

Painéis Sandwich em Compósito para Redução de Vibração e Ruído em Aeronaves: Validação Experimental

Marta Sofia Neves Freitas dos Santos

AlfAl / EngAer / 137736-B

Dissertação para obtenção do Grau de Mestre em

Aeronáutica Militar

Especialidade de Engenharia Aeronáutica

Júri

Presidente: MGen/PilAv/035869-L Manuel Fernando Rafael Martins / Força Aérea
Orientador: Professor Doutor Aurélio Lima Araújo / IST
Coorientadora: Professora Doutora Filipa Andreia de Matos Moleiro Duarte / IST
Coorientador: Ten/EngAer/136163-F Ivo Filipe Matos de Almeida / Força Aérea
Vogal: Professor Doutor Fernando José Parracho Lau / IST

*“The secret of change is to focus all of your energy not on
fighting the old, but on building the new.”*

Dan Millman

Agradecimentos

Gostaria de agradecer primeiramente ao meu orientador, o Professor Doutor Aurélio Araújo, à minha coorientadora a Professora Doutora Filipa Duarte e ao meu coorientador o Tenente Ivo Almeida, por todo apoio, tempo e orientação que me disponibilizaram ao longo deste trabalho. Ao meu orientador em especial gostaria de agradecer a sua valiosa assistência, quer no conhecimento transmitido quer na disponibilidade e gentileza com que sempre facultou o seu tempo. À minha coorientadora agradeço a constante preocupação, apoio e ajuda no decorrer desta dissertação. Ao meu coorientador deixo uma palavra de apreço por toda a ajuda prestada, pela boa disposição, preocupação, paciência e amabilidade com que me concedeu o seu tempo e conhecimento. Agradeço também em especial ao Professor Hernâni Lopes por todo o trabalho, tempo, equipamento e espaço que disponibilizou, sem os quais não teria sido possível concluir esta dissertação. Ao aluno de doutoramento Vítor Carvalho agradeço toda a assistência dadas nos primeiros ensaios.

É reconhecido o apoio financeiro da FCT, Fundação para a Ciência e Tecnologia, através do IDMEC, no âmbito do projeto LAETA, projeto UID / EMS / 50022/2013 e projetos interinstitucionais da LAETA.

Queria agradecer a todos os elementos do CIDIFA, por todo o apoio na construção dos provetes e no ensaio em banca do motor. Em especial ao Capitão Luís Félix, pela ajuda no fabrico e corte dos compósitos e pela orientação enquanto Diretor de Curso. Agradeço também ao Major Diogo Duarte por ter sugerido este tema e por todo o auxílio prestado ao longo dos anos.

Aos Quasares deixo o meu profundo agradecimento por estes últimos 6 anos, por toda a diversão, apoio e camaradagem. Em especial, gostaria de deixar uma palavra de apreço ao meu camarada de curso João Silva pela presença, amizade e ajuda ao longo de todo este percurso.

Aos meus amigos gostaria de agradecer pelo papel tão fundamental que tiveram na minha vida, ao preenche-la com amizade, diversão e apoio nos bons e maus momentos.

Ao meu namorado agradeço por toda amizade, encorajamento, boa disposição, paciência e amor ao longo destes últimos anos e por me inspirar a ser sempre melhor.

Finalmente, gostaria de agradecer à minha família pelo apoio e amor incondicional que sempre me proporcionaram e que sempre me deu forças para perseguir e alcançar os meus objetivos. Em especial aos meus pais por serem o meu maior exemplo e a minha maior fonte de coragem, admiração e inspiração.

Resumo

A Força Aérea Portuguesa, através projeto PERSEUS, tem vindo a desenvolver várias plataformas não tripuladas com o propósito de as integrar num sistema europeu de vigilância marítima. No desenvolvimento do seu mais recente UAV, surgiu a necessidade de criar dois painéis em compósito para proteger os sistemas aviónicos da aeronave das vibrações e do ruído provocados pelo motor. Pretende-se com a presente tese perceber qual ou quais as melhores configurações internas para os dois painéis de compósito, em sandwich, utilizando apenas os materiais existentes no CIDIFA.

A escolha de utilizar estruturas em sandwich teve o propósito de caracterizar experimentalmente o seu comportamento dinâmico, e compreender de que maneira a introdução de um núcleo (neste caso de espuma) melhora a capacidade de absorção de vibração e ruído de uma estrutura. Com vista a esse fim, foram fabricadas placas sandwich em compósito com diferentes composições e diferentes materiais, nomeadamente fibra de vidro e fibra de carbono. Adicionalmente, foram também fabricadas placas com núcleos duplos de espuma (com fibra no interior) para serem comparadas com as placas sandwich tradicionais de um único núcleo.

Os ensaios experimentais foram divididos em duas partes: vibração e ruído. Os ensaios de vibração, que decorreram no IST, tiveram o objetivo de recolher as funções de resposta de cada um dos provetes, para que a sua respetiva análise permitisse calcular os coeficientes de amortecimento de cada frequência natural (em cada placa), tendo sido empregues, para o efeito, dois métodos de processamento diferentes. Os ensaios de ruído, realizados na FEUP, possibilitaram quantificar, de forma bastante simples, a quantidade de ruído que é absorvida por cada placa.

Do estudo dos resultados obtidos, em ambos os ensaios experimentais, foi possível apresentar diferentes soluções para os dois problemas propostos na dissertação, simulando diferentes cenários e limitações possíveis de serem exigidas pela FAP.

Palavras-chave: *Força Aérea Portuguesa, UAV, Vibração, Ruído, Painéis em Compósito, Sandwich Ensaios Experimentais*

Abstract

Through the PERSEUS project, the Portuguese Air Force has developed several unmanned aerial platforms with the purpose of joining the European maritime surveillance system. While making its latest UAV, the vibration and noise caused by the engine, led to the need to protect the aircraft avionics systems by creating two insulation composite panels. As such, the aim of this thesis is to understand the best internal configurations for the two composite sandwich panels using only the materials available in CIDIFA.

Composite sandwich structures were chosen so their dynamic behaviour could be characterized experimentally, and so that the introduction of a core (in this case foam) could provide information on how it affects the vibration and noise absorption capability of the panel. To this end, several composite sandwich plates were developed with different configurations and materials, namely fibber glass and carbon fibber. In addition, two plates with dual foam cores (and fibber glass on the inside) were made so they could be compared with traditional plates of single core sandwich.

The experimental tests were divided into two parts: vibration and noise. The vibration tests, performed in the IST, had the purpose of gathering the response functions of each test plate so that their analysis could calculate of the damping coefficients of each natural frequency in each plate, using two different processing methods. The noise tests, performed at FEUP, were able to quantify, through simple methods, the amount of noise that is absorbed by each plate.

By analysing the experimental tests results, in both cases, it was possible to present different solutions to the two problems proposed in this thesis, while simulating different scenarios and limitations that may be required by the FAP.

Key-Words: Portuguese Air Force, UAV, Vibration, Noise, Composite Panels, Sandwich, Experimental Tests

Índice

Capítulo 1	1
Introdução	1
1.1. Enquadramento.....	2
1.2. Objetivos.....	2
1.3. Estrutura da Tese.....	4
Capítulo 2	5
Componente Teórica	5
2.1. Introdução à Vibração.....	5
2.1.1. Sistema Vibratório: Componentes	9
2.1.1.1. Molas.....	10
2.1.1.2. Massa	10
2.1.1.3. Amortecimento.....	10
2.1.2. Análise Modal Experimental	12
2.1.2.1. Transformada Rápida de Fourier (FFT)	16
2.1.2.2. Função de Resposta de Frequência (FRF).....	16
2.1.3. Técnicas de Redução de Vibração.....	17
2.1.3.1. Materiais para Isolamento de Vibração	18
2.2. Introdução ao Ruído.....	19
2.2.1. Análise Sonora	23
2.2.2. Medição Experimental de Ruído	24
2.2.3. Técnicas de Redução de Ruído.....	24
2.2.3.1. Materiais para Isolamento Acústico.....	25
2.3. Introdução aos Compósitos.....	26
2.3.1. Painéis Sandwich.....	29
2.3.2. Métodos de Fabrico.....	30
2.3.3. Amortecimento em Painéis Sandwich.....	31
Capítulo 3	33
Componente Experimental: Fabrico dos Provetes	33
3.1. Inventário do Material Disponível	33
3.2. Definição das Características das Placas.....	34
3.2.1. Geometria	34

3.2.2.	Escolha do Material.....	34
3.2.3.	Estrutura Interna.....	36
3.3.	Fabrico das placas.....	37
3.3.1.	Procedimento.....	38
3.3.1.1.	Cálculo da quantidade de material.....	38
3.3.1.2.	Preparação do material.....	39
3.3.1.3.	Preparação da Resina.....	39
3.3.1.4.	Hand Lay-Up.....	39
3.3.1.5.	Saco de Vácuo.....	40
3.3.1.6.	Dados das placas fabricadas.....	40
3.3.1.7.	Corte.....	41
3.4.	Análise de Custos.....	41
Capítulo 4	43
	Componente Experimental: Ensaios de Vibração	43
4.1.	Ensaios Experimentais.....	43
4.1.1.	Martelo e Laser.....	44
4.1.1.1.	Fixação/Suporte das Placas.....	45
4.1.1.2.	Pontos de Impacto e de Medição.....	46
4.1.1.3.	Equipamento e Ensaios.....	47
4.1.1.4.	Recolha das FRF.....	48
4.1.2.	Shaker e Acelerómetro.....	49
4.1.3.	Motor em Banca.....	51
4.2.	Processamento de Dados.....	52
4.2.1.	Ajuste de Curva.....	53
4.2.2.	Método RFP: Características.....	55
4.2.2.1.	Cálculo dos Coeficientes de Amortecimento.....	57
4.2.3.	Método Meia Potência.....	60
4.2.4.	Correção dos Coeficientes de Amortecimento.....	62
4.3.	Comparação dos Coeficientes de Amortecimento.....	63
4.3.1.	Identificação Indireta das Propriedades e Modos.....	64
4.4.	Análise de Resultados.....	66
4.4.1.	Método RFP.....	66
4.4.2.	Método MMP.....	70

4.4.3. Discussão de Resultados.....	73
Capítulo 5	75
Componente Experimental: Ensaio de Ruído	75
5.1. Ensaio Experimental.....	75
5.2. Análise de Resultados.....	78
Capítulo 6	83
Conclusões e Recomendações	83
6.1. Conclusões.....	83
6.2. Recomendações Futuras	84
Referências Bibliográficas	85
Anexos	89
Anexo 1: Preço e Data Sheets do material utilizado no fabrico das placas.	89
Anexo 2: Esquema para a produção das Placas:.....	93
Anexo 3: Tabela com as propriedades das placas fabricadas.....	95
Anexo 4: Frequências Naturais das 9 Placas.....	96
Anexo 5: Código utilizado para a computação do método RFP [40].....	100
Anexo 6: Ajuste de Curva (Final) para cada Placa e os respetivos resultados (CA).....	103
Anexo 7: Modos de vibração de cada placa, retirados pelo software GiD 12.0.10.	108
Anexo 8: Código fornecido pelo Professor Hernâni Lopes para o processamento de dados no ensaio de ruído.....	111
Anexo 9: Gráficos das IL e originais e aproximadas pelo polinómio de grau 10 para todas as placas..	112
.....	112

Índice de Figuras

Figura 1 - Corte a meio do modelo da fuselagem do novo UAV da FAP. Legenda na zona de encaixe dos aviônicos (atrás do nariz) onde se pretende instalar o painel. (Imagem cedida pela FAP).	3
Figura 2 - Corte a meio do modelo da fuselagem do novo UAV da FAP. Legenda na zona da placa para-fogo (atrás do motor) onde se pretende instalar o painel. (Imagem cedida pela FAP).....	3
Figura 3 - Simulação computacional da resposta de uma placa à excitação das suas FN e os respetivos modos. (Placa desenvolvida e testada no âmbito desta dissertação).....	7
Figura 4 - Ponte Tacoma Narrows durante o fenómeno de ressonância causado pelo vento. A ponte tinha sido inaugurada aproximadamente 4 meses antes do sucedido, em 1940. [5] (Imagens retiradas de Farquharson, da Coleção de Fotografia Histórica, das Bibliotecas da Universidade de Washington).	8
Figura 5 - Ciclo de Histerese de um Material. (Imagem retirada da referência [5]).....	11
Figura 6 - Esquema de uma cadeia de medição de vibração simples. (Imagem retirada da referência [5])	13
Figura 7 - Esquema do martelo num ensaio experimental (Imagem retirada da referência [11]).....	13
Figura 8 - Esquema de um acelerómetro piezoelétrico (Imagem retirada da referência [12]).....	15
Figura 9 - Diferença entre a resposta do sistema no domínio do tempo (a) e da frequência (b). (Imagem retirada da referência [5])	15
Figura 10 - TL típica de um painel confinado homogéneo e simples (Imagem retirada da referência [10])	22
Figura 11 - Diferenças entre IL (a), NR (b) e TL (c) (Imagem retirada da referência [10]).....	23
Figura 12 - Esquema da constituição de um Boeing 787 (Imagem retirada da referência [24])	26
Figura 13 - Empilhamento de diferentes orientações de um compósito (Imagem retirada da referência [23]).	29
Figura 14 - Esq: 1 ^a tentativa de fabrico sem margens; Dir: com margem (esquema final);.....	38
Figura 15 - Processo Hand Lay-Up (Imagem retirada da referência [25])	40
Figura 16 - Esquema de um Saco de Vácuo Comum (Imagem retirada da referência [27]).....	40
Figura 17 - Exemplo de uma placa em condição simulada de corpo livre.	45
Figura 18 - Esq: Utilização do martelo numa placa teste; Dir: Placa suspensa com o laser apontado ao canto superior esquerdo.	48
Figura 19 - Configuração de ensaio com shaker e acelerómetro.	50
Figura 20 - Diferença entre os resultados obtidos pelo teste de impacto (verde) e pelo Shaker (laranja).. As FN encontram-se aproximadamente na mesma localização.....	50

Figura 21 - Esq: Motor montado no túnel de vento do CIDIFA; Dir: Acelerómetros montados no motor (Direção: 1 (Azul) - Radial; 2 (Vermelho) - Longitudinal)	51
Figura 22 - Registo do comportamento dinâmico do motor a 3000 RPM dos dois acelerómetros.	52
Figura 23 - FRF da Placa 7, com a identificação das FN.....	53
Figura 24 - Sequência típica de um ajuste de curva. Placa 1 - FN = 364 Hz: 1) Estimativa global em toda a gama de frequências utilizando N=18 modos; 2) Análise no intervalo de frequências [340;400] Hz utilizando N=2 modos; 3) Análise no intervalo de frequências [340;400] Hz utilizando N=7 modos; 4) Análise no intervalo de frequências [340;400] Hz utilizando N=8 modos;	58
Figura 25 - Erro do ajuste de curva para a FN = 364 Hz da Placa 1 no intervalo [340;400] Hz.....	59
Figura 26 - Esq: Maior erro existente nas placas. Ocorre no ajuste dos dois modos 425 Hz e 612 Hz, no intervalo [380;650] Hz, da Placa 4 e é de 67,85%. Dir: Segundo maior erro das placas. Ocorre no ajuste dos dois modos 998 Hz e 1049 Hz, no intervalo [910;1100] Hz, da Placa 6 e é de 56,85%.	60
Figura 27 - Esq: Esquema das coordenadas referentes ao MMP (Imagem retirada da referência [42]). Dir: Exemplo do problema que ocorre quando existem 2 modos consecutivos no MMP (Placa 3).	61
Figura 28 - Esq: Geometria retangular (300mmx200mm) e malha composta por elementos quadráticos (14x12), igual em todas as placas. Dir: Tabela de parâmetros a introduzir no programa para definir a placa modelo (neste caso Placa 8): nº de camadas e materiais; espessura, ângulo e material de cada lâmina;	65
Figura 29 - 7 primeiros modos de vibração da Placa 8, retirados do software GiD 12.1.10.....	65
Figura 30 - Representação gráfica dos resultados (CA*) obtidos pelo método RFP.	67
Figura 31 - Representação gráfica dos resultados (CA*) obtidos pelo método MMP.....	70
Figura 32 - Caixa de altifalantes construída pelo Professor Hernâni Lopes. A - Disposição da borracha isolante nas bordas da caixa; B - Material isolante no interior da caixa; C - Grampos para prender o tampo e a caixa, para evitar fugas de som entre as bordas.....	76
Figura 33 - Colocação da sonda acústica em função da caixa.....	77
Figura 34 - Esq: Gráfico da Pressão Sonora da P2 vs da Referência [Pa]. Dir: Gráfico da Pressão Sonora da P2 vs da Referência [dB].	78
Figura 35 - Esq: Gráfico da IL da P2 do intervalo [0;1600] Hz. Dir: Aproximação da curva da Referência por um Polinómio de 10º grau.....	79
Figura 36 - Apresentação das curvas aproximadas do polinómio de 10º grau, para todas as placas e referência.	80

Índice de Tabelas

Tabela 1 - Materiais disponíveis no CIDIFA:	33
Tabela 2 - Características das placas desenvolvidas ao longo da dissertação:	36
Tabela 3 - Análise de custo das placas:	41
Tabela 4 - Regime de operação e frequências do motor Wankel 741:.....	52
Tabela 5 - Resultados dos CA* (corrigidos), apresentados em percentagem (CA* x 100), pelo Método RFP para todas as placas:.....	66
Tabela 6 - Resultados dos CA* (corrigidos), apresentados em percentagem (CA* x 100), pelo Método MMP para todas as placas:	70
Tabela 7 - Apresentação dos resultados de ambos os métodos em estudo e das suas diferenças:.....	73
Tabela 8 - Valores máximos e médios da IL e da pressão para as Placas e Fonte Sonora (Referência):	79

Lista de Acrónimos

AFA	Academia da Força Aérea
AR	Relação de Aspeto (<i>Aspect Ratio</i>)
BA	Base Aérea
CA	Coefficiente de Amortecimento
CE	<i>Complex Exponential</i>
CIDIFA	Centro de Investigação, Desenvolvimento e Inovação da Força Aérea
CNC	<i>Computer Numeric Control</i>
DOF	Graus de Liberdade (<i>Degree of Freedom</i>)
FAP	Força Aérea Portuguesa
FCT	Faculdade de Ciências e Tecnologias
FEUP	Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto
FFT	Transformada Rápida de Fourier (<i>Fast Fourier Transform</i>)
FN	Frequências Naturais
FRF	Função de Resposta de Frequência (<i>Frequency Response Function</i>)
IFFT	Transformada Rápida de Fourier Inversa (<i>Inverse Fast Fourier Transform</i>)
IL	Perda de Inserção (<i>Insertion Loss</i>)
IRF	Função de Resposta de Impulso (<i>Impulse Response Function</i>)
IST	Instituto Superior Técnico
MDOF	Múltiplos Graus de Liberdade (<i>Multiple Degree of Freedom</i>)
NR	Redução de Ruído (<i>Noise Reduction</i>)
PERSEUS	<i>Protection of EuRopean borders and SEas through the intelligent Use of Surveillance</i>
PITVANT	Projeto de Investigação e Tecnologia em Veículos Aéreos Não-Tripulados
RFP	<i>Rational Fraction Polynomials</i>

RPM	Rotações por Minuto
SDOF	Grau de Liberdade Singular (<i>Single Degree of Freedom</i>)
TL	Índice de Redução Sonora (<i>Transmission Loss</i>)
UAV	Veículo Aéreo Não Tripulado (<i>Unmanned Aerial Vehicle</i>)
ZEE	Zona Económica Exclusiva

Lista de Símbolos

$a, \frac{\partial^2 x}{\partial t^2}$	Aceleração
A	Amplitude
$\hat{\alpha}$	Ângulo
ϕ	Ângulo de Fase
α	Coefficiente de Absorção
c	Coefficiente de Amortecimento ou Velocidade do Som no Ar
ν	Coefficiente de Poisson
r	Coefficiente de Reflexão
τ	Coefficiente de Transmissão; Constante de Tempo
λ	Comprimento de Onda
k	Constante de Rigidez de uma Mola
dB	Decibel
ρ	Densidade
m_s	Densidade de Massa da Superfície
x	Deslocamento
ζ	Fator Amortecimento
F	Força Aplicada
f	Frequência

E	Módulo de Young
G	Módulo de Rigidez
H	Receptância
I	Intensidade; Inertância
m	Massa de um Corpo
T	Período
W	Potência
p	Pressão
$v, \frac{\partial x}{\partial t}$	Velocidade
ω	Velocidade Angular

Capítulo 1

Introdução

O conceito moderno de Sistemas Não Tripulados surgiu no decorrer da 1ª Guerra Mundial, quando o Exército e a Marinha dos EUA tentaram criar torpedos e bombas que fossem capazes de voar. Contudo, o conflito acabou antes da experiência ser bem-sucedida e só vários anos mais tarde, durante a 2ª Guerra Mundial em 1944, e de forma mais extensa e complexa durante a Guerra do Vietname, na década de 60, se viria a utilizar operacionalmente UAVs - Veículos Aéreos Não Tripulados - sob a forma do TDR-1 “Edna” e do BQM-34 “Firebee”, respetivamente [1].

Só depois do destaque de aeronaves como o MQ-1 “Predator” e o MQ-9 “Reaper”, nos anos 90 e início do século 21, é que o segmento de UAVs, nos orçamentos de defesa a nível mundial, teve um crescimento absolutamente meteórico. Estima-se que no decorrer da próxima década, o setor evolua em cerca de 79%, o que representa uma evolução no investimento mundial de 6.4 mil milhões para 11.5 mil milhões USD [2].

O grande sucesso e evolução da mais recente geração de UAVs desenvolvidos para missões de recolha de informação, vigilância e reconhecimento, conduziu a um significativo avanço dos sistemas aviónicos de pequena escala [3]. Nos primeiros anos de investigação e desenvolvimento destes sistemas verificou-se que os seus custos percentuais são consideravelmente maiores quando comparados com os custos totais da restante aeronave. Em algumas aeronaves militares os sistemas aviónicos de navegação, fixação de alvos e monitorização são de tal forma evoluídos e caros que o seu valor chega a atingir 80% do custo total da aeronave. Atualmente esse valor começa a descer, contudo ainda é suficientemente alto para que a zona de instalação dos aviónicos seja das mais bem protegidas de toda a estrutura [4].

Os motores são os principais responsáveis pelos problemas de vibração a que os componentes e a estrutura estão sujeitas. Para além de poder causar a falha catastrófica de componentes (e.g. turbinas quando sujeitas a vibração), a vibração é dos principais causadores de fadiga nos materiais, pois provoca a variação cíclica de tensões induzidas, que posteriormente leva ao desgaste e quebra dos mesmos [5]. A presença dessa vibração, oriunda maioritariamente do motor e do escoamento em redor da aeronave, é uma das maiores ameaças ao bom funcionamento dos sistemas aviónicos. Devido à sua sensibilidade, são normalmente integradas na sua estrutura de suporte, plataformas resistentes e atenuadoras que garantem um isolamento passivo da vibração [6].

1.1. Enquadramento

Portugal possui, por acordos internacionais, uma das mais extensas áreas de busca e salvamento marítimo do mundo (aproximadamente 63 vezes a superfície do território nacional) que inclui águas interiores, mar territorial e ZEE.

Numa área de mar tão vasta, são várias as ameaças que põem em risco a segurança do País e que ameaçam a estabilidade do comércio global e nacional que circula nas águas jurisdicionais portuguesas, entre as quais, o terrorismo, a pirataria, a proliferação de armamento, o narcotráfico, o tráfico de seres humanos, a imigração ilegal, a depredação de recursos vivos e não vivos e a poluição do mar [7].

Num mundo em constante evolução, o aparecimento das aeronaves não-tripuladas constitui um significativo avanço tecnológico no meio aeronáutico. Em particular para as Forças Armadas, cujo processo de desenvolvimento destas aeronaves é complexo e enriquecedor, permitindo adquirir conhecimentos e valências em diferentes áreas. A Força Aérea Portuguesa, através do projeto PITVANT e mais recentemente do projeto PERSEUS, tem vindo a desenvolver vários UAVs com o propósito de os utilizar num ambiente operacional e de os integrar num sistema europeu de vigilância marítima [8].

Assim, no desenvolvimento do mais recente UAV da Força Aérea, surgiu a necessidade de criar dois painéis em sandwich: um que protegesse os aviónicos a serem instalados na aeronave (de elevado valor e sofisticação) das vibrações propagadas à estrutura pelo motor; e outro que fosse capaz de reduzir a quantidade de ruído (proveniente do motor) que chega aos aviónicos. Os painéis a produzir teriam de ser construídos com os materiais já disponíveis para o fabrico da estrutura da aeronave, existentes no CIDIFA.

1.2. Objetivos

A presente dissertação tem 2 grandes propósitos:

- ✓ Desenvolver um painel para a atenuação das vibrações, provenientes do motor, na zona dos sistemas aviónicos, que encaixe na zona inferior da estrutura de suporte dos aviónicos (Figura 1).
- ✓ Desenvolver um painel para a redução do ruído que provém do motor, que encaixe na zona imediatamente atrás da placa para-fogo e que separe a zona do motor do resto da estrutura, cobrindo toda a *frame* da estrutura (Figura 2).



Figura 1 - Corte a meio do modelo da fuselagem do novo UAV da FAP. Legenda na zona de encaixe dos aviônicos (atrás do nariz) onde se pretende instalar o painel. (Imagem cedida pela FAP).

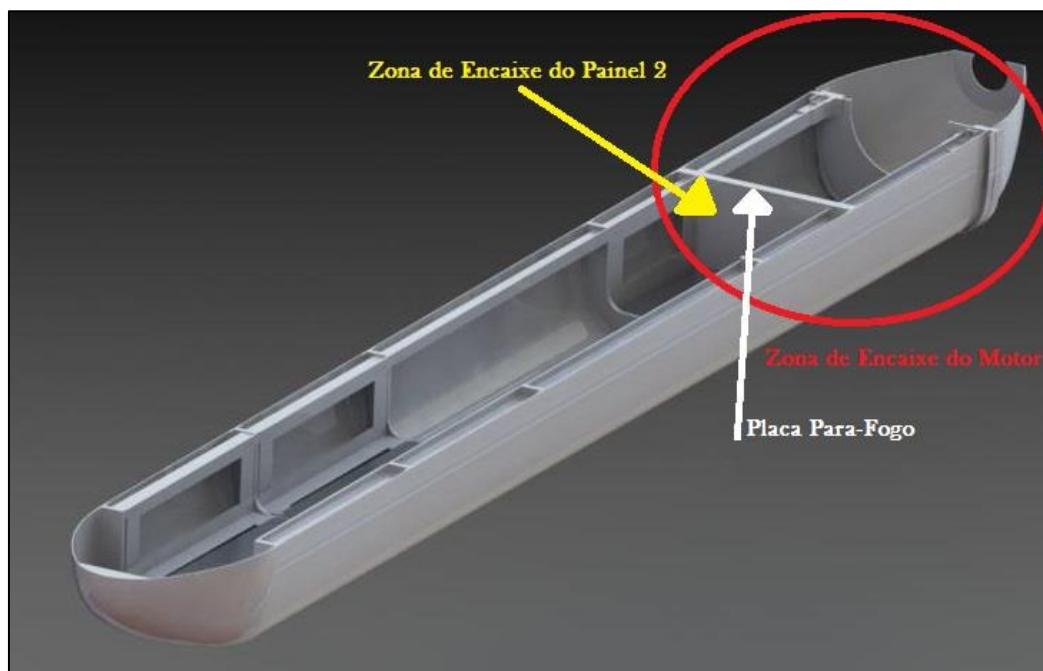


Figura 2 - Corte a meio do modelo da fuselagem do novo UAV da FAP. Legenda na zona da placa para-fogo (atrás do motor) onde se pretende instalar o painel. (Imagem cedida pela FAP).

Uma vez que a aeronave está em fase de projeto e não existindo ainda um desenho e uma geometria final das áreas de trabalho (área da *payload*, dimensão das *frames* e da zona do motor), apenas as ideias conceptuais (Figuras 1 e 2), não se consegue criar uma solução adaptada à aeronave em questão.

Assim, sem uma geometria definida, o objetivo desta dissertação passa, então, por desenvolver a melhor solução possível para o material disponível, selecionando as estruturas internas mais adequadas para que os painéis sandwich em compósito escolhidos consigam cumprir os 2 objetivos expostos previamente. Para atingir a configuração interna mais adequada, é necessário fabricar diferentes provetes, sob a forma de placas, para ensaiar experimentalmente.

O trabalho encontra-se dividido em 6 fases/etapas:

1. Estudar e catalogar os materiais existentes no CIDIFA;
2. Definir as estruturas internas a estudar;
3. Definir, implementar e aperfeiçoar o processo de fabrico das placas;
4. Projetar, executar e aprimorar os ensaios em laboratório;
5. Escolher e implementar os métodos para a análise dos dados obtidos nos ensaios;
6. Comparar os resultados obtidos e escolher uma solução;

Pretende-se que o processo de desenvolvimento das placas seja um processo iterativo, i.e., que a estrutura interna das placas finais seja escolhida com base nos resultados obtidos.

A produção das placas efetuou-se no CIDIFA e os ensaios experimentais realizaram-se no Laboratório de Vibrações, no Pav. III de Mecânica, do Instituto Superior Técnico; no Laboratório de Ótica e Mecânica Experimental, no Pav. de Mecânica, da Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto; e no CIDIFA.

1.3. Estrutura da Tese

Esta tese de mestrado está repartida em 6 Capítulos. No Capítulo 1 é introduzido o tema em estudo, enquadrado o problema central da tese e definidos os seus principais objetivos. No Capítulo 2 são abordados os fundamentos teóricos das três áreas de análise: Vibrações, Ruído e Compósitos. Pretendendo-se com este Capítulo que o leitor fique a compreender os conceitos teóricos fundamentais para a correta interpretação da dissertação. Nos Capítulos 3, 4 e 5 são apresentadas as componentes experimentais desenvolvidas neste trabalho. O Capítulo 3 explica todo o processo de desenvolvimento e fabrico dos provetes utilizados nos ensaios experimentais. Os dois Capítulos seguintes abordam como se sucederam os ensaios experimentais de Vibração e Ruído, respetivamente. Apresentam também como foram efetuados os processamentos de dados e as respetivas análises de resultados. Finalmente, no Capítulo 6 são expostas as conclusões finais do trabalho e são sugeridas algumas recomendações e sugestões para futuros trabalhos na mesma área.

Capítulo 2

Componente Teórica

A vibração é um termo empregue normalmente para descrever oscilações em objetos ou meios sólidos, enquanto que o ruído é utilizado para descrever a oscilação em fluídos, por exemplos partículas de ar. De forma simples, a vibração é descrita como o que a pessoa “sente” e o ruído no que ela “ouve” [9].

As vibrações transmitidas através do solo, ou de um objeto, podem irradiar de uma superfície para o ar e serem percebidas como ruído. Por outro lado, o ruído pode provocar a vibração de objetos. Ou seja, tanto a vibração como o ruído lidam com o comportamento oscilatório dos corpos, que compreende a transferência, por movimento, de energia molecular em diferentes meios. Logo, um corpo tem necessariamente de possuir inércia e elasticidade para que consiga ter um comportamento oscilatório. A inércia possibilita que as partículas internas ao corpo “empurrem” as partículas vizinhas, e a elasticidade é a propriedade que ao exercer uma força sobre a partícula deslocada, lhe permite retornar à sua posição de equilíbrio [9], [10].

Apesar de amplamente relacionados, o ruído e a vibração são frequentemente abordados de forma isolada no estudo dinâmico. Os engenheiros tendem a separar os dois conceitos pensando na vibração em termos de modos e no ruído em termos de ondas [10].

Por uma questão de conveniência e simplicidade, e devido à forma como a dissertação está estruturada, a contextualização teórica dos conceitos de vibração e ruído será dividida, apesar da sua correlação, para facilitar a compreensão do trabalho efetuado.

2.1. Introdução à Vibração

Qualquer movimento que se repete após um intervalo de tempo em torno de uma posição de referência é definido como **Vibração**. De modo geral, é a deslocação de um objeto físico ou estrutura; ou uma força oscilante aplicada a um sistema mecânico. A representação gráfica da vibração é usualmente descrita sob a forma de uma onda que descreve o movimento do corpo no tempo [11], [12]. Para tal é preciso conhecer os seguintes parâmetros [5], [13]:

- ⊙ Período (T) - tempo que demora a concluir um ciclo de oscilação.
- ⊙ Amplitude (A) - O valor de deslocamento máximo do corpo a partir do seu ponto de equilíbrio.
- ⊙ Frequência (f) ou Velocidade Angular (ω) - É o número de ciclos de oscilação por unidade de tempo.

$$f[\text{Hz}] = \frac{1}{T} \text{ (ciclos por segundo)} \quad (1)$$

$$f[\text{RPM}] = f[\text{Hz}] \times 60 \text{ (ciclos por minuto)} \quad (2)$$

$$\omega[\text{rad/s}] = 2 \times \pi \times f[\text{Hz}] \text{ (radianos por segundo)} \quad (3)$$

É possível caracterizar o movimento de oscilação de um sistema, pela forma como este se comporta ao longo do tempo [5], [11], [13]:

- ⊙ **Vibração Transiente** - temporária, resulta devido a uma força esporádica de curta duração que desaparece no tempo (e. g. choques);
- ⊙ **Vibração Aleatória** - não tem previsibilidade no tempo, pode ocorrer de forma aleatória e é definida em termos estatísticos (e. g. terremotos, vento, etc.);
- ⊙ **Vibração Periódica** - pode ser prevista no tempo (t), i.e., o padrão de movimento repete-se após um intervalo de tempo delimitado (e. g. máquinas rotativas);
- ⊕ Movimento Harmónico - forma mais simples de representação da vibração periódica, através de uma função sinusoidal. Modelo de uma só frequência em que as oscilações são simétricas em torno da região de equilíbrio. (Quando a aceleração é proporcional ao deslocamento - *movimento harmónico simples*).

$$x [\text{mm}] = A \sin \omega t \text{ (deslocamento)} \quad (4)$$

$$\frac{\partial x}{\partial t} [\text{mm/s}] = \omega A \cos \omega t \text{ (velocidade)} \quad (5)$$

$$\frac{\partial^2 x}{\partial t^2} [\text{mm/s}^2] = -\omega^2 A \sin \omega t = -\omega^2 x \text{ (aceleração)} \quad (6)$$

- **Ângulo de Fase (ϕ)** - Ângulo que traduz o avanço/diferença de uma curva para a outra, no caso de existir mais do que um movimento vibratório. No caso de dois movimentos harmônicos síncronos (com a mesma frequência ou velocidade angular) o ângulo de fase é representado da seguinte maneira:

$$x1 [mm] = A1 \sin \omega t \quad (\text{deslocamento}) \quad (7)$$

$$x2 [mm] = A2 \sin(\omega t + \phi) \quad (\text{deslocamento}) \quad (8)$$

A vibração encontrada na prática, apesar de ser frequentemente periódica, na maioria dos casos não tem o padrão regular característico do movimento harmônico (este padrão é utilizado para casos muito simples). A maior parte das curvas obtidas são muito mais complexas, tendo uma combinação de várias sinusoides, cada uma com frequências e amplitudes diferentes. Todavia, existem métodos para analisar e representar essas vibrações complexas, quer em função de tempo quer em função de frequência, que irão ser explorados mais à frente [5], [11].

Para um sistema mecânico, é bastante comum que o aspecto mais importante do seu estudo de vibração seja a medição ou o cálculo das suas **Frequências Naturais (FN)** - frequências de vibração livre de um sistema [11]. Ou seja, quando, após uma perturbação inicial, um sistema é deixado a vibrar por conta própria, as frequências com que oscila sem forças externas são conhecidas como as suas frequências naturais [5]. As FN de um sistema são as frequências em que ocorrem os **Modos Naturais de Vibração**, padrão característico, que o sistema adota, em que o movimento de cada partícula é harmônico simples e com a mesma frequência [11]. Um exemplo de alguns modos de vibração de placas, com as respectivas frequências naturais, é apresentado na Figura 3:

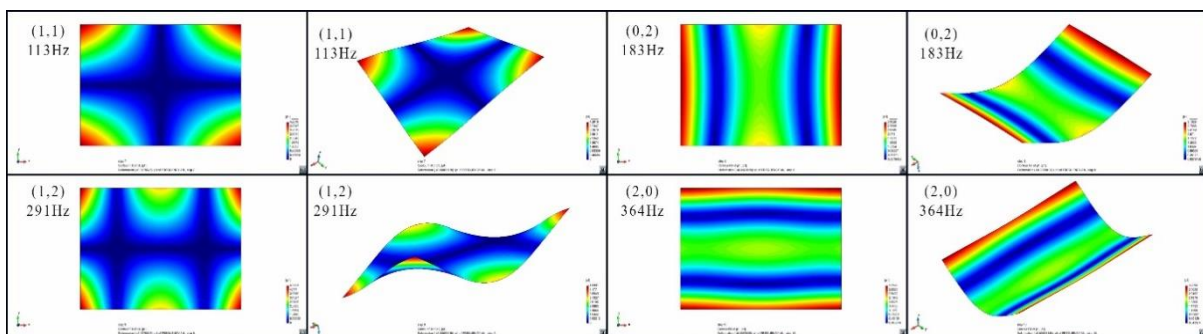


Figura 3 - Simulação computacional da resposta de uma placa à excitação das suas FN e os respectivos modos. (Placa desenvolvida e testada no âmbito desta dissertação)

O problema mais crítico que pode ocorrer a qualquer tipo de sistema mecânico é a frequência da força externa excitadora coincidir com a frequência natural do sistema. A este fenómeno dá-se o nome de **Ressonância** e nos casos mais extremos é acompanhado pela total destruição do objeto, máquina ou estrutura. No fenómeno de ressonância, em que a frequência aplicada é a mesma que uma das FN, o sistema fica “preso” no modo correspondente e a vibrar continuamente até ao momento da fratura, ou até parar a excitação externa, sendo que a única limitação à amplitude a que vibra é a sua própria capacidade de amortecimento. Devido aos perigos para a segurança e ao dispêndio que um fenómeno como este acarreta para uma máquina, em particular para uma aeronave, ou para uma estrutura (e.g. Figura 4) é extremamente importante garantir que as FN da estrutura estejam afastadas das frequências excitadoras, sendo, para o efeito, realizados extensos estudos e testes de vibração, contemplados desde o projecto até à produção [5], [10].



Figura 4 - Ponte Tacoma Narrows durante o fenómeno de ressonância causado pelo vento. A ponte tinha sido inaugurada aproximadamente 4 meses antes do sucedido, em 1940. [5] (Imagens retiradas de Farquharson, da Coleção de Fotografia Histórica, das Bibliotecas da Universidade de Washington).

Um entendimento do conceito de graus de liberdade é extremamente importante para a compreensão de qualquer sistema finito. O número mínimo de coordenadas independentes necessárias para descrever o movimento completo de um sistema é definido como **Graus de Liberdade (DOF)**. Uma partícula independente no espaço tem três graus de liberdade, um corpo rígido finito tem seis (três para especificar a sua posição e outros três em ângulos para a sua orientação), e um corpo elástico contínuo tem infinitos (três para cada ponto no corpo). O número de DOF está proporcionalmente relacionado ao número de FN de um sistema (e conseqüentemente aos seus modos de vibração): $n \text{ DOF} = n \text{ FN} = n \text{ Modos}$ [10].

2.1.1. Sistema Vibratório: Componentes

Usualmente, um sistema oscilatório compreende: um meio para armazenar energia potencial (mola ou elasticidade); um meio para armazenar energia cinética (massa ou inércia); e um meio pelo qual a energia é gradualmente dissipada (amortecedor). A vibração de um sistema é, no fundo, a transferência de energia potencial para energia cinética e vice-versa, de forma alternada. Se o sistema for amortecido, alguma dessa energia é dissipada intencionalmente em cada ciclo de vibração. Contudo a energia de um sistema pode ser dissipada por fricção, perda de calor, entre outras resistências, razão pela qual, na realidade, a amplitude das suas vibrações acaba por diminuir com o tempo. Assim para se manter o movimento de oscilação é necessário introduzir energia sob a forma de uma fonte externa, normalmente motores. A vibração pode então ser classificada das seguintes maneiras [5], [10], [11]:

- ⊙ **Vibração Livre** - se o sistema após a perturbação inicial é deixado a vibrar sozinho apenas pela ação de forças internas, sem a presença de forças externas;
- ⊙ **Vibração Forçada** - se o sistema é sujeito a excitação derivada de uma força externa de forma repetitiva (e.g. motores);
- ⊙ **Vibração Não Amortecida** - quando não há perdas ou dissipação de energia e o movimento permanece imutável;
- ⊙ **Vibração Amortecida** - quando há perdas ou dissipação de energia, forçando o movimento a diminuir progressivamente;
- ⊙ **Vibração Não Linear** - quando um ou mais integrantes básicos de um sistema vibratório (mola, massa e amortecedor) não se comportam de forma linear. O seu comportamento pode ser descrito através de equações diferenciais não lineares (relações quadráticas, cúbicas, logarítmicas, exponenciais, sinusoidais, etc);
- ⊙ **Vibração Linear** - quando os integrantes básicos de um sistema vibratório (mola, massa e amortecedor) se comportam de forma linear. Ou seja, o seu comportamento pode ser descrito através de equações diferenciais lineares (os elementos são proporcionais entre si: $F_{mola} \propto \text{Deslocamento}$, $F_{massa} \propto \text{Aceleração}$, $F_{amortecimento} \propto \text{Velocidade}$);

A análise linear pode ser utilizada para explicar o comportamento de sistemas oscilatórios, desde que, as amplitudes de vibração sejam muito pequenas em relação às suas dimensões físicas. No caso em estudo, as

amplitudes de vibração das placas podem ser consideradas pequenas face à dimensão do UAV. Como tal, a informação apresentada neste capítulo será referente a sistemas oscilatórios lineares, descritos por equações diferenciais lineares [10].

Por forma a compreender realmente um sistema oscilatório é necessário perceber como é constituído e analisar cada um dos seus componentes individualmente: Mola, Massa e Amortecedor.

2.1.1.1. Molas

A mola é o componente do sistema em que o trabalho, proveniente da sua compressão ou extensão, é convertido em energia potencial e armazenado sob a forma de energia de deformação. Considera-se então que uma mola possui elasticidade, mas que a sua massa e amortecimento são desprezáveis. Como tal, a força elástica que atua numa extremidade da mola é igual, mas oposta, à força que atua na sua extremidade contrária [10], [11]. Num sistema linear a equação que caracteriza a mola é a seguinte: $F = k \cdot x$ (9)

Em que o deslocamento da mola, x [m], é diretamente proporcional à força que lhe é aplicada, F [N]. Sendo a constante de proporcionalidade a constante de rigidez, característica da mola, k [N/m] [5].

2.1.1.2. Massa

O elemento de massa do sistema é assumido como sendo um corpo rígido que vai ganhando ou perdendo energia cinética, consoante a sua variação de velocidade.

Pela segunda lei de Newton: O produto da Massa, m [kg], e da sua Aceleração, a [m/s²], é igual à Força aplicada no corpo, F [N]. Ou seja, a aceleração é diretamente proporcional à força, e a constante de proporcionalidade é a massa do corpo [5]: $F = m \cdot a$ (10)

2.1.1.3. Amortecimento

Na maior parte dos sistemas, a energia da vibração é convertida em calor ou som progressivamente. Devido a essa redução da energia, o deslocamento do sistema também vai diminuindo gradualmente. Este fenómeno é conhecido como amortecimento.

A componente de amortecimento do sistema é considerada não conservativa, uma vez que não conserva energia (dissipa-a), e não tem nem massa nem rigidez. Logo, a força amortecedora que atua numa extremidade é igual, mas oposta, à força que atua na sua extremidade contrária. Esta força amortecedora,

F [N], é produzida conforme o movimento existente entre as extremidades do corpo [5], [10], [11].

Na prática é por vezes, complicado prever as causas do amortecimento. Como tal, considera-se que existem os seguintes tipos de amortecimento [5], [13]:

⊙ **Amortecimento Viscoso** - é a forma de amortecimento mais utilizada na análise de vibração. Quando um sistema mecânico vibra num fluido, como o ar, a água ou o óleo, a resistência que o fluido exerce no corpo vai dissipando a sua energia. A força que essa resistência exerce depende de vários fatores: quantidade e viscosidade do **fluido**; e a dimensão, frequência e velocidade do **corpo**. Quanto mais espesso e viscoso for o fluido maior a resistência exercida. Normalmente, os primeiros fatores que definem a força de resistência são conhecidos e invariáveis, tornando a velocidade do corpo como o fator que determina o amortecimento do sistema. No caso particular do amortecimento viscoso a velocidade de deslocamento do corpo, v [mm/s], é diretamente proporcional à força de amortecimento, F [N]. Sendo a constante de proporcionalidade o coeficiente de amortecimento, c [N.s/mm]. Logo, num sistema linear, a equação que caracteriza o amortecimento é:
$$F = c \cdot v \quad (11)$$

⊙ **Amortecimento de Coulomb ou de Fricção** - é a dissipação de energia, sob a forma de calor, devido ao atrito que ocorre quando dois componentes de um sistema deslizam um sobre o outro e as suas superfícies de fricção estão secas ou não têm lubrificação suficiente. Neste caso, a magnitude da força de amortecimento (oposta ao movimento do corpo) é constante, uma vez que depende essencialmente das propriedades físicas das duas superfícies, e expressa a quantidade de fricção entre ambas. A força de fricção (dissipação de energia) é, portanto, proporcional ao deslocamento.

⊙ **Amortecimento de Histerese ou Estrutural** - é o tipo de amortecimento menos perceptível, uma vez que ocorre internamente. Quando um material é sujeito a vibração deforma-se a um nível molecular, absorvendo e dissipando a energia no seu interior. Os seus planos internos escorregam ou deslizam entre si à medida que vão sendo sujeitos a esforços, causando fricção e atrito que vai dissipar a energia. O diagrama de tensão-deformação, Figura 5, mostra um ciclo de histerese, em que a área desse ciclo indica a energia perdida devido ao amortecimento.

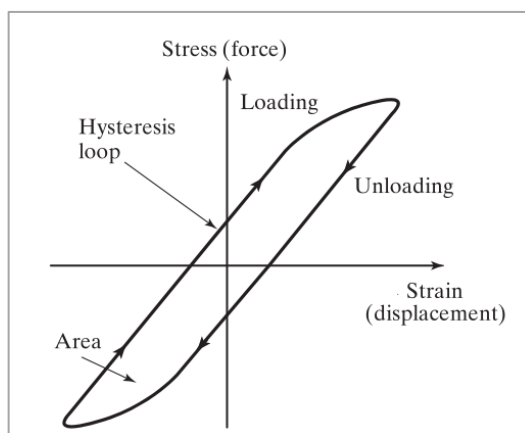


Figura 5 - Ciclo de Histerese de um Material.

(Imagem retirada da referência [5])

2.1.2. Análise Modal Experimental

A análise modal experimental é o procedimento que permite caracterizar dinamicamente a totalidade de um sistema, determinando experimentalmente os seus parâmetros modais (frequências naturais, fatores de amortecimento e modos de vibração). Estes parâmetros podem ser calculados por meios analíticos ou computacionais (e.g. elementos finitos), sendo que o ensaio experimental permite identificar as diferenças entre uma estrutura modelada (em condições perfeitas) de uma real e perceber como esta se comporta na realidade. Na concretização de uma análise modal experimental são assumidas as seguintes hipóteses acerca do sistema em estudo [5], [11]¹ :

1. Linear - Quando a resposta do sistema perante a introdução de uma combinação de forças, aplicada simultaneamente, é a soma das respostas individuais a cada uma das forças que atuam sozinhas. Como também já tinha sido mencionado, o sistema em análise será considerado linear, uma vez que as amplitudes de vibração são substancialmente pequenas quando comparadas com as dimensões físicas do UAV.
2. Invariante no Tempo - Quando o sistema em estudo não muda no tempo, ou seja, os parâmetros a determinar são constantes e independentes de outros fatores que possam variar ao longo do tempo (e.g. temperatura).
3. Obedece à Reciprocidade de Maxwell - Isto é, quando uma força aplicada ao DOF p provoca uma resposta no DOF q , igual à resposta que o DOF p tem quando a mesma força é aplicada no DOF q . Significa que a função de resposta entre os pontos p e q será igual se for determinada excitando p e medindo a resposta em q , ou vice-versa (excitando q e medindo a resposta em p): $H_{pq} = H_{qp}$
4. Observável - As estruturas e máquinas em estudo não podem ter componentes soltos, i. e., componentes em que os DOF de movimento não se conseguem medir. Em alguns casos, a inacessibilidade de colocação dos transdutores, implica uma total falta de informação relativa às rotações locais desses componentes. Outras vezes, é possível recolher dados suficientes para que o sistema seja observável, enquanto que noutras é necessária uma quantidade impraticável de dados.

¹ Esta dissertação tem como principal objetivo a validação experimental das soluções desenvolvidas, como tal não serão abordadas neste trabalho os meios analíticos ou computacionais para caracterização de vibração e ruído.

A determinação experimental dos parâmetros modais, implica um ensaio prático do sistema cuja cadeia de medição tem a seguinte constituição (Figura 6) [5], [11]–[13]:²

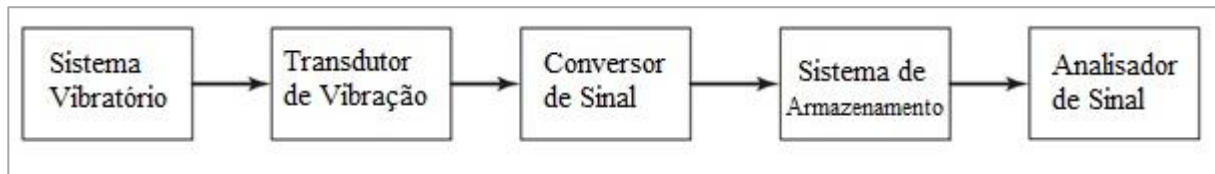


Figura 6 - Esquema de uma cadeia de medição de vibração simples. (Imagem retirada da referência [5])

1. **Gerador de sinal (*Input*)** - pode ser o próprio sistema (e.g. motor) o elemento excitador que se pretende medir, ou uma fonte de vibração que aplica uma força de entrada ao sistema.

a. Shaker - mecanismo que introduz um sinal de entrada na estrutura, normalmente do tipo sinusoidal, pré-definido, aleatório ou de varrimento. No sinal sinusoidal de varrimento, a força harmónica é aplicada num número de frequências discretas conforme o intervalo pretendido. Comparativamente a outros dispositivos, consegue fornecer forças de entrada de maior magnitude. Contudo, este aparelho tem uma grande desvantagem: se estiver ligado diretamente à estrutura, a sua massa vai influenciar a resposta medida (devido ao efeito de carregamento de massa). Assim, por forma a minimizar esse efeito, recorre-se a uma haste fina que faz a ligação entre os dois e que aplica uma força à estrutura com a orientação correta, garantindo que apenas é aplicada uma força na direção pretendida (direção axial). O desacoplamento da massa do shaker faz-se teoricamente através do transdutor de força [5].

b. Martelo - é constituído por um martelo com um transdutor de força embutido na ponta (Figura 7).

Ao atingir a estrutura com o martelo, o impacto introduz um sinal excitador determinístico transiente. O impulso introduzido pelo martelo dura apenas uma pequena parte do período do sistema. A resposta da estrutura a esse impulso, depende não só da sua massa e rigidez como da do martelo, e é composta por excitações em cada uma das suas FN. O espectro do impacto é determinado pela largura, altura e forma do impulso. Ou seja, a largura determina o espectro de frequência, e a

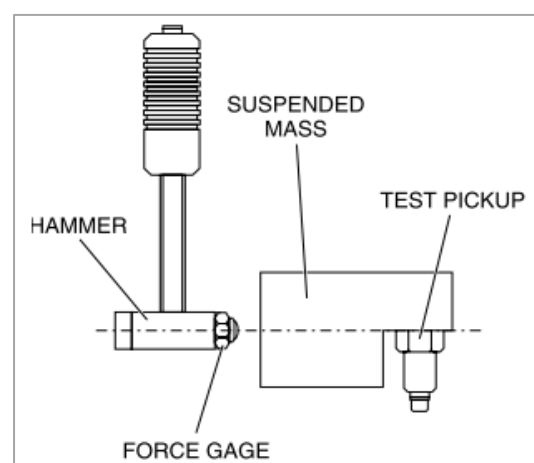


Figura 7 - Esquema do martelo num ensaio experimental (Imagem retirada da referência [11])

² A presente dissertação cumpre as 4 hipóteses necessárias à análise modal experimental. Só serão abordados os equipamentos utilizados ao longo do trabalho.

altura e a forma controlam o seu nível. Por forma a caracterizar dinamicamente o sistema e a garantir que se obtém todas as FN e modos, convém, ao longo do ensaio, e à medida que se excita a estrutura com o martelo, variar a zona de impacto, para obter a resposta de frequência em diferentes zonas. Este instrumento consegue excitar uma ampla gama de frequências, sem o problema de introdução de carga que o *Shaker* cria. Contudo, apesar do martelo ser uma ferramenta simples, portátil, barata e bastante mais rápida de usar que o *Shaker*, não é por vezes capaz de transmitir energia suficiente, por forma a obter uma resposta na gama de frequências pretendida. É também difícil controlar a direção e quantidade de força aplicada com o martelo. A força de impacto é praticamente proporcional à massa da cabeça do martelo e à sua velocidade de impacto [5], [11].

2. Transdutor - converte o movimento físico (deslocamento, velocidade ou aceleração) do sistema num sinal elétrico.

a. Laser - é constituído por duas células fotoelétricas, uma de emissão e outra de receção. Para a utilização deste aparelho é necessário colocar uma fita refletora (pequena) no local onde se pretende medir a deformação da estrutura. A célula de emissão projeta um sinal de frequência que quando atinge a fita é refletido para a célula de receção que recebe o sinal. Assim, com introdução de uma vibração (e.g. impacto do martelo), o sinal que o laser recebe tem perturbações, que permitem determinar a resposta da estrutura. Gera uma saída de sinal analógico em tempo real que é proporcional à velocidade instantânea. Este dispositivo como não é fixo à estrutura não induz erros derivados do efeito de carregamento de massa, conseguindo obter respostas bastante precisas e de elevada resolução. Contudo são aparelhos cuja calibração e *setup* é por vezes temperamental, levando normalmente mais tempo a montar que um acelerómetro [11], [13].

b. Acelerómetro Piezoelétrico - instrumento que mede a aceleração de um corpo sujeito a vibração. Um acelerómetro piezoelétrico (Figura 8) é composto por uma massa, disposta por cima de um material piezoelétrico, que perante uma vibração, exerce uma pressão mecânica (de tensão, compressão ou corte) no material piezoelétrico que, por sua vez, vai gerar uma carga elétrica nas suas faces, proporcional à força aplicada. Conhecendo a força aplicada, pela 2ª Lei de Newton (eq. 10), obtém-se a aceleração. Normalmente, a frequência máxima que o acelerómetro consegue medir é uma fração da sua FN, de maneira a evitar problemas de ressonância. Um acelerómetro apresenta várias vantagens: tem um intervalo de frequência bastante amplo; é relativamente robusto e fiável, sendo que as suas características permanecem estáveis por muito tempo; como não tem partes móveis não se desgata; é auto-gerador de energia, e não precisa de uma fonte de alimentação; o seu *output*

(aceleração) é proporcional ao *input* (força), e pode ser integrado para se obter a velocidade e deslocamento do corpo. A sua grande desvantagem consiste na obrigatoriedade de estar colado ou fixo à estrutura, alterando, na zona de medição, as frequências e níveis de vibração registados (efeito de carregamento de massa). Como regra geral, a influência do acelerómetro é desprezada, se a sua massa for mais ou menos 1/10 da massa do sistema. A fixação do acelerómetro é um dos fatores mais críticos da medição, uma vez que um mau contacto com a superfície implica uma recolha de dados deficiente [12], [13].

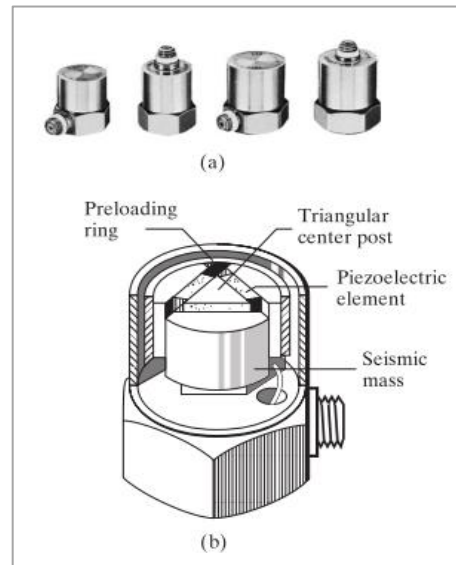


Figura 8 - Esquema de um acelerómetro piezoelétrico (Imagem retirada da referência [12])

3. **Conversor/Condicionador de sinal** - Converte e amplifica o sinal de saída (tensão ou corrente) que provém de um transdutor, e que é demasiado pequeno para ser gravado diretamente, para que este possa ser compatível com a entrada do sistema de análise de dados [5], [13].

4. **Analisador de sinal** - O sinal de resposta, após passar pelo condicionamento, é enviado para um analisador para processamento. O analisador calcula os espectros de frequência, através dos sinais de tensão (de deslocamento, velocidade, aceleração, tensão ou força) que recebe de um amplificador, filtro e condicionador de sinal. Um sistema normalmente não é representado pelo seu sinal no domínio do tempo, uma vez que, no decorrer da medição, todas as vibrações que afetam o sistema são registadas,

tornando-se difícil extrair informação que seja útil ou mesmo fácil de interpretar. Como tal, chegou-se à conclusão que a representação da resposta do sistema mais intuitiva e simples, é num domínio de frequência (Figura 9), em que a amplitude é esboçada em função da frequência. Esta forma de representar a resposta do sistema permite identificar imediatamente quais as frequências mais críticas (FN), com base na sua amplitude (contabilizando os picos no gráfico, onde a energia é mais concentrada). A resposta do sistema em função da frequência

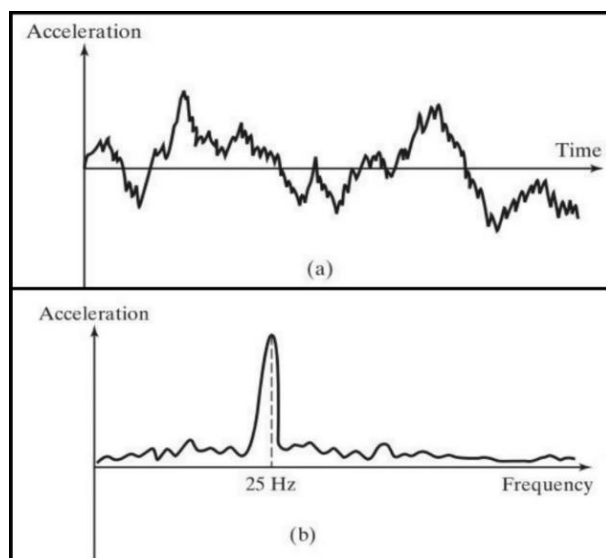


Figura 9 - Diferença entre a resposta do sistema no domínio do tempo (a) e da frequência (b). (Imagem retirada da referência [5])

obtem-se ao converter o sinal de tempo através de um algoritmo conhecido como **Transformada Rápida de Fourier** (*Fast Fourier Transform - FFT*) e, posteriormente, ao calcular a **Função de Resposta de Frequência** (*Frequency Response Functions - FRF*). Hoje em dia qualquer analisador de sinal consegue executar o cálculo da FFT e FRF, devolve ao utilizador o gráfico de frequências que permite calcular as frequências naturais, os modos e os coeficientes de amortecimento do sistema [5], [13], [14].

2.1.2.1. Transformada Rápida de Fourier (FFT)

No decorrer do século XVI, o barão Jean Baptiste Joseph Fourier, matemático francês, percebeu que, qualquer função periódica, simples ou complexa, (onde se incluem os sinais retirados de sistemas mecânicos) pode ser apresentada matematicamente como a soma infinita de senos e cossenos, com amplitudes e frequências diferentes, num procedimento matemático conhecido como **Transformada de Fourier**. Este processo permite tratar matematicamente um sinal no tempo, independentemente do seu grau de complexidade, de forma a calcular e representar as frequências (eixo x) presentes no sinal e as suas respetivas amplitudes (eixo y) num espectro de frequências. O aparecimento dos computadores permitiu a enorme evolução deste método, que não era regularmente utilizado devido à grande morosidade do seu cálculo manual, levando a alteração do seu nome para **Transformada Rápida de Fourier** [5], [13], [14].

2.1.2.2. Função de Resposta de Frequência (FRF)

A FFT converte o sinal analógico de entrada para o domínio da frequência. Contudo, por forma a poder relacionar uma força aplicada com a resposta do sistema é necessário calcular a **Função de Resposta de Frequência**. Esta função descreve a relação entre a entrada (Força) e a saída (Aceleração) do sistema em função da frequência. Tal como já foi mencionado, os picos nos gráficos da FRF ocorrem nas FN do sistema a analisar, na altura em que a resposta do sistema é máxima, no domínio do tempo [5], [15].

Em qualquer frequência da FRF o seu valor é um número complexo: o módulo é a magnitude do sinal de saída por unidade do sinal de entrada; e a fase é a relação entre a saída e entrada; estes valores são calculados em função da frequência. A FRF como uma função complexa pode ser representada com a frequência no eixo das abcissas; e a parte real e imaginária no eixo das ordenadas [15].

Na análise do sinal, existem dois princípios que ajudam a identificar as FN [5], [15]:

1. Quando um sistema é excitado na sua FN e entra em ressonância, o gráfico com a resposta mostra um pico acentuado na frequência correspondente. Todas as ressonâncias (picos) estão separadas por antirressonâncias (depressões);

2. A fase da resposta diminui 180 graus quando passa por uma ressonância e ganha 180 graus quando passa por uma antirressonância;

2.1.3. Técnicas de Redução de Vibração

O controlo de vibração é extremamente importante para minimização de vibração estrutural e consequentemente da fadiga a que uma estrutura ou equipamento estão sujeitos e que os podem danificar [10]. Existem vários métodos para reduzir a vibração que podem ser agrupados em 3 categorias [5], [11]:

⊙ Redução na Fonte:

- ⊕ Equilíbrio de Massas Móveis - quando a fonte de vibração tem origem nos elementos rotativos do sistema, a magnitude dessa força vibratória pode ser reduzida equilibrando ou contrabalançando esse elemento (e.g. adicionando ou subtraindo peso).
- ⊕ Equilíbrio de Forças Magnéticas - devido a efeitos magnéticos de máquinas elétricas podem surgir vibrações inopinadas, que podem ser reduzidas se se modificar o trajeto magnético.
- ⊕ Controlo de Folgas - É frequente as vibrações terem origem em impactos que ocorram da regular operação da máquina. Esses impactos podem ser o resultado de um processo de fabrico defeituoso que pode provocar folgas excessivas nos rolamentos. Essas folgas podem ser reduzidas no processo de fabrico ou colocando um amortecedor (normalmente de borracha) na zona em questão.

⊙ Isolamento:

- ⊕ Na Fonte - Se a vibração criada por uma máquina for significativa no seu funcionamento normal, é frequente colocar-se isoladores nos suportes da máquina, que ajudam a reduzir significativamente a vibração transmitida ao sistema.
- ⊕ Isolamento de Equipamentos Sensíveis - O equipamento de um sistema é por vezes extremamente sensível (e.g. aviónicos de uma aeronave). Um dos cuidados necessários a ter, é na sua instalação, garantir que os aparelhos são colocados sobre uma estrutura amortecedora e isolante que os proteja da vibração transmitida pela fonte.³

⊙ Redução da Resposta:

- ⊕ Alteração da Frequência Natural - Se a FN de um equipamento ou estrutura coincidir com a frequência de excitação transmitida, é necessário modificá-la por forma a evitar a sua entrada em

³ Esta dissertação irá se focar nas técnicas de redução que se encontram dentro da categoria de isolamento de equipamento e redução da resposta por dissipação de energia.

ressonância. Para o fazer, é necessário alterar a massa do equipamento ou estrutura ou a sua rigidez (e.g. através de um reforço estrutural ou alteração do material).

- ⊕ Dissipação de Energia - No caso de a frequência de excitação englobar um grande intervalo de frequências (frequência da fonte não é constante), a alteração da FN não resolve o problema. Como tal, é necessário criar um método de dissipação de energia (amortecimento) para controlar a resposta do sistema, pelo uso de materiais estruturais com alto amortecimento interno, como materiais laminados ou em sandwich.
- ⊕ Absorção Dinâmica- Outro método utilizado para reduzir a vibração do sistema de resposta é incorporar uma massa auxiliar com uma mola. A massa, ao vibrar, reduz a oscilação do sistema ao qual está ligado e aumenta a sua eficácia.

2.1.3.1. Materiais para Isolamento de Vibração

Os materiais isoladores de vibração mais utilizados incluem amortecedores de compressão de **feltro**, **cortiça**, **fibra de vidro** ou **borracha**; **molas metálicas** ou **pneumáticas**; e **absorção dinâmica** (blocos de inércia). A escolha do material depende do grau de isolamento exigido, do peso do componente a ser isolado, da gama de temperatura no funcionamento e das frequências de excitação presentes. O **feltro** é normalmente utilizado para frequências acima de 40 Hz e proporciona um bom isolamento no ruído de baixa frequência. Todavia, devido à sua composição orgânica, tende a deteriorar-se quando exposto a óleos e solventes. A **cortiça** pode ser empregue em compressão e em corte, e como o feltro é normalmente usada para frequências acima de 40 Hz. É resistente à corrosão, a solventes e a temperaturas moderadamente altas, mas tende a comprimir com a idade. As suas propriedades dinâmicas dependem da frequência, e a sua rigidez vai diminuindo à medida que a carga aumenta. A **fibra de vidro** tem características de isolamento semelhantes ao feltro, e tem como principal vantagem o facto de ser muito resistente a óleos e solventes. A **borracha** é um material útil em casos de compressão ou de corte e é bastante comum no isolamento de vibrações. A rigidez da borracha é afetada pela sua forma, espessura e dureza; e as suas características de amortecimento pela temperatura e frequência (são geralmente utilizadas na gama de frequências de 5 Hz a 50 Hz). As **molas metálicas** e **pneumáticas** são ideais para o isolamento de vibrações a baixa frequência ($< 1,5$ Hz), uma vez que conseguem suportar uma grande deformação estática. São altamente resistentes a fatores ambientais. Têm como desvantagem, transmitirem facilmente vibrações de frequência mais alta e possuem pouco amortecimento. Os **absorçãores dinâmicos** alteram as FN do sistema e o seu centro de gravidade, ao aumentar ou diminuir a sua rigidez de forma proporcional à sua massa inercial [10].

2.2. Introdução ao Ruído

O som pode ser definido como a variação de pressão num meio, que é detetado quando atinge o ouvido de uma pessoa ou animal. A velocidade do som e área que afeta depende do meio em que se propaga. Qualquer interferência de natureza elétrica ou acústica, ou qualquer som que seja desagradável ou inconveniente ao recetor, ou que seja externo ao meio ambiente, como por exemplo o som de aeronaves, autoestradas, maquinaria entre outros é designado por **Ruído** [16], [17].

O som desloca-se no espaço através de uma onda de pressão com uma determinada frequência (f [Hertz]) e a velocidade a que se desloca depende do meio em que se propaga (e.g. Ar (temperatura ambiente) = $c = 344$ m/s). No espaço (vácuo), esta onda não se consegue propagar, uma vez que se trata da transferência de energia por movimento a um nível molecular, e como tal o meio envolvente tem de possuir inércia e elasticidade. Assim, conhecendo a frequência e a velocidade do meio, é possível obter-se o comprimento de onda (λ) - distância que a onda percorre num período (T): $\lambda [m] = \frac{c}{f} = c.T$ (12)

Desta equação é possível concluir que sons de elevada frequência têm comprimentos de onda curtos, e vice-versa [11], [17].

A presença de som deve-se à existência de uma fonte sonora, que provoca o deslocamento de camadas de ar e consequentemente uma variação de pressão de determinada **Potência Sonora (W [Watts])**. A potência é, no fundo, a quantidade de energia acústica produzida no tempo, i.e., a quantidade de ruído fornecido pela fonte. O fluxo dessa energia no tempo num determinado ponto, é chamada de **Intensidade Sonora (I [Watts/m²])** - potência por unidade de área - e relaciona-se com a pressão e velocidade da seguinte maneira:

$$Intensidade = Pressão \times Velocidade = \frac{Força}{Área} \times \frac{Distância}{Tempo} = \frac{Energia}{Área \times Tempo} = \frac{Potência}{Área} \quad (13)$$

Como não é possível medir diretamente a potência efetua-se uma medição da pressão. Essa medição de pressão é expressa normalmente em **decibéis (dB)** uma unidade logarítmica para facilitar a compreensão da escala da pressão (se fosse medida em Pascals os números obtidos teriam uma escala demasiado grande, 1 milhão). O decibel relaciona a pressão sonora medida (p) com a pressão de referência (p_0) - definida no limiar da audição humana ($p_0 = 20 \mu\text{Pa} = 0$ dB):

$$\text{dB} = 20 \log \frac{p}{p_0} \quad (14)$$

Trata-se de uma escala adimensional, cujo principal objetivo é a comparação da pressão sonora para indicar

o nível de ruído de uma fonte sonora. O limiar da dor foi estabelecido nos 140 dB [17], [18].

Relacionando com a intensidade sonora (em que $I_0 = 10^{-12} \text{ W/m}^2$ é o valor de referência para p_0) com a pressão sonora obtêm-se:

$$\frac{I}{I_0} = \frac{p^2}{p_0^2} \quad (15) \quad \text{dB} = 10 \log \frac{I}{I_0} \quad (16)$$

Conclui-se então que:

⊙ **Nível de Pressão Sonora:** $L_p = 20 \log \left(\frac{p}{p_0} \right) \text{ com } p_0 = 20 \mu\text{Pa}$ (17)

⊙ **Nível de Intensidade Sonora:** $L_I = 10 \log \left(\frac{I}{I_0} \right) \text{ com } I_0 = 10^{-12} \text{ W/m}^2$ (18)

⊙ **Nível de Potência Sonora:** $L_W = 10 \log \left(\frac{W}{W_0} \right) \text{ com } W_0 = 10^{-12} \text{ W}$ (19)

Níveis de ruído até cerca de 140 dB (ruído sentido a aproximadamente 25m de um avião a jato na decolagem) são provocados por flutuações de pressão lineares. É assumido então que a maioria das fontes de ruído provenientes da engenharia e da indústria e as suas vibrações mecânicas associadas, têm um comportamento linear, uma vez que, o seu nível de ruído está normalmente abaixo dos 140 dB [10].

A onda sonora é longitudinal, visto que o ar não consegue suportar esforços de corte. Ao encontrar um objeto (e.g. painel) a sua energia acústica é repartida em 3 partes [18]: **refletida**, **absorvida** e **transmitida**.

⊙ **Reflexão** - ao encontrar um meio diferente, a onda divide-se e segue noutra direção (\nlessgtr incidência = \nlessgtr reflexão), sendo que as dimensões das reflexões estão dependentes do nível de disparidade do novo meio. Quanto maior a reflexão, menor será a transmissibilidade do som.

○ Coeficiente de Reflexão (r): $r = \frac{I_r}{I_i}$ (20)

⊙ **Absorção** - ao encontrar um obstáculo, uma parte da energia é absorvida pelo próprio sob a forma de calor. A quantidade de energia absorvida depende do material que constitui o objeto, da frequência do som e do ângulo de incidência.

○ Coeficiente de Absorção (α): $\alpha = \frac{I_i - I_r}{I_i}$ (21)

© **Transmissão** - a parte da energia que não foi refletida ou absorvida, atravessa o objeto e continua a sua propagação. Depende do material que constitui o objeto, da frequência do som e do ângulo de incidência.

o Coefficiente de Transmissão (τ):
$$\tau = \frac{I_t}{I_i} \quad (22)$$

(I_i , I_r , I_t - Intensidade sonora incidente, refletida e transmitida, respetivamente).

Ao atravessar uma divisória espessa ou composta por diferentes materiais (e.g. partição ou um painel) uma parte do ruído em transmissão é reduzido, essa perda é calculada pela Transmission Loss (TL) (Índice de Redução Sonora), medida em decibéis [10], [18], [19]:

$$TL \text{ [dB]} = 10 \log\left(\frac{1}{\tau}\right) \quad (23)$$

(Em que τ é o coeficiente de transmissão).

A *transmission loss* característica de um painel confinado (com uma série de FN) homogéneo e simples pode ser dividida em 4 regiões de interesse (Figura 10) [10], [19], [20]:

1. **Controlo por Rigidez** - para frequências baixas (abaixo dos 100Hz), a transmissão depende sobretudo da rigidez, sendo que a massa e o amortecimento são irrelevantes.

a) Se o painel for excitado mecanicamente ou se o campo sonoro incidente não for difuso, os modos estruturais ressonantes controlam a transmissão do som. A adição de material amortecedor irá aumentar a TL.

b) Se o painel for excitado acusticamente e o campo sonoro for difuso os modos estruturais ressonantes são pouco importantes.

2. **Controlo por Ressonância** - quando a frequência da onda incidente passa pelas FN do painel, este entra em ressonância (razão pela qual é a zona mais conturbada do gráfico - Figura 10).

3. **Controlo por Massa** - quando a frequência passa acima das primeiras FN, mas abaixo da frequência de coincidência (f_c), o amortecimento e a rigidez não influenciam as características de transmissão do som. Graças a resultados experimentais, reunidos ao longo dos anos por investigadores e fabricantes, conclui-se que:

a) Se o painel for excitado mecanicamente as três componentes (rigidez, amortecimento e massa) são relevantes.

b) Se o painel for excitado acusticamente por um campo sonoro difuso e uniformemente distribuído: a equação de **Lei de Massa** de incidência de campo (*field incidence* de $-78^\circ \leq \theta \leq 78^\circ$) é a equação mais apropriada para estimar as características de transmissão de som através de vários tipos de painel:

$$STL_{MassLaw} \text{ [dB]} = 10 \log \left[1 + \left(\frac{\omega m_s}{3.6 \rho_0 c} \right)^2 \right] \quad (24)$$

Em que: m_s = densidade de massa da superfície (kg/m^2); ρ_0 = Densidade do Ar (kg/m^3); c = velocidade do som no ar (m/s). Se se assumir que o 2º termo do logaritmo é muito superior a 1 e que $\rho_0 c = 415$ então:

$$STL_{MassLaw} \text{ [dB]} = 20 \log [f \cdot m_s] - 47.5 \quad (25)$$

Ou seja, só precisa de se saber a densidade de massa da superfície e a frequência do som incidente para se obter a TL.

4. **Controlo por Coincidência** - quando a frequência se aproxima da frequência de coincidência ocorre uma pequena perda de transmissão. Nesta região, todos os modos estruturais são coincidentes e respostas ressonantes são controladas pelo amortecimento. Para frequências acima da frequência crítica o painel irradia o som de forma muito eficiente.

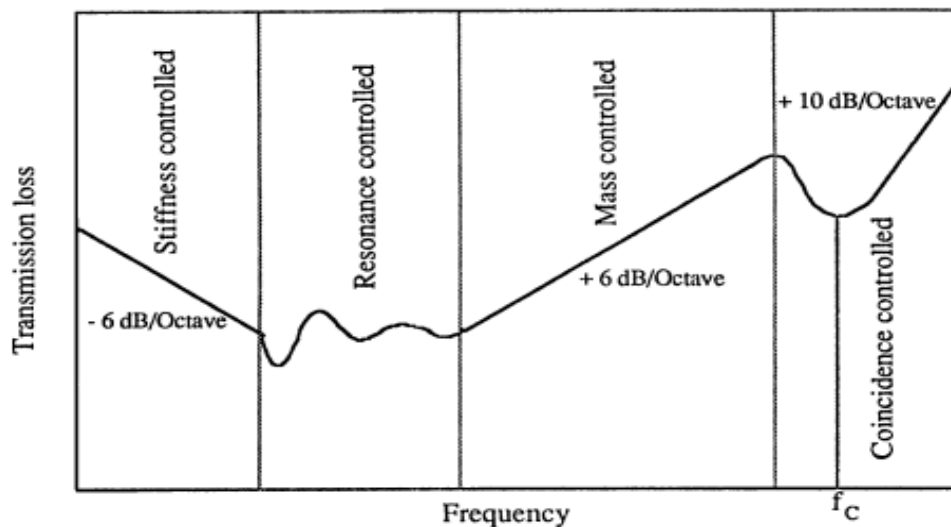


Figura 10 - TL típica de um painel confinado homogêneo e simples (Imagem retirada da referência [10])

A TL é por vezes incorretamente confundida com os termos ***Insertion Loss (IL)*** (Perda de Inserção) e ***Noise Reduction (NR)*** (Redução de Ruído) que apesar de estarem interrelacionados não são a mesma coisa. A principal diferença está no que é registado e onde - enquanto que a TL mede a intensidade incidente e transmitida, a IL e o NR medem a diferença dos níveis de pressão com ou sem o painel e no interior e exterior do painel, respetivamente (Figura 11) [10], [19].

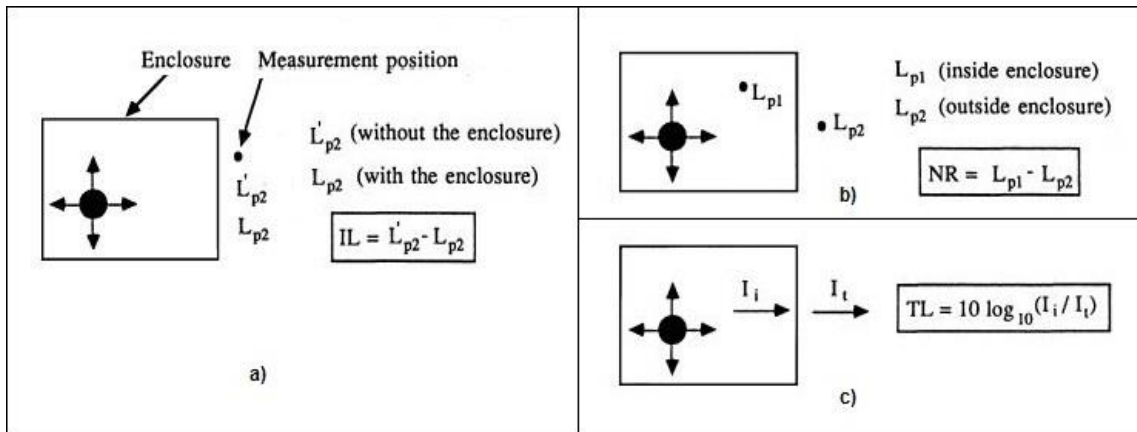


Figura 11 - Diferenças entre IL (a), NR (b) e TL (c) (Imagem retirada da referência [10])

$$IL [dB] = 20 \log \left(\frac{\text{Pressão sem barreira (2')}}{\text{Pressão com barreira (2)}} \right) = L_{p2}' - L_{p2} \quad (26)$$

$$NR [dB] = 20 \log \left(\frac{\text{Pressão interior (1)}}{\text{Pressão exterior (2)}} \right) = L_{p1} - L_{p2} \quad (27)$$

2.2.1. Análise Sonora

A maioria dos sons são compostos por um conjunto simultâneo de diferentes frequências, conhecidos normalmente como **Ruído de Banda Larga**. Se o som tiver frequências uniformemente distribuídas ao longo da faixa audível é conhecido como **Ruído Branco** e assemelha-se ao som de água a correr [17].

O estudo dessas frequências é extremamente importante para um entendimento do campo sonoro, e posteriormente para a sua fiscalização - **Análise Espectral**. Ao efetuar a medição das variações de pressão existentes num campo sonoro, os resultados são apresentados num gráfico, geralmente apelidado de **Espectro Sonoro** (ou Espectro em Frequência de um Som), em que a pressão sonora é apresentada no eixo das ordenadas e a frequência no eixo das abcissas. Um espectro sonoro na gama audível contém imensa informação. Logo, para chegar aos resultados pretendidos ou mesmo para conseguir entender os dados recolhidos, é necessário dividir a informação em bandas ou gamas de frequências através de um filtro. O **Filtro Passa-Banda** deixa passar as frequências dentro da gama definida enquanto rejeita as restantes. Neste tipo de filtro, o mais utilizado é o **Filtro de Oitavas**, em que a frequência mais alta da banda é o dobro da mais baixa e onde a frequência centro, da banda imediatamente a seguir, será o dobro da frequência centro anterior. Depois da divisão do sinal em bandas o resultado é ampliado, e posteriormente determinado o seu valor eficaz (**Root Mean Square - RMS**) - função matemática que calcula a média de um conjunto de dados e que está diretamente relacionada com a energia do som medido [17], [18], [21].

2.2.2. Medição Experimental de Ruído

A cadeia de medição para uma análise experimental de ruído segue a mesma lógica da cadeia de medição experimental de vibração (secção 2.1.2). É composta por um gerador de sinal (e.g. altifalante), um transdutor (e.g. microfone), um conversor de sinal e um analisador de sinal (e.g. computador) [18], [22].

- ⊙ **Altifalante** - o seu funcionamento é ao inverso do microfone. Recebe um sinal elétrico que transforma em vibração na membrana, e que por sua vez produz som.

- ⊙ **Microfone** - instrumento que mede e converte o som num sinal elétrico capaz de ser processado e analisado. É constituído por um diafragma (membrana tensionada), ligado a uma bobine, que por sua vez, se encontra ligada a um íman permanente que produz um campo magnético. Quando a onda sonora atinge o diafragma provoca uma oscilação da sua membrana, e naturalmente da bobine. Ao vibrar, a bobine altera o campo magnético e provoca uma corrente elétrica que traduz o sinal medido.

- ⊙ **Sonda Acústica** - composta basicamente por dois microfones posicionados face a face e separados por uma peça. Regista os valores de pressão que depois transmite ao analisador espectral, para efetuar os cálculos necessários à determinação da intensidade sonora. É de notar que, como a intensidade é uma quantidade vetorial, as medições têm de ser realizadas segundo o eixo da sonda.

2.2.3. Técnicas de Redução de Ruído

Existem 3 maneiras de reduzir o ruído [10]:

1. Reduzir o ruído na sua fonte através de redesign ou substituição da máquina;
2. Modificar o caminho da propagação do som colocando barreiras físicas, como caixas, painéis ou isoladores;
3. Proteger ou isolar diretamente o recetor de ruído;

Muitas vezes, não é possível reduzir o ruído na fonte, e é necessário isolar a secção onde se encontra a origem do ruído e/ou a zona onde se encontram os equipamentos mais sensíveis. A utilização de barreiras acústicas permite fazer esse isolamento, reduzindo os níveis de pressão sonora nas zonas sensíveis [10].

2.2.3.1. Materiais para Isolamento Acústico

As barreiras acústicas são fabricadas com materiais cujas propriedades permitem uma melhor absorção do ruído, com coeficientes de absorção (α) elevados, que absorvem as ondas sonoras e reduzem significativamente a energia que é refletida. São normalmente dispostos nas seguintes categorias [10], [18]:

- ⊙ **Materiais Porosos ou Fibrosos** - são usualmente constituídos por uma rede entrelaçada de poros ou cavidades (e.g. fibra de vidro, lã, isolantes, espuma etc). Os seus coeficientes de absorção são altos, o que lhes permite ter uma boa capacidade de absorção em todas as frequências. O melhor rendimento ocorre no som a altas frequências (> 1000 Hz), com uma rápida deterioração a baixas frequências (< 250 Hz). O aumento da espessura do material ou a introdução de uma câmara de ar, geralmente resolve os problemas da absorção acústica a baixas frequências. A sua eficácia como material absorvedor, deve-se à capacidade que tem em transformar a energia acústica em calor.

- ⊙ **Absorvedores de Membrana ou Pannel** - apresentam boas características de absorção acústica a frequências baixas (50 a 500 Hz), e um desempenho relativamente fraco a frequências mais altas (500 a 1000 Hz). O desempenho a frequências mais altas pode ser melhorado se se perfurar o pannel com vários buracos pequenos em vez de um número inferior de buracos maiores (com a mesma percentagem de área aberta).

- ⊙ **Ressoadores de Helmholtz** - são tubos (normalmente mais estreitos à entrada) que contêm um determinado volume de ar. Essa quantidade de ar (com determinada massa e elasticidade) atua como uma mola - é forçada para dentro e para fora da cavidade por um fluxo de ar periódico, que se comporta como uma massa. Cada ressoador pode ser ajustado a uma frequência específica, alterando o seu volume e o “pescoço”.

A escolha de um sistema de absorção sonora prático e adequado depende assim dos requisitos de atenuação (i. e., frequências baixas, médias ou altas) [10], [18].

No caso particular de uma aeronave, a redução de vibração e ruído passa também pela sua estrutura, que nos dias de hoje é, cada vez mais, constituída por compósitos. Assim, no âmbito desta dissertação pretende-se estudar qual o melhor método para a redução de vibração e ruído em compósito através de painéis sandwich. Para o efeito é, então, importante conhecer um pouco mais sobre este material.

2.3. Introdução aos Compósitos

A introdução de materiais compósitos na aviação começou na década de 60, como forma de reduzir o peso da aeronave ao substituir alguns componentes normalmente fabricados em alumínio. Com o passar dos anos, os materiais compósitos tornaram-se cada vez mais importantes na construção de estruturas aeroespaciais e hoje em dia as aeronaves são projetadas na sua maioria (fuselagem e asas) em compósitos (Figura 12) [23].

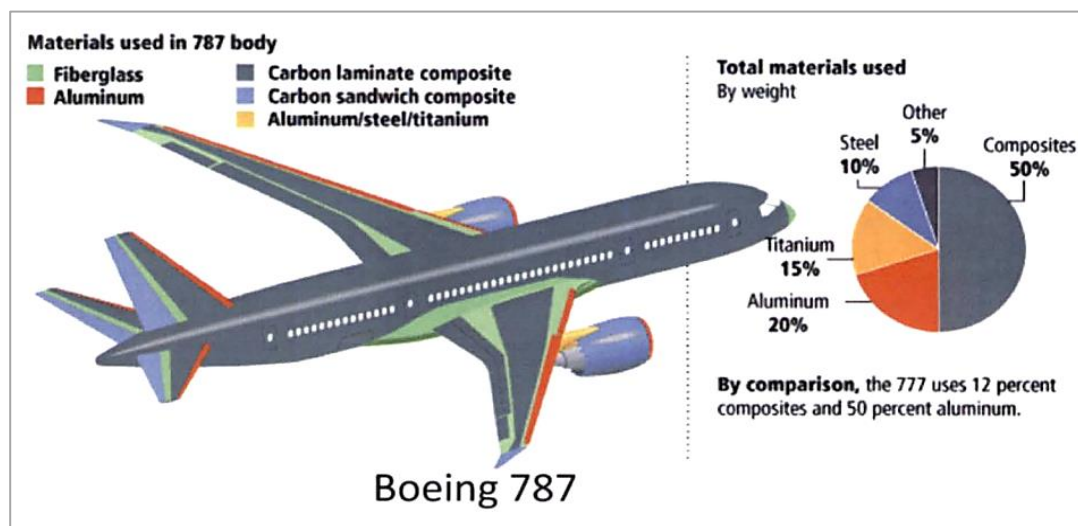


Figura 12 - Esquema da constituição de um Boeing 787 (Imagem retirada da referência [24])

São várias as razões que tornam os compósitos tão relevantes para a indústria aeronáutica, algumas dessas vantagens são [23], [24]:

- ⊙ **Mais leves e resistentes** - a capacidade de adaptar o método de fabrico para a resistência e rigidez ótimas, permitem obter estruturas melhores quando comparadas com estruturas em metal;
- ⊙ **Sem fadiga metálica e corrosão** - não apresentam fadiga nem corrosão como ocorre nos metais, daí serem bastante importantes para a indústria naval e aeroespacial. A fadiga que existe em compósitos ocorre normalmente em torno de pontos de fixação;
- ⊙ **Molde fácil para formas complexas, menos peças e ferramentas mais económicas** - o fabrico dos compósitos pode ser feito diretamente sobre o molde, originando peças complexas únicas para encaixe, reduzindo assim o número de peças e rebites necessários à montagem da estrutura;
- ⊙ **Acabamentos de superfície lisa e aerodinâmica** - a redução de peças e consequentemente de rebites permite que as superfícies sejam mais suaves e lisas aumentando o desempenho da aeronave;

- ⊙ **Características “Stealth”** - alguns compósitos conseguem absorver sinais de radar e sonar, tornando mais difícil a detecção da presença da aeronave ou navio;

A introdução de materiais compósitos também tem algumas desvantagens [23], [24]:

- ⊙ **Materiais mais caros e fáceis de danificar** - o valor da matéria prima dos compósitos depende do preço do petróleo, sendo mais elevado do que, por exemplo, a madeira ou o metal. Como normalmente os painéis construídos são relativamente finos, são mais frágeis a impactos de baixa energia e bastante difíceis de reparar;
- ⊙ **Difíceis de manusear e guardar** - o acondicionamento destes produtos é específico ao material, sendo que usualmente são guardados em câmaras frigoríficas e tem tempos limitados de trabalho (e.g. prepregs);
- ⊙ **Fabrico intenso, trabalhoso e de treino especial** - a atenção ao pormenor no fabrico de compósitos é extremamente importante devido à colocação do material, aliado a isso, se o processo for manual exige bastante esforço físico e é bastante cansativo para o trabalhador. É necessário um treino nesta área para poder manusear os materiais em segurança e fabricar os compósitos corretamente;
- ⊙ **Perigoso para a saúde** - a inalação de fibras pode ser extremamente perigosa para o sistema respiratório e a exposição a resinas pode provocar sérias erupções cutâneas e alergias. O equipamento protetor é fundamental no manuseamento e fabrico de compósitos;
- ⊙ **Nem sempre recicláveis** - por ser uma área em desenvolvimento, ainda são poucos os materiais compósitos que se podem reciclar;

Os materiais **compósitos** podem ser definidos como uma combinação de dois ou mais materiais, que em conjunto têm melhores propriedades do que sozinhos, para efeitos estruturais específicos. Ao contrário do que acontece com as ligas metálicas, cada material no compósito mantém as suas propriedades (químicas, físicas e mecânicas) separadamente. Os materiais individuais não se dissolvem, nem se fundem completamente no compósito, transformam-se sim, num único material com propriedades superiores às dos materiais individuais que o constituem [23], [25], [26].

Um compósito é, geralmente, constituído por um material reforçante (e.g. **Fibras**) e por outro que une todo o compósito e lhe concede forma (e.g. **Matriz**) [26]. O material reforçante, usualmente **fibras**, tem o objetivo de providenciar força e rigidez ao compósito e é o elemento principal no suporte da carga aplicada.

Algumas das fibras mais utilizadas são [23], [25]:

- ⊙ **Fibra de Vidro** - é das fibras mais utilizadas em compósitos, e em particular na indústria aeronáutica, cujas aplicações são muito variadas (desde pás de helicóptero à estrutura secundária de aeronaves). A fibra de vidro tem uma cor branca característica e um custo mais baixo que as restantes fibras. Existem vários tipos de fibra de vidro, mas as mais comuns são:
 - ⊕ **“E” vidro** - feita na sua maioria por sílica, apresenta uma elevada resistência ao fluxo de energia elétrica. Apresenta também um bom equilíbrio de propriedades (elevada densidade, boa resistência à corrosão, boas características de manuseamento, duradoura, forte e flexível) e uma boa relação qualidade preço.
 - ⊕ **“S” e “S2” vidro** - fibra de vidro com intuito estrutural, com uma resistência à pressão superior à “E”. Produzida, igualmente, a partir de sílica e com propriedades melhores que a “E”, mas com um custo superior.

- ⊙ **Fibra de Carbono** - contém uma excelente combinação de propriedades que a torna numa das fibras mais caras do mercado. É 3 a 10 vezes mais dura que a fibra de vidro, bastante resistente à fadiga e muito rígida e forte, razão pela qual é tão utilizada na estrutura de aeronave (e.g. estabilizadores, fuselagem principal, estrutura de asa, etc.). Tem uma baixa densidade, um baixo coeficiente de expansão térmica, uma elevada resistência à corrosão e é mais condutora do que o vidro (mas menos que o alumínio). Contudo, é frágil ao impacto e por ser uma boa condutora, provoca corrosão galvânica se for colocada em contacto direto com o alumínio.

- ⊙ **Fibra de Aramida (Kevlar)** - é uma fibra orgânica, de baixa densidade (leve), extremamente tolerante a danos devido à sua força e resistência (principalmente à tração), e como tal, bastante utilizada na indústria aeronáutica. Como desvantagens tem a sua debilidade à compressão, sensibilidade à luz ultravioleta e a sua limitação a temperaturas superiores a 350 °C.

A **matriz** de um compósito transfere a carga aplicada para as fibras, mantém-nas unidas e protege-as de serem expostas ao ambiente e a produtos químicos, proporcionando-lhes resistência às forças de corte inter-laminares. As matrizes mais comuns são as termo-endurecíveis, devido à sua força e facilidade de processamento. São compostas por uma resina, habitualmente epoxy, e por um agente de cura (endurecedor) compatível. Quando são misturados formam um líquido pouco viscoso que cura e endurece como resultado do calor gerado internamente (por reação química) ou aplicado externamente [25], [27].

Os compósitos podem ser classificados em três tipos: **Compósitos Fibrosos** (fibras de um material numa matriz de outro); **Compósitos de Partículas** (partículas de um material numa matriz de outro); **Compósitos Laminados** (empilhamento de camadas de materiais iguais ou diferentes). Sendo que, os compósitos fibrosos unidirecionais são, em geral, os mais usuais nas mais diversas aplicações de engenharia. É importante referir que as propriedades de força e rigidez do compósito são apenas predominantes ao longo da direção das fibras. Contudo, é desadequado empilhar todas as camadas de fibra do compósito na mesma direção da carga principal (embora essa orientação deva ser a preponderante), visto que, um compósito cujas fibras tenham todas uma orientação de 0° é pouco resistente a esforços de 90° , pois passam a ser suportados maioritariamente pela matriz (que é muito mais fraca do que as fibras). Assim, os compósitos de fibra são usualmente empilhados de maneira a que as camadas de fibra sejam orientadas em diferentes direções, como forma de aumentar a rigidez e a resistência do material em diferentes direções de carga. A sequência de empilhamento descreve as orientações das fibras ao longo da espessura do laminado (Figura 13). As orientações usuais e os seus propósitos são: 0° - para cargas axiais, $\pm 45^\circ$ - para tensões de corte; 90° - para cargas laterais [23], [25]–[27].

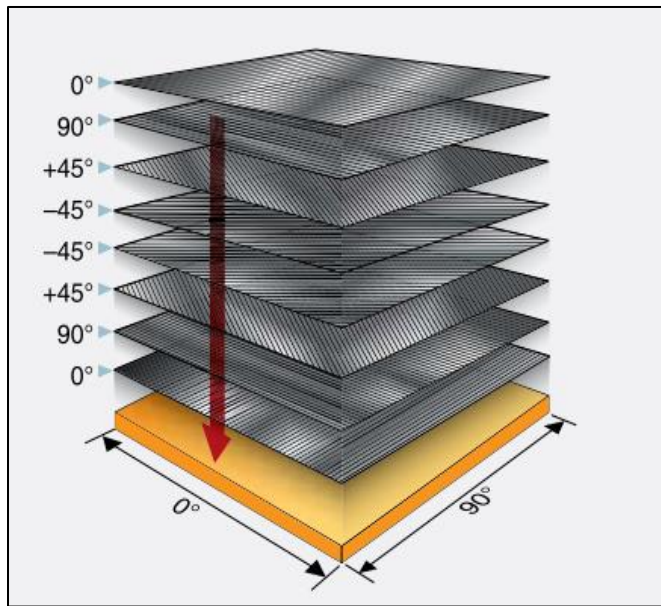


Figura 13 - Empilhamento de diferentes orientações de um compósito (Imagem retirada da referência [23]).

2.3.1. Painéis Sandwich

Uma das configurações de compósitos mais populares na indústria aeronáutica é a dos **painéis sandwich**, utilizados pelas suas características estruturais, elétricas, de isolamento e de absorção de energia. Consiste, simplesmente, em duas faces paralelas, relativamente finas, fortes e rígidas (e.g. carbono), unidas por um núcleo relativamente espesso e leve (e.g. espuma). Ao inserir um núcleo leve entre as duas faces rígidas, aumenta-se força e a rigidez à flexão no seu todo, em comparação com uma estrutura homogênea de uma camada única. O princípio de funcionamento é, basicamente, que o revestimento (lado exterior) suporta os esforços de flexão (tensão e compressão), enquanto o núcleo suporta os esforços de corte. O uso de sandwiches tem diversas vantagens, em principal o fato de permitir criar estruturas extremamente leves, de elevada rigidez e resistência, cujo aumento de espessura não aumenta significativamente o seu peso.

Contudo, apresentam algumas desvantagens, como baixa tolerância a danos e uma baixa durabilidade, quando comparadas aos laminados sólidos. Os núcleos de um painel sandwich podem ser de vários tipos, sendo os mais comuns de madeira balsa, favo de abelha e espuma. A **espuma** é das opções mais usuais, por ser mais barata e fácil de trabalhar e oferecer um bom desempenho. As espumas mais comuns são: Poliestireno (mais conhecida por *styrofoam*) - para uso aeronáutico, com uma estrutura celular fechada, de alta resistência à compressão; Cloreto de Polivinil (PVC) - das espumas mais utilizadas no mundo da aviação ligeira (e.g. Airex), com uma estrutura celular fechada, de densidade média a alta e de elevada durabilidade, resistência à compressão e ao fogo [23], [25], [27];

2.3.2. Métodos de Fabrico

São várias as técnicas que permitem fabricar compósitos, contudo só irá ser apresentada a mais relevante para esta dissertação [23], [25], [27]:

- © **Hand/Wet Lay-Up:** é dos processos mais simples e baratos na manufatura de compósitos, mas também dos mais trabalhosos e intensos (pelo seu trabalho maioritariamente manual). É, portanto, adequado para uma pequena quantidade de peças. Compreende a colocação manual, segundo a orientação pretendida, de um tecido de fibras seco num molde. Posteriormente, é aplicada no tecido e molde, uma camada de resina líquida de baixa viscosidade, com recurso a um rolo. O rolo tem como propósito espalhar a resina profundamente em todo o tecido e evitar acumulações, que mais tarde originam aumentos de espessura indesejáveis. O laminado é assim construído camada a camada, repetindo o mesmo processo. Quando o compósito atinge a espessura pretendida é necessário fazer a cura da resina (solidificação). Existem vários métodos disponíveis: forno (autoclave); temperatura ambiente; saco de vácuo (permite uma espessura mais uniforme e uma melhor consolidação e acabamento de superfície, mas incrementa o custo final da produção).

2.3.3. Amortecimento em Painéis Sandwich

Os mecanismos de amortecimento dos materiais compósitos são bastante diferentes dos materiais mais convencionais (e.g. metais). As várias fontes de dissipação de energia em compósitos são [28], [29]:

- ⊙ **Propriedades Viscoelásticas da Matriz e Fibras:** a viscosidade do material utilizado permite dissipar energia através da sua conversão, a nível molecular, em calor e consequente libertação. A matriz é a principal componente de amortecimento neste caso, devido ao material que a constitui (e.g. resina).
- ⊙ **Amortecimento na Interfase:** região adjacente à superfície da fibra ao longo do seu comprimento. Quando a fibra não fica completamente embebida na matriz apresenta propriedades diferentes das que ficaram e da matriz. A dissipação de energia deve-se, então, às elevadas tensões de corte nessa região. Quanto mais perfeita for a região (fibras completamente embutidas na matriz) menor é o amortecimento. Ou seja, quanto mais defeitos tiver a peça maior o seu amortecimento.
- ⊙ **Amortecimento por Fricção:** ocorre nas zonas de defeito do compósito (interfase ou delaminação) devido ao deslizamento das fibras que provoca calor.
- ⊙ **Amortecimento por Dissipação de Energia:** ocorre nas zonas de fissuras, fibras quebradas, entre outros defeitos, onde se acumulam tensões de corte.
- ⊙ **Amortecimento Termoelástico:** perante um ciclo de cargas de compressão e tração existe um ciclo térmico dependente, em que o fluxo de calor se desloca da região de compressão para a região de tração. O aumento da temperatura ocorre em função da espessura do compósito, carga aplicada e da sua frequência e número de ciclos. A energia é dissipada devido à falta de equilíbrio térmico.

Capítulo 3

Componente Experimental: Fabrico dos Provetes

Tal como foi referido no Capítulo 1, o principal objetivo desta dissertação é perceber qual a melhor ou melhores configurações de painéis sandwich em compósito para a resolução dos problemas propostos. Para esse efeito, foi necessário fabricar placas de sandwich em compósito com diferentes composições, com vista a serem ensaiados experimentalmente. Assim, ao longo deste capítulo será apresentado todo o caminho percorrido na elaboração dos provetes, desde a escolha da geometria, dos materiais e estrutura interna das placas, até ao desenrolar do seu processo de fabrico.

A escolha do método Hand Lay-Up revelou-se ser mais adequada à produção dos provetes, pela sua simplicidade quer no procedimento, quer no material e ferramentas necessárias, pelos seus custos mais reduzidos e pelo facto de já existir uma infraestrutura preparada para o efeito (tubos de vácuo).

3.1. Inventário do Material Disponível

O primeiro passo tomado nesta dissertação foi uma recolha das características do material disponível no CIDIFA, que pudesse ser utilizado ao longo do trabalho. Um dos grandes constrangimentos da tese prendia-se exatamente com a limitação de matéria-prima, sendo que a FAP, como organismo de recursos limitados, não poderia fornecer novos materiais para o efeito desta dissertação. Assim, foi elaborado um inventário do material existente que se encontra representado na Tabela 1:

Tabela 1 - Materiais disponíveis no CIDIFA:

Tabela de Materiais				
Material Disponível		Características		Abreviatura
Fibra de Vidro	Unidirecional (UDV 12.600.10)	Gramagem (g / m ²)	600	[FV]
	Bidirecional	-	-	
Fibra de Carbono	Unidirecional (UD 215.10)	Gramagem (g / m ²)	215	[FC]
	Bidirecional	-	-	
Espuma (PVC - AIREX C70.75)	Espessura = 2mm	Densidade (kg / m ³)	80	[E2]
	Espessura = 5mm			[E5]
	Espessura = 10mm			[E10]
Favo de Abelha	Cartão	-	-	[FA]
Resina	Epoxy SR 1126	Densidade	1,28	[R0]
Endurecedor	SD 8203		0,98	
Resina	Epoxy SR 1500		1,13	[R1]
Endurecedor	SD 2505		1	

Como é possível observar, toda a matéria-prima disponível é normalmente utilizada no fabrico regular das estruturas de aeronaves. As propriedades do material, fornecidas pelo fabricante, podem ser consultadas no Anexo 1. A escolha da geometria, do material e da configuração interna das placas será analisado na secção 3.2.

3.2. Definição das Características das Placas

3.2.1. Geometria

Tal como já foi referido no Cap. 1, não existe ainda uma geometria definitiva para o UAV. Como tal, um dos primeiros aspetos a definir foi, obrigatoriamente, a geometria das placas a fabricar. Este parâmetro foi considerado análogo a todas as placas fabricadas, por forma a garantir uma constante de comparação entre as mesmas. Devido às limitações de matéria prima, pretendia-se obter um painel cujas dimensões permitissem recolher bons resultados experimentalmente, mas que não fosse demasiado grande, que implicasse um grande gasto de material. Aliado a essa limitação de material, também se tencionava desenvolver um painel que fosse fácil de fabricar, de manusear nos ensaios e que apresentasse uma boa relação de aspeto (comprimento vs altura), facilitando a análise de propriedades e a sua modelação computacional. A relação de aspeto (AR) de uma placa tem influência em vários aspetos do seu comportamento. Por exemplo, os modos consecutivos de uma placa na mesma direção (número de meias ondas na direção x da placa) aumentam com o aumento da AR (até 2.5 considera-se uma boa AR) [26]. Assim, uma AR de 3/2, permite evitar ou reduzir a presença de modos duplos (com uma frequência muito próxima). Escolheu-se então, uma geometria retangular de **300mm x 200mm** (Comprimento x Altura), que cumpre todos estes requisitos.

3.2.2. Escolha do Material

Tendo em conta a disponibilidade apresentada em 3.1, os materiais selecionados foram:

- © **Fibra de Vidro (FV)** - material ortotrópico (definido pela densidade (ρ) e por 9 constantes - módulos de Young (E_1, E_2 e E_3), coeficientes de Poisson ($\nu_{12}, \nu_{13}, \nu_{23}$) e módulos de Rigidez (G_{12}, G_{13}, G_{23})) com boas propriedades: elevada densidade, boa resistência à corrosão, boas características de manuseamento, duradoura, forte e flexível.

- © **Fibra de Carbono (FC)** - material ortotrópico com boas propriedades - baixa densidade, muito rígida

e robusta, resistente à fadiga, baixo coeficiente de expansão térmica, e resistente à corrosão. Tanto na FV como na FC, a escolha do tecido unidirecional (UNI) prendeu-se com a liberdade na estipulação da orientação das camadas e com o facto de o tecido UNI ser mais barato e existir em maior quantidade na altura em que os provetes foram fabricados.

- ◎ **Espuma (E) AIREX C70.75** - Espuma estrutural universal: com uma robustez e rigidez excepcionais em relação ao peso, alta resistência à fadiga, boa resistência ao impacto, baixa absorção de resina, bom desempenho com fogo (auto extingüível) e com um bom isolamento sonoro e térmico [30].

- ◎ **Favo de Abelha (Cartão)** - O uso deste material, apesar de interessante para a dissertação, envolvia diversos problemas, nomeadamente no seu fabrico, uma vez que requeria a existência de prepregs, cujo custo é muito superior e que implica o uso de um forno autoclave, tornando todo o processo de fabrico mais dispendioso, complexo e demorado. O material perderia toda a sua individualidade se fosse fabricado por Hand Lay-Up, visto que a resina acabaria por se alojar completamente nos espaços vazios, tornando o compósito mais rígido e pesado e sem as características que o tornam relevante. Assim, por estes motivos este material foi desconsiderado.

- ◎ **Resina e Endurecedor** - Quase todas as resinas são compostas por uma solução de duas partes: resina e endurecedor correspondente (que catalisa a reação química que permite a cura). A resina epoxy exhibe uma excelente resistência à temperatura e um bom rácio de resistência/peso. A cura pode ser efetuada à temperatura ambiente, exceto nos casos que se pretende propriedades mecânicas mais elevadas, em que a temperatura é maior [25]. Logo, como não exige grande equipamento para a sua utilização, foi a escolha óbvia para o fabrico das placas nesta dissertação.
 - ⊕ Resina Epoxy SR 1126 + Endurecedor SD 8203: Esta resina foi desenvolvida para retardar o fogo (auto extingüível - a altas temperaturas ou num incêndio o sistema expande e produz uma barreira de carvão sólido que protege os materiais internos do calor e das chamas), cria pouco fumo de baixa toxicidade. O endurecedor de reação lenta é adequado para a produção de peças médias a grandes por Hand Lay-Up [31].

 - ⊕ Resina Epoxy SR 1500 + Endurecedor SD 2505: Esta resina foi modificada para ser livre de cristalização e de baixa toxicidade. Apresenta uma excelente aderência a todos os tipos de fibras (vidro, aramida, carbono, etc). O endurecedor apresenta uma reação do tipo standard (nem rápida, nem lenta) adequada para a maioria das peças [32].

3.2.3. Estrutura Interna

Uma vez que o método de fabrico definido foi o Hand Lay-Up, pela sua simplicidade de processo e de ferramentas, quando comparado a outros métodos disponíveis, algumas considerações tiveram de ser efetuadas na seleção da estrutura interna das placas, nomeadamente quanto ao material, número e orientação das camadas. Relativamente ao material utilizado e visto que todo o processo de desenvolvimento de placas, ensaios e análise de resultados foi um processo iterativo, escolheu-se começar com placas relativamente simples (de um só material: FV e FC) que servissem como referência para a escolha das restantes placas. Iterativamente, foram introduzidas placas sandwich (núcleo de espuma) com 2 e, posteriormente, com 3 materiais que permitiram retirar conclusões quanto à melhor estrutura interna para o objetivo estipulado. O número de camadas de cada tipo de fibra (FV ou FC) foi estipulada nas 2, 4 ou 8, consoante a placa e a espessura (h) pretendida. As primeiras placas desenvolvidas, P1 e P2, tiveram o intuito de quantificar, experimentalmente, o incremento de espessura que a resina impõe às placas. Possibilitaram, igualmente, calcular o número de camadas necessárias para obter um nível razoável de espessura (2 a 4mm) que garantisse alguma rigidez e resistência às placas permitindo, também, determinar a diferença de espessura da FV para a FC, de onde se concluiu que a espessura da FV (já com resina) é o dobro da FC. Através desta conclusão, foi possível planear exatamente a espessura das restantes placas, com base no que seria adequado numa situação real (valores próximos das espessuras utilizadas para alguns painéis de UAVs). Por fim, a orientação das fibras foi definida em empilhamentos de [0,90,90,0] ou [0,90], consoante a espessura pretendida, de maneira a garantir um aumento na rigidez e na resistência do material

Tabela 2 - Características das placas desenvolvidas ao longo da dissertação:

Características de Fabrico das Placas						
Nº Placa	Constituição da Placa	Camadas		Empilhamento	Espessura [mm]	Espessura Camada hi [mm]
1	[FV]	8		[0, 90, 90, 0]s	4	0,5
2	[FC]	8		[0, 90, 90, 0]s	2	0,25
3	[FV]	4		[0, 90]s	2	0,5
4	[FV] + [E5] + [FV]	4 + 1 + 4	9	[0, 90, 90, 0] + [E] + [0, 90, 90, 0]	8,5	[0,5x4] + [5] + [0,5x4]
5	[FV] + [FC] + [E5] + [FC] + [FV]	2 + 4 + 1 + 4 + 2	13	[0,90] + [0, 90, 90, 0] + [E] + [0, 90, 90, 0] + [90, 0]	9	[0,5x2] + [0,25x4] + [5] + [0,25x4] + [0,5x2]
6	[FC] + [FV] + [E5] + [FV] + [FC]	4 + 2 + 1 + 2 + 4	13	[0, 90, 90, 0] + [90, 0] + [E] + [0, 90] + [0, 90, 90, 0]	9	[0,25x4] + [0,5x2] + [5] + [0,5x2] + [0,25x4]
7	[FC] + [E2] + [FV] + [E2] + [FC]	4 + 1 + 4 + 1 + 4	14	[0, 90, 90, 0] + [E] + [0, 90, 90, 0] + [E] + [0, 90, 90, 0]	8	[0,25x4] + [2] + [0,5x2] + [2] + [0,25x4]
8	[FC] + [E5] + [FV] + [E5] + [FC]	4 + 1 + 4 + 1 + 4	14	[0, 90, 90, 0] + [E] + [0, 90, 90, 0] + [E] + [0, 90, 90, 0]	14	[0,25x4] + [5] + [0,5x2] + [5] + [0,25x4]
9	[FC] + [FV] + [E10] + [FV] + [FC]	4 + 2 + 1 + 2 + 4	13	[0, 90, 90, 0] + [90, 0] + [E] + [0, 90] + [0, 90, 90, 0]	14	[0,25x4] + [0,5x2] + [10] + [0,5x2] + [0,25x4]

em diferentes direções de carga (x e y). A escolha exclusiva das orientações de 0° e 90° prendeu-se com a facilidade de fabrico, uma vez que o processo é manual, evitando assim, uma distribuição não uniforme das fibras e da sua orientação, como seria o caso a $\pm 45^\circ$, que provocaria uma espessura irregular na placa. As características das placas fabricadas ao longo do trabalho podem ser consultadas na Tabela 2.

A estrutura interna das placas (Px), apresentadas na Tabela 2, tinha como objetivo comparar os seguintes aspetos:

- a) **Fibra de Vidro vs. Fibra de Carbono**: qual o melhor material para redução de vibração e ruído?
Comparação entre: a P1 e P2 com a mesma constituição interna (n° de camadas e orientação); e a P2 e a P3 com a mesma espessura;
- b) **Efeito da Introdução de Espuma**: qual a melhoria que a introdução de espuma ou o seu aumento produz? **Comparação entre**: a P1 e P4; a P6 e a P9; e a P7 e a P8;
- c) **2 vs. 3 Materiais**: a introdução de mais um material como reforço melhora o desempenho da placa?
Comparação entre: a P4, a P5 e a P6;
- d) **Disposição da Fibra de Vidro e de Carbono**: qual a melhor configuração para o exterior e interior, FV_{Ext} e FC_{Int} ou vice-versa? **Comparação entre**: a P5 e a P6;
- e) **Núcleo Singular vs. Duplo**: qual a melhor configuração para a redução de vibração e ruído, uma placa com um único núcleo de espuma ou dois (separados no seu interior por FV)? **Comparação entre**: a P5, a P6 e a P7; e a P8 e a P9;

3.3. Fabrico das placas

Devido à inexperiência da autora com a manipulação dos materiais necessários e com o processo de fabrico de compósitos, foi necessário alguma pesquisa, ajuda e testes até obter o produto final para os ensaios.

Após escolher o material integrante e as características das placas a produzir, tornou-se necessário a familiarização com o local e com o procedimento de fabrico. Através da observação e apoio dos profissionais do CIDIFA, bem como da pesquisa efetuada sobre o método Hand Lay-Up (descrito na secção 2.3.2), foi possível à autora desenvolver o seu próprio método de fabrico, que foi aperfeiçoado ao longo do decorrer da dissertação.

3.3.1. Procedimento

O planeamento, a recolha e a disposição do material necessário (com o correto empilhamento e orientação) é fulcral para um bom desempenho na produção de compósitos. Visto que, tal como se veio a descobrir por experiência própria, a cura da resina ocorre a um ritmo acelerado, começando imediatamente a reagir a partir do momento em que entra em contacto com o agente endurecedor sobrando, por norma, cerca de 20 minutos (consoante a quantidade utilizada) até que a resina seja inutilizável. Aliado ao problema da rapidez de reação da resina (que aquece e solidifica na terrina), existe, também, o problema de a resina começar a curar no momento em que é aplicada nas fibras. Uma vez que se pretende obter um compósito com bons acabamentos e sem excesso de resina (que é retirada através do saco de vácuo) é, portanto, crucial que a colocação das fibras e a sua orientação sejam efetuadas com cuidado, mas rápido, por forma a evitar a solidificação. Como tal, uma preparação do material à priori reduz significativamente o tempo de produção. No Anexo 2 encontram-se dispostas imagens do processo de fabrico.

3.3.1.1. Cálculo da quantidade de material

A quantidade de material necessária depende do tamanho do compósito que se pretende criar. Neste caso particular, como as fitas unidireccionais de FV e de FC têm uma largura de 100mm, e se pretendia criar um compósito retangular de 300mm x 200mm, foram necessárias várias tiras, cortadas à medida (300mm x 100mm e 200x 100mm), para perfazer uma camada de compósito. Na primeira tentativa de fabrico as tiras cortadas tinham exatamente a mesma dimensão do compósito e, consoante a orientação da camada, eram precisas 2 tiras de dimensão 300mm x 100mm (0°- horizontal) ou 3 tiras de dimensão 200mm x 100mm (90°- vertical), tal como representado na Figura 14 (imagem da esquerda). Porém, como se veio a descobrir por experiência própria depois da primeira tentativa, no fabrico de compósitos convém deixar

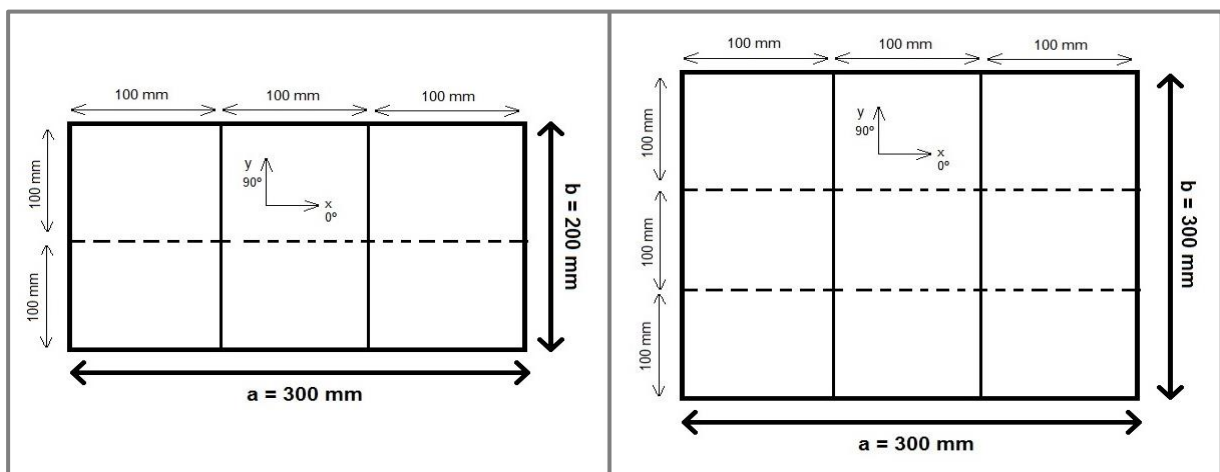


Figura 14 - Esq: 1ª tentativa de fabrico sem margens; Dir: com margem (esquema final);

uma margem de excesso de compósito, uma vez que as tiras de fibra cortadas nem sempre têm a mesma dimensão, sendo comum faltar algum material nas bordas do compósito, que se traduz num decréscimo de espessura nas margens comparativamente com o centro. Por esta razão os provetes são geralmente cortados à posteriori com as dimensões pretendidas. Assim, nas restantes tentativas, as tiras cortadas tinham sempre aproximadamente 300mm (+10mm de excesso) x 100mm, sendo necessárias sempre 3 tiras independentemente da orientação, aspeto que facilitou bastante a rapidez da preparação do material.

3.3.1.2. Preparação do material

Após o corte⁴ das tiras de fibras necessárias (3x n^o camadas) é preciso recolher o restante material: superfície lisa revestida com plástico, balança, tesouras e x-atos, fita-cola, marcadores e terrina e rolos para a resina. É aconselhável identificar os compósitos na superfície lisa. Adicionalmente, é necessário pesar as fibras e a espuma para calcular aproximadamente a quantidade de resina necessária e, posteriormente, calcular as características do provete. É também aconselhável dispor as fibras segundo a ordem e orientação pretendida para facilitar a sua produção.

3.3.1.3. Preparação da Resina

A quantidade de resina utilizada num provete é, aproximadamente, 1.2 x o peso das fibras, e esse valor depende amplamente da pessoa que está a fabricar os compósitos e da quantidade de resina que utiliza. A quantidade de agente endurecedor que é necessário misturar com a resina depende do peso desta, conforme o *ratio* descrito na *Data Sheet* correspondente. No CIDIFA, existe uma tabela com essa relação já discretizada para facilitar os cálculos, uma vez que o tempo de atuação é curto.

Na primeira tentativa utilizou-se a resina epoxy SR 1126 e o agente SD 8203; No final do processo verificou-se que as placas ficaram demasiado secas, levando à necessidade de substituir a resina por outra que não fosse tão espessa. Decidiu-se então experimentar a resina epoxy SR 1500 e o agente SD 2505, que possibilitou obter resultados muito melhores.

3.3.1.4. Hand Lay-Up

Depois da preparação do material, resina e agente, é possível começar o método Hand Lay-Up (Figura 15), através da seguinte ordem de procedimentos:

⁴ O uso de proteção das vias respiratórias (máscara) e das mãos (luvas) é indispensável desde o início (corte de fibras), pelas questões de saúde já referidas.

- 1) Colocação manual das fibras na posição e orientação pretendida;
- 2) Com o rolo, aplicar uniformemente uma camada de resina nas fibras de maneira a que fiquem completamente embebidas;
- 3) Colocar a camada seguinte de fibras e repetir o processo;

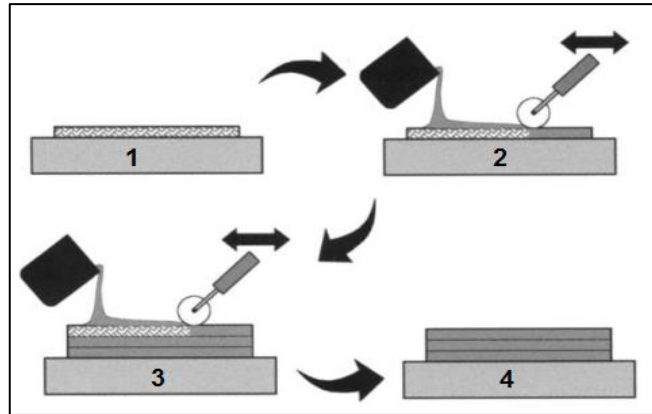


Figura 15 - Processo Hand Lay-Up (Imagem retirada da referência [25])

3.3.1.5. Saco de Vácuo

A cura do provete, tal como já foi referido, é mais eficiente se for efetuada com recurso a um saco de vácuo. Desta forma, consegue-se extrair o excesso de resina presente no compósito através da sucção provocada pelo vácuo, que é depois absorvida. O vácuo é feito através da ligação de mangueiras a tubos inseridos no tecto que depois se ligam a uma bomba de vácuo. O tempo de cura depende da resina e agente, como está discriminado na sua *Data Sheet*. O saco de vácuo é composto pelas seguintes camadas (Figura 16):

1. Peel Ply (Camada não aderente);
2. Plástico Respirador (Deixa passar o ar);
3. Plástico (Separa as camadas);
4. *Breather* (Uniformiza o vácuo);
5. Válvula de Vácuo;

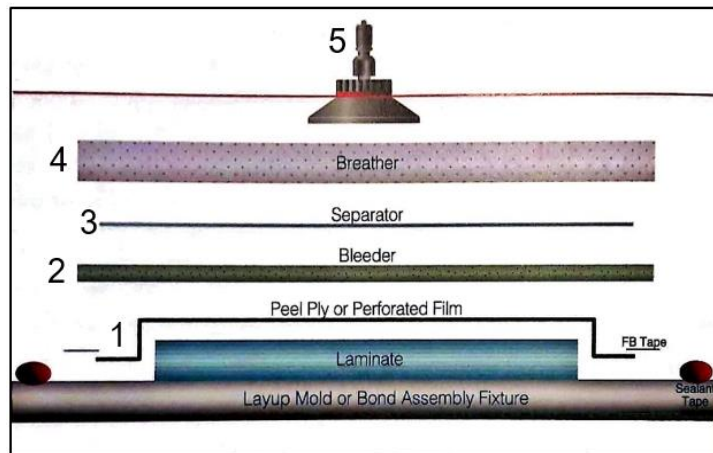


Figura 16 - Esquema de um Saco de Vácuo Comum (Imagem retirada da referência [27])

3.3.1.6. Dados das placas fabricadas

Após a cura e a remoção do saco de vácuo, conseguiu-se fabricar placas no seu estado mais bruto. É necessário pesá-las para que depois se possa fazer uma estimativa do material utilizado e da percentagem de placa em excesso, da quantidade de resina, fibras e espuma. É também necessário medir a espessura da placa (de preferência depois do corte). No Anexo 3 encontra-se uma tabela com as percentagens de material utilizado nas placas fabricadas, entre outras propriedades.

3.3.1.7. Corte

Como já foi referido, depois de efetuada a cura é preciso cortar o excedente de material. Nas primeiras placas fabricadas esse corte foi efetuado com uma máquina rebarbadora, porém, como foi feito manualmente, a geometria final da placa ficou irregular. Assim, tornou-se necessário arranjar uma alternativa que garantisse um maior nível de precisão. A solução arranjada foi a utilização de uma máquina CNC, cujo nível de exatidão é largamente superior, uma vez que o corte é programado num software e aplicado por um robô. A dificuldade do uso da máquina de CNC prende-se com a aprendizagem na utilização do software e com a fixação das placas.

3.4. Análise de Custos

Um dos parâmetros que irá influenciar a solução do problema apresentado na presente dissertação é, obrigatoriamente, o custo da solução encontrada versus o ganho. Como tal, tornou-se necessário efetuar uma análise de custos. A análise apresentada contabilizou o custo de cada material individualmente (Anexo 1.1), de forma aproximada, nas proporções necessárias para fazer uma placa de 300mmx300mm, que depois de cortada perfaz uma placa de 300mmx200mm. Como a quantidade de material utilizada durante o processo de fabrico foi registada detalhadamente, é possível, então, calcular o valor aproximado de cada placa, como se pode verificar na Tabela 3.

Tabela 3 - Análise de custo das placas:

Análise de Custos						
Placas	Material Utilizado	Qt. [FV] (m)	Qt. [FC] (m)	Qt. [E] (m ²)	Qt. [R1] (Kg)	Custo Total (€)
Placa 1	[FV] + [R1]	7,2	0	0	0,242	29,53
Placa 2	[FV] + [R1]	0	7,2	0	0,13	33,07
Placa 3	[FV] + [R1]	3,6	0	0	0,125	15,17
Placa 4	[FV] + [E5] + [R1]	7,2	0	0,09	0,22	30,52
Placa 5	[FV] + [FC] + [E5] + [R1]	3,6	7,2	0,09	0,286	54,61
Placa 6	[FV] + [FC] + [E5] + [R1]	3,6	7,2	0,09	0,355	61,61
Placa 7	[FV] + [FC] + [E2] + [R1]	3,6	7,2	0,18	0,277	54,67
Placa 8	[FV] + [FC] + [E5] + [R1]	3,6	7,2	0,18	0,289	58,14
Placa 9	[FV] + [FC] + [E10] + [R1]	3,6	7,2	0,09	0,238	51,61

Tal como se pode observar na Tabela 3 a placa mais cara foi a Placa 6, coincidentemente a placa com a maior quantidade de resina, curiosamente a Placa 9 com exatamente a mesma estrutura da Placa 6, mas com uma espuma de 10mm (mais cara), teve um custo de menos 16% (10€), aproximadamente. Este resultado deve-se ao facto de na P6 ter sido utilizada uma maior quantidade de resina, ou que esta tenha ficado mais tempo à temperatura ambiente antes do saco de vácuo. Assim, numa circunstância normal, o valor espectável para a Placa 6 seria semelhante ao da Placa 5 (constituída exatamente pela mesma quantidade de material), aproximadamente 54€. Opostamente, a placa com a menor quantidade de material e resina (Placa 3) foi a mais barata. Estas conclusões não são surpreendentes, visto que a resina e o seu endurecedor correspondem aos elementos mais caros de todo processo. São também os elementos que mais facilmente são desperdiçados, devido à sua curta janela de tempo para a aproveitação e devido à utilização do saco de vácuo.

Capítulo 4

Componente Experimental: Ensaios de Vibração

O primeiro passo na resolução do problema proposto nesta dissertação, prendeu-se com a clarificação do que se pretendia obter experimentalmente, como seriam efetuados esses ensaios e como seria realizada a análise dos dados recolhidos (por que meios).

Em ambos os ensaios (Vibração e Ruído) pretendia-se obter um parâmetro que permitisse quantificar a redução na vibração e ruído, como consequência das placas fabricadas. Relativamente ao ensaio de vibração estabeleceu-se que esse parâmetro seria o coeficiente de amortecimento (CA). O cálculo desse parâmetro é passível de ser obtido através da FRF de cada placa, por métodos que serão explicados mais à frente. Como tal, o ensaio experimental teve de ter em vista a obtenção dessa função.

4.1. Ensaios Experimentais

Os ensaios experimentais possibilitam examinar o comportamento de um objeto na realidade, retirando informações que são importantes para o caracterizar, sem o danificar e com uma boa fiabilidade. A análise modal experimental, em particular, permite verificar o desempenho dinâmico das placas em estudo, i.e., a descoberta dos seus parâmetros modais (FN, modos de vibração e CA). Os parâmetros modais experimentais são obtidos excitando artificialmente as placas e medindo a amplitude das suas respostas em pontos pré-definidos. Os sinais de excitação e resposta são, seguidamente, enviados para um analisador de sinal que calcula as respetivas funções de resposta (FRF). As FRF são funções que caracterizam cada placa, no sentido em que mostram, graficamente, qual a sua amplitude da resposta quando sujeita a uma excitação num determinado intervalo de frequência e tempo. Assim, conhecendo as FRF, é então possível, aplicar os métodos que permitem a identificação dos parâmetros modais e, portanto, atingir o objetivo de calcular os CA de cada placa, e finalmente, efetuar uma comparação entre todos os provetes [33], [34].

A cadeia de medição necessária à recolha da função de resposta envolve o uso de um elemento excitador (gerador de sinal), de aquisição da resposta (transdutor) e de processamento (analisador espectral). No Capítulo 2, foram apresentados exemplos desses instrumentos capazes de induzir vibração num objeto e de recolher a sua resposta.

Ao longo do trabalho foram efetuados diferentes ensaios com vista à obtenção das FRF das placas. Ao todo, foram tentadas duas formas de obter as FRF utilizando: 1) um martelo e um laser; 2) um shaker e um acelerómetro. Foi também realizado um ensaio para caracterizar o comportamento dinâmico do motor a ser empregue no UAV. A descrição de cada um destes ensaios será apresentada nas seguintes secções.

4.1.1. Martelo e Laser

Os testes de impacto com martelo foram desenvolvidos no final dos anos 70, e tornaram-se rapidamente num dos métodos mais populares da análise modal, devido ao seu baixo custo de operação, à rapidez com que se adquire resultados, e à facilidade de utilização. O tamanho da estrutura a analisar influencia a dimensão do martelo a usar, de maneira a proporcionar uma força de impacto adequada ao sistema. Assim, para estruturas pequenas são utilizados martelos pequenos e martelos grandes para estruturas de maior dimensão. O uso de um martelo de impacto não adiciona massa ao sistema em análise e, como tal, não influencia a resposta medida. A sua grande desvantagem está no facto de um bom ensaio estar dependente da perícia do operador, uma vez que é conveniente que as pancadas tenham alguma regularidade, ou seja, tenham uma magnitude, orientação e posição de impacto semelhantes entre si. Integrado no martelo está, normalmente, um transdutor de força que deteta a magnitude da força aplicada [33], [34].

Ao contrário do que acontece com o martelo, o uso de lasers ainda não é muito comum, uma vez que a sua utilização não é prática na maior parte das ocasiões de análise, sendo normalmente empregues acelerómetros. A sua instalação exige que este esteja completamente imóvel e que o sinal seja perfeitamente refletido para que se garanta uma boa recolha de dados, ora estes dois aspetos implicam que a estrutura em análise não possa ser móvel ou que tenha uma grande amplitude de vibração (que não é o caso na presente dissertação). Todavia, o laser tem a enorme vantagem de, comparativamente ao acelerómetro, não ser intrusivo, ao não adicionar massa à estrutura, e conseqüentemente, não influenciar a resposta do sistema, apresentando um erro muito menor [34].

Assim, a escolha do martelo e laser como gerador de sinal e transdutor, respetivamente, era a mais natural, uma vez que permitiu realizar um ensaio sem qualquer tipo de adição de massa, reduzindo substancialmente o erro experimental.

4.1.1.1. Fixação/Suporte das Placas

A forma como se suporta a estrutura é extremamente importante para o ensaio experimental. As duas formas mais comuns de fixar a estrutura são [34]:

1. Apoiada/presa à estrutura ou componente: a estrutura é constringida por um suporte ou aparelho que lhe restringe determinados graus de liberdade. A sua aplicação na realidade é mais complexa que o corpo livre, porque implica a criação de um suporte, rígido o suficiente, que garanta a imobilidade da estrutura. Aliado a esse aspeto, é também bastante mais complicado prever o efeito que o constringimento tem na estrutura. Este tipo de suporte é geralmente utilizado quando a estrutura em estudo está sujeita a uma determinada imobilização (conhecida à priori) em que as condições do ensaio podem reproduzir essa mesma restrição com alguma fiabilidade (e.g. estruturas de engenharia civil). Por exemplo, considerando o teste de uma pá de uma turbina que se encontra presa a um eixo rotativo, o ensaio pode ser realizado de duas maneiras: simulando o constringimento da pá na realidade, fixando-a na sua base; ou fazendo o ensaio com a pá suspensa simulando corpo livre. Em ambas as situações a análise estaria correta. Na primeira os resultados obtidos seriam mais semelhantes aos que se obteriam na realidade, contudo implicaria a construção de um suporte que simulasse com algum rigor as condições apresentadas na realidade. Na segunda, apesar dos resultados obtidos serem mais afastados da realidade, é possível extrapolar que seriam equitativos a uma situação real. Ou seja, se o objetivo do ensaio fosse comparar diversas pás, realizando todos os ensaios da mesma maneira, a premissa é, que os resultados encontrados para corpo livre seriam semelhantes aos resultados obtidos num cenário real, para além de que, o ensaio livre é mais simples e tem associado um erro menor [34].

2. Em condição de corpo livre: naturalmente uma estrutura nunca estará completamente livre (sem qualquer tipo de limitação), contudo pode estar suspensa de maneira, a que as condições elásticas sejam tão suaves que se possa desprezar o efeito dos apoios. Geralmente, a estrutura é suspensa num pórtico por fios, que lhe garante toda a amplitude de movimentos (Figura 17). Esta forma de suporte apresenta diversas vantagens: simplifica a montagem; possibilita que a estrutura vibre no máximo da sua amplitude, em que o único amortecimento presente é o da própria placa, garantindo um melhor entendimento das suas capacidades; permite descobrir os modos de corpo

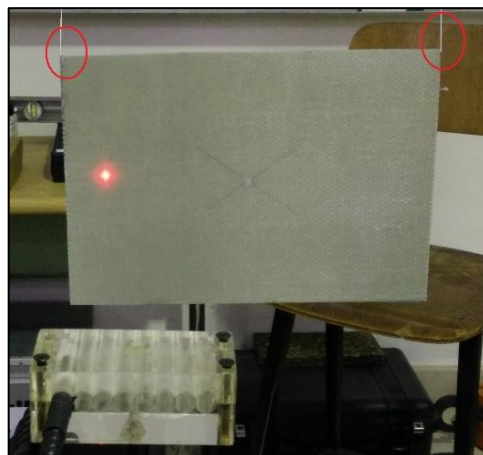


Figura 17 - Exemplo de uma placa em condição simulada de corpo livre.

rígido (propriedades inerciais); reduz o erro experimental - a placa não é influenciada por nenhum apoio ou massa que lhe altere os seus parâmetros modais, modificando a sua massa ou rigidez [34].

Assim, com base na informação apresentada, a escolha de realizar um ensaio livre para testar as placas foi relativamente clara. Como se pretendia comparar 9 placas e identificar qual delas reunia as melhores condições de amortecimento, o ensaio podia ser livre, não só por facilitar o trabalho em laboratório, mas porque permitia estudar todas as placas exatamente nas mesmas condições. Sendo que, as conclusões retiradas deste estudo, podiam depois ser extrapoladas para uma condição real, embora sempre com algumas diferenças. Outro grande fator para a escolha do ensaio livre foi o facto de não adicionar massa à estrutura, aspeto que já tinha sido ponderado e considerado importante na escolha do martelo e laser, ao garantir que o ensaio fosse o menos invasivo possível e com o menor erro experimental dentro das opções disponíveis.

4.1.1.2. Pontos de Impacto e de Medição

A localização dos sinais de entrada e saída deve ser planeada antecipadamente. Existem 4 métodos para a localização dos pontos de medição: SISO, SIMO, MIMO ou MISO. No método SISO (*Single-Input/Single-Output*) o ponto onde é introduzida a excitação e onde é recolhida a resposta é fixo, dando origem a uma única FRF. No método SIMO (*Single-Input/Multi-Output*) o ponto de excitação é fixo e a resposta é recolhida em diferentes localizações, dando origem a um conjunto de FRF medidas simultaneamente. Pelo contrário no método MISO (*Multi-Input/Single-Output*) o ponto fixo é o da resposta e os pontos de excitação é que são múltiplos. No ultimo método, MIMO (*Multi-Input/Multi-Output*) existem diversos pontos de aplicação e medição, quer na excitação quer na resposta, sendo que, tal como no SIMO e MISO, são recolhidas diversas FRF. As FRFs obtidas nos métodos com mais do que um ponto (quer de excitação quer de recolha de resposta) são posteriormente sobrepostas, através de uma técnica chamada *averaging*, que faz uma média das FRFs, eliminando/reduzindo o nível de ruído dos dados. Na utilização do martelo é conveniente que ao longo do ensaio se vá modificando o local de impacto (*Multi-Input*), para garantir que se obtêm as respostas da placa em diferentes zonas e todas as suas FN e modos [34].

A colocação da fita refletora nas placas foi feita sempre no mesmo sítio (no canto superior esquerdo) por uma questão de uniformização, ao garantir o máximo de parâmetros em comum no ensaio experimental, aumentando, assim, o rigor da comparação. Para além disso, a sua localização no canto superior esquerdo teve o intuito de conseguir recolher, da melhor maneira, os modos de vibração da estrutura, i.e., ao incidir o feixe do laser no canto da estrutura (qualquer um dos cantos teria funcionado) e não ao centro, permiti-

se que o laser recolhesse a amplitude do movimento da placa no seu ponto mais afastado e onde a oscilação é mais acentuada, recolhendo assim a informação no “pior caso” possível. Adicionalmente, a escolha de um canto permitiu apanhar todos os modos da estrutura ao evitar nós (pontos da estrutura imóveis em cada modo), que não ocorrem nos cantos. Escolheu-se utilizar um único feixe de laser em vez de dois, uma vez que a informação recolhida por um feixe era suficiente para caracterizar as placas, que contém dimensões relativamente pequenas.

Assim, na presente dissertação o método utilizado foi o MISO, tendo em conta que foi utilizado um martelo (que pela sua natureza implica a introdução de mais do que um sinal de excitação - *Multi-Input*) e um laser (que pode ter mais do que um ponto de recolha de resposta, mas que não é o caso neste trabalho - *Single-Output*).

4.1.1.3. Equipamento e Ensaios

Este ensaio experimental decorreu no Laboratório de Vibrações, no Pav. III de Mecânica, do Instituto Superior Técnico, com recurso à seguinte cadeia de medição:

1. **Gerador de sinal:** Martelo Force-Transducer Type 8203 - Bruel&Kjaer - Serial No 1887696; Sensibilidade 3,58 pC/N;
2. **Transdutor:** Laser Classe II - Polytec - Modelo OFV 518 - Serial No 1980028 - e Modelo OFV 2802i - Serial No 1980029;
3. **Analisador de sinal:** Analisador Espectral Type 3560D- Bruel&Kjaer - Serial No 2343574;
4. **Software do Computador:** Pulse Lab Shop

Foram necessárias 4 sessões de laboratório para que se conseguissem obter todas as FRF necessárias ao estudo das placas. A primeira sessão foi utilizada para a autora se ambientar ao laboratório e aos seus instrumentos, tendo servido também para verificar se toda a cadeia de medição estava em perfeito funcionamento. No decorrer dessa inspeção foi possível perceber que o laser se encontrava descalibrado. O processo de calibração do laser e da criação de um novo ficheiro no software com as características do ensaio demorou ainda algum tempo. A segunda sessão permitiu confirmar o correto funcionamento do laser e do ficheiro ao realizar um teste nas primeiras placas elaboradas (P1 e P2). Possibilitou ainda à autora apreender a utilizar o martelo e o software disponível, bem como a trabalhar com os dados recolhidos. Na terceira sessão foram ensaiadas todas as placas fabricadas até à data (P1-6) e com os dados recolhidos aperfeiçoou-se o sistema de análise de dados, desenvolvido em parte pela autora. Na quarta e última sessão foram ensaiadas todas as 9 placas novamente e recolhidas as suas FRF para a análise dos dados que faltava

(P7-9) e para uma confirmação dos resultados já obtidos. É de referir que entre as sessões de laboratório foram criados e aperfeiçoados os métodos de análise de resultados, bem como fabricadas as placas que faltavam com base nos resultados obtidos. Na Figura 18 são apresentados um impacto com o martelo num ensaio teste (esquerda) e uma placa suspensa com o laser apontado num ensaio real (direita).



Figura 18 - **Esq:** Utilização do martelo numa placa teste; **Dir:** Placa suspensa com o laser apontado ao canto superior esquerdo.

4.1.1.4. Recolha das FRF

A excitação proveniente do teste de impacto é do tipo transiente, i.e., um impulso temporário aplicado à estrutura. Após o ensaio de vibração transiente (ensaio de impacto) é necessário aplicar a FFT aos sinais de excitação e de resposta. O rácio entre ambos os sinais é depois calculado de maneira a obter a FRF. Os dados de entrada e de saída podem ser medidos nos domínios de tempo ou de frequência. Tal como já foi referido no Capítulo 2 (Figura 9), a leitura de uma FRF em função do tempo não é tão intuitiva como em função da frequência, uma vez que nesta última os picos de amplitude ocorrem nas FN da estrutura e são mais fáceis de identificar. Neste trabalho as FRF serão apresentadas em função da frequência [34], [35].

Apesar do teste por impacto com martelo ser simples, rápido e proveitoso, existem alguns parâmetros que têm de ser tidos em conta para que se obtenham bons resultados [33]:

- ⊙ **Recolha de Informação Pré-Impulso:** Como o sinal de impulso ocorre num período de tempo muito curto, é importante que toda a informação seja registada na janela de amostragem do analisador FFT. Assim, para assegurar que todo o sinal é capturado, o analisador deve recolher os sinais de impulso e de resposta antes da sua ocorrência, iniciando a recolha de dados antes do impacto - *Pre-Trigger Delay*.
- ⊙ **Janela de Força e Exponencial:** Durante o teste de impacto as duas janelas no domínio de tempo mais utilizadas são as da força e exponenciais. A janela de força é usada para remover o ruído do sinal de impulso (força), considerando como ruído de medição todos os dados não nulos após o sinal de impulso

na janela de amostragem. A janela de força mantém as amostras na vizinhança do impulso e considera como ruído todas as outras amostras no sinal de força. A janela exponencial é aplicada ao sinal de resposta e reduz as distorções no espectro. A janela exponencial adiciona amortecimento artificial a todos os modos da estrutura, por forma a que a resposta da estrutura esteja completamente contida na janela de amostragem. Este amortecimento artificial é posteriormente corrigido, ao subtrair o amortecimento adicionado aos CA obtidos. Ambas as janelas são inseridas antes da aplicação da FFT.

© **Aceitação ou Rejeição de Dados:** Como os resultados do ensaio com o martelo estão dependentes da perícia do utilizador, as medições FRF devem ser feitas com recurso a uma média dos espectros recolhidos em cada impacto. Cada medição deve conter entre 3 a 5 impactos, em diferentes zonas, por forma a ter em conta a possibilidade de alguns impactos terem saído fora padrão (terem sido dados com mais ou menos força). Assim, o analisador FFT consegue analisar os dados obtidos e criar um padrão (média), que lhe permite aceitar ou rejeitar os resultados de cada impacto.

4.1.2. Shaker e Acelerómetro

Nem todas as estruturas tem condições para que seja efetuado um teste de impacto, quer porque são demasiado frágeis ou porque o teste de impacto não consegue acumular energia suficiente para que se consiga excitar adequadamente a estrutura. Nestes casos é necessário recorrer a um shaker, ou outro instrumento, que consiga introduzir a vibração artificial apropriada. A ligação de um shaker à estrutura faz-se com recurso a uma fina vara que lhe permite, não só reduzir o efeito de massa, mas também, introduzir uma força de componente axial na mesma direção da vara. Existem diversos sinais de banda larga que permitem excitar a estrutura, sendo os mais comuns os sinais transiente e de ruído branco (aleatório). O sinal de excitação de ruído branco é dos sinais mais utilizados e populares no uso de um shaker. Utiliza um varrimento da frequência bastante minucioso que lhe permite obter um conjunto de FRF sem ruído e sem distorção e, como consequência, alcançar parâmetros modais mais precisos, tendo por esse motivo sido escolhido para o ensaio [33].

A Figura 19 apresenta a montagem do shaker numa placa de teste. O ensaio efetuado é do tipo SISO (*Single Input/Single Output*), uma vez que os pontos de excitação e de recolha de resposta são ambos fixos e singulares. Realizou-se com as placas e shaker suspensos, por forma a minimizar os efeitos de massa induzidos pelo shaker e acelerómetro. A posição de medição do acelerómetro foi a mesma do laser, pelos motivos já mencionados, mas o shaker foi instalado no centro da placa por forma a conseguir transmitir o sinal de uma forma mais estável e sem danificar as placas.

Este ensaio experimental decorreu no Laboratório de Vibrações, no Pav. III de Mecânica, do Instituto Superior Técnico, com recurso à seguinte cadeia de medição:

1. **Gerador de sinal:** Shaker - Vibration Exciter Type 4809 - Serial No 1003975;
2. **Transdutor:** Acelerómetro Type 4371 - Bruel&Kjaer - Serial No 1632398 - Sensibilidade 1,016 pC/ms²;
3. **Condicionador de sinal:** PCB 208C01
4. **Amplificador:** Power Amplifier Type 2712 - Bruel&Kjaer - Serial No 1637546;
5. **Analizador de sinal:** Analizador Espectral Type 3560D - Bruel&Kjaer - Serial No 2343574;
5. **Software do Computador:** Pulse Lab Shop



Figura 19 - Configuração de ensaio com shaker e acelerómetro.

O grande objetivo do ensaio era testar um método diferente na recolha da FRF e introduzir um sinal padrão do movimento do motor (secção 4.1.3) nas placas e registar as suas respostas. Contudo, o que se verificou durante a experiência, foi que, ao introduzir um sinal de ruído branco nas placas, os dados recolhidos eram confusos e difíceis de ler, sendo que a única informação relevante que se conseguia extrair dos resultados era a localização das FN, que não era tão perceptível como nos ensaios de impacto (Figura 20). Assim, no decorrer do ensaio, chegou-se rapidamente à conclusão que os resultados obtidos, utilizando o shaker e o acelerómetro, não revelavam mais nenhuma informação que não fosse possível recolher no ensaio de impacto, de forma mais fácil e sem o erro associado da introdução de massa na estrutura. Como tal, o ensaio com o shaker e com o acelerómetro consistiu apenas numa única sessão, tendo este método de recolha da FRF e da resposta das placas sido abandonado por não trazer nenhuma mais valia ao trabalho.

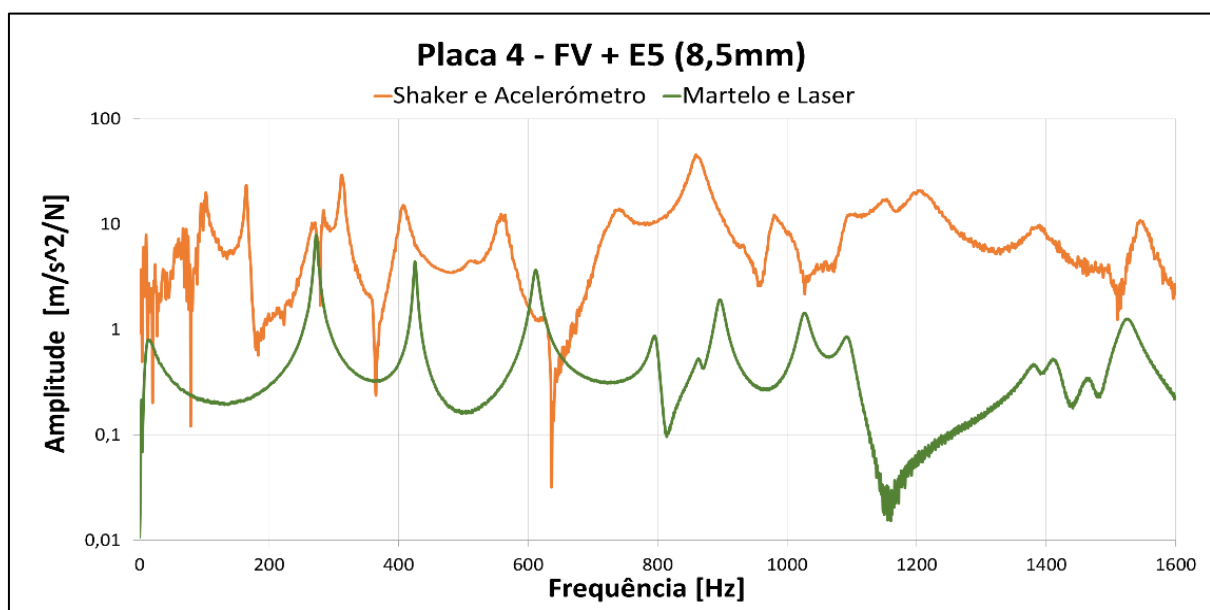


Figura 20 - Diferença entre os resultados obtidos pelo teste de impacto (verde) e pelo Shaker (laranja). As FN encontram-se aproximadamente na mesma localização.

4.1.3. Motor em Banca

O grande objetivo deste ensaio era caracterizar o comportamento vibratório do motor Wankel AR741, a ser utilizado no UAV em questão. Esse registo de vibração serviria, posteriormente, para ser introduzido pelo shaker nas placas, com intuito de tirar conclusões quanto à capacidade de amortecimento das mesmas quando presentes a uma excitação proveniente do motor. Permitiria, igualmente, verificar qual o seu regime de operação em frequência, i.e., qual o intervalo de frequências em que o motor trabalha (Tabela 4). Contudo, e tal como foi referido na secção 4.1.2, o ensaio com o shaker acabou por ser descartado e o seu sinal acabou por não ser utilizado em nenhum ensaio da tese. No entanto, os ensaios no motor, executados pela autora, pelo Tenente Ivo Almeida e pelos elementos do CIDIFA, serviram para recolher o seu regime de frequências, com o intuito de restringir o intervalo de análise e auxiliar na escolha da melhor placa. O ensaio em banca permitiu também fornecer informações à FAP sobre o regime vibratório do motor, sobre o seu consumo de combustível, potência entre outros.

O ensaio experimental decorreu no túnel de vento do CIDIFA, na Academia da Força Aérea em Sintra, onde foi montado o motor (Figura 21 - Esquerda) e 2 acelerómetros (para efeitos de diferenciação: um azul e um vermelho) na sua região superior, atrás da hélice, com o intuito de o caracterizar dinamicamente, medindo as vibrações próprias do motor e as vibrações causadas pelo escoamento, nas duas principais direções (Figura 21 - Direita): radial (azul) e longitudinal (vermelho).

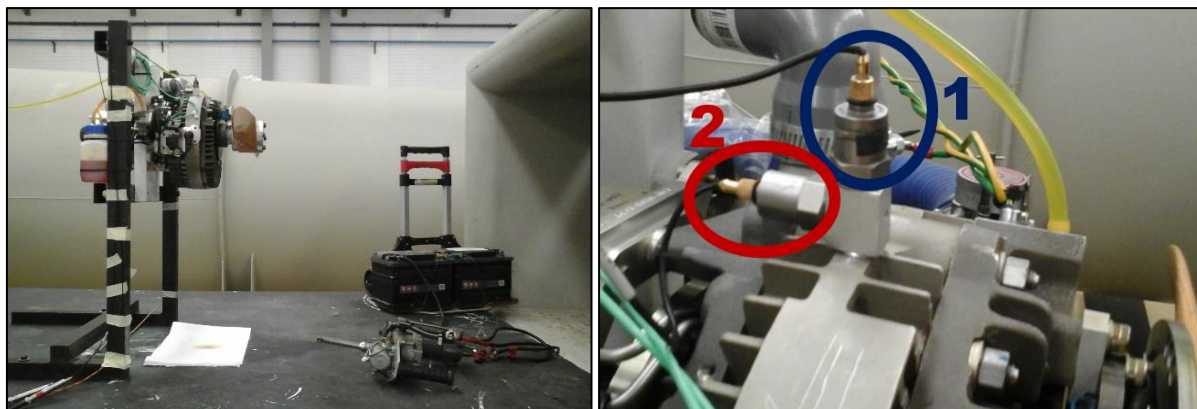


Figura 21 - **Esq**: Motor montado no túnel de vento do CIDIFA; **Dir**: Acelerómetros montados no motor (Direção: 1 (Azul) - Radial; 2 (Vermelho) - Longitudinal)

A Figura 22 representa o comportamento dinâmico do motor no regime das 3000 RPMs, de onde se pode retirar que o primeiro pico de frequência ocorre nos 50Hz, tal como era esperado pela Tabela 4. Esse primeiro pico corresponde à frequência de rotação do motor e como tal à amplitude mais expressiva de todo o registo (0.5 g). Os picos seguintes, mais elevados, correspondem à frequência de rotação da hélice e

às harmônicas do motor, por esta ordem. É também possível observar que os maiores regimes de esforço ocorrem até aos 1600Hz. A partir dos 1600Hz os valores de aceleração vão baixando consideravelmente mantendo-se praticamente abaixo dos 0.05g. Com base nestas conclusões, análogas nas outras velocidades, definiu-se que o intervalo de análise de frequência deveria ser [0; 1600] Hz.

Tabela 4 - Regime de operação e frequências do motor Wankel 741:

RPMs	Frequência [Hz]
3000	50,0
3500	58,3
4000	66,7
4500	75,0
5000	83,3
5500	91,7
6000	100,0
6500	108,3
7000	116,7
7500	125,0
8000	133,3
8500	141,7
9000	150,0

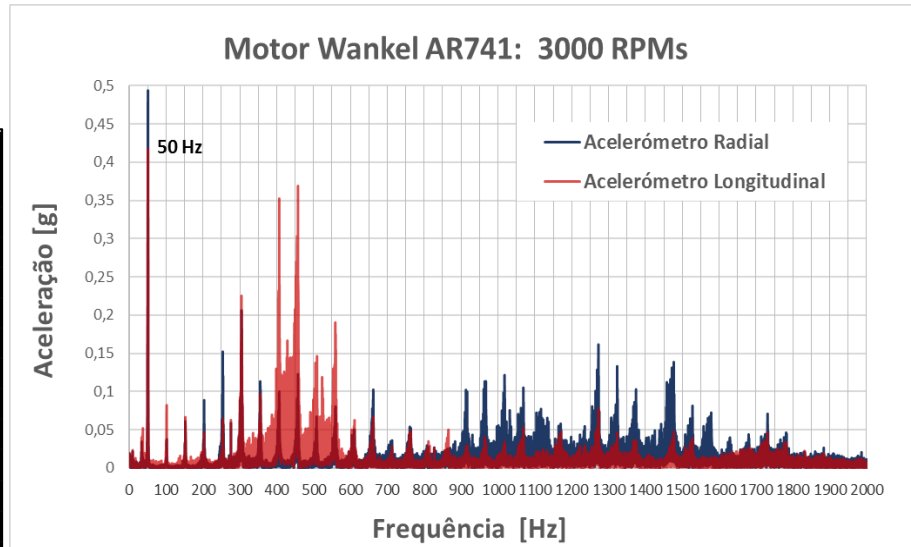


Figura 22 - Registo do comportamento dinâmico do motor a 3000 RPM dos dois acelerómetros.

Este ensaio experimental recorreu à seguinte cadeia de medição:

1. Gerador de sinal: Motor Wankel AR741;
2. Transdutor (Azul): Acelerómetro Type 4384- Bruel&Kjaer - Serial No 30612; Sensibilidade 9,843 pC/g;
3. Condicionador de sinal (Azul): PCB 422E13 - Serial No 13882; Sensibilidade 0,995 mV/pC;
4. Transdutor (Vermelho): Acelerómetro Type 4384- Bruel&Kjaer - Serial No 30610 Sensibilidade 9,863 pC/g;
5. Condicionador de sinal (Vermelho): PCB 422E13 - Serial No 13885; Sensibilidade 0,997 mV/pC;
6. Analisador de sinal: PROSIG P8004
7. Software do Computador: Processamento de Dados - DATS (Data Aquisition v4.10.03)

4.2. Processamento de Dados

Após os ensaios e a recolha das FRF das placas, foi necessário extrair dos dados reunidos a informação significativa (as FN) para depois poder calcular os CA. Como já foi referido no Capítulo 2 (secção 2.1.2.2.), os dados provenientes das FRF, relativos à amplitude de resposta (eixo das ordenadas), vêm separados em parte real e parte imaginária, sendo que, para conseguir reproduzir o gráfico de resposta é necessário calcular o seu valor absoluto fazendo:

$$Amplitude [m / s^2] = \sqrt{Real^2 + Imaginário^2} \quad (28)$$

Depois de calcular o valor absoluto da amplitude é possível fazer os gráficos das FRF em função da frequência. É importante referir que o intervalo utilizado foi o referido na secção 4.1.3. - [0;1600] Hz. Depois de feita a representação gráfica de todas as FRF, foi então necessário identificar, em cada placa, todas as FN individualmente, que correspondeu à identificação da frequência dos picos mais expressivos da FRF, como se pode observar no Figura 23 da FRF da Placa 7. Os gráficos correspondentes às restantes placas, e as suas FN, encontram-se representados no Anexo 4. A próxima secção aborda a forma como foram calculados dos CA das placas.

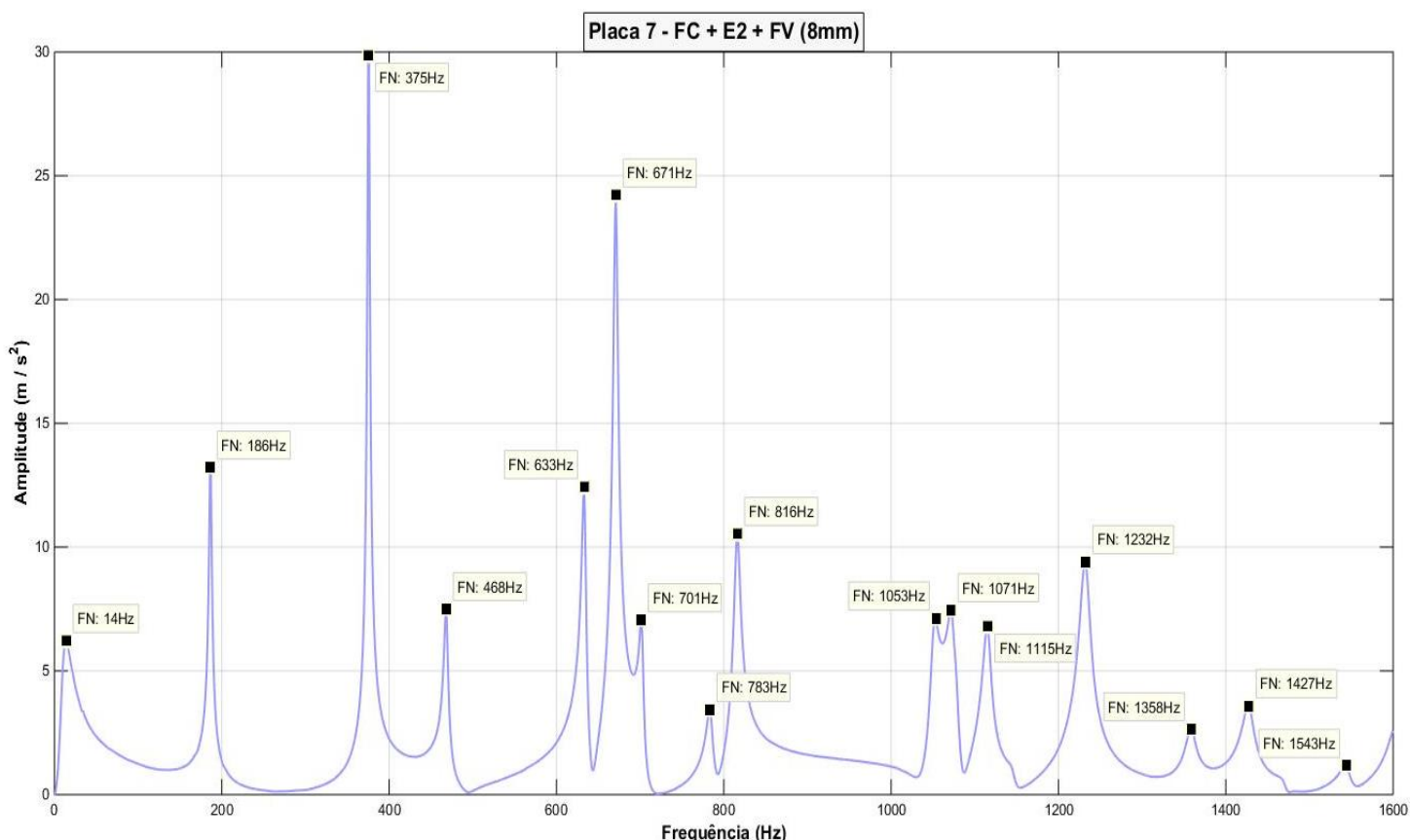


Figura 23 - FRF da Placa 7, com a identificação das FN.

4.2.1. Ajuste de Curva

Existem diversos métodos que permitem o cálculo dos parâmetros modais através das funções de resposta. Os mais populares utilizam uma técnica chamada **Ajuste de Curva** (*Curve Fitting*), que consiste em ajustar a curva de uma expressão teórica à curva obtida experimentalmente (e.g. FRF), encontrando, assim, os CA teóricos que mais se aproximam dos dados medidos. Logicamente, quanto melhor for o ajuste da curva teórica à real mais aproximados serão os CA obtidos. A zona que é ajustada é, naturalmente, nos modos de ressonância (FN) e na sua vizinhança, de forma a que os parâmetros modais obtidos sejam relativos à zona mais relevante do gráfico, onde o amortecimento é mais importante [34], [36], [37].

A maior parte dos métodos de ajuste de curva trabalham com as FRF que se encontram no domínio de frequência, enquanto que, para o domínio do tempo, os métodos de ajuste de curva têm de trabalhar com as IRF (Função de Resposta de Impulso), obtidas fazendo uma IFFT (Transformada Rápida de Fourier Inversa) da FRF. Quando se usa uma FFT para obter a IRF existem diversos erros que lhes estão associados, razão pela qual o domínio de frequência é muito mais utilizado. Assim, a decisão de apresentar as FRF em função da frequência em vez do tempo, prendeu-se também por este motivo [34].

Os métodos de ajuste de curva podem ser classificados da seguinte maneira [34], [36], [38]:

◎ **SDOF (*Single Degree of Freedom*) Local** - neste método, os três parâmetros modais (frequência, amortecimento e modo de vibração) são estimados para um modo de cada vez, até perfazer todos os modos existentes no gráfico. Pode ser aplicado à maioria das FRF com densidade modal leve, ou seja, com poucos modos, bem definidos e sem modos duplos. Apesar do método SDOF local ser relativamente fácil de utilizar, a análise é extremamente morosa se for aplicada a grandes conjuntos de dados.

◎ **MDOF (*Multiple Degree of Freedom*) Local** - são normalmente utilizados para casos de elevada densidade modal, onde o método SDOF local é inadequado, i.e., onde existem modos duplos ou extremamente próximos, ou quando o amortecimento da estrutura é relativamente baixo e as medições de ressonância são imprecisas e difíceis de obter, ou quando, pelo contrário, o amortecimento é bastante grande e a resposta a uma ressonância tem mais do que um modo. Este método, juntamente com os métodos global e de referências múltiplas, consegue estimar os parâmetros modais para dois ou mais modos de cada vez. Os métodos SDOF e MDOF locais são aplicados a uma única FRF de cada vez, enquanto que os métodos global e de referências múltiplas são aplicados a um conjunto completo de FRF. Os métodos mais populares do MDOF local são:

⊕ *Complex Exponential (CE)* - trabalha maioritariamente com a IFR, ou seja, com dados medidos no domínio do tempo. O método começa por fazer uma estimativa inicial para o número de DOF. Após encontrar as propriedades modais pretendidas, é calculada uma curva FRF regenerada que é, seguidamente, comparada com os dados originais e calculado o erro. O processo é depois repetido (alterando os DOF) até que o erro seja aceitável.

⊕ *Rational Fraction Polynomials (RFP)* - este método é aplicado diretamente numa medição FRF, no domínio da frequência. A sua grande vantagem é que pode ser utilizado sobre qualquer gama de frequências. A sua aplicação ocorre, principalmente, na proximidade dum pico de ressonância. Na sua análise o modelo empregue é o do amortecimento viscoso.

© **Global** - é capaz de ajustar várias curvas ao mesmo tempo. Partindo do pressuposto que as propriedades de cada curva individual estão relacionadas por pertencerem à mesma estrutura. De forma simples, todas as FRF, de um ensaio, devem indicar os mesmos valores para as FN e CA de cada modo. A sua grande vantagem é que produz um modelo único e consistente como saída. Contudo, os métodos Global e Referência Múltipla, têm a desvantagem de precisar de algum poder computacional, devido à potência do cálculo necessário.

© **Referência Múltipla** - consegue encontrar raízes repetidas, ou demasiado próximas, que os outros métodos não conseguem. Normalmente aplicado no domínio do tempo para múltiplas referências da IRF. Os algoritmos CE e RFP, existem também nos métodos Global e de Referência Múltipla.

Nesta dissertação, o método escolhido para a análise de dados foi o RFP, uma vez que, para a análise de dados foi usada uma única FRF, no domínio da frequência, selecionada pela autora dentro das que foram recolhidas, conforme a sua definição nos picos de ressonância. A escolha foi também motivada, pelo facto de algumas FRF, nomeadamente as das primeiras placas, terem uma densidade modal mais elevada, obrigando à utilização de um método que conseguisse analisar mais do que um modo ao mesmo tempo e que permitisse, também, que os modos mais isolados fossem analisados individualmente.

4.2.2. Método RFP: Características

Para que se obtenha a FRF é necessário aplicar uma FFT aos sinais de entrada e de resposta, para que se encontrem no domínio da frequência, e posteriormente, calcular a razão entre ambos os sinais. Pode ser representada na forma de uma fração parcial ou racional. O método de ajuste de curva escolhido - **RFP** - utiliza a forma racional, que consiste na razão entre dois polinómios independentes entre si. A grande descoberta e conseqüente avanço deste método ocorreu quando o ajuste de curva foi reformulado utilizando polinómios ortogonais, que para além de terem reduzido substancialmente o tamanho do problema e terem melhorado dramaticamente a estabilidade numérica das equações, quando comparadas aos polinómios comuns, também permitiram gerar equações cuja resolução não necessita de muita potência computacional [34], [38], [39]. Assim, no decorrer do ajuste da curva teórica são adquiridos esses polinómios que, ao serem derivados, permitem obter os parâmetros modais. A derivação do denominador permite adquirir as FN (ω_r) e os CA (ζ_r), enquanto que a derivação do numerador permite obter as constantes modais complexas. A determinação das raízes dos polinómios (do numerador e denominador) permite obter os polos e os zeros da FFT [34].

O modelo RFP parte do pressuposto que o número de modos (m) é conhecido. Porém, na maior parte dos casos experimentais esse valor pode ser difícil de contabilizar, sendo que essa variável é um dos parâmetros que se pretende adquirir ou confirmar. A utilização do método RFP pressupõe que a análise seja repetida introduzindo diferentes valores de m até que o ajuste de curvas seja satisfatório. É normal o número de modos introduzido, num bom ajuste de curva, ser muito superior ao número de modos “reais”, por diversos motivos. Um dos principais deve-se aos efeitos residuais de modos fora da banda, que podem provocar erros nos dados das FRF. Este efeito deve-se ao facto de a excitação da estrutura, por um sinal de banda larga, ocorrer numa faixa de frequência limitada que está sujeita à influência das ressonâncias que se encontram fora dessa faixa. Além disso, a técnica de ajuste de curva implica, normalmente, uma divisão da FRF em vários intervalos mais pequenos, por forma a garantir uma análise mais rigorosa e pormenorizada dos picos de ressonância, estando esses picos sujeitos aos efeitos de todas as outras ressonâncias dentro da FRF e fora. Assim, para melhores resultados, a análise deve compensar esses efeitos adicionando mais termos ao número de modos m . É relevante referir que, se o grau da função for sobre especificado, ou seja, se o valor de m for demasiado compensatório, os resultados obtidos estarão errados. Contudo, como o processo de análise é iterativo, é fácil perceber quando esse patamar é atingido, uma vez que os resultados mudam subitamente. Outra razão para aumentar o valor de m ocorre quando a medição apresenta ruído experimental ou interferências na medição, que se caracteriza por uma curva mais confusa e com alguns picos (de menor dimensão) ao longo do seu comprimento. Estes picos não são considerados como modos de ressonância, mas precisam de ser contabilizados pelo programa para conseguir um bom ajuste da curva teórica. Logo, no caso particular desta dissertação, a identificação prévia das FN (modos) da placa, teve o propósito de reconhecer e descartar, de forma expedita, os modos fictícios (gerados pelo programa) dos autênticos [38], [39].

Todas os ensaios contêm algum nível de ruído, que, consoante o nível de clareza da medição, implicam o uso de diferentes procedimentos [38], [39]: **1) quantidade de ruído - baixa a média** - usa-se o máximo de dados possível, em particular na vizinhança dos picos de ressonância, sendo que uma maior quantidade de dados no ajuste da curva implica uma melhor estimativa dos parâmetros; **2) quantidade de ruído - elevada** - restringe-se o intervalo para as zonas menos afetadas, mesmo que isso implique alguma perda de informação;

Uma abordagem comum é usar o algoritmo RFP para uma estimativa global, i.e., introduzir o número total de modos da estrutura, dentro da gama de frequências da FRF, para obter os parâmetros modais globais. Naturalmente, esta estimativa serve apenas para ter uma noção aproximada dos parâmetros, uma vez que o erro é, normalmente, bastante substancial, em particular quando comparado com o de uma

análise detalhada. De modo geral, o método RFP consegue produzir resultados, de forma bastante rápida e simples, com alguma precisão, estando, porém, dependente do nível de rigor do usuário e da qualidade da medição FRF [38], [39].

4.2.2.1. Cálculo dos Coeficientes de Amortecimento

Tal como já foi referido, o método RFP foi o selecionado para o cálculo dos parâmetros modais através da FRF. Esta secção irá descrever o programa utilizado para a análise, bem como o procedimento utilizado.

O algoritmo empregue para a aplicação do método RFP foi retirado da referência [40] e computado através do software MATLAB versão R2014b. É constituído por dois ficheiros de dados (FRF.mat e FRF_noise.mat) e por duas funções (rfp.m e orthogonal.m), cuja descrição e código, respetivamente, se encontram no Anexo 5. A função rfp.m tem como função calcular os parâmetros modais - FN, CA e as constantes modais complexas (magnitude e fase) - e a função orthogonal.m permite calcular os polinómios ortogonais. Os ficheiros de dados servem para inserir os dados das FRF.

O primeiro passo do procedimento da análise modal, foi transformar os dados recolhidos (FRF) nos dados de input do programa:

⊙ Frequência - recolhida em Hz e introduzida no programa em Rads/s: $\omega [rads/s] = f \times 2\pi$ (29)

⊙ Amplitude - recolhida em duas partes separadas de um número complexo (real + imaginária) na forma de aceleração m/s^2 (**Inertância $I(\omega)$**) e introduzida num número complexo reunido na forma de deslocamento m (**Receptância $H(\omega)$**). Assim, a inertância **$I(\omega)$** relaciona-se então com a receptância **$H(\omega)$** da seguinte maneira [41]:

$$I(\omega) = -\omega^2 H(\omega) \quad (30)$$

Logo,

$$Amplitude (m) = \frac{parte\ real}{-\omega^2} + i \frac{parte\ imaginária}{-\omega^2} \quad (31)$$

Assim os dados, depois de alterados, foram introduzidos nas respetivas colunas (**1:** ω [rads/s]; **2:** $H(\omega)$ [m]) dos ficheiros de dados FRF e FRF_noise. Seguidamente, foi carregado o ficheiro FRF_noise e traçado o seu gráfico. A amplitude, para efeitos do algoritmo, é apresentada em decibéis (dB) e apelidada de Magnitude:

$$Magnitude (dB) = 20 \times \log_{10}(\sqrt{amplitude(real)^2 + amplitude(imag)^2}) \quad (32)$$

Depois de efetuado o gráfico dos dados experimentais, foram, então, inseridos os intervalos de frequência em análise. Por fim, foi inserido o número de DOF (N), i.e, número de modos ou FN, presente na gama de frequências em análise. Este processo foi repetido inúmeras vezes, modificando o valor de N, até que fosse

atingido um ajuste “perfeito”, segundo os padrões estipulados pela autora (erro <5%). Este procedimento foi igualmente repetido para as primeiras 8 ressonâncias de cada placa. A escolha de analisar as 8 primeiras FN, deveu-se ao facto de cada CA obtido pertencer ao respetivo modo analisado, sendo que, para efeitos de comparação, o número de modos e respetivos CA ajustados, teria de ser igual em todas as placas. Logo, como nas últimas placas o número de modos é bastante menor (7) do que nas primeiras (20), estabeleceu-se como número de FN a ajustar as primeiras 8, a seguir às frequências de corpo rígido. Os intervalos foram definidos nas imediações de cada pico de ressonância, sendo que a análise foi efetuada na sua maioria pico a pico, e nos casos dos picos mais próximos, 2 de cada vez. Foi também feita uma análise global para todas as placas. Um exemplo de uma sequência de ajuste da curva teórica à curva experimental, com os respetivos resultados (FN e CA) para a frequência 364 Hz, da Placa 1, encontra-se na Figura 24.

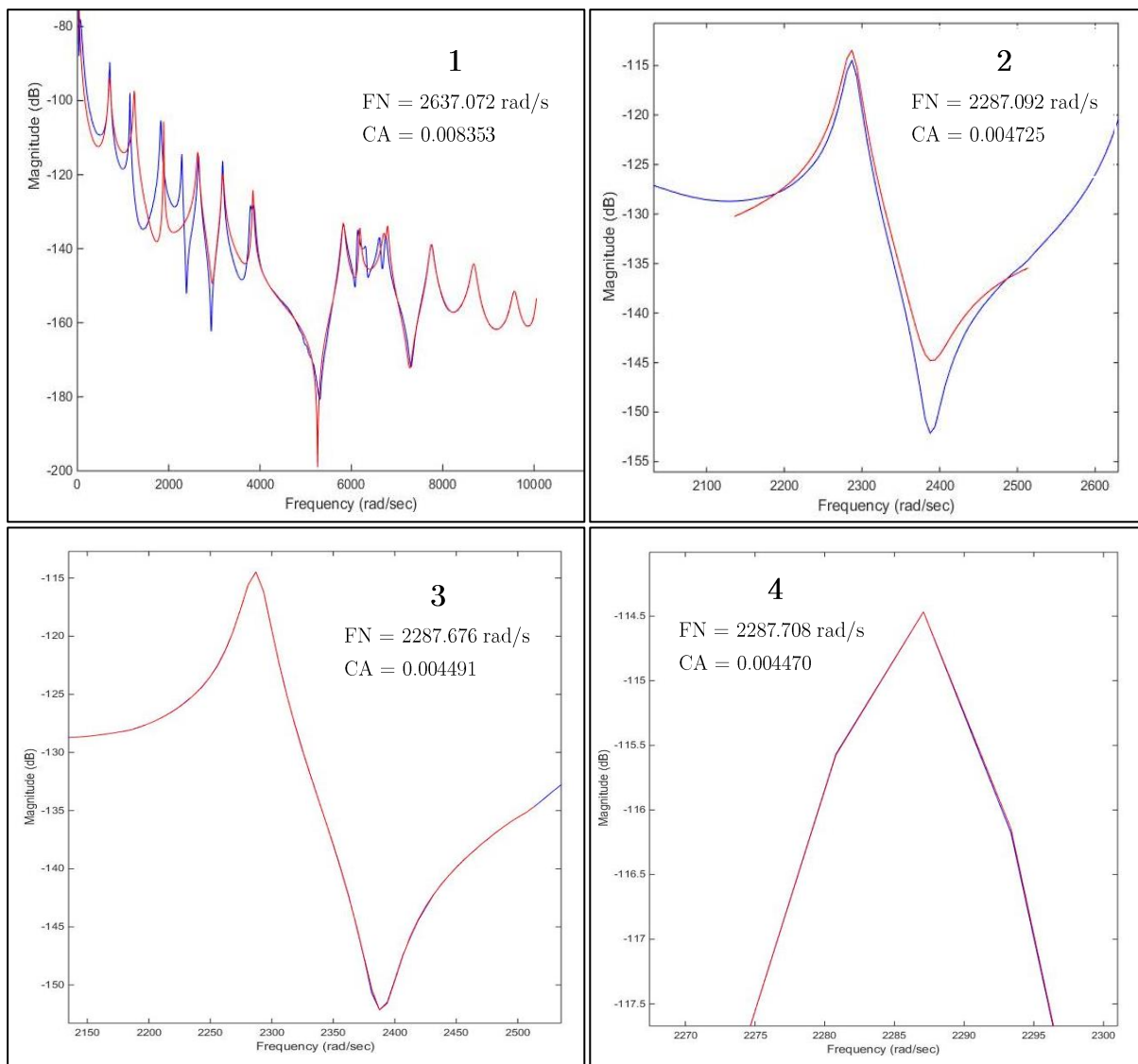


Figura 24 - Sequência típica de um ajuste de curva. Placa 1 - FN = 364 Hz: **1)** Estimativa global em toda a gama de frequências utilizando N=18 modos; **2)** Análise no intervalo de frequências [340;400] Hz utilizando N=2 modos; **3)** Análise no intervalo de frequências [340;400] Hz utilizando N=7 modos; **4)** Análise no intervalo de frequências [340;400] Hz utilizando N=8 modos;

Como se pode observar na Figura 24 os resultados obtidos foram sendo convergidos até à 5ª casa decimal (para os CA). No Anexo 6 encontram-se o ajuste final das curvas teóricas para todas as placas e os respectivos resultados. Esta parte da dissertação foi extremamente morosa devido à quantidade de dados em análise (72 picos x nº tentativas de ajuste) e do nível de rigor imposto para cada ajuste.

O cálculo do erro relativo (equação 33) foi feito, calculando a diferença entre o valor da curva teórica e experimental e dividindo essa diferença pelo valor da curva experimental em cada ponto do intervalo em análise:

$$\text{Erro Relativo [\%]} = \frac{\text{abs}(\text{teórico}) - \text{abs}(\text{experimental})}{\text{abs}(\text{experimental})} \times 100 \quad (33)$$

Seguidamente, foi traçado o gráfico do erro (no mesmo intervalo de frequência do ajuste) e identificado o ponto onde o erro é maior, menor e o valor médio, como se pode observar na Figura 25, que corresponde ao erro para a FN = 364Hz da Placa 1 (mesmo caso da Figura 24). O procedimento análogo foi efetuado a cada ajuste de cada placa, sendo que, o que se verificou, e que também pode ser observado na Figura 25, foi que o erro na região do pico é sempre muito pequeno (Figura 25: entre os 2250 e 2300 rad/s, erro < 0.5%) não chegando a ser superior a 5% em todas as placas. Todavia, existem zonas na curva (longe do pico) em que o ajuste não foi tão bem conseguido, existindo por vezes, picos na curva de ajuste que dão origem a erros bastante mais significativos (Figura 25: entre os 2350 e 2400 rad/s, erro = 2.5% e Figura 26), sendo que o maior ocorre no ajuste dos dois modos 425 Hz e 612 Hz da Placa 4 e é de 68% (Figura 26). Todavia, como são regiões mais afastadas podemos considerar a sua influência no erro como pouco significativa.

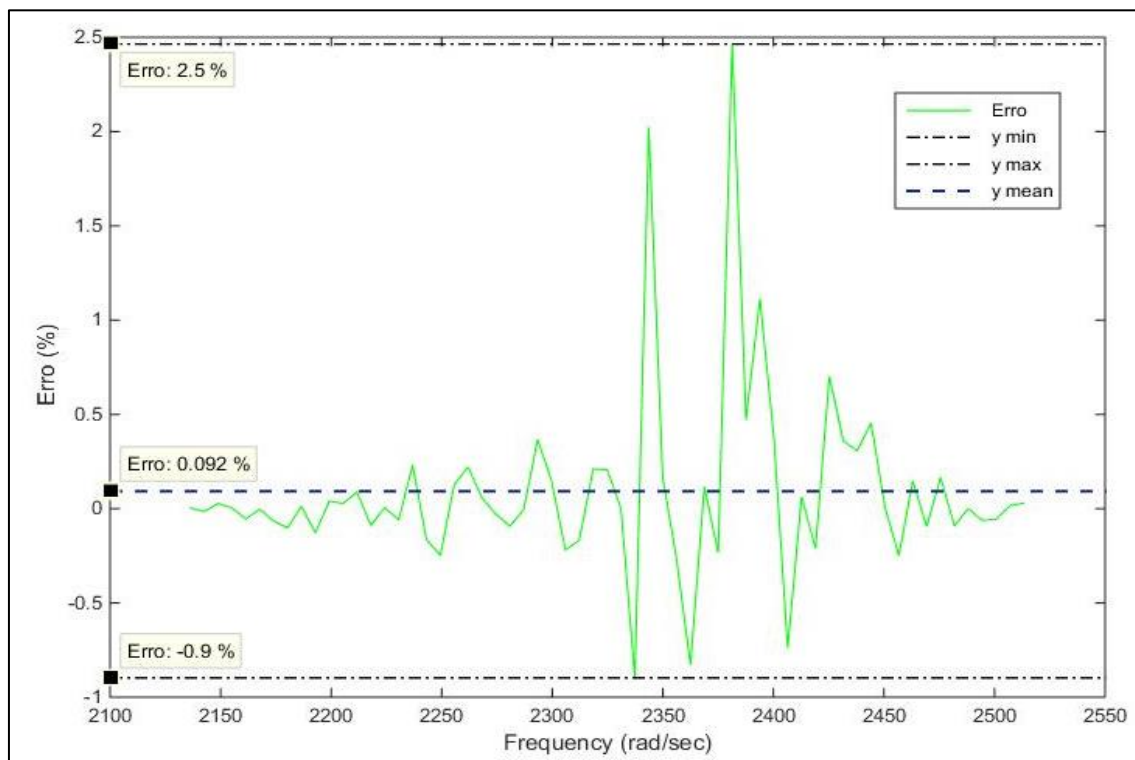


Figura 25 - Erro do ajuste de curva para a FN = 364 Hz da Placa 1 no intervalo [340;400] Hz.

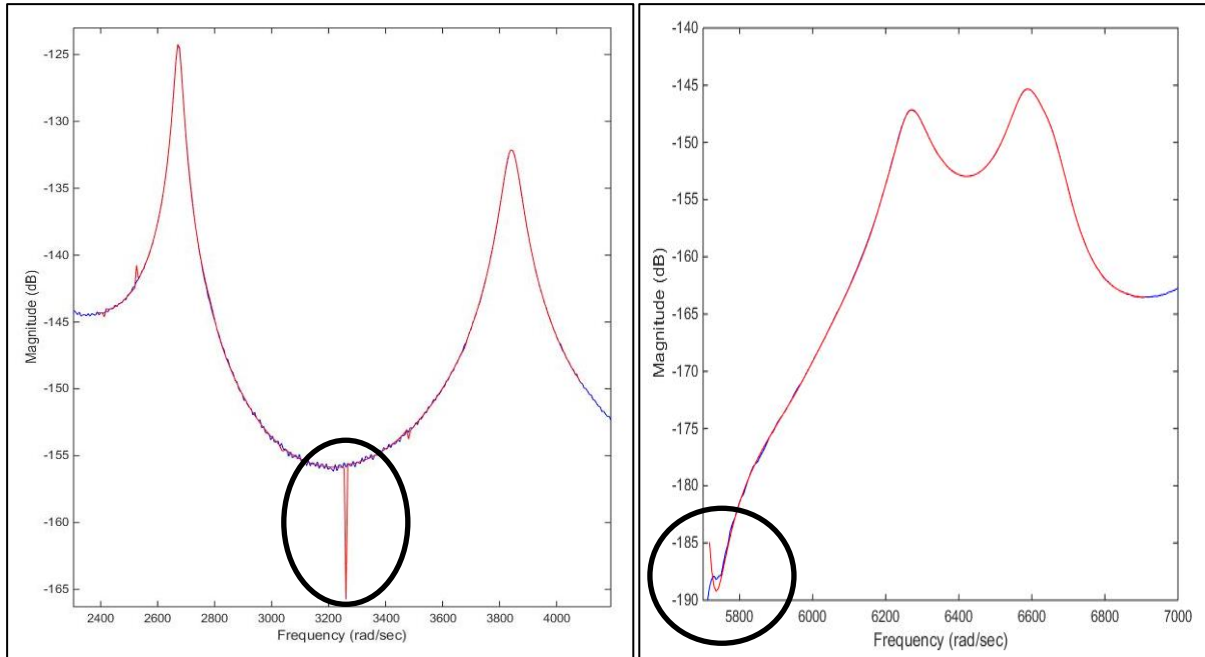


Figura 26 - **Esq:** Maior erro existente nas placas. Ocorre no ajuste dos dois modos 425 Hz e 612 Hz, no intervalo [380;650] Hz, da Placa 4 e é de 67,85%. **Dir:** Segundo maior erro das placas. Ocorre no ajuste dos dois modos 998 Hz e 1049 Hz, no intervalo [910;1100] Hz, da Placa 6 e é de 56,85%.

Assim, este procedimento de análise foi realizado nos seguintes passos: 1) Identificar as FN de cada placa; 2) Adequar a informação recolhida das FRF aos dados de entrada do programa (frequência e amplitude); 3) Introduzir o intervalo de frequências que se quer analisar; 4) Introduzir o número de modos presente no intervalo e verificar o nível de ajuste da curva teórica; 5) Iterar esse valor até obter um ajuste satisfatório; 6) Calcular o erro da análise;

4.2.3. Método Meia Potência

Depois de efetuada a análise das FRF e de terem sido obtidos os CA pelo método de *curve fitting* RFP, foi aplicado um segundo método, de resolução analítica em vez de computacional, no domínio de frequência, apelidado de **Método da Meia Potência** ou de **Largura de Banda**. Pretende-se com este método confirmar a tendência dos resultados obtidos computacionalmente (RFP). O método é aplicado a cada pico individual da FRF (FN) e na sua vizinhança. À FN (f_r) corresponde uma magnitude Q , sendo que a largura de banda empregue intersecta a curva onde a magnitude é $Q/\sqrt{2}$, ou seja, nas duas frequências correspondentes à esquerda (f_1) e à direita (f_2) da FN, tal como está representado na Figura 27 (Esq). Assim, o valor da diferença de frequências ($\Delta f = f_2 - f_1$) relaciona-se com o amortecimento da seguinte maneira:

$$\Delta f [Hz] = 2 \times \zeta_r \times f_r \quad (34)$$

O fator amortecimento (ζ) é, então, calculado pela relação:
$$\zeta_r = \frac{\Delta f}{2 \times f_r} = \frac{f_2 - f_1}{2 \times f_r} \quad (35)$$

Pela expressão é então possível retirar que, quanto mais amortecido for o sistema, maior será a diferença entre frequências (Δf), ou seja maior será o achatamento da curva FRF [42], [43].

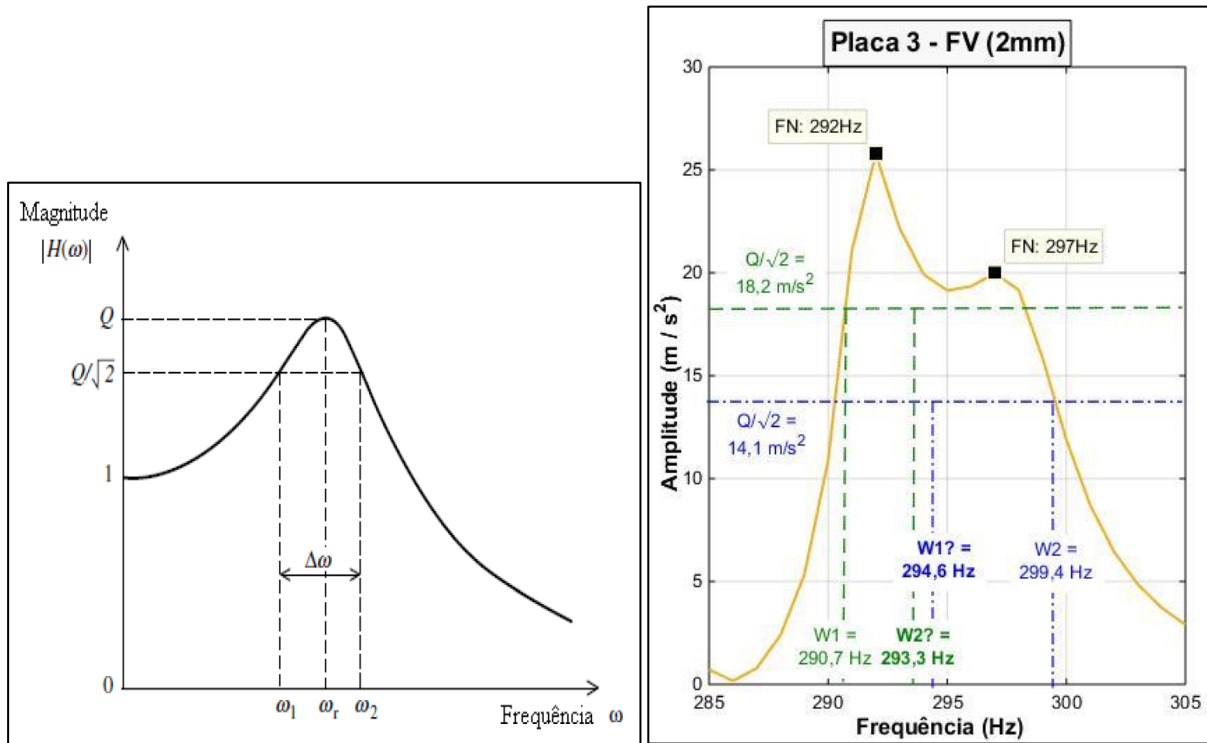


Figura 27 - **Esq**: Esquema das coordenadas referentes ao MMP (Imagem retirada da referência [42]). **Dir**: Exemplo do problema que ocorre quando existem 2 modos consecutivos no MMP (Placa 3).

O uso deste método é adequado para picos (FN) bem pronunciados e relativamente afastados entre si. Porém, nem todas as FRF preenchem esses requisitos, existindo algumas em que os modos se encontram demasiado próximos. Como resultado, a curva acaba por subir para o modo seguinte antes de conseguir atingir o valor de amplitude pretendido ($Q/\sqrt{2}$), sendo, nesses casos, impossível de determinar a frequência correspondente (f_1 ou f_2). Assim, a solução encontrada pela autora foi supor que a curva do modo em causa é simétrica e, como tal, a diferença entre a FN e o valor da frequência em falta é igual à diferença entre a FN e o valor da outra frequência (simétrica). Logo, para calcular a frequência em falta subtrai-se ou soma-se esse incremento:

$$f_1 [Hz] = f_r - [f_2 - f_r] \quad \text{ou} \quad f_2 [Hz] = f_r + [f_r - f_1] \quad (36)$$

A Figura 27 (Dir) retrata um exemplo, que ocorreu na FRF da Placa 3, do problema descrito em cima e os resultados adquiridos segundo a solução apresentada.

No caso de o modo em estudo se encontrar no meio de 2 modos, impedindo assim o cálculo de ambas as frequências (f_1 ; f_2), a solução da autora seria calcular ambas através de uma interpolação linear utilizando, para o efeito, valores mais perto do pico:

$$f_x [Hz] = \frac{(y_x - y_a)(x_b - x_a)}{(y_b - y_a)} + x_a \quad (37)$$

Uma vez que, ao longo da análise, os valores de frequência correspondentes a $Q/\sqrt{2}$ não estavam discretizados na FRF, foi necessário fazer interpolações lineares nas frequências vizinhas, por forma a conseguir obter os valores de frequência corretos.

Assim, este procedimento de análise foi realizado nos seguintes passos: **1)** Identificar a amplitude (Q) da FN; **2)** Calcular a nova amplitude $Q/\sqrt{2}$; **3)** Determinar as frequências correspondentes à nova amplitude (f_1 ; f_2), em cada lado da FN, através da interpolação linear; **4)** Calcular o fator de amortecimento (ζ), sabendo (f_r ; f_1 ; f_2), **5)** Corrigir o fator de amortecimento; **6)** Comparar os resultados obtidos;

Os resultados de ambos os métodos serão apresentados na secção de análise de resultados, já depois de efetuadas as devidas correções.

4.2.4. Correção dos Coeficientes de Amortecimento

A noção que as FRF adquiridas experimentalmente, por ensaios transientes, e os respetivos parâmetros modais, nomeadamente o amortecimento, eram independentes do método de teste e que as variações entre resultados eram devidas a "erro experimental", foi sendo abandonada com o passar dos anos e com os vários avanços na área. Hoje em dia sabe-se que as variações do amortecimento modal entre testes podem ser atribuídas ao facto de o amortecimento ser um fator bastante complicado de quantificar na realidade, obrigando a análise modal a assumir um modelo de dissipação de energia mais simples, como o modelo viscoso ou de histerese (secção 2.1.1.3.). Existe, portanto, um erro constante introduzido no momento em que são recolhidos os dados, nos ensaios de excitação transiente (e.g. Ensaio de Impacto com Martelo), onde, tal como já for referido na secção 4.1.1.4., é necessário aplicar uma janela exponencial, de maneira a reduzir um erro particular, denominado *leakage*, e reduzir as distorções no espectro de frequências [44].

A forma da janela exponencial é a seguinte [44]:

$$w(t) = e^{-\frac{t}{\tau}} \quad (38)$$

Onde t é o tempo e τ é a constante de tempo introduzida no ensaio (no caso desta dissertação $\tau=0,33$ ms).

A resposta da aceleração, por impulso, de um sistema simples de um DOF com amortecimento viscoso é [44]:

$$a(t) = A e^{-\zeta_r \omega_r t} \sin(\omega_r \sqrt{1 - \zeta_r^2} t + \phi) \quad (39)$$

Quando essa resposta é sujeita a uma janela exponencial, a resposta de aceleração resultante ($\mathbf{a}^*(t)$) é a seguinte [44]:

$$a^*(t) = a(t) \times w(t) = A e^{-(\zeta_r \omega_r t + \frac{t}{\tau})} \sin(\omega_r \sqrt{1 - \zeta_r^2} t + \phi) \quad (40)$$

Assim, observando $a^*(t)$ é possível perceber que a janela exponencial aumenta o ritmo de declínio do sinal de aceleração, e como consequência os resultados aparentam ter um maior amortecimento. Idealmente esse efeito seria removido, antes de seguir para a análise modal, através de uma alteração de banda larga nas FRF. Contudo, como os atuais analisadores espectrais não conseguem remover esse “amortecimento” extra, por ser pouco prático e por poder causar novamente os erros que se tentou evitar, é necessário efetuar uma correção posterior dos parâmetros modais (CA) obtidos. O efeito da janela exponencial não influencia as FN e as constantes modais, só o amortecimento [44].

Através das equações 39 e 40 sabemos que o amortecimento teórico (ζ_M) pode ser relacionado com o **amortecimento real** (ζ_r) pela expressão [44]:

$$\omega_r \zeta_M = \zeta_r \omega_r + \frac{1}{\tau} \quad (41)$$

Logo, o amortecimento real ($CA^* = \zeta_r$) pode então ser obtido através da seguinte correção [44]:

$$\zeta_r = \zeta_M - \frac{1}{2 \pi f_r \tau}, \quad \omega_r = 2 \pi f_r \quad (42)$$

Assim, foi aplicado em todos os CA obtidos experimentalmente a correção da equação 42, tanto para os resultados do método MMP como para os do método RFP, em todas as placas.

4.3. Comparação dos Coeficientes de Amortecimento

A particularidade da comparação de placas utilizando os CA é que estes são referentes a uma FN em particular e ao seu respectivo modo de vibração. Ou seja, o CA de uma FN é referente à forma como a placa consegue reduzir por si (através da sua própria capacidade amortecedora) a amplitude de vibração quando excitada nessa mesma frequência. Assim, a comparação entre placas dá-se equiparando os CA do mesmo modo de vibração para cada placa. Para tal, é necessário saber exatamente os modos de vibração correspondentes a cada FN. Através de uma técnica de identificação inversa foi, então, possível identificar as propriedades do material, e seguidamente, já com as propriedades e FN, identificar os modos de vibração por simulações computacionais

4.3.1. Identificação Indireta das Propriedades e Modos

O enorme crescimento na utilização de compósitos das últimas décadas, veio expor um problema real no que toca à obtenção das suas propriedades, que na maior parte das vezes não se encontram disponíveis, ao contrário do que acontece com, por exemplo, os materiais metálicos. Devido à particularidade do fabrico de materiais compósitos, as suas propriedades finais acabam por diferir das dos materiais que o constituem. Logo, apesar de existirem métodos teóricos aproximados para o cálculo dessas propriedades (e.g. regra das misturas), para resultados mais rigorosos recorre-se a procedimentos experimentais [45]–[48].

Assim, com vista a arranjar uma solução (não destrutiva) para adquirir as propriedades de um compósito através de dados experimentais, os autores A. L. Araújo et al. [45]–[48] criaram um método numérico-experimental, utilizando elementos finitos, que permite, através das características conhecidas dos provetes e dos dados de vibração obtidos experimentalmente (FN), obter as propriedades mecânicas da estrutura laminada em estudo. Este método utiliza técnicas experimentais para determinar as FN de um material compósito e um algoritmo numérico de elementos finitos para calcular as FN e propriedades expectáveis para esse material, com base nas propriedades da literatura (introduzidas no programa). Seguidamente, é calculada a diferença (erro) entre os resultados experimentais e estimados. O algoritmo efetua uma otimização das FN/propriedades estimadas, por forma a minimizar ao máximo esse erro entre os valores experimentais e numéricos. Depois de garantido o menor erro possível, são apresentados os resultados para as propriedades mecânicas do material [45]–[48].

Resumidamente, o método funciona da seguinte maneira: é criado um modelo numérico computacional da placa que se quer analisar, por meio do software GiD 12.0.10., onde são introduzidas as características do compósito que permitem definir uma placa “teórica”. Deste modo, o primeiro passo consiste em modelar a geometria da placa (neste caso uma placa retangular de 300mm (comprimento) x 200mm x (altura)), como a apresentada da Figura 28 Esq. O segundo passo consiste em discretizar: o material constituinte, a espessura e o empilhamento de cada uma das lâminas da placa, tal como é exibido na Figura 28 Dir. Em terceiro, é criada uma malha de elementos finitos quadráticos (14 comprimento x 12 altura), Figura 28 Esq, e guardado um ficheiro com as características numéricas da placa. Nesse ficheiro são introduzidas manualmente as FN da placa e as propriedades estimadas para cada material, com base nos valores típicos da literatura. Por fim, o ficheiro é corrido num algoritmo, chamado ipemd (desenvolvido pelos professores), que devolve as propriedades mecânicas numéricas (E_1 , E_2 , G_{12} , G_{13} , G_{23} , ν_{12} e ρ) e o erro entre as FN.

Depois de obtidas as propriedades mecânicas para todos os materiais, o ficheiro é introduzido novamente

no software GiD, onde são retirados os modos de vibração para cada uma das FN, respetivamente, como se pode observar na Figura 29. Os modos das restantes placas encontram-se discretizados no Anexo 7, juntamente com as propriedades adquiridas para cada material (FV, FC e E). Os modos são apresentados segundo a notação $(\underline{n}, \underline{m})$ em que \underline{n} é o número de modos (n° de linhas a azul para facilitar a visualização) ao longo do eixo das abcissas (paralelos ao comprimento da placa) e \underline{m} o número de modos ao longo do eixo das ordenadas (paralelos à altura da placa).

Os artigos que explicam em detalhe o desenvolvimento e funcionamento deste método encontram-se apresentados cronologicamente nas referências [45]–[48].

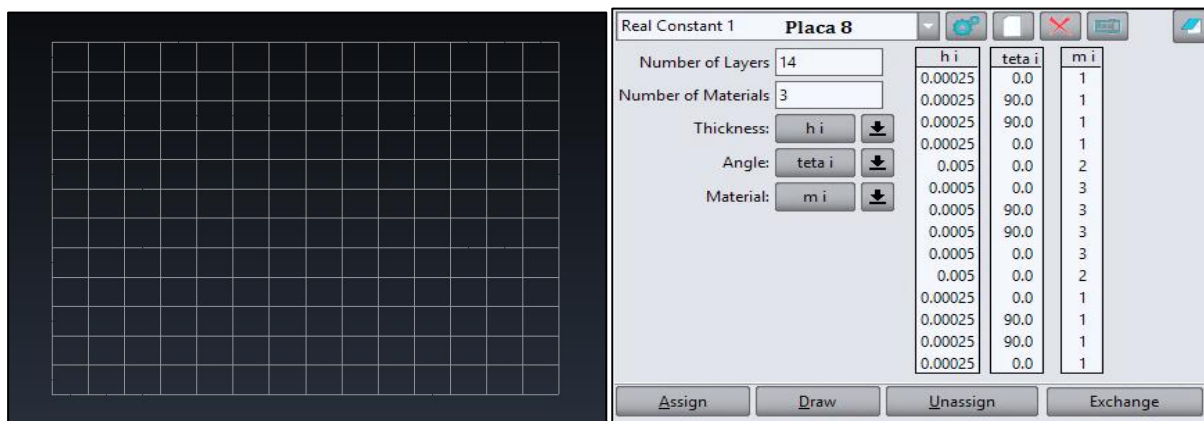


Figura 28 - **Esq**: Geometria retangular (300mmx200mm) e malha composta por elementos quadráticos (14x12), igual em todas as placas. **Dir**: Tabela de parâmetros a introduzir no programa para definir a placa modelo (neste caso Placa 8): n° de camadas e materiais; espessura, ângulo e material de cada lâmina;

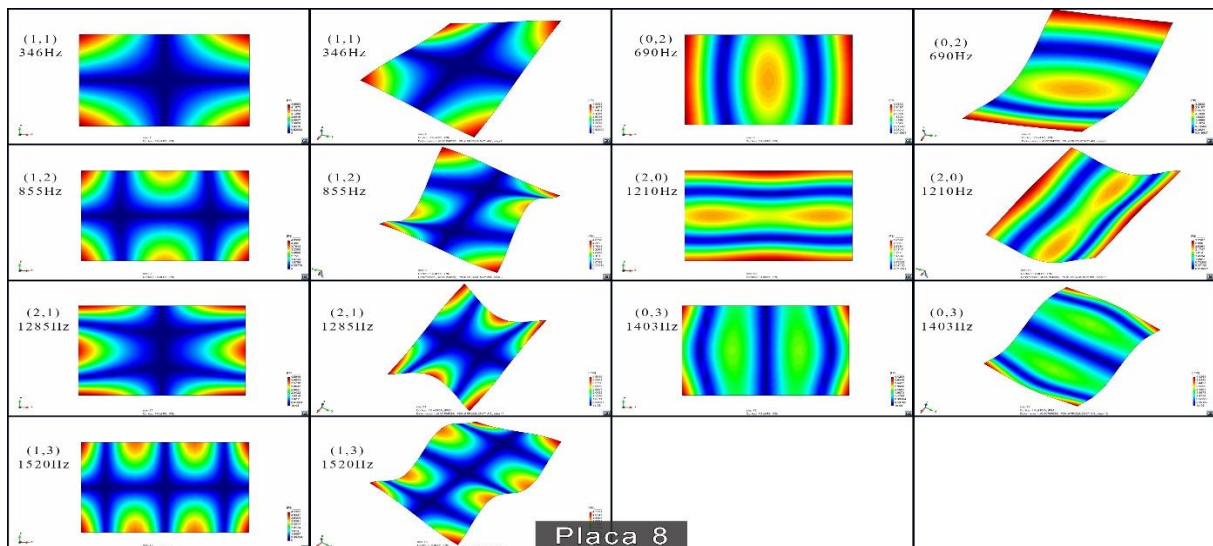


Figura 29 - 7 primeiros modos de vibração da Placa 8, retirados do software GiD 12.1.10

Os resultados corrigidos do método RFP e MMP organizados segundo os modos de vibração serão apresentados na próxima secção para que seja efetuada a comparação e análise de resultados.

4.4. Análise de Resultados

Depois de terem sido obtidos e corrigidos os CA de cada placa e de se terem identificado os modos correspondentes, chegou a altura de apresentar e analisar esses resultados. Começou-se por apresentar todos os resultados, em percentagem, e posteriormente comparar determinadas placas, segundo a ordem já apresentada na secção 3.2.3. A ordem como os resultados são apresentados e as placas são comparadas é a mesma em ambas as componentes experimentais (vibração e ruído).

4.4.1. Método RFP

Os resultados obtidos para o Método RFP foram os seguintes, Tabela 5 e Figura 30:

Tabela 5 - Resultados dos CA* (corrigidos), apresentados em percentagem (CA* x 100), pelo Método RFP para todas as placas:

Coeficientes de Amortecimento pelo Método RFP											
Modos		Placa 1 - FV (4mm)		Placa 2 - FC (2mm)		Placa 3 - FV (2mm)		Placa 4 - FV + E5 (8,5mm)		Placa 5 - FV + FC + E5 (9mm)	
		FN [Hz]:	CA*	FN [Hz]:	CA*	FN [Hz]:	CA*	FN [Hz]:	CA*	FN [Hz]:	CA*
1	(1, 1)	113	0,686%	65	0,773%	58	0,726%	273	0,729%	277	0,627%
2	(0, 2)	183	0,211%	157	0,219%	105	0,117%	425	0,402%	491	0,373%
3	(1, 2)	291	0,592%	200	0,337%	156	0,491%	612	0,742%	651	0,648%
4	(2, 0)	364	0,315%	298	0,141%	154	0,287%	795	0,642%	868	0,659%
5	(2, 1)	422	0,470%	320	0,302%	190	0,574%	863	0,631%	934	0,652%
6	(0, 3)	506	0,261%	428	0,096%	291	0,261%	896	0,700%	970	0,674%
7	(1, 3)	604	0,503%	464	0,265%	334	0,326%	1026	0,792%	1091	0,735%
8	(2, 2)	614	0,645%	418	0,379%	297	0,648%	1092	0,822%	1153	0,794%
Valor Médio		0,460%		0,314%		0,429%		0,683%		0,645%	
Modos		Placa 6 - FC + FV + E5 (9mm)		Placa 7 - FC + E2 + FV (8mm)		Placa 8 - FC + E5 + FV (14mm)		Placa 9 - FC + FV + E10 (14mm)			
		FN [Hz]:	CA*	FN [Hz]:	CA*	FN [Hz]:	CA*	FN [Hz]:	CA*		
1	(1, 1)	279	0,711%	186	0,635%	346,0	0,750%	428	0,842%		
2	(0, 2)	539	0,418%	375	0,241%	690,0	0,482%	732	0,710%		
3	(1, 2)	687	0,675%	468	0,446%	855,0	0,708%	920	0,910%		
4	(2, 0)	998	0,659%	633	0,345%	1210,0	0,755%	1319	1,003%		
5	(2, 1)	1049	0,674%	671	0,364%	1285,0	0,850%	1414	0,977%		
6	(0, 3)	1172	0,777%	701	0,310%	1403,0	0,898%	1239	1,102%		
7	(1, 3)	1252	0,795%	783	0,472%	1520,0	0,873%	1541	1,027%		
8	(2, 2)	1593	1,037%	816	0,419%						
Valor Médio		0,718%		0,404%		0,759%		0,939%			

Numa análise rudimentar da Tabela 5 retira-se imediatamente que a P9 foi a placa que apresentou os melhores resultados, com um valor de CA* médio de aproximadamente 0,94%, seguida da P8, com 0,76%. Pelo contrário, a P2 foi a que apresentou a pior média de resultados, com um CA* médio de cerca de 0,31%, seguida da P7 com 0,40%. É de referir que, as placas 8 e 9 só apresentam 7 modos porque o intervalo de frequências da FRF ficou estipulado nos [0;1600] Hz para todas as placas. A ordem global das placas da pior para a melhor é: P2 - P7 - P3 - P1 - P5 - P4 - P6 - P8 - P9.

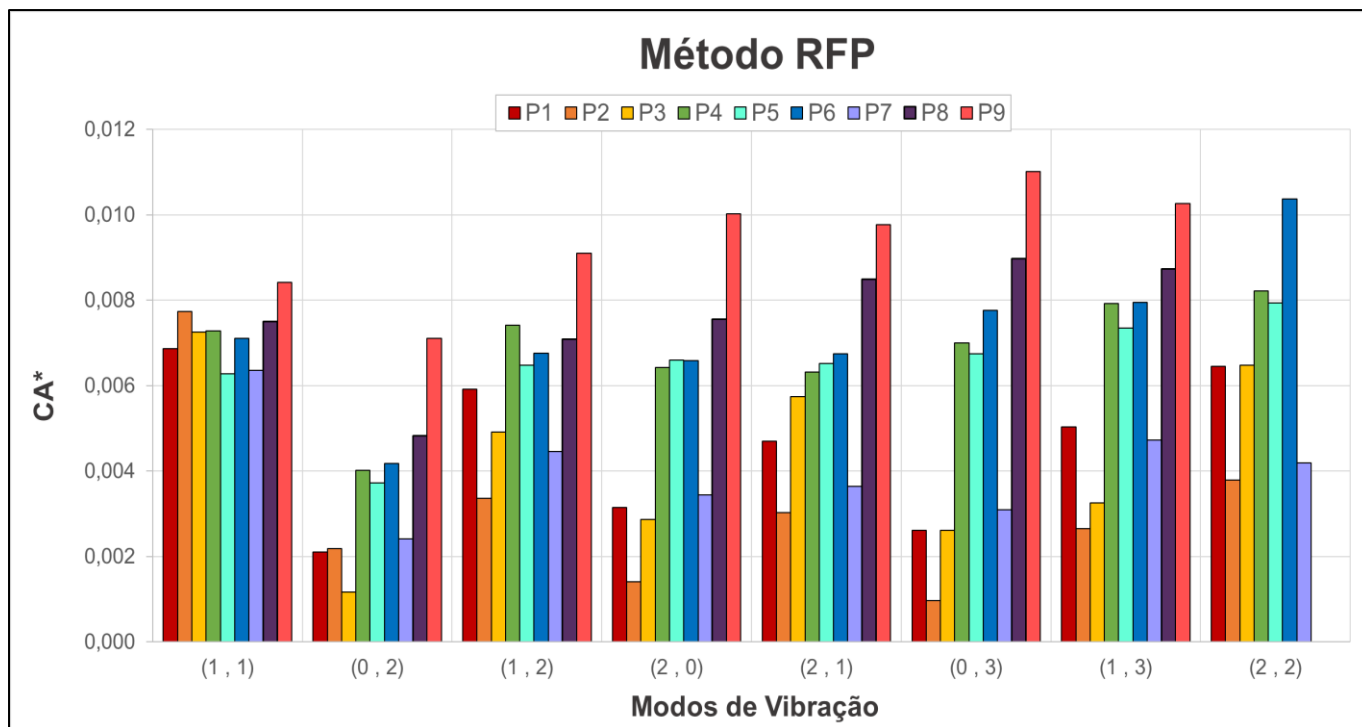


Figura 30 - Representação gráfica dos resultados (CA*) obtidos pelo método RFP.

Analisando agora com um maior detalhe o gráfico e a tabela, segundo os objetivos estabelecidos na secção 3.2.3., retiram-se as seguintes conclusões:

1) Fibra de Vidro vs. Fibra de Carbono - qual o melhor material para redução de vibração?

Por forma a responder a esta pergunta, analisou-se o comportamento das primeiras 3 placas, com o intuito de comparar P1 com a P2 por partilharem a mesma constituição interna (n° de camadas=8 e orientação=[0,90,90,0]s) e P2 com a P3 por terem a mesma espessura (2mm). O que se verificou em ambos os casos foi que tanto a P1 como a P3, ambas FV, são, de modo geral, bastante mais amortecedoras do que a P2, em particular nos últimos 6 modos (nos primeiros 2 modos, até aos 200Hz, a P2 é ligeiramente superior). A P1 apresentou um CA* médio com mais $\approx 0,15\%$ do que o da P2, e a P3 mais $\approx 0,12\%$. **Conclusão:** foi fácil perceber desta primeira comparação que, efetivamente, a fibra de vidro é melhor absorvedora de vibração, razão pela qual foi escolhida como material exterior para a placa sandwich, que pretendia estudar o efeito da introdução de espuma no amortecimento (P4).

2) Efeito da Introdução de Espuma - qual o efeito da introdução de espuma ou do seu aumento?

Para esta questão, compararam-se 3 casos diferentes: P1 vs P4; P6 vs P9; e P7 vs P8. O primeiro caso tem a intenção de verificar qual o efeito da introdução de espuma num compósito, enquanto que os últimos dois casos têm o propósito de analisar as consequências de aumentar a espessura dessa espuma

nas placas de núcleo singular (P6 e P9) e de núcleo duplo (P7 e P8). Portanto, ao comparar as placas 1 e 4, verificou-se que a introdução de espuma produz um aumento significativo na redução de vibração com um CA^* com mais $\approx 0,22\%$ em média, sendo que em alguns casos a diferença individual chega a ser mais do dobro da redução da P1 (modos (2,0) e (0,3)). Nas placas 6 e 9, verificou-se a tendência do caso anterior, com a P9 a apresentar um incremento no amortecimento de $\approx 0,22\%$ em média face aos valores de amortecimento da P6. No caso das placas 7 e 8, o incremento no amortecimento provocado pelo aumento de espuma é consideravelmente maior nos modos (2,0), (2,1) e (0,3) chegando a ser mais do dobro dos coeficientes de amortecimento da P7. Em média, a P8 apresenta um CA^* com mais $\approx 0,36\%$ que o da P7. **Conclusão:** A introdução ou aumento da espessura da espuma melhora significativamente a capacidade absorvedora do compósito, chegando em algumas situações a ter o dobro do amortecimento.

3) **2 vs. 3 Materiais + Melhor disposição da FV vs FC - a introdução de mais um material como reforço melhora o desempenho da placa? E qual a melhor configuração para o exterior e interior?**

A comparação entre as placas 4, 5 e 6 (estas últimas com FC e FV em diferentes posições) teve a intenção de tentar perceber se efetivamente valia apenas inserir mais um material na estrutura, e se sim, em que configuração (FV_{Ext} e FC_{Int} ou vice-versa?). Todavia, o resultado que se obteve foi bastante contraditório. Ao comparar a P5 com a P4 verificou-se que, com a configuração FV_{Ext} e FC_{Int} , que o amortecimento, não só não aumentava como piorava em média $\approx 0,04\%$ perante a P4. Contrariamente, quando se comparou P6, com a configuração FC_{Ext} e FV_{Int} , com a P4, o resultado foi exatamente o oposto, tendo a P6 apresentado um incremento no CA^* médio de $\approx 0,04\%$, face à P4. A razão provável pela qual a estrutura da P5 é mais desfavorável prende-se com o facto de a capacidade de absorção dos compósitos em sandwich estar relacionada com a maleabilidade do seu núcleo (espuma) e com a rigidez das suas faces, que garante, assim, um aumento na resistência aos esforços de corte e flexão (secção 2.3.1). Sendo FC bastante mais rígida que a FV, se a FV estiver no exterior e a FC no interior do compósito, a vantagem do núcleo e das faces de um compósito sandwich acaba por ficar debilitada e como tal apresentar uma performance pior do que a da placa 4. **Conclusão:** Perante os resultados contraditórios das placas 5 e 6, a conclusão que se retirou foi que a configuração da P5 é mais desfavorável à atenuação de vibração do que a configuração P6, sendo que com esta última torna-se ligeiramente vantajoso adicionar um terceiro material.

4) Núcleo Singular vs. Duplo - qual a melhor configuração para a redução de vibração? Uma placa com um único núcleo de espuma ou dois (separados no seu interior por FV)?

A escolha de utilizar a mesma configuração da P6 para as placas 7, 8 e 9, com a variante que nas placas 7 e 8 a FV encontra-se no interior, deve-se à justificação apresentada no ponto 3). A opção de estudar experimentalmente o desempenho das configurações de núcleo duplo deveu-se à curiosidade em perceber como é que a divisão de um núcleo de espuma, introduzindo no seu interior uma camada mais rígida, afetaria o seu comportamento modal. Como tal, foram produzidas 2 placas de núcleo duplo (P7 e P8) com espumas de diferentes espessuras e uma placa com um núcleo singular mais espesso (P9 = 14mm), com o objetivo de ter uma placa de comparação para a P8 (14mm), enquanto que a P7 poderia facilmente ser equiparada à P6. Assim, ao efetuar a comparação entre a P6 e a P7, observou-se que, mais uma vez, o valor do amortecimento não só não aumentava como piorava em média $\approx 0,31\%$, inclusivamente nos modos (0,3) e (2,2) o valor de amortecimento é mais do dobro do da P7. O mesmo resultado foi também obtido ao comparar a P8 com a P9, em que o valor de amortecimento da P8 face ao da P9 decresce em média $\approx 0,18\%$, uma diferença que apesar de substancial não é tão significativa como a diferença entre a P6 e a P7 (as espumas da P7 são consideravelmente mais finas). Ao comparar a P6 com a P8, verifica-se que esta última é melhor, embora apenas ligeiramente $\approx 0,04\%$, enquanto que a diferença entre a P6 e P9, como já foi visto no ponto 2), foi bastante mais significativa ($\approx 0,22\%$). Um dos motivos mais plausíveis para a fraca prestação no amortecimento de vibração, por parte dos compósitos de núcleo duplo, deve-se ao facto de, ao inserir uma camada rígida no interior do núcleo de um compósito em sandwich, se estar a reduzir a sua flexibilidade e capacidade de reduzir esforços de corte, à semelhança do que foi explicado para a P5 no ponto 3). **Conclusão:** A divisão de um núcleo em dois não é favorável ao amortecimento de vibração, quando comparada com uma placa semelhante de um único núcleo. Inclusive, o incremento de amortecimento de uma placa com núcleo duplo face a uma de núcleo singular mais fina, é substancialmente menor ($\approx 0,04\%$), do que, por exemplo, o incremento por aumento de espessura ($\approx 0,22\%$ em média).

Em suma, pode se afirmar que face aos resultados obtidos para o método de análise RFP, que as melhores placas para redução de vibração nas suas diferentes categorias (quando comparadas a outras placas com a mesma espessura ou configuração) são as P1, P4, P6, e P9, por ordem crescente de fator de amortecimento.

No total a redução média de vibração em todas as placas não ultrapassou 1%. Este resultado é contudo bastante aceitável e positivo, tendo em conta os constrangimentos de material presentes na dissertação.

4.4.2. Método MMP

Os resultados obtidos para o Método MMP foram os seguintes, Tabela 6 e Figura 31:

Tabela 6 - Resultados dos CA* (corrigidos), apresentados em percentagem (CA* x 100), pelo Método MMP para todas as placas:

Coeficientes de Amortecimento pelo Método MMP											
Modos		Placa 1 - FV (4mm)		Placa 2 - FC (2mm)		Placa 3 - FV (2mm)		Placa 4 - FV + E5 (8,5mm)		Placa 5 - FV + FC + E5 (9mm)	
		FN [Hz]:	CA*	FN [Hz]:	CA*	FN [Hz]:	CA*	FN [Hz]:	CA*	FN [Hz]:	CA*
1	(1, 1)	113	1,055%	65	0,726%	58	1,155%	273	0,757%	277	0,955%
2	(0, 2)	183	0,243%	157	0,416%	105	0,424%	425	0,425%	491	0,378%
3	(1, 2)	291	0,601%	200	0,432%	156	0,722%	612	0,763%	651	0,659%
4	(2, 0)	364	0,327%	298	0,155%	154	1,031%	795	0,770%	868	0,720%
5	(2, 1)	422	0,481%	320	0,315%	190	0,616%	863	1,253%	934	0,671%
6	(0, 3)	506	0,263%	428	0,121%	291	0,273%	896	0,710%	970	0,691%
7	(1, 3)	604	0,508%	464	0,274%	334	0,364%	1026	0,819%	1091	0,791%
8	(2, 2)	614	0,717%	418	0,367%	297	0,659%	1092	0,719%	1153	0,790%
Valor Médio		0,524%		0,351%		0,655%		0,777%		0,707%	

Modos		Placa 6 - FC + FV + E5 (9mm)		Placa 7 - FC + E2 + FV (8mm)		Placa 8 - FC + E5 + FV (14mm)		Placa 9 - FC + FV + E10 (14mm)	
		FN [Hz]:	CA*	FN [Hz]:	CA*	FN [Hz]:	CA*	FN [Hz]:	CA*
1	(1, 1)	279	0,728%	186	0,713%	346,0	0,710%	428	0,854%
2	(0, 2)	539	0,437%	375	0,275%	690,0	0,480%	732	0,708%
3	(1, 2)	687	0,683%	468	0,452%	855,0	0,707%	920	0,901%
4	(2, 0)	998	0,744%	633	0,371%	1210,0	0,825%	1319	1,019%
5	(2, 1)	1049	0,796%	671	0,373%	1285,0	0,905%	1414	0,958%
6	(0, 3)	1172	0,821%	701	0,304%	1403,0	1,014%	1239	1,150%
7	(1, 3)	1252	0,842%	783	0,444%	1520,0	0,900%	1541	1,074%
8	(2, 2)	1593	0,942%	816	0,449%				
Valor Médio		0,749%		0,423%		0,792%		0,952%	

Os resultados a vermelho na Tabela 6 do método MMP, correspondem aos modos em que uma das frequências era indeterminável, obrigando a autora a usar o procedimento apresentado na secção 4.2.2 (assumir curva simétrica).

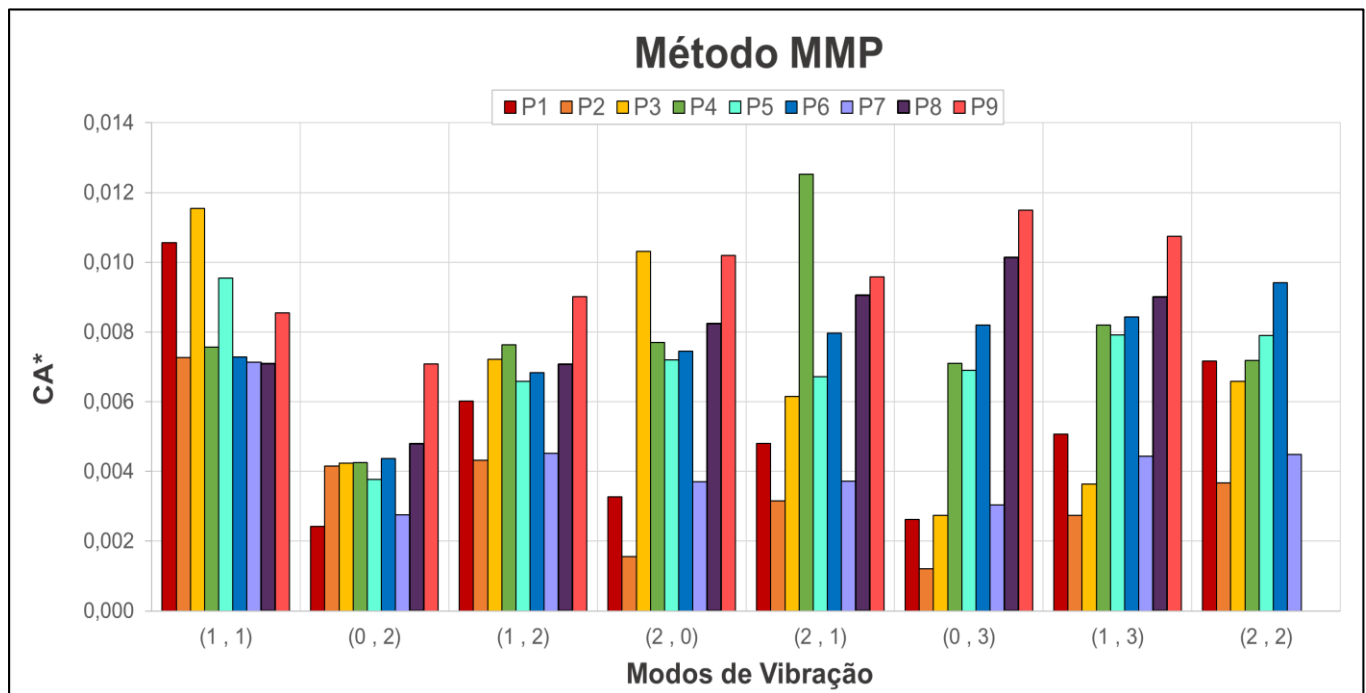


Figura 31 - Representação gráfica dos resultados (CA*) obtidos pelo método MMP.

Observando superficialmente a Tabela 6 verifica-se que os resultados obtidos para o Método MMP, são consistentes com os obtidos para o Método RFP, nomeadamente na ordem das melhores placas, P9 (CA* médio de 0,95%) e P8 (CA* médio de 0,79%) e das piores P2 (CA* médio de 0,35%) e P7 (CA* médio de 0,42%). A ordem global das placas da pior para a melhor é: **P2 - P7 - P1 - P3 - P5 - P6 - P4 - P8 - P9**.

Ao realizar a análise detalhada ao gráfico e tabela do Método MMP, análoga à do Método RFP, retiram-se as seguintes conclusões:

1) Fibra de Vidro vs. Fibra de Carbono - qual o melhor material para redução de vibração?

Ao analisar as primeiras 3 placas, verificou-se que, à semelhança do que aconteceu no Método RFP, tanto a P1 como a P3 são mais amortecedoras do que a P2, em que o incremento no amortecimento da P1 em relação à P2 é de $\approx 0,17\%$ e na P3 é de $\approx 0,31\%$. Contudo, existe uma significativa diferença entre métodos na relação entre P1 e P3. Enquanto que no RFP, a P1 (com o dobro da espessura) tem mais $\approx 0,03\%$ de CA* médio que a P3, no MMP, passa-se exatamente o oposto, tendo a P3 mais $\approx 0,13\%$ de CA* médio do que a P1. Esta alteração não faz muito sentido do ponto de vista teórico e, do que já se sabe sobre o comportamento das placas pelas suas FRF e pelo método RFP, o aumento de espessura tende a aumentar a capacidade amortecedora da placa e não o contrário. Todavia, ao examinar a Tabela 6 verifica-se que a placa sujeita a mais aproximações no cálculo dos seus CA foi exatamente a P3, razão que pode explicar a substancial diferença face ao método RFP, uma vez que a hipótese de curva simétrica, utilizada pela autora, é bastante mais rudimentar que o procedimento detalhado de ajuste de curva. Como tal, considerou-se a P3 como irrelevante na análise do Método MMP. **Conclusão:** Afastou-se a P3 do grupo de placas em estudo para o presente método. E manteve-se a conclusão do Método RFP que a fibra de vidro é melhor absorvedora de vibração.

2) Efeito da Introdução de Espuma - qual o efeito da introdução de espuma ou do seu aumento?

Os resultados obtidos da comparação das placas P1 vs P4, P6 vs P9, e P7 vs P8 foram bastante idênticos aos resultados da secção 4.4.1 ponto 2) (RFP), no sentido em que ao comparar a P1 e a P4 o aumento de amortecimento da P4 foi de mais $\approx 0,25\%$, e nos modos, (2,0), (2,1) e (0,3) o aumento foi mais do dobro do da P1. Nas placas 6 e 9, verificou-se a mesma tendência com P9 a exibir um incremento de aproximadamente mais 0,20% face à P6. Nas placas 7 e 8, a diferença foi maior com a P8 a apresentar um aumento de $\approx 0,37\%$, sendo que nos modos (2,0) e (2,1) a diferença chega a ser mais do dobro e no modo (0,3) do triplo dos CA* da P7. **Conclusão:** Tal como anteriormente, a introdução ou aumento da espessura da espuma melhora significativamente a capacidade absorvedora do compósito.

3) **2 vs. 3 Materiais + Melhor disposição da FV vs FC - a introdução de mais um material como reforço melhora o desempenho da placa? E qual a melhor configuração para o exterior e interior?**

Ao contrário do que se obteve na secção anterior, pelo método MMP ao comparar as placas 4, 5 e 6 concluiu-se que a P4 era melhor que a P5 em mais $\approx 0,07\%$ e que a P6 em mais $\approx 0,03\%$. Embora a diferença entre a P4 e a P6 seja relativamente pequena, não se conseguem retirar elações quanto à melhor estrutura interna por este método. Verificou-se também que, na Tabela 6, a P4 e a P1 são as placas que depois da P3 apresentam o maior número de aproximações (2 modos em 8), que comprometem, de alguma forma, a segurança nas conclusões retiradas da comparação entre as placas 4, 5 e 6 para este método. **Conclusão:** Assume-se então, que as conclusões que prevalecem para esta questão (ponto 3) são as retiradas da secção anterior. Pode-se, no entanto, concluir que a P4 apresenta uma boa performance em ambos os métodos.

4) **Núcleo Singular vs. Duplo - qual a melhor configuração para a redução de vibração? Uma placa com um único núcleo de espuma ou dois (separados no seu interior por FV)?**

A comparação entre as placas 6, 7, 8 e 9 permitiu confirmar os resultados obtidos anteriormente. Tal como antes verificou-se que a P6 é substancialmente melhor que a P7 em média $\approx 0,33\%$, inclusive nos modos (2,0), (2,1), (0,3) e (2,2) o valor de amortecimento é mais do dobro do da P7. O mesmo foi obtido ao comparar a P8 com a P9, em que o CA* médio da P9 é melhor em cerca 0,16%, face à P8. Ao comparar a P6 com a P8, verifica-se que a P8 continua a ser ligeiramente melhor $\approx 0,04\%$, enquanto que a diferença entre a P6 e P9 foi bastante maior, $\approx 0,20\%$. **Conclusão:** Mantiveram-se as conclusões retiradas da secção anterior; a divisão de um núcleo em dois não é favorável ao amortecimento de vibração, quando comparada com uma placa semelhante de um único núcleo.

Resumidamente, podes-se concluir que se os resultados obtidos pelo método MMP corroboram as elações extraídas do método RFP, com a diferença que segundo este método a P4 é melhor que a P6 e a P3 é melhor que a P1, embora não sejam conclusões consideradas como fiáveis pelas razões já apresentadas. Portanto, segundo o método MMP as melhores placas, segundo a análise efetuada, são a P4 e a P9.

A redução média de vibração continuou a não ultrapassar 1%, em todas as placas.

4.4.3. Discussão de Resultados

A contabilização da diferença entre os valores obtidos nos métodos RFP e MMP encontra-se discriminada na Tabela 7. Conforme o expectável, o desvio mais significativo ocorre nas placas 3, 1 e 4, por essa ordem. Coincidentemente, analisando a Tabela 6, observa-se que as mesmas placas são, também, as que tiveram um maior número de modos com frequências indefiníveis, que obrigaram a autora a determinar os valores em falta assumindo que se tratava de uma curva simétrica, secção 4.2.2.

Tabela 7 - Apresentação dos resultados de ambos os métodos em estudo e das suas diferenças:

Diferença entre RFP e MMP				
Placas	RFP	MMP	Diferença	Erro [%]
Placa 1	0,460%	0,524%	0,064%	12,190%
Placa 2	0,314%	0,351%	0,037%	10,463%
Placa 3	0,429%	0,655%	0,227%	34,568%
Placa 4	0,683%	0,777%	0,094%	12,144%
Placa 5	0,645%	0,707%	0,062%	8,713%
Placa 6	0,718%	0,749%	0,031%	4,117%
Placa 7	0,404%	0,423%	0,019%	4,407%
Placa 8	0,759%	0,792%	0,032%	4,051%
Placa 9	0,939%	0,952%	0,013%	1,402%

No caso mais grave (Placa 3) metade dos 8 modos foram determinados segundo este método, razão que explica que o erro seja o mais elevado do conjunto, aproximadamente 35%. Nas placas 1 e 4, ambas com 2 modos de frequências indeterminadas, o erro foi bastante aproximado nas duas e substancialmente menor do que o da Placa 3, aproximadamente 12%. As placas 2 e 5 obtiveram erros entre os 11 e os 8%, sendo que as restantes (7, 6, 8 e 9, erro decrescente), apresentam erros abaixo de 5%. É também de notar que as placas cuja FRF é mais nítida e menos densa (últimas placas) são as que apresentam resultados mais concordantes, uma vez que, tendo menos interferência de ruído e de outros modos, ambos os métodos conseguem resultados mais rigorosos e logicamente mais próximos.

O erro relativo foi calculado, segundo a expressão:
$$Erro\ Relativo\ [\%] = \frac{abs(MMP-RFP)}{abs(MMP)} \times 100 \quad (43)$$

Depois de efetuada a análise de resultados de ambos os modos, são várias as soluções que podem ser apresentadas para a redução de vibração no interior do UAV, dependendo do que se pretende:

- ⊕ **Sem Restrições de Custos, Peso ou Espessura** - para este caso a autora sugere que seja utilizado um painel à semelhança da **Placa 9**, uma vez que segundo os dois métodos é a placa que consistentemente garante uma melhor prestação a nível médio (entre 0,94% e 0,95%).
- ⊕ **Com Restrições de Custos, Peso e Espessura** - para o caso em que se pretende a melhor solução, mas com limitações a todos os níveis, a escolha da autora seria a **Placa 3**, por ser leve, barata e por garantir um amortecimento moderado (entre 0,43% e 0,66%), ou a **Placa 4** que sendo o dobro do preço da P3, garante um amortecimento bastante mais adequado (entre 0,68% e 0,78%), quase ao nível das melhores,

a um preço bastante menor e com uma espessura intermédia.

Sumariamente, a autora apresenta diversas soluções para diferentes problemas, com a noção que para todas as escolhas existe sempre algum nível de compromisso, seja no preço, na espessura, peso ou amortecimento.

Capítulo 5

Componente Experimental: Ensaio de Ruído

Neste Capítulo serão abordados os passos percorridos para cumprir o segundo objetivo proposto nesta dissertação. Tal como no Capítulo anterior, será clarificado o que se pretendia recolher experimentalmente, como foram realizados os ensaios e que tipo de processamento de dados foi utilizado e por que meios.

No ensaio de vibração o parâmetro definido para quantificar a redução na vibração, devido às placas, foi o coeficiente de amortecimento (CA). No ensaio de ruído o parâmetro selecionado foi a IL (em dB) das placas, cujo o processo utilizado para a sua obtenção será explicado mais à frente.

5.1. Ensaio Experimental

O presente ensaio experimental, foi baseado no trabalho desenvolvido pela PCB e apresentado pelo Doutor Andrew Barnard no vídeo da referência [19]. Este ensaio contou com a assistência do Professor Adjunto Hernâni Miguel Reis Lopes, do ISEP, na criação das estruturas adequadas (apresentadas em detalhe mais à frente) e no desenvolvimento dos programas em MatLab para processamento e análise de dados utilizados pela autora.

Pretendia-se com o ensaio experimental quantificar a diminuição de ruído que a introdução das placas provoca junto a uma fonte sonora, com o intuito de simular, o mais próximo possível, a situação real de um painel isolador sonoro entre o motor (fonte sonora) e os aviónicos. Uma vez definido o que se queria do ensaio experimental, ou seja, a diferença no ruído entre uma fonte sonora com e sem isolamento (placas), tornou-se mais simples estruturar como obter esses resultados.

Como já foi mencionado na secção 2.2.3., a medição experimental de ruído implica a utilização de um microfone (neste caso de uma sonda acústica), que regista as diferenças de pressão no ambiente em que está inserido. Através da informação recolhida pelos microfones, **pressão sonora**, é possível calcular diversos parâmetros que permitem comparar resultados: desde os níveis de pressão, intensidade e potência sonora (L_P , L_I , L_W , respetivamente) aos índices de redução sonora (TL), de perda de inserção (IL) e de redução de ruído (NR). No Capítulo 2, na secção 2.2, foram apresentadas as diferenças entre todos estes conceitos. Assim, perante as possibilidades apresentadas, a solução que melhor se adequava à apresentação

e comparação dos resultados era a **perda de inserção (IL)**, uma vez que, ao trabalhar com a pressão em vez da intensidade, como a TL, permite simplificar não só o ensaio como o respetivo processamento de dados. Adicionalmente, a IL é calculada fazendo a razão entre os níveis de pressão da fonte sonora sem isolamento e da fonte sonora com isolamento (placas) (equação 26), que vai de encontro ao que se pretendia estudar no ensaio experimental. Depois de definidos os parâmetros experimentais a adquirir (pressão sonora com e sem placas para o cálculo da IL) tornou-se necessário estruturar o ensaio com base nessa informação e no exemplo fornecido pela referência [19].

A preparação do ensaio experimental consistiu na definição da cadeia de medição necessária - gerador de sinal (**altifalante**), transdutor (**sonda acústica**) e processamento de sinal (**analisador espectral**) - e na construção da estrutura adequada (Figura 32), fabricada pelo Professor Hernâni Lopes. Na ausência de uma câmara reverberante, ideal para a realização de ensaios sonoros, foi necessário construir uma caixa (Figura 32 - A), à semelhança da exibida no vídeo da referência [19], onde se pudessem inserir os geradores de sinal (altifalantes), e um tampo onde se conseguissem instalar as placas, para depois ser encaixado na caixa com os altifalantes. A qualidade das medições, neste tipo de ensaio, é maioritariamente afetada por fugas acústicas na montagem, razão pela qual foram tomadas precauções extra para tentar reduzir essas saídas de som. Nomeadamente, ambas as estruturas foram feitas à medida das placas (300mm x 200mm), e seladas com borracha nas zonas de encaixe e bordas (Figura 32 - A); na parte traseira da caixa, onde foi montado o sistema elétrico e o corpo dos altifalantes, foi inserido um material fibroso, no género da lã isolante para construção (Figura 32 - B), para a redução do ruído que saía pelas costas da caixa; por fim a caixa e o tampo foram presos com grampos, de maneira a reduzir as fugas entre ambos (Figura 32 - C).

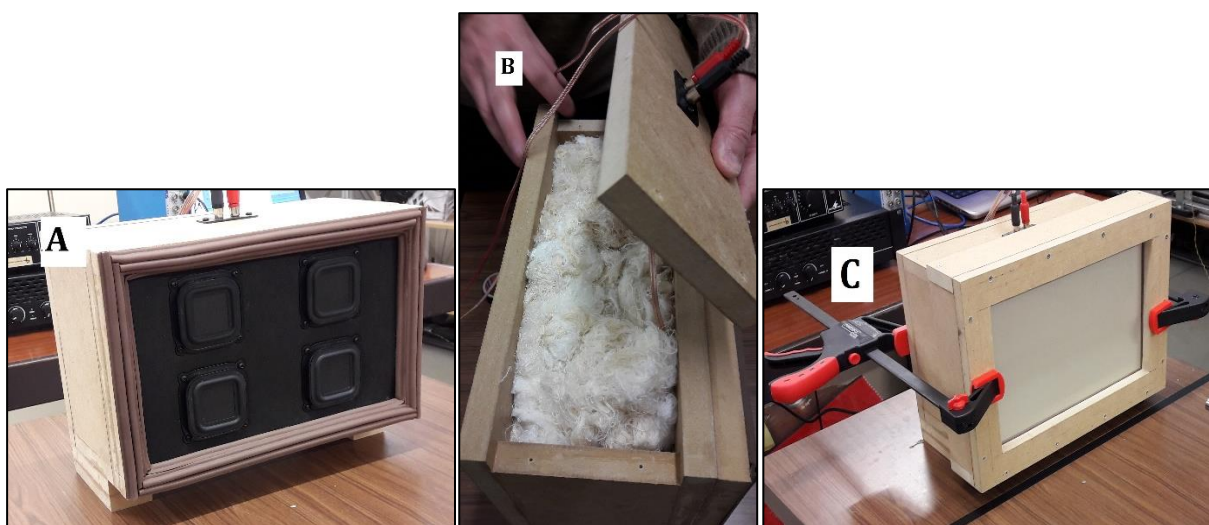


Figura 32 - Caixa de altifalantes construída pelo Professor Hernâni Lopes. **A** - Disposição da borracha isolante nas bordas da caixa; **B** - Material isolante no interior da caixa; **C** - Grampos para prender o tampo e a caixa, para evitar fugas de som entre as bordas.

Como se pretendia efetuar uma análise comparativa entre placas, o ensaio experimental teria de ser efetuado sempre nas mesmas condições. Logo, a colocação da sonda acústica foi feita de maneira a que

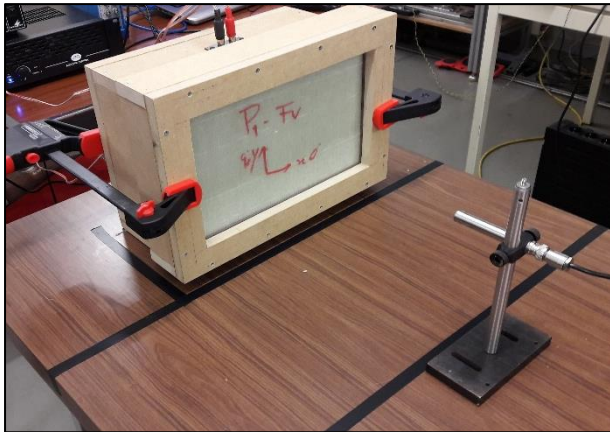


Figura 33 - Colocação da sonda acústica em função da caixa.

ficasse disposta no centro da placa em todos os ensaios, delimitando a sua zona e a da caixa com fita cola por forma a evitar deslocações. Uma vez que o ensaio foi realizado num meio aberto (sala), a sonda foi colocada a uma distância relativamente próxima da fonte sonora, de maneira a reduzir a dissipação de ruído. A sonda foi, então, colocada a uma distância do centro da placa de 22,8cm e a uma altura de 14,8 cm (Figura 33).

O sinal introduzido nos altifalantes foi de **Ruído Branco**, que por ser um sinal de amplitude aleatória ao longo de uma gama de frequências ($[0;1600]$ Hz), garante um maior rigor na análise do que o sinal retirado do motor que não consegue testar a placa num regime de amplitudes tão amplo.

Assim, o ensaio consistiu em medir primeiro a pressão da fonte sonora (altifalantes), perante o sinal de ruído branco, e estipular essa medição como a medição de referência. De seguida, sob as mesmas condições do ensaio de referência, foram colocadas, à vez, cada placa na posição de isolamento sonoro (entre os altifalantes e a sonda) e registadas as respetivas pressões sonoras, Figura 33. Os resultados recolhidos para cada situação, vinham em duas colunas de dados, uma com as frequências (até 1600Hz) e outra com a amplitude da pressão em Pascals. Na próxima secção será analisado o processamento desses dados até à obtenção dos resultados finais e a sua respetiva análise.

Este ensaio decorreu no Laboratório de Ótica e Mecânica Experimental (LOME), no Pavilhão de Mecânica, da Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto (FEUP) com recurso à seguinte cadeia de medição:

1. **Gerador de sinal:** 4 Altifalantes Tectonic - modelo TEBM36S12-4/A;
2. **Transdutor:** Sonda Acústica G.R.A.S. 46AE - ½" CCP Free-field Microphone;
3. **Condicionador de sinal:** Acoustic Control TRX 500;
4. **Amplificador:** Power Amplifier PA-700- Brimaquinas - 70 Watts;
5. **Analizador de sinal:** Multi-Analisador Espectral - Oros OR35;
6. **Software do Computador:** MatLab

5.2. Análise de Resultados

Depois de recolhidos todos os ficheiros de dados relativos ao ensaio experimental de ruído, foi utilizado um programa em MatLab, desenvolvido e cedido pelo Professor Hernâni Lopes, para o processamento e análise dos dados, que permitiu calcular os gráficos da IL e da pressão, em dB. O programa que se encontra discretizado no Anexo 8, utiliza as Equações 14 e 26, para converter a pressão de Pa para dB e para calcular a IL de cada placa, respetivamente. Assim, a análise de resultados para ambos os parâmetros, no intervalo [0;1600] Hz, encontra-se disponível na Figura 34:

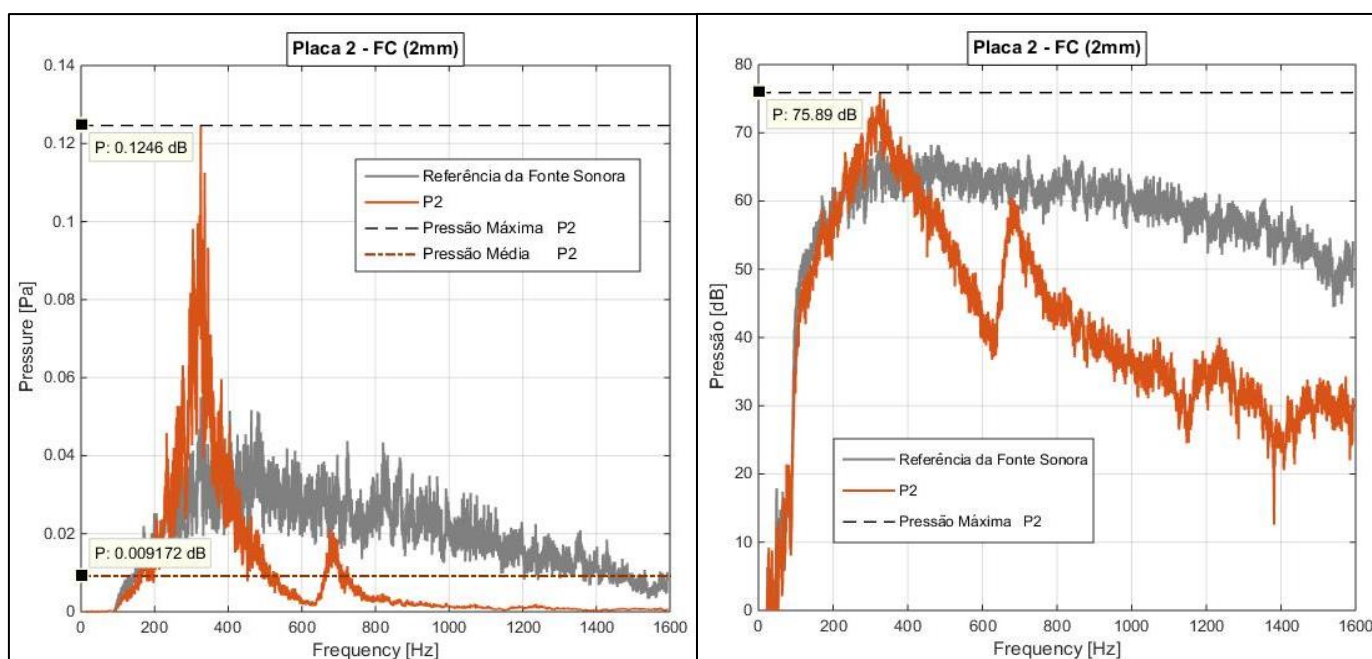


Figura 34 - **Esq**: Gráfico da Pressão Sonora da P2 vs da Referência [Pa]. **Dir**: Gráfico da Pressão Sonora da P2 vs da Referência [dB].

A Figura 34 Esq apresenta o tipo de informação recolhida no ensaio experimental de ruído, pressão sonora em Pascal, neste caso referente à placa 2 e à referência (fonte sonora). Na Figura 34 Dir é exibido o “mesmo” gráfico com a diferença que a pressão sonora apresentada encontra-se agora em decibéis, ou seja foi aplicada a equação 14 à informação do primeiro gráfico. O mesmo procedimento foi aplicado em todas as placas testadas.

De maneira a identificar as características que permitissem comparar as placas com um maior nível de rigor, foi calculado o valor máximo de pressão que cada placa atinge e o seu valor de pressão médio, para o intervalo [0;1600] Hz. É importante referir que a média da pressão foi obtida, calculando o valor médio da pressão em Pa e só depois efetuada a conversão para dB pela equação 14. A razão para este procedimento deve-se ao facto de a conversão para dB ser uma conversão logarítmica, o que significa que se a média fosse efetuada diretamente sob os valores em decibéis os resultados obtidos não seriam “proporcionais” aos

obtidos para a pressão em Pa, ou seja estariam incorretos. Um procedimento semelhante foi efetuado para o cálculo da IL, que utilizou as pressões em Pa de cada placa em vez das pressões em dB, uma vez que a IL é ela própria uma conversão para decibéis, equação 26. Assim, na Tabela 8 estão, então, dispostos, para o intervalo [0;1600] Hz: os valores máximos atingidos para a IL e para as pressões, em cada placa; e as pressões médias, e as suas respetivas IL. Na Figura 35 Esq está representada um gráfico típico da IL (da P2) com o seu valor máximo assinalado.

Tabela 8 - Valores máximos e médios da IL e da pressão para as Placas e Fonte Sonora (Referência):

Insertion Loss (IL) e Pressão das Placas e da Fonte Sonora (Referência)							
Intervalo	[0;1600] Hz						
	Valores Máximos			Valores Médios			
Placas	IL Máx	Pressão Máx [Pa]	Pressão Máx [dB]	Pressão Média [Pa]	Pressão Média [dB]	IL da Pmédia [dB]	Factor de Redução
Placa 1	50,69	0,0687	70,72	0,0048	47,62	12,24	4,09
Placa 2	38,02	0,1246	75,89	0,0092	53,23	6,63	2,15
Placa 3	41,19	0,0593	69,44	0,0068	50,61	9,25	2,90
Placa 4	49,98	0,0266	62,49	0,0027	42,50	17,36	7,38
Placa 5	50,34	0,0238	61,50	0,0026	42,37	17,49	7,49
Placa 6	47,70	0,0215	60,61	0,0023	41,37	18,49	8,40
Placa 7	50,70	0,0426	66,58	0,0035	44,87	14,99	5,61
Placa 8	49,96	0,0164	58,30	0,0021	40,38	19,48	9,42
Placa 9	50,67	0,0126	56,00	0,0021	40,27	19,59	9,54
Referência		0,0551	68,80	0,0197	59,86	FR = P _{méd} P _x (Pa) / P _{méd} Ref (Pa)	

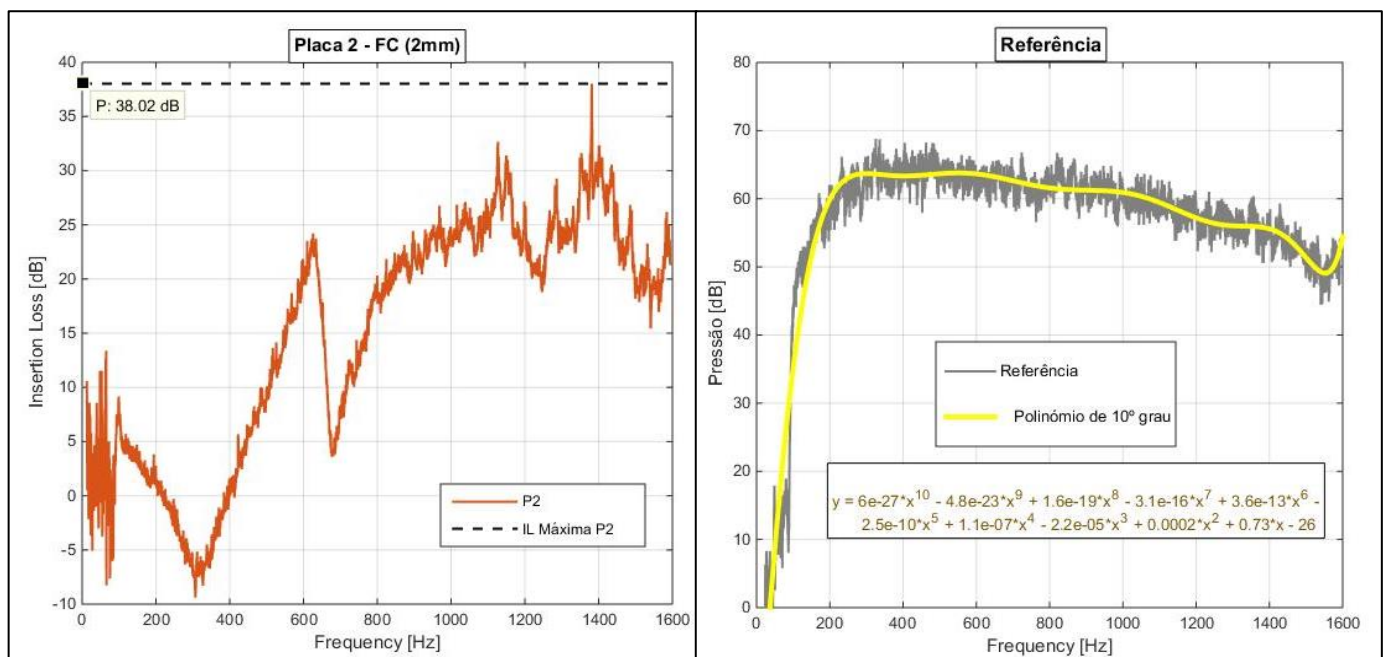


Figura 35 - Esq: Gráfico da IL da P2 do intervalo [0;1600] Hz. Dir: Aproximação da curva da Referência por um Polinômio de 10º grau.

Como a diferença entre placas nem sempre é muito perceptível visualmente, tornou-se necessário aproximar as curvas de pressão e IL, que contém algum ruído e demasiada informação, por um polinômio de grau 10

que simplificasse a apresentação dos resultados. Como tal, a Figura 35 Dir representa um exemplo dessa aproximação, na curva de referência e a Figura 36 contém todas as aproximações num gráfico comparativo.

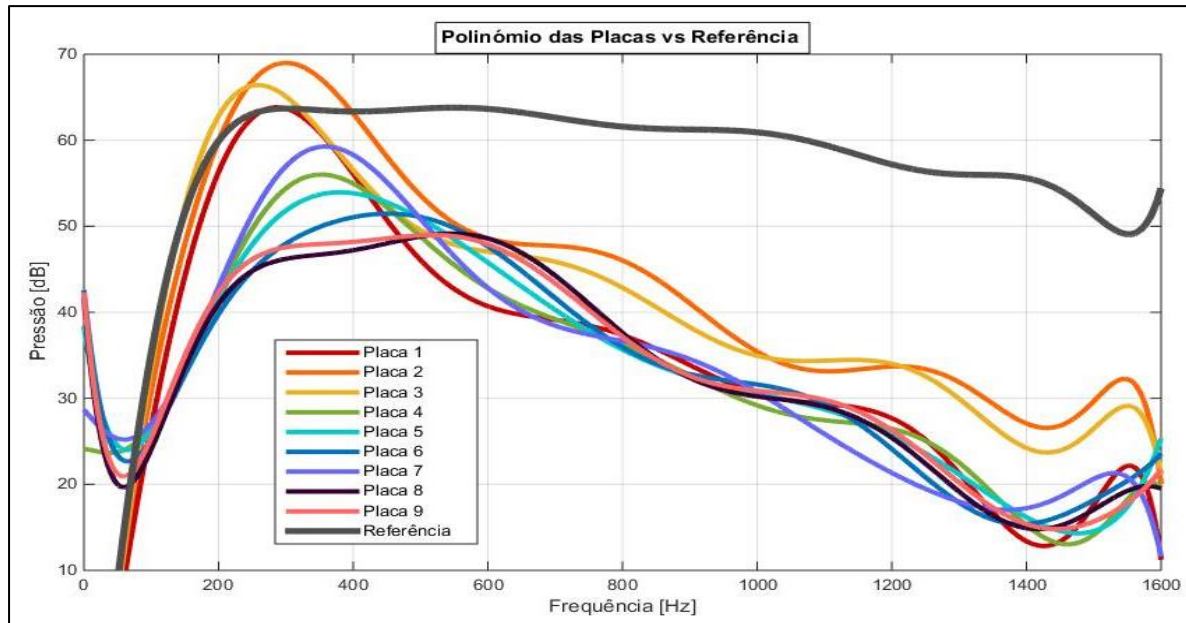


Figura 36 - Apresentação das curvas aproximadas do polinómio de 10º grau, para todas as placas e referência.

As curvas de IL, originais e as aproximadas por um polinómio de grau 10, encontram-se no Anexo 9. Observando agora os resultados da Tabela 8, verifica-se que, à semelhança do que ocorreu nos ensaios de vibração, a placa com a **melhor prestação** foi a **P9** - com uma IL (diferença entre a pressão média da referência e a pressão média das placas) de cerca de 20 dB, que equivale a um fator de redução face à referência de aproximadamente 9,54 e a **pior** foi a **P2** - com uma IL de próxima de 7 dB, e um fator de cerca de 2,15. Assim, de modo global, a prestação das placas, em ambos os intervalos, foi: **P2 - P3 - P1 - P7 - P4 - P5 - P6 - P8 - P9** (da pior para a melhor).

Procedendo, então, à análise detalhada, análoga aos ensaios de vibração, retiraram-se as seguintes conclusões:

1) Fibra de Vidro vs. Fibra de Carbono - qual o melhor material para redução de ruído?

Conclusão: Tanto a P1 como a P3 absorvem melhor o ruído do que a P2. A diferença entre ambas as placas e a P2 é cerca de 6 dB para a P1, e 3 dB para a P3.

2) Efeito da Introdução de Espuma - qual o efeito da introdução de espuma ou do seu aumento?

Ao comparar as placas 1, 4, 7, 8, 6 e 9 os resultados obtidos confirmaram as conclusões retiradas no Capítulo anterior. A P4 reduz o ruído em cerca de 5 dB a mais do que a P1 e a P8 mais 5 dB do que a P7. A redução entre a P6 e P9 é, todavia, é bastante menor, aproximadamente 1 dB, em particular quando comparada com a diferença registada nos ensaios de vibração. **Conclusão:** Apesar de a

introdução ou aumento da espuma continuar a melhorar a capacidade de absorção do compósito, o grau de redução é bastante menor do que na vibração.

3) **2 vs. 3 Materiais + Melhor disposição da FV vs FC** - a introdução de mais um material como reforço melhora o desempenho da placa? E qual a melhor configuração para o exterior e interior?

Neste ponto da análise as conclusões foram as mesmas que anteriormente, a P6 confirmou-se como melhor do que a P5 e P4 em cerca de 1 dB, sendo que a diferença entre a P5 e a P4 é tão reduzida que não chega a 0,2 dB. **Conclusão:** A diferença entre placas é tão pequena que a adição do 3º material (FC) não justifica o acréscimo de custos (dobro do valor da P4).

4) **Núcleo Singular vs. Duplo** - qual a melhor configuração para a redução de vibração? Uma placa com um único núcleo de espuma ou dois (separados no seu interior por FV)?

A diferença mais significativa ocorre entre a P6 e a P7, com uma redução de cerca de 4 dB. A P9 apresenta uma redução praticamente irrelevante quando comparada com a P8, a 0,1 dB. **Conclusão:** A comparação entre as placas 6, 7, 8 e 9 permitiu confirmar que os núcleos duplos, nas mesmas condições de espessura dos núcleos singulares, não são melhores em nenhum dos dois cenários (vibração ou ruído). E embora a diferença seja por vezes insignificante, não justifica a sua utilização.

Em suma, pode-se concluir que os ensaios de ruído vieram confirmar os resultados adquiridos nos ensaios de vibração, que as placas que mais se destacam nas respetivas categorias (mesma espessura ou configuração) foram as P1, P4 e P9, por ordem crescente de fator de amortecimento. Perante as restrições normais, a autora sugere as seguintes soluções:

- ⊕ **Sem Restrições de Custos, Peso ou Espessura** - a **Placa 9**, uma vez que apresenta a melhor redução de ruído média das placas testadas, até 20 dB (Fator de Redução $\approx 9,54$), face à fonte sonora.
- ⊕ **Com Restrições de Custos, Peso e Espessura** - a **Placa 4**, que apresenta as melhores condições gerais, com uma redução de ruído bastante satisfatória, até 17 dB (Fator de Redução $\approx 9,54$), face à fonte sonora. Num caso mais limitante, a melhor solução seria então a **Placa 3**, que com apenas metade da espessura e do preço da P1, apresenta uma diferença entre ambas de somente 3 dB, que na opinião da autora não justifica o aumento do custo de manufatura. A Placa 3 tem uma redução de ruído de até 9 dB (Fator de Redução $\approx 2,90$), quando comparada com a referência.

A melhor solução para um problema depende sempre do tipo de limitações presente, sendo que as opções sugeridas pela autora visam resolver de um modo universal o problema proposto nesta dissertação.

Capítulo 6

Conclusões e Recomendações

Neste capítulo são apresentadas as conclusões retiradas do trabalho realizado, bem como algumas recomendações para trabalhos futuros relacionados com esta temática.

6.1. Conclusões

A presente tese tinha como objetivo apresentar duas soluções para a redução de vibração e ruído no interior do novo UAV da FAP. As duas soluções previam a criação de dois painéis em compósito, utilizando estruturas em sandwich por forma a caracterizar o seu comportamento dinâmico experimentalmente, e perceber de que maneira a sua introdução melhora a capacidade de reduzir vibração e ruído. Adicionalmente, foram testadas várias configurações internas, entre elas a adição de mais do que um material, por diferentes ordens, nas faces de um compósito sandwich, bem como a introdução de núcleos de espuma duplos (com fibra no interior) com o intuito de comparar com os tradicionais núcleos singulares. Assim, dos ensaios experimentais realizados longo da tese retiraram-se as seguintes ilações: a fibra de vidro resulta substancialmente melhor na redução de vibração e ruído do que a fibra de carbono; a introdução de um terceiro material (fibra de carbono) só é benéfica se for introduzida na camada exterior, embora os custos de manufatura não compensem o ganho na redução de vibração e ruído; pelo o contrário a introdução de núcleos duplos num compósito não apresenta nenhuma mais valia, tendo em alguns casos tido uma prestação significativamente pior, nunca chegando a ser melhor do que o núcleo singular em nenhum dos casos de estudo (vibração e ruído). Em suma, a autora descobriu no decorrer da tese, que as soluções mais simples se adequavam melhor à problemática apresentada, neste caso placas feitas apenas em fibra de vidro (P1 e P3) e com um único núcleo de espuma (P4 e P9), quanto mais espessa melhor. Como a resolução mais adequada para o problema depende sempre do tipo de restrições impostas pela FAP para o novo UAV, a autora apresentou algumas diferentes soluções para as limitações mais comuns (custos, espessura e peso), descritas nos finais dos Capítulos 4 e 5, para cada caso em análise (vibração e ruído).

Concluindo, pode-se afirmar que o estudo apresentado nesta tese e as soluções encontradas foram bastante satisfatórias, apesar das restrições impostas inicialmente no material disponível, tendo em alguns casos, os resultados obtidos para algumas placas (P4 e P9), ultrapassado as expectativas da autora.

6.2. Recomendações Futuras

A autora sugere que, enquanto continuação desta tese, seja proposta uma dissertação cujo foco seja a implementação no UAV de uma das soluções apresentadas pela autora. A tese proposta consistiria num estudo computacional e experimental dos apoios onde seriam instalados os painéis na aeronave. O aluno teria, com base nas restrições apresentadas pela FAP, de escolher a melhor solução dentro das que foram apresentadas na presente tese e os melhores apoios (dentro dos que se encontrem disponíveis no CIDIFA) para a sua fixação. Seguidamente, propunha-se um estudo de transmissibilidade dos apoios e um estudo computacional da distribuição das massas dos componentes aviônicos no painel, de forma a evitar a presença de ressonâncias. A autora recomenda, também, que sejam realizados testes estruturais nas configurações em compósito apresentadas e selecionadas. Com o objetivo de, no futuro, poderem substituir alguns componentes na estrutura do UAV, nomeadamente alguns componentes de suporte do motor e envolventes. O objetivo seria criar uma estrutura interna desenvolvida para a atenuação de vibração e ruído, com os materiais que a FAP já dispõe, capaz de suportar os esforços estruturais normais num cenário de operação real. Existem claro, limitações que teriam de ser tidas em conta sendo a mais significativa o peso da estrutura. A autora sugere para este caso estudar se a introdução da espuma de 2mm (igual à utilizada na placa 7), numa placa sandwich em compósito semelhante à placa 4, continua a melhorar consideravelmente o comportamento dinâmico das placas, mesmo com uma espuma mais fina. Uma placa sandwich mais fina podia possivelmente ser mais facilmente utilizada numa estrutura secundária, do que uma mais espessa mais adequada a servir de suporte ou de partição isolante.

Referências Bibliográficas

- [1] J. F. Keane and S. S. Carr, “A Brief History of Early Unmanned Aircraft,” *John Hopkins APL Tech. Dig.*, vol. 32, no. 3, pp. 558–571, 2013.
- [2] Teal Group, “Executive Overview: The Market Outlook,” 2014.
- [3] J.R.Wilson, “The evolution of UAV avionics,” *Military & Aerospace Electronics*, 2005. [Online]. Available: <http://www.militaryaerospace.com/articles/print/volume-16/issue-9/features/special-report/the-evolution-of-uav-avionics.html>. [Accessed: 01-Jan-2016].
- [4] Federal Aviation Administration, “Chapter 11: Communication and Navigation,” in *Aviation Maintenance Technician Handbook–Airframe Vol. 2*, United States Department of Transportation, 2012.
- [5] Singiresu S. Rao, *Mechanical Vibrations*, 5th ed., vol. 67. Prentice Hall, 2011.
- [6] Joseph Ellison; Goodarz Ahmadi ; Mike Kehoe, “Passive Vibration Control of Airborne Equipment Using a Circular Steel Ring,” *NASA Dryden Flight Res. Facil. Edwards, CA*, 1997.
- [7] J. Cortesão, “Portugal, uma nação marítima,” 2010. [Online]. Available: http://www.marinha.pt/pt-pt/historia-estrategia/estrategia/folhetospt/Portugal_uma_nacao_maritima.pdf.
- [8] Academia da Força Aérea, “PERSEUS.” [Online]. Available: <http://www.academiafa.edu.pt/subPagina-10D00-019.005.003.005-perseus>.
- [9] Simfer SA, “Annex 7A: Noise and Vibration Glossary,” in *Simandou Project: Social and Environmental Impact Assessments*, vol. II, 2011, pp. 1–3.
- [10] M. P. Norton and D. G. Karczub, *Fundamentals of Noise and Vibration Analysis for Engineers*, 2nd Editio. Cambridge University Press, 2003.
- [11] C. M. Harris, *Harris’ Shock and Vibration Handbook*, 5th ed., vol. 45, no. 7. McGRAW-HILL, 2002.
- [12] Brüel & Kjør, “Measuring Vibration.” Denmark, 1982.
- [13] Força Aérea, “Manual da Força Aérea MAF 500-12,” 2013.
- [14] Agilent Technologies, “The Fundamentals of Signal Analysis,” *Application Note*, no. 243. 2000.
- [15] I. Almeida, “Caracterização do comportamento dinâmico da plataforma Alpha-Extended e definição de uma metodologia de análise modal,” Academia da Força Aérea; Instituto Superior Técnico, 2014.
- [16] Gracey & Associates, “Acoustic Glossary.” [Online]. Available: <http://www.acoustic-glossary.co.uk/>.
- [17] Brüel & Kjør, “Measuring Sound.” Denmark, 1984.

- [18] Prof. Júlio Montalvão Silva and Prof. Nuno Maia, *Vibrações e Ruído*. Instituto Superior Técnico.
- [19] Dr. Andrew Barnard and PCB PIEZOTRONICS, “Transmission Loss in Acoustic Testing.” [Online]. Available: <https://www.pcb.com/Resources/Videos/TransmissionLossInAcousticTesting>.
- [20] O. A. B. Hassan, *Building Acoustics and Vibration: Theory and Practice*. World Scientific Publishing Company, 2009.
- [21] Brüel & Kjær, *Noise control*. 1986.
- [22] C. Woodford, “Microphones,” 2016. [Online]. Available: <http://www.explainthatstuff.com/microphones.html>.
- [23] Federal Aviation Administration, “Chapter 7: Advanced Composite Materials,” in *Aviation Maintenance Technician Handbook–Airframe Vol. 1*, United States Department of Transportation, 2012.
- [24] A. Caraccio, L. Tate, A. Dokos, B. Taylor, and C. Brown, “Composite Overview and Composite Aerocover Overview,” NASA, 2014.
- [25] F. C. Campbell, *Manufacturing Processes for Advanced Composites*, vol. 1. ELSEVIER, 2004.
- [26] J. N. Reddy, *Mechanics of Laminated Composite Plates and Shells: Theory and Analysis*, 2nd ed. 2004.
- [27] L. C. Dorworth, G. L. Gardiner, and G. M. Mellema, *Essentials of Advanced Composite Fabrication & Repair*. Washington: Aviation Supplies & Academics, Inc., 2009.
- [28] R. Chandra, S. P. Singh, and K. Gupta, “Damping studies in fiber-reinforced composites - a review,” *Compos. Struct.*, vol. 46, no. 1, pp. 41–51, 1999.
- [29] Grégoire Lepoittevin, “Composite Laminates with Integrated Vibration Damping Treatments,” Swiss Federal Institute of Technology (ETH Zurich), 2012.
- [30] Airex Baltek, “Data Sheet: Airex C70.” 2011.
- [31] Sicomin Epoxy Systems, “SR 1126,” 2014.
- [32] Sicomin Epoxy Systems, “SR 1500,” 2014.
- [33] B. J. Schwarz and M. H. Richardson, “Experimental Modal Analysis,” *CSI Reliability Week*. Vibrant Technology, Inc., Jamestown, California, 1999.
- [34] D. J. Ewins, *Modal Testing: Theory, Practice and Application*, 2nd ed. Research Studies Press Ltd., 2000.
- [35] W. Fladung and R. Rost, “Application and Correction of the Exponential Window for Frequency Response Functions,” Cincinnati, EUA, 1997.
- [36] Brian J. Schwarz and Mark H. Richardson, “Experimental Modal Analysis,” *Proc. CSI Reliab. Week*, no. January, pp. 1–11, 1999.

- [37] Peter Avitabile, “Experimental Modal Analysis,” *Sound Vib.*, no. January, 2001.
- [38] M. H. Richardson and D. L. Formenti, “Parameter Estimation from Frequency Response Measurements Using Rational Fraction Polynomials,” in *International Modal Analysis Conference*, 1982.
- [39] D. L. Formenti and M. H. Richardson, “Parameter Estimation from Frequency Response Measurements Using Rational Fraction Polynomials (Twenty Years of Progress),” in *International Modal Analysis Conference (IMAC) - XX: Conference & Exposition on Structural Dynamics*, 2002.
- [40] C. A. G. Acuña, “Rational Fraction Polynomial Method,” *MathWorks*, 2002. [Online]. Available: <https://www.mathworks.com/matlabcentral/fileexchange/3805-rational-fraction-polynomial-method?requestedDomain=www.mathworks.com>.
- [41] J. M. S. F. M. Proença and J. J. R. T. de Azevedo, “Identificação Dinâmica de Sistemas Estruturais: Conceitos Gerais.” Instituto Superior Técnico, 1999.
- [42] C. LC and P. AHA, “Amortecimento: Classificação e Métodos de Determinação,” São Carlos, Brasil, 2010.
- [43] J. W. Sutherland, “Vibration Damping,” *Michigan Technological University*. [Online]. Available: <http://www.mfg.mtu.edu/cyberman/machtool/machtool/vibration/damping.html>.
- [44] C. P. Ratcliffe, “Correcting a Significant and Consistent Error in the Modal Damping Obtained using Transient Vibration Data.” Division of Engineering and Weapons, United States Naval Academy, 1998.
- [45] C. M. M. Soares, M. Moreira De Freitas, A. L. Araújo, and P. Pedersen, “Identification of material properties of composite plate specimens,” *Compos. Struct.*, vol. 25, no. 1–4, pp. 277–285, 1993.
- [46] A. L. Araújo, C. M. Mota Soares, and M. J. Moreira De Freitas, “Characterization of material parameters of composite plate specimens using optimization and experimental vibrational data,” *Compos. Part B Eng.*, vol. 27, no. 2 PART B, pp. 185–191, 1996.
- [47] A. L. Araújo, C. M. Mota Soares, M. J. Moreira De Freitas, P. Pedersen, and J. Herskovits, “Combined numerical-experimental model for the identification of mechanical properties of laminated structures,” *Compos. Struct.*, vol. 50, no. 4, pp. 363–372, 2000.
- [48] A. L. Araújo, C. M. Mota Soares, J. Herskovits, and P. Pedersen, “Development of a finite element model for the identification of mechanical and piezoelectric properties through gradient optimisation and experimental vibration data,” *Compos. Struct.*, vol. 58, no. 3, pp. 307–318, 2002.

Anexos

Anexo 1: Preço e *Data Sheets* do material utilizado no fabrico das placas.

- Anexo 1.1 - Lista aproximada de preços do material utilizado:

Lista de Preços			
Empresa	Material	Preço	Unidades
Rebelco	[FV]	0,69	€ / m
Rebelco	[FC]	2,76	€ / m
R&G Faserverbundwerkstoffe	[E2]	23,32	€ / m ^ 2
R&G Faserverbundwerkstoffe	[E5]	35,82	€ / m ^ 2
R&G Faserverbundwerkstoffe	[E10]	56,64	€ / m ^ 2
Sicom in	[R1]	101,5	€ / kg

- Fibra de Vidro Unidirecional (UDV.12.600.10) - Empresa Rebelco:

REFORÇOS EM FIBRA DE VIDRO/ GLASS REINFORCEMENT

Referência Style	Largura Width	Peso Weight	Malha Weave	Teia Warp	Trama Weft	Teia Warp	Trama Weft
	mm	g/m ²		%	%		
FITAS DE FIBRA DE VIDRO/ GLASS TAPES							
12.600	30 a 150	600	tafeta/plain	96	4		

- Fibra de Carbono Unidirecional (UD.215.10) - Empresa Rebelco:

REFORÇOS DE FIBRA DE CARBONO/ CARBON REINFORCEMENT

Referência Style	Largura Width	Peso Weight	Malha Weave	Teia Warp	Trama Weft	Teia Warp	Trama Weft
	mm	g/m ²		%	%		
FITAS DE CARBONO / CARBON TAPES							
215	30 a 100	215	tafeta/plain	96	4	6K HR	EC9 34

- Espuma Airex (C70.75) - Empresa R&G Faserverbundwerkstoffe:

AIREX® C70 material data sheet EN 2010 V02				AIREX® C70
Material data sheet / Issue 08/2010 / Replaces issue 09/2009				Universal structural foam
Properties	Certificate	Unit	Value¹⁾	AIREX® C70.75
Density	ISO 845	kg/m ³	Average typ. range	80 72 - 92
Compressive strength perpendicular to the plane	ISO 844	N/mm ²	Average Minimum	1.45 1.10
Compressive modulus perpendicular to the plane	DIN 53421	N/mm ²	Average Minimum	104 80
Tensile strengt in the plane	ISO 527 1-2	N/mm ²	Average Minimum	2.0 1.6
Tensile modulus in the plane	ISO 527 1-2	N/mm ²	Average Minimum	66 50
Shear strength	ISO 1922	N/mm ²	Average Minimum	1.2 1.0
Shear modulus	ASTM C393	N/mm ²	Average Minimum	30 24
Shear elongation at break	ISO 1922	%	Average Minimum	18 10
Thermal conductivity at room temperature	ISO 8301	W/m.K	Average	0.033
Standard sheet				
Width		mm ± 5		1020
Length		mm ± 5		2180
Thickness		mm ± 0.5		3 to 68
Block				
Thickness		mm ± 2		72
Scrim-cloth (sc)				
Width		mm ± 10		510 or 1020
Length		mm ± 10		1080
Thickness		mm ± 0.5		3 to 68
Colour				green

Data sheet AIREX® C70

- Resina Epoxy SR 1126 + Endurecedor SD 8203 - Empresa Sicomin:

Epoxy resin SR 1126

Appearance		White viscous liquid
Storage		2 years @ 20 °C Stir thoroughly before use
Viscosity (m.Pas)	15 °C	15 000 ± 3 000
Rheometer	20 °C	9 000 ± 2 000
CP 50 mm	25 °C	6 000 ± 1 000
Shear rate 10 s ⁻¹	30 °C	3 700 ± 700
	40 °C	1 800 ± 300
Density		
Picnometer	20 °C	1.28 ± 0.01
ISO 2811-1		

Hardeners SD xxxx

		SD 8203
Appearance / colour		Yellow liquid
Reactivity		Standard
Viscosity (mPa.s)	15 °C	80 ± 15
	20 °C	60 ± 10
Rheometer	25 °C	45 ± 10
CP 50 mm	30 °C	30 ± 5
Shear rate 10 s ⁻¹	40 °C	20 ± 5
Density	20 °C	0.980 ± 0.005
Picnometer		
ISO 2811-1		

SR 1126 / SD xxxx mix properties

		SR 1126 / SD 8203
Weight ratio		100 g / 20 g
Volume ratio		100 / 26 ml
Mix viscosity	- 5 °C	
Rheometer	5 °C	
PP 50 mm	20 °C	2 100 ± 400
Shear rate 10 s ⁻¹	30 °C	1 000 ± 200
	40 °C	600 ± 100
	50 °C	
	60 °C	
	70 °C	
	80 °C	

Laminate mechanical properties

		SR 1126 / SD 8203		
Reinforcement		3300	3300	3300
Number of layers		15 layers	15 layers	15 layers
Processing		vacuum - 0.4 bar	vacuum - 0.4 bar	vacuum - 0.4 bar
Weight fibre content	%	60	60	60
Post-curing		4 jours 30 °C	24 h Ta + 24 h 40 °C	24 h Ta + 16 h 60 °C
Flexion				
Modulus of elasticity	N/mm ²	15 900	16 000	15 900
Maximum resistance	N/mm ²	370	380	400
Elongation at max. resistance	%	2.6	2.7	2.8
Elongation at break	%	2.7	2.6	2.9
Shear strength				
Shear stress	N/mm ²	25	27	26
Charpy impact strength				
Resilience	kJ/m ²	177	180	173
Glass Transition / DSC				
Tg 1	°C	58	68	88
Tg 1 max	°C		91	93

Cure:

	SD 8203
Minimum post-cure cycle time & temp.	24 h at 40 °C
Recommended post-cure cycle time & temp.	12 h at ambient + 6 h at 40 °C + 4 h at 60 °C + 4 hours at 80 °C

- Resina Epoxy SR 1500 + Endurecedor SD 2505 - Empresa Sicomin:

Epoxy resin SR 1500

		SR 1500
Aspect		Liquid
Colour		clear
Viscosity (mPa.s)	15 °C	5 300 ± 1 000
Rheometer	20 °C	2 300 ± 500
CP 50 mm	25 °C	1 250 ± 250
Shear rate 10 s ⁻¹	30 °C	750 ± 150
	40 °C	300 ± 60
Density :	20 °C	1.13 ± 0.01
Picnometer		
NF EN ISO 2811-1		
Storage stability:		24 months, do not crystallize

Hardeners SD xxxx

		SD 2505
Aspect / colour:		Yellow liquid
Reactivity		intermediate
		reactivities
Viscosity (mPa.s)		
Rheometer	20 °C	350 ± 70
CP 50 mm	25 °C	230 ± 40
Shear rate 10 s ⁻¹	30 °C	150 ± 30
Density :	20 °C	1.00 ± 0.01
Picnometer		
NF EN ISO 2811-1		

Polymerisation and curing conditions

SD 2507, SD 2806 and SD 2505 have been developed to offer excellent mechanical properties after a moderate temperature post-cure.

	SR 1500 / SD 2507 SR 1500 / SD 2806 SR 1500 / SD 2505
Time to wait at 20°C before post-cure	2 to 4 hours
Minimum post-cure cycle	2 to 7 days at 20°C
Advised post-cure cycle	2 to 7 days at 20°C Or 12 hours at 40°C Or 6 hours at 60°C

SR 1500 / SD xxxx mix properties

		SR 1500 / SD 2505
Weight ratio		100 / 33 g
Volume ratio		100 / 37 ml
Viscosity		
Rheometer	20 °C	800 ± 150
PP 50 mm	25 °C	650 ± 120
Shear rate 10 s ⁻¹	30 °C	500 ± 100

Mechanical properties on pure cast :

		SR 1500 / SD 2505		
Curing cycles		14 jours 23 °C	24 h 23°C + 24h 40°C	24 h 23°C + 8h 60 °C
Tension				
Modulus of elasticity	N/mm ²	3100	2900	2900
Maximum resistance	N/mm ²	77	74	74
Resistance at break	N/mm ²	71	68	68
Elongation at max. load	%	3.6	4.4	4.7
Elongation at break	%	4.5	6.0	7.4
Flexion				
Modulus of elasticity	N/mm ²	3200	3100	3100
Maximum resistance	N/mm ²	115	115	117
Elongation at max. load	%	4.8	5.4	5.6
Elongation at break	%	7.7	8	7.9
Charpy impact strength				
Resilience	kJ/m ²	25	30	26
Glass Transition / DSC				
Tg1	°C	56	68	72
Tg1 max.	°C			76

Anexo 2: Esquema para a produção das Placas:

- Preparação:



Anexo 2.1 - Preparação do material e das fibras.



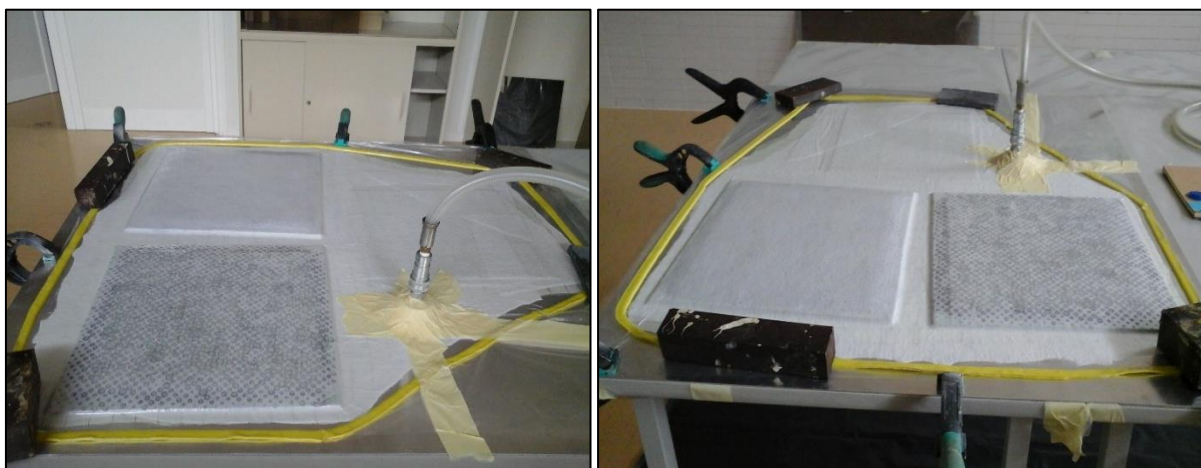
Anexo 2.2 - **Esq**: Resina SR 1126 + Endurecedor SD 8203; **Dir**: Resina SR 1500 + Endurecedor SD 2505;

- Fabrico Hand Lay-Up:



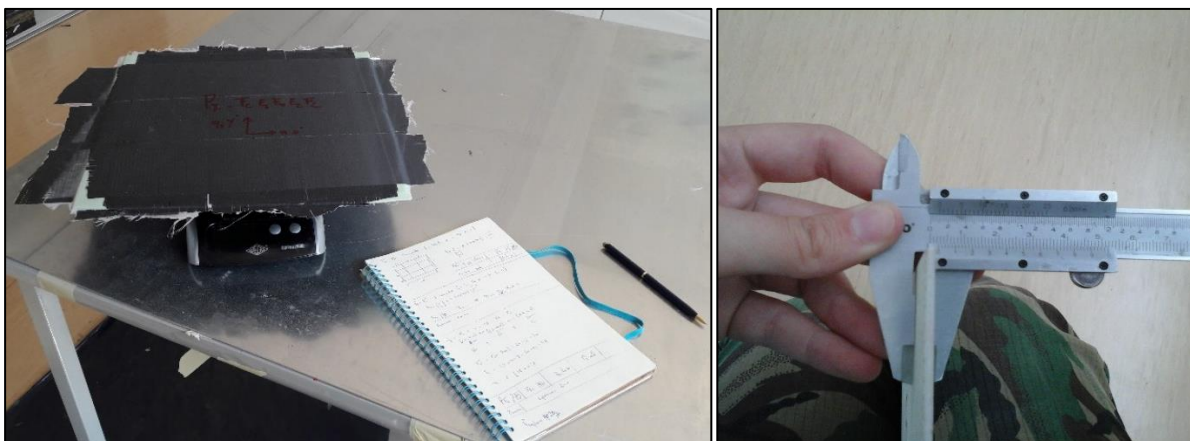
Anexo 2.3 - **Esq**: Colocação das fibras na posição e orientação correta; **Dir**: Aplicação da resina sobre as fibras;

- Cura (Saco de Vácuo):



Anexo 2.4 - Exemplo de um saco de vácuo durante o processo de cura.

- Recolha dos dados das placas fabricadas:



Anexo 2.5 - **Esq**: Pesagem das placas (antes e depois do corte); **Dir**: Medição da espessura da placa utilizando um paquímetro;

- Corte:

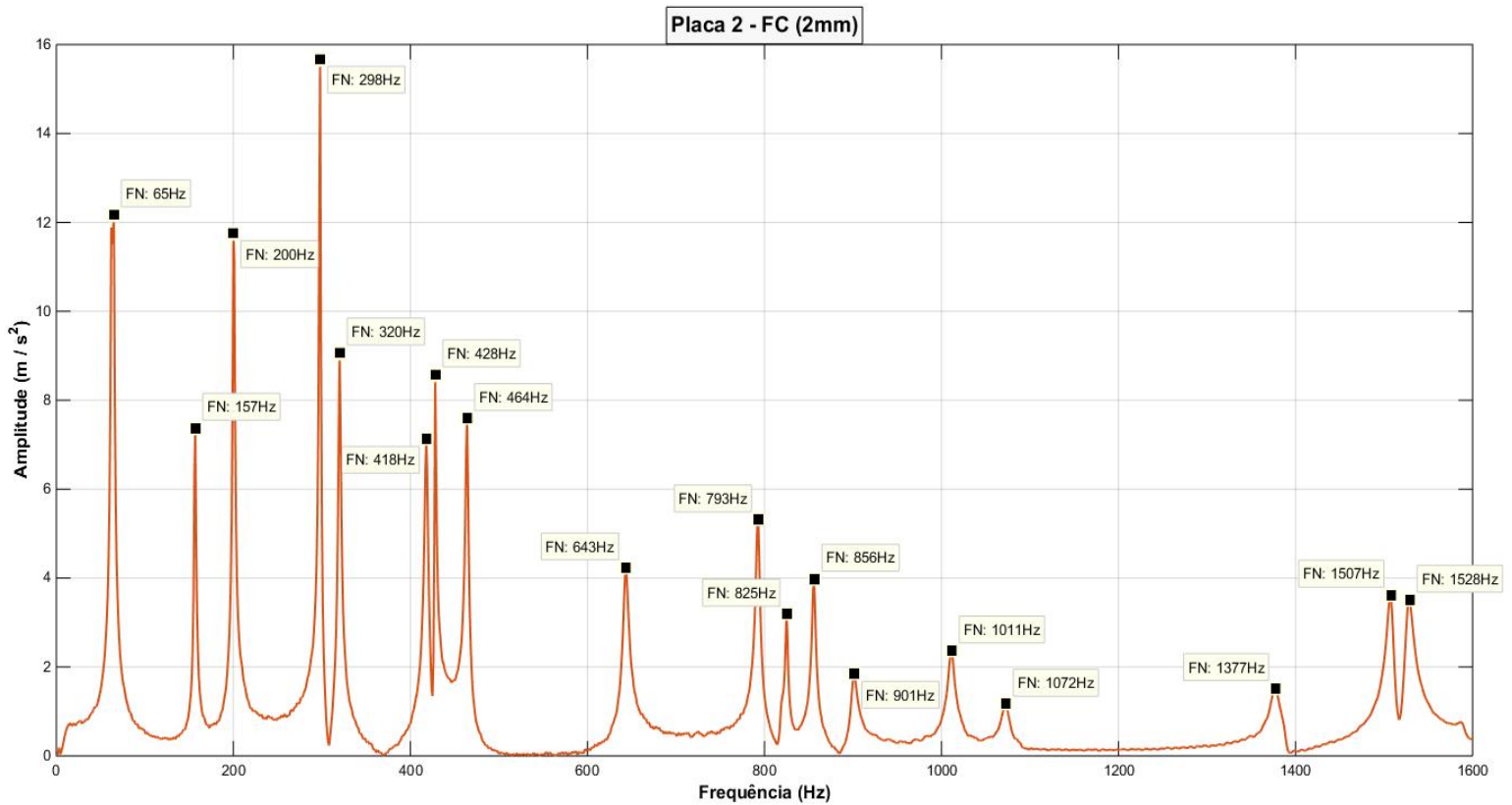
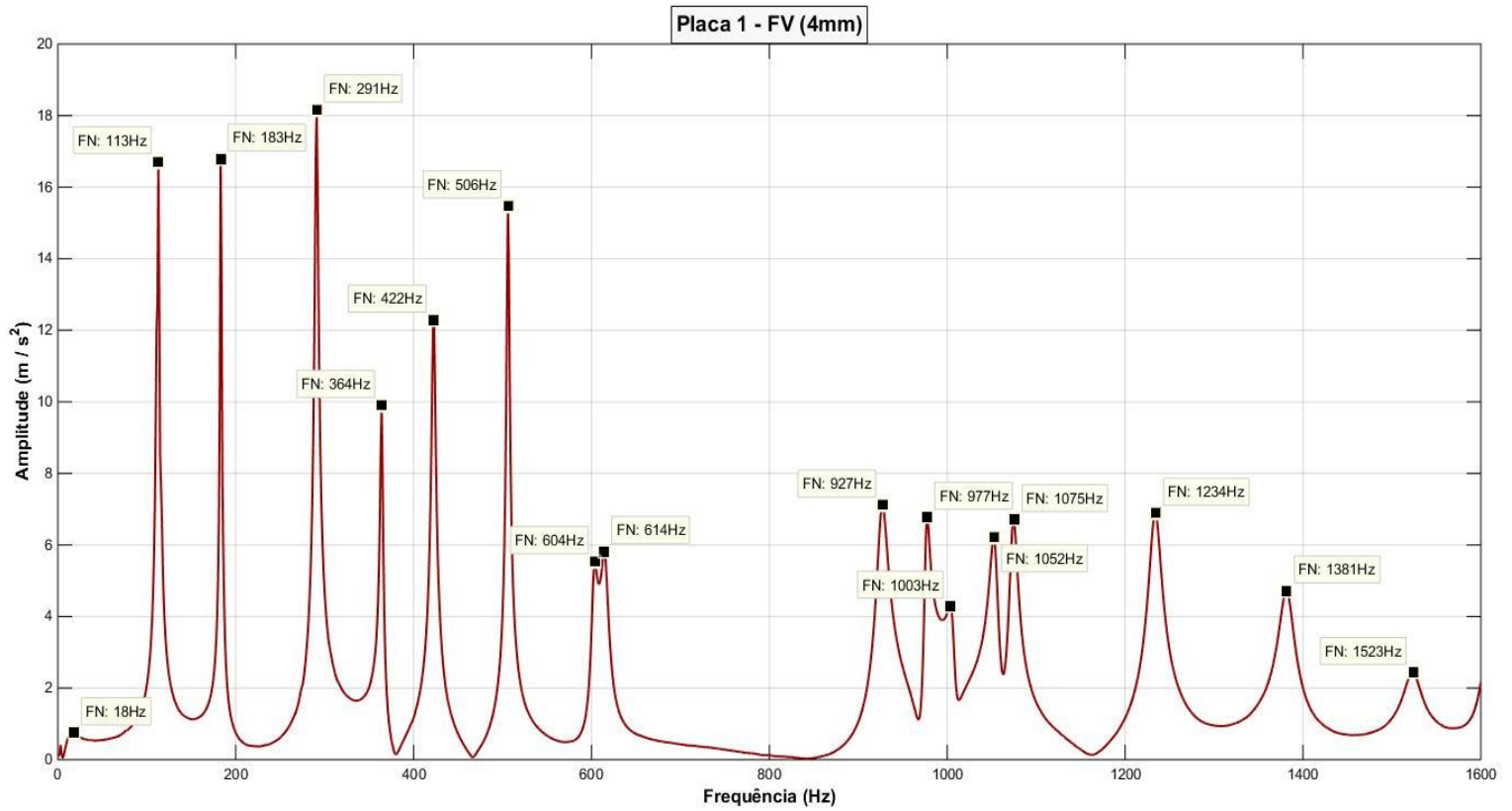


Anexo 2.6 - **Esq**: Placa a ser cortada com a Rebarbadora; **Dir**: Placa a ser cortada com a Máquina de CNC;

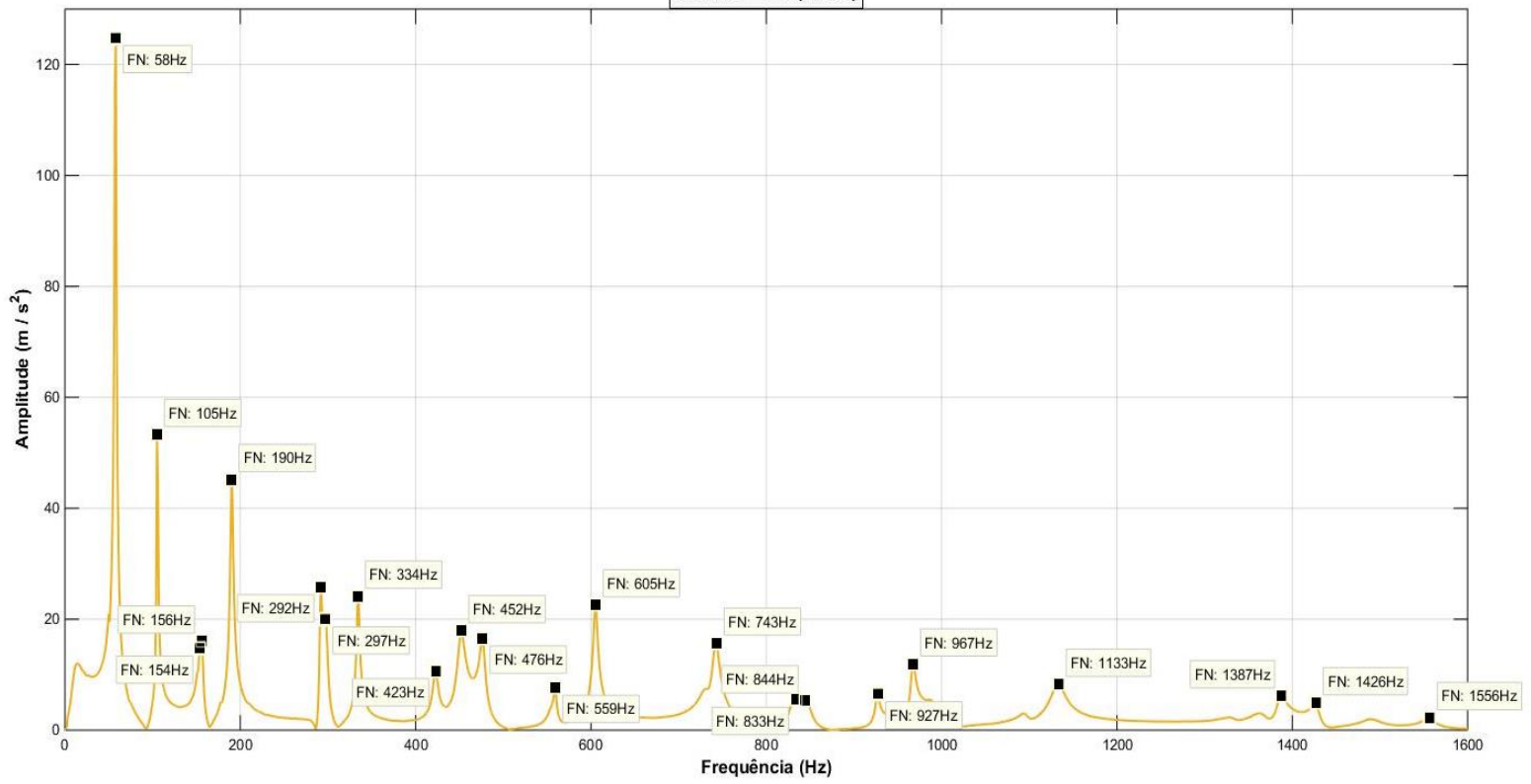
Anexo 3: Tabela com as propriedades das placas fabricadas.

Características de Fabrico dos Provetes									
Nº Placa	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Material Constituinte	[FV]	[F_C]	[F_V]	[F_V] + [E_5] + [F_V]	[F_V] + [F_C] + [E_5] + [F_C] + [F_V]	[F_C] + [F_V] + [E_5] + [F_V] + [F_C] + [F_V]	[F_C] + [E_2] + [F_V] + [E_2] + [F_C]	[F_C] + [E_5] + [F_V] + [E_5] + [F_C]	[F_C] + [F_V] + [E_10] + [F_C] + [F_V] + [E_10] + [F_C]
Volume [cm³]	240	120	120	510	540	540	480	840	840
Peso Total [g]	790	320	377	804	754	823	770	845	787
Peso Fibras de Vidro	548	0	252	535	252	252	273	272	275
Peso Fibras Carbono	0	190	0	0	170	170	192	189	179
Peso Espuma	0	0	0	49	46	46	28	95	95
Peso Resina	242	130	125	220	286	355	277	289	238
Peso Placa Final	436	175	226	447	440	477	418	464	430
Taxa de aproveitamento da placa [%] / 100	0,55	0,55	0,60	0,56	0,58	0,58	0,54	0,55	0,55
Peso Final Fibras de Vidro [g]	302,4	0,0	151,1	297,4	147,1	146,1	148,2	149,4	150,3
Percentagem de Fibras de Vidro [%]	69,4	0,0	66,8	66,5	33,4	30,6	35,5	32,2	34,9
Peso Final Fibras de Carbono [g]	0,0	103,9	0,0	0,0	99,2	98,5	104,2	103,8	97,8
Percentagem de Fibras de Carbono [%]	0,0	59,4	0,0	0,0	22,5	20,7	24,9	22,4	22,7
Peso Final Espuma [g]	0,0	0,0	0,0	27,2	26,8	26,7	15,2	52,2	51,9
Percentagem de Espuma [%]	0,0	0,0	0,0	6,1	6,1	5,6	3,6	11,2	12,1
Peso Final Resina [g]	133,6	71,1	74,9	122,3	166,9	205,8	150,4	158,7	130,0
Percentagem de Resina [%]	30,6	40,6	33,2	27,4	37,9	43,1	36,0	34,2	30,2
Densidade Vidro [g/cm³]	140,019	0,000	139,876	137,706	136,163	135,237	137,222	138,295	139,124
Densidade Carbono [g/cm³]	0,000	96,209	0,000	0,000	91,856	91,231	96,508	96,095	90,557
Densidade Espuma [g/cm³]	0,000	0,000	0,000	9,081	8,948	8,887	6,333	8,694	8,651
Densidade Resina [g/cm³]	0,556	0,592	0,624	0,240	0,309	0,381	0,313	0,189	0,155
Densidade Total [g/cm³]	1,817	1,458	1,883	0,876	0,815	0,883	0,871	0,552	0,512

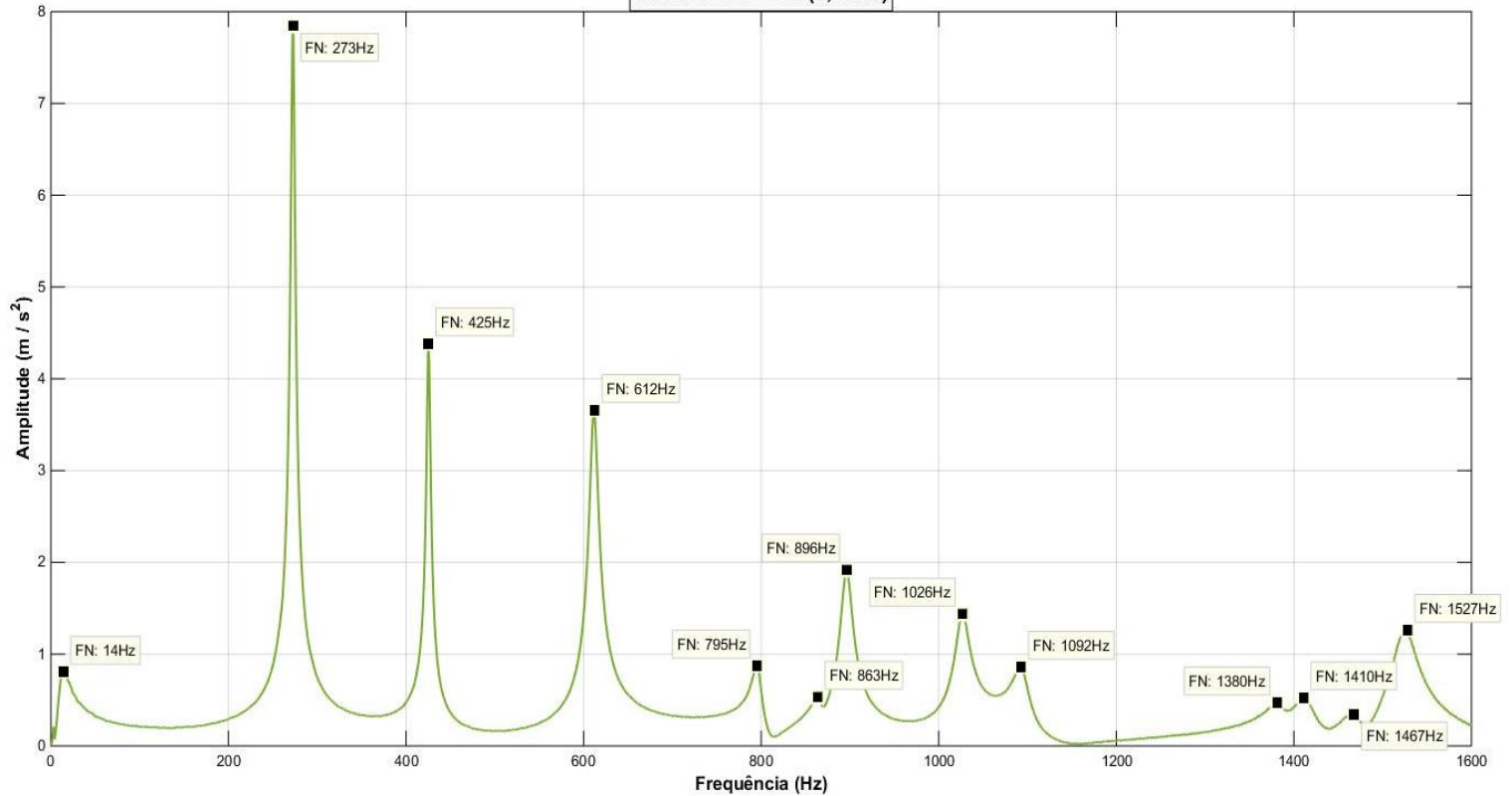
Anexo 4: Frequências Naturais das 9 Placas



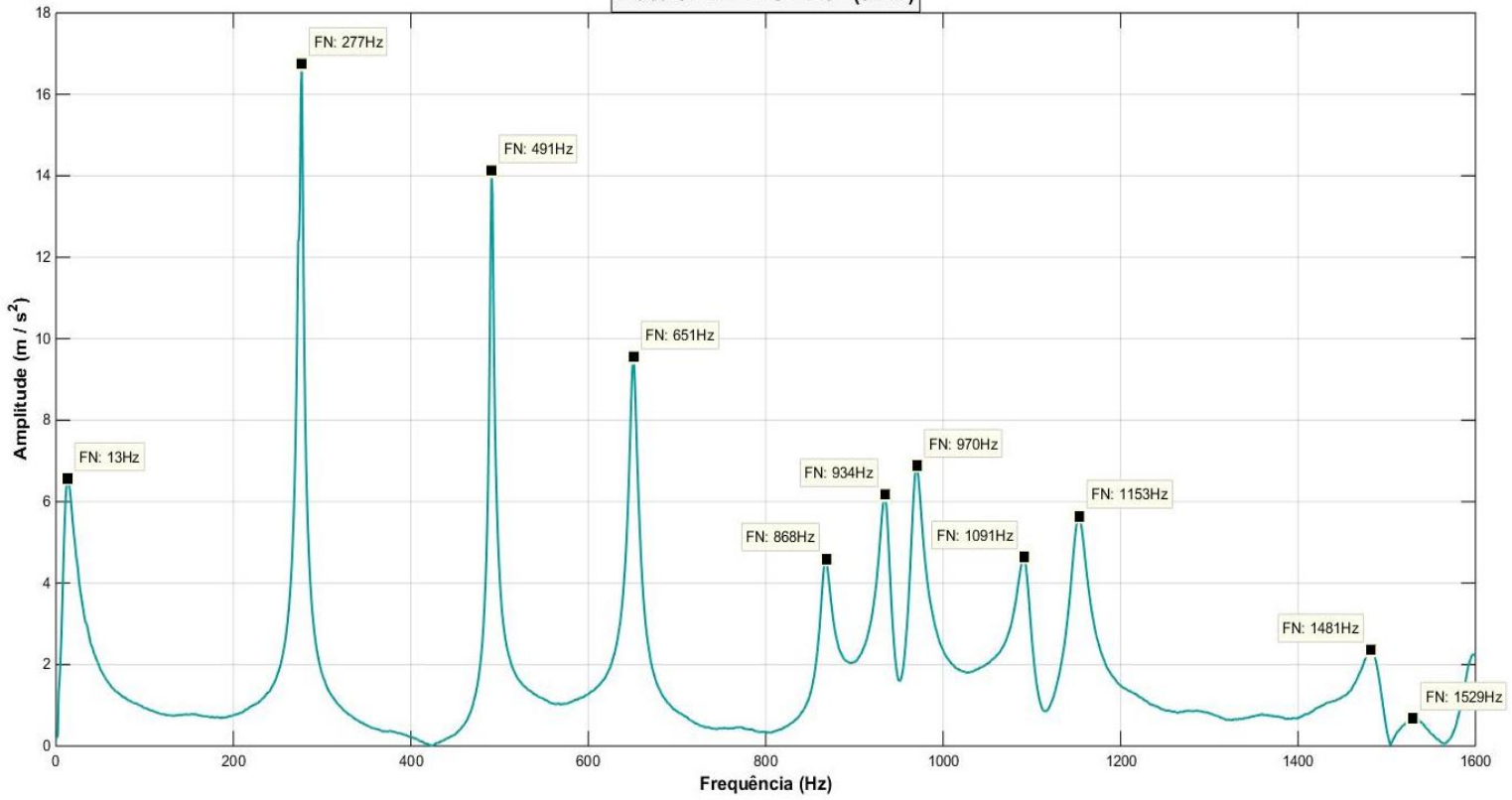
Placa 3 - FV (2mm)



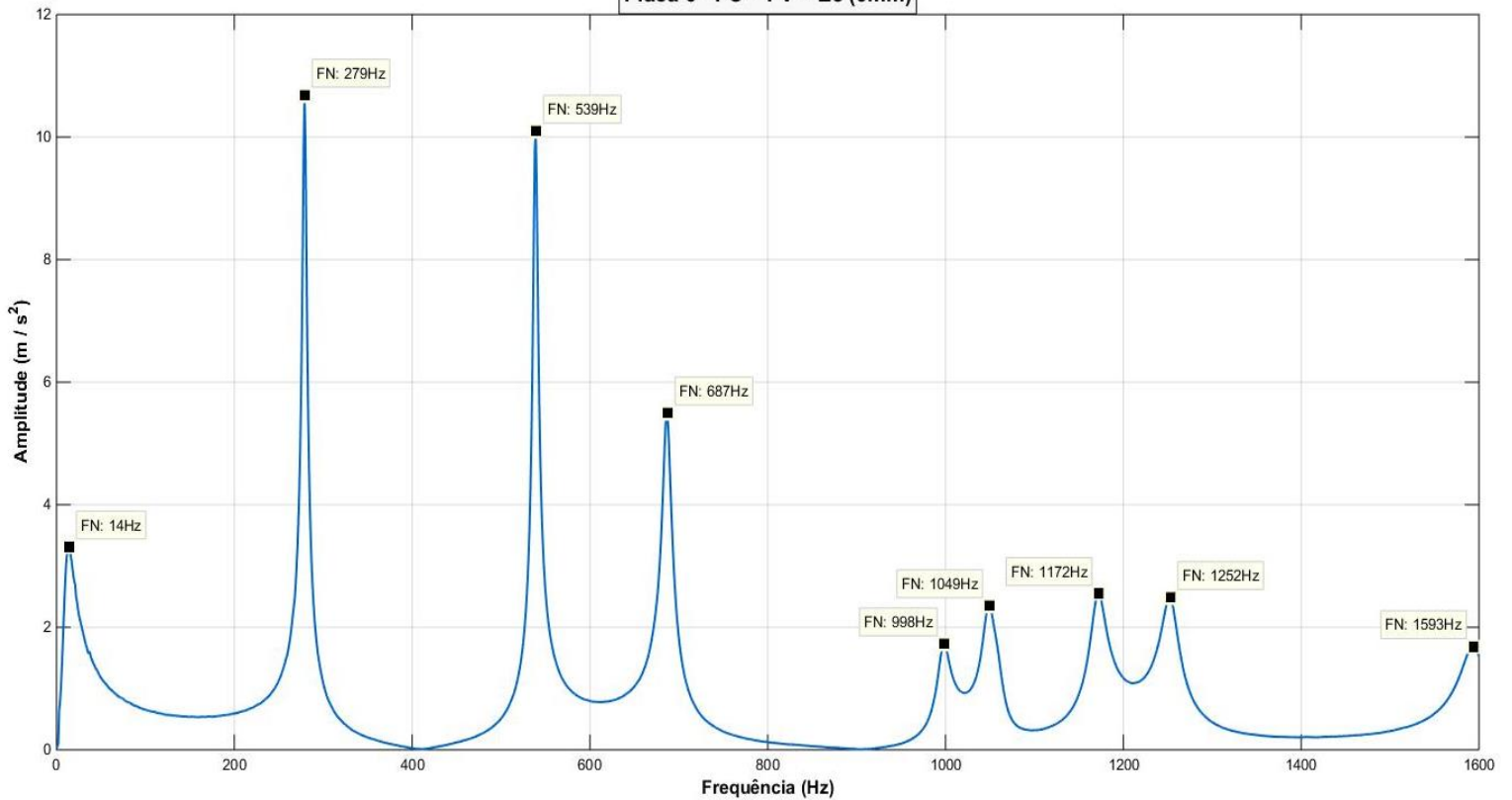
Placa 4 - FV + E5 (8,5mm)



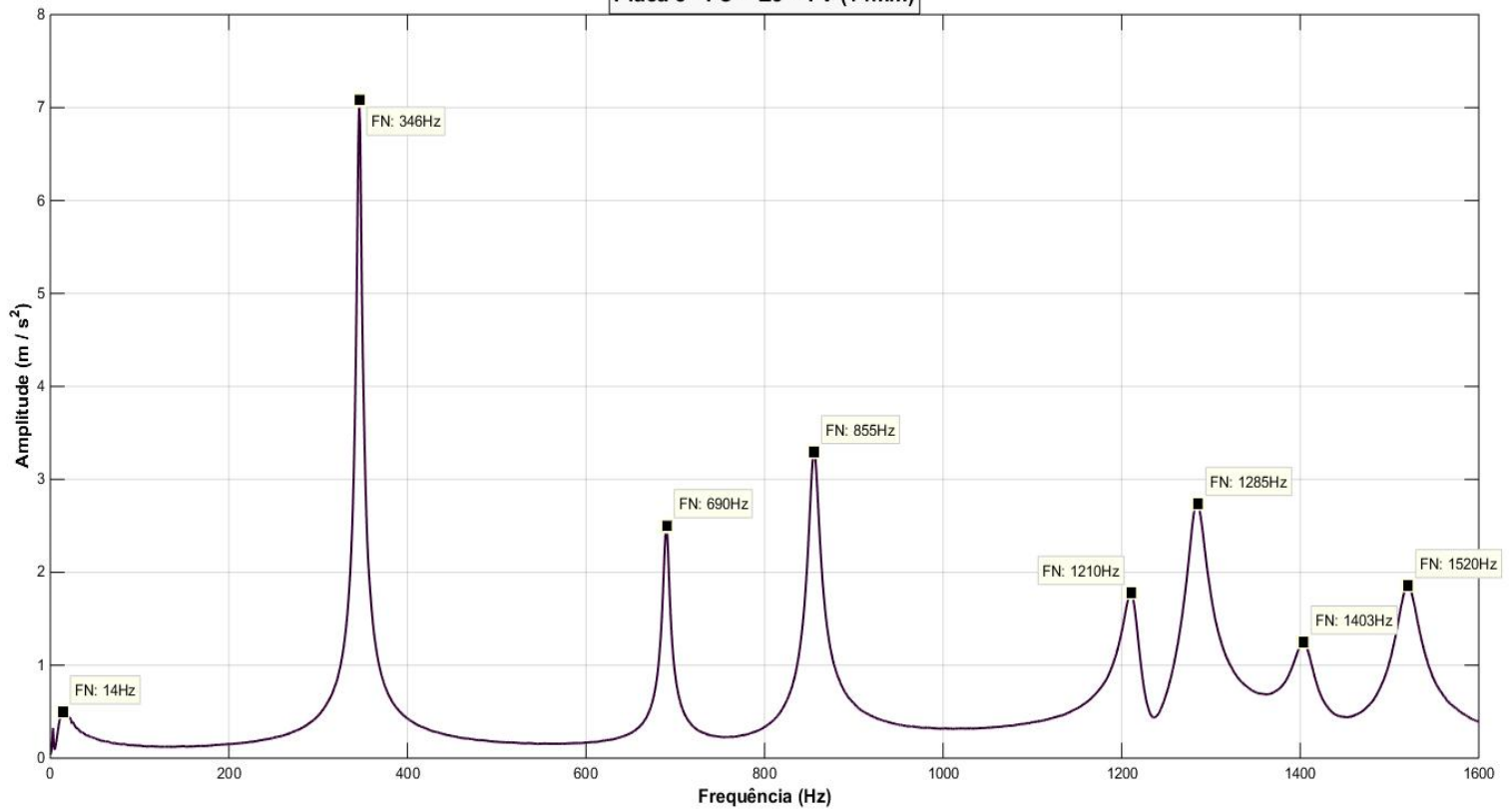
Placa 5 - FV + FC + E5 (9mm)



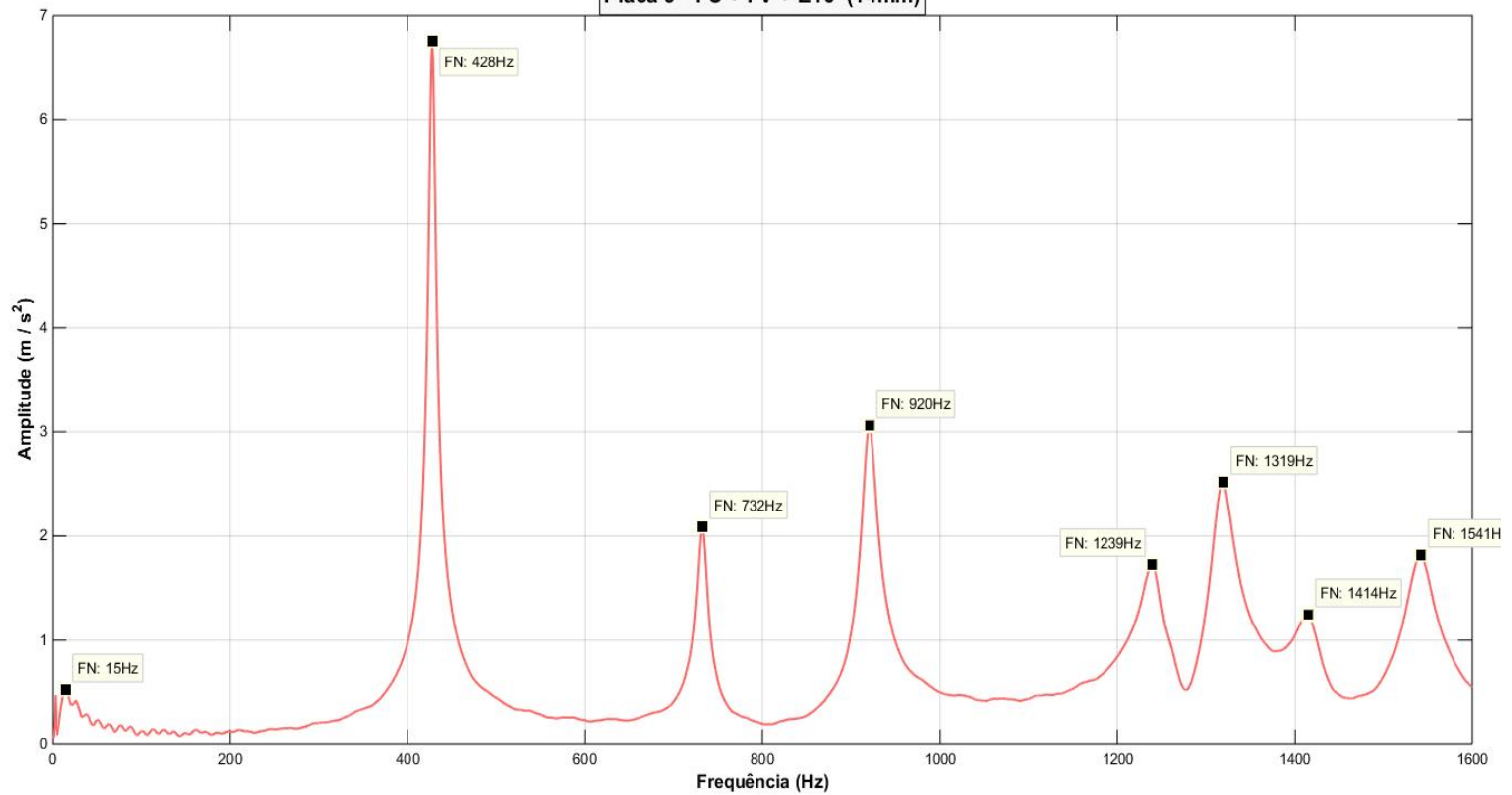
Placa 6 - FC + FV + E5 (9mm)



Placa 8 - FC + E5 + FV (14mm)



Placa 9 - FC + FV + E10 (14mm)



Anexo 5: Código utilizado para a computação do método RFP [40].

1) Descrição da estrutura do ficheiro FRF.mat:

FRF(:,1) = Frequency range vector (rad/sec).

FRF(:,2) = The simulated Frequency Response Function using as input=1 and output=3

(see: MATLAB Central>File Exchange>Controls and Systems Modeling>Mechanical Modeling>Linear forced system with viscous damping).

2) Descrição da estrutura do ficheiro FRF_noise.mat:

FRF_noise(:,1) = Frequency range vector (rad/sec).

FRF_noise(:,2) = A noisy Frequency Response Function.

noise was generated as:

```
>> IRF=ifft(FRF,512);
```

```
>> max_irf=max(abs(IRF));
```

```
>> noise=0.005*max_irf*randn(size(IRF));
```

```
>> sprintf('SNR = %0.5g [dB].',20*log10(std(IRF)/std(noise))),
```

```
>> IRF=IRF+noise;
```

```
>> FRF_noise=fft(IRF,512); %plot(w,20*real(log10(FRF_noise)), 'b'),
```

3) Código da função rfp.m:

```
function [alpha,modal_par]=rfp(rec,omega,N)
```

```
%RFP Modal parameter estimation from frequency response function using  
% rational fraction polynomial method.  
%  
% Syntax: [alpha,modal_par]=rfp(rec,omega,N)  
%  
% rec    = FRF measurement (receptance)  
% omega  = frequency range vector (rad/sec).  
% N      = number of degrees of freedom.  
% alpha  = FRF generated (receptance).  
% modal_par = Modal Parameters [freq,damp,Ci,Oi]:  
%         freq = Natural frequencies (rad/sec)  
%         damp = Damping ratio  
%         Ci   = Amplitude modal constant  
%         Oi   = Phase modal constant (degrees)  
%  
% Reference: Mark H.Richardson & David L.Formenti "Parameter Estimation  
%           from Frequency Response Measurements Using Rational Fraction  
%           Polynomials", 1°IMAC Conference, Orlando, FL. November, 1982.  
%*****  
%Chile, March 2002, Cristian Andrés Gutiérrez Acuña, crguti@icqmail.com  
%*****
```

```

[r,c]=size(omega);
if r<c
    omega=omega.'; %omega is now a column
end
[r,c]=size(rec);
if r<c
    rec=rec.'; %rec is now a column
end

nom_omega=max(omega);
omega=omega./nom_omega; %omega normalization

m=2*N-1; %number of polynomial terms in numerator
n=2*N; %number of polynomial terms in denominator

%orthogonal function that calculates the orthogonal polynomials
[phimatrix,coeff_A]=orthogonal(rec,omega,1,m);
[thetamatrix,coeff_B]=orthogonal(rec,omega,2,n);

[r,c]=size(phimatrix);
Phi=phimatrix(:,1:c); %phi matrix
[r,c]=size(thetamatrix);
Theta=thetamatrix(:,1:c); %theta matrix
T=sparse(diag(rec))*thetamatrix(:,1:c-1);
W=rec.*thetamatrix(:,c);
X=-2*real(Phi'*T);
G=2*real(Phi'*W);

d=-inv(eye(size(X))-X.*X)*X.*G;
C=G-X*d; %C orthogonal numerator polynomial coefficients
D=[d;1]; %D orthogonal denominator polynomial coefficients
%calculation of FRF (alpha)
for n=1:length(omega),
    numer=sum(C.'*Phi(n,:));
    denom=sum(D.'*Theta(n,:));
    alpha(n)=numer/denom;
end

A=coeff_A*C;
[r,c]=size(A);
A=A(r:-1:1).'; %A standard numerator polynomial coefficients

B=coeff_B*D;
[r,c]=size(B);
B=B(r:-1:1).'; %B standard denominator polynomial coefficients

%calculation of the poles and residues
[R,P,K]=residue(A,B);
[r,c]=size(R);
for n=1:(r/2),
    Residuos(n,1)=R(2*n-1);
    Polos(n,1)=P(2*n-1);
end
[r,c]=size(Residuos);
Residuos=Residuos(r:-1:1)*nom_omega; %residues
Polos=Polos(r:-1:1)*nom_omega; %poles
freq=abs(Polos); %Natural frequencies (rad/sec)
damp=-real(Polos)./abs(Polos); %Damping ratios

Ai=-2*(real(Residuos).*real(Polos)+imag(Residuos).*imag(Polos));

```

```

Bi=2*real(Residuos);
const_modal=complex(Ai,abs(Polos).*Bi);
    Ci=abs(const_modal);           %Magnitude modal constant
    Oi=angle(const_modal).*(180/pi); %Phase modal constant (degrees)
modal_par=[freq, damp, Ci, Oi];   %Modal Parameters
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

```

4) Código da função orthogonal.m:

```

function [P,coeff]=orthogonal(rec,omega,phitheta,kmax)

%ORTHOGONAL Orthogonal polynomials required for rational fraction
% polynomials method. (This code was written to be used with rfp.m)
%
% Syntax: [P,coeff]=orthogonal(rec,omega,phitheta,kmax)
%
% rec      = FRF measurement (receptance).
% omega    = frequency range vector (rad/sec).
% phitheta = weighting function (must be 1 for phi matrix or 2 for
%          theta matrix).
% kmax     = degree of the polynomial.
% P        = matrix of the orthogonal polynomials evaluated at the
%          frequencies.
% coeff    = matrix used to transform between the orthogonal polynomial
%          coefficients and the standard polynomial.
%
% Reference: Mark H.Richardson & David L.Formenti "Parameter Estimation
%          from Frequency Response Measurements Using Rational Fraction
%          Polynomials", 1°IMAC Conference, Orlando, FL. November, 1982.
%*****
%Chile, March 2002, Cristian Andrés Gutiérrez Acuña, crguti@icqmail.com
%*****

if phitheta==1
    q=ones(size(omega)); %weighting function for phi matrix
elseif phitheta==2
    q=(abs(rec)).^2;      %weighting function for theta matrix
else
    error('phitheta must be 1 or 2.')
end

R_minus1=zeros(size(omega));
R_0=1/sqrt(2*sum(q)).*ones(size(omega));
R=[R_minus1,R_0]; %polynomials -1 and 0.
coeff=zeros(kmax+1,kmax+2);
coeff(1,2)=1/sqrt(2*sum(q));

%generating orthogonal polynomials matrix and transform matrix
for k=1:kmax,
    Vkml=2*sum(omega.*R(:,k+1).*R(:,k).*q);
    Sk=omega.*R(:,k+1)-Vkml*R(:,k);
    Dk=sqrt(2*sum((Sk.^2).*q));
    R=[R,(Sk/Dk)];
    coeff(:,k+2)=-Vkml*coeff(:,k);
    coeff(2:k+1,k+2)=coeff(2:k+1,k+2)+coeff(1:k,k+1);
    coeff(:,k+2)=coeff(:,k+2)/Dk;
end

```

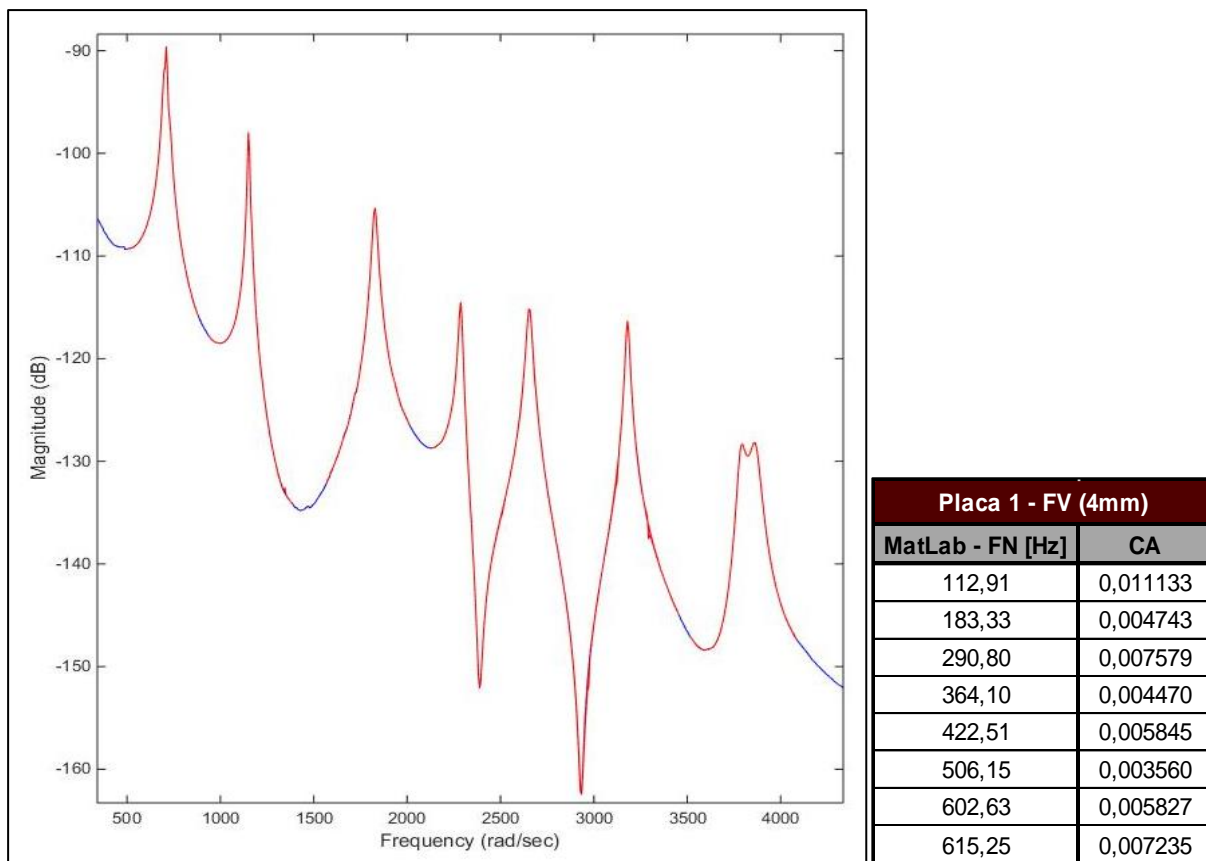
```

R=R(:,2:kmax+2);           %orthogonal polynomials matrix
coeff=coeff(:,2:kmax+2); %transform matrix

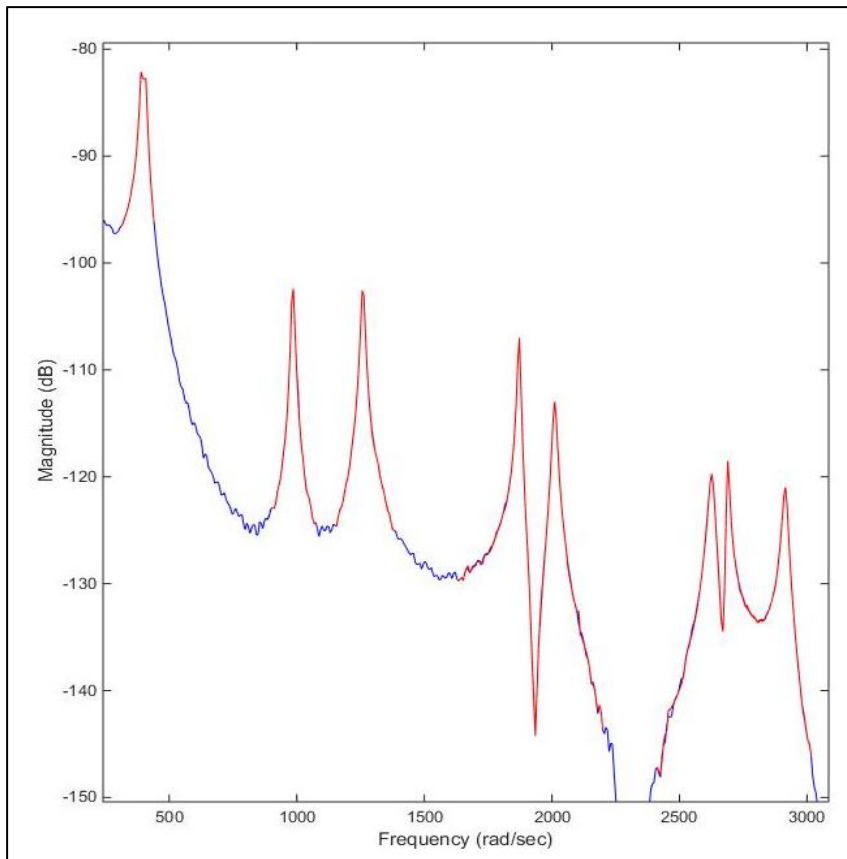
%make complex by multiplying by i^k
i=sqrt(-1);
for k=0:kmax,
    P(:,k+1)=R(:,k+1)*i^k; %complex orthogonal polynomials matrix
    jk(1,k+1)=i^k;
end
coeff=(jk'*jk).*coeff;     %complex transform matrix
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

```

Anexo 6: Ajuste de Curva (Final) para cada Placa e os respectivos resultados (CA).

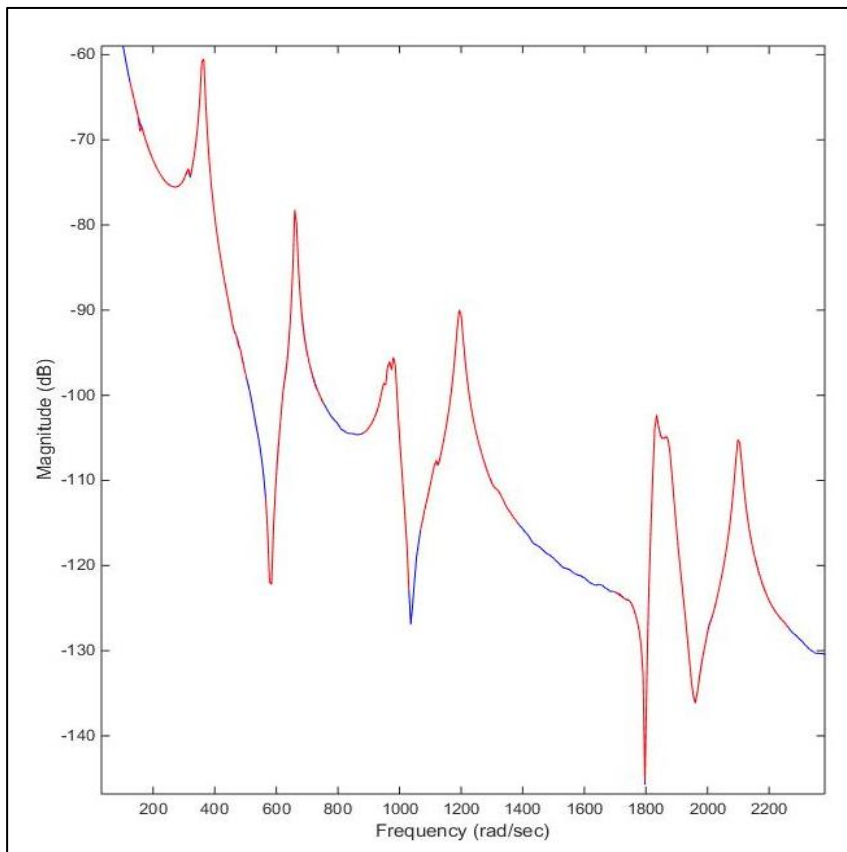


Anexo 6.1 - Ajuste de Curva (Final) das 8 FN e os respectivos resultados para a Placa 1.



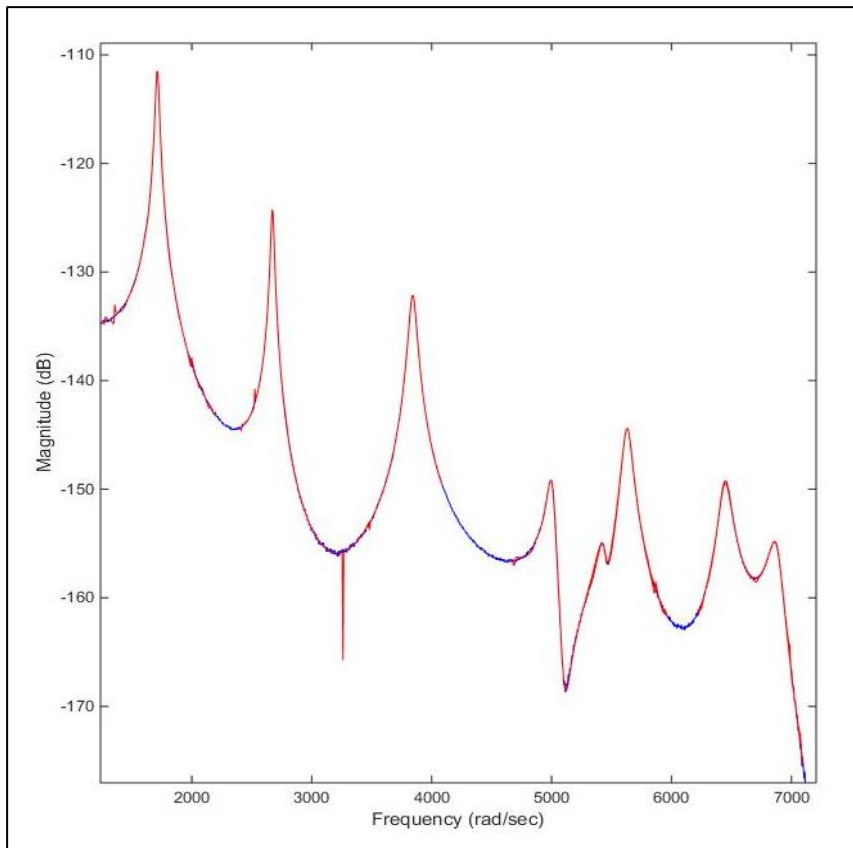
Placa 2 - FC (2mm)	
MatLab - FN [Hz]	CA
64,54	0,015149
156,53	0,005263
200,41	0,005779
297,79	0,003029
320,02	0,004531
418,08	0,004943
427,93	0,002088
463,97	0,003693

Anexo 6.2 - Ajuste de Curva (Final) das 8 FN e os respectivos resultados para a Placa 2.



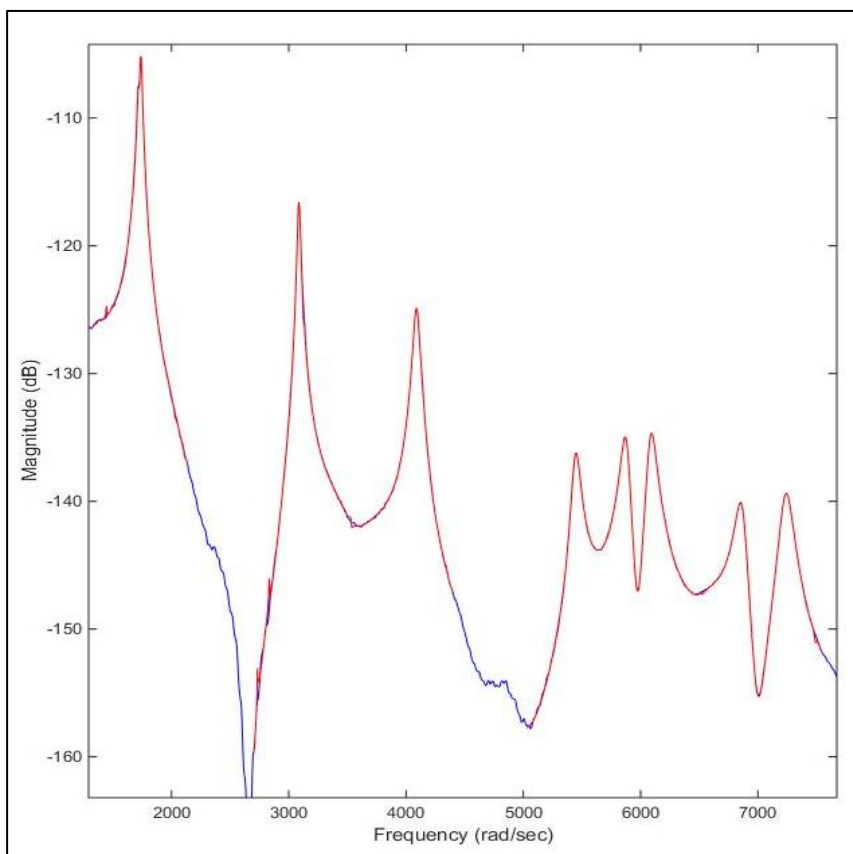
Placa 3 - FV (2mm)	
MatLab - FN [Hz]	CA
57,60	0,015571
105,34	0,005761
154,36	0,006005
156,51	0,008005
190,27	0,008280
291,41	0,004264
298,14	0,008106
334,35	0,004701

Anexo 6.3 - Ajuste de Curva (Final) das 8 FN e os respectivos resultados para a Placa 3.



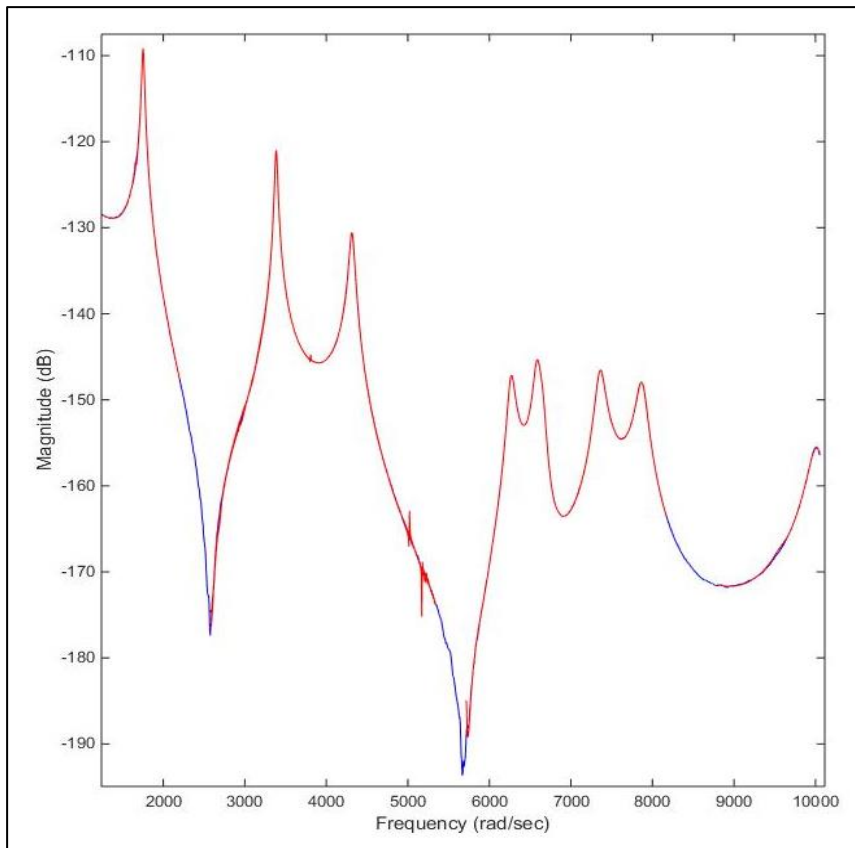
Placa 4 - FV + E5 (8,5mm)	
MatLab - FN [Hz]	CA
272,58	0,009054
425,42	0,005152
611,40	0,008206
796,48	0,007031
864,96	0,006873
896,05	0,007538
1026,20	0,008394
1094,29	0,008664

Anexo 6.4 - Ajuste de Curva (Final) das 8 FN e os respectivos resultados para a Placa 4.



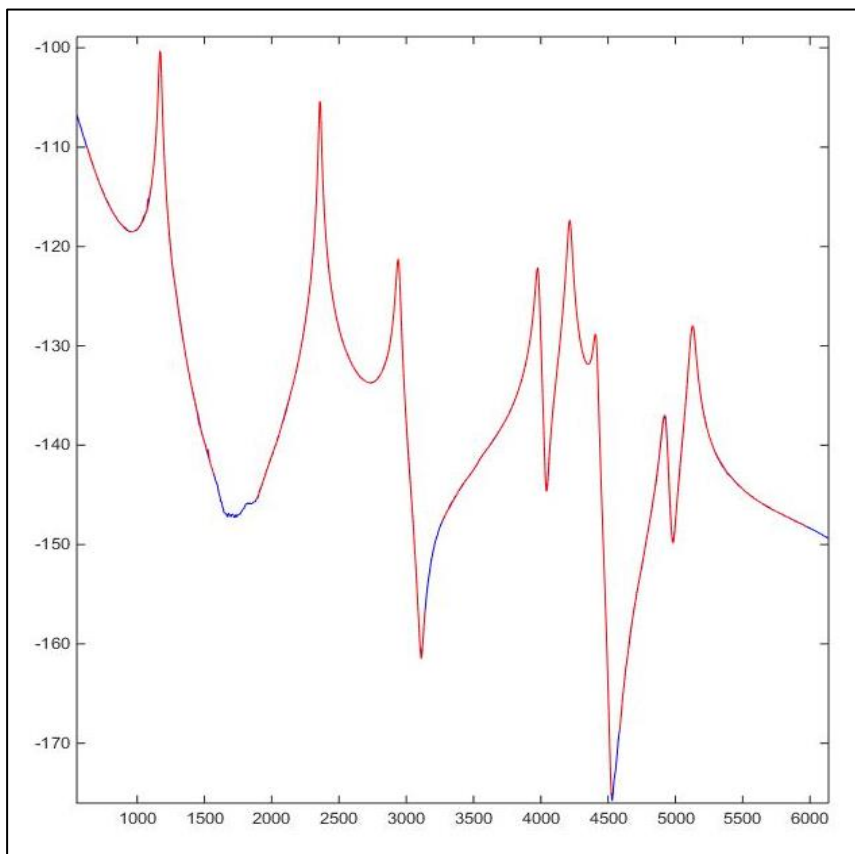
Placa 5 - FV + FC + E5 (9mm)	
MatLab - FN [Hz]	CA
276,36	0,008015
491,16	0,004712
650,91	0,007217
866,67	0,007150
935,37	0,007041
969,01	0,007241
1092,51	0,007788
1152,19	0,008361

Anexo 6.5 - Ajuste de Curva (Final) das 8 FN e os respectivos resultados para a Placa 5.



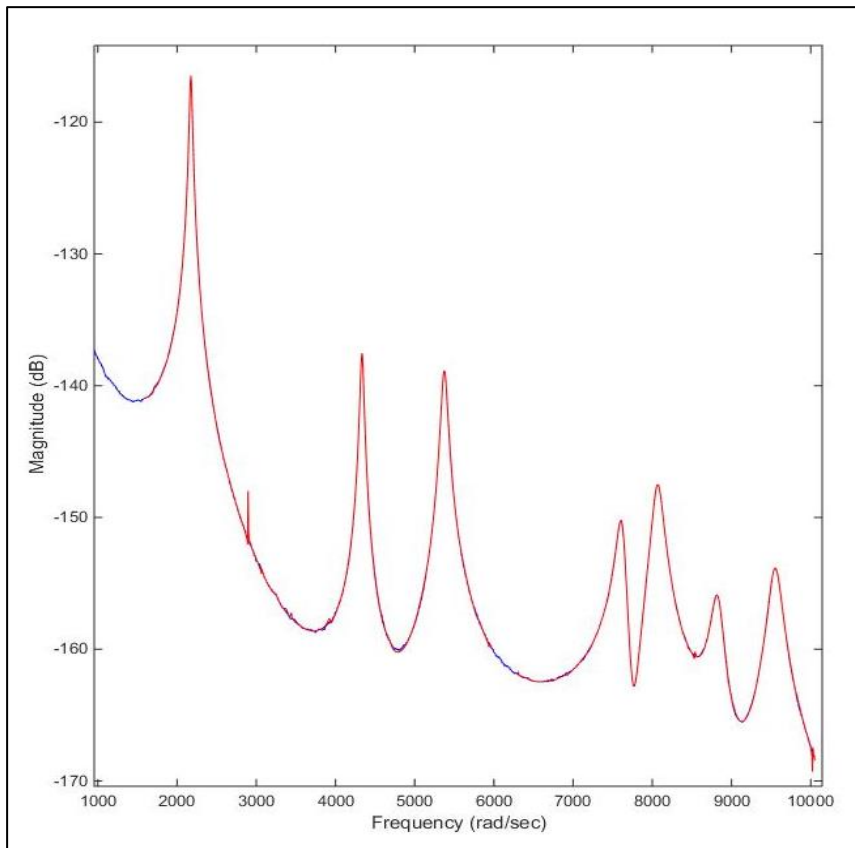
Placa 6 - FC + FV + E5 (9mm)	
MatLab - FN [Hz]	CA
279,05	0,008841
538,80	0,005078
686,88	0,007455
997,23	0,007071
1047,92	0,007205
1171,08	0,008180
1252,97	0,008337
1593,77	0,010671

Anexo 6.6 - Ajuste de Curva (Final) das 8 FN e os respectivos resultados para a Placa 6.



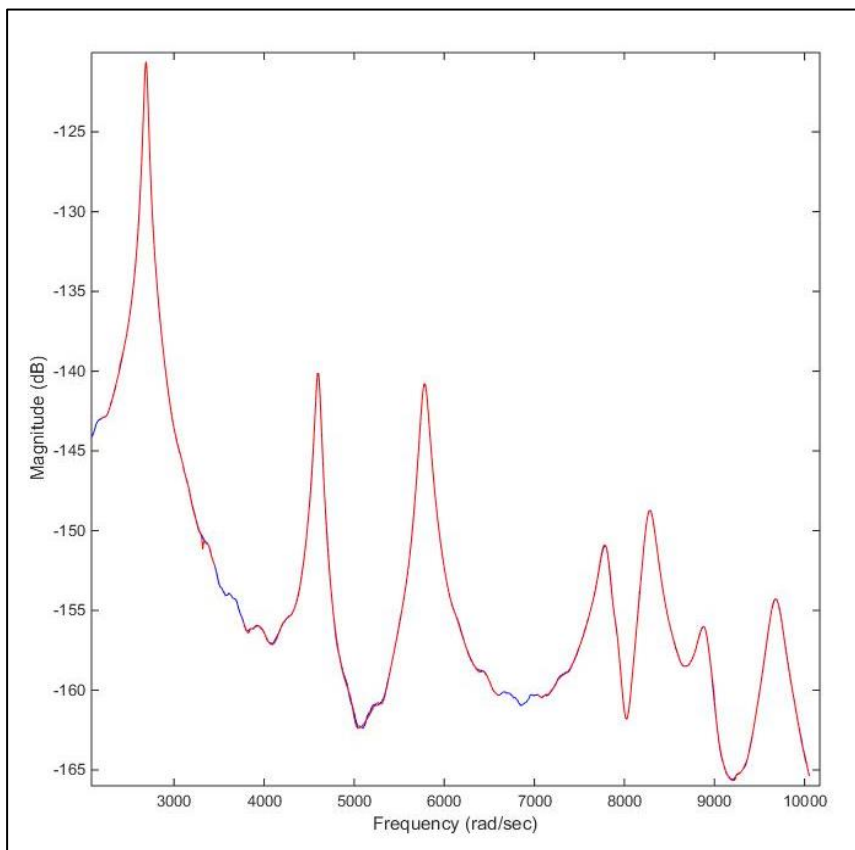
Placa 7 - FC + E2 + FV (8mm)	
MatLab - FN [Hz]	CA
186,45	0,008945
375,43	0,003693
468,22	0,005493
633,35	0,004209
670,87	0,004361
702,29	0,003784
783,59	0,005341
815,80	0,004781

Anexo 6.7 - Ajuste de Curva (Final) das 8 FN e os respectivos resultados para a Placa 7.



Placa 8 - FC + E5 + FV (14mm)	
MatLab - FN [Hz]	CA
346,30	0,008899
689,97	0,005523
855,38	0,007648
1212,70	0,007948
1283,71	0,008871
1404,67	0,009319
1519,94	0,009048

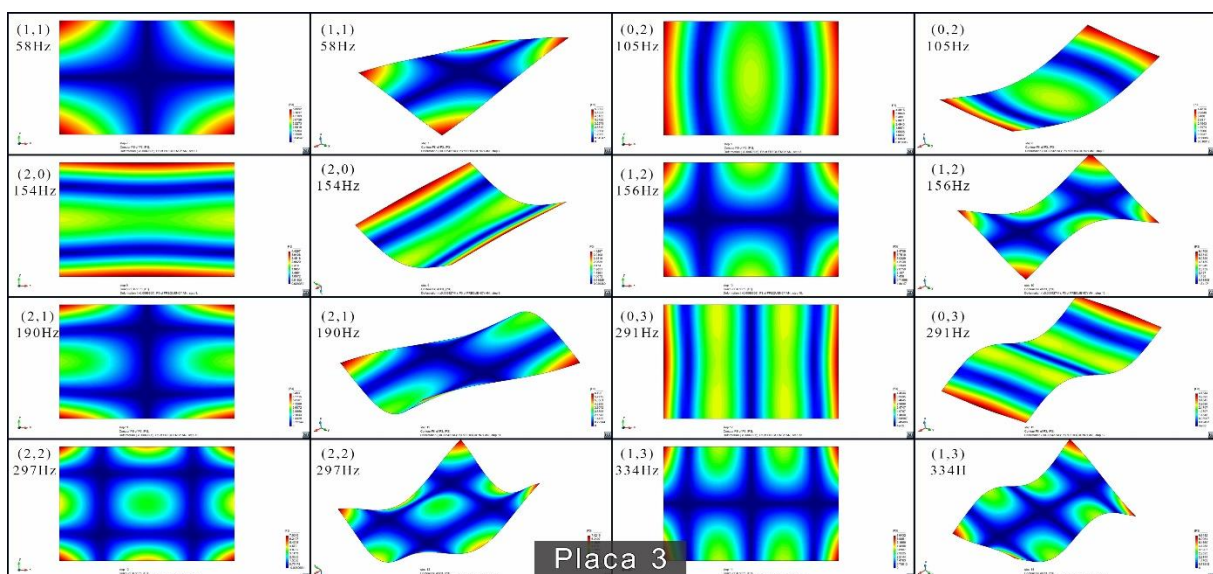
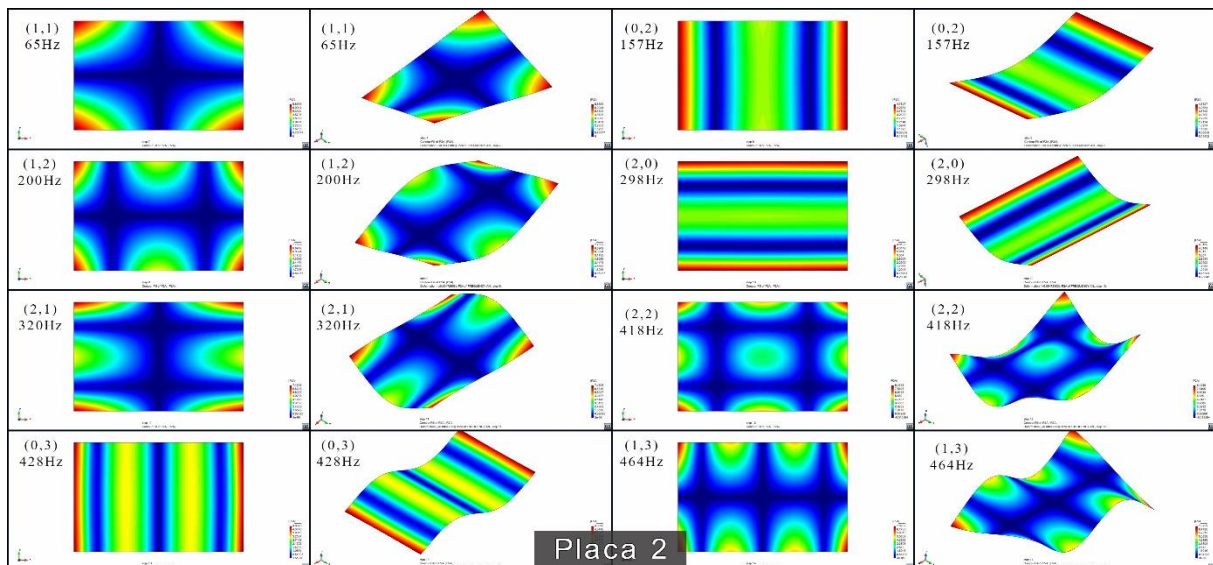
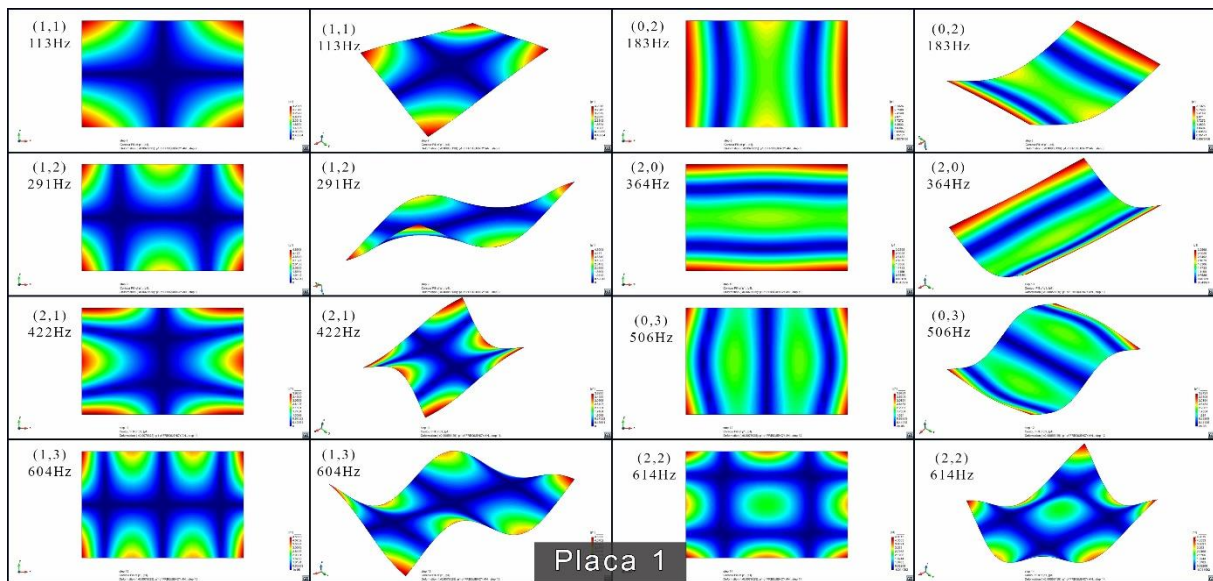
Anexo 6.8 - Ajuste de Curva (Final) das 8 FN e os respectivos resultados para a Placa 8.

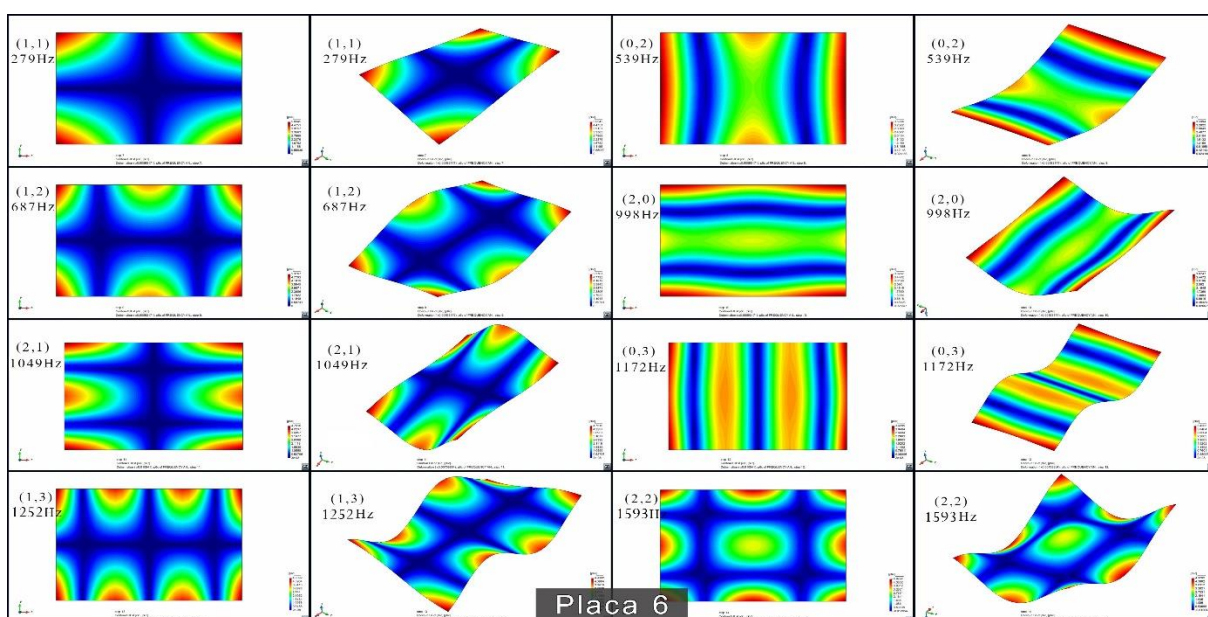
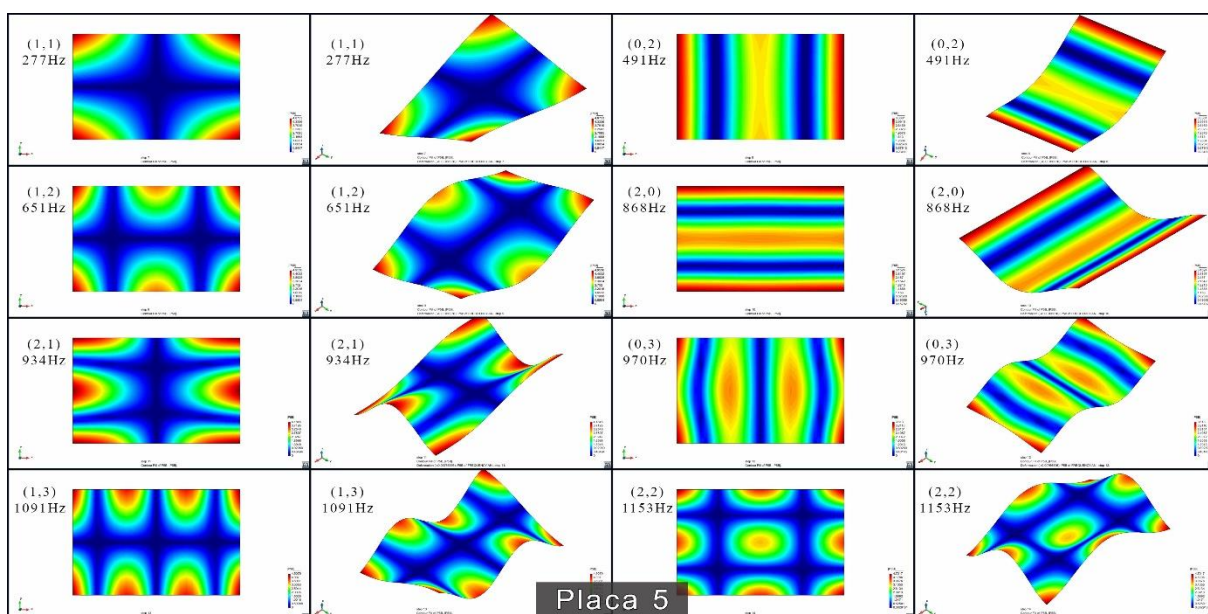
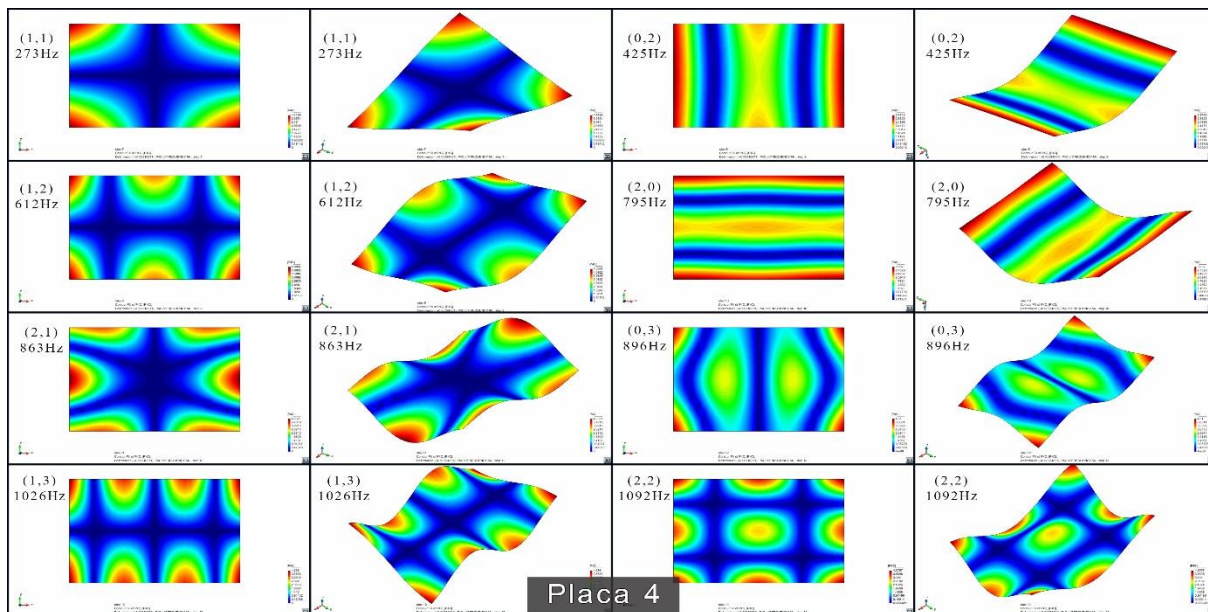


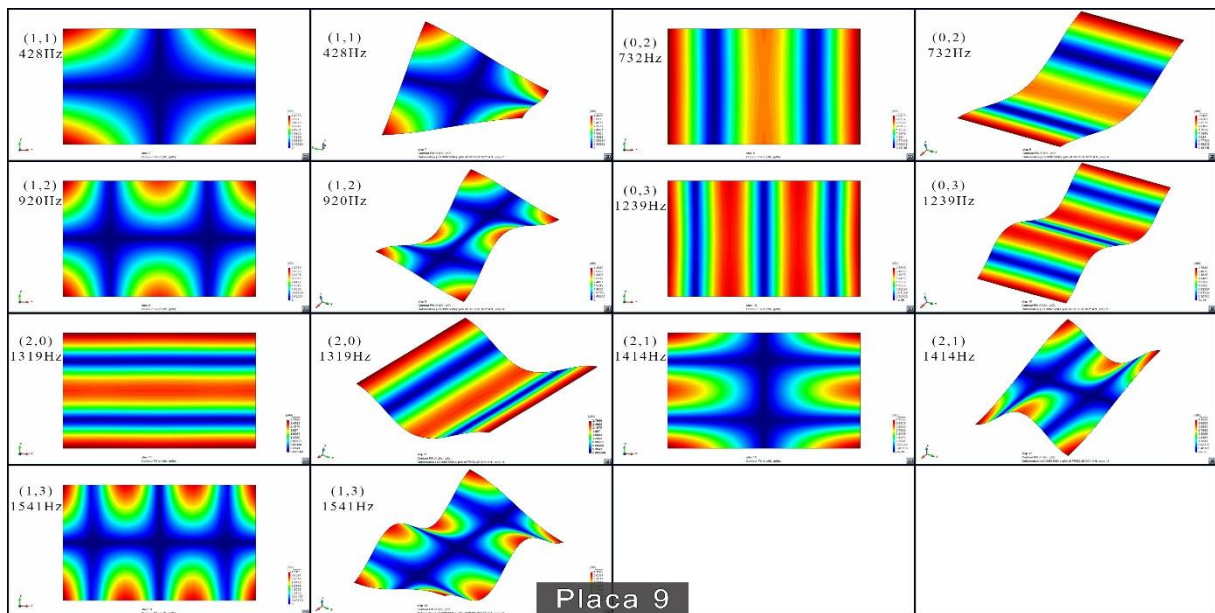
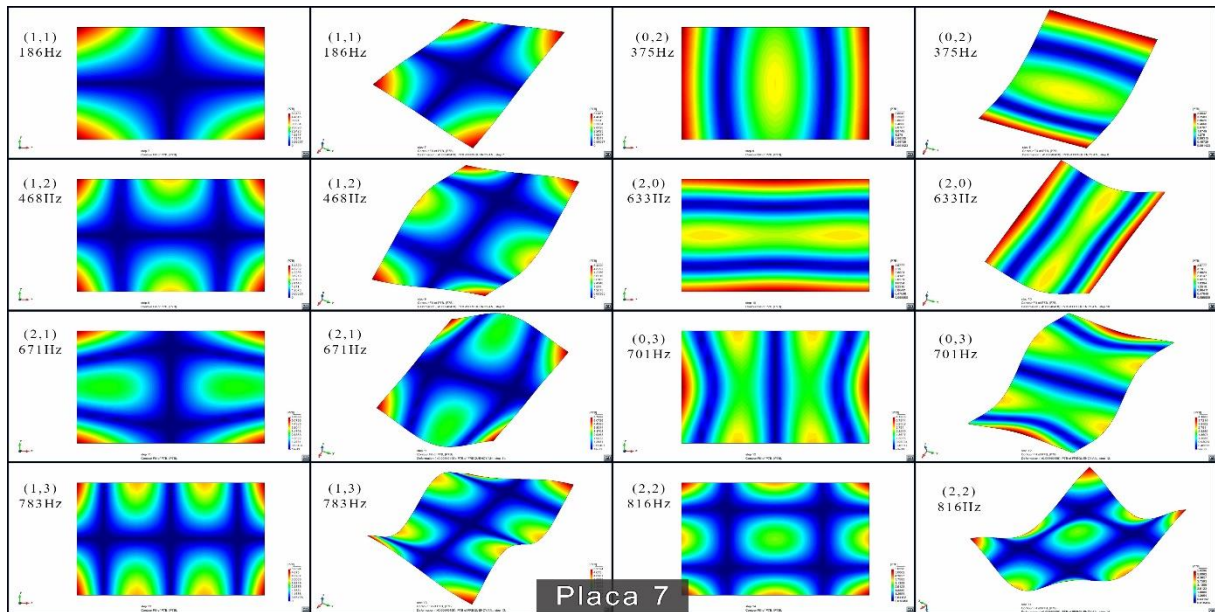
Placa 9 - FC + FV + E10 (14mm)	
MatLab - FN [Hz]	CA
428,07	0,009547
732,46	0,007762
920,11	0,009627
1238,31	0,011408
1317,08	0,010393
1416,23	0,010108
1540,26	0,010578

Anexo 6.9 - Ajuste de Curva (Final) das 8 FN e os respectivos resultados para a Placa 9.

Anexo 7: Modos de vibração de cada placa, retirados pelo software GiD 12.0.10.







Propriedades Mecânicas	Material: Fibra de Vidro			Material: Fibra de Carbono			Material: Espuma Airex		
	Calculado	Literatura	Erro [%]	Calculado	Literatura	Erro [%]	Calculado	Literatura	Erro [%]
E1 [Pa]	4,35E+10	4,46E+10	2,5	1,11E+11	7,00E+10	36,9	4,13E+07	6,30E+07	34,4
E2 [Pa]	1,26E+10	1,70E+10	34,9	7,27E+09	7,00E+10	89,6	1,10E+04	6,30E+07	100,0
G12 [Pa]	5,04E+09	3,49E+09	30,8	4,85E+09	5,00E+09	3,1	3,09E+02	3,00E+07	100,0
G13 [Pa]	7,16E+09	3,77E+09	47,3	6,41E+08	-	-	2,14E+05	3,00E+07	99,3
G23 [Pa]	7,00E+09	3,46E+09	50,6	1,46E+08	-	-	1,43E-01	3,00E+07	100,0
ν_{12}	0,242	0,26200	8,3	0,123	0,10	19,0	0,307	0,320	4,1
Densidade [g/cm ³]	1,883	1,522	19,2	1,458	1,550	6,3	0,091	0,080	13,5

Nota: é possível verificar que algumas propriedades fogem dos valores teóricos, nomeadamente a espuma, isto deve-se ao facto de o modelo ter sido desenvolvido para placas finas e densas e não para sandwiches. Por essa razão as primeiras 3 placas conseguem obter resultados bastante satisfatórios para FV e FC, e as restantes, com espuma, obtêm apenas resultados razoáveis o suficiente para que se adquiram os modos[45].

Anexo 8: Código fornecido pelo Professor Hernâni Lopes para o processamento de dados no ensaio de ruído.

- 1) Descrição do código que permite apresentar o gráfico da Pressão (Placa x e Referência); e calcular e apresentar o gráfico da IL de cada placa:

```
clear all; close all; clc;
%Inserir os dados da Referência (sem isolamento)
[filename, pathname] = ...
    uigetfile({'*.mat'; '*..*'}, 'File Selector ref. ');
if isequal(filename,0)
    return;
else
    load( fullfile(pathname, filename), 'FFT1_AvSpc_1_RMS_X_Val');
    X_free=FFT1_AvSpc_1_RMS_X_Val;
    load( fullfile(pathname, filename), 'FFT1_AvSpc_1_RMS_Y_Val');
    Y_free=FFT1_AvSpc_1_RMS_Y_Val;
end

%Inserir os dados da Placa X (com isolamento)
[filename, pathname] = ...
    uigetfile({'*.mat'; '*..*'}, 'File Selector');
if isequal(filename,0)
    return;
else
    load( fullfile(pathname, filename), 'FFT1_AvSpc_1_RMS_X_Val');
    X_block=FFT1_AvSpc_1_RMS_X_Val;
    load( fullfile(pathname, filename), 'FFT1_AvSpc_1_RMS_Y_Val');
    Y_block=FFT1_AvSpc_1_RMS_Y_Val;
end

figure(1);hold on;
%Gráfico da Pressão(dB) vs Frequência (Hz)
% Po=20uPa=0dB(Pressão de Referência - limiar da audição humana);
pref= 20*(10^-6);
%Pressão (dB --> dB=20log(P/Po))
plot(X_free, (20*log10(Y_free./pref)), 'linewidth',1.5);hold on;
plot(X_block, (20*log10(Y_block./pref)), 'r', 'linewidth',1.5);
xlabel('Frequency [Hz]');ylabel('Pressure [dB]')
legend('Campo Sonoro Livre - Referência', 'Campo Sonoro Bloqueado - Placa');

figure(3); hold on;
%Gráfico da Pressão(dB) vs Frequência (Hz)
% Cálculo da Insertion Loss
Ist_Loss=20*log10(Y_free./Y_block);
plot(X_free,Ist_Loss, 'linewidth',1.5);
xlabel('Frequency [Hz]');ylabel('Insertion Loss')
```

Anexo 9: Gráficos das IL e originais e aproximadas pelo polinómio de grau 10 para todas as placas.

