

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

**MODELOS VIBROACÚSTICOS DE MÉDIAS E ALTAS FREQUÊNCIAS DE
PAINÉIS AERONÁUTICOS DE COMPÓSITOS**

Dissertação submetida à

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA

Para obtenção de grau de

MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA

MARCOS SOUZA LENZI

Florianópolis, fevereiro de 2009

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

**MODELOS VIBROACÚSTICOS DE ALTAS FREQUÊNCIAS DE PAINÉIS
AERONÁUTICOS DE COMPÓSITOS**

MARCOS SOUZA LENZI

Esta dissertação foi julgada para a obtenção do título de

**MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA
ÁREA DE CONCENTRAÇÃO VIBRAÇÕES E ACÚSTICA**

Sendo aprovada em sua forma final.

Prof. Arcanjo Lenzi, Ph.D. – Orientador

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

BANCA EXAMINADORA

Prof. Roberto Jordan, Dr. Eng. - Presidente

Prof. José Carlos Pereira, Dr. Eng.

Prof. Julio Apolinário Cordioli, Dr. Eng.

“Acho que nunca formulei nenhuma idéia definida sobre aonde iria chegar com todo aquele trabalho pesado, mas sonhava intensamente com grandes coisas à frente.”

Shackleton

AGRADECIMENTOS

A Deus, pela vida, saúde perfeita, força de vontade e coragem para enfrentar os obstáculos do dia-a-dia, e pelos maravilhosos momentos que tive nestes últimos 24 meses.

À minha família, que sempre me incentivou e me apoiou nos estudos e no aprimoramento profissional, desde jovem. Em especial a minha mãe, que é um poço de bondade e ternura, sempre disposta a ajudar, com conversas e conselhos que muito me motivam. Aos meus irmãos, Luiz e Fernanda, pelo companheirismo e carinho dedicados desde sempre. À minha querida e bela namorada, Karoline, que me conforta nos momentos difíceis e tem imensa paciência comigo.

Ao meu pai e orientador, Professor Arcanjo Lenzi, pelo exemplo de disciplina e conduta profissional que pretendo carregar comigo, além dos conselhos e advertências visando melhorar o meu desempenho, algumas vezes excessivamente.

Aos grandes amigos que tenho: Fernando, Juliana e Anderson, que sempre me proporcionaram bons momentos na vida.

Aos meus parceiros de projeto: Fábio Fiates, que contribuiu para esta dissertação no apoio do desenvolvimento dos modelos de SEA e em discussões técnicas; Luiz e Caetano, bolsistas de iniciação científica, que realizaram dezenas de experimentos, frequentemente noites adentro; Fabilson, meu amigo de Salvador, pelo companheirismo neste período.

À empresa EMBRAER, pelos corpos-de-prova e informações cedidos. Um agradecimento especial ao Marcelo e ao Francisco, pela parceria e discussões técnicas no decorrer do projeto.

Aos meus parceiros de caiaque: Henrique, André, Thiago Cardoso, Cristiano, Luiz, que remaram comigo por tantas lindas praias, baías, lagoas, ilhas.

Um abraço para os meus amigos do LVA: Thiago Fiorentin, Márcio, Melzak, Portela, Eric, Renato, Mikio, Carlos Santana, Carlos Eduardo, Olavo, Gringo, Júlio, Jesus, Mário, Raquel, Paulo, Joseval, Érico, Rippel, Mannes, Bustamante, Willian, Jordan, Cordioli.

À Coordenação de Aperfeiçoamento Pessoal de Nível Superior – CAPES, pelo apoio financeiro.

SUMÁRIO

Lista de Figuras	viii
Lista de Tabelas	xiii
Simbologia	xiv
Resumo	xviii
Abstract	xix
CAPÍTULO 1	1
INTRODUÇÃO.....	1
1.1 Objetivos do Trabalho.....	3
1.2 Estrutura do Documento	3
CAPÍTULO 2	5
REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	5
2.1 Material Composto	5
2.1.1 Classificação	5
2.1.1.1 Fibrosos	5
2.1.1.2 Laminados.....	6
2.1.1.3 Particulados.....	6
2.1.1.4 Combinados	6
2.1.2 Aplicações e Vantagens.....	7
2.1.3 Comportamento Mecânico Anisotrópico	8
2.1.3.1 Lei de Hooke Generalizada.....	8
2.1.4 <i>Monoclinic</i>	10
2.1.5 Ortotrópico	11
2.1.5.1 Isotropia Transversa	13
2.1.5.2 Constantes Elásticas	14
2.1.5.3 Relação Tensão-deformação para uma lâmina em uma direção qualquer	15
2.1.5.4 Determinação Experimental das Constantes Elásticas do Laminado.....	16
2.1.5.4.1 Módulos de Elasticidade E_1 e E_2	16
2.1.5.4.2 Coeficiente de Poisson referente ao Plano 1-2.....	19
2.1.5.4.3 Módulo de Cisalhamento no Plano 1-2	20
2.1.5.5 Teoria Clássica dos Laminados.....	22
2.1.5.5.1 Ondas de Flexão em Material Ortotrópico.....	25
2.1.5.5.2 Ondas de Flexão em Material Isotrópico	28
2.2 Análise Estatística Energética (SEA)	29
2.2.1 Base do método.....	30
2.2.2 Modelo de Subsistemas	30
2.2.3 Hipóteses de SEA	31
2.2.4 Vantagens dos modelos de SEA	32
2.2.5 Desvantagens dos modelos de SEA.....	32
2.2.6 Modelo de SEA.....	33
2.2.7 Amortecimento Estrutural	33
2.2.8 Densidade Modal	34
2.3 Método híbrido (FE-SEA).....	36
2.4 Eficiência de Radiação.....	38
2.4.1 Frequência de coincidência	39
2.4.2 Eficiência de radiação de placas infinitas.....	42
2.4.3 Eficiência de radiação de placas finitas retangulares.....	44

2.4.4 Eficiência de radiação de placas retangulares com reforçadores.....	48
2.5 Perda de Transmissão (PT)	50
2.5.1 Transmissão sonora oblíqua através de partição sem restrição	50
2.5.2 Transmissão sonora de campo difuso para placas isotrópicas.....	53
2.5.3 Transmissão sonora de campo difuso para placas ortotrópicas	54
2.5.4 Transmissão sonora através de placas com reforçadores	55
2.6 Densidade Modal	57
2.6.1 Densidade Modal de Placas Isotrópicas	58
2.6.2 Densidade Modal de Placas Ortotrópicas.....	61
2.6.3 Densidade Modal de Placas Reforçadas.....	63
CAPÍTULO 3.....	67
DETERMINAÇÃO DAS PROPRIEDADES MECÂNICAS DINÂMICAS DE	
COMPÓSITOS.....	67
3.1 Caracterização das amostras.....	67
3.2 Ensaio dinâmico	69
3.2.1 Formas de Excitação	69
3.2.2 Efeitos de suspensão da placa.....	73
3.3 Modelo Numérico em Elementos Finitos	74
3.4 Ajuste de modelo	76
3.4.1 Análise de sensibilidade das propriedades mecânicas	80
3.4.2 identificação das propriedades mecânicas.....	81
3.5 Correção do módulo de elasticidade.....	82
CAPÍTULO 4.....	85
DETERMINAÇÃO DOS PARÂMETROS DE SEA PARA PAINÉIS LISOS	85
4.1 Modelos de Análise Estatística Energética (SEA)	86
4.2 Perda de Transmissão	89
4.2.1 Procedimento experimental de determinação de perda de transmissão	91
4.3 Eficiência de radiação	96
4.3.1 Procedimento experimental de determinação da eficiência de radiação.....	97
4.4 Densidade Modal	103
4.4.1 Procedimento experimental de determinação da densidade modal	103
4.5 <i>Modal Overlap Factor (MOF)</i>	108
4.6 Fator de perda por amortecimento.....	109
4.6.1 Métodos de medição do amortecimento estrutural	110
4.6.1.1 Método da banda de meia potência	110
4.6.1.2 Método da largura de banda.....	111
4.6.1.3 Método do decaimento	113
4.6.1.4 Método da potência de entrada	117
4.7 Fator de perda por radiação.....	121
CAPÍTULO 5.....	124
DETERMINAÇÃO DOS PARÂMETROS DE SEA DE PAINÉIS COM VIGAS DE	
REFORÇO	124
5.1 Modelos de Análise Estatística Energética (SEA)	126
5.2 Perda de transmissão.....	129
5.3 Eficiência de radiação	132
5.4 Densidade Modal	137
5.4.1 Procedimento experimental de determinação da densidade modal	138

5.5 <i>Modal Overlap Factor (MOF)</i>	142
5.6 Fator de perda por amortecimento	143
5.7 Modelo Híbrido (FE-SEA).....	145
5.7.1.1 Perda de Transmissão.....	148
5.7.1.2 Eficiência de radiação	150
CAPÍTULO 6	154
CONCLUSÕES.....	154
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	156

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1 – Material Composto de Carbono/Epóxi	6
Figura 2.2 – Elemento submetido a tensões normais e cisalhantes.....	9
Figura 2.3 – Deformação Anisotrópica	10
Figura 2.4 – <i>Monoclinic</i> – Plano de simetria x1-x2	11
Figura 2.5 – Sistema de planos ortogonais	11
Figura 2.6 - Deformação ortotrópica para σ_2	12
Figura 2.7 - Plano de isotropia transversa.....	13
Figura 2.8 – Sistema de eixos de ortotropia.....	14
Figura 2.9 – Sistema de eixos de ortotropia e de referência	15
Figura 2.10 – Elemento de volume ortotrópico tensionado na direção 1	17
Figura 2.11 – Elemento de volume ortotrópico tensionado na direção 2	19
Figura 2.12 – Elemento de volume submetido à tensão normal na direção das fibras	20
Figura 2.13 – Representação de um elemento de volume submetido à tensão de cisalhamento no plano 1-2	21
Figura 2.14 – Condição de deformação do laminado.....	23
Figura 2.15 – Elemento de placa ortotrópico submetido a carregamento transversal e esforços de membrana	25
Figura 2.16 – Momentos em um elemento de placa ortotrópico.....	27
Figura 2.17 – Subsistemas acústicos e estruturais de um helicóptero	30
Figura 2.18 – Modelo Clássico de SEA com dois subsistemas	31
Figura 2.19 – Representação da excitação de um sistema e resposta do tipo velocidade	35
Figura 2.20 – Decomposição do número de onda de flexão de uma onda incidente	37
Figura 2.21 – Diagrama de velocidades de propagação da onda sonora e de flexão na partição	40
Figura 2.22 – Diagrama vetorial de número de onda de flexão da partição	44
Figura 2.23 – Diagrama de número de onda para condição (a)	45
Figura 2.24 – Diagrama de número de onda para condição (b)	46
Figura 2.25 – Diagrama de número de onda para condição (c)	46
Figura 2.26 – Diagrama de número de onda para condição (d)	47
Figura 2.27 – Regiões de não cancelamento para quatro situações possíveis de vibração	47
Figura 2.28 – Exemplos de painéis com reforçadores: (a) Unidirecionais; (b) Cruzados.....	48
Figura 2.29 – Efeitos dos reforçadores na eficiência de radiação (FAHY; GARDONIO, 2007, p. 207)	49
Figura 2.30 – Transmissão sonora por incidência oblíqua	50
Figura 2.31 – Variação da perda de transmissão com o ângulo de incidência θ_i	52
Figura 2.32 – Regiões de controle dos ângulos de incidência para uma frequência supercrítica fixa	53
Figura 2.33 – Perda de transmissão sonora por campo incidente, indicando o efeito do aumento do fator de amortecimento η (REYNOLDS, 1981)	54
Figura 2.34 – Efeitos da adição de reforçadores e amortecimento em placas de alumínio (ibidem, p. 339)	56
Figura 2.35 – Efeitos da adição de reforçadores unidirecionais em placas de alumínio, com variação nos espaçamentos entre as vigas de reforço (GUIGOU-CARTER & VILLOT, 2003)	57
Figura 2.36 – Distribuição modal em placas: (a) material isotrópico e (b) material anisotrópico	58

Figura 2.37 – Diagrama das componentes do número de onda de flexão para materiais isotrópicos, indicando as ressonâncias da placa retangular	59
Figura 2.38 – Diagrama das componentes do número de onda de flexão para materiais ortotrópicos (RENJI & NAIR, 1968, p. 690).....	61
Figura 2.39 – Diagrama de número de onda para painéis reforçados, através de modelo analítico (ibidem, p. 1210).....	63
Figura 2.40 – Vista lateral de um painel reforçado (ibidem, p. 1183)	64
Figura 2.41 – Diagrama de número de onda para placas ortotrópicas e placas com vigas de reforço.....	65
Figura 3.1 – Orientação das fibras do material composto tipo tecido.....	67
Figura 3.2 – Montagem do experimento de determinação de função resposta em frequência com o excitador eletrodinâmico	70
Figura 3.3 – Posicionamento dos pontos de medição de resposta pontual e de transferência .	71
Figura 3.4 – Montagem do experimento de determinação de função resposta em frequência com o martelo de impactação.....	72
Figura 3.5 – (a) Comparação entre excitador eletrodinâmico e martelo de impactação para CDP1 até 1000 Hz; (b) Comparação entre excitador eletrodinâmico e martelo de impactação para CDP2 até 1000 Hz	72
Figura 3.6 – Comparação entre excitador eletrodinâmico e martelo de impactação para CDP1 até 3200 Hz; (b) Comparação entre excitador eletrodinâmico e martelo de impactação para CDP2 até 3200 Hz.....	73
Figura 3.7 – FRF's pontuais para a placa CDP1 com várias condições de apoio, até 1000 Hz	74
Figura 3.8 – Esquema do elemento estrutural tipo casca laminado (<i>Shell 91</i>)	75
Figura 3.9 – Comparação numérica x experimental da resposta do corpo-de-prova CDP1 utilizando as propriedades estáticas.....	76
Figura 3.10 – Validação do modelo equivalente proposto com elemento <i>Shell93</i>	77
Figura 3.11 – Modos de vibração numéricos 1, 2, 3 e 4 utilizados no ajuste de modelos	78
Figura 3.12 – Modos de vibração numéricos 5 e 13 utilizados no ajuste de modelos	79
Figura 3.13 – Superposição das funções resposta em frequência numérica e experimental ..	79
Figura 3.14 – Matriz de sensibilidade das frequências naturais	80
Figura 3.15 – Alteração dos parâmetros	81
Figura 3.16 – Superposição das funções resposta em frequência numérica e experimental após o ajuste	82
Figura 3.17 – (a) Comparação numérica x experimental considerando módulos de elasticidade constantes: CDP1; (b) Comparação numérica x experimental considerando módulos de elasticidade constantes: CDP1.....	83
Figura 3.18 – Comparação numérica x experimental considerando módulos de elasticidade variáveis: CDP1; (b) Comparação numérica x experimental considerando módulos de elasticidade variáveis: CDP2.....	83
Figura 4.1 – Modelo típico de SEA. Subistemas de cavidades acústicas e de placa.....	86
Figura 4.2 – Subistemas estruturais e acústicos do <i>software</i> comercial <i>VAOne</i>	87
Figura 4.3 – Tipos de excitação disponíveis no <i>software</i> comercial <i>VAOne</i>	87
Figura 4.4 – Propriedades mecânicas para material ortotrópico	88
Figura 4.5 – Definições das propriedades do laminado.....	88
Figura 4.6 – Definição dos subistemas para perda de transmissão	89
Figura 4.7 – Representação das geometrias das cavidades acústicas e do painel	90
Figura 4.8 – Definição do laminado para placas planas	91
Figura 4.9 – Medição experimental da perda de transmissão de um painel de alumínio. (a) Câmara de recepção; (b) Câmara de emissão	93

Figura 4.10 – Perda de transmissão para uma placa de alumínio de 1,0 mm de espessura e 1,80 x 1,13 m de área.....	94
Figura 4.11 – Comparação numérico–experimental da perda de transmissão para o painel CDP4.....	94
Figura 4.12 – Comparação numérico–experimental da perda de transmissão para o painel CDP5.....	95
Figura 4.13 – Rigidez a flexão do painel CDP4 fornecida pelo <i>software</i> comercial <i>NASTRAN</i>	96
Figura 4.14 – Rigidez a flexão do painel CDP5 fornecida pelo <i>software</i> comercial <i>NASTRAN</i>	96
Figura 4.15 – Pontos de excitação para a determinação da eficiência de radiação experimental de um painel liso de material composto	100
Figura 4.16 – Eficiência de radiação do corpo-de-prova CDP3 (Alumínio)	101
Figura 4.17 – Eficiência de radiação do painel CDP4.....	102
Figura 4.18 – Eficiência de radiação do painel CDP5.....	102
Figura 4.19 – Efeito da correção da massa adicionada na parte real da mobilidade.....	104
Figura 4.20 – Medição experimental da mobilidade	106
Figura 4.21 – Espectro da parte real da mobilidade	106
Figura 4.22 – Comparação numérico-experimental da densidade modal para o painel de alumínio CDP3.....	107
Figura 4.23 – Comparação numérico-experimental da densidade modal para os painéis de material composto. (a) CDP4; (b) CDP5	107
Figura 4.24 – <i>Modal Overlap Factor</i> (MOF) para os painéis de compósitos. (a) CDP4; (b) CDP5.....	109
Figura 4.25 – Método da banda de meia potência	111
Figura 4.26 – Método da largura de banda para uma curva típica de resposta em frequência	112
Figura 4.27 – Gráfico <i>waterfall</i> do decaimento com acelerômetro para o painel CDP4	113
Figura 4.28 – Taxas de decaimentos obtidas com acelerômetro para o painel CDP4. (a) 500 Hz; (b) 2000 Hz.....	114
Figura 4.29 – Formas de determinação experimental do amortecimento pelo método do decaimento. (a) Microfone; (b) Acelerômetro	115
Figura 4.30 – Avaliação de formas de medição do decaimento para material isotrópico: Alumínio (1 mm).....	116
Figura 4.31 – Verificação da influência da massa do acelerômetro na determinação do amortecimento de painéis de materiais compostos pelo método do decaimento. (a) CDP4; (b) CDP5.....	116
Figura 4.32 – Formas de excitação no método da potência de entrada para um painel de alumínio. (a) <i>Shaker</i> ; (b) Martelo de impactação.....	118
Figura 4.33 – Comparação entre as duas formas de excitação de um painel de alumínio (CDP3), na determinação do fator de perda pelo método da potência de entrada	118
Figura 4.34 – Comparação entre as duas formas de excitação para painéis de material composto na determinação do fator de perda pelo método da potência de entrada. (a) CDP4; (b) CDP5	119
Figura 4.35 – Comparação entre os valores de perda de fator de perda por amortecimento dos painéis de compósitos para diferentes métodos de medição. (a) CDP4; (b) CDP5	120
Figura 4.36 – Esquema das parcelas de energia.....	122

Figura 4.37 – Comparação entre os valores de fator de perda por radiação e fator de perda por amortecimento pelo método do decaimento para painéis de materiais compostos: (a) CDP4; (b) CDP5	123
Figura 5.1 – Seções transversais das duas configurações de vigas de reforço. (a) <i>Stringer</i> ; (b) Caverna	125
Figura 5.2 – Disposição das lâminas nas vigas de reforço. (a) <i>Stringer</i> ; (b) Caverna	126
Figura 5.3 – Modelo de SEA para alguns painéis reforçados. (a) CDP6; (b) CDP7; (c) CDP9; (d) CDP10	127
Figura 5.4 – Comparação numérico-experimental da perda de transmissão do painel CDP6 (3 cavernas)	130
Figura 5.5 – Comparação numérico-experimental da perda de transmissão dos painéis de material composto com vigas de reforços do tipo <i>stringer</i> . (a) CDP7 (5 <i>stringers</i>); (b) CDP8 (4 <i>stringers</i>).....	130
Figura 5.6 – Comparação numérico-experimental da perda de transmissão dos painéis de material composto com reforços cruzados. (a) CDP9 (3 cavernas e 5 <i>stringers</i>); (b) CDP10 (2 cavernas e 4 <i>stringers</i>)	130
Figura 5.7 – Avaliação experimental da perda de transmissão entre o painel base liso CDP5 e os painéis com reforços unidirecionais: (a) CDP6 (3 cavernas); (b) CDP7 (5 <i>stringers</i>), CDP8 (4 <i>stringers</i>).....	131
Figura 5.8 – Avaliação experimental da perda de transmissão entre o painel base liso CDP5 e os painéis com reforços cruzados: CDP9 (3 cavernas e 5 <i>stringers</i>); CDP10 (2 cavernas e 4 <i>stringers</i>)	131
Figura 5.9 – Medição de eficiência de radiação para o painel reforçado CDP6 (3 cavernas)	133
Figura 5.10 – Comparação numérico-experimental da eficiência de radiação do painel CDP6 (3 cavernas)	134
Figura 5.11 – Comparação numérico-experimental da eficiência de radiação dos painéis de material composto com vigas de reforços do tipo <i>stringer</i> . (a) CDP7 (5 <i>stringers</i>); (b) CDP8 (4 <i>stringers</i>).....	135
Figura 5.12 – Comparação numérico-experimental da eficiência de radiação dos painéis de material composto com reforços cruzados. (a) CDP9 (3 cavernas e 5 <i>stringers</i>); (b) CDP10 (2 cavernas e 4 <i>stringers</i>)	135
Figura 5.13 – Avaliação experimental da eficiência de radiação entre o painel base liso CDP5 e os painéis com reforços unidirecionais: (a) CDP6 (3 cavernas); (b) CDP7 (5 <i>stringers</i>), CDP8 (4 <i>stringers</i>)	136
Figura 5.14 – Avaliação experimental da eficiência de radiação entre o painel base liso CDP5 e os painéis com reforços cruzados: CDP9 (3 cavernas e 5 <i>stringers</i>); CDP10 (2 cavernas e 4 <i>stringers</i>)	136
Figura 5.15 – Comparação numérico-experimental da densidade modal do painel CDP6 (3 cavernas)	138
Figura 5.16 – Comparação numérico-experimental da densidade modal dos painéis de material composto com vigas de reforços do tipo <i>stringer</i> . (a) CDP7 (5 <i>stringers</i>); (b) CDP8 (4 <i>stringers</i>).....	139
Figura 5.17 – Comparação numérico-experimental da densidade modal dos painéis de material composto com reforços cruzados. (a) CDP9 (3 cavernas e 5 <i>stringers</i>); (b) CDP10 (2 cavernas e 4 <i>stringers</i>)	139
Figura 5.18 – Avaliação experimental da densidade modal entre o painel base liso CDP5 e os painéis com reforços unidirecionais: (a) CDP6 (3 cavernas); (b) CDP7 (5 <i>stringers</i>), CDP8 (4 <i>stringers</i>).....	140

Figura 5.19 – Avaliação experimental da densidade modal entre o painel base liso CDP5 e os painéis com reforços cruzados: CDP9 (3 cavernas e 5 <i>stringers</i>); CDP10 (2 cavernas e 4 <i>stringers</i>)	140
Figura 5.20 – <i>Modal Overlap Factor</i> (MOF) para os painel de compósito CDP6 (3 cavernas)	142
Figura 5.21 – <i>Modal Overlap Factor</i> (MOF) para os painéis de compósitos com vigas de reforço unidirecionais. (a) CDP7 (5 <i>stringers</i>); (b) CDP8 (4 <i>stringers</i>)	142
Figura 5.22 – <i>Modal Overlap Factor</i> (MOF) para os painéis de compósitos com reforços cruzados. (a) CDP9 (3 cavernas e 5 <i>stringers</i>); (b) CDP10 (2 cavernas e 4 <i>stringers</i>).....	143
Figura 5.23 – Avaliação experimental do fator de perda por amortecimento entre o painel base liso CDP5 e os painéis com reforços unidirecionais: (a) CDP6 (3 cavernas); (b) CDP7 (5 <i>stringers</i>), CDP8 (4 <i>stringers</i>).....	144
Figura 5.24 – Avaliação experimental do fator de perda por amortecimento entre o painel base liso CDP5 e os painéis com reforços cruzados: CDP9 (3 cavernas e 5 <i>stringers</i>); CDP10 (2 cavernas e 4 <i>stringers</i>).....	145
Figura 5.25 – Modelos híbridos (FE-SEA) de painéis de compósitos reforçados. (a) Painel CDP6 (3 cavernas); (b) Painel CDP7 (5 <i>stringers</i>); (c) Painel CDP9 (3 cavernas e 5 <i>stringers</i>); (d) Painel CDP10 (3 cavernas e 4 <i>stringers</i>).....	147
Figura 5.26: Junções de linha SEA-SEA (vermelho), FEM-FEM (marrom) e híbrida (azul)	147
Figura 5.27 – Representação dos principais elementos de um modelo híbrido	148
Figura 5.28 – Comparação entre a perda de transmissão experimental e os modelos de SEA e Híbrido para o painel CDP6 (3 cavernas).....	149
Figura 5.29 – Comparação entre a perda de transmissão experimental e os modelos de SEA e Híbrido para painéis com reforços unidirecionais. (a) CDP7 (5 <i>stringers</i>); (b) CDP8 (4 <i>stringers</i>)	149
Figura 5.30 – Comparação entre a perda de transmissão experimental e os modelos de SEA e Híbrido para painéis com reforços cruzados. (a) CDP9 (3 cavernas e 5 <i>stringers</i>); (b) CDP10 (2 cavernas e 4 <i>stringers</i>).....	149
Figura 5.31 – Comparação entre a eficiência de radiação experimental e os modelos de SEA e Híbrido para o painel CDP6 (3 cavernas)	150
Figura 5.32 – Comparação entre a eficiência de radiação experimental e os modelos de SEA e Híbrido para painéis com reforços cruzados. (a) CDP7 (5 <i>stringers</i>); (b) CDP8 (4 <i>stringers</i>)	150
Figura 5.33 – Comparação entre a eficiência de radiação experimental e os modelos de SEA e Híbrido para painéis com reforços cruzados. (a) CDP9 (3 cavernas e 5 <i>stringers</i>); (b) CDP10 (2 cavernas e 4 <i>stringers</i>).....	151
Figura 5.34 – Comparação entre a densidade modal experimental e os modelos de SEA e Híbrido para o painel CDP6 (3 cavernas).....	152
Figura 5.35 – Comparação entre a densidade modal experimental e os modelos de SEA e Híbrido para painéis com reforços cruzados. (a) CDP7 (5 <i>stringers</i>); (b) CDP8 (4 <i>stringers</i>)	152
Figura 5.36 – Comparação entre a densidade modal experimental e os modelos de SEA e Híbrido para painéis com reforços cruzados. (a) CDP9 (3 cavernas e 5 <i>stringers</i>); (b) CDP10 (2 cavernas e 4 <i>stringers</i>).....	153

LISTA DE TABELAS

Tabela 3.1 – Orientação e espessura das amostras de placas de material composto.	68
Tabela 3.2 – Resultados numéricos para o ajuste de modelos.	78
Tabela 3.3 – Correlação numérica x experimental para os seis modos de vibração selecionados.....	79
Tabela 3.4 – Parâmetros de sensibilidade.	80
Tabela 4.1 – Orientação e espessura das amostras de painéis de material composto e alumínio.	85
Tabela 5.1 – Orientação e espessura das fibras de carbono das amostras de painéis reforçados.	125
Tabela 5.2 – Número de subdivisões do painel base.	128
Tabela 5.3 – Número de pontos de excitação e resposta para os ensaios de eficiência de radiação dos painéis reforçados.....	134
Tabela 5.4 – Fator de aumento da eficiência de radiação para os painéis reforçados.	137
Tabela 5.5 – Número de pontos de medição para os ensaios de densidade modal dos painéis reforçados.....	138
Tabela 5.6 – Pontos de medição para os ensaios de decaimento para os painéis reforçados.	144
Tabela 5.7 – Tamanho, número de elementos, nós e número de modos para a realização do modelo híbrido dos painéis reforçados.	146

SIMBOLOGIA

Alfabeto Latino

A_{cor}	Acclerância corrigida em relação à massa do acelerômetro;
A_{ij}	Representa a matriz de rigidez em membrana do laminado;
A_{med}	Acclerância medida experimentalmente;
A_p	Área da placa (m^2);
B	Comprimento do perímetro da placa;
B_{ij}	Representa o acoplamento entre membrana e flexão;
BEM	Método de Elementos de Contorno;
C_{ij}	Termos da matriz constitutiva;
c_f	Velocidade de flexão do som da placa;
c_L	Velocidade longitudinal do som da placa;
c_l'	Velocidade de fase das ondas longitudinais da placa;
c_{som}	Velocidade de propagação do som no ar (m/s);
\mathbf{D}_d	Matriz de rigidez dinâmica dos subsistemas determinísticos;
\mathbf{D}_{dir}	Matriz de rigidez dinâmica devido a um campo direto;
D_{ij}	Representa os termos da matriz de rigidez em flexão;
D_x	Rigidez de flexão na direção x;
D_y	Rigidez de flexão na direção y.
E	Nível de energia médio do subsistema SEA;
E_i	Módulo de elasticidade na direção i;
E_f	Módulo de elasticidade da fibra;
E_m	Módulo de elasticidade da matriz;
E_q	Módulo de elasticidade equivalente;
$E[]$	Média de um conjunto de estruturas aleatórias;
E	Vetor de energia;
F	Amplitude da força aplicada;
FEM	Método de Elementos Finitos;
\mathbf{f}_d	Vetor de forças generalizadas para os graus de liberdade determinísticos;
\mathbf{f}_{rev}	Vetor de forças reverberantes para os graus de liberdade determinísticos no contorno;
f_c	Frequência de coincidência;
f_{c1}	Frequência de coincidência de compósitos na direção 1;
f_{c2}	Frequência de coincidência de compósitos na direção 2;

f_n	Frequência de ressonância do modo n ;
G_{ij}	Módulo de elasticidade de cisalhamento no plano ij ;
I	Momento de inércia de área da placa por unidade de largura;
k_i	Número de onda de flexão do painel vibrante na direção i (m^{-1}).
k_f	Número de onda de flexão do painel (m^{-1}).
L	Comprimento inicial do elemento de volume na direção 1 (m);
l_i	Cossenos diretores da direção de propagação i ;
L_x	Comprimento da placa na direção x (m);
L_y	Comprimento da placa na direção y (m);
M	Massa da estrutura (kg);
m	Número do modo na direção x ;
m_a	Massa do acelerômetro;
MOF	<i>Modal Overlap Factor</i> ;
N	Número de modos;
N_i	Força normal na direção i ;
N_{ij}	Forças cortantes no plano ij ;
n	Número do modo na direção y ;
$n(f)$	Densidade modal (modos/Hz);
P	Comprimento total dos reforçadores;
p	força diferencial por unidade de área
p	Pressão sonora;
p_{rms}	Pressão sonora RMS;
PT	Perda de transmissão;
PT_{campo}	Perda de transmissão para campo difuso;
Q_x	Força cisalhante por unidade de comprimento no plano yz ;
Q_y	Força cisalhante por unidade de comprimento no plano xz ;
$Q_t(x, y)$	Carregamento transversal ao plano da placa por unidade de área;
Q_{ij}	Termos da matriz de rigidez;
\mathbf{q}	Vetor com os graus de liberdade dos subsistemas determinísticos;
R	Razão de amplitude;
S	Área da amostra;
SEA	Análise Estatística Energética (<i>Statistical Energy Analysis</i>);
SIF	Fluido Semi-Infinito;
T	Termos da matriz de transformação;
T_{60}	Tempo de reverberação;
u	Componente do deslocamento na direção x ;
u^*	Amplitude da velocidade correspondente complexa conjugada;
V_f	Volume total das fibras (m^3);

V_m	Volume total da matriz (m^3);
$\langle \bar{V}^2 \rangle$	Velocidade média quadrada no tempo e no espaço;
Y_{cor}	Mobilidade corrigida em relação à massa do acelerômetro;
$Y_{pontual}$	Mobilidade pontual;
$Y(f)$	Mobilidade;
W	Comprimento inicial do elemento de volume na direção 2 (m);
W_{diss}	Potência dissipada (W);
W_{in}	Potência de entrada no sistema (W);
W_{inc}	Potência incidente (W);
W_{rad}	Potência sonora radiada pelo painel (W);
W_{trans}	Potência transmitida (W);
w	Componente do deslocamento na direção z;
\mathbf{W}	Vetor das potências de entrada;
z_k	Espessura da lâmina (m);

Alfabeto Grego

ΔL	Elongação do elemento de volume na direção 1 (m);
ΔW	Elongação do elemento de volume na direção 2 (m);
ΔW_f	Deformação transversal da matriz (m);
ΔW_m	Deformação transversal da matriz (m);
γ_{ij}	Deformação angular no plano ij;
$\delta\omega_R$	Largura da banda;
ε_i	Deformação normal na direção i ;
ε_f	Deformação da fibra;
ε_m	Deformação da matriz;
φ	Ângulo formado entre eixos x e 1, para definição do sistema de eixos de referência;
η	Fator de perda por amortecimento;
$\eta_{cabos/transdutores}$	Fator de perda devido aos cabos e transdutores;
$\eta_{estrutural}$	Fator de perda estrutural do painel;
η_i	Fator de perda por amortecimento do modo i ;
η_{medido}	Fator de perda medido;
η_{rad}	Fator de perda por radiação;
$\eta_{suportes}$	Fator de perda devido aos suportes;

η_{tot}	Soma dos fatores de perda da placa;
η	Matriz dos fatores de perda;
θ	Ângulo de incidência ou ângulo transmitido no painel ($\theta = \theta_i = \theta_t$);
θ_i	Ângulo de incidência no painel;
θ_t	Ângulo transmitido no painel;
κ	Coefficiente de kappa;
λ_{som}	Comprimento de onda do som no ar (m);
λ_f	Comprimento de onda de flexão do painel (m);
ν	Coefficiente de Poisson;
v	Componente do deslocamento na direção y (m);
ν_f	Coefficiente de Poisson da fibra;
ν_m	Coefficiente de Poisson da matriz;
ξ	Razão de amortecimento crítico;
ρ_s	Massa por unidade de área $\left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^2}\right)$;
σ	Eficiência de radiação média modal na banda de frequência ω ;
σ_i	Tensão normal na direção i (Pa);
σ_{rad}	Eficiência de radiação;
τ	Coefficiente de transmissão de potência sonora;
τ_d	Coefficiente de transmissão de potência sonora para campo difuso;
τ_{ij}	Tensão cisalhante no plano ij;
τ_r	Coefficiente de transmissão dos modos ressonantes;
τ_∞	Coefficiente de transmissão de uma partição infinita
Φ_m	Forma modal do modo de vibração m;
ω	Frequência central da faixa de frequência de interesse;
ω_{co}	Frequência angular de coincidência (rad/s);
∇^4	Operador bi-harmônico;
ϕ_{co}	Ângulo de coincidência;

RESUMO

A análise do comportamento vibroacústico dos materiais compostos possui grande importância em função da aplicação destes materiais em vários produtos ou sistemas onde o quesito ruído é relevante. O foco principal de aplicação destes materiais é a fuselagem de aeronaves, pois existe uma tendência de substituição do alumínio por compósitos, tendo em vista várias vantagens como baixo peso e ótimas propriedades mecânicas. Painéis típicos aeronáuticos geralmente possuem vigas de reforço estrutural acopladas. Logo, o comportamento vibroacústico em relação à influência de vigas de reforço nos painéis pode ser analisado sob alguns pontos de vista, relativos a parâmetros como: eficiência de radiação, perda de transmissão, densidade modal e amortecimento estrutural dos painéis. Estes parâmetros podem ser determinados através de procedimentos experimentais, sendo assim utilizados como parâmetros de entrada em modelos baseados no método de análise estatística energética (SEA) e o método híbrido entre elementos finitos e SEA, conhecido por método híbrido FE-SEA. Estes apresentam grandes vantagens para altas frequências, pois são baseados na troca de energia entre os subsistemas. Dentre os parâmetros avaliados, o fator de perda por amortecimento é um parâmetro peculiar, sendo estimado exclusivamente por métodos experimentais. Dentre os inúmeros métodos disponíveis na literatura, dois destes foram analisados: método do decaimento e método da potência de entrada. Por fim, a comparação entre os resultados numéricos e experimentais é necessária para a validação dos métodos numéricos, sendo que os parâmetros vibroacústicos calculados podem ser utilizados para avaliar de forma eficaz o comportamento vibroacústico de um sistema.

Palavras-chave: *Painéis Aeronáuticos; SEA; Vibroacústica.*

ABSTRACT

The analysis of vibro-acoustic behavior of composites is importance due to the application of these materials in several products or systems where noise is relevant. The main focus of the application of these materials is in the airplane fuselage, because there is a tendency to substitute aluminum for composite to improve mechanical properties and reduce weight. The plane samples of typical aeronautics panels generally have structural reinforcement beams. However, the vibro-acoustic behavior in relation to the reinforcement panels' influence can be analyzed in many ways, related to parameters such as radiation efficiency, transmission loss, modal density and structural damping of the panels. These parameters can be determined through experimental procedures, and thus used as input parameters in models based on the method of statistical energy analysis (SEA) and the hybrid method of finite elements and SEA, known as hybrid FE-SEA Method. These parameters present many advantages in the high frequency region, because they are based in energy changes between subsystems of a structure. For the parameters discussed, the damping loss factor is an unusual parameter, as it can only be estimated by experimental procedure. Out of the several methods discussed in literature, two of them were analyzed: the decay method and the power input method. Finally, a comparison between numerical and experimental results it's necessary to validate the numerical models, and thus the calculated vibro-acoustics parameters can be utilized to evaluate efficiently the vibro-acoustic behavior of a system.

Keywords: *Aeronautics Panels; SEA; Vibro-acoustic.*

CAPÍTULO 1

INTRODUÇÃO

O sistema de transporte aéreo é vital para o crescimento da economia mundial e para a integração dos países, sendo a indústria de manufatura aeronáutica uma fatia significativa das principais economias mundiais.

As previsões do mercado indicam que a demanda pelo transporte aéreo irá crescer em média 5% ao ano (EUROPEAN COMMISSION, 2006). Os efeitos mais marcantes serão observados em países em desenvolvimento, o mais notável sendo a China, onde a estimativa da taxa de crescimento de 9% irá gerar uma grande demanda no mercado para viagens aéreas e para a navegação. Isto apresentará alguns desafios em termos de capacidade de operação, aceitabilidade de níveis de segurança e impactos ambientais.

A distribuição do orçamento em torno das pesquisas aeronáuticas na união européia no período entre 2002 e 2006, por exemplo, contempla aproximadamente 50% dos investimentos no quesito competitividade, 20% em meio-ambiente, 20% em segurança e 10% em capacidade. A variedade das pesquisas envolve desde a aviação comercial, focada em aviões comerciais, como aviões civis de grande porte e aviões executivos, helicópteros e seus componentes, como, também, o tráfego aéreo e operação em aeroportos. Este quadro permite avaliar, principalmente, a preocupação em torno do desenvolvimento de aeronaves mais competitivas, em relação aos mais variados aspectos.

A competitividade entre as empresas aeronáuticas gera objetivos comuns como a redução de custos, redução de tempo de execução de projetos, redução de manutenção, aumento do número de passageiros, redução da duração das viagens, serviços *on-board* e conforto.

Conforme as expectativas dos consumidores aumentam e os regulamentos propostos pelo governo são intensificados, e se tornam efetivos, a indústria impõe ao corpo técnico novos desafios, procurando continuamente por ferramentas de engenharia para alcançar os objetivos gerados pela competitividade.

Dentro do conforto interno dos passageiros e tripulantes, a questão do ruído interno tem sido de grande interesse das empresas aeronáuticas, pois o ruído produzido pela aeronave pode ser intenso o suficiente para causar desconforto aos passageiros, interferência na comunicação e fadiga da tripulação. Com isso, o controle do conforto interno na cabine da

aeronave requer tratamento especial, pois, geralmente, implica em adição de peso, redução do volume da cabine ou redução de desempenho.

A classe de materiais adotada como uma grande evolução técnica na construção de aeronaves foi a dos materiais compostos, pois apresentam propriedades e características estruturais muito mais atrativas sob a ótica da competitividade do que os materiais empregados anteriormente, como o alumínio.

Podem-se citar quatro características principais, que combinadas tornam a classe de materiais mais eficiente para os requisitos exigidos pela indústria aeronáutica: resistência, rigidez, peso e custo. Entretanto, a utilização de materiais compostos proporciona dois grandes atrativos: a redução de peso da aeronave, o que implica em economia de combustível e/ou aumento da sua autonomia e aumento da pressão interna da cabine. Dessa forma, por exemplo, as aeronaves podem ser projetadas para pressões internas correspondentes a altitudes menores, o que proporciona maior conforto e menor stress aos passageiros. No entanto, é importante compreender a dinâmica estrutural e o comportamento vibroacústico de estruturas em materiais compostos sob as condições de operação da aeronave, pois, para cada forma construtiva e condição de voo de uma aeronave, as fontes de ruído e vibração envolvidas na excitação da estrutura em materiais compostos serão diferentes.

As principais fontes de ruído e vibração podem ser resumidas conforme relação abaixo:

- Camada limite turbulenta (TBL – *Turbulent Boundary Layer*);
- Ruído e vibração dos motores;
- Sistema de condicionamento de ar;
- Equipamentos auxiliares: hidráulicos, elétricos.

A escolha da metodologia para o estudo do comportamento vibroacústico da estrutura depende fundamentalmente da faixa de frequência de análise de interesse. Portanto, para cada sistema em análise deve-se optar por um método de solução em vibroacústica, dentre os quais podem ser divididos em duas categoriais principais: métodos determinísticos e métodos estatísticos.

Os métodos determinísticos são baseados na discretização espacial do sistema em unidades menores denominadas de elementos, formando um malha de elementos conectados entre si. O método determinístico mais difundido é o método de elementos finitos. Este método é aplicado nas mais diversas áreas e possibilita representar estruturas com alto grau de complexidade de geometria. No entanto, o processamento dos métodos determinísticos para altas frequências enfrenta algumas dificuldades quanto à capacidade computacional, devido

ao elevado número de elementos para satisfazer a relação: número de elementos por comprimento de onda de flexão do material. Outro método determinístico bastante empregado é o método por elementos de contorno.

O método de análise estatística energética (SEA) é um exemplo de método estatístico sendo empregado, principalmente, em estruturas cujas respostas ou excitações aleatórias estendem-se até a região de altas frequências, onde os componentes estruturais e acústicos possuem grande número de modos por faixa de frequência de análise. Além disso, é bastante eficaz em modelos que possuem várias fontes e trajetórias de ruído e modelos de grande porte, pela representação simplificada na forma de subsistemas. Estas características fazem com que o método de SEA se torne importante nas soluções vibroacústicas de componentes aeronáuticos.

1.1 Objetivos do Trabalho

O objetivo desta dissertação de mestrado é avaliar alguns parâmetros do comportamento vibroacústico de painéis típicos aeronáuticos, como perda de transmissão do som, eficiência de radiação, densidade modal e fator de perda por amortecimento dos painéis compósitos. Será avaliada, também, através de modelos numéricos e experimentalmente, a influência da adição de reforçadores nos painéis sobre o comportamento vibroacústico dos painéis, para algumas configurações de painéis reforçados, variando disposição e quantidade de vigas de reforço.

1.2 Estrutura do Documento

Esta dissertação é constituída de seis capítulos. O Capítulo 1 apresenta o contexto dos painéis típicos aeronáuticos, os parâmetros e métodos que serão analisados, além dos objetivos do trabalho. A revisão bibliográfica, no Capítulo 2, visa abordar os conceitos básicos necessários para o desenvolvimento do trabalho, envolvendo as definições pertinentes a: compósitos, análise estatística energética (SEA), eficiência de radiação, perda de transmissão e densidade modal.

Adentrando a metodologia, no Capítulo 3 serão descritos a caracterização dos materiais e as diversas formas de modelos e ensaios com o objetivo de identificar as propriedades mecânicas dinâmicas que descrevem os compósitos analisados.

O Capítulo 4 contempla a aplicação das propriedades identificadas nos painéis de compósitos lisos nos modelos de SEA e a validação destes a partir de ensaios experimentais. Este procedimento é aplicado na determinação dos parâmetros: eficiência de radiação, perda de transmissão e densidade modal. Por fim, o fator de amortecimento estrutural também é avaliado. Já no Capítulo 5, são realizadas as mesmas comparações e validações dos painéis de compósitos com vigas de reforço. No entanto, será avaliado além do método de SEA, o método híbrido SEA-FE, para o aprimoramento dos modelos de painéis com vigas de reforço.

Por fim, no Capítulo 6, são apresentadas as conclusões gerais da dissertação, acerca das validações numérico-experimentais dos parâmetros obtidos e das comparações dos mesmos frente a resultados obtidos na literatura.

CAPÍTULO 2

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 Material Composto

O significado do termo material composto consiste na composição de dois ou mais tipos diferentes de materiais, em escala macroscópica, formando um novo material, preservando as características dos materiais que o formam (JONES, 1999). Este novo material é combinado visando obter melhores propriedades (mecânicas, térmicas, acústicas, etc.) para uma determinada função, como resistência mecânica, peso, fadiga, condutividade térmica, eficiência de radiação, perda de transmissão, dentre outras.

O material composto é dividido em duas categorias de componentes constituintes: fibra e matriz. A fibra pode exibir diversas formas e tamanhos, tendo por função principal conferir características mecânicas, elétricas ou acústicas quando orientada de acordo com a necessidade funcional do material composto. Enquanto que a matriz confere funções de suporte e sustentação às fibras, além de transferir as solicitações mecânicas às fibras (PEREIRA, 2007).

2.1.1 Classificação

Os materiais compostos são classificados em quatro principais tipos: fibrosos, laminados, particulados e combinados.

2.1.1.1 Fibrosos

Esta classe de materiais compostos consiste no conjunto de fibras envoltas por uma matriz. A fibra é um elemento com alta razão entre comprimento e diâmetro, além da alta razão entre a área da seção transversal e densidade, e alta razão entre módulo de elasticidade e densidade, razões que podem ser muito maiores do que metais como aço, titânio e alumínio, de acordo com o material e disposição das fibras. Isto torna a fibra o elemento responsável por inserir a propriedade desejada no material composto. Entretanto, as fibras devem estar inseridas em uma matriz para formar o material composto, para assim exercer o conjunto de

propriedades equivalentes ao material composto formado, de acordo com a disposição e o número de fibras na matriz.

Um exemplo típico desta classe de materiais compostos é o carbono-epóxi, no qual fibras de carbono estão inseridas em uma matriz de epóxi, conforme mostra a Figura 2.1.

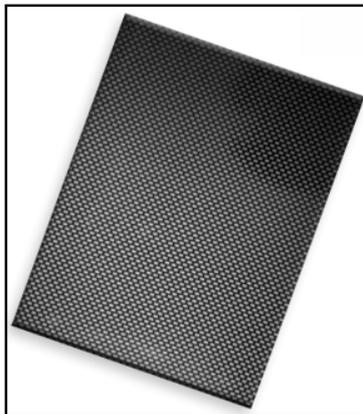


Figura 2.1 – Material Composto de Carbono/Epóxi.

2.1.1.2 Laminados

Consiste em materiais com pelo menos dois tipos de camadas diferentes unidas. Os laminados são utilizados para combinar as melhores características entre as camadas de fibras e o material de união entre as camadas: matriz.

Como exemplo deste tipo de material, pode-se citar os bimetálicos e os metais revestidos. Os bimetálicos consistem na combinação de duas ou mais camadas de metais, com coeficientes de expansão térmica distintos, unidas entre si, enquanto que os metais revestidos visam obter as melhores propriedades de cada material.

2.1.1.3 Particulados

Os materiais compostos particulados consistem em partículas de um ou mais materiais suspensos numa matriz de outro material. As combinações de materiais podem ser feitas com combinações de partículas metálicas e não-metálicas.

2.1.1.4 Combinados

Este tipo de material composto possui mais de uma característica de várias classes de materiais compostos, como, fibrosos, laminados ou particulados. Pode-se citar, por exemplo, o concreto armado, pois é tanto particulado, com areia, pedras, pó de pedras, envoltos no

aglomerante de cimento, como também é caracterizado como fibrosos devido ao reforço com ferragens (longas).

2.1.2 Aplicações e Vantagens

Os materiais compostos foram testados e utilizados, inicialmente, na indústria militar, no desenvolvimento de aeronaves mais leves. Os primeiros estágios de implementação dos materiais compostos foram em sistemas simples, a fim de substituir alguns componentes com função estrutural não primordial, com o objetivo específico de redução de peso das aeronaves. Atualmente, os projetos das aeronaves prevêem, desde a concepção, a produção e implementação dos compósitos nos projetos, pois o alto desempenho na aviação exige materiais com características inovadoras.

Atualmente existem diversos componentes de aeronaves que são construídos em material composto, como trem de pouso, fuselagem, asas, estabilizador horizontal, spoilers, cauda, propulsor, entre outros.

O desenvolvimento de outros componentes bélicos também alavancou pesquisas nos processos de fabricação e viabilização dos materiais compostos, substituindo os metais. Os capacetes bélicos e coletes balísticos com múltiplas camadas, por exemplo, obtiveram uma redução acentuada no peso, além de serem mais resistentes ao impacto de projéteis.

A aplicação dos materiais compostos na indústria automotiva é muito mais recente do que a aplicação na indústria aeronáutica. Entretanto, a indústria automotiva foi largamente beneficiada pelas corridas de competições esportivas, como a Fórmula 1, por exemplo, pois a busca por desempenho cada vez mais elevadas entre as equipes exige um alto investimento em pesquisas de novas soluções de materiais, com o objetivo de reduzir frações de segundo.

Dentre os componentes automotivos mais importantes no uso de materiais compostos estão o chassi, asas aerodinâmicas, pára-lamas, carters de óleo, molas laminadas, dutos de resfriamentos, revestimento internos de porta, capô, teto, silenciador e disco de freio. O silenciador de fibra de carbono impregnada com epóxi, por exemplo, tende a atenuar o ruído gerado mais efetivamente que silenciadores de alumínio ou aço (MCBEATH, 2000).

Muitas atividades esportivas fazem uso de instrumentos que requerem alto desempenho em relação a alguma característica. O aperfeiçoamento da geometria do instrumento e dos materiais que o compõem pode torná-lo muito mais leve, mais resistente a impactos, resistentes a fadiga, etc. Desta forma, esportes como surf, tênis, golfe, ciclismo,

vela, dentre outros, são alvos de investimentos de pesquisa, tanto na concepção de novas formas geométricas, como na tentativa de implantação de novos materiais. Atualmente, os materiais compostos são essenciais na fabricação de instrumentos esportivos como raquetes de tênis, veleiros, tacos de golfe, pranchas, bicicletas.

2.1.3 Comportamento Mecânico Anisotrópico

A teoria clássica de deformação elástica linear é baseada em algumas hipóteses simplificativas (ALTENBACH, 2004):

- A estrutura é um corpo elástico linear ideal;
- Todas as deformações são pequenas;
- O comportamento da material é homogêneo.

A análise estrutural de elementos de materiais compostos é baseada na teoria de elasticidade anisotrópica, em que as propriedades elásticas de sólidos compósitos dependem da direção e a deformação do sólido é anisotrópica.

As equações que governam o comportamento elástico dos materiais isotrópicos e anisotrópicos são similares. Existem equações de equilíbrio que descrevem o equilíbrio estático e dinâmico de forças atuando num corpo. Somente as relações de material, chamadas de equações constitutivas, que descrevem as relações entre tensão e deformação, são muito diferentes para os materiais isotrópicos e anisotrópicos

2.1.3.1 Lei de Hooke Generalizada

A lei que estabelece relações lineares entre os componentes do estado de tensão e do estado de deformação para os materiais anisotrópicos é a Lei de Hooke Generalizada. Desta forma, pode ser utilizada para prever a deformação causada em um dado material devido a uma combinação de tensões.

As deformações normais em cada direção principal e as deformações angulares em cada plano de um elemento são expressas através das Equações (2.1), onde u , v e w são os deslocamentos nas direções x , y e z , que representam as mesmas direções do sistema de coordenadas 1, 2 e 3, respectivamente, ilustrado na Figura 2.2

$$\begin{aligned} \varepsilon_1 &= \frac{\partial u}{\partial x} ; & \varepsilon_2 &= \frac{\partial v}{\partial y} ; & \varepsilon_3 &= \frac{\partial w}{\partial z} ; \\ \gamma_{23} &= \frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} ; & \gamma_{31} &= \frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} ; & \gamma_{12} &= \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \end{aligned} \quad (2.1)$$

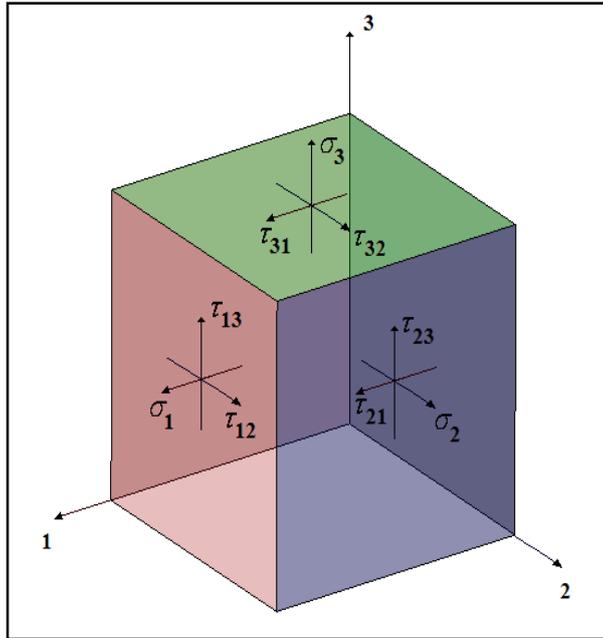


Figura 2.2 – Elemento submetido a tensões normais e cisalhantes.

A Lei de Hooke generalizada relaciona tensão e deformação através da Equação matricial (2.2) onde σ_i são as componentes de tensão normal mostradas na Figura 2.2, τ_{ij} são as componentes de tensão cisalhante, ε_i e γ_{ij} são as deformações normais e angulares, respectivamente, causadas pelas tensões (JONES, 1999). Os termos C_{ij} representam a matriz de rigidez:

$$\begin{bmatrix} \sigma_1 \\ \sigma_2 \\ \sigma_3 \\ \tau_{23} \\ \tau_{31} \\ \tau_{12} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} C_{11} & C_{12} & C_{13} & C_{14} & C_{15} & C_{16} \\ C_{12} & C_{22} & C_{23} & C_{24} & C_{25} & C_{26} \\ C_{13} & C_{23} & C_{33} & C_{34} & C_{35} & C_{36} \\ C_{14} & C_{24} & C_{34} & C_{44} & C_{45} & C_{46} \\ C_{15} & C_{25} & C_{35} & C_{45} & C_{55} & C_{56} \\ C_{16} & C_{26} & C_{36} & C_{46} & C_{56} & C_{66} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \varepsilon_{11} \\ \varepsilon_{22} \\ \varepsilon_{33} \\ \gamma_{23} \\ \gamma_{31} \\ \gamma_{12} \end{bmatrix} \quad (2.2)$$

O tipo de material anisotrópico ocorre devido à falta de qualquer plano de simetria no material. Por exemplo, independente de qualquer tipo de corte feito na estrutura, este plano

não tem concordância com outro corte em qualquer região da estrutura. Entretanto, devido à simetria dos tensores de tensão e deformação o número de constantes elásticas independentes é reduzido para 21, para um material completamente anisotrópico (ALTENBACH, 2004).

A Equação (2.3) expressa o acoplamento físico entre as tensões aplicadas em um elemento anisotrópico com as deformações geradas por estas tensões. Pelo fato da matriz de flexibilidade dos materiais anisotrópicos não terem termos nulos, qualquer tensão, a qual o elemento esteja submetido, gera deformação normal e cisalhante em todas as direções e planos, conforme pode ser visualizada na Figura 2.3.

$$\begin{bmatrix} \varepsilon_{11} \\ \varepsilon_{22} \\ \varepsilon_{33} \\ \gamma_{23} \\ \gamma_{31} \\ \gamma_{12} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} S_{11} & S_{12} & S_{13} & S_{14} & S_{15} & S_{16} \\ S_{12} & S_{22} & S_{23} & S_{24} & S_{25} & S_{26} \\ S_{13} & S_{23} & S_{33} & S_{34} & S_{35} & S_{36} \\ S_{14} & S_{24} & S_{34} & S_{44} & S_{45} & S_{46} \\ S_{15} & S_{25} & S_{35} & S_{45} & S_{55} & S_{56} \\ S_{16} & S_{26} & S_{36} & S_{46} & S_{56} & S_{66} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \sigma_1 \\ \sigma_2 \\ \sigma_3 \\ \tau_{23} \\ \tau_{31} \\ \tau_{12} \end{bmatrix} \quad (2.3)$$

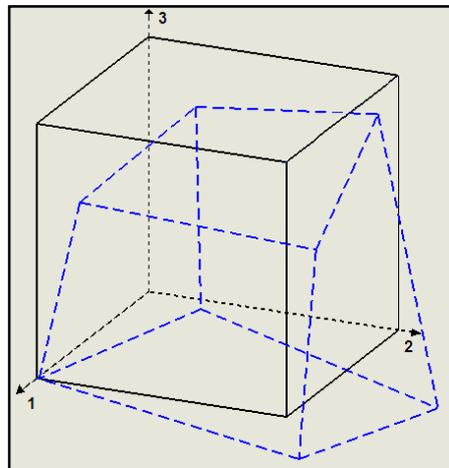


Figura 2.3 – Deformação anisotrópica.

2.1.4 Monoclinic

Caso houvesse um plano de simetria, conforme mostra a Figura 2.4, a relação entre tensão e deformação seria reduzida para a Equação (2.4), considerando o plano de simetria 1-2.

$$\begin{bmatrix} \sigma_1 \\ \sigma_2 \\ \sigma_3 \\ \tau_{23} \\ \tau_{31} \\ \tau_{12} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} C_{11} & C_{12} & C_{13} & 0 & 0 & C_{16} \\ C_{12} & C_{22} & C_{23} & 0 & 0 & C_{26} \\ C_{13} & C_{23} & C_{33} & 0 & 0 & C_{36} \\ 0 & 0 & 0 & C_{44} & C_{45} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & C_{45} & C_{55} & 0 \\ C_{16} & C_{26} & C_{36} & 0 & 0 & C_{66} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \varepsilon_{11} \\ \varepsilon_{22} \\ \varepsilon_{33} \\ \gamma_{23} \\ \gamma_{31} \\ \gamma_{12} \end{bmatrix} \quad (2.4)$$

Neste caso, o material é chamado de *monoclinic* e as constantes elásticas independentes são reduzidas para treze. As propriedades do material são idênticas ao longo de qualquer ponto no plano de simetria 1-2, possuindo idênticos valores de componentes na matriz de rigidez, C_{ij} (JONES, 1999).

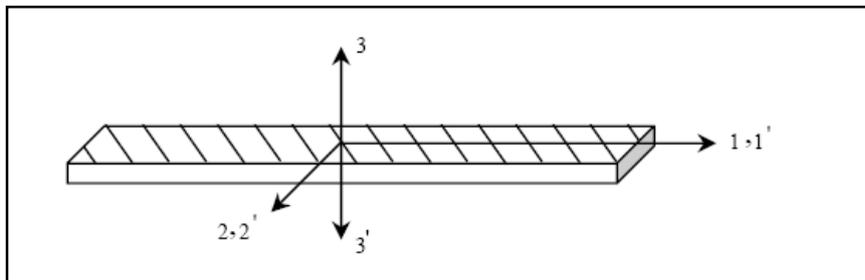


Figura 2.4 – *Monoclinic* – Plano de simetria x1-x2.

2.1.5 Ortotrópico

Quando ocorrem dois planos de simetria no material, um terceiro plano, mutuamente ortogonal, é automaticamente simétrico. Neste caso, mostrado na Figura 2.5, a intersecção entre os três planos ortogonais formam um conjunto de três eixos principais. Quando ocorre este tipo de simetria no material, este é conhecido como material composto ortotrópico (ALTENBACH, 2004).

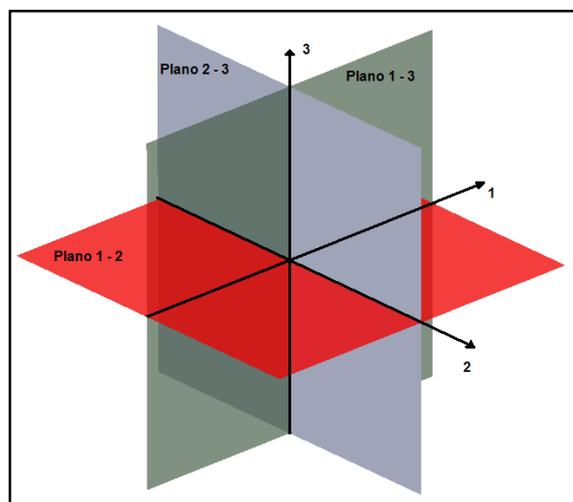


Figura 2.5 – Sistema de planos ortogonais.

Neste caso, a relação entre tensão e deformação oriunda da Lei de Hooke Generalizada (Equação 2.2) seria reduzida à Equação (2.5),

$$\begin{bmatrix} \sigma_1 \\ \sigma_2 \\ \sigma_3 \\ \tau_{23} \\ \tau_{31} \\ \tau_{12} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} C_{11} & C_{12} & C_{13} & 0 & 0 & 0 \\ C_{12} & C_{22} & C_{23} & 0 & 0 & 0 \\ C_{13} & C_{23} & C_{33} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & C_{44} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & C_{55} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & C_{66} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \varepsilon_{11} \\ \varepsilon_{22} \\ \varepsilon_{33} \\ \gamma_{23} \\ \gamma_{31} \\ \gamma_{12} \end{bmatrix} \quad (2.5)$$

Para os materiais ortotrópicos, conforme apresenta a Equação (2.5), não há interação entre tensão normal e tensão cisalhante, como ocorre para os materiais anisotrópicos em virtude dos termos de acoplamento C_{14} , C_{15} e C_{16} , por exemplo, serem nulos. Neste caso, as constantes elásticas independentes são reduzidas para nove.

$$\begin{bmatrix} \varepsilon_{11} \\ \varepsilon_{22} \\ \varepsilon_{33} \\ \gamma_{23} \\ \gamma_{31} \\ \gamma_{12} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} S_{11} & S_{12} & S_{13} & 0 & 0 & 0 \\ S_{12} & S_{22} & S_{23} & 0 & 0 & 0 \\ S_{13} & S_{23} & S_{33} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & S_{44} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & S_{55} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & S_{66} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \sigma_1 \\ \sigma_2 \\ \sigma_3 \\ \tau_{23} \\ \tau_{31} \\ \tau_{12} \end{bmatrix} \quad (2.6)$$

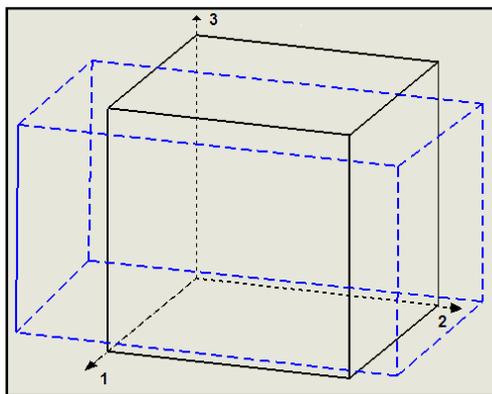


Figura 2.6 - Deformação ortotrópica para σ_2 .

A Figura 2.6 ilustra a deformação ocorrente devido a aplicação de somente uma tensão normal na direção 2. Pode-se observar a ausência de deformações angulares, como ocorre nos materiais anisotrópicos (JONES, 1999).

O comportamento ortotrópico não relaciona tensões normais com deformações angulares, nem tensões cisalhantes com tensão normais, pois os termos de acoplamento destacados na cor azul e verde são nulos. A deformação cisalhante em um determinado plano devido a uma tensão cisalhante em outro plano, também é nula, devido aos termos destacados na cor roxa.

2.1.5.1 Isotropia Transversa

O comportamento de isotropia transversa ocorre em um material composto quando há um plano em que as propriedades mecânicas em todos os pontos são iguais em todas as direções. Esta classe de materiais compostos, denominada isotrópicos transversos, é classificada entre isotrópico e ortotrópico, pois é um material ortotrópico com um plano de isotropia. Na Figura 2.7, por exemplo, o plano 2-3 possui mesmas características mecânicas para todas as direções, caracterizando o plano de isotropia transversa.

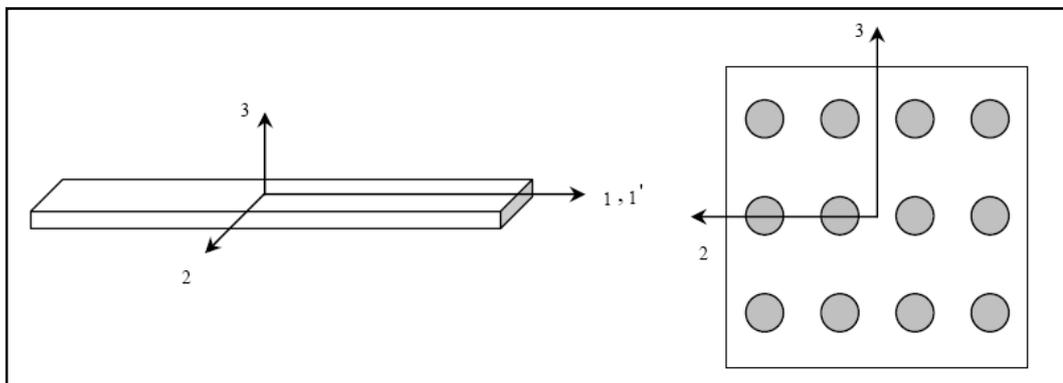


Figura 2.7 - Plano de isotropia transversa.

A matriz das constantes elásticas para materiais compostos com comportamento de isotropia transversa possui apenas 5 constantes independentes, conforme apresenta a Equação (2.7):

$$C_{ij} = \begin{bmatrix} C_{11} & C_{12} & C_{13} & 0 & 0 & 0 \\ C_{12} & C_{11} & C_{13} & 0 & 0 & 0 \\ C_{13} & C_{23} & C_{33} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & C_{44} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & C_{44} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{C_{11} - C_{12}}{2} \end{bmatrix} \quad (2.7)$$

2.1.5.2 Constantes Elásticas

Materiais compostos do tipo laminado possuem a fibra como o elemento constituinte que confere as características mecânicas ao material. Através do comportamento ortotrópico, pode-se definir um sistema de eixos ortogonais nos quais as propriedades mecânicas são identificadas. Conforme apresentado na Figura 2.8, o eixo designado 1 é orientado longitudinalmente às fibras, o eixo 2 é orientado transversalmente às fibras e o eixo 3 é orientado ortogonalmente aos dois anteriores.

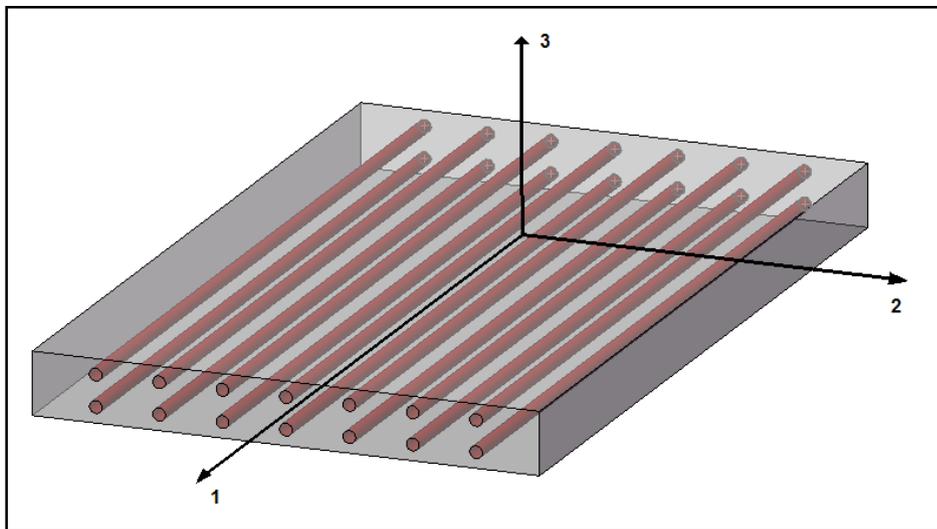


Figura 2.8 – Sistema de eixos de ortotropia.

A matriz de flexibilidade que relaciona tensão com deformação pode ser expressa através de variáveis de projeto, conforme apresentada na Equação (2.8):

$$\begin{bmatrix} \varepsilon_{11} \\ \varepsilon_{22} \\ \varepsilon_{33} \\ \gamma_{23} \\ \gamma_{31} \\ \gamma_{12} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{1}{E_1} & -\nu_{21} & -\nu_{31} & 0 & 0 & 0 \\ \frac{-\nu_{12}}{E_1} & \frac{1}{E_2} & -\nu_{32} & 0 & 0 & 0 \\ \frac{-\nu_{13}}{E_1} & \frac{-\nu_{23}}{E_2} & \frac{1}{E_3} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{1}{G_{23}} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{G_{31}} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{G_{12}} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \sigma_1 \\ \sigma_2 \\ \sigma_3 \\ \tau_{23} \\ \tau_{31} \\ \tau_{12} \end{bmatrix} \quad (2.8)$$

onde ε_{ii} = Deformações normais na direção i ;
 γ_{ij} = Deformações angulares no plano ij ;
 σ_{ii} = Tensões normais na direção i ;
 τ_{ij} = Tensões de cisalhamento no plano ij ;
 ν_{ij} = Coeficiente de Poisson;
 E_i = Módulo de elasticidade na direção i ;
 G_{ij} = Módulo de cisalhamento no plano ij .

2.1.5.3 Relação Tensão-deformação para uma lâmina em uma direção qualquer

As relações tensão-deformação através das matrizes de comportamento foram definidas no sistema de coordenadas oriundo do material ortotrópico, ou seja, em relação aos próprios planos de simetria do material. Porém, nem sempre a direção de disposição das fibras coincide com o sistema de coordenadas do laminado. Torna-se necessária a utilização de uma matriz de transformação para expressar as tensões ou as deformações em um novo sistema de eixos de referência, conforme ilustra a Figura 2.9.

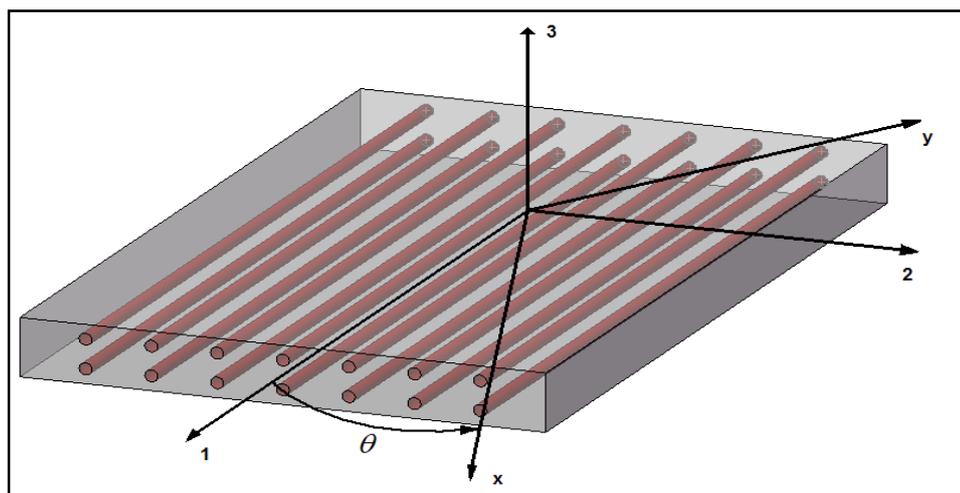


Figura 2.9 – Sistema de eixos de ortotropia e de referência.

A matriz de transformação $[\mathbf{T}]$ pode ser utilizada para transformar o tensor de tensões para o sistema de eixos de referência, de acordo com a Equação (2.9). Neste caso, a matriz de transformação $[\mathbf{T}_\sigma]$ é dada por:

$$\begin{bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \sigma_z \\ \tau_{yz} \\ \tau_{xz} \\ \tau_{xy} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos^2(\varphi) & \text{sen}^2(\varphi) & 0 & 0 & 0 & 2.\text{sen}(\varphi).\cos(\varphi) \\ \text{sen}^2(\varphi) & \cos^2(\varphi) & 0 & 0 & 0 & -2.\text{sen}(\varphi).\cos(\varphi) \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \cos(\varphi) & -\text{sen}(\varphi) & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \text{sen}(\varphi) & \cos(\varphi) & 0 \\ -\text{sen}(\varphi).\cos(\varphi) & \text{sen}(\varphi).\cos(\varphi) & 0 & 0 & 0 & \cos^2(\varphi) - \text{sen}^2(\varphi) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \sigma_1 \\ \sigma_2 \\ \sigma_3 \\ \tau_{23} \\ \tau_{31} \\ \tau_{12} \end{bmatrix} \quad (2.9)$$

Para a transformação do tensor de deformações para o sistema de eixos de referência a matriz de transformações é dada pela relação apresentada na Equação (2.10):

$$\mathbf{T}_\epsilon = \mathbf{T}_\sigma^{-T} \quad (2.10)$$

2.1.5.4 Determinação Experimental das Constantes Elásticas do Laminado

As constantes elásticas dos materiais compostos devem ser determinadas experimentalmente para se descrever o comportamento mecânico do material. Estes procedimentos experimentais podem ser aplicados tanto para uma única lâmina, como para um conjunto de lâminas, quando estas estiverem sob uma mesma orientação. O material composto é representado por corpos-de-prova padronizados submetidos a ensaios para a determinação das quatro principais constantes elásticas: E_1 , E_2 , ν_{12} e G_{12} .

2.1.5.4.1 Módulos de Elasticidade E_1 e E_2

Os módulos de elasticidade E_1 e E_2 são determinados através de ensaios de resistência à tração, nas direções paralelas e perpendiculares às fibras, respectivamente. O primeiro ensaio consiste na aplicação de uma tensão de tração no corpo-de-prova enquanto as deformações são medidas por extensômetros. A Figura 2.10 ilustra um elemento de volume submetido à tensão de tração na direção 1.

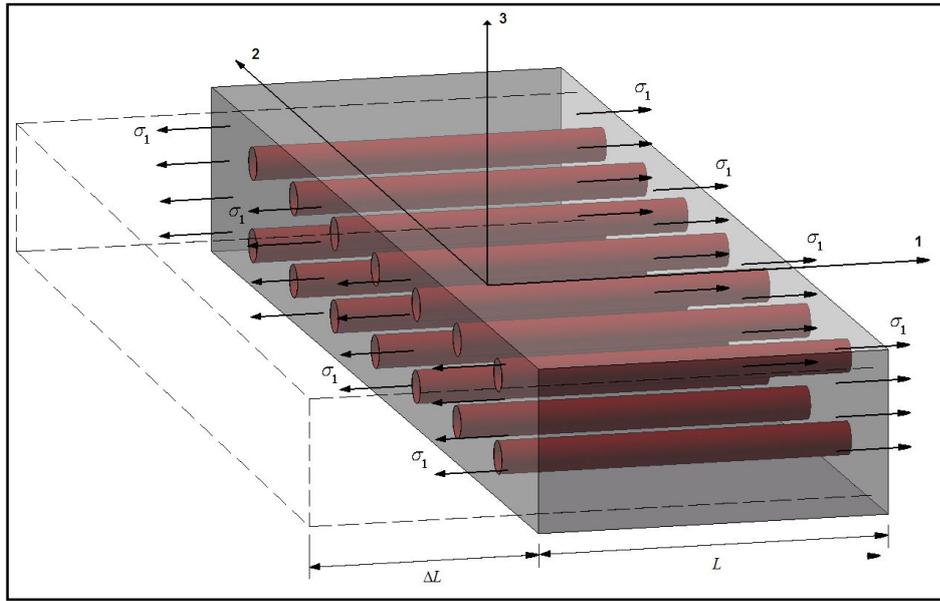


Figura 2.10 – Elemento de volume ortotrópico tensionado na direção 1.

A deformação na direção 1 é a razão entre o deslocamento do material na direção 1 e o comprimento total do corpo-de-prova nesta mesma direção, conforme deduz a Equação (2.11):

$$\varepsilon_1 = \frac{\Delta L}{L} \quad (2.11)$$

Logo, os dois constituintes do material composto: fibra e matriz estarão sujeitos às tensões σ_f e σ_m na direção 1:

$$\sigma_f = E_f \varepsilon_1 \quad , \quad \sigma_m = E_m \varepsilon_1 \quad (2.12)$$

A força resultante F , que atua na direção 1 pode ser expressa em função das tensões e áreas de cada constituinte, conforme segue:

$$F = \sigma_1 A = \sigma_f A_f + \sigma_m A_m \quad (2.13)$$

Substituindo as Equações (2.12) na Equação (2.13), e inserindo a relação $\sigma_1 = E_1 \varepsilon_1$, tem-se o módulo de elasticidade E_1 em função dos módulos de elasticidade de cada constituinte: E_f e E_m :

$$E_1 = E_f \cdot \frac{A_f}{A} + E_m \cdot \frac{A_m}{A} \quad (2.14)$$

Outra forma de expressar a proporção entre cada constituinte do material composto é apresentar o módulo de elasticidade do material em função de frações de volume de cada constituinte, conhecida por *regra da mistura*:

$$E_1 = E_f \cdot V_f + E_m \cdot V_m \quad (2.15)$$

Desta maneira, é necessário conhecer os módulos de elasticidade da fibra e da matriz, constituintes isotrópicos, além da fração de volume ocupada por cada constituinte no corpo-de-prova para se determinar o módulo de elasticidade na direção paralela às fibras.

De maneira análoga à determinação do módulo de elasticidade E_1 , para a determinação do módulo de elasticidade E_2 , transversal à direção das fibras, o laminado é submetido ao mesmo ensaio de tração mecânica na direção 2, sendo as deformações nas duas direções monitoradas. A representação da aplicação da tensão em um elemento de volume pode ser visualizada através da Figura 2.11.

As deformações de cada constituinte devido à tensão de tração na direção 2 é dada por:

$$\varepsilon_f = \frac{\sigma_2}{E_f} \quad , \quad \varepsilon_m = \frac{\sigma_2}{E_m} \quad (2.16)$$

e

$$\varepsilon_2 = \frac{\sigma_2}{E_2} \quad (2.17)$$

Considerando que a deformação das fibras e da matriz na direção seja proporcional à fração de volume de cada constituinte:

$$\varepsilon_2 = \frac{\Delta W}{W} \quad , \quad \Delta W = \varepsilon_2 W = V_f W \varepsilon_f + V_m W \varepsilon_m \quad (2.18)$$

Substituindo as Equações (2.16) na Equação (2.18) tem-se:

$$\varepsilon_2 = V_f \frac{\sigma_2}{E_f} + V_m \frac{\sigma_2}{E_m} \quad (2.19)$$

Substituindo a Equação (2.17) na Equação (2.19) obtém-se:

$$E_2 = \frac{E_f E_m}{V_m E_f + V_f E_m} \quad (2.20)$$

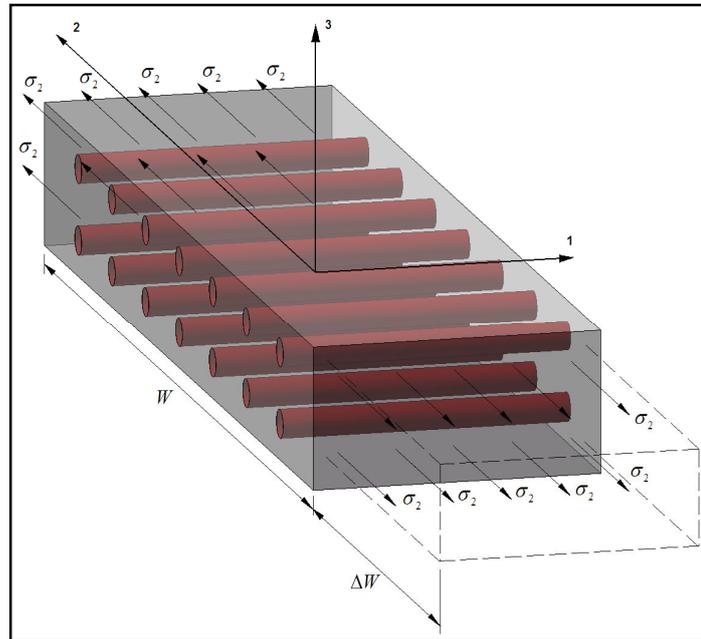


Figura 2.11 – Elemento de volume ortotrópico tensionado na direção 2.

2.1.5.4.2 Coeficiente de Poisson referente ao Plano 1-2

O coeficiente de Poisson ν_{12} é obtido por um procedimento similar ao da determinação do módulo de elasticidade E_1 . A simplificação fundamental nesta determinação é a de que a deformação nas fibras é idêntica à deformação da matriz na direção das fibras. Submetendo um corpo-de-prova a um ensaio de resistência à tração, as tensões normais na direção das fibras provocam deformações nas direções 1 e 2. O coeficiente de Poisson ν_{12} (plano 1-2), apresentado na Figura 2.12, é dado pela razão entre as deformações nas direções 2 e 1, respectivamente:

$$\nu_{12} = -\frac{\varepsilon_2}{\varepsilon_1} \quad (2.21)$$

Para determinar o coeficiente de Poisson ν_{12} através de uma proporção entre os constituintes do material composto (fibra e matriz), a deformação transversal ΔW deve ser expressa como uma soma das deformações dos constituintes:

$$\Delta W = -W\varepsilon_2 = Wv_{12}\varepsilon_1 = \Delta W_f + \Delta W_m \quad (2.22)$$

Pode-se supor que as deformações transversas ΔW_m e ΔW_f sejam aproximadamente:

$$\Delta W_m = WV_m v_m \varepsilon_1 \quad \text{e} \quad \Delta W_f = WV_f v_f \varepsilon_1 \quad (2.23)$$

Combinando as Equações (2.22) e (2.23) tem-se que:

$$v_{12} = v_m V_m + v_f V_f \quad (2.24)$$

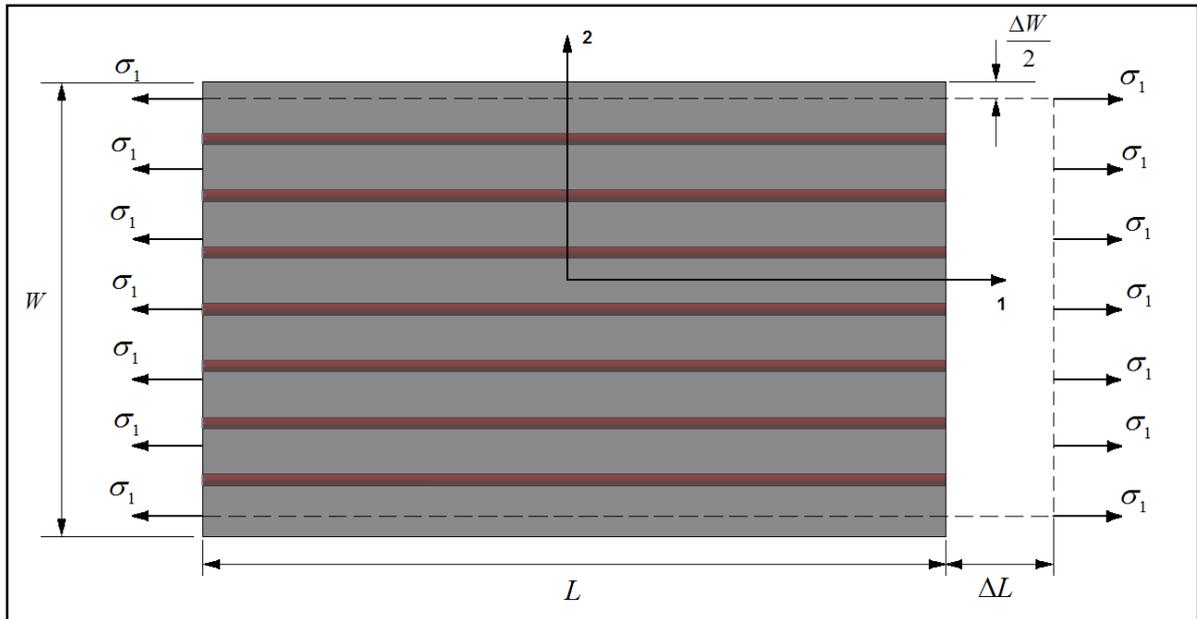


Figura 2.12 – Elemento de volume submetido à tensão normal na direção das fibras.

2.1.5.4.3 Módulo de Cisalhamento no Plano 1-2

O módulo de cisalhamento de um material é obtido através de ensaios em que o corpo-de-prova é submetido à tensões de cisalhamento no plano cujo o módulo deseja ser determinado, conforme ilustra a Figura 2.13. É presumido que as tensões de cisalhamento nas fibras sejam idênticas às da matriz:

$$\gamma_m = \frac{\tau}{G_m} \quad \text{e} \quad \gamma_f = \frac{\tau}{G_f} \quad (2.25)$$

A deformação angular total é dada por:

$$\Delta = \gamma W \quad (2.26)$$

As deformações microscópicas de cada componente são dadas por:

$$\Delta_m = V_m \gamma_m W \quad \text{e} \quad \Delta_f = V_f \gamma_f W \quad (2.27)$$

Considerando que a soma entre as deformações microscópicas da fibra e matriz sejam iguais à deformação angular macroscópica:

$$\gamma W = V_m \gamma_m W + V_f \gamma_f W \quad (2.28)$$

Dessa forma, como o módulo de cisalhamento no plano 1-2 é uma relação entre a tensão de cisalhamento e a deformação causada por esta tensão, tem-se:

$$\gamma = \frac{\tau}{G_{12}} \quad (2.29)$$

O módulo de cisalhamento pode ser escrito em função das propriedades dos constituintes do laminado, a partir da combinação entre as Equações (2.28) e (2.29).

$$G_{12} = \frac{G_m G_f}{V_m G_f + V_f G_m} \quad (2.30)$$

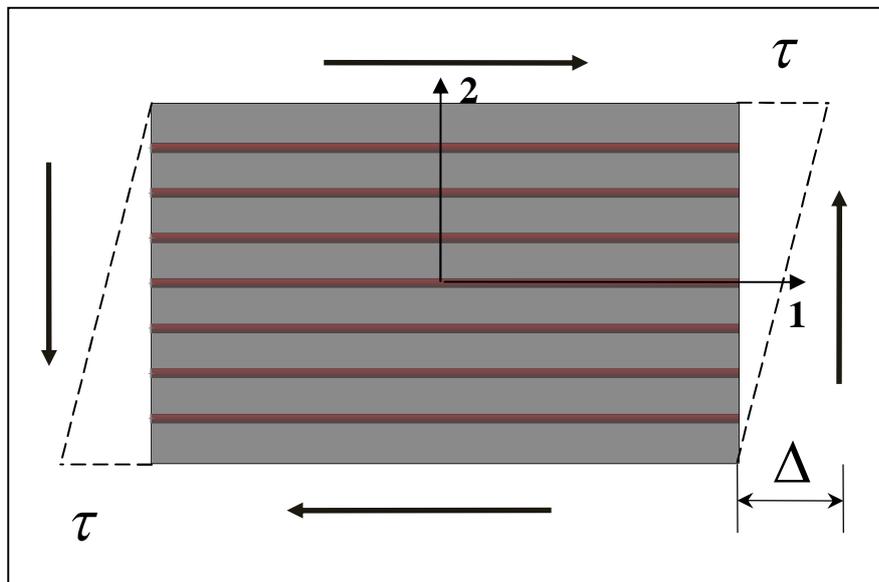


Figura 2.13 – Representação de um elemento de volume submetido à tensão de cisalhamento no plano 1-2.

2.1.5.5 Teoria Clássica dos Laminados

A Teoria Clássica dos Laminados considera algumas hipóteses de tensão e deformação que são utilizadas na análise do laminado:

- É considerado que o laminado esteja perfeitamente unido entre as lâminas, não existindo movimento relativo entre as mesmas.
- O laminado age como uma única lâmina com propriedades especiais.
- Uma seção que seja plana e perpendicular à superfície média do laminado, é suposto que continue plana e perpendicular após sofrer uma deformação.

Estas hipóteses são denominadas de hipóteses de Kirchoff, e para que sejam satisfeitas, as deformações angulares γ_{xz} e γ_{yz} devem ser nulas, considerando z como a direção normal à superfície média. Além disso, para estruturas tipo placas, a tensão e a deformação normal na direção z são consideradas nulas: $\sigma_z = 0$ e $\varepsilon_z = 0$.

A relação tensão-deformação em um plano da lâmina no sistema de eixos de referência é dada através da matriz de rigidez \bar{Q}_{ij} :

$$\begin{bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \tau_{xy} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \bar{Q}_{11} & \bar{Q}_{12} & \bar{Q}_{16} \\ \bar{Q}_{12} & \bar{Q}_{22} & \bar{Q}_{26} \\ \bar{Q}_{16} & \bar{Q}_{26} & \bar{Q}_{66} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \gamma_{xy} \end{bmatrix} \quad (2.31)$$

onde

$$\begin{aligned} \bar{Q}_{11} &= Q_{11} \cos^4 \varphi + 2(Q_{12} + 2Q_{66}) \sin^2 \varphi \cos^2 \varphi + Q_{22} \sin^4 \varphi; \\ \bar{Q}_{12} &= (Q_{11} + Q_{22} - 4Q_{66}) \sin^2 \varphi \cos^2 \varphi + Q_{12} (\sin^4 \varphi + \cos^4 \varphi); \\ \bar{Q}_{22} &= Q_{11} \sin^4 \varphi + 2(Q_{12} + 2Q_{66}) \sin^2 \varphi \cos^2 \varphi + Q_{22} \cos^4 \varphi; \\ \bar{Q}_{16} &= (Q_{11} - Q_{12} - 2Q_{66}) \sin \varphi \cos^3 \varphi + (Q_{12} - Q_{22} + 2Q_{66}) \sin^3 \varphi \cos \varphi; \\ \bar{Q}_{26} &= (Q_{11} - Q_{12} - 2Q_{66}) \sin^3 \varphi \cos \varphi + (Q_{12} - Q_{22} + 2Q_{66}) \sin \varphi \cos^3 \varphi; \\ \bar{Q}_{66} &= (Q_{11} + Q_{22} - 2Q_{12} - 2Q_{66}) \sin^2 \varphi \cos^2 \varphi + Q_{66} (\sin^4 \varphi + \cos^4 \varphi); \end{aligned} \quad (2.32)$$

Enquanto a relação tensão-deformação nas coordenadas principais do material é dada por:

$$\begin{bmatrix} \sigma_1 \\ \sigma_2 \\ \tau_{12} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} Q_{11} & Q_{12} & Q_{16} \\ Q_{12} & Q_{22} & Q_{26} \\ Q_{16} & Q_{26} & Q_{66} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \varepsilon_1 \\ \varepsilon_2 \\ \gamma_{12} \end{bmatrix} \quad (2.33)$$

O comportamento da deformação de um laminado, de acordo com a Teoria Clássica dos Laminados, pode ser observado na Figura 2.14, com o laminado na condição inicial na cor azul e deformado na cor vermelha.

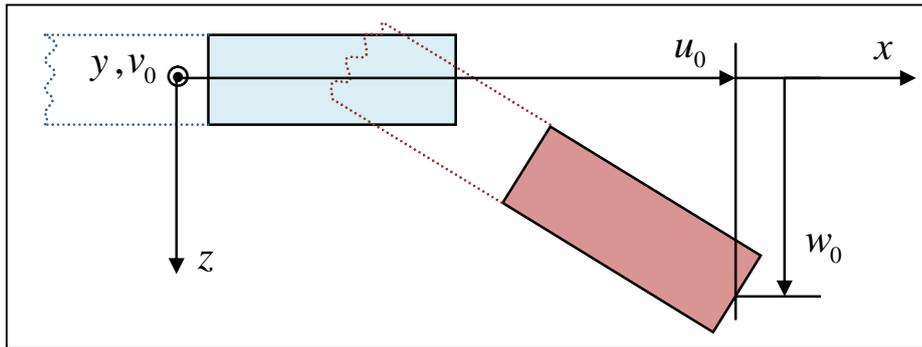


Figura 2.14 – Condição de deformação do laminado.

Dessa forma, os deslocamentos u e v , direções paralelas ao plano da placa, x e y , respectivamente, são expressos conforme mostrada na Equação (2.34):

$$u = u_0 - z \frac{\partial u_0}{\partial x} \quad \text{e} \quad v = v_0 - z \frac{\partial w_0}{\partial y} \quad (2.34)$$

As deformações normais e angulares não nulas, ε_x , ε_y e γ_{xy} , são definidas por:

$$\varepsilon_x = \frac{\partial u}{\partial x}, \quad \varepsilon_y = \frac{\partial v}{\partial y} \quad \text{e} \quad \gamma_{xy} = \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \quad (2.35)$$

Substituindo as Equações (2.34) nas Equações (2.35), tem-se que:

$$\begin{bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \gamma_{xy} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{\partial u_0}{\partial x} \\ \frac{\partial v_0}{\partial y} \\ \frac{\partial u_0}{\partial y} + \frac{\partial v_0}{\partial x} \end{bmatrix} + z \begin{bmatrix} -\frac{\partial^2 u_0}{\partial x^2} \\ -\frac{\partial^2 w_0}{\partial y^2} \\ -2\frac{\partial^2 w_0}{\partial x \partial y} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \varepsilon_x^0 \\ \varepsilon_y^0 \\ \gamma_{xy}^0 \end{bmatrix} + z \begin{bmatrix} \kappa_x \\ \kappa_y \\ \kappa_{xy} \end{bmatrix} \quad (2.36)$$

As forças e momentos resultantes que atuam em um laminado são obtidos pela integração da tensão em cada lâmina ao longo da espessura total do laminado, conforme segue a Equação (2.37):

$$\begin{bmatrix} N_x \\ N_y \\ N_{xy} \end{bmatrix} = \sum_{k=1}^N \int_{z_{k-1}}^{z_k} \begin{bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \tau_{xy} \end{bmatrix} dz \quad \text{e} \quad \begin{bmatrix} M_x \\ M_y \\ M_{xy} \end{bmatrix} = \sum_{k=1}^N \int_{z_{k-1}}^{z_k} \begin{bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \tau_{xy} \end{bmatrix} z dz \quad (2.37)$$

Combinando as Equações (2.33) e (2.37), é possível avaliar os esforços internos de membrana, onde N_x, N_y são as forças normais e, N_{xy} e N_{yx} são as forças cortantes, em função da matriz de rigidez $[\bar{Q}_{ij}]$, conforme a Equação (2.38):

$$\begin{bmatrix} N_x \\ N_y \\ N_{xy} \end{bmatrix} = \sum_{k=1}^N \begin{bmatrix} \bar{Q}_{11} & \bar{Q}_{12} & \bar{Q}_{16} \\ \bar{Q}_{12} & \bar{Q}_{22} & \bar{Q}_{26} \\ \bar{Q}_{16} & \bar{Q}_{26} & \bar{Q}_{66} \end{bmatrix}_k \int_{z_{k-1}}^{z_k} \begin{bmatrix} \varepsilon_x^0 \\ \varepsilon_y^0 \\ \gamma_{xy}^0 \end{bmatrix} dz + \int_{z_{k-1}}^{z_k} \begin{bmatrix} \kappa_x \\ \kappa_y \\ \kappa_{xy} \end{bmatrix} z dz \quad (2.38)$$

Da mesma forma, combinando as Equações (2.33) e (2.36), a análise do comportamento em flexão, onde os esforços internos, M_x, M_y (momentos fletores em relação aos eixos x e y, respectivamente) e M_{xy} e M_{yx} (momentos torçores) pode ser descrita pela Equação (2.39):

$$\begin{bmatrix} M_x \\ M_y \\ M_{xy} \end{bmatrix} = \sum_{k=1}^N \begin{bmatrix} \bar{Q}_{11} & \bar{Q}_{12} & \bar{Q}_{16} \\ \bar{Q}_{12} & \bar{Q}_{22} & \bar{Q}_{26} \\ \bar{Q}_{16} & \bar{Q}_{26} & \bar{Q}_{66} \end{bmatrix}_k \int_{z_{k-1}}^{z_k} \begin{bmatrix} \varepsilon_x^0 \\ \varepsilon_y^0 \\ \gamma_{xy}^0 \end{bmatrix} z dz + \int_{z_{k-1}}^{z_k} \begin{bmatrix} \kappa_x \\ \kappa_y \\ \kappa_{xy} \end{bmatrix} z^2 dz \quad (2.39)$$

As Equações (2.38) e (2.39) podem ser expressas em função de termos de acoplamento do laminado:

$$\begin{bmatrix} N_x \\ N_y \\ N_{xy} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_{11} & A_{12} & A_{16} \\ A_{12} & A_{22} & A_{26} \\ A_{16} & A_{26} & A_{66} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \varepsilon_x^0 \\ \varepsilon_y^0 \\ \gamma_{xy}^0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} B_{11} & B_{12} & B_{16} \\ B_{12} & B_{22} & B_{26} \\ B_{16} & B_{26} & B_{66} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \kappa_x \\ \kappa_y \\ \kappa_{xy} \end{bmatrix} \quad (2.40)$$

e

$$\begin{bmatrix} M_x \\ M_y \\ M_{xy} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} B_{11} & B_{12} & B_{16} \\ B_{12} & B_{22} & B_{26} \\ B_{16} & B_{26} & B_{66} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \varepsilon_x^0 \\ \varepsilon_y^0 \\ \gamma_{xy}^0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} D_{11} & D_{12} & D_{16} \\ D_{12} & D_{22} & D_{26} \\ D_{16} & D_{26} & D_{66} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \kappa_x \\ \kappa_y \\ \kappa_{xy} \end{bmatrix} \quad (2.41)$$

onde

$A_{ij} = \sum_{k=1}^N (\bar{Q}_{ij})_k (z_k - z_{k-1})$, representa a matriz de rigidez em membrana do laminado;

$B_{ij} = \frac{1}{2} \sum_{k=1}^N (\bar{Q}_{ij})_k (z_k^2 - z_{k-1}^2)$, representa o acoplamento entre membrana e flexão;

$D_{ij} = \frac{1}{3} \sum_{k=1}^N (\bar{Q}_{ij})_k (z_k^3 - z_{k-1}^3)$, representa a matriz de rigidez em flexão.

2.1.5.5.1 Ondas de Flexão em Material Ortotrópico

As equações de equilíbrio para a condição de flexão nos materiais compostos são fornecidas em termos da força e momento resultantes e em relação ao carregamento transversal $Q_t(x, y)$ (JONES, 1999).

Quando o material é submetido a uma força $Q_t(x, y)$, transversal ao plano da placa, as equações de equilíbrio para cada direção são definidas de acordo com os esforços internos, conforme apresenta a Figura 2.15.

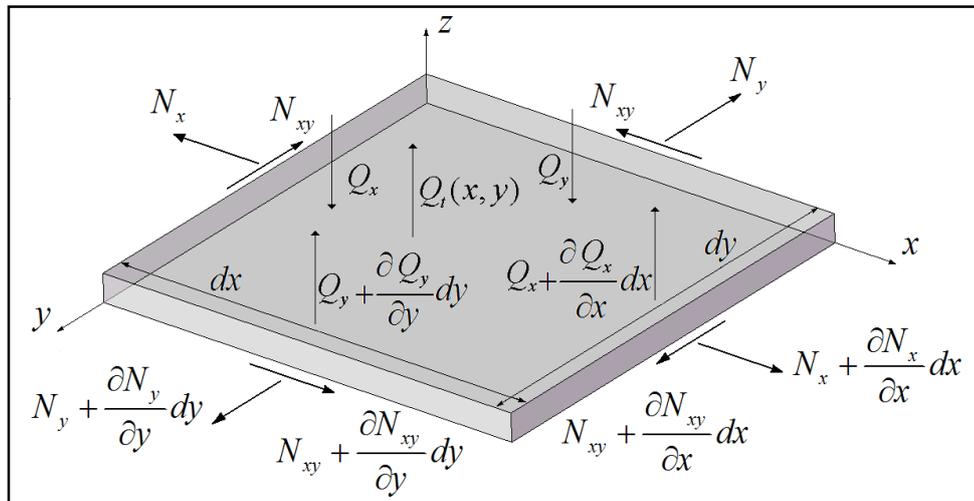


Figura 2.15 – Elemento de placa ortotrópica submetido a carregamento transversal e esforços de membrana.

Para a direção x , a equação de equilíbrio é dada pela Equação (2.42), ou pela Equação (2.43), na forma simplificada.

$$-N_x d_y - N_{xy} d_x + \left(N_{xy} + \frac{\partial N_{xy}}{\partial y} dy \right) dx + \left(N_x + \frac{\partial N_x}{\partial x} dx \right) dy = 0 \quad (2.42)$$

e

$$\frac{\partial N_x}{\partial x} + \frac{\partial N_{xy}}{\partial y} = 0 \quad (2.43)$$

Para a direção y , de maneira análoga à direção x , a equação de equilíbrio é dada pela Equação (2.44), ou pela Equação (2.45), na forma simplificada:

$$-N_{xy} d_y - N_y d_x + \left(N_y + \frac{\partial N_y}{\partial y} dy \right) dx + \left(N_{xy} + \frac{\partial N_{xy}}{\partial x} dx \right) dy = 0 \quad (2.44)$$

e

$$\frac{\partial N_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial N_y}{\partial y} = 0 \quad (2.45)$$

Enquanto que para a direção z , a equação de equilíbrio é dada pela Equação (2.46), ou pela Equação (2.47), na forma simplificada:

$$-Q_x d_y - Q_y d_x + \left(Q_y + \frac{\partial Q_y}{\partial y} dy \right) dx + \left(Q_x + \frac{\partial Q_x}{\partial x} dx \right) dy + p dx dy = 0 \quad (2.46)$$

e

$$\frac{\partial Q_x}{\partial x} + \frac{\partial Q_y}{\partial y} + Q_t(x, y) = 0 \quad (2.47)$$

As mesmas condições de equilíbrio são aplicadas para o comportamento em flexão, quando o elemento de placa ortotrópica é regido pelos esforços internos do tipo momento. As equações de equilíbrio para cada direção são definidas de acordo com os esforços internos apresentados na Figura 2.16.

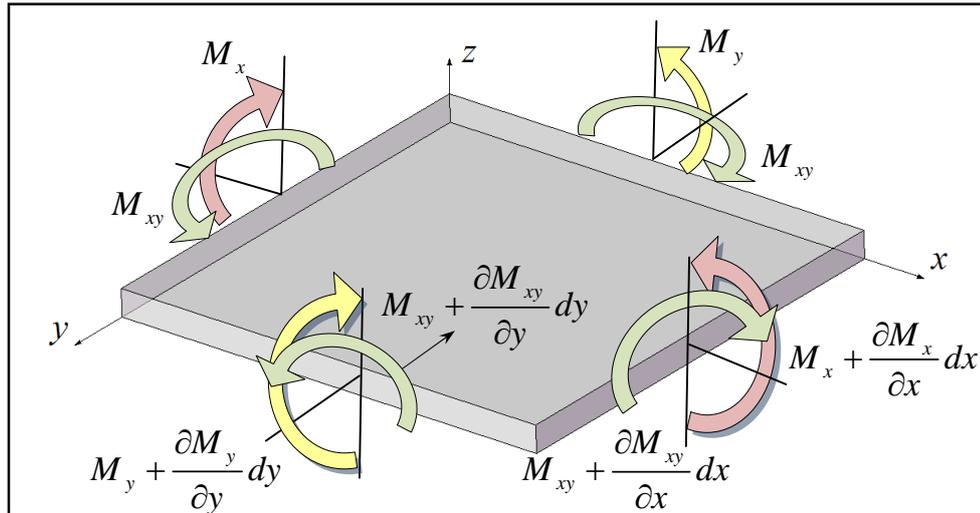


Figura 2.16 – Momentos em um elemento de placa ortotrópico.

Para a direção x , a equação de equilíbrio é dada pela Equação (2.48), ou pela Equação (2.49), depois de devidas simplificações:

$$\begin{aligned}
 & -M_{xy}d_y + M_yd_x - \left(M_y + \frac{\partial M_y}{\partial y} dy \right) dx - \left(M_{xy} + \frac{\partial M_{xy}}{\partial x} dx \right) dy \\
 & -Q_x dy \frac{dy}{2} + \left(Q_y + \frac{\partial Q_y}{\partial y} dy \right) dx dy + \left(Q_x + \frac{\partial Q_x}{\partial x} dx \right) dy \frac{dy}{2} + p dx dy \frac{dy}{2} = 0
 \end{aligned} \tag{2.48}$$

ou

$$Q_y = \frac{\partial M_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial M_y}{\partial y} \tag{2.49}$$

Aplicando o equilíbrio dos momentos sobre o eixo y , tem-se por analogia ao eixo x :

$$Q_x = \frac{\partial M_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial M_y}{\partial y} \tag{2.50}$$

Derivando as Equações (2.49) e (2.50), respectivamente com relação a y e x , e aplicando na Equação (2.47), tem-se a equação de equilíbrio de força na direção z :

$$\frac{\partial^2 M_x}{\partial x^2} + 2 \frac{\partial^2 M_{xy}}{\partial x \partial y} + \frac{\partial^2 M_y}{\partial y^2} = -p \tag{2.51}$$

Portanto, a forma geral da equação de onda de flexão para materiais ortotrópicos pode ser obtida através da aplicação das Equações (2.40) e (2.41) nas Equações (2.43), (2.45) e (2.51), para as direções x , y e z , respectivamente.

Os comportamentos de deflexão em relação às direções x e y não serão apresentados, visto que para placas planas o movimento predominante consiste no deslocamento na direção da espessura. Dessa forma, a equação geral que descreve o movimento da onda de flexão na direção perpendicular ao plano da placa, direção z , escrita em função dos termos de acoplamento do laminado, é expressa pela equação:

$$\begin{aligned}
 & D_{11} \frac{\partial^4 w_0}{\partial x^4} + 4D_{16} \frac{\partial^4 w_0}{\partial^3 x \partial y} + 2(D_{12} + 2D_{66}) \frac{\partial^4 w_0}{\partial x^2 \partial y^2} + 4D_{26} \frac{\partial^4 w_0}{\partial x \partial y^3} + D_{22} \frac{\partial^4 w_0}{\partial y^4} \\
 & - B_{11} \frac{\partial^3 u_0}{\partial x^3} - 3B_{16} \frac{\partial^3 u_0}{\partial x^2 \partial y} - (B_{12} + 2B_{66}) \frac{\partial^3 u_0}{\partial x \partial y^2} - B_{26} \frac{\partial^3 u_0}{\partial y^3} \\
 & - B_{16} \frac{\partial^3 v_0}{\partial x^3} - (B_{12} + 2B_{66}) \frac{\partial^3 v_0}{\partial x^2 \partial y} - 3B_{26} \frac{\partial^3 v_0}{\partial x \partial y^2} - B_{22} \frac{\partial^3 v_0}{\partial y^3} = Q_i(x, y)
 \end{aligned} \tag{2.52}$$

A Equação (2.52) deve ser resolvida para se determinar a deflexão transversal da placa com as devidas simplificações para cada tipo de laminado. Simplificações ocorrem, por exemplo, quando o laminado é simétrico, antissimétrico, isotrópico transverso, etc., pois alguns termos de acoplamento são nulos.

2.1.5.5.2 Ondas de Flexão em Material Isotrópico

As equações de onda de flexão para placas finas de materiais isotrópicos são baseadas em algumas hipóteses, de acordo com a teoria de elasticidade linear (JORDAN, 2007):

- O deslocamento transversal da placa é muito pequeno comparado com a espessura da placa;
- As tensões normais na direção transversal à placa são desprezadas;
- O plano médio da placa não sofre deformação durante a flexão;
- Qualquer linha reta perpendicular ao plano médio antes da deformação permanece em linha reta normal ao plano neutro durante as deformações.

A equação diferencial do movimento desta placa é dada por:

$$-\frac{EI}{12(1-\nu^2)}\nabla^4 w(x, y, t) + p = \rho_s \frac{\partial^2 w(x, y, t)}{\partial t^2} \quad (2.53)$$

onde p é a força diferencial por unidade de área;

ρ_s , massa por unidade de área;

I , momento de inércia de área da placa por unidade de largura;

∇^4 , operador bi-harmônico.

O operador bi-harmônico, em coordenadas cartesianas, é dado por:

$$\nabla^4 = \left(\frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2} \right) \left(\frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2} \right) = \frac{\partial^4}{\partial x^4} + 2 \frac{\partial^4}{\partial x^2 \partial y^2} + \frac{\partial^4}{\partial y^4} \quad (2.54)$$

Nos casos de vibrações livres o termo p é nulo e, aplicando o operador bi-harmônico, a Equação diferencial do movimento (2.53) pode ser expressa da seguinte forma:

$$-\frac{EI}{12(1-\nu^2)} \left(\frac{\partial^4 w}{\partial x^4} + 2 \frac{\partial^4 w}{\partial x^2 \partial y^2} + \frac{\partial^4 w}{\partial y^4} \right) = \rho \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} \quad (2.55)$$

2.2 Análise Estatística Energética (SEA)

SEA é um método normalmente utilizado para análise de problemas de vibroacústica na faixa de altas frequências. Os conceitos de SEA que se têm atualmente surgiram no início de 1960 em aplicação na indústria aeroespacial. O nome do método enfatiza os principais aspectos deste: *Estatística* significa que a variável é descrita a partir de uma população estatística de modos estruturais e acústicos e todos os resultados representam valores médios; *Energia* denota que a variável energia está sendo usada e *Análise* significa que não se trata de um método específico de cálculo, mas sim de uma metodologia de análise (LENZI, 1999).

2.2.1 Base do método

SEA baseia-se na hipótese de que o sistema seja formado por subsistemas acoplados e que haja um balanço contínuo entre parcelas de energia armazenada, dissipada e transmitida entre os subsistemas. Um subsistema é um componente à parte ou um elemento físico de uma estrutura (sistema) em análise. Para ser considerado como subsistema, este deve apresentar uma resposta vibratória relativamente uniforme ao longo de uma região em uma estrutura, representando assim, um conjunto de modos com mesmo tipo de mecanismo de armazenamento de energia (SARRADJ, 2004). A Figura 2.17, por exemplo, apresenta uma estrutura dividida em subsistemas estruturais e acústicos, de acordo com a similaridade das respostas vibratórias.

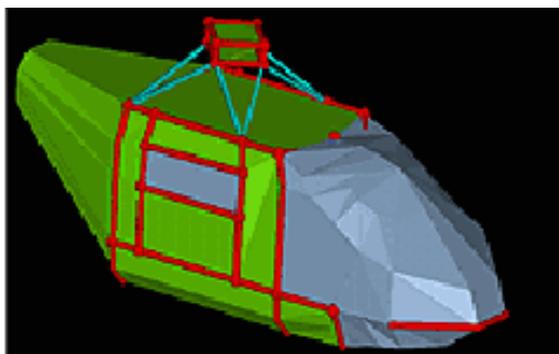


Figura 2.17 – Subsistemas acústicos e estruturais de um helicóptero.

2.2.2 Modelo de Subsistemas

O modelo básico utilizado em SEA consiste na interação entre subsistemas acoplados. Cada subsistema pode representar um grupo de modos similares de um elemento estrutural ou de uma cavidade acústica. Cada subsistema é representado pela sua densidade modal, nível de energia vibratória, amortecimento e fatores de acoplamento aos demais subsistemas. Por exemplo, se tipos diferentes de ondas existirem em região da estrutura, cada um dos tipos no mesmo elemento deve ser modelado como um subsistema diferente. No caso de uma placa com ondas de cisalhamento, longitudinais e de flexão, o modelo será composto por 3 subsistemas diferentes. A Figura 2.18 apresenta um exemplo típico de interação entre dois subsistemas.

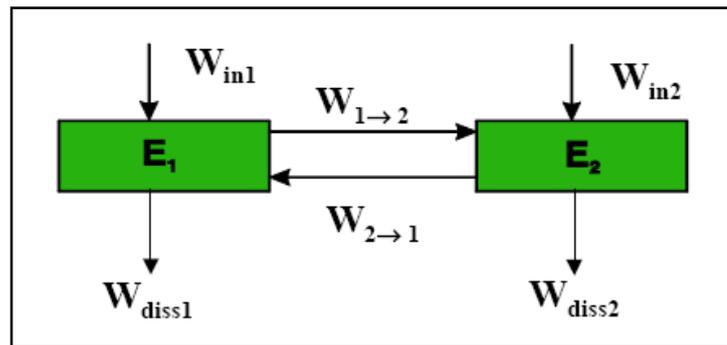


Figura 2.18 – Modelo Clássico de SEA com dois subsistemas.

2.2.3 Hipóteses de SEA

As principais hipóteses simplificativas utilizadas para o desenvolvimento das expressões de SEA são as seguintes:

- Os subsistemas são fracamente acoplados e assume-se que o acoplamento entre subsistemas é linear e conservativo;
- Existe uma equipartição de energia em um grupo de modos de um subsistema em uma determinada faixa de frequência, ou seja, todos os modos de vibração numa faixa de frequência possuem a mesma energia modal;
- Da mesma forma que a energia, é admitido que os valores de fator de perda por amortecimento modal de um subsistema, numa determinada faixa de frequência, são, também, iguais;
- O fluxo de potência é devido principalmente aos modos ressonantes de cada faixa de frequência. Este fluxo entre subsistemas é proporcional aos níveis de energia destes. As fontes de excitação são consideradas forças ou pressões aleatórias de banda larga;
- A reciprocidade vibroacústica entre subsistemas é considerada válida;
- Não existe acoplamento com modos não pertencentes à faixa de frequência de análise;
- Cada modo tem frequência natural (f_i) que é considerada uma variável aleatória e tem probabilidade uniforme de estar localizada na faixa de frequência de análise. Esta resulta da observação de que subsistemas nominalmente idênticos apresentam parâmetros aleatoriamente distribuídos, principalmente as ressonâncias nas altas frequências.

2.2.4 Vantagens dos modelos de SEA

Podem ser relacionadas algumas vantagens dos modelos de SEA:

- Como o número de subsistemas não depende da faixa de frequência de interesse, o modelo para altas frequências pode ser mantido relativamente pequeno (DE LANGUE, 1996). Dessa forma, o número de subsistemas com relação aos outros métodos é relativamente pequeno, o que viabiliza análises de sensibilidade para variáveis de projeto, o que não é possível através de outros métodos;
- SEA é ideal para avaliar e quantificar os caminhos de transmissão de energia;
- SEA é baseada em parâmetros que podem ser determinados analiticamente e requer poucos dados de entrada para ser processada. Por exemplo, para o cálculo da densidade modal de uma placa plana isotrópica é necessário o conhecimento da espessura do material, suas propriedades e as dimensões principais;
- Possibilidade de calcular a variância da resposta dos subsistemas;
- Possibilidade de usar diferentes técnicas para determinar os parâmetros de entrada (técnicas experimentais, FEM, BEM, etc.).

2.2.5 Desvantagens dos modelos de SEA

As principais desvantagens dos modelos de SEA estão citadas a seguir:

- Nas regiões de médias e baixas frequências, onde a densidade modal não é significativamente alta, este método apresenta maiores incertezas;
- O método de SEA assume campo reverberante ao aplicar suas equações básicas, relacionando fluxo de energia e energia modal. Portanto, para estruturas muito amortecidas e/ou para cavidades contendo materiais de absorção, as características afastam-se das de campo reverberante e as equações de SEA tornam-se menos aplicáveis.

2.2.6 Modelo de SEA

Os parâmetros básicos de SEA são necessários aos balanços de energia entre os subsistemas e relacionam a potência de entrada com níveis médios de energia. Esta relação pode ser descrita pela equação a seguir:

$$\omega \eta E = W \quad (2.56)$$

onde ω é a frequência central da faixa de frequência de interesse;

η , a matriz dos fatores de perda;

E , o vetor de energia;

W , o vetor das potências de entrada.

Assim, podem-se citar brevemente os quatro principais parâmetros necessários para satisfazer o balanço de energia demonstrado anteriormente:

- Fator de perda;
- Densidade Modal;
- Potência de entrada;
- Fator de acoplamento.

2.2.7 Amortecimento Estrutural

O amortecimento estrutural costuma ser representado através do fator de perda η , definido como sendo a razão entre a energia dissipada por radiano de oscilação e a energia vibratória do componente:

$$\eta = \frac{W_{in}}{\omega E} = \frac{W_{diss}}{\omega E} \quad (2.57)$$

onde W_{in} é a potência de entrada no subsistema;

W_{diss} é a potência dissipada no subsistema;

E é a energia do subsistema.

Os modelos de SEA consideram o valor médio do amortecimento dos modos contidos em uma faixa de frequência Δf . O método recomendado para a sua determinação é o da medição da potência de entrada, o qual considera $W_{diss} = W_{in}$. Desta forma, a potência de entrada para cada frequência pode ser obtida, para o caso de uma força pontual, através da expressão abaixo:

$$W_{in} = \frac{1}{2} \text{Re} \{ F(f) u^*(f) \} \quad (2.58)$$

sendo F a amplitude da força aplicada;

u^* , a amplitude da velocidade complexa conjugada no ponto de aplicação da força.

Para o caso da potência transferida por um campo sonora difuso, a potência de entrada para cada frequência pode ser obtida através da seguinte expressão:

$$W_{in} = \left\langle p^{-2} \right\rangle \frac{n(f) S c_{som}^2 \sigma_{rad}}{M \omega^2} \quad (2.59)$$

sendo $\left\langle p^{-2} \right\rangle$ é a pressão média quadrática espacial;

$n(f)$ é a densidade modal da estrutura;

S é a área da estrutura em contato com o campo acústico;

c_{som} é a velocidade de propagação do som no meio;

σ_{rad} é eficiência de radiação da estrutura.

2.2.8 Densidade Modal

A densidade modal $n(f)$ [modos/Hz] é definida como sendo o número de modos por unidade de frequência, em Hz. Desta forma, o número de modos contidos em uma faixa de frequência Δf é obtido através da integração, considerando os casos em que a densidade modal não seja constante com a frequência:

$$N = \int_{\Delta f} n(f) df \quad [\text{modos}] \quad (2.60)$$

Para componentes estruturais, podem ser determinados através da expressão:

$$n(f) = 4M \langle \text{Re}\{Y\} \rangle_{\Delta f} \quad (2.61)$$

onde M é a massa do componente;

$\langle \text{Re}\{Y\} \rangle_{\Delta f}$, a média espacial na faixa de frequência Δf da parte real da mobilidade pontual.

A mobilidade é definida como a resposta em frequência em termos de velocidade, quando um sistema é excitado por uma força, conforme Equação (2.62). A mobilidade pode ser de transferência ($i \neq j$) ou pontual ($i = j$). A Figura 2.19 ilustra um sistema excitado por uma força \mathbf{F} no ponto i , com velocidade \mathbf{v} no ponto j .

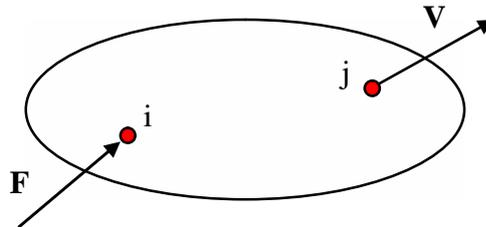


Figura 2.19 – Representação da excitação de um sistema e resposta do tipo velocidade.

A mobilidade relacionando os pontos i e j é então dada por:

$$Y_{ij}(f) = \frac{\mathbf{V}_j(f)}{\mathbf{F}_i(f)} \quad (2.62)$$

2.3 Método híbrido (FE-SEA)

O método híbrido FE-SEA contempla o uso de dois tipos de formulação em um mesmo modelo: uma formulação determinística e uma formulação estatística. A formulação determinística, como por elementos finitos (FE) ou elementos de contorno (BEM), é aplicada para as regiões rígidas do sistema, onde a resposta é dominada por um pequeno número de modos. Para regiões flexíveis do sistema, o comprimento de onda se torna muito pequeno, o que tornaria um método determinístico de alto custo devido ao elevado número de elementos necessários para satisfazer a relação número de elementos por comprimento de onda, e um método estatístico, como a análise estatística energética (SEA), é empregado. Além disto, outra deficiência do método determinístico para as regiões flexíveis do sistema (regiões com alta densidade modal) é o fato de a resposta se tornar sensível às pequenas variações nas propriedades mecânicas do material e geometria (SHORTER; COTONI; LANGLEY, 2005).

Portanto, os métodos determinísticos são aplicados nas regiões onde o tamanho do elemento do modelo proporcione um tempo de solução razoável. Uma vantagem da aplicação de um método determinístico, acoplado a um método estatístico, é a possibilidade de detalhar regiões complexas da geometria, como soldas, junções e reforços em chapas.

O método de análise estatística energética (SEA) possui vantagens sobre os métodos determinísticos, nas regiões de alta densidade modal, onde é recomendado para representar sistemas com pequeno comprimento de onda (COTONI; SHORTER; CHARPENTIER; GARDNER, 2005).

A aplicação do método híbrido FE-SEA nos painéis de compósitos reforçados, para a resolução de problemas vibroacústicos, compreende a representação das vigas de reforço em elementos finitos e a representação do painel por análise estatística energética. O modelo híbrido foi desenvolvido utilizando o *software* comercial *VAOne* (VAOne 2007 USER GUIDE, 2007). Entretanto, a solução modal da parte em FE foi realizada empregando o *software* comercial *NASTRAN* (MSC.NASTRAN 2005 r2 USER GUIDE, 2005). O modelo híbrido apresenta a vantagem de considerar de forma mais realista os efeitos das vigas de reforço, já que a análise de elementos finitos traz a contribuição dos modos de vibração dos reforços de uma maneira determinística. O modelo é realizado em duas etapas: primeiramente, são obtidos os resultados de elementos finitos, sendo incorporados ao modelo e, posteriormente, é feita a análise acoplada dos dois métodos.

O acoplamento híbrido FE-SEA, entre as vigas de elementos finitos e o conjunto de subsistemas de SEA é dado pela relação de reciprocidade de campo difuso que possibilita o

acoplamento entre subsistemas estatísticos e os graus de liberdade dos subsistemas determinísticos, considerando um único sistema. A relação de reciprocidade de campo difuso permite com que as forças no contorno entre viga e sub-painel, ou entre os nós dos elementos finitos das vigas e as arestas dos subsistemas em SEA dos sub-painéis sejam dadas em termos de energia vibratória do subsistema em SEA (LANGLEY; CORDIOLI, 2008).

Os deslocamentos dos subsistemas em elementos finitos (vigas) são descritos pelo vetor \mathbf{q} , que é a vetor com os graus de liberdade dos subsistemas determinísticos. Então, a matriz de rigidez dinâmica dos subsistemas determinísticos, \mathbf{D}_d , pode ser escrita da seguinte maneira:

$$\mathbf{D}_d \mathbf{q} = \mathbf{f}_d \quad (2.63)$$

onde \mathbf{f}_d é o vetor de forças generalizadas para os graus de liberdade determinísticos.

A parcela de contribuição da matriz de rigidez dinâmica relacionada aos subsistemas de SEA é composta por uma devida a um campo direto e outra devida a um campo reverberante. A parcela devida ao campo direto descreve a rigidez devido a um subsistema estatístico nos graus de liberdade no contorno da região determinística (na base das vigas de reforço), considerando um subsistema de SEA infinito, enquanto que a parcela devida ao campo reverberante descreve a rigidez do subsistema de SEA devida a um campo vibratório devido às reflexões no contorno do subsistema de SEA, ou seja, considerando um subsistema finito (SHORTER; LANGLEY, 2005).

A relação de reciprocidade de campo difuso, apresentada na Equação (2.64), portanto, pode ser entendida como uma relação entre as forças aplicadas nos nós dos elementos finitos das vigas e o nível de energia médio do campo reverberante do subsistema SEA conectado às vigas (CORDIOLI; COTONI, 2009):

$$E[\mathbf{f}_{rev} \mathbf{f}_{rev}^H] = \left(\frac{4E}{\omega \pi n} \right) \text{Im}\{\mathbf{D}_{dir}\} \quad (2.64)$$

onde $E[]$ representa a média de um conjunto de estruturas similares;

\mathbf{D}_{dir} representa a matriz de rigidez dinâmica devido a um campo direto;

n é a densidade modal do subsistema de SEA;

E é o nível de energia médio do subsistema SEA;

\mathbf{f}_{rev} é o vetor de forças reverberantes nos graus de liberdade do contorno.

2.4 Eficiência de Radiação

A eficiência de radiação σ_{rad} é definida como uma relação entre a vibração de uma estrutura e a potência sonora radiada por esta (CREMER; HECKL; UNGAR, 1988). A vibração da estrutura é expressa em termos da velocidade normal da superfície ao quadrado $\langle \bar{V}^2 \rangle$, quando realizada uma média temporal e espacial sobre a superfície vibrante.

Existem várias maneiras de uma estrutura perder energia ao vibrar: através do amortecimento intrínseco da estrutura, convertendo energia cinética em calor; por uniões ou através do contato com outra estrutura, definido como fator de acoplamento; radiando energia para o fluido adjacente, em forma de energia sonora. O parâmetro que define o quanto de energia é perdida para o meio adjacente, portanto, denomina-se eficiência de radiação:

$$\sigma_{rad} = \frac{W_{rad}}{\rho_0 c_0 S \langle \bar{V}^2 \rangle} \quad (2.65)$$

onde W_{rad} a potência sonora radiada pelo componente (painel);

S , a área da superfície;

$\rho_0 c_0$, a impedância acústica do meio;

$\langle \bar{V}^2 \rangle$, a velocidade média quadrática temporal e espacial da vibração do painel.

Pode ser determinada experimentalmente, usando uma câmara acústica para a medição da potência sonora radiada e pode, também, ser obtida numericamente, fazendo-se uso dos métodos de elementos finitos e/ou de contorno para o cálculo de $\langle \bar{V}^2 \rangle$ e da correspondente potência sonora radiada. Com o avanço dos recursos computacionais, este parâmetro tem sido obtido numericamente e os resultados verificados experimentalmente.

2.4.1 Frequência de coincidência

Para descrever o equacionamento dos parâmetros de perda de transmissão e eficiência de radiação é importante adentrar o conceito de condição de coincidência (FAHY; GARDONIO, 2007). Esta condição ocorre quando a componente k_y do número de onda \vec{k} , da onda sonora, ilustrada na Figura 2.20, for igual ao número de onda de flexão do painel vibrante, k_f :

$$k_y = k \text{sen}(\phi); k_f = \sqrt[4]{\frac{\omega^2 \rho_s}{D}} \Rightarrow k \text{sen}(\phi) = \sqrt[4]{\frac{\omega^2 \rho_s}{D}} \quad (2.66)$$

onde ρ_s é a densidade superficial $\left[\frac{kg}{m^2} \right]$.

Reescrevendo a Equação (2.65), a equação da frequência de coincidência torna-se

$$\omega_{co} = \frac{c^2}{\text{sen}^2(\phi)} \sqrt{\frac{\rho_s}{D}} \quad (2.67)$$

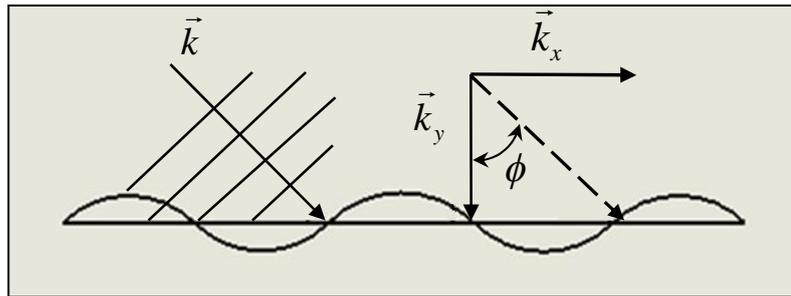


Figura 2.20 – Decomposição do número de onda de flexão de uma onda incidente.

Quando a frequência de coincidência obtiver o menor valor em relação aos ângulos de incidência, ou seja, para $\phi = \frac{\pi}{2}$, esta condição é denominada de menor frequência de coincidência:

$$\omega_c = c^2 \sqrt{\frac{\rho_s}{D}} \quad (2.68)$$

Em termos de velocidade de propagação, a Figura 2.21 mostra um esquema da variação da velocidade de flexão da partição com a frequência, c_f , e a comparação com a velocidade do som no ar, c_{som} , que tende a se manter constante com a frequência.

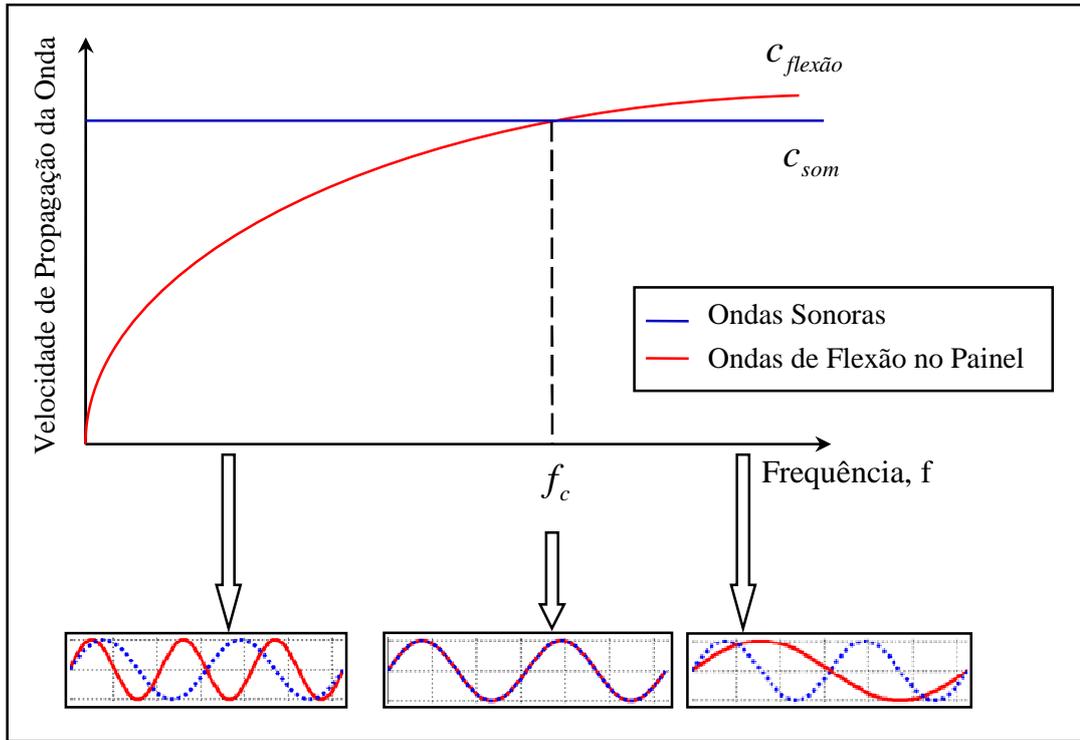


Figura 2.21 – Diagrama de velocidades de propagação da onda sonora e de flexão na partição.

Através da Figura 2.21 pode-se observar que, nas baixas frequências ($\omega < \omega_c$), o comprimento das ondas do som no meio é maior que o das ondas de flexão no pannel, pois $c = \frac{\lambda\omega}{2\pi}$, logo $\lambda_{som} > \lambda_f$, enquanto que para frequências mais altas ($\omega > \omega_c$), o comprimento das ondas do som no ar é menor que o das ondas de flexão no pannel.

A condição de coincidência pode ser formulada em relação ao ângulo de coincidência, para o qual a componente do número de onda, k_y , é igual ao número de onda de flexão k_f . O ângulo de coincidência para uma frequência ω ($\omega > \omega_c$) é dado por:

$$\phi_{co} = \arcsen \sqrt{\frac{\omega_c}{\omega}} \quad (2.69)$$

Para placas planas isotrópicas com densidade superficial ρ_s , a frequência crítica pode ser calculada pela expressão:

$$\omega_c = c^2 \sqrt{\frac{\rho_s}{h} \left[\frac{Eh^3}{12(1-\nu^2)} \right]^{-1/2}} \quad (2.70)$$

A velocidade de flexão das ondas em compostos laminados é obtida com base na Teoria Clássica dos Laminados. A equação da Teoria Clássica dos Laminados, para um material composto laminado ortotrópico, é dada por (PROSSER; GORMAN, 1992):

$$\begin{aligned} D_{11} \frac{\partial^4 w}{\partial x^4} + 4D_{16} \frac{\partial^4 w}{\partial x^3 \partial y} + 2(D_{12} + 2D_{66}) \frac{\partial^4 w}{\partial x^2 \partial y^2} \\ + 4D_{26} \frac{\partial^4 w}{\partial x \partial y^3} + D_{22} \frac{\partial^4 w}{\partial y^4} + \rho h \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} = 0 \end{aligned} \quad (2.71)$$

onde D_{ij} é o coeficientes de rigidez de flexão anisotrópicos;

w , o deslocamento normal da placa;

x e y , os eixos ortogonais no plano da placa;

ρ , a densidade do material.

O deslocamento das ondas de flexão pode ser representado na forma:

$$w(x, y, t) = A_0 e^{i(\omega t - k l_x x - k l_y y)} \quad (2.72)$$

onde A_0 é a amplitude;

ω , a frequência angular;

l_x e l_y , os cossenos diretores da direção de propagação;

k , o número de onda.

Substituindo a Equação (2.72) na Equação (2.71) e reduzindo os termos, tem-se que a velocidade da onda de flexão em um material composto laminado ortotrópico resulta em:

$$c_f(\theta) = \sqrt[4]{\frac{D(\theta)}{\rho h}} \sqrt{\omega} \quad (2.73)$$

onde $D(\theta)$ é a matriz de rigidez a flexão, conforme apresentado a seguir:

$$D(\theta) = \frac{h^3}{12} \left\{ \frac{E_x \cos^4(\theta)}{1 - \nu_{xy} \nu_{yx}} + 2 \left(\frac{\nu_{xy} E_y}{1 - \nu_{yx} \nu_{xy}} + 2G \right) \cos^2(\theta) \sin^2(\theta) + \frac{E_x \sin^4(\theta)}{1 - \nu_{yx} \nu_{xy}} \right\} \quad (2.74)$$

Da mesma forma como ocorre nos materiais isotrópicos, a frequência de coincidência ocorre quando a velocidade do som no meio, onde a placa estiver contida, for igual à velocidade de flexão no painel $c_f(\theta)$.

Em termos de número de onda, como $k_f = \frac{2\pi f}{c_f}$, a frequência de coincidência ocorre quando o número de onda do som no ar for igual ao número de onda de flexão da placa, $k_{som} = k_f$.

2.4.2 Eficiência de radiação de placas infinitas

A eficiência de radiação sonora de uma placa infinita isotrópica, em movimento harmônico de flexão, é uma função dos componentes dos números de onda de flexão da placa em relação ao número de onda do meio acústico, onde a placa está inserida. Esta relação é expressa para as componentes x e y , conforme segue:

$$k_x = \frac{k_f \cdot \cos(\theta)}{k_0} \quad \text{e} \quad k_y = \frac{k_f \cdot \sin(\theta)}{k_0} \quad (2.75)$$

onde $k_f = \frac{\sqrt[4]{\omega^2 \rho h}}{D(\theta)}$ é o número de onda de flexão da placa e θ é o ângulo de propagação das ondas de flexão no plano da placa em relação ao eixo x .

A equação da onda para duas dimensões, x e y é:

$$\frac{\partial^2 p}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 p}{\partial y^2} - \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} = 0 \quad (2.76)$$

A solução proposta é:

$$p(x, y, t) = p_0 e^{-j[k_f x + k_y y]} e^{j\omega t} \quad (2.77)$$

A velocidade de partícula é obtida da condição de contorno:

$$V_{placa} = V_{y,y=0} = \frac{-1}{j\omega\rho_0} \left[\frac{\partial p}{\partial y} \right]_{y=0} = \frac{p_0 k_y}{\rho_0 \omega} e^{-jk_f x} e^{j\omega t} \quad (2.78)$$

Considerando que o movimento seja harmônico, tem-se:

$$V(x, t) = \frac{p_0 k_y}{\rho_0 \omega} e^{-jk_f x} e^{j\omega t} \quad (2.79)$$

A potência sonora radiada é dada por:

$$W_{rad} = \frac{1}{2} \operatorname{Re} \left\{ p \cdot V^* \right\}_{y=0} = \frac{1}{2} \frac{p_0^2 k_y S}{\rho_0 \omega} \quad (2.80)$$

A eficiência de radiação de uma placa infinita, portanto, fica assim:

$$\sigma_{rad} = \frac{W_{rad}}{\rho_0 C S \langle \bar{V}^2 \rangle} = \frac{p_0^2 k_y S}{2\rho_0^2 c \omega S \left[\frac{1}{2} \frac{p_0^2 k_y^2}{\rho_0^2 \omega^2} \right]} \quad (2.81)$$

A eficiência de radiação pode ser escrita, ainda, em função dos números de onda do som e da placa, sabendo-se que $k_f^2 = k_x^2 + k_y^2$:

$$\sigma_{rad} = \frac{k^2}{\sqrt{k^2 - k_f^2}} \quad (2.82)$$

2.4.3 Eficiência de radiação de placas finitas retangulares

Considerando uma placa plana finita retangular simplesmente apoiada nas bordas, com dimensões L_x e L_y vibrando sob um determinado modo de vibração (m, n) , o diagrama das componentes de número de onda desta placa se apresenta conforme ilustra a Figura 2.22 (FAHY; GARDONIO, 2007).

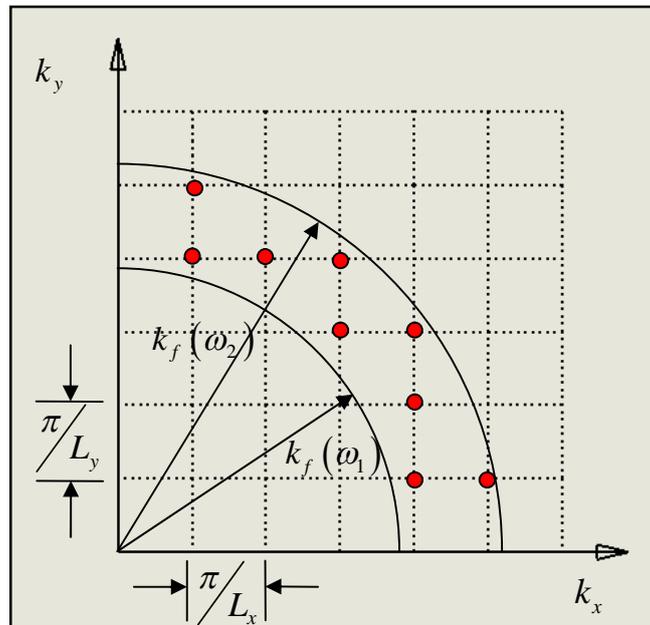


Figura 2.22 – Diagrama vetorial de número de onda de flexão da partição.

As componentes dos números de onda de flexão da placa nas direções x e y são dadas por:

$$k_x = \frac{m\pi}{L_x} \text{ e } k_y = \frac{n\pi}{L_y} \quad (2.83)$$

Na Figura 2.22, a intersecção entre as linhas do diagrama representam os modos ressonantes de vibração de uma placa. Os modos de vibração com frequências naturais maiores se encontram em pontos mais afastados da origem no diagrama. Os modos de

vibração contidos na faixa entre as frequências naturais ω_1 e ω_2 , por exemplo, estão destacados por pontos na cor vermelha, contemplando modos dos mais variados tipos, como modos de flexão predominantes na direção x e modos de flexão predominantes na direção y.

Para frequências tais que $c_f < c_{som}$, as ondas de flexão nas placas infinitas possuem uma energia de radiação nula, por causa dos cancelamentos totais entre as fases relativas de vibração da placa, enquanto que nas placas retangulares finitas a energia de radiação é diferente de zero, variando em algumas situações conforme a localização do modo no diagrama de número de onda.

Assim, são analisados os casos:

$$a) k > \frac{m\pi}{L_x} \text{ e } k < \frac{n\pi}{L_y}$$

Este caso pode ser exemplificado pelo diagrama da Figura 2.23. O número de onda acústico, k , é maior apenas que a componente do número de onda de flexão na direção x, k_x , e menor que, k_y . Neste caso o comprimento de onda do som no meio é maior que o das ondas de flexão no painel apenas na direção y: $\lambda_{som} < \lambda_x$ e $\lambda_{som} > \lambda_y$, portanto, o cancelamento é predominante na direção y. O modo de vibração, $m = 2$ e $n = 5$, destacado no diagrama da Figura 2.23, representa esta situação.

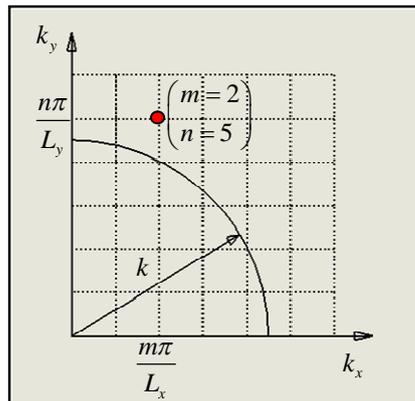


Figura 2.23 – Diagrama de número de onda para condição (a).

$$b) k < \frac{m\pi}{L_x} \text{ e } k > \frac{n\pi}{L_y}$$

Este caso, da mesma forma que a situação (a), possui o número de onda acústico k , maior em apenas uma direção. O número de onda acústico, k , é maior que a componente do

número de onda de flexão na placa na direção y , k_y . Neste caso o comprimento de onda do som no meio é maior que o das ondas de flexão no painel apenas na direção x : $\lambda_{som} > \lambda_x$ e $\lambda_{som} < \lambda_y$, portanto, o cancelamento é predominante na direção x . O modo de vibração, $m = 5$ e $n = 2$, destacado no diagrama da Figura 2.24, exemplifica esta situação.

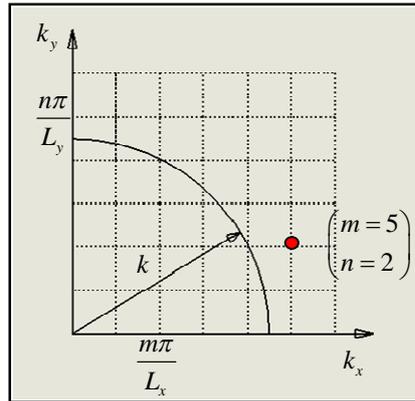


Figura 2.24 – Diagrama de número de onda para condição (b).

$$c) k < \frac{m\pi}{L_x} \text{ e } k < \frac{n\pi}{L_y}$$

Ocorre quando o número de onda acústico, k , é menor que as duas componentes do número de onda de flexão da placa, k_x e k_y . Neste caso o comprimento de onda do som no meio é maior que o das ondas de flexão no painel: $\lambda_{som} > \lambda_x$ e $\lambda_{som} > \lambda_y$, portanto, esta é a condição onde ocorre a menor parcela de cancelamento. Um exemplo desta situação é apresentado no diagrama da Figura 2.25, pelo modo de vibração $m = 5$ e $n = 5$.

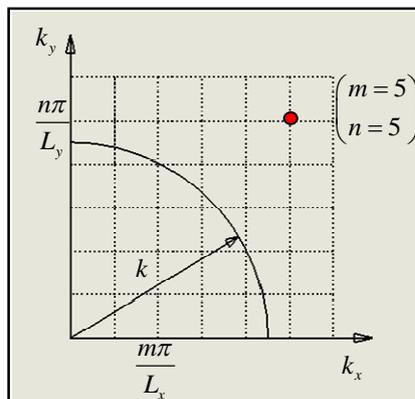


Figura 2.25 – Diagrama de número de onda para condição (c).

$$d) k > \frac{m\pi}{L_x} \text{ e } k > \frac{n\pi}{L_y}$$

A última situação possível ocorre quando o número de onda acústico é maior que ambas componentes, k_x e k_y , do número de onda de flexão da placa. Neste caso o comprimento de onda do som no meio é menor que o das ondas de flexão no painel: $\lambda_{som} < \lambda_x$ e $\lambda_{som} < \lambda_y$, portanto, ocorre cancelamento nas duas direções do painel. Este exemplo está ilustrado no diagrama da Figura 2.26, pelo modo de vibração $m = 2$ e $n = 3$.

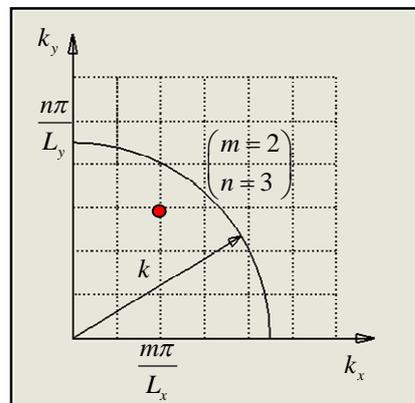


Figura 2.26 – Diagrama de número de onda para condição (d).

Cada uma das quatro situações apresentadas representa um determinado tipo de cancelamento, as quais podem ser comparadas em relação à efetividade da eficiência de radiação. Um esquema com modos de vibração, indicando as regiões de cancelamentos para cada situação, está apresentado na Figura 2.27.

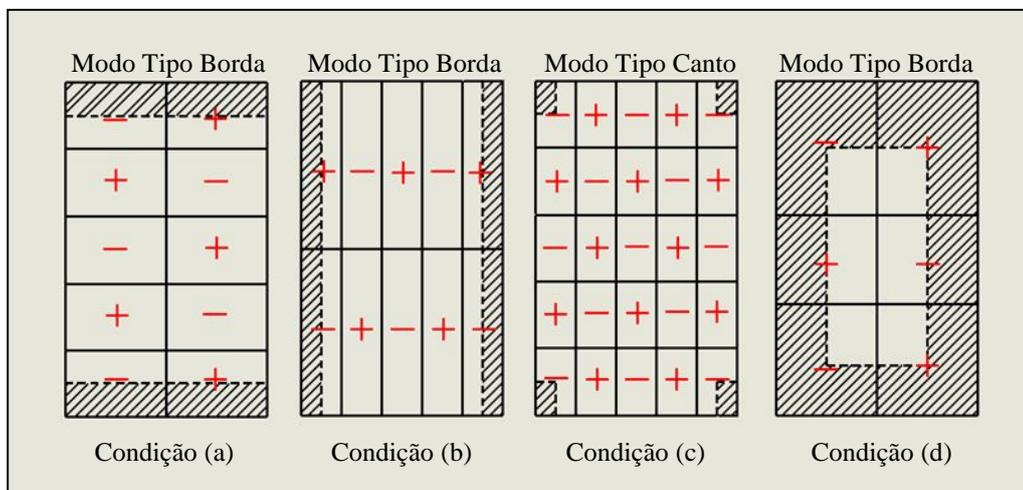


Figura 2.27 – Regiões de não cancelamento para quatro situações possíveis de vibração.

Na Figura 2.27, as áreas hachuradas, representam regiões de não-cancelamento, ou seja, quanto maior a área hachurada, maior a eficiência de radiação da placa.

Os modos tipo borda, encontrados nas situações (a), (b) e (d) são responsáveis por uma maior potência radiada, enquanto que os modos tipo canto, encontrados na situação (c) são denominados modos tipo canto e possuem uma área total de radiação muito menor que os modos tipo borda, sendo, portanto, radiadores ineficientes.

Portanto, os modos de vibração apresentados nas situações (a) e (b), por exemplo, produzem uma eficiência de radiação mais efetiva do que a condição (c). A partir da mesma analogia, a situação (d) apresenta uma eficiência de radiação maior que nas situações (a) e (b).

2.4.4 Eficiência de radiação de placas retangulares com reforçadores

Na utilização prática de estruturas tipo placas, é muito comum a necessidade de aumento da rigidez estrutural das placas. Existem várias maneiras, muito utilizadas, para alcançar este aumento da rigidez estrutural: vigas de reforços, chapas corrugadas e disposição de estruturas sanduíches. O aumento da rigidez, no entanto, altera as características de propagação o número de onda de flexão em cada direção e conseqüente cancelamentos das ondas sonoras radiadas (ibidem, p. 204).

O efeito do comportamento vibracional de uma estrutura depende, também, das propriedades do material, da forma geométrica do reforçador, e da disposição e das conexões entre os reforçadores e a placa base. Muitos outros parâmetros introduzidos pelo aumento na rigidez e pelos efeitos acústicos e dinâmicos podem ser estudados especificamente. Será dada ênfase a reforçadores tipo vigas, com disposições tipo “linhas” (mesmo espaçamento em uma direção) e tipo “cruzados” (mesmo espaçamento em ambas as direções), conforme mostrado na Figura 2.28.

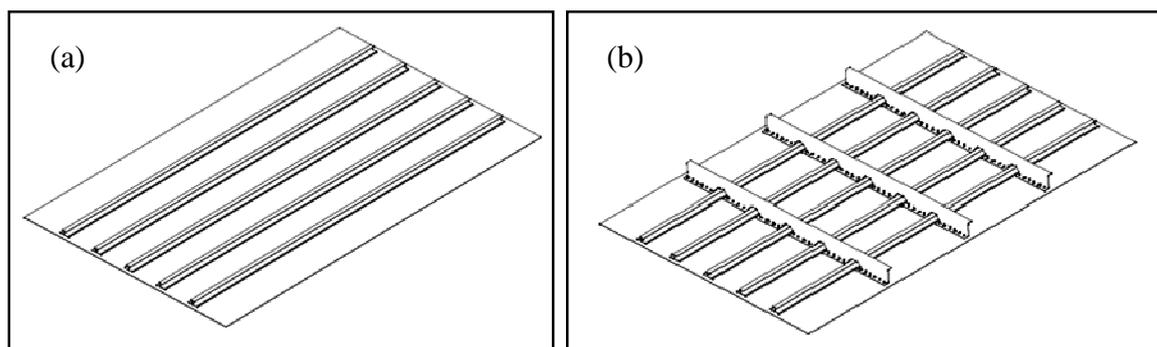


Figura 2.28 – Exemplos de painéis com reforçadores: (a) Unidirecionais; (b) Cruzados.

A eficiência de radiação de placas com reforçadores pode ser analisada em termos dos modos de vibração e frequências naturais, além das características de dispersão das ondas, como número de onda e comprimento de onda. Nas baixas frequências, por exemplo, o comprimento de onda de flexão da placa é bastante superior à distância do espaçamento, porém as frequências naturais são maiores.

Nas altas frequências, o comprimento de onda de flexão é menor do que o espaçamento entre as vigas de reforço, o que sugere uma verificação quanto às dimensões e condições de contorno das placas menores criadas entre os reforços. A diferença entre a rigidez do reforçador e a rigidez da placa base, por exemplo, gera simplificações não recomendadas quanto às condições de contorno de cada placa menor.

Os efeitos dos reforçadores na radiação sonora são diferentes nos casos de placas excitadas mecanicamente, por forças localizadas, ou por campos acústicos. Os efeitos da adição dos reforçadores são efetivos, por produzir várias placas menores aumentando a eficiência de radiação abaixo da frequência crítica por um fator de $\left[1 + 2\frac{P}{B}\right]$, onde P é o comprimento total dos reforçadores e B é o comprimento do perímetro da placa (MAIDANIK, 1962)

A Figura 2.29 mostra resultados de eficiência de radiação medidos experimentalmente de estruturas idênticas com acréscimo de dois tipos de reforçadores: reforço simples e reforço cruzado.

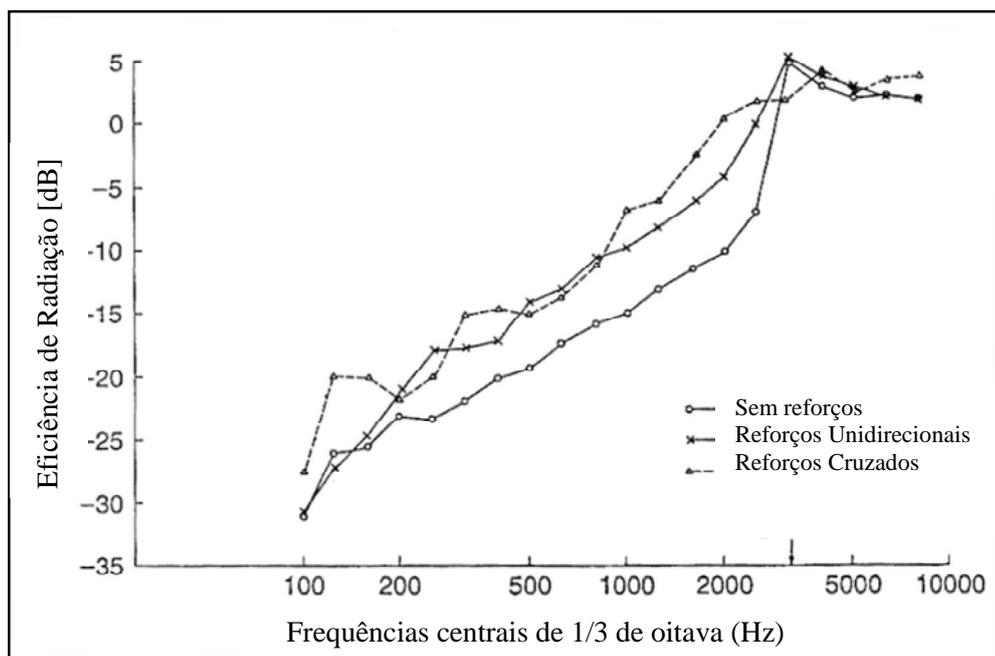


Figura 2.29 – Efeitos dos reforçadores na eficiência de radiação (FAHY; GARDONIO, 2007, p. 207).

Portanto, pode ser observado na Figura 2.29 que as vigas de reforço, por produzirem várias placas menores, aumentam a eficiência de radiação abaixo da frequência crítica em relação a uma placa lisa. No entanto, o aumento da eficiência de radiação é maior nas placas com reforços cruzados em relação aos reforços unidirecionais, pois o número de placas menores é maior no caso das placas com reforços cruzados.

2.5 Perda de Transmissão (PT)

Ruídos gerados em um ambiente podem se propagar e gerar níveis de ruído excessivos em ambientes separados por paredes. O controle do ruído, neste caso, depende da eficiência do isolamento à propagação do som através destas partições. O parâmetro usado para representar esta característica das partições é a Perda de Transmissão.

2.5.1 Transmissão sonora oblíqua através de partição sem restrição

Uma partição sujeita à incidência de ondas planas com ângulos de incidência aleatórios representa a grande maioria dos casos práticos, conforme mostra a Figura 2.30.

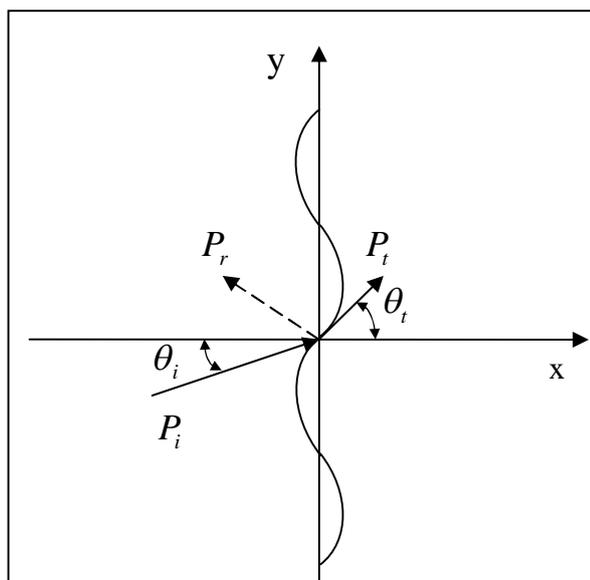


Figura 2.30 – Transmissão sonora por incidência oblíqua.

Para cada frequência, o coeficiente de transmissão depende do ângulo θ_i das ondas incidentes, formando um ângulo entre a direção de propagação das ondas incidentes e a

direção perpendicular ao plano da placa. Portanto, é importante a definição do coeficiente de transmissão em função do ângulo θ_i de incidência, além do tipo de campo incidente: por ondas planas ou por campo difuso. A equação do coeficiente de transmissão para uma onda sonora plana, incidindo com ângulo θ_i ($\theta_i = \theta_t = \theta$) em uma partição infinita, fina e uniforme, pode ser representada por (FAHY; GARDONIO, 2007, p. 287):

$$\tau = \frac{\left(2\rho_0 c / \omega m\right)^2 \sec^2 \theta}{\left[\left(2\rho_0 c / \omega m\right) \sec^2 \theta + \left(k / k_b\right)^4 \eta \operatorname{sen}^4 \theta\right]^2 + \left[1 - \left(k / k_f\right) \operatorname{sen}^4 \theta\right]^2} \quad (2.84)$$

Da mesma forma como na propagação de ondas planas com incidência normal, a propagação de ondas planas com incidência oblíqua possui três condições de equações em relação à frequência de incidência das ondas:

a) $\omega \ll \omega_c \Rightarrow$ Ocorre quando a frequência de incidência das ondas planas estiver abaixo da frequência crítica. Neste caso, o coeficiente de transmissão pode ser aproximado para:

$$\tau(\theta) = \frac{1}{\left[1 + \left(\frac{\omega m \cos \theta}{2\rho_0 c}\right)^2\right]} \quad (2.85)$$

b) $\omega = \omega_c \Rightarrow$ Quando a frequência de incidência das ondas planas for igual à frequência crítica a frequência é denominada de frequência de coincidência, e o coeficiente de transmissão de potência sonora é:

$$\tau(\theta) = \frac{1}{\left[1 + \left(\frac{\eta \omega_c m \cos \theta}{2\rho_0 c}\right)^2\right]} \quad (2.86)$$

c) $\omega \gg \omega_c \Rightarrow$ Quando a frequência de incidência das ondas planas for maior do que a frequência crítica, o parâmetro que domina o coeficiente de transmissão é a rigidez:

$$\tau(\theta) = \frac{1}{\left[1 + \left(\frac{Dk^4 \text{sen}^4 \theta \cos \theta}{2\rho_0 c \omega} \right)^2 \right]} \quad (2.87)$$

A Figura 2.31 apresenta duas características da perda de transmissão sob incidência aleatória: a variação da perda de transmissão com o aumento do ângulo de incidência θ ; e as principais regiões de controle da perda de transmissão em relação à frequência. A região das curvas (Figura 2.31) na cor azul, condição (a), é controlada exclusivamente pela massa conforme deduz a Equação (2.85). A região das curvas na cor verde, condição (b), é controlada pelo amortecimento. Conforme deduz a Equação (2.86), o aumento do amortecimento reduz a perda de transmissão. A terceira condição é controlada exclusivamente pela rigidez, conforme apresenta a Equação (2.87), regiões de curvas vermelhas.

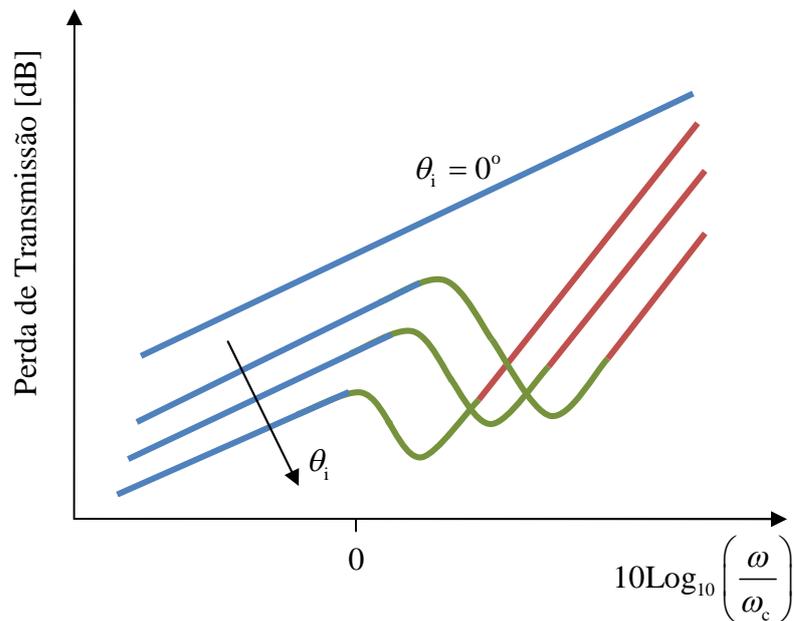


Figura 2.31 – Variação da perda de transmissão com o ângulo de incidência θ_i .

Uma análise análoga pode ser feita em relação aos ângulos de incidência, conforme pode ser observado na Figura 2.32. Fixando uma frequência acima da frequência de coincidência, para os ângulos de incidência menores que o ângulo de incidência (θ_{co}) é o amortecimento da partição que predomina no coeficiente de transmissão. Enquanto para os

ângulos de incidência maiores que o ângulo de coincidência (θ_{co}) é a rigidez, o parâmetro predominante no coeficiente de transmissão da potência sonora.

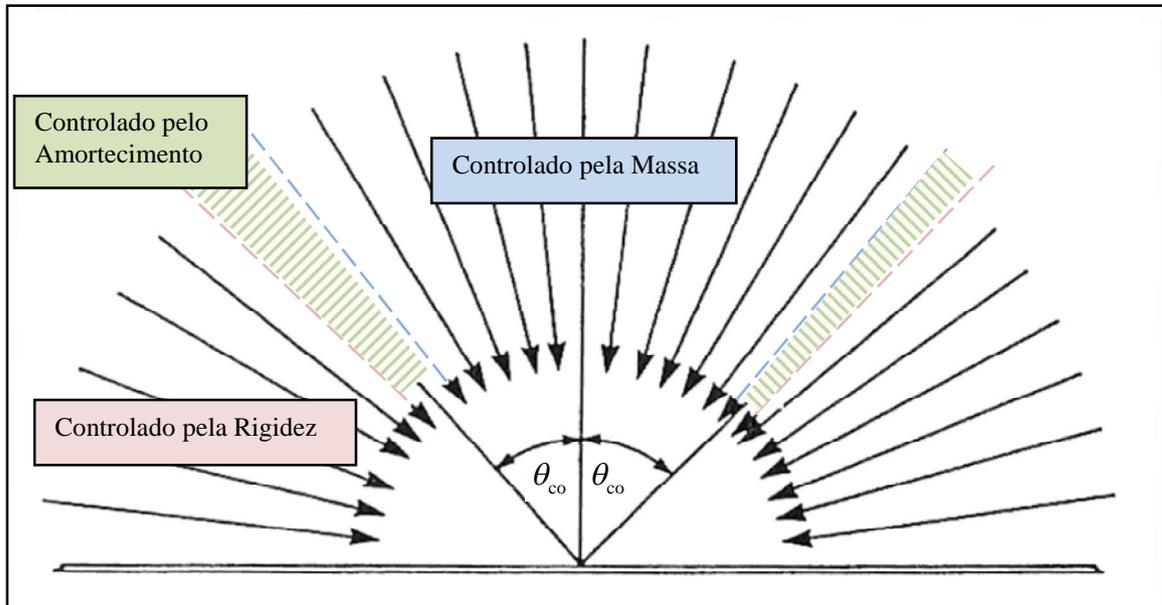


Figura 2.32 – Regiões de controle dos ângulos de incidência para um frequência supercrítica fixa.

2.5.2 Transmissão sonora de campo difuso para placas isotrópicas

Para um campo acústico difuso, onde as ondas planas incidentes são oriundas de todas as direções com igual probabilidade e com fase aleatória, o coeficiente de transmissão de potência sonora é:

$$\tau_d = \frac{\int_0^{\pi/2} \tau(\varphi) \operatorname{sen} \varphi \cos \varphi d\varphi}{\int_0^{\pi/2} \operatorname{sen} \varphi \cos \varphi d\varphi} = \int_0^{\pi/2} \tau(\varphi) \operatorname{sen} 2\varphi d\varphi \quad (2.88)$$

Uma expressão empírica para a perda de transmissão de campo difuso, baseada em resultados de medições de perda de transmissão de partições de construções, é definida por (REYNOLDS, 1981, p. 308-309):

$$PT_{campo} = 10 \log \left[1 + \left(\frac{m\pi f}{\rho_o c_o} \right)^2 \right] - 5 \quad [\text{dB}] \quad (2.89)$$

onde PT é a Perda de transmissão;
 m , massa por unidade de área da placa;
 f , frequência central da banda de $\frac{1}{3}$ de oitava;
 $\rho_o c_o$, impedância acústica do ar.

A Figura 2.33 apresenta espectros típicos de perda de transmissão de campo difuso baseados na Equação (2.86). O aumento do fator de perda por amortecimento η da partição altera a perda de transmissão para as frequências acima da região da frequência de coincidência ($f = f_c$). Quanto maior o η , maior a perda de transmissão nesta região.

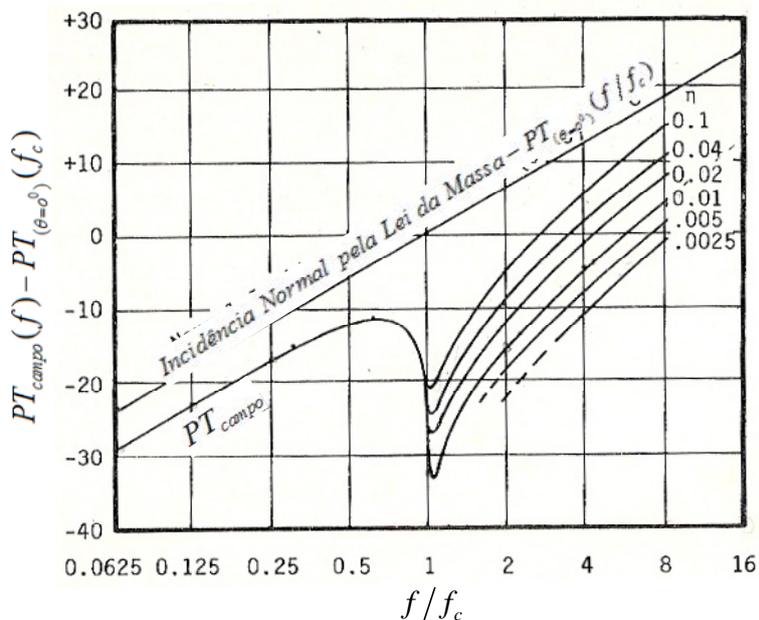


Figura 2.33 – Perda de transmissão sonora por campo incidente, indicando o efeito do aumento do fator de amortecimento η (REYNOLDS, 1981).

2.5.3 Transmissão sonora de campo difuso para placas ortotrópicas

A principal diferença na formulação sonora da transmissão sonora para materiais ortotrópicos, em relação aos isotrópicos, é devido à diferença na rigidez à flexão entre as direções principais, x e y , da placa. Conseqüentemente, as velocidades das ondas de flexão que se propagam nestes materiais são distintas nas duas direções principais, sendo que para cada direção existe uma frequência de coincidência, dadas por:

$$f_{c1} = \frac{c_0^2}{2\pi} \sqrt{\frac{\rho_s}{D_x}} \quad \text{e} \quad f_{c2} = \frac{c_0^2}{2\pi} \sqrt{\frac{\rho_s}{D_y}} \quad (2.90)$$

onde D_x é a rigidez de flexão na direção x;

D_y é a rigidez de flexão na direção y.

A perda de transmissão sonora por incidência aleatória para placas com materiais ortotrópicos, pode ser definida por (BERANEK, 1992, p. 292-293):

$$PT \cong \begin{cases} 10 \log \left[\left(\frac{\rho_s \omega}{2\rho_0 c_0} \right)^2 \right] - 5 & , \text{para } f \ll f_{c1} \\ 10 \log \left[\left(\frac{\rho_s \omega}{2\rho_0 c_0} \right)^2 \right] - 10 \log \left[\frac{1}{2\pi^3 \eta} \frac{f_{c1}}{f} \sqrt{\frac{f_{c1}}{f_{c2}}} \left(\ln \frac{4f}{f_{c1}} \right)^4 \right] & , \text{para } f_{c1} < f < f_{c2} \\ 10 \log \left[\left(\frac{\rho_s \omega}{2\rho_0 c_0} \right)^2 \right] - 10 \log \left(\frac{\pi f_{c2}}{2\eta f} \right) & , \text{para } f > f_{c2} \end{cases} \quad (2.91)$$

2.5.4 Transmissão sonora através de placas com reforçadores

É bastante comum encontrar estruturas tipo placas com elementos reforçadores acoplados, com o objetivo de aumentar a rigidez estática do conjunto. Dentre as inúmeras maneiras para se alcançar o aumento da rigidez, será discutida apenas a utilização de vigas de reforço em duas principais configurações, no intuito de predizer os efeitos da perda de transmissão sonora.

Considerando a transmissão por incidência sonora em um campo difuso através de um painel fixo, a razão entre o coeficiente de transmissão de uma partição infinita, controlada pela massa, τ_∞ , e a média modal do coeficiente de transmissão dos modos ressonantes de uma placa fixa, τ_r , é dada por (FAHY; GARDONIO, 2007, p. 296):

$$\frac{\tau_\infty}{\tau_r} \approx \left(\frac{hc'_1 \omega}{\sqrt{3}c^2} \right) \left(\frac{\eta_{tot}}{\sigma^2} \right) \quad (2.92)$$

onde h é a espessura da placa;

σ = Eficiência de radiação média modal na banda de frequência ω ;

η_{tot} = Soma dos fatores de perda da placa;

c_l' = Velocidade de fase das ondas longitudinais da placa.

A partir da Equação (2.92), conclui-se que a razão $\frac{\tau_r}{\tau_\infty}$ é proporcional ao quadrado da eficiência de radiação σ e inversamente proporcional ao fator de perda η . Portanto, quando a eficiência de radiação é aumentada em decorrência de alguma alteração em uma placa, a razão $\frac{\tau_\infty}{\tau_r}$ é reduzida, o coeficiente de transmissão por modos ressonantes passa a ser predominante, e a perda de transmissão é reduzida na região controlada pela massa. Outro fato importante é que estruturas com modificações somente na adição de amortecimento aumentam a perda de transmissão em todo o espectro de frequência, como pode ser observado na Figura 2.34.

A Figura 2.34, apresenta a perda de transmissão de três painéis isotrópicos homogêneos, com respectivos aumentos na rigidez através de vigas de reforços em uma única direção, condição (b), e vigas de reforços cruzadas (vigas de reforço nas duas direções), condição (c). O efeito do parâmetro adição de amortecimento, também é abordado no gráfico.

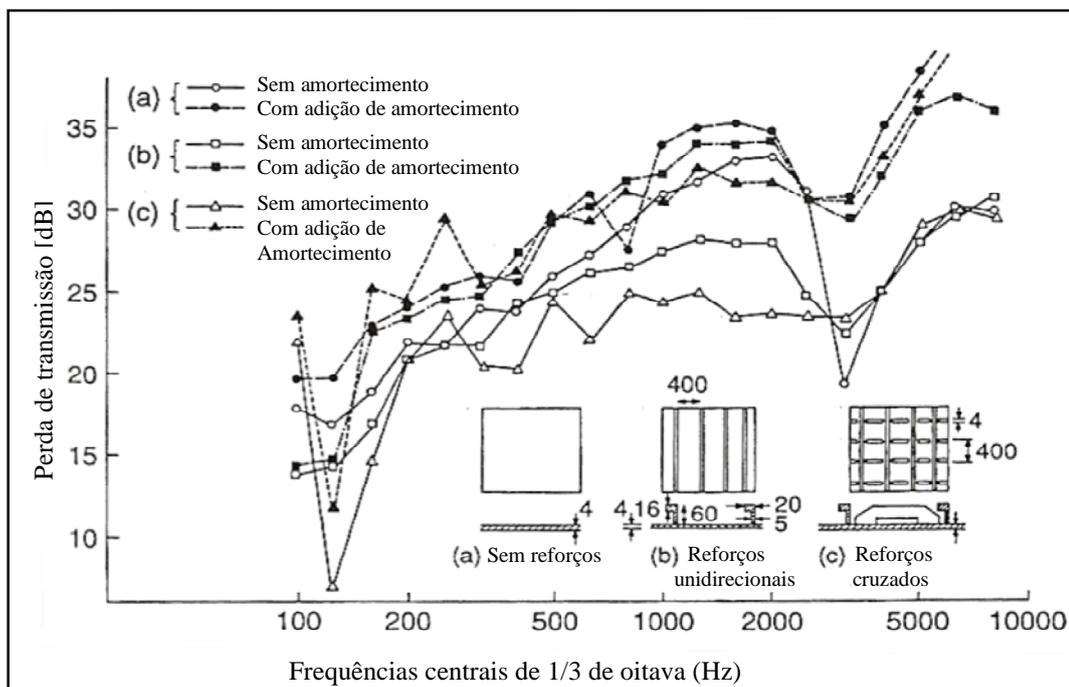


Figura 2.34 – Efeitos da adição de reforçadores e amortecimento em placas de alumínio (ibidem, p. 339).

A Figura 2.35 apresenta uma avaliação na perda de transmissão em função do espaçamento das vigas de reforços unidirecionais em um painel de alumínio, considerando espaçamentos uniformes entre as vigas, de 20 cm, 40 cm e 80 cm.

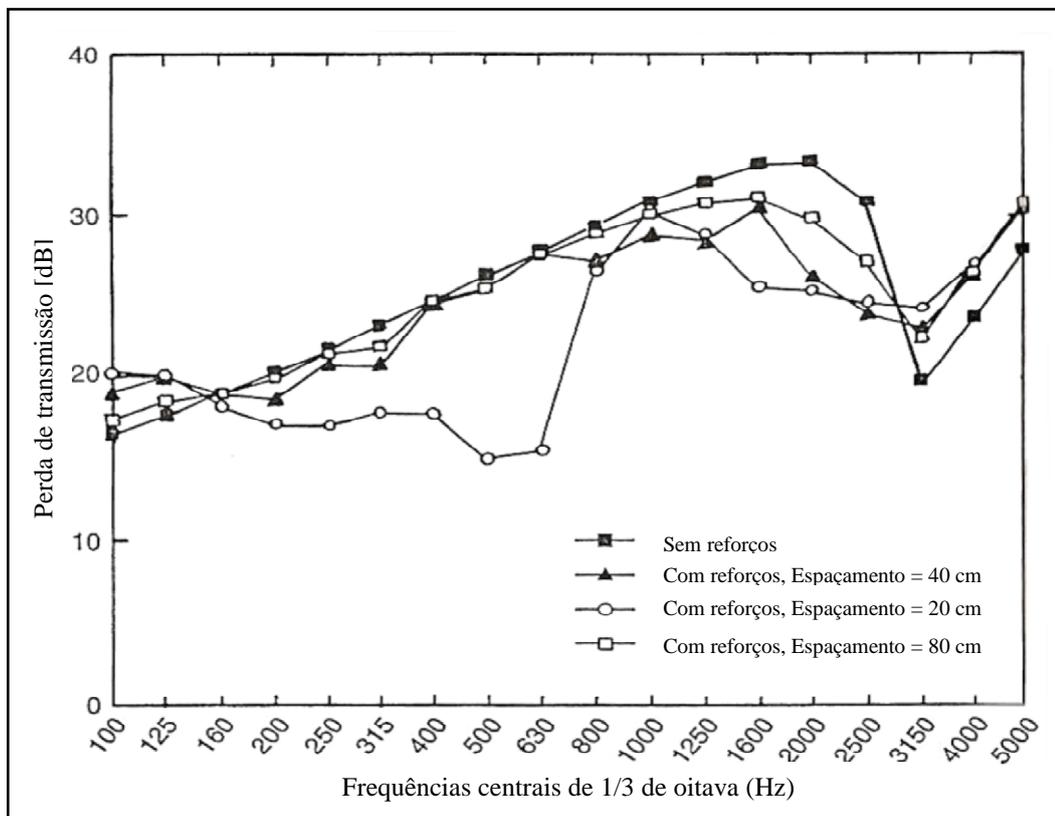


Figura 2.35 – Efeitos da adição de reforçadores unidirecionais em placas de alumínio, com variação nos espaçamentos entre as vigas de reforço (GUIGOU-CARTER & VILLOT, 2003).

2.6 Densidade Modal

A densidade modal, conforme discutido anteriormente, é um parâmetro básico de SEA, definido como sendo o número de modos por unidade de frequência, em Hz. Este parâmetro será descrito por formulações analíticas, baseadas nos diagramas de componentes do número de onda de flexão, para diferentes configurações de placas: isotrópicas, ortotrópicas e com vigas de reforço.

2.6.1 Densidade Modal de Placas Isotrópicas

Considerando uma placa com dimensões L_x e L_y , a densidade modal é definida como o número de modos de vibrações em um intervalo de frequência (modos/Hz). Pode ser obtida através da distribuição dos modos de vibração em um sistema de eixos (k_x e k_y). A Figura 2.36 ilustra dois tipos de distribuição dos modos de vibração em termos das componentes do número de onda do material: para materiais isotrópicos (a) e para materiais ortotrópicos (b).

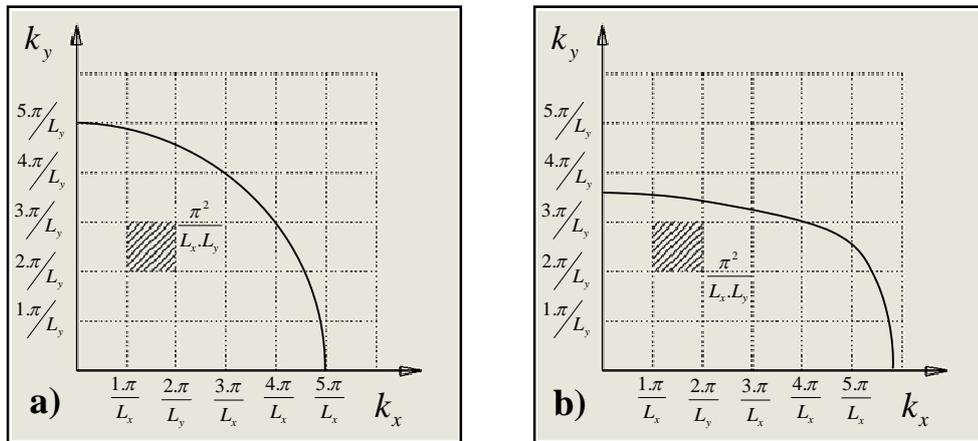


Figura 2.36: Distribuição modal em placas: (a) material isotrópico e (b) material anisotrópico.

A forma modal de um modo de vibração de uma placa isotrópica pode ser dada por:

$$\Phi_m = 2 \operatorname{sen}(k_x x) \operatorname{sen}(k_y y) \quad (2.93)$$

Para uma frequência, ω , o número de onda de uma placa k_f é dado por:

$$k_f = \sqrt{k_x^2 + k_y^2} \quad (2.94)$$

enquanto que as componentes do número de onda k_x e k_y são dados por: (LENZI, 1999, p.48):

$$k_x = \frac{m\pi}{L_x} \text{ e } k_y = \frac{n\pi}{L_y} \quad (2.95)$$

O número de onda de flexão de uma placa de material homogêneo e isotrópico, k_f é função da frequência ω e da velocidade de flexão c_f :

$$k_f^4 = \frac{\omega^2 \rho_s}{EI} = \frac{\omega^4}{c_f^4} \quad (2.96)$$

onde ρ_s é a densidade superficial [kg/m²];
 EI é a rigidez à flexão.

Substituindo a Equação (2.94) na Equação (2.96), conclui-se que a equação da frequência natural da placa pode ser dada em função da ordem (m; n) do modo de vibração:

$$\omega_{mn} = \left[\left(\frac{m\pi}{L_x} \right)^2 + \left(\frac{n\pi}{L_y} \right)^2 \right] \sqrt{\frac{EI}{m}} \quad (2.97)$$

Conforme pode ser observado na Figura 2.37, a aresta do elemento hachurado possui valores $\frac{\pi}{L_x}$ e $\frac{\pi}{L_y}$ nas direções x e y , respectivamente. Estes valores representam o espaçamento entre ressonâncias, nas direções x e y .

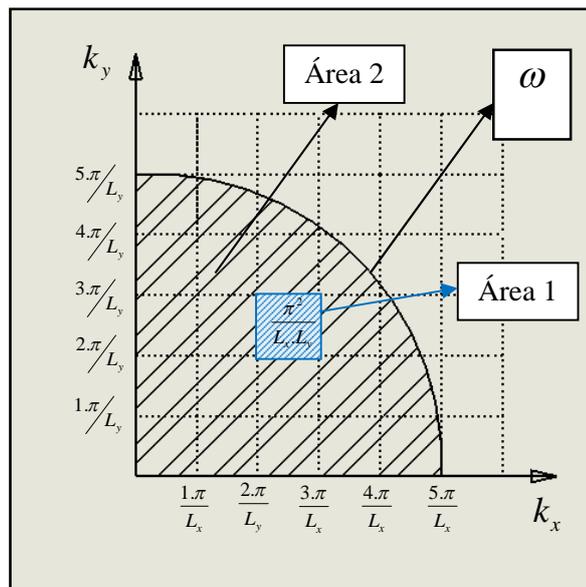


Figura 2.37 – Diagrama das componentes do número de onda de flexão para materiais isotrópicos, indicando as ressonâncias da placa retangular.

Considerando uma placa plana simplesmente apoiada nas bordas, o número de modos $N(k)$ contidos até uma determinada frequência ω , de número de onda k , é dado pela razão entre as **Áreas** 1 e 2, ilustradas na Figura 2.37. A **Área** 2 abrange todos os modos de vibração até a frequência ω . O número de modos $N(k)$, então, é expresso por:

$$N(k) = \frac{\frac{\pi}{4} k^2}{\pi L_x L_y} = \frac{k^2 A_p}{4\pi} \quad (2.98)$$

A densidade modal, portanto, é definida como a derivada do número de modos em relação ao número de onda:

$$n(k) = \frac{dN(k)}{dk} = \frac{kA_p}{2\pi} \quad (2.99)$$

Derivando o número de modos em relação à frequência obtém-se a densidade modal $n(\omega)$ dada por:

$$n(\omega) = \frac{dN(\omega)}{d\omega} = \frac{A_p dk}{4\pi d\omega} = \frac{kA_p}{2\pi} \quad (2.100)$$

Utilizando-se a definição de k , obtém-se a expressão para a densidade modal de uma placa plana e isotrópica, em modos/Hz:

$$n(f) = \frac{A_p \sqrt{3}}{hc_L} \quad (2.101)$$

onde A_p é a área da placa;

h é a espessura da placa;

c_L é a velocidade longitudinal do som da placa.

2.6.2 Densidade Modal de Placas Ortotrópicas

A densidade modal para placas ortotrópicas possui um comportamento diferente das placas isotrópicas, pois a rigidez nas direções x e y , D_x e D_y , respectivamente, apresentam valores distintos. Desta maneira, a composição do diagrama entre os componentes do número de onda (k_x e k_y) formam uma área elíptica, conforme Figura 2.38. A área abaixo da constante ω na curva do diagrama de número de onda é uma medida do número de modos contidos até a frequência ω (WILKINSON, 1968).

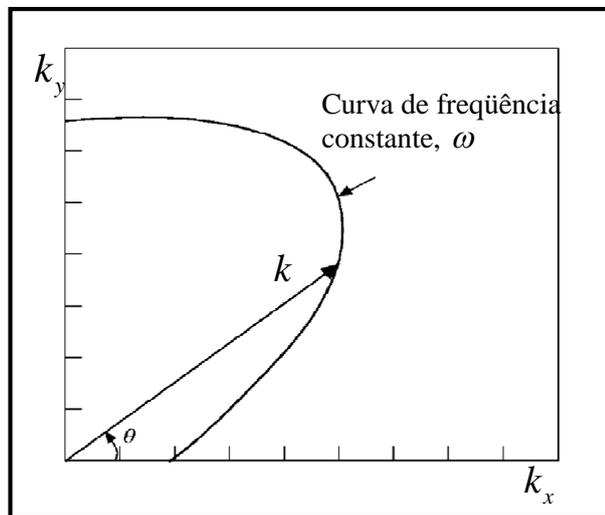


Figura 2.38 – Diagrama das componentes do número de onda de flexão para materiais ortotrópicos (RENGI & NAIR, 1968, p. 690).

Considerando uma placa com dimensões L_x e L_y , o número de modos é (WILKINSON, 1968, p. 246):

$$N(\omega) \cong \frac{L_x L_y}{\pi^2} = \int_{\theta_1(\omega)}^{\theta_2(\omega)} \int_0^{k_{\max}} k d r d \theta \quad (2.102)$$

onde θ_1 e θ_2 correspondem aos valores de 0° e 90° , respectivamente, para o quadrante positivo do diagrama das componentes do número de onda de flexão.

As frequências naturais de vibração livre para uma placa retangular ortotrópica simplesmente apoiada em todas as bordas, são dadas pela seguinte equação (ibidem, p. 248):

$$\omega_{mn} = (4\pi\rho h)^{-1/2} \sqrt{k_1^4 D_x + 2Hk_1^2 k_2^2 + k_2^4 D_y} \quad (2.103)$$

onde

$$D_x = \frac{E_x h^3}{12\mu_{xy}};$$

$$D_y = \frac{E_y h^3}{12\mu_{xy}};$$

$$H = \frac{G_{xy} h^3}{6} + \frac{\nu_{xy} E_x h^3}{12\mu_{xy}};$$

$$\mu_{xy} = 1 - \nu_{xy} \nu_{yx}.$$
(2.104)

Aplicando uma transformação de coordenadas conforme segue:

$$(D_x)^{1/4} k_1 = r \cos \theta$$

$$(D_y)^{1/4} k_1 = r \sin \theta$$
(2.105)

a Equação (2.98), que define o número de modos até uma frequência ω , pode ser reescrita:

$$N(\omega) \cong \frac{L_x L_y}{\pi^2 (D_x D_y)^{1/4}} = \int_{\theta_1(\omega)}^{\theta_2(\omega)} \int_0^{r_{\max}} r dr d\theta$$
(2.106)

Entretanto, a Equação (2.106) pode ser expressa em termos de uma integral elíptica completa de primeiro tipo $F\left(\frac{\pi}{2}, \alpha_1\right)$ conforme a equação abaixo:

$$N(\omega) \cong \frac{L_x L_y}{\pi^2} = \left(\frac{\rho h}{D_x}\right)^{1/2} \left(\frac{D_x}{D_y}\right)^{1/4} \omega F\left(\frac{\pi}{2}, \alpha_1\right)$$
(2.107)

onde $F\left(\frac{\pi}{2}, \alpha_1\right) = \int_0^{\pi/2} (1 - k^2 \sin^2 \theta)^{-1/2} d\theta.$

A densidade modal, portanto, aplicando a Equação (2.100) na Equação (2.107), é dada por:

$$n(\omega) \cong \frac{L_x L_y}{\pi^2} = \left(\frac{\rho h}{D_x} \right)^{1/2} \left(\frac{D_x}{D_y} \right)^{1/4} F\left(\frac{\pi}{2}, \alpha_1\right) \quad (2.108)$$

A Equação (2.108) é válida para placas ortotrópicas na condição de simplesmente apoiada. No entanto, para altas frequências, a relação de densidade modal torna-se relativamente independente das condições de contorno, sendo válida para condições de placa com outras condições de contorno.

2.6.3 Densidade Modal de Placas Reforçadas

Os efeitos da adição das vigas de reforço em um painel ortotrópico podem ser avaliados com base num diagrama entre as componentes de número de onda, k_x e k_y .

O diagrama de número de onda de um painel com vigas de reforço deve considerar o acoplamento entre os números de onda torcional e de flexão das vigas e o número de onda de flexão do painel (ICHCHOU; BERTHAUT; COLLET, 2008a)

A Figura 2.39 apresenta os três estágios principais onde a equação de dispersão da onda corresponde a uma equação de dispersão desacoplada entre os componentes de viga de reforço e placa base. Na primeira região (1) o movimento de torção da viga domina o comportamento. A segunda região (2) é dominada pelos movimentos de flexão da viga, enquanto que a última região (3) é caracterizada por frequências mais altas, sendo dominada pelos movimentos de flexão do painel.

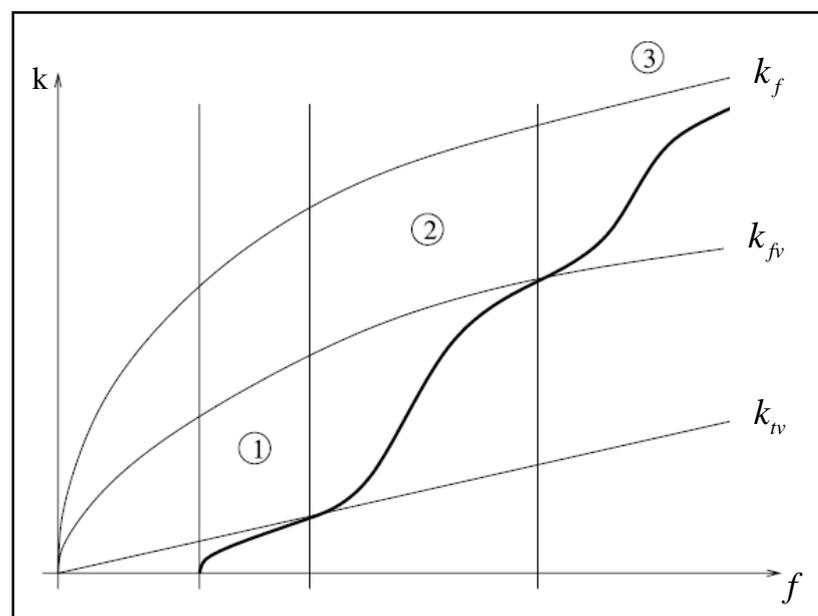


Figura 2.39 – Diagrama de número de onda para painéis reforçados, através de modelo analítico (ibidem, p. 1210).

O número de onda associado ao painel reforçado é dado para as direções x e y (MAXIT, 2008, p.12):

$$k'_{p,x} = \sqrt[4]{\frac{\omega^2 \rho' h'}{D'_x}} \quad \text{e} \quad k'_{p,y} = \sqrt[4]{\frac{\omega^2 \rho' h'}{D'_y}} \quad (2.109)$$

onde D'_x é a rigidez equivalente na direção x ;

D'_y é a rigidez equivalente na direção y ;

ρ' é a densidade de massa equivalente;

h' é a espessura equivalente.

As rigidezes equivalentes D'_x e D'_y foram determinadas por um modelo analítico proposto por ICHCHOUX, et al, (2008b), que visa corresponder a um painel com vigas de reforço em um painel plano com propriedades de densidade e rigidez equivalentes, conforme ilustra a Figura 2.40.

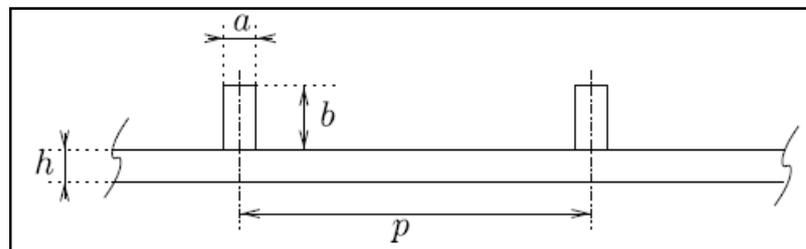


Figura 2.40 – Vista lateral de um painel reforçado (ibidem, p. 1183).

A espessura equivalente, h' , é definida em relação ao plano médio do painel reforçado:

$$h' = 2 \frac{\frac{h}{2} \rho_p L h + \left(h + \frac{b}{2} \right) \rho_v a b}{\rho_p L h + \rho_v a b} \quad (2.110)$$

A densidade equivalente, ρ' , é dada por:

$$\rho' = \frac{\rho_p h L + \rho_v a b}{h' L} \quad (2.111)$$

A equação da rigidez equivalente nas direções x e y , respectivamente, são dadas por:

$$D'_x = E_{x,p} L h \left[\frac{h^2}{12} + \left(Z_x - \frac{h}{2} \right)^2 \right] + E_{x,v} a b \left[\frac{b^2}{12} + \left(Z_x - h \frac{b}{2} \right)^2 \right] \quad (2.112)$$

e

$$D'_y = \frac{D_{y,1}}{1 - \frac{a}{L} \left(\frac{D_{y,2} - D_{y,1}}{D_{y,2}} \right)} \quad (2.113)$$

onde

$$D_{y,1} = \frac{h^3}{12} E_{y,p} \quad (2.114)$$

$$D_{y,2} = E_{y,p} \left[\frac{h^3}{12} + h \left(Z_y - \frac{h}{2} \right)^2 \right] + E_{y,v} a b \left[\frac{b^3}{12} + b \left(Z_y - h \frac{b}{2} \right)^2 \right]$$

O diagrama entre as componentes do número de onda de um painel reforçado tem forma elíptica, mesma forma do diagrama para painéis ortotrópicos, porém, por apresentar novos valores de rigidez nas direções x e y os raios da elipse serão alterados.

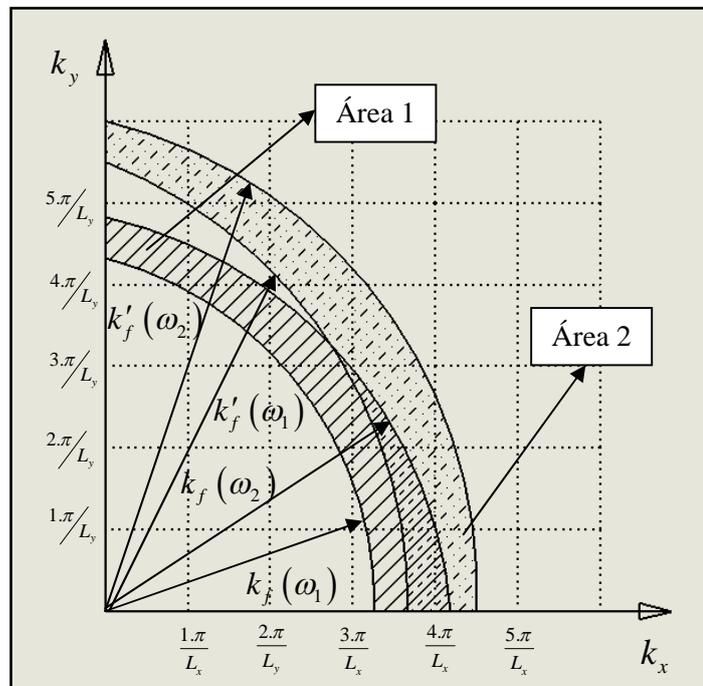


Figura 2.41 – Diagrama de número de onda para placas ortotrópicas e placas com vigas de reforço.

Pode-se observar, pela Figura 2.41, que o número de modos contidos na faixa de frequência $(\omega_2 - \omega_1)$, na condição de painel liso (k_f) , representada como **Área 1**, foi alterado para a **Área 2** quando vigas de reforço foram acrescentadas ao painel (k'_f) , pois as áreas relativas a cada configuração de painel englobam números diferentes de modos.

As alterações nas componentes dos números de onda k_x e k_y , devido ao acréscimo de vigas de reforço, são devidas às alterações na rigidez equivalente do painel considerando as duas direções principais do plano do painel, D'_x e D'_y . Desta forma, com a alteração das áreas hachuradas, a densidade modal dos painéis reforçados pode aumentar ou diminuir para cada faixa de frequência, pois as novas áreas geradas pelo acréscimo das vigas de reforço podem englobar um número maior ou menor de modos de vibração.

CAPÍTULO 3

DETERMINAÇÃO DAS PROPRIEDADES MECÂNICAS DINÂMICAS DE COMPÓSITOS

Serão descritos os procedimentos numéricos e experimentais utilizados para a determinação experimental das propriedades mecânicas de algumas amostras de material composto. As principais propriedades mecânicas que caracterizam estas amostras nos modelos numéricos são: Módulo de elasticidade linear (E), Módulo de cisalhamento (G) e o coeficiente de Poisson (ν).

3.1 Caracterização das amostras

As amostras de material composto avaliadas nesta dissertação são constituídas por fibras de carbono do tipo tecido bidimensional, obtidas por processo de fabricação do tipo bobinamento helicoidal e impregnadas com resina epóxi. Uma amostra do material está ilustrada na Figura 3.1, onde são identificadas as direções principais de orientações das fibras, as quais estão relacionadas aos módulos de elasticidade E_x e E_y .

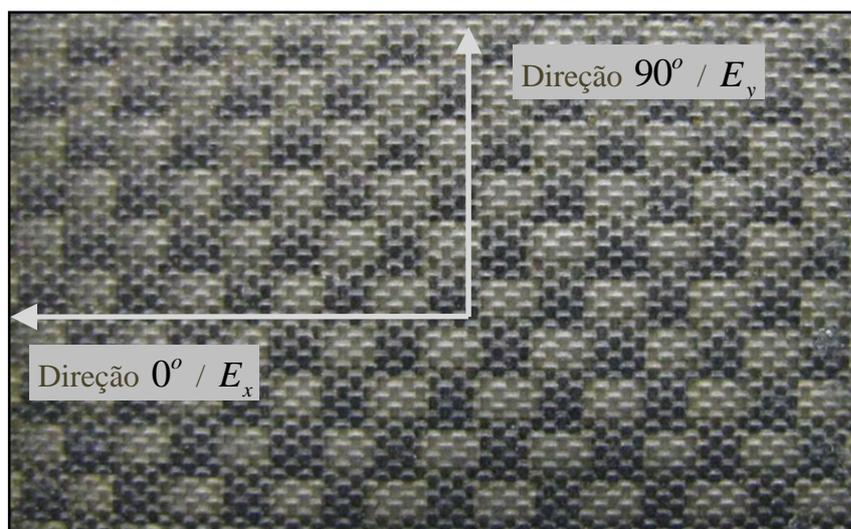


Figura 3.1 – Orientação das fibras do material composto tipo tecido.

Os corpos-de-prova utilizados para a determinação das propriedades mecânicas dinâmicas têm a denominação CDP1 e CDP2, com dimensões 465 mm x 270 mm. A Tabela

3.1 apresenta os principais parâmetros dos corpos-de-prova, como orientação e espessura das lâminas e massa do laminado, obtida através de uma balança de precisão.

Tabela 3.1: Orientação e espessura das amostras de placas de material composto.

Lâmina	CDP1	CDP2
	Orientação da fibra / Espessura da fibra	
A10	-----	90° / 0,21 mm
A9	-----	90° / 0,21 mm
A8	-----	90° / 0,21 mm
A7	90° / 0,21 mm	90° / 0,21 mm
A6	45° / 0,21 mm	90° / 0,21 mm
A5	90° / 0,21 mm	90° / 0,21 mm
A4	45° / 0,21 mm	90° / 0,21 mm
A3	90° / 0,21 mm	90° / 0,21 mm
A2	45° / 0,21 mm	90° / 0,21 mm
A1	90° / 0,21 mm	90° / 0,21 mm
Espessura (mm)	1,47	2,1
Massa (g)	279,1	398,8

As propriedades mecânicas estáticas foram obtidas, seguindo a norma *ASTM D3039 Standard Test Method for Tensile Properties of Polymer Matrix Composite Materials*, medidos à temperatura ambiente e baixa umidade. Através desta norma, os corpos-de-prova são submetidos a ensaios de tração e compressão, os quais formam um diagrama de tensão *versus* deformação, com o qual se calculam os módulos de elasticidade. Os módulos de elasticidade linear E_x e E_y , obtidos através destes ensaios, foram realizados para as condições de compressão e tração, nas direções x e y, respectivamente. Os procedimentos gerais para a determinação das propriedades estáticas citadas foram descritos na revisão bibliográfica, seção 2.1.5.4.1.

Os módulos de elasticidade E_x e E_y considerados nos ensaios são uma média aritmética entre os valores dos ensaios de tração e compressão, pois os corpos-de-prova podem estar sujeitos a estes dois tipos de carregamento.

3.2 Ensaios dinâmicos

Os ensaios dinâmicos podem ser realizados baseados na norma *ASTM E1876 Standard Test Method for Dynamic Young's modulus, Shear Modulus, and Poisson's Ratio by Impulse Excitation of Vibration*, para a determinação dos módulos de elasticidade linear E_x e E_y , do módulo de cisalhamento G_{xy} e do coeficiente de Poisson ν_{xy} . Esta norma emprega a utilização de vigas como corpos-de-prova e excitação tipo impulsiva.

Outra técnica bastante empregada para a determinação das propriedades mecânicas dinâmicas em materiais compostos é baseada na técnica de ajustes de modelos através de resultados experimentais de funções de resposta em frequência. Este ajuste de modelos numéricos, o qual será discutido na seção 3.4, visa convergir um grupo de propriedades mecânicas em um processo iterativo a partir de uma curva de respostas em frequência, representando o comportamento real da estrutura.

A função resposta em frequência experimental, quando possível, deve ser obtida com o uso de transdutores sem contato, como medidores a laser, por exemplo, por não adicionarem efeitos de inércia à amostra, evitando, assim, interferências na resposta do sistema.

3.2.1 Formas de Excitação

Foram testadas duas maneiras de excitação das placas de material composto para a obtenção da função de resposta em frequência: excitador eletrodinâmico e martelo de impactação. O objetivo de avaliar diferentes formas de excitação é verificar qual procedimento apresenta respostas menos influenciadas pelo contato do excitador com a placa.

Quando utilizado o excitador eletrodinâmico como excitação, os sinais da força e da aceleração pontuais são capturados através de uma cabeça de impedância. Com os sinais de força e aceleração é possível determinar a função de resposta em frequência denominada inertância, que é definida como a razão entre a amplitude complexa da aceleração e a amplitude complexa da força. Esta pode ser de transferência (quando o ponto de resposta é diferente do ponto de aplicação da força) ou pontual. O sinal gerado pelo excitador eletrodinâmico é um sinal tipo ruído branco, o qual possui espectro amplo e uniforme.

Os equipamentos utilizados nos testes de determinação da função resposta em frequência estão listados abaixo e podem ser visualizados na Figura 3.2.

- Acelerômetro B&K 4519-002;
- Cabeça de impedância B&K 8001;
- Mini-shaker B&K 4810;
- Amplificador de potência B&K 2706;
- Analisador de sinais 4 (quatro) canais B&K Pulse 3560 com *software* comercial PULSE LABSHOP v10.1.



Figura 3.2 – Montagem do experimento de determinação de função resposta em frequência com o excitador eletrodinâmico.

A função resposta em frequência (FRF) pontual foi medida em pontos estrategicamente escolhidos, com o objetivo de evitar linhas modais dos primeiros modos de vibração da placa. As funções resposta em frequência de transferência, também passaram por este cuidado de não posicionar os acelerômetros em linhas modais. A Figura 3.3 indica a localização dos pontos de respostas no ensaio.

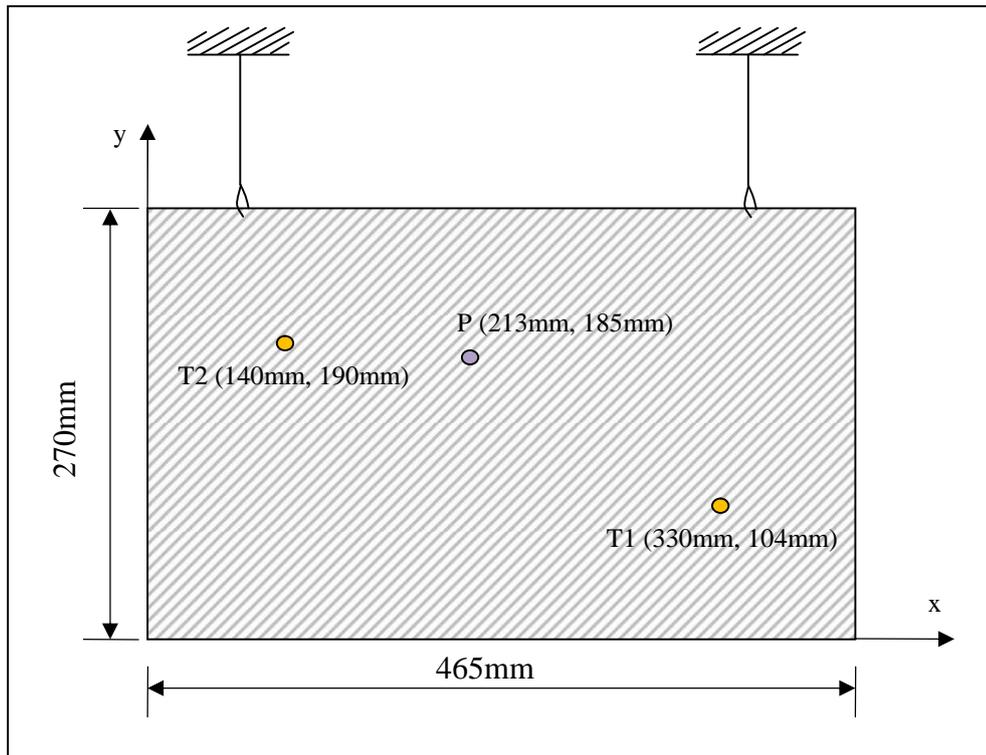


Figura 3.3 – Posicionamento dos pontos de medição de resposta pontual e de transferência.

Nas medições com martelo de impacto, a função resposta em frequência são medidas através de um impacto seco, transmitindo energia para a placa durante um curto intervalo de tempo. Abaixo, segue uma lista com os principais equipamentos utilizados neste ensaio. A Figura 3.4 ilustra os principais elementos da determinação experimental da função de resposta em frequência utilizando um martelo de impacto:

- Acelerômetro B&K 4519-002;
- Martelo de impacto B&K 8204;
- Analisador de sinais 4 canais B&K Pulse 3560 com software PULSE LABSHOP v10.1.



Figura 3.4 – Montagem do experimento de determinação de função resposta em frequência com o martelo de impactação.

As Figuras 3.5 e 3.6 apresentam funções resposta em frequência (inertâncias) pontuais para duas condições de excitação testadas: excitador eletrodinâmico e martelo de impactação, com o objetivo de determinar o melhor tipo de excitação para a extração das curvas de resposta em frequência. Foram analisadas duas faixas de frequência: Até 1000 Hz e até 3200 Hz, ilustradas nas Figuras 3.5 e 3.6, respectivamente.

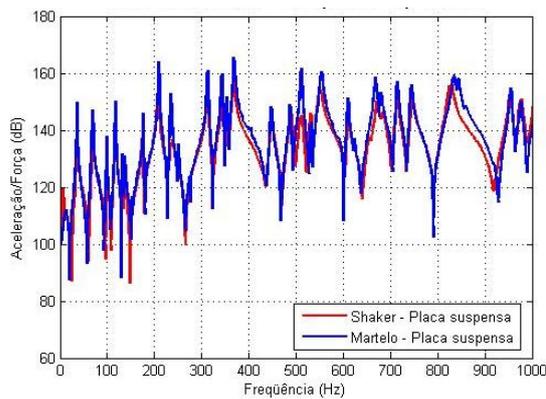


Figura 3.5(a) – Comparação entre excitador eletrodinâmico e martelo de impacto para CDP1 até 1000 Hz.

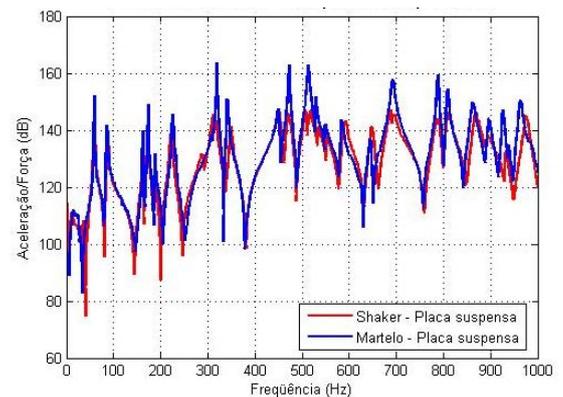


Figura 3.5(b) – Comparação entre excitador eletrodinâmico e martelo de impacto para CDP2 até 1000 Hz.

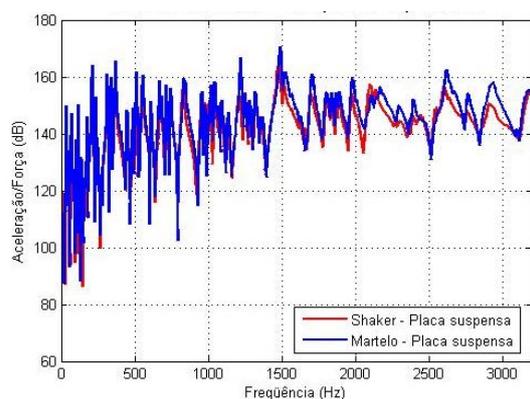


Figura 3.6(a) – Comparação entre excitador eletrodinâmico e martelo de impacto para CDP1 até 3200 Hz.

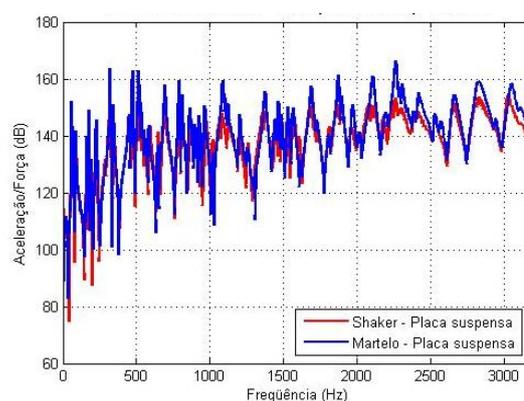


Figura 3.6(b) – Comparação entre excitador eletrodinâmico e martelo de impacto para CDP2 até 3200 Hz.

É possível observar, através das Figuras 3.5 e 3.6, que as amplitudes das ressonâncias das curvas excitadas pelo excitador eletrodinâmico (cor vermelha), apresentam picos mais arredondados, o que sugere um maior efeito de adição de amortecimento estrutural provocado pelo excitador eletrodinâmico. Esta constatação se deve ao fato das placas analisadas serem relativamente leves. Este efeito de adição de amortecimento pode ser melhor visualizado nas Figuras 3.5(a) e 3.5(b), onde os picos de ressonância até 1000 Hz estão mais nítidos.

As funções de resposta em frequência obtidas excitando as amostras CDP1 e CDP2 com o martelo de impacto produzem respostas com menor interferência, devido ao menor valor de massa e amortecimento adicionados ao sistema.

3.2.2 Efeitos de suspensão da placa

Os ensaios iniciais foram realizados com a placa suspensa por fios de aço finos e longos, para que o mínimo de energia seja dissipada através da suspensão. Esta configuração de suspensão denomina-se livre-livre. No entanto, outras formas de suspensão foram avaliadas e comparadas entre si em quatro condições de suspensão:

- Suspensa e excitada por martelo;
- Suspensa e excitada por excitador eletrodinâmico;
- Apoiada em manta de espuma (SONEX) e excitada por excitador eletrodinâmico;
- Apoiada em manta de lã rocha e excitada por excitador eletrodinâmico.

Estes ensaios foram realizados apenas no corpo-de-prova CPD1 e as comparações entre as inertâncias (aceleração por força) podem ser visualizada na Figura 3.7, para uma faixa de frequência até 1000 Hz.

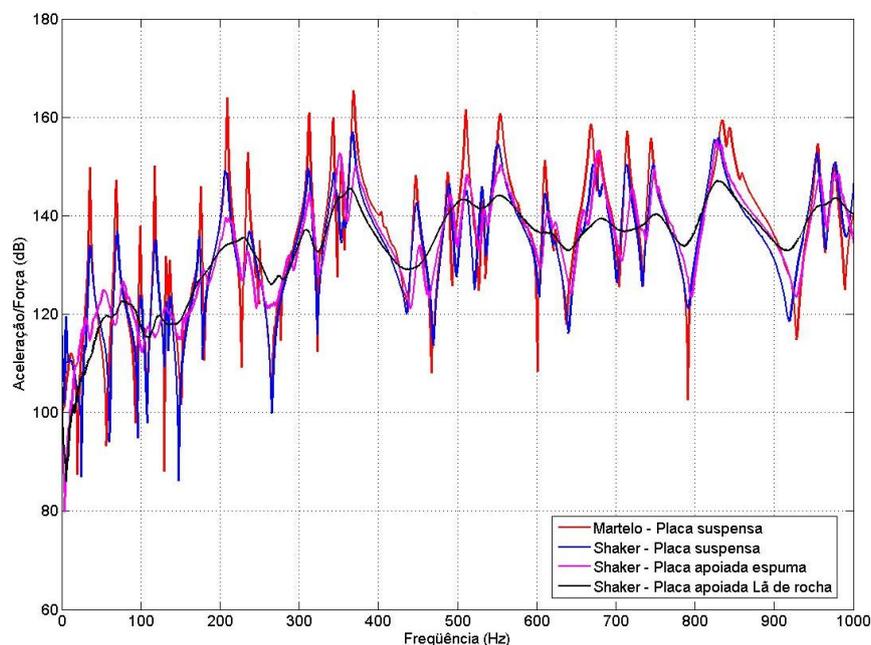


Figura 3.7 – FRF's pontuais para a placa CDP1 com várias condições de apoio, até 1000 Hz.

Pode-se observar partir das comparações entre as curvas de resposta em frequência da Figura 3.7, que as propostas de suspensão das placas sob mantas porosas, apresentam efeitos de adição de amortecimento, demonstrando que os resultados mais satisfatórios se encontram com as condições de excitação da placa com o martelo de impacto e suspensão por fios finos e longos.

3.3 Modelo Numérico em Elementos Finitos

As placas de material composto foram modeladas em um software comercial de elementos finitos, *Ansys* versão 10.0, com o objetivo de validar um modelo numérico a partir de dados experimentais. O aprimoramento do modelo número será feito com a utilização da técnica de ajuste de modelos, com a qual pode ser encontrado um conjunto de propriedades mecânicas que caracterizam de maneira mais realista o material composto.

O elemento utilizado para simular o elemento ortotrópico laminado, no software, é o *Shell 91*, elemento estrutural de casca laminado, não linear, com oito nós e seis graus de

liberdade por nó, sendo que cada elemento possui um determinado número de lâminas. O esquema da Figura 3.8 mostra o elemento estrutural tipo casca (*Shell 91*).

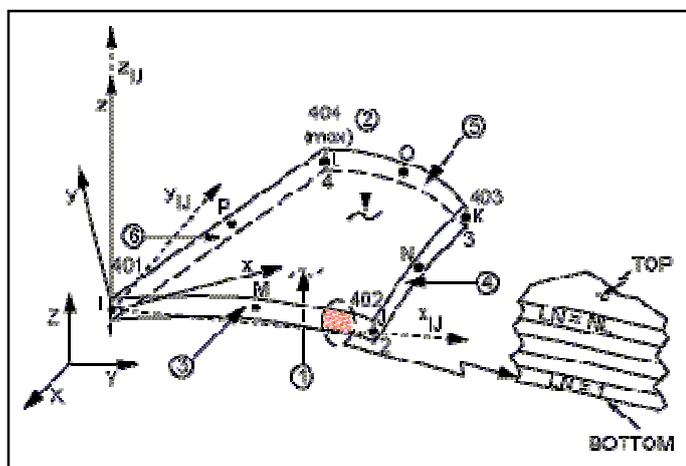


Figura 3.8: Esquema do elemento estrutural tipo casca laminado (*Shell 91*).

As propriedades mecânicas estáticas foram utilizadas nos modelos numéricos como valores iniciais para formar o modelo numérico base, a partir do qual foi iniciado o ajuste. O fator de amortecimento foi considerado constante com a frequência e foi estimado em valores médios de $\eta = 0,6\%$, obtidos através dos primeiros ensaios pelo método do decaimento.

O tipo de solução numérica no software de elementos finitos, utilizado para a extração das curvas de resposta em frequência pontuais, consiste em uma análise harmônica na faixa de frequência até 4000 Hz, pelo método direto. Uma força unitária é aplicada no nó correspondente ao ponto de excitação com o martelo de impactação e a aceleração é obtida no mesmo nó de aplicação da força. Desta forma, a inertância pontual se torna o próprio valor de aceleração extraído do modelo numérico, pois o valor da força aplicada é igual a um.

Foi realizada uma primeira comparação entre as inertâncias dos modelos numéricos, com as propriedades mecânicas estáticas e as inertâncias obtidas experimentalmente para o corpo-de-prova CDP1, considerando uma excitação e resposta em um mesmo ponto, conforme apresenta a Figura 3.9.

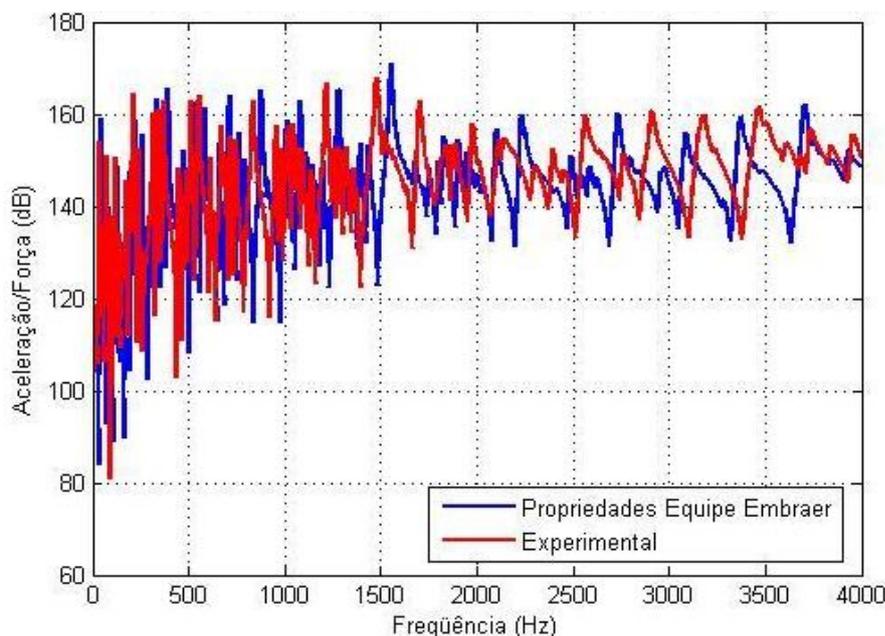


Figura 3.9 - Comparação numérica x experimental da resposta do corpo-de-prova CDP1 utilizando as propriedades estáticas.

Pode-se observar através da Figura 3.9, diferenças significativas entre os resultados experimentais e numéricos, tanto em frequência, quanto em magnitude. Estas discrepâncias se devem aos valores errôneos de propriedades mecânicas atribuídas no modelo numérico, fazendo-se necessário a utilização de técnicas de ajuste de modelos para uma melhor concordância entre os resultados numéricos e experimentais.

3.4 Ajuste de modelo

A técnica de ajuste de modelos visa determinar um conjunto de propriedades mecânicas tal qual que um modelo numérico, com propriedades mecânicas iniciais, apresente resultados de resposta que coincidam com os experimentais. Em um processo iterativo, quando houver uma coincidência entre os resultados numéricos e experimentais, o modelo numérico está “ajustado”, e um novo conjunto de propriedades mecânicas é recomendado para representar o modelo.

O *software* comercial *FEMtools* foi utilizado para a identificação das propriedades mecânicas do material composto. A versão 3.2 utilizada deste *software* suporta somente alguns tipos de elementos. O elemento *Shell 91*, elemento estrutural de casca, ortotrópico e laminado, utilizado nos modelos numéricos, não é suportado por este *software*, porém, o tipo de elemento *Shell 93*, elemento estrutural de casca, ortotrópico, possui compatibilidade.

Portanto, optou-se por fazer a identificação das propriedades mecânicas através do elemento *Shell 93*, visto que este pode ser equivalente a um elemento com várias lâminas, quando estas estiverem orientadas numa mesma direção.

Este é exatamente o caso do corpo-de-prova CDP2, que possui orientação de 90° em todas as 10 lâminas (Tabela 3.1), podendo ser modelado com este elemento, considerando a espessura total igual à soma das espessuras de todas as lâminas.

A Figura 3.10 apresenta a superposição das funções de resposta em frequência numérica para uma FRF pontual, do corpo-de-prova CDP2, de um modelo considerando elemento ortotrópico laminado (*Shell 91*) representado pela cor vermelha, e outro modelo com elemento ortotrópico laminado equivalente a uma única lâmina (*Shell 93*), representado pela cor azul, com o objetivo de verificar a validade do modelo equivalente proposto.

A diferença entre as FRF's da Figura 3.10 devem-se à formulação entre os tipos de elementos utilizados em cada modelo, visto que o elemento *Shell 91* considera a interação entre cada lâmina no laminado, enquanto o elemento *Shell 93* considera uma lâmina equivalente.

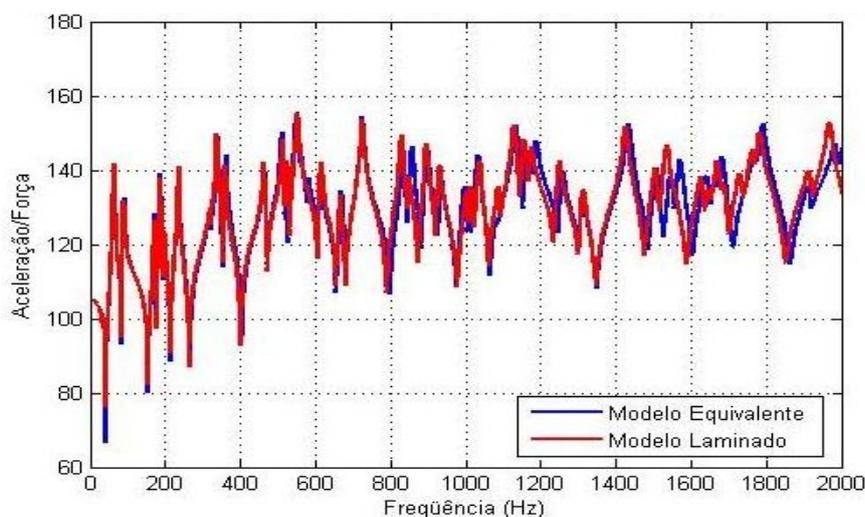


Figura 3.10 – Validação do modelo equivalente proposto com elemento *Shell93*.

O ajuste do modelo é baseado na correlação entre modos de vibração numéricos e experimentais. Portanto, foram realizadas análises modais numéricas e experimentais para a placa CDP2 para a correlação entre os modos de vibração. As análises modais experimentais foram realizadas no *software* comercial *LMS Test.Lab*, versão 8, com uma malha de cem pontos de resposta, enquanto que a análise modal numérica foi realizada no *software* comercial *Ansys*, versão 11, através do método de solução *Block Lanczos*.

A partir das análises modais foram escolhidas seis frequências naturais distintas para as quais os modos de vibração apresentam comportamento diferente, como: torção, flexão longitudinal e flexão transversal. A variação de tipos de modos de vibração é importante para que o processo de ajuste contenha informações das principais propriedades mecânicas: módulo de elasticidade linear (comportamento de flexão) e módulo de cisalhamento (comportamento de torção).

A Tabela 3.2 apresenta os seis modos de vibração numéricos escolhidos para dar início ao processo de ajuste de modelo.

Tabela 3.2 - Resultados numéricos para o modelo sem ajuste (propriedades dos ensaios estáticos).

Número do Modo	Tipo de Modo de Vibração	f_{NUM} [Hz]
1	1 ^o torcional	31,07
2	1 ^o flexão longitudinal	63,19
3	2 ^o torcional	89,42
4	2 ^o flexão longitudinal	173,77
5	1 ^o flexão transversal	184,19
13	2 ^o flexão transversal	506,95

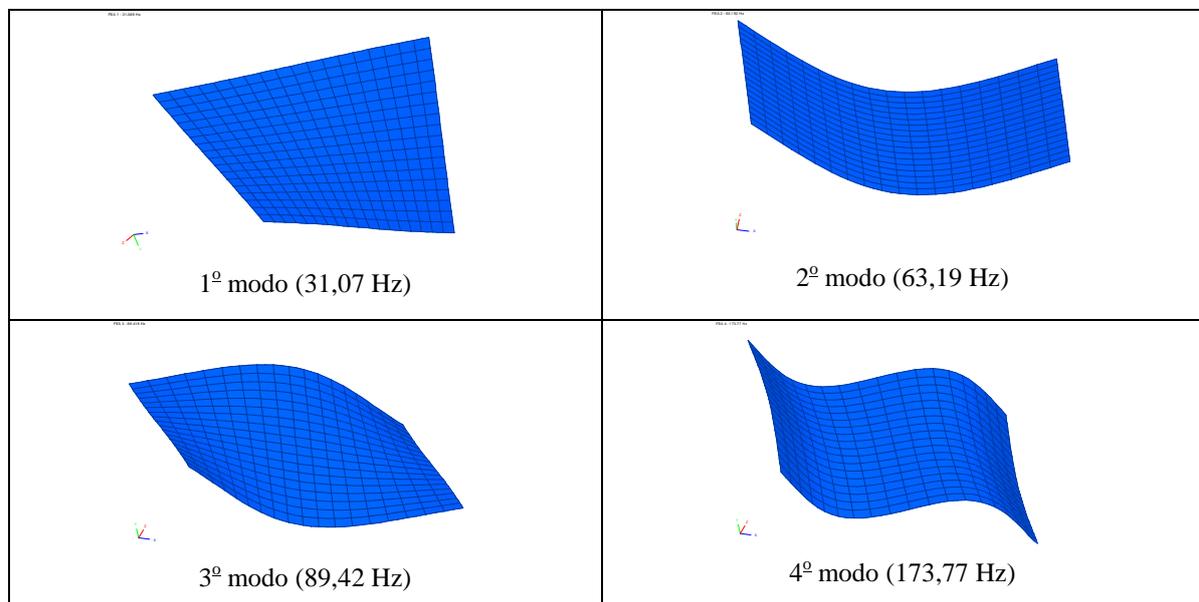


Figura 3.11 – Modos de vibração numéricos 1, 2, 3 e 4 utilizados no ajuste de modelos.

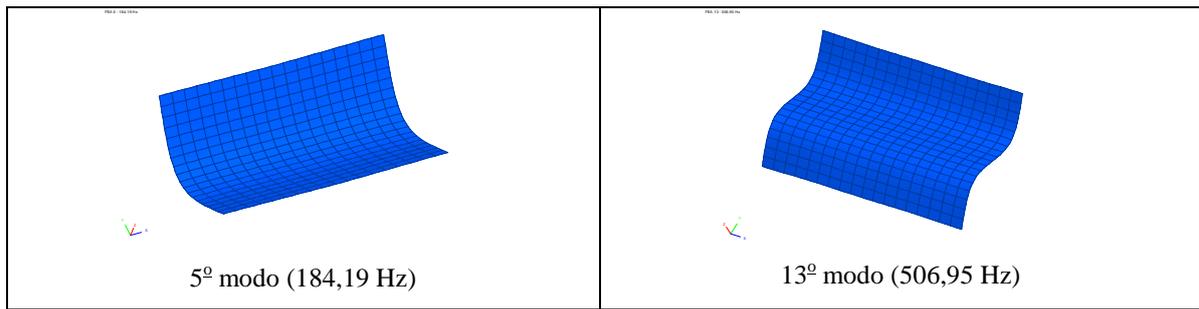


Figura 3.12 – Modos de vibração numéricos 5 e 13 utilizados no ajuste de modelos.

As respectivas frequências de ressonância estão associadas às formas modais das Figuras 3.11 e 3.12, destacadas na comparação entre as funções de resposta em frequência da Figura 3.13. Pode-se observar, por exemplo, uma pequena diferença relativa de 3,22%, entre as frequências numéricas (31,1 Hz) e experimentais para o primeiro modo torcional.

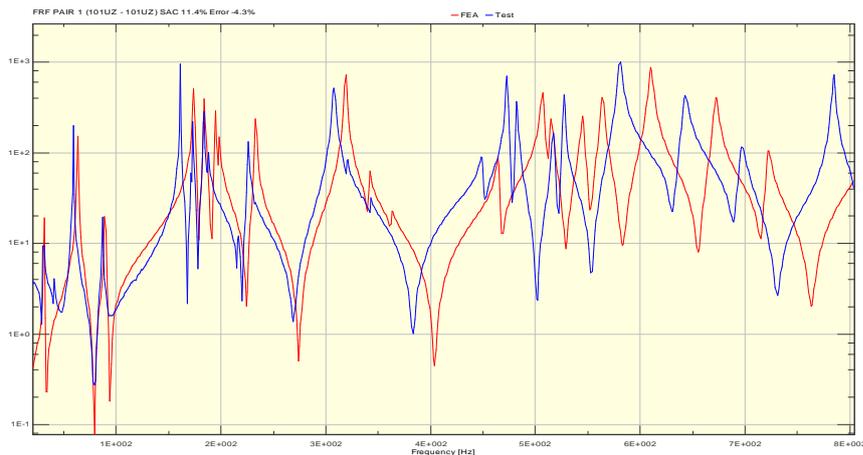


Figura 3.13 – Superposição das funções resposta em frequência numérica e experimental.

A Tabela 3.3 mostra a comparação entre os resultados numéricos (modelo sem ajuste) e experimentais para o corpo-de-prova CDP2.

Tabela 3.3 – Correlação numérica x experimental para os seis modos de vibração selecionados.

Número do Modo	Tipo de Modo	$f_{EXP} \pm \text{Des. Padrão [Hz]}$	$f_{NUM} \text{ [Hz]}$	Dif. Relativa (%)
1	1º torcional	$30,10 \pm 0,24$	31,1	3,22
2	1º flexão longitudinal	$58,87 \pm 0,29$	63,2	7,34
3	2º torcional	$86,63 \pm 0,39$	89,4	3,22
4	2º flexão longitudinal	$161,09 \pm 0,88$	173,8	7,87
5	1º flexão transversal	$173,07 \pm 0,18$	184,2	6,42
13	2º flexão transversal	$471,29 \pm 1,77$	506,9	7,57

3.4.1 Análise de sensibilidade das propriedades mecânicas

O segundo passo no processo de ajuste de modelo, após a correlação inicial dos modos de vibração, é a identificação das propriedades mecânicas que demonstram maior sensibilidade nas respostas selecionadas. Esta análise está ilustrada na matriz de sensibilidade das frequências naturais da Figura 3.14.

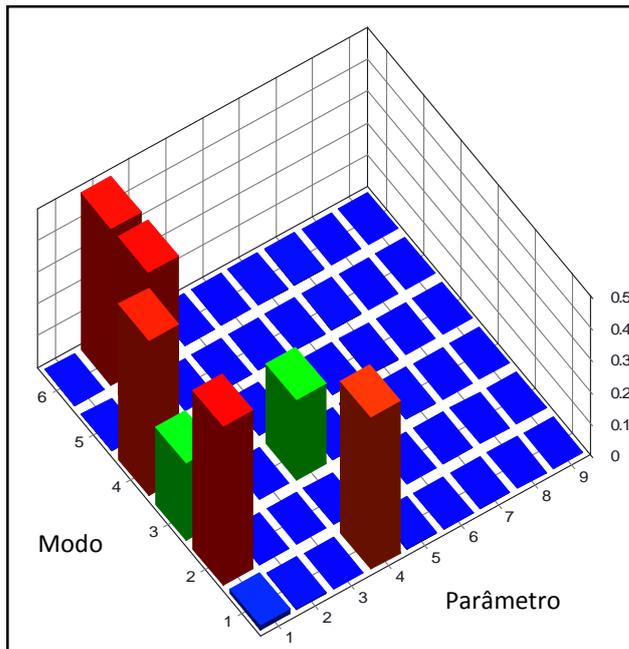


Figura 3.14 - Matriz de sensibilidade das frequências naturais.

Tabela 3.4 – Parâmetros de sensibilidade.

Parâmetro 1 – E_x
Parâmetro 2 – E_y
Parâmetro 3 – E_z
Parâmetro 4 – G_{xy}
Parâmetro 5 – G_{xz}
Parâmetro 6 – G_{yz}
Parâmetro 7 – ν_{xy}
Parâmetro 8 – ν_{xz}
Parâmetro 9 – ν_{yz}

A matriz de sensibilidade da Figura 3.14 apresenta três eixos distintos: o número do modo; o parâmetro em análise; e o grau de sensibilidade do parâmetro. Pode-se observar que o parâmetro 1 (E_x) exerce grande influência nas respostas dos modos 2 e 4, primeiro e segundo modo de flexão longitudinal, respectivamente, além de exercer influência no segundo modo torcional. Da mesma forma, como esperado, o parâmetro 2 (E_y) exerce grande influência nos primeiros modos transversais da placa, representados pelos modos 5 e 6, ou seja, quanto mais rígido for a placa na direção y, maior será o módulo de elasticidade linear, (E_y), e conseqüentemente, maiores serão as frequências naturais dos modos de flexão transversais.

O parâmetro 3 (E_z) não garante influência nos primeiros modos de vibração da placa devido à espessura ser ordens de grandeza $\left(\frac{1}{223}\right)$ menor do que as dimensões no plano da

placa. O parâmetro 4 (G_{xy}), modo de cisalhamento no plano da placa, possui grande influência nos modos de vibração torcionais.

3.4.2 identificação das propriedades mecânicas

A identificação dos parâmetros foi realizada pela minimização de um resíduo ponderado definido a partir das frequências naturais. Os pesos de ponderação foram definidos a partir dos desvios padrão das frequências naturais, obtidas experimentalmente. A Figura 3.15 mostra as alterações dos parâmetros de 1 a 4 (E_x, E_y, G_{xy} e ν_{xy} , respectivamente), ao longo de cada iteração do processo.

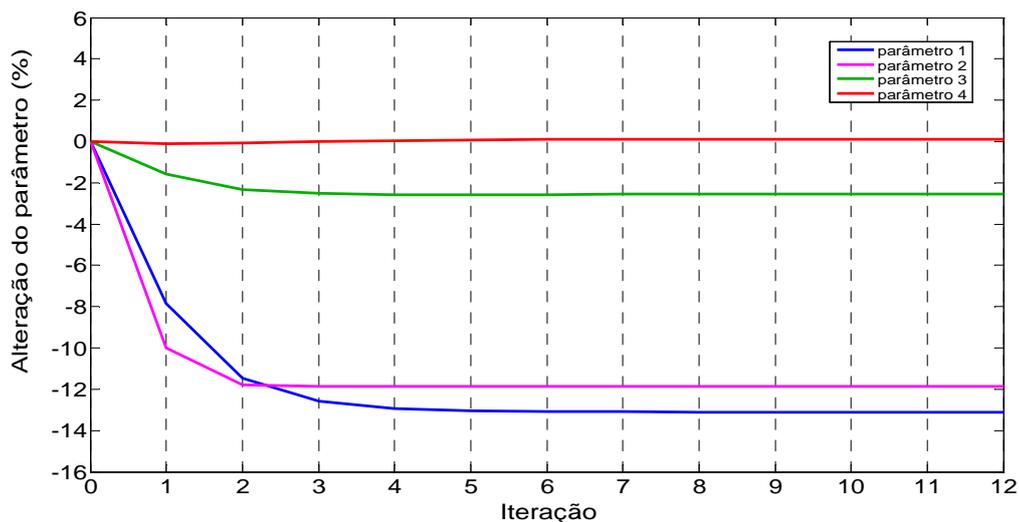


Figura 3.15 – Alteração dos parâmetros.

Pode-se observar que os valores que sofreram as maiores alterações foram os módulos de elasticidade E_x e E_y , e o módulo de cisalhamento G_{xy} , enquanto o coeficiente de Poisson ν_{xy} foi levemente alterado. Dessa forma, os valores das propriedades mecânicas após a identificação das propriedades, para os nove parâmetros que representam o comportamento de um material ortotrópico, foram implementados no modelo numérico, e a utilização dos parâmetros tornou as funções de resposta em frequência bastantes próximas das experimentais.

A Figura 3.16 apresenta uma comparação entre as funções de resposta em frequência pontuais obtidas experimental (cor azul) e numericamente (cor vermelha), utilizando as propriedades mecânicas identificadas pela técnica de ajuste de modelos.

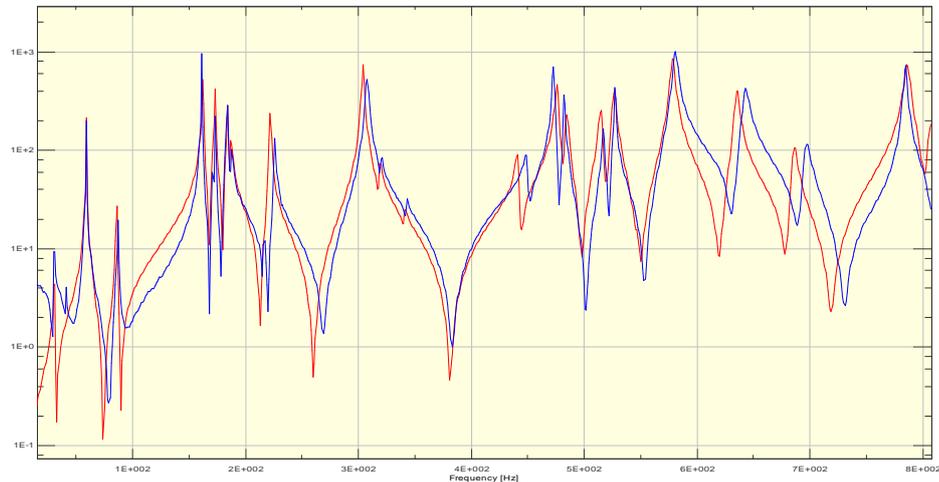


Figura 3.16 - Superposição das funções resposta em frequência numérica e experimental após o ajuste.

Conforme pode ser concluído através da Figura 3.16, a comparação entre os resultados numéricos e experimentais apresenta ótima concordância em relação à comparação da Figura 3.13 (antes do ajuste). Desta maneira, o método de identificação baseado nas frequências naturais se mostra eficaz para identificação das propriedades mecânicas da placa de material composto.

3.5 Correção do módulo de elasticidade

O ajuste de modelo foi realizado apenas em seis frequências naturais até a frequência de 507 Hz, pois é a faixa onde os modos de vibração experimentais estão mais nítidos, o que torna mais fácil correlacionar as frequências naturais entre os mesmos modos de vibração. Em altas frequências, a distribuição de pontos de medição em uma análise modal deveria ser muito grande, para que os modos de flexão e torcionais fossem caracterizados, tornando o experimento inviável.

Entretanto, a validação do modelo numérico com o auxílio de técnicas de ajuste de modelos, pode apresentar pequenas variações em frequências quando a análise se estende para altas frequências. As comparações apresentadas nas Figuras 3.17(a) e 3.17(b) ilustram este fato, de pequena dispersão entre os resultados com o aumento da frequência, para os corpos-

de-prova CPD1 e CPD2, respectivamente. Estes modelos foram simulados numa faixa de frequência de 0 a 4000 Hz.

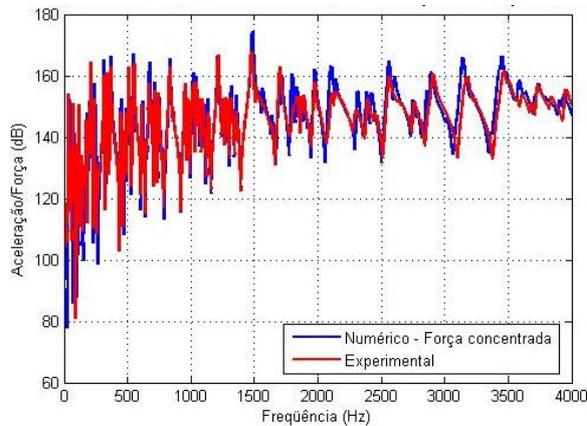


Figura 3.17(a) – Comparação numérica x experimental considerando módulos de elasticidade constantes: CDP1.

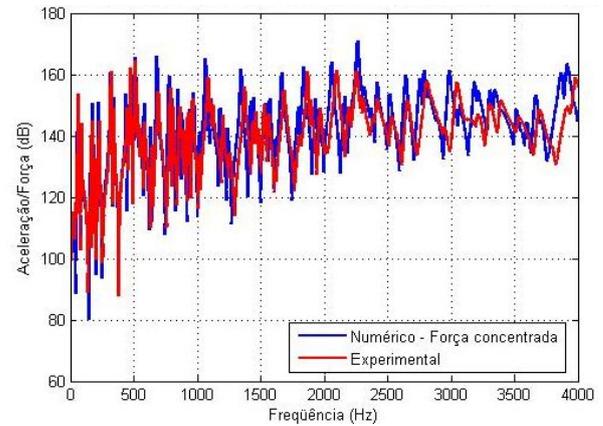


Figura 3.17(b) – Comparação numérica x experimental considerando módulos de elasticidade constantes: CDP2.

Foram propostos alguns modelos com módulos de elasticidade, E_x e E_y , variando com a frequência, com base nos valores obtidos pelo ajuste de modelos. Os valores propostos são acrescidos de 0,5 GPa para algumas faixas de frequência, pois ao conferir um aumento sensível aos módulos de elasticidade, as ressonâncias para altas frequências apresentaram valores mais próximos do experimental.

Com base nas correções aplicadas sobre os módulos de elasticidade E_x e E_y , as comparações atualizadas entre as inertâncias experimentais e numéricas, para os corpos-de-prova CPD1 e CPD2, estão apresentadas na Figura 3.18(a) e 3.18(b), respectivamente.

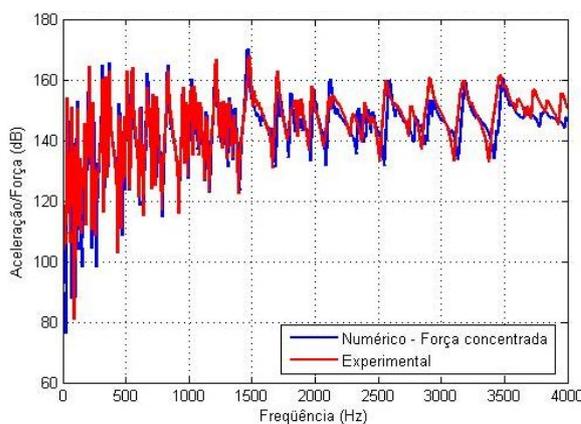


Figura 3.18(a) – Comparação numérica x experimental considerando módulos de elasticidade variáveis: CDP1.

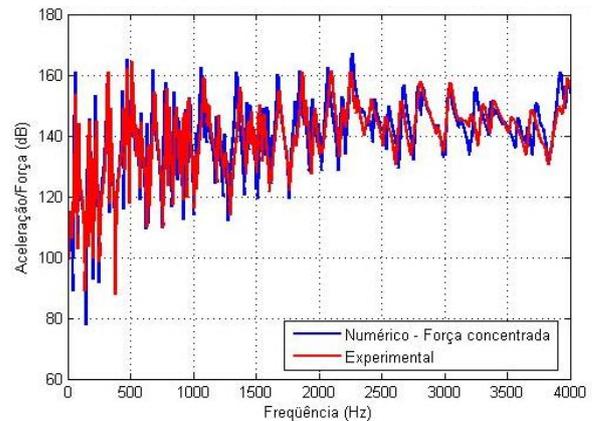


Figura 3.18(b) – Comparação numérica x experimental considerando módulos de elasticidade variáveis: CDP2.

Conforme pode ser observado nas Figuras 3.18(a) e 3.18(b), a proposta de modelo com a implementação dos módulos de elasticidade linear E_x e E_y , variando com a frequência, se apresenta como uma alternativa eficiente, visto que o ajuste de modelos em altas frequências enfrenta alguns empecilhos como discutido anteriormente.

CAPÍTULO 4

DETERMINAÇÃO DOS PARÂMETROS DE SEA PARA PAINÉIS LISOS

Dentro da metodologia de SEA, serão descritos os procedimentos numéricos e experimentais adotados para a determinação da perda de transmissão, eficiência de radiação, densidade modal e fator de perda por amortecimento de painéis compósitos típicos aeronáuticos e painel de alumínio. As amostras de painéis disponíveis para a realização destes ensaios possuem dimensões de 1800 mm por 1300 mm, maiores que as amostras de placas utilizadas para o levantamento das propriedades mecânicas dinâmicas.

As denominações e as características das amostras de painéis de material composto e de alumínio, empregadas na determinação dos parâmetros de SEA, estão listadas na Tabela 4.1. As amostras CDP4 e CDP5 são painéis planos de compósitos, enquanto que a amostra CDP3 consiste em um painel plano de alumínio.

Tabela 4.1: Orientação e espessura das amostras de painéis de material composto e alumínio.

Lâmina	CDP3	CDP4	CDP5
	Orientação da fibra / Espessura da fibra (mm)		
A10	-----	-----	90° / 0,21
A9	-----	-----	90° / 0,21
A8	-----	-----	90° / 0,21
A7	-----	90° / 0,21	90° / 0,21
A6	-----	45° / 0,21	90° / 0,21
A5	-----	90° / 0,21	90° / 0,21
A4	-----	45° / 0,21	90° / 0,21
A3	-----	90° / 0,21	90° / 0,21
A2	-----	45° / 0,21	90° / 0,21
A1	-----	90° / 0,21	90° / 0,21
Material	Alumínio	Compósito	Compósito
Espessura (mm)	1,0	1,47	2,1
Massa (kg)	5,4	4,7	6,6

Existe uma correspondência entre os corpos-de-prova CDP1 e CDP4, e o CDP2 e CDP5, diferindo entre eles apenas as dimensões. Para os corpos-de-prova tipo placas, CDP1 e CDP2, as dimensões são de 460 mm x 275 mm.

4.1 Modelos de Análise Estatística Energética (SEA)

Os modelos utilizados na simulação realizada pelo método de SEA são baseados na composição de três subsistemas principais, conforme ilustrados na Figura 4.1:

- Subsistema 1: Constituído por uma câmara de emissão. É um subsistema do tipo cavidade acústica;
- Subsistema 2: Constituído pelo painel inserido entre as cavidades acústicas. Este subsistema é do tipo placa;
- Subsistema 3: Constituído por uma câmara de recepção. É um subsistema do tipo cavidade acústica.

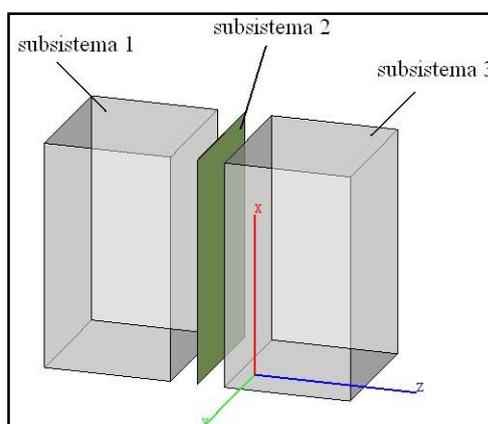


Figura 4.1 – Modelo típico de SEA. Subsistemas de cavidades acústicas e de placa.

O *software* comercial utilizado para realizar os modelos de SEA é o *VAOne*. Os principais processos para a criação de um modelo de SEA através deste software são as definições da geometria e propriedades físicas dos subsistemas, das conexões e do tipo de excitação (VAOne 2007 USER GUIDE, 2007):

a) Definição da geometria: Para a definição da geometria dos subsistemas de cavidade acústica e placa, as coordenadas de cada nó a ser utilizado na definição dos subsistemas são

inseridas manualmente, através da criação de nós de referências, ou pode ser importada uma malha de um modelo de elementos finitos;

b) Definição do subsistema: Quanto à definição do tipo de subsistema a ser utilizado, o *software* comercial *VAOne* dispõe de uma biblioteca de subsistemas pré-definidos, divididos em estruturais e acústicos. Os subsistemas estruturais são vigas, placas e cascas. Os subsistemas acústicos são dutos, cavidades e fluidos. Placas e cascas podem ser uniformes, reforçadas por vigas, em forma de sanduíche e de material composto. A Figura 4.2 mostra estes subsistemas;

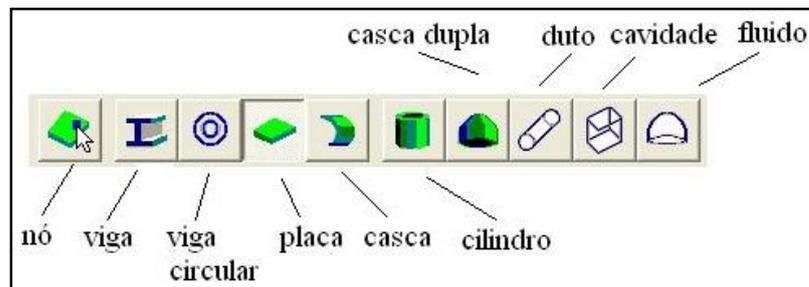


Figura 4.2 – Subsistemas estruturais e acústicos do *software* comercial *VAOne*.

c) Definição das conexões: Cada subsistema, após definido e criado, pode ser conectado a outro subsistema, através de junções pontuais, em linha ou de área. Estas conexões podem ser feitas manualmente ou automaticamente;

d) Definição do tipo de excitação: O tipo de excitação numérica engloba excitações estruturais e acústicas. Dentre as opções para excitação estrutural pode-se citar: força pontual, campo de ondas propagante, campo sonoro difuso, camada limite turbulenta e restrições ao movimento. As excitações acústicas são campo sonoro difuso, onda propagante e potência sonora. A Figura 4.3 ilustra os tipos de excitação disponíveis no *software*;

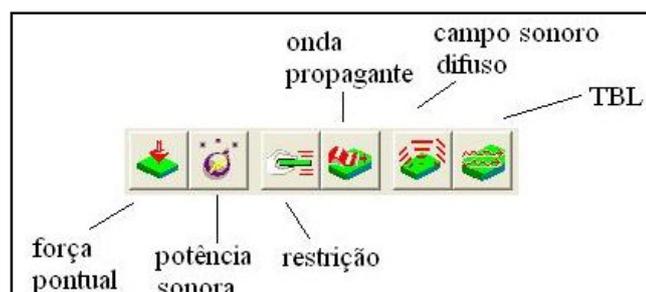


Figura 4.3 – Tipos de excitação disponíveis no *software* comercial *VAOne*.

e) Definição das propriedades físicas: Cada subsistema deve estar relacionado a uma propriedade física constituinte, suas propriedades mecânicas principais devem ser definidas, como módulo de elasticidade, módulo de cisalhamento, densidade, coeficiente de poisson, etc.

Para materiais do tipo ortotrópico laminado é utilizada a ferramenta *composite layup*. Nesta opção as propriedades devem ser definidas para as três direções ortogonais. Os valores de módulos de cisalhamento nas direções 1 e 2 são considerados iguais porque as fibras de carbono nas lâminas estão dispostas em forma de tecido. A Figura 4.4 ilustra a definição do material ortotrópico utilizado nos corpos-de-prova CDP1, CDP2, CDP4 e CDP5.



Figura 4.4 – Propriedades mecânicas para material ortotrópico.

Definidas as propriedades de cada lâmina, o material composto é definido a partir do tipo do material, número de camadas, espessura de cada camada e orientações das lâminas. A Figura 4.5 mostra o modelo de um material composto plano retangular, com espessura e orientação de cada camada. Estas propriedades são inseridas nos subsistemas de SEA do tipo placa, os quais representam os painéis aeronáuticos pela metodologia de fluxos de energia.

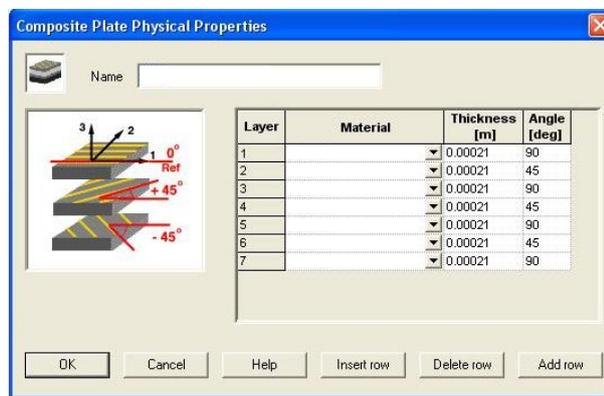


Figura 4.5 – Definições das propriedades do laminado.

4.2 Perda de Transmissão

A perda de transmissão de um painel é calculada a partir de um modelo de SEA composto pelos subsistemas discutidos no Ítem 4.1, conforme ilustrados na Figura 4.6:

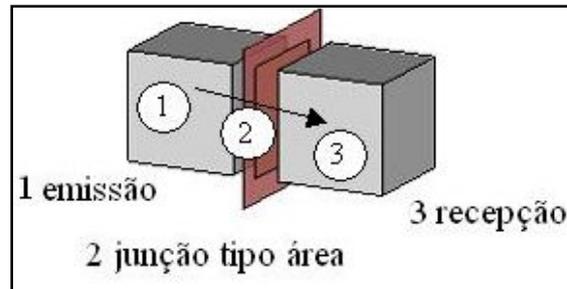


Figura 4.6- Definição dos subsistemas para perda de transmissão.

A perda de transmissão de um painel é calculada pelo *software* comercial *VAOne* através da seguinte expressão (VAOne 2007 USER GUIDE, 2007):

$$PT = 10 \log_{10} \left(\frac{A_2 \omega}{8\pi^2 n_1 c_1^2 \eta_3} \left(\frac{E_1}{E_3} - \frac{n_1}{n_3} \right) \right) \quad (4.1)$$

sendo, A_2 é a área da junção;

n_1 , densidade modal dos subsistema 1;

n_3 , densidade modal dos subsistema 3;

c_1 , velocidade do som no subsistema 1;

E_1 , energia dos subsistema 1;

E_3 , energia dos subsistema 3;

ω , frequência $\left[\frac{rad}{s} \right]$;

η_3 , fator de perda do subsistema 3.

Conforme pode ser observado na Equação (4.1), a determinação da perda de transmissão de um painel entre dois meios, ou duas cavidades, utiliza três subsistemas principais: câmara de emissão, painel em análise e câmara de recepção. No entanto, entre as duas cavidades e a placa é feita uma junção tipo área, criada no modelo para representar a

transmissão de energia acústica entre dois subsistemas tipo cavidade acústica e um subsistema tipo placa, os quais compartilham entre si uma face em comum, conforme ilustra a Figura 4.6.

As dimensões do painel inserido entre as duas cavidades são iguais às da abertura entre as duas câmaras reverberantes do laboratório de vibração e acústica – LVA, da UFSC. Existem duas maneiras para dimensionar as cavidades acústicas no *software*: através da criação dos nós de cada cavidade justamente nos vértices, ou criando uma cavidade qualquer e aplicando em seguida o artifício *override*, que possibilita redimensionar o volume, a área e o perímetro das cavidades, para que estas simulem as câmaras do LVA.

A câmara de emissão, onde se encontra a potência sonora radiada foi considerada a câmara reverberante 1 do LVA e tem dimensões 7,49 m x 7,49 m x 2,63 m (volume de 147,6 m³). Para a câmara de recepção foi utilizada a câmara reverberante 2 do LVA e tem dimensões 7,90 m x 5,60 m x 4,50 m (volume de 199,1 m³). A Figura 4.7 mostra um esquema das duas câmaras e do painel.

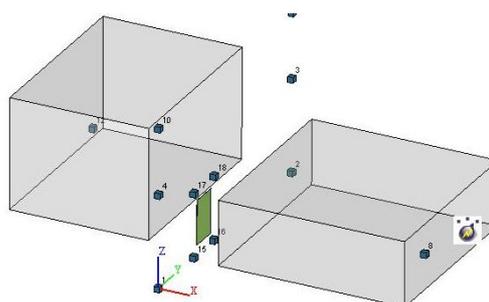


Figura 4.7 – Representação das geometrias das cavidades acústicas e do painel.

As características mecânicas do painel são definidas no subsistema *composite plate*, como visto na Figura 4.8. Para cada painel é criado um subsistema, com suas características correspondentes, como amortecimento (obtido experimentalmente), tipo de propriedade física, geometria, orientação e número de lâminas.

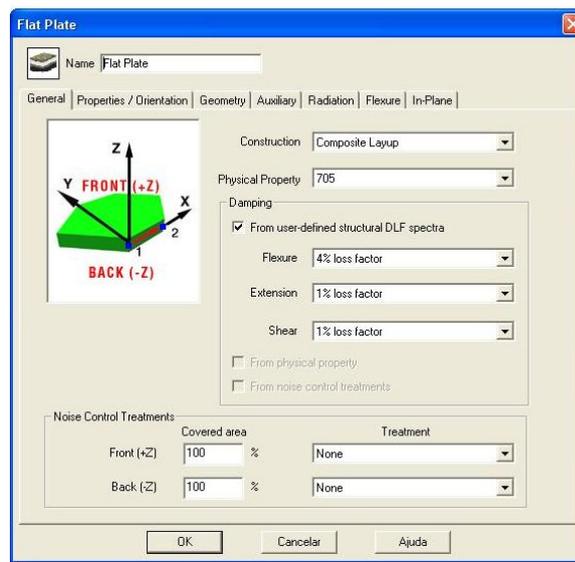


Figura 4.8 – Definição do laminado para placas planas.

Para os dois corpos-de-prova do tipo painel foram calculadas as perdas de transmissão pelos modelos de SEA (*software* comercial *VAOne*) e os valores obtidos foram comparados aos obtidos experimentalmente.

4.2.1 Procedimento experimental de determinação de perda de transmissão

A determinação experimental da perda de transmissão consiste em gerar um campo sonoro difuso na câmara de emissão e medir os níveis médios espaciais e temporais de pressão sonora nas duas câmaras reverberantes. Na câmara de emissão, ou câmara reverberante 1, é gerado um campo sonoro difuso do tipo ruído branco, através de uma caixa acústica. Os níveis de pressão sonora nas câmaras reverberantes 1 e 2 (NPS_1 e NPS_2) foram medidos em faixas de $\frac{1}{3}$ de oitava através de um microfone descrevendo uma trajetória circular. A perda de transmissão (PT) é calculada através da seguinte equação:

$$PT = NPS_1 - NPS_2 + 10 \log \left(\frac{S}{A_2} \right) \quad (4.2)$$

onde PT é a perda de transmissão do painel;

NPS_1 , nível de pressão sonora na câmara reverberante 1;

NPS_2 , nível de pressão sonora na câmara reverberante 2;

S , área do painel [m^2];

A_2 , absorção sonora da câmara reverberante 2 [m^2].

O procedimento de determinação experimental da perda de transmissão seguiu a norma: ISO 140-3:1995 (International Organization for Standardization. ISO 140-3:1995, 1995).

A absorção sonora da câmara reverberante 2 (ou câmara de recepção), A_2 , é medida com o auxílio de uma fonte sonora de referência, que possui um nível de potência sonora (NWS_{FR}) constante e fornecido pelo fabricante. A fonte de referência selecionada para estes ensaios (*reference sound source*, tipo 4204) foi posicionada na câmara reverberante de recepção. O nível de pressão sonora médio espacial e temporal medido é, então, utilizado na equação que define o coeficiente de absorção da câmara, A , dada por:

$$10\log_{10} A_2 = 10\log_{10} (4\rho c) + NWS_{FR} - NPS_{FR} - 26 \quad (4.3)$$

onde NWS_{FR} é o nível de potência sonora obtido da carta de calibração do fabricante [dB re. 1pW];

NPS_{FR} , nível de pressão sonora medido na câmara [dB re. $2 \cdot 10^{-5}$ Pa];

ρc , impedância acústica do ar.

Para condições normais de temperatura, pressão e umidade, o produto ρc é aproximadamente 405 e a Equação (4.3) pode ser reduzida:

$$10\log_{10} A_2 = 6,2 + NWS_{FR} - NPS_{FR} \quad (4.4)$$

A instrumentação utilizada na obtenção experimental da perda de transmissão inclui os seguintes equipamentos:

- Analisador e gerador de Sinais SCADAS, com software LMS Test Lab v8;
- “Microfone capacitivo ½” B&K 4189;
- Calibrador de microfone B&K 4231;
- Amplificador de potência Studio R Z700;
- Fonte sonora de referência B&K 4204;

- Caixa acústica.

A Figura 4.9 ilustra a montagem da determinação experimental da perda de transmissão de um painel liso de alumínio. A Figura 4.9(a) apresenta a montagem da câmara de recepção, enquanto a Figura 4.9(b) apresenta a montagem da câmara de emissão.

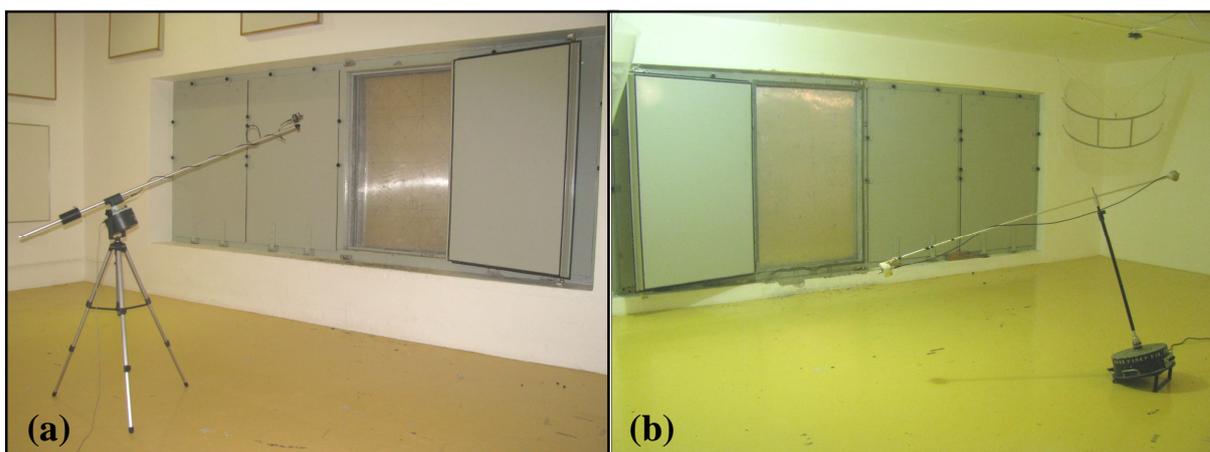


Figura 4.9 – Medição experimental da perda de transmissão de um painel de alumínio. (a) Câmara de recepção; (b) Câmara de emissão.

Com o propósito de validar o procedimento experimental, foram realizados ensaios de perda de transmissão em um painel de alumínio (CDP3), com espessura de 1 mm e mesmas dimensões de altura e largura dos painéis de compostos, 1800 mm e 1130 mm, respectivamente. Com a perda de transmissão de um painel de alumínio, isotrópico e homogêneo, obtida através da lei da massa, podem-se comparar os resultados experimentais com os resultados analíticos e numéricos. A perda de transmissão, segundo a lei da massa, é obtida através da Equação (2.89), válida para transmissão sonora de campo difuso para placas de material isotrópico.

O modelo numérico de SEA foi representado por dois subsistemas do tipo cavidade acústica e um subsistema do tipo placa, sendo que o fator de amortecimento utilizado no painel foi obtido experimentalmente conforme discutido no Ítem 4.6.1.3.

A Figura 4.10 apresenta a comparação entre as perdas de transmissão do painel de alumínio, com 1 mm de espessura e 1800 mm x 1130 mm de área.

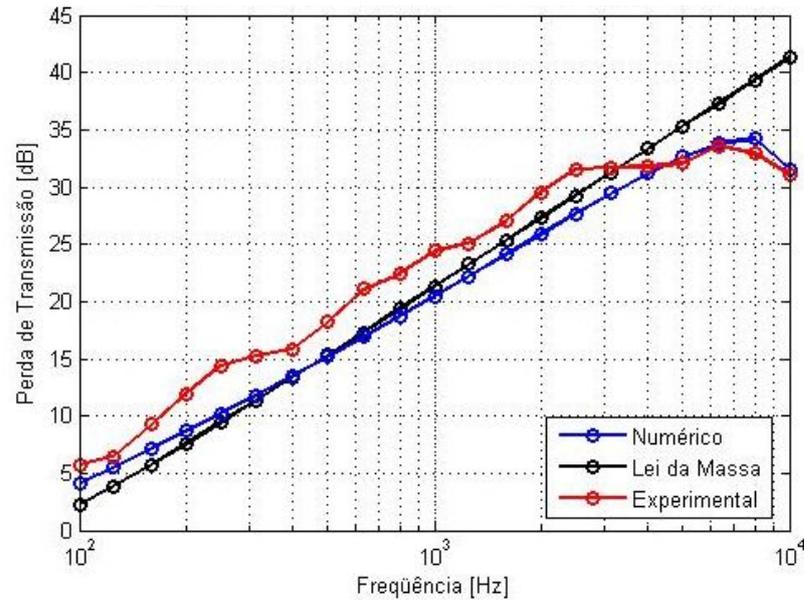


Figura 4.10 - Perda de transmissão para uma placa de alumínio de 1,0 mm de espessura e 1,80 x 1,13 m de área.

A partir da comparação apresentada na Figura 4.10, para o painel de alumínio, pode-se observar a boa concordância entre os resultados experimentais, o modelo analítico pela lei da massa e o modelo numérico de SEA. Portanto, tanto o procedimento experimental, quanto a confecção dos modelos numéricos estão com boas aproximações, apesar da diferença de até 3 dB entre o modelo e os dados experimentais, devido principalmente ao sistema de fixação do painel entre as câmaras reverberantes.

Os amostras de painéis de material composto, CDP4 e CDP5, também foram ensaiados e modelados através do *software* comercial *VAOne*. A comparação entre as perdas de transmissão numérica e experimental para os corpos-de-prova CDP4 e CDP5 apresentaram as mesmas diferenças observadas, conforme apresentam as Figuras 4.11 e 4.12, respectivamente.

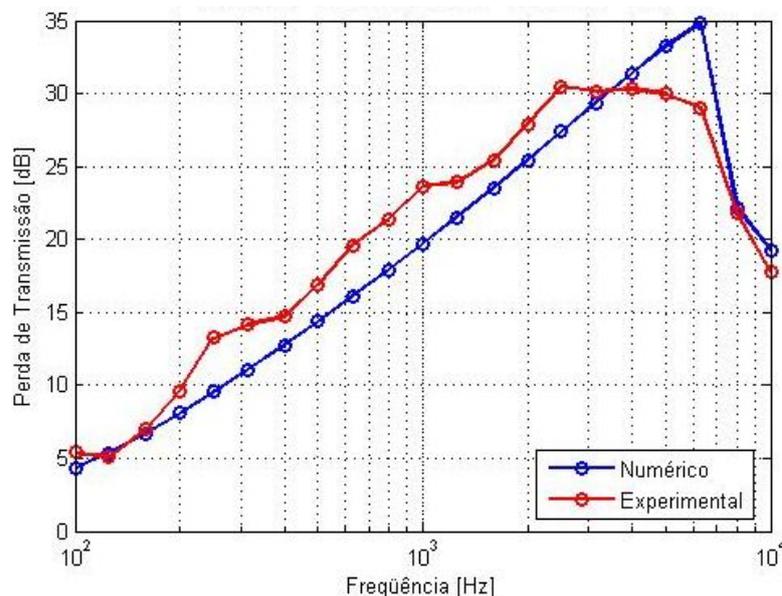


Figura 4.11 - Comparação numérico-experimental da perda de transmissão para o painel CDP4.

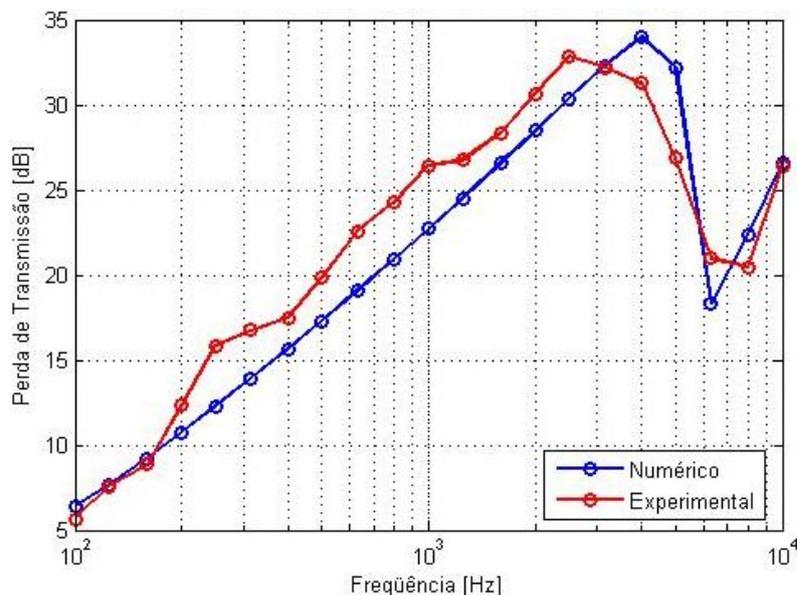


Figura 4.12 - Comparação numérico-experimental da perda de transmissão para o painel CDP5.

Os resultados apresentados nas Figuras 4.11 e 4.12, para duas amostras de painéis de material composto, mostram que o corpo-de-prova CDP4, de menor espessura (7 lâminas), apresenta uma queda brusca na perda de transmissão nas altas frequências, acima de 6 kHz. Este comportamento se deve à frequência de coincidência, que é igual a 8 kHz. O corpo-de-prova CDP5, mais espesso (10 lâminas), apresenta comportamento similar, ocorrendo uma queda na perda de transmissão na região a partir de 5 kHz, também devido à frequência de coincidência, igual a 6 kHz.

Na frequência de coincidência, a perda de transmissão apresenta uma redução significativa em relação aos valores calculados pela lei da massa, devido à igualdade entre os comprimentos de onda λ_f e λ_{som} , das ondas de flexão nos painéis e das ondas sonoras, respectivamente. Este comportamento proporciona facilidade de transmissão do som. No caso de painéis de dimensões infinitas os valores da perda de transmissão dependem fundamentalmente do amortecimento do material em todas as regiões do espectro, tanto na região da frequência de coincidência, como nas regiões controladas pela massa e pela rigidez.

Para o painel de alumínio, cujo material é isotrópico, a expressão da frequência de coincidência é dada pela Equação (2.67). No entanto, para os painéis de material composto, podem-se estimar as frequências de coincidência utilizando os valores de rigidez à flexão (Δ_{11} e Δ_{22}), obtidos a partir de modelos de elementos finitos.

O *software* comercial *Nastran* foi utilizado para o fornecimento das matrizes de flexão, utilizando os valores D_{11} e D_{22} das matrizes apresentadas nas Figuras 4.13 e 4.14, para

os corpos-de-prova CDP4 e CDP5, respectivamente. A Tabela 4.2 apresenta os valores de frequência de coincidência para os painéis de material composto utilizados nos ensaios.

Membrane, Bending, and Coupling Matrices						
		Membrane			Bending	
	1.16E+008	6.96E+006	3.95E+000	-2.9E-003	-2.4E-004	0.00E+000
Membrane	6.96E+006	1.16E+008	-3.9E+000	-2.4E-004	0.00E+000	0.00E+000
	3.95E+000	-3.9E+000	9.31E+006	0.00E+000	0.00E+000	1.22E-004
	-2.9E-003	-2.4E-004	0.00E+000	4.26E+001	2.56E+000	0.00E+000
Bending	-2.4E-004	0.00E+000	0.00E+000	2.56E+000	4.26E+001	0.00E+000
	0.00E+000	0.00E+000	1.22E-004	0.00E+000	0.00E+000	3.42E+000

Figura 4.13: Rigidez a flexão do painel CDP4 fornecida pelo *software* comercial NASTRAN.

Membrane, Bending, and Coupling Matrices						
		Membrane			Bending	
	6.76E+007	1.84E+007	9.34E-001	3.42E-003	1.31E-003	0.00E+000
Membrane	1.84E+007	6.76E+007	-2.2E+000	1.31E-003	4.88E-003	0.00E+000
	9.34E-001	-2.2E+000	2.01E+007	0.00E+000	0.00E+000	9.16E-004
	3.42E-003	1.31E-003	0.00E+000	1.30E+001	2.52E+000	0.00E+000
Bending	1.31E-003	4.88E-003	0.00E+000	2.52E+000	1.30E+001	0.00E+000
	0.00E+000	0.00E+000	9.16E-004	0.00E+000	0.00E+000	2.82E+000

Figura 4.14: Rigidez a flexão do painel CDP5 fornecida pelo *software* comercial NASTRAN.

Tabela 4.2: Rigidez Equivalente e frequência de coincidência para os painéis compósitos.

Painel	Média de Δ_{11} e Δ_{22} (N.m)	Frequência de coincidência (Hz)
CDP4	13,0	7788
CDP5	42,6	5142

Os três painéis ensaiados apresentaram valores de perda de transmissão experimental ligeiramente superiores aos obtidos numericamente, com diferenças máximas de 5 dB e valores médios de diferenças entre 2 e 3 dB. Porém, estas diferenças são consideradas satisfatórias.

4.3 Eficiência de radiação

A eficiência de radiação de um painel vibrante, avaliada numericamente por análise estatística energética (SEA), através do *software* comercial VAOne, é definida pela Equação (2.65). O cálculo da eficiência de radiação de um painel é dado através da junção, do tipo de

área, entre cavidades e o painel (VAOne 2007 USER GUIDE, 2007). Uma junção de área é criada no modelo para representar a transmissão de energia acústica entre os dois subsistemas tipo cavidade acústica e um subsistema tipo placa, os quais compartilham entre si uma face ou área em comum.

A eficiência de radiação possibilita uma indicação do grau de efetividade da radiação de energia acústica. Acima da frequência de coincidência, a eficiência de radiação tende a um valor unitário e a potência radiada do painel é dada pelo produto da área da superfície do painel, da impedância acústica específica e da velocidade quadrática média temporal e espacial da vibração do painel.

4.3.1 Procedimento experimental de determinação da eficiência de radiação

O procedimento de determinação experimental da eficiência de radiação é baseado na medição da potência sonora radiada do painel e da velocidade média quadrática espacial e temporal do painel. O método utilizado para a determinação da potência sonora em câmaras reverberantes está descrito na norma ISO 3741:1999 (International Organization for Standardization. ISO 3741:1999, 1999), no qual um painel é colocado na abertura existente entre duas câmaras reverberantes. Este é excitado por um excitador eletrodinâmico em alguns pontos distribuídos do painel. O excitador eletrodinâmico permanece na câmara reverberante 1, enquanto o painel radia potência sonora para a câmara 2.

As câmaras reverberantes utilizadas nos ensaios de eficiência de radiação e perda de transmissão foram avaliadas quanto às respectivas dimensões e características, a fim de proporcionar resultados com menores incertezas de medição:

- A relação entre a máxima e a mínima dimensão da câmara não deve exceder a proporção 3:1;
- A precisão da medição depende da uniformidade do campo difuso. Por isso, é importante que existam um grau mínimo de inclinação entre, pelo menos, duas paredes paralelas das câmaras, contribuindo para que as ondas se propaguem em todas as direções e não haja concentração de energia acústica;
- O ruído de fundo para a câmara reverberante deverá ser 6 dB menor (preferencialmente 12 dB) que o nível de pressão sonora medido em cada banda de frequência dentro da faixa de interesse;

- O volume da câmara reverberante, juntamente com a absorção interna, determina a frequência de corte da câmara. A maioria dos projetos de pesquisa, no entanto, envolve produtos onde a faixa de frequência de interesse é superior a 100 Hz. Sendo assim, o volume mínimo das câmaras deve ser 200 m³.

A potência sonora foi determinada pelo método da comparação, pois é um método bastante confiável e difundido. Este método, para campo difuso, fornece medidas absolutas e utiliza uma fonte sonora de referência, do tipo aerodinâmica, possui um nível de potência sonora (NWS_{FR}) constante e fornecido pelo fabricante, para cada faixa de frequência. A fonte de referência selecionada para estes ensaios de perda de transmissão foi a *reference sound source*, fabricante Bruel & Kjaer, tipo 4204 (Reference Sound Source B&K 4204 manual, 1984).

A relação entre a potência sonora (fornecida pelo fabricante) e a pressão média espacial, em dB, é dada pela expressão (International Organization for Standardization. ISO 3741:1999, 1999):

$$NWS = NPS - 10 \log T + 10 \log V + 10 \log \left(1 + \frac{S\lambda}{8V} \right) - 10 \log \left(\frac{B}{1000} \right) - 14 \text{ dB} \quad (4.5)$$

onde NPS é a pressão sonora média em cada banda, corrigida de acordo com o ruído de fundo;

V, volume da câmara [m³];

T, tempo de reverberação;

λ , comprimento de onda na frequência central;

S, área total de absorção do som [m²];

B, pressão barométrica [mbar].

Considerando a pressão barométrica constante, para uma mesma câmara pode-se escrever:

$$NWS = NPS + K \quad (4.6)$$

onde K é a constante de sala.

Nesta expressão, o nível de pressão sonora (NPS) representa o valor da pressão sonora média espacial [dB] na forma:

$$NPS = 10 \log_{10} \frac{\langle p^2 \rangle}{p_{ref}^2} \quad (4.7)$$

onde p_{ref} é a pressão de referência $[2 \cdot 10^{-5} \text{ Pa}]$.

A medição pelo método da comparação consiste na repetição da medição de pressão sonora média espacial e temporal, após a substituição da fonte de referência pela fonte sonora cuja potência se deseja determinar. Desta forma, a potência sonora da fonte (NWS_F) pode ser determinada pela seguinte expressão:

$$NWS_F = NWS_{FR} + NPS_F - NPS_{FR} \quad (4.8)$$

onde NWS_{FR} representa o nível de potência sonora da fonte de referência;
 NPS_F representa o nível de pressão sonora gerados pela fonte sonora;
 NPS_{FR} representa o nível de pressão sonora gerados pela fonte de referência.

Simultaneamente às medições dos níveis de pressão sonora, utilizando a caixa acústica e a fonte de referência, foi realizada a medição do campo de velocidade do painel, a fim de garantir uma boa correlação entre os sinais de velocidade e pressão. A velocidade foi medida em trinta e seis pontos distintos e para três posições de excitação, conforme ilustra a Figura 4.15. Os pontos de excitação com o excitador eletrodinâmico estão representados na Figura 4.15 por pontos de cor vermelha no painel.

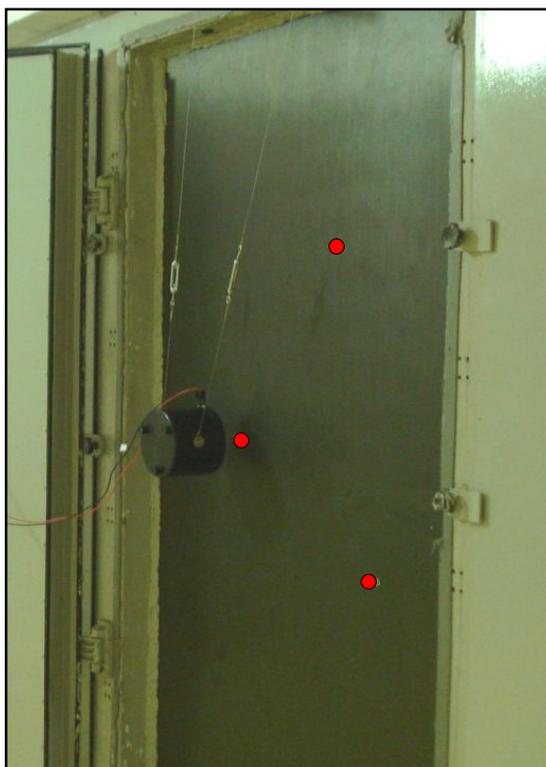


Figura 4.15 – Pontos de excitação para a determinação da eficiência de radiação experimental de um painel liso de material composto.

O painel foi excitado através de um excitador eletrodinâmico alimentado por um sinal do tipo ruído branco, gerado pelo analisador de sinais. Os equipamentos utilizados nos ensaios de eficiência de radiação foram os seguintes:

- Analisador e gerador de Sinais SCADAS, com software LMS Test Lab v8;
- Amplificador de Potência B&K 2718;
- Microfone de campo livre B&K 4189;
- Pré Amplificador de microfone B&K 2671;
- Acelerômetros B&K 4519-002 e B&K 4393;
- Excitador eletrodinâmico B&K 4809;
- Fonte sonora de referência B&K 4204;
- Calibrador de microfone B&K 4231.

As medições de nível de pressão sonora e velocidade foram realizadas em bandas de $\frac{1}{3}$ oitava para a faixa de frequência de 100 Hz a 10 kHz. A partir das médias dos espectros obteve-se a velocidade média espacial e temporal do painel, bem como a pressão sonora média radiada. Desta forma, as Equações (2.65) e (4.7) possibilitaram o cálculo da eficiência

de radiação dos painéis analisados. Foi utilizada a mesma estratégia da determinação do parâmetro de perda de transmissão, dando início aos ensaios com uma amostra de material isotrópico, visando validar o procedimento experimental de um painel isotrópico, de alumínio, com 1 mm de espessura, para em seguida realizar os ensaios com amostras de compósitos.

A comparação entre os resultados experimentais e numéricos (obtidos pelo *software* comercial *VAone*) para o painel de alumínio (CDP3), conforme apresentado na Figura 4.16, apresentou ótima concordância, ao longo de toda a faixa de frequência, com exceção da região entre 100 Hz a 200 Hz, o que comprova, de maneira satisfatória, que o procedimento experimental está adequado.

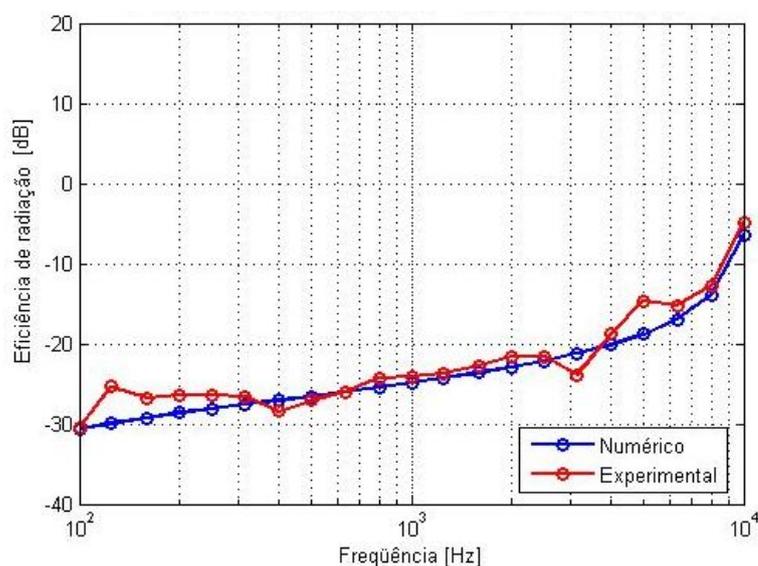


Figura 4.16: Eficiência de radiação do corpo-de-prova CDP3 (Alumínio).

As pequenas divergências encontradas nas baixas frequências ocorrem pois, a densidade dos modos acústicos das câmaras é reduzida de forma significativa, fazendo com que o número de modos das câmaras seja também reduzido, causando maiores incertezas nesta região do espectro. Porém, a boa concordância observada nas médias e altas frequências indica que o procedimento de medição está adequado.

As mesmas comparações experimentais *versus* numérico (modelo de SEA) foram realizadas para os corpos-de-prova de material composto CDP4 e CDP5, mostradas nas Figuras 4.17 e 4.18, respectivamente.

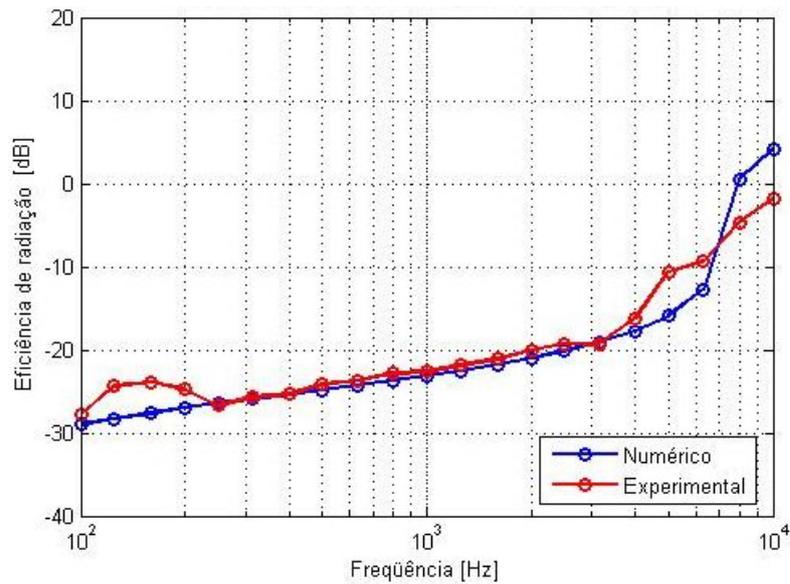


Figura 4.17: Eficiência de radiação do painel CDP4.

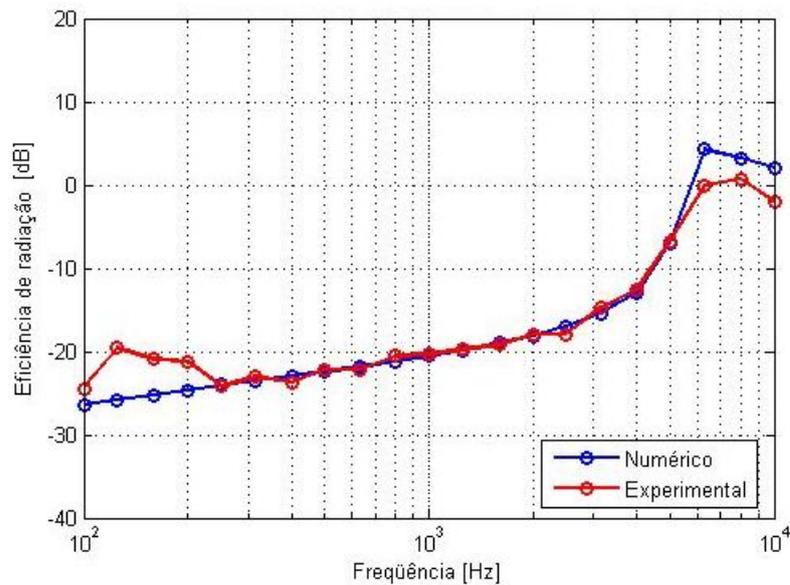


Figura 4.18 - Eficiência de radiação do painel CDP5.

Os resultados de eficiência de radiação para os painéis de material composto, CDP4 e CDP5, apresentaram a mesma tendência do painel de alumínio, com boa concordância ao longo do espectro, exceto na região de 100 Hz a 200 Hz, conforme explanado anteriormente. Na região das frequências de coincidência, foram encontradas variações máximas de 5 dB, as quais foram consideradas satisfatórias.

4.4 Densidade Modal

Conforme comentado no capítulo 2, a densidade modal é definida como sendo o número de modos por banda, de acordo com a seguinte equação:

$$n(f_c) = \frac{N_{\Delta f}}{\Delta f} \quad (4.9)$$

onde f_c é a frequência central da banda;

$N_{\Delta f}$, o número de modos na faixa de frequência Δf .

Este parâmetro pode ser determinado através de procedimentos analíticos, experimentais e/ou numéricos. A densidade modal de um painel, avaliada por Análise Estatística Energética (SEA), através do *software* comercial *VAOne*, é definida através dos diagramas de número de onda comentados no Ítem 2.4. É calculado o número de modos contidos em cada faixa de frequência e, assim, estimada a densidade modal.

Os procedimentos experimentais, conforme detalhados a seguir, envolvem dois principais métodos: método da contagem e da mobilidade. O método da mobilidade foi o método utilizado para a determinação da densidade modal dos painéis de compósitos.

4.4.1 Procedimento experimental de determinação da densidade modal

O procedimento experimental para a determinação da densidade modal pode ser realizado através de dois métodos: método da contagem e método da mobilidade.

O método da contagem é baseado na obtenção de algumas respostas em frequência da estrutura, respostas com boas coerências e realizadas com o mínimo de interferência externa ao sistema. Em seguida, os modos de cada banda de frequência são identificados e somados, permitindo a construção da função de número de modos por bandas de frequência. A densidade modal, portanto, é a derivada do número de modos, $N(\omega)$, em relação à frequência.

O método da contagem de modos, no entanto, não é recomendado para a determinação da densidade modal para altas frequências, onde os modos geralmente apresentam-se significativamente sobrepostos entre si, dificultando a identificação da frequência natural em uma curva de resposta em frequência.

O método da mobilidade, desenvolvido por CLARKSON & POPE (1981), relaciona a densidade modal, $n(f)$, com a parte real da média espacial, da mobilidade pontual, através da expressão:

$$n(f) = 4M \operatorname{Re}\{\langle Y(f) \rangle\} \quad (4.10)$$

onde M é a massa total da placa;

$\langle Y(f) \rangle$, a média espacial da mobilidade.

A determinação experimental, aplicando o método da mobilidade, foi realizada a partir de dez medições pontuais, nos três painéis lisos selecionados, e para cada painel foi calculada a média da mobilidade.

O efeito gerado pela correção da massa do acelerômetro no sistema, na parte real da mobilidade de um painel de alumínio, pode ser visualizado na Figura 4.19. A instrumentação utilizada na medição experimental da mobilidade está listada a seguir:

- Acelerômetro B&K 4519-002;
- Martelo de impacto B&K 8204;
- Analisador de sinais 4 canais B&K Pulse 3560 com software PULSE LABSHOP v10.1.

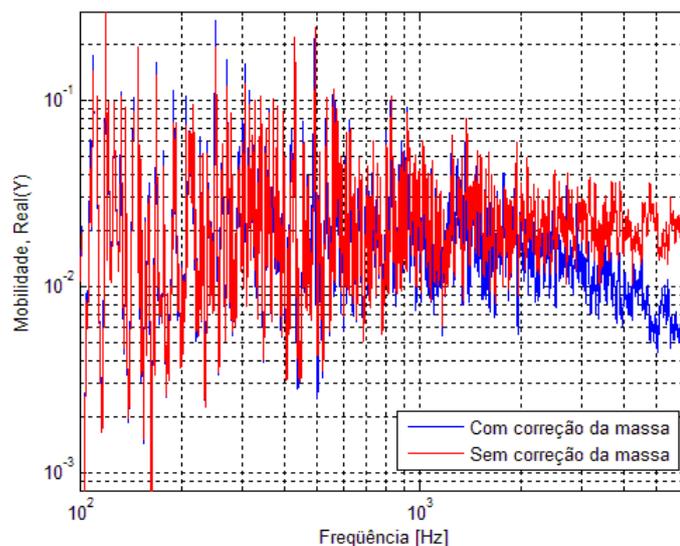


Figura 4.19 – Efeito da correção da massa adicionada na parte real da mobilidade.

Os efeitos de adição de massa pelo acelerômetro foram avaliados conforme o desenvolvimento proposto por BALDANZINI & PIERINE (2002, p.887-889) e confirmados por CAKAR & SANLITURK (2005, p.92), os quais são corrigidos com base na aceleração (aceleração/força) obtida experimentalmente, de acordo com a massa do acelerômetro, conforme apresentado na equação a seguir:

$$A_{cor} = \frac{A_{med}}{1 - m_a A_{med}} \quad (4.11)$$

onde A_{cor} é a aceleração corrigida;

A_{med} , aceleração medida experimentalmente;

m_a , massa do acelerômetro.

A mobilidade corrigida em relação à massa do acelerômetro, portanto, é dada pela expressão:

$$Y_{cor} = \frac{A_{cor}}{j\omega} \quad (4.12)$$

A Figura 4.20 mostra uma montagem do experimento para a determinação da densidade modal de um painel de material composto. O painel foi suspenso por fios longos e finos em dois vértices de uma extremidade e foram definidos dez pontos de medição para a determinação da inércia pontual, cada qual com um total de 5 (cinco) amostras de impacto para compor a média. Foi observado que a consideração de dez amostras para a composição de média já fornecia resultados com boa concordância. Portanto, os pontos foram distribuídos de forma aleatória no painel, com o devido cuidado de evitar as linhas nodais, conforme ilustrado na Figura 4.20.

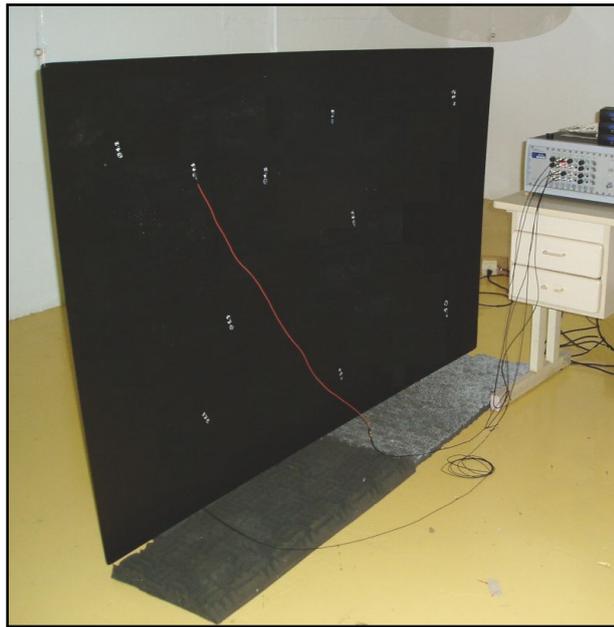


Figura 4.20 - Medição experimental da mobilidade.

Neste ensaio é muito importante a verificação da função coerência entre os sinais da força de excitação e de resposta em relação ao acelerômetro pontual, pois a qualidade das funções de resposta em frequência medidas determina o comportamento do espectro da mobilidade. A Figura 4.21 apresenta um espectro típico da parte real da mobilidade de um painel de material composto (CDP3), utilizado no cálculo da densidade modal dos painéis.

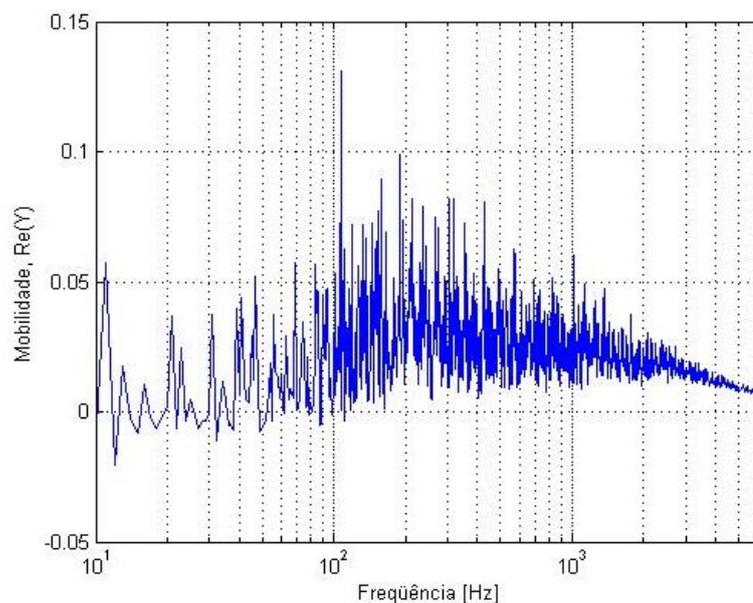


Figura 4.21 - Espectro da parte real da mobilidade.

O gráfico da Figura 4.22 apresenta a comparação entre a densidade modal numérica, obtida através do *software* comercial *VAOne*, e a obtida experimentalmente. As mobilidades pontuais experimentais foram corrigidas de acordo com a massa adicionada pelo transdutor de força (massa efetiva, à frente do cristal piezoelétrico) e pela própria massa do acelerômetro, com um total de 2,4 g adicionados.

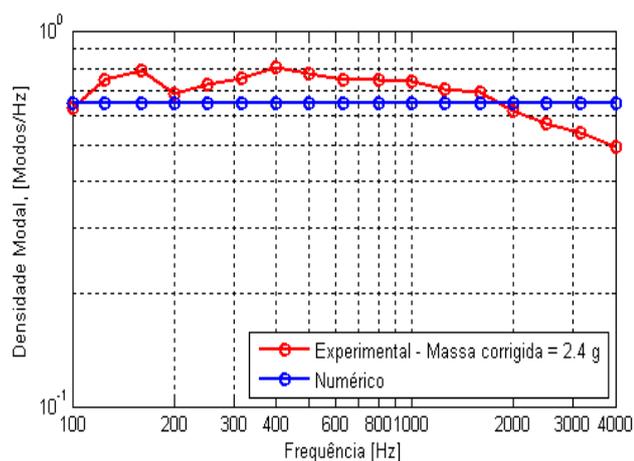


Figura 4.22 – Comparação numérico-experimental da densidade modal para o painel de alumínio CDP3.

Os gráficos da Figura 4.23 apresentam as comparações entre os valores de densidade modal obtidos numericamente (por modelo de SEA) e experimentalmente, para os dois painéis de material composto, CDP4, Figura 4.25 (a), e CDP5, Figura 4.23 (b).

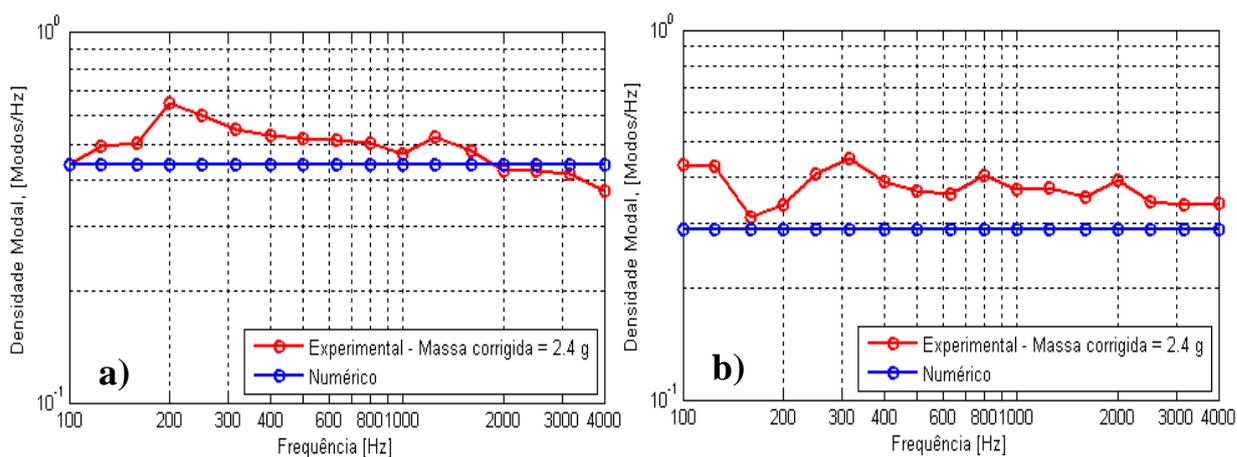


Figura 4.23 – Comparação numérico-experimental da densidade modal para os painéis de material composto. (a) CDP4; (b) CDP5.

Para os três corpos-de-prova analisados, os resultados experimentais tendem a convergir com os numéricos à medida que mais curvas de mobilidade pontuais são utilizadas na média espacial. Foi observado que a consideração de dez amostras para a composição de média já fornecia resultados com boa concordância.

Pode-se concluir que a densidade modal obtida experimentalmente apresenta boa concordância com os valores calculados por SEA, em ampla faixa de frequência, o que sugere que os procedimentos adotados, tanto numéricos quanto experimentais, se mostraram satisfatórios para a determinação da densidade modal. A pequena tendência de discrepância nas altas frequências para o painel CDP3 (alumínio) é decorrente do tipo de excitação utilizada, pois o martelo de impacto não transfere força suficiente para excitar os modos de alta frequência quando a estrutura é muito flexível. A flexibilidade, inverso da rigidez, aumenta o tempo de contato com a estrutura, diminuindo, assim, a capacidade de excitação nas altas frequências.

4.5 Modal Overlap Factor (MOF)

O parâmetro *Modal Overlap Factor* (MOF), traduzido como fator de superposição modal, representa o número de modos existentes na faixa de frequência (Δf) correspondente à largura da banda de meia potência do modo, proporcionada pelo amortecimento. É definido através da expressão (FAHY; GARDONIO, 2007):

$$\text{MOF} = \eta f n(f) \quad (4.13)$$

onde η é o fator de perda; f , a frequência e $n(f)$ a densidade modal, em (modos/Hz). Quanto maior o valor de MOF, maior o número de modos de cada subsistema que contribuem para a resposta do subsistema em uma determinada faixa de frequência, resultando em melhor precisão dos resultados obtidos por SEA. Para MOF igual ao valor unitário, significa que a densidade modal é tal que representa um modo na faixa de frequência correspondente à largura da banda de meia potência. Para aplicação em geral em SEA, recomenda-se que o fator de superposição modal seja pelo menos da ordem 0,3. Valores menores resultam em maiores incertezas.

A Figura 4.24 apresenta os valores de MOF obtidas numericamente pelo software *VAOne*, para os painéis de compósitos CDP4 e CD5.

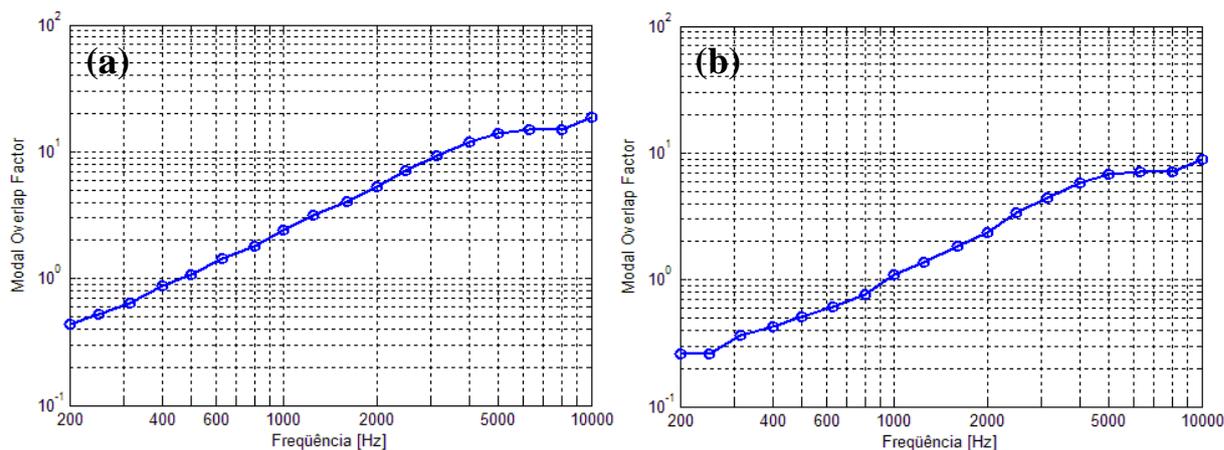


Figura 4.24 – *Modal Overlap Factor* (MOF) para os painéis de compósitos. (a) CDP4; (b) CDP5.

Os valores de MOF para os painéis de compósitos CDP4 e CDP5, conforme podem ser observados na Figura 4.24, apresentam resultados aceitáveis para a representação dos painéis através de um comportamento estatístico, pois as frequências correspondentes ao valor da ordem 0,3 estão aproximadamente em 200Hz em ambos os painéis.

4.6 Fator de perda por amortecimento

De acordo com CREMER, *et al* (1988) o fato de todo tipo de oscilação decair com o espaço e tempo está associado com a conversão de energia, cinética e potencial, da oscilação em uma forma diferente de energia. Esta conversão é chamada de amortecimento ou dissipação. Esta dissipação ocorre através de mecanismos de radiação ou por dissipação interna na estrutura.

Os mecanismos externos de dissipação de energia não são inerentes ao sistema mecânico da estrutura. Dentre os principais mecanismos externos de amortecimento pode-se citar: radiação externa, dissipação por bombeamento e dissipação por amortecimento em juntas. Os mecanismos internos de amortecimento ocorrem no interior dos materiais e estão associadas à propagação de ondas elásticas na estrutura, cujas tensões produzem deslocamentos relativos entre grãos do material, transformando energia cinética e potencial em energia térmica (calor) (LENZI, 1999, p.92).

Os parâmetros normalmente usados para quantificar estas formas de dissipação são a razão de amortecimento crítico, ξ , o fator de perda por amortecimento, η , e o tempo de reverberação, T_{60} . O fator de perda é definido a partir da definição de potência dissipada:

$$W_{diss} = \omega \eta_{dis} E_{diss} \Rightarrow \eta_{diss} = \frac{W_{diss}}{\omega E_{diss}} \quad (4.14)$$

onde η_{diss} é o Fator de perda por amortecimento;

E_{diss} , energia vibratória dissipada por radiano de oscilação.

A razão de amortecimento crítico é igual a:

$$\xi = \frac{\eta}{2} \quad (4.15)$$

E o tempo de reverberação T_{60} , tempo necessário para o nível de vibração livre cair 60dB, é dado por:

$$T_{60} = \frac{2,2}{f \eta} \quad (4.16)$$

sendo f a frequência central da faixa de frequência de análise.

4.6.1 Métodos de medição do amortecimento estrutural

Existem vários métodos utilizados para a determinação do amortecimento estrutural, como os métodos gráficos, o método do decaimento e o método da potência de entrada. Os métodos gráficos são baseados unicamente em operações matemáticas sobre as curvas de resposta em frequência extraídas da estrutura. Alguns exemplos de métodos gráficos são:

- Método da banda de meia potência;
- Método da curva de largura de banda (*Bandwidth*) (MEAD, 1998, p. 62-66);
- Método do quociente (ibidem, p. 66-67).

4.6.1.1 Método da banda de meia potência

O método da banda de meia potência, ilustrado na Figura 4.25, por exemplo, consiste em medir a largura da banda Δf a 3 dB abaixo do pico de ressonância, que ocorre em f_n . O fator de amortecimento para o modo n, portanto, é definido por CREMER, *et al* (1988):

$$\eta = \frac{\Delta f}{f_n} = \frac{f_2 - f_1}{f_n} \quad (4.17)$$

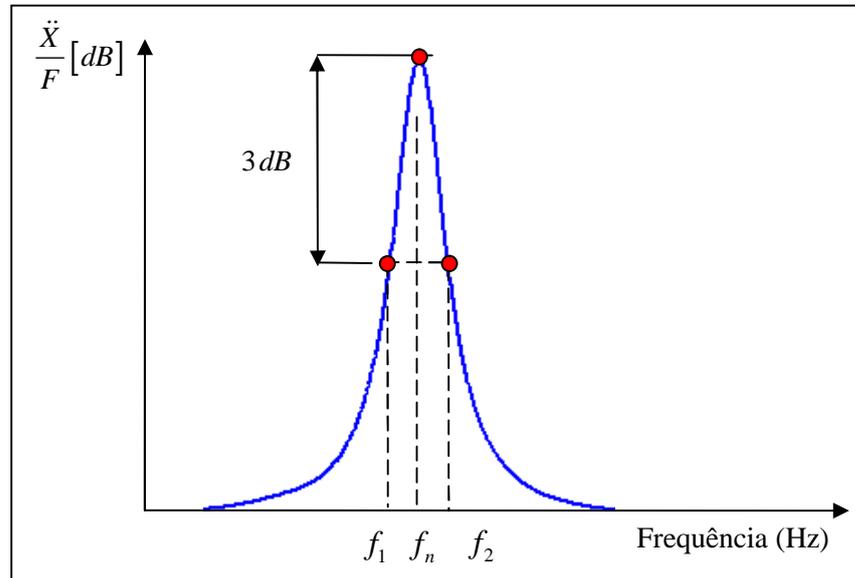


Figura 4.25 – Método da banda de meia potência.

Este método, apesar de ser simples e de fácil aplicação, apresenta algumas desvantagens:

- É aplicado somente para frequências específicas;
- Os modos necessitam estar suficientemente espaçados;
- Grandes incertezas, pois os resultados dependem apenas da precisão de três pontos;
- SEA requer o amortecimento médio dos modos contidos em uma faixa Δf de análise.

4.6.1.2 Método da largura de banda

Este método, traduzido como método da largura de banda, é um aprimoramento do método da banda de meia potência, mais preciso e menos dependente das incertezas de medição das funções resposta em frequência e da discretização do espectro de frequência. Consiste em ajustar uma curva de ressonância, selecionando um grupo de pontos na região da ressonância para a interpolação de uma reta, ajustada pelo método dos mínimos quadrados. A inclinação da reta representa o amortecimento, na forma de fator de perda (MEAD, 1998). A Figura 4.26 ilustra a aplicação deste método em um modo de frequência f_i .

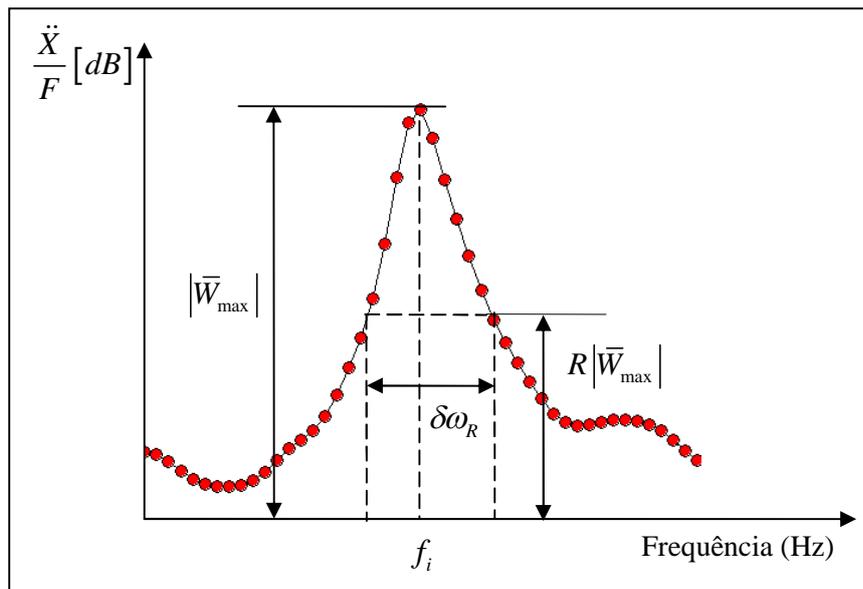


Figura 4.26 – Método da largura de banda para uma curva típica de resposta em frequência.

Considerando os casos onde o fator de perda por amortecimento modal (η_i) seja tal que $\eta_i^2 \ll 1$, ou seja, para a grande maioria dos casos, este pode ser definido pela seguinte expressão (ibidem, p. 62):

$$\eta_i = \frac{\delta\omega_R / \omega_i}{\sqrt{R^2 - 1}} \quad (4.18)$$

No entanto, a largura da banda $\delta\omega_R$ é medida para vários valores de R , formando uma seqüência de pontos em uma curva com abscissa: $\sqrt{R^2 - 1}$ e ordenada: $\delta\omega_R / \omega_i$, onde será aplicado o método dos mínimos quadrados. O gradiente da reta resultante dos mínimos quadrados é muito próximo do valor do fator de perda por amortecimento η_i (ibidem, p. 63).

A principal vantagem deste método em relação ao método da banda de meia potência é a precisão no cálculo do amortecimento, pois não depende somente de três pontos em torno da ressonância; mas sim de um conjunto pontos em torno das ressonâncias.

No entanto, este método apresenta algumas desvantagens que ocorrem nos demais métodos gráficos, ou métodos de determinação de amortecimento modal:

- É aplicado somente para frequências específicas;
- Os modos necessitam estar suficientemente espaçados;

- SEA requer o amortecimento médio dos modos contidos em uma faixa Δf de análise.

4.6.1.3 Método do decaimento

O método do decaimento consiste em registrar um espectro de vibração ou ruído, cuja excitação tenha sido interrompido subitamente. Desta forma, a taxa de decaimento da energia vibratória é expressa em termos do tempo de reverberação, T . O tempo de reverberação T_{60} correspondente ao tempo necessário para o sinal de resposta (aceleração) decair 60 dB do seu valor inicial, ou seja, representa um decaimento de energia vibratória à um milionésimo do valor inicial. O amortecimento, na forma de fator de perda, é calculado pela expressão:

$$\eta = \frac{2,2}{f_c T_{60}} \quad (4.19)$$

onde f_c é a frequência central da banda de $\frac{1}{3}$ oitava.

Duas maneiras foram avaliadas para a determinação dos tempos de reverberação, T_{60} . A primeira consistiu em utilizar o módulo *reverberation time*, do *software Pulse Labshop* v.10.1, o qual realiza automaticamente todos os cálculos necessários para a estimativa média do tempo de reverberação de uma amostragem de pontos do painel. O gráfico da Figura 4.27, denominado *waterfall*, representa as três variáveis que compõem o decaimento do sinal: frequência, amplitude do sinal e a escala de tempo. Desta forma, cada valor de frequência possui um respectivo decaimento (linhas verticais), e conseqüentemente, um respectivo valor de fator de perda por amortecimento.

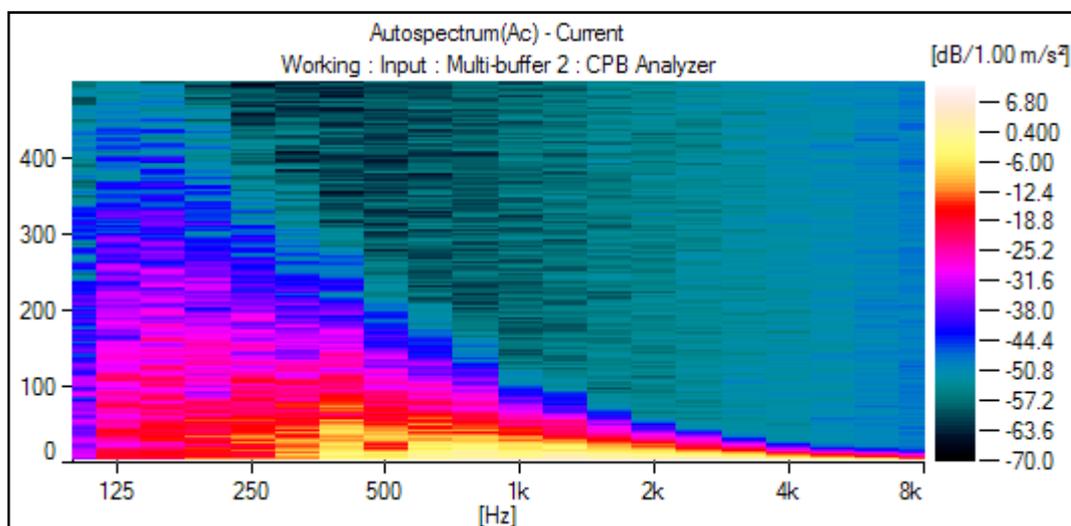


Figura 4.27 – Gráfico *waterfall* do decaimento com acelerômetro para o painel CDP4.

A segunda maneira para determinação do tempo de decaimento é baseada na preparação de algoritmos (*software* comercial *Matlab*) de cálculos da taxa de decaimento do sinal. Muitas vezes este procedimento é útil, pois a taxa de decaimento de um sinal pode não ser uniforme, conferindo ao usuário avaliar qual é a taxa de decaimento representativa para cada frequência.

No entanto, algumas características importantes na implementação destes algoritmos requerem cuidados:

- Inclinação da taxa de decaimento: nos decaimentos dos sinais que não apresentam uma tendência uniforme de decaimento, é recomendado escolher a primeira inclinação, pois tem contribuições mais significativas de todos os modos
- Extrapolação de curva de decaimento: para algumas taxas de decaimento, no cálculo do tempo de decaimento T_{60} , é comum para algumas faixas de frequência o decaimento seja menor que 60 dB, o que se faz necessário uma extrapolação desta curva
- Ponto inicial da curva de decaimento: para um processo automatizado de escolha do ponto inicial, o qual o sinal começa a decair, é importante uma etapa de corte do sinal anterior ao momento da excitação da estrutura. Desta forma fica melhor caracterizada a inclinação correta da reta que representa o tempo de decaimento.

A Figura 4.28 apresenta a taxa de decaimento da vibração do painel de material composto CDP4, para as frequências centrais das bandas de $\frac{1}{3}$ de oitava: 500 Hz e 2000 Hz.

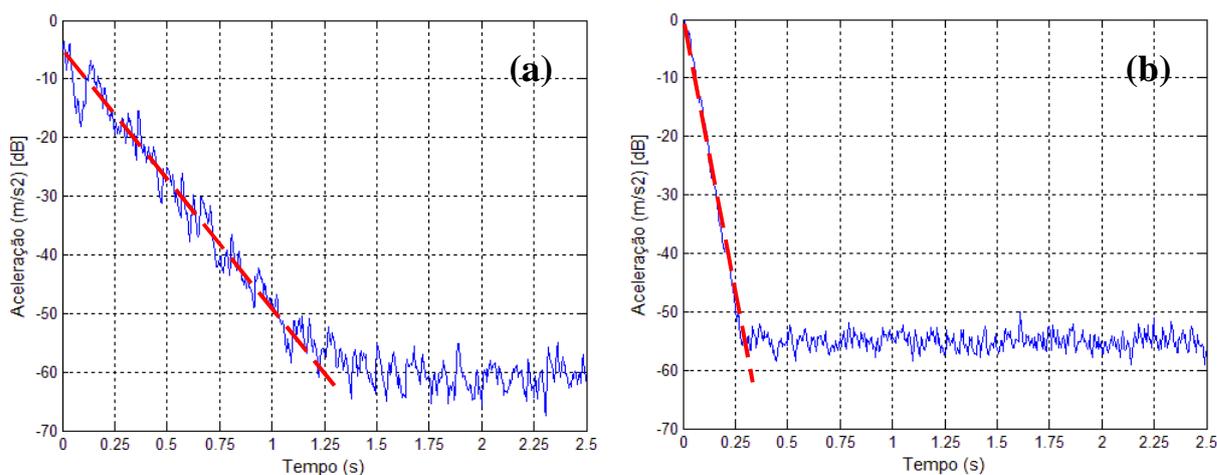


Figura 4.28 – Taxas de decaimentos obtidas com acelerômetro para o painel CDP4. (a) 500 Hz; (b) 2000 Hz.

As retas de cor vermelha na Figura 4.28, representam a reta interpolada com o decaimento da resposta. Pode-se observar, por exemplo, que a frequência de 500 Hz possui um tempo de decaimento T_{60} de aproximadamente 1,25 s, enquanto que para a frequência de 2000 Hz o tempo de decaimento é 0,35 s, aproximadamente.

Para os corpos-de-prova analisados, as duas alternativas para o cálculo do tempo de decaimento apresentaram resultados praticamente idênticos. Por isso, optou-se pela aplicação do módulo “*reverberation time*”, do *software Pulse Labshop v.10.1*, visto que é a alternativa mais prática para a obtenção dos resultados.

As medições do fator de perda por amortecimento, η , dos painéis lisos de material composto e do painel de alumínio, foram realizadas pelo método do decaimento. Os decaimentos das respostas foram obtidos através de duas abordagens: a partir do sinal de pressão sonora radiada, medida através de um microfone; e do sinal de aceleração, obtido por um acelerômetro, conforme ilustra a Figura 4.29. Foi usado o sinal de um microfone porque não adiciona efeitos de inércia e amortecimento causado pelo uso de acelerômetros. Os corpos-de-prova CDP3, CDP4 e CDP5 foram ensaiados, portanto, utilizando-se os sinais de decaimento de acelerômetros, fixos em 12 (doze) posições diferentes, sendo o painel excitado em 7 (sete) posições distintas. As medições foram realizadas na câmara semi-anecóica do Laboratório de Vibrações e Acústica (LVA) porque tem baixo ruído de fundo, condição necessária para medições com microfone.

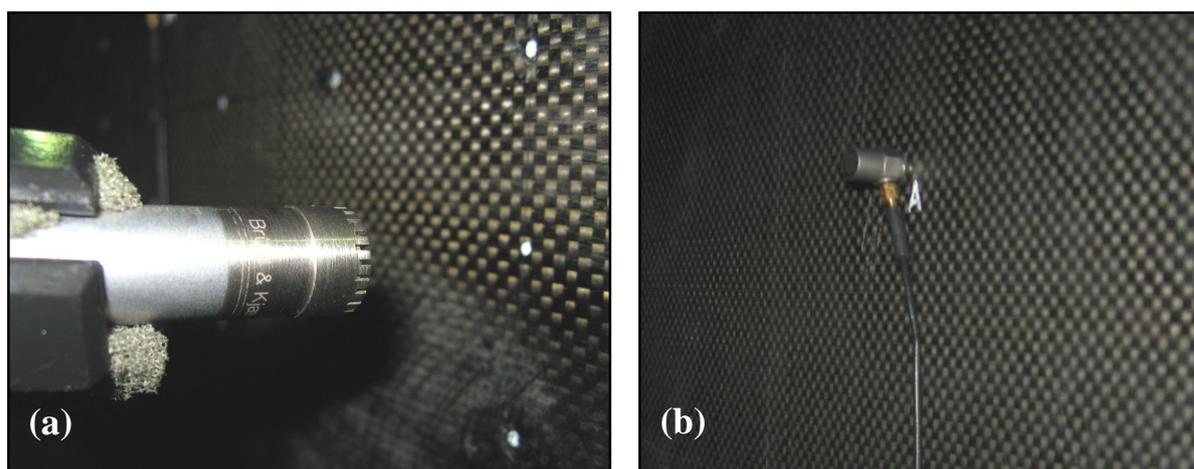


Figura 4.29 – Formas de determinação experimental do amortecimento pelo método do decaimento. (a) Microfone; (b) Acelerômetro.

Os amortecimentos dos painéis foram medidos por acelerômetros e microfones, este com e sem a presença do acelerômetro colado nos painéis. Esta metodologia auxilia na identificação do efeito da massa do acelerômetro fixado nos painéis.

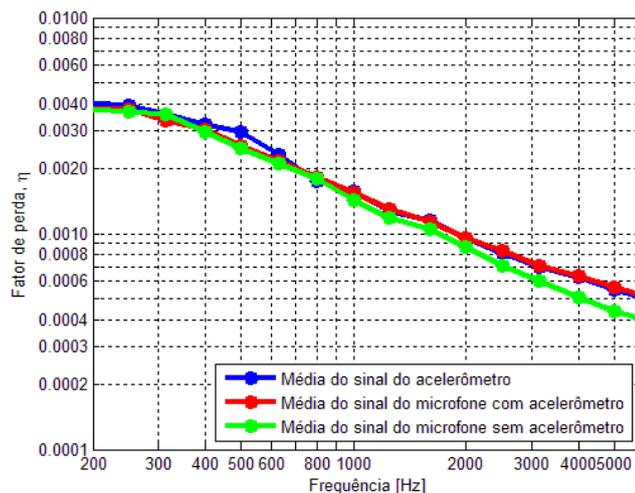


Figura 4.30 – Avaliação de formas de medição do decaimento para material isotrópico: Alumínio (1 mm).

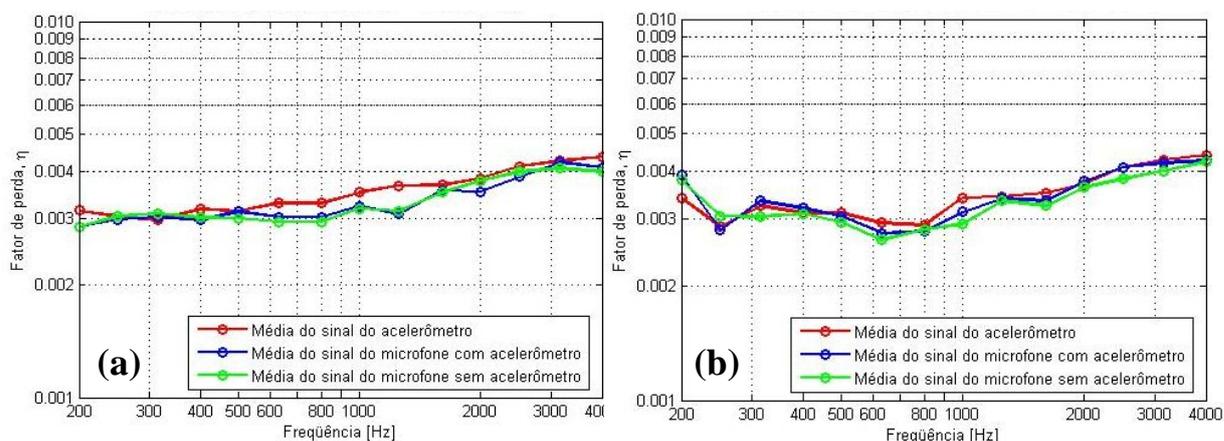


Figura 4.31 – Verificação da influência da massa do acelerômetro na determinação do amortecimento de painéis de materiais compostos pelo método do decaimento. (a) CDP4; (b) CDP5.

Os resultados apresentados nas Figuras 4.30 e 4.31 mostram que a fixação do acelerômetro exerce pouca influência nos resultados do amortecimento, ficando evidente que para painéis com dimensões relativamente grandes, a influência da massa dos acelerômetros fixados pode ser desprezada. Os valores de fator de perda variam aproximadamente de 0,3 % nas baixas frequências até 0,4 % nas altas frequências, nas condições com e sem acelerômetro aderido a panel.

Ainda analisando as Figuras 4.30 e 4.31, pode-se observar que as comparações entre os fatores de perda por amortecimento, baseados no tempo de reverberação do nível de pressão sonora (microfone) e da aceleração, apresentaram ótimas concordâncias, para o painel de alumínio e para os painéis de material composto, respectivamente. Esta comparação possibilita a execução de experimentos futuros através do método mais prático de medição, entre as opções de sinais com microfone ou acelerômetro, sendo que um empecilho da

utilização do microfone é a necessidade de medição em um ambiente sem interferência de ruído externo.

Entretanto, este método tende a apresentar resultados subestimados uma vez que o decaimento é fortemente influenciado pelos modos de menor amortecimento.

4.6.1.4 Método da potência de entrada

Este método é baseado na medição da potência de entrada de um subsistema e da energia cinética de vibração deste, como uma estimativa da energia de vibração total do subsistema. O amortecimento estrutural, na forma de fator de perda η é calculado através da equação:

$$\eta = \frac{W_{in}}{\omega E} \quad (4.20)$$

onde η é o fator de perda por amortecimento;

W_{in} , potência de entrada no sistema;

E , energia vibratória do sistema;

ω , frequência em rad/s.

É admitido que a energia (injetada) transferida para a estrutura seja totalmente dissipada pelo amortecimento estrutural apenas ($W_{in} \cong W_{diss}$). Portanto, caso ocorra qualquer forma de dissipação de energia por componentes externos à estrutura, a potência dissipada será superestimada, acarretando um fator de perda da estrutura, também, superestimado (LENZI, 1999, p. 96)

A potência de entrada de uma fonte de excitação pontual atuando em uma estrutura pode ser calculada a partir de medições simultâneas de força e velocidade no ponto de excitação (CARFAGNI, 1999, p. 417):

$$W_{in} = \frac{1}{2} |F|^2 \operatorname{Re}\{Y_{pontual}\} \quad (4.21)$$

onde F é a amplitude complexa da força, obtida do autospectro da força;

$Y_{pontual}$, mobilidade pontual, obtida da resposta em frequência da aceleração.

A energia vibratória do sistema é calculada como:

$$E = M \langle \bar{v}^2 \rangle \quad (4.22)$$

onde M é a massa da estrutura;

\bar{v}^2 , velocidade média quadrática;

$\langle \bar{v}^2 \rangle$, média espacial da Velocidade média quadrática.

Este procedimento de cálculo deve ser feito para cada faixa de frequência de análise.

Existem duas formas de medir a potência de entrada: utilizando um excitador eletrodinâmico (*shaker*) ou excitando a estrutura com um martelo de impactação, conforme ilustra a Figura 4.32. Os painéis foram suspensos por fios de aço finos e longos, e excitados em sete pontos distribuídos de maneira aleatória. Para cada ponto de excitação foram obtidas doze funções resposta em frequência, com um total de 84 funções de resposta em frequência.

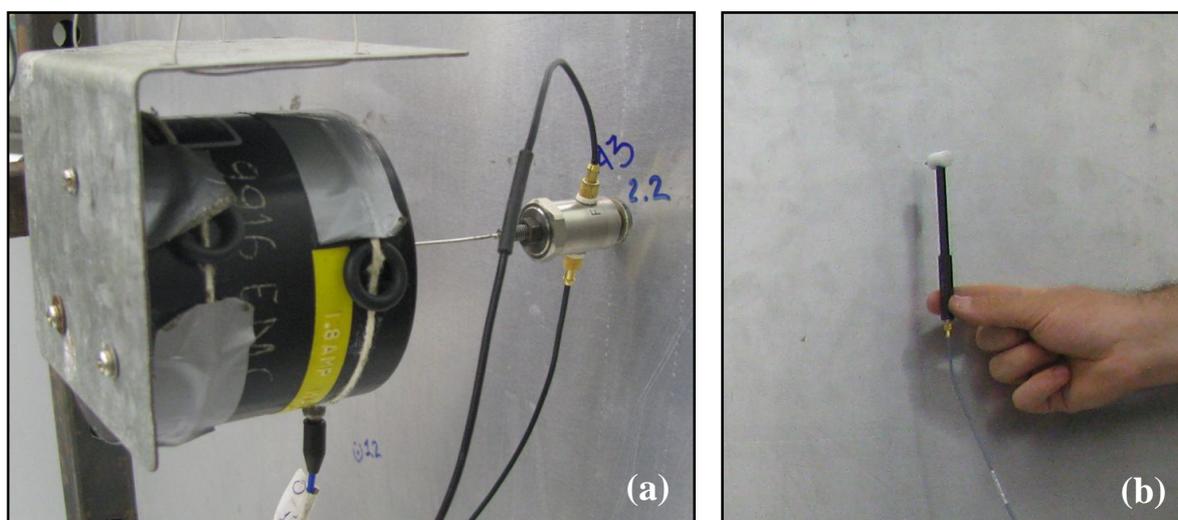


Figura 4.32 – Formas de excitação no método da potência de entrada para um painel de alumínio. (a) *Shaker*; (b) Martelo de impactação.

Primeiramente, foram realizados os ensaios de determinação do fator de perda pelo método da potência de entrada, para o painel de alumínio, com o objetivo de avaliar a dispersão entre as duas formas de excitação, para um material isotrópico. Em seguida, os mesmos ensaios foram realizados para o painel CDP4, de material composto, para a verificação da influência dos tipos de excitação, também, para materiais ortotrópicos. Os resultados comparando diferentes formas de excitação de entrada, com excitador eletrodinâmico e martelo, para o painel de alumínio, estão mostrados na Figura 4.33.

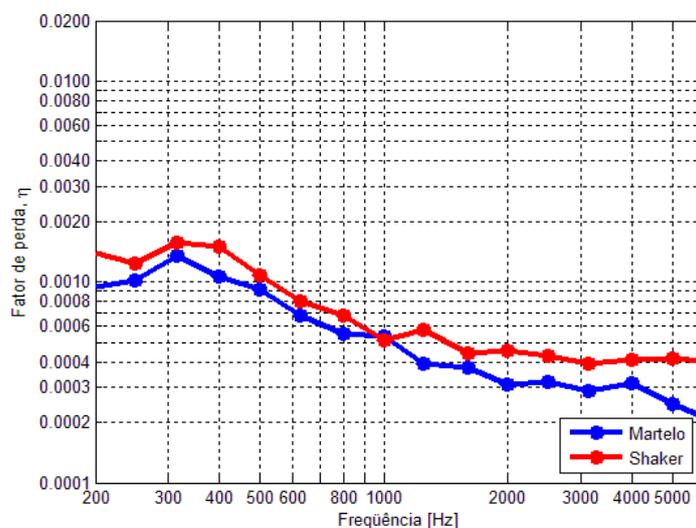


Figura 4.33 – Comparação entre as duas formas de excitação de um painel de alumínio (CDP3), na determinação do fator de perda pelo método da potência de entrada.

A comparação entre os resultados obtidos pelas duas formas de excitação apresentou boa concordância para o painel de alumínio, conforme mostra a Figura 4.34. A excitação com o excitador eletrodinâmico apresentou um sensível aumento no amortecimento, principalmente nas frequências mais altas, em relação à medição com o martelo de impacto. Para os painéis de compósitos CDP4 e CDP5, as comparações entre as duas formas de excitação apresentaram boa concordância, porém, foi observado um sensível aumento de amortecimento em altas frequências para as medições utilizando o martelo de impacto. Estes comportamentos sugerem que as pequenas variações entre as duas formas de excitação estejam relacionadas às incertezas experimentais. Os valores de amortecimento para o corpo-de-prova CDP4 e CDP5 estão apresentados na Figura 4.34.

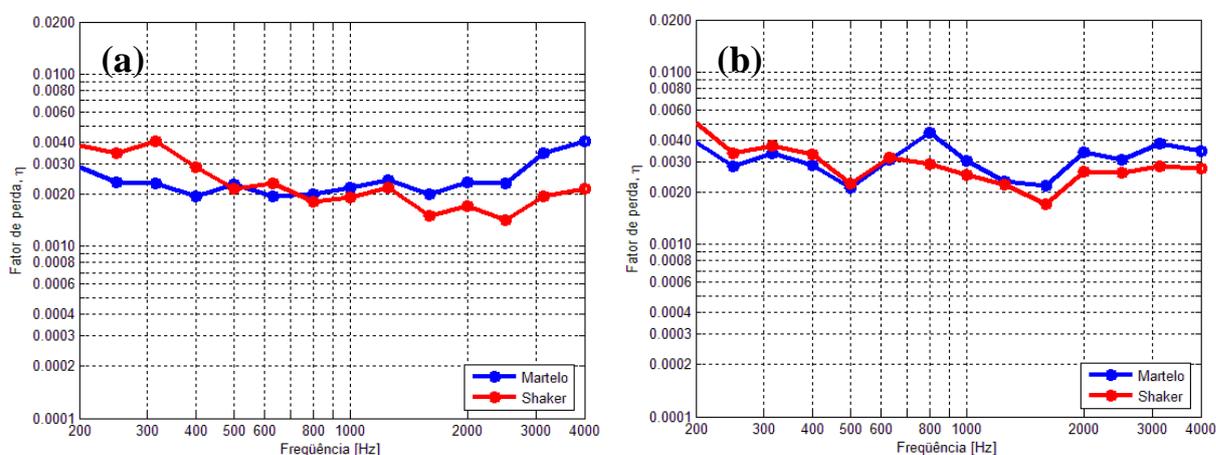


Figura 4.34 – Comparação entre as duas formas de excitação para painéis de material composto na determinação do fator de perda pelo método da potência de entrada. (a) CDP4; (b) CDP5

A opção de utilizar o martelo de impactação, como alternativa de excitação do painel no método da potência de entrada, fez-se pois o tempo da execução do experimento é drasticamente reduzido, além de apresentar ótimos resultados, bastante semelhantes em comparação à utilização do excitador eletrodinâmico como fonte de potência injetada nos painéis.

Uma vantagem do método da potência de entrada, em relação aos métodos gráficos, é a de possibilitar um valor médio de fator de perda por amortecimento para cada banda de frequência. Esta característica de valores médios por banda, encontrados, também, no método do decaimento, é muito útil para os modelos baseados em SEA

O método da potência de entrada apresenta a vantagem de conseguir bons resultados em estruturas muito amortecidas, pois estruturas muito amortecidas possuem uma taxa de decaimento da resposta vibratória muito rápida, dificultando a obtenção precisa do tempo de reverberação.

A figura 4.35 apresenta uma comparação entre alguns métodos de determinação do fator de perda por amortecimento aplicados para os painéis de compósitos CDP4 e CDP5.

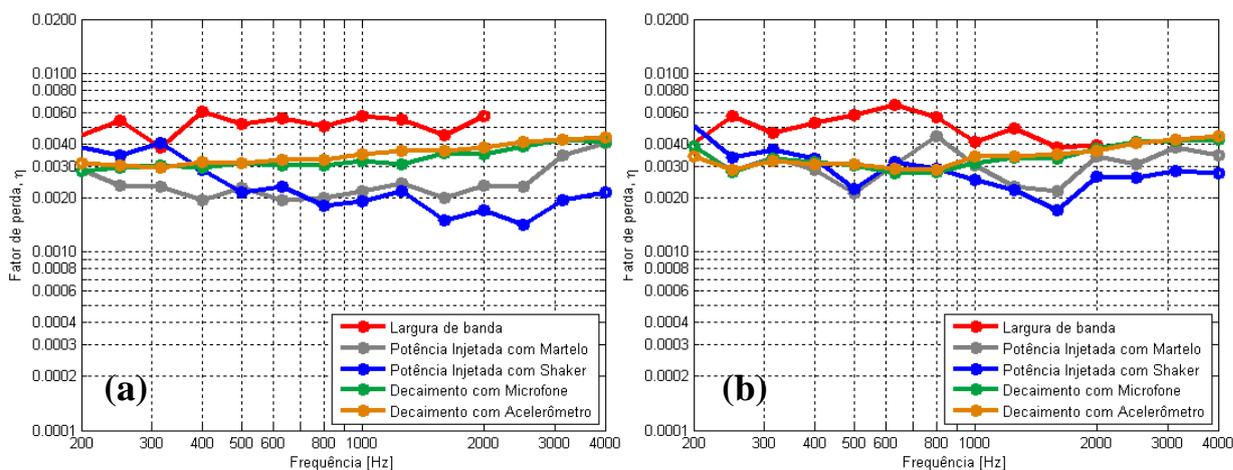


Figura 4.35 – Comparação entre os valores de fator de perda por amortecimento dos painéis de compósitos para diferentes métodos de medição. (a) CDP4; (b) CDP5.

Conforme pode ser observado na Figura 4.35, para ambos os painéis os valores entre os diferentes métodos apresentaram boa concordância, mesmo tendo sido considerados métodos com naturezas distintas: o método da largura de banda é baseado estritamente nas formas das ressonâncias das funções respostas em frequência extraídas; o método do decaimento é baseado na taxa de decaimento da energia do sinal; enquanto o método da potência de entrada é baseado na medição da potência de entrada e da energia cinética de vibração.

4.7 Fator de perda por radiação

O fator de perda por radiação, η_{rad} , é definido como sendo a potência perdida pelo componente estrutural por radiação sonora, podendo ser expressa na forma:

$$\eta_{rad} = \frac{W_{rad}}{\omega M \langle \bar{V}^2 \rangle} \quad (4.23)$$

Se a potência sonora radiada W_{rad} é expressa em função da eficiência de radiação, σ_{rad} , obtida experimentalmente, tem-se que o fator de perda por radiação pode ser expresso pela seguinte equação:

$$\eta_{rad} = \frac{\rho_0 c A_p \sigma_{rad}}{\omega M} \quad (4.24)$$

onde $\rho_0 c$ é a impedância característica do meio;

A_p , área total de radiação do painel;

M, massa do painel;

ω , frequência [rad/s].

A Figura 4.36 ilustra as parcelas de energia dissipada para um painel, nas condições de contorno conforme foram procedidos os ensaios de determinação do amortecimento.

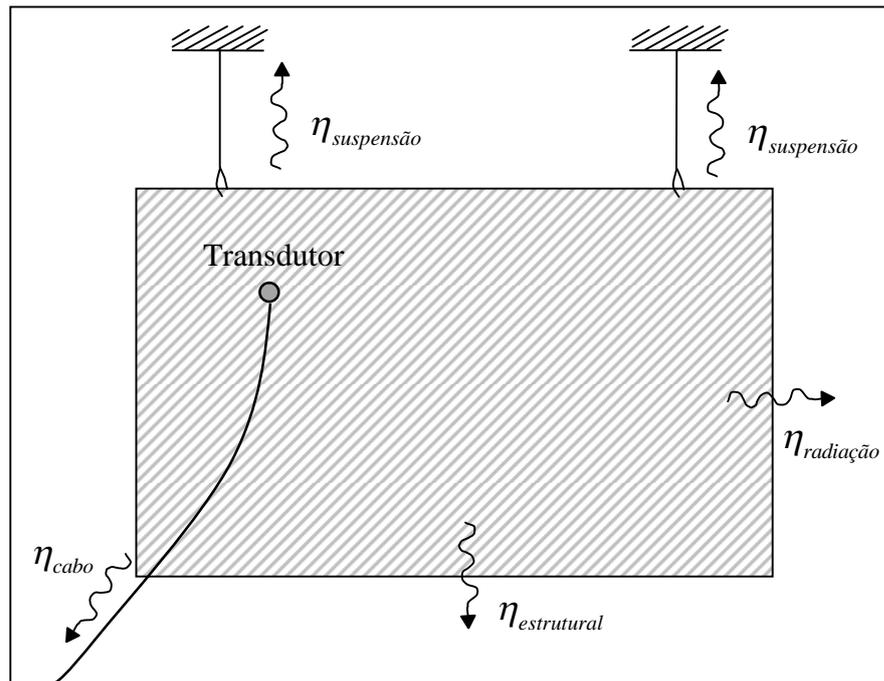


Figura 4.36 - Esquema das parcelas de perda de energia.

Vários fatores contribuem para a dissipação da energia do sistema. A dissipação total medida pelos métodos de determinação de amortecimento apresentada anteriormente, é representado pela variável, η_{medido} , enquanto que a decomposição das formas de dissipação possíveis pode ser expressa pela equação:

$$\eta_{medido} = \eta_{estrutural} + \eta_{rad} + \eta_{suportes} + \eta_{cabos/transdutores} \quad (4.25)$$

Portanto, é importante a avaliação do fator de perda por radiação, visto que para calcular o amortecimento $\eta_{estrutural}$ é necessário descontar o fator de perda por radiação η_{rad} .

A Figura 4.37, apresenta a comparação entre os amortecimentos medidos pelo método do decaimento e o fator de perda por radiação.

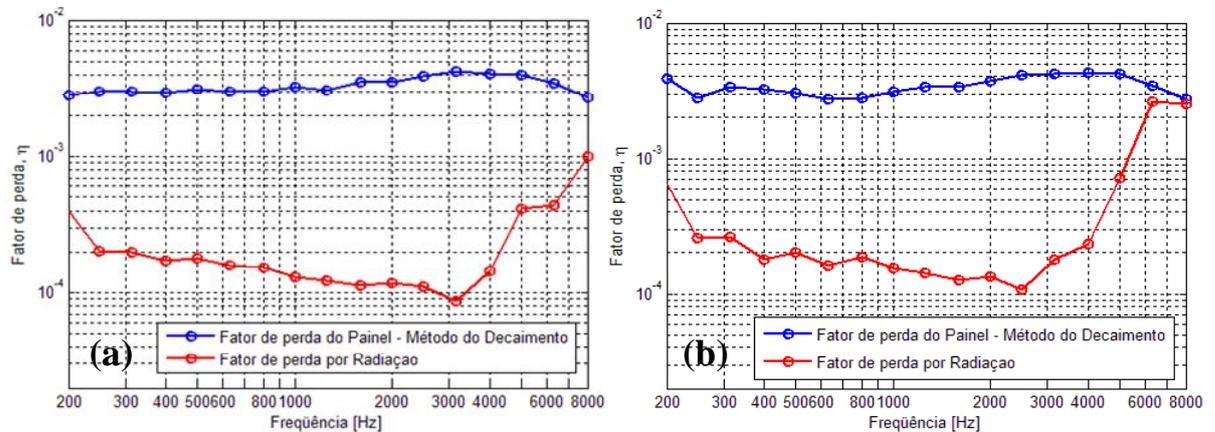


Figura 4.37 – Comparação entre os valores de fator de perda por radiação e fator de perda por amortecimento pelo método do decaimento para painéis de materiais compostos: (a) CDP4; (b) CDP5.

Observa-se que o amortecimento proporcionado pela perda de energia dos painéis por radiação sonora é desprezível ao longo do espectro, exceto na região acima de 6 kHz para o painel CDP5, mais espesso. No entanto, os valores de fator de perda por radiação, η_{rad} , nas altas frequências, estão superestimados devido aos cancelamentos dos modos tipo borda, já que o painel está vibrando em uma condição livre-livre.

CAPÍTULO 5

DETERMINAÇÃO DOS PARÂMETROS DE SEA DE PAINÉIS COM VIGAS DE REFORÇO

Os corpos-de-prova avaliados neste capítulo são painéis tipicamente aeronáuticos com a inserção de vigas de reforço estrutural. As vigas de reforço podem ser do tipo cavernas ou vigas de reforço do tipo I, denominadas *stringer*. Será aplicada a mesma metodologia de *softwares* comerciais empregados nos painéis lisos, além da metodologia de modelos híbridos, e processos de validação experimentais, com o objetivo de determinar os parâmetros de SEA: perda de transmissão, eficiência de radiação, densidade modal e fator de perda por radiação.

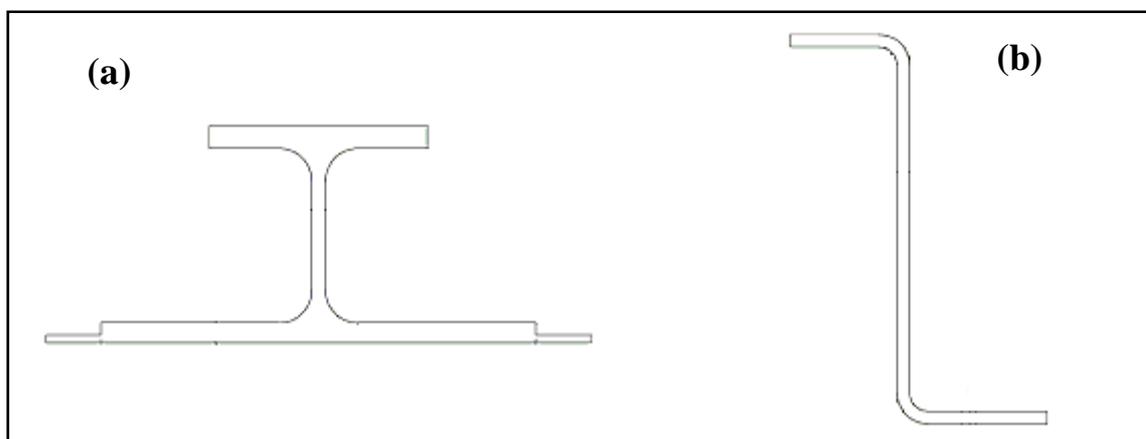
Estes parâmetros, determinados experimentalmente e estimados por modelos numéricos, são utilizados em modelos de SEA de aeronaves, em faixas de frequência até 10 kHz, tendo como excitação a camada limite turbulenta, o ruído e a vibração dos motores. Os níveis de ruído interno devem obedecer às recomendações de conforto, sendo que o principal objetivo deste trabalho é avaliar os modelos vibroacústicos para estes painéis.

As amostras de material composto, confeccionadas em fibras de carbono e resina epóxi, possuem dimensões de 1800 mm por 1130 mm. Na Tabela 5.1 estão apresentadas as características de orientação e espessura das lâminas do painel base do painel reforçado, o número e tipo de vigas de reforço e denominação de cada painel reforçado.

Tabela 5.1 – Orientação e espessura das fibras de carbono das amostras de painéis reforçados.

Lâmina	CDP6	CDP7	CDP8	CDP9	CDP10
	Orientação da lâmina/espessura da lâmina (mm)				
A10	90° / 0,21	90° / 0,21	90° / 0,21	90° / 0,21	90° / 0,21
A9	90° / 0,21	90° / 0,21	90° / 0,21	90° / 0,21	90° / 0,21
A8	90° / 0,21	90° / 0,21	90° / 0,21	90° / 0,21	90° / 0,21
A7	90° / 0,21	90° / 0,21	90° / 0,21	90° / 0,21	90° / 0,21
A6	90° / 0,21	90° / 0,21	90° / 0,21	90° / 0,21	90° / 0,21
A5	90° / 0,21	90° / 0,21	90° / 0,21	90° / 0,21	90° / 0,21
A4	90° / 0,21	90° / 0,21	90° / 0,21	90° / 0,21	90° / 0,21
A3	90° / 0,21	90° / 0,21	90° / 0,21	90° / 0,21	90° / 0,21
A2	90° / 0,21	90° / 0,21	90° / 0,21	90° / 0,21	90° / 0,21
A1	90° / 0,21	90° / 0,21	90° / 0,21	90° / 0,21	90° / 0,21
Espessura	2,1	2,1	2,1	2,1	2,1
Cavernas	3	-----	-----	3	2
<i>Stringers</i>	-----	5	4	5	4

Existe uma correspondência entre os 5 (cinco) painéis reforçados avaliados e o painel de material composto liso, CDP5, pois o painel liso CDP5 é o painel base sob o qual foram adicionadas as vigas de reforço para os painéis reforçados. As formas geométricas das seções transversais das vigas de reforço tipo Z (cavernas) e das vigas de reforço tipo I (*stringers*) estão apresentadas na Figura 5.1.

Figura 5.1 – Seções transversais das duas configurações de vigas de reforço. (a) *Stringer*; (b) Caverna.

As cavernas e os *stringers* também são confeccionados em material composto. As propriedades mecânicas do material das vigas, por constituírem o mesmo material do painel base, ou seja, a mesma composição de fibra de carbono e epóxi, apresentam valores idênticos aos obtidos no processo de determinação das propriedades mecânicas dinâmicas para as placas.

A Figura 5.2 ilustra a disposição das lâminas na seção transversal da caverna e do *stringer*. Conforme pode ser observado na figura, a caverna apresenta uma distribuição uniforme do número de lâminas ao longo da seção transversal, enquanto que o *stringer* apresenta uma combinação de lâminas para cada região da seção transversal: aba inferior, alma e aba superior.

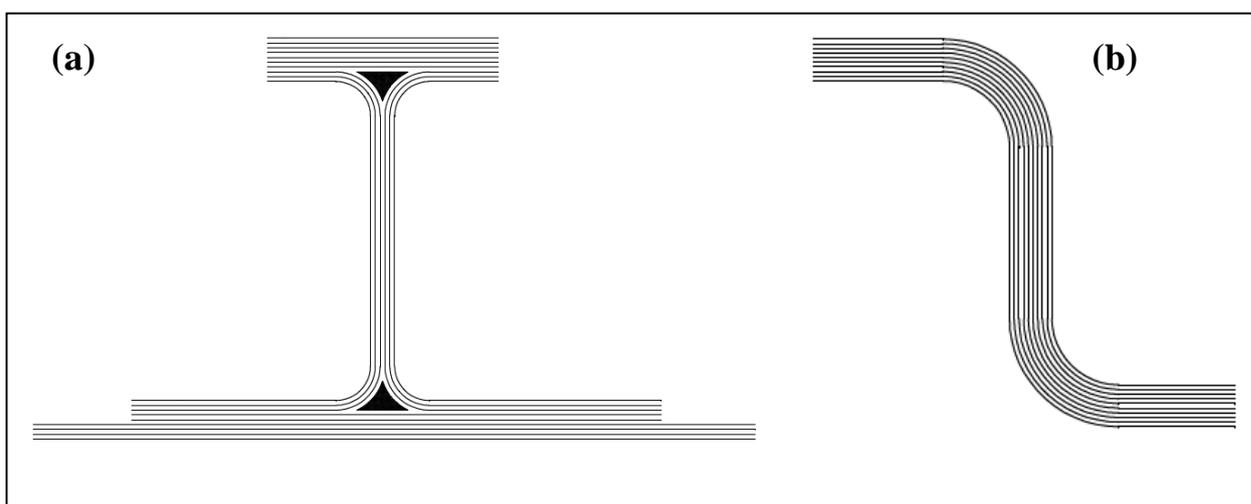


Figura 5.2 – Disposição das lâminas nas vigas de reforço. (a) *Stringer*; (b) Caverna.

Serão analisados dois modelos numéricos distintos para os painéis reforçados. Um modelo será composto apenas por subsistemas em SEA, ou seja, placas e vigas de reforço serão modeladas em SEA. No segundo modelo as placas serão modeladas em SEA, mas as vigas serão modeladas por elementos finitos, resultando em um modelo híbrido FE-SEA.

5.1 Modelos de Análise Estatística Energética (SEA)

Os modelos numéricos de SEA são baseados em subsistemas, compostos por uma câmara de emissão (cavidade acústica), painel reforçado de material composto (subsistema tipo placa), subdividido em vários painéis menores, vigas de reforço e um Fluido Semi-Infinito (SIF), conforme pode ser observado na Figura 5.3.

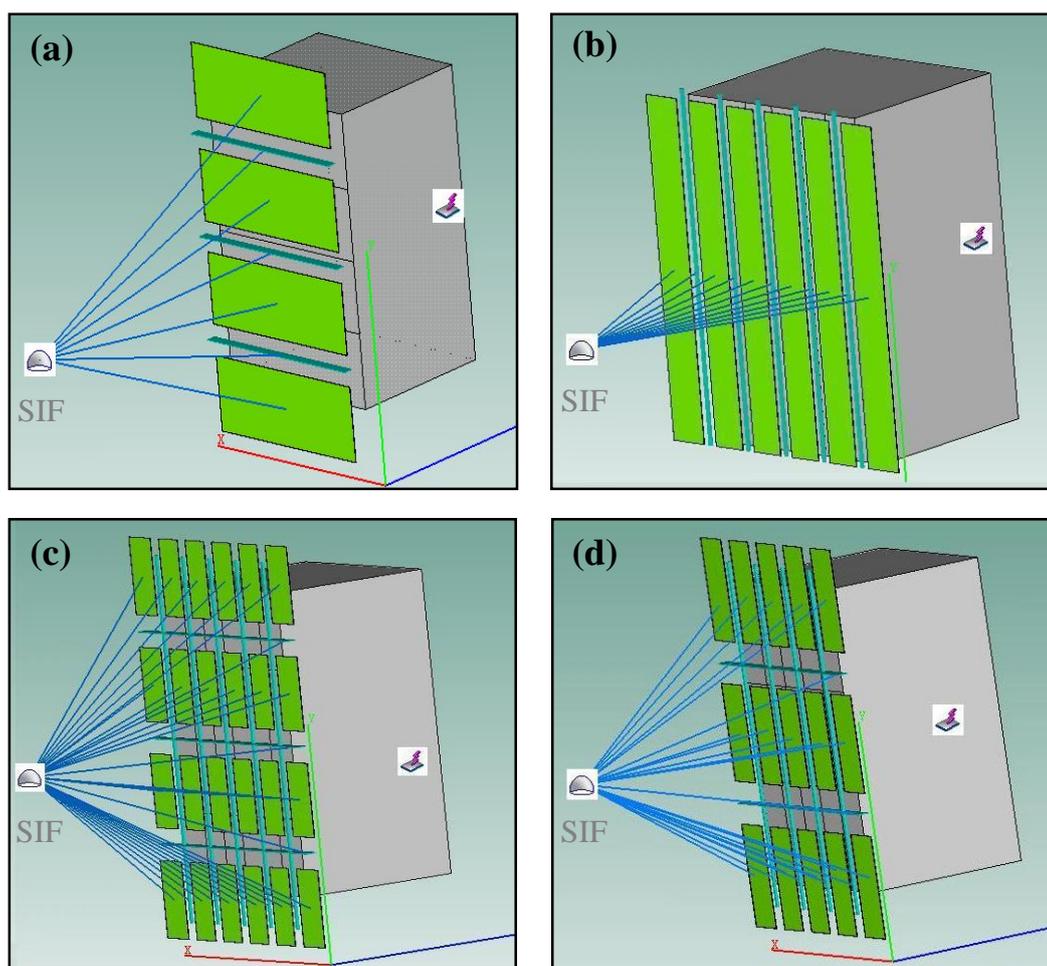


Figura 5.3 – Modelo de SEA para alguns painéis reforçados. (a) CDP6; (b) CDP7; (c) CDP9 e (d) CDP10.

O Fluido Semi-Infinito (SIF) age como um sumidouro de energia para aos subsistemas aos quais está conectado, absorvendo a energia sonora radiada por todos os componentes (subsistemas de placa e viga) do painel reforçado sem transmitir energia. O SIF, entretanto, dissipa a energia dos subsistemas de placas e de vigas, registrando toda a energia radiada pelo painel reforçado. Podem-se descrever algumas funcionalidades do SIF:

- Prever o nível de pressão sonora radiada por um subsistema a uma distância definida;
- Implementar um amortecimento por radiação acústica relativo a uma placa em SEA;
- Estimar o nível de pressão sonora de campo direto dentro de um volume acústico.

O painel base dos painéis reforçados é dividido em vários sub-painéis, de acordo com o número e disposição das vigas de reforço de cada painel. Para cada um dos 5 (cinco) painéis com vigas de reforços, foi criado um modelo distinto de painel reforçado, considerando cada

viga de reforço como um subsistema SEA tipo viga, sendo cada sub-painel delimitado por duas ou mais vigas, como um subsistema SEA tipo placa. A Tabela 5.2 mostra o número de subdivisões do painel base para cada tipo de painel reforçado.

Tabela 5.2 – Número de subdivisões do painel base.

Painel	Cavernas	Stringers	Número de subdivisões do painel base
CDP6	3	-----	4
CDP7	-----	5	6
CDP8	-----	4	4
CDP9	3	5	24
CDP10	2	4	15

O *software* comercial *VAOne* apresenta uma limitação, a qual não permite a criação de vigas de reforço em material composto. Portanto, deve ser aplicado o artifício de modelar a viga de reforço com um material isotrópico equivalente às propriedades do material ortotrópico. De acordo com a Equação (2.66), que relaciona o número de onda de flexão em materiais isotrópicos para uma dada frequência, o módulo de elasticidade equivalente (E_q), para placas de material isotrópico, pode ser definido em função do número de onda, como equacionado a seguir:

$$E_q = \frac{(2\pi f)^2 12\rho_s (1-\nu^2)}{h^2 k^4} \quad (5.1)$$

onde f é a menor frequência [Hz];

ρ_s , densidade superficial do laminado [kg/m^2];

ν , coeficiente de poisson do laminado;

h , espessura da viga;

k , número de onda obtido através do *software* comercial *VAOne*.

Portanto, o parâmetro de equivalência para transformar as vigas de material composto em isotrópico equivalente é determinado a partir de um módulo de elasticidade equivalente (E_q), de modo que o material isotrópico tenha a mesma característica de comprimento de onda ou de velocidade de flexão do material composto. O número de onda k é extraído de um

modelo analítico, ou numérico, de uma viga de material composto para a menor frequência de interesse na análise.

5.2 Perda de transmissão

O procedimento numérico para o cálculo da perda de transmissão em painéis reforçados difere do utilizado para os painéis lisos. A perda de transmissão é calculada a partir da diferença entre as potências incidentes (W_{inc}) e transmitida (W_{trans}), conforme a equação abaixo:

$$PT = 10 \log_{10} \left(\frac{W_{inc}}{W_{trans}} \right) \quad [\text{dB}] \quad (5.2)$$

A potência incidida é calculada a partir da pressão sonora que incide sobre o painel, considerando um campo sonoro difuso na cavidade acústica de emissão (BERANEK, 1992).

$$W_{inc} = \frac{p_{rms}^2 A_p}{4\rho_o c_o} \quad [\text{W}] \quad (5.3)$$

onde p_{rms}^2 é a pressão sonora na cavidade de recepção, extraída do modelo numérico;

A_p , área do painel [m^2];

$\rho_o c_o$, impedância característica do ar.

A potência transmitida é obtida diretamente do Fluido Semi-Infinito, que inclui a potência radiada de todos os subsistemas do modelo, sejam vigas, placas ou cavidade acústica.

A determinação experimental da perda de transmissão seguiu os mesmos procedimentos descritos para os painéis lisos. A única peculiaridade que este ensaio apresenta, em relação aos painéis lisos, é quanto ao posicionamento da face do painel com as vigas de reforço, que é voltada para a cavidade de recepção. Este posicionamento do painel visa simular as condições reais de operação da fuselagem de uma aeronave, onde a excitação ocorre pela face lisa da fuselagem, enquanto que os reforços da fuselagem estão voltados para o interior da aeronave.

As Figuras 5.4 a 5.6 apresentam as comparações entre os resultados numéricos baseados unicamente por SEA, e os resultados experimentais.

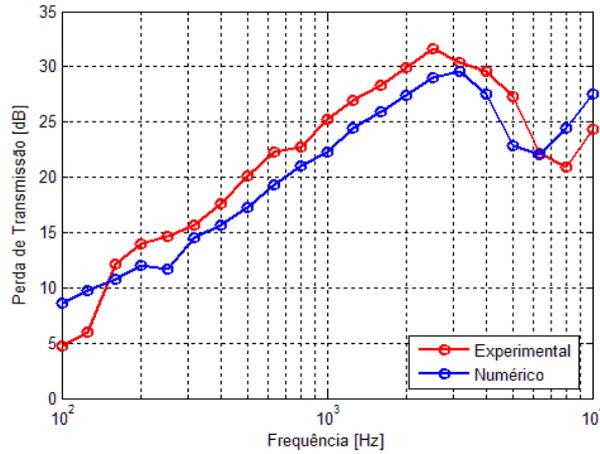


Figura 5.4 – Comparação numérico-experimental da perda de transmissão do painel CDP6 (3 cavernas).

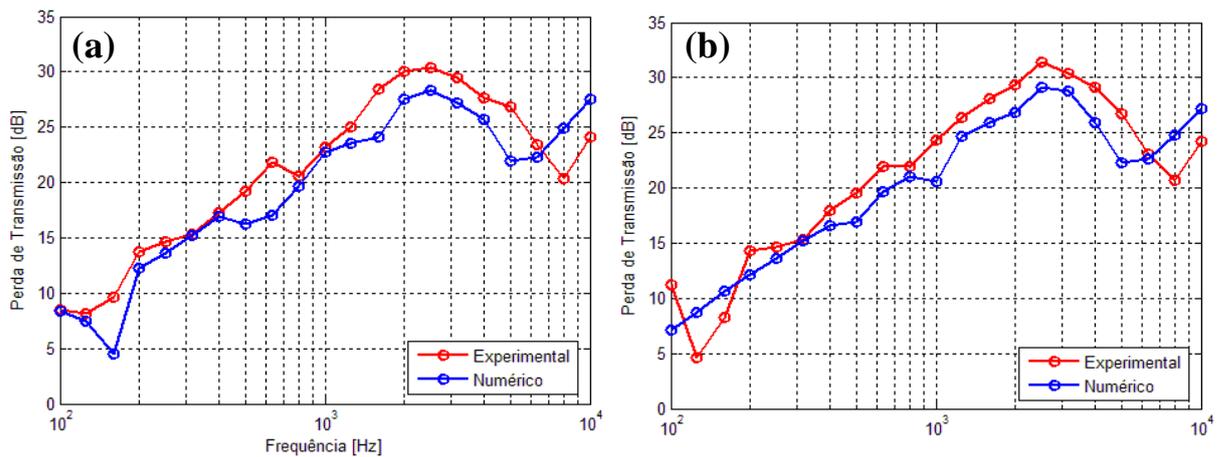


Figura 5.5 – Comparação numérico-experimental da perda de transmissão dos painéis de material composto com vigas de reforços do tipo *stringer*. (a) CDP7 (5 *stringers*); (b) CDP8 (4 *stringers*).

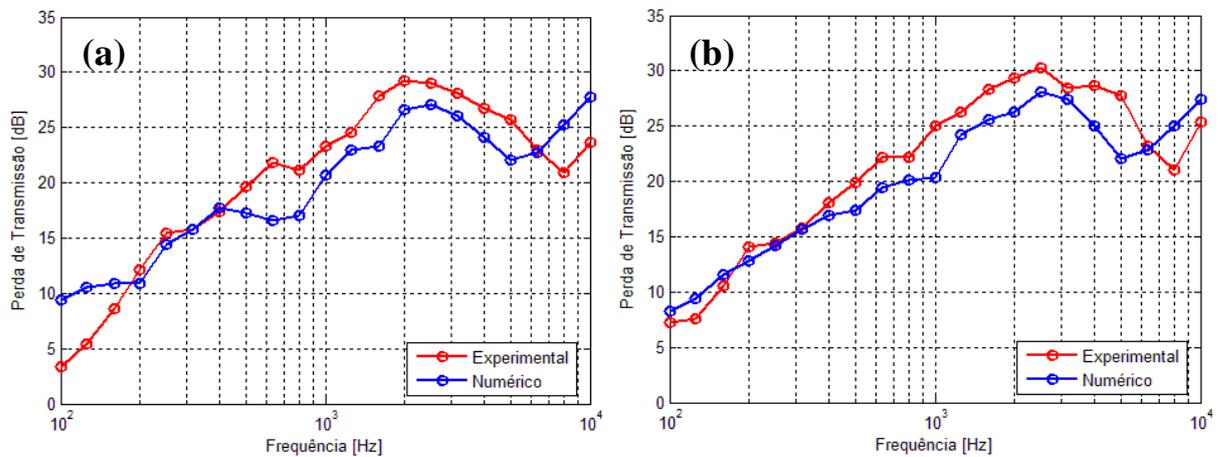


Figura 5.6 – Comparação numérico-experimental da perda de transmissão dos painéis de material composto com reforços cruzados. (a) CDP9 (3 cavernas e 5 *stringers*); (b) CDP10 (2 cavernas e 4 *stringers*).

Para os cinco painéis com vigas de reforços analisados, observa-se a mesma concordância entre os resultados para placas planas, com tendência de o modelo numérico subestimar os resultados experimentais, exceto nas frequências acima das frequências de coincidência.

As Figuras 5.7 e 5.8 mostram as comparações entre os resultados puramente experimentais de perda de transmissão, entre o painel liso CDP5 e os painéis reforçados derivados deste. A Figura 5.7 visa avaliar os efeitos da adição de vigas de reforços unidirecionais, para os casos com vigas do tipo cavernas e do tipo *stringer*, enquanto que a Figura 5.8 tem por objetivo avaliar o efeito da adição de vigas de reforço cruzado (CDP9 e CDP10).

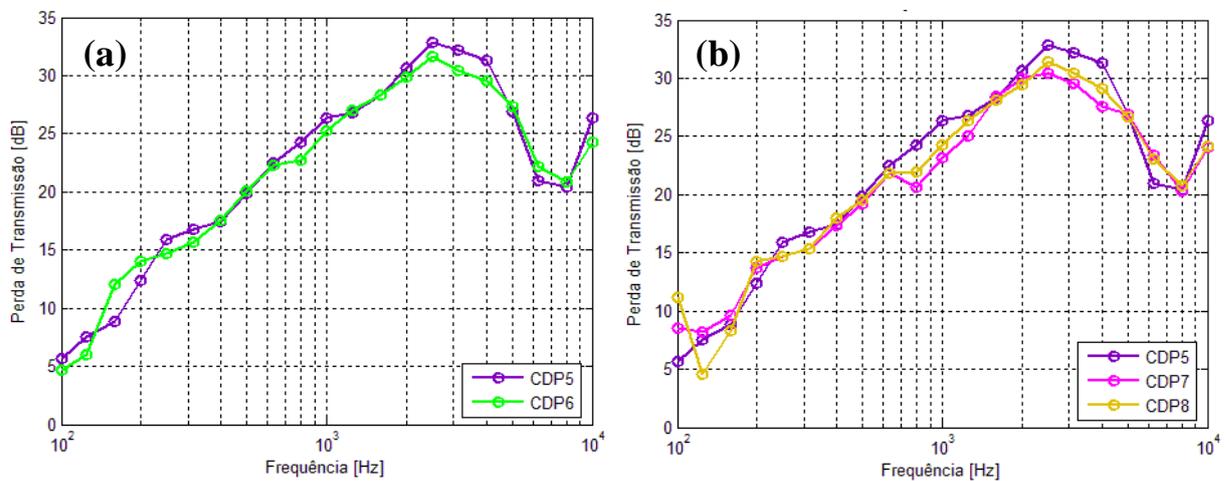


Figura 5.7 – Avaliação experimental da perda de transmissão entre o painel base liso CDP5 e os painéis com reforços unidirecionais: (a) CDP6 (3 cavernas); (b) CDP7 (5 *stringers*), CDP8 (4 *stringers*).

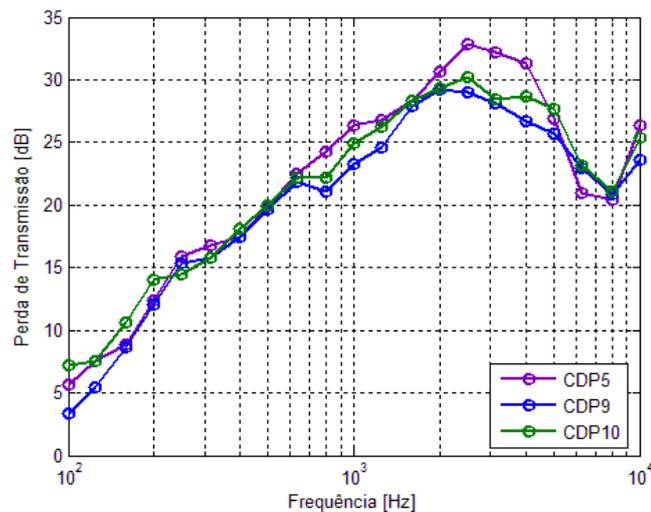


Figura 5.8 – Avaliação experimental da perda de transmissão entre o painel base liso CDP5 e os painéis com reforços cruzados: CDP9 (3 cavernas e 5 *stringers*); CDP10 (2 cavernas e 4 *stringers*).

De maneira geral, o painel liso CDP5 tem maior perda de transmissão, principalmente nas médias frequências e na região entre 2 kHz a 5 kHz. Os resultados obtidos para os painéis com reforços unidirecionais apresentam valores de perda de transmissão ligeiramente superiores aos painéis com reforços cruzados para as frequências abaixo da frequência de coincidência.

A perda de transmissão na região da frequência de coincidência apresenta resultados com boa concordância em comparação aos resultados obtidos por FAHY & GARDONIO (2007), apresentados na Figura 2.34. Nesta região, a perda de transmissão não é influenciada pelos efeitos de adição de massa das vigas ou pela criação de sub-painéis, sendo regida apenas pela variação dos fatores de perda por amortecimento de cada painel. Pelo fato dos fatores de perda apresentarem pouca variação em relação ao painel liso, conforme será visto adiante, a diferença entre os valores de perda de transmissão na faixa entre 4 kHz e 10 kHz devem-se às pequenas variações entre os fatores de perda por amortecimento e incertezas experimentais.

A avaliação dos resultados experimentais obtidos para os corpos-de-prova CDP7 (5 *stringers*) e CDP8 (4 *stringers*), Figura 5.7(b), com espaçamentos entre as vigas de reforço de 18 cm e 22 cm, respectivamente, pode ser feita com base nos resultados apresentados por GUIGOU-CARTER e VILLOT (2003), conforme apresentados na Figura 2.35. Na região controlada pela massa, o painel com maior espaçamento entre as vigas, CDP8, com 22 cm, apresentou maiores valores de perda de transmissão, apesar do pequeno aumento no espaçamento de apenas 4 cm para o painel CDP7. O mesmo comportamento foi observado no trabalho de GUIGOU-CARTER e VILLOT (2003), porém, os espaçamentos maiores considerados neste trabalho, levaram a aumentos mais significativos da perda de transmissão quando do aumento dos espaçamentos.

5.3 Eficiência de radiação

O procedimento numérico para a determinação da eficiência de radiação de painéis de compósitos com vigas de reforço através do *software* comercial *VAOne*, fez uso do Fluido Semi-Infinito (SIF), o qual contém as contribuições das potências radiadas de cada sub-painel, das cavernas e dos *stringers*. O SIF age como um sumidouro de energia para aos subsistemas aos quais está conectado, absorvendo a energia sonora radiada por todos os componentes (subsistemas de placa e viga) do painel reforçado sem transmitir energia.

A determinação experimental da eficiência de radiação segue o mesmo procedimento descrito para os painéis lisos, com a potência sonora determinada pelo método da comparação. No entanto, foram realizadas algumas alterações quanto ao número de pontos de excitação com o excitador eletrodinâmico e quanto ao número de pontos de velocidade.

Para os painéis reforçados, CDP7 e CDP8, reforçados apenas com *stringer*, foram utilizados sete pontos de excitação com excitador eletrodinâmico, sendo quatro pontos na região plana do painel e três pontos sobre as vigas, sendo que para cada ponto de excitação foi medida a velocidade em 20 pontos do painel, totalizando 140 medições. Para o painel reforçado CDP6, com apenas três cavernas, foram utilizados sete pontos de excitação com o excitador eletrodinâmico, sendo quatro pontos na região plana do painel e três pontos sobre as vigas. Para cada ponto de excitação, foram medidos 20 pontos de velocidade, totalizando 140 medições. A Figura 5.9, apresenta a montagem do experimento de eficiência de radiação para o painel CDP6 (3 cavernas), sendo os pontos de cor vermelha correspondentes aos pontos de excitação com shaker.



Figura 5.9 – Medição de eficiência de radiação para o painel reforçado CDP6 (3 cavernas).

Para o painel CDP9, com três cavernas e cinco *stringers*, foram utilizados 14 pontos de excitação, sendo nove pontos na região plana do painel e cinco pontos sobre as vigas, totalizando 280 medições de velocidade. Para o painel CDP10, com seis vigas de reforço, foram utilizados dez pontos de medição, sendo seis pontos na região plana e quatro pontos sobre as vigas. A Tabela 5.3 apresenta um resumo com os números de pontos utilizados na determinação da eficiência de radiação para cada configuração de painel compósito com vigas de reforço.

Tabela 5.3 – Número de pontos de excitação e resposta para os ensaios de eficiência de radiação dos painéis reforçados.

Painel	Número de vigas	Número de pontos		
		Excitação	Resposta	Medição
CDP6	3	7	20	140
CDP7	5	7	20	140
CDP8	4	7	20	140
CDP9	8	14	20	280
CDP10	6	10	20	200

As comparações entre os resultados numéricos (baseados em SEA) e experimentais, para os três painéis com reforços unidirecionais do tipo caverna (CDP6), do tipo *stringer* (CDP7 a CDP8) e para os quatro painéis com reforços cruzados (CDP9 e CDP10) estão apresentados nas Figuras 5.10, 5.11 e 5.12, respectivamente.

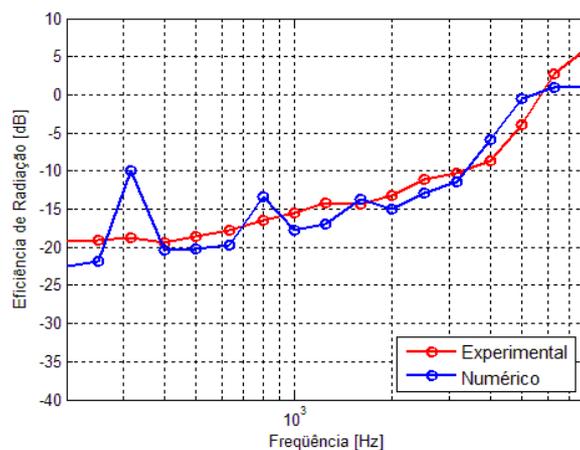


Figura 5.10 – Comparação numérico-experimental da eficiência de radiação do painel CDP6 (3 cavernas).

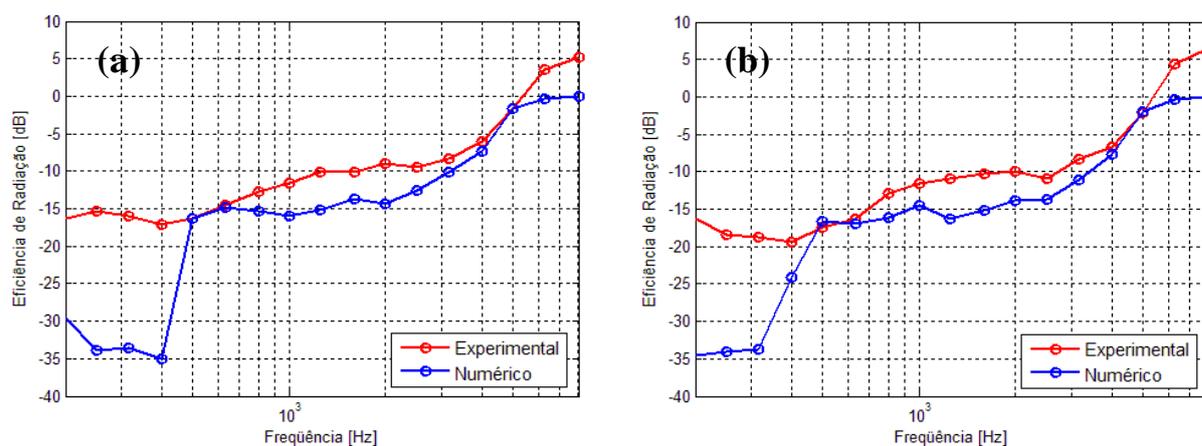


Figura 5.11 – Comparação numérico-experimental da eficiência de radiação dos painéis de material composto com vigas de reforços do tipo *stringer*. (a) CDP7 (5 *stringers*); (b) CDP8 (4 *stringers*).

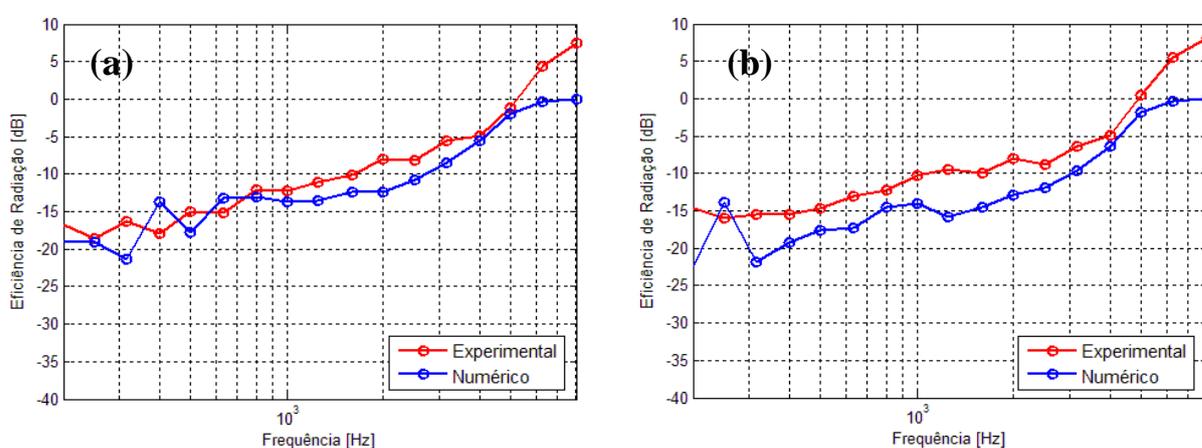


Figura 5.12 – Comparação numérico-experimental da eficiência de radiação dos painéis de material composto com reforços cruzados. (a) CDP9 (3 cavernas e 5 *stringers*); (b) CDP10 (2 cavernas e 4 *stringers*).

Pode-se observar através da Figura 5.11, que para os painéis com reforço unidirecionais, o modelo de SEA não representa corretamente o comportamento real da eficiência de radiação para frequências abaixo de 500 Hz. Provavelmente, estas diferenças devem-se aos baixos números de modos dos painéis para esta região de baixa frequência, aliado ao fato de que para baixas frequências, os resultados são mais suscetíveis à quantidade relativa entre os modos de vibração com alta e baixa eficiência de radiação.

Os painéis com reforços cruzados, Figura 5.12, apresentaram melhores concordâncias em relação aos painéis com reforço unidirecional, principalmente na região de baixa frequência. O aumento significativo do número de sub-painéis criados nos painéis com reforços cruzados, os quais representam grande aumento na eficiência de radiação, podem ter influenciado no montante de modos “bons” radiadores na região de baixa frequência.

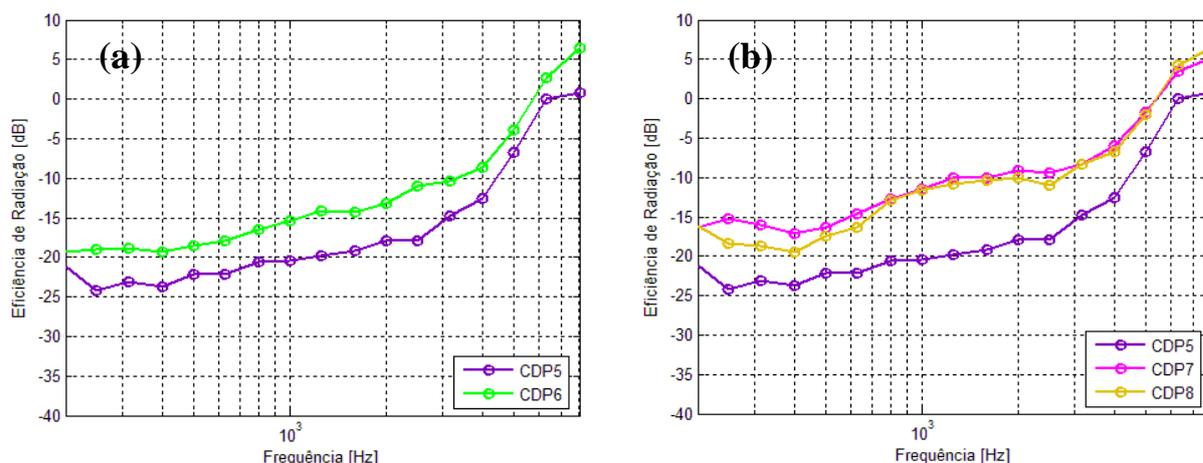


Figura 5.13 – Avaliação experimental da eficiência de radiação entre o painel base liso CDP5 e os painéis com reforços unidirecionais: (a) CDP6 (3 cavernas); (b) CDP7 (5 *stringers*), CDP8 (4 *stringers*).

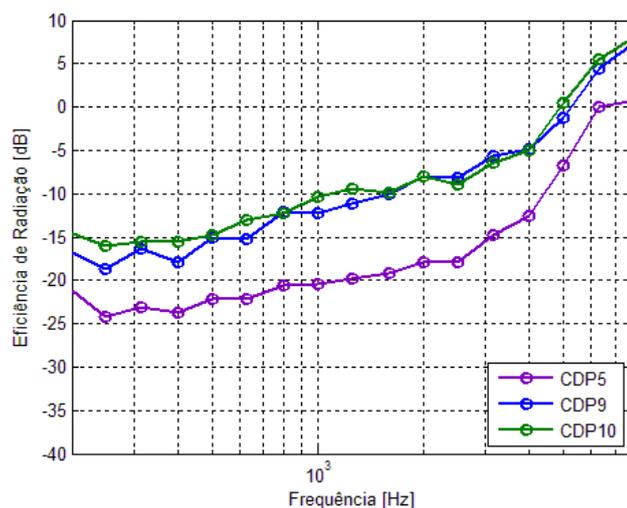


Figura 5.14 – Avaliação experimental da eficiência de radiação entre o painel base liso CDP5 e os painéis com reforços cruzados: CDP9 (3 cavernas e 5 *stringers*); CDP10 (2 cavernas e 4 *stringers*).

A Figura 5.13 mostra as comparações entre os resultados experimentais de eficiência de radiação para o painel liso CDP5, e os painéis com vigas de reforço unidirecionais (*stringers* ou cavernas) derivados do painel CDP5, visando avaliar o efeito da adição de vigas reforço em apenas uma direção nos painéis compostos. É nítido o aumento da eficiência de radiação decorrente do acréscimo de vigas de reforço sob o painel liso ao longo de todo o espectro, pois ocorre um significativo aumento de áreas não canceladas, que propiciam uma maior eficiência de radiação. O mesmo comportamento, com aumentos da eficiência de radiação de até 10 dB em toda a faixa de frequência de análise, relativos ao significativo aumento de áreas não canceladas, são encontrados com a adição de reforços cruzados no painel CDP5, conforme pode ser observado na Figura 5.14.

Tabela 5.4 – Fator de aumento da eficiência de radiação para os painéis reforçados (MAIDANIK , 1962).

Painel	Número de Cavernas	Número de <i>Stringers</i>	P (comprimento total dos reforçadores) [m]	Fator de Aumento da Eficiência de Radiação	Fator de Aumento da Eficiência de Radiação Experimental
CDP6	3	-----	3,27	2,12	4,58
CDP7	-----	5	8,80	4,00	7,22
CDP8	-----	4	7,04	3,40	6,66
CDP9	3	5	12,07	5,12	8,36
CDP10	2	4	9,22	4,15	8,57

Portanto, os resultados experimentais obtidos são compatíveis com os resultados apresentados por FAHY & GARDONIO (2007), Figura 2.29, onde foram consideradas 3 estruturas: sem reforços, com reforços unidirecionais e com reforços cruzados (nas duas direções).

Os efeitos da adição dos reforçadores podem ser avaliados, também, segundo a dedução de MAIDANIK (1962), descrita na Tabela 5.4, onde a formação de várias placas menores aumenta a eficiência de radiação abaixo da frequência crítica por um fator de $\left[1 + 2 \frac{P}{B} \right]$, onde P é o comprimento total dos reforçadores e B é o comprimento do perímetro da placa. De modo geral, pode-se observar que os aumentos encontrados na eficiência de radiação experimental com a adição de vigas de reforço estão em torno de duas vezes o aumento estimado por MAIDANIK, conforme calculados na Tabela 5.4.

5.4 Densidade Modal

A densidade modal de um subsistema é definida como sendo a razão entre o número de modos contidos em uma faixa e a largura da faixa de frequência (modos/Hz). O valor total da densidade modal no caso de painéis reforçados modelados inteiramente com subsistemas de SEA, consiste na soma dos valores de densidade modal de cada subsistema.

5.4.1 Procedimento experimental de determinação da densidade modal

O procedimento experimental para a determinação da densidade modal dos painéis reforçados é idêntico ao apresentado para os painéis lisos, com alterações somente no número de medições de mobilidade pontual para cada painel. A Tabela 5.5 apresenta o número de medições realizadas para cada painel reforçado, além da distribuição de pontos nas cavernas, *stringers* ou no painel (sub-painéis).

Tabela 5.5 – Número de pontos de medição para os ensaios de densidade modal dos painéis reforçados.

Painel	Nº de vigas	Nº de pontos de medição de mobilidade pontual			
		Cavernas	<i>Stringers</i>	Painel	Total
CDP6	3	6	-----	10	16
CDP7	5	-----	5	11	16
CDP8	4	-----	4	10	14
CDP9	8	6	10	12	28
CDP10	6	4	8	8	20

Da mesma forma como procedido para os painéis lisos, os efeitos de inércia dos acelerômetros e do transdutor de força, utilizados nas medições, foram corrigidos nas inertâncias calculadas para a determinação das mobilidades pontuais.

As comparações entre os resultados de densidade modal, numéricos (baseados em SEA) e experimentais, para os três painéis com reforços unidirecionais do tipo caverna (CDP6), do tipo *stringer* (CDP7 a CDP8) estão apresentados nas Figuras 5.15 e 5.16, respectivamente.

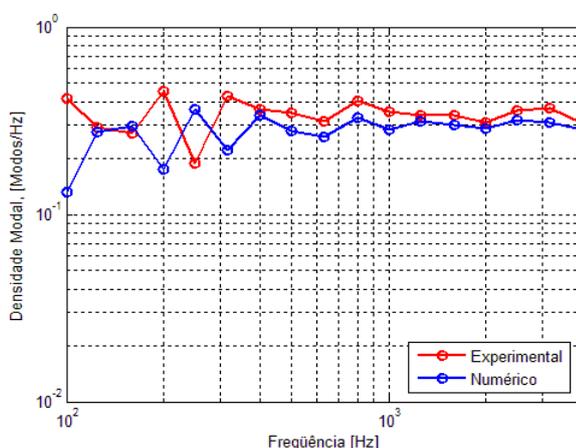


Figura 5.15 – Comparação numérico-experimental da densidade modal do painel CDP6 (3 cavernas).

Pode-se observar na Figura 5.15, que o painel CDP6 apresenta uma boa concordância dos resultados numéricos com os experimentais para as frequência acima de 500 Hz. No entanto, algumas bandas de frequência (200 Hz, por exemplo) apresentaram, experimentalmente, um número de modos maior que o estimado numericamente.

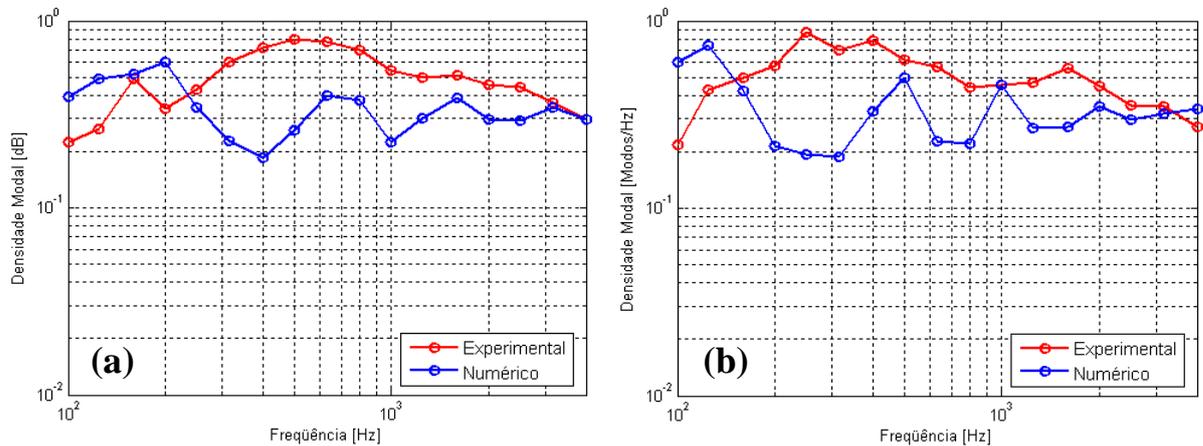


Figura 5.16 – Comparação numérico-experimental da densidade modal dos painéis de material composto com vigas de reforços do tipo *stringer*. (a) CDP7 (5 *stringers*); (b) CDP8 (4 *stringers*).

Os modelos de SEA de painéis reforçados somente com *stringers* (CDP7 e CDP8), apresentaram discrepâncias consideráveis em ampla faixa de frequência, como pode ser observado na Figura 5.16. O modelo numérico considerando somente subsistemas do tipo SEA, de maneira geral, tende a subestimar os valores de densidade modal experimental.

A comparação entre a densidade modal numérica e experimental dos dois painéis com reforços cruzados (CDP9 e CDP10) estão apresentados na Figura 5.17.

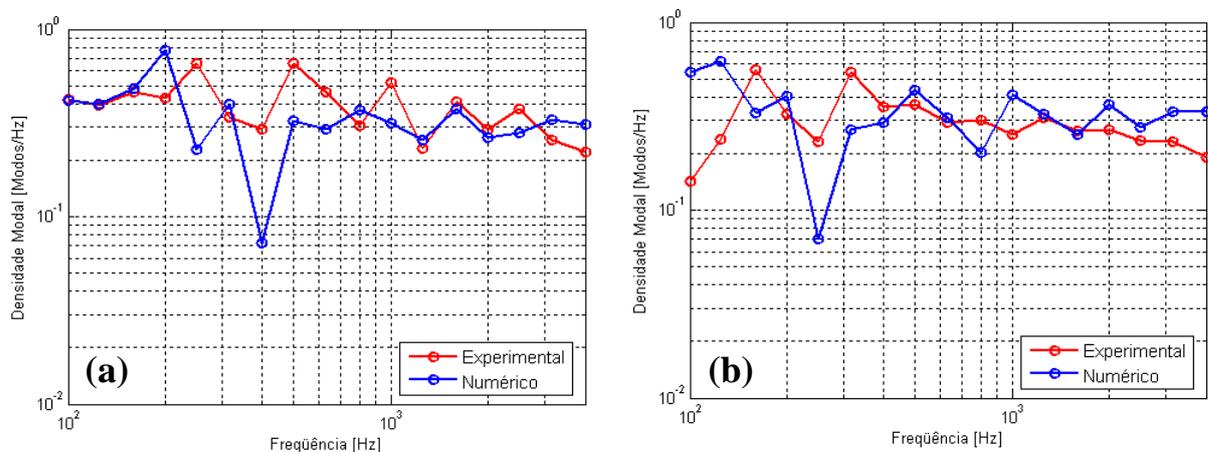


Figura 5.17 – Comparação numérico-experimental da densidade modal dos painéis de material composto com reforços cruzados. (a) CDP9 (3 cavernas e 5 *stringers*); (b) CDP10 (4 *stringers*).

Os painéis com reforços cruzados, da mesma forma que para os painéis com reforços unidirecionais, apresentaram valores de densidade modal com diferenças significativas em ampla faixa de frequência em relação aos resultados obtidos experimentalmente. Este fato sugere que o modelo proposto, considerando as vigas de compósitos como um material isotrópico equivalente, não seja o modelo mais adequado para representar um painel com vigas de reforço de materiais compostos, para a estimativa da densidade modal.

As Figuras 5.18 e 5.19 apresentam as comparações entre a densidade modal obtida experimentalmente para o painel liso CDP5 e os painéis com reforços unidirecionais e cruzados, respectivamente. O objetivo destas comparações é verificar, experimentalmente, o efeito das vigas de reforço em painéis liso de material composto no parâmetro de densidade modal.

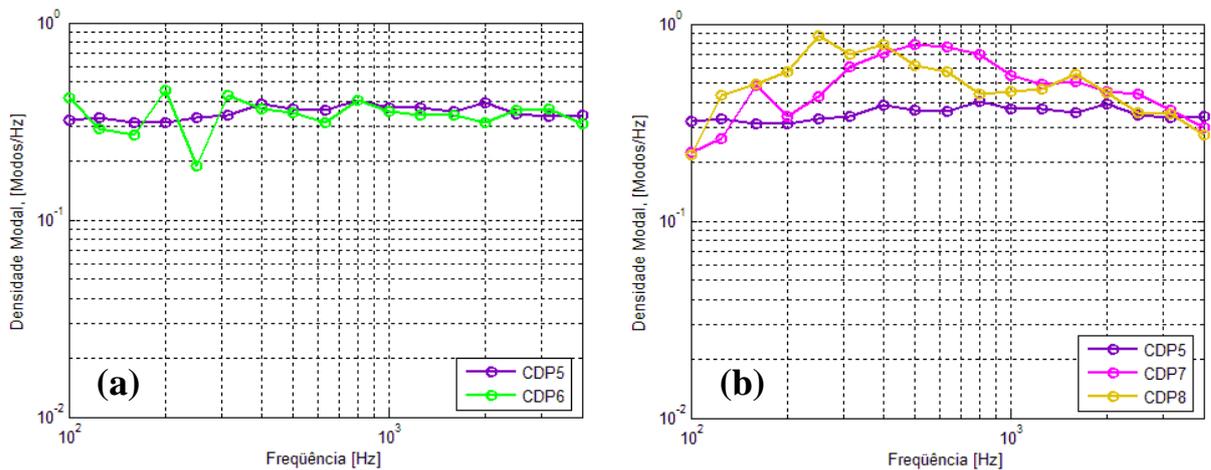


Figura 5.18 – Avaliação experimental da densidade modal entre o painel base liso CDP5 e os painéis com reforços unidirecionais: (a) CDP6 (3 cavernas); (b) CDP7 (5 *stringers*), CDP8 (4 *stringers*).

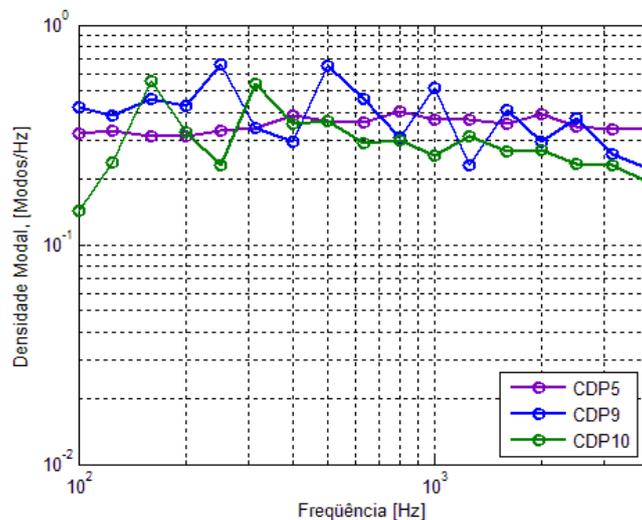


Figura 5.19 – Avaliação experimental da densidade modal entre o painel base liso CDP5 e os painéis com reforços cruzados: CDP9 (3 cavernas e 5 *stringers*); CDP10 (2 cavernas e 4 *stringers*).

O painel CDP6 (3 cavernas), conforme pode ser observado na Figura 5.18(a) apresentou pequenas variações em torno do painel base CDP5. As vigas de reforço do painel CDP6 estão dispostas na direção do menor comprimento do painel (1130 mm), ocasionando um aumento na rigidez nesta direção. Enquanto que os painéis CDP7 (5 *stringers*) e CDP8 (4 *stringers*) apresentaram aumentos médios significativos na densidade modal na faixa entre 100 Hz e 2000 Hz, aproximadamente. As vigas de reforço do tipo *stringers* estão dispostas na direção de maior comprimento (1800 mm) do painel, elevando a rigidez à flexão do painel nesta direção. No entanto, o acréscimo de massa e rigidez, nas direções x e y, decorrentes da adição de vigas de reforço nos painéis, deve ser analisado em relação ao diagrama de comprimento de onda $k_x - k_y$, pois a área formada pela curva neste diagrama representa o número de modos para uma dada faixa de frequência.

Os painéis com reforços cruzados (CDP9 e CDP10) apresentam valores de densidade modal que oscilam em torno dos valores obtidos para o painel base CDP5. Este comportamento é de difícil predição analítica, considerando uma avaliação quanto à adição de vigas de reforço, com base no diagrama entre os componentes de número de onda, k_x e k_y .

Considerando uma análise do ponto de vista da determinação experimental, as variáveis que regem os valores encontrados de densidade modal, pelo método da mobilidade, são a massa e a parte real da mobilidade pontual. Todavia, a variável massa é de fácil entendimento, visto que o acréscimo de vigas de reforço no painel acarreta em aumento da densidade modal. Portanto, a mobilidade pontual é a variável que requer uma melhor avaliação sobre o efeito da adição de vigas de reforço.

Segundo observações feitas por NIGHTINGALE & BOSMANS (NIGHTINGALE & BOSMANS, 2007), a mobilidade pontual decresce quanto menor for a distância entre as vigas de reforço. Esta constatação condiz com os resultados experimentais obtidos, na Figura 5.19, visto que os painéis com reforços cruzados, mesmo possuindo maior massa, obtiveram valores de densidade modais mais baixos que os painéis com reforços unidirecionais (CDP6 ao CDP8). Esta redução deve-se aos valores mais baixos da parte real da mobilidade pontual dos painéis cruzados, pois estes apresentam menores distâncias entre as vigas de reforço.

5.5 Modal Overlap Factor (MOF)

O parâmetro *Modal Overlap Factor* (MOF), conforme mencionado no capítulo 4, representa o número de modos existentes na faixa de frequência (Δf) correspondente à largura da banda de meia potência do modo, proporcionada pelo amortecimento. Este parâmetro para os painéis reforçados está apresentado nas Figuras 5.20 a 5.22.

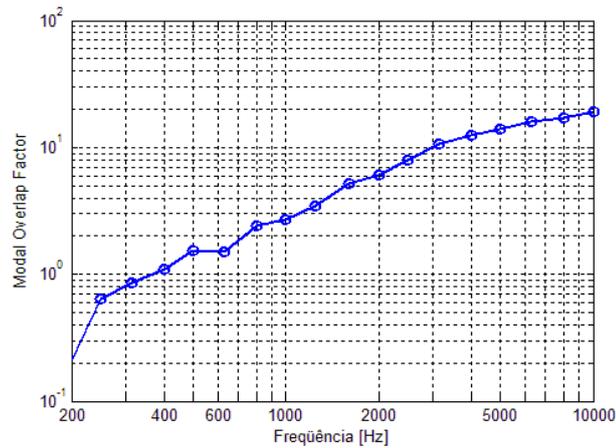


Figura 5.20 – *Modal Overlap Factor* (MOF) para o painel de compósitos CDP6 (3 cavernas).

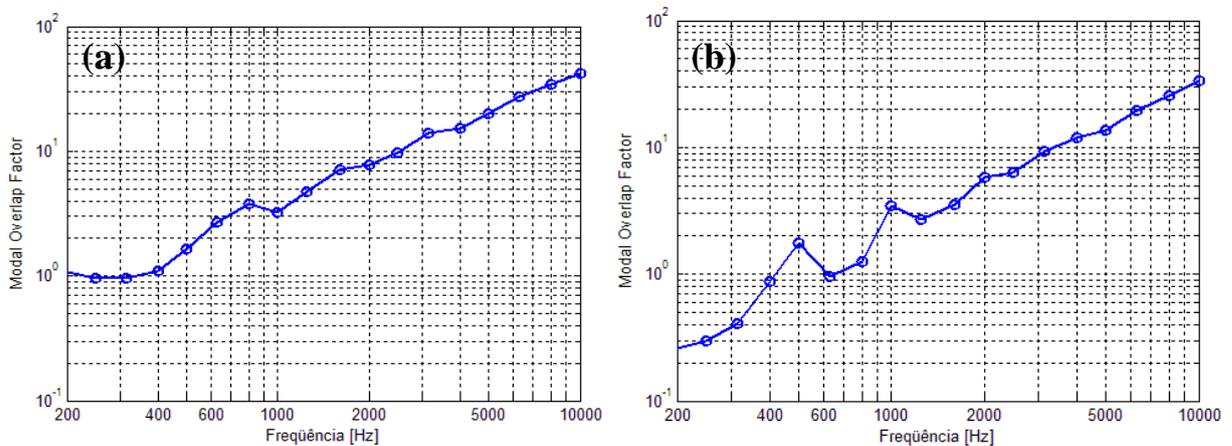


Figura 5.21 – *Modal Overlap Factor* (MOF) para os painéis de compósitos com vigas de reforço unidirecionais. (a) CDP7 (5 stringers); (b) CDP8 (4 stringers).

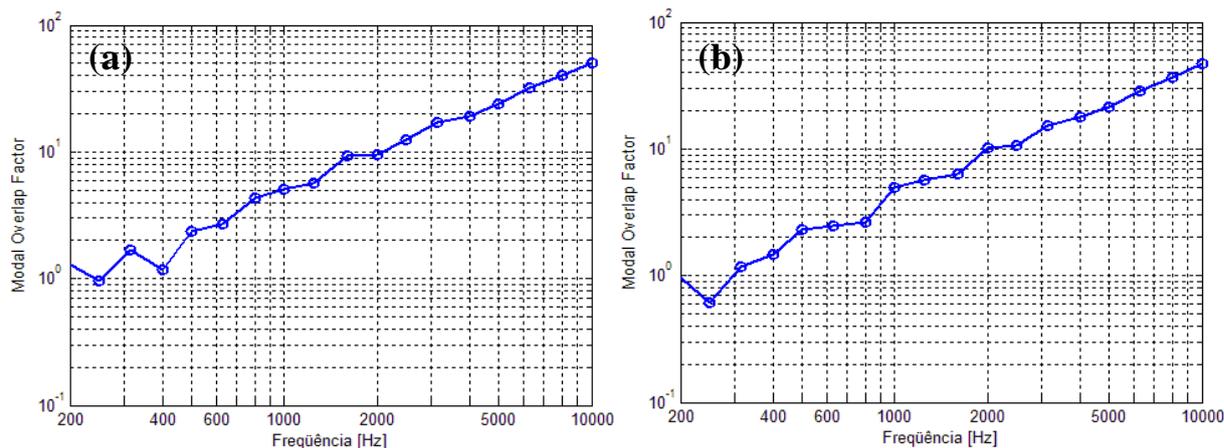


Figura 5.22 – *Modal Overlap Factor* (MOF) para os painéis de compósitos com reforços cruzado. (a) CDP9 (3 cavernas e 5 *stringers*); (b) CDP10 (2 cavernas e 4 *stringers*).

Os valores de MOF para os painéis de compósitos reforçados, conforme podem ser observados na Figura 5.20 a 5.22, apresentam resultados aceitáveis para a representação dos painéis através de um comportamento estatístico, pois desde as baixas frequências os valores são superiores a 0,3.

5.6 Fator de perda por amortecimento

Dentre os métodos avaliados de determinação do fator de perda por amortecimento, para os painéis lisos, o método do decaimento apresentou resultados confiáveis e com boa concordância em relação ao método da potência injetada. Além disso, o método do decaimento se mostrou um método prático, com menor tempo de execução dos ensaios quando comparados ao método da potência injetada.

Portanto, para os painéis reforçados, optou-se por medir o amortecimento novamente pelo método do decaimento, tendo em vista o baixo peso dos painéis e os valores relativamente baixos de amortecimento, o que gera incertezas na determinação do amortecimento pelo método da potência injetada, usando um excitador eletrodinâmico.

O procedimento utilizado no método do decaimento para os painéis reforçados foi o mesmo aplicado aos painéis lisos. A suspensão dos painéis foi feita por fios finos e longos, e para todos os sete painéis reforçados, foram impactados e captados os sinais de decaimento adquiridos em diversos pontos distribuídos nos sub-painéis, cavernas e *stringers*, conforme mostrados na Tabela 5.6. Pode-se verificar o cuidado tomado com uma boa amostragem dos

pontos de excitação e reposta dos painéis, garantindo, assim, uma média representativa do comportamento tanto dos sub-painéis, quanto das vigas de reforço.

Tabela 5.6 - Pontos de medição para os ensaios de decaimento para os painéis reforçados.

Painel	Nº de vigas	Pontos de Impacto			Pontos de Resposta		
		Painel	Caverna	Stringers	Painel	Caverna	Stringers
CDP6	3	4	3	-----	12	3	-----
CDP7	5	4	-----	3	12	-----	3
CDP8	4	5	-----	3	12	-----	3
CDP9	8	5	3	3	12	3	3
CDP10	6	4	2	3	12	3	3

As Figuras 5.23 e 5.24 apresentam as comparações entre os fatores de perda por amortecimento obtidos para o painel liso CDP5 e os painéis com reforços unidirecionais e cruzados, respectivamente. Com isso, pode-se verificar a influência do número e disposição das vigas de reforço no amortecimento estrutural de painéis de materiais compostos.

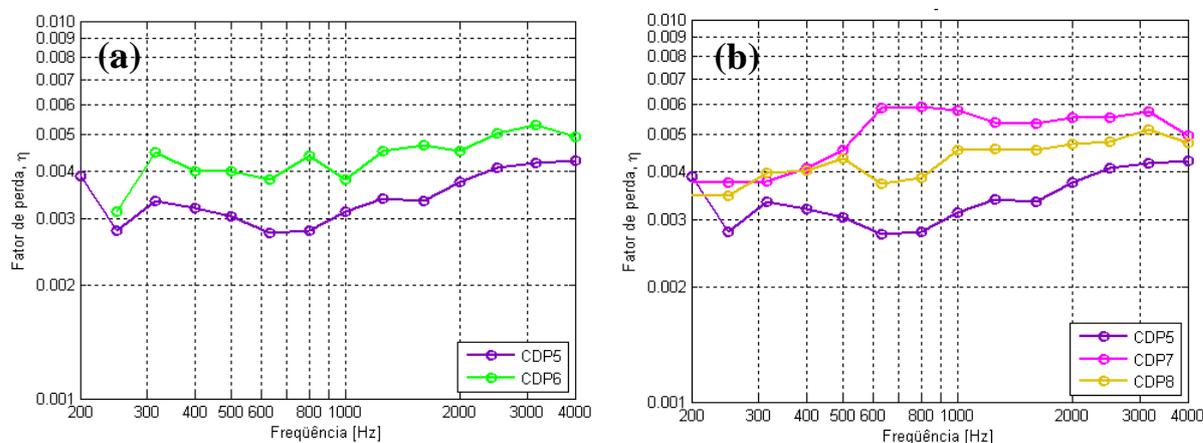


Figura 5.23 – Avaliação experimental do fator de perda por amortecimento entre o painel base liso CDP5 e os painéis com reforços unidirecionais: (a) CDP6 (3 cavernas); (b) CDP7 (5 stringers), CDP8 (4 stringers).

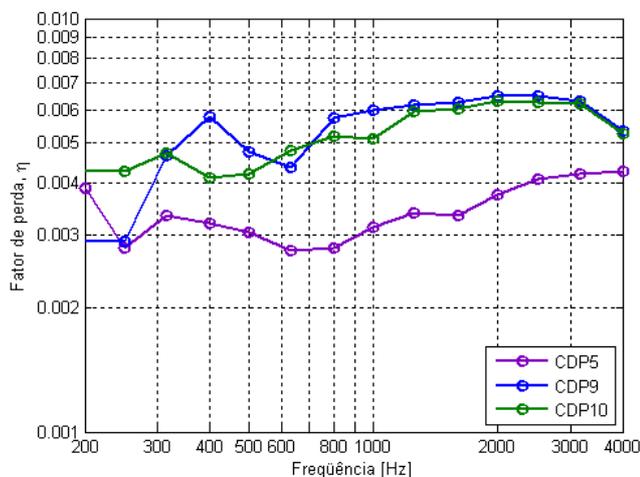


Figura 5.24 – Avaliação experimental do fator de perda por amortecimento entre o painel base liso CDP5 e os painéis com reforços cruzados: CDP9 (3 cavernas e 5 *stringers*); CDP10 (2 cavernas e 4 *stringers*).

Ao observar os resultados das Figuras 5.23 e 5.24, é nítido, para os dois painéis reforçados analisados, o aumento no fator de perda por amortecimento em relação ao painel liso. Para os painéis com *stringers*, pode-se observar na Figura 5.23(b), que nas bandas de médias frequências, entre 600 Hz e 1000 Hz, um acentuado aumento do amortecimento no painel CDP7 (5 *stringers*), que possui apenas uma viga de reforço a mais que no painel CDP8 (4 *stringers*).

Enquanto que para os painéis com reforços cruzados, na Figura 5.24, a diferença ocasionada pelo acréscimo de uma caverna, ou um de uma viga de reforço do tipo *stringer*, é pouco significativa no aumento do amortecimento. O painel CDP9 (3 cavernas e 5 *stringers*), por exemplo, possui duas vigas de reforço (uma caverna e uma *stringer*) a mais em relação ao painel CDP10 (2 cavernas e 4 *stringers*), e o amortecimento na faixa de 1250 Hz a 4000 Hz permanece praticamente inalterado. Pode-se concluir, portanto, baseado em observações experimentais, que a influência do aumento do número de vigas de reforço para painéis com reforços cruzados é pouco significativa.

5.7 Modelo Híbrido (FE-SEA)

O modelo de elementos finitos consiste em uma análise modal numérica para os componentes dos painéis: Cavernas, *stringers* ou reforços cruzados (*stringers* e cavernas). A condição de contorno de contorno durante a simulação das vigas é livre-livre. Para os modelos

somente com *stringers* (CDP7 e CDP8) e para os modelos de painéis com reforços cruzados (CDP9 e CDP10), onde o número de elementos é maior, as análises modais foram divididas em três faixas de frequência: 100 Hz a 3,15 kHz, 4,0 kHz a 5,0 kHz e 6,3 kHz a 8,0 kHz.

Após o processamento da análise modal, um arquivo de resultados, onde estão contidos os parâmetros modais, é importado para o *software* comercial *VAOne* para a construção dos modelos híbridos.

A Tabela 5.7 abaixo apresenta, para cada painel, o tamanho do elemento, o número de elementos e nós do modelo das vigas de reforço, o número de modos do modelo em elementos finitos dos reforços por faixa de frequência. O tamanho do elemento utilizado, 10 mm para os painéis com *stringers* e 14 mm para os painéis com reforços cruzados, foi baseado na capacidade de memória computacional disponível no LVA (microcomputador *quad-core* 2.8 GHz com 2,0 GB de memória RAM). O tamanho de elemento necessário para análises até a frequência de 8,0 kHz é da ordem de 4 mm. Portanto, os elementos utilizados fornecem resultados confiáveis até a banda de 4,0 kHz. Na Tabela 5.8: Faixa 1: 100 Hz a 3,15 kHz; Faixa 2: 4,0 kHz a 5,0 kHz e Faixa 3: 6,3 kHz a 8,0 kHz.

Tabela 5.7: Tamanho, número de elementos, nós e número de modos para a realização do modelo híbrido dos painéis reforçados.

Painel	Tamanho Elemento [mm]	Número de elementos	Número de nós	Número de modos		
				Faixa 1	Faixa 2	Faixa 3
CDP6	8	5304	5754	1588	-----	-----
CDP7	10	8800	11505	585	425	540
CDP8	10	7040	9204	436	288	324
CDP9	14	6077	8782	758	462	540
CDP10	14	4096	6124	814	602	490

Os modelos híbridos de quatro configurações de painéis reforçados (CDP6, CDP7, CDP9 e CDP10) estão apresentados na Figura 5.25. Os elementos apresentados na cor amarela representam uma malha de elementos finitos, enquanto os sub-painéis de cor verde representam subsistemas de SEA do tipo placa.

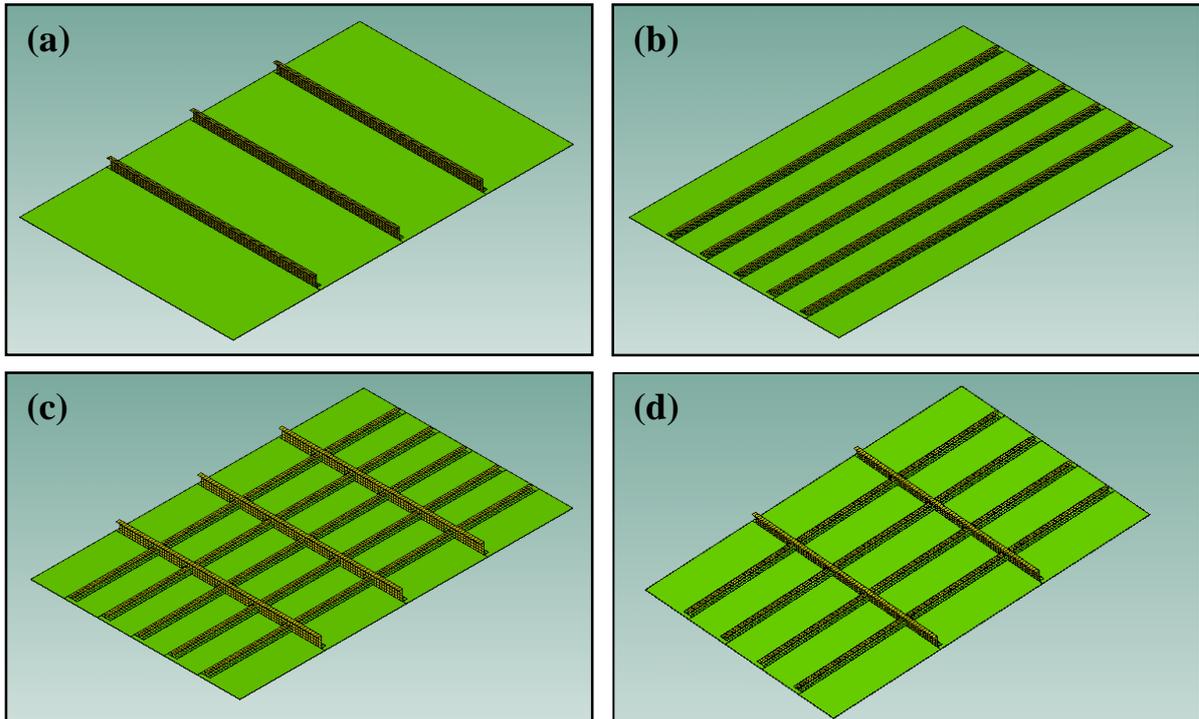


Figura 5.25 – Modelos híbridos (FE-SEA) de painéis de compósitos reforçados. (a) Painel CDP6 (3 cavernas); (b) Painel CDP7 (5 *stringers*); (c) Painel CDP9 (3 cavernas e 5 *stringers*); (d) Painel CDP10 (2 cavernas e 4 *stringers*).

O modelo híbrido é caracterizado por três tipos de junções: SEA-SEA, SEA-FEM e FEM-FEM, cada qual ilustrado por linhas de cores diferentes na Figura 5.26. As junções caracterizam o acoplamento entre dois ou mais subsistemas SEA ou o acoplamento entre os métodos FEM e SEA.

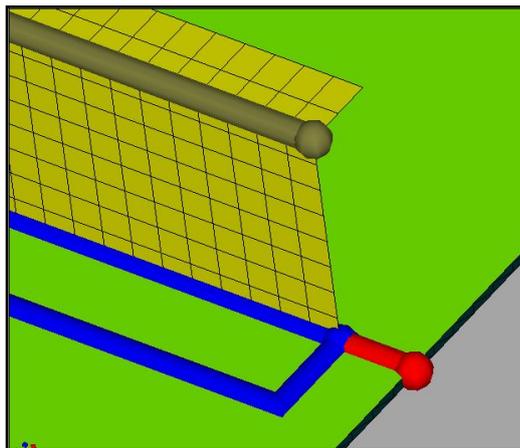


Figura 5.26: Junções de linha SEA-SEA (vermelho), FEM-FEM (marrom) e híbrida (azul).

O Fluido Semi-Infinito (SIF) é criado do lado oposto à cavidade, voltado para a face do painel com as vigas de reforço, conforme pode ser visualizado na Figura 5.27. Este dispositivo recebe a contribuição da potência radiada de todos os subsistemas de SEA e FEM conectados a ele.

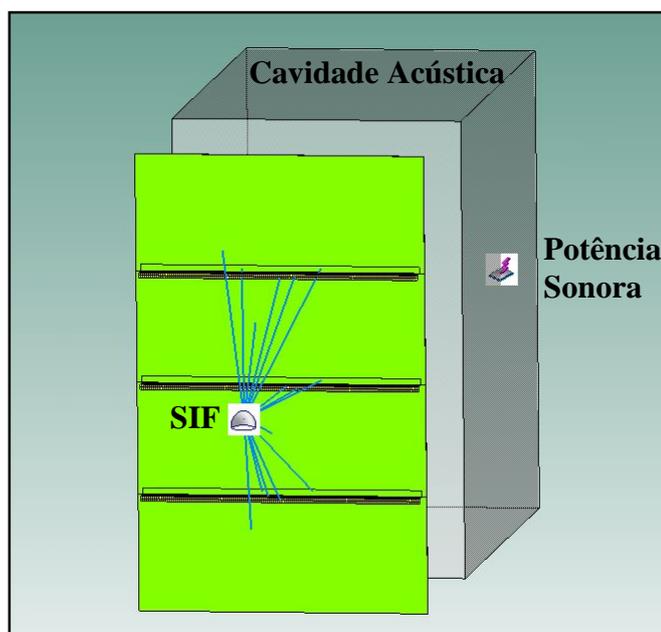


Figura 5.27 – Representação dos principais elementos de um modelo híbrido.

Os tempos de processamento para as simulações dos modelos acoplados, para todas as faixas de frequência, variaram de 1 hora (painéis mais simples) até mais de 5 horas (painéis mais complexos). Estes tempos se referem a um microcomputador *quad-core* 2.8 GHz com 2,0 GB de memória RAM. Uma vez processado o modelo híbrido acoplado, os resultados a serem extraídos, para cada painel, para a determinação dos parâmetros de SEA são: pressão sonora na cavidade sonora, potência sonora no SIF, eficiência de radiação do SIF, densidade modal dos subsistemas em SEA (placas) e modos por banda para os subsistemas em FEM (vigas de reforço).

A análise dos parâmetros: densidade modal, eficiência de radiação e perda de transmissão, foi repetida utilizando os modelos híbridos.

5.7.1.1 Perda de Transmissão

A perda de transmissão para o modelo híbrido foi calculada da mesma maneira como procedido para os painéis modelos por SEA, ou seja, obtendo-se a potência sonora do SIF e a pressão sonora da cavidade no *software* comercial *VAOne*. Em seguida, estas variáveis são utilizadas na Equação 5.2.

As Figuras 5.28 a 5.30 apresentam as comparações entre os resultados de perda de transmissão experimentais e numéricos do modelo híbrido e modelo de SEA para os painéis reforçados.

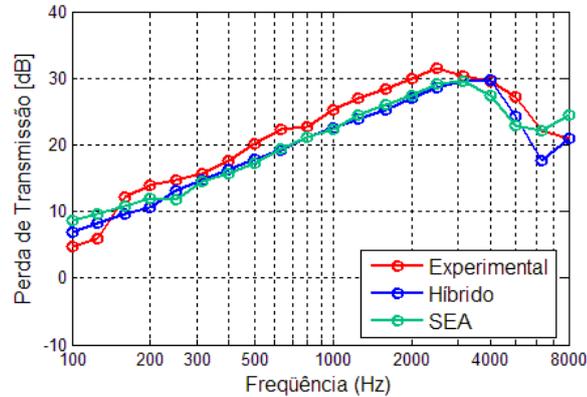


Figura 5.28 – Comparação entre a perda de transmissão experimental e os modelos de SEA e Híbrido para o painel CDP6 (3 cavernas).

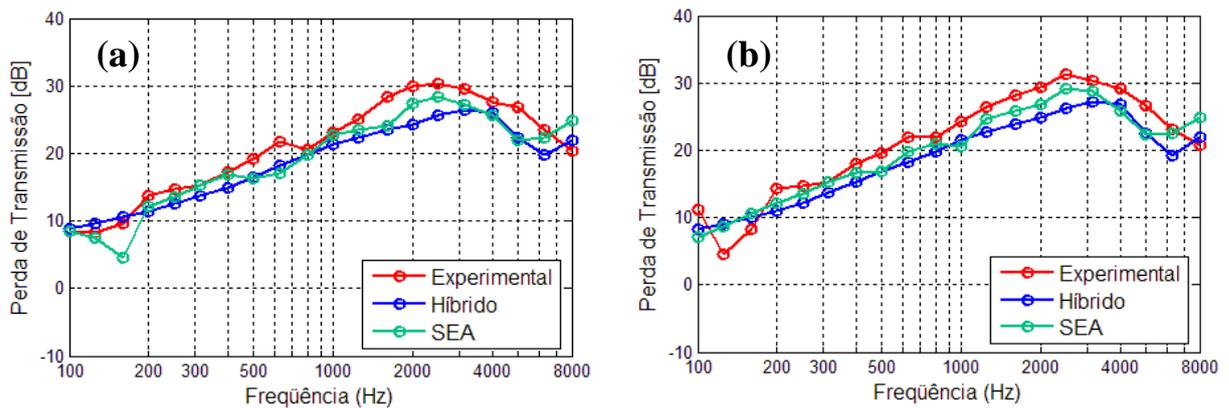


Figura 5.29 – Comparação entre a perda de transmissão experimental e os modelos de SEA e Híbrido para painéis com reforços unidirecionais. (a) CDP7 (5 *stringers*); (b) CDP8 (4 *stringers*).

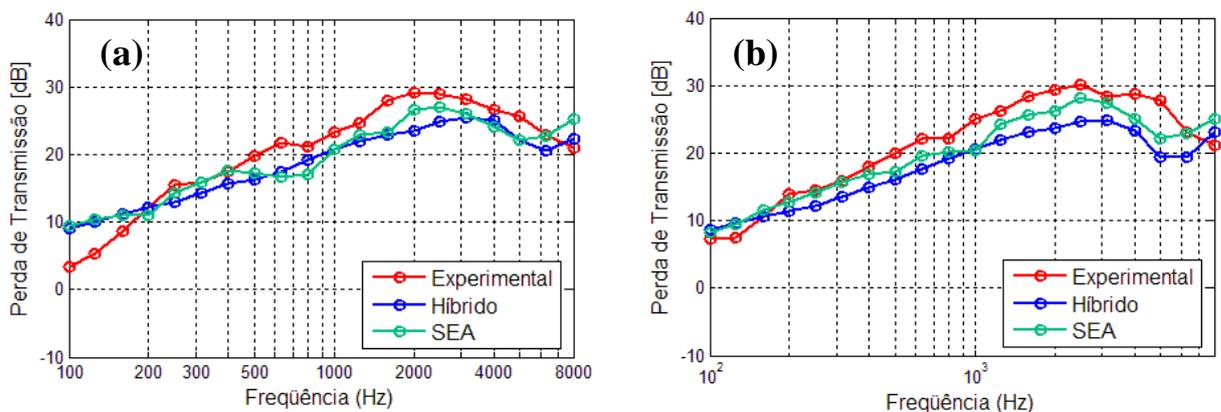


Figura 5.30 – Comparação entre a perda de transmissão experimental e os modelos de SEA e Híbrido para painéis com reforços cruzados. (a) CDP9 (3 cavernas e 5 *stringers*); (b) CDP10 (2 cavernas e 4 *stringers*).

Nota-se que para todos os painéis, as curvas experimentais e numéricas apresentam o mesmo comportamento, tendo o modelo numérico a tendência de subestimar os valores de perda de transmissão. As maiores diferenças são da ordem de 5 dB. De maneira geral, os resultados híbrido estão mais perto dos experimentais.

5.7.1.2 Eficiência de radiação

O parâmetro de eficiência de radiação, da mesma forma como apresentado para os modelos de SEA, é calculado através do Fluido Semi-Infinito (SIF), o qual leva em consideração apenas as contribuições de eficiência dos sub-painéis (modelados por SEA). Este dispositivo recebe a contribuição da potência radiada de todos os subsistemas de SEA e FE conectados a ele.

As Figuras 5.31 a 5.33 apresentam as comparações entre os resultados de perda de transmissão experimentais e numéricos do modelo híbrido e modelo de SEA para os painéis reforçados: somente com cavernas, somente com *stringers* e cruzados, respectivamente.

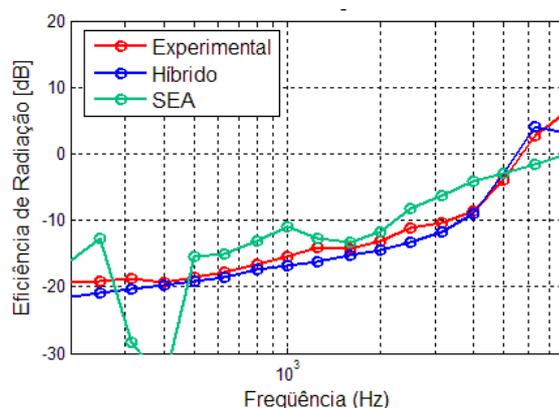


Figura 5.31 – Comparação entre a eficiência de radiação experimental e os modelos de SEA e Híbrido para o painel CDP6 (3 cavernas).

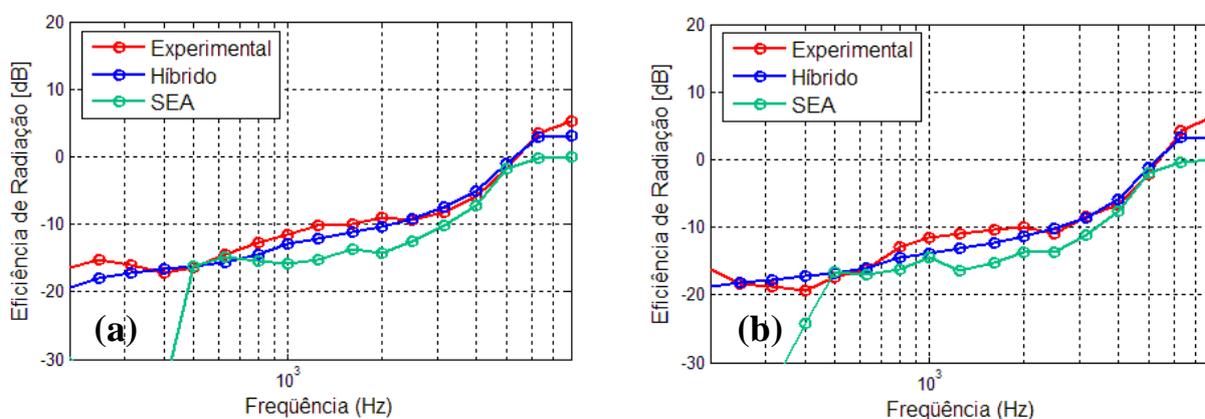


Figura 5.32 – Comparação entre a eficiência de radiação experimental e os modelos de SEA e Híbrido para painéis com reforços cruzados. (a) CDP7 (5 *stringers*); (b) CDP8 (4 *stringers*).

Pode-se observar a partir das Figuras 5.31 e 5.32, que a proposta de modelo do painel reforçado com a representação das vigas de reforço em elementos finitos, em comparação ao modelo puramente em SEA, apresentou resultados com excelente concordância em relação aos obtidos experimentalmente, para toda a faixa de frequência analisada. As diferenças máximas encontradas estão em torno de 2 dB.

Portanto, nota-se que o método híbrido SEA-FE se apresenta com uma ótima ferramenta para a determinação da eficiência de radiação de painéis com reforços unidirecionais.

A figura 5.33 apresenta uma comparação entre os resultados de eficiência de radiação para os modelos baseados em SEA, baseados no método híbrido FE-SEA e os resultados experimentais.

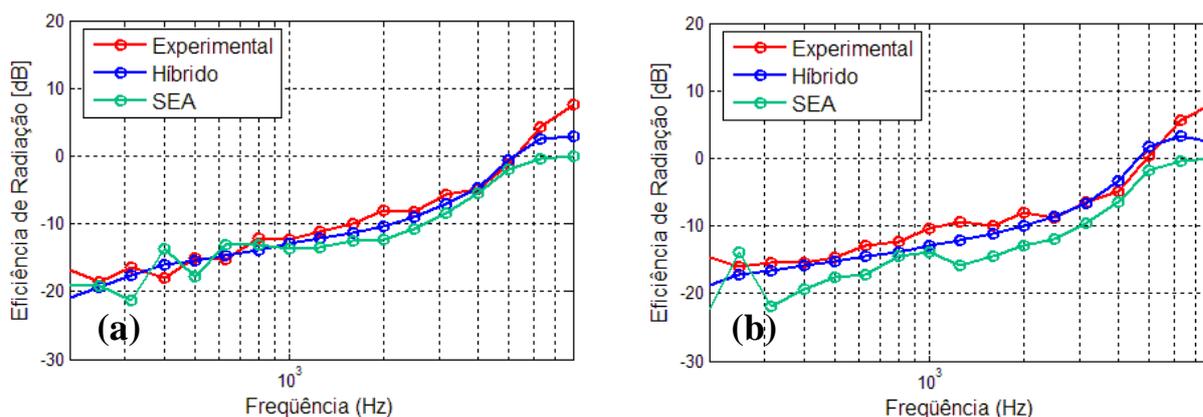


Figura 5.33 – Comparação entre a eficiência de radiação experimental e os modelos de SEA e Híbrido para painéis com reforços cruzados. (a) CDP9 (3 cavernas e 5 *stringers*); (b) CDP10 (2 cavernas e 4 *stringers*).

A partir da observação da Figura 5.33, pode-se observar, da mesma forma como nos painéis com reforços unidirecionais, que os modelos baseados no método híbrido apresentam ótima concordância em relação aos obtidos experimentalmente, com diferenças de no máximo 3 dB nas frequências abaixo de 250 Hz, e na região de coincidência.

5.7.1.3 Densidade Modal

A densidade modal para os modelos híbridos é obtida a partir dos subsistemas em SEA (sub-painéis) e dos subsistemas em elementos finitos (vigas de reforço). A densidade modal total é a soma das densidades de cada subsistema (tanto em SEA como em FEM).

As Figuras 5.34 e 3.35 apresentam comparações entre os resultados de densidade modal experimental e numérica do modelo híbrido para os painéis reforçados.

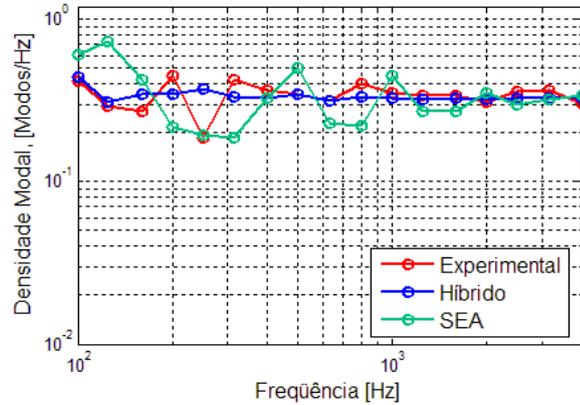


Figura 5.34 – Comparação entre a densidade modal experimental e os modelos de SEA e Híbrido para o painel CDP6 (3 cavernas).

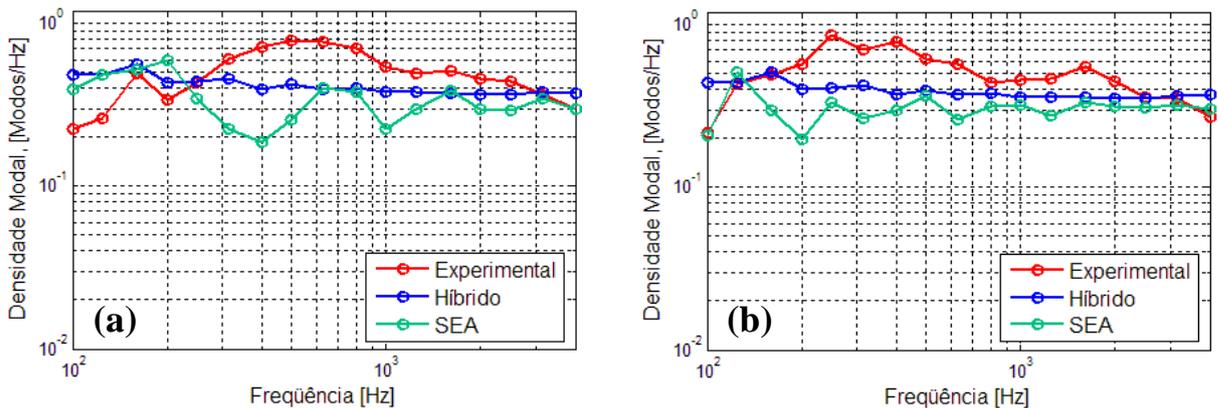


Figura 5.35 – Comparação entre a densidade modal experimental e os modelos de SEA e Híbrido para painéis com reforços cruzados. (a) CDP7 (5 *stringers*); (b) CDP8 (4 *stringers*).

Nota-se uma razoável concordância entre os modelos numérico e experimental, com diferenças de até 3 dB, principalmente nas baixas frequências. Para os painéis reforçados apenas com *stringers* o modelo numérico tende a superestimar a densidade modal, comportamento inverso dos painéis com reforços cruzados (*cavernas* + *stringers*). Estes casos podem ser analisados na Figura 5.36.

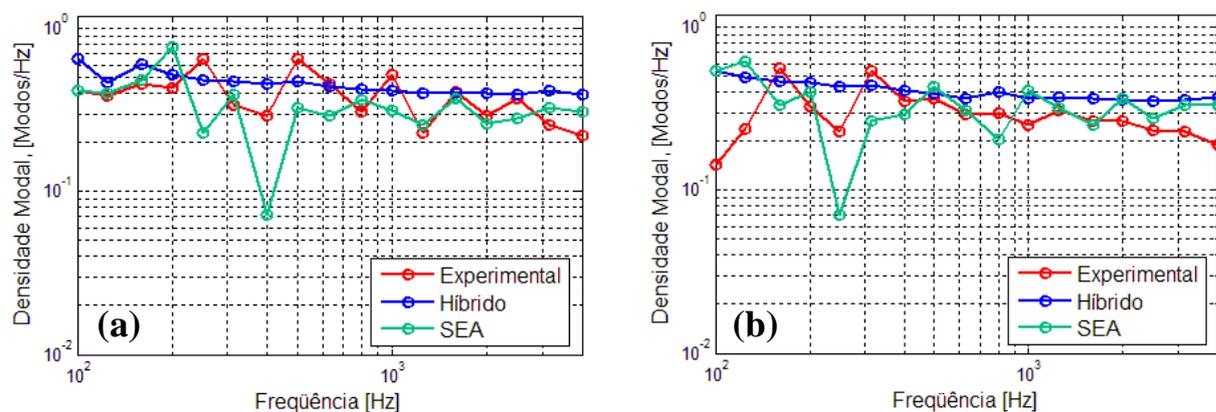


Figura 5.36 – Comparação entre a densidade modal experimental e os modelos de SEA e Híbrido para painéis com reforços cruzados. (a) CDP9 (3 cavernas e 5 *stringers*); (b) CDP10 (2 cavernas e 4 *stringers*).

A densidade modal numérica pelo método híbrido SEA-FE apresentou boa concordância em relação aos resultados experimentais, com tendência constante, ao contrário do modelo numérico SEA, o qual apresentou dispersão nos resultados entre as várias bandas de frequência. Esta observação se aplica aos sete painéis reforçados analisados, sendo que para os painéis com maior número de vigas de reforço, o modelo de SEA apresenta uma tendência maior de dispersão dos resultados.

CAPÍTULO 6

CONCLUSÕES

Este estudo investigou o comportamento vibroacústico de painéis de compósitos lisos e com vigas de reforço, com base em modelos de SEA, modelos híbridos SEA-FE e ensaios experimentais para os parâmetros de eficiência de radiação, perda de transmissão, densidade modal e amortecimento. Para isso, a fundamentação dos conceitos dos materiais, dos métodos e dos parâmetros analisados, na revisão bibliográfica, fez-se necessária e útil para um melhor entendimento destes.

Os modelos de SEA se apresentaram como uma ferramenta eficiente para prever o comportamento vibroacústico de painéis lisos de materiais compostos, com ótimas concordâncias em relação aos resultados experimentais para as amostras analisadas, além da característica de rapidez no processamento de solução e simples confecção do modelo por subsistemas.

Os painéis de compósitos com vigas de reforço, quando considerados pela formulação de SEA, não apresentaram boas concordâncias numérico-experimentais como os painéis lisos, tendo em vista o aumento na complexidade da geometria e o surgimento de componentes rígidos no sistema. As simplificações inerentes à formulação de SEA, para a representação das vigas de reforço, não apresentaram sucesso com base nos resultados experimentais obtidos. No entanto, a proposta de aplicação do método híbrido SEA-FE proporcionou uma melhor representação numérica para os painéis com vigas de reforço, pois os componentes rígidos, dominados por um pequeno número de modos, foram considerados por formulação determinística. As comparações numérico-experimentais para estes painéis, baseadas no método híbrido, apresentaram boa concordância em toda a faixa de frequência, apesar do aumento do custo computacional.

Quanto aos métodos testados para a determinação do amortecimento, o método do decaimento apresentou boa concordância com o método da potência de entrada, considerando os sinais de pressão sonora e aceleração como formas de captar a taxa de decaimento do sinal. Foram utilizadas duas formas de considerar a potência injetada no método da potência de entrada: com o martelo de impactação e com o excitador eletrodinâmico, que apresentaram resultados semelhantes.

Os resultados experimentais de perda de transmissão e eficiência de radiação, para os painéis lisos e reforçados, apresentaram resultados consistentes conforme comparações com os obtidos da literatura. A eficiência de radiação apresentou aumento significativo em toda a faixa de frequência, enquanto a perda de transmissão apresentou reduções, principalmente na região controlada pela massa, com o aumento do número de vigas de reforço no painel base.

As informações geradas neste trabalho formam uma grande base de dados para futuras pesquisas, desde procedimentos de determinação de propriedades dinâmicas para materiais compostos, modelos de SEA, modelos híbridos FE-SEA, até métodos experimentais para a determinação dos parâmetros de SEA.

Como sugestões para trabalhos futuros, podem-se citar:

- Aplicação de técnicas de ajuste de modelos para altas frequências para a determinação das propriedades dinâmicas, tendo em vista variação das propriedades com a frequência;
- Avaliação numérica dos parâmetros de SEA em painéis reforçados, considerando diferentes formas de representação das vigas de reforço. Um estudo da otimização das vigas de reforço do ponto de vista da resposta vibroacústica dos painéis;
- Aplicação de outros métodos determinísticos no modelo híbrido FE-SEA;
- Estudo mais aprofundado sobre a determinação do amortecimento de painéis aeronáuticos, considerando outros métodos, condições de contorno, e dimensões das amostras;
- Estudo sobre o fator de perda por acoplamento entre painéis aeronáuticos e as camadas de revestimento interno das aeronaves;

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

EUROPEAN COMMISSION. **Aeronautics Research 2003-2006 Projects. Project synopses – volume 1 Research Projects from the first and second calls.** Luxembourg: Office for Official Publications of the European Communities, 2006.

JONES, Robert M. **Mechanics of composite materials. Second edition,** Taylor & Francis, 1999.

PEREIRA, J. C. **Curso de projeto estrutural com materiais compostos.** Grupo de Análise e Projeto Mecânico – Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2007.

MCBEATH, S. **Competition car composites.** Haynes Publishing, 2000.

ALTENBACH, H. **Mechanics of Composite Structural Elements.** Springer, 2004 .

JORDAN, R. **Fundamentos de Vibrações,** Notas de Aula, Curso de Pós-Graduação, POSMEC, UFSC, 2007.

LENZI, A. **Notas de aulas de análise estatística energética.** Universidade Federal de Santa Catarina: Florianópolis. Laboratório de vibrações e acústica – Departamento de Engenharia Mecânica. 1999.

SARRADJ, E., **Energy-based vibroacoustics: SEA and beyond,** D-01099 Dreden, Germany, 2004.

DE LANGUE. **High frequency vibrations: contributions to experimental and computational SEA parameters identification.** Tese (Doutorado em Engenharia) – Universidade Católica de Leuven, Belgium, 1996.

SHORTER, P. J.; COTONI, V.; LANGLEY, R., Numerical and Experimental Validation of Hybrid FE-SEA method. **Proceedings The 2005 Congress and Exposition on Noise Control Engineering,** Rio de Janeiro, Brazil, August 7-10, 2005.

COTONI, V.; SHORTER, P. J.; CHARPENTIER, A.; GARDNER, B., Efficient models of the acoustic radiation and transmission properties of complex trimmed structures, Rio 2005. **Proceedings The 2005 Congress and Exposition on Noise Control Engineering**, Rio de Janeiro, Brazil, August 7-10, 2005.

VAOne 2007 USER GUIDE, ESI Group. 2007.

MSC.NASTRAN 2005 r2 USER GUIDE, MSC.Software. 2005.

LANGLEY, R.S.; CORDIOLI, J., Hybrid deterministic-statistical analysis of vibro-acoustic systems with domain couplings on statistical components, **Journal of Sound and Vibration**, 2008.

SHORTER, P. J.; LANGLEY, Vibro-acoustic analysis of complex systems, **Journal of Sound and Vibration**, vol. 288, 669 – 699, 2005.

LANGLEY, R.S.; CORDIOLI, J., Review of some industrial applications of the hybrid FE-SEA method to vibro-acoustic prediction and analysis. **Proceedings of the International Congress on Noise and Vibration Emerging Methods (NOVEM2009)**, Oxford, England, 2009

CREMER, L; HECKEL, M.; UNGAR, E., **Structure-Borne Sound. Structural Vibrations and Sound Radiation at Audio Frequencies**. 2^o edição. Springer, Berlin, Heidelberg, New York, 1988.

FAHY, F, GARDONIO P. **Sound and Structural Vibration**, London, Academic Press, 2007.

PROSSER, H., GORMAN, M.. Extensional and Flexural Waves in a Thin-Walled Graphite/Epoxy Tube. **The Journal of Composite Materials**, vol. 26(14), 1992, pp. 418-427.

MAIDANIK, G.. Response of Ribbed Panels to Reverberant Acoustic Fields, **The Journal of the Acoustical Society of America**, v.34, 1962.

REYNOLDS, D, **Engineering principles of acoustics**. United States of America: Library of Congress Cataloging in Publication Data, 1981.

BERANEK, L. L., VER I. L. **Noise and Vibration Control Engineering**. Chichester: John Wiley & Sons, 1992.

GUIGOU-CARTER, G., VILLOT, M. **Modeling of sound transmission through lightweight elements with stiffeners**. *Building Acoustics* 10, 2003,193.

WILKINSON, J. P. D., Modal Densities of Certain Shallow Structural Elements. **Journal of the Acoustical Society of America** (1968); 43(2):245-251.

RENJI, K.; NAIR, P. S. Modal density of composite honeycomb sandwich panels. **Journal of Sound and Vibration** (1996); 1955(2):687-699.

ICHCHOU, M. N.; BERTHAUT, J.; COLLET, M. Multi-mode wave propagation in ribbed plates: Part I, wavenumber-space characteristics. **Internacional Journal so Solids and Structures**. 45 (2008); 1179-1195.

MAXIT, L., Wavenumber space and physical space responses of a periodically ribbed plate to a point drive: A discrete approach. **Applied Acoustics** (2008), doi:10.1016/j.apacoust.2008.06.012.

ICHCHOU, M. N.; BERTHAUT, J.; COLLET, M., Multi-mode wave propagation in ribbed plates: Part II, Predictions and comparisons. **Internacional Journal of Solids and Structures**. 45 (2008); 1196-1216.

LEE, C.R.; KAM, T.Y., Identification of mechanical properties of elastically restrained laminated composite plates using vibration data, **Journal of Sound and Vibration**, 295, 999-1016, 2006.

Reference Sound Source B&K 4204 manual, 1978.

AMERICAN SOCIETY FOR TESTING AND MATERIALS. **ASTM E-90 04**. Standard Test Method for Laboratory Measurement of Airborne Sound Transmission Loss of Building Partitions and Elements, 2004.

INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION. **ISO 140-3 1995**. Acoustics - Measurement of sound insulation in buildings and of building elements - Part 3: Laboratory measurements of airborne sound insulation of building elements. Second Edition, 1995.

INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION. **ISO 3741:1999**. Acoustics - Determination of sound power levels of noise sources using sound pressure - Precision methods for reverberation rooms, 1999.

FIATES, F., **Radiação sonora de placas reforçadas por vigas**, Tese de Doutorado, UFSC, 2003.

INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION. **ISO 3740:2000**. Acoustics -- Determination of sound power levels of noise sources - Guidelines for the use of basic Standards, 2000.

CLARKSON, B.J; POPE, R.J. - Experimental Determination of Modal densities and Loss Factors of Plates and Cylinders. **Journal of Sound and Vibration** (1981); 77(4):535-549.

CAKAR, O.; SANLITURK, K. Y. Elimination of transducer mass loading effects from frequency response functions. **Mechanical Systems and Signal Processing** (2005); 19:87-104.

BALDANZINI, N.; PIERINI, M. - An assessment of transducer mass loading effects on the parameters of an experimental statistical energy analysis (SEA) model. **Mechanical Systems and Signal Processing** (2002); 16(5):885-903.

MEAD, D. J., **Passive Vibration Control**. John Wiley & Sons, Chichester, UK, 1998.

CARFAGNI, M.; PIERINI, M., Determining the Loss Factor by the Power Input Method (PIM), Part 1: Numerical Investigation, **Journal of Vibration and Acoustics**, vol. 417, 417 – 421, 1999.

NIGHTINGALE, T.R.T.; BOSMANS, I., Two modeling approaches for periodic rib-stiffened plates typical of floor assemblies. **Proceedings of 14th International congress on sound and vibration**, Cairns, Australia, July 9-12, 2007, p. 1-8.