



**Bruno Tiago Ramos
Morgado**

**Otimização do comportamento dinâmico de
componentes obtidos por fundição**



**Bruno Tiago Ramos
Morgado**

**Otimização do comportamento dinâmico de
componentes obtidos por fundição**

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.

Apoio por parte do Centro de Tecnologia Mecânica e Automação (TEMA), através dos projetos UID/EMS/00481/2013-FCT e Centro-01-0145-FEDER-022083.

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

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

Agradecimentos / Acknowledgements

Gostaria de agradecer ao meu orientador Professor Doutor Rui António da Silva Moreira pela disponibilidade, apoio e orientação no desenvolvimento do trabalho.

Às entidades que participaram neste projeto, a empresa SAKTHI, o instituto IK4Azterlan e o Departamento de Metalurgia da Universidade do Porto, também pelo seu apoio e bom ambiente de trabalho proporcionado nas suas instalações.

Ao João Carlos pelo seu constante incentivo, pelo seu espírito de equipa e paciência não só durante este projeto mas durante os cinco anos.

Aos meus colegas de curso, um muito obrigado pela vossa amizade, companheirismo e ajuda ao longo do meu percurso académico.

Por último, mas não menos importante, à minha família, pela educação, confiança depositada e pelos valores que me transmitiram.

Palavras-chave

Análise Modal; Vibrações; Análise Dinâmica; Otimização; Sistema de Travagem; Amortecimento Passivo

Resumo

A presente dissertação visa contribuir para a otimização do comportamento dinâmico dos componentes de um sistema de travagem automóvel, estudando assim o seu comportamento. O objeto em estudo é o suporte das pinças de um travão de disco, que se encontra fixo na junta de direção, ou no eixo da roda e que tem como função suportar os restantes componentes e dar estabilidade ao movimento da pinça através de um par de pinos deslizantes. O comportamento dinâmico, caracterizado pelos seus modos de vibração, foi obtido recorrendo a ferramentas computacionais de modelação e simulação pelo método dos elementos finitos. Para completar esta caracterização foi ainda realizada uma análise modal experimental, validando o processo numérico.

Os resultados deste estudo pretendem fornecer informação de base para o desenvolvimento e otimização do componente, através do seu *redesign* e incorporação de meios de amortecimento passivo com recurso a materiais dissipadores. Nesse sentido, foram analisadas as formas naturais dos primeiros modos de vibração e avaliado o efeito de diversas configurações de inserção de material dissipador no corpo do componente, recorrendo a uma análise de energia de deformação, definindo assim uma estratégia de tratamento.

Keywords

Modal Analysis; Dynamic Analysis Vibrations; Optimization; Braking System; Passive Damping

Abstract

The present dissertation aims to contribute to the optimization of the dynamic behavior of the automotive braking system's components, studying their behaviour. The studied component is the caliper bracket of a disc brake system, which is fixed in the steering joint and whose function is to support the remaining components and give stability to the movement of the brake pads through a pair of sliding pins. The dynamic behavior, which is characterized by its vibration modes, was obtained using computational modeling and simulation tools by the method of finite elements. An experimental modal analysis was also made, validating the numerical process.

The results of this study seek to provide basic information for the development and optimization of the dynamic behavior of the component, through the incorporation of passive damping materials. For this, the natural forms of the first natural modes were also analyzed. The effect of several insertions of dissipative materials in the component was also studied, using a deformation energy analysis to define a treatment strategy.

Índice

Lista de Acrónimos	vii
I Enquadramento	1
1 Introdução	3
1.1 Introdução	3
1.2 Motivação	4
1.3 Objectivo e Estrutura da Tese	4
2 Vibração e Dinâmica de Estruturas	7
2.1 Introdução	7
2.2 Fundamentos de Vibrações Mecânicas	7
2.3 Equação Diferencial do Movimento	9
2.4 Método de Elementos Finitos	12
3 Sistema de travagem	13
3.1 Introdução	13
3.2 Evolução do sistema de travagem automóvel	14
3.3 Métodos para eliminar o <i>brake squeal</i>	15
3.4 <i>Squeal</i> no Sistema de travagem	16
4 Amortecimento	19
4.1 Introdução	19
4.2 Comportamento dos Materiais Viscoelásticos	19
4.3 Caracterização de materiais, análise dinâmico-mecânica	22
4.4 Influência da temperatura nos materiais viscoelásticos	23
4.5 Influência da frequência nos materiais viscoelásticos	24
II Modelos e Métodos	25
5 Modelação Numérica Inicial	27
5.1 Introdução	27
5.2 Material do Componente Estrutural	27
5.3 Modelo Inicial	28

6	Validação Experimental	31
6.1	Análise Modal Experimental	31
6.2	Mecanismo de Excitação	32
6.3	Acelerômetros	34
6.4	Aquisição de dados, condicionamento e análise de sinal	36
6.5	Aplicação da análise modal experimental	37
6.6	Procedimento Experimental	38
7	Modelos Numéricos	43
7.1	Rasgo Vertical	43
7.2	Rasgo Horizontal	44
7.3	Condições de fixação	46
7.4	Condição de fixação sem restrição	47
7.5	Condição de fixação parcial	47
7.6	Condição de restrição total	48
7.7	Rasgos nos Martelos	49
7.8	Rasgo Central	51
8	Configuração do Conjunto Completo	53
8.1	Conjunto Completo	53
8.2	Rasgo Lateral Central e Rasgo nos Martelos	60
9	Conclusão	63
9.1	Conclusão	63
9.2	Propostas de Trabalhos Futuros	64
	Apêndices	69
A	Formas de vibração das várias configurações de condição de fronteira.	71
A.1	Sem Restrição	72
A.2	Restrição Parcial	73
A.3	Restrição Total	74
B	Malha de pontos de medição.	75
C	Frequências naturais calculadas para o sistema completo.	77

Lista de Tabelas

5.1	Frequências naturais do modelo numérico inicial.	29
6.1	Frequências naturais obtidas nos ensaios experimentais, simulações e respectivo erro relativo entre ambas.	41
7.1	Frequências naturais do modelo numérico com rasgo vertical.	44
7.2	Frequências naturais do modelo numérico com rasgo horizontal.	45
7.3	Frequências do modelo numérico em condição de fixação sem restrição.	47
7.4	Frequências do modelo numérico com a condição de restrição parcial.	48
7.5	Frequências do modelo numérico com a condição de fixação total.	49
7.6	Percentagem de energia de deformação absorvida nos rasgos.	50
8.1	Modos de vibração.	55
8.2	Deslocamento máximo do componente em cada uma das direções para uma força unitária.	56
8.3	Deslocamento na direção X, apenas com rigidez em X.	57
8.4	Deslocamento na direção X, com rigidez em X e Z.	57
8.5	Deslocamento na direção X e Z, apenas com rigidez em Z.	57
8.6	Frequências naturais do componente e do conjunto.	59
8.7	Rigidez em cada direção, X, Y e Z, para simular o comportamento do conjunto.	59
8.8	Frequências naturais do componente e do conjunto, e erro relativo percentual obtido entre ambos.	59
8.9	Frequências naturais do componente e do conjunto, e erro relativo percentual obtido entre ambos.	60
8.10	Percentagens de energia de deformação para os seis primeiros modos.	62

Lista de Figuras

1.1	Componente estrutural para otimização do comportamento dinâmico.	5
1.2	Vistas do componente inserido no conjunto.	5
2.1	Representação esquemática do sistema vibratório [2].	8
2.2	Classificação da vibração [2].	8
2.3	Sistema em movimento de translação com amortecimento [2].	9
2.4	Sistema em movimento de translação sem amortecimento [2].	9
2.5	Resposta livre ou natural do sistema não amortecido [2].	10
3.1	Componentes do sistema de travagem presentes entre a pastilha e a pinça do travão.	16
4.1	Amortecimento por corte: (a) configuração no estado inicial, (b) configuração no estado deformado. Adaptado de [35].	20
4.2	Amortecimento extensional: (a) configuração no estado inicial, (b) configuração no estado deformado. Adaptado de [35].	21
4.3	Amortecimento devido à espessura: (a) configuração no estado inicial, (b) configuração no estado deformado.	21
4.4	Módulo complexo [6].	23
4.5	Efeito da temperatura nas propriedades dos materiais viscoelásticos. Adaptado de [6].	24
4.6	Efeito da frequência nas propriedades dos materiais viscoelásticos. Adaptado de [6].	24
5.1	Zonas do componente inicial: 1- Ponte; 2- Hastes; 3-Martelos.	28
5.2	Modos de vibração do modelo numérico inicial.	29
6.1	Esquema de fixação em condições de corpo livre.	32
6.2	Vista explodida dos componentes necessários para fixar o excitador à estrutura [42].	33
6.3	Martelo de impacto.	33
6.4	Representação do elemento piezoelétrico presente no martelo de impacto [43].	34
6.5	Desfasamento de uma onda em termos de deslocamento, velocidade e aceleração [43].	34
6.6	Acelerómetros [43].	35
6.7	Localização das medições de entrada e saída [41].	37
6.8	Formas dos modos 1 e 2 da placa [41].	38

6.9	Configuração do ensaio modal experimental.	39
6.10	Locais de excitação do componente e a devida direção de impacto.	40
6.11	Função de resposta de frequência de uma das medições efetuadas.	40
6.12	Funções de resposta de frequência das medições efetuadas.	40
6.13	Primeiros oito modos de vibração obtidos pela análise experimental.	42
7.1	Vistas do componente estrutural com rasgo vertical.	43
7.2	1 ^o modo de vibração (detalhe do material dissipador).	44
7.3	Vistas do componente estrutural com rasgo horizontal.	45
7.4	Energia de deformação absorvida pelo ferro fundido no 2 ^o modo de vibração.	46
7.5	Superfície do furo bloqueada nas duas direções perpendiculares ao eixo deste.	46
7.6	Aresta do furo bloqueada na direção do eixo do furo.	46
7.7	Esquema das condições de fixação dos furos onde monta o segundo componente do sistema de travagem.	47
7.8	Superfície do furo em que monta o segundo componente do sistema de travagem.	48
7.9	Vistas do componente estrutural com rasgo nos martelos.	49
7.10	Distribuição da energia de deformação para o 1 ^o 3 ^o e 5 ^o modo, respectivamente.	50
7.11	Vistas do componente estrutural com rasgo lateral passante.	51
7.12	Modo de vibração irrealista no modelo com restrição parcial.	51
8.1	Representação dos componentes considerados para a análise dinâmica.	54
8.2	Representação da malha geométrica dos componentes considerados.	54
8.3	Deformação proveniente da força unitária.	56
8.4	Efeito da rigidez para a deformação proveniente da força segundo o eixo X.	56
8.5	Modos de vibração do modelo numérico com rigidez imposta.	58
8.6	Placa de apoio inserida na calha do suporte do travão.	61
8.7	Vista do viscoelástico inserido no suporte.	61
8.8	Vistas do componente estrutural com rasgo lateral e martelos.	61
8.9	Configuração do dissipador no componente.	62

Lista de Acrónimos

CAD Computer-Aided Design.

DMA Dynamic Mechanical Analysis / Análise Dinâmico-Mecânica.

DOF Degree of Freedom / Grau de Liberdade.

FEMAP Finite Element Modeling and Postprocessing.

FFT Fast Fourier Transform.

FRF Função de Resposta em Frequência.

ICP Integrated Circuit Piezoelectric / Piezoelétrico Circuito Integrado.

IEPE Integrated Electronic Piezoelectric / Piezoelétrico Eletrônico Integrado.

MEF Finite Element Method / Método de Elementos Finitos.

MHS Movimento Harmônico Simples.

MIMO Multi-Output/Multi-Input.

MISO Multi-Output/Single-Input.

NASA National Aeronautics and Space Administration.

SIMO Single-Input/Multi-Output.

SISO Single-Input/Single-Output.

VEM Viscoelastic Material / Material Viscoelástico.

Parte I

Enquadramento

Capítulo 1

Introdução

1.1 Introdução

Durante a concepção e o desenvolvimento de um produto é importante que seja efetuado um planeamento prévio e cuidadoso para assegurar o seu sucesso, e que a sua execução seja realizada de forma competente e bem coordenada. São inúmeros os exemplos onde é possível demonstrar que um produto apenas se destinge no mercado quando demonstra ser bem planeado, implementado e devidamente suportado, exigindo para isso dispor de tempo e possuir disponibilidade financeira.

Apesar disto, há uma elevada preocupação com a rápida obtenção de resultados, principalmente nos casos de produção em massa onde se procuram baixos custos de desenvolvimento. Nestas circunstâncias, é importante otimizar as diversas fases de um projeto, isto é, obter resultados recorrendo ao uso de métodos de simulação numérica.

Uma das fases mais importantes durante o desenvolvimento do produto passa por garantir o seu correto funcionamento. Constroem-se modelos do produto, com o objetivo de avaliar as suas características e obter uma análise prévia do produto antes da sua produção em massa, de forma a corrigir eventuais erros ou mesmo introduzir melhorias durante o seu desenvolvimento. Atualmente, uma das formas de acelerar e facilitar este processo passa pelo recurso a modelos numéricos antes da utilização de modelos físicos, dado que estes últimos exigem mais tempo e apresentam custos de implementação mais elevados.

O método de elementos finitos permite caracterizar o modelo numérico em estudo ao realizar análises tanto estáticas como dinâmicas. As análises e simulações permitem determinar como a estrutura irá responder às condições que lhe são aplicadas. Podendo assim determinar-se quais os parâmetros estruturais que influenciam a resposta dinâmica da estrutura, permitindo a alteração e melhoria do componente.

No entanto, os métodos numéricos aplicados a produtos com um elevado grau de complexidade são demorados e suscetíveis de erros, impossibilitando uma resposta atempada às necessidades de mercado. Adicionalmente, existe ainda a necessidade de obter cada vez melhores estruturas, tanto do ponto de vista estático como dinâmico. Isto possibilita que, mesmo quando um produto já se encontra no mercado, se tenha em atenção a possibilidade de o otimizar aplicando melhoramentos ao projeto, de forma a rentabilizar as características alcançadas e satisfazendo o mercado com eficiência.

O comportamento dinâmico de um componente pode ser caracterizado através de três propriedades fundamentais: as formas modais de vibração, os fatores de amortecimento

e as respectivas frequências naturais da estrutura [1].

Desta forma, o seguinte trabalho estudará a otimização dinâmica de um componente recorrendo ao seu redesign e à introdução de mecanismos de amortecimento passivo.

1.2 Motivação

O ruído emitido pelo sistema de travagem durante a sua atuação é um fenómeno que sempre se verificou nos automóveis. Apesar de este não comprometer o funcionamento do veículo, sendo a sua atuação sempre eficiente, cabe aos produtores destes componentes entender e resolver esse problema, permitindo que haja uma melhoria nos novos modelos desenvolvidos seguindo um procedimento correto e exato.

Uma vez que o comportamento dinâmico dos componentes nem sempre é considerado no desenvolvimento de um produto, e este é fundamental nos sistemas de travagem, dão-se, por vezes, resultados desastrosos que poderiam facilmente ser evitados.

Este trabalho tem como objetivo inspirar e guiar um estudo no comportamento dinâmico dos sistemas de travagem, otimizando-o. A alteração estudada terá como base a aplicação de várias formas de otimização. Não só pela introdução de mecanismos de amortecimento adicionais, onde os viscoelásticos se mostram como um método bastante eficiente de mecanismos passivos, mas também pelo redesign estrutural do componente.

1.3 Objectivo e Estrutura da Tese

Este trabalho tem como objetivo principal apresentar uma forma de otimização do comportamento dinâmico de um componente de um sistema de travagem automóvel. O sistema de travagem é um pré-requisito essencial para garantir a imobilização do veículo em segurança, pelo que é importante que os seus componentes se encontrem sempre a operar eficientemente e da forma mais cómoda possível para o utilizador.

Será estudado o comportamento dinâmico de um dos componentes do sistema, recorrendo a ferramentas computacionais de modelação e simulação pelo método dos elementos finitos, e posteriormente será realizada uma análise modal experimental para validar esses resultados numéricos. Com base nestes resultados preliminares, serão então aplicadas estratégias de otimização do comportamento do componente.

É graças à alteração do comportamento dinâmico que se consegue melhorar as características dinâmicas de um componente estrutural, permitindo adaptar este às excitações ou cargas externas ao qual é solicitado. Com esta finalidade torna-se necessário efetuar algumas alterações de geometria ou de massa, reduzindo a massa do componente estrutural, utilizando o mesmo material. Para realizar a análise dinâmica ao modelo numérico do componente estrutural é utilizado um *software* comercial de elementos finitos, o *Nx Nastran*, o qual é auxiliado pelo pré e pós-processador *Femap*, ambos da *Siemens*.

O componente estrutural do sistema de travagem a estudar é o suporte, Figura 1.1. Este componente, que se encontra geralmente fixo na manga de eixo do automóvel, tem como função dar estabilidade ao movimento da pinça através de um par de pinos deslizantes.

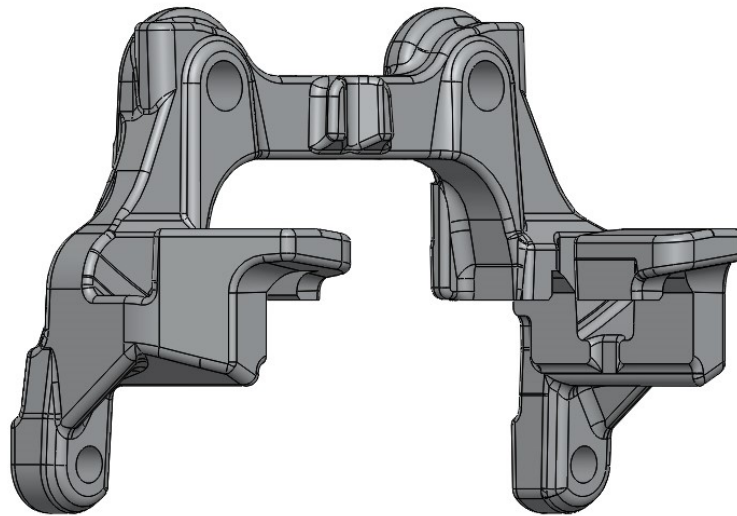
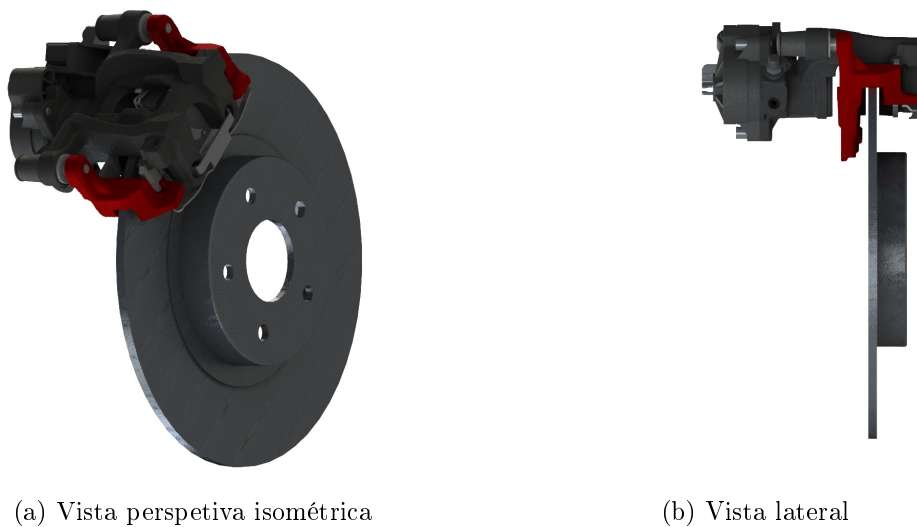


Figura 1.1: Componente estrutural para otimização do comportamento dinâmico.

Além disto, devido à sua geometria, permite contornar o disco sem que haja contacto com este, oferecendo sistemas de suporte à pinça em ambos os lados do disco, melhorando a sua fixação e, conseqüentemente, a sua estabilidade, Figura 1.2.



(a) Vista perspetiva isométrica

(b) Vista lateral

Figura 1.2: Vistas do componente inserido no conjunto.

No presente capítulo é feita uma breve introdução ao tema do trabalho, assim como à importância das análises realizadas pelo método de elementos finitos na engenharia estrutural, de forma a otimizar os comportamentos dinâmicos dos componentes. São também apresentados os objetivos e a estrutura do trabalho, assim como é feita apresentação do componente estrutural a ser melhorado.

No Capítulo 2 encontra-se uma introdução à dinâmica de estruturas e aos conceitos base de vibrações mecânicas. É apresentada a análise dinâmica de um sistema com e sem amortecimento e é demonstrada a equação diferencial do movimento na dinâmica de

estruturas, assim como as frequências naturais para n graus de liberdade. Apresentam-se também os métodos de elementos finitos quando usados para análise modal, bem como o *software* a utilizar na aplicação destes métodos.

No Capítulo 3 apresenta-se uma introdução teórica sobre o sistema de travagem, classificando as varias classes de vibrações que este apresenta e expondo as suas causas e sintomas com ênfase naquele que é considerado o mais problemático. Neste capítulo encontra-se também uma introdução à evolução do sistema de travagem automóvel desde o seu início e aos regulamentos normativos em vigor.

No Capítulo 4 é realizada uma introdução ao amortecimento, à dissipação da energia nos materiais e a sua importância na redução das vibrações. É realizada ainda uma descrição mais pormenorizada dos materiais viscoelásticos, onde se explica os mecanismos mais comuns de dissipação onde estes são utilizados, a técnica utilizada na sua caracterização, a análise dinâmico-mecânica e a influencia da temperatura e frequência nas suas características.

No Capítulo 5, já finalizada a introdução ao tema e vários sub-temas, são apresentadas as características do material a utilizar na simulação, é apresentada uma divisão do componente e a sua identificação e são apresentados os resultados da simulação, mais concretamente, as suas frequências naturais e respetivas formas modais.

No Capítulo 6, é apresentada a análise numérica experimental e os componentes principais para a sua realização, entre os quais temos os mecanismos de excitação, acelerómetros e softwares de análise. É neste capítulo que é realizado o procedimento experimental, e onde os resultados obtidos são comparados com os resultados numéricos, realizando a sua validação.

No Capítulo 7 são realizadas varias simulações de otimização do componente com base nos resultados obtidos. Estas vão sendo alteradas de forma a se adaptarem às várias otimizações de condições de fronteira consideradas.

O capítulo 8, documenta a continuação do processo de análise de otimização do componente em estudo, mas no qual o efeito dos componentes envolventes é introduzido. Estes elementos envolventes alteram as condições de fronteira do componente, tendo-se recorrido a uma ligação elástica para simular esse efeito.

No Capítulo 9 expõem-se as conclusões e apresentam-se algumas sugestões para trabalhos futuros a desenvolver relacionados com esta dissertação.

Capítulo 2

Vibração e Dinâmica de Estruturas

2.1 Introdução

As vibrações mecânicas podem ser definidas como um movimento que se repete num determinado período ou intervalo de tempo. A maioria das atividades humanas envolvem vibração, uma vez que qualquer corpo que possua massa e elasticidade está sujeito a vibração. São vários os exemplos de sistemas vibratórios com que lidamos diariamente, os quais podem ser intencionais e agradáveis, como o som de instrumentos musicais.

No âmbito da engenharia, as vibrações são algo que está sempre presente, pois são uma consequência das solicitações mecânicas dinâmicas aplicadas nas máquinas. Em alguns casos, são até introduzidas propositalmente nos sistemas para melhorarem o seu funcionamento, como no caso dos misturadores e dos martelos pneumáticos.

Contudo, algumas vibrações podem excitar frequências de ressonância nos componentes e criam-se fontes amplificadas tanto de vibração como de ruído. Isto pode originar efeitos indesejáveis, uma vez que pode afetar as previsões do projeto, quer na amplitude dos seus movimentos, como na intensidade das suas tensões e deformações, podendo levar à fadiga dos componentes, manutenções frequentes ou até à falha prematura.

A necessidade de estruturas cada vez mais ligeiras e resistentes tem levado a uma acrescida preocupação destes efeitos e da sua análise na fase de projeto.

Os fundamentos teóricos de vibrações apresentados nos dois subcapítulos subsequentes foram baseados nos Apontamentos de Vibrações de Sistemas Mecânicos de Rodrigues, J. D. [2].

2.2 Fundamentos de Vibrações Mecânicas

A vibração mecânica é definida como a oscilação de um sistema ou estrutura em torno de uma posição de referência, a posição de equilíbrio, sendo a sua quantificação o parâmetro que permite definir o movimento desse sistema ou estrutura.

Um sistema vibratório é usualmente constituído por três componentes: um que permite armazenar energia cinética, outro que permite armazenar energia potencial, e por fim um componente que permite dissipar energia, servindo como amortecedor.

É a transferência cíclica de energia potencial em energia cinética e de energia cinética em energia potencial que cria o fenómeno de vibração. A componente de amortecimento permite ao sistema dissipar parte da energia em cada ciclo de vibração, potenciando a

redução da vibração até atingir a posição de equilíbrio estático, conforme se encontra esquematizado na Figura 2.1.

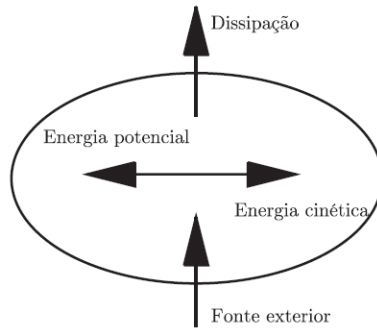


Figura 2.1: Representação esquemática do sistema vibratório [2].

Existem diversos métodos de caracterizar uma vibração. Na Figura 2.2 estão apenas apresentadas algumas das classificações.

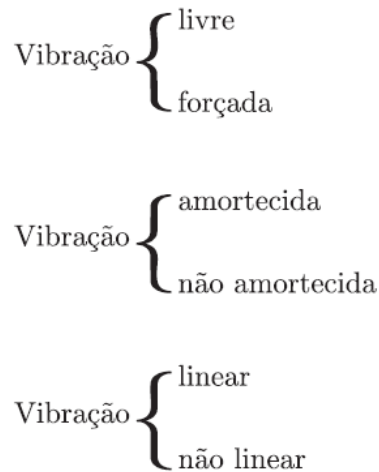


Figura 2.2: Classificação da vibração [2].

Uma vibração é considerada em regime livre quando o sistema não se encontra sob solicitações exteriores e ocorre apenas devido a uma perturbação inicial. Num sistema que apresente amortecimento, Figura 2.3, a vibração tende a diminuir até atingir a sua posição de equilíbrio estático. Quando no sistema não existe amortecimento, Figura 2.4, as vibrações livres mantêm-se ao longo do tempo, apresentando neste caso um movimento harmónico simples, MHS, como demonstrado na Figura 2.5.

Uma vibração livre não necessita de forças exteriores, após a excitação inicial, pois oscila indefinidamente nas frequências naturais do sistema. Uma vibração é considerada forçada quando o sistema é sujeito a uma excitação (deslocamentos ou forças) permanente.

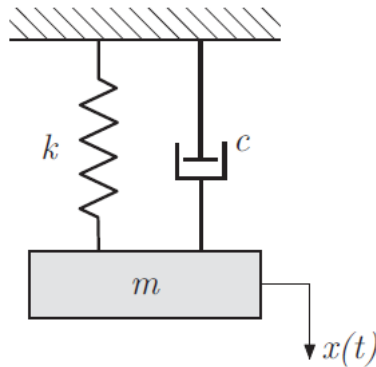


Figura 2.3: Sistema em movimento de translação com amortecimento [2].

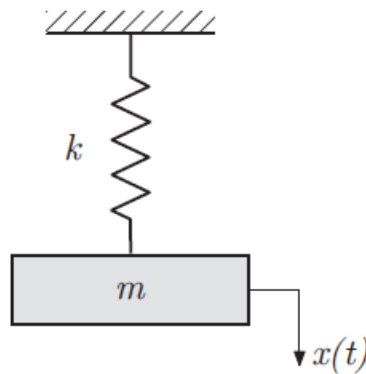


Figura 2.4: Sistema em movimento de translação sem amortecimento [2].

2.3 Equação Diferencial do Movimento

Um sistema é considerado dinâmico quando as excitações na sua massa são variáveis ao longo do tempo. As excitações iniciais aplicadas ao sistema implicam que haja deslocamento ou velocidade inicial no sistema.

Uma excitação inicial é a energia fornecida ao sistema, na forma de energia potencial quando se trata de um deslocamento, e na forma de energia cinética quando é aplicada uma velocidade inicial ao sistema. Quando esta é transmitida ao sistema, e na ausência de fatores externos, este vibra livremente até à sua posição de equilíbrio. Uma vez que estas excitações são aplicadas inicialmente ao sistema, pode considerar-se que se tratam de fatores externos ao sistema, enquanto que as características do sistema são fatores internos, que caracterizam a resposta à excitação.

A resposta da excitação é obtida por dedução da equação matemática dada a partir das características dos fatores internos do sistema, apresentando-se como uma equação diferencial do movimento.

Um sistema dinâmico é caracterizado pelo número de graus de liberdade que apresenta. Numa estrutura simples, a resposta dinâmica pode ser apresentada apenas por um grau de liberdade, enquanto que estruturas mais complexas possuem múltiplos graus de liberdade, levando à utilização de mais que uma equação. A equação diferencial do movimento é obtida a partir da segunda lei de *Newton* e por aplicação do princípio

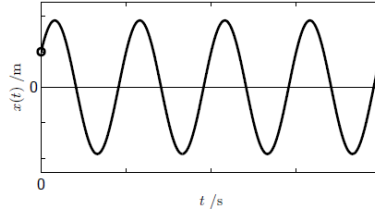


Figura 2.5: Resposta livre ou natural do sistema não amortecido [2].

d'Alembert.

Considerando um sistema simples, com um grau de liberdade como o da Figura 2.3 em que apresenta uma massa m , uma mola de constante elástica k cuja massa é desprezável e um amortecedor de constante c , abandonado sem forças externas a este sistema. O deslocamento $x(t)$ é medido a partir da posição de equilíbrio estático.

Aplicando a 2ª Lei de *Newton* obtemos a equação,

$$mg - k(\delta + x) - c\dot{x} = m\ddot{x}, \quad (2.1)$$

Esta pode ser simplificada e traduzida por:

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx + k\delta - mg = 0 \quad (2.2)$$

Tendo em conta que o sistema se encontra em equilíbrio estático, a força resultante que atua no sistema é nula e portanto o somatório das forças aplicadas ao sistema é igual a zero, o que matematicamente, neste caso, se traduz em:

$$mg - k\delta = 0 \quad (2.3)$$

Daqui resulta a equação de movimento, dada por:

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = 0 \quad (2.4)$$

Onde \ddot{x} , \dot{x} e x representam a aceleração, velocidade e deslocamento do sistema no domínio de tempo, respetivamente.

No caso de um sistema, com vários graus de liberdade, a equação diferencial do movimento é escrita por,

$$[m]\{\ddot{x}(t)\} + [c]\{\dot{x}(t)\} + [k]\{x(t)\} = \{f(t)\} \quad (2.5)$$

onde, $[m]$, $[c]$ e $[k]$ representam, respetivamente, a matriz da massa, amortecimento e rigidez. O vetor $f(t)$ representa a solitação externa atuante no sistema, $\{\ddot{x}\}(t)$, $\{\dot{x}\}(t)$ e $\{x\}(t)$ representam o vetor de aceleração, velocidade e deslocamento do sistema no domínio de tempo, respetivamente.

Para um sistema com n graus de liberdade, as matrizes $[m]$, $[c]$ e $[k]$ são de dimensão $(n \times n)$ são dadas por,

$$[m] = \begin{bmatrix} m_1 & & & & \\ & \ddots & & & \\ & & m_i & & \\ & & & \ddots & \\ & & & & m_n \end{bmatrix} \quad (2.6)$$

$$[k] = \begin{bmatrix} k_1 + k_2 & -k_2 & 0 & \cdots & 0 \\ -k_2 & k_2 + k_3 & -k_3 & \cdots & 0 \\ & -k_3 & k_3 + k_4 & \cdots & 0 \\ \cdots & \cdots & \cdots & \ddots & -k_n \\ 0 & 0 & 0 & -k_n & k_n + k_{n+1} \end{bmatrix} \quad (2.7)$$

Na análise dinâmica a efetuar neste trabalho, considera-se que o componente estrutural não está influenciado por amortecimento, desprezando a componente de amortecimento do estudo dinâmico. Assim, uma vez que em regime livre a solitação externa é nula, $\{f(t)\} = 0$ a equação de movimento pode ser escrita por,

$$[m]\{\ddot{x}(t)\} + [k]\{x(t)\} = \{0\} \quad (2.8)$$

De forma a caracterizar o movimento de resposta em regime livre é necessário resolver o sistema de equações diferenciais homogêneas. Para tal, considera-se a hipótese de que as massas efetuam um movimento harmónico síncrono de frequência ω . Sendo a solução para $x(t)$,

$$\{x(t)\} = \{u\}\cos(\omega t - \phi) \quad (2.9)$$

Em que a amplitude do movimento é representada pelas componentes do vector u . Substituindo esta solução na equação do movimento, Equação 2.8, obtém-se,

$$[-\omega^2[m] + [k]]\{u\}\cos(\omega t - \phi) = \{0\} \quad (2.10)$$

Visto que a solução arbitrária deve verificar as equações de movimento para cada instante t com $\cos(\omega t - \phi)$ diferente de zero, o vector de incógnitas $\{u\}$ deve verificar o seguinte sistema de equações algébricas,

$$[[k] - \omega^2[m]]\{u\} = 0 \quad (2.11)$$

Resolvendo a solução do sistema homogêneo, equação (2.11), obtém-se as amplitudes $\{u\}$ do movimento síncrono de $x(t)$ $i = 1, \dots, n$ que é verificado pela solução trivial $\{u\} = 0$ correspondente à posição de equilíbrio estático do sistema e à ausência de vibração.

As n soluções distintas ω^2 ; $\{u\}$ $i = 1, \dots, n$ do problema, constituem n modos para os quais o movimento harmónico síncrono do sistema é possível. Sendo caracterizados pelas suas frequências naturais ω^2 $i = 1, \dots, n$ e pelos vetores modais $\{u\}$ $i = 1, \dots, n$ e designa-se por modos naturais de vibração,

$$\{x(t)\}_i = \{u\}_i \cos(\omega_i t - \phi_i) \quad (2.12)$$

2.4 Método de Elementos Finitos

No método dos elementos finitos, a estrutura a analisar é dividida num número discreto de elementos finitos ligados entre si por pontos nodais, formando-se assim uma malha de elementos finitos sobre a geometria inicial, simplificando-a. Ao subdividir um domínio geral em partes mais simples, obtém-se diversas vantagens entre elas a possibilidade de representações precisas de geometrias complexas, a possibilidade de incluir diferentes propriedades de materiais e a identificação de efeitos localizados (concentração de tensões) [3].

Os elementos de uma malha podem apresentar geometrias triangulares ou quadrangulares para duas dimensões e tetraédricas ou hexaédricas para geometrias a três dimensões. Cada elemento finito tem um determinado tamanho assim como um determinado número de nós que define o campo de deslocamentos. Para descrever o deslocamento de cada nó é necessário recorrer a um número finito de equações diferenciais de movimento [4], dependendo do número de graus de liberdade.

Admite-se uma solução aproximada para a incógnita do problema em análise dentro de cada elemento finito, recorrendo-se a uma distribuição assumida do campo de deslocamentos, tensões e/ou deformações dentro do volume ou área do elemento finito.

Neste estudo serão utilizados elementos sólidos tetraédricos, pois este componente apresenta uma geometria complexa, impossibilitando o recurso a malhas estruturadas com elementos hexaédricos.

Existem três etapas fundamentais para a análise de elementos finitos: o pré-processamento, o processamento e o pós-processamento. O *FEMAP (Finite Element Modeling and Post-processing)* é um pré e pós-processador da *Siemens PLM Software*, que possui a particularidade de interface com diversos programas comerciais de análise de elementos finitos, incluindo o *NX Nastran*, cuja base deriva do *Nastran (NASA STRucture ANalysis)* originalmente desenvolvido pela *NASA* nos anos 60 [5].

O *FEMAP* permite a importação de modelos CAD em diversos formatos, bem como a capacidade de modelação. Possui igualmente ferramentas de análise e ajuste de geometria, bem como ferramentas para a geração e manipulação de malhas de elementos finitos e definição de propriedades materiais, condições de fronteira e carregamentos. O *software* possui ainda ferramentas de pós-processamento e inclui igualmente a capacidade de importar os resultados calculados por diversos programas de análise.

Capítulo 3

Sistema de travagem

3.1 Introdução

Existe uma constante preocupação na melhoria dos automóveis, com principal foco no aperfeiçoamento dos componentes que mais incômodo provocam, nomeadamente o ruído da cadeia cinemática do veículo, que contribui para o ruído total dentro da cabine do passageiro, que por vezes chega a rondar os 50 db [6]. Desta forma, as preocupações associadas ao ruído de travagem, suspensão e pneumáticos, assumem uma posição preponderante no desenvolvimento dos veículos.

Os travões são um dos componentes de segurança mais importantes presentes nos automóveis. No entanto, o ruído que estes produzem nunca foi considerado uma prioridade e a sua evolução deu-se principalmente no seu poder de ação e fiabilidade. Ocasionalmente o barulho das travagens é de tal forma perceptível pelos ocupantes do veículo que faz com que seja interpretado como sintoma de um defeito do travão, apesar de o travão estar a funcionar corretamente.

A procura de soluções para eliminar ou reduzir estes ruídos e vibrações tem vindo a ganhar importância, de tal forma que vários fabricantes de pastilhas de travões gastam até aproximadamente 50% do seu orçamento de investigação na melhoria relacionada com problemas de vibração, ruído e rugosidade [7].

Na literatura encontram-se diversos métodos de classificar as vibrações provenientes das travagens, assim como diversas designações para definir fenómenos idênticos. Uma destas classificações divide o ruído das travagens em três tipos, dependendo do mecanismo que os gerou. O primeiro tipo é denominado de *creep-groan* e ocorre a uma velocidade extremamente reduzida, quando ao reduzir a pressão do travão o veículo inicia a sua marcha devido a uma força externa. Esta pode ser a força da gravidade caso o veículo se encontre num declive ou o *ralenti* do automóvel caso este seja de transmissão automática. Esta vibração é causada pelo movimento *stick-slip* entre o material de fricção e a superfície do disco do travão [8-11].

O segundo tipo de ruído é denominado de *hot judder* e é um fenómeno de vibração causado pela instabilidade termo-elástica entre o contacto da superfície do disco e as pastilhas do travão. A instabilidade termo-elástica resulta da expansão térmica do material causada por zonas quentes na superfície do disco. A aparição destes pontos deve-se à elevada energia de fricção que é gerada no contacto entre o disco e a pastilha durante a travagem. A vibração do travão é gerada principalmente durante as travagens a alta velocidade e permanece até que a velocidade do veículo seja reduzida e os pontos

quentes reduzidos. Um disco que possua uma elevada capacidade de arrefecimento evita o fenómeno de *hot judder*, pois evita que haja deformações térmicas durante a travagem [12].

Por último tem-se o ruído designado de *squeal*. Para este tipo de ruído ainda não existe uma definição precisa que o caracterize, mas a melhor descrição é que se trata de uma vibração contínua, durante a travagem, com uma frequência superior a 1000 Hz e que resulta num barulho audível pelos passageiros do veículo [7]. Por sua vez, este ruído pode ser subdividido em dois tipos: o ruído de baixa frequência e o ruído de alta frequência.

Tipicamente, o ruído de baixa frequência ocorre entre 1 e 7 kHz, enquanto que o ruído de alta frequência ocorre para faixas de frequência entre os 8 e 16 kHz. Uma vez que o ouvido humano é mais sensível ao intervalo de frequências entre 1 e 4 kHz, o ruído de baixa frequência é considerado o tipo de ruído mais perturbador [13].

Apesar da extensa pesquisa nesta área, ainda não existe uma forma eficaz para eliminar completamente o *squeal* uma vez que os fatores que o influenciam, a nível micro e macroscópico, ainda não foram suficientemente estudados e este nem sempre ocorre durante as travagens, sendo que em alguns casos parece ocorrer aleatoriamente.

Diversas teorias foram formuladas com o objetivo de explicar o mecanismo do *squeal*, assim como vários estudos, não só para as validar com também aplicar na caracterização do comportamento dos travões. No entanto, nenhum desses estudos tentou incluir ambos os efeitos nas escalas mencionadas. Os estudos experimentais também tendem a possuir aplicabilidade limitada uma vez que os seus resultados são apenas relativos a uma configuração de travagem para um tipo específico de automóvel.

3.2 Evolução do sistema de travagem automóvel

Quando os primeiros automóveis começaram a aparecer, o seu sistema de travagem era ainda muito arcaico, baseado no sistema de travagem das carruagens, sendo utilizado blocos de madeira em torno da roda e ao pressionar uma alavanca os blocos de madeira geravam fricção contra a superfície da roda, obrigando-as a parar. Este sistema, apesar de eficaz, possuía uma distância de travagem demasiado elevada e obrigava o condutor a usar uma força idêntica à necessária para a travagem [14].

No final da década de 1890, porém, quando os irmãos Michelin desenvolveram os pneus pneumáticos de borracha, este sistema teve de ser consequentemente alterado, uma vez que a madeira desgastava severamente os pneus. Em alternativa, foram desenvolvidos os travões de tambor e os travões de disco.

Os travões de disco são considerados mais eficazes que os de tambor, uma vez que os travões funcionam por conversão da energia, convertendo energia cinética (responsável pelo movimento) em energia calorífica e as ranhuras dos disco são mais eficientes na dissipação do calor. Sob uso severo, como repetidas paragens bruscas ou constante utilização dos travões em longas inclinações, os travões de disco são mais apropriados quando comparados com os travões de tambor. Os travões de disco também funcionam melhor em tempo húmido, porque a força centrífuga tende a repelir a água para fora do disco, mantendo-o seco, enquanto que os travões de tambor retêm alguma água na superfície interior onde há o contacto entre as pastilhas e os tambores [15]. Em 1898, o americano Elmer Ambrose Sperry projetou um carro elétrico com travões de disco nas

rodas da frente. O disco, designado de travão magnético, era colocado em contacto com um outro disco para obter uma força de travagem provocada pelo atrito entre os discos e as correntes de Foucault [16; 17].

Foi o Engenheiro Frederick William Lanchester, que em 1902 patenteou a ideia de utilizar travões de disco. Na sua patente, Lanchester descreveu o disco de travagem como sendo um disco de metal, rigidamente conectado a cada uma das rodas traseiras do veículo. Para travar, o disco é pressionado por um par de garras, sendo este o princípio utilizado ainda nos dias de hoje. O maior problema que Lanchester encontrou foi o ruído produzido pelo contacto metal-metal entre o revestimento de cobre e o disco. Só cinco anos mais tarde, em 1907, foi encontrada uma solução para este problema, quando Herbert Froad teve a ideia de forrar as almofadas com amianto de longa duração. O amianto continuou a ser usado nos travões de carros até a década de 1980, até que, devido a preocupações de saúde e segurança deixou de ser utilizado [18].

Os sistemas de travagem propostos por Lanchester e Sperry foram substancialmente modificados durante o século XX, especialmente em relação aos materiais e métodos de atuação utilizados, os quais foram melhorados.

Até ao início da segunda guerra mundial, em 1938, o desenvolvimento dos sistemas de travagem deu-se lenta e gradualmente. Só desde então o desenvolvimento da indústria da aviação permitiu um rápido e consistente avanço [19].

O *design* proposto por Sperry é do tipo-embraiagem e é utilizado nas aeronaves. Neste tipo de travão, o contacto das pastilhas com o disco ocorre numa região anelar, em que o aumento do contacto entre a região anelar e angular gera o atrito, permitindo a travagem do sistema. Já o *design* proposto por Lanchester, em 1902, é do tipo-ponto, o qual é utilizado atualmente nos automóveis e onde o contacto das pastilhas com o disco varia entre 30° e 50° .

O uso generalizado de travões de disco nas rodas dianteiras de veículos foi parcialmente atribuído aos regulamentos cada vez mais rigorosos. Antes da década de 1970, grande parte dos automóveis eram equipados com travões de tambor na roda dianteira. Com a introdução da Norma Federal de Segurança de Veículos Automotores N^o 105, que se tornaram efetivas para veículos de passageiros em 1968 e 1976, impuseram padrões de distância de travagem e sistemas de travagem com resistência à água. Foi então crucial a introdução generalizada de travões de disco nas rodas da frente dos automóveis, uma vez que estes contribuem para, aproximadamente, 70% da travagem [20; 21].

3.3 Métodos para eliminar o *brake squeal*

As primeiras teorias para reduzir o *squeal noise* foram apresentadas por Fosberry e Holubecki [22]. Estes examinaram os efeitos de várias alterações na conceção dos travões, tais como o aumento do amortecimento no sistema de travagem, modificando a geometria e a rigidez do suporte da pinça e da pinça do travão.

Os métodos mais utilizados atualmente para reduzir o *brake squeal* têm como base o amortecimento do sistema de travagem, principalmente entre as pastilhas do travão e as placas de apoio e entre a placa de apoio e o pistão da pinça, a localização destes locais encontram-se destacados na Figura 3.1, (1: pastilha-placa de apoio; 2: placa de apoio-pistão da pinça).

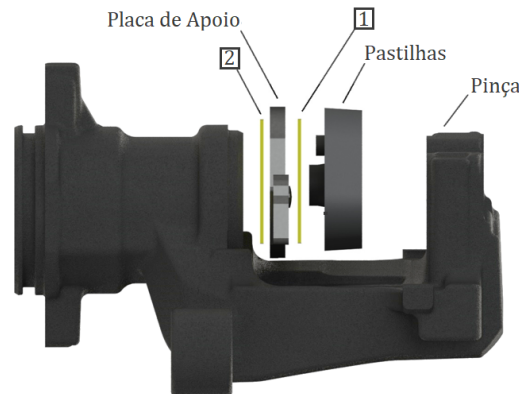


Figura 3.1: Componentes do sistema de travagem presentes entre a pastilha e a pinça do travão.

São exemplos destes métodos o uso de um produto anti-*squeal* entre as placas de apoio e a pinça, a aplicação de uma massa no contacto da placa de apoio com o pistão que ajuda também a prevenir a união por fusão entre estes; a utilização de calços, que, tal como o produto anti-*squeal*, serve de amortecedor entre as placas de apoio e as pinças. Estes podem ser constituídos por multi-camadas com diferentes tipos de materiais de amortecimento; a lubrificação dos pinos que ligam a pinça ao suporte de montagem, assim como a criação de chanfros e ranhuras nas pastilhas do material de fricção.

Tirando o último método, todas as outras soluções apresentadas acima baseiam-se na redução ou amortecimento de vibrações dos componentes do sistema de travagem, e todos eles podem ser atribuídos ao diagnóstico que o ruído de travagem se deve ao resultado das vibrações do sistema de travagem [1].

3.4 *Squeal* no Sistema de travagem

A principal causa para a ocorrência do *brake squeal* presume-se ser proveniente de uma excitação designada de *stick-slip*, que por sua vez resulta do atrito entre o material da pastilha e o disco do travão. São inúmeros os fatores que influenciam o coeficiente de atrito e promovem esta variação, de entre os quais se encontra a diferença entre os coeficientes de fricção cinética e estática, e a diferença do coeficiente de fricção devido à variação da área de contacto da pastilha e do disco [23].

No entanto, foi provado que o atrito não pode ser tomado como a única causa do *squeal*. Tal foi mencionado por Dihua *et al.* [24], que observou que a tendência do *squeal* é diferente quando o mesmo par de fricção é usado em diferentes sistemas de travagem.

O *squeal noise* nos sistemas de travagem ocorre em frequências bem definidas, sendo que estas são geralmente mantidas constantes para um determinado conjunto de travagem, o que evidencia que existe uma influência dos parâmetros modais dos componentes constituintes do sistema de travagem no aparecimento do *squeal noise* [6].

Este facto foi observado e discutido por vários autores [25; 26], que constataram que os parâmetros modais de cada componente do sistema de travagem desempenha um papel importante na propensão da ocorrência do *squeal noise*, bem como na determinação das suas frequências.

Em diversas publicações mais específicas [27; 28] é discutida a influência das frequências naturais dos componentes individuais do sistema de travagem na produção do *squeal*, sendo que este ocorre quando as frequências naturais dos componentes se encontram próximas. Pela análise da forma de deflexão dos componentes do sistema, foi ainda colocada a hipótese que isto acontece especificamente quando o modo de vibração é geometricamente idêntico em dois componentes interligados do sistema, combinando a mesma frequência e tornando-se instáveis.

Tais estudos permitem perceber a necessidade em garantir que o desenho das pastilhas, rotor, ponte e da pinça do travão evite que os componentes de travagem vibrem juntos, mantendo as ressonâncias afastadas umas das outras e as suas frequências naturais o mais isoladas possível das frequências na faixa audível, de forma a suprimirem o ruído. Esta abordagem não pode ser considerada simples, dado que os parâmetros modais dos componentes de travagem são fortemente afetados por outras variáveis, como a temperatura e a pressão de travagem. Além disso, ao alterar um componente é necessário ter em atenção que o ruído do *squeal* pode surgir devido a outros modos anteriormente estáveis, que podem, posteriormente, ficar mais próximos em frequência e com o mesmo modo de vibração [30].

Capítulo 4

Amortecimento

4.1 Introdução

O amortecimento refere-se à extração de energia mecânica de um sistema vibratório geralmente por conversão em calor, que é dissipada para o meio envolvente.

Existem dois tipos de amortecimento: o amortecimento do material e o amortecimento do sistema. O amortecimento de material corresponde ao amortecimento proveniente do material enquanto que o amortecimento do sistema, ou amortecimento estrutural, inclui o amortecimento dos suportes, limites, juntas e interfaces, além do amortecimento do material [31].

O estudo da dissipação de energia em materiais é importante para o desenvolvimento de produtos com melhores características de amortecimento, sem que para isso seja necessário comprometer outras propriedades, como a rigidez e a densidade.

Existem vários métodos para reduzir a vibração de uma estrutura. Uma das soluções passa por alterar as propriedades dos seus componentes, rigidez ou massa, para alterar assim as frequências naturais do sistema, evitando que estas sejam excitadas e reduzindo as vibrações indesejadas. No entanto, este método não se aplica a uma grande parte dos casos, onde o material utilizado é um fator essencial. Nestes casos a vibração necessita de ser isolada, amortecida ou dissipada por isoladores, ou materiais dissipadores.

Para estes casos é usual a implementação de outros materiais com o objetivo de melhorar as características de dissipação de energia das estruturas, na qual o amortecimento pode ser adicionado a um sistema por materiais dissipadores adequados para este efeito, como é o caso dos materiais viscoelásticos.

4.2 Comportamento dos Materiais Viscoelásticos

Os materiais viscoelásticos (VEM) são materiais de baixo peso e custo e facilmente implementados, que apresentam uma boa dissipação de energia de vibração e ruído, uma vez que fazem parte de uma classe de materiais que apresentam uma elevada capacidade de amortecimento interno, estando o seu comportamento dinâmico entre o de um sólido e um líquido [32].

Quando os materiais viscoelásticos são submetidos a deformações mecânicas, praticamente toda a sua energia é convertida em calor. Este fenómeno de dissipação interna de energia pode ser medido quantitativamente pelo fator de amortecimento, isto é, pela

proporção de energia média dissipada por radiano para a energia do sistema [5].

Quando este material é aplicado a uma estrutura rígida, como é o caso de uma superfície metálica, e este é submetido a vibrações, a camada viscoelástica irá deformar e converter parte da energia em calor, reduzindo assim a amplitude de vibração.

Existem três mecanismos de dissipação de energia quando os materiais viscoelásticos são aplicados juntamente com camadas metálicas em laminados. Estes podem ser classificados de acordo com a configuração do sistema: amortecimento por corte (quando submetido a uma tensão de corte), amortecimento extensional (devido à deformação ao longo da configuração) e amortecimento devido à deformação da espessura da camada viscoelástica.

Amortecimento por corte

A teoria do amortecimento por corte foi inicialmente desenvolvida por Kerwin, Ungar e Ross [33] para uma configuração em três camadas.

O amortecimento de corte é o mecanismo de dissipação que ocorre quando uma camada de material viscoelástico é colocada entre duas camadas com um módulo de Young mais elevado, Figura 4.1. Este mecanismo de dissipação é, de entre os vários descritos, aquele que apresenta a dissipação mais eficaz [34]. Sempre que a estrutura é submetida a uma deformação cíclica, a camada metálica irá restringir o material viscoelástico e forçando-o a sofrer uma deformação de corte. A presença da camada viscoelástica altera a rigidez de flexão da estrutura dependendo das dimensões das três camadas presentes e do módulo de Young de cada material.

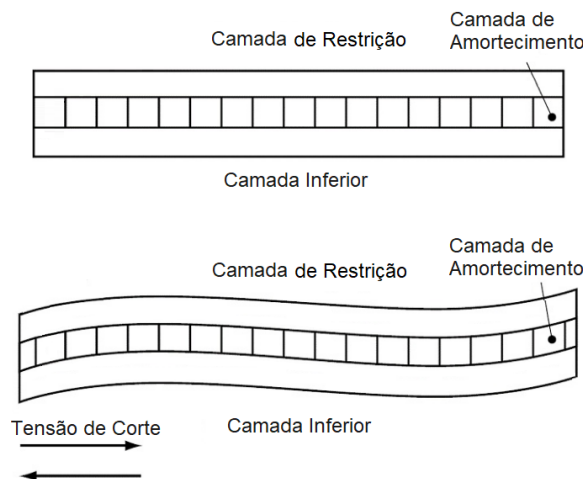


Figura 4.1: Amortecimento por corte: (a) configuração no estado inicial, (b) configuração no estado deformado. Adaptado de [35].

Amortecimento extensional

O mecanismo de dissipação de energia numa camada onde não existem restrições de material viscoelástico é dado pela deformação da camada viscoelástica durante a flexão de cada ciclo de vibração [36]. Na análise é assumido que as linhas normais através do plano neutro não deformado da estrutura permanecem retas e normais ao plano neutro deformado, Figura 4.2.

No mecanismo de amortecimento extensional o fator de perda da configuração, ao contrário do que se verifica no amortecimento por corte não depende do comprimento de onda. Este tipo de amortecimento depende apenas das propriedades do material metálico e viscoelástico, como o fator de perda e módulo de Young e dos parâmetros geométricos como também da proporção de espessura do material.

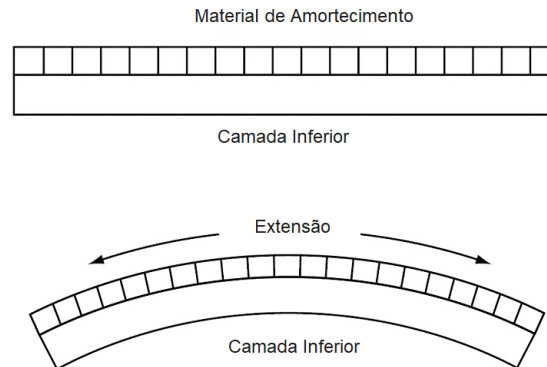


Figura 4.2: Amortecimento extensional: (a) configuração no estado inicial, (b) configuração no estado deformado. Adaptado de [35].

Amortecimento devido à variação de espessura

O amortecimento devido à variação de espessura da camada de amortecimento ocorre quando a espessura do material viscoelástico é suficientemente elevada para que a tensão ocorra na direção da espessura, Figura 4.3. De acordo com Ungar e Kerwin [37], este mecanismo de dissipação representa uma fonte de amortecimento importante nas ressonâncias de ondas estacionárias para materiais viscoelásticos espessos com baixa rigidez.

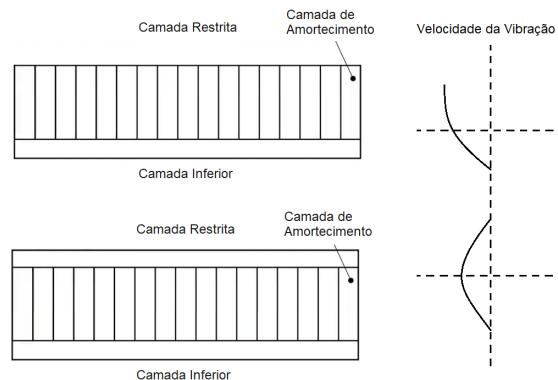


Figura 4.3: Amortecimento devido à espessura: (a) configuração no estado inicial, (b) configuração no estado deformado.

4.3 Caracterização de materiais, análise dinâmico-mecânica

A análise dinâmico-mecânica (DMA), é uma técnica utilizada no estudo e na caracterização de materiais, principalmente de materiais viscoelásticos.

Os principais parâmetros na caracterização de materiais viscoelásticos são o módulo de ganho e o fator de perda. Em condições de carga estática, o módulo de Young é definido pela relação entre a tensão (σ) e a deformação (ϵ) [6].

A caracterização do módulo dinâmico (ou módulo complexo) de modo geral, consiste na aplicação de uma tensão ou deformação mecânica sob condições vibratórias, normalmente senoidal, de baixa amplitude a um sólido ou líquido viscoso, medindo-se a deformação sofrida por este ou a tensão resultante, respetivamente, sob variação de frequência ou de temperatura [38].

Dependendo da resposta ao estímulo mecânico, o material pode ser classificado como elástico ou viscoso. Para um sólido perfeitamente elástico a deformação e a tensão ocorrem em fase, de modo que a resposta de uma ocorre simultaneamente com a outra. Para um material viscoso ideal há uma diferença de fase entre a tensão e a deformação, onde a tensão e a deformação apresentam um atraso de fase de 90 graus [39]. Os materiais viscoelásticos apresentam um comportamento mecânico intermediário a os materiais viscosos e elásticos, exibindo um desfasamento na tensão entre 0 e 90 graus [40].

A temperatura da amostra ou a frequência da solicitação são muitas vezes variadas, uma vez que estas levam a variações no módulo complexo, esta abordagem é utilizada para localizar a temperatura de transição vítrea do material, assim como para identificar as transições correspondentes a outros movimentos moleculares. A tensão e deformação de um material viscoelástico pode ser representado usando as seguintes equações:

Tensão:

$$\sigma = \sigma_0 \sin(t\omega + \delta) \quad (4.1)$$

Deformação:

$$\epsilon = \epsilon_0 \sin(t\omega) \quad (4.2)$$

onde,

ω é a frequência da oscilação,

t é o tempo,

δ é o desfasamento entre a tensão e a deformação.

O módulo de ganho representa a energia armazenada, sendo a porção elástica, o módulo de perda mede a energia dissipada como calor, representando a porção viscosa [40]. Os módulos de ganho e perda podem ser definidos por:

Módulo de ganho:

$$E' = \frac{\sigma_0}{\epsilon_0} \cos\delta \quad (4.3)$$

Módulo de perda:

$$E'' = \frac{\sigma_0}{\epsilon_0} \sin\delta \quad (4.4)$$

Esta diferença de fase é expressa como um módulo complexo, apresentado na Figura 4.4, dado por:

$$E^* = E' + iE'' \quad (4.5)$$

onde,

E^* é o módulo complexo ;

E' é o módulo de ganho;

E'' é o módulo de perda.

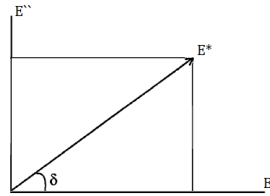


Figura 4.4: Módulo complexo [6].

4.4 Influência da temperatura nos materiais viscoelásticos

As propriedades de amortecimento dos materiais viscoelásticos não apresentam sempre as mesmas propriedades, sendo dependentes da amplitude de carregamento, da temperatura e da frequência.

A temperatura é um dos fatores ambientais que mais afeta as propriedades dinâmicas dos materiais viscoelásticos.

O efeito da temperatura nas propriedades do material viscoelástico pode ser analisado a partir da Figura 4.5, que representa o comportamento típico de um material polimérico. Na região vítrea, o módulo de ganho apresenta o seu valor máximo, enquanto que o fator de perda o seu mínimo. Nesta região, a alta rigidez e baixo amortecimento do material deve-se às moléculas se encontrarem rigidamente acopladas e com pouco movimento relativo. Na região de transição, o módulo de ganho diminui ligeiramente e o fator de perda atinge seu valor máximo. Nesta região, algumas moléculas movem-se mais facilmente em relação a outras, aumentando por isso o atrito interno do qual a energia dissipada é dependente, provocando uma diminuição da rigidez do material [13]. O módulo de ganho alcança seu valor mínimo na região de alta temperatura, apresentando um valor praticamente constante com a temperatura. Nesta condição, as moléculas movem-se livremente devido ao menor atrito entre as moléculas, diminuindo o amortecimento e a rigidez.

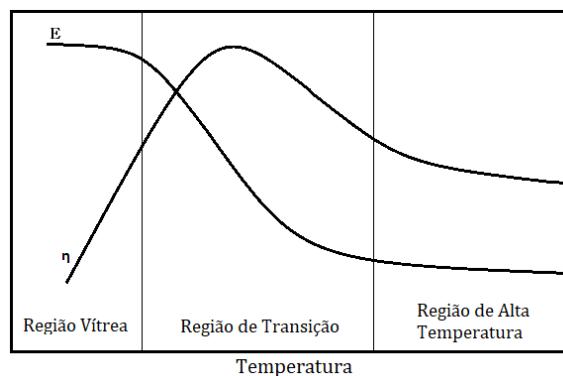


Figura 4.5: Efeito da temperatura nas propriedades dos materiais viscoelásticos. Adaptado de [6].

4.5 Influência da frequência nos materiais viscoelásticos

A frequência pode apresentar efeitos diferentes dependendo da temperatura ao qual foi estudada. No entanto, tende a ter um comportamento semelhante ao longo desta [13], o qual se encontra representado na Figura 4.6. O fator de perda é proporcional à frequência na região de alta temperatura, atingindo o seu valor máximo na região de transição e tende a ser inversamente proporcional à frequência na região vítrea. A pressão afeta os fenômenos de relaxamento e recuperação das cadeias de polímeros, alterando o comportamento dinâmico dos materiais viscoelásticos. Portanto, o material de amortecimento selecionado deve ser apropriado para as condições de temperatura e frequência sob as quais a vibração ocorre.

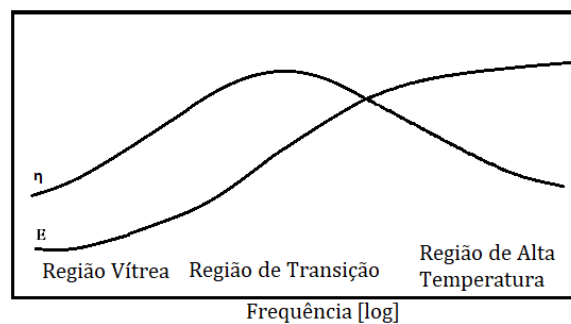


Figura 4.6: Efeito da frequência nas propriedades dos materiais viscoelásticos. Adaptado de [6].

Parte II

Modelos e Métodos

Capítulo 5

Modelação Numérica Inicial

5.1 Introdução

Para efetuar uma simulação numérica do componente fiável é fundamental ter em atenção quais os parâmetros que vão influenciar os resultados obtidos, pois são estes que ditam a avaliação e qualidade dos resultados.

A solução obtida vai depender das condições e limites impostos no componente, e de diferentes parâmetros, como as características do material e a qualidade da malha de discretização. No caso do material, é necessário conhecer o módulo de elasticidade, o coeficiente de *Poisson* e a densidade.

Na qualidade da malha o parâmetro mais significativo é o Jacobiano, calculada para cada elemento individualmente. Este corresponde à medida de distorção do elemento em relação a um elemento ideal da mesma topologia. Pelo que, quanto mais próximo de zero estiver o determinante do jacobiano, mais precisos serão os resultados.

5.2 Material do Componente Estrutural

O material utilizado no fabrico deste componente é o ferro fundido com grafite nodular, que proporciona maior resistência a impacto, maior resistência à tração e resistência ao escoamento, que os ferros fundidos com grafite lamelar à temperatura ambiente.

Módulo de Elasticidade

O Módulo de Elasticidade (E) ou Módulo de *Young* caracteriza os materiais em relação 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 este projeto o módulo de elasticidade é igual a 176 GPa, tendo sido este valor fornecido pelos parceiros deste projeto, o qual foi determinado por ensaio mecânico.

Coefficiente de *Poisson*

O Coeficiente de *Poisson*, ν , é a razão entre a deformação transversal e a deformação longitudinal do material quando este é sujeito a tração, o qual foi também facultado, e igual a 0,272.

Densidade

A densidade é a razão da massa pelo volume do corpo. O cálculo da densidade foi determinado pela pesagem de uma amostra do componente em estudo, de valor 775 g e o cálculo do seu volume, igual a $1,1 \times 10^{-4} \text{ m}^3$. O volume foi determinado numericamente através da análise do modelo CAD fornecido pelo fabricante do componente (recorrendo ao software de modelação *Solidworks (Dassault Systems)*). A densidade obtida foi 7000 kg.m^{-3} .

5.3 Modelo Inicial

O estudo do componente iniciou-se pela sua modelação numérica a partir do desenho estrutural original. Este servirá de modelo de referencia para as alterações efetuadas no componente e na evolução das frequências naturais e modos de vibração calculados.

Ao longo da análise dos resultados obtidos nas várias simulações, tornou-se necessário referir várias zonas específicas do componente onde ocorre uma determinada vibração ou onde será introduzido o material dissipador. De forma a garantir uma fácil identificação de cada uma destas zonas, dividiu-se o componente em três partes, Figura 5.1. A ponte (1), zona central do componente e o elo de ligação entre as restantes partes, que se encontra entre os dois furos maiores; as hastes (2) que vão desde a zona anterior até ao segundo par de furos; e, por último, os martelos (3) ligados nas hastes que servem como guia para as pastilhas dos travões estendendo o componente o suficiente para que o disco do travão se encontre entre estas.

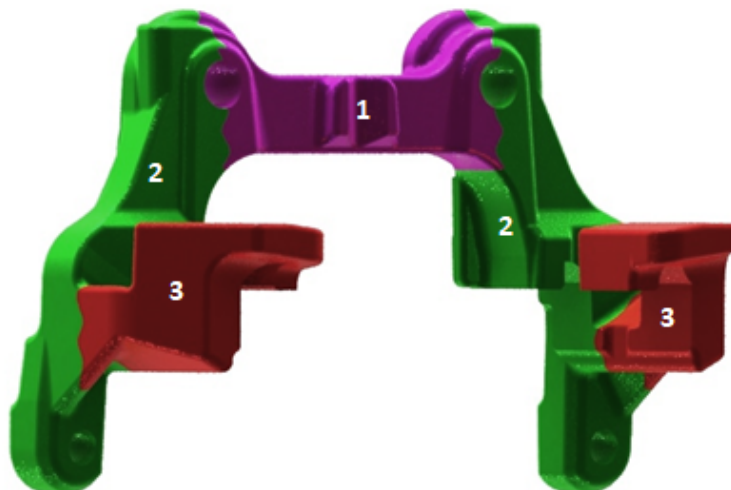


Figura 5.1: Zonas do componente inicial: 1- Ponte; 2- Hastes; 3-Martelos.

Na Tabela 5.1 encontram-se os valores das frequências naturais para os seis primeiros modos de vibração do modelo numérico inicial (excluindo os seis primeiros modos de corpo rígido).

As configurações da forma de vibração de cada um dos modos do modelo numérico inicial encontram-se representadas na Figura 5.2.

O primeiro, terceiro e quinto modo de vibração apresentam um modo de deformação global onde se dá uma flexão simétrica na haste que une os dois "braços" do componente.

Modo de vibração	Frequência Natural [Hz]
1 ^o	785,8
2 ^o	902,0
3 ^o	1095,0
4 ^o	1698,7
5 ^o	2263,3
6 ^o	2537,8

Tabela 5.1: Frequências naturais do modelo numérico inicial.

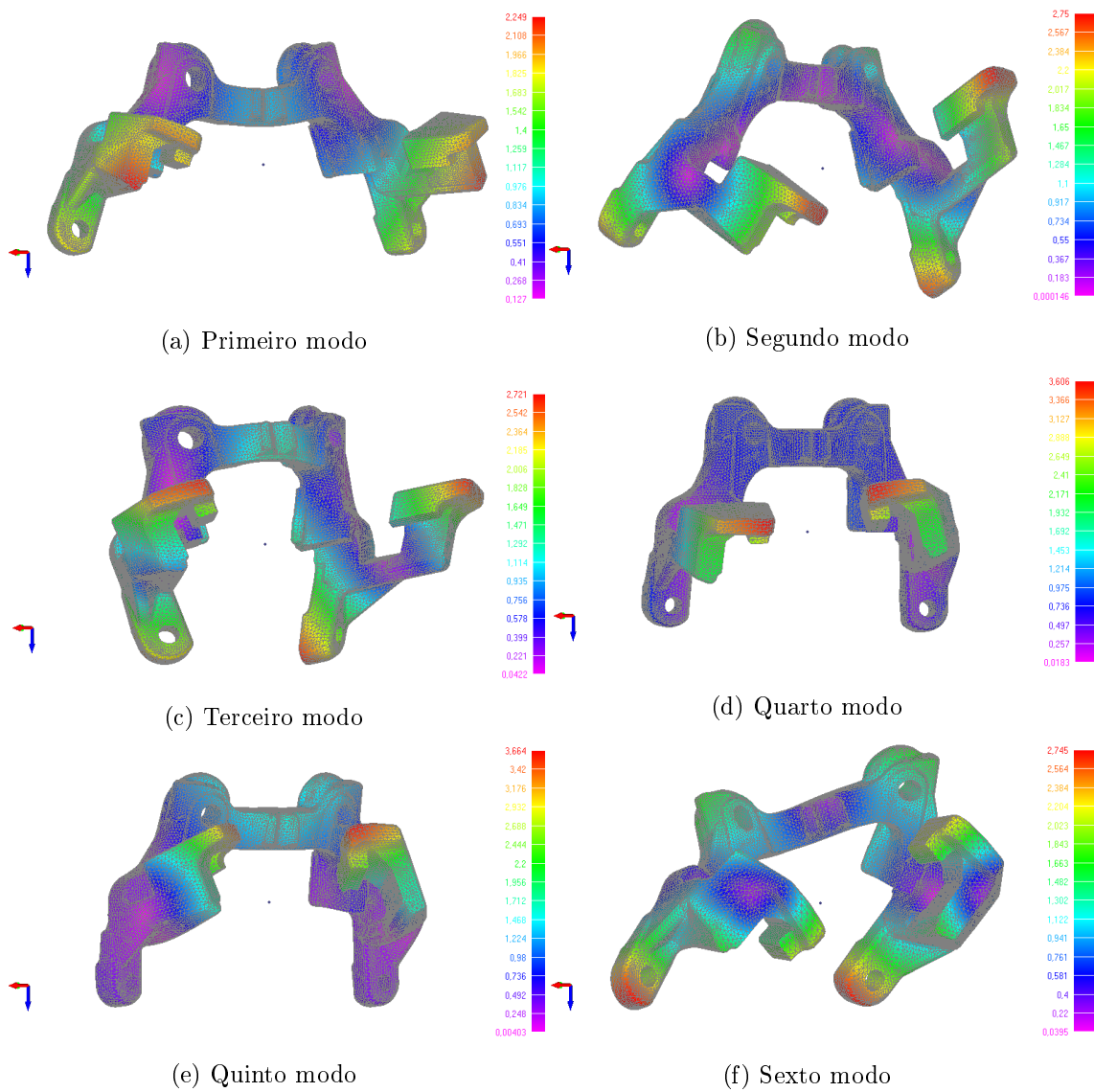


Figura 5.2: Modos de vibração do modelo numérico inicial.

O segundo e sexto modo de vibração correspondem também a um modo de deformação global mas nestes dois casos dá-se uma torção na haste dos dois braços. O quarto e quinto modo de vibração sofreram uma deformação local nos "martelos" do componente sobre a forma de flexão.

Pela análise destes resultados, é possível verificar que grande parte das vibrações apresentam deslocamentos na "haste" do componente e, pretende-se que a lâmina de material dissipador seja introduzida numa zona em que sofra muita deformação, de forma a que este material dissipador esteja sujeito a deformações cíclicas durante a vibração da peça. Numa primeira abordagem irá ser estudado o efeito que um rasgo vertical, Figura 7.1, e de um rasgo horizontal no componente, Figura 7.3. Estes rasgos permitiram absorver energia na deflexão do primeiro, terceiro e quinto modo de vibração e de torção no segundo e sexto modo de vibração.

Capítulo 6

Validação Experimental

6.1 Análise Modal Experimental

A análise modal experimental tem como objetivo caracterizar o comportamento dinâmico do componente em estudo através do seu modelo modal. Esta envolve todo um processo e conjunto de equipamentos, que vai desde a excitação do sistema, ao processamento do sinal proveniente de transdutores, que transformam a variação de uma grandeza física em sinal elétrico.

Esta análise é bastante suscetível a erros. De forma a garantir uma resposta do sistema precisa e o mais rigorosa possível, é importante que se proceda seguindo algumas condições importantes.

A primeira condição para a realização dos ensaios de análise modal experimental, será definir como a estrutura se encontra suportada, devendo estar esta o mais próximo da condição de corpo livre possível replicando as condições de fronteira usadas no modelo numérico. Para simular esta condição, o componente é suspenso em condições elásticas de forma a que a influência da suspensão no componente seja o mais reduzida possível. Na Figura 6.1 está representado o esquema de fixação em condições de corpo livre. De seguida serão apresentados os componentes principais para a realização de um ensaio modal experimental.



Figura 6.1: Esquema de fixação em condições de corpo livre.

6.2 Mecanismo de Excitação

Para obter uma função de transferência de um sistema mecânico é necessário introduzir uma excitação controlada e cuja ação seja mensurável. Os dois sistemas mais utilizados para excitar uma estrutura em ensaios modais experimentais são o excitador eletrodinâmico e o martelo de impacto.

Teoricamente, não há diferença entre um teste realizado com excitador eletrodinâmico e um teste realizado com o martelo de impacto. Isto para a situação em que é possível aplicar forças puras a uma estrutura sem qualquer interação entre a força aplicada e a estrutura e onde se possa medir a resposta com um transdutor cuja massa é de tal forma desprezável que não tem efeito sobre a estrutura [41].

De um ponto de vista prático tanto os excitadores como os transdutores de resposta têm um efeito distinto sobre a estrutura durante a realização do teste modal.

Na prática, a resposta obtida numa análise experimental não representa apenas resposta do sistema em estudo, mas inclui também o efeito de toda a envolvente do mesmo, designadamente os efeitos da rigidez e massa do mecanismo de fixação, o efeito da massa dos transdutores e respetiva cablagem, o efeito da ligação do excitador, etc.

Assim, as condições ideais não são verificadas na prática e a diferença entre os resultados obtidos pelas duas formas de excitação são usualmente notórios e condicionam a sua aplicação consoante a dimensão, massa e forma da estrutura em estudo.

No caso de uma utilização com martelo de impacto, o martelo pode introduzir dano na estrutura, impondo níveis excessivos que induzem um comportamento fora do regime linear da estrutura e exigem maiores cuidados na medição por não ser uma excitação continua e controlada como no excitador. Por não ser uma medição continua e controlada, o uso do martelo limita ainda a possibilidade de se recorrer a outro tipo de transdutores, tal como o vibrometro laser e sensores de proximidade.

Outra diferença que pode surgir dos efeitos do excitador e alterar os modos da estrutura está relacionada com os efeitos de massa e rigidez da ligação entre este e a estrutura. Esses efeitos podem ser minimizados utilizando uma haste de ligação, cuja função é de-

sacoplar os efeitos indesejados do excitador na estrutura. No entanto, estes efeitos ainda podem ser significativos. Uma vez que um teste de impacto não sofre desses problemas, podem ser obtidos resultados diferentes no estudo de estruturas idênticas. Então, enquanto que teoricamente não há diferença entre um teste com excitador eletrodinâmico e um teste de impacto, existem vários aspetos práticos que podem influenciar os resultados obtidos em cada um e causar divergências nestes [41].

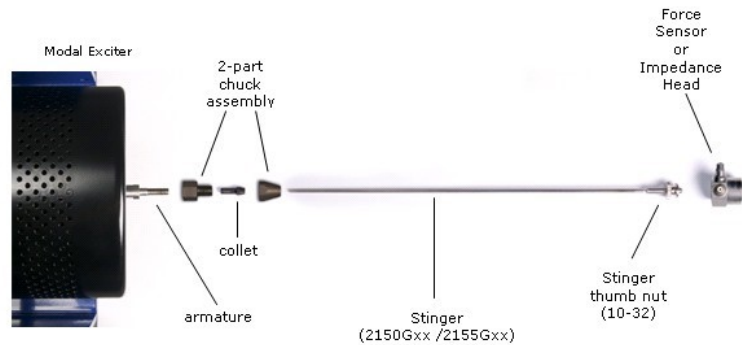


Figura 6.2: Vista explodida dos componentes necessários para fixar o excitador à estrutura [42].

Nesta análise o mecanismo de excitação utilizado será um martelo de impacto, idêntico ao da Figura 6.3, sendo constituído por um transdutor de força montado no corpo de um martelo, cujo método de utilização é idêntico ao de um martelo convencional onde a excitação é imposta manualmente. Ao contrario dos excitadores eletrodinâmicos, o martelo não se encontra fixo à peça a excitar, permitindo que se excite o componente em vários locais diferentes com relativa facilidade.



Figura 6.3: Martelo de impacto.

Para que seja possível determinar as forças dinâmicas introduzidas numa estrutura e a resposta resultante, o martelo de impacto necessita de ser utilizado juntamente com acelerómetros. Como referido, o martelo possui um elemento piezoelétrico que, quando comprimido, fornece um sinal elétrico proporcional à força transmitida através deste, Figura 6.4. Os sinais de força são medidos e processados exatamente com a mesma

instrumentação usada nos acelerómetros, apresentados de seguida.

A escolha da ponta do martelo tem também um efeito significativo na medida adquirida, uma vez que a faixa de frequência da excitação de entrada é controlada principalmente pela dureza da ponta selecionada. Quanto mais rígida a ponta, maior a faixa de frequência que é excitada. É portanto importante ter em atenção a ponta selecionada de modo a que todos os modos de interesse sejam excitados pela força de impacto sobre a faixa de frequência a ser considerada, para que esse obtenha uma boa medida de resposta de frequência.

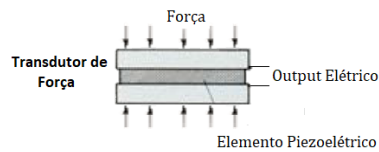


Figura 6.4: Representação do elemento piezoelétrico presente no martelo de impacto [43].

Durante a sua utilização é necessário ter em atenção ruídos ou outros efeitos secundários que possam interferir na qualidade dos resultados, assim como à ocorrência de mais do que um impacto durante o registo do analisador. Podem ocorrer vários impactos, quando o componente em análise reage contra o martelo, após o impacto inicial. Para se garantir bons resultados nos ensaios, é necessário controlar o sinal de força e efetuar várias medições para a mesma configuração, de forma a eliminar o ruído e medições incorretas.

6.3 Acelerómetros

Quando se define uma vibração, considera-se a amplitude da onda como a medida do deslocamento físico. No entanto, além do deslocamento, também podemos descrever uma vibração em termos de velocidade e aceleração. A forma e o período da vibração permanecem iguais independentemente de considerado o deslocamento, a velocidade ou a aceleração, sendo a principal diferença entre os três parâmetros o desfasamento de fase entre as curvas amplitude-tempo, Figura 6.5.



Figura 6.5: Desfasamento de uma onda em termos de deslocamento, velocidade e aceleração [43].

Na análise de frequência experimental seleciona-se preferencialmente o parâmetro que oferece uma faixa de frequência mais ampla permitindo obter um melhor alcance

dinâmico (diferença entre os menores e os maiores valores que podem ser medidos) da instrumentação. Por esse motivo, o parâmetro de aceleração, uma vez que apresenta uma resposta mais sensível que a velocidade e o deslocamento, é normalmente o selecionado para medição de resposta de um componente ao longo de uma larga gama de frequências [43].

O acelerómetro é um sensor que mede a aceleração de um dispositivo físico na forma de potencial elétrico. Sendo um dispositivo transdutor, ou seja, capaz de converter um tipo de sinal de entrada em outro de saída, permite, quando montado diretamente em contacto com um componente, efetuar medições de vibração em altas ou baixas frequências e medições de choque [43].

A sua principal desvantagem deve-se ao seu peso, que pode introduzir um efeito significativo na aquisição dos resultados, pois mesmo que este seja desprezável em relação ao peso total de toda a estrutura, o seu peso pode ser relevante na resposta local da estrutura, este efeito é acentuado em sistemas multicanal onde vários acelerómetros são colocados na estrutura para adquirir várias medidas simultaneamente. Este problema ocorre essencialmente em estruturas leves e pode ser atenuado mantendo os vários acelerómetros sempre na estrutura, mesmo que as medidas sejam efetuadas uma de cada vez, ou colocando acelerómetros falsos, a servir de massa, nos locais que irão ou foram medidos.

Outro sensor largamente utilizado na medição de vibrações e que já não apresenta a desvantagem anterior, é o sensor de proximidade. Ao contrário dos acelerómetros, que medem a aceleração para determinar a vibração, os sensores de proximidade são transdutores que medem a distância até um alvo, operando assim sem a necessidade de contato e não interferindo na massa da estrutura, contudo exigem uma montagem mais cuidadosa.

O acelerómetro é constituído por três componentes: a estrutura, o cristal piezoelétrico e uma massa sísmica. A aceleração da estrutura em teste é transmitida à massa sísmica do acelerómetro, que por sua vez gera uma força e um pulso elétrico proporcional à força aplicada e à aceleração imposta na estrutura. Os acelerómetros mais genéricos apresentam-se disponíveis com conectores montados no topo ou laterais, e com sensibilidades na faixa de 1 a 10 mV, pesam entre 10 e 50 gramas e tem uma gama de frequências entre os 0 e os 12000hz, semelhantes aos apresentados na Figura 6.6. [43] Além destes, existem muitos mais tipos de acelerómetros projetados para situações mais específicas como medições triaxiais, monitorizações permanentes, utilização a altas temperaturas, entre todas aquelas capazes de dar resposta às exigências do mercado.

Atualmente, encontram-se no mercado acelerómetros com amplificação interna, nos quais o sinal em carga gerado pelo elemento piezoelétrico é convertido para um sinal analógico em tensão, permitindo reduzir o efeito do ruído na cablagem e um condicionamento de sinal mais simples. Estes acelerómetros são vulgarmente designados por acelerómetros ICP ou IEPE e são alimentados em corrente por um alimentador externo.



Figura 6.6: Acelerómetros [43].

Outro fator crítico para a obtenção de resultados precisos das medições práticas de vibração é o método como é feita a fixação do acelerômetro no local de medição, pois uma montagem incorreta resulta numa redução da transmissibilidade, que pode reduzir a faixa de frequência útil do acelerômetro.

A fixação mais comum do acelerômetro resulta da aplicação de uma camada fina de cera de abelha entre a superfície de montagem e o acelerômetro. A cera de abelha, apesar de reduzir ligeiramente a gama útil de frequências em relação a outros métodos existentes, facilita a fixação e realocação do acelerômetro no componente. Este método apenas deve ser utilizado para níveis de aceleração inferiores a 100 m/s^2 e a temperaturas inferiores a 40°C uma vez que a cera de abelha, torna-se macia a temperaturas mais elevadas, tornando-a menos rígida.

6.4 Aquisição de dados, condicionamento e análise de sinal

A aquisição de dados é o processo onde se obtêm os sinais de entrada e saída medidos com sensores nos vários pontos. Os dados adquiridos são então processados pelo analisador de sinal, que devolve as informações de resposta da estrutura, como o da função de resposta em frequência (FRF). Para a aquisição de dados normalmente são utilizados os métodos MIMO, MISO, SISO ou SIMO.

O método SISO, "Single Input/Single-Output", é um método de identificação dos parâmetros modais onde se analisa apenas uma função resposta em frequência (FRF) de cada vez. Este método, apresenta a desvantagem de ser um processo muito demorado e propício a incoerências entre as diversas funções de resposta de frequência (FRFs) [44].

Posteriormente, e com a intenção de minimizar as desvantagens do processo anterior, surgiram métodos que permitem analisar várias funções de resposta de frequência (FRFs) em simultâneo. Entre estes temos o método SIMO, "Single-Input/ Multi-Output", onde o ponto de excitação é fixo, variando os pontos de resposta. Os parâmetros modais são únicos para o grupo de funções de resposta de frequência, definindo assim o modelo do sistema. Em teoria, quando o ponto de excitação é fixo e varia o ponto de resposta, as funções de resposta de frequência obtidas definem todos os parâmetros modais. No entanto, modos de vibração muito aproximados podem ser perdidos [44].

Existem ainda os métodos MISO, "Multi-Input/Single-Output", e MIMO, "Multi-Input/Multi-Output". Este último método permite analisar em simultâneo várias funções de resposta de frequência, resultantes de vários pontos de excitação e vários pontos de resposta, permite uma maior precisão na estimativa das funções de resposta de frequência (FRFs) e reduz o tempo da análise modal experimental [45].

Em todos estes métodos é importante realizar várias aquisições do mesmo sinal, para minimizar os erros de medição.

Todo este processo de condicionamento de sinal, digitalização e cálculo das funções de resposta em frequência ocorre num analisador espectral, que normalmente também é responsável pela alimentação dos transdutores ICP ligados ao mesmo. Alguns analisadores espectrais possuem ainda geradores de sinal que permitem, após amplificação, alimentar os excitadores eletrodinâmicos. Atualmente estes analisadores possuem uma ligação USB, Firewire ou Ethernet e recorrem a um programa baseado em PC para a interface com o utilizador.

As FRFs calculadas definem parcialmente o modelo de resposta da estrutura. A FRF

medida num determinado par de pontos de entrada-saída possui informação sobre as componentes locais de cada modo natural. Todo o conjunto de FRFs medidas permite definir um modelo modal parcial, representado pelas frequências naturais, fator de amortecimento modal e formas naturais que caracterizam os modos naturais contidos na gama de frequências analisada.

Os dados medidos são transformados do domínio do tempo para o domínio de frequência usando um instrumento dedicado, como um analisador de processamento de sinal FFT (*Fast Fourier Transform*) ou um sistema de aquisição de dados com o software que executa o FFT.

A aquisição de dados para obter o FRF é constituída por várias etapas básicas. Primeiro, são obtidos sinais analógicos através dos dispositivos de medição. Esses sinais analógicos são posteriormente filtrados para garantir que não haja *aliasing* (efeito que leva a que diferentes sinais se tornem indistinguíveis) das frequências mais altas na faixa de frequência de análise. Isso geralmente é feito através do uso de um conjunto de filtros analógicos no analisador chamados de filtros anti-*aliasing*, cuja função é remover todos os sinais de alta frequência que possam existir no sinal. No último passo, o sinal analógico é digitalizado para formar uma representação digital do sinal real [41].

6.5 Aplicação da análise modal experimental

Num caso prático realizado por Peter Avitabile [41], foram definidos seis locais para medições tanto para aplicação de força (Input) como de medida da resposta na estrutura (Output) como apresentado na figura 6.7.

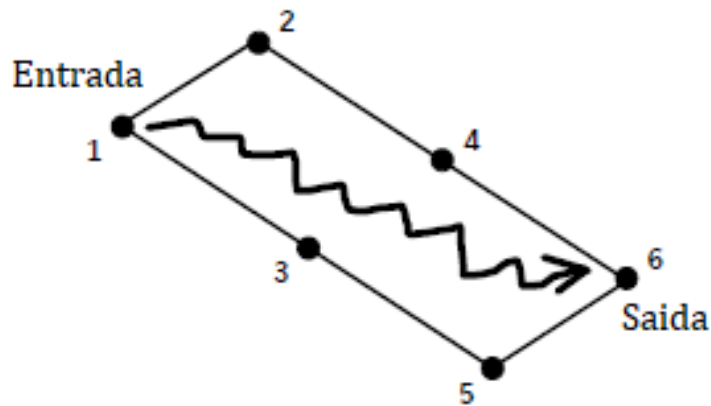


Figura 6.7: Localização das medições de entrada e saída [41].

É através do número e das coordenadas destes locais, os quais definem o local onde se encontram fixados os acelerômetros e o excitador na estrutura, que se consegue definir o comportamento dinâmico da estrutura através do seu modelo modal.

A função de resposta de frequência de cada medição descreve a resposta de uma placa à força aplicada. Aplicando uma força no ponto 1 e medindo a sua resposta no ponto 6, obtém-se a relação de transferência entre 1 e 6, a qual descreve o comportamento do sistema.

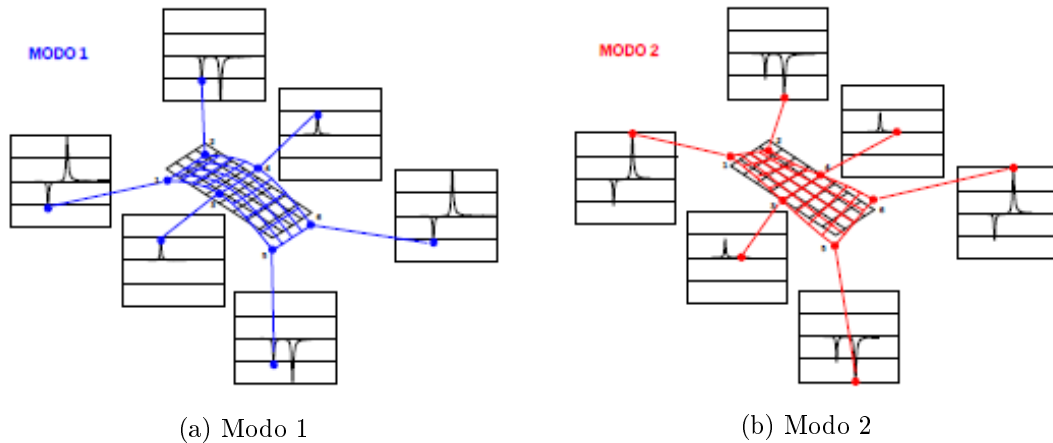


Figura 6.8: Formas dos modos 1 e 2 da placa [41].

A FRF de cada um destes locais possui as informações relativas à vibração nesse local. Após realizar a medição de resposta nos seis locais definidos estas são utilizadas para apresentar graficamente o modo de vibração da placa. Na Figura 6.8 são apresentados os dois primeiros modos de vibração da placa.

Daí que deve ser medido um número suficientemente elevado de pontos para que se possa identificar corretamente os modos naturais de vibração. Quanto menor o número de medições efetuadas maior será o risco de não serem identificados certos modos naturais de vibração.

6.6 Procedimento Experimental

Nesta secção realizou-se a análise dinâmica experimental do suporte do travão que apesar de ser um caso real e mais complexo que o demonstrado anteriormente segue os mesmos princípios e metodologias.

Ao efetuar a análise modal experimental é necessário ter em conta o número de FRFs que têm de ser medidas e também para se obter as propriedades dinâmicas da estrutura de forma perceptível e fiável. No caso envolvido neste trabalho, optou-se pela utilização de um martelo de impacto com resposta fixa, o que resulta na obtenção de uma linha da matriz FRF.

De forma a seguir os princípios anteriormente discutidos, dividiu-se o ensaio experimental em três fases diferentes:

- preparação do teste
- medição das excitação e calculo das FRFs
- identificação dos parâmetros modais.

Na preparação da análise experimental, o componente foi colocado sob condições de corpo livre e com condições elásticas. Pela sua análise é possível perceber-se que o componente, apesar de não se encontrar completamente livre, encontra-se bastante perto disso sendo a influência do elástico insignificante.

Decidiu-se ainda o tipo de análise a efetuar, que será do tipo SISO, "*Single-input-single-output*", em que o mecanismo de excitação (*input*), escolhido foi um martelo de impacto ICP *Kistler 9722A2000* com ponta de aço (9902A), e o acelerómetro (*output*) será

um acelerómetro *DYTRAN* 3225F5 uniaxial com um peso de 0.6 g e uma sensibilidade de 10 mV/g, o qual é fixo ao componente com cera.

A configuração do ensaio modal experimental está apresentada na Figura 6.9.



Figura 6.9: Configuração do ensaio modal experimental.

As medições da análise foram realizadas sempre no mesmo local, já a excitação foi realizada em 40 locais diferentes do componente, representados na Figura 6.10 e onde se encontra destacada a direção de impacto para cada local visível, as localizações e direções de todos os pontos encontram-se apresentadas no Anexo B.

A análise foi realizada numa gama de frequências entre 0 e 5KHz, tendo-se utilizado um total de 3 amostras em cada ponto medido para cálculo da respetiva função de resposta em frequência.

As funções de resposta em frequência medidas foram utilizadas para identificação do modelo modal experimental dentro da gama de análise (0-5KHz) utilizando um programa de identificação modal comercial. Foram assim identificados 8 modos naturais, descritos pelas respetivas frequências naturais, formas modais e fatores de amortecimento modal, que no caso concreto desta análise revelam o baixo valor do amortecimento material do ferro fundido utilizado na construção da peça de estudo.

Os valores das frequências naturais obtidas nos ensaios experimentais encontram-se apresentados na Tabela 6.1. A representação do gráfico magnitude e fase e a sobreposição das 40 FRF's obtidas encontram-se na Figura 6.12 e Figura 6.11, respetivamente, onde as linhas verticais representam as frequências naturais.

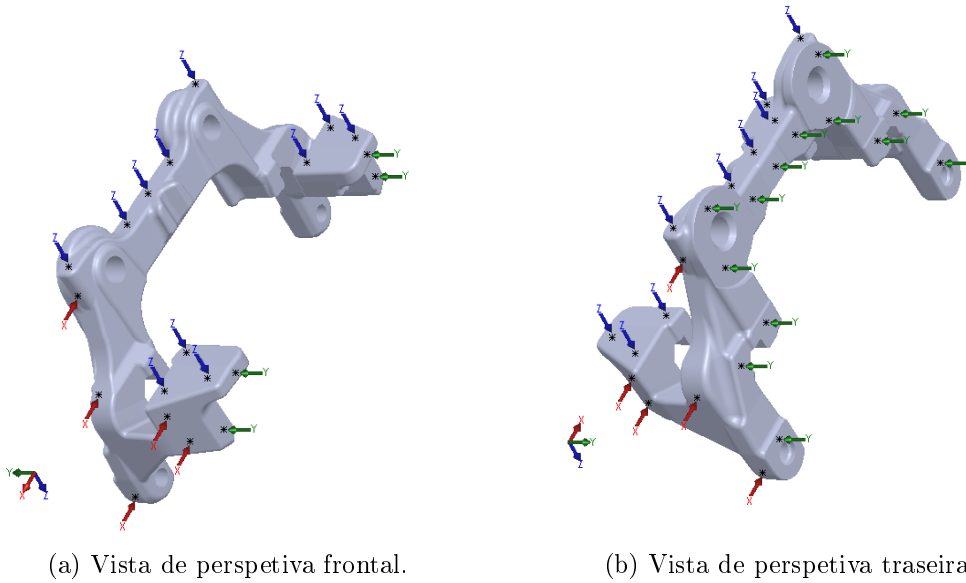


Figura 6.10: Locais de excitação do componente e a devida direção de impacto.

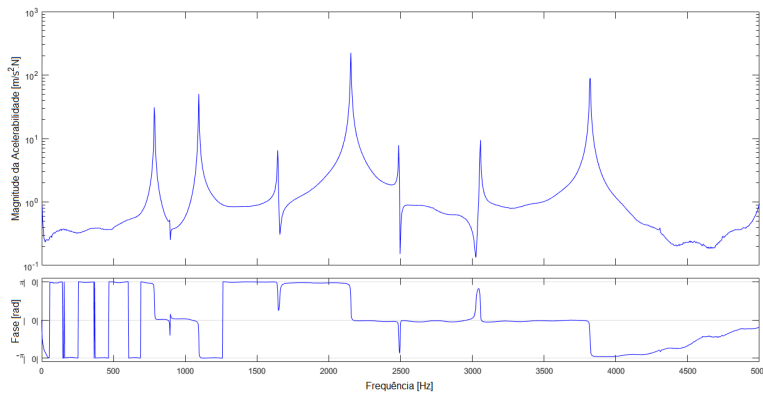


Figura 6.11: Função de resposta de frequência de uma das medições efetuadas.

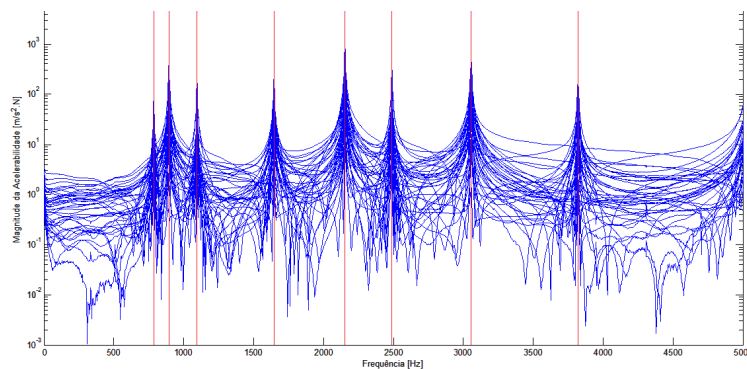


Figura 6.12: Funções de resposta de frequência das medições efetuadas.

Na Tabela 6.1 são ainda apresentados os valores de frequência obtidos no capítulo anterior com a simulação numérica e os valores obtidos no presente capítulo com a análise experimental e o seu fator de amortecimento modal, bem como a percentagem do erro relativo entre ambas as medições para cada um dos seis primeiros modos não rígidos. Tal como já descrito, ambas as análises apresentam erros. No caso da simulação numérica, os erros devem-se a aproximações numéricas, a alterações da geometria do CAD para a malha numérica e erros provenientes das propriedades do material [Módulo de *Young*, Densidade, Coeficiente de *Poisson*]. No caso da análise experimental ocorreram erros de medição e erros experimentais, sendo muito difícil que as medições fossem idênticas e existindo sempre um erro entre ambas as análises.

Modo de Vibração	Frequência Natural [Hz]			Erro relativo [%]
	Simulação Numérica	Experimental	Fator de Amortecimento Modal [%]	
1 ^o	785,99	787,49	0,15	0,09
2 ^o	902,27	893,81	0,15	0,93
3 ^o	1095,37	1093,80	0,12	0,08
4 ^o	1699,17	1646,94	0,10	3,29
5 ^o	2263,95	2153,13	0,08	5,12
6 ^o	2538,56	2487,48	0,06	2,02
7 ^o	3171,06	3055,42	0,06	3,79
8 ^o	3970,11	3820,19	0,06	3,92

Tabela 6.1: Frequências naturais obtidas nos ensaios experimentais, simulações e respetivo erro relativo entre ambas.

A Figura 6.13, representa os primeiros oito modos de vibração observáveis através dos resultados obtidos pela análise experimental, onde está também presente o respetivo modo obtido pela simulação numérica para auxiliar na interpretação destes. Na figura, as linhas a tracejado representam a posição de equilíbrio do componente.

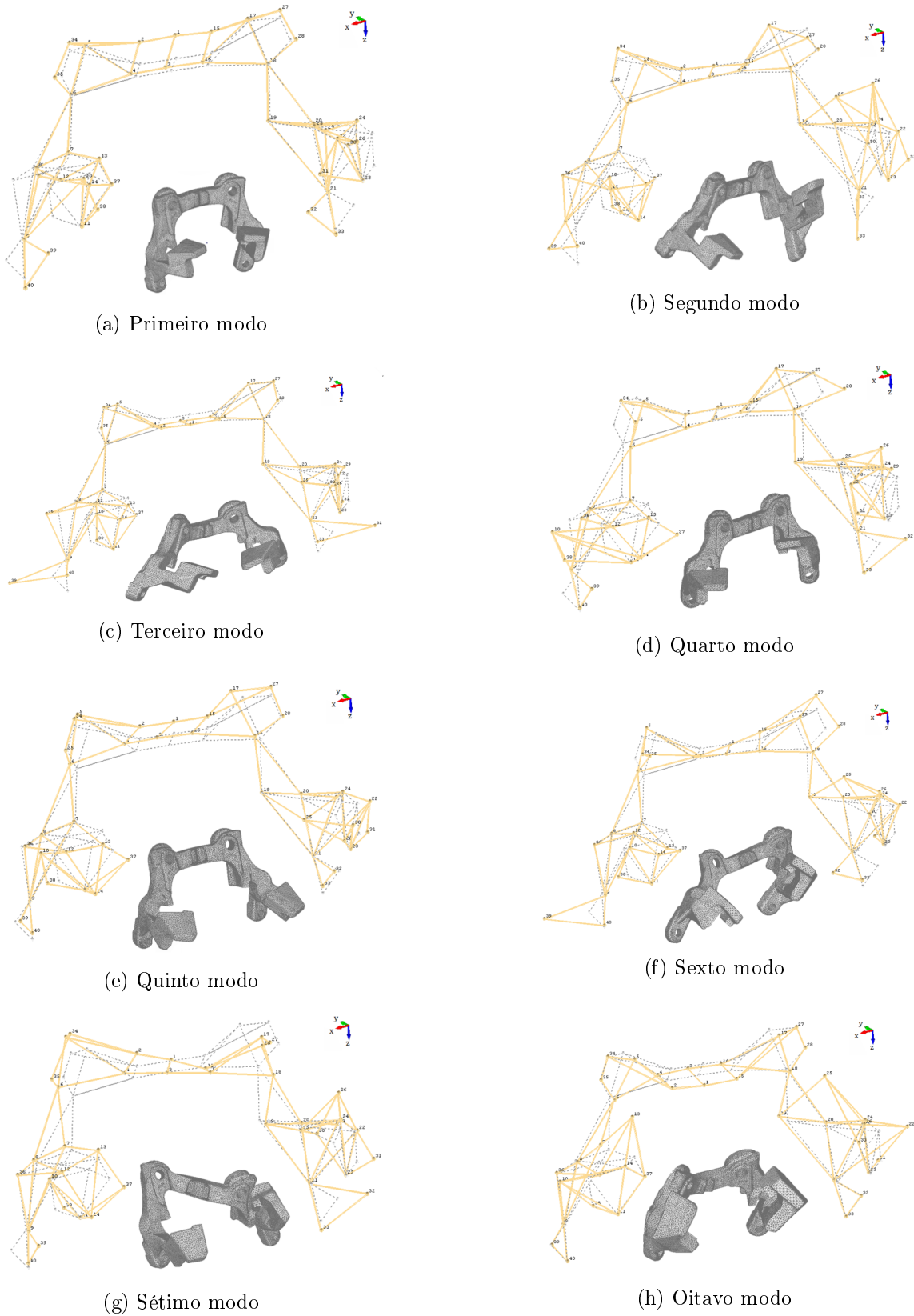


Figura 6.13: Primeiros oito modos de vibração obtidos pela análise experimental.

Capítulo 7

Modelos Numéricos

7.1 Rasgo Vertical

O rasgo vertical passante foi realizado simetricamente no componente com uma espessura de 2 mm e um comprimento total de 60 mm e posteriormente preenchido com um material dissipador. Na Figura 7.1 é possível observar a localização deste rasgo no componente. De notar que nas figuras indicadas o material dissipador se encontra ausente, para facilitar a compreensão da geometria. As propriedades consideradas para o material dissipador ao longo das várias análises foram o módulo de *Young* de 100 MPa, um coeficiente de *Poisson* de 0,49, e uma densidade de 2700 kg.m^{-3} .

Na Tabela 7.1 encontram-se os valores das frequências naturais para os seis primeiros modos de vibração não rígidos do modelo numérico inicial.

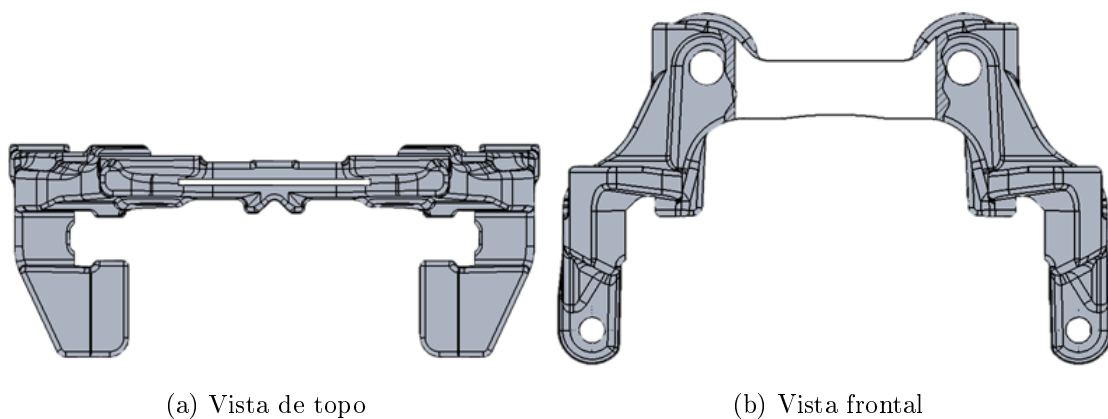


Figura 7.1: Vistas do componente estrutural com rasgo vertical.

Modos de vibração	Frequência [Hz]
1 ^o	567,92
2 ^o	735,14
3 ^o	1042,56
4 ^o	1368,58
5 ^o	2262,01
6 ^o	2370,70

Tabela 7.1: Frequências naturais do modelo numérico com rasgo vertical.

Introduzindo a ranhura verificou-se alterações em todos os modos de vibração, estes sofreram uma diminuição de frequência entre 3%-6% à exceção do 1^o modo de vibração, que corresponde ao 2^o modo do componente inicial, em que a frequência do material diminui cerca de 35%.

Tal deve-se ao campo de deformações na ponte do componente que permite ao material dissipador sofrer uma deformação do tipo de corte. Na Figura 7.2, o 3^o modo de vibração é capaz de absorver cerca de 3% da energia de deformação total no material.

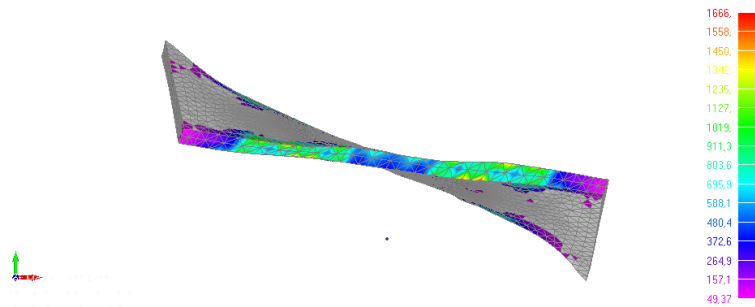


Figura 7.2: 1^o modo de vibração (detalhe do material dissipador).

7.2 Rasgo Horizontal

Na segunda alteração efetuou-se um rasgo horizontal passante no componente, com espessura de 3 mm e comprimento total de 60 mm. Posteriormente este foi preenchido com um material dissipador. Na Figura 7.3 pode observar-se a localização deste rasgo no componente sem material dissipador.

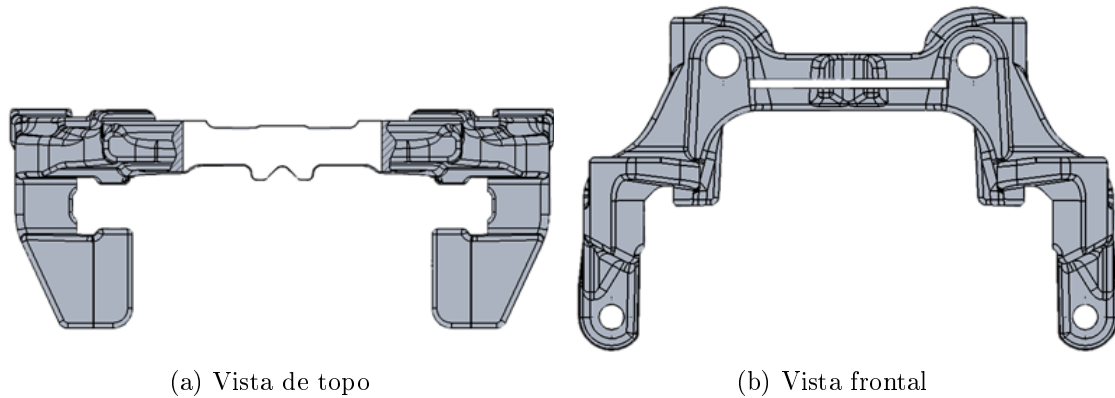


Figura 7.3: Vistas do componente estrutural com rasgo horizontal.

Na Tabela 7.2 apresentam-se os valores das frequências naturais para os seis primeiros modos de vibração não rígidos do modelo numérico inicial.

Modos de vibração	Frequência [Hz]
1 ^o	623,68
2 ^o	758,32
3 ^o	1009,20
4 ^o	1663,73
5 ^o	1903,76
6 ^o	2268,72

Tabela 7.2: Frequências naturais do modelo numérico com rasgo horizontal.

Assim como na alteração anterior, a introdução da ranhura originou alterações em todos os modos de vibração, as quais sofreram uma diminuição de frequência na ordem dos 3% a 6%. Mais uma vez à exceção do 1^o modo de vibração, que corresponde ao 2^o modo do componente inicial, no qual a frequência do material diminui cerca de 22% também devido à deformação do tipo de corte do material dissipador, o que permite que este absorva cerca de 13% da energia de deformação total no material.

No 5^o modo de vibração, apesar de a diferença de frequência ser reduzida, também o material dissipador sofre uma deformação de corte corresponde a 5% da energia de deformação total.

Nos restantes modos, a energia é absorvida pelo ferro fundido na zona onde este sofre compressão, Figura 7.4. Neste caso, como o módulo de elasticidade é superior no ferro fundido, a energia absorvida pelo dissipador é praticamente nula.

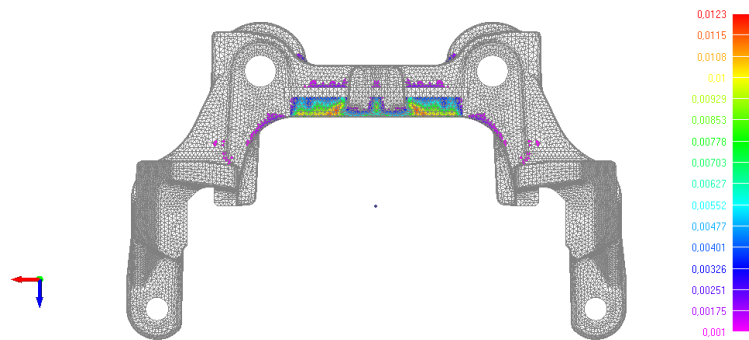


Figura 7.4: Energia de deformação absorvida pelo ferro fundido no 2º modo de vibração.

7.3 Condições de fixação

Uma vez que numa fase inicial deste projeto apenas havia sido facultado o componente em estudo, foi necessário proceder à conceção de condições fronteira que permitissem simular as condições reais a que o componente estará sujeito após cupulado ao sistema completo. O componente é fixo no sistema por duas ligações, a primeira é dos dois furos maiores no automóvel. Esta junção foi efetuada considerando os nós da superfície do furo bloqueados nas duas direções perpendiculares ao eixo do furo, Figura 7.5, e os nós da aresta do furo que encosta na peça onde é montada bloqueados na direção do eixo do furo, Figura 7.6.

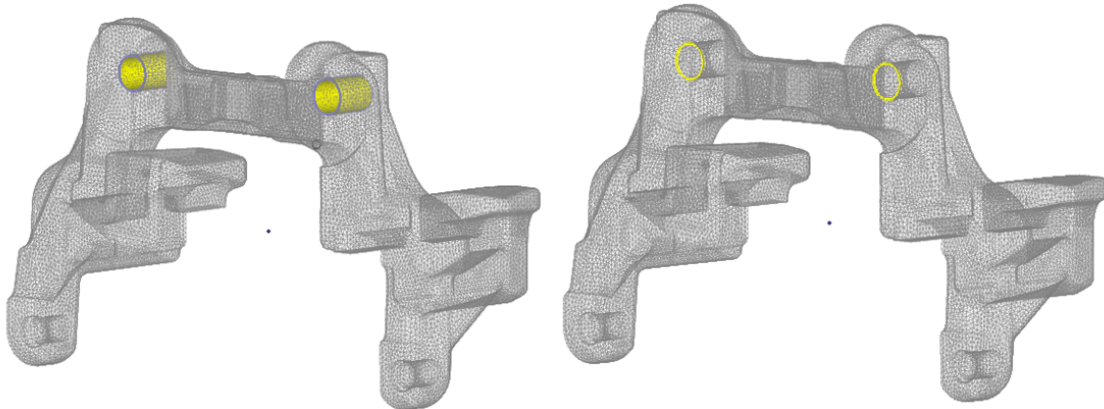


Figura 7.5: Superfície do furo bloqueada nas duas direções perpendiculares ao eixo deste. Figura 7.6: Aresta do furo bloqueada na direção do eixo do furo.

No caso do segundo par de furos, uma vez que o seu movimento depende do movimento dos restantes componentes do sistema, apenas é possível ter uma ideia de qual poderá ser a alteração imposta na peça.

Nestas condições e de forma a idealizar qual a alteração imposta pela peça, sem que para isso se forje uma condição capaz de restringir os movimentos reais a que o componente estará sujeito optou-se por utilizar três condições. Estas condições estão apresentadas na Figura 7.7, na primeira não foi considerando qualquer tipo de restrição,

estando o componente sujeito à maior liberdade possível, na segunda assegura-se uma restrição parcial da peça e por ultimo uma condição em que se garante uma restrição total. Desta forma, o espetro de movimentos possíveis é aumentado, garantindo que o movimento real se encontra englobado nestas condições.



Figura 7.7: Esquema das condições de fixação dos furos onde monta o segundo componente do sistema de travagem.

7.4 Condição de fixação sem restrição

A introdução das condições relativas ao primeiro par de ligações não teve um impacto significativo na forma global dos modos de vibração das primeiras seis frequências do componente, sendo a alteração mais visível no primeiro modo, onde a forma de vibração da haste mudou a sua direção, as formas de vibração encontram-se presentes no Anexo A1. Em todos os casos, os movimentos que ocorreram nas frequências naturais do componente e se deram na ligação entre as duas hastes foram anulados. Em relação às frequências a alteração mais significativa foi no quinto modo de vibração, em que o movimento de flexão lateral corresponde ao terceiro modo do modelo inicial, tendo a sua frequência aumentado quase 800 Hz.

Modos de vibração	Frequência [Hz]
1 ^o	1057,82
2 ^o	1060,00
3 ^o	1296,87
4 ^o	1301,82
5 ^o	1879,45
6 ^o	1884,57

Tabela 7.3: Frequências do modelo numérico em condição de fixação sem restrição.

7.5 Condição de fixação parcial

Na Figura 7.8 estão representados os nós da superfície do furo, onde encastra o próximo componente do sistema de travagem, bloqueados na direção radial para uma restrição parcial.

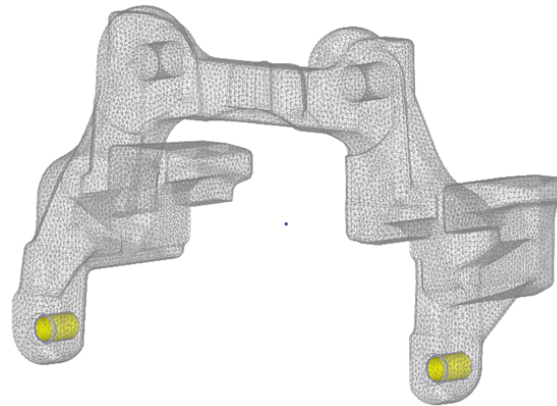


Figura 7.8: Superfície do furo em que monta o segundo componente do sistema de travagem.

Analisando a Tabela 7.3 é perceptível o aumento de todas as frequências do componente quando comparado à configuração anterior.

Modos de vibração	Frequência Natural [Hz]
1 ^o	1128,50
2 ^o	1131,01
3 ^o	1806,21
4 ^o	1808,16
5 ^o	2115,54
6 ^o	2116,69

Tabela 7.4: Frequências do modelo numérico com a condição de restrição parcial.

A consideração deste restrição parcial não teve grande influência nos dois primeiros modos, em relação à anterior, uma vez que estes já por si respeitam a condição imposta. No entanto, o comportamento dos últimos quatro modos foi completamente alterado, obrigando o movimento que antes ocorria ao longo de toda a haste a ser limitado a um movimento apenas nos martelos. No anexo A2 encontram-se as figuras com a representação das formas de vibração desta configuração.

Como mostra a Tabela 7.4, este fator originou a que as frequências dos últimos quatro modos de vibração seja muito superior à observada nos dois primeiros.

7.6 Condição de restrição total

Na restrição total os elementos da superfície do furo onde irá encastrar o próximo componente do sistema de travagem, Figura 7.8, encontram-se fixos em todas as direções. Esta restrição levou a que todos os modos de ligação e das hastes fossem suprimidos, ficando o componente apenas com movimentos nos martelos. Os modos de deformação apresentam-se sobre a forma de flexão para os quatro primeiros modos e sobre a forma de torção para o quinto e sexto modo.

Na Tabela 7.5 estão presentes as frequências para esta configuração, as quais aumentaram significativamente.

Modos de vibração	Frequência [Hz]
1 ^o	1939,10
2 ^o	1940,37
3 ^o	2098,40
4 ^o	2098,78
5 ^o	5189,31
6 ^o	5191,05

Tabela 7.5: Frequências do modelo numérico com a condição de fixação total.

Para as várias condições de fixação verificaram-se soluções muito distintas, mas é possível concluir que quanto maiores as restrições aplicadas na peça mais os modos de vibração nas hastes são restritos, dando maior relevo aos modos dos martelos.

Sabendo também que a massa dos componentes fixos a este é bastante elevada tem-se que, apesar de não diretamente, considerar que a fixação real estará entre a parcial e a total. Posto isto, e uma vez que a vibração na ponte de ligação foi anulada o passo seguinte passou por estudar o comportamento das ranhuras num local que aproveite o movimento dos martelos.

7.7 Rasgos nos Martelos

Na terceira alteração foi estudada a influência da introdução de um material dissipador nos martelos. Para isso foram considerados quatro rasgos de cada lado do componente com espessura de 1 mm, como é demonstrado na Figura 7.9, em que se pode também observar a sua localização no componente. A análise foi efetuada para o caso do restrição total, pois este é o que apresenta mais vibrações nos martelos, permitindo um estudo da absorção de energia para um maior numero de casos de vibração neste local.

Nas figuras indicadas o material dissipador encontra-se a branco de forma a facilitar a sua compreensão.

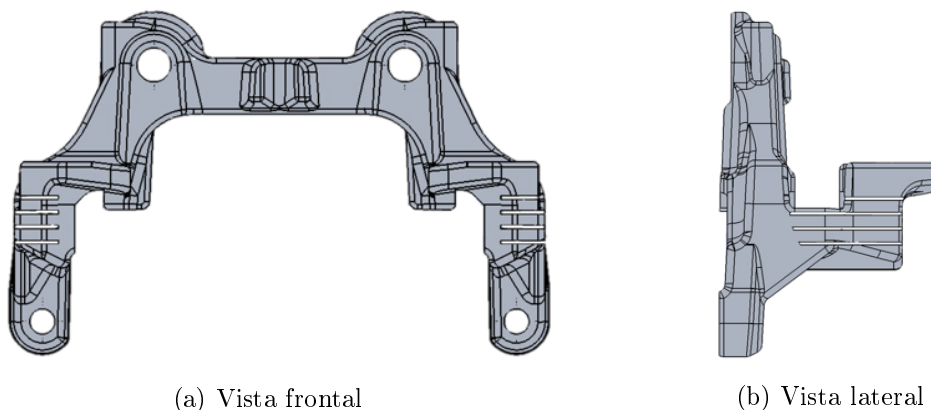


Figura 7.9: Vistas do componente estrutural com rasgo nos martelos.

Estes rasgos, quando analisados em conjunto, permitem analisar qual o papel que cada rasgo desempenha no comportamento dinâmico do componente. Tornando pos-

sível verificar qual ou quais os rasgos que desempenham o papel mais relevante para posteriormente os testar individualmente.

A análise dinâmica individual dos rasgos é necessária mesmo após a simulação com todos os rasgos uma vez que os rasgos têm influência entre si.

A Figura 7.10 mostra a distribuição da energia de deformação para os diferentes rasgos em cada modo de vibração. Verifica-se que o terceiro rasgo é aquele que apresenta uma gama de energia de deformação mais uniforme como também apresenta maior densidade ao longo do material dissipador, seguido do quarto rasgo. A partir desta análise é possível considerar um destes dois rasgos como sendo o mais eficiente, entre os existentes.

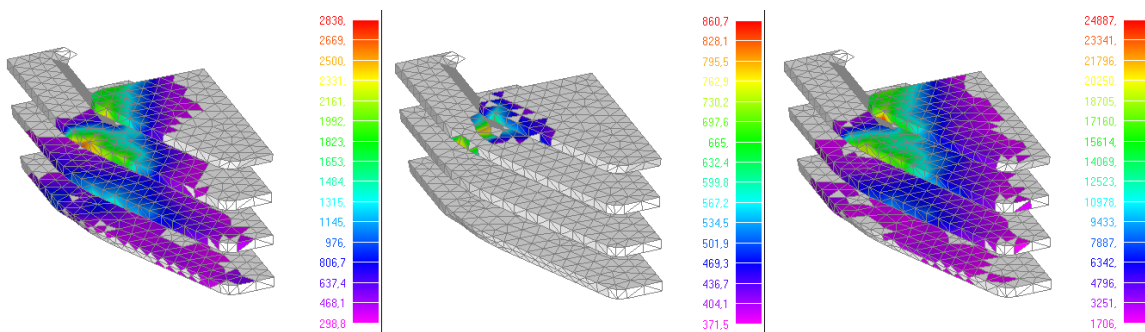


Figura 7.10: Distribuição da energia de deformação para o 1º 3º e 5º modo, respectivamente.

Na Tabela 7.6 estão apresentados os valores da energia de deformação absorvida para o terceiro e quarto rasgo individualmente e para uma terceira situação em que foram considerados ambos os rasgos.

Modo	3º Rasgo Martelo		4º Rasgo Martelo		3º e 4º Rasgo Martelo	
	% Energ. Deform.	Freq.	% Energ. Deform.	Freq.	% Energ. Deform.	Freq.
1º	2,47	1408,61	0,89	1434,18	2,89	1308,75
2º	2,47	1409,76	0,89	1435,03	2,89	1309,21
3º	0,37	1477,22	0,00	1505,12	0,33	1412,52
4º	0,37	1477,40	0,00	1505,79	0,33	1413,30
5º	3,08	3523,22	0,48	3685,04	4,06	3280,72
6º	3,08	3525,01	0,48	3686,69	4,06	3282,37

Tabela 7.6: Percentagem de energia de deformação absorvida nos rasgos.

Apesar do elevado aumento de energia absorvida quando considerados os dois rasgos, no 5º e 6º modo de vibração, este aumento não é significativo nos quatro primeiros modos e uma vez que ao considerar ambos é necessário diminuir a rigidez do componente numa zona já por si sensível, optou-se apenas por estudar um rasgo individual. Nestas condições, o 3º rasgo é aquele que apresenta melhores resultados.

7.8 Rasgo Central

Na quarta alteração foi considerada uma ranhura vertical no centro da haste. Efetuou-se esta ranhura com o intuito de estudar o amortecimento no movimento das hastas, que apesar de inexistente na restrição total prevalece em todos os outros casos.

A geometria do rasgo considerado será um rasgo passante, com uma espessura de 1 mm, como é demonstrado na Figura 7.11, onde também é possível observar a localização do rasgo no componente.

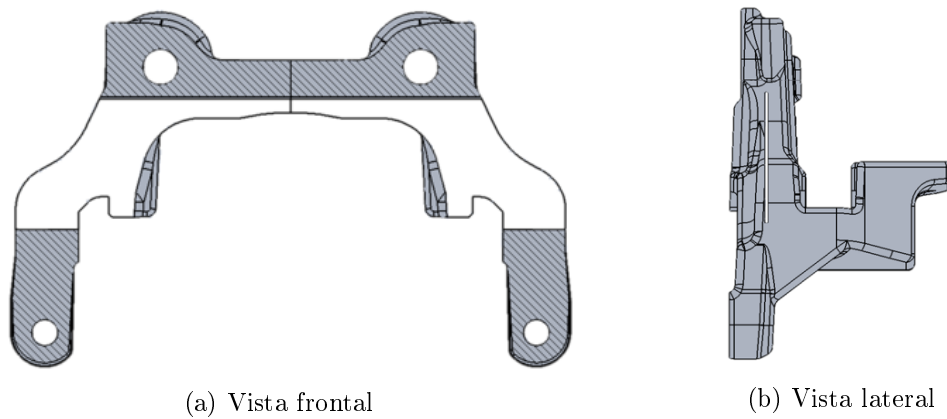


Figura 7.11: Vistas do componente estrutural com rasgo lateral passante.

A utilização desta ranhura no modelo com restrição parcial levou a que as vibrações se dessem de modo excessivamente forçado, levando a deformações que dificilmente seriam características do componente em condições normais, Figura 7.12. No entanto, tal não acontece no caso em que se considera liberdade nos furos inferiores em que se observou que quando a vibração ocorre nas hastas, tanto na forma de flexão como de torção, parte da sua vibração é absorvida pelo material dissipador.

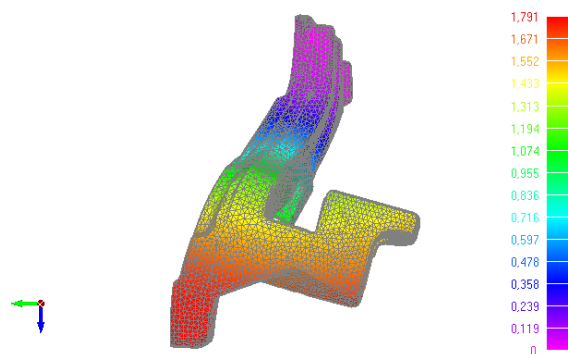


Figura 7.12: Modo de vibração irrealista no modelo com restrição parcial.

Capítulo 8

Configuração do Conjunto Completo

8.1 Conjunto Completo

Uma vez facultados todos os componentes pertencentes ao sistema de travagem em estudo, foi possível realizar uma simulação numérica mais precisa de forma a validar as três configurações anteriores e assim obter os modos de vibração efetivos a realizar pelo componente.

Neste estudo não foram considerados todos os componentes do sistema, já que este apresenta mais de 30, de entre os quais vários podem ser desprezados devido às suas características, como material, massa, geometria e distância de fixação entre estes e o componente em estudo que acabariam apenas por levar a variações insignificantes nos resultados, e que caso consideradas, levariam a simulações numéricas bastante mais complexas e demoradas.

Por exclusão apenas considerou-se 6 componentes: o suporte da pinça, que é a peça central em estudo, a pinça, que é o objeto de maior massa do conjunto e dos mais rígidos apresentando as mesmas características do material do suporte e os elos de ligação constituídos por dois pinos guia que permitem à pinça mover-se quando o travão é acionado e duas borrachas que fazem a conexão entre a pinça e as guias. As características dos materiais utilizados foram, para as guias, módulo de *Young* de 1,9 Gpa, coeficiente de *Poisson* de 0,32 e densidade de 7300 kg.m^{-3} . Para a conexão entre a pinça e as guias, foi considerado módulo de *Young* de 0,1 Gpa, coeficiente de *Poisson* de 0,45 e densidade de 1000 kg.m^{-3} .

A representação destes componentes encontra-se apresentada na Figura 8.1, está também destacada, a amarelo, a zona de contacto de cada componente com o componente que lhe segue.

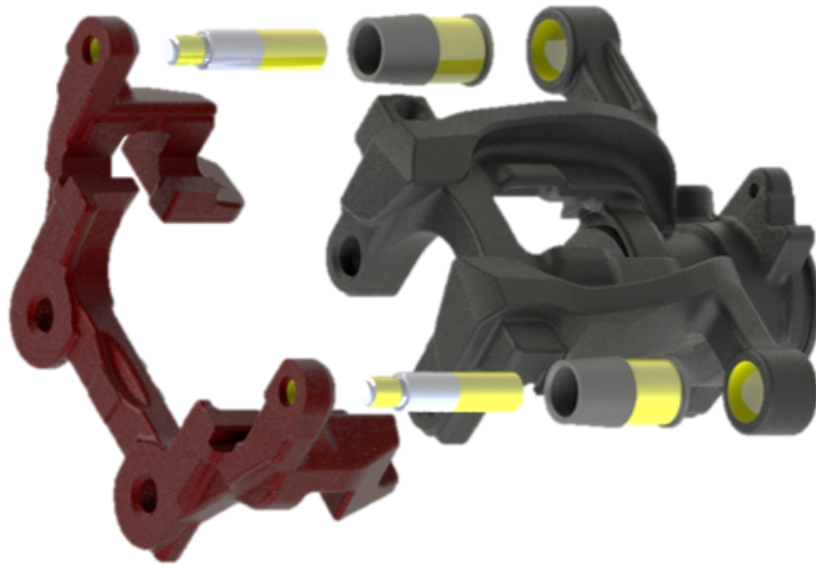


Figura 8.1: Representação dos componentes considerados para a análise dinâmica.

Um dos inconvenientes de considerar o sistema completo é que nos resultados obtidos pela simulação do conjunto estão também presentes frequências e formas de vibração relativas ao conjunto, isto é, a cada um dos componentes constituintes do sistema e não apenas do objeto em estudo.

Além disto, uma simulação do sistema completo obriga a que seja necessária uma malha consideravelmente superior à malha do componente individual, cerca de 6 vezes, o que leva a uma acrescida dificuldade na alteração do componente e a elevados tempos de simulação, Figura 8.2.

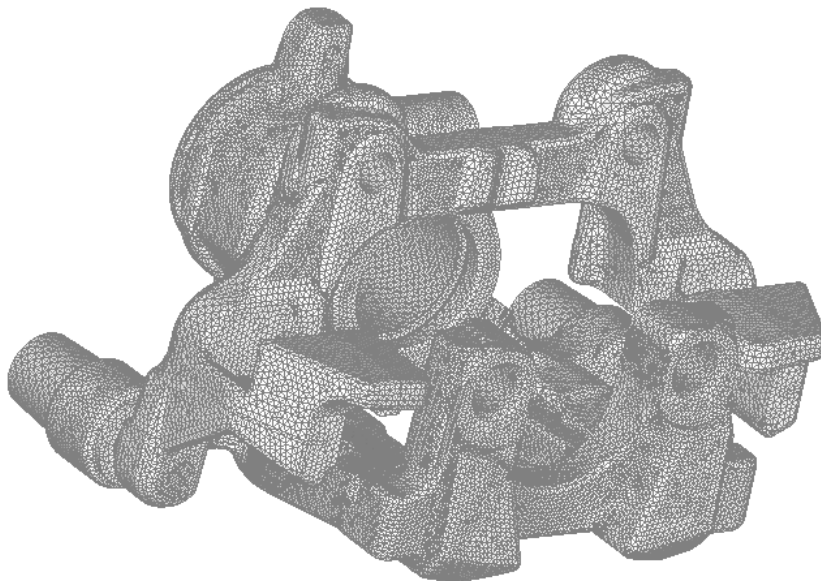


Figura 8.2: Representação da malha geométrica dos componentes considerados.

Todas as frequências obtidas no sistema completo encontram-se presentes na Tabela do Anexo A, no entanto foi possível reduzir quais as possíveis frequências do componente considerando apenas aqueles onde havia efetivamente uma vibração do suporte, considerada presente quando o deslocamento neste era evidente. Este tipo de segregação permite eliminar frequências provenientes de outros componentes e cuja influência não produz qualquer tipo de impacto no componente em estudo, ou um bastante reduzido, desta forma apenas são considerados os modos de vibração apresentados na Tabela 8.1.

Modo	Frequência
7 ^o	1298,41
8 ^o	1307,81
9 ^o	1346,43
10 ^o	1366,60
19 ^o	1967,06
20 ^o	2033,95
21 ^o	2061,56
22 ^o	2109,30
23 ^o	2347,89
24 ^o	2454,76

Tabela 8.1: Modos de vibração.

Com o intuito de isolar completamente os modos de vibração referentes ao objeto em estudo foi realizada uma nova análise do componente individual. Nesta análise a fixação já não se baseia nas condições inicialmente criadas no capítulo anterior (Sem Restrição, Restrição Parcial e Restrição Total), mas sim na rigidez imposta pelo conjunto no componente.

O procedimento para a realização desta análise pode ser dividido em quatro etapas:

- Verificação da rigidez do componente no conjunto.
- Verificação da rigidez do componente individualmente.
- Simulação da rigidez do conjunto no componente individual.
- Comparação dos resultados com os obtidos na simulação do conjunto.

A verificação da rigidez do componente foi realizada de forma idêntica tanto para o componente no conjunto, como para o componente individualmente. Para tal, foi imposta uma força unitária em cada uma das direções de referência, X, Y e Z, de sentido positivo e aplicadas nos furos onde será fixo os componente do sistema de travagem, como apresentado na Figura 8.3. Estas permitiram obter o deslocamento que o componente terá para cada uma das forças, e que se encontra apresentado na Tabela 8.2.

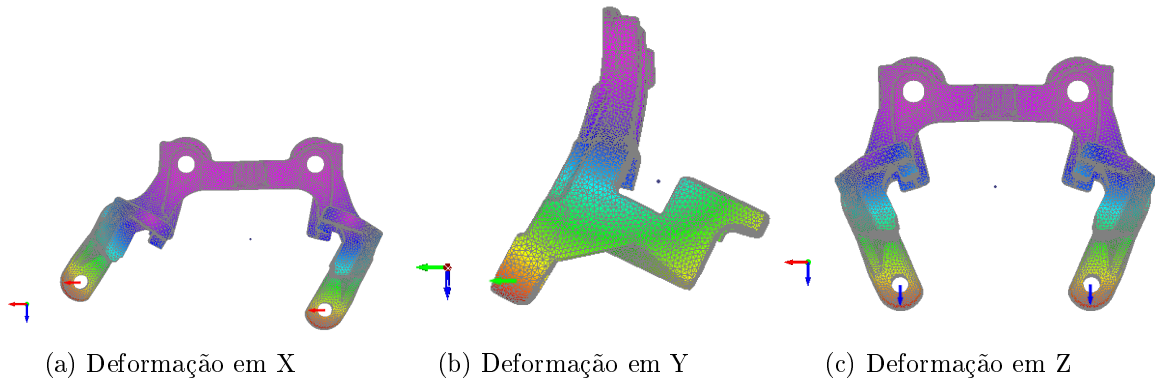


Figura 8.3: Deformação proveniente da força unitária.

	Conjunto	Suporte
Deslocamento X [mm]	0,774	0,788
Deslocamento Y [mm]	1.210	1,215
Deslocamento Z [mm]	0,155	0,255

Tabela 8.2: Deslocamento máximo do componente em cada uma das direções para uma força unitária.

O Femap permite simular a rigidez para um grau de liberdade individualmente, no entanto, a simulação desta rigidez não pode ser aplicada diretamente, uma vez que a força aplicada numa direção não implica que haja apenas rigidez nessa direção.

Esse efeito pode ser visível no cálculo da rigidez quando aplicada a força em X, onde apesar de apenas ser aplicada uma força nesta direção, tanto a rigidez no eixo X como no eixo Z têm um efeito no seu cálculo, como é visível na Figura 8.4.

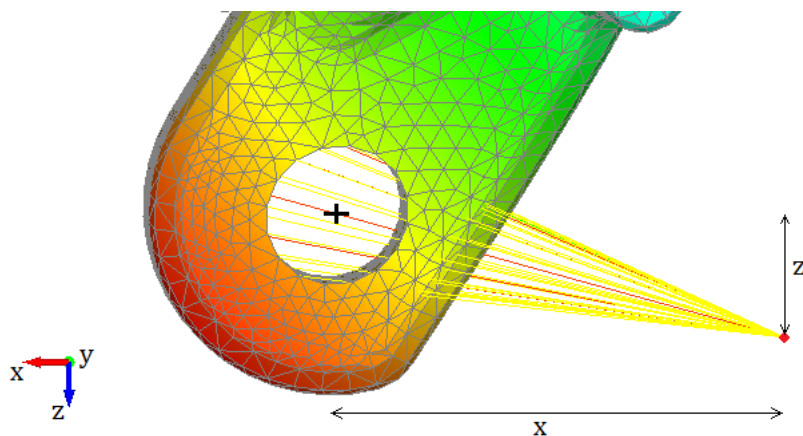


Figura 8.4: Efeito da rigidez para a deformação proveniente da força segundo o eixo X.

Mesmo sendo visível, o efeito da rigidez na direção Z sobre o deslocamento em X pode ser demonstrado com uma simulação.

Para tal, uma vez obtida a rigidez em X que simulasse o efeito do conjunto com uma rigidez em Y e Z nulas, como apresentado na tabela 8.3, é inserida uma rigidez em Z, e calculado uma vez mais o deslocamento de X, que tal como previsto, se encontrava inferior ao anterior, Tabela 8.4.

Rigidez X	75000
Rigidez Y	0
Rigidez Z	0
Deslocamento em X	0,774

Tabela 8.3: Deslocamento na direção X, apenas com rigidez em X.

Rigidez X	75000
Rigidez Y	0
Rigidez Z	10000
Deslocamento em X	0,700

Tabela 8.4: Deslocamento na direção X, com rigidez em X e Z.

De forma a que a simulação fosse a mais realista possível, considerando a impossibilidade de a real ser obtida para uma simulação simples, é apenas considerada rigidez no eixo Z e o seu valor aquele que permita simular o deslocamento obtido para o conjunto em X. Mesmo sabendo que esta não irá respeitar os requisitos do deslocamento de Y e Z, como demonstrado na tabela 8.5

Rigidez X	0
Rigidez Y	0
Rigidez Z	50000
Deslocamento em X	0,774
Deslocamento em Z	0,391

Tabela 8.5: Deslocamento na direção X e Z, apenas com rigidez em Z.

Concluída esta fase do cálculo da rigidez imposta no componente, procedeu-se a uma fase seguinte de validação da rigidez imposta.

São então calculadas as formas de vibração e as frequências naturais do componente e comparados aos obtidos na simulação do conjunto completo.

Este passo irá permitir observar quais os modos de vibração que correspondem, efetivamente, ao suporte do travão e quais aqueles que são provenientes dos outros componentes do sistema.

A escolha dos modos naturais correspondentes entre ambas as simulações é efetuada com base nas frequências naturais e a forma de vibração das simulações sendo que a frequência terá de ser o mais próxima possível entre ambas e a forma de vibração terá de ser idêntica. As formas de vibração obtidas no componente encontram-se presentes na Figura 8.5.

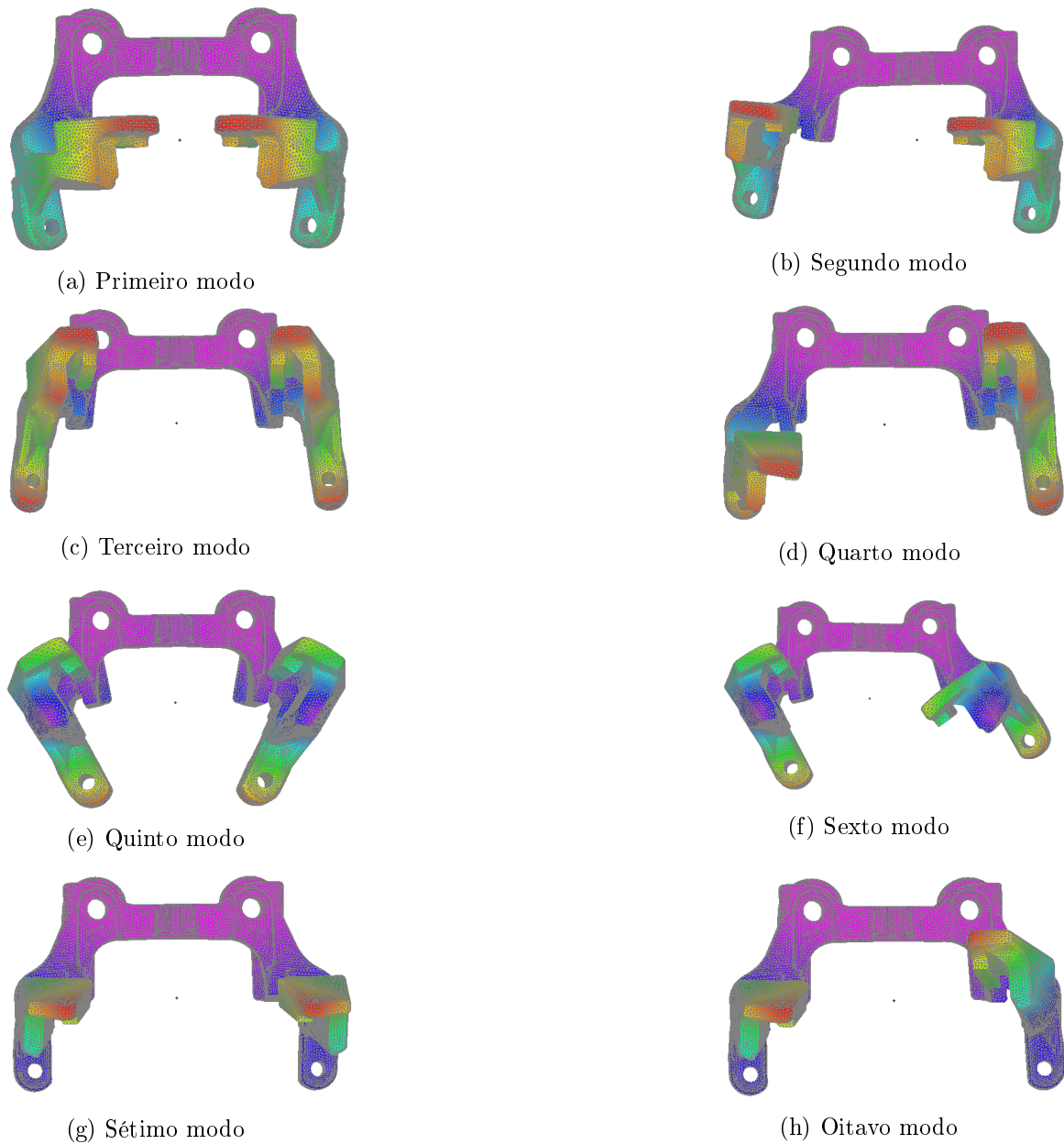


Figura 8.5: Modos de vibração do modelo numérico com rigidez imposta.

A identificação das formas de vibração permitiu encontrar as frequências correspondentes entre os dois modelos. Na Tabela 8.6 são apresentadas as frequências de cada modelo, para cada modo de vibração. Pode concluir-se que existe uma diferença significativa nos dois primeiros modos de vibração. Estes dois modos são os únicos afetados principalmente pela rigidez na direção Y, a qual foi considerada nula. Concluindo que a rigidez de Y terá de ser recalculada de uma forma mais correta.

O quinto e sexto modo não apresentam uma forma de vibração semelhante a nenhuma obtida no conjunto, sendo portanto descartados.

Modo de Vibração	Frequência Natural [Hz]	
	Conjunto	Suporte
7 ^o	1298,41	1075,33
8 ^o	1307,80	1077,21
9 ^o	1346,40	1310,83
10 ^o	1366,60	1314,66
19 ^o	-	1900,81
20 ^o	-	1906,10
21 ^o	2033,95	2085,89
22 ^o	2061,56	2087,17

Tabela 8.6: Frequências naturais do componente e do conjunto.

O valor da frequência obtido para os primeiros modos encontrava-se abaixo do esperado, pelo que a rigidez de Y terá de ser aumentada. Dado que os restantes valores se encontram bastante próximos dos pretendidos, a rigidez de X e Y será mantida constante. As novas propriedades da rigidez encontram-se presentes na Tabela 8.7.

Rigidez X	0
Rigidez Y	100000
Rigidez Z	50000

Tabela 8.7: Rigidez em cada direção, X, Y e Z, para simular o comportamento do conjunto.

Na Tabela 8.8 são apresentados os valores das frequências naturais do componente e da simulação do conjunto, bem como o erro relativo obtido entre estes.

Modo de Vibração	Frequência Natural [Hz]		Erro Relativo Percentual[%]
	Conjunto	Suporte com condições de elasticidade	
1 ^o	1298,41	1309,7	0,87
2 ^o	1307,8	1313,47	0,43
3 ^o	1346,4	1333,97	0,92
4 ^o	1366,6	1335,7	2,26
5 ^o	-	1901,88	-
6 ^o	-	1907,07	-
7 ^o	2033,95	2095,98	3,05
8 ^o	2061,56	2097,38	1,74

Tabela 8.8: Frequências naturais do componente e do conjunto, e erro relativo percentual obtido entre ambos.

Os modos de vibração apresentam características semelhantes às observadas nos 3 casos de fixação, para frequências mais baixas que correspondem aos 4 primeiros modos obtêm-se vibrações na zona das hastes do componente em que o 1^o e 2^o modo apresentam movimentos de torção e os restantes de flexão. Já no caso de frequências mais altas os movimentos realizam-se nos martelos do componente.

8.2 Rasgo Lateral Central e Rasgo nos Martelos

A quinta alteração efetuada foi uma junção da terceira e quarta alteração, uma vez que cada uma terá a função de dissipar energia relativa a modos de vibração diferentes.

Relembrado, o rasgo lateral é efetuado com o intuito de servir de dissipador de energia no movimento das hastas proveniente dos sete primeiros modos, enquanto que o rasgo nos martelos é efetuado com o intuito de dissipar a energia relativa aos movimentos nos martelos nos dois últimos modos observados.

Com base nas novas condições criadas são obtidas novas simulações para as alterações de geometria previamente estudadas. No entanto, uma vez que as condições, apesar de se apresentarem válidas e com um erro aceitável, apenas foram observadas numa análise podendo não ser fiáveis no caso de alterações no componente. De forma a verificar uma vez mais a qualidade das condições, foi realizada a simulação das novas condições, assim como também o estudo para o componente no sistema completo.

Os valores das frequências naturais do componente e da simulação do conjunto para a mesma forma de vibração encontram-se na Tabela 8.9, assim como o erro relativo obtido entre estes.

Modo de Vibração	Frequência Natural [Hz]		Erro Relativo [%]
	Conjunto	Suporte com condições de elasticidade	
1 ^o	1137,57	1027,77	9,65
2 ^o	1143,67	1029,94	9,95
3 ^o	1356,36	1200,22	11,51
4 ^o	1380,96	1201,90	12,97
5 ^o	1770,48	1667,88	6,05
6 ^o	1775,31	1668,00	5,79

Tabela 8.9: Frequências naturais do componente e do conjunto, e erro relativo percentual obtido entre ambos.

Nesta análise, mais uma vez é facilmente identificado o par de formas de vibração entre os dois casos da simulação. No entanto o erro relativo das frequências é bastante superior ao anterior. Contudo, este não é suficientemente elevado para entrar na gama de outros modos, tornando a análise aceitável no estudo desejado.

O rasgo lateral considerado encontra-se numa localização onde existe movimento de outros componentes o que poderia criar conflitos na movimentação destes. Foi portanto importante alterar a ranhura lateral para garantir que estes não interajam, podendo prejudicar o funcionamento do travão.

O componente em questão, a placa de apoio, encontra-se apresentado na Figura 8.6 introduzido na sua zona de funcionamento, a calha do suporte. A solução seguida para ultrapassar este problema é não realizar um furo passante nesta fração do componente, sendo a alteração do componente a ilustrada na Figura 8.7 e 8.8, esta, além de sofrer a alteração descrita, apresenta ainda um aumento da sua espessura, para 2 mm e uma redução no seu comprimento. É importante salientar que a placa de apoio apenas vai interagir com o lado interior da calha.



Figura 8.6: Placa de apoio inserida na calha do suporte do travão.

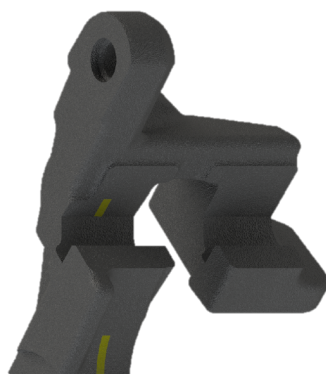


Figura 8.7: Vista do viscoelastico inserido no suporte.

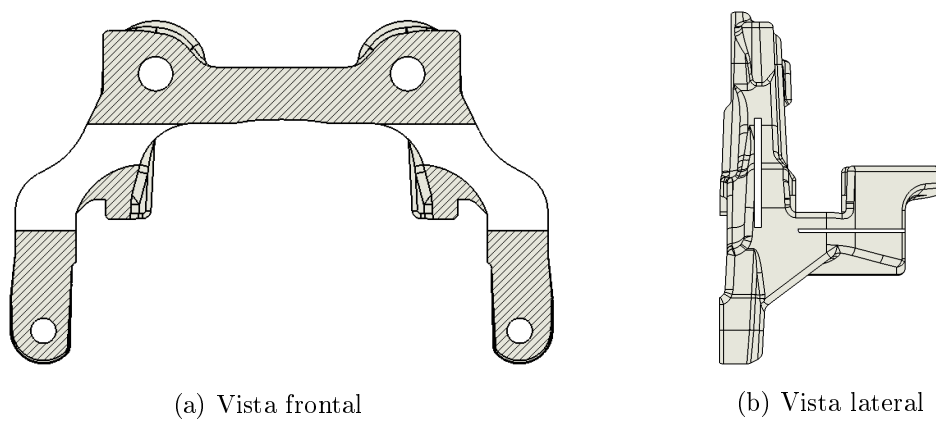


Figura 8.8: Vistas do componente estrutural com rasgo lateral e martelos.

Uma vez tendo o estudo já sido efetuado para o rasgo lateral anterior e o rasgo nos martelos, apenas será efetuada a simulação com as condições com apoio elástico (elementos de ligação elásticas), e um módulo de Young do material dissipador de 1 Gpa. Desta análise foram obtidas as percentagens de energia de deformação do material dissipador apresentadas na Tabela 8.10.

Modo de Vibração	Percentagem de energia de deformação [%]
1 ^o	2,18
2 ^o	2,18
3 ^o	0
4 ^o	0
5 ^o	0,66
6 ^o	0,66

Tabela 8.10: Percentagens de energia de deformação para os seis primeiros modos.

Analisando individualmente a energia de deformação de cada modo de vibração podemos concluir que a energia absorvida nos primeiros dois modos de vibração se deve exclusivamente ao rasgo lateral, enquanto que a energia absorvida pelo quinto e sexto modo se deve exclusivamente aos rasgos nos martelos do componente.

O principal motivo para a energia absorvida se restringir apenas a um tipo de modos de vibração é a disparidade entre o módulo de *Young* do material dissipador e do ferro fundido, que tal como descrito no subcapítulo 7.2 acaba por ser absorvida pelo ferro fundido à compressão.

Apesar do modelo anterior já ter presente ranhuras nas duas localizações mais críticas, a realização das duas ranhuras torna o processo demasiado dispendioso.

A juntar a esse facto, as ranhuras nos martelos absorvem uma energia substancialmente inferior à do rasgo lateral. Esta energia provem dos movimentos dos martelos, sendo as do sistema provenientes principalmente pelas hastes, onde o sistema se encontra fixo. Deste modo a ranhura que se mostra como a mais eficiente para o caso em estudo é a lateral. Sendo esta, para o estudo da influência do amortecimento do componente na propagação de ruído do sistema, aquela que deverá ser considerada, como apresentado na Figura 8.9.

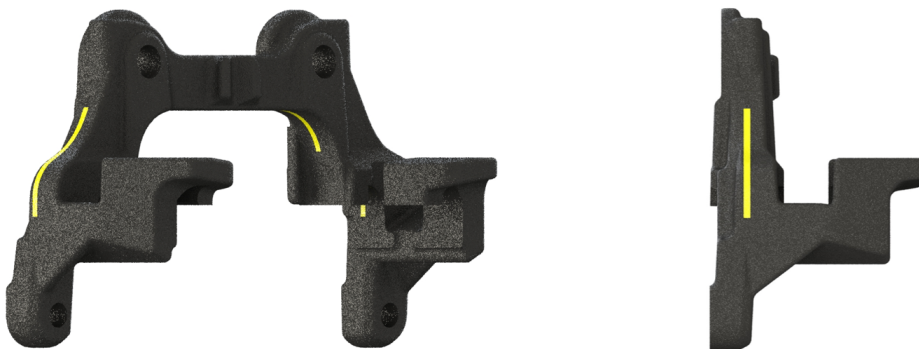


Figura 8.9: Configuração do dissipador no componente.

Capítulo 9

Conclusão

9.1 Conclusão

Ao longo deste projeto foi realizada uma análise ao comportamento dinâmico de um componente.

O programa de elementos finitos utilizado na análise modal do componente estrutural foi o FEMAP, o qual permitiu gerar um modelo de elementos finitos e interpretar, tanto numérica como graficamente, os resultados das formas de vibração e frequências naturais envolvidas.

A validação dos resultados da análise numérica foi obtida através da comparação com os resultados da análise modal experimental. Esta permitiu não só garantir a veracidade do comportamento dinâmico do componente, como também perceber as necessidades, limitações e facilidades de cada um dos processos. Dentro destes inconvenientes destaca-se a importância das características exatas dos materiais para a simulação numérica. No entanto, esta mostrou-se ser mais flexível uma vez que não necessita de um componente físico nem de dispositivos externos, como martelos de impacto, acelerômetros e analisadores de sinal.

A nível geométrico foram realizadas alterações com o intuito de se aproveitar ao máximo os efeitos do seu comportamento dinâmico para dissipação de energia.

Ao longo do trabalho, as simulações foram sofrendo evoluções. Tanto na localização da inserção do material dissipador, como nas condições de fronteira do sistema. Estas permitiram simular o comportamento real do suporte no seu conjunto e sob as suas condições de funcionamento.

Por conseguinte, apresentou-se uma proposta final para a inserção do material dissipador, a qual foi realizada tendo em conta o comportamento do componente respeitando as suas necessidades de funcionamento. Tanto neste como em todos os outros modelos numéricos, apresentaram-se as primeiras frequências naturais a fim de se obter uma comparação direta entre a influência das alterações numéricas realizadas nestes.

De uma forma global este projeto mostrou-se mais complexo que o inicialmente esperado, dando sempre espaço para melhoramento das configurações de fixação e análises. É importante notar, no entanto, que as análises efetuadas permitiram observar com grande exatidão o comportamento do componente assim como permitiu identificar o melhor local para o amortecimento do material tendo os objetivos do trabalho sido cumpridos.

9.2 Propostas de Trabalhos Futuros

O desenvolvimento deste trabalho teve como foco principal a localização para a inserção do material dissipador, para o qual os materiais viscoelásticos inicialmente se mostraram ser a melhor opção. Não foi no entanto escolhido qual o melhor viscoelástico a ser utilizado, uma vez que estes são influenciado por vários parâmetros, como descrito no Capítulo 4, e devido à vasta gama de influencias à qual os travões estão sujeitos, que varia do tipo de utilização a que são sujeitos e das condições ambientais a que os automóveis e consequentemente os travões são sujeitos.

Um trabalho futuro bastante útil para a continuação do estudo presente, é o estudo da pinça dos travões, como descrito na literatura, os modos de vibração dos vários componentes do sistema podem ter influência no conjunto completo. Um estudo mais direcionado para a pinça dos travões, que constitui uma grande parcela do conjunto completo e se encontra adjacente ao componente estudado iria não só permitir verificar e validar a influência desta, mas também a importância destas para o ruído proveniente dos travões.

Propõe-se ainda um método experimental que permita simular o estudo dos componentes em condições de funcionamento real, isto é, um conjunto experimental constituído por todo o sistema automóvel desde a roda ao eixo, onde se simule a travagem da roda e que permita medir o ruído produzido.

Referências

- [1] Bolina, C., Palechor, E., Vásquez, M. (2015). Vibrações: As Frequências Naturais Estimada e Experimental de uma Estrutura. Anais do Congresso Nacional de Matemática Aplicada à Indústria,1, 1st ser., 186-194. doi:10.5151/mathpro-cnmai-0038
- [2] Rodrigues, J. D. (2014). Apontamentos de Vibrações de Sistemas Mecânicos(Edição 2014).: Faculdade de Engenharia da U.Porto, Departamento de Engenharia Mecânica.
- [3] Reddy, J. N. (2009). An Introduction to the Finite Element Method(Third ed.): McGraw-Hill Pub. Co.
- [4] 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.
- [5] M, Susan (2001, October 25). NASA Releases Classic Software To Public Domain . Retrieved May 18, 2017, from newsbytes.com
- [6] Balvedi, A. M., Gerges, S. N. (2002). A study of squeal noise in a disc brake system and influence of rubber coated shims on system damping. Tese de doutoramento - Universidade Federal de Santa Catarina, Centro Tecnológico. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica.
- [7] Kinkaid, N., Oreilly, O., Papadopoulos, P. (2003). Automotive disc brake squeal. Journal of Sound and Vibration,267(1), 105-166. doi:10.1016/s0022-460x(02)01573-0
- [8] Ouyang, H., Nack, W., Yuan, Y., Chen, F. (2005). Numerical analysis of automotive disc brake squeal: a review. Int. J. Vehicle Noise and Vibration,1, 207-231.
- [9] Abdelhamid, M. K. (1995). Creep Groan of Disc Brakes. SAE Technical Paper 951282. doi:10.4271/951282
- [10] Abdelhamid, M. K., Bray, W. (2009). Braking Systems Creep Groan Noise: Detection and Evaluati. doi:10.4271/2009-01-2103
- [11] Brecht, J., Hoffrichter, W., Dohle, A. (1997). Mechanisms of Brake Creep-groan. SAE Paper 973026
- [12] Park, J. H., Park, T. W., Lee, J. H., Cho, M. H. (2014). Hot judder simulation of a ventilated disc and design of an improved disc using sensitivity analysis. International Journal of Automotive Technology,15(1), 1-6. doi:10.1007/s12239-014-0001-2

- [13] Triches, M., Gerges, S. N., Jordan, R. (2004). Reduction of Squeal Noise from Disc Brake Systems Using Constrained Layer Damping. *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, 26(3), 340-348. doi:10.1590/S1678-58782004000300011
- [14] Linde, A. (2011). *Preston Tucker Others: Tales of Brilliant Automotive Innovations*. Veloce Publishing Ltd.
- [15] Halderman, J. D., Mitchell Jr., C. D. (2000). *Automotive Brake Systems* (Second ed.). Prentice Hall College Div.
- [16] Sperry, E. A. (1895). U.S. Patent No. 534974, 534977. Washington, DC: U.S. Patent and Trademark Office.
- [17] Sperry, E. A. (1894). The electric brake in practice. *Transactions AIEE* 11,682-728.
- [18] Newcomb, T. P., Spurr, R. T. (1989). *A Technical History of the Motor Car*. Adam Hilger, New York.
- [19] Harper, G. A. (1998). *Brakes and friction materials: the history and development of the technologies*. Bury St. Edmunds: Mechanical Engineering Publications.
- [20] Kahane, C. J. (1983). A preliminary evaluation of two braking improvements for passenger cars: dual master cylinders and front disc brakes. Washington, D.C.: U.S. Dept. of Transportation, National Highway Traffic Safety Administration.
- [21] Oppenheimer, P. (1977). Braking regulations for passenger cars. Technical Report 770182, SAE, Warrendale, PA.
- [22] Fosberry, R. A., Holubecki, Z. (1961). *Disc brake squeal: its mechanism and suppression*. Lindley: Motor Industry Research Association.
- [23] CHEN F., SHIH C. and HARWOOD P. (2000). In-plane mode/friction process and their contribution to disc brake squeal at high frequency, SAE paper series, paper n. 2000-01 -2773.
- [24] Dihua, G., Dongying, J. (1998). A study on disc brake squeal using finite element methods. Warrendale, PA: Society of Automotive Engineers.
- [25] Kumemura, K., Gamo, Y., Kono, K., Suga, S. (2001). Analysis for reducing low frequency squeal of a disc brake. Technical Report 2001-01-3137, SAE, Warrendale, PA.
- [26] Talbot, C., Fieldhouse, J. D. (2001). Animations of a disc brake generating noise. Technical Report 2001-01-3126, SAE, Warrendale, PA.
- [27] Tiedemann, M., Kruse, S., Hoffmann, N. (2014). Dominant damping effects in friction brake noise, vibration and harshness: the relevance of joints. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 229(6), 728-734. doi:10.1177/0954407014536378
- [28] Murakami, H., Tsunada, N., Kitamura, T. (1984). A study concerned with a mechanism of disc-brake squeal. Technical Report 841233, SAE, Warrendale, PA.

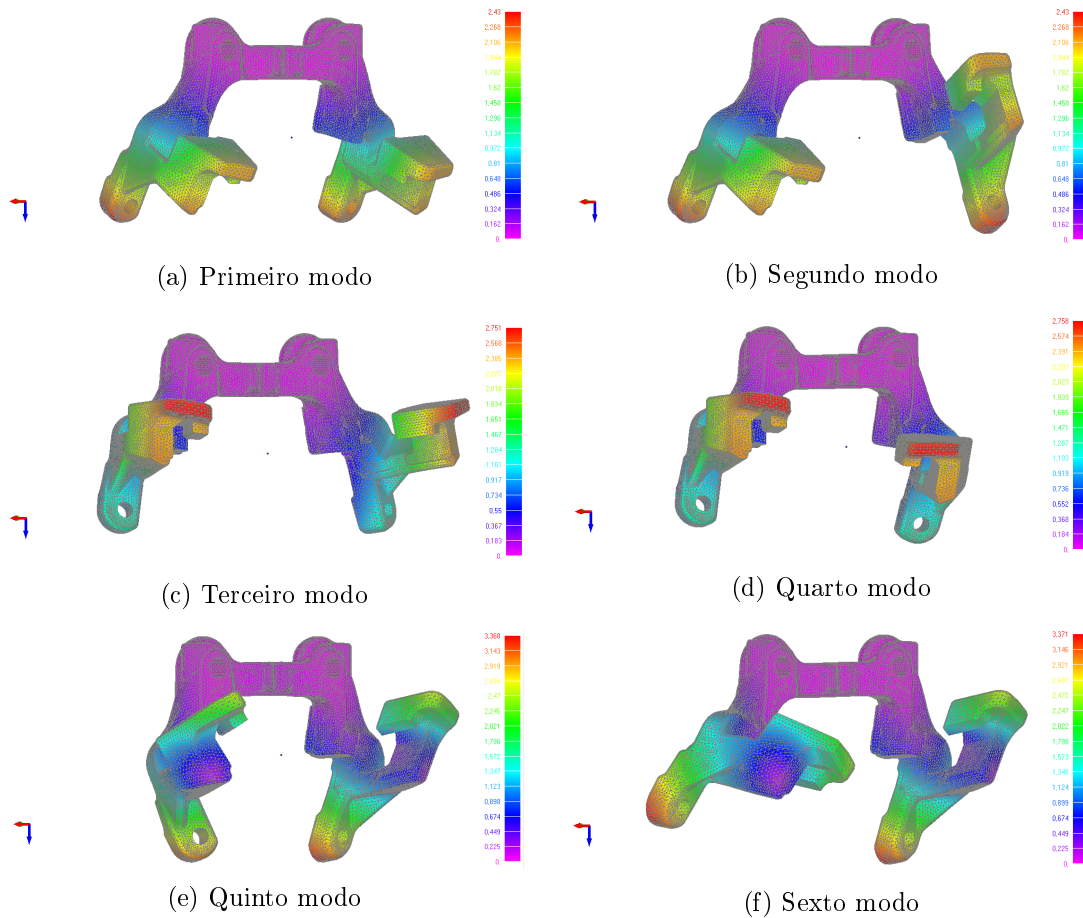
- [29] Hoffmann, N. P., Gaul, L. (2008). Friction Induced Vibrations of Brakes: Research Fields and Activities. SAE Technical Paper Series. doi:10.4271/2008-01-2579
- [30] Kung, S., Dunlap, K. B., Ballinger, R. S. (2000). Complex Eigenvalue Analysis for Reducing Low Frequency Brake Squeal. SAE Technical Paper Series. doi:10.4271/2000-01-0444
- [31] Rao, M. D. (2003). Recent applications of viscoelastic damping for noise control in automobiles and commercial airplanes. *Journal of Sound and Vibration*, 262(3), 457-474. doi:10.1016/s0022-460x(03)00106-8
- [32] Zhou, X., Yu, D., Shao, X., Zhang, S., Wang, S. (2016). Research and applications of viscoelastic vibration damping materials: A review. *Composite Structures*, 136, 460-480. doi:10.1016/j.compstruct.2015.10.014
- [33] Ross, D., Ungar, E. E., Kerwin, E. M. (1959). Damping of plate flexural vibrations by means of viscoelastic laminae In *Structural Damping*. Sec. 3 - Structural Damping, ASME, New York.
- [34] Nashif, A., Jones, D., Henderson, J. (1985). *Vibration damping*. New York: Wiley-Interscience.
- [35] Constrained and Free Layer Damping- <http://en.vibratec.se/constrained-free-layer-damping/> (consultado a 20 Junho de 2017)
- [36] Harris, C. M. (1998). *Shock and vibration handbook*. New York: McGraw-Hill.
- [37] Ungar, E. E., Kerwin, E. M. (1964). Plate Damping due to Thickness Deformations in Attached Viscoelastic Layers. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 36(2), 386-392. doi:10.1121/1.1918964
- [38] Dawkins, J. V. (Ed.). (1986). *Developments in Polymer Characterization (Vol. 5)*. Springer Science and Business Media
- [39] Cassu, Silvana and Felisberti, Maria. (2005). Comportamento dinâmico-mecânico e relaxações em polímeros e blendas poliméricas. *Quimica Nova* - doi:10.1590/S0100-40422005000200017.
- [40] Chawla, K. K., and Meyers, M. A. (1999). *Mechanical behavior of materials*. Prentice Hall
- [41] Avitabile, P. (2001). Experimental modal analysis. *Sound and vibration*, 35(1), 20-31.
- [42] Vibration Testing-What is the advantage of a through-hole armature?- www.modalshop.com/excitation/Modal-Shaker-FAQ?ID=336 (consultado a 28 Outubro de 2017)
- [43] Brüel and Kjaer. (1982). *Measuring Vibration*
- [44] Lingmi, Z., Yigxian, Y. (1987). Advances in Modal Identification- from SISI, SIMO to MIMO Methods, *Proceedings of the 5th International Modal Analysis Conference*
- [45] Salgado da Silva Oliveira, J. M. (2012). *Análise Modal Experimental Aplicada a um Componente Estrutural Automóvel*

Anexos

Anexos A

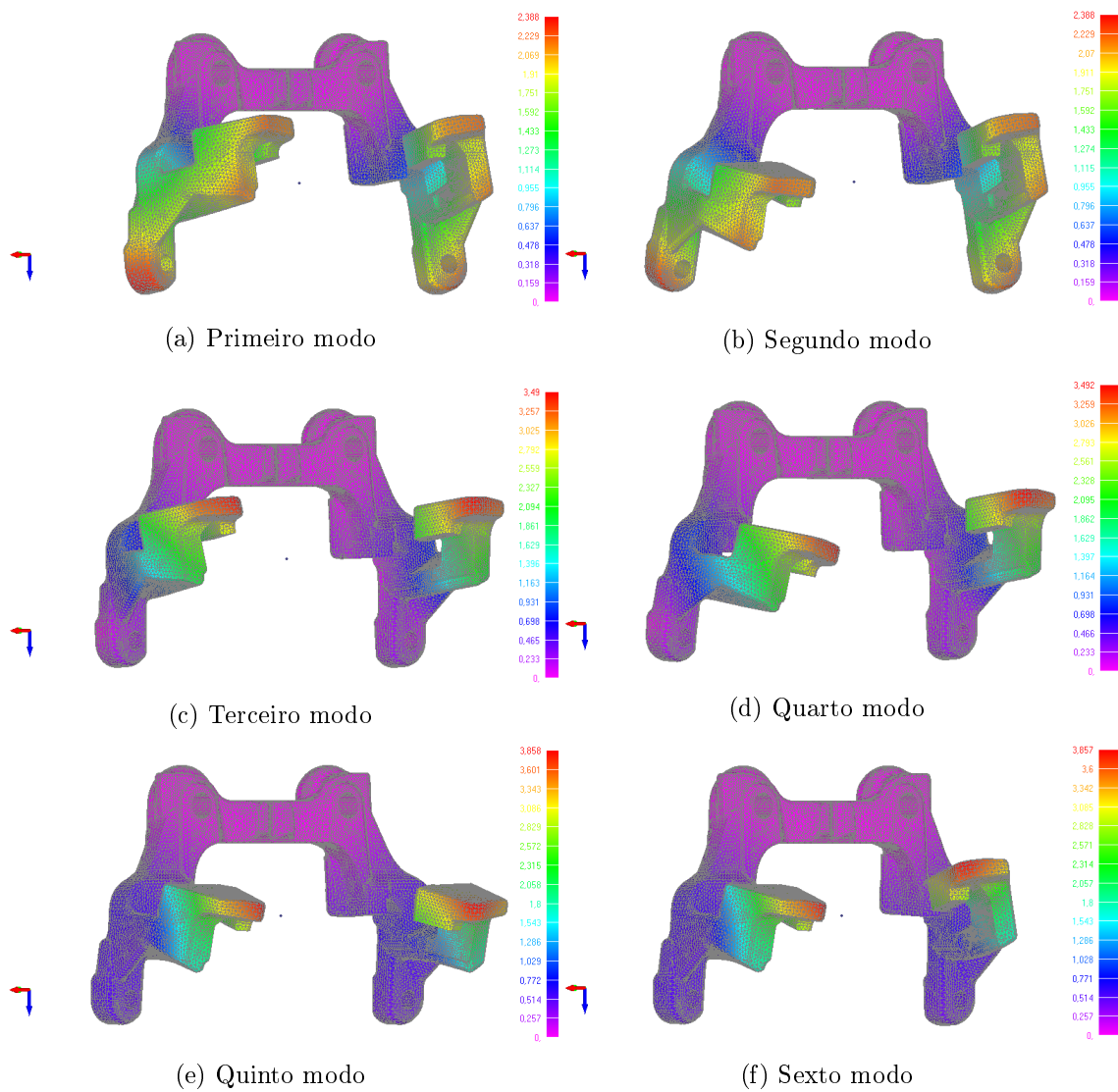
Formas de vibração das várias configurações de condição de fronteira.

A.1 Sem Restrição



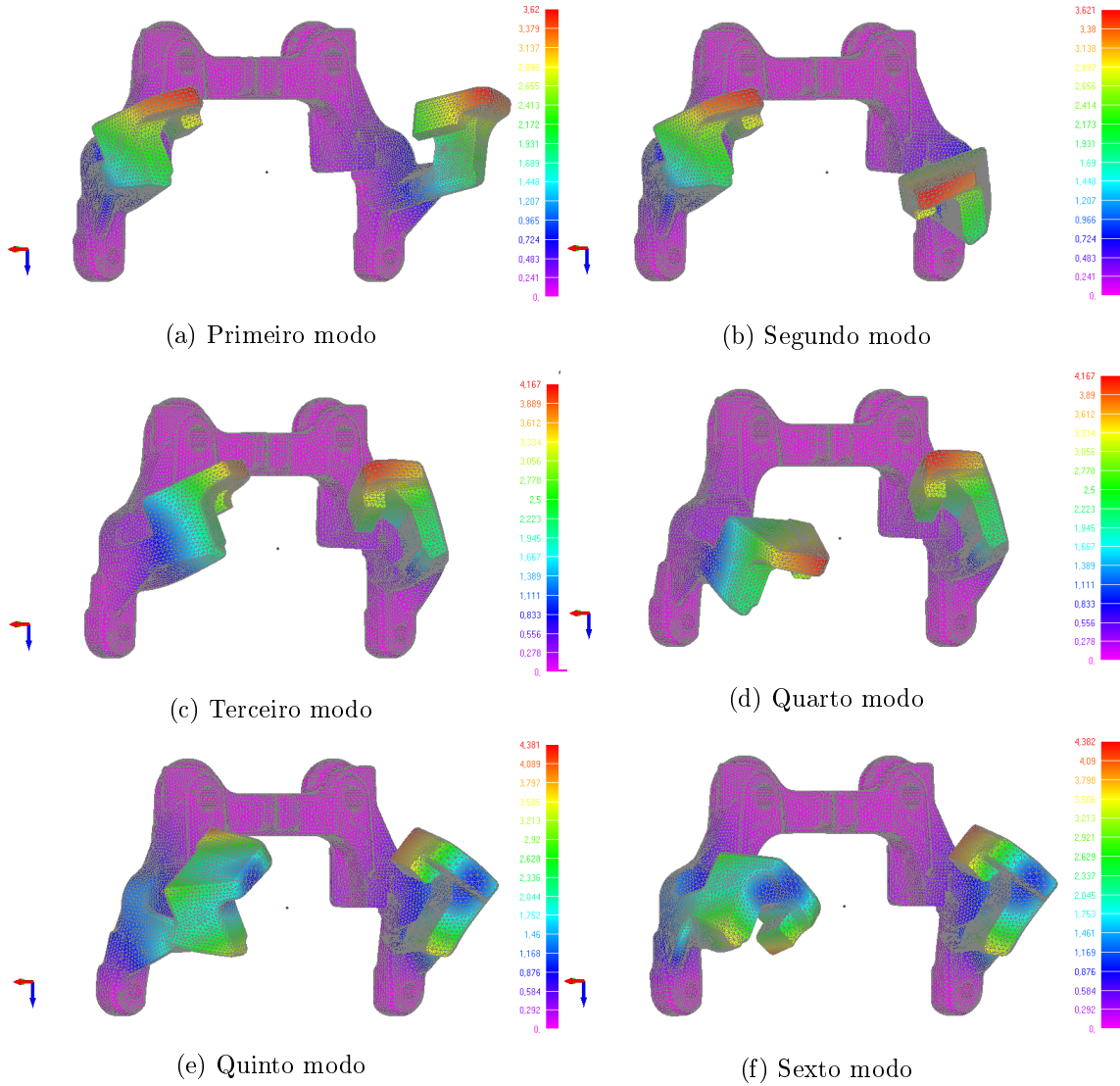
Modos de vibração do modelo numérico para as condições de liberdade total.

A.2 Restrição Parcial



Modos de vibração do modelo numérico para as condições de fixação radial.

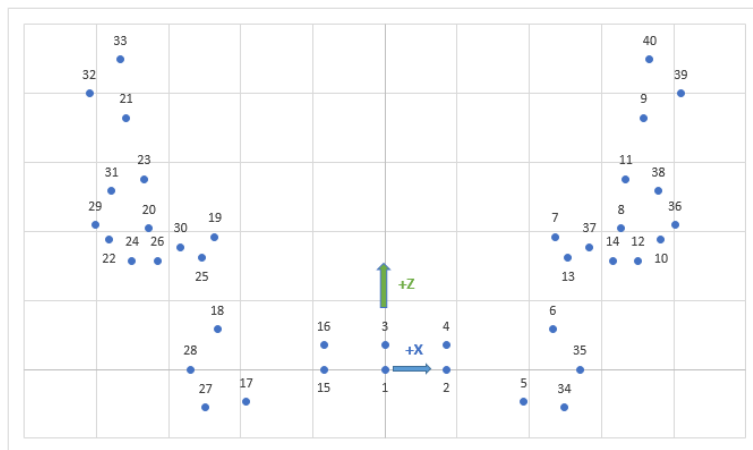
A.3 Restrição Total



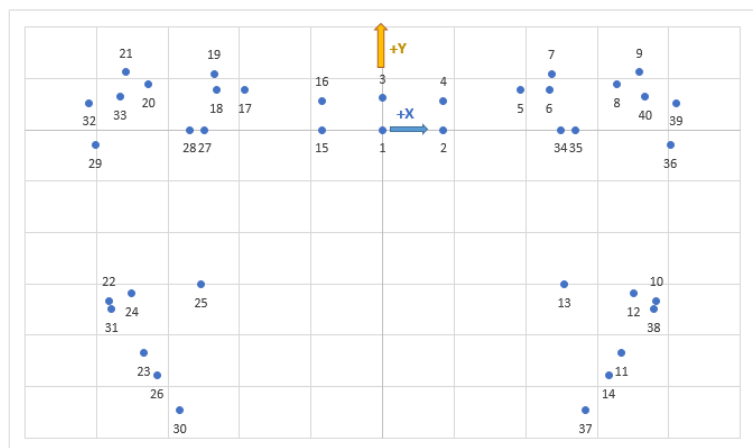
Modos de vibração do modelo numérico para as condições de fixação total.

Anexos B

Malha de pontos de medição.



Localização gráfica dos pontos no plano XZ.



Localização gráfica dos pontos no plano XY.

Ponto	X[mm]	Y[mm]	Z[mm]	Direção
1	0,0	0,0	0,0	+Z
2	17,0	0,0	0,0	+Z
3	0,0	6,2	7,0	-Y
4	17,0	5,7	7,0	-Y
5	38,5	7,7	-9,5	-Y
6	46,5	7,7	11,6	-Y
7	47,2	10,9	38,4	-Y
8	65,5	8,9	40,9	-Y
9	71,7	11,2	72,8	-Y
10	76,5	-33,3	37,5	-X
11	66,8	-43,5	55,1	+Y
12	70,1	-31,8	31,4	+Z
13	50,8	-30,1	32,2	+Z
14	63,1	-47,8	31,4	-Z
15	-17,0	0,0	0,0	+Z
16	-17,0	5,7	7,0	-Y
17	-38,5	7,7	-9,5	-Y
18	-46,5	7,7	11,6	-Y
19	-47,2	10,9	38,4	-Y
20	-65,5	8,9	40,9	-Y
21	-71,7	11,2	72,8	-Y
22	-76,5	-33,3	37,5	+X
23	-66,8	-43,5	55,1	+Y
24	-70,1	-31,8	31,4	+Z
25	-50,8	-30,1	32,2	+Z
26	-63,1	-47,8	31,4	-Z
27	-49,7	0,0	-11,0	+Z
28	-54,0	0,0	0,0	+X
29	-80,4	-3,0	41,9	+X
30	-56,7	-54,6	35,4	+Y
31	-75,8	-35,0	51,7	+X
32	-82,0	5,2	79,8	+X
33	-73,4	6,5	89,7	-Z
34	49,7	0,0	-11,0	+Z
35	54,0	0,0	0,0	-X
36	80,4	-3,0	41,9	-X
37	56,7	-54,6	35,4	+Y
38	75,8	-35,0	51,7	-X
39	82,0	5,2	79,8	-X
40	73,4	6,5	89,7	-Z

Coordenadas dos pontos.

Anexos C

Frequências naturais calculadas para o sistema completo.

Modo	Frequência
1	79,9
2	279,5
3	311,8
4	360,5
5	389,7
6	774,2
7	1298,4
8	1307,8
9	1346,4
10	1366,6
11	1375,7
12	1376,1
13	1376,1
14	1376,3
15	1752,9
16	1757,4
17	1773,3
18	1774,8
19	1967,1
20	2034,0
21	2061,6
22	2109,3
23	2347,9
24	2454,8

Frequências obtidas para o sistema completo.