nas direções ao eixo X, Y e Z, no interior da cavidade. No entanto, pôde-se identificar alguns modos acústicos cujas pressões sonoras mostraram-se regulares.

Inicialmente foram identificados os modos das direções do eixo X e Y, com o microfone fixado verticalmente na placa de acrílico à 1,0 cm de profundidade do eixo Z.

O conjunto placa de acrílico e o microfone movimentavam-se livremente nas direções de X e Y, obtendo-se assim o primeiro e o segundo modo acústico desses eixos, para cada frequência natural obtidas.

Após ter-se identificado todos os modos acústicos de X e Y de cada frequência, o microfone, não mais fixado a 1 cm de profundidade, move-se livremente apenas no sentido vertical da cavidade, varrendo toda a direção do eixo Z, possibilitando a identificação do terceiro modo para cada frequência de ressonância.

Os resultados obtidos estão mostrados na tabela 5.1. Foram selecionados seis modos acústicos, a título de ilustração, da distribuição das pressões (máximas e mínimas) encontrados através de ensaios experimentais no interior da cavidade irregular. Os modos são: (1,0,0), (0,1,0), (1,1,0), (2,0,0), (2,0,1) e (2,1,1) e estão nas figuras 5.7 à 5.12, respectivamente.

| FREQUÊNCIA DE RESSONÂNCIA (Hz) | | | | | | |
|--------------------------------|-----------------------------|---------------------------|---------------------------------------|---------------------|-----------------------------|--------|
| modos acústicos prováveis | cabine do caminhão esc. 1:1 | modos acústicos prováveis | protótipo modelo reduzido esc. 1: 4,5 | | correção de escala esc. 1:1 | % erro |
| | | 1.0.0 | 455 | | 101,11 | |
| | | 0.1.0 | 518 | | 115,11 | |
| | | | 608 | | 135,11 | |
| | | 1.1.0 | 650 | | 144,44 | |
| | | 1.1.1 | 755 | | 167,78 | |
| | | 0.1.1 | 765 | | 170,00 | |
| 2.0.0 | 200 | 2.0.0 | 862 | | 191,56 | 4,41 |
| | 275 | 2.0.1 | 1.062 | ÷ 4,5 | 236,00 | |
| | 340 | 2.1.1 | 1.146 | “mudança de escala” | 254,67 | |
| | 400 | 1.0.1 | 1.200 | | 266,67 | |
| | 428 | 3.1.1 | 1.515 | | 336,67 | |
| | 500 | | 1.551 | | 344,67 | |
| | 586 | | 1.829 | | 406,44 | |
| | 667 | | 2.208 | | 490,67 | |
| | 706 | | 2.425 | | 538,89 | |
| | 770 | | 2.975 | | 661,11 | |
| | 847 | | 3.224 | | 716,44 | |

Tabela: 5.1 Comparação das frequências ressonantes obtidas na cabine do caminhão e protótipo

Ressalta-se que os valores das frequências de ressonância do modelo físico reduzido da cabine do caminhão da tabela 5.1 foram divididos por quatro e meio para obter os valores das frequências naturais em escala real.

É mais simples captar a resposta acústica no modelo físico reduzido, com o microfone “varrendo” espacialmente todo o interior da cavidade irregular, quando comparado com os ensaios experimentais na cabine do caminhão, devido à facilidade do manuseio do microfone pelo interior da cavidade. Entretanto a experiência mostrou que devido à irregularidade na geometria da cabine, torna-se difícil identificar a distribuição de pressão acústica no interior, tanto no modelo reduzido (esc.1: 4,5) como no modelo real (esc.1: 1).

O modelo físico reduzido possibilitou obter outros modos acústicos e também outras frequências naturais, além dos valores já obtidos dos ensaios experimentais na própria cabine do caminhão (capítulo 4) como mostra a tabela 5.1.

Da análise da tabela 5.1, observa-se que a diferença entre os resultados das frequências ressonantes medidos na cabine do caminhão (esc.1:1) e os obtidos no modelo reduzido (esc.1:4,5) foi de 4,41 %, comprovando que, apesar da simplificação na construção do protótipo desta cabine, o modelo da cavidade mostrou-se bastante representativo do modelo em escala real.

Os resultados das características acústicas do modelo físico reduzido obtidos por ensaios experimentais servirão de base para comparar com os resultados usando a técnica numérica, possibilitando verificar a precisão da solução por elementos finitos.

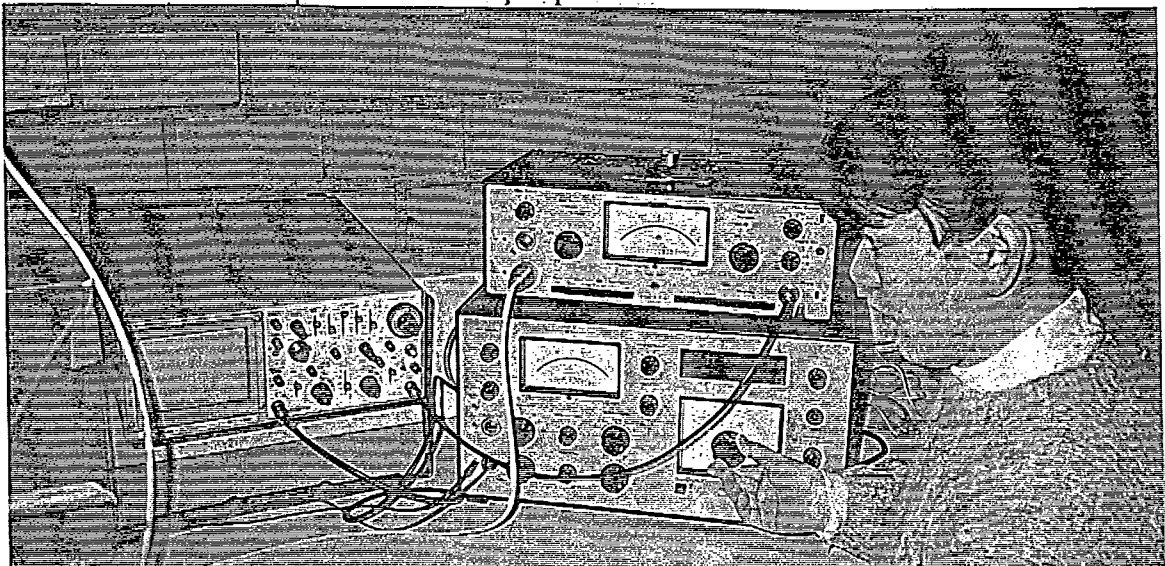


Figura: 5.3 - Equipamentos do sistema de medição.

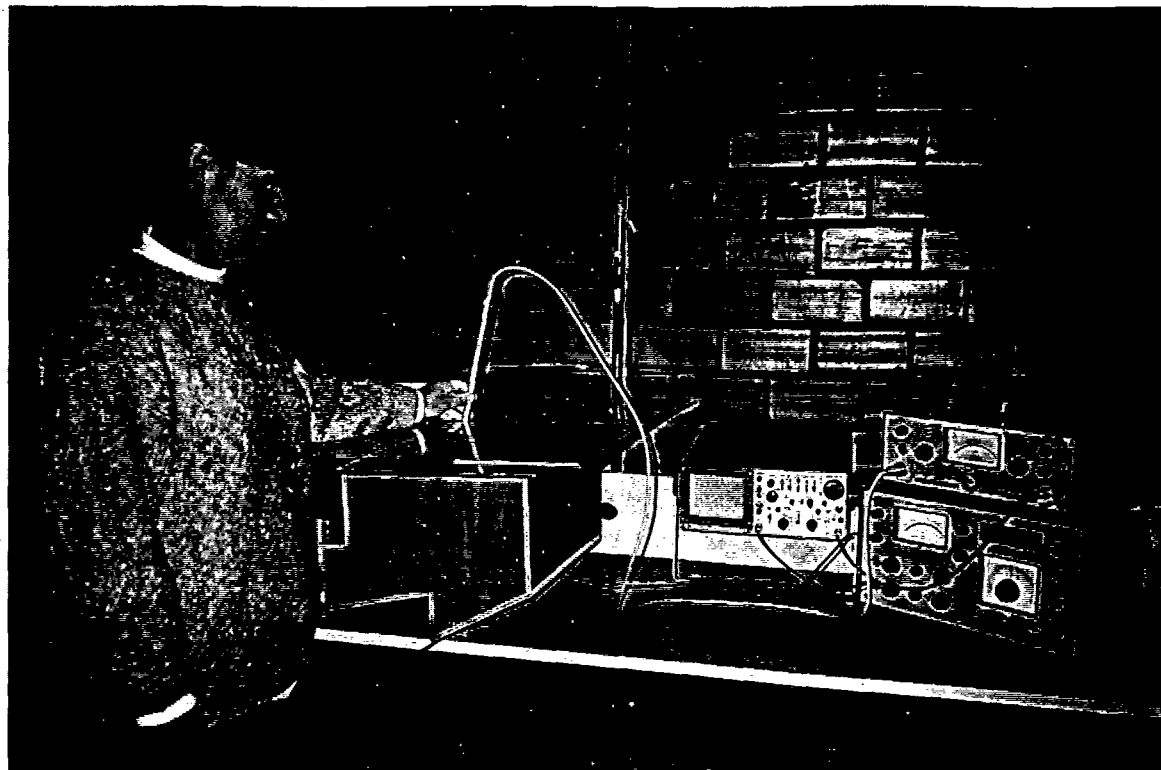


Figura: 5.4 - Montagem do sistema de medição da cavidade irregular.

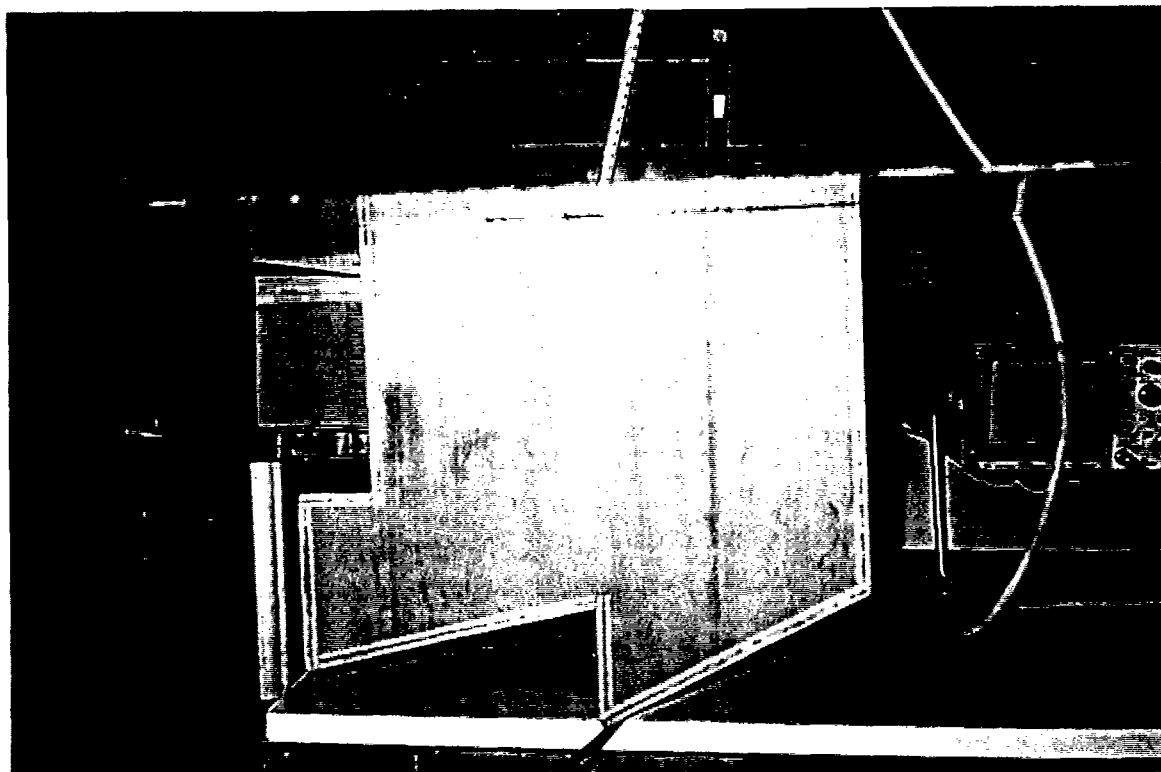
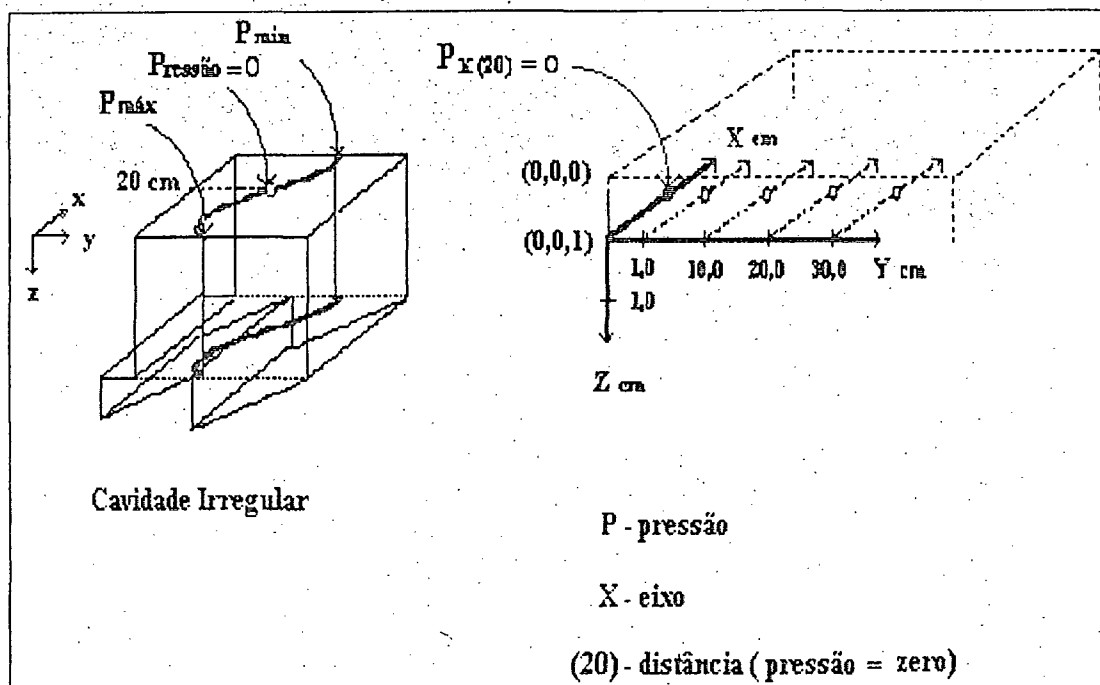


Figura: 5.5 - Lateral do protótipo da cavidade irregular.

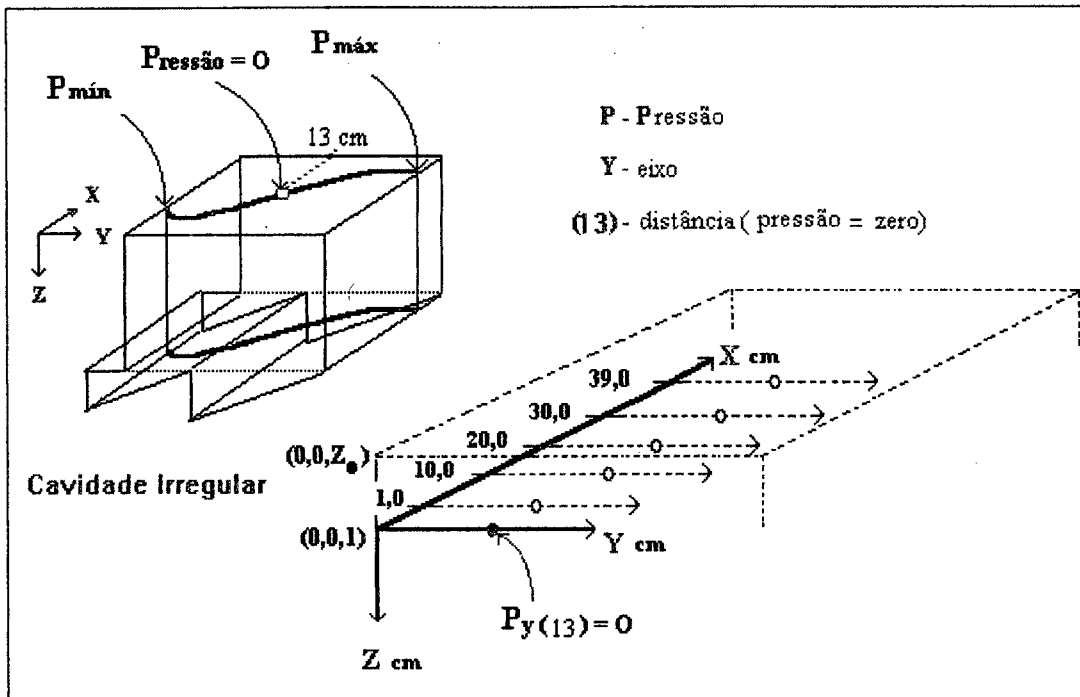


Figura: 5.6 - Detalhe da fonte sonora colocada no interior do protótipo.



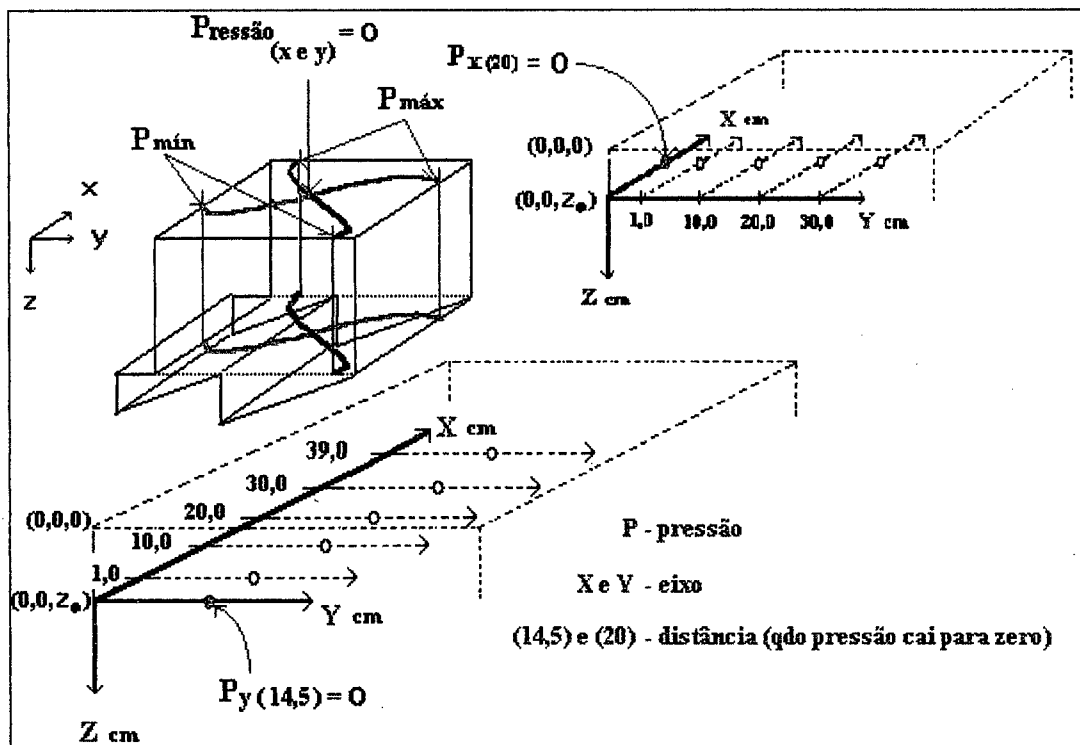
$F_n = 455 \text{ Hz}$ (esc: 1:1) ou $F_n = 101.11 \text{ Hz}$ (esc: 1:4,5)

Figura: 5.7 - Modos acústicos identificados experimentalmente no protótipo - modo (1,0,0).



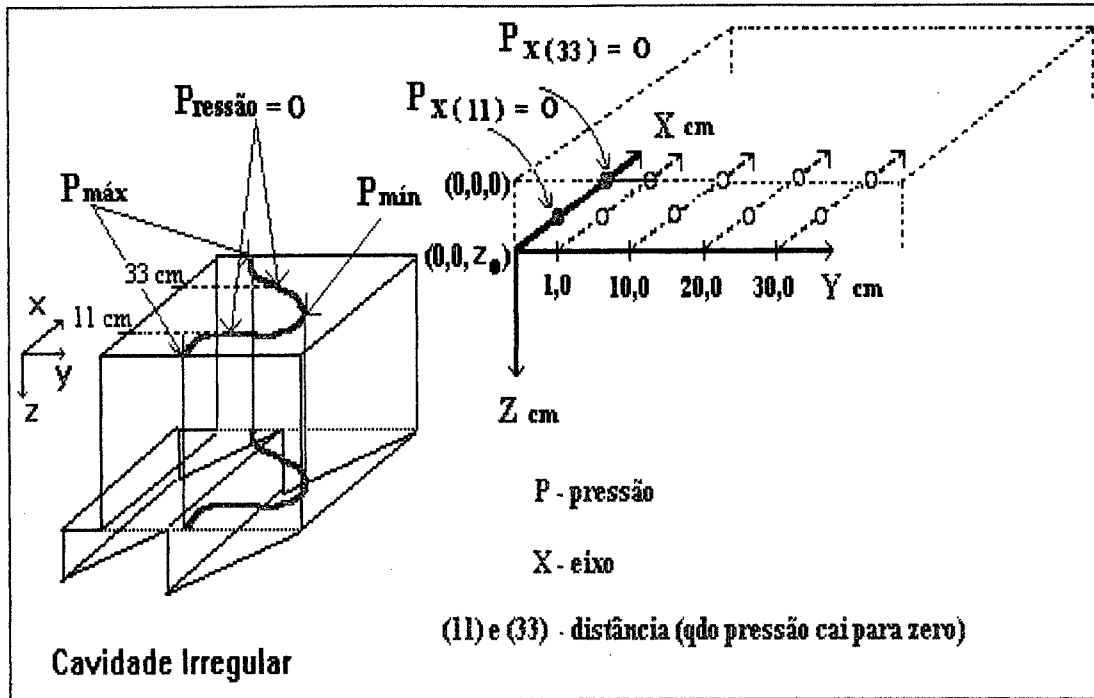
$F_n = 518 \text{ Hz}$ (esc: 1:1) ou $F_n = 115.11 \text{ Hz}$ (esc: 1:4,5)

Figura: 5.8 - Modos acústicos identificados experimentalmente no protótipo - modo (0,1,0).



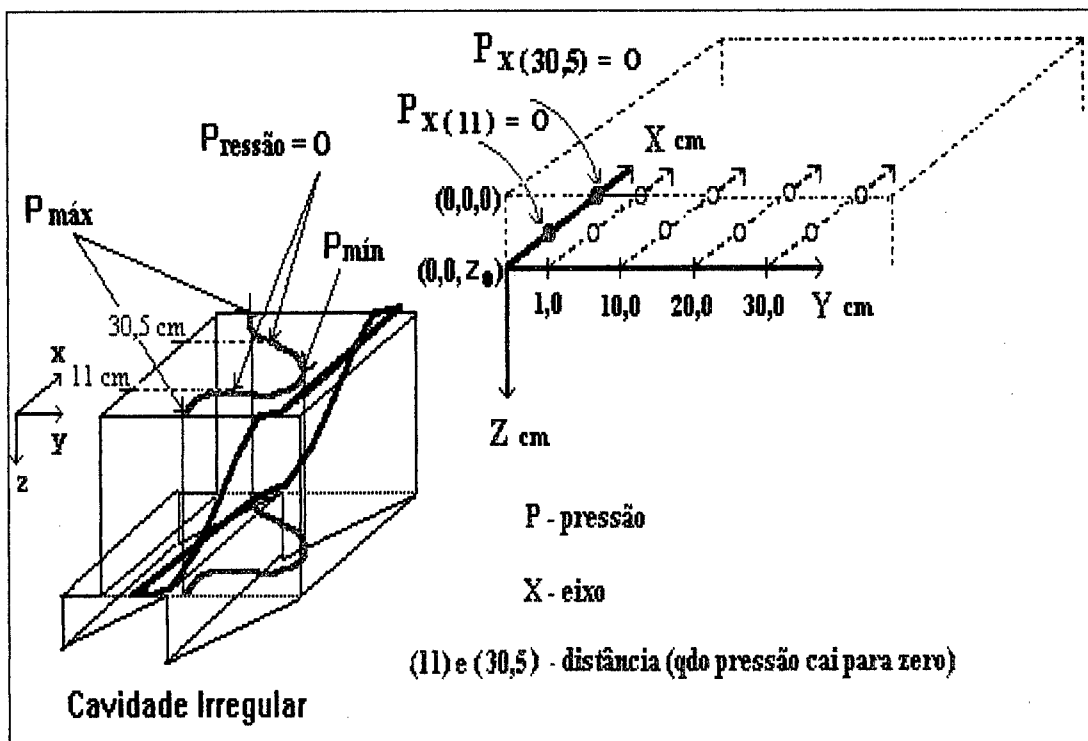
$F_n = 650 \text{ Hz}$ (esc: 1:1) ou $F_n = 144.44 \text{ Hz}$ (esc: 1:4,5)

Figura: 5.9 - Modos acústicos identificados experimentalmente no protótipo - modo (1,1,0).



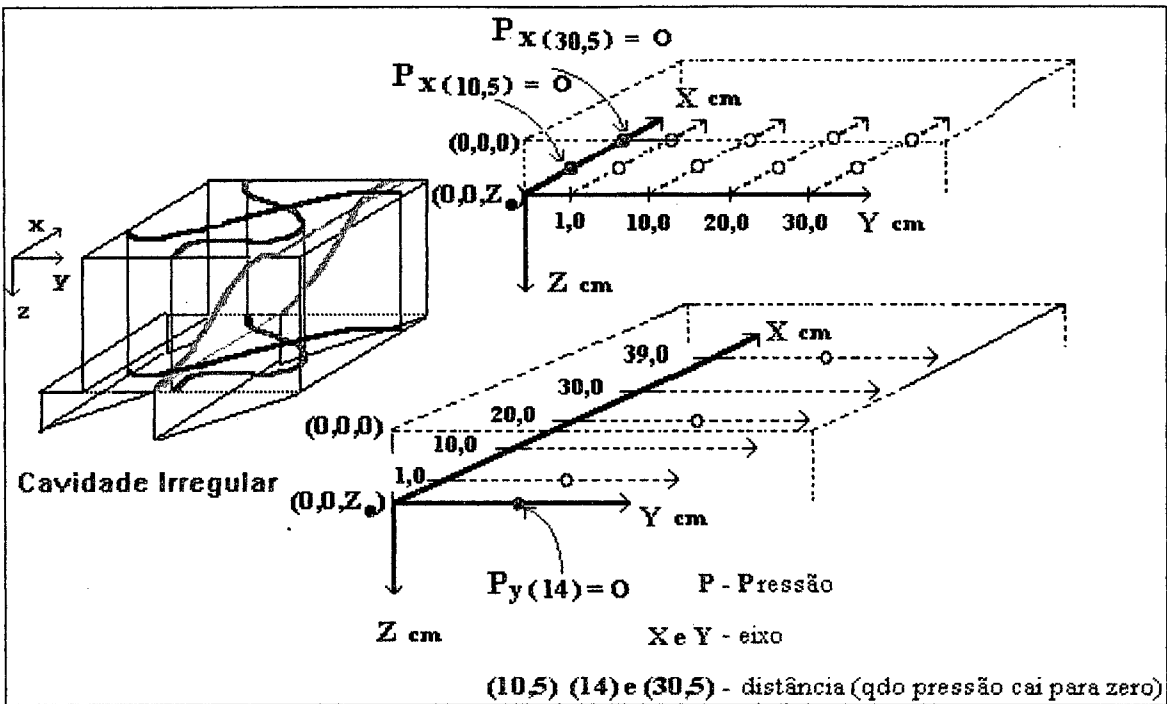
$F_n = 862 \text{ Hz}$ (esc: 1:1) ou $F_n = 191.56 \text{ Hz}$ (esc: 1:4,5)

Figura: 5.10 - Modos acústicos identificados experimentalmente no protótipo - modo (2,0,0)



$F_n = 1.062 \text{ Hz}$ (esc: 1:1) ou $F_n = 236 \text{ Hz}$ (esc: 1:4,5)

Figura: 5.11 - Modos acústicos identificados no protótipo - modo (2,0,1).



$F_n = 1.146 \text{ Hz (esc: 1:1)}$ ou $F_n = 254.67 \text{ Hz (esc: 1:4,5)}$

Figura: 5.12 - Modos acústicos identificados no protótipo - modo (2,1,1).

5.2 Análise Modal por Elementos Finitos

A determinação dos modos ressonantes na cabine do caminhão não pode ser realizada analiticamente, porque a cavidade tem geometria irregular que não pode ser calculada por uma única equação. Assim, as frequências naturais de ressonância do modelo reduzido (esc.1:4,5) da cabine do caminhão são obtidas pelo método de elementos finitos, implementado nos programas ANSYS 5.0 e SYSNOISE 4.4, que extraem os autovalores e os autovetores.

5.2.1 Introdução

O objetivo deste capítulo é determinar, através de simulações numéricas dos programas ANSYS 5.0 e SYSNOISE 4.4, as frequências naturais associadas à forma modal da pressão acústica em cavidades irregulares, não considerando a iteração fluido-estrutura, isto é, considerando todas as paredes totalmente rígidas.

A malha dos elementos foi gerada pelo programa ANSYS 5.0 por meio do FLUIDO 30, conforme a figura 5.13, com propriedades de fluido acústico com oito nós no espaço tridimensional. Cada elemento tem um conjunto de tipos de grau de liberdade, que podem ser de

pressão, rotação, deslocamento, etc. No entanto somente o grau de liberdade de pressão foi ativado.

As propriedades do material usado para cada tipo de elemento foram: densidade do ar igual a 1,21 Kg/m³ e a velocidade do som no ar igual a 343 m/s.

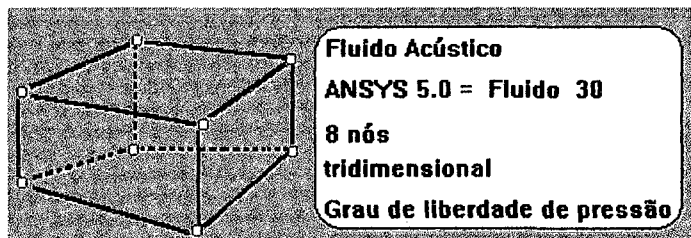


Figura: 5.13 - Elemento de fluido acústico gerado pelo ANSYS 5.0.

A cavidade irregular utilizada, para o cálculo das características acústicas modais pelo método de elementos finitos foi o modelo reduzido e simplificado simulando a cabine do caminhão (escala 1:4.5) cujas dimensões foram as mesmas utilizadas no modelo físico reduzido experimental, mostradas na figura 5.1.

5.2.2 Resultados das frequências naturais calculadas pelo ANSYS 5.0

Foram utilizadas duas subdivisões no modelo reduzido para o cálculo por elementos finitos (figura 5.14). Os comandos utilizados no programa são mostrados no Anexo 3. Os resultados das frequências naturais obtidas experimentalmente no item 5.1 e as frequências previstas pelo ANSYS 5.0 estão na tabela 5.2 e na figura 5.15, em que aparece a porcentagem do erro de precisão entre esses resultados.

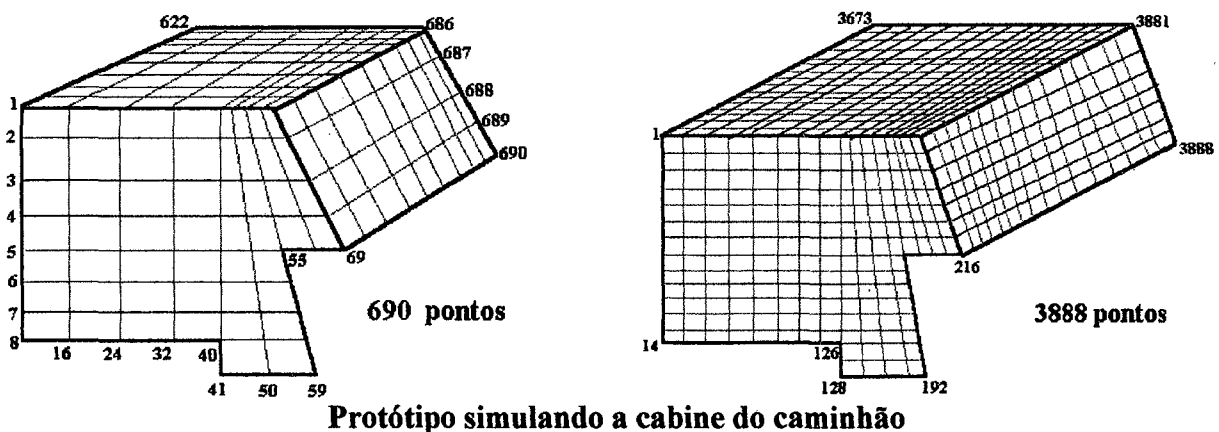


Figura: 5.14 - Subdivisões do domínio em elementos finitos calculado pelo ANSYS 5.0.

| Freq. Natural (Hz) Experimental | | Freq. Natural (Hz) Calculada | | | | | | | | | |
|---------------------------------|-------------------|---|-----------------------|----------|-------------------|---|--------------------|-----------------------|----------|-------------------|---------|
| modelo reduzido da cabine | | modelo reduzido da cabine com 690 pontos programa ANSYS 5.0 | | | | modelo reduzido da cabine com 3.888 pontos programa ANSYS 5.0 | | | | | |
| modos ac. provável | valores esc. real | modos ac. provável | valores esc. reduzido | | valores esc. real | % erros | modos ac. provável | valores esc. reduzido | | valores esc. real | % erros |
| 1.0.0 | 101,11 | | 0 | | 0 | | | 0 | | | |
| 0.1.0 | 115,11 | 1.0.0 | 430,93 | ÷ 4,5 | 95.76 | 5.59 | 1.0.0 | 429.35 | ÷ 4,5 | 95.41 | 5.97 |
| 0.0.1 | 135,11 | 0.1.0 | 509,18 | | 113.15 | 1.73 | 0.1.0 | 499.23 | | 110.94 | 3.75 |
| 1.1.0 | 144,44 | 0.0.1 | 600,60 | | 133.47 | 1.23 | 0.0.1 | 595.55 | | 132.34 | 2.10 |
| 1.1.1 | 167,78 | 1.1.0 | 667,05 | | 148.23 | 2.56 | 1.1.0 | 658.46 | | 146.32 | 1.29 |
| 0.1.1 | 170,00 | | 739,20 | | 164.27 | | | 734.18 | | 163.15 | |
| 2.0.0 | 191,56 | | 756,54 | | 168.12 | | | 745.27 | | 165.62 | |
| 2.0.1 | 236,00 | | 870,66 | | 193.48 | | | 860.10 | | 191.13 | |
| 2.1.1 | 254,67 | 2.00 | 875,00 | | 194.44 | 1.48 | 2.0.0 | 862.37 | | 191.64 | 0.04 |
| 1.0.1 | 266,67 | | 1.012,40 | | 224.97 | | | 996.45 | | 221.43 | |
| 3.1.1 | 336,67 | | 1.047,40 | | 225.23 | | | 1.044,40 | | 232.09 | |
| | 344,67 | 2.0.1 | 1.048,00 | | 232.88 | 1.33 | 2.0.1 | 1.048,00 | | 232.89 | 1.33 |
| | 406,44 | | 1.132,60 | | 251.69 | | | 1.129,00 | | 250.89 | |
| | 490,67 | | 1.156,70 | | 257.05 | | | 1.135,00 | | 252.22 | |
| | 538,89 | | 1.184,40 | | 263.20 | | | 1.139,80 | | 253.29 | |
| | 661,11 | | 1.227,70 | | 272.82 | | | 1.197,60 | | 266.13 | |
| | 716,44 | | 1.260,40 | | 280.09 | | | 1.213,70 | | 269.71 | |

Tabela: 5.2 - Freqüências ressonantes obtidas experimentalmente e calculadas pelo ANSYS 5.0.

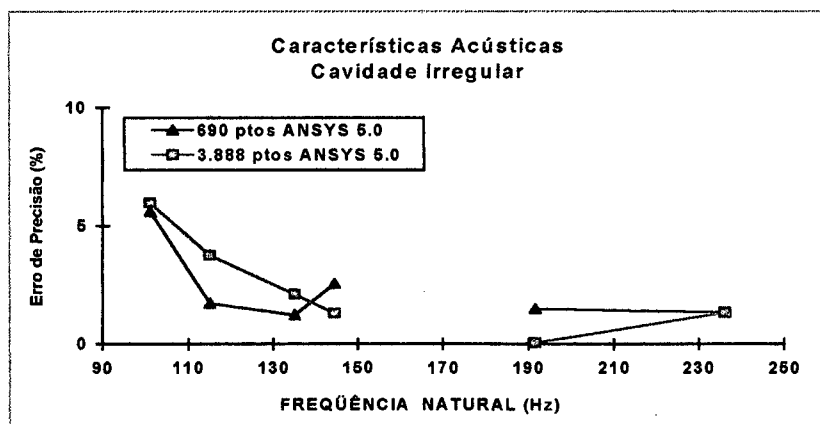


Figura: 5.15 - Porcentagem de erro de precisão entre os resultados calculado pelo ANSYS 5.0 e os identificados experimentalmente.

Normalmente quando se utilizam programas de elementos finitos para cálculo das freqüências de ressonância, verifica-se que quanto mais fina a malha, melhores são os resultados obtidos,

mas no caso em foco não ocorreu tal constatação.

Este fato se deve à dificuldade de se obterem através de ensaios experimentais os modos acústicos, pois os modos encontrados poderiam não ser os verdadeiros modos identificados, por causa da complexidade na distribuição das pressões sonoras no interior da cavidade irregular e, também, devido à proximidade entre os modos acústicos, como provam as figuras de 5.19 à 5.22.

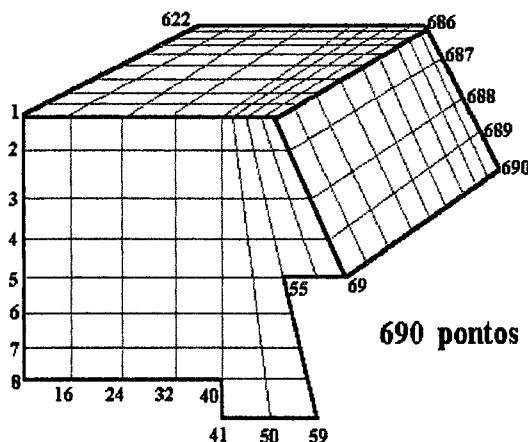
As figuras 5.19 e 5.20 mostram que as frequências 191,13 com 191,64 Hz são muito próximas uma da outra, com diferença de apenas 0,51 Hz. Observa-se porém que, as formas da distribuição das pressões sonoras no interior da cavidade são bastante distinta.

Ocorrem também proximidade entre as frequências de 232,09 com 232,89 Hz, e as formas de distribuição das pressões sonoras são distintas umas das outras, indicadas nas figuras 5.21 e 5.22.

No entanto, em ambos os casos, para o cálculo das frequências ressonantes com as subdivisões das malhas, mostradas na figura 5.14 a porcentagem na precisão foi pequena, abaixo de 6,0 % .

5.2.3 Resultados das frequências naturais calculadas pelo SYSNOISE 4.4

No programa SYSNOISE 4.4, para o cálculo das frequências naturais, utilizou-se apenas uma subdivisão do domínio da cavidade reduzida, conforme figura 5.16. Os comandos para calcular as frequências de ressonância estão expressos no Anexo 4. Os resultados das frequências naturais, obtidos por ensaios experimentais, e pelo SYSNOISE 4.4 estão na tabela 5.3 e a figura 5.17, mostra a porcentagem do erro de precisão entre esses resultados.



Protótipo simulando a cabine do caminhão

Figura: 5.16 - Subdivisão do domínio em elementos finitos calculado pelo SYSNOISE 4.4.

| Freq.Natural (Hz) experimental | | Freq.Natural (Hz) Calculada | | | | |
|--------------------------------|-------------------|---|-----------------------|----------|-------------------|---------|
| modelo reduzido da cabine | | modelo reduzido da cabine com 690 pontos SYSNOISE 4.4 | | | | |
| modos ac. provável | valores esc. real | modos ac. provável | valores esc. reduzido | ÷ 4,5 | valores esc. real | % erros |
| 1.0.0 | 101,11 | 1.0.0 | 427,14 | | 94.92 | 6.25 |
| 0.1.0 | 115,11 | 0.1.0 | 504,72 | | 112.16 | 2.63 |
| 0.0.1 | 135,11 | 0.0.1 | 595,35 | | 132.30 | 2.12 |
| 1.1.0 | 144,44 | 1.1.0 | 661,23 | | 146.94 | 1.70 |
| 1.1.1 | 167,78 | | 732,74 | | 162.83 | |
| 0.1.1 | 170,00 | | 749,93 | | 166.65 | |
| 2.0.0 | 191,56 | | 863,06 | | 191.79 | |
| 2.0.1 | 236,00 | 2.0.0 | 867,33 | | 192.74 | 0.61 |
| 2.1.1 | 254,67 | | 1.003,50 | | 223.00 | |
| 1.0.1 | 266,67 | | 1.038,29 | | 230.73 | |
| 3.1.1 | 336,67 | 2.0.1 | 1.052,01 | | 233.78 | 0.95 |
| | 344,67 | | 1.122,71 | | 249.49 | |
| | 406,44 | | 1.146,60 | | 254.80 | |
| | 490,67 | | 1.174,05 | | 260.90 | |
| | 538,89 | | | | | |

Tabela: 5.3 - Frequências ressonantes obtidas experimentalmente e calculadas pelo SYSNOISE 4.4.

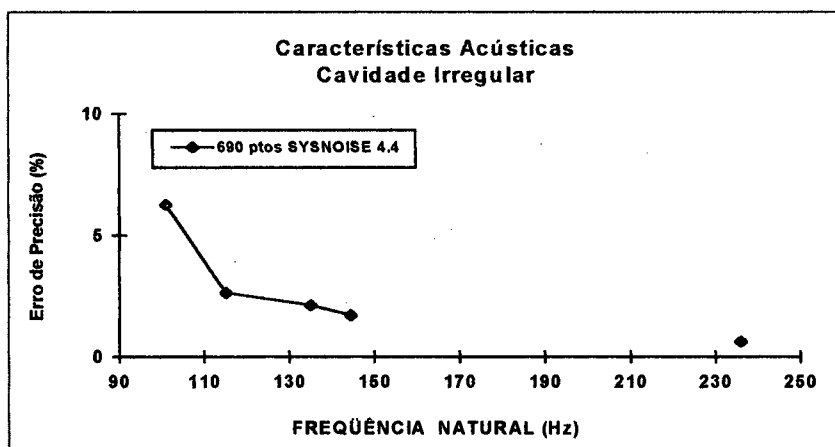


Figura: 5.17 - Percentagem de erro de precisão entre os resultados calculados por ensaios experimentais e calculados pelo SYSNOISE 4.4.

Apenas uma subdivisão de elementos na cavidade irregular foi usada para o cálculo de elementos finitos no programa SYSNOISE 4.4. A comparação entre as frequências naturais e as obtidas experimentalmente, acusou 6 % de erros. Os resultados preditos pelo SYSNOISE 4.4 mostraram-se, também, bastante precisos, confirmando a eficiência deste software para determinar as frequências ressonantes em cavidades irregulares.

5.2.4 Comparação dos resultados entre as frequências naturais calculadas pelo ANSYS 5.0 e SYSNOISE 4.4

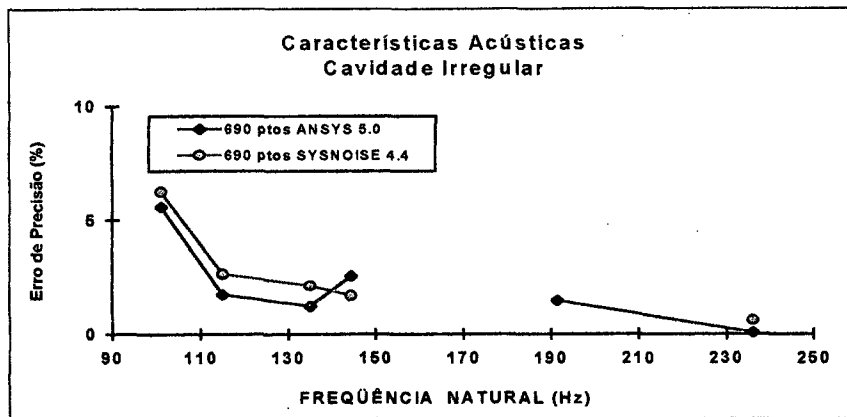


Figura: 5.18 - Porcentagem na precisão dos resultados das características acústicas calculados por SYSNOISE 4.4 e ANSYS 5.0.

Ambos os resultados das frequências naturais previstas pelo ANSYS 5.0 e SYSNOISE 4.4 mostraram uma porcentagem de erro na precisão abaixo de 6 %, como mostra a figura 5.18.

Para cálculo de frequências naturais em cavidade irregular, verifica-se que os programas ANSYS 5.0 e SYSNOISE 4.4 apresentam resultados bem precisos.

Os valores das frequências de ressonância previstas pelo ANSYS 5.0 e SYSNOISE 4.4 foram bem próximos aos resultados obtidos experimentalmente. Uma maior precisão nos resultados requer, também, maior número de elementos na malha.

Conclui-se, portanto, que o uso de elementos finitos para o cálculo de ressonâncias acústicas em cavidades irregulares é eficiente e econômico, não sendo necessário construir protótipos nem dispor de muito tempo para se obter resultados.

A utilização de elementos finitos, além de garantir boa precisão nos resultados, possibilita a visualização das pressões no interior da cavidade. Permite, também, ao projetista tomar decisões no anteprojeto quando as modificações nos modelos ainda são possíveis. A simples visualização da distribuição das pressões no interior da cabine pode orientar o projetista na eliminação ou na mudança das indesejáveis frequências ressonantes, próximas ao ouvido do motorista e/ou passageiros.

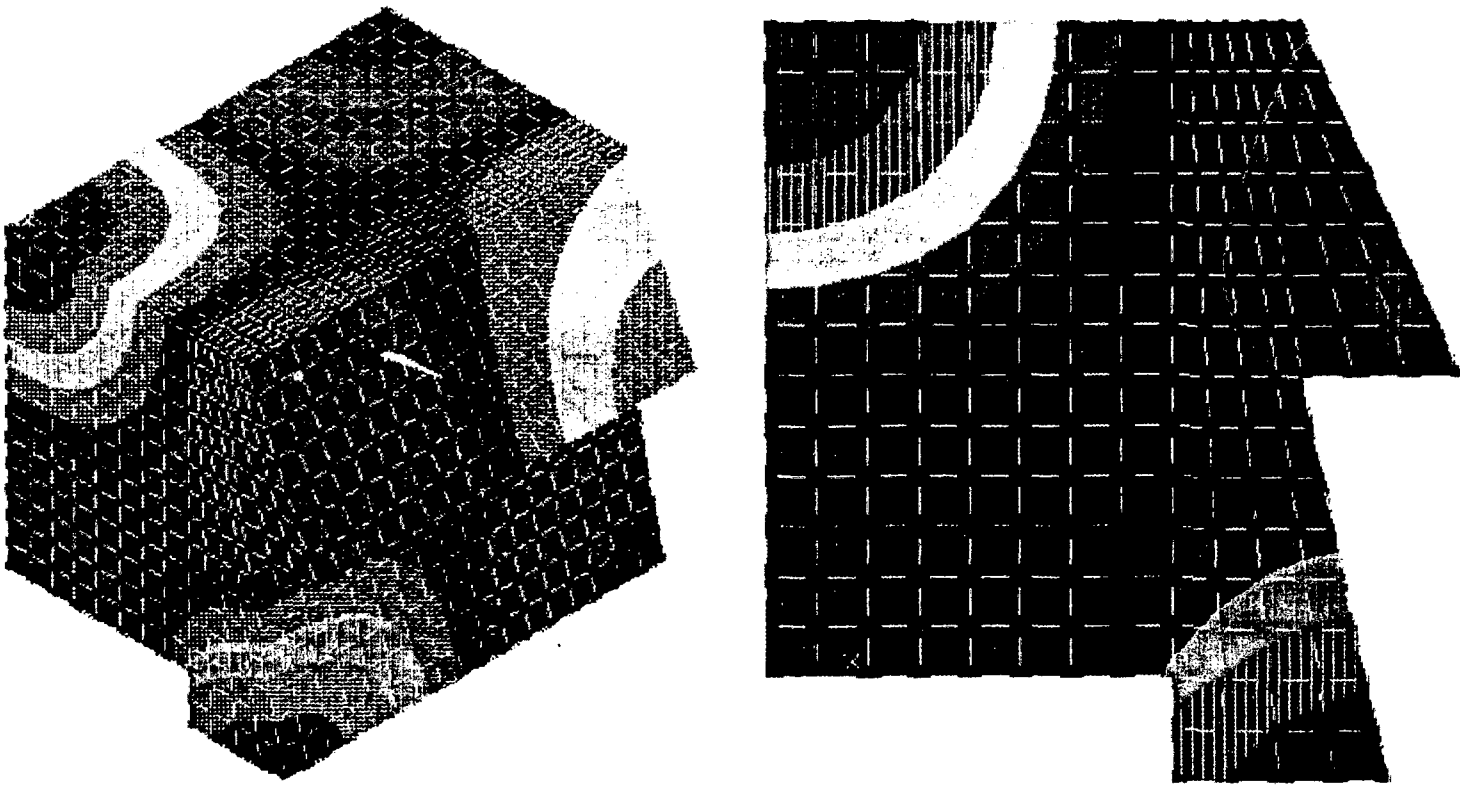


Figura: 5.19 - Forma da distribuição da pressão acústica, no interior da cavidade irregular, na frequência de 1919,13 Hz.

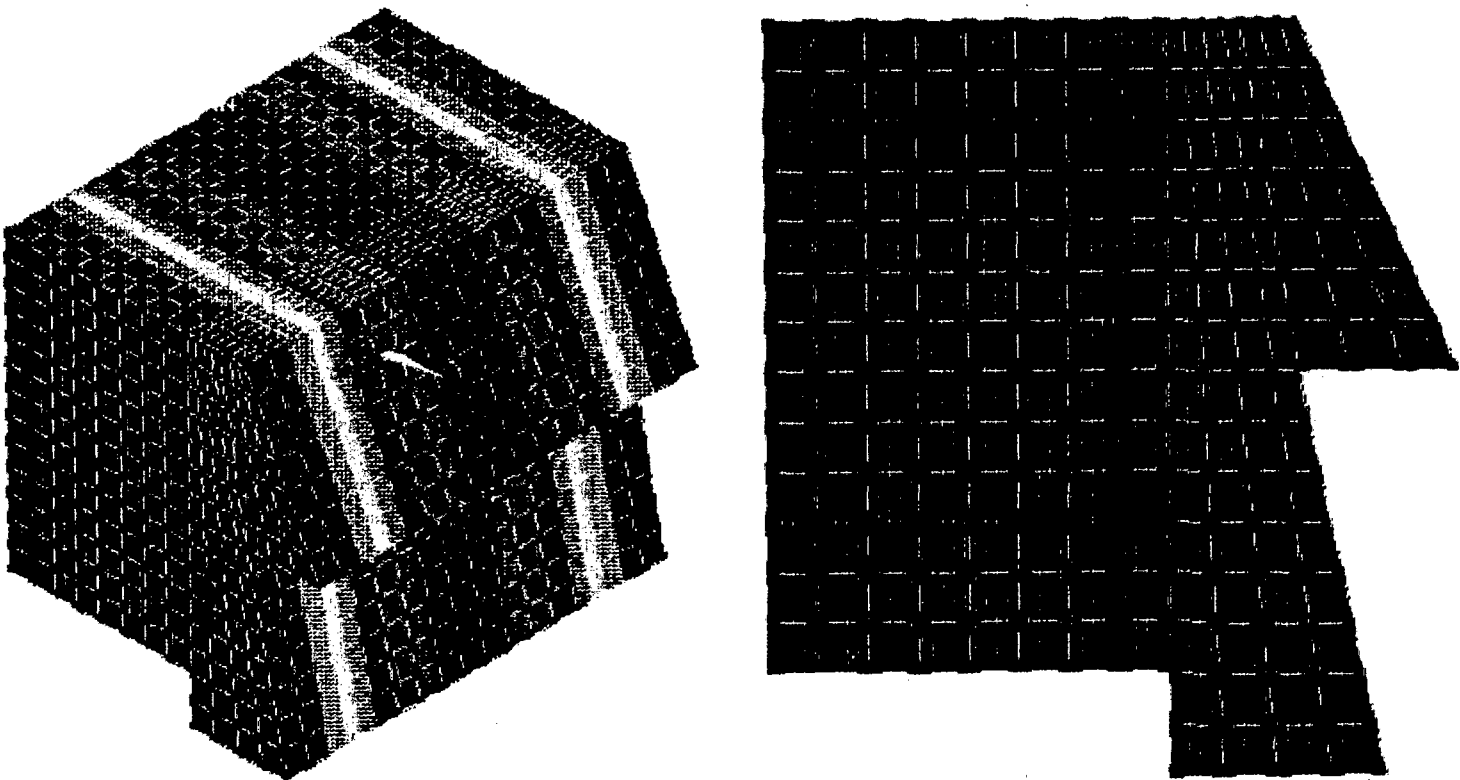


Figura: 5.20 - Forma da distribuição da pressão acústica no interior da cavidade irregular, na frequência de 1919,64 Hz.

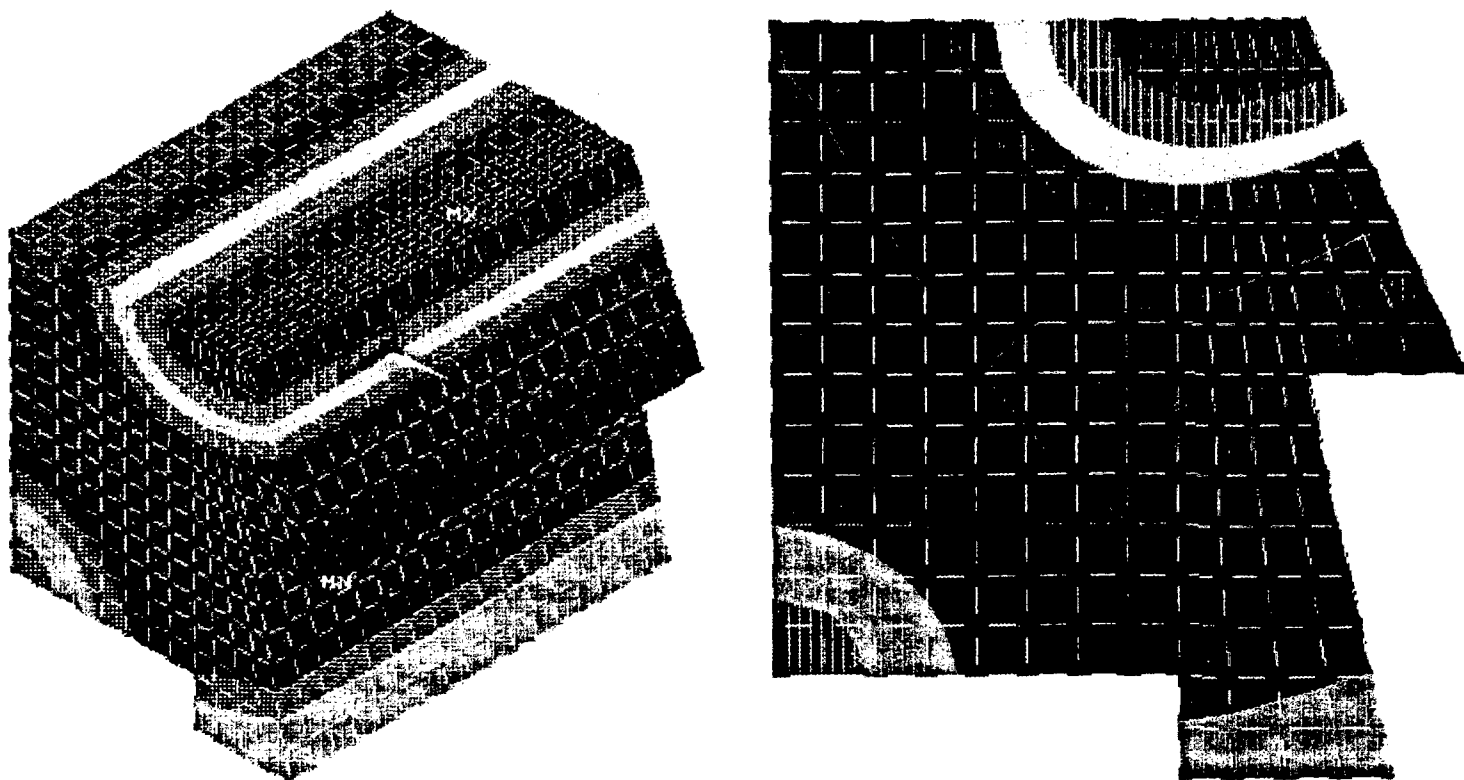


Figura: 5.21 - Forma da distribuição da pressão acústica no interior da cavidade irregular, na frequência de 232,09 Hz.

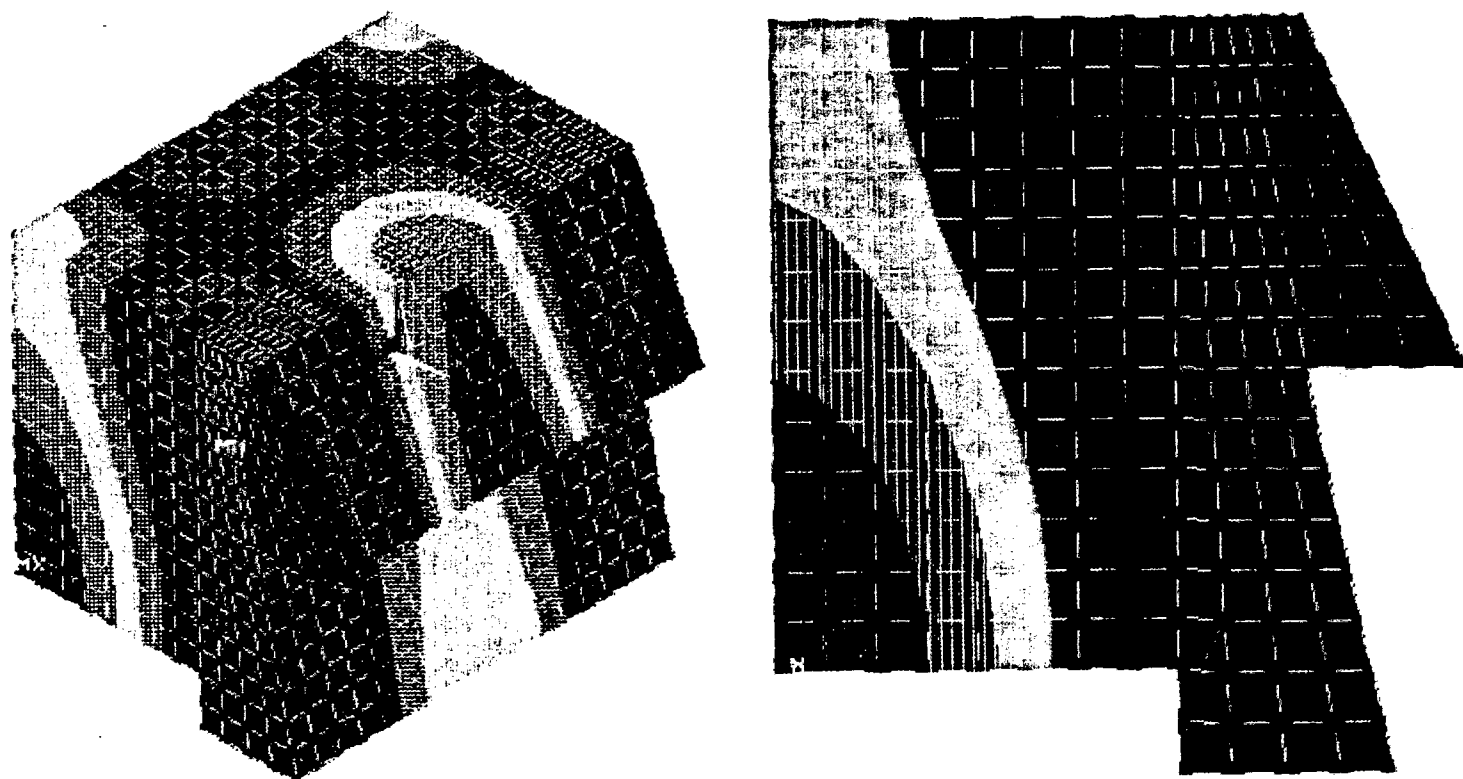


Figura: 5.22 - Forma da distribuição da pressão acústica no interior da cavidade irregular, na frequência de 232,89 Hz.

CAPÍTULO 6

ESTUDO DA RESPOSTA HARMÔNICA EM UMA CAVIDADE RETANGULAR

| | | |
|-------|--|----|
| 6.1 | Introdução | 70 |
| 6.2 | Resposta Harmônica sem Amortecimento Calculada pelo ANSYS 5.0 | 70 |
| 6.3 | Resposta Harmônica Calculada pelo SYSNOISE 4.4 | 71 |
| 6.3.1 | Resposta harmônica sem amortecimento | 72 |
| 6.3.2 | Resposta harmônica com amortecimento | 74 |
| 6.3.3 | Comparação entre as respostas harmônicas sem e com material de amortecimento | 75 |

Tendo sido comprovada a existência de frequências ressonantes no interior da cavidade e concluído que uma das técnicas para reduzir os níveis de pressão sonora na ressonância, é a colocação de amortecimento nas paredes, a última parte desta pesquisa trata do fenômeno de ressonância no interior da cavidade retangular.

6.1 Introdução

Inicialmente calculou-se a resposta harmônica da cavidade retangular usando o programa ANSYS 5.0 sem considerar o amortecimento nas paredes e com fonte excitadora pontual.

Foi obtida, também, a curva de resposta em frequência utilizando o programa SYSNOISE 4.4 sem e com o uso de material absorvente acústico e com duas fontes excitadoras diferentes. A primeira análise foi feita com a fonte pontual e sem considerar amortecimento nas paredes, cuja resposta foi comparada com a obtida por ANSYS 5.0. Na segunda, utilizou-se um painel vibrante como fonte excitadora (um dos lados da cavidade), sem considerar material absorvente e após calculou-se a resposta com um alto amortecimento em cinco paredes da cavidade.

6.2 Resposta Harmônica sem Amortecimento Calculada pelo ANSYS 5.0

Para o cálculo da resposta harmônica da cavidade retangular no programa ANSYS 5.0, foram retomadas as mesmas dimensões daquelas usadas para análise modal no capítulo 3. Cada face da cavidade retangular foi subdividida em seis elementos (figura 6.1.).

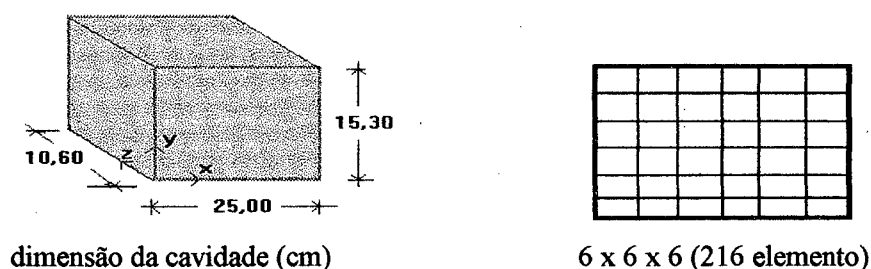


Figura: 6.1 - Detalhe da cavidade retangular.

Para o cálculo da curva da resposta harmônica, as paredes foram consideradas totalmente rígidas, sem interação fluido-estrutura. Uma fonte pontual, constante na faixa 500 a 1500 Hz, foi colocada no nó próximo a um dos cantos da cavidade, e o receptor no nó do lado oposto da fonte, como mostra a figura 6.2. A curva de resposta está mostrada na figura 6.3.

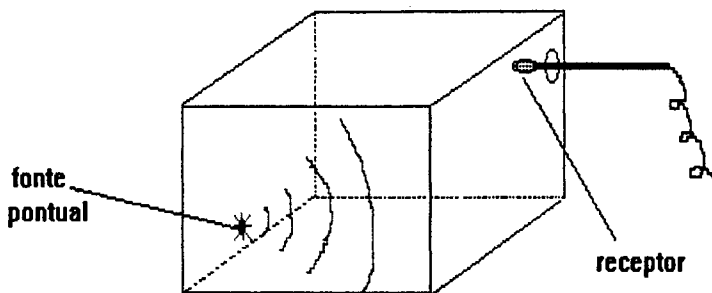


Figura: 6.2 - Detalhe da posição da fonte pontual e do receptor no interior da cavidade.

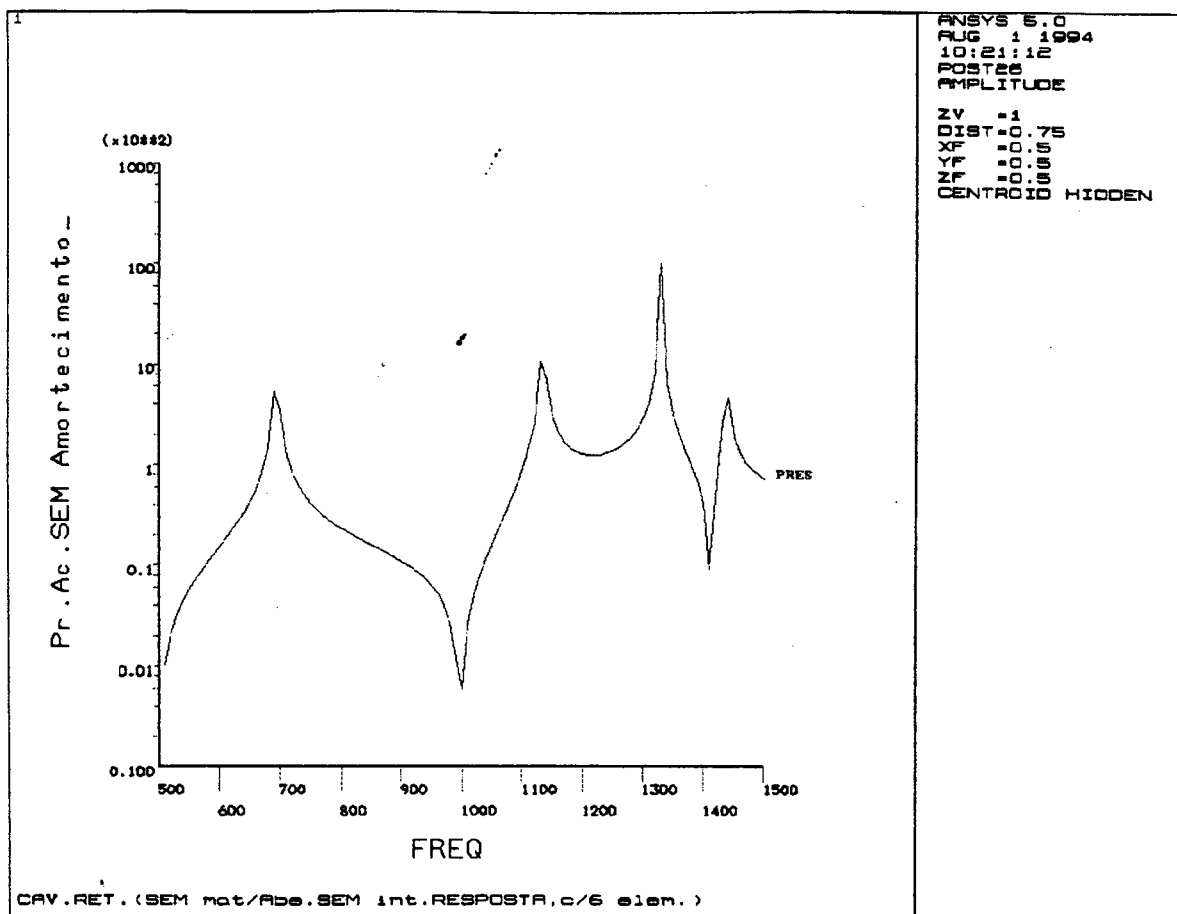


Figura: 6.3 - Curva de resposta harmônica sem amortecimento com fonte pontual predita pelo ANSYS 5.0.

6.3 Resposta Harmônica Calculada pelo SYSNOISE 4.4

Para obtenção da curva da resposta harmônica pelo SYSNOISE 4.4, foram realizados três experimentos diferentes: o primeiro, sem o uso de amortecimento e com excitação de uma fonte pontual; o segundo, também sem utilizar amortecimento nas paredes, mas com um painel vibrante, como fonte excitadora, e o terceiro, com alto amortecimento nas paredes e usando

também o painel vibrante como fonte excitadora.

6.3.1 Resposta harmônica sem amortecimento

Para o cálculo da curva de resposta no programa SYSNOISE 4.4, também foram mantidas as mesmas dimensões da cavidade retangular mostradas na figura 6.1 do item 6.2.

Para comparar as curvas de resposta previstas pelo ANSYS 5.0 com as previstas pelo SYSNOISE 4.4, a fonte e o receptor foram posicionados nos mesmos locais, mostrados na figura 6.2. As paredes foram consideradas totalmente rígidas e a curva de resposta prevista pelo SYSNOISE 4.4 está mostrada na figura 6.4.

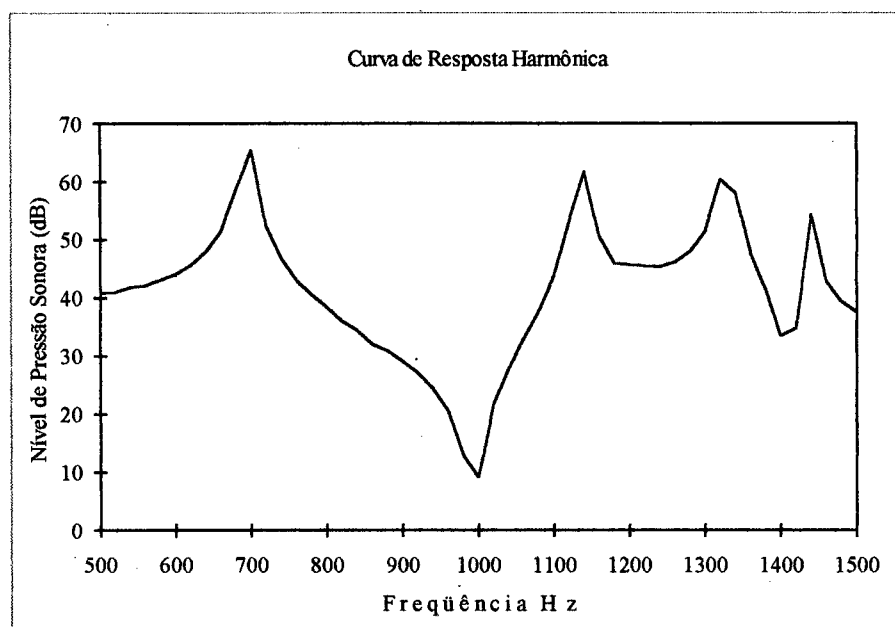


Figura: 6.4 - Curva de resposta harmônica sem amortecimento com fonte pontual prevista pelo SYSNOISE 4.4

A comparação entre as curvas de resposta das figuras 6.3 e 6.4, previstas pelo ANSYS 5.0 e SYSNOISE 4.4, respectivamente, com fonte pontual e paredes sem amortecimento, permite chegar ao seguinte:

- não há diferença nas quatro primeiras frequências ressonantes da curva de resposta, entre a faixa (de frequência) de 500 a 1500 Hz.
- existem apenas diferenças de amplitude relativa entre as duas curvas, pelo fato de os valores usados para excitação serem diferentes.
- percebe-se coerência entre os gráficos, isto é, a forma da curva de resposta são semelhantes.

Dada a coerência entre as duas curvas de resposta harmônica, mostradas nas figuras 6.3 e 6.4, conclui-se que os programas utilizados são confiáveis para calcular a curva de resposta, pois os valores das frequências naturais obtidos pelo ANSYS 5.0 serem exatamente iguais aos valores das frequências naturais obtidas pelo SYSNOISE 4.4, bem como a representação da distribuição dos picos de pressão (máxima e mínima) serem iguais em ambos os programas computacionais utilizados.

O segundo experimento para a obtenção da curva de resposta harmônica foi considerada como fonte excitadora todos os elementos de uma das faces da cavidade, vibrando constantemente na faixa (de frequência) de 500 a 1500 Hz, e o receptor posicionado sobre o mesmo nó do cálculo anterior, do lado oposto da fonte excitadora do item 6.2. A figura 6.5 mostra a fonte excitadora e o receptor no interior da cavidade. A figura 6.6 mostra a curva da resposta harmônica obtida com excitação do painel vibrante.

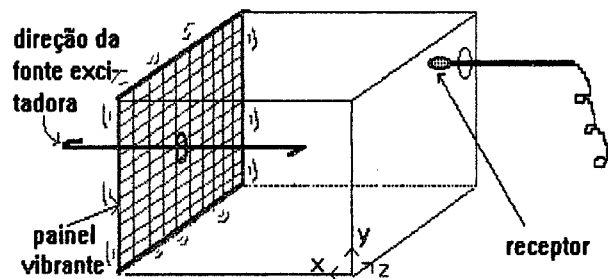


Figura: 6.5 - Detalhe do elemento excitador e do receptor no interior da cavidade retangular predito pelo SYSNOISE 4.4.

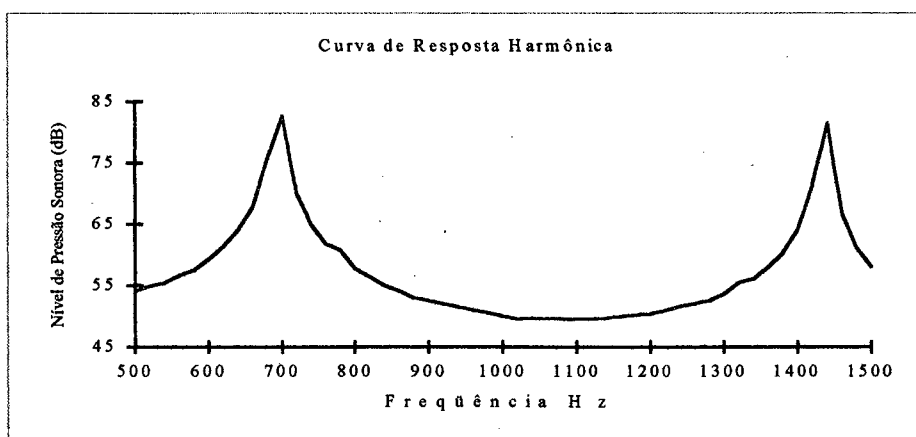


Figura: 6.6 - Curva de resposta harmônica sem amortecimento com painel vibrante predita pelo SYSNOISE 4.4.

Comparando as curvas de resposta harmônica entre as figura 6.4. e 6.6, verifica-se que, quando a fonte é pontual mostrado através da figura 6.4, aparecem todos os modos acústicos dos eixos X, Y e Z na faixa (de frequência) de 500 a 1500 Hz. O mesmo não acontece na curva de resposta da

figura 6.6 quando a excitação foi o painel vibrante. Aparecem somente os modos acústicos do eixo X, e os modos dos eixos Y e Z não aparecem. Tal resultado é explicado pelo fato de a excitação estar vibrando somente na direção do eixo X, como mostra a fonte excitadora da figura 6.5.

6.3.2 Resposta harmônica com amortecimento

Para o cálculo da resposta harmônica com amortecimento, foi utilizada a mesma dimensão da cavidade retangular mostrada na figura 6.1. A fonte excitadora foi o mesmo painel vibrante utilizado para o cálculo sem amortecimento (ver figura 6.5).

Para o cálculo da curva da resposta dentro da cavidade foram colocados materiais acústicos nas outras cinco paredes, como mostra a figura 6.7. A curva da resposta harmônica obtida está mostrada na figura 6.8.

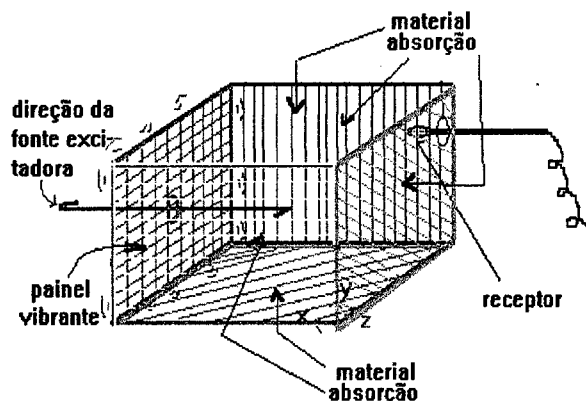


Figura: 6.7 - Detalhe do elemento excitador, receptor e do material acústico no interior da cavidade retangular predito pelo SYSNOISE 4.4.

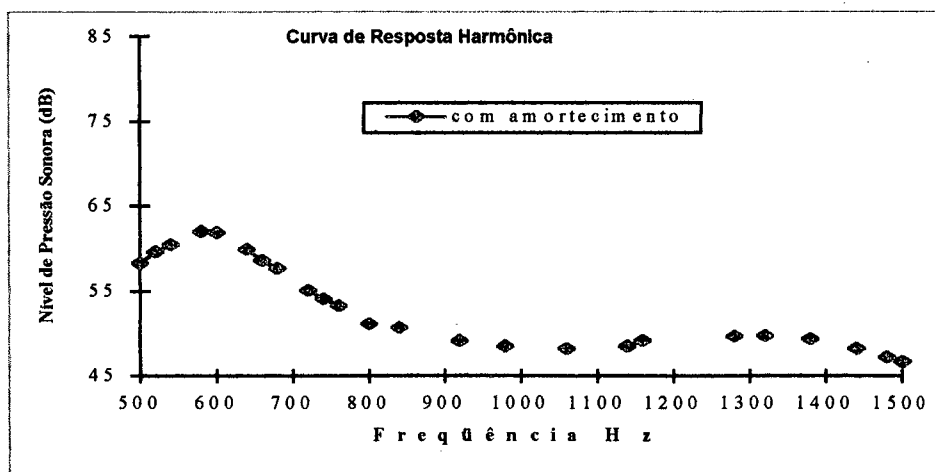


Figura: 6.8 - Curva de resposta harmônica com amortecimento e com painel vibrante predita pelo SYSNOISE 4.4.

Considerando materiais com alta porosidade, a relação entre o coeficiente de absorção α_n , para onda incidente normal, e a resistividade ao fluxo, é determinada pela equação:

$$\alpha_n = \frac{4k}{(k+1)^2 + \Psi^2} \quad (31)$$

onde:

$$k = 1 + 0,0571 \left(\frac{\rho f}{R} \right)^{-0,754} \quad e \quad \Psi = -0,0870 \left(\frac{\rho f}{R} \right)^{-0,732}$$

sendo: ρ = densidade do ar em Kg/m³

f = freqüência em Hz

R = resistividade ao fluxo

Para o cálculo da curva da resposta foi utilizada uma resistividade (R) igual a 10.000. Através da expressão 31, percebe-se que quanto menor a resistividade, maior é o coeficiente de absorção incidente α_n .

O coeficiente de absorção incidente varia com a freqüência, como a faixa de freqüência oscila de 500 a 1500 Hz, os valores obtidos através da expressão 31 para a menor freqüência de 500 Hz o coeficiente de absorção é igual a 0,896 e, para a maior freqüência de 1500 Hz o coeficiente é de 0,973.

6.3.3 Comparação entre as respostas harmônicas sem e com material de amortecimento

A figura 6.9 sobrepõe as curvas de resposta harmônica entre as figuras 6.6 e 6.8, ambas calculadas pelo SYSNOISE 4.4, utilizando painel vibrante como fonte excitadora.

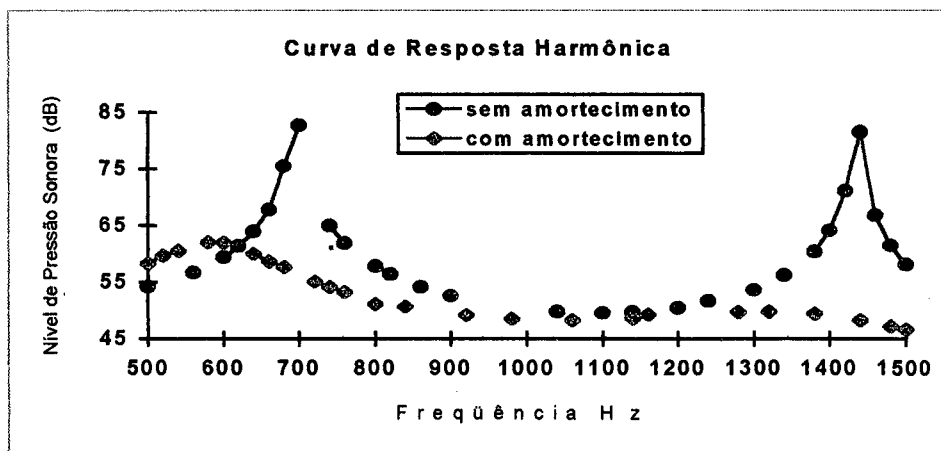


Figura: 6.9 - Sobreposição entre as curvas de resposta harmônica sem e com amortecimento usando painel vibrante preditos pelo SYSNOISE 4.4.

Nas altas frequências, o comprimento de onda é pequeno, quase do tamanho dos poros do material acústico, encontrando, assim, mais resistência através do material. Portanto os materiais absorventes têm melhor eficiência quando usados para tratamento acústicos em altas frequências, claramente perceptíveis através da curva da resposta harmônica na figura 6.9.

Partindo do pressuposto de que existe problema de ressonância no interior da cavidade retangular, conclui-se que o único meio para reduzir a resposta harmônica é aumentar o amortecimento das paredes.

Esta constatação pode ser observada na figura 6.9, onde se verifica uma redução no nível de pressão sonora de quase 10 dB no primeiro modo acústico, e de 30 dB no segundo.

Observa-se, também, o deslocamento (para a esquerda do gráfico) da frequência, devido à introdução do alto amortecimento colocado nas 5 paredes.

Constata-se a confiabilidade no uso do software SYSNOISE 4.4 para calcular a resposta harmônica em cavidade retangular usando diferentes fontes excitadoras e, também, da flexibilidade quanto ao uso de materiais de absorção acústica no interior.

CAPÍTULO 7

| | |
|-------------------------------------|----|
| 7.1. Conclusões | 78 |
| 7.2 Proposta para Trabalhos Futuros | 80 |
| 7.3 Referências Bibliográficas | 81 |

CONCLUSÕES

A escolha das funções que descrevem o comportamento das variáveis ao longo de todo o domínio, devem satisfazer não somente às condições de contorno cinemáticas, mas também representar adequadamente a geometria e o comportamento do material, dentre as demais características do sistema. Todas essas condições, simultaneamente, são difíceis de serem satisfeitas.

A aplicação do método de elementos finitos é uma técnica eficiente para obter soluções aproximadas. Neste trabalho foi demonstrado que o cálculo das características acústicas preditas pelo ANSYS 5.0 e SYSNOISE 4.4 convergiram para os resultados exatos e para os resultados obtidos experimentalmente para cavidades enclausuradas.

A primeira parte do trabalho foi relativa aos resultados das **características acústicas** obtidas em **cavidades retangulares** (capítulo 3). Para esta etapa as conclusões são as seguintes:

- a porcentagem de erro entre os resultados obtidos com a formulação geral exata e obtidos por ensaios experimentais não foram significativos, verificando a confiabilidade no sistema de medição experimental para identificar as frequências naturais,
- quanto menor for a subdivisão do domínio em regiões - os elementos finitos -, menor também, são as diferenças encontradas entre os resultados das características acústicas exatas e calculadas pela técnica numérica,
- nas altas frequências o erro aumenta para ambas as técnicas numéricas utilizados, quando comparados com os resultados exatos,
- os erros relativos não apresentam valores significativos, o que garante confiabilidade e precisão no uso de elementos finitos para este caso.

Devido a grande dificuldade de se obter os modos acústicos em cavidades irregulares através de ensaios experimentais, a segunda parte deste trabalho (capítulo 4 e 5), foi introduzida a técnica

numérica para obter as características acústicas da cabine de um caminhão, chegando às seguintes conclusões:

- existe boa precisão entre os resultados experimentais e os resultados calculados por ANSYS 5.0 e SYSNOISE 4.4. (capítulo 5),
- verifica-se menor custo e rapidez para obter as frequências ressonantes, em cavidade com geometria irregular, devido ao alto custo na montagem do protótipo para os ensaios experimentais, para obter as características acústicas,
- os resultados calculados pelos softwares ANSYS 5.0 e SYSNOISE 4.4 mostram a distribuição da pressão no interior da cavidade, fator importante para neutralizar os locais onde a pressão é máxima,
- a interação do método numérico e experimental permite simplificar as medições e aumentar a precisão de determinados resultados como: velocidade, intensidade, pressão,
- fácil manipulação no estudo em cavidade irregular através dos softwares, tendo como resultados de análise acústica:
 - mudar a RESPOSTA em frequência (através da modificação da forma geométrica da cavidade acústica), para evitar a ressonância,
 - diminuir a resposta de uma cavidade acústica existente com problema de ressonância, introduzindo um dissipador de energia (absorção).

Na ressonância com a introdução de amortecimento houve grande redução do nível de pressão sonora na resposta (capítulo 6), verificando que este parâmetro pode ser introduzido no interior da cavidade do caminhão para redução do nível sonora, aumentando assim o conforto acústico dos passageiros.

PROPOSTA PARA TRABALHOS FUTUROS

Com base nas observações feitas no decorrer do trabalho, seguem as seguintes sugestões para pesquisas posteriores:

- 1) Implementação do acoplamento fluido-estrutura, utilizando o grau de liberdade de pressão e deslocamento, para obter as características acústicas na cabine veicular, na qual a estrutura não é considerada totalmente rígida.
- 2) Interação de várias fontes sonoras pontuais e painel vibrante, simulando o ruído do motor, sistema de transmissão e acessórios, excitação da roda, do pára-brisa e excitação aerodinâmica, para o interior do veículo.
- 3) Utilização de amortecimentos acústicos no interior da cabine veicular, para reduzir a resposta quando se tem um problema de ressonância próximo ao ouvido do motorista e/ou passageiro, cujas características, localização dos materiais de absorção podem ser previamente escolhidos no projeto estrutural antes da execução.
- 4) Estudo de cabines acústicas veiculares alternativos, mudando a característica da cavidade, ou seja a forma e/ou a dimensão, evitando assim o problema de ressonância.
- 5) Mudar a excitação da fonte sonora, ou seja a amplitude e/ou a frequência para eliminar e/ou atenuar a ressonância.
- 6) Introdução de ressonadores de Helmholtz no teto da cabine do caminhão, para atenuar o nível de pressão sonora no interior da cavidade.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

NEPOMUCENO, L. X. - Acústica Técnica, Etegil - editora gráfica industrial ltda, cx.postal 30 869, São Paulo/Brasil, abril/1968.

HUGLES, T.J.R. - The Finite Element Method. Linear Static and Dynamic Finite Element Analysis - Pretince-Hall International, Inc. Division of Simon & Schuster - Englewood Cliffs, New Jersey 07632 -1987.

PETYT, Maurice - Introduction to Finite Element Vibration Analysis-Livraria Interciência-Rio Cambridge University Press, 1990.

TACHIBANA, Hideki e OSHINO, Yasuo - Sound Intensity Radiation Patterns of Actually Running Automobiles - Inter-Noise, Toronto, Otario, canada - July 20-22, 1992.

HARRIS, Cyril M. Handbook of Noise Control. McGRAW - HILL Book Company, 1979.

LUBMAN, David. Objective Metric for Characterizing Automotive Interior Sound Quality Inter-noise. July 1992.

ALI,S.M.J e SARNA, S.P.Noise Levels Inside Passengers Cars.Applied Acoustic (11) (1978)

BRYAN, M.E. A Tentative Criterion for Acceptable Noise Leves in Passenger Vehicles Journal of Sound and Vibration, 48(4), 525-535, 1976.

Software ANSYS 5.0 - User's Manual. Revision 5.0.

Software SYSNOISE 4.4 - User's Manual. Revision 4.4.

RICHARD, T. L. e JHA, S. K. A Simplified Finite Element Method for Studying Acoustic Characteristics Inside a Car Cavity. Journal of Sound and Vibration 63(1), 61-72 -1972.

- PETYT, M., LEA, J. e KOOPMANN, G. H. A Finite Element Method for Determining the Acoustic Modes of Irregular Shape Cavities. Journal of Sound and Vibration 5 (4), 495-502 - 1976.
- GRAGGS, A. e STEAD, G. - Sound Transmission Between Enclosures, A Study Using Plate and Acoustic Finite Elements, Acustica, volume 35, no 2, 1976.
- CHENG, K. W. e OLATUNBOSUN, O. A. - Simulation of Sound Field in Automobile Cabin with Sound Absorbing Using Uncoupled Finite Element / Boundary Element Method, Automotive Engineer Center, University of Birmingham B15 2TT, U.K.
- CONAMA - Proposta de Regulamentação dos Níveis de Ruído Emitidos por Veículos Automotores. 01/93 e 08/93.
- ABNT. Associação Brasileira de Normas Técnicas. NBR 9079. out/1985.
- GERGES, Samir N. Y. Ruído - Fundamento e Controle. pág. 282-288 - 1992.
- RAJAKUMAR, C., ALI, Ashraf and SHAH, M. Yunus - Lanczos Algorithm Acoustic Boundary Element Eigenvalue Problems. - J. Acoustic Am. 91 (2), february 1992.
- KWITKO, Airton e PEZZI, Guilherme Raul - Projeto Ruído - Revista Cipa, Segurança do Trabalho.
- ASTETE, Martim Wells - Ruído e Vibrações - Recista Brasileira de saúde Ocupacional. no 27, vol.07 - julho/ago/set/ 1979.
- ABNT - Associação de Normas Técnicas - Cálculo do Índice Articulação em Veículos Rodoviários Automotores - NBR 12969, julho 1993.
- ISO 5128-1980 (E) - Acoustics, Measurements of Noise Inside Motor Vehicles.

WOOD, L.A., JOACHIM, C.A. - Variability of Interior Noise Levels in Passenger Cars - Vehicle and Vibration, Imech a Conference Publication 1984 - 5, C136/84.

ABNT - Associação de Normas Técnicas - Níveis de Ruído para Conforto Acústico - 00.999 NBR 101252 Dez/1987

KINSLER, E. Lawrence - Fundamentals of Acoustics - 3o editions, New York Chichester Brisbane Toronto Singapore, 1982.

BERGE, T. - Noise Emission Levels from Passangers Cars in Urban Traffic - INTER-NOISE 90 Gothenburg Sweden, 13-15 August 1990.

COCCHI, A., FAUSTI, GARAI, M. - Traffic Noise Survey for a Critical Situation in Bologna, Italy - INTER-NOISE 90 Gothenburg Sweden, 13-15 August 1990.

ANEXOS

| | |
|--|----|
| Anexos _____ | 84 |
| Anexo 1 Comandos utilizados para obter as frequências ressonantes no interior da Cavidade Retangular usando o programa ANSYS 5.0 _____ | 86 |
| Anexo 1A - Comandos da análise modal com subdivisões da cavidade de 5x5x5 elementos _____ | 86 |
| Anexo 1B - Comandos da análise modal com subdivisões da cavidade de 6x6x6 elementos _____ | 87 |
| Anexo 1C - Comandos da análise modal com subdivisões da cavidade de 10x10x10 elementos _____ | 88 |
| Anexo 2 Comandos utilizados para obter as frequências ressonantes no interior da Cavidade Retangular usando o programa SYSNOISE 4.4 _____ | 89 |
| Anexo 2A - Comandos da análise modal com subdivisões da cavidade de 5x5x5 elementos _____ | 89 |
| Anexo 2B - Comandos da análise modal com subdivisões da cavidade de 6x6x6 elementos _____ | 90 |
| Anexo 2C - Comandos da análise modal com subdivisões da cavidade de 10x10x10 elementos _____ | 91 |
| Anexo 3 Comandos utilizados para obter as frequências ressonantes no interior da Cavidade Irregular usando o programa ANSYS 5.0 _____ | 92 |
| Anexo 3A - Comandos da análise modal para a cavidade com 690 pontos _____ | 92 |
| Anexo 3B - Comandos da análise modal para a cavidade com 3.888 pontos _____ | 94 |
| Anexo 4 Comandos utilizados para obter as frequências ressonantes no interior da Cavidade Irregular usando o programa SYSNOISE 4.4 para a cavidade com 690 pontos _____ | 96 |

| | | |
|----------------|--|-----|
| Anexo 5 | Comandos para obter a resposta harmônica em Cavidade Retangular utilizando o programa ANSYS 5.0 | 97 |
| Anexo 6 | Comandos para obter a resposta harmônica em Cavidade Retangular utilizando o programa SYSNOISE 4.4 | 99 |
| Anexo 6A | Comandos da resposta harmônica com subdivisões da cavidade de 690 pontos. Sem uso de amortecimento - fonte excitadora: PONTUAL | 99 |
| Anexo 6B | Comandos da resposta harmônica com subdivisões da cavidade de 690 pontos. Sem uso de amortecimento - fonte excitadora: PAINEL VIBRANTE | 100 |
| Anexo 6C | Comandos da resposta harmônica com subdivisões da cavidade de 690 pontos. Com uso de amortecimento - fonte excitadora: PAINEL VIBRANTE | 101 |
| Anexo 7 | Participação em congresso | 102 |

ANEXO 1

Comandos utilizados para obter as frequências ressonantes no interior da **Cavidade Retangular** usando o programa **ANSYS 5.0**

(Capítulo 3, sub-item 3.3.1)

ANEXO 1.A - Comandos da análise modal com subdivisões da cavidade de 5x5x5 elementos

| | |
|--|------------------------------|
| <i>/FILNAM,REGUSEL</i> | |
| <i>/TITLE,CAVIDADE RETANGULAR SEM ABSORCAO (5 Elementos)</i> | |
| <i>/UNITS,SI</i> | |
| <i>/PREP7</i> | <i>VA,ALL</i> |
| <i>ET, 1,30</i> | <i>VLIST</i> |
| <i>KEYO, 1, 2, 1</i> | <i>ESIZE,,5</i> |
| <i>R, 1, 1,0.00002</i> | <i>VMESH,ALL</i> |
| <i>MP,DENS,1,1.21</i> | <i>FINISH</i> |
| <i>MP,SONC,1,343</i> | <i>SAVE</i> |
| <i>K,1,0,0,0</i> | <i>/SOLU</i> |
| <i>K,2,.25,0,0</i> | <i>ANTYPE,MODA</i> |
| <i>K,3,.25,0,.106</i> | <i>MODOPT,SUBS,30,,,0,ON</i> |
| <i>/VIEW,1,1,1,1</i> | <i>MXPAND,30</i> |
| <i>KPLOT</i> | <i>/PBC,ALL,,1</i> |
| <i>/PNUM,DEFAULT</i> | <i>EPLOT</i> |
| <i>/PNUM,KPOI, 1</i> | <i>SOLVE</i> |
| <i>/PBC,ALL,,0</i> | <i>FINISH</i> |
| <i>/WIN,ALL,ON</i> | <i>/MENU,OFF</i> |
| <i>KPLOT</i> | |
| <i>K,4,0,0,.106</i> | <i>/POST1</i> |
| <i>K,5,0,.153,.106</i> | <i>LPATH,2,8</i> |
| <i>KPLOT</i> | <i>/YRANGE,-1.0,1.0</i> |
| <i>K,6,.25,.153,.106</i> | <i>/GROPT,AXNM,ON</i> |
| <i>K,7,0,.153,0</i> | <i>/PLOPTS,LEG2,ON</i> |
| <i>K,8,.25,.153,0</i> | <i>/AXLAB,X,</i> |
| <i>A,1,2,8,7</i> | <i>SET,1,2</i> |
| <i>A,8,6,3,2</i> | <i>PDEF,PRS,PRES</i> |
| <i>A,5,6,8,7</i> | <i>/WINDOW,2,-1,1,1,1</i> |
| <i>A,3,6,5,4</i> | <i>PLPATH,PRS</i> |
| <i>A,1,4,5,7</i> | |
| <i>A,1,2,3,4</i> | |

ANEXO 1.B - Comandos da análise modal com subdivisões da cavidade de 6x6x6 elementos

| | |
|----------------------------|-----------------------|
| /COM,ANSYS REVISION 5.0 | ED 09:59:42 |
| 01/10/1994 | |
| /menu,on | VA,ALL |
| /FILNAM,REGULAR1 | VLIST |
| /TITLE,CAVIDADE RETANGULAR | ESIZE,,6 |
| /UNITS,SI | VMESH,ALL |
| /PREP7 | FINISH |
| ET, 1,30 | SAVE |
| KEYO, 1, 2, 1 | /SOLU |
| R, 1, 1,0.00002 | ANTYPE,MODA |
| MP,DENS,1,1.21 | MODOPT,SUBS,20,,,0,ON |
| MP,SONC,1,343 | MXPAND,20 |
| K,1,0,0,0 | /PBC,ALL,,1 |
| K,2,.25,0,0 | EPLT |
| K,3,.25,0,.106 | SOLVE |
| /VIEW,1,1,1,1 | FINISH |
| KPLOT | /MENU,OFF |
| /PNUM,DEFAULT | /POST1 |
| /PNUM,KPOI, 1 | LPATH,1,2 |
| /PBC,ALL,,0 | /YRANGE,-1.0,1.0 |
| /WIN,ALL,ON | /GROPT,AXNM,ON |
| KPLOT | /PLOPTS,LEG2,ON |
| K,4,0,0,.106 | /AXLAB,X, |
| K,5,0,.153,.106 | SET,1,1 |
| KPLOT | PDEF,PRS,PRES |
| K,6,.25,.153,.106 | /WINDOW,1,-1,1,1,1 |
| K,7,0,.153,0 | /view,1,0,0,1 |
| K,8,.25,.153,0 | PLPATH,PRS |
| A,1,2,8,7 | FINISH |
| A,8,6,3,2 | |
| A,5,6,8,7 | |
| A,3,6,5,4 | |
| A,1,4,5,7 | |
| A,1,2,3,4 | |

ANEXO 1.C - Comandos da análise modal com subdivisões da cavidade de 10x10x10 elementos

| | |
|----------------------------|-----------------------|
| /menu,on | VA,ALL |
| /FILNAM,REGULA10 | VLIST |
| /TITLE,CAVIDADE RETANGULAR | ESIZE,,10 |
| /UNITS,SI | VMESH,ALL |
| /PREP7 | FINISH |
| ET, 1,30 | SAVE |
| KEYO, 1, 2, 1 | /SOLU |
| R, 1, 1,0.00002 | ANTYPE,MODA |
| MP,DENS,1,1.21 | MODOPT,SUBS,20,,,0,ON |
| MP,SONC,1,343 | MXPAND,20 |
| K,1,0,0,0 | /PBC,ALL,,1 |
| K,2,.25,0,0 | EPL0T |
| K,3,.25,0,.106 | SOLVE |
| /VIEW,1,1,1,1 | FINISH |
| KPLOT | /MENU,OFF |
| /PNUM,DEFAULT | /POST1 |
| /PNUM,KPOI, 1 | LPATH,1,2 |
| /PBC,ALL,,0 | /YRANGE,-1.0,1.0 |
| /WIN,ALL,ON | /GROPT,AXNM,ON |
| KPLOT | /PLOPTS,LEG2,ON |
| K,4,0,0,.106 | /AXLAB,X, |
| K,5,0,.153,.106 | SET,1,1 |
| KPLOT | PDEF,PRS,PRES |
| K,6,.25,.153,.106 | /WINDOW,1,-1,1,1,1 |
| K,7,0,.153,0 | /view,1,0,0,1 |
| K,8,.25,.153,0 | PLPATH,PRS |
| A,1,2,8,7 | FINISH |
| A,8,6,3,2 | |
| A,5,6,8,7 | |
| A,3,6,5,4 | |
| A,1,4,5,7 | |
| A,1,2,3,4 | |

ANEXO 2

Comandos utilizados para obter as frequências ressonantes no interior da Caverna Retangular
usando o programa SYSNOISE 4.4

(capítulo 3, sub-item 3.3.2)

ANEXO 2A - Comandos da análise modal com subdivisões da cavidade de 5x5x5 elementos

```

-----
{  SYSNOISE
-----
{  DESCRIPTION :
{  EXAMPLE 1 : 3-D CAVITY
{  ACOUSTIC FEM
{  MESH com 216 pontos (36 HEXA8)
{  ACOUSTIC MODES
{  MODAL SUPERPOSITION
{  DIRECT METHOD
-----
{  Select calculation option
-----
OPTION FEM UNCOUPLED INTERIOR
-----
{  Read in mesh from preprocessor and optimize bandwidth
-----
INPUT MESH FORMAT FREE FILE CR5ELINT.INT
TITLE = 'CAV.RETANGULAR '
RENUMBER NODE X=0 RETURN
-----
{  Compute acoustic modes with default b.c. (v=0)
-----
MODES
  SUBSPACE
  VECTOR 15
  SHIFT -15      { in Hertz
  NOPRINT
  TOLERANCE 1.0E-10
RETURN
EXTRACT FREQUENCY
-----
{  Save modes in binary and formatted files
-----
SAVE MODES FLUID FILE CR5INTMO.SSN
OUTPUT MODES FLUID FORMAT FREE FILE CR5INTMO.INT
{  Print what's in
EXTRACT SUMMARY

```

ANEXO 2B - Comandos da análise modal com subdivisões da cavidade de 6x6x6 elementos

```

-----
{  SYSNOISE
-----
{  DESCRIPTION :
-----
{  EXAMPLE 1 : 3-D CAVITY
{  ACOUSTIC FEM
{  MESH com 216 pontos (36 HEXA8)
{  ACOUSTIC MODES
{  MODAL SUPERPOSITION
{  DIRECT METHOD
-----
{  Select calculation option
-----
OPTION FEM UNCOUPLED INTERIOR
-----
{  Read in mesh from preprocessor and optimize bandwidth
-----
INPUT MESH FORMAT FREE FILE CR6ELINT.INT
TITLE = 'CAV.RETANGULAR '
RENUMBER NODE X=0 RETURN
-----
{  Compute acoustic modes with default b.c. (v=0)
-----
MODES
  SUBSPACE
  VECTOR 10
  SHIFT -10      { in Hertz
  NOPRINT
  TOLERANCE 1.0E-10
RETURN
EXTRACT FREQUENCY
-----
{  Save modes in binary and formatted files
-----
SAVE MODES FLUID FILE CR6INTMO.SSN

OUTPUT MODES FLUID FORMAT FREE FILE CR6INTMO.INT
-----
{  Print what's in
-----
EXTRACT SUMMARY

```

ANEXO 2C - Comandos da análise modal com subdivisões da cavidade de 10x10x10 elementos

```

-----
{  SYSNOISE
-----
{  DESCRIPTION :
{  EXAMPLE 1 : 3-D CAVITY
{  ACOUSTIC FEM
{  MESH com 1331 pontos e 10 elementos (36 HEXA8)
{  ACOUSTIC MODES
{  MODAL SUPERPOSITION
{  DIRECT METHOD
-----
{  Select calculation option
-----
OPTION FEM UNCOUPLED INTERIOR
-----
{  Read in mesh from preprocessor and optimize bandwidth
-----
INPUT MESH FORMAT free FILE cr1331.INT
TITLE = '3D-CAVITY / F.E. MESH 1'
RENUMBER NODE X=0 RETURN
-----
{  Compute acoustic modes with default b.c. (v=0)
-----
MODES
  SUBSPACE
  VECTOR 15
  SHIFT -15      { in Hertz
  NOPRINT
  TOLERANCE 1.0E-10
RETURN
EXTRACT FREQUENCY
-----
{  Print what's in
-----
EXTRACT SUMMARY
-----
{  Save modes in binary and formatted files
-----

SAVE MODES FLUID FILE CR1331MO.SSN

OUTPUT MODES FLUID FORMAT FREE FILE CR1331MO.INT

```

ANEXO 3

Comandos utilizados para obter as frequências ressonantes no interior da **Cavidade Irregular** usando o programa **ANSYS 5.0**

(Capítulo 5, sub item 5.2.2)

ANEXO 3A - comandos da análise modal para a cavidade com 690 pontos

*C*** arq: CI690EF.ANS feito no programa ANSYS 5.0*

*C*** 1/07/94*

/FILNAM,CI690EF

/TITLE,CAVIDADE IRREGULAR (c/690 ptos c/468 elementos) /UNITS,SI

/PREP7

ETYP

STAT

ET, 1,30

KEYO, 1, 2, 1

R, 1

RMOD, 1, 1,0.00002

MP,DENS,1,1.21

MP,SONC,1,343

N,1,0,.31,.4

N,8,0,0,.4

/PNUM,NODE,1

/PBC,ALL,,0

/WIN,ALL,ON

NPLOT

FILL,1,8,6,2,1

NGEN,5,8,1,8,,0.0475

N,41,.19,-0.05,.4

NPLOT

N,42,.205,.31,.4

N,50,.24,-0.05,.4

FILL,42,50,7,43,1

N,51,.22,.31,.4

N,59,.29,-.05,.4

FILL,51,59,7,52,1

N,60,.235,.31,.4

NLIST

N,64,.2875,.1329,.4

FILL,60,64,3,61,1

N,65,.25,.31,.4

N,69,.325,.1329,.4

FILL,65,69,3,66,1

NGEN,10,69,1,69,,0,-0.044444444
/VIEW,1,1,1,1
NPLOT

E,1,2,10,9,70,71,79,78

/PNUM,DEFAULT
/PNUM,ELEM,1
/PNUM,NODE,1

EPLLOT

EGEN,7,1,1,1
EGEN,4,8,1,8
E,33,34,43,42,102,103,112,111

EGEN,8,1,29,36
E,42,43,52,51,111,112,121,120
EGEN,8,1,37,44
E,51,52,61,60,120,121,130,129
EGEN,4,1,45,48
E,60,61,66,65,129,130,135,134
EGEN,4,1,49,52
EGEN,9,69,1,52

EPLLOT
FINISH
SAVE

/SOLUTION

ANTYPE,MODAL
MODOPT,SUBS,40,,0,ON
MXPAND,40

EPLLOT
SOLVE
FINISH

/POST1

LPATH,1,2
/YRANGE,-1.0,1.0
/GROPT,AXNM,OFF
/PLOTS,LEG2,OFF
/AXLAB,X,

SET,1,2
PDEF,PRS,PRES

/WINDOW,1,-1,1,1,1
PLPATH,PRS

ANEXO 3B - comandos da análise modal para a cavidade com 3.888 pontos

```
/FILNAM,CINFI
/TITLE,CAVIDADE IRREGULAR(sem mat. absorcao c/3888 ptos 17/03/94) /UNITS,SI

/REP7

ETYPE
STAT
ET, 1,30
KEYO, 1, 2, 1
R, 1
RMOD, 1, 1,0.00002
MP,DENS,1,1.21
MP,SONC,1,343
N,1,0,.31,.4
N,14,0,0,.4
NPLOT
/PNUM,NODE,1
/PBC,ALL,,0
/WIN,ALL,ON
NPLOT
FILL,1,14,12,2,1
NGEN,9,14,1,14,,0.02375
N,127,.1904,-0.025,.4
NPLOT
N,128,.1904,-0.05,.4
NPLOT
N,129,0.1986,.31,.4
N,144,.215,-0.05,.4
FILL,129,144,14,130,1
N,145,.2072,.31,.4
N,160,.24,-0.05,.4
FILL,145,160,14,146,1
N,161,.2158,.31,.4
N,176,.265,-0.05,.4
FILL,161,176,14,162,1
NLIST
N,177,.2244,.31,.4
N,184,.25,.142,.4
FILL,177,184,6,178,1
N,192,.29,-.05,.4
FILL,184,192,7,185,1
N,193,.233,.31,.4
N,200,.275,.142,.4
FILL,193,200,6,194,1
N,201,.2416,.31,.4
N,208,.3,.1420,.4
FILL,201,208,6,202,1
N,209,.25,.31,.4
N,216,.325,.142,.4
FILL,209,216,6,210,1
/VIEW,1,1,1,1
NPLOT
```

NGEN,18,216,1,216,,0,-0.02353

NPLOT

E,1,2,16,15,217,218,232,231

EGEN,13,1,1,13

EPLOT

/PNUM,DEFAULT

/PNUM,ELEM,1

/PNUM,NODE,1

/NUM, 0

/PBC,ALL,,1

/WIN,ALL,ON

EPLOT

EGEN,8,14,1,104 E,113,114,130,129,329,330,346,345 EGEN,15,1,105,119

E,129,130,146,145,345,346,362,361 EGEN,15,1,120,134 E,145,146,162,161,361,362,378,377

EGEN,15,1,135,149 E,161,162,178,177,377,378,394,393 EGEN,15,1,150,164

E,177,178,194,193,393,394,410,409 EGEN,7,1,165,171 E,193,194,202,201,409,410,418,417

EGEN,7,1,172,178 E,201,202,210,209,417,418,426,425 EGEN,7,1,179,185

EGEN,17,216,1,185

/PNUM,DEFAULT

/PNUM,ELEM,1

/PNUM,NODE,1

/NUM, 0

/PBC,ALL,,0

/PBC,MAST,,1

/PBC,CP,,1

/PBC,CE,,1

/WIN,ALL,ON

EPLOT

/SOLU

ANTYPE,MODA

MODOPT,SUBS,20,,,0,ON

MXPAND,20

/PBC,ALL,,1

EPLOT

SOLVE

FINISH

/MENU,OFF

/POST1

LPATH,1,2

/YRANGE,-1.0,1.0

/GROPT,AXNM,ON

/PLOPTS,LEG2,ON

/AXLAB,X,

SET,1,1

PDEF,PRS,PRES

/WINDOW,1,-1,1,1,1

/view,1,0,0,1

PLPATH,PRS

FINISHI

ANEXO 4

Comandos utilizados para obter as frequências ressonantes no interior da **Cavidade Irregular**
usando o programa **SYSNOISE 4.4**

(Capítulo 5, sub item 5.2.3)

ANEXO 4 - Comandos da análise modal para a cavidade com 690 pontos

```

{ SYSNOISE
{ DESCRIPTION :
{ EXAMPLE 1 : 3-D CAVITY
{ ACOUSTIC FEM
{ MESH com 690 pontos feito no ANSYS50 universitario (36 HEXA8)
{ ACOUSTIC MODES
{ MODAL SUPERPOSITION
{ DIRECT METHOD
{-----
{ Select calculation option
{-----
OPTION FEM UNCOUPLED INTERIOR
{-----
{ Read in mesh from preprocessor and optimize bandwidth
{-----
INPUT MESH FORMAT FREE FILE CI690EF.INT
TITLE = '3D-CAVITY / F.E. MESH 1'
RENUMBER NODE X=0 RETURN
{-----
{ Compute acoustic modes with default b.c. (v=0)
{-----
MODES
SUBSPACE
    VECTOR 40
    SHIFT -40 { in Hertz
    NOPRINT
    TOLERANCE 1.0E-10
RETURN
EXTRACT FREQUENCY
{-----
{ Print what's in
{-----
EXTRACT SUMMARY
{-----
{ Save modes in binary and formatted files
{-----
SAVE MODES FLUID FILE Ci690MO.SSN
OUTPUT MODES FLUID FORMAT FREE FILE Ci690MO.INT

```

ANEXO 5

Comandos utilizados para obter a resposta harmônica no interior da **Cavidade Retangular**
usando o programa **ANSYS 5.0**

(Capítulo 6, item 6.2)

ANEXO 5 - Comandos da resposta harmônica com subdivisões da cavidade de 6x6x6 elementos. Sem uso de amortecimento - fonte excitadora: PONTUAL

```

C*** ----- ANSYS 5.0 -----
C*** ---nome do ARQ:SESEM6AI.EDT - feito c/malha ARQ: MALHA6SE.EDT -----

/FILNAM,SESEM6AI
/TITLE,CAV.RET.(SEM mat/Abs.SEM int.RESPOSTA,c/6 elem.)
/UNITS,SI
C***
/PREP7
ET, 1,30
KEYO, 1, 2, 1
R, 1, 1,0.00002
MP,DENS,1,1.21
MP,SONC,1,343
C*** ----- gerando od PONTOS -----
N,1,0,.153,.106
N,7,0,0,.106
FILL,1,7
/PNUM,NODE,1
/PBC,ALL,,0
/WIN,ALL,ON
NPLOT
NGEN,7,7,1,7,,0.04166
/VIEW,1,1,1,1_0.04166
NPLOT
NGEN,7,49,1,49,,,-0.017
NPLOT
C*** ----- gerando a MALHA -----
E,1,2,9,8,50,51,58,57
EGEN,6,1,1,1
EGEN,6,7,1,7
EGEN,6,49,1,36
EPLOT
/PNUM,DEFAULT
/PNUM,ELEM,1
/PNUM,NODE,1
/PBC,ALL,,0

```

```
/WIN,ALL,ON
EPLOT
FINISH
SAVE
C*** ----- procedimento do CALCULO -----
/SOLU
ANTYPE,HARM
HROPT,FULL
HROUT,ON
HARFRQ,500,1500
NSUBST,100
KBC,0
F,62,FLOW,12.5444
OUTPR,ALL,NONE
OUTRES,NSOL,ALL
OUTRES,RSOL,ALL
SOLVE
FINISH
C*** ----- verificando a SAIDA GRAFICA -----
/POST26
NSOL,2,282,PRES,,PRESSAO
/YRANGE,DEFAULT
/XRANGE,500,1500,ALL
/GROUPT,LOGY,ON
PLCPLX,0
/AXLAB,Y,Pr.Ac.SEM Abs.SEM int.
/view,1,0,0,1
PLVAR,2
```

ANEXO 6

Comandos utilizados para obter a resposta harmônica no interior da **Cavidade Retangular**
usando o programa **SYSNOISE 4.4**

(Capítulo 6, item 6.3)

ANEXO 6A - Comandos da resposta harmônica com subdivisões da cavidade de 6x6x6 elementos. Sem uso de amortecimento - fonte excitadora: PONTUAL

```
{----- SYSNOISE ----- ARQ: SUPDIFON.SEM -----}
{- SEM interacao SEM mat/Absorcao c/malha ARQ: MALHA6SE.INT feito no ANSYS -}
{ EXAMPLE : 3-D CAVITY RETANGULAR}
{ ACOUSTIC FEM}
{ MESH com 216 pontos (36 HEXA8)}
{ objetivo do calculo:}
{     analise harmonica pelo M.SUPERPOSICAO}
{     analise harmonica pelo M.DIRETO}
{     SEM ABSORCAO}
{     fonte = SOURCE SPHERIC}
{----- Selecao da OPCAO DE CALCULO --}
OPTION FEM UNCOUPLED INTERIOR
INPUT MESH FORMAT FREE FILE MALHA6SE.INT
{----- LE os DADOS anteriores ---}
SEARCH DATA FILE ACUSDAT1.SSN
TITLE ='analise HARMONICA pelos M.SUPERP/DIRETO c/fonte SPHERIC'
{----- REVISA os dados ANTERIORES ---}
EXTRACT SETS
EXTRACT FREQUENCY
EXTRACT SUMMARY
{----- define o TIPO da FONTE SONORA ---}
SOURCE SPHERIC
    POSITION 0.04166666 0.0255 0.08833333 AMPLITUDE 1
RETURN
EXTRACT SOURCE
SET 30 ENVELOPE RETURN
EXTRACT SET 30
{----- Imprime o RESUMO deste arquivo ---}
EXTRACT SUMMARY
{----- Calculo da RESPOSTA FORCADA pelo M. SUPERPOSICAO ---}
SEARCH MODES FLUID FILE ACUSMOD.SSN
SUPERPOSITION FREQUENCY 500 TO 1500 LINSTEP 20
    SAVE RESULTS STEP 0
    STORE NODE SET 20 PREFIX FOSMS
    RETURN
{----- calculo da RESPOSTA FORCADA pelo M. DIRETO ---}
RESPONSE FREQUENCY 500 TO 1500 LINSTEP 20
    SAVE RESULTS STEP 0
    STORE NODE SET 20 PREFIX FOSMD
{----- coloca na tela o grafico M.SUPERPOSICAO ---}
CURVE NODES 282 PREFIX FOSMS FORMAT 3 CURSOR RETURN
```

ANEXO 6B - comandos da resposta harmônica com subdivisões da cavidade de 6x6x6 elementos. Sem uso de amortecimento - fonte excitadora: PAINEL VIBRANTE

```

{----- SYSNOISE ----- ARQ: SUPDIPRE.SEM -----
{- SEM interacao SEM mat/Absorcao c/malha ARQ: MALHA6SE.INT feito no ANSYS -
{ EXAMPLE : 3-D CAVITY RETANGULAR
{ ACOUSTIC FEM
{ MESH com 216 pontos (36 HEXA8)
{ objetivo do calculo:
{         analise harmonica pelo M.SUPERPOSICAO
{         analise harmonica pelo M.DIRETO
{         SEM ABSORCAO
{         fonte = PRESSAO
{----- Selecao da OPCAO DE CALCULO --
OPTION FEM UNCOUPLED INTERIOR
INPUT MESH FORMAT FREE FILE MALHA6SE.INT
{----- LE os DADOS anteriores ---
SEARCH DATA FILE ACUSDAT1.SSN
TITLE ='analise HARMONICA pelos M.SUPERP/DIRETO c/fonte PRESSAO'
{----- REVISA os dados ANTERIORES ---
EXTRACT SETS
EXTRACT FREQUENCY
EXTRACT SUMMARY
{----- define o TIPO da FONTE SONORA ---
SET 30 NODES
    NEAR 0.04166666 0.0255 0.08833333
    RETURN
BOUNDARY SET 30
    PRESSAO=300
    RETURN
EXTRACT BOUNDARY
SET 40 ENVELOPE RETURN
{----- Imprime o RESUMO deste arquivo ---
EXTRACT SUMMARY
{----- Calculo da RESPOSTA FORCADA pelo M SUPERPOSICAO ---

SEARCH MODES FLUID FILE ACUSMOD.SSN

SUPERPOSITION FREQUENCY 500 TO 1500 LINSTEP 20
    SAVE RESULTS STEP 0
    STORE NODE SET 20 PREFIX PRSMS
    RETURN
{----- calculo da RESPOSTA FORCADA pelo M. DIRETO ----
RESPONSE FREQUENCY 500 TO 1500 LINSTEP 20
    SAVE RESULTS STEP 0
    STORE NODE SET 20 PREFIX PRSMD
    RETURN
{----- coloca na tela o grafico M.SUPERPOSICAO ---
CURVE NODES 282 PREFIX PRSMS FORMAT 3 CURSOR RETURN

```

ANEXO 6C - comandos da resposta harmônica com subdivisões da cavidade de 6x6x6 elementos. Com uso de amortecimento -fonte excitadora: PAINEL VIBRANTE

```

{----- SYSNOISE ----- ARQ: VECDIMAT.ABS -----
{- SEM interacao COM mat/Absorcao c/malha ARQ: MALHA6SE.INT feito no ANSYS -
{ EXAMPLE : 3-D CAVITY RETANGULAR
{ ACOUSTIC FEM
{ MESH com 216 pontos (36 HEXA8)
{ objetivo do calculo:
{     analise harmonica pelo M.DIRETO
{     COM ABSORCAO usando MATERIAL ABSORVENTE
{     fonte = BOUNDARY VELOCITY
{----- Selecao da OPCAO DE CALCULO --
OPTION FEM UNCOUPLED INTERIOR
INPUT MESH FORMAT FREE FILE MALHA6SE.INT
{----- LE os DADOS anteriores ---
SEARCH MODES FLUID FILE ACUSMOD.SSN
SEARCH DATA FILE ACUSDAT1.SSN
TITLE ='analise HARMONICA M.DIRETO c/fonte VELOC. c/mat.abs'
{----- REvisa os dados ANTERIORES ---
EXTRACT SETS
EXTRACT FREQUENCY
EXTRACT SUMMARY
{----- define o TIPO da FONTE SONORA ---
SET 30 ALL ELEMENTS RETURN
SET 40 FACES SET 30 VECTOR -1 RETURN
SET 50 ENVELOPE RETURN
SET 100 INTERSECTION SET 40 SET 50 RETURN
EXTRACTS SET 100
BOUNDARY SET 100
    VELOCITY REAL 1.0
    RETURN
EXTRACT BOUNDARY
{----- define PROPRIEDADE mat.ABSORVENTE ---
MATERIAL ABSORVENT
    ELEMENTS BETWEEN X=0.19 0.26
    RHO=1.21 SOUND=343
    RESISTIVITY=10000.0
    POROSITY=1.0
    STRUCTURAL_FACTOR=1.0
    RETURN
EXTRACT MATERIAL
FMAXIMUM
EXTRACT ELEMENTS ALL
{----- Imprime o RESUMO deste arquivo ---
EXTRACT SUMMARY
{----- Calculo da RESPOSTA FORCADA pelo M. SUPERPOSICAO ---
SUPERPOSITION FREQUENCY 500 TO 1500 LNSTEP 20
    SAVE RESULTS STEP 0
    STORE NODE SET 20 PREFIX VECMS
    RETURN
{----- coloca na tela o grafico M.SUPERPOSICAO ---
CURVE NODES 282 PREFIX VECMS FORMAT 3 CURSOR RETURN

```

ANEXO 7

Participação em Congresso.

ASSOCIAÇÃO
ACÚSTICOS
BRASILEIROS

ANAIAS

SOCIEDADE
BRASILEIRA
DE
ACÚSTICA

SOBRAC

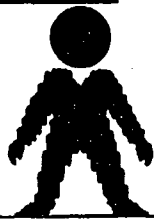
I Congresso Brasil/Argentina
15 Encontro da SOBRAC

Controle de Ruído e Vibrações, Conservação da Audição, Conforto Ambiental e Veicular

Control de Ruído y Vibraciones, Conservación de la Audición, Confort Ambiental y Vehicular



11 a 13 de Abril de 1994
HOTEL PRAIATUR - PRAIA DOS INGLESES
FLORIANÓPOLIS - SC - BRASIL



CARACTERÍSTICA ACÚSTICA DO ESPAÇO INTERNO DE UM VEÍCULO

| | | |
|--|--|---|
| <p>Elizabete Y. Nakanishi UFSC / aluna da Pós-Graduação na Eng^aCivil CP: 476 - Fpolis/SC cep: 88040-900 Tel: (0482) 31 94 21</p> | <p>Samir N.Y. Gerges UFSC - Lab. Acústica e Vibração CP: 476 - Fpolis/SC cep: 88040-900 Fax: (0482) 341524 Tel: (0482) 34 40 74</p> | <p>Carlos A. Bavastri UFSC/aluno do Doutorado na Eng^aMecânica CP: 476 - Fpolis/SC cep: 88040-900 Tel: (0482) 31 92 25</p> |
|--|--|---|

INTRODUÇÃO:

Ruído e vibração são entre outros o maior problema encontrado nos modelos veiculares, pesquisadores na área estão trabalhando com a intenção de melhorar o entendimento da relação entre ruído e as características das fontes. Uma das fontes de ruído dentro do veículo é a irradiação das superfícies vibrantes enclausuradas no compartimento de passageiros. Assim, se existe confinamento do espaço, existe ressonância acústica do ar, que tem considerável influência na geração de ruído no campo acústico interno. O conhecimento da ressonância acústica e seus modos (distribuição da pressão sonora) é necessária para o estudo da interação entre superfícies vibrantes e cavidades enclausuradas.

Assim este trabalho trata de um estudo de ressonâncias em cavidades irregulares, mais propriamente de um modelo veicular de tamanho real e em escala reduzido.

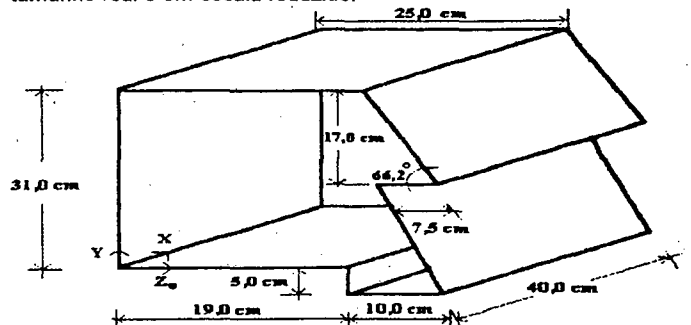


Fig.: 1- Detalhe do modelo reduzido da Cabine do Caminhão.