

MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

INFLUÊNCIA DE ALTERAÇÕES GEOMÉTRICAS EM PASTILHAS NA REDUÇÃO DE RUÍDO
EM SISTEMA DE FREIO AUTOMOTIVO

por

Rafael Paini Pavlak

Monografia apresentada ao Departamento de Engenharia Mecânica da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, como parte dos requisitos para obtenção do diploma de Engenheiro Mecânico.

Porto Alegre, dezembro de 2017



Universidade Federal do Rio Grande do Sul
Escola de Engenharia
Departamento de Engenharia Mecânica

INFLUÊNCIA DE ALTERAÇÕES GEOMÉTRICAS EM PASTILHAS NA REDUÇÃO DE RUÍDO
EM SISTEMA DE FREIO AUTOMOTIVO

por

Rafael Paini Pavlak

ESTA MONOGRAFIA FOI JULGADA ADEQUADA COMO PARTE DOS
REQUISITOS PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE
ENGENHEIRO MECÂNICO
APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELA BANCA EXAMINADORA DO
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Prof^a. Dr^a. Thamy Cristina Hayashi
Coordenadora do Curso de Engenharia Mecânica

Área de Concentração: **Projeto e Fabricação**

Orientador: Prof. Dr. Ney Francisco Ferreira

Comissão de Avaliação:

Prof. Dr. Fabiano Disconzi Wildner

Prof. Dr. Patric Daniel Neis

Prof. Dr. Tiago Becker

Porto Alegre, dezembro de 2017

AGRADECIMENTOS

Aos meus pais e irmão, pelo suporte e ensinamentos ao longo de toda vida.

À minha namorada Bruna Formenton, por todo amor, carinho e incentivo dedicados.

Ao meu amigo Jean Poletto pela parceria e companheirismo em todos os momentos.

Ao Prof. Dr Ney Ferreira, pela paciência, orientação e constante incentivo na minha trajetória profissional.

Ao Me. Diego Masotti, pelos ensinamentos, apoio e orientação no trabalho desenvolvido.

Ao Me. Diego Antunes, pelo auxílio e conselhos prestados no desenvolvimento deste trabalho.

PAVLAK, R. P., **Influência de alterações geométricas em pastilhas na redução de ruído em sistema de freio automotivo**. 2017. 22 folhas. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2017.

RESUMO

Ruído de freio *squeal* é alvo de diversas pesquisas que tentam entender e reduzir a ocorrência desse fenômeno. Uma solução que vem sendo amplamente utilizada pelas fabricantes de pastilhas é a adoção de rasgos e chanfros no material de atrito, pelo fato de que essas alterações podem ser executadas na linha de fabricação, sem a necessidade de incluir novas etapas na produção. O presente trabalho avaliou a influência de rasgos e chanfros sobre o comportamento modal de uma pastilha de freio e, conseqüentemente, sobre o número de frenagens com ocorrências do ruído do tipo *squeal*. Para isso, foram executadas análises modais e ensaios de ruído em dinamômetro avaliando os modos de vibração e ocorrências de ruído para cada configuração. Conclui-se que os rasgos e chanfros influenciam na flexibilidade e ordem dos modos de vibração das pastilhas, podendo reduzir a ocorrência de ruído. Os chanfros foram as configurações mais adequadas na redução do *squeal*, retirando material das regiões de maiores amplitudes de vibração.

PALAVRAS-CHAVE: pastilhas de freio, ruído *squeal*, modal.

PAVLAK, R. P., **Influence of geometric changes in brake pads for the noise reduction of automobile brake system**. 2017. 22 folhas. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2017.

ABSTRACT

Squeal noise is the subject of several studies that try to understand and reduce the occurrence of this phenomenon. One solution that is widely used by pads manufacturers is the use of slots and chamfers in the friction material, because these changes can be implemented on the manufacturing line without the need to include new production steps. The current work evaluate the influence of slots and chamfers on the modal behavior of a brake pad and, consequently, on the number of the noise squeal occurrences. For this, it was evaluated the vibration mode and noise occurrences for each feature with dynamometer noise test and modal analysis. It is concluded that the slots and chamfers have influence on the flexibility and the vibrational modes order of the pads, which can reduce the occurrence of noise. The chamfers were the most efficient configurations in the reduction of squeal, removing material from the regions of higher vibrations amplitudes.

KEYWORDS: brake pads, squeal noise, modal.

ÍNDICE

	Pág.
1. INTRODUÇÃO	1
2. OBJETIVO	1
3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	1
3.1. Materiais de Fricção das Pastilhas de Freio	1
3.2. Caracterização de Ruído Squeal e Acoplamento Modal.....	2
3.3. Análise Modal.....	4
3.4. Dinamômetro Inercial e Procedimento de Ruído SAE J2521.....	5
4. METODOLOGIA	6
5. RESULTADOS E DISCUSSÃO.....	8
6. CONCLUSÕES	13
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	13
Apêndice I	15
Anexo I	16

1. INTRODUÇÃO

Os padrões de conforto na indústria automobilística, no quesito de ruído de freio, vêm crescendo ao longo dos últimos anos por exigência do mercado. Dentre as diversas fontes de ruído nos automóveis, as queixas registradas sobre o sistema de freio representam uma parcela substancial. Segundo Oberst e Lai, 2015, 60% das reivindicações de garantia de peças do sistema de freio estão associadas ao ruído de alta frequência (*Squeal*). Apesar do ruído de freio possuir pouco impacto no desempenho do sistema durante frenagens [Ghazaly et al., 2013], a maioria dos usuários associa-o como um indicador de mal funcionamento do sistema de freio. Isso obriga a indústria a investir no desenvolvimento de sistemas menos ruidosos, com o objetivo de refinar seus produtos quanto ao conforto acústico [Matozo, 2012].

Diversos são os mecanismos responsáveis pelo processo de geração do ruído de *squeal*, cujas contribuições ainda não foram completamente compreendidas [Oberst e Lai, 2011]. De acordo com Ostermeyer e Graf, 2010, o ruído de freio do tipo *squeal* é consequência de modos de vibração fora do plano do disco (out-of-plane). Desde a década de 90, impulsionado pela evolução das análises por elementos finitos, o estudo do acoplamento modal entre os componentes do sistema de freio vêm ganhando destaque pela correlação entre as ocorrências de ruído *squeal* com a condição de acoplamento [Chen e Zhou, 2007]. Este acoplamento é decorrência da semelhança entre forma e frequências de ressonância dos modos de vibração dos componentes do freio, tais como pastilhas e disco, ou lona e tambor [Matozo, 2012].

Com o objetivo de reduzir a ocorrência e/ou intensidade do ruído de freio, os fabricantes de pastilhas costumam executar as seguintes ações para reduzir o ruído de freio: instalação de antirruído (placa amortecedora de vibrações) nas plaquetas das pastilhas, ou combinações de rasgos e chanfros no material de atrito [Oberst e Lai, 2011]. Alterações de formulação do material de atrito também podem ser realizadas, mas elas são mais complexas pois demandam a satisfação de outros critérios de projeto, como nível de desgaste e desempenho. Assim, a execução de rasgos e chanfros no material de atrito (Figura 1.1) é uma prática amplamente utilizada pelos fabricantes, pois pode ser realizada na própria linha de produção, evitando a necessidade de incluir a montagem de mais um componente como um antirruído na plaqueta.

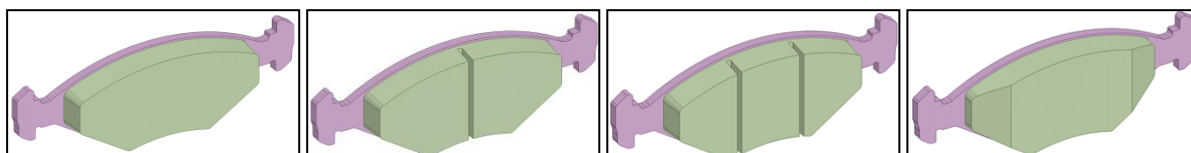


Figura 1.1. – Configurações usuais de rasgos e chanfros em pastilhas de freio.

2. OBJETIVO

O objetivo desse trabalho é avaliar a influência de rasgos e chanfros sobre o comportamento modal de uma pastilha de freio e consequentemente, sobre o número de frenagens com ocorrências do ruído do tipo *squeal*.

3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

3.1. Materiais de Fricção das Pastilhas de Freio

O sistema de freio é submetido a condições operacionais bastante variadas, o que exige dos materiais de fricção das pastilhas requisitos, tais como: manutenção de um coeficiente de atrito estável, baixa agressividade à contraparte (disco), apresentar durabilidade mínima estabelecida pelo fabricante do veículo e ser capaz de minimizar a ocorrência de ruídos e vibrações do sistema de freio [Matozo, 2012]. Desta forma, as pastilhas são compósitos formados por várias matérias primas que, juntas, conferem as propriedades para atender os requisitos citados [Nicholson, 1995].

Os materiais de fricção utilizados em pastilhas de freio são fabricados a partir da mistura de matérias primas que são compactadas em uma prensa hidráulica de matriz aquecida são mantidas em estufas para a cura da resina fenólica e, por fim, passam por operações de acabamento, tais como retifica, pintura, montagem de molas e sensores de desgaste [Matozo, 2012]. Esse processo de fabricação das pastilhas está ilustrado na Figura 3.1



Figura 3.1 – Processo de produção da pastilha de freio [Adaptado de Matozo, 2012].

Materiais de fricção do tipo orgânico possuem em sua composição resina fenólica. Esse tipo de material, quando exposto à altas temperaturas, é suscetível a apresentar quedas no seu coeficiente de atrito. Esse fenômeno é chamado de *fade* [Handa, Kato, 1996; EL-Tayeb, Liew, 2009].

3.2. Caracterização de Ruído Squeal e Acoplamento Modal

Squeal é definido por diversos autores como sendo um ruído agudo, acima de 1 kHz, e causado por vibrações auto excitadas do sistema. A Figura 3.2 apresenta uma classificação dos principais ruídos presentes nos sistemas de freio, em destaque o *squeal* que abrange a maior faixa do espectro de frequência audível. Esse ruído é complexo de ser modelado, pois se trata de um problema muito sensível a variáveis como: temperatura e umidade do ambiente, temperatura do freio, velocidade, pressão de atuação do freio e histórico de frenagens [Thompson, 2011].

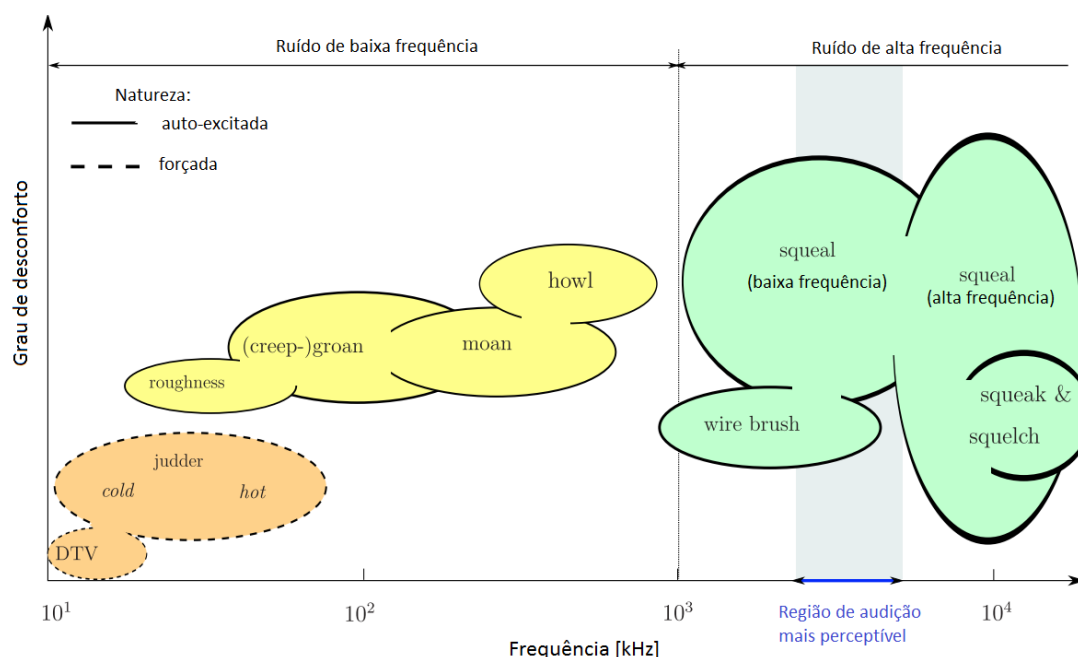


Figura 3.2 – Diferentes ruídos estudados em sistemas de freio [Adaptado de Oberst, 2011].

Segundo Triches Jr et al., 2004, *squeal* pode ser dividido em ruídos de baixa e alta frequência. Os de baixa frequência encontram-se na faixa de 1 a 7 kHz e estão relacionados a modos de vibração na direção para fora do plano do disco. Por outro lado, os ruídos de alta frequência, encontram-se na faixa de 8 a 16 kHz e estão relacionados a modos de vibração no mesmo plano do disco como ilustrado na Figura 3.3 [Triches Jr et al., 2004]. Pesquisadores relacionam a ocorrência de *squeal* aos seguintes fenômenos: *stick-slip*, *sprag-slip* e acoplamento modal [Sinou et al., 2003].

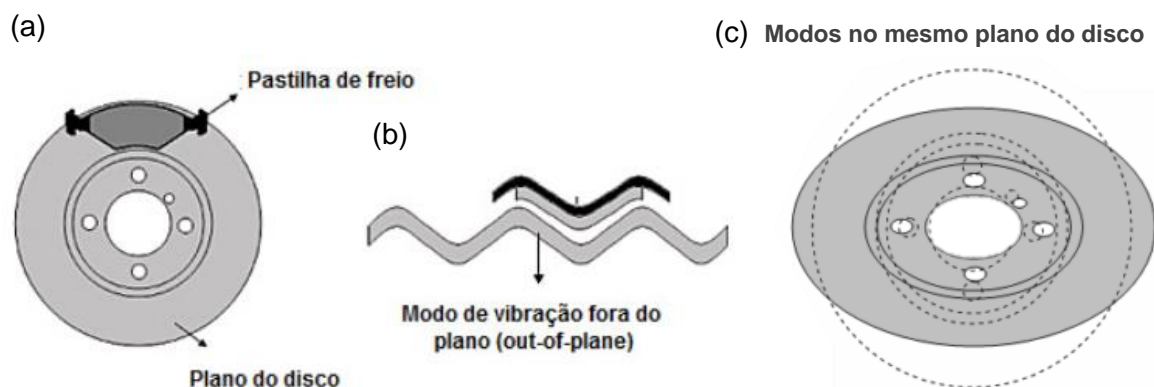


Figura 3.3 – Principais direções dos modos de vibração do disco [Triches Jr et al., 2004].

O *stick-slip* ou efeito adere-desliza é um fenômeno em que os episódios de aderência e deslizamento se alternam durante o processo de fricção entre dois materiais e, conseqüentemente, o coeficiente de atrito varia entre condição estática (fase de aderência) e dinâmica (fase de deslizamento) [Neis, 2013]. Esse fenômeno correlaciona-se ao *squeal* a partir da suposição de que a vibração gerada pela diferença de atrito seja capaz de gerar uma vibração de alta frequência que consegue, por sua vez, agir como mecanismo de excitação do ruído de *squeal*. Entretanto, essa teoria não justifica as diferenças observadas de ocorrências de *squeal* se comparados diferentes sistemas de freio, porém com os mesmos materiais de disco e pastilha [Triches Jr et al., 2004].

Já no *sprag-slip*, a instabilidade do sistema ocorre por oscilações da força normal de contato entre pastilha e disco. A pastilha de freio, sustentada pelo caliper, é forçada contra o mesmo por conta do deslizamento contra o disco (Figura 3.4). Isso ocasiona o aumento da força normal entre pastilha e disco até um patamar em que a rigidez do sistema não consegue mais sustentar e ocorre o alívio da carga, ocasionando o retorno da pastilha para a posição inicial. Esse ciclo se repete inúmeras vezes causando a instabilidade do sistema e, com isso, a ocorrência de ruído [Kinkaid et al., 2003; Ghazaly et al., 2013].

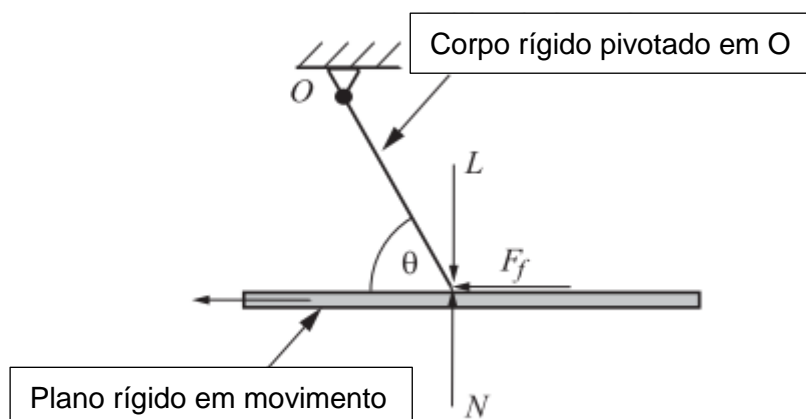


Figura 3.4 – Modelamento do mecanismo de Sprag-Slip [Adaptado de Kinkaid et al., 2003].

Por fim, a teoria de acoplamento modal justifica a ocorrência de *squeal* pela combinação de modos de vibração com forma geométrica parecida entre os componentes do sistema tribológico (Figura 3.3b). Esses modos de formato similar eventualmente acoplam e se aproximam em frequência, causando instabilidade e ressonância no sistema [Dihua e Dongying, 1998; Ghazaly et al., 2013].

Na tentativa de solucionar esse problema de ruído, os fabricantes de pastilhas de freio utilizam placas amortecedoras fixadas na plaqueta, chamadas de antirruído. Essas placas são usualmente fabricadas com duas placas de aço separadas por um material visco-elástico ou um núcleo de borracha. Elas absorvem a vibração das pastilhas, convertendo parte dessa energia em calor por conta do amortecimento, reduzindo as amplitudes de vibração do componente [Triches Jr et al., 2004]. Porém, essa peça aumenta o custo do produto final e o tempo de produção, por adicionar uma nova etapa de montagem na linha de fabricação.

Rasgos e chanfros, tema do presente trabalho, são alterações geométricas amplamente exploradas pelas fabricantes de pastilhas, pois são capazes de dificultar a condição de acoplamento, sem a necessidade de alterações das propriedades do material de fricção. Além disso, esse tipo de alteração costuma ser feita as pastilhas, pois alterações no rotor raramente reduzem ruídos de alta frequência. Isso ocorre, pois os discos de freio possuem muitas frequências de ressonância, sendo impraticável projetar uma geometria que consiga isolar todas [Liu et al., 2014].

3.3. Análise Modal

O acoplamento entre pastilha e disco ocorre quando as formas dos modos de vibração de ambos são similares geometricamente e seus valores em frequência se aproximam. Para compreender quais são os possíveis modos de ressonância capazes de acoplar, faz-se necessária uma análise do comportamento vibracional das pastilhas e do disco de freio. Para isso, utiliza-se a Função de Resposta em Frequência (FRF – *Frequency Response Function*), a qual consiste em fornecer uma excitação para um componente (ex. pastilha ou disco) e realizar a leitura da resposta com transdutores de vibração (Figura 3.5). A excitação pode ser executada através do uso de *shaker* ou martelos instrumentados para aquisição do sinal. A resposta do componente pode ser adquirida através de acelerômetros fixados no componente estudado [Thompson, 2011]. Esse ensaio de FRF em pastilhas de freio é normatizado pela SAE J2598, que orienta sobre as configurações do teste e os cuidados a serem tomados.

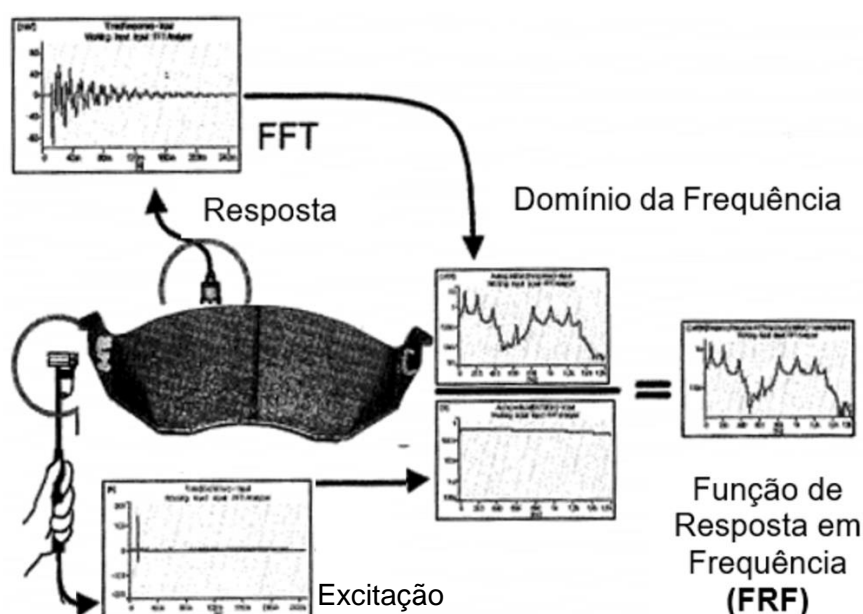


Figura 3.5 – Conceito de FRF em pastilha de freio [adaptado de: Thompson, 2011].

A análise modal trata-se de um conjunto de FRFs extraídas de diferentes pontos de uma geometria. O componente analisado é discretizado através de uma malha onde são realizadas as leituras de resposta vibracional (FRF) [Herlufsen, 2004]. Deve-se utilizar uma malha refinada o bastante para que não ocorra *aliasing* geométrico e para que seja possível identificar cada uma das formas modais da estrutura na faixa de frequência de interesse [Triches Jr et al., 2004]. A extração dos modos de vibração do componente é realizada por algoritmos matemáticos que unem as informações de cada uma das FRFs realizadas com a sua posição geométrica [Herlufsen, 2004]. Assim, é possível extrair as três informações que caracterizam uma análise modal: frequência natural, amortecimento, e forma modal.

3.4. Dinamômetro Inercial e Procedimento de Ruído SAE J2521

Testes de campo com veículos são custosos e de difícil controle de variáveis como: umidade e temperatura do ar, pressão de acionamento dos freios, velocidade e intervalo entre frenagens [Thompson, 2011]. Por esse motivo, dinamômetros inerciais são amplamente utilizados pela indústria automobilística para a realização de testes com o sistema de freio original do veículo em condições reais de aplicação e em ambiente controlado.

O equipamento é constituído basicamente por um motor elétrico, um eixo-árvore para a transmissão de potência do motor e discos de inércia. O sistema de freio que se deseja ensaiar é montado sobre a extremidade oposta do eixo conectado ao motor (Figura 3.6) [Neis, 2013]. A inércia do movimento dos veículos é simulada através de discos acoplados ao eixo do dinamômetro, o qual pode operar de duas formas: em modo inercial ou em modo de arraste (*drag*). Na primeira, o rotor é acelerado e, após atingir a velocidade inicial de frenagem, o sistema de freio é acionado até atingir a velocidade final da frenagem. Na segunda, o motor imprime uma velocidade constante ao eixo enquanto o sistema de freio é acionado [Poletto, 2015]. Esse segundo modo é uma simulação da situação real de um veículo descendo um declive onde o motorista não deseja aumentar a sua velocidade, apenas mantê-la constante através da aplicação dos freios.

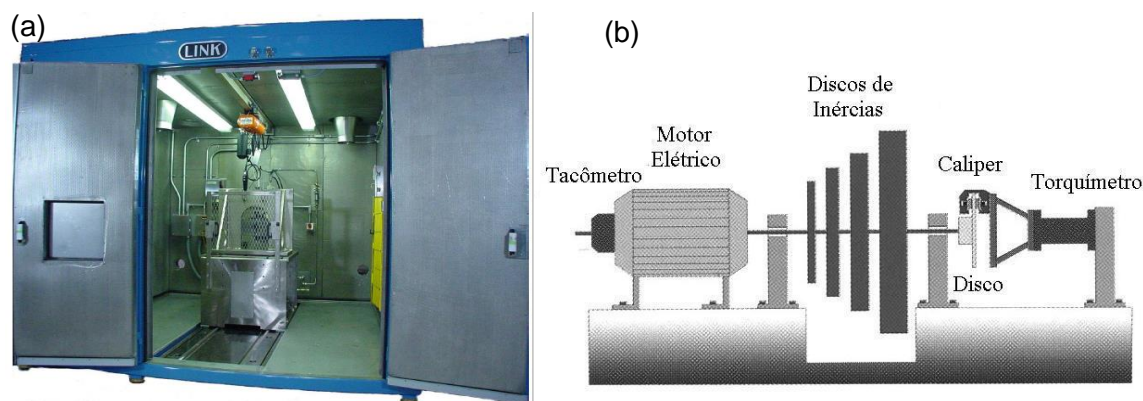


Figura 3.6 – (a) Dinamômetro inercial [Link Engineering Company]; (b) Estrutura de um dinamômetro inercial [Neis, 2013].

Os ensaios de ruído realizados nos dinamômetros de NVH (*Noise, Vibration and Harshness*) são normatizados pela SAE J2521. Essa norma orienta a execução de 1917 frenagens, com e sem desaceleração, em diversas configurações de pressão (0,25 a 5,1 MPa), velocidade (5 a 80 km/h) e temperatura (50 a 300 °C), além de uma etapa de *fade* [Poletto, 2015]. As frenagens ruidosas são capturadas através de um microfone instalado dentro da clausura do dinamômetro e acima do sistema de freio como mostrado na Figura 3.7. As frenagens que produzirem ruído acima de 70 dBA e na faixa de 1 kHz a 17 kHz são contabilizadas com ocorrência de ruído *squeal*. Uma tabela com a metodologia resumida do ensaio da norma SAE J2521 encontra-se no Anexo I desse trabalho. Matozo, 2012, ressalta

que essa matriz de ensaio apresentada pela norma foi elaborada com uma sequência que superestima condições de frenagens para que ocorra ruído *squeal*. Porém, esse procedimento é reconhecido e requerido por montadoras e fabricantes como certificação de desempenho dos materiais de fricção.

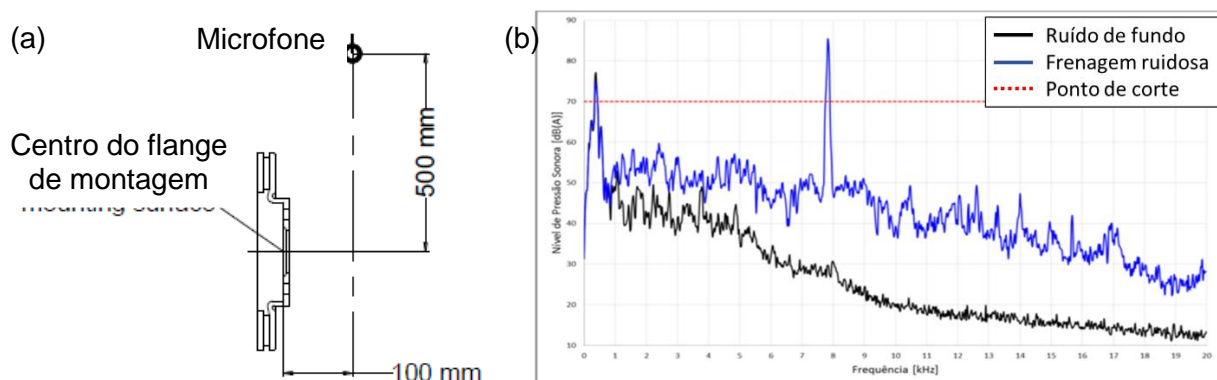


Figura 3.7 – (a) Configuração do microfone em ensaios de *squeal* SAE J2521 [Adaptado de SAE, 2013]; (b) Espectro de frequência do ruído de fundo e de frenagem com evento de ruído [Adaptado de Poletto, 2015]

4. METODOLOGIA

Os ensaios apresentados neste trabalho foram realizados nas dependências do laboratório de pesquisa e desenvolvimento (SIDEPE) da fabricante de materiais de fricção Fras-le S/A. Esse trabalho faz parte de um projeto de pesquisa que tem por escopo a redução de ruído *squeal*.

O presente trabalho analisou pastilhas de freio de um dos veículos leves mais vendidos no Brasil. Todas as pastilhas foram feitas do mesmo lote de material de fricção e foram divididas nas configurações de rasgos e chanfros apresentadas na Figura 4.1. O disco de freio utilizado nos ensaios é o original do sistema de freio do veículo.

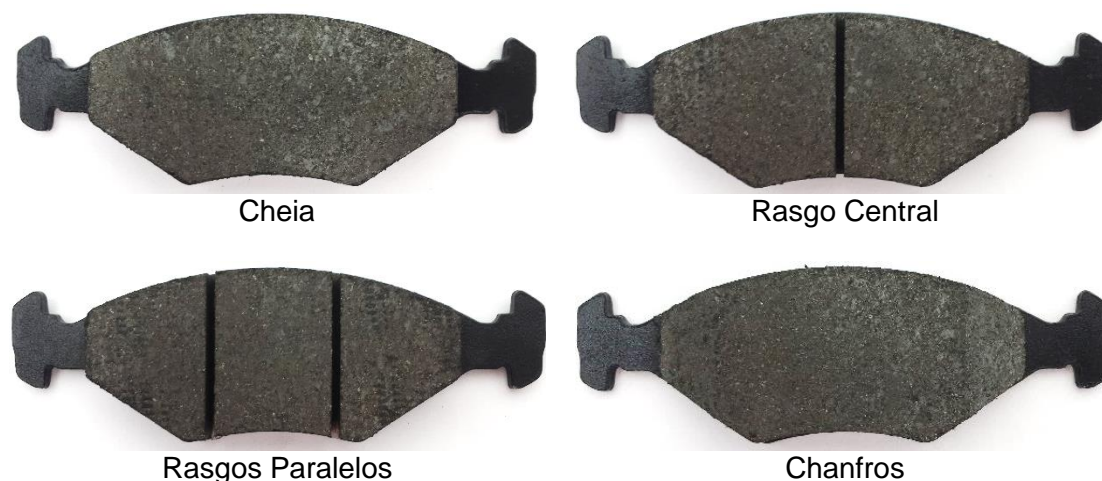


Figura 4.1 – Configurações de rasgos e chanfros analisadas

Foram realizadas FRFs em todas as peças, permitindo verificar a variabilidade das frequências de vibração de cada modo. A análise modal completa e o ensaio de *squeal* em dinamômetro foi realizado em um par de cada configuração. A Tabela 4.1 apresenta os modelos de todos os instrumentos utilizados para as análises e o software da Brüel & Kjaer utilizado para o processamento da análise modal das pastilhas e disco.

Tabela 4.1 – Instrumentação utilizada para análises modal e FRF.

Instrumento	Tipo
Acelerômetros	4517 C-001 B&K
Célula de carga (Modal)	8230-002 B&K
Martelo (FRF)	8204 B&K
Shaker (Modal)	4809 B&K
Sistema de aquisição	3160-B-4/2 B&K
Software de processamento	Pulse 17 B&K

A determinação das FRFs seguiu as orientações da norma SAE J2598. A Figura 4.2a apresenta a foto do experimento e a Figura 4.2b apresenta a malha de análise dos modos do disco de freio utilizada no processamento. Destaque para o detalhe do disco ter sido ensaiado de forma suspensa por fios de aço, evitando assim a interferência da rigidez e vibrações da bancada do ensaio. A célula de carga do *shaker* foi posicionada na superfície do disco no ponto mais externo da malha, sendo essa a região de excitação (Figura 4.2b). Três acelerômetros foram utilizados durante a análise modal. Suas posições foram alteradas conforme a malha desenhada no disco para a aquisição da resposta vibracional da estrutura. Nesta análise a posição de excitação foi mantida constante e a posição dos acelerômetros foi variada pelo fato da massa dos acelerômetros ser muito menor que a do disco, exercendo pouca influência sobre a rigidez e amortecimento do sistema. Foram analisados modos de vibração até a frequência de 16 kHz, seguindo orientações da norma SAE J2598.

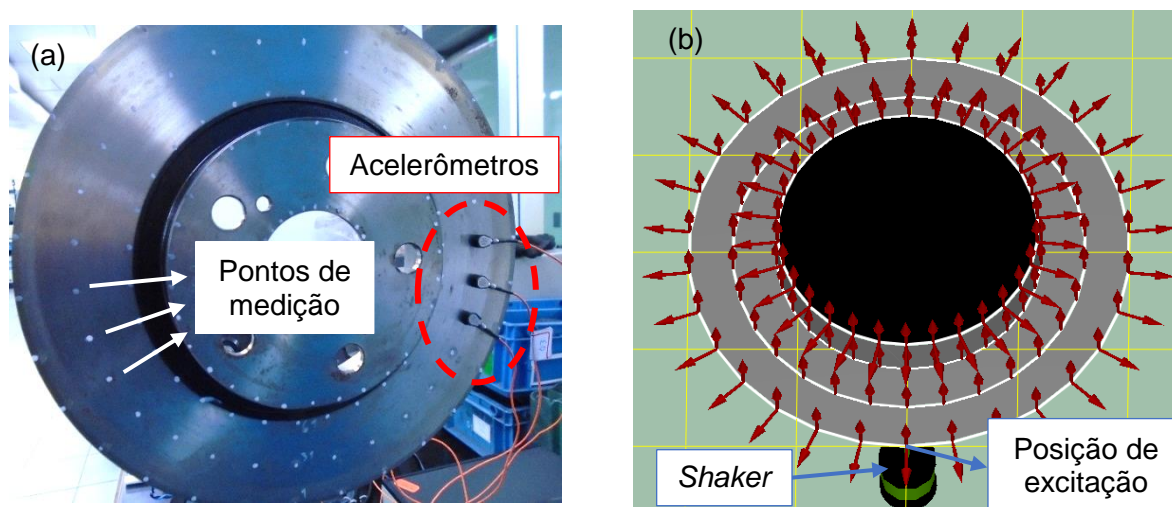


Figura 4.2 – Modal experimental do disco: (a) Foto do experimento; (b) Malha virtual com indicação dos graus de liberdade do software *Pulse*.

A Figura 4.3 apresenta a foto do experimento e a malha utilizada na análise modal das pastilhas de freio. No caso das pastilhas, o acelerômetro foi mantido em uma posição fixa, em uma extremidade lateral da pastilha por ser uma região com grandes amplitudes de vibração. A posição do acelerômetro foi mantida constante e a posição de excitação, feita através do martelo, foi alterada conforme a malha desenhada. Isso evitou interferência da massa do acelerômetro conforme alterado o ponto de análise. Seguindo uma metodologia análoga à do disco, foram analisados modos de vibração até a frequência de 16 kHz, seguindo as orientações da norma SAE J2598

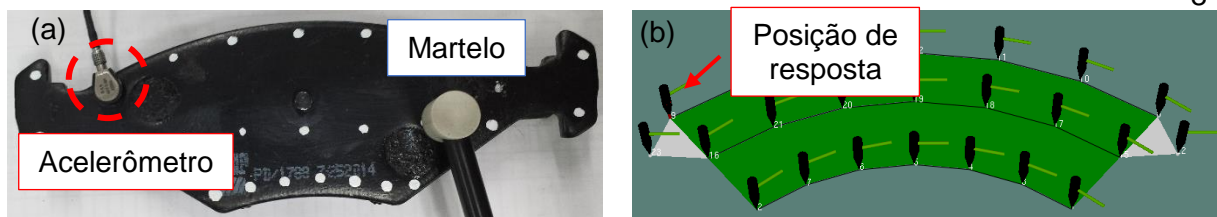


Figura 4.3 – Modal experimental da pastilha: (a) Foto do experimento; (b) Malha virtual com indicação dos graus de liberdade.

Um par de cada pastilha (externa e interna) foi ensaiado em dinamômetro conforme metodologia da norma de ruído SAE J2521 após as análises modais e FRFs das pastilhas e discos. Durante o ensaio, foram adquiridas as informações de torque frenante, pressão de aplicação do freio, temperatura do disco e nível de pressão sonora para o registro do ruído *squeal*. Esse ensaio permitiu classificar cada uma das configurações de rasgos e chanfros quanto a ocorrência de ruído. Foram consideradas frenagens ruidosas apenas as de nível de pressão sonora acima de 70 dBA, conforme orientação da norma de ensaio. A Figura 4.4 apresenta o sistema de freio instalado no dinamômetro.



Figura 4.4 – Sistema de freio instalado em dinamômetro.

5. RESULTADOS E DISCUSSÃO

As Figuras 5.1, 5.2, 5.3 e 5.4 apresentam as frequências do ruído e as temperaturas das frenagens dos ensaios em dinamômetro. Todas as configurações apresentaram ruído na frequência principal em torno de 7 kHz. As configurações de rasgos também apresentaram ruído em uma segunda frequência de 9 kHz. Pelo fato de o ensaio de ruído envolver frenagens com diferentes temperaturas e pressões de atuação, ocorrem variações de frequência do ruído dentro de cada uma das faixas mencionadas por conta de alterações na rigidez dos componentes do sistema (principalmente do disco, que é fabricado em material de alta difusividade térmica) [Triches Jr et al., 2004].

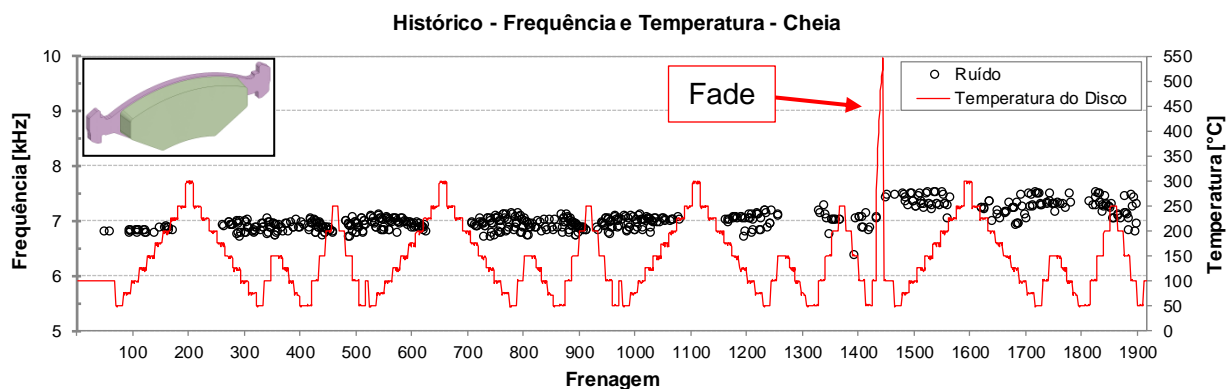


Figura 5.1 – Ocorrência de ruído e temperatura do disco para pastilha cheia.

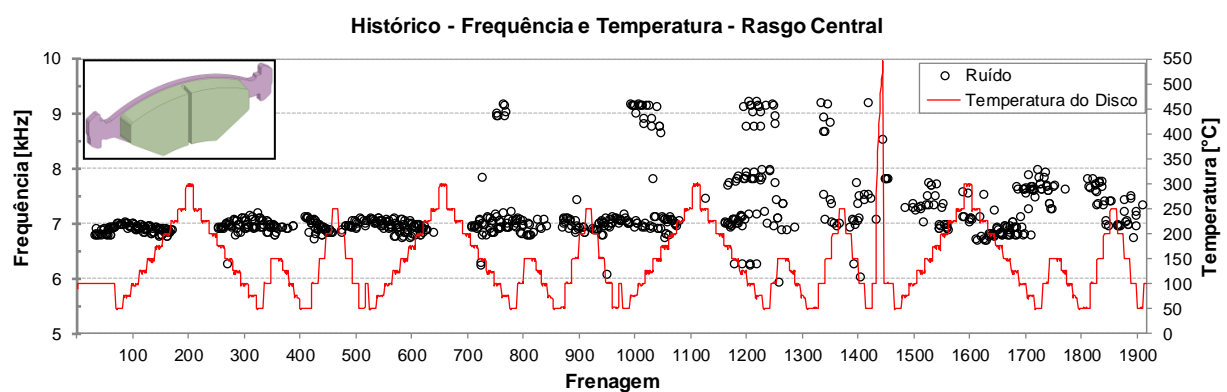


Figura 5.2 - Ocorrência de ruído e temperatura do disco para pastilha com rasgo central.

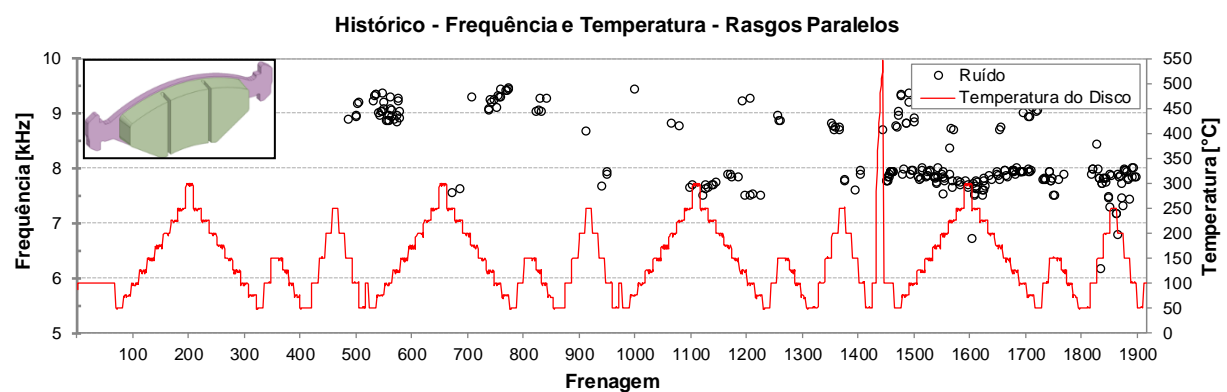


Figura 5.3 - Ocorrência de ruído e temperatura do disco para pastilha com rasgos paralelos.

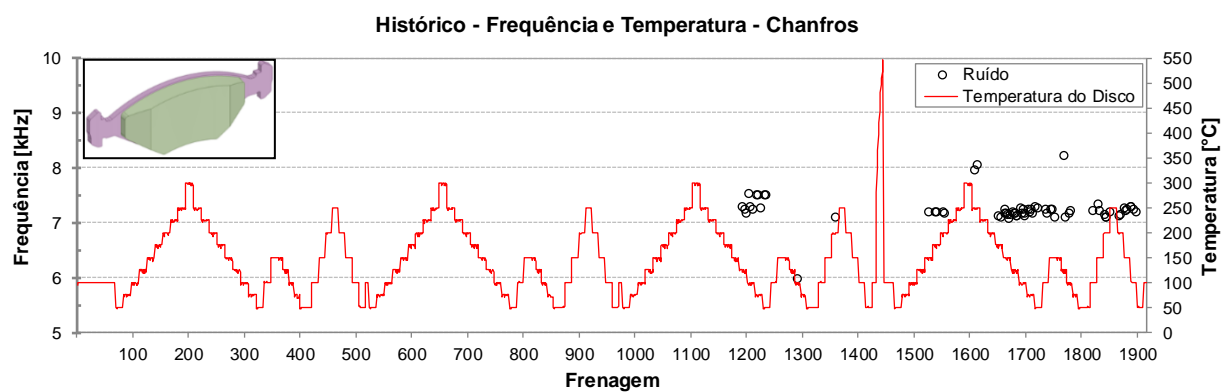
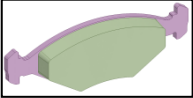
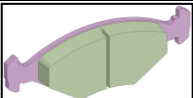
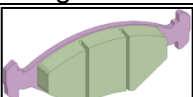



Figura 5.4 - Ocorrência de ruído e temperatura do disco para pastilha com chanfros.

As pastilhas com chanfros apresentaram poucas ocorrências de *squeal* antes da etapa de *fade* (frenagem de alta temperatura onde ocorre a redução da eficiência do freio). Esse fato é um indicativo de que a superfície de contato sofreu alterações de propriedades tribológicas em função da alta temperatura, o que poderia justificar o aumento na ocorrência de *squeal* após a etapa de *fade* [EL-Tayeb, Liew, 2009; Neis et al., 2015]. A Tabela 5.1 apresenta as ocorrências e frequências do *squeal* para cada uma das configurações avaliadas. Em função da diferença na ocorrência de ruído observada na etapa após *fade*, foram avaliadas as quantidades de ocorrências para o ensaio de ruído completo (todas as 1917 frenagens da norma) e as ocorrências de ruído desconsiderando as frenagens após o *fade* (totalizando 1430 frenagens). Os valores de frequência do *squeal* apresentados na Tabela 5.1 são a média da frequência dominante e um desvio padrão.

Tabela 5.1 – Ocorrências e frequências de *Squeal*.

Configurações	Ocorrências de <i>Squeal</i> Completo	Ocorrências de <i>Squeal</i> Sem pós Fade	Frequência do <i>Squeal</i>
 Cheia	30%	31%	7021 ± 160 Hz
 Rasgo Central	41%	43%	7060 ± 228 Hz 8981 ± 194 Hz
 Rasgos Paralelos	16%	7,2%	7738 ± 292 Hz 9064 ± 238 Hz
 Chanfros	4%	1%	7243 ± 256 Hz

Percebe-se que as duas piores configurações foram a pastilha cheia e a com rasgo central, por apresentarem quantidade de ocorrência de ruído elevada. Na configuração de rasgos paralelos houve melhoria, mas a quantidade de ocorrências ainda foi elevada. Já a configuração de chanfros reduziu as ocorrências a apenas 4%. Essa redução significativa equipara-se a resultados alcançados por pastilhas equipadas com antirruídos, como no estudo realizado por Triches Jr et al., 2004.

Quando desconsiderada a etapa do ensaio pós *fade*, observa-se que as ocorrências de ruído para as configurações cheia e de rasgo central praticamente não se alteram, enquanto que as ocorrências das configurações de rasgos paralelos e chanfros diminuem significativamente. Esse resultado indica que o *squeal* que ocorre nas duas primeiras configurações é induzido principalmente por acoplamento das formas modais entre pastilha e disco, enquanto que o *squeal* que ocorre nas outras duas configurações está correlacionado, também, com propriedades do par tribológico como variações no atrito e possíveis alterações nas características das matérias primas que compõem as pastilhas.

A Figura 5.5 apresenta as FRFs do disco e as ocorrências de ruído. Para cada configuração analisada, a frequência com maior ocorrência de ruído foi chamada de FS₁ (Frequência de *Squeal* 1) e a segunda de FS₂ (Frequência de *Squeal* 2). O ruído *squeal* normalmente ocorre em situações onde o disco e pastilha começam a vibrar juntos, criando um modo de vibração acoplado [Triches Jr et al., 2004]. As duas frequências de *squeal* deste trabalho estão associadas, respectivamente, com o 8º modo e o 9º modo de vibração do disco de freio como mostrado na Figura 5.5. A frequência correspondente ao 8º modo do disco está

indicada como Fd_8 (Frequência do disco 8º modo) e a do 9º modo como Fd_9 (Frequência do disco 9º modo). Foram analisados os modos até 10 kHz, pois o ruído ocorreu abaixo desse limite para todas as configurações.

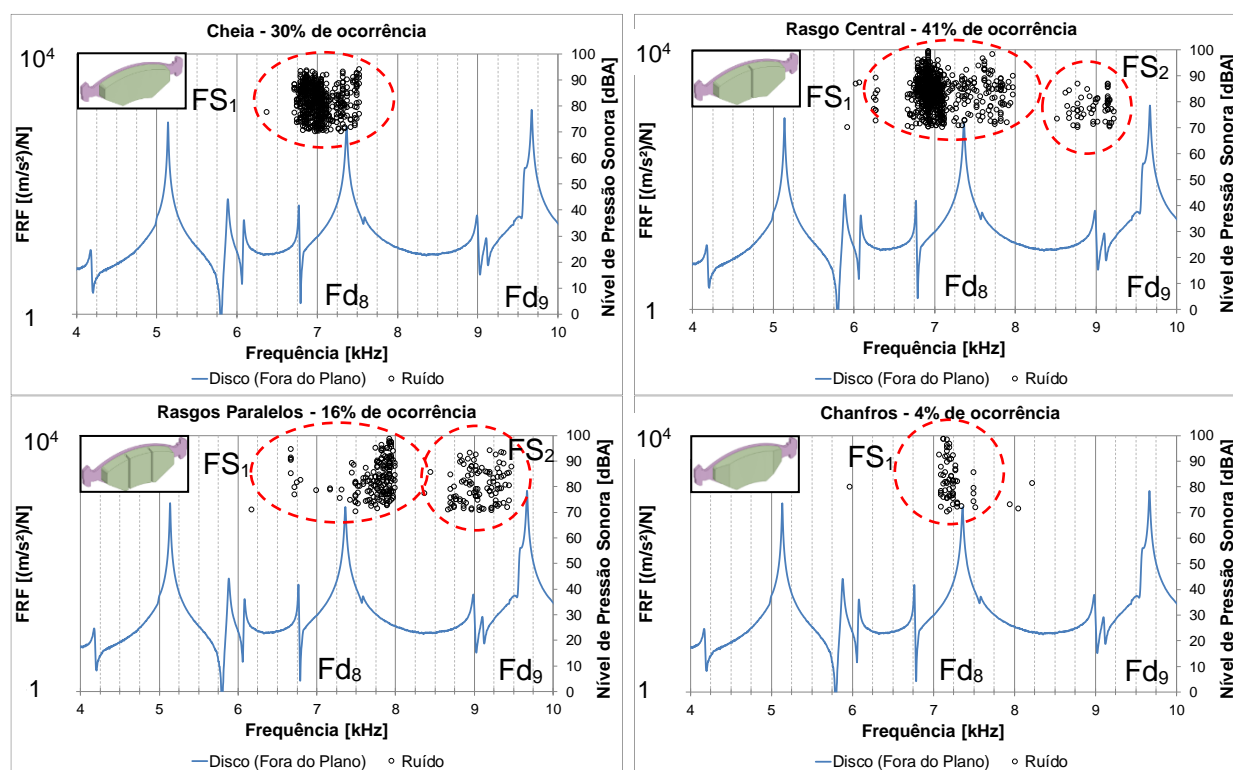


Figura 5.5 - Frequências de ressonâncias do disco e de ruído.

Observa-se que as ocorrências de *squeal* (na faixa dos 7 kHz e dos 9 kHz) apresentaram variações de frequência. Como mencionado anteriormente, essas variações se devem principalmente por variações de temperatura e pressão de cada frenagem, alterando a rigidez e, como consequência, as frequências dos modos associados do disco.

A Figura 5.6 apresenta as formas dos modos de vibração do disco correspondentes ao ruído *squeal* registrado no ensaio em dinamômetro. Ambos são modos fora do plano do disco, ratificando a afirmação de Triches Jr et al., 2004 em que os modos nessa direção são os responsáveis por *squeal* de baixa frequência.

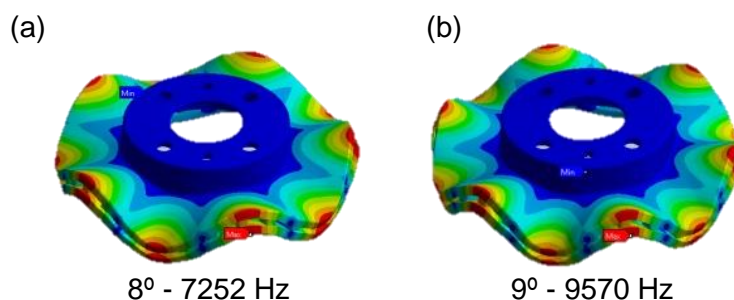


Figura 5.6 – Forma dos modos de vibração do disco.

Os dois modos são similares em forma, diferenciando-se apenas pelo comprimento dos nodos, sendo que o 8º modo possui 10 e o 9º modo possui 12 linhas nodais radiais. A Figura 5.7 apresenta um comparativo da dimensão das pastilhas com a forma de vibração do 8º modo do disco.

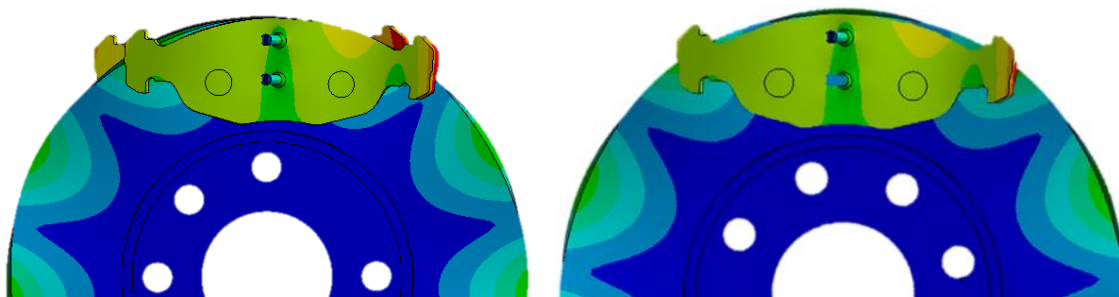
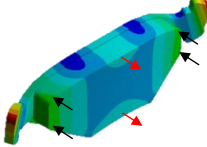
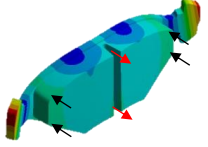
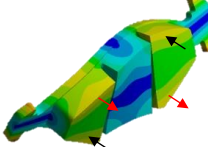
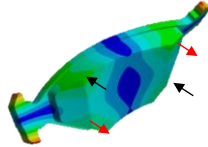
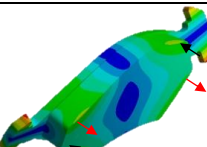
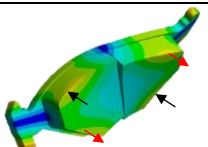
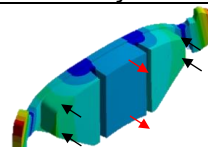
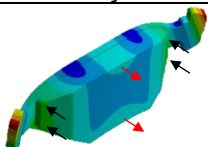


Figura 5.7 – Comparativo entre dimensão da pastilha e as duas possibilidades de acoplamento com o 8º modo do disco

Na Tabela 5.2 são apresentados os modos de vibração que mais se aproximam em forma do 8º e 9º modos do disco de freio. Esses são os modos das pastilhas que possuem a forma geométrica mais suscetíveis ao acoplamento com os modos de *squeal* de disco. As frequências desses modos das pastilhas apresentam grande defasagem com as frequências dos modos do disco. Isso se deve pelo fato de as modais terem sido feitas com os componentes separadamente. Quando montadas no caliper e sobre pressão de atuação, a rigidez das pastilhas aumenta e as frequências desses modos tendem a convergir com as do disco, causando a instabilidade [Triches Jr et al., 2004]. A tabela completa com todos os modos de vibração das pastilhas e disco pode ser consultada no Apêndice I.

Tabela 5.2 – Formatos e frequências dos modos de acoplamento.

Cheia	Rasgo Central	Rasgos Paralelos	Chanfros
 <p>3º - 6150 Hz Flexão</p>	 <p>3º - 4650 Hz Flexão</p>	 <p>3º - 4790 Hz Torção</p>	 <p>3º - 6470 Hz Torção</p>
 <p>4º - 7720 Hz Torção</p>	 <p>4º - 5160 Hz Torção</p>	 <p>4º - 4900 Hz Flexão</p>	 <p>4º - 7690 Hz Flexão</p>
30% de ocorrência de ruído	41% de ocorrência de ruído	16% de ocorrência de ruído	4% de ocorrência de ruído

Analisando os resultados de ocorrência de ruído e a sequência dos modos de vibração, observa-se uma redução de ruído para as configurações que invertem a ordem entre os modos de flexão e torção (rasgos paralelos e chanfros). Além do fato da inversão dos modos, no caso da pastilha com chanfros, houve retirada de material da região de maiores deslocamentos. Segundo Liu et al., 2014, os rasgos e chanfros mais eficientes na redução de ruído são os que reduzem os deslocamentos das áreas de maiores amplitudes.

As pastilhas com rasgos foram as únicas que excitaram dois modos de vibração do disco (8º e 9º modos). Como mencionado anteriormente, os dois modos do disco diferenciam-se apenas pela quantidade de nodos. O fato de os rasgos aumentarem a flexibilidade das pastilhas permitiu que as mesmas acoplassem geometricamente como o 9º modo do disco, causando instabilidade e ruído.

6. CONCLUSÕES

Todas as configurações de chanfros e rasgos apresentaram ruído *squeal* nos ensaios realizados em dinamômetro inercial, sendo a classificação das configurações em ordem crescente de ocorrência de ruído: chanfros (4%), rasgos paralelos (16%), cheia (30%) e rasgo central (41%).

Os ensaios dos modos de vibração e os de ruído em dinamômetro mostraram que houve redução na ocorrência de *squeal* para as configurações de rasgos paralelos e chanfros que tiveram a ordem dos seus modos de flexão e torção invertida. Além disso, este trabalho mostrou que chanfros nas pastilhas desse sistema são efetivos na redução de ruído por, além de inverter a ordem dos modos, retiram material das regiões de maiores amplitudes de vibração reduzindo a instabilidade. Porém, o aumento de ruído nas configurações de rasgos paralelos e chanfros, após a etapa de *fade*, indica que a ocorrência de *squeal* não depende apenas do acoplamento modal, mas também de propriedades tribológicas entre a superfície de contato do disco e pastilhas, sendo influenciado pelo histórico de frenagens.

Chanfros nas pastilhas mostraram-se muito eficazes na redução de ocorrência de ruído *squeal* desse sistema. Essa solução é mais simples do que a instalação de antirruídos nas plaquetas, podendo ser implementada na própria matriz das prensas de fabricação das pastilhas, evitando o acréscimo de uma nova etapa de usinagem.

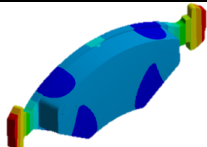
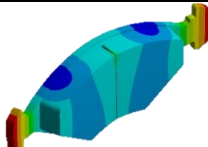
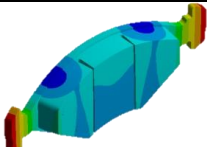
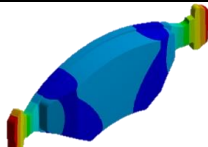
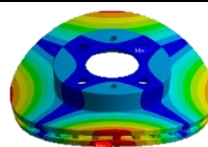
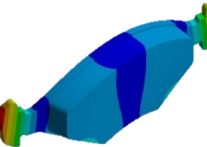
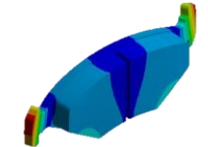
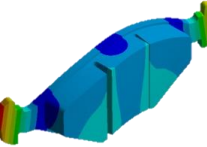
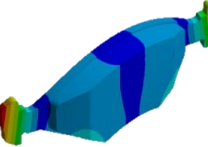
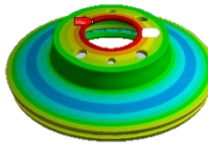
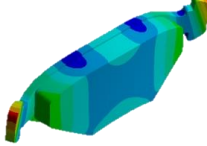
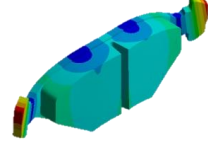
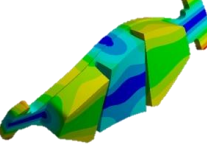
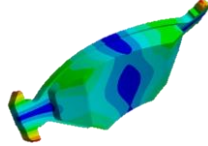
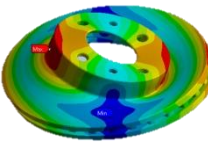
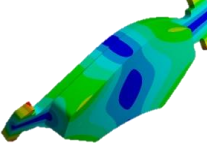
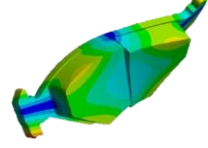
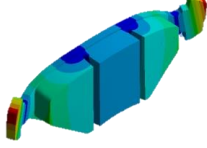
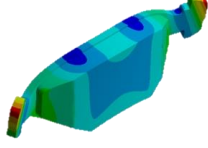
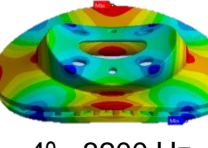
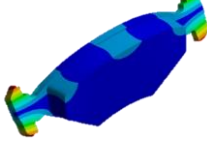
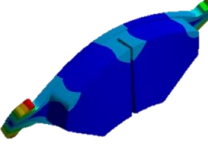
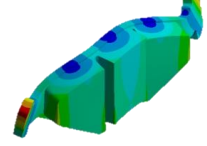
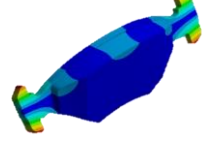
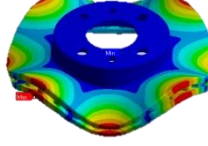
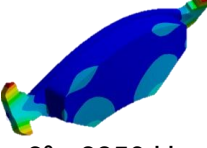
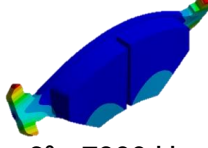
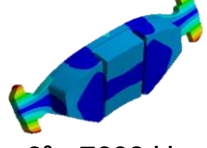
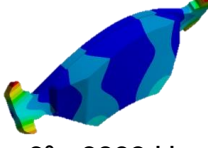
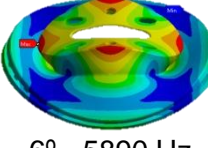
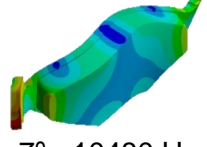
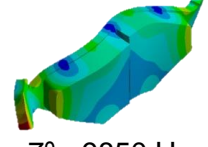
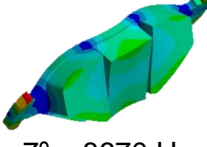
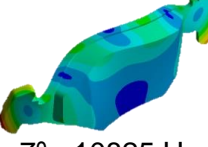
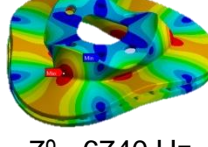
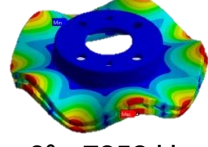
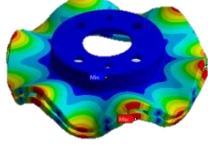
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Chen, G.X., Zhou, Z.R., "A self-excited vibration model based on special elastic vibration modes of friction systems and time delays between the normal and friction forces: A new mechanism for squealing noise". *Wear*, vol. 262, ed.9–10, pp.1123–1139. 2007.
- EL-Tayeb, N.S.M., Liew, K.W., "On the dry and wet sliding performance of potentially new frictional brake pad materials for automotive industry". *Wear*, vol. 266, ed.1–2, pp.275–287. 2009.
- Dihua, G., Dongying, J., "A study on disc brake squeal using finite element methods". SAE Paper 980597 (1998)
- Ghazaly, N.M., El-Sharkawy, M., Ahmed, I., "A review of automotive brake squeal mechanisms". *Journal of Mechanical Design and Vibration*, vol. 1, ed.1, pp.5–9. 2013.
- Handa, Y., Kato, T., "Effects of cu powder, baso4 and cashew dust on the wear and friction characteristics of automotive brake pads". *Tribology Transactions*, vol. 39, ed.2, pp.346–353. 1996.
- Herlufsen, H., "Modal analysis using multi-reference and multiple-input multiple-output techniques". Brüel & Kjær, Application Note, p.16. 2004.
- Kinkaid, N.M., O'Reilly, O.M., Papadopoulos, P., "Automotive disc brake squeal". *Journal of Sound and Vibration*, vol. 267, ed.1, pp.105–166. 2003.
- Liu, W., Silvey, R.G., Mahan, J.H., "Method of making disc brake pads". 2014.
- Matozo, L.T., "Estudo da relação entre propriedades de compósitos de fricção aplicados a sistemas de freio a disco e a propensão à ocorrência de squeal noise". Tese de Doutorado, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, p.80. 2012.

- Neis, P.D., "**Projeto e construção de um tribômetro com controle independente da temperatura do disco**". Tese de Doutorado, Universidade Federal do Rio Grande do Sul. 2013.
- Neis, P.D., Ferreira, N.F., Poletto, J.C., "**Comparative evaluation between original and aftermarket brake pads**". SAE International. 2015.
- Nicholson G., "**Facts about friction, Gedoran**". United Kingdom, 1995
- Oberst, S., "**Analysis of brake squeal noise**". University of New South Wales. 2011.
- Oberst, S., Lai, J.C.S., "**Statistical analysis of brake squeal noise**". Journal of Sound and Vibration, vol. 330, ed.12, pp.2978–2994. 2011.
- Oberst, S., Lai, J.C.S., "**Model updating of brake components and subassemblies for improved numerical modelling in brake squeal**". International Congress on Sound and Vibration (ICSV22), Florence, Italy, July 2015.
- Ostermeyer, G.P., Graf, M., "**Mode coupling instability induced by a periodic coefficient of friction**". SAE Technical Paper 2010-01-1687, 2010
- Poletto, J.C., "**Avaliação de parâmetros para quantificação de ruído de freio em ensaios realizados em dinamômetro inercial**". Trabalho de Conclusão de Curso, Universidade Federal do Rio Grande do Sul. 2015.
- SAE, I., "**Automotive disc brake pad natural frequency and damping test - SAE J2598**". SAE International. 2012.
- SAE, I., "**Disc and drum brake dynamometer squeal noise test procedure - SAE J2521**". SAE International. 2013.
- Sinou, J.-J., Thouverez, F., Jezequel, L., "**Analysis of friction and instability by the centre manifold theory for a non-linear sprag-slip model**". Journal of Sound and Vibration, vol. 265, ed.3, pp.527–559. 2003.
- Thompson, J.K., "**Brake NVH: testing and measurements**". Livro SAE International, Warrendale, USA, 2011
- Triches Jr, M., Gerges, S.N.Y., Jordan, R., "**Reduction of squeal noise from disc brake systems using constrained layer damping**". Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering, vol. 26, ed.3, pp.340–348. 2004.

Apêndice I

Tabela I.1 - Modos de vibração das pastilhas e disco de freio

Sem Rasgos	Rasgo Central	Rasgos Paralelos	Chanfros	Disco
 1º - 2220 Hz	 1º - 1735 Hz	 1º - 1512 Hz	 1º - 2100 Hz	 1º - 1340 Hz
 2º - 3300 Hz	 2º - 3290 Hz	 2º - 2865 Hz	 2º - 3281 Hz	 2º - 2472 Hz
 3º - 6150 Hz	 3º - 4650 Hz	 3º - 4790 Hz	 3º - 6470 Hz	 3º - 2900 Hz
 4º - 7720 Hz	 4º - 5160 Hz	 4º - 4900 Hz	 4º - 7690 Hz	 4º - 3200 Hz
 5º - 8040 Hz	 5º - 7580 Hz	 5º - 6878 Hz	 5º - 7930 Hz	 5º - 5125 Hz
 6º - 8850 Hz	 6º - 7900 Hz	 6º - 7603 Hz	 6º - 8893 Hz	 6º - 5890 Hz
 7º - 10480 Hz	 7º - 9850 Hz	 7º - 8670 Hz	 7º - 10825 Hz	 7º - 6740 Hz
				 8º - 7252 Hz
				 9º - 9670 Hz

Anexo I

Tabela I.1 – Metodologia completa do ensaio de *squeal noise* SAE J2521 [retirado de Poletto, 2015]

Seção	Descrição	Velocidade inicial (veículo)	Velocidade final (veículo)	Temperatura inicial	Pressão	Curva de Pressão	Número de frenagens por ciclo	Número total de frenagem por seção
[-]	[-]	[km/h]	[km/h]	[°C]	[bar]	[-]	[adm]	[adm]
1	Assentamento	80	30	100	30	Constante	30	30
2	Condicionamento	80	30	100	15, 30, 15, 18, 22, 38, 15, 26, 18, 34, 15, 26, 15, 22, 30, 46, 26, 51, 22, 18, 42, 15, 18, 46, 26, 15, 34, 22, 18, 30, 18, 38	Constante	32	32
3	Caracterização de atrito	80	30	100	30	Constante	6	6
4	Módulo de arraste	3 e 10 alternado	3 e 10 alternado	50, 75, 100, 125, 150, 175, 200, 225, 250, 300, 250, 225, 200, 175, 150, 125, 100, 75, 50	0, 30, 5, 25, 10, 20, 15	Perfil	14	266
5	Módulo de aquecimento	50	0.5	100, 150	30, 5, 25, 10, 20, 15	Constante	12	24
6	Módulo reverso em arraste	-3 e 3 alternado	-3 e 3 alternado	150, 125, 100, 75, 50	0, 20, 5, 15, 10	Perfil	10	50
7	Frenagens em desaceleração	50	0.5	50, 100, 150, 200, 250, 200, 150, 100, 50	30, 5, 25, 10, 20, 15	Constante	12	108
8	Caracterização de atrito	80	30	100	30	Constante	6	6
9 à 13				Repetição das seções 4 à 8				454
14 à 18				Repetição das seções 4 à 8				454
19	Módulo de alta temperatura	100	0.5	100, 215, 283, 330, 367, 398, 423, 446, 465, 483, 498, 513, 526, 539, 550	160	Constante	15	15
20	Recuperação	80	30	100	30	Constante	18	18
21 à 25				Repetição das seções 4 à 8				454