

Universidade
Federal de Santa
Catarina

Programa de Pós-
Graduação em
Engenharia Mecânica

www.posmec.ufsc.br

Campus Universitário
Trindade

Florianópolis - SC

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica, Departamento de Engenharia Mecânica, do Centro de Ciências Tecnológicas da Universidade Federal de Santa Catarina, como requisito para obtenção do Título de Mestre em Engenharia Mecânica

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

Simulação Empregando Análise Estatística de Energia (SEA) e Verificação Experimental de Perda de Transmissão Sonora de um Painel Sanduíche
Melzak Marques da Silva

Simulação Empregando Análise Estatística de Energia (SEA) e Verificação Experimental de Perda de Transmissão Sonora de um Painel Sanduíche

Melzak Marques da Silva

Esta dissertação consiste da simulação em empregando análise estatística de energia (SEA) e verificação experimental de perda de transmissão sonora de um painel sanduíche, foram realizados experimentos de análise modal e amortecimento para a obtenção das propriedades mecânicas e dos parâmetros de SEA respectivamente, permitindo-se assim, a comparação numérica versus experimental da perda de transmissão sonora de painéis sanduíches com núcleo tipo colmeia utilizados internamente em aeronaves.

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

Florianópolis, 2009



Simulação Empregando Análise Estatística de Energia (SEA) e Verificação Experimental de Perda de Transmissão Sonora de um Painel Sanduíche

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

Melzak Marques da Silva

**SIMULAÇÃO EMPREGANDO ANÁLISE ESTATÍSTICA DE
ENERGIA (SEA) E VERIFICAÇÃO EXPERIMENTAL DE
PERDA DE TRANSMISSÃO SONORA DE UM PAINEL
SANDUÍCHE**

Dissertação de Mestrado

Florianópolis-SC, 18 dezembro de 2009.

Catálogo na fonte pela Biblioteca Universitária
da
Universidade Federal de Santa Catarina

S586s Silva, Melzak Marques da
Simulação empregando análise estatística de energia
(SEA) e verificação experimental de perda de transmissão
sonora de um painel sanduíche [dissertação] / Melzak
Marques da Silva ; orientador, Samir Nagi Yousri Gerges. -
Florianópolis, SC, 2009.

250 p.: il., grafs., tabs.

Dissertação (mestrado) - Universidade Federal de Santa
Catarina, Centro Tecnológico. Programa de Pós-Graduação em
Engenharia Mecânica.

Inclui referências

1. Engenharia mecânica. 2. Painéis aeronáuticos. 3. Som -
Transmissão. 4. Energia. 5. Estatística - Análise. 6. Análise
modal. I. Gerges, Samir Nagi Yousri. II. Universidade Federal
de Santa Catarina. Programa de Pós-Graduação em Engenharia
Mecânica. III. Título.

CDU 621

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

Melzak Marques da Silva

**SIMULAÇÃO EMPREGANDO ANÁLISE ESTATÍSTICA DE
ENERGIA (SEA) E VERIFICAÇÃO EXPERIMENTAL DE
PERDA DE TRANSMISSÃO SONORA DE UM PAINEL
SANDUÍCHE**

Dissertação submetida ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Santa Catarina para a obtenção do Grau de Mestre em Engenharia Mecânica.

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

Florianópolis-SC, 18 dezembro de 2009.

Melzak Marques da Silva

**SIMULAÇÃO EMPREGANDO ANÁLISE ESTATÍSTICA DE
ENERGIA (SEA) E VERIFICAÇÃO EXPERIMENTAL DE
PERDA DE TRANSMISSÃO SONORA DE UM PAINEL
SANDUÍCHE**

Esta Dissertação foi julgada adequada para a obtenção do Título de MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA (Área de Concentração Vibrações e Acústica), e aprovada em sua forma final pelo Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Santa Catarina.

Florianópolis-SC, 18 dezembro de 2009.

Prof. Eduardo Alberto Fancello, D.Sc.
Coordenador do Curso

Banca Examinadora:

Prof. Samir Nagi Yousri Gerges, Ph.D. - Orientador
Universidade Federal de Santa Catarina

Prof. Roberto Jordan, Dr. Eng. - Presidente
Universidade Federal de Santa Catarina

Prof. Júlio Apolinário Cordioli, Dr. Eng.
Universidade Federal de Santa Catarina

Prof. Marcelo Krajnc Alves, Ph.D.
Universidade Federal de Santa Catarina

DEDICATÓRIA

Dedico este trabalho a meu pai, Luiz, a meus irmãos, Marcellus e Milene e em especial à memória da minha querida mãe: Iolanda Maria Marques Silva.

AGRADECIMENTOS

Agradeço a condição que me foi provida para a concretização deste trabalho a:

Primeiramente a Deus por ter iluminado minha mente e meus caminhos e, me provido de saúde no desenvolvimento deste.

Aos meus familiares que sempre me apoiaram e estiveram ao meu lado em todos os momentos de minha vida, em especial: avôs Heleno e João, avós Ana e Maria, e ao meu primeiro sobrinho Luis Paulo.

Ao meu orientador, Prof. Samir N. Y. Gerges, por ter aberto amplas portas em minha vida profissional, pessoa a qual eu sempre serei grato.

Ao Prof. Arcanjo Lenzi pelos seus ensinamentos, principalmente em SEA, por sua amizade e companheirismo. Ao Prof. Jordan pelos ensinamentos de vibrações, pelo apoio e partidas de futebol.

Ao Parú por sempre ter nos ajudado na construção de dispositivos e equipamentos necessários aos ensaios, a Maria por sempre ter mantido as condições de organização do laboratório.

A Universidade de Santa Catarina em especial ao POSMEC (Goreti e Anne) por sempre ter me acolhido com tanto carinho.

Aos colegas de laboratório, em especial, Marcio Furukava, Fabilson Lima, Marcos Lenzi, William, Márcio Calçada, José, Marcelo Portela, Henry, pelos momentos de estudos, dias e noites de ensaios, momentos de diversão e companheirismo. Lembrar-me-ei sempre de vocês.

Aos amigos de fora e de dentro do laboratório que direta e indiretamente vieram a contribuir para com a realização deste trabalho, e também aos meus amigos de trabalho e república Daniel Dezan e André Ricardo Issa.

A minha namorada Tatiana Rodrigues Nogueira pelo apoio e compreensão em todos os momentos de minha vida, desde o dia em que eu a conheci.

A Cambridge Collaborative, Inc. pela ajuda, especialmente ao Sr. Chad Musser pela ajuda e por sua presença durante a defesa deste trabalho.

Aos membros da banca e a todos que me ajudaram nas correções deste trabalho, em especial do Doutor Luciano Machado.

Ao CNPq pelo apoio financeiro.

Por fim, a todas as pessoas que contribuíram de alguma forma para a realização deste trabalho.

“O insucesso é apenas uma oportunidade para
recomeçar de novo com mais inteligência.”

(HENRY FORD)

RESUMO

SILVA, Melzak Marques. Simulação Empregando Análise Estatística De Energia (SEA) E Verificação Experimental De Perda De Transmissão Sonora De Um Painel Sanduíche. 2009. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, UFSC, Florianópolis-SC, Brasil.

O presente trabalho avaliou numérica e experimentalmente a perda de transmissão sonora de painéis sanduíches com núcleo tipo colmeia utilizados internamente em aeronaves. Para tal, modelos numéricos foram desenvolvidos utilizando a metodologia de Análise Estatística de Energia (SEA) através do software SEAM3D e os resultados numéricos foram correlacionados com os resultados obtidos experimentalmente através do auxílio de duas câmaras reverberantes adjacentes. Para correlacionar o modelo, foi obtido experimentalmente às constantes elásticas de cada uma das camadas do painel sanduíche. Realizou-se um ensaio de análise modal experimental em uma placa plana e em uma viga, sendo esta última de acordo com a norma ASTM E 1876 – 01. Neste ensaio apurou-se que a norma ASTM E 1876 – 01 é ineficaz para a caracterização de painéis sanduíches com núcleo tipo colmeia. Foi construído um modelo de elementos finitos da amostra tipo placa utilizando os softwares PATRAN-NASTRAN e as propriedades mecânicas foram ajustadas através das formas e frequências modais obtidas numérica e experimentalmente. Também, fora alimentado o modelo de elementos finitos com as constantes elásticas fornecidas pelo fabricante do painel sanduíche, as quais proporcionaram erros de até 25% entre as frequências modais. Os fundamentos teóricos de materiais compostos, perda de transmissão sonora e análise estatística de energia são também apresentados.

Palavras – chave: Painel Sanduíche, Perda de transmissão sonora, Análise Estatística de Energia (SEA), Análise Modal, Engenharia mecânica.

ABSTRACT

SILVA, Melzak Marques. Simulation Using Statistical Energy Analysis (SEA) and Experimental Verification of Sound Transmission Loss of Honeycomb Panel. 2009. Master of Science in Mechanical Engineering – Post Graduate Program in Mechanical Engineering, UFSC, Florianópolis-SC, Brazil.

This study evaluated numerically and experimentally the sound transmission loss of honeycomb panels used to cover aircrafts internally. For this, numerical models were developed using Statistical Energy Analysis Methodology (SEA) through of SEAM3D software and the numerical results were correlated with those obtained experimentally using as facility, two couple reverberation rooms.

For match the model, the elastic constants for each layer of the honeycomb panel were obtained experimentally. Tests of experimental modal analysis were conducted on a flat plate and beam, for the beam, the tests were made in accordance with ASTM 1876 – 01 Standard. In this way it was found that this Standard is ineffective for characterization of honeycomb panels. A finite element model (FEM) of a plate was built using PATRAN-NASTRAN softwares and the mechanical properties were matched through of the modal shapes and frequencies obtained numerically and experimentally. The elastic constants provides by manufacturer of a honeycomb panel were assessed in this thesis using the same FEM, which have shown errors around of 25% between the modal frequencies. The theoretical foundations of composite materials, sound transmission loss and statistical energy analysis are also presented.

Keywords: Honeycomb Panel, Sound Transmission Loss, Statistical Energy Analysis (SEA), Modal Analysis, Mechanical Engineering.

LISTA DE FIGURAS

CAPÍTULO 1- INTRODUÇÃO.....	47
Figura 1.1 – Máquina Viper aplicando filamentos de fibra de carbono sobre molde de alumínio para dar forma à fuselagem da aeronave Premier I da empresa Raytheon Aircraft Company (RAC).....	50
Figura 1.2 – Apresentação das fontes de ruído das turbinas e suas respectivas áreas de influência.	51
Figura 1.3 – Representação das fontes aerodinâmicas de ruídos.	51
Figura 1.4 – Esquema de construção de um painel sanduíche tipicamente empregado na indústria aeronáutica.....	52
Figura 1.5 – Comparação entre uma viga I e um painel sanduíche.	54
Figura 1.6 – Variáveis de SEA comparadas com variáveis de FEM e BEM. ...	61
CAPÍTULO 2 - MATERIAIS COMPOSTOS.....	67
Figura 2.1 – Arranjo de fibras cilíndricas em matriz para composto fibroso. ...	69
Figura 2.2 – Painéis sanduíches com faces em tela de material composto.	69
Figura 2.3 – Elemento de tensão tridimensional.....	71
Figura 2.4 – Reciprocidade de deformações nos eixos 1 e 2.	74
CAPÍTULO 3 - OBTENÇÃO EXPERIMENTAL DAS CONSTANTES ELÁSTICAS DE PAINÉIS SANDUÍCHES	79
Figura 3.1 – Fluxograma para a determinação das constantes elásticas de materiais conforme a norma <i>ASTM E 1876 – 01</i>	81
Figura 3.2 – Montagem experimental para a realização do ensaio de análise modal experimental. (a) – amostra tipo viga; (b) – amostra tipo placa.	82
Figura 3.3 – Amostras utilizadas nos ensaios de análise modal. (a) – viga; (b) – placa.	84
Figura 3.4 – Malhas virtuais das amostras, (a) – viga; (b) – placa.	86
Figura 3.5 – Martelos instrumentados utilizados nos testes de verificação sobre qual o transdutor que melhor se adequaria aos ensaios de análise modal experimental das amostras de painéis sanduíches: (a) - Martelo de Impacto PCB 086D80; (b) - Martelo de Impacto PCB 086C05.	87
Figura 3.6 – Comparação dos gráficos das coerências obtidas com os martelos, na impactação da amostra tipo placa. (a) – Martelo de Impacto PCB 086D80; (b) – Martelo PCB 086C05 com ponteira de Nylon; (c) – Martelo PCB 086C05 com ponteira de Borracha.	88
Figura 3.7 – Curva da <i>FRF Soma</i> da amostra tipo viga.	89

Figura 3.8 – Curva da <i>FRF Soma</i> da amostra tipo placa.	92
Figura 3.9 – Ilustração da constituição do painel sanduíche plano e liso com núcleo tipo colmeia em estudo neste trabalho.....	97
Figura 3.10 – Detalhes geométricos de uma das células que constituem o núcleo do painel sanduíche. As unidades desta figura estão em milímetros.....	97

CAPÍTULO 4 - AVALIAÇÃO EXPERIMENTAL DA PERDA DE TRANSMISSÃO SONORA 103

Figura 4.1 – Representação esquemática do ensaio de perda de transmissão sonora utilizando duas câmaras reverberantes.	104
Figura 4.2 – Câmaras reverberantes adjacentes da UFSC-LVA. (a) – Câmara I com a presença dos difusores suspensos, portas-painel e um suporte rotativo para microfones; (b) – Câmara II com a presença de painéis de absorção, portas-painel e suporte rotativo para microfones.....	105
Figura 4.3 – Montagem experimental dentro das câmaras reverberantes para a medição dos tempos de reverberação das mesmas, em detalhe a Câmara Reverberante II.	110
Figura 4.4 – Esquema de posicionamento de fonte e microfones para a medição dos tempos de reverberação das câmaras reverberantes do LVA – UFSC.....	110
Figura 4.5 – Exemplo típico de uma curva de decaimento da pressão sonora gerada pelo software Pulse Labshop na determinação do tempo de reverberação.	111
Figura 4.6 – Valores encontrados para os tempos de reverberação das câmaras reverberantes da UFSC LVA em bandas de 1/3 de oitava.....	113
Figura 4.7 – Avaliação da interferência do nível de ruído de fundo no nível de pressão sonora gerado pela fonte inserida na câmara I segundo a norma ISO 140-3(1995).	121
Figura 4.8 – Avaliação da interferência do nível de ruído de fundo no nível de pressão sonora gerado pela fonte inserida na câmara II segundo a norma ISO 140-3(1995).	121
Figura 4.9 – Representação esquemática do sistema de fixação e vedação utilizado durante os ensaios de perda de transmissão sonora.	123
Figura 4.10 – Representação esquemática da configuração de posicionamento do sistema de medição para a câmara de emissão na determinação experimental da perda de transmissão sonora segundo a norma ISO 140-3 (1995).	124
Figura 4.11 – Representação esquemática da configuração de posicionamento do sistema de medição para a câmara de recepção na determinação experimental da perda de transmissão sonora segundo a norma ISO 140-3 (1995).	125

Figura 4.12 – Comparação das curvas de perda de transmissão sonora para os painéis de alumínio e sanduíche plano com núcleo tipo colmeia segundo a norma ISO 140-3 (1995). 130

CAPÍTULO 5 - METODOLOGIA DE ANÁLISE ESTATÍSTICA ENERGÉTICA..... 131

Figura 5.1 – Representação esquemática de dois osciladores acoplados...133
 Figura 5.2 – Representação de um modelo SEA composto por dois subsistemas. 136
 Figura 5.3 – Ilustração da largura de banda e espaçamento modal..... 139
 Figura 5.4 – Representação esquemática do nível médio de energia modal para os modos contidos numa mesma faixa de frequências..... 139
 Figura 5.5 – Analogia entre os sistemas: térmico e vibroacústico..... 140
 Figura 5.6 – Analogia hidráulica da metodologia SEA. 141
 Figura 5.7 – Método da banda de meia potência. 149
 Figura 5.8 – Acoplamento estrutura-estrutura. 154

CAPÍTULO 6 - IDENTIFICAÇÃO EXPERIMENTAL DOS PARÂMETROS DE SEA 157

Figura 6.1 – Relação sinal/ruído para as respostas físicas de vibração..... 159
 Figura 6.2 – Coordenadas dos pontos de excitação do painel sanduíche com núcleo tipo colmeia. 161
 Figura 6.3 – Detalhes da fixação da cabeça de impedância ao painel e ao excitador. 161
 Figura 6.4 – Detalhes da montagem experimental para a calibração do canal de medição do sinal de força e também do acréscimo de fitas de amortecimento de camada restrita ao painel. 162
 Figura 6.5 – Efeitos de correção da massa na mobilidade pontual, amostra, painel plano de alumínio, conforme procedimento de BROWN & NORTON. 163
 Figura 6.6 – Efeitos de correção da massa na mobilidade pontual, amostra painel sanduíche plano com núcleo tipo colmeia, conforme procedimento de BROWN & NORTON. 163
 Figura 6.7 – Comparação da densidade modal numérica e experimental para o painel plano de alumínio, conforme procedimento de BROWN & NORTON. 164
 Figura 6.8 – Densidade modal experimental para o painel sanduíche plano com núcleo tipo colmeia, conforme procedimento de BROWN & NORTON. 165
 Figura 6.9 – Número de modos por banda de frequências (1/3 de oitava) para o painel de alumínio, com base na densidade modal experimental apresentada na Figura 6.7..... 165

Figura 6.10 – Número de modos por banda de frequências (1/3 de oitava) para o painel sanduíche plano com núcleo tipo colmeia, com base na densidade modal experimental apresentada na Figura 6.8.....	166
Figura 6.11 – Densidade modal por banda de frequências (1/3 de oitava) das câmaras reverberantes.	167
Figura 6.12 – Número de modos por banda de frequências (1/3 de oitava) das câmaras reverberantes.	167
Figura 6.13 – Taxa de decaimento logatimica da energia vibratória de um sistema amortecido.	169
Figura 6.14 – Coordenadas dos pontos de medição do painel sanduíche com núcleo tipo colmeia para o ensaio de fator de perda por amortecimento através do método da potência de entrada.....	170
Figura 6.15 – Fator de perda por amortecimento do painel sanduíche com núcleo tipo colmeia obtido através do método da potência de entrada.....	170
Figura 6.16 – Coordenadas dos pontos de medição do painel sanduíche com núcleo tipo colmeia para o ensaio de fator de perda por amortecimento através do método do decaimento logarítmico através de excitação acústica.	171
Figura 6.17 – Posicionamento da caixa acústica para excitação dos painéis. .	172
Figura 6.18 – Fator de perda por amortecimento do painel sanduíche com núcleo tipo colmeia obtido através do método do decaimento logarítmico utilizando excitação acústica.	172
Figura 6.19 – Fator de perda por amortecimento para a banda de 10 kHz para o painel sanduíche com núcleo tipo colmeia obtido através do método do decaimento logarítmico utilizando excitação acústica.....	173
Figura 6.20 – Coordenadas dos pontos de medição do painel sanduíche com núcleo tipo colmeia para o ensaio de fator de perda por amortecimento através do método do decaimento logarítmico através de excitação por impacto.	174
Figura 6.21 – Fator de perda por amortecimento para o painel sanduíche com núcleo tipo colmeia obtido através do método do decaimento logarítmico utilizando excitação do tipo impacto.	174
Figura 6.22 – Múltiplas inclinações presentes na curva de decaimento para obtenção do fator de perda por amortecimento para a banda de 630 Hz para o painel sanduíche com núcleo tipo colmeia obtido através do método do decaimento logarítmico utilizando excitação do tipo impacto.....	176
Figura 6.23 – Comparação entre os fatores de perda por amortecimento, obtidos através dos métodos de: potência de entrada e decaimento logarítmico para o painel sanduíche plano e liso com núcleo tipo colmeia.	176
Figura 6.24 – Fatores de amortecimento das câmaras reverberantes (Emissão e Recepção) do LVA-UFSC, em banda de 1/3 de oitava.....	178

CAPÍTULO 7 - MODELAGEM EM SEA.....	179
Figura 7.1 – Sistemas SEA composto por seis elementos (uma fonte sonora, duas cavidades acústicas, uma amostra de teste e duas conexões) para a modelagem de perda de transmissão sonora.	181
Figura 7.2 – Comparação dos valores de densidade modal para o painel de alumínio.....	182
Figura 7.3 – Comparação dos valores de densidade modal para o painel sanduíche.....	183
Figura 7.4 – Comparação dos valores de densidade modal para as câmaras reverberantes do LVA-UFSC.....	184
Figura 7.5 – Comparação entre os fatores de perda por amortecimento e acoplamento para o subsistema 1, câmara de emissão.....	185
Figura 7.6 – Comparação entre os fatores de perda por amortecimento e acoplamento para o subsistema 2, amostra de teste (painel plano de alumínio).	185
Figura 7.7 – Comparação entre os fatores de perda por amortecimento e acoplamento para o subsistema 1, câmara de emissão.....	186
Figura 7.8 – Comparação entre os fatores de perda por amortecimento e acoplamento para o subsistema 2, amostra de teste (painel sanduíche plano).	186
Figura 7.9 – Comparativo dos caminhos de energia sonora para as amostras, coluna (a) - painel de alumínio; coluna (b) painel sanduíche.	189
Figura 7.10 – Comparação das curvas de perda de transmissão sonora para o painel de alumínio.	193
Figura 7.11 – Comparação das curvas de perda de transmissão sonora para o painel sanduíche plano para cada uma das metodologias de medição de amortecimento estrutural apresentadas neste trabalho.....	195
ANEXO A - TEORIA DE PLACAS SANDUÍCHES.....	211
Figura 9.1 – Estado plano de tensões de uma lamina reforçada por fibras unidirecionais.	211
Figura 9.2 – Sistema de eixos de ortotropia e de referência para a uma lâmina.	213
Figura 9.3 – Transformação de tensão no plano x-y para um elemento plano de uma lâmina.	213
Figura 9.4 – Transformação de tensão cisalhantes nos planos x-z e y-z para um elemento plano de uma lâmina.....	214
Figura 9.5 – Comparação qualitativa entre as deflexões obtidas em placas sanduíches usando teorias de placa fina e semi-espessa.	217
Figura 9.6 – Duas hipóteses cinemáticas para os deslocamentos coplanares em sanduíches de faces delgadas: hipótese de distribuição linear e estado antiplano.	218
Figura 9.7 – Propriedades geométricas de um painel sanduíche.	219

ANEXO B - FORMAS MODAIS..... 223

Figura 10.1 – Apresentação dos oito primeiros modos fundamentais de vibrar obtidos experimentalmente da amostra tipo viga, confeccionada a partir de uma amostra de painel sanduiche com núcleo tipo colméia.....223

ANEXO C - CARTA MSC.NASTRAN UTILIZADA NAS ANÁLISES MODAIS 225

Figura 11.1 – Comparativo das formas modais da amostra tipo placa, obtidos experimental (primeira coluna) e numericamente (segunda coluna)..... 232

ANEXO D - CONCEITOS BÁSICOS DE PERDA DE TRANSMISSÃO SONORA 237

Figura 12.1 – Formas de onda na propagação sonora via aera ((a) – longitudinal) e estrutural ((b) – cisalhamento, (c) – torcional, (d) – flexão).....238

Figura 12.2 – Representação da reflexão e transmissão de uma onda plana... 239

Figura 12.3 – Representação da transmissão sonora em três meios.240

Figura 12.4 – Representação de um campo sonoro idealmente difuso.....242

Figura 12.5 – Curvas comparativas de perda de transmissão sonora para um painel plano homogêneo e isotrópico de alumínio.....243

Figura 12.6 – Onda de flexão livre.....244

Figura 12.7 – Variação da frequência de coincidência de acordo com o ângulo de incidência da onda sonora sobre o painel.245

Figura 12.8 – Relação entre o ângulo de incidência coincidente e a razão de Frequência.245

Figura 12.9 – Representação de um painel oscilante.246

Figura 12.10 – Representação de um painel vibrante.248

Figura 12.11 – Representação de uma curva de perda de transmissão de um painel simples.....249

LISTA DE TABELAS

CAPÍTULO 3 - OBTENÇÃO EXPERIMENTAL DAS CONSTANTES ELÁSTICAS DE PAINÉIS SANDUÍCHES 79

Tabela 3.1 – Características geométricas das amostras.	85
Tabela 3.2 – Características modais da viga sanduíche com núcleo tipo colmeia.	89
Tabela 3.3 – Propriedades mecânicas da amostra tipo viga obtidas conforme a norma ASTM E 1876 – 01.	90
Tabela 3.4 – Características modais da placa sanduíche com núcleo tipo colmeia.	93
Tabela 3.5 – Dimensão máxima dos elementos finitos utilizados na construção das malhas dos modelos das amostras tipo viga e tipo placa.	95
Tabela 3.6 – Propriedades mecânicas médias das faces (<i>skins</i>).	96
Tabela 3.7 – Propriedades mecânicas médias do núcleo (<i>core – honeycomb</i>).	97
Tabela 3.8 – Comparação entre as frequências naturais obtidas experimentalmente e através de simulação de elementos finitos utilizando as propriedades fornecidas pela norma ASTM E 1876 - 01.	98
Tabela 3.9 – Comparação entre as frequências naturais obtidas experimentalmente e através de simulação de elementos finitos utilizando as propriedades fornecidas pelo fabricante.	99
Tabela 3.10 – Propriedades mecânicas mais sensíveis a variações de magnitudes.	100
Tabela 3.11 – Convergência das propriedades mecânicas mais sensíveis.	101
Tabela 3.12 – Comparação entre as frequências naturais obtidas: (i) – experimentalmente; (ii) – FEM utilizando as propriedades fornecidas pelo fabricante; (iii) – FEM utilizando as propriedades ajustadas da Tabela 3.10.	102

CAPÍTULO 4 - AVALIAÇÃO EXPERIMENTAL DA PERDA DE TRANSMISSÃO SONORA 103

Tabela 4.1 – Características geométricas: das câmaras reverberantes e da abertura entre elas; existentes no LVA-UFSC.....	104
Tabela 4.2 – Valores encontrados para os níveis de pressão sonora para o ruído de fundo das câmaras reverberantes da UFSC LVA em bandas de 1/3 de oitava, anteriormente ao processo de qualificação das câmaras.	107
Tabela 4.3 – Máxima área de absorção sonora equivalente para a câmara com volume de 200 m ³ segundo a norma ISO 354 (1985).	108
Tabela 4.4 – Valores encontrados para os tempos de reverberação das câmaras reverberantes da UFSC LVA em bandas de 1/3 de oitava.	112
Tabela 4.5 – Análise da área de absorção sonora equivalente para a câmara I em bandas de oitava segundo a norma ISO 354 (1985).	113
Tabela 4.6 – Análise da área de absorção sonora equivalente para a câmara II em bandas de oitava segundo a norma ISO 354 (1985).....	114
Tabela 4.7 – Desvio padrão máximo admissível para os níveis de pressão sonora em bandas de 1/3 de oitava, especificados pela norma ISO 3741 (1999).....	114
Tabela 4.8 – Número mínimo de posições para a fonte sonora para a determinação da difusividade do campo sonoro da câmara I, segundo a norma ISO 3741 (1999).	116
Tabela 4.9 – Número mínimo de posições para a fonte sonora para a determinação da difusividade do campo sonoro da câmara II, segundo a norma ISO 3741 (1999).	117
Tabela 4.10 – Desvio padrão dos NPS medidos na câmara I em bandas de terço de oitava.	119
Tabela 4.11 – Desvio padrão dos NPS medidos na câmara II em bandas de terço de oitava.	120
Tabela 4.12 – Avaliação da perda de transmissão sonora através dos caminhos diretos e indiretos segundo a norma ISO 140-3 (1995) para a amostra de teste tipo painel plano e liso de alumínio.	127
Tabela 4.13 – Avaliação da perda de transmissão sonora através dos caminhos diretos e indiretos segundo a norma ISO 140-3 (1995) para a amostra de teste tipo painel plano e liso com núcleo tipo colmeia.....	129

CAPÍTULO 7 - MODELAGEM EM SEA..... 179

Tabela 7.1 – Valores dos fatores de amortecimento utilizados nos modelos de SEA. 187

Tabela 7.2 – Propriedades para o painel de alumínio, utilizada na modelagem da curva numérica apresentada na Figura 7.10. 193

Tabela 7.3 – Propriedades para o painel sanduíche plano e liso com núcleo tipo colmeia, utilizadas nas modelagens das curvas apresentadas na Figura 7.11. 194

LISTA DE ABREVIATURAS

BEM	Método de Elementos de Contorno;
BW	Largura da banda de meia potência;
CLF	<i>Coupling loss factor</i> entre dois subsistemas;
DLF	<i>Damping loss factor</i> ;
FEM	Método de Elementos Finitos;
FRF	Função de resposta em frequência;
MOF	<i>Modal Overlap Factor</i> ;
NVH	<i>Noise, vibration and harshness</i> ;
SEA	Análise Estatística Energética;
STD	Desvio padrão;

LISTA DE SIMBOLOS

Alfabeto Latino

a, b	Dimensões do painel;
A	Área superficial total (m ²);
A _{Abs}	Área de absorção sonora total (m ²);
A _p	Área superficial da placa (m ²);
A _v	Amplitude de vibração;
B	Rigidez a flexão da placa, $B = \frac{EI^3}{12(1-\nu^2)}$;
c	Velocidade de propagação do som no ar (m/s);
c _i	Velocidade do som no meio <i>i</i> (m/s);
c _l	Velocidade longitudinal do som na placa (m/s);
c _n	Velocidade de propagação da onda de flexão do n-ésimo modo de vibração (m/s);
c _g	Velocidade de grupo (m/s);
C _{ij}	Constantes de rigidez da matriz constitutiva na direção <i>ij</i> ;
CD _i	Constante de amortecimento do subsistema <i>i</i> ;
D ₆₀	Razão de decaimento;
D _{ij}	Representa os termos da matriz de rigidez em flexão;
D _s	Rigidez por unidade de área;
D _x	Rigidez de flexão na direção <i>x</i> ;
D _y	Rigidez de flexão na direção <i>y</i> ;
d _{Min_SRM}	Diâmetro mínimo da haste de fixação do microfone no suporte rotativo (m);
DM _i	Densidade modal do subsistema <i>i</i> ;
E	Módulo de Young do material;
E _x	Módulo de Young do material no eixo <i>x</i> ;
E _y	Módulo de Young do material no eixo <i>y</i> ;
E _z	Módulo de Young do material no eixo <i>z</i> ;
E _i	Energia total do subsistema <i>i</i> ;

$\overline{E_{vib,i}}$	Energia total do subsistema i ;
$\overline{E_i}$	Energia modal média do subsistema i ;
F_i	Força aplicada sobre o subsistema i (N);
f	Frequência discreta ou oscilatória (Hz);
f_{Band}	Frequência central da banda em terço de oitava (Hz);
f_c	Frequência crítica (Hz);
f_{co}	Frequência de coincidência (Hz);
f_n	Frequência de ressonância do n -ésimo modo de vibração (Hz);
G	Módulo de cisalhamento;
G_{ci}	Constante giroscópica do subsistema i ;
H	Função de resposta em frequência do tipo Inertância ($m \cdot s^{-2} \cdot N^{-1}$);
H_{Am}	Espessura da amostra de teste (mm);
h_p	Espessura da placa (m);
I	Intensidade sonora;
I_i	Intensidade sonora incidente;
$Im\{ \}$	Componente Imaginária de uma grandeza;
I_t	Intensidade sonora transmitida;
K	Módulo de <i>Bulk</i> ;
K_S	Constante de correção relativa ao valor do desvio padrão para o cálculo de N_S , obtido a partir da Tabela 6 da norma ISO 3741 (1999);
k	Número de camadas do painel sanduíche;
k_{ond}	Número de onda no meio i , dado por $k = \omega / c$;
k_i	Número de onda de flexão do painel vibrante na direção i ;
k_f	Número de onda de flexão do painel, $K_f = (\omega^2 m / B)^{1/4}$;
L_{Cam}	Perímetro total de uma cavidade acústica (m);
L_{Am}	Comprimento da amostra de teste (mm);
L_x	Comprimento na direção x (m);
L_y	Comprimento na direção y (m);
L_{Elem}	Dimensão máxima dos elementos finitos utilizado nas malhas (mm);

L_{Viga}	Comprimento da amostra tipo viga (m);
M_i	Massa total do subsistema i (kg);
M_c	Massa total do acoplamento entre dois subsistemas (kg);
m_a	Massa do acelerômetro;
$N_{mod,i}$	Número de modos do subsistema i ;
N_i	Força normal na direção i ;
N_{ij}	Forças cortantes no plano ij ;
N_{Mic}	Número de posições de microfone;
N_S	Número de localizações da fonte sonora;
$NPS_{corrigido}$	Nível de pressão sonora corrigido, conforme critério da norma ISO 140-3 (dB);
NPS_{comb}	Nível de pressão sonora combinado com o nível de ruído de fundo (dB);
NPS_i	Nível de pressão sonora do subsistema i (dB);
NPS_{Mic_i}	Nível de pressão sonora médio temporal para a i -ésima posição de microfone (dB);
\overline{NPS}_{Mic}	Nível de pressão sonora média aritmética (dB);
NPS_{rf}	Nível de pressão sonora do ruído de fundo (dB);
n	Número n -ésimo;
P	Pressão hidrostática;
p_i	Pressão sonora no subsistema i ;
p_{rms}	Pressão sonora RMS do subsistema i ;
PT	Perda de transmissão sonora (dB);
PT_{Al}	Perda de transmissão sonora sob incidência aleatória, para campo difuso (dB);
PT_{campo}	Perda de transmissão sonora de campo, para campo difuso (dB);
PT'	Perda de transmissão sonora aparente (dB);
P_0	Pressão de referência, limiar da audição humana;
$\langle p^2 \rangle$	Pressão sonora quadrática média espacial temporal;
Q_{ij}	Termos da matriz de rigidez reduzida, no sistema de eixos de ortotropia;

\bar{Q}_{ij}	Termos da matriz de rigidez reduzida, no sistema de eixos de referência do material composto em estudo;
R_i	Resposta quadrática média espacial temporal do subsistema i ;
RS	Redução sonora (dB);
RMV_i	Fator massa volume do subsistema i ;
ROE	Razão de onda estacionária (pressão máxima / pressão mínima);
R_{rad}	Resistência de radiação;
Re{ }	Componente Real de uma grandeza;
S_{ij}	Constantes de flexibilidade da matriz constitutiva, no sistema de eixos de ortotropia;
\bar{S}_{ij}	Termos da matriz de rigidez reduzida, no sistema de eixos de referência do material composto em estudo;
t	Tempo (s);
T_{ij}	Componentes da matriz de transformação de coordenadas;
T_{60}	Tempo de reverberação (s);
u	Componente do deslocamento na direção x ;
u^*	Amplitude da velocidade correspondente complexa conjugada;
V_{Cam}	Volume da câmara de medição (m ³);
V_i	Volume do subsistema acústico i ;
v_i	Velocidade do subsistema i ;
v	Componente do deslocamento na direção y ;
x_i	Componente de deslocamento do subsistema i ;
\dot{x}_i	Componente de velocidade do subsistema i ;
\ddot{x}_i	Componente de aceleração do subsistema i ;
Y_{cor}	Mobilidade corrigida em relação à massa do acelerômetro;
$Y(f)$	Mobilidade;
$Y_{pontual}$	Mobilidade pontual;
W	Trabalho por unidade de volume;
W_{Am}	Largura da amostra de teste (mm);
W_{diss}	Potência dissipada do subsistema (W);
W_{in}	Potência de entrada no sistema (W);
W_{inc}	Potência incidente (W);

W_{rad}	Potência sonora radiada pelo painel (W);
W_s	Potência perdida (W);
W_{trans}	Potência transferida (W);
$\langle W_{trans,ij} \rangle$	Potência transferida do subsistema i para o subsistema j (W);
$[W]$	Vetor das potências de entrada;
W_i	Potência de entrada do subsistema i ;
W_{ij}	Potência líquida transferida do subsistema i para o subsistema j ;
w	Componente do deslocamento na direção z ;
Z	Impedância acústica, dado por $Z = \rho c$;

Alfabeto Grego

α_r	Coefficiente de reflexão sonora;
α_t	Coefficiente de transmissão sonora;
α	Coefficiente de absorção de um determinado material;
$\bar{\alpha}$	Coefficiente de absorção médio;
Υ	Taxa de decaimento da energia vibratória;
γ_{ij}	Deformação angular no plano ij ;
$\delta\omega_R$	Largura da banda;
ϵ	Deformação volumétrica;
ϵ_x	Deformação volumétrica no eixo x ;
ϵ_i	Deformação normal na direção i ;
ζ	Razão de amortecimento crítico;
η	Fator de perda por amortecimento;
η_s	Amortecimento por unidade de área;
η_i	Fator de perda por amortecimento do subsistema i ;
η_{ij}	Fator de perda por acoplamento entre os subsistemas i e j ;
η_{med}	Fator de perda medido;
η_{rad}	Fator de perda por radiação;
θ_i	Ângulo de incidência no painel;
θ_t	Ângulo transmitido no painel;

λ	Comprimento de onda do som no ar (m);
λ_{Band}	Comprimento da onda na frequência central da banda em terço de oitava (m);
λ_f	Comprimento de onda de flexão do painel (m);
ν	Coefficiente de Poisson;
\bar{v}	Velocidade;
$\overline{v^2}$	Velocidade quadrática média temporal;
$\langle \overline{v^2} \rangle$	Velocidade quadrática média espacial temporal;
ν_{xy}	Coefficiente de Poisson no plano xy ;
ξ	Razão de amortecimento crítico;
\mathcal{U}	Densidade espectral da potência determinado sinal;
\mathcal{U}_{Fi}	Densidade espectral da potência do sinal da força i ;
ρ	Densidade do meio fluídico;
ρ_p	Densidade da placa;
ρ_s	Massa por unidade de área (kg/m^2);
σ_i	Tensão normal na direção i ;
σ_{rad}	Eficiência de radiação;
τ	Coefficiente de transmissão de potência sonora;
$\bar{\tau}$	Coefficiente de transmissibilidade médio de potência sonora;
τ_d	Coefficiente de transmissão de potência sonora para campo difuso;
τ_{ij}	Tensão cisalhante no plano ij ;
τ_∞	Coefficiente de transmissão de uma partição infinita
Φ_m	Forma modal do modo de vibração m ;
ω	Frequência central da banda de frequência de interesse em terço de oitava (rad/s);
ω_0	Frequência natural de um oscilador de 1 grau-de-liberdade (rad/s);
ω_{co}	Frequência angular de coincidência (rad/s);
ω_0	Frequência natural amortecida (rad/s);

ψ	Componente de deslocamento generalizado;
$\dot{\psi}$	Componente de velocidade generalizada;
$\ddot{\psi}$	Componente de aceleração generalizada;
ϕ_{co}	Ângulo de coincidência;
Δf	Banda de frequências em terço de oitava;
δf	Espaçamento modal entre os modos contidos numa mesma banda de frequências em terço de oitava;

Notações Auxiliares

$\langle x \rangle$	Média espacial da grandeza x ;
$\langle \bar{x} \rangle$	Média espacial temporal da grandeza x ;
$\langle \overline{x^2} \rangle$	Quadrado médio espacial temporal da grandeza x ;
\bar{x}	Média temporal da grandeza x ;
$ x $	Módulo da grandeza x ;
x^*	Valor do complexo conjugado da grandeza x ;
$Re\{x\}$	Parte real da grandeza x ;
$Im\{x\}$	Parte imaginária da grandeza x ;
\dot{x}	Primeira derivada da grandeza x ;
\ddot{x}	Segunda derivada da grandeza x ;

SUMÁRIO

AGRADECIMENTOS.....	XI
RESUMO.....	XV
ABSTRACT.....	XVII
LISTA DE FIGURAS.....	XIX
LISTA DE TABELAS.....	XXV
LISTA DE ABREVIATURAS.....	XXIX
LISTA DE SÍMBOLOS.....	XXXI
CONTENTS.....	XLIII
CAPÍTULO 1- INTRODUÇÃO.....	47
1.1 CONTEXTUALIZAÇÃO.....	47
1.2 ASPECTOS MOTIVACIONAIS.....	48
1.3 OBJETIVOS E CONTRIBUIÇÕES.....	51
1.4 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	53
1.4.1 Introdução aos Materiais Compostos.....	53
1.4.2 Obtenção Experimental das Constates Elásticas de Painéis Sanduíches.....	56
1.4.3 Teoria da Perda de Transmissão Sonora.....	57
1.4.4 Avaliação Experimental da Perda de Transmissão Sonora.....	60
1.4.5 Ferramentas Numéricas Aplicadas a Vibro-Acústica.....	60
1.5 ESTRUTURA DO DOCUMENTO.....	63
CAPÍTULO 2 - MATERIAIS COMPOSTOS.....	67
2.1 INTRODUÇÃO AOS MATERIAIS COMPOSTOS.....	67
2.2 CLASSIFICAÇÃO E CARACTERÍSTICAS DOS MATERIAIS COMPOSTOS.....	68
2.3 RELAÇÕES TENSÃO-DEFORMAÇÃO PARA O ESTADO PLANO DE TENSÕES EM MATERIAL ORTOTRÓPICO.....	70
2.3.1 Relações Tensão-Deformação para Materiais Anisotrópicos.....	70
2.4 MATERIAIS ORTOTRÓPICOS.....	73
2.5 RESTRIÇÕES DAS CONSTANTES ELÁSTICAS DOS MATERIAIS ORTOTRÓPICOS.....	76
CAPÍTULO 3 - OBTENÇÃO EXPERIMENTAL DAS CONSTANTES ELÁSTICAS DE PAINÉIS SANDUÍCHES.....	79
3.1 INTRODUÇÃO.....	79

3.2	SÍNTESE DA NÔRMA ASTM E 1876 – 01.....	80
3.3	ANÁLISE EXPERIMENTAL	82
3.4	DESCRIÇÃO DO EXPERIMENTO	83
3.4.1	Seleção das Amostras.....	83
3.4.2	Equipamentos.....	85
3.4.3	Ensaio Experimental.....	86
3.4.4	Resultados Experimentais.....	89
3.5	ANÁLISE NUMÉRICA	94
3.6	AJUSTES DOS MODELOS NUMÉRICO-EXPERIMENTAIS	98

CAPÍTULO 4 - AVALIAÇÃO EXPERIMENTAL DA PERDA DE TRANSMISSÃO SONORA

	TRANSMISSÃO SONORA	103
4.1	CÂMARAS REVERBERANTES UFSC-LVA.....	103
4.2	QUALIFICAÇÃO DAS CÂMARAS REVERBERANTES	106
4.2.1	Ruído de fundo	106
4.2.2	Área de absorção sonora equivalente.....	108
4.2.3	Difusividade do campo sonoro.....	114
4.3	CONSIDERAÇÕES FINAIS SOBRE O PROCESSO DE QUALIFICAÇÃO.....	122
4.4	SISTEMA DE FIXAÇÃO DOS PAINÉIS	123
4.5	MONTAGEM EXPERIMENTAL.....	124
4.6	AVALIAÇÃO DA PERDA DE TRANSMISSÃO.....	126

CAPÍTULO 5 - METODOLOGIA DE ANÁLISE ESTATÍSTICA ENERGÉTICA

	ENERGÉTICA	131
5.1	HISTÓRIA DE SEA	131
5.2	FLUXO DE ENERGIA ENTRE DOIS OSCILADORES ACOPLADOS	133
5.3	BASES DO MÉTODO.....	135
5.4	HIPÓTESES BÁSICAS.....	136
5.5	EQUAÇÕES BÁSICAS DE SEA.....	141
5.6	PARÂMETROS DE SEA E SUAS TÉCNICAS DE DETERMINAÇÃO	143
5.6.1	Potência de Excitação (W_{in})	143
5.6.2	Fator de Perda por Amortecimento (η)	144
5.6.2.1	Subsistema Estrutural.....	145
5.6.2.2	Subsistema Acústico.....	149
5.6.3	Número de Modos (N_{mod}).....	150
5.6.4	Fator de Perda por Acoplamento ($\eta_{i,j}$).....	151
5.7	MODELAGEM DA PERDA DE TRANSMISSÃO SONORA UTILIZANDO A METODOLOGIA DE SEA.....	154

CAPÍTULO 6 - IDENTIFICAÇÃO EXPERIMENTAL DOS PARÂMETROS DE SEA	157
6.1 DETERMINAÇÃO DOS PARÂMETROS DE SEA	157
6.1.1 Densidade Modal.....	158
6.1.2 Fator de Perda por Amortecimento	168
6.1.2.1 Método da Potência de Entrada.....	169
6.1.2.2 Método do Decaimento Logarítmico – Excitação Acústica.....	171
6.1.2.3 Método do Decaimento Logarítmico – Excitação por Impacto	173
6.1.2.4 Comentários.....	175
6.1.3 Fator de Perda por Amortecimento: Câmaras de Emissão e Recepção	178
CAPÍTULO 7 - MODELAGEM EM SEA.....	179
7.1 SOFTWARE SEAM®	180
7.2 ANÁLISE DE VALIDAÇÃO DOS MODELOS DE SEA	181
7.2.1 Aplicabilidade da Metodologia de SEA Através do <i>Software SEAM3D</i> ®	182
7.2.2 Validade das Hipóteses Simplicadoras de SEA com o <i>Software SEAM3D</i> ®	184
7.2.3 Avaliação dos Caminhos de Transmissão.....	188
7.2.4 Comparação dos Resultados de Perda de Transmissão Sonora..	192
CAPÍTULO 8 - CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS.....	197
8.1 CONCLUSÕES FINAIS	197
8.2 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	200
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	197
ANEXO A - TEORIA DE PLACAS SANDUÍCHES.....	211
ANEXO B - FORMAS MODAIS.....	223
ANEXO C - CARTA MSC.NASTRAN UTILIZADA NAS ANÁLISES MODAIS	225
ANEXO D - CONCEITOS BÁSICOS DE PERDA DE TRANSMISSÃO SONORA	237

CONTENTS

ACKNOWLEDGMENTS	XI
ABSTRACT	XVII
LIST OF FIGURES	XVII
LIST OF TABLES	XVII
LIST OF ABBREVIATIONS.....	XVII
LIST OF SIMBOLS	XXXI
CHAPTER 1 - INTRODUCTION	47
1.1 BACKGROUND.....	47
1.2 MOTIVATIONAL ASPECTS	48
1.3 OBJECTIVES AND CONTRIBUTIONS.....	51
1.4 SURVEY OF THE LITERATURE.....	53
1.4.1 Composite Materials Introduction	53
1.4.2 Experimental Identification of Elastic Constants for Sadwiches Panels.....	56
1.4.3 Sound Transmission Loss Theory	57
1.4.4 Sound Transmission Loss Experimental Evaluation	60
1.4.5 Vibroacoustics Numerical Tools Overview	60
1.5 CHAPTERS DESCRIPTION.....	63
CHAPTER 2 - COMPOSITE MATERIALS.....	67
2.1 COMPOSITE MATERIALS INTRODUCTION.....	67
2.2 CLASSIFICATION AND CHARACTERISTICS OF COMPOSITE MATERIALS	68
2.3 STRESS-STRAIN RELATIONS FOR PLANE STRESS STATE IN AN OTHOTROPIC MATERIAL	70
2.3.1 Stress-Strain Relations for Anisotropic Materials	70
2.4 ORTHOTROPIC MATERIALS	73
2.5 RESTRICTIONS ON ELASTIC CONSTRAINS FOR ORTHOTRPC MATERIALS	76
CHAPTER 3 - EXPERIMENTAL IDENTIFICATION OF ELASTIC CONSTANTS FOR SANDWICHES PANELS.....	79
3.1 INTRODUCTION.....	79
3.2 SUMMARY OF ASTM E 1876 – 01 STANDARD	80
3.3 EXPERIMENTAL ANALYSIS.....	82

3.4	TESTS DESCRIPTION	83
3.4.1	Samples Choise	83
3.4.2	Equipements	85
3.4.3	Experimental Tests	86
3.4.4	Experimental Results	89
3.5	NUMERICAL ANALYSIS	94
3.6	NUMERICAL-EXPERIMENTAL MODEL CORRELATION.....	98

CHAPTER 4 - SOUND TRANSMISSION LOSS EXPERIMENTAL EVALUATION 103

4.1	UFSC-LVA REVERBERATION ROOMS.....	103
4.2	REVERBERATION ROOMS QUALIFICATION	106
4.2.1	Background Noise	106
4.2.2	Equivalent Sound Absorption Area	108
4.2.3	Difusion of Sound Field	114
4.3	FINAL REMARKS REGARDING QUALIFICATION PROCESS....	122
4.4	ANCHORAGE PANELS SYSTEM.....	123
4.5	EXPERIMENTAL SETTING.....	124
4.6	SOUND TRANSMISSION LOSS EVALUATION.....	126

CHAPTER 5 - STATISTICAL ENERGY ANALYSIS 131

5.1	SEA HISTORY	131
5.2	ENERGY SHARING AMONG TWO COUPLED RESSONATORS	133
5.3	STATISTICAL ENERGY ANALYSIS BASIC ASPECTS.....	135
5.4	SEA ASSUMPTIONS.....	136
5.5	GENERAL SEA EQUATIONS.....	141
5.6	SEA PARAMETERS AND TECHNIQUES FOR DETERMINING	143
5.6.1	Power Input (W_{in})	143
5.6.2	Damping Loss Factor (η)	144
5.6.2.1	Structural Subsystems	145
5.6.2.2	Acoustic Subsystems.....	149
5.6.3	Modes Number (N_{mod})	150
5.6.4	Coupling Loss Factor ($\eta_{i,j}$)	151
5.7	SOUND TRANSMISSION LOSS MODELING USING SEA.....	154

CHAPTER 6 - EXPERIMENTAL IDENTIFICATION OF SEA PARAMETERS..... 157

6.1	OBETENING SEA PARAMETERS	157
6.1.1	Modal Density	158

6.1.2	Damping Loss Factor.....	168
6.1.2.1	Power Input Method.....	169
6.1.2.2	Decay Rate Method - Acoustic Excitation.....	171
6.1.2.3	Decay Rate Method - Impact Excitation.....	173
6.1.2.4	Remarks.....	175
6.1.3	Damping Loss Factor: Emission and Reception Rooms	178
	CHAPTER 7 - SEA MODELING.....	179
7.1	SOFTWARE SEAM®	180
7.2	SEA MODELING CORRELATION ANALYSIS.....	181
7.2.1	Performance of SEA Using the SEAM3D® Software	182
7.2.2	SEA Assumptions Modelign Effectiveness with SEAM3D® Software	184
7.2.3	Transfer Paths Evaluation	188
7.2.4	Sound Transmission Loss Comparissons: Numerical vs. Experimental	192
	CHAPTER 8 - CONCLUSIONS AND RECOMMENDATIONS	197
8.1	FINAL CONCLUSIONS	197
8.2	RECOMMENDATIONS	200
	REFERENCES.....	197
	APPENDIX A - SANDWICHES PLATE THEORY	211
	APPENDIX B - MODAL SHAPES	223
	APPENDIX C - MSC.NASTRAN CHARTS FOR MODAL ANALYSIS.....	225
	ANEXO D - SOND TRANSMISSION LOSS CONCEPTS.....	237

CAPÍTULO 1

INTRODUÇÃO

Este capítulo apresentará de forma sucinta os assuntos pertinentes ao trabalho realizado nesta dissertação, iniciando com uma contextualização através de parâmetros econômicos, seguindo-se com a apresentação dos fatos que motivaram a confecção deste texto, prosseguindo-se com os objetivos e contribuições, e por fim a apresentação de uma revisão bibliográfica sucinta a respeito de todos os tópicos expostos e discutidos nos capítulos posteriores.

1.1 CONTEXTUALIZAÇÃO

Quando se trata de uma atividade de transporte aéreo, não se pode prescindir de uma análise do cenário globalizado, haja vista a quase não existência de fronteiras limitadoras das atividades desta modalidade.

A economia mundial, ao que parece, tende a se recuperar, retomando o seu crescimento após a segunda pior crise econômica mundial (outubro/2008) com o colapso da bolha imobiliária americana.

A economia brasileira conseguiu manteve-se estável durante esta crise, mesmo com as grandes pressões sobre os preços do petróleo (atingindo a marca histórica de U\$\$ 150,00 o barril) no mercado internacional e a consequente alta nos combustíveis, principalmente nos de maior valor agregado, como é o caso do querosene de aviação.

A indústria aeronáutica sofreu. Por outro lado, terá um grande crescimento. Essa tendência é facilmente notada através das intenções de compra, a médio e em longo prazo de aeronaves e sistemas de aviação.

A liberalização do comércio internacional deverá, gradativamente, conquistar o planeta, apesar dos protestos por parte de alguns países. Os focos principais dessas mudanças estarão na forma da

prestação de serviços e no desenvolvimento dos grandes blocos regionais de interesse comercial.

Finalmente, pode-se afirmar que as políticas relativas ao meio-ambiente estão cada vez mais severas e de maior influência nas operações dos serviços de transporte que sejam consideradas prejudiciais (a aviação detém alguns elevados índices de poluição ambiental como níveis de ruído, contaminação das altas camadas da atmosfera e, no caso de acidentes, contaminação dos locais pelo combustível derramado).

Esse quadro, portanto, induz à cautela: as empresas de transporte aéreo devem considerar seus investimentos nos atributos de capacidade de carga e desempenho das aeronaves, na conquista de um nicho em um espaço regionalizado das atividades de transporte de cargas e, principalmente, na captação de recursos e formas de pagamento.

Dentro deste contexto, a indústria aeronáutica enfrenta uma acirrada competição tecnológica e comercial, onde as exigências do mercado requerem melhoras cada vez mais apuradas em termos de desempenho, custos e conforto.

Um dos pontos mais relevantes no projeto, bem como na operação de uma aeronave, é o seu desempenho vibroacústico. Visto que os ruídos e as vibrações gerados por uma aeronave podem afetar os seus usuários e a sua tripulação; e conjuntamente as populações vizinhas de aeroportos, expostas aos elevados níveis sonoros gerados nos processos de pouso e decolagem.

Neste capítulo serão apresentados de forma sucinta os assuntos pertinentes ao trabalho realizado, tais como: contextualização e motivação, objetivos e contribuições, a revisão bibliográfica do trabalho e uma exposição sucinta dos assuntos a serem tratados nos capítulos posteriores.

1.2 ASPECTOS MOTIVACIONAIS

Na sociedade moderna, muitos sons produzem sensações de desconforto e, portanto, são indesejados; a este grupo de sons confere-se a nomenclatura de ruído.

O nível de ruído é um fator primordial no projeto e na operação de praticamente todos os veículos, principalmente nos aeroespaciais, já que é um subproduto dos poderosos sistemas de propulsão, os quais produzem um campo sonoro com um intenso nível global de pressão. Seu controle no ambiente da aeronave requer tratamento especial, pois

geralmente implica em adição de peso, redução do volume da cabine e consequentemente redução de desempenho.

Os dois parâmetros mais importantes no projeto de desempenho de uma aeronave são a razão empuxo por peso (T/W – *thrust-to-weight*) e a razão de carregamento alar (W/S – *wing loading*). A otimização destes parâmetros afeta a maior parte das variáveis de projeto de uma aeronave, após o seu *layout* inicial. Por exemplo, uma aeronave com um alto valor de T/W irá acelerar mais rapidamente, ter atitudes de vôo mais rápidas, atingir velocidades maiores e, consequentemente, deverá sustentar níveis de carregamentos dinâmicos mais elevados durante as manobras, implicando em estruturas mais robustas e provocando um maior consumo de combustível para uma mesma missão e, ainda, produzindo maiores níveis de ruído. Isto implicará em: índices de impactos ambientais mais elevados, maior desconforto acústico para os passageiros, elevação dos custos da aeronave e, elevação dos custos de vôo.

A atual necessidade das pessoas se locomoverem cada vez mais, mais rápido a distâncias cada vez maiores, tem gerado uma acirrada competição na indústria aeronáutica, forçando os fabricantes a obterem conceitos de excelência na melhoria contínua das capacidades e características de seus produtos, tais como alcance, velocidade, capacidade de carga, facilidade de manobra e dirigibilidade, segurança, custos operacionais, entre outros.

Um termômetro desta competição para o mercado de aeronaves é o constante desenvolvimento da tecnologia de materiais ao longo da história da aviação. No início eram construídas em madeira e passaram a ser confeccionadas de materiais cada vez menos densos e mais resistentes. Atualmente, a grande maioria das aeronaves utiliza alumínio, fibras e estruturas tipo colmeia (*honeycomb*) como principais matérias-primas, em virtude da alta relação entre a sua rigidez de flexão e o seu peso. A grande revolução das estruturas aeronáuticas desde a criação das ligas de alumínio foi à adoção dos materiais compostos, os quais vêm sofrendo um grande desenvolvimento tecnológico desde a década de 30 (ver Figura 1.1).

Figura 1.1 – Máquina Viper aplicando filamentos de fibra de carbono sobre molde de alumínio para dar forma à fuselagem da aeronave Premier I da empresa Raytheon Aircraft Company (RAC).

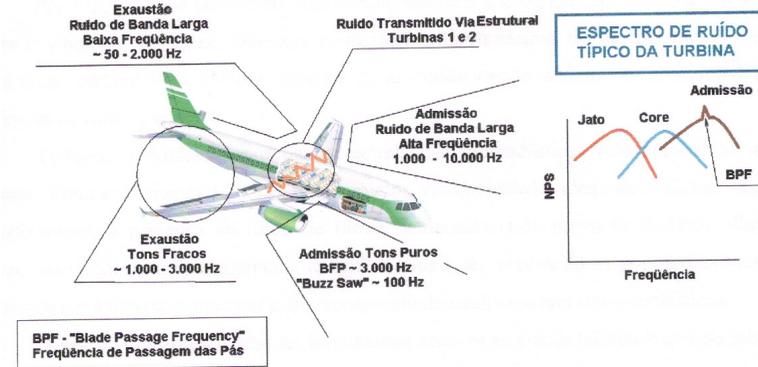


Fonte: Adaptação da Reportagem de Valtécio Alencar da Revista Aero de Magazine (p. 45).

A aplicação dos compostos na aviação se deu primeiramente no setor militar, onde foram utilizados em partes secundárias como *flaps*, derivas, hélices, estrutura das caudas, estabilizadores, entre outros. A aviação comercial e executiva veio a fazer uso desta tecnologia no pós-guerra em várias partes críticas das aeronaves com muito sucesso, permitindo uma melhora de desempenho, uma redução de custos de produção e manutenção e, principalmente, uma melhora do desempenho da aeronave. Por outro lado, a utilização de materiais mais leves e mais rígidos possibilita maiores índices de transmissibilidade e de emissão de ruídos e vibrações para o interior da aeronave, gerando o desconforto acústico dos passageiros.

As turbinas são as fontes mais significativas de vibração e de ruído de uma aeronave, sendo seu comportamento vibro-acústico dependente de dois principais fatores: seu tipo funcional e sua forma de fixação. Dois tipos de ruídos são característicos em turbinas, um primeiro tipo proveniente dos desbalanceamentos da turbina (transmissão estrutural) e um segundo tipo proveniente do escoamento entre as pás da turbina (transmissão aérea), como mostrados na Figura 1.2 abaixo.

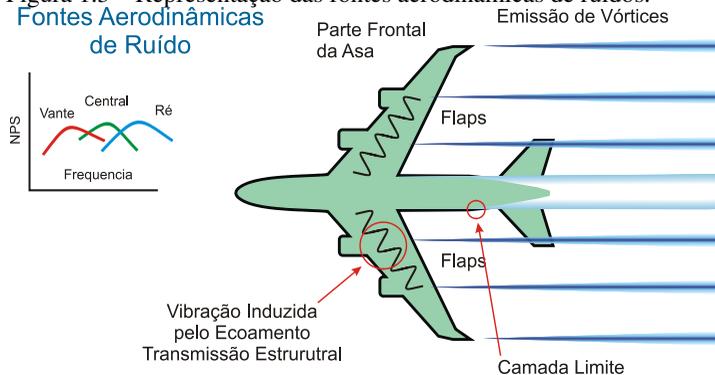
Figura 1.2 – Apresentação das fontes de ruído das turbinas e suas respectivas áreas de influência.



Fonte: GARAKIS (2001, p.11).

Outra relevante fonte de ruído e vibrações é o fluxo aerodinâmico sobre a fuselagem de uma aeronave. Os fenômenos relacionados a este tipo de geração de ruído podem ser visualizados na Figura 1.3. **Fonte de referência não encontrada.**, sendo eles: emissão de vórtices, camada limite turbulenta, entre outros.

Figura 1.3 – Representação das fontes aerodinâmicas de ruídos.



Fonte: Adaptação de GARAKIS (2001, p.11).

1.3 OBJETIVOS E CONTRIBUIÇÕES

Devido à grande quantidade de ruídos e vibrações que excitam a estrutura de uma aeronave durante o voo, torna-se de extrema

importância a compreensão do comportamento vibro-acústico de todos os componentes que compõem a estrutura das aeronaves.

Com o intuito de se conceber aeronaves de alto desempenho por parte dos fabricantes de maneira a atender os requisitos de seus clientes, torna-se de vital importância a utilização de painéis confeccionados em materiais compostos, implicando em grandes áreas de cobertura com estes, no interior e exterior das aeronaves, tendo como resultado altos níveis de potência sonora transmitida para o interior das mesmas.

Portanto este trabalho irá contribuir na obtenção das características de perda de transmissão sonora de painéis colmeia, utilizados no revestimento interior de aeronaves, devido a estes parâmetros serem de suma importância para a aquisição de um maior índice de conforto acústico dos passageiros.

Logo, este trabalho se dedicou a proporcionar contribuições científico-tecnológicas para a correta obtenção das propriedades mecânicas e também a avaliação da perda de transmissão sonora de painéis sanduíches com núcleo tipo colmeia tipicamente utilizados no revestimento interior de aeronaves, visando contribuir para o desenvolvimento de jatos com menor nível de ruído interno.

A Figura 1.4 abaixo, apresentada o esquema de construção de um painel sanduíche tipicamente empregada na indústria aeronáutica.

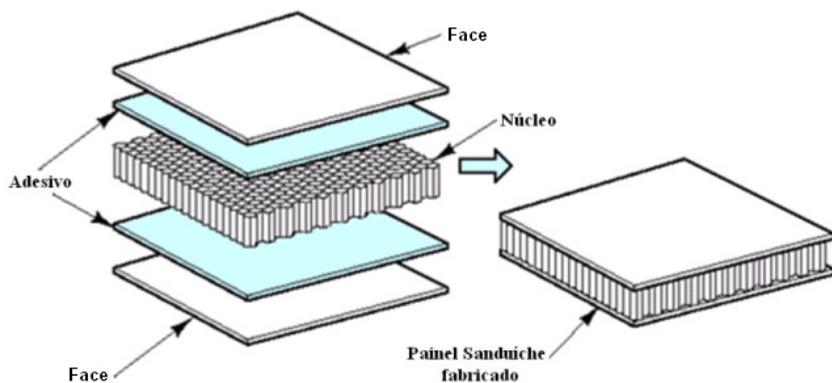


Figura 1.4 – Esquema de construção de um painel sanduíche tipicamente empregado na indústria aeronáutica.

1.4 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Neste tópico serão apresentados os principais aspectos teóricos que darão suporte bibliográfico ao estudo a ser desenvolvido nesta dissertação.

1.4.1 Introdução aos Materiais Compostos

De acordo com MENDONÇA (2005), um material composto é formado pela união de dois ou mais materiais de naturezas diferentes, combinados em escala macroscópica, para funcionarem em uma unidade, visando obter um conjunto de propriedades que nenhum dos componentes individualmente apresenta.

Estes têm uma longa história de utilização pela humanidade, como descreve os vários relatos históricos das antigas civilizações, tais como:

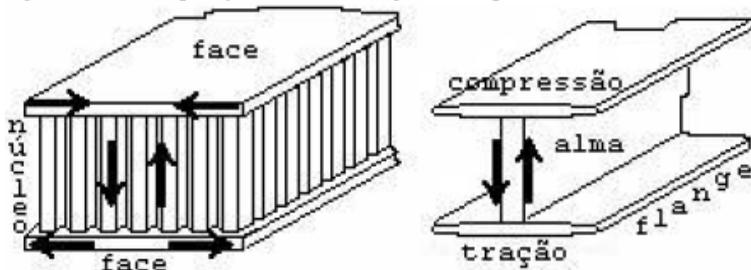
- ▶ casas construídas pelos Sumérios 3000 AC a base de tijolos e betume;
- ▶ as palhas utilizadas pelos israelitas para reforçar os tijolos de lama;
- ▶ o cimento hidráulico “pulvis puteolanus” criado pelos Romanos 145 AC para a construção do Coliseu, aquedutos, pontes, estradas.

As fibras são os elementos constituintes que conferem ao material composto suas características mecânicas: rigidez, resistência à ruptura, etc. As fibras podem ser curtas de alguns centímetros ou longas, como descrito por PEREIRA (2007).

As matrizes têm como função principal, transferir as solicitações mecânicas para as fibras e protegê-las do ambiente externo. Estas podem ser resinosas (poliéster, epóxi, etc), minerais (carbono) e metálicas (ligas de alumínio), PEREIRA (2007).

Conforme BUSTAMANTE (2002), a idéia básica na construção dos painéis sanduíche é a mesma das vigas I (ver Figura 1.5), onde os flanges resistem aos esforços de tração e compressão e o núcleo ou alma, resistem aos esforços de cisalhamento. Esta configuração permite que a placa possua uma grande rigidez de flexão.

Figura 1.5 – Comparação entre uma viga I e um painel sanduíche.



Fonte: Adaptação de BUSTAMANTE (2002).

Segundo a HEXCEL COMPOSITES (2000), em termos gerais, as tensões de cisalhamento são suportadas pelo núcleo tipo colmeia (*core*) e a tensões de flexão pelas faces (*skins*).

Para prever o comportamento mecânico dos materiais compostos, JONES (1975), criou os conceitos de *micro-mecânica* e *macro-mecânica*, sendo o primeiro definido como o estudo do comportamento do material composto, de modo que a interação dos materiais constituintes seja examinada em escala microscópica e, o segundo, definido como o comportamento do material composto, de modo que o material é presumido ser homogêneo e os efeitos dos materiais constituintes são detectados somente como propriedades médias aparentes do composto.

Em seus estudos, MENDONÇA (2005), afirma que uma característica importante sobre o comportamento mecânico das placas sanduíches, é que elas não podem, em geral, serem consideradas placas finas. Em vez disso, elas são classificadas como placas semi-espessas ou espessas dependendo da relação L_{Am}/H_{Am} . Da mesma forma que em vigas, o efeito de grandes espessuras é que as distribuições de tensões cisalhantes transversais τ_{xz} e τ_{yz} não podem simplesmente serem ignoradas na análise.

Em seu trabalho, MENDONÇA (2005) apresenta de forma bem detalhada a **Teoria de Primeira Ordem (T.P.O.)** adaptada ao uso de painéis sanduíches com uma série de hipóteses simplificativas feitas por WHITNEY (1987), de modo a possibilitar a obtenção de uma análise simplificada destes painéis.

No trabalho de PEREIRA (2007), este apresenta de maneira bem detalhada as equações, para a vibração de flexão para um painel laminado, simétrico, bi-apoiado e com lâminas dispostas em $[0^\circ/90^\circ/90^\circ/0^\circ]$ fazendo uso da **Teoria Clássica dos Laminados**

(T.C.L.) e também através da **Teoria de Primeira Ordem (T.P.O.)**, comparando as equações das frequências naturais para o primeiro modo de flexão, concluindo com isto, que a T.C.L. fornece resultados superiores aos resultados obtidos pela T.P.O.

Segundo MENDONÇA (2005), a forma genérica de se produzir teorias que melhor se aproximem da resposta ao longo da espessura, é através das chamadas **Teorias de Ordem Superior**, que consiste em trabalhar as hipóteses cinemáticas a partir das quais todo o desenvolvimento subsequente é realizado. Como por exemplo, a teoria de REDDY (1985), nesta teoria, em vez de se restringir o campo de deslocamentos coplanares a uma variação linear, toma-se uma variação cúbica, o que explica o nome da “**Teoria de Ordem Superior**”.

Em seu trabalho, YU (2005) investigou e comparou a teoria clássica da placa, a teoria melhorada da placa de Mindlin e a teoria de terceira ordem da placa de REDDY. Neste, o núcleo de colmeia com células em formato hexagonal foi modelado como uma camada de material ortotrópico com propriedades físicas e mecânicas determinadas através das correlações de GIBSON e ASHBY. O estudo comparativo mostrou que ambas as teorias (clássica e melhorada da placa) são inadequadas para a modelagem da vibração de flexão dos painéis colmeia.

Em suas investigações, YONGQIANG (2009) comparou a teoria de terceira ordem de placa de REDDY com a teoria de terceira ordem de placa de melhorada do mesmo, descobrindo que a teoria de terceira ordem fornece uma distribuição parabólica das tensões de cisalhamento transversais na direção da espessura, representando muito bem a verdadeira distribuição das tensões cisalhantes para uma placa laminada composta por uma simples camada.

Para o caso de placas laminadas, compostas por multicamadas, a condição de continuidade nas tensões cisalhantes interlaminares implica em uma distribuição contínua das deformações cisalhantes na direção da espessura, para acomodar esta condição de continuidade YONGQIANG adicionou fatores de correção cisalhantes às equações de REDDY, os quais são calculados de maneira interativa com base na equivalência da energia de deformação cisalhante. YONGQIANG, com base em análises de elementos finitos e experimentos, demonstrou, que a teoria de terceira ordem da placa de REDDY melhorada fornece melhores resultados para a predição dos deslocamentos de flexão livre para um painel sanduíche de três camadas simétrico com núcleo tipo colmeia.

1.4.2 Obtenção Experimental das Constates Elásticas de Painéis Sanduíches

As propriedades mecânicas e acústicas dos materiais compostos, tais como: os modos de vibração, a frequência de coincidência e o desempenho na região da Lei da Massa são dependentes da geometria, da massa, e das características mecânicas dos materiais utilizados na confecção das faces e do núcleo dos painéis sanduíches. Portanto, em um projeto acústico, no qual se fará uso de painéis sanduíches confeccionados em materiais compostos, as variáveis básicas de projeto são: i – a densidade (face e núcleo); ii – os módulos de Young (face e núcleo); iii – as espessuras (face e núcleo) e iv – o módulo de cisalhamento do núcleo.

Uma maneira de se obter tais propriedades é através da utilização de ensaios não destrutivos, baseados na metodologia de análise modal. LARSSON (1997) utilizou esta metodologia de análise para obter uma estimativa das constantes anisotrópicas de um painel de madeira. Em seu trabalho, ele estimou as propriedades estruturais elásticas no plano, modelando o painel como uma placa ortotrópica fina. As constantes elásticas E_1 , E_2 e G_{12} foram estimadas através da minimização do erro relativo entre as auto-frequências obtidas de forma experimental e teórica. Através da escolha dos valores de duas formas modais, ele obteve uma estimativa do coeficiente de Poisson ν_{21} . Usando a lei de Hooke generalizada, calculou o coeficiente de Poisson ν_{12} com base em E_1 , E_2 e ν_{21} .

Para modelar estruturas de vigas sanduíches com núcleos tipo colmeia e tipo espuma, NILSSON (2001) utilizou a equação de flexão aparente da viga sanduíche obtida a partir do princípio de Hamilton, de maneira a considerar os efeitos de flexão, cisalhamento e rotação. Obtendo que a rigidez de flexão da viga sanduíche é dependente da frequência e também das condições de contorno da estrutura.

De maneira a determinar a rigidez de flexão da estrutura e ao mesmo tempo a rigidez de flexão dos laminados das faces (*skins*), bem como o cisalhamento do núcleo, NILSSON fixou esta, de maneira suspensa, por fios, de modo a simular as condições de contorno livre-livre. Quando suspenso, as vigas foram excitadas perpendicularmente ao plano dos laminados, através do uso de um martelo instrumentado. Devido à baixa densidade da estrutura (viga) cerca de 3 kg/m^3 , as medições de vibrações foram realizadas utilizando um vibrômetro a *laser*. Através das funções de resposta em frequência ele conseguiu determinar

os fatores de perda do material (*loss factor*) com este sendo ensaiado dentro de uma câmara de vácuo.

VENKATESHAPPA (2001) utilizou o software MSC Patran[®] para modelar painéis sanduíches tipo colmeia, utilizados na construção de assentos de aeronaves. Em suas simulações, VENKATESHAPPA modelou as faces do painel utilizando elementos tipo casca de formato quadrado, o material da face (lâminas de fibra de vidro) foi considerado isotrópico. O núcleo foi modelado por elementos tipo sólido de formato tetragonal, o material aplicado ao núcleo (Aramida) foi considerado como ortotrópico tridimensional.

1.4.3 Teoria da Perda de Transmissão Sonora

O isolamento de ruído propiciado por paredes ou divisórias, é apenas uma maneira de atenuar a transmissão da energia sonora de um ambiente para outro, a qual se propaga por via aérea e estrutural. A propagação de uma onda acústica no ar se dá por ondas do tipo longitudinal e nos sólidos por ondas de vários tipos, tais como: longitudinal, cisalhante, torcional e de flexão.

No projeto de estruturas para isolamento de ruído, devem ser considerados os princípios físicos básicos, pois nas diversas frequências existem parâmetros e variáveis que permitem determinar o nível de ruído transmitido. As características destas estruturas podem ser estabelecidas através da determinação da grandeza física chamada de perda de transmissão acústica, GERGES (2000).

Em seu trabalho, GERGES (2000), apresenta de forma bem detalhada as formulações referentes à transmissão sonora via aérea, expondo os modelos em forma crescente de complexidade, de modo a possibilitar uma maior compreensão das hipóteses simplificadoras por parte dos leitores. Apesar de este trabalho fazer uso destas equações, estas não serão aqui expostas, pois estão detalhadas nos trabalhos de GERGES (2000) e GOMES (2005).

De maneira a verificar as influências de parâmetros como a massa, rigidez e amortecimento, FAHY (2007, p. 284 a 293), desenvolveu a equação do coeficiente de transmissão de potência sonora através de uma placa plana isotrópica, dada pela equação (12.16); de modo a permitir a verificação das influências relativas destes fatores, sobre a perda de transmissão segundo o ângulo de incidência da onda sonora.

Em 1959, KURTZE e WATTERS analisaram a perda de transmissão sonora de painéis sanduíches. Eles consideraram três tipos de movimentos mecânicos que determinam o comportamento acústico de um painel sanduíche idealizado. Nestes três tipos estão incluídos:

- i – flexão total do painel;
- ii – deformações cisalhantes em médias frequências;
- iii – flexão individual das faces em altas frequências.

Para melhorar o desempenho dos painéis projetados na região da Lei da Massa, eles propuseram que a velocidade da onda de cisalhamento do núcleo deveria ser em torno de $2/3$ da velocidade da onda sonora no ar, ou seja, Mach 0.66. Eles mostraram que a dominância das ondas cisalhantes estende-se sobre uma ampla faixa de frequências do painel, assim, conseguiram elevar a velocidade da onda de coincidência do painel para frequências mais altas.

Em 1974, DYM e LANG tentaram prever teoricamente a perda de transmissão sonora unidirecional para painéis sanduíches quando estes são submetidos a um campo acústico; eles concluíram que existem dois efeitos de coincidência:

- i – anti - simétrico, como modelado por KURTZE e WATTERS (1959);
- ii – outro simétrico que ocorre significativamente em baixas frequências.

Em seu trabalho, aplicaram sua teoria para desenvolver painéis sanduíches, de maneira a melhorar o desempenho acústico destes. Segundo esta metodologia, a perda de transmissão acústica dos painéis sanduíches é aprimorada com o aumento da densidade do núcleo. Logo, propuseram que aumentando a rigidez deste, a coincidência anti-simétrica é deslocada para frequências mais altas e a coincidência simétrica é deslocada para frequências mais baixas. Na prática o efeito da ressonância simétrica é observado em painéis sanduíches com núcleo compressível, confeccionados em espumas poliméricas, não sendo o caso dos painéis em estudo nesta dissertação.

No trabalho de PAOLOZZI e PERONI confeccionado em 1996, foi se utilizado simulações numéricas baseadas nas teorias de KURTZE e WATTERS (1959), mostrando que para painéis sanduíches com um tipo particular de núcleo, a espessura tem influência nos níveis de aceleração do painel quando este é submetido a um carregamento

acústico. Neste trabalho eles indicaram que a perda de transmissão sonora de um painel sanduíche é dependente da densidade do núcleo, a qual por sua vez, não é independente da espessura deste.

Em 1997, RENJI desenvolveu expressões analíticas para as frequências críticas e de coincidência de painéis isotrópicos esbeltos bem como de painéis compostos espessos. Para os painéis compostos estas frequências foram obtidas através de procedimentos estatísticos. Foi visto que todos os painéis finos possuem frequências crítica e de coincidência, mas os painéis espessos apresentam frequências crítica e de coincidência sob certas condições somente. Para os painéis esbeltos, as frequências de coincidência e crítica são proporcionais, mas para os painéis espessos não existe uma relação destas através de uma simples função. A frequência crítica aumenta com o módulo de cisalhamento transversal do painel, a qual foi obtida experimentalmente, e se mostrando concordante com as expressões analíticas desenvolvidas.

EFIMTSOV e BARANOV (1998) mostraram que painéis sanduíches com núcleos de elevado módulo de cisalhamento produzem um isolamento sonoro em altas frequências superior ao isolamento proporcionado por painéis com núcleo de mesma massa, mas com módulo de cisalhamento inferior.

Avaliando o desempenho acústico de painéis sanduíches com núcleo tipo colmeia, DAVIS (1999), através do uso da metodologia de análise estatística de energia (SEA), estudou três configurações de painéis baseados na teoria de KURTZE e WATTERS (1959) sendo:

- i – um subsônico;
- ii – um transônico;
- iii – um supersônico;

Variando a geometria do painel e a densidade do núcleo, foi apresentado que para painéis projetados de tal forma que a velocidade da onda de cisalhamento do núcleo seja em torno de Mach 0,66, ter-se-á um painel com um desvio mínimo das predições de perda de transmissão sonoras feitas com base na Lei da Massa.

Geralmente os painéis comerciais são melhorados tendo como restrições apenas a melhoria das propriedades de resistência mecânica e redução de peso, o que implica na criação de painéis rígidos e de baixo peso, tendo estes um baixo desempenho acústico quando avaliado sobre a métrica de perda de transmissão sonora. Para painéis sanduíches com núcleo tipo colmeia, a perda de transmissão sonora em médias e altas frequências é bem abaixo das predições da Lei da Massa e, também, a

eficiência de radiação destes painéis também é alta, porque a velocidade da onda de flexão destes painéis é similar a velocidade da onda sonora, resultando em uma troca de energia muito eficiente entre o painel e o meio (ar) que o envolve. Estes resultados foram observados em 2005 por RAJARAM, durante seus estudos, de verificação da influência de diferentes parâmetros na perda de transmissão sonora no projeto de painéis colmeia, tais como: densidade do núcleo (*core*), material do núcleo, tamanho da célula e estrutura da célula e, considerando duas famílias de faces (*skins*), uma com faces laminadas em fibra de vidro e outra laminada em fibra de carbono; os quais são utilizados numa ampla variedade de aplicações aeroespaciais.

1.4.4 Avaliação Experimental da Perda de Transmissão Sonora

Em 2005, RAJARAM, avaliou experimentalmente a perda de transmissão sonora de painéis com núcleo tipo colmeia, utilizando a técnica de intensimetria acústica de acordo com a norma ASTM 2249-02. O teste consistiu em fixar o painel na janela existente entre uma câmara reverberante e outra câmara anecóica, de modo a excitar com uma fonte de ruído branco a câmara reverberante e realizar as medições de intensimetria na câmara anecóica.

Também em 2005, GOMES avaliou experimentalmente a perda de transmissão sonora de um painel plano e liso de alumínio e outro painel plano e enrijecido também de alumínio, utilizando a norma ISO 140 (1990) como base para realização de seus trabalhos.

Segundo NÉLISSE e NICOLOAS (1997), a distribuição espacial do nível de pressão sonora, também conhecida como uniformidade espacial de pressão, é um dos métodos pelo qual a difusividade do campo sonoro em uma câmara reverberante pode ser facilmente avaliada.

De acordo com NÉLISSE e NICOLOAS (1997), o campo acústico em uma câmara reverberante qualificada exhibe difusividade adequada se o desvio padrão da pressão sonora permanecer abaixo de 1,5 dB.

1.4.5 Ferramentas Numéricas Aplicadas a Vibro-Acústica

As características vibro-acústicas de sistemas sob estudo podem ser previstas e melhoradas ainda nas fases iniciais de projeto, com maior

rapidez e precisão. Contudo, visando eliminar a construção exacerbada de protótipos, bem como o elevado número de testes, a execução de um processo de otimização prévia do projeto proporciona uma redução considerável de custo, já que se torna somente necessária a construção de protótipos otimizados.

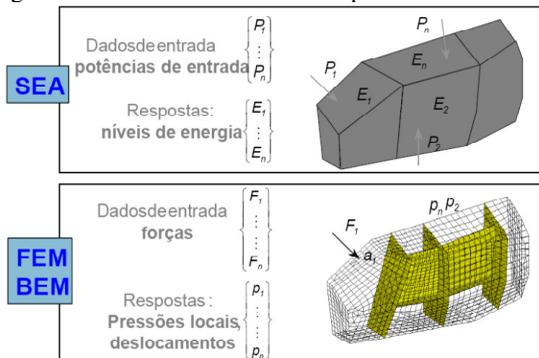
Segundo ARRUDA (2003, p.20), as ferramentas teóricas e numéricas em vibro-acústica podem ser divididas nos seguintes grupos: Métodos Analíticos, Métodos Numéricos (ou determinísticos), Métodos Semi-Analíticos e Métodos Estatísticos – Híbridos (ou de Fluxo de Energia).

A escolha do método mais apropriado ao estudo de problemas inerentes ao conforto acústico depende da faixa de frequência de interesse. A análise por elementos finitos (*Finite Elements Method – FEM*) é ideal para situações onde a frequência permite o uso de um elemento de dimensão razoável, já que o ideal é utilizar no mínimo seis elementos por comprimento de onda.

O método de elementos de contorno (*Boundary Elements Method – BEM*), também se aplica à resolução de problemas de engenharia, especialmente em acústica, de maneira a possibilitar a resolução de problemas de irradiação num meio infinito. Mesmo sendo possível em teoria aplicar o método a toda faixa de frequências, limitações de capacidade de processamento e memória também restringem seu uso às baixas frequências.

No trabalho de BOTTEON (2002), ela explica que em uma metodologia determinística é necessária a aplicação da força em pontos específicos, e em SEA (metodologia estatística), determinada potência excita todo o subsistema, como pode ser observado na Figura 1.6.

Figura 1.6 – Variáveis de SEA comparadas com variáveis de FEM e BEM.



Fonte: Adaptação de BOTTEON (2002).

Assim como FEM é adequado à análise dinâmica em baixa frequência (devido à baixa densidade modal), a análise estatística energética (*Statistical Energy Analysis – SEA*) permite o estudo da difusão de energia em médias e altas frequências, sendo este último uma metodologia complementar do FEM.

De acordo com RAMACHANDRAN (2007), os modelos de SEA são utilizados para prever níveis médios de resposta no espaço e no tempo, dentro de bandas de frequência. Estes modelos também podem analisar e comparar as trajetórias de transmissão de ruído, e estudar o efeito das mudanças efetuadas no projeto inicial, a partir dos níveis médios de resposta. SEA encontra grande aplicabilidade em problemas que possuem várias fontes e trajetórias de ruídos, como é o caso das aeronaves e veículos. O método requer o conhecimento de vários parâmetros, os quais descrevem as características dinâmicas de componentes estruturais e suas conexões. Figuram dentre estes a densidade modal (*Modal Density*), os fatores de perda por amortecimento (*Damping Loss Factor*) e por acoplamento (*Coupling Loss Factor*).

Em SEA (desenvolvida por LYON e outros autores), um parâmetro importante encontrado é a densidade modal dos componentes. O termo densidade modal é definido como o número de modos ressonantes presentes em uma banda de frequência (RENJI 2000).

No ano de 1996, RENJI desenvolveu uma equação de densidade modal para painéis colmeia com faces (*skins*) isotrópicas e núcleo (*core*) ortotrópico, considerando ou não os efeitos de cisalhamento entre o núcleo e a face.

Seis anos depois, RENJI (2002) também obteve experimentalmente os fatores de perda de um painel colmeia usando o método energético. O fator de perda por dissipação (amortecimento do painel composto) é aproximadamente o mesmo para todos os painéis com face de alumínio. Na determinação da força pontual foi utilizado um fator de correção que leva em conta a impedância da cabeça de impedância e dos outros elementos acoplados a estrutura. Foi visto que estas correções podem implicar em grandes diferenças nos valores dos fatores de perda.

Em 2004, LENZI (p. 96) explana que componentes muito leves como placas construídas com núcleo tipo colmeia, podem apresentar fatores de perda por irradiação da mesma ordem ou até maior que os fatores de perda por amortecimento estrutural, tornando-se inválida a medição do amortecimento em ambiente normal de um laboratório. A perda de energia por radiação sonora torna-se maior que a conversão da

energia vibratória em térmica. Devendo sempre se lembrar que o fator de perda usado em SEA é o estrutural, e que a perda por irradiação está associada ao fator de perda por acoplamento, ao trocar energia com uma cavidade acústica por exemplo.

1.5 ESTRUTURA DO DOCUMENTO

O presente trabalho está constituído de oito capítulos, distribuídos da seguinte maneira:

➤ Capítulo 1 – Introdução

Apresenta sucintamente os assuntos pertinentes ao trabalho realizado nesta dissertação, iniciando com uma contextualização através de parâmetros econômicos, seguindo-se com a apresentação dos fatos que motivaram a confecção deste texto, proseguindo-se com os objetivos e contribuições, e por fim a apresentação de uma revisão bibliográfica sucinta a respeito de todos os tópicos expostos e discutidos nos capítulos posteriores.

➤ Capítulo 2 – Materiais Compostos

Aqui é realizado um apanhado geral a respeito dos assuntos referentes aos materiais compostos, tendo como foco principal os painéis sanduíches de três camadas simétricos com núcleo tipo colmeia. Dentre os tópicos apresentados se destacam: introdução aos materiais compostos, classificação e características, materiais sanduíches com núcleo tipo colmeia, comportamento mecânico dos materiais compostos, arquitetura dos painéis sanduíches e modelagem de painéis compostos laminados e painéis sanduíches laminados com núcleo tipo colmeia.

➤ Capítulo 3 – Obtenção das Constantes Elásticas de Painéis Sanduíches

Este capítulo tem por objetivo apresentar o processo de obtenção das constantes elásticas de um painel sanduíche com núcleo tipo colmeia a partir de técnicas de análise modal. Também serão apresentadas as comparações entre as propriedades fornecidas pelo fabricante, às obtidas por ajuste de modelos e também as obtidas através da norma ASTM E 1876 – 01.

➤ Capítulo 4 – Avaliação Experimental da Perda de Transmissão Sonora

Aqui são descritas as atividades experimentais relacionadas à determinação da perda de transmissão sonora de painéis planos de alumínio e tipo colmeia. A metodologia utilizada na realização dos experimentos apresentados neste capítulo está delineada nas normas ISO 140-3 (1995) e ISO 354 (1985). Na metodologia adotada, fez uso de duas câmaras reverberantes adjacentes. As geometrias das câmaras e da abertura de teste serão minudenciadas na parte inicial deste capítulo. Adicionalmente, a montagem experimental utilizada, os procedimentos de medição adotados e os resultados dos ensaios experimentais serão também apresentados.

➤ Capítulo 5 – Metodologia de Análise Estatística Energética

Este capítulo se dedica a explanação a respeito da metodologia de Análise Estatística de Energia, iniciando-se pelo seu surgimento e aspectos históricos com a apresentação dos principais *softwares* comerciais, uma breve apresentação do fluxo de energia entre dois osciladores acoplados, trabalho o qual deu início a SEA, seguindo-se pela apresentação das hipóteses básicas desta metodologia, em sequência são apresentadas as equações básicas de SEA e seus parâmetros destas equações, finalizando com a apresentação das equações de análise estatística de energia para a modelagem de perda de transmissão sonora, de maneira a permitir ao leitor compreender o desenvolvimento de um modelo de SEA focado em avaliação de perda de transmissão sonora.

➤ Capítulo 6 - Avaliação Experimental dos Parâmetros de SEA

A modelagem de qualquer componente se baseia na utilização de modelos matemáticos, sendo estes alimentados por meio de parâmetros que descrevem as características mecânicas dos materiais envolvidos e a depender da simulação (modelos modais, por exemplo) o(s) comportamento(s) mecânico(s) do(s) componente(s) envolvido(s). Com o objetivo de suprir as equações de Análise Estatística de Energia, utilizadas nesta dissertação, este capítulo se dedica à obtenção por meio de métodos experimentais dos parâmetros de SEA (densidade modal e

fatores de perda por amortecimento) para os dois tipos de painéis aqui em estudo e também para as câmaras reverberantes utilizadas nos ensaios (como descrito no Capítulo 4). Os procedimentos e os equipamentos utilizados, também serão comentados e apresentados respectivamente.

➤ Capítulo 7 – Modelagem SEA – SEAM3D

Atualmente na indústria e nos centros de pesquisa é extremamente interessante realizar avaliações do comportamento dinâmico dos componentes e também do projeto como um todo anteriormente a construção do primeiro protótipo, permitindo-se assim, a avaliação antecipada e conseqüentemente a melhoria do nível vibratório das estruturas, reduzindo a deterioração de seus componentes constituintes e também o aprimoramento do seu nível de conforto acústico, acarretando em uma melhor viabilidade econômica do projeto. Estão apresentados neste capítulo de forma ordenada e sucinta os seguintes tópicos: um breve descritivo a respeito do *software* SEAM3D[®] e a construção de um modelo SEA através deste; os procedimentos para a validação de um modelo de análise estatística de energia por meio de comparações numérico-experimentais primeiramente dos parâmetros de SEA, validação de suas hipóteses básicas e finalizando com os comparativos das curvas de perda de transmissão sonora para cada um dos painéis estudados no desenrolar desta dissertação.

➤ Capítulo 8 – Conclusões Finais, e Sugestões para Trabalhos Futuros

Finalmente, este capítulo apresenta as conclusões mais importantes obtidas no decorrer do trabalho e algumas sugestões de trabalhos futuros, possibilitando a continuidade e aprofundamento dos assuntos estudados nesta dissertação.

As referências bibliográficas e os anexos encerram o presente trabalho.

CAPÍTULO 2

MATERIAIS COMPOSTOS

Todo projeto é realizado com base em algum material, o qual deve atender os seus requisitos, tais como: resistência mecânica, condutividade térmica, isolamento acústica, condutividade elétrica, entre outras necessidades que variam de projeto para projeto. Portanto são de fundamental importância a classificação e caracterização das propriedades mecânicas do material perante as necessidades do projeto.

Este capítulo apresentará sucintamente os assuntos pertinentes aos materiais compostos, tendo como foco principal os painéis sanduíches de três camadas simétricos com núcleo tipo colmeia. Dentre os tópicos apresentados destacam: introdução aos materiais compostos, classificação e características, materiais sanduíches com núcleo tipo colmeia, comportamento mecânico dos materiais compostos, arquitetura dos painéis sanduíches e modelagem de painéis compostos laminados e painéis sanduíches laminados com núcleo tipo colmeia.

2.1 INTRODUÇÃO AOS MATERIAIS COMPOSTOS

Diferentes materiais podem ser combinados em escala microscópica, como ocorre na maioria das ligas metálicas (por exemplo, aço SAE 1020), resultando em um material macroscopicamente homogêneo. A vantagem dos compostos é que eles sempre exibem as melhores qualidades de seus constituintes e, frequentemente, algumas qualidades que nenhum dos componentes possui isoladamente, JONES (1975). Dentre a vasta gama de propriedades que podem ser melhoradas pela formação de um material composto, se destacam:

- Resistência mecânica;
- Resistência à fadiga;
- Rigidez mecânica;
- Isolamento térmico;

- Resistência à corrosão;
- Resistência ao desgaste;
- Peso;
- Condutividade térmica;
- Isolamento acústico.

Naturalmente, nem todas as propriedades acima são melhoradas ao mesmo tempo, nem há geralmente a exigência de assim o fazer.

Mais recentemente, os pneus automobilísticos se constituíram num material composto, embora não visualizados como tal. O pneu moderno combina diferentes tipos de materiais, de forma a apresentar uma série de propriedades desejáveis para uma boa dirigibilidade de um automóvel. Isto é conseguido com a combinação de ar pressurizado, borracha na superfície de contato, fibras sintéticas e arames de aço estrategicamente orientados na carcaça.

2.2 CLASSIFICAÇÃO E CARACTERÍSTICAS DOS MATERIAIS COMPOSTOS

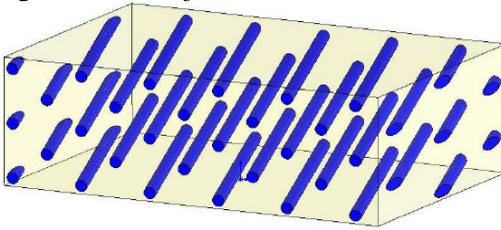
Existem três tipos comumente aceitáveis de materiais compostos:

- i – Compostos fibrosos: consistem de fibras em uma matriz;
- ii – Compostos laminados: consistem de camadas de vários materiais;
- iii – Compostos particulados: são compostos por partículas inseridas em uma matriz.

Os compostos fibrosos constituem-se pela união de fibras longas em meio de uma matriz atuante como material de reforço. Inicialmente, a resistência de uma fibra em particular, à sua tração unidirecional, já é observada bem maior que a de sua matéria prima bruta. Diversos fabricantes apresentam opções comerciais de fibras, variando de média a altas resistências e, em geral, com baixas densidades.

Na constituição do material composto, o material constituinte da matriz do composto, é utilizado para a união das fibras, permitindo a transferência de carregamentos, apresentando, ainda, a capacidade de proteção e suporte das mesmas. O arranjo destas pode ser unidirecional ou em duas ou mais direções. Como exemplo, pode-se citar um arranjo de fibras cilíndricas, unidirecionais, mantidas em posição por uma matriz sólida, como apresentado na Figura 2.1.

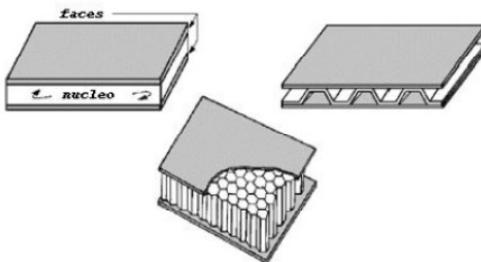
Figura 2.1 – Arranjo de fibras cilíndricas em matriz para composto fibroso.



A segunda classe de compostos apresenta-se como a laminação de diferentes camadas, de materiais distintos, combinando suas características mecânicas. Há vários exemplos desta classe, tais como: os laminados bi-materiais, ou estruturas sanduíches.

Os painéis sanduíches geralmente possuem três camadas. As camadas externas, faces, são geralmente finas e constituídas de material de alta resistência, como exemplo, têm-se os materiais laminados. A camada central, núcleo é espessa e formada por um material de baixa densidade e resistência (ou dureza), por exemplo, plásticos expandidos ou materiais corrugados. Esses painéis são eficientes por colocarem os materiais mais rígidos afastados do plano central do painel, isto é, o espaçamento maior entre as faces aumenta o momento de inércia de área da placa, com um incremento mínimo de peso, conforme Figura 2.2.

Figura 2.2 – Painéis sanduíches com faces em tela de material composto.



Fonte: Adaptação de BUSTAMANTE (2002).

Uma importante aplicação dos laminados consiste em utilizar a combinação destes com os materiais fibrosos, resultando nos compósitos laminados reforçados por fibras. Neste caso, o material é formado por camadas constituídas por fibras longas alinhadas em certas direções, com a finalidade de priorizar a resistência mecânica. Um número

ilimitado de camadas pode ser definido em variadas direções, empregando-se diferentes materiais.

Por último, a classe dos compósitos particulados resulta da imersão de partículas de um ou mais materiais em uma matriz de composição. Um grande número de arranjos com partículas e matrizes, metálicas ou não metálicas, é relatado na literatura. Como exemplo pode-se citar o concreto formado por partículas de areia e rocha em matriz de cimento.

O painel sanduíche com núcleo tipo colmeia analisado neste trabalho é classificado como um laminado fibroso.

2.3 RELAÇÕES TENSÃO-DEFORMAÇÃO PARA O ESTADO PLANO DE TENSÕES EM MATERIAL ORTOTRÓPICO

Aqui será apresentado apenas o desenvolvimento das equações para a obtenção da matriz de rigidez constitutiva para uma lâmina de material composto, seguindo a teoria de WHITNEY (1987). Pois as lâminas são as estruturas bases dos compostos. No que se refere ao painel sanduíche plano com núcleo tipo colmeia, o qual é objeto de estudo desta dissertação, as lâminas constituem as faces (*skins*) do painel.

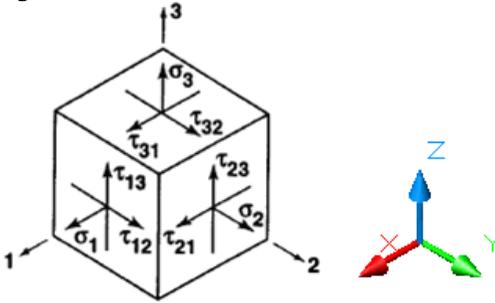
2.3.1 Relações Tensão-Deformação para Materiais Anisotrópicos

A restrição básica da teoria apresentada neste trabalho é assumir um comportamento elástico-linear para os materiais estudados, esta hipótese é bastante acurada até o ponto de ruptura das lâminas (vidro-E/epóxi e boro/epóxi), exceto no cisalhamento, em que a aproximação é pobre, JONES (1975).

A Lei de Hooke generalizada para a relação tensão-deformação pode ser escrita em sua forma compacta conforme a Equação (2.1) e exemplificado na Figura 2.3 abaixo.

$$\sigma_i = C_{ij} \varepsilon_j \quad i, j = 1, 2, \dots, 6 \quad (2.1)$$

Figura 2.3 – Elemento de tensão tridimensional.



Da teoria de resistência dos materiais tem-se que a notação compacta é definida por meio de comparação com a notação tridimensional para as tensões e deformações, logo as deformações em notação compacta podem ser escritas da seguinte maneira:

$$\begin{aligned} \varepsilon_1 &= \frac{\partial u}{\partial x} & \varepsilon_2 &= \frac{\partial v}{\partial y} & \varepsilon_3 &= \frac{\partial w}{\partial z} \\ \gamma_{12} &= \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} & \gamma_{23} &= \frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} & \gamma_{31} &= \frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} \end{aligned} \quad (2.2)$$

Segundo JONES (1975), a matriz de rigidez da Equação (2.2), C_{ij} , possui trinta e seis constantes, entretanto, este demonstra que esta matriz é simétrica ($C_{ij} = C_{ji}$) e somente vinte e uma constantes são independentes; as quais são suficientes para descrever a rigidez dos materiais anisotrópicos na região de deformação elástica dos mesmos. Para os materiais elásticos, a função densidade de energia de deformação ou potencial elástico sofre incrementos de trabalho por unidade de volume da seguinte forma:

$$dW = C_{ij} \varepsilon_j d\varepsilon_i \quad (2.3)$$

Realizando a integração para todas as deformações, obtém-se que o trabalho por unidade de volume, em notação compacta, é dado por:

$$W = \frac{1}{2} C_{ij} \varepsilon_i \varepsilon_j \quad (2.4)$$

De maneira similar, a Equação (2.4) pode ser reescrita em função da matriz de flexibilidade da seguinte maneira:

$$W = \frac{1}{2} S_{ij} \sigma_i \sigma_j \quad (2.5)$$

onde a matriz de flexibilidade é definida como a inversa da matriz de rigidez, sendo desta maneira, também simétrica ($S_{ij} = S_{ji}$), logo as relações deformação-tensão podem ser escritas em forma compacta como:

$$\varepsilon_i = S_{ij} \sigma_j \quad i, j = 1, 2, \dots, 6 \quad (2.6)$$

Com as reduções antecedentes do número de constantes independentes da matriz de rigidez, pode-se escrever a equação da Lei de Hooke na forma tensorial conforme a Equação (2.1) e a Figura 2.3 para os materiais anisotrópicos.

$$\left\{ \begin{array}{l} \sigma_1 \\ \sigma_2 \\ \sigma_3 \\ \tau_{23} \\ \tau_{31} \\ \tau_{12} \end{array} \right\} = \left[\begin{array}{cccccc} C_{11} & C_{12} & C_{13} & C_{14} & C_{15} & C_{16} \\ C_{12} & C_{22} & C_{23} & C_{24} & C_{25} & C_{26} \\ C_{13} & C_{23} & C_{33} & C_{34} & C_{35} & C_{36} \\ C_{14} & C_{24} & C_{34} & C_{44} & C_{45} & C_{46} \\ C_{15} & C_{25} & C_{35} & C_{45} & C_{55} & C_{56} \\ C_{16} & C_{26} & C_{36} & C_{46} & C_{56} & C_{66} \end{array} \right]^T \left\{ \begin{array}{l} \varepsilon_1 \\ \varepsilon_2 \\ \varepsilon_3 \\ \gamma_{23} \\ \gamma_{31} \\ \gamma_{12} \end{array} \right\} \quad (2.7)$$

A Equação (2.7) é a mais geral dentro da linha de trabalho da elasticidade linear.

Se um material apresentar dois planos ortogonais, os quais possuem propriedades (módulo de Young, coeficiente de Poisson e módulo de cisalhamento) constantes ao longo de cada plano de simetria, conseqüentemente existirá um terceiro plano mutuamente simétrico aos

outros dois, de modo que este último poderá vir a ter propriedades diferentes dos outros dois planos. Logo, as relações de tensão-deformação em relação ao eixo de coordenadas alinhado com as direções principais deste material são dadas pela simplificação da Equação (2.7), a qual é re-escrita da seguinte maneira:

$$\begin{Bmatrix} \sigma_1 \\ \sigma_2 \\ \sigma_3 \\ \tau_{23} \\ \tau_{31} \\ \tau_{12} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} C_{11} & C_{12} & C_{13} & 0 & 0 & 0 \\ C_{12} & C_{22} & C_{23} & 0 & 0 & 0 \\ C_{13} & C_{23} & C_{33} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & C_{44} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & C_{55} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & C_{66} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \varepsilon_1 \\ \varepsilon_2 \\ \varepsilon_3 \\ \gamma_{23} \\ \gamma_{31} \\ \gamma_{12} \end{Bmatrix} \quad (2.8)$$

Os materiais representados pela Equação (2.8) são denominados como ortotrópicos. Nestes materiais, diferentemente dos anisotrópicos não há interação entre as tensões normais (σ_1 , σ_2 , e σ_3) e as deformações cisalhantes (γ_{23} , γ_{31} , e γ_{12}) e vice-versa, bem como não existe nenhuma interação entre as tensões cisalhantes e as deformações de cisalhamento nos diferentes planos, são necessárias somente nove constantes independentes para representar completamente a matriz de rigidez ou de elasticidade destes materiais.

2.4 MATERIAIS ORTOTRÓPICOS

As propriedades ou constantes dos materiais são de maneira generalizada as seguintes: módulo de Young, coeficiente de Poisson e módulo de cisalhamento. Estas constantes são medidas em simples testes uniaxiais de tensão, em testes de cisalhamento puro ou através de análise dinâmica (combinado as técnicas de análise modal experimental e análise harmônica numérica de modo a permitir a convergência dos valores das grandezas); tais técnicas serão discutidas no Capítulo 3.

Para os materiais ortotrópicos, as componentes da matriz de flexibilidade em termos das constantes técnicas são:

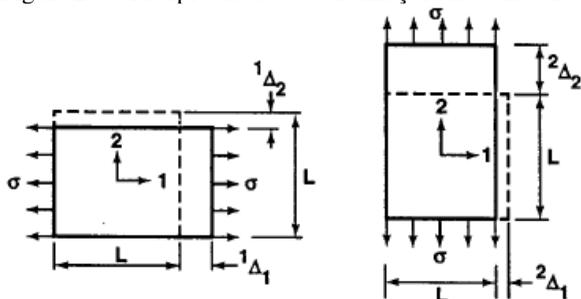
$$[S_{ij}] = \begin{bmatrix} \frac{1}{E_1} & -\frac{\nu_{21}}{E_2} & -\frac{\nu_{31}}{E_3} & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{\nu_{12}}{E_1} & \frac{1}{E_2} & -\frac{\nu_{32}}{E_3} & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{\nu_{13}}{E_1} & -\frac{\nu_{23}}{E_2} & \frac{1}{E_3} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{1}{G_{23}} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{G_{31}} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{G_{12}} \end{bmatrix} \quad (2.9)$$

Como a matriz de flexibilidade é simétrica (conforme demonstrado por JONES (1975)), pode-se escrever com base na Equação (2.9) que:

$$\frac{\nu_{ij}}{E_i} = \frac{\nu_{ji}}{E_j} \quad i, j = 1, 2, 3 \quad (2.10)$$

Devido às relações de simetria da matriz de flexibilidade, obtêm-se as relações de reciprocidade entre os coeficientes de Poisson ν_{ij} e ν_{ji} ; de modo que a deformação transversal medida no eixo j , devido a uma tensão aplicada no eixo i , seja igual à deformação transversal medida no eixo i , devido à aplicação de uma tensão no eixo j . Tais deformações são apresentadas na Figura 2.4.

Figura 2.4 – Reciprocidade de deformações nos eixos 1 e 2.



Fonte: Adaptação de JONES (1975).

Como as matrizes de rigidez e flexibilidade são mutuamente inversas uma da outra, podem-se obter as componentes da matriz de rigidez $[C_{ij}]$ da Equação (2.8) em função da matriz de flexibilidade, por meio da resolução da Equação (2.11):

$$\left[S_{ij} \right] * \left[S_{ij} \right]^{-1} = [I] \rightarrow \left[C_{ij} \right] = \left[S_{ij} \right]^{-1} * [I] \quad (2.11)$$

Portando, as componentes da matriz de rigidez $[C_{ij}]$ da Equação (2.8) são dadas por:

$$\begin{aligned} C_{11} &= \frac{S_{22}S_{33} - S_{23}^2}{S} & C_{12} &= \frac{S_{13}S_{23} - S_{12}S_{33}}{S} & C_{22} &= \frac{S_{33}S_{11} - S_{13}^2}{S} & (2.12) \\ C_{13} &= \frac{S_{12}S_{23} - S_{13}S_{22}}{S} & C_{33} &= \frac{S_{11}S_{22} - S_{12}^2}{S} & C_{23} &= \frac{S_{12}S_{13} - S_{23}S_{11}}{S} \\ C_{44} &= \frac{1}{S_{44}} & C_{55} &= \frac{1}{S_{55}} & C_{66} &= \frac{1}{S_{66}} \end{aligned}$$

onde a constante S é dada por:

$$S = S_{11}S_{22}S_{33} - S_{11}S_{23}^2 - S_{22}S_{13}^2 - S_{33}S_{12}^2 + 2S_{12}S_{23}S_{13} \quad (2.13)$$

Substituindo as constantes da Equação (2.9) no conjunto de Equações (2.11), tem-se:

$$\begin{aligned} C_{11} &= \frac{1 - \nu_{23}\nu_{32}}{E_2E_3\Delta} & C_{12} &= \frac{\nu_{23} + \nu_{31}\nu_{23}}{E_2E_3\Delta} & C_{13} &= \frac{\nu_{31} + \nu_{21}\nu_{32}}{E_2E_3\Delta} & (2.14) \\ C_{22} &= \frac{1 - \nu_{13}\nu_{31}}{E_1E_3\Delta} & C_{23} &= \frac{\nu_{32} + \nu_{12}\nu_{31}}{E_1E_3\Delta} & C_{33} &= \frac{1 - \nu_{12}\nu_{21}}{E_1E_2\Delta} \\ C_{44} &= G_{12} & C_{55} &= G_{23} & C_{66} &= G_{31} \end{aligned}$$

onde a constante Δ é dada por:

$$\Delta = \frac{1 - \nu_{12}\nu_{21} - \nu_{23}\nu_{32} - \nu_{13}\nu_{31} - 2\nu_{21}\nu_{32}\nu_{13}}{E_1E_3E_3} \quad (2.15)$$

2.5 RESTRIÇÕES DAS CONSTANTES ELÁSTICAS DOS MATERIAIS ORTOTRÓPICOS

Para os materiais isotrópicos, certas relações entre as constantes elásticas devem ser satisfeitas. Assim, os módulos de cisalhamento e de bulk, os quais podem ser definidos em termos do módulo de Young, e do coeficiente de Poisson, conforme as Equações (2.16) e (2.17) abaixo.

$$G = \frac{E}{2(1+\nu)} \quad (2.16)$$

$$K = \frac{E}{3(1-2\nu)} \quad (2.17)$$

Como E e G são sempre constantes físicas positivas, tem-se que as tensões normais ou de cisalhamento realizam trabalho positivo, logo $\nu > -1$.

De maneira similar, se um corpo isotrópico é submetido a uma pressão hidrostática, P , então a deformação volumétrica, ε , é dada pela soma das três deformações normais:

$$\varepsilon = \varepsilon_x + \varepsilon_x + \varepsilon_x = \frac{P}{K} \quad (2.18)$$

Como E é sempre positivo, tem-se das Equações (2.16) e (2.17), que para o módulo de bulk ser positivo, deve-se ter $\nu < 1/2$. Se o módulo de bulk for negativo, significa que a pressão hidrostática está causando uma expansão no cubo de material isotrópico. Como os carregamentos (cisalhante e hidrostático) não produzem trabalho negativo e não existe nenhum material isotrópico infinitamente rígido, tem-se que o coeficiente de Poisson para os materiais isotrópicos deve variar dentro do seguinte intervalo:

$$0 < \nu < \frac{1}{2} \quad (2.19)$$

Segundo NORTON (2004), o coeficiente de Poisson para a maior parte dos metais apresenta valor em torno de 0,3.

Para os materiais ortotrópicos, as relações entre as constantes elásticas são mais complexas do que para os isotrópicos. Por isto, estas relações devem ser investigadas com mais rigor de modo a se evitar erros na obtenção destas constantes para os materiais ortotrópicos.

Com base na restrição termodinâmica – que diz que a soma do trabalho realizado por todas as componentes de tensão devem ser positivas para evitar a criação de energia – e também na simetria das matrizes de rigidez e flexibilidade; LEMPRIERE (1968) obteve que as matrizes de rigidez e flexibilidade são definidas-positivas e assim, estas possuem valores principais ou invariantes positivos. Desta maneira, ele formulou as relações matemáticas que estabelecem os valores limitantes dos coeficientes de Poisson em função dos módulos de elasticidade para os materiais ortotrópicos, as quais são dadas por:

$$\begin{aligned} |v_{21}| < \left(\frac{E_2}{E_1}\right)^{\frac{1}{2}} & \quad |v_{12}| < \left(\frac{E_1}{E_2}\right)^{\frac{1}{2}} & \quad |v_{32}| < \left(\frac{E_3}{E_2}\right)^{\frac{1}{2}} & \quad |v_{23}| < \left(\frac{E_2}{E_3}\right)^{\frac{1}{2}} \\ & \quad |v_{13}| < \left(\frac{E_1}{E_3}\right)^{\frac{1}{2}} & \quad |v_{31}| < \left(\frac{E_3}{E_1}\right)^{\frac{1}{2}} \end{aligned} \quad (2.20)$$

Combinando as Equações de (2.20) com as definições para os termos da matriz de flexibilidade dada na Equação (2.9), têm-se as seguintes relações para os coeficientes da matriz de flexibilidade:

$$|S_{23}| < (S_{22}S_{33})^{1/2} \quad |S_{13}| < (S_{11}S_{33})^{1/2} \quad |S_{12}| < (S_{11}S_{22})^{1/2} \quad (2.21)$$

Através das relações de (2.21) LEMPRIERE (1968) obteve a seguinte inequação para os valores dos coeficientes de Poisson:

$$v_{21}v_{32}v_{13} < \frac{1}{2} \left[1 - v_{21}^2 \left(\frac{E_1}{E_2}\right) - v_{32}^2 \left(\frac{E_2}{E_3}\right) - v_{13}^2 \left(\frac{E_3}{E_1}\right) \right] < \frac{1}{2} \quad (2.22)$$

O *software* MSC PATRAN[®] possui um algoritmo interno que calcula as constantes de rigidez especificadas no conjunto de Equações (2.14) em função das constantes de engenharia de maneira que estas venham a respeitar as condições de LEMPRIERE. O que não acontece com o *software* HYPERMESH[®].

Neste trabalho as constantes de rigidez do painel sanduíche $[C_{ij}]$ para cada uma de suas camadas foram calculadas pelo *software* MSC PATRAN[®].

No ANEXO A o leitor poderá encontrar a dedução das equações para o desenvolvimento das formulações das teorias de placas para os painéis sanduíches, as quais são as bases das teorias para o desenvolvimento de expressões para os parâmetros de SEA para os painéis sanduíches.

CAPÍTULO 3

OBTENÇÃO EXPERIMENTAL DAS CONSTANTES ELÁSTICAS DE PAINÉIS SANDUÍCHES

Durante a fase de projeto de um produto, exige-se um elevado grau de confiança nos valores das propriedades mecânicas do material, permitindo-se assim que o dimensionamento do(s) componente(s) seja(m) realizado(s) de forma a retratar corretamente o comportamento deste(s) após ser(em) fabricado(s).

Este capítulo tem por objetivo obter as constantes elásticas de um painel sanduíche com núcleo tipo colmeia a partir de técnicas de análise modal.

Também foram realizadas comparações entre as propriedades fornecidas pelo fabricante, às obtidas por ajuste de modelos e também as obtidas através da norma *ASTM E 1876 – 01*.

3.1 INTRODUÇÃO

O dimensionamento e a análise de confiabilidade dos componentes projetados são realizados através do uso de modelos matemáticos baseados nas características mecânicas dos materiais, de suas geometrias e arranjos estruturais. As propriedades mecânicas são tradicionalmente obtidas através dos diagramas tensão-deformação.

Os métodos tradicionais de ensaios se baseiam em conceitos de colapso, os quais utilizam ensaios destrutivos que se associem aos diversos modos de falha dos componentes, através do uso de corpos de prova normalizados.

Ao longo dos anos uma série de ensaios tem sido proposta e discutida para a determinação de propriedades que se associem as diversas formas de colapso identificadas nos painéis de materiais compostos. Algumas dessas proposições, baseadas em ensaios destrutivos e não destrutivos, foram posteriormente transformadas em normas por entidades nacionais ou internacionais, como exemplo, pode-se citar a norma *ASTM E 1876 – 01*.

Pela sua própria definição, as técnicas tradicionais de ensaios, baseadas em colapso de corpos de prova, se tornam inviáveis para a aplicação em painéis sanduíches com núcleo tipo colmeia, devido ao elevado custo destes, além de não serem capazes de fornecer as características mecânicas desses materiais sob carregamentos dinâmicos que variam com a frequência de excitação.

Logo, a análise dinâmica tem-se revelado um método de grande importância na avaliação das características mecânicas dos materiais, especialmente dos compostos, dentre elas, destaca-se a análise modal.

A utilização das técnicas de análise modal através de ajustes dos modelos numérico-experimentais permite a obtenção das propriedades elásticas dinâmicas dos materiais por meio do uso de corpos de prova relativamente pequenos sem a necessidade de inviabilizá-los, como ocorre nos ensaios destrutivos.

A análise modal fornece informações integradas a respeito da rigidez e do amortecimento do sistema, pois o comportamento dinâmico dos componentes é regido pelas propriedades dos elementos que o constituem, logo, qualquer alteração ou variação micro ou macroscópica destes, vem a alterar diretamente os valores das propriedades mecânicas do sistema como um todo, em valores menores ou maiores, conforme o grau de alteração provocado.

3.2 SÍNTESE DA NORMA ASTM E 1876 – 01

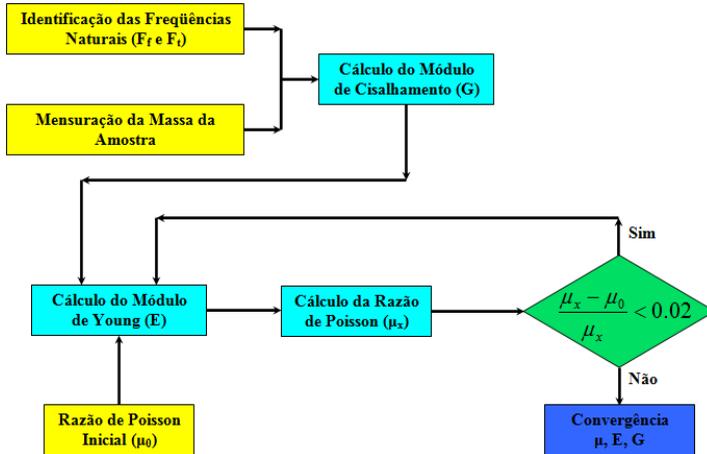
A metodologia apresentada pela norma ASTM E 1876 – 01 (*Standard Test Method for Dynamic Young's Modulus, Shear Modulus, and Poisson's Ratio by Impulse Excitation of Vibration*) cobre a determinação das propriedades elásticas dinâmicas de materiais em temperaturas ambiente, criogênica ou elevada.

Esta metodologia pode ser utilizada para o desenvolvimento, caracterização, geração de dados de projeto e também com propósitos de controle de qualidade. Sendo especificamente apropriada para a

determinação de módulos de materiais que sejam elásticos, homogêneos e isotrópicos.

A Figura 3.1 abaixo apresenta o fluxograma para cálculo das constantes elásticas dos materiais exposto na norma *ASTM E 1876 – 01*.

Figura 3.1 – Fluxograma para a determinação das constantes elásticas de materiais conforme a norma *ASTM E 1876 – 01*.



Fonte: Adaptação da norma *ASTM E 1876 – 01*.

A aplicabilidade desta norma para a caracterização de materiais compostos e não-homogêneos somente pode ser verificada através de um procedimento cuidadoso dos efeitos de não-homogeneidades e anisotropia, tais como: tamanho, distribuição e orientação das fibras, propriedades elásticas, entre outras.

Neste método, mede-se a frequência de ressonância fundamental das amostras (barras delgadas de seção transversal retangular ou cilíndrica) padronizadas, através de excitações mecânicas derivadas de impactos. Os níveis das respostas são coletados por meio do uso de acelerômetros, *laser* ou microfone.

Placas planas e discos também podem ser medidos de maneira similar, mas requerem equações para a determinação dos módulos os quais não estão contidas no escopo principal desta norma.

A montagem experimental deve ser realizada de maneira a minimizar a influência dos suportes e dos transdutores na resposta obtida, e permitindo que a amostra vibre livremente. As posições dos suportes, as localizações dos pontos a serem impactados e também dos

pontos de coleta das respostas devem estar em concordância com as técnicas de análises de vibrações transientes.

As equações analíticas assumem que as amostras possuam geometrias regulares de maneira que suas arestas sejam paralelas (barras de seções transversais retangulares) ou concêntricas (barras de seções transversais cilíndricas).

3.3 ANÁLISE EXPERIMENTAL

A técnica experimental utilizada na determinação dos parâmetros modais (frequências naturais, fatores de perda – amortecimento total – e as respectivas formas modais) trata-se da análise modal experimental.

A Figura 3.2 abaixo apresenta a montagem experimental realizada para os ensaios de análise modal.

Figura 3.2 – Montagem experimental para a realização do ensaio de análise modal experimental. (a) – amostra tipo viga; (b) – amostra tipo placa.



O objetivo principal desse experimento foi o de determinar os modos fundamentais de flexão das amostras nas direções “X” e “Y” respectivamente, como também o modo fundamental de torção, viabilizando a verificação de aplicabilidade da norma *ASTM E 1876 – 01* na obtenção das propriedades de materiais sanduíches com núcleo tipo colmeia, não necessitando, portanto, da realização de ensaios destrutivos.

No experimento em questão foi utilizado o *Método no Domínio da Frequência*, que utiliza funções resposta em frequência (*FRFs*) como informações de entrada. No caso, as *FRFs* são do tipo inércia.

Para obtê-las são analisadas as respostas (acelerações) de um dado ponto do sistema provenientes das excitações (forças), aplicadas em vários pontos do mesmo, através de um martelo instrumentado.

Durante a realização dos ensaios, foram utilizados fios de nylon (0,5 mm de diâmetro por 0,4 m de comprimento) para manter suspensas as amostras (forma de pêndulo), de modo a se reduzir a energia vibratória que se propaga ao longo dos cabos de suspensão, e também as influências dos modos de corpo rígido das amostras, conforme apresentado na Figura 3.2.

O software utilizado nas análises experimentais trata-se do *Modal Analysis*[®], sendo este um módulo que compõem a família *LMS TestLabTM*[®]. Ele oferece todas as ferramentas e funções necessárias para a realização de uma análise modal experimental. Inclui ferramentas dedicadas ao *set up* instrumental, processo de calibração, aquisição de sinais, criação de geometrias, pós-processamento e análise de resultados.

3.4 DESCRIÇÃO DO EXPERIMENTO

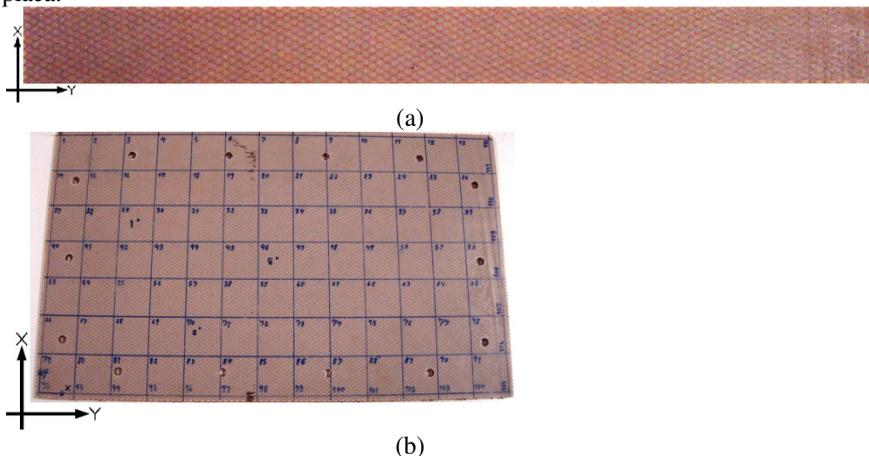
Os ensaios foram realizados em duas amostras distintas de painel sanduíche com núcleo tipo colmeia: a primeira uma viga, conforme as requisições da norma *ASTM E 1876 – 01* e a segunda uma placa, de maneira a verificar a aplicabilidade desta norma para a obtenção das constantes de engenharia de painéis sanduíches com núcleo tipo colmeia.

3.4.1 Seleção das Amostras

Foram selecionadas duas amostras (uma viga e uma placa) para a realização dos ensaios de análise modal, com o intuito de verificar a influência dos aspectos geométricos das amostras sobre as propriedades através das técnicas de ajustes dos parâmetros modais.

A Figura 3.3 abaixo expõe as amostras utilizadas nos ensaios de análise modal, sendo uma placa (amostra “a”) e uma placa (amostra “b”).

Figura 3.3 – Amostras utilizadas nos ensaios de análise modal. (a) – viga; (b) – placa.



As condições de paralelismo das amostras e a forma de mensuração destas respeitaram as exigências da norma *ASTM E 1876 – 01*.

A norma *ASTM E 1876 – 01* recomenda que para o caso de análise de barras delgadas de seção transversal retangular, estas devem possuir as seguintes relações dimensionais:

$$20 \leq \frac{L_{Am}}{H_{Am}} \leq 25 \quad e \quad \frac{W_{Am}}{H_{Am}} \geq 5 \quad (3.1)$$

A norma *ASTM E 1876 – 01* não fixa o valor máximo da relação comprimento/espessura da amostra. Escolheu-se, portanto, uma viga com comprimento cerca de cinquenta e três vezes maior que a sua espessura. Tal escolha se deu com o objetivo de minimizar a influência da massa do acelerômetro nas medições das *FRFs*. Segundo BRÜEL & KJÆR (1982), se tal correção não for realizada, as *FRFs*, apresentaram magnitudes inferiores aos seus níveis reais.

As características físicas das amostras foram mensuradas em três vezes distintas e, os respectivos valores médios são apresentados na Tabela 3.1 abaixo.

Tabela 3.1 – Características geométricas das amostras.

Viga				
Característica	Medição 1	Medição 2	Medição 3	Valor Médio
Comprimento [mm]	359,30	359,50	359,90	359,57
Largura [mm]	35,45	35,25	35,50	35,40
Espessura [mm]	6,55	6,58	6,59	6,57
Massa [g]	16,483	16,483	16,483	16,483
Placa				
Característica	Medição 1	Medição 2	Medição 3	Valor Médio
Comprimento [mm]	466	466	465	465,66
Largura [mm]	271	272	271	271,33
Espessura [mm]	6,47	6,47	6,49	6,48
Massa [g]	145,194	145,194	145,194	145,194

3.4.2 Equipamentos

Os equipamentos utilizados na realização dos ensaios experimentais de análise modal experimental foram:

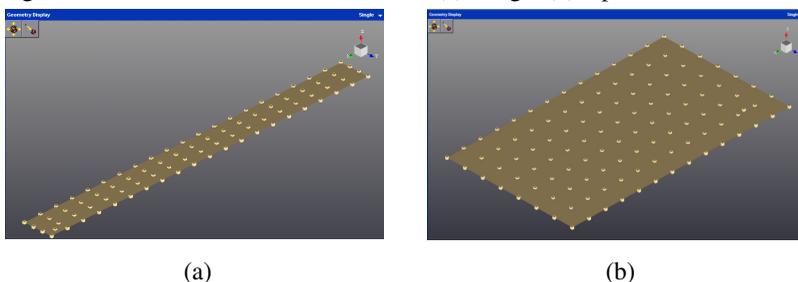
- Analisador de sinais LMS SCADAS III;
- Microcomputador;
- Acelerômetro PCB 352A21, SN 86995 – sensibilidade: 0,942 mV/m.s²;
- Martelo de Impacto PCB 086D80, SN 14579 - sensibilidade: 22,48 mV/N;
- Martelo de Impacto PCB 086C05, SN 19347 - sensibilidade: 0,23 mV/N;
- Calibrador de vibração PCB M394C06, SN 3366 – 10 m/s² – 159,2 Hz;
- Cabos com terminação BNC e MICRODOT.

A montagem e a instrumentação utilizada no ensaio de análise modal experimental para ambas as amostras, podem ser visualizadas na Figura 3.2.

3.4.3 Ensaio Experimental

A viga apresentada na Figura 3.4.a, foi dividida em 21 pontos na direção “X” e 4 pontos na direção “Y”. A placa apresentada na Figura 3.4.b foi discretizada em 14 pontos na direção “X” e 8 pontos na direção “Y”. Estas discretizações foram escolhidas de modo a permitir uma boa visualização das formas modais fundamentais de flexão e torção. A Figura 3.4 apresenta as malhas virtuais implementadas no software *LMS TestLab™ Modal Analysis®*.

Figura 3.4 – Malhas virtuais das amostras, (a) – viga; (b) – placa.



Devido às suas dimensões e à sua baixa massa, a amostra tipo viga foi impactada através do martelo PCB 086D80.

A banda de frequências analisada para a viga compreendeu o intervalo de 0 a 3200 Hz (nesta faixa de frequências foram encontrados 8 formas modais distintas, como pode ser visualizado no ANEXO B desta dissertação), com um total de 4096 linhas espectrais, gerando uma resolução de 0,78 Hz, devido aos seguintes motivos:

- a ponteira do martelo é de titânio e não pode ser removida;
- ensaios experimentais preliminares mostraram a presença dos primeiros modos de vibração para ambas as amostras dentro desta faixa de frequências;
- deseja-se obter o máximo possível de modos.

A janela utilizada para a excitação (força) foi à transiente, e para a resposta (aceleração) a exponencial. Foram utilizadas seis médias para cada ponto de excitação.

Esperando-se o aparecimento de modos em frequências mais baixas que os modos apresentados na viga, foram realizados testes que

permitissem a escolha do martelo instrumentado a ser utilizado na impactação da placa.

Foram testados dois diferentes martelos instrumentados, os quais estão apresentados na Figura 3.5 abaixo:

Figura 3.5 – Martelos instrumentados utilizados nos testes de verificação sobre qual o transdutor que melhor se adequaria aos ensaios de análise modal experimental das amostras de painéis santuiches: (a) - Martelo de Impacto PCB 086D80; (b) - Martelo de Impacto PCB 086C05.



(a)



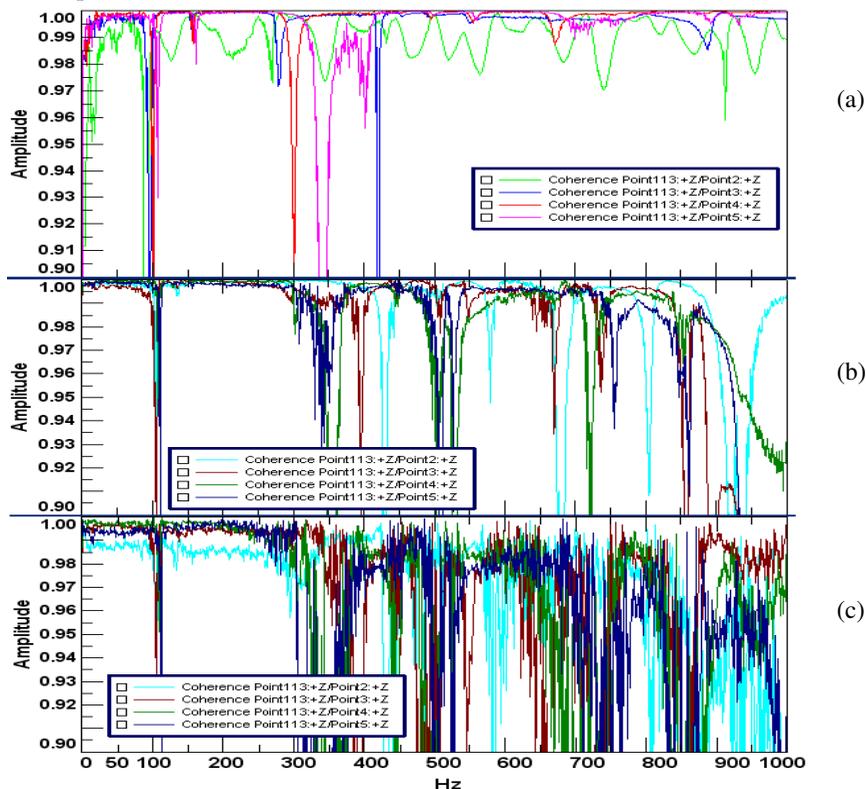
(b)

Para a escolha do transdutor de impacto, o qual melhor se adequaria aos ensaios de análise modal, foram realizadas análises, através da verificação de suas respectivas curvas de coerência, escolhendo-se assim o instrumento que viesse a apresentar os maiores níveis de coerência para os pontos excitados, de modo a evitar a interferência de ruídos provenientes de outras fontes de excitação nas medições.

Para o martelo PCB 086C05, SN 19347, foram utilizadas duas ponteiros, sendo uma de nylon e a outra de borracha.

Os gráficos das coerências obtidas para os instrumentos testados estão apresentados na Figura 3.6, a qual permite facilmente visualizar que o martelo escolhido foi PCB 086D80.

Figura 3.6 – Comparação dos gráficos das coerências obtidas com os martelos, na impactação da amostra tipo placa. (a) – Martelo de Impacto PCB 086D80; (b) – Martelo PCB 086C05 com ponteira de Nylon; (c) – Martelo PCB 086C05 com ponteira de Borracha.

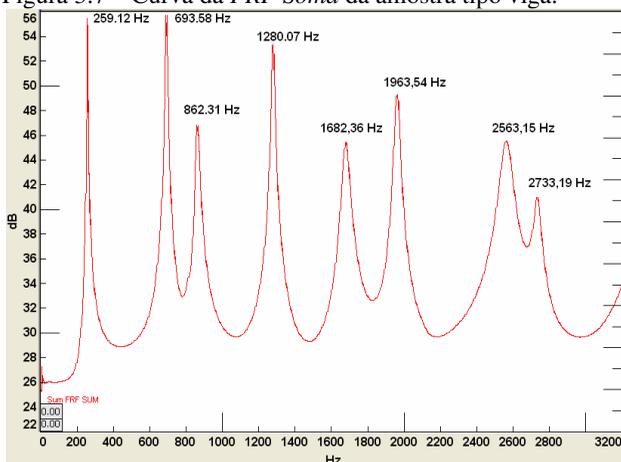


O software *LMS TestLab™ Modal Analysis versão 8A*[®] permite que tanto o acelerômetro quanto o martelo se “movam” ao longo da peça para a coleta das *FRFs*, neste ensaio foi fixado o acelerômetro através de uma camada mínima de adesivo anaeróbico e, o martelo instrumentado foi movimentado ao longo da peça, para se gerarem as diversas excitações em todos os pontos da malha (ver Figura 3.4), obtendo-se assim as *FRFs* necessárias para a execução da análise modal experimental.

3.4.4 Resultados Experimentais

A Figura 3.7 abaixo apresenta a curva da *FRF* soma, com as respectivas frequências dos modos estabilizados, obtidos a partir do software *LMS TestLab™ Modal Analysis®* para a amostra tipo viga.

Figura 3.7 – Curva da *FRF Soma* da amostra tipo viga.



A Tabela 3.2 apresenta os valores das frequências naturais, com seus respectivos fatores de perda (amortecimento) para amostra tipo viga. Suas respectivas formas de deformação são apresentadas no ANEXO B. O sistema de coordenadas da Tabela 3.2 segue o sistema de coordenadas apresentado na Figura 3.4.

Tabela 3.2 – Características modais da viga sanduíche com núcleo tipo colmeia.

Modo	Frequência [Hz]	Fator de Perda η [%]
1º Modo	259,12 Hz	0,62
2º Modo	693,58 Hz	0,62
3º Modo	862,31 Hz	1,17
4º Modo	1280,07 Hz	0,64
5º Modo	1682,36 Hz	1,08
6º Modo	1963,54 Hz	0,57
7º Modo	2563,15 Hz	1,26
8º Modo	2733,19 Hz	0,80

Analisando as formas modais apresentadas no ANEXO B, verifica-se que as relações de dimensões especificadas pela norma ASTM E 1876 – 01, conforme a Equação (3.1), não permitem que o modo fundamental de flexão na direção “Y” seja capturado para vigas sanduíches com núcleo tipo colmeia, impossibilitando desta maneira a obtenção do módulo de Young nesta direção através da utilização das equações especificadas por esta norma com base em apenas uma única amostra.

Tal problema pode ser contornado através da utilização de duas ou mais amostras de vigas (uma para cada eixo de ortotropia do material), de modo a permitir a obtenção do modo fundamental de flexão para cada uma das direções ortrópicas.

Neste trabalho, devido a razões de custo para a aquisição de mais amostras, foi utilizada somente uma única amostra tipo viga, visto que o painel sanduíche aqui em estudo possui fibras uniformemente distribuídas a $[0^\circ, 90^\circ]$.

A Tabela 3.3 abaixo apresenta os resultados das propriedades mecânicas da amostra tipo viga, obtidas por meio da aplicação das equações da norma ASTM E 1876 – 01 conforme as características modais apresentadas na Tabela 3.2, de maneira a seguir o fluxograma apresentado na Figura 3.1.

Tabela 3.3 – Propriedades mecânicas da amostra tipo viga obtidas conforme a norma ASTM E 1876 – 01.

N	ν_0	E [Pa]	G [Pa]	ν_C	$\frac{ v_C - \nu_0 }{\nu_C}$
1	0,1775	4,8620E+09	6,3590E+08	2,8230	0,9371
2	2,8230	4,9330E+09	6,3590E+08	2,8790	0,0193

Para iniciar o processo iterativo de cálculo apresentado na Figura 3.1, foi adotado como ponto de partida o valor do coeficiente de Poisson fornecido pelo fabricante, ou seja, $\nu_0 = 0,1775$.

O valor do coeficiente de Poisson obtido foi 2,8790, para o qual as equações apresentadas na da norma ASTM E 1876 – 01 convergiram. Este está de acordo com a literatura.

DICKERSON e DIMARTINO (1966) apresentaram o valor de 1,97 para o coeficiente de Poisson em materiais compostos de fibra de boro em matriz epóxi com módulos de Young $E_1 = 8,1772E+10$ [Pa] e $E_2 = 9,1700E+9$ [Pa].

Calculando-se a relação apresentada na Equação (3.2) com base nos valores dos módulos de Young apresentados por DICKERSON e DIMARTINO (1966), obtem-se o valor máximo para o valor do coeficiente de Poisson, de modo a permitir a verificação da consistência física das propriedades mecânicas apresentadas por estes autores segundo a relação de LEMPRIERE (1968) apresentada na Equação (3.3).

$$\left(\frac{E_1}{E_2}\right)^{\frac{1}{2}} = 2,99 \quad (3.2)$$

$$|\nu_{12}| < \left(\frac{E_1}{E_2}\right)^{\frac{1}{2}} \quad (3.3)$$

Substituindo os valores da Equação (3.2) e do coeficiente de Poisson apresentado por DICKERSON e DIMARTINO (1966) em seu trabalho na Equação (3.3), tem-se que a relação de LEMPRIERE (1968) é satisfeita, de maneira a apresentar a consistência física dos resultados do trabalho destes autores, conforme apresentado na Inequação (3.4).

$$1,97 < 2,99 \quad (3.4)$$

O painel sanduíche analisado nesta dissertação trata-se de um laminado com fibras dispostas a $[0^\circ, 90^\circ]$, de maneira a verificar a consistência física das propriedades mecânicas fornecidas pelas Tabela 3.3, foi adotado o mesmo valor para o módulo de Young para os dois eixos de ortotropia do material, ou seja, $E_1 = E_2 = 4,9330E+09$ [Pa].

Substituindo-se estes valores de módulo de Young na Equação (3.2), tem-se:

$$\left(\frac{E_1}{E_2}\right)^{\frac{1}{2}} = 1,00 \quad (3.5)$$

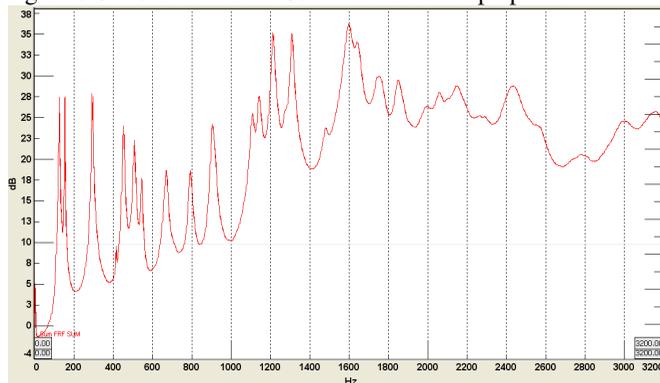
Logo, é fácil verificar que o valor de 2,8790 apresentado na Tabela 3.3 para coeficiente de Poisson não obedece à relação de LEMPRIERE (1968) apresentada na Equação (3.3).

Portando, conclui-se que as equações apresentadas pela norma ASTM E 1876 – 01 para uma viga retangular, aplicadas na obtenção das propriedades mecânicas de painéis sanduíches com núcleo tipo colmeia hexagonal fornece valores fisicamente inconsistentes para estas propriedades, incluindo em erros na obtenção destas propriedades.

Logo se torna realmente necessária a utilização de uma amostra de dimensões maiores (amostra tipo placa) de maneira a se obter uma maior quantidade de formas modais, as quais podem não terem aparecido na amostra tipo viga devido as suas dimensões implicando em erros na obtenção das propriedades mecânicas da mesma.

A Figura 3.8 abaixo apresenta a curva da *FRF Soma* para a amostra tipo placa, com as respectivas frequências dos modos estabilizados, obtidos a partir do software *LMS TestLab™ Modal Analysis®*.

Figura 3.8 – Curva da *FRF Soma* da amostra tipo placa.



A Tabela 3.4 apresenta os valores das frequências naturais, com seus respectivos fatores de perda (amortecimento) para a amostra tipo placa. No ANEXO C são apresentados os doze primeiros modos de vibração da placa conforme apresentado na Tabela 3.4 abaixo. Os outros onze modos obtidos não são apresentados devido a sua complexidade, o que dificulta sua visualização através de uma forma estática.

O sistema de coordenadas da Tabela 3.4 segue o sistema de coordenadas já apresentado na Figura 3.4.

Tabela 3.4 – Características modais da placa sanduíche com núcleo tipo colmeia.

Modo	Frequência [Hz]	Fator de Perda η [%]
1° Modo	127,16 Hz	0,32%
2° Modo	155,65 Hz	0,28%
3° Modo	294,77 Hz	1,19%
4° Modo	454,09 Hz	0,65%
5° Modo	509,41 Hz	0,72%
6° Modo	546,88 Hz	0,79%
7° Modo	670,87 Hz	1,20%
8° Modo	793,20 Hz	0,84%
9° Modo	904,59 Hz	0,70%
10° Modo	1109,34 Hz	1,01%
11° Modo	1144,08 Hz	0,88%
12° Modo	1214,31 Hz	0,60%
13° Modo	1311,62 Hz	0,49%
14° Modo	1597,23 Hz	1,06%
15° Modo	1643,56 Hz	0,53%
16° Modo	1747,00 Hz	0,88%
17° Modo	1765,43 Hz	1,00%
18° Modo	1851,04 Hz	0,98%
19° Modo	2058,34 Hz	0,32%
20° Modo	2153,70 Hz	0,28%
21° Modo	2446,61 Hz	1,19%
22° Modo	2993,96 Hz	0,65%
23° Modo	3133,85 Hz	0,72%

Observando-se as formas modais da amostra tipo placa apresentadas no ANEXO C, percebe-se que não há a visualização do segundo modo de flexão na direção “X”, este fato ocorre devido ao acelerômetro ter sido posicionado próximo a linha nodal deste modo, de forma a possibilitar uma melhor definição do primeiro modo de torção, o qual é muito influenciado pelas propriedades de cisalhamento do plano 1-2.

3.5 ANÁLISE NUMÉRICA

Para verificar a acuidade da norma ASTM E 1876 – 01, na obtenção das propriedades mecânicas, análises modais numéricas foram realizadas permitindo a verificação das frequências naturais de aparecimento das formas modais semelhantes às obtidas experimentalmente para a amostra tipo viga. Para as simulações do modelo da viga, foram utilizadas as propriedades fornecidas na Tabela 3.3.

Devido às inconsistências físicas apresentadas pelas equações de LEMPRIERE (1968) para a obtenção das propriedades mecânicas do painel sanduíche com núcleo tipo colmeia hexagonal com base no procedimento descrito pela ASTM E 1876 – 01, um processo de ajuste de modelos numérico-experimental também fora realizado para a amostra tipo placa.

O software utilizado para pré e pós-processamento da análise de elementos finitos foi o *MSC.PATRAN*[®], o qual fornece um ambiente multidisciplinar para análise de projetos por meio desta técnica numérica. Este possui uma interface amigável de maneira facilitar os procedimentos de modelagem, simulação e análise de resultados. Para a fase de processamento, foi utilizado o software *MSC.NASTRAN*[®].

As propriedades fornecidas pela norma ASTM E 1876 – 01 permite apenas que a viga sanduíche seja modelada como um corpo de geometria e propriedades isotrópicas equivalentes, metodologia adotada para este modelo em específico.

Para ambas as amostras (viga e placa), as malhas das faces foram modeladas através da utilização de elementos tipo casca com quatro nós por elemento, e a do núcleo por elementos sólidos com oito nós em cada um destes. As dimensões dos elementos das faces e do núcleo são iguais, permitindo a criação de malhas homogêneas e a constituição da continuidade nodal entre os nós da face e do núcleo.

As formulações matemáticas dos elementos finitos bidimensionais e tridimensionais utilizados na confecção das malhas são encontradas em detalhes em FILHO (2007), as propriedades de casca (*PSHELL*) e sólido (*PSOLID*) atribuídas aos elementos das faces e do núcleo respectivamente podem ser encontradas em detalhes em *MSC.SOFTWARE* (2004)[®].

Todas as propriedades dos materiais utilizadas na modelagem por elemento finitos para a amostra tipo placa adotadas nesta dissertação são ortotrópicas tridimensionais, de forma a permitir a representação mais realística dos fenômenos físicos que ocorrem nos painéis modelados.

Para se determinar o tamanho dos elementos a serem utilizados na confecção das malhas, primeiramente foram calculadas as velocidades de propagação das ondas com base nas frequências naturais experimentais para a amostra tipo viga, conforme o procedimento adotado por PETERS (2009), no qual ele utiliza a Equação (3.6) abaixo para calcular a velocidade da onda de flexão de amostras tipo viga de painéis sanduíches com núcleo tipo colmeia:

$$c(f_n) = \frac{2f_n L_{viga}}{n} \quad (3.6)$$

Portanto, para a determinação do tamanho máximo dos elementos utilizados nos modelos de *FEM*, foram adotados 10 elementos por comprimento de onda (calculado a partir da Equação (3.7)), possibilitando-se, deste modo, que a malha confeccionada seja capaz de capturar os efeitos de distribuição de inércia e rigidez decorrentes das excitações, garantindo-se assim uma boa representatividade dos resultados numéricos.

$$L_{Elem}(f_n) = \frac{c(f_n)}{10f_n} \quad (3.7)$$

Tabela 3.5 – Dimensão máxima dos elementos finitos utilizados na construção das malhas dos modelos das amostras tipo viga e tipo placa.

Modo	Frequência [Hz]	Velocidade da Onda [m/s]	Dimensão Máxima do Elemento de FEM [mm]
1°	259,12	186,34	71,91
2°	693,58	249,39	35,96
3°	862,31	206,71	23,97
4°	1280,07	230,14	17,98
5°	1682,36	241,97	14,38
6°	1963,54	235,34	11,99
7°	2563,15	263,32	10,27
8°	2733,19	245,69	8,99

Logo, com o intuito de capturar os modos, os quais apresentam frequências naturais superiores a 2733,19 Hz, (os quais estão presentes

na amostra tipo placa, conforme a Tabela 3.4), foram utilizados em todas as malhas elementos com tamanho máximo de 1,5 mm.

O painel sanduíche analisado nesta dissertação apresenta as constituições descritas nas Tabela 3.6 e Tabela 3.7 abaixo, sendo, o núcleo *honeycomb* coberto por duas placas (*skins*) confeccionadas em material composto a base de fibra de vidro/epóxi [0°, 90°].

Os dados sobre a face e núcleo foram obtidos a partir de tabelas fornecidas pelo fabricante. Para a *skin* foram considerados os dados para condição de teste seco (*dry*) e temperatura ambiente (24°C – *room*). A espessura nominal de cada face (*skin*) é de 0.23mm. As informações sobre a face (*skin*) estão resumidas na Tabela 3.6. Estas apresentam os dados médios entre as pressões de cura de 60psi, 30psi.

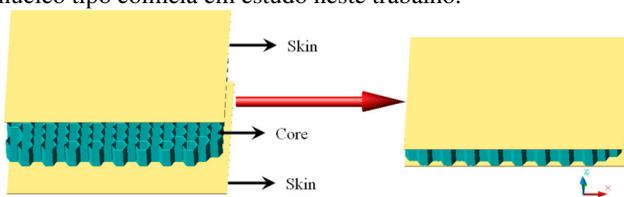
Tabela 3.6 – Propriedades mecânicas médias das faces (*skins*).

Constituição	Fibra de vidro / Epoxi [0° / 90°]	
Disposição laminar		
Espessura	[mm]	0,23
Densidade nominal do laminado curado	[kg/m ³]	1870,40
Módulo de Young (Eixo 1 – X)	[Pa]	2,697E+10
Módulo de Young (Eixo 2 – Y)	[Pa]	2,580E+10
Módulo de Young (Eixo 3 – Z)	[Pa]	9,000E+8
Módulo de Cisalhamento (Plano 12 – XY)	[Pa]	3,116E+9
Módulo de Cisalhamento (Plano 23 – YZ)	[Pa]	3,116E+9
Módulo de Cisalhamento (Plano 31 – ZX)	[Pa]	3,116E+9
Coefficiente de Poisson (Plano 12 – XY)	[]	0,1775
Coefficiente de Poisson (Plano 23 – YZ)	[]	0,1775
Coefficiente de Poisson (Plano 31 – ZX)	[]	0,1775

Fonte: HEXCEL COMPOSITES (2000).

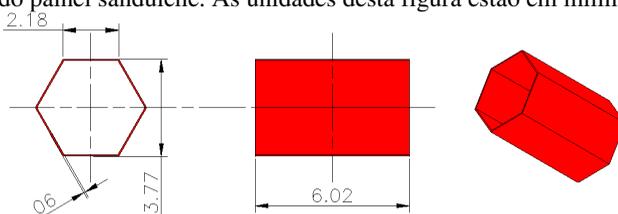
A Figura 3.9 ilustra a constituição do painel sanduíche plano e liso com núcleo tipo colmeia.

Figura 3.9 – Ilustração da constituição do painel sanduíche plano e liso com núcleo tipo colmeia em estudo neste trabalho.



A Figura 3.10 apresenta os detalhes geométricos das células que compõem o núcleo do painel sanduíche tipo colmeia.

Figura 3.10 – Detalhes geométricos de uma das células que constituem o núcleo do painel sanduíche. As unidades desta figura estão em milímetros.



Fonte: Adaptação de HEXCEL COMPOSITES (2000).

A Tabela 3.7 apresenta as propriedades sobre o núcleo (*core – honeycomb*) fornecidas pelo fabricante.

Tabela 3.7 – Propriedades mecânicas médias do núcleo (*core – honeycomb*).

Constituição	HR10 Normex (Aramida)	
Densidade nominal	[kg/m ³]	48
Módulo de Young (Eixo 1 – X)	[Pa]	1E-6
Módulo de Young (Eixo 2 – Y)	[Pa]	1,4E-4
Módulo de Young (Eixo 3 – Z)	[Pa]	1,38E+8
Módulo de Cisalhamento (Plano 12 – XY)	[Pa]	1E-6
Módulo de Cisalhamento (Plano 23 – YZ)	[Pa]	2,5E+7
Módulo de Cisalhamento (Plano 31 – ZX)	[Pa]	4E+7
Coefficiente de Poisson (Plano 12 – XY)	[]	1E-6
Coefficiente de Poisson (Plano 23 – YZ)	[]	1E-6
Coefficiente de Poisson (Plano 31 – ZX)	[]	1E-6

Fonte: HEXCEL COMPOSITES (2000).

A condição de contorno utilizada em ambas as modelagens, trata-se da condição livre-livre.

No ANEXO C pode ser encontrada a carta NASTRAN® juntamente com o arquivo “*bulk data*”, utilizados nos ensaios numéricos de análise modal para a amostra tipo placa.

3.6 AJUSTES DOS MODELOS NUMÉRICO-EXPERIMENTAIS

A Tabela 3.8 abaixo apresenta os resultados obtidos nas simulações numéricas para a amostra tipo viga, as quais foram realizadas com as propriedades da Tabela 3.3. Na Tabela 3.8 estão apresentadas apenas as frequências naturais dos modos cujas formas são equivalentes aos modos obtidos experimentalmente (ver Tabela 3.2 e também a Figura 10.1 do ANEXO B).

Tabela 3.8 – Comparação entre as frequências naturais obtidas experimentalmente e através de simulação de elementos finitos utilizando as propriedades fornecidas pela norma ASTM E 1876 - 01.

Modo	Experimental [Hz]	ASTM E 1876 – 01 [Hz]	Variação [%]
1°	259,12	262,70	-1,38
2°	693,58	749,49	-8,06
3°	862,31	856,59	0,66
4°	1280,07	1546,64	-20,82
5°	1682,36	1752,66	-4,18
6°	1963,54	2716,42	-38,34
7°	2563,15	2724,27	-6,29
8°	2733,19	4275,15	-56,42
Média			-16,85

Com base nos resultados apresentados acima, conclui-se, portanto, que norma *ASTM E 1876 – 01* é ineficaz para a análise de painéis sanduíches com núcleo tipo colmeia, visto os elevados erros nas frequências naturais da maioria dos modos obtidos, além da inconsistência física apresentada por estas propriedades quando submetidas às constantes de LEMPRIERE. Por meio da Tabela 3.8, pode ser também observado que os erros aumentam com a frequência, ou seja, modos que vierem a apresentar frequências naturais superiores

às apresentas, apresentaram maiores valores de erros para os ajustes numérico-experimentais.

A Tabela 3.9 abaixo apresenta os resultados obtidos nas simulações numéricas para a amostra tipo placa, as quais foram realizadas com as propriedades das Tabela 3.6 e Tabela 3.7. Na Tabela 3.9 estão apresentadas apenas as frequências naturais dos modos cujas formas são equivalentes aos modos obtidos experimentalmente (ver Tabela 3.4 e também a Figura 11.1 do ANEXO C).

Tabela 3.9 – Comparação entre as frequências naturais obtidas experimentalmente e através de simulação de elementos finitos utilizando as propriedades fornecidas pelo fabricante.

Modo	Experimental [Hz]	Numérica [Hz]	Diferença [%]
1°	127,16	94,29	-25,85
2°	155,65	160,18	2,91
3°	294,77	245,92	-16,57
4°	454,09	444,84	-2,04
5°	509,41	483,51	-5,08
6°	546,88	502,61	-8,10
7°	670,87	588,78	-12,24
8°	793,20	801,14	1,00
9°	904,59	859,96	-4,93
10°	1109,34	1075,60	-3,04
11°	1144,08	1095,50	-4,25
12°	1214,31	1243,30	2,39
Média			-6,32

Observando-se a Tabela 3.9 e a Figura 11.1 do ANEXO C, verifica-se facilmente que os modos que contém componentes torcionais apresentam grandes variações entre as frequências naturais numéricas e experimentais.

Para permitir a obtenção das propriedades mecânicas que proporcionem frequências naturais numéricas menos discrepantes, foram utilizados os procedimentos de convergência, conforme as Equações (3.8) a (3.10), apresentados por LARSSON (1997), através de uma análise de sensibilidade de todas as propriedades em cada um dos modos.

$$Se \frac{|f_{2,0}^{FEM}(n-1) - f_{2,0}^{EXP}|}{f_{2,0}^{EXP}} > 0.01 \rightarrow E_{11}(n) = E_{11}(n-1) \left(\frac{f_{2,0}^{EXP}}{f_{2,0}^{FEM}(n-1)} \right) \quad (3.8)$$

$$Se \frac{|f_{0,2}^{FEM}(n-1) - f_{0,2}^{EXP}|}{f_{0,2}^{EXP}} > 0.01 \rightarrow E_{22}(n) = E_{22}(n-1) \left(\frac{f_{0,2}^{EXP}}{f_{0,2}^{FEM}(n-1)} \right) \quad (3.9)$$

$$Se \frac{|f_{1,1}^{FEM}(n-1) - f_{1,1}^{EXP}|}{f_{1,1}^{EXP}} > 0.01 \rightarrow G_{12}(n) = G_{12}(n-1) \left(\frac{f_{1,1}^{EXP}}{f_{1,1}^{FEM}(n-1)} \right) \quad (3.10)$$

A análise de sensibilidade das propriedades consistiu em se alterar isoladamente cada uma das propriedades em 10% de seu valor original e obter os novos valores das frequências naturais para os modos apresentados na Figura 11.1 do ANEXO C. A alteração de cada uma destas propriedades foi realizada de maneira a respeitarem as restrições apresentadas por LEMPRIERE (1968), conforme a Tabela 3.10 abaixo.

Tabela 3.10 – Propriedades mecânicas mais sensíveis a variações de magnitudes.

Modo	Skin			Core
	Influência de E_{11} [%]	Influência de E_{22} [%]	Influência de G_{12} [%]	Influência de G_{31} [%]
1°	0,13	0,03	4,50	0,15
2°	4,79	0,01	0,01	0,12
3°	2,01	0,04	2,55	0,20
4°	0,08	4,42	0,01	0,00
5°	0,43	3,54	0,53	0,09
6°	3,11	0,04	1,21	0,44
7°	0,32	2,44	1,44	0,16
8°	3,91	0,08	0,02	0,33
9°	3,29	0,05	0,62	0,77
10°	0,06	3,37	0,02	0,01
11°	0,01	3,10	0,20	0,04
12°	3,46	0,05	0,02	1,25

A Tabela 3.10 acima apresenta as variações percentuais dos valores das frequências naturais de cada um dos modos analisados sujeitos as variações isoladas de acréscimo das magnitudes das propriedades em 10%. As variações das outras propriedades analisadas não foram aqui, apresentadas, pois apresentaram variações inferiores as variações das propriedades aqui expostas.

A Tabela 3.11 abaixo apresenta as variações das propriedades mecânicas do núcleo e das faces ao longo das iterações. Os valores para $n = 0$ correspondem aos valores fornecidos pelo fabricante. Os valores para $n = 1, 2$ e 3 , correspondem aos obtidos através do processo de convergência apresentado nas Equações (3.8) a (3.10). As iterações 4 e 5 foram realizadas, de forma a manter o erro entre as frequências naturais obtidas experimental e numericamente próximas a 1%.

Tabela 3.11 – Convergência das propriedades mecânicas mais sensíveis.

Skin									
n	E₁₁	E₂₂	E₃₃	G₁₂	G₂₃	G₃₁	v₁₂	v₂₃	v₃₁
0	2,697	2,580	9,0	3,116	3,116	3,116	1,775	1,775	1,775
	E+10	E+10	E+8	E+9	E+9	E+9	E-1	E-1	E-1
1	2,547	2,688	-----	5,667	-----	-----	-----	-----	-----
	E+10	E+10		E+9					
2	2,539	2,815	-----	5,971	-----	-----	-----	-----	-----
	E+10	E+10		E+9					
3	2,540	2,706	-----	6,0	-----	-----	-----	-----	-----
	E+10	E+10		E+9					
4	2,538	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----
	E+10			-					
5	2,502	2,914	-----	5,999	-----	-----	-----	-----	-----
	E+10	E+10		E+9					
Core									
n	E₁₁	E₂₂	E₃₃	G₁₂	G₂₃	G₃₁	v₁₂	v₂₃	v₃₁
0	1,0	1,4	1,38	1,0	2,5	4,0	1,0	1,0	1,0
	E-6	E-4	E+8	E-6	E+7	E+7	E-6	E-6	E-6

A Tabela 3.12 abaixo fornece os valores das frequências naturais e os respectivos erros entre os valores numéricos e experimentais.

Tabela 3.12 – Comparação entre as frequências naturais obtidas: (i) – experimentalmente; (ii) – FEM utilizando as propriedades fornecidas pelo fabricante; (iii) – FEM utilizando as propriedades ajustadas da Tabela 3.10.

Modo	Experimental [Hz]	Modelo Numérico Original		Modelo Numérico Ajustado	
		Frequência [Hz]	Erro [%]	Frequência [Hz]	Erro [%]
1°	127,16	94,29	-25,85	128,31	0,90
2°	155,65	160,18	2,91	155,61	-0,03
3°	294,77	245,92	-16,57	296,09	0,45
4°	454,09	444,84	-2,04	455,24	0,25
5°	509,41	483,51	-5,08	514,80	1,06
6°	546,88	502,61	-8,10	546,96	0,01
7°	670,87	588,78	-12,24	666,21	-0,69
8°	793,20	801,14	1,00	783,72	-1,20
9°	904,59	859,96	-4,93	889,79	-1,64
10°	1109,34	1075,60	-3,04	1095,30	-1,27
11°	1144,08	1095,50	-4,25	1131,10	-1,13
12°	1214,31	1243,30	2,39	1218,10	0,31

Para o painel sanduíche estudado nesta dissertação, a utilização das propriedades mecânicas fornecidas pelo fabricante (Tabela 3.6 e Tabela 3.7) pode vir a não representar um problema para os engenheiros de durabilidade, devido aos carregamentos que estes utilizam em suas análises ocorrerem em faixa inferior de frequências em relação à utilizada pelos engenheiros de NVH.

Conforme poder ser visualizado na Tabela 3.12, para a primeira frequência natural, o engenheiro de NVH poderá cometer um erro da ordem de 25% na estimação deste parâmetro. Erro o qual somente será detectado na fase de verificação de protótipo, implicando em um custo muito maior para a correção do problema.

Na Figura 11.1 do ANEXO C é apresentado um comparativo para os modos fundamentais da amostra tipo placa, obtidos experimentalmente e numericamente.

CAPÍTULO 4

AVALIAÇÃO EXPERIMENTAL DA PERDA DE TRANSMISSÃO SONORA

Este capítulo descreverá as atividades experimentais relacionadas à determinação da perda de transmissão sonora de painéis planos e lisos de alumínio e sanduíche com núcleo tipo colmeia.

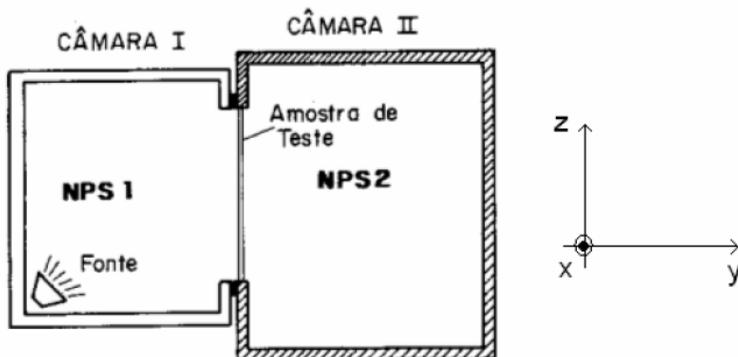
A metodologia utilizada na realização dos experimentos descritos neste capítulo é apresentada nas normas ISO 140-3 (1995) e ISO 354 (1985).

No procedimento adotado, fez-se uso de duas câmaras reverberantes adjacentes. As geometrias das câmaras e da abertura de teste serão detalhadas na parte inicial deste capítulo. Adicionalmente, a montagem experimental utilizada, os procedimentos de medição adotados e os resultados experimentais serão apresentados.

4.1 CÂMARAS REVERBERANTES UFSC-LVA

Para a determinação experimental da perda de transmissão sonora, foram utilizadas duas câmaras reverberantes adjacentes. A Figura 4.1 apresenta uma representação esquemática do ensaio de perda de transmissão realizado neste trabalho.

Figura 4.1 – Representação esquemática do ensaio de perda de transmissão sonora utilizando duas câmaras reverberantes.



Fonte: Adaptação de GOMES (2005, p.106).

No ensaio de perda de transmissão sonora, esquematizado na Figura 4.1, a amostra de teste é posicionada na abertura de teste entre as duas câmaras reverberantes. Uma fonte sonora é operada em uma das câmaras e os níveis de pressão sonora médios no espaço e no tempo em cada uma das câmaras são mensurados. Em função destes valores, as características de isolamento sonora da amostra são avaliadas e expressas sob a forma de perda de transmissão sonora.

O Laboratório de Vibrações e Acústica (LVA) da Universidade Federal de Santa Catarina (UFSC) possui duas câmaras reverberantes adjacentes. As dimensões de ambas as câmaras e da abertura de teste existente entre as mesmas são apresentadas na Tabela 4.1 abaixo.

Tabela 4.1 – Características geométricas: das câmaras reverberantes e da abertura entre elas; existentes no LVA-UFSC.

Parâmetros	Câmara I	Câmara II	Abertura
Dimensão X [m]	2,63	4,50	2,10
Dimensão Y [m]	7,49	5,60	0,30
Dimensão Z [m]	7,49	7,90	5,00
Volume [m ³]	147,55	199,10	-----

A Figura 4.2 abaixo apresenta duas fotografias das câmaras reverberantes utilizadas. Na abertura de testes entre as câmaras, encontra-se um sistema de divisórias composto por quatro portas duplas metálicas, aqui denominadas de portas-painel.

Figura 4.2 – Câmaras reverberantes adjacentes da UFSC-LVA. (a) – Câmara I com a presença dos difusores suspensos, portas-painel e um suporte rotativo para microfones; (b) – Câmara II com a presença de painéis de absorção, portas-painel e suporte rotativo para microfones.



(a)



(b)

O sistema de divisórias localizado na abertura de teste entre as câmaras reverberantes é formado por quatro pares de portas metálicas adjacentes idênticas que apresentam o funcionamento independente. Cada uma das portas é preenchida com forro absorvente à base de fibra de vidro tratada com resina especial, possuindo densidade controlada. O sistema de divisória entre as câmaras (porta-painel) pode ser visualizado na Figura 4.2 acima.

A abertura de teste efetiva trata-se de uma abertura proporcionada pela ausência de um dos pares adjacentes de portas-painel, sendo esta delimitada pelos batentes da porta. Suas dimensões são: 1,18 m x 1,85 m x 0,30 m. A abertura efetiva de teste também pode ser visualizada na Figura 4.2.

Para uma boa avaliação experimental da perda de transmissão das amostras analisadas, foi utilizado o procedimento experimental baseado na norma ISO 140 (1995).

As sínteses das exigências laboratoriais (ISO 140 – Parte 1) e dos procedimentos experimentais recomendados (ISO 140 – Parte 3) podem ser encontrados em GOMES (2005, p. 107).

A partir das análises realizadas, as câmaras reverberantes atenderam parcialmente aos requisitos de área de absorção sonora equivalente e difusividade presentes nas normas adotadas. Em virtude destes resultados, foi escolhida a câmara I como local de emissão do campo sonoro, visto que esta apresenta uma boa difusividade em todas as bandas de frequências, de modo a proporcionar um campo difuso incidente eficaz sobre a amostra. Por outro lado, a câmara II foi

escolhida como local de recepção do campo sonoro, atentando-se a algumas ineficácias de difusividade sonora.

4.2 QUALIFICAÇÃO DAS CÂMARAS REVERBERANTES

Anteriormente à realização dos ensaios de perda de transmissão sonora, um processo de avaliação das câmaras reverberantes foi efetuado por meio da análise dos seguintes critérios:

- i – ruído de fundo;
- ii – área de absorção sonora equivalente;
- ii – difusividade do campo sonoro.

4.2.1 Ruído de fundo

Segundo a norma ISO 140-3, as medições dos níveis de ruído de fundo devem ser realizadas de modo a assegurar que as medições realizadas nas câmaras não sejam afetadas por ruídos estranhos provenientes de fontes externas à câmara.

Segundo a ISO 140-3, o nível do ruído de fundo deverá ser 6 dB inferior (preferencialmente 15 dB, se possível) abaixo do nível do sinal medido combinado com o ruído de fundo.

Se a diferença entre o nível do ruído gerado pela fonte em estudo e o nível do ruído de fundo for menor que 15 dB, mas superior a 6 dB; correções com relação ao nível do sinal medido deverão ser efetuadas, conforme a Equação(4.1) abaixo, para a obtenção do nível de pressão sonora corrigido.

$$NPS_{corrigido} = 10 \log \left(10^{\frac{NPS_{comb}}{10}} - 10^{\frac{NPS_{rf}}{10}} \right) \quad [dB] \quad (4.1)$$

Para os casos onde a diferença entre o nível do ruído gerado e o nível do ruído de fundo for inferior ou igual a 6 dB em qualquer banda de frequência, recomenda-se a utilização do fator de correção de 1,3 dB correspondente à diferença de 6 dB. Contudo torna-se de extrema importância notificar no relatório do ensaio as proximidades dos limites de medição.

Para verificar a necessidade da aplicação dos fatores de correção dos níveis de pressão sonora descritos acima, a medição do nível de ruído de fundo para as duas câmaras (apresentados na Tabela 4.2 abaixo) foi realizada anteriormente à medição de difusividade e de tempo de reverberação.

Tabela 4.2 – Valores encontrados para os níveis de pressão sonora para o ruído de fundo das câmaras reverberantes da UFSC LVA em bandas de 1/3 de oitava, anteriormente ao processo de qualificação das câmaras.

Frequência Central da banda [Hz]	NPS Fundo [dB] Câmara I	NPS Fundo [dB] Câmara II
100	23,21	21,99
125	26,83	27,72
160	23,75	21,80
200	25,76	24,52
250	21,68	21,12
315	30,76	28,60
400	22,47	21,56
500	15,84	13,90
630	20,57	19,62
800	24,92	23,78
1000	27,05	21,94
1250	24,76	23,31
1600	22,58	21,74
2000	21,54	19,87
2500	18,33	16,50
3150	15,29	14,41
4000	14,90	14,28
5000	14,45	14,20
6300	15,18	13,57
8000	13,49	13,56
10000	13,46	13,43

Os equipamentos utilizados para as medições dos níveis de ruído de fundo foram:

- Notebook Dell Vostro 1700;
- Analisador de sinais Pulse® da Brüel & Kjaer de 4 canais;
- 01 microfone de campo difuso 1” pré-polarizado 40 EH – GRAS;
- 01 pré-amplificador ICP 26 HF – GRAS;
- 01 calibrador de nível de pressão sonora modelo 42AB – GRAS;
- 01 tripé da Brüel & Kjaer;

4.2.2 Área de absorção sonora equivalente

Segundo a norma ISO 140-1, os tempos de reverberação das câmaras não devem ser excessivamente longos, porém a mesma não recomenda nenhum valor limitante para estes.

O critério aqui utilizado foi baseado na norma ISO 354 (1985), a qual delimita o tempo de reverberação através da área sonora equivalente. De acordo com a ISO 354 (1985), a área de absorção sonora equivalente da câmara vazia, determinada em bandas de 1/3 de oitava, não deve exceder os valores especificados na Tabela 4.3 para uma câmara de volume de 200 m³.

Tabela 4.3 – Máxima área de absorção sonora equivalente para a câmara com volume de 200 m³ segundo a norma ISO 354 (1985).

Frequência [Hz]	Área de absorção sonora equivalente [m ²]
125	6,5
250	6,5
500	6,5
1000	7,0
2000	9,5
4000	13,0

Se o volume da câmara diferir de 200 m³ os valores apresentados na Tabela 4.3 devem ser multiplicados pelo fator $(V/200)^{2/3}$.

A norma ISO 354 (1985) faz uso do método do decaimento para extração do tempo de reverberação para a obtenção dos valores da área de absorção sonora equivalente.

De acordo com GERGES (2000), o tempo de reverberação é definido como o tempo correspondente ao decaimento do nível de intensidade sonora de 60 dB, dado pela Equação (4.2).

$$T_{60} = \frac{60}{D_{60}} = \frac{55,3V_{Cam}}{A_{Abs}c} = \frac{0,161V_{Cam}}{A_{Abs}} \quad (4.2)$$

Os equipamentos utilizados para a medição do tempo de reverberação estão descritos abaixo:

- Notebook Dell Vostro 1700;
- Analisador de sinais Pulse® da Brüel & Kjaer de 4 canais;
- 01 microfone de campo difuso ½” pré-polarizado 40 AQ – GRAS;
- 01 pré-amplificador ICP 26CA – GRAS;
- 01 fonte sonora modelo HP 1001 da Brüel & Kjaer;
- 01 gerador de sinais modelo 4205 da Brüel & Kjaer;
- 01 calibrador de nível de pressão sonora modelo 42AB – GRAS;
- 01 tripé da Brüel & Kjaer;

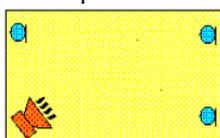
De modo a reduzir as interferências nas características de absorção da sala, os únicos equipamentos mantidos dentro desta foram: a fonte HP 1001, o microfone GRAS e o tripé Brüel & Kjaer; descritos respectivamente na lista de equipamentos acima, conforme apresentado na Figura 4.3 abaixo.

Figura 4.3 – Montagem experimental dentro das câmaras reverberantes para a medição dos tempos de reverberação das mesmas, em detalhe a Câmara Reverberante II.



Para a medição do tempo de reverberação, a fonte sonora foi posicionada em quatro posições distintas, distando no mínimo 0,7 m dos contornos da câmara de acordo com a norma ISO 140-3 (1995). Os microfones foram posicionados em três posições distintas (para a câmara 1, o microfone distou 1,55 m do piso e para a câmara 2, 1,80 m) para cada posição de fonte. Foram realizadas cinco medições para cada posição de microfone, totalizando um total de 60 aquisições para cada câmara reverberante. A Figura 4.4 apresenta um esquema das posições de fonte e microfone utilizados para a medição do tempo de reverberação das câmaras reverberantes.

Figura 4.4 – Esquema de posicionamento de fonte e microfones para a medição dos tempos de reverberação das câmaras reverberantes do LVA – UFSC.



microfone/auto-falante
configuração 1:
5 medições



microfone/alto-falante
configuração 2:
5 medições



microfone/alto-falante
configuração 3:
5 medições



microfone/auto-falante
configuração 4:
5 medições

Fonte: Adaptação de FIATES (2003).

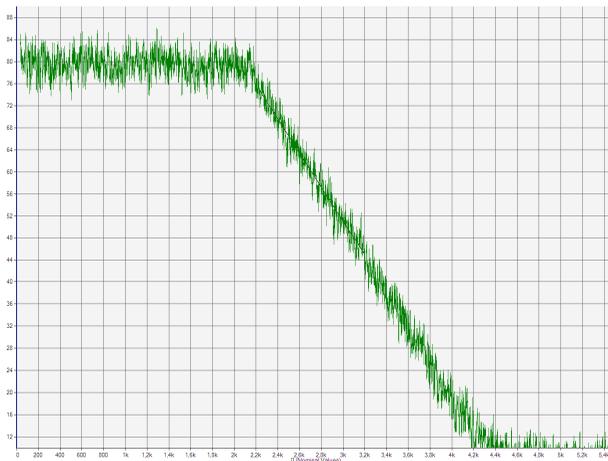
Os posicionamentos da fonte e do microfone variaram de maneira aleatória durante as medições, mas sempre respeitando a distância mínima de 0,7 m dos contornos da câmara e a alternância de posicionamento conforme o esquema apresentado na Figura 4.4, de maneira a manter o caráter de aleatoriedade nas medições, permitindo com isto a obtenção do verdadeiro comportamento acústico da sala.

O *software* utilizado no processamento dos dados adquiridos nas medições foi o Pulse Labshop[®], o qual possui um módulo para a determinação dos tempos de reverberação, fazendo automaticamente os cálculos necessários, simplificando bastante a tarefa.

Para a excitação das câmaras, foi utilizado um sinal tipo ruído branco, sendo este produzido pelo gerador 4205 da Brüel & Kjaer, o qual fornece o sinal devidamente tratado, de modo a alimentar corretamente a fonte HP 1001 do mesmo fabricante.

Os níveis de pressão sonora foram adquiridos através do conjunto microfone-pré-amplificador e processados através do software Pulse Labshop[®], o qual possui um algoritmo para o cálculo do tempo de reverberação com base na curva de decaimento medida. A Figura 4.5 apresenta uma curva típica de decaimento fornecida pelo software Pulse Labshop[®].

Figura 4.5 – Exemplo típico de uma curva de decaimento da pressão sonora gerada pelo software Pulse Labshop na determinação do tempo de reverberação.

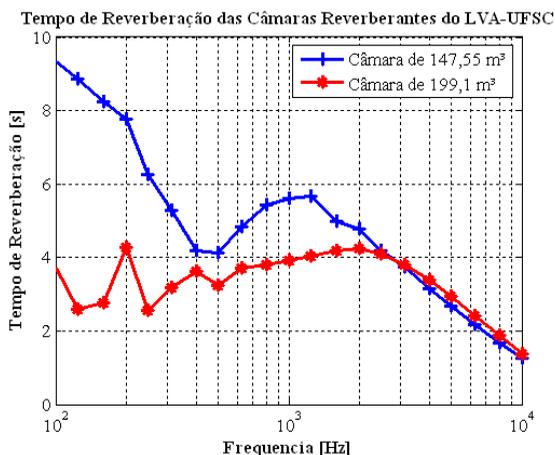


Os valores encontrados para os tempos de reverberação das câmaras reverberantes estão dispostos na Tabela 4.4 e na Figura 4.6 para as várias faixas de frequências de interesse.

Tabela 4.4 – Valores encontrados para os tempos de reverberação das câmaras reverberantes da UFSC LVA em bandas de 1/3 de oitava.

Frequência Central da banda [Hz]	Tempo de Reverberação [s] Câmara I	Tempo de Reverberação [s] Câmara II
100	9,32	3,71
125	8,86	2,60
160	8,25	2,78
200	7,77	4,27
250	6,26	2,56
315	5,27	3,19
400	4,18	3,62
500	4,12	3,25
630	4,83	3,71
800	5,43	3,81
1000	5,59	3,93
1250	5,66	4,03
1600	4,97	4,19
2000	4,77	4,24
2500	4,20	4,10
3150	3,75	3,81
4000	3,15	3,38
5000	2,67	2,94
6300	2,18	2,40
8000	1,67	1,88
10000	1,25	1,39

Figura 4.6 – Valores encontrados para os tempos de reverberação das câmaras reverberantes da UFSC LVA em bandas de 1/3 de oitava.



Com a caracterização dos tempos de reverberação das câmaras reverberantes, uma análise a respeito da magnitude da área de absorção sonora equivalente pode ser efetuada para cada uma das câmaras, segundo a norma ISO 354 (1985). Os resultados desta análise estão dispostos na Tabela 4.5 e na Tabela 4.6.

Tabela 4.5 – Análise da área de absorção sonora equivalente para a câmara I em bandas de oitava segundo a norma ISO 354 (1985).

Frequência Central da banda [Hz]	Área de Absorção sonora Equivalente [m ²] - Experimental	Área de Absorção sonora Máxima [m ²] – ISO 354	Qualificação da Câmara I
125	2,68	5,31	Aprovada
250	3,80	5,31	Aprovada
500	5,77	5,31	Reprovada
1000	4,24	5,72	Aprovada
2000	4,98	7,76	Aprovada
4000	7,54	10,61	Aprovada

Tabela 4.6 – Análise da área de absorção sonora equivalente para a câmara II em bandas de oitava segundo a norma ISO 354 (1985).

Frequência Central da banda [Hz]	Área de Absorção sonora Equivalente [m²] - Experimental	Área de Absorção sonora Máxima [m²] – ISO 354	Qualificação da Câmara II
125	9,15	6,48	Reprovada
250	9,28	6,48	Reprovada
500	7,30	6,48	Reprovada
1000	6,04	6,98	Aprovada
2000	5,60	9,47	Aprovada
4000	7,03	12,96	Aprovada

4.2.3 Difusividade do campo sonoro

Segundo a norma ISO 140-1, os campos sonoros de ambas as câmaras devem ser os mais difusos possíveis, já que a formulação de recorrência utilizada para o cálculo da perda de transmissão faz uso de tais hipóteses.

Para a avaliação de tal parâmetro, o estudo presente baseou-se na medição da distribuição espacial do nível de pressão sonora em cada uma das câmaras.

A norma ISO 3741 (1999) estabelece os valores de desvio padrão máximo permitido para cada banda de frequência em terço de oitava (ver Tabela 4.7) que proporciona um campo difuso de modo a garantir que os dados das potências sonoras obtidas a partir das medições realizadas estejam de acordo com os níveis de precisão especificados na Tabela 2 desta norma.

Tabela 4.7 – Desvio padrão máximo admissível para os níveis de pressão sonora em bandas de 1/3 de oitava, especificados pela norma ISO 3741 (1999).

Frequência Central da banda [Hz]	Desvio Padrão Máximo Admissível [dB]
100 a 160	1,5
200 a 630	1,0
800 a 2500	0,5
3150 a 10000	1,0

O desvio padrão dos níveis de pressão sonora médios para cada banda de frequência em terço de oitava foi calculado conforme a Equação (4.3) abaixo, a qual está apresentada na norma ISO 3741 (1999).

$$STD = \left(\frac{1}{N_{Mic} - 1} \sum_{i=1}^{N_{Mic}} \left(NPS_{Mic_i} - \overline{NPS}_{Mic} \right)^2 \right)^{\frac{1}{2}} \quad (4.3)$$

O nível de pressão sonora média aritmética \overline{NPS}_{Mic} apresentado na Equação (4.3) acima, é calculado segundo a Equação (4.4) abaixo.

$$\overline{NPS}_{Mic} = \frac{1}{N_{Mic}} \sum_{i=1}^{N_{Mic}} NPS_{Mic_i} \quad (4.4)$$

Para a avaliação de difusividade do campo sonoro foram realizadas medições segundo as recomendações da norma ISO 3741 (1999), a qual especifica critérios para a determinação da quantidade de posições de fonte e microfones a serem adotadas nas medições e também para o número de medições a serem realizadas para cada posição de microfone e fonte.

De acordo com o ANEXO E.3 da norma ISO 3741 (1999) seis ou mais medições de nível de pressão sonora devem ser realizadas para cada banda de frequência em terço de oitava.

O número mínimo de posições de microfone foi determinado segundo a Tabela 5 da norma ISO 3741 (1999), a qual especifica uma quantidade de mínima de seis microfones para cada banda de frequências em terço de oitava, no intervalo de 100 Hz a 10 kHz.

O número de posições de fontes sonoras foi determinado a partir da norma ISO 3741 (1999), sendo dado pela Equação (4.5):

$$N_s \geq K_s \left[\frac{T_{60}}{V_{Cam}} \left(\frac{1000}{f_{Band}} \right)^2 + \frac{1}{N_{Mic}} \right] \quad (4.5)$$

A Tabela 4.8 e a Tabela 4.9 apresentam os resultados da Equação (4.5) para cada banda de frequência em terço de oitava, no intervalo de 100 Hz a 10 kHz.

Tabela 4.8 – Número mínimo de posições para a fonte sonora para a determinação da difusividade do campo sonoro da câmara I, segundo a norma ISO 3741 (1999).

Frequência Central da banda [Hz]	Tempo de Reverberação [s] Câmara I	Número de Posições de Fonte - N_s
100	9,32	17
125	8,86	10
160	8,25	6
200	7,77	8
250	6,26	5
315	5,27	3
400	4,18	4
500	4,12	3
630	4,83	3
800	5,43	3
1000	5,59	3
1250	5,66	3
1600	4,97	3
2000	4,77	3
2500	4,20	3
3150	3,75	3
4000	3,15	3
5000	2,67	3
6300	2,18	3
8000	1,67	3
10000	1,25	3

Tabela 4.9 – Número mínimo de posições para a fonte sonora para a determinação da difusividade do campo sonoro da câmara II, segundo a norma ISO 3741 (1999).

Frequência Central da banda [Hz]	Tempo de Reverberação [s] Câmara II	Número de Posições de Fonte - N_S
100	3,71	7
125	2,60	4
160	2,78	3
200	4,27	5
250	2,56	3
315	3,19	2
400	3,62	4
500	3,25	3
630	3,71	3
800	3,81	3
1000	3,93	3
1250	4,03	3
1600	4,19	3
2000	4,24	3
2500	4,10	3
3150	3,81	3
4000	3,38	3
5000	2,94	3
6300	2,40	3
8000	1,88	3
10000	1,39	3

Com base na Tabela 4.8 e na Tabela 4.9 foram adotadas 4 posições distintas de fonte sonora para as medições de difusividade das câmaras reverberantes I e II, de modo a garantir segundo a norma ISO 3741 (1999) a difusividade do campo sonoro das câmaras a partir das bandas de frequências de 315 Hz para a câmara I e 250 Hz para a câmara II.

O número total de medições a serem realizadas para as medições de difusividade do campo sonoro gerado em cada uma das câmaras reverberantes totalizaram 144 medições para cada banda de frequência para cada câmara reverberante.

De maneira a reduzir o trabalho em demasia devido à grande quantidade de medições a serem realizadas, a norma ISO 3741 (1999) permite o uso de microfone montado em um suporte rotativo, desde que o mesmo respeite o diâmetro mínimo especificado pela Equação (4.6) abaixo:

$$d_{Min_SRM} \geq \frac{\lambda_{Band}}{2} N_{Mic} \rightarrow d_{Min_SRM} \geq \frac{c}{2f_{Band}} \quad (4.6)$$

De modo a respeitar as determinações de posicionamento do microfone em relação às paredes, citadas na norma ISO 140-3 (1995), o comprimento da haste do suporte rotativo foi ajustado para a câmara de emissão em 1,5 m e 1,8 m para a de recepção.

A norma ISO 3741 não especifica nenhum valor de tempo de rotação mínimo ou de velocidade máxima para o suporte rotativo, logo foi utilizada a norma ISO 140-3 (1995), a qual especifica que o tempo para uma revolução do suporte rotativo não deve ser inferior a 30 segundos. Neste trabalho foi utilizado o valor de 60 segundos para cada aquisição. A utilização do suporte rotativo reduziu drasticamente o trabalho de medição, sendo com este, necessário somente a realização de 24 medições para cada câmara reverberante. A Figura 4.2.b apresenta o suporte rotativo (*rotating boom*) utilizado na aquisição dos níveis de pressão sonora das câmaras reverberantes.

Os equipamentos utilizados para a medição dos níveis de pressão sonora para a determinação da difusividade das câmaras reverberantes estão listados abaixo:

- Notebook Dell Vostro 1700;
- Analisador de sinais Pulse® da Brüel & Kjaer de 4 canais;
- 01 microfone de campo difuso ½” pré-polarizado 40 AQ – GRAS;
- 01 pré-amplificador ICP 26CA – GRAS;
- 01 fonte sonora modelo HP 1001 da Brüel & Kjaer;
- 01 gerador de sinais modelo 4205 da Brüel & Kjaer;
- 01 calibrador de nível de pressão sonora modelo 42AB – GRAS;
- 01 tripé da Brüel & Kjaer;

Os níveis de pressão sonora (NPS) medidos e os respectivos desvios padrões associados a cada banda de frequências são apresentados na Tabela 4.10 e na Tabela 4.11, para cada uma das câmaras reverberantes. A Figura 4.7 e a Figura 4.8 apresentam as curvas referentes aos níveis de pressão sonora apresentados na Tabela 4.10 e na Tabela 4.11 e também as respectivas curvas de ruído de fundo apresentada na Tabela 4.2 juntamente com a curva de 15 dB inferior ao nível de pressão sonora gerado pela fonte, curva a qual não sendo ultrapassada pela curva de ruído de fundo, implica na não aplicação de fatores de correção devido aos efeitos deste tipo de ruído.

Tabela 4.10 – Desvio padrão dos NPS medidos na câmara I em bandas de terço de oitava.

Frequência Central da banda [Hz]	NPS I [dB]	Desvio Padrão Medido	Desvio Padrão Admissível	Qualificação da Câmara I
100	82,33	0,65	1,50	Aprovada
125	82,98	0,57	1,50	Aprovada
160	82,23	0,61	1,50	Aprovada
200	81,16	0,36	1,00	Aprovada
250	78,93	0,36	1,00	Aprovada
315	78,32	0,14	1,00	Aprovada
400	77,35	0,14	1,00	Aprovada
500	79,96	0,14	1,00	Aprovada
630	83,39	0,18	1,00	Aprovada
800	87,45	0,17	0,50	Aprovada
1000	89,84	0,12	0,50	Aprovada
1250	86,16	0,10	0,50	Aprovada
1600	83,80	0,09	0,50	Aprovada
2000	83,65	0,06	0,50	Aprovada
2500	80,37	0,08	0,50	Aprovada
3150	77,55	0,07	1,00	Aprovada
4000	79,25	0,10	1,00	Aprovada
5000	77,88	0,10	1,00	Aprovada
6300	76,88	0,10	1,00	Aprovada
8000	75,11	0,13	1,00	Aprovada
10000	73,99	0,22	1,00	Aprovada

Tabela 4.11 – Desvio padrão dos NPS medidos na câmara II em bandas de terço de oitava.

Frequência Central da banda [Hz]	NPS II [dB]	Desvio Padrão Medido	Desvio Padrão Admissível	Qualificação da Câmara II
100	74,80	2,79	1,50	Reprovada
125	77,65	2,89	1,50	Reprovada
160	78,06	2,49	1,50	Reprovada
200	75,64	2,71	1,00	Reprovada
250	76,30	1,72	1,00	Reprovada
315	75,01	1,60	1,00	Reprovada
400	75,71	0,84	1,00	Aprovada
500	77,81	1,20	1,00	Reprovada
630	80,67	1,10	1,00	Reprovada
800	84,38	1,24	0,50	Reprovada
1000	87,11	1,07	0,50	Reprovada
1250	83,91	0,96	0,50	Reprovada
1600	82,00	0,85	0,50	Reprovada
2000	81,93	0,87	0,50	Reprovada
2500	78,98	0,76	0,50	Reprovada
3150	76,55	0,77	1,00	Aprovada
4000	78,42	0,54	1,00	Aprovada
5000	77,39	0,50	1,00	Aprovada
6300	75,90	0,59	1,00	Aprovada
8000	73,95	0,68	1,00	Aprovada
10000	72,63	0,72	1,00	Aprovada

Figura 4.7 – Avaliação da interferência do nível de ruído de fundo no nível de pressão sonora gerado pela fonte inserida na câmara I segundo a norma ISO 140-3(1995).

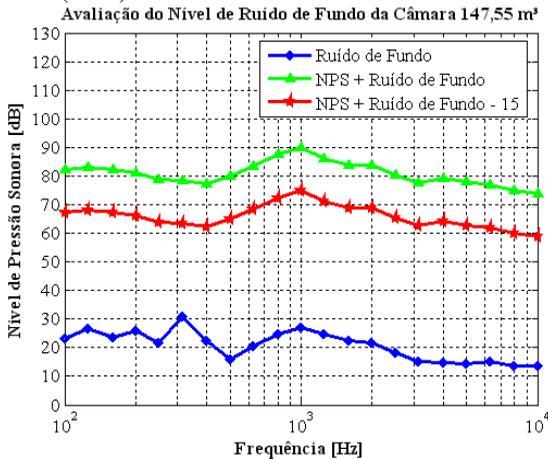
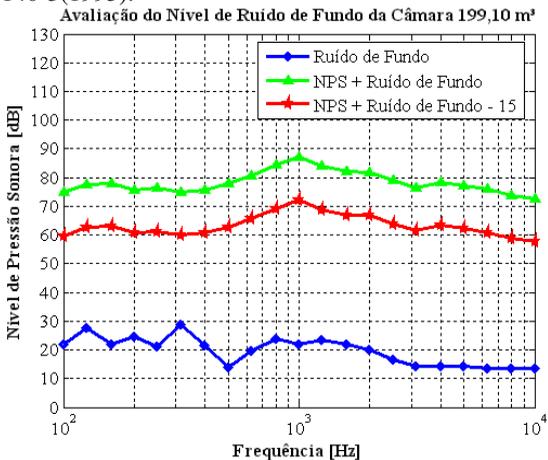


Figura 4.8 – Avaliação da interferência do nível de ruído de fundo no nível de pressão sonora gerado pela fonte inserida na câmara II segundo a norma ISO 140-3(1995).



4.3 CONSIDERAÇÕES FINAIS SOBRE O PROCESSO DE QUALIFICAÇÃO

De acordo com a Tabela 4.5, apenas na banda de 500 Hz, a câmara I foi reprovada neste critério. Uma sugestão para correção de tal conformidade seria a redução de absorção sonora da câmara I nesta banda de frequência de modo a proporcionar o aumento do tempo de reverberação relativo à banda de 500 Hz, o que se mostra fisicamente impossível de ser realizado, pois a câmara já se encontra confeccionada.

De acordo com a Tabela 4.6, para as bandas de 125 Hz, 250 Hz e 500 Hz, a câmara II foi reprovada neste critério. Uma sugestão para correção de tal conformidade seria a redução de absorção sonora da câmara II nestas bandas de frequências de modo a proporcionar o aumento dos respectivos tempos de reverberação. Neste trabalho tal alteração não foi realizada devido à grande dificuldade na retirada dos painéis de absorção e também devido à faixa de medição de interesse estar compreendida entre: 500 Hz a 5 kHz.

A partir da análise da Figura 4.7 e da Figura 4.8 acima, nota-se que a curva de ruído de fundo encontra-se bem abaixo da curva limite (nível de pressão sonora da fonte acrescida do nível de pressão sonora do ruído de fundo menos 15 dB), implicando na não aplicação de fatores de correção dos níveis de pressão sonora medidos, segundo os critérios da norma ISO 140-3 (1995).

De acordo com a Tabela 4.10, a câmara I encontra-se totalmente difusa para todas as bandas de frequência analisadas.

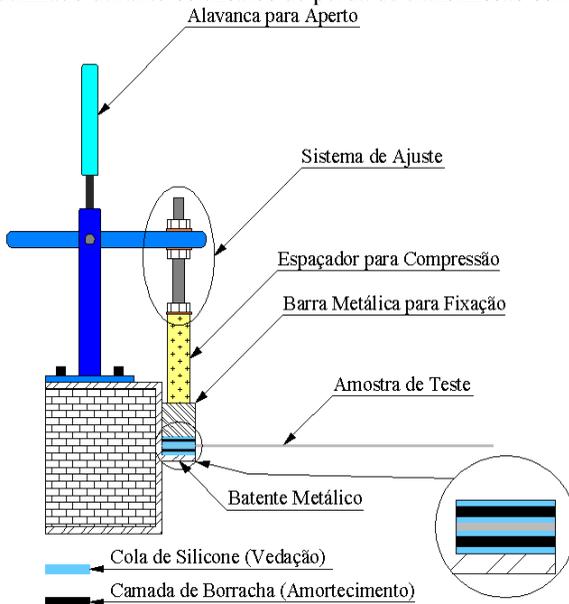
Com base na Tabela 4.11, pode-se observar que a câmara II foi reprovada no critério de difusividade do campo sonoro para as bandas de frequência de 100 Hz a 315 Hz e também para as bandas de 500 Hz a 2500 Hz. Das avaliações e comparações entre as duas câmaras I e II, tem-se que a redução da difusividade do campo sonoro na câmara II decorre da presença de painéis de absorção, como pode ser observado na Figura 4.2.

A partir das análises realizadas anteriormente, adotou-se que a câmara I seria utilizada como câmara de emissão, visto que esta apresenta uma boa difusividade em todas as bandas de frequências, de modo a proporcionar um campo difuso incidente eficaz sobre a amostra. Por outro lado, a câmara II foi escolhida como câmara de recepção, atentando-se a algumas ineficácias na difusividade do seu campo sonoro.

4.4 SISTEMA DE FIXAÇÃO DOS PAINÉIS

O sistema de fixação dos painéis (amostras) foi constituído por 12 grampos de fixação, 12 espaçadores de madeira de alta densidade, 04 barras metálicas e 08 tiras de borracha de alta densidade; todas as partes de contato foram vedadas com cola a base de silicone industrial. A Figura 4.9 abaixo apresenta uma representação esquemática do sistema de fixação utilizado nos ensaios de perda de transmissão sonora.

Figura 4.9 – Representação esquemática do sistema de fixação e vedação utilizado durante os ensaios de perda de transmissão sonora.



A utilização de espaçadores de madeira de alta densidade tem por função permitir a aplicação da carga de compressão dos grampos sobre as barras metálicas.

O uso de barras metálicas nas bordas da amostra de teste teve por objetivo distribuir igualmente a força de compressão sobre todas as bordas da placa.

A camada de borracha entre a barra metálica e o painel tem por objetivo amenizar a transmissão de vibrações do painel para a estrutura de fixação. A camada entre o painel e o batente da porta, visa à vedação

de frestas. Ambas as camadas de borracha têm também como função evitar possíveis deformações localizadas nas amostras.

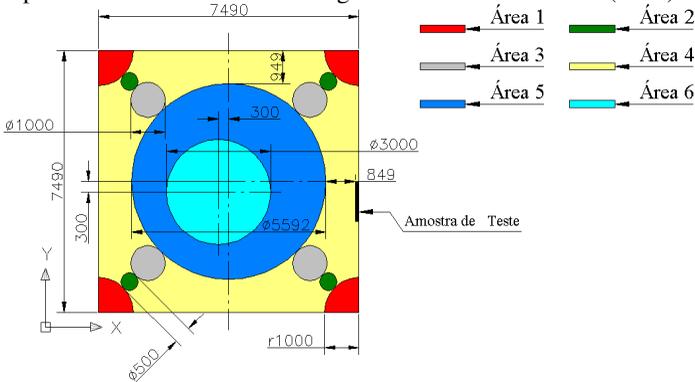
A utilização de cola silicone tem como finalidade complementar a vedação entre a amostra de teste e o sistema de fixação da porta painel.

4.5 MONTAGEM EXPERIMENTAL

Seguindo as recomendações da norma ISO 140-3(1995), foram adotadas quatro posições de fonte (as mesmas adotadas para as medições dos tempos de reverberação, conforme pode ser observado na Figura 4.4) e para cada posição de fonte, foram realizadas seis medições utilizando um microfone montado em um suporte rotativo, nas quais o tempo de aquisição dos sinais em ambas as câmaras (I e II) foram de 60 segundos. Este procedimento de medição foi adotado para todas as avaliações de perda de transmissão sonora: porta-painel, painel plano de alumínio e painel plano com núcleo tipo colmeia.

A distribuição espacial das regiões das câmaras de emissão e recepção ocupadas pelos equipamentos de medição (fonte sonora e microfone) juntamente com as respectivas distâncias estabelecidas entre cada um dos componentes e também entre os limites da câmara podem ser visualizadas na Figura 4.10 e na Figura 4.11, um descritivo das legendas adotadas nestas figuras, podem ser observados logo após as mesmas.

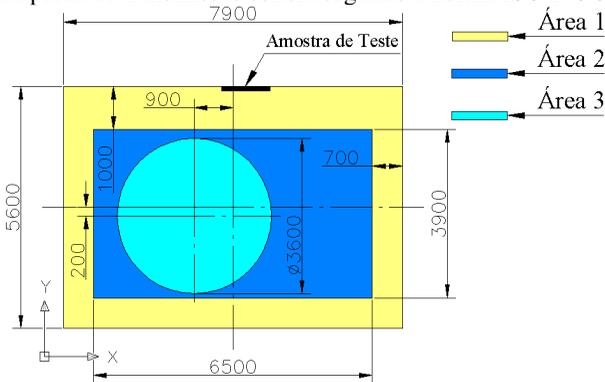
Figura 4.10 – Representação esquemática da configuração de posicionamento do sistema de medição para a câmara de emissão na determinação experimental da perda de transmissão sonora segundo a norma ISO 140-3 (1995).



Na Figura 4.10, tem-se as seguintes descrições para cada uma das áreas:

- i – Área 1: região ocupada pelos difusores de canto da câmara reverberante, como pode ser visualizado na Figura 4.2.a;
- ii – Área 2: região ocupada pela fonte sonora;
- iii – Área 3: espaçamento adotado entre a fonte sonora e o microfone montado na haste do suporte rotativo;
- iv – Área 4: região não utilizada da câmara de emissão, de modo a respeitar as distâncias mínimas ISO 140-3 (1995);
- v – Área 5: região disponível para o posicionamento do suporte rotativo;
- vi – Área 6: exemplo de uma das regiões na qual foi montado o suporte rotativo. Para cada posição de fonte, a região da Área 6, foi alterada de maneira aleatória dentro da região da Área 5, com o intuito que nenhum ponto da fronteira da Área 6 sobrepusesse algum ponto Área 5.

Figura 4.11 – Representação esquemática da configuração de posicionamento do sistema de medição para a câmara de recepção na determinação experimental da perda de transmissão sonora segundo a norma ISO 140-3 (1995).



As descrições para cada uma das áreas apresentadas na Figura 4.11, são apresentadas abaixo:

- i – Área 1: região não utilizada da câmara de recepção, de maneira a obedecer às distâncias mínimas ISO 140-3 (1995);
- ii – Área 2: Área 5: região disponível para o posicionamento do suporte rotativo;

iii – Área 3: exemplo de uma das regiões na qual foi montado o suporte rotativo. Para cada posição de fonte, a região da Área 3, foi alterada de maneira aleatória dentro da região da Área 2, para que nenhum ponto da fronteira da Área 3 sobrepuasse algum ponto Área 2.

4.6 AVALIAÇÃO DA PERDA DE TRANSMISSÃO

A primeira estrutura de teste avaliada foi o sistema de parede dupla composto pelas portas-painel, de modo a permitir a avaliação do isolamento oferecido por tal estrutura. A perda de transmissão foi avaliada sob forma experimental somente no sentido de propagação da câmara I (câmara de emissão) para a câmara II (câmara de recepção) devido às características acústicas das câmaras apresentadas anteriormente.

A tensão elétrica imposta à fonte para a realização de todos os ensaios de perda de transmissão sonora (porta-painel, painel plano de alumínio e painel plano com núcleo tipo colmeia) foi a mesma. O valor foi escolhido de modo a não provocar saturação da fonte sonora como também gerar sinais no mínimo 15 dB acima dos níveis de ruído de fundo das câmaras.

O objetivo da avaliação da perda de transmissão da porta-painel foi quantificar a transmissão sonora através dos elementos de flanco, de modo a permitir a avaliação da perda de transmissão sonora através da amostra de teste calculada por meio da teoria clássica a respeito deste assunto apresentada no ANEXO D deste trabalho, possibilitando-se assim a verificação de que a parcela de energia transmitida pelos elementos de flanco é desprezível em relação à parcela energia transmitida através da amostra de teste.

A segunda amostra avaliada experimentalmente neste estudo trata-se de um painel de alumínio simples sem reforços. As dimensões desta estrutura são 1,18 m x 1,85 m x 2,6 mm. O painel foi disposto na abertura de teste efetiva. O sistema de fixação e vedação utilizado foi o mesmo descrito na Figura 4.9.

A Tabela 4.12 apresenta os valores médios obtidos para a perda de transmissão sonora através dos elementos de flanco.

Tabela 4.12 – Avaliação da perda de transmissão sonora através dos caminhos diretos e indiretos segundo a norma ISO 140-3 (1995) para a amostra de teste tipo painel plano e liso de alumínio.

Frequência Central da banda [Hz]	PT Porta-Painel [dB]	PT Painel de Alumínio [dB]	PT_{máx} – PT' [dB]	Qualificação da Porta-Painel
50	29,40	21,65	7,75	Reprovada
63	25,46	22,01	3,45	Reprovada
80	24,08	14,43	9,65	Reprovada
100	30,10	16,27	13,83	Reprovada
125	32,65	13,70	18,95	Aprovada
160	32,10	17,78	14,32	Reprovada
200	33,80	18,58	15,21	Aprovada
250	36,48	18,95	17,53	Aprovada
315	36,94	21,16	15,78	Aprovada
400	41,64	22,62	19,01	Aprovada
500	44,50	25,30	19,19	Aprovada
630	49,21	26,32	22,89	Aprovada
800	52,48	27,41	25,07	Aprovada
1000	55,80	29,66	26,15	Aprovada
1250	56,80	32,07	24,73	Aprovada
1600	58,47	33,47	25,00	Aprovada
2000	59,72	35,01	24,70	Aprovada
2500	61,18	35,72	25,46	Aprovada
3150	63,08	35,83	27,25	Aprovada
4000	64,14	35,87	28,27	Aprovada
5000	65,30	31,95	33,34	Aprovada
6300	67,02	24,18	42,84	Aprovada
8000	65,51	27,34	38,16	Aprovada
10000	63,12	33,35	29,77	Aprovada
12500	59,53	35,54	23,99	Aprovada

Segundo a norma ISO 140-3 (1995), se a perda de transmissão sonora de uma dada amostra (PT') de teste for menor ou igual à perda de transmissão sonora através dos elementos de flanco (perda de transmissão máxima - $PT_{m\acute{a}x}$) menos 15 dB, o som transmitido através dos elementos de flanco (caminho indireto) pode ser negligenciado.

Portanto, a perda de transmissão aparente recai sobre a definição da perda de transmissão clássica, onde somente a parcela transmitida pela estrutura de teste (caminho direto) é contabilizada.

Para os demais casos, onde o valor médio for maior que ($PT_{m\acute{a}x} - 15$ dB), o caminho de propagação pelo flanco deve ser investigado e contabilizado.

Na Tabela 4.12, pode-se notar que a diferença entre os valores da perda de transmissão sonora aparente são inferiores a 15 dB para as bandas de frequências de 50 Hz, 63 Hz, 80 Hz, 100 Hz e 160 Hz, logo uma investigação detalhada deve ser realizada caso haja interesse nestas bandas de frequências, de modo a se alcançar as exigências de isolamento por flanco requisitadas pela norma ISO 140-3 (1995).

A terceira amostra avaliada foi um painel sanduíche plano e liso com núcleo tipo colmeia.

Para a realização do ensaio de perda de transmissão sonora o terceiro painel foi disposto de forma análoga ao painel simples de alumínio.

Ressalta-se que o mesmo sistema de fixação e vedação utilizado no caso do painel simples, também fora utilizado no caso do painel plano com núcleo tipo colmeia.

O procedimento de medição adotado foi o mesmo utilizado para a porta-painel e para o painel simples.

Os resultados encontrados para a perda de transmissão sonora do painel sanduíche plano e liso com núcleo tipo colmeia são apresentados na Tabela 4.13, juntamente com uma avaliação dos caminhos direto e indireto de transmissão sonora.

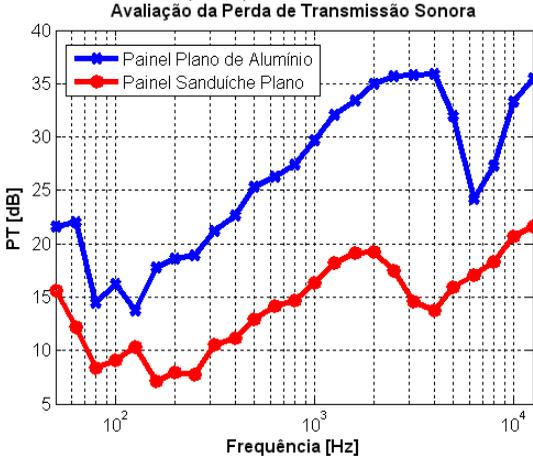
Tabela 4.13 – Avaliação da perda de transmissão sonora através dos caminhos diretos e indiretos segundo a norma ISO 140-3 (1995) para a amostra de teste tipo painel plano e liso com núcleo tipo colmeia.

Frequência Central da banda [Hz]	PT Porta-Painel [dB]	PT Pannel Núcleo Tipo Colmeia [dB]	PT_{máx} – PT' [dB]	Qualificação da Porta-Painel
50	29,40	15,60	13,80	Reprovada
63	25,46	12,17	13,29	Reprovada
80	24,08	8,39	15,70	Aprovada
100	30,10	9,12	20,98	Aprovada
125	32,65	10,36	22,29	Aprovada
160	32,10	7,14	24,96	Aprovada
200	33,80	7,93	25,87	Aprovada
250	36,48	7,74	28,74	Aprovada
315	36,94	10,51	26,42	Aprovada
400	41,64	11,18	30,46	Aprovada
500	44,50	12,89	31,61	Aprovada
630	49,21	14,14	35,07	Aprovada
800	52,48	14,68	37,80	Aprovada
1000	55,80	16,33	39,47	Aprovada
1250	56,80	18,23	38,57	Aprovada
1600	58,47	19,11	39,36	Aprovada
2000	59,72	19,21	40,51	Aprovada
2500	61,18	17,52	43,66	Aprovada
3150	63,08	14,61	48,47	Aprovada
4000	64,14	13,73	50,41	Aprovada
5000	65,30	15,95	49,34	Aprovada
6300	67,02	17,11	49,91	Aprovada
8000	65,51	18,27	47,23	Aprovada
10000	63,12	20,64	42,49	Aprovada
12500	59,53	21,58	37,95	Aprovada

Na Tabela 4.13, pode-se notar que a diferença entre os valores da perda de transmissão sonora aparente são inferiores a 15 dB para as bandas de frequências de 50 Hz e 63 Hz, logo uma investigação detalhada deve ser realizada caso haja interesse nestas bandas de frequências, o que não foi realizado neste trabalho devido ao interesse em investigar os fenômenos vibro-acústicos que acontecem entre as bandas compreendidas no intervalo de 500 Hz a 5 kHz.

A Figura 4.12 apresenta os resultados comparativos das curvas de avaliação experimental da perda de transmissão sonora para os painéis planos de alumínio (ver Tabela 4.12) e sanduíche com núcleo tipo colmeia (ver Tabela 4.13), segundo a norma ISO 140-3 (1995).

Figura 4.12 – Comparação das curvas de perda de transmissão sonora para os painéis de alumínio e sanduíche plano com núcleo tipo colmeia segundo a norma ISO 140-3 (1995).



CAPÍTULO 5

METODOLOGIA DE ANÁLISE ESTATÍSTICA ENERGÉTICA

As características vibro-acústicas de sistemas sob estudo podem ser previstas e melhoradas ainda nas fases iniciais de projeto, com maior rapidez e precisão.

Assim como FEM é adequado à análise dinâmica em baixa frequência (devido à baixa densidade modal), a análise estatística energética (*Statistical Energy Analysis – SEA*) permite o estudo da difusão de energia em médias e altas frequências, sendo este último uma metodologia complementar do FEM.

Este capítulo se dedica a explanação a respeito da metodologia de Análise Estatística de Energia, iniciando-se pelo seu surgimento e aspectos históricos com a apresentação dos principais *softwares* comerciais, uma breve apresentação do fluxo de energia entre dois osciladores acoplados, trabalho o qual deu início a SEA, seguindo-se pela apresentação das hipóteses básicas desta metodologia, em sequência são apresentadas as equações básicas de SEA e seus parâmetros destas equações, finalizando com a apresentação das equações de análise estatística de energia para a modelagem de perda de transmissão sonora, de maneira a permitir ao leitor compreender o desenvolvimento de um modelo de SEA focado em avaliação de perda de transmissão sonora.

5.1 HISTÓRIA DE SEA

As primeiras idéias relacionadas à metodologia de SEA surgiram no início dos anos 60, devido à necessidade de análises vibro-acústicas exigidas no ramo aeroespacial, de modo a prever os níveis de vibração de foguetes em início do projeto, evitando-se assim, o mau

funcionamento dos mesmos, (LANGHE, 1996 p. 13). Os principais trabalhos de SEA estudaram a troca de energia entre osciladores acoplados, os quais foram publicados de forma independente, sendo o primeiro o trabalho de LYON e MAIDANIK (1962) e o segundo o estudo de SMITH (1962).

Nos anos 70 e 80 SEA foi aplicada para analisar o ruído transmitido via estrutura em navios e construções, sendo que hoje muitos armadores têm o seu próprio programa de SEA. A partir disto houve um interesse crescente em novas aplicações, incluindo automóveis, helicópteros, aeronaves e motores, (BOTTEON, 2003 p.13).

Nos anos 90, com o fim da Guerra Fria e o crescimento da globalização, ocorreu a comercialização dos *softwares* de SEA ao longo do mundo. Dentre os *softwares* comerciais se destacam:

i – VA-One[®]: *software* desenvolvido inicialmente pela Vasci e, atualmente pela ESI, sendo o mais utilizado no mercado. Trata-se de um programa de interface gráfica orientado ao objeto e disponível em Macintosh[®], Unix[®] e Windows[®];

ii – VAPEPS[®]: desenvolvido pela NASA, para predição de dados vibroacústicos para projetos aeroespaciais;

iii – SEAM[®]: *software* desenvolvido por Cambridge Collaborative nos anos 80, sendo este utilizado em instituições de pesquisa da marinha americana e fabricantes de automóveis (FORD). O SEAM[®] está disponível para estações de trabalhos Unix[®] e Windows[®].

iv – SEADS[®]: *software* desenvolvido pela LMS em conjunto com a Universidade Católica de Leuven.

Nos anos 2000, houve uma padronização dos procedimentos de modelagem ao longo do mundo, juntamente com a utilização de modelagens híbridas através da união de várias metodologias numéricas (*SEA/FEM/BEM*) e também a utilização de SEA em projetos de otimização (através do uso de otimizadores como, por exemplo, o *software ModeFrontier[®]* e o *Isight[®]*) para redução de custos de pacotes sonoros (*sound package*), principalmente na indústria automotiva.

Pelo fato de tal metodologia necessitar apenas de propriedades geométricas da estrutura e de propriedades dos materiais que a compõem, ela se aplica muito bem às primeiras fases de projeto, fornecendo excelentes resultados no início do mesmo.

O livro *Statistical Energy Analysis* publicado por LYON e DEJONG (1995) é uma das principais referências sobre a teoria de SEA,

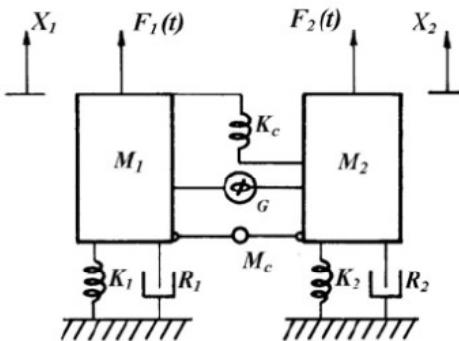
neste são apresentados: o desenvolvimento das equações básicas, os parâmetros relevantes em SEA e explicações sobre os aspectos desenvolvidos nesta metodologia.

5.2 FLUXO DE ENERGIA ENTRE DOIS OSCILADORES ACOPLADOS

Os primeiros registros das bases metodológicas de SEA datam do início dos anos 60, com a publicação de dois trabalhos paralelos sob forma independente: LYON e MAIDANIK (1962) e o estudo de SMITH (1962). Os primeiros apresentaram um estudo relacionado ao fluxo de potência entre osciladores acoplados, mostrados na Figura 5.1, sendo o oscilador uma representação de um modo de vibração de um subsistema acústico ou estrutural, ou seja, um sistema de um grau de liberdade. No trabalho de SMITH (1962) foram introduzidas as idéias que levaram à formulação das hipóteses básicas de SEA, como a hipótese de que um modo ressonante pode ser considerado como um armazenador de energia.

Os dois osciladores são acoplados da forma mais genérica possível, sendo este dado por: acoplamento de rigidez linear (K_c), acoplamento de massa inercial (M_c) e acoplamento giroscópico (G). Porém o acoplamento é conservativo, logo, não apresenta nenhuma forma de dissipação.

Figura 5.1 – Representação esquemática de dois osciladores acoplados.



Fonte: Adaptação de LYON (1975, p. 107).

As equações de movimento para cada oscilador apresentado na Figura 5.1 podem ser desenvolvidas por meio das equações de Lagrange em função das variáveis x_1 e x_2 , sendo dadas por:

$$\begin{cases} \left[M_1 + \frac{M_c}{4} \right] \ddot{x}_1 + CD_1 \dot{x}_1 + (k_1 + k_c) x_1 + \frac{M_c}{4} \ddot{x}_2 - G_c \dot{x}_2 - k_c x_2 = F_1(t) \\ \left[M_2 + \frac{M_c}{4} \right] \ddot{x}_2 + CD_2 \dot{x}_2 + (k_2 + k_c) x_2 + \frac{M_c}{4} \ddot{x}_1 - G_c \dot{x}_1 - k_c x_1 = F_2(t) \end{cases} \quad (5.1)$$

Através de um sistema de dois osciladores acoplados, como mostrado na Figura 5.1 e, considerando o conceito de oscilador como um modo de vibração de um sistema acústico ou estrutural, LYON mostrou que quando as forças de excitação são consideradas tipo ruído branco, o fluxo de energia transferida, ou seja, a potência transferida pode ser expressa em termos referentes à diferença entre os espectros das forças de excitação, como segue:

$$\langle W_{trans,12} \rangle = \alpha \left[\frac{\pi U_{F2}}{(M_1 + M_c/4) \Delta_1} - \frac{\pi U_{F1}}{(M_2 + M_c/4) \Delta_2} \right] \quad (5.2)$$

onde: α , Δ_1 e Δ_2 : são os parâmetros que dependem das características dos sistemas, definidos para simplificações na notação das equações de LYON (1975, p. 69 e 78).

Em aplicações práticas, o conhecimento dos espectros de forças é de difícil obtenção, impossibilitando o cálculo da potência transferida entre os dois osciladores.

Devido a esta dificuldade, LYON procurou representar o fluxo de energia $\langle W_{trans,12} \rangle$ em termos das energias dos osciladores, pois estas podem ser medidas com o auxílio de acelerômetros ou microfones. Neste estudo LYON analisou a resposta de um oscilador simples submetido a uma excitação tipo ruído branco, obtendo com este, importantes conclusões entre o espectro da força excitadora e a energia armazenada neste oscilador. Concluindo-se, assim, que a velocidade média quadrática temporal de um oscilador pode ser dada por:

$$\overline{v^2} = \frac{\pi^2 \mathcal{U}_F}{M_i \omega_0 \eta} \quad (5.3)$$

Como o oscilador é um sistema vibratório, sua energia é dada pela relação:

$$E_{vib} = M_0 \overline{v^2} \quad (5.4)$$

Retornando à Equação (5.1) de forma conjunta com a Equação (5.4) tem-se que a potência transferida pode ser reescrita como uma função das energias dos dois osciladores, sob a forma:

$$\langle W_{trans,12} \rangle = CLF (E_1 - E_2) \quad (5.5)$$

Um equacionamento bem detalhado a respeito das formulações de fluxo de energia entre dois osciladores acoplados, expressas em termos das forças e excitação ou em termos das energias dos osciladores é encontrado em LENZI (2004, p. 1 a 18).

A partir da Equação (5.5) e outros estudos, LYON (1975, p. 78) obteve as seguintes conclusões a respeito do acoplamento entre dois osciladores:

i – a potência transmitida entre dois osciladores é proporcional à diferença das energias totais reais, onde os osciladores encontram-se acoplados;

ii – o sentido do fluxo de energia transmitida se dá do oscilador de maior energia para o de menor energia;

iii – caso um dos osciladores for excitado, o segundo oscilador poderá apresentar um nível de energia com magnitude igual ou inferior à do primeiro oscilador; igual será, necessariamente, quando estes forem fortemente acoplados.

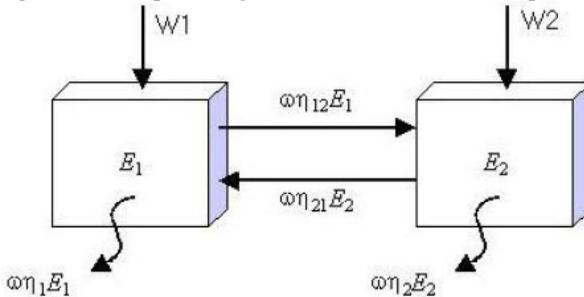
5.3 BASES DO MÉTODO

Em SEA, o objeto de estudo (sistema) é representado pela composição de unidades menores chamadas de subsistemas.

Cada um desses subsistemas representa um mecanismo de armazenamento de energia, ou seja, representa a energia modal média para uma parte de um sistema complexo global. Portanto, um subsistema pode ser representado, por exemplo, por um conjunto de modos de vibração longitudinais para uma viga, um conjunto de modos de flexão para uma placa, um conjunto de modos de uma cavidade, entre outros.

A formulação das equações básicas fundamenta-se numa relação simples de equilíbrio do balanço de potências: de entrada, dissipada e transferida; como pode ser observado na Figura 5.2.

Figura 5.2 – Representação de um modelo SEA composto por dois subsistemas.



Fonte: Adaptação de LYON (1995, p. 119).

A potência de entrada é relacionada às excitações impostas ao sistema, podendo ser proporcionada por fontes sonoras, estruturais ou convectivas (camadas limites turbulentas).

A potência dissipada relaciona-se com o fator de perda por amortecimento do subsistema, sendo proporcional a este, ou seja, é a potência perdida sob a forma mecânica.

A potência transferida trata-se do fluxo de energia entre dois subsistemas, tendo como característica a proporcionalidade entre os fatores de acoplamento e à diferença entre as energias modais médias.

5.4 HIPÓTESES BÁSICAS

A metodologia SEA se caracteriza pela simplicidade na abordagem dos problemas, fundamentando-se nas hipóteses a seguir:

i – O sistema em estudo pode ser dividido em subsistemas;

Um subsistema pode ser definido como um grupo de modos ressonantes com o mesmo tipo de ondas (ondas de flexão em uma placa) e com resposta reverberante na faixa de frequências considerada.

ii – A energia é a variável de interesse a partir da qual podem ser calculadas as respostas médias espaciais;

O subsistema pode ser descrito, em termos de SEA, por uma única variável, o seu nível de energia. A energia de um subsistema é definida em termos da média quadrática espacial temporal da velocidade ou da pressão, integrada em banda de frequências. A energia do subsistema (E_i) é então estimada através da multiplicação da resposta quadrática média espacial temporal (R_i) pelo fator massa/volume (RMV_i), fornecendo as seguintes relações:

$$E_i = RMV_i R_i \quad (5.6)$$

$$RMV_i = M_i \quad e \quad R_i = \langle v_i^2 \rangle \rightarrow \textit{subsistema estrutural} \quad (5.7)$$

$$RMV_i = \frac{V_i}{\rho c^2} \quad e \quad R_i = \langle p_i^2 \rangle \rightarrow \textit{subsistema acústico} \quad (5.8)$$

iii – Todos os modos possuem o mesmo amortecimento modal η em uma dada banda de Frequência;

Esta hipótese simplifica bastante a análise, pois basta que seja determinado somente o amortecimento médio dos modos contidos numa dada faixa de frequências.

iv – É necessário se conhecer a densidade modal de cada subsistema;

A densidade modal é definida como o número de modos presentes em uma dada banda de frequências. Este parâmetro deve ser suficientemente elevado para cada faixa de frequências a fim de permitir uma adequada troca de energia entre os modos de cada subsistema. Normalmente é recomendado um número mínimo de seis modos sendo que o valor ideal mínimo é de dez modos por banda (estes valores ainda são bastante questionáveis pela literatura contemporânea).

A densidade modal para um dado número de modos presentes em uma dada banda de frequências é dada por:

$$DM_i(f) = \frac{N_{\text{mod},i}}{\Delta f} \quad (5.9)$$

Para a determinação da densidade modal existem métodos experimentais e, no caso de subsistemas mais simples como, por exemplo, barras, placas, cascas e cavidades, existem formulações analíticas acuradas, as quais podem ser encontradas em FAHY (1982, p. 165-186).

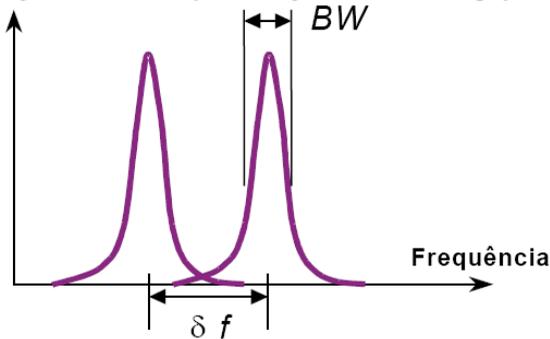
Outro critério adotado é o fator de superposição modal (*modal overlap factor*), o qual pode ser definido como o produto da largura da banda de meia potência pela densidade modal (ver Figura 5.3 na sequência). Os modos se sobrepõem quando a largura de banda de meia potência é maior que o espaçamento modal, logo se tem:

$$BW > \delta f \rightarrow \frac{\omega\eta}{2\pi} > \frac{1}{DM(f)} \rightarrow f \cdot \eta \cdot DM(f) > 1 \quad (5.10)$$

Portanto o fator de superposição modal ocorre quando $MOF = f \cdot \eta \cdot DM(f) > 1$, portanto:

$$MOF_i = f \cdot \eta_i \cdot DM_i(f) \quad (5.11)$$

Figura 5.3 – Ilustração da largura de banda e espaçamento modal.



Fonte: Adaptação de BOTTEON (2002,p. 19).

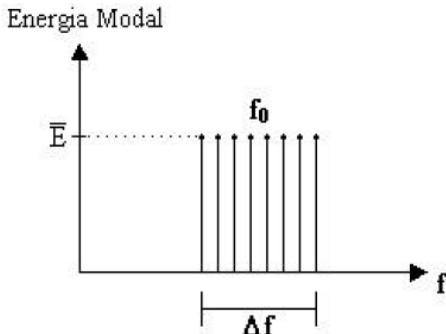
v – Todos os modos contidos em uma mesma faixa de frequências possuem a mesma energia modal;

Matematicamente, esta hipótese pode ser representada por:

$$E_i = N_{\text{mod},i} \overline{E}_i \quad (5.12)$$

A Figura 5.4 abaixo apresenta uma ilustração de modo a facilitar o entendimento do nível médio de energia modal dos modos contidos numa mesma banda de frequências.

Figura 5.4 – Representação esquemática do nível médio de energia modal para os modos contidos numa mesma faixa de frequências.



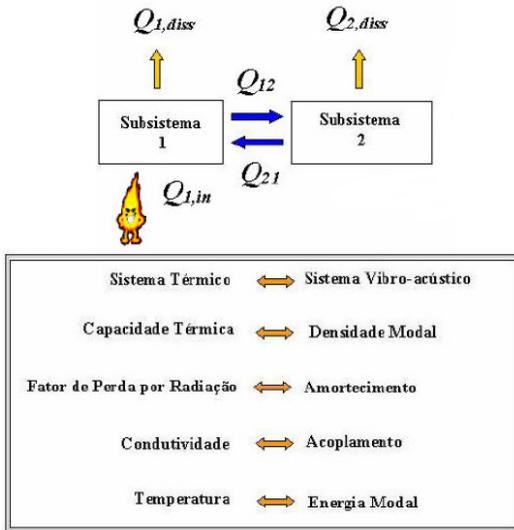
Fonte: Adaptação de FILARDI (2003,p. 16).

vi – A energia flui do subsistema de maior energia modal para o de menor energia modal;

Na metodologia SEA, a densidade modal define a capacidade de armazenamento de energia e, o potencial de energia modal define o nível de energia contido em cada subsistema. Os níveis de energia de cada subsistema em um estado estacionário dependem do balanço final de potências, incluindo potência de entrada, dissipada e transmitida.

Uma analogia a um sistema térmico foi proposta por WOODHOUSE (1981), o qual relaciona os parâmetros térmicos da transferência de calor aos parâmetros de SEA para dois corpos “trocando” calor, como pode ser observado na Figura 5.5.

Figura 5.5 – Analogia entre os sistemas: térmico e vibroacústico.



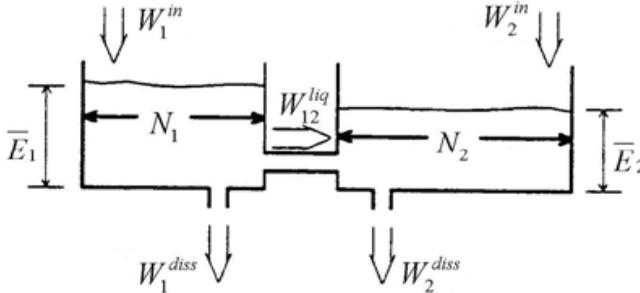
Fonte: Adaptação de BOTTEON (2002,p. 9).

vii – O fluxo de energia entre dois subsistemas é proporcional à diferença entre as energias modais e ao respectivo fator de perda por acoplamento;

Para um melhor entendimento desta hipótese, LYON (1995, p.120) propôs uma analogia com um sistema hidráulico composto por

dois reservatórios com níveis diferentes de líquido. Intuitivamente, quanto maior a diferença entre os níveis, maior será o fluxo de fluido entre eles. A Figura 5.6 ilustra tal situação.

Figura 5.6 – Analogia hidráulica da metodologia SEA.



Fonte: Adaptação de LYON (1995, p.120).

5.5 EQUAÇÕES BÁSICAS DE SEA

A partir das hipóteses explicitadas anteriormente, podem ser formuladas as equações básicas de SEA. Como forma de simplificar o desenvolvimento das equações, primeiramente, apresenta-se as equações para dois subsistemas acoplados em uma única banda de frequências, conforme a Figura 5.2, e posteriormente o mesmo raciocínio é expandido para "n" subsistemas acoplados dentro de várias bandas de frequências.

Considerando-se primeiramente o subsistema 1 da Figura 5.6 acima, tem-se que a potência de entrada (W_{in}) dever ser igual à potência perdida (W_s). Como potência de entrada, considera-se a potência externa injetada no subsistema somada à potência transferida do subsistema 2 para o subsistema 1. Como potência perdida, considera-se a potência dissipada no próprio subsistema mais a potência transferida para o subsistema 2.

$$W_{in1} = W_{s1} \rightarrow W_{in1} + W_{21} = W_{Diss1} + W_{12} \rightarrow W_{in1} = W_{Diss1} + W_{12} - W_{21} \quad (5.13)$$

Aplicando-se o mesmo raciocínio para o subsistema 2, pode-se escrever:

$$W_{in2} = W_{S2} \rightarrow W_{in2} + W_{12} = W_{Diss2} + W_{21} \rightarrow W_{in2} = W_{Diss2} + W_{21} - W_{12} \quad (5.14)$$

Da definição de potência dissipada, pode-se escrever a seguinte relação para os subsistemas 1 e 2.

$$W_{Diss,i} = \omega \eta_i E_i \quad (5.15)$$

Da definição de potência transferida, pode-se escrever a seguinte relação para os subsistemas 1 e 2.

$$W_{i,j} = \omega \eta_{i,j} E_i \quad (5.16)$$

Assim substituindo as Equações (5.15) e (5.16) nas Equações (5.13) e (5.14), tem-se:

$$W_{in1} = \omega \{ E_1 [\eta_1 + \eta_{12}] - \eta_{21} E_2 \} \quad (5.17)$$

$$W_{in2} = \omega \{ E_2 [\eta_2 + \eta_{21}] - \eta_{12} E_1 \} \quad (5.18)$$

Reescrevendo as Equações (5.17) e (5.18) na forma matricial, tem-se:

$$\omega \begin{bmatrix} \eta_1 + \eta_{12} & -\eta_{21} \\ -\eta_{21} & \eta_2 + \eta_{21} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} E_1 \\ E_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} W_{in1} \\ W_{in2} \end{Bmatrix} \quad (5.19)$$

Aplicando-se o mesmo raciocínio a um sistema genérico com n subsistemas, pode-se expandir a Equação (5.19) de forma a adicionar mais termos a esta, a qual pode ser reescrita da seguinte forma:

$$\begin{bmatrix} \sum_{i=1}^N \eta_{1,i} & -\eta_{2,1} & \cdots & -\eta_{K,1} \\ -\eta_{1,2} & \sum_{i=1}^N \eta_{2,i} & \cdots & -\eta_{K,2} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ -\eta_{1,K} & \cdots & \cdots & \sum_{i=1}^N \eta_{K,i} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} E_1 \\ E_2 \\ \vdots \\ E_K \end{Bmatrix} = \frac{1}{\omega} \begin{Bmatrix} W_{in1} \\ W_{in2} \\ \vdots \\ W_{inK} \end{Bmatrix} \rightarrow [L]\{E\} = \frac{1}{\omega}\{W\} \quad (5.20)$$

5.6 PARÂMETROS DE SEA E SUAS TÉCNICAS DE DETERMINAÇÃO

Aqui serão apresentados os parâmetros de SEA utilizados nas equações básicas apresentadas anteriormente juntamente com algumas técnicas de determinação dos mesmos.

5.6.1 Potência de Excitação (W_{in})

A potência de excitação é definida como a transferência de energia de uma fonte externa para um determinado subsistema. Basicamente existem dois grupos diversos de potência de entrada:

- i – concentrada: refere-se a forças ou momentos pontuais;
- ii – espacialmente distribuída: referentes aos campos de pressão acústica difusa e aos campos de pressão aerodinâmica.

A determinação da potência de excitação envolve a medição dos níveis de vibração de uma estrutura ou o nível de pressão sonora de uma cavidade. LYON (1995, p. 205 a 209) fornece algumas expressões para o cálculo da potência de entrada, tais como:

- i – Potência de entrada para uma excitação tipo tom puro:

$$W_{in} = \langle Fv \rangle = \frac{1}{2} \text{Re}(F \cdot v^*) \quad (5.21)$$

Logo, a Equação (5.21) pode ser escrita em termos da mobilidade pontual como:

$$\overline{W}_{in} = \frac{1}{2} F^2 \operatorname{Re}(\overline{Y}_{Pontual}) \quad (5.22)$$

onde, a mobilidade pontual média é dada conforme a Equação (5.23):

$$\overline{Y}_{Pontual} = \frac{DM(f)}{4m} \quad (5.23)$$

iii – Potência de entrada em uma cavidade proveniente da excitação de uma placa, quando a $E_{cavidade} \ll E_{placa}$:

$$\overline{W}_{in} = \rho c A_p \sigma_{Rad} \left\langle \overline{v_P^2} \right\rangle \quad (5.24)$$

iv – Potência de entrada em uma placa proveniente da excitação de uma cavidade, quando a $E_{cavidade} \gg E_{placa}$:

$$\overline{W}_{in} = \frac{DM_P(f) c^2 \sigma_{Rad} \left\langle \overline{P_C^2} \right\rangle}{4\pi f^2 \rho_P h_P} \quad (5.25)$$

5.6.2 Fator de Perda por Amortecimento (η)

O amortecimento pode ser definido como a dissipação da energia vibratória de um sistema, a qual pode ser dissipada internamente no sistema, ou se este estiver acoplado a uma cavidade acústica, a energia pode ser transmitida para a cavidade através de mecanismos de radiação sonora.

Em SEA, entende-se por amortecimento os mecanismos internos do sistema responsável pela transformação da energia vibratória em

calor, os outros mecanismos de amortecimento estão relacionados aos fatores de acoplamento.

O fator de amortecimento é definido como a razão entre a energia dissipada por radiano e a máxima energia vibratória do componente. A sua determinação pode ser relacionada aos subsistemas de SEA através de dois grandes grupos:

- i – subsistemas estruturais;
- ii – subsistemas acústicos.

5.6.2.1 Subsistema Estrutural

O amortecimento estrutural consiste na conversão da energia vibratória em calor, o qual pode ser obtido a partir da substituição das Equações (5.6) e (5.7) na Equação (5.15), conforme abaixo:

$$\eta = \frac{W_{diss}}{2\pi fM \langle \overline{v^2} \rangle} \quad (5.26)$$

O fator de perda por amortecimento pode ser obtido através de três metodologias diferentes:

- i – métodos experimentais;
- ii – métodos numéricos;
- iii – métodos analíticos.

Com relação aos métodos experimentais, os três métodos mais comumente utilizados para a determinação deste fator são:

- i – método do decaimento logarítmico;
- ii – método da potência de entrada;
- iii – método da banda de meia potência.

i – Método do Decaimento Logarítmico

O método do decaimento logarítmico é bastante popular para aplicações gerais de controle de ruído e de vibrações por ser simples,

rápido e por não exigir muitos equipamentos. Basicamente, esta metodologia consiste em cortar subitamente o suprimento de energia ao componente ensaiado (caso a excitação seja contínua, tipo ruído branco), e registrar o decaimento da energia vibratória. Frequentemente o suprimento de energia é fornecido por um impacto através de um martelo instrumentado ou por uma excitação sem contato utilizando por exemplo, uma fonte acústica, técnica mais aplicada para estruturas leves.

No caso de uma excitação utilizando um martelo instrumentado, deve-se observar a faixa de frequências do espectro da força aplicada, caso seja necessário obter respostas nas altas frequências, deve-se procurar produzir um impacto com a menor duração possível.

A utilização de uma fonte de excitação sem contato possibilita excitar com bastante energia as altas frequências, evitando que, durante o decaimento, uma quantidade significativa de energia seja dissipada no excitador.

Matematicamente, o fator de perda pode ser determinado a partir da resposta livre de um oscilador um grau de liberdade submetido a um amortecimento subcrítico, conforme a Equação (5.27) abaixo:

$$x(t) = x_0 \cdot e^{-\zeta \cdot \omega_n \cdot t} \cos(\omega_d \cdot t + \phi) \quad (5.27)$$

Na Equação (5.27) a frequência natural amortecida do oscilador é dada pela Equação (5.28) abaixo:

$$\omega_d = \omega_n \sqrt{1 - \zeta^2} \quad (5.28)$$

O fator de amortecimento se relaciona com o fator de amortecimento crítico conforme apresentado na Equação (5.29) abaixo:

$$\zeta = \frac{\eta}{2} \quad (5.29)$$

O termo $e^{-\zeta \cdot \omega_n \cdot t}$ na Equação (5.27) representa o envelope de decaimento da resposta (energia) com o tempo. Em termos de energia, tem-se $e^{-2\zeta \cdot \omega_n \cdot t}$. Em escala logarítmica, a energia vibratória cai de acordo com a Equação (5.37) abaixo.

$$10 \log \left(e^{-2 \cdot \zeta \cdot \omega_n \cdot t} \right) \quad (5.30)$$

Simplificando-se a Equação (5.37) acima, obtém-se a seguinte Expressão:

$$-54,57 \cdot \zeta \cdot f_n \cdot t \quad (5.31)$$

A Equação (5.31) acima indica o decaimento do nível de vibração (em dB) depois de decorrido t segundos. Lembrando-se do conceito de tempo de reverberação, que representa a queda da energia em 60 dB, pode-se, portanto, obter uma equação para a determinação do tempo total para se cessar completamente a vibração do oscilador, conforme a Equação (5.32) abaixo:

$$54,57 \cdot \zeta \cdot f_n \cdot T_{60} \quad (5.32)$$

Substituindo-se a Equação (5.29) na Equação (5.32), esta pode ser simplificada conforme abaixo:

$$27,28 \cdot \eta \cdot f_n \cdot T_{60} \quad (5.33)$$

Portanto, isolando-se o fator de amortecimento na Equação (5.33) acima, tem-se a equação para este conforme apresentado abaixo:

$$\eta \approx \frac{2,2}{f_n \cdot T_{60}} \quad (5.34)$$

Caso o amortecimento seja mantido para um grupo de modos, f_n representa então a frequência central da banda, f_{Band} .

ii – Método da Potência de Entrada

O método da potência de entrada baseia-se na definição do fator de perda, conforme a Equação (5.26). A grande vantagem deste método está em permitir a determinação do fator de perda médio dos modos contidos numa determinada faixa de frequências.

A sua aplicação requer o conhecimento da potência transmitida ao componente ensaiado (conforme as Equações descritas no item 5.6.1) e a energia vibratória de cada um dos subsistemas que compõem este sistema, sendo esta estimada através da multiplicação da resposta quadrática média espacial temporal pelo fator massa/volume, conforme as Equações (5.6) e (5.7). Neste método assume-se que a energia transferida para o componente seja totalmente dissipada pelo amortecimento estrutural, portanto, deve-se ter cuidado com a suspensão do componente e com a fixação do excitador e dos acelerômetros para que a energia perdida através destes elementos seja minimizada.

Estruturas leves como placas de honeycomb podem apresentar fator de perda por irradiação η_{rad} até maior que o estrutural, tornando inválida a medição do amortecimento no ambiente normal, de um laboratório. A perda de energia por irradiação sonora torna-se maior que a conversão de energia vibratória em calor. Deve-se lembrar que o fator de perda por irradiação está associado ao fator de acoplamento, ao trocar energia com uma cavidade acústica, conforme a Equação (5.35) abaixo.

$$\eta_{rad} = \frac{\rho_0 \cdot c}{\omega \cdot m} \sigma_{rad} \quad (5.35)$$

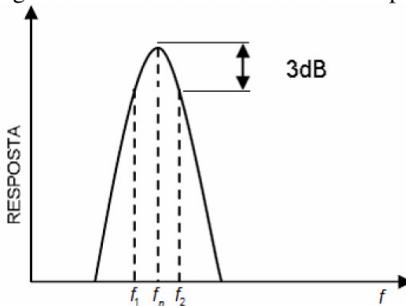
Para componentes estruturais muito leves, as medições do fator de perda estrutural devem ser efetuadas em uma câmara de vácuo, caso contrário, o fator de perda por radiação deve também ser mensurado e subtraído do fator de perda medido, para se obter o fator de perda por amortecimento da estrutura, conforme a Equação (5.36) abaixo.

$$\eta = \eta_{med} - \eta_{rad} \quad (5.36)$$

iii – Método da Banda de Meia Potência

O método da banda de meia potência consiste em medir a largura do pico de ressonância no espectro da resposta 3 dB abaixo da magnitude deste pico. Nesta região encontra-se a metade da energia (conforme pode ser observado na Figura 5.7) do sistema associando o aumento da largura de banda com o aumento do amortecimento modal.

Figura 5.7 – Método da banda de meia potência.



Fonte: Adaptação de OLIVEIRA (2006).

O método da banda de meia potência possui limitações para sua aplicação, uma vez que este realiza o cálculo do amortecimento modo a modo, necessitando portanto, que as estruturas possuam modos bem definidos e suficientemente espaçados dentro das faixas de frequências analisadas, o que não acontece com as amostras de painel sanduíche plano e liso em estudo neste trabalho, como por exemplo, pode ser observado na Figura 3.7.

O método da banda de meia potência não é utilizado em SEA devido à alta densidade modal dos subsistemas.

5.6.2.2 Subsistema Acústico

A dissipação da energia acústica ocorre quando esta é transformada em energia térmica.

Nos contornos das cavidades acústicas como é o caso das câmaras reverberantes utilizadas nos experimentos deste trabalho, a perda de energia ocorre devido à absorção de uma parcela desta, referente à onda incidente para o interior da interface, recebendo esta relação o nome de coeficiente de absorção. Esta grandeza é dependente

da frequência, do ângulo de incidência da onda e das propriedades do material da superfície.

LYON (1995) relacionou o fator de perda por amortecimento em cavidades acústicas com o coeficiente de absorção das superfícies através da seguinte relação:

$$\eta = \frac{c.A.\bar{\alpha}}{8\pi.f.V} \quad (5.37)$$

5.6.3 Número de Modos (N_{mod})

Existem muitos problemas em engenharia para os quais se faz necessário o conhecimento do número de modos presentes em uma determinada banda de frequências. Em SEA, o número de modos de um determinado subsistema numa determinada faixa de frequências representa o número de modos ressonantes disponíveis para receber e armazenar energia.

Estes podem ser determinados através de:

- i – expressões analíticas: aplicados a sistemas de geometria simples de modo a possibilitar a formulação de expressões matemáticas;
- ii – modelos numéricos: aplicados a sistemas de geometria complexa, através de análise modal utilizando o método de elementos finitos, modelo o qual deve possuir as condições de contorno o mais próxima possível das condições de contorno reais;
- iii – métodos experimentais: faz uso de funções de resposta em frequência para a contagem dos modos, de forma que esta metodologia se limita a região de espaçamento modal que possibilite a contagem manual dos modos;
- iv – técnica da mobilidade pontual: aplicado a sistemas de geometria complexa ou que possuam uma alta densidade modal, ou que sejam constituídos por um material heterogêneo. Neste método várias medições são realizadas e o valor final é uma média espacial temporal no subsistema, o qual pode ser definido através da seguinte Equação:

$$N = 4M\Delta f \langle \text{Re}\{Y\} \rangle \quad (5.38)$$

5.6.4 Fator de Perda por Acoplamento ($\eta_{i,j}$)

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

O principio da reciprocidade entre os subsistemas de SEA, conforme LYON (1995) é apresentado através Equação (5.39) abaixo:

$$\eta_{i,j} \cdot N_i = \eta_{j,i} \cdot N_j \quad (5.39)$$

Aplicando-se este principio na Equação (5.16) pode-se escrever que:

$$W_{i,j} = \omega \eta_{i,j} E_i \quad e \quad W_{j,i} = \omega \eta_{j,i} E_j \quad (5.40)$$

Em condições de estado estacionário, o fluxo líquido de potência de um subsistema para outro é definido através da seguinte equação:

$$W_{i,j} = W_{i \rightarrow j} - W_{j \rightarrow i} \quad (5.41)$$

Substituindo a Equação (5.40) na Equação (5.41), pode-se escrever a equação de fluxo líquido de potência entre dois subsistemas que trocam energia em um regime estacionário como:

$$W_{i,j} = \omega \eta_{i,j} E_{i,i} - \omega \eta_{j,i} E_{j,j} = \omega \eta_{ij} N_i \left(\frac{E_i}{N_i} - \frac{E_j}{N_j} \right) \quad (5.42)$$

ou ainda:

$$W_{i,j} = \omega \eta_{ij} N_i \left(\bar{E}_i - \bar{E}_j \right) \quad (5.43)$$

O fator de acoplamento é um parâmetro exclusivo de SEA, e este pode ser medido experimentalmente ou também calculado, utilizando-se fórmulas analíticas ou técnicas numéricas.

Os fatores de perda por acoplamento podem ser divididos em três grandes grupos:

- i – acoplamento entre subsistemas acústicos;
- ii – acoplamento entre subsistema acústico e subsistema estrutural;
- iii – acoplamento entre subsistemas estruturais.

i – Acoplamento entre subsistemas acústicos;

É associado ao coeficiente de perda de transmissão sonora. Por exemplo, pode-se citar o caso de duas cavidades acopladas através de uma partição, como pode ser observado na Figura 4.1, tal que a potência transmitida da câmara 1 para a câmara 2 através da amostra de teste é dada por:

$$W_{1,2} = \frac{\langle \overline{P^2} \rangle}{4\rho c} S \bar{\tau} \quad (5.44)$$

O coeficiente de transmissibilidade médio apresentado na Equação (5.44) é dado pela Equação abaixo:

$$\bar{\tau} = \frac{1}{\alpha_t} \quad (5.45)$$

A Equação (5.44) também pode ser escrita em função do fator de acoplamento cavidade-cavidade, conforme:

$$W_{1,2} = \omega \eta_{1,2} E_1 = \omega \eta_{1,2} \frac{V_1 \langle \overline{P^2} \rangle}{\rho c^2} \quad (5.46)$$

Igualando as Equações (5.44) e (5.46), pode-se escrever a equação do coeficiente de acoplamento cavidade-cavidade da seguinte maneira:

$$\eta_{1,2} = \frac{cS}{4\omega V} \bar{\tau} \quad (5.47)$$

ii – Acoplamento entre subsistema acústico e subsistema estrutural;

É expresso em função da eficiência de radiação σ_{rad} , por exemplo, pode-se citar o caso de uma placa vibrando em uma cavidade acústica, tal que a potência radiada pela placa para a cavidade é dada conforme a Equação (5.24).

Fazendo uso da definição de potência transferida, conforme Equação (5.16), a Equação (5.24) pode ser reescrita em função do fator de acoplamento estrutura-cavidade ($\eta_{E,C}$) conforme mostrado abaixo:

$$W_{rad} = \omega \eta_{E,C} M \langle \overline{V^2} \rangle \quad (5.48)$$

Deste modo, a relação entre $\eta_{E,C}$ e σ_{rad} pode ser escrita como:

$$\eta_{E,C} = \frac{\rho c A}{\omega M} \sigma_{rad} \quad (5.49)$$

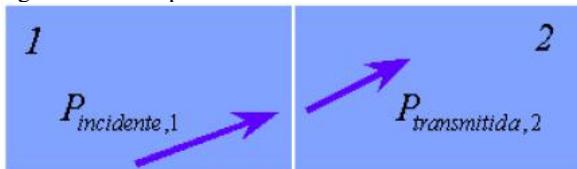
iii – Acoplamento entre subsistemas estruturais.

Já interações estrutura-estrutura são mais complicadas de serem determinadas, pois a transmissão de energia de uma estrutura para outra depende dos detalhes geométricos da conexão, especialmente em altas frequências.

O fator de acoplamento estrutura-estrutura é obtido através do coeficiente de transmissão. Este procedimento considera ondas

propagando-se ao longo do subsistema 1 e incidindo sobre a união com o subsistema 2 (campo difuso ou θ). A potência transferida para o segundo componente é função do coeficiente de transmissão de energia, conforme a Figura 5.8 abaixo.

Figura 5.8 – Acoplamento estrutura-estrutura.



Fonte: Adaptação de BOTTEON (2002, p. 23).

Estes procedimentos resultam em valores para o fator de acoplamento estrutura-estrutura concordantes com a realidade quando a densidade modal dos subsistemas é alta, BOTTEON (2002, p. 23).

As formulações são divididas em três grupos, de acordo com o tipo de conexão entre as estruturas:

- i – ponto;
- ii – linha;
- iii – área.

Maiores detalhes sobre as formulações matemáticas dos fatores de acoplamento para cada uma destas conexões podem ser encontradas em LYON (1995).

5.7 MODELAGEM DA PERDA DE TRANSMISSÃO SONORA UTILIZANDO A METODOLOGIA DE SEA

A relação existente entre a grandeza perda de transmissão sonora e a metodologia de análise estatística de energia baseia-se na formulação apresentada para a medição da perda de transmissão sonora com o auxílio de duas câmaras reverberantes (GOMES, 2005).

Adaptando-se a formulação apresentada por GERGES (2002, p.232), tem-se que a formulação utilizada em SEA para a perda de transmissão sonora pode ser escrita como:

$$PT = \langle NPS_1 \rangle - \langle NPS_2 \rangle + 10 \log \left(\frac{A_2}{A_3} \right) \quad (5.50)$$

Da Equação (4.2), tem-se que o coeficiente A_3 da Equação (5.50) é dado por:

$$A_3 = \frac{0,161V_3}{T_{60,3}} \quad (5.51)$$

Substituindo a Equação (5.32) na Equação (5.51), tem-se que a absorção total da câmara de recepção pode ser representada através dos parâmetros de SEA da seguinte maneira:

$$A_3 = 0,161V_3 \frac{f_{Band} \eta_3}{2,2} \quad (5.52)$$

Aplicando-se as Equações (5.6) e (5.8) à definição do nível de pressão sonora, KINSLER (1962, p.125), tem-se que o nível de pressão sonora média espacial temporal para um subsistema acústico pode ser representado por:

$$\langle NPS_i \rangle = 10 \log \left(\frac{E_i \rho c}{V_i P_0^2} \right) \quad (5.53)$$

Fazendo as devidas substituições das Equações (5.52) e (5.53) na Equação (5.50) pode-se escrever a equação de perda de transmissão sonora em função dos parâmetros de SEA da seguinte maneira:

$$PT = 10 \log \left(\frac{E_1 \rho c^2}{V_1 P_0^2} \right) - 10 \log \left(\frac{E_3 \rho c^2}{V_3 P_0^2} \right) + 10 \log \left[\frac{A_2}{0,161V_3} \left(\frac{2,2}{f_{Band} \eta_3} \right) \right] \quad (5.54)$$

A Equação (5.54) foi reescrita por PRICE & CROCKER (1970, p.685) em função da grandeza redução sonora, assim denominada por

eles; a qual foi obtida através de uma simples manipulação algébrica dos dois primeiros termos desta Equação, conforme abaixo:

$$PT = 10\log\left(\frac{E_1}{E_3}\right) - 10\log\left(\frac{V_1}{V_3}\right) + 10\log\left[\frac{A_2}{0,161V_3}\left(\frac{2,2}{f_{Band}\eta_3}\right)\right] \quad (5.55)$$

Portanto a Equação (5.55) se reduz a:

$$PT = RS + 10\log\left[\frac{A_2}{0,161V_3}\left(\frac{2,2}{f_{Band}\eta_3}\right)\right] \quad (5.56)$$

CAPÍTULO 6

IDENTIFICAÇÃO EXPERIMENTAL DOS PARÂMETROS DE SEA

A modelagem de qualquer componente se baseia na utilização de modelos matemáticos, sendo estes alimentados por meio de parâmetros que descrevem as características mecânicas dos materiais envolvidos e a depender da simulação (modelos modais, por exemplo) o(s) comportamento(s) mecânico(s) do(s) componente(s) envolvido(s).

Na metodologia de SEA esta premissa também se faz verdadeira como pode ser observado nas equações apresentadas no Capítulo 5 deste trabalho.

Com o objetivo de suprir as equações de Análise Estatística de Energia, utilizadas nesta dissertação, este capítulo se dedica à obtenção por meio de métodos experimentais dos parâmetros de SEA (densidade modal e fatores de perda por amortecimento) para os dois tipos de painéis aqui em estudo e também para as câmaras reverberantes utilizadas nos ensaios (como descrito no Capítulo 4).

Os procedimentos e os equipamentos utilizados, também serão comentados e apresentados respectivamente.

6.1 DETERMINAÇÃO DOS PARÂMETROS DE SEA

A dificuldade matemática na elaboração de equações que possibilitem o cálculo dos parâmetros necessários às simulações numéricas de estruturas complexas tem colaborado para o desenvolvimento de modelos híbridos em vários campos da engenharia, não sendo diferente na metodologia de análise estatística de energia, na qual os parâmetros densidade modal, fatores de perda por amortecimento e acoplamento tem se tornado intensivos alvos de tais estudos.

6.1.1 Densidade Modal

A densidade modal é definida como o número de modos presentes em uma dada banda de frequências. Sendo este parâmetro, dentro da metodologia SEA, responsável por definir a capacidade de armazenamento de energia em cada subsistema.

Baseando-se na quantidade de modos apresentados na Figura 3.8, foi escolhida a técnica da mobilidade pontual para a estimativa da densidade modal e também do número de modos para as amostras de painéis analisadas neste trabalho.

O procedimento experimental da técnica da mobilidade pontual foi desenvolvido por CLARKSON (1981), o qual relacionou a densidade modal com a parte real da média temporal espacial da mobilidade pontual, em que sua Equação é dada pela divisão da Equação (5.38) pela banda de frequências Δf , conforme abaixo:

$$DM(f) = 4M \langle \text{Re}\{Y(f)\} \rangle \quad (6.1)$$

$$Y(f) = \frac{v(f)}{F(f)} \quad (6.2)$$

Segundo CLARKSON (1981), a Equação (6.1) apresenta sua validade somente nas bandas cujo número de modos seja superior a cinco.

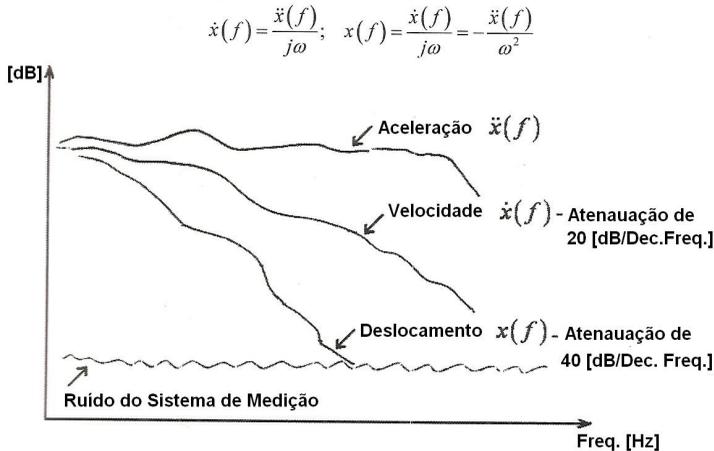
LENZI (2004) apresenta a equação da densidade modal para placas isotrópicas homogêneas (Equação (6.3)), esta foi utilizada neste trabalho para verificar a acuidade dos resultados dos ensaios de densidade modal.

$$DM_p(f) = \frac{A_p \sqrt{3}}{h_p c_l} \quad (6.3)$$

Como pode ser observado a partir da Equação (6.3), a densidade modal de uma placa isotrópica homogênea é dependente da espessura, da velocidade das ondas longitudinais e da área da placa, não sendo dependente da geometria da placa e da frequência de excitação.

Devido aos transdutores de vibração (acelerômetros) captarem valores de aceleração, optou-se pela medição da função de resposta em frequência do tipo inércia, a qual segundo LENZI (2004) proporciona uma melhor relação sinal/ruído, conforme pode mostrado na Figura 6.1.

Figura 6.1 – Relação sinal/ruído para as respostas físicas de vibração.



Fonte: Adaptação de LENZI (2004).

Com base nos resultados apresentados na Figura 6.1, a Equação (6.1) foi reescrita em função da FRF do tipo inércia pontual, a qual, agora é dada por:

$$DM(f) = \frac{1}{\Delta f} \int_{f_1}^{f_2} 4M \langle \text{Im}\{H(f)\} \rangle df \quad (6.4)$$

A faixa de frequências medidas foi de 100 Hz a 10 kHz, devido a esta faixa englobar grande parte de todo o conteúdo de frequências de ruídos aéreos gerados em uma aeronave, conforme pode ser observado na Figura 1.2. Este trabalho tem por objetivo analisar os conteúdos de frequências na faixa de 500 Hz a 5 kHz.

A determinação da inércia pontual foi realizada através do auxílio de uma excitação pontual gerada por um excitador (*shaker*), sendo este alimentado por um sinal tipo ruído branco (sinal com um espectro de densidade de energia uniforme com a frequência). O sinal

tipo ruído branco foi gerado pelo analisador de sinais tipo PULSE, produzido pela empresa Brüel & Kjaer, modelo 3560.

Como excitador eletrodinâmico foi utilizado um *shaker* produzido pela empresa Brüel & Kjaer modelo 4810, o qual é capaz de produzir uma aceleração de pico constante em toda a faixa de frequências analisada, ou seja, possui uma resposta plana; além de este possuir uma massa móvel muito baixa, em torno de 18 gramas, o que implica em um pequeno acréscimo de amortecimento aos painéis analisados.

Os ensaios para determinação da inertância pontual dos painéis foram realizados dentro da câmara semi-anechoica do Laboratório de Vibrações e Acústica (LVA) da Universidade Federal de Santa Catarina (UFSC) de maneira a reduzir a influência de ruídos de fundo nas medições.

Os painéis foram fixados por meio de dois fios de nylon de maneira a reduzir a perda de energia vibratória através dos elementos de fixação e garantir a condição de contorno livre para cada uma das extremidades das amostras.

O excitador eletrodinâmico fora fixado ao painel por meio de uma mínima camada de adesivo anaeróbico de modo a não introduzir amortecimento nas medições.

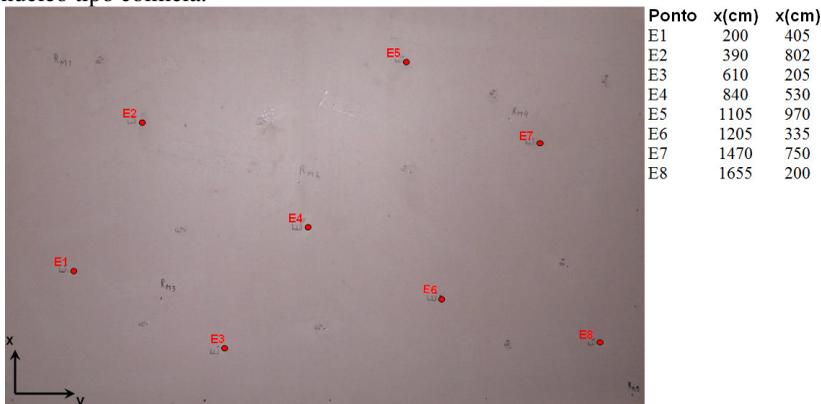
Para permitir o posicionamento perpendicular do excitador em relação aos painéis, foi utilizado um suporte metálico para suportar o mesmo, sendo este suporte isolado do suporte dos painéis.

Os equipamentos utilizados na montagem experimental estão descritos abaixo:

- ▶ Analisador de sinais PULSE® da Brüel & Kjaer 3560 4/2 canais - módulo B&K 3109;
- ▶ Amplificador de potência B&K 2706;
- ▶ Shaker B&K 4810;
- ▶ Cabeça de impedância PCB 288D01;
- ▶ Calibrador de vibração PCB M394C06 - 10 m/s² - 159,2 Hz.

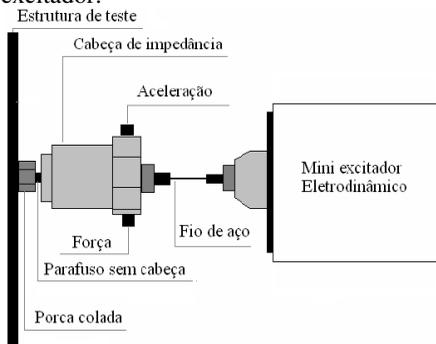
Os painéis foram excitados em oito posições distintas, escolhidas aleatoriamente, para permitir uma boa representatividade da inertância pontual de cada uma das amostras, conforme apresentado na Figura 6.2.

Figura 6.2 – Coordenadas dos pontos de excitação do painel sanduíche com núcleo tipo colmeia.



A curva de inércia foi obtida diretamente através do analisador de sinais, o qual coleta e processa os sinais de aceleração e força obtidos diretamente da cabeça de impedância, sendo esta fixada ao painel e ao excitador conforme apresentado na Figura 6.3 abaixo.

Figura 6.3 – Detalhes da fixação da cabeça de impedância ao painel e ao excitador.



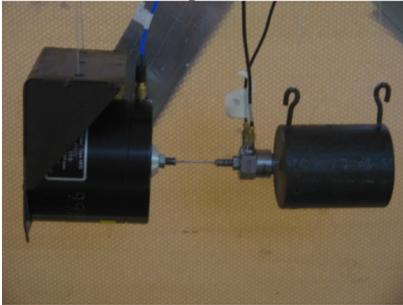
Fonte: Adaptação de GOMES (2005).

Com o intuito de evitar a presença de valores negativos na parte real da mobilidade, o que segundo CLARKSON (1981) subestima os valores de densidade modal, fitas de amortecimento por camada restrita foram adicionadas nos painéis analisados (conforme pode ser observado na Figura 6.4 e Figura 6.5), procedimento o qual foi proposto por CLARKSON (1981) e é amplamente utilizado na literatura.

O canal de medição do sinal de aceleração foi calibrado diretamente através do recurso de calibração automática do Pulse® por meio de um calibrador. Neste caso, o ajuste de ganho é calculado dentro da faixa de tolerância estabelecida por este.

Por outro lado, a calibração do canal de medição do sinal de força requer a utilização de uma massa de referência. Neste caso, realiza-se um procedimento para calcular o ajuste de ganho do canal de força. A Figura 6.4 ilustra de forma mais clara a montagem necessária para a calibração do canal de medição do sinal de força.

Figura 6.4 – Detalhes da montagem experimental para a calibração do canal de medição do sinal de força e também do acréscimo de fitas de amortecimento de camada restrita ao painel.



Devido à presença da massa à frente do transdutor de força da cabeça de impedância, um efeito dinâmico ocorre de maneira a alterar os valores medidos das funções de resposta em frequência.

Para que seja efetuada a correção deste efeito de adição de massa, deve-se realizar um procedimento de calibração das funções de resposta em frequência, aqui, devido à Equação (6.1), foi utilizado o procedimento criado por BROWN & NORTON (1985, p.593), cuja formulação e apresentada abaixo:

$$Y_p(f) = \frac{Y_p^{medida}(f)}{1 - i\omega M_{adicionada} Y_p^{medida}(f)} \quad (6.5)$$

sendo:

$Y(f)$: é a mobilidade pontual corrigida pelos efeitos de adição de massa;

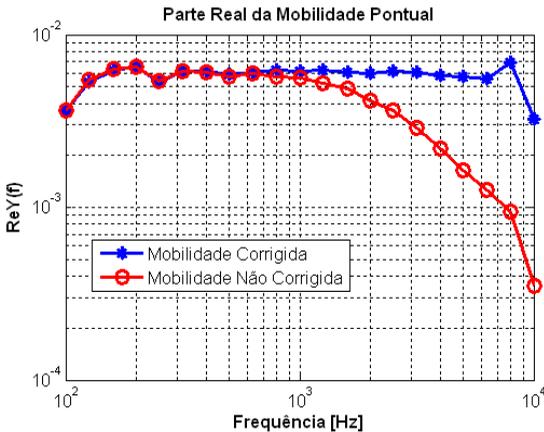
$Y_p^{medida}(f)$: é a mobilidade pontual medida durante os ensaios após a calibração dos canais de medição dos sinais de aceleração e força.

ω : frequência angular [rad/s];

$M_{adicionada}$: somatório de massa, composto pela massa a frente do sensor de força da cabeça de impedância (5,943 g), pela massa do parafuso sem cabeça (0,720 g) e pela massa da porca (1,030 g), totalizando um valor de $M_{adicionada} = 7,744 \text{ g}$.

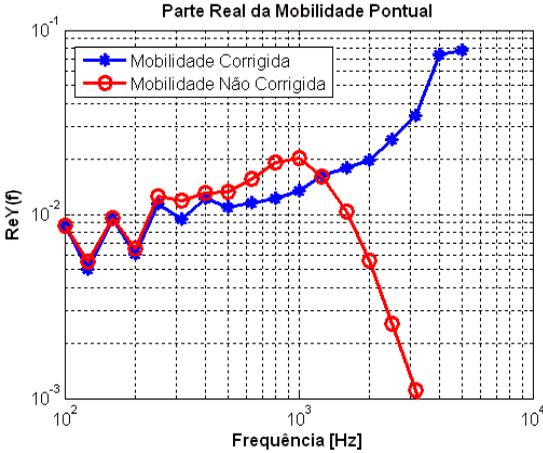
O efeito gerado pela correção de massa a frente do transdutor de força da cabeça de impedância utilizada nos ensaios de avaliação de densidade modal para o painel plano e liso de alumínio é exposto na Figura 6.5 abaixo.

Figura 6.5 – Efeitos de correção da massa na mobilidade pontual, amostra, painel plano de alumínio, conforme procedimento de BROWN & NORTON.



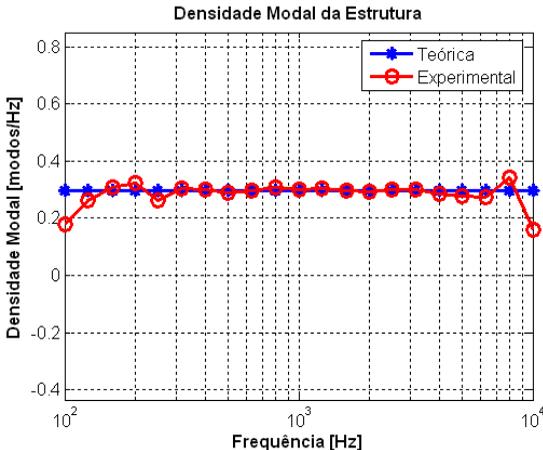
O efeito gerado pela correção de massa a frente do transdutor de força da cabeça de impedância utilizada nos ensaios de avaliação de densidade modal para o painel sanduíche plano e liso com núcleo tipo colmeia está apresentado na Figura 6.6 abaixo.

Figura 6.6 – Efeitos de correção da massa na mobilidade pontual, amostra painel sanduíche plano com núcleo tipo colmeia, conforme procedimento de BROWN & NORTON.



A Figura 6.7 abaixo, apresenta uma comparação entre a formulação analítica (Equação (6.3)) e os resultados obtidos experimentalmente para a densidade modal pelo método da mobilidade pontual para um painel plano, liso e uniforme de liga de alumínio ($E = 71,7$ GPa; $\nu = 0,34$; $\rho = 2750$ kg/m³; comprimento = 1130 mm; largura = 1800 mm; espessura = 2.6 mm; massa = 15,85 kg)

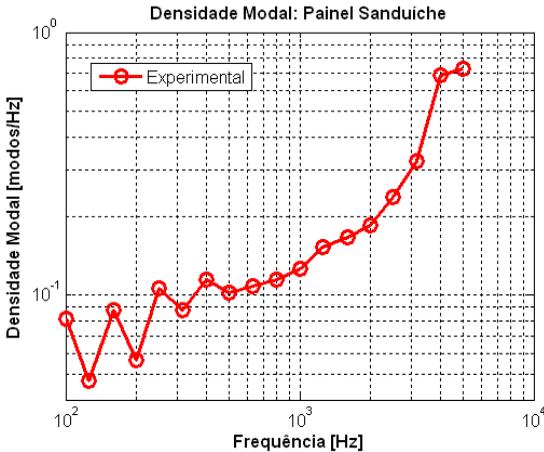
Figura 6.7 – Comparação da densidade modal numérica e experimental para o painel plano de alumínio, conforme procedimento de BROWN & NORTON.



A Figura 6.8 abaixo, apresenta os resultados experimentais obtidos para a avaliação do parâmetro de densidade modal através do método da mobilidade pontual para o painel sanduíche plano e liso com núcleo tipo colmeia, cujas propriedades mecânicas estão apresentadas na Tabela 3.11 e na Tabela 3.12.

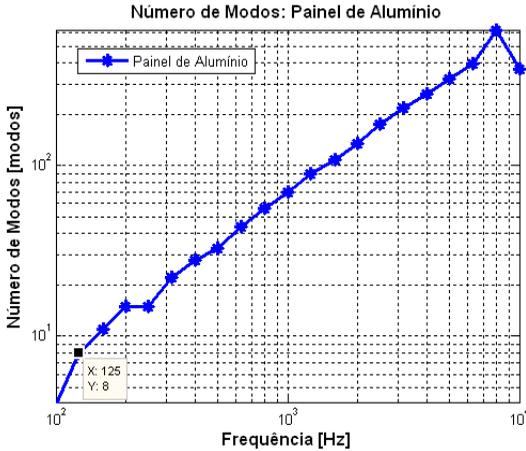
As dimensões geométricas deste painel são: comprimento = 1130 mm; largura = 1800 mm; espessura = 6,48 mm e massa = 2,34 kg.

Figura 6.8 – Densidade modal experimental para o painel sanduíche plano com núcleo tipo colmeia, conforme procedimento de BROWN & NORTON.



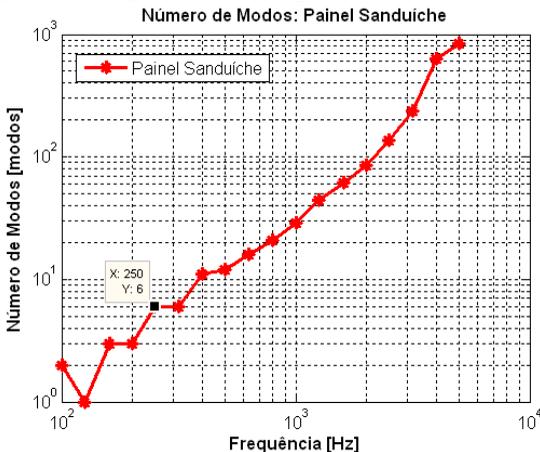
Para identificar a partir de qual banda ter-se-á uma adequada troca de energia entre os modos do painel de alumínio, foi feito uso da Equação (5.38), calculando o número de modos por banda de frequência, conforme pode ser visualizado na Figura 6.9 abaixo.

Figura 6.9 – Número de modos por banda de frequências (1/3 de oitava) para o painel de alumínio, com base na densidade modal experimental apresentada na Figura 6.7.



Para identificar a partir de qual banda ter-se-á uma adequada troca de energia entre os modos do painel sanduíche, foi realizada uma simulação através do software SEAM3D[®] para a obtenção do número de modos por banda de frequência para este painel, conforme pode ser observado na Figura 6.10 abaixo.

Figura 6.10 – Número de modos por banda de frequências (1/3 de oitava) para o painel sanduíche plano com núcleo tipo colmeia, com base na densidade modal experimental apresentada na Figura 6.8.

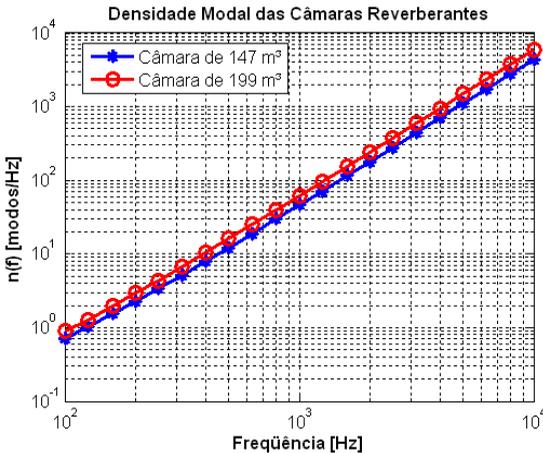


Para cavidades acústicas retangulares de paredes rígidas, segundo GERGES (2000, p. 298), tem-se a seguinte formulação para a densidade modal:

$$DM_{Cav}(f) = \frac{4\pi V_{Cav}}{c^3} f^2 + \frac{\pi A_{Cav}}{2c^2} f + \frac{L_{Cav}}{8c} \quad (6.6)$$

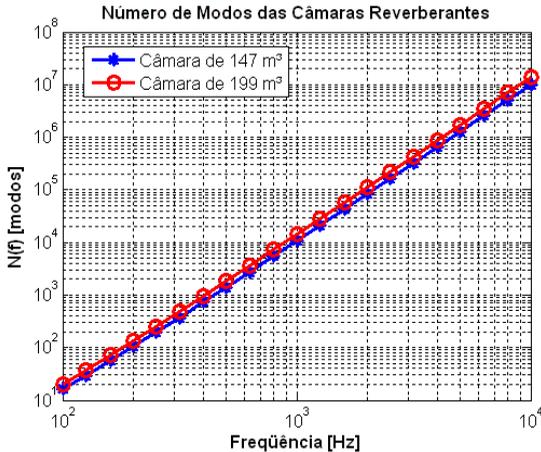
A Figura 6.11 abaixo, apresenta os valores de densidade modais para cada uma das câmaras reverberantes apresentadas na Figura 4.2.

Figura 6.11 – Densidade modal por banda de frequências (1/3 de oitava) das câmaras reverberantes.



A Figura 6.12 abaixo, apresenta os valores do número de modos por banda para cada uma das câmaras reverberantes apresentadas na Figura 4.2.

Figura 6.12 – Número de modos por banda de frequências (1/3 de oitava) das câmaras reverberantes.



6.1.2 Fator de Perda por Amortecimento

O fator de perda por amortecimento é um importante parâmetro em todos os tipos de análises, incluindo SEA.

LYON (1995, p.154) enfatiza que os mecanismos de amortecimento são complexos devido aos efeitos de não-linearidades e, portanto, a maioria dos modelos e medições são aproximados, os quais fornecem na maioria das vezes um nível de confiança inferior a 20%, o que, felizmente, é suficiente para manter os erros das respostas dos subsistemas em torno de 1dB.

LYON (1995, p. 154) também dá ênfase que a maioria dos métodos experimentais mensura o fator de amortecimento total (*total loss factor*) de um subsistema, devido às grandes dificuldades em se conseguir isolar completamente um sistema para uma medição com um alto nível de precisão do valor do fator de amortecimento, relacionado somente com as perdas internas do material, como pode ser observado no trabalho de NILSSON (2001).

Neste trabalho foi ensaiado somente o painel plano com núcleo tipo colmeia devido ao extenso trabalho experimental. Os valores de amortecimento para o mesmo painel de alumínio utilizado nesta dissertação podem ser encontrados em GOMES (2005, p. 144).

A montagem experimental, os cuidados tomados, os procedimentos de calibração foram os mesmos adotados para o ensaio de densidade modal, os quais estão explicitados no item 6.1.1 acima.

Foram realizados vários ensaios com o painel sanduíche plano e liso de núcleo tipo colmeia para o levantamento dos valores do fator de perda por amortecimento. As técnicas experimentais aplicadas foram:

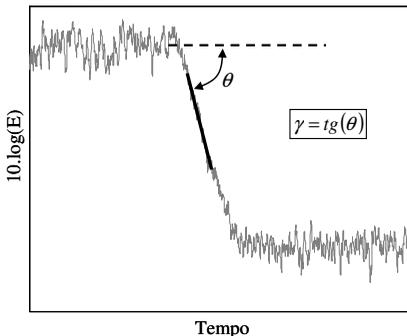
- i – Método da Potência de Entrada;
- ii – Método do Decaimento Logarítmico;

As medições utilizando a técnica de decaimento logarítmico foram realizadas considerando excitação acústica e por impacto, na qual a equação utilizada é dada por uma manipulação algébrica da Equação (5.30).

$$\eta(\omega) = \frac{2\pi}{27,28} \frac{Y}{\omega} \rightarrow \eta(\omega) = \frac{0,23Y}{\omega} \quad (6.7)$$

Na Equação (6.7) acima, a taxa de decaimento da energia vibratória é dada pela tangente do ângulo de inclinação da reta de decaimento, conforme ilustrado na Figura 6.13.

Figura 6.13 – Taxa de decaimento logarítmica da energia vibratória de um sistema amortecido.



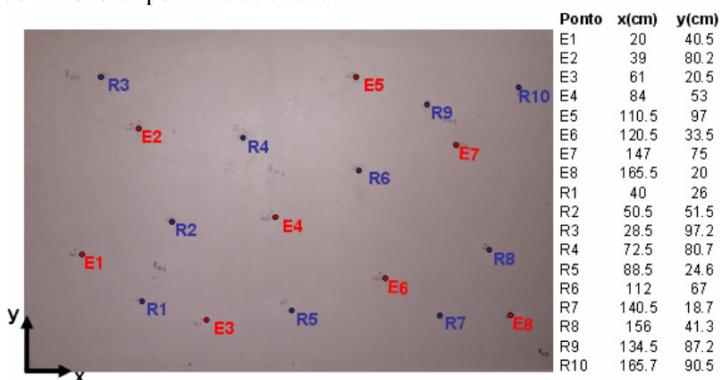
Observe que o DLF é função da frequência e, logo, o decaimento é estimado para cada banda de frequência.

O Pulse[®] apresenta a opção de armazenar os espectros em banda (CPB) para vários instantes de tempo utilizando a opção *Multibuffer*. Isto facilita o pós-processamento dos dados para a estimativa do decaimento.

6.1.2.1 Método da Potência de Entrada

A Figura 6.14 apresenta os pontos de medição utilizados para determinação do fator de perda por amortecimento do painel sanduíche plano com núcleo tipo colmeia. Foram utilizados 8 pontos de excitação (E) e 10 pontos de medição de resposta (R). As coordenadas de todos os pontos estão mostradas abaixo.

Figura 6.14 – Coordenadas dos pontos de medição do painel sanduíche com núcleo tipo colmeia para o ensaio de fator de perda por amortecimento através do método da potência de entrada.

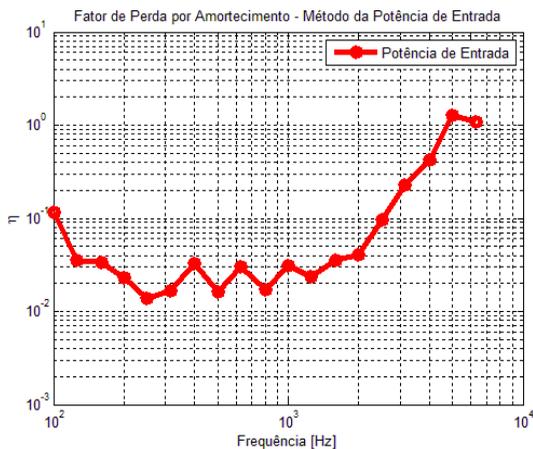


Nos ensaios foram utilizados os seguintes equipamentos:

- Analisador de sinais PULSE® da Brüel & Kjaer 3560 4/2 canais - módulo B&K 3109;
- Amplificador de potência B&K 2706;
- Cabeça de impedância PCB 288D01;
- Shaker B&K 4810;
- Acelerômetros (peso 1,8g) PCB 353B18;
- Calibrador de vibração PCB M394C06 - 10 m/s² - 159,2 Hz.

A Figura 6.15 apresenta o fator de perda por amortecimento obtido utilizando o Método da Potência de Entrada para o painel sanduíche plano.

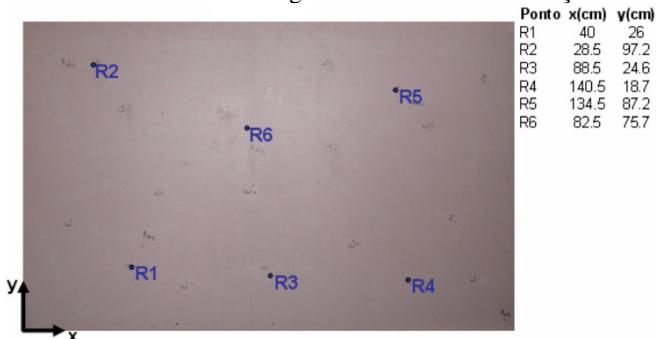
Figura 6.15 – Fator de perda por amortecimento do painel sanduíche com núcleo tipo colmeia obtido através do método da potência de entrada.



6.1.2.2 Método do Decaimento Logarítmico – Excitação Acústica

A Figura 6.16 apresenta os pontos de medição utilizados para determinação do fator de perda por amortecimento do painel sanduíche plano com núcleo tipo colmeia

Figura 6.16 – Coordenadas dos pontos de medição do painel sanduíche com núcleo tipo colmeia para o ensaio de fator de perda por amortecimento através do método do decaimento logarítmico através de excitação acústica.



Para cada ponto foram tomados dois decaimentos totalizando 12 medições. As coordenadas de todos os pontos estão mostradas abaixo.

Durante as medições o painel foi mantido suspenso por meio de fios de nylon. As medições foram realizadas na câmara semi-anechoica e materiais de absorção foram utilizados no piso e na mesa onde a fonte acústica foi colocada.

A Figura 6.17 apresenta o posicionamento da fonte sonora em relação ao painel. Esta foi mantida inclinada a cerca de 0,5m de distância do painel.

Figura 6.17 – Posicionamento da caixa acústica para excitação dos painéis.

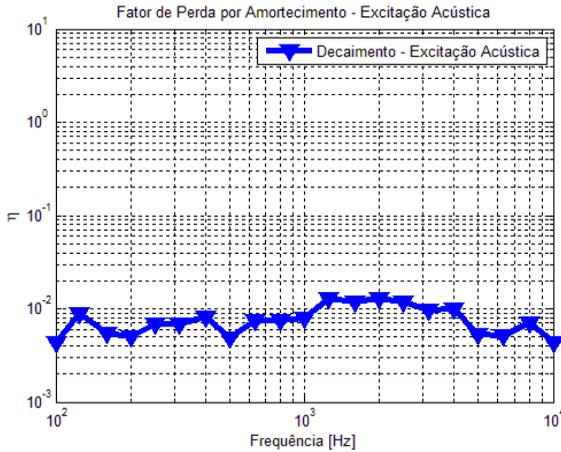


Nos ensaios foram utilizados os seguintes equipamentos:

- Analisador de sinais PULSE® da Brüel & Kjaer 3560 4/2 canais - módulo B&K 3109;
- Caixa acústica com woofer 15SW1P e driver D408Ti em corneta HL-4750;
- Amplificador de potência UNIC Zx800 – Storm series;
- Acelerômetro (peso 1,8g) PCB 353B18.

O resultado obtido através do Método do Decaimento com excitação acústica é apresentado na Figura 6.18.

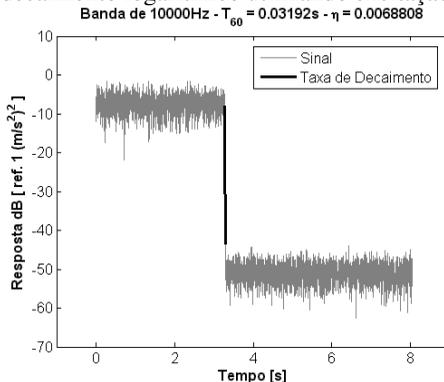
Figura 6.18 – Fator de perda por amortecimento do painel sanduíche com núcleo tipo colmeia obtido através do método do decaimento logarítmico utilizando excitação acústica.



Verifica-se a existência de uma região ao redor de 1250 Hz e 4 kHz onde o fator de perda por amortecimento é superior.

É possível verificar também que os valores dos fatores de amortecimento são mais baixos na região acima dos 5 kHz. Este fato ocorre devido à dificuldade na estimativa do decaimento já que o mesmo é bastante acentuado nesta faixa de frequência, como pode ser observado na Figura 6.19 abaixo.

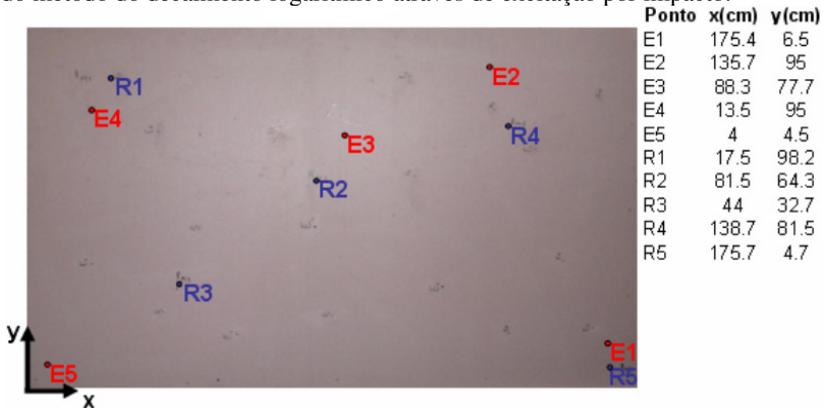
Figura 6.19 – Fator de perda por amortecimento para a banda de 10 kHz para o painel sanduíche com núcleo tipo colmeia obtido através do método do decaimento logarítmico utilizando excitação acústica.



6.1.2.3 Método do Decaimento Logarítmico – Excitação por Impacto

A Figura 6.20 apresenta os pontos de medição utilizados para determinação do fator de perda por amortecimento do painel sanduíche plano com núcleo tipo colmeia.

Figura 6.20 – Coordenadas dos pontos de medição do painel sanduíche com núcleo tipo colmeia para o ensaio de fator de perda por amortecimento através do método do decaimento logarítmico através de excitação por impacto.



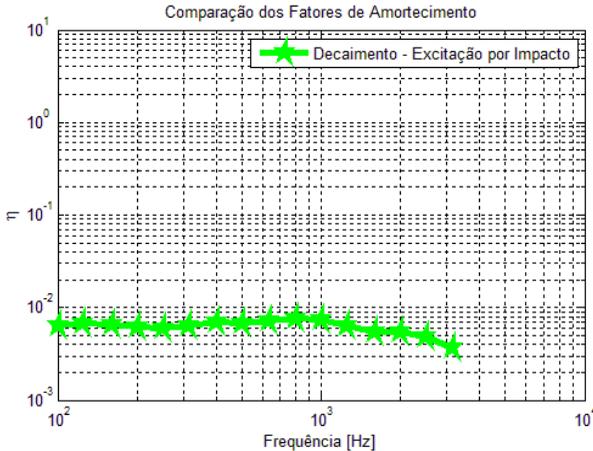
Foram utilizados 5 pontos de excitação (E) e 5 pontos de medição de resposta (R) para cada painel. Para cada ponto foram tomados dois decaimentos totalizando 50 medições por painel. As coordenadas de todos os pontos são apresentadas à direita. O painel foi mantido suspenso por meio de fios de nylon no interior da câmara semi-anechoica.

Nos ensaios foram utilizados os seguintes equipamentos:

- Analisador de sinais PULSE® da Brüel & Kjaer 3560 4/2 canais - módulo B&K 3109;
- Martelo de impacto PCB 086C03 com ponteira metálica;
- Acelerômetro (peso 1,8g) PCB 353B18.

A Figura 6.21 mostra o resultado encontrado através do Método do Decaimento com excitação por impacto.

Figura 6.21 – Fator de perda por amortecimento para o painel sanduíche com núcleo tipo colmeia obtido através do método do decaimento logarítmico utilizando excitação do tipo impacto.



A curva em verde representa o valor médio para todas as medições.

Apesar da utilização de um martelo com ponteira metálica, a faixa de medição com relação sinal-ruído adequada o suficiente para a estimativa da taxa de decaimento foi até a banda de 3,15 kHz. A partir deste limite os níveis de vibração gerados inicialmente são relativamente pequenos e isto dificulta a estimativa adequada da taxa de decaimento.

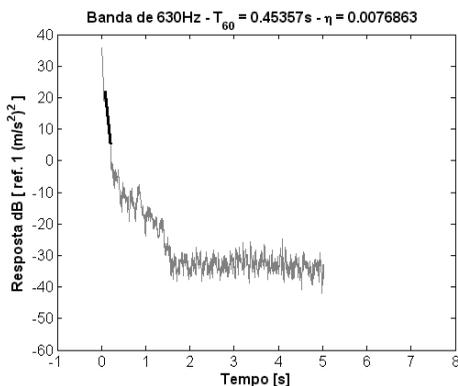
6.1.2.4 Comentários

Pode-se verificar que os resultados obtidos com o Método da Potência de Entrada são superiores aos obtidos com o Método do Decaimento. Isto se deve aos seguintes fatores:

Primeiramente, numa curva de decaimento pode-se, em muitos casos, encontrar duas ou mais tendências. Isto está relacionado ao fato da contribuição dos modos mais amortecidos para a resposta vibratória cessar mais rapidamente que a dos modos com menor amortecimento. Logo, a porção inferior da curva de decaimento pode apresentar uma inclinação significativamente menor do que a inclinação inicial já que somente os modos menos amortecidos estariam contribuindo para o

nível de vibração da estrutura. Deste modo, na maioria das vezes, a curva de decaimento é obtida onde modos mais amortecidos não contribuem de forma significativa e, logo, o método tende a subestimar os valores de amortecimento médios na banda, conforme pode ser observado na Figura 6.22.

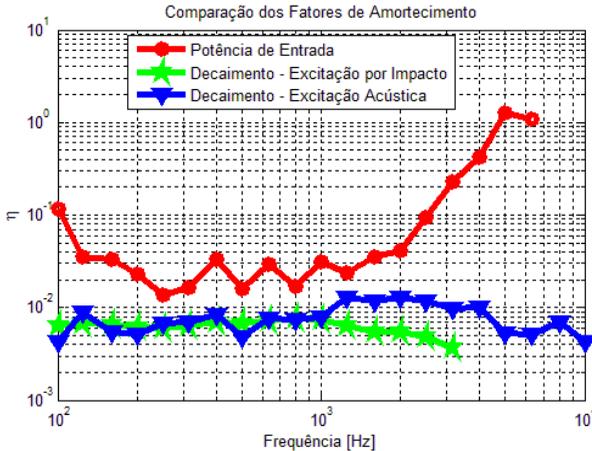
Figura 6.22 – Múltiplas inclinações presentes na curva de decaimento para obtenção do fator de perda por amortecimento para a banda de 630 Hz para o painel sanduíche com núcleo tipo colmeia obtido através do método do decaimento logarítmico utilizando excitação do tipo impacto.



Outro fator que pode causar a diferença entre os métodos é a influência do *shaker* sobre a estrutura excitada. Um excitador eletrodinâmico apresenta elementos móveis que adicionam certo nível de amortecimento à estrutura. Este pode ser um ponto crítico para estruturas leves e pouco amortecidas. No presente caso, observa-se que o fator de perda por amortecimento obtido para o painel através do Método da Potência de Entrada é bastante alto acima de 3 kHz, isto ocorre devido à baixa densidade superficial deste, logo, mais susceptível à influência do sistema de excitação.

A Figura 6.23 exhibe os resultados comparativos dos fatores de perda por amortecimento, obtidos através das técnicas experimentais descritas anteriormente.

Figura 6.23 – Comparação entre os fatores de perda por amortecimento, obtidos através dos métodos de: potência de entrada e decaimento logarítmico para o painel sanduíche plano e liso com núcleo tipo colmeia.



Os valores dos fatores de perda por amortecimento, obtidos com as formas de excitação acústica e por impacto são semelhantes até a banda de 800 Hz. Acima desta frequência, os resultados obtidos com o martelo são inferiores.

Entretanto, é importante notar que, para a excitação por impacto, existe uma dispersão relativamente grande dos resultados, principalmente nas frequências mais altas (acima de 800 Hz). Para estas frequências a relação sinal-ruído (diferença entre os níveis de vibração inicial e final) obtida com excitação por impacto é menor dificultando a estimativa adequada da taxa de decaimento.

Pode-se verificar ainda na Figura 6.23 que, os resultados obtidos com a excitação acústica apresentam valores para os fatores de perda por amortecimento mais alto na região de 1 a 3 kHz. Isto indica que o alto amortecimento identificado nesta mesma região através do Método da Potência de Entrada não está associado somente ao efeito do excitador eletrodinâmico. Os dois métodos são distintos, e ambos apresentam claramente que os níveis de amortecimento são superiores próximos a faixa de 1 a 3 kHz.

É interessante ressaltar que o amortecimento medido representa o amortecimento total do painel, ou seja, inclui as perdas por amortecimento estrutural e as perdas por irradiação sonora. Em

estruturas do tipo *honeycomb* a perda por radiação pode ser bastante alta em relação às perdas pelo amortecimento estrutural.

A perda por radiação acústica, a qual é diretamente proporcional à eficiência de radiação sonora, sendo esta máxima na região de coincidência e, portanto, os resultados experimentais indicam que, para o painel sanduíche avaliado, a região de coincidência ocorre ao redor de 4 kHz, como pode ser observado na Figura 4.12.

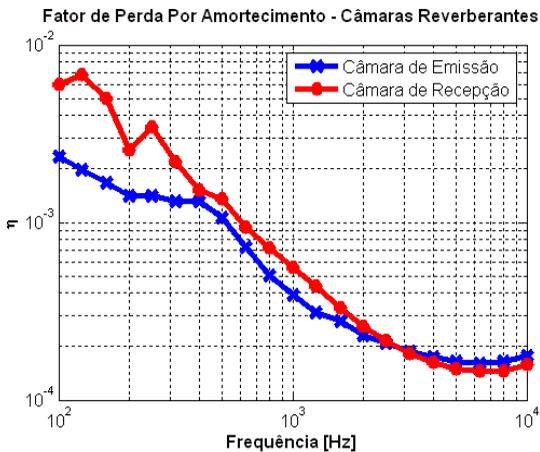
6.1.3 Fator de Perda por Amortecimento: Câmaras de Emissão e Recepção

O fator de perda por amortecimento de uma cavidade acústica pode ser facilmente obtido por meio da Equação (5.32).

Os tempos de reverberação de cada uma das câmaras foram avaliados no Capítulo 4 e estão apresentados na Tabela 4.4.

Deste modo os fatores de amortecimento das câmaras de emissão e recepção foram obtidos através da substituição dos valores da Tabela 4.4 na Equação (5.32), os quais estão apresentados na Figura 6.24 abaixo.

Figura 6.24 – Fatores de amortecimento das câmaras reverberantes (Emissão e Recepção) do LVA-UFSC, em banda de 1/3 de oitava.



CAPÍTULO 7

MODELAGEM EM SEA

Atualmente na indústria e nos centros de pesquisa é extremamente interessante realizar avaliações do comportamento dinâmico dos componentes e também do projeto como um todo anteriormente a construção do primeiro protótipo, permitindo-se assim, a avaliação antecipada e conseqüentemente a melhoria do nível vibratório das estruturas, reduzindo a deterioração de seus componentes constituintes e também o aprimoramento do seu nível de conforto acústico, acarretando em uma melhor viabilidade econômica do projeto.

Após a explanação sobre a importância da avaliação de perda de transmissão sonora em painéis sanduíches com núcleo tipo colméia, a apresentação das equações que regem o comportamento dos materiais compostos, dando seqüência à obtenção das constantes elásticas para o painel sanduíche em estudo, processando com as explicações sobre perda de transmissão sonora e a evolução experimental deste parâmetro, e por fim a apresentação das equações de análise estatística de energia e os procedimentos experimentais para a obtenção dos parâmetros de SEA; por conseguinte, cabe a este capítulo agrupar todas as informações proporcionadas anteriormente de modo a possibilitar a compração numérica (simulações através do *software* SEAM3D[®]) e experimental da perda de transmissão sonora para os painéis estudados neste trabalho.

Estão apresentados neste capítulo de forma ordenada e sucinta os seguintes tópicos: um breve descritivo a respeito do *software* SEAM3D[®] e a construção de um modelo SEA através deste; os procedimentos para a validação de um modelo de análise estatística de energia por meio de comparações numérico-experimentais primeiramente dos parâmetros de SEA, validação de suas hipóteses básicas e finalizando com os comparativos das curvas de perda de transmissão sonora para cada um dos painéis estudados no desenrolar desta dissertação.

7.1 SOFTWARE SEAM[®]

A sigla SEAM[®] significa "*Statistical Energy Analysis Model – SEA Model*", sendo este um *software* dedicado a análise estatística de energia servindo ao propósito de ser uma ferramenta útil a predição e diagnóstico de produtos, tais como: aeronaves, automóveis, computadores, navios, etc. Atualmente o SEAM[®] é desenvolvido e comercializado por Cambridge Collaborative, Inc.

Um modelo SEAM[®] pode ser desenvolvido de duas maneiras. A primeira, e mais fácil, é utilizar o módulo *visiSEAM[®]* (módulo de interface gráfica com o usuário), definir o modelo, rodar o *software* e apresentar os resultados, o uso do *visiSEAM[®]* simplifica a modelagem, sendo esta uma forma muito utilizada para o desenvolvimento de modelos simples, como o modelo construído nesta dissertação.

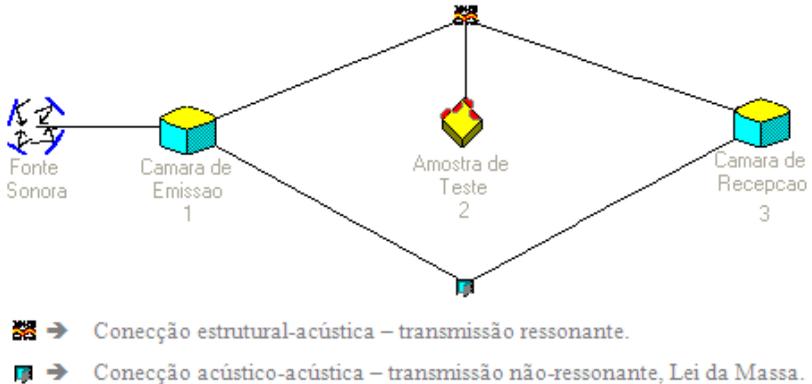
A segunda forma se dedica a modelos avançados com um alto número de subsistemas, nesta o usuário gera os arquivos de entrada do SEAM através de um editor de texto, o que permite maior flexibilidade na construção dos modelos, mas também requer do usuário uma grande familiaridade com o *software* na construção de cada um dos arquivos de entrada:

- ▶ seam.in: arquivo que contém os diretórios dos outros arquivos de entrada do SEAM[®];
- ▶ seam.mat: arquivo que contém os dados dos materiais utilizados na modelagem;
- ▶ seam.sub: arquivo que contém os dados dos subsistemas;
- ▶ seam.jun: arquivo com as características de todas as conexões utilizadas no modelo;
- ▶ seam.exc: arquivo com as excitações utilizadas no modelo;
- ▶ seam.par: arquivo com os parâmetros de análises do modelo, como por exemplo a faixa de frequências a ser analisada.

O modelo de SEA construído e analisado neste trabalho refere-se à modelagem das câmaras reverberantes acopladas do LVA-UFSC, conforme apresentado na Tabela 4.1 e na Figura 4.2.

A Figura 7.1 abaixo apresenta uma visualização construída no *visiSEAM[®]* deste sistema de forma acoplada.

Figura 7.1 – Sistemas SEA composto por seis elementos (uma fonte sonora, duas cavidades acústicas, uma amostra de teste e duas conexões) para a modelagem de perda de transmissão sonora.



O procedimento para a construção do modelo de SEA utilizando o software SEAM é constituído das seguintes etapas abaixo:

- Definição do sistema de unidades do modelo;
- Definição dos materiais;
- Definição dos elementos;
- Definição dos fatores de amortecimento;
- Definição das conexões;
- Definição dos carregamentos;
- Checagem do modelo SEAM®;
- Seleção dos parâmetros de análises;
- Execução do software;
- Apresentação dos resultados.

7.2 ANÁLISE DE VALIDAÇÃO DOS MODELOS DE SEA

Aqui serão apresentados e analisados os resultados numéricos provenientes das atividades de simulação através do *software* SEAM3D®. A análise da validade do modelo juntamente com as possíveis abordagens de simulações serão também comentadas.

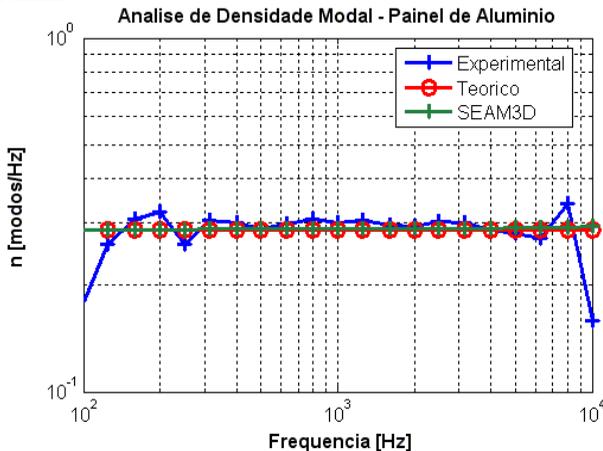
Um modelo numérico, de maneira geral pode ser considerado validado para uma determinada análise quando este é capaz de prever com acuidade o comportamento do sistema analisado. Após o processo de validação o modelo numérico deve ser capaz de responder com a precisão de validação a alterações de alguma variável, por exemplo, o módulo de Young ou a densidade de algum material.

7.2.1 Aplicabilidade da Metodologia de SEA Através do *Software* SEAM3D[®]

De modo a se verificar a aplicabilidade do *software* SEAM3D[®], primeiramente foi verificada a densidade modal calculada (capacidade de armazenamento de energia dos subsistemas) de cada um dos mesmos.

A Figura 7.2 abaixo apresenta a comparação das curvas (experimental, teórica e a simulada através do SEAM3D[®]) de densidade modal para a amostra de alumínio.

Figura 7.2 – Comparação dos valores de densidade modal para o painel de alumínio.

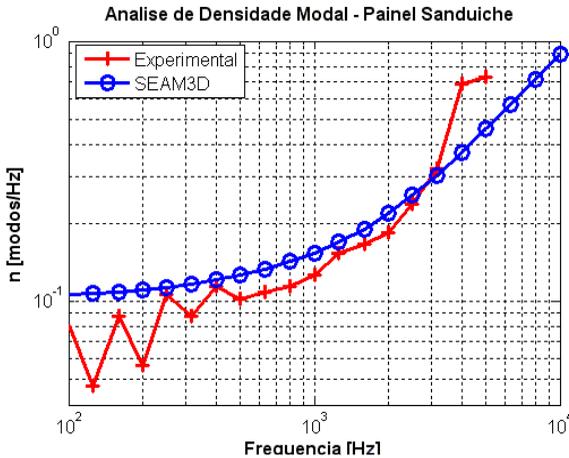


A equação de densidade modal utilizada pelo SEAM3D[®] para modelar este parâmetro para um painel plano isotrópico, conforme curva apresentada na Figura 7.2 acima, é dada na Equação (7.1) abaixo, a qual é a mesma equação utilizada por LENZI (2004) para modelar a densidade modal deste tipo de elemento. A equação utilizada por LENZI foi utilizada neste trabalho como equação teórica.

$$DM(\omega) = \frac{A}{4\pi k_f c_l} \quad (7.1)$$

A Figura 7.3 **Erro! Fonte de referência não encontrada.** abaixo a apresenta a comparação das curvas (experimental e SEAM3D[®]) de densidade modal para a amostra de painel sanduíche.

Figura 7.3 – Comparação dos valores de densidade modal para o painel sanduíche.

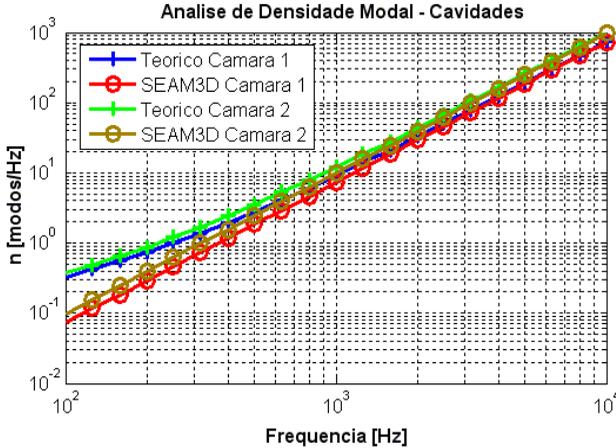


A formulação teórica do *software* SEAM3D[®] não foi aqui apresentada, devido ao autor deste trabalho não ter tido acesso a estas equações por motivo de confidencialidade.

Como pode ser observado na Figura 7.2 e na Figura 7.3 acima, tem-se que o *software* SEAM3D[®] consegue representar com grande acuidade a curva de densidade modal para o painel homogêneo e, com acuidade relativa para o painel sanduíche. Em ambos os casos, a quantidade de modos acima da banda de 100 Hz satisfazem a condição de SEA de no mínimo 10 modos por banda, tendo respectivamente 29 e 11 modos para esta banda.

A Figura 7.4 abaixo a apresenta a comparação das curvas (teórica e SEAM3D[®]) de densidade modal para as câmaras reverberantes.

Figura 7.4 – Comparação dos valores de densidade modal para as câmaras reverberantes do LVA-UFSC.



A equação de densidade modal utilizada pelo SEAM3D[®] para modelar este parâmetro para uma cavidade acústica, conforme curva apresentada na Figura 7.4 acima, é dada na Equação (7.2) abaixo.

$$DM(\omega) = \frac{V_{cam}k}{2\pi^2c_g} \quad (7.2)$$

A equação teórica utilizada para a modelagem da densidade modal de uma cavidade acústica, também é apresentada por LENZI (2004), a qual é apresentada na Equação abaixo:

$$DM(f) = \frac{4\pi V_{cam}}{c^3} f^2 + \frac{\pi A}{2c^2} f + \frac{L}{8c} \quad (7.3)$$

7.2.2 Validade das Hipóteses Simplificadoras de SEA com o Software SEAM3D[®]

De maneira a verificar a validade das hipóteses simplificadoras utilizadas na formulação das equações de SEA descritas no Capítulo 5, os fatores de perda por acoplamento e amortecimento foram comparados para cada um dos subsistemas.

A Figura 7.5 e a Figura 7.6 apresentam os resultados dos fatores de amortecimento (dados experimentais) e acoplamento (dados calculados através do *software* SEAM3D[®]) para os subsistemas, quando o subsistema 2 (amostra de teste) representa o painel de plano de alumínio.

Figura 7.5 – Comparação entre os fatores de perda por amortecimento e acoplamento para o subsistema 1, câmara de emissão.

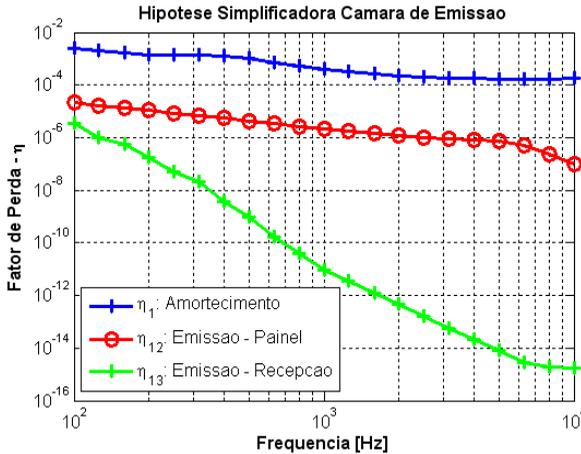
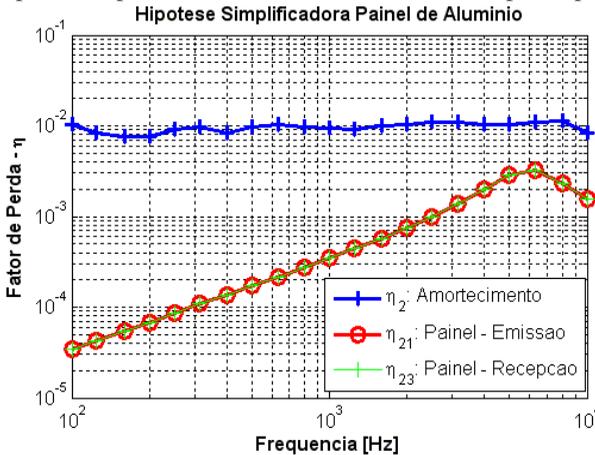


Figura 7.6 – Comparação entre os fatores de perda por amortecimento e acoplamento para o subsistema 2, amostra de teste (painel plano de alumínio).



A Figura 7.5 e a Figura 7.6, provém à comprovação de que os subsistemas de SEA devem ser fracamente acoplados.

A Figura 7.7 e a Figura 7.8, apresentam os resultados dos fatores de amortecimento (dados experimentais) e acoplamento (dados calculados através do *software* SEAM3D[®]) para os subsistemas, quando o subsistema 2 (amostra de teste) representa o painel de plano sanduíche com núcleo tipo colmeia.

Figura 7.7 – Comparação entre os fatores de perda por amortecimento e acoplamento para o subsistema 1, câmara de emissão.

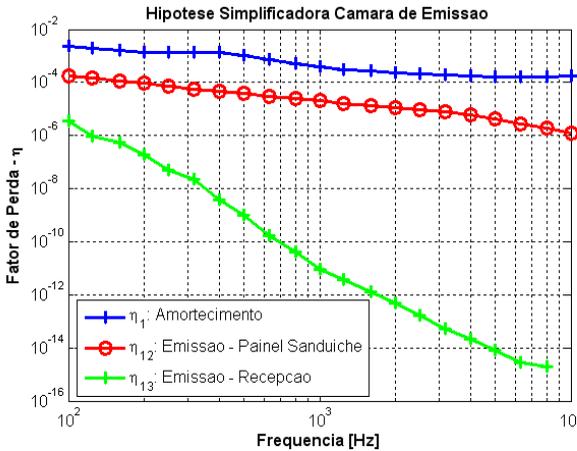
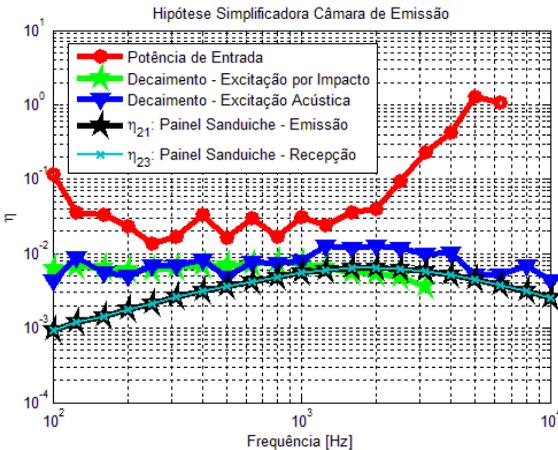


Figura 7.8 – Comparação entre os fatores de perda por amortecimento e acoplamento para o subsistema 2, amostra de teste (painel sanduíche plano).



A Figura 7.7 e a Figura 7.8, também provém, para o caso da amostra de teste ser o painel sanduíche com núcleo tipo colmeia, a comprovação de que os subsistemas para este caso são fracamente acoplados.

A Tabela 7.1 abaixo apresenta os valores dos fatores de amortecimento utilizados nos modelos de SEA confeccionados nesta dissertação através do *software* SEAM3D®.

Tabela 7.1 – Valores dos fatores de amortecimento utilizados nos modelos de SEA.

Fatores de Perda por Amortecimento						
Freq.	Câmaras		Painel Honeycomb			Painel Alumínio
	Emissão	Recepção	DLF PIM	DLF Impacto	DLF Acústico	DLF
[Hz]						
100	0,00236	0,00593	0,11494	0,00630	0,00431	0,01042
125	0,00199	0,00677	0,03567	0,00670	0,00901	0,00835
160	0,00167	0,00495	0,03360	0,00650	0,00549	0,00766
200	0,00142	0,00258	0,02294	0,00610	0,00509	0,00757
250	0,00141	0,00344	0,01370	0,00600	0,00686	0,00922
315	0,00133	0,00219	0,01668	0,00640	0,00695	0,00981
400	0,00132	0,00152	0,03296	0,00690	0,00826	0,00832
500	0,00107	0,00135	0,01608	0,00680	0,00486	0,00984
630	0,00072	0,00094	0,02980	0,00720	0,00759	0,01030
800	0,00051	0,00072	0,01710	0,00760	0,00753	0,00965
1000	0,00039	0,00056	0,03098	0,00750	0,00791	0,00943
1250	0,00031	0,00044	0,02399	0,00640	0,01290	0,00926
1600	0,00028	0,00033	0,03562	0,00550	0,01184	0,01015
2000	0,00023	0,00026	0,04057	0,00540	0,01290	0,01026
2500	0,00021	0,00022	0,09477	0,00480	0,01174	0,01089
3150	0,00019	0,00018	0,22806	0,00370	0,00975	0,01090
4000	0,00018	0,00016	0,42586		0,01012	0,01038
5000	0,00017	0,00015	1,26131		0,00526	0,01042
6300	0,00016	0,00015	1,08662		0,00514	0,01092
8000	0,00017	0,00015			0,00701	0,01143
10000	0,00018	0,00016			0,00434	0,00837

Comparando-se a Figura 7.5 com a Figura 7.7, observa-se que o fator de acoplamento η_{13} não se altera devido às alterações das amostras, fato já esperado, pois as câmaras e a interface entre elas não foram alteradas.

Comparando-se a Figura 7.6 com a Figura 7.8, observa-se que os fatores de amortecimento das amostras (painel de alumínio e painel sanduíche) são semelhantes.

Pode ser verificado também que os fatores de acoplamento η_{21} e η_{23} do painel sanduíche são superiores aos do painel de alumínio, fato que provavelmente decorra da eficiência de radiação do painel sanduíche ser superior a do painel de alumínio.

7.2.3 Avaliação dos Caminhos de Transmissão

No estudo da transmissão sonora de painel, PRICE & CROCKER (1970) denominam os modos da estrutura, cujas frequências e ressonância estão situadas na faixa de excitação, como modos ressonantes. Por sua vez, estes devem ser diferenciados daqueles cuja frequência de ressonância está fora da faixa de frequência de excitação, denominados modos não ressonantes. Existe um postulado que diz, a transmissão sonora não ressonante é regida pela “Lei das Massas”, porém existem alguns estudos que questionam tal postulado, como discutido por GOMES, 2005.

A abordagem do fenômeno da coincidência salienta que os modos ressonantes de um painel podem ser divididos em dois grupos distintos: modos acusticamente rápidos e modos acusticamente lentos.

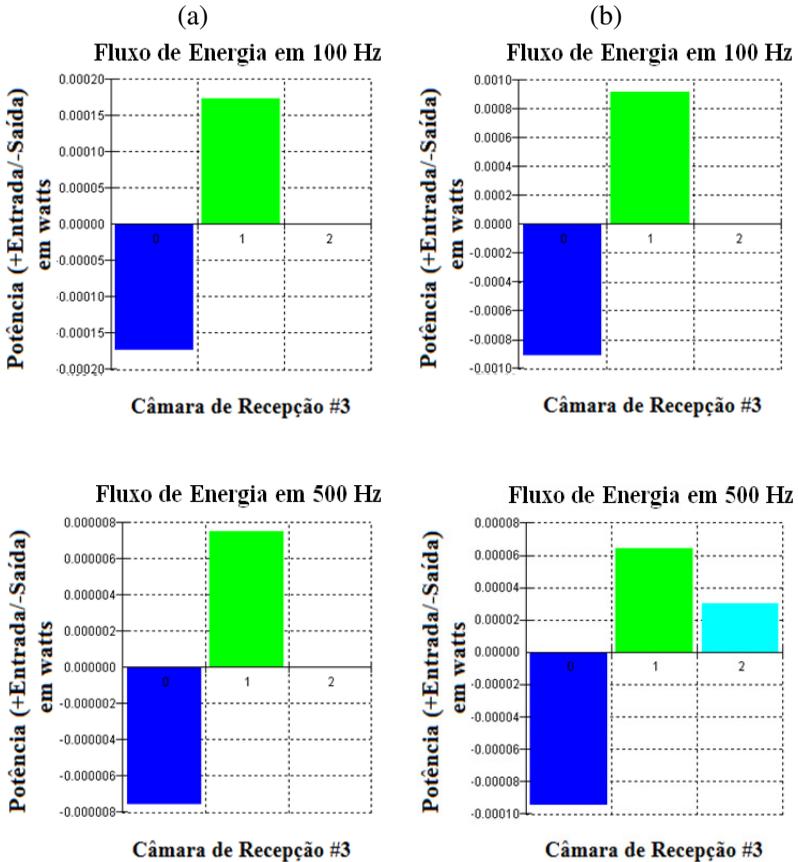
Os modos acusticamente rápidos apresentam frequência de ressonância acima da frequência crítica ou de coincidência, possuindo velocidades maiores que a velocidade do som no ar e uma alta eficiência de radiação, estes também são denominados de modos superficiais ou de superfície, por irradiarem por toda extensão do painel.

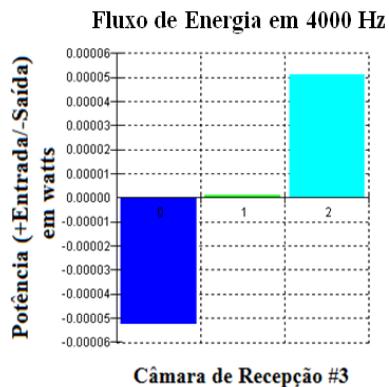
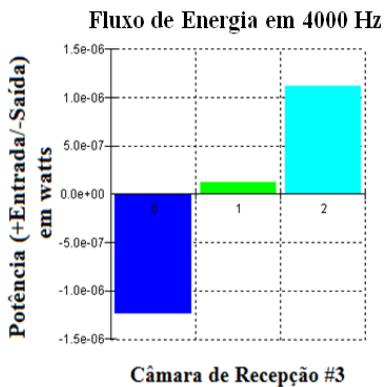
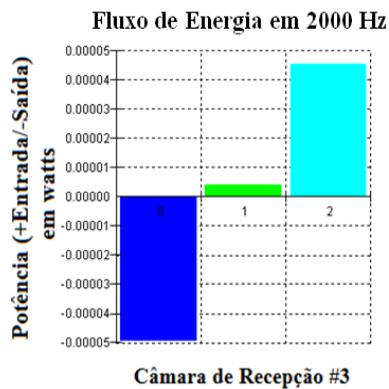
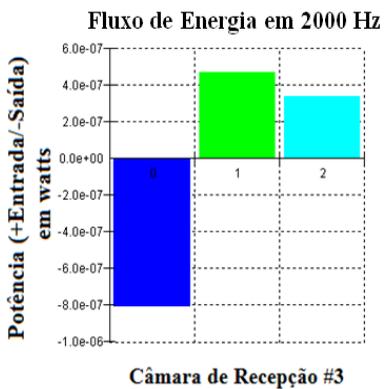
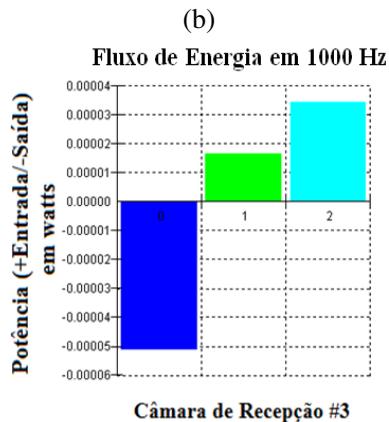
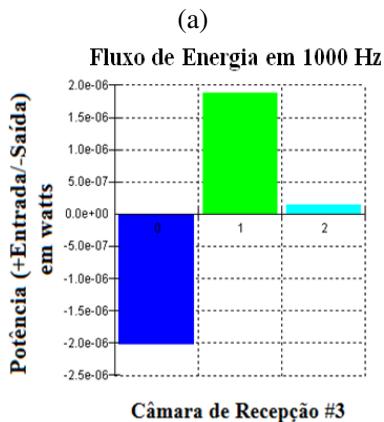
Já para os do segundo grupo, acusticamente lentos, que são modos abaixo da frequência crítica, a velocidade de flexão é menor que a velocidade do som no ar e a eficiência de radiação é pequena comparada com o primeiro grupo. Os modos acusticamente lentos são ainda subdivididos em modos do tipo borda e modos do tipo canto. Sendo esta última classificação oriunda da comparação do comprimento de onda de flexão de cada direção com o comprimento de onda acústico.

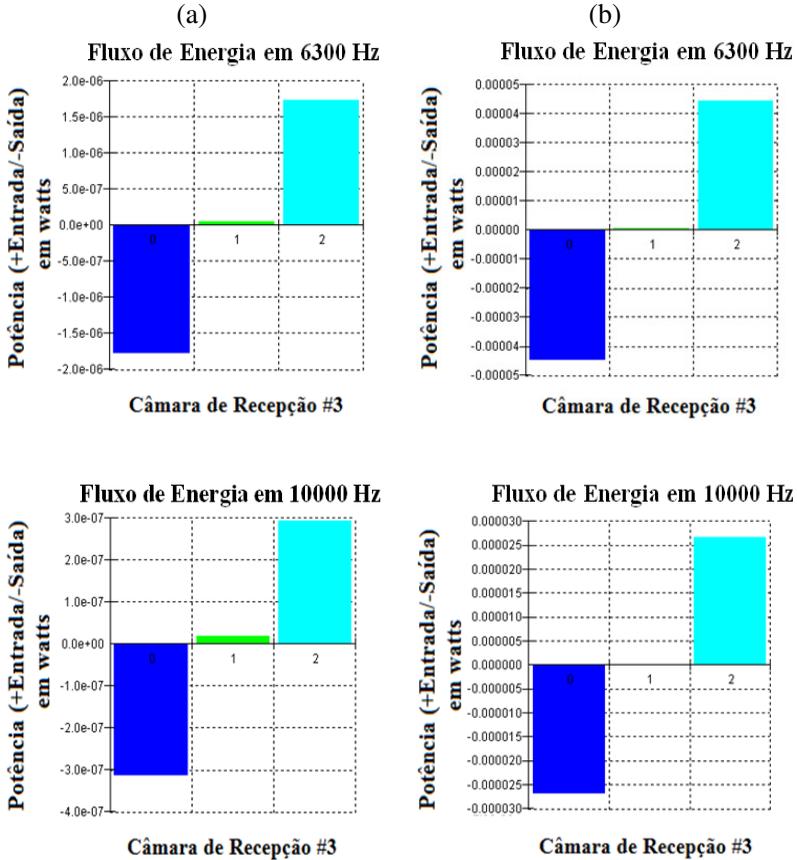
Como forma de se avaliar a contribuição de cada uma dos caminhos de transmissão, em função do tipo de modos predominantes em

cada faixa de frequências para cada um dos painéis aqui analisados, foram construídos gráficos de fluxo de energia para cada uma das bandas de frequência para cada um dos painéis, como pode ser observado na Figura 7.9 abaixo.

Figura 7.9 – Comparativo dos caminhos de energia sonora para as amostras, coluna (a) - painel de alumínio; coluna (b) painel sanduíche.







Na análise da Figura 7.9 acima, os valores positivos indicam a origem da energia, ou seja, qual subsistema está provendo energia para a câmara de recepção, e os valores negativos, no caso dos modelos desta dissertação, a quantidade de energia absorvida pelo amortecimento da câmara de recepção.

Analisando-se primeiramente a coluna (a), percebe-se que até a banda de 1000 Hz, praticamente, toda a energia que chega a câmara de recepção provém do caminho direto (conexão acústico-acústica entre a câmara de emissão e a câmara de recepção), ou seja, o painel de alumínio dentro desta faixa de frequências está funcionando apenas como um elemento de acoplamento, não atuando como um subsistema ressonante para o armazenamento de energia. Nesta faixa de

freqüências, a perda de transmissão sonora é regida única e exclusivamente pela Lei da Massa.

A partir da banda de 1000 Hz, o subsistema 2 (painel de alumínio) começa a atuar como um armazenador de energia, de modo que a partir desta banda de frequência o fluxo de energia da câmara de emissão para a câmara de recepção passa a ser dominado pela transmissão indireta (transmissão ressonante), caminho o qual ganha a sua importância máxima a partir da banda de 6300 Hz, na qual está localizada a frequência de coincidência do painel de alumínio. Tal efeito decorre devido ao aumento da eficiência de radiação nesta faixa de frequência.

Fazendo as mesmas análises anteriores para o painel sanduíche, percebe-se que para este, os fenômenos ocorrem em faixas de frequências diferentes, devido a sua frequência de coincidência está contida na banda de 4 kHz e sua frequência crítica na banda de 2 kHz.

Portanto, para o painel sanduíche, para a banda de 100 Hz, a perda de transmissão sonora é regida somente pelos efeitos da Lei da Massa, pois este está funcionando apenas como um elemento de acoplamento, não atuando como um subsistema ressonante para o armazenamento de energia.

A partir da banda de 500 Hz, a perda de transmissão sonora, passa a sofrer as influências da transmissão ressonante e a partir da banda de 1000 Hz, esta passa a ser dominada por esta. Efeito o qual ganha sua máxima magnificência a partir da banda de 4 kHz, banda que contém a frequência de coincidência do painel sanduíche.

7.2.4 Comparação dos Resultados de Perda de Transmissão Sonora

Nesta seção são apresentadas as comparações entre os resultados de perda de transmissão sonora, obtidos experimentalmente e numericamente.

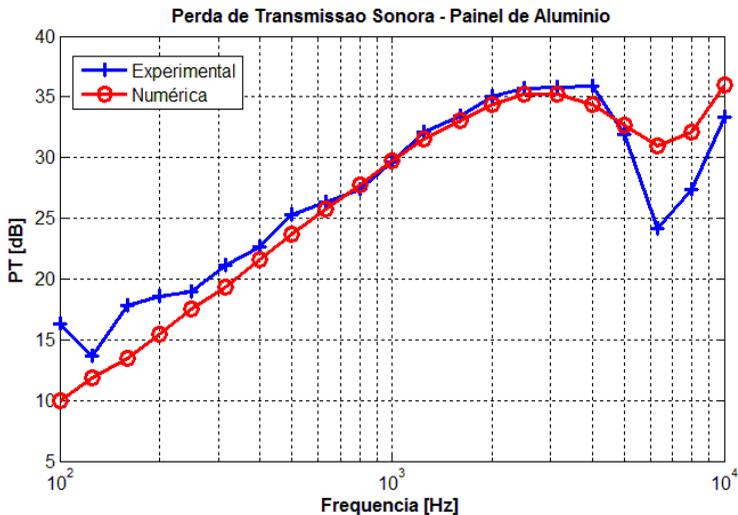
A Tabela 7.2 abaixo apresenta as propriedades do painel de alumínio para a obtenção da curva numérica apresentada na Figura 7.10 acima.

Tabela 7.2 – Propriedades para o painel de alumínio, utilizada na modelagem da curva numérica apresentada na Figura 7.10.

Propriedades	Valores
Modulo de Young [Pa]	6,54E+10
Coefficiente de Poisson	0,34
Densidade [kg/m ³]	2750
Epessura [mm]	2,6
Fator de Amortecimento	Tabela 7.1

A Figura 7.10 abaixo apresenta os resultados obtidos para o painel de alumínio.

Figura 7.10 – Comparação das curvas de perda de transmissão sonora para o painel de alumínio.



A correlação do resultado numérico com o experimental apresentado na Figura 7.10 acima, sugere uma boa correlação para as simulações apresentadas neste trabalho, no tocante a modelagem de SEA através do *software* SEAM3D[®] para o painel plano e liso de alumínio.

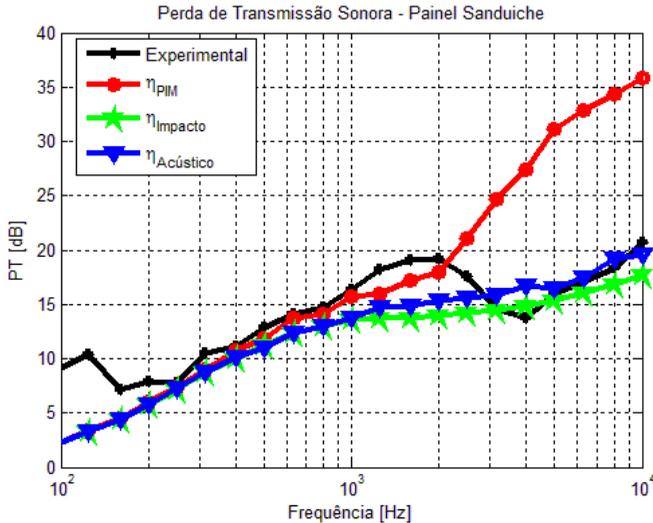
A Tabela 7.3 abaixo apresenta as propriedades do painel sanduíche plano e liso com núcleo tipo colméia utilizadas para a obtenção da curva numérica apresentada na Figura 7.11.

Tabela 7.3 – Propriedades para o painel sanduíche plano e liso com núcleo tipo colmeia, utilizadas nas modelagens das curvas apresentadas na Figura 7.11.

Face	
Propriedades	Valores
Modulo de Young [Pa]	2,50E+10
Coefficiente de Poisson	0,1775
Densidade [kg/m ³]	1,87E+03
Espessura [mm]	0,46
Fator de Amortecimento – η_{PIM}	Tabela 7.1
Núcleo	
Propriedades	Valores
Modulo de Cisalhamento G_{23} [Pa]	2.50E+07
Modulo de Cisalhamento G_{31} [Pa]	4.00E+07
Densidade [kg/m ³]	4.80E+01
Espessura [mm]	6,02

A Figura 7.11 abaixo apresenta uma comparação entre os resultados de perda de transmissão sonora experimental e os obtidos para cada uma das metodologias de testes para obtenção dos fatores de amortecimento para o painel sanduíche plano com núcleo tipo colméia.

Figura 7.11 – Comparação das curvas de perda de transmissão sonora para o painel sanduíche plano para cada uma das metodologias de medição de amortecimento estrutural apresentadas neste trabalho.



Pode-se notar através da Figura 7.11 que para frequências acima da banda de 2 kHz, a perda de transmissão sonora obtida numericamente é bem superior a curva medida experimentalmente. Como esta região da curva é dominada pelo amortecimento, tem-se que os fatores de amortecimento utilizados nas simulações (obtidos através do método da potência de entrada, os quais foram apresentados na Figura 6.23) são realmente uma composição dos fatores de amortecimento estrutural somados aos fatores de amortecimento acústico, sendo os fatores de amortecimento acústico dominantes a partir da banda de 2 kHz.

Logo, conclui-se que a propriedade de amortecimento apresenta um grande efeito sobre a curva de perda de transmissão sonora para o painel sanduíche, principalmente após a frequência crítica deste, em torno de 2 kHz.

A correlação do resultado numérico com o experimental apresentado na Figura 7.11 acima (na região dominada pela Lei da Massa), sugere uma boa correlação para as simulações apresentadas neste trabalho, no tocante a modelagem de SEA através do *software* SEAM3D[®] para o painel sanduíche plano e liso com núcleo tipo colmeia.

CAPÍTULO 8

CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Aqui são apresentadas as conclusões mais importantes obtidas no decorrer do trabalho e sequência, também, algumas sugestões de trabalhos futuros, possibilitando a continuidade e aprofundamento dos assuntos estudados nesta dissertação.

8.1 CONCLUSÕES FINAIS

O presente trabalho envolveu a avaliação experimental e numérica da curva de perda de transmissão sonora de dois tipos distintos de painéis, o primeiro um painel plano de alumínio e o segundo um painel sanduíche com núcleo tipo colmeia.

No decorrer do trabalho várias metodologias numéricas e experimentais foram utilizadas para a determinação das constantes de engenharia e parâmetros de SEA de maneira a alimentar os modelos gerados para o painel sanduíche com núcleo tipo colmeia.

Segue abaixo, alguns comentários, a título de conclusão, sobre a concordância entre os resultados preditos pelo modelo de SEA e os valores obtidos dos ensaios experimentais, como apresentados na Figura 7.10 e na Figura 7.11.

A norma ASTM 1876-01 se presta à obtenção das propriedades mecânicas dos materiais compostos.

Esta se mostra falha, para a obtenção das propriedades dos materiais sanduíches, os quais são também materiais compostos, pois esta faz uso apenas das frequências fundamentais de torção e flexão nos dois principais eixos ortotrópicos de uma amostra tipo viga, o que limita a acuidade das propriedades mecânicas obtidas (Figura 11.1 do ANEXO

C). Tal procedimento pode ser melhorado com a utilização de mais amostras, as quais devem ser confeccionadas de modo a priorizar cada um dos eixos ortotrópicos do material em estudo, implicando em o analista ter um prévio conhecimento a respeito dos eixos de ortotropia de cada uma das camadas presentes nas amostras.

A técnica de análise modal utilizada neste trabalho apresentou excelentes resultados para a obtenção das propriedades mecânicas dos materiais sanduíches, pois esta permite com que sejam ajustadas todas as propriedades dos painéis de maneira a se obter um perfeito casamento das formas modais e das frequências fundamentais numéricas com as experimentais (ver Figura 11.1 do ANEXO C).

Para amostras de painel sanduíche com núcleo tipo colmeia com dimensões laterais maiores que a sua espessura, as propriedades do núcleo têm pouca ou nenhuma influência sobre as frequências naturais dos modos globais de flexão, torção ou flexo-torção.

Em se tratando de painéis sanduíches com núcleo tipo colmeia, suas propriedades mecânicas não devem ser obtidas através de ajustes de modelo de elementos finitos, com base apenas nas frequências fundamentais de flexão e torção para a convergência das constantes de engenharia, mas sim, deve-se considerar o maior número possível de modos dentro da faixa de frequências em estudo (ver Figura 11.1 do ANEXO C).

A técnica de convergência dos modos numéricos com os modos experimentais, utilizando como amostra uma placa plana retangular de material sanduíche com núcleo tipo colmeia, se mostrou extremamente robusta para a obtenção das constantes de engenharia deste tipo de composto, possibilitando uma maior confiabilidade para os engenheiros em suas análises.

A utilização de um acelerômetro triaxial de massa diminuta permitiria a obtenção de modos na direção do eixo “Z” da amostra, possibilitando a estimativa de outras propriedades do núcleo, o que não foi realizado neste trabalho devido ao altíssimo custo deste transdutor.

As análises experimentais de perda de transmissão sonora se mostaram eficazes na obtenção das curvas de perda de transmissão sonora das amostras analisadas (painéis de alumínio e sanduíche), devido à concordância na região da Lei da Massa e também dos valores das frequências críticas entre os modelos numéricos e experimentais, conforme apresentado na Figura 12.5, na Figura 7.10 e na Figura 7.11.

De maneira a permitir a avaliação do fator de perda por amortecimento (DLF – *damping loss factor*) do painel sanduíche, diversos experimentos foram realizados. As técnicas empregadas foram:

Método da Potência de Entrada e o Método de Decaimento Logarítmico. Neste último foi utilizado tanto a excitação acústica quanto a excitação por impacto.

Para a excitação por impacto, os níveis iniciais de vibração foram relativamente baixos a partir da banda de 1.6 kHz impossibilitando uma estimativa adequada da taxa de decaimento. Além disso, os resultados obtidos com a excitação por impacto apresentaram maior dispersão em relação aos obtidos com excitação acústica, devido às variações nos impactos causadas pelo operador.

O emprego da excitação por campo sonoro proporcionou níveis iniciais de vibração suficientemente elevados permitindo o cálculo do fator de amortecimento dentro de toda a faixa de frequências estudada (100 Hz a 10 kHz).

Os valores do DLF obtido com o Método da Potência de Entrada são superiores aos valores obtidos com o Método do Decaimento Logarítmico, devido ao fato da contribuição dos modos mais amortecidos cessarem mais rapidamente durante o decaimento da resposta vibratória e, também, ao próprio amortecimento adicionado pelo excitador eletromecânico.

É importante destacar que, nas medições de amortecimento do painel, o resultado obtido representa a soma entre o fator de perda por amortecimento estrutural e o fator de perda por radiação sonora.

Nos ensaios foi identificado que o fator de perda total é relativamente elevado a partir da banda de 2 kHz para o DLF obtido a partir do método da potência de entrada (ver Figura 6.23). Esta elevação do amortecimento é atribuída, principalmente, a perdas devido à irradiação sonora do painel durante os ensaios. Esta conclusão pode ser confirmada pelos resultados experimentais de perda de transmissão sonora para o painel sanduíche (Figura 7.11), o qual mostra uma elevada perda de transmissão sonora (realizando uma comparação entre a curva numérica e a experimental) acima da frequência crítica deste painel (acima da banda de 2 kHz), região na qual a perda de transmissão é dominada pelo fator de amortecimento.

Neste trabalho não foi realizado um ensaio para determinar a eficiência de radiação do painel e, conseqüentemente, não foi possível identificar qual o real fator de perda por amortecimento estrutural.

A determinação experimental da eficiência de radiação sonora poderia também auxiliar na investigação das formulações empregadas pelo SEAM para o cálculo das curvas de CLF (*coupling loss factor*).

A acuidade demonstrada pelo modelo de SEA está primordialmente ligada à proximidade do sistema em estudo às

hipóteses simplificadoras de SEA. De forma adicional, os resultados encontrados sugeriram que as avaliações experimentais das constantes de engenharia, e dos fatores de perda por amortecimento foram satisfatórias para a descrição do comportamento vibroacústico dos subsistemas constituintes.

Em ambos os tipos de painéis analisados, as discrepâncias ocorreram na região da coincidência. Acredita-se que a dificuldade apresentada à descrição do comportamento dinâmico nesta região esteja ligada à grande complexidade do mecanismo de transmissão, impossibilitando assim uma modelagem matemática eficiente do fenômeno.

Contudo, cabe ressaltar que os resultados gerados pelo modelo de SEA representam a média dos resultados de uma população de sistemas similares. Assim, algumas pequenas discrepâncias encontradas entre os resultados analíticos e os valores experimentais são “aceitáveis”, no sentido que os resultados experimentais são oriundos de apenas uma amostra particular desta população de sistemas com características similares.

8.2 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Durante o desenvolvimento deste trabalho surgiram outros temas de pesquisa que viessem a ampliar juntamente com este trabalho os conhecimentos de nosso país com relação às características vibroacústicas dos painéis sanduíches com núcleo tipo colmeia.

Como trabalhos futuros recomendam-se:

- ▶ Aplicação da matriz de MAC (*Modal Assurance Criterion*) para a obtenção das propriedades mecânicas dos painéis sanduíches com núcleo tipo colmeia;
- ▶ Desenvolvimentos das equações analíticas de SEA (densidade modal, fator de acomplamento) e também de perda de transmissão com base na teoria de terceira ordem da placa desenvolvida por Reddy.

- ▶ Estudo de algoritmos de otimização multi-objetivos (algoritmo SOBOL para o DOE e o algoritmo Levenberg-Marquardt para o ajuste de curvas) associados a um *software* de SEA para a obtenção correta das propriedades de amortecimento e fatores de acoplamento para painéis sanduíches;
- ▶ Comparação dos resultados experimentais e numéricos da eficiência de radiação de um painel sanduíche com núcleo tipo colmeia, através da obtenção dos níveis de pressão sonora utilizando a técnica de BEM associada a de FEM para o cálculo das velocidades nodais;
- ▶ Avaliação das condições de contorno no comportamento das curvas de eficiência de radiação sonora de um painel sanduíche com núcleo tipo colmeia;
- ▶ Avaliação da presença de “baffles” perpendiculares ao plano radiante do painel no cálculo da sua eficiência de radiação;
- ▶ Estudo de novas técnicas experimentais para a determinação do fator de amortecimento estrutural dos painéis sanduíches e outras estruturas rígidas de baixa densidade superficial.
- ▶ Avaliação experimental da eficiência de radiação acústica para a determinação do fator de amortecimento acústico de painéis sanduíches com núcleo tipo colmeia e outras estruturas rígidas de baixa densidade superficial.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ARRUDA, J. R. F., "Ferramentas Teóricas e Experimentais em Vibroacústica", Revista Acústica & Vibrações - SOBRAC, vol. 32, Dez. 2003, p. 20 - 27.
- ASTM E 1876-01, "Standard Test Method fo Dynamic Young's Modulus, Shear Modulus, and Poisson's Ratio by Impulse Excitation of Vibration", ASTM International, 2001.
- BERANEK L. L., "Acoustical Measurements", Acoustical Society of America by American Institute of Physics, 1993.
- BLOSS, B. C., RAO, M. D., "Estimation of Frequency-Averaged Loss Factors by The Power Injection and The Impulse Response Decay Methods", Michigan Technological University, Houghton, Michigan, November 2004.
- BONILHA, M. W., "Estudo da Resposta em Altas Frequências de uma Estrutura Tipo Caixa a um Campo Acústico Difuso por Análise Estatística Energética", Dissertação de Mestrado, UFSC, 1991.
- BOTTEON, A. H. R., "Caracterização Vibro-Acústica de Casca Cilíndricas" Dissertação de Mestrado, UFSC, 2002.
- BRAGA, M. E., SANTOS, M. P. S., "Fontes de Ruído Ambiental e seus Efeitos Indesejáveis", In: IX ANPT - Congresso de Pesquisa e Ensino em Transportes, ANAIS.
- Brüel & Kjær, "Measuring Vibration", Primers & Handbooks, 42 pg., 1982.
- BRÜEL & KJAER, "Sound Power Determination", Technical Review.
- BUSTAMANTE Renato C. R., "Otimização de Painéis Sanduíche Utilizando o Método de Recozimento Simulado", Dissertação de Mestrado, INPE, 2002.
- CAKAR, O., SANLITURK, K. Y., "Elimination of Transducer Mass Loading Effects From Frequency Response Functions".

CALÇADA, M., "Comportamento Vibroacústico de Placa Corta-Fogo Veicular", Proposta de Tese, UFSC, 2004.

CHRISTENSEN R. M., "Mechanics of Composite Materials", Dover Publication, Inc., New York, 2005.

CLARKSON, B. L., "Experimental Determination of Modal Density", Elsevier Science Publishers B. V., p. 59-85, 1986.

CLARKSON, B.L., POPE, "Experimental Determination of Vibration Parameters Required in the Statistical Energy Analysis Method", Journal of Vibration, Acoustics, Stress and Reliability in Design, v. 105, p. 337-344, 1983.

CLARKSON, B. L., POPE, R. J., "Experimental Determination of Modal Densities and Loss Factors of Plates and Cylinders", v. 77(4), p. 535-549, 1981.

COGHLAN, A., "Dying for some quiet: The truth about noise pollution", New Scientist Magazine, 22/08/2007.

CONDOTTA, A. S., "Melhoria do Processo de Desenvolvimento de Produto em uma Empresa do Setor Automotivo", Dissertação de Mestrado, UFRS, 2004.

CRAIK, R. J. M., "Sound Transmission Through Buildings: Using Statistical energy Analysis", Gower Publishing Limited, 1996.

DAVIS E. B., "Designing honeycomb panels for noise control", American Institute of Aeronautics and Astronautics, Journal of AIAA, 1999.

DE LANGHE, K., "High Frequency Vibrations: Contributions to Experimental and Computational SEA Parameter Identification Techniques", Katholieke Universiteit Leuven, 02/1996.

DYM C. L., LANG M. A., "Transmission of Sound through sandwich panels", Journal of Acoustics of Society American, v.56(5), p. 1523-1532, 1974.

EFIMTSOV B. M. BARANOV S. N., "Sound Insulation of three-layered panels with honeycomb filling", INTERNOISE, 1998.

ESTECO & ESSS., "ModeFrontier the multi-objective optimization and design environment Fundamentals and Applications", 2009.

FAHY F., GARDONIO P., "Sound and Structural Vibration - Radiation, Transmission and Response", ELSEVIER, 2nd Edition, 2007.

FIATES, F., "Radiação Sonora de Placas Reforçadas por Vigas", Tese de Doutorado, UFSC, 2003.

FILHO, A. A., "Elementos Finitos - A Base da Tecnologia CAE", Érica, 5ª Edição, 2007, 292 p.

GALETTO, L. N., "O Transporte Aéreo no Brasil: Cenário e Tendências", 2002.

GARAKIS, B. E., PEREIRA, A. K. A., SILVA, G. D. P., "The State of Art in Aircraft Acoustic Treatment Design", Revista Acústica e Vibrações - SOBRAC, v. 28, p. 10-14, Dez./2001.

GARAKIS, E. B. et al., "Ruído Interno de Aviões - O Caso Brasileiro de Evolução para o Estado da Arte", In: IV Simpósio Brasileiro de Acústica Veicular - SIBRAV, 1997. ANAIS.

GERGES, N. Y. S., "Ruído: Fundamentos e Controle", Editora NR, Florianópolis, 2ª Edição, 2000, 600 p.

GOMES, Carlos Henrique, "Caracterização do Isolamento Acústico de Painéis Metálicos, Utilizando Análise Estatística Energética (SEA)" Dissertação de Mestrado, UFSC, 2005.

GREGORY, J. W., "Identification of Statistical Energy Analysis Parameters From Measured Data", North Carolina State University, 2002.

HAMMING R. W., "Numerical Methods for Scientists and Engineers", Dover Publication, Inc., New York, 1986.

HANSELMAN D., LITTLEFIELD B., "Matlab 6 - Curso Completo", Prentice Hall, São Paulo, 2003.

HEXCEL COMPOSITES, "HexWeb Honeycomb Sandwich Design Tehnology", 12/2000.

HEXCEL COMPOSITES, "Redux Bonding Technology", 07/2003.

ISO 140-3, "Acoustics - Measurement of sound insulation in buildings of building elements - Part 3: Laboratory measurements of airborne sound insulation of building elements", International Standard, 1995.

ISO 3382, "Acoustics - Measurement of the Reverberation Time of Rooms with Reference to Other Acoustical Parameters", International Standard, 2ª, 1997.

ISO 354, "Acoustics - Measurement of sound absorption in a reverberation room", International Standard, 1985.

ISO 3741, "Acoustics - Determination of Sound Power Levels of Noise Sources Using Sound Pressure - Precision Methods for Reverberation Rooms", International Standard, 3ª, 1999.

ISO 3742, "Acoustics - Determination of Sound Power Levels of Noise Sources - Precision Methods for Discrete-Frequency and Narrow-Band Sources in Reverberation Rooms", International Standard, 1988.

ISO 3745, "Acoustics - Determination of Sound Power Levels of Noise Sources - Precision Methods for Anechoic and Semi-Anechoic Rooms", International Standard, 1977.

JONES, R. M., "Mechanics of Composite Materials", Scripta Book Company, 1975.

JORDAN, R., "Notas de Aula de Fundamentos de Vibrações", UFSC, LVA, Florianópolis, 2007.

JORDAN, R., "Análise Modal Experimental", UFSC, LVA, Florianópolis, 2002.

KAKU, J., YAMADA, I., "The Possibility of a Bonus for Evaluating Railway Noise in Japan", *Journal of Sound and Vibration*, nº 193, p. 445 - 450, 1996.

KESWICK, P. R., NORTON M. P., "A Comparison of Modal Density Measurement Techniques ", *Applied Acoustics*, v. 20, p. 137 - 153, 1987.

KINSLER, L. E.; FREY, A. R., "Fundamentals of Acoustics" Editora John Wiley & Sons, New York, 2ª Edição, 1962, 524 p.

KURRA, S. et al., "Transportation Noise Annoyance – A Simulated Environment Study for Road, Railway and Aircraft Noises, Part 1: Activity Disturbance and Combined Results", *Journal of Sound and Vibration*, nº 220, p. 279 - 295, 1999.

KURTZE G., WATTERS B. G., "New wall design for high transmission loss or high damping", *Journal of Acoustics of Society American*, v.31(6), p. 739-748, 1959.

LAGE, J. T., "Níveis de Ruído no Interior de Trens Metropolitanos - Caso São Paulo", *Dissertação de Mestrado*, UNICAMP, 2003.

LARSSON D., "Using Modal Analysis for Estimation of Anisotropic Material Constants", *Journal of Engineering Mechanics*, 03/1997.

LEMPRIERE, B. M., "Poisson's Ratio in Ortotropic Materials", *AIAA Journal*, November 1968, pp. 2226-2227.

LENZI, A., "Notas de Aula de Análise Estatística Energética", UFSC, LVA, Florianópolis, 2004.

LENZI, A., "Notas de Aula de Métodos Experimentais em Vibrações e Acústica", UFSC, LVA, Florianópolis, 2004.

LITWINCZIK, Vitor, "Irradiação Sonora de Placas Planas com Descontinuidades", *Dissertação de Mestrado*, UFSC, 1998.

LYON, R. H.; DeJong, R. G., "Theory and Application of Statistical Energy Analysis", Butterworth Heinemann: Newton, 1995, 277 p.

MAIA, Nuno, M. M. et AL., "Theoretical and Experimental Modal Analysis", England: Research Studies Press Ltd., 1997. ISBN: 0-86380-208-7

MCCONNELL, K. G., "Vibration Testing - Theory and Practice", John Wiley & Sons, Inc., 1995, 606 p.

MENDONÇA, P. T. R., "Materiais Compostos & Estruturas - Sanduiches - Projeto e Análise", Editora Manole Ltda, 1ª Edição, 2005.

MSC.SOFTWARE, "MSC.NASTRAN 2001 - Linear Static Analysis User's Guide", MC.SOFTWARE CORPORATION, 2001, 740 p.

MSC.SOFTWARE, "MSC.NASTRAN 2004 - Quick Reference Guide", MSC.SOFTWARE CORPORATION, 2004, 1917 p.

NELSON, P. M., "Transportation Noise Reference Book", 1987, 540 p.

NEPOMUCENO, L. X., "Acústica Técnica", Editora ETEGIL, São Paulo, 1ª Edição, 1968, 578 p.

NILSSON E., NILSSON A. C., "Prediction and Measurement of Some Dynamic Properties of Sandwich Structures with Honeycomb and Foam Cores", Journal of Sound and Vibration v. 251(3), p. 409-430, 2002.

NORTON, R. L., "Projeto de Máquinas - Uma abordagem integrada", Bookman, 2ª Edição, 2004.

OLIVEIRA E. C., TYGEL M., "Métodos Matemáticos para Engenharia", Sociedade Brasileira de Matemática, Rio de Janeiro, 2005.

PAOLOZZI A. PERONI I., "Response of Aerospace Sandwich Panels to Launch Acoustic Environment", Journal of sound and Vibration, v.196(1), p.1-18, 1996.

PEREIRA, J. C., "Curso de Projeto Estrutural com Materiais Compostos", UFSC, GRANTE, Florianópolis, 2007.

RAJARAM, S., WANG, T., NUTT, S., "Sound Transmission Loss of Honeycomb Sandwich Panels", Noise Control Eng., v. 54(2), 2005.

- RAMACHANDRAN, P.; NARAYANAN, S., "Evaluation of Modal Density, Radiation Efficiency and Acoustic Response of Longitudinally Stiffened Cylindrical Shell", *Journal of sound and Vibration*, v. 304, p. 154-174, 2007.
- RAYMER, P. Daniel, "Aircraft Design: A Conceptual Approach", Amercian Institute of Aeronautics and Astronautics, 3^a Edition, 1999.
- REIS, J. E. T., "Resistência dos Materiais III", UFU, Faculdade de Física, Uberlândia, 06/2001.
- RENJI, K., "Experimental Modal Densities of Honeycomb Sandwich Panels at High Frequencies", *Journal of Sound and Vibration*, v. 237(1), p. 67-79, 2000.
- RENJI, K., NAIR, P. S., "Crítical and Coincidence Frequencies of Plate Panels", *Journal of Sound and Vibration*, v. 205(1), p. 19-32, 1997.
- RENJI, K., NARAYAN, S. S., "Loss Factors of Composite Honeycomb Sandwich Panels", *Journal of Sound and Vibration*, v. 250(4), p. 745-761, 2002.
- RENJI, K.; NAIR, P. S., "Modal Density of Composite Honeycomb Sandwich Panels", *Journal of Sound and Vibration*, v. 195(5), p. 687-699, 1996.
- SANTOS, Gustavo Di Fiori dos, "A Methodology for Noise Prediction of Turbofan Engines", Tese de Doutorado, ITA, 2006.
- VENKATESHAPPA H., "Analysis of Honeycomb Core Properties Under Different Parametric Conditions for The Head Injury Criteria Compliance in Aerospace Applications", Wichita State University, Master Science Thesis, 05/2006.
- WILBY, J. F., "Aircraft Interior Noise", *Journal of Sound and Vibration*, nº 193, p. 545- 564, 1996.
- YONGQIANG Li, DAWEI, Zhu, "Free flexural vibration analysis of symmetric rectangular honeycomb panels using the improved Reddy's third-order plate theory", *ELSEVIER - Composite Structures*, v.88, p. 33-39, 2009.

YONGQIANG, Li, DAWEI, Zhu, "Free Flexural Vibration Analysis of Symmetric Rectangular Honeycomb Panels Using the Improved Reddy's Third-Order Plate Theory", *Journal of Composite Structures*, v. 88, p. 33–39, 2009.

YU, S. D., CLEGHORN, W. L., "Free Flexural Vibration Analysis of Symmetric Honeycomb Panels", *Journal of Sound and Vibration*, v. 284, p. 189–204, 2005.

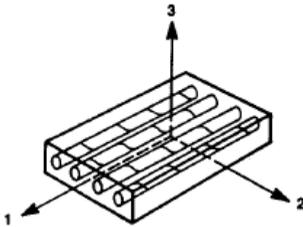
ANEXO A

TEORIA DE PLACAS SANDUÍCHES

9.1 ESTADO PLANO DE TENSÕES

Considerando uma lâmina submetida a um estado plano de tensões no plano 1-2, conforme apresentado na Figura 9.1, abaixo.

Figura 9.1 – Estado plano de tensões de uma lamina reforçada por fibras unidirecionais.



Fonte: Adaptação de JONES (1975).

Analisando a Figura 9.1, tem-se que algumas de suas tensões são nulas, como apresentado na Equação (9.1).

$$\sigma_3 = 0 \quad \tau_{23} = 0 \quad \tau_{31} = 0 \quad (9.1)$$

Logo, escrevendo a equação (2.8) em termos da matriz de flexibilidade e aplicando as simplificações (9.1), obtém-se a seguinte Equação de relações deformações-tensões para os materiais ortotrópicos:

$$\begin{Bmatrix} \varepsilon_1 \\ \varepsilon_2 \\ \gamma_{12} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} S_{11} & S_{12} & 0 \\ S_{12} & S_{22} & 0 \\ 0 & 0 & S_{66} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \sigma_1 \\ \sigma_2 \\ \tau_{12} \end{Bmatrix}, \quad \varepsilon_3 = S_{13}\sigma_1 + S_{23}\sigma_2, \quad \gamma_{23} = 0 \quad \gamma_{31} = 0 \quad (9.2)$$

As relações de tensão deformação da Equação (9.2) podem ser invertidas de modo a fornecer a matriz de rigidez reduzida Q_{ij} , logo:

$$\begin{Bmatrix} \sigma_1 \\ \sigma_2 \\ \tau_{12} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} Q_{11} & Q_{12} & 0 \\ Q_{12} & Q_{22} & 0 \\ 0 & 0 & Q_{66} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \varepsilon_1 \\ \varepsilon_2 \\ \gamma_{12} \end{Bmatrix} \quad (9.3)$$

As constantes da rigidez reduzida da Equação (9.3) podem ser expressas em termos das componentes de flexibilidade e das constantes de engenharia da seguinte forma:

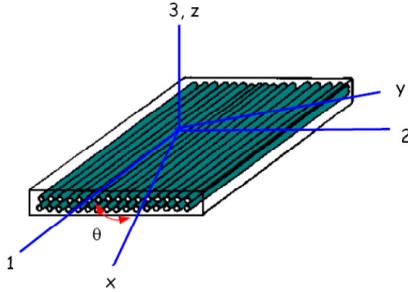
$$\begin{aligned} Q_{11} &= \frac{S_{22}}{S_{11}S_{22} - S_{12}^2} = \frac{E_1}{1 - \nu_{12}\nu_{21}} & Q_{12} &= -\frac{S_{12}}{S_{11}S_{22} - S_{12}^2} = \frac{\nu_{12}E_2}{1 - \nu_{12}\nu_{21}} \\ Q_{22} &= \frac{S_{11}}{S_{11}S_{22} - S_{12}^2} = \frac{E_2}{1 - \nu_{12}\nu_{21}} & Q_{66} &= \frac{1}{S_{66}} = G_{12} \end{aligned} \quad (9.4)$$

Para analisar o comportamento mecânico de placas laminadas torna-se necessário a definição de um sistema de eixos de referência (x, y, z) para o conjunto de lâminas, de modo a expressar as constantes elásticas de cada lâmina neste sistema de referência.

Desta maneira, considerando uma lâmina sobre a qual estão definidos os eixos de ortotropia (1, 2, 3).

O sistema de eixos de referência é girado em torno do eixo 3 do ângulo θ , conforme a Figura 9.2 abaixo.

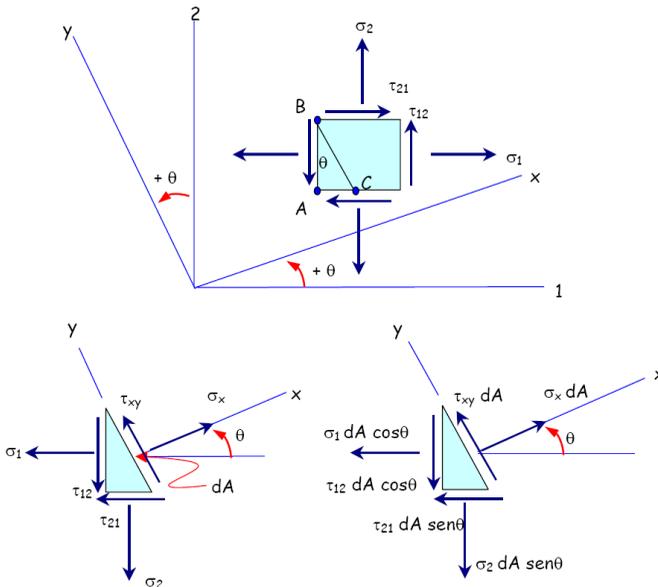
Figura 9.2 – Sistema de eixos de ortotropia e de referência para a uma lâmina.



Fonte: Adaptação de PEREIRA (2007).

A matriz de transformação de coordenadas, que relaciona as tensões dadas no sistema de eixos de referência com as tensões no sistema de eixos de ortotropia, pode ser obtida através do balanço de forças nas direções x e y sobre um elemento plano, conforme mostrado na Figura 9.3.

Figura 9.3 – Transformação de tensão no plano x - y para um elemento plano de uma lâmina.



Fonte: Adaptação de PEREIRA (2007).

Impondo as condições de equilíbrio no elemento da Figura 9.3 na direção x tem:

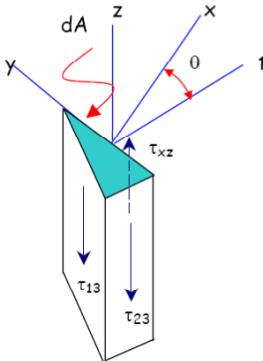
$$\sigma_x = \sigma_1 \cos^2(\theta) + \sigma_2 \operatorname{sen}^2(\theta) + 2\tau_{12} \cos(\theta)\operatorname{sen}(\theta) \quad (9.5)$$

Impondo as condições de equilíbrio no elemento da Figura 9.3 na direção y tem:

$$\begin{aligned} \tau_{xy} &= -\sigma_1 \cos(\theta)\operatorname{sen}(\theta) + \sigma_2 \operatorname{sen}(\theta)\cos(\theta) + \tau_{12} [\cos^2(\theta) - \operatorname{sen}^2(\theta)] \\ \sigma_y &= \sigma_1 \operatorname{sen}^2(\theta) + \sigma_2 \cos^2(\theta) - 2\tau_{12} \cos(\theta)\operatorname{sen}(\theta) \end{aligned} \quad (9.6)$$

Considerando o elemento conforme apresentado pela Figura 9.4, pode-se determinar a tensão τ_{xz} , impondo-se as condições de equilíbrio no eixo z , logo:

Figura 9.4 – Transformação de tensão cisalhantes nos planos x - z e y - z para um elemento plano de uma lâmina.



Fonte: Adaptação de PEREIRA (2007).

$$\begin{aligned} \tau_{xz} &= \tau_{23} \operatorname{sen}(\theta) + \tau_{13} \cos(\theta) \\ \tau_{yz} &= \tau_{23} \cos(\theta) - \tau_{13} \operatorname{sen}(\theta) \end{aligned} \quad (9.7)$$

Portanto, a matriz de transformação $[T]$ pode ser expressa como:

$$\begin{Bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \sigma_z \\ \tau_{xz} \\ \tau_{yz} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos^2(\theta) & \text{sen}^2(\theta) & 0 & 0 & 0 & 2\text{sen}(\theta)\cos(\theta) \\ \text{sen}^2(\theta) & \cos^2(\theta) & 0 & 0 & 0 & -2\text{sen}(\theta)\cos(\theta) \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \cos(\theta) & -\text{sen}(\theta) & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \text{sen}(\theta) & \cos(\theta) & 0 \\ -\text{sen}(\theta)\cos(\theta) & \text{sen}(\theta)\cos(\theta) & 0 & 0 & 0 & \cos^2(\theta) - \text{sen}^2(\theta) \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \sigma_1 \\ \sigma_2 \\ \sigma_3 \\ \tau_{23} \\ \tau_{13} \\ \tau_{12} \end{Bmatrix} \rightarrow \{\sigma^i\} = [T_\sigma] \{\sigma^i\} \quad (9.8)$$

O tensor de deformações medido no sistema de referência tem a mesma forma que o tensor de tensões dado na Equação (9.8), ou seja:

$$\begin{Bmatrix} \epsilon_x \\ \epsilon_y \\ \epsilon_z \\ \gamma_{xz} \\ \gamma_{yz} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos^2(\theta) & \text{sen}^2(\theta) & 0 & 0 & 0 & \text{sen}(\theta)\cos(\theta) \\ \text{sen}^2(\theta) & \cos^2(\theta) & 0 & 0 & 0 & -\text{sen}(\theta)\cos(\theta) \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \cos(\theta) & \text{sen}(\theta) & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -\text{sen}(\theta) & \cos(\theta) & 0 \\ -2\text{sen}(\theta)\cos(\theta) & 2\text{sen}(\theta)\cos(\theta) & 0 & 0 & 0 & \cos^2(\theta) - \text{sen}^2(\theta) \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \epsilon_1 \\ \epsilon_2 \\ \epsilon_3 \\ \gamma_{23} \\ \gamma_{13} \\ \gamma_{12} \end{Bmatrix} \rightarrow \{\epsilon^i\} = [T_\epsilon] \{\epsilon^i\} \quad (9.9)$$

$$\text{sendo: } [T_\epsilon] = \left([T_\sigma]^{-1} \right)^t \rightarrow [T_\epsilon]^{-1} = [T_\sigma]^t.$$

Considerando o comportamento elástico linear, a lei de comportamento do material composto expressa no sistema de eixos de referência (x, y, z) é da seguinte forma:

$$\{\sigma_x\} = [T_\sigma] \{\sigma^i\} = [T_\sigma] [Q] \{\epsilon^i\} = [T_\sigma] [Q] [T_\epsilon]^{-1} \{\epsilon^x\} = [T_\sigma] [Q] [T_\sigma]^t \{\epsilon^x\} \quad (9.10)$$

Logo, a matriz de rigidez ou matriz constitutiva $[\bar{Q}]$ dada no sistema de eixos de referência (x, y, z) é:

$$[\bar{Q}] = [T_\sigma] [Q] [T_\sigma]^t \quad (9.11)$$

Considerado somente o estado plano de tensão (placas laminadas com $\sigma_{33} = 0$, $\tau_{23} = 0$ e $\tau_{13} = 0$), a matriz de rigidez do material composto obtida no sistema de eixos de referência é frequentemente encontrada da seguinte forma:

$$\begin{Bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \tau_{xy} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \overline{Q}_{11} & \overline{Q}_{12} & \overline{Q}_{16} \\ \overline{Q}_{12} & \overline{Q}_{22} & \overline{Q}_{26} \\ \overline{Q}_{16} & \overline{Q}_{26} & \overline{Q}_{66} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \gamma_{xy} \end{Bmatrix} \quad (9.12)$$

Aplicando a transformação dada na Equação (9.11) tem-se que os elementos da matriz constitutiva $\overline{[Q]}$ expressos em (9.12) são dados por:

$$\begin{aligned} \overline{Q}_{11} &= Q_{11} \cos^4(\theta) + Q_{22} \sin^4(\theta) + 2(Q_{12} + 2Q_{66}) \sin^2(\theta) \cos^2(\theta) \\ \overline{Q}_{12} &= \cos^2(\theta) \sin^2(\theta) (Q_{11} + Q_{22} - 4Q_{66}) + [\cos^4(\theta) + \sin^4(\theta)] Q_{12} \\ \overline{Q}_{16} &= -\cos(\theta) \sin(\theta) [\cos^2(\theta) Q_{11} - \sin^2(\theta) Q_{22} - [\cos^2(\theta) - \sin^2(\theta)] (Q_{12} + 2Q_{66})] \\ \overline{Q}_{22} &= \sin^4(\theta) Q_{11} + \cos^4(\theta) Q_{22} + 2 \cos^2(\theta) \sin^2(\theta) (Q_{12} + 2Q_{66}) \\ \overline{Q}_{26} &= -\cos(\theta) \sin(\theta) [\sin^2(\theta) Q_{11} - \cos^2(\theta) Q_{22} + [\cos^2(\theta) - \sin^2(\theta)] (Q_{12} + 2Q_{66})] \\ \overline{Q}_{66} &= \cos^2(\theta) \sin^2(\theta) (Q_{11} + Q_{22} - 2Q_{12}) + [\cos^2(\theta) - \sin^2(\theta)]^2 Q_{66} \end{aligned} \quad (9.13)$$

sendo Q_{11} , Q_{22} , Q_{12} e Q_{66} obtidos a partir da Equação (9.4).

De maneira similar a Equação (9.11), pode-se obter a matriz de flexibilidade $\overline{[S]}$, que relaciona deformação-tensão, dada no sistema de eixos de referência (x, y, z) como:

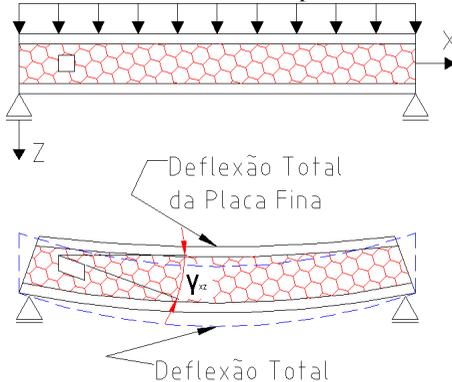
$$\overline{[S]} = [T_\varepsilon] [S] [T_\varepsilon]^t \quad (9.14)$$

9.2 ANÁLISE DE PLACAS SANDUÍCHES

Uma característica importante sobre o comportamento mecânico das placas sanduíches, é que elas não podem, em geral, serem consideradas placas finas, ou seja, os efeitos cisalhantes entre as suas camadas não podem ser desprezados. Em vez disso, elas são classificadas como placas semi-espessas ou espessas dependendo da relação L_{Am}/H_{Am} .

Um dos efeitos do cisalhamento transversal pode ser visto quando se considera qualitativamente a deflexão transversal de uma placa sanduíche, como visto na Figura 9.5 abaixo. Ali nota-se que, se a placa for analisada como se fosse delgada, usando a **Teoria Clássica de Laminação, TCL**, isto é, considerando τ_{xz} e τ_{yz} nulos, a curva de deflexão obtida seria diferente daquela quando se considera o cisalhamento transversal. Esse cisalhamento tem o efeito de aumentar as deflexões provenientes do momento. Quanto menor for a relação L_{Am}/H_{Am} , mais pronunciado será este efeito.

Figura 9.5 – Comparação qualitativa entre as deflexões obtidas em placas sanduíches usando teorias de placa fina e semi-espessa.



Fonte: Adaptação de MENDONÇA (2005).

A fim de que se possam realizar estimativas teóricas da radiação sonora e, com isto, possibilitar a aplicação de medidas de controle de ruídos, torna-se de extrema importância a caracterização do comportamento das ondas de flexão livre na estrutura.

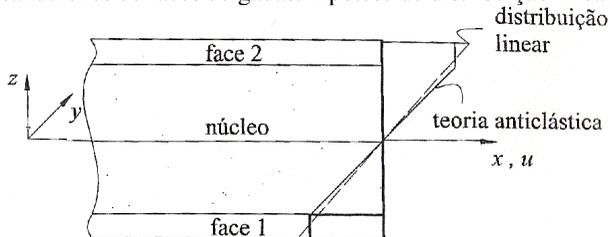
Foge ao escopo deste trabalho apresentar a dedução matemática da equação de flexão livre para os painéis sanduíches planos com núcleo tipo colmeia, portanto, será aqui apresentada somente a equação da **Teoria Clássica da Placa (TCP)**, com a presença dos termos de inércia, a qual foi obtida por YU (2005).

9.2.1 Teoria de Três Placas

Nesta seção, a equação diferencial governante para vibrações de flexão em termos dos deslocamentos para painéis sanduíches planos

com núcleo tipo colmeia será apresentada seguindo a **Teoria Clássica da Placa (TCP)** para análise da distribuição dos deslocamentos coplanares (ver Figura 9.6) em sanduíches de faces delgadas:

Figura 9.6 – Duas hipóteses cinemáticas para os deslocamentos coplanares em sanduíches de faces delgadas: hipótese de distribuição linear e estado antiplano.



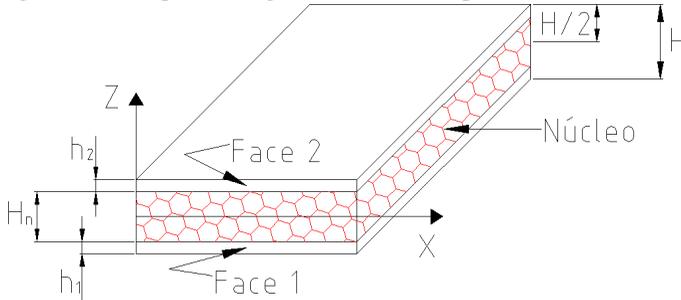
Fonte: Adaptação de MENDONÇA (2005, p. 491).

No trabalho YU(2005), pode ser encontrado com mais detalhes a respeito das seguintes equações diferenciais governantes para as vibrações de flexão em termos dos deslocamentos para painéis sanduíches planos com núcleo tipo colmeia:

- Teoria clássica da placa (TCP) – YU (2005);
- Teoria melhorada da placa (TMP) – YU (2005);
- Teoria da placa com deformações cisalhantes de terceira ordem – YU (2005).

O painel sanduíche plano com núcleo tipo colmeia simétrico em estudo neste trabalho possui a forma geométrica apresentada na Figura 9.7, com as faces (inferior (f_1) e superior (f_2)) de espessuras h_1 e h_2 respectivamente; com núcleo de espessura H_n , tem-se que a espessura total da placa sanduíche é H .

Figura 9.7 – Propriedades geométricas de um painel sanduíche.



Fonte: Adaptação de MENDONÇA (2005).

Segundo YU (2005) as teorias acima fazem uso das seguintes simplificações especificadas abaixo para a obtenção das relações de tensão-deformação em relação ao eixo de coordenadas alinhado com as direções principais do material de modo a permitir o desenvolvimento das equações governantes do movimento.

- Os deslocamentos coplanares provocados por um momento fletor são desconsiderados;
- As tensões normais e as respectivas deformações na direção da espessura (eixo z) são também desconsideradas;

Portanto, aplicando as simplificações acima na Equação (2.8) para um painel sanduíche conforme o apresentado na Figura 9.7, obtém-se as relações de tensão-deformação para um painel composto para cada uma de suas k camadas em relação ao eixo de coordenadas alinhado com as direções principais deste material, as quais são dadas pela Equação (9.15) abaixo.

$$\left\{ \begin{array}{l} \sigma_1^{(k)} \\ \sigma_2^{(k)} \\ \tau_{23}^{(k)} \\ \tau_{31}^{(k)} \\ \tau_{12}^{(k)} \end{array} \right\} = \left[\begin{array}{ccccc} C_{11}^{(k)} & C_{12}^{(k)} & 0 & 0 & 0 \\ C_{12}^{(k)} & C_{22}^{(k)} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & C_{44}^{(k)} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & C_{55}^{(k)} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & C_{66}^{(k)} \end{array} \right] \left\{ \begin{array}{l} \epsilon_1^{(k)} \\ \epsilon_2^{(k)} \\ \gamma_{23}^{(k)} \\ \gamma_{31}^{(k)} \\ \gamma_{12}^{(k)} \end{array} \right\} \rightarrow \{\sigma_i^{(k)}\} = [C_{ij}^{(k)}] \{\epsilon_j^{(k)}\}, k=1,2,3 \quad (9.15)$$

As relações de deformações-tensões podem ser escritas de modo a fornecer a matriz de rigidez reduzida para cada camada k do painel da seguinte forma:

$$\begin{Bmatrix} \sigma_{xx} \\ \sigma_{yy} \\ \tau_{yz} \\ \tau_{zx} \\ \tau_{xy} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} Q_{11}^{(k)} & Q_{12}^{(k)} & 0 & 0 & 0 \\ Q_{12}^{(k)} & Q_{22}^{(k)} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & Q_{44}^{(k)} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & Q_{55}^{(k)} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & Q_{66}^{(k)} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \epsilon_1 \\ \epsilon_2 \\ \gamma_{23} \\ \gamma_{31} \\ \gamma_{12} \end{Bmatrix}, \quad k = 1, 2, 3 \quad (9.16)$$

9.2.1.1 Teoria Clássica da Placa – TCP

Na teoria clássica da placa é assumido que as linhas retas de material normais ao plano médio da placa antes da deformação permaneçam retas e normais ao plano médio após a deformação. Os deslocamentos de um ponto de coordenadas (x,y,z) causados por flexão podem ser expressos em termos de um simples deslocamento lateral dado por:

$$u_x = -z \frac{\partial w(x, y, t)}{\partial x}, \quad u_y = -z \frac{\partial w(x, y, t)}{\partial y}, \quad u_z = w(x, y, t) \quad (9.17)$$

A equação do movimento e as condições de contorno consistente para o deslocamento lateral w , são derivadas a partir do principio de Hamilton. A equação governante de flexão livre do painel sanduíche plano de três camadas com núcleo tipo colmeia pode ser escrita como:

$$D_{11} \frac{\partial^4 w}{\partial x^4} + 2(D_{12} + 2D_{66}) \frac{\partial^4 w}{\partial x^2 \partial y^2} + D_{22} \frac{\partial^4 w}{\partial y^4} + I_1 \ddot{w} - I_3 \left(\frac{\partial^2 \ddot{w}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \ddot{w}}{\partial y^2} \right) = 0 \quad (9.18)$$

Introduzindo as transformações

$$x = \alpha\xi, \quad y = b\eta, \quad w(x, y, z) = hW(\xi, \eta) \sin(\omega t) \quad (9.19)$$

A equação (9.18) pode ser normalizada e escrita como:

$$d_{11}\phi_a^4 \frac{\partial^4 W}{\partial \xi^4} + 2(d_{12} + 2d_{66})\phi_a^2\phi_b^2 \frac{\partial^4 W}{\partial \xi^2 \partial \eta^2} + d_{22}\phi_b^4 \frac{\partial^4 W}{\partial \eta^4} - \lambda^4 \left[i_1 W - i_3 \left(\frac{\partial^2 W}{\partial \xi^2} + \frac{\partial^2 W}{\partial \eta^2} \right) \right] = 0 \quad (9.20)$$

onde: $\phi_a = h/a$, $\phi_b = h/b$, e $\lambda^2 = \omega h \sqrt{\rho_0/E_0}$.

Os parâmetros de inércia adimensionais apresentados na Equação (9.20) são dados por:

$$i_1 = \frac{\rho_n}{\rho_0} \alpha + \frac{\rho^{(f)}}{\rho_0} (1 - \alpha), \quad i_3 = \frac{1}{12} \left[\frac{\rho_n}{\rho_0} \alpha^3 + \frac{\rho^{(f)}}{\rho_0} (1 - \alpha^3) \right] \quad (9.21)$$

$$i_5 = \frac{1}{80} \left[\frac{\rho_n}{\rho_0} \alpha^5 + \frac{\rho^{(f)}}{\rho_0} (1 - \alpha^5) \right], \quad i_7 = \frac{1}{448} \left[\frac{\rho_n}{\rho_0} \alpha^7 + \frac{\rho^{(f)}}{\rho_0} (1 - \alpha^7) \right]$$

Os parâmetros de rigidez adimensionais apresentados na Equação (9.20) são dados por:

$$a_{ij} = \frac{Q_{ij}^{(n)}}{E_0} \alpha + \frac{Q_{ij}^{(f)}}{E_0} (1 - \alpha), \quad d_{ij} = \frac{1}{12} \left[\frac{Q_{ij}^{(n)}}{E_0} \alpha^3 + \frac{Q_{ij}^{(f)}}{E_0} (1 - \alpha^3) \right] \quad (9.22)$$

$$f_{ij} = \frac{1}{80} \left[\frac{Q_{ij}^{(n)}}{E_0} \alpha^5 + \frac{Q_{ij}^{(f)}}{E_0} (1 - \alpha^5) \right], \quad h_{ij} = \frac{1}{448} \left[\frac{Q_{ij}^{(n)}}{E_0} \alpha^7 + \frac{Q_{ij}^{(f)}}{E_0} (1 - \alpha^7) \right]$$

onde: E_0 e ρ_0 são o módulo de Young e a densidade de referência usados para normalizar os parâmetros de inércia e rigidez; $\alpha = h_n/h$ é a razão espessura do núcleo pela espessura total do painel, h_n é a espessura do núcleo, h é a espessura total do painel.

Para um painel sanduíche plano com núcleo tipo colmeia simplesmente suportado ao longo de suas quatro faces, a solução exata para a amplitude de vibração pode ser escrita como:

$$A_v(x, y) = \sum_{m,n=1}^{\infty} Z_{mn} \operatorname{sen}(m\pi\xi) \operatorname{sen}(n\pi\eta) \quad (9.23)$$

Substituindo a solução (9.23) na equação (9.20), obtém a equação para os autovalores desta equação, os quais são dados por:

$$\lambda^2 = \frac{\sqrt{d_{11}(\bar{m})^4 + 2(d_{12} + d_{66})(\bar{m})^2(\bar{n})^2 + d_{22}(\bar{n})^4}}{i_1 + i_3 \left[(\bar{m})^2 + (\bar{n})^2 \right]}, \quad m, n = 1, 2, \dots \quad (9.24)$$

onde: $\bar{m} = m\pi\phi_a$, $\bar{n} = n\pi\phi_b$.

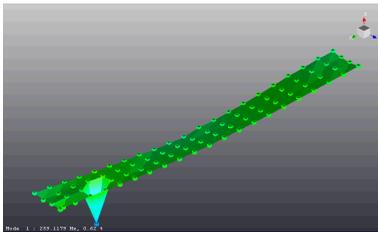
ANEXO B

FORMAS MODAIS

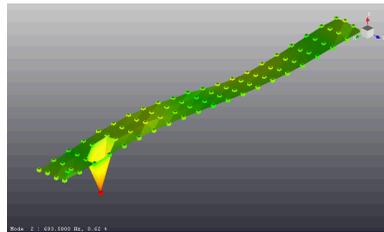
10.1 AMOSTRA TIPO VIGA

A Figura 10.1 abaixo apresenta as formas modais obtidas experimentalmente através de ensaio de análise modal para a amostra tipo viga.

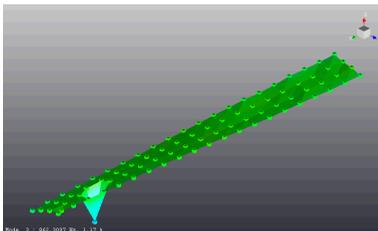
Figura 10.1 – Apresentação dos oito primeiros modos fundamentais de vibrar obtidos experimentalmente da amostra tipo viga, confeccionada a partir de uma amostra de painel sanduiche com núcleo tipo colméia.



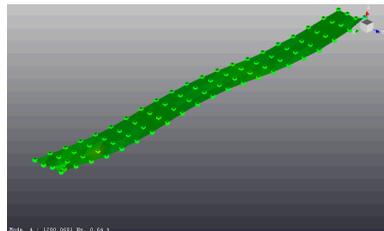
1° Modo - 259.12 Hz



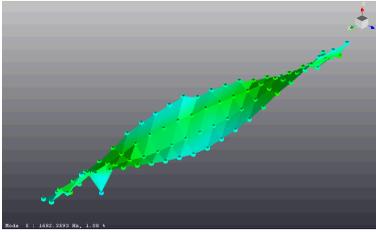
2° Modo - 693.58 Hz



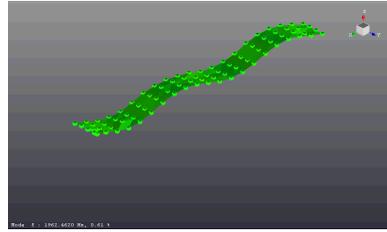
3° Modo - 862.31 Hz



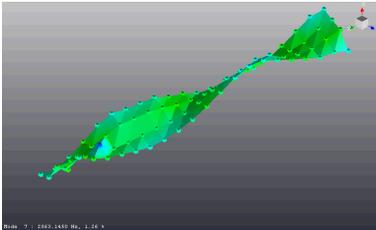
4° Modo - 1280.07 Hz



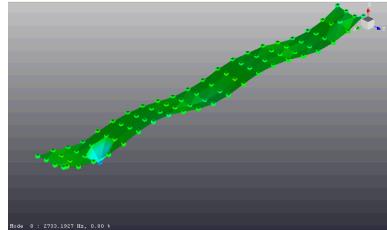
5° Modo - 1280.07 Hz



6° Modo - 1963.54 Hz



7° Modo - 2563.15 Hz



8° Modo - 2733.19 Hz

ANEXO C

CARTA MSC.NASTRAN UTILIZADA NAS ANÁLISES MODAIS

11.1 CARTAS FEM

As cartas dos softwares de elementos finitos nada mais são do que arquivos de texto construídos em forma estruturada de modo a traduzir: os nós (*GRID*) os elementos (*MESH*), juntamente com os carregamentos (*LOADS*), formas de carregamento (*LOAD CASES*) e condições de contorno (*BC's*); que compõem o modelo gráfico de elementos finitos construídos pelo usuário na fase de pré-processamento para a linguagem de programação do solver de elementos finitos, neste trabalho o solver utilizado foi o software MSC.NASTRAN[®].

A utilização de cartas tem por objetivo principal agilizar o processo de interação do usuário com o modelo FEM, além de permitir a intercambiabilidade dos modelos entre os vários softwares disponíveis no mercado, como por exemplo, MSC.PATRAN[®] com o MSC.NASTRAN[®], HYPERMESH[®] com o MSC.NASTRAN[®], além de viabilizar também, análises complexas, as quais necessitam serem processadas em vários softwares, sendo estes controlados por um software de gerenciamento e otimização, como por exemplo o ISIGHT[®] e o OPTISTRUCT[®].

11.2 CARTA MODAL: NASTRAN[®] SOL103

A carta de elementos finitos para a solução modal do painel sanduíche com núcleo tipo colmeia estudado nesta dissertação é apresentada abaixo, nesta pode ser verificada todos os parâmetros

utilizados na configuração da solução modal, por exemplo, como a faixa de frequência analisadas, a qual é especificada por meio do comando “*EIGRL*”, nesta carta ela esta variando de 80 Hz a 1300 Hz, faixa ajustada depois de testes de verificação da localização dos modos.

Um detalhamento a respeito de cada um dos comandos utilizados nesta carta podem ser encontrados em MSC.SOFTWARE (2004).

O software utilizado para a geração dos arquivos de texto em formato *.dat (carta) e *.blk (*bulk* data) foi o HyperMesh 8.0 da Altair HyperWorks®.

O software PATRAN® possui o arquivo de texto *.bdf, mas este é de difícil leitura devido a sua grande desorganização, motivo pelo qual o autor deste trabalho escolheu o software HyperMesh para gerar a carta FEM.

```

nastran q4taper=1.0
nastran q4skew=10.0
nastran t3skew=1.0
$NASTRAN SYSTEM(166)=0
$NASTRAN SYSTEM(191)=10000
$-----$
$ NASTRAN Input Deck Generated by HyperMesh Version
3.1                               $
$
$   Template:   general
$
$
$-----$
$-----$
$                               Executive Control Cards
$-----$
SOL 103
CEND
TITLE = STRUCTURE NORMAL MODES
SUBTITLE = UFSC - LVA -- Melzak Marques
$-----$
$                               Case Control Cards
$-----$
$
ECHO = SORT(PARAM, DTI, EIGRL)
METHOD (STRUCTURE)= 1
MPC=100
$HMNAME LOADSTEP                               1"SUBCASE 1"

```

```

SUBCASE          1
  DISPLACEMENT (PUNCH) =      ALL
$   ese(punch)=all
$-----
$                                     Bulk Data Cards
$-----
BEGIN BULK
$
$. . . . . 1 . . . . . 2 . . . . . 3 . . . . . 4 . . . . . 5 . . . . . 6 . . .
. . . . . 7 . . . . . 8 . . . . . 9 . . . . . 0
$ eigrl      sid      v1      v2      nd  msglvl
maxset  shfscl
EIGRL          1      80.    1300.
$EIGRL          1              700
MASS
$
PARAM, AUTOSPC, YES
PARAM, GRDPNT, 0
PARAM, MAXRATIO, 1.00E+10
PARAM, PRGPST, NO
$
$-----
$                                     STRUCTURE MODEL
$-----
$$
include 'Placa_Honey_3D_70x41x5.blk'
$$
$
ENDDATA

```

O comando “*include*” tem por finalidade adicionar a carta NASTRAN® o arquivo de texto “*bulk data*” o qual contém todos os detalhes do modelo de elementos finitos. Aqui serão apresentadas somente as partes principais deste arquivo, pois ele tem mais de 65000 páginas em formato A4 de dados, inviabilizando-se assim a sua apresentação por completo.

```

$$-----
$$
$$ NASTRAN Input Deck Generated by HyperMesh
Version :      8.0      $
$$ Generated using HyperMesh-Nastran Template
Version : 8.0

```

```

$$
$
$$   Template:  general
$
$$
$
$$-----
$$-----
$$                                     Executive Control Cards
$$-----
$$-----
$$                                     Case Control Cards
$$-----
$$-----
$$                                     Bulk Data Cards
$$-----
$$
$$   GRID Data
$$
GRID           1           0.0      0.0      0.0
GRID           2           0.0066520.0      0.0
GRID           3           0.0133050.0      0.0
GRID           4           0.0199570.0      0.0
GRID           5           0.0266090.0      0.0
GRID           6           0.0332610.0      0.0
.
.
GRID           17888       0.4390510.27133 -0.0012
GRID           17889       0.4457030.27133 -0.0012
GRID           17890       0.4523560.27133 -0.0012
GRID           17891       0.4590080.27133 -0.0012
GRID           17892       0.46566 0.27133 -0.0012
$$
$$   SPOINT Data
$$
$$
$$-----
$$                                     Group Definitions
$$-----
$
$   CQUAD4 Elements
$

```

CQUAD4 72	1	1	1	2	73
CQUAD4 73	2	1	2	3	74
CQUAD4 74	3	1	3	4	75
CQUAD4 75	4	1	4	5	76
.					
.					
CQUAD4 5955	5732	1	5884	5885	5956
CQUAD4 5961	5738	1	5890	5891	5962
CQUAD4 5962	5739	1	5891	5892	5963
CQUAD4 5963	5740	1	5892	5893	5964
\$					
\$ CHEXA Elements: First Order					
\$					
CHEXA 2984	5741 5968	2 5965+	3055	3054	2983
+	5966	5967			
CHEXA 2985	5742 5970	2 5968+	3056	3055	2984
+	5967	5969			
CHEXA 2986	5743 5972	2 5970+	3057	3056	2985
+	5969	5971			
.					
.					
.					
CHEXA 17815	20084 2976	2 2975+	17886	17885	17814
+	2904	2905			
CHEXA 17816	20085 2977	2 2976+	17887	17886	17815
+	2905	2906			
CHEXA 17821	20090 2982	2 2981+	17892	17891	17820
+	2910	2911			

```

$$
$$-----
$$      HyperMesh name information for generic
$$              property collectors
$$
$$-----
$$
$$-----
$$      Property Definition for 1-D Elements
$$
$$-----
$$
$$-----
$$      HyperMesh name and color information for
$$              generic components
$$
$$-----
$$
$$-----
$$      Property Definition for Surface and Volume
$$              Elements
$$-----
$ Direct Text Input for Bulk Data
$ Elements and Element Properties for region :
Skin_ele
$$
$$ PSHELL Data
$
$HMNAME COMP                1"PSHELL_1"
$HWCOLOR COMP                1      3
PSHELL      1      12.30E-04      1
1
$ Elements and Element Properties for region : Core
$$
$$ PSOLID Data
$
$HMNAME COMP                2"PSOLID_2"
$HWCOLOR COMP                2      4
PSOLID      2      2      0
$$
$$-----
$$              Material Definition Cards
$$-----
$$ HYPERMESH TAGS

```

```

$$-----
$$BEGIN TAGS
$$END TAGS
$ Referenced Material Records
$ Material Record : Skin
$ Description of Material : Date: 13-Jun-08
Time: 13:11:56
$$
$$ MAT8 Data
$
$HMNAME MAT                1"MAT8_1"
$HWCOLOR MAT                1      3
MAT8                12.50E+102.91E+100.1775
6.00E+093.12E+093.12E+091870.0
$ Material Record : Core
$ Description of Material : Date: 13-Jun-08
Time: 13:11:56
$$
$$ MAT9 Data
$
$HMNAME MAT                2"MAT9_2"
$HWCOLOR MAT                2      4
MAT9                21.00E-069.80E-090.00966 0.0      0.0
0.0      0.0098  +
+      9659.98 0.0      0.0      0.0      9.66E+090.0
0.0      0.0      +
+      1.00E-060.0      0.0      2.50E+070.0
4.00E+0748.0      0.0      +
+      0.0      0.0      0.0      0.0      0.0
0.0
$$
$$
$$
$$-----
$$      HyperMesh name information for generic
$$      materials
$$-----
$$-----
$$-----
$$      Material Definition Cards
$$
$$-----
$$

```

```

$$-----
$$           Loads and Boundary Conditions
$$
$$-----
$$
$$HyperMesh name and color information for generic
loadcollectors
$$

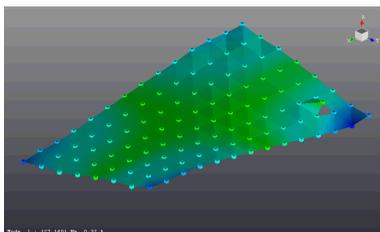
```

11.3 FORMAS MODAIS NUMÉRICAS – AMOSTRA TIPO PLACA

A Figura 11.1 apresenta um comparativo entre as formas modais de vibração da amostra placa, obtidos experimentalmente e numericamente.

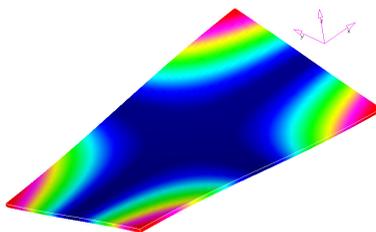
Figura 11.1 – Comparativo das formas modais da amostra tipo placa, obtidos experimental (primeira coluna) e numericamente (segunda coluna).

Forma Experimental

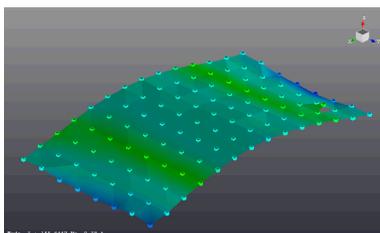


1° Modo - 127.16 Hz

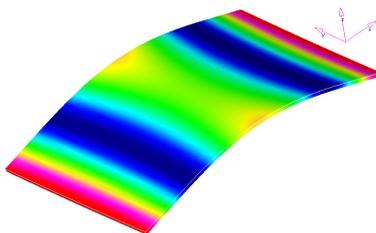
Forma Numérica



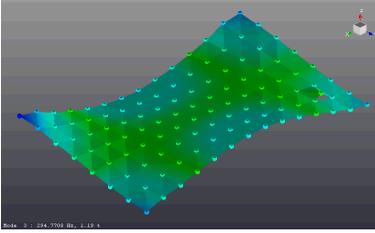
1° Modo - 128.31 Hz



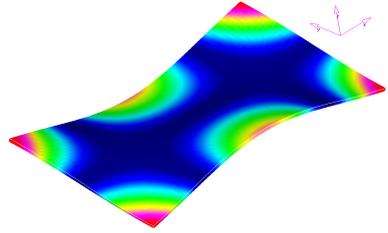
2° Modo - 155.65 Hz



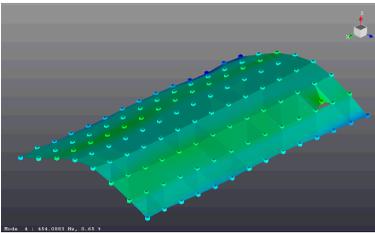
2° Modo - 155.61 Hz

Forma Experimental

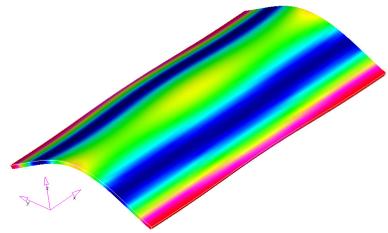
3° Modo - 294.77 Hz

Forma Numérica

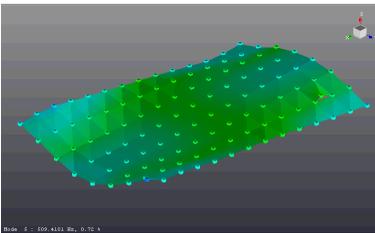
3° Modo - 296.09 Hz



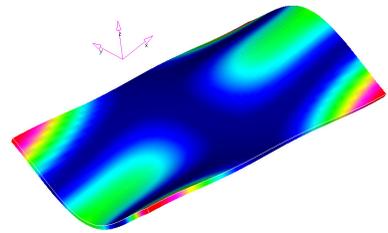
4° Modo - 454.09 Hz



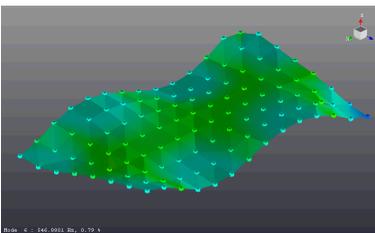
4° Modo - 455.24 Hz



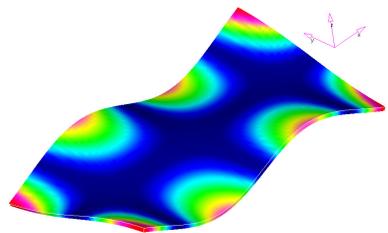
5° Modo - 509.41 Hz



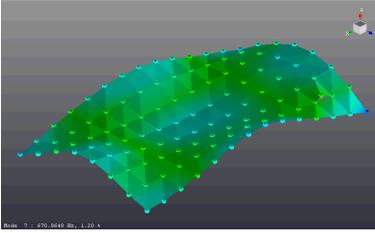
5° Modo - 514.80 Hz



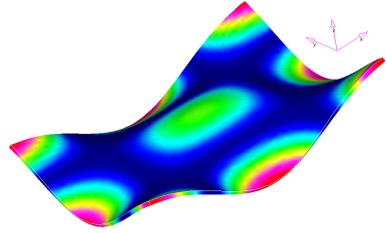
6° Modo - 546.88 Hz



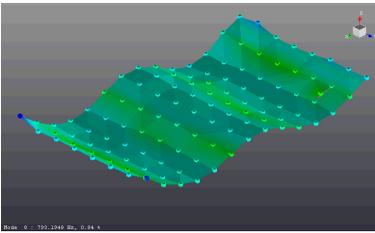
6° Modo - 546.96 Hz

Forma Experimental

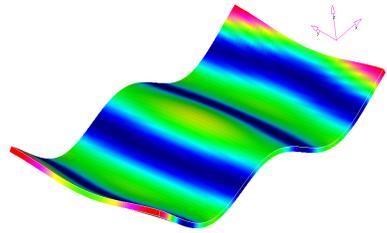
7° Modo - 670.87 Hz

Forma Numérica

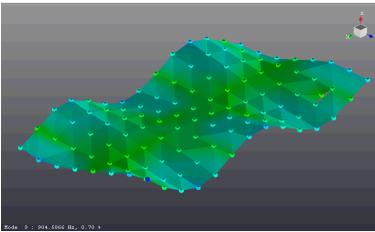
7° Modo - 666.21 Hz



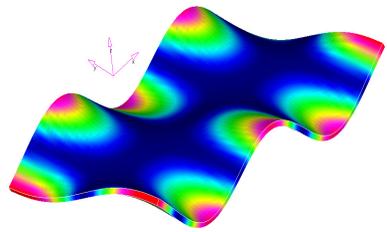
8° Modo - 793.20 Hz



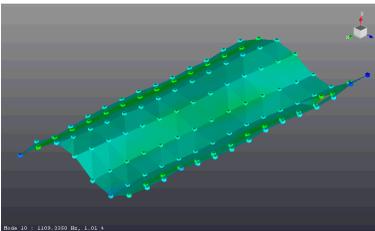
8° Modo - 783.72 Hz



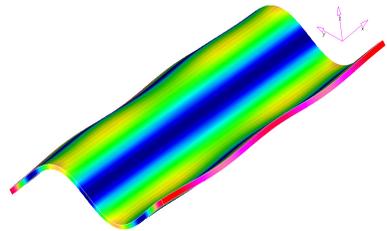
9° Modo - 904.59 Hz



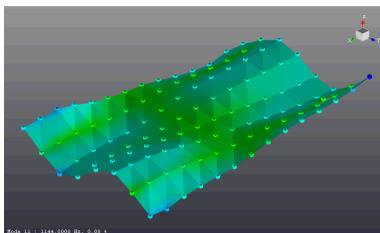
9° Modo - 889.79 Hz



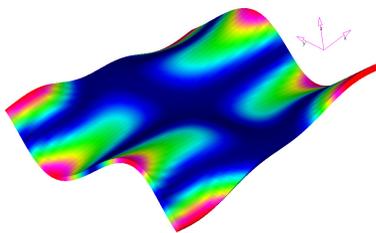
10° Modo - 1109.34 Hz



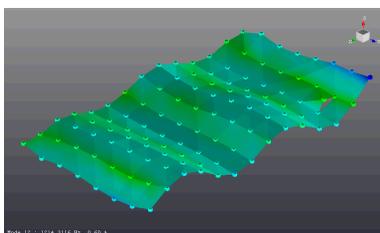
10° Modo - 1095.30 Hz

Forma Experimental

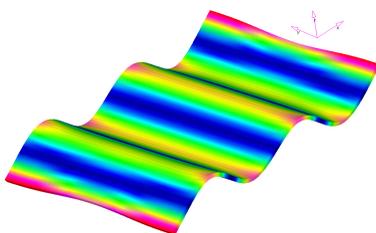
11° Modo - 1144.08 Hz

Forma Numérica

11° Modo - 1131.10 Hz



12° Modo - 1214.31 Hz



12° Modo - 1218,10 Hz

ANEXO D

CONCEITOS BÁSICOS DE PERDA DE TRANSMISSÃO SONORA

Este anexo descreve o equacionamento para a determinação analítica da perda de transmissão sonora através de painéis metálicos.

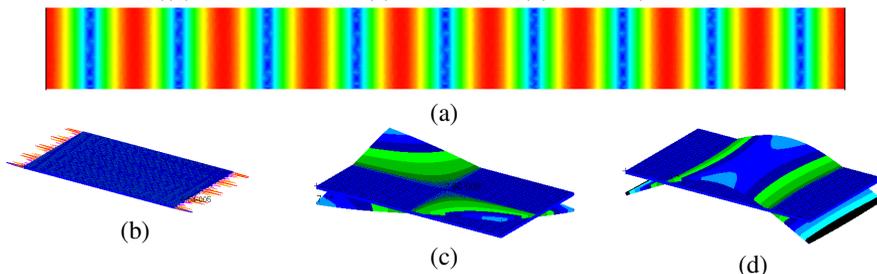
Aqui são apresentadas as formulações referentes à transmissão sonora por via aérea. Os modelos serão expostos de forma crescente quanto ao seu grau de complexidade de modo a proporcionar ao leitor um melhor entendimento de todos os conceitos.

12.1 INTRODUÇÃO

A necessidade de atenuar ruídos, cada vez mais impertinentes, tem proporcionado um aumento de estudos científicos na área de isolamento sonoro. O princípio de atuação para tais fins trata de combater a propagação da energia sonora.

Quando a propagação sonora ocorre via aérea, as ondas são apenas do formato longitudinal, conforme Figura 12.1.a, ou seja, as vibrações das partículas acontecem na mesma direção da propagação da onda sonora. Por outro lado, quando a propagação é por via estrutural, vários formatos são encontrados: cisalhamento (Figura 12.1.b), torção (Figura 12.1.c), flexão (Figura 12.1.d), etc.

Figura 12.1 – Formas de onda na propagação sonora via aera ((a) – longitudinal) e estrutural ((b) – cisalhamento, (c) – torcional, (d) – flexão).



Para uma atuação eficiente no combate à propagação de um ruído, o conhecimento de parâmetros como natureza da fonte (espectro de ruído) torna-se altamente relevante, visto que a escolha de materiais de isolamento está associada a mecanismos de controle (rigidez, ressonância, massa, e coincidência), os quais serão discutidos no decorrer deste anexo.

A grandeza perda de transmissão (PT) é um dos parâmetros básicos que determina o comportamento acústico dos materiais, a qual é definida como a razão logarítmica da energia sonora transmitida pela energia sonora incidente na partição, GERGES (2000), sendo expressa por:

$$PT = 10 \log \left(\frac{1}{\alpha_t} \right) \quad (12.1)$$

sendo α_t o coeficiente de transmissão sonora (adimensional), dado por:

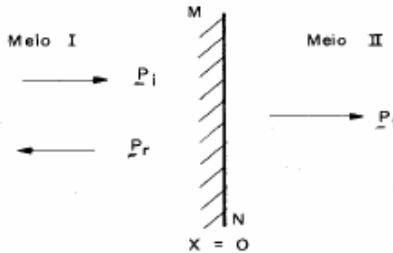
$$\alpha_t = \frac{\text{Energia Transmitida}}{\text{Energia Incidente}} \quad (12.2)$$

A seguir serão apresentados os modelos mais apurados da metodologia clássica da modelagem de perda de transmissão em painéis metálicos.

12.2 TRANSMISSÃO EM DOIS MEIOS

Considere uma onda plana progressiva propagando em um meio fluido com uma dada pressão (P_i). Esta incide de forma normal a uma superfície de um segundo meio, formando-se então duas frentes de onda: uma onda refletida (no primeiro meio com pressão - P_r) e uma onda transmitida (no segundo meio com pressão - P_t). Este fenômeno pode ser visualizado na Figura 12.2.

Figura 12.2 – Representação da reflexão e transmissão de uma onda plana.



Fonte: Adaptação de GERGES(2000).

Segundo KINSLER (1963, p.131), considerando as condições de pressão e velocidade de partícula na fronteira, o coeficiente de transmissão pode ser definido pela razão:

$$\alpha_t = \frac{I_t}{I_i} = \frac{4\rho_1 c_1 \rho_2 c_2}{(\rho_2 c_2 + \rho_1 c_1)^2} \quad (12.3)$$

No caso de reflexões de ondas estacionárias, pode-se definir o coeficiente de reflexão como sendo:

$$\alpha_r = \frac{I_r}{I_i} = \left(\frac{\rho_2 c_2 - \rho_1 c_1}{\rho_2 c_2 + \rho_1 c_1} \right)^2 = \left(\frac{ROE - 1}{ROE + 1} \right)^2 \quad (12.4)$$

Portanto, as formulações (12.3) e (12.4) satisfazem a lei da Conservação de Energia, logo, tem-se que:

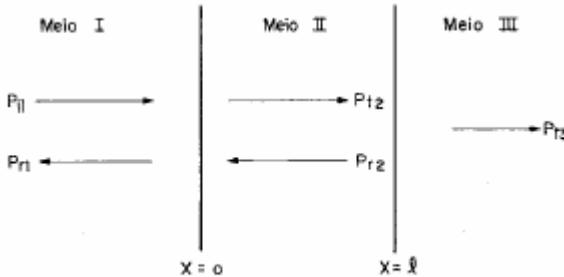
$$\alpha_r + \alpha_t = 1 \quad (12.5)$$

12.3 PERDA DE TRANSMISSÃO EM TRÊS MEIOS – INCIDÊNCIA NORMAL

O modelo mais simples de transmissão sonora através de um painel é elaborado através das hipóteses simplificadoras: ondas planas longitudinais com propagação unidirecional, incidência normal à superfície, parede rígida e sem vibração global.

Considera-se uma configuração com três meios, mantendo-se a condição de incidência normal de ondas planas; sendo que o meio I está separado do meio III pela distância l , como mostrado na Figura 12.3.

Figura 12.3 – Representação da transmissão sonora em três meios.



Fonte: Adaptação de GERGES(2000).

Analogamente à transmissão em dois meios, o coeficiente de transmissão sonora α_t do meio I através de II e III, pode ser expresso por:

$$\alpha_t = \frac{4\rho_3c_3\rho_2c_2}{(\rho_3c_3 + \rho_1c_1)^2 \cos^2(k_2l) + \left(\rho_2c_2 + \frac{\rho_3c_3\rho_1c_1}{\rho_2c_2}\right)^2 \text{sen}^2(k_2l)} \quad (12.6)$$

Para o caso em estudo, assim como para a maioria dos casos práticos, o fluido circundante em ambos os lados do painel é o mesmo (ar), portanto, a relação de impedância acústica obedece à seguinte condição:

$$Z_1 = Z_3 \quad e \quad Z_2 \gg Z_3 \quad (12.7)$$

Sendo a espessura da parede muito menor que o comprimento da onda incidente, é possível considerar que:

$$k_2 h_p \ll 1 \quad (12.8)$$

e também que:

$$\frac{\rho_2 c_2}{\rho_1 c_1} \operatorname{sen}(k_2 h_p) \gg 2 \cos(k_2 h_p) \quad \text{ou} \quad \frac{\rho_2 c_2}{\rho_1 c_1} \operatorname{sen}(k_2 h_p) \gg 2 \quad (12.9)$$

Aplicando-se as simplificações propostas nas Equações (12.7) a (12.9), na Equação (12.6), a perda de transmissão é dada por:

$$PT = 20 \log \left(\frac{\pi}{\rho_1 c_1} \right) + 20 \log (\rho_2 h_p f) \quad (12.10)$$

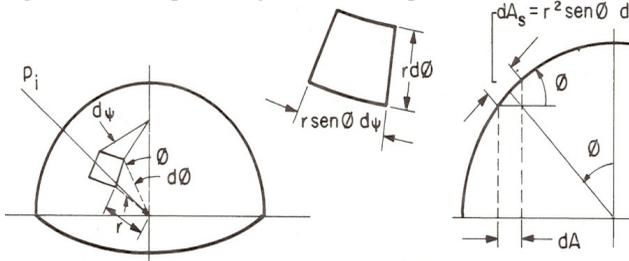
Da Equação (12.10), nota-se que a perda de transmissão aumenta 6 dB por duplicação da frequência, ou ainda quando se duplica o termo $\rho_2 h_p$. Assim, constata-se que as ondas sonoras com altas frequências são mais fáceis de serem isoladas, e ainda, que a alta densidade superficial é importante para caracterizar o meio II como isolante. Portanto a Equação (12.6) e denominada “Lei das Massa” e a Equação (12.10) e denominada “Lei da Massa Simplificada”.

12.4 PERDA DE TRANSMISSÃO EM TRÊS MEIOS – INCIDÊNCIA ALEATÓRIA E INCIDÊNCIA DE CAMPO

A inexistência de uma incidência perfeitamente normal em casos práticos incentiva o aprimoramento do modelo anterior.

Seja um campo sonoro difuso ideal, onde todos os ângulos de incidência são igualmente prováveis, como mostrado na Figura 12.4.

Figura 12.4 – Representação de um campo sonoro idealmente difuso.



Fonte: Adaptação de GERGES(2000).

Assim, determinando-se o coeficiente de transmissão médio (α_{medio}), para todos os ângulos de incidência (0 a 90°), conforme a Equação (12.11), abaixo:

$$\alpha_{\text{medio}} = \frac{\int_0^{\pi/2} \int_0^{2\pi} r^2 \alpha(\phi) \cos(\phi) \text{sen}(\phi) d\psi d\phi}{\int_0^{\pi/2} \int_0^{2\pi} r^2 \cos(\phi) \text{sen}(\phi) d\psi d\phi} \quad (12.11)$$

onde $\alpha(\phi)$, segundo GERGES (2000, p.201, 202 e 212) é dado por:

$$\alpha(\phi) = 10 \frac{-\left\{10 \log \left[1 + \left(\frac{\omega M \cos(\phi)}{2 \rho c} \right)^2 \right] \right\}}{10} \quad (12.12)$$

portanto, obtém-se assim uma estimativa para a perda de transmissão com incidência aleatória (PT_{Al}). Segundo GERGES (2000, p.202) sua Equação é dada por:

$$PT_{Al} \cong PT - 10 \log (0,23PT) \quad (12.13)$$

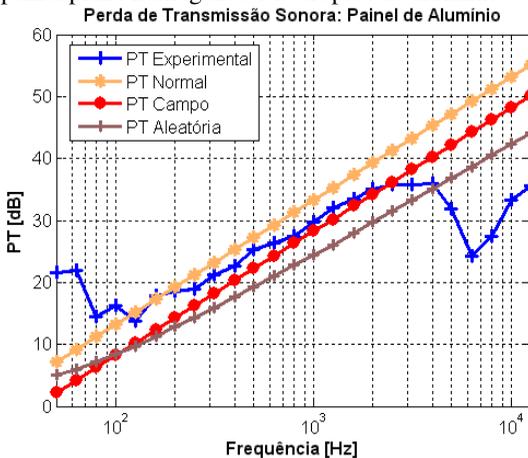
Em casos práticos, utiliza-se muito o conceito de perda de transmissão de campo (PT_{campo}), isto é, corresponde às incidências com ângulos de 0 a 78°, sendo dada por:

$$PT_{campo} = 20 \log \left(\frac{\pi}{\rho_1 c_1} \right) + 20 \log (\rho_2 h_p) - 5 \quad (12.14)$$

Segundo GERGES (2000, p.203), os valores encontrados pela Equação (12.14), apresentam melhor concordância com os valores experimentais do que aqueles provenientes da Equação (12.13).

A Figura 12.5 abaixo apresenta uma comparação entre as curvas de perda de transmissão sonora por incidência normal, incidência aleatória e incidência de campo, as quais foram obtidas por meio das equações acima para a amostra de painel de alumínio estudado neste trabalho, estas foram também, comparadas com a curva experimental deste painel, a qual pode ser observada na Tabela 4.12.

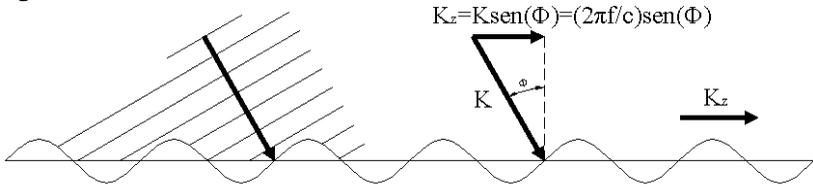
Figura 12.5 – Curvas comparativas de perda de transmissão sonora para um painel plano homogêneo e isotrópico de alumínio.



12.5 DEFINIÇÕES DE FREQUÊNCIA DE COINCIDÊNCIA E FREQUÊNCIA CRÍTICA DE UM PAINEL METÁLICO

O fenômeno da coincidência é descrito pela condição de igualdade entre a projeção do comprimento da onda sonora incidente projetada na estrutura e o comprimento da onda de flexão livre da estrutura, conforme a Figura 12.6.

Figura 12.6 – Onda de flexão livre.



Fonte: Adaptação de GERGES(2000).

Segundo PAIXÃO (2003, p.29), a frequência de coincidência para um placa isotrópica (f_{∞}) pode ser calculada por:

$$f_{\infty} = \frac{c^2}{2\pi \text{sen}^2(\theta)} \sqrt{\frac{\rho_2 h_p}{B}} \quad (12.15)$$

Na condição de coincidência ocorre o acoplamento perfeito entre o campo acústico e as ondas de flexão da estrutura, proporcionando uma boa transmissibilidade sonora. Por outro lado, o isolamento acústico é baixo e o fenômeno da transmissão sonora é controlado pelo amortecimento, como pode ser observado na equação (12.16), desenvolvida por FAHY (2007, p. 284 a 293).

$$\tau = \frac{(2\rho_0 c / \omega \rho_s)^2 \sec^2(\phi)}{\left[(2\rho_0 c / \omega \rho_s) \sec(\phi) + (k_i / k_f)^4 \eta \text{sen}^4(\phi) \right]^2 + \left[1 - (k_i / k_f) \text{sen}^4(\phi) \right]^2} \quad (12.16)$$

Na condição de coincidência, tem-se:

$$K_z = K \text{sen}(\phi) = K_f = (\omega^2 \rho_s / B)^{1/4} \quad (12.17)$$

A frequência crítica é definida como a frequência limitante para o fenômeno da coincidência, considerando que o valor de $\text{sen}(\theta)$ não excede a unidade. Sua Equação é dada por:

$$f_{\infty} = \frac{c^2}{2\pi} \sqrt{\frac{\rho_2 h_p}{B}} \quad (12.18)$$

Em outras palavras, seja uma onda incidindo num ângulo θ qualquer em uma dada frequência. Se o ângulo for tal que a projeção da velocidade da onda incidente na estrutura seja igual à velocidade da onda de flexão livre do painel, a transmissão será coincidente.

Logo, o efeito da coincidência pode ocorrer para qualquer frequência associada a um determinado ângulo de incidência “particular”, denominado de ângulo de coincidência, conforme mostrado na Figura 12.7 e também na Figura 12.8.

Figura 12.7 – Variação da frequência de coincidência de acordo com o ângulo de incidência da onda sonora sobre o painel.

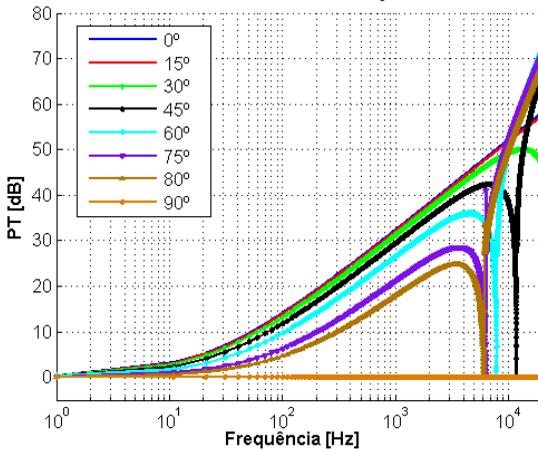
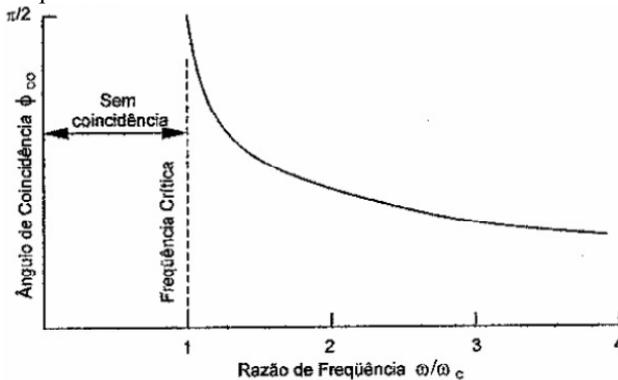


Figura 12.8 – Relação entre o ângulo de incidência coincidente e a razão de Frequência.



Fonte: Adaptação de FAHY (1985, p.153).

Analisando a Figura 12.7 e a Figura 12.8 acima se têm as seguintes situações:

i – Para o ângulo de incidência de 0° , a relação entre a frequência incidente e a frequência crítica tende ao infinito. Logo a transmissão sonora é baixa e altos valores de perda de transmissão são encontrados;

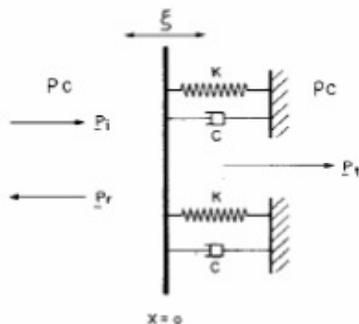
ii – Para ângulos nas proximidades de 90° , a razão entre a frequência incidente e a frequência crítica se aproxima da unidade, sendo que o fenômeno da coincidência ocorre para frequência levemente superior à frequência crítica. Logo a transmissão sonora é alta e baixos valores de perda de transmissão são encontrados;

iii – Para ângulos de incidência iguais ao ângulo de coincidência em uma determinada frequência, o painel apresentara uma boa transmissibilidade sonora e a perda de transmissão será mínima.

12.6 TRANSMISSÃO SONORA ATRAVÉS DE UM PAINEL OSCILANTE

Nos modelos anteriores foram usadas hipóteses simplificadoras, as quais negligenciam a parcela da onda sonora irradiada pela vibração global da parede. O modelo de parede oscilante supõe um painel não-flexível, montado de forma conjunta a uma suspensão composta por elementos de amortecimento e rigidez por unidade de área, K e C , respectivamente. A representação deste modelo proposto pode ser visualizada na Figura 12.9.

Figura 12.9 – Representação de um painel oscilante.



Fonte: Adaptação de GERGES (2000, p.205).

A equação do movimento para este sistema será dada por:

$$\rho_s \frac{\partial^2 \psi}{\partial t^2} + \eta_s \frac{\partial \psi}{\partial t} + D_s \psi = (\underline{P}_i + \underline{P}_r - \underline{P}_t)_{x=0} \quad (12.19)$$

Considerando-se as condições de contorno relacionadas às pressões e às velocidades de partículas nas fronteiras do painel, segundo GERGES (2000, p.205), o coeficiente de transmissão para painel oscilante será:

$$\alpha_t = \frac{4\rho^2 c^2}{(\eta_s + 2\rho c)^2 + (\omega\rho_s - D_s / \omega)^2} \quad (12.20)$$

A apresentação da Equação (12.20) pode ser distinta para diversos valores de frequência, ou seja:

i - Baixas frequências: a frequência assume valores inferiores à frequência de ressonância do painel, sendo o fenômeno regido pela rigidez, onde o coeficiente de transmissão é dado pela Equação (12.21):

$$\alpha_t = \left(\frac{2\rho c \omega}{D_s} \right)^2 \quad (12.21)$$

ii - Altas frequências: a frequência assume valores superiores à frequência de ressonância do painel, sendo o fenômeno regido pela massa, e nesta região passa a ser válida a formulação da “Lei da massa simplificada” – Equação (12.10). Neste caso, o coeficiente de transmissão é dado pela Equação (12.22).

$$\alpha_t = \left(\frac{2\rho c}{\rho_s \omega} \right)^2 \quad (12.22)$$

iii - Ressonância: a frequência assume valores iguais à frequência de ressonância do painel, sendo o fenômeno regido pelo amortecimento. Nesta região a transmissão sonora é alta e os valores de perda de

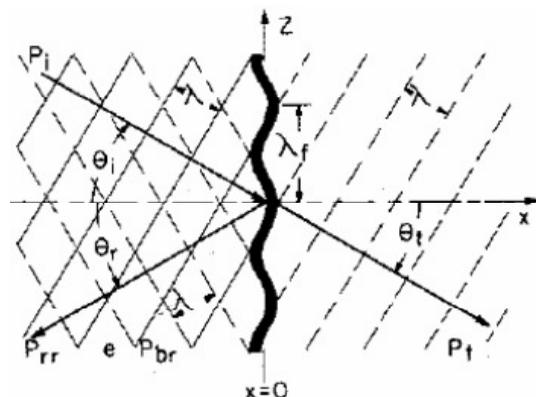
transmissão são mínimos. Logo, a Equação para o coeficiente de transmissão é dada pela Equação (12.23):

$$\alpha_t = \frac{1}{\left[1 + \left(\frac{\eta_s}{2\rho c}\right)^2\right]^2} \quad (12.23)$$

12.7 TRANSMISSÃO SONORA ATRAVÉS DE PAINEL VIBRANTE

Neste modelo, inclui-se o fenômeno vibratório do painel. Visto que neste se torna relevante os ângulos de incidência e a razão entre os comprimentos de onda no ar e projetados sobre o painel, ou seja, nesta situação o campo sonoro faz o painel vibrar e o isolamento acústico deste decai sensivelmente. Na Figura 12.10 encontra-se representado o modelo abordado neste item.

Figura 12.10 – Representação de um painel vibrante.



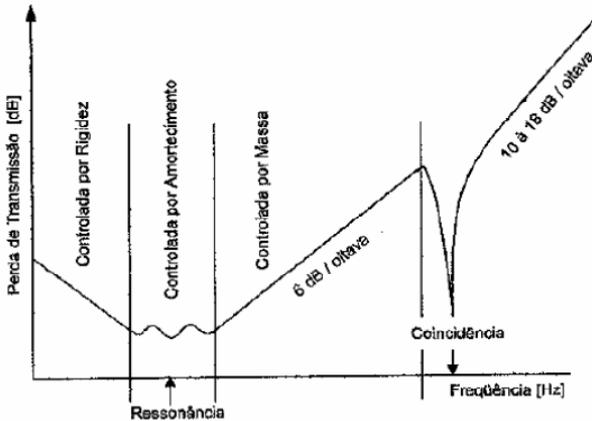
Fonte: GERGES (2000, p.210).

Segundo GERGES (2000, p. 212), a Equação para a perda de transmissão para o modelo em estudo é dada por:

$$PT = 20 \log \left\{ \frac{\left[2\rho c \sec(\theta) + \frac{B}{\omega} \eta k_f^4 \text{sen}(\theta) \right] + i \left[\omega M - \frac{B}{\omega} \eta k_{ond}^4 \text{sen}^4(\theta) \right]}{2\rho c \sec(\theta)} \right\} \quad (12.24)$$

Assim, analogamente ao caso do modelo de parede oscilante, neste estudo pode-se apresentar a Equação para a perda de transmissão por cinco regiões distintas (conforme exposto na Figura 12.11), sendo estas limitadas pela frequência de ressonância e pela frequência crítica do painel, logo:

Figura 12.11 – Representação de uma curva de perda de transmissão de um painel simples.



Fonte: Adaptação de GERGES (2000, p.210).

Primeira região: compreende os valores de frequência abaixo da frequência de ressonância do painel. Nesta região, observa-se que a Perda de Transmissão reduz 6 dB por oitava, sendo dada pela Equação (12.21);

Segunda Região: a frequência assume valores iguais à frequência de ressonância do painel, sendo o fenômeno regido pelo amortecimento. Em geral a transmissão é quase total, visto que o amortecimento de painéis metálicos é baixo. A Perda de Transmissão é pequena e pode ser calculada pela Equação (12.24);

Terceira Região: a frequência assume valores superiores à frequência de ressonância e inferiores à frequência crítica. Nesta região a Perda de Transmissão é controlada pela densidade de área e o seu cálculo é possível pela Equação (12.14).

Quarta Região: a frequência assume valores iguais à frequência de coincidência do painel, sendo o fenômeno regido por mecanismos complexos de transmissão. Visto a complexidade do fenômeno físico, o processo matemático de modelagem torna-se muito “pesado”; assim, em geral emprega-se a teoria do “Método do Patamar” para a determinação da Perda de Transmissão na região da coincidência, como explanada por GERGES (2000, p. 217). Nesta região o isolamento acústico é controlado pelo amortecimento. GERGES (2000, p. 215).

Quinta Região: a frequência assume valores superiores à frequência de coincidência. Nesta região a Perda de Transmissão é controlada pela rigidez e pode ser expressa pela Equação (12.25), apresentando um crescimento típico de 10 a 18 dB por oitava. Neste caso, então:

$$PT = 20 \log \left\{ 1 + \left[\frac{Bk_{ond}^4 \operatorname{sen}^4(\phi) \cos(\phi)}{2\rho c\omega} \right]^2 \right\} \quad (12.25)$$