

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

**IMPLEMENTAÇÃO DO FATOR DE PERDA NA MODELAGEM DE PAINÉIS  
REFORÇADOS COM ALTO GRAU DE AMORTECIMENTO**

**Dissertação submetida à**

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA**

**para a obtenção do grau de**

**MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA**

**JESUS ALBERTO ORTIZ MARTINEZ**

**Florianópolis, Setembro do 2008.**

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

**IMPLEMENTAÇÃO DO FATOR DE PERDA NA MODELAGEM DE PAINÉIS  
REFORÇADOS COM ALTO GRAU DE AMORTECIMENTO**

**JESUS ALBERTO ORTIZ MARTINEZ**

**Esta dissertação foi julgada adequada para a obtenção do título de**

**MESTRE EM ENGENHARIA  
ESPECIALIDADE ENGENHARIA MECÂNICA**

**sendo aprovada em sua forma final.**

---

**Prof. Roberto Jordan, Dr. Eng. – Orientador**

---

**Márcio Calçada, Dr. Eng. – Co-orientador**

---

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

**BANCA EXAMINADORA**

---

**Prof. Samir Gerges, Ph.D.**

---

**Prof. Arcanjo Lenzi, Ph.D.**

---

**Prof. Lauro Nicolazzi, Dr. Eng.**

*A Deus,  
Aos meus Pais.*

## **Agradecimentos**

À minha mãe, minha avó e meus irmãos pelo apoio moral e financeiro desde a concepção da idéia de estudar no Brasil até hoje.

Ao professor Jordan pela sua orientação e ensinamentos.

Ao professor Samir pela oportunidade de trabalhar no projeto UFSC-Embraer. Ao Márcio Calçada pela sua co-orientação técnica. Ao professor Arcanjo Lenzi, Marcelo Santos e Júlio Cordioli, pelas discussões e orientações.

Ao Luís Vieira e Luciano Vambommel do POLO-UFSC pela colaboração nos ensaios em baixas temperaturas.

Aos meus amigos e colegas do LVA: Furukava, Fabilson, Marcos, Leandro, Mario, Jose, Alexandre, Fernanda, Mauricy, pela ajuda, opiniões e pelos momentos de alegria. Ao Adilton pela sua ajuda com os experimentos.

Aos bolsistas do projeto Camila, Pedro e em especial a Israel pela sua ajuda com os ensaios e modelos durante a última etapa desta dissertação.

A meus amigos da Colômbia aqui em Florianópolis: Jairo, Omar, Leonel, Renzo, Cindy, Yesid, Rodrigo, Luis, William e Wilson pela ajuda, orientação durante o início do mestrado e pela amizade.

Finalmente quero agradecer a Raquel não somente pela sua grande ajuda nas correções dos meus trabalhos, relatórios e desta dissertação, mas também pelo seu amor, apoio constante e por todos os momentos de felicidade durante a maior parte de minha estadia aqui no Brasil.

# Sumário

<b>LISTA DE FIGURAS .....</b>	<b>VII</b>
<b>LISTA DE TABELAS.....</b>	<b>XII</b>
<b>LISTA DE SÍMBOLOS .....</b>	<b>XIII</b>
<b>RESUMO .....</b>	<b>XVI</b>
<b>ABSTRACT .....</b>	<b>XVII</b>
<b>CAPÍTULO 1: INTRODUÇÃO.....</b>	<b>1</b>
<b>CAPÍTULO 2: REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....</b>	<b>4</b>
2.1 AMORTECIMENTO .....	4
2.2 MATERIAIS VISCOELÁSTICOS.....	5
2.2.1 Efeitos da temperatura.....	8
2.2.2 Efeitos da Freqüência.....	9
2.2.3 Tipos de Materiais Viscoelásticos.....	9
2.3 MÉTODOS DE MEDIÇÃO DO AMORTECIMENTO ESTRUTURAL.....	10
2.3.1 Método do Decaimento.....	11
2.3.2 Método da Largura da Banda de Meia Potência.....	11
2.3.3 Método do Balanço de Energia.....	12
2.4 ANÁLISE ESTATÍSTICA DA ENERGIA (SEA).....	14
2.4.1 Variáveis e Parâmetros SEA.....	16
2.5 MODELAGENS NUMÉRICAS .....	19
<b>CAPÍTULO 3: MATERIAIS E PROCEDIMENTOS .....</b>	<b>21</b>
3.1 ESTRUTURA.....	21
3.2 MATERIAL VISCOELÁSTICO .....	22
3.3 MÉTODO DA VIGA OBERST (NORMA ASTM E 756 - 98).....	22
3.3.1 Precauções do método.....	24
3.3.2 Aplicação do Método.....	25
3.4 MÉTODO DA POTÊNCIA INJETADA (PIM).....	31
3.4.1 Ensaios em temperatura ambiente .....	34
3.4.2 Ensaios com Controle de Temperatura.....	45
<b>CAPÍTULO 4: RESULTADOS DOS ENSAIOS EXPERIMENTAIS .....</b>	<b>50</b>
4.1 RESULTADOS DO MÉTODO DA VIGA OBERST.....	50
4.1.1 Análise dos resultados do método da viga Oberst.....	55
4.2 RESULTADOS DO MÉTODO DA POTÊNCIA INJETADA .....	56
4.2.1 Resultados dos ensaios em temperatura ambiente.....	57
4.2.2 Resultados dos ensaios em baixas temperaturas.....	63
<b>CAPÍTULO 5: PROCEDIMENTOS NUMÉRICOS .....</b>	<b>65</b>
5.1 CONSTRUÇÃO DE MODELOS NUMÉRICOS.....	65
5.1.1 Geração de geometria e definição de subsistemas.....	66
5.1.2 Propriedades dos materiais .....	69
5.1.3 Parâmetros SEA: fator de perda por amortecimento e por acoplamento .....	70
5.1.4 Propriedades geométricas dos elementos .....	71
5.1.5 Características dos subsistemas .....	74
5.1.6 Definição das fontes de excitação.....	74
5.1.7 Tipo de análise e avaliação do modelo .....	76
5.2 MODELOS NUMÉRICOS.....	76
5.2.1 Tratamento de controle de ruído (NCT) .....	76
5.2.2 Material multicamada .....	80
5.3 VALIDAÇÃO EXPERIMENTAL .....	86
5.4 CONCLUSÕES DOS RESULTADOS NUMÉRICOS .....	89
<b>CAPÍTULO 6: CONCLUSÕES E CONSIDERAÇÕES.....</b>	<b>90</b>
6.1 CONCLUSÕES .....	90
6.2 CONSIDERAÇÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS.....	92

<b>CAPÍTULO 7: REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS .....</b>	<b>93</b>
<b>APÊNDICE A .....</b>	<b>95</b>
<b>APÊNDICE B .....</b>	<b>98</b>

## Lista de Figuras

Figura 2.1 – Excitação e resposta harmônica de: (a) um sólido elástico, (b) um sólido viscoelástico. ....	5
Figura 2.2 – Componentes do módulo de Young complexo [7]. ....	6
Figura 2.3 – Laço de histerese elíptico de um material viscoelástico linear. ....	6
Figura 2.4 – Efeito da temperatura nas propriedades dinâmicas de um material viscoelástico. ....	8
Figura 2.5 – Exemplo do efeito da frequência nas propriedades do material viscoelástico (elastômero) [2]. ....	9
Figura 2.6 – Material viscoelástico de camada livre. ....	10
Figura 2.7 – Material viscoelástico em camada restrita. ....	10
Figura 2.8 – Diagrama do Fluxo de energia entre dos subsistemas SEA. ....	16
Figura 3.1 – Painel de fuselagem. ....	21
Figura 3.2 – Material viscoelástico em análise. ....	22
Figura 3.3 – Vigas de ensaio: (a) viga uniforme. (b) viga amortecida somente em um lado (configuração Oberst). (c) viga amortecida nos dois lados (configuração Oberst modificada). (d) viga <i>Sandwich</i> . ....	23
Figura 3.4 – Aparato experimental do método da Viga Oberst: 1. viga com amostra de material viscoelástico, 2. excitador sem contato. 3. sensor sem contato. 4. termopar. 5. engate da viga. 6. medidor de temperatura. 7. amplificador de sinal. 8. analisador e gerador de sinais. 9. computador. 10. câmara térmica. ....	24
Figura 3.5 – Excitadores sem contato: (a) PC 55 -18E RL, <i>Motion Sensors, Inc.</i> ; (b) sensor de rotação do Ford Mondeo; (c) SENSE K-18; (d) B&K MM0002. ....	26
Figura 3.6 Auto-espectro da velocidade para a Viga 1. ....	27
Figura 3.7 – Auto-espectro da velocidade para a Viga 2. ....	27
Figura 3.8 - Auto-espectro da velocidade para a Viga 3. ....	28
Figura 3.9 - Auto-espectro da velocidade para a Viga 4. ....	28
Figura 3.10 - Auto-espectro da velocidade para a Viga 5. ....	28
Figura 3.11 –Ensaio da viga Oberst em baixa temperatura. (a) Câmara térmica e equipamento de medição. (b) Suporte de fixação da viga Oberst, localizado no interior da câmara. ....	29

Figura 3.12 – Velocidade da viga de aço de 250X10X2 mm, com material viscoelástico aderido, em diferentes temperaturas.....	29
Figura 3.13 – Aceleração da Viga 5 com material viscoelástico, em diferentes temperaturas.	30
Figura 3.14 – Aceleração da Viga 5 sem material, em diferentes temperaturas. ....	30
Figura 3.15 – Localização dos pontos de excitação e de resposta sobre a superfície do painel. ....	31
Figura 3.16 – Excitador eletrodinâmico, fusível mecânico e cabeça de impedância. ....	32
Figura 3.17 – Diagrama do sistema de medição: 1) painel; 2) excitador; 3) cabeça de impedância; 4) acelerômetros; 5) amplificador de potência; 6) analisador de sinais PULSE; 7) computador.....	33
Figura 3.18 – Painel sem e com material viscoelástico.....	33
Figura 3.19 – Massa de correção.....	34
Figura 3.20 – Parte real das mobilidades pontuais no painel sem material viscoelástico.....	35
Figura 3.21 – Parte real das mobilidades pontuais no painel com material viscoelástico.....	36
Figura 3.22 – Módulo ao quadrado das mobilidades de transferência para excitação em E1..	37
Figura 3.23 – Módulo ao quadrado das mobilidades de transferência para excitação em E2..	37
Figura 3.24 – Módulo ao quadrado das mobilidades de transferência para excitação em E3..	38
Figura 3.25 – Módulo ao quadrado das mobilidades de transferência para excitação em E4..	38
Figura 3.26 – Módulo ao quadrado das mobilidades de transferência para excitação em E5..	39
Figura 3.27 – Módulo ao quadrado das mobilidades de transferência para excitação em A1.	39
Figura 3.28 – Módulo ao quadrado das mobilidades de transferência para excitação em A2.	40
Figura 3.29 – Módulo ao quadrado das mobilidades de transferência para excitação em A3.	40
Figura 3.30 – Módulo ao quadrado das mobilidades de transferência para excitação em E1..	41
Figura 3.31 – Módulo ao quadrado das mobilidades de transferência para excitação em E2..	41
Figura 3.32 – Módulo ao quadrado das mobilidades de transferência para excitação em E3..	42
Figura 3.33 – Módulo ao quadrado das mobilidades de transferência para excitação em E4..	42
Figura 3.34 – Módulo ao quadrado das mobilidades de transferência para excitação em E5..	43
Figura 3.35 – Módulo ao quadrado das mobilidades de transferência para excitação em A1.	43
Figura 3.36 – Módulo ao quadrado das mobilidades de transferência para excitação em A2.	44
Figura 3.37 – Módulo ao quadrado das mobilidades de transferência para excitação em A3.	44



Figura 3.38 - Conjunto excitador – fusível - cabeça de impedância - massa, no processo de calibração da força.....	45
Figura 3.39 – Câmara térmica do POLO-UFSC com controle eletrônico de umidade e temperatura.....	46
Figura 3.40 – Registro das temperaturas.....	46
Figura 3.41 – Parte real das mobilidades pontuais no painel com material viscoelástico a 0°C. ....	47
Figura 3.42 –Módulo ao quadrado das mobilidades de transferência para excitação em A1, a 0°C.....	48
Figura 3.43 - Módulo ao quadrado das mobilidades de transferência para excitação em A2, a 0°C.....	48
Figura 3.44 - Módulo ao quadrado das mobilidades de transferência para excitação em A3, a 0°C.....	49
Figura 4.1 –Módulo de elasticidade da viga base em diferentes temperaturas. ....	51
Figura 4.2 – Método da banda de meia potência.....	51
Figura 4.3 – Fator de perda de viga base.....	52
Figura 4.4 – Ajuste de curvas para o módulo de elasticidade equivalente do material viscoelástico. ....	54
Figura 4.5 – Ajuste de curvas para o fator de perda equivalente do material viscoelástico.....	54
Figura 4.6 – Fatores de perda equivalentes do material viscoelástico.....	55
Figura 4.7 – Painel de fuselagem sem material viscoelástico – efeito dos pontos de resposta associados ao campo vibratório direto .....	57
Figura 4.8 – Painel de fuselagem com material viscoelástico – efeito dos pontos de resposta associados ao campo vibratório direto .....	58
Figura 4.9 – DLF do painel sem material viscoelástico – Efeito do número e local de pontos de excitação .....	59
Figura 4.10 – DLF do painel com material viscoelástico – Efeito do número e local de pontos de excitação .....	59
Figura 4.11 – Parte real das mobilidades pontuais no painel com material viscoelástico.....	60
Figura 4.12 – DLF do painel com material viscoelástico – efeito de número e local de pontos de excitação .....	61

Figura 4.13 – DLF do painel sem material viscoelástico – efeito do número de pontos de resposta.....	61
Figura 4.14 – DLF do painel com material viscoelástico – efeito do número de pontos de resposta.....	62
Figura 4.15 – DLF considerando todos os pontos de resposta.....	63
Figura 4.16 – DLF excluindo os pontos de resposta associados ao campo direto.....	64
Figura 5.1 – Janela de navegação na definição dos nodos. Identificação do nodo (ID), e localização espacial em metros (X, Y, Z).....	66
Figura 5.2 – Janela 3D e barra de ferramentas de modelagem. Visualização dos nodos previamente definidos.....	67
Figura 5.3 – Modelo do painel gerado no programa <i>PATRAN</i> .....	67
Figura 5.4 – Procedimento de importação do modelo feito em <i>PATRAN</i> .....	68
Figura 5.5 – Geometria do painel importada ao programa <i>AutoSEA2</i> .....	68
Figura 5.6 – Modelo do painel definido como sistema tipo placa reforçada ( <i>Ribbed Plate</i> )...	69
Figura 5.7 – Definição de materiais e propriedades.....	69
Figura 5.8 – Definição das propriedades do material viscoelástico.....	70
Figura 5.9 –Definição do módulo de cisalhamento em função da freqüência.....	70
Figura 5.10 – Definição do fator de perda.....	71
Figura 5.11 – Inserção das propriedades geometrias das cavernas.....	72
Figura 5.12 – Propriedades de área da caverna determinadas através do <i>PATRAN</i> .....	72
Figura 5.13 – Configuração geométrica de placas reforçadas ( <i>Ribbed Plate</i> ).....	73
Figura 5.14 – Definição das propriedades dos subsistemas.....	74
Figura 5.15 – Exemplo da definição do espectro de potência em banda de um terço de oitava.....	75
Figura 5.16 – Exemplo da aplicação das fontes de excitação (potência de flexão) no modelo.....	75
Figura 5.17 – Configuração da faixa de análise (esquerda) e opções gerais (direita).....	76
Figura 5.18 – Potência injetada normalizada com referencia à força. Em cinza todas as medições, em preto a média espacial e em azul a média espacial em banda de um terço de oitava.....	78
Figura 5.19 –Modelo do painel usando a opção NCT. A figura à esquerda mostra a parte exterior sem tratamento e a figura à direita mostra a parte interior tratada (cor amarela).....	78

Figura 5.20 – Velocidade média espacial no painel amortecido a 10°C. Numérico e experimental. ....	79
Figura 5.21 – Velocidade média espacial no painel sem e com tratamento NCT.....	79
Figura 5.22 – Pressão sonora nos fluidos semi-infinitos. Parte externa e interna do painel, com e sem tratamento NCT.....	80
Figura 5.23 – Subsistemas do modelo do painel reforçado.....	82
Figura 5.24 – Painel curvo simples modelado com material laminado ( <i>General Laminate</i> )...	82
Figura 5.25 – Fator de perda equivalente de cada <i>skin</i> com a opção material laminado ( <i>General Laminate</i> ). ....	83
Figura 5.26 – Fator de perda da opção <i>Bolted/Riveted Flexure</i> do AutoSEA2.....	83
Figura 5.27 – Modelo semi-implícito.....	84
Figura 5.28 – Velocidade média do Subsistema 6.....	84
Figura 5.29 – Distribuição da energia modal em 1000 Hz.....	85
Figura 5.30 – Pressão sonora no fluido semi-infinito interior sem e com material viscoelástico. ....	85
Figura 5.31 – Ensaio para determinar o ruído irradiado pelo painel sem viscoelástico.....	86
Figura 5.32 – Pressão sonora total e ruído de fundo nos ensaios de validação dos modelos....	87
Figura 5.33 – Pressão sonora líquida.....	87
Figura 5.34 – Redução do nível de pressão sonora. ....	88
Figura A.1 – Calibração da aceleração do acelerômetro (esquerda) e da cabeça de impedância (direita). ....	95
Figura A.2 – Calibração da força.....	96
Figura A.3 – Determinação da massa de correção. ....	97
Figura B.2 – Configuração para considerar a carga pelo fluido ( <i>Fluid Loading</i> ) em contato com a estrutura.....	99
Figura B.3 – Configuração para considerar a radiação pelos reforçadores e as cavernas.....	100
Figura B.4 – Eficiência de radiação do painel.....	100

## Lista de Tabelas

Tabela 2.1 – Parâmetros que representam o amortecimento de um sistema. ....	5
Tabela 3.1 – Configurações de vigas.....	26
Tabela 3.2 – Lista de equipamentos utilizados nos ensaios em temperatura ambiente.....	35
Tabela 3.3 – Lista de equipamentos utilizados nos ensaios em baixas temperaturas.....	47
Tabela 4.1 – Valores do coeficiente $C_n$ para cada um dos modos de vibração da viga.....	50
Tabela 4.2 – Módulo de elasticidade do material viscoelástico equivalente para as temperaturas de 15°C a 0°C. ....	53
Tabela 4.3 – Módulo de elasticidade do material viscoelástico equivalente para as temperaturas de -5°C a -15°C.....	53
Tabela 4.4 – Fator de Perda do material viscoelástico. ....	54
Tabela 5.1 – Equivalências entre as simbologias usadas por os programas <i>PATRAN</i> e <i>AutoSEA2</i> .....	73
Tabela 5.2 – Redução do nível de pressão sonora.....	88
Tabela B.1 – Resultados do novo fator de perda do painel. ....	101

## Lista de Símbolos

$A$	Área, m <sup>2</sup> .
$c$	Velocidade do som, m/s.
$C_n$	Coefficiente adimensional do n-ésimo modo de vibração.
$D$	Relação de densidade, ( $\rho_1/\rho$ ).
$DLF$	Fator de perda por amortecimento ( <i>Damping Loss Factor</i> ).
$DR$	Taxa de decaimento, dB/s.
$E^*$	Módulo de Young complexo, Pa.
$E'$	Parte real do módulo de Young, Pa.
$E''$	Parte imaginária do módulo de Young, Pa.
$E_i$	Energia armazenada no subsistema $i$ , N-m.
$E_{vib}$	Energia vibratória, N-m.
$f$	Frequência, Hz.
$f_1$	Frequência de corte inferior, Hz.
$f_2$	Frequência de corte superior, Hz.
$f_c$	Frequência central da banda de interesse, Hz.
$F_i$	Valor complexo da força aplicada, N.
$f_n$	Frequência natural do n-ésimo modo de vibração, Hz.
$G$	Módulo de cisalhamento, Pa.
$G^*$	Módulo de cisalhamento complexo, Pa.
$G'$	Parte real do módulo de cisalhamento, Pa.
$G''$	Parte imaginária do módulo de cisalhamento, Pa.
$H$	Espessura da viga, m.
$l$	Comprimento da viga, m.
$M$	Massa de um sistema, kg.
$M$	Relação de elasticidade (método da viga Oberst), Pa/Pa.

$M_i$	Fator de sobreposição modal, modos.
$n(f)$	Densidade modal, modos/Hz.
$NCT$	<i>Noise Control Treatment</i> .
$NPS$	Nível de pressão sonora, dB.
$NPS_{Rfundo}$	Nível de ruído de fundo, dB.
$NPS_T$	Nível de pressão sonora total, dB.
$N_{\Delta f}$	Número de modos presentes na banda, modos.
$P_i$	Potência injetada no subsistema $i$ , watts.
$P_{i, diss}$	Energia dissipada por amortecimento no subsistema $i$ , watts.
$P_{ij}$	Fluxo de energia entre subsistemas $i$ e $j$ , watts.
$Q$	Fator de qualidade.
$S_{ff}$	Densidade espectral da força.
$S_{i,vv}$	Densidade espectral da velocidade no ponto $i$ .
$S_{vf}$	Densidade do Espectro cruzado da força e da velocidade no ponto de excitação.
$T$	Relação espessura (método da viga Oberst).
$Tr, T$	Tempo de reverberação, s.
$U$	Energia máxima armazenada, N-m.
$V$	Volume da cavidade, m <sup>3</sup> .
$W_{diss}$	Potência dissipada, watts.
$W_{ent}$	Potência de entrada, watts
$W_{rad}$	Potência de sonora irradiada, watts.
$\alpha$	Coefficiente de absorção acústica.
$\alpha$ e $\beta$	Constantes adimensionais da equação da viga Oberst.
$\gamma$	Atenuação de onda, nepers/m.
$\delta$	Decremento logarítmico, nepers/s.
$\delta_f$	Espaçamento modal, Hz.
$\Delta f$	Largura da banda de frequência, Hz.
$\varepsilon$	Deformação unitária, m/m.

$\zeta$	Relação de amortecimento Critico.
$\eta$	Fator de perda.
$\eta_b$	Fator de perda pelo amortecimento nas interfaces com outros subsistemas.
$\eta_c$	Fator de perda da viga composta.
$\eta_d, \eta_{ii}$	Fator de perda por amortecimento.
$\eta_e$	Fator de perda devido a esforços de tração e compressão.
$\eta_{ij}$	Fator de perda por acoplamento.
$\eta_{rad}$	Fator de perda por radiação acústica.
$\eta_s$	Fator de perda devido a esforços de cisalhamento.
$\eta_v$	Fator de perda do coeficiente de Poisson.
$\eta_l$	Fator de perda do material viscoelástico.
$\rho$	Densidade do fluido, kg/m <sup>3</sup> .
$\rho_s$	Densidade da superfície vibrante, kg/m <sup>2</sup> .
$\sigma$	Esforço axial, Pa.
$\sigma_{rad}$	Eficiência de radiação.
$\nu$	Coefficiente de Poisson.
$\nu^*$	Coefficiente de Poisson complexo.
$\nu_d(\omega)$	Coefficiente de Poisson dinâmico.
$\omega$	Frequência, rad/s.

## Resumo

Como parte do desenvolvimento das aeronaves comerciais, modelos numéricos em Análise Estatística da Energia (SEA) têm sido desenvolvidos com o objetivo de prever, desde a fase de projeto, o comportamento vibro-acústico das mesmas. O objetivo é dotá-las de um adequado tratamento, para obter baixos níveis de ruído e de vibrações. As estruturas aeronáuticas são constituídas por uma casca cilíndrica, a qual é reforçada através de vigas longitudinais (reforçadores) e vigas transversais (cavernas). Estas estruturas estão submetidas a vibrações provenientes principalmente dos motores e das induzidas pela camada limite turbulenta. Um tratamento comum para atenuar as vibrações nestas estruturas é através da aderência de materiais viscoelásticos. O objetivo deste trabalho é mostrar uma metodologia para representar o efeito do material viscoelástico de camada restrita nos modelos numéricos desenvolvidos através de SEA. Para o estudo, foi utilizado um painel reforçado proveniente da fuselagem de uma aeronave comercial. O material viscoelástico em estudo é do tipo de camada restrita, comumente usado pelas indústrias aeronáuticas para este tipo de aplicações. Na primeira fase deste trabalho são determinadas as propriedades do material viscoelástico e os parâmetros da estrutura. O fator de perda por amortecimento e o módulo de elasticidade do material viscoelástico são estimados através da norma ASTM 756-98 (Viga Oberst), em diferentes temperaturas. Os parâmetros da estrutura, por sua vez, são determinados através do Método da Potência Injetada (PIM). A aplicação do PIM nesta estrutura é estudada em detalhes. São analisados os efeitos do número de pontos de resposta e de excitação sobre o valor do fator de perda. Também é analisado o efeito do campo vibratório direto sobre as respostas dos pontos próximos aos pontos de excitação. Utiliza-se o PIM para determinar as propriedades da estrutura, com material viscoelástico aderido, em diferentes temperaturas. Na segunda fase, são desenvolvidos dois modelos utilizando Análise Estatística da Energia através do programa *AutoSEA2*. No primeiro modelo a estrutura é representada como um sistema único (painel reforçado), e o material viscoelástico é representado como um tratamento para o controle do ruído (*Noise Control Treatment, NCT*). No segundo modelo, a estrutura é dividida em vários subsistemas (modelo semi-implícito) e o material viscoelástico é representado por um material multicamada fortemente acoplado a certos subsistemas. Os resultados dos modelos são comparados com os resultados obtidos dos ensaios experimentais. O modelo multicamada apresenta resultados mais coerentes que o modelo com tratamento NCT, principalmente nas frequências acima de 2,5 kHz.



## Abstract

As part of the development of commercial aircrafts, numerical models in Statistical Energy Analysis (SEA) have been developed to predict the vibroacoustic behavior. The objective is to achieve an adequate treatment in order to obtain low noise and vibration levels. Aeronautic structures are comprised of a cylindrical skin which is stiffened through longitudinal beams (stiffeners) and transversal beams (frame beams). These structures are submitted to vibrations mainly coming from the engines and those induced by the turbulent boundary layer. One common treatment to attenuate the vibrations in these structures is through the adherence of viscoelastic materials. The objective of this work is to demonstrate a methodology to represent the effect of constrained layer viscoelastic material in the numeric models developed through SEA. For this study, a stiffened panel from a commercial aircraft fuselage was used. The viscoelastic material studied is used in the aeronautics industry. In the first part of this study the viscoelastic material properties and the parameters of the structure are determined. The damping loss factor and the Young's modulus of the viscoelastic material are estimated using the standard ASTM 756-98 (Oberst Beam), at different temperatures. The structural parameters are determined through the Power Injection Method (PIM). The PIM application in these structures is studied in detail. The structure behavior, with viscoelastic material, is also analyzed at different temperatures. In the second part, two numerical models are developed using the AutoSEA2 program. In the first model, the structure was modeled simply as one subsystem and the viscoelastic material was represented for a noise control treatment (NCT), across the entire structure. In the second model, the structure was divided into several subsystems and the viscoelastic material was represented by a multilayer material on certain subsystems. The results obtained with the numerical models were compared with the experimental results. The multilayer model presents better results than the NTC model, mainly at frequencies above 2.5 kHz.

## Capítulo 1: Introdução

Para atender às necessidades do mercado nacional e internacional, as empresas fabricantes de automóveis e aeronaves estão em constante pesquisa, com o objetivo de aumentar a segurança, confiabilidade, durabilidade, eficiência, baixos custos e baixos níveis de ruído e vibrações dos seus produtos. Dentro disso, é justificado qualquer avanço na área de acústica e vibrações que contribua para a melhora de qualquer um dos componentes dos seus produtos.

Os automóveis e as aeronaves são constituídos principalmente por estruturas reforçadas. Existem vários métodos disponíveis para reduzir os níveis de vibração e o conseqüente ruído gerado por estas. Modificar a rigidez e/ou a massa da estrutura pode ser uma solução. Com estas modificações é possível alterar uma dada frequência natural do sistema e reduzir a vibração ressonante, caso a frequência da fonte de excitação não se altere.

Mas, na maioria dos casos o método mais viável para reduzir os níveis de ruído e vibração consiste em isolar e dissipar a energia vibratória através de isoladores e materiais de amortecimento. Assim, as estruturas vêm sendo controladas passivamente através de materiais viscoelásticos, os quais têm se tornado uma solução simples. Esses materiais têm como função principal dissipar grandes quantidades de energia por ciclo de oscilação, aumentando assim, o fator de perda por amortecimento da estrutura [1, 2]. Alguns trabalhos mostram que o amortecimento passivo como uma tecnologia tem sido dominante na indústria aeroespacial e militar desde o início dos anos 60 [5, 6], chegando a reduzir o ruído no interior das aeronaves em valores superiores a 10 dB, em alguns casos.

Atualmente, uma das metodologias mais empregadas para a análise vibro-acústica de estruturas aeroespaciais é a Análise Estatística da Energia (SEA, *Statistical Energy Analysis*). Programas baseados nesta metodologia têm se constituído em uma ferramenta importante no desenvolvimento de novas aeronaves comerciais, predizendo desde a fase de projeto, os níveis de ruído e vibração no interior das mesmas. Para o desenvolvimento de modelos numéricos utilizando esta metodologia é necessário conhecer uma série de propriedades e parâmetros das estruturas e dos materiais. Um desses parâmetros é o fator de perda por amortecimento.

O fator de perda por amortecimento é um parâmetro que somente pode ser obtido experimentalmente, sendo que para uma estrutura complexa pode ser um processo complicado, ainda mais se a estrutura estiver muito amortecida. Devido ao alto grau de amortecimento e/ou complexidade da estrutura, uma excitação pode não atingir suficientemente algumas partes da estrutura para medir uma resposta significativa, ou simplesmente o método escolhido pode não ser implementado com êxito na estrutura. Além disso, alguns dos métodos experimentais usuais para calcular o fator de perda podem não servir para certo tipo de estruturas.

Cria-se então a necessidade de indagar qual dos métodos serve para medir o fator de perda com exatidão e qual deve ser o procedimento para que este método possa determinar o fator de amortecimento em casos similares.

Outro fator que deve ser levado em consideração no estudo é o fato de que os materiais viscoelásticos estão sendo criados de forma a gerar maior amortecimento sob as condições de uma aplicação específica. Por exemplo, as estruturas aeroespaciais requerem que estes materiais tenham máxima eficiência de amortecimento em uma faixa de temperaturas entre  $-40^{\circ}\text{C}$  até  $40^{\circ}\text{C}$  (faixa de operação usual das estruturas que compõem a fuselagem da aeronave).

De forma que, para avaliar o desempenho de um tratamento de amortecimento passivo, o fator de perda da estrutura amortecida deve ser determinado na faixa de temperatura onde o material viscoelástico é mais eficiente. Este processo requer uma grande infra-estrutura (grandes câmaras térmicas), bons equipamentos e tempo.

Como uma proposta para evitar esta série de inconvenientes, é proposto o presente trabalho. Neste trabalho será estudada a implementação do fator de perda do material viscoelástico, obtido pelo método da viga Oberst, nas modelagens numéricas de um painel reforçado muito amortecido. Os resultados das modelagens foram avaliados com ensaios experimentais da estrutura. Esses ensaios foram feitos na faixa de temperatura onde o material viscoelástico tem maior amortecimento. Pretende-se que este trabalho dê suporte no processo de desenvolvimento deste tipo de estruturas.

Assim, o objetivo geral deste trabalho consiste em estudar a implementação do valor do fator de perda do material viscoelástico, obtido pelo método da viga Oberst, na modelagem numérica de painéis reforçados.

Como objetivos específicos se têm:

- Determinar uma metodologia para estimar de forma experimental o fator de perda por amortecimento de estruturas do tipo painéis reforçados;
- Medir o fator de perda do material viscoelástico na faixa de temperaturas de maior eficiência, utilizando o Método da Viga Oberst;
- Implementar os valores do fator de perda obtido com o Método da Viga Oberst, nas modelagens numéricas do painel;
- Validar as modelagens numéricas do painel amortecido por meio de ensaios utilizando uma câmara térmica.

No Capítulo 2 deste trabalho é feita revisão bibliográfica onde são abordados temas sobre amortecimento, materiais viscoelástico, propriedades dos materiais viscoelásticos, métodos de medição de amortecimento estrutural, Análise Estatística de Energia e modelagens numéricas.

Já no Capítulo 3 são descritas as propriedades da estruturas e do material viscoelástico sob estudo. Também são apresentados em detalhes, o método da viga Oberst, utilizado para determinar as propriedades do material viscoelástico, e o método da potência injetada (PIM), utilizado para determinar o fator de perda da estrutura. No final do Capítulo 3 são apresentados alguns resultados preliminares, precauções e recomendações para aplicação de cada um dos métodos.

No Capítulo 4 são apresentados os resultados dos procedimentos experimentais descritos no Capítulo 3. Assim foram determinadas as propriedades equivalentes do material viscoelástico em função da frequência e da temperatura. Também, foram determinados inicialmente os fatores de perda do painel com e sem material viscoelástico e posteriormente foram determinados os fatores de perda do painel com viscoelástico em uma faixa de temperatura entre 10° e -15°C. Os resultados do PIM foram analisados em detalhe.

No Capítulo 5 é apresentado um procedimento para a geração de modelos numéricos de estruturas reforçadas, desenvolvidos através do programa *AutoSEA2*. Também são propostos dois modelos, como alternativas para representar o material viscoelástico nestas estruturas. Os resultados dos modelos numéricos são comparados com os resultados experimentais.

Finalmente, no Capítulo 6 são apresentadas as conclusões gerais do trabalho assim como sugestões para trabalhos futuros.

## Capítulo 2: Revisão Bibliográfica

O objetivo deste capítulo é revisar alguns dos conceitos básicos úteis para o entendimento do comportamento dos materiais viscoelásticos e os efeitos destes no comportamento dinâmico de estruturas. Também serão estudadas as metodologias experimentais que são utilizadas para determinar o fator de perda de estruturas e de materiais. Finalmente, neste capítulo estarão definidos alguns conceitos básicos da análise estatística da energia, necessários para entender os modelos numéricos desenvolvidos através do programa *AutoSEA2*.

### 2.1 Amortecimento

O amortecimento refere-se à extração da energia mecânica de um sistema dinâmico através de sua conversão em calor. O amortecimento tem a função de diminuir a amplitude de vibração nas ressonâncias do sistema, ao atenuar as ondas que se propagam na estrutura. Em uma estrutura existem dois tipos de amortecimento: amortecimento do material e amortecimento do sistema. O amortecimento do material é aquele inerente ao próprio material e está associado aos defeitos na micro e na macro estruturas (trincas, defeitos de grão, atrito micro estrutural, etc.), também pode estar associado aos efeitos térmicos e de campos magnéticos. O amortecimento do sistema é um amortecimento que inclui além do amortecimento do material, também o amortecimento nos suportes, nas fronteiras, nas juntas e nas interfaces com outros meios.

Uma forma usual de representar o amortecimento que existe em um material ou estrutura é através do fator de perda  $\eta$  definido como:

$$\eta = \frac{\text{Energia Dissipada por Radiano de Oscilação}}{\text{Energia Vibratória Total do Sistema}}. \quad (2.1)$$

Existem outros parâmetros com os quais é possível representar o amortecimento de um sistema. A relação entre alguns destes parâmetros e o fator de perda são apresentados na Tabela 2.1.

Tabela 2.1 – Parâmetros que representam o amortecimento de um sistema.

Parâmetro de amortecimento	Símbolo	Unidades SI	Relação com $\eta$
Fator de perda	$\eta$	-	$\eta$
Fator de qualidade	$Q$	-	$1/\eta$
Relação de amortecimento crítico	$\zeta$	-	$\eta/2$
Tempo de reverberação	$Tr$	s	$2,2/f.\eta$
Taxa de decaimento	$DR$	dB/s	$27,3.f.\eta$
Decremento logarítmico	$\delta$	nepers/s	$\pi.f.\eta$
Atenuação de onda <sup>+</sup>	$\gamma$	nepers/m	$\pi.f.\eta/c_g$
Resistência mecânica <sup>++</sup>	$R$	N-s/m	$2.\pi.f.\eta.M$
Largura de banda de amortecimento (meia potência)	$BW$	Hz	$f.\eta$
Parte imaginária de $E^*$	$E''$	N/m <sup>2</sup>	$E'.\eta$
Coefficiente de absorção acústica <sup>+++</sup>	$\alpha$	-	$(8.\pi.f.V/c.A)\eta$

<sup>+</sup>  $c_g$  é a velocidade de grupo para um sistema em m/s.

<sup>++</sup>  $M$  é a massa de um sistema.

<sup>+++</sup>  $A$  é a área das paredes da cavidade,  $V$  o volume da cavidade e  $c$  a velocidade do som.

## 2.2 Materiais Viscoelásticos

Os materiais viscoelásticos são materiais que possuem características tanto de fluido viscoso como de sólido elástico [5]. A forma como o material viscoelástico se comporta, com mais características viscosas ou com mais características elásticas, depende principalmente da temperatura e da frequência de carga. A principal diferença entre estes materiais e os sólidos elásticos é que um material viscoelástico terá uma ação retardada a uma força harmônica aplicada. Desta forma, se um esforço cíclico  $\sigma(t)$  é aplicado ao material, este terá uma resposta  $\varepsilon(t)$  defasada num tempo  $\psi$ , tal como é mostrado no histórico temporal na Figura 2.1.

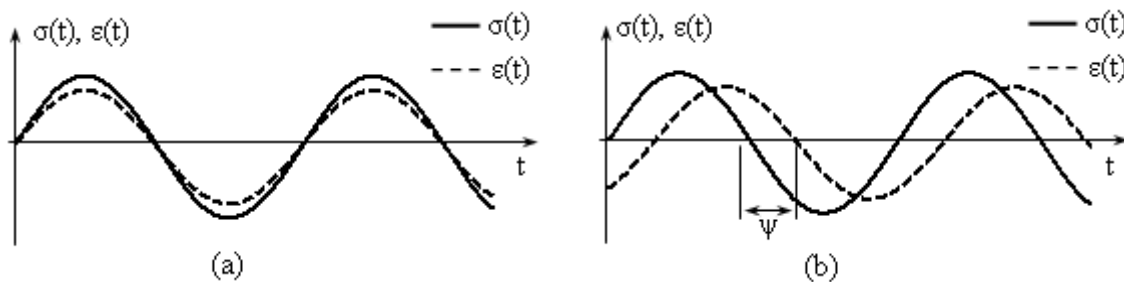


Figura 2.1 – Excitação e resposta harmônica de: (a) um sólido elástico, (b) um sólido viscoelástico.

Um enfoque do ponto de vista do módulo complexo, representa um método válido para descrever o comportamento de um material viscoelástico [1]. Assim, o módulo de Young complexo  $E^*$  pode ser definido como  $E^* = E' + i E''$ , ou também como  $E^* = E'(1 + i \eta_e)$ , onde  $E'$  é o módulo de elasticidade ou de armazenamento,  $E''$  o módulo de amortecimento ou de perda e  $\eta_e$  ( $\eta_e = E'' / E'$ ) é definido como o fator de perda. O fator  $\eta_e$  é uma medida da energia dissipada quando o material está sob cargas cíclicas de tensão e/ou compressão. A Figura 2.2 mostra uma representação gráfica da relação que existe entre  $E^*$  e seus componentes.

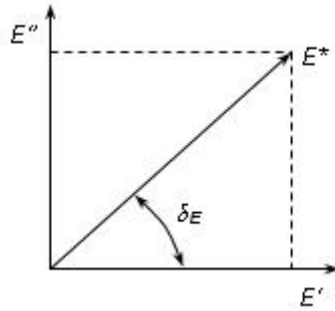


Figura 2.2 – Componentes do módulo de Young complexo [7].

Da mesma forma, o módulo cortante do material pode ser definido por  $G^* = G' + i G''$  ou  $G^* = G'(1 + i \eta_s)$ , onde  $\eta_s$  é uma medida da energia dissipada quando o material está sob cargas cíclicas de cisalhamento.

Para deformações do tipo  $\varepsilon = \varepsilon_0 \sin \omega t$  ou  $\varepsilon = \varepsilon_0 \cos \omega t$ , o esforço em um material viscoelástico é definido como [1]:

$$\sigma(t) = E' \varepsilon_0 \sin \omega t + \frac{E''}{|\omega|} \omega \varepsilon_0 \cos \omega t \quad (2.2)$$

O uso de  $|\omega|$  permite valores negativos de  $E''$  para frequências negativas. Quando o esforço  $\sigma$  e a deformação  $\varepsilon$  são plotados durante um ciclo de deformação, aparece um laço de histerese tal como é mostrado na Figura 2.3.

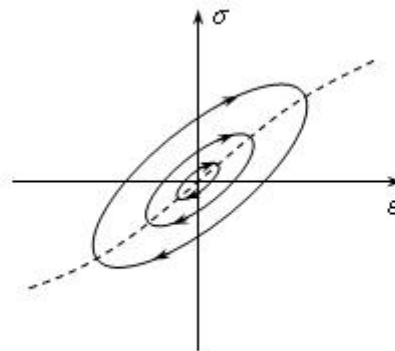


Figura 2.3 – Laço de histerese elíptico de um material viscoelástico linear.

A energia dissipada por um material viscoelástico de volume unitário, durante um ciclo de deformação, é determinada através da Equação (2.3), a qual corresponde à área dentro do laço de histerese elíptico da Figura 2.3:

$$D = \oint \sigma \cdot d\varepsilon = \int_0^{2\pi/\omega} \sigma \left( \frac{d\varepsilon}{dt} \right) dt \quad . \quad (2.3)$$

Ao substituir a equação (2.2) na equação (2.3), a energia dissipada pelo material viscoelástico é determinada por:

$$D = \pi\eta E' \varepsilon_0^2 \quad . \quad (2.4)$$

Como a máxima energia armazenada  $U$  é igual a  $\frac{1}{2} E' \varepsilon_0$ , o fator de perda definido por  $\eta = D/2\pi U$ , é uma importante medida da capacidade de amortecimento do material. Desta forma, quanto maior for o valor de  $D$ , maior será o valor de  $\eta$  e mais largo será o laço de histerese.

Para materiais viscoelásticos homogêneos e isotrópicos, somente três propriedades são necessárias para descrever seu estado de deformação: o módulo de Young, o módulo de cisalhamento e o módulo volumétrico.

Da clássica teoria da elasticidade é possível relacionar o módulo complexo de Young e o módulo complexo de cisalhamento de um material isotrópico, através da Equação (2.5):

$$E^* = 2(1 + \nu^*)G^* \quad , \quad (2.5)$$

onde  $\nu^*$  representa o coeficiente de Poisson complexo, o qual é definido como a relação entre a deformação lateral e a deformação axial, quando o material viscoelástico está sob esforço uniaxial. Como é esperado este coeficiente possui uma parte real e uma parte imaginária, esta última associada com seu fator de perda  $\eta_\nu$ .

O coeficiente complexo de Poisson pode ser definido como:

$$\nu^* = \nu_d(\omega)[1 - i\eta_\nu(\omega)] \quad , \quad (2.6)$$

onde  $\nu_d(\omega)$  representa o coeficiente de Poisson dinâmico, dependente da frequência. O coeficiente de Poisson dinâmico pode ser determinado com as partes reais dos módulos de elasticidade e de cisalhamento, através da Equação (2.7):

$$\nu_d = \left( \frac{E'}{2G'} \right) - 1 \quad . \quad (2.7)$$

O fator de perda do coeficiente de Poisson  $\eta_\nu$  está diretamente relacionado com os fatores de perda devido a esforços uniaxiais e esforços de cisalhamento. Esta relação pode ser escrita como:



$$\eta_v = (\eta_s - \eta_e) \frac{(1 + \nu_d)}{\nu_d} . \quad (2.8)$$

Assim, um coeficiente Poisson complexo explica a ação retardada da deformação lateral do material viscoelástico, para uma deformação axial [8].

Quando  $\eta_e \approx \eta_s$ , a parte imaginária do coeficiente de Poisson  $\nu^*$  é muito pequena, de forma que nas análises, um coeficiente de Poisson dinâmico  $\nu_d$  é suficiente para representar esta propriedade [1].

Dos parágrafos anteriores é possível concluir que o coeficiente de Poisson também é dependente da temperatura e da frequência. Para elastômeros típicos na região de borracha, tem-se encontrado que  $\nu_d \approx 0,5$  ( $E = 3G$ ), e, em baixas temperaturas (região vítrea) onde o elastômero é mais rígido, que  $\nu_d \approx 0,33$  ( $E \approx 2,67G$ ) [1].

### 2.2.1 Efeitos da temperatura.

A temperatura é um fator que afeta severamente as propriedades dinâmicas dos materiais viscoelásticos. Em uma faixa ampla de temperaturas, um material viscoelástico pode apresentar três tipos de comportamento diferentes. Estes comportamentos estão associados a três regiões diferentes: região vítrea, região de transição e região de borracha (Figura 2.4).

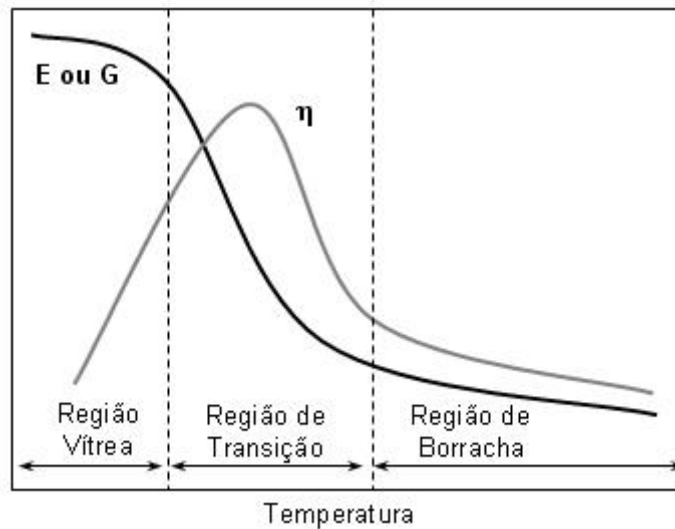


Figura 2.4 – Efeito da temperatura nas propriedades dinâmicas de um material viscoelástico.

A região vítrea (*Glassy region*) é uma região de temperatura onde o material amortecedor apresenta um módulo de elasticidade relativamente alto e um fator de perda ( $\eta$ ) que aumenta rapidamente com pequenas mudanças da temperatura. A região de borracha (*Rubbery region*) é uma região de temperatura onde o material amortecedor apresenta um módulo de elasticidade relativamente baixo e um fator de perda que decresce moderadamente com pequenas mudanças da temperatura. A região de transição (*Transition region*) é uma região de

temperatura localizada entre a região vítrea e a região de borracha onde o material amortecedor apresenta o máximo valor do fator de perda e o módulo de elasticidade decresce rapidamente com pequenas mudanças da temperatura [9].

### 2.2.2 Efeitos da Freqüência.

Na Figura 2.5 é mostrado o efeito da freqüência nas propriedades do material viscoelástico. Pode ser observado que os efeitos da freqüência são inversos aos efeitos da temperatura. Incrementos na freqüência causam efeitos similares aos causados com o decremento na temperatura; a única diferença é que estas variações ocorrem em uma faixa ampla de freqüências.

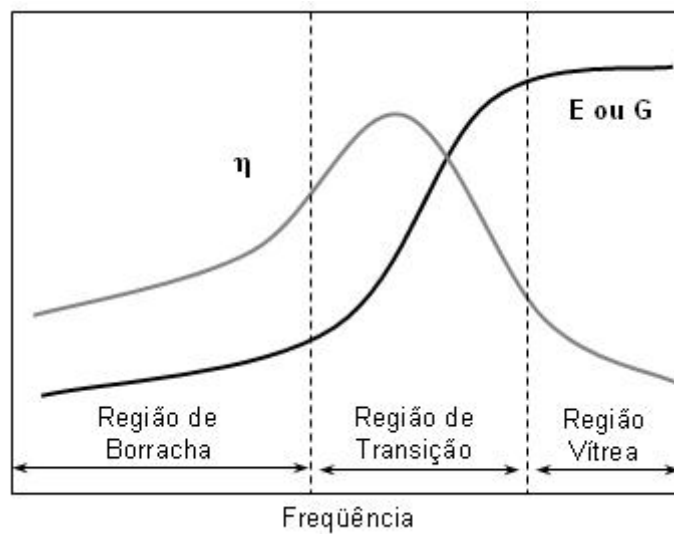


Figura 2.5 – Exemplo do efeito da freqüência nas propriedades do material viscoelástico (elastômero) [2].

### 2.2.3 Tipos de Materiais Viscoelásticos.

Existem dois tipos de tratamento viscoelástico amplamente utilizados na indústria aeronáutica e automotiva: material viscoelástico de camada livre (*free layer*) e material viscoelástico de camada restrita (*constrained layer*). Cada um destes tratamentos possui mecanismos de dissipação diferentes.

O viscoelástico de camada livre foi concebido para dissipar energia através de esforços de tração e compressão. Este tipo de material comumente é colado através de um adesivo ou aplicado (*sprayed*) sobre a estrutura que está sob cargas de flexão. Quando a estrutura é deformada por flexão, o material viscoelástico se deforma em tração e compressão no plano paralelo à estrutura base (Figura 2.6).

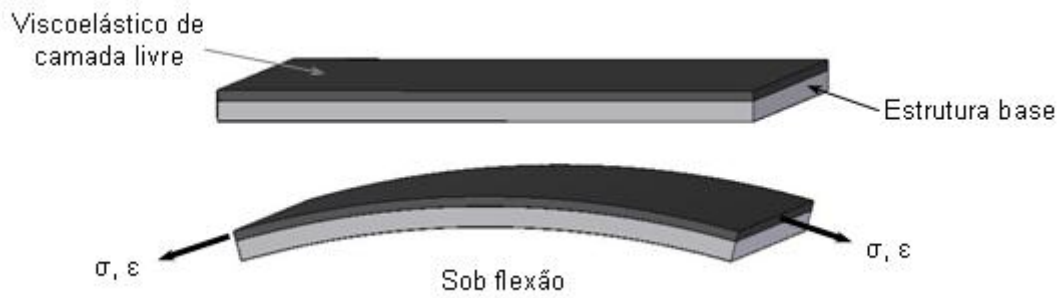


Figura 2.6 – Material viscoelástico de camada livre.

Na montagem por camada restrita, tem-se uma camada de material viscoelástico (camada de restrição) e uma cobertura de material elástico, onde o material elástico possui uma rigidez muito superior. Quando a estrutura base é deformada sob flexão, o material viscoelástico é forçado a se deformar principalmente sob esforço cortante devido à rigidez da camada de restrição (Figura 2.7). Esta configuração é mais efetiva que a camada livre já que a energia dissipada ao induzir esforços de cisalhamento é maior que aquela induzida pelos esforços de tensão e compressão no material de camada livre.

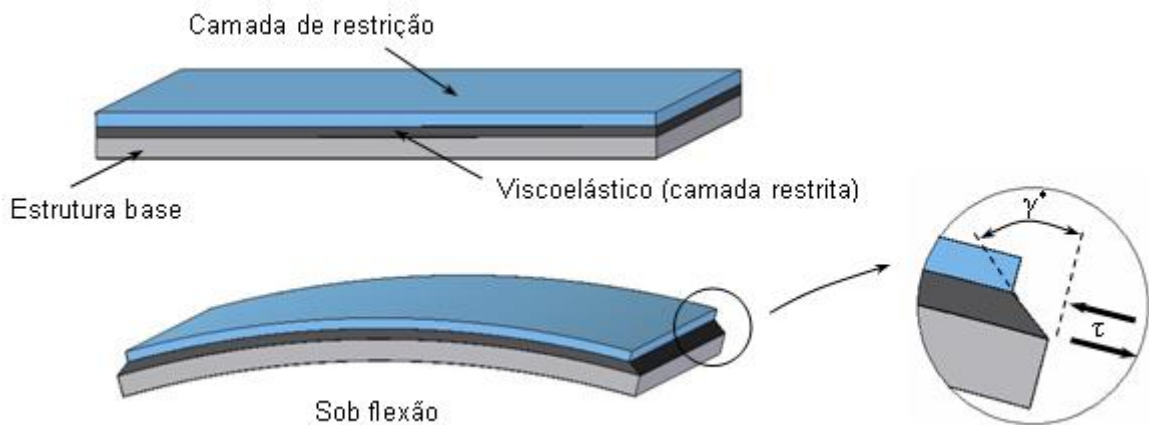


Figura 2.7 – Material viscoelástico em camada restrita.

### 2.3 Métodos de Medição do Amortecimento Estrutural

Os métodos utilizados para medir o amortecimento de uma estrutura estão classificados em três grupos [13]:

- a) métodos de ajuste de curvas para análise modal no domínio da frequência;
- b) métodos da taxa de decaimento, no domínio do tempo e
- c) outros métodos baseados na energia e propagação de ondas.

Cada um destes métodos possui vantagens e desvantagens.

Os métodos mais comumente usados para medir experimentalmente o amortecimento estrutural são: o Método do Decaimento (grupo b), o Método da Largura da Banda de Meia Potência (grupo c) e o Método do Balanço de Energia (grupo c). Na seqüência, será apresentada uma revisão bibliográfica destes três métodos.

### 2.3.1 Método do Decaimento.

O método do decaimento é um método que tem sido amplamente utilizado devido à sua simplicidade. Consiste em registrar a taxa de decaimento das vibrações, após a excitação ser subitamente desligada. Esta taxa de decaimento é comumente conhecida como tempo de reverberação ( $T$ ).  $T$  representa o tempo tomado pela energia vibratória para decair a um milésimo (60 dB) de seu valor inicial. As curvas de decaimento são normalmente medidas em bandas de freqüência, como as bandas de oitava ou um terço de oitava [14].

A partir do tempo de reverberação, o fator de perda é determinado pela relação:

$$\eta = \frac{2,2}{f \cdot T}, \quad (2.9)$$

onde  $f$  é a freqüência central da banda medida.

Apesar de sua popularidade, este método tem desvantagens. A primeira é o limite de uso. Uma estrutura cujo fator de perda é 0,16, vibrando livremente, dissipa quase toda a sua energia vibratória em um ciclo. Limitações no tempo de resposta do excitador e o analisador de sinais podem fazer que a leitura da taxa de decaimento seja bastante imprecisa. O uso do método não é recomendado para estruturas cujos fatores de perdas sejam superiores a 0,08 – 0,10 [14].

Nas baixas freqüências, onde as primeiras ressonâncias de componentes começam a aparecer, o uso do método requer uma eficiente filtragem na faixa de freqüência de interesse, para que ressonâncias de faixas vizinhas não interfiram na faixa que estiver sendo medida. Nestes casos, filtros devem possuir um alto decaimento (onde 48 dB por oitava são recomendados). Sempre que possível os resultados deverão ser comparados com os de outros métodos [14].

### 2.3.2 Método da Largura da Banda de Meia Potência.

O fator de perda também pode ser determinado a partir da função resposta em freqüência ( $FRF$ ) de um sistema. A determinação do fator de perda pelo método da largura da banda consiste em medir a largura da banda ( $\Delta f$ ) a 3 dB abaixo do pico de cada ressonância (cuja freqüência é  $f_n$ ). O fator de perda é calculado pela relação:

$$\eta = \frac{\Delta f}{f_n} . \quad (2.10)$$

LYON [11], recomenda que para uma boa estimativa do fator de perda, a largura de banda de meia potência da ressonância analisada deve possuir pelo menos 5 pontos em frequência. Por outro lado, se a estrutura é pouco amortecida, as ressonâncias serão extremamente agudas e conseqüentemente esta recomendação será difícil de cumprir. Nesses casos devem ser utilizados analisadores digitais de sinais com alta resolução ou utilizar as opções de zoom da transformada rápida de Fourier (FFT) na largura de banda analisada.

Este método está limitado á presença de um fenômeno denominado superposição de ressonâncias. Observa-se da Equação (2.10) que se um sistema possui amortecimento constante, a largura da banda deve aumentar à medida em que as frequências de ressonâncias o fazem. Assim, mesmo que um sistema possua um número de modos por banda constante, ocorrerá uma superposição de picos de ressonância, o que conseqüentemente dificultará a leitura da largura de banda.

A superposição de ressonâncias é um fenômeno que também aparece nas respostas de estruturas com alto grau de amortecimento.

Por isso, este método está limitado a determinar o amortecimento de simples e bem definidos modos.

### 2.3.3 Método do Balanço de Energia

Este método é uma aplicação direta da definição do fator de perda, vista na Seção 2.1. Ele requer das medições da potência dissipada pelo amortecimento ( $W_{diss}$ ) e da energia vibratória da estrutura ( $E_{vib}$ ). Com estes valores, o fator de perda pode ser determinado através da Equação (2.11):

$$\eta = \frac{W_{diss}}{2 \cdot \pi \cdot f \cdot E_{vib}} . \quad (2.11)$$

Comumente a potência dissipada por uma estrutura é suposta ser igual à potência aplicada à mesma ( $W_{ent}$ ). Isto é correto quando a perda de energia por amortecimento é predominante sobre qualquer outro tipo de perda de energia (radiação acústica, amortecimento devido à interface com outras estruturas ou mecanismos de amortecimento não lineares), dando lugar ao conhecido método da potência injetada (*Power Injection Method*).

Desta forma a Equação (2.11) pode ser reescrita como:

$$\eta = \frac{W_{ent}}{2 \cdot \pi \cdot f \cdot E_{vib}} \cdot \quad (2.12)$$

Em estruturas leves a radiação acústica pode chegar a ser dominante particularmente quando o amortecimento estrutural é relativamente baixo. Neste caso, o resultado obtido através da Equação (2.12), corresponde a um fator de perda total que inclui um fator de perda por amortecimento  $\eta_d$  e o um fator de perda por radiação acústica  $\eta_{rad}$  (Equação (2.13)):

$$\eta = \eta_d + \eta_{rad} \cdot \quad (2.13)$$

Em algumas aplicações, a estrutura em análise não pode ser desconectada de outros sistemas. Assim, o resultado da aplicação da Equação (2.12) será um fator de perda total que envolve todas as formas de vazamento de energia de uma estrutura, inclusive o fator de perda pelo amortecimento nas interfaces com outros subsistemas  $\eta_b$  (Equação (2.14)):

$$\eta = \eta_d + \eta_{rad} + \eta_b \cdot \quad (2.14)$$

Isto é essencialmente importante e pode ser estendido às aplicações em SEA para determinar fatores de acoplamento entre sistemas.

Alguns autores têm designado o método do balanço de energia como método da potência injetada, também conhecido pelas suas siglas em inglês como PIM (*Power Injection Method*). O PIM tem se destacado como uma metodologia robusta para determinar os fatores de perda de estruturas, não tendo nenhuma restrição aparente com referência ao grau de amortecimento das estruturas.

Entre as primeiras aplicações experimentais do PIM aparece o trabalho de BIES e HAMID [15]. Neste trabalho os autores aplicam o PIM para determinar o fator de perda de um par de placas acopladas. O principal objetivo desse trabalho foi demonstrar as capacidades do PIM para determinar o fator de perda de estruturas mesmo que estas estivessem acopladas com outros sistemas. Assim, o PIM foi aplicado a cada placa separadamente e logo depois foi aplicado nas placas acopladas. Os resultados foram comparados mostrando boa concordância. O método do decaimento foi utilizado para validar os resultados obtidos. Os resultados do método do decaimento mostraram grandes diferenças com os resultados da aplicação do PIM, mesmo nas placas desacopladas. Neste trabalho, importantes contribuições foram feitas sobre a aplicação experimental deste método, servindo como referência para outros trabalhos.

No trabalho de CLARKSON e POPE [16] foi desenvolvido um método experimental indireto para a determinação do fator de perda e a densidade modal de placas e cascas cilíndricas simples usando o PIM. Neste trabalho são apontadas importantes contribuições para a determinação experimental do fator de perda e a densidade modal através do PIM. Os

autores aplicaram o método do decaimento para tentar validar os resultados da aplicação do PIM, onde encontraram grandes diferenças entre os valores.

DE LANGHE [17] propôs o PIM como a metodologia mais adequada para determinar os parâmetros SEA de um sistema. O autor considera o método do decaimento como uma técnica complementar ao PIM, utilizada para determinar os coeficientes de correção de energia (massa equivalente). Também recomenda o uso da técnica baseada nas FRF's para evitar principalmente alguns problemas que envolvem a ressonância da conexão usada para unir o vibrador à estrutura. Esta técnica também evitaria os problemas referentes à medição da energia de vibração de subsistemas afastados do ponto de excitação, quando a relação sinal - ruído é baixa (acontece geralmente nas altas frequências).

Em outro trabalho, MING [18], foi comparado o PIM com o método do coeficiente da potência, destacando-se as vantagens deste último sobre o PIM. Entre as desvantagens do PIM, é destacada a facilidade em errar na medição da potência de entrada (potência de excitação), a dificuldade para posicionar adequadamente o excitador, o elevado tempo de realização quando o número de subsistemas é alto e os problemas na inversão da matriz de energia devido a seu grande tamanho.

No Capítulo 3 serão ampliadas as informações sobre a aplicação experimental deste método.

## **2.4 Análise Estatística da Energia (SEA)**

Nas altas frequências os sistemas vibrantes, como máquinas e estruturas, geralmente apresentam um alto número de modos. Sob esta condição, o estudo dinâmico destes sistemas através de um método determinístico é considerado como uma análise modal de alta ordem.

Uma característica de uma análise modal de alta ordem é a presença de incertezas nos parâmetros modais. As frequências de ressonância e os modos de chapa destes modos mostram grande sensibilidade às pequenas variações da geometria, forma de construção e às propriedades dos materiais. Em adição, a resposta determinística, obtida através de qualquer método numérico, também pode apresentar incertezas causadas pelo próprio método. Na presença destas incertezas, um modelo estatístico pode ser a forma mais adequada para representar um sistema.

A Análise Estatística da Energia (SEA) tem se constituído como a principal metodologia utilizada para a análise vibro-acústica de sistemas nas altas frequências. A mais importante característica da SEA é a descrição de um sistema vibratório como um membro de uma

população ou conjunto estatístico. Isto é, independente de o comportamento temporal do sistema ser ou não aleatório.

A teoria de SEA foi criada a partir da teoria da acústica de salas e da teoria da mecânica estatística. A teoria da acústica de salas ajudou a entender o comportamento de sistemas de alta densidade modal (número de modos/Hz), mostrando que o alto número de graus de liberdade presentes em um sistema é uma vantagem do ponto de vista estatístico [11]. Também contribuiu com a metodologia de abordagem dos problemas através dos modelos de ondas e do modelo modal.

Já a mecânica estatística está relacionada com o movimento aleatório de sistemas que possuem alguns ou vários graus de liberdade. Este movimento aleatório é de uma classe especial e é conhecido como estado de máxima desordem. Neste estado de vibração, todos os modos com frequências de ressonância muito próximas uma das outras, tendem a ter igual energia vibratória e movimentos incoerentes. O estado de igual energia modal é normalmente chamado de energia igualmente dividida (*equipartition of energy*). Na SEA é uma prática comum assumir essa divisão de energia para os modos ressonantes que estão em uma mesma banda de frequência, porém, esta divisão não é feita para todos os modos do sistema. Uma das maiores contribuições da mecânica estatística foi a aplicação dos mesmos princípios que são usados para sistemas térmicos para os sistemas vibrantes.

A SEA parte do princípio que os sistemas vibratórios se comportam de forma similar aos sistemas térmicos, onde a energia térmica (calor) flui do sistema quente ao sistema frio em uma taxa proporcional à diferença de temperaturas. Analogamente, nos sistemas vibratórios a energia modal seria equivalente à temperatura, o fator de perda por acoplamento à condutividade térmica, a densidade modal (número de modos/Hz) à capacidade térmica e o fator de perda interno ao fenômeno de convecção [17].

Assim, para todos os sistemas, um balanço de energia é realizado. A energia que entra a um subsistema é transferida para os subsistemas adjacentes e dissipada devido ao fator de amortecimento interno. As equações de energia global podem ser resolvidas para determinar a energia média de cada subsistema.

Um exemplo simples é apresentado na Figura 2.8. Nesta figura é mostrado um sistema formado por duas placas planas. Cada placa é considerada como um subsistema. Do lado direito da figura, o sistema é representado por um diagrama de blocos. A energia armazenada no subsistema  $i$  é representada por  $E_i$  (média espacial e por banda de frequência). O fluxo de



energia entre subsistemas é denotado por  $P_{ij}$ . A energia externa de entrada é representada por  $P_i$  e a energia dissipada pelo mecanismo de amortecimento por  $P_{i, diss}$ .

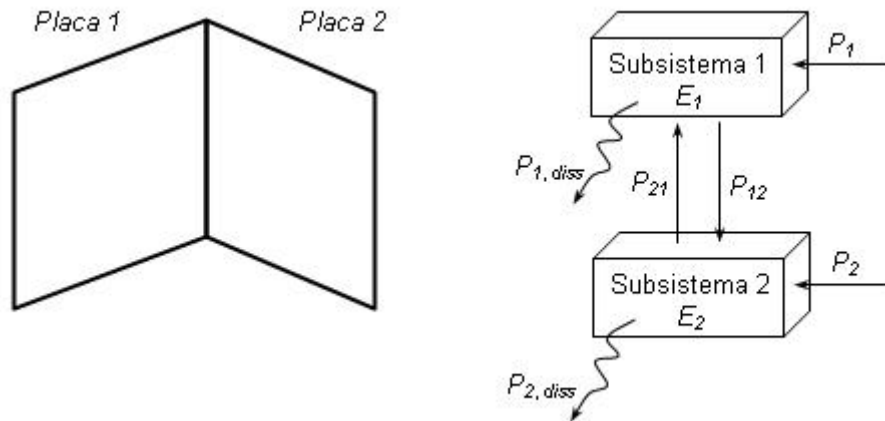


Figura 2.8 – Diagrama do Fluxo de energia entre dos subsistemas SEA.

Quando o princípio de conservação da energia é aplicado para cada subsistema, um sistema de equações é obtido, e uma Equação matricial contendo todas as informações do sistema pode ser escrita (ver Equação (2.26) da Seção 2.4.2).

#### 2.4.1 Variáveis e Parâmetros SEA.

Algumas das variáveis e os parâmetros mais importantes utilizados nas formulações de SEA são: a energia vibratória (ou acústica) contida no sistema, o fator de perda por amortecimento, o fator de perda por acoplamento, a densidade modal, fator de superposição modal, a eficiência de radiação e a potência externa de entrada em cada subsistema [11, 12, 17].

A energia vibratória  $E$  para um componente estrutural pode ser determinada através da seguinte Equação:

$$E = M \langle \overline{v^2} \rangle, \quad (2.15)$$

onde  $M$  representa a massa do subsistema e o termo  $\langle \overline{v^2} \rangle$  representa a velocidade média quadrática temporal e espacial do sistema.

Para cavidades acústicas a energia pode ser determinada através de:

$$E = \frac{V \langle \overline{p^2} \rangle}{\rho c^2}, \quad (2.16)$$

onde  $V$  é o volume da cavidade,  $\rho$  a densidade do fluido que se encontra na cavidade,  $c$  a velocidade do som no fluido e o termo  $\langle \overline{p^2} \rangle$  representa a média temporal e espacial da pressão sonora quadrática dentro da cavidade.

O fator de perda por amortecimento  $\eta_{ii}$ , é definido como a razão entre a energia dissipada por radiano de oscilação ( $E_{diss}/\omega$ ) e a energia vibratória global do subsistema:

$$\eta_{ii} = \frac{E_{diss}}{\omega M \langle v^2 \rangle} . \quad (2.17)$$

No caso de cavidades acústicas o fator de perda pode ser determinado por:

$$\eta_{ii} = \frac{\rho \cdot c^2 E_{diss}}{\omega V \langle p^2 \rangle} . \quad (2.18)$$

O fator de perda é um parâmetro que depende do tipo do material e da geometria do subsistema, razão pela qual normalmente é obtido de forma experimental.

O fator de perda por acoplamento  $\eta_{ij}$  é uma medida da energia que é transferida de um subsistema  $i$  a outro subsistema  $j$  ao qual se encontra conectado. Este valor pode ser determinado através de:

$$\eta_{ij} = \frac{P_{i \rightarrow j}}{\omega E_i} . \quad (2.19)$$

O fator de perda é um parâmetro que depende principalmente dos detalhes geométricos das conexões entre os subsistemas, por isso algumas vezes pode ser estimado a partir de modelos numéricos. Outros parâmetros que afetam o fator de perda por acoplamento são a extensão e o fator de perda por amortecimento do subsistema.

A densidade modal  $n(f_c)$  é definida como a razão entre o número de modos por banda e a largura da banda, e é um parâmetro que representa a capacidade de um subsistema para armazenar, transferir ou receber energia [11, 17]. A densidade modal pode ser determinada através da Equação (2.20):

$$n(f_c) = \frac{N_{\Delta f}}{\Delta f} , \quad (2.20)$$

onde  $f_c$  representa a frequência central da banda de interesse,  $N_{\Delta f}$  o número de modos presentes na banda e  $\Delta f$  a largura da banda de interesse ( $\Delta f = f_2 - f_1$ , onde  $f_1$  é a frequência de corte inferior e  $f_2$  é a frequência de corte superior). O inverso da densidade modal é conhecido como o espaçamento modal,  $\delta f$ .

A densidade modal é um parâmetro fácil de calcular em sistemas simples (vigas, placas, dutos, etc.) que apresentam os modos bem definidos, através da visualização dos modos na banda ou através de equações teóricas. Para sistemas complexos talvez esta tarefa seja mais difícil, em especial nas altas frequências, onde se apresentam superposições de modos causadas pela alta quantidade de modos ou simplesmente pelo amortecimento. Nestes casos a

densidade modal pode ser determinada através de um modelo modal em elementos finitos (FEM) ou de forma experimental [17].

A Equação (2.21), proposta por CLARKSON [20], tem sido amplamente utilizada para determinar a densidade modal de forma experimental:

$$n(f) = 4.M.Re\{\overline{Y(f)}\} \quad , \quad (2.21)$$

onde  $M$  representa a massa do subsistema e  $Re\{\overline{Y(f)}\}$  a parte real da média espacial da mobilidade pontual. O valor obtido através desta equação é mais confiável quanto maior for o número de medições feitas.

O fator de sobreposição modal é definido como o produto da largura da banda de meia potência ( $f \eta_i$ ) e a densidade modal. O fator de sobreposição modal é dado por:

$$M_i = f \eta_i n_i(f) \quad . \quad (2.22)$$

Este parâmetro relaciona a largura da banda de meia potência de cada modo com a distância existente entre os modos adjacentes. De forma que existe sobreposição modal quando  $M_i > 1$ .

A eficiência de radiação  $\sigma_{rad}$  é definida como a razão entre a potência sonora irradiada pela estrutura e a potência sonora que irradiaria um pistão rígido com a mesma área  $S$ , e a mesma velocidade média temporal e espacial  $\overline{v^2}$  [14]:

$$\sigma_{rad} = \frac{W_{rad}}{\rho.c.S \overline{v^2}} \quad . \quad (2.23)$$

O fator de perda por acoplamento entre um sistema cavidade–estrutura se relaciona diretamente com a eficiência de radiação através de:

$$\eta_{ij} = \frac{\rho c}{\omega \rho_s} \sigma_{rad} \quad , \quad (2.24)$$

onde  $\rho$  é a densidade do ar,  $c$  a velocidade do som no ar,  $\omega$  a frequência e  $\rho_s$  a densidade da superfície vibrante.

Determinar a potência real que entra em sistema pode ser uma tarefa complexa, a qual somente pode ser realizada através de um estudo completo da fonte e dos seus caminhos de transmissão e propagação de energia.

Em condições controladas os sistemas podem ser excitados através de dispositivos como fontes sonoras ou excitadores eletrodinâmicos, alimentados com um sinal de ruído aleatório. No caso de fontes sonoras, na maioria das vezes a sua potência é definida pelo fabricante ou

pode ser determinada através de ensaios experimentais. No caso de excitadores eletrodinâmicos a potência é controlada pelo usuário, e pode ser estimada através da medição da FRF pontual e da força, no ponto de excitação [21]:

$$P_i = \frac{1}{2} F_i^2 \cdot \text{Re}(\langle \bar{Y}_i \rangle) , \quad (2.25)$$

onde  $F_i$  representa o valor complexo da força aplicada e o termo  $\text{Re}(\langle \bar{Y}_i \rangle)$  representa a parte real da média temporal e espacial da mobilidade pontual.

A SEA descreve um sistema complexo como um conjunto de subsistemas conectados, cada um dos quais tem uma alta resposta modal ressonante (um campo de ondas reverberante). Baseado no princípio da conservação da energia, a equação matricial do balanço de energia para um sistema composto por  $k$  subsistemas pode ser representada por:

$$\begin{bmatrix} \left( \eta_{11} + \sum_{i \neq 1}^k \eta_{1i} \right) & -\eta_{21} & \cdots & -\eta_{k1} \\ -\eta_{12} & \left( \eta_{22} + \sum_{i \neq 1}^k \eta_{2i} \right) & \ddots & \vdots \\ \vdots & \ddots & \ddots & \vdots \\ -\eta_{1k} & \cdots & \cdots & \left( \eta_{kk} + \sum_{i \neq 1}^k \eta_{ki} \right) \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} E_1 \\ \vdots \\ E_k \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} P_1 \\ \vdots \\ P_k \end{Bmatrix} . \quad (2.26)$$

Esta equação matricial é a base fundamental para a solução através da SEA.

## 2.5 Modelagens Numéricas

A análise vibro-acústica de um sistema pode ser uma tarefa difícil, em especial quando os sistemas possuem geometrias complexas. Alguns sistemas simples têm sido possíveis de modelar matematicamente, através de grandes e complexas equações. À medida em que a complexidade dos sistemas aumenta, os modelos matemáticos vão se tornando maiores e difíceis de representar através de equações.

Avanços nas áreas da matemática e da computação têm introduzido metodologias com as quais têm sido possível construir modelos que estimem o comportamento de estruturas complexas. Na área de acústica e vibrações três metodologias estão sendo utilizadas para abordar os problemas: o Método dos Elementos Finitos (FEM), o Método dos Elementos de Contorno (BEM) e uma metodologia baseada na Análise Estatística da Energia (SEA).

O FEM, por muitos anos tem se constituído como uma ferramenta fundamental na análise vibro-acústica. Mas, quando a frequência de análise aumenta, o número de elementos do modelo em FEM também deve aumentar. Isto se deve ao critério do número mínimo de elementos necessários para representar uma resposta de pequeno comprimento de onda

(mínimo 6 elementos por meio comprimento de onda). Um alto número de elementos implica em um elevado tempo de processamento e em um alto custo computacional. Isso não se justifica, uma vez que nas altas frequências as respostas dos sistemas (pequenos comprimentos de onda) são mais sensíveis às pequenas variações na geometria e propriedades da estrutura. Nestes casos, uma representação energética do ponto de vista estatístico permite uma solução rápida e precisa.

Mas, como saber quando é conveniente aplicar SEA? Alguns parâmetros como a densidade modal e o fator de superposição modal, podem ajudar a selecionar o método de modelagem mais adequado em uma determinada faixa de frequências. Existe uma grande controvérsia sobre o número mínimo de modos por banda necessários para que as hipóteses de SEA sejam aplicáveis (DE LANGHE [17]). Porém sabe-se que quanto maior é a densidade modal ou o fator de superposição modal em um sistema melhor é a representação através de SEA.

Ferramentas computacionais como o programa *AutoSEA* permitem a construção de modelos numéricos baseados na Análise Estatística da Energia (SEA) para a análise vibroacústica, os quais têm sido muito importantes na projeção de estruturas aeronáuticas.

Na área de modelagem de viscoelásticos em estruturas, alguns trabalhos como o de AKANDA e GOETCHIS [10], propõem uma alternativa para representar o material viscoelástico nos modelos em FEM e em SEA. O objetivo é não incrementar o número de graus de liberdade do modelo ao ter que simular o material viscoelástico como um elemento tipo sólido ou tipo casca. Assim, com base no modelo de ROSS-KERWIN-UNGAR, (Modelo RKU, [1 - 4]), foi proposto determinar uma placa com rigidez e um fator de amortecimento equivalente a todo o conjunto. A massa do material viscoelástico foi levada em conta como massa não estrutural. Os resultados mostraram boa concordância para materiais viscoelásticos de camada livre, não sendo tão bons para materiais viscoelásticos de camada restrita, especialmente nas altas frequências.

## Capítulo 3: Materiais e Procedimentos

Neste capítulo serão descritos os materiais e procedimentos que foram usados durante o desenvolvimento desta pesquisa.

### 3.1 Estrutura

A estrutura analisada é um painel reforçado procedente do piso da fuselagem de um avião comercial. Está constituída principalmente por uma chapa de alumínio (*skin*) que possui espessuras diferentes causadas por usinagem química. Também por vigas longitudinais (reforçadores) e pelas vigas transversais (cavernas) como é mostrado na Figura 3.1. O painel possui uma área total de 2,06 m<sup>2</sup> (1,67 m de altura e 1,23 m de largura) e seu peso é de 12,95 kg.

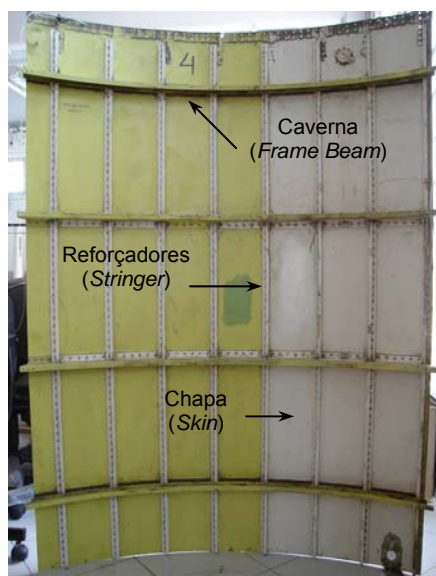


Figura 3.1 – Painel de fuselagem.

Os materiais com os quais o painel foi construído são ligas de alumínio diferentes que possuem um módulo de elasticidade com valor aproximados de 70 GPa, um coeficiente de Poisson de 0,33 e densidades próximas de 2700 kg/m<sup>3</sup>. É importante ressaltar que os valores exatos das propriedades físicas (densidade, módulo de elasticidade, etc.) e geométricas (dimensões, área e momentos de inércia) são conhecidos e utilizados nos cálculos, mas não são revelados por questões de sigilo empresarial.

### 3.2 Material Viscoelástico

O material viscoelástico analisado é o SMACSONIC 1229S-N01, do tipo de camada restrita. Este material está composto por uma lâmina de alumínio de 0,5 mm de espessura, uma lâmina de elastômero de 1,2 mm de espessura e uma camada de adesivo de 0,2 mm de espessura. O peso por unidade de área é de 3 kg/m<sup>2</sup>.

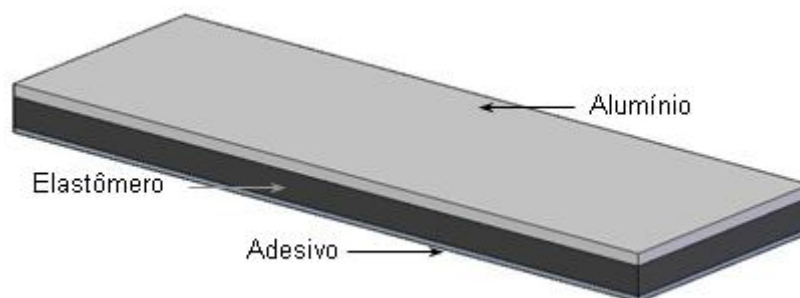


Figura 3.2 – Material viscoelástico em análise.

O material foi projetado, pelo fabricante, para ter a máxima eficiência na faixa de temperatura entre -5 °C e 20 °C.

### 3.3 Método da viga Oberst (Norma ASTM E 756 - 98).

Existem vários métodos utilizados para determinar as propriedades dinâmicas de um material viscoelástico. Entre os métodos mais usados se encontram os métodos ressonantes, tal como é o método da viga Oberst (ou viga ressonante).

Este método é amplamente utilizado para medir o fator de perda  $\eta$ , e o módulo de Young  $E$ , ou o módulo de cisalhamento  $G$  de materiais. Podem ser obtidos resultados exatos na banda de frequência compreendida entre 50 Hz a 5 kHz e nas temperaturas de uso do material. Sua aplicação pode ser estendida para determinar as propriedades de metais, esmaltes, cerâmicos, borrachas, plásticos, matrizes epoxy reforçadas e madeiras [9].

A configuração da viga de ensaio é determinada baseada no tipo do material a ser testado e das propriedades que são desejadas. A Figura 3.3 mostra quatro das configurações usadas para investigar as propriedades de amortecimento por tensão ou cisalhamento de materiais em largas bandas de frequências.

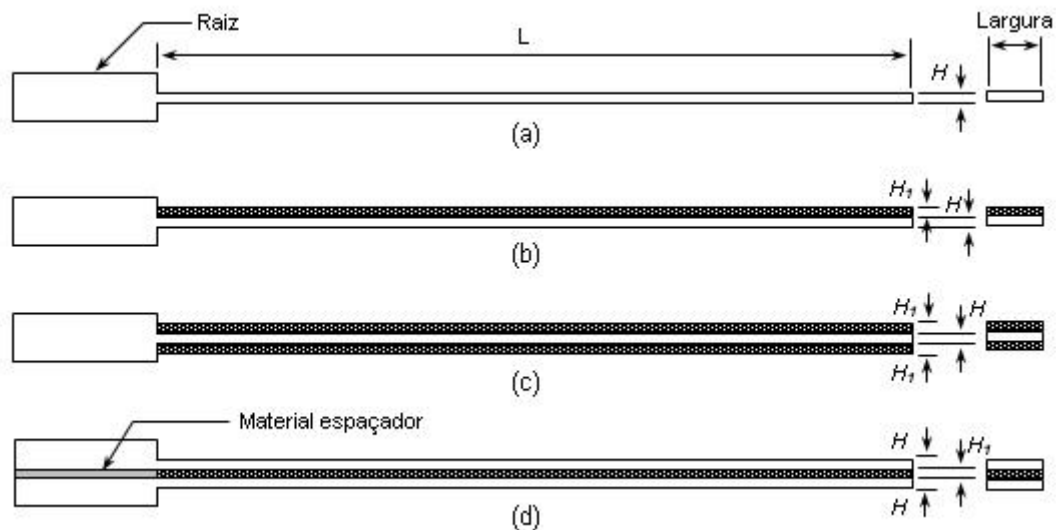


Figura 3.3 – Vigas de ensaio: (a) viga uniforme. (b) viga amortecida somente em um lado (configuração Oberst). (c) viga amortecida nos dois lados (configuração Oberst modificada). (d) viga *Sandwich*.

Os materiais que possuem uma rigidez suficiente são avaliados construindo-se uma viga do mesmo material como é mostrado na Figura 3.3 (a).

Os materiais menos rígidos que não possam manter uma forma de viga definida devem ser avaliados em duas etapas. Na primeira etapa deve ser construída uma viga de metal (geralmente em aço ou alumínio), chamada de viga base, a qual é avaliada com o fim de determinar suas freqüências de ressonâncias e o fator de perda sobre a faixa de temperatura de interesse. Na segunda etapa, o material amortecedor deve ser aplicado sobre a viga base para formar uma viga composta usando uma das configurações (Figura 3.3 (b) ou (c)). Depois, a viga composta é testada para determinar suas freqüências de ressonância e o fator de perda sobre a faixa de temperatura de interesse. As propriedades de amortecimento do material são determinadas a partir da rigidez e do fator de amortecimento da viga base e da viga composta.

O procedimento para determinar as propriedades de amortecimento por cisalhamento do material, é similar ao processo das duas etapas descritas anteriormente. A única diferença é que neste ensaio devem ser utilizadas duas vigas base idênticas. A viga composta é formada como se mostra na Figura 3.3 (d).

Uma vez que a viga de teste tenha sido definida e construída, ela é fixada em uma estrutura e localizada em uma câmara de temperatura controlável. São usados dois transdutores nos ensaios, um para excitar a viga e outro para medir as respostas da viga à excitação. O efeito da freqüência sobre as propriedades do material viscoelástico é determinado ao medir as freqüências de ressonância da viga. Já os efeitos da temperatura



sobre as propriedades do material são analisados ao realizar os ensaios dentro de uma câmara térmica.

Um aparato experimental deste ensaio é mostrado na Figura 3.4.

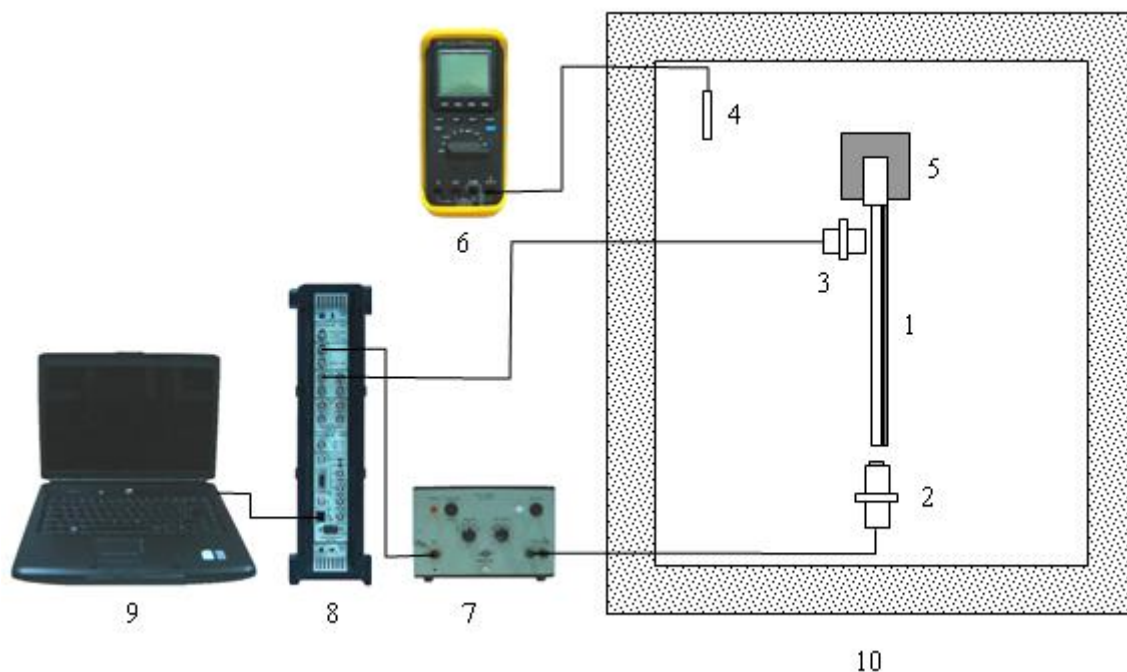


Figura 3.4 – Aparato experimental do método da Viga Oberst: 1. viga com amostra de material viscoelástico, 2. excitador sem contato, 3. sensor sem contato, 4. termopar, 5. engate da viga, 6. medidor de temperatura, 7. amplificador de sinal, 8. analisador e gerador de sinais, 9. computador, 10. câmara térmica.

### 3.3.1 Precauções do método.

No desenvolvimento das técnicas usadas para medir o amortecimento, certas suposições importantes são tomadas para simplificar os métodos. Portanto alguns cuidados, como os citados a seguir, devem ser considerados quando este procedimento é usado [1].

Todas as medições deverão ser feitas na escala linear, por isso é importante selecionar o nível de força adequado de forma a evitar não linearidades (deformações permanentes na viga e nos outros materiais considerados elásticos).

É importante manter constante a amplitude do sinal da força do excitador, em função da frequência. Isto é particularmente importante quando são feitas medições em banda, em modos de vibração com alto nível de amortecimento. Se a força não pode ser mantida constante, a resposta da viga deverá ser dividida pela força de entrada de forma que possa ser obtida uma função de transferência normalizada. A força pode ser medida utilizando o sinal elétrico aplicado ao excitador, considerando que os dois são proporcionais.

Nos ensaios usando as configurações propostas por Oberst é utilizada a clássica análise para vigas. Esta análise não inclui os efeitos inerciais de torção nem os efeitos da deformação por cisalhamento. A análise supõe que as seções planas continuam planas, por isso deve ser tomado muito cuidado para não usar amostras de materiais viscoelásticos cuja seção transversal seja muito maior que a seção da viga base.

As equações utilizadas para determinar as propriedades do material viscoelástico a cisalhamento não incluem termos que considerem a deformação por tração (módulo de elasticidade). Esta suposição somente pode ser considerada se a rigidez do material viscoelástico for bastante inferior à rigidez da viga base ( $E_1 \gg E_2$ ). Estas equações foram desenvolvidas e resolvidas utilizando expansões senoidais para cada forma modal. Esta aproximação é boa para vigas em condição engastada – livre (*cantilever*) somente nos modos de vibração superiores. Então estas equações não podem ser utilizadas para o primeiro modo de vibração. É uma prática comum ignorar o primeiro modo de vibração nos ensaios com vigas *sandwich*. Também porque o primeiro modo de vibração geralmente está acompanhado de grandes deslocamentos e, conseqüentemente, não linearidade nas medições.

O fator de perda da viga base, a qual é construída geralmente de aço ou alumínio, é considerado zero devido ao seu baixo valor (da ordem de 0,001) comparado com o fator de perda da viga composta. Esta suposição deve ser considerada quando a viga base for construída em outro tipo de material.

Quando são ensaiados materiais viscoelásticos com alto grau de amortecimento, a resposta da viga composta pode não apresentar uma relação sinal/ruído aceitável. Por isso é importante selecionar uma apropriada espessura da viga base, de forma que a espessura do material viscoelástico dê uma quantidade moderada de amortecimento modal.

### **3.3.2 Aplicação do Método.**

Como o material viscoelástico analisado possui uma configuração complexa, o método da viga Oberst foi utilizado para a determinação de um fator de amortecimento equivalente, correspondente ao conjunto adesivo-elastômero-camada restrita de alumínio. Assim, foi decidido usar a configuração (b) da Figura 3.3, para a realização do ensaio.

Os equipamentos usados para este ensaio foram:

- computador portátil;
- analisador e gerador de sinais B&K *PULSE* tipos 3039 e 7539;
- amplificador de sinais B&K Tipo 2706;

- sensor sem contato B&K MM 0002 (magnético);
- excitador magnético sem contato PC 55 -18E RL, *Motion Sensors, Inc.*;
- câmara térmica com controle e medidores de temperatura, POLO – UFSC;
- cabos e conexões.

O excitador magnético é um sensor que normalmente é usado como sensor de proximidade ou sensor de movimento (Figura 3.5 (a)). Foi adaptado e escolhido por apresentar bom desempenho com o amplificador de sinal usado.

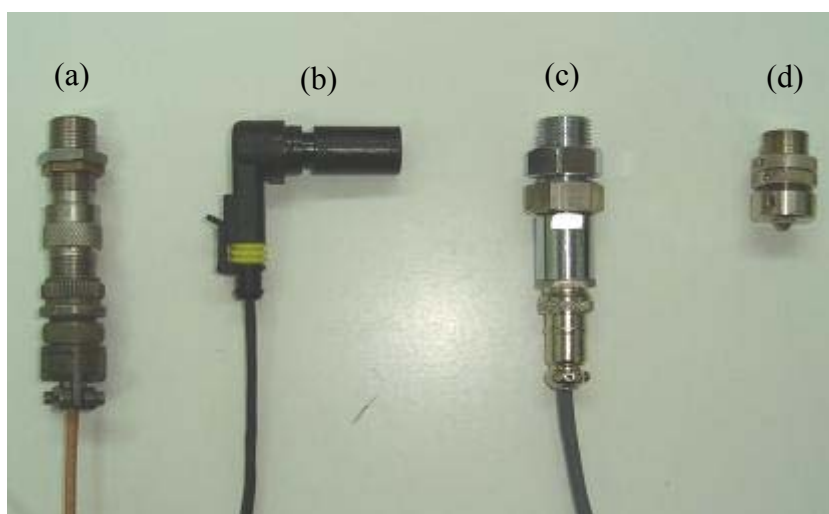


Figura 3.5 – Excitadores sem contato: (a) PC 55 -18E RL, *Motion Sensors, Inc.*; (b) sensor de rotação do Ford Mondeo; (c) SENSE K-18; (d) B&K MM0002.

Na primeira fase da aplicação do método, uma análise das vigas bases foi realizada. Com o objetivo de escolher a melhor configuração para a viga base, foram analisados cinco tipos de vigas metálicas com diferentes configurações, como é estabelecido na Tabela 3.1. Estas vigas atendem às recomendações da norma em relação ao comprimento, largura e espessura da viga.

Tabela 3.1 – Configurações de vigas.

<b>Viga</b>	<b>Comprimento (mm)</b>	<b>Largura (mm)</b>	<b>Espessura (mm)</b>	<b>Material</b>
Viga 1	200	10	2	Aço
Viga 2	250	10	1	Aço
Viga 3	250	10	2	Aço
Viga 4	250	10	2	Alumínio
Viga 5	250	10	3	Aço

Em um procedimento adicional as vigas foram testadas com material viscoelástico para observar o efeito do material nas respostas. Os resultados das medições são mostrados nas Figura 3.6 a Figura 3.10.

Estas vigas foram escolhidas por vários motivos. A Viga 1 foi construída como primeira tentativa do ensaio. Neste ensaio se apresentaram problemas de ruído e interferência eletromagnética, devido à proximidade entre os sensores (Figura 3.6). No passo seguinte, foram construídas vigas mais compridas (250 mm) com o objetivo de diminuir este efeito (afastando os sensores). Ao ensaiar as Vigas 2 e 3, foram observadas as mesmas interferências. Para descartar a possibilidade que o campo magnético fosse induzido e transmitido através da própria viga para o sensor, foi construída uma viga de alumínio (ver Figura 3.9).

Os resultados mostram que o ruído permanece.

Uma quinta viga, com espessura de 3 mm, foi construída com o objetivo de diminuir o efeito do material viscoelástico nas respostas da viga, em especial nas temperaturas onde o material tem melhores propriedades de amortecimento.

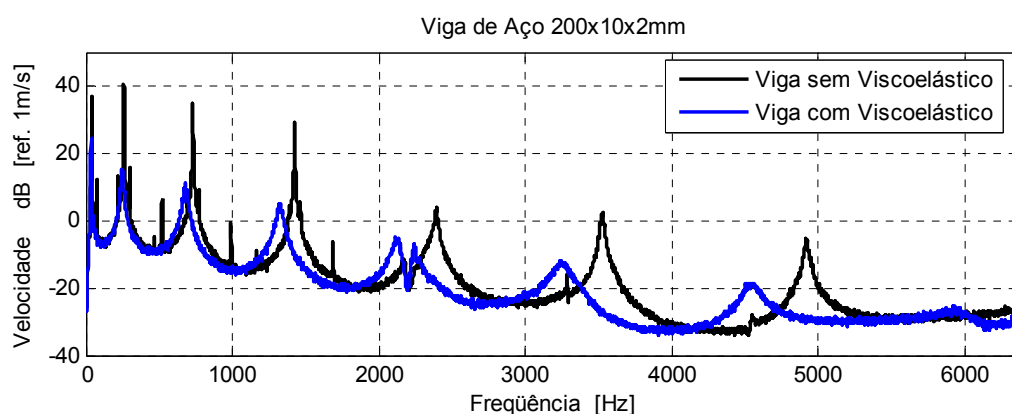


Figura 3.6 Auto-espectro da velocidade para a Viga 1.

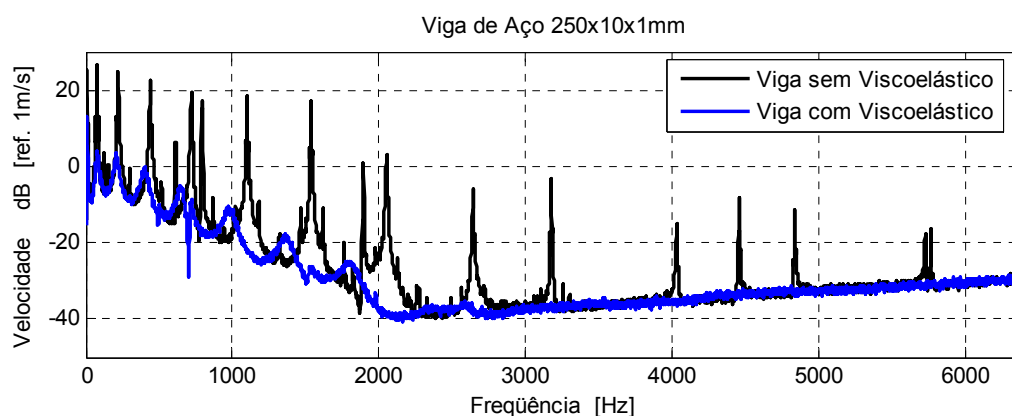


Figura 3.7 – Auto-espectro da velocidade para a Viga 2.

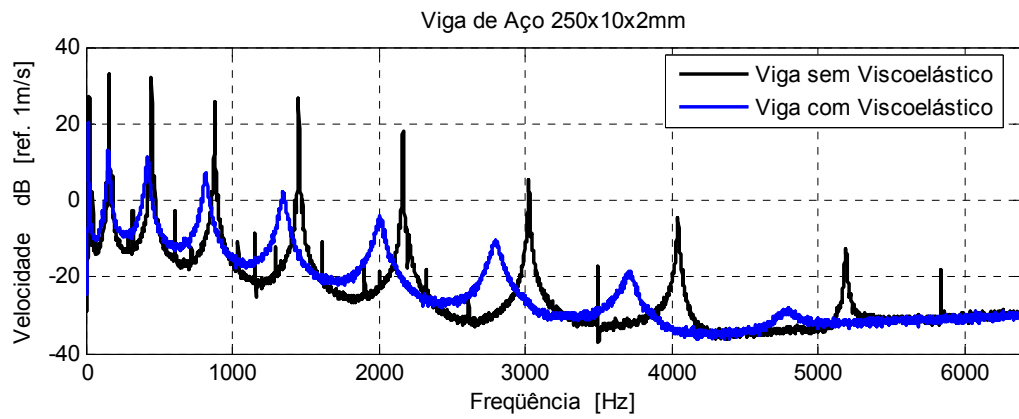


Figura 3.8 - Auto-espectro da velocidade para a Viga 3.

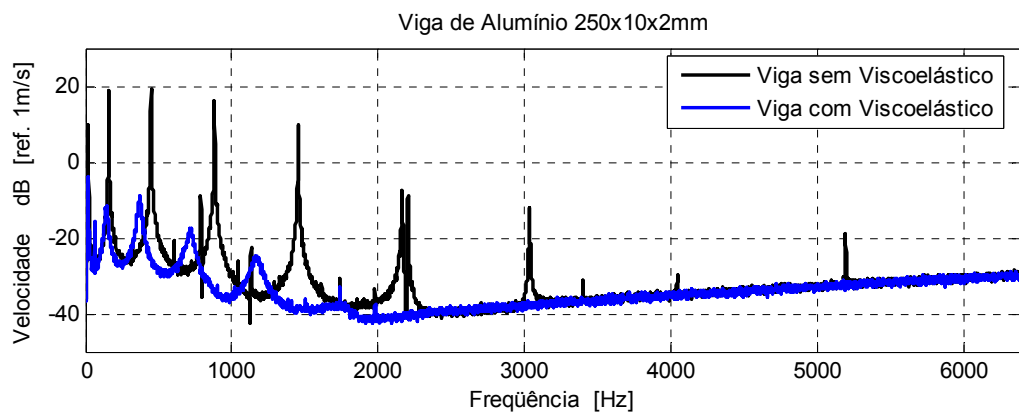


Figura 3.9 - Auto-espectro da velocidade para a Viga 4.

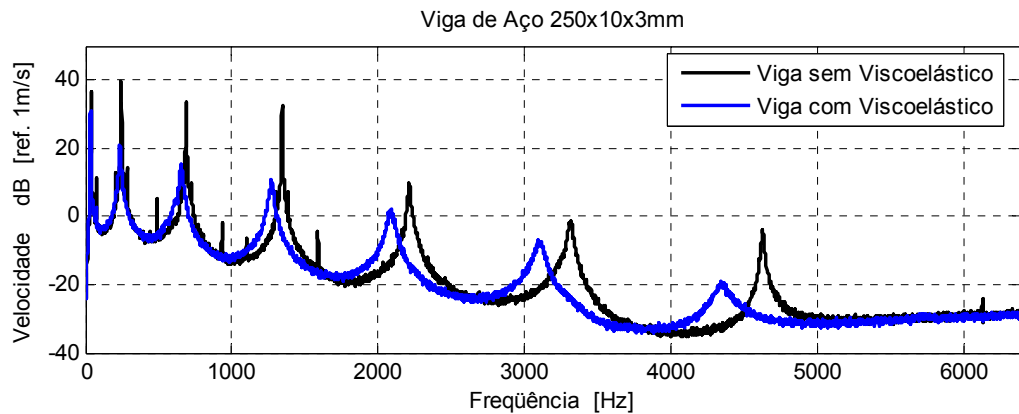


Figura 3.10 - Auto-espectro da velocidade para a Viga 5.

Com os resultados acima, observa-se que as vigas que apresentaram melhor comportamento sem e com material viscoelástico foram: a viga 1, a viga 3 e a viga 5. Para evitar que o campo magnético do excitador causasse interferências no sensor sem contacto, foram escolhidas as Vigas 3 e 5. Estas vigas são mais compridas com o qual pode ser mantida uma maior distancia entre o sensor sem contato e o excitador.

Uma vez definidas as vigas, o método foi aplicado dentro de uma câmara térmica em temperaturas de 15°C, 10°C, 5°C, 0°C, -5°C, -10°C e -15°C, com uma tolerância de +/- 0,5°C.

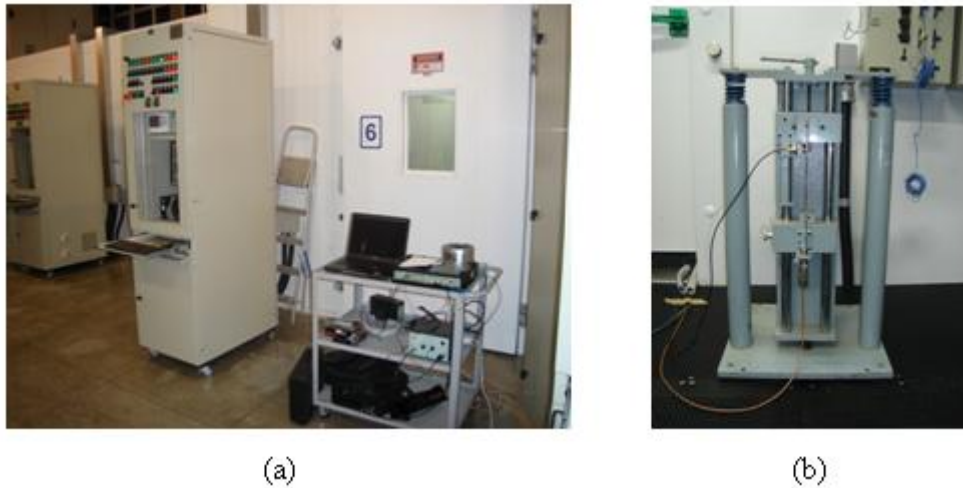


Figura 3.11 –Ensaio da viga Oberst em baixa temperatura. (a) Câmara térmica e equipamento de medição. (b) Suporte de fixação da viga Oberst, localizado no interior da câmara.

Observa-se, pela Figura 3.11 (b), que a localização do sensor magnético e do excitador são as mesmas que aparecem na Figura 3.4. Isto é recomendado com o objetivo de diminuir o amortecimento induzido pelo campo magnético do excitador [7].

O material viscoelástico foi aplicado 72 horas antes dos ensaios com o objetivo de garantir uma boa aderência do material na viga. O método foi realizado para a viga sem e com material em diferentes temperaturas.

Os resultados dos ensaios da Viga 3 com material viscoelástico são mostrados na Figura 3.12, para diferentes temperaturas.

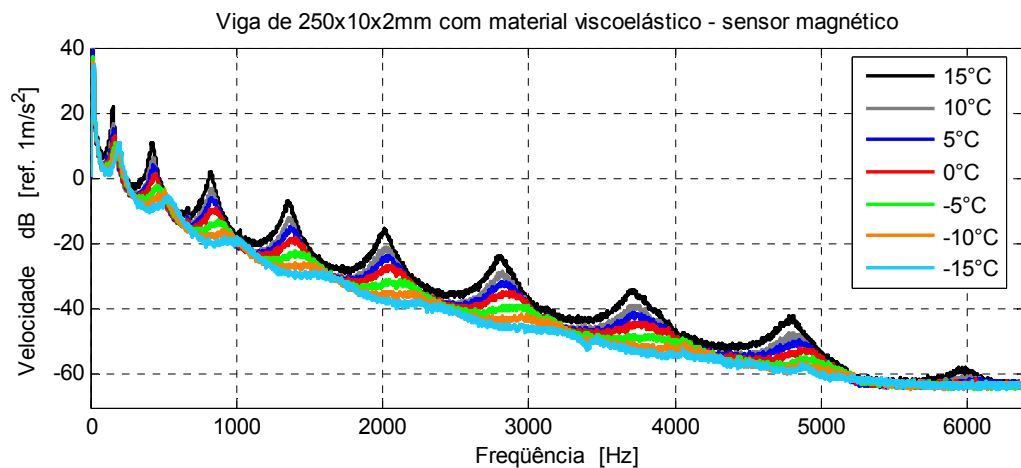


Figura 3.12 –Velocidade da viga de aço de 250X10X2 mm, com material viscoelástico aderido, em diferentes temperaturas.

Observa-se que à medida em que a temperatura decai, o efeito do material viscoelástico sobre a resposta da viga aumenta, especialmente nas altas frequências. Com estes resultados não é possível determinar, através do método da banda da meia potência, valores de

amortecimento para temperaturas inferiores a 0°C. Por essa razão estes resultados não foram utilizados para determinar as propriedades do material viscoelástico.

Em um segundo ensaio, foi testada a Viga 5 com material viscoelástico. Com o fim de garantir resultados neste ensaio, o nível de vibração na viga foi medido através de um pequeno acelerômetro (0,64 g de massa) colado perto da raiz. Ainda que a norma permita o uso de acelerômetros com massa inferior a 0,5 g, esperou-se que esta diferença não afetasse os valores dos resultados. Os resultados destes ensaios são mostrados nas Figura 3.13 e Figura 3.14, para a viga com e sem material respectivamente. Observam-se melhores resultados e ressonâncias melhor definidas.

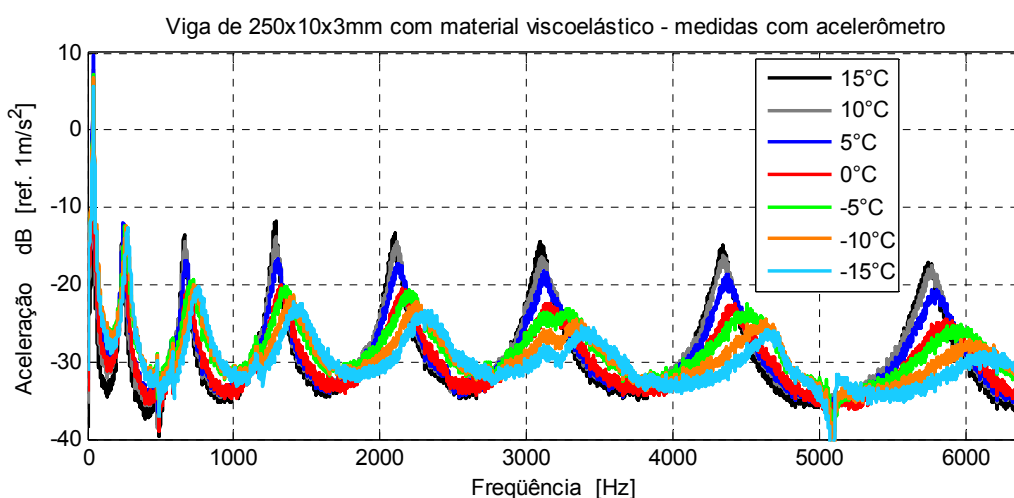


Figura 3.13 – Aceleração da Viga 5 com material viscoelástico, em diferentes temperaturas.

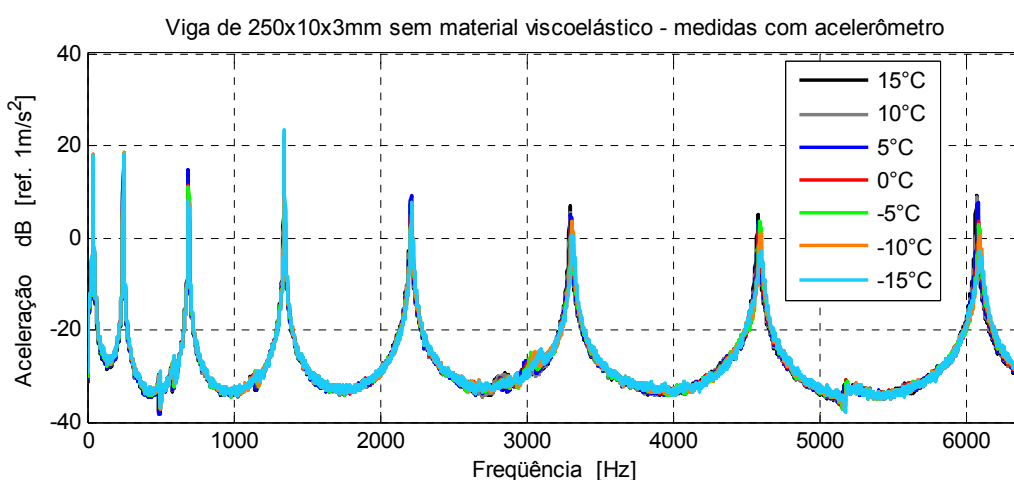


Figura 3.14 – Aceleração da Viga 5 sem material, em diferentes temperaturas.

Os resultados anteriores são analisados no Capítulo 5 (Resultados). Os valores do módulo de elasticidade e do fator de perda do material viscoelástico (do conjunto) são determinados para as diferentes temperaturas.

### 3.4 Método da Potência Injetada (PIM)

O Método da Potência Injetada é baseado na medição da potência que entra em um subsistema e a energia cinética vibratória, como uma estimativa da energia vibratória reverberante total de um subsistema [17].

Quando este método é aplicado a um único subsistema, é considerado que toda a potência injetada é dissipada por seu amortecimento. Assim, é possível determinar o fator de perda por amortecimento da estrutura através da Equação (2.12).

A aplicação experimental deste método consiste basicamente em excitar a estrutura por meio de uma fonte conhecida e medir, de forma simultânea, os níveis de vibrações em vários pontos sobre a superfície da estrutura. Mas, em quantos pontos e em que regiões deve ser excitada a estrutura? E, quantos pontos de resposta representariam a energia vibratória do sistema? Não existe uma regra definida para escolher a localização e quantidade de pontos de excitação e de resposta, por isso, no primeiro passo do procedimento experimental, foram marcados 40 pontos de resposta e 11 pontos de excitação sobre o painel (Figura 3.15). Os pontos de resposta estão todos localizados sobre a *skin*. Estes pontos foram escolhidos para cobrir uniformemente a superfície do painel de forma a obter uma boa representação da velocidade média espacial.

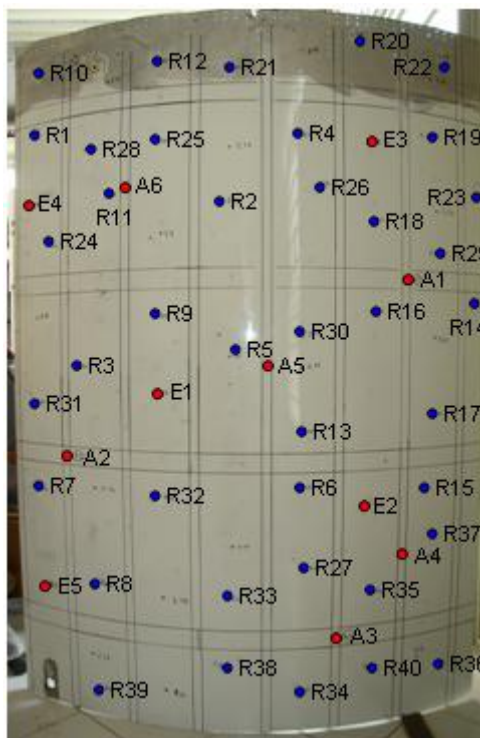


Figura 3.15 – Localização dos pontos de excitação e de resposta sobre a superfície do painel.

Cinco dos pontos de excitação escolhidos (E1, E2, E3, E4 e E5) são localizados sobre a *skin* e os outros três (A1, A2 e A3) estão localizados sobre as regiões da estrutura



consideradas mais rígidas (cruzamento das cavernas com os reforçadores). Os pontos A4, A5 e A6 estão localizados em regiões ocupadas pelos reforçadores. Isto com o objetivo de avaliar o efeito da rigidez da região do ponto de excitação.

Existem várias formas de excitação possíveis: através de um campo acústico, de um excitador eletromagnético, de martelos de impacto, etc. Em nosso caso a estrutura foi excitada através de um excitador eletrodinâmico (*shaker*) utilizando um sinal de ruído branco na faixa de frequência de 0 Hz a 6400 Hz. Esta configuração permite excitar a estrutura com densidade de potência plana, em uma condição de estado estável, e ter um domínio sobre o nível de potência de excitação.

A estrutura e o excitador foram suspensos através de fios de nylon. O excitador foi unido à estrutura através do conjunto cabeça de impedância – fusível mecânico (Figura 3.16).

A cabeça de impedância é um sensor piezelétrico duplo capaz de medir força e aceleração no mesmo ponto. A potência que é injetada na estrutura pode ser determinada através destes dois sinais (Equação (2.25)).

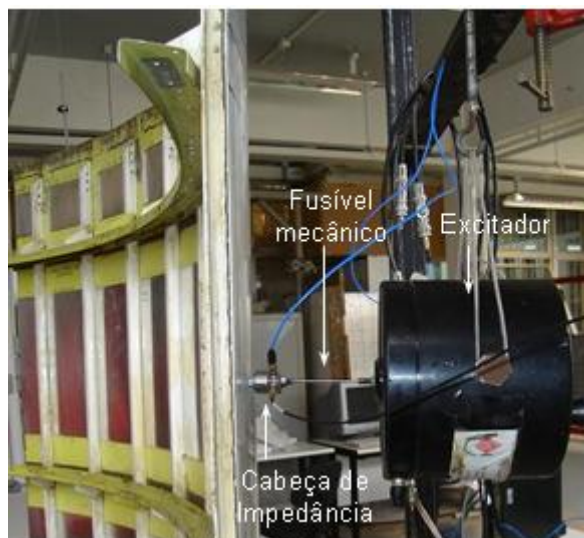


Figura 3.16 –Excitador eletrodinâmico, fusível mecânico e cabeça de impedância.

As acelerações nos pontos de resposta são medidas através de acelerômetros. Um diagrama do sistema de medição utilizado pode ser visto na Figura 3.17.

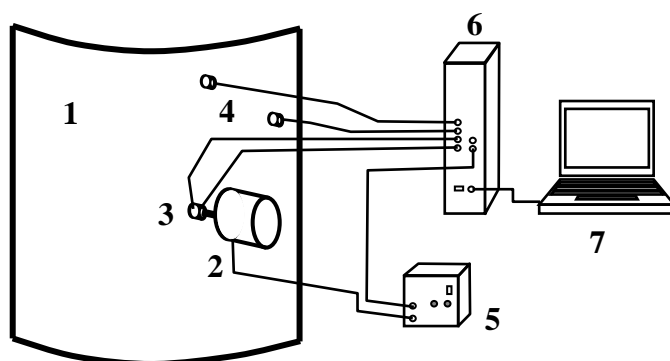


Figura 3.17 – Diagrama do sistema de medição: 1) painel; 2) excitador; 3) cabeça de impedância; 4) acelerômetros; 5) amplificador de potência; 6) analisador de sinais PULSE; 7) computador.

O PIM foi aplicado inicialmente em temperatura ambiente, para o painel sem e com viscoelástico. Os resultados destes ensaios serviram para analisar o efeito do número de pontos de excitação e de resposta sobre o valor do fator de perda. Em uma segunda etapa, o PIM foi aplicado ao painel com material viscoelástico, em várias temperaturas. O objetivo destes ensaios foi observar o comportamento do material viscoelástico nas condições de temperatura para as quais foi desenvolvido.

O material é colado na estrutura sobre a parte menos espessa da *skin* onde ocorrem os maiores níveis de vibração (Figura 3.18). Este procedimento foi similar ao utilizado pelos fabricantes de aeronaves.



Figura 3.18 – Painel sem e com material viscoelástico.

A porcentagem de área de cobertura do material viscoelástico é de aproximadamente 51%. Originalmente o peso do painel sem material viscoelástico era de 12,95 kg e, após a aplicação do tratamento viscoelástico, foi em 16,02 kg.

Antes de iniciar as medições, os acelerômetros e a cabeça de impedância (força e aceleração) foram devidamente calibrados (Ver Apêndice A). Os acelerômetros foram fixados no painel utilizando-se cola instantânea.

Durante as medições foi verificada a parte real da mobilidade pontual obtida através da cabeça de impedância. Quando se excita a estrutura em um ponto específico, o valor da mobilidade pontual não deve variar entre uma posição a outra dos acelerômetros. A parte real da mobilidade pontual representa a potência injetada na estrutura, por isso se faz necessário que seja sempre positiva na faixa de interesse.

No processamento dos sinais, as Funções de Resposta em Frequência (FRF) devem ser corrigidas com referência à massa existente ente o material piezelétrico da cabeça de impedância e a estrutura (Figura 3.19). Isto tem como objetivo evitar os efeitos inerciais desta massa no cálculo do fator de perda [22, 23].

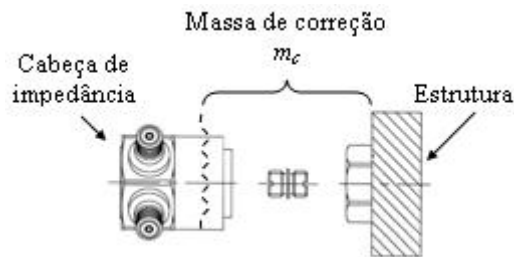


Figura 3.19 – Massa de correção.

Os valores das mobilidades foram corrigidas através das Equações (3.1) e (3.2) para as mobilidades pontual e de transferência respectivamente [22, 23].

$$Y_p = \frac{Y_{p, medida}}{1 - i\omega.m_c Y_{p, medida}}, \quad (3.1)$$

$$Y_t = \frac{Y_{t, medida}}{1 - i\omega.m_c Y_{p, medida}}. \quad (3.2)$$

A massa de correção  $m_c$  foi obtida através do procedimento mostrado no Anexo A. O valor encontrado foi de 6,5 g.

### 3.4.1 Ensaios em temperatura ambiente

Os equipamentos utilizados nestes ensaios são listados na Tabela 3.2.

O método foi aplicado seguindo as considerações pontuadas anteriormente nesta Seção. Nas Figura 3.20 e Figura 3.21 são mostradas as mobilidades pontuais nos pontos de excitação

E1, E2, E3, E4, E5, A1, A2 e A3 para o painel sem e com material viscoelástico, respectivamente.

Tabela 3.2 – Lista de equipamentos utilizados nos ensaios em temperatura ambiente.

Equipamento	Quantidade	Equipamento	Quantidade
Computador portátil	1	Cabos Microdot	4
Analizador de sinais PULSE de 4 entradas e 2 saídas	1	Cabos BNC	4
Excitador ( <i>shaker</i> ) B&K tipo 4809	1	Cabo BNC-Banana	1
Amplificador de sinal B&K Tipo 2706	1	Calibrador de acelerômetros PCB de $10 \text{ m/s}^2$	1
Cabeça de impedância PCB 288D01	1	Conectores microdot-BNC	4
Acelerômetro PCB 353B18	2	Conectores BNC-BNC	4

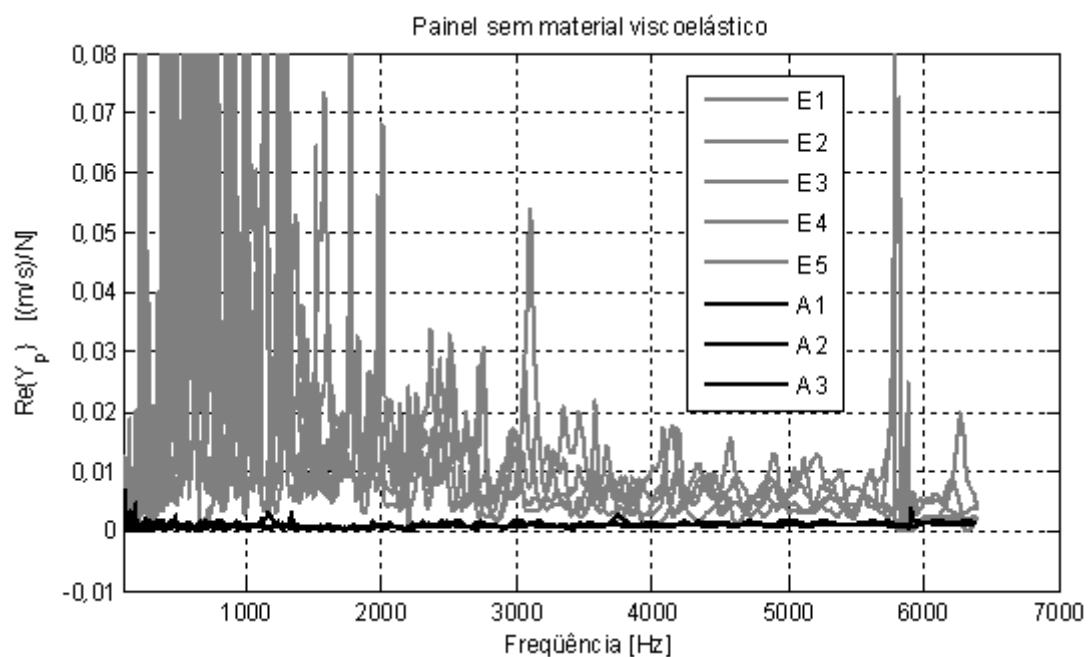


Figura 3.20 – Parte real das mobilidades pontuais no painel sem material viscoelástico.

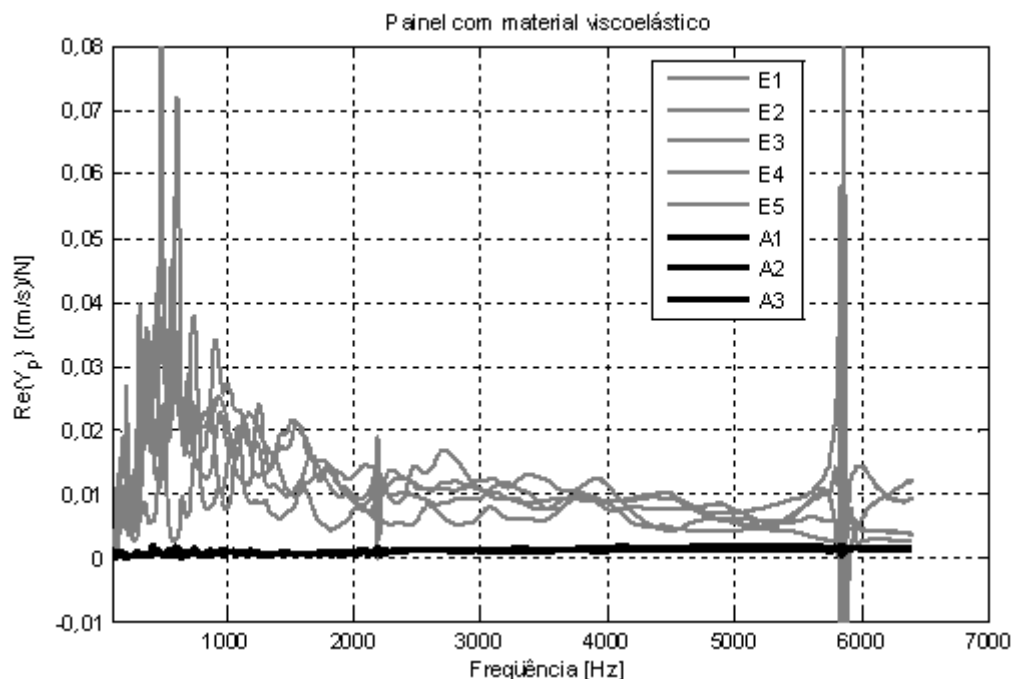


Figura 3.21 – Parte real das mobilidades pontuais no painel com material viscoelástico.

Observa-se a grande diferença entre as mobilidades dos pontos de excitação localizados nas partes flexíveis da estrutura (E1, E2, E3, E4 e E5) e os pontos localizados nas partes rígidas (A1, A2 e A3). Existe uma forte atenuação dos picos das ressonâncias das mobilidades dos pontos localizados nas regiões flexíveis depois que a estrutura é amortecida. São apresentados valores negativos para a parte real da mobilidade em algumas frequências. Estes valores serão desconsiderados (considerados nulos) no cálculo do fator de perda por amortecimento (DLF) porque não representam a energia injetada na estrutura.

Da Figura 3.22 à Figura 3.29 são apresentados os valores para o módulo ao quadrado da mobilidade de transferência nos 40 pontos de resposta, para cada ponto de excitação no painel sem material viscoelástico. Nestes gráficos foram destacadas as mobilidades dos pontos de resposta que apresentavam níveis de energia superiores aos demais pontos e que, além disso, estavam localizados perto do ponto de excitação. Os altos níveis de energia são atribuídos à proximidade que estes pontos têm do ponto de excitação. Estes pontos podem estar afetados por um campo vibratório direto e o seu valor pode não representar a resposta de um campo vibratório reverberante [17].

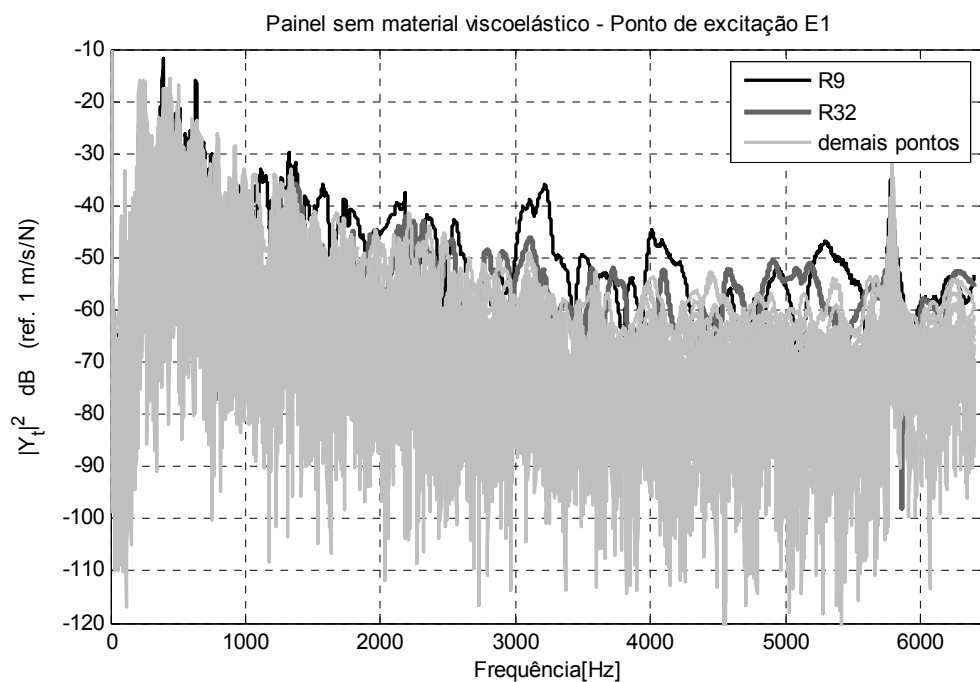


Figura 3.22 – Módulo ao quadrado das mobilidades de transferência para excitação em E1.

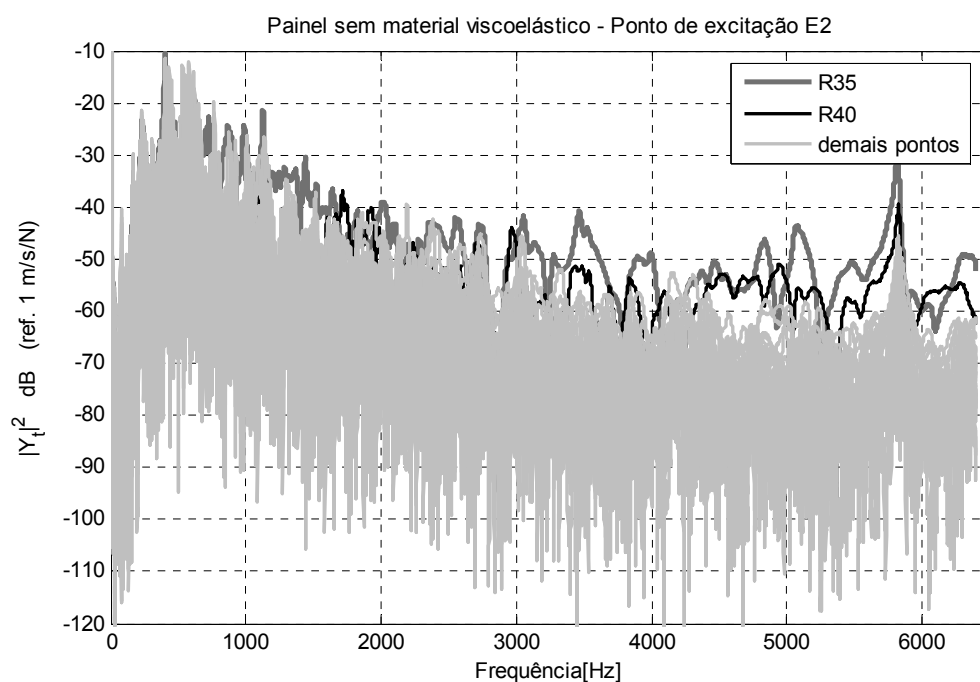


Figura 3.23 – Módulo ao quadrado das mobilidades de transferência para excitação em E2.

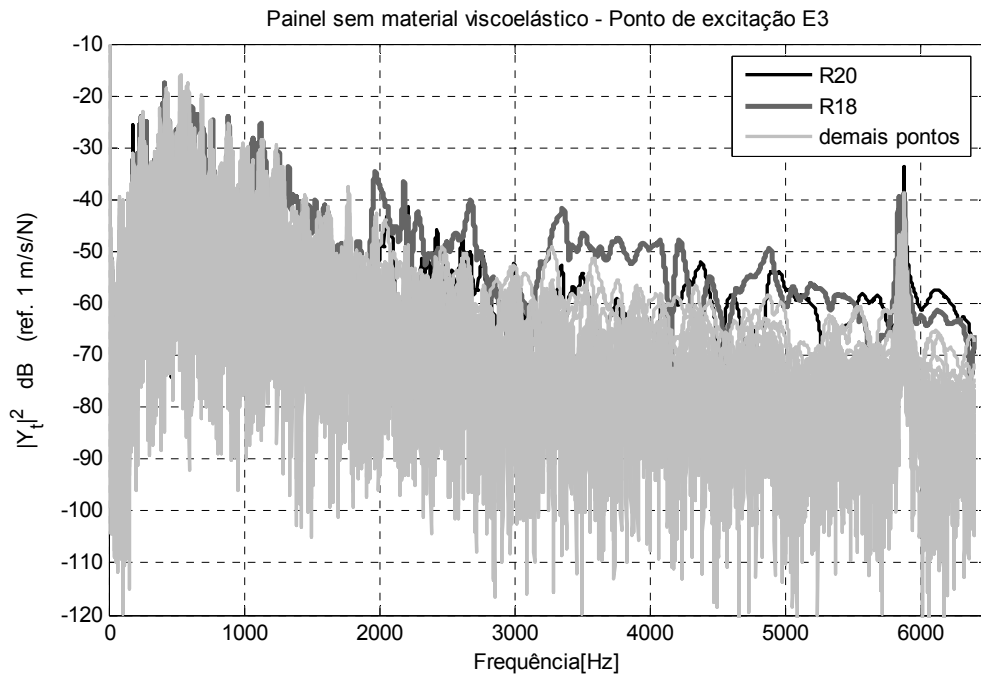


Figura 3.24 – Módulo ao quadrado das mobilidades de transferência para excitação em E3.

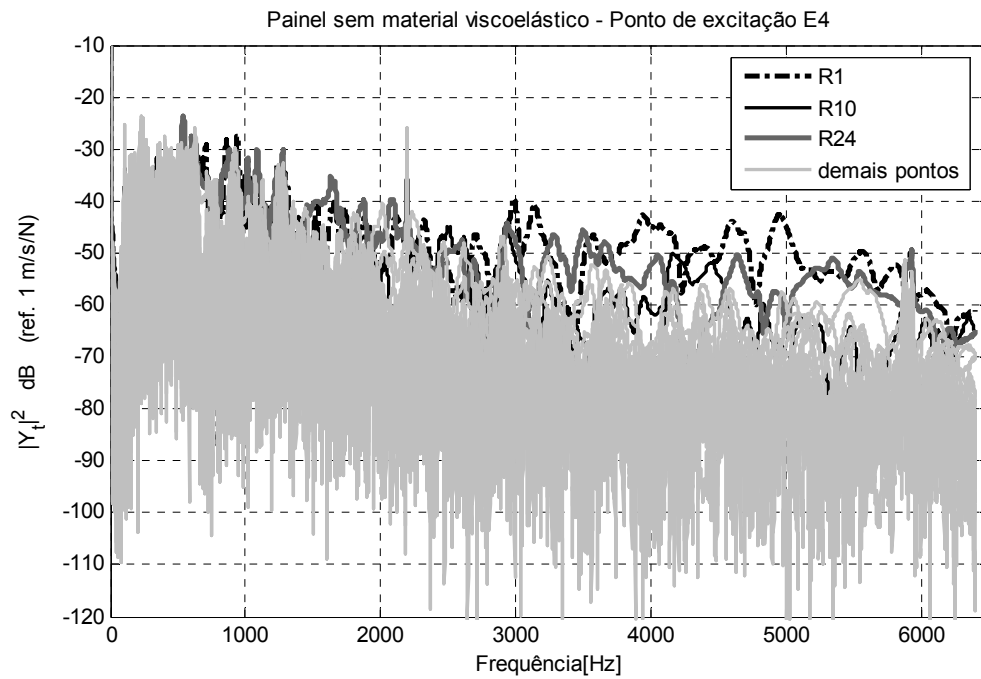


Figura 3.25 – Módulo ao quadrado das mobilidades de transferência para excitação em E4.

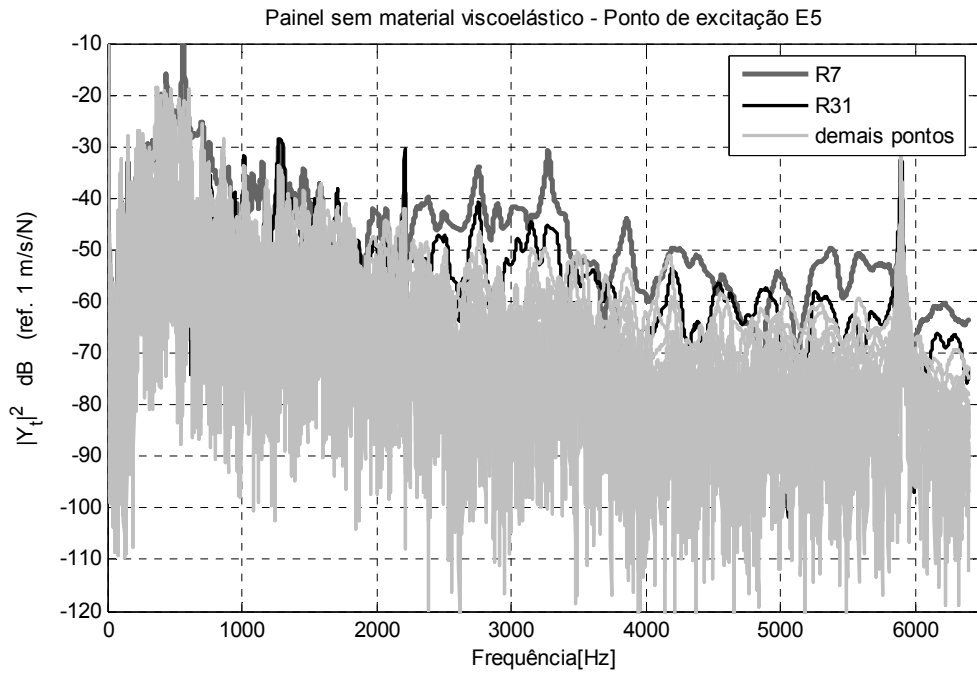


Figura 3.26 – Módulo ao quadrado das mobilidades de transferência para excitação em E5.

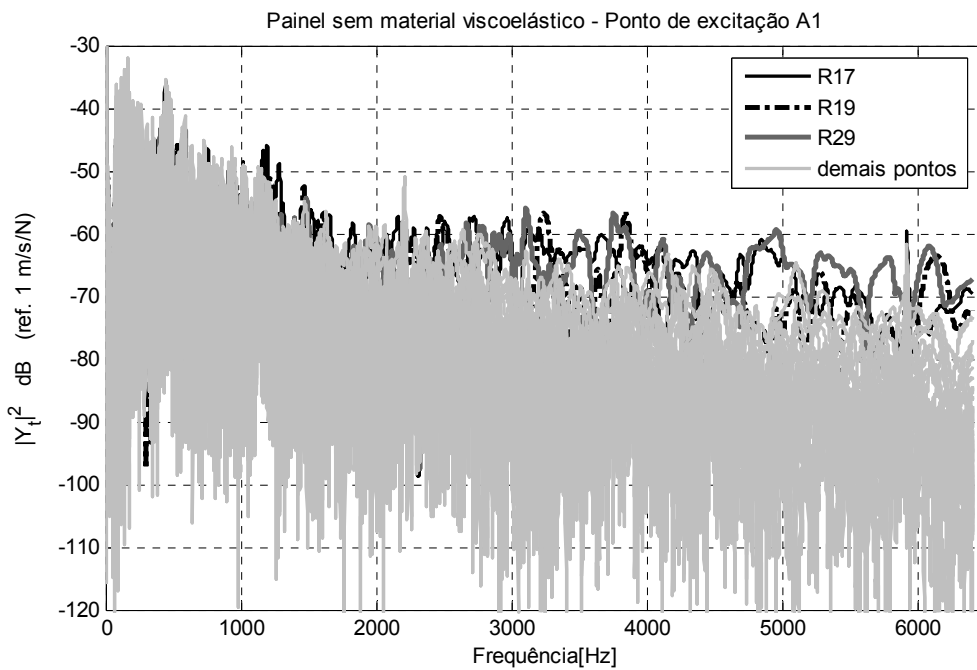


Figura 3.27 – Módulo ao quadrado das mobilidades de transferência para excitação em A1.



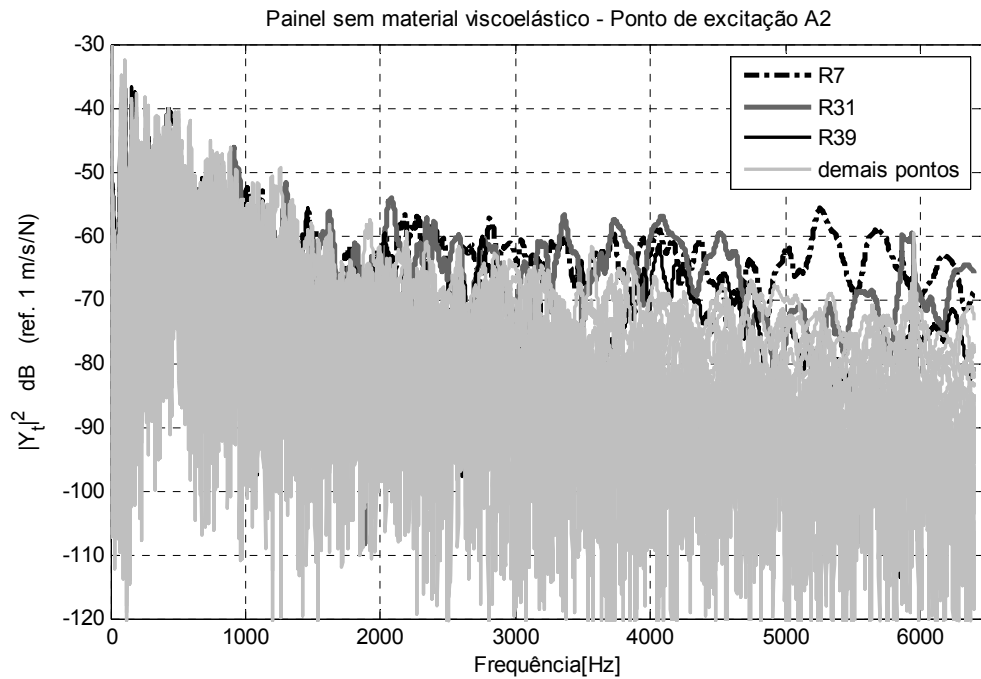


Figura 3.28 – Módulo ao quadrado das mobilidades de transferência para excitação em A2.

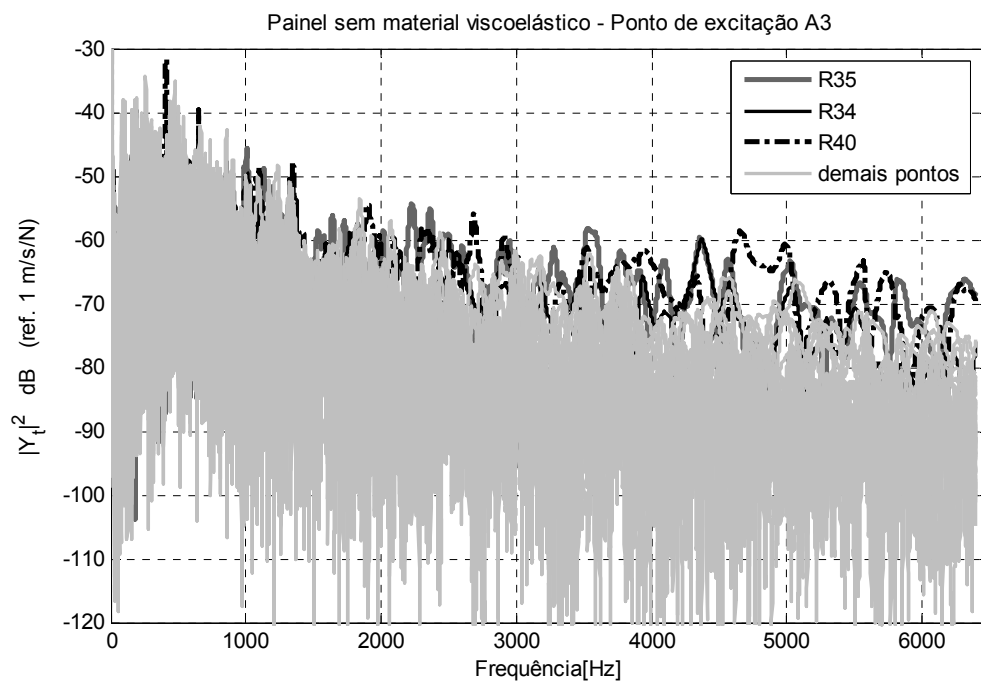


Figura 3.29 – Módulo ao quadrado das mobilidades de transferência para excitação em A3.

Nas Figura 3.30 a Figura 3.37 são mostrados os valores do módulo ao quadrado das mobilidades de transferência nos 40 pontos de resposta para cada ponto de excitação no painel com material viscoelástico. Nestes gráficos foram destacadas as mobilidades dos pontos de resposta localizados próximos ao ponto de excitação e que apresentavam níveis de energia superiores aos demais pontos.

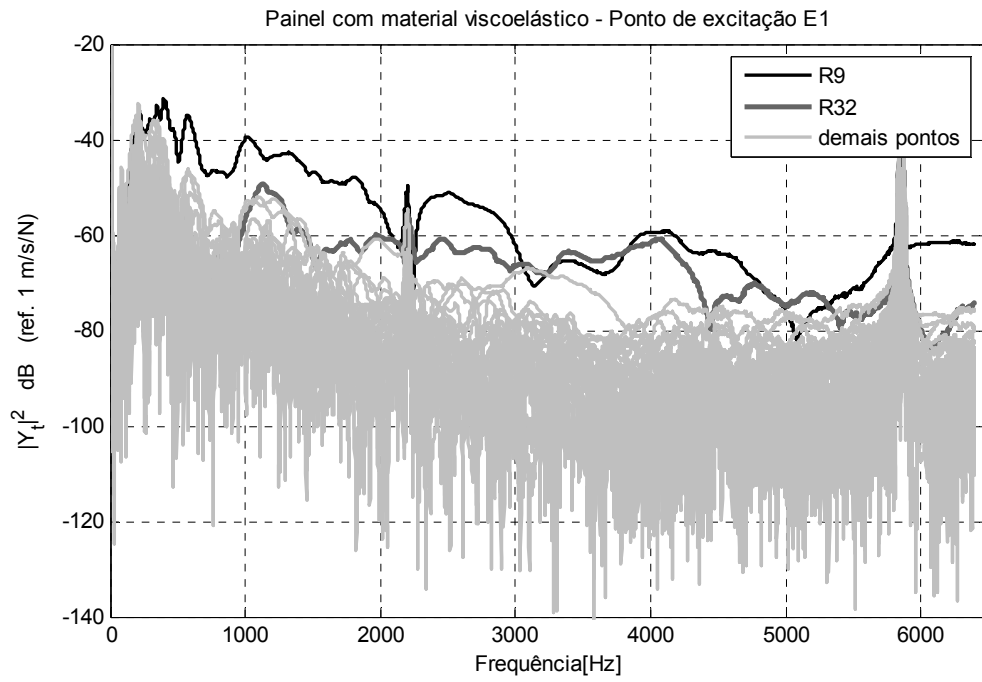


Figura 3.30 – Módulo ao quadrado das mobilidades de transferência para excitação em E1.

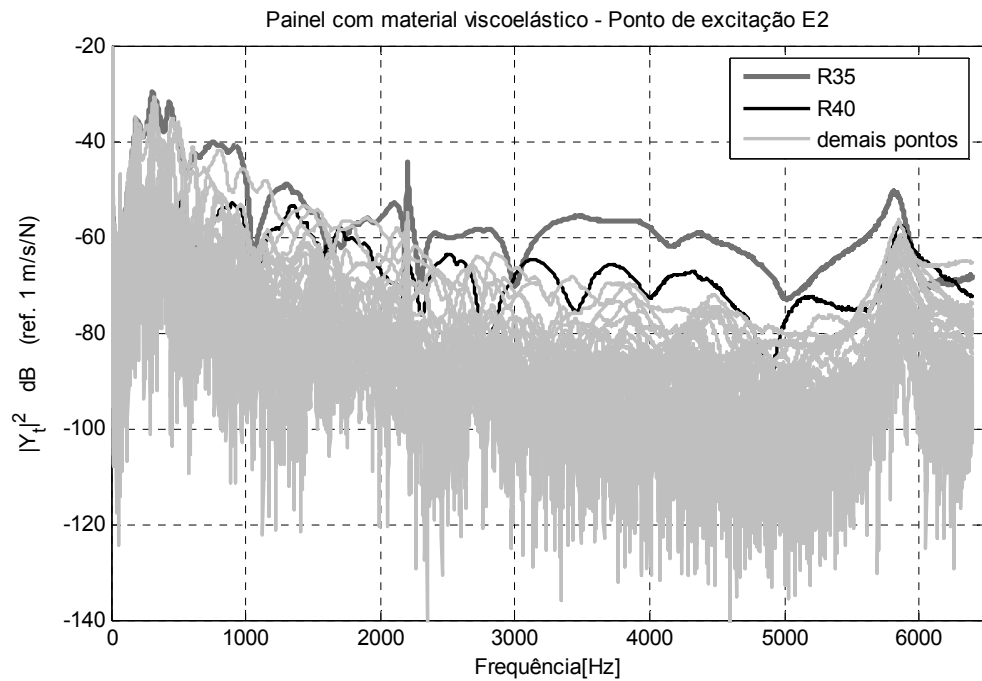


Figura 3.31 – Módulo ao quadrado das mobilidades de transferência para excitação em E2.

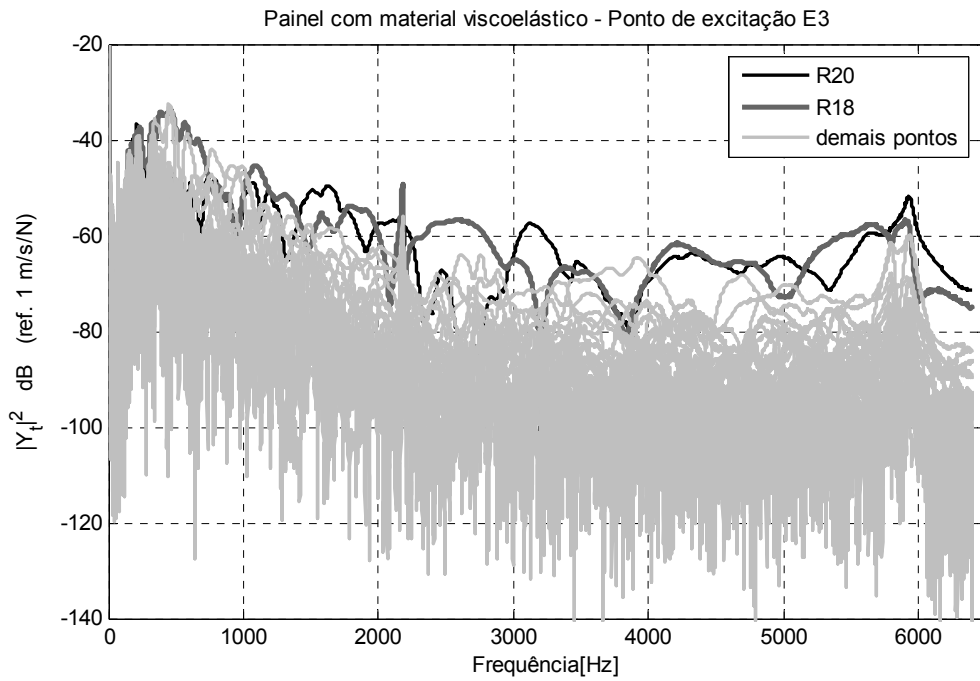


Figura 3.32 – Módulo ao quadrado das mobilidades de transferência para excitação em E3.

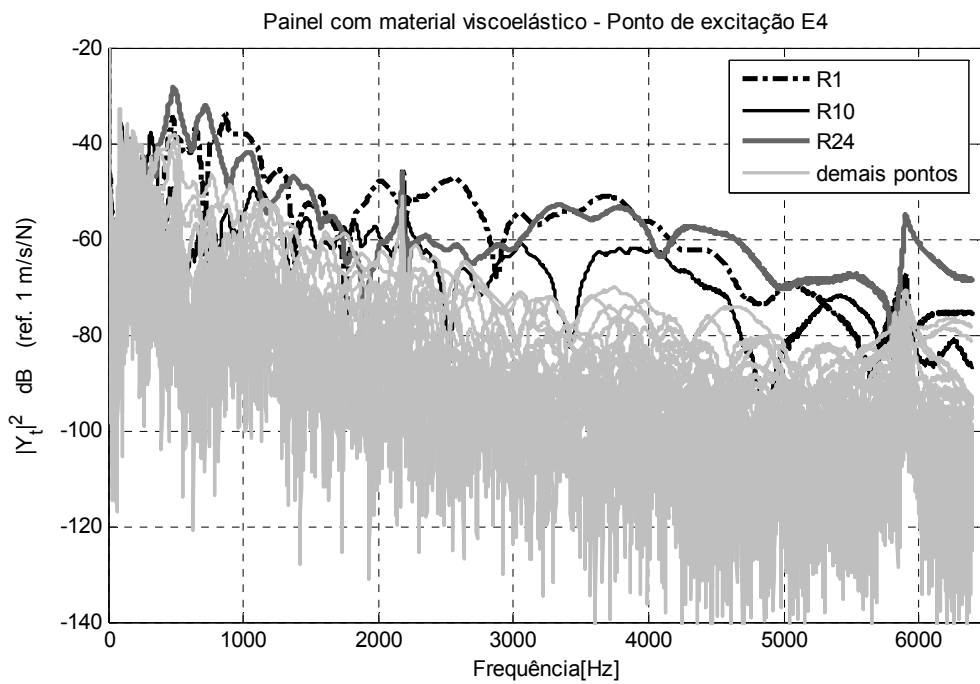


Figura 3.33 – Módulo ao quadrado das mobilidades de transferência para excitação em E4.

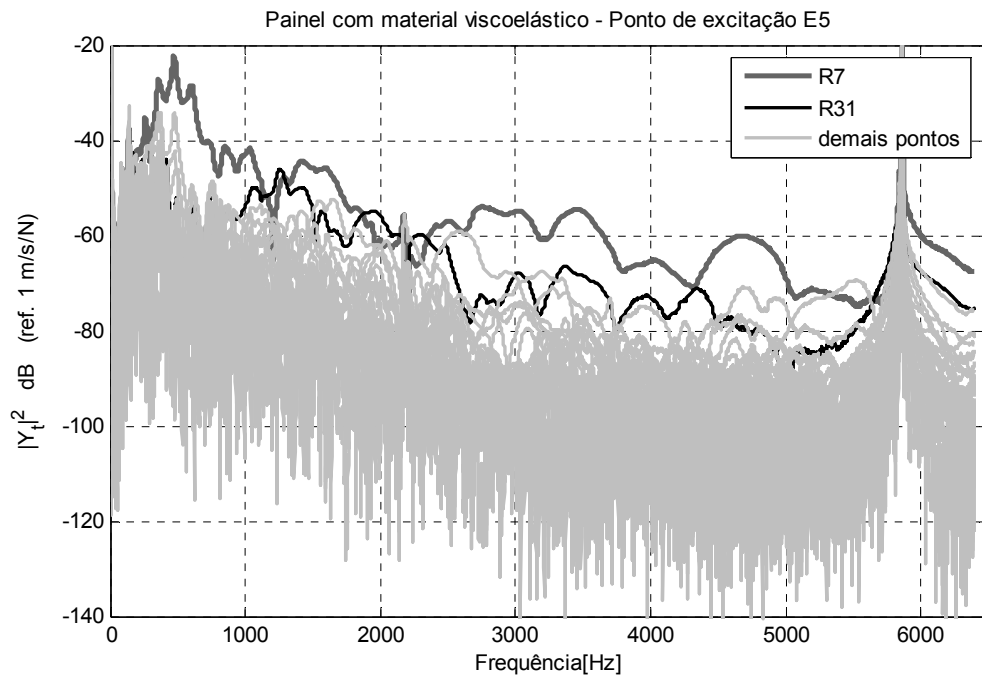


Figura 3.34 – Módulo ao quadrado das mobilidades de transferência para excitação em E5.

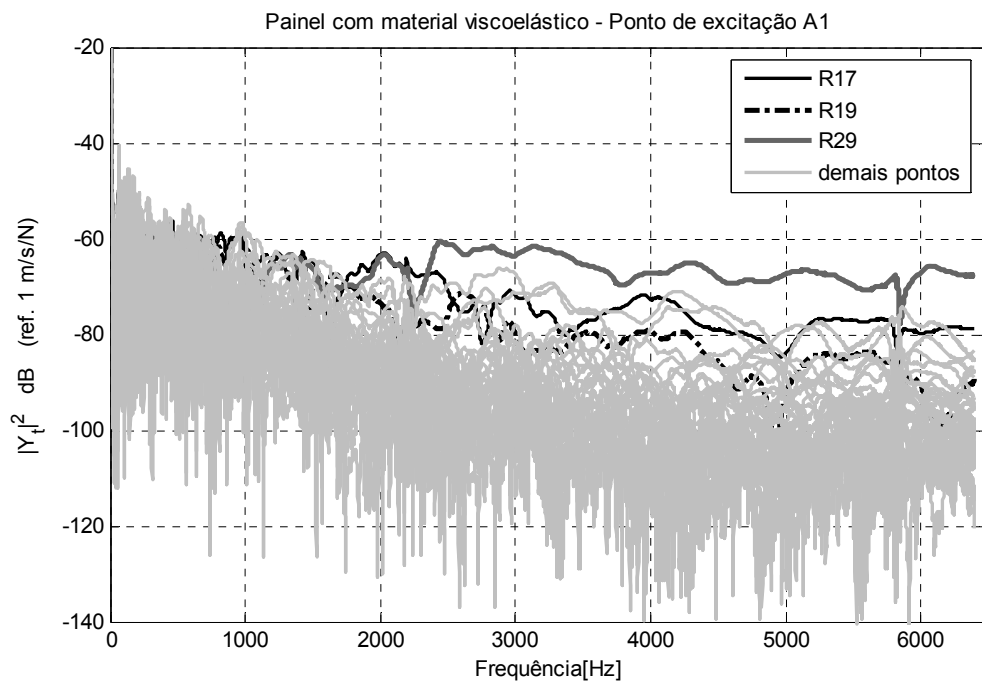


Figura 3.35 – Módulo ao quadrado das mobilidades de transferência para excitação em A1.

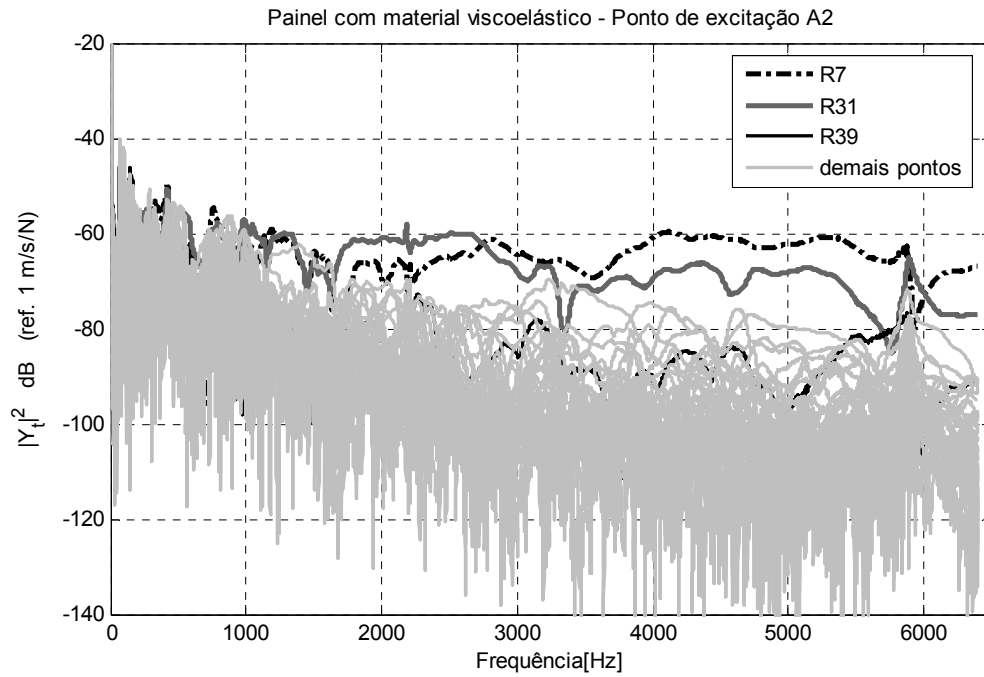


Figura 3.36 – Módulo ao quadrado das mobilidades de transferência para excitação em A2.

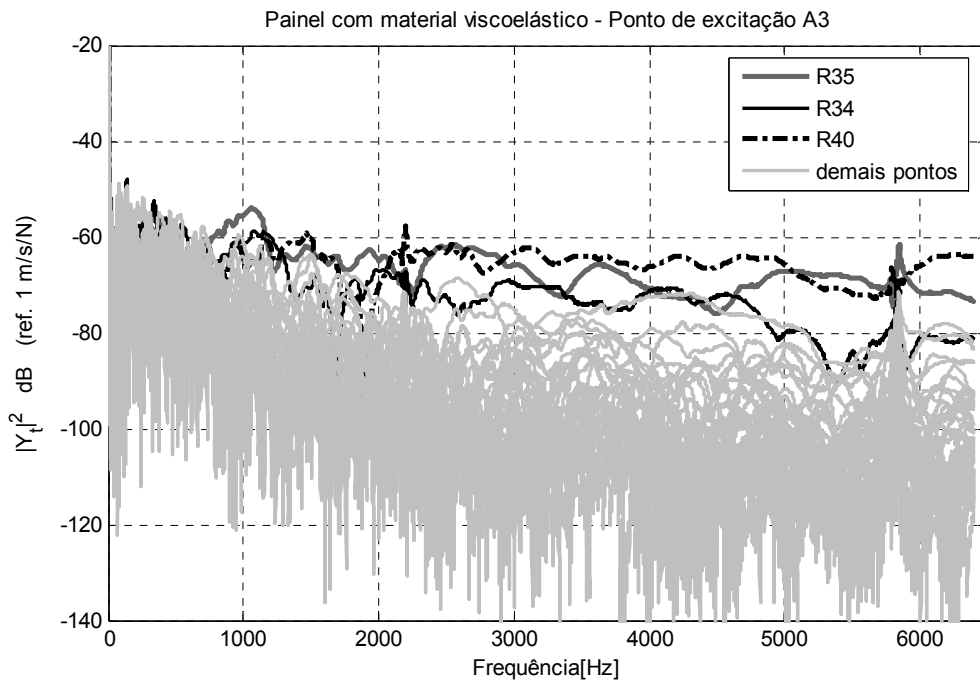


Figura 3.37 – Módulo ao quadrado das mobilidades de transferência para excitação em A3.

Observando-se os resultados sem e com material viscoelástico, é possível verificar que o efeito do campo vibratório direto sobre os pontos de resposta escolhidos é mais evidente quando o painel apresenta o tratamento com material viscoelástico. As diferenças entre os níveis de energia nos pontos de resposta afetados atingem valores superiores a 20 dB em algumas frequências. Além disso, quando a estrutura é excitada nas áreas mais rígidas (A1, A2 e A3), os pontos de resposta afetados começam a se destacar em frequências superiores a

1 kHz. Isto indica que o emprego de excitação em pontos mais rígidos tende a melhorar a distribuição da potência injetada na estrutura.

Os demais resultados dos ensaios a temperatura ambiente são analisados com mais detalhe no Capítulo 4.

### 3.4.2 Ensaios com Controle de Temperatura

Estes ensaios foram realizados com o objetivo de avaliar o fator de perda (DLF) do painel amortecido em várias temperaturas. As temperaturas nas quais foi avaliado o fator de perda foram 10 °C, 5 °C, 0 °C, -5 °C, -10 °C e -15 °C.

Algumas conclusões tiradas dos resultados dos ensaios em temperatura ambiente (Seção 5.2) são consideradas para a realização dos ensaios em baixas temperaturas. Em resumo, basicamente são empregados 20 pontos de resposta e 3 pontos de excitação para aplicar o PIM. Os pontos de excitação escolhidos são A1, A2 e A3 (partes rígidas) e os pontos de resposta foram R1 a R20. No cálculo do DLF foram excluídos um máximo de três pontos de resposta supostamente afetados pelo capo vibratório direto.

Com o objetivo de diminuir o tempo de realização de cada ensaio foram utilizados quatro acelerômetros. Isto também contribui para a redução dos erros associados à mudança de posição dos acelerômetros. Os acelerômetros foram fixados no painel utilizando-se cera para agilizar o processo de medição.

Foi realizado um estudo prévio das características e condições de funcionamento dos equipamentos e encontrou-se que a sensibilidade dos sensores muda ligeiramente com a temperatura. Por esta razão, os canais de medição de força e aceleração foram calibrados para cada temperatura. O excitador foi protegido com manta isolante térmica (Figura 3.38) buscando-se manter sua temperatura dentro da faixa permissível de operação (entre 5 °C e 40 °C).

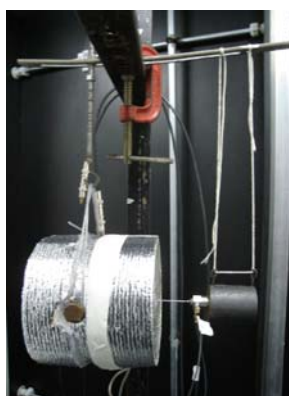


Figura 3.38 - Conjunto excitador – fusível - cabeça de impedância - massa, no processo de calibração da força.

A estrutura e o excitador foram suspensos de forma similar ao ensaio feito em temperatura ambiente. Para a realização dos ensaios foi utilizada uma câmara térmica localizada nas instalações do POLO-UFSC (Figura 3.39). Esta câmara tem condições para controlar e manter a umidade e temperatura estáveis. Na Figura 3.40 é mostrado o registro das temperaturas realizado pelo programa que controla a câmara. A variação da temperatura encontrada na realização dos ensaios foi de  $\pm 0,5$  °C em relação à temperatura nominal.



Figura 3.39 – Câmara térmica do POLO-UFSC com controle eletrônico de umidade e temperatura.

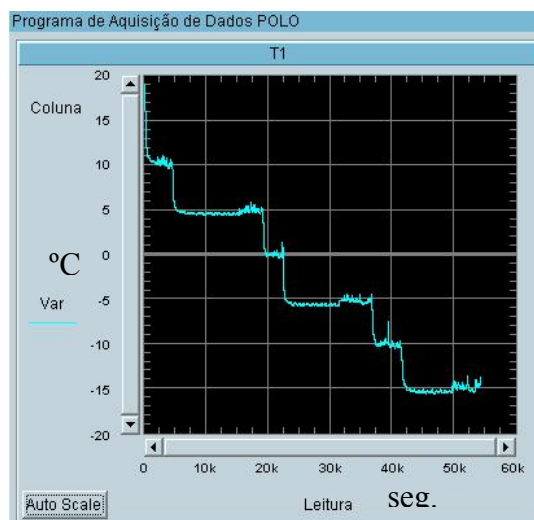


Figura 3.40 – Registro das temperaturas

Os equipamentos utilizados nestes ensaios são listados Tabela 3.3.

Tabela 3.3 – Lista de equipamentos utilizados nos ensaios em baixas temperaturas.

Equipamento	Quantidade	Equipamento	Quantidade
Computador portátil	1	Cabos Microdot	6
Analisador de sinais PULSE de 11 entradas e 1 salidas	1	Cabos BNC	2
Excitador ( <i>shaker</i> ) B&K tipo 4809	1	Cabo BNC-Banana	1
Amplificador de sinal B&K Tipo 2706	1	Calibrador de acelerômetros PCB de 10 m/s <sup>2</sup>	1
Cabeça de impedância PCB 288D01	1	Conectores microdot-BNC	4
Acelerômetro PCB 352A21	4	Conectores BNC-BNC	2

Uma análise similar dos resultados obtidos em temperatura ambiente foi feita para os resultados obtidos em baixas temperaturas. A mobilidade pontual e o módulo ao quadrado das mobilidades de transferência foram analisados para cada ponto de excitação e em cada temperatura. Pela grande quantidade de informação, somente são apresentados a seguir as mobilidades dos ensaios à temperatura de 0°C.

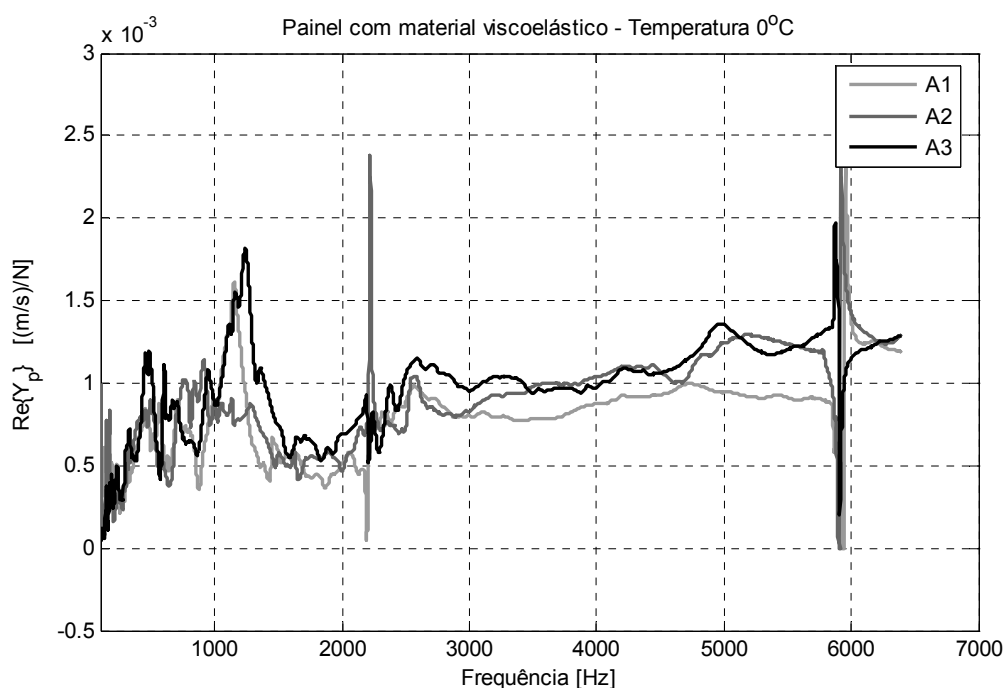


Figura 3.41 – Parte real das mobilidades pontuais no painel com material viscoelástico a 0°C.



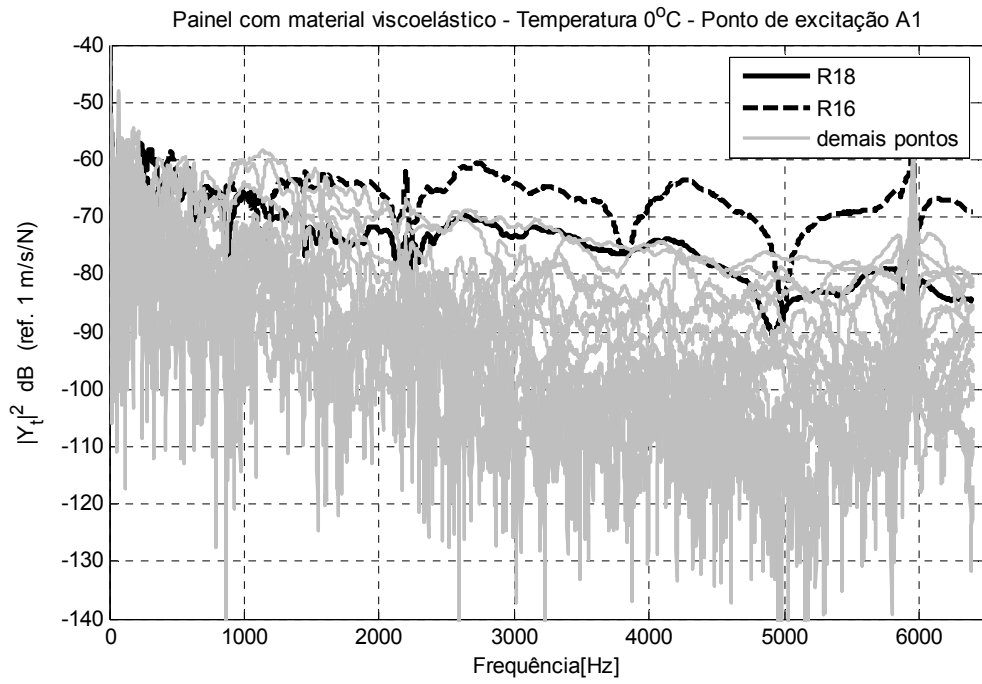


Figura 3.42 –Módulo ao quadrado das mobilidades de transferência para excitação em A1, a 0°C.

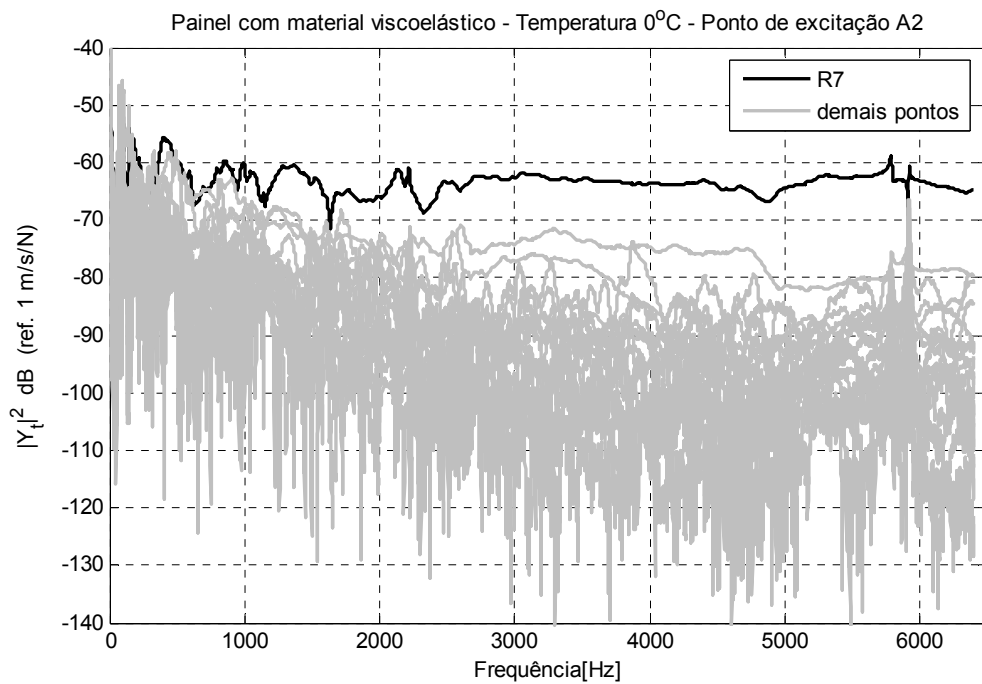


Figura 3.43 - Módulo ao quadrado das mobilidades de transferência para excitação em A2, a 0°C.

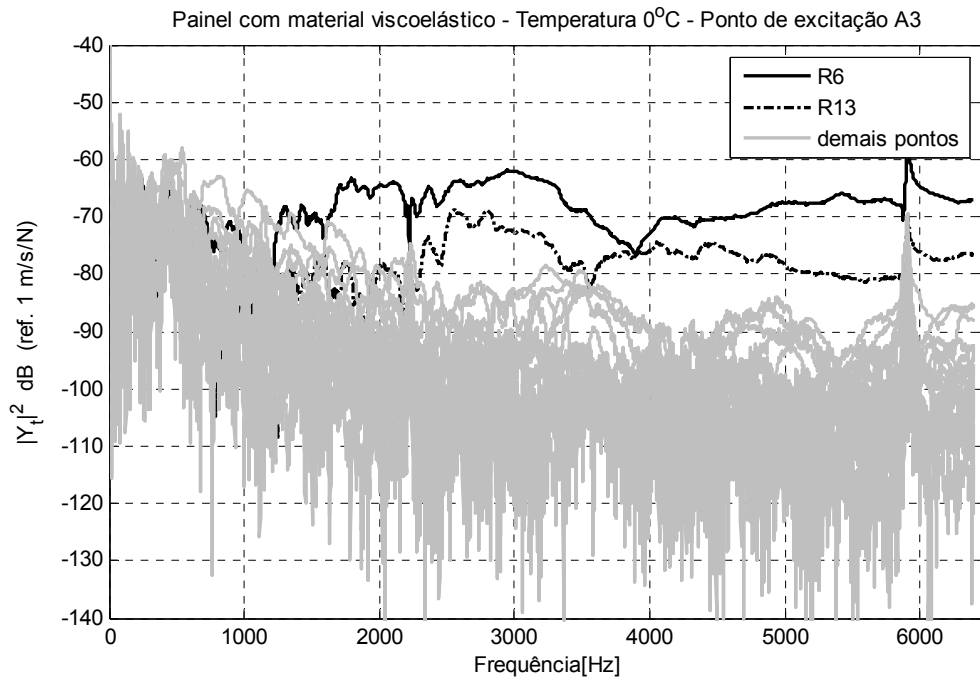


Figura 3.44 - Módulo ao quadrado das mobilidades de transferência para excitação em A3, a 0°C.

Observou-se que novos pontos são afetados pelo campo vibratório direto. Estes pontos são diferentes dos selecionados no estudo à temperatura ambiente. Isto pode ser explicado pelo uso de apenas 20 pontos de resposta.

No Capítulo 4 são analisados e comparados os resultados do fator de perda para cada temperatura.

## Capítulo 4: Resultados dos Ensaio Experimentais

Neste capítulo são apresentados os resultados dos procedimentos experimentais expostos nas Seções 3.2 e 3.3 do Capítulo 3. Uma análise dos resultados experimentais foi feita, assim como algumas recomendações para aplicação dos métodos em trabalhos futuros.

### 4.1 Resultados do Método da viga Oberst.

Depois de realizados os ensaios os valores do módulo de elasticidade e do fator de perda da viga sem e com material viscoelástico foram determinados através das equações propostas na norma ASTM 756 – 98.

Assim, o módulo de elasticidade,  $E$ , da viga base foi determinado através da equação:

$$E = \frac{12 \cdot \rho \cdot l^4 \cdot f_n^2}{H^2 \cdot C_n^2}, \quad (4.1)$$

onde  $\rho$  é a densidade da viga, em  $\text{kg/m}^3$ ,  $l$  é o comprimento da viga em m,  $f_n$  é a frequência natural do n-ésimo modo em Hz,  $H$  é a espessura da viga em m, e  $C_n$  é o coeficiente adimensional do modo de vibração n. Para uma viga uniforme, com somente uma das suas extremidades engastada, os valores de  $C_n$  são listados na Tabela 4.1.

Tabela 4.1 – Valores do coeficiente  $C_n$  para cada um dos modos de vibração da viga [9].

$C_n$	Modo	Valor
$C_1$	1	0,5596
$C_2$	2	3,5069
$C_3$	3	9,8194
$C_4$	4	19,2420
$C_5$	5	13,8090
$C_6$	6	47,5166
$C_7$	7	66,3661
$C_8$	8	88,3573
$C_9$	9	113,4900

A densidade ( $\rho$ ) da viga é determinada através do método de Arquimedes. Para este cálculo a viga foi pesada no ar e na água. A diferença entre estes valores corresponde à força de empuxo que a água exerce sobre a viga. A densidade da água usada neste cálculo foi de  $998,49 \text{ kg/m}^3$ , correspondente à temperatura de  $23,2^\circ\text{C}$  e 1 atmosfera de pressão

aproximadamente [25]. Com estes valores foi possível determinar o volume da viga e posteriormente a densidade do material. A densidade do aço encontrada foi de 7772,42 kg/m<sup>3</sup>.

Na Figura 4.1 são apresentados os valores do módulo de elasticidade da viga base, para cada temperatura.

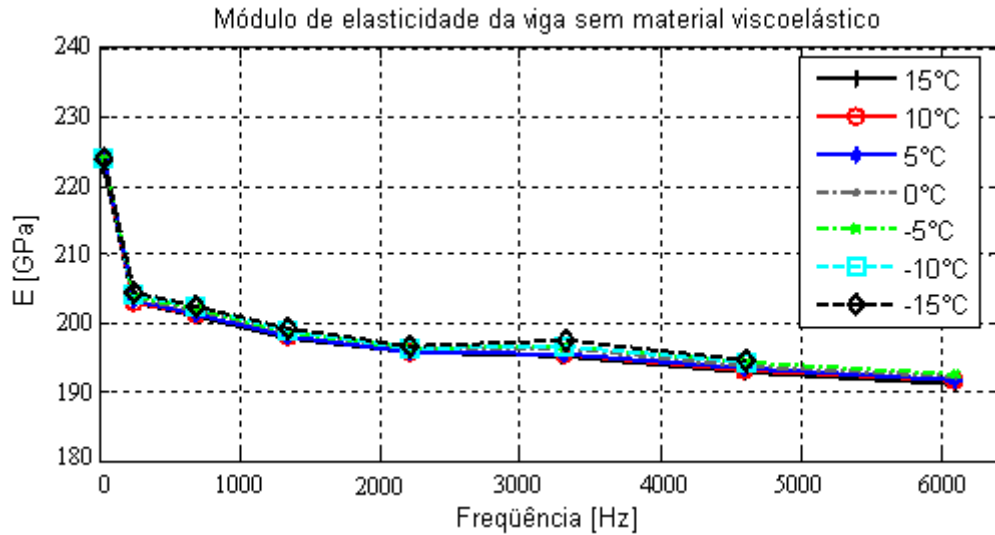


Figura 4.1 –Módulo de elasticidade da viga base em diferentes temperaturas.

O fator de perda da viga base foi calculado para cada frequência natural, usando a Equação (2.10), tal como é explicado na Figura 4.2.

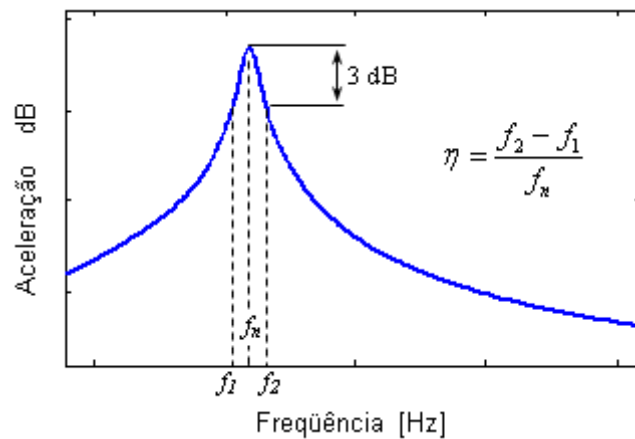


Figura 4.2 – Método da banda de meia potência.

Os resultados do fator de perda da viga base são apresentados na Figura 4.3.

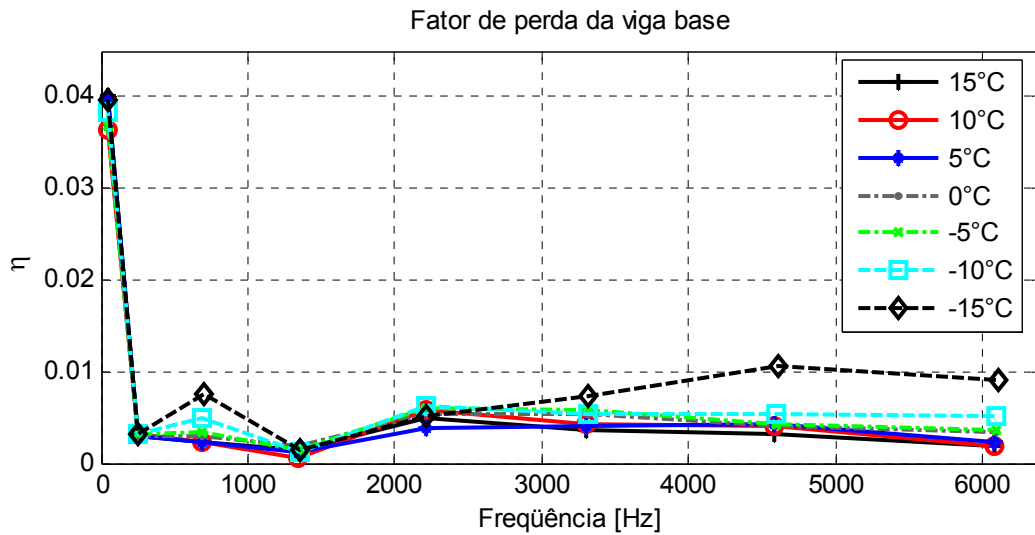


Figura 4.3 – Fator de perda de viga base.

Para a viga composta, o módulo de elasticidade do material viscoelástico pode ser determinado através da seguinte equação:

$$E_1 = \frac{E}{2.T^3} \left[ (\alpha - \beta) + \sqrt{\{(\alpha - \beta)^2 - 4T^2(1 - \alpha)\}} \right], \quad (4.2)$$

onde  $E$  é o módulo de rigidez da viga base,  $T = H_1/H$ , é a relação de espessura,  $H_1$  é a espessura do material viscoelástico,  $H$  é a espessura da viga base e  $\alpha$  e  $\beta$  podem ser determinados através das Equações (4.3) e (4.4):

$$\alpha = (1 + DT) \cdot \left( \frac{f_c}{f_n} \right)^2, \quad (4.3)$$

$$\beta = 4 + 6T + 4T^2, \quad (4.4)$$

onde  $D$  é a relação de densidades ( $D = \rho_1/\rho$ ,  $\rho_1$  é a densidade do material viscoelástico,  $\rho$  é a densidade da viga base),  $f_c$  é a frequência de ressonância da viga composta e  $f_n$  é a frequência de ressonância da viga base.

Para a configuração utilizada da viga composta, a norma recomenda que  $\alpha$  seja maior ou igual a 1,01. Isto para garantir a validade das equações. Os resultados da Equação (4.2) são apresentados nas Tabelas 4.2 e 4.3. Alguns valores negativos do módulo de elasticidade correspondem a valores de  $\alpha < 1,01$ .

Observa-se que na medida em que a temperatura diminui, as frequências naturais de cada modo de vibração aumentam. Isto pode ser causado por um aumento na rigidez da viga composta. Da Figura 3.13 observa-se que na medida em que a temperatura diminui, as curvas de aceleração da viga composta vão-se movimentando para frente no eixo das frequências.

Tabela 4.2 – Módulo de elasticidade do material viscoelástico equivalente para as temperaturas de 15°C a 0°C.

T=15°C		T=10°C		T=5°C		T=0°C	
$f_c$	$E_1$	$f_c$	$E_1$	$f_c$	$E_1$	$f_c$	$E_1$
39,06	-13749246	38	-2,5E+09	38,19	-2,11E+09	38,56	-1,34E+09
239,6	1,95E+09	242,4	2,87E+09	245,7	3,96E+09	253,2	6,58E+09
663	1,36E+09	667,8	1,9E+09	675,3	2,78E+09	689,8	4,49E+09
1281	8,8E+08	1286	1,12E+09	1295	1,67E+09	1322	3,22E+09
2101	6,65E+08	2116	1,2E+09	2130	1,68E+09	2155	2,53E+09
3095	-2,48E+08	3106	-33720316	3125	3,72E+08	3159	1,05E+09
4337	4E+08	4349	5,56E+08	4372	9,17E+08	4399	1,3E+09
5747	3,68E+08	5768	5,75E+08	5798	9,11E+08	5864	1,67E+09

Tabela 4.3 – Módulo de elasticidade do material viscoelástico equivalente para as temperaturas de -5°C a -15°C.

T=-5°C		T=-10°C		T=-15°C	
$f_c$	$E_1$	$f_c$	$E_1$	$f_c$	$E_1$
40,31	2,46E+09	40,94	3,89E+09	41,13	4,32E+09
260,6	9,33E+09	268,3	1,23E+10	271,8	1,37E+10
710,9	7,17E+09	729,4	9,6E+09	751,6	1,27E+10
1357	5,45E+09	1388	7,44E+09	1435	1,06E+10
2187	3,7E+09	2260	6,54E+09	2323	9,07E+09
3276	3,91E+09	3336	5,42E+09	3415	7,39E+09
4523	3,41E+09	4638	5,47E+09	4645	5,55E+09
5949	2,75E+09	-	-	-	-

O fator de perda do material viscoelástico ( $\eta_l$ ) pode ser determinado através da seguinte equação:

$$\eta_l = \eta_c \left[ \frac{(1 + MT)(1 + 4MT + 6MT^2 + 4MT^3 + M^2T^4)}{(MT)(3 + 6T + 4T^2 + 2MT^3 + M^2T^4)} \right], \quad (4.5)$$

onde  $\eta_c$  é o fator de perda da viga composta o qual que pode ser determinado através do método da banda de meia potência (Equação (2.10)).  $M$  é a relação de elasticidade,  $M = E_l/E$ , sendo  $E_l$  o módulo de elasticidade do material viscoelástico e  $E$  o módulo de elasticidade do material da viga base. Os resultados do fator de perda do material equivalente são apresentados na Tabela 4.4.

Destes resultados, observa-se que os valores são superiores a unidade. Isto pode ser justificado pelo fato de ser um valor equivalente. Observa-se também, que o fator de perda diminui com o decremento da temperatura. Pelas informações proporcionadas pelo fabricante, o fator de perda do material viscoelástico deveria apresentar os seus máximos valores na temperatura de 0°C e nas frequências compreendidas entre 1 kHz e 2 kHz (modos de vibração 4 e 5 da viga).

Tabela 4.4 – Fator de Perda do material viscoelástico.

Modo	$\eta_1$						
	T=15°C	T=10°C	T=5°C	T=0°C	T=-5°C	T=-10°C	T=-15°C
1	-158,7301	-1,063072	-1,489777	-3,232292	2,639219	1,933812	1,845042
2	1,678173	1,619585	1,514754	1,239693	0,98494	0,765482	0,658423
3	2,057605	2,004716	1,799931	0,675093	1,320975	1,124779	0,862277
4	2,121614	2,365625	2,18576	1,855062	1,539247	1,453631	1,136921
5	2,841705	2,059748	2,035254	2,06774	1,980778	1,410331	1,21596
6	-7,243788	-79,1976	8,95976	5,325174	2,274332	2,017247	1,778104
7	3,460521	3,074685	2,463367	2,854839	1,560147	1,10738	1,145554
8	3,821913	2,788717	2,430301	2,237852	2,048027	-	-

Através da ferramenta *cftool* do programa *MatLAB 7.0* foi possível obter uma curva contínua do fator de perda e do módulo de elasticidade em função da frequência. Para todos os casos, o ajuste de curva exponencial (da forma  $y = ae^{bx} + ce^{dx}$ , onde  $a$ ,  $b$ ,  $c$  e  $d$  são constantes) foi o que apresentou melhores resultados. Os fatores de perda negativos são excluídos. Nas Figuras 4.4 e 4.5 são apresentados os resultados para a temperatura de 15°C.

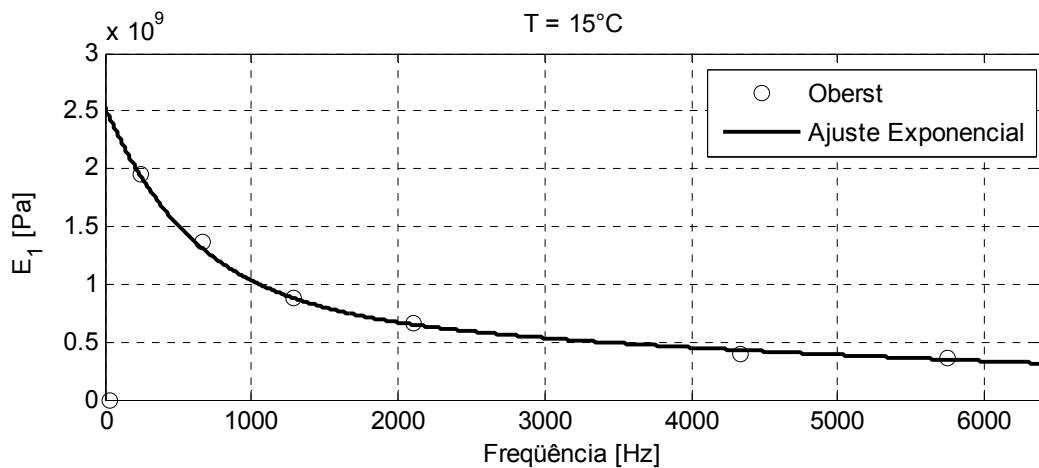


Figura 4.4 – Ajuste de curvas para o módulo de elasticidade equivalente do material viscoelástico.

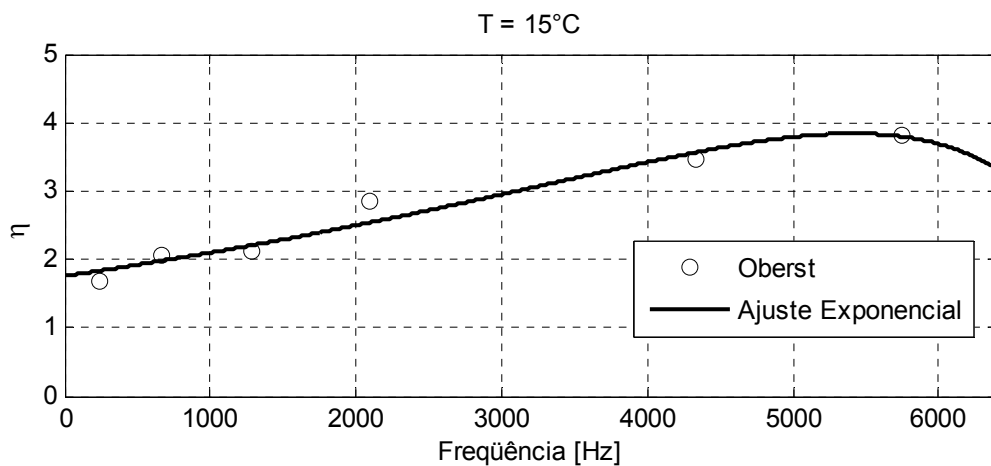


Figura 4.5 – Ajuste de curvas para o fator de perda equivalente do material viscoelástico.

Os fatores de perda para cada temperatura são apresentados na Figura 4.6.

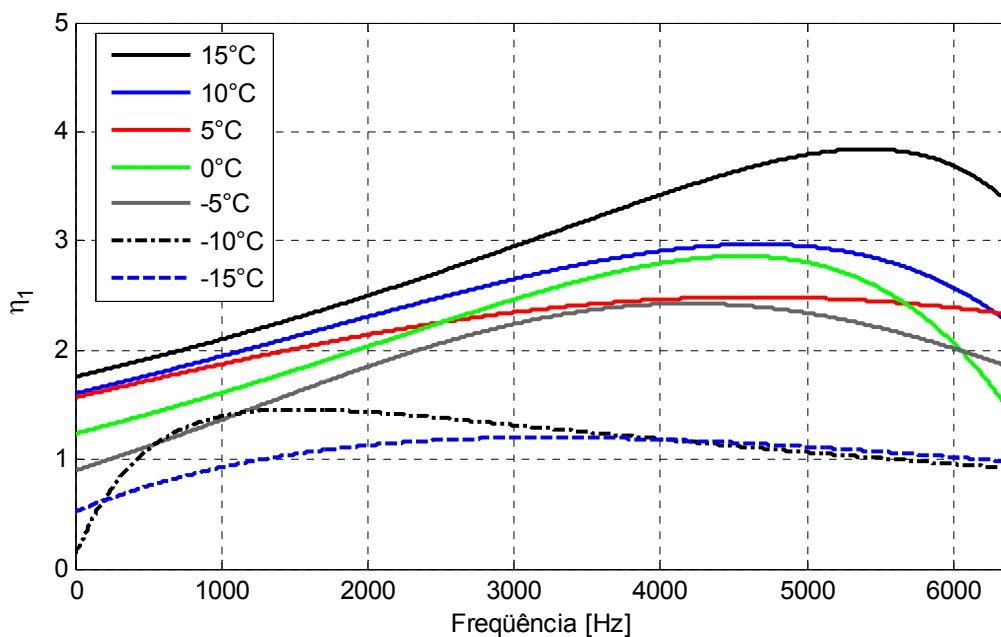


Figura 4.6 – Fatores de perda equivalentes do material viscoelástico.

Na figura anterior, observa-se que o fator de perda entre as temperaturas 15°C a 5°C diminui na medida em que diminui a temperatura. Quando a temperatura chega a 0°C, o material apresenta um aumento no fator de perda nas frequências compreendidas entre 2,5 kHz e 5,5 kHz. Para temperaturas inferiores o fator de perda diminui.

#### 4.1.1 Análise dos resultados do método da viga Oberst.

Dos resultados anteriores, observou-se que as propriedades do material viscoelástico não apresentam o comportamento especificado pelo fabricante. Sendo especificado pelo fabricante que o material viscoelástico apresenta máximo amortecimento para a temperatura de 0°C.

Conforme o discutido por JONES [1], um material pode apresentar um aumento da rigidez e uma diminuição do fator de amortecimento quando está funcionando sob pré-cargas iniciais. Devido aos coeficientes de dilatação térmica do material da viga base (aço) e do material da cobertura (alumínio) serem diferentes, a camada restrita estaria submetida a uma pré-carga de cisalhamento na medida em que a temperatura diminui. Isto pode ser constatado pelo aumento da rigidez e diminuição do fator de perda do material, com o decremento da temperatura.

Outro fato que afeta os resultados dos ensaios pode ser atribuído à utilização de equações inadequadas. Os altos valores apresentados pelo fator de perda e o seu comportamento com a frequência e temperatura, podem ser causadas pelo uso de equações que ignoram o mecanismo de dissipação de energia por cisalhamento.



## 4.2 Resultados do Método da Potência Injetada

Para a determinação do fator de perda foi utilizada a técnica baseada na FRF, proposta por DE LANGHE [17]. Este método consiste em determinar uma energia vibratória e uma potência injetada, equivalentes.

A energia vibratória de um sistema, em um período de tempo  $T$ , pode ser estimada através da seguinte equação:

$$E \cong \frac{M}{N} \cdot \sum_{i=1}^N \int_0^{\infty} S_{i,vv}(\omega) d\omega, \quad (4.6)$$

onde  $M$  é a massa total do sistema,  $N$  o número de pontos de medição e  $S_{i,vv}$  é a densidade espectral da velocidade no ponto  $i$ . Ao escrever a Equação 4.6 em notação de FRF, esta pode ser dividida pela densidade espectral da força,  $S_{ff}$ , resultando em:

$$E_{eq} \cong \frac{M}{N} \cdot \sum_{i=1}^N \int_0^{\infty} \frac{S_{i,vv}(\omega)}{S_{ff}(\omega)} d\omega, \quad (4.7)$$

nesta equação a relação  $S_{i,vv} / S_{ff}$ , representa o espectro da velocidade quando uma força de densidade espectral  $S_{ff}=1$ , for aplicado no sistema. De forma que  $S_{ff}$  serve como uma função de peso. Assim, a Equação (4.7) pode ser reescrita como:

$$E \cong \frac{M}{N} \cdot \sum_{i=1}^N \int_0^{\infty} |Y_{t,i}(\omega)|^2 d\omega, \quad (4.8)$$

e finalmente como:

$$E(\omega) \cong M \cdot \left\langle |\overline{Y}_t(\omega)|^2 \right\rangle, \quad (4.9)$$

a qual representa a energia média temporal e espacial ( $N$  pontos de medição) da estrutura como função da frequência. Nas Equações (4.8) e (4.9)  $Y_{t,i}(\omega)$  representa a mobilidade de transferência no ponto de resposta  $i$ .

A potência injetada na estrutura, em um período de tempo  $T$ , pode ser determinada através da equação:

$$P_{in} = \text{Re} \left[ \int_0^{\infty} S_{vf}(\omega) d\omega \right], \quad (4.10)$$

onde  $S_{vf}$  representa a densidade espectral cruzada da força e da velocidade no ponto de excitação. A potência equivalente pode ser determinada ao dividir a Equação 4.10 pela densidade espectral da força:

$$P_{in, eq} = \text{Re} \left[ \int_0^{\infty} \frac{S_{vf}(\omega)}{S_{ff}(\omega)} d\omega \right], \quad (4.11)$$

A equação anterior representa a potência injetada quando for aplicada ao sistema uma força com espectro  $S_{ff}=1$ . Reescrevendo a Equação (4.11), a potência de entrada equivalente pode ser calculada através de:

$$P_{in, eq}(\omega) = \text{Re} \langle \overline{Y_p} \rangle. \quad (4.12)$$

Esta equação representa a potência média temporal e espacial (n pontos de excitação), como uma função da frequência.

De forma que o fator de perda pode ser calculado através da equação:

$$\eta(f) = \frac{\text{Re} \langle \overline{Y_p} \rangle}{2 \cdot \pi \cdot f \cdot M \langle |Y_t|^2 \rangle}, \quad (4.13)$$

Esta equação foi utilizada na determinação dos resultados seguintes.

#### 4.2.1 Resultados dos ensaios em temperatura ambiente

A Figura 4.7 e a Figura 4.8 mostram os valores do fator de perda por amortecimento (*Damping Loss Factor, DLF*) do painel sem e com material viscoelástico, respectivamente. Neste caso, é avaliada a sensibilidade quanto à inclusão ou exclusão dos pontos de resposta “supostamente” associados a um campo vibratório direto.

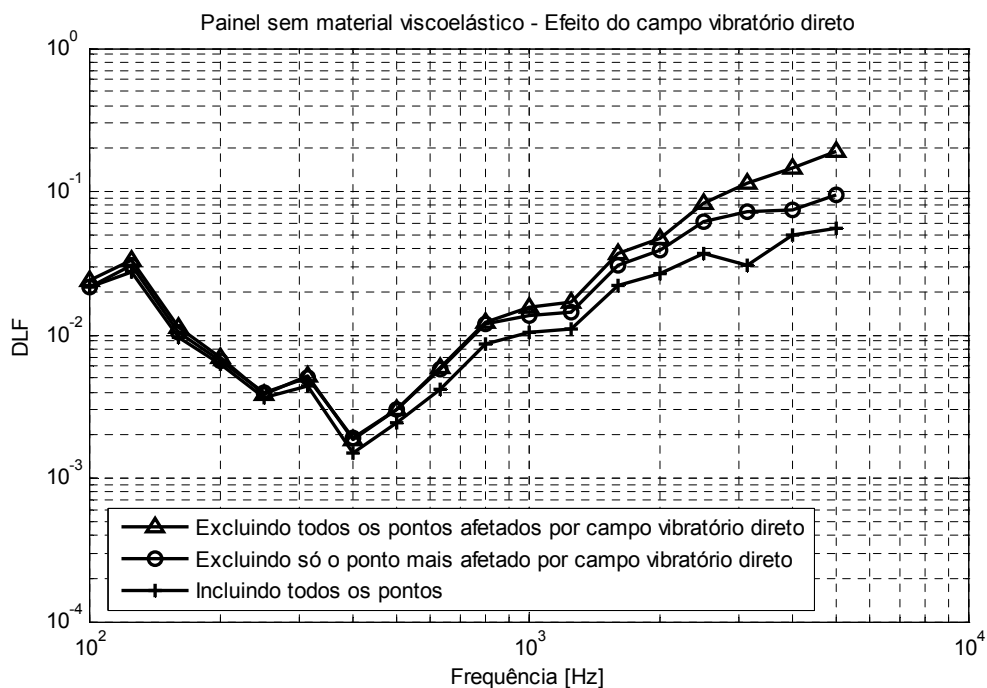


Figura 4.7 – Painel de fuselagem sem material viscoelástico – efeito dos pontos de resposta associados ao campo vibratório direto

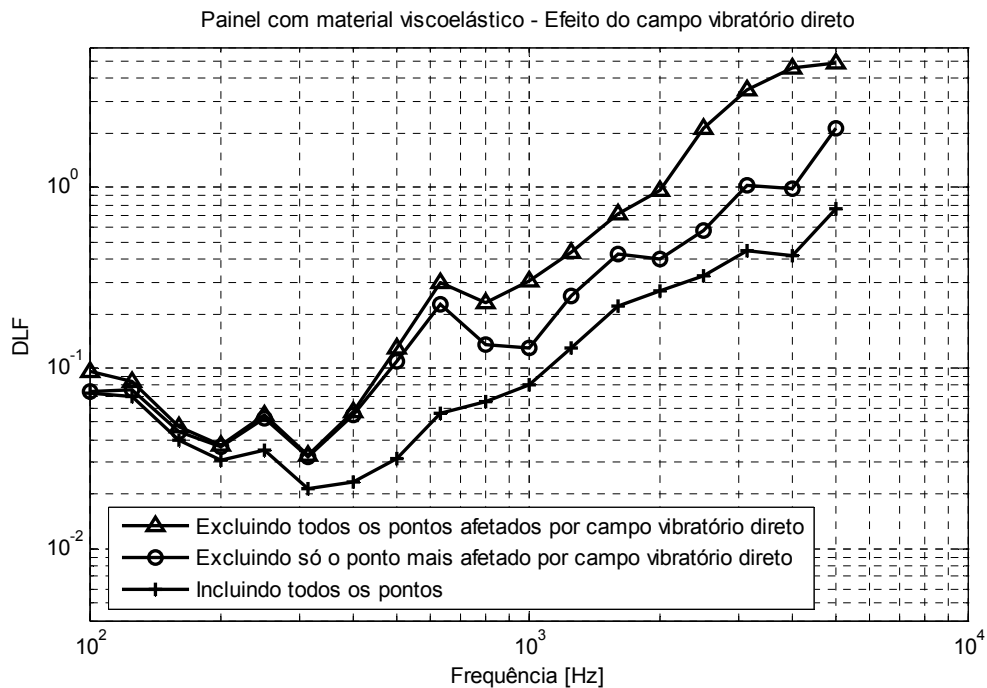


Figura 4.8 – Painel de fuselagem com material viscoelástico – efeito dos pontos de resposta associados ao campo vibratório direto

O DLF do painel sem material viscoelástico varia conforme a exclusão dos pontos associados ao campo vibratório direto. No painel com material viscoelástico (Figura 4.8) observa-se maior diferença entre os valores, quando é retirado o mesmo ponto afetado na Figura 4.7. Verifica-se que somente a exclusão do ponto mais afetado gera grande diferença nos valores de DLF estimados.

Apesar do conhecimento da existência do campo vibratório direto, não existe um critério bem definido que indique se a resposta num determinado ponto está ou não sendo dominada pelo campo vibratório direto. O fato do DLF calculado para o painel com viscoelástico ser bastante elevado acima de 2 kHz pode indicar uma limitação do método. O alto amortecimento introduzido pela presença do material viscoelástico pode “impedir” a formação de um campo vibratório reverberante nas frequências mais altas.

Outro parâmetro analisado é o efeito do número e dos locais de excitação que são empregados para calcular o fator de perda. Isto é apresentado na Figura 4.9 e na Figura 4.10 para os casos sem e com material viscoelástico, respectivamente. Nestes resultados são utilizados todos os pontos de resposta no cálculo (não é considerado o efeito do campo vibratório direto).

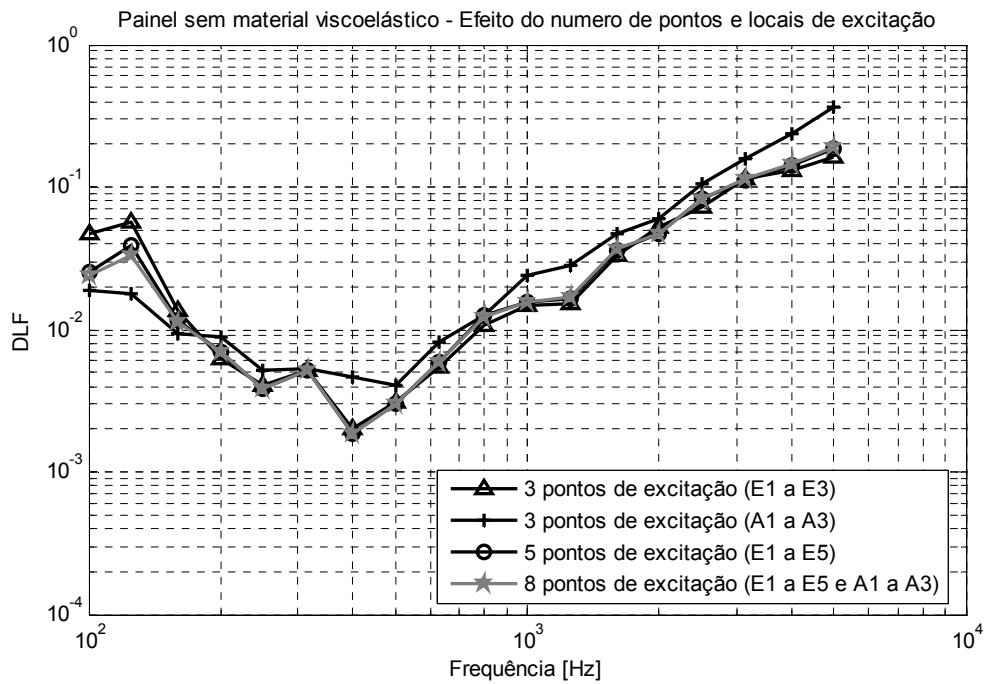


Figura 4.9 – DLF do painel sem material viscoelástico – Efeito do número e local de pontos de excitação

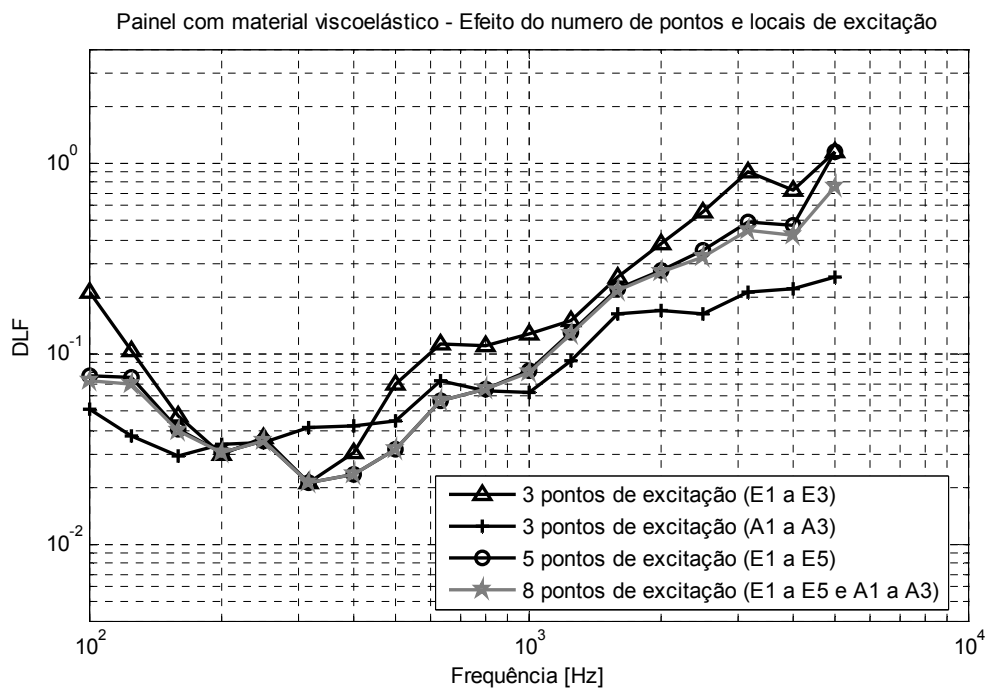


Figura 4.10 – DLF do painel com material viscoelástico – Efeito do número e local de pontos de excitação

No painel sem material viscoelástico, os valores do fator de perda usando 3, 5 ou 8 pontos de excitação são muito similares. Algumas diferenças nos valores ocorrem quando a estrutura é excitada nos pontos mais rígidos. Estas diferenças são mais acentuadas no painel com material viscoelástico.

Devido ao fato de que o local de excitação é um fator que afeta os resultados, foram analisados novos pontos de excitação sobre a estrutura. Para isto foram escolhidos três pontos localizados sobre a parte média dos reforçadores. Estes pontos, designados com A4, A5 e A6, são pontos que apresentam menor rigidez que os pontos A1, A2 e A3. Sua flexibilidade pode ser verificada e comparada na Figura 4.11.

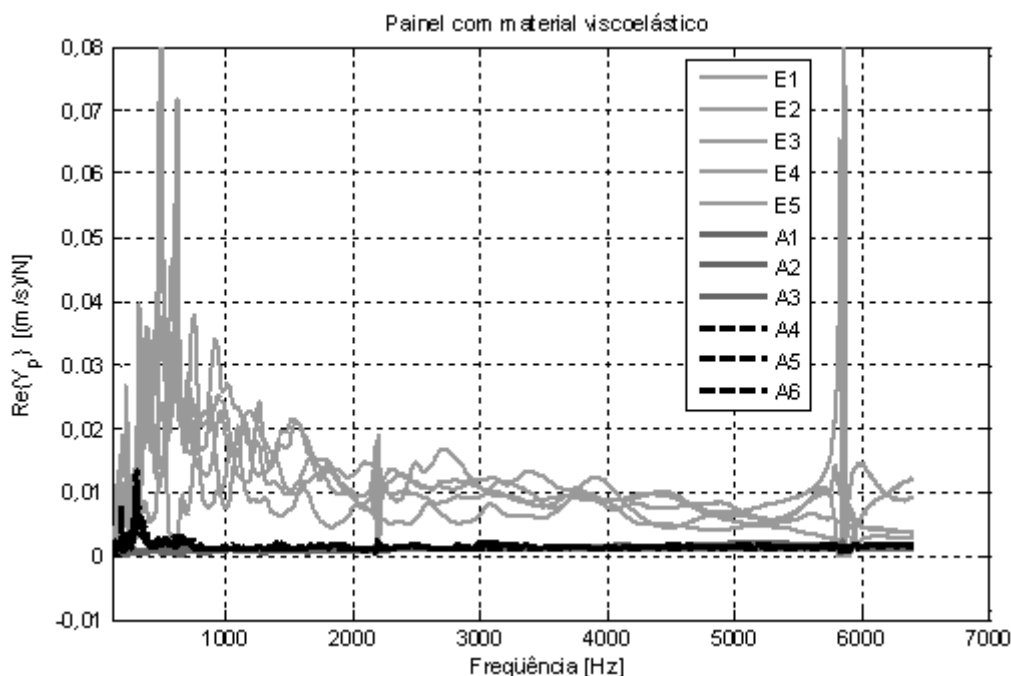


Figura 4.11 – Parte real das mobilidades pontuais no painel com material viscoelástico.

O DLF é determinado para estes pontos e comparado com os valores previamente calculados para os outros pontos de excitação (Figura 4.12). Verifica-se pouca diferença entre calcular o DLF em pontos rígidos e pontos de rigidez menor. Quando são selecionados pontos de rigidez similar, é possível obter resultados similares utilizando 3, 5 ou 8 pontos de excitação. Com isso é possível concluir que a utilização de três pontos de excitação é suficiente para obter uma boa estimativa do DLF.

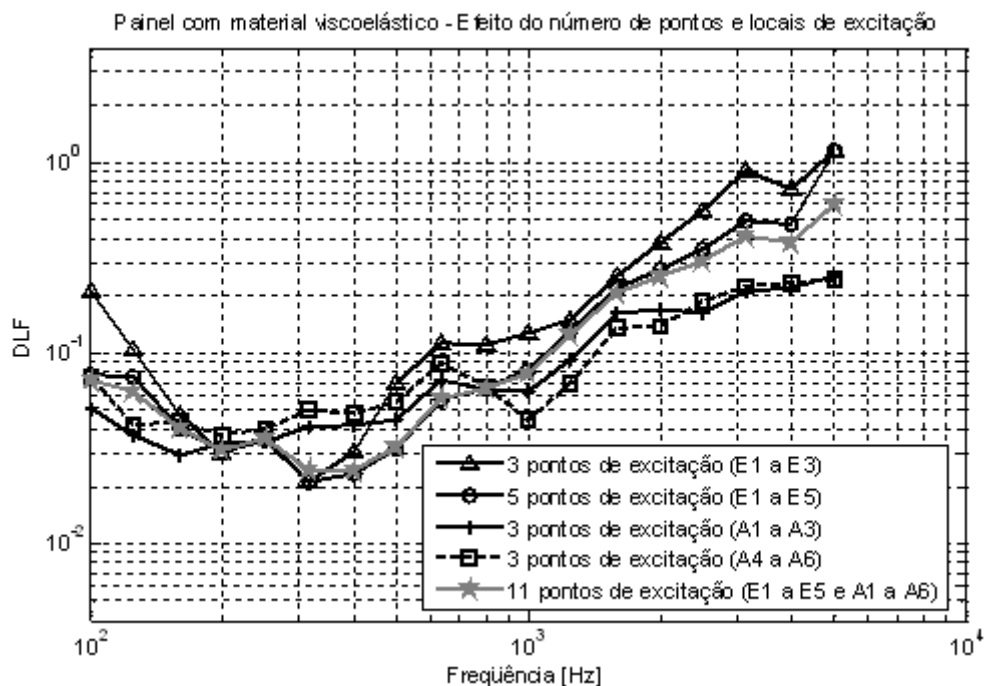


Figura 4.12 – DLF do painel com material viscoelástico – efeito de número e local de pontos de excitação

O efeito do número de pontos de respostas sobre o valor do DLF é mostrado nas Figura 4.13 e Figura 4.14, para os casos do painel sem e com material viscoelástico, respectivamente. Nesta análise foram considerados todos os pontos de resposta, inclusive aqueles afetados pelo campo vibratório direto.

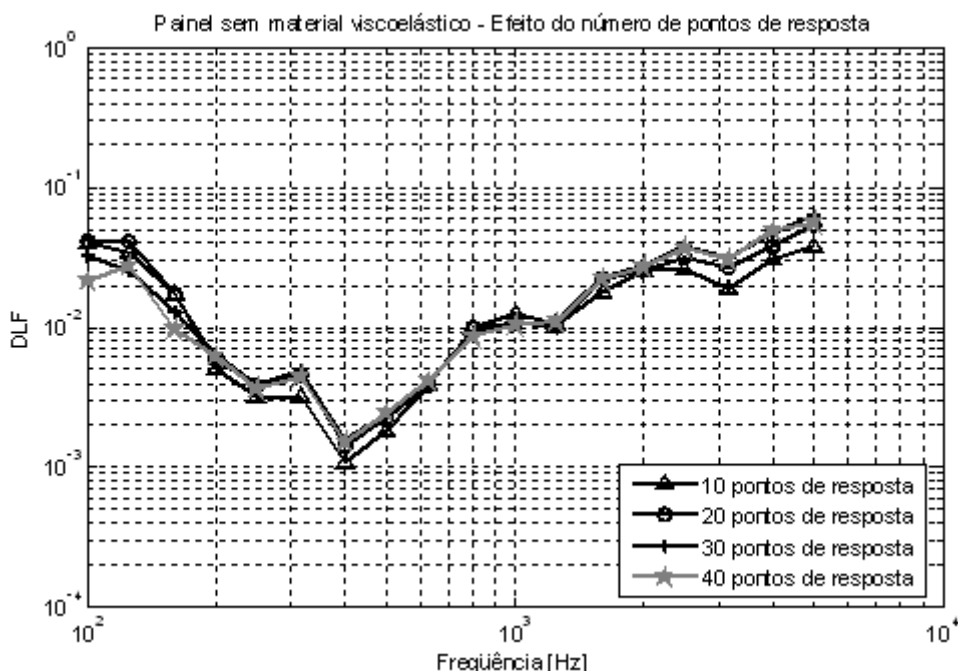


Figura 4.13 – DLF do painel sem material viscoelástico – efeito do número de pontos de resposta

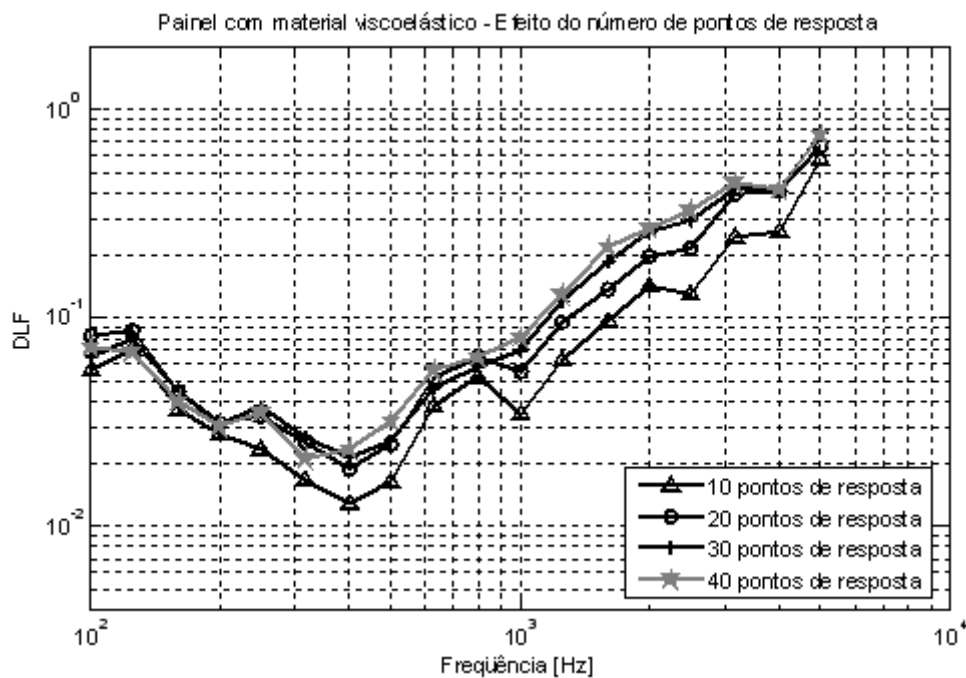


Figura 4.14 – DLF do painel com material viscoelástico – efeito do número de pontos de resposta

Pode-se concluir, observando-se a existência de uma pequena diferença entre os valores, que 20 pontos de resposta são suficientes para obter uma boa estimativa do DLF.

#### 4.2.1.1 Conclusões e recomendações para a determinação do DLF do painel de fuselagem.

Para obter boas estimativas do DLF deve-se assegurar que a parte real da mobilidade pontual não varie quando os acelerômetros são alterados de posição. Como as medições não são realizadas simultaneamente em todos os pontos de resposta, pequenos deslocamentos no conjunto excitador-fusível-cabeça de impedância podem ocasionar alteração da potência injetada na estrutura. Aconselha-se então utilizar um maior número de acelerômetros de forma a reduzir esta fonte de erros e, além disso, diminuir o tempo de realização de cada ensaio.

A massa de correção e a massa da estrutura são valores importantes no cálculo do DLF e por essa razão aconselha-se que estas sejam determinadas com boa precisão (ver Apêndice A para maiores detalhes).

Sugere-se excitar a estrutura em partes rígidas, já que a energia vibratória é melhor distribuída, especialmente quando a estrutura é mais amortecida. Este fato pode ser facilmente constatado analisando as funções de coerência dos acelerômetros.

Devido à complexidade do painel não é possível estabelecer um critério bem definido capaz de excluir os pontos de resposta associados ao campo vibratório direto. Apesar disso, alguns dos níveis mais altos de resposta devem ser excluídos no cálculo do DLF. É

aconselhável excluir no máximo três pontos de resposta, especialmente aqueles que apresentam os níveis de energia mais altos e que se encontrem nas proximidades do ponto de excitação.

Finalmente, este método pode ser aplicado na estrutura utilizando-se três pontos de excitação e 20 pontos de resposta uniformemente distribuídos sobre a estrutura. Todas estas informações sobre número de pontos e cuidados de medição são aplicadas na determinação do DLF em baixas temperaturas.

#### 4.2.2 Resultados dos ensaios em baixas temperaturas

A seguir são apresentados os resultados de DLF do painel amortecido para as diferentes temperaturas. Na Figura 4.15 mostra-se o fator de perda calculado usando todos os pontos de resposta. Na Figura 4.16 apresenta-se o DLF estimado excluindo-se os pontos de resposta que são associados ao campo vibratório direto. Para todas as temperaturas os pontos de resposta excluídos foram R16 quando a estrutura foi excitada no ponto A1, o ponto R7 quando a estrutura foi excitada no ponto A2 e os pontos R6 e R13 quando a estrutura foi excitada em A3. Estes pontos apresentam maiores diferenças de níveis de energia a partir dos 2 kHz, o que explicaria o aumento súbito nos valores de DLF a partir desta frequência, quando estes pontos são excluídos do cálculo.

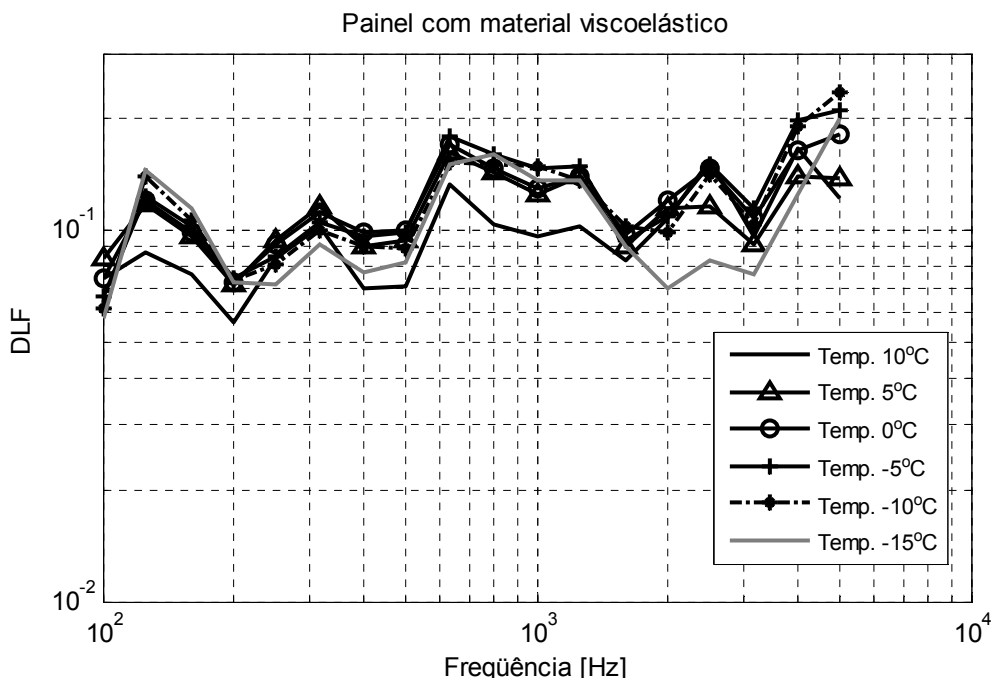


Figura 4.15 – DLF considerando todos os pontos de resposta.



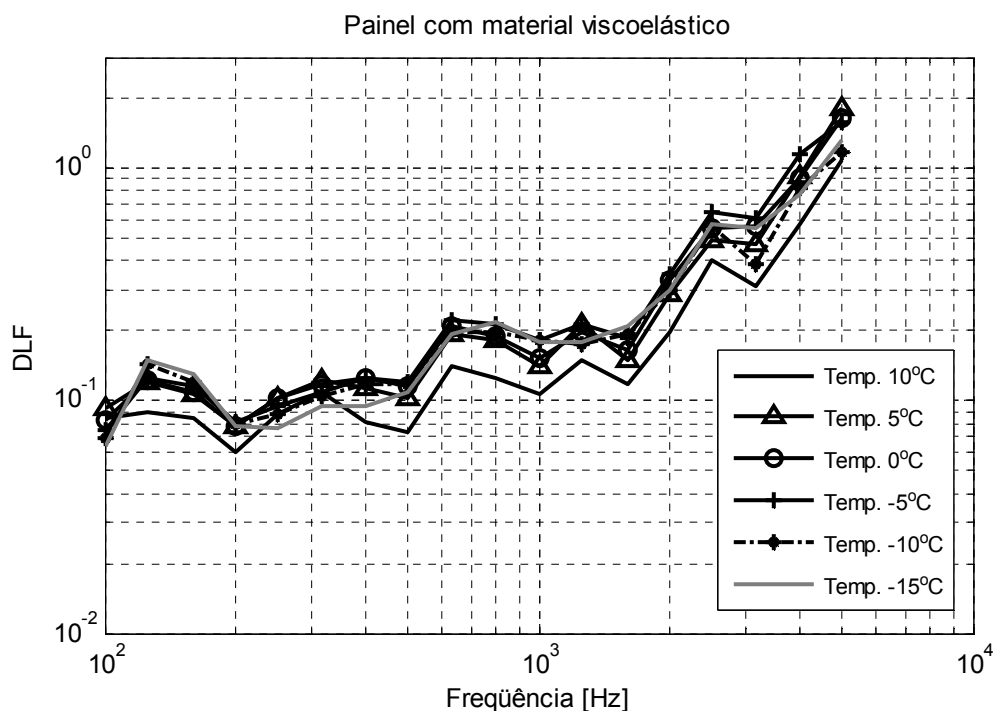


Figura 4.16 – DLF excluindo os pontos de resposta associados ao campo direto.

Observa-se que os resultados da Figura 4.15 e Figura 4.16 são similares até a frequência de 1 kHz. Os maiores valores de DLF são apresentados para as temperaturas entre 5 °C e -10 °C. Para estas temperaturas, o DLF apresenta valores bastante similares em toda a faixa de frequência.

#### 4.2.2.1 Considerações sobre medição de DLF em várias temperaturas.

Estes ensaios tiveram algumas limitações de equipamento. O excitador necessitaria, por exemplo, de um controle de temperatura mais adequado de forma a permanecer dentro da faixa de temperatura recomendável para a sua operação. Foi necessário realizar o seu aquecimento com ar quente antes da realização de cada ensaio, em especial para medições em temperaturas inferiores a 0 °C. A cera empregada na fixação dos acelerômetros foi mantida também aquecida. As condições de temperatura afetavam também a condição física da pessoa executora do ensaio no interior da câmara. Os ensaios foram realizados sempre por duas pessoas sendo que uma permanecia do lado externo da câmara para manter um controle do analisador e registro dos dados de medição. Devido ao processo de estabilização da temperatura da câmara, o tempo de realização dos ensaios foi de cinco dias.

Os resultados de DLF obtidos com o Método da Potência de Entrada sugerem maior eficiência do material viscoelástico na faixa de temperatura inferior a 10 °C. Isto difere ligeiramente das recomendações do fabricante, que apresentam a faixa de -5 °C a 20 °C como sendo ideal para o material sob estudo.

## Capítulo 5: Procedimentos Numéricos

Para construir um modelo em SEA é necessário conhecer detalhadamente os mecanismos de geração, propagação e dissipação de energia vibro-acústica que fazem parte de uma estrutura.

Em um modelo em SEA, as fontes de ruído e vibrações podem ser representadas através de uma potência mecânica aplicada (flexão, torção, tração), uma força pontual, uma pressão causada na interface com um fluido, camada limite turbulenta ou por uma pressão acústica. Os mecanismos de propagação de energia vibratória podem ser incluídos em um modelo em SEA principalmente através dos fatores de acoplamento entre subsistemas. Já, os mecanismos de dissipação da energia vibro-acústica são incluídos no modelo através dos fatores de perda. Em função da complexidade dos mecanismos de dissipação, o fator de perda de um subsistema é normalmente determinado através da realização de ensaios experimentais. Fatores de acoplamento e fatores de perda determinados de forma imprecisa podem levar a conclusões erradas quanto aos caminhos de propagação ou aos efeitos do controle de ruído e vibrações.

Neste capítulo será apresentado o procedimento empregado para geração de modelos através do programa AutoSEA2. Também são propostos dois modelos para representar os resultados do fator de perda obtidos da aplicação do método da viga Oberst.

### 5.1 Construção de Modelos Numéricos

O procedimento seguido para gerar um modelo numérico em *AutoSEA2* foi:

- Geração de geometria e definição dos subsistemas SEA;
- Definição e inserção das propriedades de materiais;
- Inserção dos valores dos fatores de perda por amortecimento e por acoplamento, que são conhecidos;
- Inserção das propriedades geométricas de vigas, placas etc.;
- Definição em cada um dos subsistemas os materiais, as características geométricas e os parâmetros SEA previamente inseridos;

- Inserção das características das fontes de excitação empregadas e aplicação das fontes de excitação no modelo;
- Seleção do tipo de análise e avaliação do modelo.

A seguir serão ampliadas as informações de cada uma das etapas deste procedimento.

### 5.1.1 Geração de geometria e definição de subsistemas.

A geometria de um sistema pode ser gerada de duas formas: através das ferramentas que o próprio programa oferece ou através de um modelo previamente realizado em algum programa de desenho assistido (CAD) ou em um programa de engenharia assistida (CAE).

No primeiro caso, as figuras geométricas geradas a partir de nodos os quais devem ser definidos na janela de navegação (*Browser Window*). Isto pode ser visto na Figura 5.1.

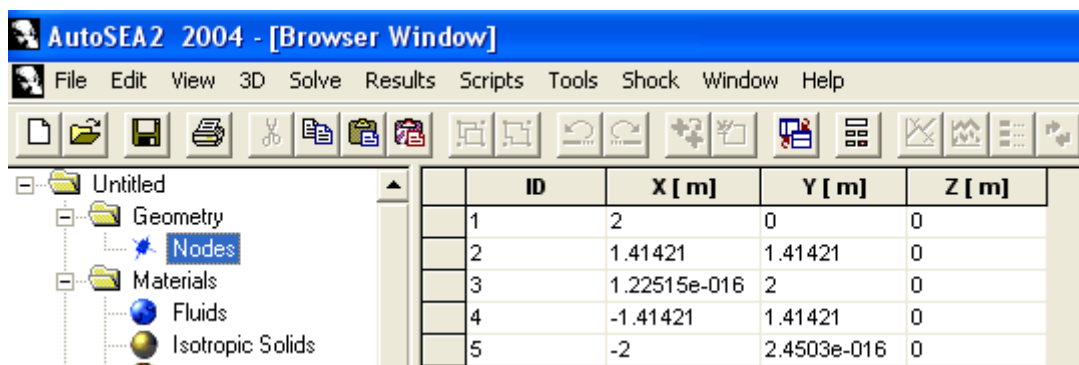


Figura 5.1 – Janela de navegação na definição dos nodos. Identificação do nodo (ID), e localização espacial em metros (X, Y, Z).

A partir destes nodos podem ser geradas diferentes geometrias como placas, vigas, cavidade, cilindros etc., usando a barra de ferramenta de modelagem que aparece na janela 3D (Figura 5.2). As geometrias geradas a partir da barra de ferramentas de modelagem automaticamente passam a ser subsistemas. Observa-se que, em geometrias complexas, a definição dos nodos pode levar muito tempo.

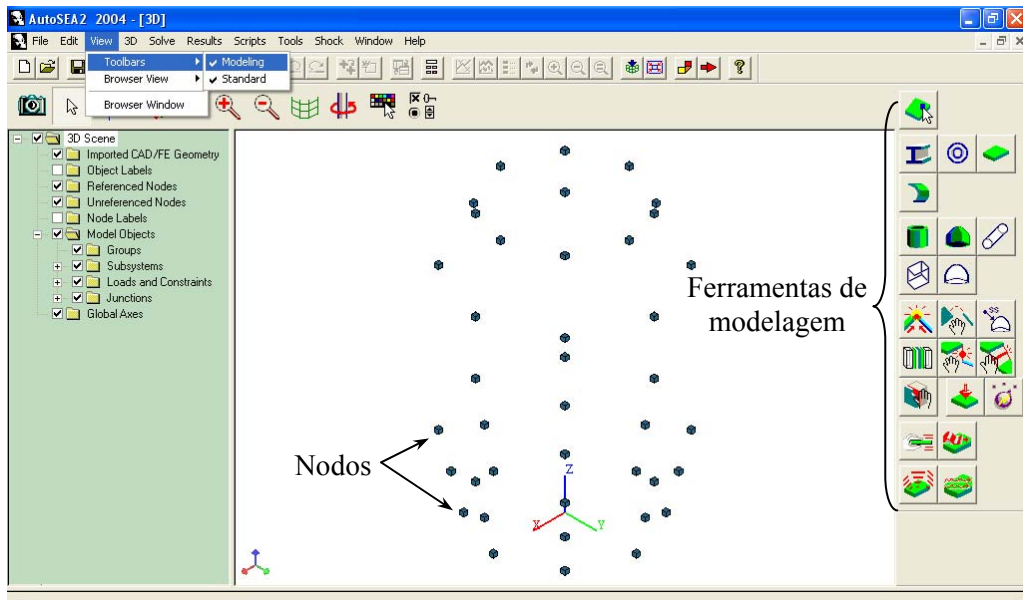


Figura 5.2 – Janela 3D e barra de ferramentas de modelagem. Visualização dos nodos previamente definidos.

Em um segundo caso a geometria pode ser importada de um modelo previamente construído em um programa CAD (*CATIA*, *Pro-E*, etc.) como um arquivo do próprio programa ou como um arquivo universal IGES. Também existe a opção de importar a geometria de programas CAE como o *IDEAS* e o programa *NASTRAN*. Estes programas possuem mais recursos que facilitam a construção de modelos geométricos.

Para o presente trabalho a geometria do painel foi construída no programa *PATRAN-NASTRAN* e posteriormente importada ao programa *AutoSEA2* (Figura 5.3, Figura 5.4 e Figura 5.5).

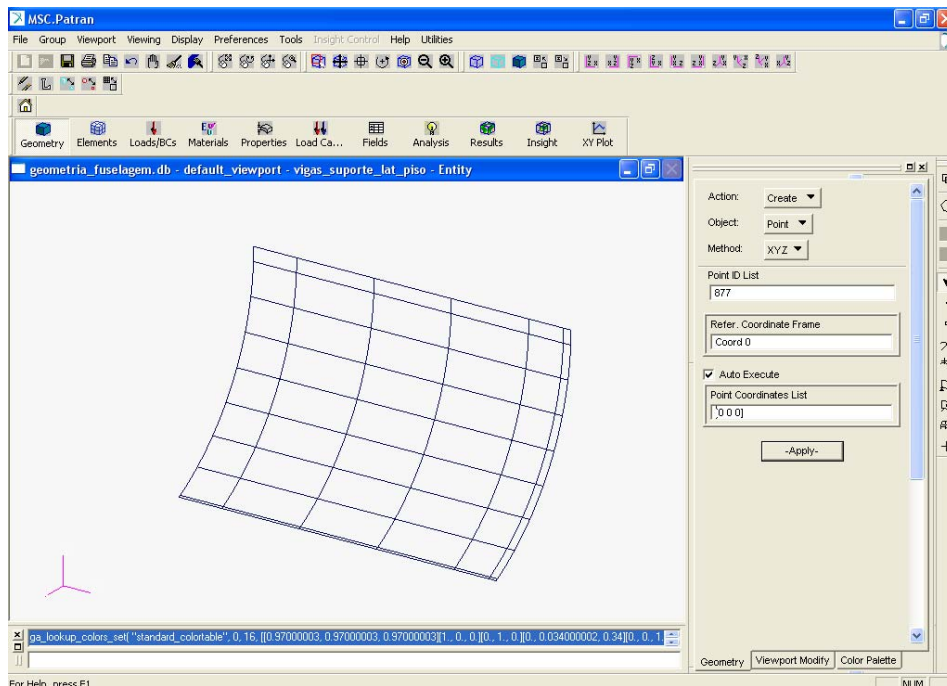


Figura 5.3 – Modelo do painel gerado no programa *PATRAN*.

Observe-se que, através deste programa, é possível desenhar linhas de referência que facilitam a construção e a definição das vigas do painel.

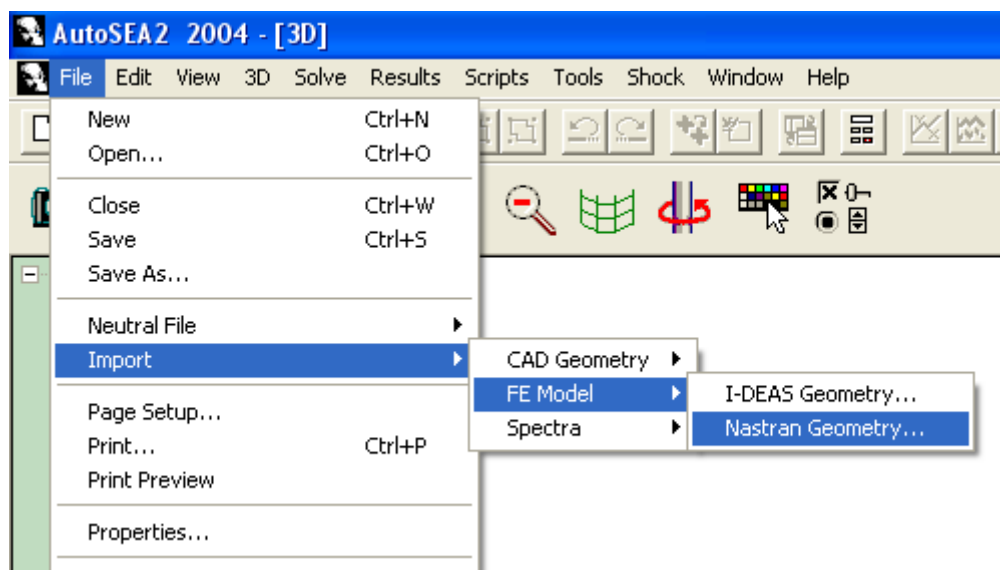


Figura 5.4 – Procedimento de importação do modelo feito em PATRAN.

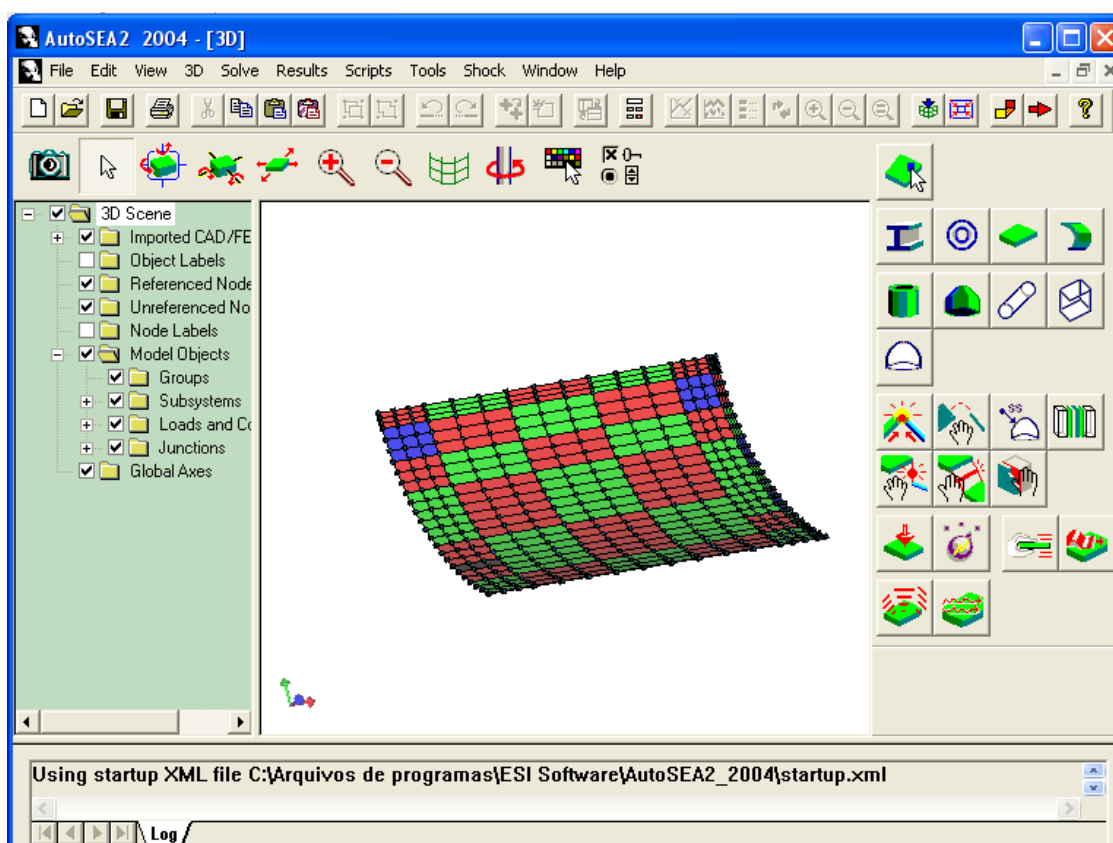


Figura 5.5 – Geometria do painel importada ao programa *AutoSEA2*.

Após este passo, são definidos e construídos os sistemas com a ajuda da barra ferramentas de modelagem (Figura 5.6).

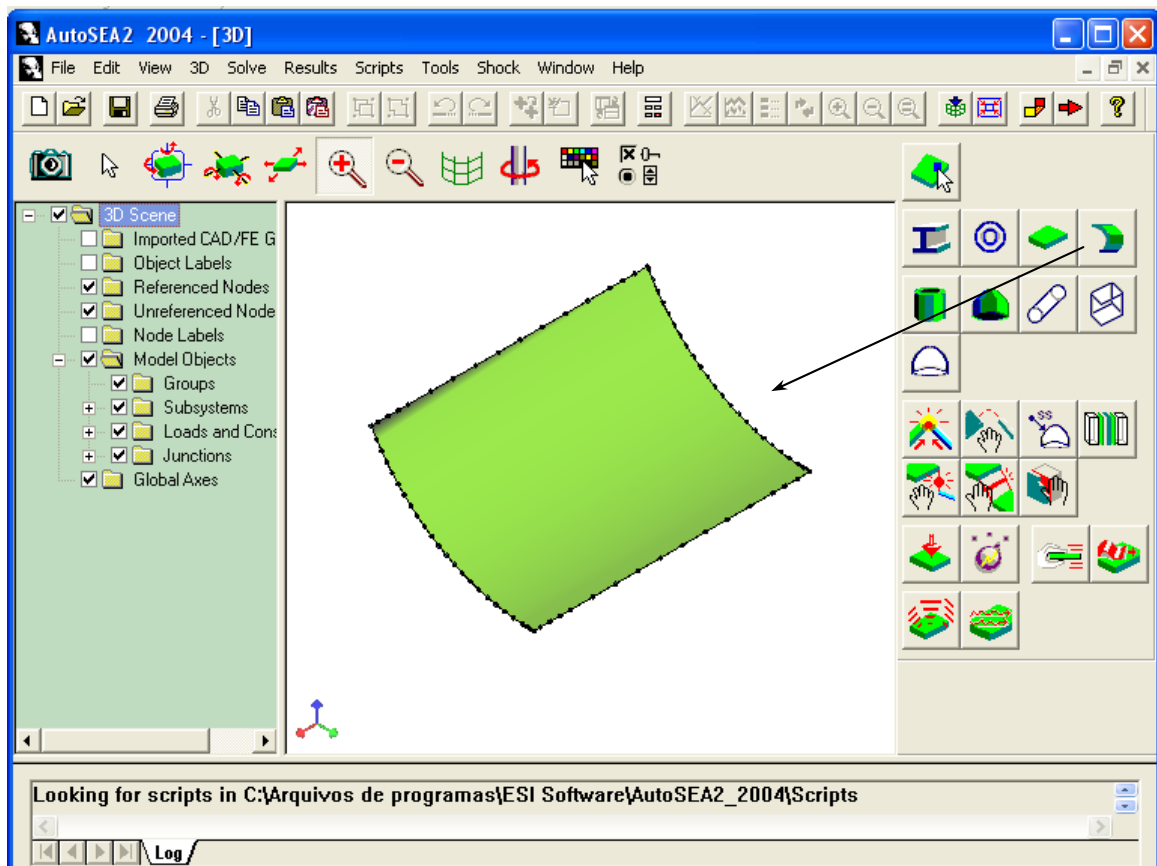


Figura 5.6 – Modelo do painel definido como sistema tipo placa reforçada (*Ribbed Plate*).

### 5.1.2 Propriedades dos materiais

Os materiais foram definidos na janela de navegação, na pasta materiais (*Materials*), sólidos isotrópicos (*Isotropic Solids*). As suas propriedades como densidade, módulo de elasticidade (*Tensile Modulus*), módulo de cisalhamento (*Shear Modulus*) e coeficiente de Poisson (*Poisson Ratio*), foram inseridas (Figura 5.7, linhas em preto).

Name	Density [ kg / m3]	Tensile Modulus [ Pa]	Shear Modulus [ Pa]	Poisson Ratio	Notes
Aluminium Mat	2700	7.1e+10	2.67e+10	0.3296	Reforçador piso
Aluminium Mat	2700	7.1e+10	2.67e+10	0.3296	Skin
Aluminium Mat	2700	7.1e+10	2.67e+10	0.3296	Cavernas e outros reforçadores
Aluminium	2700	7.1e+10	2.67e+10	0.3296	
Brass	8500	1.04e+11	3.8e+10	0.3684	
Cast Iron	7200	1.3e+11	5.2e+10	0.25	
Concrete	2300	2.5e+10	1e+10	0.25	
Glass	2300	6.2e+10	2.5e+10	0.24	

Figura 5.7 – Definição de materiais e propriedades.

Nessa mesma pasta (*Materials*) podem ser definidas as propriedades dos materiais viscoelásticos (*Visco-Elastic Solids*). Os parâmetros necessários são: a densidade, o coeficiente de Poisson, o módulo de cisalhamento e o fator de perda. O módulo de cisalhamento e o fator de perda, neste caso, são valores dependentes da frequência. Na Seção 5.1.3 será descrito o procedimento para definir estes parâmetros.

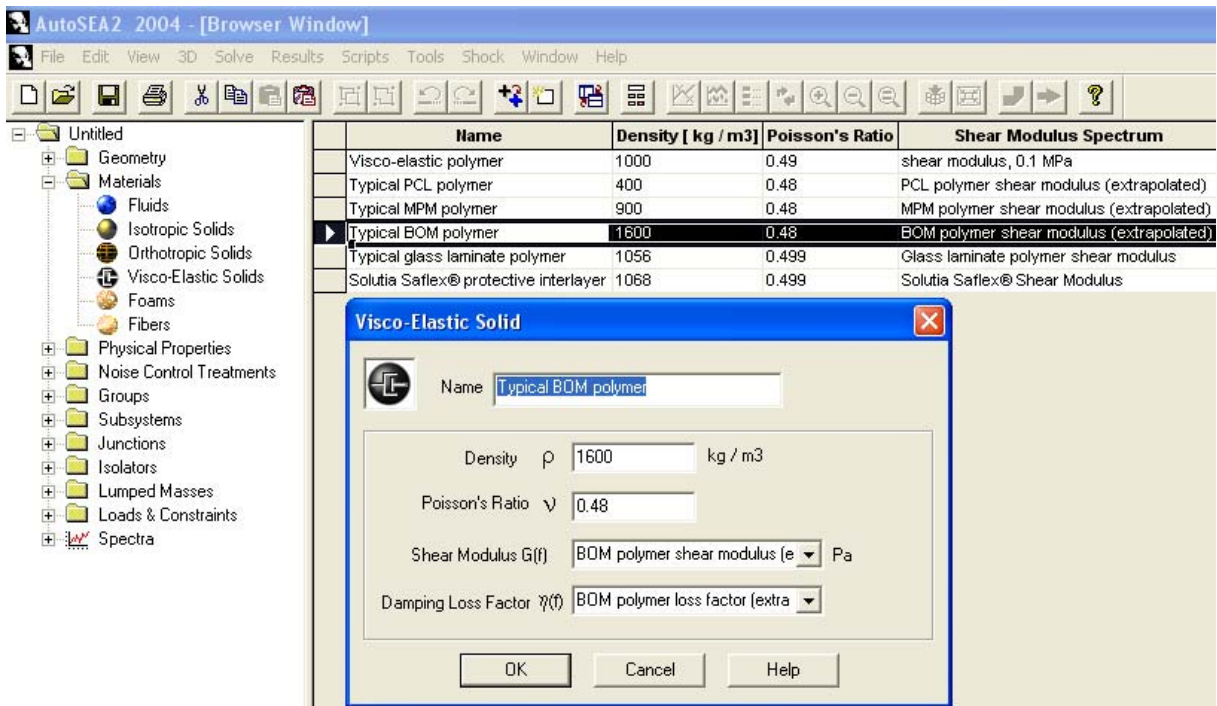


Figura 5.8 – Definição das propriedades do material viscoelástico.

### 5.1.3 Parâmetros SEA: fator de perda por amortecimento e por acoplamento

Os fatores de perda ou qualquer outro tipo de parâmetro que varie como a frequência, como por exemplo o módulo de cisalhamento, são definidos na pasta *Spectra* da janela de navegação (Figura 5.9).

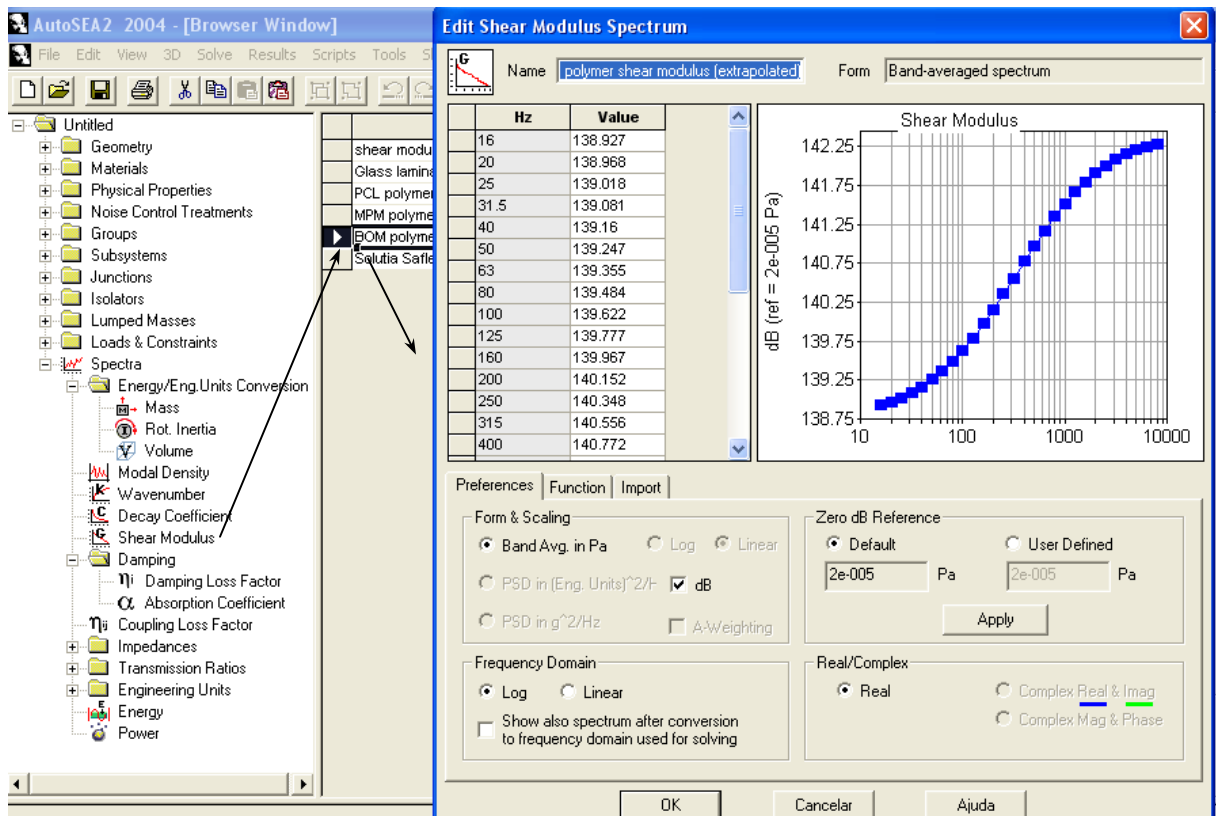


Figura 5.9 – Definição do módulo de cisalhamento em função da frequência.

Estes valores podem ser introduzidos em banda de uma oitava, um terço de oitava, ou como uma função algébrica contínua (Figura 5.10).

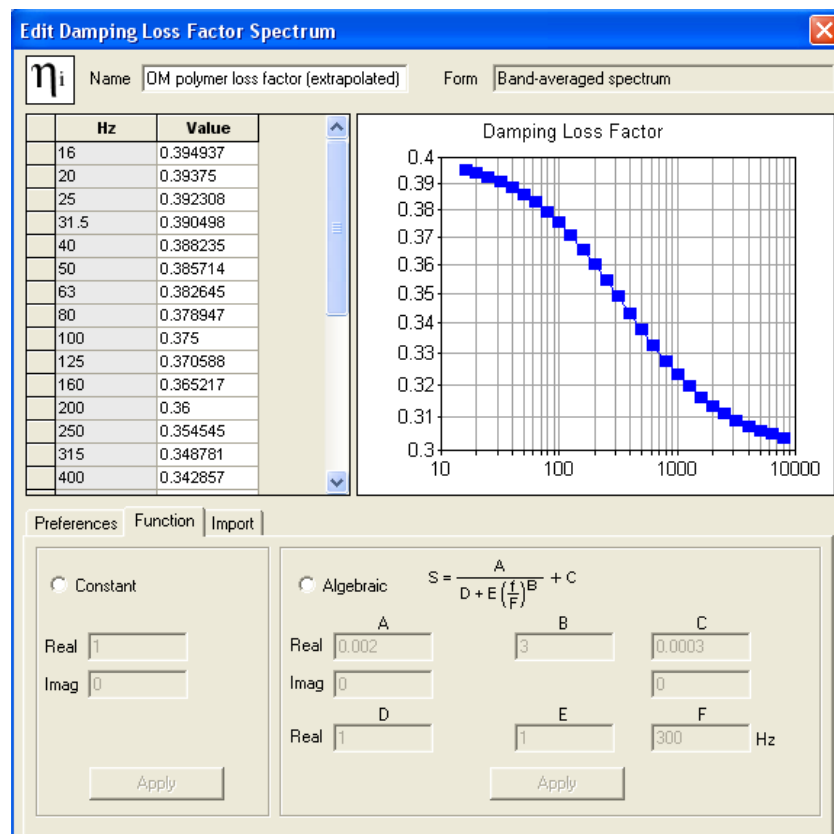


Figura 5.10 – Definição do fator de perda.

#### 5.1.4 Propriedades geométricas dos elementos

Nesta etapa são definidas as propriedades geométricas e físicas dos elementos como vigas, placas, cascas e ductos acústicos.

Para as vigas devem ser especificados os momentos de inércia de área (com referência aos eixos X e Y), a área transversal, o perímetro, a localização do centro de cisalhamento com referência ao centróide de área e outras propriedades que podem ser vistas na Figura 5.11. Nesta janela também pode ser especificado o tipo de material.



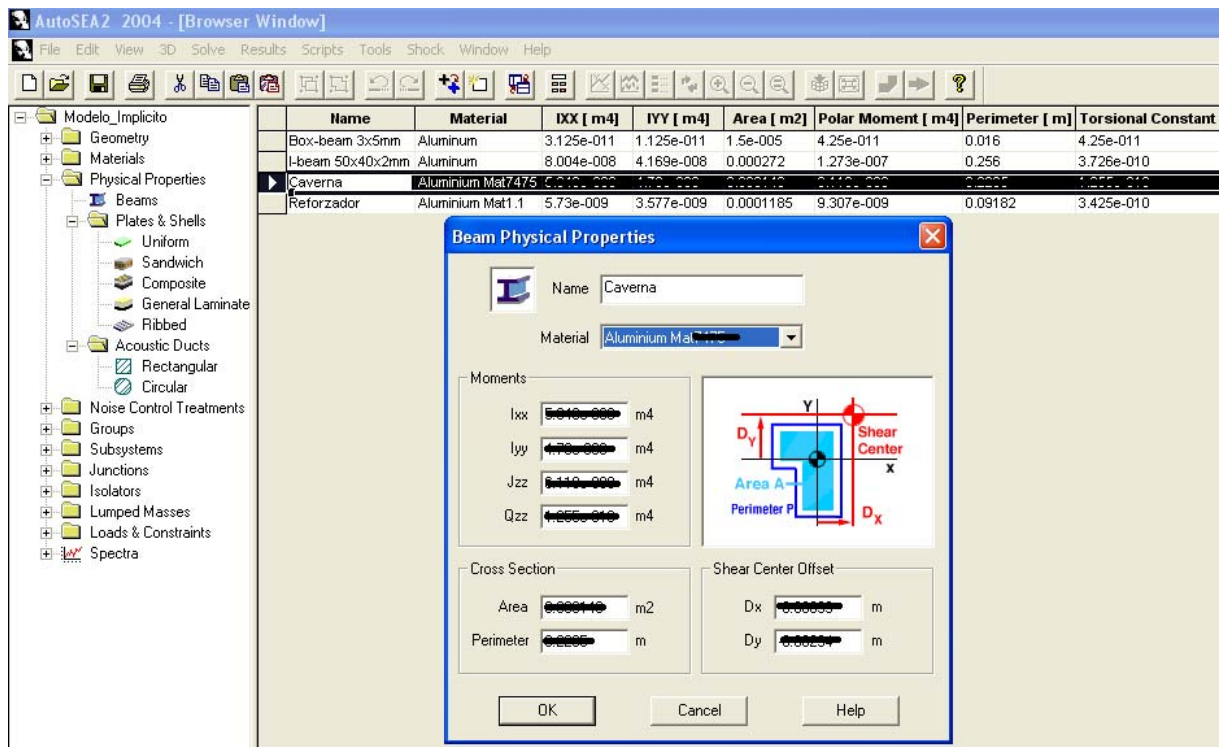


Figura 5.11 – Inserção das propriedades geometrias das cavernas.

As propriedades geométricas podem ser determinadas com a ajuda de programas CAD e CAE. Normalmente, nestes programas é desenhada a área transversal da viga e o programa calcula automaticamente todos os parâmetros necessários. No caso das vigas do painel, estas propriedades foram calculadas através do programa *PATRAN* (Figura 5.12).

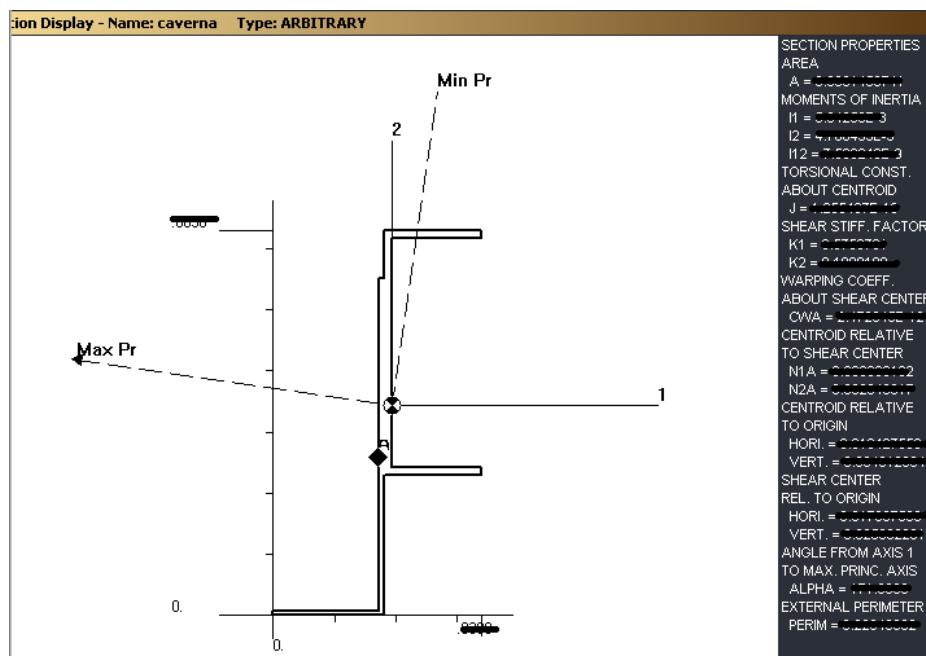


Figura 5.12 – Propriedades de área da caverna determinadas através do *PATRAN*.

As equivalências entre as simbologias usadas por o *PATRAN* e *AutoSEA2* são mostradas na Tabela 5.1.

Tabela 5.1 – Equivalências entre as simbologias usadas por os programas *PATRAN* e *AutoSEA2*.

<i>PATRAN</i>	<i>AutoSEA2</i>	Descrição
I1	Ixx	Segundo momento de área com referência ao eixo X.
I2	Iyy	Segundo momento de área com referência ao eixo Y.
I1+I2	Jzz	Momento polar de área sobre o eixo Z.
J	Qzz	Constante de torção da área com referência ao eixo Z.
A	A	Área
Dx	-N1A	Localização no eixo X do centro de corte da seção transversal da viga, com referência ao centróide.
Dy	-N2A	Localização no eixo Y do centro de corte da seção transversal da viga, com referência ao centróide.

No caso de placas simples a única propriedade geométrica a definir é a espessura. Já para o caso de placas reforçadas, devem ser especificados dados sobre o tipo de vigas usadas (previamente configuradas pelo usuário), o espaçamento entre elas, a distância entre o centróide da placa e o centróide da viga (*Centroid Offset h1*) e outras configurações (Figura 5.13).

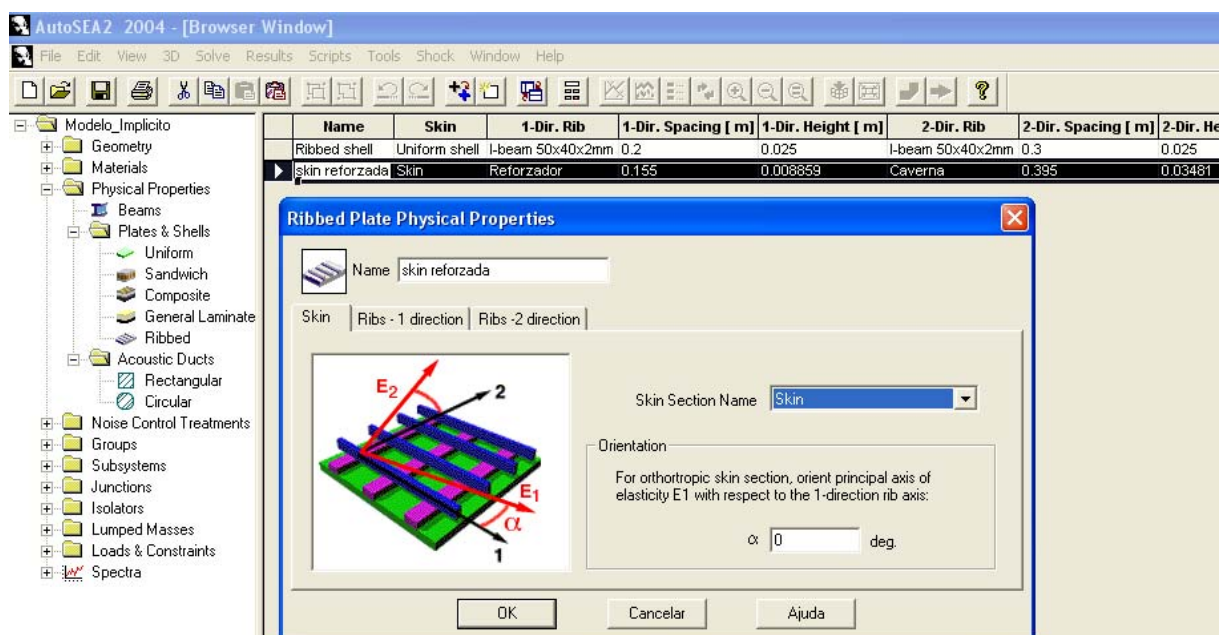


Figura 5.13 – Configuração geométrica de placas reforçadas (*Ribbed Plate*).

### 5.1.5 Características dos subsistemas

Uma vez que as geometrias estão definidas e as propriedades e os parâmetros foram introduzidos, o passo seguinte é associar essas características a cada um dos subsistemas. Este procedimento pode ser realizado selecionando cada um dos sistemas (duplo clic) na janela 3D e configurando as suas propriedades, como é mostrado na Figura 5.14.

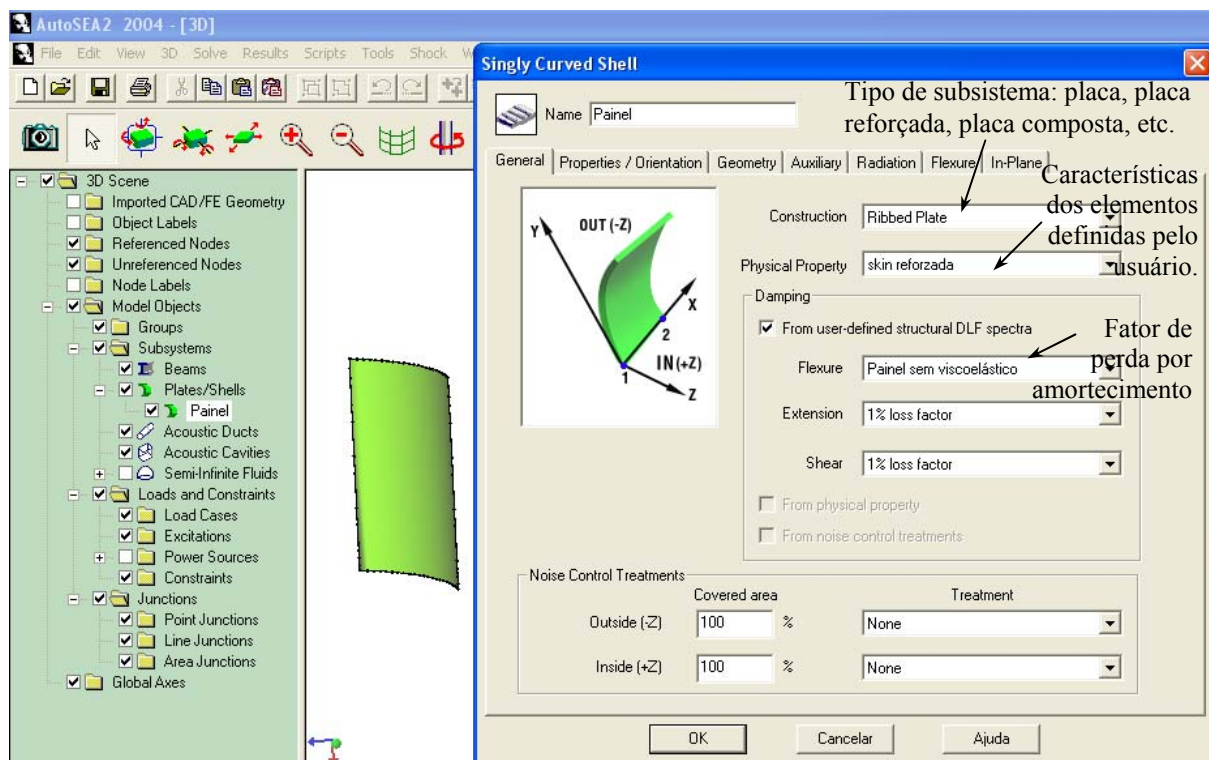


Figura 5.14 – Definição das propriedades dos subsistemas.

### 5.1.6 Definição das fontes de excitação

Na janela de navegação, pasta *Spectra*, sub-pasta *Engineering Units*, podem ser definidas as características das fontes de excitação. Os espectros das velocidades, acelerações, forças, momentos, pressões, energias, potências podem ser inseridos em banda de uma oitava, um terço de oitava ou como funções contínuas (Figura 5.15).

A definição e aplicação das fontes de excitação no modelo é realizado na janela 3D, com a ajuda da barra de ferramentas (Figura 5.16). O tipo de fonte é escolhido da barra de ferramentas e aplicado sobre o subsistema. Em seguida, uma janela da mesma fonte aparece para ser configurado o espectro de excitação.

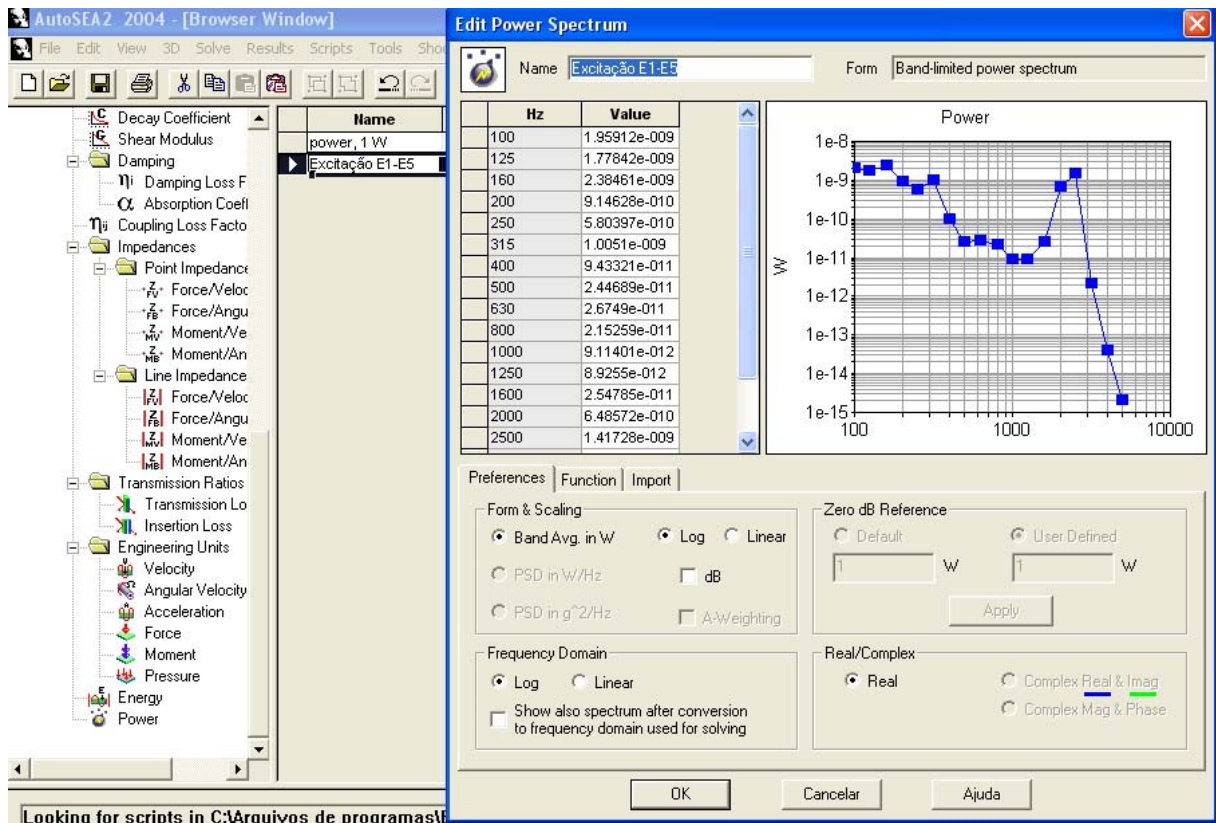


Figura 5.15 – Exemplo da definição do espectro de potência em banda de um terço de oitava.

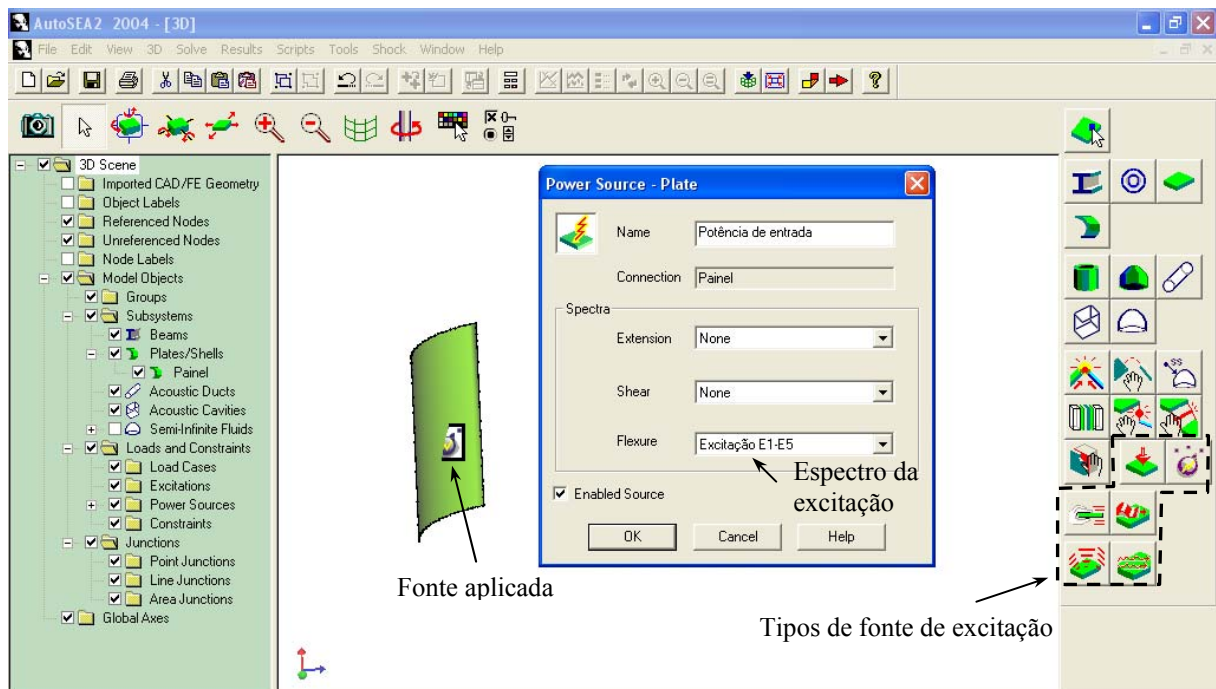


Figura 5.16 – Exemplo da aplicação das fontes de excitação (potência de flexão) no modelo.

### 5.1.7 Tipo de análise e avaliação do modelo

Antes de avaliar o modelo devem ser configuradas algumas opções para a análise, como por exemplo, a faixa de frequência de análise (*Frequency Domain*), tipo de matriz SEA desejada, e os campo de ondas (*Wavefields*) a ser incluídos na análise (flexão, torção, cisalhamento). Todas essas opções se encontram disponíveis no menu *Solve* (Figura 5.17).

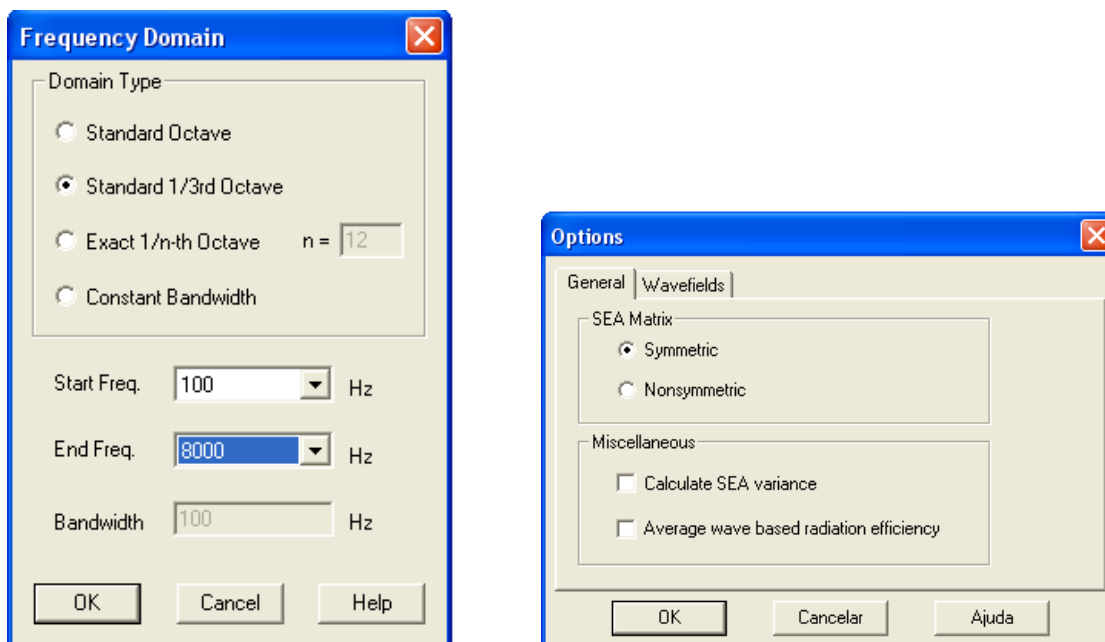


Figura 5.17 – Configuração da faixa de análise (esquerda) e opções gerais (direita).


A avaliação do modelo pode ser realizada no menu *Solve*, opção *Solve all*.


## 5.2 Modelos Numéricos

Para modelar o material viscoelástico, foram estudadas as possibilidades que o programa oferece para representar este material sobre a estrutura. Assim, um material viscoelástico pode ser representado através de duas formas: como um tratamento de controle do ruído (*Noise Control Treatment*, NTC), ou como um material multicamada. Estas duas formas de representação são descritas a seguir.

### 5.2.1 Tratamento de controle de ruído (NCT)

A opção NCT foi desenvolvida principalmente para modelar materiais multicamadas cujo principal objetivo é absorver energia sonora quando são aplicados às superfícies de placas, cascas e cavidades acústicas. Estes materiais podem ser representados através de 3 formas:

- Tratamento multicamada (*Treatment Lay-up*) 

- Tratamento definido pelo usuário (*User Defined Treatment*) 
- Tratamento múltiplo para o controle de ruído (*Multiple Noise Control Treatment*)



A opção tratamento multicamada permite ao usuário criar um revestimento composto por materiais como espumas, fibras, materiais sólidos, e de espaços de ar ou outro gás (*Gap*).

Na opção tratamento definido pelo usuário, são necessárias as propriedades como coeficiente de absorção, perda de inserção aplicado no caminho ressonante, perda de inserção aplicado no caminho não-ressonante, amortecimento do campo de onda de flexão, amortecimento do campo de onda de extensão, amortecimento do campo de onda cisalhante e a massa por unidade de área.

Finalmente, na opção de múltiplo tratamento é possível definir um revestimento composto por tratamentos definidos nas opções vistas anteriormente. A principal vantagem que apresenta esta opção é a possibilidade de definir a porcentagem de área de cobertura de cada um dos tratamentos que a compõem.

O NCT aplicado à estrutura tem uma impedância resistiva e reativa. A impedância reativa é associada à massa e à rigidez do NCT e frequentemente é pequena comparada com a impedância da estrutura (o caso de espumas suaves). Em tal caso, o NCT está debilmente acoplado à estrutura. Assim, é possível determinar o amortecimento que um NCT debilmente acoplado aplica à estrutura base ao realizar uma análise da estrutura e do NCT separadamente. Desta forma, o campo de deslocamentos de cada tipo de onda do painel sem tratamento é inicialmente obtido. Este campo de deslocamentos é aplicado à base do NCT. Finalmente, o fator de amortecimento é determinado com a potência dissipada pelo NTC normalizada pela energia do painel base. Normalmente esta análise somente pode ser desenvolvida para subsistemas com campo de ondas de flexão e tração. O amortecimento que o NCT aplica às ondas cortantes é considerado igual ao amortecimento aplicado às ondas de tração [24].

Como passo seguinte, foi construído um modelo do painel e posteriormente foi aplicado um NCT composto por uma camada de material viscoelástico equivalente. O painel foi modelado através da opção *Ribbed Plate* de forma que as vigas são definidas implicitamente. O NCT foi modelado como uma camada de material de propriedades equivalentes às encontradas através do método da viga Oberst.

As propriedades do material viscoelástico usadas são aquelas obtidas a 10°C.

Como fator de perda do painel base foi usado os resultados obtidos para o painel sem material viscoelástico (Figura 4.7) excluindo os pontos afetados pelo campo vibratório direto.

Neste modelo também são considerados os efeitos de radiação (Ver Apêndice B).

A potência injetada usada no modelo foi determinada a partir dos resultados obtidos dos ensaios a 10°C. Esta potência corresponde à média espacial da potência dos pontos A1, A2 e A3. O valor da potência foi determinado inicialmente como um valor discreto e posteriormente determinada em banda de um terço de oitava (Figura 5.18).

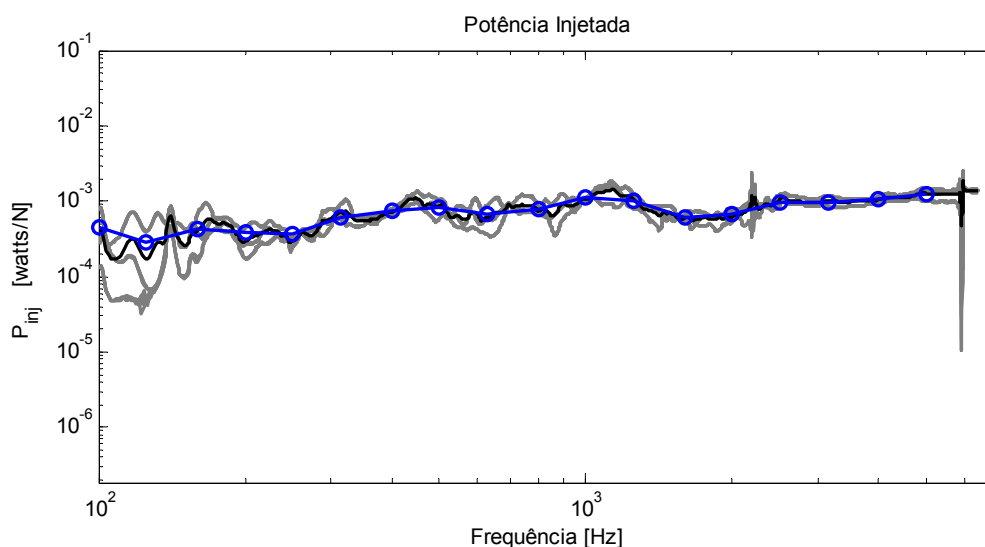


Figura 5.18 – Potência injetada normalizada com referencia à força. Em cinza todas as medições, em preto a média espacial e em azul a média espacial em banda de um terço de oitava.

Na Figura 5.19 pode ser visualizado o modelo construído. A porcentagem de área tratada foi considerada de 51% da área total. A estrutura é conectada a dois fluidos semi-infinitos localizados a 2,41 m da estrutura. Com isto, é possível considerar a energia radiada pela parte externa e interna da estrutura.

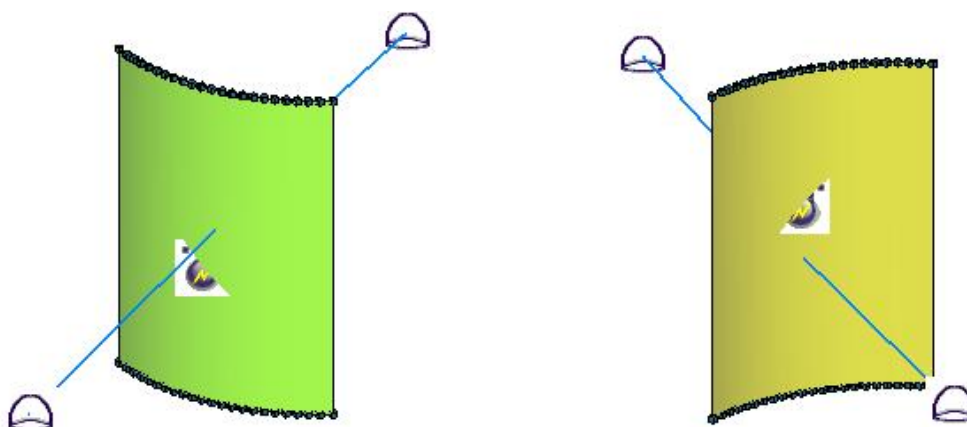


Figura 5.19 – Modelo do painel usando a opção NCT. A figura à esquerda mostra a parte exterior sem tratamento e a figura à direita mostra a parte interior tratada (cor amarela).

Uns dos resultados mais interessantes de avaliar é a velocidade de vibração média da estrutura. Esta variável quantifica a potência radiada. Na Figura 5.20 é comparado o resultado do modelo numérico com o resultado experimental dos ensaios a 10°C. A potência utilizada no modelo corresponde à potência media espacial (Figura 5.18). Os resultados mostram pouca concordância.

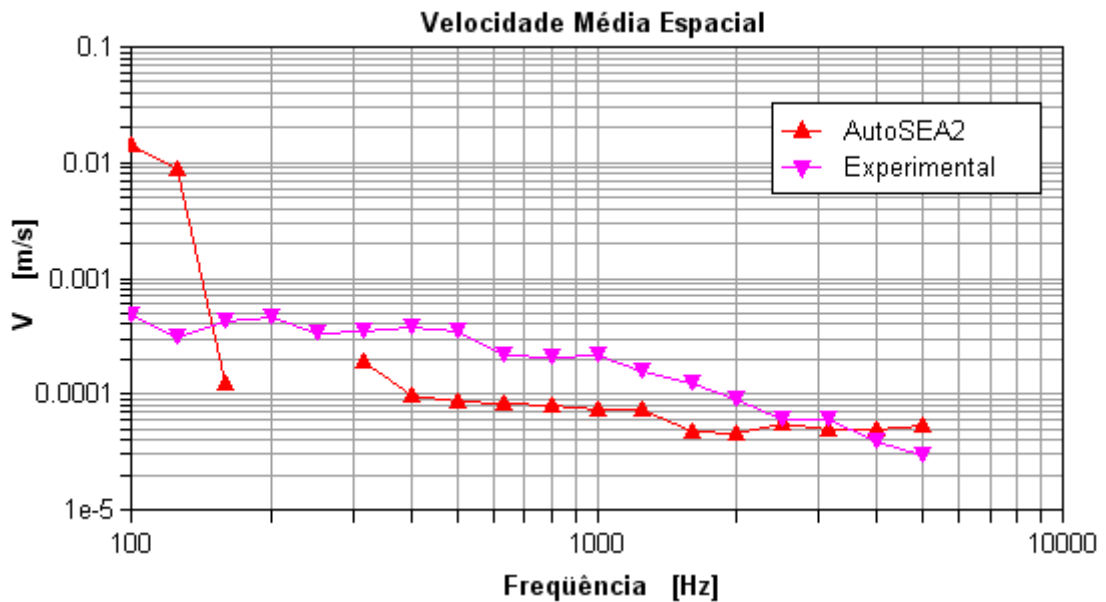


Figura 5.20 – Velocidade média espacial no painel amortecido a 10°C. Numérico e experimental.

Observa-se que o resultado do modelo apresenta ausência de valores em algumas frequências. Em formulações modais, como é o caso, isto pode ser causado por que a densidade modal do modelo não apresenta modos nessas bandas de frequência [24].

Para ter uma noção da redução do nível de energia do painel causada pela aplicação do NCT, na Figura 5.21 é apresentado o nível de velocidade para as duas condições.

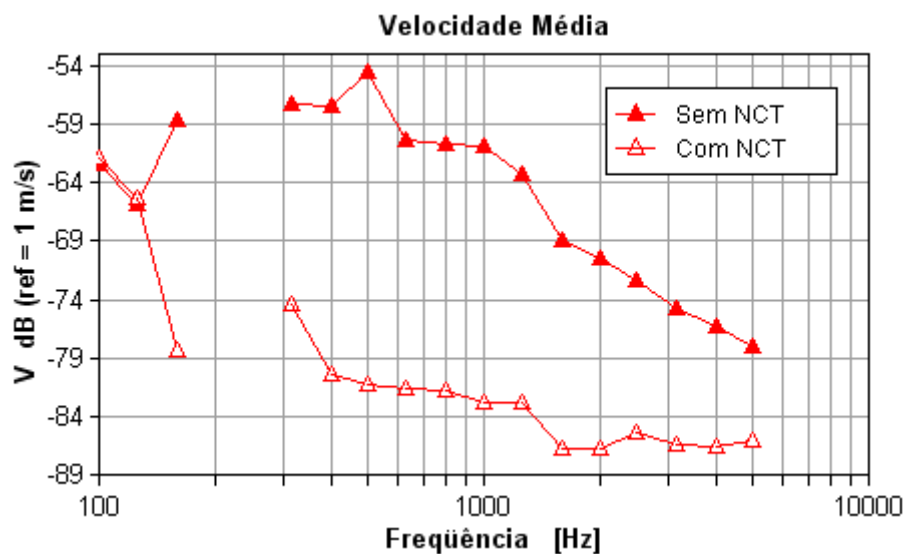


Figura 5.21 – Velocidade média espacial no painel sem e com tratamento NCT.



A pressão sonora em cada fluido semi-infinito é apresentada na Figura 5.22. Nesta figura pode também ser observado o efeito do material viscoelástico na diminuição da pressão sonora irradiada.

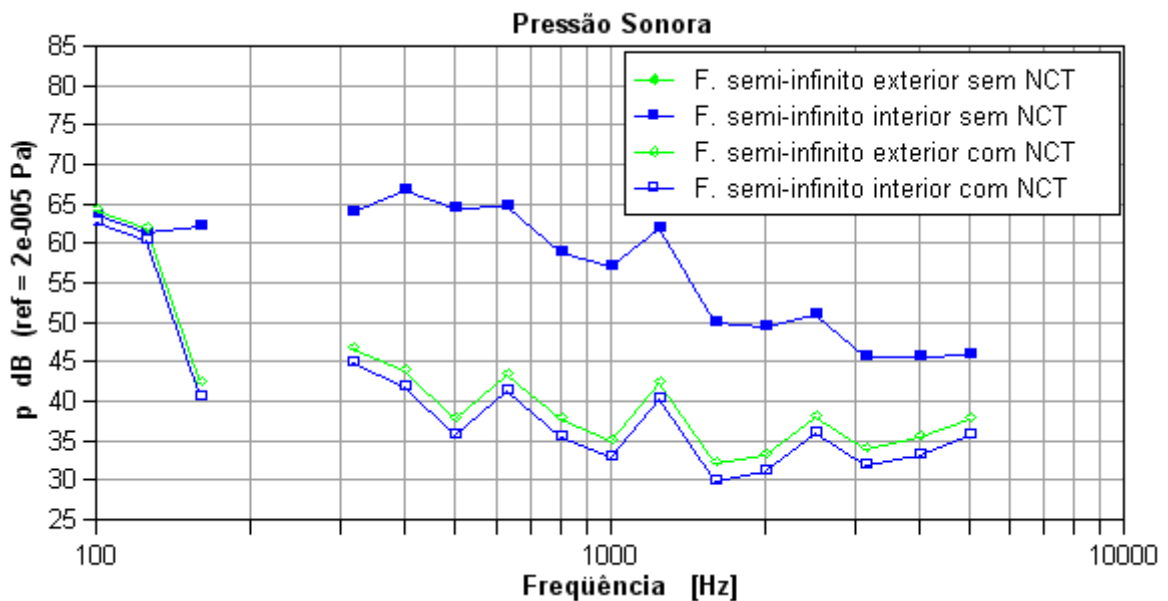





Figura 5.22 – Pressão sonora nos fluidos semi-infinitos. Parte externa e interna do painel, com e sem tratamento NCT.

### 5.2.2 Material multicamada

Um material multicamada é um arranjo de materiais acoplados fortemente entre si, onde cada camada pode ter propriedades diferentes. No AutoSEA2 existem três tipos de modelos disponíveis utilizados para representar estes materiais:

- Placa *Sandwich* (*Sandwich Plate*)  ,
- Placa de material composto (*Composite Plate*)  ,
- Placa de material laminado (*General Laminate*)  .

A diferença básica entre um material multicamada e um NCT é que o primeiro serve como base para a construção de subsistemas, enquanto o segundo, é um arranjo de materiais que é aplicado sobre subsistemas existentes.

O modelo de material tipo placa *Sandwich* é utilizado para modelar materiais de três camadas, composto basicamente por duas placas externas e um núcleo interno. Neste modelo é considerado que as placas externas são simétricas (mesmo tipo de material e mesma espessura) com propriedades isotrópicas. Também se considera que o material do núcleo é leve, com propriedades isotrópicas ou ortotrópicas (e.g. *Honeycomb*) e o seu módulo é baixo

comparado com o módulo das placas externas. O modelo prevê comportamentos diferentes para as baixas, médias e altas frequências.

O modelo tipo material composto serve para modelar materiais formados por uma ou mais camadas de materiais isotrópicos ou ortotrópicos que podem possuir espessuras e ângulos de orientação, entre camadas, diferentes. A partir das propriedades e orientação de cada uma das camadas, *AutoSEA2* calcula um material ortotrópico de massa e rigidez equivalente.

O modelo tipo material laminado é utilizado para modelar materiais multicamada composto de materiais isotrópicos elásticos e viscoelásticos. Este modelo pode ser usado para representar uma grande variedade de seções tais como: pára-brisas laminados, painéis com material viscoelástico de camada restrita e painéis *sandwich* isotrópicos com placas externas assimétricas. Este modelo admite um número arbitrário de camadas de propriedades diferentes. Esta formulação permite aos fatores de perda por amortecimento, dos diferentes campos de onda, serem calculados e incluídos automaticamente no amortecimento aplicado ao subsistema, de forma que o fator de perda de cada camada deve ser especificado. Nota-se que este modelo não pode ser usado na formulação modal [24]. Esta última característica do modelo gera um inconveniente na hora de modelar a estrutura utilizando a opção de painel reforçado (*Ribbed Plate*), já que está baseado em uma formulação modal semi-empírica.

Quando os subsistemas estão sob efeitos complicados como curvaturas, carregamento de fluido etc., *AutoSEA2* calcula o tipo de onda para uma chapa fina e aplica correções aproximadas para considerar estes efeitos.

Com as observações vistas anteriormente, é possível concluir que a melhor forma de representar o efeito de um material viscoelástico seria através da opção de material laminado, já que este modelo permite a implementação das propriedades em função da frequência. Mas, esta formulação não pode ser utilizada em conjunto com a opção de painel reforçado.

Considerando as conclusões anteriores, um modelo do painel foi construído definindo vários subsistemas com configurações e propriedades diferentes, visando representar da melhor forma as áreas onde foi aplicado o material viscoelástico. O painel foi dividido em seções como é ilustrado na Figura 5.23. Cada uma dessas seções corresponde a um subsistema.

Os subsistemas foram conectados entre se, através da opção *Autoconnect*. Nesta opção, o programa cria uma linha de união ideal (sem massa, sem atrito e localmente rígida) e calcula o fator de perda por acoplamento a partir da impedância local. O programa considera a

impedância de uma linha de comprimento infinito e capo de ondas planas. Esta opção pode subestimar o valor do fator de perda em certas frequências.

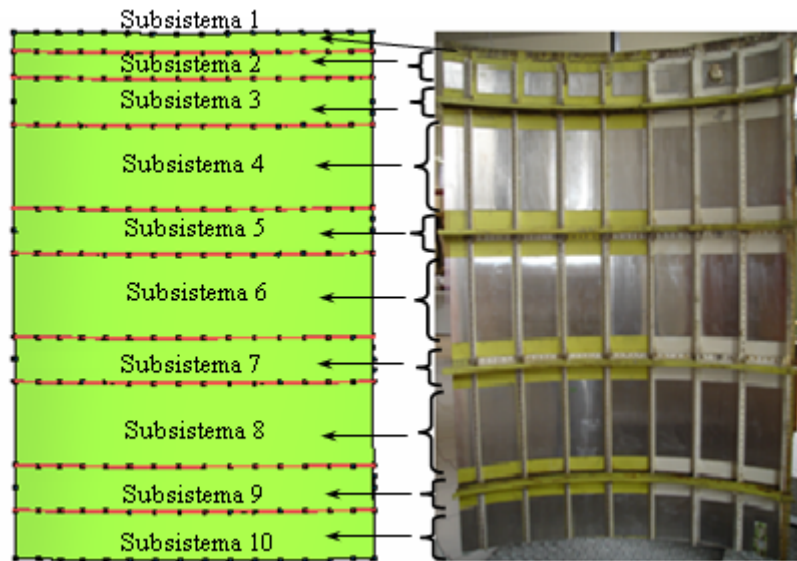


Figura 5.23 – Subsistemas do modelo do painel reforçado.

Como a opção painel reforçado não admite definir uma *skin* como material laminado, foi projetado para representar a *skin* com um material isotrópico de propriedades equivalentes às de um material laminado. Assim, foi construído previamente um modelo de painel curvo simples composto por uma chapa de alumínio de 1 mm de espessura e um material viscoelástico equivalente de 1,9 mm de espessura (Figura 5.24). O fator de amortecimento equivalente é apresentado na Figura 5.25.

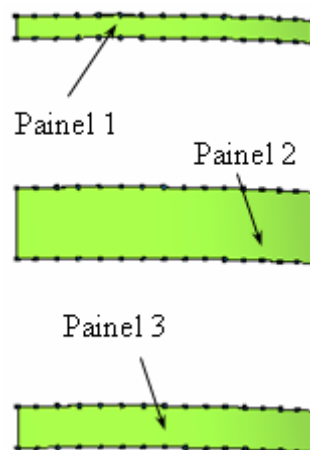


Figura 5.24 – Painel curvo simples modelado com material laminado (*General Laminate*).

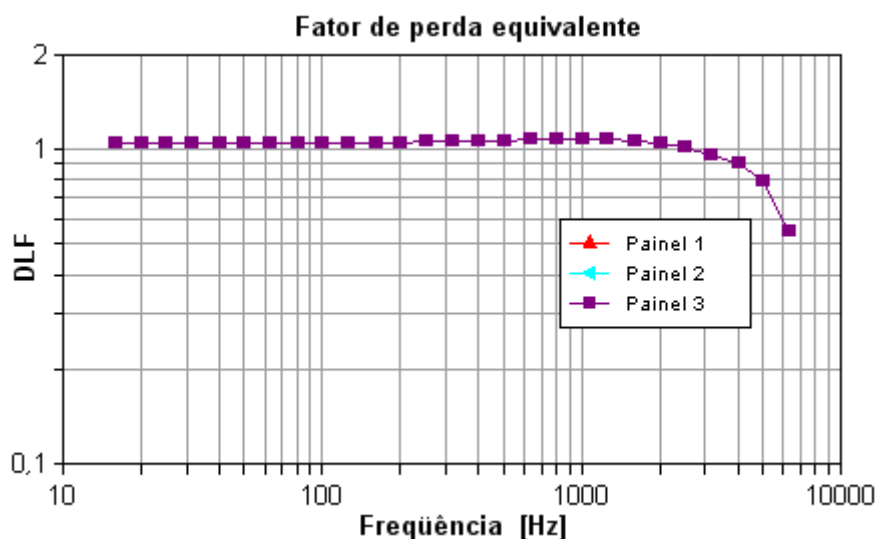


Figura 5.25 – Fator de perda equivalente de cada *skin* com a opção material laminado (*General Laminate*).

Observa-se da Figura 5.25 que o valor do amortecimento é independente do tamanho do painel.

Finalmente, o modelo semi-implícito foi construído utilizando a opção *Ribbed Plate* para os Subsistemas 2 ao 10. O subsistema 1 foi modelado como uma casca simples. Como os fatores de perda dos sistemas não eram parâmetros conhecidos, foi considerado que os Subsistemas 3, 5, 7, e 9 possuíam um fator de perda similar ao valor da opção junta parafusada/rebitada (*Bolted/Riveted Flexure*) que o *AutoSEA2* oferece (Figura 5.26). Esta opção é escolhida devido à presença das uniões rebitadas entre as cavernas, os reforçadores e a placa. Para o subsistema 1 é usado um fator de perda de 0,1%.

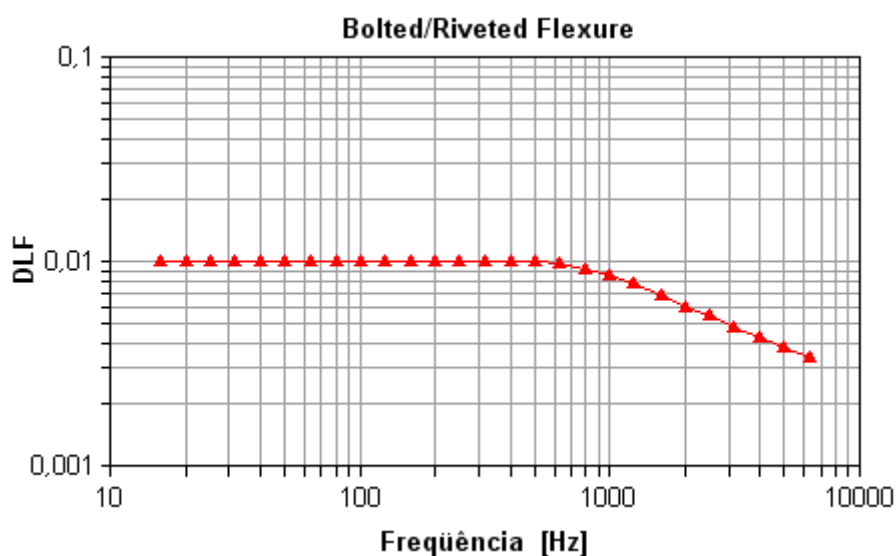


Figura 5.26 – Fator de perda da opção *Bolted/Riveted Flexure* do *AutoSEA2*.

Para os subsistemas 2, 4, 6, 8 e 10 o fator de perda usado foi aquele determinado com o modelo de material laminado.

A potência de entrada foi injetada no Subsistema 5, considerado um sistema rígido onde está localizado o ponto A1. A Figura 5.27 mostra o modelo final.

Como forma de verificar a precisão do modelo, pode ser conferida a distribuição de energia vibratória sobre o painel. Da Figura 3.15 foi observado que uma boa quantidade de pontos de resposta está localizado sobre o subsistema 6. Assim, a velocidade média espacial experimental deste subsistema foi determinada e comparada com os resultados numéricos na Figura 5.28. Observa-se que este modelo subestima a velocidade média do Subsistema.

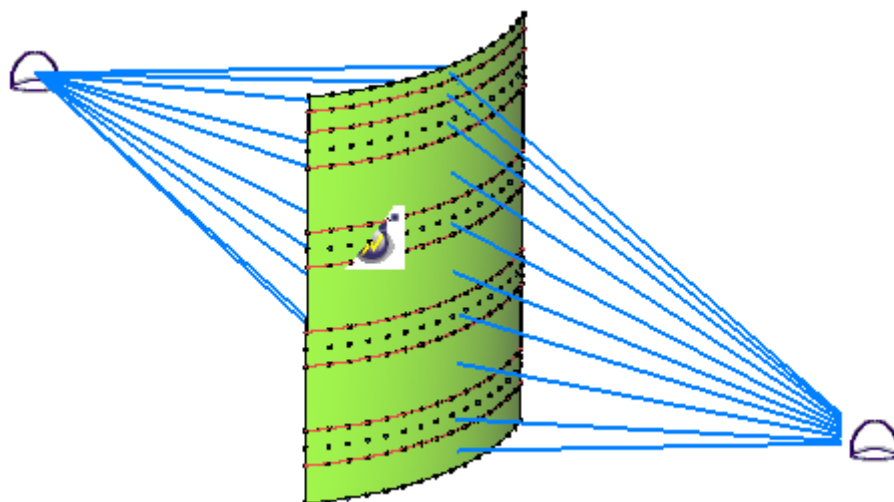


Figura 5.27 – Modelo semi-implícito.

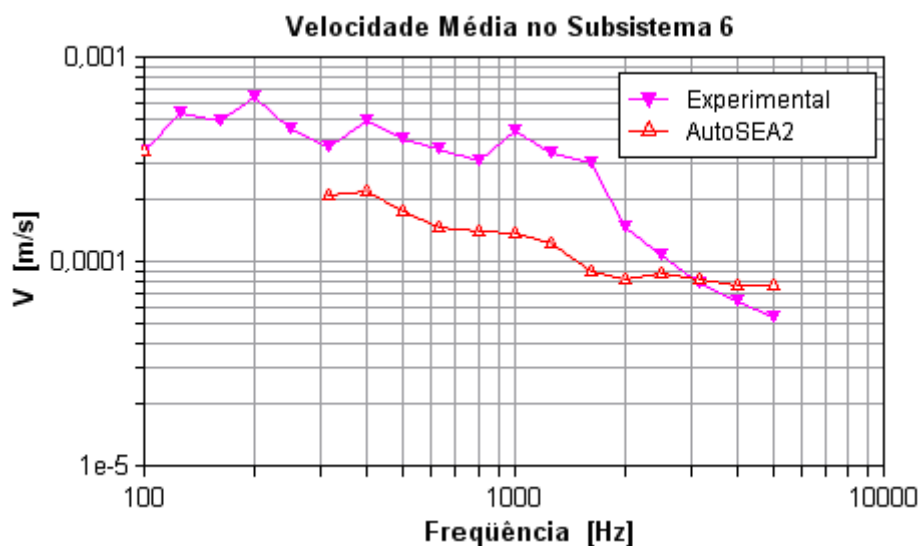


Figura 5.28 – Velocidade média do Subsistema 6.

Na Figura 5.29 pode ser observada a distribuição de energia no painel para a frequência central de 1000 Hz na banda de um terço de oitava. Observa-se que a energia é fortemente dissipada antes de chegar ao Subsistema 10.

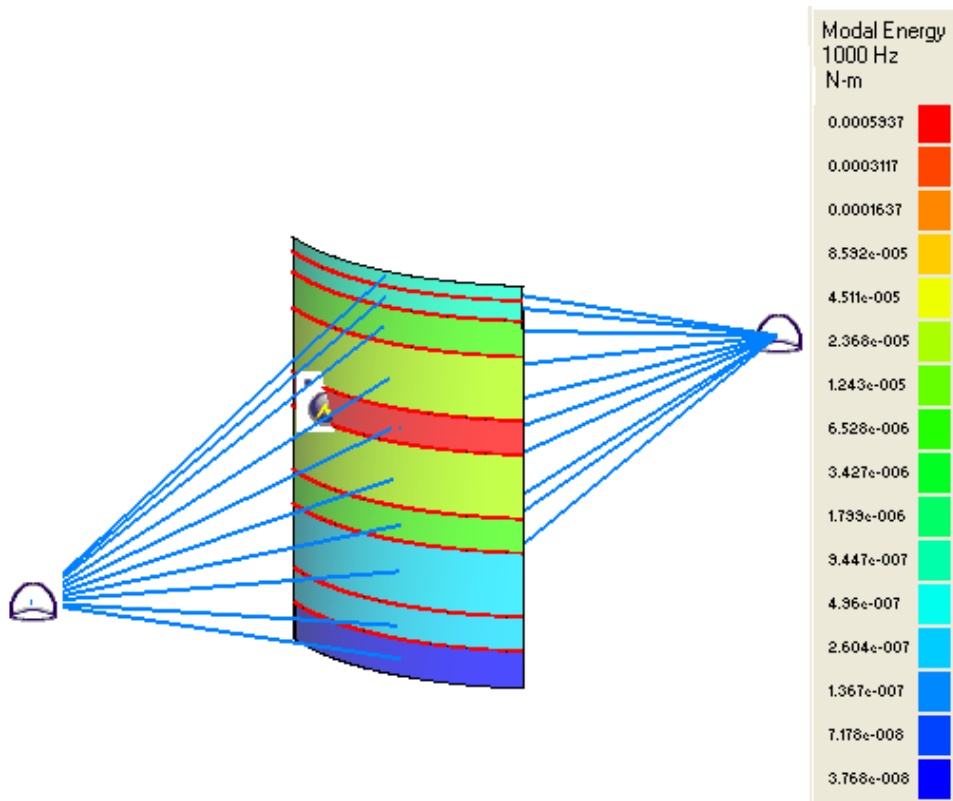


Figura 5.29 – Distribuição da energia modal em 1000 Hz.

Como última variável, é determinada a pressão sonora nos fluidos semi-infinitos (Figura 5.30). Esta pressão é a contribuição de todos os subsistemas. Nesta figura também se observa que para as bandas de 200 Hz e 250 Hz os valores da pressão sonora são muito baixo. Estes valores eram previstos, já que o modelo apresenta deficiências nas baixas frequências.

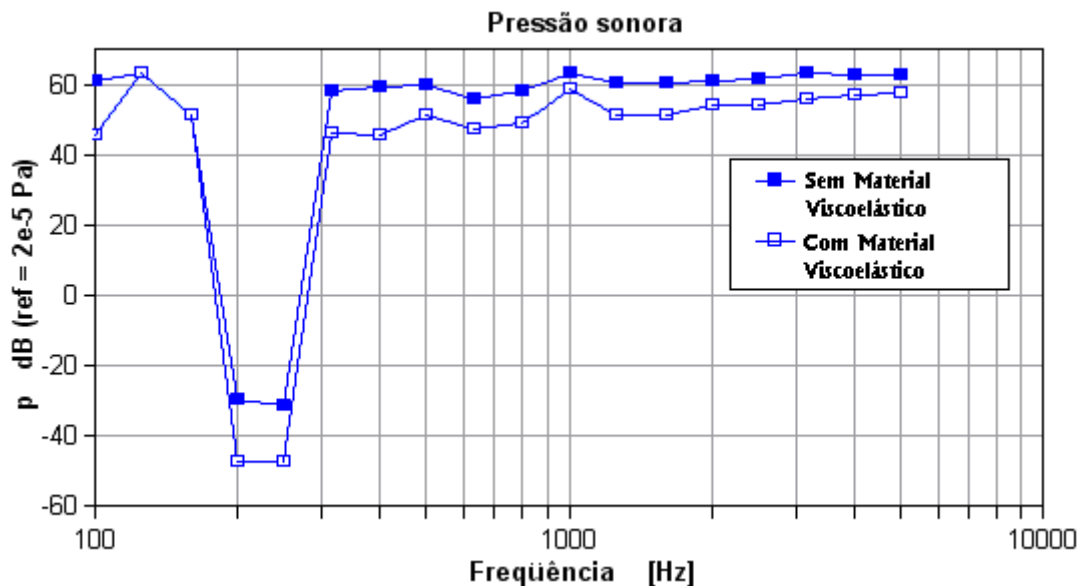


Figura 5.30 – Pressão sonora no fluido semi-infinito interior sem e com material viscoelástico.

### 5.3 Validação experimental

Uma forma de validar os modelos numéricos é através da comparação com resultados experimentais.

Nesta validação experimental se deu mais importância às previsões na redução do nível de ruído gerado pela estrutura. Sendo assim, foi feito um ensaio em condições às assumidas no modelo numérico. O painel de fuselagem foi pendurado na câmara semi-aneecóica localizada nas instalações do LVA (similar às condições de campo livre que modela o fluido semi-infinito). A estrutura foi excitada com um excitador eletrodinâmico e um sinal de ruído branco no ponto A1. As respostas foram tomadas nos pontos R1 a R20. A faixa de frequência analisada foi de 0 Hz a 6,4 kHz. A pressão sonora foi medida a 2,41m de distância do painel. Este ensaio foi realizado no painel sem e com material viscoelástico a uma temperatura média de 15°C (Figura 5.31).

Os resultados dos ensaios são apresentados na Figura 5.32. O nível de pressão sonora líquida é determinado através da equação:

$$NPS = 10 \log \left[ 10^{\frac{NPS_T}{10}} - 10^{\frac{NPS_{Rfundo}}{10}} \right], \quad (5.1)$$

onde  $NPS_T$  é o nível de ruído total, em dB, e  $NPS_{Rfundo}$  é o nível de pressão do ruído de fundo, em dB. Os resultados são mostrados na Figura 5.33.



Figura 5.31 – Ensaio para determinar o ruído irradiado pelo painel sem material viscoelástico.

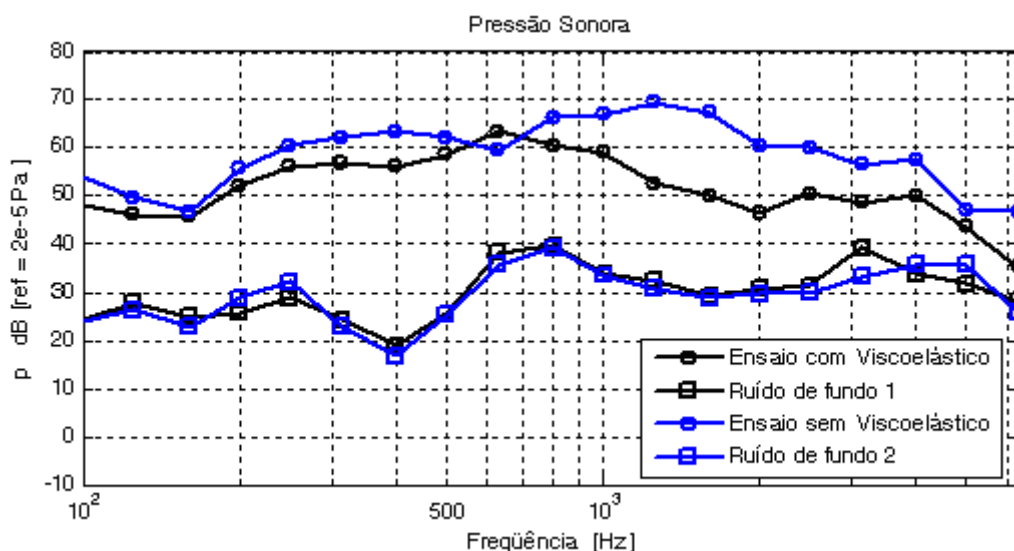


Figura 5.32 – Pressão sonora total e ruído de fundo nos ensaios de validação dos modelos.

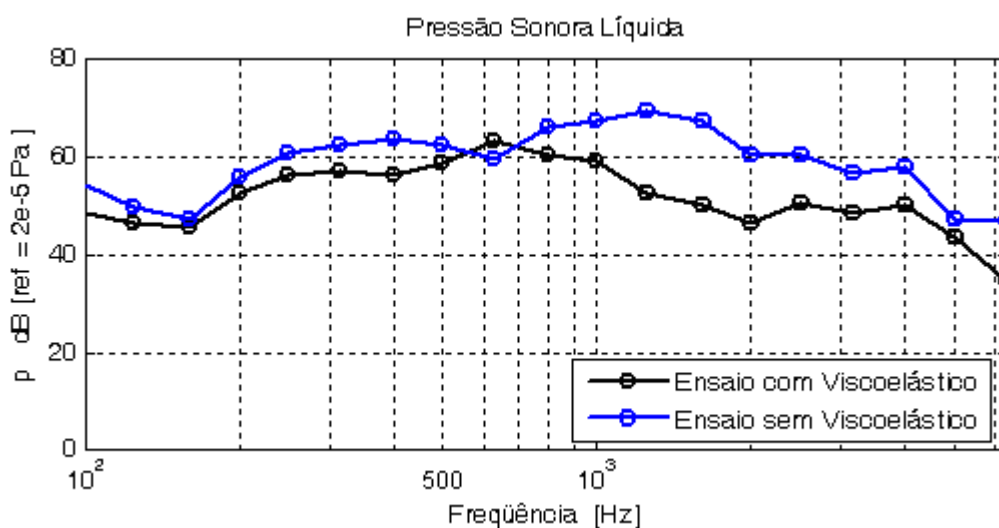


Figura 5.33 – Pressão sonora líquida.

Observa-se, da Figura 5.33, que o material viscoelástico é efetivo para a redução do ruído especialmente nas frequências acima dos 900 Hz. Observa-se também que existe um valor cerca de 520 Hz no qual o material gera um aumento na pressão sonora. Isto pode ser causado em parte pelo aumento da rigidez e da massa do painel.

Na Tabela 5.2 e na Figura 5.34 são comparadas as reduções nos níveis de ruído, experimentais e numéricas. Nos modelos numéricos foram utilizadas as propriedades do material viscoelástico obtidas do ensaio da viga Oberst a 15°C.



Tabela 5.2 – Redução do nível de pressão sonora.

Frequência [Hz]	Experimental	Modelo usando NCT	Modelo semi-implícito
100	5,9220	-1,1057	15,6430
125	3,6510	-2,4700	0,0023
160	1,3080	23,7672	0,0005
200	3,3590	-	17,4637
250	4,2090	-	15,5917
315	5,4820	16,7335	11,7415
400	7,3050	22,6308	13,7233
500	3,7250	27,3404	8,3748
630	-3,7110	20,8417	8,3711
800	5,8320	21,4446	9,1072
1000	7,9450	21,1285	4,6535
1250	16,7460	19,2645	9,1211
1600	17,1940	17,4003	9,1685
2000	13,8470	16,2331	7,0185
2500	9,7250	13,6497	8,1252
3150	8,3450	12,2568	8,2518
4000	7,6830	11,6733	6,4600
5000	3,7230	9,8174	6,0474

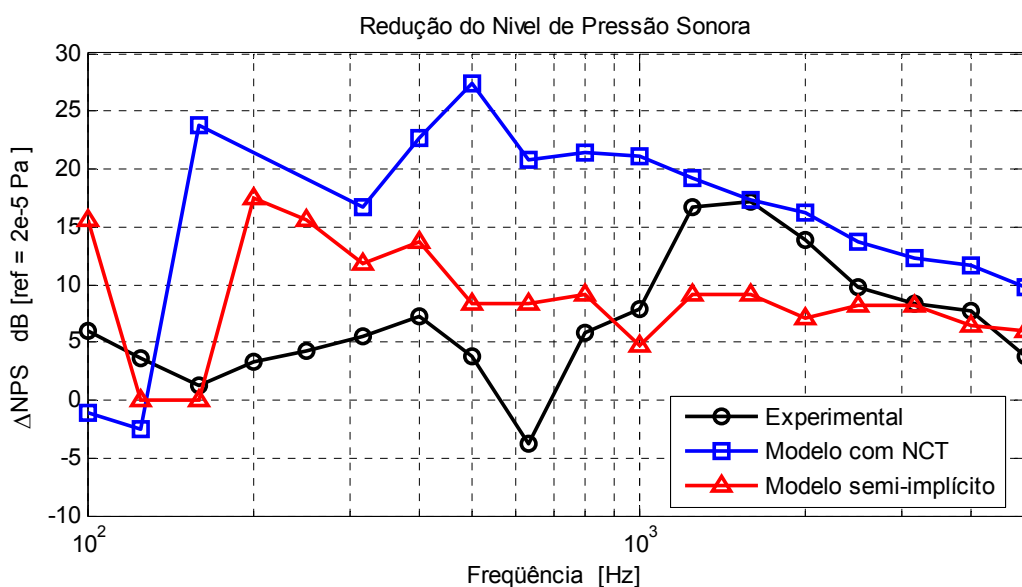


Figura 5.34 – Redução do nível de pressão sonora.

Observa-se que nenhum dos modelos prediz o nível de redução da pressão sonora de forma similar à experimental. O modelo que usa NCT sobreestima o nível de redução em quase toda a faixa de frequência. Já em 1,6 kHz os valores são similares.

Por outro lado, o modelo semi-implícito sobreestima a redução do nível de pressão nas baixas frequências e subestima a redução nas altas frequências. Apresentando melhor concordância nas frequências compreendidas entre 2,6 kHz e 4 kHz.

#### **5.4 Conclusões dos resultados numéricos**

Com os resultados anteriores foi observado que os dois modelos numéricos subestimam a velocidade média da estrutura amortecida.

Com a validação experimental foi possível observar que nenhum dos dois modelos consegue prever a redução no nível de ruído, quando é utilizado material viscoelástico.

Em geral pode ser concluído que os resultados dos modelos numéricos não tiveram boa concordância com os resultados experimentais. A principal causa é o desconhecimento das propriedades de cada uma das camadas do material viscoelástico. O uso de uma propriedade equivalente não é a maneira mais correta de representar um material viscoelástico de camada restrita.

Já no modelo semi-implícito, as discrepâncias também podem ser explicadas pelo fato de ter aproximado o fator de perda de cada subsistema à opção *Loss Factor Ribbed/Bolted Flexure*.

Do trabalho de AKANDA et Al. [10] observou-se também a dificuldade de representar este tipo de materiais nos modelos numéricos em SEA e a existência de incoerências dos resultados experimentais com os numéricos, especialmente nas altas frequências.

## Capítulo 6: Conclusões e Considerações

### 6.1 Conclusões

Como foi visto anteriormente, o método da viga Oberst foi utilizado para obter as propriedades de um material viscoelástico a ser usado em camada restrita. O método da viga Oberst é um método utilizado com sucesso para determinar as propriedades de materiais de camada livre. Como as camadas do material em estudo não podiam ser analisadas separadamente, foi proposto utilizar o método da viga Oberst de forma que os resultados destes ensaios representassem as propriedades de um material viscoelástico de camada livre, equivalente. Os resultados obtidos foram pouco coerentes. Altos valores do fator de perda foram encontrados.

Nos ensaios da viga Oberst em baixas temperaturas foram identificados problemas de pré-cargas sobre o material devido à diferença entre os coeficientes de dilatação térmica dos materiais da viga base e da camada de cobertura do material viscoelástico. O fenômeno de pré-carga foi identificado ao observar o aumento da rigidez da viga composta e diminuição do fator de perda do material, na medida em que a temperatura diminuía. Nestes ensaios, também foram observados os problemas associados com a utilização do sensor sem contato. Devido aos baixos níveis de vibração da viga amortecida e à baixa sensibilidade do sensor, não foi possível obter boas respostas em baixas temperaturas, sendo necessário o uso de um pequeno acelerômetro.

Um outro fenômeno encontrado foi o alto nível de ruído dos sinais de resposta o que dificultou o processo de análise dos dados. Este fenômeno foi associado ao uso de um excitador sem contacto não adequado para excitar a viga.

O método da potência injetada foi aplicado inicialmente para determinar o DLF (Fator de perda por amortecimento) do painel com e sem material viscoelástico, em condições de temperatura ambiente. A partir dos resultados destes ensaios, foi observado o efeito que tem a inclusão ou não dos pontos de resposta supostamente afetados pelo campo vibratório direto, no cálculo do DLF. Concluiu-se que o DLF do painel amortecido é mais sensível à exclusão dos pontos afetados pelo campo vibratório direto. Também, apesar do conhecimento da existência de um campo vibratório direto, não existe um critério bem definido que indique que

a resposta de um determinado ponto está sendo ou não dominada pelo campo vibratório direto. Os altos valores do DLF encontrados podem indicar uma limitação do método. O elevado amortecimento induzido pelo material viscoelástico, pode impedir a formação de um campo vibratório reverberante nas altas frequências.

Outro fenômeno que foi analisado, posteriormente, foi o efeito do número e dos locais dos pontos de excitação empregados para calcular o DLF. No painel sem material viscoelástico encontro-se pouca diferença entre usar 3, 5 ou 8 pontos de excitação. Pequenas diferenças nos valores do DLF foram encontradas ao utilizar pontos de excitação localizados em regiões rígidas. No painel com material viscoelástico, os valores do DLF foram mais afetados pelos locais e números de pontos de excitação. Existindo uma diferença considerável entre utilizar locais de excitação flexíveis ou rígidos. Foi concluído que os locais de excitação mais adequados são os localizados sobre as regiões rígidas. Ao excitar nestas regiões a energia foi mais bem espalhada sobre a estrutura, sendo constatado através das coerências dos sinais de resposta.

Também, foi observado o efeito do número de pontos de resposta utilizados para determinar o DLF. Encontraram-se valores similares do DLF quando foram usados 30 e 40 pontos de resposta, e pouca diferença entre os valores do DLF usando 20 e 40 pontos de resposta.

Dos resultados da aplicação do PIM em baixas temperaturas concluiu-se que o material viscoelástico proporciona maior amortecimento na faixa de temperatura compreendida entre 5°C e -10°C, discordando ligeiramente da faixa de temperatura de maior eficiência do material (20°C a -5°C) fornecida pelo fabricante.

Nos procedimentos numéricos foi estudada a forma de representar um material de camada restrita nos modelos numéricos em SEA. Dois modelos foram propostos como alternativas de representação. Os resultados obtidos não mostraram boa concordância com os resultados experimentais. As diferenças nos resultados foram atribuídas ao desconhecimento das propriedades do material viscoelástico. Concluindo-se que as propriedades equivalentes obtidos do método da viga Oberst não servem para representar com sucesso os mecanismos de dissipação de energia do material viscoelástico de camada restrita. O desenvolvimento de modelos adequados também se viu limitada pelo desconhecimento dos parâmetros SEA dos subsistemas, como cavernas e reforçadores, sendo necessário realizar várias suposições. Porém, no presente trabalho foram detalhados os procedimentos para construir modelos de painéis reforçados e as alternativas que o *AutoSEA2* oferece para modelar os materiais viscoelásticos de camada restrita.

## **6.2 Considerações e Sugestões para Trabalhos Futuros**

Como recomendações e sugestões para trabalhos futuros sobre o método da viga Oberst encontram-se: estudar uma melhor forma de excitação da viga, como objetivo de reduzir os níveis de ruído nos sinais de resposta; a utilização de uma viga base do mesmo material que a camada de cobertura do material viscoelástico para evitar problemas de pré-carga; também, deve ser considerada a possibilidade de inserir um termopar na base da viga, de forma que se consiga ter maior certeza da temperatura atual no material; o desenvolvimento de um conjunto de equações para determinar as propriedades dos materiais viscoelásticos de camada restrita, quando não é possível separar cada uma das camadas do material; estudar a possibilidade de utilizar outros métodos em conjunto com o método da viga Oberst, para conseguir caracterizar completamente cada um dos materiais das camadas do viscoelástico.

Como recomendações e sugestões para trabalhos futuros relacionados com a aplicação do método da potência injetada a estruturas complexas, sugere-se avaliar o coeficiente de correção da energia ou de massa equivalente do painel, isto com o objetivo de estimar melhor a energia vibratória da estrutura. Outro trabalho sugerido é o estudo e determinação de critérios que ajudem a definir a extensão do campo vibratório direto, de forma que se consiga identificar facilmente quais pontos são representativos de um campo vibratório reverberante.

Para um melhor desenvolvimento dos modelos numéricos, propõe-se para trabalhos futuros, determinar os parâmetros SEA das cavernas e reforçadores. Também propõe-se a criação de modelos híbridos FEM-SEA com o objetivo de melhorar a representação de subsistemas de baixa densidade modal. Assim, as cavernas e os reforçadores poderiam ser modeladas em elementos finitos e a chapa da estrutura como subsistema SEA.

## Capítulo 7: Referências Bibliográficas

- [1] NASHIF A., JONES D., HENDERSON J.. Vibration Damping. John Wiley & Sons. USA, 1985.
- [2] JONES David. Handbook of Viscoelastic Vibration Damping. John Wiley & Sons. USA, 2001.
- [3] KERWIN, Edward. 'Damping of Flexural Waves by a Constrained Viscoelastic Layer'. The Journal of the Acoustical Society of America. Vol 31, N°7, 1957.
- [4] JONES D.I.. 'Techniques for Measuring Damping Properties of Thin Viscoelastic Layers'. Journal of Sound and Vibration'. Vol. 24, N° 2, pp. 201-210, 1972.
- [5] RAO, Mohan. 'Recent Applications of Viscoelastic Damping for Noise Control in Automobiles and Commercial Airplanes'. Journal of Sound and Vibration, Vol. 262, pp. 457-474, (2003).
- [6] WILBY, J. F. 'Aircraft Interior Noise'. Journal of Sound and Vibration. Vol. 190, N° 3, pp.545-564, 1996.
- [7] Measurement of the Complex Modulus of Elasticity: A Brief Survey. BRÜEL & KJAER, Application notes. Denmark, 1982.
- [8] PRITZ, T. 'Measurement Method of Complex Poisson's Ratio of Viscoelastic Materials'. Journal of Applied Acoustic, Vol. 60, pp. 279 – 292, 2000.
- [9] Standard Test Method for Measuring Vibration-Damping Properties of Materials E 756 - 98.ASTM, 1998.
- [10] AKANDA, Anad and GOETCHIUS, Gregory. 'Representation of Constrained/Unconstrained Layer Damping Treatments in FEA/SEA Vehicles System Models: A Simplified Approach'. SAE paper N° 1999-01-1680, 1999.
- [11] LYON, R., De JONG R. Theory and Application of Statistical Energy Analysis. 2ª Ed. Butterworth-Heinemann. USA, 1995.
- [12] CINERMAN, B., BHARJ, T., BORELLO, G. 'Overview of the Experimental Approach to Statistical Energy Analysis'. SAE paper N° 971968, 1997.
- [13] BLOSS, Brandon and RAO, Mohan. Estimation of frequency-averaged loss factors by the power injection and the impulse response decay methods. Journal of the Acoustical Society of America. Vol. 117, pp. 240-249, 2005.
- [14] LENZI, Arcanjo. Apostila de Análise Estatística da Energia. UFSC, Florianópolis, 2006.
- [15] BIES, D. and HAMID, S. 'In Situ Determination of Loss and Coupling Loss Factors by the Power Injection Method'. Journal of Sound and Vibration. Vol. 70, N° 2, pp. 187 - 204, 1980.

- [16] CLARKSON, B. and POPE, R. 'Experimental Determination of Modal Densities and Loss Factors of Plates and Cylinders'. *Journal of the Acoustical Society of America*, Vol. 77, pp. 535-549, 1981.
- [17] DE LANGHE, Koenraad. 'High Frequency Vibrations: Contributions to Experimental and Computational SEA Parameter Identification Techniques'. Ph.D. Thesis. Catholic University of Leuven, Bélgica, 1996.
- [18] MING, Ruisen. 'An Experimental Comparison of the SEA Power Injection Method and the Power Coefficient'. *Journal of Sound and Vibrations* Vol. 282, pp. 1009-1023, 2005.
- [19] SHORTER, P., GOOROOCHURN, Y., RODEWALD, B. 'Advanced Vibro-Acoustic Models of Welded Junctions'. *Internoise*, Rio de Janeiro, 2005.
- [20] CLARKSON, B. 'Experimental Determination of Modal Density'. *Random Vibration*, pp. 59-85, 1986.
- [21] CREMER, L. and HECKL, M. *Structure-Borne Sound*. Springer-Verlag. Berlin, 1988.
- [22] SILVA, J., MAIA, N., RIBEIRO, A. 'Cancellation of Mass-Loading Effects of Transducers and Evaluation of Unmeasured frequency Response Functions'. *Journal of Sound and Vibrations* Vol. 236, pp. 761-779, 2000.
- [23] 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*. Vol. 16, N° 5, pp. 885-903, 2002.
- [24] *AutoSEA2 Theory & Q.A. Manual*, Vibro- Acoustic Sciences, 2004.
- [25] VAN WILWYN G., SONTANNG R., BORGNAKKE C. *Fundamentos da Termodinâmica*. 2ª Versão em português. Ed. Edgarg Blücher. Brasil, 2006.

# APÊNDICE A

## Procedimentos Experimentais

Neste apêndice serão apresentados os procedimentos experimentais empregados para calibrar os sinais de aceleração e força, e o procedimento para determinar a massa de correção.

### A.1. Calibração de Acelerômetros.

Os canais de medição de aceleração podem ser diretamente calibrados utilizando-se o recurso de calibração automática do analisador de sinais. Neste caso, o ajuste de ganho é calculado dentro da faixa de tolerância estabelecida no analisador. O calibrador utilizado é um excitador eletrodinâmico que gera uma aceleração de referência em uma frequência estável (geralmente  $9,81\text{m/s}^2$  ou  $10\text{m/s}^2$  a  $159,2\text{ Hz}$ ). A Figura A.1 ilustra este procedimento.



Figura A.1 – Calibração da aceleração do acelerômetro (esquerda) e da cabeça de impedância (direita).



## A.2. Calibração da Força.

Neste procedimento será mostrada a forma como foi determinado o ajuste de ganho com o qual é calibrado o sinal da força da cabeça de impedância.

Para calibrar o sinal de força, previamente deve ser calibrado o sinal de aceleração.

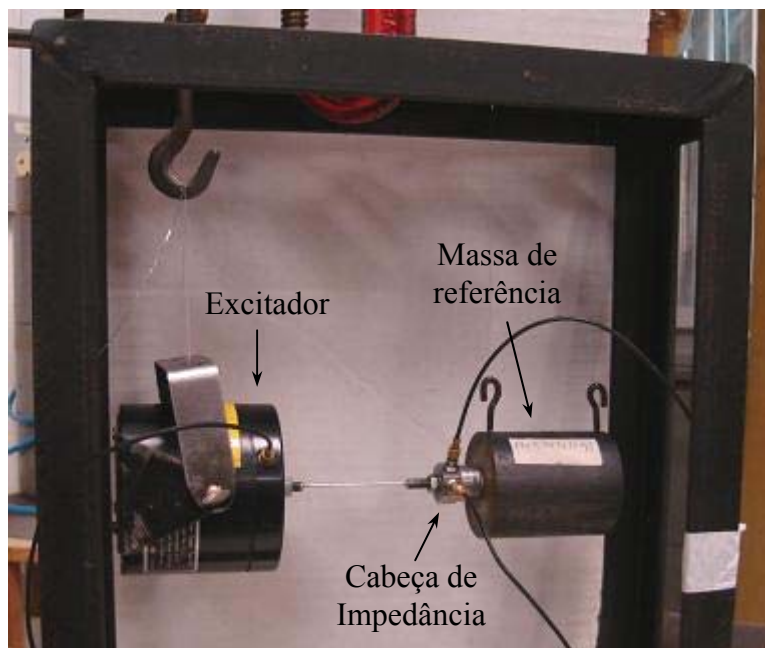


Figura A.2 – Calibração da força.

O excitador é suspenso e unido a uma massa de referência, através do fusível mecânico e da cabeça de impedância (Figura A.2). O excitador é alimentado com um sinal senoidal a 200 Hz (em baixa frequência a massa de correção tem baixos efeitos inerciais). Para calibrar a força é utilizada uma massa de referência muito superior à massa de correção (neste caso a relação chega a ser de 0,2%).

Antes de iniciar a medição deve-se confirmar que a sensibilidade do sensor, fornecida ao analisador, seja a especificada pelo fabricante. Também deve ser verificado que o valor de ganho atual do sinal de força seja 1. Posteriormente, o excitador é ligado e os sinais de aceleração e força são medidos na frequência de 200 Hz. A força real corresponde ao valor da aceleração medido ( $a_{med}$ ) vezes o valor da massa de referência ( $m_{ref}$ ). O novo ganho de ajuste pode ser determinado através da seguinte equação:

$$\alpha_{ajuste} = \frac{F_{med}}{F_{real}} = \frac{F_{med}}{m_{ref} a_{med}}, \quad (A.1)$$

onde  $F_{med}$  é a força medida com o analisador de sinais a 200Hz.

O procedimento deve ser realizado de novo com o objetivo de verificar que o valor da força medida seja similar ao valor da força real.

### A.3. Determinação da Massa de Correção.

Uma vez calibrados os sinais de força e de aceleração da cabeça de impedância, é possível determinar a massa de correção. A massa de correção é a massa de todos os componentes que estão diante do material piezelétrico da cabeça de impedância. Ela pode incluir elementos de fixação, como porcas e parafusos, e até parte da massa do próprio sensor.

Neste procedimento, a cabeça de impedância é montada e parafusada ao calibrador de acelerômetros. Em seguida, o conjunto porca-parafuso é fixado à cabeça de impedância. Finalmente, na parte superior, é fixada uma massa de referência que ajudará a aumentar a sensibilidade do material piezelétrico (Figura A.1). O calibrador de acelerômetros é ligado e a força e a aceleração são medidos no analisador de sinais na frequência de referência do calibrador.

A partir da relação:

$$F_{med} = (m_c + m_{ref}) \cdot a_{med} , \quad (A.2)$$

pode-se obter a massa de correção:

$$m_c = \frac{F_{med}}{a_{med}} - m_{ref} . \quad (A.3)$$



Figura A.3 – Determinação da massa de correção.

Cuidado deve ser tomado para que a massa total não exceda a capacidade do calibrador de acelerômetros.

## APÊNDICE B

### Estimativa Numérica da Eficiência de Radiação

Na obtenção dos valores do fator de perda através da Equação (4.13) considerou-se que a potência injetada é totalmente dissipada pelo mecanismo de amortecimento. Esta é uma consideração possível quando o fator de amortecimento de um sistema é alto em comparação com o fator de perda por radiação. Mas este pode não ser o caso do painel sem material viscoelástico.

Como uma forma de estimar a potência perdida por este fenômeno, a eficiência de radiação da estrutura sem material viscoelástico foi determinada através de um modelo gerado em *AutoSEA2*.

Seguindo o procedimento exposto no Capítulo 5, o modelo foi construído através da opção painel reforçado (*Ribbed Plate*). Desta forma a estrutura é considerada como um único subsistema e os reforçadores e cavernas são modeladas de forma implícita. Todas as propriedades físicas e geométricas são as mesmas usadas no Capítulo 5. Como fator de amortecimento foi usado aquele calculado com todos os pontos de excitação e excluindo os pontos afetados pelo campo vibratório direto (Figura 4.7).

O procedimento apresentado consiste basicamente em estimar a eficiência de radiação de um painel cujo fator de amortecimento é desconhecido, mas que para efeitos da estimativa serão utilizados os valores do fator de perda total. Com cálculos posteriores será possível estimar um primeiro valor do verdadeiro fator de amortecimento. O modelo numérico seria avaliado novamente com o fator de perda por amortecimento encontrado. Sendo um processo repetitivo até que o fator de perda por amortecimento não apresente variação significativa.

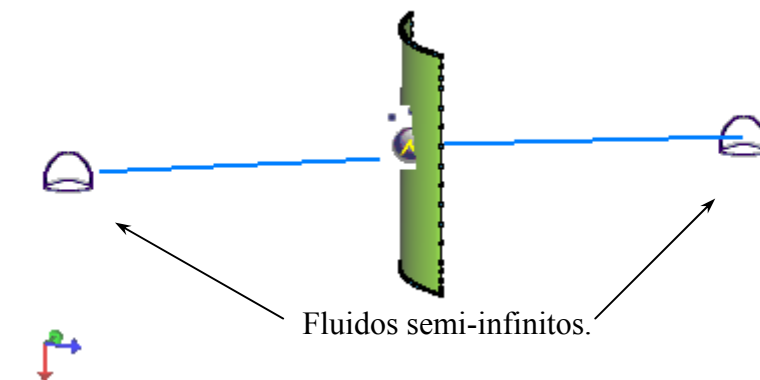


Figura B.1 – Modelo de eficiência de radiação do painel.

Para determinar a eficiência de radiação, foram construídos dois fluidos semi-infinitos, os quais foram conectados às duas faces do painel (Figura B.1). Um fluido semi-infinito é um instrumento que pode ser utilizado para prever o nível de pressão sonora radiada (NPS) por uma placa ou casca para um fluido sem fronteiras (campo livre). Também pode ser usado para modelar a radiação acústica de placas e cascas, ou para estimar o NPS do campo direto dentro de volumes acústicos [24]. Um fluido semi-infinito é considerado como um sumidouro de energia.

Este instrumento assume que: o painel está vibrando em um anteparo (*baffle*) infinito plano e que a geometria do painel é aproximada a uma placa plana equivalente, com a mesma área, e com comprimento e largura equivalente. Quando uma estrutura é constituída por vários painéis, cada painel dá uma contribuição, não correlacionada, ao nível de pressão sonora total em cada banda de frequência.

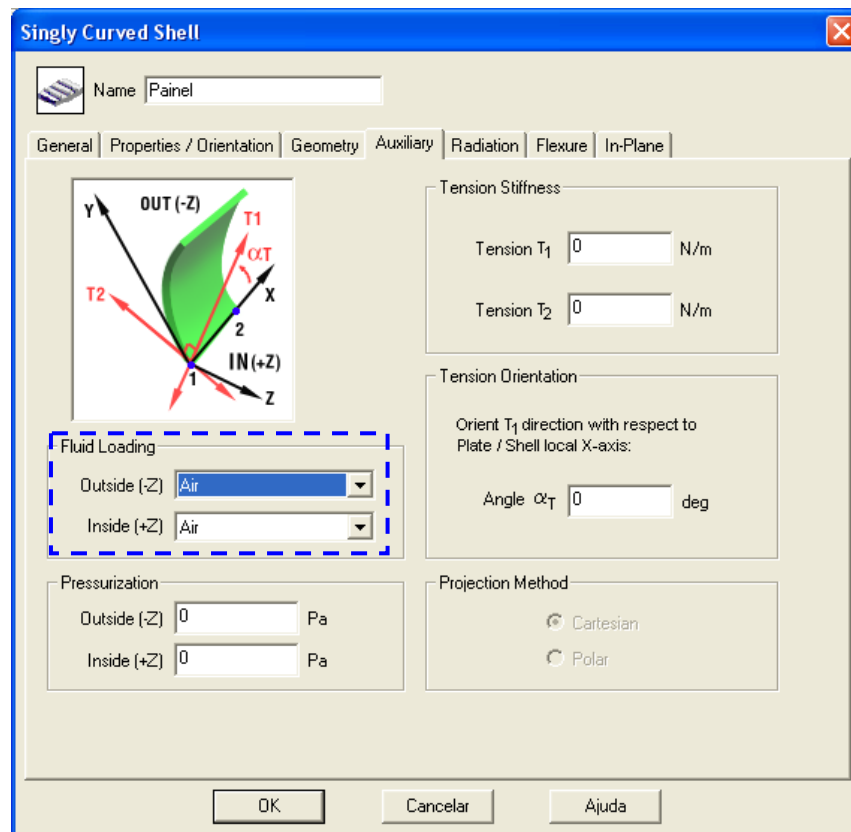


Figura B.2 – Configuração para considerar a carga pelo fluido (*Fluid Loading*) em contato com a estrutura.

Uma consideração que afeta o valor da eficiência de radiação é a consideração da carga pelo fluido em contato com a estrutura. Neste caso, a consideração foi feita na janela de configuração do subsistema (Figura B.2).

Na mesma janela, nas configurações de radiação (*Radiation*), também foi considerada a radiação das vigas do painel (Figura B.3).

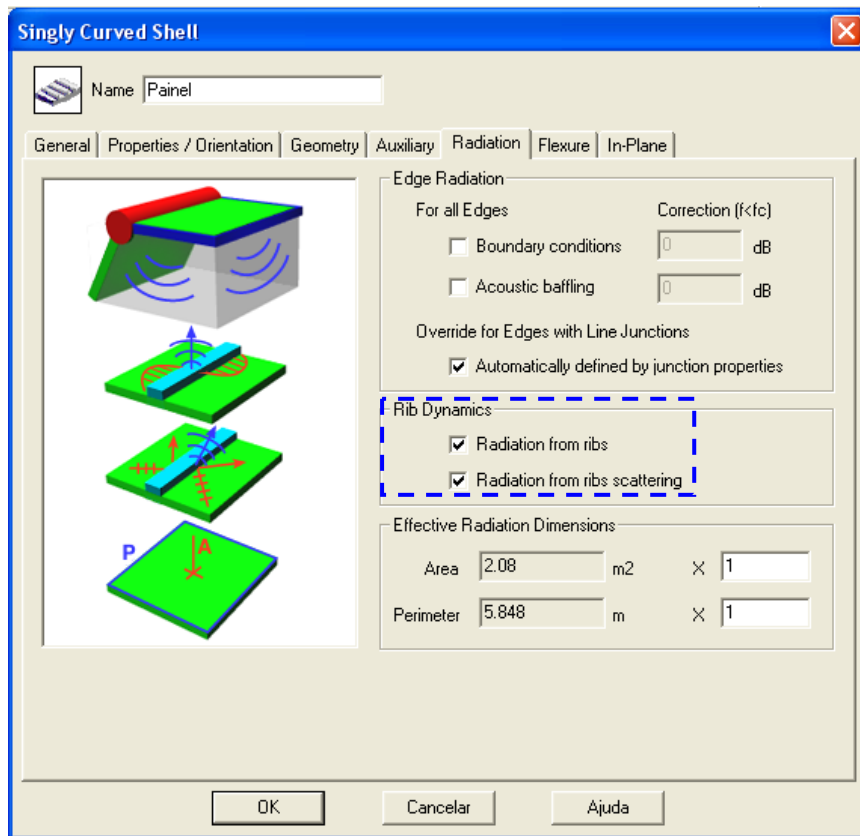


Figura B.3 – Configuração para considerar a radiação pelos reforçadores e as cavernas.

O modelo foi excitado com uma potência de flexão de 1 Watt. Sendo que o valor da potência utilizada não afeta o valor da eficiência de radiação.

Os resultados são apresentados na Figura B.4.

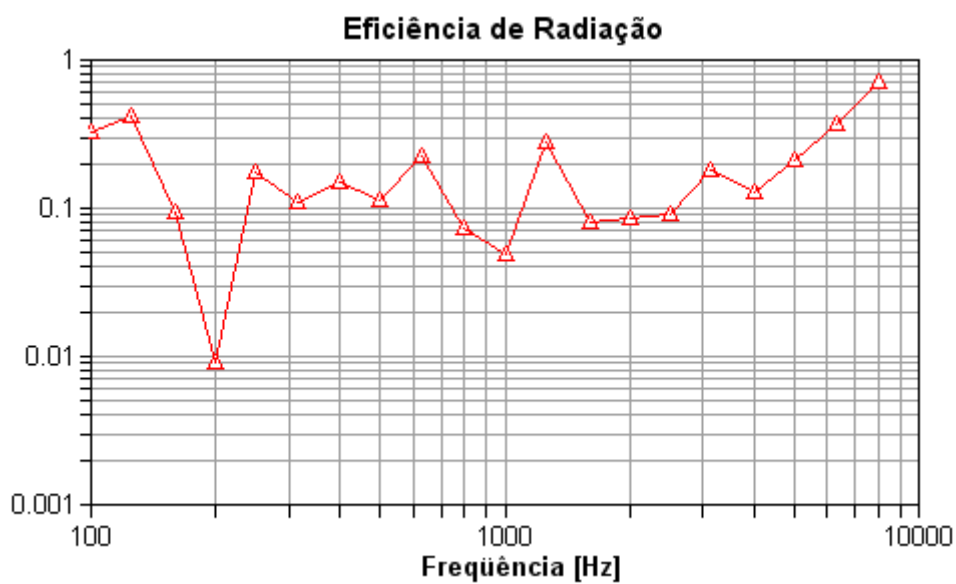


Figura B.4 – Eficiência de radiação do painel.

A partir destes valores e da Equação (2.24) foi possível estimar o fator de perda por radiação. Já, o fator de perda por amortecimento foi estimado utilizando a Equação (2.13). Os resultados destes cálculos são apresentados na Tabela B.1.

Tabela B.1 – Resultados do novo fator de perda do painel.

Frequência Hz	Eficiência de radiação ( $\sigma$ )	Fator de perda por radiação ( $\eta_{rad}$ )	Fator de perda total ( $\eta$ )	Fator de perda por amortecimento ( $\eta_d$ )
100	0,324464	0,068181	0,023721	-0,044460
125	0,423815	0,071246	0,033226	-0,038021
160	0,0953189	0,012519	0,011198	-0,001321
200	0,00914313	0,000961	0,006963	0,006002
250	0,176864	0,014866	0,003880	-0,010986
315	0,108436	0,007234	0,005157	-0,002077
400	0,150392	0,007901	0,001880	-0,006020
500	0,113276	0,004761	0,002990	-0,001771
630	0,224455	0,007487	0,005859	-0,001627
800	0,0732769	0,001925	0,012384	0,010459
1000	0,0488903	0,001027	0,015512	0,014484
1250	0,281201	0,004727	0,016807	0,012080
1600	0,0814549	0,001070	0,036508	0,035438
2000	0,0846959	0,000890	0,047557	0,046667
2500	0,0908396	0,000764	0,083924	0,083160
3150	0,178347	0,001190	0,114204	0,113014
4000	0,127224	0,000668	0,144539	0,143871
5000	0,211267	0,000888	0,192733	0,191845

Para o cálculo do fator de perda por radiação foi usada uma densidade do ar de 1,21 kg/m<sup>3</sup> e velocidade do som de 343 m/s (propriedades a 20°C). A densidade superficial da estrutura foi estimada ao dividir a massa por duas vezes a sua área superficial (área de radiação). O valor encontrado foi de 3,1432 kg/m<sup>2</sup>.

Valores negativos do fator de perda por amortecimento são inaceitáveis. Estes valores podem aparecer por ser a primeira tentativa de estimação, mas se depois de varias iterações os valores persistem, pode ser que o modelo de radiação considerado na análise não seja o mais adequado.

Como conclusão final observa-se que, o efeito da radiação sobre os valores do fator de perda por amortecimento diminui com o aumento da frequência.