

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

**ADIÇÃO DE AMORTECIMENTO ESTRUTURAL USANDO MATERIAIS
VISCOELÁSTICOS**

Dissertação submetida à

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA

para a obtenção do grau de

MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA

Área de Concentração: Vibrações e Acústica

ANDRÉ DE OLIVEIRA

Florianópolis, março de 2006

**ADIÇÃO DE AMORTECIMENTO ESTRUTURAL USANDO MATERIAIS
VISCOELÁSTICOS**

ANDRÉ DE OLIVEIRA

**Esta dissertação foi julgada adequada para a obtenção do título de:
MESTRE EM ENGENHARIA**

**Especialidade Engenharia Mecânica, Área de concentração Vibrações e
Acústica, e aprovada em sua forma final pelo Programa de Pós-Graduação.**

**Prof. José Antônio Bellini da Cunha Neto, Dr.
Coordenador**

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

Banca Examinadora

Prof. Roberto Jordan, Dr. Eng.

Prof. Lauro Cesar Nicolazzi, Dr.Eng.

Prof. Marcelo Krajnc Alves, PhD.

AGRADECIMENTOS

Agradeço primeiramente ao Senhor Jesus pelo Espírito, pela Palavra, Pela Igreja, pela Visão e pela Sua Parousia. Agradeço também aos irmãos da Igreja em Florianópolis por tudo, foram meu universo no início deste trabalho. Agradeço aos Irmãos da Igreja em Curitiba, pela compreensão na conclusão desta dissertação, pelo suprimento e pela co-participação nas tribulações no reino e na perseverança.

Agradeço ao professor Arcanjo Lenzi, que além dos seus ensinamentos e dedicação, mostra-se sempre uma pessoa espetacular. Bom é ter tido a oportunidade de tornar-me seu companheiro. “Grande chefe”!

Agradeço aos meus amigos do LVA: Andrezinho, Thiago, Zmi, Cláudio, Celso, Renato, Alisson, Marquinho, Faísca, Aline e Parú. Reservo um agradecimento especial ao Olavo, por dividir a sala, por dividir as aulas, pelos almoços, pelas risadas, pelas vezes que aprontamos com todos, especialmente com o Parú. Agradeço ao Olavo pelas ajudas, por sempre ter paciência de ouvir meus raciocínios e se alegrar comigo em tudo. Que Deus o recompense!

Não posso deixar de agradecer o apoio da EMBRACO, pelos equipamentos e pelos amigos Otávio, Edson, James, Everton, Márcio e o Dropa. Sou muito grato ao Buba pelo início.

Ao Departamento de Engenharia Mecânica.

Agradeço aos caros amigos da TMT, que me ajudaram muito nestes últimos dias: Fernando, Poletto, Débora, Teló, André, Clovis, Claudinei e David.

Chego agora aos agradecimentos extraordinários. Sou absolutamente grato aos meus pais (Papi e Mami) por todo o apoio, pela preocupação e por apostarem sempre em mim. Agradeço pelo amor incondicional. Agradeço finalmente, à Dezinha, meu amor, meu coração. Agradeço por estar sempre comigo, em todos os momentos, em todas as fases, em todas as horas, em tudo. Agradeço a ela pelo apoio incondicional, por entender, por amar.

“e para aguardardes dos céus o seu Filho, a quem ele ressuscitou dentre os mortos, Jesus, que nos livra da ira vindoura.” 1Tes. 1:10.

“a fim de que seja o vosso coração confirmado com em santidade, isento de culpa, na presença de nosso Deus e Pai, na vinda de nosso Senhor Jesus, com todos os seus santos.” 1Tes. 3:13.

“O próprio Deus da paz vos santifique por completo; e o vosso espírito, alma e corpo sejam conservados inteiros e irrepreensíveis na vinda de nosso Senhor Jesus Cristo. Fiel é o que vos chama, o qual também o fará.” 1Tes. 5:23-24.

Sumário

Lista de Símbolos	7
Lista de Figuras	10
Lista de Tabelas	14
Resumo	15
Abstract	16
1 Introdução	18
2 Revisão Bibliográfica	24
2.1 Amortecimento	24
2.2 Mecanismos Externos de Amortecimento	26
2.2.1 Radiação Acústica	26
2.2.2 Dissipação por Bombeamento	30
2.2.3 Dissipação por Atrito	35
2.3 Mecanismos Internos de Amortecimento em Metais	35
2.3.1 Defeitos Pontuais	37
2.3.2 Amortecimento em Contorno de Grão	38
2.3.3 Termoelasticidade	38
2.3.4 Amortecimento por Correntes de <i>Eddy</i> (ou correntes parasitas)	40
2.3.5 Mecanismos de Amortecimento Associados às Discordâncias em Metais	40
2.4 Mecanismos de Amortecimento em Materiais Viscoelásticos	45
2.5 Adição de Amortecimento por Materiais Viscoelásticos	51
2.6 Outros Mecanismos de Amortecimento	64
2.6.1 Ligas de Alto Amortecimento	65
2.6.2 Alumínio Poroso FOAMINAL (IFAM)	66
2.6.3 Materiais Compósitos	67
2.6.4 Compostos Poliméricos com materiais magnéticos Ni-Mn-Ga	68
2.7 Tabelas com valores típicos de Fatores de Amortecimento	71
2.7.1 Fatores de Amortecimento em Metais	71
2.7.2 Fatores de Amortecimento para Polímeros, Elastômeros e Viscoelásticos	72
2.7.3 Fatores de Amortecimento para Materiais Cerâmicos	72
2.7.4 Fatores de Amortecimento em Carcaças de Compressores	72
2.8 Discussão Final	73
3 Medição do Fator de Amortecimento em Chapas de Aço	75
3.1 Determinação do Amortecimento	76
3.1.1 Método do Decaimento de Vibrações	76
3.1.2 Método da Banda de Meia Potência	77
3.1.3 Medições de Fator de Amortecimento	78
4 Modelos de Elementos Finitos para Vigas Sanduíche	87
4.1 Métodos Numéricos para Modelagem de Vigas Sanduíche	87
4.2 Utilização de Softwares Comerciais para os Modelos de Placas Sanduíche	90

4.2.1	LMS SYSNOISE Versão 5.6 - VIOLINS	90
4.2.2	ANSYS Versão 9.0	95
4.3	Validação Experimental dos Modelos Numéricos	101
4.3.1	Experimento	102
4.3.2	Modelo de Elementos finitos	106
4.3.3	Simulações Numéricas – Variação de percentual de área coberta e posição do revestimento em vigas de metal.	112
5	Medição de Fator de Amortecimento em Vigas Sanduíche	122
5.1	Vigas Sanduíche	122
5.2	Amortecimento em Viga de Aço com diferentes Tratamentos de Amortecimento	130
6	Testes de Ruído de Compressores com fitas de Material Viscoelástico na Carcaça.	146
6.1	Fitas de Material Viscoelásticos	147
6.2	Redução de ruído em compressor RSNPAX com Fitas AA	147
6.3	Redução de ruído em compressor RSNPAX com Fitas BA	150
6.4	Redução de Ruído em Compressores RSNPAX e RSNPAY	152
7	Conclusões e Sugestões para Trabalhos Futuros	158
7.1	Conclusões	158
7.2	Sugestões para Trabalhos Futuros	160
8	Referências Bibliográficas	161

Lista de Símbolos

W	Energia perdida por ciclo
V	Pico de energia potencial
η	Fator de amortecimento
p	Pressão sonora
ρ_a	Densidade do meio
c_a	Velocidade do som no meio
k_a	Número de onda
λ_a	Comprimento de onda do som
ω	Frequência
k_f	Número de onda de uma onda flexural
c_f	Velocidade da onda de flexão
λ_f	Comprimento da onda de flexão
$\eta_{acústico}$	Fator de amortecimento acústico
ρ	Densidade
σ_{rad}	Eficiência de radiação
h	Espessura
ΔPe	Queda de pressão por bombeamento
W(x, y)	Movimento do painel
v	Fluxo através do vazamento
S_L	Área de vazamento

$\eta_{\text{bombeamento}}$	Fator de perda de bombeamento
D	Energia por unidade de volume por ciclo de carregamento absorvida
Σ	Tensão no material
ϵ	Deformação do material
τ_s	Tempo de relaxação térmica
δC_p	Calor específico por unidade de volume e
K	Condutividade térmica do material
Δ_r	Tensão de relaxação
α_T	Coefficiente de expansão térmica
E_T	Módulo de Young a temperatura constante
T	Temperatura absoluta
A	Massa efetiva por unidade de comprimento
Y	Deslocamento de discordância medida da posição de equilíbrio
B	Constante de amortecimento viscoso
C	Tensão no material
B	Vetor de <i>Burgers</i>
L_N	Comprimento médio de um <i>loop</i> de discordâncias entre dois pontos
L_C	Comprimento médio de discordâncias fixadas entre duas impurezas
E	Módulo de Elasticidade
G	Módulo de Cisalhamento
σ	Tensão,
τ	Tensão cisalhante

ε	Deformação linear
ϕ	Deformação de cisalhamento
Ψ	Diferença de fase
G	Módulo de cisalhamento
H	Espessuras
D	Distância entre os planos neutros da viga composta
$K (EH)$	Rigidez extensional
ϕ	Ângulo flexural da placa base
ψ	Deformação cisalhante da camada média
g	Parâmetro de cisalhamento
η	Fator de amortecimento da viga composta
β	Fator de perda da camada média
ν	Coeficiente de Poisson
ξ	Coeficiente de amortecimento
T_{60}	Tempo de reverberação
f_n	Freqüência natural
U, V	Vetores de amplitude de deslocamento
F	Vetor de amplitude de carregamento
M	Matriz de massa
C	Matriz de amortecimento
K	Matriz de rigidez

Lista de Figuras

Figura 1.1 Compressor em corte.	19
Figura 2.1 Frentes de onda de uma onda acústica plana gerada por uma onda de flexão na placa. (MEAD, D. J., <i>Passive Vibration Control</i> , John Wiley & Sons, Chichester, UK, 1998).	28
Figura 2.2 Mecanismos de Bombeamento (NASHIF, D. A., JONES, D. I. G., HENDERSON, J. P., <i>Vibration Damping</i> , John Wiley & Sons, Inc. New York, 1985).	31
Figura 2.3 Viga fixada à placa. (MAIDANIK, G., <i>Energy Dissipation Associated with Gas-Pumping in Structural Joints</i> , The Journal of Acoustical Society of America, Vol. 40 Number 5, pp. 1064-1072, 1966).	32
Figura 2.4 Experimento de Fox e Whitton. (FOX, M. J. H., WHITTON, P. N., <i>The Damping of Structural Vibration by Thin Gas Films</i> , Journal of Sound and Vibration, Vol. 73 (2), pp. 279-295, 1980).	34
Figura 2.5 Laço histerético não-linear típico. (LAZAN, B. J., <i>Damping of Materials and Members in Structural Mechanics</i> , First Edition, Pergamon Press, England, 1968).	36
Figura 2.6 Posições dos átomos em torno de uma discordância. (CALLISTER, W. D. JR, <i>Materials Science and Engineering an Introduction, Fourth Edition</i> , Wiley & Sons, Inc., 1997)	41
Figura 2.7 Deslocamento de Discordância Y.(GRANATO, A. V., <i>Internal Friction Studies of Dislocations</i> , American Society for Testing and Materials, Sixty Seventh Annual Meeting, pp. 89-109, 1964)	42
Figura 2.8 Movimentos de discordâncias. (GRANATO, A. V., <i>Internal Friction Studies of Dislocations</i> , American Society for Testing and Materials, Sixty Seventh Annual Meeting, pp. 89-109, 1964)	43
Figura 2.9 Deformação associada com movimentos de discordâncias no modelo de corda vibrante. (LAZAN, B. J., <i>Damping of Materials and Members in Structural Mechanics</i> , First Edition, Pergamon Press, England, 1968)	44
Figura 2.10 Cadeias moleculares em materiais viscoelásticos. (FERRY, J. D., <i>Viscoelastic Properties of Polymers</i> , Third Edition, John Wiley & Sons, Inc. New York, 1980)	45
Figura 2.11 Relação entre a tensão e a deformação para um sólido elástico sem dissipação. (JONES, D.I.G, <i>Viscoelastic Vibration Damping</i> , John Wiley & Sons, LTD, Chichester, 2001).....	46
Figura 2.12 Relação entre a tensão e a deformação para um sólido viscoelástico. (JONES, D.I.G, <i>Viscoelastic Vibration Damping</i> , John Wiley & Sons, LTD, Chichester, 2001)	46
Figura 2.13 Comportamento de materiais viscoelásticos. (JONES, D.I.G, <i>Viscoelastic Vibration Damping</i> , John Wiley & Sons, LTD, Chichester, 2001).....	50
Figura 2.14 Placa sanduíche – esquema de espessuras e planos neutros.	52

Figura 2.15 Elemento de uma placa composta em vibração flexural (ROSS, D., UNGAR, E. E., KERWIN, E. M. Jr., Damping of Flexural Vibrations by Means of Viscoelastic Laminae, Structural Damping, ASME, New York, 1959)	52
Figura 2.16 Revestimento de material viscoelástico de camada livre. (JONES, D.I.G, Viscoelastic Vibration Damping, John Wiley & Sons, LTD, Chichester, 2001).....	57
Figura 2.17 Variação do fator de amortecimento com a razão de espessuras H_2/H_1 . (JONES, D.I.G, Viscoelastic Vibration Damping, John Wiley & Sons, LTD, Chichester, 2001).....	58
Figura 2.18 Efeito do aumento do módulo elástico do material viscoelástico no fator de amortecimento de uma chapa sanduíche.	63
Figura 2.19 Efeito do aumento da espessura do material viscoelástico no fator de amortecimento de uma chapa sanduíche.	63
Figura 2.20 Efeito do aumento do fator de amortecimento do material viscoelástico no fator de amortecimento de uma chapa sanduíche.	64
Figura 2.21 Fator de amortecimento modal para o Sonoston™. (JONES, D.I.G, Viscoelastic Vibration Damping, John Wiley & Sons, LTD, Chichester, 2001).....	65
Figura 2.22 Microestrutura do FOAMINAL.	66
Figura 2.23 Comparativo do potencial de amortecimento do FOAMINAL e outros materiais. (Cortesia: IFAM FHG).....	66
Figura 2.24 Coeficiente de absorção acústica do alumínio poroso versus o alumínio fornecido. (Cortesia: IFAM FHG)	67
Figura 2.25 Materiais Compósitos. (NASHIF, D. A., JONES, D. I. G., HENDERSON, J. P., <i>Vibration Damping</i> , John Wiley & Sons, Inc. New York, 1985).....	67
Figura 2.26 Diagrama esquemático de um plano atômico com maclas ou <i>twin boundaries</i> . (CALLISTER, W. D. JR, <i>Materials Science and Engineering an Introduction, Fourth Edition</i> , Wiley & Sons, Inc., 1997)	68
Figura 2.27 Comparativo entre curvas de histerese para Poliuretano e Poliuretano com 20% de Ni-Mn-Ga composto. (FEUCHTWANGER, J., MICHAEL, S., JUANG, J., BONO, D., O'HANDLEY, R. C., ALLEN, S. M., JENKINS, C., Energy Absorption in Ni-Mn-Ga-polymer Composites, Journal of Applied Physics, Vol. 93, Number 10, 2003.).....	69
Figura 3.1 Diagrama esquemático da medição por decaimento de vibrações.	77
Figura 3.2 Método da banda de meia potência.	78
Figura 3.3 Tiras laminadas. De cima para baixo chapa de 3 mm, chapa de 2,5 mm e chapa de 2,0 mm.	79
Figura 3.4 Fios de linha suspendendo a chapa nas linhas nodais de um dos modos de vibração.....	80
Figura 3.5 Detalhe do posicionamento do microfone para evitar efeitos do movimento de corpo rígido da placa nas medições de pressão sonora.....	80
Figura 3.6 Impactação das chapas de aço.....	81
Figura 3.7 Sinal de decaimento de vibração para uma chapa.....	82
Figura 3.8 Sinal de decaimento em LOG LOG e resultados fornecido para um modo da placa.....	82
Figura 3.9 Efeito da redução de espessura no fator de amortecimento.	86

Figura 4.1 Placa sanduíche: modelo de elementos finitos. (BALMES, E., GERMES, S., Tools for Viscoelastic Damping Treatment Design. Application to an Automotive Floor Panel, ISMA 2002)	88
Figura 4.2 Conectividade dos elementos do modelo de elementos finitos de uma viga sanduíche. (BALMES, E., GERMES, S., Tools for Viscoelastic Damping Treatment Design. Application to an Automotive Floor Panel, ISMA 2002.) ..	89
Figura 4.3 Modelo de elementos finitos para uma viga sanduíche típico do software VIOLINS.	93
Figura 4.4 Comparação entre os resultados obtidos para uma chapa de aço modelada por elementos de casca clássicos e por elementos sólido-casca, disponíveis no pacote VIOLINS.	94
Figura 4.5 Resposta de uma viga sanduíche obtida por ANSYS e VIOLINS.	96
Figura 4.6 Topologia do elemento SOLSH190.....	98
Figura 4.7 Comparativo entre elementos para uma análise estática linear com espessura normalizada (t/L - espessura sobre largura – 0.001).	98
Figura 4.8 Modelo de elementos finitos para viga sanduíche – ANSYS 9.0.	100
Figura 4.9 Comparativo final entre modelos de elementos finitos: VIOLINS vs. ANSYS 9.0.	101
Figura 4.10 Diagrama de blocos do experimento.....	102
Figura 4.11 Experimento de Impactação para validação.	103
Figura 4.12 Detalhe da impactação e da incidência do feixe de laser.....	104
Figura 4.13 Posições de impactação e de medição das respostas.....	104
Figura 4.14 Efeito do acelerômetro na resposta da viga sanduíche.....	105
Figura 4.15 Viga Sanduíche – Modelo de elementos finitos.	107
Figura 4.16 Condições de Contorno – Carga F e Engaste na extremidade.	107
Figura 4.17 Camadas da viga sanduíche no modelo de Elementos Finitos.	108
Figura 4.18 Orientação da viga nos eixos coordenados.	109
Figura 4.19 Comparativo experimental-numérico para o ponto 1.....	110
Figura 4.20 Comparativo experimental-numérico para o ponto 2.....	110
Figura 4.21 Comparativo experimental-numérico para o ponto 3.....	111
Figura 4.22 Aumento do percentual de área de revestimento.....	113
Figura 4.23 Efeito do aumento percentual da área de cobertura na resposta da viga.....	114
Figura 4.24 Variação da posição do revestimento.	115
Figura 4.25 Efeito do deslocamento do revestimento na placa de aço.	115
Figura 4.26 Cisalhamento do material viscoelástico.	116
Figura 4.27 Aumento descontínuo de área de revestimento em posições de interesse.....	117
Figura 4.28 Revestimento descontínuo da viga base.....	117
Figura 4.29 Revestimento em porções discretas 0-700 Hz.	118
Figura 4.30 Revestimento em porções discretas 700-1700 Hz.....	118
Figura 4.31 Comparativo de aplicação de revestimento para 60% de cobertura.	119
Figura 4.32 Eficiência do tratamento em porções definidas da viga.	120
Figura 5.1 Engaste da viga e posicionamento dos transdutores.....	123
Figura 5.2 Posicionamento do conjunto no forno e posição dos termopares.	124
Figura 5.3 Experimento em andamento.	125
Figura 5.4 Detalhe dos Equipamentos.	125

Figura 5.5 Resposta da Viga PCX9 para várias temperaturas.	126
Figura 5.6 Resposta para a viga base que compõe o sanduíche PCX9.	127
Figura 5.7 Comparativo entre a resposta da viga base e as respostas da viga sanduíche.....	128
Figura 5.8 Solenóide de impactação com transdutor de força.	131
Figura 5.9 Detalhe da posição do acelerômetro.....	132
Figura 5.10 Diagrama do experimento.....	133
Figura 5.11 Foto da medição.....	133
Figura 5.12 Viga sanduíche formada pela aderência da fita de tratamento à viga base.	134
Figura 5.13 Fator de amortecimento normalizado em função da frequência a 20°C.	135
Figura 5.14 Fator de amortecimento normalizado em função da frequência a 60°C.	136
Figura 5.15 Fatores de perda para o primeiro modo da viga – 250 Hz.	137
Figura 5.16 Fatores de perda para o segundo modo da viga – 500 Hz.	138
Figura 5.17 Fatores de perda para o terceiro modo da viga – 800 Hz.	138
Figura 5.18 Fatores de perda para o quarto modo da viga – 1200 Hz.	139
Figura 5.19 Fatores de perda para o quinto modo da viga – 1700 Hz.	139
Figura 5.20 Fatores de perda para o sexto modo da viga – 2200 Hz.....	140
Figura 5.21 Fatores de perda para o sétimo modo da viga – 2900 Hz.....	140
Figura 5.22 Fatores de perda para o oitavo modo da viga – 3600 Hz.....	141
Figura 5.23 Fatores de perda para o nono modo da viga – 4500 Hz.	141
Figura 5.24 Fatores de perda para o décimo modo da viga – 5400 Hz.....	142
Figura 5.25 Fatores de perda para o undécimo modo da viga – 6400 Hz.....	142
Figura 5.26 Fatores de perda para o duodécimo modo da viga – 7500 Hz.....	143
Figura 5.27 Fatores de perda para o décimo terceiro modo da viga – 8600 Hz..	143
Figura 5.28 Fatores de perda para o décimo quarto modo da viga – 9800 Hz. ..	144
Figura 6.1 Estágios de revestimento da carcaça.....	148
Figura 6.2 Fator amortecimento em função da frequência, medido na tampa do compressor.	151
Figura 6.3 Gráfico do amortecimento em função da frequência, medido no fundo do compressor.	151
Figura 6.4 Primeiro e Segundo modos laterais da carcaça do compressor RSNPAX.	153
Figura 6.5 Terceiro modo da lateral do compressor RSNPAX.	154
Figura 6.6 Primeiros modos da tampa e do fundo do compressor RSNPAX.	154
Figura 6.7 Redução da potência sonora em dBA com o aumento gradativo do amortecimento do sistema para o compressor RSNPAX.....	155
Figura 6.8 Modo lateral para do compressor RSNPAY.	156
Figura 6.9 Redução da potência sonora em dBA com o aumento gradativo do amortecimento do sistema para o compressor RSNPAY.....	157

Lista de Tabelas

Tabela 2.1 Fatores de Amortecimento: mecanismo de bombeamento.	33
Tabela 2.2 Influência da pressão no mecanismo de bombeamento.	35
Tabela 2.3 Perda de energia para variados compostos poliméricos e magnéticos	70
Tabela 2.4 Fatores de amortecimento para diversos metais.....	71
Tabela 2.5 Fatores de amortecimento para alguns materiais poliméricos	72
Tabela 2.6 Fatores de amortecimento para alguns materiais cerâmicos	72
Tabela 2.7 Valores típicos para fatores de amortecimento em carcaças de compressores herméticos.	72
Tabela 3.1 Resultados de fatores de perda modais para as chapas de 3 mm de espessura.	83
Tabela 3.2 Resultados de fatores de perda modais para as chapas de 2,5 mm de espessura.	83
Tabela 3.3 Resultados de fatores de perda modais para as chapas de 2 mm de espessura.....	84
Tabela 3.4 Resultados de fatores de perda modais para a chapa de 2,5mm de espessura tratada termicamente.....	84
Tabela 3.5 Valores médios modais para os fatores de amortecimento das chapas.	85
Tabela 4.1 Instrumentação para o experimento.	102
Tabela 4.2 Especificação das vigas sanduíche. (Fonte: MSC)	105
Tabela 4.3 Erros percentuais devido ao efeito de massa do acelerômetro.	106
Tabela 4.4 Coordenadas dos pontos de excitação (força) e dos pontos de medição (resposta).	109
Tabela 4.5 Resumo comparativo: Revestimento contínuo e descontínuo.....	120
Tabela 4.6 Resumo comparativo: Revestimento 60% vs. 48% de cobertura.....	121
Tabela 4.7 Resumo comparativo: Razão de área de cobertura.	121
Tabela 5.1 Lista de Instrumentação.	123
Tabela 5.2 Fatores de amortecimento e freqüências centrais de banda da viga sanduíche.....	129
Tabela 5.3 Freqüências naturais da viga base de 0,55mm.....	129
Tabela 5.4 Fitas de revestimento formadas por metal e material viscoelástico...	134
Tabela 6.1 Redução de ruído irradiado (dBA) – tratamento AA.	149
Tabela 6.2 Redução de Ruído Irradiado em dB – tratamento com fita BA.....	152

Resumo

A carcaça de um compressor hermético é o principal irradiador das vibrações internas do compressor. Todos os caminhos de transmissão de vibrações têm como fronteira final a carcaça do compressor. Assim, todo o ruído resultante é irradiado pela carcaça. O aumento do amortecimento estrutural é um importante aliado para a redução do ruído irradiado por uma superfície. Uma das principais maneiras de se aumentar amortecimento em uma superfície radiante é o uso de materiais de alto amortecimento.

A maneira utilizada neste trabalho para introduzir amortecimento estrutural foi a utilização de materiais viscoelásticos em configuração sanduíche. Através de procedimentos experimentais e modelos de elementos finitos foi determinada uma metodologia para redução de ruído por meio da aplicação de tais materiais de amortecimento.

Abstract

Hermetic compressor's shell is the main radiator of the noise and vibration inner to the compressor. All compressors' transmission paths reach a final frontier in the shell. For that reason all resulting noise is radiated by the shell surface. Structural damping increasing is an important ally for surface radiated noise reduction. One of the main techniques to increase structural damping is the use of high damping materials.

This work made use of viscoelastic sandwich materials for structural damping increasing in compressor shells. By means of experimental and finite element procedures the final issue of this work was a methodology for noise reduction due to the application of such damping materials.

CAPÍTULO 1

1 Introdução

O crescente avanço nas pesquisas em compressores herméticos mostra uma incessante busca no sentido de conferir ao compressor, qualidade suficiente para atender às necessidades do mercado internacional. Estas necessidades, que podem ser definidas melhor como exigências do consumidor e estão compreendidas nos seguintes grupos: segurança, confiabilidade, durabilidade, eficiência, custo e baixos níveis de vibrações e ruído. Atualmente as pesquisas em compressores herméticos estão direcionadas para os seguintes objetivos – eficiência energética e redução de ruído e vibrações.

Ruídos gerados em refrigeradores domésticos, refrigeradores comerciais, balcões frigoríficos, máquinas de refrigerantes, condicionadores de ar, *freezers* e outros sistemas que utilizam compressores herméticos tornaram-se parâmetros muito cruciais na escolha de tais sistemas pelos clientes. Assim sistemas mais silenciosos são preferidos pelos consumidores, uma vez que o ruído gerado se torna uma fonte de desconforto e *stress*.

Certamente a eficiência energética do compressor é também um parâmetro crucial de compra dos consumidores. Compressores com maior eficiência possuem maior desempenho e menor consumo de energia.

O LVA, Laboratório de Vibrações e Acústica da Universidade Federal de Santa Catarina, há vários anos, tem desenvolvido estudos de fontes de ruído e vibrações em compressores herméticos e caminhos de transmissão da energia sonora e vibratória para a carcaça [22], [23]. A Figura 1.1 Mostra o esquema de um compressor hermético em corte.

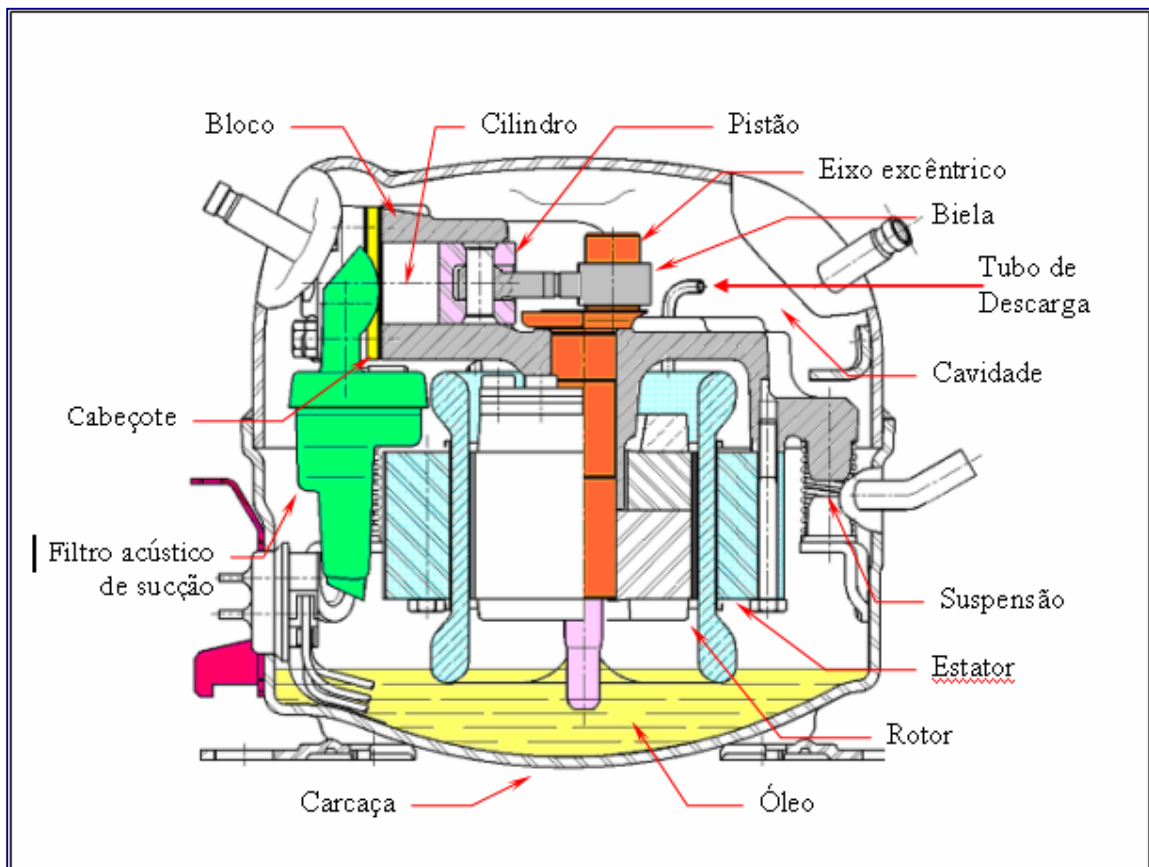


Figura 1.1 Compressor em corte.

Os compressores herméticos são geralmente constituídos de um conjunto interno, que contém um motor elétrico e um compressor alternativo de único pistão, ligado à carcaça através de uma suspensão de quatro molas inferiores, parcialmente mergulhadas em lâmina de óleo lubrificante, e através do tubo de descarga.

Para um compressor hermético as principais fontes internas de ruído e vibrações são [22], [23] e [27]:

- Compressão do gás no interior do cilindro: as variações de pressão no cilindro excitam o conjunto moto-compressor gerando vibrações no sistema.
- Forças eletromagnéticas no estator: o fluxo magnético no motor elétrico produz excitações magnéticas que geram vibrações no conjunto moto-compressor.
- Folgas internas: as folgas entre as partes móveis do compressor, encontradas principalmente no conjunto pistão-biela-eixo, provocam impactos que geram vibração no bloco do compressor.
- Vibrações transmitidas pelo sistema de descarga: com a abertura da válvula de descarga, o sistema de descarga é submetido a uma excitação do tipo pulsante com conteúdo de frequência concentrado na frequência de vibração do eixo.
- Vibrações transmitidas pelo óleo lubrificante: os movimentos das espiras das molas de suspensão e o contato da fiação de cobre do estator, imersos no óleo de lubrificação, transmitem vibrações à carcaça.
- Pulsação do gás no muffler (filtro acústico) de sucção: a pulsação do gás no sistema de sucção excita acusticamente a massa de gás que ocupa o espaço entre a carcaça e o conjunto moto-compressor, denominada de cavidade.

Além de se conhecer as fontes de ruído e vibrações é também muito importante identificar os principais caminhos de transmissão de ruído no compressor. Os principais caminhos de transmissão estão listados abaixo [22], [23] e [27]:

- Molas da suspensão que transmitem as vibrações do sistema moto-compressor para a carcaça;
- Cavidade, que transmite a pulsação do filtro acústico (muffler) de sucção e a radiação sonora do conjunto moto-compressor para a carcaça através do campo acústico nela formado.
- Tubo de descarga que transmite as vibrações do bloco para a carcaça.
- Irradiação dos componentes para carcaça.
- Óleo de lubrificação.

A carcaça do compressor é o único radiador de ruído para o meio externo. Todos os caminhos de transmissão de ruído e vibrações convergem para a carcaça, que é excitada por forças concentradas (molas da suspensão e tubo de descarga) e por forças distribuídas que correspondem à pressão do campo acústico formado na cavidade. Por causa dessa característica torna-se necessário definir o comportamento da carcaça visando minimizar a absorção da energia sonora e maximizar a dissipação de energia vibratória através do amortecimento estrutural e da simetria da carcaça. É importante adicionar amortecimento estrutural à carcaça porque o material com o qual é fabricada (aço), por si só não é capaz de absorver significativamente as energias acústica e vibratória.

Capítulo 1 - Introdução

O objetivo desta dissertação consiste em encontrar a melhor maneira de se conferir ao material da carcaça, ou à carcaça em si, capacidade dissipativa superior à sua condição atual através do estudo do amortecimento da carcaça, mecanismos dissipativos e materiais de alta capacidade de amortecimento. Também é estudada a aplicação destes materiais em compressores herméticos. Após realizar uma investigação minuciosa sobre mecanismos de amortecimento em metais e outros materiais o mecanismo selecionado para o estudo desta dissertação foi o mecanismo de dissipação por meio de materiais viscoelásticos em configuração sanduíche. O *multilayer* aderido à carcaça resulta em aumento do amortecimento estrutural o que diminui a energia sonora radiada.

O Capítulo 2 desta dissertação apresenta uma revisão bibliográfica detalhada sobre o fenômeno de amortecimento, incluindo mecanismos de amortecimento em metais e outros materiais. Neste Capítulo também pode ser encontrada uma tabela com valores de fator amortecimento, conceito que será introduzido neste mesmo Capítulo, para vários materiais.

O Capítulo 3 descreve um estudo experimental que mostra o efeito da deformação plástica no fator de amortecimento em metais.

No Capítulo 4 será detalhado o procedimento matemático em Elementos Finitos utilizados para modelar o comportamento vibro-acústico de materiais viscoelásticos sanduíche. A parte final do Capítulo 4 é dedicada à validação experimental do modelo numérico. Neste mesmo Capítulo há uma breve discussão sobre softwares comerciais utilizados para modelar a viga sanduíche.

No Capítulo 5 são apresentadas metodologias experimentais para medições de amortecimento em vigas sanduíche. As medições são realizadas

Capítulo 1 - Introdução

fazendo uso de vários materiais de amortecimento a partir de amostras enviadas por fornecedores. Os efeitos dos parâmetros frequência e temperatura são abordados experimentalmente no Capítulo.

O Capítulo 6 descreve a aplicação da tecnologia desenvolvida em carcaças de compressores herméticos produzidos pela EMBRACO, S.A., mostrando na prática todo o potencial da utilização destes materiais.

Finalmente no Capítulo 7 são apresentadas as conclusões e sugestões para trabalhos futuros.

CAPÍTULO 2

2 Revisão Bibliográfica

Este Capítulo apresenta uma revisão bibliográfica sobre amortecimento em sistemas mecânicos e mecanismos de amortecimento. Finalmente o foco desta seção é o amortecimento que ocorre em materiais viscoelásticos e em materiais viscoelásticos em configuração sanduíche.

2.1 Amortecimento

Crandall [1] define o amortecimento como a retirada de energia de um sistema vibrante, que pode ser transmitida para fora do sistema através de mecanismos de radiação ou pode ser dissipada internamente no sistema. Vibrações resultam da contínua e repetitiva conversão da energia cinética em potencial e vice-versa. Para um sistema vibrante livre a perda de energia devida ao amortecimento provoca o decaimento de vibrações.

O fator de perda η , também conhecido como fator de amortecimento, é definido como a razão entre a energia dissipada por radiano e o pico de energia potencial (ou a máxima quantidade de energia armazenada durante o ciclo) conforme a expressão [1]:

$$\eta = \frac{W}{2\pi V} \quad (2.1)$$

onde:

W é a energia perdida por ciclo,

V é o pico de energia potencial,

η é o fator de amortecimento.

O fator de amortecimento η quantifica o amortecimento de um sistema mecânico bem como a dissipação interna de fluidos, metais, polímeros, materiais viscoelásticos entre outros.

Há um grande número de mecanismos de dissipação que ocorrem internamente a um elemento de material quando este é deformado ciclicamente. Todos esses mecanismos estão associados com reconstituições ou reconstruções internas da microestrutura e/ou da macroestrutura, com efeitos em escala da ordem do retículo do cristal até efeitos em escala molecular. Há também efeitos magnéticos e térmicos. Todos os materiais dissipam energia quando submetidos a esforços cíclicos.

As seções seguintes dedicam-se à revisão dos mecanismos de amortecimento presentes em sistemas físicos e avaliar o potencial destes mecanismos para o incremento do amortecimento estrutural da carcaça de um compressor hermético.

2.2 Mecanismos Externos de Amortecimento

Os mecanismos externos de dissipação são aqueles que não são inerentes ao material do sistema mecânico, e sim devidos ao meio que circunda o sistema vibrante ou ainda, por atrito de Coulomb.

Os mecanismos externos de amortecimento abordados neste trabalho são: radiação acústica, dissipação por bombeamento, dissipação por atrito de Coulomb e amortecimento em juntas.

2.2.1 Radiação Acústica

Nashif [2] descreve que a resposta de uma estrutura sempre está relacionada com o meio em que ela se encontra, ou seja, há sempre um acoplamento com o fluido, ou meio, que a circunda. O meio mais comum é o ar, mas outros meios podem estar circundando o sistema mecânico como óleo, outros gases, água ou outros líquidos. Esse acoplamento pode fazer variar as características da resposta do sistema. Em alguns casos esta variação pode ser muito importante em termos de emissão de ruído e, ocasionalmente, alterar as frequências e modos naturais de vibração. O efeito de amortecimento do meio depende de muitos fatores incluindo densidade, velocidade do som no meio, massa e rigidez características da estrutura.

A configuração mais simples de superfície radiante é uma placa infinita imersa em um meio de densidade ρ_a , vibrando com uma velocidade uniforme $v_p = v_p(x, y, t) = v_{p0} e^{i\omega t}$ [3]. Para um meio infinito a onda acústica radiada é uma onda plana com superfícies de frentes de onda paralelas com a amplitude v_{p0} .

Considerando um sistema de eixos cartesianos no qual x e y representam o plano da placa e z o eixo perpendicular a este mesmo plano, a pressão sonora no meio é definida por:

$$p(x, y, z, t) = p_0(z)e^{i\omega t} \quad (2.2)$$

$$p(x, y, z, t) = \rho_a c_a v_{p0} \exp[i(\omega t - k_a z)] \quad (2.3)$$

onde

ρ_a é a densidade do meio,

c_a é a velocidade do som no meio,

k_a é o número de onda $\frac{\omega}{c_a}$,

ω é a frequência, em rad/s.

Mead [3] mostra que a pressão local está em fase com a velocidade local, sendo proporcional e oposta a ela, constituindo uma força de amortecimento de $\rho_a c_a v_{p0}$ por unidade de área. A quantidade $\rho_a c_a$ é a impedância característica do meio e está diretamente relacionada ao amortecimento acústico.

A placa da Figura 2.1 considera uma onda plana de flexão que se propaga ao longo da placa, na direção x, com velocidade $v_p(x, t) = v_{p0} \exp[i(\omega t - k_f x)]$, onde k_f é o número de onda ($\frac{\omega}{c_f}$) de uma onda flexural e c_f é a velocidade da onda de flexão.

Ocorre radiação desde que a frequência exceda a frequência de coincidência da placa. A direção de propagação é inclinada à superfície em um ângulo θ .

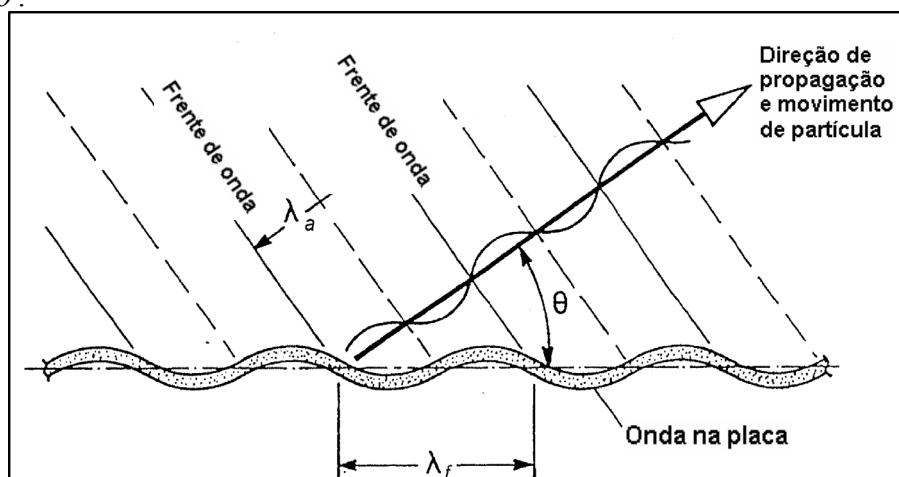


Figura 2.1 Frentes de onda de uma onda acústica plana gerada por uma onda de flexão na placa. (MEAD, D. J., *Passive Vibration Control*, John Wiley & Sons, Chichester, UK, 1998).

Da Figura 2.1 pode-se observar que:

O comprimento de onda é:

$$\lambda_a = \lambda_f \cos \theta \quad (2.4)$$

e o número de onda acústico é:

$$k_a = k_f \cos \theta \quad (2.5)$$

Assim:

$$k_a = \omega / c_a, \quad k_f = \omega / c_f \quad \text{e} \quad \cos \theta = c_a / c_f.$$

A condição para que exista radiação sonora em uma placa infinita é que $\cos \theta < 1$, ou seja, somente para frequências maiores que a frequência acústica de coincidência ocorre a radiação. Abaixo desta frequência a placa não consegue irradiar energia sonora, não sendo, portanto, acusticamente amortecida.

Quando ocorre a radiação a velocidade acústica de partícula é unicamente na direção de propagação θ . A pressão de amortecimento na placa é definida por [3]:

$$p(x, y, z, t) = \frac{\rho_a c_a v_{p0}}{\sqrt{1 - \left(\frac{c_a}{c_f}\right)^2}} \quad (2.6)$$

Em frequências próximas à frequência de coincidência $c_f \rightarrow c_a$ e a superfície de pressão torna-se muito grande. Utilizando-se o conceito de fator de amortecimento introduzido na Equação 2.1, onde o fator de perda é a razão entre a energia dissipada por ciclo e a máxima energia da placa, o fator de amortecimento acústico $\eta_{acústico}$ pode ser definido como [3]:

$$\eta_{acústico} = \frac{1}{2\pi} \cdot \frac{\rho_a c_a \operatorname{cosec} \theta (v_{p0})^2 / \omega}{(v_{p0})^2 \rho_p h / 2} = \frac{\rho_a c_a \operatorname{cosec} \theta}{\omega \rho_p h} = \frac{\rho_a c_a}{(v_{p0})^2 \rho_p h} \cdot \sigma_{rad} \quad (2.7)$$

onde

ρ_p é a densidade da placa,

h é a espessura da placa,

$\rho_p h$ é a massa da placa por unidade de área,

σ_{rad} é a eficiência de radiação.

Clarkson, B. L. e Brown, T. K. [4] estudaram o fenômeno de dissipação acústica em uma chapa de alumínio e quantificaram os fatores de amortecimento do material da placa e o fator de amortecimento acústico. Uma placa de alumínio de área 0,4005 m², perímetro, 2,68 m e espessura 0,00164 m, em uma câmara

reverberante de 3m de diâmetro, foi montada em uma estrutura de 2,55 m por 1,80 m. A chapa de alumínio foi excitada por um shaker em ar e em vácuo. O fator de perda η estrutural da chapa obtido nas duas condições de atmosfera, ar e em vácuo, foi praticamente o mesmo e da ordem de 1×10^{-3} a 1×10^{-2} de 0 a 2200 Hz. Em altas frequências foram obtidas diferenças, ainda que pequenas, no fator de perda da estrutura imersa em ar com relação aos resultados obtidos no vácuo. Estas diferenças podem ser explicadas pelo acoplamento da estrutura com o meio. Quanto maior a densidade do meio maior a perda por radiação. Da mesma forma, quanto maior a frequência mais se torna efetiva a perda por irradiação acústica. Nestas condições, portanto, a resposta da placa de alumínio é afetada, ainda que em pequena magnitude pelo meio que a envolve. O fator de perda $\eta_{\text{acústico}}$ devido ao mecanismo de radiação acústica medido é da ordem de 1×10^{-4} a 1×10^{-3} , praticamente 100 vezes menor que o fator de perda estrutural da chapa.

2.2.2 Dissipação por Bombeamento

Nashif [2] aborda o fenômeno de dissipação por bombeamento de forma linear. Tal abordagem é bem simplificada e não pode ser diretamente estendida a todos os fenômenos de engenharia, mas pode dar uma idéia do mecanismo de dissipação e a dependência de alguns parâmetros.

A Figura 2.2 mostra uma estrutura com uma camada de ar limitada por duas superfícies. Se a estrutura é excitada e passa a vibrar, a camada de ar sofre compressões e rarefações alternadas devido ao movimento relativo do painel inferior, resultando em um incremento de pressão $\Delta P e^{i\omega t}$ que é proporcional a

este movimento relativo, dado principalmente pelo movimento do painel, $W(x,y)e^{i\omega t}$.

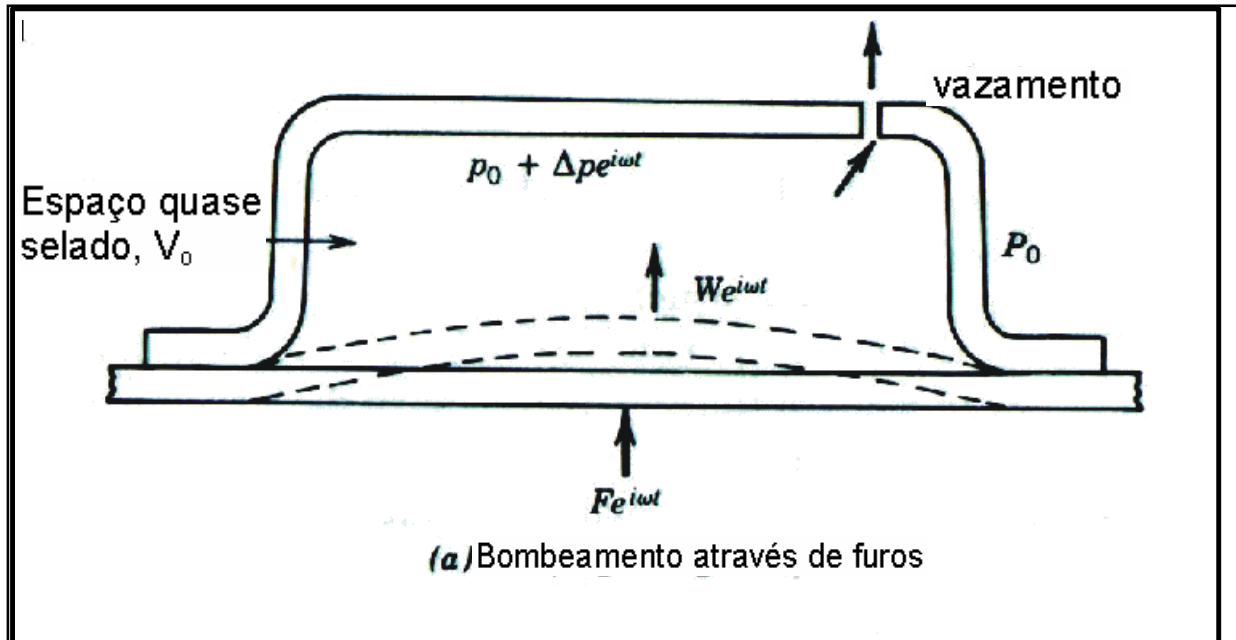


Figura 2.2 Mecanismos de Bombeamento (NASHIF, D. A., JONES, D. I. G., HENDERSON, J. P., *Vibration Damping*, John Wiley & Sons, Inc. New York, 1985).

Se o ar retido entre as superfícies é totalmente encapsulado não ocorre dissipação de energia. Se houverem, entretanto, quaisquer vazamentos o incremento de pressão passa a ser $\Delta P e^{i\omega t + \varepsilon}$, onde ε é o ângulo de fase resultante das perdas através do vazamento. Para um escoamento laminar, assumindo compressão adiabática ($pV^\gamma = \text{cte}$), p sendo a pressão instantânea e V o volume instantâneo, e ainda que a taxa de fluxo v através da área de vazamento S_L é proporcional a ΔP em cada instante $v = \alpha \Delta P e^{i\omega t}$. A constante de proporcionalidade α depende dos caminhos do fluxo nos vazamentos e não pode ser diretamente calculada.

Nashif mostra que o amortecimento resultante é proporcional a $\frac{1}{\omega^2}$, o que implica que para altas frequências o mecanismo se torna menos eficiente.

Maidanik [5] Apresentou uma análise de amortecimento por bombeamento de gás em um sistema placa-viga, unido em vários pontos (rebites, parafusos ou pontos de solda). Neste sistema os gradientes de pressão são resultantes dos movimentos flexurais entre as superfícies adjacentes da placa e da viga. Os parâmetros da dinâmica do sistema foram determinados estatisticamente possibilitando a simplificação da análise. A Figura 2.3 ilustra o sistema viga-placa estudado. Maidanik mostra que o amortecimento por bombeamento de gás é função da frequência de vibração, da frequência crítica da placa, da pressão ambiente, da impedância da placa, da razão da área da viga pela área da placa, largura da viga e da distância de separação entre a viga e a placa.

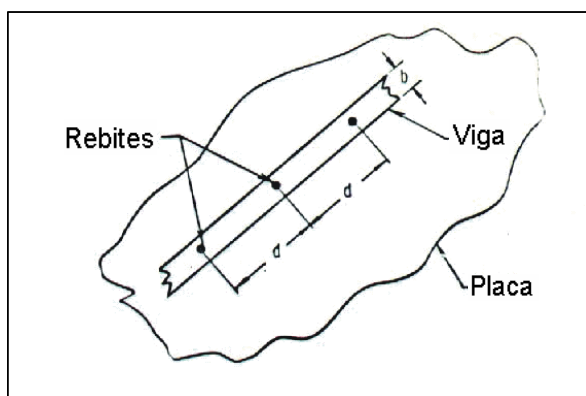


Figura 2.3 Viga fixada à placa. (MAIDANIK, G., *Energy Dissipation Associated with Gas-Pumping in Structural Joints*, The Journal of Acoustical Society of America, Vol. 40 Number 5, pp. 1064-1072, 1966).

Maidanik [5] apresentou resultados de um experimento realizado em uma placa de alumínio (1,6 x 508 x 356) mm, à qual estava fixada uma viga de alumínio de (6,35 x 25,4 x 432) mm, unida por parafusos espaçados 76 mm. O conjunto foi

colocado em uma câmara de vácuo na qual a pressão variava de 760mmHg (1 atm) até 1 mmHg. O fatores de perda $\eta_{\text{bombeamento}}$ foram obtidos para várias pressões e para frequências variando até 10 kHz. O fluido utilizado foi o ar. Os resultados apresentados na tabela 2.1 mostram a magnitude do fator de perda do mecanismo de bombeamento.

frequência	1kHz	4kHz	2kHz	6,3kHz	10kHz
$\eta_{\text{bombeamento}}$	1,50E-03	9,00E-03	3,00E-02	5,00E-03	3,00E-03

Tabela 2.1 Fatores de Amortecimento: mecanismo de bombeamento.

Em uma abordagem não tão estatística, Fox e Whitton [6] trabalharam o mesmo mecanismo de maneira mais detalhada. Estudaram o mecanismo de dissipação por bombeamento partindo da teoria de filmes finos a partir da Equação clássica de Reynolds. “Finos” significam que a espessura da camada de gás é muito menor que as suas outras dimensões e ainda muito menor que o comprimento de onda do som no fluido na frequência de interesse. Sob essa condição pode-se considerar que a pressão não varia na seção transversal da camada de fluido. Unidos à teoria dos filmes finos, uma Equação para interação fluido-estrutura foi apresentada considerando também os efeitos térmicos.

O experimento determinou o amortecimento dos primeiros modos de vibração para uma placa fina mantida a uma pequena distância de uma placa bem mais espessa conforme mostra a Figura 2.4.

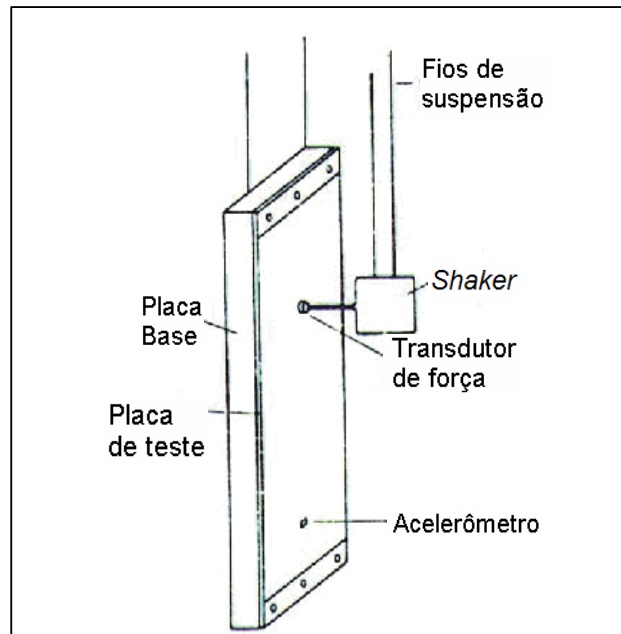


Figura 2.4 Experimento de Fox e Whitton. (FOX, M. J. H., WHITTON, P. N., *The Damping of Structural Vibration by Thin Gas Films*, Journal of Sound and Vibration, Vol. 73 (2), pp. 279-295, 1980).

Uma placa de aço de 3 mm foi montada em uma placa base, também de aço, com 10 mm de espessura. A folga, ou espaço, entre as chapas foi mantida por espaçadores com diferentes espessuras. Para reduzir a perda de energia do sistema, as placas foram suspensas por dois fios finos. A vibração da chapa foi medida por um acelerômetro ENDEVCO 2222B. A força dinâmica foi aplicada por um shaker monitorado por um transdutor de força B&K 8200.

A faixa de frequência de medição estendeu-se de 50 Hz a 350 Hz. Os experimentos foram conduzidos em ambiente de pressão variando de 0,01 bar a 20 bar, e também variando as espessuras dos espaçamentos para explorar a dependência destas variáveis. Os resultados obtidos para o fator de perda $\eta_{\text{bombeamento}}$ são da ordem de 10^{-2} .

Para o primeiro e o segundo modos da chapa com espaçadores os resultados para o fator do amortecimento são respectivamente,

$$\eta_{\text{bombeamento1}} = 7 \cdot 10^{-2} \text{ e } \eta_{\text{bombeamento2}} = 9 \cdot 10^{-2}.$$

O valor da pressão tem grande influência no mecanismo. A tabela 2.2 abaixo mostra os valores de $\eta_{\text{bombeamento}}$ com espaçadores de 0,25mm.

pressão (bar)	1	10	18
$\eta_{\text{bombeamento}}$	7,00E-02	7,50E-02	8,00E-02

Tabela 2.2 Influência da pressão no mecanismo de bombeamento.

2.2.3 Dissipação por Atrito

O último mecanismo externo de dissipação a ser abordado é o mecanismo da dissipação por atrito de Coulomb. Jones [7] mostra que quando duas superfícies em contato deslizam uma sobre a outra as forças de interação são extremamente complexas já que resultam de um número extremamente grande de picos e vales microscópicos. A fricção pode ser usada como amortecimento em sistemas mecânicos e podem ser bastante efetivos, especialmente em altas temperaturas, onde outros mecanismos não são efetivos ou desejáveis.

2.3 Mecanismos Internos de Amortecimento em Metais

Os mecanismos internos de dissipação são aqueles que ocorrem no interior dos materiais. Esta seção dedica-se especificamente aos meios de dissipação de

energia no interior de materiais metálicos com o objetivo de se avaliar o potencial dos mecanismos de amortecimento para aplicação em compressores herméticos.

Para facilitar a compreensão dos mecanismos dissipativos é necessário definir-se o amortecimento em termos de laços de histerese. Nenhum material, composto, ou mesmo uma estrutura se comporta de maneira perfeitamente elástica. Essa afirmação vale mesmo quando níveis muito baixos de tensão são aplicados. Lazan [8] afirma que a inelasticidade presente em todos os tipos de carregamento manifesta-se através de uma grande variedade de mecanismos de dissipação de energia. Assim, em todos os casos, materiais ou sistemas mecânicos que dissipam energia sob carga cíclica, evidenciam um fenômeno em comum: a curva cíclica de tensão-deformação forma um laço de histerese. A área entre dois ramos da curva histerética é proporcional à energia dissipada.

A Figura 2.5 mostra uma curva típica de histerese. A área hachurada em cada caso representa a energia dissipada pelo amortecimento. Portanto, esta propriedade ou capacidade de dissipação de energia, é definida como *amortecimento*.

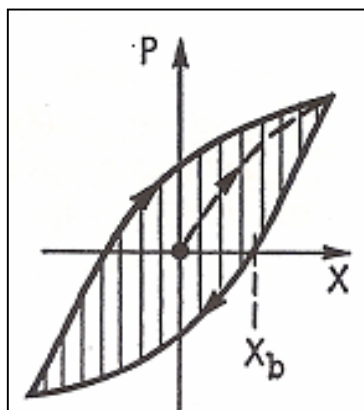


Figura 2.5 Laço histerético não-linear típico. (LAZAN, B. J., Damping of Materials and Members in Structural Mechanics, First Edition, Pergamon Press, England, 1968)

A energia de amortecimento absorvida internamente é geralmente dissipada sob a forma de calor. Algumas vezes, entretanto, uma pequena parcela dessa energia pode ser absorvida internamente devido às mudanças estruturais que surgem do nível de energia do sistema.

Define-se Energia de Amortecimento pela expressão:

$$D = \oint \sigma d\varepsilon \quad (2.8)$$

Onde D é a energia por unidade de volume por ciclo de carregamento absorvida por um material macroscopicamente uniforme; σ e ε são, respectivamente, a tensão e a deformação no interior do material.

2.3.1 Defeitos Pontuais

A teoria geral para defeitos pontuais foi trabalhada por Nowik [9] do ponto de vista termodinâmico. O mais simples dos defeitos pontuais é a vacância, que é a ausência de um átomo no retículo. Outro defeito pontual encontrado em metais é o átomo intersticial, que ocupa, no retículo, um lugar de proporções reduzidas e que normalmente não é ocupado. Tais átomos nos interstícios dos metais introduzem distorções substancialmente maiores que a posição intersticial em que estão localizados. O terceiro tipo mais comum de defeitos pontuais é a solução sólida substitucional que ocorre quando átomos de um soluto (elemento de liga) são adicionados ao material de base de modo que é mantida a estrutura cristalina sem a formação de novas estruturas [10]. As ligas metálicas, formadas por um material base de elementos de liga, são o melhor exemplo desse tipo de defeito.

Um par de impurezas, um par de vacâncias, ou uma impureza associada a uma vacância, inevitavelmente diminuem a simetria local da rede cristalina tornando-se possíveis fontes de comportamento anelástico por ocuparem as posições cristalográficas equivalentes ou sítios do cristal.

2.3.2 Amortecimento em Contorno de Grão

Por estar em um estado relativamente desordenado contornos de grão apresentam propriedades semelhantes a substâncias viscosas. A energia unitária dissipada no contorno de grão sob tensões cisalhantes e deformações cíclicas é normalmente maior que a energia dissipada no interior do grão. A fricção interna associada com o cisalhamento no contorno de grão depende das propriedades de relaxação do contorno de grão (função da temperatura) e da taxa de deformação (frequência).

Miles e Leak [11] mostraram que para o ferro de alta pureza o pico de amortecimento decresce linearmente com o aumento do diâmetro do grão. Os resultados desse estudo indicaram que para o mesmo tamanho de grão o aumento do teor de carbono incorre em aumento do fator de amortecimento.

2.3.3 Termoelasticidade

Sob o ponto de vista macroscópico, quando um material (tipicamente a prata) é tencionado não uniformemente e rapidamente, são produzidas diferenças locais de temperatura que dependem dos níveis locais de tensão e do material.

Estes gradientes de temperatura tendem a promover fluxo de calor a menos que a tensão seja rapidamente aliviada, extinguindo os gradientes. Em vibrações de alta frequência, onde o período de oscilação é muito menor que o tempo necessário para ocorrer o fluxo de calor, o processo permanece adiabático e reversível. Assim o fluxo térmico é insignificante e o amortecimento é pequeno.

Em baixas frequências o processo é isotérmico e reversível e novamente resulta em baixa dissipação de energia. Se o período do carregamento é comparável ao período necessário para que haja fluxo de calor através dos gradientes de temperatura produzidos (de um lado de uma viga para outro, por exemplo) ocorre conversão irreversível da energia mecânica em calor, resultando em amortecimento.

A expressão para o amortecimento, baseada na diferença de temperatura dos lados comprimidos e tracionados da barra resultando no fluxo térmico através da espessura d da barra, de acordo com [8] é:

$$\eta = \Delta_r \frac{\omega \tau_s}{1 + \omega^2 \tau_s^2} \quad (2.9)$$

Na Equação acima:

τ_s é o tempo de relaxação térmica $\left(\frac{d}{\pi}\right)^2 \frac{\delta C_p}{K}$; onde δC_p é o calor específico por unidade de volume e K a condutividade térmica do material, Δ_r é a tensão de relaxação $\frac{\alpha_T^2 E_T T}{\delta C_p}$; α_T é o coeficiente de expansão térmica, E_T o módulo de Young a temperatura constante e T a temperatura absoluta e ω é a frequência de vibração.

Correntes térmicas também existem em escala microscópica para materiais policristalinos. Cristais individuais agregados possuem propriedades térmicas e mecânicas anisotrópicas. Os grãos da vizinhança possuem orientações diferentes e por isso possuem propriedades térmicas e mecânicas diferentes nas direções das tensões principais no material. Assim, gradientes locais de temperaturas são produzidos mesmo quando o carregamento aplicado macroscopicamente é do tipo tração axial uniforme. Em materiais sob carregamento cíclico a microanisotropia pode causar micro-correntes térmicas através dos contornos de grão resultando em dissipação de energia.

2.3.4 Amortecimento por Correntes de *Eddy* (ou correntes parasitas)

Este mecanismo de dissipação baseia-se no acoplamento dos campos magnéticos e propriedades mecânicas de materiais ferromagnéticos. As correntes de *Eddy* produzem amortecimento tanto em escala macroscópica como microscópica. O amortecimento gerado por este mecanismo é geralmente muito pequeno, de ordem inferior a 10^{-4} , comparado a outros mecanismos de amortecimento e por isso é geralmente desprezado.

2.3.5 Mecanismos de Amortecimento Associados às Discordâncias em Metais

Discordâncias são defeitos lineares e unidimensionais em metais em torno dos quais alguns átomos estão desalinhados. A região em torno da discordância sofre distorções localizadas. Átomos localizados acima da discordância são comprimidos enquanto que os átomos abaixo tendem a separar-se, refletindo em

uma leve curvatura para os planos verticais de átomos que fletem em torno do novo plano de átomos presentes, como mostra a Figura 2.6.

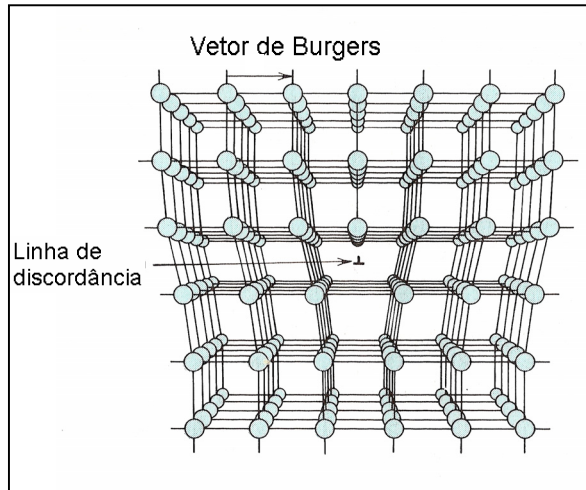


Figura 2.6 Posições dos átomos em torno de uma discordância. (CALLISTER, W. D. JR, *Materials Science and Engineering an Introduction, Fourth Edition*, Wiley & Sons, Inc., 1997)

A base para os efeitos de fricção interna por discordâncias é que o movimento das discordâncias contribui para a deformação total sofrida por um material que está sob carregamento. Granato [12] mostra que para uma dada tensão aplicada, um sólido contendo discordâncias possui deformação total maior que um cristal perfeito. Assim o módulo elástico desse material aparenta ser menor. Sob carregamento cíclico, o componente da deformação associado à discordância pode ficar fora de fase com a tensão aplicada, resultando em amortecimento histerético.

Um modelo proposto por Koehler [13] e desenvolvido por Granato e Lucke [14], usando uma analogia entre uma corda vibrante em um meio viscoso e oscilações de discordâncias, tem sido usado para a maior parte das particularidades deste mecanismo. O modelo baseia-se no fato de que uma discordância possui massa efetiva por unidade de comprimento e uma tensão

efetiva. A Equação do movimento para pequenas oscilações de uma discordância pode ser escrita como:

$$AY_{tt} + BY_t - CY_{xx} = b\sigma \quad (2.10)$$

Os índices subscritos indicam diferenciação, A é a massa efetiva por unidade de comprimento, Y o deslocamento de discordância medida da posição de equilíbrio como indicado na Figura 2.7; B é a constante de amortecimento viscoso, C a tensão no material, b o vetor de *Burgers* (expressa a magnitude e a magnitude da distorção da estrutura associada a uma discordância), σ a tensão aplicada, t o tempo e x a coordenada ao longo da discordância.

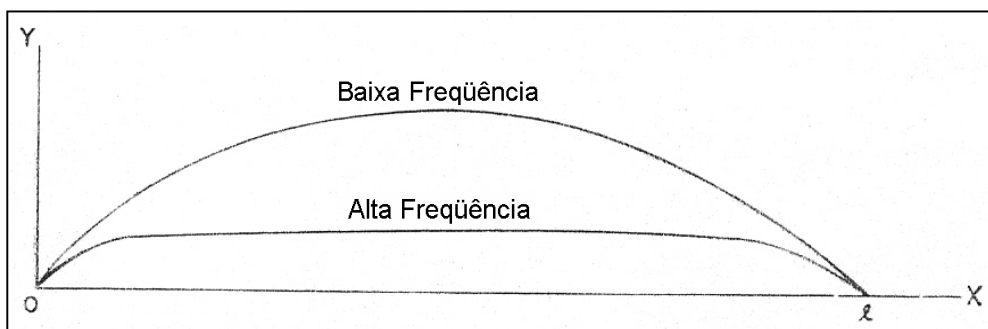


Figura 2.7 Deslocamento de Discordância Y. (GRANATO, A. V., *Internal Friction Studies of Dislocations*, American Society for Testing and Materials, Sixty Seventh Annual Meeting, pp. 89-109, 1964)

Em baixas frequências o deslocamento das discordâncias é limitado por forças de tensão e em altas frequências limitado por forças viscosas.

A solução para a Equação 2.10, cujas condições de contorno são $Y(0) = 0$ e $Y(l) = 0$, onde as extremidades fixas estão em 0 e l , fornece o deslocamento Y da discordância como função da frequência ω da tensão aplicada $\sigma(\omega)$.

A dependência do amortecimento com a amplitude de deslocamento é interpretada, no modelo de corda vibrante, como resultado da separação da discordância em pontos fixação fracos, assim que o nível de tensões aumenta. Este processo pode ser entendido através da Figura 2.8.

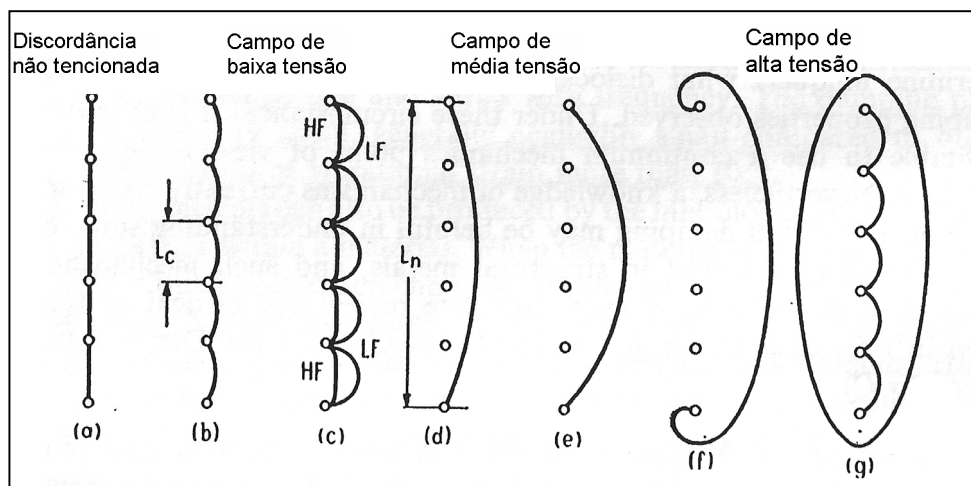


Figura 2.8 Movimentos de discordâncias. (GRANATO, A. V., *Internal Friction Studies of Dislocations*, American Society for Testing and Materials, Sixty Seventh Annual Meeting, pp. 89-109, 1964)

É suposto que as discordâncias são fixadas em nós da rede de discordâncias e também por impurezas. O comprimento médio de um *loop* de discordâncias entre dois pontos da rede é L_N e o comprimento médio de discordâncias fixadas entre duas impurezas é L_C . As Figuras 2.8(a) a 2.8(g) mostram como as discordâncias se encurvam com o aumento da tensão. Se as discordâncias permanecem ancoradas nas fixações é observado amortecimento linear (proporcional à área ocupada pela discordância). Quando as discordâncias deixam os pontos de fixação, efeitos não lineares são produzidos. A Figura 2.9, que é a curva de tensão-deformação da discordância da Figura 2.8, ajuda a entender estes efeitos não lineares. Com o aumento da tensão os loops L_C

encurvam-se e a curva de relaxação é dada por o-b-c. A Figura 2.8(d) mostra graficamente o processo. Esta relação linear continua até que a tensão de ruptura com a ancoragem e neste ponto ocorre um grande aumento na deformação sem incremento de tensão, representado pela linha c-d. Quando a tensão é revertida os *loops* L_N contraem ao longo de um caminho diferente no diagrama tensão-deformação, representada pela linha d-o, formando um *looping* de histerese (área hachurada o-c-d-o).

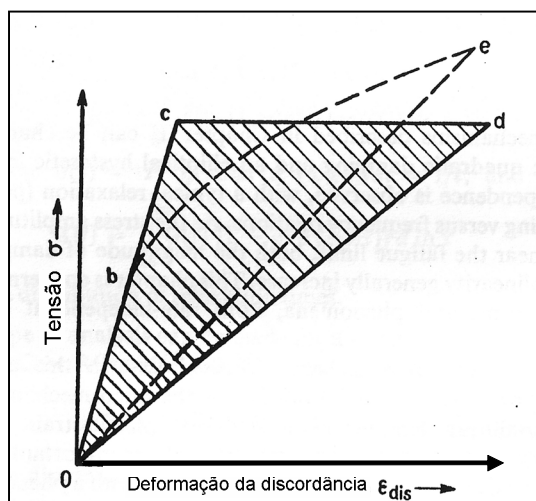


Figura 2.9 Deformação associada com movimentos de discordâncias no modelo de corda vibrante. (LAZAN, B. J., Damping of Materials and Members in Structural Mechanics, First Edition, Pergamon Press, England, 1968)

Em geral, em materiais reais, existe mais do que apenas um comprimento L_c . Assim o *looping* de maior comprimento quebra primeiro, então o próximo mais longo rompe-se, e assim sucessivamente. Como consequência disso a curva tensão-deformação é geralmente mais suave. A curva real está mostrada pela linha tracejada na Figura 2.9.

2.4 Mecanismos de Amortecimento em Materiais Viscoelásticos

Materiais viscoelásticos são materiais poliméricos formados por longas cadeias moleculares conforme a Figura 2.10. Os átomos de carbono unem-se fortemente e podem ser ramificados de modo que as longas cadeias possuam ligações fortes ou fracas de acordo com a composição e o processo de polimerização. O amortecimento é gerado devido à relaxação e recuperação da rede polimérica depois de deformado.

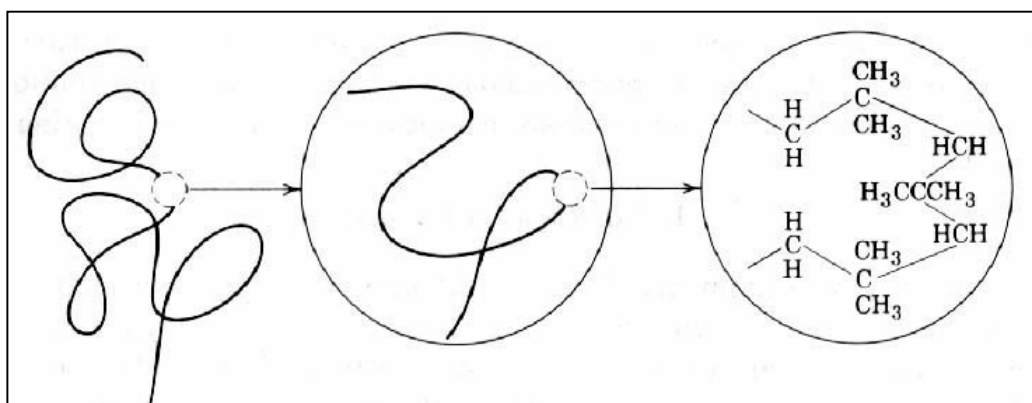


Figura 2.10 Cadeias moleculares em materiais viscoelásticos. (FERRY, J. D., *Viscoelastic Properties of Polymers*, Third Edition, John Wiley & Sons, Inc. New York, 1980)

Para um material sólido ideal e linear as relações entre tensão e deformação são lineares e simples, da forma:

$$\sigma = E\varepsilon \quad (2.11)$$

$$\tau = G\phi \quad (2.12)$$

E = módulo de Elasticidade (ou de Young),

G = módulo de Cisalhamento,

σ = tensão,

τ = tensão cisalhante,

ε = deformação linear.

ϕ = deformação de cisalhamento.

Neste caso quando o material for submetido a um carregamento cíclico a deformação está em fase com a tensão conforme a Figura 2.11.

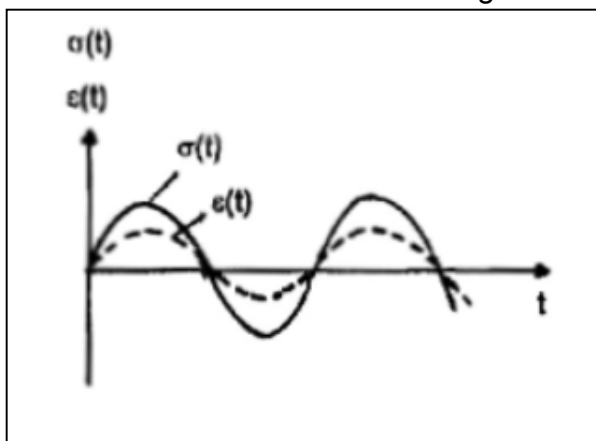


Figura 2.11 Relação entre a tensão e a deformação para um sólido elástico sem dissipação. (JONES, D.I.G, *Viscoelastic Vibration Damping*, John Wiley & Sons, LTD, Chichester, 2001)

Do ponto de vista do comportamento dos materiais viscoelásticos, para o mesmo carregamento, o histórico temporal das deformações e o histórico temporal das tensões são ambos harmônicos, mas existe uma diferença de fase entre a deformação e a tensão correspondente, como mostrado na Figura 2.12.

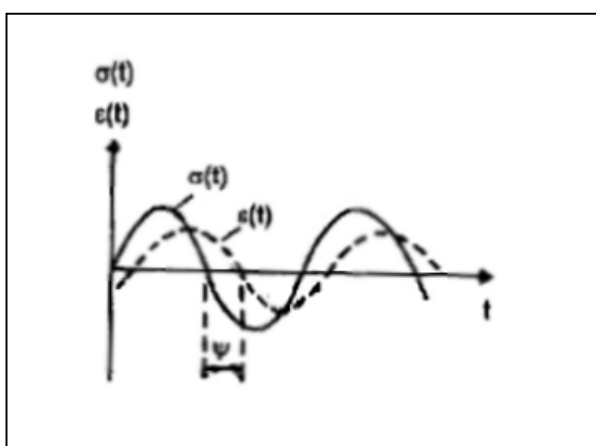


Figura 2.12 Relação entre a tensão e a deformação para um sólido viscoelástico. (JONES, D.I.G, *Viscoelastic Vibration Damping*, John Wiley & Sons, LTD, Chichester, 2001)

Para o sólido viscoelástico, a diferença de fase ψ implica que um termo dependente da velocidade existe na relação tensão-deformação tal que:

$$\tau_t = \tau_0 \text{sen}(\omega t) \quad (2.13)$$

$$\phi = \phi_0 \text{sen}(\omega t - \psi) \quad (2.14)$$

$$\tau_t = \tau_0 \text{sen}[(\omega t - \psi) + \psi] = \tau_0 \text{sen}(\omega t - \psi) \cos \psi + \tau_0 \cos(\omega t - \psi) \text{sen} \psi \quad (2.15)$$

$$\tau_t = \frac{\tau_0}{\phi_0} \cos \psi \phi(t) + \frac{\tau_0}{\phi_0 |\omega|} \text{sen} \psi \frac{d\phi(t)}{dt} \quad (2.16)$$

Fazendo: $G = \tau_0 / \phi_0$ e $\eta = \tan \psi$ tem-se a seguinte relação:

$$\tau = G\phi + \frac{G\eta}{|\omega|} \frac{d\phi}{dt} \quad (2.17)$$

Analogamente:

$$\sigma = E\varepsilon + \frac{E\eta}{|\omega|} \frac{d\varepsilon}{dt} \quad (2.18)$$

O segundo termo de ambas as Equações representa as características de dissipação de energia do material sob excitações harmônicas e envolve a taxa de variação da deformação com o tempo.

Uma vez que nem sempre as excitações e as respostas do material são harmônicas torna-se conveniente representar as Equações 2.13 e 2.14 em termos de funções exponenciais complexas, da seguinte forma:

$$\exp(i\omega t) = e^{i\omega t} = \cos(\omega t) + i \text{sen}(\omega t) \quad (2.19)$$

$$\cos(\omega t) = \text{Re}[\exp(i\omega t)] \quad (2.20)$$

$$\text{sen}(\omega t) = \text{Im}[\exp(i\omega t)] \quad (2.21)$$

Nas Equações 2.20 e 2.21, Re representa a parte real do número complexo e Im representa a parte imaginária. Se a deformação for representada por $\phi = \phi_0 \exp(i\omega t)$ e, a taxa de deformação definida como $i\omega t$, as Equações 2.18 e 2.19 tornam-se:

$$\tau = G \left(1 + i\eta \frac{\omega}{|\omega|} \right) \phi \quad (2.22)$$

$$\sigma = E \left(1 + i\eta \frac{\omega}{|\omega|} \right) \varepsilon \quad (2.23)$$

Assumindo ω positivo para qualquer tempo as Equações reduzem-se a:

$$\tau = G(1 + i\eta)\phi \quad (2.24)$$

$$\sigma = E(1 + i\eta)\varepsilon \quad (2.25)$$

Assim o módulo de elasticidade complexo e o módulo de cisalhamento complexo ficam, respectivamente:

$$E = E(1 + i\eta) = E + iE\eta = E_1 + E_2 \quad (2.26)$$

$$G = G(1 + i\eta) = G + iG\eta = G_1 + G_2 \quad (2.27)$$

E_1 e G_1 são os chamados Módulos de Armazenamento e representam a energia armazenada e restituída por ciclo para deformações lineares e cisalhante. E_2 e G_2 são os chamados módulos de perda e representam a energia dissipada

ou perda por ciclo de deformações linear e cisalhante. Finalmente η é o fator de amortecimento para materiais viscoelásticos.

Como mencionado anteriormente, o amortecimento em materiais viscoelásticos advém da relaxação e recuperação da rede polimérica após deformada e existe uma forte dependência do fator de amortecimento com a frequência e com a temperatura [2]. Materiais viscoelásticos possuem propriedades diferentes e peculiares de acordo com a temperatura. A região vítrea é aquela que o material apresenta-se no estado mais rígido; a região de transição é a interface entre a região vítrea e a região na qual as propriedades do material viscoelástico assemelham-se às propriedades de borracha. Esta última é encontrada na literatura pelo termo “*rubbery like*” ou “*rubbery state*”, ou seja, tal como borracha. No texto essa região é denominada “região ou estado de borracha”. Novamente, o efeito da temperatura no material, está relacionado com a região vítrea, de transição e de borracha. Em altas temperaturas o material é macio e apresenta mobilidade suficiente para que a deformação acompanhe uma tensão aplicada sem apreciável diferença de fase, desta forma o amortecimento é pequeno; o material é dito em estado de borracha (*rubbery state*). Em baixas temperaturas o material é rígido, imóvel, com tendência à fragilidade, e relativamente não amortecido, comportando-se como vítreo. Em temperaturas intermediárias o módulo de elasticidade toma um valor intermediário e o fator de amortecimento é máximo. Neste estado tem-se a transição.

Quanto à dependência com a frequência, o material apresenta comportamento semelhante. Em baixas frequências há mobilidade suficiente para

a deformação acompanhar a tensão, em altas freqüências o material oferece maior rigidez e em freqüências intermediárias o material apresenta o maior fator de amortecimento devido à transição, como mostrado na Figura 2.13.

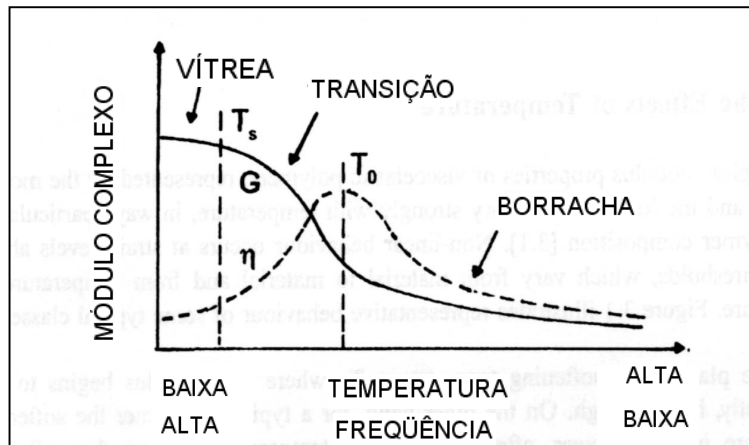


Figura 2.13 Comportamento de materiais viscoelásticos. (JONES, D.I.G, *Viscoelastic Vibration Damping*, John Wiley & Sons, LTD, Chichester, 2001)

Esse comportamento do material pode ser explicado com base na interação das longas cadeias moleculares. Em baixas temperaturas as moléculas estão relativamente inativas e se mantêm juntas resultando em alta rigidez, e por causa do movimento relativo reduzido entre elas há pouco atrito intermolecular, e, portanto baixo amortecimento. Em altas temperaturas as moléculas se tornam ativas e se movem facilmente resultando em baixa rigidez. Por causa da baixa interação entre elas há uma baixa dissipação de energia devido à fricção intermolecular. Em temperaturas intermediárias o movimento relativo e interação entre as moléculas resultam em módulo de rigidez intermediário e máximo fator de amortecimento.

Em altas freqüências a inércia das moléculas resulta em pouco movimento relativo e em baixa dissipação. Para baixas freqüências há boa mobilidade

suficiente nas cadeias para que a deformação acompanhe a tensão com baixa interação entre as moléculas e pouca dissipação. Analogamente à temperatura, em frequências intermediárias tem-se inércia de moléculas intermediária, resultando em módulo baixo e máximo amortecimento.

2.5 Adição de Amortecimento por Materiais Viscoelásticos

A utilização de materiais viscoelásticos em placas para controle de ruído e vibrações se dá, essencialmente, pelo tratamento das superfícies, revestindo-as com uma lâmina de material.

A redução do ruído irradiado resultante da aplicação de um tratamento com material de amortecimento é uma função do tipo da estrutura, natureza da vibração e a efetividade do tratamento. O amortecimento, em geral, é mais efetivo quando a radiação envolve ressonâncias mecânicas de baixa ordem, como é o caso das carcaças de compressores herméticos.

Basicamente, há duas classes de tratamentos de amortecimento por materiais viscoelásticos: aqueles nos quais, predomina a deformação extensional da camada de amortecimento, e aqueles nos quais, a deformação da camada de tratamento é predominantemente cisalhante. A deformação extensional ocorre em tratamentos que consistem na simples aplicação de uma camada de viscoelástico a uma superfície plana enquanto que o amortecimento por cisalhamento ocorre quando o material de amortecimento é usado entre a placa a ser amortecida e uma camada de cobertura relativamente rígida.

Ross, Kerwin e Ungar [17] mostraram que a configuração mais simples capaz de reproduzir tanto amortecimento devido à deformação extensional como amortecimento devido ao cisalhamento é a placa composta por três camadas. A Figura 2.14 mostra uma típica configuração de uma placa multicamadas. Assume-se que as camadas adicionadas participam do mesmo movimento flexural, e que a camada média é submetida a um movimento cisalhante imposto.

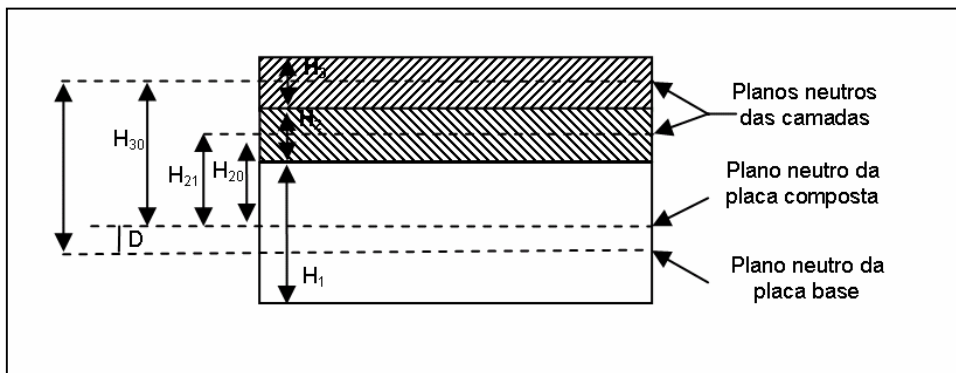


Figura 2.14 Placa sanduíche – esquema de espessuras e planos neutros.

O plano neutro da viga composta é deslocado de um valor D do centro da viga original ou base devido à adição do tratamento. A superfície neutra da seção composta é o plano de referência no qual a deformação extensional é zero.

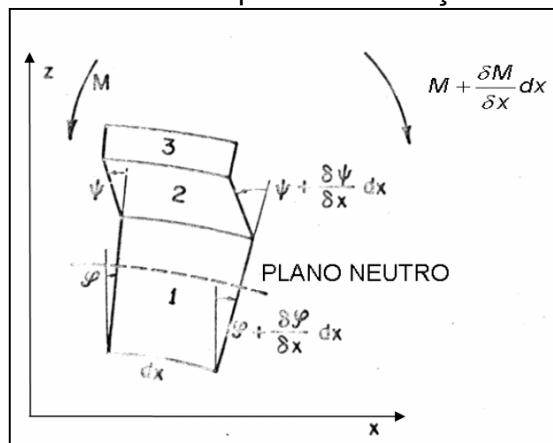


Figura 2.15 Elemento de uma placa composta em vibração flexural (ROSS, D., UNGAR, E. E., KERWIN, E. M. Jr., Damping of Flexural Vibrations by Means of Viscoelastic Laminae, Structural Damping, ASME, New York, 1959)

Considerando-se o elemento de viga composta da Figura 2.15 podem-se obter as seguintes relações:

$$B = K_1 \frac{H_1^2}{12} + K_2 \frac{H_2^2}{12} + K_3 \frac{H_3^2}{12} - K_2 \frac{H_2^2}{12} \frac{\partial \psi}{\partial \phi} + K_1 D^2 + K_2 (H_{21} - D)^2 + K_3 (H_{31} - D)^2 - \left[\frac{K_2}{2} (H_{21} - D) + K_3 (H_{31} - D) \right] H_2 \frac{\partial \psi}{\partial \phi} \quad (2.28)$$

onde

K_1, K_2, K_3 , são as rigidez extensionais de uma unidade de comprimento por unidade de largura das camadas 1, 2 e 3 respectivamente, e que

$$K_i = (EH)_i,$$

$H_1, H_2, H_3, H_{21}, H_{31}$, são as espessuras mostradas na Figura 2.16,

D é a distância entre o plano neutro da viga composta e o plano neutro da viga original,

$$D = \frac{K_2 H_{21} + K_3 H_{31} - \left(\frac{K_2}{2} + K_3 \right) H_2 \frac{\partial \psi}{\partial \phi}}{K_1 + K_2 + K_3} \quad (2.29)$$

ϕ é o ângulo flexural da placa base,

ψ é a deformação cisalhante da camada média mostrada em termos angulares.

Denomina-se parâmetro de cisalhamento g a relação:

$$g = \frac{G_2}{K_3 H_2 \rho^2} \quad (2.30)$$

Onde G_2 é o Módulo de Cisalhamento da camada 2 e ρ Éé o número de onda.

Substituindo 2.30 em 2.28 e 2.29 obtém-se:

$$D = \frac{K_2 \left(H_{21} - \frac{H_{31}}{2} \right) + (K_2 H_{21} + K_3 H_{31}) g}{K_1 + \frac{K_2}{2} + g(K_1 + K_2 + K_3)} \quad (2.31)$$

$$H_2 \frac{\partial \psi}{\partial \phi} = \frac{K_1 H_{31} + K_2 (H_{31} - H_{21})}{K_1 + \frac{K_2}{2} + g(K_1 + K_2 + K_3)} \quad (2.32)$$

Para a maioria dos tratamentos superficiais dissipativos (os quais fazem uso de um material viscoelástico) é comum encontrar-se que a rigidez extensional da camada adjacente à placa base (camada 2) é muito pequena quando comparada ao valor da rigidez placa base (camada 1), e a rigidez da camada de constrição (camada 3) de um quarto a um quinto do valor da rigidez da placa a ser amortecida. Deste modo para $K_2 \ll K_1$ e $K_3^2 \ll K_1^2$ Equações 2.29, 2.31 e 2.32 reduzem-se a:

$$D = \frac{gK_3 H_{31}}{K_1 + g(K_1 + K_3)} \quad (2.33)$$

$$H_2 \frac{\partial \psi}{\partial \phi} = \frac{K_1 H_{31}}{K_1 + g(K_1 + K_3)} \quad (2.34)$$

$$B = K_1 \frac{H_1^2}{12} + K_2 \left[\frac{H_2^2}{12} + H_{21}^2 \right] + K_3 \left[\frac{H_3^2}{12} + \frac{gK_1 H_{31}^2}{K_1 + g(K_1 + K_3)} \right] - K_2 H_{31} \left[\frac{K_1 \left(\frac{H_{21}}{2} + H_{21}^2 \right) + 2gK_3 H_{21}}{K_1 + g(K_1 + K_3)} \right] \quad (2.35)$$

Nesta última Equação, primeiro termo representa a rigidez à flexão da placa base. A segunda parcela representa a contribuição da camada média que seria observada se não houvesse cisalhamento, ou seja, sem a presença da camada constritiva. O terceiro termo é a rigidez flexural da camada superior incluindo a contribuição do cisalhamento da camada média, mas desconsiderando-se o efeito da rigidez extensional desta camada. O último termo representa a interação da rigidez extensional e da rigidez cisalhante da camada média.

O fator de amortecimento η da placa composta pode agora ser determinado substituindo-se os módulos de elasticidade complexos apropriados, bem como encontrando os componentes real e imaginário da rigidez flexural. Utilizando a notação η_i para o fator de perda do módulo Young da i -ésima camada e β para o fator de perda do módulo de cisalhamento da camada média, as várias parcelas complexas podem ser definidas por:

$$K_2^* = K_2(1 + i\eta_2) \quad (2.36)$$

$$K_3^* = K_3(1 + i\eta_3) \quad (2.37)$$

$$(gK_3)^* = gK_3(1 + i\beta) \quad (2.38)$$

$$g^* = g \left(\frac{1 + i\beta}{1 + i\eta_3} \right) = \frac{g}{1 + i\eta_3^2} [1 + i\eta_3\beta + i(\beta - \eta_3)] \quad (2.39)$$

Considerando que $\eta_3 K_3 \ll K_1$ e $\eta_2 = \beta$, e representando as dimensões e a rigidez das placas normalizadas pelas propriedades da placa base, obtendo os parâmetros relativos, da seguinte forma:

$$h_i = \frac{H_i}{H_1}; k_i = \frac{K_i}{K_1};$$

Ainda

$$\epsilon \equiv \left(\frac{k_2}{gk_3} \right) \frac{h_{21}}{2h_{31}} \quad (2.40)$$

$$(1 + \gamma)^2 \equiv 1 + \eta_2^2 + 2g(1 + \beta\eta_3 + k_3) + g^2(1 + \beta^2)(1 + k_3)^2 \quad (2.41)$$

$$g^2(1 + \beta^2)(1 + k_3)^2 \quad (2.42)$$

$$1 + \gamma' \equiv 1 + \eta_3^2 + g(1 + \beta^2)(1 + k_3) \quad (2.43)$$

γ e γ' são parâmetros de amortecimento por cisalhamento,

ϵ é um parâmetro que governa a importância da rigidez extensional de uma camada sob cisalhamento.

Finalmente, o amortecimento da placa composta é dado por:

$$\eta = \frac{1}{A_1}(A_2 + A_3 + A_4) \quad (2.44)$$

onde

$$A_1 = \left[1 + k_2(12h_{21}^2 + h_2^2) + k_3h_3 \right] (1 + \gamma)^2 + 12gk_3h_{31}^2(1 - \epsilon)(1 + \gamma') \quad (2.45)$$

$$A_2 = \eta_2k_2 \left[(12h_{21}^2 + h_2^2)(1 + \gamma)^2 - 24g^2k_3h_{31}h_{21}(1 + k_3)(1 + \beta^2) \right] \quad (2.46)$$

$$A_3 = \eta_3k_3 \left[h_3^2(1 + \gamma)^2 + 12g^2h_{31}^2(1 - \epsilon)(1 + \beta^2) \right] \quad (2.47)$$

$$A_4 = 12gk_3h_{31}^2(1 + \eta_3^2)(1 - \epsilon) \quad (2.48)$$

Esta é a Equação geral para o problema da aplicação de tratamento de amortecimento, incluindo amortecimento extensional das camadas e o amortecimento cisalhante da camada média. Os termos negativos são importantes para caracterizar os efeitos de interação.

Considere-se agora apenas amortecimento por deformação extensional. Amortecimento exclusivamente extensional quando o material viscoelástico não é constricto por uma camada rígida além da placa base. Isso é obtido mais comumente com a utilização de uma única camada homogênea de material de revestimento sobre a placa original. A Figura 2.16 mostra esta configuração, também chamada de configuração de camada livre:

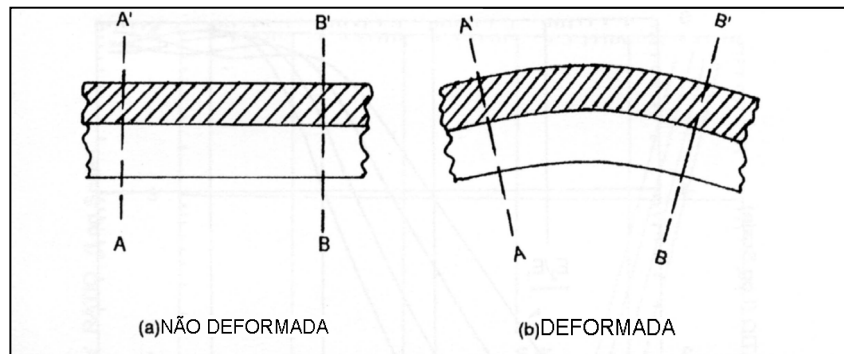


Figura 2.16 Revestimento de material viscoelástico de camada livre. (JONES, D.I.G, *Viscoelastic Vibration Damping*, John Wiley & Sons, LTD, Chichester, 2001)

Na prática o amortecimento extensional é muito inferior ao amortecimento devido ao cisalhamento da camada intermediária de material viscoelástico, ou seja, se torna importante apenas quando o amortecimento por cisalhamento é desprezível ou inexistente. Para esta configuração a expressão para o fator de perda é dado por:

$$\frac{\eta}{\eta_2} = \frac{k_2 \left[12h_{21}^2 + h_2^2 (1+k_2)^2 \right]}{[1+k_2] \left[12k_2 h_{21}^2 + (1+k_2)(1+k_2) h_2^2 \right]} \quad (2.49)$$

onde $\frac{\eta}{\eta_2}$ é o quociente entre o fator de perda da placa base pelo fator de perda da camada de material viscoelástico.

A Figura 2.17 mostra o gráfico desta função representado em função da espessura relativa da camada de amortecimento, $h_2 = \frac{H_2}{H_1}$, e da razão dos módulos de elasticidade das mesmas camadas, $e_2 = \frac{E_2}{E_1}$.

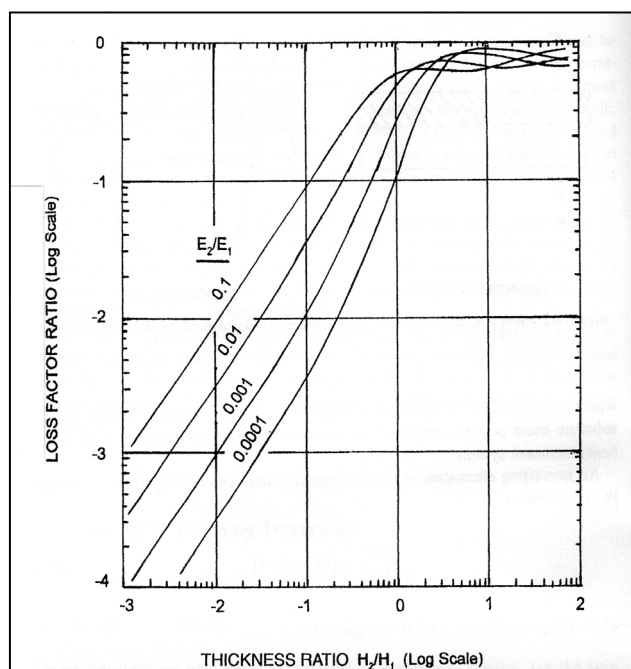


Figura 2.17 Variação do fator de amortecimento com a razão de espessuras H_2/H_1 . (JONES, D.I.G, Viscoelastic Vibration Damping, John Wiley & Sons, LTD, Chichester, 2001)

Fica claro, pela Figura 2.17, a forte dependência do fator de amortecimento com a espessura do material viscoelástico. O aumento da efetividade do tratamento fica extremamente condicionado à quantidade, ou espessura, do material adicionado. Pode-se ainda inferir que quanto maior a rigidez do material

de tratamento maior a efetividade do mecanismo de amortecimento. Normalmente, quanto maior a rigidez do material adicionado menor a mobilidade das cadeias moleculares e, conseqüentemente, menor a dissipação de energia.

Sempre que há uma camada superior, rígida, como um tipo de camada constritora (*constraining layer*) aplicada ao material de amortecimento o amortecimento cisalhante excede o amortecimento extensional. A esta configuração dá-se o nome de configuração sanduíche. Na verdade, quaisquer tratamentos que impliquem em amortecimento por cisalhamento são efetivamente mais eficientes do que aqueles que utilizam amortecimento extensional.

Para facilitar os cálculos é muito útil definir-se um parâmetro geométrico que dependa exclusivamente das espessuras e rigidez das camadas. O fator geométrico é definido como:

$$Y \equiv \frac{12k_3h_{31}^2}{(1+k_3)(1+k_2h_2^2+12k_2h_{21}^2+k_3h_3^2)} \quad (2.50)$$

A relação geral do fator de amortecimento por cisalhamento em configuração sanduíche, em função do parâmetro geométrico e do parâmetro de cisalhamento definido na Equação 2.50, pode ser escrita como:

$$\eta = \frac{\eta_2 Y (1-\epsilon) g (1+k_3)}{1 + [2 + Y(1-\epsilon)](1+k_3) + [1 + Y(1-\epsilon)](1+\eta_2^2)g^2(1+k_3)^2} \quad (2.51)$$

onde

η_2 é o fator de perda para a camada de amortecimento cisalhante

Na prática o fator $\epsilon \equiv \left(\frac{k_2}{gk_3} \right) \frac{h_{21}}{2h_{31}} \ll 1$ e a expressão finalmente reduz-se a:

$$\eta = \frac{\eta_2 Y g (1 + k_3)}{1 + [2 + Y](1 + k_3) + [1 + Y](1 + \eta_2^2) g^2 (1 + k_3)^2} \quad (2.52)$$

O tratamento mais utilizado é o de fitas de amortecimento. A fita de amortecimento constitui-se de uma viga cuja camada constritora (*constraining layer*) relativamente fina e de uma fina camada de amortecimento, geralmente um adesivo, que forma a configuração sanduíche quando aderida ao substrato ou placa base. Para este caso o parâmetro geométrico pode ser expresso como:

$$Y = \frac{3e_3 h_3 (1 + 4h_2 + 2h_3)}{(1 + e_3 h_3)} \quad (2.53)$$

onde $e_3 = \frac{E_3}{E_1}$ que é a razão dos módulos de Young da camada rígida constritora pelo módulo de Young da placa base, também definido anteriormente como o módulo de elasticidade relativo ou normalizado.

Na maioria dos casos as dimensões da fita satisfazem a inEquação $0.05 < 2h_2 + h_3 < 0.15$, reduzindo o parâmetro geométrico a $Y = 3.5e_3 h_3$.

As Equações acima constituem as importantes Equações RKU, desenvolvidas por Donald Ross, Erick E. Ungar e Edward M. Kerwin Jr [17].

Kerwin [18], individualmente, estudou o fenômeno de amortecimento em ondas de flexão por camada de viscoelástico em camada constrita, abordando o problema do ponto de vista da propagação de ondas de flexão em barras amortecidas. Tal análise aproxima-se muito da apresentada acima.

Ao estudarem-se ondas de flexão em barras algumas hipóteses são feitas [18]: (a) Os comprimentos das ondas de flexão, das ondas longitudinais e das ondas cisalhantes são grandes quando comparadas à espessura da placa. (b) A

inclinação do plano neutro da placa composta é pequeno. Como resultado de (a), tem-se que a distorção de um elemento de barra é assumida como “rigidez controlada” e é determinada por forças e momentos atuando neste elemento. Para a barra composta por três camadas uma consequência especial do que foi assumido a priori é que apenas a camada intermediária (camada 2) é submetida ao cisalhamento. As camadas 1 e 3 estão submetidas exclusivamente à flexão pura. A hipótese (b) implica que as distâncias medidas ao longo da superfície neutra da barra são aproximadamente iguais.

Substituindo-se o parâmetro geométrico bem como o parâmetro de cisalhamento na Equação 2.52, e ainda utilizando as dimensões e características de rigidez não como parâmetros relativos, a relação equivalente para o amortecimento da camada sanduíche pode ser então representada por:

$$\frac{\eta}{\eta_2} = \frac{12(H_{31}^2/H_1^2)(K_3/K_1)[g/(1+g^2)]}{\left[1 + \left\{ \frac{[12(H_{31}^2/H_1^2)(K_3/K_1)g/(1+g)]}{1 + (K_3/K_1)g/(1+g)} \right\} [1 + (K_3/K_1)g/(1+g)]^2 \right]} \quad (2.54)$$

sendo:

η o fator de amortecimento da placa sanduíche,

η_2 o fator de amortecimento do material da camada intermediária

(viscoelástico),

H_i são as distâncias mostradas na Figura 2.20,

$K_i = (EH)_i$ é a rigidez extensional das camadas por unidade de comprimento,

E é o módulo de elasticidade das camadas

g é o parâmetro de cisalhamento

Para pequenos valores de K_3/K_1 e $E_3 = E_1$ pode-se fazer a seguinte simplificação:

$$g = g_0 \left(1 + \frac{1}{2} \frac{K_3}{K_1} \frac{1-2g}{1+g} \right) \quad (2.55)$$

onde

g_0 é o parâmetro de cisalhamento baseado no número de onda de flexão para a placa sem revestimento.

Para pequenos K_3/K_1 , g_0 tende a 0.5 e o erro associado à substituição de g por g_0 resulta em erro nulo [18].

Para obter o efeito da variação de algumas propriedades do material viscoelástico pode-se resolver a Equação 2.54 utilizando a simplificação acima.

Fazendo uso de uma placa base de Alumínio ($E_1=70\text{GPa}$, $H_1=2,5 \cdot 10^{-3}\text{m}$) e uma placa constritora de Aço ($E_3=210\text{GPa}$, $H_2=0,245 \cdot 10^{-3}\text{m}$), e tomando o material sanduíche como o ISD112 da 3M [19], os resultados da variação do módulo de elasticidade E_2 , da espessura da camada de viscoelástico H_2 e do fator de amortecimento η_2 estão apresentados nas Figuras 2.18, 2.19 e 2.20.

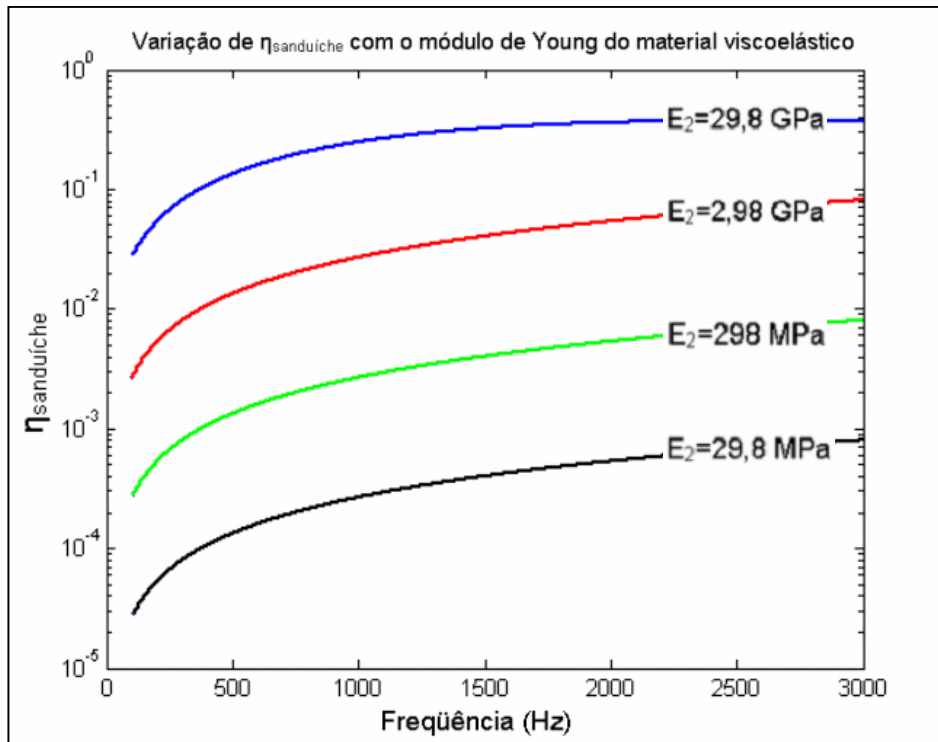


Figura 2.18 Efeito do aumento do módulo elástico do material viscoelástico no fator de amortecimento de uma chapa sanduíche.

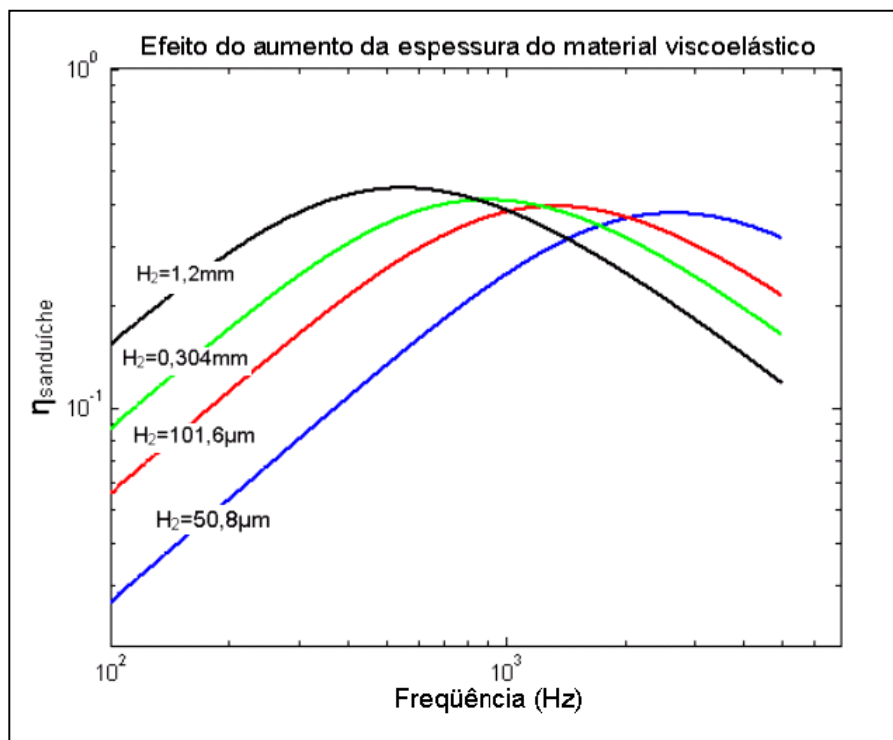


Figura 2.19 Efeito do aumento da espessura do material viscoelástico no fator de amortecimento de uma chapa sanduíche.

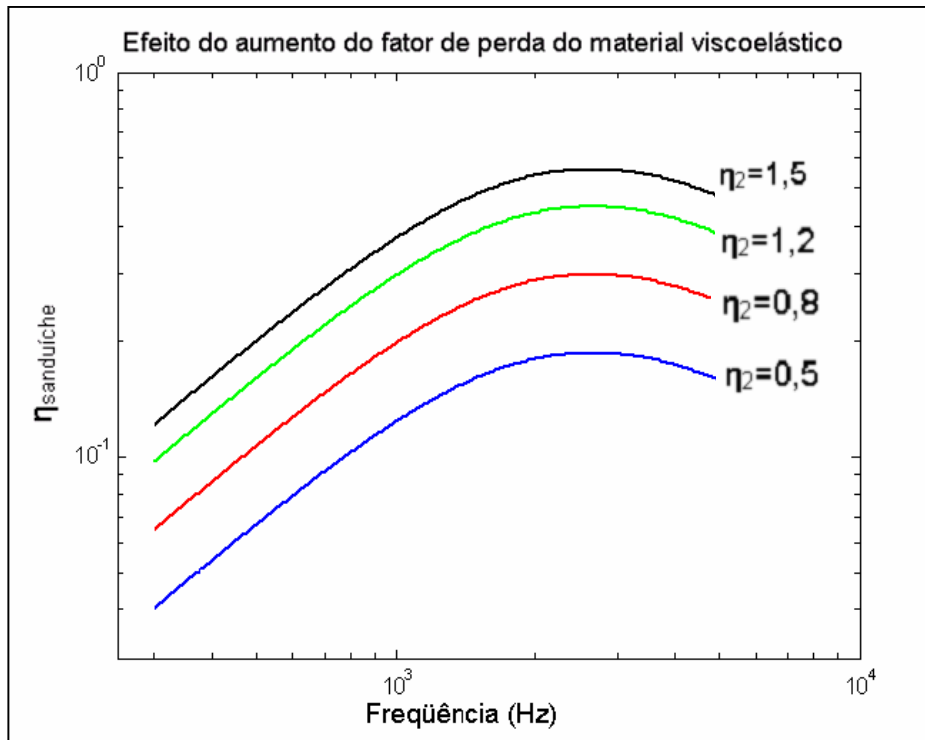


Figura 2.20 Efeito do aumento do fator de amortecimento do material viscoelástico no fator de amortecimento de uma chapa sanduíche.

2.6 Outros Mecanismos de Amortecimento

Além dos mecanismos descritos anteriormente, outras tecnologias podem ser empregadas para o aumento do amortecimento estrutural de placas de aço. Estes mecanismos estão descritos nesta seção com menor riqueza de detalhes, mesmo que sejam aplicáveis na indústria de compressores. Embora seja possível fazer uso destas técnicas o custo elevado, a escassez de fornecedores, e a limitação do potencial de amortecimento foram os critérios considerados na decisão da não utilização dos mesmos.

2.6.1 Ligas de Alto Amortecimento

Algumas ligas que têm sido desenvolvidas de modo que possuem estruturas atômicas específicas e que possuem elevado amortecimento. Geralmente o aumento do amortecimento por meio destas ligas ocorre a expensas de rigidez, tensão máxima, durabilidade, resistência à corrosão, custo, usinabilidade e estabilidade. Devido às características não-lineares destas ligas o amortecimento ocorre apenas nas frequências naturais. As propriedades de amortecimento destes sistemas são altamente afetadas pela temperatura. A Figura mostra o amortecimento modal da liga de cobre-magnésio (Sonoston™) em função da deformação ϵ e da temperatura.

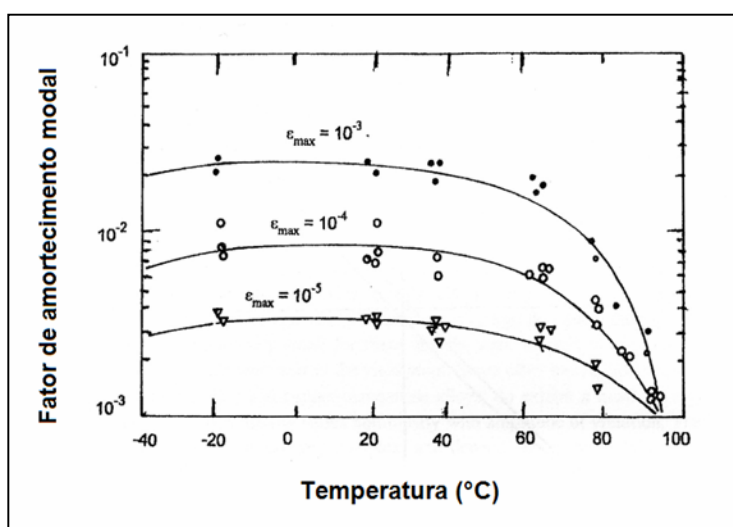


Figura 2.21 Fator de amortecimento modal para o Sonoston™. (JONES, D.I.G, Viscoelastic Vibration Damping, John Wiley & Sons, LTD, Chichester, 2001)

Os elementos de liga mais comuns em ligas de amortecimento são Al, Cr, Mn e Si. O custo de uma chapa de aço contendo esses elementos de liga a um teor suficiente para aumentar o fator de amortecimento da carcaça torna o caminho impraticável.

2.6.2 Alumínio Poroso FOAMINAL (IFAM)

O alumínio poroso FOAMINAL foi desenvolvido pelo IFAM FHG (Institut Fertigungstechnik Materialforschung). Consiste em poros induzidos por gás em alumínio fundido de modo que os níveis dos poros são macroscópicos. Essa estrutura confere ao material bons potenciais dissipativos de vibração e maiores ainda potenciais de absorção acústica. A Figura 2.21 mostra a microestrutura em escala real.

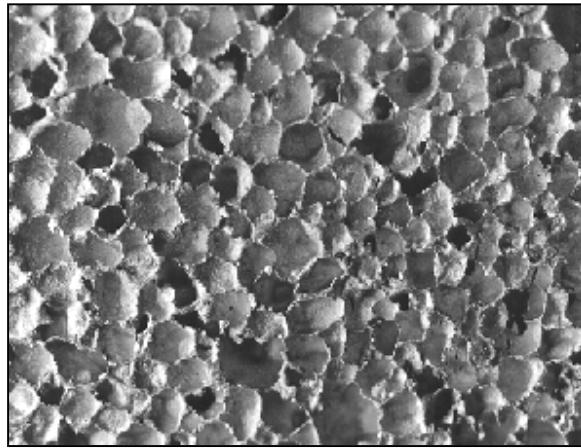


Figura 2.22 Microestrutura do FOAMINAL.

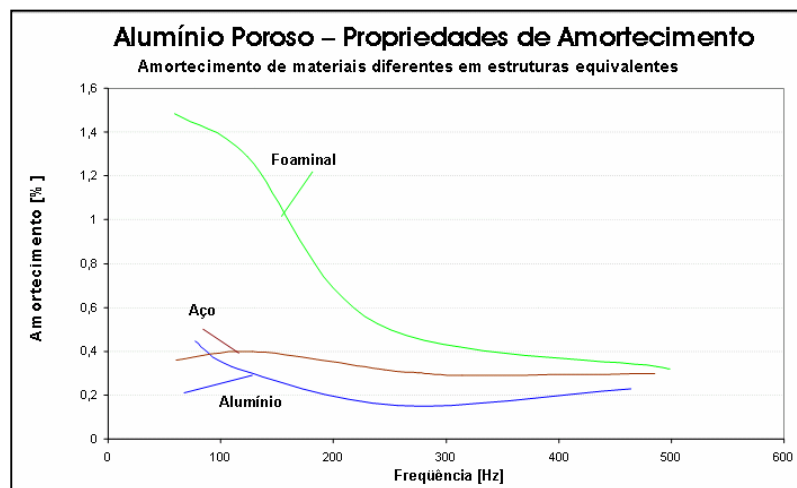


Figura 2.23 Comparativo do potencial de amortecimento do FOAMINAL e outros materiais. (Cortesia: IFAM FHG)

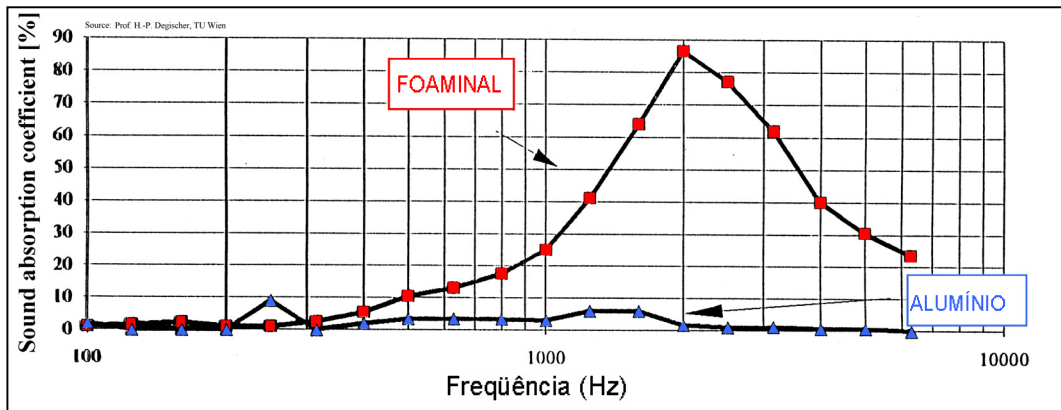


Figura 2.24 Coeficiente de absorção acústica do alumínio poroso versus o alumínio fornecido. (Cortesia: IFAM FHG)

2.6.3 Materiais Compósitos

Materiais compósitos são formados pela combinação de dois ou mais materiais em nível macroscópico de modo que as fibras de um material estão embebidas uniformemente e direcionalmente na matriz de outro material. Exemplos típicos são as fibras de boro em alumínio ou titânio e as fibras de carbono em matriz de epóxi. Evidentemente o fenômeno do amortecimento é devido ao atrito entre as duas fases do material quando submetido a um carregamento cíclico.

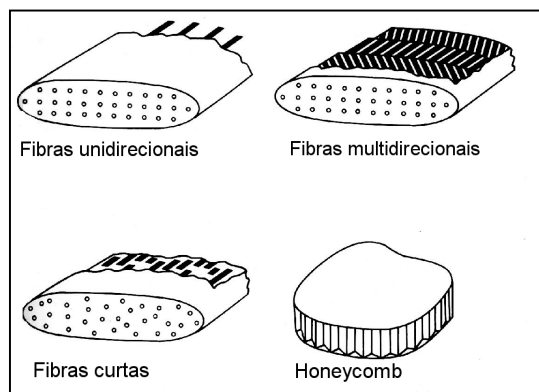


Figura 2.25 Materiais Compósitos. (NASHIF, D. A., JONES, D. I. G., HENDERSON, J. P., *Vibration Damping*, John Wiley & Sons, Inc. New York, 1985)

2.6.4 Compostos Poliméricos com materiais magnéticos Ni-Mn-Ga

Ligas ferromagnéticas de memória (*Ferromagnetic Shape Memory Alloys – FSMAs*) são uma nova classe de materiais dissipativos. Tais materiais apresentam deformações superiores a 10% induzidas por campos magnéticos. A elongação nos FSMAs não é causada pela magnetização mas sim pelo movimento das maclas (*twin boundaries*).

Maclas são um tipo especial de contorno de grão através da qual há uma simetria específica, ou seja, átomos em um lado do contorno estão localizados em posições exatamente correspondentes aos átomos do outro lado do contorno, como uma imagem formada por espelho. A Figura 2.25 abaixo ilustra um plano com maclas.

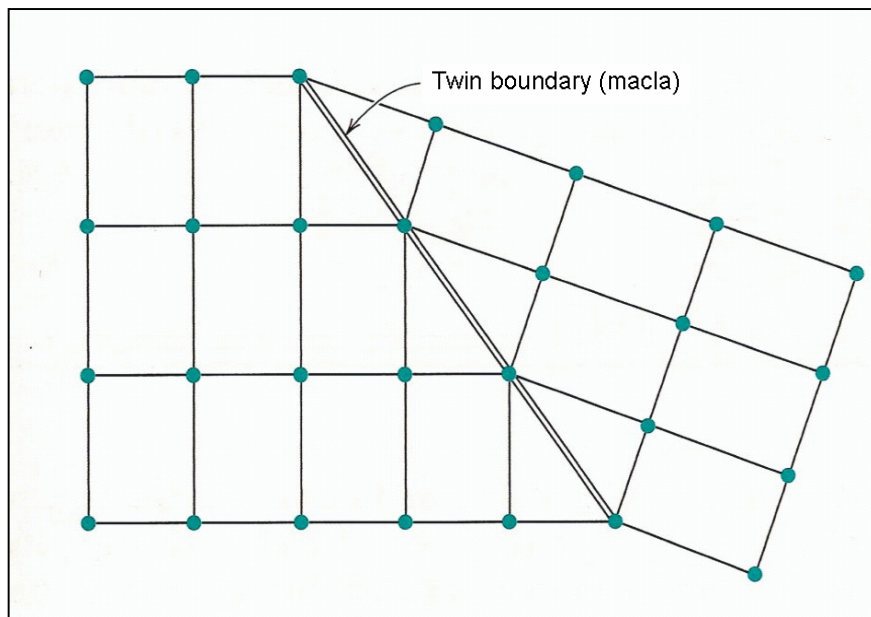


Figura 2.26 Diagrama esquemático de um plano atômico com maclas ou *twin boundaries*. (CALLISTER, W. D. JR, *Materials Science and Engineering an Introduction, Fourth Edition*, Wiley & Sons, Inc., 1997)

O movimento das maclas é um processo termodinamicamente irreversível. Isso significa que a energia entregue ao sistema para mover as discordâncias é dissipado sob a forma de calor. Esse mecanismo de perda de energia é muito útil para dissipação de energia vibracional em sistemas. Materiais com elevada magneto-estricção têm sido aplicados para adição de amortecimento estrutural e sistemas mecânicos [20,21].

Ligas de Ni-Mn-Ga são extremamente frágeis e não podem suportar tensões significativas, o que torna esses cristais inutilizáveis para amortecimento de vibrações. Entretanto, pequenas partículas desse cristal mergulhadas em uma matriz polimérica, formam um compósito que combina as propriedades dissipativas do material magnético com as propriedades do polímero, resultando num conjunto que se comporta muito melhor sob tensão.

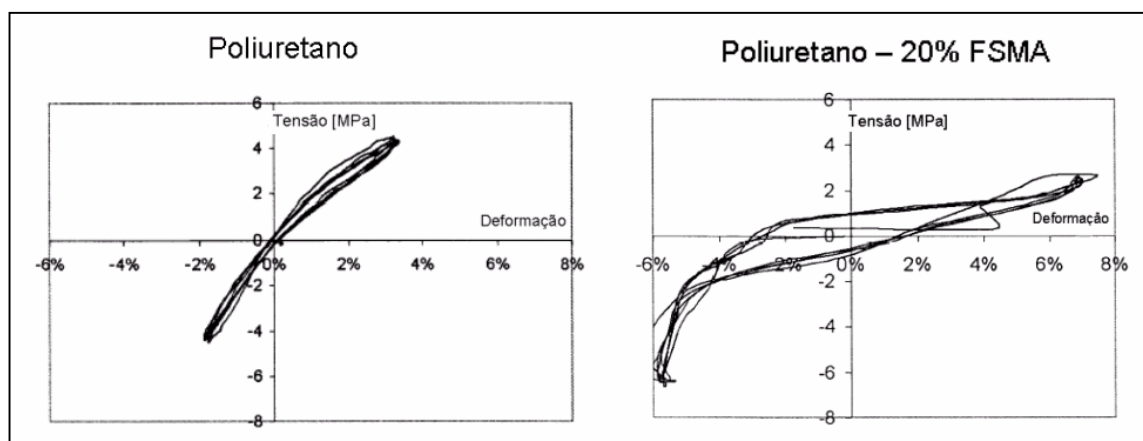


Figura 2.27 Comparativo entre curvas de histerese para Poliuretano e Poliuretano com 20% de Ni-Mn-Ga composto. (FEUCHTWANGER, J., MICHAEL, S., JUANG, J., BONO, D., O'HANDLEY, R. C., ALLEN, S. M., JENKINS, C., *Energy Absorption in Ni-Mn-Ga-polymer Composites*, *Journal of Applied Physics*, Vol. 93, Number 10, 2003.)

A Figura 2.26 evidencia que a dissipação de energia para o poliuretano com 20% de Ni-Mn-Ga é superior à dissipação do poliuretano. A área interna à curva

tensão deformação é visivelmente maior para o composto polimérico com FSMAs. A forma do laço de histerese da curva relativa ao composto polimérico sugere que ocorre um “amolecimento” do composto quando a tensão atinge um valor típico para o movimento das *twin boundaries* no ferromagnético Ni-Mn-Ga. O aumento da rigidez nos extremos da curva de histerese indica que o movimento das *twin boundaries* nas partículas ativas já havia se completado.

A Tabela 2.3 mostra a razão de perda de energia para alguns compostos aplicados no controle de vibrações. A perda de energia é calculada a partir área interna à curva tensão-deformação do material.

Tabela 2.3 Perda de energia para variados compostos poliméricos e magnéticos

Matriz do Compósito	Particulado	Perda de Energia (%)
Kalex poliuretano controlado	nenhum	3,6
Kalex poliuretano controlado	20% em volume de Fe	10,8
Kalex poliuretano	20% em volume de Ni-Mn-Ga moído	15,2
Lord poliuretano	20% em volume de Ni-Mn-Ga eletroerodido	24

2.7 Tabelas com valores típicos de Fatores de Amortecimento

As tabelas seguintes formam uma compilação de fatores de amortecimento, para vários materiais e estruturas, reunidos durante a revisão bibliográfica deste trabalho.

2.7.1 Fatores de Amortecimento em Metais

Tabela 2.4 Fatores de amortecimento para diversos metais.

Metal	Especificação	fator de perda (η)
Al	Puro, 30°C , encruado	$5 \cdot 10^{-5}$
	Puro, 30°C , recozido	$2 \cdot 10^{-5}$
	Monocristalino	$1 \cdot 10^{-3}$
	Poroso (Fraunhofer FHG)	$4 \cdot 10^{-1}$
Be	Liga	$1,5 \cdot 10^{-2}$
Bi	Fornecido	$3 \cdot 10^{-3}$
Cr	Fornecido	$3 \cdot 10^{-3}$
Cu	Fornecido	$2 \cdot 10^{-2}$
Au	Fornecido	$5 \cdot 10^{-2}$
Fe	Puro, resfriado, aquecido e seco em H ₂ , envelhecido	$5 \cdot 10^{-2}$
	Fornecido	$1 \cdot 10^{-4}$
	Liga com carbono	$1 \cdot 10^{-3}$
	0,5%Mn 0,04%C 3 tratamentos térmicos	$1 \cdot 10^{-2}$
Aço Carbono	1020	$1 \cdot 10^{-2}$
	1045	$2 \cdot 10^{-3}$
Ligas	1,14%Mn	$2 \cdot 10^{-2}$
	40%Co	$7 \cdot 10^{-2}$
Aço Inox	13%Cr	$1,5 \cdot 10^{-2}$
Ligas de Alto Amortecimento	Fe 5%Cr 0,2%C 0,5% Mn	$1,5 \cdot 10^{-2}$
	Fe(CrNiMo)	$1,1 \cdot 10^{-2}$
	FeCr	$1 \cdot 10^{-3}$
	Sonoston	$3 \cdot 10^{-2}$
FoFo	Vermicular	$9 \cdot 10^{-2}$
	Cinzento	$9 \cdot 10^{-2}$
Mg	Fornecido	$1 \cdot 10^{-1}$
Pb	Fornecido	$2 \cdot 10^{-2}$
	Puríssimo	$2 \cdot 10^{-1}$
Ni	Fornecido	$2 \cdot 10^{-2}$
Rênio	Fornecido	$2 \cdot 10^{-1}$

2.7.2 Fatores de Amortecimento para Polímeros, Elastômeros e Viscoelásticos

Tabela 2.5 Fatores de amortecimento para alguns materiais poliméricos

Polímeros, Elastômeros e Viscoelásticos	fator de perda (η)
Baquelite	$1,8 \cdot 10^{-2}$
LD-400 viscoelástico	0,1 a 0,8
PCX-9 (MSC)	0,5 a 2,0
Buna	1,5
Borracha Butílica	1,2
PMMA	0,1
PS	>2
ISD112 (3M)	0,5 a 2,0

2.7.3 Fatores de Amortecimento para Materiais Cerâmicos

Tabela 2.6 Fatores de amortecimento para alguns materiais cerâmicos

Cerâmico	fator de perda (η)
Alumina	$3 \cdot 10^{-5}$
Al ₂ O ₃	$6 \cdot 10^{-2}$
Concreto	$2,4 \cdot 10^{-2}$
vidro	$1 \cdot 10^{-3}$

2.7.4 Fatores de Amortecimento em Carcaças de Compressores

Tabela 2.7 Valores típicos para fatores de amortecimento em carcaças de compressores herméticos.

Compressores	fator de perda (η)
Chapa	$7,1 \cdot 10^{-4}$
Tampa	$1,21 \cdot 10^{-3}$
Corpo liso	$1,27 \cdot 10^{-3}$
Corpo e Tampa	$7,98 \cdot 10^{-4}$
Carcaça Completa com tampa	$5,57 \cdot 10^{-4}$
Carcaça Completa sem tampa	$7,24 \cdot 10^{-4}$
Carcaça sem Kit com óleo	$9,48 \cdot 10^{-4}$
Carcaça sem Kit sem óleo	$8 \cdot 10^{-4}$
Compressor Completo	$3,5 \cdot 10^{-3}$

2.8 Discussão Final

A revisão bibliográfica apresentada mostra um estudo minucioso sobre mecanismos de amortecimento em diversos materiais e também mecanismos dissipativos causados por fenômenos externos aos materiais. O objetivo de todo esse esforço foi determinar qual material ou técnica que melhor se aplica ao controle de ruído de compressores herméticos para introduzir amortecimento estrutural à carcaça com a finalidade de redução do ruído irradiado.

Modificar a liga do material da carcaça ou o meio que o envolve tornar-se-ia um processo caro, e na questão do meio externo, impraticável. Fazer uso dos mecanismos de bombeamento ou atrito somente resultaria em adição de componentes à carcaça, tornando-a mais complexa, encarecendo o produto, tornando inviável essa técnica. Ainda assim o potencial de amortecimento destas técnicas é muito inferior a outros possíveis.

Utilizar materiais cerâmicos ou revestimentos compósitos reforçados por fibras também tornaria o processo complexo. No caso dos materiais compósitos também há a questão do fornecimento de um material altamente especializado.

Uma fonte muito promissora de amortecimento seria o uso de um composto polimérico no qual estão dispersas partículas de materiais ferromagnéticos cuja presença de maclas na microestrutura aumenta significativamente o amortecimento do composto. Acontece que esta tecnologia é relativamente nova e haveria também a necessidade de se desenvolver fornecedores especializados.

Os materiais viscoelásticos mostraram-se mais adequados para aplicação em carcaças de compressores herméticos devido ao fator de amortecimento

elevado. Tais materiais quando aplicados como um sanduíche tem seu potencial de amortecimento dramaticamente amplificado. Fornecedores nacionais e internacionais estão desenvolvendo rapidamente produtos de excelente qualidade. A disponibilidade de uma ampla gama de materiais para diferentes faixas de temperatura, para diferentes aplicações e para diferentes condições ambientes é um dos fatores mais importantes. Dois fornecedores desses materiais enviaram todas as amostras necessárias para um estudo experimental completo. Ainda tais materiais são facilmente aderidos à carcaça de um compressor hermético nas etapas finais da fabricação e não possuem nenhuma degradação quando expostos ao óleo do compressor ou às suas condições de funcionamento. Todas estas qualidades resultaram na decisão por se estudar de forma analítica, experimental e numérica a aplicação de materiais viscoelásticos em configuração sanduíche para a redução do ruído irradiado pela carcaça de um compressor hermético fazendo uso do aumento de amortecimento estrutural conferido pelo mecanismo.

O presente trabalho será abordado em etapas distintas: a abordagem experimental e os modelos numéricos em elementos finitos. Na abordagem experimental, resultados relativos às carcaças dos compressores serão apresentados. A análise numérica foi totalmente restringida aos modelos de vigas e placas bem como a validação experimental dos modelos de elementos finitos.

CAPÍTULO 3

3 Medição do Fator de Amortecimento em Chapas de Aço

Antecedendo qualquer tentativa de aumento de amortecimento estrutural da carcaça de compressores herméticos faz-se necessária a análise do amortecimento já existente nas carcaças de compressores herméticos. O primeiro trabalho realizado neste sentido mostrou resultados de medições de fatores de perda para diversos componentes que possuem efeito ou interação com a carcaça: tampa, corpo, solda, óleo, kit moto-compressor, molas, batentes, isoladores [22, 23].

Esta seção dedica-se à apresentação dos resultados de medições de fator de amortecimento do material da carcaça antes de ser conformado, ou seja, tiras de material foram cortadas a partir de chapas que seriam estampadas. Estas vigas sofreram deformações plásticas controladas e tratamentos térmicos para alteração de microestrutura numa tentativa de detecção de possíveis caminhos para se introduzir amortecimento estrutural.

A priori é apresentada uma revisão sobre medições de amortecimento, e na seqüência, uma descrição completa do experimento realizado para obtenção dos fatores de amortecimento para as tiras de metal.

3.1 Determinação do Amortecimento

Neste trabalho dois métodos de determinação de amortecimento foram utilizados nas medições de fatores de perda, o método da banda de meia-potência e o método do decaimento de vibrações. Para a medição do fator de amortecimento das chapas foi utilizado o método do decaimento e para os demais experimentos deste trabalho foi utilizado o método da banda de meia-potência.

3.1.1 Método do Decaimento de Vibrações

Este método requer que haja uma estrutura vibrando livremente em um único modo [24], [25]. Em um sistema linear as amplitudes das vibrações livres decaem exponencialmente. Quanto maior o amortecimento mais rápido é o decaimento das vibrações. Utilizando o tempo de reverberação estrutural, T_{60} , do sistema dinâmico para um sistema em vibrações livres e amortecidas onde o amortecimento é definido pelo coeficiente de amortecimento ξ , onde $\xi = \frac{\eta}{2}$ (Figura 3.1). O tempo de reverberação T_{60} representa o tempo, em segundos, para que a energia vibratória decaia 60 dB.

$$x(t) = X_0 e^{-\xi \omega_d t} e^{i \omega_n t} \quad (3.1)$$

$$\omega_d = \omega_n (1 - \xi^2)^{1/2} \quad (3.2)$$

onde ω_d é a frequência natural amortecida e ω_n é a frequência natural não amortecida. O termo $e^{-\xi\omega_d t}$ representa o envelope do decaimento da resposta do sistema com o tempo. O decremento da energia do sistema é definido por $e^{-2\xi\omega_d t}$. Fazendo uso do conceito do tempo de reverberação obtém-se:

$$\xi \cong \frac{1,1}{f_n T_{60}} \quad (3.3)$$

$$\eta \cong \frac{2,2}{f_n T_{60}} \quad (3.4)$$

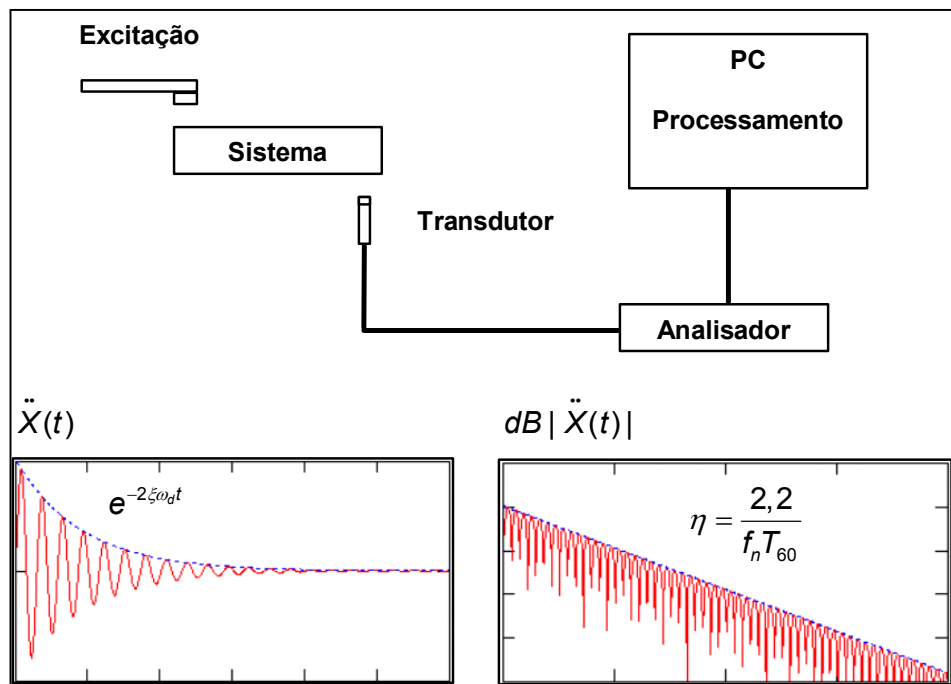


Figura 3.1 Diagrama esquemático da medição por decaimento de vibrações.

3.1.2 Método da Banda de Meia Potência

O método da banda de meia potência ou método de largura de banda consiste em medir a largura de banda dos picos de ressonância no espectro da

resposta a 3dB abaixo do pico da ressonância [24], [25]. A 3dB abaixo do pico (Figura 3.2) tem-se a metade da energia do sistema. A frequência f_n é a frequência de um modo do sistema. O método de banda de meia potência associa o aumento da largura de banda com o aumento do amortecimento modal.

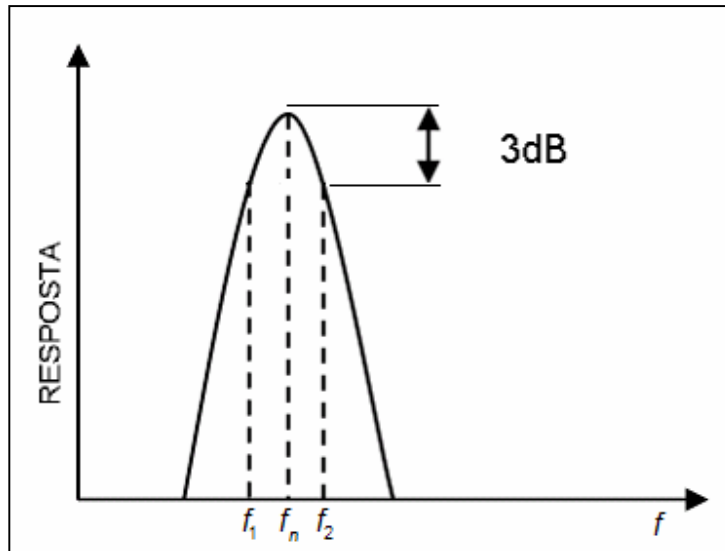


Figura 3.2 Método da banda de meia potência.

O fator de amortecimento η é determinado através da seguinte Equação:

$$\eta = \frac{2(f_2 - f_1)}{f_n} \quad (3.5)$$

3.1.3 Medições de Fator de Amortecimento

A partir de uma chapa de aço 1008 de carcaça de compressores herméticos de 3mm de espessura, foram cortadas tiras de 300mm de comprimento por 30mm de largura. Uma vez que a carcaça estampada pode apresentar variações de até 1mm na espessura as tiras foram laminadas de modo

a obterem-se tiras de metal de 3mm, 2,5mm e 2mm de espessura. Três chapas de cada espessura foram utilizadas para determinação do fator de amortecimento.

Por fim uma chapa de 2,5mm de espessura foi submetida a um tratamento térmico de têmpera e revenido para alívio de tensões e aumento do tamanho de grão para avaliar o impacto do tratamento térmico no fator de amortecimento de uma chapa de aço. O tratamento térmico consistiu em temperar as chapas a 650°C por 24 horas e revenir em banho de óleo.



Figura 3.3 Tiras laminadas. De cima para baixo chapa de 3 mm, chapa de 2,5 mm e chapa de 2,0 mm.

3.1.3.1 Experimento

As tiras de aço foram suspensas por fios finos presos no teto de uma câmara semi-anecóica. A excitação foi gerada pelo impacto de um pequeno martelo. Os fios de linha estavam posicionados em linhas nodais de vibração para evitar introdução de alterações no comportamento vibracional das tiras e o comprimento utilizado foi definido de modo a não introduzir amortecimento no

sistema. As linhas nodais foram determinadas a partir de uma análise analítica anterior ao experimento.



Figura 3.4 Fios de linha suspendendo a chapa nas linhas nodais de um dos modos de vibração.

Para não adicionar massa ao sistema não foi usado um acelerômetro e sim um microfone que adquiria um sinal sonoro correspondente às vibrações da barra. O microfone estava posicionado com um certo *off-set* da placa para que o movimento do ar adjacente à tira de aço não interferisse nas medições da pressão sonora.



Figura 3.5 Detalhe do posicionamento do microfone para evitar efeitos do movimento de corpo rígido da placa nas medições de pressão sonora.

O ambiente semi-aneecóico foi utilizado para que nenhum ruído externo interferisse no sinal de decaimento da pressão sonora.

Foram usados um microfone B&K 4189 com pré-amplificador B&K 2671 e um analisador digital B&K Pulse para a aquisição e processamento do sinal. Por meio de filtros de frequência as medições foram realizadas modo a modo para os primeiros cinco modos de cada chapa.

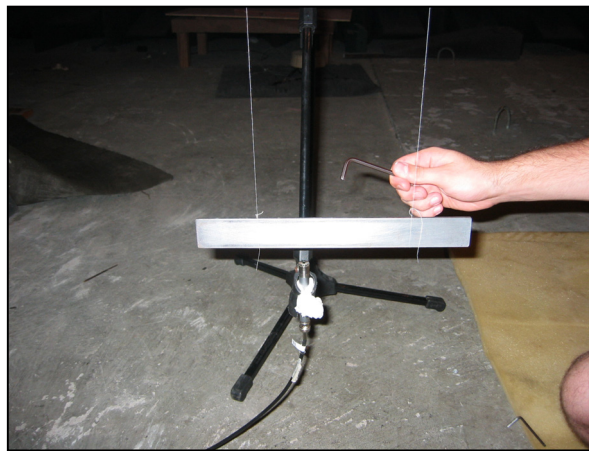


Figura 3.6 Impactação das chapas de aço.

O fator de perda foi obtido a partir do pós-processamento dos sinais medidos por meio do experimento descrito. O método utilizado foi o método do decaimento de vibrações conforme descrito na seção 3.1.1 e ilustrado esquematicamente na Figura 3.1. Para a obtenção dos fatores de perda uma rotina foi criada em Mathcad que transformava o sinal de decaimento em um gráfico LOGxLOG calculando o fator de perda ξ através da Equação 3.3, como mostram as Figuras 3.7 e 3.8. Finalmente o fator de amortecimento $\eta = 2\xi$ é fornecido.

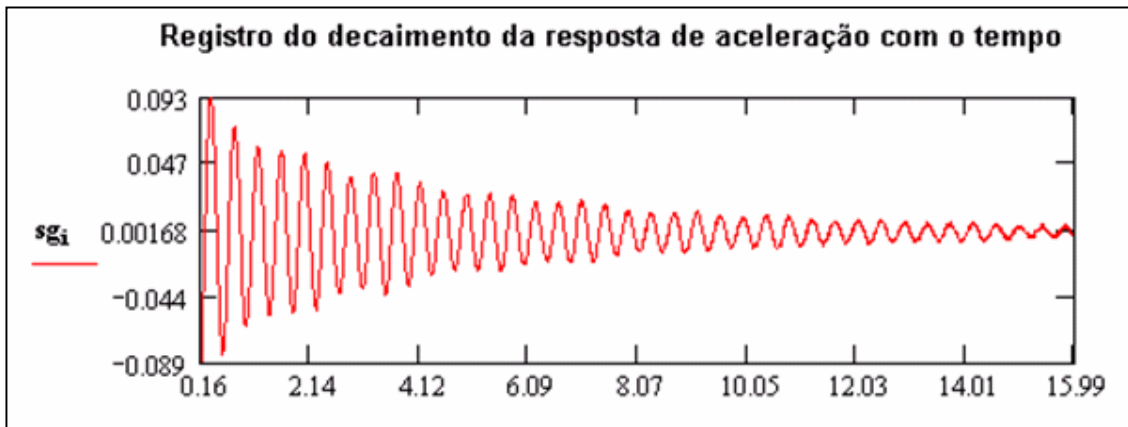


Figura 3.7 Sinal de decaimento de vibração para uma chapa.

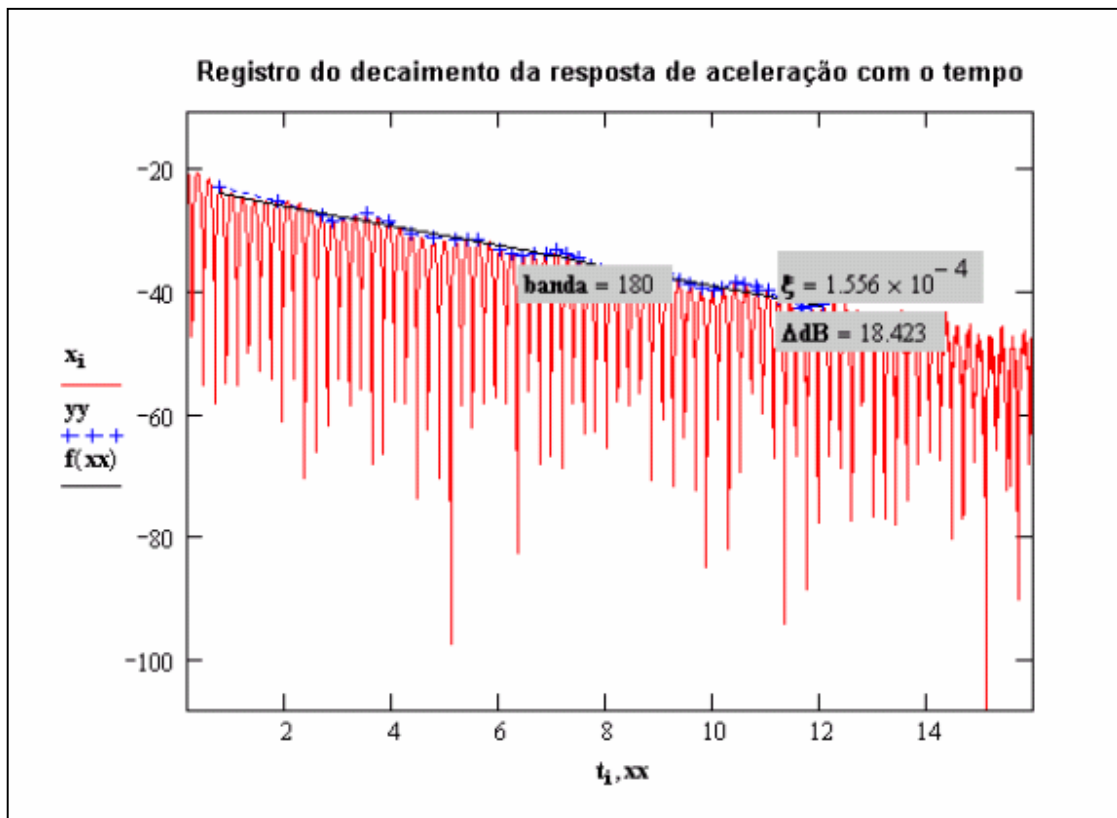


Figura 3.8 Sinal de decaimento em LOG LOG e resultados fornecido para um modo da placa.

3.1.3.2 Resultados

Tabela 3.1 Resultados de fatores de perda modais para as chapas de 3 mm de espessura.

		Resultados para as chapas de 3,0 mm de espessura			
		Banda de medição (Hz)	Decaimento (dB)	Frequência natural (Hz)	η
Chapa 1	modo 1	180	12,2	182,3	1,81E-04
	modo 2	500	11,1	502,6	1,53E-04
	modo 3	980	11,2	986	1,19E-04
	modo 4	1630	17,8	1632	1,26E-04
	modo 5	2430	29,4	2438	2,85E-04
Chapa 2	modo 1	178	18,4	180,4	3,15E-04
	modo 2	490	23,5	498,2	2,65E-04
	modo 3	980	19,0	977,5	1,91E-04
	modo 4	1630	18,2	1628	1,45E-04
	modo 5	2430	21,4	2418	2,39E-04
Chapa 3	modo 1	178	17,5	181	3,13E-04
	modo 2	495	17,7	499,1	2,02E-04
	modo 3	990	26,5	979,8	3,58E-04
	modo 4	1630	14,5	1621	1,20E-04
	modo 5	2436	34,2	2423	2,64E-04

Tabela 3.2 Resultados de fatores de perda modais para as chapas de 2,5 mm de espessura.

		Resultados para as chapas de 2,5 mm de espessura			
		Banda de medição (Hz)	Decaimento (dB)	Frequência natural (Hz)	η
Chapa 1	modo 1	105	22,58	107,9	7,46E-04
	modo 2	294	4,694	296,7	1,64E-04
	modo 3	585	29,22	582,5	5,45E-04
	modo 4	955	22,89	963	4,53E-04
	modo 5	1230	10,93	1240,3	2,01E-04
Chapa 2	modo 1	112	21,25	110,3	5,48E-04
	modo 2	298	16,66	301,1	4,22E-04
	modo 3	580	24,38	590,8	5,73E-04
	modo 4	970	19,65	979,2	5,11E-04
	modo 5	1290	17,11	1301,3	3,06E-04
Chapa 3	modo 1	110	25,47	108,3	6,89E-04
	modo 2	300	7,414	298,5	1,60E-04
	modo 3	580	25,04	583,5	5,13E-04
	modo 4	964	25,92	968,5	5,84E-04
	modo 5	1260	11,88	1251,3	3,69E-04

Tabela 3.3 Resultados de fatores de perda modais para as chapas de 2 mm de espessura.

		Resultados para as chapas de 2,0 mm de espessura			
		Banda de medição (Hz)	Decaimento (dB)	Frequência natural (Hz)	η
Chapa 1	modo 1	62	16,28	63,4	9,62E-04
	modo 2	171	23,58	171	8,57E-04
	modo 3	332	23,98	332	7,56E-04
	modo 4	540	17,36	540	6,18E-04
	modo 5	810	28,7	810	8,40E-04
Chapa 2	modo 1	63	17,46	63	9,85E-04
	modo 2	173	15,05	180	1,11E-03
	modo 3	340	27,58	174	2,05E-03
	modo 4	550	27,31	330	9,39E-04
	modo 5	833	31,26	550	8,89E-04
Chapa 3	modo 1	63	20,4	63	1,11E-03
	modo 2	173	20,99	173	7,90E-04
	modo 3	340	10,97	340	1,01E-03
	modo 4	550	19,01	550	5,87E-04
	modo 5	833	20,95	833	4,34E-04

As Tabelas 3.1 a 3.3 mostram os resultados obtidos para cada modo de cada uma das chapas nas três espessuras.

A deformação plástica introduz discordâncias no material da carcaça. Quanto maior o número de discordâncias no metal maior será a dissipação da energia devido à própria vibração das discordâncias segundo o modelo de corda vibrante apresentado na seção 2.3.5. Isso explica o aumento evidente do fator de perda para as chapas de aço com a redução de espessura para cada modo de vibração.

Tabela 3.4 Resultados de fatores de perda modais para a chapa de 2,5mm de espessura tratada termicamente.

		Resultados para as chapas de 2,5 mm de espessura tratada termicamente			
		Banda de medição (Hz)	Decaimento (dB)	Frequência natural (Hz)	η
modo 1		111	18,054	109,4	1,98E-04
modo 3		594	13,859	593,4	9,37E-05

A tabela 3.4 mostra os resultados dos fatores de perda para a chapa de 2,5mm que foi tratada termicamente para alívio de tensões e aumento do contorno

de grão. Não apenas isso, mas o número de discordâncias é drasticamente reduzido quando o aço é submetido a tal tratamento. Os resultados deixam em evidência que o aumento do contorno de grão resulta em uma diminuição do fator de perda. Esta informação está totalmente de acordo com o que foi descrito na seção 2.3.2. A seção 2.3.5 mostra que quanto maior o número de discordâncias presentes em um metal maior será a energia vibratória dissipada. Neste caso, como o número de discordâncias foi reduzido, a dissipação de energia por este mecanismo também foi reduzida.

Comparando os resultados com os da Tabela 3.3 pode-se perceber que o tratamento térmico fez com que o amortecimento para o primeiro modo fosse reduzido aproximadamente três vezes. O terceiro modo, entretanto, sofreu uma redução de aproximadamente cinco vezes. No sentido inverso seria necessário que o metal passasse por um tratamento que reduzisse o tamanho de grão para que o seu amortecimento interno aumente.

A Tabela 3.5 mostra os valores de fator de perda η médio para cada modo de vibração das chapas. Por meio desta Tabela pode-se perceber qual o impacto da deformação plástica, introduzida pela redução da espessura, no fator de amortecimento do material da carcaça.

Tabela 3.5 Valores médios modais para os fatores de amortecimento das chapas.

Fatores de Amortecimento Médios das Chapas					
Modo de vibração					
Espessura (mm)	1	2	3	4	5
3 mm	2,70E-04	2,06E-04	2,23E-04	1,30E-04	2,62E-04
2,5 mm	6,61E-04	2,49E-04	5,44E-04	5,16E-04	2,92E-04
2,0 mm	1,02E-03	1,02E-03	1,27E-03	7,15E-04	7,21E-04

A Figura 3.9 mostra de forma gráfica o efeito da redução da espessura das chapas de aço na dissipação interna de energia do metal.

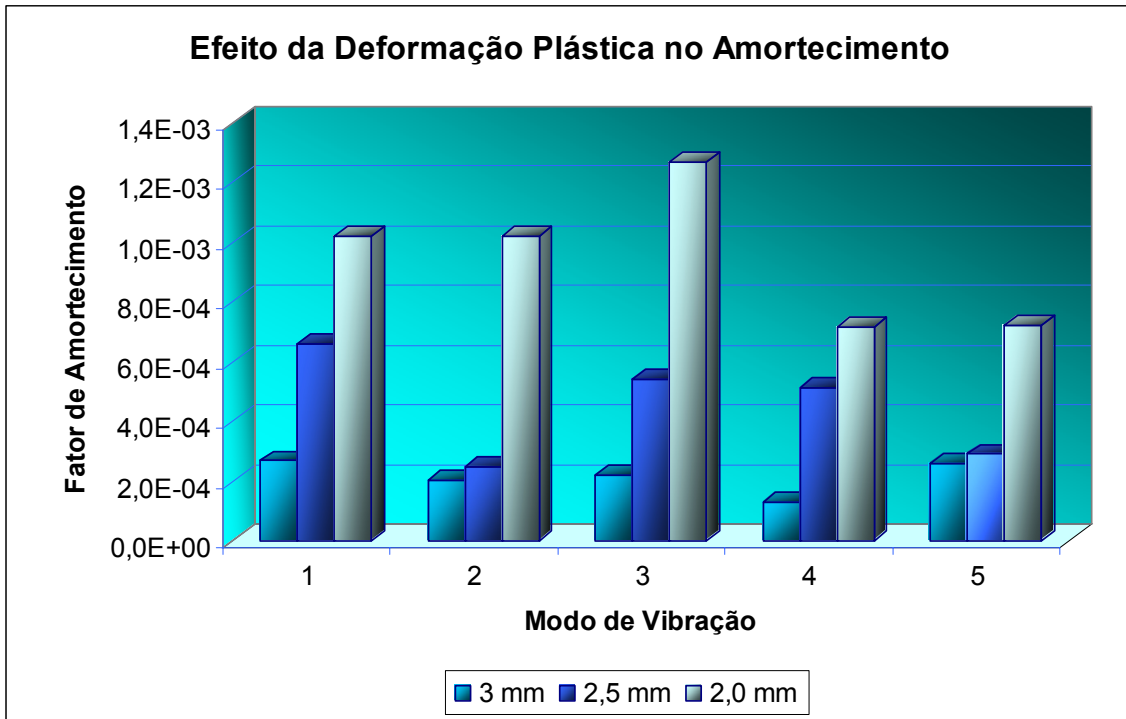


Figura 3.9 Efeito da redução de espessura no fator de amortecimento.

Os fatores de perda máximos obtidos neste estudo são da ordem de 10^{-3} . Um fator de perda dessa ordem não é eficiente para a redução esperada no ruído irradiado pela carcaça de um compressor hermético. Deve-se ressaltar que um corpo ou tampa de compressor conformados não possuem a redução na espessura em todo o seu volume e sim em algumas regiões formadas por raios de arredondamento na matriz de estampagem. Um tratamento térmico em carcaças é totalmente inviável tanto pelo preço como pelo pequeno efeito que este processo agrega no amortecimento do metal. Isso mais uma vez impulsiona a utilização dos revestimentos de amortecimento, cuja eficiência dissipativa, é bastante elevada.

CAPÍTULO 4

4 Modelos de Elementos Finitos para Vigas Sanduíche

Este Capítulo aborda o modelamento de vigas sanduíche por elementos finitos. Inicialmente uma breve discussão sobre modelagem de vigas sanduíche formadas por três camadas de materiais (metal, viscoelástico e metal) formando uma estrutura de camada constrita é apresentada. Em segundo lugar, a proposta de utilização de dois softwares comerciais disponíveis no mercado, será avaliada de modo a apresentar um caminho de simulação que não implique na necessidade de desenvolvimento específico para esta finalidade. Por fim a validação dos dados obtidos numericamente através de uma análise experimental de vigas sanduíche mostra a qualidade dos modelos matemáticos utilizados neste trabalho.

4.1 Métodos Numéricos para Modelagem de Vigas Sanduíche

A modelagem de estruturas sanduíche ligadas por um material viscoelástico de baixo módulo de elasticidade não é um assunto simples. Modelos de placas compostas não podem ser usados porque falham na representação de fortes variações nas deformações planas ao longo da espessura [29]. Uma das técnicas utilizadas consiste em modelar a estrutura sanduíche usando elementos clássicos

para camadas rígidas e um elemento viscoelástico normalizado para o material viscoelástico. Para modelar tais estruturas utiliza-se o emprego de elementos de casca (shells) de maiores ordens com a conexão dos nós com múltiplos elementos de rigidez elevada [32]. O desenvolvimento de um elemento especial pode ser muito caro quando se trata de softwares comerciais e nem sempre representam com fidelidade o comportamento do material.

Finalmente combina-se a primeira e a terceira estratégia usando elementos clássicos e a utilização de múltiplas conexões [31] assim como mostra a Figura 4.1.

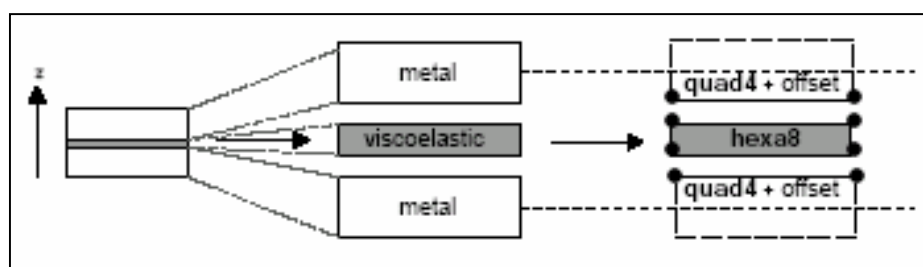


Figura 4.1 Placa sanduíche: modelo de elementos finitos. (BALMES, E., GERMES, S., Tools for Viscoelastic Damping Treatment Design. Application to an Automotive Floor Panel, ISMA 2002)

Para as camadas rígidas é preferível a utilização de elementos de casca clássicos, como o quad4, (elemento de quatro nós), por exemplo, porque as formulações para elementos de volume são sensíveis ao travamento, ou *locking*, no cisalhamento quando se utilizam maiores razões de aspecto (dimensões do elemento amplas comparadas com a espessura).

As camadas macias tornam necessário o uso de elementos de volume, hexa8 (elemento sólido de oito nós), por exemplo, pois elementos de casca não podem representar corretamente o elevado cisalhamento através da espessura.

Para aplicações deste interesse, onde o núcleo é muito mais macio que as extremidades, a energia no material viscoelástico é quase que exclusivamente associada à deformação por cisalhamento. Assim o elemento apresenta travamento (locking), mas esse travamento não tem impacto significativo na resposta da estrutura nesta aplicação [30].

A Figura 4.1 mostra ainda que para a aplicação desta filosofia de modelagem é necessário que haja um off-set entre os elementos de casca e os elementos de volume. A conectividade precisa ser garantida por conexões rígidas entre os nós dos elementos. A Figura 4.2 esclarece este princípio.

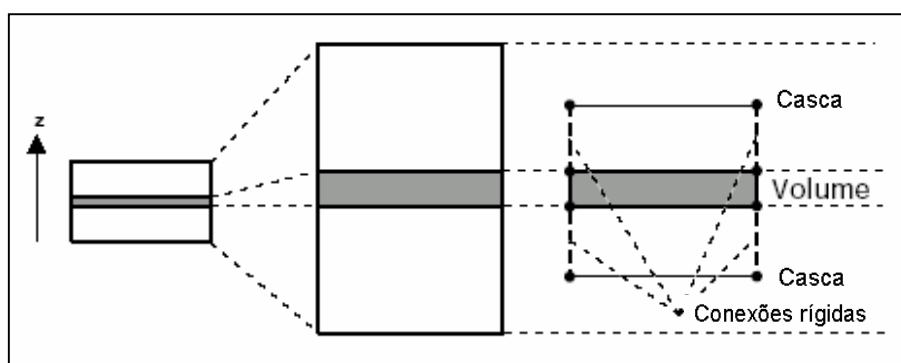


Figura 4.2 Conectividade dos elementos do modelo de elementos finitos de uma viga sanduíche. (BALMES, E., GERMES, S., Tools for Viscoelastic Damping Treatment Design. Application to an Automotive Floor Panel, ISMA 2002.)

Este tipo de aproximação duplica o número de graus de liberdade que seria utilizado para a formulação clássica para cascas finas o que precisa ser compensado por técnicas de redução [33].

É preciso introduzir no modelo a forte dependência do módulo de elasticidade do material viscoelástico com a frequência e com a temperatura. Tal comportamento de viscoelasticidade linear pode ser representado por:

$$E(\omega, T) = E_1(\omega\alpha_T)[1 + i\eta(\omega\alpha_T)] \quad (4.1)$$

onde

E é o módulo de elasticidade complexo devido à viscoelasticidade linear,

E_1 o módulo de armazenamento,

η o fator de amortecimento,

α_T o fator de temperatura,

ω a frequência.

Essa é, portanto, a forma clássica de modelagem de uma viga sanduíche por elementos finitos.

4.2 Utilização de Softwares Comerciais para os Modelos de Placas Sanduíche

Esta seção apresenta modelos desenvolvidos para dois softwares comerciais disponíveis e comparações entre os resultados. Os dois softwares usados foram o LMS SYSNOISE VIOLINS e o ANSYS.

4.2.1 LMS SYSNOISE Versão 5.6 - VIOLINS

O pacote VIOLINS (Vibration Of Layered Insulation Systems) está presente no software Sysnoise da LMS [34]. A versão utilizada para o projeto foi a versão 5.6. O VIOLINS é utilizado para a simulação vibro-acústica de sistemas em multicamadas, nos domínios do tempo e da frequência.

O modelo de elementos finitos se baseia em uma formulação de deslocamento mista (u-w) que depende das seguintes interpolações [35, 36 e 37]:

$$u = N_u U, \varepsilon = (LN_u)U = B_u U \quad (4.2)$$

$$w = N_w W, \varepsilon_v (\nabla^T N_w)W = B_w W \quad (4.3)$$

onde N_u e N_w são as matrizes de funções de interpolação enquanto que U e W são os vetores de deslocamentos nodais.

Uma aproximação convencional de Galerkin resulta em Equações de equilíbrio dinâmico na forma:

$$\begin{bmatrix} M_{uu} & M_{uw} \\ M_{uw}^T & M_{ww} \end{bmatrix} \begin{pmatrix} \ddot{U} \\ \ddot{W} \end{pmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & C_{ww} \end{bmatrix} \begin{pmatrix} \dot{U} \\ \dot{W} \end{pmatrix} + \begin{bmatrix} K_{uu} & K_{uw} \\ K_{uw}^T & K_{ww} \end{bmatrix} \begin{pmatrix} U \\ W \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} F_u \\ F_w \end{pmatrix} \quad (4.4)$$

As submatrizes do sistema global acima (massa, amortecimento e rigidez) são descritas pelas seguintes relações:

$$M_{uu} = \int_V N_u^T \rho N_u dV \quad (4.5)$$

$$M_{uw} = \int_V N_u^T \rho_f N_w dV \quad (4.6)$$

$$M_{ww} = \int_V N_w^T (\rho_f \alpha_\infty / \Omega) N_w dV \quad (4.7)$$

$$C_{ww} = \int_V N_w^T (R / \Omega) N_w dV \quad (4.8)$$

$$K_{uu} = \int_V B_u^T (D + \alpha^2 Q I_p I_p^T) B_u dV \quad (4.9)$$

$$K_{uw} = \int_V B_u^T \alpha Q I_p B_w dV \quad (4.10)$$

$$K_{ww} = \int_V B_w^T Q B_w dV \quad (4.11)$$

$$F_u = \int_{S_T} N_u^T \bar{T} dS \quad (4.12)$$

$$F_w = \int_{S_\pi} N_w^T \bar{\pi} dS \quad (4.13)$$

sendo \bar{T} o vetor de carga, que pode assumir a forma de tração na superfície e de pressão no fluido $\bar{\pi}$:

No domínio do tempo a solução para a Equação está baseada no método de integração de Newmark.

Para a solução no domínio da frequência (assumindo dependência no tempo na forma $e^{i\omega t}$) a Equação 4.4 toma uma forma alternativa que envolve os vetores de amplitude de deslocamento \tilde{U} e \tilde{W} , e vetores de amplitudes de carga \tilde{F}_u e \tilde{F}_w .

$$\begin{bmatrix} Z_{uu}(\omega) & Z_{uw}(\omega) \\ Z_{wu}(\omega) & Z_{ww}(\omega) \end{bmatrix} \begin{pmatrix} \tilde{U} \\ \tilde{W} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \tilde{F}_u \\ \tilde{F}_w \end{pmatrix} \quad (4.14)$$

As submatrizes do novo sistema são:

$$Z_{uu}(\omega) = K_{uu} - \omega^2 M_{uu} \quad (4.15)$$

$$Z_{uw}(\omega) = K_{uw} - \omega^2 M_{uw} \quad (4.16)$$

$$Z_{ww}(\omega) = K_{ww} + i c \omega C_{ww} - \omega^2 M_{ww} \quad (4.17)$$

Uma discretização completa 3D é requerida para os modelos. Essa formulação híbrida e refinada permite a simulação de camadas finas e espessas

usando elementos de volume. Ainda, a formulação por deslocamentos assegura a compatibilidade direta dos modelos e mantém a simetria do sistema de Equações global. Um procedimento necessário após a construção do modelo é definir cada uma das camadas da viga como *Layers* para que o código interprete a interação entre os três materiais.

Do ponto de vista prático de modelamento, o VIOLINS possui um elemento híbrido *solid-shell* (ou sólido-casca), que permite modelar as placas rígidas de um sanduíche de modo que não é necessária a utilização do off-set entre as três (ou mais) camadas do sanduíche como mostra a Figura 4.2 da seção 4.1.

Tal elemento híbrido possui a topologia de um elemento de volume, mas seu comportamento é similar a um elemento de casca, cujos graus de liberdade rotacionais são derivados da diferença entre os graus de liberdade translacionais do topo e da base do sólido fino, que representa a casca.

O modelo, portanto, é construído como três camadas de elementos sólidos hexa8 (sólidos de oito nós), contudo as camadas rígidas, que representam a placa base de metal e a camada constritora de metal são assinaladas como elementos *solid-shell*. A Figura 4.3 ilustra o modelo de elementos finitos de uma viga sanduíche.

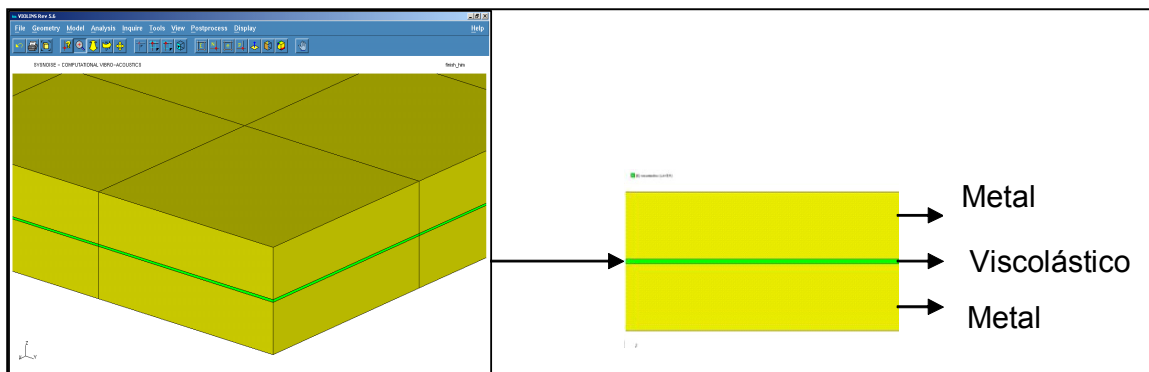


Figura 4.3 Modelo de elementos finitos para uma viga sanduíche típico do software VIOLINS.

A utilização dos elementos híbridos fornece resultados de simulação muito próximos aos resultados obtidos quando utilizados elementos de casca. A veracidade deste fato pode ser comprovada comparando-se dois modelos de viga, geometricamente idênticos, diferindo unicamente no tipo de elementos da malha. A Figura 4.4 mostra um comparativo entre a simulação de uma chapa de aço modelada utilizando-se elementos clássicos tipo *shell* e elementos tipo *solid-shell*.

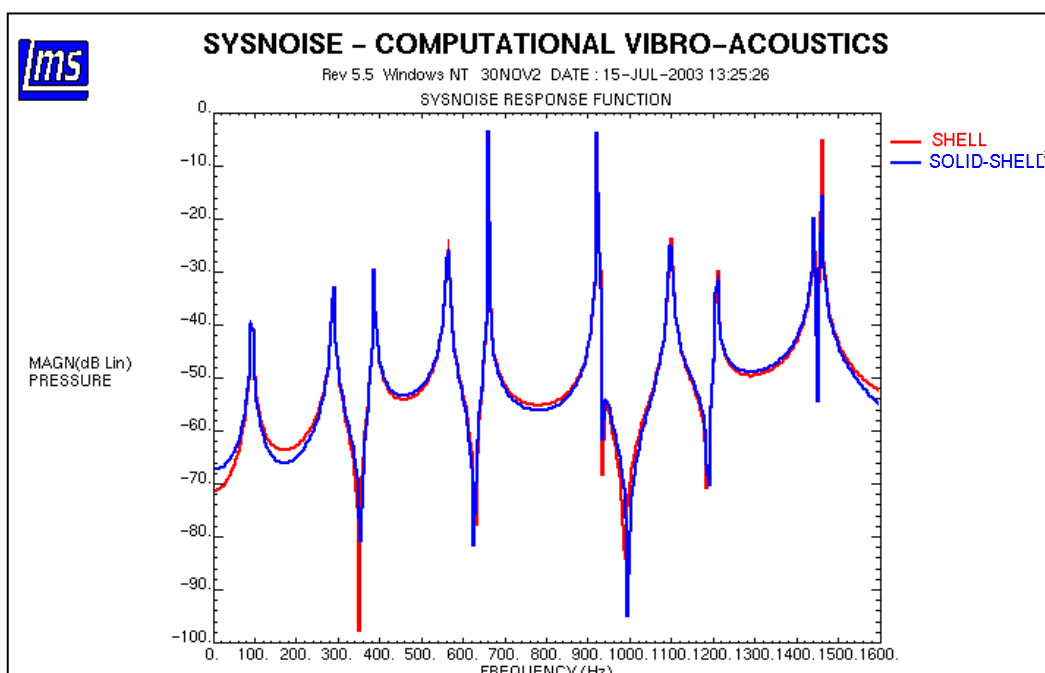


Figura 4.4 Comparação entre os resultados obtidos para uma chapa de aço modelada por elementos de casca clássicos e por elementos sólido-casca, disponíveis no pacote VIOLINS.

Para modelar o material viscoelástico foi utilizado um elemento clássico de oito nós (hexa8) e as propriedades foram definidas a partir da parte real e da parte imaginária do módulo de elasticidade. A parte real do módulo de elasticidade é o módulo de armazenamento e a parte complexa, o módulo de perda de acordo com a relação $E = E' + iE''$. A densidade do material viscoelástico também é um dado de entrada para esta análise.

4.2.2 ANSYS Versão 9.0

A parte inicial do desenvolvimento deste trabalho de dissertação, foi com o uso do software ANSYS versão 8.0. Devido à complexidade dos modelos de amortecimento implementados em seu código foi encontrada uma dificuldade maior para a modelagem das vigas sanduíche. Outra dificuldade era a análise obrigatória no domínio do tempo deste para este tipo de estrutura implicando em maior tempo de processamento. Assim os resultados deveriam ser transformados individualmente por uma FFT, o que implicava em acréscimo do tempo de pós-processamento.

Para a solução de problemas que incluem amortecimento o software ANSYS (qualquer versão) disponibiliza dois métodos: o método *Full* e o método da superposição modal.

O método *full* consiste na resolução da Equação de movimento de maneira acoplada, tanto em análises harmônicas, como em análises transientes [38]. O método *full* utiliza-se da resolução da seguinte Equação, em coordenadas nodais:

$$\{F\} = [M]\{\ddot{x}\} + [C]\{\dot{x}\} + [K]\{x\} \quad (4.18)$$

que é a Equação de movimento sendo $\{x\}$ o vetor de resposta, em função da matriz de excitações $\{F\}$ e das matrizes de massa $[M]$, amortecimento $[C]$ e rigidez $[K]$.

O método da superposição modal representa a resposta da estrutura como a combinação linear dos autovetores do sistema. Assim, pelo uso de coordenadas generalizadas, é necessário realizar, primeiramente, uma análise modal da

estrutura para obter os autovetores do sistema mecânico e, finalmente, resolver as Equações para obter a resposta final do sistema linear. A resposta $\{x\}$ é assumida como sendo a combinação linear dos n modos de vibração $\{\phi\}$ através da solução para os coeficientes modais y .

$$\{x\} = \sum_{i=1}^n \{\phi_i\} y_i \quad (4.19)$$

Outra dificuldade encontrada na utilização da versão 8.0 do ANSYS foi a complexidade da conexão dos elementos de casca (*shell*) usados para representar as placas metálicas com os elementos de volume (*solid*) utilizados para representar o material viscoelástico de acordo com os conceitos do início deste Capítulo. Os resultados obtidos nas simulações utilizando-se essa versão eram muito inferiores quando comparados com os resultados obtidos pelo VIOLINS. A Figura 4.5 mostra a diferença entre os resultados obtidos pelo ANSYS e pelo LMS SYSNOISE VIOLINS para o mesmo modelo de uma viga sanduíche.

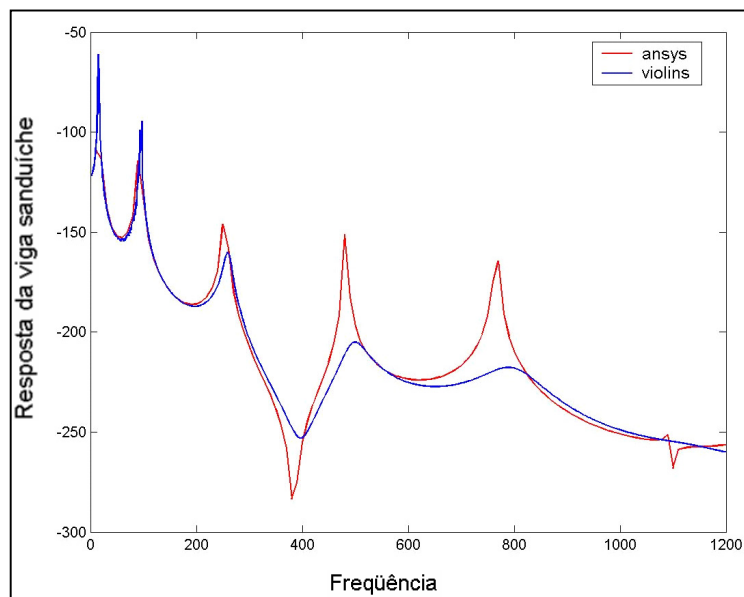


Figura 4.5 Resposta de uma viga sanduíche obtida por ANSYS e VIOLINS.

A diferença encontrada nos resultados pode ser explicada pela conexão inadequada entre os dois tipos de elemento uma vez que o número de graus de liberdade por nó é diferente para os elementos de casca e de volume. Para um elemento de casca cada nó possui seis graus de liberdade, ou seja, três translacionais e três graus de liberdade rotacionais. O elemento de volume, entretanto, possui apenas três graus de liberdade por nó. Assim cada nó de um elemento clássico de volume possui três graus de liberdade translacionais, isto é, sem rotações.

A versão 9.0 do ANSYS trouxe novas ferramentas e novas possibilidades de aplicação surgiram para o modelo de vigas sanduíche. O interesse em utilizar-se o ANSYS, a despeito das dificuldades, foi principalmente a facilidade da implementação de uma rotina de otimização para posicionamento de uma amostra de material viscoelástico em uma superfície metálica. A documentação do ANSYS é também mais completa quando comparada a documentação do VIOLINS. Ainda a possibilidade da programação em APDL (ANSYS PARAMETRIC DESIGN LANGUAGE) tornou-se um fator importante para o uso do software ANSYS, facilmente aplicada para desenvolver processos de otimização.

A principal vantagem da versão 9.0 do ANSYS foi a introdução de um elemento similar ao elemento híbrido presente no VIOLINS. O novo elemento é o SOLSH190 que reúne a topologia de um elemento sólido com todos os graus de liberdade (translacionais e rotacionais) de um elemento de casca (*shell*) [39].

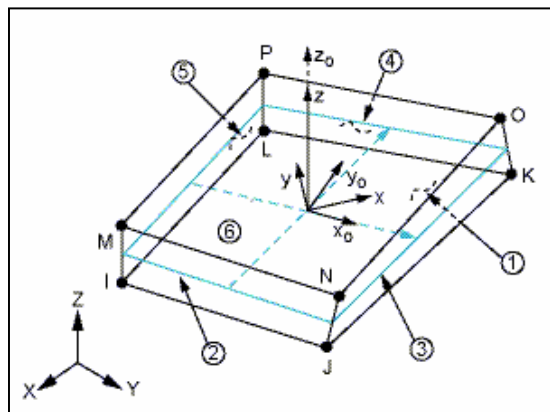


Figura 4.6 Topologia do elemento SOLSH190.

Este novo elemento garante a conectividade dos elementos de casca e elementos sólidos. Isso elimina a necessidade da utilização de vínculos rígidos entre as três camadas de uma placa sanduíche. A questão das diferentes espessuras de um elemento de casca também está resolvida para esse elemento, uma vez uma ampla gama de espessuras pode ser utilizada, podendo representar também deformações na espessura.

A Figura 4.7 mostra o efeito do refino de malha na convergência da solução para uma placa de aço, em função da deflexão máxima normalizada para três tipos de elementos, dentre eles o elemento SOLSH190.

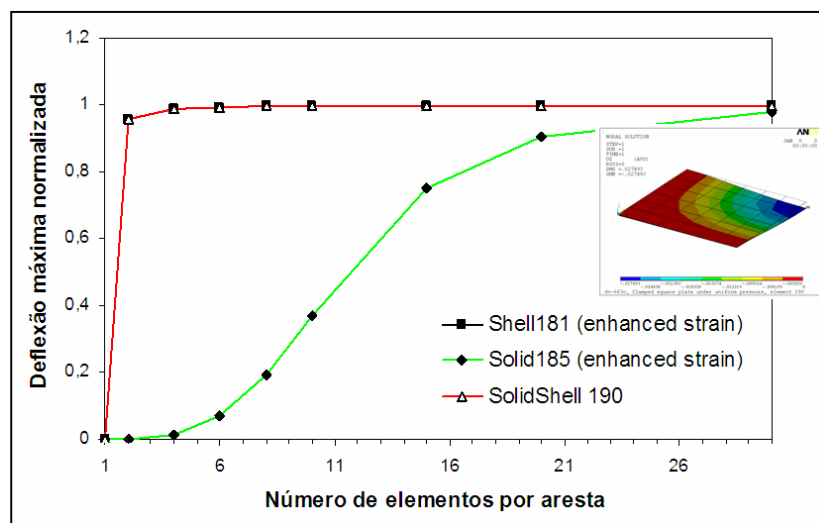


Figura 4.7 Comparativo entre elementos para uma análise estática linear com espessura normalizada (t/L - espessura sobre largura – 0.001).

A discretização necessária para a utilização dos elementos solidshell é da mesma ordem de um elemento de casca para elevadas deformações e análises de não linearidade (SHELL 181).

Ao contrário da aplicação do elemento híbrido do VIOLINS a modelagem com elementos SOLSH190 é complexa. Muitos cuidados precisam ser tomados com a orientação dos elementos segundo coordenadas globais e coordenadas do próprio elemento, conectividade entre os nós e ordenamento dos nós.

Além do novo elemento a Análise Harmônica com propriedades dependentes da frequência é uma grande vantagem [40]. Os modelos de vigas sanduíche não precisam mais ser resolvidos no domínio do tempo com uma excitação impulsiva. A resolução direta no domínio da frequência tanto em coordenadas nodais (método *full*) quanto em coordenadas generalizadas (método da superposição modal) apresenta uma grande redução no tempo de processamento dos modelos. Outra melhoria deste tipo de análise é a possibilidade da entrada de propriedades como módulo de elasticidade complexo, em função da frequência e da temperatura, como uma tabela, facilitando a representação do material viscoelástico.

A Figura 4.8 mostra a configuração do modelo de elementos finitos para uma viga sanduíche modelada da forma idêntica àquela realizada com VIOLINS, ou seja, elementos híbridos sólido-casca (*solid-shell*) para os materiais rígidos e elementos sólidos clássicos (HEXA8) para o material viscoelástico.

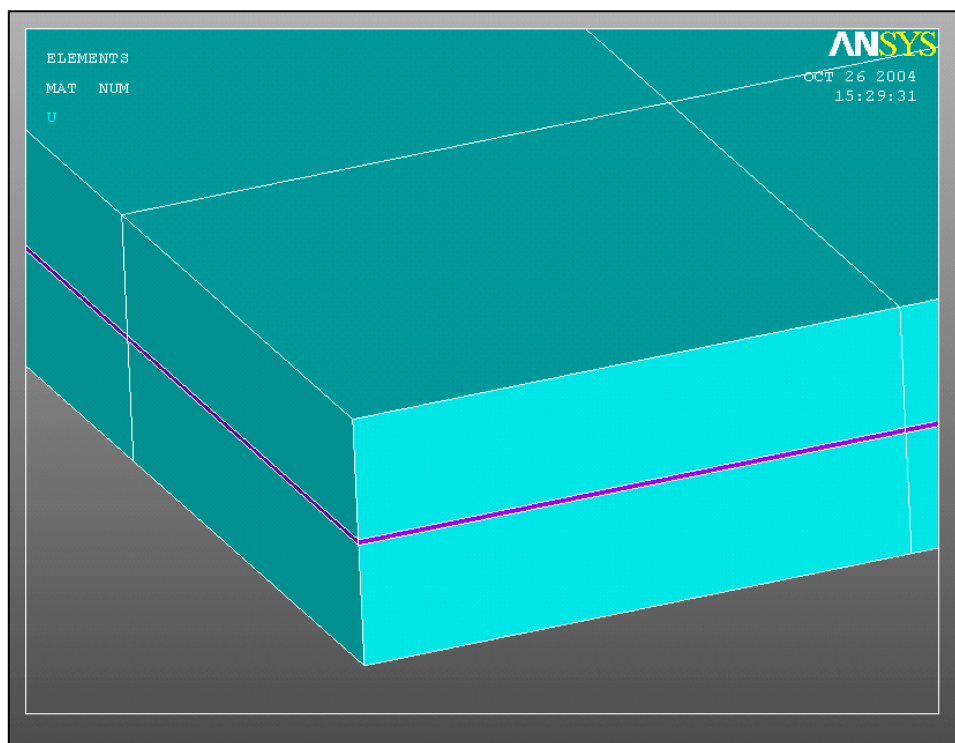


Figura 4.8 Modelo de elementos finitos para viga sanduíche – ANSYS 9.0.

As novas facilidades desta versão do ANSYS para a aplicação desejada resultaram em resultados melhores que os apresentados na Figura 4.5. Entretanto os resultados da resposta da viga sanduíche ainda apresentaram uma qualidade inferior aos resultados obtidos pelo SYSNOISE VIOLINS. A avaliação desta qualidade está baseada na correlação dos valores numéricos com valores experimentais que será descrita na próxima seção. A comparação entre os resultados da simulação do mesmo modelo de viga sanduíche utilizando VIOLINS e ANSYS 9.0 está apresentada na Figura 4.9.

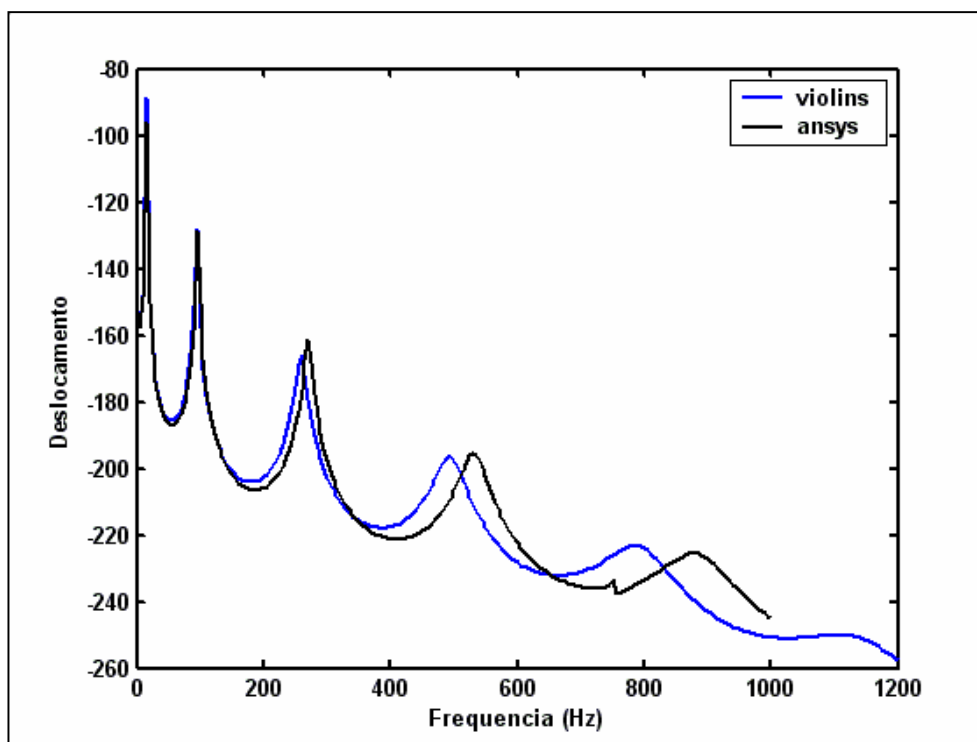


Figura 4.9 Comparativo final entre modelos de elementos finitos: VIOLINS vs. ANSYS 9.0.

A Figura 4.9 mostra a diferença entre os resultados obtidos para os deslocamentos de uma viga sanduíche fornecidos por ambos os softwares comerciais. Observa-se uma discordância da ordem de 10% nos valores das frequências de ressonância calculadas pelos dois softwares, para modelos similares. A próxima seção dedica-se à validação experimental dos modelos numéricos resolvidos por meio do software SYSNOISE VIOLINS 5.6.

4.3 Validação Experimental dos Modelos Numéricos

Após o estudo detalhado das maneiras de se fazer um modelo numérico detalhado um estudo experimental pode mostrar a real qualidade dos resultados obtidos pelo método de elementos finitos. Para validar os resultados obtidos através da análise numérica, um experimento foi projetado, conforme descrito a seguir.

4.3.1 Experimento

O experimento consistiu em impactar a viga sanduíche que estava engastada em uma base rígida para obter as respostas de aceleração. O impacto foi realizado por um martelo de impacto com um transdutor de força piezoelétrico. Havia restrições para a massa do martelo, pois a energia fornecida ao sistema precisava ser suficiente para excitar os modos de vibração sem introduzir deformações permanentes ou amplitudes excessivas de vibração, uma vez que as vigas testadas eram finas (0,55mm de espessura). As respostas da viga foram obtidas por um acelerômetro, em primeira instância, e por um Vibrômetro a laser, em segunda instância, para reduzir o efeito de massa, adicionada pelo acelerômetro na viga. A Tabela 4.1 contém a lista de equipamentos utilizados no experimento.

Tabela 4.1 Instrumentação para o experimento.

Equipamentos	Modelo	
Martelo de Impacto	B&K	8203
Acelerômetro	B&K	439X
Vibrômetro	Ometron	VH3000
Analísador	LMS	SCADAS III
Software de processamento	LMS	Testlab 4

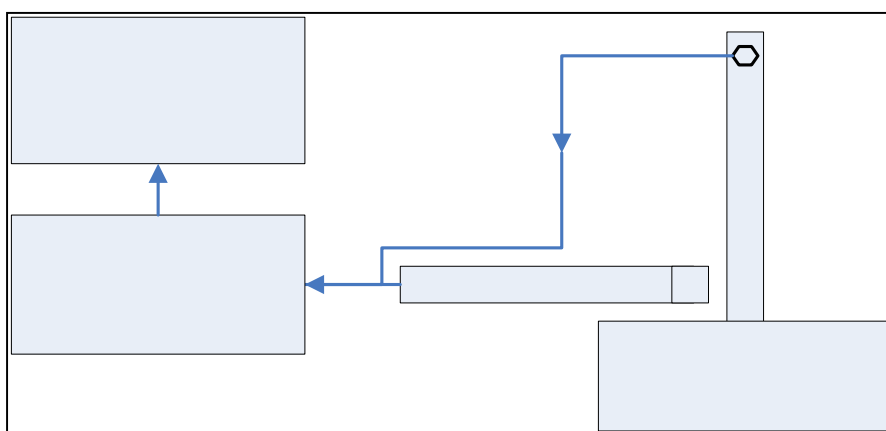


Figura 4.10 Diagrama de blocos do experimento.

A Figura 4.10 mostra o diagrama de blocos do experimento para validação numérica. A viga sanduíche engastada é excitada perto em um ponto próximo ao engaste para que a energia introduzida no sistema não resulte em amplitudes excessivas de movimento. A resposta da viga é medida, ou por acelerômetro ou vibrômetro laser, em vários pontos ao longo da viga. Os sinais são adquiridos e medidos pelo analisador em comunicação com um PC. As FRFs (Funções Resposta em Frequência) das vigas são obtidas a partir de cinco medições, ou seja, cinco médias para cada ponto de medição da aceleração.

As Figuras 4.11 a 4.13 mostram detalhes do experimento realizado. O engaste constitui-se de uma massa de aço com uma peça móvel presa por parafusos para garantir o engaste da viga. A estrutura parafusada foi desenhada para que pudesse realizar medições em vigas de diferentes espessuras.



Figura 4.11 Experimento de Impactação para validação.

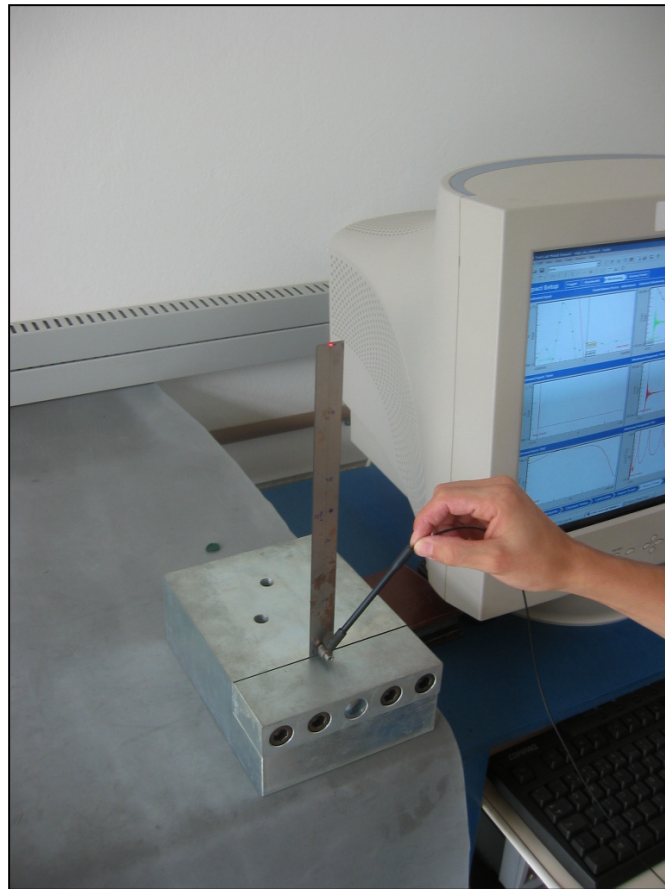


Figura 4.12 Detalhe da impactação e da incidência do feixe de laser.

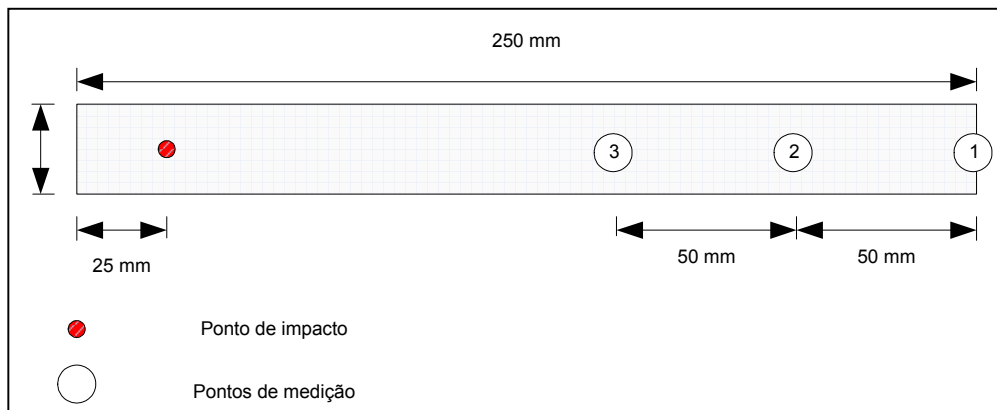


Figura 4.13 Posições de impactação e de medição das respostas.

O material sanduíche utilizado, um multilayer de três camadas, para estudo foi fornecido pela MSC (Material Sciences Corporation). As propriedades do sanduíche estão listados na Tabela 4.2.

Tabela 4.2 Especificação das vigas sanduíche. (Fonte: MSC)

	Camadas	Material	Dimensões	Espessura	E	ρ	η	ν
Viga 1,1mm	Base	Aço 1020	250x20x1,1mm	0,55mm	210GPa	7850 kg/m ³	1.10 ⁻³	0,3
	Viscoelástico	PCX-9	250x20x1,1mm	25 μ m	40GPa	997 kg/m ³	0,8	0,3
	Cobertura	Aço 1020	250x20x1,1mm	0,55mm	210GPa	7850 kg/m ³	1.10 ⁻³	0,3

A utilização do laser para medir as respostas da viga sanduíche ao invés de um acelerômetro foi de grande importância para a qualidade do sinal de resposta medido nesta viga. Uma vez que a espessura da viga é bem reduzida, qualquer adição de massa no sistema, pelo posicionamento de um acelerômetro, afeta a resposta da viga. Como este experimento visava obter uma validação do modelo de elementos finitos o efeito da medição com um acelerômetro foi analisado a priori. A adição da massa do acelerômetro desloca as frequências da viga para valores menores e também introduz amortecimento à estrutura.

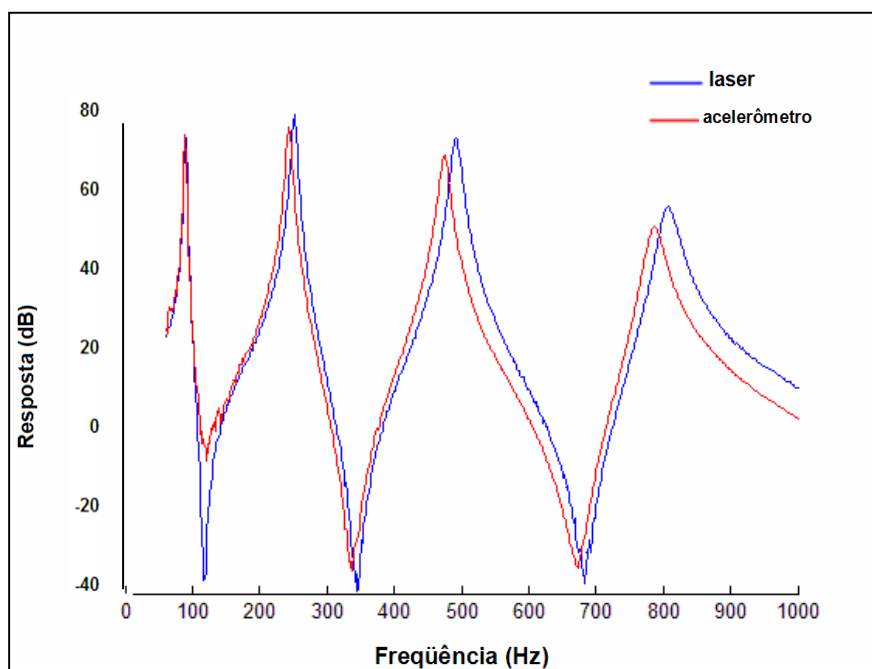


Figura 4.14 Efeito do acelerômetro na resposta da viga sanduíche.

Tabela 4.3 Erros percentuais devido ao efeito de massa do acelerômetro.

Efeito do Acelerômetro na Resposta da Viga Sanduíche		
Modo de Vibração	Erro em Frequência (%)	Erro em Amplitude (%)
1°	1,12	1,05
2°	3,54	3,76
3°	3,58	3,90
4°	2,67	4,86

Embora os erros percentuais na resposta da viga decorrentes da medição com acelerômetro sejam inferiores a 5% até o quarto modo da viga, esse efeito de massa deve ser considerado no modelo de elementos finitos se a opção experimental for a utilização de um acelerômetro.

Os resultados experimentais considerados para a validação do modelo numérico não levam em conta a adição de massa porque os valores experimentais utilizados são provenientes de medições com o vibrômetro a laser.

4.3.2 Modelo de Elementos finitos

Com base no experimento descrito foram criados modelos de elementos finitos para simular as vigas sanduíches testadas. O modelo consiste em uma viga engastada com uma força aplicada na posição equivalente ao ponto de aplicação da carga na viga do experimento. O software utilizado para estas simulações foi o LMS SYSNOISE VIOLINS 5.6, conforme descrito na seção 4.2.

A Figura 4.16 ilustra as condições de contorno aplicadas no modelo de elementos finitos. Na extremidade correspondente ao engaste da viga, nos experimentos foram aplicadas condições de engaste, ou seja, todos os

deslocamentos nulos nas direções, x , y e z . A força F aplicada é uma carga unitária variando em todas as frequências de interesse. O carregamento foi aplicado a 25mm da extremidade engastada, conforme mostra a Figura 4.15.

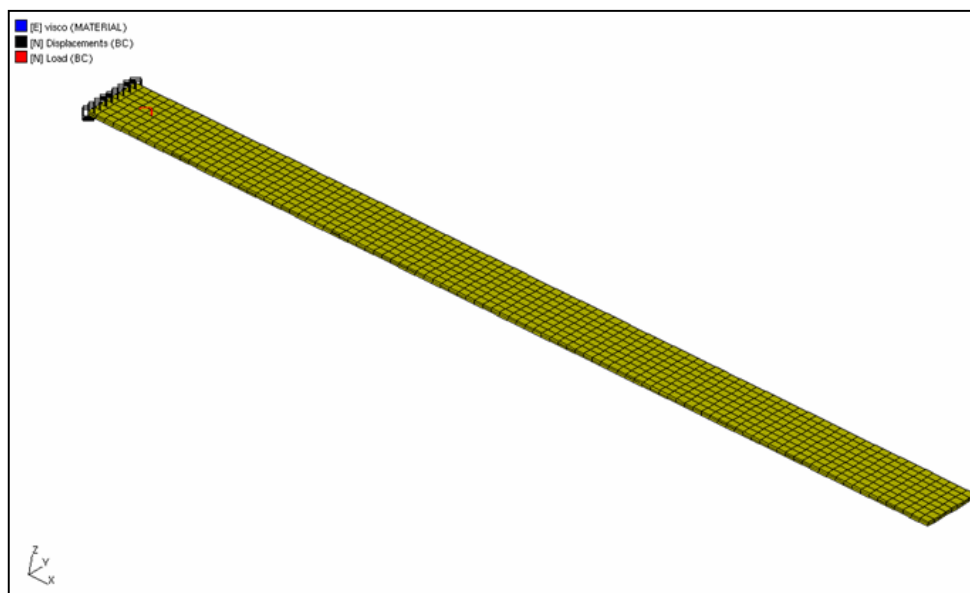


Figura 4.15 Viga Sanduíche – Modelo de elementos finitos.

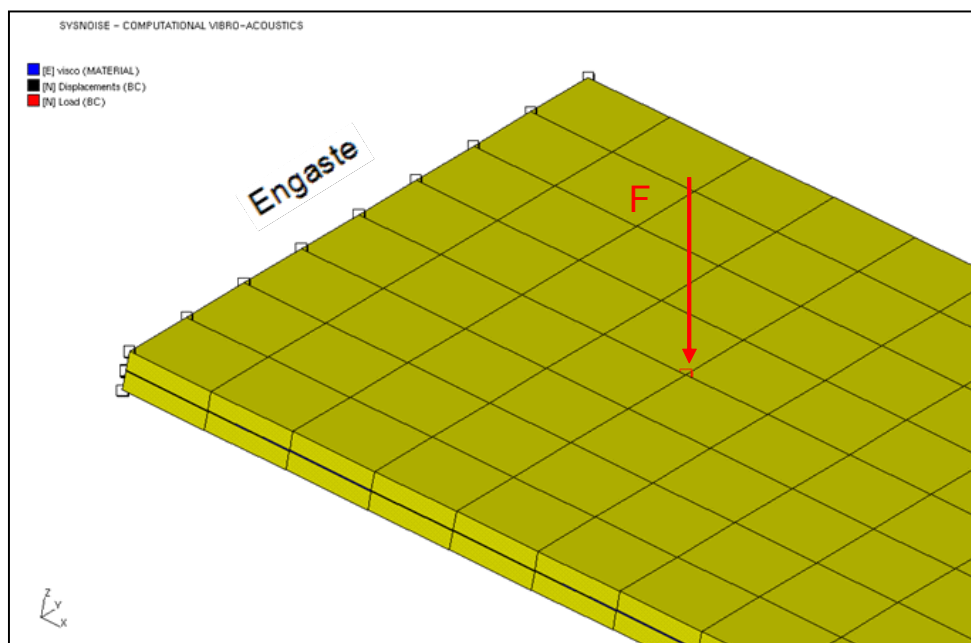


Figura 4.16 Condições de Contorno – Carga F e Engaste na extremidade.

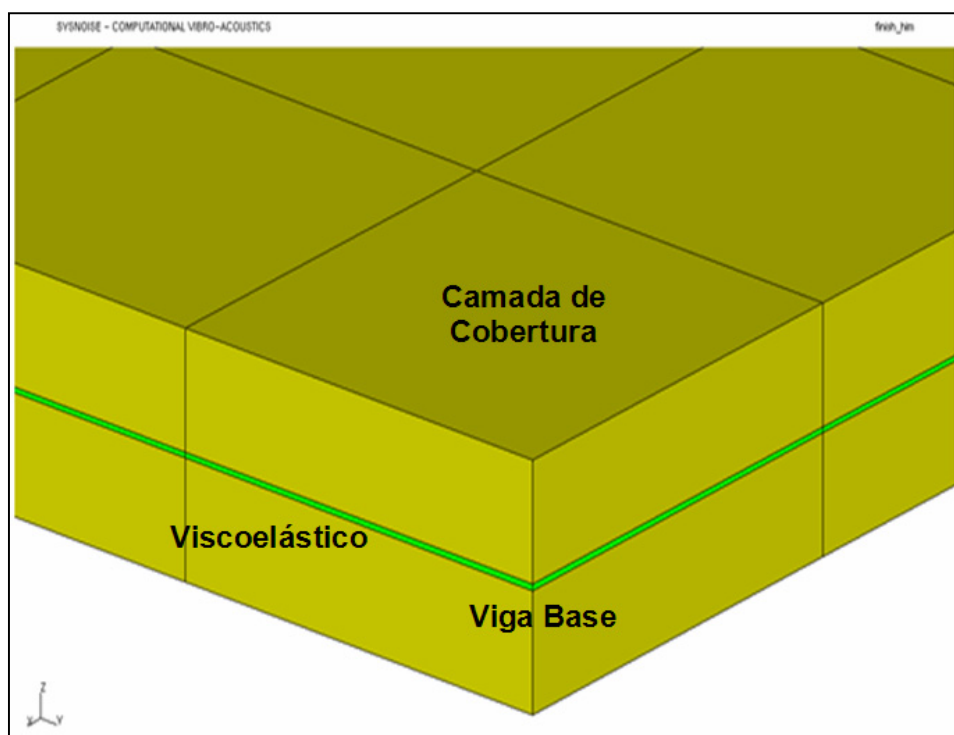


Figura 4.17 Camadas da viga sanduíche no modelo de Elementos Finitos.

As propriedades necessárias para a simulação das vigas sanduíche, módulo de elasticidade (E), densidade (ρ), coeficiente de Poisson (ν) e fator de amortecimento (η) estão listadas na Tabela 4.2. Como visto anteriormente, as propriedades do material viscoelástico variam fortemente com a frequência e com a temperatura. As propriedades de materiais viscoelásticos são fornecidas em nomogramas, que são curvas de fator de perda e módulo elástico, em função da frequência e da temperatura. A MSC, entretanto, prefere manter em sigilo as propriedades dos seus laminados e forneceu apenas valores pontuais para amortecimento e módulo de Young, conforme mostra a Tabela 4.2. Para os modelos apresentados nesta seção foi feita a aproximação de que o fator de perda

fosse constante para a frequência analisada. O módulo elástico, por hipótese, foi também suposto constante.

A validação do modelo numérico consiste na comparação das curvas de resposta em frequência para as três posições medidas na viga, com as curvas de resposta em frequência obtidas nos nós da malha de elementos finitos. As coordenadas dos nós no modelo de elementos finitos eram correspondentes às mesmas posições geométricas dos pontos experimentais. A Figura 4.18 mostra a viga em estudo orientada pelos eixos cartesianos. O eixo z é perpendicular ao plano da folha e define a espessura da viga. Os eixos x e y definem, respectivamente, o comprimento e a largura da viga. Os resultados obtidos estão mostrados na seqüência.

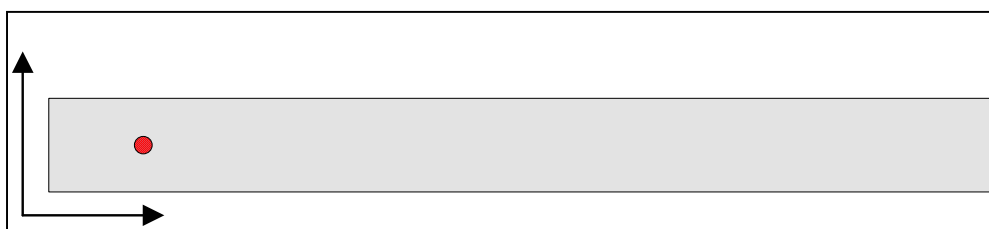


Figura 4.18 Orientação da viga nos eixos coordenados.

Tabela 4.4 Coordenadas dos pontos de excitação (força) e dos pontos de medição (resposta).

Ponto de Medição	Coordenadas (mm)		
	x	y	z
Ponto 1	250	10	1,1
Ponto 2	200	10	1,1
Ponto 3	150	10	1,1
Força	25	10	1,1

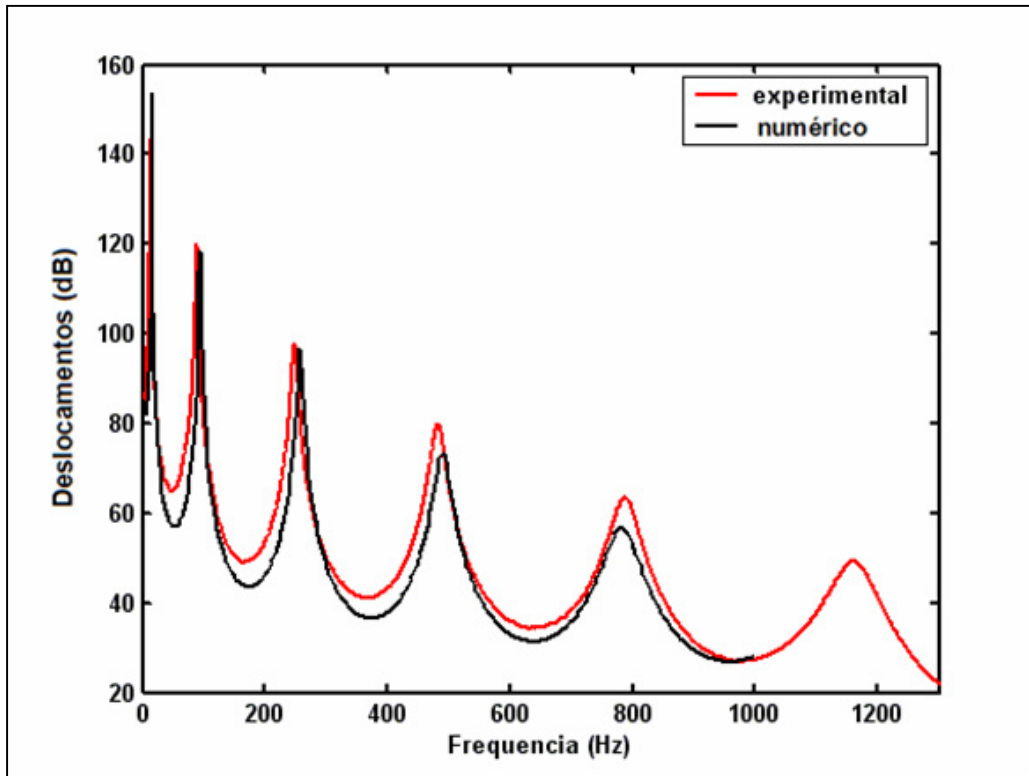


Figura 4.19 Comparativo experimental-numérico para o ponto 1.

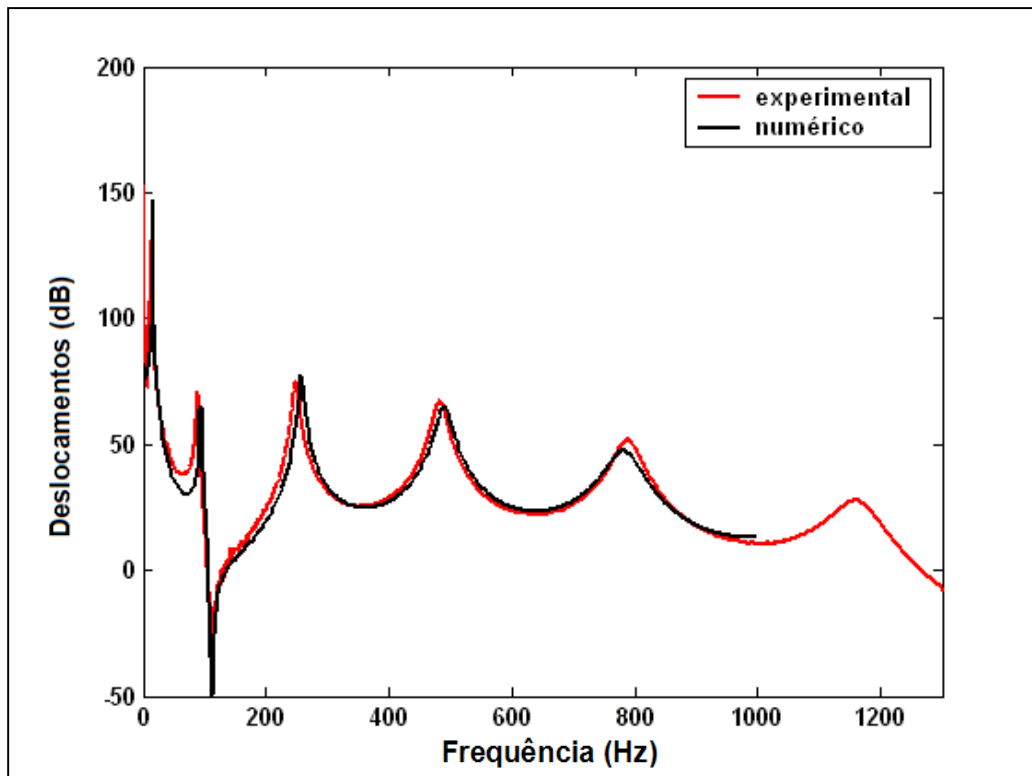


Figura 4.20 Comparativo experimental-numérico para o ponto 2.

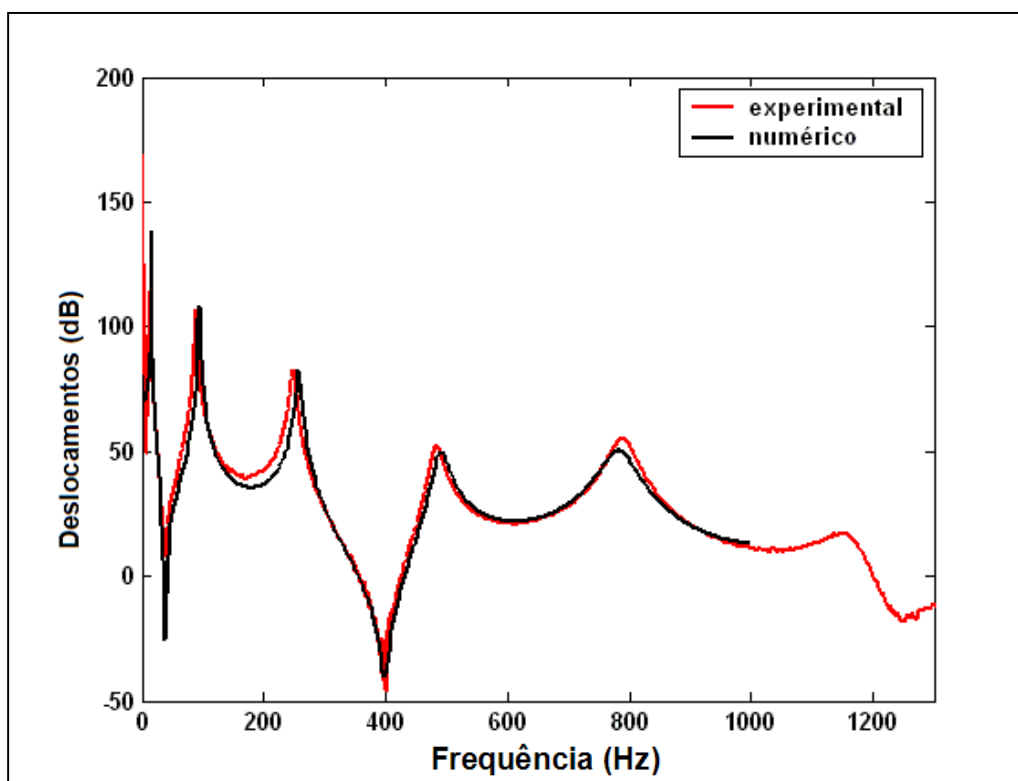


Figura 4.21 Comparativo experimental-numérico para o ponto 3.

Pela concordância dos resultados apresentados acima fica evidenciado que o modelo de elementos finitos possui confiabilidade suficiente para modelar vigas sanduíche. As pequenas diferenças encontradas, principalmente no ponto 1, são devidas primeiramente ao conhecimento parcial do comportamento do fator de perda e do módulo e elasticidade do material viscoelástico. A aproximação dos valores por um único valor destas propriedades teve um impacto, ainda que pequeno, nos resultados do modelo numérico. Os resultados dos modelos numéricos tendem a melhorar se houver disponibilidade de nomogramas completos das propriedades dos materiais viscoelásticos. Tais nomogramas

representam as curvas do fator de perda e do módulo de elasticidade variando com a frequência e com a temperatura.

Obtida a validação, podem então ser feitos vários modelos em elementos finitos variando-se propriedades de materiais, espessuras, tamanhos e distribuição de revestimento para conhecer melhor o potencial de aplicação dos multilayers em sistemas mecânicos. Com um modelo validado uma carcaça de compressor completa pode ser modelada. A carcaça pode ser modelada como uma estrutura sanduíche completa, ou podem ser determinados posições e tamanhos de revestimentos ótimos, para aumento máximo de amortecimento e redução de ruído a um custo mínimo.

4.3.3 Simulações Numéricas – Variação de percentual de área coberta e posição do revestimento em vigas de metal.

Valendo-se do fato de o modelo de elementos finitos apresentarem resultados coerentes, fato provado com a validação experimental, é possível realizar alguns estudos variando-se posicionamento e dimensões dos revestimentos sobre materiais metálicos para compreender e comprovar alguns conceitos. Essas informações constituem o conhecimento inicial para implementação de uma rotina de otimização de tamanho, quantidade e posição de amostras em uma dada superfície que venha a receber o tratamento.

O estudo apresentado nesta seção refere-se à variação da área de cobertura de uma chapa de aço por um revestimento sanduíche, bem como a posição de um revestimento em uma viga. Ainda combinando-se os efeitos do

aumento da área de revestimento com o posicionamento das amostras pode-se obter uma configuração pré-otimizada. Os modelos em consideração nesta seção utilizam-se dos mesmos materiais das vigas utilizadas para a validação, entretanto as dimensões da viga são 20x125x2,5 mm, as espessuras das vigas de metal são de 1 mm e a espessura do material viscoelástico 0,5 mm.

4.3.3.1 Aumento Progressivo da Área de Cobertura

O primeiro caso estudado foi o efeito do percentual da área coberta no amortecimento de uma viga de aço. Partindo-se de uma viga de aço sem revestimento, cujas dimensões são as mesmas da placa base descrita na Tabela 4.2, foi acrescentado revestimento de uma fita de material viscoelástico de modo a formar uma configuração sanduíche até chegar-se na cobertura total do aço (Figura 4.22). Os aumentos subseqüentes foram de 10% de área de revestimento.

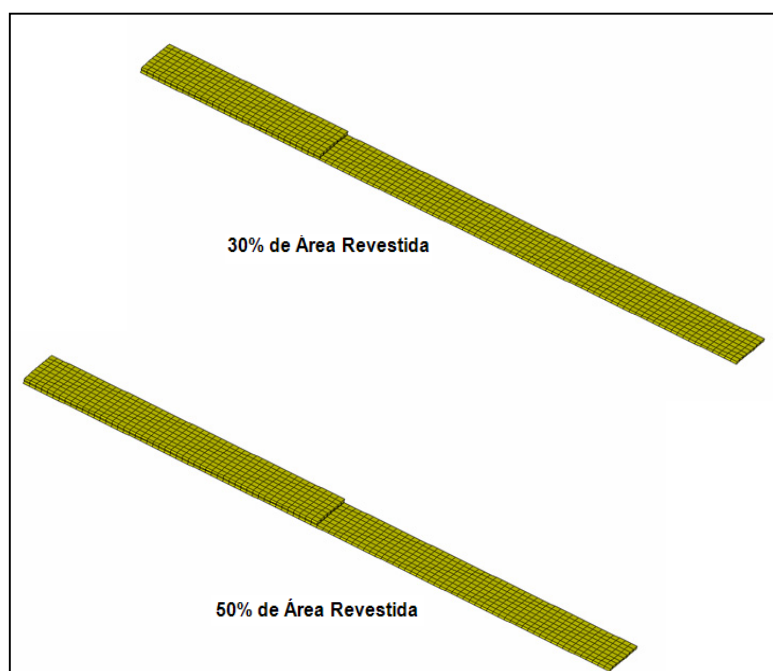


Figura 4.22 Aumento do percentual de área de revestimento.

Resultados para o primeiro caso foram esperados, quanto maior o aumento da área do revestimento maior o amortecimento da estrutura. Um aumento contínuo da área de revestimento além de aumentar a capacidade dissipativa da viga também resulta em aumento na rigidez da placa composta (Figura 4.23).

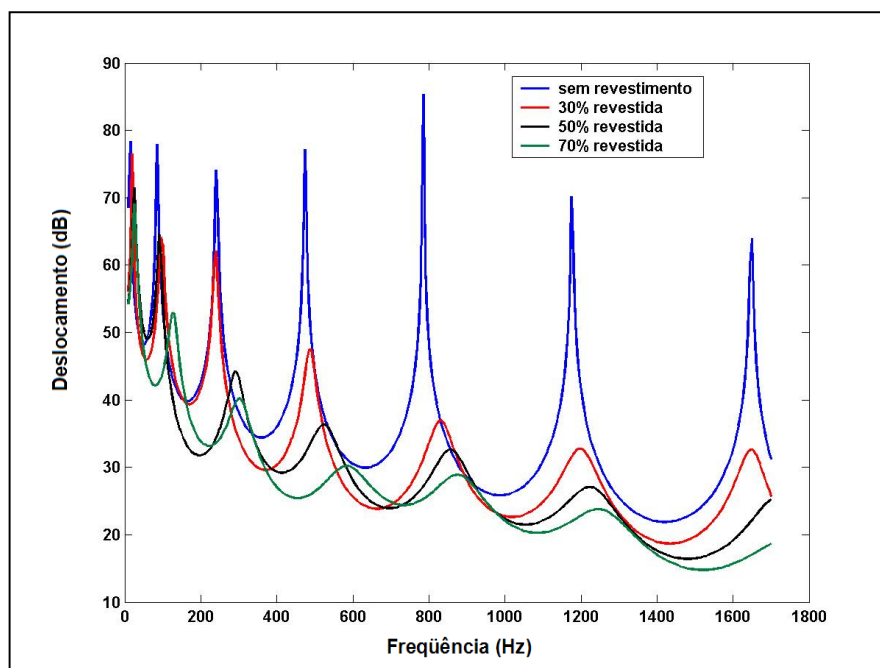


Figura 4.23 Efeito do aumento percentual da área de cobertura na resposta da viga.

4.3.3.2 Alteração da Posição do Revestimento

Em segundo lugar várias simulações foram realizadas variando-se apenas a posição de uma pequena porção do revestimento em uma viga de aço com as mesmas características da viga anterior (Figura 4.24). Neste caso não houve aumento da área de cobertura apenas variação no posicionamento do material de amortecimento. O revestimento utilizado foi uma fita de 20 mm de largura por 25 mm de espessura cuja posição variou-se em passos de 12,5 mm.

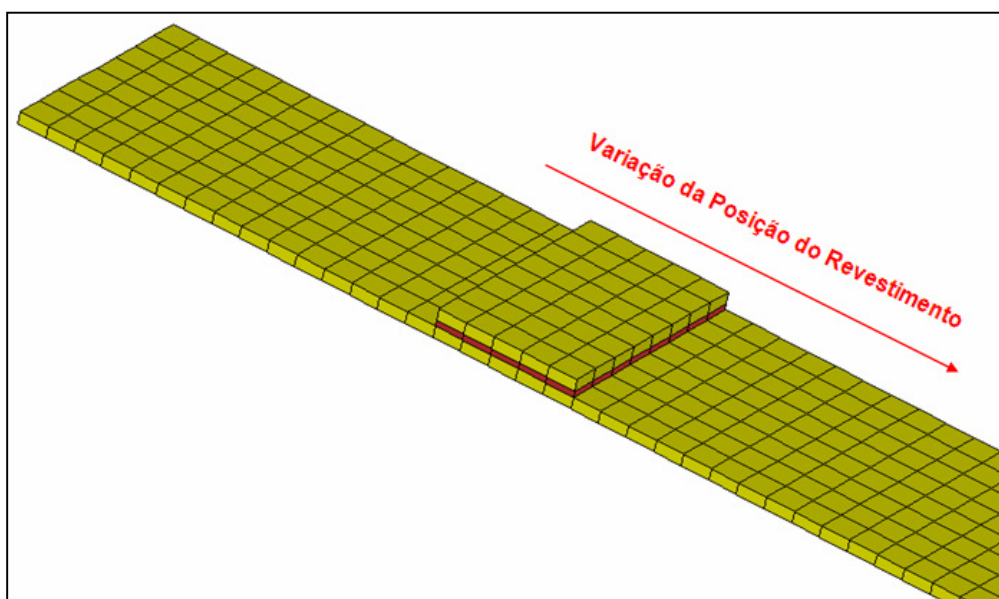


Figura 4.24 Variação da posição do revestimento.

Quanto à variação da posição do revestimento na viga, os resultados estão apresentados na Figura 4.25.

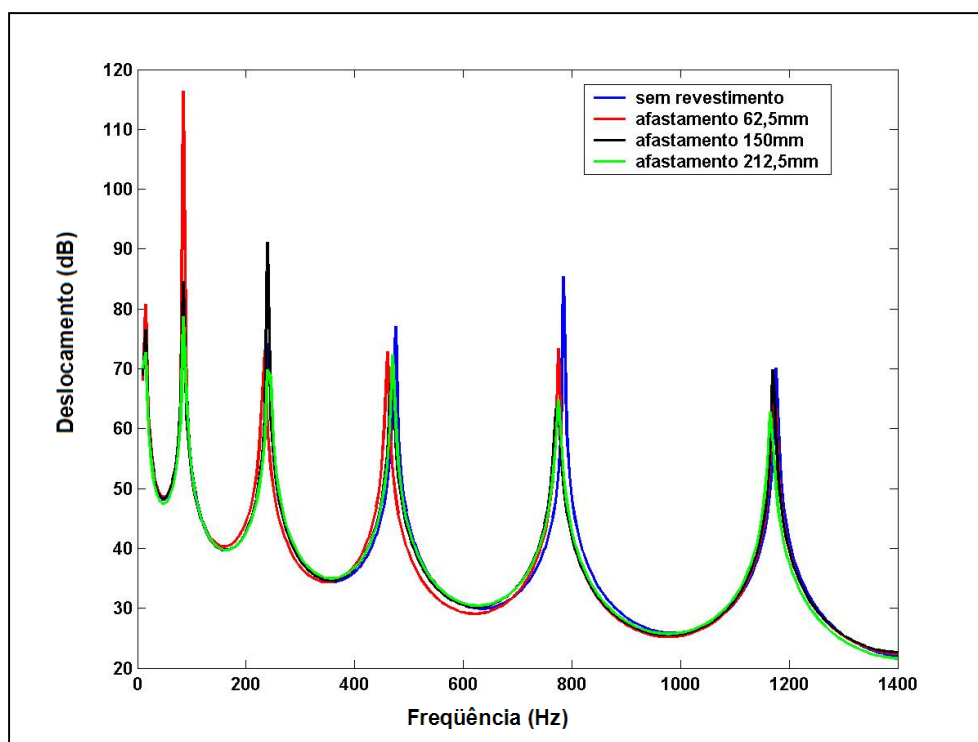


Figura 4.25 Efeito do deslocamento do revestimento na placa de aço.

O gráfico acima mostra que os efeitos de um único revestimento de 20 mm de largura por 12,5 mm de comprimento são pequenos. Como a eficiência do tratamento com material de amortecimento está relacionada ao grau de cisalhamento a que o material viscoelástico está submetido, a capacidade de amortecimento de uma porção isolada em uma superfície é maior se houver a coincidência de sua posição com uma região de inflexão na viga. Isso quer dizer que se houver a intenção de se amortecer determinado modo de uma estrutura, e a única maneira é a utilização de um revestimento posicionado, este revestimento precisa ocupar uma posição de máximo momento fletor, onde a flexão é maior, para que seja mais efetivo. A Figura 4.26 mostra o material sob cisalhamento.

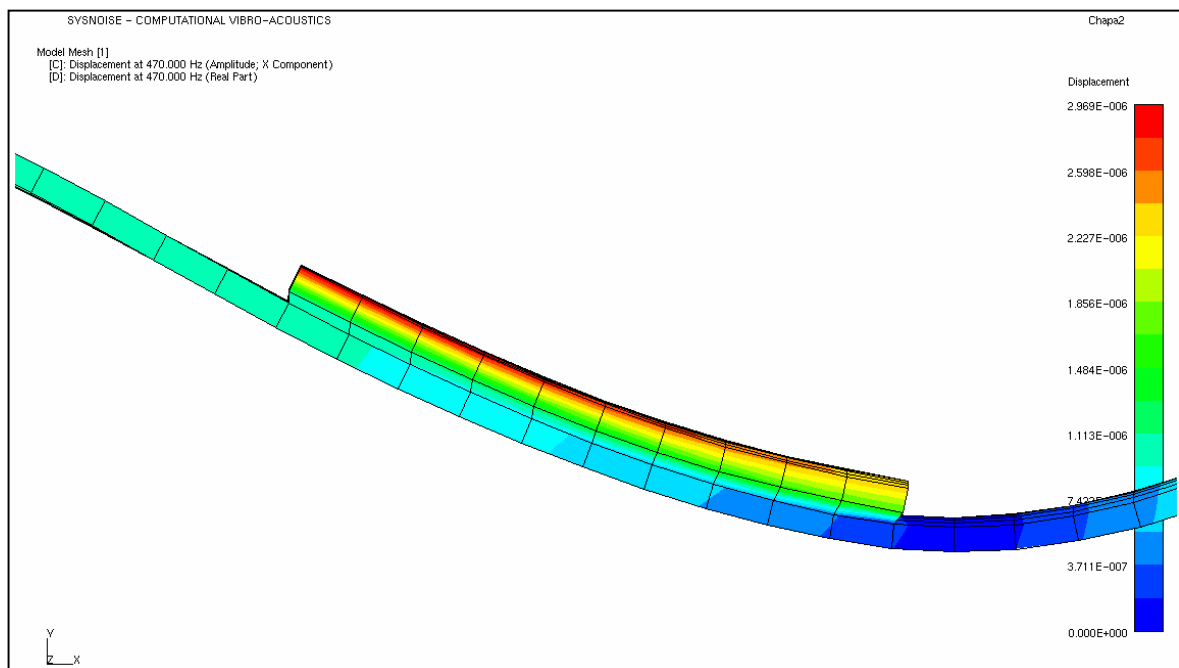


Figura 4.26 Cisalhamento do material viscoelástico.

4.3.3.3 Revestimento Descontínuo da Viga

Em terceiro lugar, a partir de resultados obtidos com os dois casos anteriores, verifica-se o efeito do aumento de área recoberta de maneira descontínua e em posições específicas da placa de aço com várias amostras de 20x25mm de revestimento.

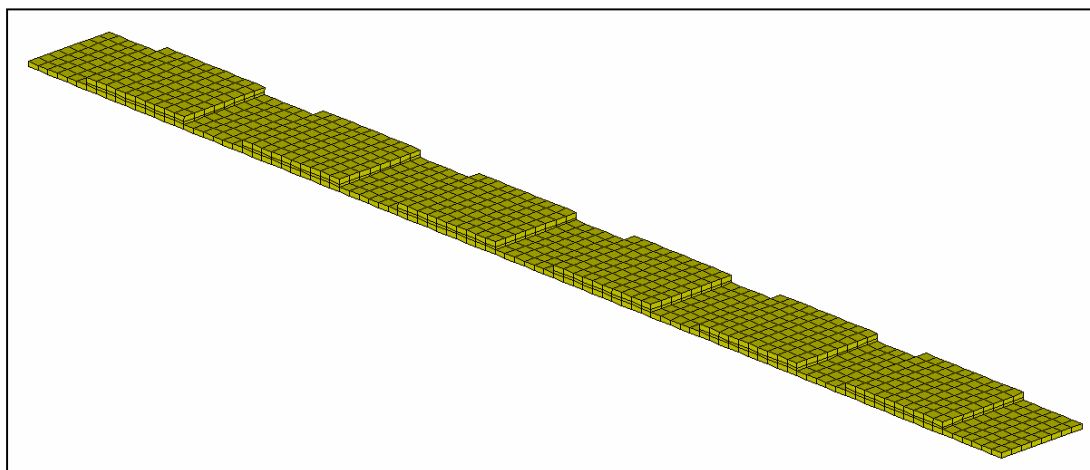


Figura 4.27 Aumento descontínuo de área de revestimento em posições de interesse.

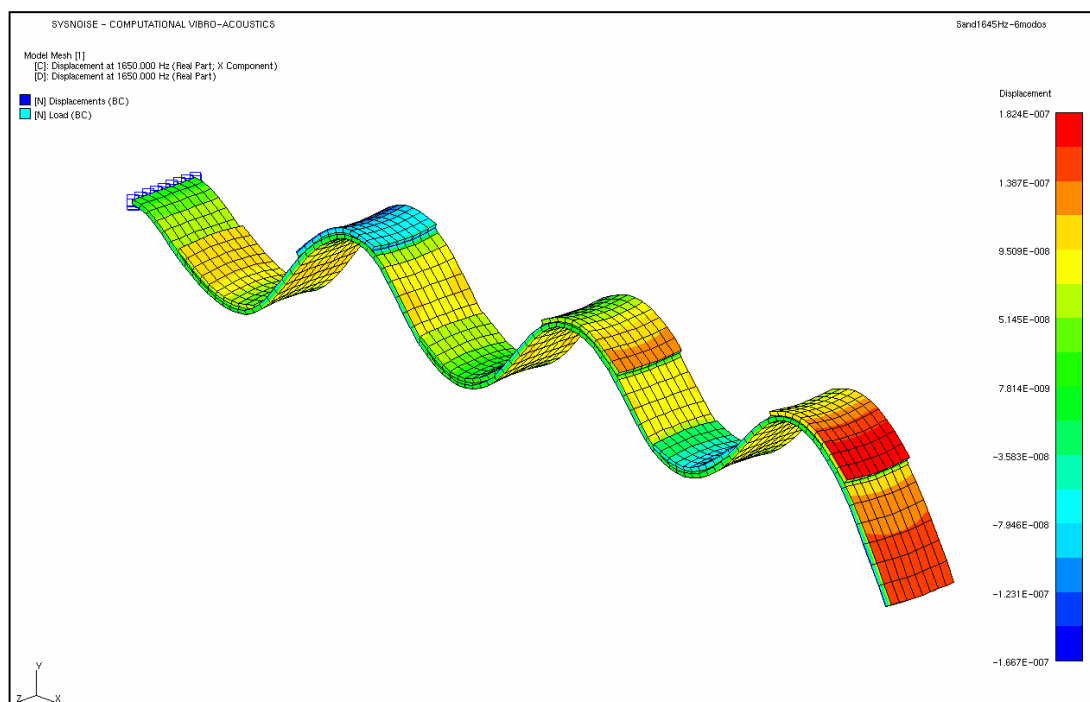


Figura 4.28 Revestimento descontínuo da viga base.

As Figuras 4.29 e 4.30 mostram os resultados para um revestimento como a Figura 4.28. Seis porções de revestimento são distribuídas na viga base de modo a atuar no modo de 1650 Hz. Duas condições foram simuladas, distribuindo amostras de 25 mm de comprimento e 20 mm de comprimento, de modo que a área revestida por ambos fosse de 60% e 48%, respectivamente.

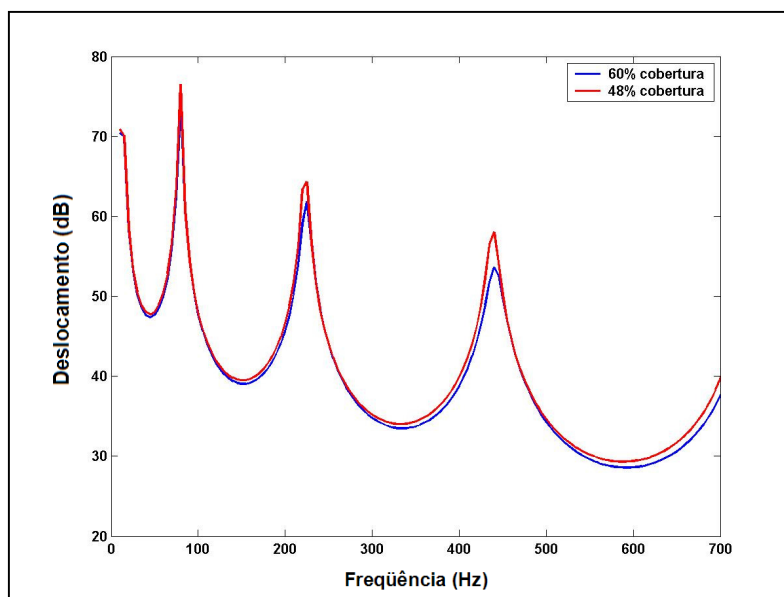


Figura 4.29 Revestimento em porções discretas 0-700 Hz.

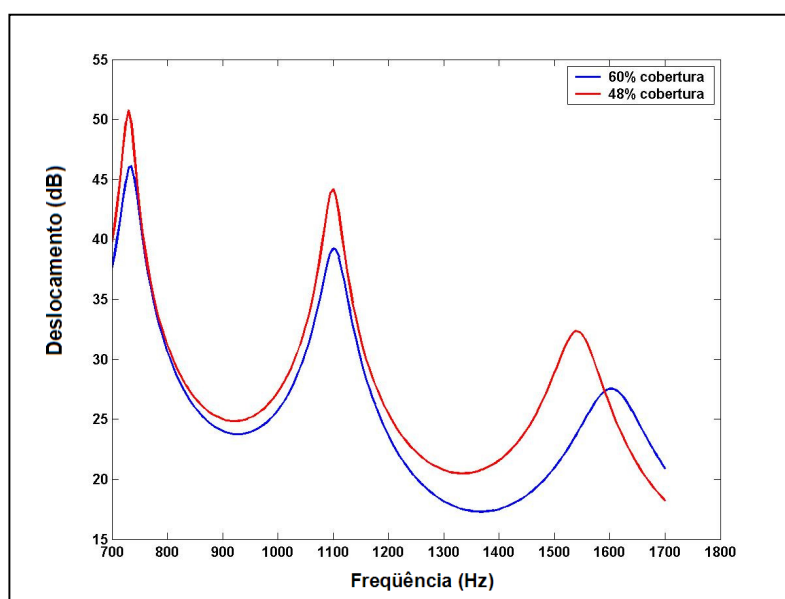


Figura 4.30 Revestimento em porções discretas 700-1700 Hz.

O aumento da área de revestimento é sempre benéfico para o aumento do amortecimento. Entretanto para a mesma percentual de área coberta a dissipação é maior com o revestimento contínuo do que o descontínuo. Uma maior porção contínua do revestimento incorre em maior cisalhamento da camada de amortecimento resultando na maior dissipação da viga (Figura 4.31).

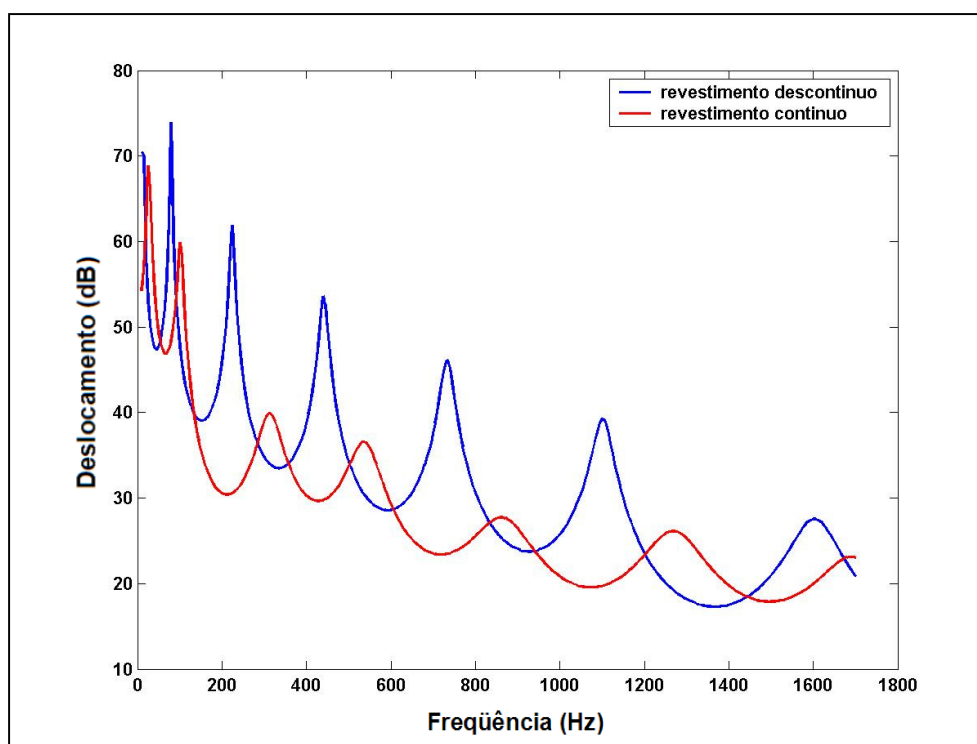


Figura 4.31 Comparativo de aplicação de revestimento para 60% de cobertura.

Ainda que a cobertura contínua seja preferível em termos de amortecimento o revestimento descontínuo apresenta também resultados muito bons quando o posicionamento das coberturas estão em regiões de máxima flexão. A Figura 4.32 mostra a eficiência do tratamento em relação a uma viga de aço sem cobertura.

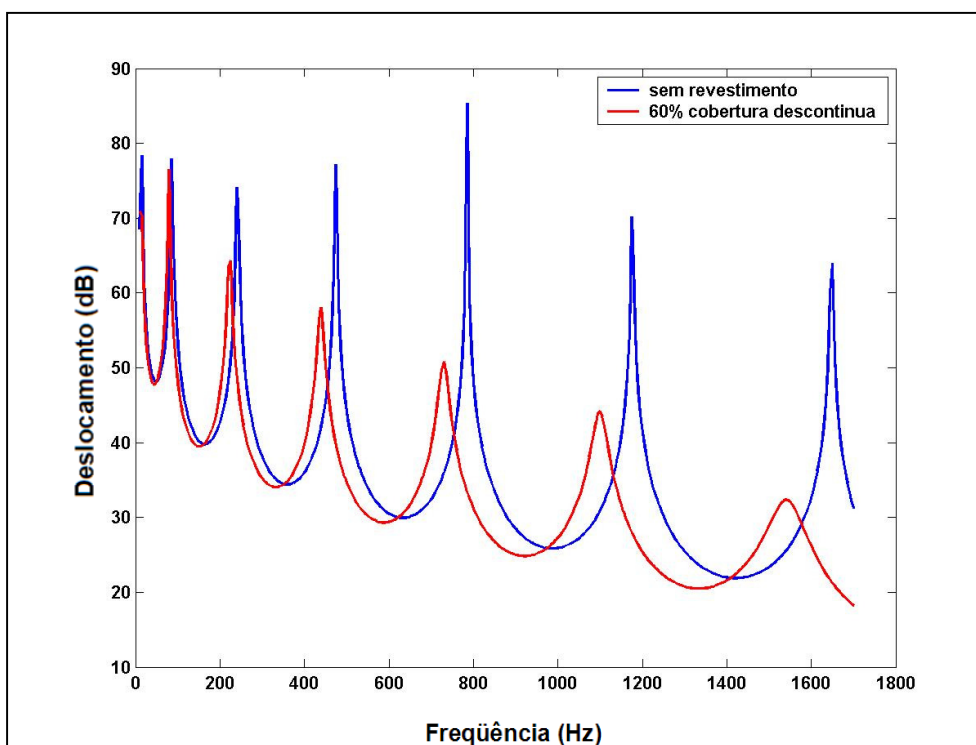


Figura 4.32 Eficiência do tratamento em porções definidas da viga.

As Tabelas 4.5, 4.6 e 4.7 apresentam um resumo comparativo dos resultados obtidos. A Tabela 4.4 compara os fatores de amortecimento modais para 60% de revestimento contínuo e descontínuo. As tabelas 4.5 e 4.6 comparam os fatores de perda em função da razão de áreas (aumento da área) para revestimentos discreto e contínuo respectivamente.

Tabela 4.5 Resumo comparativo: Revestimento contínuo e descontínuo.

Comparativo de Revestimento			
modo	η Área contínua	η Área descontínua	Diferença
2	0,06	0,03	1,83
3	0,10	0,03	2,98
4	0,11	0,03	3,39
5	0,09	0,05	1,96
6	0,11	0,08	1,45

Tabela 4.6 Resumo comparativo: Revestimento 60% vs. 48% de cobertura.

Revestimento Descontínuo		
modo	Razão de Área	$\Delta\eta$
2	1,25	1,10
3	1,25	1,11
4	1,25	1,42
5	1,25	1,21
6	1,25	1,72
7	1,25	1,44

Tabela 4.7 Resumo comparativo: Razão de área de cobertura.

Revestimento Contínuo				
modo	Razão de Área	$\Delta\eta$	Razão de Área	$\Delta\eta$
1	2	1,88	5	2,05
2	2	1,05	5	0,93
3	2	1,60	5	8,08
4	2	1,60	5	11,36
5	2	1,60	5	9,18
6	2	2,90	5	15,52

CAPÍTULO 5

5 Medição de Fator de Amortecimento em Vigas Sanduíche

Este Capítulo descreve dois experimentos realizados em vigas sanduíche para conhecer o efeito da temperatura no material viscoelástico, com o objetivo de conhecer o comportamento das vigas sanduíche com diversos materiais e determinar suas propriedades.

Os dois experimentos contemplados nesta seção são experimentos análogos, sendo a diferença entre eles a força de excitação da viga. O experimento final usa uma viga de aço de maior espessura e avalia o comportamento de materiais diferentes aderidos à mesma.

5.1 Vigas Sanduíche

Em essência o experimento consistiu em excitar a viga sanduíche por meio de um transdutor de não contato indutivo e medir as respostas da viga por meio de um transdutor de não contato capacitivo. Este experimento é denominado pela ASTM E 756-98 de Método da Viga Vibrante. A viga foi engastada em uma base de massa com uma haste rígida para posicionamento dos transdutores (Figura 5.1). O conjunto inteiro foi colocado em um forno para tornar possíveis as

variações de temperatura para medição da resposta da viga. As temperaturas do forno foram variadas de 25°C até 68°C numa faixa de frequência de 0 a 2 kHz.

O principal objetivo deste experimento era verificar a sensibilidade dos resultados em função da variação de temperatura. O experimento foi projetado seguindo as recomendações da norma ASTM E 756-98 “*Standard Test Method for Measuring Vibration-Damping Properties of Materials*”, que utiliza o método da viga vibrante.

Tabela 5.1 Lista de Instrumentação.

Lista de Instrumentação	
Transdutor capacitivo	B&K MM0004
Transdutor magnético	B&K MM0002
Analizador Digital	B&K Pulse 4 canais
Power Amplifier	B&K 2706
Forno Elétrico	Fanem Orion

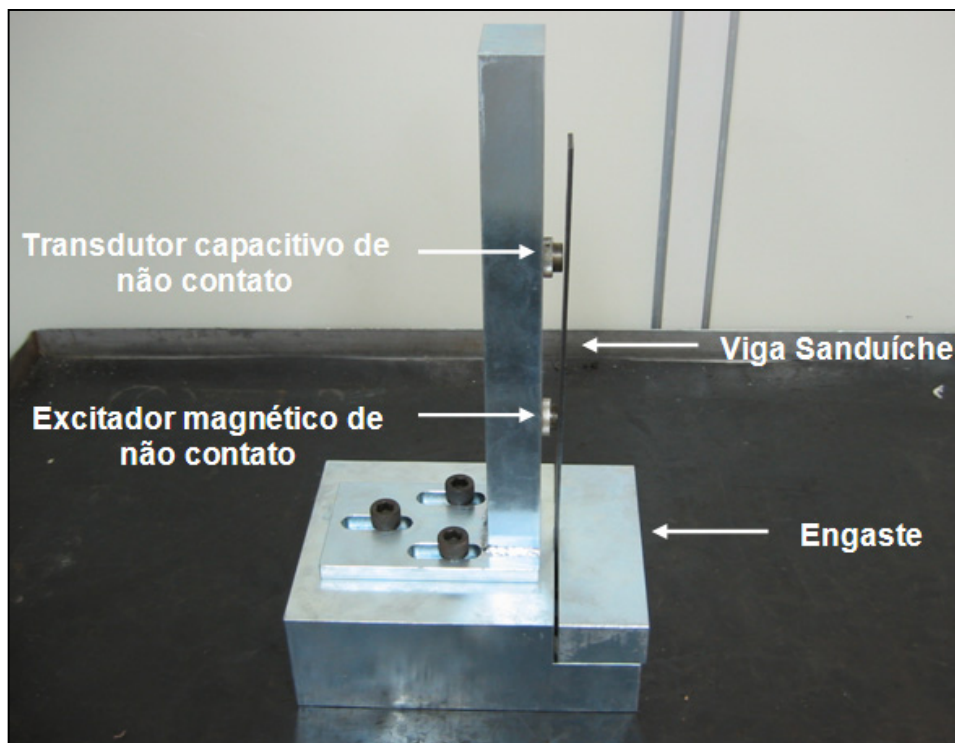


Figura 5.1 Engaste da viga e posicionamento dos transdutores.

Para que os cálculos da norma sejam válidos as camadas de metal, base e constritora precisam ser de mesma espessura. Assim, foram testadas vigas de 0,55 mm de espessura para determinação das propriedades. As dimensões das vigas testadas eram de 20x280 mm garantindo um comprimento livre após o engaste de 250 mm, em conformidade com a norma. Vigas de espessuras diferenciadas dos materiais metálicos também foram submetidas ao experimento para avaliar a resposta em frequência destas vigas em várias temperaturas. As Figuras 5.2 a 5.4, apresentadas na seqüência, ilustram o experimento realizado.

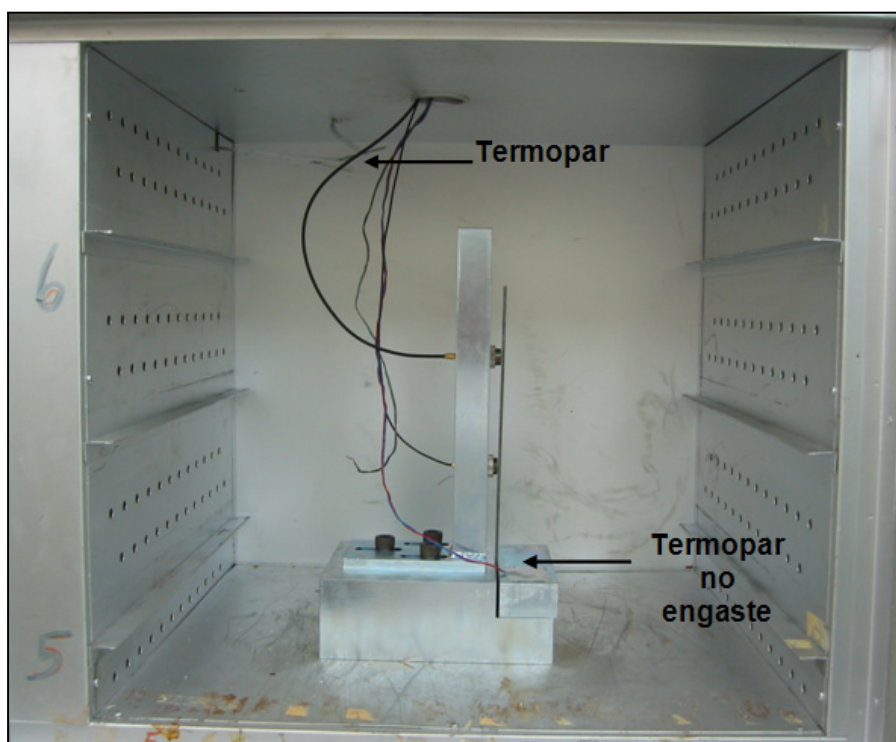


Figura 5.2 Posicionamento do conjunto no forno e posição dos termopares.

O critério utilizado para estabilização da temperatura considerava a homogeneização das leituras dos termopares do forno e da base. Quando ambos os termopares, do forno e o da base, registraram um mesmo valor, foi atingida a estabilização. A estabilização de temperatura demorou em torno de duas horas

por patamar. Isso tornou o experimento demorado, mas com bastante confiabilidade quanto à temperatura da viga.



Figura 5.3 Experimento em andamento.

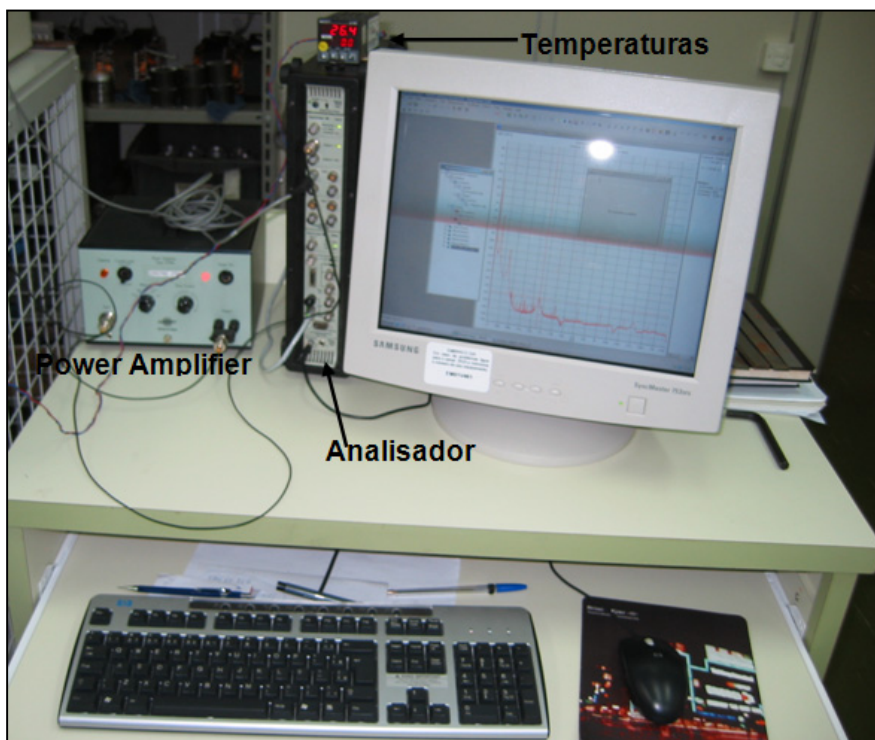


Figura 5.4 Detalhe dos Equipamentos.

As medições foram realizadas até 2000 Hz devido à limitação do excitador magnético MM0002. Dificuldades quanto às distâncias dos transdutores em relação à viga foram constantes durante os experimentos. Para temperaturas maiores que 45°C os resultados das medições tornaram-se muito discrepantes. Para frequências maiores que 1000 Hz as respostas da viga sanduíche foram de difícil leitura devido ao elevado amortecimento dos modos naturais. Assim os resultados apresentados estão na faixa de 10 Hz a 1k Hz.

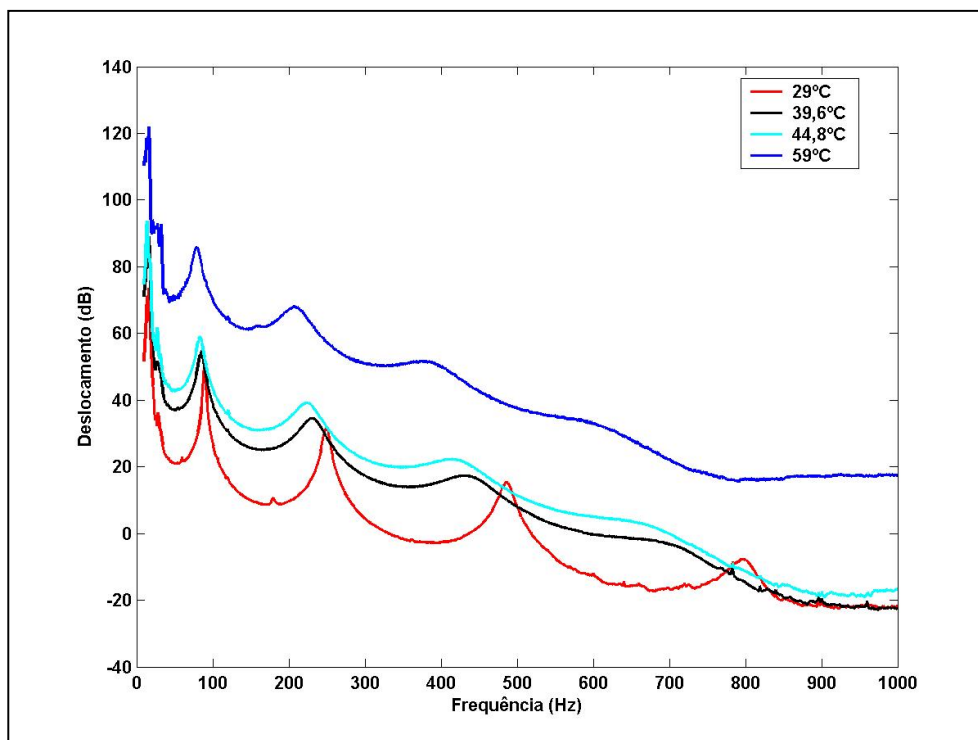


Figura 5.5 Resposta da Viga PCX9 para várias temperaturas.

A Figura 5.5 mostra a influência da temperatura na resposta da viga sanduíche. À medida que a temperatura se aproxima da temperatura na qual o fator de amortecimento do material viscoelástico é máximo, os modos da viga apresentam maior amortecimento. Para temperaturas superiores a 45°C a

resposta da viga apresentou níveis mais elevados embora o amortecimento dos modos fosse maior. Não se pode garantir que para essa condição a força tenha sido mantida constante, principalmente pela distância da viga ao transdutor. Menores amplitudes de deslocamento, devidas ao elevado amortecimento, resultaram em uma condição de excitação diferente, gerando uma diferença de potencial residual. Isso explica o deslocamento de toda a curva de resposta para níveis maiores. A Figura 5.5 mostra ainda que o maior amortecimento medido corretamente foi em 44,8°C. Portanto o comportamento do material da viga é realmente suscetível à variação da temperatura. A resposta da viga base, isto é, sem tratamento de amortecimento está apresentada na Figura 5.6.

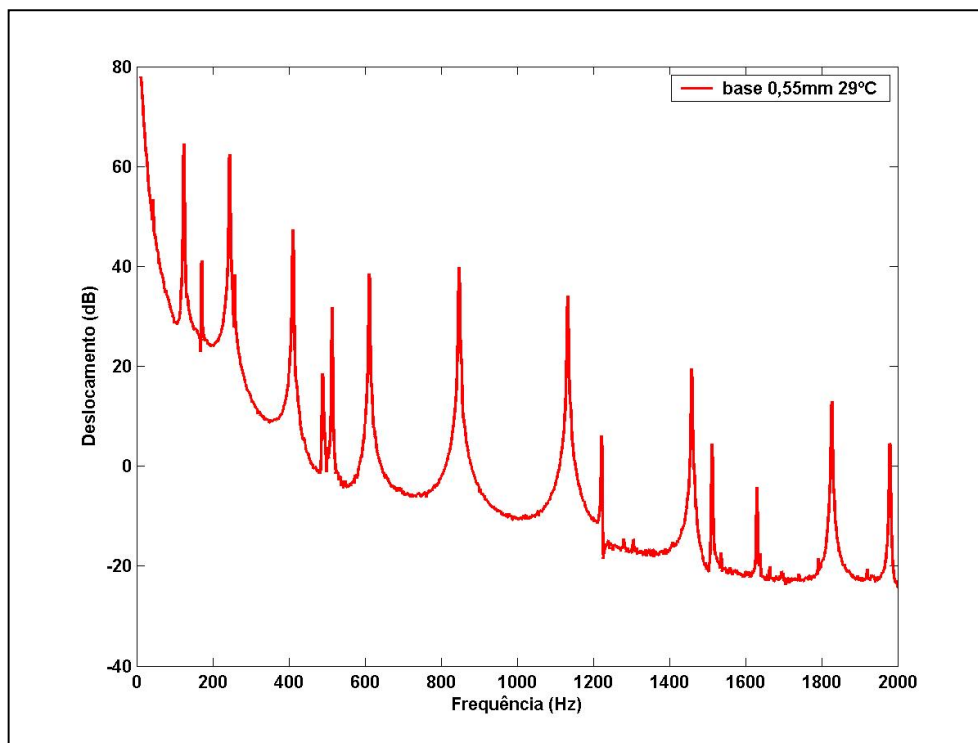


Figura 5.6 Resposta para a viga base que compõe o sanduíche PCX9.

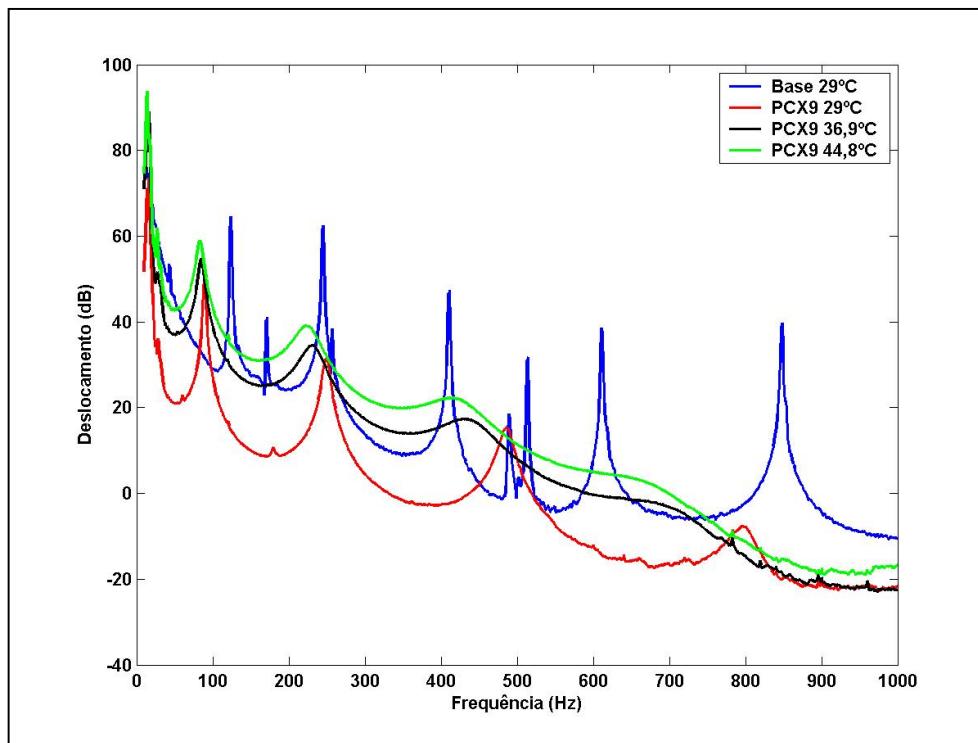


Figura 5.7 Comparativo entre a resposta da viga base e as respostas da viga sanduíche.

A Figura 5.7 mostra o efeito do amortecimento obtido tratando-se uma chapa base de 250x20x0,55mm formando uma viga sanduíche de 250x20x1,1mm. Fica claro que a maior atenuação das vibrações da viga ocorre quando o sanduíche está submetido a uma temperatura próxima de 45°C onde praticamente são neutralizados os modos naturais cujas frequências são superiores a 500 Hz.

O procedimento para obtenção das propriedades do material da viga sanduíche para obtenção do nomograma depende da determinação das frequências naturais de cada modo das vigas base e sanduíche e dos fatores de perda da viga sanduíche pelo método banda de meia potência, aplicado às curvas medidas. O fator de perda da viga sem revestimento é assumido como zero para os cálculos da ASTM-E756-98. Uma vez que o procedimento matemático descrito

nesta norma baseia-se na superposição modal o primeiro modo da viga não pode ser determinado.

Tabela 5.2 Fatores de amortecimento e frequências centrais de banda da viga sanduíche.

Fatores de Perda e Frequências Obtidos						
PCX9 29°C	Frequência central (Hz)	16	89	250	486	796
	Fator de perda η	-	0,017	0,023	0,022	0,031
PCX9 36°C	Frequência central (Hz)	14	86	237	451	-
	Fator de perda η	-	0,045	0,058	0,085	-
PCX9 39,6°C	Frequência central (Hz)	16	85	231	432	-
	Fator de perda η	0,082	0,053	0,081	0,119	-
PCX9 44,8°C	Frequência central (Hz)	14	83	223	414	-
	Fator de perda η	0,081	0,062	0,095	0,145	-
PCX9 54,6°C	Frequência central (Hz)	13	27	81	215	-
	Fator de perda η	0,116	0,068	0,074	0,078	-
PCX9 59°C	Frequência central (Hz)	16	32	78	207	-
	Fator de perda η	0,036	0,018	0,080	0,107	-
PCX9 64,9°C	Frequência central (Hz)	16	77	197	354	-
	Fator de perda η	-	0,068	0,102	-	-
PCX9 68°C	Frequência central (Hz)	11	120	198	577	-
	Fator de perda η	0,099	0,006	-	-	-

A Tabela 5.2 mostra os valores para os fatores de perda e para as frequências centrais de banda obtidas aplicando-se o método da banda de meia potência. A qualidade do experimento não possibilitou a determinação exata dos fatores de perda. Isso pode ser detectado nos campos onde não foi possível a determinação de um fator de amortecimento preciso, representados pelos traços.

A Tabela 5.3 mostra os valores de frequências naturais obtidas a partir da curva de resposta em frequência da viga base do material sanduíche, sem que houvesse qualquer revestimento de amortecimento.

Tabela 5.3 Frequências naturais da viga base de 0,55mm.

Frequências Naturais para a Base de Aço (Hz)											
Modo	1°	2°	3°	4°	5°	6°	7°	8°	9°	10°	11°
Frequência(Hz)	7	43	124	171	245	257	411	489	514	611	848

O experimento acima, embora insuficiente para a determinação das propriedades do material viscoelástico, mostrou a grande dependência do fator de perda do material viscoelástico com a frequência e temperatura. Os motivos que limitaram o experimento foram a limitada faixa de frequência, a deficiência do engaste para a viga base incorrendo em deformação plástica concentrada da mesma e dificuldades na estabilização da temperatura. Para a determinação das propriedades do material, os testes deveriam ser conduzidos em temperaturas a partir de -20°C , e obter as curvas de frequência reduzida para E e η .

5.2 Amortecimento em Viga de Aço com diferentes Tratamentos de Amortecimento

A partir dos conceitos obtidos com a realização do experimento descrito na seção 5.1, um novo experimento foi projetado para avaliar efeitos de diferentes materiais de amortecimento em uma viga de aço. O novo experimento teve como objetivo corrigir algumas limitações do experimento original, aumentando o controle da excitação e da temperatura, bem como a utilização de uma faixa de frequência de medição adaptada aos novos transdutores. Também a espessura da viga base utilizada foi maior para eliminar os efeitos da deformação plástica localizada devido ao engaste e também para obter uma resposta mais consistente.

À semelhança do Capítulo 5 vários materiais foram aplicados em uma placa de aço única, variando a temperatura do forno no qual a viga foi posicionada até 80°C . O maior controle nas medições possibilitou a avaliação de cada tratamento em função da frequência e da temperatura na qual a viga foi submetida.

Logicamente, o objetivo deste trabalho, foi determinar qual material poderia ser aplicado em uma carcaça de compressor operando dentro destas faixas de temperatura e frequência.

A viga base utilizada foi uma viga de aço 1008 cujas dimensões escolhidas foram maiores que as vigas utilizadas anteriormente para conferir rigidez da viga no engaste e maior repetibilidade aos resultados. Assim a viga utilizada para as novas medições era de 400x20x3mm. Portanto, a espessura da viga é quase seis vezes maior que as vigas base utilizadas anteriormente.

Uma grande diferença deste experimento em relação ao anterior está nos transdutores utilizados. A excitação foi proporcionada por um dispositivo com uma bobina solenóide e um êmbolo equipado com um transdutor de força PCB208C02, na sua extremidade. O acionamento da bobina solenóide foi realizado por meio de um chaveador que, quando acionado, puxa o embolo para trás. Assim, quando o chaveador é desligado uma mola empurra o êmbolo com o transdutor de força sobre a viga, garantindo sempre a mesma força impulsiva sobre o sistema.

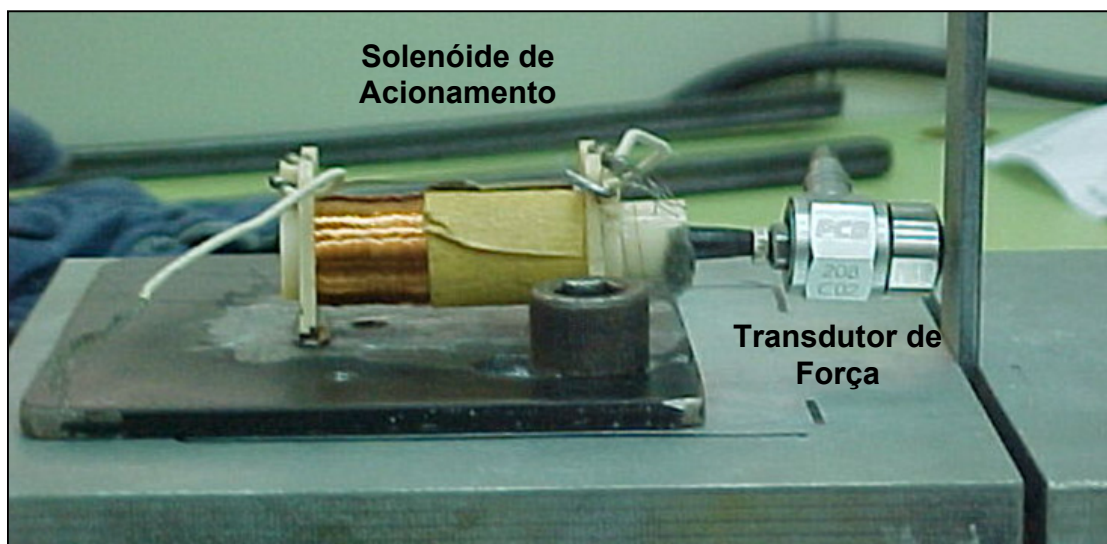


Figura 5.8 Solenóide de impactação com transdutor de força.

A resposta da viga foi obtida na extremidade mais afastada do engaste por meio de um acelerômetro ENDEVCO de 1g, conforme mostra a Figura 5.9. Uma vez que a massa da viga é muito superior às vigas utilizadas anteriormente o efeito de massa do acelerômetro é desprezível.

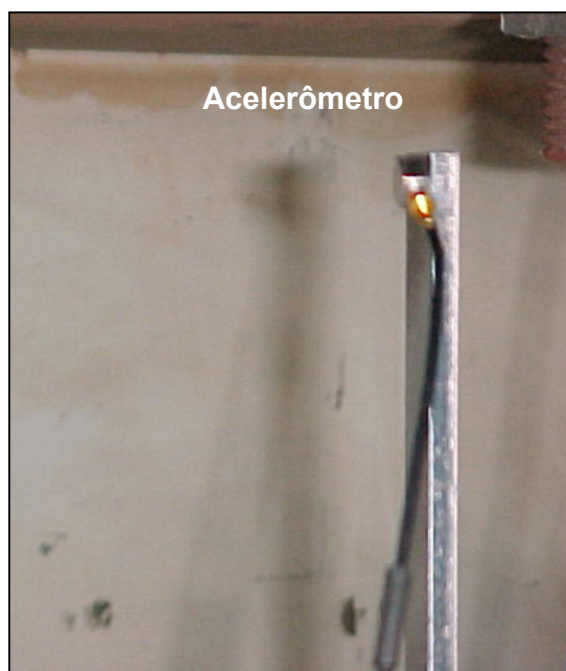


Figura 5.9 Detalhe da posição do acelerômetro.

O conceito deste experimento é a obtenção da função de resposta em frequência por meio do sinal de aceleração pelo sinal de força. O solenóide aciona a impactação e o transdutor de força obtém o sinal de excitação. A viga vibra nos modos naturais e a aceleração é medida na outra extremidade por um acelerômetro. Os sinais são adquiridos por um analisador digital e o processamento é feito por meio de um computador. A viga encontra-se engastada por meio da base de engaste utilizada nos experimentos em vigas descritos nesta dissertação. Novamente o conjunto foi posicionado em um forno.

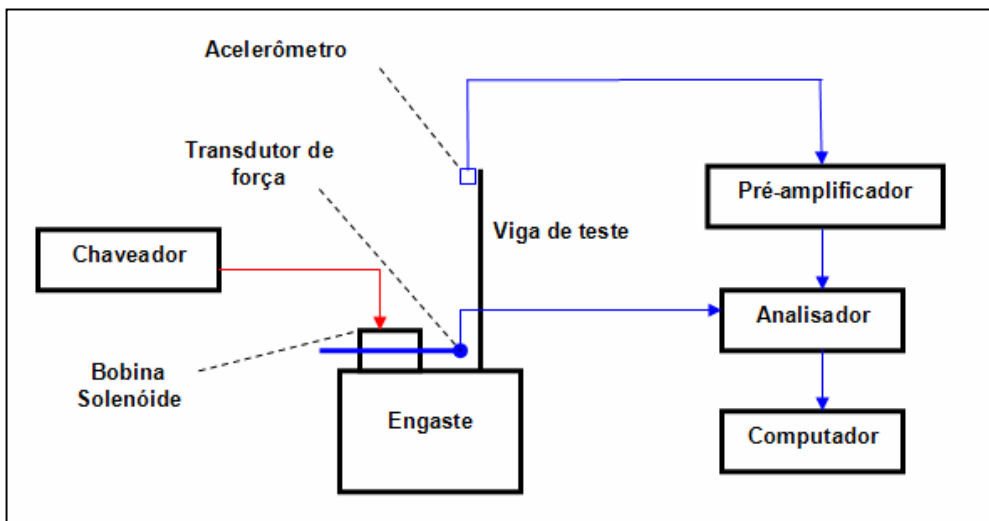


Figura 5.10 Diagrama do experimento.

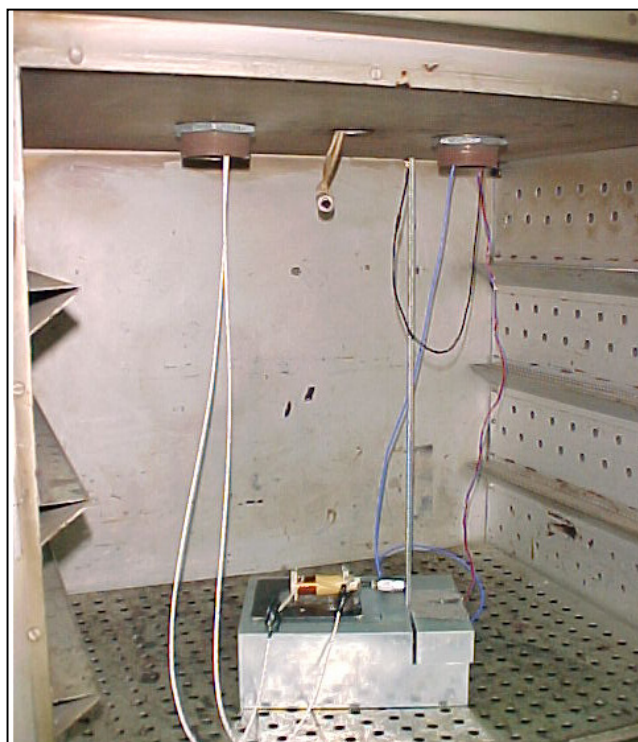


Figura 5.11 Foto da medição.

Os seguintes materiais foram utilizados para o revestimento da viga de aço base para determinação do amortecimento:

Tabela 5.4 Fitas de revestimento formadas por metal e material viscoelástico.

Fabricante	Fita	Metal	Viscoelástico	Espessura do Viscoelástico
A	AA	Aço	AX	0,05mm
A	AB	Aço	AY	0,05mm
A	AC	Aço	AZ	0,05mm
B	BA	Alumínio	BX	-
B	BB	Alumínio	BY	0,13mm
B	BC	Aço mola	BZ	0,13mm
B	BC	Alumínio	BZ	0,13mm

As fitas foram coladas em uma das superfícies livres da viga. Superfície tratada foi a oposta à superfície onde foi colado o acelerômetro.

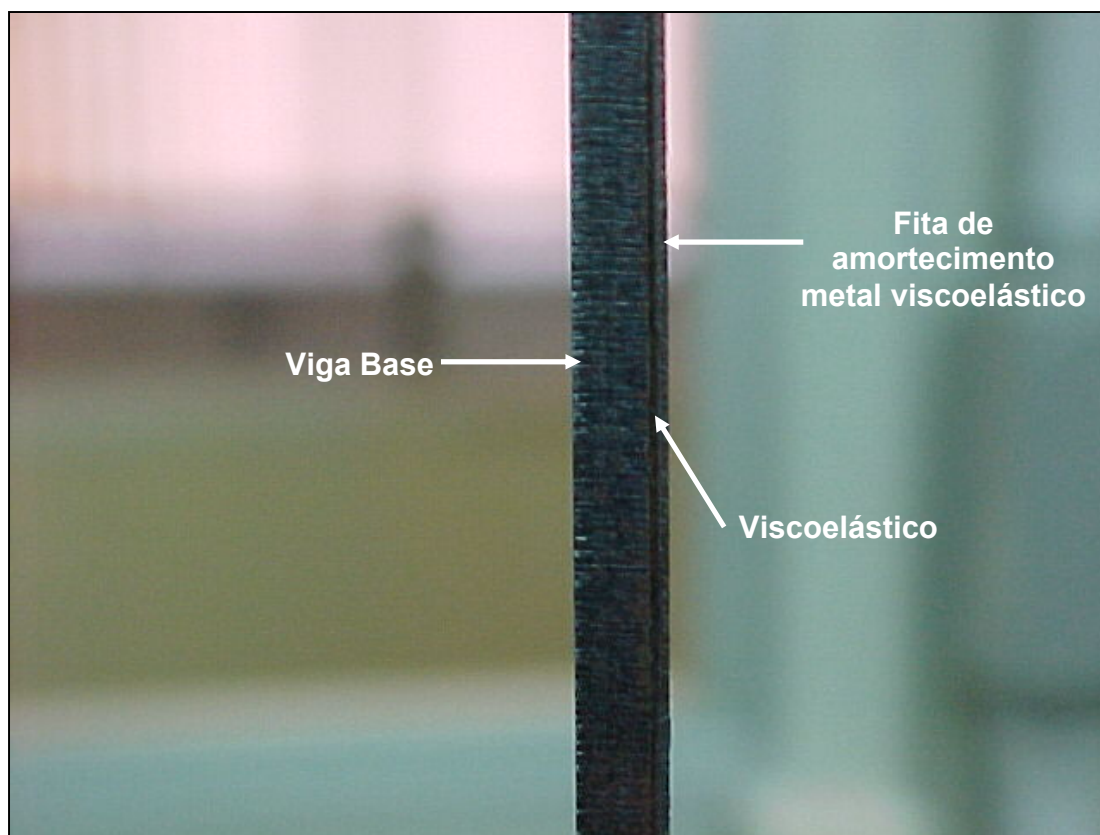


Figura 5.12 Viga sanduíche formada pela aderência da fita de tratamento à viga base.

Novamente, dois termopares posicionados, um no forno e outro na base metálica, foram utilizados para o controle de temperatura sendo que a homogeneização das duas temperaturas medidas foram adotadas como critério de

estabilização. A variação de temperatura foi feita em intervalos de 10°C de 20°C a 80°C.

A faixa de frequência de medição foi ampliada para 13kHz uma vez que os transdutores utilizados permitiam esta variação sem que houvesse perda de qualidade das respostas da viga sanduíche, nem com as altas frequências nem com as elevadas temperaturas. A temperatura de 80°C é mais representativa no que se refere à temperatura de uma carcaça de compressor em operação.

Os resultados apresentados na seqüência novamente são mostrados de forma normalizada como a razão amortecimento da viga sanduíche pelo fator de perda da viga de base, assim como será apresentado no Capítulo 6, com maiores detalhes. Os fatores de perda para este experimento foram determinados pelo método do decaimento.

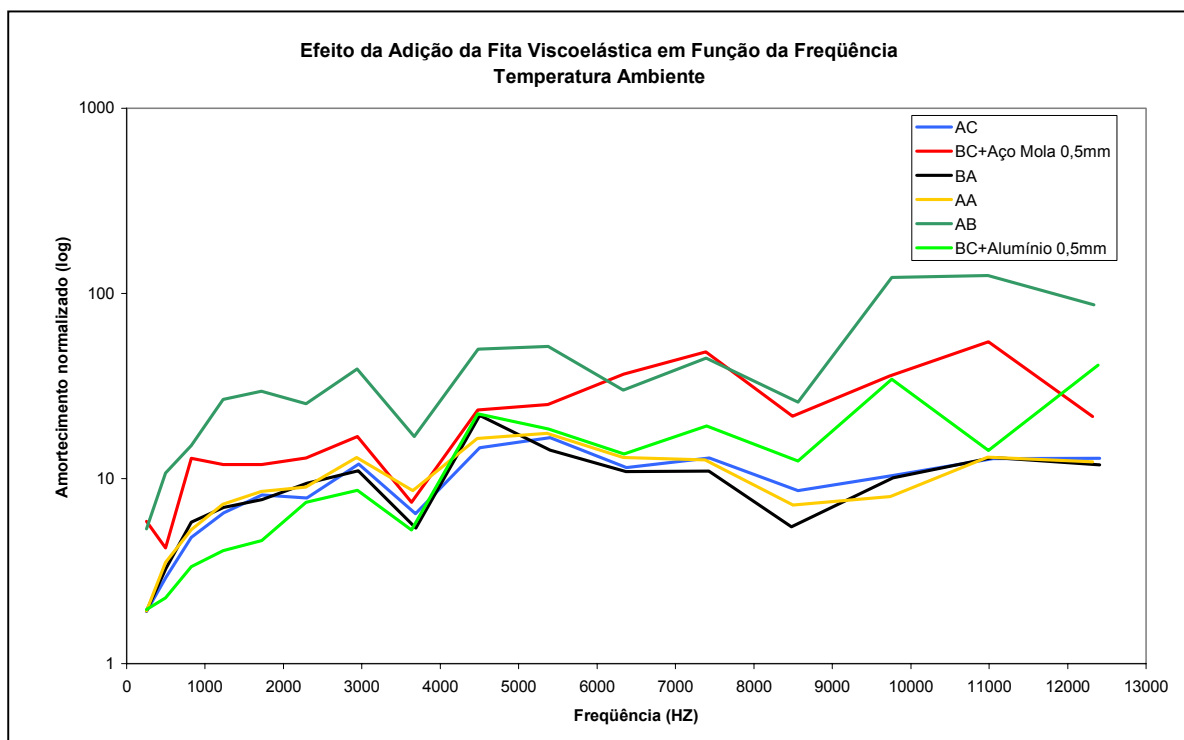


Figura 5.13 Fator de amortecimento normalizado em função da frequência a 20°C.

A Figura 5.13 mostra que os maiores fatores de perda a 20°C para a maior faixa de frequência foram obtidos com a aplicação das fitas AB e BC com aço mola e alumínio. Estas três fitas seriam selecionadas definitivamente se a aplicação operar em temperaturas em torno da temperatura ambiente. No faixa de frequência até 6 kHz os fatores de amortecimentos foram de 49, 25 e 22 vezes maior que o fator de perda da viga base para a mesma temperatura com as três fitas, respectivamente. Já na faixa até 10 kHz os valores ultrapassaram os da viga base em 120, 54 e 39 vezes, para as fitas aplicadas.

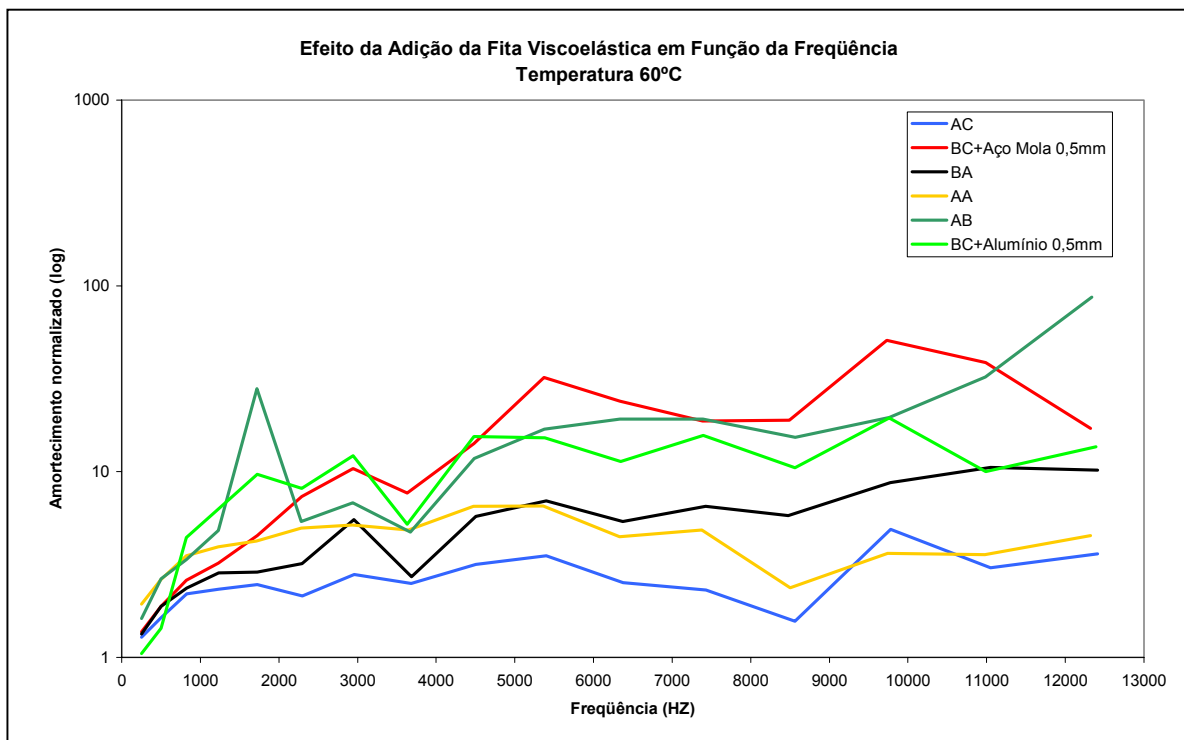


Figura 5.14 Fator de amortecimento normalizado em função da frequência a 60°C.

Para temperaturas em torno de 60°C (Figura 5.14) os maiores fatores de perda atingidos para a viga sanduíche formada também foram para os três

materiais mostrados na Figura 5.13. A diferença é que o material com maior fator de perda para a faixa de frequência foi o BC com aço mola, seguido pelo mesmo viscoelástico BC com aço alumínio como metal de constrição. O terceiro material em termos de fator de perda foi o AB. Para esta temperatura, entretanto, os valores dos fatores de amortecimento foram da ordem de 50 vezes maiores que o valor de referência.

A maneira com que foi conduzido esse experimento, em termos de excitação e resposta, permitiu a caracterização de 16 modos para as vigas sanduíches, em uma faixa de temperaturas de 20°C a 80°C. Os resultados para os modos das vigas para os diferentes tipos de tratamento de amortecimento estão apresentados nos gráficos abaixo.

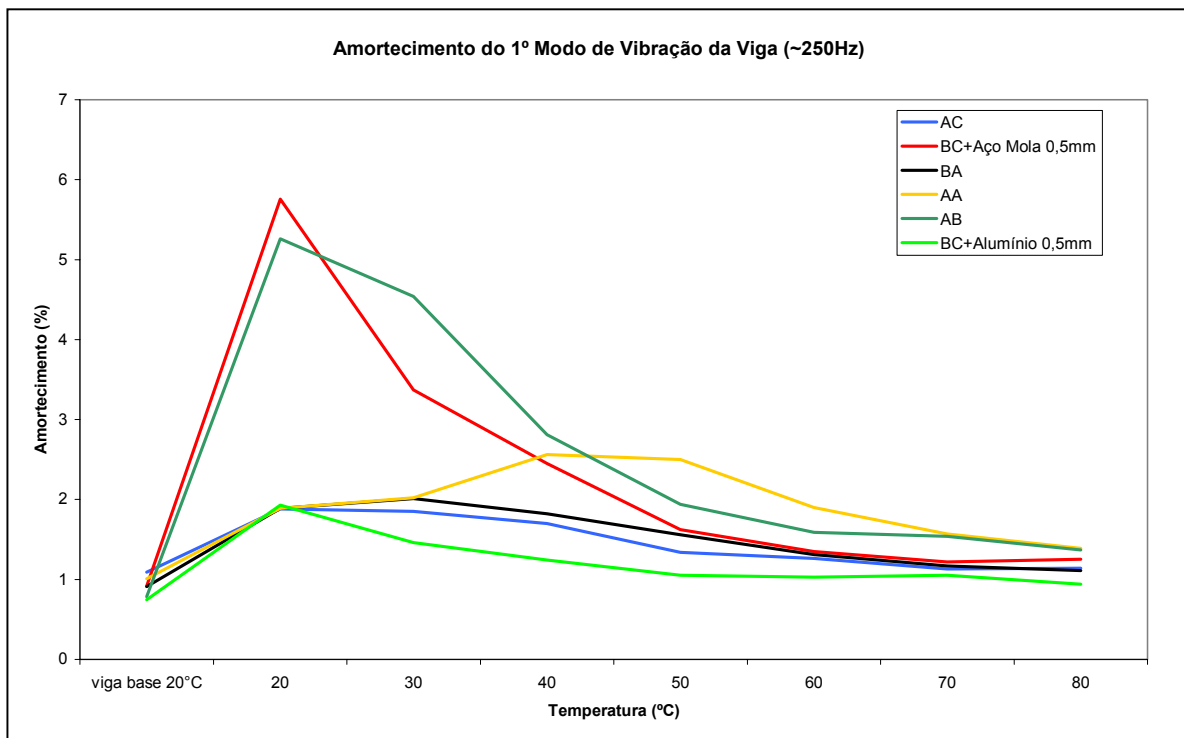


Figura 5.15 Fatores de perda para o primeiro modo da viga – 250 Hz.

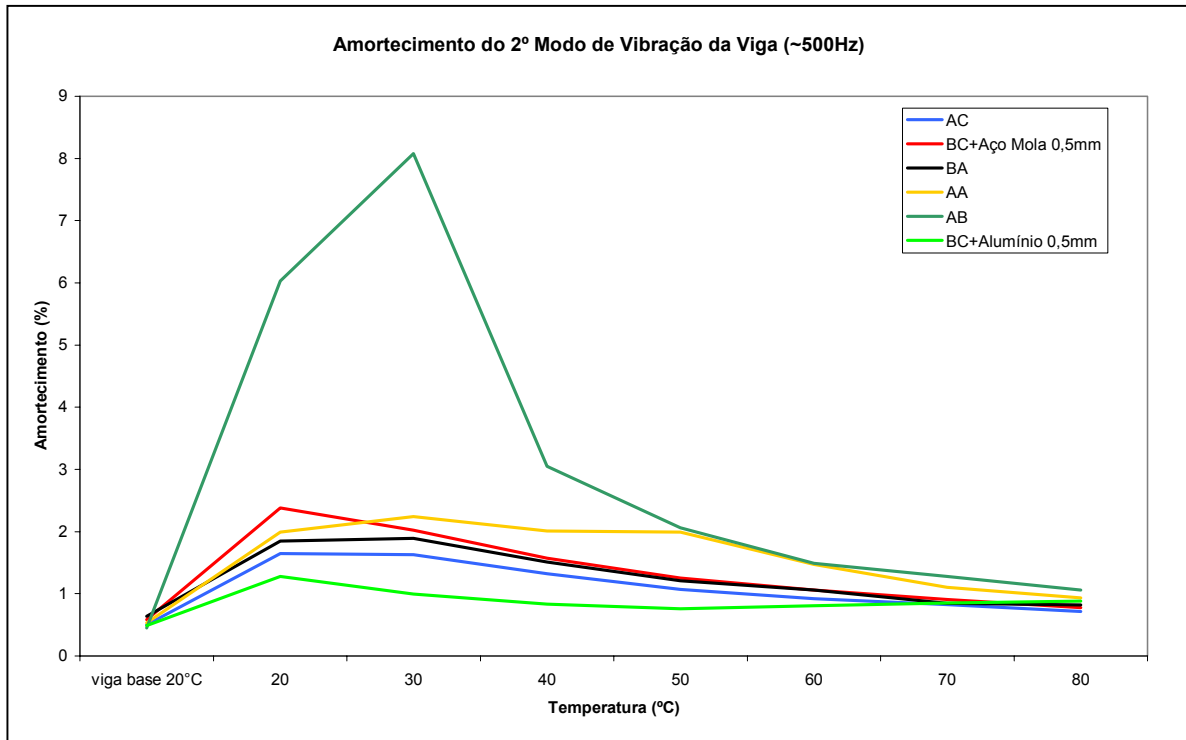


Figura 5.16 Fatores de perda para o segundo modo da viga – 500 Hz.

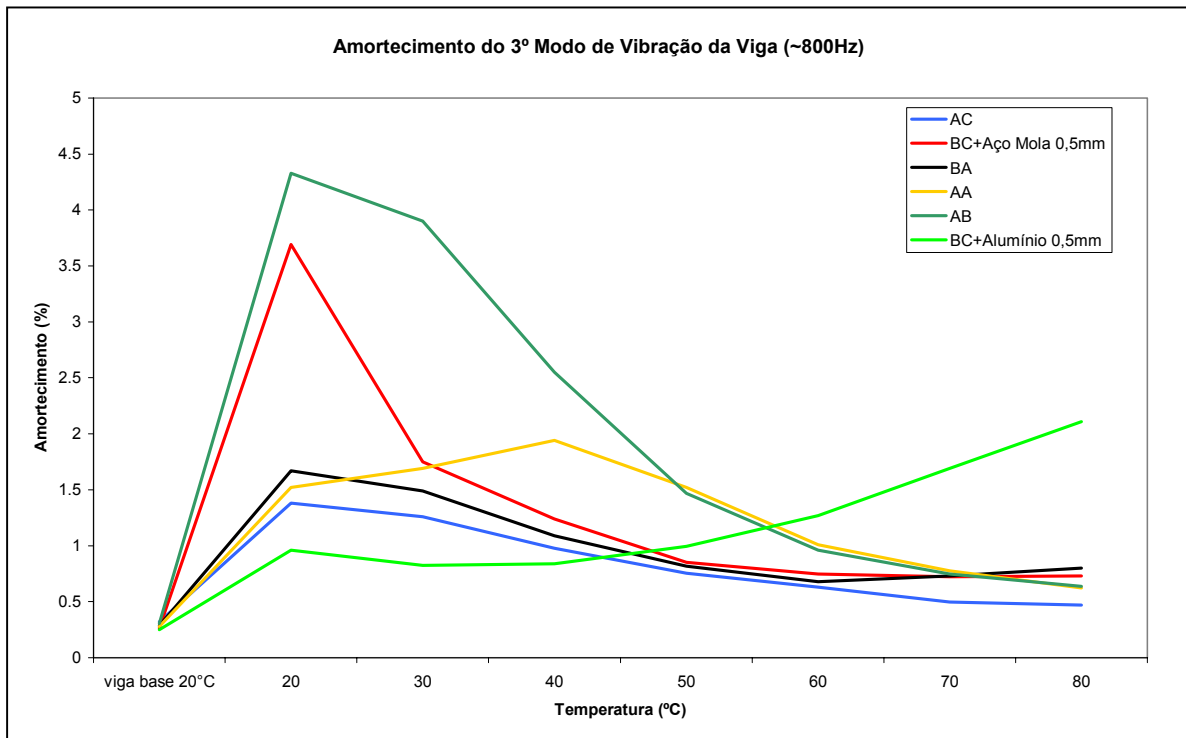


Figura 5.17 Fatores de perda para o terceiro modo da viga – 800 Hz.

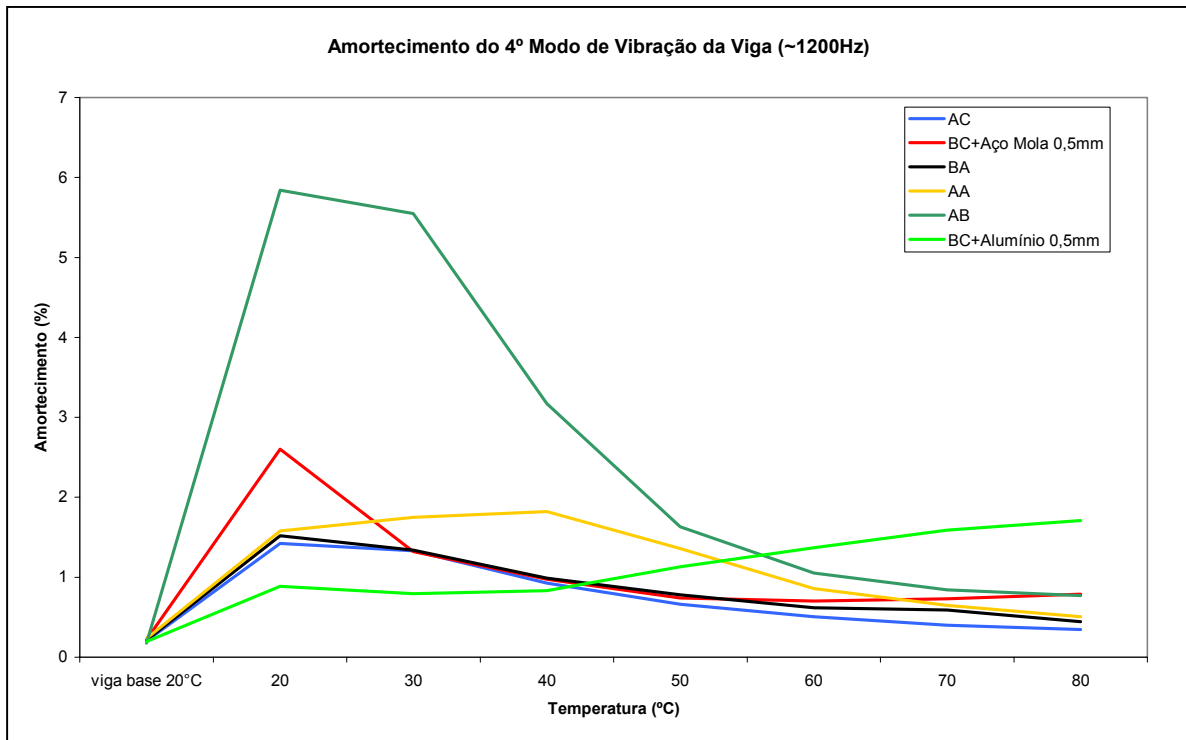


Figura 5.18 Fatores de perda para o quarto modo da viga – 1200 Hz.

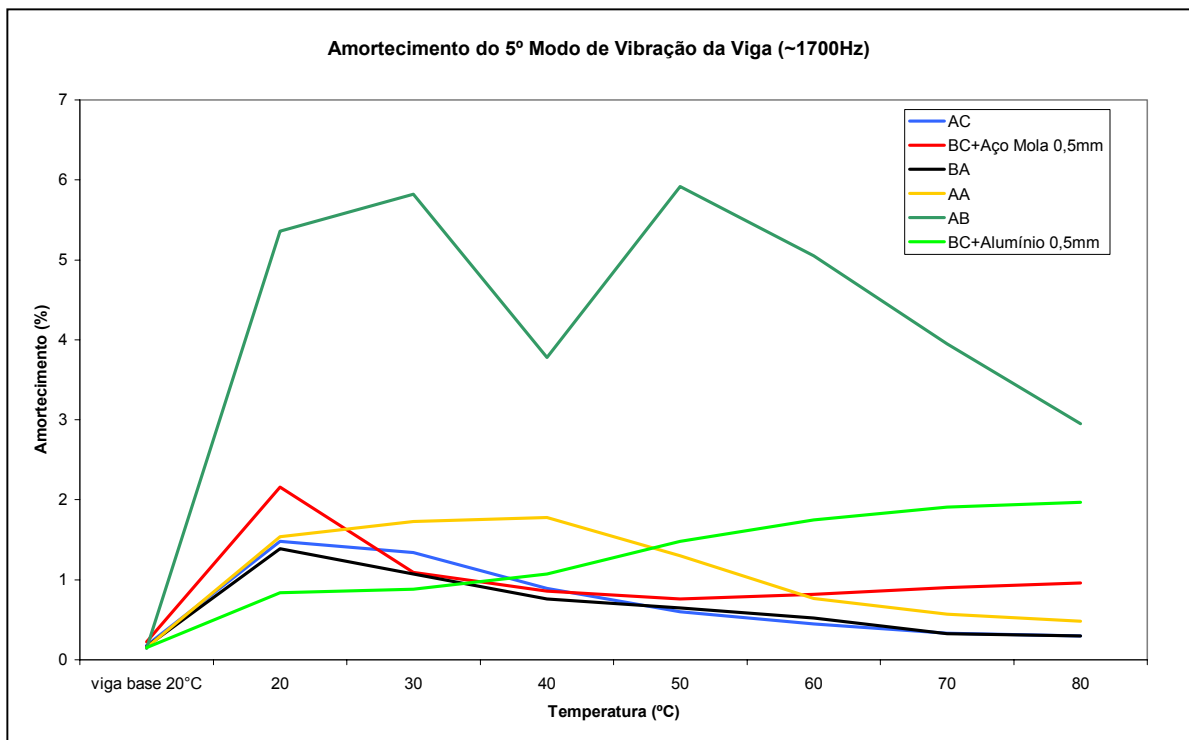


Figura 5.19 Fatores de perda para o quinto modo da viga – 1700 Hz.

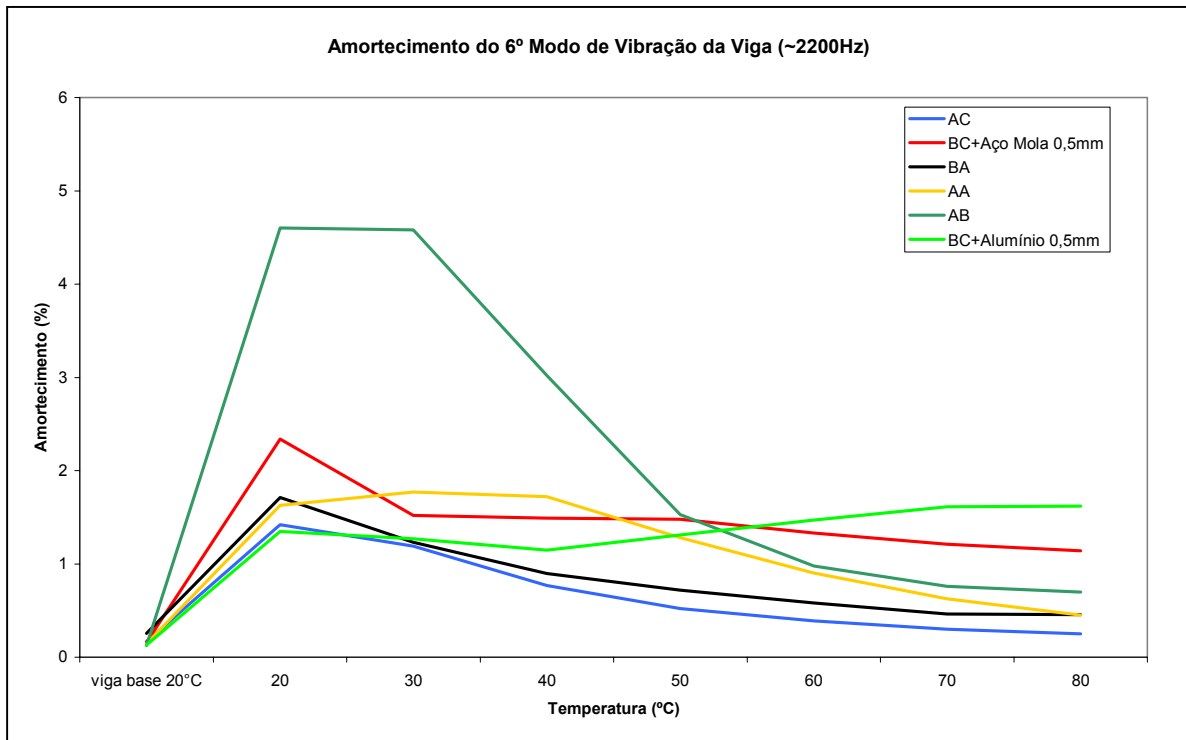


Figura 5.20 Fatores de perda para o sexto modo da viga – 2200 Hz.

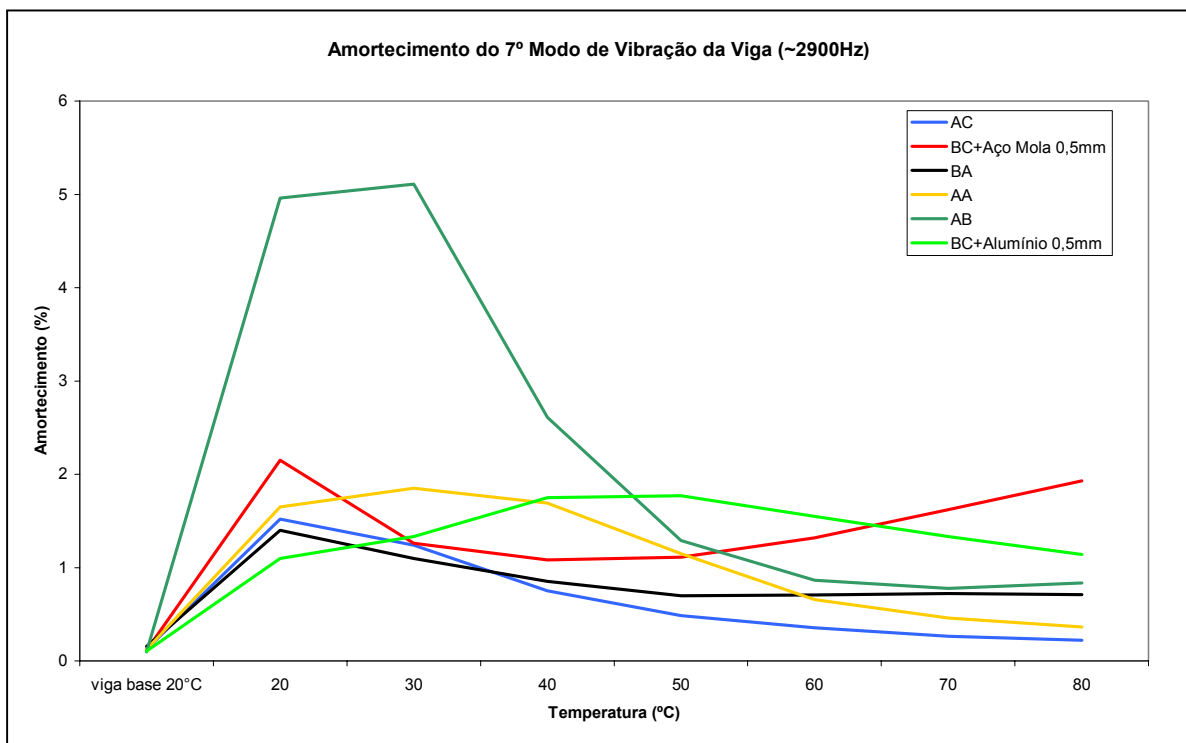


Figura 5.21 Fatores de perda para o sétimo modo da viga – 2900 Hz.

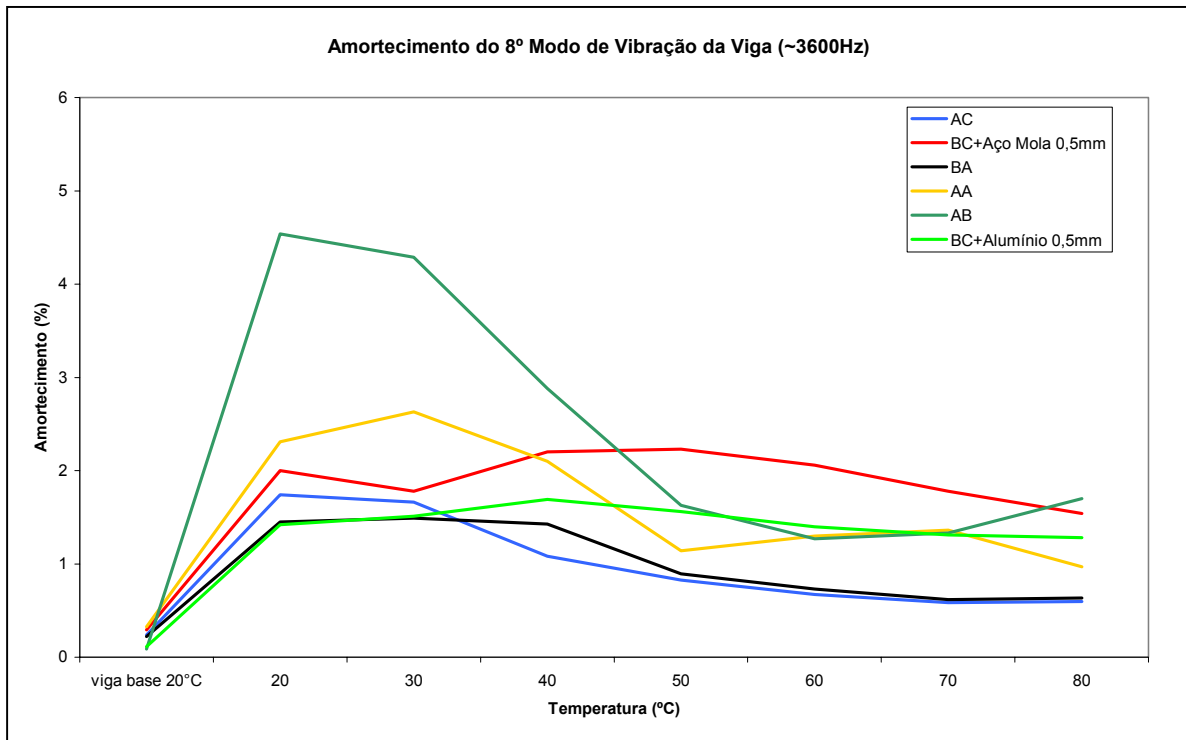


Figura 5.22 Fatores de perda para o oitavo modo da viga – 3600 Hz.

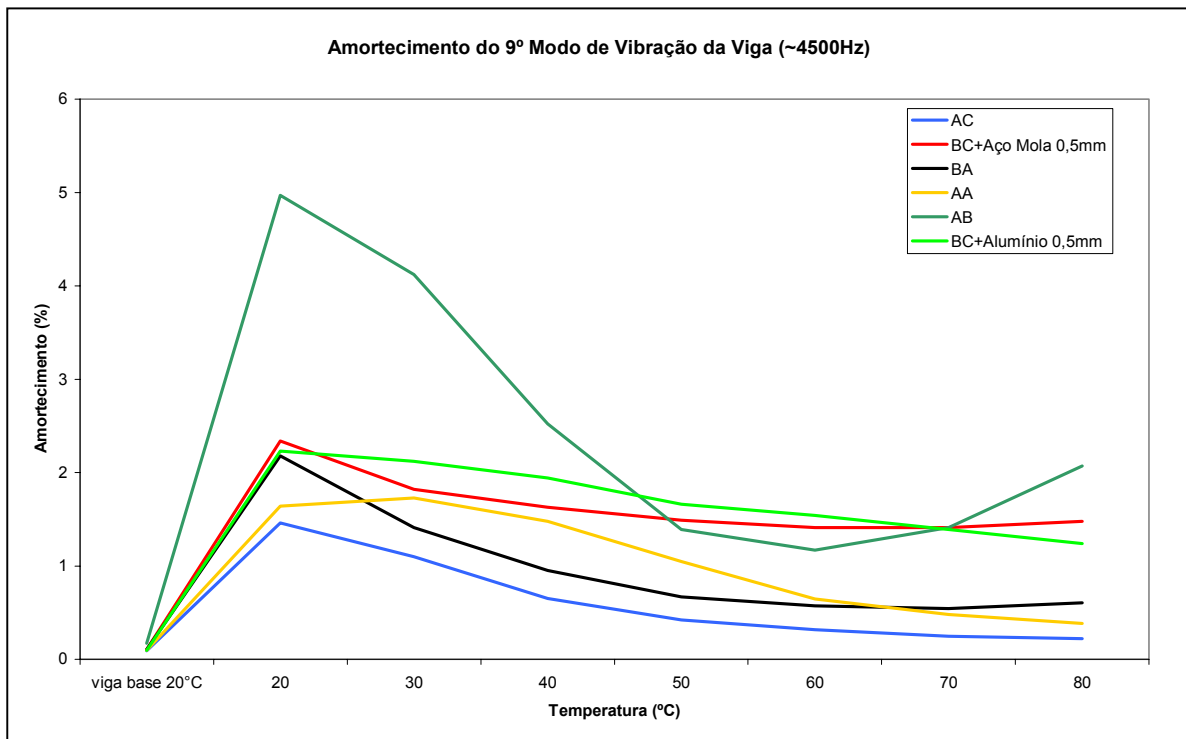


Figura 5.23 Fatores de perda para o nono modo da viga – 4500 Hz.

Capítulo 5 – Medição de Fator de Amortecimento em Vigas Sanduiche

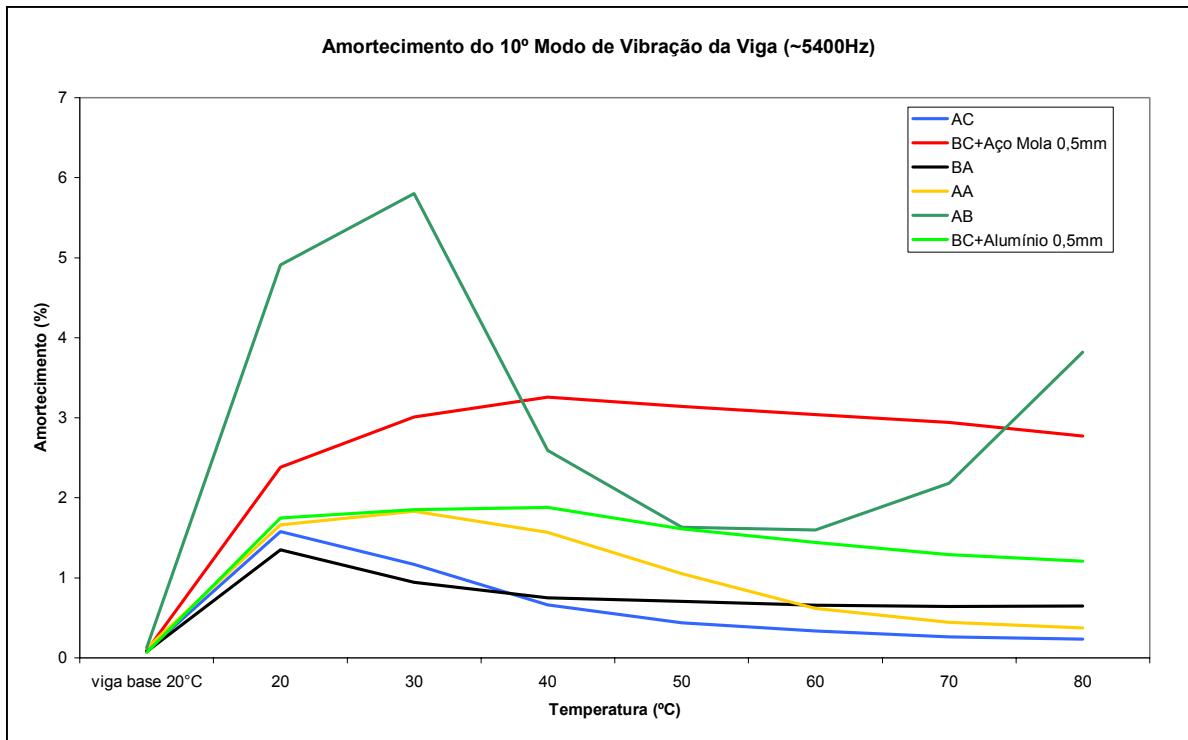


Figura 5.24 Fatores de perda para o décimo modo da viga – 5400 Hz.

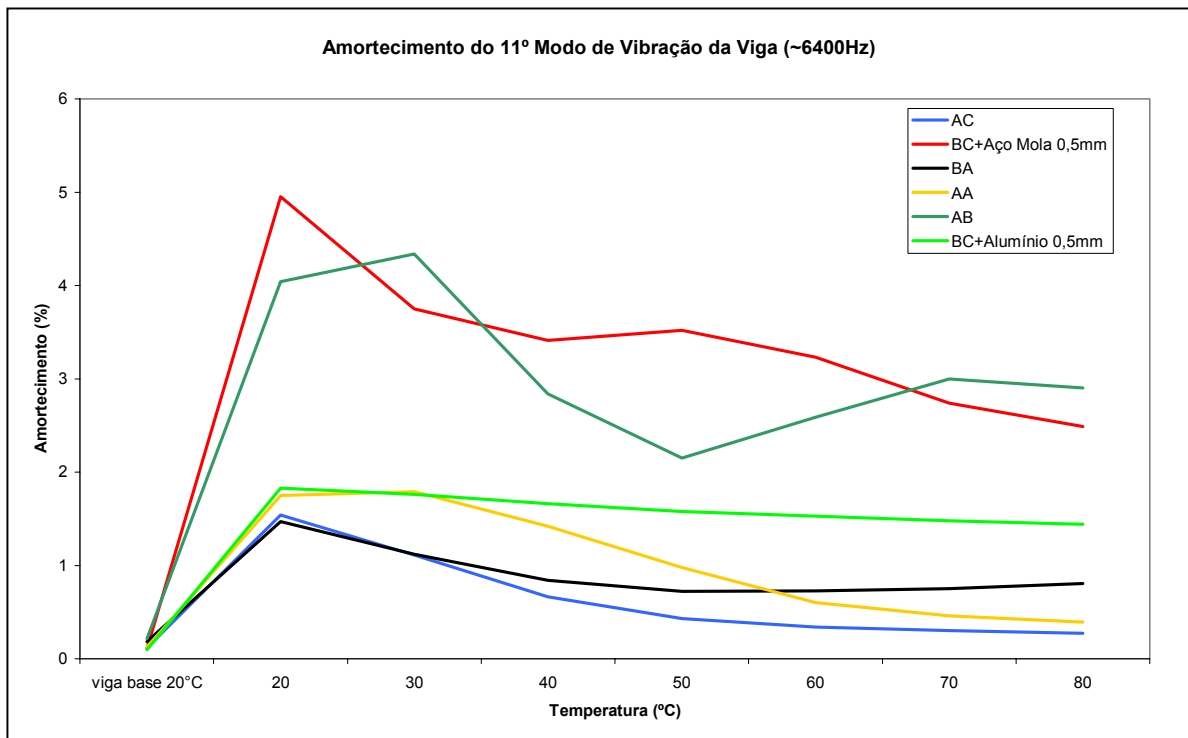


Figura 5.25 Fatores de perda para o undécimo modo da viga – 6400 Hz.

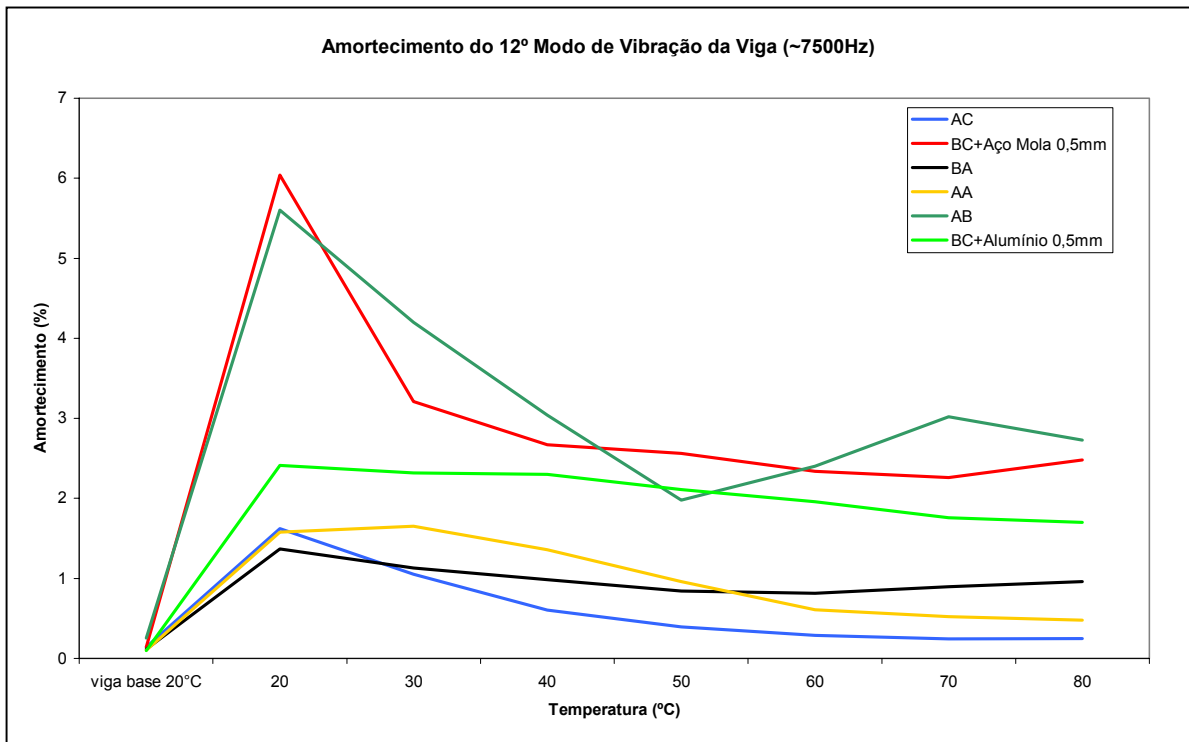


Figura 5.26 Fatores de perda para o duodécimo modo da viga – 7500 Hz.

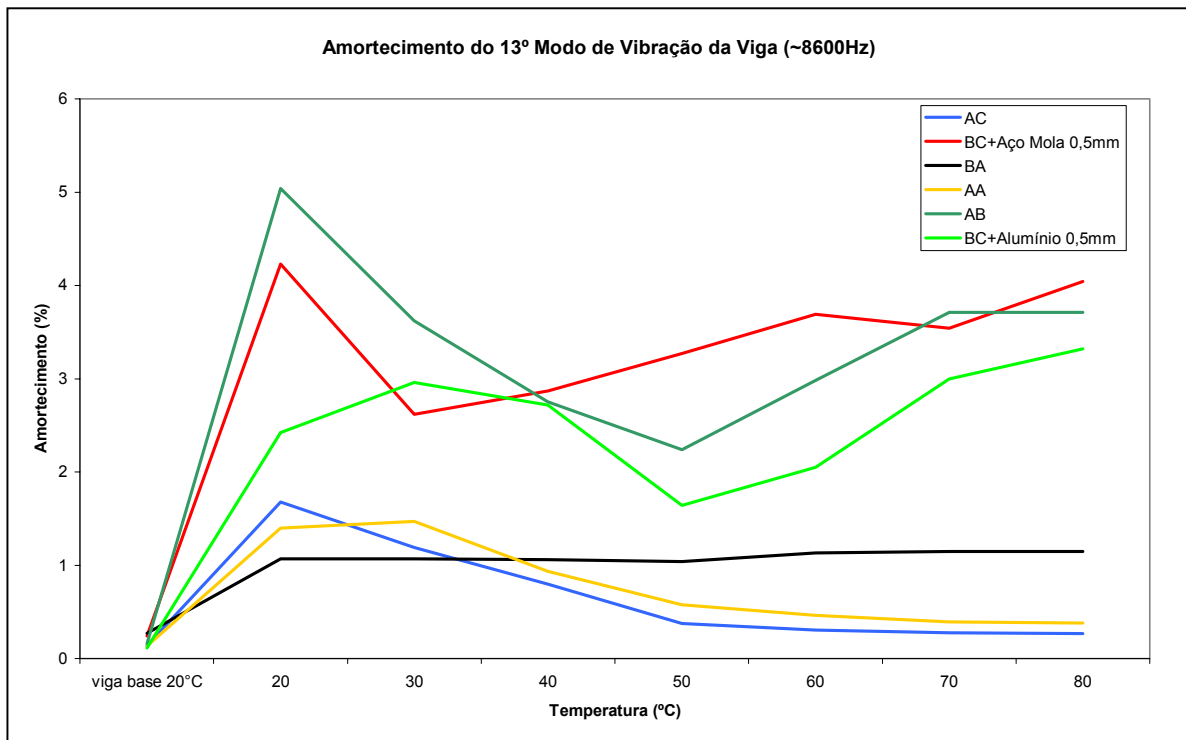


Figura 5.27 Fatores de perda para o décimo terceiro modo da viga – 8600 Hz.

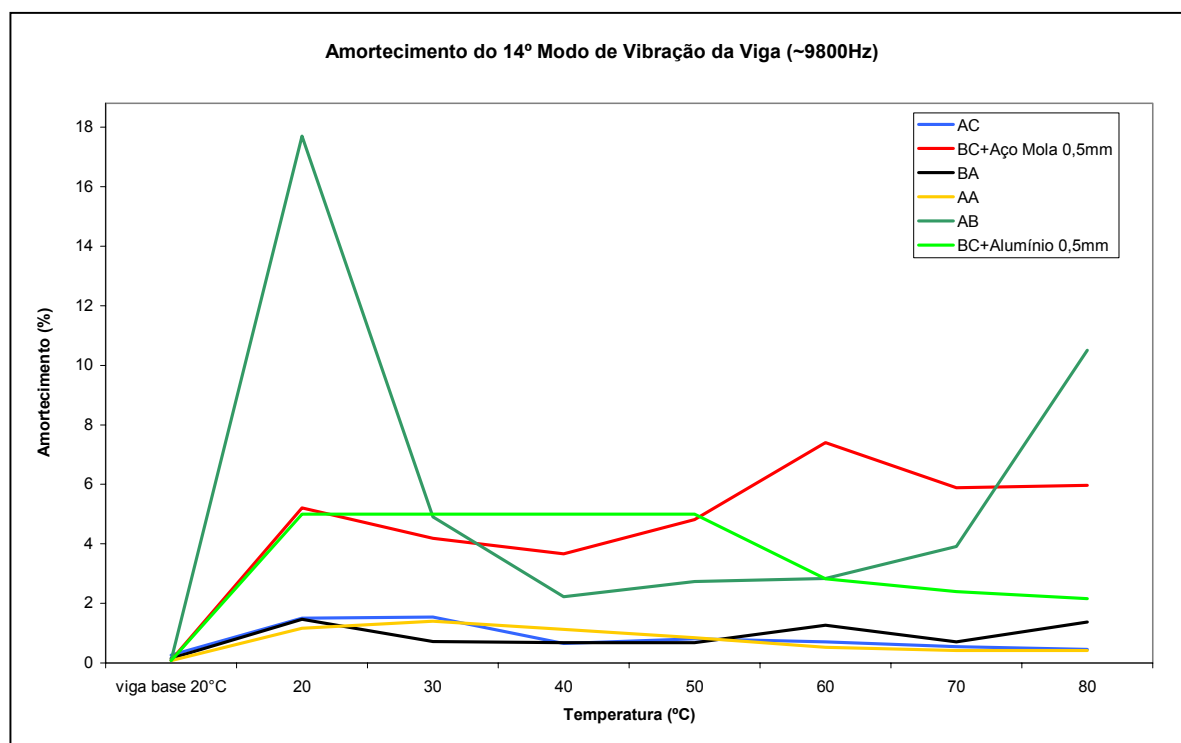


Figura 5.28 Fatores de perda para o décimo quarto modo da viga – 9800 Hz.

Os dados apresentados, embora repetitivos, mostram que o melhor material viscoelástico dentre os disponíveis foi o BC tanto com a utilização de aço mola como alumínio para o metal constritor. O BC com aço mola foi aplicado na carcaça dos compressores resultando nos menores níveis de ruído irradiado. O Capítulo 6 mostra os efeitos da aplicação destes materiais em compressores. Tais resultados são justificados pelo alto potencial de amortecimento desse material em temperaturas semelhantes a da carcaça de um compressor hermético em operação. O princípio da redução de ruído por aumento de amortecimento estrutural foi novamente justificado e solidificado.

Para sistemas cuja fronteira com o tratamento superficial que operem em temperaturas próximas a 25°C o melhor material em termos de fator de dissipação

seria o AB. Tal material seria o material recomendado para atenuação de ruído se a temperatura a que estiver submetido o material viscoelástico estiver bem definida neste intervalo.

Os resultados acima também mostram que para um sistema que operasse em uma ampla faixa de temperatura o material viscoelástico que melhor se aplicaria a esta operação seria novamente o material BC.

Ainda que os fatores de amortecimento sejam realmente efetivos para os materiais deste experimento, ainda é necessário, buscar um material de amortecimento cujo pico de fator de perda estivesse entre o intervalo de 60°C a 70°C, para a aplicação final em um compressor hermético. Mesmo tendo obtido resultados expressivos para o ruído nestes compressores, fato mostrado no Capítulo 6 deste trabalho, ainda pode-se cultivar a expectativa de resultados ainda maiores de atenuação quando da aplicação de materiais processados para trabalhar em altas temperaturas.

CAPÍTULO 6

6 Testes de Ruído de Compressores com fitas de Material Viscoelástico na Carcaça.

Este trabalho foi conduzido em duas etapas distintas. A primeira foi destinada ao desenvolvimento de um procedimento ou modelo de elementos finitos que pudesse simular com a maior precisão um material em configuração sanduíche. A segunda frente, com um caráter inteiramente experimental, foi destinada à avaliação do efeito da adição de fitas de material viscoelástico em carcaças de compressor, no amortecimento estrutural e, conseqüentemente, no ruído irradiado.

As fitas de material viscoelástico utilizadas eram formadas por um metal recobertas com um material viscoelástico que, aderidas à carcaça de um compressor, formam revestimentos sanduíche. Os dois tópicos acima citados contribuem gerando conhecimento sobre a aplicação deste procedimento de adição de amortecimento estrutural até então não aplicado na indústria de compressores, tanto na parte experimental quanto numérica. O conhecimento gerado nos modelos de elementos finitos pode ser aplicado à simulação de um compressor integralmente virtual, de modo a se conhecer a priori, o comportamento otimizado do novo compressor.

Esta porção é focada na descrição dos procedimentos experimentais e resultados da aplicação das fitas de material viscoelástico na carcaça de

compressores herméticos. Os resultados apresentados desta seção serão apresentados em termos de valores .

Os resultados de redução de ruído irradiado serão apresentados da forma mais fiel possível para evidenciar o potencial da tecnologia. Os valores absolutos do ruído irradiado em dB não serão apresentados porém os valores de redução de ruído por banda do espectro e no nível global serão apresentados tal como obtidos.

6.1 Fitas de Material Viscoelásticos

As fitas de material viscoelástico são tiras finas de metal com uma ou mais faces revestidas por uma resina ou cola viscoelástica. A aplicação dessas fitas em sistemas mecânicos se dá pela simples aderência da face com resina na superfície destes sistemas.

6.2 Redução de ruído em compressor RSNPAX com Fitas AA

Este experimento foi o primeiro experimento conduzido para avaliar a redução do ruído irradiado mediante o aumento de amortecimento da carcaça. O experimento consistiu em medir o fator de perda da carcaça do compressor hermético, fora de funcionamento, cujas vibrações foram excitadas através de impactação. Os valores de amortecimento foram computados pelo método da banda de meia potência. Após a medição do fator de perda o compressor foi colocado em uma sala de testes especial cujo tratamento das paredes se aproxima de um ambiente anecóico para medição do ruído irradiado.

Em seguida foram aderidas fitas de material viscoelástico na tampa, e no fundo do compressor. Novamente foram realizadas as medições de fator de perda e potência sonora do compressor. Este procedimento foi repetido quatro vezes para a tampa e quatro vezes para o fundo de modo que a configuração final apresentou quatro tiras na tampa e quatro tiras no fundo da carçaça, umas sobre as outras.

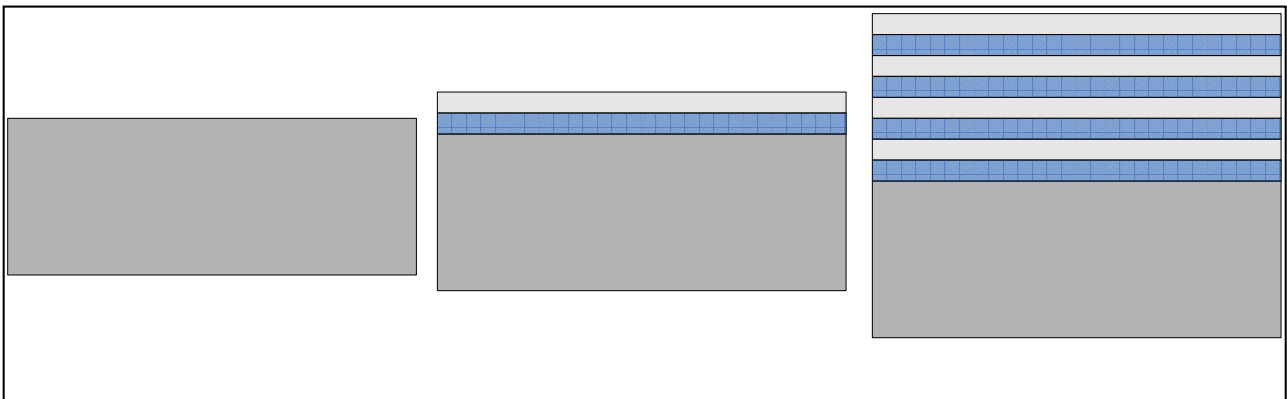


Figura 6.1 Estágios de revestimento da carçaça.

As fitas coladas na tampa do compressor eram tiras de 30x140mm e as fitas coladas no fundo do compressor eram tiras de 30x160mm. Os resultados para a fita AA estão mostrados na Tabela 6.1. Os resultados estão apresentados em parâmetros relativos, ou seja, em função dos valores iniciais de fator de amortecimento e ruído irradiado no compressor de referência.

Tabela 6.1 Redução de ruído irradiado (dBa) – tratamento AA.

	Atenuação de ruído em dbA para tratamento na carcaça do compressor							
	2500 Hz		3150 Hz		4000 Hz		6300 Hz	
	η/η_{ref}	Redução (dbA)	η/η_{ref}	Redução (dbA)	η/η_{ref}	Redução (dbA)	η/η_{ref}	Redução (dbA)
2 Fitas na tampa	1,4	A	2,3	H	2,9	P	2,3	W
3 Fitas na tampa	1,5	B	3,2	I	3,9	Q	2,1	X
4 Fitas na tampa	1,2	C	2,1	J	3,8	R	3,1	Y
1 Fitas no fundo	0,9	D	1,1	L	1,0	S	1,9	Z
2 Fitas no fundo	1,1	E	1,0	M	1,1	T	2,4	a
3 Fitas no fundo	1,5	F	1,5	N	1,4	U	2,2	b
4 Fitas no fundo	1,5	G	1,1	O	1,4	V	2,6	c

Os resultados estão apresentados em duas seções na tabela. Primeiramente apenas os valores para a carcaça com tratamento de amortecimento na tampa são apresentados e, em seguida, valores para tratamento unicamente no fundo do compressor. O fator de amortecimento está apresentado como a razão dos fatores de perda medidos pelo valor do fator medido em um compressor sem nenhum amortecimento adicional. Os valores de redução de ruído estão apresentados ao lado dos fatores de perda para todas quatro frequências de medição.

Pode-se perceber a tendência da diminuição do ruído irradiado à medida que se aumenta o amortecimento estrutural. Na prática, para este compressor, dobrando-se o amortecimento, para algumas frequências, pode-se reduzir o ruído irradiado nesta frequência de forma significativa. Os resultados também mostram que o tratamento na tampa do compressor foi mais efetivo que o tratamento no fundo do compressor.

É importante ressaltar que o compressor operava em uma temperatura em torno de 60°C e o material viscoelástico não apresentava pico no fator de amortecimento para esta temperatura (de acordo com o fabricante). Ou seja o

máximo amortecimento para este material não era em 60°C. É importante mencionar que, como primeiro experimento, foi possível perceber que, mesmo utilizando um tratamento para uma faixa de temperatura diferente da faixa de máxima capacidade de dissipação, os valores níveis de pressão sonora sofreram reduções da ordem de até 3dB para algumas bandas de frequência.

Para o material AA apenas uma fita no fundo ou na tampa não é suficiente para que haja redução significativa no ruído irradiado. A direção aponta para a busca de um material mais dissipativo nesta temperatura ou de um experimento mais controlado, pois alguns valores de nível de pressão sonora aumentaram mesmo com a adição do amortecimento na carcaça.

Ainda assim embora o amortecimento total seja bem pequeno, a simples adição deste tipo de material mostrou resultados expressivos de redução de ruído para algumas bandas de frequência.

6.3 Redução de ruído em compressor RSNPAX com Fitas BA

Utilizando-se da mesma metodologia da seção 6.2 o comportamento do ruído irradiado para o mesmo compressor foi avaliado pela aplicação de um material de amortecimento diferente. Segundo os catálogos do fabricante, este material possui as melhores propriedades dissipativas na faixa de temperatura de 0 a 60°C sem, contudo, revelar a faixa cujo pico de amortecimento é máximo.

Para a carcaça foram utilizadas tiras de 25x125 mm na tampa e no fundo. Foram utilizadas até cinco fitas na tampa enquanto, no fundo da carcaça, foram utilizadas até três fitas. A Figura 6.1 mostra, de forma esquemática, como é feita a aderência do material na carcaça.

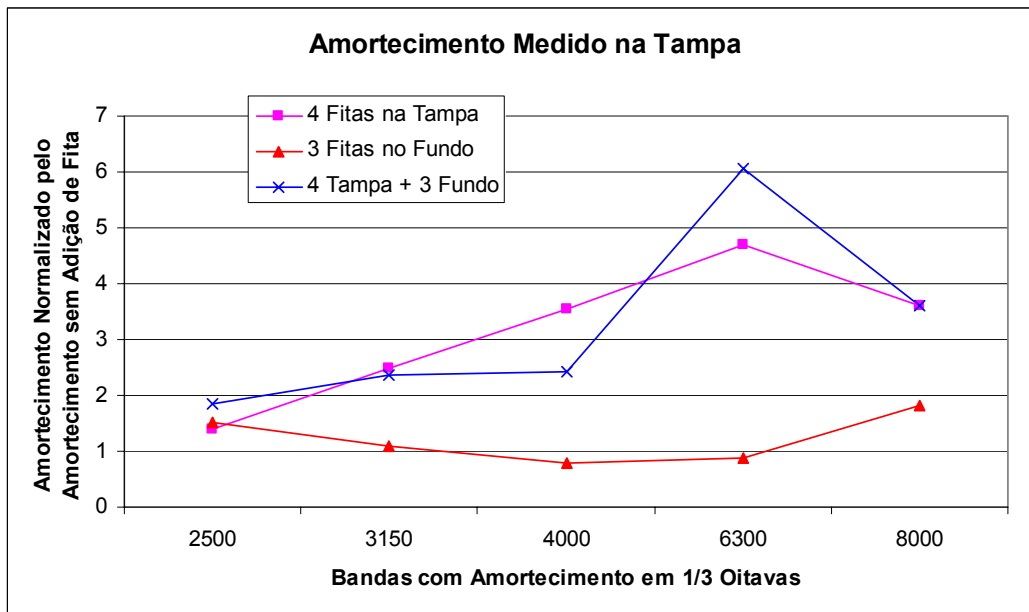


Figura 6.2 Fator amortecimento em função da frequência, medido na tampa do compressor.

Novamente, o amortecimento encontra-se normalizado em relação ao valor do fator de perda, medido pelo método da banda de meia potência, para um compressor sem adição de qualquer tratamento dissipativo.

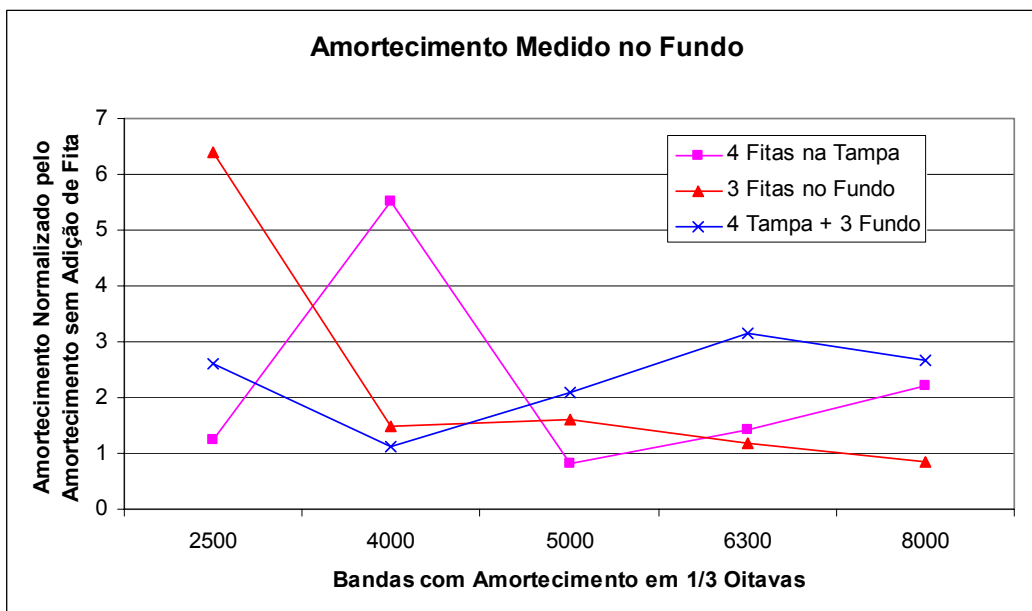


Figura 6.3 Gráfico do amortecimento em função da frequência, medido no fundo do compressor.

A seguir serão apresentados os valores de potência sonora para todas as condições de amortecimento descritas. Os valores de potência estão mostrados de forma normalizada pelo valor de referência. Os compressores foram submetidos a duas condições distintas, a condição de *checkpoint*, (cujas condições são -23,3°C na evaporação, e 54,4°C na condensação) e de sistema (-27°C na evaporação e 42°C na condensação).

Tabela 6.2 Redução de Ruído Irrradiado em dB – tratamento com fita BA

Checkpoint (-23,3°C/+54,4°C)	2000 (Hz)	2500 (Hz)	3150 (Hz)	4000 (Hz)	5000 (Hz)	6300 (Hz)	8000 (Hz)	10000 (Hz)	Global
4 fitas na tampa	20	10	30	100	130	10	-30	120	A
3 fitas no fundo	30	300	150	80	-30	200	-350	70	B
4 tampa 3 fundo	60	10	260	130	140	170	110	260	C
Sistema (-27°C/+42°C)	2000 (Hz)	2500 (Hz)	3150 (Hz)	4000 (Hz)	5000 (Hz)	6300 (Hz)	8000 (Hz)	10000 (Hz)	Global
4 fitas na tampa	30	10	110	10	50	-110	-60	60	D
3 fitas no fundo	-20	630	200	160	-50	90	80	90	E
4 tampa 3 fundo	160	460	230	360	140	490	130	270	F

Os resultados para este experimento mostram que nas faixas de 3150 Hz e 6300 Hz, os efeitos de amortecimento das fitas do fabricante B adicionadas à tampa, foram muito próximos aos da fita do fabricante A, ou seja, uma redução de significativa foi atingida com um aumento de amortecimento de duas a três vezes no amortecimento original da carcaça.

6.4 Redução de Ruído em Compressores RSNPAX e RSNPAY

Este experimento medição da redução do ruído irradiado por meio de adição de amortecimento foi muito mais detalhado e controlado do que os dois anteriores. Antes de colar qualquer das fitas no compressor uma análise modal completa nos compressores RSNPAX e RSNPAY foi realizada. A análise modal foi

realizada para se determinar as freqüências naturais do compressor e também os modos de vibração.

O amortecimento do compressor a cada alteração foi medido pelo método do decaimento descrito no Capítulo 3. A taxa de decaimento foi medida em cinco pontos do compressor de modo que o fator de perda resultante foi uma média dos decaimentos dos cinco pontos de mapeamento do compressor. Cinco acelerômetros posicionados ao longo da estrutura do compressor em todas as direções mediram o sinal de decaimento, enquanto que a energia era introduzida no compressor por meio de um martelo de impacto.

A análise modal do compressor RSNPAX revelou três modos de vibração na lateral da carçaça e dois modos na tampa e no fundo do compressor.

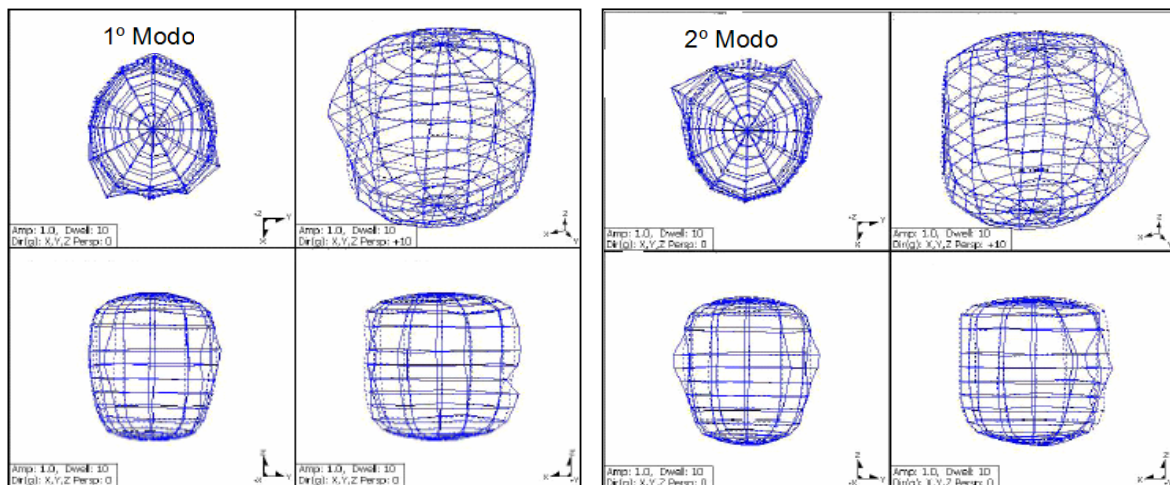


Figura 6.4 Primeiro e Segundo modos laterais da carçaça do compressor RSNPAX.

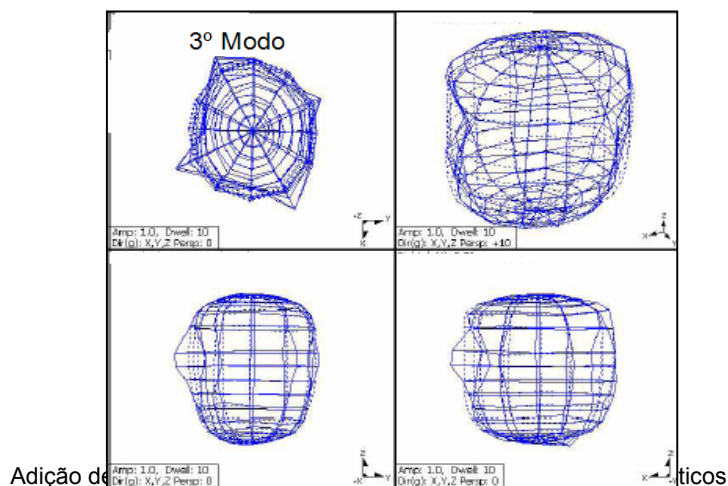


Figura 6.5 Terceiro modo da lateral do compressor RSNPAX.

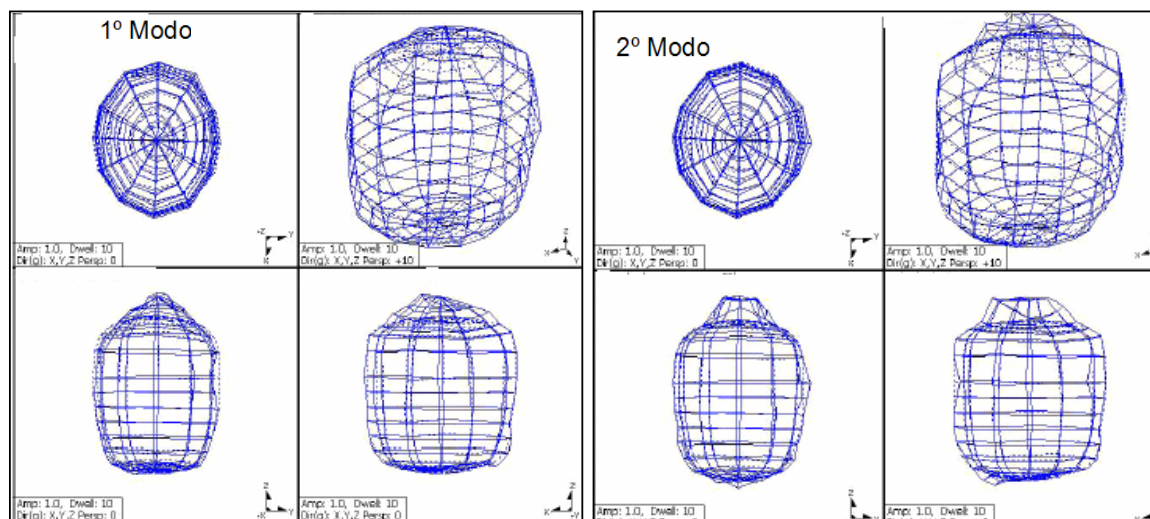


Figura 6.6 Primeiros modos da tampa e do fundo do compressor RSNPAX.

Seis tiras de 140x25mm foram coladas nas laterais do compressor, quatro fitas na tampa de 200x25mm e quatro fitas de 100x25mm no fundo do compressor.

Os resultados serão apresentados novamente em função de um amortecimento normalizado que consiste na razão de amortecimento do fator de perda à medida que eram adicionadas as fitas na lateral, na tampa e no fundo, pelo fator de amortecimento do compressor sem nenhuma adição de amortecimento. Os níveis de ruído apresentados são valores reais multiplicados por um fator constante de modo a mascarar os níveis reais de ruído irradiado, protegendo informações sigilosas. Entretanto, mesmo com a multiplicação dos níveis de potência sonora por esse fator constante a diferença de níveis de potência sonora irradiados é integralmente representativa, ou seja, os resultados mostram a redução real de ruído no compressor.

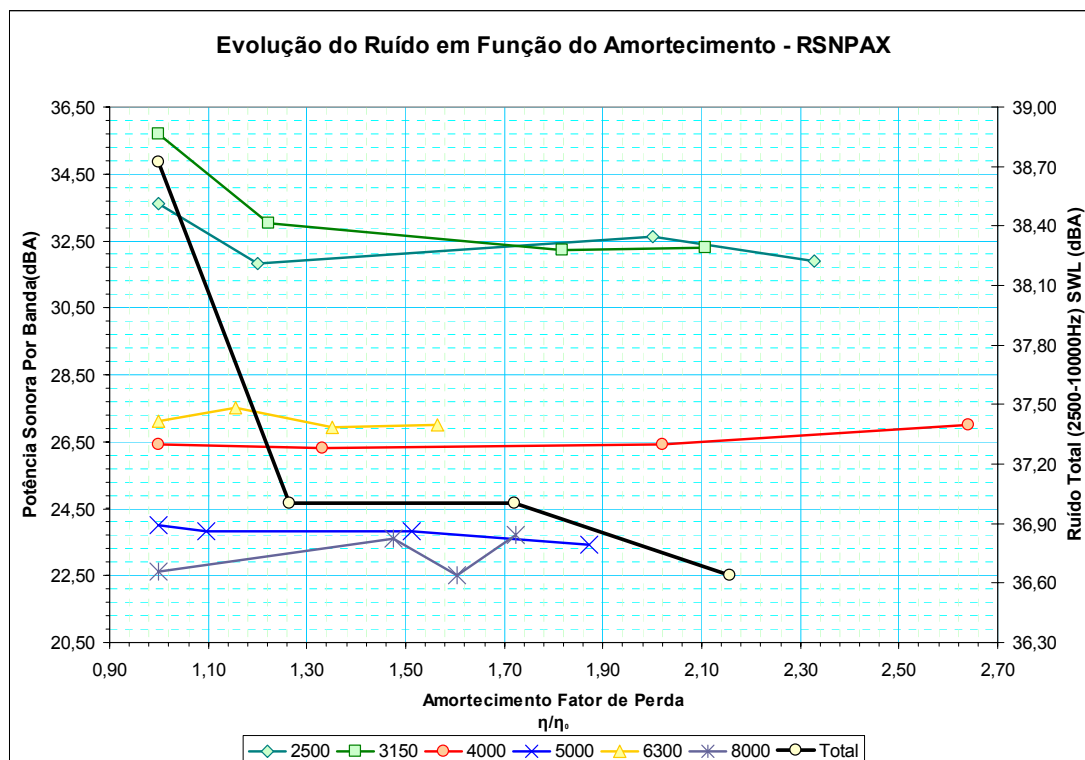


Figura 6.7 Redução da potência sonora em dBA com o aumento gradativo do amortecimento do sistema para o compressor RSNPAX.

A Figura 6.7 mostra o benefício em termos de redução de potência sonora irradiada pelo compressor RSNPAX devido ao aumento gradativo de amortecimento. A maior redução foi de 2,08 dB no ruído total irradiado pelo compressor quando o amortecimento total do sistema atingiu um valor 2,1 vezes maior que o amortecimento do compressor na condição de referência, isto é, sem nenhum tratamento dissipativo. Leia-se as reduções no ruído total na escala da direita, enquanto que para cada banda na escala da esquerda. As reduções na potência sonora irradiada em cada banda de 1/3 de oitava também são evidentes, principalmente para as bandas de 2500 Hz e 3150 Hz. Lembrando que apenas as diferenças são representativas dos valores reais de ruído irradiado pelo RSNPAX, e não os valores dos níveis.

A análise modal do compressor RSNPAY vários modos na lateral, no fundo e na tampa nas freqüências de interesse. Para esta carcaça muitos dos modos estão acoplados: fundo-tampa, fundo-lateral e lateral-tampa. Assim, não foi possível atacar especificamente cada modo, mas sim um comportamento global de vibração do compressor. Os resultados apresentam a mesma tendência dos resultados apresentados para o compressor RSNPAX.

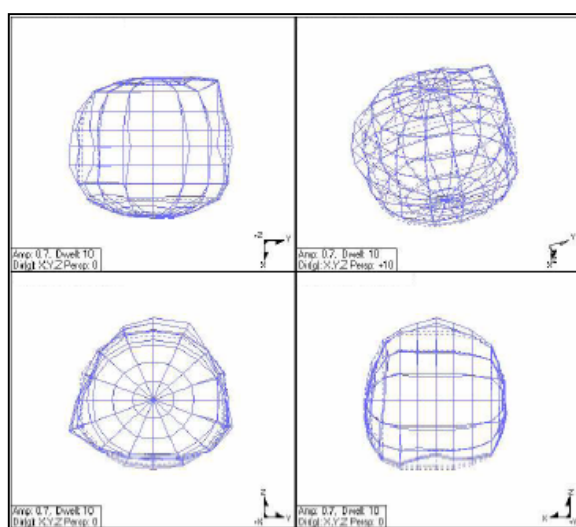


Figura 6.8 Modo lateral para do compressor RSNPAY.

Foram adicionadas duas fitas AD de 230x25mm na lateral esquerda do compressor, duas fitas de 170x25mm na lateral direita do compressor, quatro fitas de 140x25mm na tampa do compressor e quatro fitas de 140x25mm no fundo do compressor.

Os resultados obtidos nos testes para o compressor RSNPAY mostram que uma razão de amortecimento de 2,16 (amortecimento final 2,16 vezes maior que o amortecimento do compressor sem nenhuma adição de qualquer material dissipativo), causa uma redução considerável no ruído global do compressor.

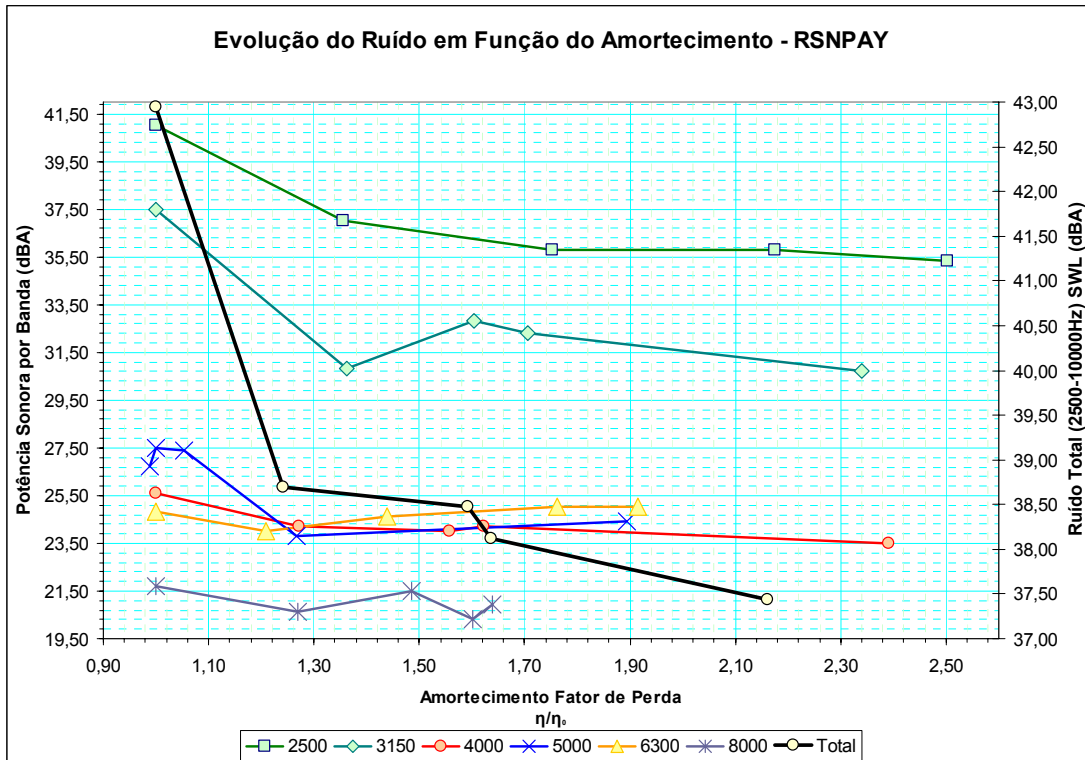


Figura 6.9 Redução da potência sonora em dBA com o aumento gradativo do amortecimento do sistema para o compressor RSNPAY.

A Figura 6.9 também mostra a eficiência do tratamento com materiais viscoelásticos no compressor RSNPAY.

CAPÍTULO 7

7 Conclusões e Sugestões para Trabalhos Futuros

7.1 Conclusões

A presente dissertação abordou a aplicação de materiais de elevado amortecimento, para aumento de amortecimento estrutural em carcaças, com a finalidade da redução do ruído irradiado.

Como já esclarecido no Capítulo 1, a carcaça do compressor, é o principal irradiador de ruído para o meio externo. Tal ruído é apresentado como sendo devido às vibrações internas ao ambiente hermético limitado pela carcaça.

A justificativa para a adição do material viscoelástico em configuração sanduíche está baseada nos Capítulos 2 e 3. No Capítulo 2 a avaliação dos diversos mecanismos de amortecimento, bem como seus potenciais, aponta para a utilização dos materiais viscoelásticos em configuração sanduíche. O Capítulo 3, através de uma análise experimental de amortecimento em chapas de aço, mostrou que o material da carcaça, por si só, não apresenta propriedades dissipativas que resultem em significativa redução no ruído irradiado.

O Capítulo 4, pela avaliação detalhada dos métodos de simulação de materiais multicamadas, apresentou um modelo numérico, experimentalmente validado para vigas sanduíche. Por meio deste uma série de possíveis

configurações de revestimento de uma viga foi simulada para compreensão dos fenômenos dissipativos em um material viscoelástico, avaliando área, posição e continuidade do revestimento.

Os Capítulos 5 e 6 mostraram, por meio de abordagens experimentais, os efeitos da frequência e da temperatura no comportamento de amortecimento de um material viscoelástico sanduíche, e a redução de ruído irradiado pela devida aplicação de um material de amortecimento em carcaças de compressores. O Capítulo 5 mostra uma série de experimentos em vigas revestidas enquanto que o Capítulo 6 mostra experimentos em compressores herméticos.

As medições de amortecimento em vigas sanduíche mostraram a necessidade de se ter um experimento bem controlado e bem projetado para que se possa, efetivamente, obter a resposta da viga com qualidade, monitorando a excitação para obter uma resposta com qualidade. Os efeitos da frequência e temperatura no comportamento dos materiais de revestimento mostram a necessidade de se planejar a aplicação deste tipo de procedimento para controle de ruído. A temperatura de operação, as superfícies com maiores deflexões, as frequências de interesse, as propriedades do material viscoelástico precisam ser conhecidas. Uma avaliação inicial inadequada pode resultar em pequena eficiência do material dissipativo.

A aplicação do procedimento de aumento de amortecimento estrutural em carcaças, com materiais viscoelásticos em configuração sanduíche, mostrou-se muito eficiente para a redução do ruído irradiado em compressores. Valores realmente significativos de redução de ruído foram obtidos. O volume de

experimentos conduzidos neste sentido resultou sempre numa redução de ruído, mesmo que a quantidade de material aplicada fosse pequena.

Ainda assim, um material mais apropriado para esta aplicação, em termos de faixa de frequência e temperatura, possibilita uma redução ainda maior dos níveis de ruído.

Cada vez mais a utilização de materiais viscoelásticos, para redução de ruído e vibrações, vem se diversificando. Tal aplicação já atingiu a indústria aeronáutica, a indústria de turbinas e turbo-compressores, automotiva, a indústria de computadores e eletrônicos, a indústria de compressores herméticos, motores de cortadores de grama e removedores de neve, entre tantas outras.

7.2 Sugestões para Trabalhos Futuros

Como sugestões para trabalhos futuros ficam: (1) a obtenção das propriedades do material composto multicamada e das propriedades do material viscoelástico para maior precisão dos modelos de elementos finitos; (2) a obtenção de um modelo analítico e numérico que modele uma viga simples utilizando as propriedades de uma viga multicamadas equivalente, acompanhado de uma validação experimental. Por fim (3) a utilização de técnicas de otimização para a determinação da posição e da geometria ótima de revestimento, que possa resultar na máxima redução de ruído com uma mínima quantidade de material de revestimento.

8 Referências Bibliográficas

- [1] CRANDALL, S. H., *The Role of Damping in Vibration Theory*, Journal of Sound and Vibration, **11** (1), pp. 3-18, 1970.
- [2] NASHIF, D. A., JONES, D. I. G., HENDERSON, J. P., *Vibration Damping*, John Wiley & Sons, Inc. New York, 1985.
- [3] MEAD, D. J., *Passive Vibration Control*, John Wiley & Sons, Chichester, UK, 1998.
- [4] CLARKSON, B. L., BROWN, T. K., *Acoustic Radiation Damping*, Journal of Vibration, Acoustics, Stress, and Reliability in Design, Vol. 107, pp. 357-360, 1985.
- [5] MAIDANIK, G., *Energy Dissipation Associated with Gas-Pumping in Structural Joints*, The Journal of Acoustical Society of America, Vol. 40 Number 5, pp. 1064-1072, 1966.
- [6] FOX, M. J. H., WHITTON, P. N., *The Damping of Structural Vibration by Thin Gas Films*, Journal of Sound and Vibration, Vol. **73** (2), pp. 279-295, 1980.
- [7] JONES, D. I. G., *Handbook of Viscoelastic Vibration Damping*, John Wiley & Sons Ltd., Baffins Lane, Chichester, England, 2001.
- [8] LAZAN, B. J., *Damping of Materials and Members in Structural Mechanics*, First Edition, Pergamon Press, England, 1968.
- [9] NOWICK, A. S., *Anelastic Phenomena in Metals and Nonmetallics*, American Society for Testing and Materials, Sixty Seventh Annual Meeting, pp. 21-44, 1964.
- [10] CALLISTER, W. D. JR., *Materials Science and Engineering an Introduction, Fourth Edition*, John Wiley & Sons, Inc. New York, 1997.

Capítulo 8 – Referências Bibliográficas

- [11] MILES, G. W., LEAK, G. M., *Grain Boundary Damping II: Iron Interstitial Alloys*, 1961.
- [12] GRANATO, A. V., *Internal Friction Studies of Dislocations*, American Society for Testing and Materials, Sixty Seventh Annual Meeting, pp. 89-109, 1964.
- [13] KOEHLER, J. S., *The Influence of Dislocations and Impurities on the Damping and Elastic Constants of Metal Single Crystals*, Imperfections in Nearly Perfect Crystals, Chapter 7, Wiley & Sons, New York, 1958.
- [14] GRANATO, A. V., LÜCKE, K., *Theory of Mechanical Damping due to Dislocation*, Journal of Applied Physics, Vol. 27, pp. 583-789, 1956.
- [15] FERRY, J. D., *Viscoelastic Properties of Polymers*, Third Edition, John Wiley & Sons, Inc., New York, 1980.
- [16] JONES, D. I. G., *Viscoelastic Vibration Damping*, John Wiley & Sons, LTD, Chichester, 2001.
- [17] ROSS, D., UNGAR, E. E., KERWIN, E. M. Jr., *Damping of Flexural Vibrations by Means of Viscoelastic Laminae*, Structural Damping, ASME, New York, 1959.
- [18] KERWIN, E. M., *Damping of Flexural Waves by a Constrained Viscoelastic Layer*, Journal of the Acoustical Society of America, Vol. 31, Number 7, 1959.
- [19] CHANTALAKANA, C., STANWAY, R., *Active Constrained Layer Damping of Clamped-Clamped Plate Vibration*, Journal of Sound and Vibration, Vol 241, Number 5, pp.755-777, 2001.
- [20] FEUCHTWANGER, J., MICHAEL, S., JUANG, J., BONO, D., O'HANDLEY, R. C., ALLEN, S. M., JENKINS, C., *Energy Absorption in Ni-Mn-Ga-polymer Composites*, Journal of Applied Physics, Vol. 93, Number 10, 2003.
- [21] FEUCHTWANGER, J., MICHAEL, S., HUANG, J. K., BONO, D., O'HANDLEY, R. C., ALLEN, GRIFFIN, K., *Vibration in Ni-Mn-Ga Composites*, Smart

Capítulo 8 – Referências Bibliográficas

- Structures and Materials 2003: Damping and Isolation, Proceedings of SPIE Vol. 5052, 2003.
- [22] LENZI, A. *Estudo das Fontes de Ruído e Vibrações do Conjunto Moto-compressor de um Modelo de Compressor Hermético EGS 80 HLP - Projeto Lower Noise II - Relatório de acompanhamento*. Laboratório de Vibrações e Acústica, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, 2000.
- [23] LENZI, A. *Estudo das Fontes de Ruído e Vibrações do Conjunto Moto-compressor de um Modelo de Compressor Hermético EGS 80 HLP - Projeto Lower Noise III - Relatório de acompanhamento*. Laboratório de Vibrações e Acústica, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, 2001.
- [24] BERT, C. W., *Material Damping: An Introductory Review of Mathematical Models, Measures and Experimental Techniques*, Journal of Sound and Vibration, Vol. 29, Number 2, pp. 129-153, 1973.
- [25] CREMER, L., HECKL, M., UNGAR, E. E., *Structure-Borne Sound*, Springer-Verlag Berlin, 1988, Second Edition.
- [26] CRAUN, M. A., MITCHELL, L. D., *Identification of Sound Propagation Paths within a Reciprocating Compressor via Multiple-input/Single-output Modeling*, Proceedings of the 1994 International Compressor Engineering Conference at Purdue, 1994, pg 1.
- [27] MICAEL, G. V. C., *Fluxo de Energia Vibratória do Conjunto Moto-Compressor para a Carcaça de um Compressor Hermético através das Molas de Suspensão*, Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Santa Catarina, Março 2001.
- [28] PLOUIN, A.S, BALMES, E., *Steel/Viscoelastic/Steel Sandwich Shells Computational Methods and Experimental Validations*, International Modal Analysis Conference IMAC, pp. 384-390, 2000.

Capítulo 8 – Referências Bibliográficas

- [29] PLOUIN, A.S., BALMES, E., *A Test Validated Model of Plates With Constrained Viscoelastic Materials*, International Modal Analysis Conference IMAC, pp. 194-200, 1999.
- [30] BALMES, E., BOBILLOT, A., *Analysis and Design Tools for Structures Damped by Viscoelastic Materials*, International Modal Analysis Conference IMAC 2002.
- [31] BALMES, E., GERMES, S., *Tools for Viscoelastic Damping Treatment Design. Application to an Automotive Floor Panel*, ISMA 2002.
- [32] BALMES, E., GERMES, S., *Design Strategies for Viscoelastic Damping Treatment Applied to Automotive Components*, International Modal Analysis Conference IMAC 2004.
- [33] BALMES, E., *Model Reduction for Systems with Frequency Dependent Damping Properties*, International Modal Analysis Conference IMAC 1997.
- [34] SYSNOISE/VIOLINS LMS Manual and Examples, Chapter 15, LMS, Belgium.
- [35] COYETTE, J.P., *A Generalized Procedure for Modeling multi-layer Insulation Systems*, ISMA 19 Tools for Noise and Vibration Analysis, pp 1189-1199.
- [36] ZHU, J., COATS, T., *Acoustic Prediction of Sound Insulation Panels Using Asymptotic Solutions and Sysnoise/Violins*. Third Worldwide SYSNOISE Users Meeting in Troy, Michigan.
- [37] BLOEMHOF, H., FROSIO, R., *A Refined Model for Composite Treated Panels as Used in Automotive Industry*, SYSNOISE Users Meeting, Belgium, August 1999.
- [38] Ansys Release 8.0 documentation.
- [39] Ansys Release 9.0 documentation.
- [40] Ansys 9.0 preview I.

Capítulo 8 – Referências Bibliográficas

- [41] AMERICAN SOCIETY FOR TESTING AND MATERIALS, ASTM-E756-98 *Standard Test Method for Measuring Vibration-Damping Properties of Materials*, 1988.
- [42] UNGAR, E.E., *Loss Factors of Viscoelastic Damped Beam Structures*, The Journal of The Acoustical Society of America, JASA, Vol.34, Number 8, August, 1962.
- [43] UNGAR, E. E., KERWIN, E. M. Jr., *Loss Factors of Viscoelastic Systems in Terms of Energy Concepts*, Journal of The Acoustical Society of America, JASA, Vol.34, Number 7, July, 1962.
- [44] KURTZE, G., *Bending Propagation in Multilayer Plates*, Journal of The Acoustical Society of America, JASA, Vol.31, Number 9, September, 1959.
- [45] OLATUMBOSUN, O. A., KANG, G. H., *Damping Loss Factor Determination and Prediction for Laminated Beams*, *Internoise*, August, 2003.
- [46] JONES, D. I. G., *On Temperature-Frequency Analysis of Polymer Dynamic Mechanical Behavior*, Journal of Sound and Vibration, Vol. 140, Number 1, 1990, pp.85-102.
- [47] JONES, D. I. G., *Temperature-Frequency Dependence of Dynamic Properties of Damping Materials*, Journal of Sound and Vibration, Vol. 33, Number 4, 1974, pp.451-470.