



João Carlos Costa
Vieira

Estudo do Comportamento Dinâmico de Pratos
de Lixagem



**João Carlos Costa
Vieira**

Estudo do Comportamento Dinâmico de Pratos de Lixagem

Dissertação apresentada à Universidade de Aveiro para cumprimento dos requisitos necessários à obtenção do grau de Mestrado em Engenharia Mecânica, realizada sob orientação científica de Rui António da Silva Moreira, Professor Auxiliar do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade de Aveiro e de António Manuel de Amaral Monteiro Ramos, Professor Auxiliar do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade de Aveiro.

O júri / The jury

Presidente / President

Prof. Doutor Joaquim Alexandre Mendes de Pinho da Cruz
Professor Auxiliar da Universidade de Aveiro

Vogais / Committee

Prof. Doutor José Fernando Dias Rodrigues
Professor Associado da Universidade do Porto - Faculdade de Engenharia (arguente)

Prof. Doutor Rui António da Silva Moreira
Professor Auxiliar da Universidade de Aveiro (orientador)

Agradecimentos / Acknowledgements

Para começar, gostaria de agradecer ao meu orientador, Professor Doutor Rui Moreira, pelo incansável apoio, orientação, motivação e disponibilidade durante todo este percurso.

Um agradecimento também ao meu co-orientador, Professor Doutor António Ramos pela sua ajuda e opinião sempre que estas se revelaram necessárias.

Aos meus pais e aos meus avós, por todos os seus grandes ensinamentos, a confiança transmitida nas minhas capacidades, o apoio dado às minhas decisões e o orgulho em mim que sempre demonstraram.

Ao Bruno Tiago não só por toda a ajuda prestada e paciência demonstrada nesta etapa, como também no seu importante incentivo para que fizesse sempre mais e melhor.

Por fim, a todos os meus amigos, que não só prestaram auxílio neste trabalho, como no restante percurso académico.

Palavras-chave

Análise Modal; Vibrações; Comportamento Dinâmico; escoamento Interior; Otimização; Pratos Lixagem;

Resumo

O fenómeno de vibrações está intimamente presente no nosso dia-a-dia. Um fenómeno que se revela importante, seja ao pegar num instrumento musical, ao ligar uma coluna de som ou até ao utilizar um telemóvel. No entanto, estas também são responsáveis por efeitos indesejados, especialmente em dispositivos mecânicos manobrados por um utilizador, cujo corpo absorve estas vibrações, podendo vir a conduzir a lesões ou patologias graves.

Nesta dissertação, o objetivo passa por estudar o comportamento dinâmico de pratos de lixagem, um constituinte muito relevante no que toca a operações de lixagem recorrendo a lixadoras orbitais. Para isso, recorreu-se a uma análise modal de dois pratos, de forma a poder comparar o seu comportamento. A análise modal descreve essencialmente o comportamento dinâmico de um sistema a partir dos seus modos de vibração e das suas frequências naturais. Estes foram obtidos a partir de uma abordagem experimental e também utilizando simulações numéricas que recorrem ao método de elementos finitos.

Tendo em conta toda a vertente de escoamento presente nestes pratos e, de forma a complementar o estudo dinâmico, simulações numéricas do escoamento foram também efetuadas de forma a descrever o comportamento destes em termos globais de forma o mais completa possível.

Para a análise modal numérica é utilizado o Femap em conjunto com o seu processador Nastran, sendo esta complementada com uma análise experimental recorrendo a um vibrómetro laser e um excitador eletromecânico. Para o estudo do escoamento, é utilizado o módulo CFD do Autodesk.

Keywords

Modal Analysis; Vibrations; Dynamic Behavior; Internal Flow; Optimization; Sanding Pads

Abstract

The phenomenon of vibrations is intimately present in our day-to-day life. A phenomenon that proves to be important, whether when picking up a musical instrument, connecting a speaker, or even using a mobile phone. However, vibrations are also responsible for unwanted effects, especially in mechanical devices operated by a user, whose body absorbs these unwanted vibrations, which can lead to injuries or serious pathologies.

In this dissertation, the main objective is to study the dynamic behavior of sanding pads, a very relevant component in sanding operations using orbital sanders. To achieve this, a modal analysis of two pad models was conducted, with the goal of comparing their behavior. The modal analysis essentially describes the dynamic behavior of a system from its modes of vibration and its natural frequencies. These were obtained not only from an experimental approach but also using numerical simulations, which use the finite element method.

Taking into account the internal flow present in these pads and, in order to complete the dynamic study, numerical simulations of the internal flow were also carried out in order to describe the behavior of these pads in the most complete way as possible.

For the numerical modal analysis, Femap is used and its Nastran processor, which is complemented with an experimental analysis using a laser vibrometer and an electrodynamic shaker. For the flow study, the Autodesk CFD module is used.

Índice

1	Introdução	1
1.1	Introdução	1
1.2	Motivação	2
1.3	Estrutura da dissertação	2
2	Efeitos da utilização de lixadoras orbitais no ser humano	5
2.1	Introdução	5
2.2	Vibrações mão-braço e distúrbios músculo-esqueléticos	5
2.3	Síndrome ocupacional de vibração mão-braço	6
2.4	Síndrome dos Dedos Brancos	6
2.5	Síndrome do Canal Cárpico	8
2.6	Vibrações transmitidas por lixadoras orbitais	8
2.7	Legislação Nacional	9
2.8	Medição da exposição a vibrações no sistema mão-braço	9
2.9	Critérios internacionais	10
2.9.1	Norma ISO 5349	10
2.9.2	ACGIH	10
2.10	Efeitos da exposição a poeiras no ser humano	11
2.11	Patologias associados a exposição de poeiras	11
3	Objeto do estudo	13
3.1	Introdução	13
3.2	Materiais Constituintes	13
3.3	Ensaio de Tração	14
3.4	Prato de referência - 15 Furos	17
3.5	Prato otimizado - 49 Furos	18
4	Análise numérica do comportamento dinâmico dos pratos	21
4.1	Introdução	21
4.2	Análise modal numérica	22
4.2.1	Malha de elementos finitos	22
4.2.2	Resultados das simulações numéricas	24
5	Análise modal experimental dos pratos	27
5.1	Fundamentos sobre análise modal experimental	27
5.1.1	Cálculo da função de resposta em frequência	29
5.1.2	Processo de identificação modal	31

5.2	Procedimento experimental da análise modal	34
5.2.1	Aplicação da força de excitação	34
5.2.2	Transdutores	35
5.2.3	Montagem experimental	37
5.2.4	Fixação dos pratos	38
5.2.5	Montagem Experimental	39
5.2.6	Medições experimentais	41
5.2.7	Identificação modal	44
5.3	Análise dos discos montados	46
6	Análise numérica do escoamento dos pratos	51
6.1	Introdução	51
6.2	Análise Escoamento	51
6.2.1	Volumes de escoamento	52
6.2.2	Materiais	53
6.2.3	Condições de fronteira	54
6.2.4	Resultados das Simulações Numéricas	54
7	Considerações Finais	59
7.1	Conclusões	59
7.2	Trabalhos Futuros	60
7.2.1	Estudo do escoamento recorrendo a métodos experimentais	60
7.2.2	Proposta de uma possível alternativa	60

Lista de Tabelas

2.1	Evolução dos estágios da Síndrome de Dedos Brancos [3]	7
2.2	Valores de acção e valores limite estipulados pelo decreto lei 46/2006.	9
2.3	Valores limite de exposição da mão a vibrações.	11
3.1	Propriedades dos Materiais constituintes	14
4.1	Frequências naturais para os dois modelos de disco	25
5.1	Resultados experimentais de frequências naturais e fator de amortecimento para os dois modelos de prato.	44

Lista de Figuras

1.1	Conjunto do sistema de Lixagem (de acionamento pneumático)	2
2.1	Síndrome dos Dedos Brancos [19].	7
2.2	Zonas afetadas na síndrome do canal cárpico	8
2.3	Sistema de coordenadas de acordo com a norma ISO 5349. [18]	10
3.1	Origem e dimensões dos provetes.	14
3.2	Máquina e montagem de ensaios de tração.	15
3.3	Curvas de força/deslocamento para os provetes.	16
3.4	Alguns dos provetes após os ensaios.	16
3.5	Vista exterior da geometria.	17
3.6	Vista interior da geometria.	17
3.7	Vista de cima dos canais 15F.	17
3.8	Vista em perspectiva dos canais 15F.	17
3.9	Disco de espuma de 15 furos	18
3.10	Vista de cima dos canais 49F	18
3.11	Vista em perspectiva dos canais 49F	18
3.12	Disco de espuma de 49 furos	19
4.1	Malha criada para o disco de 49 furos.	22
4.2	Malha criada para o disco de 15 furos.	23
4.3	Ligação entre os dois componentes plásticos nos pinos	24
4.4	Ligação colada entre o plástico e espuma para o disco de 49 furos.	24
4.5	Esquema ilustrativo das formas modais teóricas expectáveis para esta geometria.	24
4.6	Forma modal para o primeiro modo vibração	25
4.7	Forma modal para o segundo modo vibração	25
4.8	Forma modal para o terceiro modo vibração	26
4.9	Forma modal para o quarto modo vibração	26
4.10	Forma modal para o quinto modo vibração	26
4.11	Forma modal para o sexto modo vibração	26
5.1	Modelo de placa simples de excitação/resposta [9].	27
5.2	Resposta da placa [9].	28
5.3	Função resposta em frequência da placa [9].	28
5.4	Sobreposição das respostas em tempo e em frequência para a placa [9].	29
5.5	Modos de vibração para um sistema simples de placa [9].	29
5.6	Sequência de operações até à obtenção de uma FRF [9].	31

5.7	Representação física da função de transferência [9].	32
5.8	Correlação entre as formas modais e a resposta lida para o exemplo de uma placa	32
5.9	Decomposição de uma Função de Resposta em Frequência [9].	33
5.10	<i>Curvefitting</i> utilizando diferentes métodos [9].	33
5.11	Esquema representativo de uma montagem experimental recorrendo a um excitador eletrodinâmico [16].	35
5.12	Fotografia do vibrómetro durante as medições.	36
5.13	Esquema de ligações entre os diferentes equipamentos utilizados.	38
5.14	Disco suspenso simulando a condição de corpo livre.	39
5.15	Malha de pontos de medição utilizada.	39
5.16	Fotografia do disco suspenso onde se pode observar a malha de pontos.	40
5.17	Fotografia da montagem experimental.	40
5.18	Função resposta em frequência direta (Prato 15F).	41
5.19	Sobreposição das funções resposta em frequência medidas em todos os pontos (Prato 15F).	42
5.20	Função resposta em frequência direta (Prato 49F).	42
5.21	Sobreposição das funções resposta em frequência medidas em todos os pontos (Prato 49F).	43
5.22	Sobreposição das funções resposta em frequência diretas (a azul: 15F; a laranja: 49F).	43
5.23	Forma modal para o primeiro modo natural experimental.	45
5.24	Forma modal para o segundo modo natural experimental.	45
5.25	Forma modal para o terceiro modo natural experimental.	45
5.26	Forma modal para o quarto modo natural experimental.	46
5.27	Esquema ilustrativo dos equipamentos utilizados no estudo e respetivo sistema de coordenadas.	47
5.28	Fotografia dos dois acelerómetros montados na ferramenta pneumática.	47
5.29	Figura com os espetros de aceleração sobrepostos para a rotação máxima.	48
5.30	Figura com os espetros de aceleração sobrepostos a baixa rotação.	48
6.1	Forma final dos canais de aspiração no disco de 15 furos	52
6.2	Forma final dos canais de aspiração no disco de 49 furos	53
6.3	Montagem dos canais com a folha de lixa	53
6.4	Condições Fronteira	54
6.5	Campos de pressão ao longo do disco 49F.	55
6.6	Campos de pressão ao longo do disco 15F.	56
6.7	Comparação dos campos de pressão na zona de lixagem entre os dois discos.	57

Capítulo 1

Introdução

1.1 Introdução

Hoje em dia, de forma a responder às exigências do mercado, as empresas necessitam de criar produtos que, muitas vezes, conjugam diversas funcionalidades. Funcionalidades estas que, na maioria dos casos, se encontram interligadas e, quando existe uma melhoria significativa de uma destas, pode ser criado um “efeito dominó” levando a que outras características do produto não tenham o comportamento esperado.

O fator tempo assume também extrema importância na conceção de um produto, visto que muitas vezes existem *deadlines* a serem cumpridas, impedindo uma análise detalhada, não só das melhorias inseridas, como também verificar que as anteriores boas características se mantêm inalteradas.

Neste sentido, uma etapa de grande importância na conceção do produto é a sua análise. De forma a superar as desvantagens das validações utilizando métodos físicos, são os métodos numéricos que assumem a responsabilidade de analisar vários tipos de sistemas nos dias de hoje.

Dos métodos numéricos, o método por elementos finitos, ou MEF, assume o maior relevo no que toca a análises. Análises estas que podem ser do cariz estático ou dinâmico, de forma a corretamente caracterizar o modelo numérico em estudo. As simulações dinâmicas dizem respeito a objetos sujeitos a ações dinâmicas, permitindo obter, entre outros resultados, um modelo modal parcial. Para modelos complexos, o MEF permite que esta análise seja feita, calculando os modos naturais de vibração, podendo-se assim determinar quais os parâmetros estruturais que influenciam a resposta dinâmica, de forma a que estes resultados possam ser traduzidos em melhorias no que diz respeito ao modelo em estudo.

Pretende-se na presente dissertação, caracterizar a resposta dinâmica de pratos de lixagem, recorrendo não só a métodos práticos como também a métodos numéricos, de forma a entender a influência das diferentes propriedades no comportamento, em que medida a resposta dinâmica varia entre os dois modelos de prato em análise e, se essa diferença for significativa, se o seu comportamento se encontra fora dos limites de segurança para o utilizador.

Para complementar o estudo da resposta dinâmica, e tendo em conta que as diferenças significativas da geometria resultam de uma alteração na forma da extração de poeiras, também o escoamento destas, da zona de lixagem, é analisado recorrendo essencialmente a métodos numéricos.

1.2 Motivação

Durante uma operação de lixagem, na qual se utiliza uma lixadora orbital, podemos realçar três intervenientes principais: a folha de lixa, responsável pela abrasão, o prato, responsável pela ligação lixa-ferramenta, e a máquina pneumática ou elétrica, responsável pelo movimento rotativo orbital bem como pela aspiração de poeiras.



Figura 1.1: Conjunto do sistema de Lixagem (de acionamento pneumático)

O objeto de estudo deste projeto são os pratos que suportam a folha de abrasivo, tendo como ponto de partida dois pratos de lixagem de geometria distinta, cujo comportamento dinâmico durante a operação de lixagem é também distinto. Foi desenvolvido neste trabalho um estudo exploratório para analisar as diferenças no comportamento dinâmico dos dois pratos, bem como a diferença na capacidade de aspiração dos mesmos e seu potencial efeito no comportamento dinâmico. Tendo em conta que se tratam de equipamentos manobrados por utilizadores, existe também a preocupação de avaliar os possíveis riscos de exposição a vibrações excessivas.

1.3 Estrutura da dissertação

A presente dissertação é formada por sete capítulos, organizados da seguinte forma:

1. **Introdução** - É feito um breve enquadramento do objeto de estudo, bem como dos principais objetivos deste projeto;
2. **Efeitos da utilização de lixadoras orbitais no ser humano** - Levantamento das principais patologias associadas a utilizações prolongadas deste tipo de ferramentas, em termos de exposição a vibrações e poeiras;
3. **Objeto do estudo** - Apresentação da geometria e dos materiais constituintes dos dois modelos de pratos;

-
4. **Análise numérica do comportamento dinâmico dos pratos** - Descrição das metodologias utilizadas e resultados obtidos nas simulações numéricas dos pratos relativas à análise modal numérica;
 5. **Análise modal experimental dos pratos** - Enquadramento teórico da análise modal experimental e exposição dos equipamentos e montagem experimental utilizada, assim como dos resultados obtidos relativos à componente dinâmica dos dois pratos;
 6. **Análise numérica do escoamento dos pratos** - Descrição das metodologias utilizadas e resultados obtidos nas simulações numéricas relativas ao escoamento dos dois pratos;
 7. **Considerações Finais** - Apresentação das principais conclusões do trabalho e propostas de trabalhos futuros.

Capítulo 2

Efeitos da utilização de lixadoras orbitais no ser humano

2.1 Introdução

A exposição a vibrações no ambiente de trabalho pode ter duas origens: vibrações transmitidas a todo o corpo a partir do ambiente em que este se encontra, o banco, máquina ou o solo, e vibrações transmitidas aos membros superiores através de ferramentas de mão [1].

São vários os exemplos destas máquinas, desde ferramentas elétricas, como berbequins e rebarbadoras, com motores de combustão, como motosserras ou ferramentas pneumáticas, como martelos e lixadoras. Este tipo de utensílios é gerador de vibrações que são transmitidas da ferramenta para as mãos e braços do utilizador durante a sua operação.

2.2 Vibrações mão-braço e distúrbios músculo-esqueléticos

Estudos que relacionam distúrbios músculo-esqueléticos gerados pelo trabalho e vibrações são raros. Na realidade, as patologias dos operários expostos a vibrações transmitidas por ferramentas e distúrbios músculo-esqueléticos originários no trabalho são estudos muito distintos [1]. No entanto, é reconhecido que existe um impacto direto e indireto das vibrações no utilizador.

Vibrações elevadas podem originar contrações involuntárias dos músculos. Em adição, a sensação tátil é reduzida. Estes dois fatores levam a um aumento da força de aperto, o que resulta num maior nível de vibrações absorvidas pela mão e pelo braço. Foi também demonstrado que, para diferentes gamas de valores de frequências, são afetadas diferentes regiões dos membros superiores. De forma sucinta:

- para frequências abaixo dos 30 Hz, a mão e braço comportam-se como um corpo rígido. A absorção e, conseqüentemente, os efeitos ocorrem essencialmente no cotovelo e ombro;
- para frequências entre os 30 Hz e os 60Hz, a absorção é feita pelo pulso e cotovelo;
- para frequências acima dos 60 Hz, as vibrações são maioritariamente absorvidas pela mão [2]

De uma forma geral, as vibrações com frequências abaixo dos 60 Hz são responsáveis por lesões osteoarticulares enquanto que as vibrações acima dos 60 Hz causam distúrbios neurológicos e vasculares [2].

2.3 Síndrome ocupacional de vibração mão-braço

Designa-se por Síndrome ocupacional de vibração mão-braço, ou *Hand-Arm Vibration Syndrome* (HAVS), o conjunto de sintomas causados por vibrações excessivas. Estes podem ser divididos em 3 categorias:

- Lesões neurológicas - lesões ao nível dos nervos;
- Lesões vasculares - lesões que danificam os capilares dos dedos;
- Lesões músculo-esqueléticas - lesões como artrites, tendinites e alteração das fibras musculares.

O uso de ferramentas vibratórias é uma das principais causas destes sintomas, que são vários, desde a fadiga e a fraqueza muscular, dor nos braços e ombros, podendo estar na origem de doenças neurológicas como síndrome do canal cárpico ou vasculares como *Vibration-Induced White Finger* (VWF). Outros sintomas também podem ser tidos em conta como enxaquecas, problemas de memória ou dificuldade em dormir.

2.4 Síndrome dos Dedos Brancos

A Síndrome dos Dedos Brancos ou *Vibration-Induced White Finger* (VWF), é o resultado de uma baixa circulação sanguínea nos dedos, consequência da utilização prolongada de ferramentas vibratórias. A baixa circulação leva a que os dedos fiquem brancos, como pode ser observado na Figura 2.1, daí a origem do nome. A manifestação dos sintomas varia de caso para caso, podendo demorar apenas alguns meses como também vários anos. Uma das principais causas desta janela temporal tão elevada prende-se na utilização, pois não só o tempo de exposição diária a vibrações bem como os valores de frequência influenciam a duração do período inicial livre de sintomas. Este período é conhecido como o intervalo latente [3].



Figura 2.1: Síndrome dos Dedos Brancos [19].

Sintomas como formigueiro ou dormência após a utilização de ferramentas vibratórias podem manifestar-se numa fase inicial de VWF, se estes se prolongarem por mais de uma hora após o término da atividade. A Tabela 2.1 mostra os vários estágios da evolução numa situação de exposição continuada.

Tabela 2.1: Evolução dos estágios da Síndrome de Dedos Brancos [3]

<i>Estágios da Síndrome de Dedos Brancos</i> (Sistema Taylor-Pelmeur)		
Estágio	Sintomas	Interferência no dia-a-dia
00	Sem formigueiro, dormência ou descoloração dos dedos	Sem queixas
OT	Formigueiro Intermitente	Sem interferência nas actividades
ON	Dormência Intermitente	Sem interferência nas actividades
TN	Formigueiro e Dormência Intermitente	Sem interferência nas actividades
1	Descoloração da ponta de um dedo com/sem Formigueiro e/ou Dormência	Sem interferência nas actividades
2	Descoloração de um ou mais dedos, geralmente durante o Inverno	Possível interferência fora do trabalho, sem interferência durante o trabalho
3	Descoloração intensa dos dedos, com episódios frequentes no Verão ou Inverno	Interferência no trabalho, fora do trabalho e com actividades sociais
4	Descoloração intensa da maioria dos dedos, com episódios frequentes no Verão ou Inverno	Necessária mudança de ocupação devido à severidade dos sintomas

De forma a evitar o aparecimento de sintomas, existem algumas boas práticas que se devem ter em conta na utilização de ferramentas vibratórias, tais como:

- evitar mãos frias durante o uso;
- pegar na ferramenta com o menos força possível;
- promover uma boa manutenção da ferramenta;
- manter o ar comprimido de ferramentas pneumáticas afastado das mãos;
- descansar pelo menos 10 minutos por cada hora de trabalho;
- utilizar luvas, que cubram os dedos, certificadas pela norma ISO 10819.

2.5 Síndrome do Canal Cárpico

A síndrome do canal cárpico é um conjunto de sintomas na mão que surgem na sequência de pressão exercida no nervo mediano (Figura 2.2), que passa pelo pulso do lado palmar. Os sintomas iniciais são muito semelhantes aos do VWF, que consistem em formiguelo nas mãos. Mais tarde, este pode progredir para dormência. Na maioria dos casos, são afetados apenas os dedos polegar, indicador e médio, sendo que, frequentemente, os sintomas são mais intensos à noite, levando a que a pessoa possa acordar durante a noite com dores.

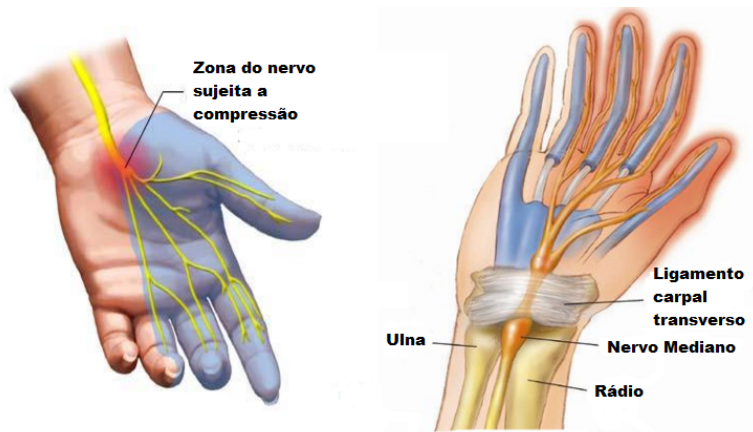


Figura 2.2: Zonas afetadas na síndrome do canal cárpico

As causas desta síndrome são variadas, desde a utilização de ferramentas pneumáticas, movimentos repetitivos do pulso e dedos, ou movimentos de força por parte do pulso.

Se diagnosticada nas fases iniciais, os sintomas podem ser atenuados, desde que se identifique a atividade responsável. Em casos mais avançados, são necessários procedimentos cirúrgicos que aliviam a pressão no nervo mediano. Por vezes, em situações onde a intervenção foi tardia, nem todos os sintomas conseguem ser eliminados.

2.6 Vibrações transmitidas por lixadoras orbitais

As lixadoras orbitais classificam-se como ferramentas rotativas, significando que um dos componentes roda em relação a um eixo fixo. Assim sendo, a frequência dominante

de vibração pode ser diretamente calculada a partir da sua velocidade de rotação. Para uma rotação de 9000 rpm, típica nestes pratos, estamos perante uma frequência de $f = 9000\text{rpm}/60 = 150$ Hz.

Para além das fontes de vibração relacionadas com o tipo de funcionamento, a interação entre a ferramenta e a superfície sobre a qual esta atua é também uma grande fonte de vibrações [4]. A estes fatores, é também necessário acrescentar o estado da lixadora, pois componentes com desgaste são também fontes de vibração adicional [6].

Informação concreta relativa aos valores de vibrações gerados por lixadoras orbitais são raros na literatura. No entanto, alguns estudos indicam que os níveis emitidos rondam entre os 3 e os 12.5 m/s^2 , sendo que 50% das lixadoras se situam entre os 6.5 e os 8.5 m/s^2 [17]. Estas vibrações são transmitidas para as mãos do operador em várias direções. No entanto, para a maioria das ferramentas, uma direção é claramente dominante em relação às outras. Para o caso de ferramentas rotativas, como lixadoras orbitais, a direção dominante é regra geral, perpendicular ao eixo de rotação [1].

2.7 Legislação Nacional

Na legislação nacional, está também contemplada a temática das vibrações e do seu impacto no ser humano. Transpondo a Diretiva do Parlamento Europeu nº 2002/44/CE para a ordem jurídica nacional, o Decreto-Lei nº 46/2006 estabelece prescrições mínimas de proteção da saúde e segurança dos trabalhadores em caso de exposição aos riscos devidos a vibrações excessivas.

O Decreto é extenso e os seus artigos contemplam temáticas como valores de exposição limite, avaliação dos riscos, redução de exposição bem como a responsabilidade do empregador nestas áreas. Os valores limite e de ação de exposição diária para o sistema mão-braço em vigor podem ser consultados na tabela abaixo. O cálculo destes valores é baseado num período de referência de 8 horas.

Tabela 2.2: Valores de acção e valores limite estipulados pelo decreto lei 46/2006.

Valor de Acção de Exposição	Valor limite de exposição
2.5 m/s^2	5 m/s^2

2.8 Medição da exposição a vibrações no sistema mão-braço

A exposição diária às vibrações é expressa em termos do valor total da vibração contínua equivalente, valor este ponderado em frequência para um período de oito horas, representado por $A(8)$:

$$A(8) = a_{hv} \sqrt{\frac{T}{T_0}} \quad (2.1)$$

O valor de T é dado pela duração diária total da exposição às vibrações e T_0 é a duração de referência de oito horas (28 800 segundos). O valor total da vibração, a_{hv} , é definido como a soma quadrática das três componentes:

$$a_{hv} = \sqrt{a_{hvx}^2 + a_{hvy}^2 + a_{hvw}^2} \quad (2.2)$$

sendo a_{hwx} , a_{hwy} e a_{hwz} os valores eficazes das acelerações ponderadas em frequência para os eixos x , y e z . A medição das vibrações nas três direções deve ser realizada de preferência em simultâneo e de acordo com o sistema de coordenadas da Figura 2.3.

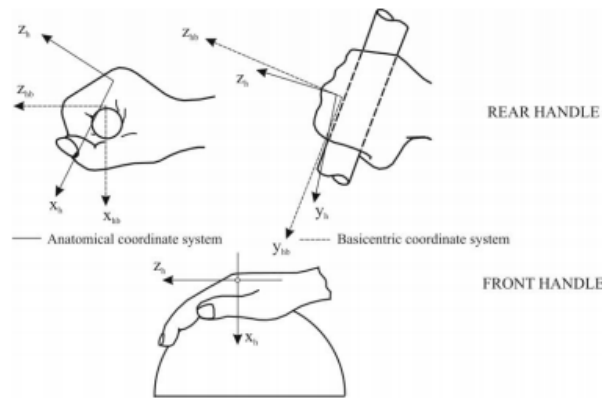


Figura 2.3: Sistema de coordenadas de acordo com a norma ISO 5349. [18]

2.9 Critérios internacionais

2.9.1 Norma ISO 5349

A norma ISO 5349, que foi revista pela última vez em 2001 e sujeita a correções em 2015, está dividida em duas partes. A primeira parte diz respeito aos requisitos gerais, estabelecendo um guia para medir vibrações transmitidas aos membros superiores a partir da aceleração ponderada em frequência e da exposição diária. Não são, no entanto, definidos limites seguros de exposição a vibrações. A segunda parte é um guia prático para a medição das vibrações no local de trabalho, especificando precauções a ter nas medições e para determinar o valor de exposição diária, de forma a obter o valor da vibração equivalente, ou $A(8)$.

O anexo C da primeira parte apresenta algumas informações interessantes, como uma estimativa da relação dose-resposta. Esta pode ser utilizada na definição de critérios de exposição com o intuito de reduzir os riscos provocados pelas vibrações transmitidas aos membros superiores. Ainda que a norma não defina limites de exposição, são referidos neste anexo resultados de estudos que indicam que uma exposição diária, $A(8)$, inferior a 2 m/s^2 os sintomas de síndrome de vibração são raros. Para exposições inferiores a 1 m/s^2 não foram observados sintomas [7].

2.9.2 ACGIH

A norma ISO 5349 não limita a exposição, porém a ACGIH (*American Conference of Governmental Industrial Hygienists*) expõe limites de exposição divididos em intervalos, com base no número diário total de horas de exposição. Estes valores podem ser consultados na Tabela 2.3. As medições dos valores de vibrações devem ser de acordo com o estipulado na norma ISO 5349, acima mencionada, sendo realizadas nos três eixos x , y e z .

Tabela 2.3: Valores limite de exposição da mão a vibrações.

Duração diária total de exposição ¹	Valores da aceleração ponderada em frequência no eixo dominante a não ser excedida ²
Entre 4 a 8 horas	4
Entre 2 a 4 horas	6
Entre 1 a 2 horas	8
Menos de 1 hora	12

2.10 Efeitos da exposição a poeiras no ser humano

Na literatura existem várias definições de poeira. Pode ser definida como um conjunto de partículas pequenas, secas e sólidas projetadas para o ar por forças naturais, como o vento, ou por ação mecânica ou processos como lixagem, maquinagem ou furação, para enumerar alguns [8]. De acordo com a Organização Internacional de Normalização, a norma ISO 4225:1994 define poeira como um conjunto de pequenas partículas sólidas, cujo o seu diâmetro seja inferior a $75\mu m$, que assentem com o seu próprio peso, ainda que possam permanecer suspensas por algum tempo.

As poeiras podem originar problemas graves de saúde, riscos de segurança e ainda problemas ambientais. Em muitos casos, as partículas não são sequer visíveis a olho nu, especialmente quando suspensas no ar. Estas podem entrar no corpo por ingestão ou mecanismos de absorção da pele, se bem que os riscos mais graves são devidos à inalação de poeiras [8].

2.11 Patologias associados a exposição de poeiras

Os problemas de saúde originados pela exposição a poeiras podem ir desde pequenas mazelas a doenças irreversíveis, e até mesmo condições que provoquem a morte. De acordo com o *National Institute for Occupational Safety and Health*, é estimado que cerca de 70% das mortes originadas no trabalho sejam causadas por doenças respiratórias [8].

Os riscos associados a um ambiente contaminado por poeiras dependem principalmente do seu tipo e da exposição. A exposição depende de parâmetros como a concentração, o diâmetro das partículas e a duração da exposição. Para além destes, existem também fatores como o volume de ar inspirado. Os sintomas do contacto com poeiras podem apenas manifestar-se após um longo período de exposição e por vezes, mesmo após esta exposição já ter terminado, levando a que se torne mais difícil caracterizar como doença ocupacional. Seguidamente, são enumeradas as principais doenças associadas à inalação de poeiras:

- pneumoconiose;
- cancro;

¹tempo total diário a que a mão está sujeita a vibrações.

²Geralmente um eixo é dominante em relação aos restantes dois. Se um ou mais eixos de vibração exceder o valor, o limite foi ultrapassado.

- envenenamento sistêmico;
- contaminação por metais pesados como Arsênio, Chumbo, Cádmio, Crômio, Manganês;
- irritação, inflamação ou reação alérgica dos pulmões e/ou vias respiratórias;
- infecções;
- reações alérgicas da pele.

Algumas poeiras podem entrar na corrente sanguínea, sendo transportadas pelo organismo para outros órgãos, como rins ou fígado, com consequências tóxicas. Este envenenamento pode ter características agudas (rápido efeito em curto tempo), ou características crônicas (longa duração e efeito prolongado), dependendo do tipo de poeira.

Capítulo 3

Objeto do estudo

3.1 Introdução

De forma a otimizar um componente, o passo mais importante seja talvez quantificar o seu comportamento em regime de trabalho. E, quando um novo produto é criado com o intuito de colmatar as fragilidades de um modelo anterior, é importante que também este seja estudado, não só para observar as melhorias expectáveis como também para detetar aspetos que ficaram aquém do esperado.

Os pratos aqui analisados apresentam uma estrutura bastante semelhante entre si, sendo compostos por três componentes principais: um corpo superior onde é acoplada a lixadora, um corpo plano inferior, cuja geometria interior depende do número de canais de aspiração e por fim uma camada de espuma com feltro numa das extremidades de forma a aplicar a folha de lixa ao prato.

A principal diferença entre os pratos reflete-se nos canais interiores responsáveis pela condução do ar aspirado, consequência do diferente número de furos de escoamento. Quer os materiais que os compõem, quer as condições em regime de trabalho são iguais para os dois casos.

3.2 Materiais Constituintes

Os discos são constituídos por dois materiais, com dois componentes poliméricos e a zona de espuma em acetato-vinil de etileno, ou EVA. Para caracterizar os materiais, de forma a criar os modelos numéricos, são necessárias três propriedades: O módulo de elasticidade, a densidade e o coeficiente de *Poisson*.

Módulo de elasticidade

O módulo de elasticidade (E) ou módulo de *Young* caracteriza os materiais quanto à sua rigidez e pode ser obtido pela divisão da tensão exercida (σ) pela deformação (ϵ). A Lei de Hooke é traduzida pelo declive da linha de tendência no domínio elástico no gráfico tensão-deformação. Para determinar este valor para o caso do polímero foram realizados ensaios de tração descritos mais à frente.

Densidade

A densidade (ρ) ou massa volúmica de um corpo define-se pelo quociente da massa

pelo seu volume. Para obter a densidade, todos os componentes foram individualmente pesados, e o volume obtido a partir dos modelos CAD (*Computer Assisted Design*).

Coefficiente de *Poisson*

O coeficiente de *Poisson* (ν), é a razão entre a deformação transversal e a deformação longitudinal de um material quando este é sujeito a tração.

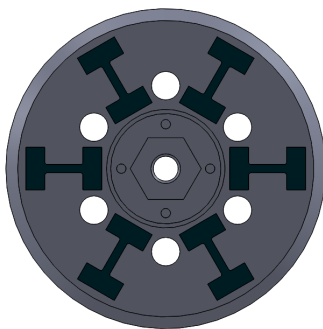
Tabela 3.1: Propriedades dos Materiais constituintes

	Polímero	EVA	Poliuretano
Módulo de Elasticidade [GPa]	1,6	0,03	0,03
Densidade [Kg/m ³]	1350	121	212
Coefficiente de Poisson	0,32	0,45	0,45

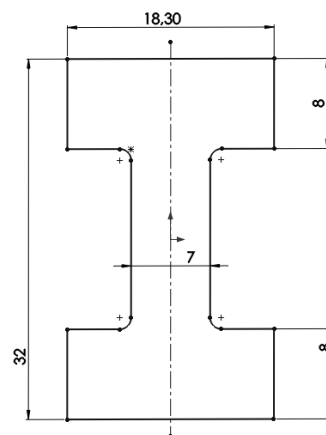
3.3 Ensaios de Tração

Num ensaio de tração, uma amostra de material em estudo, ou provete, é submetido a um esforço que tende a alongá-lo ou esticá-lo até à rutura. Geralmente, este tipo de ensaio é realizado recorrendo a provetes de formas e dimensões padronizadas, de maneira a que os resultados obtidos possam ser comparados ou, se necessário, reproduzidos em condições semelhantes. O provete é fixado numa máquina de ensaios que lhe aplica esforços crescentes na direção axial, sendo medidas as deformações correspondentes. A força aplicada é obtida na máquina, e, regra geral, o ensaio ocorre até a rutura do material em estudo.

De forma a melhor caracterizar o modelo numérico, foram recortados provetes a partir de um dos discos, com recurso a uma CNC, e posteriormente submetidos a um ensaio de tração, obtendo-se o módulo de elasticidade correspondente aos componentes plásticos dos discos. Os locais de onde estes foram retirados podem ser observados na figura 3.2a, e as suas dimensões gerais dos provetes na figura 3.2b.



(a) Representação dos locais de onde foram obtidos os provetes.



(b) Dimensões dos provetes.

Figura 3.1: Origem e dimensões dos provetes.

Os testes foram realizados de acordo com a norma ASTM D638-02a. Esta norma aborda a determinação das propriedades de plástico reforçados e não reforçados, utilizando provetes normalizados. Os provetes, no entanto, não obedecem às medidas estipuladas por esta norma. Esta particularidade deve-se à dimensão dos discos, que não permitem que possam ser retirados provetes que obedecem às dimensões da norma. As condições pré-definidas dizem respeito à temperatura, humidade, tratamentos e a velocidade da máquina de teste. Consultando a Tabela 1 da norma, para materiais rígidos e semi-rígidos, com espessura inferior a 7 mm, a velocidade recomendada é de 5 mm/min.

Os ensaios foram conduzidos utilizando o modelo AGS-10kNX da *Shimadzu*. Este modelo exerce uma força máxima de 10 kN, estando equipada com uma célula de carga que permite medir as forças exercidas durante os testes, em intervalos de 1 milissegundo, medindo também o deslocamento efetuado ao longo dos ensaios.

Em conjunto com a máquina foi utilizado o *software Trapezium*. Neste é possível definir as condições de teste, bem como a exibição dos dados medidos em tempo real, como a força ou o deslocamento. Em adição a estas características, é também possível gerar relatórios detalhados dos ensaios conduzidos, com gráficos tensão-deformação, módulo de elasticidade, entre outros.

Efetuaram-se 6 ensaios de tração, sobre os 6 provetes obtidos, tendo sido excluído um deles devido a uma montagem deficiente. As curvas de força/deslocamento dos ensaios realizados estão representadas na Figura 3.3.



(a) Modelo de Máquina de Ensaios de Tração Utilizado.

(b) Montagem dos provetes para ensaio.

Figura 3.2: Máquina e montagem de ensaios de tração.

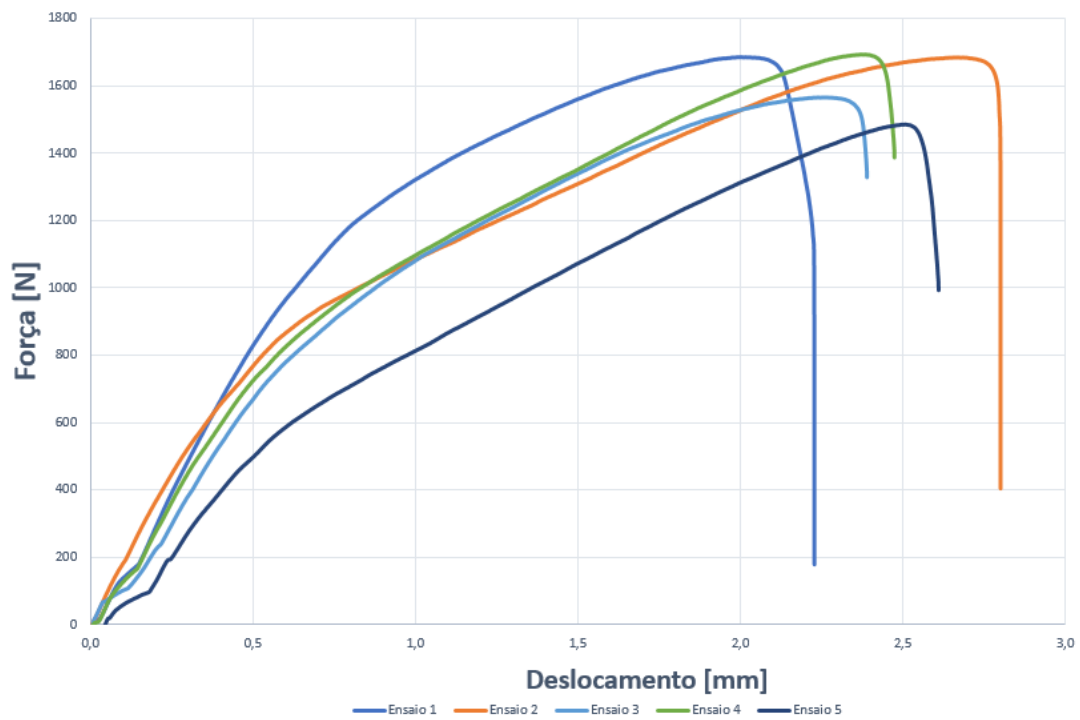


Figura 3.3: Curvas de força/deslocamento para os provetes.



Figura 3.4: Alguns dos provetes após os ensaios.

3.4 Prato de referência - 15 Furos

O primeiro componente que importa referir é a zona superior do disco. É comum a todos os discos, de forma a garantir que todos possam ser usados pela mesma ferramenta. Tem seis furos responsáveis por conduzir o ar aspirado do prato, através da lixadora e para o sistema de armazenamento de poeiras. Tem também seis pinos de forma a ligar as duas peças plásticas. As figuras 3.5 e 3.6 permitem uma visualização detalhada da peça.

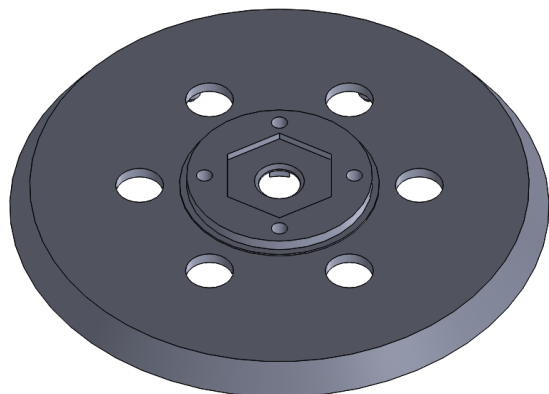


Figura 3.5: Vista exterior da geometria.

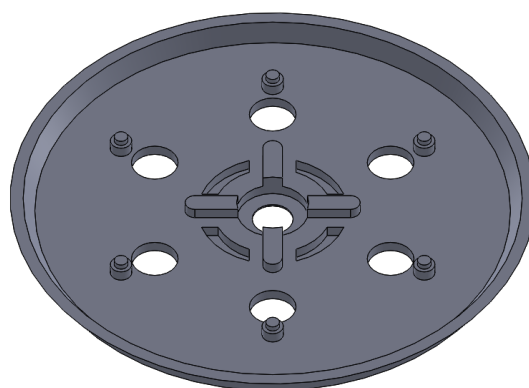


Figura 3.6: Vista interior da geometria.

Neste modelo de prato, no seu segundo elemento, existem duas regiões, uma mais interior com seis canais de aspiração, e uma mais exterior com oito. Tem também seis furos e quatro rasgos ao centro, de forma a fixar-se ao plástico superior. Nas figuras 3.7 e 3.8 é possível observar a geometria deste elemento em detalhe.

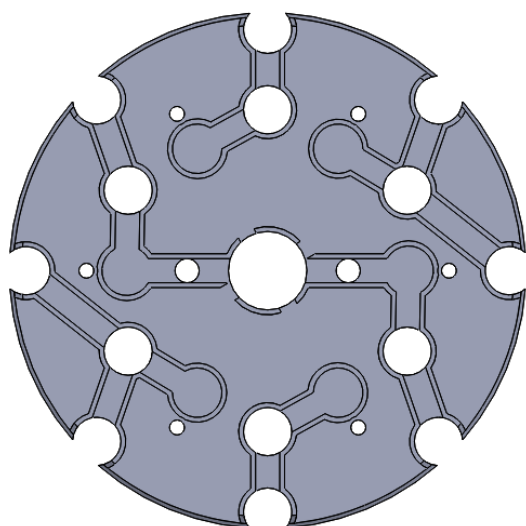


Figura 3.7: Vista de cima dos canais 15F.

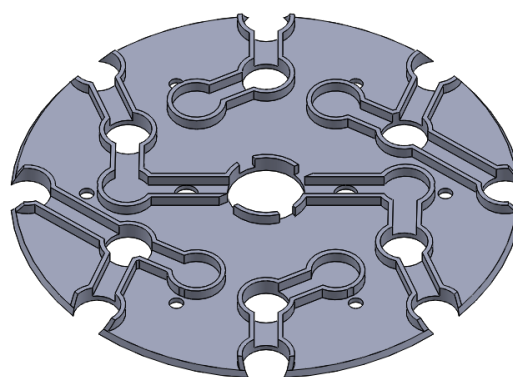


Figura 3.8: Vista em perspectiva dos canais 15F.

O componente final que constitui os pratos é o disco de espuma (Figura 3.9), que

não é mais que um elemento plano com uma geometria que copia a furação do elemento adjacente do prato.

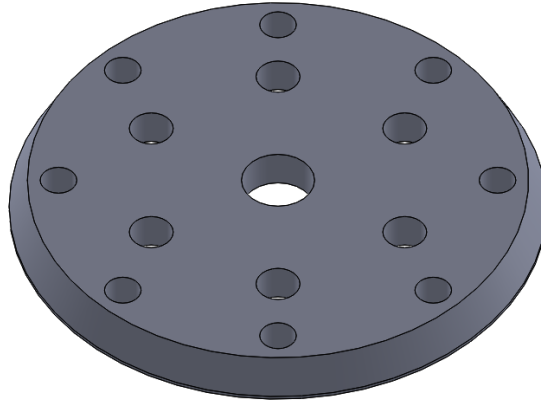


Figura 3.9: Disco de espuma de 15 furos

3.5 Prato otimizado - 49 Furos

Como já referido, a diferença entre os dois pratos em estudo é consequência do diferente número de canais de aspiração. Como tal, o componente responsável pela ligação à lixadora é igual. Já o disco interior sofre alterações consideráveis. A distribuição dos furos de aspiração assume a forma de três anéis concêntricos, cada um com 16 furos, adotando uma forma oval, sendo que a sua área é maior quanto mais afastados do centro estes se encontram. Uma outra diferença assinalável é o “labirinto” formado, pois ao contrário do disco de 15 furos, neste, as zonas de aspiração estão interligadas entre si. As figuras 3.11 e 3.10 ilustram a geometria descrita.

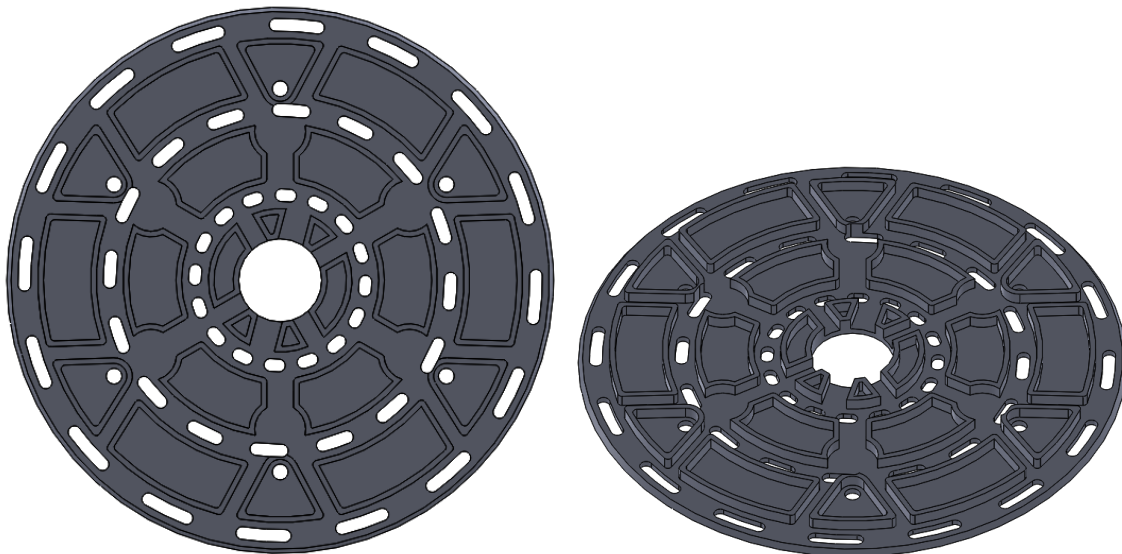


Figura 3.10: Vista de cima dos canais 49F

Figura 3.11: Vista em perspectiva dos canais 49F

Tal como no caso do prato de 15 furos, a região em espuma (Figura 3.12) é uma extensão da face inferior do disco acima descrito. Também aqui, a face superior é colada aos discos em plástico enquanto que a face inferior é revestida por velcro, de forma a fixar a folha de lixa.

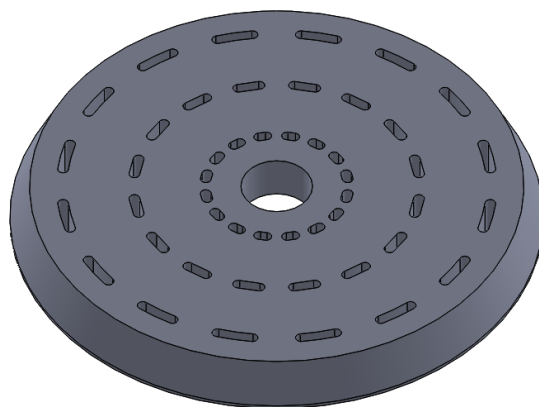


Figura 3.12: Disco de espuma de 49 furos

Capítulo 4

Análise numérica do comportamento dinâmico dos pratos

4.1 Introdução

Na engenharia moderna é raro encontrar um projeto que não exija alguma forma de análise recorrendo ao método de elementos finitos. As vantagens práticas deste método transformaram-no na ferramenta de eleição de análise numérica das últimas décadas.

Neste método, a estrutura a analisar é dividida num número discreto de elementos finitos ligados entre si por pontos nodais, formando-se uma malha representativa da geometria inicial, simplificando-a. A subdivisão de um domínio geral em partes simples apresenta diversas vantagens, entre elas a possibilidade de representação precisa de geometrias complexas e a inclusão de propriedades distintas em materiais heterogéneos [13].

Os elementos de uma malha podem apresentar geometrias triangulares ou quadrangulares para casos de estudo bidimensionais e tetraédricas ou hexaédricas para geometrias tridimensionais. Cada elemento finito tem um determinado tamanho assim como um número de nós, que definem o campo de deslocamento. Para descrever o deslocamento de cada nó é necessário recorrer a um número finito de equações diferenciais de movimento [14], dependendo do número de graus de liberdade.

A aplicação deste método numérico pode ser dividida em três etapas principais: o pré-processamento, o processamento e pós-processamento. No pré processamento, define-se o domínio físico do sistema, ou seja, a geometria, as propriedades físicas dos materiais que compõe o objeto em estudo, as condições iniciais e de fronteira do problema e ainda outros parâmetros que sejam necessários para a resolução. No processamento, um programa de cálculo computacional baseado no modelo numérico é aplicado, de forma a obter as grandezas de interesse como velocidades, deslocamentos, pressões, forças, entre outros, nos nós de cada elemento. No pós-processamento, os resultados são analisados, recorrendo geralmente a técnicas de visualização gráfica.

A análise recorrendo ao MEF pode ser aplicada em diversas áreas desde análise de estruturas, como pontes e plataformas petrolíferas, a análises dinâmicas, como vibrações e impactos balísticos, análises térmicas e ainda análises que envolvam dinâmica de fluídos, entre outros.

4.2 Análise modal numérica

O FEMAP (*Finite Element Modeling And Postprocessing*) é um programa de análise para a engenharia comercializado pela Siemens PLM Software usado como ferramenta de construção de modelos de elementos finitos de problemas complexos, pré-processamento, bem como na análise dos resultados destes problemas, ou pós-processamento. Foi criado em 1985, por *George Rudy* como um pré e pós processador do NASTRAN.

O NASTRAN é um programa de análise de elementos finitos, originalmente criado pela NASA no final da década de 60, sobre a alçada do governo dos Estados Unidos, com o intuito de ser utilizado na indústria aeroespacial. O seu nome é indicador disto mesmo, sendo um acrónimo para **NASA Structure Analysis**.

Ao serviço do utilizador estão inúmeras ferramentas, como importação do CAD, ferramentas de modelação e geração de malha para criar modelos de elementos finitos, bem como variadas ferramentas de pós-processamento de forma a obter a a melhor e mais completa representação dos resultados.

As aplicações do software em termos de simulações incluem análises estáticas, simulações dinâmicas transientes e de frequência, avaliações de sistemas e de resposta, escoamentos de fluídos e ainda análises que envolvam múltiplos modelos físicos em conjunto.

4.2.1 Malha de elementos finitos

Como dito no capítulo 3, o componente superior dos pratos, em plástico, é igual para os dois modelos. Como tal, é suficiente gerar apenas uma malha para esta geometria, sendo posteriormente utilizada nas simulações dos dois modelos. Sendo esta geometria simétrica em dois planos, optou-se por malhar apenas 1/4. A maioria dos elementos desta região são hexaédricos, com exceção dos pinos de ligação que, devido à sua forma circular, foram utilizados elementos tetraédricos.

Para o prato de 49 furos, a geometria dos canais é também simétrica em dois planos. Com a exceção de algumas zonas circulares onde se utilizou elementos tetraédricos, a maioria dos elementos utilizados na malha desta geometria são hexaédricos.

A região em espuma do prato de 49 furos foi dividida em “fatias” de 1/16 e, tal como nas restantes geometrias, utilizados essencialmente elementos hexaédricos.

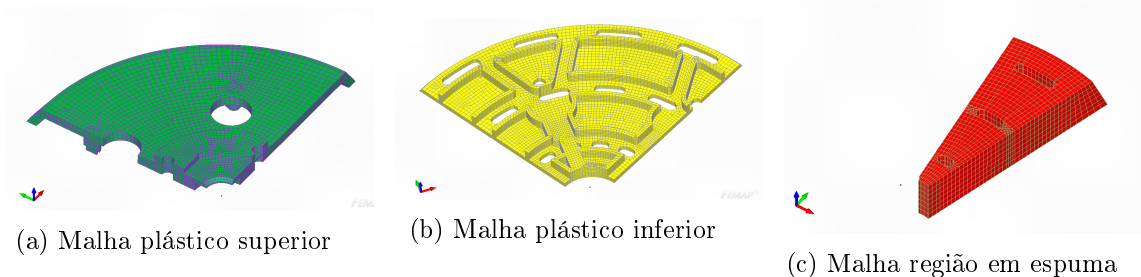


Figura 4.1: Malha criada para o disco de 49 furos.

Já no prato de 15 furos, o plástico inferior é composto essencialmente por uma geometria circular, pelo que a utilização de elementos tetraédricos nesta zona revela-se bastante

complexa (ao contrário do modelo de 49 furos, em que a geometria se decompõe mais facilmente em pequenas regiões)

O componente de espuma do prato de 15 furos também foi malhado recorrendo a elementos tetraédricos pelas mesmas razões acima descritas. Sendo que nenhum destes elementos apresenta uma simetria, no caso de 15 furos, a malha criada é global, como mostrado na Figura 4.2.

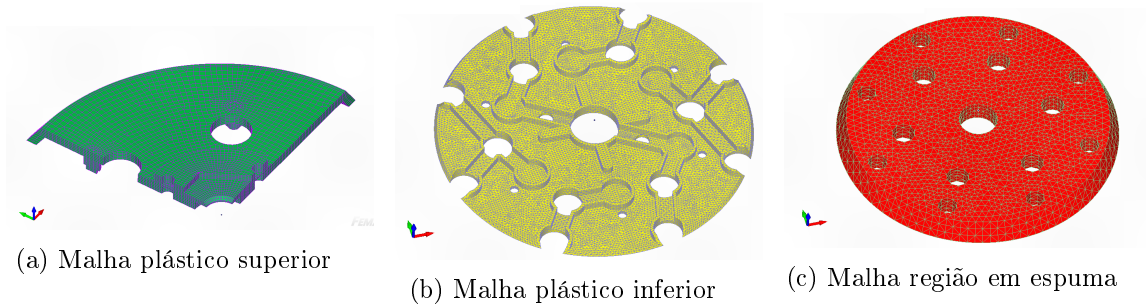


Figura 4.2: Malha criada para o disco de 15 furos.

Em termos totais, o prato de 49 furos é constituído por 197096 elementos e 242005 nós. Já o prato de 15 furos é composto por 239049 elementos e 375693 nós. A utilização de um maior número de elementos tetraédricos no prato de 15 furos em oposição ao prato de 49 furos reflete-se essencialmente nos tempos necessários para processar cada simulação, sendo estes substancialmente superiores para o prato de 15 furos, tendo em conta o maior número de elementos neste caso em oposição à malha gerada para o disco de 49 furos.

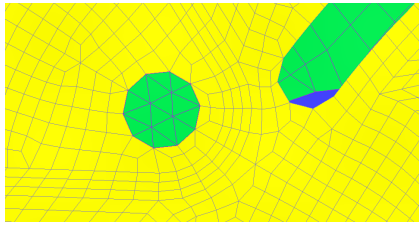
De forma a ligar todas malhas criadas individualmente recorreram-se a dois métodos distintos, tendo em conta as características reais dos pratos. De seguida, estes são descritos em maior detalhe.

Ligação entre os dois plásticos

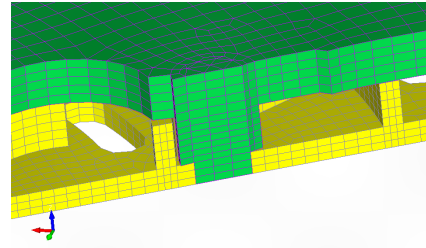
Para unir os dois componentes em plástico, a estratégia utilizada passou por fazer coincidir os nós dos pinos do componente superior com os do furo da geometria dos canais, sendo utilizada a funcionalidade do Femap de união de nós coincidentes. Na Figura 4.3 esta região está evidenciada.

Ligação entre as regiões de plástico e de espuma

Para unir estas duas regiões recorreu-se à funcionalidade de *Connections* (conexões) do Femap. Nesta funcionalidade é criada uma propriedade de uma ligação colada. Posteriormente são definidas duas superfícies em contacto que se desejam colar, e de seguida é criada uma conexão onde a propriedade de *Glued Connection* (ligação colada) é aplicada às duas superfícies em contacto. Na Figura 4.4 estão representadas as superfícies usadas, para o prato de 49 furos (sendo análogo ao usado no prato de 15 furos).

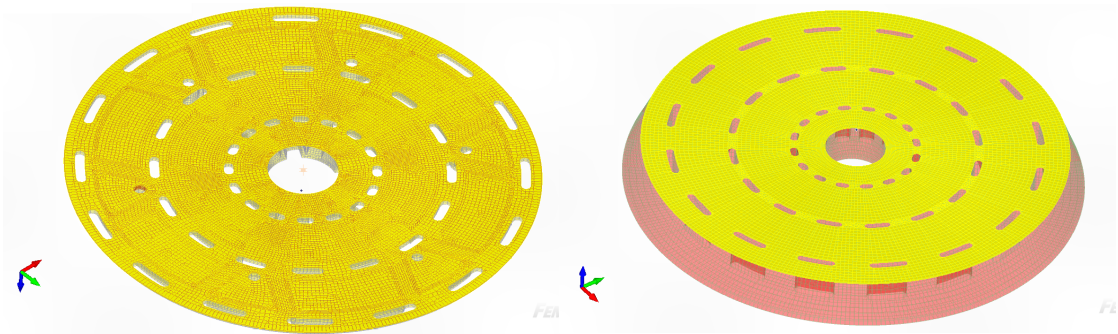


(a) Vista inferior da ligação evidenciando os nós coincidentes



(b) Vista em corte da ligação

Figura 4.3: Ligação entre os dois componentes plásticos nos pinos



(a) Superfície do plástico usada (a amarelo)

(b) Superfície da espuma usada (a amarelo)

Figura 4.4: Ligação colada entre o plástico e espuma para o disco de 49 furos.

4.2.2 Resultados das simulações numéricas

Olhando para os resultados da Tabela 4.1, estes indicam que dinamicamente os discos não apresentam grandes diferenças entre si. Da Figura 4.6 à Figura 4.11 podem-se observar as formas modais correspondentes a cada um dos modos de vibração da tabela 4.1. Na Figura 4.5 encontram-se ilustradas as formas modais para os primeiros seis modos de vibração.

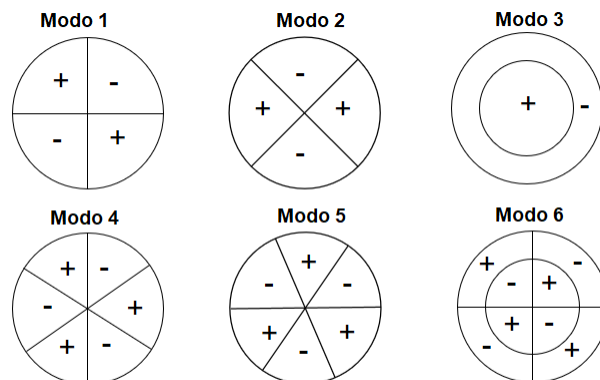


Figura 4.5: Esquema ilustrativo das formas modais teóricas expectáveis para esta geometria.

Os resultados destas simulações numéricas demonstram que, as alterações feitas na geometria dos pratos com o intuito de melhorar as características de aspiração, não implicam que o comportamento dinâmico sofra alterações substanciais entre os dois modelos de disco analisados.

Tabela 4.1: Frequências naturais para os dois modelos de disco

Modo Vibração	Frequência [Hz]		
	Disco 15 furos Espuma EVA	Disco 49 furos Espuma EVA	Disco 49 Furos Espuma Poliuretano
1	454,59	495,84	450,02
2	460,28	497,32	451,33
3	648,63	695,13	645,32
4	877,14	969,39	875,23
5	901,45	993	895,09
6	997,75	1074,31	1004,63

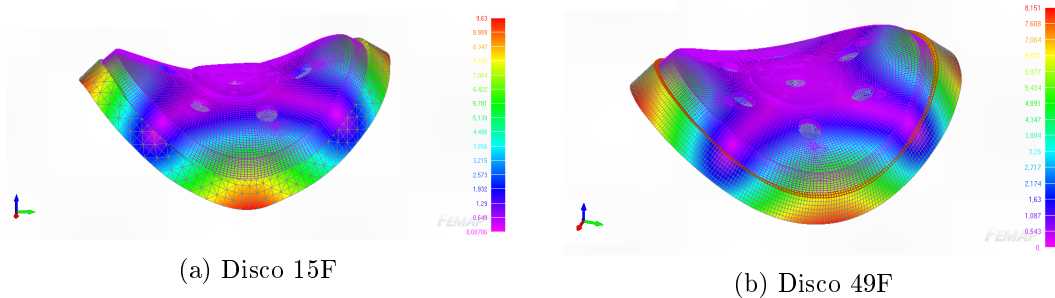


Figura 4.6: Forma modal para o primeiro modo vibração

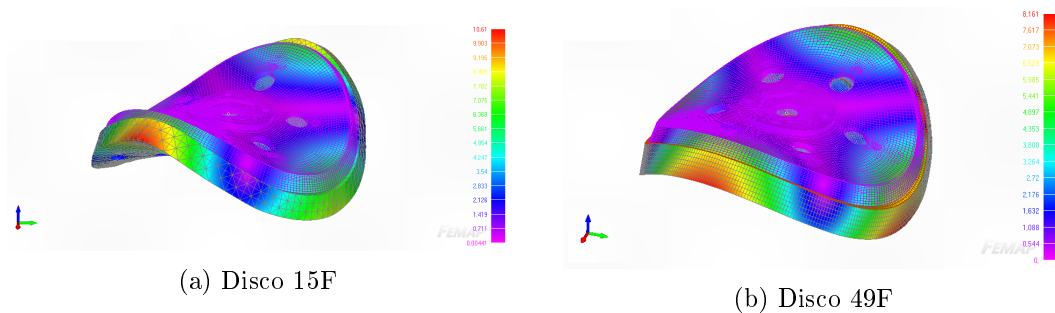


Figura 4.7: Forma modal para o segundo modo vibração

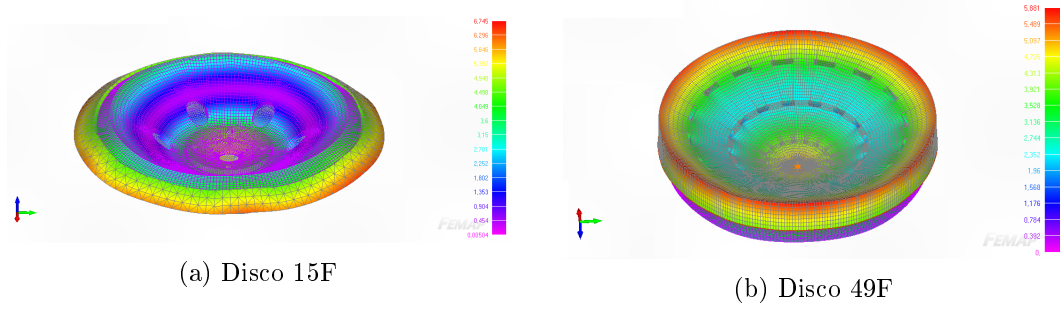


Figura 4.8: Forma modal para o terceiro modo vibração

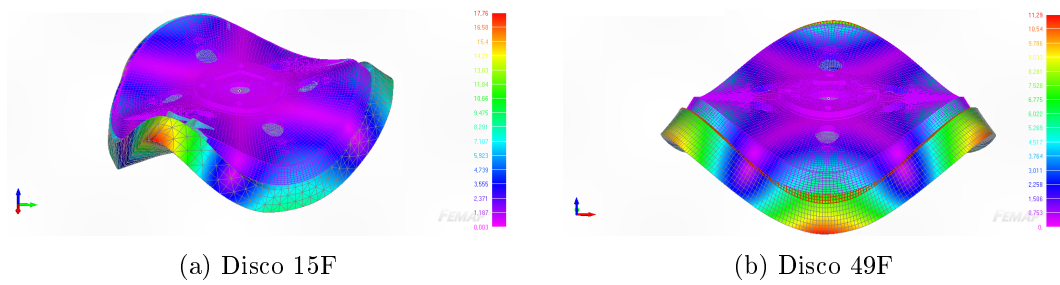


Figura 4.9: Forma modal para o quarto modo vibração

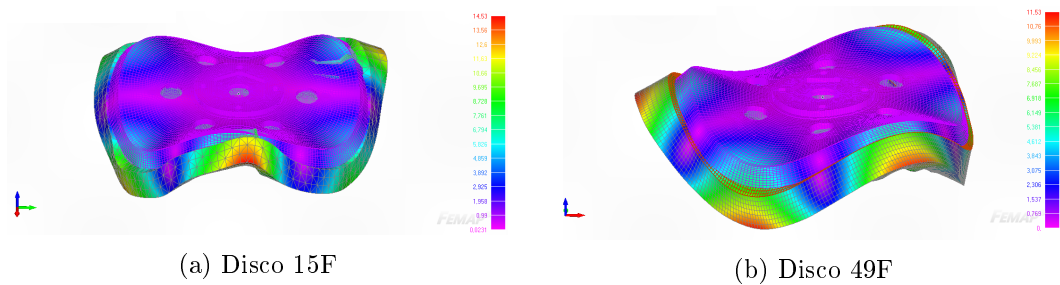


Figura 4.10: Forma modal para o quinto modo vibração

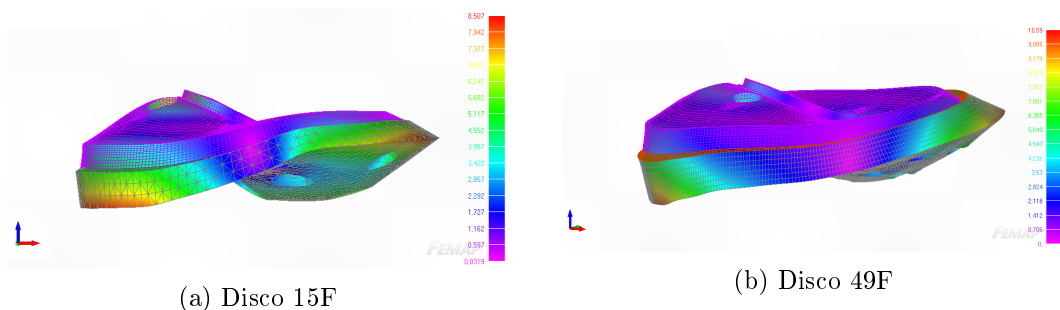


Figura 4.11: Forma modal para o sexto modo vibração

Capítulo 5

Análise modal experimental dos pratos

Neste capítulo é apresentado o estudo experimental que tem por objetivo verificar e validar o estudo numérico realizado e documentado no capítulo 4. Para o efeito, é aplicada uma análise modal experimental sobre as duas tipologias de prato de lixagem.

5.1 Fundamentos sobre análise modal experimental

De uma forma simples, a análise modal experimental é um método de análise que permite identificar parcialmente o modelo modal de uma estrutura a partir da medição das funções de resposta em frequência. Esse modelo modal parcial é limitado à gama de frequência usada na medição das funções de resposta em frequência e é caracterizado pelos modos naturais da estrutura, definidos pelas respectivas frequências naturais, formas modais e fatores de amortecimento modal. De forma a melhor apresentar os fundamentos teóricos e metodologia da análise modal experimental recorre-se ao exemplo de uma placa retangular homogênea.

Considera-se uma placa retangular apoiada livremente (Figura 5.1), na qual é aplicada, numa das suas extremidades, uma força variável no tempo do tipo harmónico com uma determinada frequência, mas de amplitude constante. A resposta da placa em termos da aceleração pontual num determinado ponto é medida por um acelerómetro colado nesse ponto.

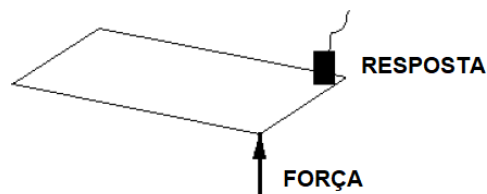


Figura 5.1: Modelo de placa simples de excitação/resposta [9].

Analisando as medições da resposta da placa (Figura 5.2), observa-se que a sua amplitude se altera em função da frequência da oscilação da força aplicada, aumentando e

diminuindo em diferentes pontos ao longo do tempo. À primeira vista, estes resultados podem parecer estranhos, visto que é aplicada uma força constante e no entanto a amplitude varia, porém, é exatamente isto que acontece. A resposta é amplificada à medida que a força é aplicada com uma taxa de oscilação que se aproxima de cada uma das frequências naturais do sistema, atingindo o valor máximo quando a taxa de oscilação coincidir com esse valor da frequência natural. Estamos assim perante um fenómeno de ressonância do sistema.

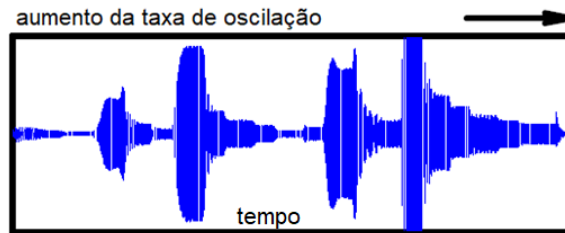


Figura 5.2: Resposta da placa [9].

Após a medição dos dois sinais, força aplicada e resposta em aceleração, recorre-se à Transformada Rápida de Fourier (Fast Fourier Transform - FFT) para obter a resposta de ambos os transdutores no domínio da frequência. Esta informação no domínio da frequência é usada no cálculo da função de transferência, a Função de Resposta em Frequência (Frequency Response Function - FRF), que representa o sistema (placa) - Figura 5.3.

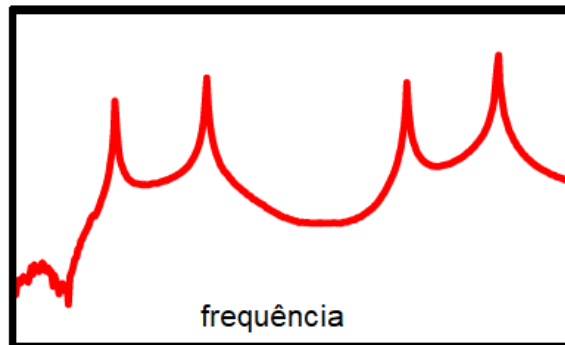


Figura 5.3: Função resposta em frequência da placa [9].

Pela análise da FRF medida entre o ponto de aplicação da força e o ponto de medição da resposta em aceleração identificam-se picos cujo valor de frequência corresponde às frequências naturais da estrutura e coincide com o valor da frequência da excitação para a qual a resposta em aceleração no domínio do tempo atinge o máximo de amplitude.

Sobrepondo os dois gráficos, conclui-se que a frequência de oscilação para a qual a resposta temporal atinge o seu valor máximo corresponde à frequência na qual a FRF atinge o seu valor pico (Figura 5.4). Assim, é possível identificar as frequências naturais pela análise da resposta no domínio do tempo e pela identificação dos picos na função de resposta em frequência, sendo que a utilização desta última resulta num procedimento mais expedito como se irá concluir adiante.

Para além destas características naturais e intrínsecas à estrutura, esta apresenta pa-

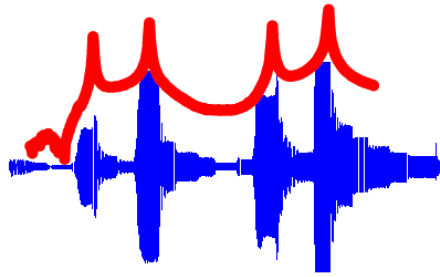


Figura 5.4: Sobreposição das respostas em tempo e em frequência para a placa [9].

drões de deformação nas frequências naturais, assumindo diferentes formas dependendo da frequência da excitação. Na figura 5.5 pode observar-se os padrões de deslocamento que resultam quando a frequência de excitação coincide com cada uma das frequências naturais do sistema. Olhando para a primeira frequência natural, observa-se uma deformação de flexão de primeira ordem na placa (a azul). Já na segunda frequência natural, a placa apresenta uma torção de primeira ordem (a vermelho). Para a terceira e quarta frequências naturais, observam-se a deformação e torção de segunda ordem (a verde e rosa, respetivamente). Estes padrões de deformações são chamados de formas modais. Estas frequências naturais e formas modais estão presentes e caracterizam qualquer estrutura, cujos valores e configurações dependem da geometria, bem como das características de massa e rigidez do material que as constitui.

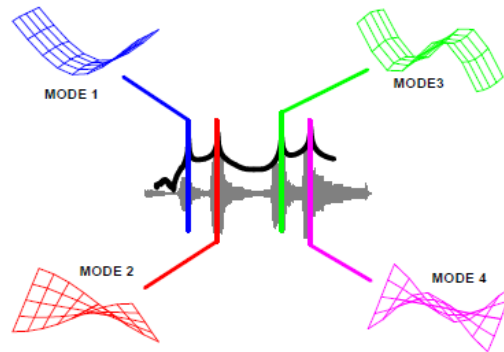


Figura 5.5: Modos de vibração para um sistema simples de placa [9].

A análise modal experimental revela-se uma técnica muito importante na indústria, em particular na indústria automóvel e aeronáutica, no desenvolvimento de componentes e estruturas para aplicações que envolvam vibração e ruído.

5.1.1 Cálculo da função de resposta em frequência

A função resposta em frequência, ou FRF, representa a função de transferência da estrutura, relacionando a sua resposta com a excitação que lhe é aplicada. A resposta da estrutura pode ser medida em termos de deslocamento, velocidade ou aceleração, consoante o tipo de transdutor usado na sua medição. De igual forma, a excitação aplicada

na estrutura, é também medida através de um transdutor de força. Posteriormente, a resposta e a força aplicada, que são representadas por sinais no domínio do tempo, são convertidas para o domínio da frequência através da transformada rápida de Fourier. A FRF é então calculada tendo por base esses sinais medidos.

O passo inicial nas medições corresponde à aquisição dos sinais analógicos por parte dos dispositivos de medição - os transdutores - que representam a excitação aplicada e a resposta resultante da estrutura. De seguida, estes sinais são filtrados de forma a garantir que não existe o efeito de *aliasing* das frequências altas na gama das frequências em análise. Este passo é geralmente conseguido recorrendo ao uso de um conjunto de filtros analógicos *anti-aliasing*. A sua função é remover quaisquer perturbações de alta frequência que possam existir no sinal.

Após esta filtragem, os sinais analógicos são convertidos em sinais em digitais, de forma a criar uma representação numérica destes. Este processo é feito recorrendo a um conversor analógico-digital, ou ADC. Uma das maiores preocupações desta fase está relacionada com os erros da amostragem e quantificação, que potencialmente interferem na aproximação digitalizada. A taxa de amostragem controla a resolução, em tempo e em frequência, da representação dos sinais. A quantificação é associada à precisão da magnitude do sinal obtido. Ainda que estes fenómenos possam causar alguns erros nos dados medidos, o mais crítico é sem dúvida o *spectral leakage*.

O *spectral leakage* ocorre como consequência da aplicação da FFT. O processo das transformadas de Fourier requer que os dados da amostragem consistam em: ou na representação completa dos dados em toda a escala temporal, ou que a amostra no sinal no domínio do tempo analisada seja uma representação em repetição periódica do sinal na sua totalidade. Quando isto se verifica, a transformada gera uma representação correta das medições no domínio de frequência. No entanto, quando não este não é o caso, o efeito de *leakage* causa uma séria distorção dos dados. De forma a minimizar esta distorção, são aplicadas funções peso, ou janelas de ponderação, que ponderam os dados medidos, de forma a melhor satisfazer a periodicidade requerida pela FFT. Ainda que esta medida reduza significativamente o efeito de *leakage*, este nunca é completamente removido.

Após este tratamento dos dados, são gerados os espectros lineares do sinal de entrada e do sinal da resposta. Com base nestas funções são calculados os autoespectros da resposta e da excitação, bem como o espectro cruzado entre os mesmos. Estas funções são de seguida usadas para gerar dois resultados : a função de resposta em frequência e a função de coerência. A função de coerência é usada na avaliação da qualidade dos dados, identificando o quanto o sinal de saída se relaciona com o sinal de entrada medido. Já a FRF contém informação referente à frequência natural e amortecimento do sistema. O conjunto das FRFs medidas em várias localizações da estrutura contém a informação relativa aos modos de vibração do sistema nas localizações das medições. A Figura 5.6, apresenta sistematicamente todos estes passos no processo de análise de sinal.

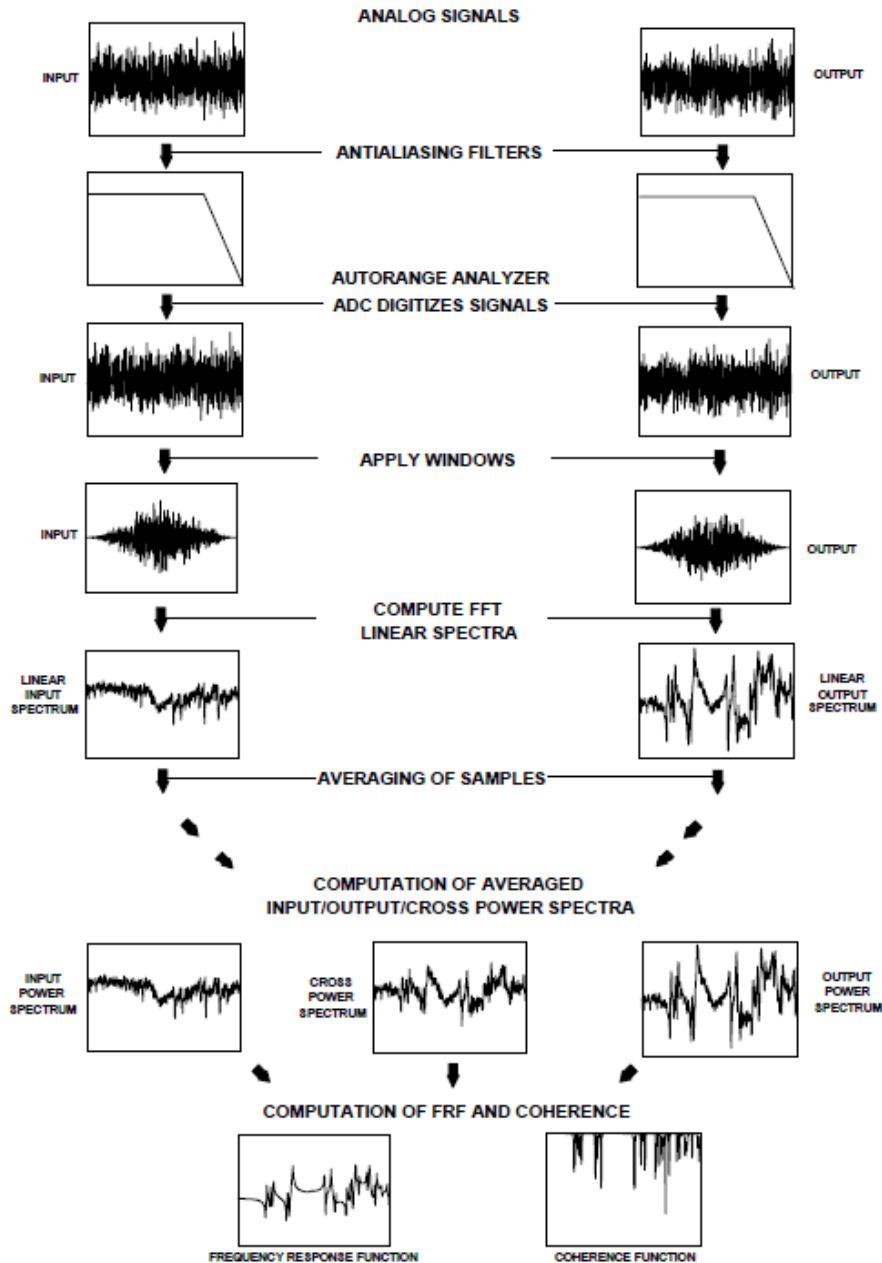


Figura 5.6: Sequência de operações até à obtenção de uma FRF [9].

5.1.2 Processo de identificação modal

Uma vez que o conjunto de FRFs medido na estrutura possui informação sobre as frequências naturais, respetivas formas modais e fatores de amortecimento, é necessário aplicar um procedimento de identificação destas características. A este processo chama-se identificação modal e tem por base metodologias de ajuste de modelos matemáticos simples às funções de resposta em frequência medidas.

Recorrendo de novo ao exemplo da placa, e considerando uma discretização numa malha constituída por 6 pontos, é possível a aplicação da força num desses pontos, bem como a medição da resposta da placa nesses pontos 6. Assim, é possível medir 36 funções de transferência entre 6 possíveis pontos de entrada de força e 6 possíveis pontos de medição de resposta. A função resposta em frequência descreve como a força aplicada na placa causa nesta uma resposta. A Figura 5.7 ilustra fisicamente a função de transferência, ou função de resposta em frequência, entre uma força aplicada no ponto 1 e a resposta resultante medida no ponto 6.

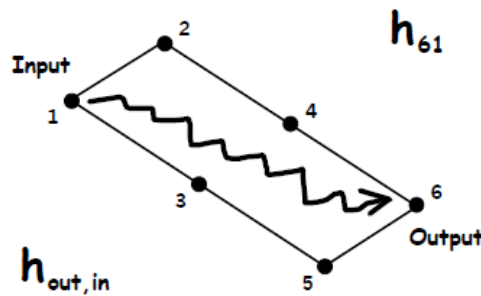
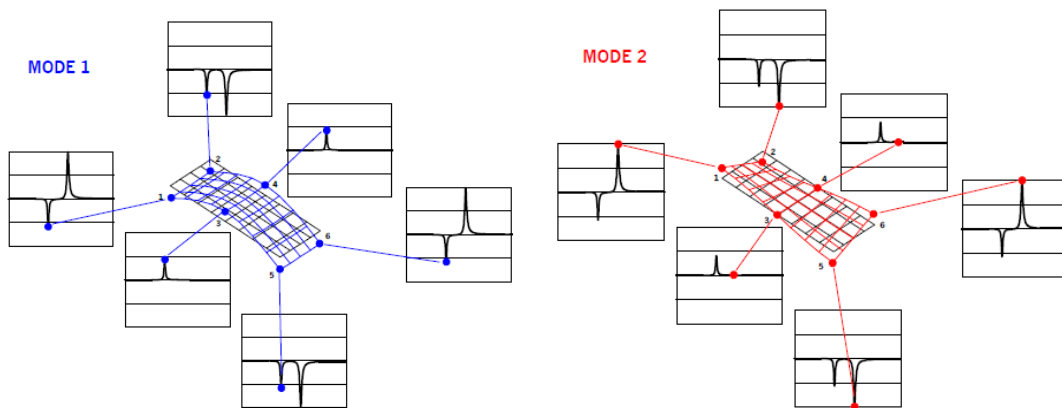


Figura 5.7: Representação física da função de transferência [9].

As frequências naturais são identificadas pelas frequências para as quais a magnitude das FRFs apresenta um pico. Analisando a amplitude e fase das funções de resposta em frequência medidas em todos os pontos, é possível descrever as formas modais para cada uma das frequências naturais (Figura 5.8).



(a) Forma modal da placa para o modo 1 [9]. (b) Forma modal da placa para o modo 2 [9].

Figura 5.8: Correlação entre as formas modais e a resposta lida para o exemplo de uma placa

Para estruturas simples, a técnica acima exposta é adequada. Porém, geralmente são utilizados algoritmos de identificação mais robustos para estimar as características modais das medições efetuadas. Os parâmetros que são extraídos das medições dizem

respeito às características dinâmicas: frequência, amortecimento e formas modais. Esses algoritmos de identificação baseiam-se essencialmente no facto de uma FRF medida num sistema com vários graus de liberdade (Multiple Degree-of-Freedom - MDOF) poder ser vista como uma função soma das funções de transferência de vários sistemas com um grau de liberdade (Single Degree-of-Freedom - SDOF), como exemplificado na Figura 5.9.

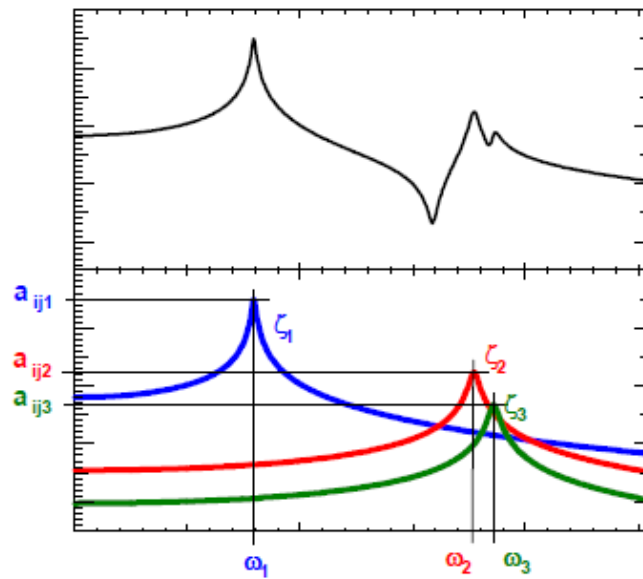


Figura 5.9: Decomposição de uma Função de Resposta em Frequência [9].

Estas técnicas de ajuste, ou *curvefitting*, utilizam uma variedade de métodos de forma a extrair os parâmetros dos modelos de ajuste. Alguns utilizam o sinal no domínio do tempo enquanto que outros aplicam-se no domínio da frequência. Os métodos mais comuns aplicam modelos analíticos de múltiplos graus de liberdade (MDOF), porém, por vezes, métodos mais básicos de um único grau de liberdade (SDOF) produzem resultados satisfatórios para a maioria das análises no contexto de engenharia.

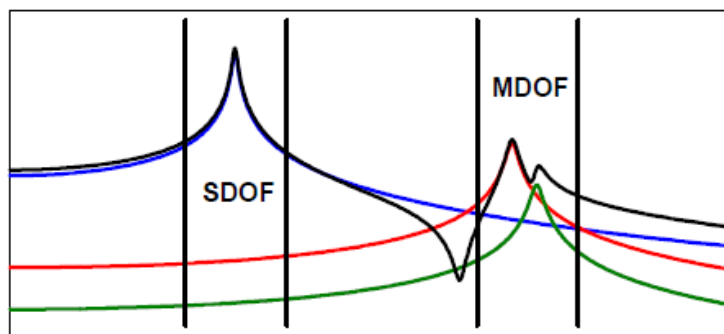


Figura 5.10: *Curvefitting* utilizando diferentes métodos [9].

5.2 Procedimento experimental da análise modal

A análise modal experimental envolve um conjunto de equipamentos e procedimentos, iniciando-se com uma etapa de medição da resposta de uma estrutura em resultado da aplicação de uma excitação conhecida ou igualmente medida. Para tal, de forma a obter as funções de resposta em frequência dos pratos aqui estudados, são necessários três tipos de equipamentos:

- Equipamento para a aplicação da força de excitação: responsável pela aplicação de uma excitação com uma amplitude e forma controlada e devidamente caracterizada;
- Transdutores da resposta da estrutura e força aplicada: conjunto de transdutores que transformam a grandeza física a medir, como a aceleração, força, velocidade ou deslocamento, num sinal elétrico representativo;
- Meios de Aquisição e Processamento de Sinal: responsáveis pela aquisição, condicionamento, digitalização e tratamento dos sinais onde o sinal elétrico é amplificado, filtrado e traduzido quantitativamente na grandeza física de interesse.

De seguida, é descrito em maior detalhe o funcionamento de cada um destes mecanismos, tendo em conta os equipamentos utilizados nos ensaios experimentais realizados.

5.2.1 Aplicação da força de excitação

Para aplicar uma força controlada sobre uma estrutura podem ser utilizados diversos métodos, recorrendo-se usualmente a duas formas principais no caso da análise modal: utilização de um excitador eletrodinâmico ou de um martelo de impacto instrumentado. No presente estudo, em virtude da pequena dimensão e baixa rigidez do componente - o prato de lixagem - optou-se pelo excitador eletrodinâmico, cuja escolha foi também ditada pelo método de medição da resposta escolhida (vibrómetro laser).

Excitador eletromecânico

Atualmente, existem quatro tecnologias de aplicação de uma força controlada diferentes: eletrodinâmica, servo-hidráulica, mecânica e pneumática. O tipo mais utilizado para a análise modal é o excitador eletrodinâmico. Os excitadores eletrodinâmicos são versáteis e constituem uma solução mais simples e económica que os excitadores servohidráulicos, permitindo ainda uma maior gama de frequências para forças baixas. O seu funcionamento é semelhante à tecnologia usada em altifalantes de áudio ao converterem energia elétrica em movimento de um enrolamento numa armadura.

Uma especificação importante a ter em conta na seleção do excitador é a gama útil de frequências. O limite de baixa frequência determinará o deslocamento máximo do excitador, enquanto que o seu limite superior vai definir a gama de frequências dentro da qual será possível caracterizar o seu modelo de resposta em frequência. Durante a análise experimental é por vezes necessário efetuar medições em vários locais diferentes antes de escolher a localização final do excitador. Os melhores locais situam-se em zonas que conduzam à excitação de vários modos diferentes simultaneamente, incluindo flexão, torção e compressão [15].

Outra consideração ao usar excitadores eletromecânicos para análise modal é o tipo de forma de onda. A escolha adequada da função de excitação depende do equipamento de análise de sinais, das características da estrutura, da precisão dos resultados desejados bem como do mecanismo de excitação escolhido. Geralmente, o excitador é controlado por um gerador de sinais que pode apresentar um grande número de funções para excitação da estrutura tais como a excitação aleatória, excitação sinusoidal ou a excitação transiente.

Por vezes, para minimizar os efeitos indesejados do excitador e garantir a aplicação unidirecional da força, é introduzida uma haste de ligação entre a armadura do excitador e a estrutura a excitar. Estas hastes possuem uma elevada rigidez na direção axial e uma baixa rigidez de flexão, minimizando a influência da componente de força transversal. Assim, minimizam os efeitos de rigidez e massa do excitador. No entanto, os modos da estrutura acabam por ser afetados pela massa e rigidez deste acessório. Ainda que se minimizem estes efeitos, estes podem existir [9].

Na Figura 5.11, pode-se observar um esquema exemplificativo em que se utiliza uma haste em conjunto com um excitador, bem como um sensor de força, que será mais tarde descrito.

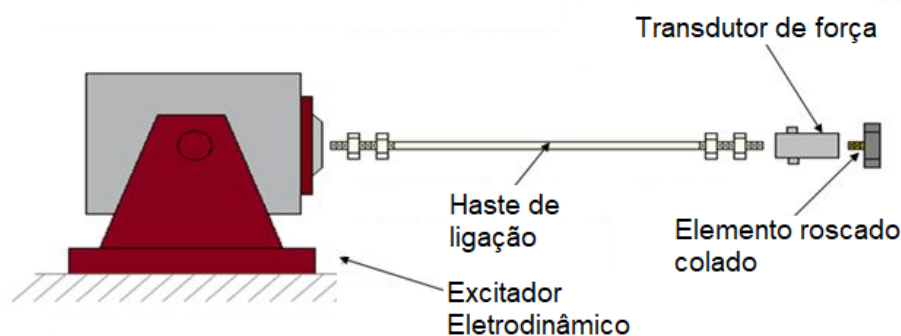


Figura 5.11: Esquema representativo de uma montagem experimental recorrendo a um excitador eletrodinâmico [16].

5.2.2 Transdutores

Os transdutores permitem converter uma resposta física, neste caso a resposta do movimento de um ponto do prato e a força aplicada no mesmo, num sinal elétrico capaz de ser analisado recorrendo a analisadores analógicos ou digitais. Para a medição da resposta da estrutura é possível usar acelerómetros, sensores de proximidade e vibrometros laser, entre outros. Para medir a força recorre-se a um transdutor de força que é introduzido entre o excitador e a estrutura.

Vibrómetro laser

O Vibrómetro Laser Doppler (VLD) baseia o seu funcionamento no efeito Doppler. Esta técnica permite medir a velocidade instantânea de uma superfície em movimento. Ao contrário dos acelerómetros, a principal vantagem do vibrómetro laser é a ausência de

contacto com a estrutura. Desta forma, não existe influência da massa dos transdutores nas medições.

As medições são relativamente rápidas, fáceis e a resolução e precisão destas são elevadas. A principal desvantagem envolve o preço base dos equipamentos e a necessidade de se manter uma linha de visão desimpedida entre o vibrómetro e a superfície a ser medida [10].

Para auxiliar no alinhamento e posicionamento do feixe do laser, o vibrómetro foi montado num tripé com regulação de altura, permitindo efetuar as medições nos vários pontos constituintes da malha de pontos. Na Figura 5.12 é possível observar a sua localização relativa aos pratos durante as medições.

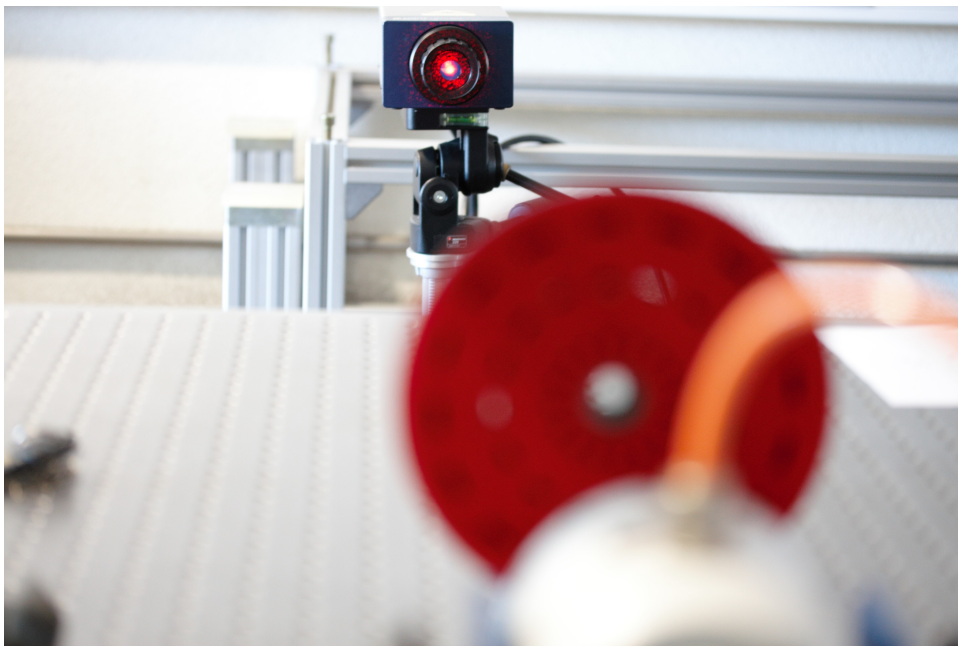


Figura 5.12: Fotografia do vibrómetro durante as medições.

Transdutor de força

Para calcular as funções de resposta em frequência, a força de entrada na estrutura a ser testada deve ser medida com precisão. Isto obtém-se recorrendo a um transdutor de força.

O transdutor de força é um tipo de transdutor piezoelétrico. A força transmitida ou uma conhecida fração dela é aplicada diretamente no cristal piezoelétrico, que por sua vez gera a carga proporcional á força [15].

O transdutor de força é colocado entre a fonte de excitação e a estrutura para assegurar uma leitura mais exata da força transmitida. No entanto, o valor da força obtido pelo sensor será sempre ligeiramente diferente da força realmente aplicada pelo excitador, e também será diferente da força que é transmitida à estrutura. Esta diferença deve-se ao facto de uma fração da força que é detetada pelo sensor ser absorvida ao mover uma pequena quantidade de material existente entre o sensor força e a estrutura [10].

5.2.3 Montagem experimental

Na descrição da montagem experimental é apresentada a cadeia de medição, condicionamento e tratamento de sinal, bem como a forma de fixação do prato de lixagem e sua ligação ao excitador.

Equipamento utilizado

De forma a caracterizar o comportamento dinâmico, através da medição das funções de resposta em frequência e, tendo em conta as dimensões e materiais dos pratos, a análise modal experimental realizada recorreu aos seguintes equipamentos:

- Vibrómetro Laser OFV-505 e controlador OFV-5000, com um descodificador de velocidade digital VD-06, com sensibilidade 50 mm/s/V;
- Excitador Eletrodinâmico TIRAVib S502 (18N);
- Amplificador TIRAVib BAA60;
- Analisador Espectral DSPT SIGLAB 2042;
- Transdutor de Força PCB 209C11, com sensibilidade 0.5353 V/N;

O esquema de ligações dos equipamentos pode ser observado na Figura 5.13. Ao canal 1 do analisador espectral foi ligado o sensor de força. No canal 2 foi ligada a saída do vibrómetro laser. No vibrómetro laser foi usado o descodificador de velocidade digital VD-06, no qual foi selecionado um filtro passa-baixo de 5 KHz, de forma a remover o ruído de alta frequência, tendo-se optado por desativar o filtro passa-alto de forma a manter os modos de corpo rígido na resposta do sistema. O canal de saída do analisador, no qual é gerado um sinal de ruído branco na gama entre 0 e 5kHz, foi conectado ao amplificador do excitador electrodinâmico.

Foi definida uma gama de frequência de análise de 0 a 2 kHz. Em ambos os canais aplicaram-se janelas de ponderação do tipo *Hanning*, usando uma média sobre 100 amostras (com 2048 pontos por amostra) com 50% de sobreposição.

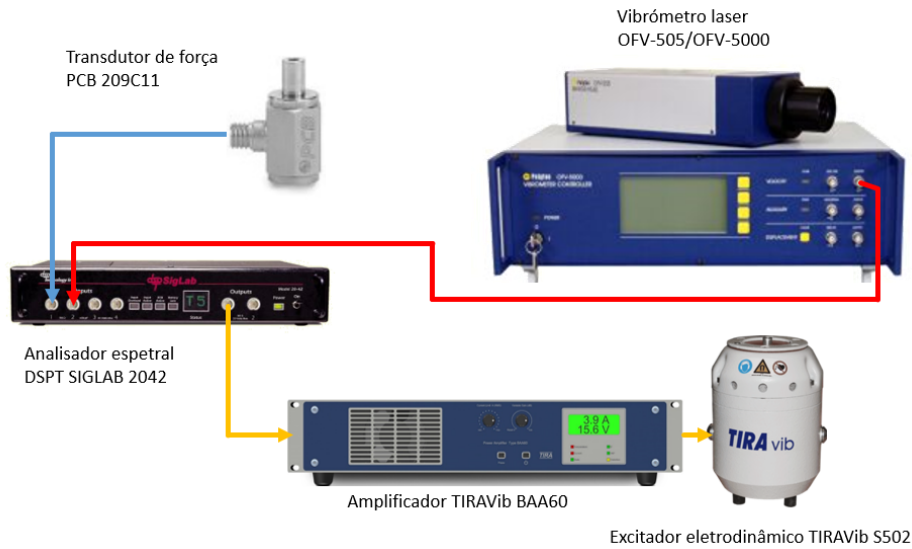


Figura 5.13: Esquema de ligações entre os diferentes equipamentos utilizados.

5.2.4 Fixação dos pratos

A análise modal experimental deve ter em conta algumas considerações importantes para que se determine com mais rigor a resposta do sistema. A primeira decisão a ser tomada, para a realização dos ensaios de análise modal experimental, será definir como a estrutura estará suportada.

Existem duas condições ideais de fixação da estrutura. Na primeira, a estrutura é suspensa para obtenção de uma condição de fronteira de corpo livre. No segundo caso, a estrutura é fixada, numa região da sua geometria, por um suporte idealmente rígido. Embora esta última condição de fixação da estrutura seja simples em termos teóricos, na prática é difícil de concretizar já que toda a estrutura onde é fixo o componente em estudo responderá à excitação aplicada e a sua resposta contaminará a medição efetuada. De facto, na condição de fixação a um suporte rígido, a estrutura é constringida por um suporte que lhe restringe certos graus de liberdade. Esta condição mostra-se mais complexa e de difícil implementação pois, entre outros problemas, existe sempre um certo grau de flexibilidade da base na qual a estrutura em análise está apoiada, bem como o problema da contaminação da resposta já discutido.

Nos ensaios onde se aplicam condições de fronteira de corpo livre, a estrutura está na realidade suspensa por algum meio, como, por exemplo, pendurada por um fio em condições elásticas suficientemente suaves para se assumir como verdadeira a condição de corpo livre [10].

Nos ensaios realizados aos pratos de lixagem foi utilizada uma montagem de forma a retratar um regime de corpo livre. Para tal, os discos foram suspensos numa estrutura utilizando um fio extremamente fino e inextensível. Desta forma, garante-se o alinhamento e posição do ponto de ligação ao excitador eletromecânico. Na Figura 5.14, pode-se observar esta montagem aquando a realização de um dos ensaios.

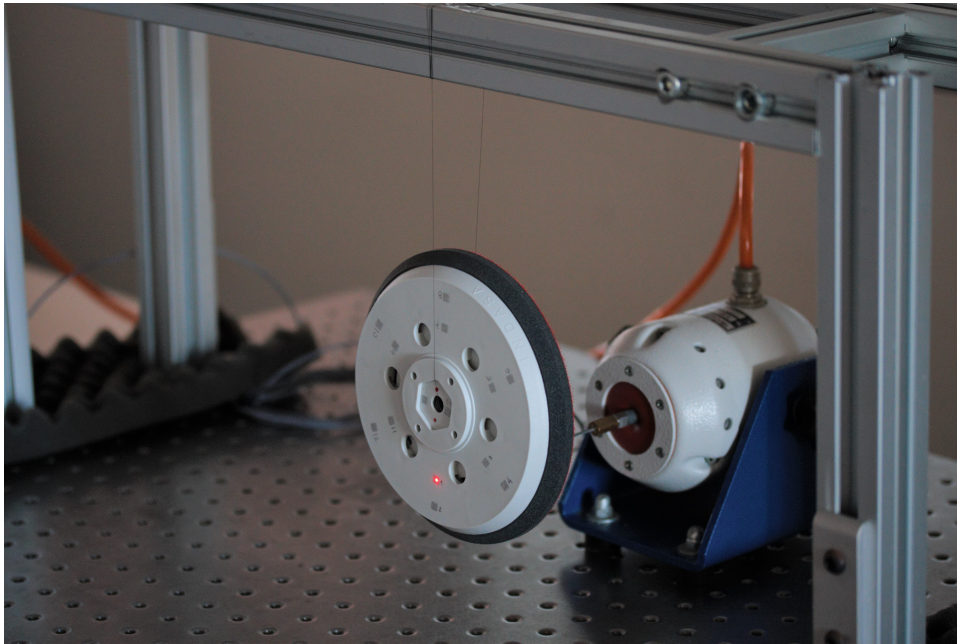


Figura 5.14: Disco suspenso simulando a condição de corpo livre.

5.2.5 Montagem Experimental

A análise modal experimental é um método discreto de medição pelo que é necessário definir uma malha de pontos de medição na face do disco. A distribuição dos pontos da malha utilizada pode ser observada na Figura 5.15.

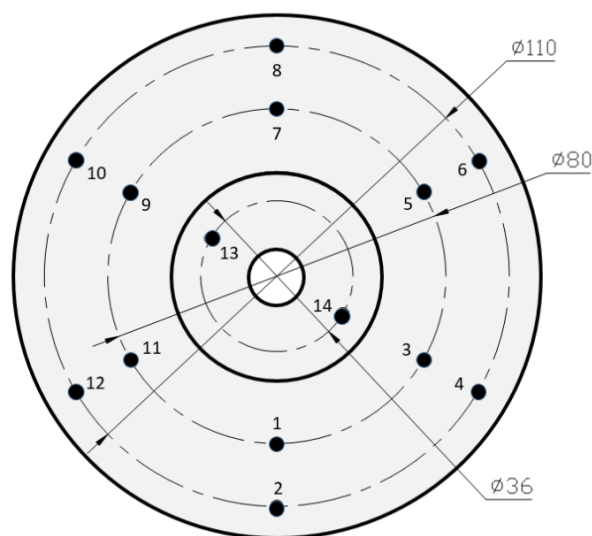


Figura 5.15: Malha de pontos de medição utilizada.

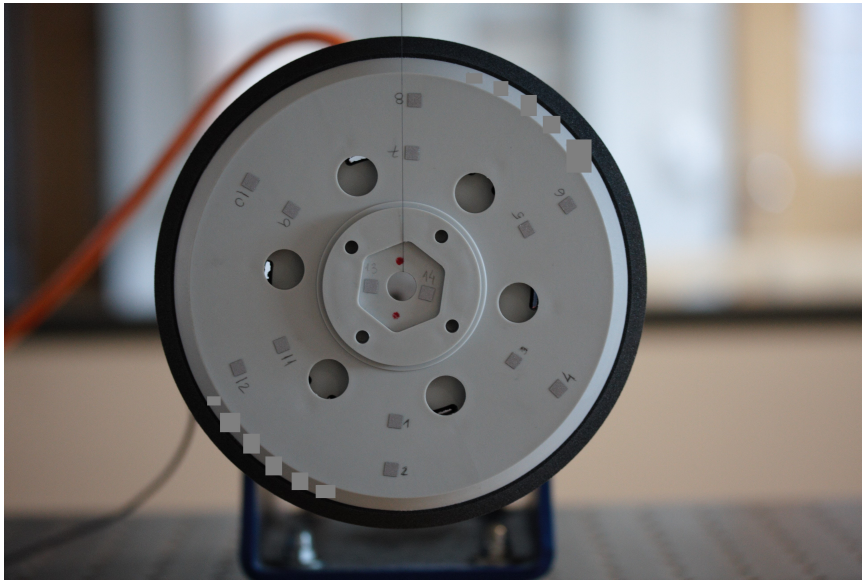


Figura 5.16: Fotografia do disco suspenso onde se pode observar a malha de pontos.

Para cada um destes pontos, e em cada um dos pratos, existiu a necessidade de colar película refletora adequada, como ilustrado na Figura 5.16. A aplicação deste filme refletor permite solucionar a reduzida reflexão da superfície do prato, sem o qual a relação sinal/ruído é muito baixa, limitando a qualidade das medições.

O excitador eletromecânico foi conectado ao prato através de uma haste, como ilustrado na Figura 5.17, na extremidade da qual foi intercalado o transdutor de força miniatura selecionado usando para o efeito um elemento roscado que foi colado ao prato na face oposta à face dos pontos de medição. Recorreu-se a um elemento roscado longo de forma a aplicar a força diretamente ao corpo polimérico do prato em vez de o fazer sobre a parte em espuma.

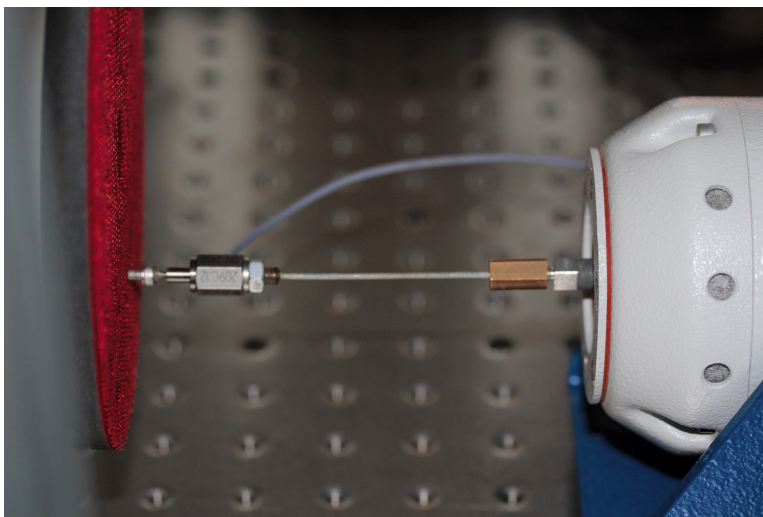


Figura 5.17: Fotografia da montagem experimental.

Com esta configuração foram medidas as 14 funções de resposta em frequência, do tipo

mobilidade Y_{ij} , sendo i o ponto de medição (varia de 1 a 14) e j o ponto de excitação, neste caso fixo (1). As funções do tipo mobilidade são obtidas quando a grandeza medida é a velocidade, medida quando se recorre a um vibrômetro. As suas unidades são expressas em $m/s/N$.

5.2.6 Medições experimentais

A Figura 5.18 representa a função Mobilidade direta, Y_{11} , onde se evidencia o amortecimento elevado da resposta devido ao amortecimento material do polímero usado na construção dos pratos, sendo se realçar a sobreposição de modos naturais vizinhos que dificultam a sua identificação por simples análise dos picos da FRF. Esta função foi medida no prato de referência, o prato com 15 furos. A Figura 5.19 representa a sobreposição de todas as funções Mobilidade medidas no prato com 15 furos

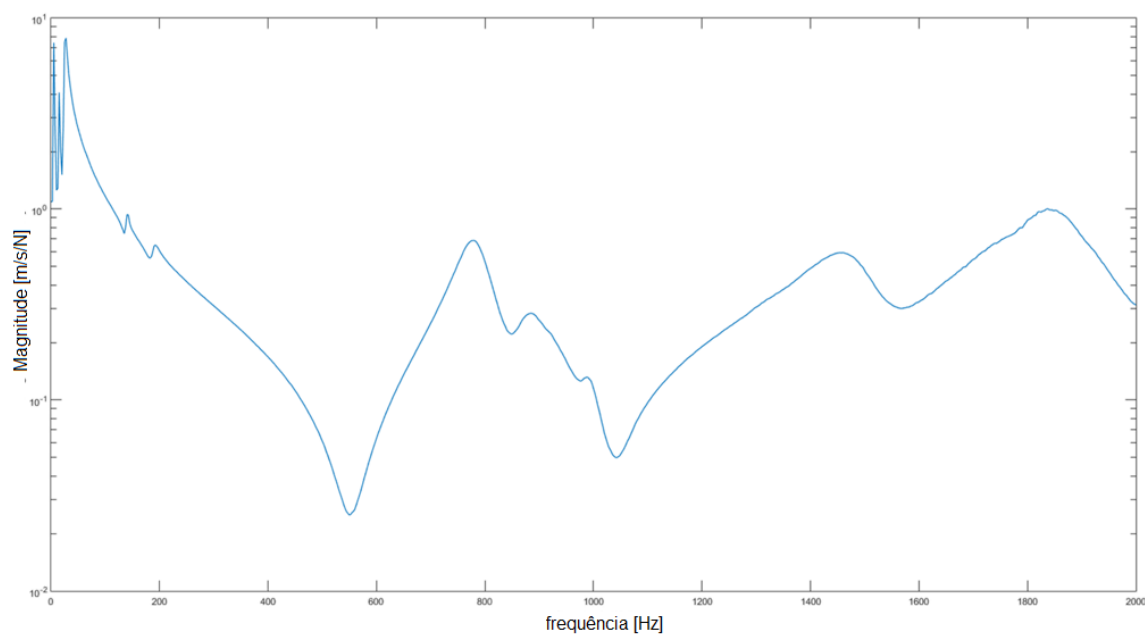


Figura 5.18: Função resposta em frequência direta (Prato 15F).

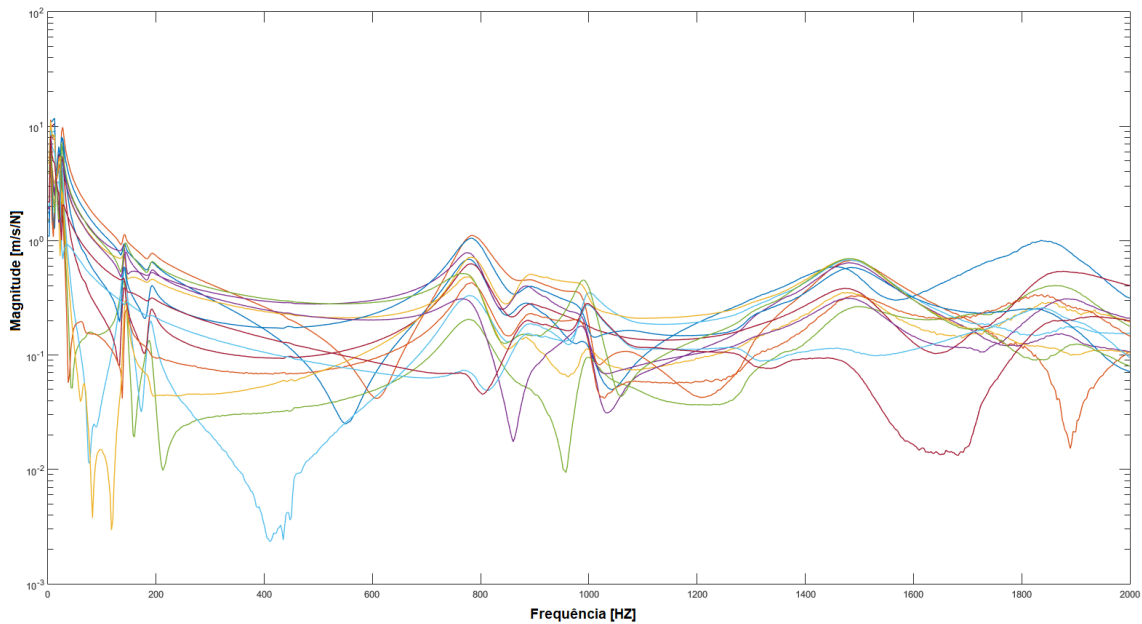


Figura 5.19: Sobreposição das funções resposta em frequência medidas em todos os pontos (Prato 15F).

A Figura 5.20 apresenta a função Mobilidade direta, Y_{11} , para o prato otimizado Multi-Furo, e a Figura 5.21 representa a sobreposição das funções de resposta em frequência medidas no 14 pontos da malha de medição.

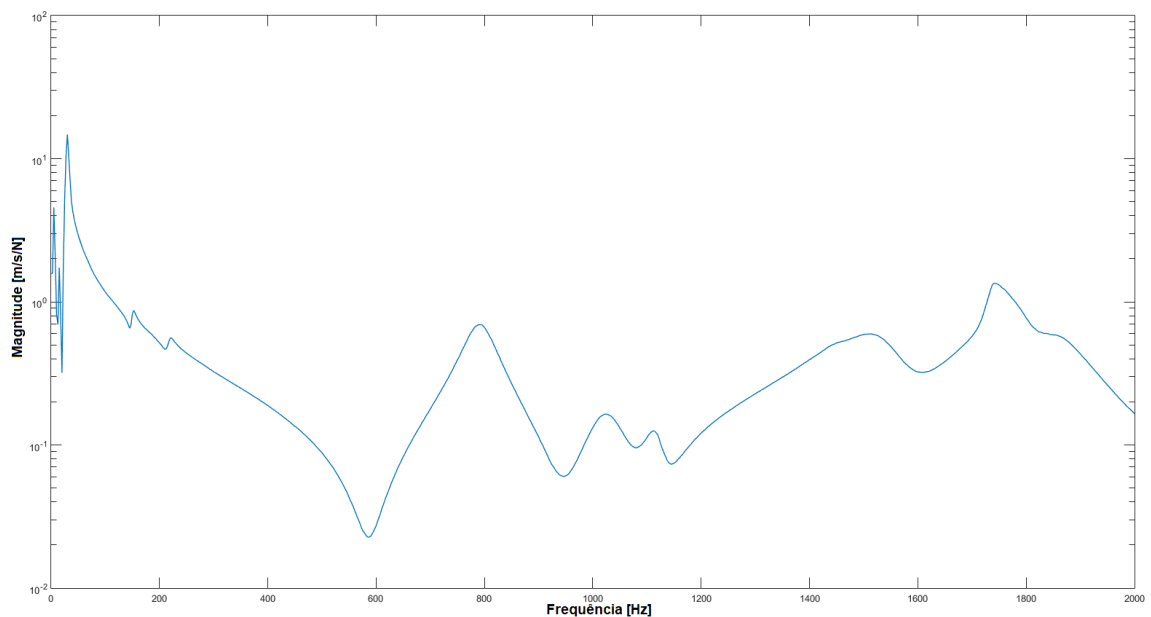


Figura 5.20: Função resposta em frequência direta (Prato 49F).

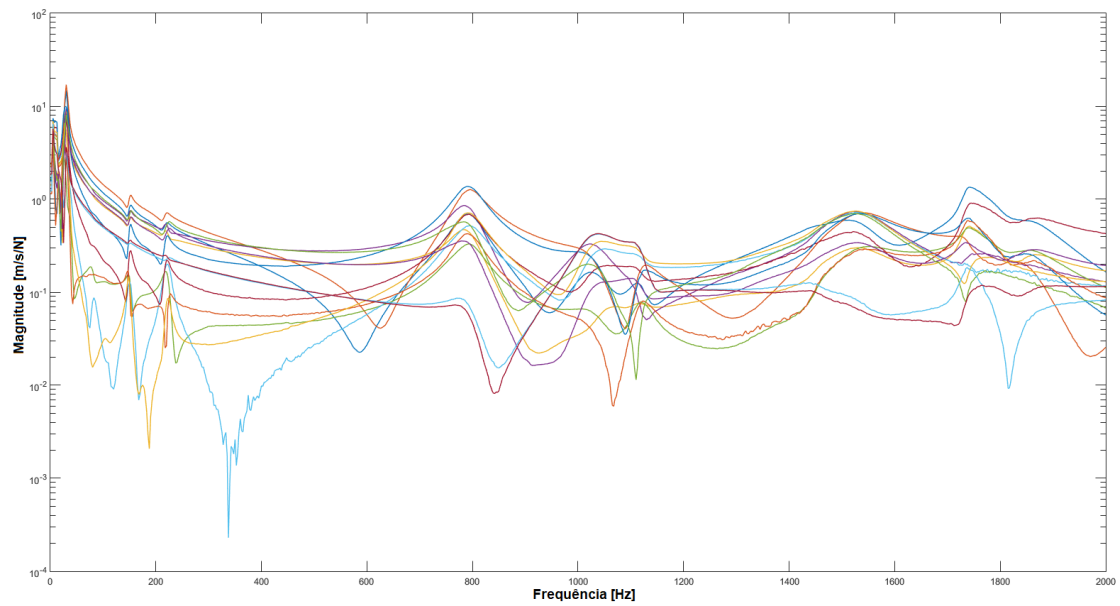


Figura 5.21: Sobreposição das funções resposta em frequência medidas em todos os pontos (Prato 49F).

Analisando as funções Mobilidade sobrepostas dos dois pratos é possível verificar que os valores das primeiras frequências naturais são muito próximos (Figura 5.22).

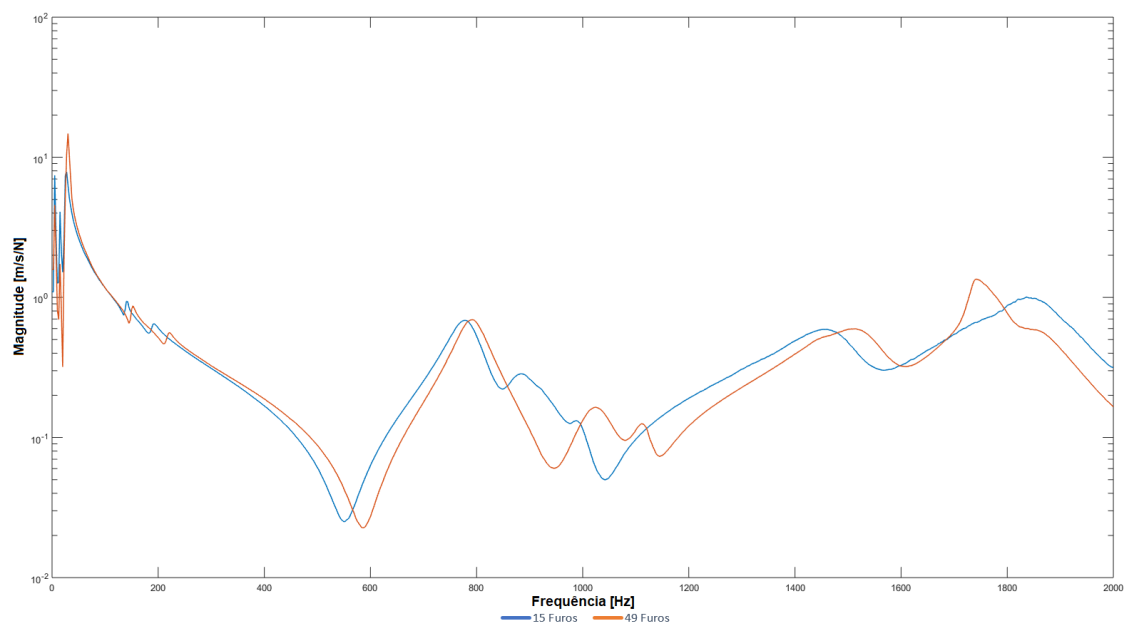


Figura 5.22: Sobreposição das funções resposta em frequência diretas (a azul: 15F; a laranja: 49F).

5.2.7 Identificação modal

Para identificar os modos naturais dos dois pratos, recorreu-se a um procedimento de identificação modal, obtendo-se os valores das frequências naturais, respetivos fatores de amortecimento modal e formas modais. A Tabela 5.1 representa as frequências naturais e fatores de amortecimento modal dos dois pratos medidos.

Tabela 5.1: Resultados experimentais de frequências naturais e fator de amortecimento para os dois modelos de prato.

Modo Natural	Disco 15 Furos		Disco 49 Furos	
	Frequência [Hz]	Fator Amortecimento [%]	Frequência [Hz]	Fator Amortecimento [%]
1	781,435	3,88	792,32	3,64
2	885,343	3,16	1044,69	1,44
4	1482,01	4,39	1529,42	3,96
4	1888,678	4,67	1766,73	3,95

Na tabela é possível observar que, tal como nas análises numéricas, os valores das frequências para cada modo são bastante próximos entre os dois modelos. A única exceção é o modo 2, onde a frequência do disco de 49 furos é superior à do disco de 15 furos, enquanto que o fator de amortecimento é bastante inferior. A alteração do labirinto interior para o prato otimizado gerou um maior número de canais na zona central, relativamente ao prato de referência. Para além deste fator, há que considerar que neste segundo modo experimental, a zona central é a que está sujeita a maiores deformações. Estes dois fatores traduzem-se num aumento de rigidez nesta zona central para o prato de 49 furos, o que justifica a maior frequência, quando comparado com o prato de 15 furos.

Olhando para os resultados experimentais e comparando-os com os resultados numéricos observa-se uma discrepância significativa entre estes. A possível causa para esta diferença é a desconexão da malha entre os dois componentes plásticos no modelo numérico. De facto, no modelo numérico apenas se considerou uma ligação pontual nos pinos de ligação, enquanto que na prática essa ligação estende-se a toda a superfície de contacto entre o topo das nervuras internas que formam os canais e a face interior do elemento superior. Esta hipótese é validada pelos resultados experimentais que indicam um efeito desse nervuramento conseguido pelos canais do prato 49F, efeito esse que não é evidenciado pelo modelo numérico. Esse efeito de nervuramento traduz-se num aumento de rigidez na direção radial, que tem maior influência no segundo modo.

Da Figura 5.23 à Figura 5.26 encontram-se representadas as formas modais dos primeiros 4 modos naturais identificados no prato de referência. Neste caso, o primeiro modo experimental corresponde aos dois primeiros modos numéricos. Também o terceiro modo experimental corresponde ao quarto e quinto modo numérico. Já o segundo e quarto modo experimental correspondem ao terceiro e sexto modo numérico, respetivamente. Esta é a justificação para existirem 6 modos numéricos e apenas 4 experimentais.

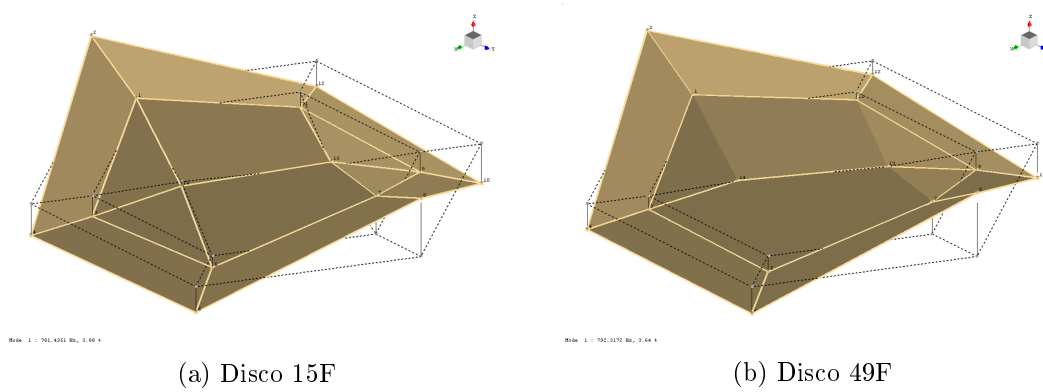


Figura 5.23: Forma modal para o primeiro modo natural experimental.

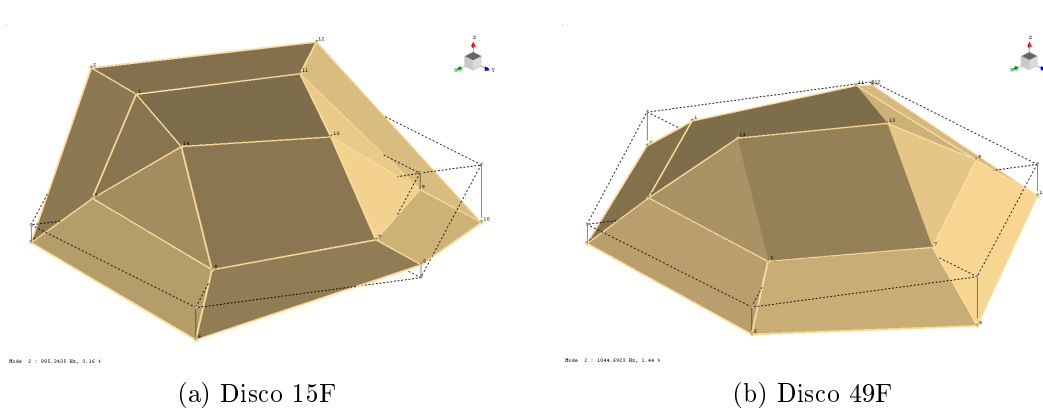


Figura 5.24: Forma modal para o segundo modo natural experimental.

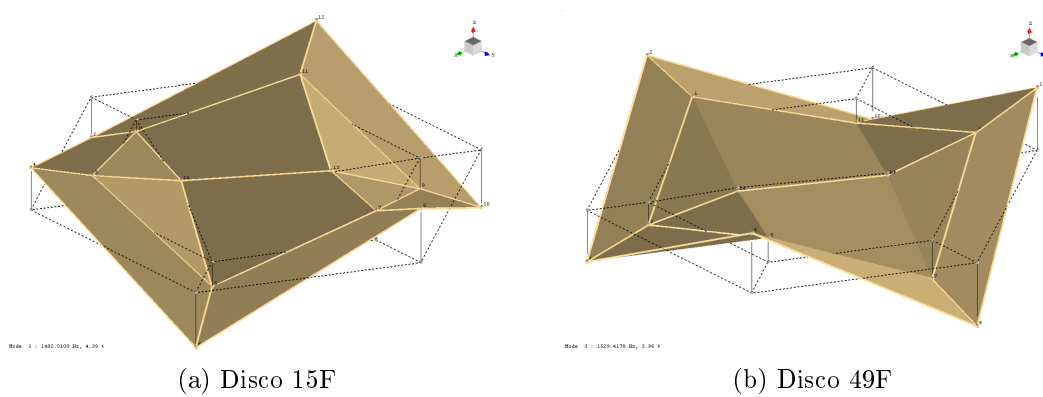


Figura 5.25: Forma modal para o terceiro modo natural experimental.

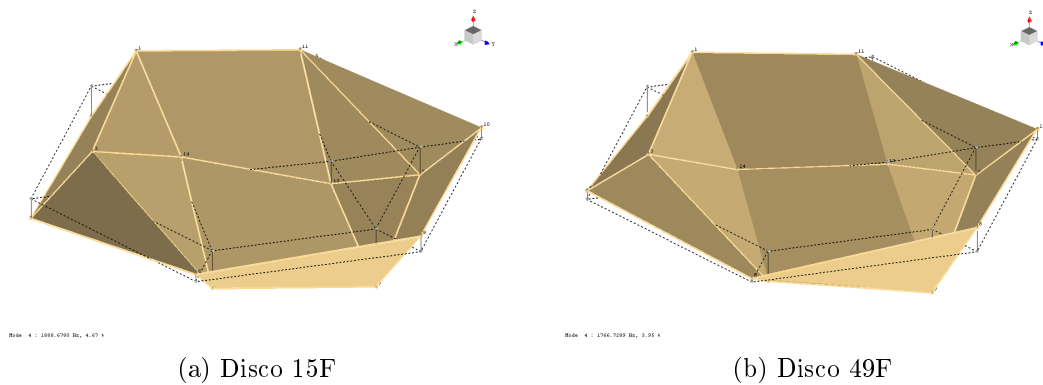


Figura 5.26: Forma modal para o quarto modo natural experimental.

5.3 Análise dos discos montados

Complementando o estudo do comportamento dinâmico, através da medição das funções de resposta em frequência, foram também realizados ensaios com os dois modelos de disco montados na ferramenta pneumática, obtendo as funções de auto-espectro, através da aceleração medida em dois eixos (X e Y), recorrendo a dois acelerómetros. Os equipamentos utilizados nesta análise foram os seguintes:

- Acelerómetro Brüel& Kjær 4508, de sensibilidade 10.33 mV/m/s^2 ;
- Acelerómetro Brüel& Kjær 4507, de sensibilidade 9.78 mV/m/s^2 ;
- Analisador Espectral DSPT SIGLAB 2042;

O esquema de ligações dos equipamentos pode ser observado na Figura 5.27. Ao canal 1 do analisador espectral foi ligado o acelerómetro responsável pelas medições no eixo X e no canal 2 o acelerómetro destinado ao eixo Y.

Foi definida uma gama de frequência de análise de 0 a 200 Hz. Em ambos os canais aplicaram-se janelas de ponderação do tipo *Hanning*, sendo a amostragem composta por 200 amostras em 50% de sobreposição.

Neste caso, uma vez que não é medida uma entrada aplicada ao sistema, não são medidas funções de resposta em frequência. Nesta montagem, são obtidas as funções de auto-espectro dos dois canais, que representam, respetivamente, a aceleração segundo a direção X e a aceleração segundo a direção Y, onde se identifica a frequência de rotação (em alta e baixa velocidade) e seu primeiro harmónico em resultado do efeito de desequilíbrio provocado pelo sistema orbital da lixadora. Na Figura 5.28 pode-se observar os acelerómetros montados na ferramenta que foram utilizados para as medições dos auto-espectros.



Figura 5.27: Esquema ilustrativo dos equipamentos utilizados no estudo e respetivo sistema de coordenadas.



Figura 5.28: Fotografia dos dois acelerômetros montados na ferramenta pneumática.

Os auto-espectros são sobrepostos, permitindo uma comparação dos níveis de aceleração na frequência de rotação do prato e dos valores de frequência de rotação.

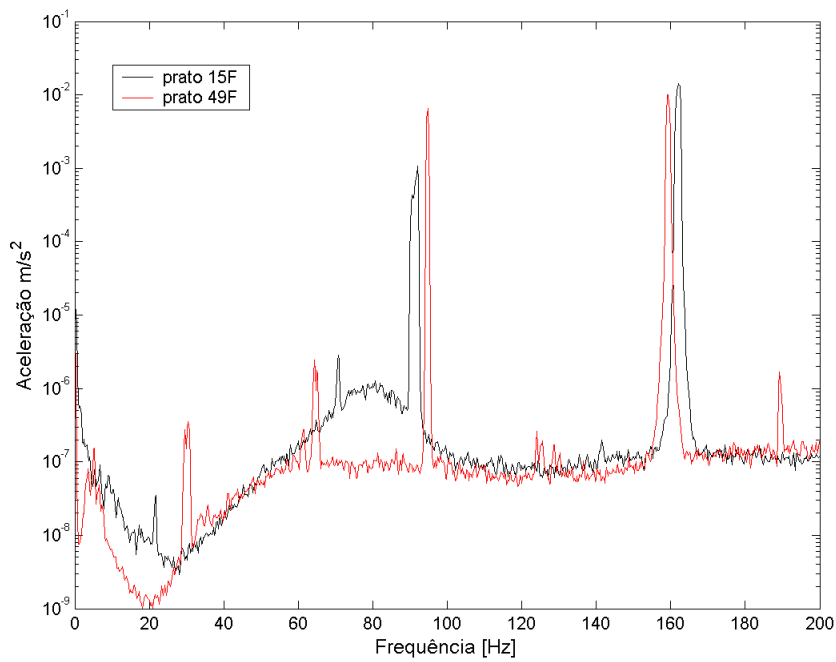


Figura 5.29: Figura com os espectros de aceleração sobrepostos para a rotação máxima.

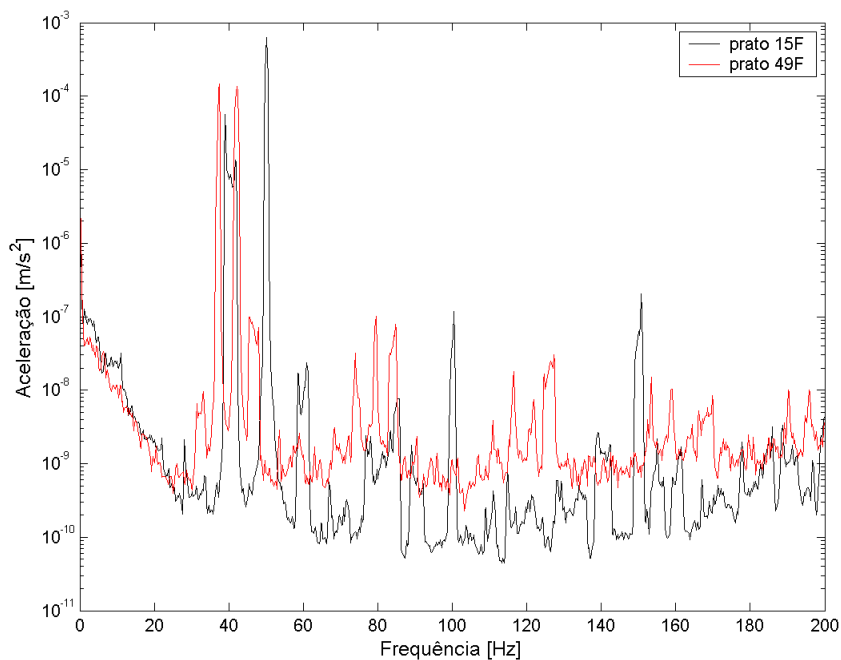


Figura 5.30: Figura com os espectros de aceleração sobrepostos a baixa rotação.

Analisando a sobreposição dos espectros de aceleração obtidos para os dois pratos a

alta velocidade, na Figura 5.29, verifica-se que o nível de vibração do prato otimizado é ligeiramente superior ao do prato de referência.

A Figura 5.30, relativa à baixa velocidade, torna-se de difícil análise devido ao maior ruído.

Capítulo 6

Análise numérica do escoamento dos pratos

6.1 Introdução

O estudo feito até aqui visou, sobretudo, a análise comparativa do comportamento dinâmico entre um modelo de prato base, e um modelo otimizado. No entanto, o objetivo principal das alterações efetuadas é uma melhoria da capacidade de aspiração do prato de 49 furos, em relação ao modelo de 15 furos. Como tal, cria-se também a necessidade de analisar, igualmente em termos comparativos, as diferenças de escoamento das duas geometrias.

Uma componente com elevado interesse de análise é em que medida as alterações introduzidas têm consequências diretas no aspeto dinâmico. Uma hipótese para o diferente comportamento prende-se no facto das diferenças produzidas serem responsáveis por uma maior capacidade de aspiração do prato otimizado. Esta maior aspiração, ao promover uma maior fixação do prato à peça a lixar, conduz a um efeito no utilizador por parte do sistema orbital de maior intensidade, aumentando o nível de vibração transmitido ao sistema mão-braço.

Este estudo tem por objetivo analisar este escoamento e, em termos comparativos, as principais diferenças entre os dois pratos em estudo nesta vertente.

6.2 Análise Escoamento

O *Femap* tem também na sua lista de opções um módulo de análise térmica e de fluidos. Porém, neste caso, não oferecia todas as condições necessárias ao estudo. Assim sendo, recorreu-se ao *Autodesk CFD* para a análise do escoamento interior dos pratos.

A *Autodesk* é uma multinacional Americana que produz software aplicado à indústria da engenharia, arquitetura, construção, manufatura e entretenimento. Foi fundada em 1982 por *John Walker*, co-autor das primeiras versões do AutoCAD, um dos produtos mais conhecidos da marca.

Uma das iniciativas do grupo é a *Autodesk Education*, que disponibiliza versões educacionais dos seus vários softwares sem custo para estudantes e universidades. Um destes módulos é o *Autodesk CFD*. Este módulo inclui ferramentas adequadas a análises térmicas e de fluidos. As suas aplicações são diversas desde ventilações mecânicas, escoamentos

internos e externos, ventilação natural, análises energéticas de edifícios, análises térmicas de componentes de circuitos entre outras.

O nome CFD deriva do inglês *Computer Fluid Dynamics*, uma área da mecânica de fluidos que utiliza a análise numérica para calcular e analisar problemas que envolvam fluidos. Também aqui se recorre a computadores para executar cálculos que simulam as interações entre líquidos ou gases com superfícies quando sujeitos a determinadas condições de fronteira. Com a constante evolução tecnológica e melhoria da capacidade de cálculo dos computadores, também as soluções obtidas se tornam cada vez melhores. Esta é uma área muito ativa na investigação, no que toca a cenários complexos, como escoamentos turbulentos ou próximos da velocidade do som.

6.2.1 Volumes de escoamento

Na análise modal numérica, as simulações efetuadas tiveram por base a geometria dos pratos. Para o caso da análise de escoamento, o volume de estudo deixa de ser os pratos, mas sim o volume representativo do interior dos discos, onde o escoamento é desenvolvido. No fundo, trata-se de um “volume inverso” dos pratos propriamente ditos. Nas figuras 6.1 e 6.2 é possível observar os volumes de estudo.

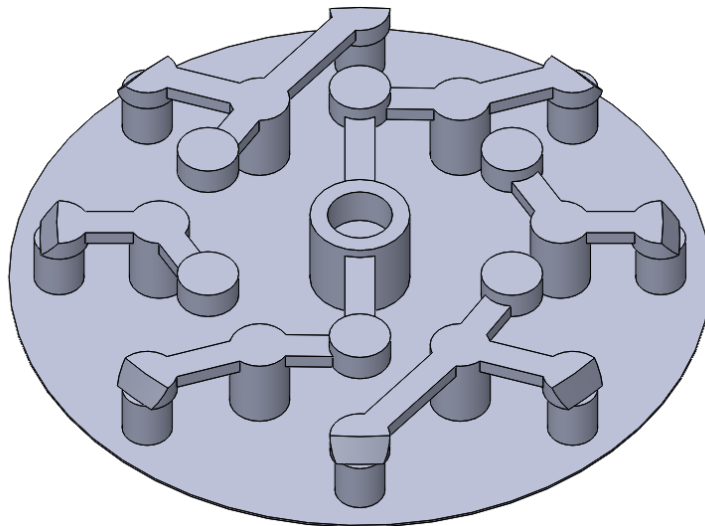


Figura 6.1: Forma final dos canais de aspiração no disco de 15 furos

De forma a recriar o espaço que existe de escoamento na zona do velcro foi adicionado um volume na zona inferior. Este volume cilíndrico, de diâmetro igual à face inferior e espessura de 0.5 mm tem como objetivo essencialmente aproximar o modelo da realidade e ver em que medida o diferente escoamento dos pratos tem impacto na área de lixagem, imediatamente abaixo dos pratos.

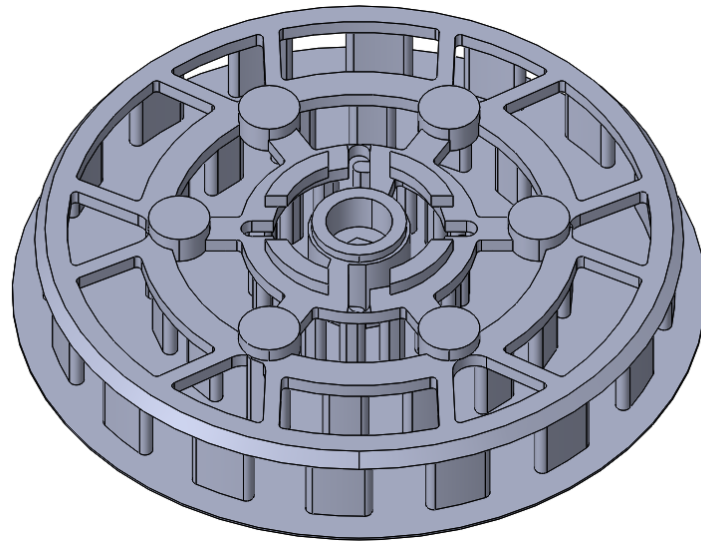


Figura 6.2: Forma final dos canais de aspiração no disco de 49 furos

6.2.2 Materiais

O *Autodesk* contém uma *library* de materiais, de entre os quais o ar. No entanto, de forma a simular o efeito do velco ou lixa na região inferior, foi adicionada uma placa encostada a esta zona. Em casos como este, em que existe um sólido junto a um fluido, o *Autodesk* assume a rugosidade do sólido nas paredes em que este se encontra em contacto com o fluido [11]. Esta foi a solução encontrada para contornar o problema pois este *software* não permite alterar as propriedades de um material isoladamente em determinadas regiões.

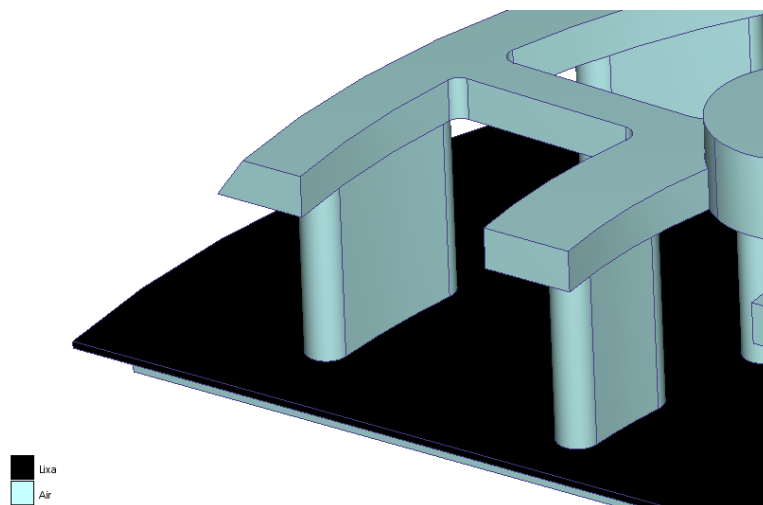


Figura 6.3: Montagem dos canais com a folha de lixa

6.2.3 Condições de fronteira

Para as simulações numéricas do escoamento foram utilizadas três condições fronteira distintas:

- De acordo com a informação consultada no catálogo, o caudal volumétrico de aspiração total é de $220.9 \text{ m}^3/\text{h}$. Tendo os discos seis saídas, a cada uma é imposta o valor de $220.9/6 = 36.8 \text{ m}^3/\text{h}$ (6.4a).
- Ainda que os canais não sejam simétricos, em ambos os casos é suficiente dividir o disco em duas partes e simular apenas uma, pois estas são iguais. Como tal, nas faces onde o disco é cortado é aplicada uma condição de “*slip/symmetry*”. Esta condição leva a que o ar flua ao longo da parede ao invés de ser afetado por ela [12](6.4b).
- Tendo sido acrescentado um volume na parte de baixo dos canais de modo a recriar a zona de lixagem, quer a face superior como a inferior encontram-se em contacto com sólidos (disco ou superfície a lixar). Como tal, é aplicada à superfície lateral deste volume o valor de pressão atmosférica (6.4c).

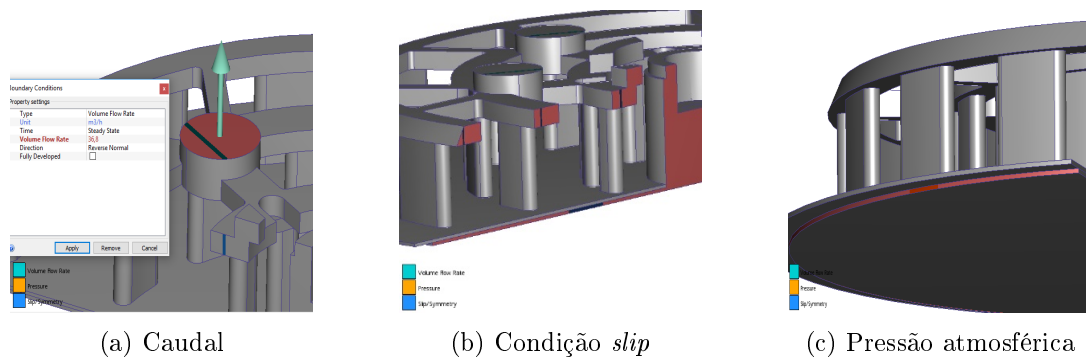


Figura 6.4: Condições Fronteira

6.2.4 Resultados das Simulações Numéricas

Os resultados das simulações demonstram que, o campo de pressões do prato de 49 furos na zona de lixagem, Figura 6.5, evidencia um conjunto de depressões nas zonas de aspiração. Estes resultados vão de encontro ao relatado, isto é, da melhor capacidade de aspiração: o maior número de furos conduz a uma maior cobertura da área de lixagem, em termos de gradientes de pressão, levando a que mais partículas resultantes do processo abrasivo sejam aspiradas.

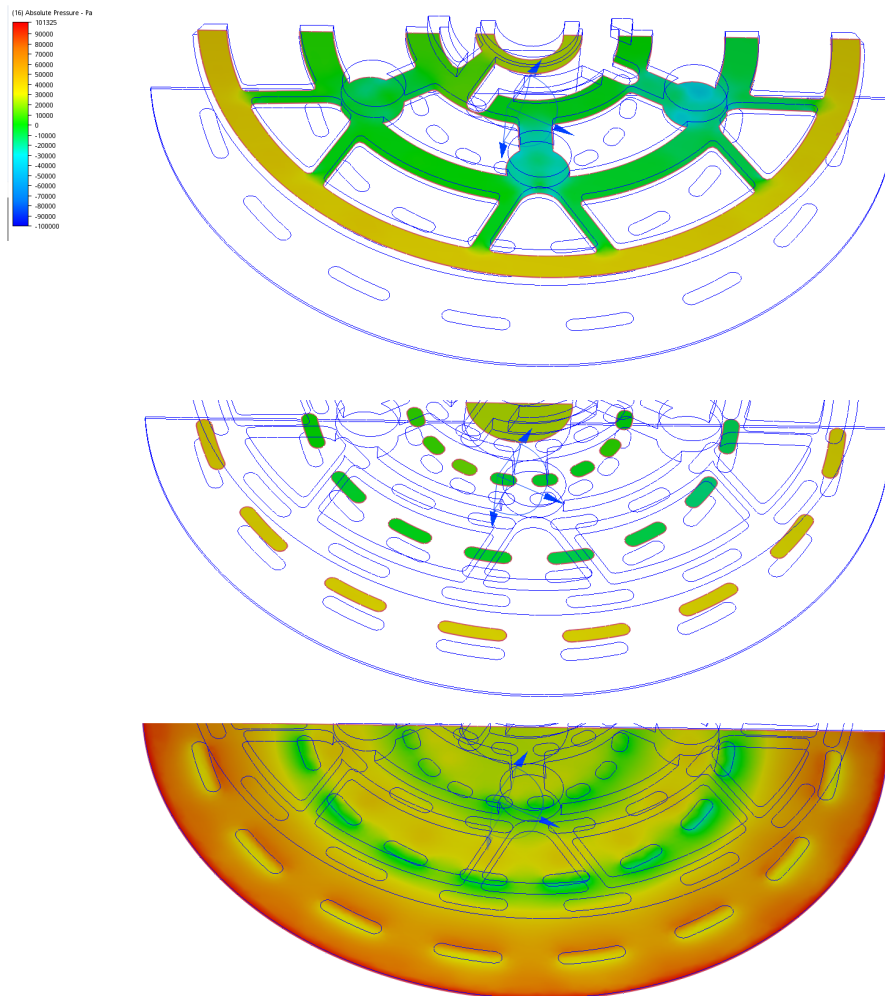


Figura 6.5: Campos de pressão ao longo do disco 49F.

Para o caso do disco de 15 furos, os campos de pressões são substancialmente diferentes, Figura 6.6. Para este modelo, observam-se zonas de maior aspiração (devido à menor pressão) na área imediatamente abaixo e/ou em redor dos canais de aspiração. Como tal, a área de intervenção dos canais para este modelo na área de lixagem é menor, quando comparada com o modelo de 49 furos. A exceção está num conjunto de canais que, ao contrário dos restantes, é composto por uma saída para a ferramenta e apenas dois canais de aspiração, ao invés dos três nas restantes. Dado o mesmo caudal a ser aspirado, mas distribuído por um menor número de canais, isto resulta num gradiente de pressões mais acentuado para a região abaixo desta configuração.

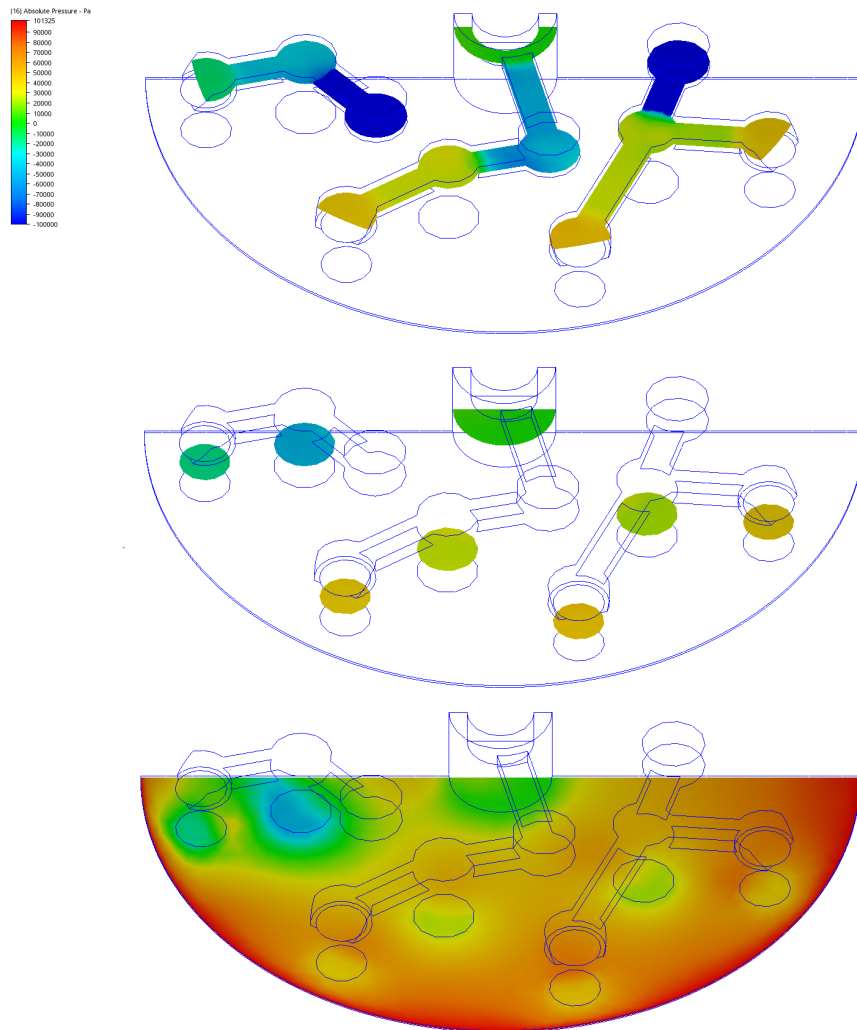


Figura 6.6: Campos de pressão ao longo do disco 15F.

Uma característica do escoamento no prato de 49 furos prende-se com o conjunto de regiões concêntricas de baixa pressão observadas abaixo dos canais de escoamento, mais concretamente no anel central e interior. Nestas zonas, são geradas depressões tendo como consequência a criação de um “efeito de ventosa”, forçando o disco contra a superfície a lixar. Este efeito de aspiração do prato contra a peça a lixar tem como consequência o aumento de vibrações transmitidas para todo o sistema de lixagem (disco e máquina de lixar) e, conseqüentemente, para o utilizador.

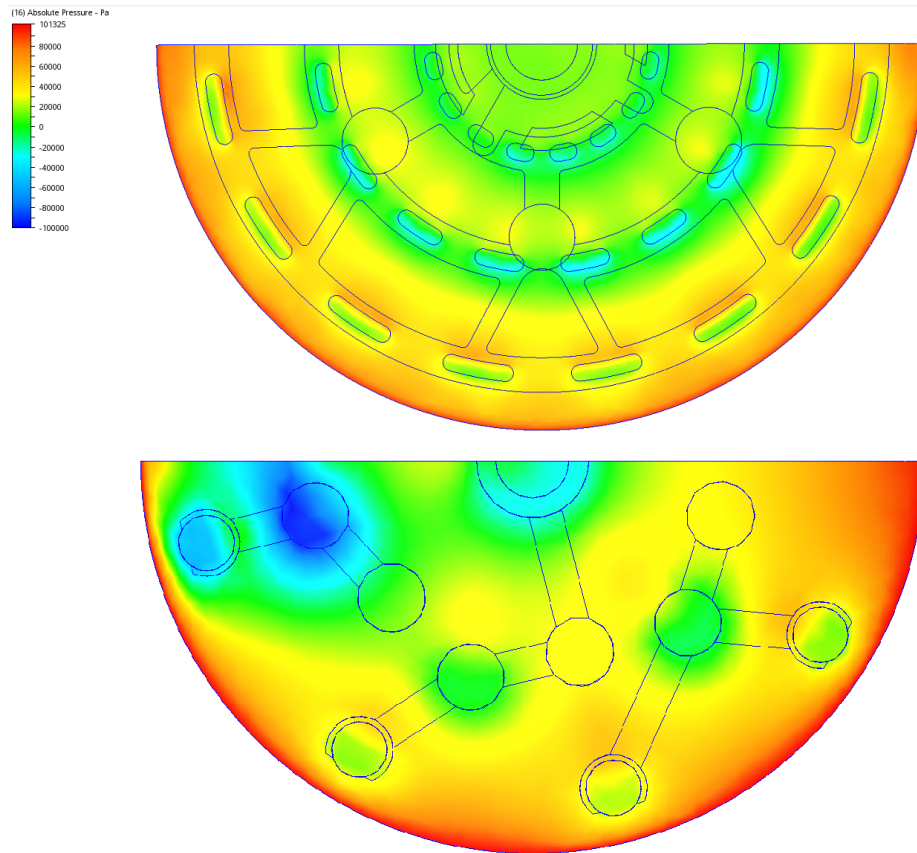


Figura 6.7: Comparação dos campos de pressão na zona de lixagem entre os dois discos.

Na Figura 6.7 estão expostas as duas zonas de lixagem evidenciando de forma mais clara o efeito descrito. Ainda que o disco de 15 furos apresente uma zona de maior depressão, esta é localizada principalmente apenas num local, enquanto que no disco de 49 furos as depressões existentes assumem uma forma circular que tem impacto em todo o disco.

Capítulo 7

Considerações Finais

7.1 Conclusões

No decorrer deste projeto fez-se inicialmente uma síntese dos efeitos indesejados de vibrações excessivas que uma utilização prolongada e sem cuidados de lixadoras orbitais têm no utilizador. Este levantamento tornou-se relevante, não só para contextualizar a importância de estudos destes, como também para sintetizar as limitações de exposições úteis para eventuais aprofundamentos do tema.

Foram também realizados ensaios de tração do material polimérico constituinte dos pratos. Estes tornaram-se importantes por dois motivos: confirmar que os dois componentes plásticos são constituídos pelo mesmo material e obter as propriedades o mais próximas da realidade.

Ao nível das simulações numéricas do comportamento dinâmico, estas demonstraram uma similaridade entre os dois pratos, revelando que as alterações introduzidas não produziram diferenças notáveis nas frequências naturais dos dois modelos.

Ao nível experimental, a análise dinâmica feita utilizou equipamentos como o vibrómetro de laser e excitação recorrendo ao excitador eletromecânico. Tendo em conta a massa, materiais e geometria dos discos, uma abordagem recorrendo a um martelo e acelerómetros não seria adequada. As maiores dificuldades deveram-se à geometria em estudo, que se revelou de difícil análise. Por um lado, uma das regiões é composta por espuma e velcro, o que dificultou a leitura recorrendo ao vibrómetro. No entanto, a face oposta, em plástico, também não oferecia as características ideais de reflexão do laser.

Já as simulações do escoamento refletem as mudanças impostas ao novo disco, concluindo-se que a nova distribuição de furos tem tanto de ideal como de prejudicial, criando uma melhor distribuição do escoamento mas gerando uma região de baixa pressão no modelo otimizado com consequências potencialmente prejudiciais ao utilizador.

Numa visão global do trabalho, este acabou por se revelar mais amplo que o esperado, não só em termos experimentais, como também em toda a componente numérica em redor do estudo. Desta forma, pode-se dizer que os objetivos inicialmente propostos, não só foram cumpridos como também expandidos a novas vertentes, tornando o estudo mais completo.

As áreas abordadas ao longo deste projeto não se limitaram apenas a aplicar conhecimentos adquiridos ao longo do curso, mas sobretudo em explorar e aplicar novas temáticas tais como a preocupação da resposta dinâmica ao projetar novas estruturas, as principais etapas, equipamentos e procedimentos numa análise modal experimental e

mesmo o estudo da dinâmica de fluidos recorrendo a ferramentas computacionais. Não deixa também de ser importante salientar que este estudo foi integrado num contexto fabril, o que implica sempre o objetivo de apresentar um estudo concreto e de resultados sustentados, que vão de encontro às ambições e expectativas da empresa.

No final do trabalho, pode estabelecer-se uma conclusão geral sobre a diferença de comportamento entre os dois pratos durante a sua utilização em operações de lixagem. Embora dinamicamente os dois pratos apresentem um comportamento semelhante, sem grandes discrepâncias a nível de frequências naturais e formas modais, verifica-se que existem dois fatores que podem justificar um comportamento em utilização diferente. Por um lado, a rigidez do prato 49F na direção radial é superior, em resultado do nervuramento criado pelos canais de escoamento internos. Por outro, a forma como o escoamento se desenvolve durante a aspiração cria um campo de pressões com uma configuração anelar. A combinação destes dois fatores pode resultar numa maior capacidade de aspiração, que é o aspeto positivo, mas cria um efeito de sucção maior que tende a aumentar a fixação da lixadora à peça e aumenta a reação do efeito orbital na mão do operador

7.2 Trabalhos Futuros

Tendo este projeto o seu ponto de partida na presente dissertação, existem muitas áreas a ser exploradas em temas futuros. As primeiras intervenções dizem respeito essencialmente ao aproveitamento deste estudo bem como o seu aprofundamento e validação.

7.2.1 Estudo do escoamento recorrendo a métodos experimentais

De forma a não só a complementar como também validar as simulações numéricas do escoamento, seria importante realizar um estudo experimental do escoamento. Estes testes tornar-se-ia interessantes ao avaliar situações como:

- Confirmar o efeito de ventosa observado nas simulações e conduzir ensaios dinâmicos com o intuito de medir os valores de vibrações transmitidos ao utilizador pelos dois modelos de prato;
- A utilização de poeiras para quantificar a taxa de aspiração de cada um dos modelos.

7.2.2 Proposta de uma possível alternativa

Tendo em conta a duração e multiplicidade de áreas de estudo deste projeto, não foi possível desenvolver e estudar uma proposta alternativa aos modelos estudados. No entanto, em traços gerais, uma possível alternativa deve ter em conta os seguintes tópicos:

- Avaliar o efeito que diferentes materiais têm na componente dinâmica dos discos, tendo como base comparativa a configuração do disco de 15 furos aqui estudado, podendo-se encontrar materiais que sejam mais vantajosos;
- A nova geometria deve ter uma capacidade de escoamento superior ao disco de 15 furos, versátil o suficiente para o disco ser utilizado com os diferentes modelos de folha de lixa presentes no mercado e que estas alterações não impliquem uma componente dinâmica prejudicial para o utilizador;

- A reconfiguração da forma de extração pelo redesenho dos canais de escoamento internos, no sentido de reduzir não só o efeito de ventosa como também a rigidez na direção radial, sem comprometer a capacidade de extração.

Referências

- [1] Gauthier, F., Gélinas, D. and Marcotte, P. (2012). Vibration of portable orbital sanders and its impact on the development of work-related musculoskeletal disorders in the furniture industry. *Computers & Industrial Engineering*, 62(3), pp.762-769.
- [2] Piette, A., Cock, N., & Malchaire, J. (1999). Pathologie du membre supérieur liées et non liées à l'utilisation de machine vibrantes. *Médecine du Travail et Ergonomie*, XXXVI(1), 11-24.
- [3] Labor.state.ak.us. (2017). PADS - Hand-Arm Vibration. [online] Disponível em <http://labor.state.ak.us/lss/pads/hand-arm.htm> [Acedido 16 Oct. 2017].
- [4] Cherian, T., Rakheja, S., & Bhat, R. B. (1996). An analytical investigation of an energy flow divider to attenuate hand-transmitted vibration. *International Journal of Industrial Ergonomics*, 17, 455-467.
- [5] Decreto Lei no 46/2006 de 24 de Fevereiro do Ministério do Trabalho e da Solidariedade Social. *Diário da República: I-A série, No 40 (2006)*. Disponível em www.dre.pt. Acedido em Mai. 2017.
- [6] Boileau, P. -É., Turcot, A. (2004). Vibration. In *Manuel d Hygiène du travail, du diagnostic à la maîtrise des facteurs de risque*, Modulo-Griffon, Mont-Royal, 738pp.
- [7] Braga, C. A. D. C. (2012). Exposição ocupacional a vibrações no sistema mão-braço no sector da construção.
- [8] Khambekar, J., & Pittenger, B. H. (2013). Understanding and preventing metal dust hazards. *Int. J. Powder Metall*, 49(4), 39-47.
- [9] Avitabile, P. Experimental modal analysis. *Sound and vibration* 35.1 (2001): 20-31.
- [10] Souza, P. H. M. *Análise Modal Experimental Utilizando Vibrômetro Laser Doppler*.
- [11] Knowledge.autodesk.com. (2017). Fluid Properties. [online] Disponível em: <https://knowledge.autodesk.com/support/cfd/learn-explore/caas/CloudHelp/cloudhelp/2017/ENU/SimCFD-UsersGuide/files/GUID-7EC9AE1F-75E4-4105-A94D-413FE1AA87F7-htm.html>. Acedido em Jun. 2017.
- [12] Knowledge.autodesk.com. (2015). Flow Boundary Conditions. [online] Disponível em: <https://knowledge.autodesk.com/support/cfd/learn-explore/caas/CloudHelp/cloudhelp/2014/ENU/SimCFD/files/GUID-9C1E28D5-B32E-4546-8620-7F428982184A-htm.html>. Acedido em Jun. 2017.

-
- [13] Reddy, J. N. (2009). An Introduction to the Finite Element Method(Third ed.): Mcgraw-Hill Pub. Co.
- [14] Pepper, D. W., Heinrich, J. C. (2005). The Finite Element Method: Basic Concepts and Applications(Second ed., Vol. 1). Boca Raton, FL: CRC Press, Taylor and Francis Group.
- [15] Batel, M. (2002). How to choose and use shakers for modal analysis. [online] EDN. Disponível em: <https://www.edn.com/electronics-news/4384296/How-to-choose-and-use-shakers-for-modal-analysis>. Acedido em 8 Nov. 2017.
- [16] Blog.dataphysics.com. (2015). Modal Testing with Shaker Excitation | Noise and Vibration Test Blog: SignalNews from Data Physics Corporation. [online] Disponível em: <http://blog.dataphysics.com/modal-testing-with-shaker-excitation/> Acedido em Jun. 2017.
- [17] Griffin, M. J., Howarth, H. V. C., Pitts, P. M., Fischer, S., Kaulbars, U., Donati, P. M., & Bereton, P. F. (2006). Guide to good practice on hand-arm vibration. European Commission Directorate General Employment, Social Affairs and Equal Opportunities (contract VC/2004/0341).
- [18] labor.state.ak.us (2017). Physical Agent Data Sheet (PADS) - Hand-Arm Vibration. [online] Disponível em: <http://labor.state.ak.us/lss/pads/hand-arm.htm>. Acedido em Mar. 2017]
- [19] riftrefunds.co.uk (2017). Can high tech gloves protect you from White Finger Syndrome??. [online] Disponível em: <https://www.riftrefunds.co.uk/blogs/can-high-tech-gloves-protect-you-from-white-finger-syndrome/>. Acedido em May 2017