

MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

DESENVOLVIMENTO DE MODELOS NUMÉRICOS PARA AVALIAÇÃO DE RUÍDOS
DE FREIO DE ALTA E BAIXA FREQUÊNCIA - *SQUEAL* E *GROAN*

por

Diego Severo Antunes

Tese para obtenção do Título de
Doutor em Engenharia

Porto Alegre, Agosto de 2023.

DESENVOLVIMENTO DE MODELOS NUMÉRICOS PARA AVALIAÇÃO DE RUÍDOS
DE FREIO DE ALTA E BAIXA FREQUÊNCIA - *SQUEAL E GROAN*

por

Diego Severo Antunes
Mestre em Engenharia Mecânica

Tese submetida ao Corpo Docente do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, PROMEC, da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, como parte dos requisitos necessários para a obtenção do Título de

Doutor em Engenharia

Área de Concentração: Mecânica dos Sólidos

Orientador: Prof.^a Dr.^a. Letícia Fleck Fadel Miguel

Comissão de Avaliação:

Prof. Dr. Júlio Apolinário Cordioli, POSMEC / UFSC

Prof. Dr. Luciano Tedesco Matozo, Fras-le S.A. Europa

Prof. Dr. Walter Jesus Paucar Casas, PROMEC/UFRGS

Prof. Dr. Felipe Roman Centeno
Coordenador do PROMEC

Porto Alegre, Agosto de 2023.

“Scientific truth is beyond loyalty and disloyalty.”

— Isaac Asimov, Foundation.

AGRADECIMENTOS

(somente na versão final)

Primeiramente, preciso agradecer a Deus por todas as oportunidades que me foram concedidas até esse momento, na certeza de que muitas outras virão! Aproveito esse espaço para registrar meu muito obrigado àquelas pessoas sem as quais nada seria possível, minha grande e amada família: mãe (Leonilda), pai (Crescêncio), irmão (Jônatas), irmã (Giovana), noiva, sogra e sogro pelo incansável apoio e paciência sem limites ao longo dessa trajetória, sempre me incentivando a seguir em frente e alcançar meus objetivos.

Um agradecimento especial à minha orientadora, professora Dra. Letícia F. F. Miguel pelo apoio e dedicação durante o desenvolvimento desse trabalho.

Agradeço, também, ao Laboratório de Tribologia (Latrib) da UFRGS, à Empresa Frasle S. A. e aos seus qualificados profissionais pelo apoio e parceria no desenvolvimento desse estudo. Com agradecimento especial aos excelentes profissionais e colegas de trabalho que me ajudaram incontáveis vezes: Diego Masotti, Juliana Favero, Luciano Matozo e Maurício Lazzari.

Agradeço ainda à fabricante de caminhões parceira e aos colegas por todo apoio e suporte no desenvolvimento desse trabalho, principalmente nas trabalhosas e extensas etapas experimentais em veículo. Agradeço pela parceria e paciência ao encarar os desafios de solucionar problemas de *groan*.

Agradeço ao Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica (PROMEC) da Universidade Federal do Rio Grande do Sul (UFRGS), ao Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico (CNPq) e à Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior (CAPES) pela oportunidade e incentivo na realização desse trabalho.

RESUMO

A atual competitividade de mercado na indústria automobilística exige cada vez maior atenção a todos os aspectos que envolvem a percepção de qualidade e satisfação do consumidor. Os principais pontos de insatisfação dos clientes são acerca do conforto ao dirigir, onde o conforto acústico tem exercido papel fundamental. Dentre os principais ruídos associados com o desconforto dos clientes, estão os ruídos de freio, tanto os de baixa como os de alta frequência. Existem diversas metodologias analíticas, numéricas e experimentais para abordar esse tema, mas ainda existem diversas lacunas a serem preenchidas para reduzir o tempo dos ciclos de desenvolvimento de novos freios e veículos. O presente trabalho visa o desenvolvimento de duas metodologias de análise de ruídos de freio em freios a tambor de veículos comerciais. A primeira visa complementar a análise para predição de ruídos de freio do tipo *squeal*, desenvolvida durante o mestrado desse autor, através do cálculo dos fatores de contribuição modal associados ao ruído. A segunda consiste em uma metodologia de dinâmica de multi-corpos voltada a analisar os ruídos de baixa frequência, tais como *groan* e *chatter*. Para tanto, é necessário realizar a medição do comportamento do coeficiente de atrito em função da velocidade de escorregamento de diferentes materiais de atrito, bem como caracterizar esse tipo de ruído em um veículo apresentando ruídos de *groan*. A adição do cálculo dos fatores de contribuição modal permite entender os componentes e seus modos de vibração com maior influência nos modos de vibração instável, os quais causam os ruídos do tipo *squeal*. No caso estudado, o tambor e a sapata de freio se mostraram os maiores responsáveis pelo ruído de freio, cujos modos de vibração cinco e três, respectivamente, são os de maior contribuição. A medição das curvas de coeficiente de atrito em função da velocidade de escorregamento mostrou o comportamento não conservativo do atrito, apresentando comportamentos diferentes quando a velocidade aumenta (aceleração) e quando a velocidade diminui (desaceleração). A metodologia de multi-corpos aplicada mostrou grande potencial para representar o fenômeno vibratório de interesse, pois foi encontrada uma boa correlação nas frequências de vibração e forma deformada similar à encontrada na análise experimental, além de mostrar a instabilidade quando o sistema se aproxima da parada total.

Palavras-chave: Freio a tambor; Ruído de freio; *Squeal*; *Groan/Chatter*; Multi-corpos.

ABSTRACT

The current highly competitive market in the automotive industry demands more and more attention to all aspects of consumer satisfaction and perception of quality. Driving discomfort is one of the main topics for customer dissatisfaction, where acoustic discomfort plays a fundamental role. Among the main noises associated with customer dissatisfaction, there are brake noises, low and high-frequency noises. There are several analytical, numerical, and experimental methodologies in order to address this matter, however, there are still several gaps to be filled in order to reduce the time of the development cycles of new brakes and vehicles. The present study aims to develop two methodologies for analyzing brake noise in commercial drum brakes. The first one aims to complement the analysis for brake squeal noise prediction, developed on the master's degree of this author, through the calculus of the modal contribution factors associated with squeal noise. The second consists of a methodology of multibody dynamics for addressing the low-frequency noises and vibrations, such as groan and chatter. Therefore, the behavior of the coefficient of friction as a function of the sliding velocity needs to be measured for different friction materials, as well as characterize this kind of noise on a vehicle with groan occurrences. The addition of the modal participation factors allows to understand the components and vibration modes with major influence in the system's unstable mode, which generates the squeal noise. In the case studied, brake drum and shoes showed to be the major contributors to the brake noise, whose vibration modes five and three, respectively, are the most contributor. The measurement of the coefficient of friction as a function of the sliding velocity showed the friction's non-conservative behavior, producing different curves for increasing (accelerating) and decreasing (decelerating) the sliding velocity. The multibody methodology applied in this study showed high potential to describe the vibratory phenomenon of interest, once it was found a good correlation in the frequencies and a deformed shape similar to the one found in the experimental analysis, despite that the model showed instabilities when the system as close to the total stop.

Keywords: Drum brake; Brake noise; Squeal; Groan/Chatter; Multibody.

ÍNDICE

1	INTRODUÇÃO.....	1
1.1	Objetivo geral.....	4
1.1.1	Objetivos específicos	4
1.2	Organização do Trabalho	5
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	7
2.1	Ruídos de alta frequência - <i>squeal</i>	9
2.2	Fatores de contribuição modal	25
2.3	Ruídos de baixa frequência – <i>groan/chatter</i>	34
2.4	CoF em função da velocidade de deslizamento	51
3	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	60
3.1	Sistemas de freio	60
3.1.1	Freios a tambor de veículos comerciais	61
3.1.2	Pressão de contato em freios a tambor.....	62
3.1.3	Material de atrito para freios	64
3.2	Atrito	65
3.3	Ruídos de freio	66
3.3.1	Ruídos de alta frequência – <i>squeal</i>	66
3.3.2	Ruídos de baixa frequência – <i>groan/chatter</i>	67
3.4	Número de MAC – <i>Modal Assurance Criterion</i>	69
3.5	Modelos para análise e predição de ruído de freio.....	70
3.5.1	Modelo analítico de parâmetros concentrados – 1 grau de liberdade	71
3.5.2	Modelo analítico de parâmetros concentrados – 2 graus de liberdade	75
3.5.3	Análise de autovalores complexos – CEA.....	78
4	METODOLOGIA PROPOSTA	82
4.1	Ruídos de alta frequência – <i>squeal</i>	83
4.1.1	Fatores de contribuição modal	84
4.2	Ruídos de baixa frequência – <i>groan/chatter</i>	88
4.2.1	Análises experimentais em veículo.....	89
4.2.1.1	Caracterização de ocorrência de <i>groan</i> em veículo	91
4.2.1.2	Mapeamento das condições de ocorrência em rota.....	93

4.2.1.3	Medições em bancada – FRF dos componentes e subsistemas	95
4.2.1.4	Medições em veículo – ODS durante ocorrência de <i>groan</i>	97
4.2.2	Curvas do coeficiente de atrito em função da velocidade de deslizamento	100
4.2.2.1	Definição da matriz de parâmetro de frenagens para ensaio em tribômetro.....	100
4.2.2.2	Medição do CoF x V_d em tribômetro.....	102
4.2.3	Modelo de multi-corpos em LS-Dyna	106
5	RESULTADOS E DISCUSSÕES	115
5.1	Ruídos de alta frequência – <i>squeal</i>	115
5.1.1	Fatores de contribuição modal	115
5.2	Ruídos de baixa frequência – <i>groan/chatter</i>	121
5.2.1	Análises experimentais em veículo.....	121
5.2.1.1	Medições em bancada – FRF dos componentes e subsistemas	121
5.2.1.2	Medições em veículo – ODS durante ocorrência de <i>groan</i>	123
5.2.2	Curvas do coeficiente de atrito em função da velocidade de deslizamento.....	128
5.2.3	Modelo de multi-corpos em LS-Dyna	132
5.2.4	Validação numérico experimental	140
6	CONCLUSÕES	143
6.1	Ruídos de alta frequência – <i>squeal</i>	143
6.2	Ruídos de baixa frequência – <i>groan/chatter</i>	143
7	SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	146
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	147

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1 – Gráfico do número de publicações sobre ruído de freio ao longo do tempo, de acordo com o Google Acadêmico pesquisando pelos termos “ <i>Brake Squeal</i> ” e “ <i>Brake Groan</i> ”.....	8
Figura 2.2 – Espectro de frequências típico de uma ocorrência de <i>squeal</i> em dinamômetro [Adaptada de Spurr, 1961].....	10
Figura 2.3 – Gráfico do número de publicações sobre ruído de <i>squeal</i> ao longo do tempo, de acordo com o Google Acadêmico e com o <i>Web of Science</i> , pesquisando pelo termo “ <i>Brake Squeal</i> ”.....	12
Figura 2.4 – Representação do acoplamento modal entre pastilha e disco de freio [Adaptada de Triches et al., 2004].	13
Figura 2.5 – (a) Mínimo modelo de freio a disco – disco e pastilhas – e sistema de coordenadas; (b) Modelo de 8 GDL com duplo plano de simetria [Adaptada de Spelsberg-Korspeter, 2012]......	15
Figura 2.6 – Mapa de cores para a distribuição da pressão de contato na interface entre lona e tambor [Adaptada de Antunes e Masotti, 2017]......	20
Figura 2.7 – Modelo em elementos finitos do sistema de freio a tambor [Adaptada de Somnay e Shih, 2002]......	21
Figura 2.8 – Comparação da sensibilidade relativa entre os três parâmetros avaliados [Adaptada de Somnay e Shih, 2002]......	22
Figura 2.9 – Vista explodida dos componentes do freio utilizado nas análises de CEA [Adaptada de Esgandari, 2015].	23
Figura 2.10 – Caso de estudo de distribuição do CoF radialmente na superfície da pastilha [Adaptada de Esgandari, 2015].	24
Figura 2.11 – Pastilhas de freio de veículo comercial, onde: (a) Pastilha original; (b) Pastilha modificada [Adaptada de Ergün et al., 2013]......	26
Figura 2.12 – Reforços estruturais utilizados nas sapatas de freio para reduzir o <i>squeal</i> [Adaptada de Hamid et al., 2013]......	27

Figura 2.13 – Fatores de participação modal do modo B em função do CoF [Adaptada de Kung et al., 2000b].	30
Figura 2.14 – Modelo de elementos finitos do sistema de freio completo [Adaptada de Papinniemi et al., 2004].	30
Figura 2.15 – Coordenadas generalizadas para o modo instável 50 em 3,5 kHz [Adaptada de Park et al., 2012].	32
Figura 2.16 – Separação modal antes e após a otimização de forma da pinça de freio [Adaptada de Park et al., 2012].	33
Figura 2.17 – Gráfico do número de publicações sobre ruído de <i>groan</i> ao longo do tempo, de acordo com o Google Acadêmico e com o Web of Science, pesquisando pelo termo “ <i>Brake Groan</i> ”.	35
Figura 2.18 – Geometria e pontos de medição da aceleração durante a ocorrência de <i>groan</i> [Adaptada de Gouya e Nishiwaki, 1990].	36
Figura 2.19 – Efeito da posição/inclinação das pastilhas contra o disco [Adaptada de Gouya e Nishiwaki, 1990].	37
Figura 2.20 – Espectro de frequência do ruído gravado pelo microfone no interior do veículo – coleta com microfone [Adaptada de Dunlap et al., 1999].	38
Figura 2.21 – Espectro de frequência da aceleração na lateral da pinça de freio do veículo durante ocorrência de <i>groan</i> [Adaptada de Dunlap et al., 1999].	38
Figura 2.22 – Representação dos deslocamentos da ODS do freio durante ocorrência de <i>groan</i> [Adaptada de Dunlap et al., 1999].	39
Figura 2.23 – Curva do modelo de coeficiente de atrito em função da velocidade de escorregamento utilizado nas simulações [Adaptada de Donley e Riesland, 2003].	41
Figura 2.24 – Modelo torcional utilizado para as análises de <i>creep groan</i> , onde: (a) sistema de transmissão; (b) subsistema de freio; (c) visualização lateral do lado do pneu [Adaptada de Crowther et al., 2007, e Crowther e Singh, 2008].	43
Figura 2.25 – Modelo dinâmico não linear de dois graus de liberdade de disco e pastilha [Adaptada de Meng, 2010].	44

Figura 2.26 – Espectrograma de frequências do ruído gravado durante a ocorrência de evento ruidoso <i>groan</i> , onde: (a) faixa de frequência entre 20 Hz e 2000 Hz; (b) foco na faixa de frequência entre 150 Hz e 300 Hz [Adaptada de Pizzi et al., 2019].....	47
Figura 2.27 – Espectro de frequências do tambor de freio montado e sem pressão de acionamento do freio (338 Hz) [Adaptada de Pizzi et al., 2019].	47
Figura 2.28 – Análise modal comparativa entre o eixo de referência e o eixo traseiro modificado, com foco no modo de vibração torcional [Adaptada de Pizzi et al., 2019]....	48
Figura 2.29 – Espectro de frequência de aceleração medida nos eixos modificados dos veículos 6x2, onde: (a) eixo S contra; (b) eixo S a favor [Adaptada de Pizzi et al., 2019].	49
Figura 2.30 – Espectrograma do ruído medido [Adaptada de Guarenghi et al., 2021].....	50
Figura 2.31 – Resultado de FRF para a ODS realizada no veículo 1 [Adaptada de Guarenghi et al., 2021].	51
Figura 2.32 – (a) Esquema do critério constitutivo do coeficiente de atrito em função da velocidade de deslizamento [Adaptada de Miguel, 2005]; (b) Curvas de CoF em função de V_d [Adaptada de Fukuyama e Madariaga, 1998].	52
Figura 2.33 – Curvas ajustadas pelo modelo matemático de CoF em função de V_d [Adaptada de Miguel, 2002].	53
Figura 2.34 – Curvas experimentais de CoF em função de V_d para aceleração e desaceleração com diferentes lubrificantes. [Adaptada de Oden, 1984].	54
Figura 2.35 – Curvas de CoF em função de V_d [Adaptada de Nuruzzaman e Chowdhury, 2012].	55
Figura 3.1 – Exemplo de sistema de freio a disco [Adaptada de Limpert, 1999].	61
Figura 3.2 – Exemplo de sistema de freio a tambor de veículo da linha comercial ou pesada [Adaptada de Magioni et al., 2015].	62
Figura 3.3 – Distribuição da pressão de contato senoidal entre lona e tambor [Adaptada de Budynas, 2016].	63
Figura 3.4 – Distribuição da pressão de contato pelo método dos elementos finitos para freio flexível [Adaptada de Antunes e Masotti, 2017].	63

Figura 3.5 – Representação da onda sonora [Adaptada de https://pt.wikipedia.org/wiki/Som].	66
Figura 3.6 – Representação esquemática do fenômeno de aderência-deslizamento [Adaptada de Antunes, 2016]......	68
Figura 3.7 – Exemplo de mapa de cores 2-D para representação do número de MAC para dois conjuntos de vetores modais [Adaptada de Pastor et al., 2012].	70
Figura 3.8 – Modelo de um grau de liberdade [Adaptada de Favero, 2020]......	72
Figura 3.9 – Modelo de um grau de liberdade em Adams View [Adaptada de Favero, 2020].	73
Figura 3.10 – Curvas decrescentes lineares de CoF em função de V_d [Adaptada de Favero, 2020]......	74
Figura 3.11 – Curvas de resposta vibracional do modelo de 1 GDL para a solução analítica [Adaptada de Favero, 2020].	74
Figura 3.12 – Curvas experimentais de CoF em função de V_d utilizadas no modelo de 1 GDL em Adams [Adaptada de Favero, 2020].	75
Figura 3.13 – Resposta vibratória do modelo de 1 GDL em Adams para as curvas experimentais de CoF em função de V_d [Adaptada de Favero, 2020]......	75
Figura 3.14 – Modelo de dois graus de liberdade [Adaptada de Oehlmeyer, 2008].	76
Figura 3.15 – Representação gráfica da condição de estabilidade [Adaptada de Oehlmeyer, 2008]......	77
Figura 3.16 – Análise de sensibilidade com o CoF [Adaptada de Oehlmeyer, 2008]......	77
Figura 3.17 – Fluxograma da análise de instabilidade dinâmica por CEA [Adaptada de Antunes, 2016]......	79
Figura 3.18 – Freio a tambor analisado, com as principais dimensões [Adaptada de Antunes, 2016]......	80
Figura 3.19 – Diagrama de instabilidade, apresentando a parte real em função da parte imaginária do autovalor complexo [Adaptada de Antunes, 2016].	81
Figura 3.20 – Espectrograma do ruído em veículo [Adaptada de Antunes, 2016]......	81

Figura 4.1 – Esquema das análises que serão abordadas nesse trabalho.	82
Figura 4.2 – Fluxograma da análise de CEA (Antunes, 2016) e complementação para a metodologia de MCF.	83
Figura 4.3 – Sistema de freio a tambor analisado por CEA.	86
Figura 4.4 – Fluxograma das informações e resultados entre os programas utilizados.	87
Figura 4.5 – Esquema da análise de multi-corpos proposta.	88
Figura 4.6 – Imagem ilustrativa de caminhão leve como o utilizado nesse caso de estudo.	89
Figura 4.7 – Montagem do eixo dianteiro com os componentes do sistema de freio a tambor e demais subsistemas.	90
Figura 4.8 – Acompanhamento para avaliação subjetiva do ruído ao longo da distância percorrida pelo veículo de teste, com as diferentes condições de carregamento.	91
Figura 4.9 – Espectrograma de frequências do ruído em rodagem em rota urbana [Adaptada de Favero, 2020].	92
Figura 4.10 – Nível de pressão sonora (NPS) e frequência do <i>groan</i> encontrado em diversas ocorrências ao longo da rodagem.	92
Figura 4.11 – Perfil de velocidade medido durante frenagens ruidosas [Adaptada de Favero, 2020].	93
Figura 4.12 – Temperaturas medidas nas lonas durante frenagens ruidosas [Adaptada de Favero, 2020].	94
Figura 4.13 – Subsistema de eixo e freio dianteiro do veículo analisado.	95
Figura 4.14 – Barra de direção transversal instrumentada com acelerômetros unidirecionais durante análise de extração de FRF's.	96
Figura 4.15 – Braço de direção instrumentado com acelerômetros unidirecionais durante análise de extração de FRF's.	96
Figura 4.16 – Suporte da câmara de freio instrumentada com acelerômetros unidirecionais durante análise de extração de FRF's.	96
Figura 4.17 – Geometria experimental modelada para o sistema medido na primeira configuração de ODS.	98

Figura 4.18 – Geometria experimental modelada para o sistema medido na segunda configuração de ODS.....	99
Figura 4.19 – Massa adicionada à barra de direção transversal.	100
Figura 4.20 – Sequência de frenagens realizadas em tribômetro [Adaptada de Favero, 2020].	102
Figura 4.21 – Fotografia do tribômetro utilizado [Adaptada de Barros et al., 2019]......	103
Figura 4.22 – Esquema do tribômetro utilizado [Adaptada de Amaral, 2019].	103
Figura 4.23 – Representação de acionamento do tribômetro [Adaptada de Amaral, 2019]..	103
Figura 4.24 – Amostras utilizadas em tribômetro [Adaptada de Amaral, 2019]......	104
Figura 4.25 – Comparação das propriedades dos três materiais de atrito selecionados [Adaptada de Favero, 2020].	104
Figura 4.26 – Fluxograma do pós processamento das curvas em MATLAB [Adaptada de Favero, 2020]......	106
Figura 4.27 – Divisão entre corpos flexíveis e corpos rígidos utilizados no modelo de multi-corpos.....	107
Figura 4.28 – Malha de elementos finitos construída.....	108
Figura 4.29 – Mapa de cores para o critério CFL, mostrando o passo tempo para a solução para cada elemento da malha.....	108
Figura 4.30 – Condições de contorno aplicadas ao modelo.	109
Figura 4.31 – Modelamento do contato colado parcial de 50% para o suporte da câmara esquerdo.....	111
Figura 4.32 – Carregamentos aplicados.	113
Figura 4.33 – Curva parametrizada no LS-Dyna para $CoF \times V_d$. [Adaptado de LS-Dyna Theory Manual, 2023]......	113
Figura 5.1 – Diagrama de estabilidade do sistema analisado.	115
Figura 5.2 – Espectrograma de frequência do ruído medido em veículo com ocorrência de <i>squeal</i>	116
Figura 5.3 – Modo 11 (instável) em 1.244 Hz.....	117

Figura 5.4 – Fatores de contribuição modal para o sistema (MCFS) do par complexo conjugado.	117
Figura 5.5 – MCFC do tambor de freio.	118
Figura 5.6 – MCFC da sapata primária.	119
Figura 5.7 – FRF dos componentes analisados, onde: (a) barra de direção transversal para dois veículos similares; (b) eixo; (c) suporte de câmara direito; (d) suporte de câmara esquerdo; (e) espelho do freio esquerdo. Onde, ainda, a cor azul é a medição na direção X, vermelho na Y e verde na Z.....	122
Figura 5.8 – FRF do sinal dos diferentes componentes durante ODS da ocorrência de <i>groan</i> (nota 2 - forte).....	123
Figura 5.9 – FRF do sinal dos diferentes componentes durante ODS da ocorrência de <i>groan</i> (nota 5 - médio) com refinamento da instrumentação no lado esquerdo.....	124
Figura 5.10 – FRF do sinal dos diferentes componentes durante ODS da ocorrência de <i>groan</i> (nota 2 - forte) com massas adicionadas à barra de direção.	125
Figura 5.11 – Suporte da câmara esquerda apresentando trinca em estágio avançado.	126
Figura 5.12 – FRF do sinal dos diferentes componentes durante ODS da ocorrência de <i>groan</i> (nota 9 - leve) após troca do suporte.....	127
Figura 5.13 – Curvas de CoF x V_d na condição de $F = 130 \text{ N}$ e $\alpha = 1,25 \text{ m/s}^2$	129
Figura 5.14 – Curvas de CoF x V_d para as condições de aceleração e desaceleração do material A3 nas forças de 130 N e 280 N.	130
Figura 5.15 – Curvas de CoF x V_d para desaceleração do material A3.	130
Figura 5.16 – Curvas de CoF x V_d medidas e calculas para o material A3 nas forças de 130 N e 280 N.	131
Figura 5.17 – Velocidade angular durante simulação de frenagem.	132
Figura 5.18 – Configuração deformada do sistema ao final da análise.	133
Figura 5.19 – Configuração deformada com foco e escala na barra de direção transversal. .	133
Figura 5.20 – Formas modais do primeiro modo de vibração em flexão em 94,5 Hz para a barra de direção transversal.	134

Figura 5.21 – Respostas na região central da barra de direção no eixo X, onde: (a) no domínio do tempo; (b) no domínio da frequência.	135
Figura 5.22 – Configuração deformada para o eixo.	136
Figura 5.23 – Forma modal do eixo para o primeiro modo de vibração (flexo-torção) em 121 Hz.....	136
Figura 5.24 – Contato e condição de contorno do suporte da câmara na análise modal, onde (a) contato integral entre tubo e flange; e (b) contato 50%.....	137
Figura 5.25 – Configuração deformada para o suporte da câmara.....	137
Figura 5.26 – Forma modal para o primeiro modo de flexão do suporte da câmara: (a) íntegro em 135,5 Hz; e (b) com trinca de 50% da seção em 108 Hz.....	138
Figura 5.27 – Respostas na extremidade da direita do eixo do veículo no eixo Z, onde: (a) no domínio do tempo; (b) no domínio da frequência.	139
Figura 5.28 – Respostas do suporte da câmara esquerdo no eixo Y, onde: (a) no domínio do tempo; (b) no domínio da frequência.	139
Figura 5.29 – Forma deformada em operação (ODS) durante ocorrência de <i>groan</i> leve após a troca do suporte da câmara.	141
Figura 5.30 – Forma deformada da aceleração total no LS-Dyna.....	141

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1 – Modificações realizadas nas lonas de freio para redução de ruído do tipo <i>squeal</i> [Adaptada de Rahma et al., 2013].	26
Tabela 2.2 – Fatores de participação modal para o modo de 2,5kHz apresentados por Kung et al., 2000a [Adaptada de Kung et al., 2000a].	29
Tabela 2.3 – Relação entre massa e rigidez com a respectiva mudança no projeto [Adaptada de Wontae et al., 2013].....	34
Tabela 2.4 – Resumo das principais referências, relacionadas no presente trabalho, sobre <i>squeal</i>	56
Tabela 2.5 – Resumo das principais referências, relacionadas no presente trabalho, sobre fatores de contribuição modal.	57
Tabela 2.6 – Resumo das principais referências, relacionadas no presente trabalho, sobre <i>groan</i>	58
Tabela 3.1 – Parâmetros do modelo de 1 GDL [Adaptada de Favero, 2020].	73
Tabela 4.1 – Aplicação veicular analisada com ocorrência de <i>groan</i>	90
Tabela 4.2 – Transdutores para instrumentação de NVH utilizada no trabalho.....	90
Tabela 4.3 – Condição de frenagem para modelamento no LS-Dyna.....	94
Tabela 4.4 – Relação de canais, direções e pontos de instrumentação utilizados na primeira configuração de ODS.....	97
Tabela 4.5 – Relação de canais, direções e pontos de instrumentação utilizados na segunda configuração de ODS.....	99
Tabela 4.6 – Matriz de frenagens em tribômetro [Adaptada de Favero, 2020].....	101
Tabela 4.7 – Tipos de interações e conexões entre os diferentes corpos do modelo.....	110
Tabela 4.8 – Materiais e propriedades mecânicas utilizadas no modelo.....	112
Tabela 5.1 – Fatores de Contribuição Modal dos Componentes (MCFC).	119
Tabela 5.2 – Formas modais dos componentes do sistema em vibração livre.	120
Tabela 5.3 – Resumo das maiores amplitudes de vibração dos principais componentes.....	128

Tabela 5.4 – Parâmetros ajustados para as curvas de CoF x V_d	131
Tabela 5.5 – Resumo dos resultados experimentais e numéricos para as frequências.....	140

LISTA DE SIGLAS E ABREVIATURAS

APDL	ANSYS Parametric Design Language
BEM	Boundary Elements Method
CEA	Complex Eigenvalue Analysis
COF	Coefficient of Friction
DOE	Design of Experiments
EUA	Estados Unidos da América
FMEA	Failure Mode Analysis and Effect
FRF	Frequency Response Function
GA	Google Acadêmico
GC	Generalized Coordinate
GDL	Grau de Liberdade
GPS	Global Positioning System
ITDM	Ibrahim Time Domain Method
LATTRIB	Laboratório de Tribologia
MAC	Modal Assurance Criteria
MCF	Modal Contribution Factor
MEF	Método dos Elementos Finitos
MCFC	Modal Contribution Factor to Component
MCFS	Modal Contribution Factor to System
NVH	Noise, Vibration and Harshness
ODS	Operating Deflection Shape
PROMECC	Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica
RDT	Randon Decrement Technique
SAE	Society of Automotive Engineers
SUMAC	Substructure Modal Assurance Criterion
SUV	Veículo Utilitário Esportivo
UFRGS	Universidade Federal do Rio Grande do Sul
WOK	Web of Knowledge

LISTA DE SÍMBOLOS

Símbolos Latinos

A	Área, m ²
K, k	Matriz/coeficiente de rigidez do sistema, N/m
C, c	Matriz/coeficiente de amortecimento do sistema, Ns/m
M, m	Massa do bloco, kg
V_0, V	Velocidade da esteira, m/s
V_d	Velocidade de deslizamento, m/s
p	Pressão de contato, Pa
p_m	Pressão máxima suportada pelo material de atrito, Pa
X_0, x_0	Posição inicial do bloco, m
\dot{X}_0	Velocidade inicial do bloco, m/s
x, y, u	Posição do bloco, m
$\dot{x}, \dot{y}, \dot{u}$	Velocidade do bloco, m/s
$\ddot{x}, \ddot{y}, \ddot{u}$	Aceleração do bloco, m/s ²
K_C	Matriz de rigidez do contato entre disco e pastilha, N/m
K_f	Matriz de rigidez associada com o atrito, N/m
K_i^T	Matriz de rigidez tangente global, N/m
I	Matriz identidade
N	Número de componentes do sistema em análise
nc	Número de graus de liberdade do componente c

Símbolos Gregos

$\delta\gamma_i$	Escorregamento relativo virtual,
τ_i	Tensão tangencial,
n_i	Direção de escorregamento normalizada,
$\bar{\gamma}$	Taxa de escorregamento equivalente,
μ	Coeficiente de atrito
μ_s	Coeficiente de atrito estático
μ_d	Coeficiente de atrito dinâmico

τ_u	Tensão tangencial estática,
τ_r	Tensão tangencial dinâmica,
θ	Ângulo do arco da lona, rad
θ_a	Ângulo onde ocorre a pressão máxima na lona, rad
$\varphi_a \varphi_b$	Vetores modais em comparação,
α	Coeficiente angular da curva de redução do CoF com V_d
ϕ_j	Autovetor j
τ_j	Autovalor complexo
ϕ_c^k	Subvetor do modo instável k do sistema correspondente ao componente c
w_c	Fator de peso
φ_c^j	j -ésimo modo real do componente c

1 INTRODUÇÃO

O conforto acústico na indústria automobilística sempre foi um fator de grande importância, principalmente ao longo das últimas décadas, quando os requisitos dos clientes têm aumentado e cada detalhe pode gerar uma significativa vantagem entre os concorrentes. Dentre os principais ruídos associados com o desconforto sonoro dos usuários, os ruídos de freio têm notório destaque, sendo responsáveis pela maioria das reclamações e causas de acionamento da garantia dos veículos [Kinkaid et al., 2003; Oberst, 2011]. Na Europa, por exemplo, essas reclamações chegavam a representar um custo estimado de mais de 100 milhões de euros por ano [Eriksson, 2000; Ruzzi, 2004].

Além do desconforto, comumente os usuários associam os ruídos de freio com defeitos de qualidade e performance do veículo, porém diversos estudos apontam que na maioria dos casos, os ruídos não estão associados aos aspectos de segurança da frenagem [Masotti e Rauch, 2015; Neis et al., 2015]. Na literatura, são conceituados diversos tipos de ruídos de freio, onde o *creep groan* e o *squeal* são apontados como as principais fontes de reclamação dos clientes, levando os fabricantes de freio e de material de atrito a contínuas pesquisas nessas áreas.

As análises de ruídos costumam ser, geralmente, investigações experimentais e implicam em elevado custo, além de requererem longos períodos de tempo para a execução. Ensaio em dinamômetro inercial, tais como um SAE J2521, que são preliminares no processo de desenvolvimento, geram custos aproximados de R\$ 5.000,00 por dia (custos levantados em maio de 2023 no Brasil). Da mesma forma, investigações e validações diretamente em veículo têm custos em torno de R\$ 50.000,00, dependendo do tempo necessário para o desenvolvimento.

Os testes em dinamômetros inerciais são muito utilizados para a identificação e comparação de ruídos de freios nos estágios iniciais do desenvolvimento. Dentre esses, destaca-se o procedimento estabelecido pela norma SAE J2521, o qual necessita de aproximadamente 30 horas para ser executado, baseado em uma matriz de frenagens consideradas críticas para a geração e detecção de ruídos do tipo *squeal*, principalmente aqueles que ocorrem em manobras de garagem. Atualmente, cada teste SAE J2521 tem custo de execução da ordem de R\$ 6.000,00, onde, tipicamente, são utilizados mais de 10 testes desses por ciclo de desenvolvimento. No entanto, o procedimento SAE J2521 costuma ser aplicado para veículos leves e visa a identificação de ruídos de alta

frequência, isto é, acima de 1.000 Hz ou 2.000 Hz, dependendo do tipo de freio e da montagem utilizada.

Dessa forma, existem alguns procedimentos específicos e ainda não normatizados para dinamômetros inerciais, os quais são utilizados para testes de ruído de freio de veículos comerciais, alguns são baseados no próprio SAE J2521, outros são baseados em medições e reprodução simulada de rotas urbanas. No entanto, a reprodução de ruídos de baixa frequência, tipicamente abaixo de 1 kHz, em dinamômetro inercial não possui uma boa resposta, pois esses ruídos são muito dependentes do sistema de fixação e do conjunto de eixo e suspensão, os quais são muito simplificados nessas montagens de bancada. Assim, os fabricantes de veículos, de sistemas de freio e de materiais de atrito ainda necessitam basear muitas investigações de ruídos de baixa frequência em testes executados diretamente nos veículos.

Análises experimentais, como as apresentadas por Pizzi et al., 2019, demandam elevados custos e tempo de desenvolvimento, além de requerem protótipos do freio e até mesmo do veículo em sua condição final. Dessa forma, análises numéricas para predição dos ruídos de freio e sua correção, ainda nos estágios iniciais de desenvolvimento, são importantes e necessárias para reduzir os custos e tempos de desenvolvimento de um novo veículo. Separando os principais tipos de ruídos em baixa e alta frequência, *groan/chatter* e *squeal*, respectivamente, podem ser avaliadas as estratégias de simulação numérica existentes para a predição de cada um deles.

Os ruídos de freio de alta frequência do tipo *squeal* têm sido intensamente estudados, principalmente em veículos de passeio, porém para veículos comerciais de transporte de carga e de passageiros, existem poucos estudos, sendo que ainda não existe um consenso ou uma ferramenta estabelecida para essas análises. Antunes, 2016, apresentou uma metodologia de simulação baseada na análise de autovalores complexos (*Complex Eigenvalue Analysis – CEA*), pelo método dos elementos finitos. De acordo com os resultados apresentados pelo autor, essa metodologia forneceu resultados de validação das frequências de ruído muito próximas, com erros menores de 5%, daquelas do ruído no veículo.

Mesmo com o resultado de alta correlação entre a análise de CEA e os ruídos em veículo, que foi alcançada por Antunes, 2016, ainda existe uma lacuna no processo: como solucionar os problemas de ruído? Ou ainda, como identificar o componente que mais contribui para ruído? Para essa resposta, alguns autores como Kung et al., 2000a, e Kung

et al., 2000b, fazem uso dos resultados de uma análise de CEA para apresentar um procedimento matemático baseado em MAC (*Modal Assurance Criteria*) para identificar os componentes individuais com maior contribuição no modo instável do sistema e os modos de vibração livre individual desses, permitindo a otimização das geometrias e evitando o acoplamento modal. Um procedimento matemático similar será apresentado no presente trabalho como uma extensão da metodologia de Antunes, 2016.

Os ruídos de baixa frequência do tipo *groan/chatter* têm sido menos abordados na literatura do que os ruídos do tipo *squeal*. Isso talvez se deva, em parte, à complexidade desses ruídos de baixa frequência, e em parte pela extensão do fenômeno vibratório a mais sistemas do que apenas o sistema de freio, tais como sistema de direção e sistema de suspensão de um veículo, assim como apresentado por Pizzi et al., 2019 e Guarengi et al., 2021. Com isso, a responsabilidade pela solução deve ser compartilhada entre fabricantes de autopeças de diferentes segmentos, o que leva, geralmente, a investigações experimentais ao invés de metodologias numéricas de predição.

Atualmente, a principal causa de reclamações sobre os materiais de atrito em veículos comerciais consiste nas queixas de ruído de baixa frequência (*groan* ou *chatter*). Apesar das reclamações tipicamente recaírem sobre o material de atrito, a fonte desses ruídos está associada com diversos componentes do veículo, conforme apresentado por Gouya e Nishiwaki, 1990, por Pizzi et al., 2019 e por Guarengi et al., 2021, que identificaram a pinça de freio, o eixo do veículo e uma falha no suporte da câmara de freio como sendo os componentes associados com o fenômeno vibratório, respectivamente. Essas reclamações costumam ser abordadas através de investigações experimentais, com pequena contribuição de análises numéricas.

Desta forma, o presente trabalho, se destina a elaborar duas metodologias: uma numérico-analítica para calcular os fatores de contribuição modal (MCF) para ruídos de alta frequência como extensão da análise de CEA apresentada por Antunes, 2016; e outra numérico-analítico-experimental para avaliação de ruído de freio de baixa frequência para veículos comerciais, preenchendo assim as lacunas existentes nessa área. Com isso, esperam-se reduções de custos e de tempos nos ciclos de desenvolvimento, bem como maior agilidade e precisão nas investigações de causa raiz de problemas de ruído de freio do tipo *squeal* e *groan/chatter*.

1.1 Objetivo geral

Esse trabalho tem o objetivo geral de desenvolver metodologias de análise de ruído de freio de alta e baixa frequência (*squeal* e *groan*, respectivamente) através de técnicas de simulação numérica e medições experimentais.

1.1.1 Objetivos específicos

O primeiro objetivo específico tem foco nos ruídos de alta frequência do tipo *squeal*. É proposta uma metodologia de análise dos modos de vibração identificados pela CEA para o conjunto simulado, visando a quantificação da contribuição de cada componente do freio no potencial ruído de *squeal*. Essa metodologia visa ainda identificar o modo de vibração individual de cada componente que mais contribui para o modo de vibração instável do sistema. Para tanto, é desenvolvido um algoritmo de programação em linguagem ANSYS APDL para calcular os fatores de contribuição modal tanto para os componentes, quanto para o sistema. São utilizados os modelos e resultados de instabilidade dinâmica em freio a tambor apresentados por Antunes, 2016.

A aplicação de fatores de contribuição modal em freios a tambor comerciais apresenta um fator inédito frente à literatura, principalmente quando são incorporados os efeitos de amortecimento ao sistema, para a análise de autovalores complexos. Outro ponto inédito é o desenvolvimento do algoritmo *in-house* na linguagem ANSYS APDL, visando aplicação direta nos resultados obtidos pela CEA.

Para os ruídos de freio de baixa frequência do tipo *groan*, não foi encontrada uma metodologia desenvolvida nas literaturas procuradas, por isso, o segundo objetivo dessa tese é o desenvolvimento de uma metodologia de dinâmica de multi-corpos para a predição das vibrações que causam esse tipo de ruído. Essa metodologia visa à simulação dos principais sistemas de um veículo comercial, tais como eixo, freio, suspensão e direção. Um ponto necessário no início do desenvolvimento encontra-se na determinação do comportamento do coeficiente de atrito em função da velocidade de escorregamento, gerando curvas de resposta (CoF x V_d) para serem adicionadas ao modelo.

Os objetivos ainda incluem medições experimentais de vibração, ruído e caracterização de condições de frenagem ruidosa em um veículo do tipo caminhão sobre-chassi leve/médio apresentando ocorrências de *groan*. A partir disso, é proposta a elaboração de uma metodologia de simulação de multi-corpos com os sistemas de

interesse associados com a amplificação dinâmica e ruído, tais como eixo, freio, direção e suspensão. Essa simulação deve estabelecer um modelo de contato entre lonas e tambor de freio de acordo com as curvas experimentais medidas para a curva CoF x Velocidade. A validação da metodologia é proposta através da comparação da resposta do modelo com as medições experimentais em veículo.

Nessa etapa, os pontos inéditos podem ser considerados em torno da própria metodologia, uma vez que não foi encontrada nenhuma metodologia voltada para análise de ruído de freio do tipo groan, principalmente para freios a tambor de veículos comerciais. A medição das curvas de atrito em função da velocidade de escorregamento apresenta um fator de inédito por se basear em medições de veículo darem base para o modelo de multi-corpos.

1.2 Organização do Trabalho

O presente trabalho está dividido em 7 capítulos, dos quais esta introdução é o primeiro, apresentando um cenário geral que justifica a relevância desse trabalho.

O capítulo 2 apresenta uma revisão bibliográfica sobre os dois tipos de ruídos de freio focos nesse trabalho, *squeal* e *groan*, além de análises dentro de cada um, tais como os fatores de contribuição modal e as curvas de atrito em função da velocidade de escorregamento. Esse capítulo apresenta a evolução das análises de ruído de freio, bem como o estado da arte das análises atualmente disponíveis. Ao final desse capítulo, é realizada uma síntese das principais referências sobre o assunto, permitindo ainda a identificação das lacunas existentes na literatura sobre os assuntos apresentados (*squeal* e *groan*).

O capítulo 3 mostra uma fundamentação teórica com alguns conceitos básicos utilizados no desenvolvimento desta tese. Neste capítulo, são apresentados conceitos dos sistemas de freio a tambor, pressão de contato em freios a tambor e materiais de atrito aplicados em freios. Alguns tópicos sobre atrito são revisitados, além de uma fundamentação em torno de ruídos de freio dos tipos *squeal* e *groan*, que são essenciais dentro do escopo desse desenvolvimento. Ferramentas de análise auxiliares nesse trabalho são conceituadas, tais como número e/ou matriz de MAC, modelos de análise e predição de ruídos de freio, os quais começam com modelos analíticos e evoluem para métodos de simulação, como por exemplo, análise de autovalores complexos.

No capítulo 4 é apresentada a metodologia utilizada. Neste capítulo, é definida a estrutura das análises propostas, iniciando pelo cálculo dos fatores de contribuição modal para os ruídos de alta frequência. Na sequência, são apresentadas as análises acerca dos ruídos de baixa frequência, para as quais foram realizadas análises experimentais em veículo, caracterizando o ruído, as condições de ocorrência e o comportamento vibratório de alguns componentes do veículo, como subsistemas de freio, eixo, direção e suspensão. É apresentada a metodologia de avaliação experimental das curvas do coeficiente de atrito em função da velocidade de escorregamento proposta nesse trabalho. Por fim, a metodologia de análise por multi-corpos desenvolvida em LS-Dyna é detalhada.

No capítulo 5 são mostrados os resultados obtidos, as comparações, discussões e validações para a metodologia de predição de *squeal*, bem como o cálculo dos fatores de contribuição modal para um caso de estudo. As curvas de coeficiente de atrito em função da velocidade de escorregamento medidas em tribômetro são apresentadas e discutidas. Da mesma forma, são apresentadas e discutidas as caracterizações de vibração de um veículo com ocorrência de ruído do tipo *groan*, assim como os resultados e a validação da metodologia numérica de multi-corpos desenvolvida para analisar esse fenômeno.

No capítulo 6 são apresentadas as conclusões deste trabalho as quais foram separadas para os dois tipos de ruído avaliados. Inicialmente são apresentadas as conclusões acerca dos ruídos de alta frequência, e em seguida para os ruídos de baixa frequência.

Por fim, no capítulo 7, são apresentadas oportunidades para trabalhos futuros.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Durante o desenvolvimento de um veículo, é necessário determinar ou desenvolver um material de atrito e um sistema de freio que irão equipar o veículo. Para isso, além dos requisitos de desempenho e desgaste, atualmente um grande desafio ainda consiste na obtenção de um sistema de freio livre de ruídos. As formas mais aplicadas para identificar e quantificar os ruídos de freio do tipo *squeal* costumam ser basicamente experimentais, seja em ensaios laboratoriais, tais como dinamômetros ou tribômetros, como nos próprios veículos em testes de campo. Porém, segundo Masotti e Rauch, 2015, além do elevado tempo necessário para os ciclos de desenvolver e testar experimentalmente, os custos desse processo empírico têm se tornado proibitivos.

Os ruídos de freio são causados por vibrações auto excitadas do sistema de freio e são, geralmente, classificados em função da frequência acústica gerada, que costuma estar associada ao fenômeno de geração. Segundo Canali, 2002, a principal classificação está entre ruídos de alta e baixa frequência, por exemplo *squeal* e *creep groan*, respectivamente. Outro ruído de baixa frequência de considerável importância é o *groan*, porém esse é comumente encontrado em veículos pesados ou comerciais, principalmente com freio a tambor. Os ruídos de *squeal*, *creep groan* e *groan* se destacam como os ruídos mais estudados em sistemas de freio.

No trabalho de Sinou et al., 2003, são apresentadas como consequências das vibrações auto excitadas, tanto o desconforto dos passageiros, como a redução da vida útil de componentes do sistema de freio. Para mitigar esses fenômenos, análises paramétricas aplicando a teoria de estabilidade linear podem ser utilizadas para determinar parâmetros e condições estáveis do sistema. Essas análises precisam considerar diversos fatores, tais como rigidez, massa, geometria, coeficiente de atrito e forças aplicadas, pois quaisquer alterações em um desses, poderá modificar a resposta vibratória do sistema inteiro. Conforme Oehlmeyer, 2008, pesquisas voltadas a mitigar a predição de ruídos de freio têm sido um grande desafio para pesquisadores e engenheiros, dada a relevância e complexidade do assunto na indústria automotiva, envolvendo diversas disciplinas, tais como dinâmica não linear, tribologia e mecanismos de contato.

A primeira análise sobre os ruídos de freio, focando nos ruídos de *squeal* e *groan*, consiste em uma pesquisa das publicações disponíveis ao longo do tempo. Para isso, a Figura 2.1 apresenta um histórico do número de publicações em inglês sobre os ruídos de freio. Essa pesquisa foi realizada inicialmente no Google Acadêmico e será melhor

detalhada nos próximos subcapítulos, sendo que os principais termos pesquisados foram “*brake squeal*” e “*brake groan*”.

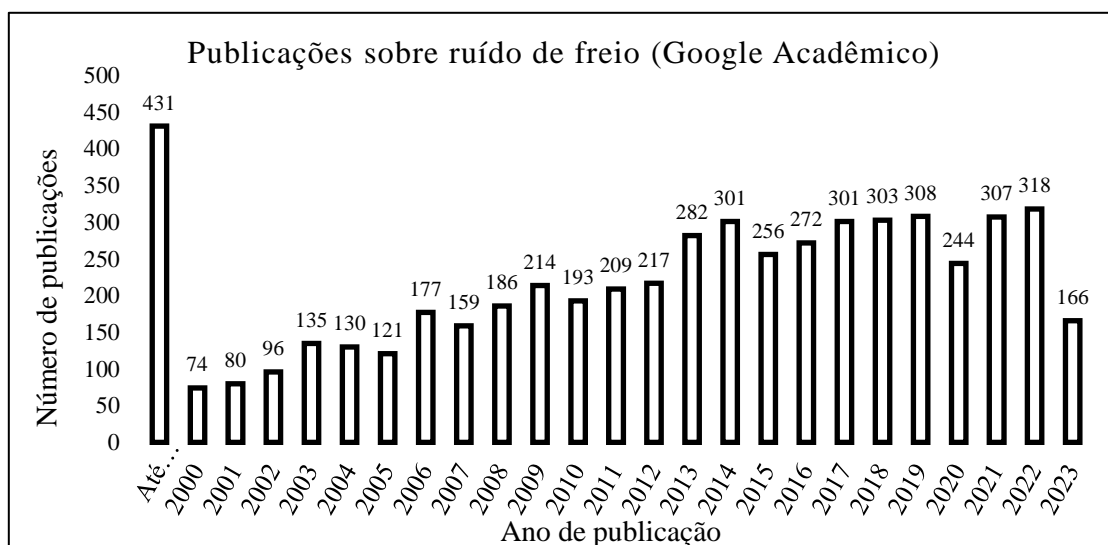


Figura 2.1 – Gráfico do número de publicações sobre ruído de freio ao longo do tempo, de acordo com o Google Acadêmico pesquisando pelos termos “*Brake Squeal*” e “*Brake Groan*”.

Foram encontradas 4.996 publicações sobre ruído de freio com as palavras chaves pesquisadas, das quais menos de 10% delas, mais precisamente 431, foram publicadas até o ano de 1999. Desde o ano 2000, tem ocorrido uma tendência de aumento contínuo no número de publicações sobre o tema. Ruídos como o *judder*, o qual está associado com imperfeições geométricas e/ou deformações do rotor de freio, que segundo Canali, 2002, ocorrem normalmente entre 5 Hz e 150 Hz, algumas vezes chegando até 500 Hz, não foram considerados nessa pesquisa.

Os três principais tipos de ruído, que são *creep groan*, *groan* e *squeal*, são causados por fenômenos físicos diferentes, onde o *creep groan* está mais relacionado com o fenômeno de aderência-deslizamento (*stick-slip*) do material de atrito, gerado pela diferença de coeficiente de atrito estático e dinâmico do material de atrito. O *groan* é similar ao *creep groan*, pois está associado com o comportamento do coeficiente de atrito em função da velocidade de deslizamento, agravado pelas características dinâmicas do veículo, como pode ser visto no trabalho de Favero, 2020. O *squeal* é causado pelo fenômeno de acoplamento modal dos componentes do sistema de freio, o qual é induzido pelo atrito, conforme discutido por Antunes, 2016.

Na indústria automobilística, a geração de ruídos de freio foi historicamente atribuída ao material de atrito, como pastilhas e lonas, por exemplo. No entanto, diversos

trabalhos como Antunes, 2016, Pizzi et al., 2019, Favero, 2020, Guarengi et al., 2021 e Antunes et al., 2022, têm apresentado análises comprovando a importância de dividir a responsabilidade desses fenômenos vibratórios com os sistemas de freio e adjacentes. A partir dessas análises mais amplas, é possível isolar as contribuições induzidas pelo material de atrito e as contribuições oriundas da propensão do sistema, permitindo a concepção de um sistema com menores instabilidades dinâmicas.

2.1 Ruídos de alta frequência - *squeal*

Spurr, 1961, apresentou suas análises experimentais e sua teoria para a ocorrência de *squeal*. Seu trabalho é um dos mais antigos e mais citados, com 485 citações de acordo com o Google Acadêmico e 164 de acordo com o *Web of Science*. Mesmo com as limitações da época para executar uma análise complexa como o ruído de *squeal*, o autor conseguiu, através de experimentos simples, investigar e entender alguns aspectos importantes sobre o mecanismo de geração desse tipo de ruído.

Spurr, 1961, baseou sua análise, inicialmente, em freios ferroviários do tipo roda e sapata com contato externo. Inicialmente, o autor utilizou um procedimento simples em dinamômetro inercial para varrer e determinar as pressões e velocidades de ocorrência de *squeal* no freio ferroviário. Ele iniciou com uma varredura em frenagem de velocidade constante com diferentes pressões, até encontrar o ruído. Após, executou uma varredura nas velocidades, encontrando as condições que geravam ruído mais alto, a partir de onde foi proposto um diagrama de Pressão x Velocidade para representar as regiões de ocorrência de *squeal*.

Spurr, 1961, inicia seu trabalho estudando as condições de ocorrência de *squeal* e observando o comportamento do coeficiente de atrito calculado no dinamômetro inercial. Com isso, ele discute a ideia, presente até os dias atuais, de que uma possível causa do *squeal* é o comportamento decrescente do coeficiente de atrito (CoF) com o aumento da velocidade de deslizamento entre o material de atrito e o rotor. Spurr1 1961, discute que em seus resultados experimentais, ele encontrou frenagens com mesmo comportamento de CoF com e sem ruído, ele encontrou ainda frenagens ruidosas em que o coeficiente de atrito teve diversos comportamentos, tais como CoF constante ao longo da frenagem e CoF aumentando ao longo da frenagem.

Na sequência, o autor investigou a influência dos pontos de contato entre sapata e roda, através da utilização de papel carbono e papel entre as duas superfícies. Com isso,

ele conseguiu estimar a área de contato e verificou que era muito inferior à área de contato nominal da geometria. Ele comenta que mudanças nesses pontos de contato causaram alterações na frequência e nas condições de ocorrência, indicando a importância de um bom assentamento no sistema de freio. A Figura 2.2 mostra o espectro de frequência de uma ocorrência típica de *squeal* apresentada pelo autor.

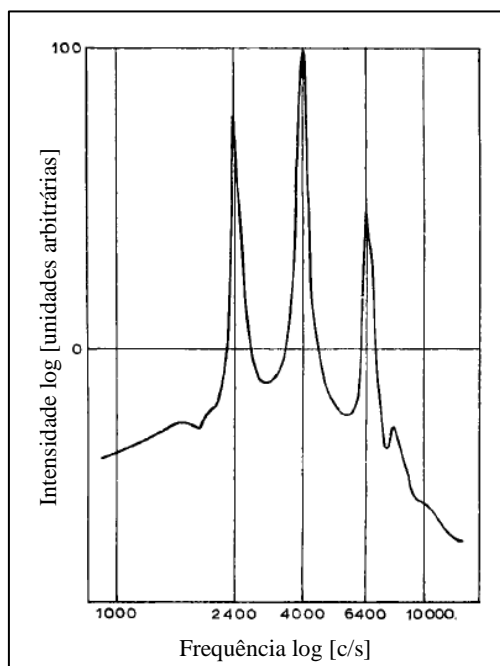


Figura 2.2 – Espectro de frequências típico de uma ocorrência de *squeal* em dinamômetro [Adaptada de Spurr, 1961].

As análises em dinamômetro foram confrontadas com dados obtidos em medições de campo, onde foi utilizado o sistema metroviário subterrâneo de Londres. As condições de baixa pressão e baixa velocidade para ocorrência de *squeal*, encontradas em dinamômetro, foram as mesmas encontradas nos metrô avaliados. Ele comenta que aquelas linhas com maior espaçamento entre as estações eram as que apresentavam menor taxa de ocorrência de ruído, uma vez que os trens eram submetidos a maiores velocidades.

Voltando ao experimento em laboratório, o autor explica a análise realizada sobre o fenômeno vibratório associado à geração de ruído de *squeal*. Spurr, 1961, relata que o ruído estava restrito à cinta externa da roda do trem, próxima à sapata de freio e ao bloco de material de atrito. Isso foi realizado com um microfone, o qual foi utilizado para mapear o perfil circunferencial e radial da roda, mostrando que as amplitudes do ruído eram maiores no diâmetro externo e na posição próxima ao bloco de material de atrito. Com isso, ele sugere que o ruído estava associado com vibração radial da roda de trem.

Foram medidas as frequências naturais da roda de trem através de impacto e medição da frequência sonora emitida. O autor não mostra exatamente as frequências, mas comenta que diversas frequências naturais são encontradas, as quais são confrontadas com as frequências de *squeal*. Geralmente, as frequências do ruído ocorrem nas frequências naturais da roda. O autor, então, utiliza da colocação de algum pó sobre o topo da sapata ferroviária para verificar que a mesma estava em vibração juntamente com a roda durante o evento de *squeal*.

Após todas essas verificações experimentais, o autor consegue discutir que a existência dos harmônicos implica em não linearidades na vibração do sistema, além da possibilidade de acoplamento modal entre a roda de trem e a sapata de freio. O autor comenta que análises similares foram realizadas em freios automotivos a disco e a tambor, sendo que o mesmo comportamento foi identificado, isto é, uma frequência principal de *squeal* acompanhada de harmônicos.

As principais conclusões do autor podem ser colocadas como tópicos abaixo:

- *Squeal* depende da magnitude do coeficiente de atrito;
- A localização dos pontos de contato e a condição de assentamento do material de atrito possuem influência significativa na ocorrência de *squeal*;
- *Squeal* ocorre para um intervalo específico de pressão;
- O espectro de frequências do *squeal* tem apenas um ou dois picos principais, que podem ser acompanhados de um ou dois harmônicos.

Com essa análise relativamente detalhada do trabalho de Spurr, 1961, pode ser verificado, que mesmo com as dificuldades da época, o autor já entendia que o ruído de *squeal* estava relacionado com o acoplamento modal dos componentes do sistema de freio. Com o passar dos anos, diversos trabalhos foram sendo desenvolvidos de modo a mitigar os ruídos de freio, apresentando novas tecnologias e aplicando diferentes teorias para entender esse fenômeno.

Uma pesquisa no Google Acadêmico e no *Web of Science* procurando pela palavra-chave “*brake squeal*”, revelou uma enorme quantidade de artigos publicados e citados nesse tema, com uma tendência de aumento ao longo dos anos. A Figura 2.3 apresenta um gráfico do número de publicações sobre o tema desde o ano 2000, além do somatório dos trabalhos publicados até 1999. A curva nomeada “*Squeal – GA*” se refere

aos trabalhos sobre o tema encontrados no Google Acadêmico, enquanto a curva “*Squeal* – *WoK*” se refere aos trabalhos publicados disponíveis na base de dados do *Web of Science* (*Web of Knowledge*).

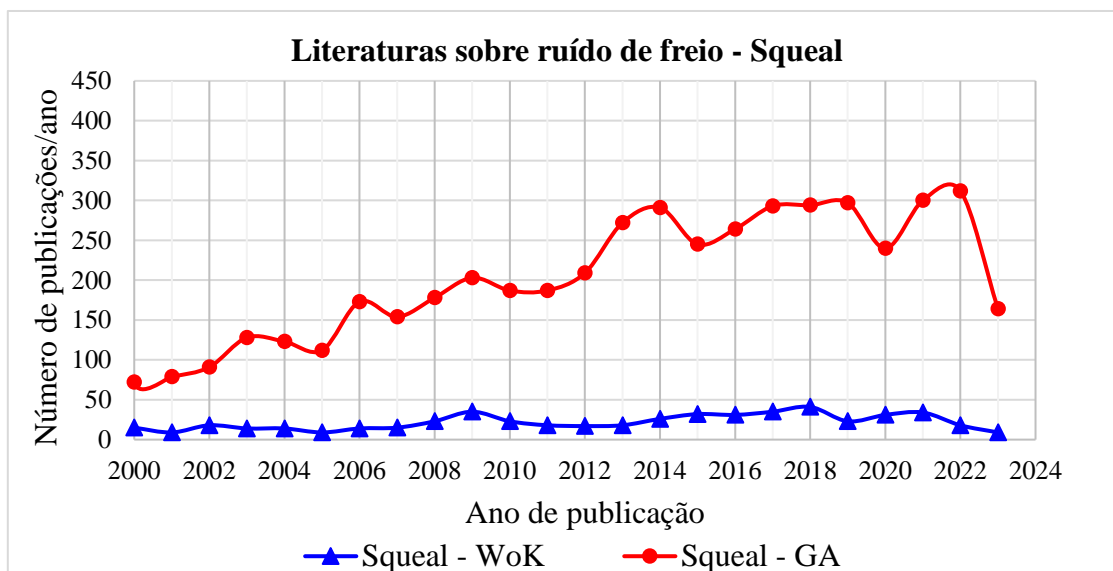


Figura 2.3 – Gráfico do número de publicações sobre ruído de *squeal* ao longo do tempo, de acordo com o Google Acadêmico e com o *Web of Science*, pesquisando pelo termo “*Brake Squeal*”.

Conforme pode ser percebido no gráfico, a base de dados do Google Acadêmico apresenta uma quantidade substancialmente maior de trabalhos publicados (4630 publicações) frente à base do *Web of Science* (505 publicações). A principal razão para essa diferença está nos requisitos de ambas as bases de dados. O Google Acadêmico considera artigos publicados em congressos, enquanto o *Web of Science* só considera trabalhos de revistas com elevado fator de impacto.

Independente dos critérios, é notável o grande aumento de publicações ao longo dos anos em ambas as bases de dados, mostrando a relevância desse tema. No entanto, nos últimos 3 anos parece haver uma pequena queda nessas publicações, a qual é mais acentuada principalmente na base do Google Acadêmico. Pode ser realizado um aprofundamento nas principais publicações ao longo desse tempo.

O *squeal* é o principal ruído de freio, caracterizado por uma faixa de frequência entre 1.000 Hz a 20 kHz [Matozo, 2006 e Matozo, 2012]. Assim como sugerido por Spurr, 1961, atualmente, o fenômeno de *squeal* é atribuído à teoria de acoplamento modal, que é mundialmente aceita e aplicada para o desenvolvimento de sistemas de freio. Diferentemente do que foi exposto por Spurr, 1961, para freios ferroviários, de acordo

com Kinkaid et al., 2003, e Masotti e Rauch, 2015, o *squeal* ocorre em freios a disco quando em altas velocidades e grandes desacelerações. No entanto, o *squeal* podem ser encontrado em aplicações de freio de baixas velocidade e pressão, onde ocorre em diferentes frequências sonoras. De acordo com Crolla and Lang, 1991, o *squeal* é o tipo de ruído que causa os maiores prejuízos aos fabricantes, pois é a principal fonte de reclamação de desconforto nos veículos.

O *squeal* é um fenômeno induzido pelo atrito, e está associado à geometria do sistema e suas frequências naturais [Lee et al., 2013]. Isso significa que o *squeal* é uma resposta não somente do material de fricção, mas uma vibração auto excitada gerada no par tribológico em função do sistema de freio. Triches et al., 2004, apresenta uma representação, dada pela Figura 2.4, do fenômeno de acoplamento modal entre disco e pastilha.

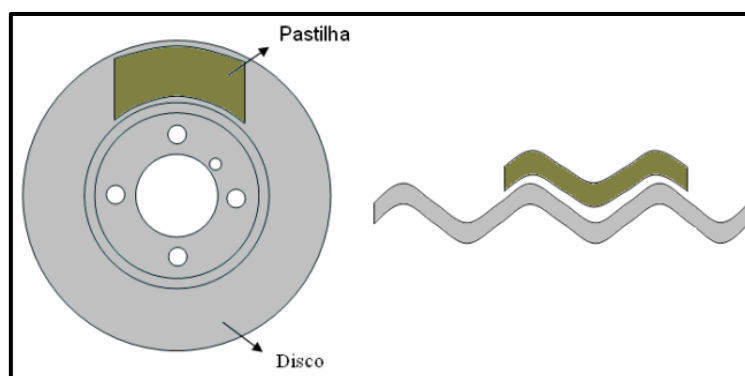


Figura 2.4 – Representação do acoplamento modal entre pastilha e disco de freio [Adaptada de Triches et al., 2004].

Uma vez que o *squeal* está associado com as características modais do sistema, torna-se possível mapear as frequências de vibração do sistema de freio com propensão ao *squeal*, existindo técnicas robustas de simulação numérica dedicadas a avaliar esse fenômeno. Essas técnicas se baseiam na análise de autovalores complexos (CEA) do sistema de freio [Antunes, 2016; Nack, 1999; Kinkaid et al., 2003; Ouyang et al., 2005; Oehlmeyer, 2008].

Triches et al., 2004, desenvolveram uma metodologia experimental para analisar o acoplamento modal entre pastilha e disco. Nesse trabalho, foram realizadas análises modais experimentais da pastilha e do disco de freio, identificando os possíveis modos instáveis através da comparação da frequência natural dos componentes com a frequência ruidosa em teste de dinamômetro. Uma vez que o modo instável foi identificado, as formas modais dos componentes foram investigadas em termos de frequência e

comprimento de onda, tanto para a pastilha quanto para o disco. Nesse trabalho, os autores utilizaram essa técnica experimental para comparar diferentes isoladores, chamados de placas antirruído, reduzindo o tempo do ciclo de desenvolvimento da redução de ruído. A Figura 2.4 apresenta um esquema representativo do acoplamento modal em termos do comprimento de onda da pastilha e do disco.

Akay, 2002, relaciona o acoplamento modal com a condição de contato entre o rotor e o material de atrito, onde nos casos de condição de contato forte, a força normal pode agir além da superfície de contato, fazendo com que o sistema responda de maneira acoplada, que é mais complexa e não linear. Assim, as instabilidades se desenvolvem nessa condição, gerando o fenômeno chamado de “*lock-in mode*”, no qual o sistema responde em uma frequência fundamental e suas harmônicas.

Atualmente, a principal ferramenta não experimental para estudar o fenômeno de instabilidade dinâmica gerador do *squeal* consiste na análise de autovalores complexos (*Complex Eigenvalue Analysis*), conhecida como CEA [Nack, 1999; Kinkaid et al., 2003; Ouyang et al., 2005; Oehlmeyer, 2008]. A análise de autovalores complexos foi inicialmente desenvolvida e aplicada através de metodologias analíticas, mas com o desenvolvimento e abrangência dos métodos numéricos, como o Método dos Elementos Finitos, foi estendida para metodologias numéricas, mundialmente difundidas.

Existem diversos modelos analíticos para avaliar as instabilidades dinâmicas, de acordo com Hoffman et al., 2002, e Spelsberg-Korspeter, 2012. As metodologias analíticas são, atualmente, pouco utilizadas, principalmente em trabalhos mais práticos e aplicados, sendo importantes para validar hipóteses e novas teorias. Nesses modelos, as equações diferenciais do movimento são aplicadas em sistemas onde a massa e a rigidez dos componentes são convertidas em parâmetros concentrados, o que dificulta para representar as complexidades geométricas e dos materiais [Ouyang et al., 2005].

Spelsberg-Korspeter, 2012, utiliza um modelo de 8 graus de liberdade (GDL) a parâmetros concentrados com duplo plano de simetria para representar o sistema de freio a disco estudado em seu trabalho. A Figura 2.5 (a) apresenta um esquema do que o autor considera o mínimo sistema de freio, composto apenas por disco e pastilhas, e (b) a representação do modelo de 8 GDL utilizado. Esse modelo é utilizado para identificar, através da análise de autovalores complexos, os modos instáveis do sistema e, posteriormente, aplicada uma metodologia de simulação com o objetivo de separar os modos simétricos do disco de freio, tornando-o assimétrico. Com isso, o autor conclui

sobre a importância de levar em consideração a geometria do rotor de freio, frente a abordagens tradicionais de redução de *squeal* através apenas da adição de placas antirruído.

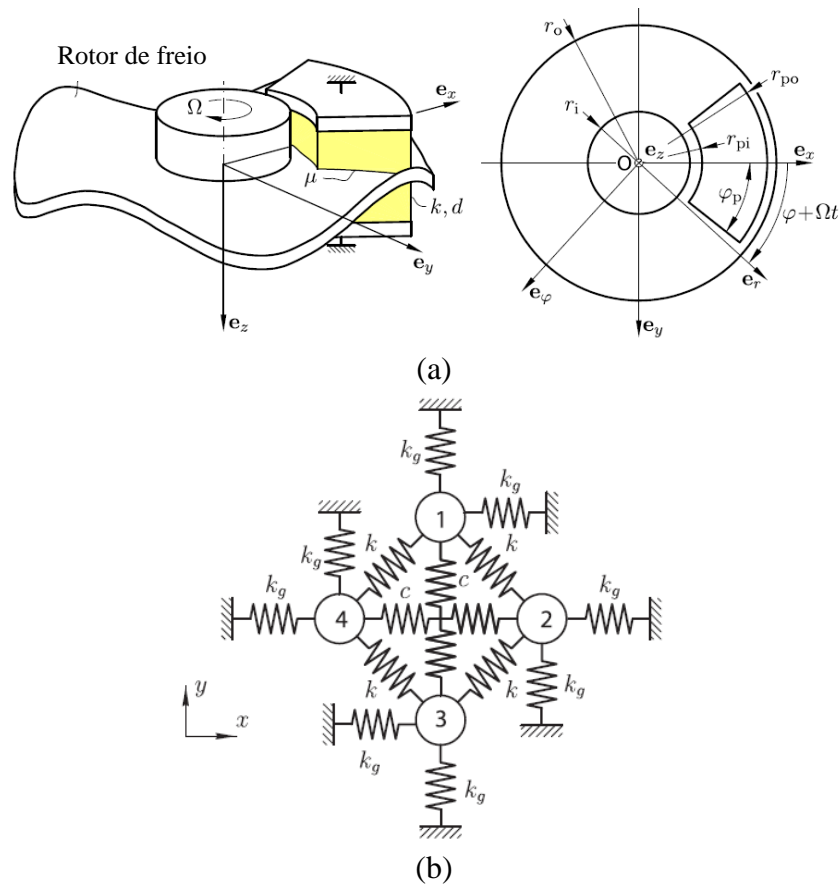


Figura 2.5 – (a) Mínimo modelo de freio a disco – disco e pastilhas – e sistema de coordenadas; (b) Modelo de 8 GDL com duplo plano de simetria [Adaptada de Spelsberg-Korspeter, 2012].

Matozo, 2006, segue a mesma ideia apresentada por Spelsberg-Korspeter, 2012, comentando que uma das formas de evitar e/ou corrigir as incidências de *squeal* em freios é através da alteração dos componentes do freio, visando alterar suas frequências naturais. Com isso, é possível contornar o fenômeno de acoplamento modal entre os componentes, evitando as ocorrências de *squeal*.

Bajer et al., 2004, apresentam a teoria matemática para instabilidades induzidas pelo coeficiente de atrito através da análise de autovalores complexos. Nesse trabalho, é apresentado o equacionamento do trabalho virtual da Lei de Coulomb para a contribuição do coeficiente de atrito causando assimetria da matriz de rigidez do sistema resolvido pelo MEF. A análise de autovalores complexos, ao incorporar essas equações e gerar assimetria na matriz de rigidez do sistema, permite a identificação das instabilidades

dinâmicas causadas pelo acoplamento modal dos componentes. Os autores apresentam a Equação 2.1 para a contribuição do coeficiente de atrito pela Lei de Coulomb ao trabalho virtual.

$$\delta\Pi = \int_A \tau_i \delta\gamma_i dA \quad (2.1)$$

Onde, A é a área de contato; $\delta\gamma_i$ é o escorregamento relativo virtual; $\tau_i = \mu(\bar{\gamma}, p)pn_i$ é a tensão tangencial; $\mu(\bar{\gamma}, p)$ é o coeficiente de atrito em função da velocidade de escorregamento e pressão de contato; p é a pressão de contato; $\bar{\gamma} = \sqrt{\dot{\gamma}_1^2 + \dot{\gamma}_2^2}$ é a taxa de escorregamento equivalente; $n_i = \frac{\dot{\gamma}_i}{\bar{\gamma}}$, $i = 1, 2$ é a direção de escorregamento normalizada.

Assim, a variação do trabalho virtual é dada pela Equação 2.2 abaixo.

$$d\delta\Pi = \int_A d\tau_i \delta\gamma_i dA = d\delta\Pi^K + d\delta\Pi^{D-} + d\delta\Pi^{D+} \quad (2.2)$$

O primeiro termo da Equação 2.2 pode ser calculado pela Equação 2.3. Esse termo é responsável pela contribuição assimétrica na matriz de rigidez do sistema, sendo essencial para capturar o fenômeno de acoplamento modal.

$$d\delta\Pi^K = \int_A \left(\mu + \frac{\partial\mu}{\partial p} p \right) n_i \delta\gamma_i dp dA \quad (2.3)$$

O segundo termo da equação é dado pela Equação 2.4. Esse termo produz uma contribuição na matriz de amortecimento, mas apenas existe se o coeficiente de atrito depende da velocidade relativa de escorregamento.

$$d\delta\Pi^{D-} = \int_A \frac{\partial\mu}{\partial\bar{\gamma}} pn_i n_j \delta\gamma_i d\dot{\gamma}_j dA \quad (2.4)$$

O terceiro e último termo é dado pela Equação 2.5. Esse termo produz uma contribuição simétrica na matriz de amortecimento do sistema, associado com as forças de atrito que tendem a estabilizar as vibrações na superfície de contato na direção perpendicular à direção de escorregamento. Ao levar esse termo em consideração, é

possível suprimir alguns modos de vibração falsos, que podem ser obtidos pela análise de autovalores complexos se esse termo não for considerado.

$$d\delta\Pi^{D+} = \int_A \frac{\mu p}{\dot{\gamma}} (\delta_{ij} - n_i n_j) \delta\gamma_i d\dot{\gamma}_j dA \quad (2.5)$$

Segundo Bajer et al., 2004, a extração dos autovalores é realizada na condição deformada do sistema. Assim, a matriz de rigidez K pode incluir as condições de solicitação mecânica (tensões) iniciais e os efeitos de rigidez de carregamento.

Analisando diversos trabalhos entre os anos 2000 e 2015, pode ser percebido que a CEA foi difundida e aplicada para diversos tipos de sistemas de freio a disco. Sistemas mais simples, compostos apenas por disco e pastilha, foram analisados por Liu et al., 2007, Oehlmeyer, 2008 e Silva et al., 2013, onde frequências ruidosas experimentais validaram as instabilidades calculadas por CEA. Outros trabalhos, tais como Bajer et al., 2004, Kun et al., 2013, e Wontae et al., 2013, incluíram a complexidade do sistema de acionamento do freio (pinça de freio), o que melhorou a representatividade da análise numérica.

Alguns autores foram além e incluíram o sistema de fixação do freio em suas análises, conseguindo respostas muito precisas na predição do ruído de *squeal* em suas análises de CEA [Kung et al., 2000a, Fritz et al., 2007, Park et al., 2012, Esgandari et al., 2013, e Ali e Ghazaly, 2015]. Com essa tendência de aumentar a representatividade das análises, através da adição de componentes adjacentes ao freio, pode ser percebido que as análises melhoraram as respostas numéricas de identificação de ruído, mostrando a relevância e influência desses componentes nos modos de vibração do sistema.

Autores como Kinkaid et al., 2003, e, principalmente, Oberst, 2011, apresentam extensas revisões bibliográficas sobre o tema de ruído de freio, abordando trabalhos com aplicação de metodologias analíticas e numéricas de diferentes complexidades. Oberst, 2011, e posteriormente Oberst e Lai, 2015, apresentam sua metodologia de predição de *squeal* através de CEA, onde utilizaram um sistema de freio simplificado, estendendo para uma análise de vibro acústica dos modos instáveis do sistema de freio com o auxílio do Método dos Elementos de Contorno (*Boundary Element Method* – BEM).

De acordo com Massi et al., 2007, o ruído do tipo *squeal* é um assunto complexo, uma vez que existem diversos fatores influenciando nesse fenômeno. Um dos efeitos mais

complexos em torno do *squeal* consiste no contato não linear entre o rotor de freio e o material de atrito, afetando diretamente a força de atrito. Esses autores estudaram dois procedimentos numéricos para analisar o fenômeno de *squeal*: a clássica análise de autovalores complexos linear e a análise dinâmica não linear, ambas com aplicação de amortecimento estrutural proporcional para todo o modelo.

Os autores comparam as duas metodologias propostas e encontram respostas próximas entre elas, então aplicam a CEA linear para investigar as principais condições para o *squeal*, alcançando uma melhor eficiência computacional com a CEA linear. Todo o estudo apresentado por Massi et al., 2007, é baseado em um sistema de freio a disco simplificado similar a uma configuração de bancada experimental, a qual foi utilizada para validar os modelos. De acordo com esses autores, o coeficiente de atrito é o principal parâmetro no *squeal* para induzir o acoplamento modal, por essa razão, as não linearidades de contato da dinâmica do sistema não devem ser negligenciadas.

Grange et al., 2009, trabalharam em análises de predição de *squeal* através de metodologias numéricas, onde identificaram dois métodos para analisar o fenômeno. A primeira e mais comum técnica consiste na análise linear de autovalores complexos, baseada em condições lineares do contato, considerando contato e escorregamento integrais entre rotor e material de atrito. Essa técnica fornece uma lista dos modos e das frequências instáveis, as quais tem potencial para gerar a ocorrência de *squeal*.

O segundo método consiste em uma análise dinâmica não linear no domínio do tempo com a aplicação de análise por elementos finitos, onde a estimativa da função de correlação da resposta do sistema não linear é realizada através da técnica do decremento randômico (*Randon Decrement Technique*, RDT). Essa técnica serve para obter informações de entrada para a identificação dos parâmetros modais do sistema linear pelo Método de Ibrahim no Domínio do Tempo (*Ibrahim Time Domain Method*, ITDM). Esse método permite levar em consideração o tipo de separação das não linearidades e descrever o complexo fenômeno de aderência-deslizamento (*stick-slip*) ou separação de ondas de aderência-deslizamento.

Miranda et al., 2020, apresentam um trabalho voltado à predição de ruído do tipo *squeal* para motocicletas através de CEA. Os autores avaliaram a influência de diversos parâmetros na geração de ruído do tipo *squeal*, tais como: temperatura, velocidade de rotação do disco, pressão de atuação do freio, coeficiente de atrito, módulo de elasticidade do material de atrito, do disco e da plaqueta, além da área de contato da pastilha com o

disco. Essas avaliações foram realizadas através de cinco condições, as quais foram estabelecidas para varrer condições encontradas em literatura.

Miranda et al., 2020, encontraram uma forte relação entre os parâmetros avaliados e a geração de *squeal*. Os parâmetros operacionais afetam a geração de *squeal* através do impacto dos mesmos no coeficiente de atrito, sendo que a temperatura tem efeito diretamente proporcional no CoF, enquanto pressão e velocidade afetam de forma inversamente proporcional. Os autores encontraram relação quase linear entre CoF e geração de *squeal*. Com relação à área de contato, os autores discutem a influência dessa na quantidade de modos instáveis, sendo que a modificação da área de contato altera proporcionalmente a distribuição da pressão de contato.

As análises de predição de *squeal* para freios a disco têm sido amplamente utilizadas e existem diversas literaturas sobre o tema, porém, quando se trata de freios a tambor, as literaturas são mais escassas. De acordo com o trabalho de Antunes, 2016, apesar de a técnica numérica de CEA ser muito similar, os freios a tambor exigem alguns cuidados adicionais, dada a maior complexidade existente na interface de contato, levando a maiores dificuldades de convergência, por exemplo. Segundo Loannidis et al., 2003, e Ahmed et al., 2014, as sapatas dos freios a tambor estão sujeitas a grandes deformações, o que causa uma significativa influência na pressão de contato na interface entre lona e tambor, e, conseqüentemente, afetando as respostas de predição de *squeal*.

De acordo com Antunes e Masotti, 2017, a distribuição da pressão de contato entre lona e tambor é muito diferente daquilo que é expresso nos livros clássicos, como Norton, 2013. Antunes e Masotti, 2017, discutem as premissas necessárias para se obter a pressão de contato senoidal, dentre as principais estão tambor e sapatas rígidas e contato perfeitamente integral entre tambor e lonas de freio. Essas simplificações não podem ser assumidas em análises de CEA, pois a assimetria da matriz de rigidez será altamente dependente da condição de contato.

Antunes e Masotti, 2017, mostram que quando essas e outras premissas não são respeitadas, a pressão de contato obtida é muito diferente da pressão senoidal. A flexibilidade do tambor e das sapatas, associada com a não concentricidade entre tambor e sapatas, faz com que haja uma pressão de contato muito concentrada nas extremidades dos blocos de lona e pouca pressão atuando no centro dos mesmos. A Figura 2.6 foi extraída do trabalho de Antunes e Masotti, 2017, onde pode ser vista a não uniformidade da distribuição da pressão de contato.

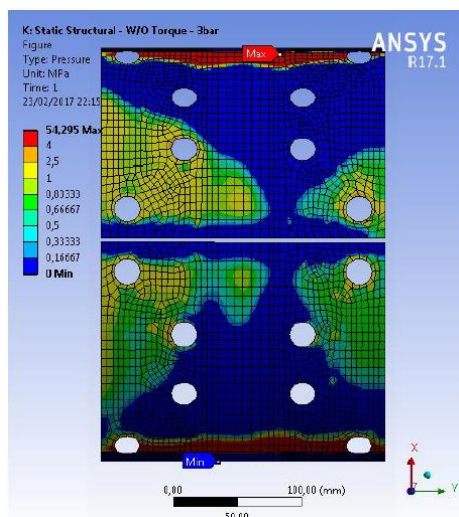


Figura 2.6 – Mapa de cores para a distribuição da pressão de contato na interface entre lona e tambor [Adaptada de Antunes e Masotti, 2017].

Antunes e Masotti, 2017, validaram seu modelo de elementos finitos através da comparação entre as deformações calculadas com medições experimentais. Um trabalho anterior, Hohmann, 1999, avaliou a distribuição da pressão de contato entre lona e tambor, onde propôs diferentes geometrias para os blocos de material de atrito, visando uniformizar o perfil dessa distribuição. Ambos os trabalhos mostram a dificuldade de lidar com o modelamento das complexidades dos freios a tambor.

Hamabe et al., 1999, apresentam um amplo estudo sobre predição de *squeal* em freios a tambor de veículos de passeio através da análise de autovalores complexos. Esses autores analisaram um freio com frequências de *squeal* em 3.000 Hz e 4.000 Hz nas análises experimentais realizadas para caracterizar as ocorrências de ruído. Os autores realizaram análises modais experimentais do tambor, onde encontraram frequências naturais próximas às frequências de ocorrência de *squeal*. Eles fazem uma discussão sobre o acoplamento desses dois modos no modo instável do sistema.

Na sequência, Hamabe et al., 1999, simularam o tambor de freio e executaram uma análise de autovalores complexos no sistema de freio completo. Os autores discutem ainda sobre as formas modais do modo instável e as formas modais do tambor de freio que eles propõem serem responsáveis pelo acoplamento modal e, conseqüentemente, pela geração de ruído. Esses autores validam suas análises através de medições experimentais, bem como propõem ainda uma ferramenta matemática para quantificar as contribuições dos componentes, o que será explorado mais à frente nesse trabalho.

Somnay e Shih, 2002, avaliaram a identificação de instabilidades em freio a tambor por CEA através do Método dos Elementos Finitos. Nesse trabalho, foi utilizado o ANSYS Multiphysics para a condução das análises numéricas. Inicialmente, os autores utilizam comparação de análises modais numéricas e experimentais para validar os modelos numéricos, encontrando boa concordância de resultados. Esses autores analisam a influência de três parâmetros na instabilidade do sistema: rigidez do material de atrito; rigidez do tambor de freio; coeficiente de atrito. A Figura 2.7 mostra o modelo de elementos finitos utilizado pelos autores em seu trabalho.

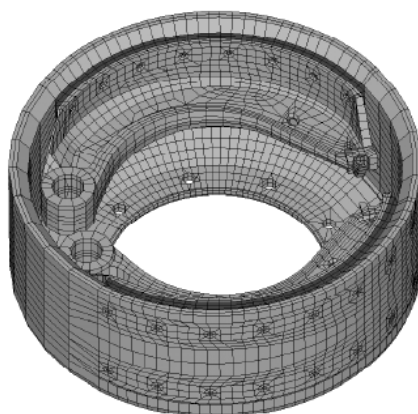


Figura 2.7 – Modelo em elementos finitos do sistema de freio a tambor [Adaptada de Somnay e Shih, 2002].

Os resultados encontrados por Somnay e Shih, 2002, podem ser resumidos na Figura 2.8, a qual apresenta um comparativo entre a sensibilidade relativa normalizada dos três parâmetros analisados. Os autores apresentam o coeficiente de atrito como o maior efeito de influência no ruído, sendo que aumentos no CoF melhoram a performance do freio, mas pioram o comportamento de ruído linearmente. De acordo com o modelo proposto pelos autores, a performance em ruído é melhorada com aumento na rigidez do tambor e redução na rigidez das lonas de material de atrito. Esses autores ainda mencionam a importância de aplicar amortecimento nesse tipo de análise, mas não chegam a utilizar em seus modelos.

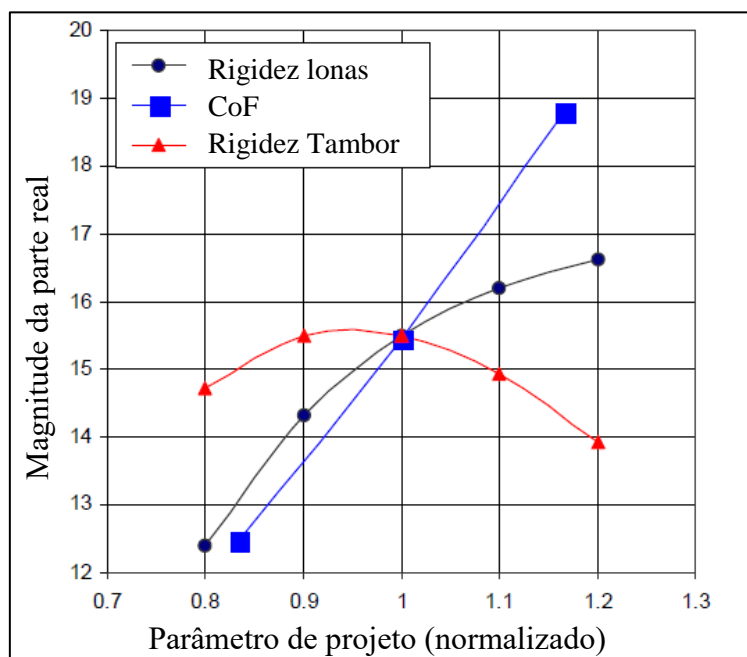


Figura 2.8 – Comparação da sensibilidade relativa entre os três parâmetros avaliados [Adaptada de Somnay e Shih, 2002].

Huang et al., 2006, estudaram a predição de ruído do tipo *squeal* por CEA em freios a tambor com a ferramenta ANSYS. Nesse trabalho, o contato entre lona e tambor é modelado por N molas, cuja rigidez individual é assumida igual a uma barra. Esses autores realizaram uma análise de sensibilidade para o coeficiente de atrito, rigidez das lonas e rigidez dos cilindros de atuação da pressão hidráulica. Uma das mais importantes conclusões desse trabalho é acerca das formas modais dos modos de vibração instáveis que geram ruído: para que ocorra o acoplamento entre dois modos, os mesmos precisam possuir formas modais parecidas, só assim eles irão se combinar na presença do coeficiente de atrito e resultar em instabilidade.

Fritz et al., 2007, estudaram freios a disco, mas adicionaram a propriedade de amortecimento de forma teórica em suas análises. Os autores apresentam um resultado de uma curva da frequência instável em função do coeficiente de atrito para diversos valores de amortecimento, considerando um mesmo par complexo conjugado instável. Já Esgandari et al., 2013, apresentam uma revisão sobre amortecimento e definem a utilização de amortecimento proporcional de Rayleigh como o tipo de amortecimento mais adequado para as análises de CEA. Esses autores realizam diversas análises de predição de *squeal* a partir de seus modelos de freio a disco.

Esgandari, 2015, apresenta em sua tese de doutorado um estudo detalhado sobre a aplicação de amortecimento nas análises de CEA. O autor realiza análises modais

experimentais através de impacto com martelo para mapear os modos de vibração, frequências e amortecimentos de cada componente individualmente e em conjuntos. Através dessas medições, é possível calcular os coeficientes do amortecimento de Rayleigh para utilização nas análises de CEA. Esse autor utiliza um sistema de freio completo, com diversos componentes do freio e fixação, como pode ser visto na Figura 2.9.

Esgandari, 2015, além das análises de amortecimento, ainda analisa o efeito da adição de placas antirruído ao modelo numérico através do amortecimento de Rayleigh, onde os resultados obtidos mostram uma significativa melhora na concordância entre resposta do modelo numérico e os testes em dinamômetro. É realizado ainda um estudo sobre a influência da distribuição de diferentes níveis de coeficiente de atrito ao longo da superfície da pastilha, o que mostrou uma melhora na resposta de ruído do sistema para algumas das distribuições propostas pelo autor. A Figura 2.10 apresenta o caso estudado com melhor resposta na redução das ocorrências de *squeal*.

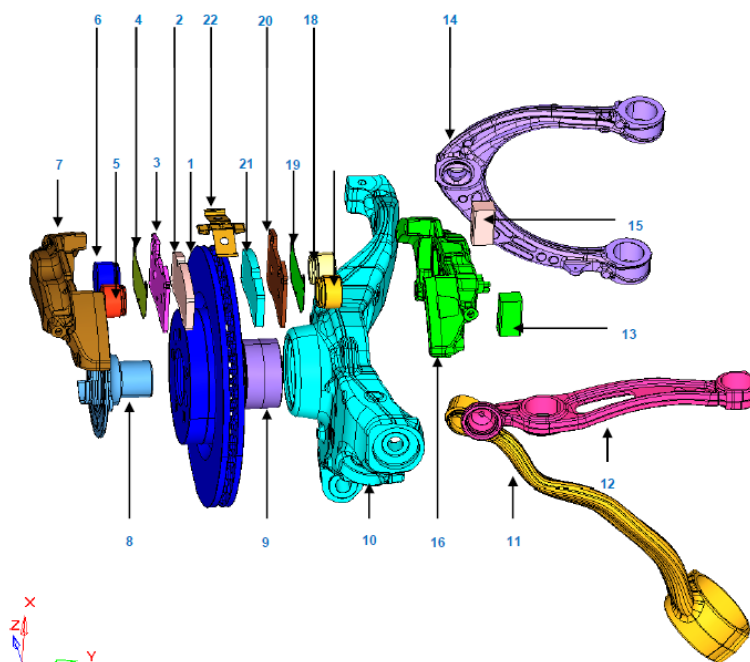


Figura 2.9 – Vista explodida dos componentes do freio utilizado nas análises de CEA [Adaptada de Esgandari, 2015].

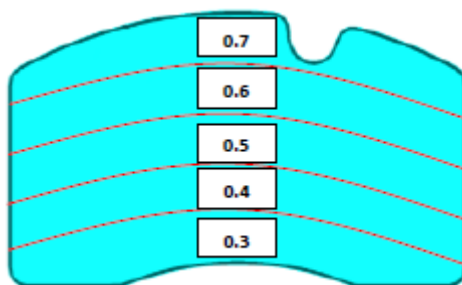


Figura 2.10 – Caso de estudo de distribuição do CoF radialmente na superfície da pastilha [Adaptada de Esgandari, 2015].

Cantone e Massi, 2011, propuseram um extensivo estudo sobre o efeito do amortecimento no fenômeno de *squeal*, onde aplicaram a Lei de Rayleigh para calcular o amortecimento obtido a partir de resultados experimentais e aplicar esses valores aos modelos numéricos. Os autores basearam seus modelos em análises modais pré-estressadas desenvolvidas pela ANSYS, as quais consistem de passos: aplicação dos carregamentos de acionamento do freio e análise modal para extração dos autovalores complexos. Esse estudo foi baseado nas mesmas configurações experimentais e numéricas apresentadas por Massi et al., 2007, e Grange et al., 2009.

Os autores encontraram uma boa concordância entre as análises numéricas e experimentais, uma vez que eles mostraram algumas simplificações nos modelos e nos cálculos de amortecimento. Um resultado interessante trazido por esses autores consiste na maneira em que o amortecimento é adicionado no sistema: amortecimento homogêneo estabiliza o sistema, enquanto amortecimento não homogêneo torna o sistema mais instável.

Antunes, 2016, apresenta detalhadamente a técnica de CEA utilizada para a predição dos ruídos de freio do tipo *squeal*. Nesse trabalho, além da técnica são ainda apresentadas curvas de sensibilidade da instabilidade dos sistemas de freio analisados em função dos principais parâmetros, tais como coeficiente de atrito, força de acionamento do freio e rigidez dos materiais do freio. A técnica é validada através da comparação dos resultados numéricos com resultados experimentais para dois veículos, com sistemas de freio a tambor distintos.

Com essa revisão bibliográfica, é possível ter uma ideia da abordagem sobre o tema de predição de *squeal* na literatura. A maioria dos trabalhos disponíveis têm foco em freios a disco, sendo poucos encontrados para freios a tambor, e muito menos para freios a tambor comerciais. Pode ser percebido ainda que poucos trabalhos utilizam algum

tipo de amortecimento, o qual é importante na redução de modos instáveis falsos pelas metodologias de CEA.

O trabalho de Antunes, 2016, apresenta a combinação dessas condições, isto é, ruído de *squeal* em freios a tambor comerciais analisados por CEA e efeitos de amortecimento de Rayleigh. Apesar dos avanços conseguidos até esse momento, onde é possível identificar os modos instáveis, ainda não foi tratado sobre ferramentas matemáticas voltadas para a redução dos ruídos de freio do tipo *squeal*, o que será abordado na próxima seção.

2.2 Fatores de contribuição modal

A identificação dos modos instáveis pelas metodologias de CEA, por exemplo, apesar de fundamental para mitigar os ruídos de freio do tipo *squeal*, é apenas o início dos trabalhos necessários para obter um sistema de freio acusticamente confortável. Uma vez que os modos são identificados, é necessário evitar o acoplamento modal dos componentes, afim de eludir a geração de *squeal*. Algumas das estratégias para evitar a ocorrência desse fenômeno de acoplamento modal, consistem na modificação das frequências dos diferentes modos de determinados componentes, já que uma das condições para a ocorrência do acoplamento modal é a proximidade das frequências entre os componentes.



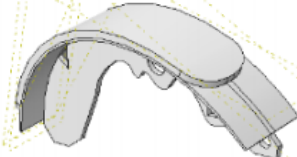
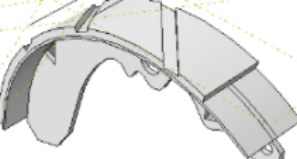

Isso pode ser realizado através de modificações geométricas, ou seja, chanfros e rasgos no material de atrito, como nos estudos de Ergün et al., 2013. Esses autores analisaram freios a disco de veículos comerciais através de rodagens em rota e testes de dinamômetro inercial simulando as rotas. Nesse trabalho, os autores modificaram a geometria do material de atrito das pastilhas, chegando a uma proposta de aumento de largura do rasgo e chanfros nas extremidades, conforme Figura 2.11, que reduziu os índices de ruído em dinamômetro de 0,82% para 0,16%. Essa pastilha com menor geração de ruído foi testada subjetivamente em veículo, apresentando melhores resultados na avaliação do motorista.



Figura 2.11 – Pastilhas de freio de veículo comercial, onde: (a) Pastilha original; (b) Pastilha modificada [Adaptada de Ergün et al., 2013].

Rahma et al., 2013, analisaram numérica e experimentalmente a influência de chanfros e rasgos no ruído de *squeal* em freios a tambor de automóveis, encontrando uma proposta de modificação que eliminou os ruídos do freio. A Tabela 2.1 apresenta as modificações propostas pelos autores, sendo que a “Modificação 3” eliminou as ocorrências de ruído.

Tabela 2.1 – Modificações realizadas nas lonas de freio para redução de ruído do tipo *squeal* [Adaptada de Rahma et al., 2013].

Modificações na lona de freio		
Modificação	Lona	Descrição
Projeto original		Lona sem modificação
Modificação 1		Chanfro nas duas extremidades (inclinação de 30°)
Modificação 2		Extremidades arredondadas (raio = 13mm)
Modificação 3		Rasgos diagonais (45° x 7 mm de largura x 3mm espessura)
Modificação 4		Rasgos retos (10 mm de largura x 3 mm de espessura)

Outra maneira de mitigar os ruídos é através de modificações estruturais nos componentes do freio, como o apresentado por Hamid et al., 2013. Esses autores também analisaram freios a tambor de automóveis, mas aplicaram apenas técnicas experimentais para avaliar o ruído. Em seu trabalho, fizeram modificações estruturais nas sapatas de freio, como na Figura 2.12, onde conseguiram reduzir os níveis de aceleração, mas não eliminar o *squeal*.

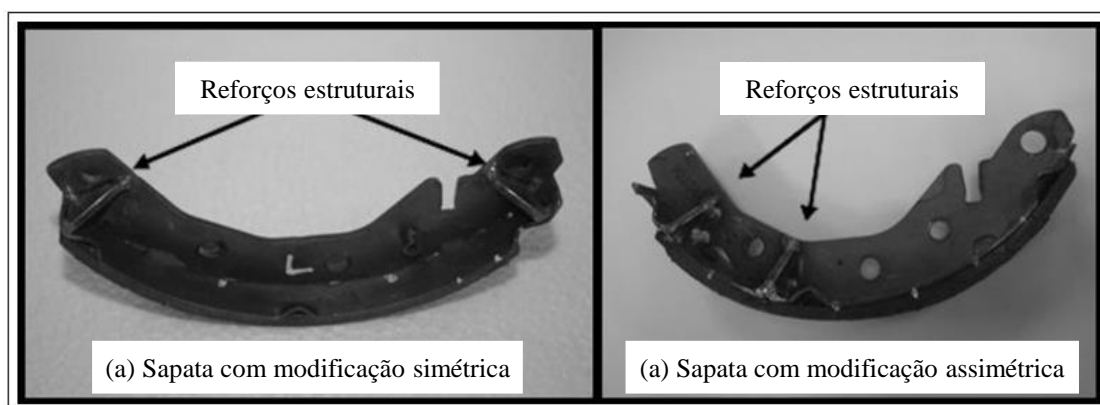


Figura 2.12 – Reforços estruturais utilizados nas sapatas de freio para reduzir o *squeal* [Adaptada de Hamid et al., 2013].

Esses trabalhos apresentam alternativas interessantes do ponto de vista prático para reduzir as ocorrências de ruído. Porém, as modificações propostas foram elaboradas e avaliadas de maneira experimental, de forma empírica na tentativa e erro, até atingir a melhora nos resultados. Todos os autores apresentados encontraram a alternativa com menor geração de ruído a partir de um conjunto de possibilidades testadas experimentalmente. O problema com essas metodologias é o fato de necessitarem de iterações experimentais, as quais levam a longos e dispendiosos processos de testes das propostas.

A partir disso, se faz necessário a aplicação de técnicas de simulação para auxiliar na escolha das alterações possíveis. As metodologias de predição discutidas anteriormente são o primeiro passo nesse processo, mas exigem uma extensão para a identificação dos componentes com maior contribuição e os respectivos modos de vibração individual desses componentes. Assim, é possível, matematicamente, definir o componente onde a modificação geométrica, por exemplo, será mais eficaz, bem como direcionar a modificação a partir da forma modal desse componente.

O *Modal Assurance Criterion* (MAC) ou Critério de Garantia Modal pode ser definido como um indicador estatístico de correlação entre formas modais [Pastor et al., 2012]. O MAC estabelece uma metodologia de cálculo de percentual de similaridade entre formas modais diferentes, baseada nos vetores de deslocamento nodal da configuração deformada do componente. De acordo com van der Valk, 2010, o MAC quantifica o grau de correspondência entre dois vetores, indo de 0 a 1 (ou 0% a 100%). Se o valor de MAC é 0, os vetores ou formas modais não tem relação nenhum, mas se é 1 os vetores descrevem exatamente a mesma forma modal.

A partir do MAC, pode ser definido o *Substructure Modal Assurance Criterion* (SUMAC) ou Critério de Garantia Modal de Substrutura, que corresponde ao MAC aplicado para correlação entre substruturas e a estrutura global. Segundo van der Valk, 2010, o SUMAC é uma ferramenta para auxiliar na verificação da contribuição modal de uma determinada parte de um sistema na forma modal do sistema completo. Ambas as metodologias descritas, MAC e SUMAC, podem ser aplicadas para o cálculo dos fatores de contribuição modal, os quais são utilizados nas definições de componentes e modos de vibração associados com os modos instáveis.

Hamabe et al., 1999, apresentam os cálculos de MAC para identificar a contribuição dos modos de vibração dos componentes de um sistema de freio a tambor nos dois modos instáveis existentes no respectivo freio. Os autores discutem formas de validar sua metodologia experimentalmente, onde encontraram correlação com as medições realizadas por acelerômetros para identificação das formas modais experimentais. Eles discutem a elevada contribuição do sexto e de segundo modo de vibração do tambor no ruído gerado. Afirmam ainda que os ruídos causados pelo tambor podem ser reduzidos através do controle da frequência natural desse componente.

Kung et al., 2000a, descrevem a utilização do número de MAC em seu trabalho, visando a identificação da contribuição de cada componente do freio a disco analisado no modo instável de interesse no sistema. Os autores utilizam a nomenclatura de fatores de participação modal (*Modal Participation Factors*, MPF) para o componente e para o sistema. O MPF para o sistema quantifica a contribuição de cada componente na vibração do sistema, similarmente ao SUMAC. O MPF para o componente quantifica a similaridade entre a forma modal do modo instável de cada componente com os modos de vibração individual do respectivo componente. Segundo os autores, os fatores de participação modal produzem informações sobre o possível acoplamento modal entre os

componentes e/ou os subsistemas. De maneira ilustrativa, pode ser vista a Tabela 2.2, que apresenta os fatores calculados pelos autores.

Tabela 2.2 – Fatores de participação modal para o modo de 2,5kHz apresentados por Kung et al., 2000a [Adaptada de Kung et al., 2000a].

Componente	MPF do sistema	Modo do componente	MPF do componente
Rotor	23%	3ND	53%
		1R	11%
		1NC	7%
		1X	6%
		Outros	23%
Pinça de freio	24%	Corpo rígido	86%
		Modo 2	4%
		Outros	10%
Pastilhas	16%	Corpo rígido	89%
		1B	9%
		Outros	2%
Suporte	29%	Modo 1	29%
		Modo 3	13%
		Modo 7	16%
		Modo 9	15%
		Outros	27%
Outros	8%		

Kung et al., 2000b, descrevem a utilização de um algoritmo desenvolvido pelos próprios autores para realizar o cálculo de MAC nos modelos de CEA. A nomenclatura utilizada nesse trabalho consiste em fator de participação modal e fator de participação do componente. O fator de participação do componente é definido como a contribuição de cada componente para o sistema global, enquanto o fator de participação modal pode ser definido como a participação de um modo de vibração de um componente para a forma modal instável do mesmo componente no sistema global. A Figura 2.13 apresenta um gráfico utilizado pelos autores para expressar os MPF dos componentes para um dos modos analisados em função do coeficiente de atrito.

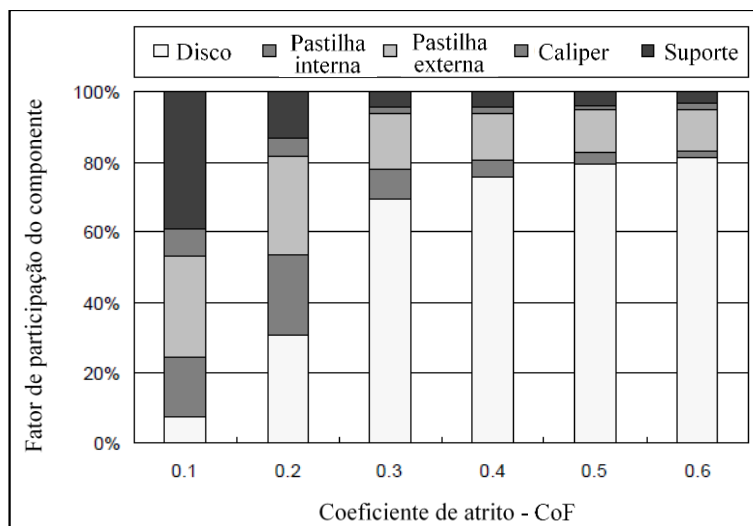


Figura 2.13 – Fatores de participação modal do modo B em função do CoF [Adaptada de Kung et al., 2000b].

Papinniemi et al., 2004, apresentam um estudo sobre freios a disco, no qual elaboraram um modelo de elementos finitos do sistema de freio completo e aplicaram a CEA para identificar as instabilidades do sistema. Na sequência, esses autores aplicaram três métodos para a identificação dos componentes a serem modificados e eliminar o *squeal*: dois métodos energéticos e o método de participação modal. O freio analisado consiste de pastilhas, cilindros, pinos guias, pinça de freio, suporte de fixação e disco, de acordo com a Figura 2.14, que apresenta o modelo de elementos finitos proposto pelos autores.

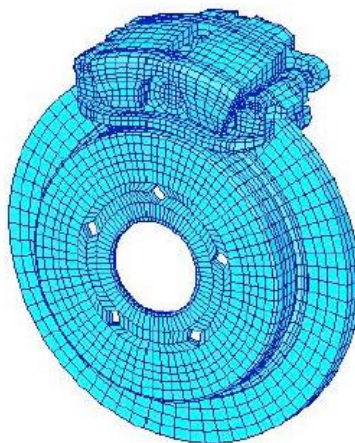


Figura 2.14 – Modelo de elementos finitos do sistema de freio completo [Adaptada de Papinniemi et al., 2004].

Os autores realizaram análises modais experimentais de cada componente individualmente na condição livre e do sistema montado com 0 MPa e 2 MPa. A partir desses testes, os autores puderam analisar o efeito do acoplamento entre os diferentes

componentes nas frequências naturais do sistema, bem como acessar o amortecimento do sistema, permitindo atualizar o modelo numérico. Com isso, eles concluíram que as características do disco de freio dominam a resposta vibratório do sistema de freio montado. Eles perceberam ainda que o acionamento do freio com a pressão de 2 MPa adiciona significativo amortecimento e, conseqüentemente, reduz os picos de vibração.

Após a CEA, Papinniemi et al., 2004, encontraram 108 modos de vibração entre 0 e 12 kHz, dos quais foram encontrados 7 modos instáveis para $CoF = 0,5$. Foi investigado o efeito do coeficiente de atrito através da variação desse parâmetro entre 0 e 0,5 com incrementos de 0,05, sendo encontrado o valor de 0,35 como o gatilho para a instabilidade dos modos 104 e 105, na frequência de 11.860 Hz, a qual foi verificada ruidosa em testes de dinamômetro inercial. Os autores deixam claro que não utilizaram amortecimento nas análises numéricas de CEA.

Papinniemi et al., 2004, estudaram três métodos para quantificar as contribuições dos componentes e seus modos nas instabilidades do sistema: o primeiro método consiste na energia de deformação do sistema, que é a energia potencial elástica dos elementos da estrutura devido ao deslocamento, permitindo quantificar a contribuição de cada componente em cada modo. O segundo método é chamado *feed-in energy* ou energia de alimentação, que consiste no cálculo da energia vibracional convertida a partir do trabalho de atrito, que é adicionada ao sistema através do deslizamento relativo entre a interface de atrito. Esse cálculo permite quantificar o modo instável com maior energia para gerar *squeal*, identificando o modo que precisa ser modificado.

O terceiro método apresentado pelos autores consiste no método de participação modal, realizado através do MAC. Esse método correlaciona os modos de vibração individual dos componentes em condição livre-livre com o modo instável do sistema acoplado, permitindo identificar o modo do componente com maior participação no modo instável. Assim, o modo pode ser modificado através de uma ferramenta matemática, não dependendo de análises visuais e interpretações qualitativas para ser encontrado. Através da aplicação desses três métodos e da CEA conjuntamente, os autores alcançaram um método robusto para prover discernimento sobre o fenômeno de *squeal* e qual componente precisa ser modificado para reduzir as ocorrências de *squeal*.

Park et al., 2012, apresentam sua metodologia para análise e redução de *squeal* em freio a disco, a qual denominam de mapeamento modal. Os autores realizam uma análise de autovalores complexos e utilizam os conceitos de fatores de participação modal

para o componente (MPFC) e para o sistema (MPFS), além de coordenadas generalizadas (*Generalized Coordinate*, GC) para identificar as contribuições dos componentes e modos dos componentes no modo instável. Com isso, os autores realizam uma otimização de forma com função objetivo de redução de massa e restrições baseadas na separação das frequências dos modos instáveis.

Os autores realizam duas análises no sistema de freio completo: a primeira consiste na própria análise de autovalores complexos; enquanto a segunda é uma análise modal normal. Assim, eles utilizam as coordenadas generalizadas (GC) para identificar os modos de vibração normais do sistema de freio que estão associados com os modos de vibração instáveis. Cada modo instável tem dois modos de vibração normais associados, os quais, segundo os autores, precisam ter suas frequências separadas para evitar o acoplamento modal. A Figura 2.15 apresenta um modo instável e os respectivos modos de vibração identificados pelas coordenadas generalizadas.

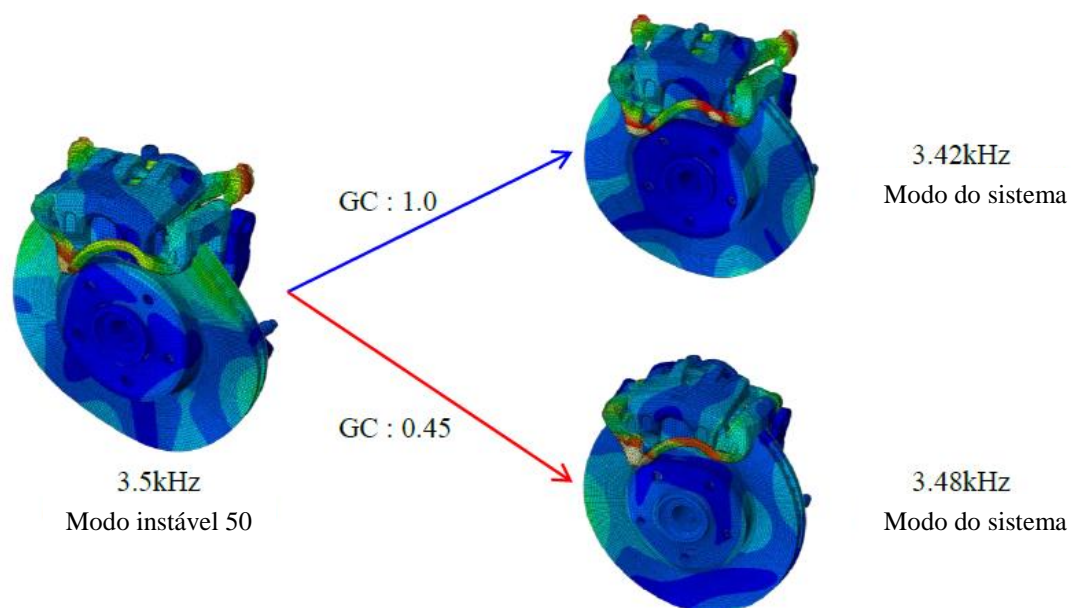


Figura 2.15 – Coordenadas generalizadas para o modo instável 50 em 3,5 kHz [Adaptada de Park et al., 2012].

A partir desse ponto, Park et al., 2012, calculam os fatores de participação modal (MPF) para o modo complexo e para os modos do sistema normal, onde identificam a contribuição de cada componente do freio nesses modos, similarmente ao SUMAC. No caso estudado pelos autores, o suporte de fixação e a pinça de freio tiveram as maiores contribuições no modo instável de 3,5 kHz. Assim, os autores investigaram, através do MPF para o componente, o modo de vibração livre da pinça de freio e do suporte de fixação individualmente que possuem a maior contribuição no modo instável.

A partir desse mapeamento modal e da contribuição da pinça de freio e do suporte, os autores definem que o modo 1 do suporte deve ter a frequência reduzida, devido sua contribuição no modo 49 do sistema. Já para a pinça de freio, o modo 1 deve ter a frequência reduzida, devido à contribuição no modo 49 do sistema, e o modo 2 deve ter a frequência aumentada, devido à contribuição no modo 50 do sistema. Essas informações são utilizadas para estabelecer as restrições do processo de otimização de forma.

Com isso, os autores conseguiram reduzir o modo 1 do suporte de 751 Hz para 677 Hz (redução de aproximadamente 10%); aumentar o modo 2 da pinça de freio de 2326 Hz para 2503 Hz (aumento de aproximadamente 7,6%). O modo 1 da pinça de freio, no entanto, não foi reduzido e sim aumentado de 2266 Hz para 2427 Hz (7,1%). A Figura 2.16 apresenta os principais modos da pinça de freio antes e após o processo de otimização. Com os resultados obtidos, Park et al., 2012, rodaram novamente o modelo de CEA para as duas propostas de modificação de componente individualmente, uma de pinça de freio e uma de suporte. Ambas as propostas eliminaram o *squeal* de 3,5 kHz.

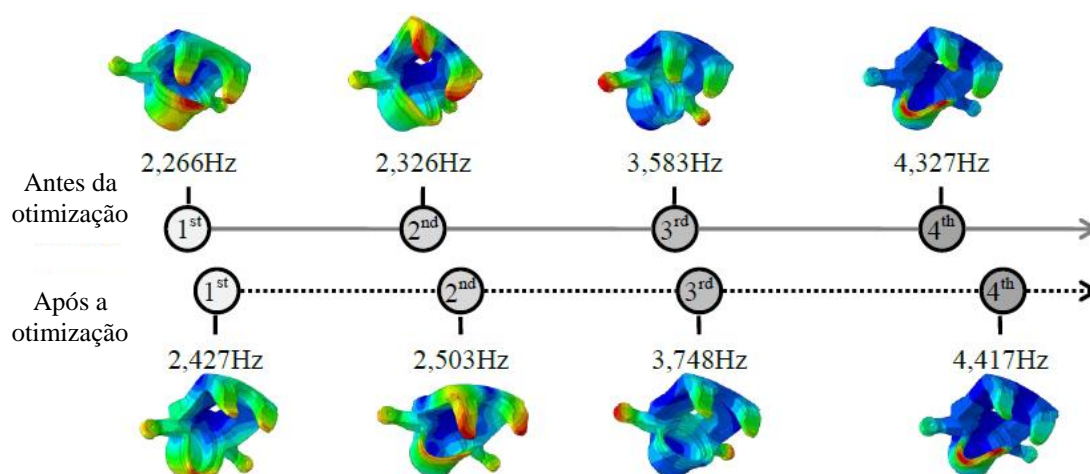


Figura 2.16 – Separação modal antes e após a otimização de forma da pinça de freio [Adaptada de Park et al., 2012].

Wontae et al., 2013, apresentam uma continuação ao trabalho de Park et al., 2012, iniciando seu artigo com uma revisão sobre o trabalho anterior, onde apontam algumas limitações do método de mapeamento modal previamente estabelecido: MPFC e MPFS são propriedades médias dos componentes; a condição de contorno livre utilizada nas análises dos componentes não contém todas as informações relacionadas aos modos do sistema; as variáveis de controle são as frequências; a alteração de frequência é baseada apenas na análise modal do componente individualmente.

A proposta desse novo trabalho é apresentar uma metodologia que permita contornar as limitações do método de mapeamento modal. Para isso, Wontae et al., 2013, estabelecem o conceito de relação massa/rigidez, que, segundo eles, permite realizar modificações assertivas e nas regiões apropriadas para alterar a geometria dos componentes. A Tabela 2.3 apresenta a relação utilizada pelos autores para direcionar seu estudo. Com o método proposto, os autores conseguiram eliminar duas das quatro instabilidades encontradas no sistema de freio e reduzir a amplitude da parte real das outras duas em mais de 50%.

Tabela 2.3 – Relação entre massa e rigidez com a respectiva mudança no projeto [Adaptada de Wontae et al., 2013].

Como a região do componente se movimenta no modo do sistema		Efeito / propriedade	Direção da mudança de geometria no projeto	
Movimento	Deslocamento		Diminuir frequência	Aumentar frequência
Grande	Pequena	Massa	Reforçar	Reduzir
Pequena	Grande	Rigidez	Reduzir	Reforçar

2.3 Ruídos de baixa frequência – *groan/chatter*

O *groan* é definido por ser um ruído de baixa frequência causado pelo fenômeno de aderência-deslizamento (*stick-slip*) em baixas velocidades e condições de frenagem moderadas, causando vibrações na faixa de frequência entre 100 Hz e 1000 Hz [Fuadi et al., 2009; Neis et al., 2015]. A faixa de frequência desse tipo de ruído tem variações para diferentes pesquisadores, Akay, 2002, por exemplo, classifica o *groan* na faixa entre 10 Hz e 30 Hz, com harmônicas de até 500 Hz. Segundo Akay, 2002, esse ruído é caracterizado por uma ressonância de baixa frequência gerada pelo fenômeno de aderência-deslizamento (*stick-slip*) a partir de instabilidades geométricas das pastilhas de freio. A definição trazida por Akay, 2002, no entanto, se aproxima das definições do ruído de *creep groan* e se afasta do *groan*, apesar de ambos os ruídos serem gerados pelo fenômeno de vibrações auto excitadas.

Diferentemente dos ruídos do tipo *squeal*, os quais são extensamente abordados por diversas literaturas, os ruídos do tipo *groan* têm sido estudados por poucos autores. Uma pesquisa similar à apresentada para *squeal*, no Google Acadêmico e no *Web of Science* procurando pela palavra-chave “*brake groan*”, revelou poucos trabalhos

publicados sobre esse tema. A Figura 2.17 apresenta um gráfico com número de publicações sobre o tema desde o ano 2000. A curva nomeada “*Groan – GA*” se refere aos trabalhos sobre o tema encontrados no Google Acadêmico, enquanto a curva “*Groan – WoK*” se refere aos trabalhos publicados disponíveis na base de dados do *Web of Science* (*Web of Knowledge*).



Figura 2.17 – Gráfico do número de publicações sobre ruído de *groan* ao longo do tempo, de acordo com o Google Acadêmico e com o Web of Science, pesquisando pelo termo “*Brake Groan*”.

A norma SAE J2786 estabelece uma nomenclatura para os diferentes ruídos de freio. Segundo essa norma, o *groan* tem sua fonte de energia a partir do contato entre rotor e material de atrito do freio, ocorrendo a transmissão da vibração através dos demais componentes até a cabine do veículo. Esse ruído é percebido em frenagens de desaceleração até parada total do veículo. As vibrações geradas são, tipicamente, maiores que 100 Hz e inferiores à 500 Hz, podendo haver variações em função do tipo de sistema de freio, eixo e suspensão, de acordo com a relação de massa e rigidez de cada veículo.

Já o *creep groan*, um caso específico de ruído do tipo *groan*, ocorre para uma condição de velocidades extremamente baixas, onde o veículo encontra-se em repouso e ocorre redução da pressão de acionamento do freio até um nível onde o veículo encontra-se na eminência de sair do repouso. Assim, ocorre o fenômeno de *stick-slip* (aderência-escorregamento) no par tribológico em contato, gerando vibrações auto excitadas que se propagam pela estrutura do veículo em frequências menos que 100Hz.

Gouya e Nishiwaki, 1990, apresentam um estudo experimental e propõem um modelo analítico de parâmetros concentrados para avaliar as instabilidades dinâmicas que geram o ruído de *groan* em um freio a disco. Os autores utilizaram testes em dinamômetro para mapear as principais condições de ocorrência do *groan* em 298 Hz, em condições similares a um veículo em rota e condições extrapoladas de teste. Nessa configuração, os autores utilizam 15 acelerômetros uniaxiais e oito acelerômetros tri axiais na pinça de freio e nas pastilhas, respectivamente, para mapear a forma deformada do sistema durante o evento ruidoso. A Figura 2.18 apresenta o diagrama com a geometria e as posições representativas dos 15 acelerômetros na pinça de freio e dos quatro acelerômetros em cada pastilha.

A partir desse experimento, foi observado que a ocorrência de *groan* depende da rotação do disco e foi assumido que existe uma forte relação entre o *groan* e a posição relativa das pastilhas contra o disco de freio. Essa posição pode ser representada por diferentes inclinações, chamadas de batimento, do disco de freio, apresentando uma maior incidência de ruído com o aumento dessa inclinação, como pode ser visto na Figura 2.19. Com isso, foi observado que os modos de vibração da pinça de freio consistem em dois modos de vibração torcional em torno dos eixos X e Z.

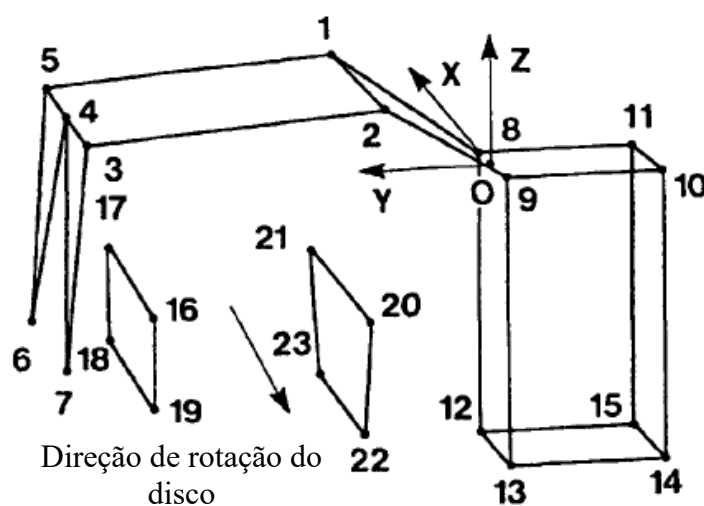


Figura 2.18 – Geometria e pontos de medição da aceleração durante a ocorrência de *groan* [Adaptada de Gouya e Nishiwaki, 1990].

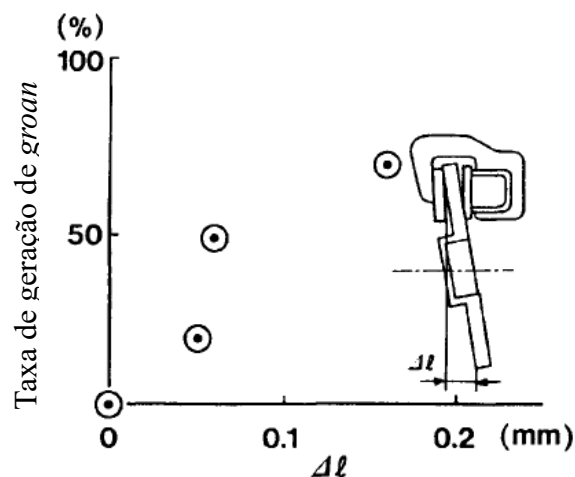


Figura 2.19 – Efeito da posição/inclinação das pastilhas contra o disco [Adaptada de Gouya e Nishiwaki, 1990].

A partir dessas observações, os autores propuseram um modelo analítico de 2 graus de liberdade, visando a correlação com os resultados experimentais. Com o modelo, foram realizadas diversas avaliações da influência dos parâmetros, tais como o coeficiente de atrito, adição de massa à pinça de freio, pontos de contato das pastilhas em X, Y e Z, além da razão entre as rigidezes torcionais da pinça de freio em torno de X e Z. O CoF aumenta a instabilidade linearmente, enquanto a adição de massa tem um comportamento não linear para a redução da frequência do *groan*, tanto pelas medições como pelo modelo analítico. Como principal conclusão do trabalho, os autores encontraram os modos de vibração torcional da pinça de freio gerando o *groan*.

Dunlap, et al., 1999, definem que o ruído de baixa frequência em freios a disco (*groan*, *moan*, *grunt* e *grind*) ocorre entre 100 Hz e 1000 Hz, mesma faixa estabelecida por Fuadi et al., 2009, e Neis et al., 2015. Segundo Dunlap et al., 1999, esse ruído é causado pela excitação do material de atrito na interface de contato entre as pastilhas e o disco de freio. Essa energia é transmitida como energia vibracional através do sistema de freio e acopla com outros componentes do chassi do veículo. Os autores apresentam as principais condições de ocorrência desse ruído: desacelerações entre 1,5 m/s² e 6 m/s²; temperaturas do material de atrito entre 65°C e 120°C; velocidades entre 16 km/h e 32 km/h. É importante ressaltar que as condições de ocorrência podem variar em função do sistema de freio, do material de atrito e do veículo avaliados.

Dunlap et al., 1999, apresentam seu estudo experimental para avaliação de ruído do tipo *groan* em freio a disco dianteiro. Os autores utilizaram um automóvel para seus testes, instrumentando o veículo com microfones para gravar o ruído no interior da cabine

e com acelerômetros no sistema de freio e partes da suspensão. Foi realizado um experimento de 20 frenagens contemplando as principais condições de ocorrência do ruído, onde os autores ressaltam a importância de utilizar um procedimento repetitivo para esse tipo de avaliação. O primeiro resultado consiste na caracterização do ruído: *groan* em 240 Hz não sendo um tom puro. A Figura 2.20 apresenta o espectro de frequência do som capturado pelo microfone, enquanto a Figura 2.21 apresenta o espectro de um dos acelerômetros e com um pico na mesma frequência do som.

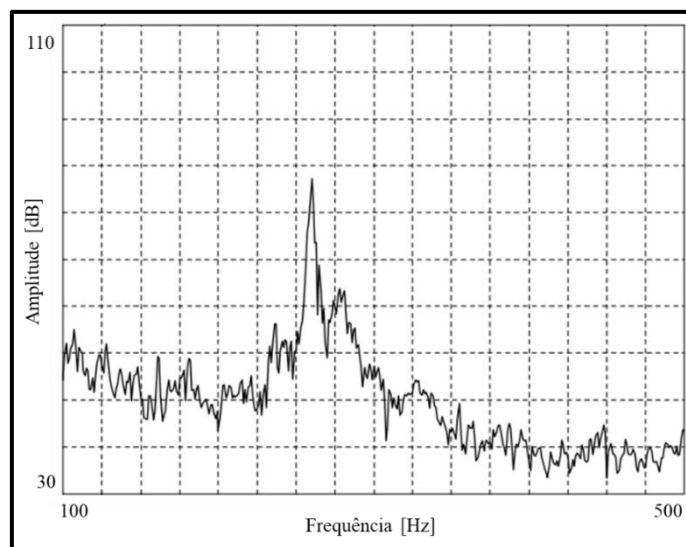


Figura 2.20 – Espectro de frequência do ruído gravado pelo microfone no interior do veículo – coleta com microfone [Adaptada de Dunlap et al., 1999].

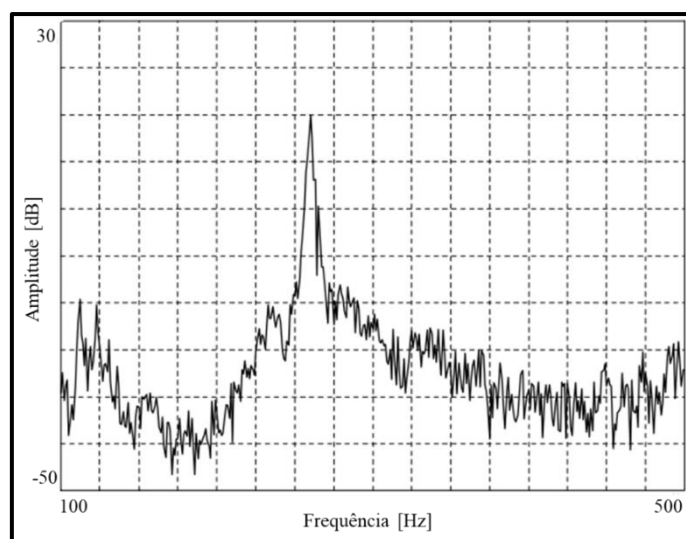


Figura 2.21 – Espectro de frequência da aceleração na lateral da pinça de freio do veículo durante ocorrência de *groan* [Adaptada de Dunlap et al., 1999].

A partir dos acelerômetros, os autores puderam obter a forma deformada em operação, denominada *Operating Deflection Shape* (ODS), dos componentes

instrumentados durante um evento ruidoso. Essa ODS tinha o objetivo de entender os deslocamentos durante o ruído, permitindo visualizar que o sistema de freio realiza um movimento de torção de corpo rígido, principalmente a pinça de freio, o suporte de fixação da pinça de freio e a junta de direção. A Figura 2.22 indica uma representação da ODS obtida.

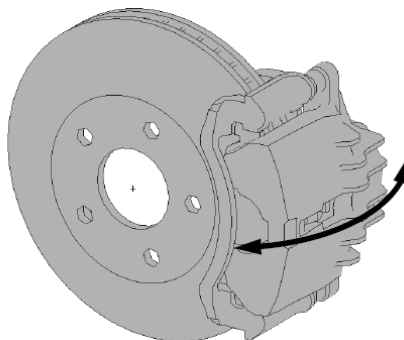


Figura 2.22 – Representação dos deslocamentos da ODS do freio durante ocorrência de *groan* [Adaptada de Dunlap et al., 1999].

Dunlap et al., 1999, apresentam dois caminhos possíveis para eliminar ou reduzir esse tipo de ruído: o primeiro consiste em modificações da resposta vibratória dos componentes envolvidos no fenômeno ruidoso; já o segundo se baseia na redução da força de excitação, ou seja, modificações no material de atrito para reduzir a excitação gerada no contato durante a frenagem. No primeiro caminho, o autor apenas comenta sobre modificações realizadas na massa, rigidez e amortecimento de alguns componentes, mas sem obter êxito na redução das ocorrências de *groan*.

Com relação às modificações no material de atrito, os autores inicialmente realizaram o teste veicular com um total de 13 formulações de material de atrito já existentes, mas nenhuma delas conseguiu eliminar o problema avaliado. Partindo disso, Dunlap et al., 1999, realizaram um projeto de experimentos, denominado *Design of Experiments* (DOE), objetivando entender a influência das diferentes matérias primas na geração desse tipo de ruído. São apresentados resultados de 16 testes realizados, sendo que em alguns casos, apareceram ainda outros ruídos, tais como *squeal*. Com os resultados, os autores identificaram que as matérias primas com maior influência no *groan* são os abrasivos, as cargas abrasivas lubrificantes e as cargas.

O ruído do tipo *moan* é descrito muito similarmente ao *groan*, sendo um ruído de baixa frequência com grande participação dos sistemas de freio e suspensão, por exemplo. De acordo com a SAE J2786, o *groan* e o *moan* são classificados como ruídos diferentes

e com efeitos distintos, onde o *moan* ocorre em baixas velocidades e pressões, e sendo proveniente do sistema de suspensão do veículo.

Riesland et al., 1998, apresentam seu estudo para análise de ruídos *moan*, aplicando técnicas experimentais e de simulação com o programa Adams em freios a disco traseiros. Os autores avaliaram um veículo com ocorrências desse ruído com frequência em 190 Hz, e a partir disso elaboraram uma configuração de teste em dinamômetro que representava o veículo e reproduzia o mesmo ruído em uma frequência de 195 Hz. A montagem em dinamômetro foi realizada com o eixo engastado na extremidade de fixação e sem considerar pneu e roda.

No modelo de freio proposto pelos autores foram incluídos, além do sistema de freio, o eixo, o cubo e o rolamento do eixo do veículo. Esse modelo era constituído por corpos rígidos de todos os componentes, exceto o eixo e o tubo do eixo, os quais foram considerados flexíveis. A montagem da simulação foi elaborada similar à condição de dinamômetro, ou seja, o eixo foi engastado na extremidade oposta ao freio. Com esse modelo os autores conseguiram representar o fenômeno de interesse, obtendo correlação entre o numérico e o experimental, onde a vibração na simulação foi encontrado entre 199 Hz e 250 Hz. Riesland et al., 1998, reforçam a importância de considerar diversos componentes e diferentes sistemas na simulação e no experimental a fim de reproduzir o fenômeno de interesse. Os autores concluem que as propriedades do tubo do eixo, bem como a rigidez de contato das pastilhas com o disco são os parâmetros de maior influência no *moan*.

Gugino et al., 2000, realizaram um estudo similar ao Riesland et al., 1998, para simular o ruído de *moan* em um freio a disco traseiro, porém adicionaram ainda algumas partes da suspensão do veículo na simulação. Gugino et al., 2000, analisaram um ruído na frequência de 312 Hz e comentam que esse ruído só foi possível de ser reproduzido em testes de dinamômetro com a inclusão dos componentes da suspensão. No modelo de multi-corpos apresentado, os autores consideraram os componentes da suspensão como corpos flexíveis através do método dos elementos finitos, encontrando uma frequência de vibração na simulação de 268 Hz.

Donley e Riesland, 2003, apresentam um estudo investigativo experimental e numérico para ruído de *creep groan*, apesar de chamado pelos autores de *groan*, em freio montado numa suspensão do tipo *MCpherson*. Os autores instrumentaram um veículo com acelerômetros e microfones, realizando um procedimento de frenagem contínua em

baixa velocidade, 3,2 km/h, com freio acionado em um dinamômetro de rolos. Com isso, conseguiram coletar dados de eventos ruidosos, de onde encontraram a frequência do ruído em 39 Hz, que está dentro do intervalo de frequências esperado para a primeira frequência natural desse tipo de suspensão entre 20 Hz e 50 Hz.

Os autores ainda criaram um modelo da suspensão no programa Adams, onde consideraram os componentes da suspensão como corpos flexíveis e os demais componentes como corpos rígidos. O objetivo principal de Donley e Riesland, 2003, consistia em reproduzir de forma qualitativa o fenômeno de *creep groan* e identificar a propensão da suspensão nesse ruído. Eles utilizam um modelo de coeficiente de atrito em função da velocidade de deslizamento das superfícies. Como o ruído de *creep groan* depende do fenômeno de aderência-deslizamento, eles precisaram aplicar uma lei de atrito com dois comportamentos distintos em função da velocidade, conforme Figura 2.23.

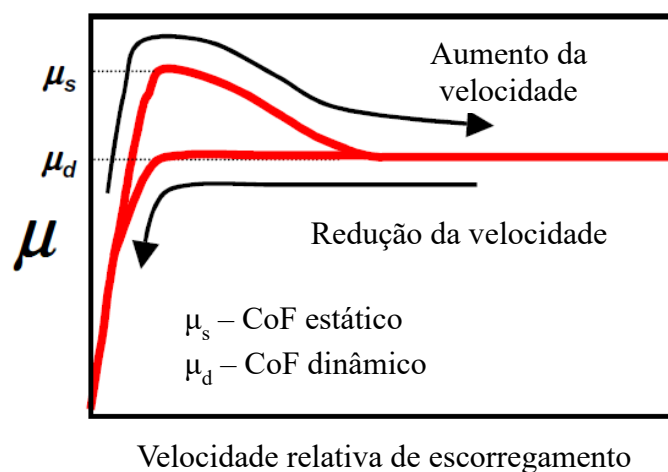


Figura 2.23 – Curva do modelo de coeficiente de atrito em função da velocidade de escorregamento utilizado nas simulações [Adaptada de Donley e Riesland, 2003].

De acordo com a Figura 2.23, pode ser percebido que quando a velocidade aumenta, o coeficiente de atrito aumenta até o valor do atrito estático, que é maior, e reduz até o valor do CoF dinâmico. Quando a velocidade diminui, o CoF não tem o comportamento de seguir o aumento para o coeficiente de atrito estático, fazendo um caminho diferente do inicial, permanecendo constante até reduzir a zero. Essa consideração é importante para reproduzir a ocorrência do fenômeno de aderência-deslizamento.

Com isso, Donley e Riesland, 2003, encontraram uma vibração em torno de 31 Hz, ficando próximo ao valor observado no experimento, em 39 Hz. Os autores

concluem que os modos de vibração do pneu e da suspensão afetam a resposta do ruído de *creep groan*, bem como a adição de massas às molas e reduzindo a rigidez das juntas de articulação da suspensão são benéficas para reduzir a transmissibilidade de vibração para a estrutura do veículo.

Karabay et al., 2013, utilizaram ferramentas de análise de projeto para estudar a causa raiz de ocorrência de ruído do tipo *groan* em freios a tambor de veículos comerciais leves. Através da Análise de Valor Total baseada nos custos de garantia, os autores encontraram uma falha sistêmica associada com reclamações de ruído de freio, onde identificaram a troca de um fornecedor de tambor de freio pouco tempo antes do início das reclamações. Assim, aplicaram técnicas de análise de modo e efeito de falha, denominada *Failure Mode Analysis and Effect* (FMEA) para elaborar um plano de investigação experimental envolvendo diversos componentes do freio para encontrar a causa raiz do ruído.

Após diversas análises, os autores identificaram que o *groan* depende do nível do coeficiente de atrito e da posição do contato entre lona e tambor. Eles concluíram que o ruído era gerado devido a efeitos de queima e excesso de cura da superfície do material de atrito devido às altas temperaturas durante a frenagem. Com essa queima, a superfície da lona ficava com aspecto vitrificado, o que reduzia a capacidade de frenagem do veículo. Com essa perda de eficiência, a lona passava a funcionar apenas como um aplicador de pressão no tambor, gerando instabilidades e resultando na ocorrência do *groan*.

Crowther et al., 2007, e Crowther e Singh, 2008, elaboraram estudos analíticos para investigar ruídos de *creep groan* em veículos com transmissão automática e manual. O modelo desenvolvido por esses autores possui quatro graus de liberdade e foi empregado para demonstrar o acoplamento entre o sistema de transmissão e o sistema de freio do veículo na geração do ruído. A Figura 2.24 apresenta o modelo utilizado pelos autores nesse estudo, onde pode ser percebido o foco nos modos torcionais dos sistemas. Foi utilizado um modelo de coeficiente de atrito em função da velocidade de deslizamento entre disco e pastilha, diferenciando os níveis de CoF estático e dinâmico. Esse modelo permitiu realizar um estudo de sensibilidade de parâmetros, comprovando que o fenômeno de aderência-deslizamento, que é de natureza impulsiva e descontínua, é a fonte do *creep groan*.

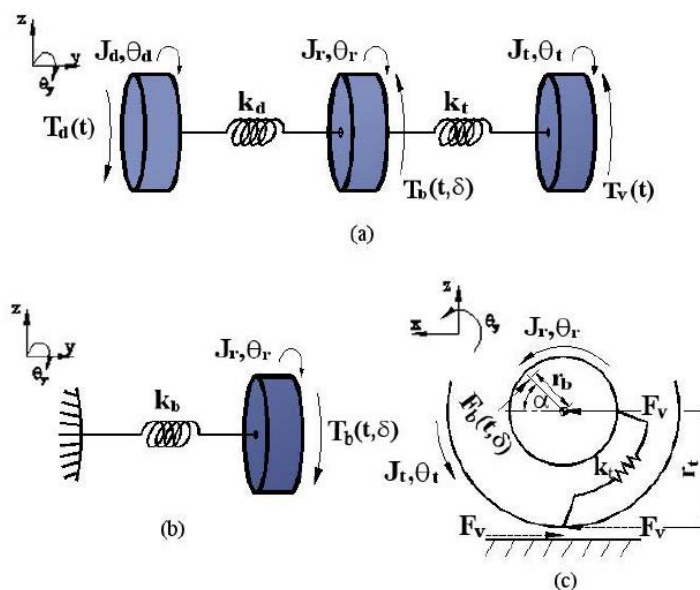


Figura 2.24 – Modelo torcional utilizado para as análises de *creep groan*, onde: (a) sistema de transmissão; (b) subsistema de freio; (c) visualização lateral do lado do pneu [Adaptada de Crowther et al., 2007, e Crowther e Singh, 2008].

Meng, 2010, estudou o fenômeno de vibrações auto excitadas induzidas pelo atrito entre pastilhas e disco de freio através de um modelo de dinâmica não linear de dois graus de liberdade. O autor utiliza esse modelo para avaliar a influência do coeficiente de atrito na geração de *groan*. A partir dos resultados encontrados, Meng, 2010, conclui que o *groan* pode ser reduzido ou eliminado através do aumento do CoF dinâmico ou através da redução da diferença entre os CoF estático e dinâmico. A Figura 2.25 apresenta o modelo proposto por Meng, 2010.

Meng e Li, 2011, utilizam o mesmo modelo de dois graus de liberdade de Meng, 2010, para avaliar a influência do amortecimento na ocorrência de *groan*. De acordo com os resultados encontrados, a variação das constantes de amortecimento dos dois graus de liberdade possui influência diferente no *groan*. Cada constante possui um valor crítico, a partir do qual se o amortecimento for aumentado ou reduzido, o disco e a pastilha serão submetidos a diferentes estados de vibração. Meng e Zhou, 2011, investigaram a influência das constantes de rigidez do mesmo modelo de Meng, 2010. Segundo Meng e Zhou, 2011, a rigidez entre as pastilhas e o disco não altera a instabilidade auto excitada das pastilhas, mas modifica a amplitude de resposta e a frequência da vibração gerada. Já a rigidez de fixação do disco de freio é responsável pelas características de vibração do disco. Assim, o *groan* pode ser controlado através do ajuste dos parâmetros do sistema.

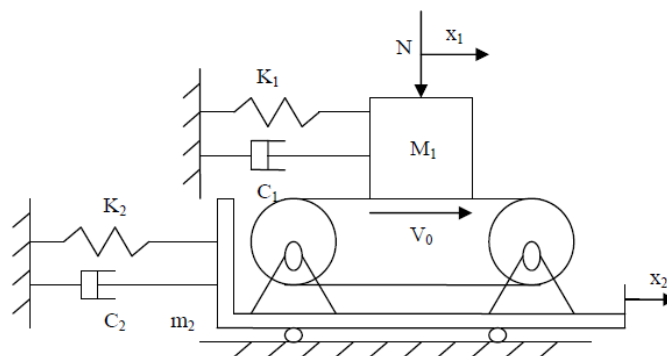


Figura 2.25 – Modelo dinâmico não linear de dois graus de liberdade de disco e pastilha [Adaptada de Meng, 2010].

Meng e Song, 2010, apresentam seu estudo analítico para avaliar os fatores de influência no ruído do tipo *groan*. Segundo esses autores, a maioria dos pesquisadores focam nas características vibratórias do sistema de freio do veículo, porém esse tipo de ruído está associado também às características dos sistemas de transmissão e suspensão. Os autores estabelecem um modelo dinâmico não linear de sete graus de liberdade, incluindo os sistemas de transmissão, freio e suspensão. Concluem que o *groan* é causado pelo fenômeno de aderência-deslizamento e que o ruído é intensificado pelo aumento da força normal.

Meng e Yuan, 2013, realizaram uma análise experimental em veículo instrumentado com acelerômetros e microfones, visando caracterizar as ocorrências de ruído do tipo *groan* em um automóvel. Os autores analisaram o caminho de transmissão da vibração através do freio e da estrutura do veículo, realizando análises das frequências do ruído e avaliando a coerência entre a vibração dos diversos componentes em vibração durante a ocorrência do ruído.

Wu et al., 2014, propõem um modelo analítico de sete graus de liberdade para avaliar a ocorrência de *groan* em freio a disco, adotando uma expressão exponencial para o coeficiente de atrito em função da velocidade de escorregamento. A partir desse estudo, os autores concluem que: o *groan* é causado pelo fenômeno de aderência-deslizamento entre disco e pastilhas; as instabilidades induzidas pelo atrito são altamente dependentes da força de aplicação do freio; a ocorrência de *groan* ainda é altamente dependente da velocidade de escorregamento e do coeficiente de atrito, principalmente da diferença entre os níveis de CoF estático e dinâmico. Os autores validaram seu modelo com um experimento veicular, encontrando frequências próximas entre si e em torno de 100 Hz.

Apesar de alguns autores [Meng, 2010; Meng e Song, 2010; Wu et al., 2014] nomearem o ruído analisado como *groan*, pelo fenômeno e condições de ocorrência, o ruído investigado nesses trabalhos estaria melhor caracterizado no contexto do presente trabalho como *creep groan*. Pode ser percebido que existe algumas misturas de nomenclaturas utilizadas nas literaturas para separar os tipos de ruído, logo é necessário observar criteriosamente as condições de ocorrência e os fenômenos que causam cada tipo de ruído de freio. De forma geral, no presente trabalho foi seguida a nomenclatura estabelecida pela SAE J2786.

Rao e Kohli, 2014, realizaram um estudo experimental em veículo utilitário, o qual possuía ocorrências de *groan* no freio a disco dianteiro. Os autores utilizaram a técnica de análise do caminho de vibração na suspensão frontal do veículo para investigar como a vibração gerada na interface entre disco e pastilha era transmitida através da estrutura do veículo. Os autores relatam que as ocorrências de *groan* se concentravam em temperaturas entre 70°C e 110°C, para aplicações moderadas do freio. Foi identificada a frequência do *groan* entre 76 Hz e 82 Hz, sendo que foi ainda realizado um teste para caracterizar as frequências do ruído de *creep groan* nesse veículo, que ficaram entre 77 Hz e 81 Hz, muito próximas ao outro ruído.

Esses autores estabelecem como diferença principal entre os ruídos de *groan* e *creep groan* em freios a disco o fato de que o primeiro ocorre em frenagens dinâmicas, chamando de *groan* dinâmico, enquanto o segundo ocorre em condições quase estáticas de frenagem. Os autores realizaram alguns testes nos componentes da suspensão, como, por exemplo, buchas de menor rigidez, mas não apresentaram redução do ruído gerado. Assim, foram propostas modificações na fonte, ou seja, no par de contato disco e pastilha. Os autores aplicaram um chanfro no raio externo das pastilhas, o que reduziu bastante o número de ocorrências de ruído e sua intensidade. Modificações no disco de freio não resultaram em melhora na resposta vibratória do sistema.

Apesar de não estar diretamente associado com o assunto do presente trabalho, Neis et al., 2016, apresentam um trabalho interessante de avaliação dos ruídos de *creep groan*. Esses autores propuseram uma metodologia de medição e quantificação da propensão dos diferentes materiais de atrito na geração do ruído de *creep groan*, através da correlação do fenômeno de aderência-deslizamento em medições de bancada em um tribômetro. Os autores validaram sua metodologia através de medições em veículo do tipo SUV (Veículo Utilitário Esportivo) equipado com freios a disco nas quatro rodas. O

veículo foi instrumentado com acelerômetros em cada pinça de freio de freio e submetido a rampas de diferentes inclinações para obter ocorrências repetitivas de *creep groan*.

Os principais resultados encontrados por Neis et al., 2016, e que auxiliam na contextualização do presente trabalho está no fato de encontrarem diferentes amplitudes e frequências de vibração entre os eixos dianteiro e traseiro do veículo instrumentado. Por outro lado, a inclinação da rampa, os lados direito e esquerdo do freio e o material de atrito não alteram a frequência do *creep groan* desse veículo. Isso valida as hipóteses de que o ruído é causado pelas características vibratórias do sistema, o qual é excitado pelas vibrações auto excitadas geradas no par tribológico disco e pastilha.

Pizzi et al., 2019, apresentam seu estudo de avaliação experimental e numérica de um caso de ocorrência de ruído do tipo *groan* no eixo trativo de em um caminhão 6x2 (veículo comercial do tipo *truck*) equipado com freios a tambor nos três eixos. Os autores utilizaram um total de seis caminhões 6x2 e dois 4x2 em seu estudo, no qual inicialmente caracterizaram o ruído em um veículo de referência e em um veículo com o eixo traseiro modificado em um campo de provas de testes. Foi definida uma matriz de frenagens a serem realizadas repetitivamente nos diferentes testes, de forma a manter a repetitividade do teste proposto.

Inicialmente, no veículo de referência, não foi encontrado ruído, porém no veículo com eixo traseiro modificado foi encontrado um ruído do tipo *groan* de alta intensidade, principalmente em manobras de estacionamento. Para esclarecer dúvidas, testes adicionais foram realizados no veículo de referência, onde foi encontrado um ruído de baixa incidência e baixa intensidade sonora. O ruído foi gravado e analisado para caracterização, encontrando uma frequência principal de 230 Hz e algumas harmônicas de menor intensidade sonora. A Figura 2.26(a) apresenta o espectro de frequências entre 20 Hz e 2000 Hz do ruído gravado, e a Figura 2.26(b) o mesmo ruído, mas com a ampliação na faixa de frequência entre 150 Hz e 300 Hz.

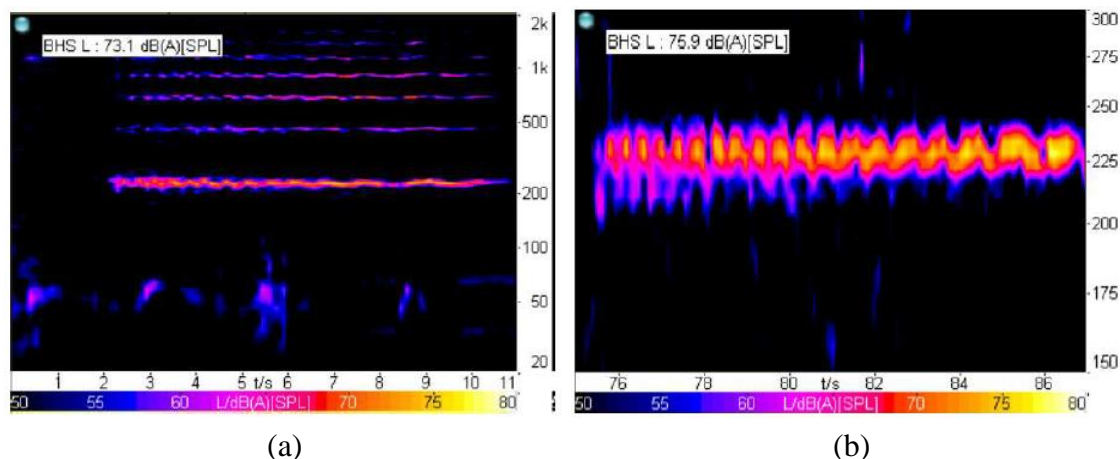


Figura 2.26 – Espectrograma de frequências do ruído gravado durante a ocorrência de evento ruidoso *groan*, onde: (a) faixa de frequência entre 20 Hz e 2000 Hz; (b) foco na faixa de frequência entre 150 Hz e 300 Hz [Adaptada de Pizzi et al., 2019].

Baseando-se na hipótese de acoplamento modal dos componentes do freio e eixo do veículo para ocorrência do ruído, foram avaliadas as frequências experimentais por impacto dos diversos componentes, tais como: tambor de freio desmontado (298 Hz); sapatas de freio com lonas rebitadas (360 Hz); tambor montado sem pressão (338 Hz) e com pressão de 0,8 bar (360 Hz); aranha de freio montada sem pressão (230 Hz); eixo traseiro sem pressão (250 Hz) e com pressão de 0,8 bar (285 Hz). A partir desses resultados, os autores descartaram a hipótese de acoplamento dos componentes e seguiram outras linhas de investigação. A Figura 2.27 apresenta o espectro de frequências do tambor de freio montado e sem pressão de acionamento do freio.

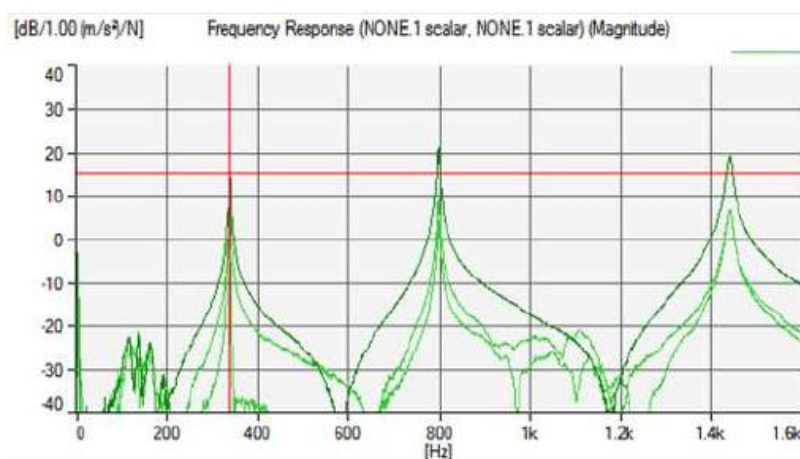


Figura 2.27 – Espectro de frequências do tambor de freio montado e sem pressão de acionamento do freio (338 Hz) [Adaptada de Pizzi et al., 2019].

Assim, Pizzi et al., 2019, utilizaram instrumentações detalhadas com acelerômetros no veículo com eixo modificado, bem como realizaram simulações dos

dois tipos de eixos. As simulações consistiram de análises modais e análises harmônicas do eixo dos dois veículos, onde foram encontrados modos torcionais do eixo próximo da frequência do ruído. Na instrumentação veicular do caminhão do *truck* 6x2 com eixo modificado, foram colocados alguns acelerômetros em pontos do eixo, de forma a entender se a forma modal obtida na simulação estava associada com o ruído. A Figura 2.28 apresenta a forma modal de torção dos dois eixos, a qual foi verificada experimentalmente durante as ocorrências de *groan*.

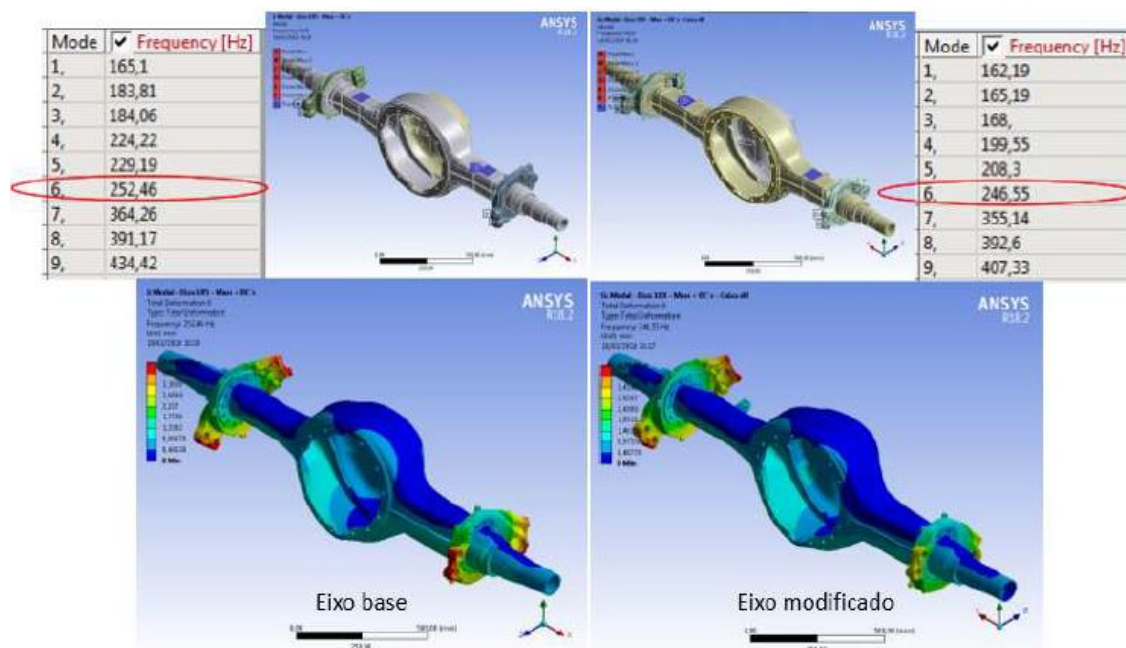


Figura 2.28 – Análise modal comparativa entre o eixo de referência e o eixo traseiro modificado, com foco no modo de vibração torcional [Adaptada de Pizzi et al., 2019].

A análise dos veículos 4x2 adicionou novas informações ao estudo realizado por Pizzi et al., 2019: nesses veículos 4x2, o eixo S de acionamento do freio tem acionamento no mesmo sentido de rotação das rodas do veículo, quando em frenagem à frente, sendo que esses veículos não possuem incidência de ruído, apesar de utilizar o mesmo eixo traseiro dos veículos 6x2. Nos veículos 6x2, o eixo S possui sentido de rotação contrário à rotação da roda, sendo essa uma possível diferença com significativa influência na geração do ruído. Foram medidos os níveis de aceleração dos dois veículos 6x2 e 4x2 durante frenagens, mostrando amplitudes de 120 m/s² e 1,3 m/s², respectivamente.

Baseado nesses resultados, foi proposta uma nova configuração de veículo, utilizando o eixo modificado e o eixo S com sentido de rotação a favor ao sentido de rotação da roda do veículo. Essa melhoria foi implementada e instrumentações foram realizadas nesse novo sistema, onde as amplitudes de vibração ficaram iguais às

amplitudes encontradas no veículo 4x2 anteriormente medido. A Figura 2.29 apresenta espectros de frequências de dois sinais de aceleração dos veículos 6x2 com eixo modificado, sendo um com eixo S contrário e outro com eixo S a favor. Na indústria de freios, existe um conhecimento comum de que os freios a tambor com eixo S contrário têm maior propensão à geração de instabilidades do tipo *groan*, o que é validado no trabalho de Pizzi et al., 2019.

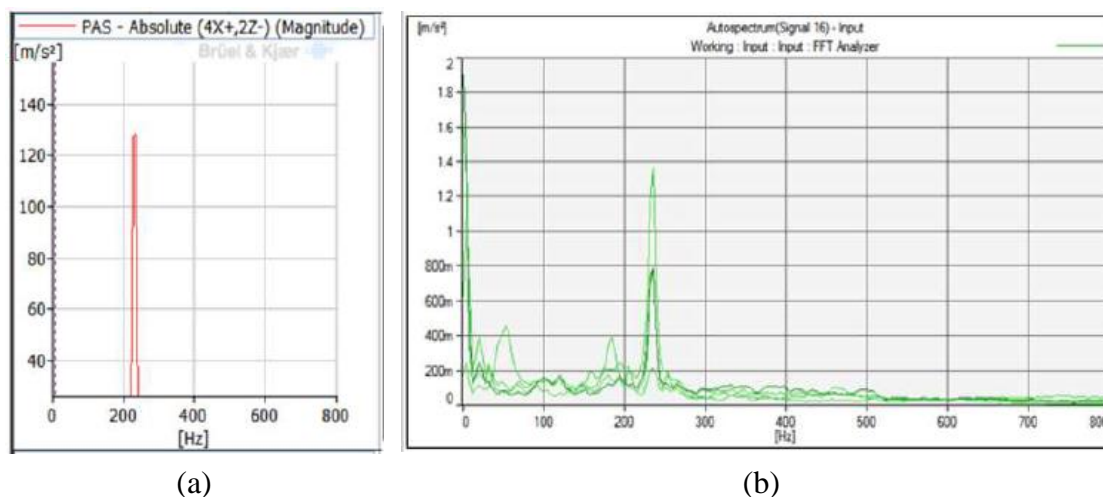


Figura 2.29 – Espectro de frequência de aceleração medida nos eixos modificados dos veículos 6x2, onde: (a) eixo S contra; (b) eixo S a favor [Adaptada de Pizzi et al., 2019].

Foram ainda testadas cinco propostas de materiais de atrito com diferentes características mecânicas, níveis de CoF e taxas de desgaste. Apesar das diferenças entre eles, a variação do material das lonas de freio apenas alteraram as condições de ocorrência do ruído, tais como pressão de aplicação do freio e velocidade, mas não eliminaram, nem reduziram as ocorrências de ruído. Pizzi et al., 2019, concluem que o sistema de freio com eixo S contrário à rotação da roda apresentam instabilidades dinâmicas no contato entre a sapata e o tambor de freio, quando da atuação do freio, o que gera altas amplitudes de vibração.

Guarenghi et al., 2021, apresentam seu trabalho a cerca de uma série de análises em um veículo do tipo caminhão médio com ocorrência de *groan* a partir do eixo dianteiro equipado com freio a tambor. Os autores iniciam seu trabalho caracterizando o ruído, o qual é fonte de reclamações de campo e foi reportado por ocorrer em diferentes intensidades. A Figura 2.30 apresenta o espectrograma do ruído medido, onde pode ser observada a frequência de 125 Hz como sendo a principal frequência do ruído. Os autores utilizam uma escala qualitativa para classificar a amplitude das ocorrências de ruído entre 1 e 10, onde 1 é um ruído muito intenso e 10 é uma frenagem sem ruído.

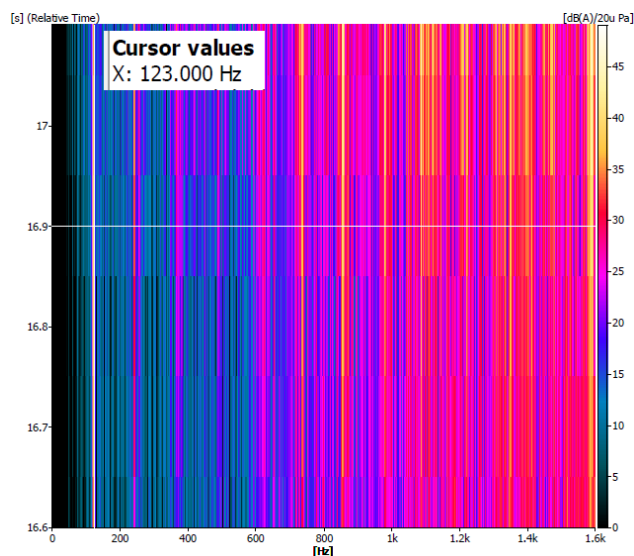


Figura 2.30 – Espectrograma do ruído medido [Adaptada de Guarenghi et al., 2021].

Os autores relatam que o *groan* é um alarme para quanto o sistema é propenso a vibrar. A partir disso, os autores propõem uma análise com base em dois veículos, sendo que o primeiro (veículo 1) foi equipado com sistema de freio atendendo às especificações de projeto (folgas e lubrificação, por exemplo). O veículo 2 foi equipado com um eixo dianteiro retornado de campo após ocorrências de ruído. Ambos os veículos resultaram em ruído e vibrações no sistema de eixo, freio e suspensão, porém o veículo 2, por apresentar maior desgaste e não linearidades de uso, mostrou uma amplificação nas vibrações e no *groan*.

A partir disso, os autores realizaram medições de vibração (ODS – *Operating Deflection Shape*) nos dois veículos, visando entender a contribuição dos diferentes componentes na vibração dos sistemas. Os autores utilizaram 18 acelerômetros uniaxiais para avaliar os diferentes componentes, realizando rodagens veiculares para obter ocorrências de ruído. A Figura 2.32 apresenta o resultado de FRF para uma ocorrência de ruído elevado, classificada como nota 1. É possível perceber a frequência de 133 Hz na qual o ruído ocorre.

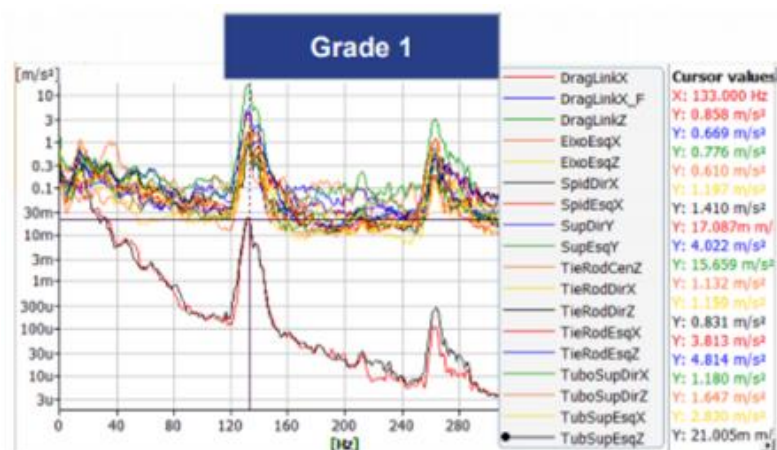


Figura 2.31 – Resultado de FRF para a ODS realizada no veículo 1 [Adaptada de Guarengi et al., 2021].

A partir dessas medições, foram realizadas análises para identificar os componentes com a maior amplitude de vibração. Assim, os autores identificaram que o lado esquerdo do veículo apresentava maiores amplitudes de vibração, sendo o suporte da câmara a maior amplitude em RMS e a barra de direção a segunda maior. A partir desse ponto, os autores focaram as análises na avaliação de durabilidade numérica e experimental para propostas de enrijecimento do suporte da câmara de freio. Por fim, concluíram que o sistema tem propensão para vibrar no referido modo de vibração, mas que o ruído de freio só se apresenta com forte contribuição do suporte da câmara de freio.

2.4 CoF em função da velocidade de deslizamento

Geralmente, o coeficiente de atrito é considerado constante independente da velocidade de deslizamento (V_d). Porém, quando se analisa velocidades altas ou baixas, ou as significativas variações dessa velocidade, essa simplificação não pode ser assumida e o comportamento do CoF passa a ser dependente da velocidade de deslizamento. Segundo Popov, 2017, o comportamento decrescente do CoF com a velocidade pode gerar uma condição de instabilidade.

Dentre os diferentes efeitos não lineares causados pelo atrito, pode ser citados: amortecimento não linear; vibrações auto excitadas; comportamentos instáveis; o fenômeno de aderência-deslizamento, que é um problema, principalmente em freios. Segundo Oden e Martins, 1985, em 1940, Blok concluiu que o CoF decrescente com a velocidade de deslizamento é uma condição fundamental para a ocorrência do fenômeno de aderência-deslizamento.

Miguel, 2005, realiza uma extensa revisão bibliográfica sobre os critérios de variação do coeficiente de atrito em função da velocidade de deslizamento entre superfícies, pois é essencial para aplicação em sismologia. Segundo esse autor, diversos pesquisadores aplicam curvas de CoF em função da velocidade em modelos massa-mola para descrever os comportamentos dos sistemas. Fukuyama e Madariaga, 1998, discutem o critério constitutivo de variação do coeficiente de atrito em função da velocidade de deslizamento em termos das tensões cisalhante e normal, apresentando equações modelo para o critério. A Figura 2.32(a) apresenta a ideia do critério desses autores. Já na Figura 2.32(b) tem-se alguns exemplos de curvas de CoF em função da V_d .

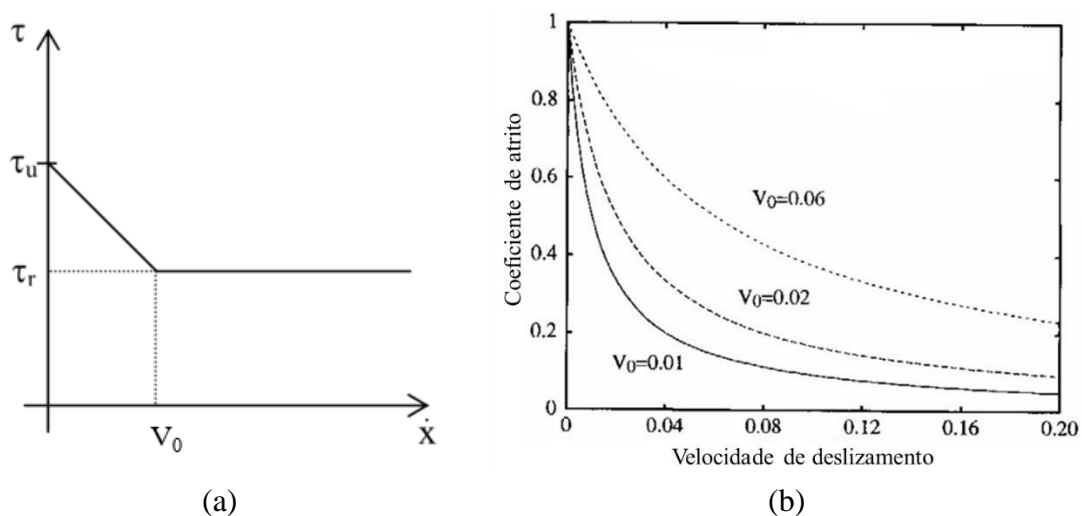


Figura 2.32 – (a) Esquema do critério constitutivo do coeficiente de atrito em função da velocidade de deslizamento [Adaptada de Miguel, 2005]; (b) Curvas de CoF em função de V_d [Adaptada de Fukuyama e Madariaga, 1998].

Miguel, 2002, estudou ensaios para determinar o comportamento do CoF em amortecedores por atrito, onde variou a amplitude do movimento e a V_d . O objetivo do autor era propor um modelo matemático próprio que caracterizasse o coeficiente de atrito em função da velocidade de deslizamento. A Figura 2.33 apresenta os pontos de medida com diferentes amplitudes de movimento em função de V_d , bem como a curva do modelo proposto pelo autor.

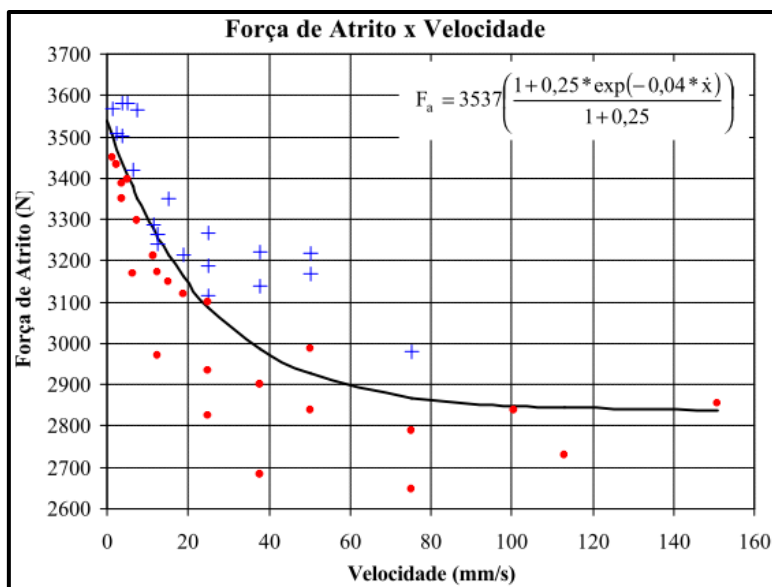


Figura 2.33 – Curvas ajustadas pelo modelo matemático de CoF em função de V_d [Adaptada de Miguel, 2002].

Oden e Martins, 1985, apresenta seu estudo sobre CoF em função de V_d , onde leva em consideração os efeitos irreversíveis do CoF em função da velocidade de deslizamento, mostrando as diferenças entre as curvas obtidas com ensaios em aceleração e em desaceleração. O autor ainda discute efeitos das propriedades do tribosistema, uma vez que, segundo o autor, as curvas obtidas experimentalmente não dependem somente dos materiais em contato. As medidas dependem ainda de diversas condições dinâmicas da interação, tais como a lubrificação e as condições das superfícies.

A Figura 2.34 apresenta resultados obtidos por Oden, 1984, mostrando a diferença entre a aceleração e desaceleração para duas condições diferentes de lubrificação. As setas na Figura 2.34 indicam o sentido de variação da velocidade de deslizamento, onde iniciou com velocidades baixas e altos valores de CoF. Com o aumento da V_d , o CoF reduziu com tendência de estabilização, mas quando V_d foi reduzida novamente, o CoF apresentou um caminho diferente, com tendência de redução.

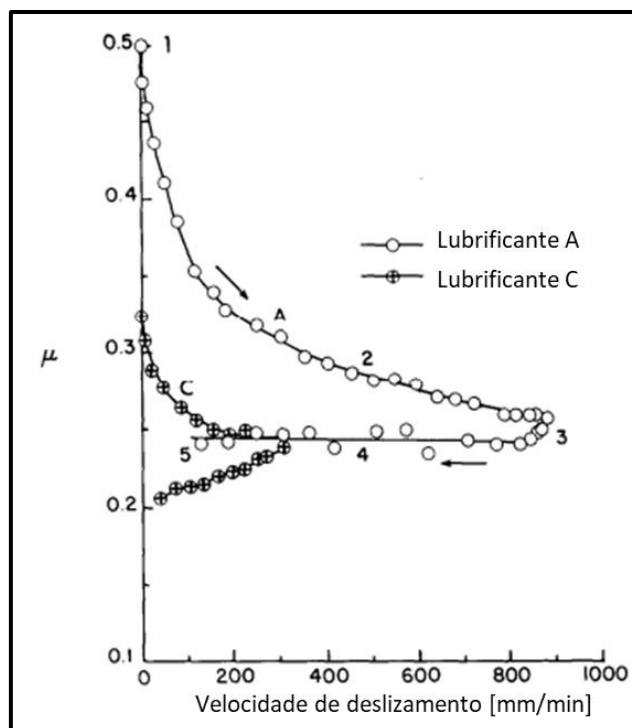


Figura 2.34 – Curvas experimentais de CoF em função de V_d para aceleração e desaceleração com diferentes lubrificantes. [Adaptada de Oden, 1984].

Para Nuruzzaman e Chowdhury, 2012, a terceira lei do atrito, ou seja, aquela que diz que o coeficiente de atrito é independente da velocidade de deslizamento, não deve ser generalizada. Os autores argumentam ainda que vários outros pesquisadores observaram variações do coeficiente de atrito e do desgaste de materiais com diversas condições de contato, tais como força normal, geometria, velocidade de deslizamento, rugosidade das superfícies, rigidez do sistema, umidade, entre outras. Os autores ainda consideram a velocidade de deslizamento como o fator mais importante dentre os citados, onde o CoF, geralmente, apresenta comportamento decrescente com o aumento de V_d .

Nuruzzaman e Chowdhury, 2012, estudaram a influência da velocidade de deslizamento e da força normal no coeficiente de atrito. O tribosistema analisado por esses autores, na configuração pino-disco, consistiu de pino de aço inoxidável atritando sobre um disco de alumínio. Os autores concluem que o coeficiente de atrito decresce com o incremento da velocidade de escorregamento, elaborando hipóteses para justificar os resultados encontrados. A Figura 2.35 apresenta os resultados encontrados por esses autores.

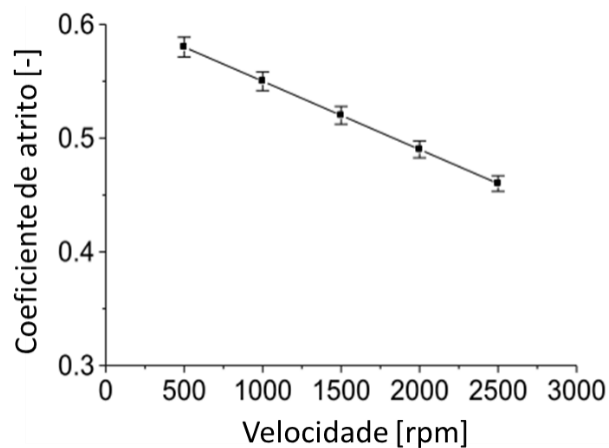


Figura 2.35 – Curvas de CoF em função de V_d [Adaptada de Nuruzzaman e Chowdhury, 2012].

Na sequência, são apresentadas as Tabela 2.4, Tabela 2.5 e a Tabela 2.6, as quais trazem um resumo das contribuições das principais referências apresentadas no presente trabalho. Cada tabela se refere a um dos itens dessa revisão bibliográfica, seguindo a ordem que foram apresentadas, onde as referências são organizadas em função das datas de publicação.

Tabela 2.4 – Resumo das principais referências, relacionadas no presente trabalho, sobre *squeal*.

Autor	Assunto	Contribuição
Spurr, 1961	Análise experimental para identificar os mecanismos de geração de <i>squeal</i>	<i>Squeal</i> depende da magnitude do CoF. Acoplamento modal.
Hamabe et al., 1999	CEA para freio a tambor de veículos de passeio	Acoplamento entre diferentes modos de vibração para geração do <i>squeal</i>
Akay, 2002	Revisão sobre vibrações induzidas por atrito	Relaciona o acoplamento modal com o contato entre o rotor e o material de atrito (<i>lock-in mode</i>)
Somnay e Shih, 2002	CEA para freios a tambor de veículos comerciais	Influência de três parâmetros no <i>squeal</i> : rigidez do material de atrito; rigidez do tambor de freio; coeficiente de atrito
Bajer et al., 2004	Teoria matemática para instabilidades induzidas pelo CoF através da CEA	CEA: matriz de rigidez K inclui solicitações mecânicas impostas no acionamento do freio
Huang et al., 2006	CEA para freio a tambor de veículos de passeio	Acoplamento modal ocorre se os modos possuírem formas modais parecidas
Massi et al., 2007 Grange et al., 2009 Cantone e Massi, 2011	CEA para freio a disco de veículos de passeio com aplicação do amortecimento de Rayleigh	Amortecimento homogêneo estabiliza o sistema, enquanto amortecimento não homogêneo aumenta a instabilidade
Esgandari et al., 2013 Esgandari, 2015	CEA para freio a disco de veículos de passeio com amortecimento de Rayleigh	Amortecimento é importante para reduzir a quantidade de instabilidades calculadas
Antunes, 2016	CEA para freios a tambor de veículos comerciais com amortecimento de Rayleigh	Técnica aplicada e validada para dois estudos de caso. O atrito é o principal parâmetro de influência no <i>squeal</i>
Miranda et al., 2020	CEA para freio a disco de motocicletas	Relação quase linear entre <i>squeal</i> e coeficiente de atrito
Antunes et al., 2022	CEA para avaliar amortecimento (Rayleigh) em freios a tambor	A aplicação do amortecimento é fundamental para evitar <i>over prediction</i> .

Tabela 2.5 – Resumo das principais referências, relacionadas no presente trabalho, sobre fatores de contribuição modal.

Autor	Assunto	Contribuição
Hamabe et al., 1999	MAC para identificar a contribuição dos modos de vibração em freio a tambor	O <i>squeal</i> pode ser reduzido pelo controle das frequências naturais desse componente
Kung et al. (a), 2000 Kung et al. (b), 2000	MAC para identificar a contribuição dos modos de vibração em freio a disco	MCF para avaliar acoplamento modal entre os componentes e/ou os subsistemas
Papinniemi et al., 2004	Métodos energéticos e MCF para identificar as contribuições no <i>squeal</i> de freio a disco com amortecimento	Pressão de acionamento aumenta o amortecimento. Características do disco de freio dominam a resposta vibratório do sistema
Park et al., 2012	Mapeamento modal com MCF em freio a disco com posterior otimização de forma	Modificação da pinça de freio para reduzir <i>squeal</i>
Ergün et al., 2013	Avaliação experimental da influência da geometria do material de atrito na geração de <i>squeal</i> para freio a disco de veículos comerciais	Configuração com chanfro e rasgo com redução de <i>squeal</i>
Rahma et al., 2013	Análise experimental e numérica da geometria das lonas em freio a tambor de veículo leve	Rasgos diagonais nas lonas eliminaram o ruído
Hamid et al., 2013	Análise experimental de modificações estruturais nas sapatas de freio	Reduziram a vibração, mas o ruído permaneceu
Wontae et al., 2013	Continuação de Park et al., 2012 com adição do conceito de massa/rigidez	Eliminação de duas das quatro instabilidades e redução da amplitude da parte real das outras duas em mais de 50%

Tabela 2.6 – Resumo das principais referências, relacionadas no presente trabalho, sobre *groan*.

Autor	Assunto	Contribuição
Gouya e Nishiwaki, 1990	Análise experimental + modelo analítico para avaliar <i>groan</i> em freio a disco	<i>Groan</i> depende da velocidade de rotação e do batimento do disco, gerado por modos de vibração torcional da pinça de freio.
Riesland et al., 1998	Técnicas experimentais e de simulação em Adams para freios a disco	Propriedades do tubo do eixo e a rigidez de contato das pastilhas com o disco têm a maior influência
Dunlap et al., 1999	Análise experimental para avaliar <i>groan</i> em freio a disco com utilização de ODS em veículo instrumentado	<i>Groan</i> causado pela excitação na superfície de atrito, onde a energia é transmitida através do sistema de freio e acopla com outros sistemas do veículo
Gugino et al., 2000	Técnicas experimentais e de simulação em Adams para freios a disco com adição da suspensão	Ruído só foi reproduzido em testes de dinamômetro com a inclusão dos componentes da suspensão
Donley e Riesland, 2003	Técnicas experimentais e de simulação em Adams para freios a disco com suspensão do tipo <i>MCpherson</i>	Modelo de CoF em função da velocidade de deslizamento. Os modos de vibração do pneu e da suspensão afetam a resposta de <i>creep groan</i>
Crowther et al., 2007 Crowther et al., 2008	Estudos analíticos para investigar <i>creep groan</i> em veículos com transmissão automática e manual	Comprovaram que o fenômeno de aderência-deslizamento é a fonte do <i>creep groan</i> .
Meng, 2010 Meng e Song, 2010 Meng e Li, 2011	Modelo de dinâmica não linear de 2 graus de liberdade para freio a disco	<i>Groan</i> está associado também às características dos sistemas de transmissão e suspensão
Karabay et al., 2013	Ferramentas de análise de projeto para estudar a causa raiz de ocorrência de <i>groan</i>	Falha sistêmica associada com reclamações de ruído, identificando a troca de um fornecedor de tambor de freio
Meng e Yuan, 2013	Análise experimental em veículo instrumentado caracterizando as ocorrências de <i>groan</i>	Analisaram o caminho de transmissão da vibração através do freio e da estrutura do veículo
Wu et al., 2014	Modelo analítico de 7 GDL para <i>groan</i> em freio a disco com função exponencial para o CoF	<i>Groan</i> é fortemente dependente da diferença entre os níveis de CoF estático e dinâmico
Rao e Kohli, 2014	Estudo experimental em veículo com ocorrências de <i>groan</i> no freio a disco	Realizaram testes nos componentes da suspensão, como buchas de menor rigidez, mas não apresentaram redução do <i>groan</i>
Pizzi et al., 2019	Avaliação experimental e numérica de <i>groan</i> um caminhão com freio a tambor	Freios a tambor com eixo S contrário têm maior propensão à geração de <i>groan</i>
Guarenghi et al., 2021	Avaliação experimental e numérica de <i>groan</i> de caminhão médio com freio a tambor	Suporte da câmara modificado para eliminar o <i>groan</i> , mesmo com sistema propenso a vibrar

Dessa forma, como apresentado nesse capítulo, apesar da grande quantidade de pesquisadores e de todos os desenvolvimentos já alcançados, ainda existem algumas oportunidades de desenvolvimentos na área de simulação de ruídos de freio. Com relação ao ruído do tipo *squeal*, existem estudos com modelos aplicando as diferentes metodologias, mas não foi encontrado nenhum aplicando as metodologias simultaneamente, assim esse trabalho tem a intenção de acoplar diferentes técnicas complementares, tais como: aplicação de uma metodologia de cálculo dos fatores de participação modal para um modelo de elementos finitos para uma CEA de freio a tambor com adição de amortecimento de Rayleigh além de validação com resultados experimentais.

Com relação aos ruídos do tipo *groan*, foram encontradas poucas literaturas abordando o tema, deixando espaço para as metodologias apresentadas nesse trabalho. Aqui é apresentada uma metodologia de multi-corpos com aplicação de curvas de coeficiente de atrito em função da velocidade de deslizamento medidas para o material de atrito de interesse. Além disso, são realizadas análises modais numéricas e medições experimentais dos componentes em bancada e de um veículo instrumentado com ocorrência de *groan*.

3 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

3.1 Sistemas de freio

O primeiro veículo automotor de apenas três rodas e movido a vapor foi inventado por volta de 1769, pelo francês Nicholas Joseph Cugnot, que era engenheiro militar. O veículo foi chamado de carreta de artilharia e foi concebido para fins bélicos. Apesar da notória importância desse desenvolvimento, um fato curioso e inusitado chamou a atenção durante a apresentação do veículo ao público: a carreta de artilharia finalizou sua apresentação colidindo contra uma parede, culminando no primeiro acidente automobilístico da história. O inventor focou tanto esforço na movimentação do veículo, que não desenvolveu nenhum sistema de frenagem para fazê-lo parar. [Gillespie, 1992]

O inusitado acontecimento relatado por Gillespie, 1992, salienta a importância do controle dos movimentos. Os primeiros freios desenvolvidos eram constituídos por alavancas pressionando blocos de madeira diretamente contra a roda do veículo. Esses sistemas primitivos evoluíram ao longo dos anos, passando por freios de cinta, e depois surgiram os freios a tambor de sapata interna, os quais passaram a dividir espaço com os freios a disco. Os sistemas de acionamento, inicialmente por alavancas, também evoluíram, ganhando acionamentos hidráulicos e pneumáticos, permitindo multiplicar a força exercida pelo motorista. [Limpert, 1999]

De acordo com Limpert, 1999, o sistema de freio é um dos itens de segurança mais importantes em um veículo. Atualmente, os freios precisam atender mais do que as exigências de segurança, devendo apresentar estabilidade de frenagem ao longo do tempo, com temperatura, pressão e velocidade, durabilidades elevadas para o material de atrito, além de requisitos de conforto durante a frenagem, tais como requisitos de conforto acústico e de vibração.

A finalidade dos sistemas de freios é, através da interação entre o rotor e o material de atrito, converter a energia cinética do veículo em movimento em energia térmica, ou ainda manter a energia potencial do veículo estacionado constante, mantendo a energia cinética nula [Limpert, 1999]. A energia cinética é convertida prioritariamente em energia térmica, que é dissipada para o ambiente e outros componentes, porém uma pequena parcela dessa energia pode ser convertida em energia vibracional e/ou acústica.

Os sistemas de freio podem ser divididos entre freios a disco ou freios a tambor. Geralmente, veículos leves populares, como automóveis e utilitários, são equipados com

freios a disco no eixo dianteiro e freios a tambor no eixo traseiro. Já os veículos comerciais são comumente equipados com freios a tambor em todos os eixos. Limpert, 1999, divide os acionamentos dos sistemas de freio em três tipos: mecânicos, comuns nos freios de estacionamento; hidráulicos utilizados em automóveis leves, utilitários, SUV's e Pick-ups; pneumáticos que são largamente aplicados em veículos comerciais, como caminhões e ônibus. A Figura 3.1 apresenta um exemplo de freio a disco.

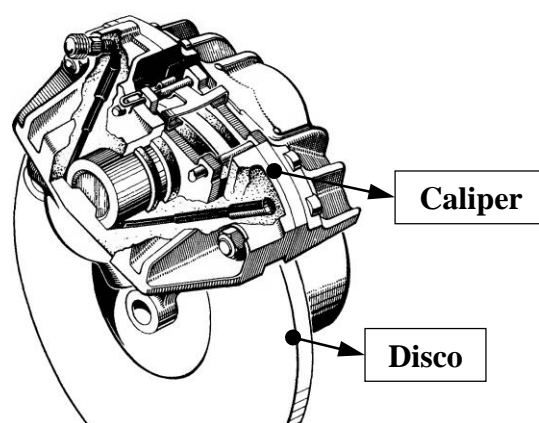


Figura 3.1 – Exemplo de sistema de freio a disco [Adaptada de Limpert, 1999].

3.1.1 Freios a tambor de veículos comerciais

Sistemas de freio a tambor são amplamente utilizados, desde veículos leves até veículos comerciais pesados. Em automóveis, são geralmente aplicados apenas nos eixos traseiros, com acionamento hidráulico para o freio de serviço e mecânico por alavanca para o freio de estacionamento, com baixa contribuição nas frenagens [Baker, 1986]. Na maioria dos veículos pesados, entretanto, os freios a tambor são aplicados em todos os eixos, possuindo acionamento pneumático. Baker, 1986, utiliza como argumento para a ampla utilização dos freios a tambor comerciais o fato de possuírem maior simplicidade construtiva no acionamento e regulagem, o que resulta em custos de veículo e manutenção menores.

O funcionamento dos freios a tambor é relativamente simples, pois são constituídos de duas sapatas internas, que são acionadas e expandidas, comprimindo as lonas (material de atrito) contra a superfície interna do tambor [Baker, 1986]. O mecanismo de acionamento e expansão das sapatas pode variar (entre came Z ou came S, por exemplo), sendo os acionamentos do tipo came S mais comuns. A Figura 3.2 apresenta um exemplo de freio a tambor comercial, onde a vista em corte permite visualizar os componentes principais do freio.

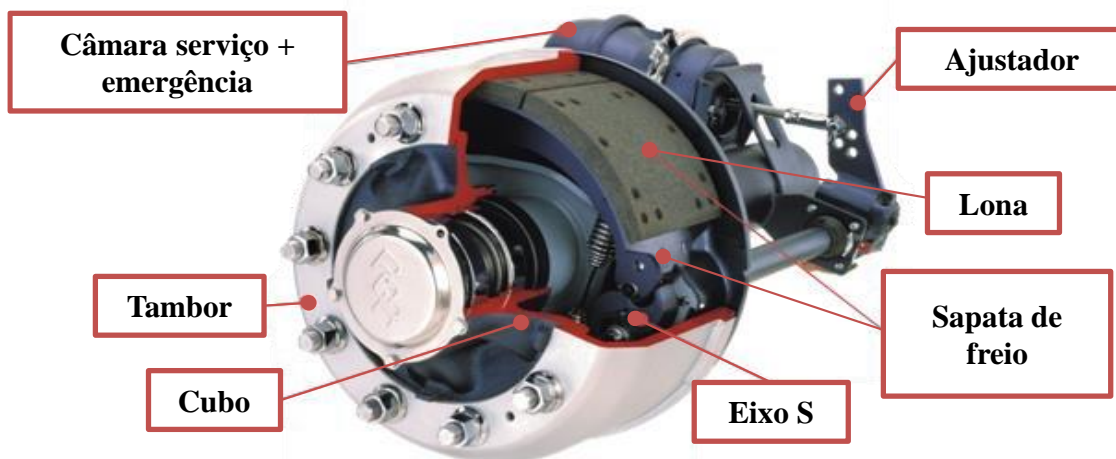


Figura 3.2 – Exemplo de sistema de freio a tambor de veículo da linha comercial ou pesada [Adaptada de Magioni et al., 2015].

Os principais componentes de um freio a tambor são: tambor e cubo de freio que ficam solidários à roda do veículo; sapatas e lonas de freio que ficam estáticas e solidárias ao eixo do veículo; eixo S que é a came de acionamento do freio; ajustador que é responsável por gerar o torque a partir da força da câmara de freio; câmara de freio que é responsável por gerar a força de acionamento a partir da pressão pneumática do sistema.

3.1.2 Pressão de contato em freios a tambor

A distribuição da pressão de contato entre lona e tambor é um tópico complexo e alvo de diversas pesquisas até os dias de hoje, apesar de existir modelo analíticos. Segundo Norton, 2013, a partir da teoria de desgaste uniforme, a distribuição da pressão de contato entre lona e tambor pode ser considerada senoidal, desde que uma série de simplificações sejam atendidas, dentre elas: o tambor possui rotação constante; o desgaste é proporcional ao trabalho de atrito realizado pela pressão e velocidade. Assim, a distribuição de pressão ao longo do arco da lona pode ser representada pela Equação 3.1.

$$p = \frac{p_m \operatorname{sen}\theta}{\operatorname{sen}\theta_\alpha} \quad (3.1)$$

Onde, p é a pressão ao longo da lona, em [Pa]; p_m é a pressão máxima suportada pelo material de atrito, em [Pa]; θ é o ângulo do arco da lona, em [rad]; e θ_α é o ângulo onde ocorre a pressão máxima na lona, em [rad].

Conforme a Equação 3.1, a pressão máxima ocorre quando $\theta = 90^\circ$ e a mínima quando se aproxima de $\theta = 0^\circ$ e $\theta = 180^\circ$, podendo ser visualizada na Figura 3.3.

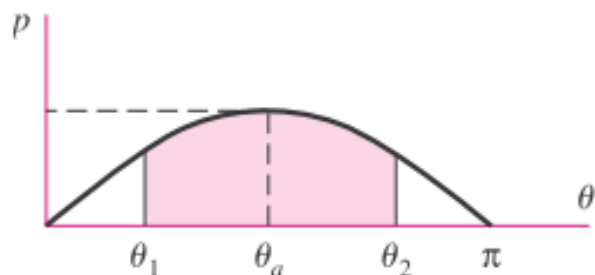


Figura 3.3 – Distribuição da pressão de contato senoidal entre lona e tambor [Adaptada de Budynas, 2016].

No entanto, segundo Antunes e Masotti, 2017, esse modelo senoidal de distribuição de pressão na interface de contato entre lona e tambor exige simplificações adicionais, tais como: contato ideal e 100% entre lona e tambor; tambor e sapata não possuem deformações, ou seja, são perfeitamente rígidos; arco das lonas e raio do tambor concêntricos. Assim, como essas simplificações não são atendidas por sistemas de freio reais, a distribuição de pressão não será senoidal. Antunes e Masotti, 2017, apresentam seu estudo de avaliação da pressão de contato com todos os componentes flexíveis, mostrando que a pressão de contato não é senoidal, assim como apresentado pela Figura 3.4.

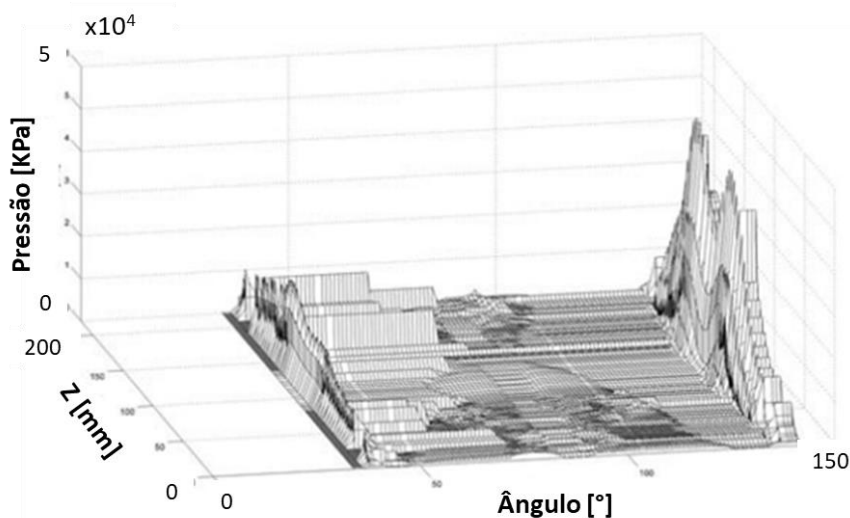


Figura 3.4 – Distribuição da pressão de contato pelo método dos elementos finitos para freio flexível [Adaptada de Antunes e Masotti, 2017].

Como pode ser observado na Figura 3.4, a pressão de contato possui valores altos próximos às extremidades das lonas de freio, enquanto a região central possui pressão baixa ou mesmo pressão zero. Isso se deve ao funcionamento do freio, onde as sapatas possuem elevada deformação oriunda do vetor de força provocado pelo mecanismo de

acionamento, chamado eixo came S. Além disso, existe a influência do giro do tambor que tende a arrastar por atrito as sapatas de freio e o deslocamento entre o centro do tambor e das sapatas, que desloca a região de contato inicial das lonas com tambor. É importante ressaltar que essa análise é estática e se refere a um determinado tempo inicial de utilização das lonas de freio, com isso, quando ocorrer o desgaste dessas regiões com maior pressão, outras regiões devem surgir com pressões maiores, gerando a dinâmica de desgaste do sistema.

3.1.3 Material de atrito para freios

De acordo com Limpert, 1999, o principal componente do sistema de freio para garantir a performance do mesmo é o material de atrito. Esse é o componente responsável pelo contato com o tambor de freio, reduzindo a velocidade do veículo através da conversão de energia cinética em energia térmica. Segundo Menetrier, 2006, o material de atrito é um material compósito formado por inúmeras matérias primas, que precisam ser combinadas em quantidades e formas de processamento específicas. O projeto de um material de atrito exige que sejam atendidos diversos requisitos dos mercados consumidores, tais como: elevada eficiência de frenagem; baixo nível de desgaste; elevada resistência térmica e química; alto nível de conforto, ou seja, baixa propensão à geração de ruídos; entre outros [Matozo, 2006].

Limpert, 1999, Menetrier, 2006, e Matozo, 2012, classificam as matérias primas utilizadas em um material de atrito em seis classes:

- Aglomerantes: são os componentes que têm a função de manter os demais componentes da formulação unidos, também chamada de matriz do material. A principal matéria prima dessa categoria é a resina fenólica, que pode apresentar diferentes modificadores;
- Visco elásticos/ elastômeros: essa classe de matéria prima é responsável pelo controle da rigidez do material, além de conferir maiores níveis de amortecimento ao compósito. As borrachas são os principais materiais utilizados;
- Lubrificantes: são os componentes modificadores de atrito com objetivo de reduzir o CoF, geralmente possuem baixa dureza e são responsáveis

pela estabilidade do coeficiente de atrito. Os grafites são as matérias primas mais comuns dessa classe;

- Abrasivos: assim como os lubrificantes, são componentes modificadores de atrito com objetivo de aumentar o CoF, possuem elevada dureza e são responsáveis pelo aumento do coeficiente de atrito e da agressividade ao rotor de freio. Os óxidos, tais como alumina, são representantes dessa classe;
- Reforços mecânicos: classe responsável por conferir resistência mecânica ao material de atrito, sendo tipicamente utilizadas fibras. As fibras podem ser metálicas (cobre e aço), orgânicas (celulose) ou inorgânicas (vidro e aramida);
- Cargas: são componentes utilizados como carga de enchimento para auxiliar no controle da densidade do material, auxiliar e melhorar o processamento, além de reduzir custos. Podem ser orgânicas (pó de caju e pó de borracha) ou inorgânicas (barita ou carbonato de cálcio).

3.2 Atrito

De acordo com Rabinowicz, 1965, e Hutchings, 1992, o atrito pode ser definido como a resistência ao movimento relativo entre duas superfícies em contato. Esse fenômeno está presente no dia a dia, às vezes em benefício, às vezes apenas como dissipação de energia indesejada. De acordo com Serbino, 2005, o fenômeno do atrito pode ser compreendido através de princípios energéticos, pois o atrito é responsável pela dissipação da energia cinética da frenagem. Essa dissipação acontece após a conversão da energia cinética em energia térmica, que é dissipada sob a forma de calor.

Miguel, 2002, realizou uma extensa revisão bibliográfica sobre atrito. A autora comenta que os fenômenos de atrito são estudados com base em experimentos físicos, a partir da interação entre superfícies planas, preferencialmente. Essa autora cita ainda as três hipóteses fundamentais para a teoria básica do atrito, conforme segue.

- A força de atrito não depende da área de contato nominal entre as superfícies;
- A força de atrito é proporcional à força normal aplicada para manter as superfícies em contato;

- A força de atrito não depende da velocidade relativa entre as superfícies, desde que essas velocidades sejam suficientemente baixas.

Assim, o atrito é contabilizado a partir de um coeficiente adimensional (chamado de coeficiente de atrito), que representa a razão entre a força necessária para movimentar um corpo pela força normal aplicada no mesmo corpo. Segundo Farkas, 2005, o conceito de coeficiente de atrito diferente em condições estáticas e dinâmicas foi percebido e introduzido por Euler. Segundo Miguel, 2002, o CoF não depende apenas dos materiais em contato, mas depende ainda das condições existentes na interface de contato.

3.3 Ruídos de freio

Os sons são ondas mecânicas formadas por ondas de pressão em meios materiais, as quais transportam energia na forma de vibração. Essas ondas de pressão geram uma excitação alternada nos tímpanos humanos, permitindo que a energia vibratória seja interpretada pelo sistema auditivo como um som. A Figura 3.5 apresenta um esquema de onda sonora. O ouvido humano tem capacidade audível na faixa de frequências entre 20 Hz e 20.000 Hz, sendo que possui maior sensibilidade entre 1.000 Hz e 5.000 Hz [Dowling e Williams, 1989]. Inconvenientemente, o ruído do tipo *squeal* em freios a tambor de veículos comerciais, por exemplo, se encontra nessa faixa de frequência. Talvez esse seja um dos motivos para que o *squeal* seja um dos principais ruídos de freio.

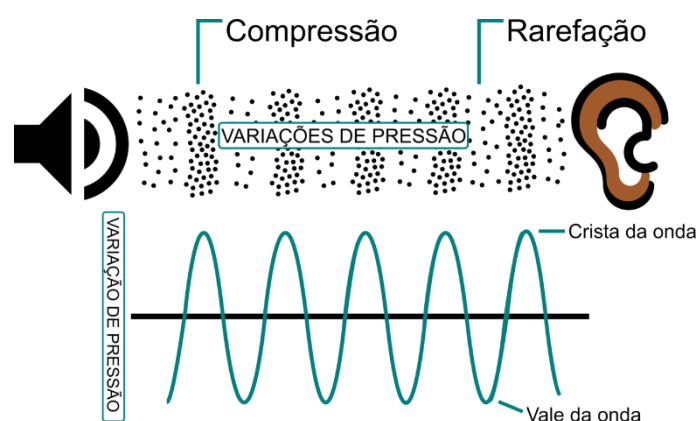


Figura 3.5 – Representação da onda sonora [Adaptada de <https://pt.wikipedia.org/wiki/Som>].

3.3.1 Ruídos de alta frequência – *squeal*

Os principais ruídos de freio de alta frequência são denominados *squeal*, podendo ser de baixa (1.000 Hz a 10.000 Hz) ou alta frequência (acima de 10.000 Hz). Os ruídos de *squeal* de baixa frequência, ou apenas *squeal*, são explicados por diferentes teorias,

como apresentado por Matozo, 2006, e Matozo, 2012. A teoria mais aceita atualmente é que esse ruído de freio é causado pelo fenômeno de acoplamento modal dos componentes, em altas velocidades ou grandes desacelerações [Kinkaid et al., 2003; Masotti e Rauch, 2015].

O ruído de *squeal* é um fenômeno vibratório causado pelas vibrações auto excitadas induzidas pelo atrito. A vibração induzida é transformada em energia acústica através de fenômenos vibro acústicos do sistema de freio, estando associado às características modais desse sistema [Lee et al., 2013]. Em outras palavras, o fenômeno de *squeal* é uma resposta do sistema para a excitação gerada no par tribológico em contato. Com isso, ferramentas experimentais e de simulação podem ser utilizadas para analisar os ruídos desse tipo através do mapeamento das frequências naturais do sistema de freio. A análise de autovalores complexos é, atualmente, a principal ferramenta numérica para predição de ruído do tipo *squeal*. [Antunes, 2016; Nack, 1999; Kinkaid et al., 2003; Ouyang et al., 2005; Oehlmeyer, 2008].

3.3.2 Ruídos de baixa frequência – *groan/chatter*

Inicialmente, é importante salientar que a nomenclatura utilizada para os ruídos de freio de baixa frequência não é tão clara quanto à nomenclatura de alta frequência, tais como o *squeal*. No capítulo de revisão bibliográfica, foram apresentados diversos trabalhos com esse tema, mas em muitos deles a definição de *groan* não é a mesma que será utilizada nesse trabalho, onde será seguida a nomenclatura apresentada na norma SAE J2786. Essas diferenças de nomenclatura são devidas à similaridade no fenômeno de disparo do ruído, além de diferenças culturais dos diferentes mercados. Nos EUA, por exemplo, os ruídos de mesma natureza são chamados de *chatter*, que é outro termo utilizado para o mesmo ruído.

O *groan*, ou *chatter*, é definido por ser um ruído de baixa frequência causado pelo fenômeno de aderência-deslizamento (*stick-slip*) em baixas velocidades, causando vibrações na faixa de frequência entre 100 Hz e 1000 Hz [Fuadi et al., 2009; Neis et al., 2015]. Segundo Fuadi et al, 2009, e Favero, 2020, o *groan* é um fenômeno vibratório que inicia no contato entre rotor e material de atrito e se propaga através da suspensão e chassi do veículo, sendo percebido pelo motorista e usuários do veículo como vibração e ruído combinados.

De acordo com Brecht et al., 1997, o ruído do tipo *groan* é causado por vibrações auto excitadas resultantes do fenômeno de aderência-deslizamento, chamado de *stick-slip* em inglês. Esse fenômeno de aderência-deslizamento é definido por ciclos alternados de aderência (travamento) e deslizamento (escorregamento) entre as superfícies em contato [Miguel, 2002; Lee et al., 2013; Neis et al., 2015; Antunes, 2016; Favero, 2020].

Antunes, 2016, e Favero, 2020, comparam o fenômeno de aderência-deslizamento com o que acontece quando uma massa é arrastada por uma mola sobre uma superfície. No início, a mola é tensionada até que sua força elástica supere a força de resistência ao movimento dada pelo atrito entre a base da massa e a superfície. Nesse instante, a massa irá escorregar sobre a superfície, fazendo com que a força elástica da mola seja reduzida até o momento em que a resistência do atrito volte a ser superior e a massa trava novamente. Esse movimento cíclico acontece sequencialmente enquanto a mola é tracionada. A Figura 3.6 representa de forma gráfica o que acontece durante o fenômeno de aderência-deslizamento.

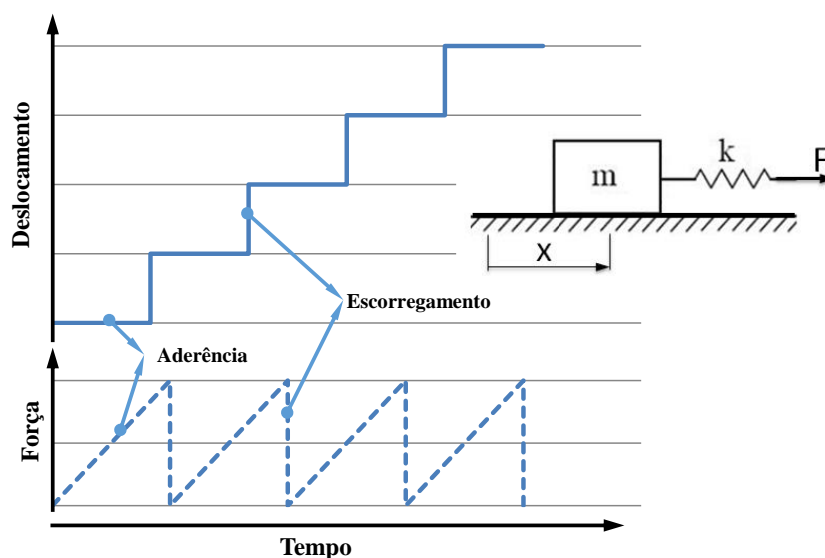


Figura 3.6 – Representação esquemática do fenômeno de aderência-deslizamento [Adaptada de Antunes, 2016].

Segundo Lee et al., 2013, e Neis et al. 2015, o fenômeno de aderência-deslizamento é gerado por dois fatores principais: diferença entre os CoF dinâmico e estático; rigidez estrutural do eixo e suspensão do veículo. Segundo Favero, 2020, o primeiro fator pode agravar o aderência-deslizamento, dependendo da magnitude da diferença, devendo considerar também a transição entre eles.

3.4 Número de MAC – *Modal Assurance Criterion*

O Critério de Garantia Modal (*Modal Assurance Criterion*, MAC) é uma ferramenta matemática para quantificar a correspondência entre dois vetores [van der Valk, 2010]. De acordo com Lei et al., 2016, o MAC tem se mostrado uma ferramenta útil para comparar pares de modos de vibração baseados na extração de autovalores a partir de resultados analíticos e medidos experimentalmente. Segundo esses autores, os valores de MAC têm se tornado parte integral de diversas metodologias de projeto, incluindo modificações dinâmicas, atualizações de modelos, monitoramento de integridade estrutural e otimização estrutural.

Segundo Pastor et al., 2012, o Critério de Garantia Modal (MAC) é uma das ferramentas mais populares para comparar quantitativamente vetores modais. Allemang, 2003, define que a função do MAC é prover uma medida de consistência, ou grau de linearidade, entre vetores modais. Assim, o MAC pode ser definido como uma constante escalar relacionando o grau de consistência (linearidade) entre um vetor modal e um vetor modal de referência. A Equação 3.2 apresenta o cálculo vetorial para o MAC, o qual é calculado como o produto escalar normalizado do conjunto de dois vetores [Allemang, 2003; van der Valk, 2010; Pastor et al., 2012; Lei et al., 2016; Gres et al., 2021].

$$MAC = \frac{|\varphi_a^T \varphi_b|^2}{(\varphi_a^T \varphi_a)(\varphi_b^T \varphi_b)} \quad (3.2)$$

Onde φ_a e φ_b são os vetores modais em comparação e o sobrescrito T representa a forma transposta dos dois vetores.

De acordo com Pastor et al., 2012, e Allemang, 2003, o cálculo de MAC apresentado pela Equação 3.2 significa uma análise de regressão linear baseada em mínimos quadrados. Assim, é produzido um indicador que é mais sensível a grandes diferenças entre os modos comparados, enquanto é quase insensível a pequenas variações ou pequenas magnitudes. Isso é considerado uma vantagem dos cálculos comparativos através de MAC, uma vez que pequenas variações nos parâmetros modais podem ocorrer devido a erros de medição das Funções Resposta em Frequência (*Frequency Response Function*, FRF) ou nos estimadores dos parâmetros modais [Allemang, 2003].

Segundo Allemang, 2003, como o MAC é normalizado pela magnitude dos vetores, ele será limitado entre zero e um. Segundo o autor, o MAC pode indicar apenas

a consistência entre os vetores e não pode ser interpretado como uma medida de validade ou ortogonalidade dos mesmos. Um valor de MAC igual a zero significa que os modos comparados não possuem correspondência entre si, ou seja, são totalmente diferentes, enquanto valor de MAC igual a um implica em formas modais exatamente iguais. Segundo van der Valk, 2010, uma explicação matemática para os altos valores de MAC é que os vetores possuem a mesma direção no espaço N-dimensional, independentemente de suas amplitudes. Do ponto de vista físico, um alto valor de MAC significa que os vetores descrevem a mesma forma modal.

Allemang, 2003, apresenta três formas comuns para a representação dos resultados de MAC para conjuntos de modos: tabela de valores; mapa de cores 2-D; mapa de cores 3-D. O autor comenta que essa representação iniciou com as clássicas tabelas de valores e ao longo dos anos ganhou os gráficos de mapa de cores, que facilitam a leitura. No entanto, Allemang, 2003, salienta que os valores de MAC são discretos e apenas comparam modo a modo. A Figura 3.7 apresenta um mapa de cores 2-D para a comparação entre conjuntos de modos A e B.

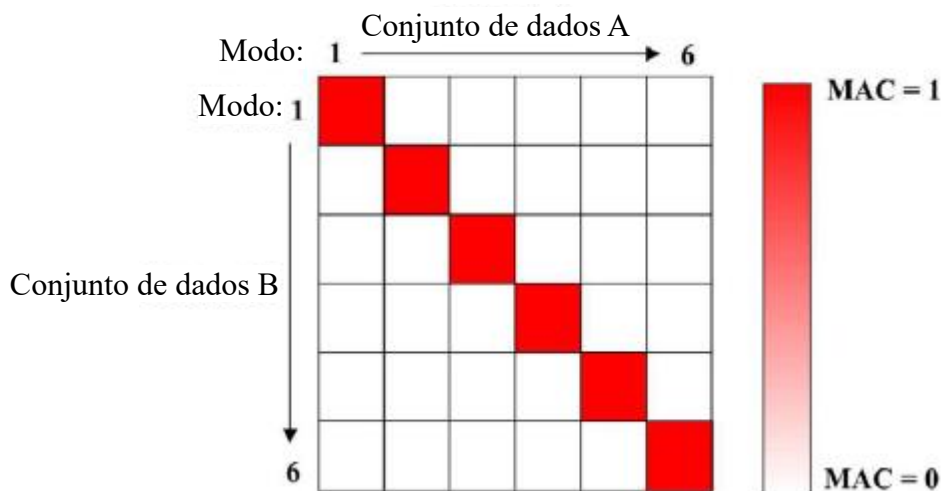


Figura 3.7 – Exemplo de mapa de cores 2-D para representação do número de MAC para dois conjuntos de vetores modais [Adaptada de Pastor et al., 2012].

3.5 Modelos para análise e predição de ruído de freio

Os ruídos de freio têm sido estudados por diferentes metodologias, podendo ser experimentais ou analíticas. As análises analíticas visam a obtenção de modelos representativos do sistema de freio e do fenômeno de vibração com dois objetivos principais: entender o fenômeno e a influência dos parâmetros; permitir a construção de propostas de correção ou eliminação dos ruídos. De forma geral, cada um desses objetivos

está associado com um tipo de abordagem, sendo que o entendimento qualitativo do fenômeno costuma ser estudado com modelos analíticos de parâmetros concentrados, bem como os modelos para construção de propostas costumam ser realizados através de modelos numéricos, tais como elementos finitos ou multi-corpos.

Os modelos analíticos de parâmetros concentrados, geralmente, baseiam-se em diferentes abordagens para o coeficiente de atrito, a fim de disparar as vibrações instáveis que representam o fenômeno de ruído de interesse. Assim, modelos similares são encontrados na literatura para a representação de diferentes tipos de ruídos de freio. Isso é possível, pois a resposta dinâmica dos sistemas de freio é diretamente influenciada pela interferência do atrito entre material de atrito e rotor de freio. Segundo Brockley et al., 1967, uma das principais causas de instabilidades em sistemas de freio consiste na diferença entre os coeficientes de atrito estático e dinâmico, podendo causar além dos ruídos de freio, desgaste excessivo de componentes e aumento das amplitudes de vibração.

Apesar de estarem presentes nos mesmos sistemas e envolverem alguns dos mesmos componentes, os ruídos de freio possuem diferentes fenômenos de geração, geralmente, apresentando algum nível de relação entre si. Assim, existem diversas teorias que visam explicar os ruídos de freio, tais como: aderência-deslizamento (*stick-slip*); *sprag-slip*; acoplamento modal (*modal coupling*); CoF variando em função da velocidade de escorregamento. Apesar das diversas teorias, nenhuma delas é aceita para explicar totalmente os fenômenos vibratórios associados aos ruídos, seja do tipo *creep-groan*, *groan* ou *squeal*. No capítulo de revisão bibliográfica foram mencionados alguns trabalhos associados com diferentes abordagens. Aqui, serão apresentados sucintamente alguns modelos disponíveis na literatura, assim como trabalhos numéricos em elementos finitos aplicando a análise de autovalores complexos para ruídos do tipo *squeal*.

3.5.1 Modelo analítico de parâmetros concentrados – 1 grau de liberdade

Favero, 2020, apresenta um modelo de um grau de liberdade para analisar a influência do comportamento decrescente do CoF em função da velocidade de escorregamento, de acordo com a Figura 3.8. O autor propõe três maneiras para tratar o problema: solução analítica da equação do movimento; solução por integração numérica da equação do movimento através de diferenças finitas; programa de dinâmica de corpos

rígidos Adams View. O autor utiliza, inicialmente uma curva linear decrescente para o CoF em função de V_d , resolvendo a equação do movimento dada pela Equação 3.3.

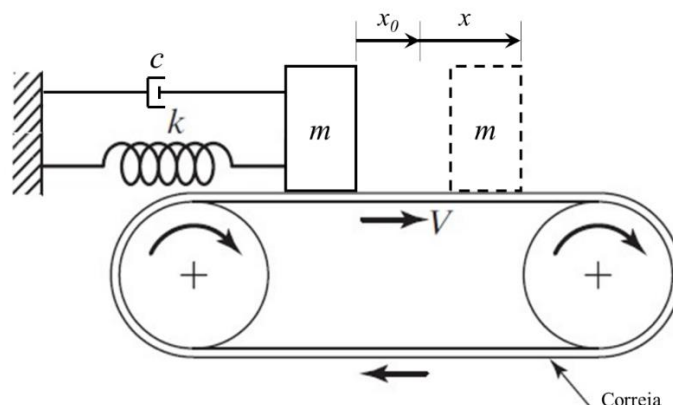


Figura 3.8 – Modelo de um grau de liberdade [Adaptada de Favero, 2020].

$$m\ddot{x} + (c - \alpha)\dot{x} + kx = 0 \quad (3.3)$$

Onde, m representa a massa do bloco; k é a rigidez da mola de fixação; c é o amortecimento da fixação; α é o coeficiente angular da curva de redução do CoF com V_d ; \ddot{x} , \dot{x} e x é a aceleração, velocidade e deslocamento, respectivamente. Segundo Favero, 2020, o sistema é instável para $c < \alpha$, pois nesse caso o coeficiente que multiplica a velocidade será negativo, equivalente a um amortecimento negativo.

Na sequência de seu trabalho, Favero, 2020, utiliza o programa Adams View para resolver o sistema equivalente ao apresentado na Figura 3.8. O modelo de corpo rígido de 1 grau de liberdade proposto é apresentado na Figura 3.9. O autor utiliza esse modelo para testar a influência de curvas experimentais de CoF em função de V_d que foram medidas para diferentes materiais de atrito. O modelo é formado por um bloco de massa unitária, uma mola e um amortecedor, com grau de liberdade apenas longitudinal na direção da mola e do amortecedor.

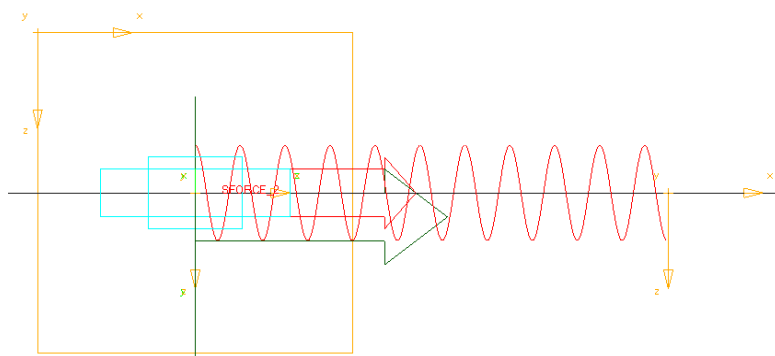


Figura 3.9 – Modelo de um grau de liberdade em Adams View [Adaptada de Favero, 2020].

Esse modelo foi inicialmente verificado utilizando a mesma curva de CoF em função de V_d com comportamento decrescente linear que havia sido aplicado no modelo analítico e no modelo de diferenças finitas. Uma vez que o modelo foi verificado, o modelo de Adams View foi utilizado para as curvas medidas, as quais não foram ajustadas para nenhuma equação analítica, sendo utilizadas como tabela de pontos para interpolação, o que não permitiu a aplicação das mesmas no modelo analítico. Nesse caso, o coeficiente de atrito foi considerado através de uma força contrária ao movimento do bloco. A Tabela 3.1 apresenta os parâmetros do modelo proposto por Favero, 2020, enquanto a Figura 3.10 apresenta as curvas de CoF em função de V_d utilizadas na validação do modelo.

Tabela 3.1 – Parâmetros do modelo de 1 GDL [Adaptada de Favero, 2020].

Símbolo	Descrição	Unidade	Valor
m	Massa	kg	1
k	Rigidez	N/m	2000
c	Amortecimento viscoso	Ns/m	0,492
X_0	Posição inicial	m	0,03
\dot{X}_0	Velocidade inicial	m/s	-1

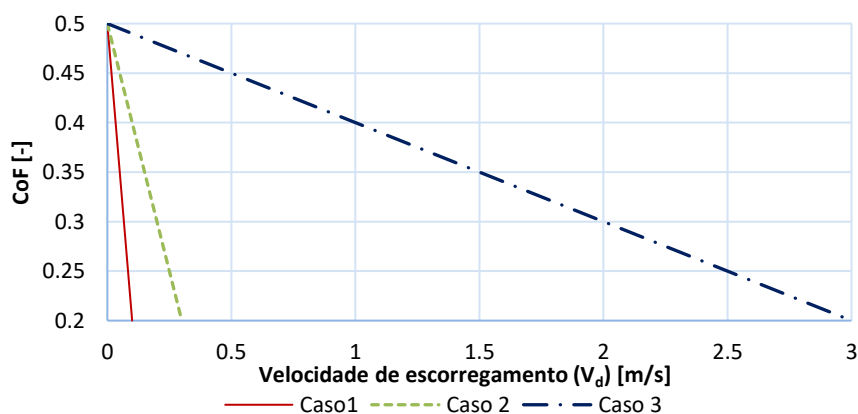


Figura 3.10 – Curvas decrescentes lineares de CoF em função de V_d [Adaptada de Favero, 2020].

As curvas da Figura 3.10 representam três situações de acordo com a condição de instabilidade apresentada pelo autor ($c < \alpha$). No caso 1, foi utilizado $\alpha = 3$, no caso 2 $\alpha = 1$ e no caso 3 $\alpha = 0,1$. Assim, como $c = 0,492$, nos casos 1 e 2 o sistema será instável, enquanto o caso 3 será estável. A Figura 3.11 apresenta as respostas obtidas para o modelo de um grau de liberdade através da solução analítica.

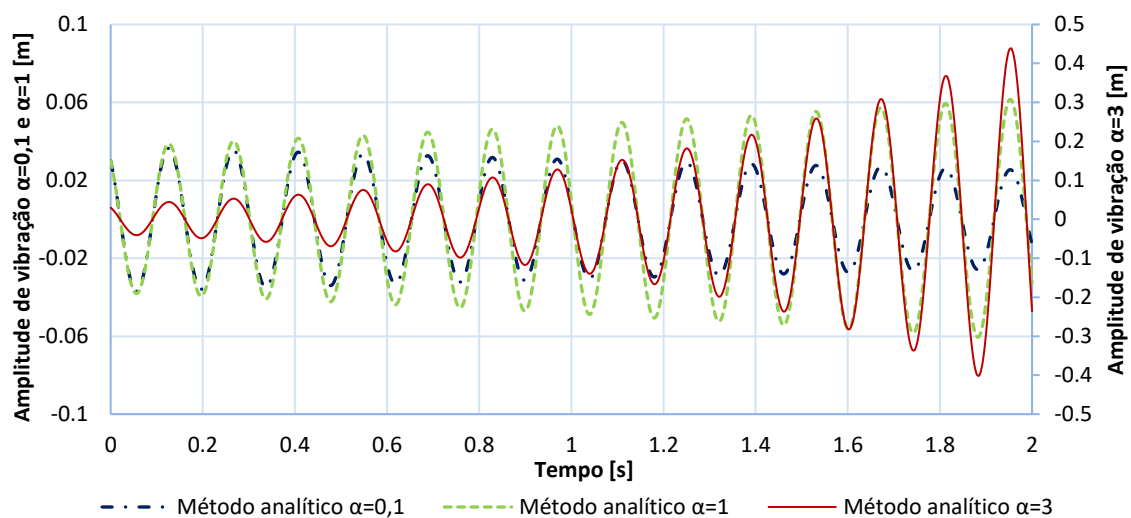


Figura 3.11 – Curvas de resposta vibracional do modelo de 1 GDL para a solução analítica [Adaptada de Favero, 2020].

Assim, o modelo analítico mostrou que a condição de instabilidade é válida e permitiu verificar o modelo de Adams, que não será apresentado aqui. Na sequência, Favero, 2020, utilizou o modelo de Adams, após verificado pelo analítico, para analisar a influência das curvas de coeficiente de atrito reais medidas em seu trabalho. A Figura 3.12 apresenta as curvas experimentais de CoF em função da velocidade de escorregamento (V_d) que foram utilizadas para o modelo em Adams, as quais foram extraídas do próprio Adams após a análise. As curvas utilizadas são de três materiais de atrito diferentes (A1, A2 e A3) em uma mesma condição de medição experimental, que consiste em uma aceleração constante de $0,8 \text{ m/s}^2$ e uma força normal de 280 N na amostra de material de atrito.

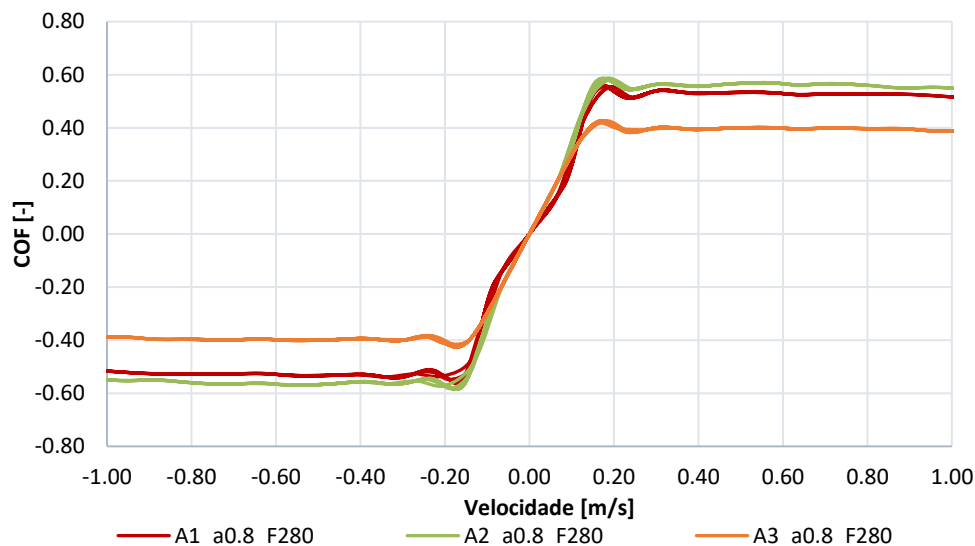


Figura 3.12 – Curvas experimentais de CoF em função de V_d utilizadas no modelo de 1 GDL em Adams [Adaptada de Favero, 2020].

Na Figura 3.12 podem ser vistos os níveis de coeficiente de atrito estático e dinâmico dos três materiais de atrito testados na referida condição. As curvas possuem um comportamento muito similar entre si, mas com níveis de atrito diferentes. A Figura 3.13 apresenta a resposta vibratória do modelo para as três curvas propostas, onde pode ser visto que o modelo permanece estável para as três curvas, e que o aumento dos níveis de atrito gera um maior amortecimento no sistema, fazendo com que as amplitudes de vibração reduzam mais a cada ciclo.

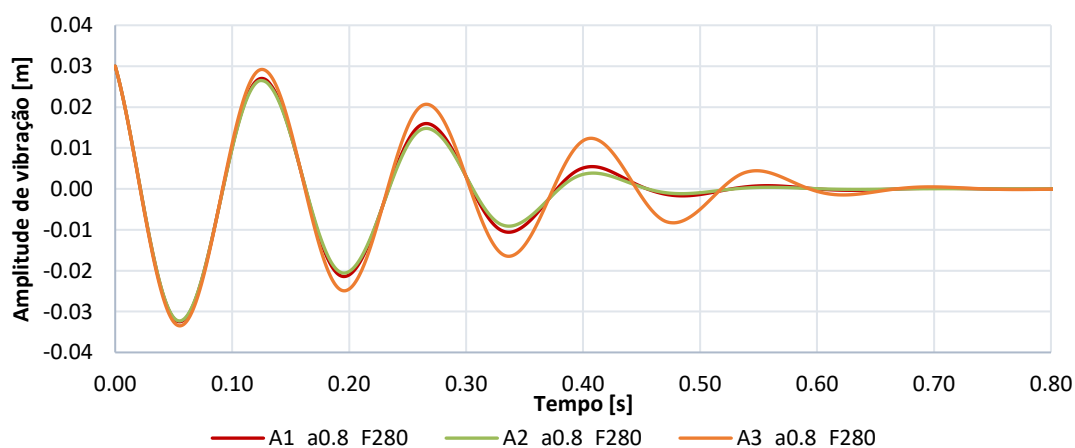


Figura 3.13 – Resposta vibratória do modelo de 1 GDL em Adams para as curvas experimentais de CoF em função de V_d [Adaptada de Favero, 2020].

3.5.2 Modelo analítico de parâmetros concentrados – 2 graus de liberdade

No trabalho de Oehlmeyer, 2008, é proposto um modelo de dois graus de liberdade para analisar as condições de instabilidade dinâmica induzida pelo coeficiente

de atrito, o qual é apresentado na Figura 3.14. Nesse modelo, o conjunto de freio é representado por sistemas massa-mola-amortecedor, onde as massas concentradas representam o disco e a pastilha, cuja rigidez e amortecimento de fixação são representados por molas e amortecedores. O contato entre disco e pastilha é considerado através da rigidez de uma mola.

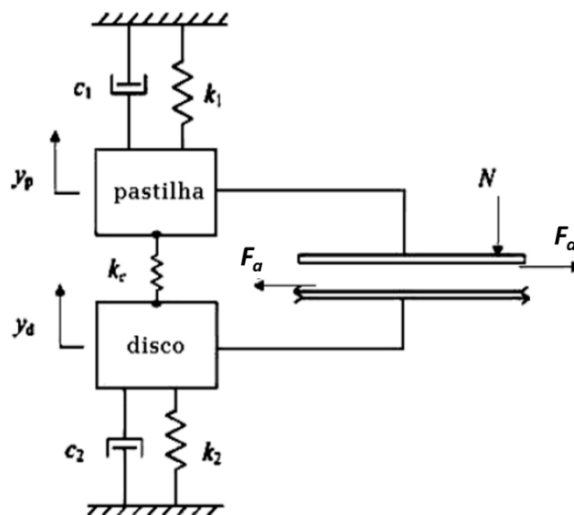


Figura 3.14 – Modelo de dois graus de liberdade [Adaptada de Oehlmeyer, 2008].

A partir do modelo proposto, analisando o diagrama de corpo livre para estabelecer a condição de equilíbrio dinâmico do sistema, pode-se chegar na Equação 3.4, a qual representa a equação do movimento para o sistema de dois graus de liberdade proposto por Oehlmeyer, 2008.

$$[M]\{\ddot{y}\} + [C]\{\dot{y}\} + [K + K_c(y)]\{y\} = 0 \quad (3.4)$$

Onde, $[M]$ é a matriz de massa; $[C]$ é a matriz de amortecimento; $[K]$ é a matriz de rigidez; $[K_c(y)]$ é a matriz de rigidez do contato entre disco e pastilha; $\{\ddot{y}\}$, $\{\dot{y}\}$ e $\{y\}$ são os vetores de aceleração, velocidade e deslocamento, respectivamente.

O autor aplica os critérios de estabilidade de Routh-Hurwitz para a análise da instabilidade do modelo proposto, através do qual as raízes do polinômio característico são analisadas para definir as condições de estabilidade e instabilidade. Pelo critério de Routh-Hurwitz, para que o sistema seja estável, todas as raízes devem possuir parte real positiva, enquanto no caso de uma raiz possuir parte negativa implica em sistema instável. Assim, a condição apresentada pela Equação 3.5 precisa ser atendida para garantir a estabilidade do sistema. A Figura 3.15 apresenta de forma gráfica a condição encontrada.

$$\frac{1}{k_1} + \frac{1}{k_2} \leq 1 \quad (3.5)$$

Onde, k_1 e k_2 são as rigidezes de fixação da pastilha e do disco, respectivamente.

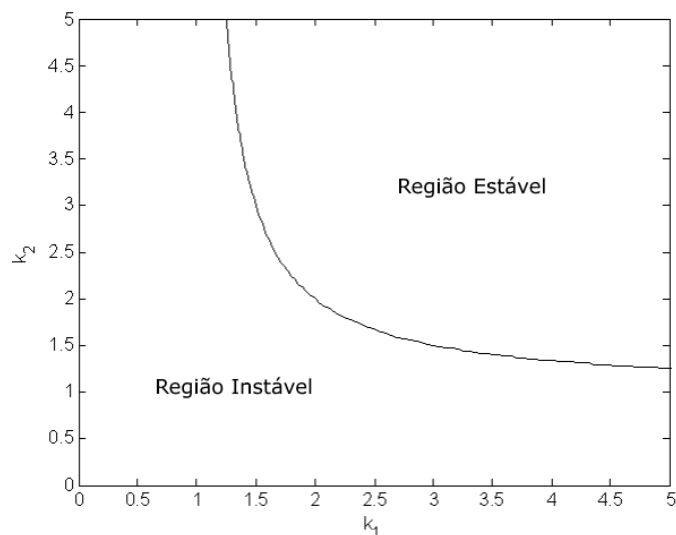


Figura 3.15 – Representação gráfica da condição de estabilidade [Adaptada de Oehlmeyer, 2008].

Oehlmeyer, 2008, ainda utilizou o mesmo modelo de dois graus de liberdade para investigar a influência do coeficiente de atrito na instabilidade do sistema. O autor fixou os demais parâmetros do modelo e realizou um estudo de sensibilidade com o CoF, a fim de evidenciar a condição de instabilidade a partir apenas da variação do CoF. A Figura 3.16 apresenta um gráfico do resultado encontrado pelo autor. Pode ser percebido que existe um valor de CoF a partir do qual ocorre o disparo da instabilidade.

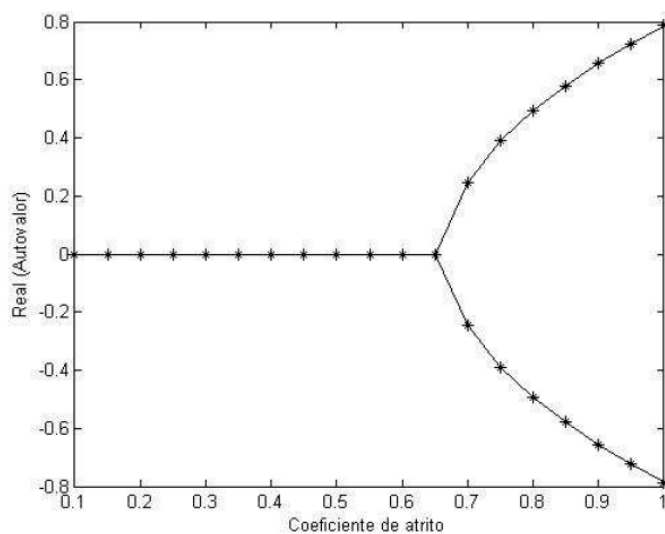


Figura 3.16 – Análise de sensibilidade com o CoF [Adaptada de Oehlmeyer, 2008].

3.5.3 Análise de autovalores complexos – CEA

A análise de autovalores complexos (CEA) consiste em uma técnica de simulação numérica através do Método dos Elementos Finitos, a qual visa identificar as instabilidades dinâmicas responsáveis por ruídos de freio do tipo *squeal*. Esse tipo de simulação se baseia em uma análise modal perturbada, pois a matriz de rigidez do sistema leva em conta resultados estruturais prévios, que incluem os efeitos não conservativos do coeficiente de atrito entre material de atrito e rotor de freio. Isso gera assimetria da matriz de rigidez do sistema, o que provoca perturbações na parte real do autovalor complexo, conforme equações apresentadas por Somnay e Shih, 2002, Bajer, et al., 2004, e Antunes, 2016.

No trabalho de Bajer, et al., 2004, são apresentadas as equações do trabalho virtual levando em consideração a Lei de Coulomb para o atrito, onde é apresentado o termo que dará origem à assimetria da matriz de rigidez. Somnay e Shih, 2002, apresentam a equação do movimento para a análise de CEA, onde utilizam uma matriz de rigidez associada à força de atrito, de acordo com a Equação 3.6. Com essa abordagem, os autores consideram que a força de atrito atua como uma força de excitação no sistema, a qual é proporcional ao deslocamento.

$$\underline{\underline{M}} \underline{\underline{\ddot{u}}} + \underline{\underline{C}} \underline{\underline{\dot{u}}} + \left(\underline{\underline{K}} - \underline{\underline{K_f}} \right) \underline{u} = \underline{0} \quad (3.6)$$

Onde, $\underline{\underline{M}}$, $\underline{\underline{C}}$ e $\underline{\underline{K}}$ são as matrizes de massa, amortecimento e rigidez, respectivamente; $\underline{\underline{K_f}}$ é a matriz de rigidez associada com o atrito; \underline{u} , $\underline{\dot{u}}$, $\underline{\ddot{u}}$ são os vetores de deslocamento, velocidade e aceleração, respectivamente.

Antunes, 2016, apresenta os diversos termos que compõem a matriz de rigidez global do sistema, chamada de matriz de rigidez tangente global ($\underline{\underline{K_i^T}}$), para a análise de CEA. Segundo o autor, a solução da equação do movimento na CEA é um problema de autovalor complexo, de modo que é necessário realizar a seguinte manipulação matricial, de acordo com a Equação 3.7, resultando na equação do movimento para o problema de autovalor complexo dado pela Equação 3.8.

$$\underline{\underline{\tilde{K}}} = \begin{bmatrix} \underline{\underline{K_j^T}} & \underline{\underline{0}} \\ \underline{\underline{0}} & \underline{\underline{I}} \end{bmatrix} \quad \underline{\underline{\tilde{M}}} = \begin{bmatrix} -\underline{\underline{C}} & -\underline{\underline{M}} \\ \underline{\underline{I}} & \underline{\underline{0}} \end{bmatrix} \quad \underline{\underline{\tilde{\phi}}}_j = \begin{Bmatrix} \underline{\underline{\phi}}_j \\ \underline{\underline{0}} \end{Bmatrix} \quad (3.7)$$

Onde, $\underline{\underline{\phi}}_j$ é o autovetor j ; $\underline{\underline{I}}$ é a matriz identidade de mesma ordem que $\underline{\underline{K_j^T}}$, $\underline{\underline{M}}$ e $\underline{\underline{C}}$; $\underline{\underline{0}}$ é um vetor de zeros de mesma ordem que o vetor $\underline{\underline{\phi}}_j$; $\underline{\underline{\tilde{K}}}$ e $\underline{\underline{\tilde{M}}}$ são as matrizes da equação do movimento modificada para o problema de autovalor complexo. Assumindo $\underline{\underline{K_j^T}} = \underline{\underline{K}} - \underline{\underline{K_f}}$ para o equacionamento apresentado.

$$\underline{\underline{\tilde{K}}} \underline{\underline{\tilde{\phi}}}_j = \tau_j \underline{\underline{\tilde{M}}} \underline{\underline{\tilde{\phi}}}_j \quad (3.8)$$

Onde, τ_j é o autovalor complexo.

Antunes, 2016, apresenta sua metodologia para predição de ruídos de *squeal* por CEA, de acordo com o fluxograma da Figura 3.17. O autor analisa um sistema de freio a tambor de veículo comercial (3), realiza análises modais experimentais para ajustar propriedades dos materiais do sistema (1) e realiza medições do nível de amortecimento (2) que inclui no modelo de CEA. Antunes, 2016, ainda apresenta a validação da metodologia proposta (6) através de ensaios veiculares (5) em veículos apresentando ruído de *squeal*. O autor realizou uma análise de sensibilidade (4) dos principais parâmetros de entrada na análise, tais como CoF e força de acionamento do freio, por exemplo.

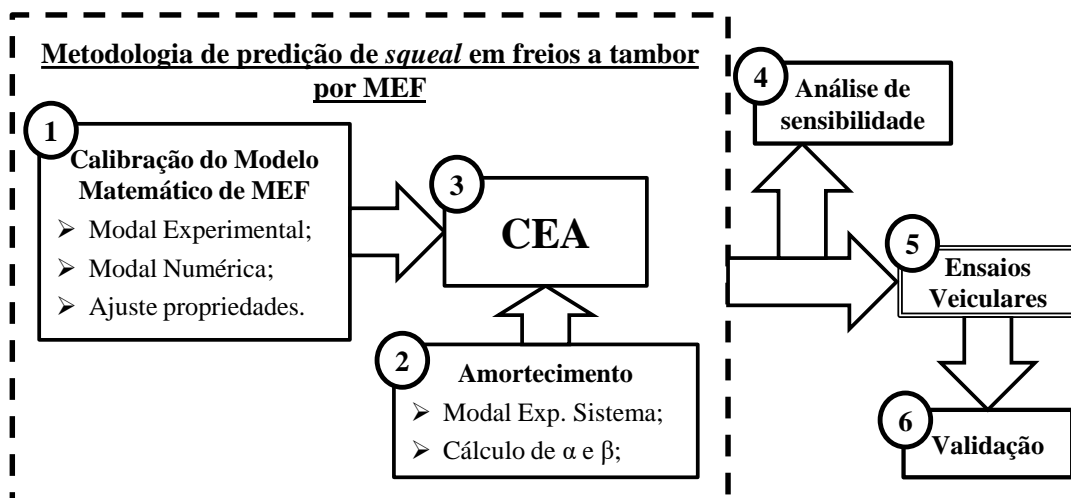


Figura 3.17 – Fluxograma da análise de instabilidade dinâmica por CEA [Adaptada de Antunes, 2016].

Antunes, 2016, analisou o freio a tambor mostrado na Figura 3.18, onde considerou os principais componentes do freio, tais como tambor, cubo, sapatas e lonas. Foi utilizado o programa comercial de elementos finitos ANSYS para o trabalho. O autor comenta que, com apenas esses componentes, já é possível representar o fenômeno de ruído de interesse. Antunes, 2016, apresenta uma curva analítica para o comportamento da parte real do autovalor complexo em função dos coeficientes de amortecimento de Rayleigh e da parte imaginária do autovalor complexo.

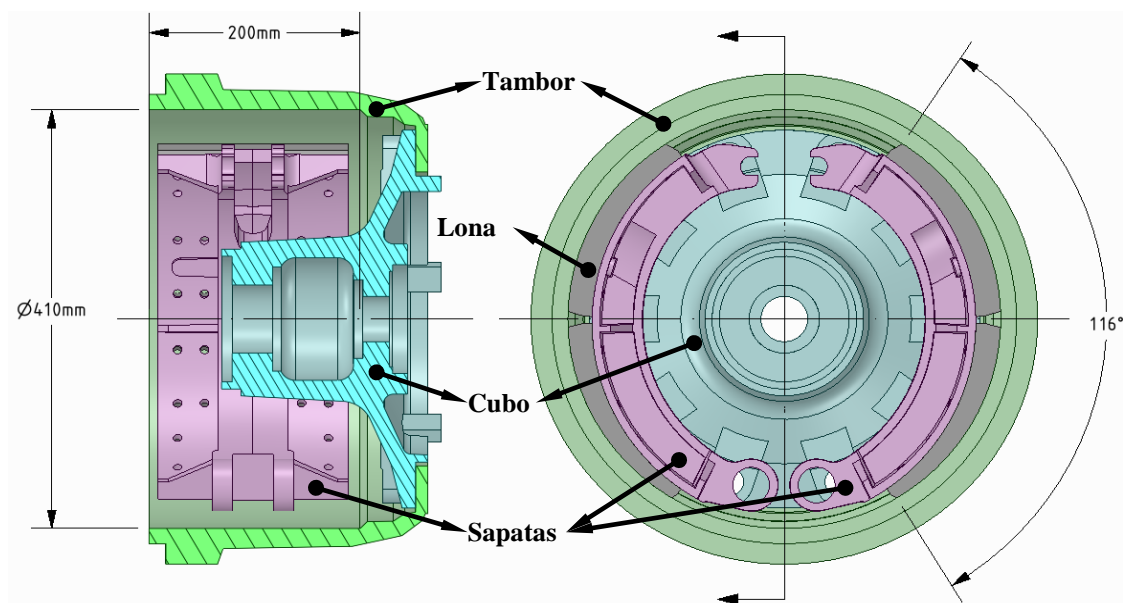


Figura 3.18 – Freio a tambor analisado, com as principais dimensões [Adaptada de Antunes, 2016].

Antunes, 2016, realiza as análises de CEA para três condições de amortecimento, conforme Figura 3.19. O autor discute a influência do amortecimento na predição de instabilidades falsas pela análise de CEA e mostra que nos casos estudados, a adição do amortecimento na condição de sistema de freio acionado com pressão de 2 bar, não são detectados modos falsos, mas que o sistema possui outras instabilidades, as quais são atenuadas pelo amortecimento.

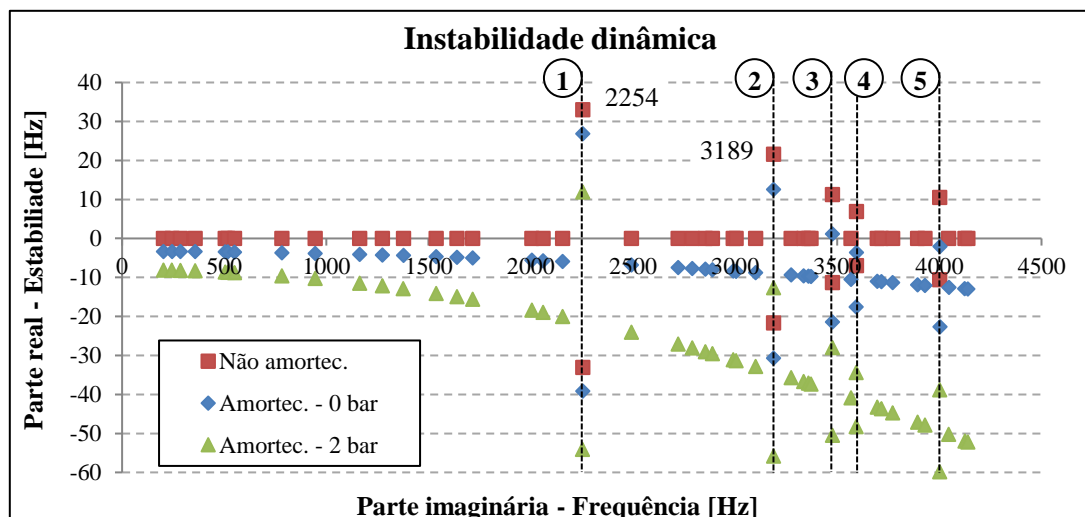


Figura 3.19 – Diagrama de instabilidade, apresentando a parte real em função da parte imaginária do autovalor complexo [Adaptada de Antunes, 2016].

O autor identifica por CEA um modo de vibração instável do sistema na frequência de 2.254 Hz. Para o veículo com o mesmo sistema de freio, foram encontrados ruídos entre 2.400 Hz e 2.700 Hz. Como nos ensaios veiculares, nem todas as condições e parâmetros da frenagens são exatos, é possível que ocorram diferenças nas frequências entre numérico e experimental, inclusive devido à influência da temperatura, que não foi considerada no modelo de CEA. Assim, os resultados apresentados entre numérico e experimental apresentam um elevado grau de correlação (entre 6,5% e 19,8%).

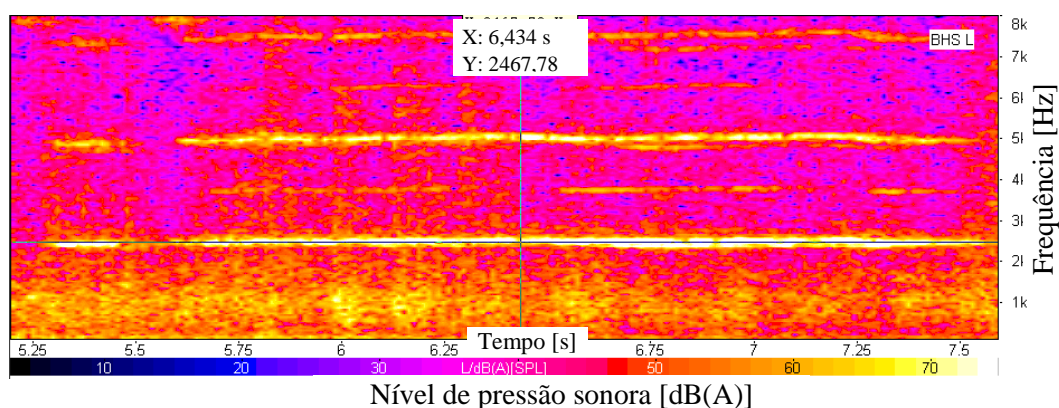


Figura 3.20 – Espectrograma do ruído em veículo [Adaptada de Antunes, 2016].

4 METODOLOGIA PROPOSTA

Esse trabalho visa aplicar métodos numéricos na análise de predição de ruídos de freio do tipo *squeal* e *groan/chatter* em freios a tambor de veículos comerciais. Assim, o trabalho será dividido em dois grandes tópicos: ruídos de alta frequência (*squeal*) que serão abordados através da aplicação do Método dos Elementos Finitos (MEF); ruídos de baixa frequência (*groan/chatter*), que serão analisados através de Dinâmica de Multi-corpos, com auxílio do MEF. Esses dois tópicos formam os pilares para uma metodologia que visa englobar o projeto de sistemas de freio com reduzido nível de ruídos.

Inicialmente será tratado o assunto de *squeal*, onde será utilizada a metodologia de análise de autovalores complexos apresentada por Antunes, 2016. O objetivo dessa etapa consiste em criar uma metodologia de cálculo dos fatores de contribuição modal (MCF), visando permitir a identificação dos componentes e seus modos de vibração nos modos de vibração instáveis do sistema. Como a metodologia de CEA para freios a tambor de veículos comerciais já foi desenvolvida e apresentada pelo presente autor na dissertação de mestrado (Antunes, 2016), aqui será dado foco na implementação dos cálculos dos fatores de contribuição modal, que podem ser entendidos como uma extensão da metodologia de Antunes, 2016.

O outro tópico a ser abordado nesse trabalho consiste em uma tratativa numérica para os ruídos de baixa frequência (*groan e/ou chatter*). O objetivo dessa etapa consiste em elaborar uma metodologia de simulação a partir de Dinâmica de Multi-corpos para investigar as vibrações auto excitadas geradoras desse tipo de ruído. Com isso, será possível entender as principais causas e influências, permitindo propor soluções analíticas robustas para evitar esse tipo de ruído. A Figura 4.1 apresenta um esquema das metodologias que serão abordadas no presente trabalho.

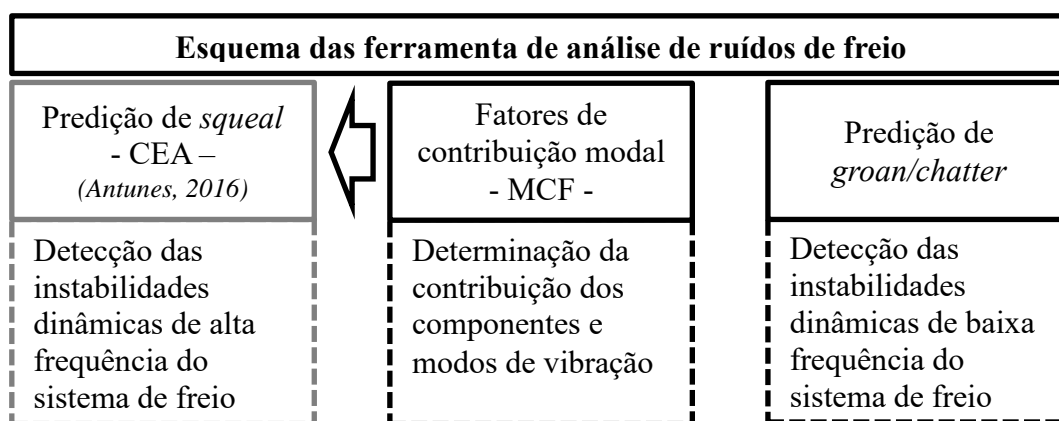


Figura 4.1 – Esquema das análises que serão abordadas nesse trabalho.

As simulações serão realizadas com programas comerciais, principalmente ANSYS e LS-Dyna. Serão contemplados diversos procedimentos experimentais de validação, tais como análises modais, extração de FRF's pontuais de componentes dos sistemas, análises espectrais e Análises Operacionais de Forma Deformada (ODS) durante instrumentação em veículo.

4.1 Ruídos de alta frequência – *squeal*

Começando pelos ruídos de alta frequência (*squeal*), os quais têm sido abordados, principalmente com o foco da dissertação de mestrado (Antunes, 2016), pela metodologia de predição de *squeal* através da técnica de autovalores complexos. Nesse trabalho, essa técnica deve ser estendida para os cálculos dos fatores de contribuição modal, permitindo identificar os principais componentes para o acoplamento instável do sistema de freio, e, através da técnica de Matriz de MAC, identificar o modo de vibração dos principais componentes, que está associado com a instabilidade do sistema. Isso permitirá propor soluções para os problemas de ruído baseadas em ferramentas matemáticas e em análises modais simples. A Figura 4.2 apresenta o fluxograma dessa análise.

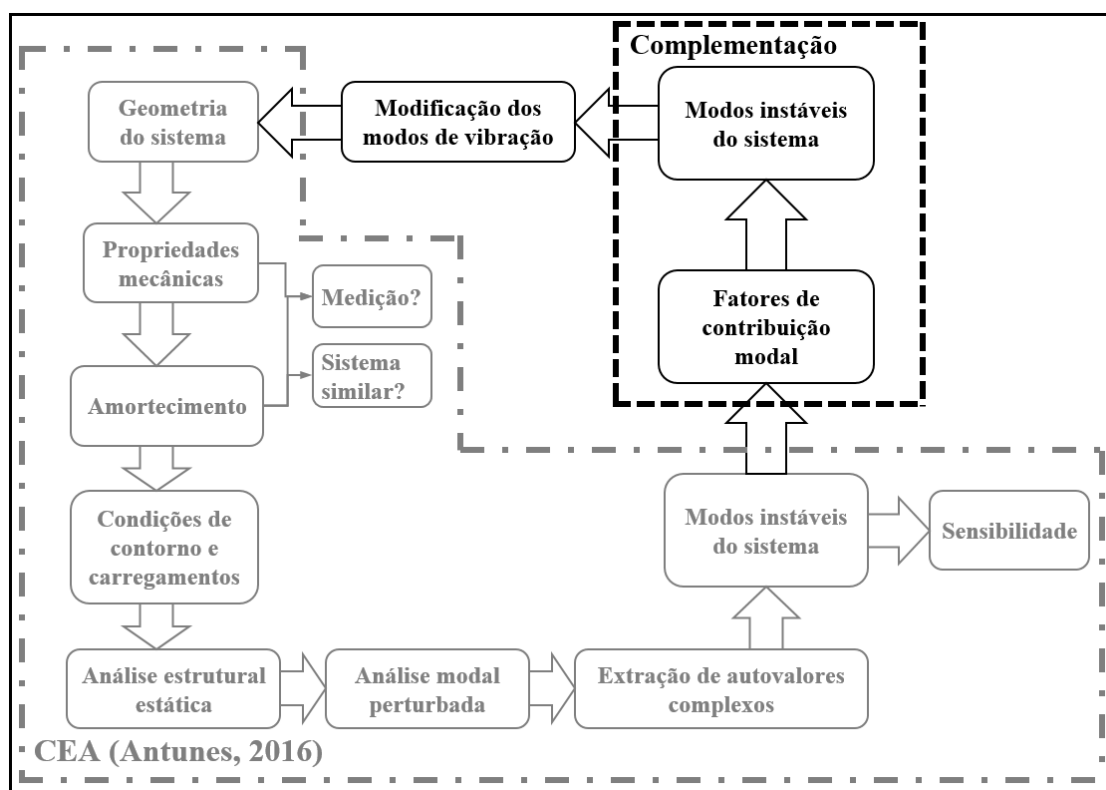


Figura 4.2 – Fluxograma da análise de CEA (Antunes, 2016) e complementação para a metodologia de MCF.

4.1.1 Fatores de contribuição modal

Conforme já apresentado, historicamente os problemas de ruído de freio são abordados através de análises experimentais, seja em testes de laboratório, como dinamômetros, como em testes veiculares. Apesar disso, diversos autores têm apresentado metodologias analíticas e numéricas para tratar o problema de detecção dos ruídos de freio, o que tem ganho notório espaço nos meios acadêmicos e mesmo na indústria. Os procedimentos mais comuns para atenuar as ocorrências de ruído são baseados em modificações geométricas dos componentes do freio, com base em tentativa e erro, ou com base nas experiências e conhecimentos prévios empíricos dos engenheiros que trabalham com ruído.

Dessa forma, essa etapa do presente trabalho visa propor uma metodologia com base em ferramentas matemáticas para identificar e corrigir as instabilidades do sistema de freio. Essa metodologia pode ser dividida em duas partes: a primeira consiste em identificar os principais componentes que participam dos ruídos de *squeal*; a segunda parte consiste em mapear os modos de vibração livre de cada componente que possuem maior correlação com os modos de vibração instáveis (*squeal*) do sistema de freio analisado. Isso torna possível trabalhar na configuração (geometria e tipos de materiais) do sistema de freio, de forma a reduzir e/ou eliminar o *squeal* com o auxílio de ferramentas quantitativas. Essa técnica pode ser dividida nos dois parâmetros seguintes:

MCFS – *Modal Contribution Factor to System*: cálculo dos Fatores de Contribuição Modal de cada componente para cada modo instável do sistema de freio. Esse parâmetro permite mensurar qual dos componentes do freio possui maior contribuição em cada ruído de freio existente no sistema.

MCFC – *Modal Contribution Factor to Component*: cálculo dos Fatores de Contribuição Modal de cada modo de cada componente para cada modo instável do sistema. Esse parâmetro permite mensurar qual o modo de vibração de um componente individual que está mais associado com o modo instável do sistema. Esse parâmetro é ainda mais significativo para os componentes com maior contribuição modal.

Após a predição do ruído pela CEA, ainda é necessário identificar os principais componentes que contribuem para a instabilidade do sistema, o que caracteriza o fator de contribuição modal para o sistema. Esse parâmetro expressa a razão entre o deslocamento modal de cada componente sobre o deslocamento modal do sistema acoplado para cada

modo de vibração, sendo mais interessante apenas nos modos instáveis, pois são os modos geradores do *squeal*. Quanto maior o fator de um componente, maior é a contribuição desse para o sistema, ou seja, é identificado o principal contribuinte do *squeal*. [Kung et al., 2000a; Kung et al., 2000b]

Uma vez que o componente mais importante no fenômeno ruidoso é encontrado, torna-se interessante identificar o modo de vibração livre desse componente com a maior correlação com o modo instável do sistema de freio, definindo-se assim o fator de contribuição modal para o componente [Kung et al., 2000a; Kung et al., 2000b]. Essa abordagem baseada em modal simples de cada componente permite realizar modificações direcionadas nos modos de maior correlação com o ruído no componente principal, através de uma análise bem mais simples do que a CEA. Dessa forma, mesmo que o modo não possua forma modal exatamente igual entre o componente montado e na condição livre, o interesse está em modificar a frequência do respectivo modo de vibração desse componente.

O equacionamento matemático desses dois parâmetros (MCFS e MCFC) são relativamente diferentes, apesar de os dois serem baseados em ponderações dos modos de vibração. O MCFS é uma ponderação da forma modal de cada componente sobre a forma modal do sistema, para um mesmo modo de vibração, onde o modo de cada componente é extraído a partir do sistema e comparado com a forma modal global do sistema. O MCFS pode ser matematicamente definido pela Equação 4.1.

$$MCFS = \frac{w_c |\phi_c^k|^2}{\sum_{c=1}^N w_c |\phi_c^k|^2} \quad (4.1)$$

Onde, $|\phi_c^k|^2$ é dado pela Equação 4.2.

$$|\phi_c^k|^2 = \sum_{j=1}^{nc} |\phi_{c_j}^k|^2 \quad (4.2)$$

Onde, ϕ_c^k é o subvetor do modo instável k do sistema correspondente ao componente c , tal como tambor, sapata, cubo, aranha, etc.; w_c é o fator de peso, que é definido pela razão entre o volume indeformado pelo número de nós do componente c ; N é o número de componentes do sistema em análise; nc é o número de graus de liberdade do componente c . Lembrando que nos resultados da CEA, as formas modais são quantidades complexas.

Já o MCFC é uma razão entre a forma modal dos modos de vibração livre de um componente sobre a forma modal de cada modo do mesmo componente no sistema. Assim, o MCFC pode ser calculado através do número ou matriz de MAC. O MCFC é definido como a magnitude da projeção normalizada do autovetor ϕ_c^k sobre cada um dos modos reais normalizados do componente c , e pode ser escrito a partir da Equação 4.3.

$$MCFC = \frac{|\varphi_c^j \phi_c^k|^2}{|\varphi_c^j|^2 |\phi_c^k|^2} \quad (4.3)$$

Onde, φ_c^j é o j -ésimo modo real do componente c . O MCFC indica a j -ésima contribuição modal do modo instável k do sistema para cada componente.

Até esse ponto, foram apresentadas as equações que serão utilizadas na metodologia de fatores de contribuição modal, daqui em diante será detalhado o procedimento aplicado. O primeiro passo consiste em aplicar a mesma metodologia apresentada por Antunes, 2016, em um sistema de freio a tambor de veículo comercial. Aplicando as mesmas condições de contorno, carregamentos, propriedades de materiais, coeficientes de amortecimento e realizando as mesmas etapas de análise apresentadas por Antunes, 2016, foi realizada uma CEA do sistema de freio mostrado na Figura 4.3.

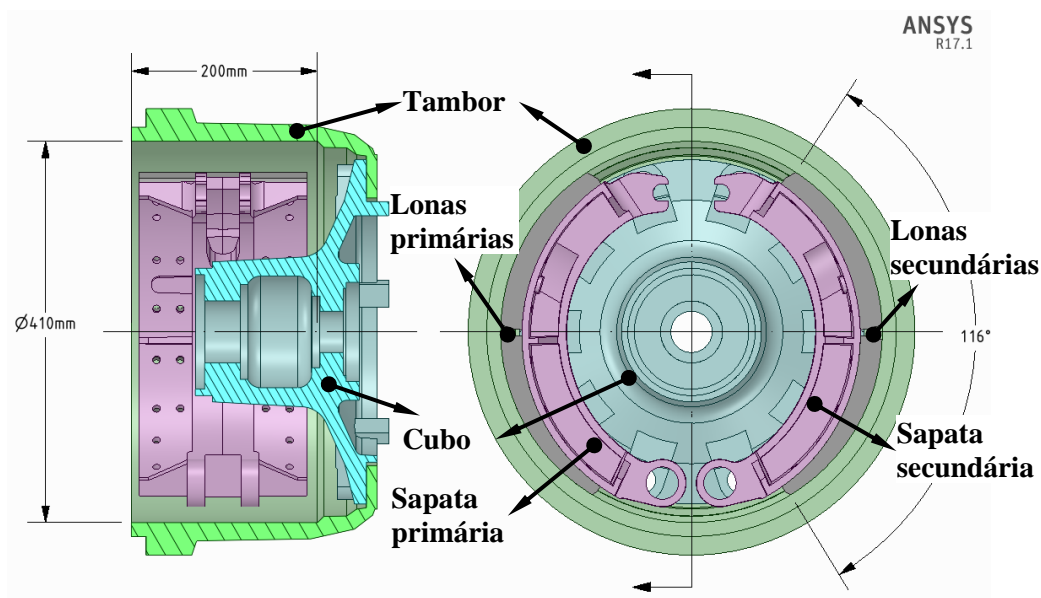


Figura 4.3 – Sistema de freio a tambor analisado por CEA.

Os componentes utilizados nessa análise consistem em: tambor; cubo de roda; sapata primária (Sapata_P); sapata secundária (Sapata_S); lona primária (Lona_P); lona

secundária (Lona_S). Apesar de não serem apresentados na Figura 4.3, foram ainda modelados os parafusos de fixação do tambor de freio e os rolamentos de fixação do cubo. Essa é a mesma nomenclatura que será utilizada para apresentar os cálculos de MCF.

Os cálculos de MCF foram realizados como um pós-processamento das análises de autovalores complexos, para um dos modos de vibração instáveis identificado por CEA para o freio proposto. As análises de CEA foram realizadas em ANSYS Workbench, de onde foram exportados os resultados das formas modais dos modos do sistema. Foram ainda realizadas análises modais simples de cada um dos componentes do freio proposto, onde os resultados de forma modal também foram exportados. A partir desses conjuntos de formas modais exportadas, foi elaborado um roteiro de programação em ANSYS APDL (ANSYS *Parametric Design Language*) para calcular os coeficientes de contribuição. Foram utilizadas duas rotinas de programação distintas, uma para MCFS e outra para MCFC, para o qual foi utilizada a própria função disponível em ANSYS APDL para o cálculo de MAC. A Figura 4.4 apresenta um fluxograma das informações e resultados em cada um dos programas.

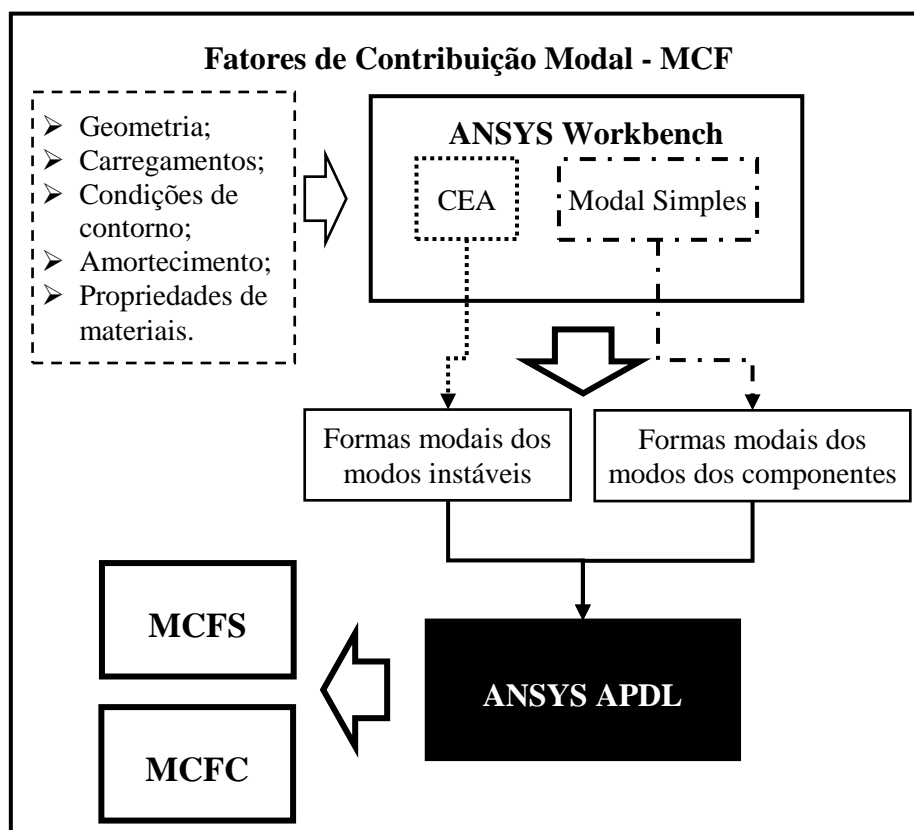


Figura 4.4 – Fluxograma das informações e resultados entre os programas utilizados.

Assim, essa metodologia pretende responder algumas perguntas, tais como: Quanto cada componente do sistema de freio contribui para o modo de vibração instável (MCFS)? Como pode ser mensurada a contribuição de cada modo de cada componente para o modo de vibração instável do sistema (MCFC)? Essas questões são respondidas no capítulo de resultados, mas a base para obtê-las está apresentada aqui.

4.2 Ruídos de baixa frequência – *groan/chatter*

Atualmente, a CEA está consolidada para a detecção das instabilidades dinâmicas associadas com os ruídos do tipo *squeal*, entretanto, não existem metodologias de simulação consagradas para os ruídos de baixa frequência. As investigações acerca desse tipo de ruído ainda são, de forma geral, experimentais. Dessa forma, essa etapa do presente trabalho visa estabelecer uma metodologia de dinâmica de multi-corpos para analisar, identificar e compreender os fenômenos vibratórios associados com os ruídos do tipo *groan* e *chatter*. É válido ressaltar que ambas as nomenclaturas são equivalentes, onde *groan* é mais comum nas literaturas de ruído de freio, enquanto *chatter* é uma nomenclatura associada com vibrações em sistemas mecânicos diversos. A Figura 4.5 apresenta um esquema da análise de multi-corpos proposta para avaliar *groan*.

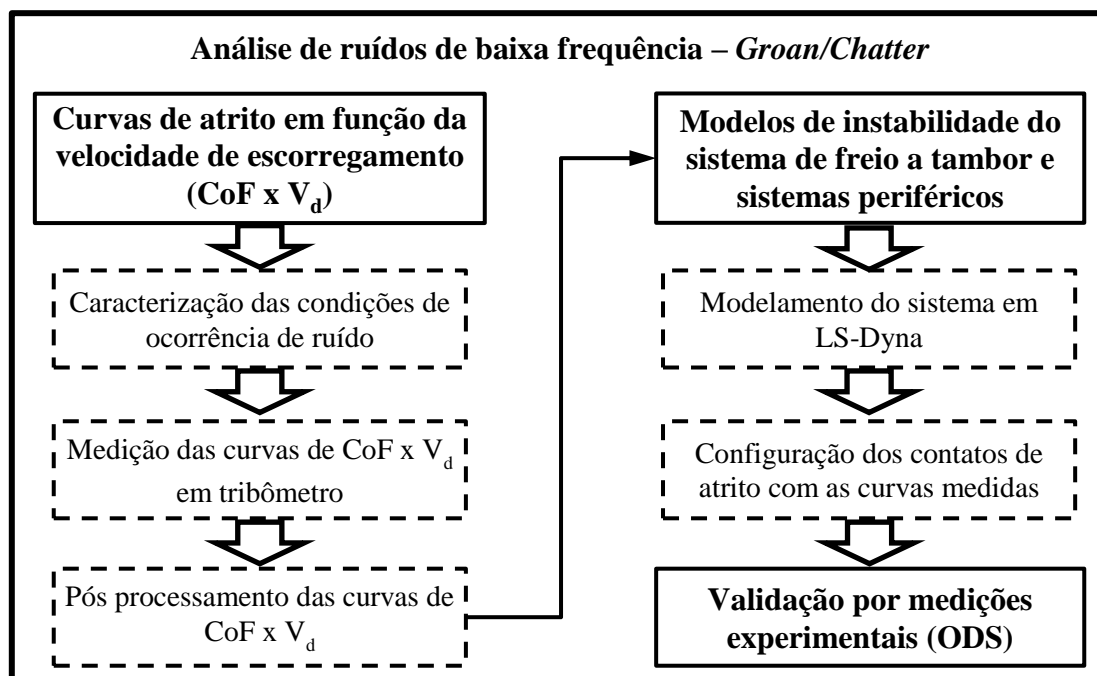


Figura 4.5 – Esquema da análise de multi-corpos proposta.

Conforme apresentado anteriormente, o ruído do tipo *groan* está associado com o comportamento das curvas do coeficiente de atrito em função da velocidade de

escorregamento ($CoF \times V_d$). Assim, o primeiro passo consiste em medir curvas para diferentes materiais de atrito. Após, devem ser construídos os modelos numéricos em LS-Dyna para avaliar as instabilidades durante o processo de frenagem. É ainda proposta uma validação através de comparação com medições realizadas em ensaios veiculares quando da ocorrência de ruído.

No desenvolvimento desse trabalho, algumas etapas foram realizadas em conjunto com o Trabalho de Diplomação em Engenharia Mecânica apresentado por Favero, 2020. O principal ponto de sinergia entre o presente trabalho e o trabalho de Favero, 2020, consiste nas curvas de medição do coeficiente de atrito em função da velocidade de escorregamento. As referidas etapas estão adequadamente referenciadas ao longo do texto e dos próximos tópicos a serem abordados.

4.2.1 Análises experimentais em veículo

Esse trabalho foi desenvolvido a partir de um problema real de campo enfrentado por uma empresa fabricante de lonas para freios a tambor, permitindo diversas análises veiculares que serão apresentadas aqui. O veículo em questão se trata de um caminhão médio sobre chassi de capacidade 11 ton, conforme apresentado na Figura 4.6. Esse veículo é equipado com freio a tambor e os principais componentes analisados são apresentados na Figura 4.7. As principais informações da aplicação analisada são apresentadas na Tabela 4.1.



Figura 4.6 – Imagem ilustrativa de caminhão leve como o utilizado nesse caso de estudo.

Tabela 4.1 – Aplicação veicular analisada com ocorrência de *groan*.

Aplicação veicular	Caminhão médio de entregas urbanas
Peso Bruto Total (PBT)	11 ton
Raio de rolamento (*calculado)	0,390 m
Tipo de Freio	Tambor 325HD x 120 mm
Carga por roda (freio)	2750 kg (50% da carga total na dianteira)
Inércia veicular para cada freio	420 kg·m ²

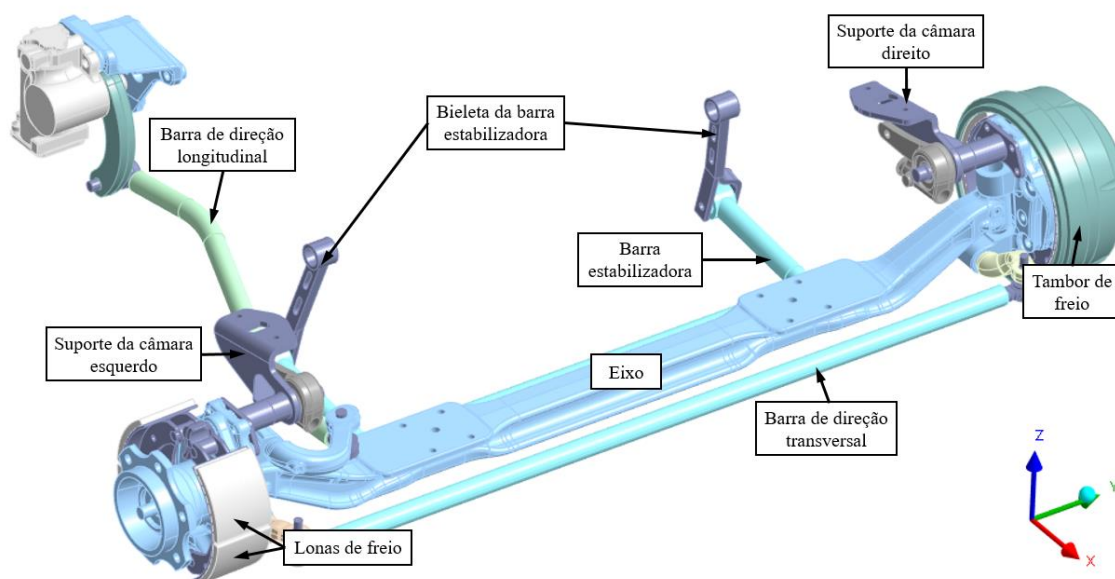


Figura 4.7 – Montagem do eixo dianteiro com os componentes do sistema de freio a tambor e demais subsistemas.

Para as etapas de medição de ruído e vibração, foi utilizado o pacote comercial da B&K (Brüel & Kjær), composto por programa Pulse LabShop, dois módulos de aquisição de sinais de 12 canais cada um denominado LAN-XI com range de frequência de 0 – 25,6 kHz, acelerômetros piezelétricos uniaxiais, martelo de impacto e microfone. A Tabela 4.2 apresenta os transdutores utilizados e algumas de suas características.

Tabela 4.2 – Transdutores para instrumentação de NVH utilizada no trabalho.

Transdutor	Tipo	Range de frequência [Hz]	Modelo B&K
Acelerômetro	Carga	0,1 – 16.500	4393 (2,4 g)
	Carga	0 – 20.000	4517 – C001 (1 g)
Martelo de impacto	CCLD	-	8206
Microfone <i>Free-field</i>	CCLD	20 – 20.000	4189-A-021

4.2.1.1 Caracterização de ocorrência de *groan* em veículo

O presente trabalho será desenvolvido com base em um protótipo de veículo do tipo caminhão sobre chassi que apresentou ocorrências de ruído do tipo *groan*, relatadas durante etapas de validação de durabilidade. Com isso, foram iniciadas algumas análises para mapear o problema, de forma que foi realizado um acompanhamento no referido protótipo de caminhão ao longo das rodagens de durabilidade, levando ao registro apresentado na Figura 4.8, que mostra a nota da avaliação subjetiva do ruído ao longo da distância percorrida pelo veículo. A escala de avaliação subjetiva do ruído é estabelecida para notas entre 1 e 10, onde 1 representa um ruído muito elevado, enquanto 10 representa um ruído leve. Essa escala é utilizada para todas as avaliações subjetivas veiculares.

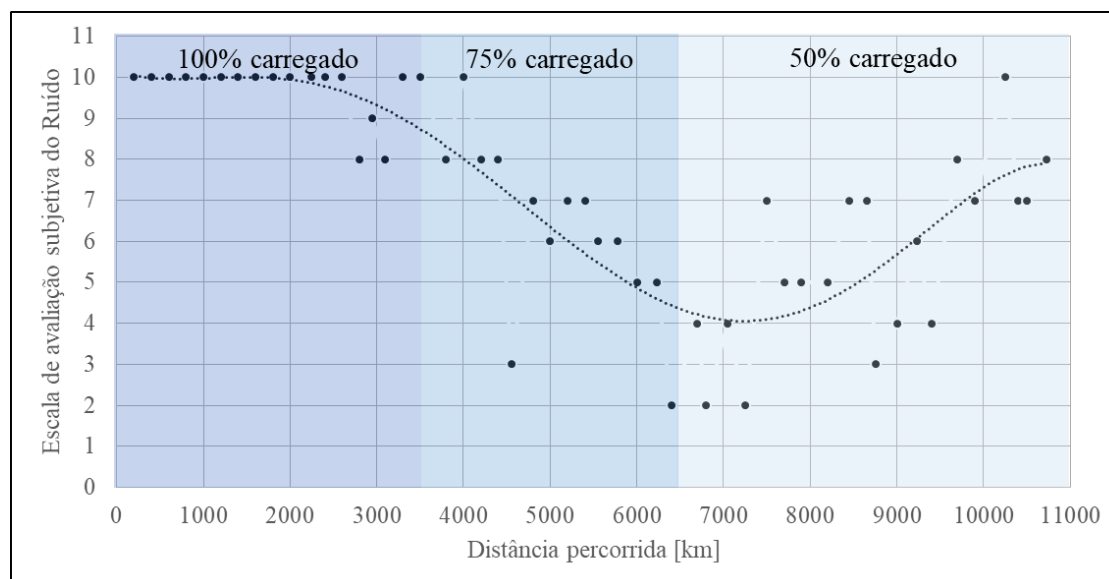


Figura 4.8 – Acompanhamento para avaliação subjetiva do ruído ao longo da distância percorrida pelo veículo de teste, com as diferentes condições de carregamento.

A partir desse acompanhamento, a empresa fabricante das lonas de freio foi acionada para analisar o problema de ruído. A primeira análise a ser realizada consiste em caracterizar o ruído reportado pelo cliente, de forma a estabelecer um plano de trabalho para abordar o problema e direcionar as ações adequadas. Assim, foram realizadas algumas rodagens no veículo em rota urbana, visando reproduzir as condições de ocorrência do ruído e gravar alguns sons para pós processamento. Para isso, foi utilizada uma instrumentação simples, com apenas um microfone dentro da cabine, em posição próxima à orelha do motorista.

A Figura 4.9 apresenta o espectrograma de frequências do ruído durante uma frenagem em rota. O ruído foi caracterizado com uma frequência em torno de 125 Hz,

onde a frenagem apresentada abaixo indicou ruído em 118 Hz. Na Figura 4.9 podem ser percebidos os harmônicos da frequência fundamental do ruído. Com isso, foi verificado que se trata de um ruído do tipo *groan* de elevada amplitude.

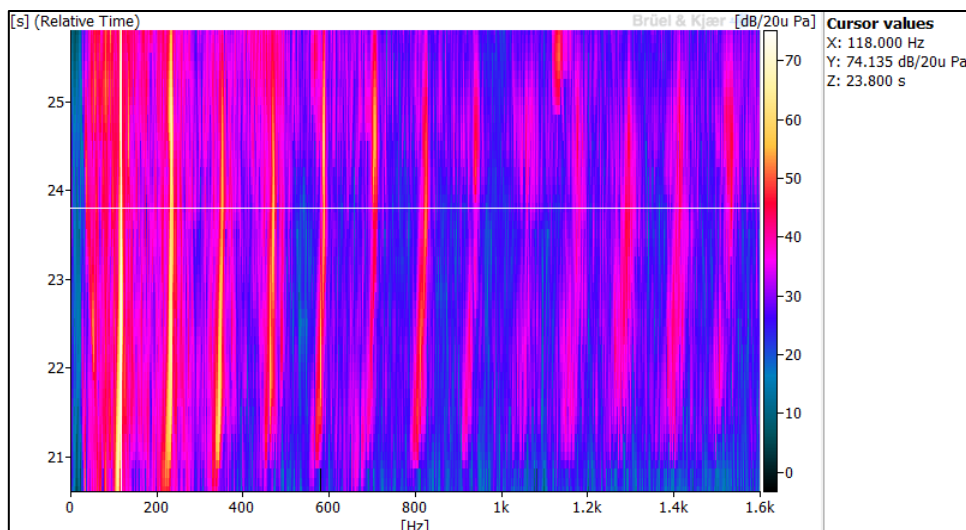


Figura 4.9 – Espectrograma de frequências do ruído em rodagem em rota urbana [Adaptada de Favero, 2020].

A partir da Figura 4.9, é percebido que a principal frequência do ruído reportado se encontra em 118 Hz, levando o ruído reportado a ser classificado como ruído do tipo *groan*, uma vez que está em uma frequência até 300 Hz e ocorre em frenagens de desaceleração, tipicamente de 30-50 km/h para 0 km/h. A análise do ruído apresentada na Figura 4.9 foi realizada para diversas ocorrências de *groan* ao longo da rodagem, gerando o gráfico de amplitude e frequência em função da ocorrência mostrado na Figura 4.10.

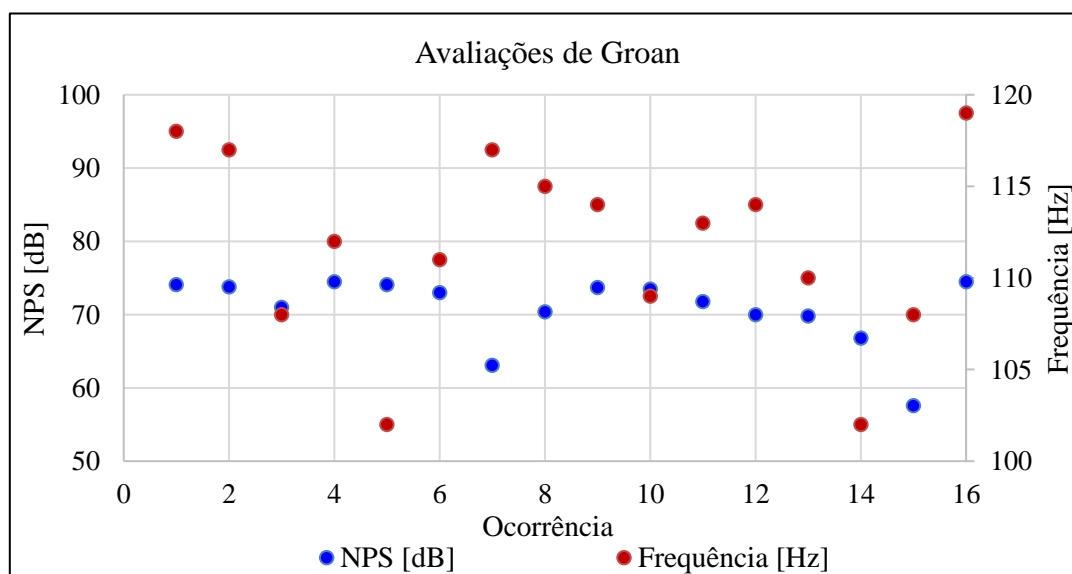


Figura 4.10 – Nível de pressão sonora (NPS) e frequência do *groan* encontrado em diversas ocorrências ao longo da rodagem.

Pode ser percebido que a frequência do ruído não é exatamente fixa, variando entre 100 Hz e 120 Hz. Em rodagens adicionais, foi percebido ainda ocorrência até 125 Hz. Essa variação pode ser explicada pelas variações nas condições de frenagem, como pressão de acionamento, temperatura e velocidade, que alteram as características de rigidez e, conseqüentemente, o comportamento dinâmico do sistema. Além disso, existe ainda o comportamento transiente do par tribológico (tambor e lonas), que se altera constantemente, uma vez que são superfícies em contato e com desgaste constante.

4.2.1.2 Mapeamento das condições de ocorrência em rota

O veículo apresentando o ruído foi instrumentado com termopares, transdutores de pressão e GPS para mapear as condições de ocorrência de ruído em rota. Foram analisadas as frenagens com ocorrência de ruído, onde foram identificadas as velocidades iniciais e finais, permitindo o cálculo da desaceleração, as temperaturas durante a frenagem, bem como as pressões de acionamento do freio. A Figura 4.11 apresenta o perfil de velocidade, enquanto a Figura 4.12 apresenta as temperaturas das lonas de freio durante quatro frenagens com ruído que foram escolhidas para serem analisadas. As referidas frenagens foram escolhidas por terem sido ocorrências de ruído elevado, com nota subjetiva inferior a 5 (escala entre 1 e 10, onde 1 representa elevado ruído e 10 sem ruído).

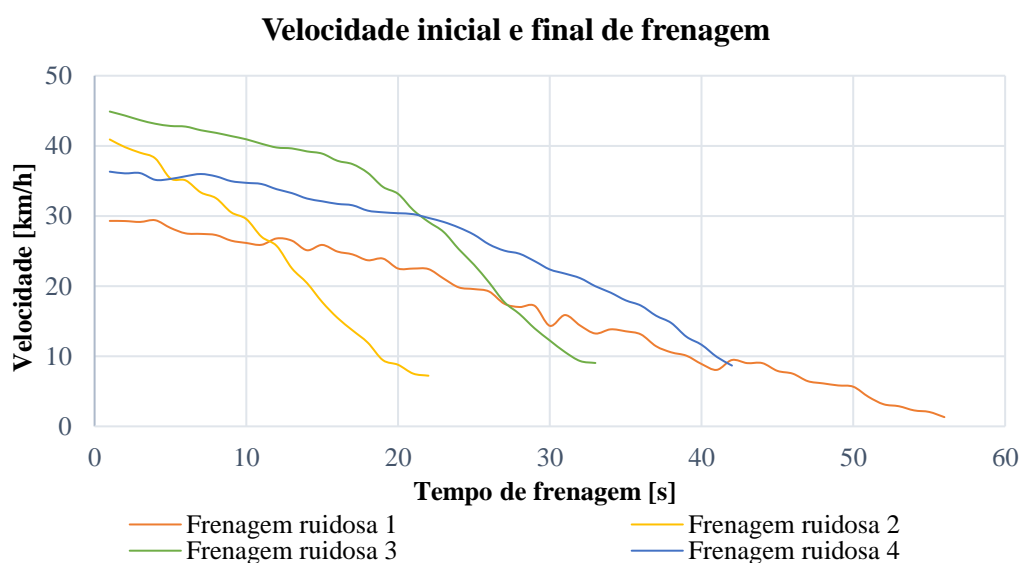


Figura 4.11 – Perfil de velocidade medido durante frenagens ruidosas [Adaptada de Favero, 2020].

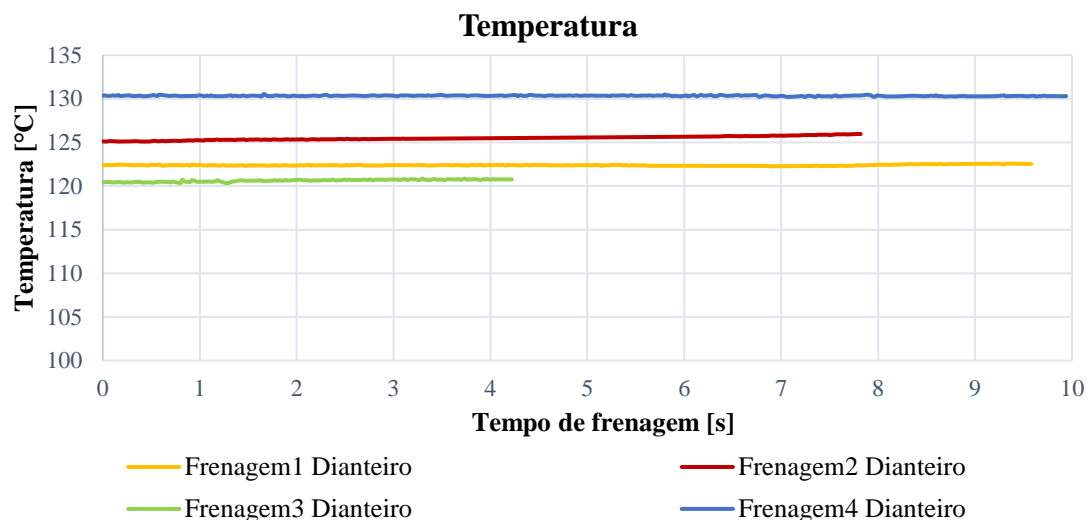


Figura 4.12 – Temperaturas medidas nas lonas durante frenagens ruidosas [Adaptada de Favero, 2020].

As pressões de acionamento do freio com ocorrência de ruído ficaram entre 1 bar e 2 bar, com ocorrências comuns na pressão de 2 bar. As temperaturas de ocorrência ficaram entre 120°C e 130°C, com velocidades entre 50 km/h para 0 km/h e 30 km/h para 0 km/h. Favero, 2020, utiliza esses valores para calcular a matriz de condições de frenagem a partir das quais serão medidas as curvas de atrito em função da velocidade de escorregamento em tribômetro.

O ruído de *groan* ocorre apenas no final da frenagem, com isso, as condições de frenagens para o modelo numérico são consideradas apenas para os instantes finais de uma frenagem típica, resultando em uma velocidade inicial de 10 km/h até a parada total, com pressão média nos freios de 1,5 bar. Para o modelamento no LS-Dyna, é definida uma frenagem média, de acordo com a Tabela 4.3. Para isso, a temperatura não é levada em consideração.

Tabela 4.3 – Condição de frenagem para modelamento no LS-Dyna.

Temperatura [°C]	122
Velocidade [km/h]	10
Velocidade de escorregamento [m/s]	1,16
Rotação [rpm]	7,11
Pressão [bar]	1,5
Força câmara de freio [N]	1453,5
Momento eixo S [Nm]	203
Força nas sapatas de freio [N]	17443

4.2.1.3 Medições em bancada – FRF dos componentes e subsistemas

Após caracterização inicial do ruído, anteriormente à instrumentação veicular com acelerômetros, foram realizadas algumas medições dos componentes e subsistemas em bancada. As referidas análises consistiram em FRF pontuais em alguns pontos de distintos componentes a partir de excitação com martelo de impacto, visando caracterizar a resposta dinâmica isolada dos componentes de maior interesse.

Esse estudo consistiu no mapeamento do comportamento dinâmico dos componentes do sistema de freio, direção e eixo, visando identificar componentes com frequências naturais na faixa de ocorrência de ruído. Para isso, o conjunto eixo – contendo principalmente viga, barra de direção e freio – foi retirado do veículo e suspenso para a realização da análise, conforme apresentado pela Figura 4.13.

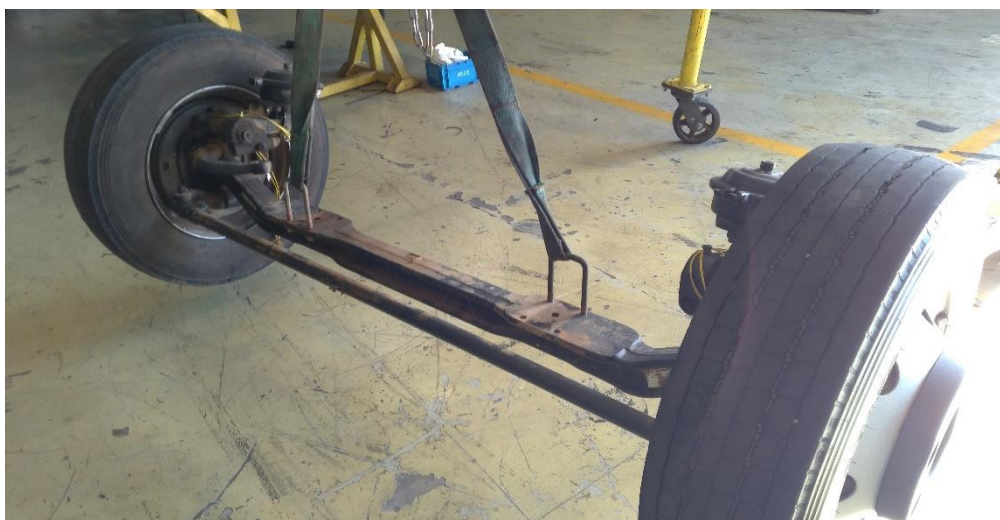


Figura 4.13 – Subsistema de eixo e freio dianteiro do veículo analisado.

Foram utilizados 3 acelerômetros e um martelo de impacto para a realização dessas medições, sendo que cada acelerômetro foi posicionado em uma direção do sistema de coordenadas cartesianas. Os componentes foram medidos um a um, sendo as excitações por impacto realizadas próximo às regiões de posicionamento dos acelerômetros. Alguns componentes, como a viga, são particularmente mais difíceis de serem excitados, pois possuem uma massa muito elevada, o que compromete o resultado desse tipo de análise. A Figura 4.14, a Figura 4.15 e a Figura 4.16 apresentam, como exemplo, a configuração da análise da barra de direção transversal, do braço de direção e do suporte da câmara de freio, respectivamente.



Figura 4.14 – Barra de direção transversal instrumentada com acelerômetros unidirecionais durante análise de extração de FRF's.



Figura 4.15 – Braço de direção instrumentado com acelerômetros unidirecionais durante análise de extração de FRF's.



Figura 4.16 – Suporte da câmara de freio instrumentada com acelerômetros unidirecionais durante análise de extração de FRF's.

4.2.1.4 Medições em veículo – ODS durante ocorrência de *groan*

Após as medições de bancada para mapeamento do comportamento dinâmico dos componentes e subsistemas do veículo, o mesmo foi novamente montado e instrumentado para rodagens veiculares, visando a realização de uma ODS durante ocorrências de ruído. Essa etapa foi ainda dividida em duas partes, sendo a primeira realizada com uma instrumentação de 19 acelerômetros quase simétrica entre os lados direito e esquerdo do eixo dianteiro do veículo, com diferenciação em função do sistema de direção.

A Tabela 4.4 abaixo apresenta a relação dos canais com as direções de medição e os pontos de instrumentação que foram utilizados na primeira etapa da análise. O sistema de referência segue as definições comuns: eixo X na direção do movimento do veículo (longitudinal); eixo Y na direção da largura do veículo (transversal); eixo Z na direção vertical.

Tabela 4.4 – Relação de canais, direções e pontos de instrumentação utilizados na primeira configuração de ODS.

Canal	Direção	Posição
01	Z+	Suporte da câmara direita
02	Z+	Barra direção transversal direita
03	Y+	Barra direção transversal direita
04	Z+	Eixo direito
05	X+	Eixo direito
06	Y+	<i>Spider</i> do freio direito
07	Y-	Barra direção transversal esquerda
08	Z+	Barra direção transversal esquerda
09	Z+	Amortecedor esquerdo
10	X-	Barra direção longitudinal
11	X-	Eixo esquerdo
12	Z+	Eixo esquerdo
13	Z+	Suporte câmara esquerda
14	Y-	<i>Spider</i> do freio esquerdo
15	Y-	Suporte câmara esquerda
16	Z+	Barra direção longitudinal
17	Y+	Bieleta barra estabilizadora esquerda
18	Y-	Bieleta barra estabilizadora direita
19	Y+	Suporte câmara direita

Definidos os pontos e realizada a fixação dos sensores de vibração, foi elaborado o programa de medição no Pulse Labshop para a coleta e pós-processamento dos dados. A Figura 4.17 apresenta a geometria modelada, assim como os pontos de medição e suas direções.

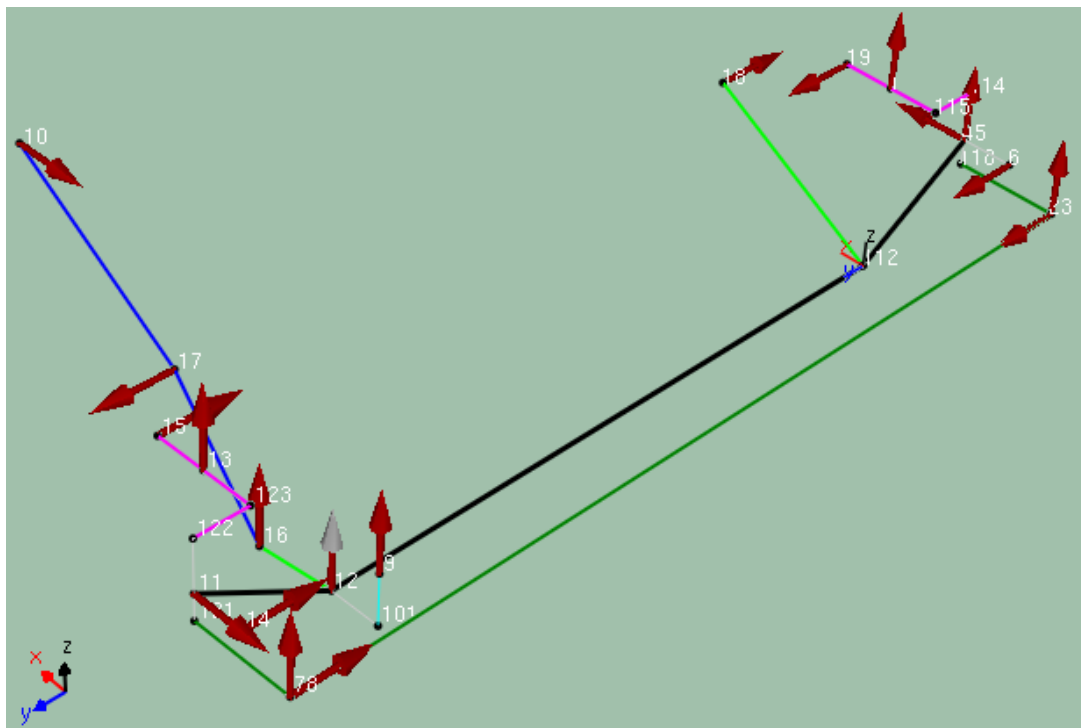


Figura 4.17 – Geometria experimental modelada para o sistema medido na primeira configuração de ODS.

A partir de rodagens iniciais nessa configuração, a instrumentação, e consequentemente o posicionamento dos acelerômetros foi alterado para contemplar um maior detalhamento de alguns dos componentes com maior intensidade de vibração. Aqui o objetivo consistiu em uma avaliação ligeiramente mais refinada, objetivando identificar as frequências e as formas modais dos componentes durante o fenômeno de *groan*. A Figura 4.18 apresenta a geometria modelada, assim como os pontos de medição e suas direções. A partir da Figura 4.17 e da Figura 4.18, é possível perceber que os pontos de medição no lado direito foram reduzidos de 8 acelerômetros na primeira análise para 4 na segunda. A Tabela 4.5 abaixo apresenta a relação dos canais com as direções de medição e os pontos de instrumentação.

Tabela 4.5 – Relação de canais, direções e pontos de instrumentação utilizados na segunda configuração de ODS.

Canal	Direção	Posição
01	Z+	Braço de direção
02	Z+	Barra de direção transversal direita
03	Y-	Barra de direção transversal direita
04	Z+	Eixo direito
05	X+	Eixo direito
06	X+	Eixo esquerdo
07	Y-	Barra de direção transversal esquerdo
08	Z+	Barra de direção transversal esquerdo
09	Z+	Amortecedor esquerdo
10	X-	Barra de direção longitudinal
11	X-	Eixo esquerdo
12	Z+	Eixo esquerdo
13	Z+	Suporte câmara esquerda
14	Y-	<i>Spider</i> esquerdo próximo S-cam
15	X+	Braço de direção
16	Z+	Barra de direção longitudinal
17	Y+	Bieleta da barra estabilizadora esquerda
18	Y-	Bieleta da barra estabilizadora direita
19	Z+	Barra de direção longitudinal
20	Y+	Barra de direção longitudinal

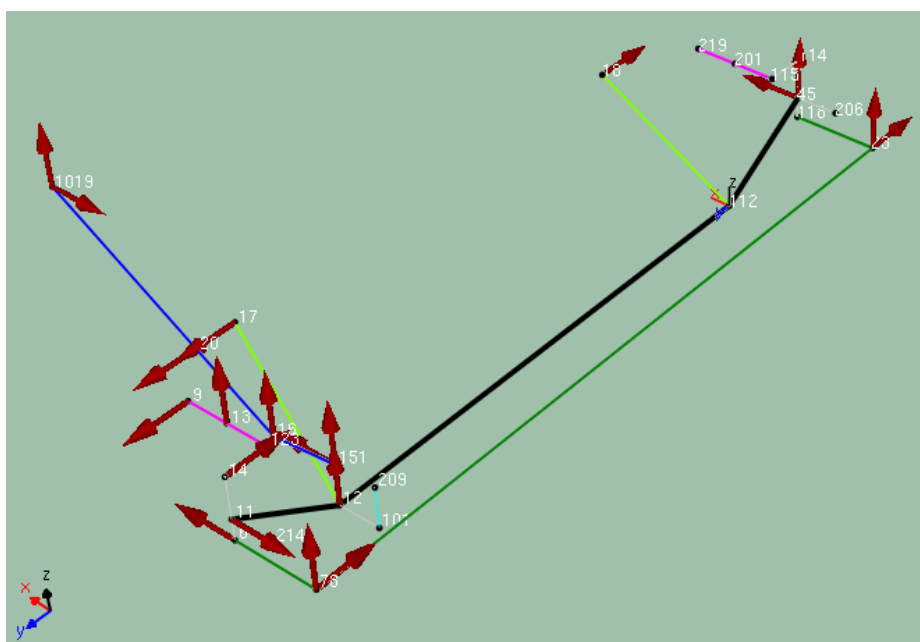


Figura 4.18 – Geometria experimental modelada para o sistema medido na segunda configuração de ODS.

A partir dos resultados obtidos, os quais serão apresentados no próximo capítulo, foram propostas algumas opções de análise de sensibilidade a partir da adição de massas em componentes específicos que apresentam os maiores níveis de vibração. Assim, foi decidido adicionar massas de 5 kg à barra de direção transversal, visando a modificação do comportamento vibratório desse componente. Foram adicionadas duas massas de 5 kg cada, uma na extremidade esquerda e outra na extremidade direita da barra de direção transversal. A Figura 4.19 apresenta a colocação de uma dessas massas.

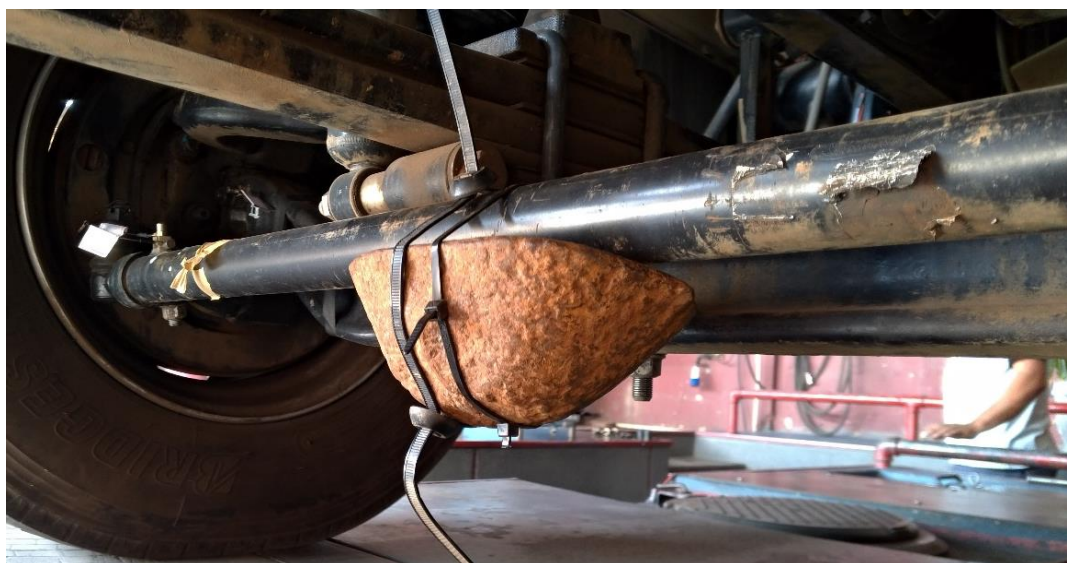


Figura 4.19 – Massa adicionada à barra de direção transversal.

4.2.2 Curvas do coeficiente de atrito em função da velocidade de deslizamento

Para o desenvolvimento dos modelos de multi-corpos, é importante realizar o levantamento das curvas de atrito em função da velocidade de escorregamento. Essas curvas foram medidas em um tribômetro, para tanto foi necessário definir os parâmetros de frenagens em escala para a medição das mesmas.

4.2.2.1 Definição da matriz de parâmetro de frenagens para ensaio em tribômetro

A partir da caracterização das condições de ocorrência do ruído em veículo, foram definidas as condições de frenagem para serem utilizadas nas medições em escala, obtendo a matriz de frenagens para o tribômetro. A obtenção dos parâmetros da matriz de frenagens é apresentada por Favero, 2020, e não será detalhada no presente trabalho. Basicamente, os cálculos de conversão das condições de frenagens da seção anterior para

as condições em escala a serem utilizadas no tribômetro consideram a mesma velocidade linear de escorregamento entre rotor e material de atrito, assim como a manutenção da pressão específica de frenagem entre lonas e tambor de freio.

A Tabela 4.6 apresenta a matriz de parâmetros de frenagem que serão utilizadas para medição do $\text{CoF} \times V_d$. A força de aplicação da amostra contra o disco é mantida constante durante cada frenagem, assim como a aceleração é mantida constante, gerando uma variação de velocidade linear. O ensaio é dividido em três etapas, uma para cada aceleração/desaceleração (0,4 – 0,8 – 1,25 m/s^2), com três valores de força de acionamento em cada. Foi mantida uma temperatura inicial de 100°C em todas as frenagens. Assim, o ensaio foi estimado em 18 condições diferentes de frenagem por cada tipo de material de atrito, onde foram realizadas cinco repetições sequenciais para cada amostra e três amostras de cada tipo de material de atrito, totalizando 270 frenagens por amostra por material de atrito. A Figura 4.20 esquematiza a sequência de realização das frenagens propostas.

Tabela 4.6 – Matriz de frenagens em tribômetro [Adaptada de Favero, 2020].

Etapa	Força [N]	Vel. inicial [m/s]	Vel. final [m/s]	Acel/Desacel [m/s²]	Ciclos de acel/decel	Repetições da matriz
Etapa 1	130	0	3,5	0,4	5	3
		3,5	0	-0,4		
	280	0	3,5	0,4		
		3,5	0	-0,4		
	550	0	3,5	0,4		
		3,5	0	-0,4		
Etapa 2	130	0	3,5	0,8	5	
		3,5	0	-0,8		
	280	0	3,5	0,8		
		3,5	0	-0,8		
	550	0	3,5	0,8		
		3,5	0	-0,8		
Etapa 3	130	0	3,5	1,25	5	
		3,5	0	-1,25		
	280	0	3,5	1,25		
		3,5	0	-1,25		
	550	0	3,5	1,25		
		3,5	0	-1,25		

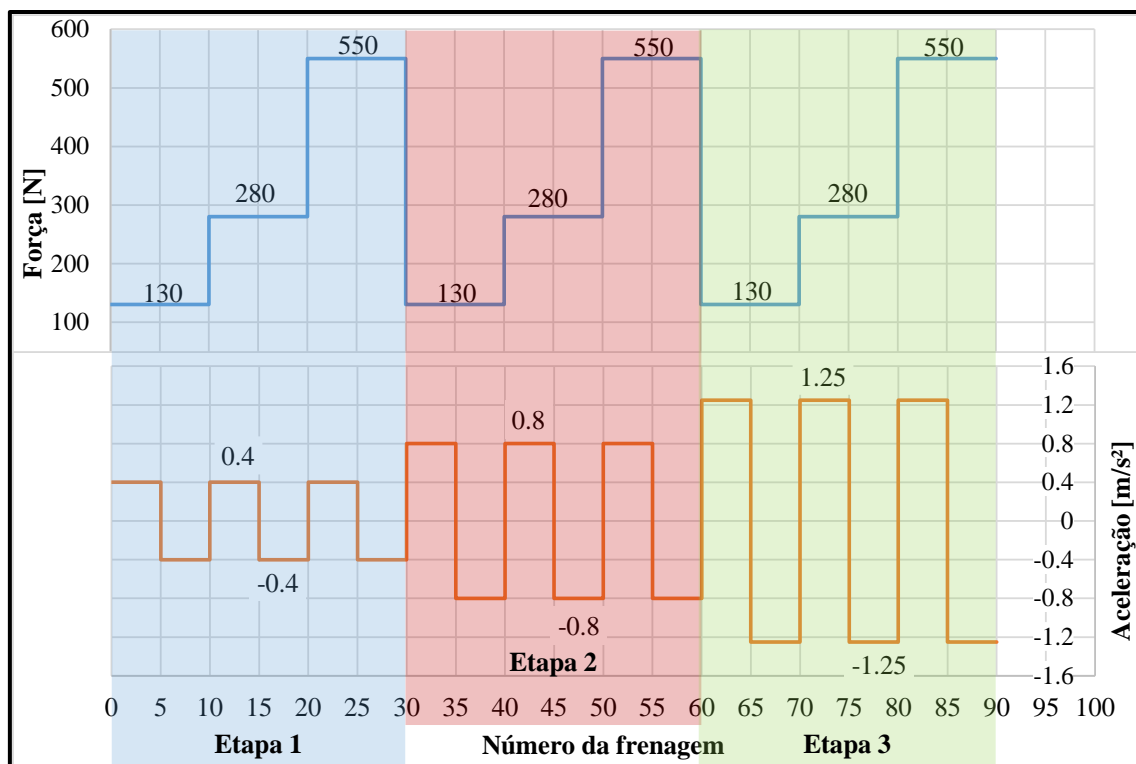


Figura 4.20 – Sequência de frenagens realizadas em tribômetro [Adaptada de Favero, 2020].

4.2.2.2 Medição do CoF x V_a em tribômetro

Os ensaios para obtenção das curvas de atrito em função da velocidade foram realizados no tribômetro do tipo pino disco do Latrib da UFRGS. Tribômetros, segundo Stachowiak, 2004, são equipamentos que visam a obtenção de coeficiente de atrito, torque e desgaste, por exemplo, a partir de experimentos simples, com geometrias simplificadas e alto nível de controle. Os tribômetros do tipo pino disco são os mais comuns, onde uma força controlada pressiona a amostra plana contra um disco, o qual possui rotação especificada. A Figura 4.21 apresenta o tribômetro utilizado no experimento, bem como a Figura 4.22 um esquema com as partes principais, enquanto a Figura 4.23 mostra a configuração do acionamento da amostra contra o disco do tribômetro. A Figura 4.24 apresenta o desenho e uma fotografia da geometria das amostras utilizadas.

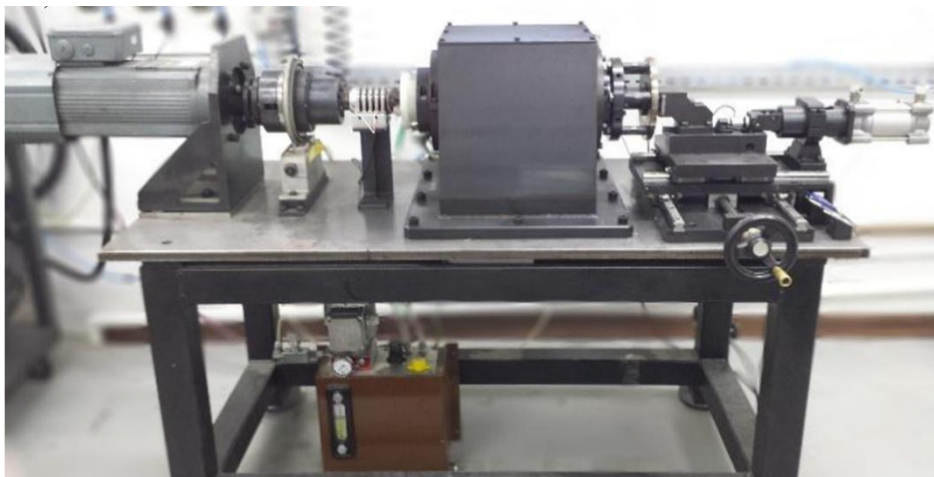


Figura 4.21 – Fotografia do tribômetro utilizado [Adaptada de Barros et al., 2019].

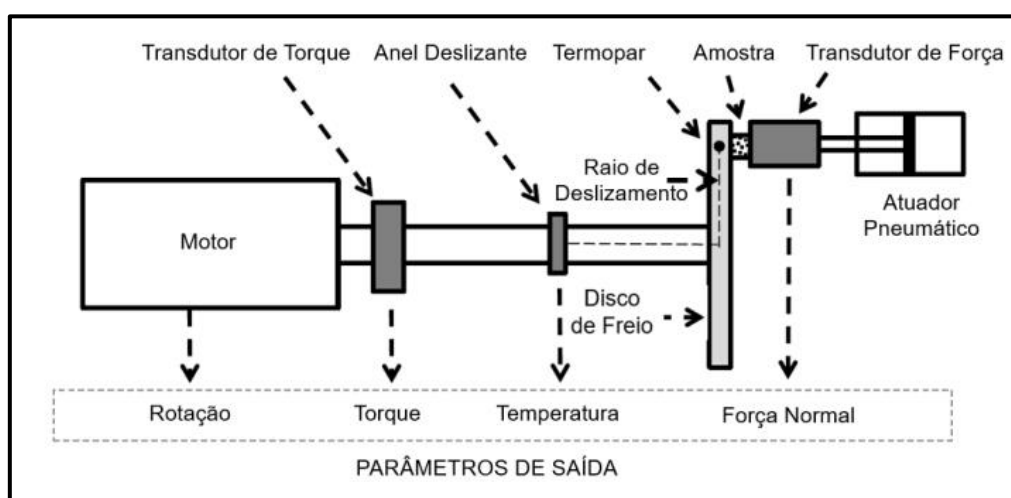


Figura 4.22 – Esquema do tribômetro utilizado [Adaptada de Amaral, 2019].

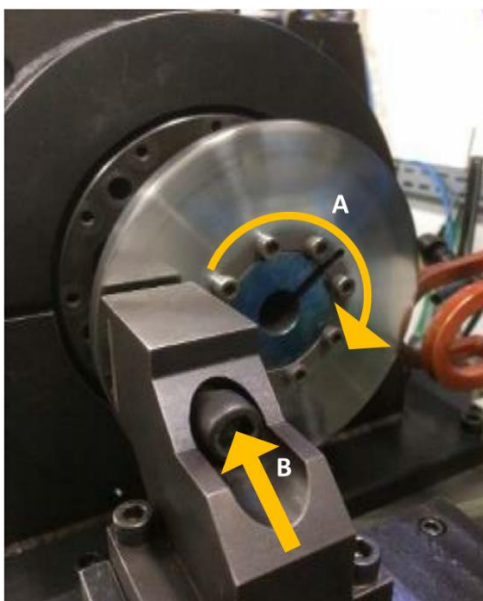


Figura 4.23 – Representação de acionamento do tribômetro [Adaptada de Amaral, 2019].

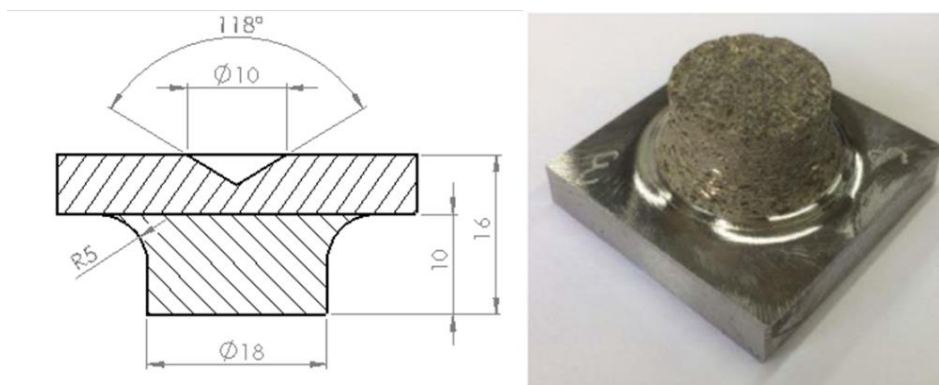


Figura 4.24 – Amostras utilizadas em tribômetro [Adaptada de Amaral, 2019].

Conforme Neis et al., 2016, esse tribômetro foi projetado para simular, o mais próximo possível, típicas condições de frenagem veicular, sendo desenvolvido especialmente para testes de caracterização de performance e desgaste de freio, visando caracterizar materiais de atrito. O CoF é calculado a partir da medição do torque reativo de frenagem no eixo do tribômetro e da medição da força normal de aplicação da amostra, levando em consideração a geometria do sistema e fazendo as medições em tempo real.

Foi ainda necessário definir quais formulações de material de atrito de lonas comerciais deviam ser testadas. Assim, a primeira escolha foi o material que equipava o veículo com o ruído reportado, onde mais duas formulações de aplicação similares foram também escolhidas. As propriedades físicas e mecânicas das três formulações foram comparadas e são demonstradas de forma esquemática na Figura 4.25, onde foi utilizada a nomenclatura de A1, A2 e A3 para esses três materiais.



Figura 4.25 – Comparação das propriedades dos três materiais de atrito selecionados [Adaptada de Favero, 2020].

As estrelas na Figura 4.25 representam uma nota esquemática de comparação entre os três materiais. O material A1 possui elevado nível de coeficiente de atrito dinâmico, combinado com elevada resistência mecânica, e é indicado para aplicações de

alta performance, como veículos fora de estrada. Os materiais A2 e A3 são materiais de aplicação em veículos originais (linha de produção do fabricante), onde o A2 possui coeficiente de atrito dinâmico intermediário e é indicado para diversas aplicações de veículos comerciais. Já o A3 possui CoF dinâmico mais baixo e é indicado para aplicações que exigem pouca capacidade de frenagem, sendo um material conhecido por ter baixa propensão a ruídos. O material A3 é o material padrão aplicado no veículo analisado com ocorrência de *groan*, sendo uma aplicação veicular de caminhão médio, geralmente utilizados em entregas urbanas.

Os ensaios de cada amostra de cada material iniciaram com a realização de uma etapa de assentamento para garantir uma acomodação no contato entre disco e material de atrito. Esse procedimento seguiu a norma SAE J2522 de 2003, conhecido como AK-Master, onde foram realizadas 100 frenagens nas condições especificadas pela norma. Na sequência da etapa de assentamento, cada amostra iniciou o procedimento detalhado na Tabela 4.6, de acordo com a sequência apresentada na Figura 4.20. Como mencionado anteriormente, foram realizadas frenagens em 3 níveis de aceleração com 3 forças em 2 condições (1 aceleração do disco e 1 desaceleração do disco) para 5 repetições e 3 repetições da matriz de frenagens, totalizando 270 ensaios por amostra por material. Como foram testadas 5 amostras por material e 3 materiais diferentes ($270 \times 5 \times 3$), foram medidas um total de 4050 curvas de coeficiente de atrito em função da velocidade de escorregamento.

Todas essas curvas medidas foram exportadas do sistema de aquisição e pós processadas no programa MATLAB. Essa análise consistiu em realizar uma média ponto a ponto de cada curva de cada material na mesma condição de medição, de acordo com a Figura 4.26, que apresenta um exemplo da distribuição das curvas por condição para um material. Por fim, para cada material, foi realizada a média das curvas de cada condição, onde das 15 curvas por condição por amostra foi obtida uma média, e para as médias das cinco amostras foi realizada uma nova média, obtendo uma curva de CoF x V_d para cada material por condição.

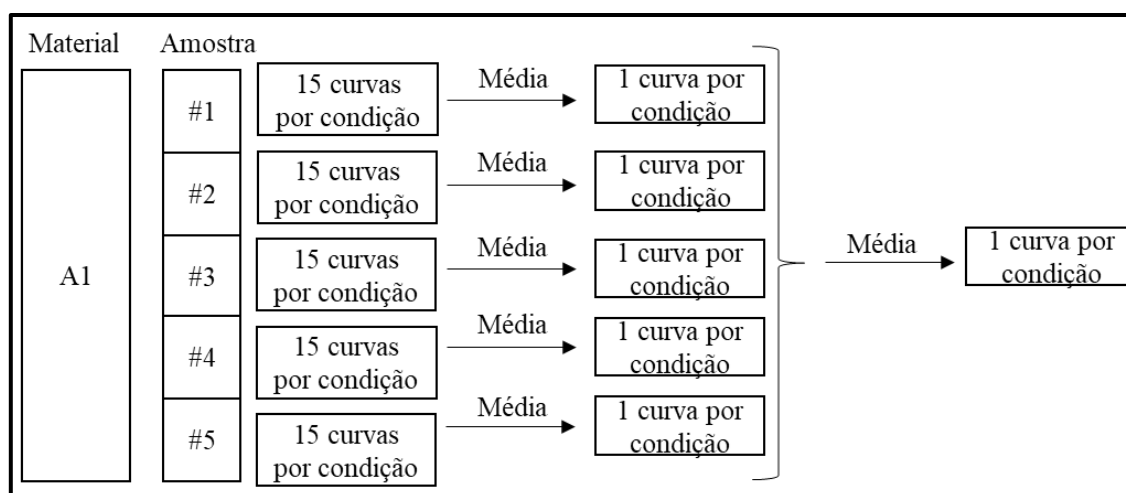


Figura 4.26 – Fluxograma do pós processamento das curvas em MATLAB [Adaptada de Favero, 2020].

4.2.3 Modelo de multi-corpos em LS-Dyna

Uma vez finalizada a avaliação veicular e medidas as curvas de $\text{CoF} \times V_d$, foi elaborado o modelo de multi-corpos para analisar as vibrações dos principais componentes do sistema de eixo dianteiro do veículo. Na indústria automobilística, para os fornecedores de componentes de subsistemas, chamados por exemplo de *tier 3*, como é o caso dos fornecedores de lonas de freio, existe uma certa dificuldade para obter acesso às geometrias dos subsistemas e, principalmente, da montagem do veículo. Os componentes utilizados na simulação são os mesmos apresentados na Figura 4.7.

O primeiro passo foi o modelamento da geometria e definições sobre os componentes que seriam modelados como corpos flexíveis. Essa definição é fundamental para melhor representar o sistema de interesse, ao mesmo tempo que está diretamente relacionada com o custo computacional, de forma que quanto maior o número de componentes flexíveis, maior o tempo de processamento necessário. Assim, as medições experimentais foram utilizadas para embasar essa definição, sendo que aqueles componentes com as maiores amplitudes de vibração foram definidos como corpos flexíveis. A Figura 4.27 apresenta a geometria dos sistemas modelados e, em vermelho, os corpos flexíveis.

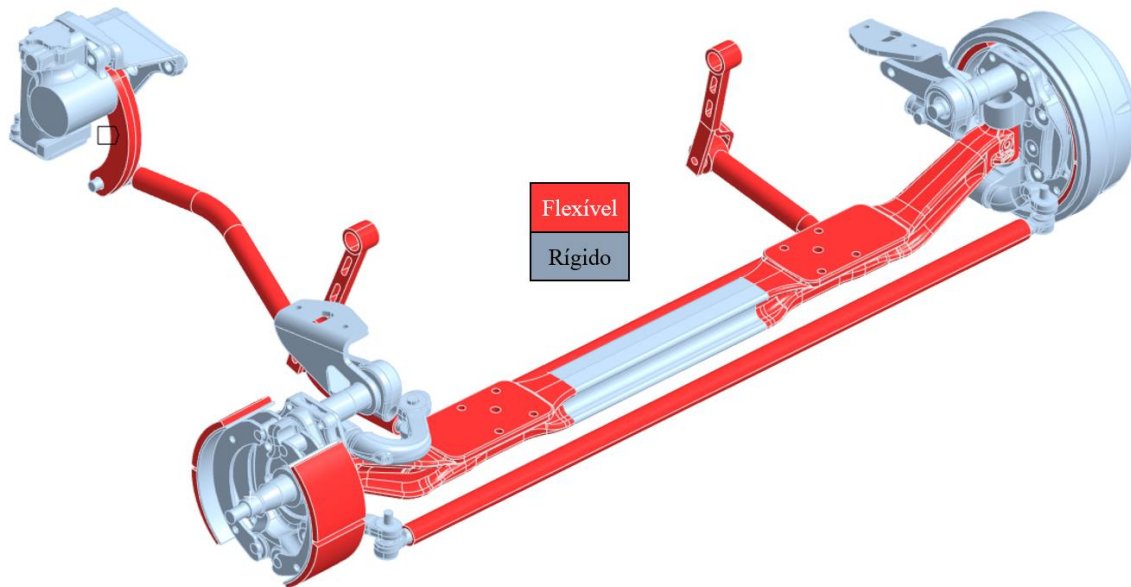


Figura 4.27 – Divisão entre corpos flexíveis e corpos rígidos utilizados no modelo de multi-corpos.

Como pode ser visto na Figura 4.27, os componentes flexíveis são: extremidades do eixo, pois foi identificada uma torção do eixo durante a ocorrência de *groan*; barra de direção transversal, devido ao movimento de flexão; barra de direção longitudinal em função do movimento de extensão; sistema da barra estabilizadora por apresentar grandes amplitudes de flexão; lonas de freio devido ao contato não linear entre lona e tambor.

Para as análises em LS-Dyna, é utilizado o Método dos Elementos Finitos para montar as matrizes de massa, rigidez e amortecimento do sistema, sendo necessário discretizar e calcular as propriedades de todos os componentes analisados. Nesse tipo de modelo, os corpos rígidos são discretizados para calcular as propriedades de cada corpo, como inércia, massa, momento de inércia e centro de massa, por exemplo. No entanto, essas propriedades são projetadas no centro de massa e os componentes são representados matematicamente a partir de parâmetros concentrados, ou seja, a malha não contribui diretamente nas matrizes do sistema.

Os corpos flexíveis, por sua vez, são discretizados e suas propriedades são calculadas para cada elemento da malha pelo Método dos Elementos Finitos, montando as matrizes do sistema. Assim, foi construída a malha de todos os componentes, sendo que apenas aqueles flexíveis influenciam no custo computacional. A Figura 4.28 apresenta as informações da malha construída para o modelo.

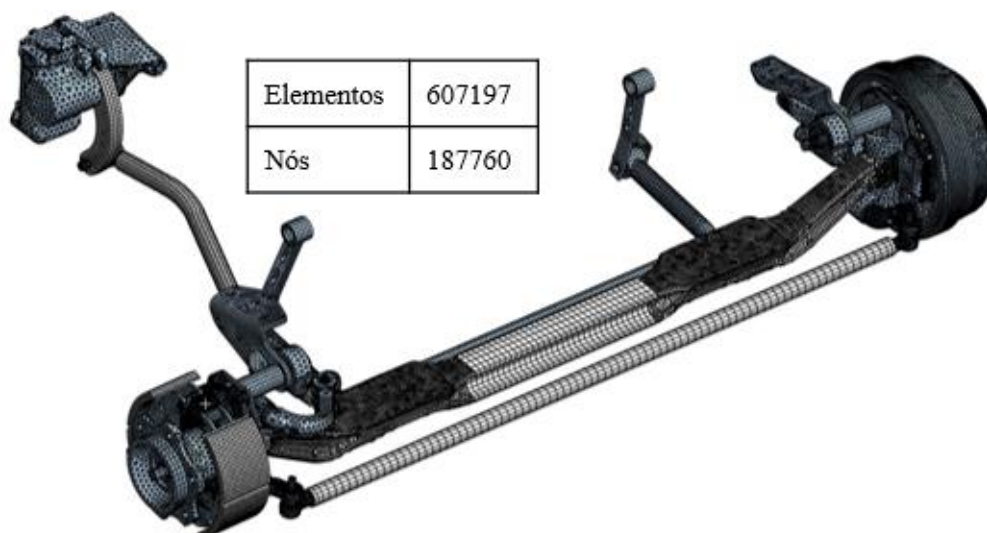


Figura 4.28 – Malha de elementos finitos construída.

A partir do LS-Dyna, foi utilizado um método explícito de solução da equação do movimento. Para esse tipo de método, a estabilidade de solução é altamente dependente do passo de tempo utilizado para resolver o sistema de equações, onde é usual a aplicação do critério CFL para garantir a estabilidade da solução. Esse critério é nomeado a partir do nome dos seus criadores (Courant-Friedrichs-Levy), e se baseia no conceito de deslocamento de uma onda mecânica ao longo de um meio discretizado. A Figura 4.29 apresenta um mapa de cores para a distribuição do passo de tempo ao longo dos elementos dos corpos flexíveis da malha do sistema.

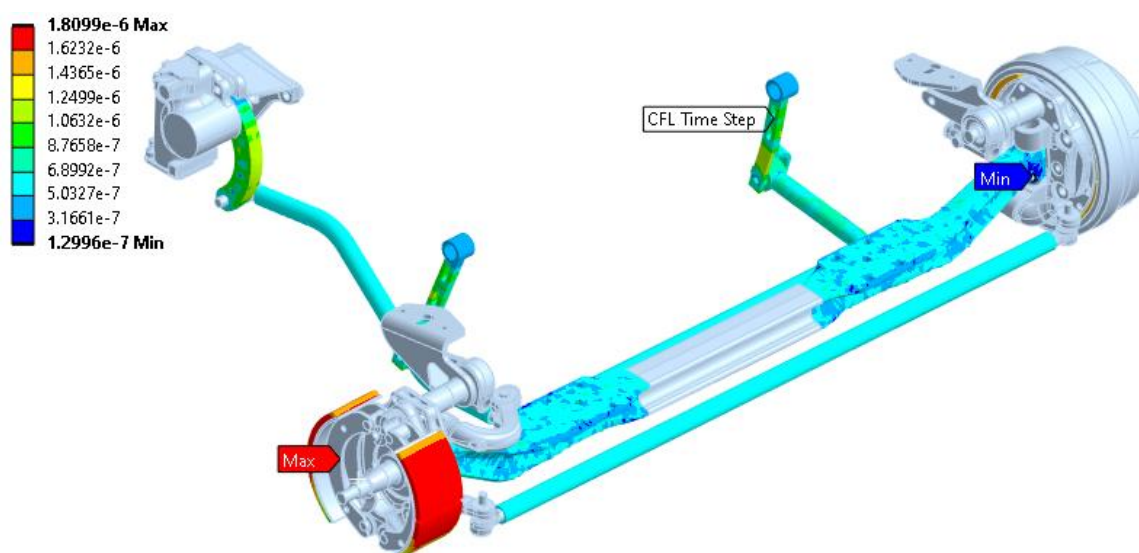


Figura 4.29 – Mapa de cores para o critério CFL, mostrando o passo tempo para a solução para cada elemento da malha.

Como pode ser visto na Figura 4.29, o máximo passo de tempo permitido para esse modelo deve ser de $1,2996 \cdot 10^{-7}$ s, o que ocorre para os elementos da extremidade

do eixo (equivalente ao mínimo na Figura 4.29). No critério CFL, uma onda sonora se propaga em um meio discretizado através de cada elemento, ou seja, o menor elemento da malha define o tempo de propagação. Assim, quanto mais refinada for a malha, menor será o tamanho dos elementos e, conseqüentemente, menor será o passo de tempo para a solução. Apenas a malha dos corpos flexíveis contribui para o tempo de cada passo de solução, uma vez que as ondas não se propagam em corpos rígidos (indeformáveis).

As principais condições de contorno utilizadas no modelo são apresentadas na Figura 4.30, onde podem ser vistos os pontos de engaste utilizados para representar as regiões de contato dos sistemas com o chassi do veículo. Foram ainda criados pontos remotos para aplicar inércia rotacional nos cubos de freio, visando simular a quantidade de momentum linear do veículo na condição de carga total. Foi aplicada uma inércia de $420 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$, conforme Tabela 4.1, que representa uma transferência dinâmica de carga de 50% para o eixo dianteiro, quando o veículo está com carga total de 11 ton.

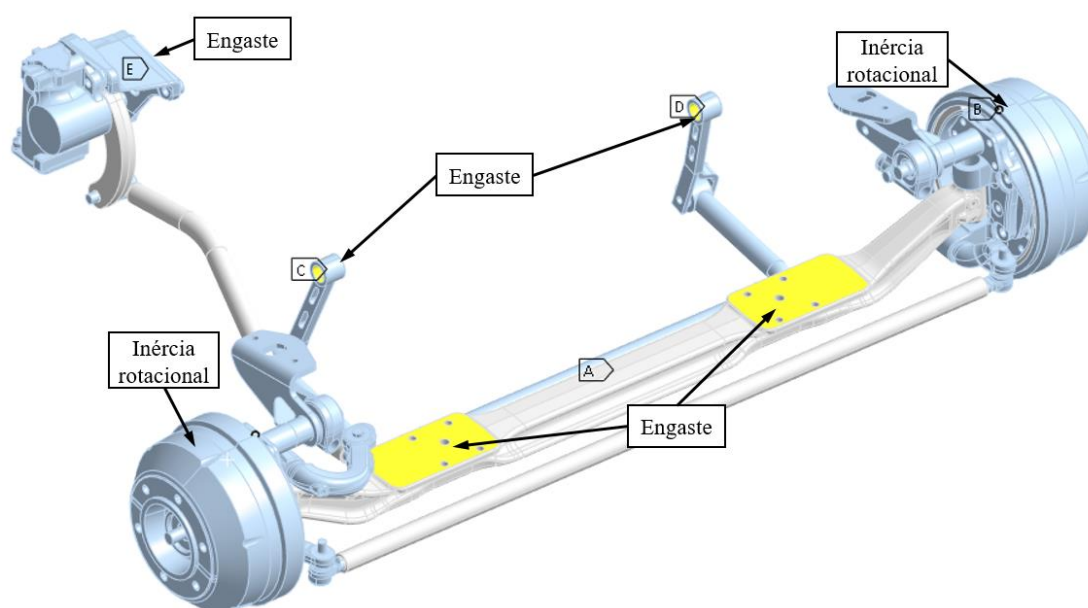
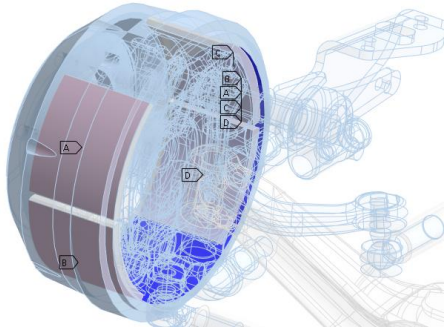

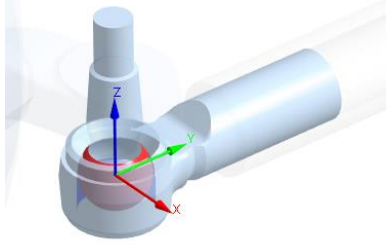
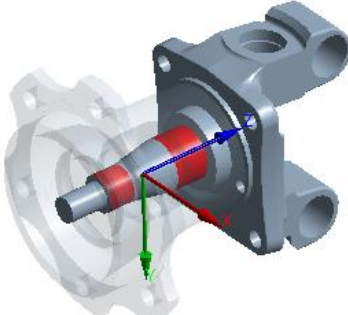
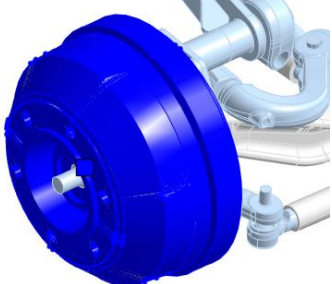


Figura 4.30 – Condições de contorno aplicadas ao modelo.

Todas as interações entre os diferentes componentes foram modeladas com contatos, juntas rígidas ou mesclando diferentes corpos rígidos (*Merge Rigid Bodies*). No LS-Dyna, as interações móveis entre corpos foram modeladas como juntas de revolução ou esféricas, por exemplo, enquanto para as interações fixas foi utilizada a ferramenta de mesclar os corpos rígidos. Para os corpos flexíveis, foram utilizados contatos para as interações fixas e juntas para as interações com movimento relativo. A Tabela 4.7

apresenta alguns exemplos de interações entre os diferentes corpos, tais como o contato de atrito entre lona e tambor, que é parte fundamental do presente trabalho.

Tabela 4.7 – Tipos de interações e conexões entre os diferentes corpos do modelo.

Componente 1	Componente 2	Tipo de conexão	Imagem
Lonas	Tambor	Contato de atrito	
<i>Spider</i>	Flange do suporte de freio	Contato colado	
Pivôs das Barras de direção		Junta esférica	
Cubo de freio	Manga de eixo	Junta de revolução	
Tambor de freio	Cubo de freio	<i>Merge Rigid Bodies</i>	

O suporte da câmara, em função da trinca encontrada nos testes experimentais e que são apresentadas no capítulo 5.2.1, foi modelado com uma condição de contato colado parcial na região entre o flange e o tudo. Para simular a trinca encontrada, o contato foi modelado com apenas 50% da área de contato entre o flange e o tudo, sendo considerado um contato colado nessa região, o que simula a condição de solda. A Figura 4.31 apresenta o contato parcial para o suporte da câmara.

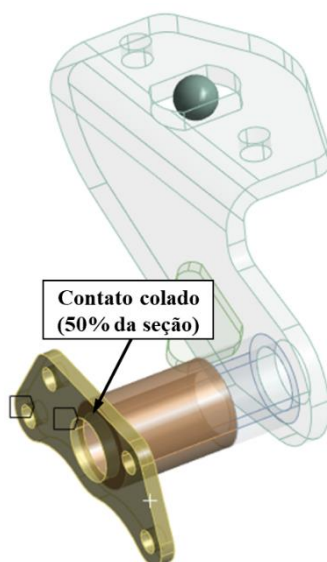


Figura 4.31 – Modelamento do contato colado parcial de 50% para o suporte da câmara esquerdo.

Os principais materiais e propriedades mecânicas utilizados no modelo estão apresentados na Tabela 4.8. Alguns materiais são genéricos e outros estão agrupados por categoria devido a efeitos de confidencialidade entre as empresas envolvidas.

Tabela 4.8 – Materiais e propriedades mecânicas utilizadas no modelo.

Material / Componente	Módulo de elasticidade [GPa]	Coefficiente de Poisson [-]	Densidade [kg/m³]
<u>Aço estrutural</u> Suporte da câmara / Sapatas de freio / Bieletas	200	0,30	7850
<u>Aço de alta resistência</u> Barras de direção transversal e longitudinal / Barra estabilizadora / Braços de direção	210	0,30	7900
<u>Ferro fundido Cinzento</u> Tambor de freio	125	0,28	7200
<u>Ferro fundido Nodular</u> Eixo / Cubo de roda / Manga de eixo	170	0,28	7100
<u>Material de atrito</u> Lonas	16,950	0,27	2150

A análise foi configurada para um tempo de 1 s, suficiente para realizar uma frenagem de 10 km/h (7 rad/s) para 0km/h, de acordo com o capítulo 4.2.1.1 e com a Tabela 4.3. A força de acionamento foi aplicada no ajustado do freio em forma de rampa, conforme Figura 4.32. Foi ainda aplicada uma rotação inicial de 7 rad/s para representar a velocidade no início da frenagem, deixando que a desaceleração seja realizada pelo freio.

Assim, é apresentada toda a configuração do modelo de multi-corpos elaborado no LS-Dyna, cujos resultados são apresentados no capítulo 5.2. O objetivo desse modelo é que o mesmo possa ser aplicado para reproduzir o fenômeno de *groan* durante frenagens, permitindo identificar as frequências de vibração dos diferentes componentes. Com base nisso, é possível propor modificações de componentes, tanto geométricas quanto materiais, para modificar o comportamento dinâmico e evitar a ocorrência de *groan*.

5 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Nesse capítulo são apresentados os resultados, seguindo a abordagem apresentada no capítulo de metodologia. Inicialmente serão apresentados os resultados para os ruídos do tipo *squeal*, fechando a metodologia de detecção de instabilidades dinâmicas elaborada durante o mestrado com a inclusão dos cálculos de fatores de contribuição modal, para a identificação dos componentes e modos de vibração responsáveis por disparar os ruídos. Na sequência, são apresentados os resultados para o desenvolvimento da metodologia de análise de ruídos de baixa frequência (*groan/chatter*).

5.1 Ruídos de alta frequência – *squeal*

Nessa etapa, o escopo do presente trabalho visa ampliar a abordagem da metodologia apresentada por Antunes, 2016, através da implementação dos cálculos dos fatores de contribuição modal. Para isso, primeiro serão apresentados os resultados da análise de CEA, de acordo com a metodologia de Antunes, 2016, e, posteriormente, serão apresentados os resultados dos dois fatores de contribuição modal propostos: MCFS e MCFC.

5.1.1 Fatores de contribuição modal

O primeiro passo da metodologia consiste na identificação das instabilidades dinâmicas por CEA, o que permite encontrar as frequências de ruído, bem como investigar as formas modais dos modos instáveis. Os resultados são apresentados a partir do diagrama de estabilidade utilizado por Antunes, 2016, o qual coloca em um gráfico a parte real do autovalor complexo em função da parte imaginária. A Figura 5.1 apresenta o diagrama de estabilidade do sistema de freio analisado por CEA.

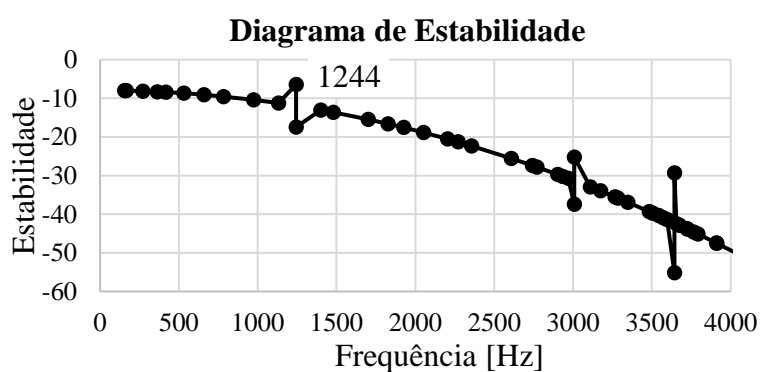


Figura 5.1 – Diagrama de estabilidade do sistema analisado.

Pode ser percebido, a partir da Figura 5.1, que existe uma instabilidade no sistema de freio em 1.244 Hz. Essa instabilidade não chegaria a representar um modo instável se fosse olhado apenas para a magnitude da parte real do autovalor complexo, pois o mesmo é negativo (parte real positiva representa instabilidade). No entanto, analisando a partir do diagrama de estabilidade proposto por Antunes, 2016, pode ser percebido que apesar do nível de amortecimento ser elevado, o sistema possui instabilidades, onde a de 1.244 Hz é a mais forte. O sistema analisado equivale ao de um veículo que apresentou ruído do tipo *squeal* na frequência de 1.200 Hz, cujo espectrograma de frequências é apresentado na Figura 5.2.

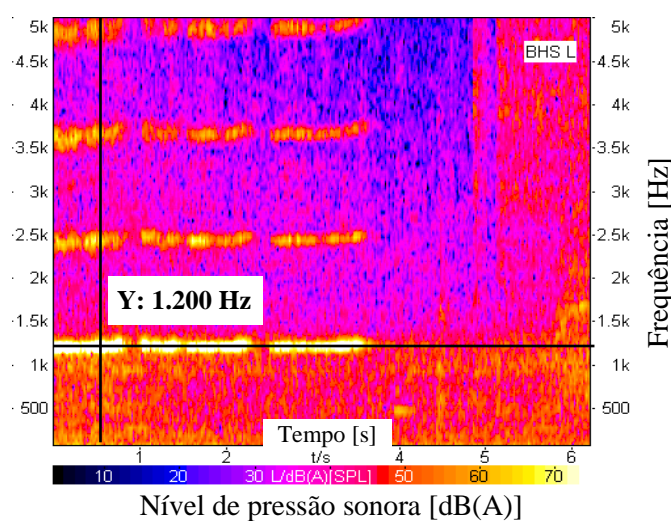


Figura 5.2 – Espectrograma de frequência do ruído medido em veículo com ocorrência de *squeal*.

A partir do resultado da Figura 5.2, é possível perceber que a análise de CEA está representando o fenômeno encontrado em veículo, uma vez que a diferença entre os resultados numéricos e experimentais é da ordem de 3,6%. Assim, é necessário investigar a forma modal do modo de vibração instável do sistema, o qual é responsável pelo acoplamento modal e, conseqüentemente, pelo ruído de *squeal*. Lembrando que os modos de vibração instáveis sempre se apresentam como um par complexo conjugado, a Figura 5.3 apresenta o modo instável do sistema analisado, o qual corresponde ao modo 11 desse sistema.

A partir desse ponto, é realizado o cálculo dos fatores de contribuição modal, iniciando por mensurar a contribuição de cada componente para o par complexo conjugado. A Equação 4.1 é utilizada pela rotina em APDL para calcular a matriz de fatores de contribuição de todos os componentes em todos os modos de vibração, a partir

da qual são separados apenas os modos instáveis. Com isso, é possível elaborar o gráfico da Figura 5.4, que apresenta o percentual de contribuição modal de cada componente para os modos 11 e 12 do sistema, correspondendo ao par complexo conjugado do modo instável.

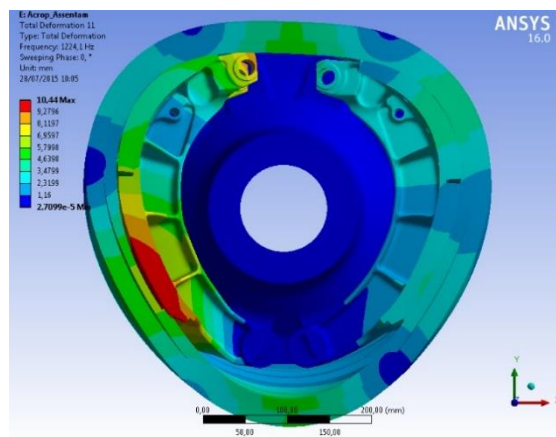


Figura 5.3 – Modo 11 (instável) em 1.244 Hz.

Fator de Contribuição Modal para o Sistema - MCFS

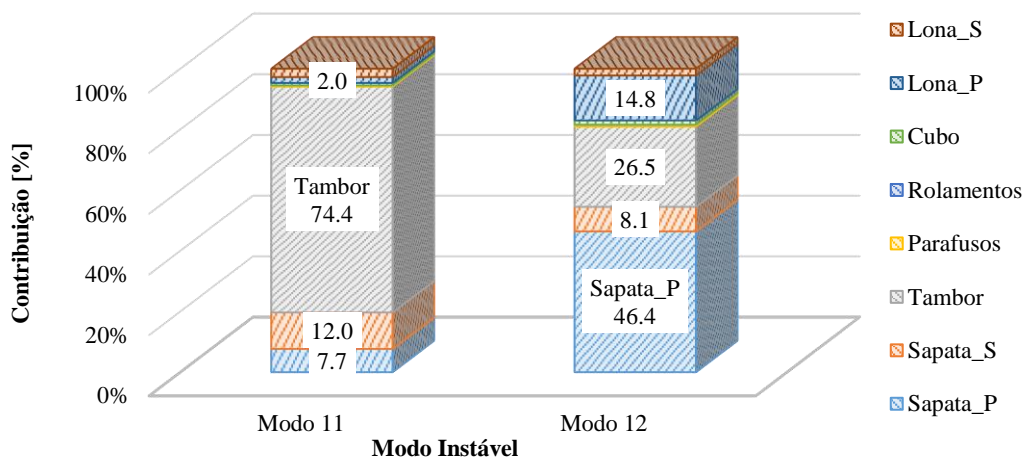


Figura 5.4 – Fatores de contribuição modal para o sistema (MCFS) do par complexo conjugado.

A partir do gráfico da Figura 5.4, podem ser verificados os componentes com a maior contribuição no modo instável do sistema. No modo 11 do sistema, o tambor exerce papel predominante com mais de 74% da contribuição na forma modal do sistema, enquanto no modo 12 apresenta uma contribuição de 26,5% contra 46,4% da sapata primária. Como a forma modal do modo instável, apresentada na Figura 5.3, é relativamente simples, é possível verificar visualmente que os resultados de contribuição modal apresentam coerência com a forma modal da Figura 5.3. A metodologia de MCFS

é baseada nos deslocamentos das formas modais do sistema, assim alguns componentes precisam ser interpretados, tais como as lonas. As lonas possuem rigidez bastante inferior ao tambor e às sapatas, estando sujeitas ao comportamento modal desses componentes, de forma que elas aparecem com valores de MCFS altos (~14,8%), mas é necessário considerar esse efeito e ponderar a relevância desse resultado.

A partir disso, pode ser investigada a contribuição de cada modo de vibração individual do tambor de freio nos modos instáveis do par complexo conjugado. Para isso, a Equação 4.3 é aplicada através de uma nova rotina de programação em APDL, utilizando o cálculo de matriz de MAC. Para tornar possível esse cálculo, os deslocamentos (forma modal) apenas dos graus de liberdade de cada componente do sistema de freio são separados e armazenados em um arquivo individual de cada componente, oriundos do sistema. Lembrando que a partir da análise modal simples, já haviam sido exportados arquivos individuais de vibração livre de cada componente do sistema.

A Figura 5.5 apresenta um gráfico dos três modos de vibração livre do tambor de freio com maior contribuição nos modos instáveis 11 e 12 do sistema, a partir do qual é possível perceber que o principal modo do tambor no modo 11 do sistema é o modo 5, enquanto que para o modo 12 do sistema é o modo 6 do tambor. Já a Figura 5.6 apresenta os três modos de vibração livre da sapata primária, onde pode ser visto que o modo 3 é dominante com 39,1% de contribuição no modo 11 do sistema e 13,8% de contribuição no modo 12 do sistema. Dessa mesma forma, podem ser avaliados os fatores de contribuição modal de todos os componentes do sistema de freio, assim como apresentado na Tabela 5.1.

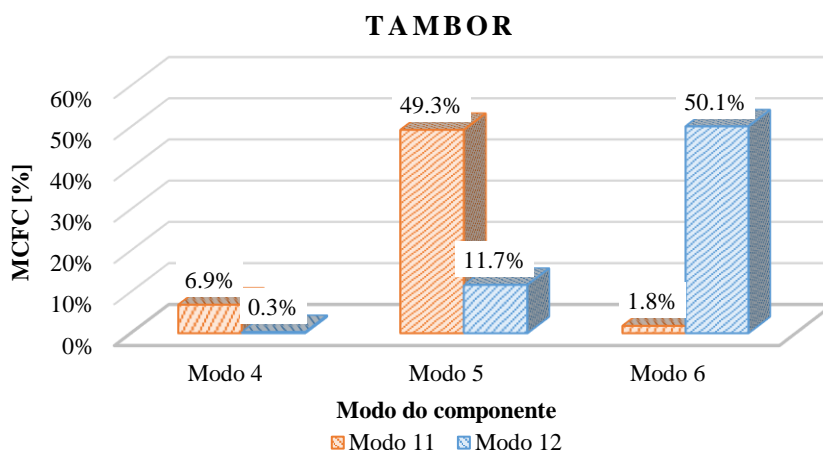


Figura 5.5 – MCFC do tambor de freio.

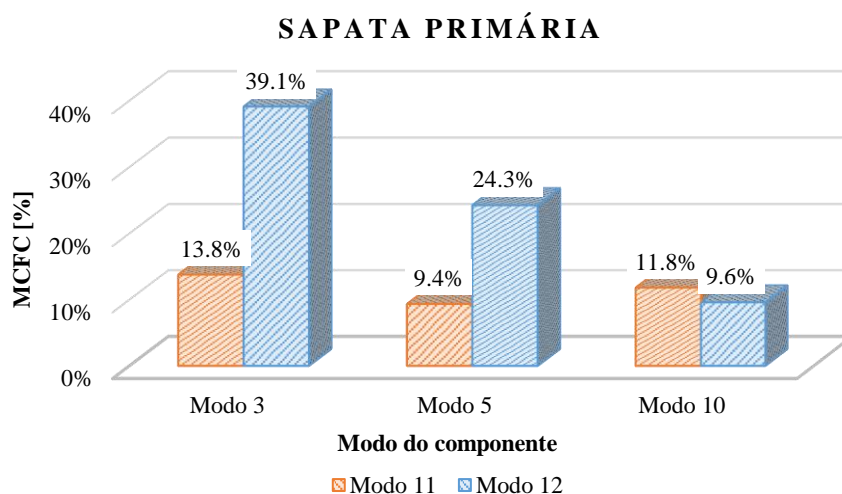


Figura 5.6 – MCFC da sapata primária.

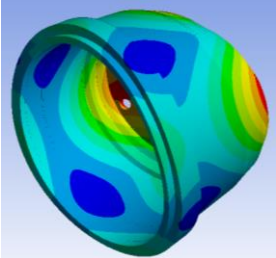
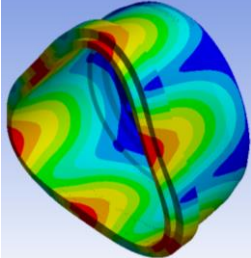
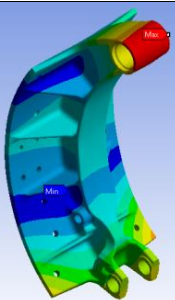
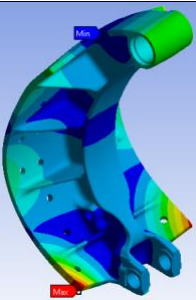
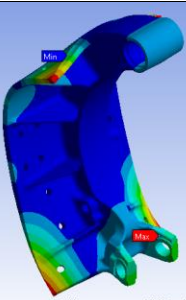
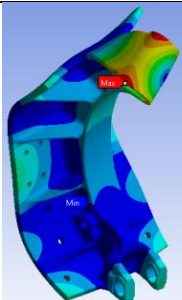
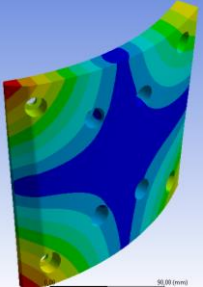
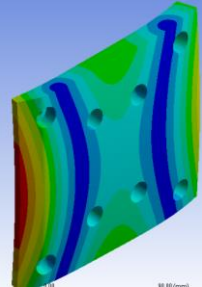
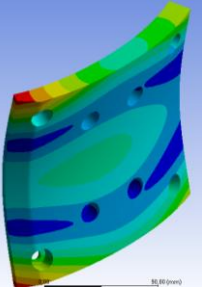
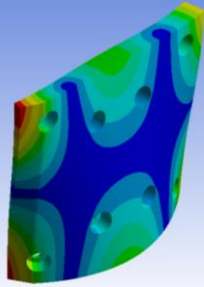
Tabela 5.1 – Fatores de Contribuição Modal dos Componentes (MCFC).

	Modo instável 11		Modo instável 12	
	Modo do componente	MCFC [%]	Modo do componente	MCFC [%]
Tambor	4	6,9%	4	0,3%
	5	49,3%	5	11,7%
	6	1,8%	6	50,1%
Sapata_P	3	13,8%	3	39,1%
	5	9,4%	5	24,3%
	10	11,8%	7	9,6%
Sapata_S	3	11,8%	3	54,7%
	5	25,9%	5	10,7%
	7	4,8%	7	7,8%
Lona_P	3	11,1%	1	14,0%
	4	2,2%	2	5,5%
	--	--	3	8,1%
	--	--	4	5,9%
Lona_S	1	6,9%	1	6,1%
	2	3,9%	2	5,0%
	3	6,9%	4	3,3%

A partir disso, faz-se necessário avaliar a forma modal de cada um dos componentes. Como a forma modal a ser avaliada consiste no componente individualmente, não é necessário avaliar diferentemente as sapatas ou lonas primárias e secundárias. A Tabela 5.2 apresenta as formas modais dos modos de cada componente

que estão citados na Tabela 5.1, trazendo ainda a informação do número dos modos e da frequência de vibração dos mesmos.

Tabela 5.2 – Formas modais dos componentes do sistema em vibração livre.

Tambor				
	Modo 4 752 Hz		Modo 5 e Modo 6 980 Hz	
Sapata				
	Modo 3 1268 Hz	Modo 5 2580 Hz	Modo 7 2972 Hz	Modo 10 3105 Hz
Lona				
	Modo 1 878 Hz	Modo 2 1302 Hz	Modo 3 1724 Hz	Modo 4 2056 Hz

A partir dos resultados obtidos, foi possível trabalhar na modificação de um dos componentes para evitar o acoplamento modal e assim reduzir a ocorrência de *squeal*. A modificação proposta não será apresentada nesse trabalho por questões de confidencialidade com as empresas envolvidas, onde ainda é preciso esclarecer que o freio apresentado não representa o freio real onde a metodologia foi inicialmente aplicada. O freio aqui apresentado foi escolhido por ser uma continuação do trabalho de mestrado de Antunes, 2016. Em resumo, a modificação proposta que eliminou o ruído se concentrou em uma modificação estrutural por reforços no suporte da câmara de ambos os freios direito e esquerdo.

5.2 Ruídos de baixa frequência – *groan/chatter*

Essa etapa do trabalho visa o desenvolvimento da metodologia de análise de ruídos de baixa frequência, através de modelos de dinâmica de multicorpos, onde precisam ser considerados os efeitos do $\text{CoF} \times V_d$. Assim, os resultados apresentados aqui consistem nas análises experimentais de vibração em bancada e no veículo, no mapeamento das curvas de coeficiente de atrito em função da velocidade de escorregamento, e depois é apresentado o modelo de multi-corpos em LS-Dyna.

5.2.1 Análises experimentais em veículo

Inicialmente são apresentados os resultados das medições de vibrações dos componentes em bancada. Posteriormente, os resultados de forma deformada da ODS em veículo são apresentados.

5.2.1.1 Medições em bancada – FRF dos componentes e subsistemas

As análises em bancada foram realizadas para os diversos componentes e subsistemas do eixo dianteiro do veículo analisado. Para isso, alguns componentes foram retirados do veículo para medição. O objetivo dessa análise consiste em mapear o comportamento dinâmico dos diversos componentes, visando verificar quais possuem frequências naturais próximas à frequência do ruído, evidenciando uma propensão para vibrar em conjunto.

A partir das excitações por impacto realizadas, foram analisadas as FRFs dos diferentes componentes. A Figura 5.7 apresenta os gráficos das FRFs para os principais componentes medidos, a partir dos quais não foi possível identificar frequências naturais da maioria dos componentes na faixa de interesse. A barra de direção transversal, entretanto, possui ressonâncias entre 130 Hz e 150 Hz, porém com baixa amplitude de resposta e estando presente nas peças em dois veículos analisados – um que não apresenta ruído e outro que apresenta ruído. O suporte da câmara do freio esquerdo apresentou uma ressonância em torno de 120 Hz, mas também com baixa amplitude. Assim, esse teste não foi conclusivo para as análises, mas ressaltou a importância de observar o comportamento da barra de direção e do suporte.

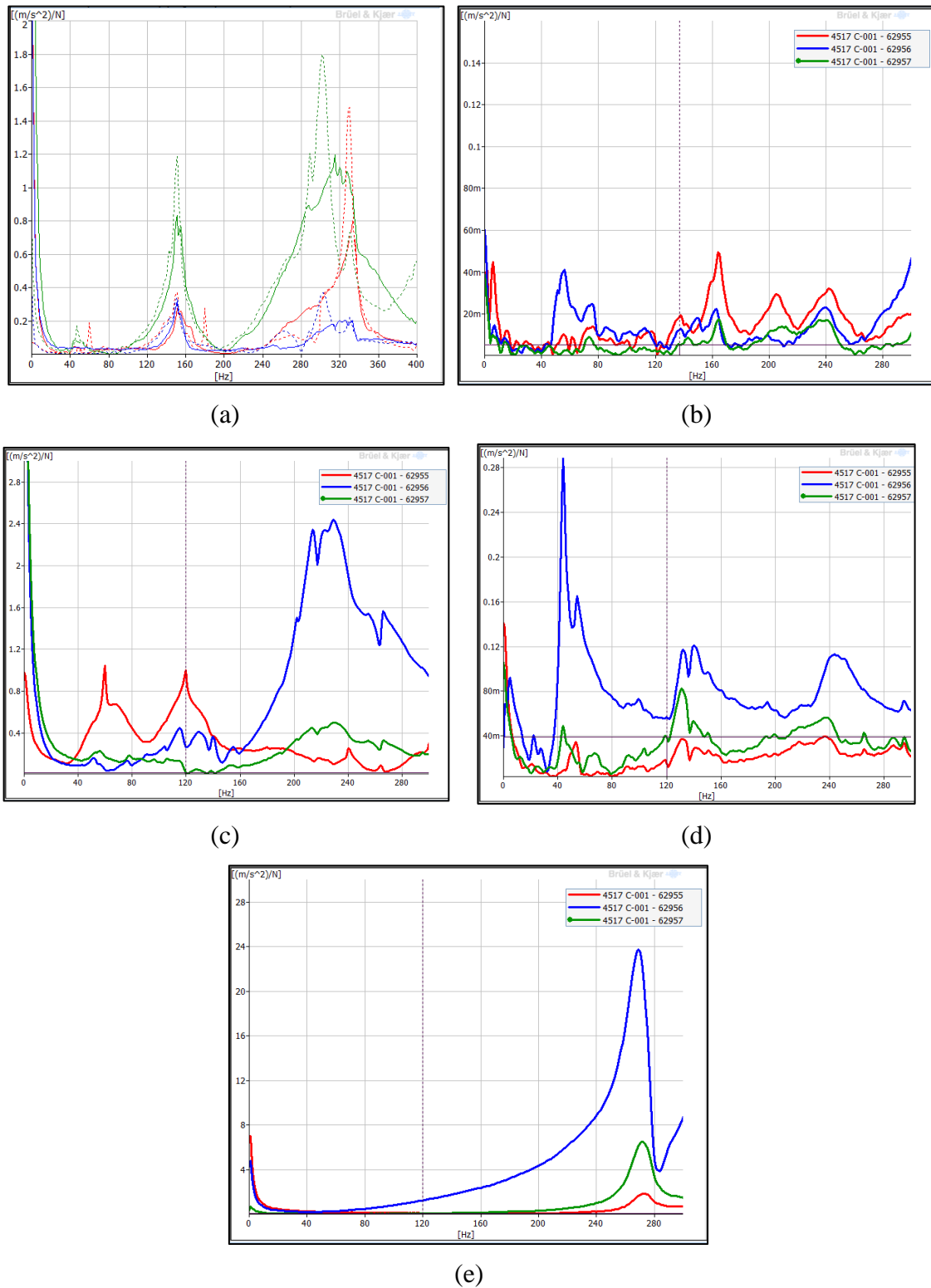


Figura 5.7 – FRF dos componentes analisados, onde: (a) barra de direção transversal para dois veículos similares; (b) eixo; (c) suporte de câmara direito; (d) suporte de câmara esquerdo; (e) espelho do freio esquerdo. Onde, ainda, a cor azul é a medição na direção X, vermelho na Y e verde na Z.

5.2.1.2 Medições em veículo – ODS durante ocorrência de *groan*

A primeira etapa da ODS consiste nas rodagens veiculares para caracterizar o comportamento vibratório dos componentes dos sistemas durante ocorrência de *groan*. Foi medida uma ocorrência de ruído nota 2, considerado ruído forte, de acordo com escala utilizada. Com as rodagens dessa instrumentação inicial, foi identificado que o ruído está concentrado no freio esquerdo, respondendo com baixas amplitudes de vibração no lado direito. Dessa forma, a instrumentação desse lado (direito) do veículo pode ser reduzida, priorizando o lado esquerdo, onde as amplitudes de vibração são maiores. A Figura 5.8 apresenta a FRF de cada um dos acelerômetros utilizados para uma ocorrência de *groan* considerado forte.

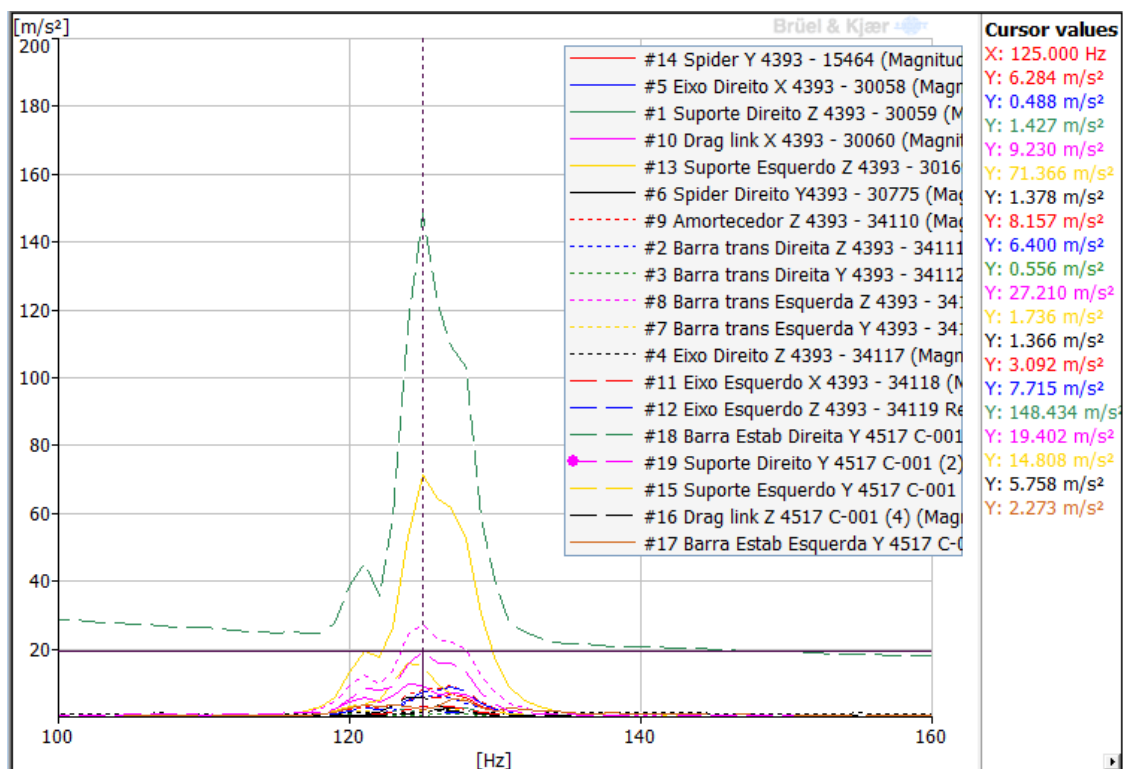


Figura 5.8 – FRF do sinal dos diferentes componentes durante ODS da ocorrência de *groan* (nota 2 - forte).

Como primeiros resultados, a bieleta esquerda (2 m/s^2), o suporte da câmara esquerdo (71 m/s^2), o suporte da câmara direito (19 m/s^2), a barra de direção transversal (27 m/s^2) e a barra de direção longitudinal (9 m/s^2) apresentaram as maiores amplitudes de vibração, indicando que possuem maior participação no fenômeno de ruído. Assim, a instrumentação deve ser detalhada nos componentes do freio e barras de direção, priorizando o lado esquerdo, o qual teve as maiores amplitudes.

Após essas rodagens iniciais, a instrumentação foi ajustada para dar ênfase no lado esquerdo do veículo, tanto no sistema de freio, como no sistema de eixo e direção. Aqui o objetivo consistiu em uma avaliação ligeiramente mais refinada, objetivando identificar as frequências e as configurações deformadas (ODS) dos componentes durante o fenômeno de *groan*. Foram realizadas novas rodagens e adquiridos dados de novas ocorrências de ruído. A Figura 5.9 apresenta as FRFs para uma ocorrência de *groan* médio, nota 5 de acordo com escala utilizada.

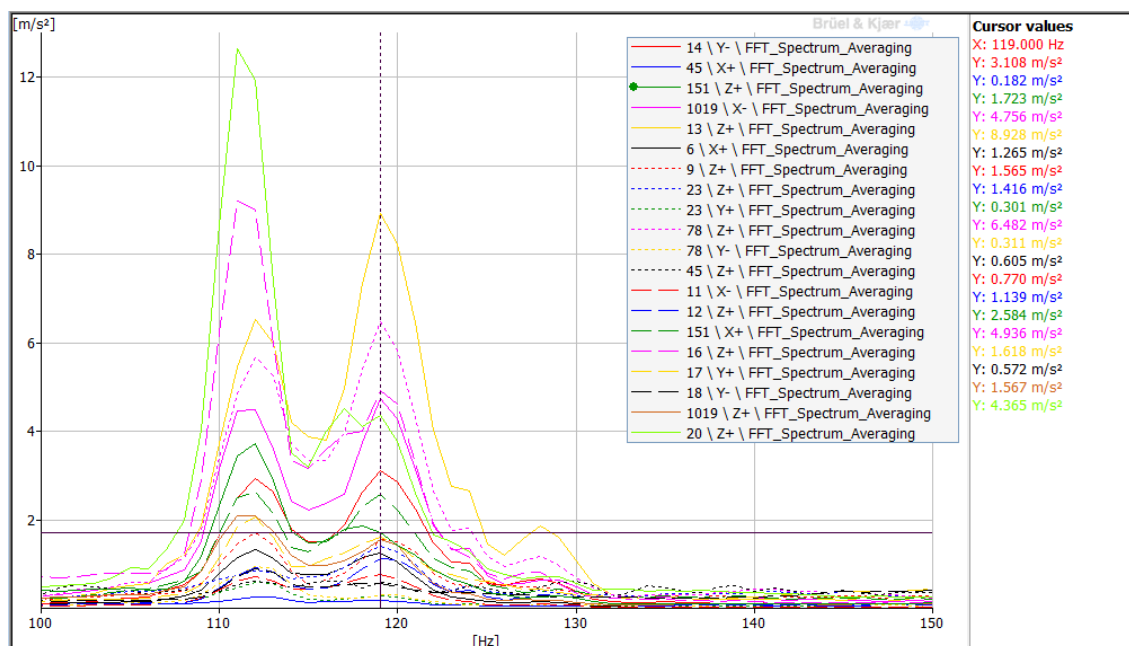


Figura 5.9 – FRF do sinal dos diferentes componentes durante ODS da ocorrência de *groan* (nota 5 - médio) com refinamento da instrumentação no lado esquerdo.

A partir dos resultados da Figura 5.9, podem ser obtidos os seguintes resultados: bieletas esquerda (1,6 m/s²); suporte da câmara esquerdo (9 m/s²); barra de direção transversal direito (1,4 m/s²); barra de direção transversal esquerdo (6,4 m/s²); barra de direção longitudinal (4,9 m/s²); *spider* esquerdo (3,1 m/s²). Essas amplitudes são menores do que aquelas encontradas anteriormente, assim como a magnitude do ruído foi inferior, conforme avaliação na escala aplicada.

Pode ainda ser percebido que a barra de direção transversal e o suporte esquerdo continuam com as maiores amplitudes de vibração. Com isso, foi decidido realizar um estudo de sensibilidade por adição de massas à barra de direção transversal, visando a modificação do comportamento vibratório desse componente. Foram adicionadas duas massas, uma na extremidade esquerda e outra na extremidade direita da barra de direção transversal.

Novas rodagens foram realizadas após esse procedimento, sendo que a taxa de ocorrência e a amplitude do ruído aumentaram significativamente. Anteriormente a isso, a reprodução do ruído era difícil de ser obtida, ocorrendo apenas em uma condição específica da rota, porém após a adição das massas de 5 kg, a ocorrência passou para praticamente todas as frenagens. A Figura 5.10 apresenta as FRFs para uma ocorrência de *groan* forte, nota 2.

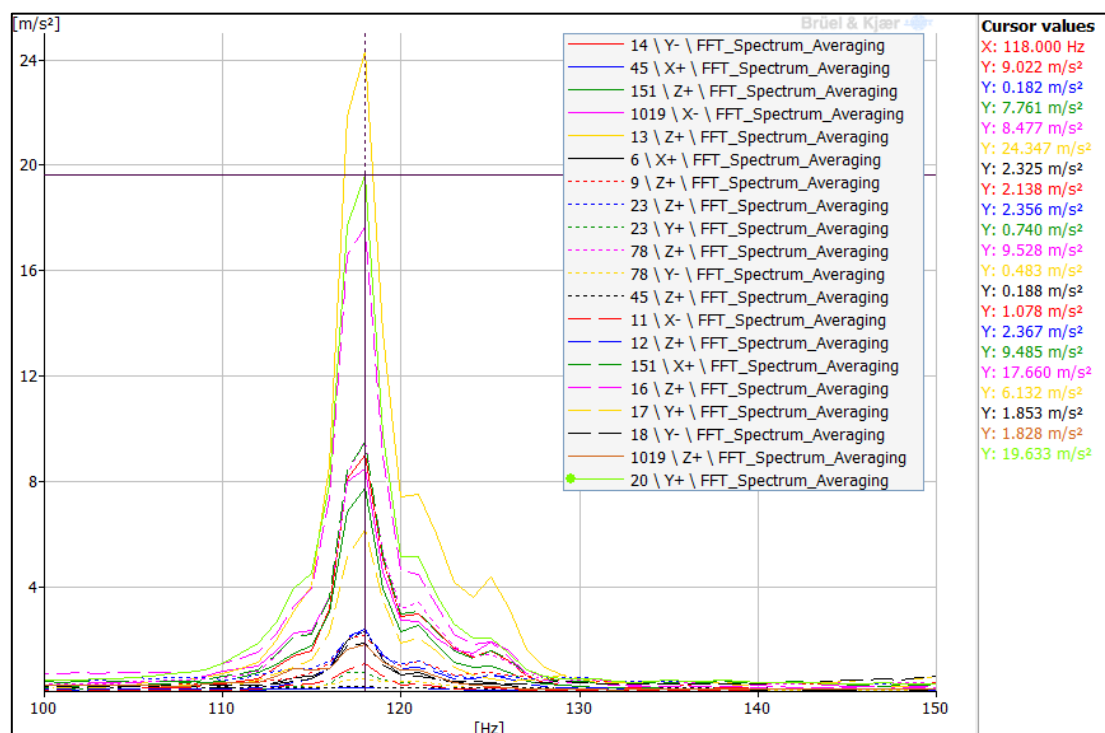


Figura 5.10 – FRF do sinal dos diferentes componentes durante ODS da ocorrência de *groan* (nota 2 - forte) com massas adicionadas à barra de direção.

Com essa alteração, houve grande impacto nas acelerações: bieletas esquerda (6,1m/s²); suporte da câmara esquerdo (24m/s²); barra de direção transversal direito (2,3m/s²); barra de direção transversal esquerdo (9,5m/s²); barra de direção longitudinal (17,6m/s²); *spider* esquerdo (9m/s²). Essas amplitudes são significativamente superiores às encontradas anteriormente, assim como a magnitude do ruído que foi classificado com nota 2. Esse resultado demonstra a sensibilidade do sistema com relação à barra de direção transversal.

Após esses resultados, a barra de direção transversal do veículo em teste foi substituída pela que estava em outro veículo similar, mas que não apresentava as ocorrências de *groan*. Entretanto, apesar dessa alteração reduzir os níveis de ruído, ainda

não foi suficiente para eliminar ou tornar o ruído aceitável, onde ruídos com nota acima de 7 são considerados aceitáveis.

Dessa forma, foi definida uma segunda tentativa de reduzir o ruído, onde foi solicitada a substituição do suporte da câmara esquerda (componente com alta amplitude de vibração) por uma peça reforçada. No entanto, durante essa substituição, foi identificada uma grande trinca no suporte da câmara em uso, o que poderia estar fortemente associado com as ocorrências de *groan*. O suporte trincado foi substituído e enviado para análise estrutural da trinca, enquanto o veículo voltou às rodagens para verificar a eficácia dessa alteração. A Figura 5.11 apresenta imagens da trinca encontrada no suporte da câmara esquerda.



Figura 5.11 – Suporte da câmara esquerda apresentando trinca em estágio avançado.

Foram realizadas novas rodagens para entender o efeito do suporte danificado nas ocorrências de *groan*. Nessa condição, as ocorrências de *groan* foram extremamente escassas e as amplitudes muito baixas, com notas 9 consideradas aceitáveis para a aplicação. A Figura 5.12 apresenta as FRFs de uma dessas ocorrências nota 9.

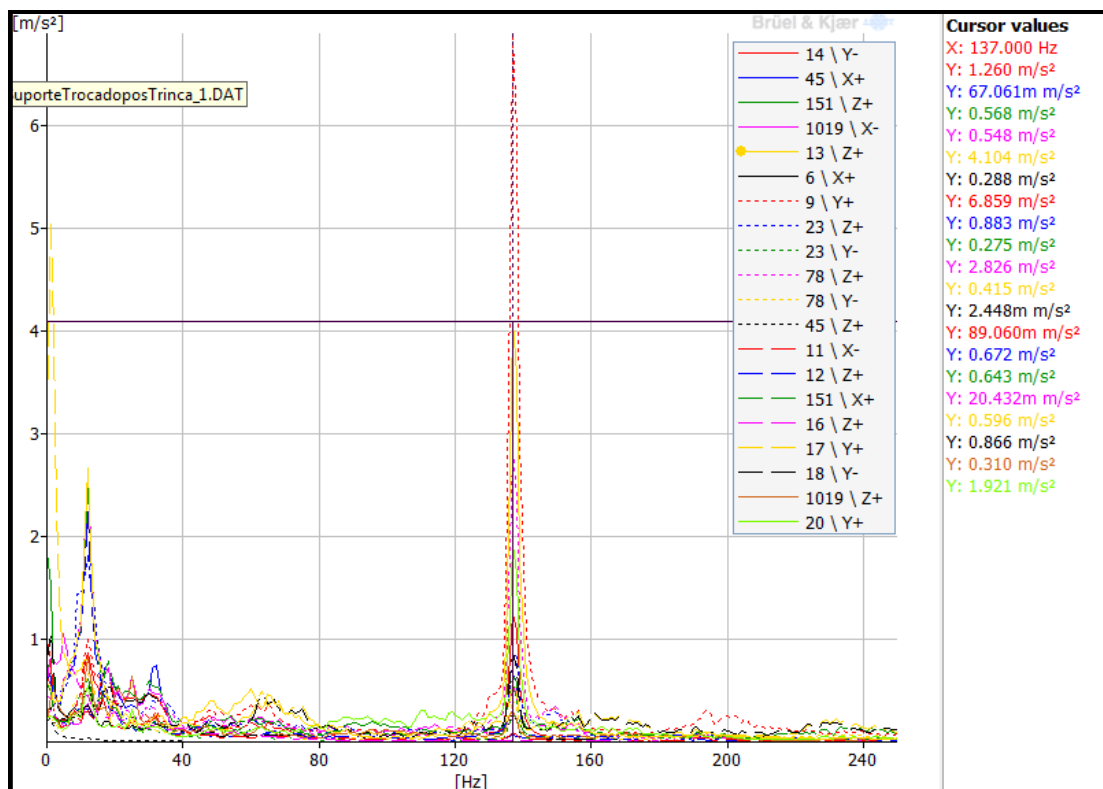


Figura 5.12 – FRF do sinal dos diferentes componentes durante ODS da ocorrência de *groan* (nota 9 - leve) após troca do suporte.

Apesar da redução do ruído para níveis aceitáveis previamente definidos, ainda existem vibrações nos sistemas do veículo: bieleta esquerda ($0,6 m/s^2$); suporte da câmara esquerdo ($4,1 m/s^2$); barra de direção transversal direito ($0,8 m/s^2$); barra de direção transversal esquerdo ($2,8 m/s^2$); barra de direção longitudinal ($1,9 m/s^2$); *spider* esquerdo ($1,2 m/s^2$).

De modo a facilitar a análise das investigações realizadas, a Tabela 5.3 abaixo apresenta os valores de aceleração encontrados para os principais componentes. Pode ser percebido que os principais componentes nesse fenômeno vibratório são: barra de direção transversal, barra de direção longitudinal e suporte da câmara. Mesmo após a troca do suporte, o que reduziu a amplitude e a ocorrência do *groan* para níveis aceitáveis, esses componentes continuam com amplitudes de vibração significativas, além de não eliminar totalmente o ruído de *groan*.

Pode ser observado ainda que a frequência do *groan* teve algumas flutuações entre as ocorrências analisadas, o que pode estar associado com condições operacionais do veículo e do freio, além de ser uma consequência das intervenções e modificações realizadas no veículo, como, por exemplo, a adição das massas. De forma geral, a frequência das ocorrências de ruído de *groan* analisadas se encontra em torno de 125 Hz.

Tabela 5.3 – Resumo das maiores amplitudes de vibração dos principais componentes.

Componente	Rodagem 1	Rodagem 2	Adição massas	Suporte trocado
	Nota 2	Nota 5	Nota 2	Nota 9
Barra de direção transv. Direita [m/s ²]	6,4	1,4	2,3	0,8
Barra de direção transv. esquerda [m/s ²]	27	6,4	9,5	2,8
Suporte esquerdo [m/s ²]	71	9	24	4,1
<i>Spider</i> esquerdo [m/s ²]	6,2	3,1	9	1,2
Barra de direção long. [m/s ²]	9	4,9	17,6	1,9
Bieleta esquerda [m/s ²]	2	1,6	6,1	0,6
Bieleta direita [m/s ²]	148	0,57	1,8	0,87
Suporte direito [m/s ²]	19	-	-	-
Frequência <i>groan</i> [Hz]	125	111 / 119	118	137

5.2.2 Curvas do coeficiente de atrito em função da velocidade de deslizamento

Foram medidas experimentalmente um total de 4050 curvas de $Cof \times V_d$, as quais foram pós processadas em MATLAB para obtenção de resultados representativos de cada condição de combinação de força e aceleração. Conforme apresentado na seção 4.2.2.2, foram realizadas médias ponto a ponto nas condições equivalentes entre as repetições e entre as amostras, resultando num total de 54 curvas diferentes, distribuídas em 18 condições de frenagem diferentes para cada um dos três materiais de atrito ensaiados.

A primeira análise que pode ser realizada é a partir da separação das curvas de aceleração e desaceleração, as quais representam o ensaio com aumento e com redução de velocidade, respectivamente. Das 18 condições de ensaio por material, 9 delas representam a combinação de três valores de força normal com três valores de aceleração constante, onde o mesmo acontece para as outras 9 curvas de desaceleração. Visando comparar o comportamento dessas curvas de aceleração e desaceleração, a Figura 5.13 apresenta as respostas encontradas para o material A3 com força normal de 130 N e constante de aceleração de 1,25 m/s².

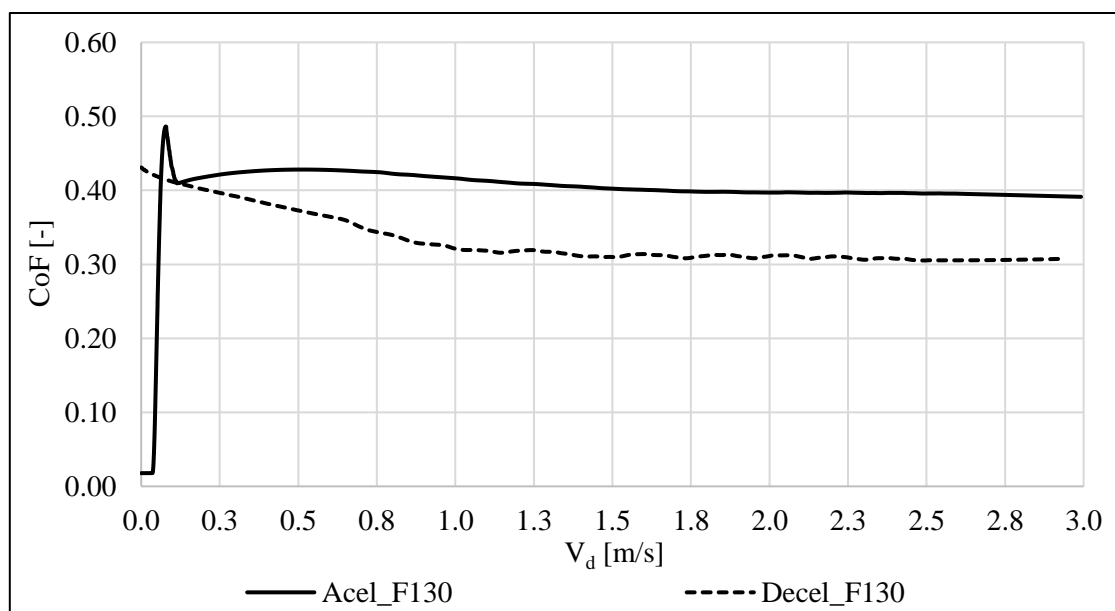


Figura 5.13 – Curvas de CoF x V_d na condição de $F = 130$ N e $\alpha = 1,25$ m/s².

A partir da Figura 5.13, pode ser percebida a diferença entre as curvas de coeficiente de atrito em função da velocidade de escorregamento para as condições de aceleração e desaceleração. Durante a aceleração, o CoF aumenta com uma determinada inclinação até o valor máximo (CoF estático) e depois passa a diminuir tendendo a estabilizar no valor do CoF dinâmico. Já para a desaceleração, o comportamento é distinto, onde ocorre aumento do CoF com a redução da V_d até um valor máximo, que representa o CoF estático (V_d igual a zero). Esses comportamentos são similares ao que foi encontrado por Donley e Riesland, 2003, e por Oden, 1984.

Como algumas literaturas, bem como o modelo padrão de contato de fricção no LS-Dyna utilizam um comportamento de CoF x V_d similar às curvas de desaceleração, ao longo do trabalho serão consideradas apenas essas curvas, onde as curvas de aceleração não serão consideradas nesse primeiro momento. Maiores detalhes sobre as curvas medidas, principalmente sobre as curvas de aceleração, podem ser encontrados no trabalho de diplomação de Favero, 2020.

A partir do mapeamento das condições de ocorrência de *groan* em veículo do capítulo 4.2.1.2, foi possível calcular as forças de acionamento nas sapatas de freio, conforme apresentado pela Tabela 4.3. Com esses valores, foi possível determinar as forças normais equivalentes para cada uma das sapatas, conforme apresentado por Favero, 2020. Assim, chegou-se à conclusão de que as forças de 130 N e 280 N podem ser utilizadas para a sapata primária e para a secundária, respectivamente. A Figura 5.14 apresenta as curvas de CoF x V_d para o material A3 nas condições de aceleração e

desaceleração em ambas as forças mencionadas. Nessa figura podem ser verificadas as diferentes inclinações e níveis de coeficientes de atrito estático e dinâmico em função das condições de força e aceleração. Como apenas serão aplicadas as curvas de desaceleração, a Figura 5.15 apresenta apenas essas curvas de desaceleração nas forças de 130 N e 280 N.

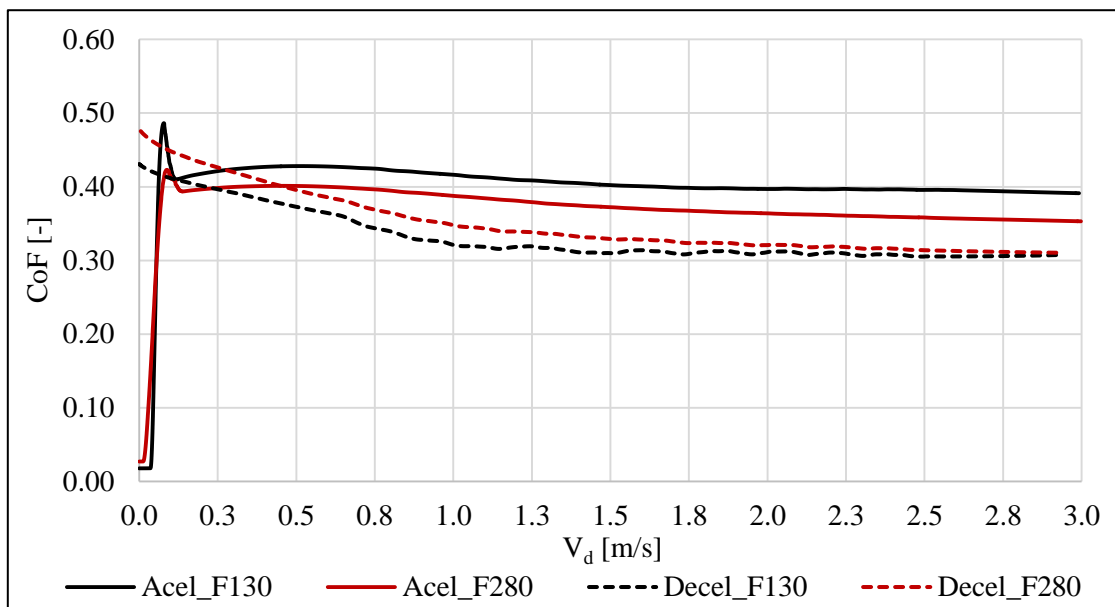


Figura 5.14 – Curvas de CoF x V_d para as condições de aceleração e desaceleração do material A3 nas forças de 130 N e 280 N.

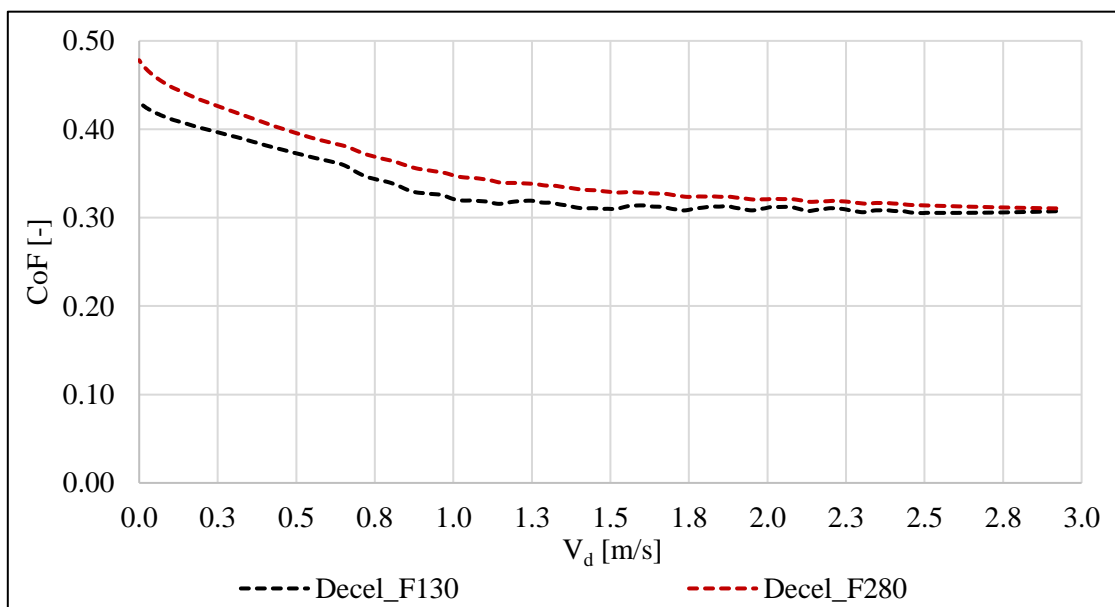


Figura 5.15 – Curvas de CoF x V_d para desaceleração do material A3.

Como o LS-Dyna possui um modelo previamente programado para descrever as curvas de atrito em função da velocidade de deslizamento, os parâmetros desse modelo foram ajustados para representar as curvas experimentais. A Figura 5.16 apresenta as curvas anteriores juntamente com as curvas ajustadas de acordo com o modelo de contato disponível no LS-Dyna, permitindo verificar que as curvas modeladas (calculadas) estão representando bem as curvas medidas experimentalmente em tribômetro.

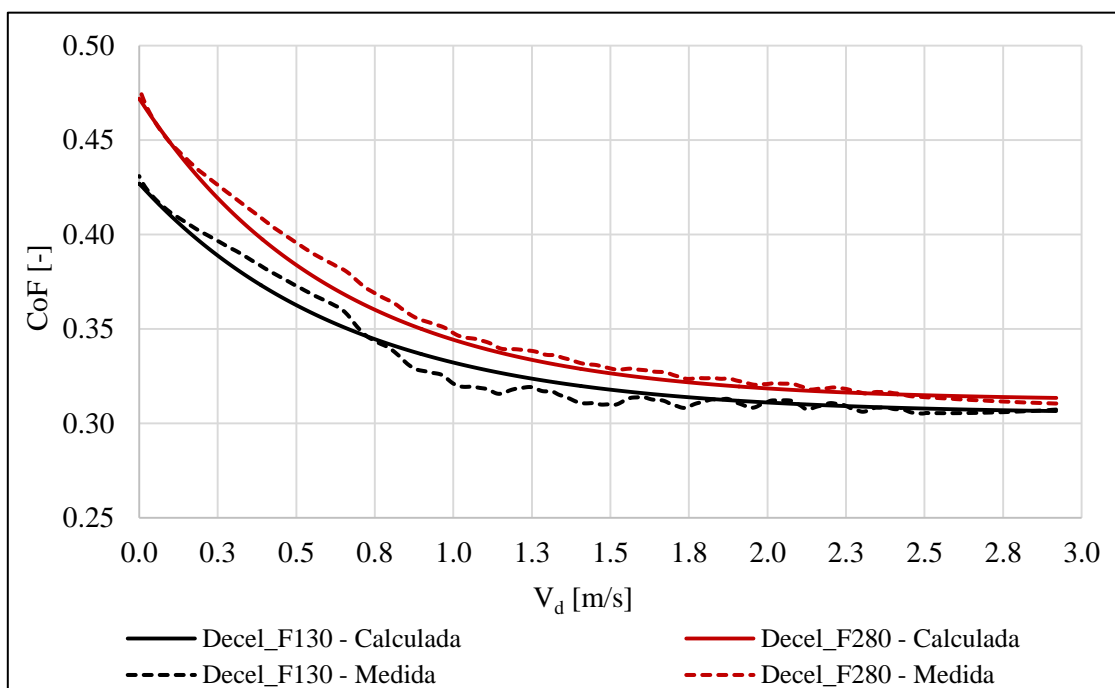


Figura 5.16 – Curvas de CoF x V_d medidas e calculas para o material A3 nas forças de 130 N e 280 N.

A partir da Figura 5.16, é possível perceber que as rampas de aumento do CoF x V_d medidas dependem da força aplicada no material ensaiado, apresentando níveis de atrito estático e dinâmico distintos nas duas forças. O aumento de força causa um aumento do coeficiente de atrito nos materiais ensaiados, assim como é expresso pela curva do material A3 na Figura 5.16. A Tabela 5.4 apresenta os parâmetros do modelo de contato do LS-Dyna ajustados para as curvas medidas, onde pode ser percebido que as curvas possuem níveis de atrito distintos, tanto estático, quanto dinâmico.

Tabela 5.4 – Parâmetros ajustados para as curvas de CoF x V_d .

Curva	CoF estático	CoF dinâmico	Constante de decaimento - c
Força 130 N	0,427	0,305	1,5
Força 280 N	0,472	0,312	1,6

5.2.3 Modelo de multi-corpos em LS-Dyna

Foi construído o modelo de multi-corpos em LS-Dyna, conforme apresentado anteriormente, onde foram aplicadas as curvas de $CoF \times V_d$ medidas experimentalmente, de acordo com os parâmetros da Tabela 5.4. O modelo foi configurado e ajustado de forma a melhor representar o sistema medido, onde diversos componentes foram alterados entre corpos rígidos e flexíveis até obter uma resposta adequada, correlacionando com as medições veiculares apresentadas.

Os primeiros resultados que podem ser observados são as respostas do freio para velocidade. A Figura 5.17 apresenta a velocidade angular do conjunto tambor/cubo de freio esquerdo do veículo analisado, durante a simulação dinâmica de frenagem proposta no modelo de multi-corpos em LS-Dyna.

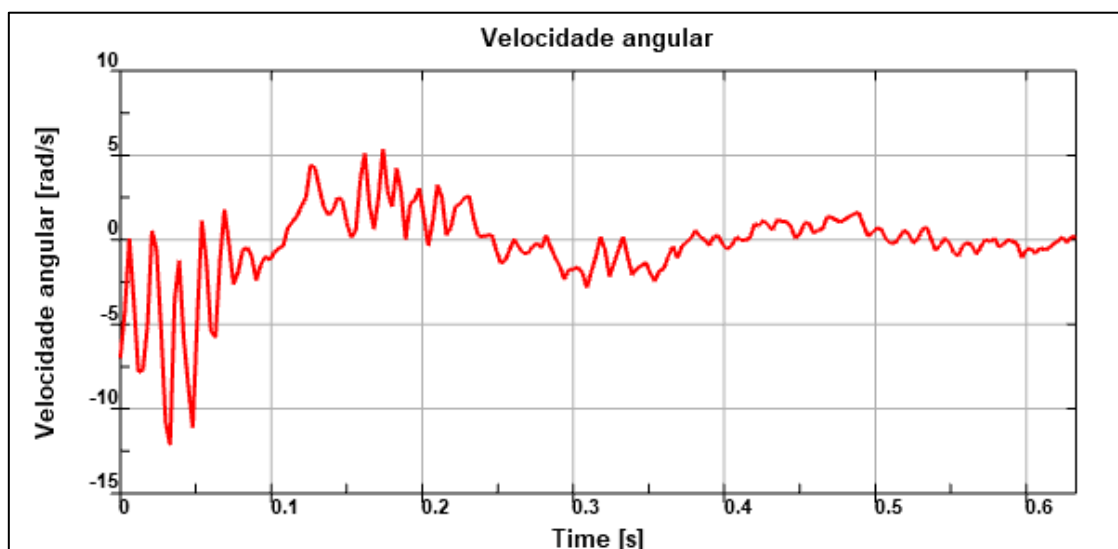


Figura 5.17 – Velocidade angular durante simulação de frenagem.

É possível perceber que existe uma variação nessa velocidade, o que em parte é causado por instabilidades no sistema e em parte por dificuldades de representar a velocidade em torno do eixo da própria junta. No entanto, é possível perceber que no instante zero, a velocidade angular está em 7 rad/s que é a rotação inicial, e finaliza a análise oscilando em torno de zero. Para a continuidade da análise do modelo, é possível verificar outros resultados, tais como a ser observado a configuração deformada do sistema ao final da análise, apresentada na Figura 5.18.

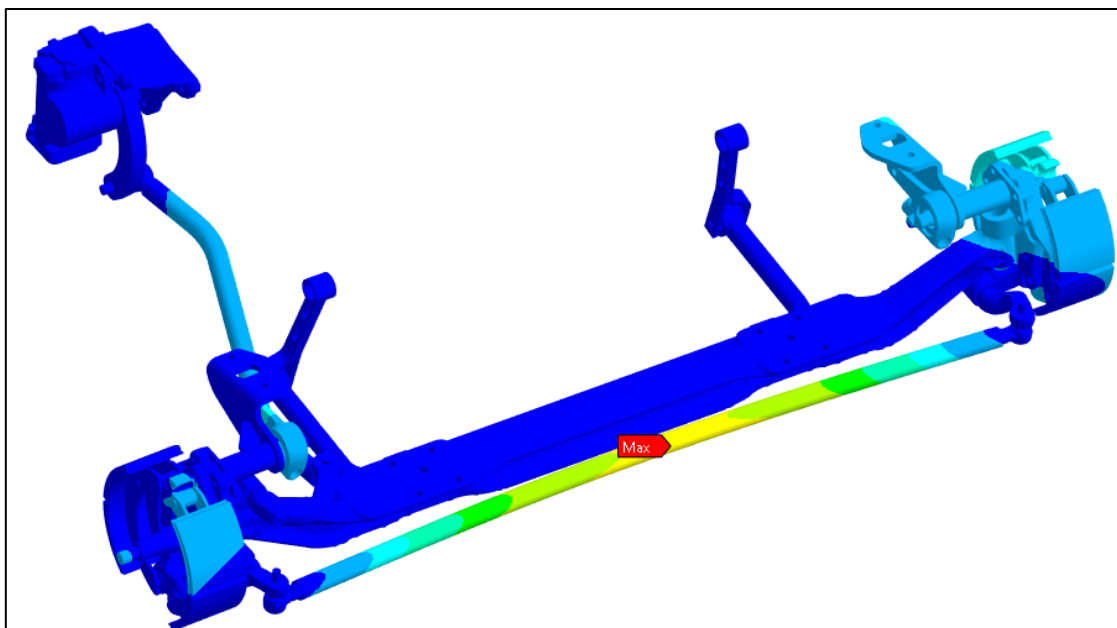


Figura 5.18 – Configuração deformada do sistema ao final da análise.

A partir da Figura 5.18, pode ser observado que a barra de direção transversal é o componente com os maiores deslocamentos, possuindo maior deslocamento na região central da barra. Ainda pode ser visualizado que os tambores e cubos não foram mantidos na figura, isso foi realizado para evitar que a visualização ficasse focada nesses componentes, uma vez que a rotação faz com que tenham os maiores deslocamentos, porém não são representativos para a análise. A Figura 5.19 apresenta a configuração deformada com foco na barra de direção, uma vez que esse componente apresentou elevadas amplitudes de vibração no procedimento experimental.

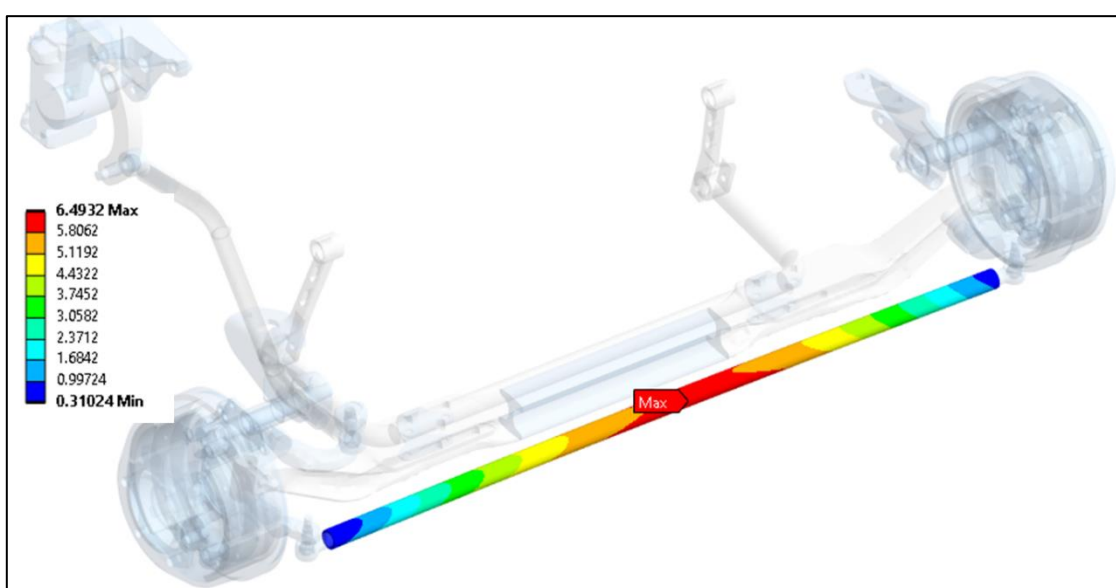


Figura 5.19 – Configuração deformada com foco e escala na barra de direção transversal.

A partir da Figura 5.19, é possível perceber os deslocamentos da barra de direção, que são os mais expressivos do sistema. Esse componente desenvolve uma vibração de forma bastante semelhante ao primeiro modo de vibração transversal de viga livre. A Figura 5.20 apresenta uma análise modal simples do mesmo componente, com as mesmas propriedades de materiais para comparar.

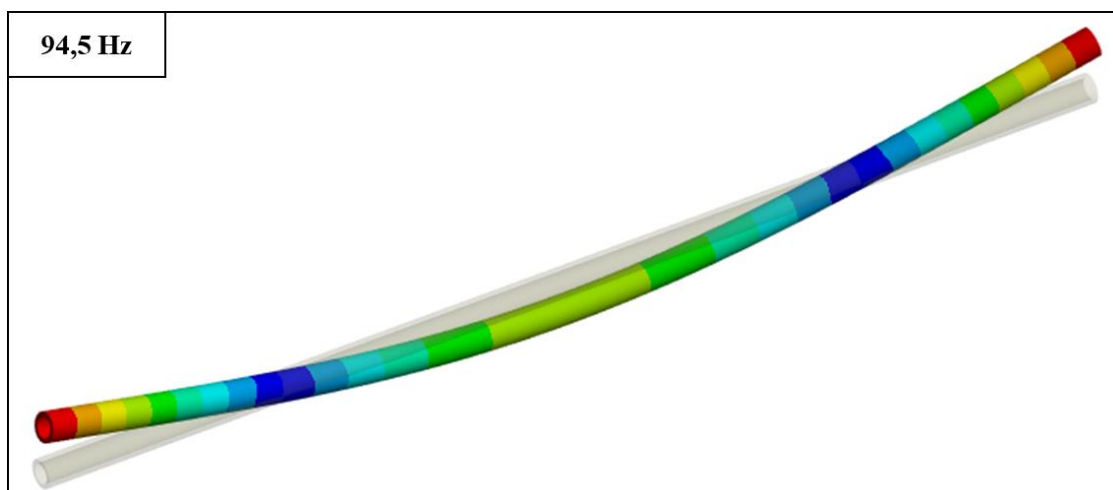
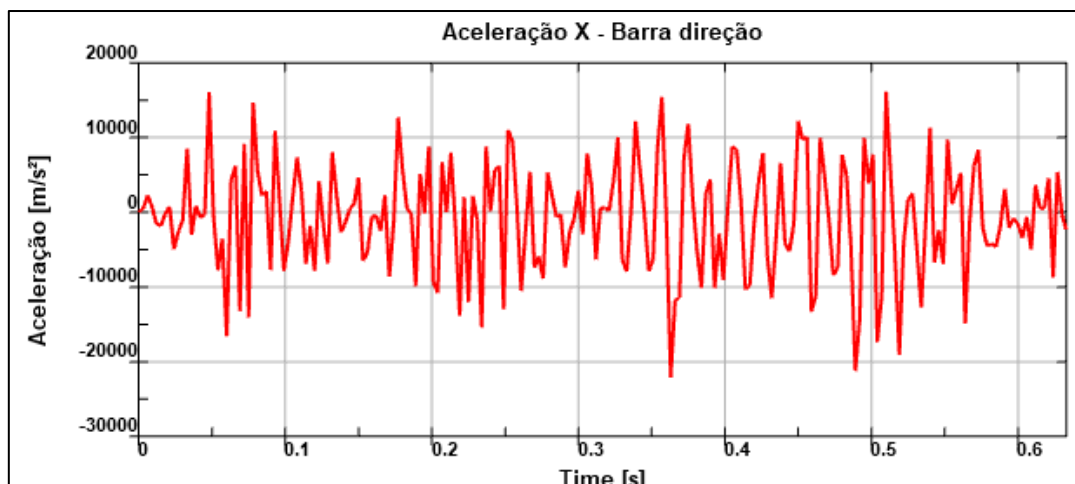


Figura 5.20 – Forma modal do primeiro modo de vibração em flexão em 94,5 Hz para a barra de direção transversal.

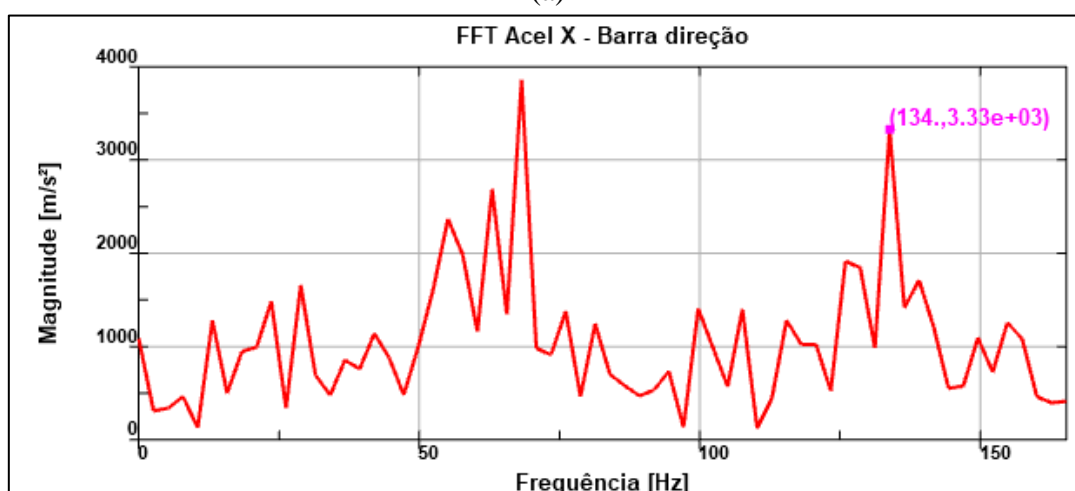
Como pode ser visto a partir das Figura 5.19 e Figura 5.20, a configuração deformada da análise dinâmica e a forma modal da barra de direção são bastante próximas em termos de deslocamento. Na análise modal, no entanto, a amplitude maior está nas extremidades, mas isso é ocasionado por não haver nenhum tipo de restrição nas extremidades nessa simulação, diferentemente do que acontece com a análise dinâmica que traz as interações com outros componentes.

Ao observar a frequência de ocorrência do ruído, em torno de 125 Hz, é possível perceber uma proximidade com a frequência do primeiro modo de flexão da barra, porém novamente existe a dificuldade de representar sem restrições na análise modal. Assim, é possível investigar as respostas de aceleração na região central da barra de direção transversal, justamente na região de maior amplitude. A Figura 5.21 apresenta a resposta de aceleração no domínio (a) do tempo e (b) da frequência.

Na Figura 5.21 pode ser observada um pico de amplitude na aceleração em torno de 0,3 s, momento em que os freios estão atuando e a velocidade angular das rodas se aproxima da parada total. Com relação à resposta no domínio da frequência, podem ser identificadas frequências abaixo de 100 Hz e acima de 150 Hz.



(a)



(b)

Figura 5.21 – Respostas na região central da barra de direção no eixo X, onde: (a) no domínio do tempo; (b) no domínio da frequência.

Dessa forma, foram ainda investigadas numericamente as frequências de alguns componentes principais, objetivando mapear o comportamento modal e, conseqüentemente, identificar componentes com maior propensão a entrar em ressonância durante a ocorrência do *groan*. A Figura 5.22 e a Figura 5.23 apresentam a forma deformada e o modo de vibração do eixo, respectivamente.

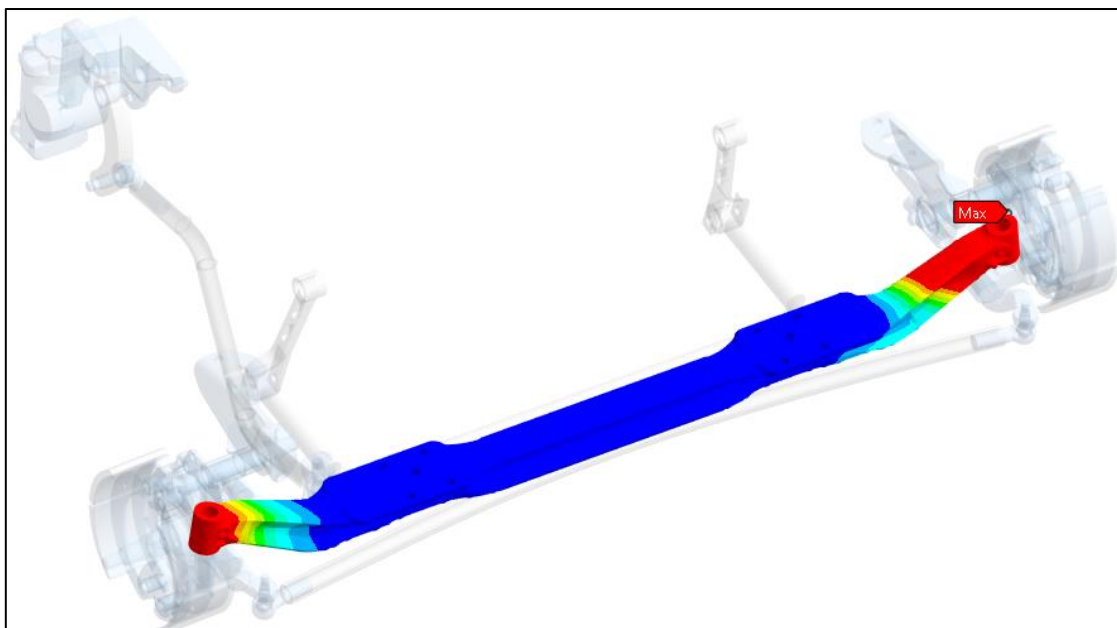


Figura 5.22 – Configuração deformada para o eixo.

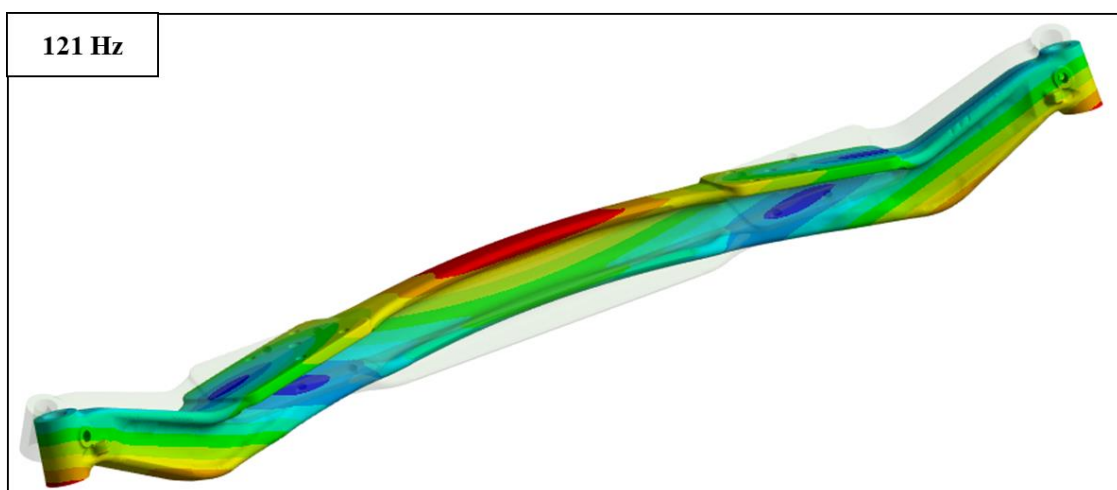


Figura 5.23 – Forma modal do eixo para o primeiro modo de vibração (flexo-torção) em 121 Hz.

A Figura 5.25 e a Figura 5.26 apresentam a forma deformada e o modo de vibração do suporte da câmara, respectivamente. Para essa análise modal do suporte, foram consideradas duas condições: na primeira foi configurado um contato colado integralmente entre o tubo e a flange do suporte; enquanto na segunda esse contato foi reduzido para a metade da área (50%). Nessa análise, foi ainda utilizada uma condição de engaste no flange do suporte, bem como foi adicionada uma massa de 2,8 kg representando a câmara de freio. A Figura 5.24 apresenta os contatos do suporte da câmara e as condições de contorno aplicadas.

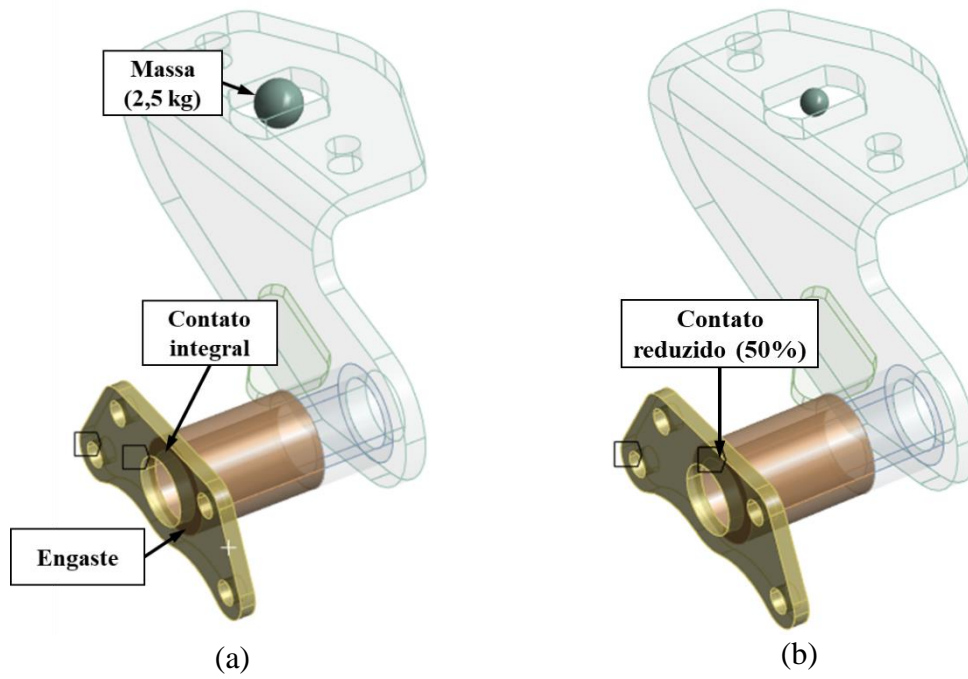


Figura 5.24 – Contato e condição de contorno do suporte da câmara na análise modal, onde (a) contato integral entre tubo e flange; e (b) contato 50%.

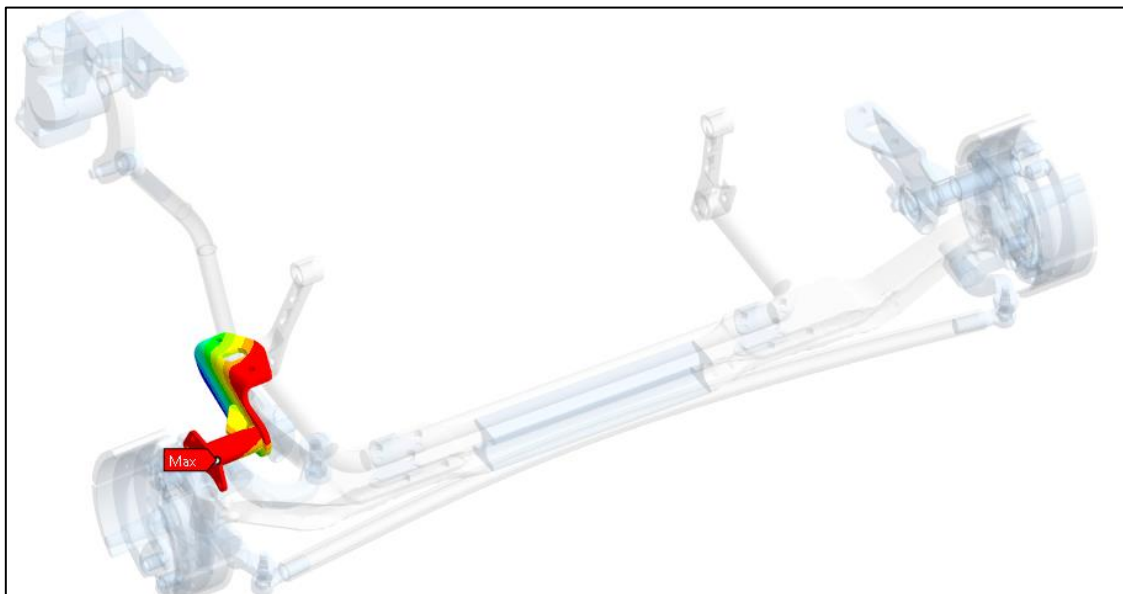


Figura 5.25 – Configuração deformada para o suporte da câmara.

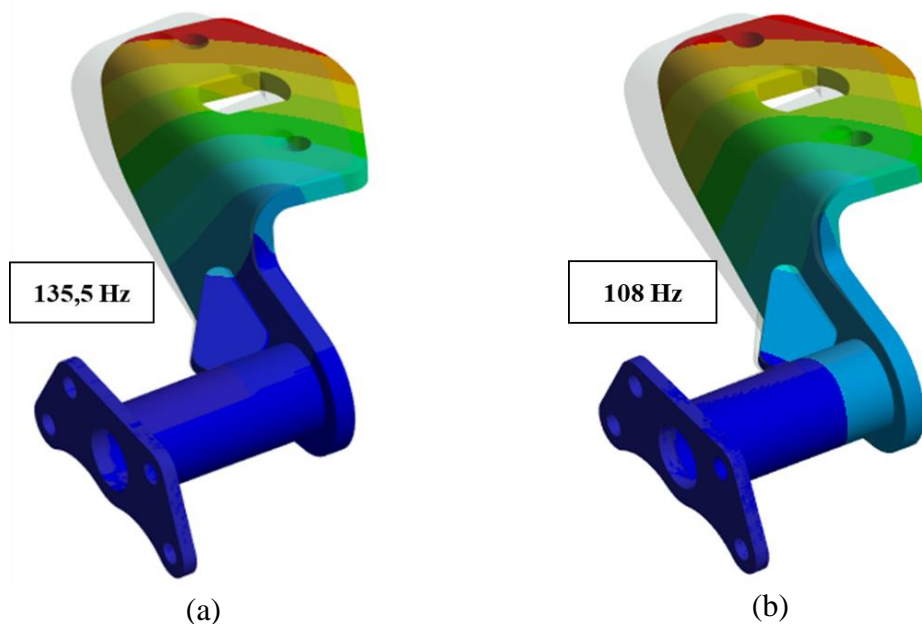
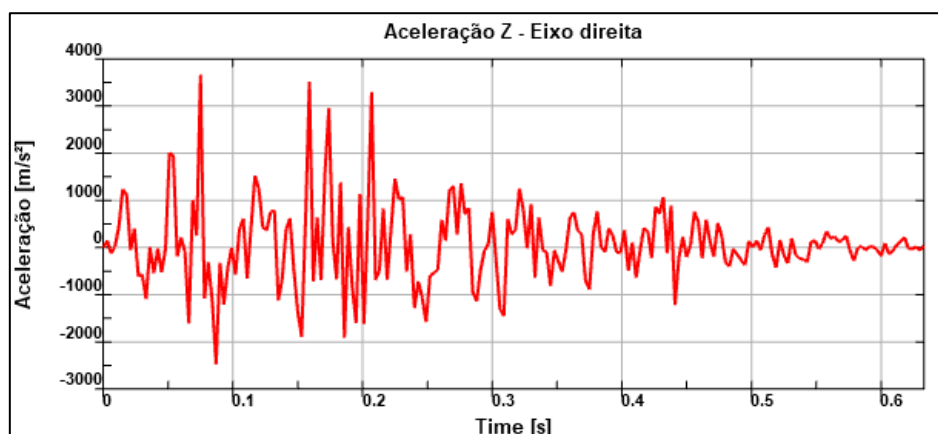
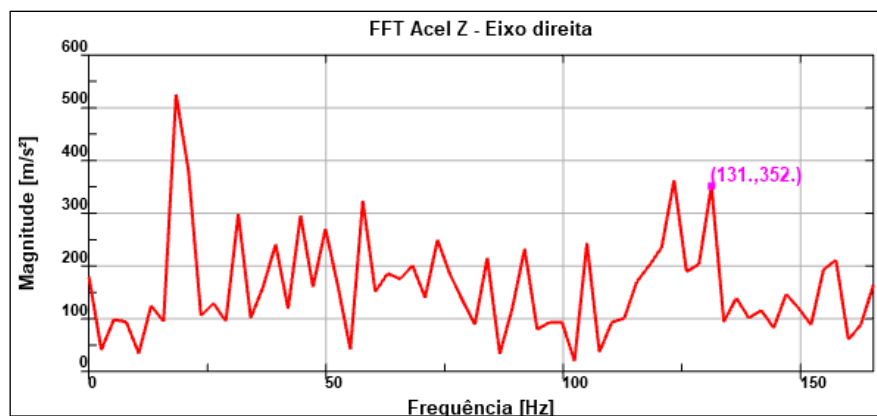


Figura 5.26 – Forma modal para o primeiro modo de flexão do suporte da câmara: (a) íntegro em 135,5 Hz; e (b) com trinca de 50% da seção em 108 Hz.

A partir da Figura 5.22, pode ser percebida uma vibração de flexo-torção das extremidades do eixo, o que é similar ao comportamento encontrado nas análises experimentais desse componente. O suporte da câmara foi identificado como uma das maiores amplitudes de vibração nas análises experimentais, no entanto, pela simulação de multi-corpos e pela Figura 5.25, é possível verificar que esse componente está respondendo juntamente com outros componentes, sendo impostas vibrações sobre o mesmo. É possível perceber que a trinca no suporte afeta significativamente as frequências desse modo de vibração. São ainda apresentadas as respostas no domínio do tempo e da frequência para a extremidade direita do eixo na Figura 5.27, e para o suporte esquerdo na Figura 5.28.

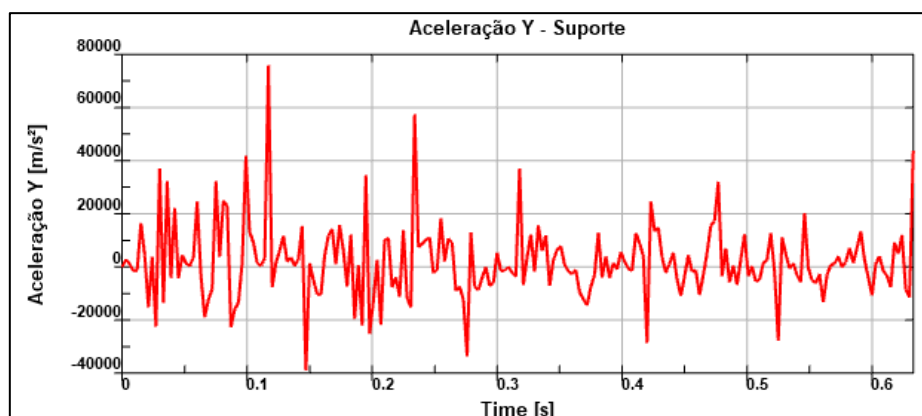


(a)

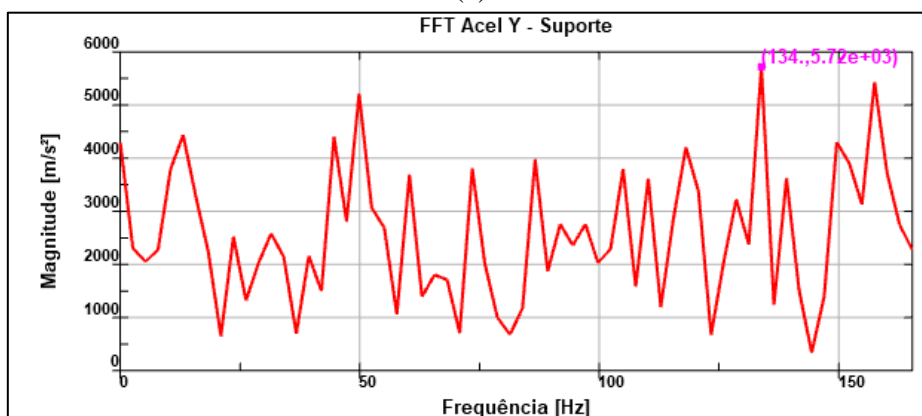


(b)

Figura 5.27 – Respostas na extremidade da direita do eixo do veículo no eixo Z, onde: (a) no domínio do tempo; (b) no domínio da frequência.



(a)



(b)

Figura 5.28 – Respostas do suporte da câmara esquerdo no eixo Y, onde: (a) no domínio do tempo; (b) no domínio da frequência.

A partir da Figura 5.27 e da Figura 5.28, pode ser percebido que nem o eixo, nem o suporte apresentam frequências próximas ao ruído em veículo. O eixo apresenta uma frequência de resposta em torno de 131 Hz, enquanto o suporte possui uma frequência em torno de 134,5 Hz. Esses resultados sugerem que o modelo representa o fenômeno de interesse em termos de frequências e de forma deformada.

5.2.4 Validação numérico experimental

A validação do modelo de multi-corpos é proposta a partir da separação entre a forma deformada em operação (ODS) e a frequência de vibração dos componentes. Assim, pode ser iniciado por um comparativo das frequências de vibração e do ruído de *groan*. A Tabela 5.5 apresenta os resultados experimentais e numéricos para os principais componentes analisados, bem como para as ocorrências de ruído.

Tabela 5.5 – Resumo dos resultados experimentais e numéricos para as frequências.

Componente	Experimental	Multi-corpos	Modal
Ruído [Hz]	137	-	-
Barra de direção transv. [Hz]	130 - 150	134	94,5
Eixo [Hz]	-	131	121
Suporte esquerdo [Hz]	120	134	135,5 / 108

A partir da Tabela 5.5, pode ser observado que a frequência dos componentes está bastante próxima entre o modelo e a análise experimental. O suporte e a barra de direção transversal apresentaram frequências bem próximas entre o experimental e o numérico. Contudo, algumas diferenças são esperadas em decorrência das considerações e simplificações, tais como os corpos rígidos e flexíveis considerados. Outro ponto de atenção se refere às condições de frenagem que não são totalmente representadas no modelo, bem como a ausência de falhas, tais como a trinca encontrada no suporte da câmara. É válido ressaltar que o ruído saiu de uma condição de ocorrência esporádica com nota baixa para ocorrência frequente com nota forte após a adição das massas na barra de direção e, logo após esse evento, foi encontrada a trinca no suporte.

Outra verificação possível é através da forma deformada, onde: a condição final de deslocamentos da análise de multi-corpos pode ser comparada com os deslocamentos apresentados pelos acelerômetros durante a ODS na frequência de ruído. Essa comparação representa o movimento do sistema durante as vibrações, permitindo analisar a forma deformada de cada componente quando da ocorrência da instabilidade. A Figura 5.29 apresenta a forma deformada no conjunto instrumentado durante ocorrência de ruído leve após a troca do suporte da câmara, enquanto a Figura 5.30 apresenta a forma deformada de aceleração total no final da análise de multi-corpos.

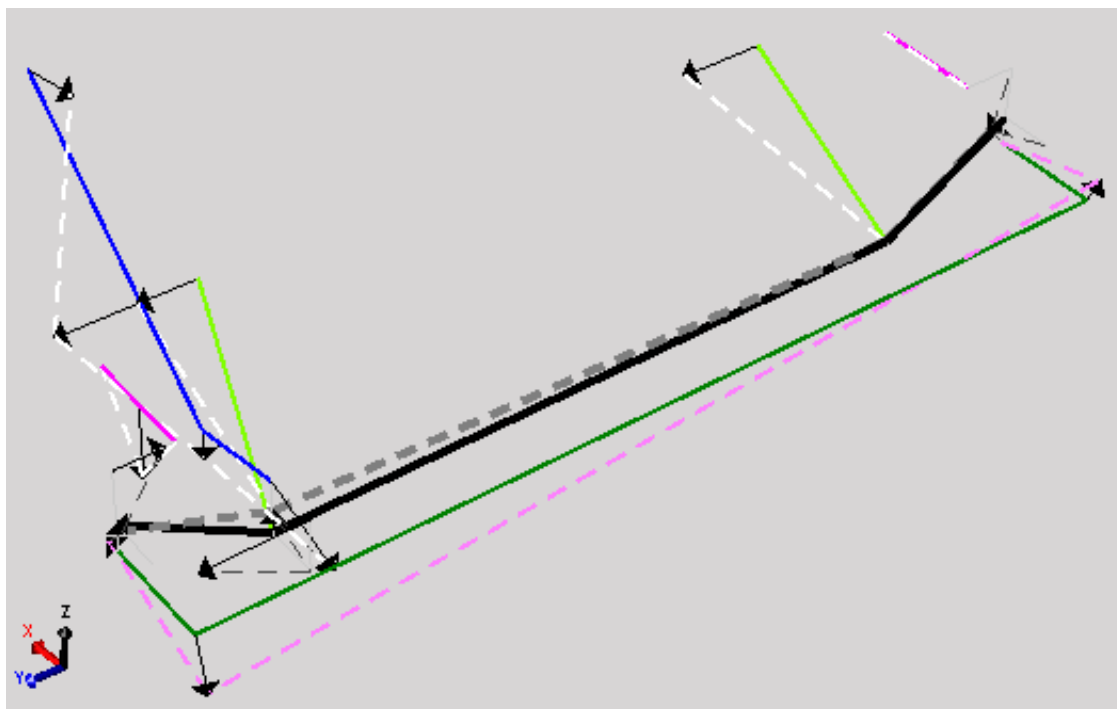


Figura 5.29 – Forma deformada em operação (ODS) durante ocorrência de *groan* leve após a troca do suporte da câmara.

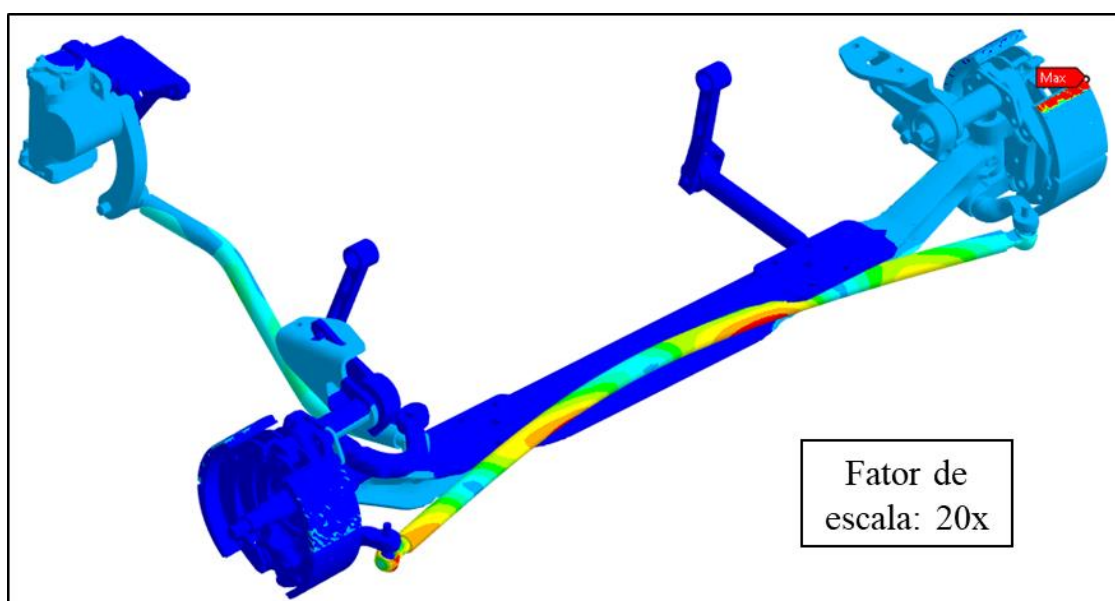


Figura 5.30 – Forma deformada da aceleração total no LS-Dyna.

Na Figura 5.29, as linhas tracejadas representam a condição deformada de cada componente a partir das medições com acelerômetros. Na Figura 5.30, pode ser percebido o deslocamento para o resultado de aceleração de cada componente. Pela figura não é possível perceber, pela animação da simulação é mais claro, que a barra de direção

transversal possui uma condição deformada próxima a um modo de vibração de flexão com as extremidades fora de fase. Isso é similar ao que acontece na análise experimental, porém com baixa discretização devido à limitação da quantidade de acelerômetros.

Comparando a Figura 5.29 com a Figura 5.30, é possível perceber que a forma deformada do modelo está bastante próxima com a forma deformada experimental do veículo, principalmente para os componentes com maior amplitude de resposta. Esse resultado valida parcialmente a análise numérica de multi-corpos.

6 CONCLUSÕES

Neste capítulo são apresentadas as principais conclusões desse trabalho, seguindo a mesma separação entre ruídos de alta e baixa frequência utilizada anteriormente.

6.1 Ruídos de alta frequência – *squeal*

A CEA tem sido largamente aplicada para predição dos ruídos de freio do tipo *squeal*, mas sua eficiência pode ser aumentada através da inclusão da metodologia de fatores de contribuição modal, conforme apresentado no presente trabalho. O método proposto conseguiu diferenciar e separar a contribuição dos diferentes componentes do sistema de freio analisado, bem como identificar os modos desses componentes que estão mais associados com o ruído de *squeal*. A partir dessa identificação de contribuição, é possível trabalhar em propostas de massa e rigidez geometricamente para os componentes, de forma a modificar seu comportamento dinâmico.

O caso de estudo abordado permitiu aplicar a metodologia para identificar as contribuições e com base nisso resolver um caso de ocorrência de *squeal* em freio a tambor de veículos comerciais. Como mencionado, nesse trabalho não foi apresentada a solução adotada e o freio onde a metodologia foi aplicada, mas pode-se confirmar a eficácia da metodologia a partir da modificação estrutural do suporte da câmara.

6.2 Ruídos de baixa frequência – *groan/chatter*

Uma primeira e importante conclusão pode ser realizada acerca da diferença entre as curvas de atrito em função da velocidade de escorregamento para aceleração e desaceleração. Na aceleração o CoF possui uma inclinação de aumento até o CoF estático com estabilização até o CoF dinâmico, enquanto para a desaceleração o CoF não retorna a zero com a redução da velocidade até zero.

O tribômetro utilizado, conceito pino-disco, mostrou uma limitação com relação à variação da força normal em função da rotação do disco, associada com o batimento do mesmo. Isso implica em variações significativas na força normal, a qual é utilizada para o cálculo do coeficiente de atrito. No entanto, a influência na curva pode ser minimizada com a aplicação de métodos de suavização considerando uma curva média com menor variação.

Além disso, as curvas medidas apresentaram mesma inclinação entre diferentes materiais de atrito e diferentes para diferentes condições de frenagem. Isso pode estar

associado com a inércia do motor da máquina para manter a aceleração constante, mascarando a resposta dos materiais nessa região das curvas. Esse efeito foi percebido apenas para as curvas de $CoF \times Vd$ na condição de aceleração. Na condição de desaceleração, no entanto, esse comportamento não foi evidenciado e essas curvas foram aplicadas no modelo de multi-corpos, uma vez que o comportamento do material foi diferente em cada condição e na aplicação veicular apenas a curva de desaceleração é representativa.

As análises experimentais em veículo são poderosas ferramentas de análise de problemas, pois permitem identificar os componentes com maior amplitude de vibração durante as ocorrências de ruídos, principalmente do tipo *groan*. No caso analisado, foi possível identificar as altas amplitudes nos componentes como barra de direção transversal e suporte da câmara direito, entre outros. A partir disso, foi possível validar a influência a partir da modificação do comportamento vibratório com adição de massas em um dos componentes, o que gerou um significativo aumento no ruído e nas amplitudes de vibração.

Desta forma, encontrou-se uma trinca avançada no suporte da câmara, onde após a substituição o ruído foi drasticamente reduzido, mas a vibração permaneceu ocorrendo no veículo. Assim, foi concluído que a vibração que causa o ruído também gera esforços significativos no suporte da câmara, o qual sofre processo de fadiga acelerado, gerando trincas e levando à quebra do componente. A partir desse resultado, foi escolhido trabalhar em propostas de reforço do suporte da câmara para evitar o ruído e a trinca.

Não foi apresentado nesse trabalho, mas o acompanhamento de qualidade da fabricante de veículos identificou reclamações e acionamentos de garantia de veículos por ocorrência de *groan* e quebra de suporte em alguns veículos, mesmo após a implementação da modificação do suporte. Isso comprova que o suporte trinca a partir das vibrações e altas solicitações mecânicas impostas pelo sistema completo, onde o ruído serve como um indicador de problema. Ao reforçar o suporte, a vibração foi reduzida, mas não foi eliminada, permitindo que o problema ocorra novamente em certas circunstâncias.

Para mitigar esses problemas, foi desenvolvida a metodologia de multi-corpos em LS-Dyna, visando a identificação de instabilidades nos sistemas de freio, eixo e direção. A metodologia proposta é eficaz e permite identificar as formas deformadas de vibração e os componentes com maior amplitude de resposta, mas não foi possível trabalhar em

uma proposta de modificação de algum componente que resolvesse a instabilidade, pois o caso foi encerrado após a trinca no suporte ser encontrada e resolvida, acarretando em redução do ruído. A validação da metodologia de simulação foi parcialmente atingida pela forma deformada, mas as frequências ficaram superiores às encontradas em veículo.

7 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Foram identificadas algumas oportunidades de melhoria no presente trabalho, as quais são sugeridas para trabalhos futuros.

Entre as sugestões, a principal oportunidade está no que se refere às análises de acústica para os resultados de vibração encontrados a partir das instabilidades. Conforme alguns autores [Oberst, 2011; Oberst e Lai, 2015; Papinniemi, 2004], a adição de uma análise de vibro acústica para os modos de vibração instável pode auxiliar no entendimento do fenômeno de *overprediction*.

Além disso, para as análises de *squeal*, a partir dos fatores de participação modal, poderia ser desenvolvida uma metodologia de otimização topológica ou de forma para modificar as frequências e formas modais dos componentes, evitando a ocorrência de acoplamento modal.

Em um trabalho futuro, é possível adicionar uma análise estatística das variáveis de entrada das metodologias apresentadas de forma experimental e numérica. Por exemplo, pode ser calculada a variabilidade das curvas de atrito em função da velocidade de escorregamento obtidas experimentalmente, permitindo aplicar no modelo de multi-corpos e, assim, avaliar o impacto dessa variação na resposta do sistema.

Sugere-se a elaboração de um parâmetro quantitativo para comparar as respostas numérica e experimental da metodologia de ruídos do tipo *groan*. Esse tipo de parâmetro deve permitir uma correlação mais direta entre as respostas, reduzindo a dependência do engenheiro para uma análise qualitativa, como a apresentada nesse trabalho.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Ahmed, I., Fatouh, Y., e Aly, W. A parametric FE modeling of brake for non-linear analysis, **International Journal of Energy and Environment (IJEE)**, Vol. 5, Issue 1, p. 97-110, 2014.

Akay, A. Acoustics of friction, **The Journal of the Acoustical Society of America**, [s.l.], v. 111, n. 4, p. 1525-1548, 2002. Doi: 10.1121/1.1456514.

Ali, B., e Ghazaly, N. M. Effects of material properties on generation of brake squeal noise using finite element analysis, **Latin American Journal of Solids and Structures**, Vol. 12, No 8, 2015. Doi: 10.1590/1679-78251520.

Allemang, R. J., The modal assurance criterion - Twenty years of use and abuse, **Sound and Vibration**, 37(8), pp. 14-21, 2003.

Amaral, A. J. **Desenvolvimento de uma metodologia para a medição de atrito estático de lonas de freio utilizando um tribômetro**. Trabalho de conclusão de curso, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, 2019.

Antunes, D. S. **Metodologia de avaliação de instabilidade dinâmica em freios a tambor utilizando o método dos elementos finitos**. Dissertação de mestrado, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, 2016.

Antunes, D. S., e Masotti, D. Contact Pressure Distribution on Friction Interface for Flexible Drum Brake Systems, **SAE Technical Paper** 2017-05-24, 2017. Doi: 10.4271/2017-36-0005.

Antunes, D.S., Masotti, D., Ferreira, N.F., Neis, P.D., Miguel, L.F.F., Favero, J. Damping effect on nonlinear drum brake squeal prediction. **Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering**. 44, 97 (2022). Doi: 10.1007/s40430-022-03398-x.

Bajer, A., Belsky, V., e Kung, S. W. The influence of friction-induced damping and nonlinear effects on brake squeal analysis, **SAE Technical Paper** 2004-01-2794, 2004. Doi: 10.4271/2004-01-2794.

Baker, A. K. **Vehicle braking**. Pentech Press Editora, London, 1986.

Barros, L. Y., Poletto, J. C., Neis, P. D., Ferreira, N. F., e Pereira, C. H. S. Influence of copper on automotive brake performance, **Wear**, [S.L.], v. 426-427, p. 741-749, 2019. Doi: 10.1016/j.wear.2019.01.055.

Brecht, J., Hoffrichter, W., e Dohle, A. Mechanisms of Brake Creep Groan, **SAE Technical Paper** 973026, 1997. Doi: 10.4271/973026.

Brockley, C. A., Cameron A., e Potter, A. F. Friction-Induced Vibration, **Journal of Lubrication Technology**, [S.L.], v. 89, n. 2, p. 107-107, 1967. Doi: 10.1115/1.3616918.

Budynas, R. G. **Elementos de Máquinas de Shigley**. AMGH Editora, Porto Alegre, 2016.

Canali, R. J. **Determinação de propriedades físicas de diferentes materiais para discos e pastilhas de freio e relação destas propriedades com ruído**. Dissertação de mestrado, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, 2002.

Cantone, F., e Massi, F. A numerical investigation into the squeal instability: effect of damping, **Mechanical System and Signal Processing**, p. 1727-1737, 2011. Doi: 10.1016/j.ymsp.2010.12.005.

Crolla, D. A., e Lang, A. M. Brake noise and vibration – The state of the art, **Vehicle Tribology Leeds-Lyon Tribology Series**, vol. 18, p. 165-174, 1991. Doi: 10.1016/S0167-8922(08)70132-9.

Crowther, A. R., e Singh, R. Identification and quantification of stick-slip induced brake groan events using experimental and analytical investigations, **Noise Control Engineering Journal**, [S.L.], v. 56, n. 4, p. 235, 2008. 10.3397/1.2955772.

Crowther, A. R., Yoon, J., e Singh, R. An Explanation for Brake Groan Based on Coupled Brake-Driveline System Analysis, **SAE Technical Paper** 2007-01-2260, 2007. Doi: 10.4271/2007-01-2260.

Donley, M., e Reisland, D. Brake Groan Simulation for a McPherson Strut Type Suspension, **SAE Technical Paper** 2003-01-1627, 2003. Doi: 10.4271/2003-01-1627.

Dowling, A. P., e Williams, J. E. F. **Sound and sources of sound**. Ed. Ellis Horwood, Chichester, 1989 (1983).

Dowson, D. **History of Tribology**. Ed. Longman Group Limited, England, 1979.

Dunlap, K. B., Riehle, M. A., e Longhouse, R. E. An Investigative Overview of Automotive Disc Brake Noise, **SAE Technical Paper**, 1999. Doi: 10.4271/1999-01-0142.

Ergün, T., Dilek, A., Torstein, S., e Bora, G. Heavy commercial trucks brake noise evaluation in a specific region – Antalya, Turkey, **Eurobrake**, 2013, paper number: EB2013-NVH-001.

Eriksson, M. **Friction and contact phenomena of disc brakes related to squeal**. PhD Thesis, Acta Universitatis Upsaliensis, 2000.

Esgandari, M. **Simulation Methods for Vehicle Disc Brake Noise, Vibration & Harshness**. PhD Thesis, University of Birmingham, 2014.

Esgandari, M., Taulbut, R., e Olatunbosun, O. Effect of damping in complex eigenvalue analysis of brake noise to control over-prediction of instabilities: An experimental study, **SAE Technical Paper** 2013-01-2034, 2013. Doi: 10.4271/2013-01-2034.

Farkas, Z., Dahmen, S., e Wolf, D. Static versus dynamic friction: the role of coherence, **Journal of Statistical Mechanics Theory and Experiment**, [S.L.], v. 2005, n. 06, p. 6015-6015, 2005. Doi: 10.1088/1742-5468/2005/06/P06015.

Favero, J. **Modelamento de vibrações de baixa frequência utilizando curvas de coeficiente de atrito em função da velocidade**. Trabalho de conclusão de curso, Universidade de Caxias do Sul, 2020.

Fritz, G., Sinou, J. J., Duffal, J. M., e Jézéquel, L. Effects of damping on brake squeal coalescence patterns – Application on a finite element model, **Mechanics Research Communications**, vol. 34, p. 181-190, 2007. Doi: 10.1016/j.mechrescom.2006.09.012.

Fuadi, Z., Adachi, K., Ikeda, H., Naito, H., e Kato, K. Effect of Contact Stiffness on Creep-Groan Occurrence on a Simple Caliper-Slider Experimental Model, **Tribol Lett** 33, p. 169-178, 2009. Doi: 10.1007/s11249-008-9404-4.

Fukuyama, E., e Madariaga, R. Rupture dynamics of a planar fault in a 3D elastic medium: rate- and slip-weakening friction, **Bulletin of Seismological Society of America**, 88, 1–17, 1998.

Gillespie, T. D. **Fundamentals of vehicle dynamics**. Society of Automotive Engineers, 1992.

Gouya, M., e Nishiwaki, M. Study on disc brake groan, **SAE Technical paper** 900007, 1990. Doi: 10.4271/900007.

Grange, P., Clair, D., Baillet, L., e Fogli, M. Brake squeal analysis by coupling spectral linearization and modal identification methods, **Mechanical System and Signal Processing**, p. 2575-2589, 2009. Doi: j.ymsp.2009.05.004.

Greś, S., Döhler, M., e Mevel, L. Uncertainty quantification of the Modal Assurance Criterion in operational modal analysis, **Mechanical Systems and Signal Processing**, [S.L.], v. 152, p. 107457, 2021. Doi: 10.1016/j.ymsp.2020.107457.

Guarengi, V., Antunes, D.S., Coutinho, I., Lazzari, M., Pizzi, R. F., Anselmo, P. T., Groan noise on medium truck vehicle during brake application, **SAE Technical Paper** 2021-36-0436, 2022. Doi: 10.4271/2021-36-0436.

Gugino, A., Janevic, J., e Fecske, L. Brake Moan Simulation using Flexible Methods in Multibody Dynamics, **SAE Technical Paper** 2000-01-2769, 2000. Doi: 10.4271/2000-01-2769.

Hamabe, T., Yamazaki, K., Matsui, H., Nakagawa, S., e Kawamura, M. Study of a method for reducing drum brake squeal, **SAE Technical Paper** 1999-01-0144, 1999. Doi: 10.4271/1999-01-0144.

Hamid, M. N A., Teoh, C. Y., e Ripin, Z. M. The operational deflection shapes and transient analysis of the brake shoes in drum brake squeal, **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers**, Part D: Journal of Automobile Engineering, [S.L.], v. 227, n. 6, p. 866-884, 2013. Doi: 10.1177/0954407012472305.

Hoffmann, N., Fischer, M., Allgaier, R., e Gaul, L. A minimal model for studying properties of the mode-coupling type instability in friction induced oscillations, **Mechanics Research Communications**, 29, p. 197-205, 2002. Doi: 10.1016/S0093-6413(02)00254-9.

Hohmann, C., Schiffner, K., Oerter, K., e Reese, H. Contact analysis for drum brakes and disk brakes using ADINA, **Computers and Structures**, vol. 72, p. 185-198, 1999. Doi: 10.1016/S0045-7949(99)00007-3.

Huang, J., Krousgrill, C. M., e Bajaj, A. K. Modeling of automotive drum brakes for squeal and parameter sensitivity analysis, **Journal of Sound and Vibration**, vol. 289, p. 245-263, 2006. Doi: 10.1016/j.jsv.2005.02.007.

Hutchings, I. M. **Tribology: Friction and Wear of engineering materials**. Edward Arnold, Great Britain, 1992.

Karabay, S., Baynal, K., e Igdeli, C. Detecting groan sources in drum brakes of commercial vehicles by TVA-FMEA: A case study, **Journal of Mechanical Engineering**, 2013. Doi: 10.5945/sv-jnte.2012.809.

Kinkaid, N. M., O'Reilly, O. M., e Papadopoulos, P. Automotive disc brake squeal, **Journal of Sound and Vibration**, vol. 267, p. 105-166, 2003. Doi: 10.1016/S0022-460X(02)01573-0.

Kun, D., Lijun, Z., Dejian, M., e Zhuoping, Y. Reliability and precision of complex eigenvalue method for disc brake squeal prediction, **Eurobrake**, 2013, paper number: EB2013-MS-011.

Kung, S. W., Dunlap, K. B., e Ballinger, R. S. Complex eigenvalue analysis for reducing low frequency brake squeal, **SAE Technical Paper** 2000-01-0444, 2000a. Doi: 10.4271/2000-01-0444.

Kung, S. W., Saligrama, V. C., e Riehle, M. A. Modal participation analysis for identifying brake squeal mechanism, **SAE Technical Paper** 2000-01-2764, 2000b. Doi: 10.4271/2000-01-2764.

Lee, S. M., Shin, M. W., Lee, W. K., e Jang, H. The correlation between contact stiffness and stick-slip of brake friction, **Wear**, vol. 302 (1-2), p. 1414-1420, 2013. Doi:10.1016/j.wear.2012.12.017.

Lei, S., Mao, K., Li, L., Xiao, W., e Li, B. Direct method for second-order sensitivity analysis of modal assurance criterion, **Mechanical Systems and Signal Processing**, [S.L.], v. 76-77, p. 441-454, 2016. Doi: 10.1016/j.ymsp.2016.02.003.

Limpert, R. **Brake design and safety**. Society of Automotive Engineers International, Estados Unidos da América, 1999.

Liu, P., Zheng, H., Cai, C., Wang, Y. Y., Lu, C., Ang, K. H., e Liu, G. R. Analysis of disc brake squeal using the complex eigenvalue method, **Applied Acoustics**, vol. 68, p. 603-615, 2007. Doi: 10.1016/j.apacoust.2006.03.012.

Loannidis, P., Brooks, P. C., e Barton, D. C. Drum brake contact analysis and its influence on squeal noise prediction, **SAE Technical Paper** 2003-01-3348, 2003. Doi: 10.4271/2003-01-3348.

Masotti, D., e Rauch, B. Methodology to predict brake noise events in a specific route using a dynamometer test, **SAE Technical paper** 2015-36-0008, 2015. Doi: 10.4271/2015-36-0008.

Massi, F., Baillet, L., Giannini, O., e Sestieri, A. Brake squeal: Linear and nonlinear numerical approaches, **Mechanical System and Signal Processing**, p. 2374-2393, 2007. Doi: 10.1016/j.ymssp.2006.12.008.

Matozo, L. T. **Análise de materiais de fundo de alto amortecimento e de seus efeitos em pastilhas de freio**. Dissertação de mestrado, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, 2006.

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, 2012.

Menetrier, A. R. **Estudo de variáveis de composição e processo para controle da compressibilidade**. Dissertação de mestrado, Universidade de Caxias do Sul, 2006.

Meng, X. J. Numerical Investigation of the Influence of Friction Coefficient on Brake Groan, **Applied Mechanics and Materials**, [S.L.], v. 44-47, p. 1923-1927, 2010. Doi: 10.4028/www.scientific.net/amm.44-47.1923.

Meng, X. J., e Li, J. W. The Research of the Influence of Damping on Automobile Brake Groan, **Advanced Materials Research**, [S.L.], v. 295-297, p. 2231-2234, 2011. Doi: 10.4028/www.scientific.net/amr.295-297.2231.

Meng, X. J., e Song, Z. Mechanism Analysis of Automobile Brake Groan Based on Seven Degrees of Freedom Model, **Applied Mechanics and Materials**, [S.L.], v. 44-47, p. 1918-1922, 2010. Doi: 10.4028/www.scientific.net/amm.44-47.1918.

Meng, X. J., e Zhou, C. C. The Influence of Stiffness on Automobile Brake Groan, **Applied Mechanics and Materials**, [S.L.], v. 66-68, p. 927-932, 2011. Doi: 10.4028/www.scientific.net/amm.66-68.927.

Meng, X. J., e Yuan, R. F. The Experimental and Analysis of Automobile Brake Groan, **Applied Mechanics and Materials**, [S.L.], v. 409-410, p. 1492-1495, 2013. Doi: 10.4028/www.scientific.net/amm.409-410.1492.

Miguel, L. F. F. **Crítério constitutivo para o deslizamento com atrito ao longo da falha sísmica**. Tese de doutorado, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, 2005.

Miguel, L. F. F. **Estudo teórico e experimental de amortecedores de vibração por atrito**. Dissertação de mestrado, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, 2002.

Miranda, M. H. P., Rodrigues, R. N., Bezerra, R. A., Lamary, P. M. C., e Oliveira, R. A. N. Numerical investigation of material properties and operating parameters effects in generating motorcycle brake squeal using the finite element method, **Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering**, Vol 42, n. 5, p. 1-16, 2020. Doi: 10.1007/s40430-020-02324-3.

Nack, W. V. Brake squeal analysis by finite elements, **SAE Technical Paper** 1999-01-1736, 1999. Doi: 10.4271/1999-01-1736.

Neis, P. D., Ferreira, N. F., Matozo, L. T., Masotti, D., e Poletto, J. C. Definition of a suitable parameter for characterizing creep groan propensity in brake pads, **SAE Technical paper** 2015-36-0004, 2015. Doi: 10.4271/2015-36-0004.

Neis, P. D., Ferreira, N. F., Poletto, J. C., Matozo, L. T., e Masotti, D. Quantification of brake creep groan in vehicle tests and its relation with stick-slip obtained in laboratory tests, **Journal of Sound and Vibration**, [S.L.], v. 369, p. 63-76, 2016. Doi: 10.1016/j.jsv.2016.01.036.

Norton, R. L. **Projeto de Máquinas: Uma abordagem integrada**. Bookman, Porto Alegre, 2013.

Nuruzzaman, D. M., e Chowdhury, M. A. Effect of Load and Sliding Velocity on Friction Coefficient of Aluminum Sliding Against Different Pin Materials, **American Journal of Materials Science**, [s.l.], v. 2, n. 1, p. 26-31, 2012. Doi: 10.5923/j.materials.20120201.05.

Oberst, S. M. **Analysis of brake squeal noise**. PhD Thesis, University of New South Wales, 2011.

Oberst, S., e Lai, J. C. S. Squeal noise in simple numerical brake models, **Journal of Sound and Vibration**, 352, p. 129-141, 2015. Doi: 10.1016/j.jsv.2015.05.005.

Oden, J. T., e Martins, J. A. C. Models and computational methods for dynamic friction Phenomena, **Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering**, [S.L.], v. 52, n. 1-3, p. 527-634, 1985. Doi: 10.1016/0045-7825(85)90009-x.

Oehlmeyer, A. K. **Instabilidade de freios a disco por análise de autovalor complexo**. Dissertação de mestrado, Universidade Estadual de Campinas, 2008.

Ouyang, H., Nack, W. V., Yuan, Y., e Chen, F. Numerical analysis of automotive disc brake squeal: a review, **International Journal of Vehicle Noise and Vibration**, vol. 1, p. 207-231, 2005. Doi: 10.1504/IJVNV.2005.007524.

Papinniemi, A. T., Lai, J. C. S., e Zhao, J. Vibro-Acoustics studies of brake Squeal, **Proceedings of Acoustics**, 2004.

Park, S.C., Wontae, J., e Park, K.H. Improvement of brake squeal using shape optimization based on frequency separation, **Eurobrake**, 2012, paper number: EB2012-MS-027.

Pastor, M., Binda, M., e Harčarik, T. Modal Assurance Criterion. **Procedia Engineering**, [S.L.], v. 48, p. 543-548, 2012. Doi: 10.1016/j.proeng.2012.09.551.

Pizzi, R. F., Soares, J. G., Anselmo, P. T., Nascimento, V., Santos, R. L., Antunes, D. S., Masotti, D., e Gutierrez, J. C. H. Brake noise analysis on tractive axle of 6x2 tractor vehicle, **SAE Technical Paper** 2019-36-0008, 2019. Doi: 10.4271/2019-36-0008.

Popov, V. L. **Contact Mechanics and Friction: Physical Principles and Applications**. Springer, Berlim, 2017.

Rabinowicz, E. **Friction and wear of materials**. John Wiley and Sons Inc., New York, 1965.

Rahman, M. R. A., Vernin, G., e Bakar, A. R. A. Preventing Drum Brake Squeal through Lining Modifications, **Applied Mechanics and Materials**, [S.L.], v. 471, p. 20-24, 2013. Doi: 10.4028/www.scientific.net/amm.471.20.

Rao, M., Frank, J., e Kohli, M. Diagnosis and Elimination of Disc Brake Groan in a Utility Vehicle, **SAE Technical Paper** 2014-01-0043, 2014, Doi: 10.4271/2014-01-0043.

Riesland, D., Janevic, J., Malosh, J., e Stringham, W. Rear disc brake moan – experimental investigation and Adams simulation, **Automotive Braking Recent Developments and Future Trends**, 1998.

Ruzzi, M. H. **Medições das propriedades dinâmicas de materiais de pastilhas de freios automotivos**. Dissertação de mestrado, Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, 2004.

Serbino, E. M. **Um estudo dos mecanismos de desgaste em disco de freio automotivo ventilado de ferro fundido cinzento perlítico com grafita lamelar**. Dissertação de mestrado, Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, 2005.

Silva, J. G. P., Fulco, E. R., Varante, P. E. D., Nascimento, V., Diesel, F. N., e Boniatti, D. L. Numerical and experimental evaluation of brake squeal, **SAE Technical Paper** 2013-36-0030, 2013. Doi: 10.4271/2013-36-0030.

Sinou, J., Thouverez, F., e Jezequel, L. Analysis of friction and instability by the centre manifold theory for a non-linear sprag-slip model, **Journal of Sound and Vibration**, [s.l.], v. 265, n. 3, p. 527-559, 2003. Doi: 10.1016/s0022-460x(02)01453-0.

Society of Automotive Engineers. SAE J2521-2013: Disc and Drum Brake Dynamometer Squeal Noise Test, **SAE International**, 2013. Doi: 10.4271/J2521_201304.

Society of Automotive Engineers. SAE J2522-2003: Dynamometer Global Brake Effectiveness, **SAE International**, 2003. Doi: 10.4271/J2522_200306.

Society of Automotive Engineers. SAE J2786-2017: Automotive Brake Noise and Vibration Standard Nomenclature, **SAE International**, 2017. Doi: 10.4271/J2786_201712.

Som. Disponível em: <https://pt.wikipedia.org/wiki/Som>. Acesso em: 06 jun. 2021.

Somnay, R., e Shih, S. Predicting drum brake noise using finite element methods, **SAE Technical Paper** 2002-01-3139, 2002. Doi: 10.4271/2002-01-3139.

Spelsberg-Korspeter, G. Eigenvalue Optimization against brake squeal: Symmetry, Mathematical Background and Experiments, **Journal of Sound and Vibration**, 331, p. 4259-4268, 2012. Doi: 10.1016/j.jsv.2012.04.026.

Spurr, R. T. A Theory of Brake Squeal, **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers: Automobile Division**, [S.L.], v. 15, n. 1, p. 33-52, 1961. Doi: 10.1243/pime_auto_1961_000_009_02.

Triches, M. J., Gerges, S. N. Y., e Jordan, R. Reduction of squeal noise from disc brake systems using constrained layer damping, **Journal of the Brazilian Society of Mechanical Science and Engineering**, Vol 26, n. 3, p. 340-348, 2004. Doi: 10.1590/s1678-58782004000300011.

Van der Valk, P. L. C. **Model reduction and interface modeling in dynamic substructuring**. Dissertação de mestrado, Delft University of Technology, 2010.

Wontae, J., Hojoon, C., e Jeong-tae, K. New CAE procedure for reducing brake squeal noise based on mass-stiffness effect, **Eurobrake**, 2013, paper number: EB2013-MS-006.

Wu, G., e Jin, Shuyi. Combination of Test with Simulation Analysis of Brake Groan Phenomenon, **SAE International Journal of Passenger Cars - Mechanical Systems**, [S.L.], v. 7, n. 3, p. 1119-1127, 2014. Doi: 10.4271/2014-01-0869.