

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

**ENSAIOS EXPERIMENTAIS E SIMULAÇÕES NUMÉRICAS DE PLACAS CORTAFOGO
USANDO MATERIAL COMPOSTO LAMINADO**

Dissertação submetida à

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA

para a obtenção do grau de

MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA

MARIO ALEJANDRO GONZÁLEZ MONTENEGRO

Florianópolis, Março-2008

*“Mas aqueles que esperam no Senhor
renovaram as suas forças.
Voam alto como águias;
correm e não ficam exaustos,
andam e não se cansam”.*
Isaías 40:31.

*Ao meu Deus.
Fonte de sabedoria,
misericórdia e bondade.*

*À minha amada esposa, Isabel
e a nosso filho Vicente.
Vocês são a minha alegria
e a fonte da minha força.*

*A meus Pais, Mario e Raquel,
com muito carinho.*

AGRADECIMENTOS

Agradeço a Deus, meu Criador e Pai Celestial, pela minha vida e salvação, através do seu filho Jesus Cristo. Por todas as bênçãos recebidas, misericórdia e amor infinitos.

A Isabel, esposa dedicada e compreensiva, disposta a compartilhar as minhas lutas e desafios para um futuro melhor. Pelo carinho, alegria e apoio entregues no Chile e no Brasil. Obrigado pelo nosso amado filho Vicente, presente de Deus, que ainda está a caminho e aos meus sogros Raul e Gilda, que tem cuidado da Isabel durante a minha ausência no Chile.

Para os meus pais, Mario e Raquel. Pelos cuidados, carinho, valores e educação entregues durante muitos anos. Pelo exemplo de força e coragem deles.

Aos meus irmãos Victor e Belén, pelas alegrias e tantos momentos felizes. Por terem acreditado em mim.

Aos professores:

Ao professor Roberto Jordan. Agradeço por ter-me aceitado como seu orientando, por todos os conhecimentos entregues e a dedicação para que este trabalho viesse à luz. Por ter sempre boa vontade e espírito solidário.

Ao professor Samir Gerges, que foi o meu primeiro contato com os professores da UFSC e coorientador de mestrado. Agradeço pelas gestões para que pudesse conseguir bolsa o primeiro ano de Mestrado, e pela solidariedade quando precisei de ajuda.

Ao professor Jorge Arenas, por ter sido o meu coorientador na graduação e ter-me ajudado a fazer o primeiro contato com o professor Samir, me recomendado para fazer mestrado. Por ter acreditado na minha capacidade como engenheiro.

Ao professor Arcanjo Lenzi, por ter sempre a boa vontade de compartilhar o seu conhecimento com generosidade.

Ao professor Lauro Nicolazi, pelos bons conselhos para melhorar este trabalho.

Às empresas e instituições patrocinadoras

À SMARTTECH e à CAPES/CNPq pela ajuda financeira através das bolsas fornecidas, sem as quais teria sido pra mim muito difícil morar no Brasil.

Aos meus amigos e colegas:

Aos matemáticos e amigos meus, Pedro Reumay e Hugo Ramirez, por ter me aconselhado estudar no Brasil. Por ter acreditado na minha capacidade e por compartilhar com sincera alegria cada um dos meus sucessos.

Aos meus amigos Yordan e Berta. Obrigado por terem-me ensinado falar Português e pelos bons momentos compartilhados em sincera amizade. Para Alejandro, Lili, e todos os amigos do “taller interactivo” que apoiaram as minhas lutas para conseguir chegar ao Brasil.

Aos meus colegas e amigos compatriotas chilenos: Daniel e Carola, José e Mônica; Marcelo e Victor (“churrasco”). Ao José Espinosa, por ter-me incentivado trabalhar “forte” nos momentos da finalização deste trabalho.

Aos meus amigos brasileiros: David, Camila e Anderson, pela sincera amizade e bons conselhos, e aos meus amigos hispano-falantes: Hugo, Juanita e Dina, pelos conselhos e orações.

Aos irmãos da Igreja “os Peregrinos”. Pelas constantes orações, preocupação e amizade fornecidas até hoje.

Aos colegas do LVA, aqueles que compartilharam os seus conhecimentos e ajuda com generosidade: Marcelo “carioca”, Jesús, Raquel, Mélzak, Márcio F., Stephan, Mauricy, Felipe V., Paulão, Marcão, João, o Sr. Adilton (Parú), Fidel, Marcos Lenzi, Eric, Renato, Leonardo Lopez, Tiago e Henry.

Mais uma vez agradeço a Deus por este sucesso, que seja para glória dele.

SUMÁRIO

AGRADECIMENTOS	iv
SUMÁRIO	vi
LISTA DE FIGURAS	ix
LISTA DE TABELAS	xii
LISTA DE SÍMBOLOS	xiii
RESUMO	xiv
ABSTRACT	xv
CAPITULO 1 – INTRODUÇÃO	1
CAPITULO 2 – REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	5
2.1 Materiais Viscoelásticos.....	5
2.1.1 Propriedades.....	5
2.1.2 Efeitos da temperatura e da frequência.....	6
2.2 Medição de dados das propriedades dinâmicas.....	7
2.2.1 Os Métodos de Medição mais usados.....	9
2.3 Materiais Viscoelásticos Aplicados em Estruturas Multicamadas.....	10
2.3.1 Amortecimento por Cisalhamento.....	10
2.3.2 Amortecimento por Extensão.....	11
2.3.3 Amortecimento devido à deformação da espessura.....	12
2.4 Métodos Numéricos.....	13
2.4.1 Modelos Simplificados FEM e Propriedades Equivalentes.....	16
2.4.2 Modelagem e Aplicações dos laminados na Indústria Automobilística.....	18
2.4.2.1 Placa Cortafogo Projetada com FEM.....	20
CAPITULO 3 – MEDIÇÃO DO AMORTECIMENTO, ANÁLISE MODAL E RESPOSTA FORÇADA	22
3.1 Análise Modal Experimental.....	22
3.1.1 Funções Resposta em Frequência.....	22
3.1.2 Procedimento para Realizar uma Análise Modal Experimental.....	23
3.1.3 Tipos de excitação.....	24

3.1.3.1	Martelo de Impacto.....	24
3.1.4	Fixação das estruturas.....	25
3.1.4.1	Considerações sobre os tipos de suspensões.....	26
3.1.5	Métodos de Identificação de parâmetros modais.....	27
3.1.5.1	Método de ajuste individual de círculo.....	28
3.1.6	Relação entre amortecimento estrutural e viscoso.....	35
3.2	Análise Modal Experimental aplicada em placas planas retangulares.....	36
3.2.1	Procedimento Experimental.....	37
3.2.2	Resultados preliminares.....	40
3.3	Análise Modal Numérica através do Método dos Elementos Finitos.....	42
3.3.1	Softwares de Elementos Finitos.....	42
3.3.2	Comparação Numérico-Experimental baseada na Análise Modal.....	45
3.3.3	Ajuste do Módulo de Elasticidade no modelo numérico.....	51
3.3.4	Análise de resposta forçada. Nível de vibração.....	54
3.3.5	Determinação do amortecimento.....	55
3.3.6	Comparação Numérico-Experimental das FRF's.....	59
3.4	Ensaio e modelagem numérica da placa cortafogo.....	60
3.4.1	Análise Modal Experimental de placa cortafogo.....	61
3.4.1.1	Resultados Preliminares.....	62
3.4.2	Modelagem numérica FEM da placa cortafogo.....	63
3.4.2.1	Comparação numérico-experimental. Análise Modal.....	65
3.4.2.2	Ajuste Módulo de elasticidade.....	68
3.4.3	Resposta forçada. Nível de Vibração das placas cortafogo.....	69
3.4.4	Determinação do fator de perda.....	70
3.4.5	Comparação Numérico-Experimental das FRF's.....	71
CAPITULO 4 – ANÁLISE EXPERIMENTAL DA RADIAÇÃO DE RUÍDO		75
4.1	Introdução.....	75
4.2	O experimento.....	75
4.3	Resultados Obtidos.....	78
CAPITULO 5 – CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA FUTUROS TRABALHOS		83
5.1	Conclusões.....	83

5.2	Sugestões para Futuros Trabalhos.....	85
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	87
	APÊNDICE 1 - ROTINA EM <i>MATLAB</i> DO “MÉTODO AJUSTE DO CÍRCULO”	90
	APÊNDICE 2 - DADOS EXPERIMENTAIS DE AMORTECIMENTO DAS AMOSTRAS	93

LISTA DE FIGURAS

Capítulo 1

Figura 1.1	Exemplo de estrutura veicular, mostrando a placa cortafogo dela.....	3
------------	--	---

Capítulo 2

Figura 2.1	Efeito da temperatura no módulo de elasticidade e no fator de perda.....	7
Figura 2.2	Efeitos da frequência no módulo de elasticidade e no fator de perda.....	8
Figura 2.3	Configuração de Amortecimento por Cisalhamento.....	12
Figura 2.4	Configuração de Amortecimento por Extensão.....	13
Figura 2.5	Configuração de amortecimento devido à deformação da espessura.....	14

Capítulo 3

Figura 3.1	Procedimento de uma análise modal experimental.....	24
Figura 3.2	Martelo de impacto.....	25
Figura 3.3	Sinal temporal e conteúdo em frequência da força de impacto.....	26
Figura 3.4	Suspensão “livre” da estrutura usando fios flexíveis.....	28
Figura 3.5	Propriedades do círculo modal. Receptância.....	30
Figura 3.6	Círculo modal com localização de dois pontos.....	32
Figura 3.7	Identificação da frequência natural no círculo modal.....	35
Figura 3.8	Três definições da frequência natural desde a análise da FRF no círculo.....	35
Figura 3.9	Superfície das estimativas do fator de perda.....	36
Figura 3.10	Montagem para análise modal com martelo de impacto em placas planas...	39
Figura 3.11	<i>Measure-Modal Analysis (LMS TEST LAB)</i>	40
Figura 3.12	Construção da geometria. <i>Geometry (LMS TEST LAB)</i>	41
Figura 3.13	<i>Time MDOF-Modal Analysis (LMS TEST LAB)</i>	42
Figura 3.14	Parcela dos primeiros modos e as suas frequências naturais.....	42
Figura 3.15	<i>Normal Modes - Analysis - MSC PATRAN</i> . Modelagem de placa plana.....	45
Figura 3.16	Comparação gráfica dos modos. Placa de aço normal.....	47
Figura 3.17	Comparação gráfica dos modos. Placa de aço normal (Continuação).....	48
Figura 3.18	Comparação gráfica dos modos. Placa de aço normal (Continuação).....	49
Figura 3.19	Comparação gráfica dos modos. Placa de material “ <i>Quiet Steel</i> ”.....	50
Figura 3.20	Comparação gráfica dos modos. Placa de material “ <i>Quiet Steel</i> ” (Cont.)...	51
Figura 3.21	Diagrama do processo de ajuste numérico-experimental.....	52
Figura 3.22	Valores obtidos para E. Ajuste numérico-experimental.....	53

Figura 3.23	Correlação do ajuste numérico-experimental. Placas planas.....	55
Figura 3.24	Comparação das FRF's soma experimental. Ambos os materiais.....	56
Figura 3.25	Ajuste de círculo em pico de ressonância na curva soma de inertâncias.....	57
Figura 3.26	Ângulos entre pontos experimentais consecutivos do círculo (Fig.3.25).....	57
Figura 3.27	Diferenças angulares entre pontos consecutivos do círculo.....	58
Figura 3.28	Valores de amortecimento para aço normal e material composto “ <i>Quiet Steel</i> ” em amostra plana.	59
Figura 3.29	Força aplicada num nó da malha (<i>MSC PATRAN</i>).....	60
Figura 3.30	Comparação Numérico-experimental das FRF's soma. Placa plana de aço.	60
Figura 3.31	Comparação Numérico-experimental das FRF's soma. “ <i>Quiet Steel</i> ” – Placa plana.	60
Figura 3.32	Montagem para análise modal das placas cortafogo.....	62
Figura 3.33	Detalhe do modelo geométrico. <i>Geometry-TEST LAB</i>	62
Figura 3.34	<i>Time MDOF-Modal Analysis (LMS TEST LAB)</i> (Placa Cortafogo).....	63
Figura 3.35	Primeiras formas modais. Placa Cortafogo “ <i>Quiet Steel</i> ”.....	63
Figura 3.36	Construção da geometria. <i>MSC-PATRAN</i>	64
Figura 3.37	Malhas geradas dos protótipos: a) Aço normal, b) “ <i>Quiet Steel</i> ”.....	65
Figura 3.38	Comparação gráfica dos modos. Placa cortafogo de aço normal.....	66
Figura 3.39	Comparação gráfica dos modos. Placa cortafogo de aço normal (Cont.).....	67
Figura 3.40	Comparação gráfica dos modos. Placa cortafogo de material “ <i>Quiet Steel</i> ”	67
Figura 3.41	Comparação gráfica dos modos. Placa cortafogo de material “ <i>Quiet Steel</i> ”	68
Figura 3.42	Correlação numérico-experimental: Placas cortafogo.....	70
Figura 3.43	Comparação experimental das FRF soma para ambos os protótipos (Cortafogo).	71
Figura 3.44	Fator perda para o aço normal, “ <i>Quiet Steel</i> ” em amostra plana e “ <i>Quiet Steel</i> ” em placa cortafogo.	72
Figura 3.45	FRF's soma numérica e experimental. Placa cortafogo de aço normal.....	73
Figura 3.46	<i>Noise and Vibration-System Analysis-LMS VIRTUAL LAB</i>	74
Figura 3.47	Modelo numérico ajustado. Placa cortafogo “ <i>Quiet Steel</i> ”.....	74
Capítulo 4		
Figura 4.1	Dimensões das amostras e localização do ponto de conexão do <i>shaker</i>	77
Figura 4.2	Localização dos elementos no interior da câmara semi-anecóica.....	77
Figura 4.3	Esquema de ligação dos equipamentos.....	78
Figura 4.4	Nível de aceleração [dB] (Cabeça de Impedância) para as duas placas.....	79

Figura 4.5	Nível de força [dB] (Cabeça de Impedância) para as duas placas.....	80
Figura 4.6	Comparação do NPS para o aço normal e material “ <i>Quiet Steel</i> ”	80
Figura 4.7	FRF estrutural. Inertância pontual na placa.....	81
Figura 4.8	FRF vibroacústica. Pressão sonora Vs. força do shaker.....	81
Figura 4.9	Coerência da FRF Inertância.....	82
Figura 4.10	Coerência da FRF pressão sonora Vs. Força do shaker.....	82

LISTA DE TABELAS

Capítulo 3

Tabela 3.1	Tipos de funções de resposta em frequência.....	24
Tabela 3.2	Características das amostras de materiais sob análise.....	38
Tabela 3.3	Equipamentos e as suas especificações técnicas.....	39
Tabela 3.4	Especificações do modelo FEM de placas planas retangulares.....	46
Tabela 3.5	Frequências Naturais para os dois materiais.....	51
Tabela 3.6	Valores de E: Ajuste numérico-experimental.....	53
Tabela 3.7	Valores das frequências naturais: Ajuste numérico-experimental.....	54
Tabela 3.8	Exemplo de fatores estimados de perda pelo método do círculo.....	58
Tabela 3.9	Características físicas das duas placas cortafogo.....	61
Tabela 3.10	Especificações dos modelos FEM. Placas cortafogo.....	65
Tabela 3.11	Primeiras frequências naturais para os dois materiais.....	69
Tabela 3.12	Espessura e módulo de elasticidade equivalente para os modelos numéricos	69
Tabela 3.13	Comparação numérico-experimental das primeiras frequências naturais..	70
Tabela 3.14	Valores estimados do amortecimento e fator de perda.....	75

Capítulo 4

Tabela 4.1	Equipamentos utilizados na experiência.....	78
------------	---	----

LISTA DE SÍMBOLOS

a	Aceleração	[m/s ²]
rA_{jk}	Constante modal do r-ésimo modo	
C	Amortecimento	[Ns/m]
C_c	Amortecimento crítico	[Ns/m]
E	Módulo de elasticidade	[GPa]
\tilde{E}	Módulo complexo de elasticidade	[GPa]
F	Força	[N]
f	Frequência	[Hz]
f_c	Frequência de corte do martelo de impacto	[Hz]
G	Módulo de cisalhamento	[GPa]
\tilde{G}	Módulo complexo de cisalhamento	[Gpa]
g	Aceleração de gravidade	[m/s ²]
K	Rigidez de mola	[N/m]
$K_{Contato}$	Rigidez de contato entre o martelo de impacto e a superfície da amostra	[N/m]
NPS	Nível de pressão acústica	[dB]
P	Pressão acústica	[Pa]
T	Temperatura	[°C]
T_{60}	Tempo de reverberação mecânico	[s]
α_{jk}	Inertância	
V_c^r	Energia elástica no viscoelástico quando deformado no r-ésimo modo	[J]
V_s^r	Energia elástica na configuração quando deformada no r-ésimo modo	[J]
η	Fator de perda estrutural	
η_E	Fator de perda estrutural associada à deformação por flexão	
η_G	Fator de perda estrutural associada à deformação por cisalhamento	
η_c	Fator de perda estrutural para o material viscoelástico	
η_s^r	Fator de perda estrutural da configuração multicamada no r-ésimo modo	
ω	Frequência angular	[Rad/s]
ω_{η_r}	Frequência angular amortecida no r-ésimo modo	[Rad/s]
ξ	Fator de amortecimento modal	

RESUMO

Na atualidade, as empresas de veículos tentam oferecer maior conforto aos passageiros. O ruído e as vibrações provenientes do motor e da suspensão, entre outros, fazem com que o conforto acústico no interior da cabine de passageiros seja pobre. Assim, as características vibroacústicas de diferentes peças e da estrutura do carro devem ser aprimoradas para conseguir controlar o ruído e vibrações indesejados.

Em virtude de suas vibrações, as chapas, tais como a placa do piso, teto e placa cortafogo, entre outras, podem se transformar em importantes fontes de ruído. Particularmente, a placa cortafogo, que é aquela que separa o compartimento do motor da cabine de passageiros, tem uma função importante, pois ela é atingida pelas vibrações do motor, gerando ruído. E, além disso, ela atua como barreira do ruído do motor propagando-se pelo ar.

Existem diferentes técnicas de controle de amortecimento passivo em placas de carros. Geralmente em todas elas é adicionada uma camada de material de amortecimento, através de mantas asfálticas, spray e uso de materiais compostos laminados. Esta última técnica é talvez a favorita por muitos fabricantes de placas de carro, pois é possível conseguir resultados iguais ou superiores que outras técnicas, mas com pouca adição de massa e aumentando consideravelmente o amortecimento estrutural.

No presente trabalho, se pretende fazer uma comparação experimental e simulações numéricas em elementos finitos, do comportamento vibroacústico de duas placas cortafogo semelhantes, porém uma feita com aço normal e a outra com material composto laminado, também conhecido como "*Quiet Steel*".

ABSTRACT

For the automotive industry, the sound quality inside the vehicles is very important. This importance has increased significantly in the last years within the globally competitive automotive market. So, the vibroacoustic behavior of the vehicle body, and also of its parts, must be studied, in order to reduce the noise levels.

The vehicle passenger cabin is limited by many metal sheets that undergo vibrations generated especially by the engine and the road/tires interaction. Some examples of these sheets are: roof, floor, firewall panel, etc.

Particularly, it is here studied the firewall panel, which is placed between the engine space and the vehicle cabin. So it is a very important task the enhancement of its characteristics, diminishing the resulting vibration levels and, as a consequence, the noise radiated into the vehicle cabin. Also, it provides direct reduction of the airborne noise, by its isolating characteristics. This last feature is not investigated in this work.

The damping treatments are widely used in the automobilist and aeronautical industries. They provide the reduction of the vibrations levels, and consequently of the vibration induced noise, allowing lower transmission of noise and vibration through the structure. So the acoustic comfort is increased as a consequence of the reduction of noise and vibration levels inside the vehicle cabin.

In general, the surface damping treatments are categorized into two types. The first is known as sandwich construction. Two metal sheets, usually made of steel, are joined by a viscoelastic material layer, which provides damping. The second type is characterized by one-sided covering of the metal sheet with viscoelastic material. The first type usually furnishes equivalent or better performance, with lower weight increase.

This work presents a comparison of the vibroacoustic characteristics of two firewall panels, made with normal steel and sandwich construction. Experimental and numerical techniques are used to obtain vibrating (including modal) and acoustics data. The noise radiated by plane metal sheets, also made of both materials, is also investigated.

CAPÍTULO 1

INTRODUÇÃO

Uma das grandes preocupações da indústria automobilística é poder satisfazer as constantes demandas dos clientes, os quais se mostram cada vez mais exigentes quanto a conforto e desempenho esperado nos diferentes modelos oferecidos no mercado. Entre as várias características desejáveis num carro desta época, tal como a potência, economia de combustível, entre outras, está o conforto dos passageiros.

Dentro das características mais desejadas de conforto se encontra a qualidade acústica interior dos carros, a qual precisa de um bom isolamento das diversas fontes de ruído e vibração provenientes do motor, a suspensão, vibração de pneus, entre outras. O problema é amplo, pois existem diferentes fontes e caminhos aéreos e estruturais pelos quais se propagam o ruído e vibrações.

O revestimento veicular interno é um conjunto de peças do carro que, na sua maioria, está relacionado com o isolamento da cabine de passageiros. As portas, a placa do teto, a placa do piso, placa cortafogo, entre outras, são peças-chaves em termos de isolamento e controle de ruído, porque muitas delas estão relacionadas com alguma fonte de ruído/vibração e a cabine de passageiros. Então, é fundamental que este “pacote acústico” seja aprimorado em termos vibroacústicos.

Sendo assim, surgiu a necessidade do aprimoramento do revestimento veicular interior, em termos do controle de ruído e vibrações. No caso das placas e chapas dos carros, geralmente feitas com aço ou alumínio, começaram a ser aplicadas novas técnicas de adição do amortecimento nas estruturas. Na atualidade, com a chegada dos materiais compostos e os metais laminados têm se obtido excelentes resultados na fabricação de estruturas aeroespaciais e automobilísticas na redução de vibrações e ruído gerado por vibração. Porém, a aplicação dos materiais compostos deve ser feita de maneira inteligente, tendo cuidado de não aumentar muito o peso.

O laminado “sanduíche”, que consiste de duas camadas de aço e o material viscoelástico no centro, representa para muitos fabricantes, uma solução “otimizada” e difícil de ser melhorada. Esta configuração permite obter altos valores de amortecimento estrutural e conseqüente redução dos níveis de vibração, ainda com pouco aumento do peso, o qual faz dele a solução ideal para os fabricantes de carros.

Na atualidade, os metais laminados “sanduíche” estão sendo reconhecidos pelas suas excelentes características de redução de ruído. Pelo mesmo, é de grande interesse para os fabricantes poder conhecer o comportamento destes materiais aplicados em carros sendo submetidos nas condições de operação de funcionamento, tais como a temperatura e faixas de freqüência de funcionamento. Isso é possível ser feito através de técnicas experimentais de caracterização dos materiais e das estruturas de interesse.

Na atualidade, e com o avanço da tecnologia, é possível fazer ensaios experimentais e simulações computacionais, para obter conhecimento antecipado do comportamento físico das estruturas e subsistemas para aplicações na indústria automobilística. Estas técnicas permitem agilizar o desenvolvimento de um modelo de carro particular assegurando a obtenção de qualidade nas características que são de interesse aprimorar e ajudando diminuir os custos de fabricação.

Existem diversos métodos de simulação computacional, baseados em **métodos numéricos** do tipo **determinístico** e **probabilístico**. Os métodos determinísticos são baseados na solução de equações diferenciais e fornecem resultados confiáveis nas baixas freqüências. Podem ser citados o método dos elementos finitos (FEM), o método de elementos de contorno (BEM) e o método dos elementos infinitos (IEM). No caso dos métodos probabilísticos, tal como a Análise de Estatística de Energia (SEA), estes estão baseados na suposição que a distribuição da energia modal é homogênea, tendo um bom ajuste nas freqüências médias e altas, onde o número de modos por banda de freqüência é estatisticamente alto.

Esta dissertação está focalizada ao estudo de uma peça particular do pacote acústico: A placa cortafogo, que é aquela que separa o compartimento do motor da cabine de passageiros, tem uma função importante, pois a vibração do motor é transmitida nela gerando ruído, e, além disso, atua como barreira do ruído do motor propagando-se pelo ar. Segundo a

referência [10], a faixa de frequências onde acontecem os maiores problemas de ruído e vibração de carros é de 0 até 700Hz.

Na Figura 1.1 é ilustrado um protótipo de placa cortafogo.



Figura 1.1: Exemplo de estrutura veicular, mostrando a placa cortafogo.

Esta peça normalmente é feita em aço, porém na atualidade já existem protótipos em metal laminado.

Neste trabalho procura-se fazer um estudo de dois protótipos de placas cortafogo de características geométricas similares, porém sendo uma a original em aço, e a segunda de material composto "*Quiet Steel*". Para isso, serão feitas comparações experimentais e simulações numéricas usando *softwares* de elementos finitos.

Assim, o objetivo principal é poder comprovar e quantificar a eficiência deste material para a sua aplicação na fabricação de placas cortafogo e na redução de ruído e vibrações. Sendo assim, é de importância fundamental oferecer informações as empresas automobilísticas sobre o comportamento vibroacústico de estruturas feitas em material composto; e as indústrias que fabricam estes materiais para que possam ter um maior conhecimento sobre o desempenho dos seus produtos.

Um segundo objetivo de importância é o uso de modelos numéricos, para poder prever o comportamento vibroacústico da placa cortafogo simulando outras condições de uso.

A seguir é apresentado o resumo do conteúdo de cada capítulo:

O segundo capítulo corresponde à pesquisa bibliográfica centrada nos materiais compostos, as suas propriedades e como eles são caracterizados, além das principais configurações de aplicação dos materiais viscoelásticos, nos chamados “metais laminados”. Também é feita uma revisão sobre as principais técnicas de medição experimental e técnicas de modelagem numérica através do método dos elementos finitos. Finalmente são pesquisadas algumas das aplicações destes materiais para o controle de vibrações e modelagem na fabricação de peças de carro, particularmente da placa cortafogo.

O capítulo três está subdividido em duas partes: Na primeira são apresentados os fundamentos da análise modal experimental e o desenvolvimento de métodos analíticos de ajuste de dados para determinar o amortecimento estrutural das amostras sob análise. Já na segunda parte, são apresentados os resultados da análise modal aplicada em amostras planas, sendo o objetivo adquirir a habilidade técnica para medir estruturas mais complexas, além de conseguir a caracterização do material. No final do capítulo três é apresentado os resultados da análise modal experimental e a validação dos modelos numéricos para dois protótipos da placa cortafogo de geometria similar, sendo o primeiro de aço normal, e o segundo de material composto “*Quiet Steel*”.

O capítulo quatro trata sobre procedimentos experimentais vibroacústicos, onde o objetivo é quantificar a redução dos níveis de ruído gerados por placas de material composto “*Quiet Steel*” fazendo uma comparação com estruturas semelhantes em aço.

Finalmente, no capítulo seis, são apresentadas as conclusões obtidas no decorrer do trabalho e sugestões sobre o aprimoramento sobre técnicas experimentais e outras técnicas de modelagem numérica. Também são encomendadas sugestões para trabalhos futuros relacionados com esta dissertação.

CAPÍTULO 2

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 Materiais viscoelásticos

Segundo Beranek, Nashif e Nielsen (apud Balvedi) [4], todo material apresenta características viscoelásticas, ou seja, possui propriedades elásticas e viscosas simultaneamente. Isto quer dizer que parte da energia armazenada num sistema viscoelástico retorna após a remoção de uma carga, e o restante é dissipado pelo material na forma de calor. Porém, do ponto de vista prático, um material é considerado viscoelástico quando as suas características de rigidez e de amortecimento apresentarem uma forte dependência com a temperatura de trabalho e a frequência de excitação.

Jones (apud Balvedi) [4] assinala que, embora esta dependência exista em todos os tipos de materiais, se apresenta principalmente em polímeros, os quais são compostos por longas cadeias moleculares entrelaçadas e cruzadas, onde cada uma possui milhares ou até milhões de átomos. As interações moleculares internas, que ocorrem durante a deformação de uma amostra de material, originam propriedades macroscópicas em forma de rigidez e dissipação de energia, sendo este um mecanismo de amortecimento vantajoso no controle de vibrações [6].

2.1.1 Propriedades

As propriedades que caracterizam um material viscoelástico são o seu módulo de elasticidade E , o seu módulo de cisalhamento G e o fator de perda η associado [6]. Os módulos E e G são utilizados dependendo do tipo de tensão sofrida pelo material. No caso de E , a tensão é do tipo tração/compressão, enquanto que para G é por cisalhamento.

As propriedades dos materiais viscoelásticos podem ser apresentadas de forma conveniente através da representação complexa, como segue:

$$\tilde{E} = E(1 + i\eta_E) \quad \text{e} \quad \tilde{G} = G(1 + i\eta_G). \quad (2.1)$$

Neste caso, \tilde{E} e \tilde{G} correspondem aos módulos complexos de elasticidade e cisalhamento, respectivamente, sendo E e G os módulos de armazenamento e η_E e η_G os fatores de perda associados.

2.1.2 Efeitos da temperatura e da frequência

Como já foi mencionado anteriormente, as propriedades dos materiais viscoelásticos apresentam uma grande dependência com relação à temperatura e à frequência.

Segundo Ungar e Nashif (apud Balvedi) [4], o módulo de elasticidade E diminui com o aumento da temperatura, ao passo que o fator de perda alcança o máximo valor na chamada região de transição, como ilustrado na Figura 2.1. Pode-se observar que as propriedades dinâmicas do material mudam fortemente na região de transição. O módulo de elasticidade pode diminuir num fator de 1000 quando a temperatura se encontra na região de transição [4].

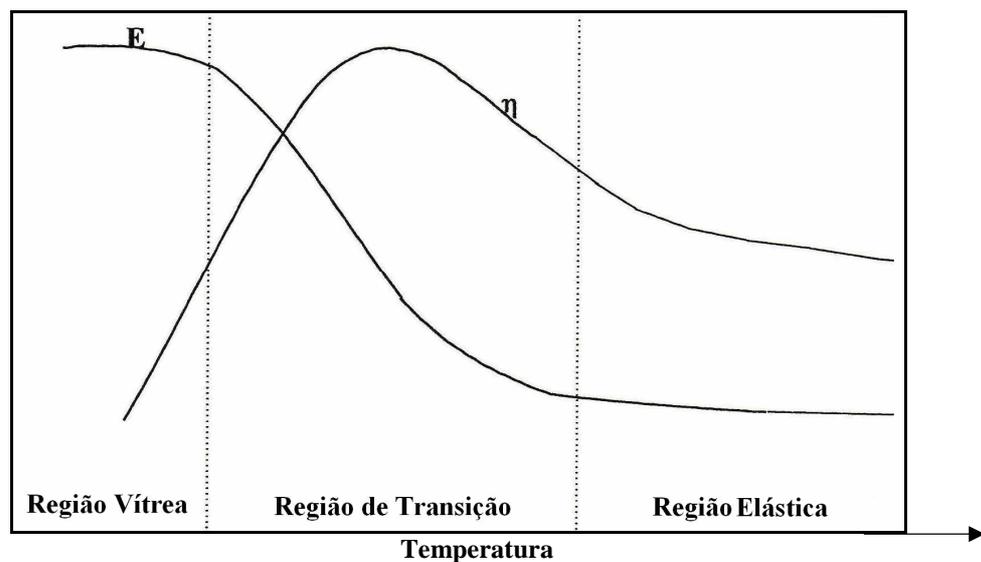


Figura 2.1: Efeito da temperatura no módulo de elasticidade e no fator de perda.

Segundo Beranek, Nashif e Nielsen (apud Balvedi) [4], os efeitos produzidos pela frequência são diversos, dependendo da região de temperatura que esteja sendo analisada. Em geral, o fator de perda é proporcional à frequência na região elástica, alcançando o máximo valor na região de transição e sendo inversamente proporcional à frequência na região vítrea (ver Fig. 2.2). O valor do módulo de elasticidade aumenta com o incremento da frequência, independentemente da temperatura, sendo que a razão de incremento é muito maior na região

de transição. Outros parâmetros tais como pré-carregamento estático e deformações cíclicas também influenciam o comportamento de materiais viscoelásticos, porém em baixo nível.

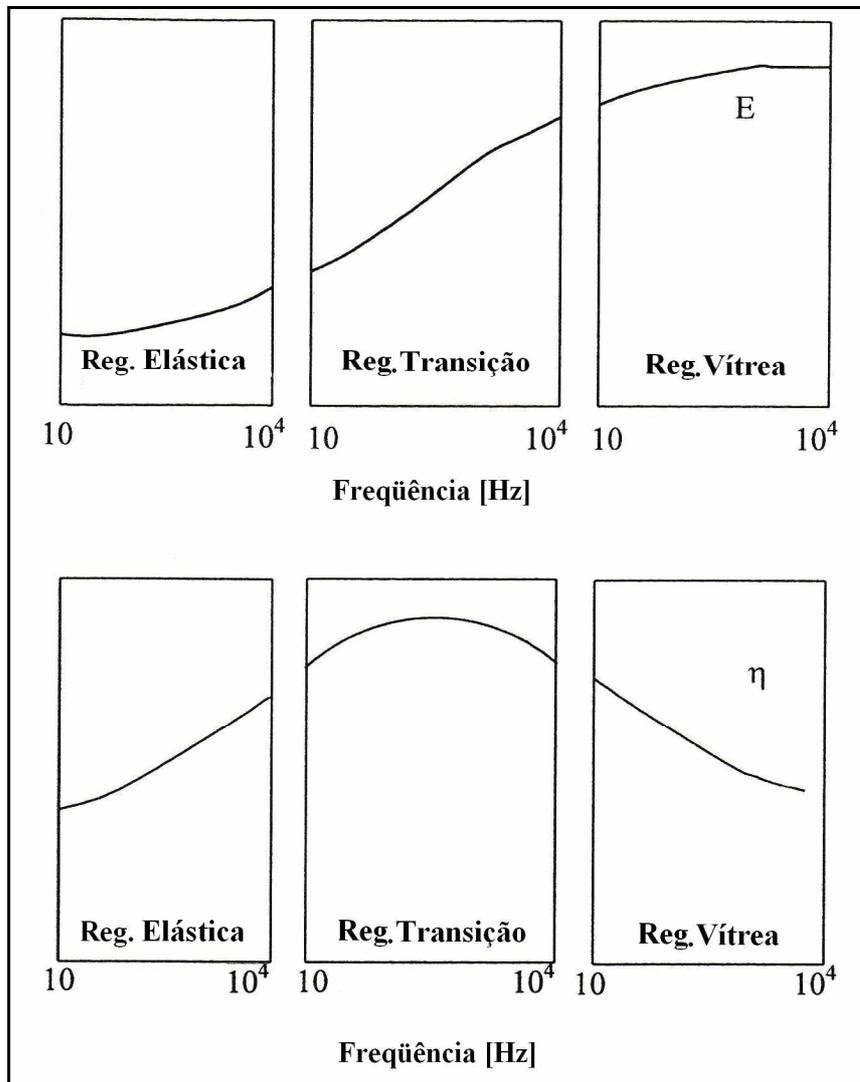


Figura 2.2: Efeitos da frequência no módulo de elasticidade e no fator de perda.

2.2 Medição e apresentação de dados das propriedades dinâmicas

A obtenção de informações sobre o comportamento dinâmico de materiais viscoelásticos precisa ser realizada através de métodos experimentais. Em 1972, Jones (apud Balvedi) [4] apresentou um trabalho sobre o método de ressonância para a medição do módulo de elasticidade e do fator de perda. Este método consiste da medição das propriedades dinâmicas de um sistema de um grau de liberdade, onde a amostra de material atua como um elemento de tipo mola. Com a variação da temperatura e da massa sobre a amostra de material, as propriedades dinâmicas podem ser medidas em determinadas faixas de

freqüências (ressonância do sistema) e de temperaturas. Alternativamente, uma configuração de cisalhamento pode ser usada para medir o módulo de cisalhamento. Neste documento, Jones apresentou um método particular para a medição destas propriedades quando o material viscoelástico era usado em camadas finas. A técnica está baseada na comparação de dados com valores determinados para a mesma configuração, mas usando outro material viscoelástico com propriedades já conhecidas.

Em outro trabalho, o mesmo autor (Jones apud Balvedi) [4] apresentou uma aplicação do método da ressonância em vigas pequenas para determinar as curvas de caracterização dinâmica de materiais viscoelásticos usados em controle de vibrações. O autor também faz uso do “princípio de superposição da freqüência-temperatura” para representar os dados das propriedades num único gráfico.

Em 1995, Gade (apud Balvedi) [4] apresentou um artigo sobre o método da ressonância, mostrando a teoria e os resultados obtidos. Neste trabalho também se menciona o método não-ressonante, o qual permite obter as propriedades dinâmicas de uma amostra desde as partes real e imaginária do espectro da resposta no domínio da freqüência (especificamente, força/deslocamento), como uma função contínua da freqüência.

Em 1980, a Sociedade Americana de Testes de Materiais (ASTM) publicou e padronizou o método da viga vibrante, também conhecido como o método da “Viga Oberst” [3], para a medição das propriedades dos materiais viscoelásticos submetidos a tração/compressão ou tensão por cisalhamento, *Standard E-756-98*. O método está baseado nas equações desenvolvidas por Ross, Ungar e Kervin (apud Balvedi) [4] e provavelmente seja o mais usado. Neste documento também são mencionados outros métodos para a avaliação do desempenho de materiais viscoelásticos, divididos em duas categorias: aqueles que têm por propósito quantificar o desempenho dos materiais de amortecimento para uma estrutura definida e aqueles que têm por propósito a medição das propriedades de uma amostra de material de amortecimento.

A representação dos efeitos da temperatura e da freqüência no comportamento dinâmico dos materiais viscoelásticos num único gráfico é de grande utilidade. Estes gráficos, chamados **nomogramas**, são criados usando o **princípio da superposição freqüência-temperatura**, que está baseado nos trabalhos de William, Landel and Ferry (apud Balvedi)

[4]. Numa edição atualizada, a ASTM E756-98 [3] também explica a representação de dados usando nomogramas, como pode ser gerado um nomograma e podem ser lidas as propriedades a partir dele. O princípio de superposição de frequência-temperatura está baseado no fato que as baixas frequências produzem o mesmo efeito que as altas temperaturas. Desta maneira, é possível reduzir os dados gerados para as diferentes temperaturas numa curva só, sempre que o correspondente fator de modificação para cada temperatura seja determinado.

2.2.1 Os métodos de medição mais usados

Nos trabalhos desenvolvidos por Beranek, Nashif e Nielsen (apud Balvedi) [4], são apresentados alguns dos métodos experimentais para a medição das propriedades dinâmicas de sistemas multicamada sendo usados para estruturas em geral. Porém, os três métodos usualmente aplicados são: o método da potência injetada, o método do decaimento e o método da largura de banda [14].

No método da potência injetada, o fator de perda é calculado como a relação entre a potência de entrada na estrutura e a energia total da mesma. A potência injetada é calculada a partir do espectro da força de entrada e a função resposta em frequência (FRF) mobilidade. A energia total é calculada pelo produto entre a massa do sistema e o quadrado da velocidade da vibração.

O método do decaimento está baseado na medição do tempo de reverberação e geralmente apresenta baixos resultados em comparação ao método da potência injetada. Neste caso, o tempo de reverberação em cada banda de frequência é usualmente dominado pelos modos de menor amortecimento.

No método da largura de banda se faz a medição da largura de banda de 3dB (meia potência) abaixo do nível de ressonância e é amplamente usado para estimar o fator de perda. Segundo Nashif (apud Balvedi) [4], em estruturas com baixo amortecimento, onde a resolução do analisador não é suficiente, podem ser usadas larguras superiores aos 3dB. Por exemplo, uma largura de banda de 20dB oferecerá um valor de dez vezes o fator de perda real.

Em 1985, Brown e Norton (apud Balvedi) [4] apresentaram um artigo discutindo as vantagens e desvantagens dos métodos de medição de densidade modal e fator de perda em

estruturas. Os autores concluíram que, para cada tipo de excitação, existe uma maneira específica para o cálculo da potência dissipada. Os autores também estabeleceram que numa estrutura muito pouco amortecida, o método de decaimento, usando transdutores sem contato, fornece melhores resultados que o método da potência injetada.

Num trabalho desenvolvido, Heckl (apud Balvedi) [4] apresentou uma discussão sobre os métodos de medição do módulo complexo de elasticidade, e conseqüentemente, do fator de perda. O autor dividiu o método em duas categorias: a primeira delas contém os métodos da curva de tensão-esforço, impedância mecânica, decaimento de vibração e o método de ressonância. Na outra categoria estão os métodos usados para a medição das propriedades de vigas, como o método da largura de banda de meia potência e o método de decaimento no tempo.

2.3 Materiais viscoelásticos aplicados em estruturas multicamadas

As estruturas e máquinas reais que requerem medidas de controle de vibração não podem ser tratadas diretamente, usando somente materiais viscoelásticos, porque eles podem não ser suficientemente resistentes. Segundo Calçada [6], estes materiais devem ser utilizados estrategicamente em conjunto com outros materiais de maior resistência mecânica, como os metais. O conjunto, assim, recebe o nome de estrutura multicamada. Estes tipos de materiais podem dissipar energia basicamente através de três mecanismos, segundo a configuração do sistema: amortecimento por cisalhamento, amortecimento por extensão (devido a esforços ao longo do comprimento da configuração) e amortecimento devido à deformação da espessura da camada viscoelástica.

2.3.1 Amortecimento por cisalhamento

Uma contribuição muito importante no estudo dos materiais viscoelásticos aplicados em estruturas multicamadas foi feita num trabalho desenvolvido em 1959 por Kerwin, Ross e Ungar (Kerwin apud Balvedi) [4]. Nesse documento, Kerwin apresentou as equações para calcular o fator de perda de vigas de tipo metal\viscoelástico\metal, considerando que as espessuras da camada de material viscoelástico e da camada de metal superior eram muito menores que a espessura da camada de metal da base. Foram apresentadas comparações com resultados experimentais, incluindo o uso de espaços (com ar), entre camadas. Com base nos resultados, os autores concluem que, nas configurações multicamadas do tipo “sanduíche”, o

mecanismo de amortecimento mais importante é o cisalhamento da camada do material viscoelástico.

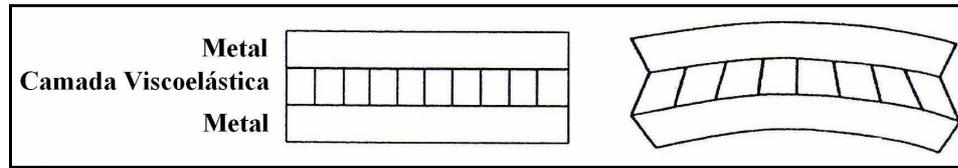


Figura 2.3: Configuração de Amortecimento por Cisalhamento. Estados inicial e deformado.

Este mecanismo de dissipação usualmente é bastante efetivo, porém oferece maior complexidade na análise e aplicação. Sempre que a estrutura seja submetida a deformações cíclicas, a camada metálica engastará o material viscoelástico obrigando-o a cisalhar. A presença da camada viscoelástica muda a rigidez de flexão da estrutura de tal jeito que o seu comportamento dependerá das dimensões das três camadas e do módulo de elasticidade (Nashif apud Balvedi) [4].

Em trabalhos posteriores, Nashif (apud Balvedi) [4] não considerou as relações de espessuras feitas por Kerwin, Ross e Ungar, e as equações para o fator de perda e a rigidez de flexão foram apresentadas para o caso geral.

Em 1962, Ungar (apud Balvedi) [4] apresentou um artigo estabelecendo a definição do fator de perda nestas configurações em termos da energia. O autor considerou os laminados como sendo compostos por molas viscoelásticas. Assim, o fator de perda da configuração pode ser interpretado como sendo uma média ponderada dos fatores de perda de cada mola.

Em 1999 Danilov (apud Balvedi) [4] apresentou resultados experimentais para o fator de perda e o módulo de elasticidade para duas configurações multicamadas, determinando as faixas de frequências onde acontece amortecimento por cisalhamento, por esforços normais e por esforços através da espessura do material. Usando amostras com uma camada de material viscoelástico entre 2 mm e 13 mm, o autor demonstrou que o amortecimento devido às deformações através da estrutura tende a acontecer nas altas frequências.

2.3.2 Amortecimento por extensão

No mesmo trabalho anterior feito por Kerwin, Ross e Ungar (Kerwin apud Balvedi) [4] (Secção 2.3.1), os autores consideraram o caso de uma camada de viscoelástico e outra de

metal, e se concluiu que nesta configuração o principal mecanismo de dissipação de energia são os esforços e tensões normais na camada do material viscoelástico.

Numa análise de este tipo de tratamento, comumente é suposto que as linhas normais ao plano neutro não deformado da estrutura permaneceram retas e normais ao plano neutro deformado, como é ilustrado na Figura 2.4.

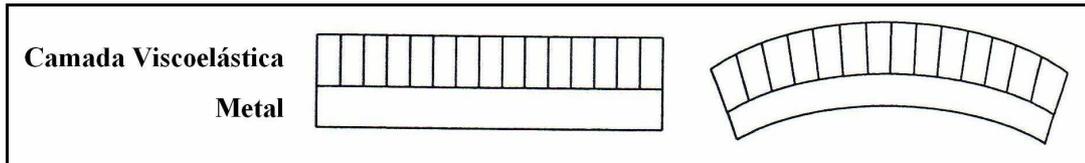


Figura 2.4: Configuração de Amortecimento por Extensão. Estados inicial e deformado.

Nesta configuração, o fator de perda, ao contrário do mecanismo de amortecimento por cisalhamento, não depende do número de onda [4]. De fato, este só é função das propriedades do metal e o material viscoelástico, tais como o fator de perda, módulo de elasticidade e densidades; e de parâmetros geométricos, como a razão entre as espessuras.

2.3.3 Amortecimento devido à deformação da espessura

O amortecimento devido à deformação da espessura da estrutura acontece quando a espessura do material viscoelástico é suficientemente grande para que aconteçam deformações específicas ao longo da direção da espessura. Este mecanismo pode constituir uma importante fonte de amortecimento nas ressonâncias de ondas estacionárias, para materiais viscoelásticos de grande espessura e baixa rigidez. [4].

Uma aproximação matemática foi desenvolvida por Ungar e Kerwin (Kerwin apud Balvedi) [4]. Em ela é estabelecido que quando a espessura do material viscoelástico é igual a um múltiplo ímpar de $\frac{1}{4}$ do comprimento de onda, acontece a máxima deformação, alcançando o máximo valor do fator de perda. No caso da configuração sanduíche, as ressonâncias aconteceram na direção transversal da placa quando a espessura do material viscoelástico é igual a múltiplos de $\frac{1}{2}$ do comprimento de onda. O anterior é ilustrado na Figura 2.5.

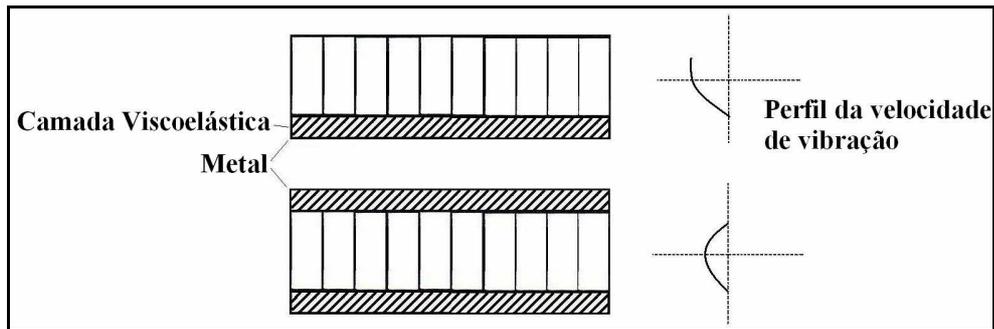


Figura 2.5: Configuração de amortecimento devido à deformação da espessura

Em 1964, Ungar (apud Balvedi) [4], publicou um estudo mostrando a influência do amortecimento longitudinal em sistemas multicamada. Este mecanismo de amortecimento acontece em configurações onde a camada do material viscoelástico é grossa e tem um baixo valor de módulo de elasticidade. Isto está relacionado com a dissipação de energia devido ao movimento do material viscoelástico numa espessura determinada. Segundo os resultados da pesquisa, este mecanismo pode mostrar um alto amortecimento nas ressonâncias, as quais acontecem quando o valor da espessura da camada de material viscoelástico é um múltiplo de $\frac{1}{2}$ ou $\frac{1}{4}$ do comprimento de onda, dependendo se a configuração é multicamada (viscoelástico\metal\viscoelástico) ou camada simples (metal\viscoelástico).

2.4 Métodos numéricos

Desde 1970, os métodos numéricos começaram a ser aplicados na análise do comportamento dinâmico de sistemas multicamada. Em 1979, Lu (apud Balvedi) [4] comparou os resultados experimentais e numéricos das funções de resposta em frequência de placas compostas por metal/viscoelástico/metal. O autor comparou as curvas de impedância com os resultados obtidos pelo **Método dos Elementos Finitos** [8, 10]. Os efeitos da frequência no módulo de elasticidade e no fator de perda de um material viscoelástico foram modelados usando as seguintes equações:

$$G = 102,39 \cdot 10^4 \cdot f^{0,625} \quad \text{e} \quad \eta = 1,6274 \cdot f^{-0,072}, \quad (2.2)$$

Sendo:

G é o módulo de cisalhamento;

η é o fator de perda da camada viscoelástica.

Para os modelos multicamadas foram usados elementos sólidos isoparamétricos de oito nós na camada do material viscoelástico. Para as camadas das bases (metal), foram usados elementos do tipo placa de quatro nós.

Em 1980, o mesmo autor (Lu apud Balvedi) [4], comparou os resultados numéricos e experimentais da impedância para vigas e anéis multicamada. No modelo da viga foram usados elementos de tipo viga para a camada viscoelástica e elementos tipo membrana para as camadas metálicas das bases. O autor destaca a necessidade de simular a função de resposta em frequência, pelo fato de que as propriedades dinâmicas dos materiais viscoelásticos dependem da frequência.

Em 1984, Lu (apud Balvedi) [4] analisou os mesmos modelos de placas do trabalho de Lu, trocando os elementos sólidos isoparamétricos por elementos do tipo viga, para simular a camada do material viscoelástico. O amortecimento estrutural destas vigas pode ser especificado para simular o amortecimento por cisalhamento e extensão de uma camada fina de material viscoelástico.

Em 1995, Mignery [19] apresentou um modelo usando elementos finitos para a predição das características de laminados multicamadas (metal/viscoelástico/metal). Este modelo tem duas diferenças em relação ao modelo descrito por Lu, em 1979 (apud Balvedi) [4]. A primeira diferença foi o uso de elementos do tipo mola para representar a camada viscoelástica e elementos do tipo casca para as camadas metálicas das bases. Cada elemento da camada viscoelástica foi representado por três molas: uma mola com rigidez extensional na direção z e outras duas molas com rigidez de cisalhamento nas direções x e y. A segunda diferença foi a utilização do **método da energia de deformação modal** (MSEM) desenvolvido por Ungar (apud Balvedi) [4], para calcular o fator de perda da configuração. No MSEM, o fator de perda do sistema multicamada pode ser calculado por:

$$\frac{\eta_s^r}{\eta_c} = \frac{V_c^r}{V_s^r} = \frac{\sum_{i=1}^n (SE)_c^i}{\sum_{j=1}^m (SE)_s^j}, \quad (2.3)$$

Sendo:

η_s^r é o fator de perda da configuração para o r-ésimo modo;

η_c é o fator de perda para o material viscoelástico;

V_c^r é a energia elástica armazenada no material viscoelástico quando a estrutura é deformada no r-ésimo modo;

V_s^r é a energia elástica armazenada na configuração quando esta é deformada no r-ésimo modo.

O terceiro termo na equação (2.3) estabelece que a energia de deformação é calculada como a razão entre a energia de deformação nos n elementos da camada viscoelástica e a energia de deformação dos m elementos da configuração total. Assim, o fator de perda da configuração é calculado com base nos princípios:

- 1) Devem ser conhecidas as frequências de ressonância da estrutura;
- 2) O módulo de elasticidade e o fator de perda da camada viscoelástica são calculados usando as frequências determinadas em 1), usando equações para o material já conhecidas (obtidas experimentalmente através de nomogramas, segundo Nashif e Jones (apud Balvedi) [4]);
- 3) A parte real do módulo de elasticidade é usada no modelo de elementos finitos para determinar a frequência natural para o modo sendo considerado. Se a frequência natural calculada é diferente daquela inicialmente conhecida em 1), o módulo de elasticidade deve ser ajustado até que ambas as frequências sejam iguais.

Em 1997, Mignery [20] comparou os resultados numéricos de dois modelos para configurações multicamadas: elástico e viscoelástico. No modelo elástico foram considerados elementos sólidos para a camada viscoelástica e o fator de perda da configuração foi calculado através do método MSEM. A vantagem deste modelo elástico foi o baixo tempo de processamento, uma vez que a rigidez do material viscoelástico era um número real. As desvantagens foram a quantidade de trabalho necessário para obter resultados pelo MSEM e a

necessidade de escolher um valor do módulo de elasticidade representativo para faixa de frequências das funções de resposta em frequência. No modelo viscoelástico, foram utilizados elementos do tipo viga e foi usado o módulo complexo de elasticidade para representar a camada viscoelástica. As frequências naturais e os fatores de perda associados foram determinados através da simulação da resposta forçada e das propriedades da camada viscoelástica (como uma função da frequência). A principal desvantagem deste modelo foi o alto custo de tempo de cálculo computacional. Depois de serem simuladas algumas configurações, foi concluído que, em geral, os dois modelos conseguiram prever bem as frequências naturais, porém, o modelo elástico sobreestimou o fator de perda, em contraste com o modelo viscoelástico, que tendeu a subestimar o fator de perda.

2.4.1 Modelos simplificados FEM e propriedades equivalentes

Em 1999, Akanda [2] apresentou um modelo simplificado do comportamento dos tratamentos de amortecimento feitos com FEM [8, 10] e SEA [10, 14]. A idéia básica é conseguir representar as propriedades dinâmicas de uma estrutura multicamada através de somente uma camada equivalente. As propriedades dela são obtidas através das equações do método RKU [2, 4]. A grande vantagem desta técnica é que não é necessário um pré-processamento especial de elementos finitos e ela não incrementa o número ativo de graus de liberdade no modelo, facilitando a modelagem em sistemas e subsistemas de maior tamanho e complexidade. A técnica foi aplicada em tratamentos de amortecimento com camada simples e sanduíche em estruturas veiculares simples, tendo sido comparadas as respostas forçadas entre o modelo simplificado e o modelo detalhado que envolve elementos sólidos viscoelásticos [21, 32].

Quando estruturas maiores e de geometria complexa, ainda com tratamentos de amortecimento viscoelástico, são modeladas com FEM, muitas vezes a massa da camada viscoelástica é apenas considerada como uma massa não estrutural. A consideração anterior leva à suposição de que os modos de baixas frequências não são influenciados pelos efeitos localizados do amortecimento e, conseqüentemente, os efeitos de rigidez e amortecimento destes tratamentos podem ser ignorados. Porém, para altas frequências (acima de 60Hz), nos modos das placas começam aparecer efeitos localizados do amortecimento e eles já não podem ser ignorados.

Nos últimos quarenta anos, as configurações camada simples e sanduíche foram amplamente estudadas, desenvolvendo métodos analíticos sofisticados e difíceis de manipular, tal como o Método da Matriz de Transferência e outros baseados na teoria variacional assintótica [2].

Mais recentemente, tem sido usado o método dos elementos finitos. Porém, os modelos que envolvem elementos sólidos na camada viscoelástica [20] são caros em termos de recursos computacionais e até impossíveis de resolver, se eles envolvem uma grande quantidade de graus ativos de liberdade [2]

Contudo, o método RKU foi projetado especialmente para tratamentos de amortecimento multicamada oferecendo precisão, simplicidade e facilidade de uso para o cálculo da rigidez de flexão e o fator de perda de painéis de tratamentos multicamada simples e sanduíche. Assim, o modelo FEM equivalente, baseado no método RKU, é um poderoso método de modelagem de baixo custo computacional, sem muita perda de precisão.

No método RKU, as propriedades equivalentes para estruturas sanduíche são determinadas usando o número de onda de flexão de propagação no meio (placas e vigas) [2]. Uma das suposições é que existe deformação senoidal no sistema composto. No modelo simplificado estas propriedades são colocadas num nível elementar. Como consequência disso, um erro se acumulará quando estas propriedades foram colocadas em elementos perto de peças fixas ou engastadas, em contornos ou junções.

A dependência com a temperatura e a frequência, dos módulos de elasticidade e cisalhamento e os correspondentes fatores de perda associados do material viscoelástico, são apresentados geralmente na forma de monograma fornecido pelo fabricante. Este monograma é gerado aplicando o teste da “Viga Oberst” [3] ao material. Funções empíricas, baseadas em modelos de relaxação do material, são usadas no processo de construção da curva. Uma vez que a equação empírica é estabelecida, os módulos de elasticidade e cisalhamento e os valores dos fatores de perda associados podem ser obtidos para qualquer faixa de frequência e temperatura dentro da faixa do teste da “Viga Oberst”.

Quando não se tem um nomograma, o primeiro passo para obter as curvas das propriedades dinâmicas do material viscoelástico é através do processamento dos resultados obtidos no teste da “Viga Oberst” [3]. As dimensões da amostra e a espessura da camada viscoelástica podem precisar de um ajuste para ficar levemente amortecidas, para conseguir melhores medições das FRF para o material composto. Caso contrário, a extração dos valores de amortecimento do núcleo viscoelástico pode ser muito difícil. É importante dizer que as frequências naturais e os valores de amortecimento da viga composta, geralmente fornecidos pelos fabricantes; ainda precisam de processamento para identificar as propriedades do material viscoelástico. Depois disso, a estrutura amortecida pode ser modelada numa camada simples de elementos do tipo casca com as propriedades equivalentes encontradas.

2.4.2 Modelagem e aplicações dos laminados na indústria automobilística

O uso de laminados com alto amortecimento na indústria automobilística e aeronáutica comercial começou apenas nas últimas duas décadas. A aplicação desta técnica foi possível pelos avanços dos processos de fabricação, os quais foram aprimorados para produzir altos volumes de produção, com custo menor.

A redução de ruído e vibrações no interior da cabine de passageiros de carros é um efeito desejável em termos de qualidade, desempenho na fabricação de veículos e aeronaves. O NVH (*noise, vibration and harshness*) é atualmente considerado um parâmetro de projeto importante na fabricação de carros [28].

Muitas famílias de materiais multicamadas são atualmente comercializadas, por exemplo, *Quiet Steel, Dynalam, LVDS, TEKNO* (Brasil) [22, 28]. As espessuras das camadas do material viscoelástico usualmente são entre 25 μ m e 40 μ m, enquanto que as espessuras das camadas das bases (metal) são entre 0,25mm e 5mm. Os valores do fator de perda por amortecimento usualmente são de 7% e podem alcançar valores de até 50%, quando submetidas a temperaturas de 150°C [28].

Os tratamentos de amortecimento usualmente ajudam a reduzir a resposta vibratória de vibração das placas nas ressonâncias. Os materiais compostos laminados são usados para fornecer amortecimento às chapas, tais como multicamadas do tipo simples (metal/viscoelástico) e sanduíche (metal/viscoelástico/metal). Estes tipos de tratamentos têm

grandes vantagens em comparação a outras técnicas de adição de amortecimento. Por exemplo, a aplicação de mantas asfálticas tem um alto custo de fabricação, além de elas tornarem-se quebradiças quando armazenadas por longos períodos ou expostas a baixas temperaturas. Os tratamentos sanduíche geralmente oferecem melhores resultados que as mantas asfálticas e os “spray”, pois o amortecimento numa configuração sanduíche vem do cisalhamento da camada de material viscoelástico, um mecanismo bastante eficiente, sendo que o aumento de peso é reduzido em comparação com os outros métodos [21, 28].

Muitos esforços foram dirigidos pelas empresas automobilísticas para o desenvolvimento de estruturas multicamada, especialmente para controle de vibrações, conhecidas como LVDS (*laminated vibration damped steel*). Estas estruturas são projetadas com ajuda de CAE (*computer aided engineering*), e métodos numéricos tais como o método dos elementos finitos, para reduzir o ruído via ar e estrutura no interior de carros [28]. O projeto consiste em substituir o painel original, geralmente de aço, por outro painel de geometria similar, porém feito com material sanduíche.

Yang e Steven [32] apresentaram uma aplicação de placas LVDS, especialmente para a placa cortafogo do modelo *Taurus* da *Ford*. Os autores usaram ferramentas de CAE para fazer provas de carregamento estático/dinâmico requeridos na faixa de temperatura de funcionamento e o método dos elementos finitos, para determinar as rigidezes do material viscoelástico e a contribuição de amortecimento estrutural requerida. A análise computacional dinâmica do laminado mostrou resultados para as vibrações amortecidas sob diferentes condições de contorno. Em todas as análises, é preciso ter informações sobre a geometria e propriedades dos materiais (metal e viscoelástico).

Segundo os autores, as condições de contorno aplicadas podem não refletir a situação real do veículo, porém ajudam a avaliar a capacidade de controle de vibrações destes materiais. No seu artigo, assinalam que a chave para maximizar os benefícios do amortecimento estrutural da placa é a escolha correta do tipo de laminado com as adequadas propriedades viscoelásticas, que devem abranger as faixas de frequência e temperatura de operação. Depois disso, já é possível gerar a malha final com as correspondentes características da camada viscoelástica [32].

2.4.2.1 Placa cortafogo projetada com FEM

Lezza Mignery [21] apresentou um artigo que serviria como base para o trabalho de Yang e Steven [32], para projetar placas cortafogo em material sanduíche, usando FEM. Além da análise dinâmica, foi realizada uma análise estática, projetando o material para manter as mesmas características de rigidez da placa de aço originalmente usada. O ajuste das rigidezes estática e dinâmica se faz segundo a espessura, sendo que o aumento dela permite compensar a perda de rigidez devido ao novo material multicamada sendo usado [21, 32]

As características de NVH (*Noise, Vibration and Harshness*) foram determinadas através de análise modal e análise de resposta forçada, usando para ambos os casos o método dos elementos finitos. Assim, foi possível determinar as frequências naturais e a forma da vibração para cada modo. O amortecimento é visualizado desde a simulação da resposta de frequência forçada devido a uma força de excitação localizada na estrutura. Esta resposta mostra com clareza a redução das vibrações associadas com o material composto.

As placas veiculares são geralmente projetadas em aço normal, com uso de elementos finitos para aprimorar detalhes. Este tipo de análise é ainda mais complexo no caso dos materiais compostos, porque quando eles são deformados, as seções planas através da espessura não permanecem planas. No caso dos laminados, é preciso modelar com detalhe as duas camadas de aço, a camada viscoelástica e a interconexão entre todas elas.

O modelo é feito com elementos do tipo casca para as camadas externas e elementos sólidos ou viga para a camada de material viscoelástico. As camadas externas são modeladas usando o programa comercial *MSC/NASTRAN* [21, 23]. É importante destacar que os elementos sólidos são usados nos cálculos da rigidez e os elementos viga para o cálculo das frequências naturais e das respostas em frequência. Os elementos viga são necessários para minimizar a quantidade de memória necessária para modelar mais facilmente a solução dinâmica da camada viscoelástica, que é geralmente complicada.

Geralmente as propriedades dinâmicas de laminados são determinadas por testes experimentais. Neste caso, as propriedades são derivadas do teste da “Viga Oberst” [1, 3] para uma temperatura de 24°C. Estas propriedades são usadas para fazer uma estimativa da condição estática. Para os cálculos da rigidez em baixas frequências foi usado o valor do

módulo de elasticidade em 150Hz. Teoricamente, o módulo na condição estática deveria ser em 0Hz, porém, para frequências muito baixas a curva de ajuste do modelo pode fornecer valores não representativos do experimento.

É importante dizer que para os cálculos dinâmicos foi usado um valor único do módulo de elasticidade, mesmo que o material viscoelástico seja dependente da frequência. O fato de ignorar esta dependência com a frequência ajuda a diminuir a dificuldade de cálculo. Se o valor do módulo de elasticidade é definido numa faixa pequena de frequências, os cálculos podem ser feitos numa quantidade de tempo muito mais baixa, sem muita perda da precisão. Nesta análise, as características dinâmicas foram examinadas até 500Hz, usando as propriedades dos materiais identificadas até 250Hz.

Da análise modal é possível ver que as frequências naturais de ambos os modelos são similares. Este fato não é uma casualidade e é parte do projeto da placa de material composto, onde as rigidezes foram projetadas sendo iguais que as do modelo original em aço. Isto permite ter frequências naturais bem próximas em ambos os protótipos.

CAPÍTULO 3

MEDIÇÃO DO AMORTECIMENTO, ANÁLISE MODAL E RESPOSTA FORÇADA

3.1 Análise modal experimental

A análise modal experimental é uma técnica de medição e análise de dados do comportamento vibracional de estruturas, que tem por objetivo a obtenção do chamado **modelo modal**. Este modelo possui os **parâmetros modais**, que caracterizam perfeitamente a dinâmica da estrutura sob análise, que são os seguintes: frequências naturais, amortecimentos e formas de vibração.

Antes de explicar os passos necessários para realizar corretamente uma experiência de análise modal experimental, é preciso definir o que é uma **Função de Resposta em Frequência**, conceito fundamental para este tipo de medição.

3.1.1 Funções resposta em frequência

Em termos gerais, uma Função de Resposta em Frequência (FRF) é uma relação causa/efeito que descreve o comportamento de um sistema fechado, com uma entrada e uma saída, podendo o sistema ser de diferentes naturezas (Ex. elétrico, mecânico, térmico, etc.). No caso da análise modal experimental, o sistema é a amostra sob análise. Então, a FRF é uma função da frequência entre dois pontos da estrutura, sendo um deles a entrada e o outro a saída. O sinal de entrada corresponde à excitação mecânica e a saída à resposta dinâmica. [7, 17].

Na prática, o sinal mecânico da entrada é uma força que excita a estrutura em uma determinada faixa de frequências, com amplitude e fase conhecidas, enquanto que a resposta (saída) pode ser medida em termos de aceleração, velocidade ou deslocamento.

A geração de força geralmente é feita por atuadores eletro-mecânicos do tipo vibrador (*shaker*) ou impacto com martelo [12]. A medição das grandezas de entrada e saída pode ser feita usando-se vários transdutores. Maiores detalhes sobre estes transdutores podem ser encontrados na referência [15].

Depois que os sinais de entrada e de saída são medidos no tempo, faz-se o cálculo das transformadas de Fourier deles para determinar a função resposta em frequência do sistema, sendo que os parâmetros físicos são obtidos a partir da amplitude e da fase das várias FRF's [7].

Existem diferentes tipos de FRF, segundo o tipo de grandeza medida na resposta. Eles estão relacionados na Tab. 3.1.

Tabela 3.1: Tipos de funções de resposta em frequência.

Tipo de Resposta	Resposta/Força	Força/Resposta
Deslocamento	Receptância	Rigidez Dinâmica
Velocidade	Mobilidade	Impedância Mecânica
Aceleração	Inertância	Massa Aparente

3.1.2 Procedimento para realizar uma análise modal experimental

O primeiro passo que deve ser feito é uma discretização da amostra ou estrutura de interesse, numa certa quantidade de pontos, e medir em cada um deles uma FRF, as quais são fundamentais para a determinação do modelo modal.

Posteriormente, define-se um modelo modal viscoso ou histerético e utilizam-se as técnicas de estimação de parâmetros, através do ajuste de curvas, até conseguir acertar o modelo escolhido com os dados medidos, e assim chegar aos valores dos parâmetros modais. Uma vez que os valores dos parâmetros tenham sido estimados, devem ser verificados através da visualização gráfica, ou através de alguma técnica de validação do modelo modal.

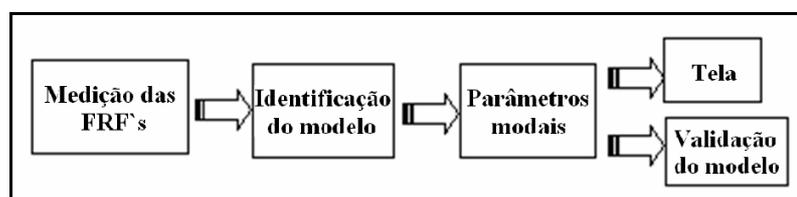


Figura 3.1: Procedimento de uma análise modal experimental.

3.1.3 Tipos de excitação

Existem dois tipos de geração da força de excitação: O primeiro, onde existe contato permanente entre a fonte excitadora (shaker) e a estrutura, e a segunda onde não existe o contato permanente (impacto).

3.1.3.1 Martelo de impacto

O martelo de impacto é a maneira mais simples de se excitar uma estrutura mecânica para uma análise modal experimental. Através de um transdutor de força incorporado nele, é possível medir a força do impacto produzido por uma martelada na estrutura sob análise. A massa adicional e a ponteira podem ser trocadas, para controlar as características da força do impacto.

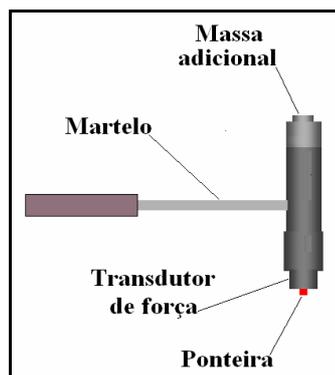


Figura 3.2: Martelo de impacto.

Na hora de bater com martelo na estrutura sob análise devem-se tomar os seguintes cuidados:

- Manter o mesmo ponto da batida;
- Manter a mesma direção da batida (perpendicular à superfície);
- Evitar repique;
- Impactar com amplitudes mais ou menos semelhantes, em todas as batidas, evitando sobrecarga (*overload*).

A magnitude do impacto depende da massa da cabeça do martelo e da sua velocidade quando impacta a estrutura. Esta massa pode ser modificada para obter a magnitude desejada, uma vez que o usuário costuma utilizar velocidade constante nos impactos.

A faixa de frequência de excitação efetiva do martelo é controlada pela rigidez de contato das superfícies e a massa da cabeça do martelo. O tipo de ponteira permite obter diferentes valores da rigidez de contato [12]. Isto é essencial para controlar a chamada **frequência de corte**, que é definida por:

$$\omega_c = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K_{Contato}}{m_{C.M.}}}, \quad (3.1)$$

onde:

$K_{Contato}$: rigidez de contato entre as superfícies;

$m_{C.M.}$: massa da cabeça do martelo.

A frequência de corte é importante, porque depois desta frequência é difícil fornecer energia à estrutura.

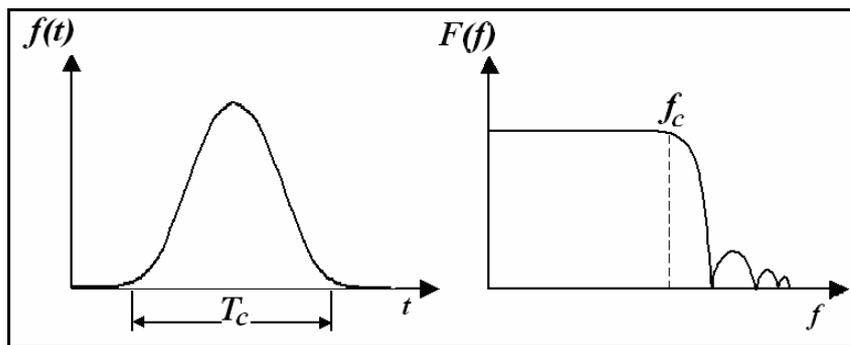


Figura 3.3: Sinal temporal e conteúdo em frequência da força de impacto.

A frequência de corte f_c deve ser o menor possível, desde que cubra toda a faixa de frequência de interesse, para não desperdiçar energia em altas frequências. Para obter valores baixos de f_c deve utiliza-se uma ponteira mole (Ex.: ponteira de borracha), pois diminuindo a rigidez de contato, diminui-se também a f_c . Ao contrário, para obter um valor alto de f_c deve-se usar uma ponteira mais rígida (Ex.: ponteira de aço).

3.1.4 Fixação das estruturas

Existem duas condições básicas na hora de suportar a estrutura a analisar, denominadas **fixa** e **livre**.

Quando uma estrutura está **fixa**, alguns de seus pontos estão firmemente conectados a pontos externos fixos. Idealmente, tais pontos da estrutura não devem apresentar qualquer tipo de movimento.

Uma estrutura **livre**, ao contrário, está de alguma maneira suspensa no ar, permitindo que todos os seus pontos se movimentem. Na prática, a condição livre não é a ideal, pois a estrutura está submetida aos efeitos da gravidade. Neste caso, algum tipo de suspensão deve ser providenciado. Se a suspensão for bastante flexível, o conjunto suspensão/corpo rígido apresenta nos modos de corpo rígido frequências naturais baixas e distantes das frequências naturais correspondentes aos modos flexíveis de vibração, que são aqueles em que há deformação da estrutura.

Existem várias alternativas de suspensão para a condição livre: o corpo pode ser suspenso por molas bem flexíveis, ser suspenso por fios flexíveis semelhante a um pêndulo ou ainda ser depositado sobre algum material bem macio, como espuma de poliuretano.

No caso da suspensão de uma massa, usando fio flexível, tem-se a frequência natural do pêndulo simples, dada por:

$$f_{\text{Pêndulo}} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{g}{l}}, \quad (3.2)$$

sendo l é o comprimento efetivo dos fios, do ponto superior de fixação ao centro de gravidade da massa e g e a aceleração de gravidade.

Na Fig. 3.4 tem-se um corpo suspenso por dois fios flexíveis. Considerando o movimento de balanço de corpo rígido, sem rotação, pode-se aproximar a frequência natural desta forma de vibrar pela Eq. (3.2).

3.1.4.1 Considerações sobre os tipos de suspensões

Quando são usados fios flexíveis (tipo pêndulo), a direção de aplicação da força deve ser horizontal e perpendicular ao plano definido pelos cabos de suspensão (ver Fig. 3.4).

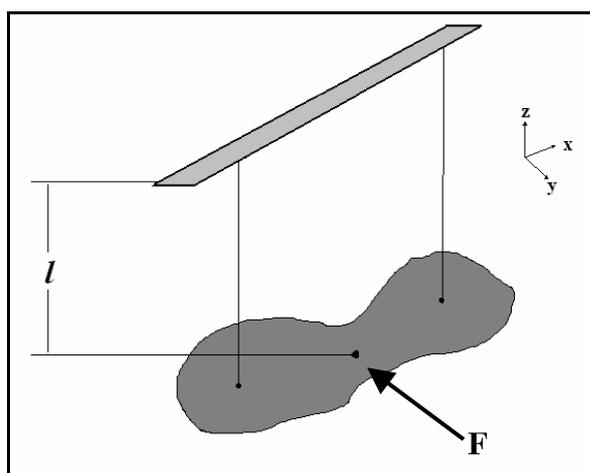


Figura 3.4: Suspensão “livre” da estrutura usando fios flexíveis.

Em geral, a frequência natural da estrutura devido ao movimento vertical de corpo rígido (ver Fig. 3.4) apresenta valores significativamente mais elevados, e, se não se tomam cuidados, esta frequência pode-se inserir na faixa de frequências dos modos flexíveis de vibração, o que é indesejável para efeitos da análise.

A condição “livre” apresenta algumas vantagens e desvantagens com relação à condição “fixa”. Neste caso, os modos de corpo rígido podem ser utilizados para o cálculo das propriedades de inércia da estrutura sendo analisada. Porém, na condição “fixa” é possível obter dados sobre a rigidez estática da estrutura, ao fazer uma análise das FRF's em baixas frequências, sendo esta uma informação valiosa que não pode ser oferecida pela condição “livre”.

Em geral, a condição “livre” apresenta maiores vantagens que a condição “fixa”, e por causa disso é preferida quando as condições o permitam. Maiores detalhes podem ser obtidos na referência [12].

3.1.5 Métodos de identificação de parâmetros modais

A análise modal se faz geralmente no domínio da frequência ou do tempo. Em ambos os casos, os *softwares* comerciais utilizados para este fim baseiam-se na análise de FRF's. Então, pelo menos, recomenda-se fazer uma análise prévia delas, para assim evitar o processamento errado de dados.

Como já é sabido, existem diferentes tipos de FRF's. A escolha do tipo delas favorece a mobilidade, pois esta curva possui um comportamento mais equilibrado que as receptâncias, que enfatizam as baixas frequências e que as inertâncias, que enfatizam as altas frequências. Maiores detalhes sobre a verificação das FRF's, podem ser achadas na referência [12]. Contudo, do ponto de vista prático, em decorrência do uso de acelerômetros, as inertâncias são mais utilizadas.

Existem vários métodos teóricos que permitem encontrar os parâmetros modais a partir do processamento das informações experimentais. Alguns deles estão baseados em técnicas de ajuste, tais como o método de ajuste individual do círculo e ajuste multi-modal; outros baseados na análise individual dos modos, outros na inversão das FRF's e ainda outros no domínio do tempo [12].

No que segue é apresentado o desenvolvimento teórico do ajuste individual do círculo, que será mais tarde usado para determinar os parâmetros modais das estruturas sob análise.

3.1.5.1 Método de ajuste individual de círculo

Quando uma FRF é levada ao plano complexo, nos chamados Gráficos de Nyquist, a região da ressonância será representada através de um círculo [12]. Assim, a idéia é ajustar um círculo individualmente a cada subconjunto de dados da FRF que apresente tal comportamento.

É importante dizer que as FRF's usadas devem ser receptâncias, quando for usado amortecimento estrutural. Isto garante a obtenção de círculos perfeitos. Já no caso de amortecimento do tipo viscoso, as FRF's deverão ser mobilidades para assim não obter círculos deformados. Deve ter-se em consideração que a troca de receptâncias por mobilidades vai provocar uma rotação de 90° nos diagramas de Nyquist, porém as conclusões com base em receptâncias são igualmente válidas para o uso de mobilidades [12].

As receptâncias podem ser expressas em formas de séries, para assim fazer uma superposição das contribuições dos vários modos. Da referência [12], tem-se que:

$$\alpha_{jk}(\omega) = \sum_{r=1}^N \frac{{}_r A_{jk}}{\omega_{n_r}^2 - \omega^2 + i\eta_r \omega_{n_r}^2} \quad (3.3)$$

Quando acontece uma ressonância no r-ésimo modo, a parcela de receptância relativa a esse modo (Equação (3.3)) traça um círculo com valores bem significativos, enquanto que a parcela restante da soma dos outros modos tem uma contribuição mínima, com pequenas variações. Então, a interferência dos modos restantes pode ser representada por um único valor complexo:

$$\alpha_{jk}(\omega) = \frac{{}_r A_{jk}}{\omega_{n_r}^2 - \omega^2 + i\eta_r \omega_{n_r}^2} + {}_r B_{jk} \quad (3.4)$$

Uma consequência interessante do fato anterior é que a representação, no gráfico de Nyquist, do r-ésimo modo, já não é mais um círculo tangente à origem, mas com o seu centro deslocado pela grandeza complexa ${}_r B_{jk}$.

O termo ${}_r A_{jk}$ é o encarregado de alterar o diâmetro do círculo no fator $|{}_r A_{jk}|$ e a sua posição angular por $\text{tg}^{-1}(\text{Im } {}_r A_{jk} / \text{Re } {}_r A_{jk})$.

Já tendo clara a contribuição de ${}_r A_{jk}$, para o ajuste das propriedades do círculo no r-ésimo modo, será considerada a expressão básica de um círculo sem este multiplicador:

$$\alpha = \frac{1}{\omega_{n_r}^2 \left(1 - (\omega/\omega_{n_r})^2 + i\eta_r \right)} \quad (3.5)$$

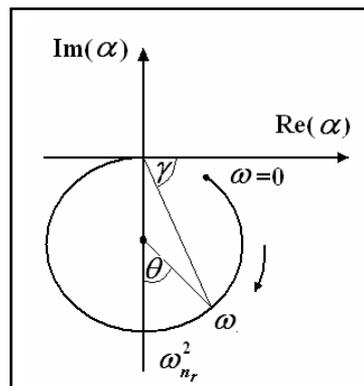


Figura 3.5: Propriedades do círculo modal. Receptância.

A partir da Figura 3.5, podem ser deduzidas as seguintes relações:

$$\operatorname{tg} \gamma = -\frac{\operatorname{Im}(\alpha)}{\operatorname{Re}(\alpha)} = \frac{\eta_r}{1 - (\omega/\omega_{n_r})^2}, \quad (3.6)$$

$$\therefore \operatorname{tg}(90^\circ - \gamma) = \frac{1}{\operatorname{tg} \gamma} = \operatorname{tg}(\theta/2) = \frac{1 - (\omega/\omega_{n_r})^2}{\eta_r}, \quad (3.7)$$

$$\therefore \omega^2 = \omega_{n_r}^2 (1 - \eta_r \operatorname{tg}(\theta/2)). \quad (3.8)$$

Derivando a Equação (3.8) com relação a θ e usando a relação $\sec^2 \theta = 1 + \operatorname{tg}^2 \theta$, obtém-se:

$$\frac{d(\omega^2)}{d\theta} = -\frac{\omega_{n_r}^2 \eta_r}{2} \left(1 + \frac{1}{\eta_r^2} \left(1 - \left(\frac{\omega}{\omega_{n_r}} \right)^2 \right) \right). \quad (3.9)$$

A grandeza $d\theta/d\omega^2$ representa a taxa de variação do arco com a frequência, ao longo do círculo. O máximo desta função pode ser calculado usando o critério da primeira derivada do cálculo infinitesimal [29]:

$$d\left(\frac{d\theta}{d\omega^2}\right)/d\omega = 0, \quad (3.10)$$

que neste caso tem por solução $\omega = \omega_{n_r}$.

Uma interpretação interessante é a seguinte: se o incremento em frequência $\Delta\omega$ é constante, a locação de ω_{n_r} no diagrama de Nyquist será onde os pontos tiverem a maior abertura de $\Delta\theta$.

A equação (segunda acima) também permite calcular o fator de amortecimento η_r , pois para $\omega = \omega_{n_r}$, tem-se:

$$\left. \frac{d\omega^2}{d\theta} \right|_{\omega=\omega_{n_r}} = -\frac{\omega_{n_r}^2 \eta_r}{2}. \quad (3.11)$$

Considere-se agora a situação em que se têm dois pontos sobre o círculo, um antes e outro depois de ω_{n_r} , tal como é ilustrado na Figura 3.6. Da Equação (3.7), obtêm-se as seguintes expressões:

$$\operatorname{tg}(\theta_i/2) = \frac{1 - (\omega_i/\omega_{n_r})^2}{\eta_r} \quad \text{e} \quad \operatorname{tg}(\theta_s/2) = \frac{(\omega_s/\omega_{n_r})^2 - 1}{\eta_r}. \quad (3.12)$$

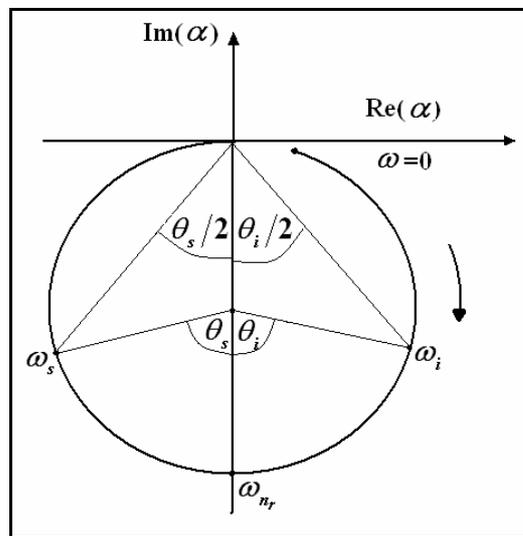


Figura 3.6: Círculo modal com localização de dois pontos, um antes e outro depois de ω_{n_r} .

Somando as Equações (3.12), obtém-se:

$$\eta_r = \frac{\omega_s^2 - \omega_i^2}{\omega_{n_r}^2 (\operatorname{tg}(\theta_s/2) + \operatorname{tg}(\theta_i/2))}. \quad (3.13)$$

A equação (acima) é especialmente útil para calcular o fator de perda quando se têm valores próximos da frequência de ressonância. Métodos numéricos iterativos podem ser utilizados usando programação, por exemplo, através do software *MATLAB* [24].

Algumas aproximações podem ser feitas na Equação (3.13). Se o amortecimento for baixo (menos de 3%), pode-se usar a aproximação de que ω_{n_r} é aproximadamente igual à média entre ω_{n_i} e ω_{n_s} , obtendo a equação aproximada:

$$\eta_r \cong \frac{2(\omega_s - \omega_i)}{\omega_{n_r} (\operatorname{tg}(\theta_s/2) + \operatorname{tg}(\theta_i/2))} . \quad (3.14)$$

Em particular, o caso $\theta_i = \theta_s = 90^\circ$ corresponde aos pontos limites da banda de meia potência. Nesse caso, obtém-se a fórmula já conhecida [3]:

$$\eta_r \cong \frac{\omega_s - \omega_i}{\omega_{n_r}} = \frac{\Delta\omega}{\omega_{n_r}} . \quad (3.15)$$

Se o amortecimento não é baixo, os pontos limites da banda de meia potência fornecem o seguinte valor do fator de perda:

$$\eta_r = \frac{\omega_s^2 - \omega_i^2}{2\omega_{n_r}^2} . \quad (3.16)$$

O diâmetro do círculo pode ser calculado a partir da Equação (3.5). Neste caso deve-se considerar $\omega = \omega_{n_r}$ e tomar o valor absoluto do resultado. Fazendo isto e re-introduzindo a constante modal $|{}_r A_{jk}|$ ao numerador, a expressão para o diâmetro fica:

$${}_r D_{jk} = \frac{|{}_r A_{jk}|}{\eta_r \omega_{n_r}^2} . \quad (3.17)$$

O módulo da constante modal pode ser obtido da equação anterior por:

$$|{}_r A_{jk}| = \eta_r \omega_{n_r}^2 {}_r D_{jk} , \quad (3.18)$$

sendo que o ângulo de fase de ${}_r A_{jk}$ é aquele ângulo pelo qual o diâmetro principal do círculo, que contem ω_{n_r} , é deslocado em relação à linha vertical.

O desenvolvimento para o amortecimento viscoso é semelhante ao apresentado para amortecimento estrutural. No caso viscoso é recomendável trabalhar com a mobilidade. Maiores detalhes podem ser achados na referência [12].

Tendo sido desenvolvidas as equações de ajuste, agora é possível estabelecer um critério para obter os parâmetros modais, considerando uma parcela do círculo para um modo em particular. As etapas são as seguintes:

1. Selecionar os pontos sobre os quais será aplicado o processo.
2. Ajustar um círculo e calcular a qualidade do ajuste.
3. Localizar a frequência natural e estimar o fator de perda.
4. Analisar variações nas estimativas do fator de perda.
5. Determinar a constante modal.

Na etapa 1, a escolha dos pontos pode ser realizada manual ou automaticamente. No caso automático, um certo número de pontos de cada lado do suposto pico de ressonância é selecionado; enquanto que quando o processo é definido pelo usuário, pode-se alcançar melhor qualidade. Isto, porque ele pode rejeitar certas regiões de pico que não sejam consideradas ressonâncias. Além disso, se o círculo tiver pontos atípicos, estes podem ser descartados. É recomendável cobrir pelo menos um ângulo de 270° do círculo. Contudo, na prática é comum ter segmentos de menos de 180° . Se possível, devem ser evitados os pontos influenciados pelos modos vizinhos; porém, devem ser considerados, no mínimo, seis pontos.

Na etapa 2, geralmente é feita através de um processo de ajuste por mínimos quadrados. Para isso, existem dois caminhos:

- Minimizar a soma das distâncias dos pontos ao círculo de ajuste, ou;
- Minimizar a soma das distâncias dos pontos aos locais onde eles deveriam se localizar sobre o círculo de ajuste.

Ambas alternativas levam a dois funcionais levemente diferentes, porém, a segunda hipótese é mais complicada e computacionalmente mais custosa.

Na etapa 3, pode ser aplicado um algoritmo baseado nas equações desenvolvidas anteriormente, que é a maneira mais correta para identificar frequência natural. Nesse caso, para $\Delta\omega$ constante, se obtém ω_{nr} onde houver a maior abertura $\Delta\theta$ entre eles.

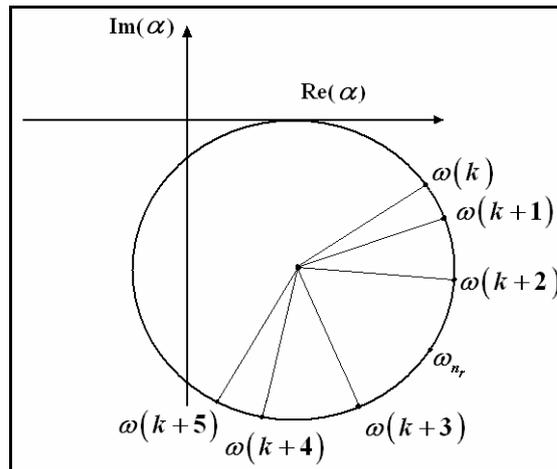


Figura 3.7: Identificação da frequência natural no círculo modal.

Existem outras maneiras de identificar as frequências naturais. Estes critérios funcionam perfeitamente quando o círculo da FRF se encontra na posição original (eixo principal vertical), mas eles falham quando o círculo não está nesta posição. São os seguintes:

- Ponto onde a parte real da receptância é nula.
- Ponto onde a parte imaginária da receptância é máxima.
- Ponto onde o módulo da receptância é máximo (ponto mais afastado da origem).

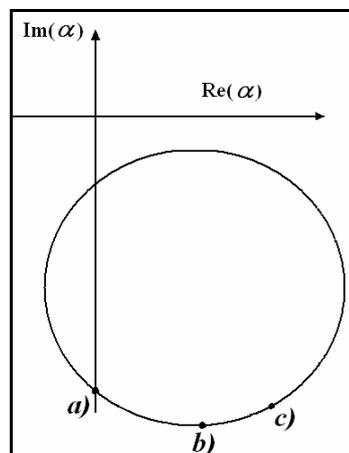


Figura 3.8: Três definições da frequência natural desde a análise da FRF no círculo.

A etapa 4 tem que ver com iterações do cálculo do fator de perda baseado no algoritmo desenvolvido através das equações de ajuste do círculo. Devem ser considerados vários pontos do círculo, antes e depois de ω_{n_r} e aplicar a Equação (3.13).

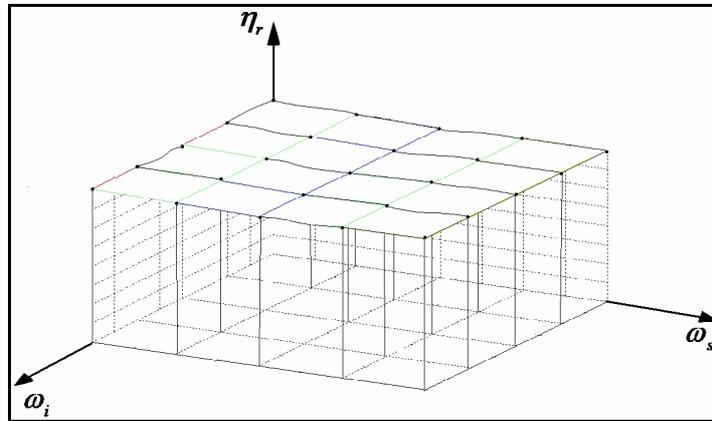


Figura 3.9: Superfície das estimativas do fator de perda.

Depois de várias estimativas, é possível traçar uma superfície tridimensional representando o amortecimento, como se vê na Figura (3.9). Espera-se que a figura resultante seja um plano horizontal, indicando estimativas do fator de perda todas próximas. Se a superfície apresentar muitas irregularidades (valores diferentes de amortecimento), ou se apresentar inclinada, deve-se pesquisar as causas destas anormalidades. Além disso, efeitos de não linearidade podem ser identificados, se para dois níveis de vibração diferente se obter duas superfícies planas e horizontais, porém com níveis diferentes.

Finalmente, na etapa 5, a amplitude da constante modal é obtida através da Equação (5.19) e o seu ângulo associado, através da inclinação do diâmetro principal do círculo em relação à linha vertical.

3.1.6 Relação entre amortecimento estrutural e viscoso

Num sistema de um grau de liberdade, o efeito do amortecimento pode ser quantificado através de dois modelos: O **amortecimento viscoso** ξ e o **amortecimento histerético ou estrutural** η . A diferença entre eles é que no caso viscoso o amortecimento não depende da frequência, em quanto que no caso histerético, o amortecimento é dependente da frequência. A experiência sugere que o comportamento real do amortecimento em

estruturas é dependente da frequência. Maiores detalhes podem ser achados nas referências [7,12].

Quando é usado amortecimento estrutural e não o viscoso, η substitui ξ através da seguinte relação que acontece só nas ressonâncias [7]:

$$\eta = 2\xi . \quad (3.19)$$

O parâmetro ξ , por sua vez está definido por:

$$\xi = \frac{C}{C_c} , \quad (3.20)$$

sendo:

C : Coeficiente de amortecimento,

C_c : Coeficiente de amortecimento crítico.

Para um sistema massa-mola de um grau de liberdade:

$$C_c = 2\sqrt{km} , \quad (3.21)$$

sendo k e m a rigidez e massa do sistema.

3.2 Análise modal experimental aplicada em placas planas retangulares

Como foi mencionado anteriormente, é desejável conhecer as características dinâmicas dos materiais com que normalmente são fabricadas as chapas automobilísticas, em particular a placa corta-fogo. Com este fim, foi feita uma análise modal de duas amostras planas de materiais que normalmente são usadas em chapas de carros: aço normal e material composto “*Quiet Steel*”. O material composto foi fornecido pela empresa de materiais *MSC TEKNO* de São Paulo-Brasil [22].

Como o material composto é muito sensível às variações de temperatura, o ideal é fazer o experimento de caracterização com condições controladas. Por enquanto, e devido a que nem sempre é fácil conseguir as condições necessárias, a experiência foi realizada na temperatura ambiente.

Para poder fazer uma boa comparação, ambas as amostras foram cortadas com as mesmas dimensões. A Tabela 3.2, apresenta as características dos materiais sob análise.

Tabela 3.2: Características das amostras de materiais sob análise.

Material	Aço	Material Composto
Largura x Comprimento	468 mm x 608 mm	470 mm x 611mm
Espessura Total	1,05 mm	1,10 mm
Espessura Base maior	-	0,60mm
Espessura Base menor	-	0,55mm
Espessura viscoelástico	-	25-40 μ m
Massa	2,113 kg	2,164 kg

Para realizar a experiência de análise modal, foi utilizado o *software* comercial *LMS TEST LAB* em conjunto com o módulo de aquisição de dados *LMS SCADAS III* [16], que corresponde à unidade onde são conectados os transdutores e onde é feita a conversão do sinal analógico em digital. O programa, que vem projetado em ambiente *Windows®*, é especializado em diferentes tipos de medições, tanto acústicas quanto estruturais. Dentro dos módulos de trabalho disponíveis do software, foi escolhido e utilizado o chamado *MODAL IMPACT*, que foi projetado especialmente para medições feitas com martelo de impacto. Neste módulo é possível fazer a medição das FRF's, sendo aí feitas as regulagens prévias à medição, tais como as calibrações dos transdutores de força e aceleração, escolha das faixas de frequências e tipos de janela dos sinais sendo medidos, entre outras. Maiores detalhes sobre o software podem ser achadas na referência [12].

3.2.1 Procedimento experimental

Na experiência, ambas as placas foram discretizadas em 143 pontos, e medidas as FRF's de inércia em cada uma delas, a fim de determinar os primeiros modos de vibração. A força de excitação foi gerada com martelo de impacto e foi usado apenas um acelerômetro

fixo num ponto da placa, o que oferece uma montagem rápida e simples dos equipamentos (ver Fig. 3.10).

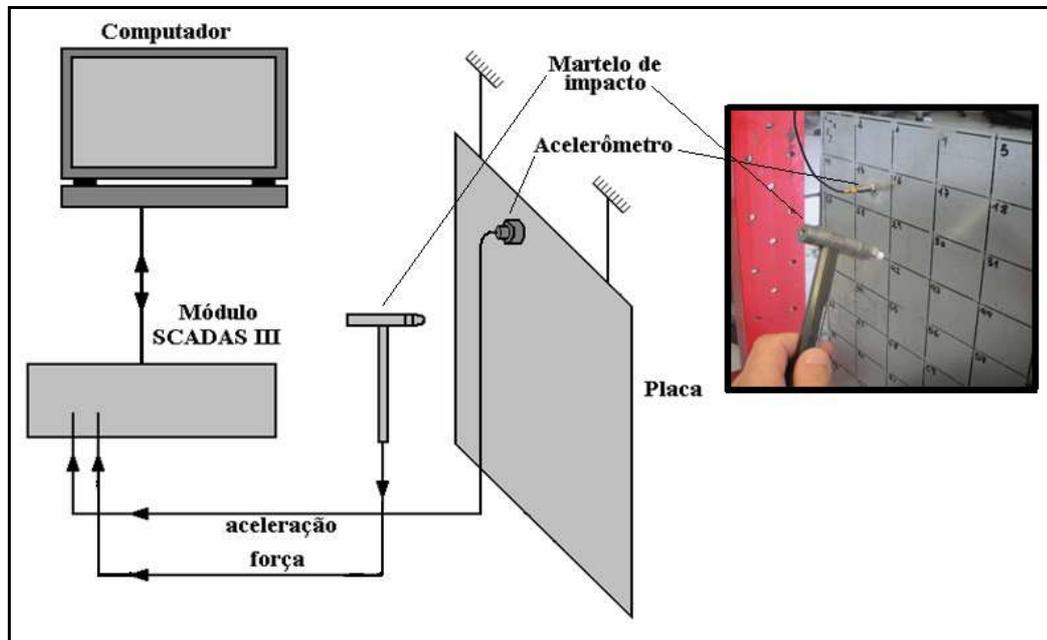


Figura 3.10: Montagem para análise modal com martelo de impacto em placas planas.

Tabela 3.3: Equipamentos e as suas especificações técnicas.

Equipamento	Marca	Tipo/Modelo	Sensibilidade	Massa
Módulo de aquisição	<i>LMS</i>	<i>SCADAS III</i>	-	-
Acelerômetro	<i>PCB</i>	<i>ICP/353B18</i>	9,46mV/g	0,002kg
Martelo	<i>PCB</i>	<i>ICP/086c05</i>	0,23mV/N	0,320kg

A massa do acelerômetro é aproximadamente igual a 0,1% da massa da amostra; então os efeitos de adição de massa podem ser descartados [15].

O martelo de impacto foi utilizado nos 143 pontos da placa (ver Figura 3.10), desde o ponto 1 até o ponto 143. Em cada ponto eram executados três impactos, registrando-se no final a média das três marteladas. Estes sinais de força foram enviados para o *LMS SCADAS III* (canal 1, *input 1*).

No momento de cada impacto o acelerômetro ficou fixo num ponto da placa (ver Figura 3.10) e enviava o sinal de aceleração para o analisador (canal 2, *input 2*). O *software LMS TEST LAB* mostrava a FRF inertância e a coerência a cada impacto. A cada impacto era possível, de acordo com a coerência, rejeitar ou incluir o resultado medido na média da FRF do ponto em análise. A figura abaixo (Fig. 3.11) corresponde ao display do *measurement* no

MODAL IMPACT, mostrando os sinais de medição de FRF com martelo: FRF instantânea, FRF média, coerência e o sinal de excitação. A Tabela 3.3 apresenta os equipamentos usados e as suas especificações.

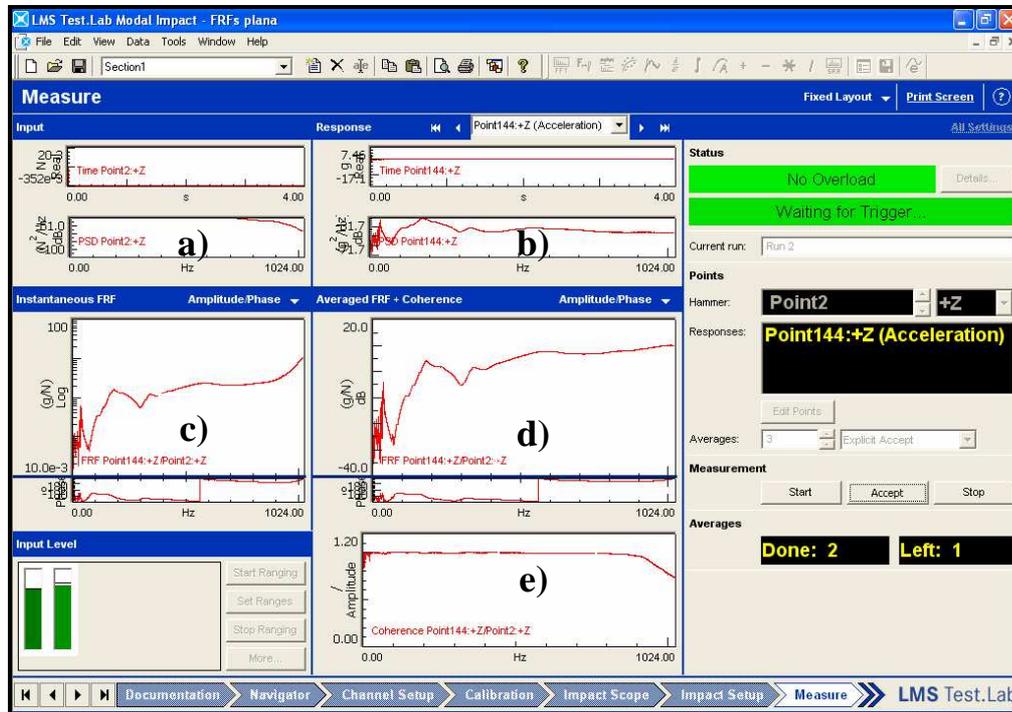


Figura 3.11: *Measure-Modal Analysis (LMS TEST LAB)*. Visualização de: a) força, b) aceleração, c) FRF inércia instantânea, d) FRF inércia média, e) coerência.

Foram testados diferentes tipos de ponteira do martelo, até se conseguir excitar bem a faixa de frequência de interesse, que neste caso foi de 0 Hz até 500 Hz. A ponteira de Nylon foi a mais indicada. A escolha da ponteira é importante, pois quanto maior é a rigidez de contacto entre o martelo e a superfície da estrutura sob análise, maior será a frequência superior de excitação. Porém este limite superior não deve ser exagerado, pois assim parte da energia é “jogada” em modos superiores, que não estão sendo identificados, restando menos energia àqueles modos que se desejam conhecer.

As informações das FRF's e coerências foram salvas, para cada ponto de medição, pelo próprio *software*, podendo ser configurado de tal jeito que o nome do arquivo seja identificado com o ponto de medição. Por exemplo, para o ponto 1 de medição, o arquivo terá o nome de *RUN1*; para o ponto 2, *RUN2*, etc. Além disso, estes arquivos são facilmente exportáveis em diferentes extensões (*txt*, *universal file*, etc.), para posteriores processamentos em outras plataformas.

No mesmo *software* *LMS TEST LAB*, existe o módulo *MODAL ANALYSIS*, especialmente projetado para análise modal experimental. Nesta seção do *software*, é preciso criar um modelo físico da estrutura sendo analisada, baseada em coordenadas de alguns pontos da geometria (ver Fig. 3.12).

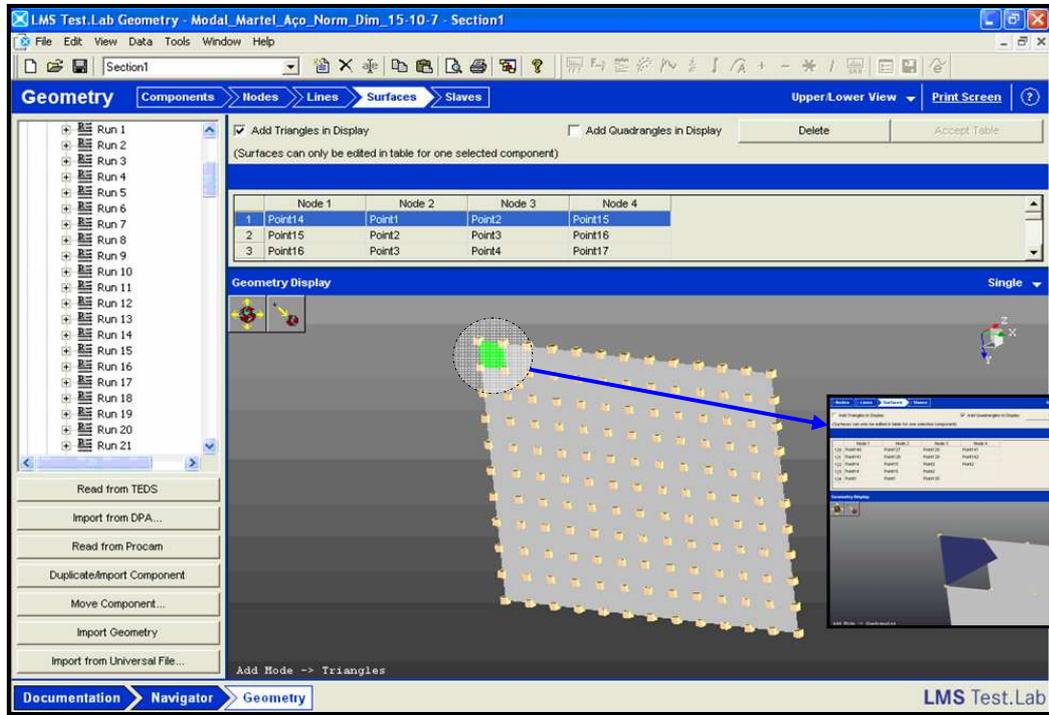


Figura 3.12. Construção da geometria. *Geometry* (*LMS TEST LAB*) e detalhe da construção das superfícies (direita).

É importante dizer que não se precisam de todos os pontos, pois deve ser lembrar que o modelo é discreto. Além disso, diferente do método dos elementos finitos, o modelo geométrico para uma análise modal experimental pode funcionar perfeitamente com uma malha pouco refinada, desde que ela permita uma boa visualização das formas modais [12].

3.2.2 Resultados preliminares

O primeiro resultado do *MODAL ANALYSIS* (*LMS TST LAB*) foi a soma de todas as FRF's medidas ao longo da placa. Isto possibilitou a visualização das frequências naturais da estrutura em geral.

Uma vez que a curva FRF soma tenha sido calculada, o software pode realizar o cálculo dos parâmetros modais através da técnica MDOF (*Multiple Degrees of Freedom*), realizada no domínio do tempo, na secção MDOF do *software*. É importante dizer que nesta etapa é necessário que o operador faça a escolha dos modos, tomando como critérios todos aqueles que apareçam no display com uma "S" (*stabilization*), que significa que o modo é estável (ver Figura 3.13).

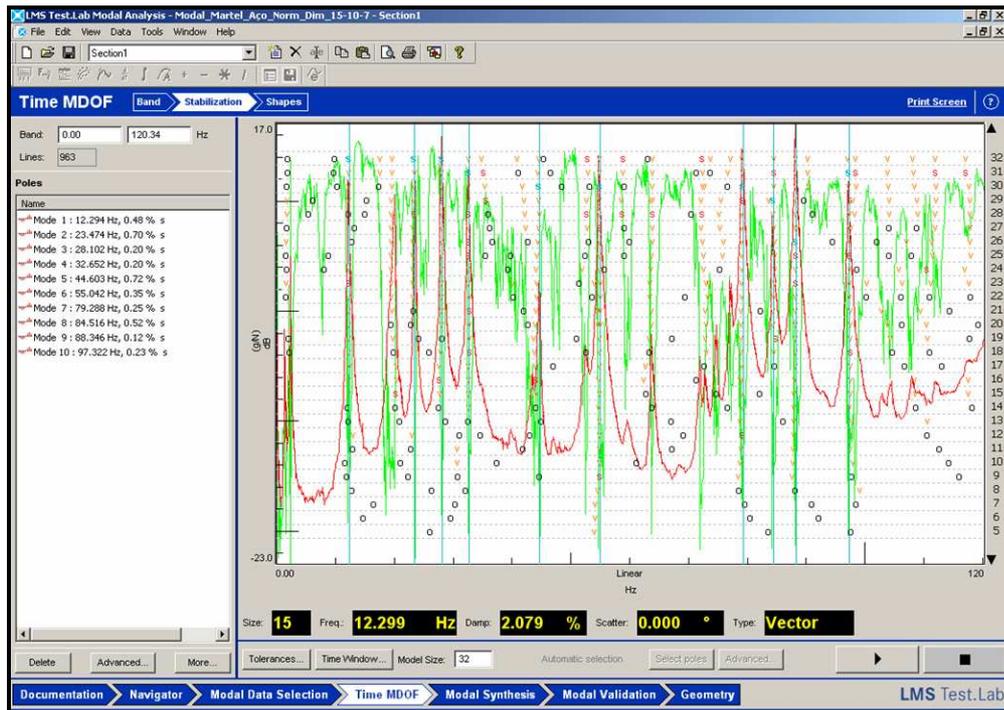


Figura 3.13: *Time MDOF-Modal Analysis (LMS TEST LAB)*. Visualização da FRF soma é escolha dos modos estáveis.

Observando a figura acima, pode-se verificar que foram identificados vários picos, sendo estes correspondentes às primeiras frequências naturais medidas. Na Figura 3.14 é ilustrada uma parcela dos primeiros 10 modos e as suas frequências naturais. Foram apenas escolhidos aqueles que tinham a sua forma modal bem definida.

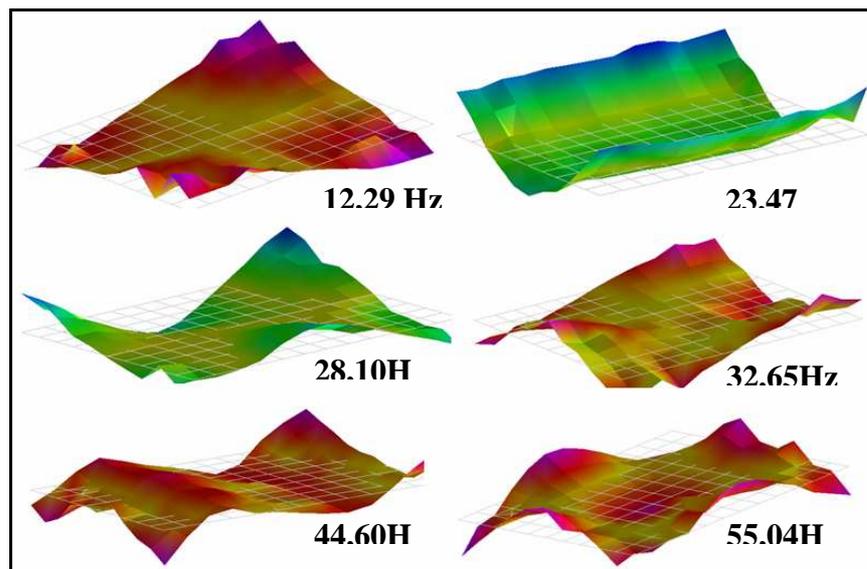


Figura 3.14. Parcela dos primeiros modos e as suas frequências naturais.

3.3 Análise modal numérica através do método dos elementos finitos

O método dos elementos finitos é um método numérico utilizado para simular algumas classes de problemas da engenharia, em que a solução analítica é desconhecida ou difícil de obter. O uso deste método tem-se potenciado e massificado com a chegada de computadores cada vez mais poderosos. Este tipo de análise baseia-se na solução de um problema para o qual são estabelecidas equações diferenciais parciais, relacionando variáveis de campo fundamentais dentro de um determinado domínio, e satisfazendo condições de restrições para essas variáveis fundamentais e as suas derivadas na fronteira do domínio [8, 10, 26].

A idéia central do método é subdividir o domínio em pequenas regiões (elementos) onde o comportamento do campo possa ser aproximado por polinômios ou por funções harmônicas. Essas funções são expressas com base em valores do campo nos nós dos elementos. Esses valores e as incógnitas do problema discreto são determinados através da minimização de um funcional associado à equação diferencial [10].

Embora o Método dos Elementos Finitos seja extremadamente poderoso em sua diversidade de aplicações, ele também possui algumas limitações que é importante ter em consideração. Ele está limitado pela frequência máxima de análise, onde o tamanho do elemento deve ser menor do que um sexto do comprimento da onda de maior frequência [8, 10]. Isto garante que o erro das funções de interpolação atuando em cada elemento não vai ser muito grande. O problema é que a diminuição do tamanho do elemento envolve uma discretização mais refinada, a qual exige um custo computacional mais alto.

3.3.1 Softwares de Elementos Finitos

Na atualidade existe uma grande diversidade de *softwares* de elementos disponíveis que permitem resolver problemas baseados em elementos finitos, tanto do tipo acústico quanto estrutural, térmico e outros [16, 23]. Estes *softwares* tornam possível a criação da geometria e a malha do modelo, que corresponde à etapa de pré-processamento. Na etapa seguinte se faz o cálculo (*solver*) das variáveis que se estão procurando e finalmente são apresentadas graficamente na etapa de pós-processamento [8]

O programa comercial *MSC PATRAN* [23] foi o *software* de elementos finitos usado para realizar a análise modal numérica das estruturas sob análise, e a análise de resposta forçada, que será apresentada à frente.

As etapas para a criação do modelo físico da placa num *software* de FEM, são as seguintes:

1. definir se o problema físico é **estrutural** ou **fluido**;
2. criar a geometria. Caso já tenha sido feita em outro *software* (Ex. CAD, etc.), ela pode ser importada diretamente, sempre que tiver compatibilidade com o tipo de extensão do arquivo;
3. criar a malha de elementos. O *software* possui uma biblioteca com diferentes tipos de elementos, classificados quanto à dimensão deles (1D, 2D ou 3D), a quantidade de nós e graus de liberdade. Para fazer a escolha certa do tipo de elemento, é preciso ter uma clareza da natureza do problema físico que vai ser modelado;
4. realizar a caracterização do material. Corresponde à entrada dos parâmetros físicos do material com que é feita a estrutura, tal como densidade, módulo de elasticidade, etc;
5. estabelecer condições de contorno. Correspondem àquelas restrições da estrutura no meio onde acontece o fenômeno físico. No caso estrutural, estas podem ser fixações, carregamentos, forças aplicadas dinâmica e estaticamente, entre outras;
6. definir o tipo de análise. Deve-se escolher o tipo de solução que se procura modelar. Neste *software*, será usada a solução *NORMAL MODES* [23];
7. aplicar o solver. Corresponde ao cálculo das incógnitas do problema. Neste caso é feito pelo *software MSC NASTRAN* [23];
8. Visualizar os resultados. Pode ser de forma gráfica e/ou através da apresentação dos dados correspondentes às incógnitas de campo.

Na Figura 3.15 é ilustrado parte do ambiente do *MSC PATRAN*, para o cálculo dos modos normais de uma placa plana retangular de aço, de idênticas características às da amostra real que foi analisada na Secção 3.2.1.

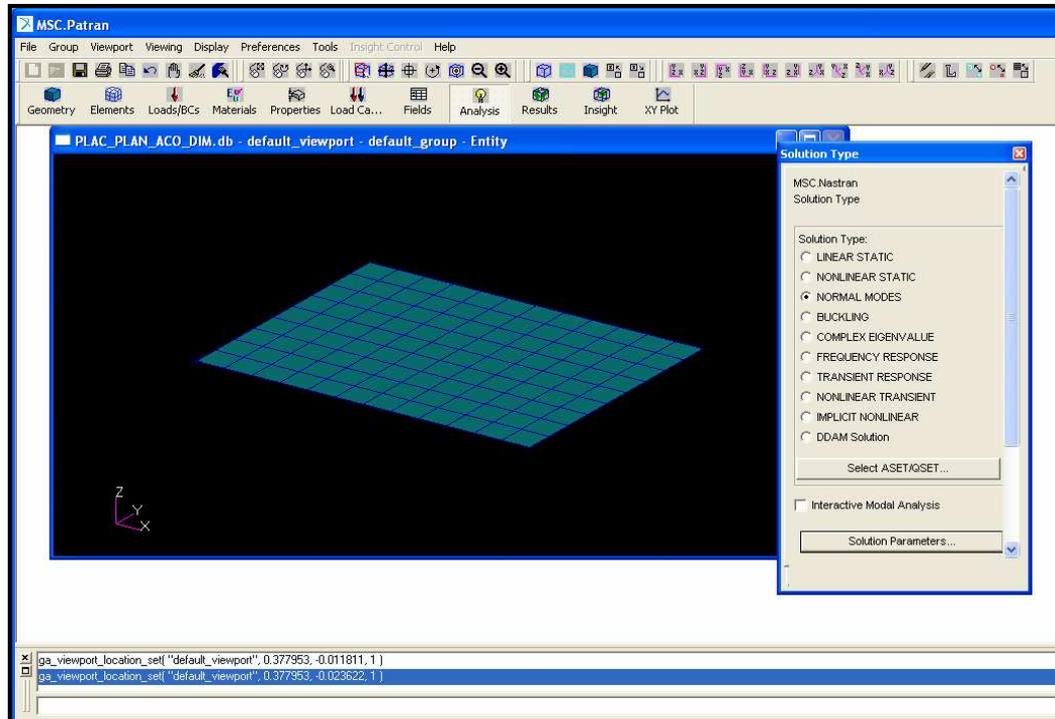


Figura 3.15. *Normal Modes - Analysis (MSC PATRAN)*. Modelagem de placa plana.

Neste modelo foram usados elementos *Shell 2D* para a placa de aço. No caso do material composto sanduíche, também foi usado o mesmo tipo de elemento, considerando propriedades equivalentes do aço e uma espessura equivalente [2]. Isto é possível fazer desde que a camada de material viscoelástico seja bem menor que as placas de aço, para considerar que o módulo de elasticidade do material equivalente é bem próximo ao do aço normal.

Para poder ajustar o módulo de elasticidade no valor real do aço ($E_{aço} \approx 200GPa$), foi preciso ajustar as espessuras tanto do aço normal, quanto do material composto. No caso do aço normal, foi preciso fazer esse ajuste devido a erros de incerteza na medição da espessura, considerando que a variação de E com a espessura h da placa é proporcional a $1/h^3$. Esta conclusão é derivada a expressão da rigidez de flexão em placas finas dada por [30]:

$$D = \frac{Eh^3}{12(1-\nu^2)}. \quad (3.22)$$

Além disso, é um fato bem sabido que existe variância das características dos produtos fabricados em série, quanto à espessura, homogeneidade, etc. Na prática, essa variância pode se manifestar com variações de até 10 dB na amplitude e cerca de 10% nos valores das frequências [10]. Assim, as modelagens FEM não refletem com esse comportamento com grande precisão. Mesmo assim, elas são importantes, porque permitem prever e estabelecer o comportamento, neste caso, dinâmico das estruturas, ainda na fase de projeto.

A Tabela 3.4 apresenta as especificações do modelo de elementos finitos feito no *software MSC PATRAN*.

Tabela 3.4: Especificações do modelo FEM de placas planas retangulares.

Material	Espessura Real	Espessura Equivalente	Número de Elementos	Número de Nós
Aço Normal	1,00mm	1,05mm	108	130
Quiet Steel	1,10mm	1,22mm	108	130

3.3.2 Comparação numérico-experimental baseada na análise modal

Nesta etapa é feita a comparação, para as amostras planas, da análise modal experimental com o modelo de elementos finitos.

Na Seção 3.2 foram ilustradas as primeiras formas modais de uma placa retangular (Ver Fig. 3.14) e achados os parâmetros modais dela. Porém, não foi possível ter clareza absoluta da ordem do modo, devido ao fato de que alguns modos sumiram, possivelmente devido ao posicionamento do acelerômetro sobre linhas nodais (onde os modos possuem amplitudes nulas). No modelo de elementos finitos, que é um método numérico, não existem problemas deste tipo, e apareceram todos os modos físicos de uma placa com características ideais de homogeneidade.

Sendo assim, foi feita uma comparação gráfica entre o modelo de elementos finitos e o modelo experimental, para conseguir identificar a ordem dos modos experimentais, considerando como referência à ordem dos modos numéricos. Deste modelo numérico é possível ter confiança em quando a ordem dos modos, devido ao fato que eles foram calculados supondo condições ideais de homogeneidade do material e uma geometria perfeitamente regular.

Na continuidade são apresentados os resultados (Figuras 3.16 a 3.20).

Comparação Gráfica dos Modos. Placa de aço normal

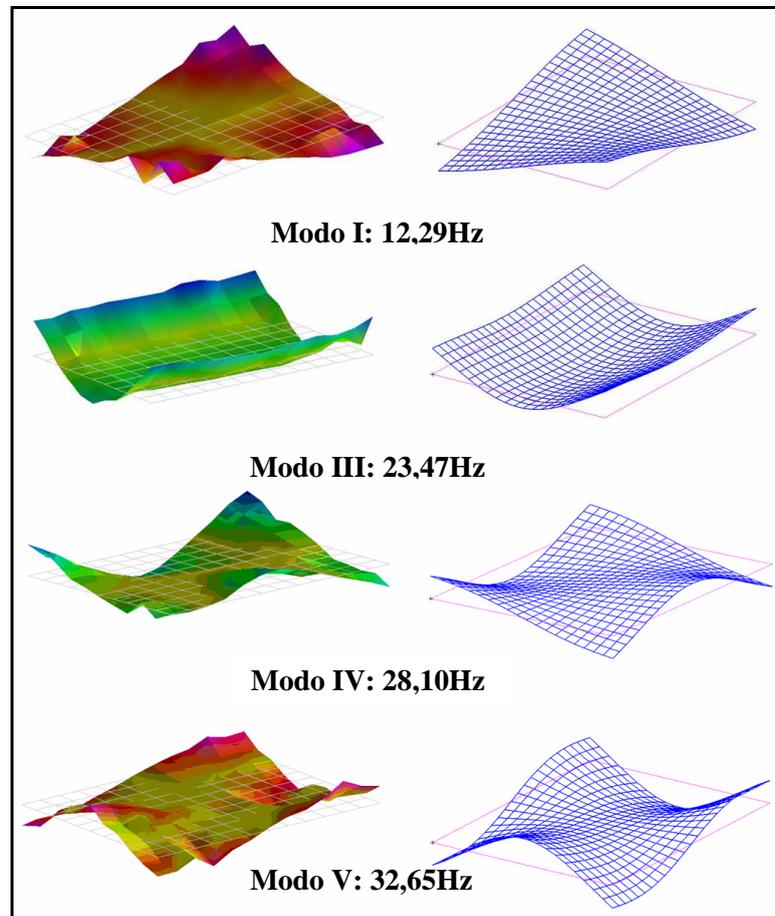


Figura 3.16: Comparação gráfica dos modos. Placa de aço normal.

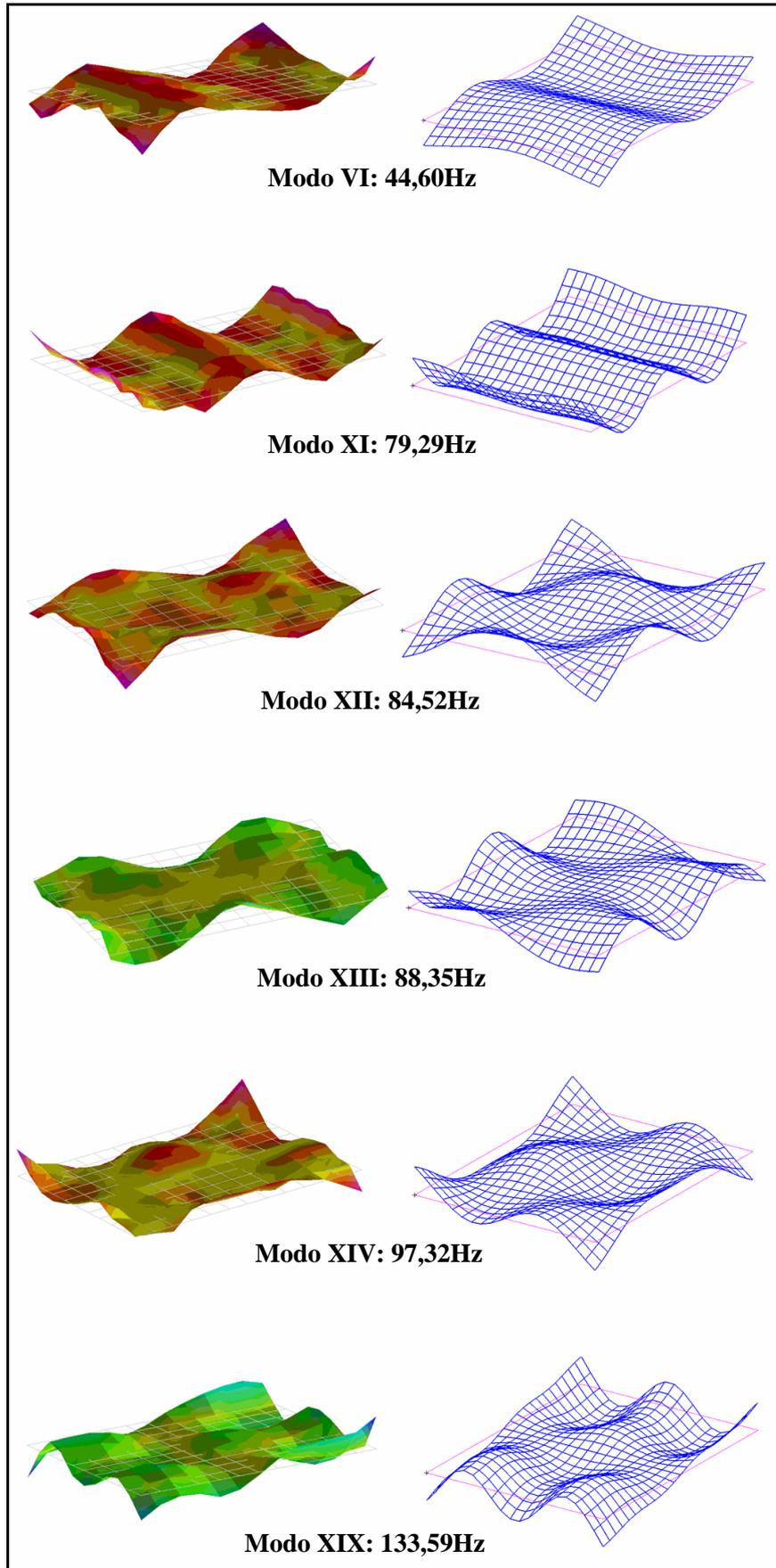


Figura 3.17: Comparação gráfica dos modos. Placa de aço normal (Continuação).

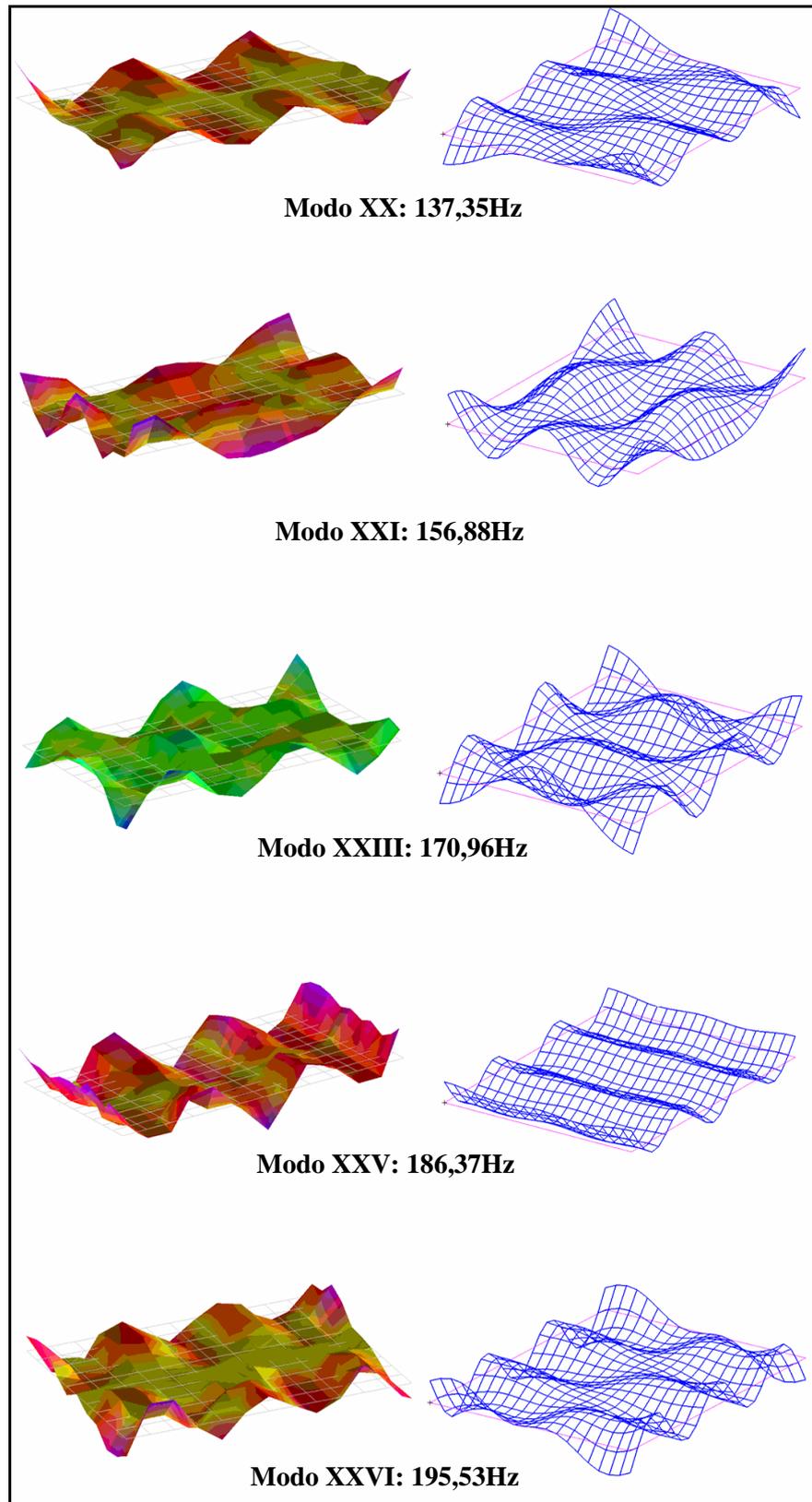


Figura 3.18: Comparação gráfica dos modos. Placa de aço normal (Continuação).

Comparação Gráfica dos Modos. Placa de material “Quiet Steel”

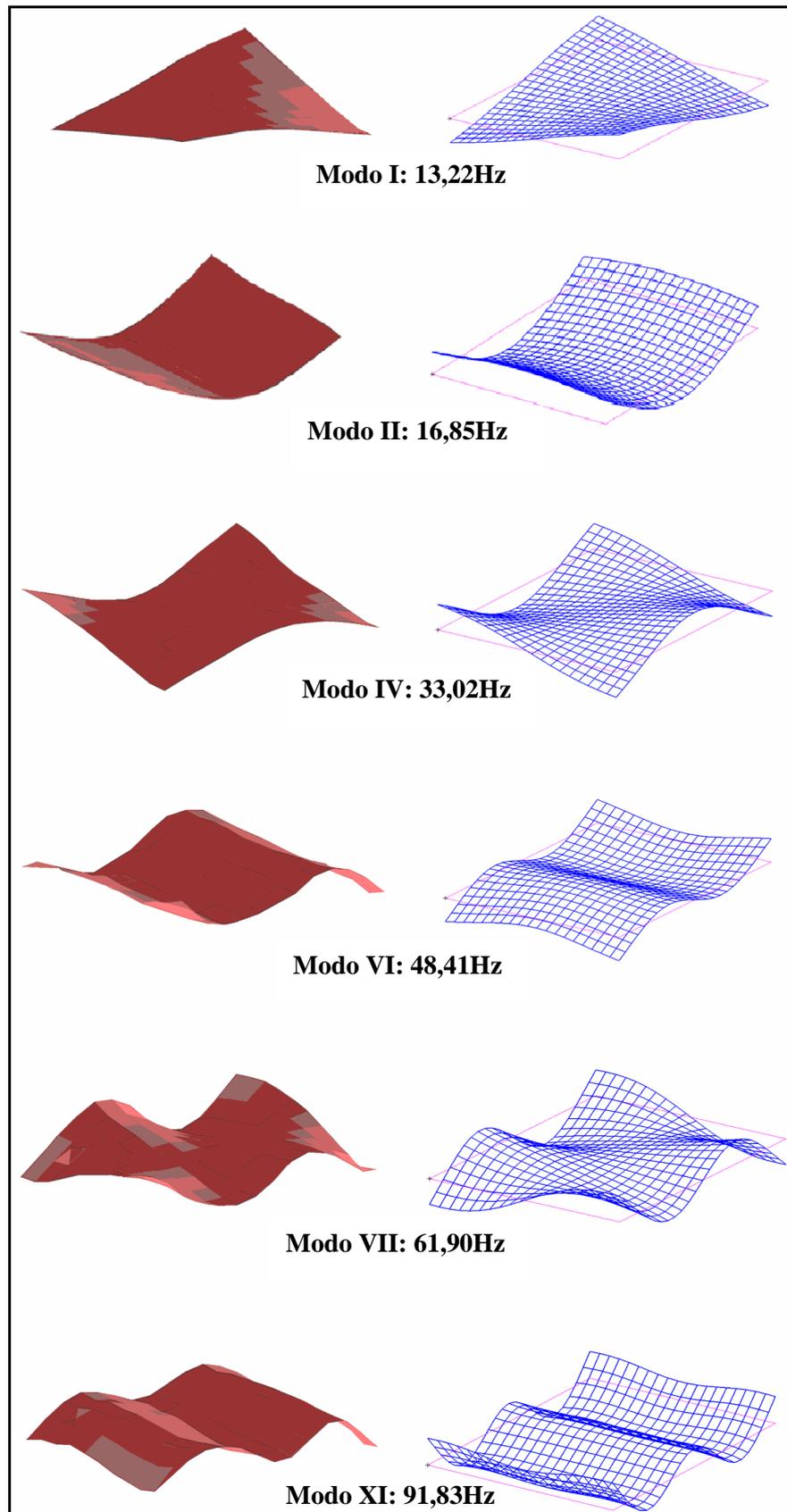


Figura 3.19: Comparação gráfica dos modos. Placa de material “*Quiet Steel*”

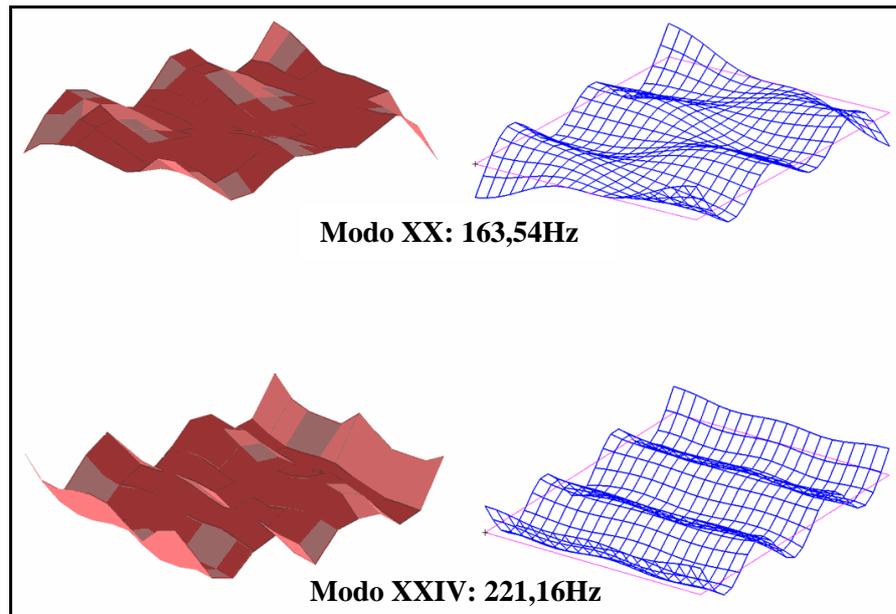


Figura 3.20: Comparação gráfica dos modos. Placa de material “Quiet Steel” (Continuação).

Na Tabela 3.5 são apresentadas às frequências naturais experimentais correspondentes aos modos identificados, para ambos os materiais.

Tabela 3.5: Frequências naturais para os dois materiais.

Aço Normal		Material Composto	
Nº Modo	Frequência [Hz]	Nº Modo	Frequência [Hz]
I	12,29	I	13,22
II	-	II	16,85
III	23,47	III	-
IV	28,10	IV	33,02
V	32,65	V	-
VI	44,60	VI	48,41
VII	-	VII	61,90
XI	79,29	XI	91,83
XII	84,52	XII	-
XIII	88,35	XIII	102,44
XIV	97,32	XIV	-
XIX	133,59	XIX	-
XX	137,35	XX	163,54
XXI	156,88	XXI	-
XXIII	170,96	XXIII	-
XXIV	186,37	XXIV	221,16
XXVI	195,53	XXVI	-

Pode-se observar na Tabela 3.5, que é difícil comparar a proximidade das frequências para cada modo, devido a que muitas formas modais não puderam ser visualizadas.

3.3.3 Ajuste do módulo de elasticidade no modelo numérico

Inicialmente, no modelo numérico, são inseridos os valores das propriedades dos materiais já conhecidos da literatura. Por exemplo, para o caso do aço, seria normal colocar $\rho_{aço} = 7800 \text{ kg/m}^3$, $\nu = 0,3$ e $E = 200 \text{ GPa}$. Porém, é provável que as frequências naturais numéricas sejam diferentes das experimentais. Só se o material da estrutura sob análise fosse perfeitamente homogêneo, quanto à sua espessura e à sua densidade, poder-se-iam obter melhores resultados. Porém, no caso dos materiais compostos, nem isso seria suficiente, tendo em consideração que as propriedades dinâmicas deles variam com a frequência e com a temperatura. Desse jeito, o engenheiro se vê forçado a tentar ajustar o modelo, para que ele possa refletir com a maior exatidão possível o modelo experimental.

A forma adotada para ajustar o módulo de elasticidade está baseada numa comparação iterativa de prova-erro, mudando o valor do módulo de elasticidade e comparando as frequências naturais, uma por vez, até conseguir diminuir o erro entre os valores numéricos e os experimentais (ver diagrama representativo na Fig. 3.21).

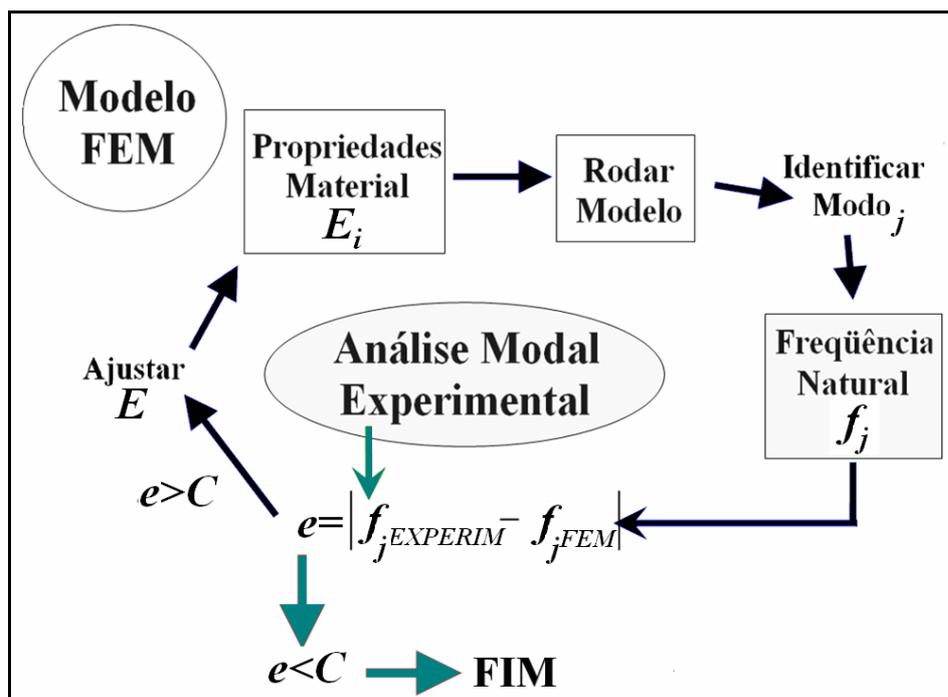


Figura 3.21: Diagrama do processo de ajuste numérico-experimental. Módulo de elasticidade.

Este processo foi repetido para cada modo identificado, para cada uma das placas. Depois de ter determinado os valores de E, um para cada modo, foi calculada a média destes valores. Quando a média não se aproximou do valor correto de E (do aço), fez-se um ajuste da espessura equivalente e foi repetido o procedimento ilustrado na Figura 3.21. A Tabela 3.6 e a Figura 3.22 apresentam os valores obtidos do ajuste.

Tabela 3.6: Valores de E: Ajuste numérico-experimental.

Aço Normal			<i>Quiet Steel – Placa plana</i>		
Nº Modo	Frequência [Hz]	E [GPa]	Nº Modo	Frequência [Hz]	E [GPa]
I	12,29	218	I	13,22	187
III	23,47	176	II	16,85	205
IV	28,1	206	IV	33,02	210
V	32,65	198	VI	48,41	204
VI	44,6	234	VII	61,9	209
XI	79,29	204	XI	91,83	203
XII	84,52	210	XX	163,54	205
XIII	88,35	203	XXIV	221,16	219
XIV	97,32	202			
XIX	133,6	194			
XX	137,4	195			
XXI	156,9	210			
XXIII	171	214			
XXIV	186,4	210			
XXVI	195,5	196			

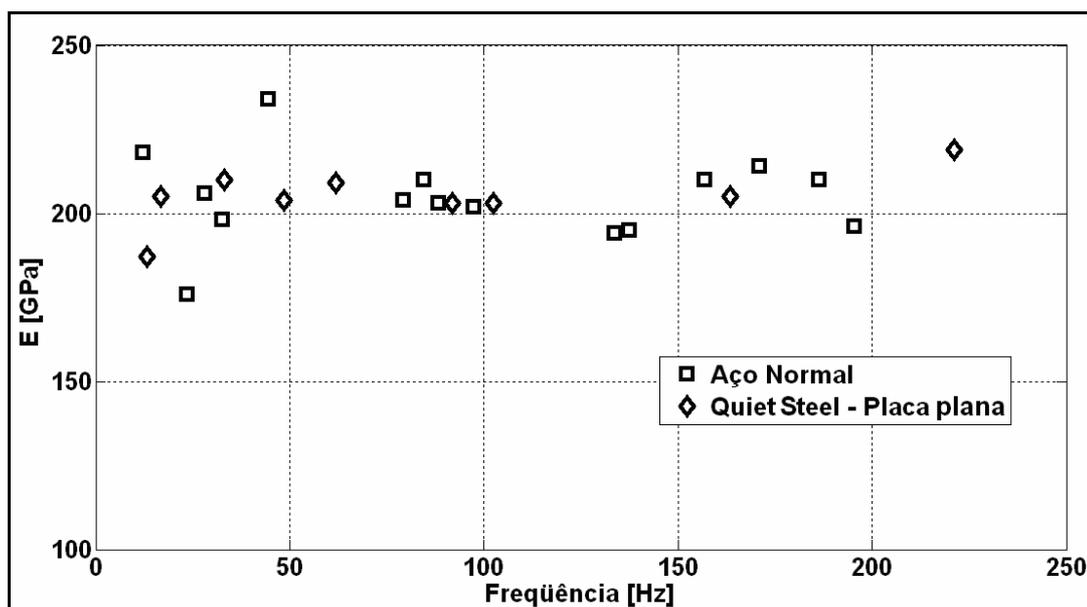


Figura 3.22: Valores obtidos para E. Ajuste numérico-experimental.

Em ambos os casos o valor médio de E é, $E_{aço} = E_{Mat.Composto} = 205GPa$. Estes valores foram usados no modelo de elementos finitos para calcular as frequências naturais numéricas para cada modo. Os resultados são apresentados na Tabela 3.7.

Tabela 3.7: Valores das frequências naturais: Ajuste numérico-experimental.

Aço Normal			<i>Quiet Steel – Placa plana</i>		
Nº Modo	Frequência Experimental [Hz]	Frequência Numérica [Hz]	Nº Modo	Frequência Experimental [Hz]	Frequência Numérica [Hz]
I	12,29	11,94	I	13,22	13,87
III	23,47	25,29	II	16,85	16,85
IV	28,10	28,02	IV	33,02	32,55
V	32,65	33,19	VI	48,41	48,5
VI	44,60	41,75	VII	61,9	61,33
XI	79,29	79,48	XI	91,83	92,34
XII	84,52	83,59	XX	163,54	163,43
XIII	88,35	88,72	XXIV	221,16	223,01
XIV	97,32	98,03			
XIX	133,59	137,33			
XX	137,35	140,69			
XXI	156,88	154,96			
XXIII	170,96	167,15			
XXIV	186,37	191,95			
XXVI	195,53	199,98			

Uma maneira de quantificar o ajuste dos modos é verificando se existe uma tendência linear das frequências experimentais e numéricas. Isto pode ser feito através de uma análise de regressão linear onde o **coeficiente de correlação linear de Pearson “r”**, quando estiver perto de “1”, indica um alto grau de correlação linear entre os dados [27]. Neste caso, para o aço normal e o material composto, os valores de **r** foram 0,9992 e 0,9995 respectivamente. A Figura 3.23 ilustra a correlação das frequências naturais.

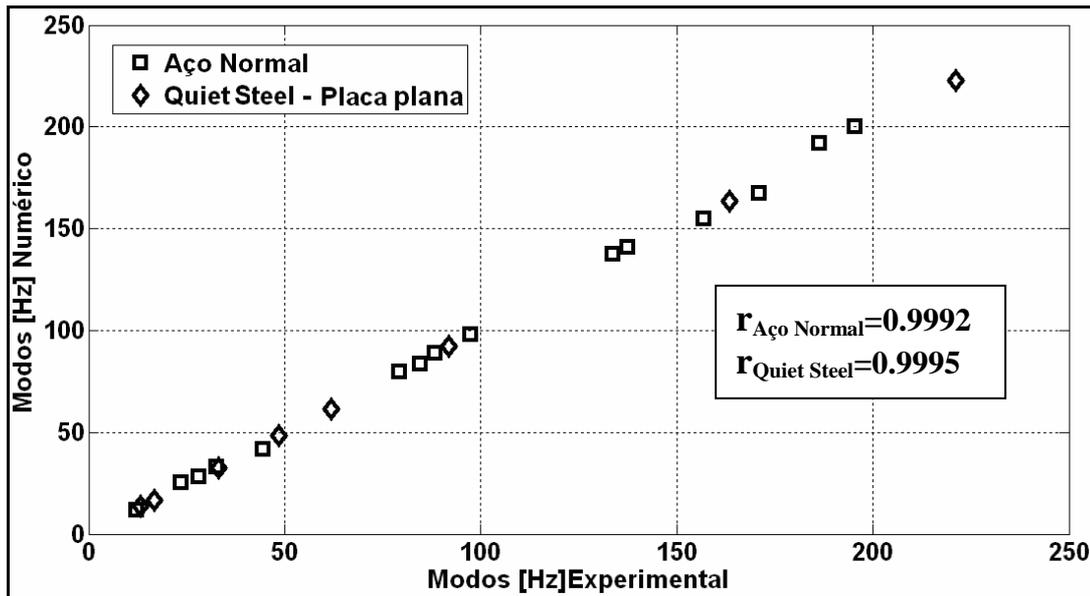


Figura 3.23: Correlação do ajuste numérico-experimental. Placas planas.

3.3.4 Análise de resposta forçada. Nível de vibração

Na análise modal experimental para placas planas (ver Secção 3.2), já foram utilizadas as FRF's para poder determinar parte dos parâmetros modais: as frequências naturais e as formas modais de vibração. Estas mesmas FRF's também constituem um resultado de uma resposta forçada, pelo fato que elas refletem a resposta de um sistema sendo submetido a uma excitação, neste caso, do tipo força.

É importante dizer que quando as FRF's são usadas para uma análise modal, não é preciso fazer uma calibração, pelo fato de que os parâmetros modais de interesse (frequências naturais, fatores de amortecimentos e formas de vibração) são independentes dos níveis das FRF. Porém, quando se quer fazer uma comparação de níveis de vibração de duas estruturas semelhantes, porém de materiais diferentes, a calibração é fundamental.

Neste experimento foi realizada a calibração para os testes com ambas as placas. A faixa de temperatura para ambos os testes esteve entre os 24°C e os 28°C.

Para as placas planas foram escolhidas 14 FRF's, correspondentes a 14 pontos da placa, e foi calculada a FRF soma, para ambas as amostras. O cálculo e os gráficos foram obtidos através do programa *MATLAB* (ver Figura 3.24).

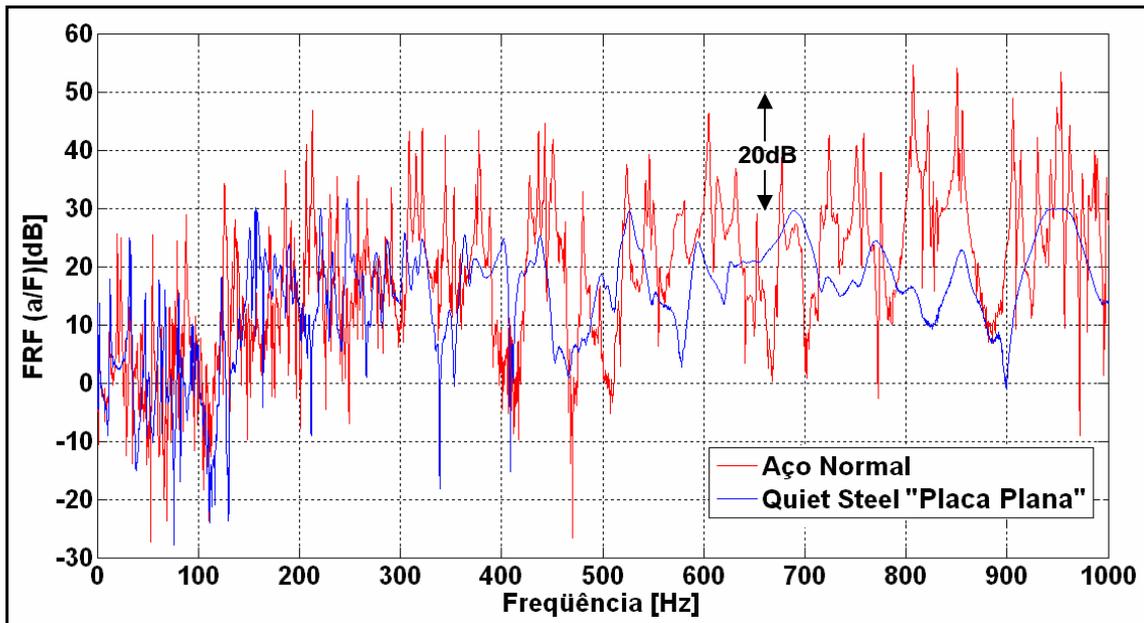


Figura 3.24: Comparação das FRF's soma experimental. Ambos os materiais.

Na Figura 3.24 é possível observar que, na faixa de [0Hz-300Hz], o amortecimento do “*Quiet Stell*” é semelhante ao amortecimento do aço, e os níveis de vibração são similares. Acima de 300Hz, o amortecimento começa a incrementar e os níveis de vibração diminuem, com diferenças maiores a 20dB na faixa de 800Hz até 1000Hz.

3.3.5 Determinação do amortecimento

Agora, as FRF's serão usadas diretamente para achar o valor de amortecimento usando o **método de ajuste do círculo**, apresentado na Secção 3.1.5.1.

Para aplicar o método de ajuste e obter valores do amortecimento estrutural nas placas sob análise, foi implementada uma rotina em *MATLAB* (ver Apêndice 1). Quando é identificado visualmente um pico de ressonância, são escolhidos pontos antes e depois do pico, como dados de entrada. A rotina faz o ajuste, fornecendo como dados de saída os valores da frequência natural e o amortecimento médio.

Na Figura 3.25 pode-se observar o ajuste de círculo realizado para a frequência natural de 308,6 Hz para o aço normal. A linha contínua liga os pontos experimentais e as cruces indicam a posição do círculo ajustado.

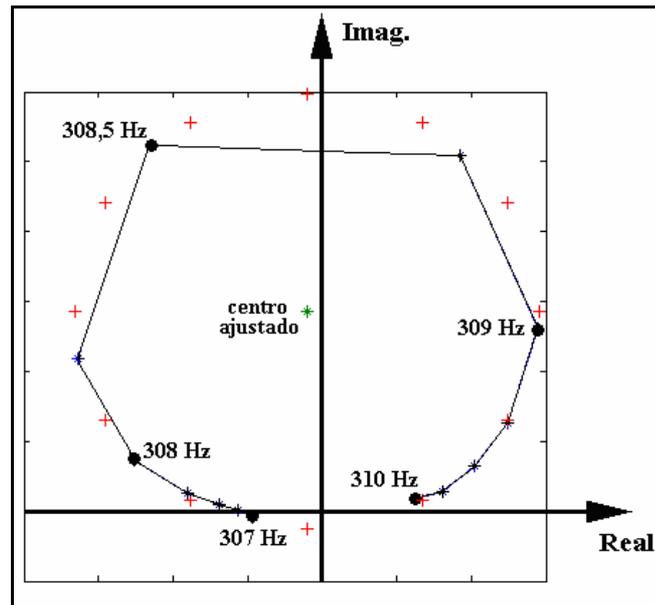


Figura 3.25: Ajuste de círculo em pico de ressonância de 308,6 Hz, na curva soma de inertâncias, para a placa cortafogo de aço normal (linha contínua – pontos experimentais; + - pontos ajustados).

Já de posse da posição calculada do centro do círculo, é possível calcular os ângulos entre pontos experimentais consecutivos, cujo resultado pode ser observado na Fig.3.26.

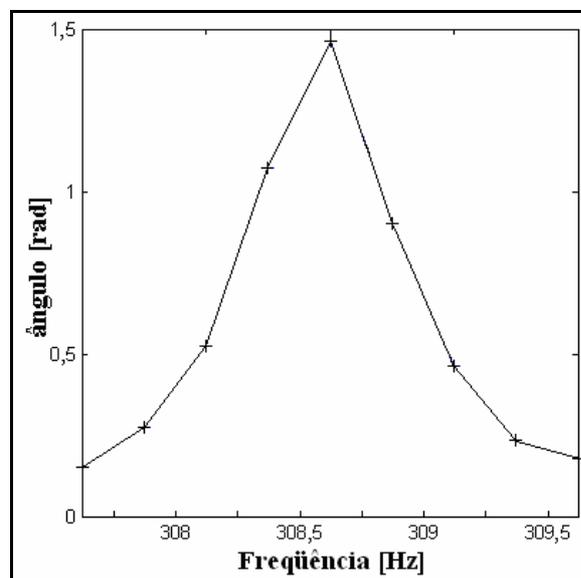


Figura 3.26: Ângulos entre pontos experimentais consecutivos do círculo da Figura 3.25.

Para estimar a frequência natural, foram calculadas as diferenças entre ângulos consecutivos. É um processo equivalente a calcular a derivada da curva apresentada na Fig.3.26. Assim, é realizada uma interpolação linear para determinar a frequência linear, que ocorre então quando a linha de diferença angular cruza a linha horizontal com valor zero (ver Fig.3.27). O valor obtido de frequência natural, no círculo analisado, foi de 308,6Hz.

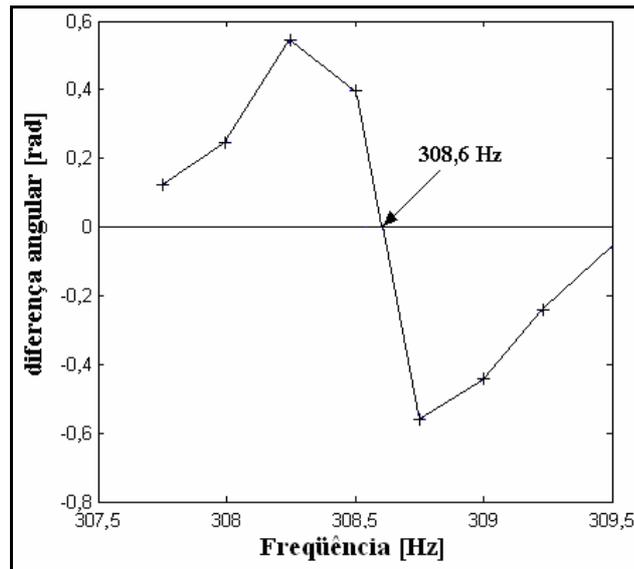


Figura 3.27: Diferenças angulares entre pontos consecutivos do círculo.

Tomando agora quatro pontos abaixo da frequência natural (4 a 1) e quatro acima (5 a 8), é possível montar uma matriz de fatores de perda (ver Tab. 3.8), calculados através da Equação 3.13 [7], repetida a seguir:

$$\eta_r = \frac{\omega_s^2 - \omega_i^2}{\omega_{\eta_r}^2 (tg(\theta_s/2) + tg(\theta_i/2))}$$

Tabela 3.8: Fatores estimados de perda [%].

Pontos	1	2	3	4
5	0,2091	0,2039	0,1976	0,1947
6	0,2067	0,2030	0,1979	0,1954
7	0,2059	0,2030	0,1986	0,1963
8	0,1941	0,1935	0,1911	0,1900

O resultado observado na Tabela 3.8. possui boa qualidade, pois os valores são próximos entre si. Uma grande variação de valores, ou uma tendência muito definida de aumento ou diminuição dos valores em alguma direção, indica problemas de ajuste. O valor final do fator de perda é calculado, então, como a média dos valores da matriz. No caso presente analisado, o valor obtido foi então $\eta = 0,200\%$.

Na continuidade, são apresentados os valores das frequências naturais e os amortecimentos calculados para as placas de aço normal e material *Quiet Steel* na amostra plana. Apenas são apresentados aqueles resultados que tiveram um ajuste do círculo e do amortecimento razoavelmente bom (ver os dados no Apêndice 2).

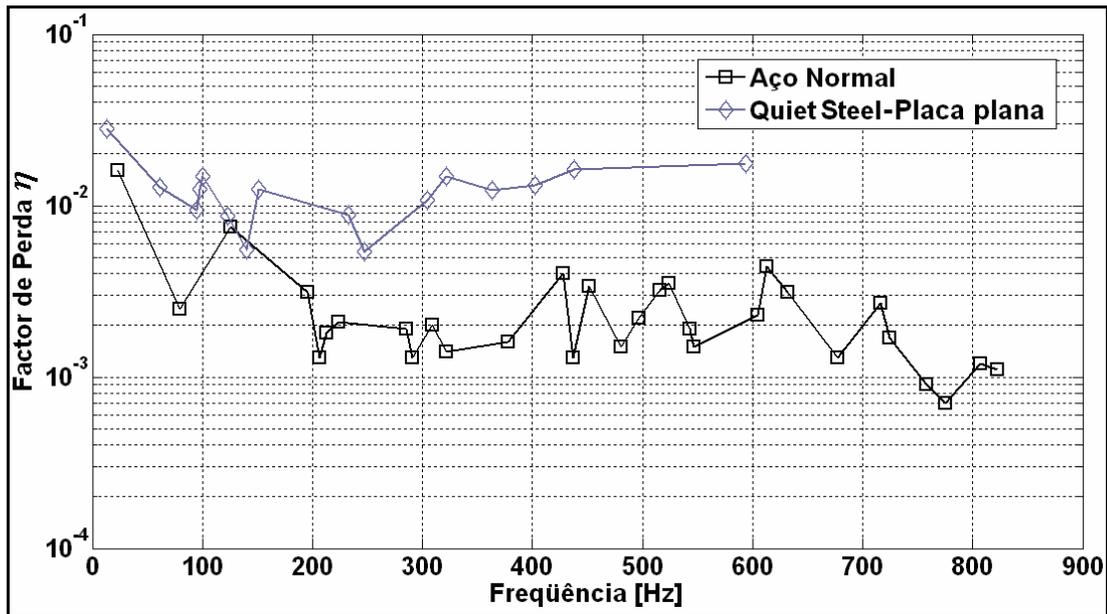


Figura 3.28: Valores de amortecimento para aço normal e material composto “*Quiet Steel*” em amostra plana. Escolha de pontos com “ajuste bom”.

Depois de 200Hz, se observa que os valores de η para o aço se estabilizam em 0,2%. Porém, os valores de η para o material *Quiet Steel* na placa plana, têm uma tendência crescente e alcançam valores superiores a 1,5%, para frequências acima de 400Hz. Claramente, este material apresenta propriedades de amortecimento muito maiores que o aço normal.

3.3.6 Comparação numérico-experimental das FRF's

Nesta secção é apresentada a modelagem numérica em elementos finitos (*MSC PATRAN*) [23] da análise de resposta em frequência para as placas planas retangulares de ambos os materiais sendo analisados. De igual maneira à do experimento, é preciso colocar uma força de excitação num ponto da estrutura e medir a resposta num ponto (ou vários).

Ao contrário do experimento, no modelo numérico foi fixada a força e determinada a resposta em vários pontos. Teoricamente, os resultados obtidos trocando resposta/excitação para as FRF's, devem manter-se inalteráveis, sempre que o comportamento da resposta seja linear, o qual é indicado pelo **princípio de reciprocidade**.

No modelo, foi aplicada uma força unitária, e medida a resposta de aceleração em 10 nós da malha e calculada a FRF em cada ponto, tal como é ilustrado na Figura 3.29.

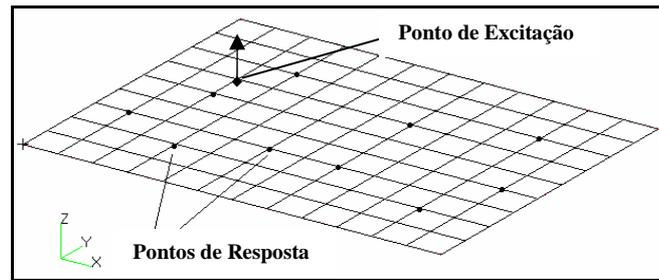


Figura 3.29: Força aplicada num nó da malha (*MSC PATRAN*).

Nas Figuras 3.30 e 3.31 é apresentada uma comparação da FRF soma para o modelo numérico de elementos finitos e o modelo experimental, considerando ambos os materiais.

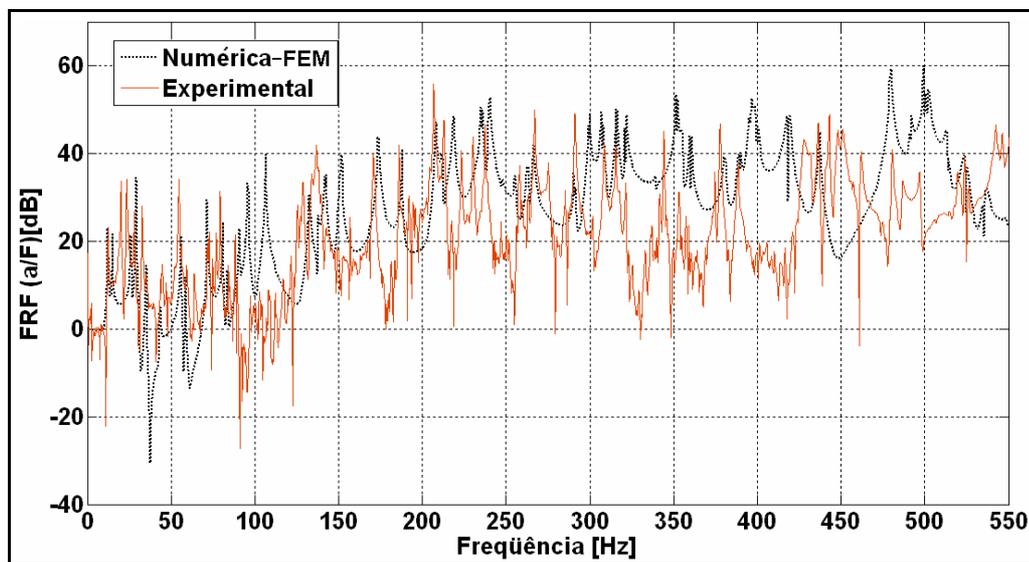


Figura 3.30: Comparação Numérico-experimental das FRF's soma. Placa plana de aço.

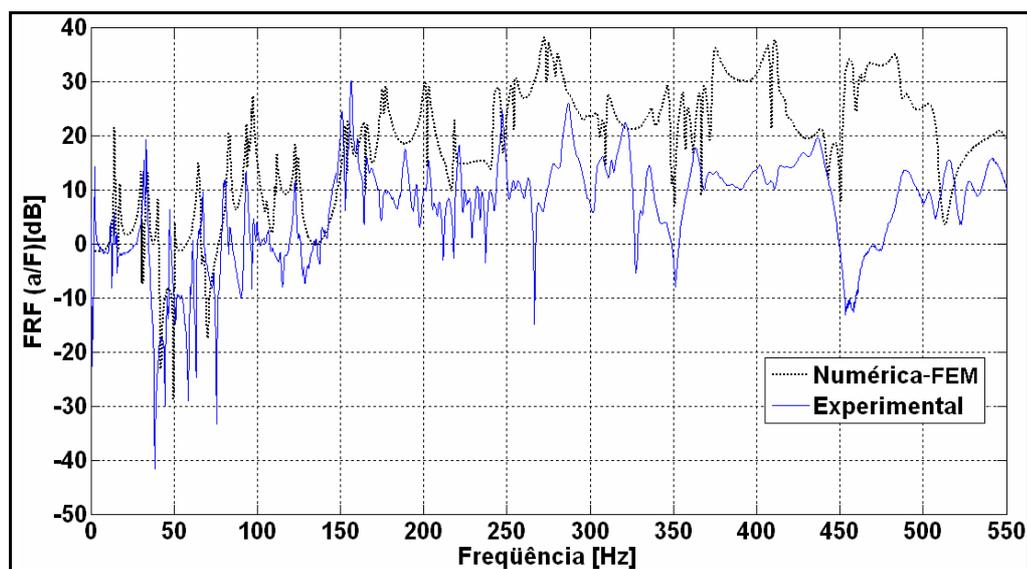


Figura 3.31: Comparação Numérico-experimental das FRF's soma. *Quiet Steel* - Placa plana.

3.4 Ensaios e modelagem numérica da placa cortafogo

Todas as análises realizadas para as placas planas, que foram apresentadas anteriormente, são igualmente válidas para qualquer estrutura. Agora, serão repetidas estas análises e avaliações, para poder determinar as propriedades dinâmicas de duas placas cortafogo, correspondentes a uma camionete *FORD*, modelo *F-250* [9]. Existem dois protótipos da chapa, sendo o primeiro o original de aço normal, e o segundo de material composto *Quiet Steel* [22]. A empresa brasileira *MSC TEKNO* ofereceu o material composto, o qual foi levado à empresa *FORD*, onde foi estampado. As duas placas cortafogo apresentaram leves diferenças de geometria, em especial nos furos de estampagem. Houve alterações no estampo entre os momentos das estampagens da placa original e do protótipo em aço *quiet*. Na Tabela 3.9 são apresentadas as características físicas de ambas as chapas.

Tabela 3.9: Características físicas das duas placas cortafogo.

Material	Aço	<i>Quiet Steel</i>
Comprimento	161cm	161cm
Largura máxima	50cm	50cm
Espessura Total	1,50mm	1,60mm
Espessura Base menor	-	0,75mm
Espessura Base maior	-	0,85mm
Espessura Viscoelástico	-	25-40 μ m
Massa	7,380kg	8,075kg

3.4.1 Análise Modal Experimental de placa cortafogo

A montagem para realizar os ensaios é a mesma descrita na Secção 3.2.1, com a diferença de ser a placa cortafogo a estrutura sob análise. Na Figura 3.32 é ilustrada a montagem para realizar os ensaios experimentais, os quais foram feitos na garagem do Laboratório de Acústica e Vibrações (LVA) da UFSC.

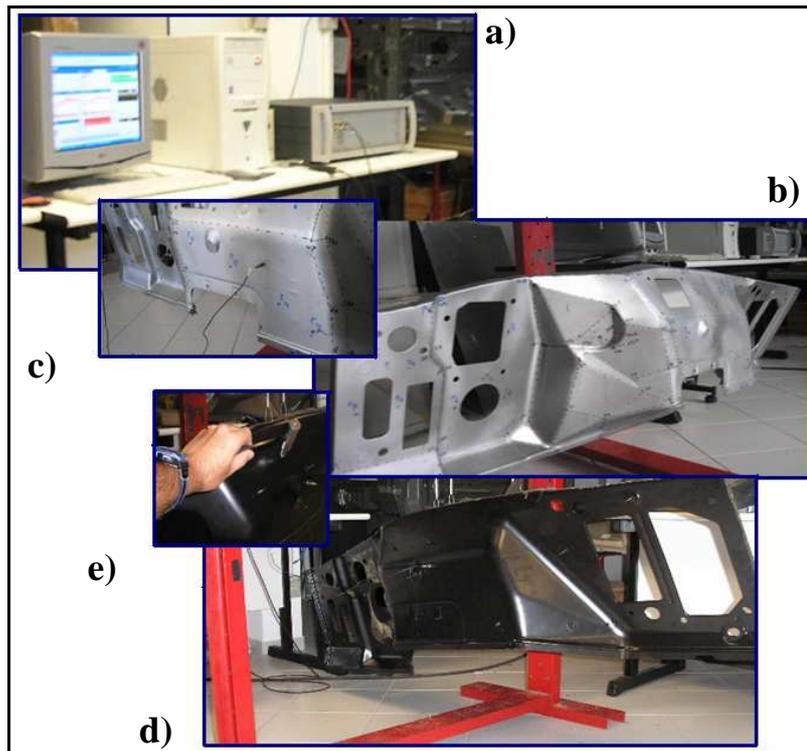


Figura 3.32: Montagem para análise modal das placas cortafogo: a) Equipamentos utilizados. b) Protótipo de material “*Quiet Steel*”. c) Detalhe de b). d) Protótipo de aço normal. e) Uso de martelo de impacto.

O modelo físico desenvolvido em *Geometry - LMS TEST LAB* foi realizado com 27 pontos, os quais foram escolhidos de tal forma a poder representar as regiões mais significativas, que melhor definem a estrutura. Já aquelas regiões menores, com maiores detalhes, não são de importância nas baixas frequências, que é a região de estudo deste trabalho. Detalhes da geometria são ilustrados na Figura 3.33.

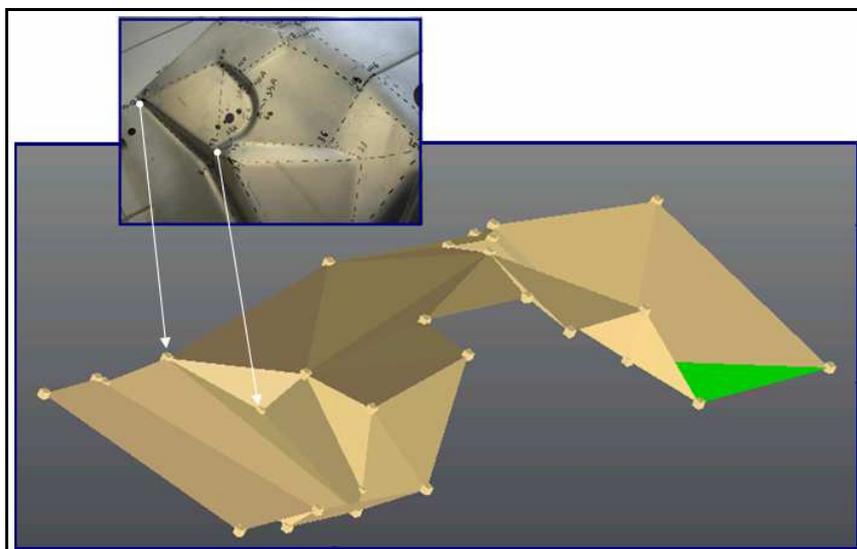


Figura 3.33. Detalhe do modelo geométrico. *Geometry (LMS TEST LAB)*.

3.4.1.1 Resultados preliminares

Da mesma forma que na Secção 3.2.2, foi possível obter a FRF soma e a identificação dos primeiros modos em cada chapa, tal como é ilustrado na Figura 3.34.

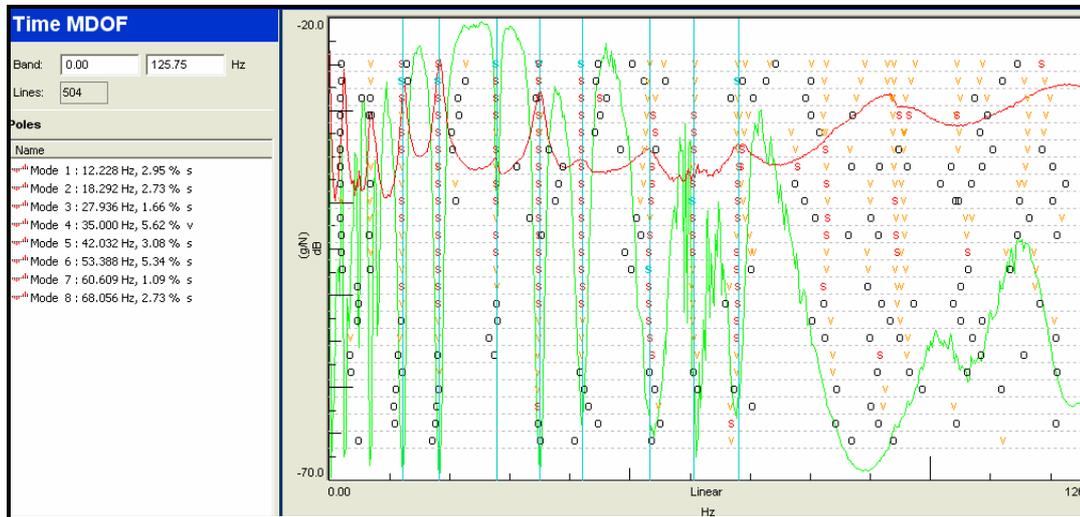


Figura 3.34: *Time MDOF-Modal Analysis (LMS TEST LAB)*. Visualização da FRF soma e escolha dos modos estáveis para a placa cortafogo de material composto.

É interessante observar o alto amortecimento que apresenta a estrutura de material composto, de forma que apenas os primeiros picos de ressonância podem ser visualizados. A Figura 3.35 ilustra as primeiras formas modais.

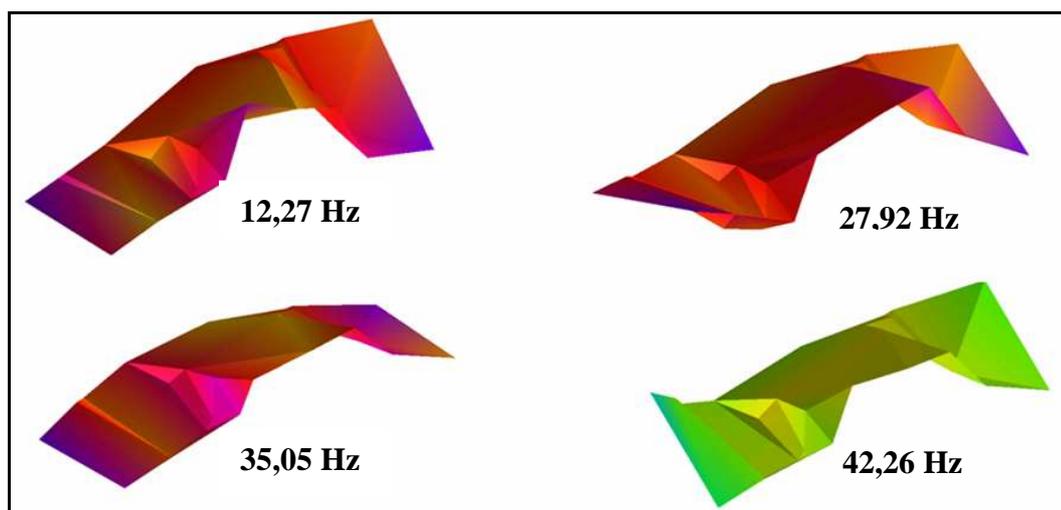


Figura 3.35: Primeiras formas modais. Placa Cortafogo "Quiet Steel".

3.4.2 Modelagem numérica FEM da placa cortafogo

De maneira semelhante à Secção 3.3, foram construídas malhas de elementos finitos no *software MSC-PATRAN*, para as placas cortafogo. Ao contrário das placas planas, onde a geometria pode ser considerada quase idêntica (salvo pela espessura), as duas placas cortafogo apresentam diferenças geométricas (além da espessura). Porém, elas são bem similares. Mesmo assim, foi necessário fazer modelos geométrico e numérico para cada uma delas, para assim obter um maior grau de confiabilidade dos modelos.

A construção da geometria, diferentemente ao caso da placa plana retangular, foi bem mais complicada, porque a cortafogo não é plana, contendo muitas irregularidades, superfícies curvas e cantos. Foi preciso fazer uma escolha de pontos na placa real, e medir as coordenadas nos três eixos retangulares, considerando como ponto de origem o canto inferior esquerdo de cada placa (ver Figura 3.36).

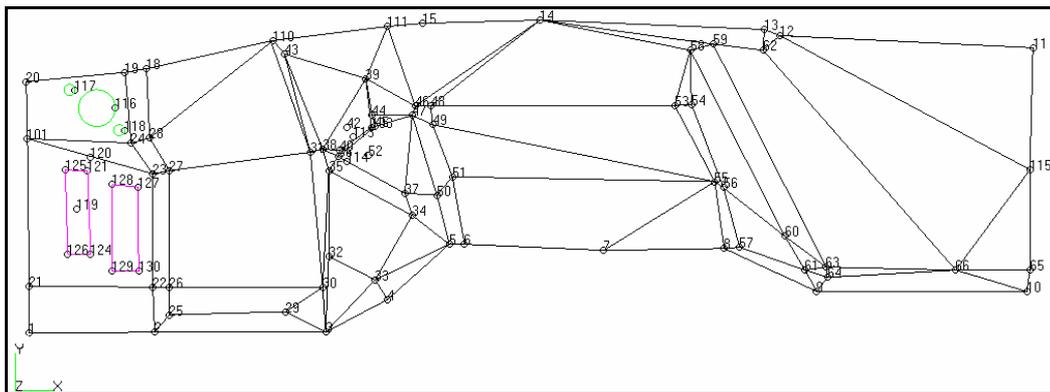


Figura 3.36: Construção da geometria (*MSC-PATRAN*).

As malhas, em ambos os casos, foram projetadas com elementos 2D tipo casca (*Shell*), *Quad4* e *Tri3* dos tipos Isométrico e *Paver* [8]. No caso do material composto também foi possível modelá-lo como um aço equivalente, tendo as mesmas propriedades de densidade e elasticidade do aço normal. Na Tabela 3.10 são apresentadas as especificações dos modelos.

Tabela 3.10. Especificações dos modelos FEM. Placas cortafogo.

Material	Espessura Real	Espessura Equiv.	Nº. Elem.	Nº. Nós
Aço Normal	1,50mm	1,60mm	2894	3292
Quiet Steel	1,58mm	1,20mm	2187	3137

Na Figura 3.37 são ilustradas as malhas utilizadas para os modelos, obtidas através do programa *MSC PATRAN*.

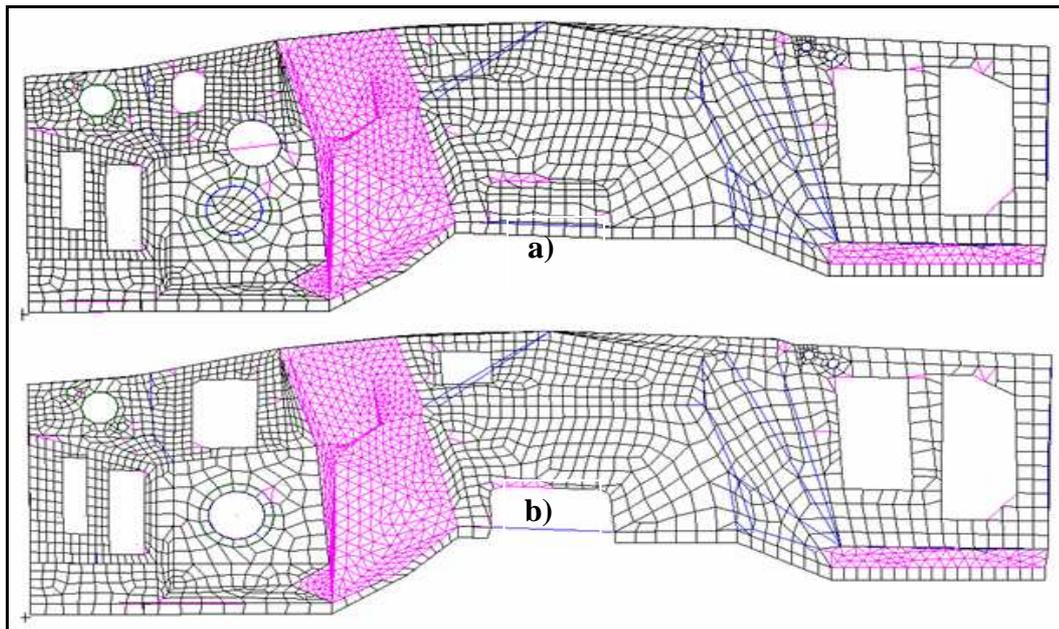


Figura 3.37. Malhas geradas dos protótipos: a) Aço normal, b) “*Quiet Steel*”.

3.4.2.1 Comparação numérico-experimental. Análise Modal

Foi realizada a identificação da ordem dos modos experimentais, tomando como referência as formas modais achadas nos modelos FEM, do mesmo jeito como foi feito na Seção 3.3.2.

Nas Figuras 3.38 até 3.41 é apresentada a comparação para ambos os protótipos.

Comparação Gráfica dos Modos. Placa de aço normal

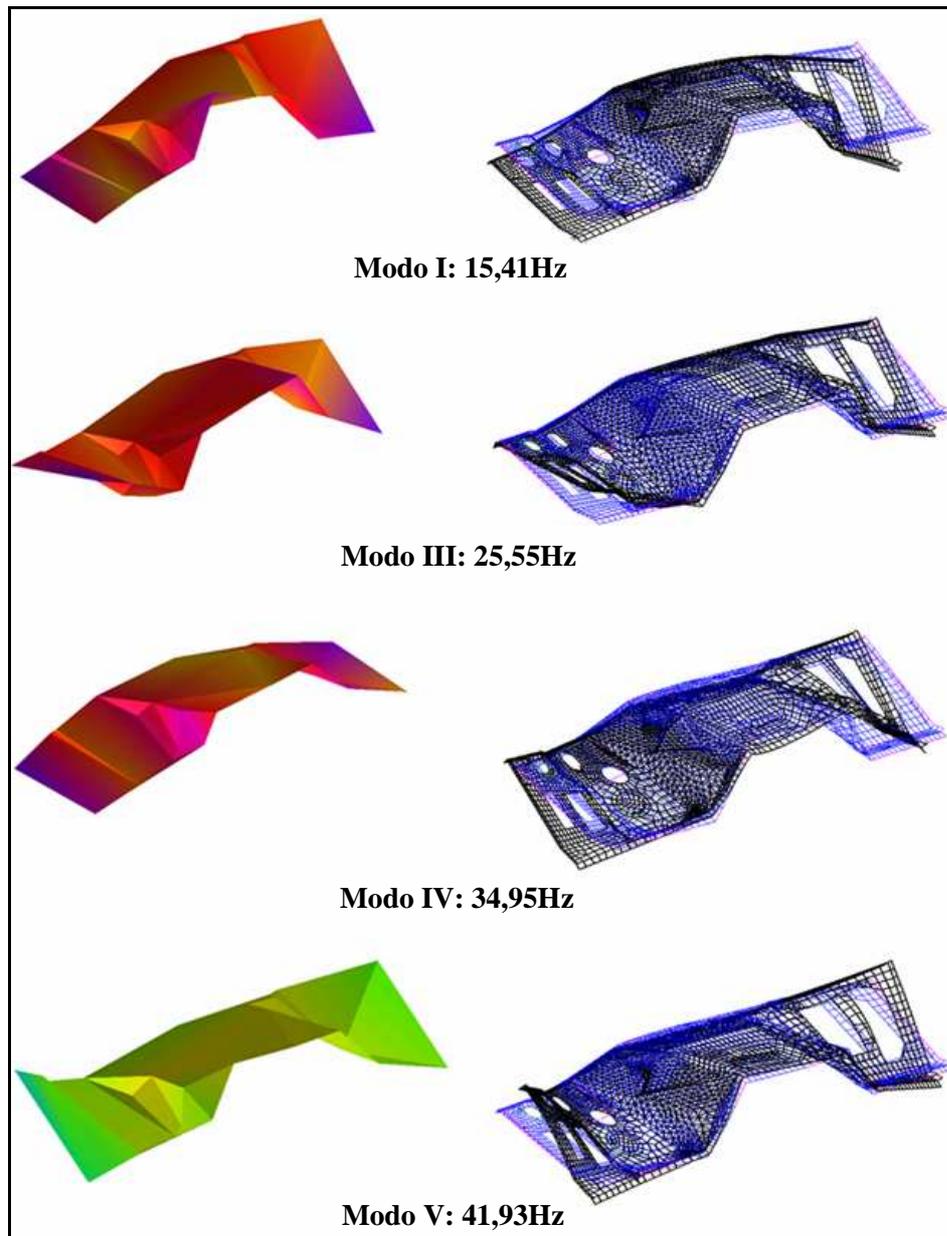


Figura 3.38: Comparação gráfica dos modos. Placa cortafogo de aço normal.

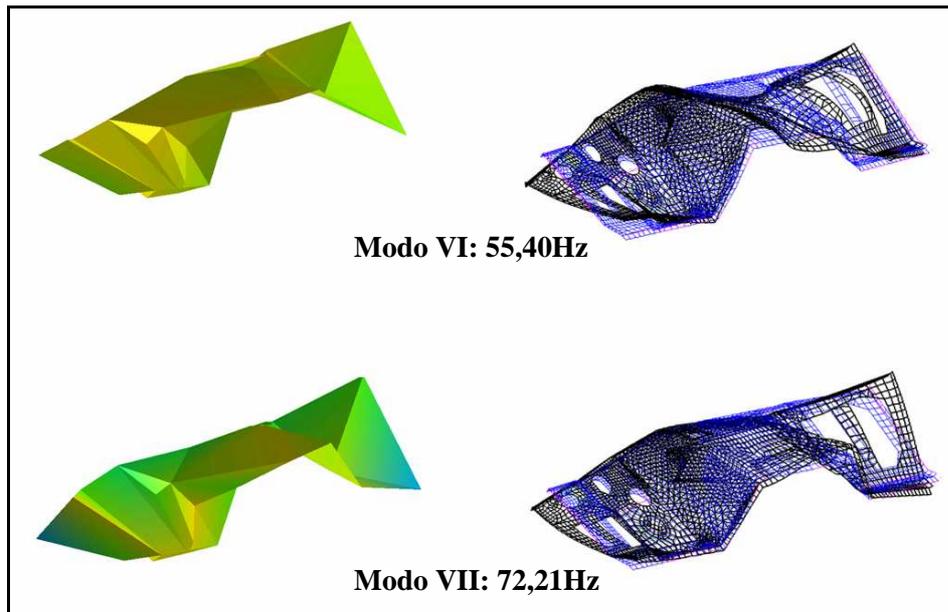


Figura 3.39: Comparação gráfica dos modos. Placa cortafogo de aço normal (continuação).

Comparação Gráfica dos Modos. Placa de material “Quiet Steel”

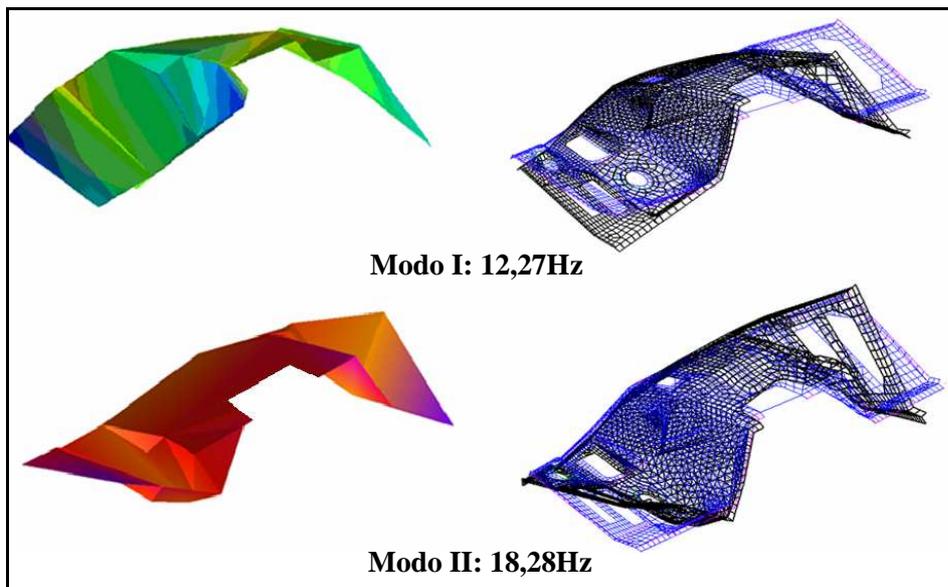


Figura.3.40 Comparação gráfica dos modos. Placa cortafogo de material “Quiet Steel”

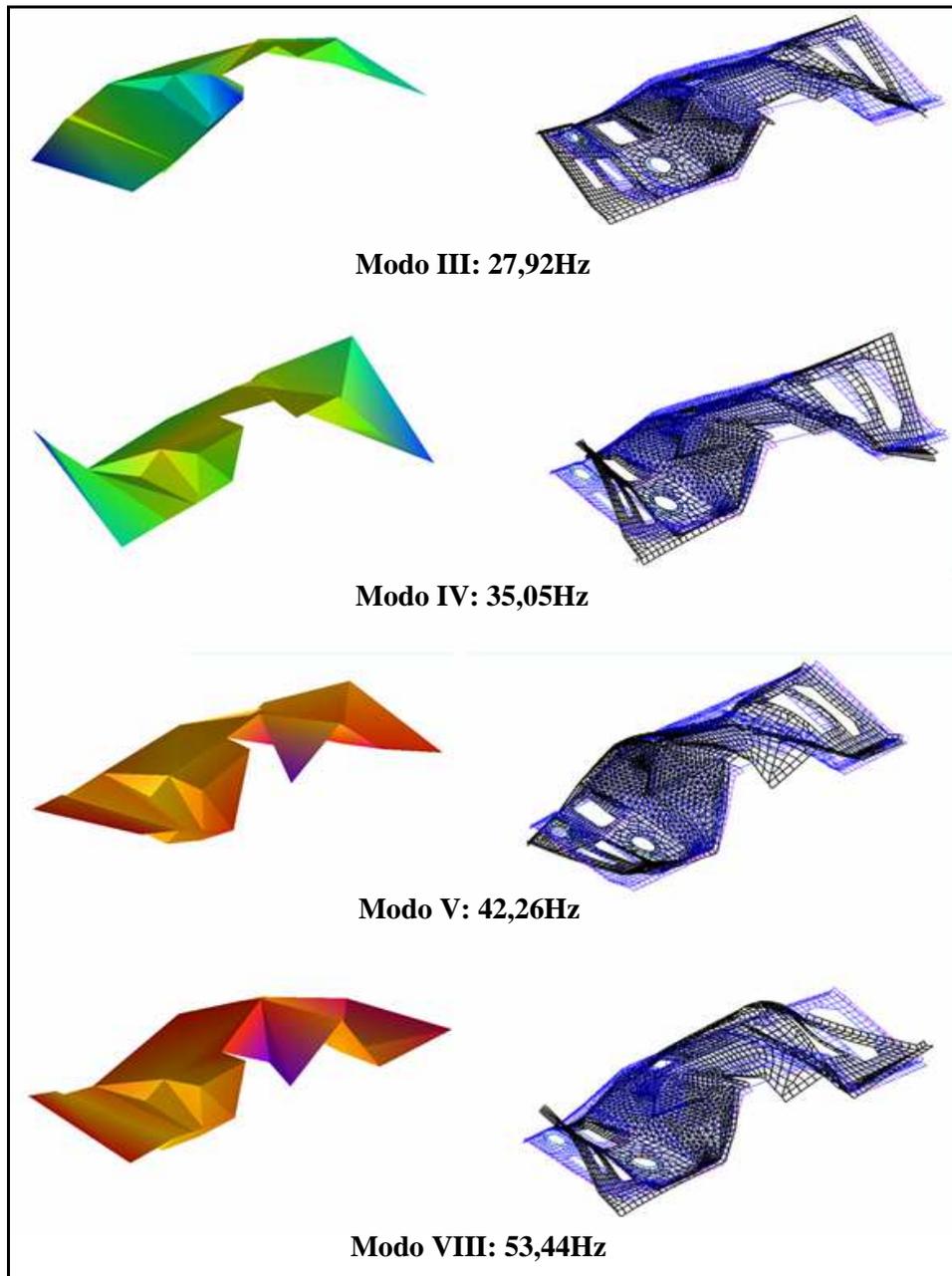


Figura 3.41 Comparação gráfica dos modos. Placa cortafogo de material “*Quiet Steel*”
(Continuação)

As frequências naturais experimentais e numéricas (FEM) para cada protótipo da placa cortafogo, são apresentadas na Tabela 3.11.

Tabela 3.11: Primeiras freqüências naturais para os dois materiais.

Aço Normal		Material Composto “Quiet Steel”	
Nº Modo	Freqüência [Hz]	Nº Modo	Freqüência [Hz]
I	15,41	I	12,27
II	25,55	II	18,28
III	34,95	III	27,92
IV	41,93	IV	35,05
V	55,40	V	42,26
VI	72,21	VI	53,44

3.4.2.2 Ajuste Módulo de elasticidade

Do mesmo jeito que na Secção 3.3.3, foi preciso fazer o ajuste do módulo de elasticidade E nos modelos numéricos. Os valores das espessuras equivalentes (Ver Tab. 3.12), foram determinados fazendo o ajuste numérico-experimental, só para obter o módulo de elasticidade ajustado no primeiro modo de flexão ($\rho_{aço} = 7800 \text{ kg/m}^3$, $\nu = 0,3$ e $E = 200 \text{ GPa}$). Na continuidade, são apresentados os resultados:

Tabela 3.12: Espessura e módulo de elasticidade equivalente para os modelos numéricos.

Material	H_{real}	H_{equival.}	E_{real}	E_{equival.}
Aço Normal	1,50mm	1,60mm	270	210
Quiet Steel	1,58mm	1,20mm	160	205

Na Tabela 3.13, são apresentadas as freqüências naturais experimentais e numéricas (FEM) para os dois protótipos de placa cortafogo. Já na Figura 3.42 é ilustrado o grau de correlação linear de maneira gráfica e quantitativamente, através de coeficiente de correlação linear de Pearson “**r**” [27].

Tabela 3.13: Comparação numérico-experimental das primeiras freqüências naturais.

Aço Normal			<i>Quiet Steel</i>		
Nº Modo	Freqüência Experimental [Hz]	Freqüência Numérica [Hz]	Nº Modo	Freqüência Experimental [Hz]	Freqüência Numérica [Hz]
I	15,41	14,36	I	12,27	12,47
III	25,55	24,59	II	18,28	19,61
IV	34,95	32,94	III	27,92	27,23
V	41,93	43,75	IV	35,05	38,28
VI	55,4	56,53	V	42,26	46,36
VII	72,21	62,99	VIII	53,44	67,44

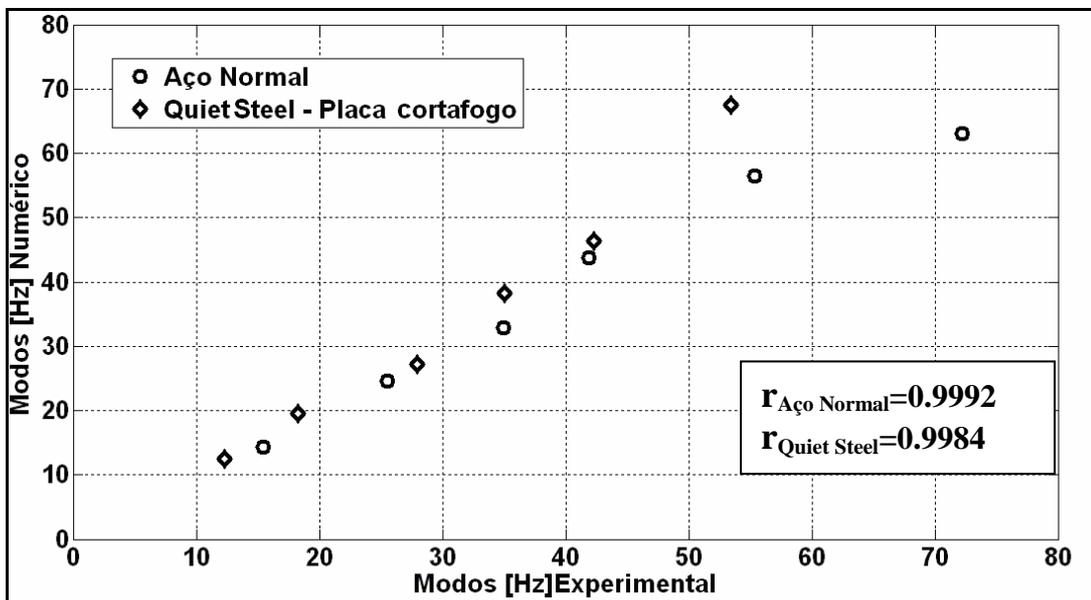


Figura 3.42: Correlação numérico-experimental: Placas cortafogo.

3.4.3 Resposta forçada. Nível de Vibração das placas cortafogo

De igual jeito que na Secção 3.3.4, foram escolhidas 14 FRF's experimentais para ambas as placas cortafogo, para poder uma curva representativa da estrutura em geral. Na Figura 3.43 são ilustradas as duas FRF's soma.

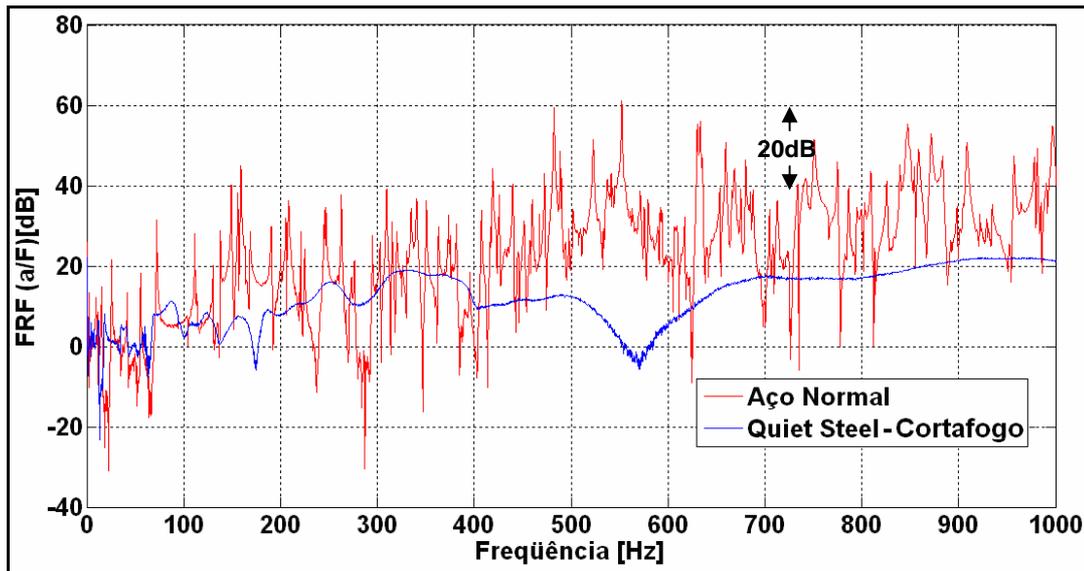


Figura 3.43: Comparação experimental das FRF soma para ambos os protótipos (Cortafogo).

Pode-se observar que o material “*Quiet Steel*” da placa cortafogo é bem diferente de aquele usado para a amostra analisada na Seção 3.2. Na Figura 3.43 percebe-se que este material composto possui altos níveis de amortecimento, conseguindo diferenças de até 40dB na faixa de 400 até 600Hz.

3.4.4 Determinação do fator de perda

De igual maneira que na seção 3.3.5, foi aplicado o método de ajuste do círculo para determinar as frequências naturais e os fatores de amortecimento associados, usando diretamente as FRF’s soma experimentais de cada protótipo. Nesta seção, apenas vai ser feito o cálculo destes parâmetros modais no material “*Quiet Steel*”, pois é esperado que as características de amortecimento do aço da placa cortafogo sejam muito parecidas com aquelas da amostra plana de aço já analisada.

Os dados calculados se encontram no Apêndice 2 e ilustrados na continuidade (ver Fig. 3.44), junto com aqueles já analisados do aço normal e o material composto em amostras planas.

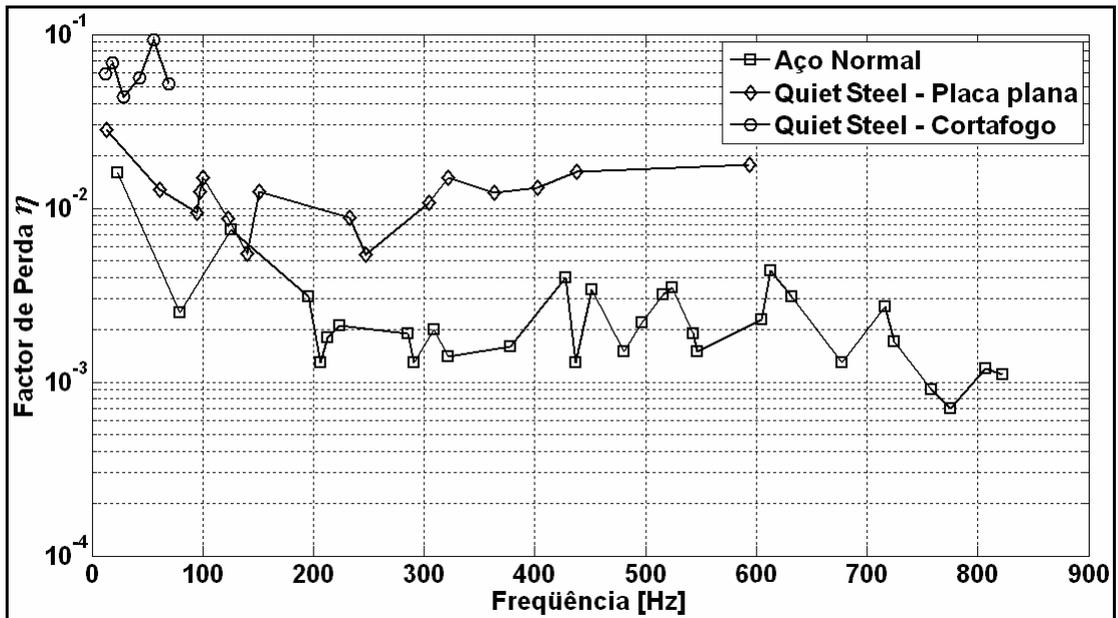


Figura 3.44: Fator perda para o aço normal, “*Quiet Steel*” em amostra plana e “*Quiet Steel*” em placa cortafogo.

Note-se o alto valor de amortecimento do material “*Quiet Steel*” da placa cortafogo em comparação aos outros dois materiais. Porém, para frequências superiores a 70 Hz já não é possível obter dados do amortecimento. Falhas na rotina se apresentaram devido ao alto amortecimento, do mesmo jeito que para o material composto “*Quiet Steel*” da amostra plana (Ver Fig. 3.28).

3.4.5 Comparação Numérico-Experimental das FRF’s

Foi realizada uma análise de resposta em frequência usando o método dos elementos finitos, usando o *software MSC PATRAN*, de maneira semelhante àquela descrita na Secção 3.3.6.

No caso do protótipo de aço normal, foram usados os mesmos valores de amortecimento do aço da amostra plana e o valor do módulo de elasticidade e espessuras equivalentes apresentadas na Tabela 3.12. Na Figura 3.45 é ilustrada a comparação das FRF’s soma em 10 pontos da placa cortafogo de aço normal.

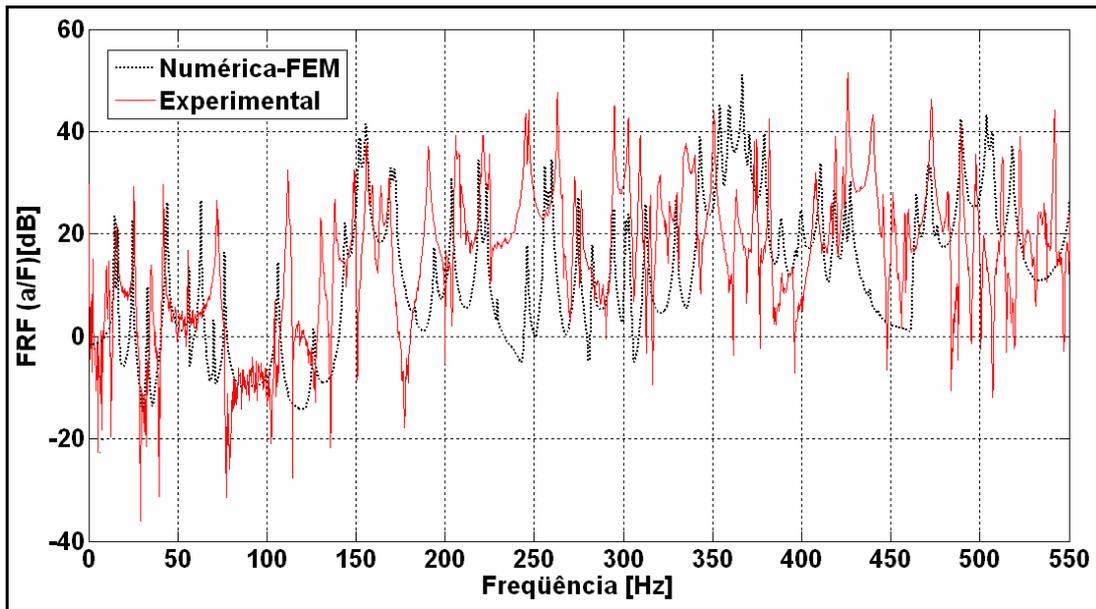


Figura 3.45: FRF's soma numérica e experimental. Placa cortafogo de aço normal.

Para o caso da placa cortafogo “*Quiet Steel*”, o ajuste é um pouco mais difícil de fazer, pelo fato de ter poucos valores do amortecimento (segundo o Apêndice 2o e a Fig.3.44). Para conseguir dados aproximados nas frequências acima de 67Hz, foi preciso fazer um ajuste de curvas, de jeito semelhante aquele para ajustar o módulo de elasticidade, descrito na Seção 3.3.3. Neste caso, o parâmetro que é preciso ajustar, é o fator de amortecimento viscoso ζ (o qual foi definido na Seção 3.1.6) em cada modo (ressonância).

Para fazer o processo iterativo de comparação das FRF's (FEM e experimental), foi usado o *software LMS VIRTUAL LAB* [16], o qual se apresenta bastante flexível e de fácil uso para avaliar os valores de amortecimento nas FRF's numéricas calculadas desde a informação dos modos normais numéricos importados desde o *software MSC PATRAN*. Na Figura 3.46 se apresenta parte dos procedimentos do *software LMS VIRTUAL LAB*.

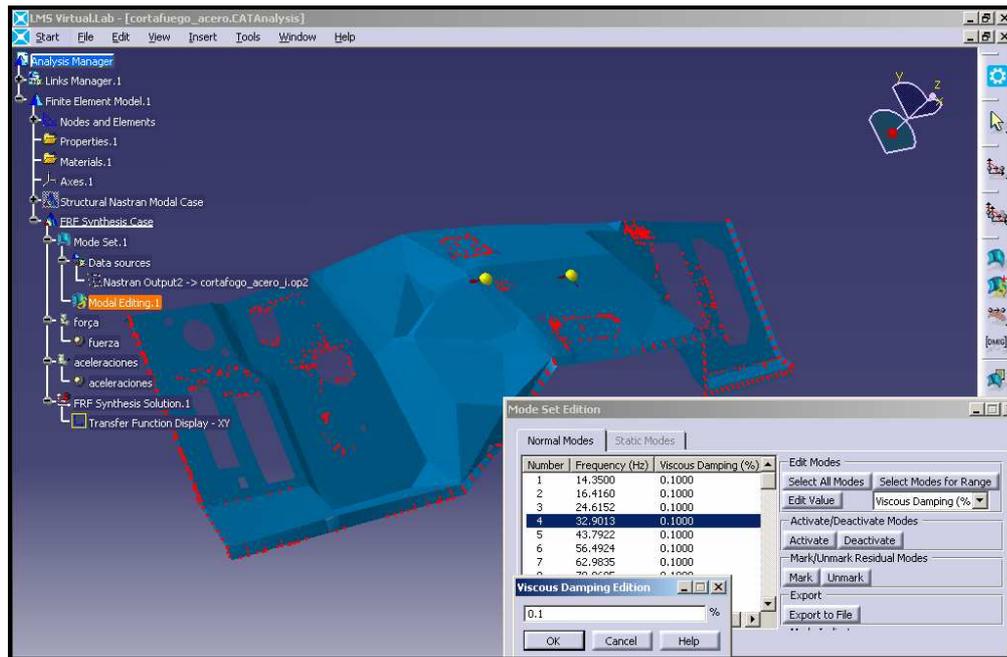


Figura 3.46: *Noise and Vibration-System Analysis (LMS VIRTUAL LAB)*. Ajuste dos valores de amortecimento viscoso modal.

Como a comparação das curvas foi apenas visual, sem considerar um método matemático de ajuste ou de otimização para diminuir o erro entre ambas as curvas, foi feito o ajuste do amortecimento por bandas de frequência de 100Hz de largura..

Na Figura 3.47 são ilustradas ambas as curvas numérica e experimental da FRF soma.

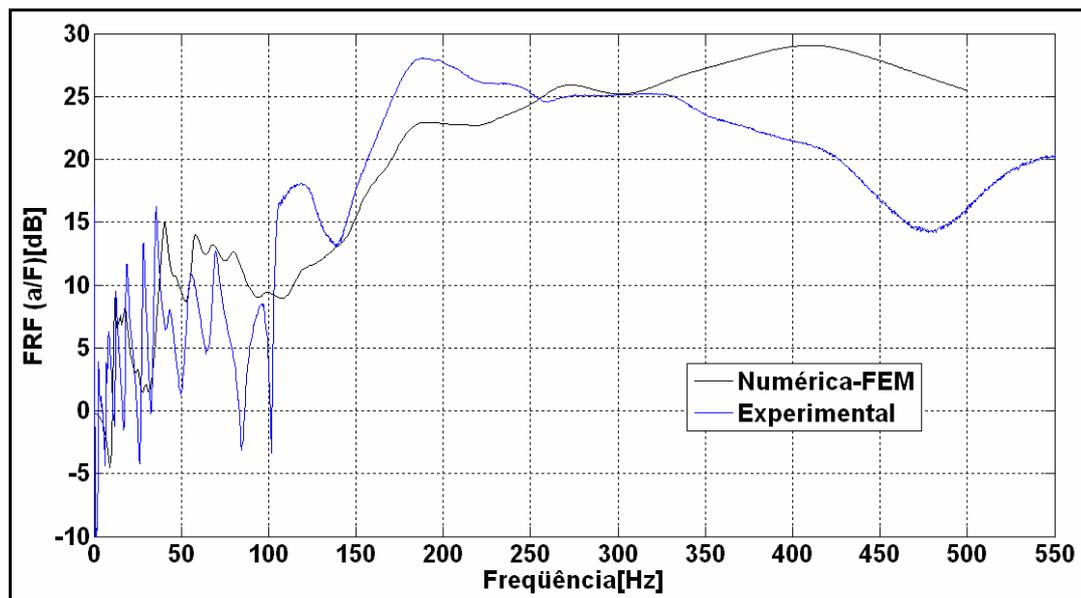


Figura 3.47. Comparação do modelo numérico com amortecimento ajustado para placa cortafogo “*Quiet Steel*”.

Pode-se observar que o ajuste do amortecimento foi sobreestimado nas baixas frequências, de 0Hz até100Hz. Depois dessa faixa, já não existem picos, ou pelo menos, não é possível enxerga-los, e por isso se faz necessário considerar o amortecimento por bandas.

Na Tabela 3.14 são apresentados os valores ajustados do fator de amortecimento viscoso e correspondente fator de perda, por bandas de frequência. As curvas experimental e numérica são ilustradas na Figura 3.47.

Tabela 3.14: Valores estimados do amortecimento e fator de perda. Ajuste numérico-experimental

Bandas de frequência [Hz]	ξ [%]	η [%]
[0-100]	5	10
[100-200]	7	14
[200-300]	7,5	15
[300-400]	13,1	26
[400-500]	10	20
[0-500]	8,5	17

Pelos valores sendo observados na Tabela 3.14, é possível concluir que a estrutura sob análise possui em geral, alto amortecimento. Porém, estes dados não são de todo precisos e apenas servem para ilustrar que a estrutura é apta para amortecer e diminuir consideravelmente os níveis de vibração. Porém é preciso procurar outros métodos experimentais e/ou numéricos que permitam determinar o amortecimento η com maior precisão e numa faixa mais ampla de frequências.

CAPÍTULO 4

ANÁLISE EXPERIMENTAL DA RADIAÇÃO DE RUÍDO

4.1 Introdução

Neste capítulo é analisado comparativamente o ruído radiado pelas placas retangulares (amostras de aço normal e aço *quiet*) quando as mesmas são excitadas mecanicamente, através de um *shaker*.

As placas cortafogo, dada a sua posição particular, recebem vibrações provenientes do funcionamento do motor e da transmissão do veículo, além das vibrações causadas pelas irregularidades do piso e transmitidas pela suspensão. É importante, portanto, verificar a sua capacidade de transformar tal energia vibratória em ruído radiado para o interior do veículo, o qual prejudica o conforto dos passageiros.

4.2 O experimento

O experimento desenvolvido para esta análise consistiu em excitar as placas de amostra de material, no interior da câmara semi-anecóica existente no Laboratório de Vibrações e Acústica, do Departamento de Engenharia Mecânica da UFSC, e medir os níveis de ruído produzidos pelas mesmas.

As placas retangulares utilizadas foram recortadas em aço normal e aço *quiet*, nas dimensões 468mm x 608mm. Foi escolhido um ponto aleatório para conectar o *shaker*, porém evitando linhas óbvias de simetria, o que poderia acarretar a perda de famílias inteiras de modos de vibração. As localizações destes pontos foram mantidas iguais para as duas amostras. A Fig.4.1 permite visualizar a localização do ponto de conexão do *shaker*.

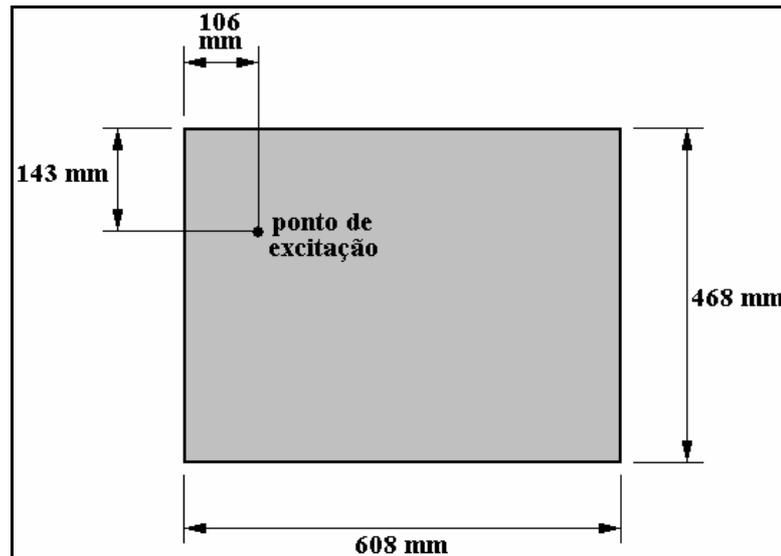


Figura 4.1: Dimensões das amostras e localização do ponto de conexão do *shaker* (ponto de excitação).

As localizações das placas (uma a cada vez) e do microfone (ponto de observação), no interior da câmara semi-aneecóica, durante as medições, estão mostradas na Fig.4.2. O centro da placa e o microfone foram situados no plano vertical de simetria da câmara, a uma altura do piso de 1,17 m. A área livre do piso desta câmara (região entre cunhas) é de 5,35 x 5,35 m².

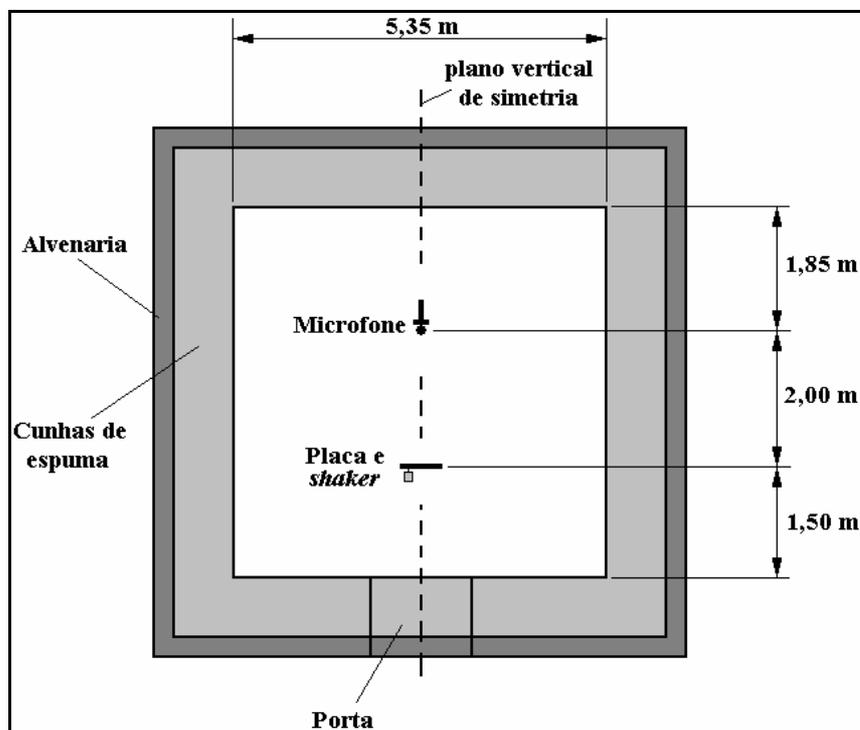


Figura 4.2: Localização dos elementos no interior da câmara semi-aneecóica.

Os equipamentos utilizados nas medições são apresentados na Tabela 4.1.

Tabela 4.1 Equipamentos utilizados na experiência.

Instrumento	Marca/Modelo
Computador Portátil	<i>Dell/Latitude</i>
Módulo analisador <i>PULSE</i>	<i>Brüel & Kjaer</i>
Amplificador de Potência	<i>Brüel & Kjaer/ Mod. 2706</i>
Mini-shaker	<i>Brüel & Kjaer/Mod. 4810</i>
Cabeça de Impedância	<i>PCB/Modelo 2026</i>
Microfone	<i>G.R.A.S. S&V/Mod. 40AE</i>
Calibrador de acelerômetros	<i>PCB/Mod. 394c06</i>
Calibrador de Microfones	<i>G.R.A.S. S&B/Mod. 42AB</i>

O esquema de ligação dos equipamentos é apresentado na Fig.4.3.

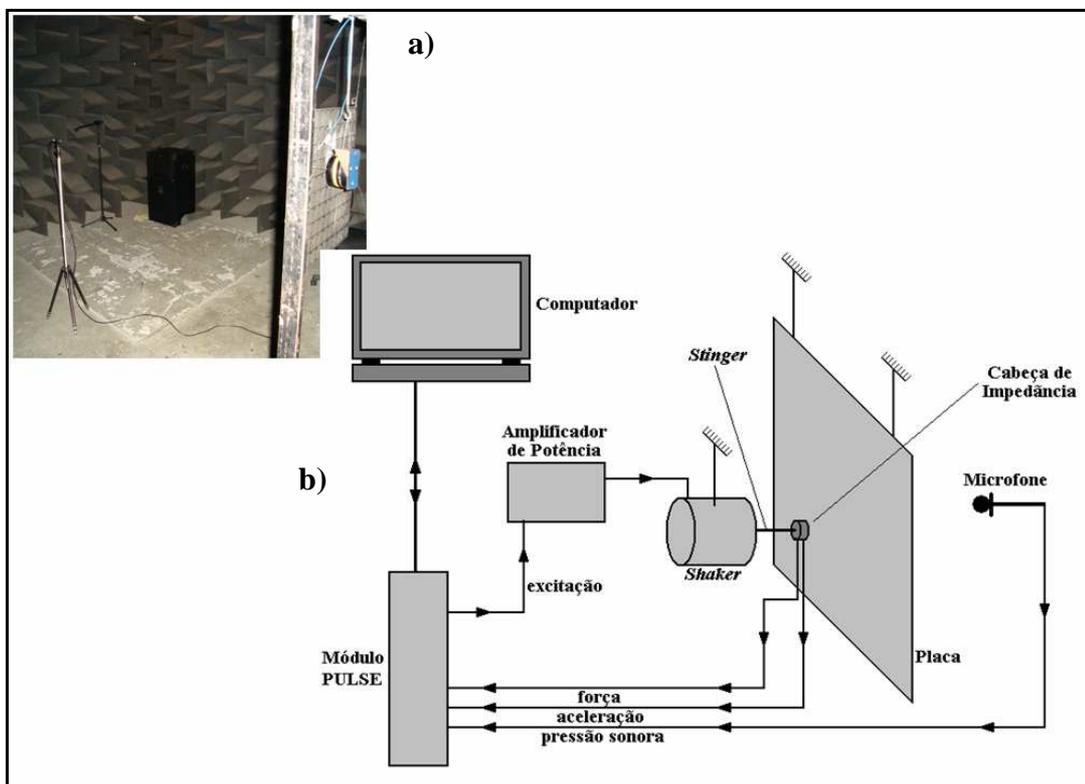


Figura 4.3: a) Detalhe da montagem da experiência na câmara semi-aneecóica,
b) Esquema de ligação dos equipamentos.

A calibração do microfone foi realizada diretamente com o calibrador de microfones, com a ajuda do *software* de medição do *PULSE*, sendo necessário aplicar valores de ganho às sensibilidades do microfone e dos sensores de força e aceleração da cabeça de impedância. A calibração do acelerômetro da cabeça de impedância foi verificada com o auxílio do calibrador de acelerômetros, tendo sido aplicado um fator de correção.

Ainda com este calibrador, e com uma massa total conhecida (massa da cabeça de impedância abaixo do elemento sensor, do parafuso e de uma massa morta) de 25,8 g, o sensor de força também foi calibrado, sendo também necessário considerar um fator de correção.

Uma vez que todo o conjunto de equipamentos de medição foi calibrado, deu-se início às medições.

4.3 Resultados obtidos

Quando os dados são medidos experimentalmente, é desejável ter tabelas de dados e gráficos das suas grandezas em escalas que facilitem a leitura das medições. Assim, é conveniente ter todas as grandezas em dB.

Nas Figuras 4.4, são ilustrados os gráficos das grandezas vibroacústicas de interesse nesta experiência: aceleração e força pontual injetadas pelo vibrador (*shaker*) e a pressão sonora medida, em escala logarítmica.

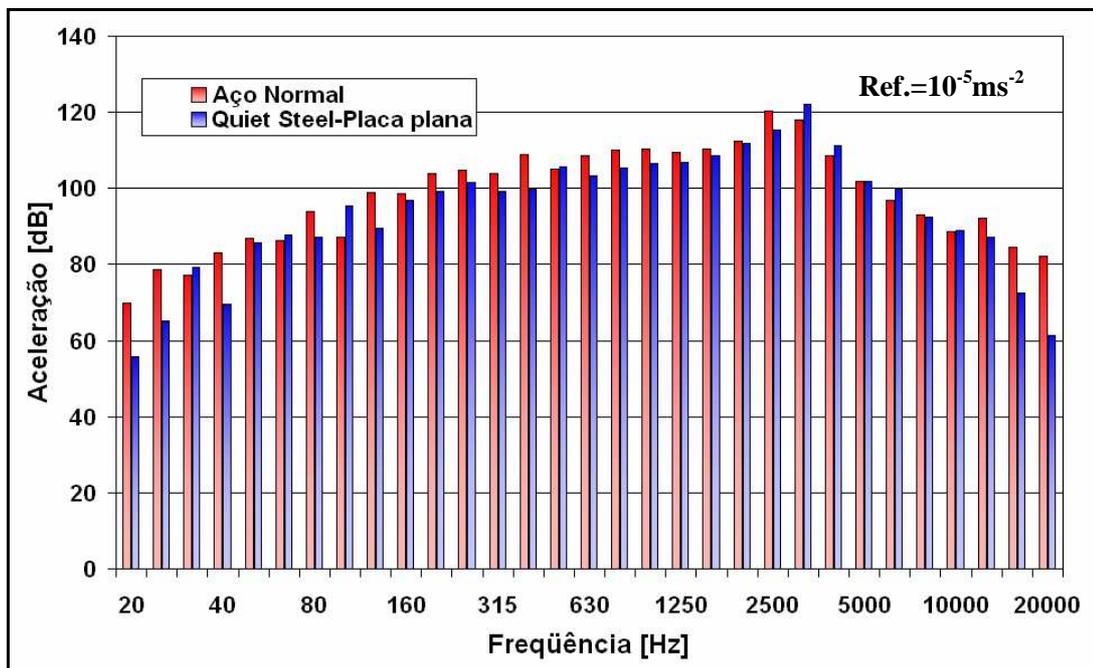


Figura 4.4: Nível de aceleração [dB] (Cabeça de Impedância) para as duas placas.

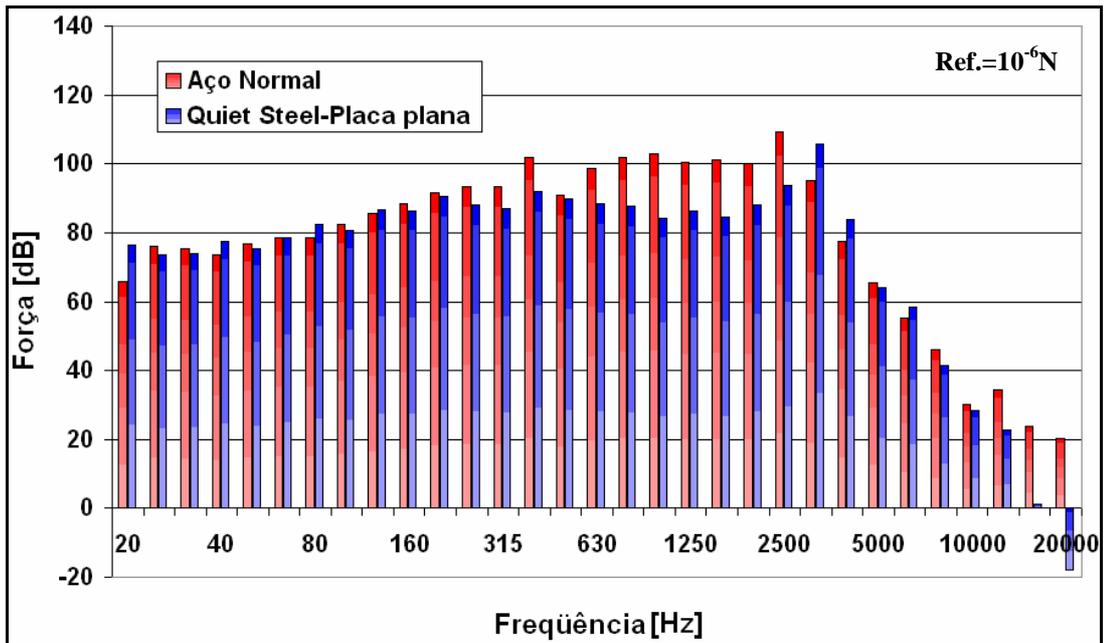


Figura 4.5: Nível de força [dB] (Cabeça de Impedância) para as duas placas.

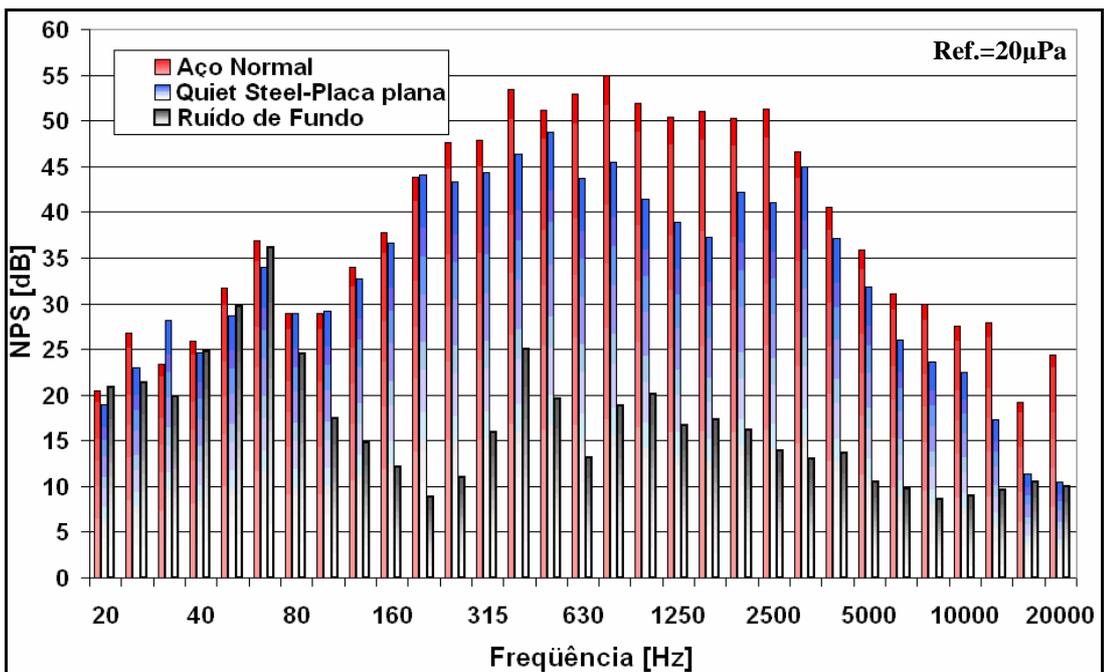


Figura 4.6: Comparação do NPS para o aço normal e material “Quiet Steel”.

Na Figura 4.6 é possível observar níveis similares de pressão acústica radiada para ambas as placas até 240Hz. Já na faixa de 315Hz até 2500Hz aparecem diferenças de ruído consideráveis de até 10dB quando é usado material composto “Quiet Steel”, e não aço normal.

As FRF's medidas nesta experiência são do tipo estrutural, neste caso a inertância, e a outra do tipo vibroacústica, que envolve a pressão sonora com a força de excitação do shaker na estrutura. A medição foi feita na faixa de 0Hz até 2kHz. Os gráficos das FRF's estão ilustrados nas Figuras 4.7 e 4.8. Nas Figuras 4.9 e 4.10 têm-se as correspondentes coerências.

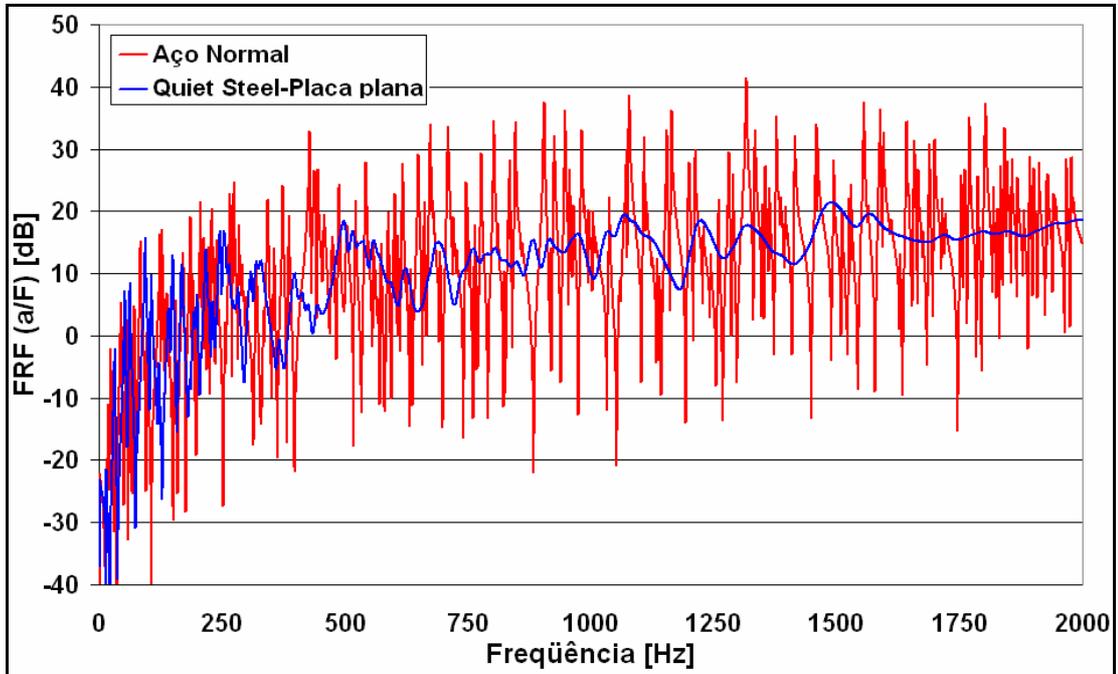


Figura 4.7: FRF estrutural. Inertância pontual na placa.

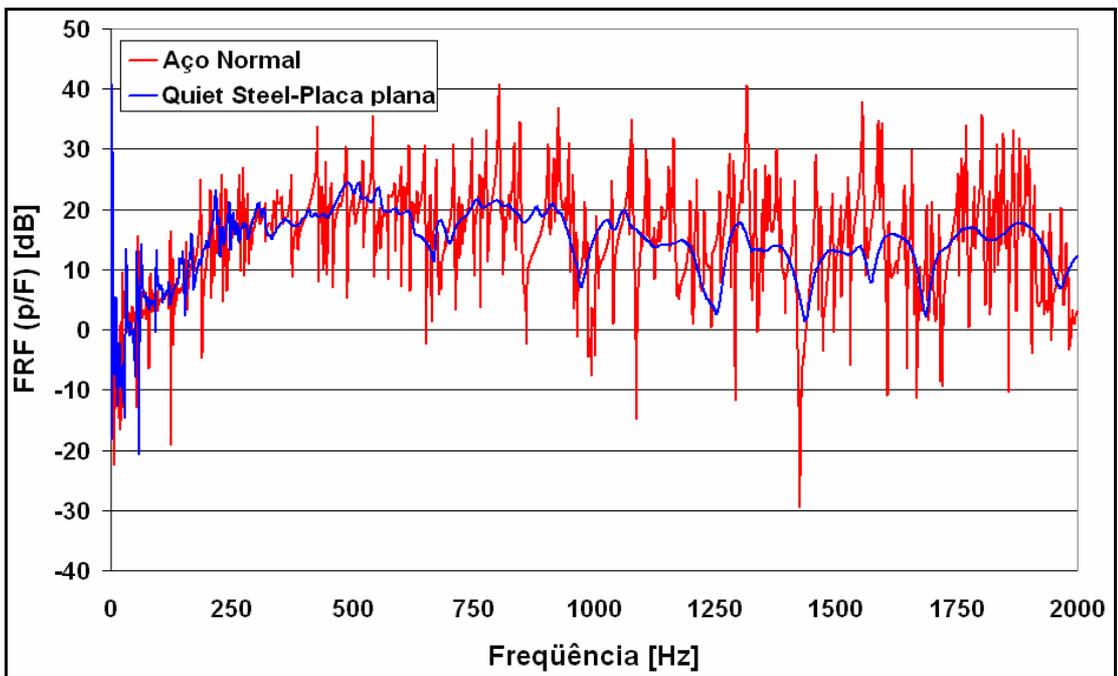


Figura 4.8: FRF vibroacústica. Pressão sonora Vs. força do *shaker*.

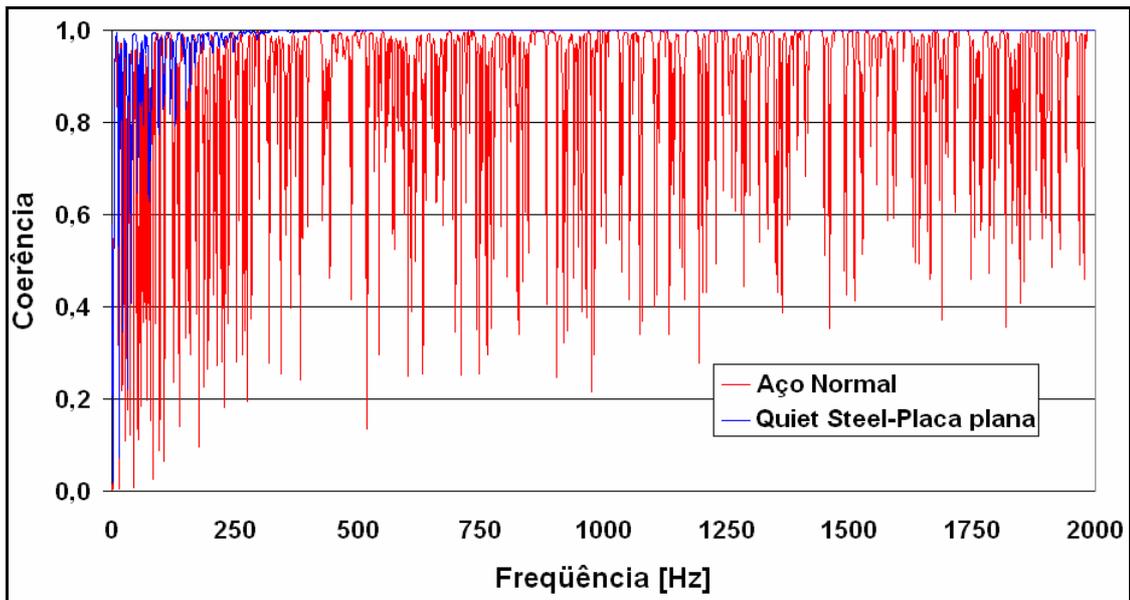


Figura 4.9. Coerências da FRF Inertância.

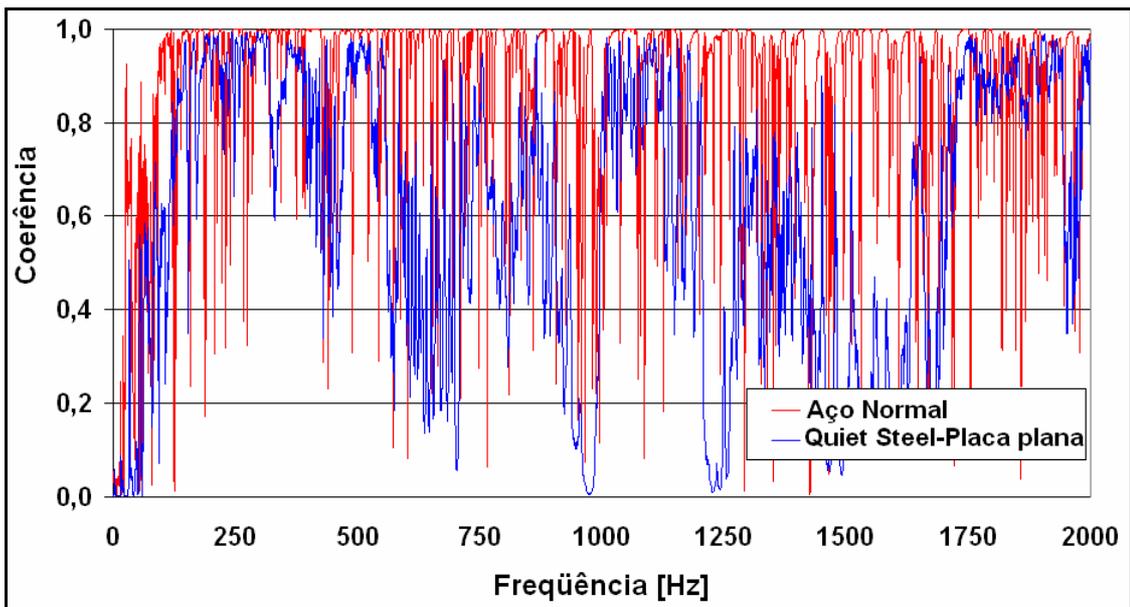


Figura 4.10. Coerências da FRF pressão sonora Vs. Força do *shaker*.

É interessante observar as coerências associadas as FRF's estrutural e vibroacústica, respectivamente (Figuras 4.9 e 4.10). Em geral, a coerência do aço não é boa, porque ele tem pouco amortecimento, porém aquela do material composto é bem melhor. Porém, a coerência da FRF *pressão/força* não é boa para nenhum dos materiais, porque a FRF neste caso corresponde a uma entrada de tipo aérea, sendo que a entrada não está no mesmo meio (ar), mas sim na fonte de ruído, neste caso o sistema “*shaker-placa*”.

Este trabalho foi desenvolvido para avaliar a capacidade de radiação de ruído gerado por excitação mecânica em ambos os materiais, e de esta maneira avaliar a capacidade na redução de ruído radiado pelo material composto *Quiet Steel* para amostra plana. Particularmente, a Figura 4.6 ilustra com clareza a redução de ruído pelo material composto, sendo a redução de até 10dB em algumas faixas. De igual maneira, as Figuras 4.7 e 4.8 apresentam reduções de até 20dB nas FRF's estrutural e vibroacústica, respectivamente. Segundo isto, é possível ter certeza que o aço *Quiet* efetivamente é eficiente no controle de ruído e vibrações em estruturas sendo fabricadas com este material.

E importante dizer que o experimento foi feito com amostras planas, apenas para avaliar o material livre de irregularidades geométricas, por exemplo, aquelas da placa cortafogo. Este experimento deve ser aplicado, sem dúvida, nos protótipos de placa cortafogo para ambos os materiais, e espera-se achar reduções semelhantes de ruído e vibrações.

CAPÍTULO 5

CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA FUTUROS TRABALHOS

5.1 Conclusões

No decorrer deste trabalho, foi comparado o desempenho vibroacústico de duas estruturas veiculares, neste caso a placa cortafogo, sendo de características geométricas similares, porém projetadas com materiais bem diferentes: aço normal e material composto “*Quiet Steel*”.

A comparação foi feita basicamente em duas etapas, sendo a primeira do tipo estrutural, baseada na análise modal experimental e a análise das funções de resposta em frequência FRF's, sendo estas análises aplicadas para conseguir obter as propriedades dinâmicas do material, e o comportamento modal da estrutura da placa cortafogo. Já na segunda etapa foram realizadas experiências vibroacústicas, também baseadas em FRF's, a fim de quantificar o ruído gerado por vibração de placas e a redução de ruído quando elas são fabricadas com metais laminados compostos.

Nas análises anteriormente assinaladas, foi possível comprovar as vantagens do material composto. No caso estrutural, foi possível estimar altos valores de amortecimento, para os dois tipos de material “*Quiet Steel*” (fornecidos pela empresa *TEKNO*), e uma redução nos níveis de vibração quando as placas foram submetidas à excitação de impacto com martelo. Já na experiência acústica, na câmara semi-anecóica, também foi possível quantificar reduções dos níveis de ruído gerados por vibração das amostras, quando elas foram excitadas com vibrador.

No decorrer da pesquisa foi comprovado experimentalmente que existe uma faixa do valor de amortecimento onde ele é mais fácil de medir ou, pelo menos existem menos limitações:

- por um lado os materiais de amortecimento estrutural muito baixo, tal como o aço, oferecem problemas para determinar as suas propriedades, devido a que uma estrutura assim possui muita “energia reverberante”, elevando os níveis de ruído de fundo

quando ela é excitada, dificultando a obtenção de FRF's "limpas", o que atrapalha qualquer tipo de análise baseado em FRF's;

- no outro extremo se apresentam os materiais com alto amortecimento. Tal foi o caso da placa cortafogo projetada com material composto "*Quiet Steel*". O fato de este material ter muito amortecido evidentemente ajuda em termos de controle de ruído e vibrações. Porém, desde o ponto de vista da medição, acontece que os picos de ressonância não são facilmente identificados, pois eles ficam "achatados" numa curva FRF. O grande problema é que algumas das técnicas usadas para a medição do amortecimento estrutural de uma amostra sob análise, precisam dos valores de pico, tal é o caso da análise modal, que foi usada neste caso.

Tentou-se obter a determinação de altos valores de amortecimento das placas de material composto de várias maneiras: a través do uso direto dos softwares de medição, os quais calculam de maneira bastante eficiente o amortecimento estrutural modal, porém para baixos níveis de amortecimento, não sendo adequado para altos valores de amortecimento estrutural. Isto foi uma motivação para iniciar a pesquisa de outras técnicas de análise dos dados, tal como o método da banda de meia potência; porém nela se têm limitações para alcançar o ponto de 3dB, nas regiões mais suaves, onde o amortecimento é mais alto.

Com o fim de obter resultados mais precisos, foi aplicada uma rotina em *MATLAB* (ver Apêndice 1) onde foi implementada a **técnica de ajuste do círculo** (ver Seção 3.1.5.1). Este método é bem mais preciso que o método da banda de meia potência e foi possível obter resultados bastante razoáveis do amortecimento estrutural para a amostra de aço normal e aquela de material composto "*Quiet Steel*", sendo que no caso da placa cortafogo, apenas puderam ser achados seis valores, tendo assim novamente dificuldades de cálculo quando a curva FRF apresentar regiões planas, devido ao alto amortecimento.

Neste trabalho foram descartadas as técnicas da "Viga Oberst" e a técnica do "Tempo de decaimento". No caso da "Viga Oberst", a determinação do fator de perda é semelhante aquele da análise modal experimental, quer dizer, o cálculo está baseado na largura dos picos, e como já foi verificado, este critério torna-se inadequado quando o amortecimento "apaga" as ressonâncias, limitando assim esta técnica para valores baixos do amortecimento. No caso do "Tempo de Decaimento", o alto amortecimento impossibilita uma boa obtenção do T_{60} (pequeno demais), razão pelo qual também não é recomendado.

Uma solução possível e que foi abordada neste trabalho é o ajuste do amortecimento através de uma comparação entre o modelo feito em elementos finitos de uma amostra e os dados experimentais. Embora que a comparação das FRF's experimental e FEM tenham sido apenas visual, é possível ver que este método numérico é um caminho com mais possibilidades para a caracterização de materiais com alto amortecimento. Porém, é recomendável fazer um ajuste mais preciso, em termos do uso de algum método matemático de ajuste de curvas.

O ajuste do modelo de elementos finitos se apresentou razoável, considerando que foi usado um modelo de elementos do tipo casca, equivalente em aço, sendo que este tipo de elemento ajuda consideravelmente a diminuir o custo de processamento do modelo numérico. Porém, pelo fato de usar um modelo equivalente, foi preciso ajustar os valores da espessura da placa e do módulo de elasticidade do material. Embora os valores do módulo de elasticidade nos modelos apresentassem diferenças com relação ao valor normal do aço, serviram bem para ajustar os modelos FEM ao experimento. Já tendo estes modelos calibrados com o experimento, eles podem ser usados tranquilamente em outro tipo de simulações do tipo estrutural, acústicas e vibroacústicas.

Na experiência vibroacústica foi possível ver que o material composto da amostra plana se apresentou bastante eficiente na diminuição de ruído gerado por vibração, apresentando atenuações do ruído de até 10dB. Esta medição do ruído foi feita usando como parâmetro de comparação a pressão acústica. Porém, existem outros parâmetros que seria interessante ter em consideração, tal como a potência acústica da fonte de ruído, que neste caso seria o conjunto shaker-placa; sendo que a vantagem do uso deste parâmetro é que ele depende só das características da fonte.

Como conclusão final, baseada em todo o percorrer deste trabalho é possível dizer com bastante segurança, que os metais laminados sanduíche "*Quiet Steel*" apresentam excelentes características na diminuição de vibrações e ruído gerado por excitação mecânica das estruturas sendo fabricadas com estes materiais, e se considera plenamente justificável a continuidade de novas pesquisas com o fim de fornecer maior informação do comportamento, caracterização e limitações destes materiais em diversas estruturas sendo usadas nas empresas automobilística, aeroespacial, etc., e por pesquisadores que estejam trabalhando nesta área.

5.2 Sugestões para futuros trabalhos

Tomando como base as conclusões acima citadas, as seguintes sugestões têm como fim complementar o presente trabalho:

- Realizar outros tipos de experiências acústicas da placa cortafogo “em terreno”, para a determinação de níveis reais das fontes de excitação na estrutura e quantificação da transmissão de ruído aéreo. Também investigar outras condições de contorno das estruturas sob análise.
- Desenvolver procedimentos matemáticos para o ajuste numérico-experimental das FRF’s para a determinação do amortecimento.
- Na análise estrutural, considerar os efeitos de adição de massa do sensor (acelerômetro), os quais são significativos nas altas frequências. Também é recomendável fazer a modelagem FEM usando elementos sólidos na camada viscoelástica.
- Realizar simulações acústicas através do método dos elementos de contorno, da experiência vibroacústica apresentada no Capítulo 5. Um exemplo de software adequado para este tipo de trabalho é *LMS-SYSNOISE*. Além disso, se recomenda repetir a mesma experiência com as placas cortafogo.
- Medir a potência acústica radiada de amostras planas e placas cortafogo para ambos os materiais (aço normal e aço “*Quiet*”) e realizar as correspondentes simulações acústicas, através do método dos elementos de contorno.
- Ampliar a modelagem numérica para frequências mais altas e criar modelos SEA.
- Na medição do fator de perda, sugere-se repetir a experiência com o “Método da Potência Injetada”, o qual permite calcular o amortecimento estrutural médio em faixas de frequências, e é recomendado em situações de estruturas com alto amortecimento estrutural.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

1. AKANDA A. and ONSAY T., “Material Property Characterization of Foilback Damping Treatments Using Modified ASTM Equations”, SAE Noise and Vibration Conference, paper n.2003-01-1585, 2003.
2. AKANDA A. and GOETCHIUS G., “Representation of Constrained/Unconstrained Layer Damping Treatments in FEA/SEA Vehicle System Models: A Simplified Approach”, Society of Automotive Engineers, SAE Noise and Vibration Conference, Paper No. 1999-01-1680, 1999.
3. ASTM., Standard E 756-98, “Standard test method for measuring vibration-damping properties of materials”, 1998
4. BALVEDI A. M., “A study of squeal noise in a disc brake system and influence of rubber coated shims on system damping”, Universidade Federal de Santa Catarina, Departamento de Engenharia Mecânica, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica; 2002.
5. BERANEK L. L., “Noise and Vibration Control”, ed. L. L. Beranek- INCE, Revised edition, 1988
6. CALÇADA M., “Métodos de Predição de Transmissão Sonora Através de Placa Revestida”, Universidade Federal de Santa Catarina, Departamento de Engenharia Mecânica, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica; 2006.
7. EWINS, D. J. “Modal Testing: Theory and Practice”. Inglaterra: Research Studies Press Ltd., 1984. ISBN: 0-86380-017-3.
8. FANCELLO, E. A., “FEM-Método dos Elementos Finitos”, Notas de Aula, Curso de pós-graduação, POSMEC, UFSC, 2006.
9. Site oficial da FORD no Brasil: www.ford.com.br.
10. GERGES, S. N. Y., “Ruído, fundamentos e controle”, Segunda edição, Florianópolis-SC, 2000.
11. JONES D. I. G. and PARIM M.L., “Technique for measuring damping properties of thin viscoelastics layers”, J. Sound Vib., 24 (2), pp. 201-210, 1972.
12. JORDAN R., “Análise Modal Experimental”, Notas de Aula, Curso de pós-graduação, POSMEC, UFSC, 2007.
13. KERWIN Jr. M., UNGAR E. E. And ROSS D. “Damping of plate flexural vibrations by means of viscoelastic laminate”, Sec 3. – Structural Damping, ASME, New York, 1959.

14. LENZI, A., “SEA-Análise estatístico-energética”, Notas de aula-Apostila, Curso de pós-graduação, POSMEC, UFSC, 2007.
15. LENZI A., “Instrumentação”, Notas de Aula, Curso de pós-graduação, POSMEC, UFSC, 2007.
16. Site oficial da LMS: www.lmsintl.com
17. MAIA., Nuno M. M., “Theoretical and Experimental Modal Analysis”. Inglaterra: Research Studies Press Ltd.,1997. ISBN: 0-86380-208-7.
18. MEIROVITCH L., “Analytical Method in Vibrations”, Collier-Macmillan Limited, London, 1967.
19. MIGNERY L. A., “Vibration analysis of metal/polymer/metal components”, Proceedings of the Design Engineering Technical Conferences, DE-vol. 84-3, volume 3-Part C, ASME, 1995.
20. MIGNERY L. A., and VYDRA E. J., “Vibration analysis of metal/polymer/metal laminates – Approximate versus viscoelastic methods”, SAE Noise and Vibration. Conference, paper n. 971943, May, 1997.
21. MIGNERY L. A., “Designing Automotive Dash Panels with Laminated Metal”, SAE Technical Paper Series, International Body Engineering Conference and Exposition Detroit, Michigan, September, 1999.
22. MSC/TEKNO, LAMINATES AND COMPOSITES, Ficha técnica.
23. MSC PATRAN. Site oficial: <http://www.mscsoftware.com/>.
24. NAKAMURA S., “Análisis numérico y visualización gráfica con MATLAB®”, Primera edición, Pearson Educación, 1997.
25. NASHIF A. JONES D. I. G. and HENDERSON, J. P., “Vibration Damping”, John Wiley & Sons Inc., 1985.
26. OLIVEIRA A., “Propagação de Trincas por Fadiga em Geometrias 2D Complexas sob Cargas Cíclicas Variáveis”, Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro, Programa de Pós-graduação em engenharia civil, 2003.
27. OLIVEIRA P., “Estatística”, 8ª reimpressão, Editora Edgard Blücher Ltda., 1988.
28. RAO M. D., “Recent applications of viscoelastic damping for noise control in automobiles and commercial airplanes”, Journal of Sound and Vibration 262, pages 457-474, 2003
29. SPIVAK M., “Cálculo infinitesimal”, Editorial Reverte, Edición 1996.
30. TIMOSHENKO S.P., “Theory of Plates and Shells”, International Student Edition, Second Edition, 1979.

31. E. E. and KERWIN Jr E.M., "Loss factor of viscoelastic systems in terms of energy concepts", J.Acoust. Soc. Am., vol.34, pp 954-957, July, 1962
32. YANG B. and NUNEZ S.W., "Laminate Dash Ford Taurus Noise and Vibration. Performance", SAE Noise and Vibration Conference, paper n.2001-01-1535, 2001.

APÊNDICE 1

ROTINA EM *MATLAB* DO “MÉTODO AJUSTE DO CÍRCULO”

```

function [etac,etam,fnc2] = eta_ident(frf,f)
%
% function [etac,etam,fnc2] = eta_ident(frf,f)
%
% Programa para estimar o fator de amortecimento modal estrutural
% a partir de um segmento a ser escolhido de uma FRF.
%
% Entradas:
%
% frf = vetor coluna com os valores complexos da FRF
% f = vetor coluna com os valores de frequencia para os quais
% a FRF eh definida
%
% Saidas:
%
% etac = fator de amortecimento modal estrutural (matriz 4x4)
% etam = fator de amortecimento modal médio
% fnc2 = frequencia natural
%
[nc,m]=size(f);
% plotagem da FRF em escala logaritmica
semilogy(f,abs(frf))
% escolha das frequencias inferior e superior que definem a regioao do
pico
fai=input('\n Frequencia inicial da faixa analisada = ')
faf=input(' Frequencia final da faixa analisada = ')
if faf<fai
    fprintf(' Frequencias em ordem inversa \r \n')
    return
end
% procura dos indices que correspondem 'as frequencias escolhidas
for i=1:nc
    if f(i)>=fai,
        iif=i;
        break
    end
end
for i=1:nc
    if f(i)>faf,
        iff=i-1;
        break
    end
end
% calculo das distancias lineares entre os pontos que caem na faixa do
pico
for i=iif:iff-1
    dist(i)=abs(frf(i+1)-frf(i));
end
% calculo das diferencas entre as distancias
% (calculo aproximado das derivadas das distancias)
for i=iif+1:iff-1
    derdist(i)=(dist(i)-dist(i-1));
end

```

```

% plot(f(iif+1:iff-1),derdist(iif+1:iff-1),'k',f(iif+1:iff-
1),derdist(iif+1:iff-1))
% grid
ia=iif;
infre=1;
while infre==1,
    ia=ia+1;
% procura da frequencia onde as diferencas mudam de sinal (derivada nula)
% (com base nas distancias)
    while (derdist(ia)*derdist(ia+1))>0.0,
        ia=ia+1;
    end
% interpolacao para calculo da estimativa inicial da frequencia natural
fprintf(' Frequencia natural - estimativa inicial \r \n')
fnc=f(ia)+abs(derdist(ia))*(f(ia+1)-
f(ia))/(abs(derdist(ia))+abs(derdist(ia+1)))
infre=input('\n Progredir frequencia natural?   Nao - 0   Sim = 1   ')
end
% calculo do ajuste do circulo (segundo livro do MAIA - pag. 221)
somx=0.0;
somy=0.0;
somxy=0.0;
somx2=0.0;
somy2=0.0;
somx3=0.0;
somy3=0.0;
somxy2=0.0;
somx2y=0.0;
L=10;
for i=ia-4:ia+5
    somx=somx+real(frf(i));
    somy=somy+imag(frf(i));
    somxy=somxy+real(frf(i))*imag(frf(i));
    somx2=somx2+real(frf(i))^2;
    somy2=somy2+imag(frf(i))^2;
    somx3=somx3+real(frf(i))^3;
    somy3=somy3+imag(frf(i))^3;
    somxy2=somxy2+real(frf(i))*imag(frf(i))^2;
    somx2y=somx2y+real(frf(i))^2*imag(frf(i));
end
MC=[somx2 somxy -somx ; somxy somy2 -somy ; -somx -somy L];
VC=[-(somx3+somxy2) ; -(somy3+somx2y) ; (somx2+somy2)];
vaux=inv(MC)*VC;
% calculo final do circulo: posicao do centro (x0;y0) e raio r0
x0=-vaux(1)/2.0;
y0=-vaux(2)/2.0;
r0=sqrt(vaux(3)+x0^2+y0^2);
% geração dos pontos do circulo ajustado
for i=1:13
    alfa=(i-1)*pi/6;
    xc(i)=x0+r0*cos(alfa);
    yc(i)=y0+r0*sin(alfa);
end
% plotagem dos pontos experimentais e do circulo ajustado
plot(real(frf(iif:iff)),imag(frf(iif:iff)),x0,y0,'*',xc,yc,'+')
pause
% geração dos angulos entre pontos consecutivos da curva
% que caem na faixa do pico
for i=ia-4:ia+4
    r1x=real(frf(i))-x0;
    r1y=imag(frf(i))-y0;
    r1=sqrt(r1x^2+r1y^2);
    r2x=real(frf(i+1))-x0;

```

```

        r2y=imag(frf(i+1))-y0;
        r2=sqrt(r2x^2+r2y^2);
        gama(i)=acos((r1x*r2x+r1y*r2y)/(r1*r2));
    end
    plot(f(ia-4:ia+4),gama(ia-4:ia+4),'-+')
    pause
    % calculo das diferencas entre os angulos
    % (calculo aproximado das derivadas dos angulos)
    for i=ia-3:ia+4
        dergama(i)=gama(i)-gama(i-1);
    end
    plot(f(ia-3:ia+4),dergama(ia-3:ia+4),'-+')
    ib=ia-1;
    % procura da frequencia onde as diferencas mudam de sinal (derivada nula)
    % (com base nos angulos)
    while (dergama(ib)*dergama(ib+1))>0.0,
        ib=ib+1;
    end
    % interpolacao para re-calculo da estimativa da frequencia natural
    fnc2=f(ib)+abs(dergama(ib))*(f(ib+1)-
    f(ib))/(abs(dergama(ib))+abs(dergama(ib+1)));
    % calculo dos angulos gama entre a frequencia natural e pontos da curva
    % (quatro pontos abaixo e quatro acima)
    deltagama=gama(ib)*abs(dergama(ib))/(abs(dergama(ib))+abs(dergama(ib+1)));
    gamain(1)=deltagama+gama(ib-1);
    gamasu(1)=gama(ib)+gama(ib+1)-deltagama;
    %gamain(1)=deltagama;
    %gamasu(1)=gama(ib)-deltagama;
    for i=1:3
        gamain(i+1)=gamain(i)+gama(ib-i-1);
        gamasu(i+1)=gamasu(i)+gama(ib+i+1);
        %gamain(i+1)=gamain(i)+gama(ib-i);
        %gamasu(i+1)=gamasu(i)+gama(ib+i);
    end
    for i=1:4
        fin(i)=f(ib-i);
        fsu(i)=f(ib+i+1);
        %fin(i)=f(ib);
        %fsu(i)=f(ib+i);
    end
    % calculo da matriz 4x4 de fator de amortecimento estrutural - eta
    for i=1:4
        for j=1:4
            etac(i,j)=100*((fsu(i)^2-
            fin(j)^2)/fnc2^2)/(tan(gamasu(i)/2)+tan(gamain(j)/2));
        end
    end
    % calculo do fator de amortecimento médio da matriz 4x4
    etam=mean(mean(etac));
    fprintf(' Cuidado: fatores de perda "PERCENTUAIS" \r \n')

```

APÊNDICE 2

DADOS EXPERIMENTAIS DE AMORTECIMENTO DAS AMOSTRAS

Nota: Nas FRF soma experimental, foi aplicada a rotina do Apêndice 1, para todos os materiais.

Curva FRF soma – material aço normal

Frequência [Hz]	Fator de Perda [%]	Observação	Considerar
2,3355	6,0867	Ajuste razoável, amortecimento muito variável	
Apr, 12,5		Programa falhou (pf)	
20,041	-2,7416	Ajuste médio, amort, negativo?	
23,4536	1,6063	Ajuste bom, variação média em fator de perda	?
27,8500	-4,8794	Ajuste médio, amort, negativo?	
32,6596	1,2681	Ajuste médio, amortecimento bastante variável	?
54,6532	-2,4907	Ajuste ruim, amort, negativo?	
63,7030		(pf)	
74,3493		Ajuste muito ruim	
77,0223	0,4410	Ajuste poucos ponto, alguns amort, negativos?	
79,3101	0,2465	Ajuste bom (poucos pontos), amort, pouca variação	s
88,0786	0,7260	Pontos experimentais ruins, muita variação amort,	
126,0395	0,7527	Bom ajuste, bons valores de amortecimento	s
156,9594	0,2321	Bom ajuste, matriz 2x2 (grande variação amort,)	s
186,2074	0,3155	Bom ajuste, variação média amort,	s
191,6684	0,2060	Bom ajuste, matriz 2x2 (grande variação amort,)	s
195,1584	0,3109	Ajuste poucos pontos, varia, média de amort,	s
204,4663	0,3105	Ajuste poucos pontos, 2x2	s
206,7868	0,1328	Ajuste bom, amort, bom	s
212,8943	0,1815	Ajuste bom, amort, bom	s
223,2421	0,2144	Ajuste bom, variação média de amort,	s
230,2031	0,2701	Ajuste médio, alguns valores negativos de amort,	
237,5860	0,1982	Ajuste 2 círculos?, 2x2 (grande variação amort,)	s
242,9905		(pf)	
246,8943	0,4037	Ajuste bom, 2x2 (grande variação amort,)	s
258,2623	0,1769	Ajuste bom, 2x2, amort, neg,?	?
266,9278		(pf)	
285,3672	0,1922	Ajuste razoável, variação média	s
286,8949	0,2247	Ajuste bom, 2x2 (grande variação amort,)	s
291,1501	0,1317	Ajuste bom, amort, bom	s
301,9183	0,1618	Pontos experimentais ruins, 2x2 (grande variação amort,)	s
308,6031	0,1988	Ajuste ótimo, amort, bom	s
315,4696		Ajuste bom, (pf)	
321,6423	0,1378	Ótimo ajuste, amortecimento variação média	s

344,2285		Ajuste bom, (pf)	
353,1313	0,1978	Ajuste bom, 2x2 (grande variação amort,)	s
374,7891	0,1116	Ajuste bom, 2x2 (grande variação amort,)	s
377,6448	0,1648	Ajuste bom, amort, bom	s
388,7370	0,2448	Ajuste bom, 2x2 (grande variação amort,)	s
427,6780	0,3960	Ajuste bom, amort, bom	s
436,4117	0,1321	Ajuste bom, amort, bom	s
442,9515	0,1092	Ajuste bom, 2x2 (grande variação amort,)	s
450,9702	0,3437	Ajuste bom, amort, bom	s
462,8310	0,1599	Ajuste bom, 2x2 (grande var, amort,), amort, negat,	s
480,3069	0,1460	Ajuste bom, amort, bom	s
497,0511	0,2161	Ajuste bom, amort, bom	s
515,6217	0,3244	Ajuste bom, amort, bom	s
523,9495	0,3530	Ajuste bom, amort, bom	s
542,5421	0,1941	Ajuste bom, amort, bom	s
546,2393	0,1466	Ajuste bom, amort, bom	s
548,9920		Ajuste ruim, (pf)	
605,0328	0,2254	Ajuste bom, amort, bom	s
612,9694	0,4366	Ajuste bom, variação média	s
631,8260	0,3073	Ajuste bom, variação média	s
652,2468		Ajuste bom, (pf)	
677,3099	0,1334	Ajuste bom, amort, bom	s
715,8936	0,2683	Ajuste bom, amort, bom	s
724,0803	0,1722	Ajuste bom, amort, bom	s
751,2491		Ajuste bom, (pf)	
758,1744	0,0896	Ajuste bom, amort, bom	s
775,1128	0,0734	Ajuste bom, amort, bom	s
804,0328		Ajuste ruim	
806,9969	0,1156	Ajuste bom, amort, bom	s
822,2513	0,1130	Ajuste bom, amort, bom	s
827,1147	0,0499	Ajuste bom, 2x2 (grande variação amort,)	s
850,8310	0,0856	Ajuste bom, 2x2 (grande variação amort,)	s
855,7679	0,0853	Ajuste bom, amort, bom	s
905,7032	0,0788	Ajuste bom, amort, bom	s
913,7350	0,1002	Ajuste bom, amort, bom	s
929,9977	0,0861	Ajuste bom, amort, bom	s
943,0389	0,1051	Ajuste bom, amort, bom	s
949,0613	0,1474	Ajuste bom, amort, ótimo	s
953,4397	0,0554	Ajuste bom, 2x2 (grande variação amort,)	s
961,9405	0,0973	Ajuste bom, amort, bom	s
974,5300	0,0957	Ajuste bom, amort, bom	s
980,5388	0,1110	Ajuste bom, amort, bom	s
986,8868	0,0601	Ajuste ruim, 2x2 (grande variação amort,)	?
989,0161	0,1020	Ajuste bom, amort, bom	s
998,1217	0,0887	Ajuste bom, 2x2 (grande variação amort,)	s

Curva FRF soma – material composto “Quiet Steel” da amostra plana.

Frequência [Hz]	Fator de Perda [%]	Observação	Considerar
12,8580	2,8058	Ajuste bom, variação média de amort.	s
31,9022	0,9716	Ajuste razoável, 2x2 (grande variação amort,)	s
33,2975	1,0488	Ajuste razoável, 2x2 (grande variação amort,)	s
47,4074	0,9623	Ajuste ruim, 2x2 (grande variação amort,)	s
61,2580	1,2767	Ajuste bom, amort. ótimo	s
67,2995	1,0299	Ajuste razoável, 2x2 (grande variação amort,)	s
73,1816	2,9446	Ajuste curto – outros picos, 2x2 (grande var. amort,)	?
79,5		Programa falhou (pf)	
80,75		Programa falhou (pf)	
83,5		Programa falhou (pf)	
93,1094	0,3649	Ajuste curto, 2x2 (grande variação amort,)	s
94,8488	0,9359	Ajuste bom, variação média de amort.	s
97,6024	1,2466	Ajuste bom, variação média de amort.	s
99,8795	1,4855	Ajuste bom, variação média de amort.	s
106,3170	0,9991	Ajuste razoável–vários picos, 2x2 (grde. var. amort,)	s
109,3388	1,1993	Ajuste razoável, 2x2 (grande variação amort,)	s
122,8646	0,8684	Ajuste bom, amort. bom	s
140,5398	0,5457	Ajuste bom, amort. bom	s
150,9417	1,2448	Ajuste ótimo, amort. muito bom	s
156,6543	0,4595	Ajuste razoável, amort. c/ pico próximo	?
158		Programa falhou (pf)	
175,4848	1,8280	Ajuste curto, variação média de amort.	s
195,6157		Ajuste bom, (pf)	
209,4629		Ajuste razoável, (pf)	
221,2302		Ajuste bom, (pf)	
232,8259	0,8833	Ajuste bom, variação média de amort.	s
247,1524	0,5399	Ajuste ótimo, amort. muito bom	s
275,6642	2,8194	Ajuste muito curto, amort. muito estranho	?
286,8010	1,3021	Ajuste bom – modo próximo, varia. média de amort.	s
304,1355	1,0842	Ajuste ótimo, amort. ótimo	s
321,8049	1,4868	Ajuste curto bom, variação pequena de amort.	s
347,7889	1,8784	Ajuste razoável, variação média de amort	s
363,5655	1,2282	Ajuste bom, amort. ótimo	s
371,3879	1,6854	Ajuste bom, amort. muito estranho, pico próximo?	s
374,6329	2,1628	Ajuste bom, variação média de amort., pico próx.	s
402,1185	1,3141	Ajuste ótimo, amort. bom	s
438,0058	1,6258	Ajuste bom, amort. muito bom	s
498,0916	1,2214	Ajuste ruim, variação média de amort.	?
525,8997	1,5752	Ajuste bom, amort. estranho, pico próximo?	
593,5237	1,7655	Ajuste bom, variação média de amort.	s
688,4415	2,5238	Ajuste muito curto, variação média de amort.	s

Curva FRF soma – material aço “*Quiet Steel*” da placa cortafogo

Frequência [Hz]	Fator de Perda [%]	Observação	Considerar
Aprox. 3,0		Programa falhou (pf)	
Aprox. 8,5		Programa falhou (pf)	
12,5637	5,9146	Ajuste bom, variação média de amort.	?
18,6453	6,8430	Ajuste bom, amort. bom	s
28,2182	4,3542	Ajuste ótimo, amortecimento muito bom	s
42,8771	5,6392	Ajuste bom, amortecimento confuso	?
55,7743	9,2994	Ajuste bom, amortecimento confuso	?
69,6604	5,1943	Ajuste bom, amortecimento confuso	?
95,8779		Ajuste muito ruim	