

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

**ESTUDO DA RELAÇÃO ENTRE PROPRIEDADES DE COMPÓSITOS DE
FRICÇÃO APLICADOS A SISTEMAS DE FREIO A DISCO E A PROPENSÃO À
OCORRÊNCIA DE SQUEAL NOISE**

por

Luciano Tedesco Matozo

Tese para obtenção do Título de
Doutor em Engenharia

Porto Alegre, Junho de 2012

**ESTUDO DA RELAÇÃO ENTRE PROPRIEDADES DO COMPÓSITO DE FRICÇÃO
APLICADO A SISTEMAS DE FREIO A DISCO E A PROPENSÃO À OCORRÊNCIA
DE SQUEAL NOISE**

por

Luciano Tedesco Matozo

Mestre em Engenharia

Tese submetida ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, 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. Dr. Alberto Tamagna

Co-orientador: Prof. Dr. Hazim Ali Al-Qureshi

Comissão de Avaliação:

Prof. Dr. Ney Francisco Ferreira, PROMEC / UFRGS

Prof. Dr. Carlos Pérez Bergmann, DEMET / UFRGS

Prof. Dr. Alexandre Lago, PGMAT / UFSC

Prof. Dr. Francis H. R. França

Coordenador do PROMEC

Porto Alegre, 27, Junho e 2012

RESUMO

Sistemas de freio automotivos são frequentemente suscetíveis a gerarem ruídos de alta frequência como resultado de uma vibração autoexcitada. Este fenômeno é genericamente nominado *squeal noise* e constitui o tema de diversos estudos publicados com o intuito de identificar e descrever seu mecanismo de excitação e de propor alternativas para evitar sua ocorrência. Um ponto fundamental que ainda não foi completamente explorado sobre a geração de tal fenômeno constitui-se da relação entre as propriedades do material de fricção e a propensão à ocorrência de *squeal noise*. Este trabalho apresenta o desenvolvimento de um número adimensional obtido através de análise dimensional (teorema de Buckingham) capaz de relacionar a ocorrência de *squeal noise* as quatro principais propriedades dos compósitos de fricção: dureza, tamanho de partícula e concentração do abrasivo utilizado na formulação, além de sua compressibilidade. Resultados experimentais foram obtidos a partir de ensaios desenvolvidos com seis diferentes materiais de fricção nos quais a concentração ou dureza ou tamanho de partícula foi alterada de modo a oportunizar a identificação do impacto destas variáveis sobre a ocorrência de *squeal noise*. A ocorrência de ruídos foi verificada através da aplicação de um método de ensaio em dinamômetro inercial especialmente desenvolvido a um conjunto de amostras dos materiais de fricção moldados a pastilhas de freio e aplicados a um sistema de freio a disco convencional. Os resultados obtidos validaram o número adimensional proposto (índice de excitação π_2) na medida em que foi possível estabelecer sua relação com a ocorrência de ruídos verificada experimentalmente através de uma equação logarítmica ($R^2=0,9$). Foi estabelecida também uma relação entre o aumento do coeficiente de atrito, em função da redução da velocidade de escorregamento, e o aumento da ocorrência de *squeals*. Uma breve investigação a respeito da relevância da rigidez de contato sobre o comportamento vibroacústico do sistema de freio também é conduzida, tendo sido demonstrado que o aumento da magnitude desta propriedade reduz a ocorrência de ruídos do tipo *squeal*.

Palavras-chave: ruído de freio, número adimensional, *squeal noise*, material de fricção, tribologia, rigidez de contato.

ABSTRACT

Automotive brake systems are very often susceptible to generate high frequency noise as a result of a self excited vibration. This phenomenon is generically nominated brake squeal noise and is the subject of many studies which intend to identify and describe its exciting mechanism and to propose counter measures to avoid its occurrence. One key subject yet to be explored about squeal noise generation is the relation between friction material properties and its occurrence propensity. This work presents the development of an adimensional number obtained by dimensional analysis (Buckingham theorem) capable to relate the squeal noise occurrence with four main properties from the friction composite: abrasive hardness, particle size and concentration and also its compressibility. Experimental results were obtained by testing six different friction material formulations, in which the concentration of abrasive or its hardness or its particle size was altered in order to explore the impact of these variables on the squeal noise occurrence. The noise generation was accessed by testing the friction materials molded to brake pads using a standard disc brake system in an inertial dynamometer under a specially developed test procedure. The obtained results validated the proposed adimensional number (excitation index π_2) since was possible to establish a logarithmic equation ($R^2=0,9$) relating it to the squeal noise occurrence verified on the conducted tests. It was also established a relation between the friction coefficient increase, as a function of the sliding speed reduction, with the increase on squeal noise occurrence. A brief investigation about the relevance of the contact stiffness to the vibroacoustic behavior of the brake systems was developed, showing that higher values of this property can reduce the squeal noise generation.

Keywords: brake noise, adimensional number, squeal noise, friction material, contact stiffness.

ÍNDICE

1	INTRODUÇÃO	1
2	OBJETIVO	3
3	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	4
3.1	Sistemas de freio automotivos	4
3.1.1	Sistema de freio hidráulico.....	4
3.1.2	Materiais de fricção	8
3.2	Ruídos de freio	12
3.2.1	Classificação	12
3.2.2	Ruídos do tipo squeal noise	13
3.2.3	Propriedades mecânicas dos materiais de fricção relacionadas ao <i>squeal noise</i>	18
3.2.4	Características de superfície e contato associados ao <i>squeal</i> <i>noise</i>	19
3.2.5	Contribuição das propriedades de matérias-primas utilizadas em materiais de fricção para a ocorrência de squeal noise.....	22
3.2.6	Índice de <i>squeal noise</i> de Sharif	23
4	MODELAMENTO MATEMÁTICO	25
4.1	Definição das variáveis consideradas	25
4.2	Definição do índice adimensional de ruído	26
5	TÉCNICAS EXPERIMENTAIS	30
5.1	Caracterização da rigidez à compressão	30
5.2	Caracterização de ruídos de freio em dinamômetro	32
5.2.1	Procedimento SAE J2521	35
5.2.2	Procedimento MF82.093	38
5.3	Desenvolvimento e caracterização dos abrasivos	40
6	VALIDAÇÃO EXPERIMENTAL DO ÍNDICE DE RUÍDO	43
6.1	Desenvolvimento e validação de materiais de fricção simplificados	43
6.1.1	Resultados	45
6.2	Validação do modelo a partir de formulações SEMI-MET	47
6.2.1	Resultados	50

6.2.2	Aplicações dos resultados ao índice adimensional proposto	55
7	CONCLUSÕES	59
8	SUGESTÕES PARA NOVOS TRABALHOS	61
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	62
	APÊNDICE A	67
	APÊNDICE B	70
	APÊNDICE C	72
	APÊNDICE D	75

LISTA DE FIGURAS

Figura 3.1.1.1	Cilindro mestre e servo-assistência de freios hidráulicos	5
Figura 3.1.1.2	Diagrama esquemático dos componentes de um caliper flutuante ..	6
Figura 3.1.1.3	Diagrama esquemático dos componentes de um caliper fixo	7
Figura 3.1.1.4	Disco sólido e ventilado	8
Figura 3.1.2.1	Processo de produção de pastilhas de freio.....	11
Figura 3.2.2.1	Modo de vibração fora do plano do disco	14
Figura 3.2.2.2	Modelo de <i>stick-slip</i>	15
Figura 3.2.2.3	Modelo de <i>sprag-slip</i>	16
Figura 3.2.2.4	Diagrama de estabilidade	18
Figura 3.2.4.1	Desenhos esquemático de um platô de contato	20
Figura 3.2.4.2	Ângulo formado entre as superfícies em contato	17
Figura 3.2.4.3	Coefficiente de atrito do grafite em função da pressão relativa de vapor da atmosfera.....	22
Figura 5.1.1	Equipamento para caracterização de compressibilidade	31
Figura 5.1.2	Ciclo de histerese de uma pastilha de freio submetida ao ensaio de compressibilidade	31
Figura 5.2.1	Dinamômetro inercial LINK Engineering 3900.....	33
Figura 5.2.2	Acoplamento entre sistema de freio e dinamômetro	34
Figura 5.2.1.1	Posição do microfone em relação ao sistema de freio	37
Figura 5.2.1.2	Exemplo do espectro de frequências no qual um evento de ruído a aproximadamente 13kHz foi detectado	37
Figura 5.2.1.3	Representação gráfica do resultado do ensaio SAE J2521	38
Figura 5.2.2.1	Representação gráfica do resultado do ensaio MF82.093	40
Figura 5.3.1	Analisador de tamanho de partículas Cilas 1180	41
Figura 5.3.2	Matérias-primas abrasivas como visualizadas através de conjunto óptico do aparelho Cilas 1180.....	41
Figura 6.1.1.1	Coefficiente de atrito medido a partir do procedimento AK Master em dinamômetro em escala	46

Figura 6.2.1.1	Ocorrência relativa de <i>squeal noise</i> em função da velocidade de frenagem	52
Figura 6.2.1.2	NPS máximo em função da velocidade de frenagem	52
Figura 6.2.1.3	Coefficiente de atrito médio em função da velocidade de frenagem .	53
Figura 6.2.1.4	Ocorrência de <i>squeal noise</i> em função do coeficiente de atrito médio registrado durante o procedimento de ensaio	54
Figura 6.2.1.5	Média móvel do coeficiente de atrito registrado ao longo dos ensaios realizados	55
Figura 6.2.2.1	Relação entre o porcentual de ocorrências de ruído e o índice π_1 ..	56
Figura 6.2.2.2	Relação entre o porcentual de ocorrências de ruído e o índice π_2 ..	57
Figura 6.2.2.3	Relação entre o porcentual de ocorrências de ruído e o índice π_3	58
Figura A.1.1	Distribuição do tamanho de partículas do abrasivo Al_2O_3 -2,66	67
Figura A.1.2	Distribuição do tamanho de partículas do abrasivo Al_2O_3 -5,02	67
Figura A.1.3	Distribuição do tamanho de partículas do abrasivo Al_2O_3 -7,76	68
Figura A.1.4	Distribuição do tamanho de partículas do abrasivo $ZrSiO_4$ -1,48	68
Figura A.1.5	Distribuição do tamanho de partículas do abrasivo $ZrSiO_4$ -15,93 ...	69
Figura B.1.1	Medição dos parâmetros topográficos contemplados no modelo de Sharif	70
Figura C.1.1	Resultado do Ensaio 1	72
Figura C.1.2	Resultado do Ensaio 2	72
Figura C.1.3	Resultado do Ensaio 3	72
Figura C.1.4	Resultado do Ensaio 4	73
Figura C.1.5	Resultado do Ensaio 5	73
Figura C.1.6	Resultado do Ensaio 6	73
Figura C.1.7	Resultado do Ensaio 7	73
Figura C.1.8	Resultado do Ensaio 8	74
Figura C.1.9	Resultado do Ensaio 9	74
Figura C.1.10	Resultado do Ensaio 10	74
Figura D.1.1	Representação do modelo de rigidez de contato	76
Figura D.2.1	Configuração do experimento para medição da rigidez de contato .	77
Figura D.2.2	Exemplo da superfície do reforço metálico das pastilhas	

	submetidas ao ensaio MF82.093	79
Figura E.2.3	Resultado do Ensaio 7A	80
Figura E.2.4	Resultado do Ensaio 9A	80

LISTA DE TABELAS

Tabela 3.2.1.1	Classificação de ruídos de freio	12
Tabela 4.2.1	Grupos dimensionais das variáveis consideradas	27
Tabela 4.2.2	Expoentes das variáveis consideradas	28
Tabela 5.2.2.1	Etapas do procedimento MF82.093.....	39
Tabela 5.3.1	Valores característicos da distribuição granulométrica dos abrasivos	42
Tabela 6.1.1	Composição do material de fricção simplificado	44
Tabela 6.1.1.1	Resultados de ocorrência de <i>squeal noise</i> durante o procedimento SAE J2521.....	46
Tabela 6.2.1	Formulações desenvolvidas para a validação do modelo de índice de ruído	48
Tabela 6.2.2	Propriedades das amostras utilizadas para validação do modelo	49
Tabela 6.2.1.1	Resultados obtidos nos ensaios executados com formulações SEMI-MET	51
Tabela 6.2.2.1	Valor do índice de excitação π_2 para as amostras utilizadas	57
Tabela B.1.1	Dados topográficos das amostras submetidas aos ensaios em dinamômetro	71
Tabela B.1.2	Squeal noise index	71
Tabela B.1.3	Rigidez de contato	71
Tabela D.2.1	Resultados da medição experimental da rigidez de contato	78
Tabela D.2.2	Características das amostras utilizadas	79
Tabela D.2.3	Ocorrência de ruídos registradas com pastilhas pintadas e não pintadas	79

LISTA DE SÍMBOLOS

d	Maior dimensão da partícula abrasiva, m
F_n	Força normal, N
F_a	Força de atrito, N
F_p	Força peso, N
K_n	Rigidez de contato, N/m
H	Dureza do abrasivo, HV
H_{zr}	Dureza do zircão, HV
k	Rigidez, N/m
M	Massa, kg
m_1	Massa 1, kg
m_2	Massa 2, kg
p	Pressão, N/m ²
R^2	Coefficiente de determinação
R_e	Raio efetivo do sistema de freio, m
R_p	Altura máxima do perfil de rugosidade acima da linha média, m
r_p	Raio do pneu, m
$S_{\%1}$	Ocorrências de ruído em função de π_1 , %
$S_{\%2}$	Ocorrências de ruído em função de π_2 , %
T	Tempo, s
v	Concentração volumétrica de abrasivo, %
W	Torque, Nm
\dot{x}	Velocidade, m/s
β_s	Raio médio de asperezas, m
γ	Squeal index de Sharif
ε	Compressibilidade da pastilha de freio, m
θ	Deslocamento angular, rad
$\dot{\theta}$	Velocidade angular, rev/s
μ_c	Coefficiente de atrito cinético

Π	Número adimensional = 3,1416...
π_1	Índice adimensional de excitação 1
π_2	Índice adimensional de excitação 2
σ_s	Desvio padrão médio do valor R_p de rugosidade, m
Φ	Diâmetro, m
Ω	Frequência natural, rad/s

1. INTRODUÇÃO

A indústria automobilística mundial vem, desde o início de sua história, ocupando-se da progressiva ampliação dos padrões de conforto de seus veículos. Inicialmente focada em refinamentos essenciais, como a introdução de motores elétricos de partida, que dispensavam a utilização de manivelas, ou a adoção de limpadores de parabrisas, a rápida evolução conduziu tal indústria a ocupar-se de necessidades menos triviais de condutores e passageiros. Neste contexto o conforto acústico dos ocupantes tem sido alvo de intensivas pesquisas e investimentos e passou a constituir um atributo essencial para a satisfação dos clientes destas empresas.

Como resultado deste aprimoramento e da consequente ampliação do nível de exigência dos consumidores, ruídos e vibrações indesejados são hoje responsáveis por consideráveis custos imputados à indústria automobilística durante o período de garantia dos veículos [Akai, 2002]. Dentre as diversas fontes de ruído e vibração, o sistema de freio responde por uma parcela substancial das queixas registradas. Mais especificamente aos ruídos nominados *squeal noise* [Matozo, 2006] pode-se atribuir a quantidade mais numerosas destas reclamações.

Embora tenha sido tema de diversos trabalhos científicos visando descrever seu mecanismo de excitação e formas para sua erradicação, um ponto chave a ser estudado a respeito do fenômeno de *squeal noise* consiste na determinação da influência das propriedades das matérias primas utilizadas nos compósitos de fricção que compõem pastilhas e lonas de freio sobre a propensão à ocorrência de *squeal noise* em sistemas de freio.

O presente trabalho insere-se no contexto descrito, pois tem no desenvolvimento de um modelo matemático capaz de exprimir a tendência de um dado compósito de fricção a induzir a geração de ruídos de freio de alta frequência (*squeal noise*) o seu objetivo central. O estudo desenvolvido avalia variáveis associadas às matérias-primas abrasivas utilizadas na confecção de materiais de fricção aplicados a sistemas de freio automotivos, tais como dureza, distribuição granulométrica e concentração, além da flexibilidade do próprio compósito de fricção e busca estabelecer uma relação entre elas e a propensão à ocorrência de ruídos de freio de alta frequência. As técnicas experimentais utilizadas para a caracterização destes ruídos foram conduzidas em dinamômetros inerciais e fizeram uso de sistemas de freio automotivos a disco, devido à prevalência deste tipo de sistema nos veículos de passeio atuais.

As propriedades do sistema de freio, associadas à natureza do ruído gerado ou à frequência de sua incidência, foram abordadas através da análise experimental do impacto da rigidez de contato estabelecida entre *caliper* e pastilhas sobre a propensão à ocorrência de *squeals* (apêndice D). Constatações experimentais adicionais ao tema central, tais como características de atrito decorrentes de modificações imputadas aos materiais de fricção através das matérias-primas utilizadas, também fazem parte do escopo deste trabalho estando relacionadas entre as conclusões.

2. OBJETIVO

O presente trabalho tem no desenvolvimento de um modelo matemático capaz de exprimir a tendência de um dado compósito de fricção induzir a geração de ruídos de freio de alta frequência (*squeal noise*) o seu principal objetivo. O modelo a ser desenvolvido deve ser capaz de relacionar esta tendência a propriedades associadas a sua composição, de modo a constituir uma ferramenta útil para o projeto de materiais de fricção de aplicação automotiva.

3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

3.1. Sistemas de freio automotivos

Veículos automotores são equipados com sistemas destinados a reduzir a velocidade de seu deslocamento e levá-los a imobilidade. Genericamente tais sistemas são denominados sistemas de freio. Automóveis de passeio, os quais são relevantes ao escopo do trabalho desenvolvido, têm neles aplicadas diferentes soluções com esta finalidade.

3.1.1. Sistema de freio hidráulico

A configuração de sistema de freio mais difundida em veículos de passeio consiste no sistema de freio de acionamento hidráulico e dotado de materiais de fricção especialmente desenvolvidos para converter a energia cinética do veículo em calor. Nele um sistema de bombeamento manual, o cilindro-mestre (fig.3.1.1.1), é acionado pelo pedal de freio quando este é pressionado pelo condutor. O cilindro-mestre, que é dotado de um reservatório de fluido hidráulico, está conectado através de dutos aos atuadores dispostos junto às rodas do veículo e nos quais os materiais de fricção são instalados. A elevação da pressão no interior dos dutos, proporcionada pelo deslocamento do êmbolo do cilindro-mestre, transfere a força aplicada pelo condutor sobre o pedal de freio aos atuadores.

São usuais sistemas de amplificação da força de atuação através da servo-assistência do cilindro-mestre. Esta é obtida através de um servo-acionamento ou *booster* dotado de duas câmaras isoladas por um diafragma ligado ao eixo de acionamento do cilindro-mestre. O vácuo parcial do coletor de admissão dos motores de combustão interna (ou de uma bomba de vácuo específica) é utilizado para reduzir a pressão no interior das câmaras. Quando o freio é acionado uma válvula permite a entrada de ar atmosférico em uma das câmaras, causando assim um diferencial de pressão que auxilia no deslocamento do êmbolo do cilindro-mestre.

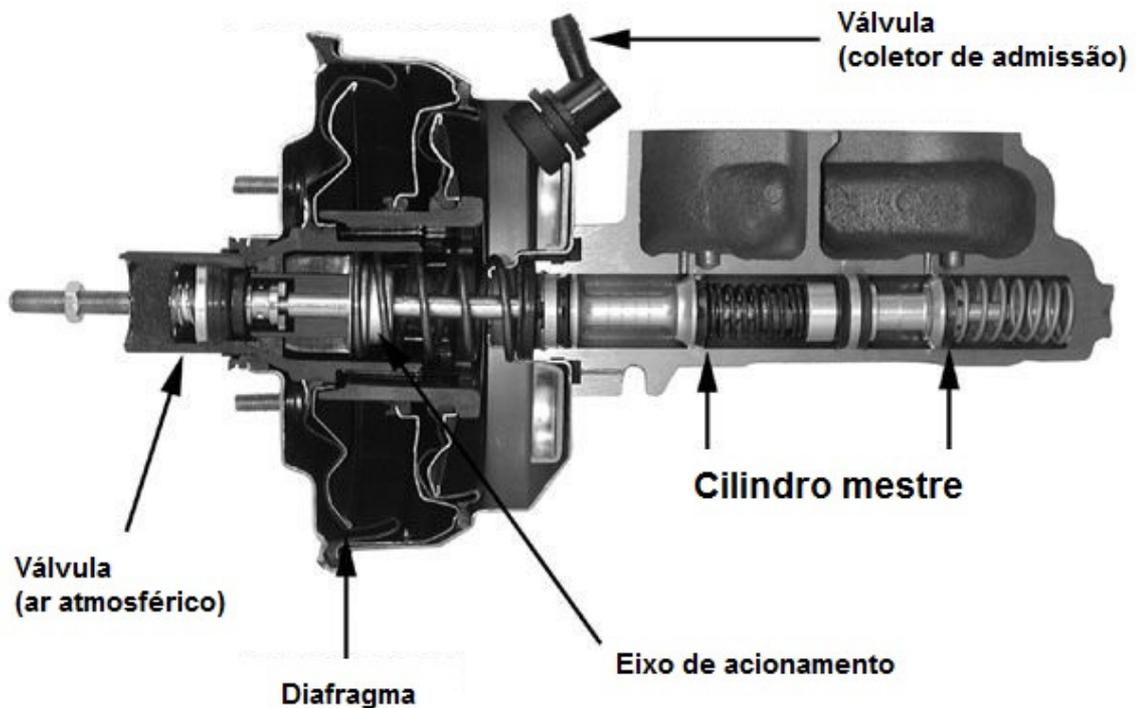


Figura 3.1.1.1 – Cilindro mestre e servo-assistência de freios hidráulicos (Adaptado de www.superchevy.com)

Os atuadores, responsáveis por efetivamente frear as rodas do veículo, apresentam variadas arquiteturas, contudo duas foram consagradas pela indústria e, atualmente, correspondem a quase totalidade dos freios utilizados em automóveis de passeio: sistemas a disco e sistemas a tambor. O primeiro tipo equipa o eixo dianteiro da maioria dos veículos produzidos na atualidade, dada sua maior eficiência em condições severas de utilização, e vem sendo gradativamente aplicado também no eixo traseiro. O segundo tipo, embora menos eficiente e comparativamente mais pesado apresenta construção simplificada e menor custo, sendo este o principal motivo de ainda ser utilizado no eixo traseiro de grande parte dos veículos de passeio com motorização de baixa potência e destinados a mercados emergentes. O freio a tambor é ainda admitido em freios traseiros em razão do menor torque frenante requerido neste eixo, uma vez que a transferência de carga para o eixo dianteiro durante a desaceleração reduz significativamente o torque limite para o travamento das rodas traseiras,

condição a ser evitada para que seja mantida a estabilidade dinâmica do veículo [Limpert, 1999].

De primeira relevância ao escopo do trabalho desenvolvido, o sistema de freio a disco é constituído por uma pinça de freio ou *caliper* fixada à estrutura da suspensão do veículo e por um disco fixado ao cubo de rodas e de movimento rotacional solidário à roda do veículo, e pelos elementos de fricção ou pastilhas de freio. O *caliper* é dotado de um ou mais cilindros hidráulicos, responsáveis por comprimir as pastilhas de freio contra o disco. Estes podem estar posicionados em um único lado de sua estrutura (configuração chamada *caliper* flutuante) ou contrapostos (configuração chamada *caliper* fixo). Aqueles do primeiro tipo apresentam menor número de componentes, menor massa e reduzido custo de fabricação, sendo assim aplicados na maior parte dos veículos produzidos na atualidade [Gilles, 2005]. A simetria de esforços em ambos os lados do disco de freio é garantida pela arquitetura deste tipo de sistema, a qual permite que o *caliper* deslize sobre guias lineares fazendo com que o movimento de compressão induzido pelo pistão seja reproduzido no lado oposto do disco pelo *caliper*. (fig. 3.1.1.2). Já o *caliper* fixo é constituído de pares de cilindros dispostos em ambos os lados do disco, como ilustrado na figura 3.1.1.3, e ainda são bastante utilizados em veículos esportivos de alto desempenho em decorrência de sua construção mais robusta.

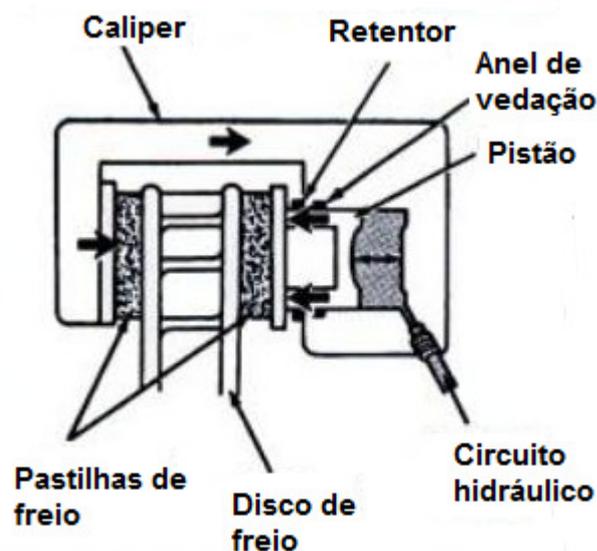


Figura. 3.1.1.2 – Diagrama esquemático dos componentes de um caliper flutuante (fonte: adaptado de Mavrigian et al., 1998).

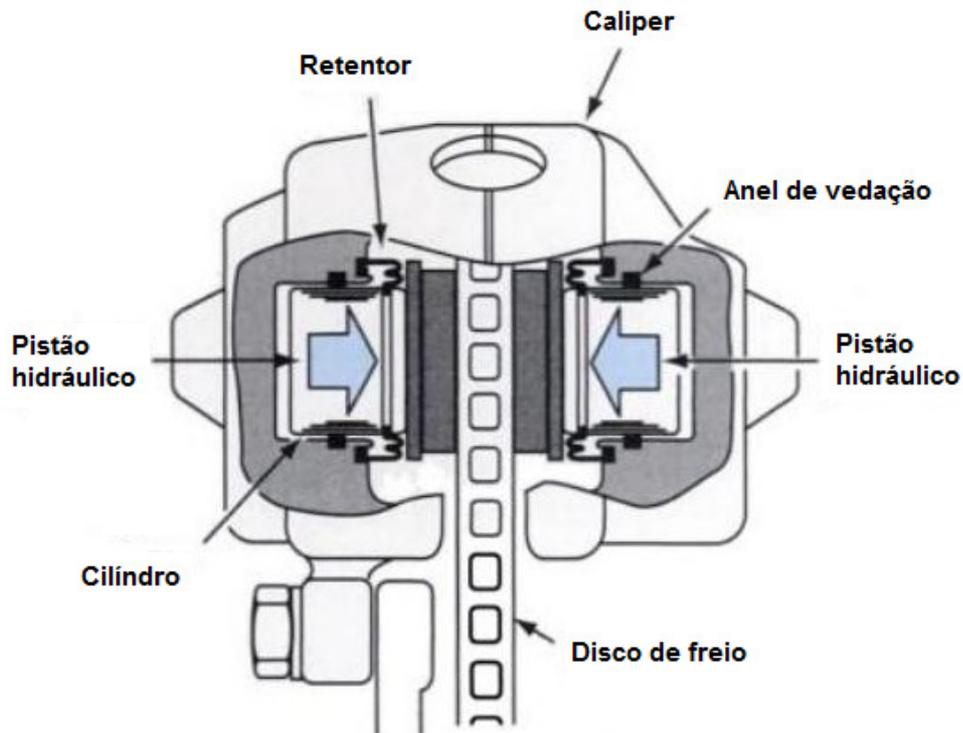


Figura 3.1.1.3 – Diagrama esquemático dos componentes de um *caliper* fixo (fonte: adaptado de Owen C. E., 2004)

Com o intuito de transmitir o torque frenante imposto pelo *caliper* às rodas do veículo, o disco de freio é usualmente confeccionado em ferro fundido cinzento, liga metálica capaz de suportar os esforços mecânicos e térmicos desenvolvidos durante a frenagem. Duas configurações de discos de freio são largamente empregadas pela indústria automobilística: disco tipo sólido e disco tipo ventilado (fig. 3.1.1.4) O primeiro, mais simples, possui uma única pista sobre a qual as pastilhas de freio atuam. Apresenta menor capacidade de troca de calor, sendo empregado em aplicações que requeiram menor dissipação de energia como, por exemplo, sistemas de freio traseiros. O segundo tipo possui duas pistas separadas por aletas, as quais têm a função de incrementar a troca de calor com o ar, reduzindo assim sua temperatura. Tal sistema é tipicamente aplicado no eixo dianteiro de veículos [Hillier 2004].

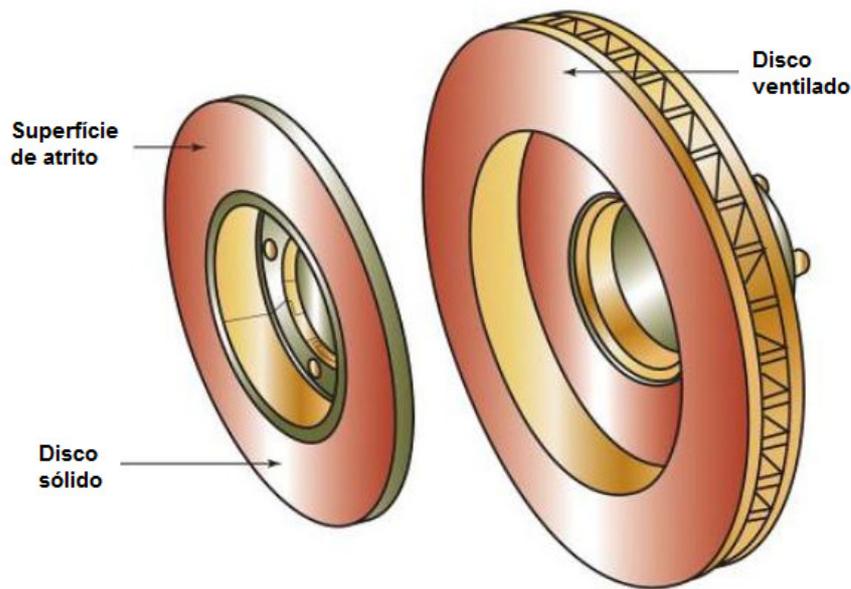


Figura 3.1.1.4 – Disco sólido e ventilado (fonte: adaptado de Owen C. E., 2004.)

3.1.2. Materiais de fricção

As condições operacionais as quais o sistema de freio pode ser submetido são bastante variadas fazendo com que os materiais de fricção necessitem atender a uma ampla gama de requisitos:

- Manutenção de um coeficiente de atrito estável dentro do intervalo de temperatura de frenagem, pressão de acionamento e velocidade de escorregamento para o qual o sistema de freio foi projetado;
- Ser pouco agressivo ao outro elemento do par tribológico, proporcionando uma adequada vida útil ao disco ou tambor de freio;
- Apresentar durabilidade adequada de modo a atender aos requisitos estabelecidos pelo fabricante do veículo no qual é utilizado;
- Ser capaz de minimizar a ocorrência de ruídos e vibrações do sistema de freio.

A necessidade de atender aos itens listados faz com que seja necessário que o material de fricção apresente um amalgama de propriedades conferidas por várias matérias-primas, uma vez que uma única substância ou mesmo um conjunto de matérias-primas de mesma

natureza não são capazes de proporcionar o desempenho requerido [Sinha e Briscoe, 2009]. Desta forma os materiais de fricção utilizados pela indústria automobilística são, via de regra, compósitos constituídos de uma vasta gama de matérias-primas de diferentes classes [Nicholson, 1995], que podem ser resumidas em seis grandes grupos:

- Aglomerantes: matéria-prima cuja finalidade consiste em unir os demais elementos do compósito. Para esta finalidade as resinas de base fenólica são amplamente empregadas dada a sua considerável estabilidade térmica e elevada temperatura de degradação (entre 300 e 350°C). Apresenta como vantagem adicional a possibilidade de ser modificada a partir da adição de outras matérias-primas, como silicone ou pó de caju, de forma a potencializar algumas de suas propriedades.
- Fibras de reforço: utilizadas para conferir resistência mecânica ao compósito, as fibras podem ser metálicas (aço e cobre são os metais mais utilizados), orgânicas (fibra de celulose, fibra de aramida) ou cerâmicas (fibra de carbono, fibra de vidro). Além de sua função estrutural, tem impacto significativo na condutividade térmica do material de fricção.
- Viscoelásticos: diferentes tipos de borrachas são empregados para conferir maior flexibilidade ao material de fricção proporcionando assim as condições necessárias para um contato mais uniforme com o disco ou tambor de freio. Ainda é possível incrementar o amortecimento do compósito através desta categoria de matérias-primas, o que pode auxiliar na redução de ruídos de freio [Matozo, 2006].
- Modificadores de atrito – lubrificantes: matérias-primas tipicamente de baixa dureza capazes de estabilizar o atrito do compósito em diferentes condições de uso. A mais usual matéria-prima desta classe é o grafite, embora sulfetos metálicos, tais como bissulfeto de molibidênio, sejam bastante empregados.
- Modificadores de atrito – abrasivos: matérias-primas de elevada dureza capazes de ampliar o coeficiente de atrito que se estabelece entre os elementos do par tribológico. São utilizados em pequenas quantidades na formulação de modo a reduzir seu impacto sobre o desgaste dos materiais em contato. Serão especialmente relevantes para este trabalho os abrasivos alumina calcinada ou óxido de alumínio (Al_2O_3) e o zircão ou silicato de zircônio (ZrSiO_4).

- Cargas: adicionadas para controlar sua densidade, constituem grande parte da formulação. Apresentam dureza moderada de modo a não interferir significativamente na magnitude do coeficiente de atrito. São cargas amplamente utilizadas a barita ou sulfato de bário (BaSO_4) e o carbonato de cálcio (CaCO_3).

Após o banimento de formulações de materiais de fricção com amianto ou asbesto crisotila ($\text{Mg}_3\text{Si}_2\text{O}_3(\text{OH})_4$) pelas principais montadoras de automóveis entre as décadas de 1980 e 1990, duas famílias de materiais de fricção, Non-Asbestos Organic (NAO) e Semi-Metálicos (SEMI-MET) tornaram-se preponderantes. Se diferem em sua composição, pois buscam estabelecer contatos de natureza distinta com a contraparte metálica.

Materiais NAO são desprovidos de fibras metálicas ferrosas, que são substituídas por outros materiais mais macios como cobre e latão, além de utilizarem abrasivos brandos, tais como zircão, com o objetivo de tornar o contato menos abrasivo e proporcionar as condições necessárias para o desenvolvimento de um filme de fricção sobre o disco de freio. Tal condição de contato proporciona menor desgaste a frio de discos e pastilhas, e minimiza a ocorrência de ruídos de freio, embora acarrete coeficiente de atrito inferior ao oferecido por materiais da família SEMI-MET.

Materiais SEMI-MET, ao contrário dos NAOs, utilizam variados percentuais de fibras metálicas ferrosas e abrasivos de maior dureza com o objetivo de desenvolver um atrito abrasivo contra o disco de freio e assim proporcionar melhor desempenho em condições mais extremas de utilização (ex: frenagens repetidas que induzem o aumento da temperatura na interface de contato com o disco). Em contrapartida, tais matérias induzem maior desgaste a frio e produzem maior ocorrência de ruídos de freio.

Materiais de fricção destinados à freios a disco são fabricados em quatro principais etapas (fig. 3.1.2.1). Na primeira, os componentes isolados, a maior parte na forma de matérias-primas micronisadas (pós), são misturados uns aos outros através de uma gama diversa de misturadores, que tem a função de homogeneizar a mistura fazendo com que seja estabelecida uma dispersão uniforme das matérias-primas. Na segunda etapa, a mistura é despejada numa matriz de compactação montada numa prensa hidráulica, sendo o reforço metálico que equipa a pastilha posicionado na porção inferior da matriz para que a moldagem do material de fricção ocorra sobre ele. A matriz é aquecida, através de resistências elétricas ou vapor superaquecido, até a temperatura que proporcione a fusão e fluência da resina fenólica de modo que esta envolva os demais componentes da formulação e estabeleça sua

união. Ciclos de compressão são alternados com etapas de ventilação, nas quais o punção da matriz é recolhido promovendo assim o escoamento dos gases provenientes da cura da resina fenólica evitando, portanto, a formação de bolhas e trincas no material de fricção. Após a moldagem, a terceira etapa é a conclusão do processo de cura da resina fenólica realizada em estufas que mantêm as pastilhas de freio durante várias horas na temperatura necessária para proporcionar a reticulação completa deste termofixo. Por fim, a pastilha de freio deve ser submetida às operações de acabamento, tais como retífica da superfície de atrito, pintura do reforço metálico, montagem de molas e sensores de desgaste e colagem de antirruídos.

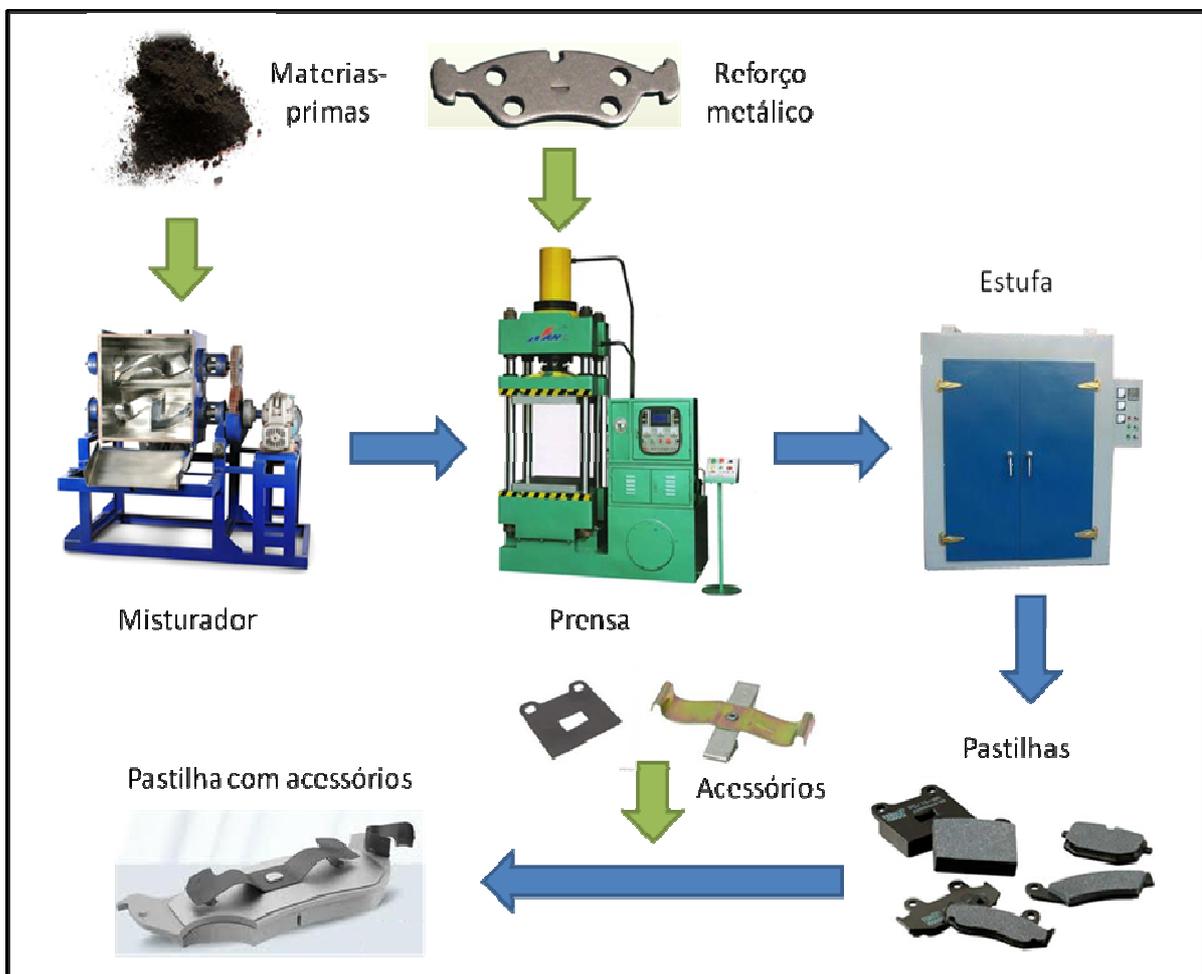


Figura 3.1.2.1 – Processo de produção de pastilhas de freio.

3.2. Ruídos de freio

3.2.1. Classificação

Ruídos de freio são classificados de acordo com a sua frequência característica e elementos responsáveis por sua radiação como apresentado por Flint, 2002. Outros autores, como Belvedi et al., 2005, apresentam classificações um tanto distintas descrevendo subcategorias destes ruídos ou fornecendo outros intervalos de frequência para um ou outro ruído. Tais variações são compreensíveis uma vez que se considere as diferenças construtivas dos sistemas de freio e veículos estudados por cada autor. Num esforço para reduzir as divergências de classificação a *Society of Automotive Engineering* (SAE) editou a norma SAE J2786 que propõe uma classificação ampla e abrangente. A tabela 3.2.1.1 traz as principais categorias de ruídos de freio descritas por diversos autores na literatura consultada, bem como o intervalo de frequência aproximado no qual ocorrem.

Independentemente da classificação adotada é certo que todos têm sua excitação promovida pela interação entre os elementos do par de fricção durante o processo de frenagem.

Tabela 3.2.1.1 – Classificação de ruídos de freio.

Ruído	Descrição	Frequência
<i>Creep groan</i>	Movimento intermitente decorrente do fenômeno de <i>stick-slip</i> em baixíssimas velocidades ocasionando a excitação de modos de vibração da suspensão e chassis do veículo. Manifesta-se na forma de ruídos e vibrações.	1-50Hz
<i>Groan</i>	Ruído acompanhado de vibração e induzido por <i>stick-slip</i> . Ocorre durante a desaceleração do veículo.	50-200Hz
<i>Moan</i>	Ruído de baixa frequência decorrente de vibrações de corpo rígido de componentes do sistema de freio e suspensão.	100-400Hz
<i>Judder</i>	Ruído de baixa frequência acompanhado de vibração e induzido por deformações do disco de freio decorrentes de desgaste desigual ou deformações térmicas.	20-100Hz
<i>Wire brush</i>	Ruídos de múltiplas frequências	8k-20kHz
<i>Squeal</i>	Ruído de alta frequência decorrente de ressonâncias do sistema de freio.	1k-20kHz

3.2.2. Ruídos do tipo *squeal noise*

O ruído de alta frequência denominado *squeal noise*, dentre a gama de ruídos relacionados no item anterior, embora não apresente impacto sobre a performance de frenagem [Papinniemi et al., 2005] possui características específicas que o tornam bastante inconveniente não apenas ao condutor do veículo, mas também passageiros e transeuntes de vias públicas.

Por apresentar frequência definida e única, associada ao modo de vibração que está sendo excitado, o *squeal noise* é facilmente detectado pelos passageiros do veículo que o está gerando. Sua detecção é ainda potencializada devido ao intervalo de frequências no qual acontece, pois o ruído de fundo gerado por veículos é usualmente concentrado em frequências abaixo de 1kHz, fazendo com que o *squeal* destaque-se dos demais ruídos. Dada a sua elevada amplitude, podendo ultrapassar 100dB(A) a poucos centímetros do sistema de freio, torna-se incômodo não apenas a quem está no interior do veículo, mas também aos pedestres e moradores sujeitos a seus efeitos. Este fato é facilmente ilustrado pela situação à qual estão expostos os usuários de transporte coletivo realizado através de ônibus, os quais estão expostos sistematicamente à ruídos do tipo *squeal* quando o coletivo aproxima-se, desacelera e cessa seu movimento, de modo a realizar o embarque e desembarque de passageiros (o *squeal* nesta situação também é chamado *bus noise*). O estudo conduzido por Attia et. al., 2006, traz parâmetros adicionais relacionados à percepção psicoacústica deste tipo de ruído propondo inclusive um método para a determinação do grau de desconforto por ele gerado.

Segundo Ostermeyer e Graf, 2010, ruídos de freio do tipo *squeal* são tipicamente irradiados por modos de vibração do tipo *out-of-plane* (fig. 3.2.2.1). A frequência dos modos de vibração assumidos pelo disco de freio nestas ocasiões pode ser resultado do acoplamento modal entre elementos do sistema de freio, tais como pastilhas e *caliper*, com modos de vibração do disco de freio. Segundo Trichês e Gerges, 2005, este acoplamento decorre da semelhança entre frequências de ressonância e geometria dos modos de vibração dos componentes sujeitos ao fenômeno de acoplamento. Nesta situação e na ausência de suficiente amortecimento, a amplitude de vibração é amplificada ao ponto em que o sistema passa a radiar um ruído monotônico e de frequência definida. A fonte de energia que possibilita a vibração do sistema nestas condições advém das forças de atrito desenvolvidas entre disco e pastilhas durante a frenagem do veículo.

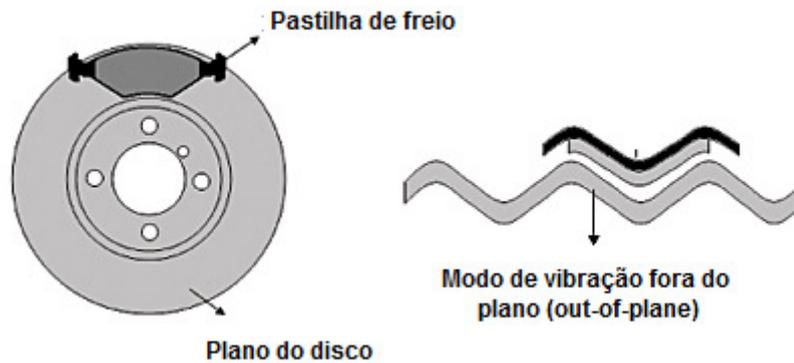


Figura 3.2.2.1 – Modo de vibração fora do plano do disco (fonte: Triches et al.,2004)

Numerosos estudos visando descrever os mecanismos de geração e possíveis métodos para predição da propensão à ocorrência de *squeal noise* em sistemas de freio foram publicados nos últimos 60 anos. Grande parte dos autores abordou o tema do ponto de vista do sistema mecânico, concentrando seu trabalho na análise de modelos dinâmicos simplificados [Wagner et al., 2007]. Nestes casos o sistema de freio é discretizado através de elementos de massa interconectados por elementos representando rigidez e amortecimento. Embora simplificados, tais modelos podem assumir configurações complexas, tais como as apresentadas por Flint, 2002. A excitação nestes modelos é, usualmente, introduzida através de três distintos mecanismos:

- *Stick-slip*: no qual a transição entre o atrito estático e o dinâmico não apresenta uma descontinuidade, mas uma relação contínua entre velocidade de deslizamento e magnitude do atrito. A instabilidade do sistema ocorre quando a relação entre o coeficiente de atrito cinético (μ_c) e a velocidade de escorregamento (v_e) – velocidade relativa entre a massa M e a superfície em movimento – atende a condição descrita na equação 3.2.2.1, ou seja, são inversamente proporcionais.

$$\frac{\partial \mu_c}{\partial v_e} > 0 \quad (2.2.2.1)$$

A figura 3.2.2.2 traz um sistema de um grau de liberdade capaz de ilustrar esta teoria. A equação que descreve o movimento da massa oscilante em função da massa (m) e dos elementos de amortecimento (c) e rigidez (k) é dada por:

$$m\ddot{x} + (c - mg\mu_c)\dot{x} + kx = 0 \quad (2.2.2.2)$$

No momento em que a condição $\mu_c > c/mg$ é atingida, o amortecimento do sistema passa a ser negativo fazendo surgir uma vibração auto-excitada.

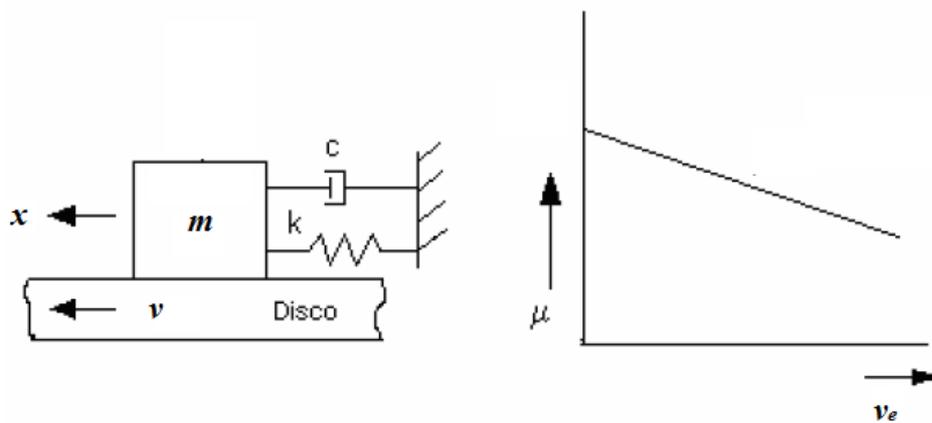


Figura 3.2.2.2 – Modelo de *stick-slip*. (fonte: adaptado de Crolla e Lang, 1991)

- Instabilidade geométrica ou *sprag-slip*: conceito introduzido por Spurr, 1962, no qual a excitação decorre da variação da força normal em decorrência do ângulo de contato formado entre as superfícies (fig. 3.2.1.3). A amplificação da força de atrito provoca uma deformação elástica do sistema que, desta forma, reinicia o ciclo de *sprag-slip*. As equações 3.2.1.3 e 3.2.1.4 definem respectivamente a força normal (F_n) e a força de atrito do modelo (F_a) em função da força peso que atua sobre o ponto de contato (F_p), quando o ângulo θ assumir a condição estabelecida pela equação 3.2.1.5 a força de atrito cresce ao infinito superando a magnitude da força normal, gerando assim um evento de *sprag-slip*.

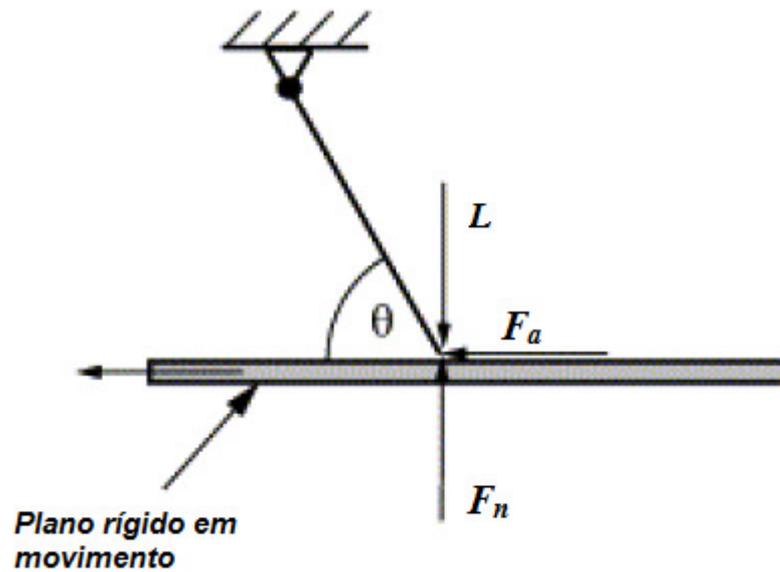


Figura 3.2.2.3 – Modelo de *sprag-slip* (fonte: adaptado de Stewart, 2000)

$$F_n = \frac{L}{(1 - \mu_c \tan \theta)} \quad (3.2.1.3)$$

$$F_a = \frac{\mu_c L}{(1 - \mu_c \tan \theta)} \quad (3.2.1.4)$$

$$\theta = \arctan(1/\mu_c) \quad (3.2.1.5)$$

- *Nonconservative restoring forces*: mesmo mantendo constante a força de atrito entre as superfícies, a vibração autoexcitada é induzida através do fluxo de energia autodirigida entre dois modos de vibração distintos. Requer no mínimo um modelo de dois graus de liberdade.

A modificação das propriedades dos elementos de modelos como estes fornece informações a respeito da contribuição das propriedades dos diferentes componentes do sistema de freio para a ampliação ou redução da amplitude de vibração.

Mais recentemente modelos numéricos de alta complexidade têm sido empregados para determinar as condições de utilização nas quais o sistema de freio torna-se instável e,

portanto, propenso a ruídos de freio [Chen et al., 2006]. Anualmente dezenas destes trabalhos são publicados apontando refinamentos dos modelos que possibilitem uma melhor representação da resposta vibratória do sistema de freio frente a excitação proporcionada pela interação disco / pastilhas.

Não é objetivo deste trabalho o aprofundamento neste tipo de simulação, contudo seus resultados são relevantes para a compreensão a respeito do comportamento do sistema de freio durante o evento de *squeal noise*, bem como as condições que podem proporcionar seu aparecimento.

Papinniemi et al., 2005, descreve brevemente uma das mais populares técnicas numéricas utilizadas para identificar a propensão ao *squeal noise* num determinado sistema de freio, realizada através da análise de autovalores complexos. Nela a análise modal do modelo do sistema de freio é realizada na presença das forças de atrito, simulando assim a condição dinâmica de frenagem. A presença da força de atrito induz uma assimetria na matriz de rigidez do modelo que induz o surgimento de autovalores complexos associados aos modos de vibração identificados. Uma vez que a porção real destes autovalores representa o amortecimento associado aos modos de vibração, cuja frequência é indicada pela porção imaginária, valores positivos da porção real representam a condição de amortecimento negativo, ou seja, uma instabilidade dinâmica do sistema da qual decorre uma vibração de alta amplitude [Daí e Lim, 2008]. Diagramas de estabilidade como o apresentado na figura 3.2.2.4 associam graficamente informações a respeito da magnitude da instabilidade associada a cada um dos modos de vibração estudados e são especialmente úteis para descrever o compromisso entre variáveis do sistema de freio representadas pelo modelo numérico e a magnitude da instabilidade dos modos de vibração. De modo geral vários autores indicam compromissos semelhantes:

- Coeficiente de atrito: quanto maior, maiores serão as forças de atrito e maior será a propensão ao *squeal noise*;
- Amortecimento: quanto maior, mais estável serão os modos de vibração;
- Rigidez do material de fricção: magnitudes específicas de rigidez favorecem a aproximação das frequências de modos de vibração que, uma vez coincidentes, tornam-se instáveis.

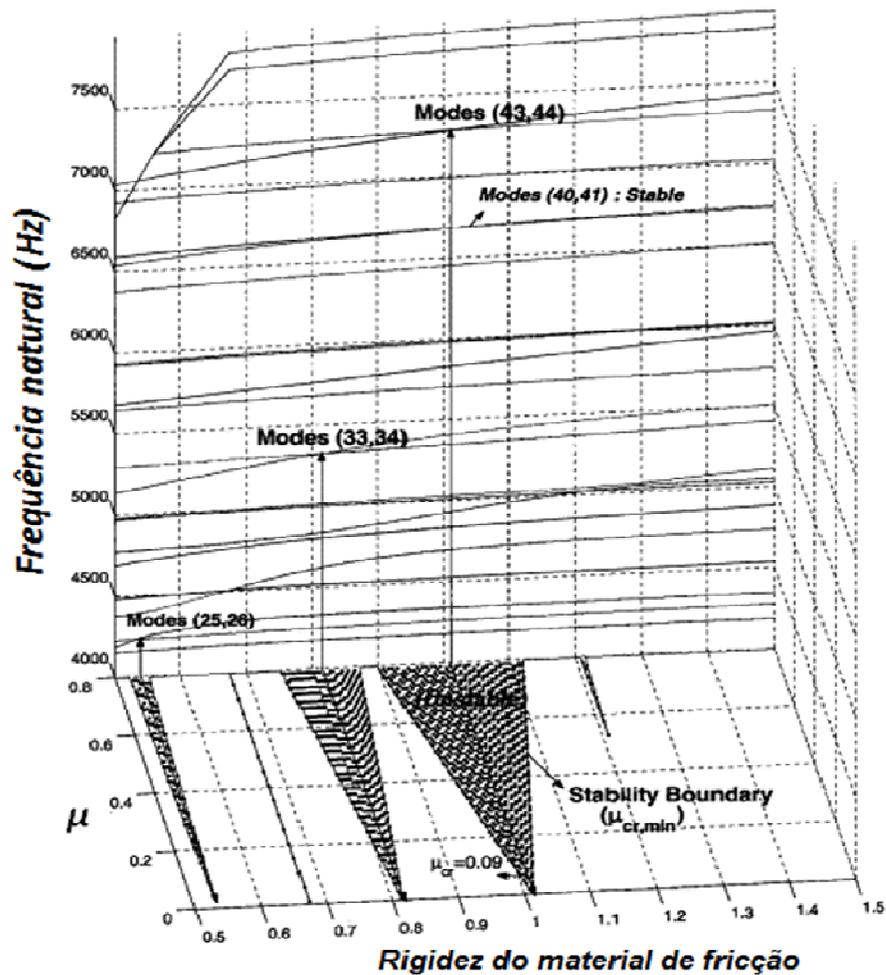


Figura 3.2.2.4 – Diagrama de estabilidade (fonte: adaptado de Kinkaid et al.,2003)

3.2.3. Propriedades mecânicas dos materiais de fricção relacionadas ao *squeal noise*

A relevância das características do material de fricção para a geração de ruídos de freio estende-se além de suas propriedades tribológicas. Propriedades mecânicas destes compósitos são igualmente importantes para definir a propensão à ocorrência de ruídos de freio. Neste sentido a influência da rigidez do compósito sobre a ocorrência de ruídos de freio foi estudada experimentalmente por Canali e Tamagna, 2002, que constataram a redução da ocorrência de ruídos de freio em função do aumento da flexibilidade do compósito. Matoso et al., 2006, obteve resultados semelhantes aumentando a flexibilidade da pastilha de freio através da utilização de uma camada de compósito flexível entre o material de fricção e o reforço metálico. Em ambos os casos a rigidez da pastilha de freio foi mensurada a partir de um ensaio específico da indústria de freios automotivos nominado “compressibilidade”.

3.2.4. Características de superfície e contato associados ao *squeal noise*

Outro foco dos estudos relacionados ao tema *squeal noise*, abordado com maior ênfase nas últimas duas décadas, consiste na análise dos fenômenos topográficos e de superfície que desenvolvem-se entre o par tribológico [Bergman et al. 1999] e sua relação com a susceptibilidade do sistema de freio à ocorrência de ruídos desta natureza.

O contato entre o material de fricção e sua contraparte foi estudado por Eriksson et al., 2001, e é descrito como sendo estabelecido através de diversos platôs (fig. 3.2.4.1) que sobressaem alguns micrômetros do patamar médio do material de fricção. Tais platôs são compostos por matérias de maior resistência mecânica, como fibras metálicas, e proporcionam ancoragem às pequenas partículas provenientes do desgaste das superfícies em contato. Submetidas à pressão de contato exercida pelo sistema de freio, estas partículas são compactadas formando o platô sobre a superfície do material de fricção. Constatações experimentais, como as apresentadas no trabalho desenvolvido por Bettge et al., 2003, ainda relacionam a topografia das pastilhas às características da sequência de frenagens (pressão de contato, temperatura, velocidade, etc.) a qual o material é submetido.

A relação entre a ocorrência de *squeal noise* e os platôs foi estudada por Eriksson et al., 1999, que constatou experimentalmente que a superfície de pastilhas com um grande número de platôs de pequena dimensão ($<0,01\text{mm}^2$), decorrentes de frenagens sucessivas com baixa pressão de contato, induz a uma maior ocorrência de *squeal noise*.

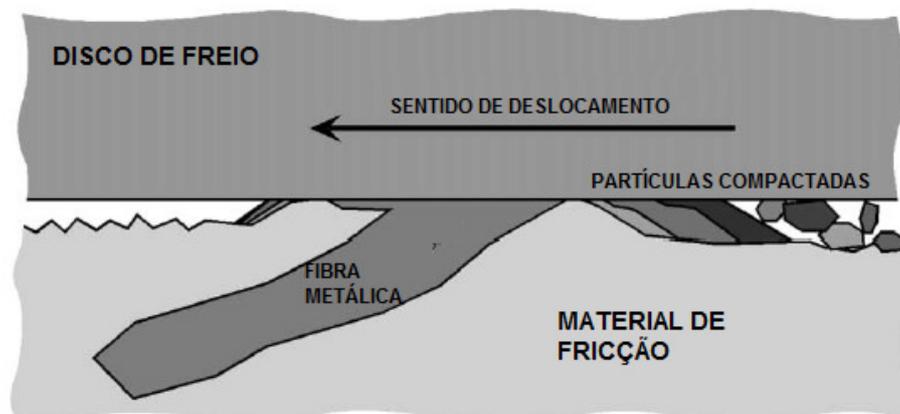


Figura 3.2.4.1 – Desenhos esquemático de um platô de contato. (fonte: adaptado de Eriksson et al.,2002).

Aspectos geométricos do contato foram também considerados por alguns autores. Uma relação entre a geometria do contato dos elementos de fricção de um tribômetro do tipo pino-no-disco e a ocorrência de *squeals* foi estabelecida por Vayssière et al., 2005. O autor identificou que os *squeals* induzidos neste tipo de aparelho ocorrem quando o ângulo formado entre o plano de contato no pino e a superfície do disco é positivo, situação ilustrada pela figura 3.2.4.2.

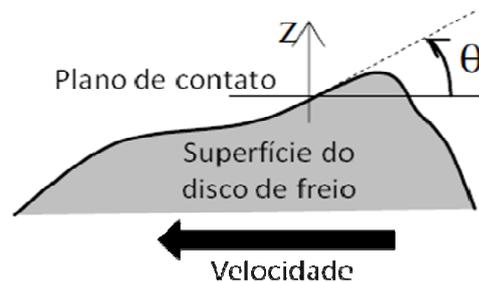


Figura 3.2.4.2 – Ângulo formado entre as superfícies em contato (fonte: adaptado de Vayssière et al., 2005)

A topografia das superfícies em contato foi considerada no estudo conduzido por Hammerström e Jacobson, 2006. Nele o autor induz um aumento da rugosidade superficial do disco de freio através de seu jateamento com granalha de aço. Ao submeter o disco ao ensaio propostos para avaliar a ocorrência de *squeal noise* foi verificado que os eventos deste ruído ocorrem unicamente quando a superfície do disco de freio tem a rugosidade reduzida em função do desgaste induzido pelo contato entre as partes. Embora o resultado seja válido, a constatação pelos autores de que o coeficiente de atrito foi reduzido pelo processo de jateamento (aumento da rugosidade superficial) e que *squeals* tenham sido novamente induzidos apenas após o mesmo retornar ao patamar de 0,4 sugere que o coeficiente de atrito tenha impacto mais significativo do que a rugosidade no processo de geração de ruídos do tipo *squeal*. Massi et al., 2008, chegou a uma conclusão semelhante ao estudar a amplitude do *squeal* gerado por um disco de freio com distribuição assimétrica de rugosidade ao logo da pista de atrito. Foi verificado que quando o atrito com a pastilha se desenvolvia sobre as regiões com maior rugosidade, *squeals* de menor amplitude eram induzidos, ao passo que ruídos de maior amplitude eram gerados quando o contato se desenvolvia nas superfícies com menor rugosidade. O fenômeno foi atribuído pelo autor ao menor coeficiente de atrito nas

áreas mais rugosas decorrente da redução da área real de contato, embora o conceito clássico de coeficiente de atrito o defina de forma independente, como sendo o cociente entre a força de atrito e a força normal (eq. 3.2.4.1).

$$\mu = \frac{Fa}{Fn} \quad (3.2.4.1)$$

Outro aspecto relevante ao contato entre as superfícies e sua relação com ruídos do tipo *squeal* consiste na natureza do filme de fricção que se desenvolve entre os elementos em contato. Este filme, também chamado terceiro corpo, é constituído de fragmentos dos dois materiais originalmente em contato em sua natureza química original ou modificada, devido aos processos de transformação química decorrentes das altas temperaturas e natureza do ambiente da superfície de contato. Tribologistas, estudando a natureza do terceiro corpo desenvolvido a partir do contato entre materiais de fricção e o disco de freio, identificaram a formação de magnetita (Fe_3O_4) como substrato do filme formado sobre o disco de freio [Hinrich et al. 2011].

Em função de sua composição, alguns tipos de materiais de fricção podem induzir a formação e manutenção de uma camada adicional sobre este filme. Materiais do tipo NAO são especificamente desenvolvidos para este fim, proporcionando a formação de um filme sobre o substrato de magnetita composto por elementos constituintes da pastilha de freio e transferidos ao disco. Dada a característica de reduzida abrasividade deste tipo de material, o filme desenvolvido mantém-se na superfície do disco de freio ao longo da vida do produto. Como vantagens deste tipo de contato, tem-se um coeficiente de atrito bastante estável que reduz a geração de ruídos de *squeal noise*.

A ocorrência de *squeal noise* também pode ser afetada por modificações nas características do contato entre as superfícies decorrentes de condições climáticas. Matozo et al., 2008, demonstrou experimentalmente que ambientes onde o ar atmosférico apresenta maior umidade proporcionam menor ocorrência de ruídos deste tipo. Tal fenômeno deve-se ao efeito provocado pela umidade o principal lubrificante utilizado em pastilhas de freio, o grafite. Segundo Bharat, 2002, o coeficiente de atrito do grafite varia significativamente em função da composição da atmosfera a qual está exposto uma vez que a presença de qualquer gás não

inerte resulta na redução de seu coeficiente de atrito. A figura XX ilustra a dependência do coeficiente de atrito do grafite em função da pressão de vapor de vários gases.

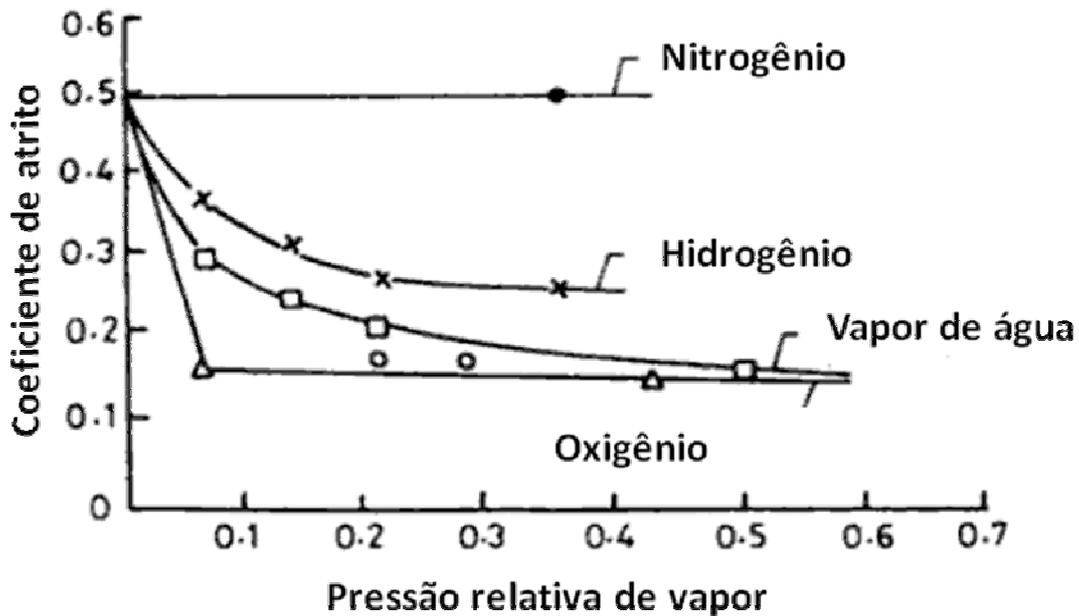


Figura 3.2.4.3 – Coeficiente de atrito do grafite em função da pressão relativa de vapor da atmosfera. (fonte: adaptado de Bharat, 2002)

3.2.5. Contribuição das propriedades de matérias-primas utilizadas em materiais de fricção para a ocorrência de *squeal noise*

As propriedades dos materiais de fricção, sejam elas mecânicas, tribológicas ou de qualquer outra natureza, são definidas em grande parte pelas matérias-primas que os constituem. Modelos analíticos são úteis para estimar algumas destas propriedades. Em Casaril, 2009, é apresentado um modelo para o cálculo do módulo de elasticidade de compósitos de fricção o qual é fundamentalmente definido pela fração volumétrica e módulo de elasticidade das materiais-primas utilizadas. Especialmente a dureza dos abrasivos utilizados nas formulações apresenta intima relação com o coeficiente de atrito proporcionado pelo compósito, sendo abrasivos de maior dureza responsáveis pelo incremento da magnitude desta propriedade. Este conceito é amplamente difundido dentre os engenheiros responsáveis pelo projeto destes materiais, sendo a adição de grandes quantidades de abrasivos duros a principal alternativa para ampliar o coeficiente de atrito de uma formulação. Esta estratégia,

no entanto, tem sua aplicabilidade limitada em função do aumento do desgaste da superfície contra a qual o compósito é colocado em contato, devido a maior quantidade de partículas abrasivas (Pilato, 2010).

No trabalho desenvolvido por Matejka et al., 2010, propriedades tribológicas como desgaste e atrito foram caracterizadas em função das propriedades de uma matéria-prima abrasiva (carbeto de silício – SiC) utilizada num grupo de materiais de fricção. O estudo paramétrico foi conduzido tomando como variáveis a concentração volumétrica e o tamanho mediano das partículas desta matéria-prima, tendo sido identificadas alterações significativas das propriedades de interesse.

Embora seja possível associar as propriedades estudadas em trabalhos como os citados neste capítulo com a ocorrência de *squeal noise*, são poucos os estudos desenvolvidos relacionando diretamente matérias-primas à este ruído. Um deles, desenvolvido por Mortelette et al., 2009, estuda a influência da quantidade e natureza de fibras minerais utilizadas num determinado material de fricção sobre propriedades mecânicas associadas a ocorrência de *squeal noise*.

3.2.6. Índice de *squeal noise* de Sharif.

Estudos que integram as diferentes dimensões envolvidas no fenômeno de *squeal noise*, tais como topografia, propriedades mecânicas e tribologia são pouco frequentes. Um primeiro passo nesta direção foi proposto por Sharif, 2004. O autor define a propensão à ocorrência de *squeals* à condição de contato entre as superfícies, caracterizada através do índice de plasticidade [Madhusudana, 1996]. Tal índice foi adaptado pelo autor sendo excluídas as propriedades mecânicas e mantidas apenas as propriedades geométricas, sendo renomeado de *squeal index* (eq. 3.2.5.1). Sendo o contato elástico, situação em que o *squeal index* assume valores inferior a 0,1, conforme os resultados experimentais obtidos pelo autor, existe a possibilidade da ocorrência de *squeals*, ao passo que, quando o contato passa a ser dominado pela deformação plástica das superfícies (*squeal index* superior a 0,1) o *squeal* passa a ser mínimo. Propriedades mecânicas do sistema são adicionadas à medida em que o autor define a rigidez de contato (eq. 3.2.5.2) das superfícies em função dos parâmetros topográficos e operacionais.

$$\gamma = \sqrt{\sigma_s / \beta_s} \quad (3.2.5.1)$$

$$k_n = \frac{3F_n}{2\beta\gamma^2} \quad (3.2.5.2)$$

O estudo desenvolvido para validação da teoria foi conduzido num tribômetro constituído de um disco de *plexiglass* e um elemento de atrito, tendo as propriedades topológicas do par sido mensuradas através de um perfilômetro para obtenção dos parâmetros R_p (altura máxima do perfil acima da linha média) e S_m (espaçamento médio entre os picos do perfil na linha média). Tendo as asperezas assumidas como sendo esféricas [Hutchings, 1992], seu raio médio (β) e o desvio padrão de sua altura (σ) podem ser calculados através das equações 3.2.5.3 e 3.2.5.4.

$$\beta = \frac{S_m^2}{32R_p} + \frac{R_p}{2} \quad (3.2.5.3)$$

$$\sigma = R_p \quad (3.2.5.4)$$

Embora relevante, o modelo proposto é de pouca utilidade para prever a propensão à ocorrência de *squeal noise* em freios aplicados a veículos, uma vez que o padrão de rugosidade assumido pelas superfícies em contato são severamente afetados pelas condições de frenagem às quais o par tribológico é exposto. Contudo, a ideia de estabelecer-se um índice adimensional à propensão de ruídos serviu de base para o desenvolvimento do trabalho aqui apresentado.

4. MODELAMENTO MATEMÁTICO

4.1. Definição das variáveis consideradas

O desenvolvimento do modelo matemático proposto para a identificação da propensão à ocorrência de ruídos de freio associada aos materiais de fricção concentrou-se em relacionar as variáveis associadas às matérias-primas nele utilizadas e suas propriedades mecânicas à ocorrência de ruídos de freio determinada experimentalmente. Outros parâmetros passíveis de serem considerados, tais como variáveis operacionais associadas às frenagens realizadas nos ensaios desenvolvidos (ex: velocidade angular do disco, temperatura inicial da frenagem, pressão de acionamento do sistema de freio, etc.) ou mesmo parâmetros construtivos do sistema de freio (ex: massa do disco de freio, geometria da pastilha de freio, etc.) não foram contemplados, uma vez que um material de fricção deve ser capaz de atender aos requisitos de desempenho, inclusive os vibroacústicos, em variados regimes de utilização. Já propriedades mecânicas e geométricas dos componentes do sistema de freio, por sua vez, acarretam modificações de seus modos de vibração. Considerando a dependência do fenômeno de *squeal noise* em relação à frequência e geometria dos modos de vibração destes componentes, como já discutido na seção 3.2.2, tais variáveis são mais bem avaliadas a partir de modelos numéricos capazes de representar esta complexidade.

Dentre as matérias-primas constituintes dos materiais de fricção foram consideradas no modelo unicamente aquelas com a função de abrasivo, ou seja, a matéria-prima de maior dureza utilizada na formulação. Esta classe de materiais foi selecionada por ser aquela que mantém a maior influência sobre as propriedades tribológicas do par de fricção, tais como atrito estático e dinâmico e, portanto, está intimamente relacionada a excitação de ruídos do tipo *squeal*. Com base nos trabalhos apresentados na revisão bibliográfica, especialmente das seções 3.2.4 e 3.2.5, foram definidas como propriedades da fração abrasiva do material de fricção a serem consideradas neste estudo:

- Dureza;
- Tamanho de partícula;
- Concentração.

De modo a não negligenciar a influência das propriedades mecânicas do material de fricção sobre a geração de *squeal noise*, e em vista dos diversos trabalhos relacionando a rigidez à compressão, à ocorrência de ruídos de freio, tal propriedade foi considerada no modelo desenvolvido. Uma vez que o estudo propõem-se a estudar *squeals* gerados em sistemas de freio a disco, a rigidez considerada será aquela avaliada através do ensaio de compressibilidade, descrito em detalhes no capítulo 4.

4.2. Definição do índice adimensional de ruído

Tendo claras estas premissas, a técnica empregada para estabelecer a relação entre as variáveis consideradas foi a determinação de números adimensionais a partir do teorema de Buckingham [Schenck, 1979], o qual estabelece que, existindo num problema n variáveis contendo m dimensões primárias (L - comprimento / M - massa / T - tempo), a equação que relaciona tais variáveis terá “ $n-m$ ” grupos adimensionais.

Para o sucesso na aplicação de tal metodologia, as dimensões das variáveis a serem consideradas no modelo devem ser definidas de forma criteriosa:

- Concentração de partículas abrasivas em volume: dado o enunciado estabelecido pela Lei das Misturas [Casaril, 2009], as propriedades mecânicas de um compósito são proporcionais às propriedades mecânicas de seus elementos constituintes ponderadas pela respectiva concentração volumétrica. Embora tal conceito não possa ser estendido diretamente para propriedades tribológicas, a concentração volumétrica relativa entre as matérias-primas é utilizada pelos desenvolvedores deste tipo de material como um dos principais parâmetros de projeto por eles adotados. Assim, a concentração de partículas abrasivas foi inserida no modelo proposto já como um adimensional, sendo o resultado da divisão do volume total de abrasivos utilizado na formulação pelo volume total da formulação.
- Dureza das partículas abrasivas: a propriedade definida como dureza pode ser medida em diferentes escalas, contudo, a dureza Vickers (eq. 4.2.1) é largamente utilizada para a determinação da dureza de materiais cerâmicos [Wachtman et al., 2009] sendo assim mais apropriada para os abrasivos em

questão. Outra vantagem inerente a este método consiste nas leituras extremamente precisas, obtidas através de um único endentador, para materiais de praticamente todas as durezas [Jappes et al., 2006]. Adicionalmente tal escala pode ter o valor de dureza HV convertido para GPa bastando para isso multiplicar a equação 4.2.1 por $9,807E^3$ e assim estar em conformidade com o padrão do sistema internacional de medidas (SI).

$$HV = \frac{2F \sin \frac{136^\circ}{2}}{a^2} \quad (4.2.1)$$

- Dimensão das partículas abrasivas: a distribuição de granulometria foi dimensionada pela determinação da maior comprimento de cada partícula analisada. Assim sendo a dimensão desta variável é expressa em metros, atendendo ao padrão SI para medições de distância ou comprimento.
- Compressibilidade da pastilha de freio: o método utilizado para determinar a compressibilidade resulta numa medida de deflexão absoluta da pastilha de freio, sendo sua unidade definida como metro. Uma vez que duas pastilhas são utilizadas no mesmo freio a disco, o valor médio do par será considerado no modelo.

Fazendo uso unicamente destas variáveis não é possível gerar um número adimensional, uma vez que existem apenas três variáveis para três grupos dimensionais, ou seja, “ $n-m=0$ ”. A tabela 4.2.1 traz os grupos dimensionais de cada variáveis.

Tabela 4.2.1 – Grupos dimensionais das variáveis consideradas.

	Unidade	Grupo dimensional
Concentração volumétrica de abrasivo (v)	%	0
Dureza do abrasivo (H)	HV (kg/ms^2)	L / M / T
Tamanho da particular abrasiva - D50% (d)	m	L
Compressibilidade média das pastilhas de freio (ε)	m	L

Com o objetivo de estabelecer as condições necessárias para que um número adimensional fosse gerado, uma nova variável foi introduzida de modo a dispensar a necessidade de criar uma constante de proporcionalidade dimensional. Foi então introduzida uma normalização da dureza do abrasivo utilizado nas respectivas formulações a partir da dureza do zircão. Esta solução é conveniente devido ao zircão ser considerado um abrasivo suave, sendo pouco usual a utilização de matérias-primas na função de abrasivo com dureza inferior à deste silicato.

Com a introdução da nova variável existe a possibilidade de ser montado um grupo adimensional segundo o teorema de Buckingham. A tabela 4.2.2 traz os expoentes necessários de cada variável para possibilitar sua construção.

Tabela 4.2.2 – Expoentes das variáveis consideradas.

	Unidade	Expoente
Concentração volumétrica de abrasivo (v)	%	1
Dureza do abrasivo (H)	HV	1
Dureza do abrasivo zircão (H_{zr})	HV	-1
Tamanho da partícula abrasiva - D50% (d)	m	1
Compressibilidade média das pastilhas de freio (ε)	m	-1

De modo a fazer com que o valor numérico do índice gerado fosse diretamente proporcional ao incremento da ocorrência de ruídos de freio, as variáveis que apresentaram tendência de aumentar a ocorrência de ruídos foram dispostas no numerador da equação. Uma vez que a análise dimensional define a relação entre numerador e denominador, a equação 4.2.2 foi obtida. Por se tratar de um número adimensional que define a propensão à ocorrência de ruído de um dado material de fricção, o índice π_1 foi nominado índice de excitação π_1 .

$$\pi_1 = \frac{v \cdot H \cdot d}{H_{Zr} \cdot \varepsilon} \quad (4.2.2)$$

Em vista da complexidade do fenômeno tribológico desenvolvido no contato entre disco e pastilhas de freio e responsável pela excitação dos ruídos do tipo squeal, o índice de excitação π_1 constitui um modelamento bastante simplificado e incapaz de descrever os mecanismos desta excitação. Seu objetivo, contudo, consiste em representar uma abordagem fenomenológica para o problema, relacionando a propensão à ocorrência de *squeal noise* a variáveis do compósito de fricção e suas materiais-primas, sem se ocupar do mecanismo através do qual a excitação é gerada. Ainda assim, o modelo desenvolvido contempla a utilização de variáveis cuja associação ao fenômeno de *squeal noise* já houvera sido identificada em trabalhos isolados ou mesmo sugerida com base no conhecimento empírico de profissionais responsáveis pelo desenvolvimento de materiais de fricção.

O índice proposto não tem dentre as variáveis contempladas o coeficiente de atrito, embora este seja um número adimensional (de fácil inserção na equação) e seja apontado por vários autores como característica intimamente relacionada a ocorrência do *squeal noise*. A opção por não incluí-lo alicerça-se em duas principais razões:

- O índice de excitação deve ser útil para auxiliar no projeto da composição do material de fricção, etapa na qual o coeficiente de fricção do compósito contra sua contraparte não é conhecido. Ainda assim, mesmo que possa ser acessado através de ensaios simplificados, este é invariavelmente dependente das condições de operação e da natureza da superfície contra a qual é aplicado, de modo que contemplá-lo ampliaria a incerteza dos dados de entrada do modelo.
- O coeficiente de atrito é dependente da composição do material de fricção, em especial de seus abrasivos. Assim, ao considerar no modelo as propriedades da fração abrasiva, parte das variáveis que definem a magnitude do coeficiente de atrito está sendo indiretamente contemplada.

5. TÉCNICAS EXPERIMENTAIS

Para a validação do modelo proposto é necessária a quantificação da propensão à ocorrência de ruídos de freio em função das variáveis contempladas no modelo. Deste modo, neste capítulo são descritas as técnicas empregadas para esta quantificação, bem como para a caracterização da rigidez à compressão e determinação do tamanho das partículas abrasivas.

5.1. Caracterização da compressibilidade

Como já foi citado anteriormente, a compressibilidade consiste de uma medida da rigidez do compósito de fricção que pode ser relacionada a diversas propriedades de desempenho destes materiais, inclusive à propensão à geração de *squeals*. Sendo assim, tal propriedade não pode ser negligenciada em qualquer trabalho que venha a ter como objeto de seu estudo de ruídos em sistemas de freio a disco.

Embora existam diferentes metodologias para caracterização desta propriedade, um equipamento padronizado pode ser utilizado. Nos experimentos conduzidos para o presente trabalho foi utilizado um equipamento produzido pelo fabricante *LINK Engineering* (fig.5.1.1), dotado de sistema pneumático capaz de comprimir uma pastilha de freio e mensurar, através de um LVDT, a deflexão desta sob o efeito da carga normal aplicada (incerteza de medição de $\pm 0,5\mu\text{m}$). A interface entre a pastilha e o equipamento é composta por uma placa plana, sobre a qual a face do material de fricção é apoiada, e um adaptador que simula a geometria do pistão da pinça de freio na qual a pastilha será utilizada. Um sistema automático de controle realiza o número de ciclos de compressão estabelecidos pelo procedimento de ensaio. Os resultados são então apresentados em forma gráfica (fig. 5.1.2) no qual pode-se perceber o ciclo de histerese característico do material e/ou através do valor numérico, mais sintético, correspondente a deflexão máxima em uma determinada condição de carga.

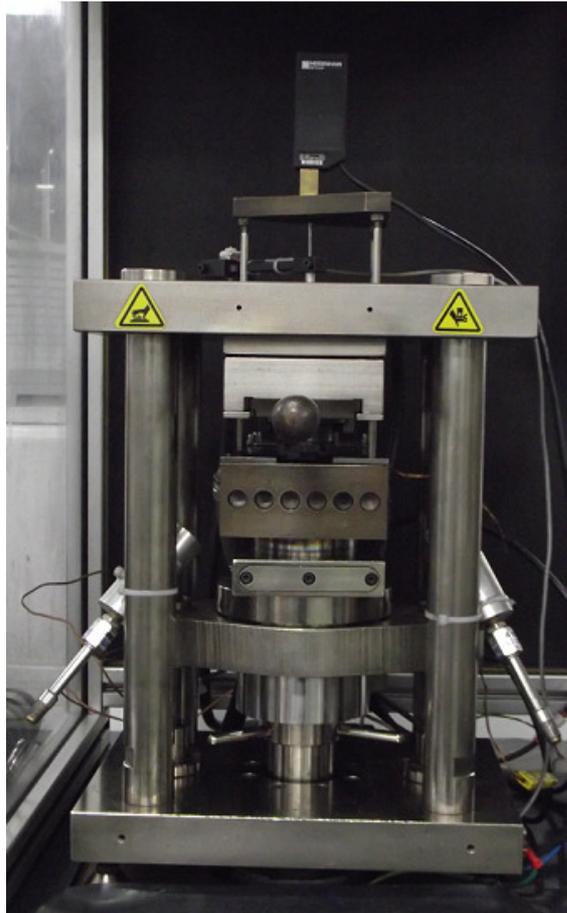


Figura 5.1.1 – Equipamento para caracterização de compressibilidade.

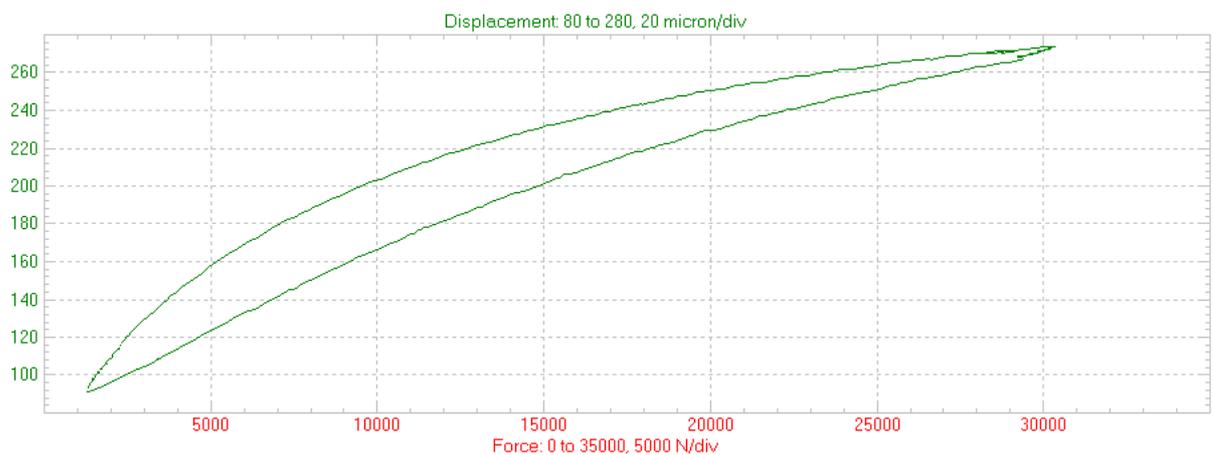


Figura 5.1.2 – Ciclo de histerese de uma pastilha de freio submetida ao ensaio de compressibilidade.

Os resultados de caracterização de compressibilidade apresentados neste trabalho foram obtidos através da aplicação do método ISO 6310, o qual define que a deflexão do material da pastilha de freio deve ser medida ao final de três ciclos de compressão. A força de

compressão realizada pelo sistema pneumático do equipamento deve ser aquela necessária para estabelecer uma pressão máxima de 8MPa e mínima de 0,5MPa sobre a área da superfície de atrito da pastilha de freio. Também são definidas pelo método as rampas de aumento e redução de pressão em função do tempo (4,0MPa/s), bem como o tempo de permanência nos patamares mínimos e máximos de pressão (1s).

5.2. Caracterização de ruídos de freio em dinamômetro

Para o atendimento dos propósitos estabelecidos para este trabalho foi indispensável fazer uso de uma forma consistente e repetitiva para a caracterização de ocorrências de ruídos de freio. Igualmente relevante, o tempo e os recursos materiais necessários para tal caracterização deveriam ser tais que não inviabilizassem economicamente o estudo proposto. Assim sendo, a ferramenta mais indicada para atender a estas condições de contorno consiste de um dinamômetro inercial, capaz de comportar um sistema de freio real e identificar ruídos do tipo *squeal* durante a simulação de frenagens. Em relação à utilização de um veículo dotado de instrumentação para o mesmo fim, algumas vantagens de um dinamômetro podem ser enumeradas:

- Inexistência da influência humana sobre as condições de frenagem, uma vez que o dinamômetro possui um sistema de comando automático que reproduz parâmetros pré-programados para o controle das condições de frenagem.
- Reduzido tempo de ensaio, devido à possibilidade de realizar, de forma ininterrupta, uma sequência de frenagens pré-definida.
- Reduzida influência de variáveis ambientais, em vista da existência de sistema de refrigeração do sistema de freio com temperatura e umidade controladas.
- Possibilidade de explorar diferentes condições de frenagem, as quais são impostas aos automóveis pela topografia do terreno onde transitam.

Tendo claras estas vantagens, o equipamento utilizado para realizar os experimentos com a finalidade de quantificar ocorrências de ruídos de freio constituiu-se de um dinamômetro inercial do fabricante *LINK Engineering* modelo 3900 (fig.5.2.1) Este apresenta capacidade para simular frenagens de veículos cujo momento de inércia a ser simulado esteja compreendido entre 1 e 250kgm², dotado de câmara acústica do tipo semi-anecóica e

equipado com uma unidade de resfriamento e controle de umidade do ar de arrefecimento do sistema de freio. O sistema responsável por medir a pressão sonora e calcular o espectro de frequências dos ruídos no interior da câmara semi-aneecóica constituiu-se de um microfone, instalado próximo ao sistema de freio, ligado a um *data acquisition* Brüel & Kjær Pulse 3560C. Tal equipamento é capaz de proporcionar taxa de aquisição de dados de 51,2kHz e realizar o cálculo dos espectros de frequência em tempo real, realizado através do algoritmo *Fast Fourier Transformation* (FFT).



Figura 5.2.1 – Dinamômetro inercial LINK Engineering 3900. (Fonte: www.linkeng.com)

O dinamômetro inercial em questão funciona a partir de um motor elétrico ligado a um eixo ao qual volantes são acoplados para simular um dado momento de inercia. Um novo eixo conecta os volantes à célula de carga responsável pela medição do torque frenante. Um eixo cardânico ou homocinético liga a célula de carga a um dispositivo construído a partir do cubo de rodas que é responsável por suportar o sistema de freio do veículo (fig. 5.2.2). A temperatura do disco de freio, parâmetro importante devido a modificação das propriedades tribológicas e mecânicas do par de fricção (disco/pastilhas) em função do aquecimento, é medida através de um termopar (tipo K no modelo em questão) colocado a 2mm da superfície da pista de atrito.

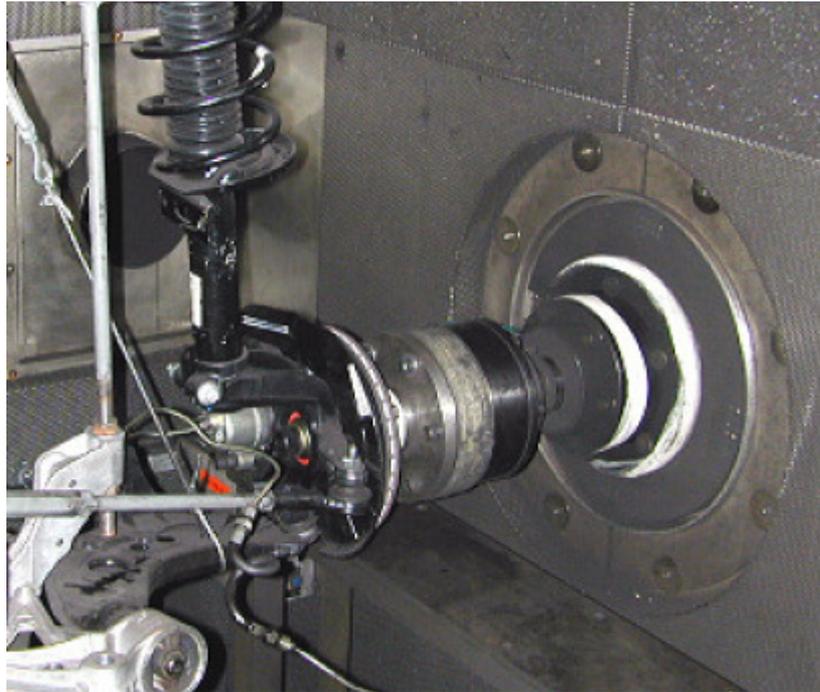


Figura 5.2.2 – Acoplamento entre sistema de freio e dinamômetro.

Neste equipamento um evento de frenagem pode ser simulado uma vez que o motor elétrico acelere as massas de inércia e, atingindo a velocidade angular objetivo, o sistema de freio seja acionado a partir do sistema hidráulico de comando. Torque e temperatura são então registrados, assim como o ruído de freio no interior da câmara acústica, até que a condição estabelecida como necessária para o final do ciclo de frenagem seja atingida, seja ela uma determinada temperatura do disco, um período de tempo ou mesmo uma dada velocidade final. Existe ainda possibilidade de simular frenagens que tipicamente ocorrem em situações nas quais o veículo encontra-se num plano inclinado e freia para manter sua velocidade constante devido ao efeito de aceleração proporcionado pela força da gravidade. Para isso o dinamômetro aciona seu motor durante a frenagem de modo a manter a velocidade angular do eixo constante. Tais frenagens são usualmente nominadas *drag stops*.

Alem de ruídos de freio, dinamômetros para avaliação de sistemas de freio têm como finalidade caracterizar a magnitude do coeficiente de atrito que se desenvolve entre o par de fricção. Este dado é obtido através da medição do torque frenante pela célula de carga do dinamômetro. A acuracidade da medição desta grandeza no equipamento utilizado é de $\pm 0,1\%$ do fundo de escala (5650N). Uma vez conhecido o torque no eixo (W) e as características construtivas do sistema de freio, tais como raio efetivo de frenagem (Re) – dimensão correspondente a distância entre o centro do pistão da pinça de freio e o centro do cubo de

rodas – e o diâmetro do cilindro da pinça de freio (ϕ), além da pressão hidráulica (medida a partir de transdutor que apresenta acuracidade de $\pm 0,1\%$ do fundo de escala – 20,7MPa) aplicada sobre o *caliper* (p), pode-se calcular o coeficiente de atrito através da equação 5.2.1.

$$\mu = \frac{W}{Re \cdot p \cdot \pi \left(\frac{\phi}{2}\right)^2} \quad (5.2.1)$$

Alem da incerteza de medição de torque e pressão que tem influência sobre o coeficiente de atrito calculado, Vieira et al.,2008, cita ainda a definição do raio efetivo como fonte de erro no cálculo do torque frenante. Embora o raio efetivo seja definido como constante, imagens termográficas do disco de freio durante frenagens demonstram que o contato entre disco e pastilha de freio não é homogêneo, havendo pontos nos quais a temperatura é significativamente maior do que em seu entorno. Segundo o autor esta diferença de temperatura decorre de um ponto preferencial de contato o qual seria entendido como o limite do raio efetivo, o qual não coincide com o centro geométrico do pistão do *caliper*.

Existe uma vasta quantidade de procedimentos de testes desenvolvidos para caracterizar a quantidade e as características espectrais de ruídos de freio em dinamômetro. Estes descrevem os parâmetros e condições de cada frenagem a ser simulada, bem como sua ordem e número de repetições. Para o estudo desenvolvido, um procedimento normalizado – SAE J2521 – foi utilizado e um novo procedimento foi especialmente desenvolvido – MF82.093.

5.2.1. Procedimento SAE J2521

Amplamente aplicado pela indústria automobilística, o método de ensaio SAE J2521, tem por objetivo expor o sistema de freio a condições de frenagem usualmente associadas à geração de ruídos do tipo *squeal*. A sequência de frenagens é colocada de tal forma que a exposição a estas condições se dá de forma intensiva, ou seja, muito mais frequente do que em condições normais de utilização do veículo. Nas seções obrigatórias do método (sendo

estas as relevantes ao escopo deste trabalho) estão contempladas frenagens com temperatura inicial do disco de freio entre 50 e 300°C combinadas com pressões de acionamento entre 2,5 e 51bar e velocidade angular do disco de freio equivalente a velocidade do veículo entre 5 e 80km/h, havendo ainda diferenciação entre frenagens nas quais a velocidade é mantida constante (*drag stops*) e outras em que ocorre desaceleração, além de frenagens desenvolvidas à ré. Ao total 1918 aplicações de freio são executadas, sendo a duração média do ensaio de 48horas. A velocidade definida pelo procedimento refere-se à velocidade do veículo, portanto, são necessários parâmetros construtivos do deste para convertê-la na velocidade angular a ser desenvolvida pelo eixo do dinamômetro ($\dot{\theta}$). A relação é estabelecida com base no raio do pneu do veículo (r_p) e da velocidade do automóvel (\dot{x}) através da equação 5.2.1.1.

$$\dot{\theta} = \frac{\dot{x}}{2\pi r_p} \quad (5.2.1.1)$$

Este método estabelece que o máximo ruído de fundo no interior da câmara acústica durante uma frenagem seja de 60dB(A) acima de 900Hz e que o valor mínimo para detecção de um ruído seja de 70dB(A) entre 0,9 e 17kHz. Tais limites foram respeitados nos ensaios realizados para este trabalho. A aquisição de dados também seguiu o padrão estabelecido pelo procedimento, sendo o *spam* de frequência de 25Hz e a quantificação da amplitude máxima do ruído calculada em pico considerando um *overlap* de 50% e aplicando janela de Hanning ao sinal medido. A posição do microfone no interior da câmara semi-anecóica é ilustrada pela figura 5.2.1.1.

Cabe resaltar que a detecção de um evento de ruído é resultado de uma frequência de seu espectro atingir uma pressão sonora superior a 70dB(A), como indicado na figura 5.2.1.2. A forma sintética de expressar o resultado do ensaio, para fins de quantificação da propensão à ocorrência de ruídos num dado sistema de freio, consiste em expressar o percentual de frenagens nas quais o limite de detecção foi atingido, ou seja, o percentual de frenagens ruidosas no ensaio executado.

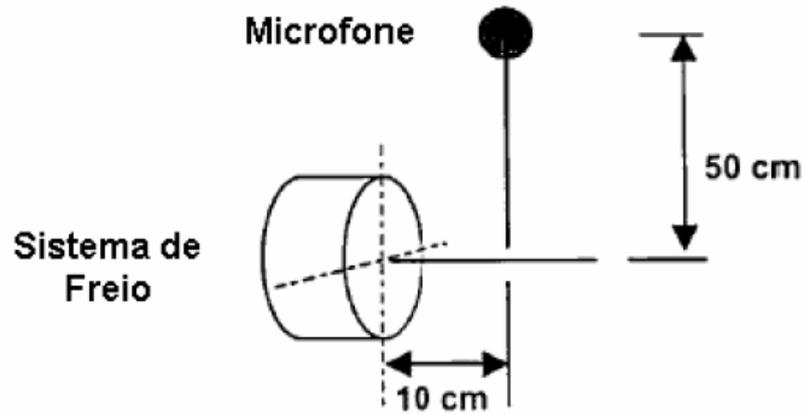


Figura 5.2.1.1 – Posição do microfone em relação ao sistema de freio. (Fonte: SAE J2521, 2006)

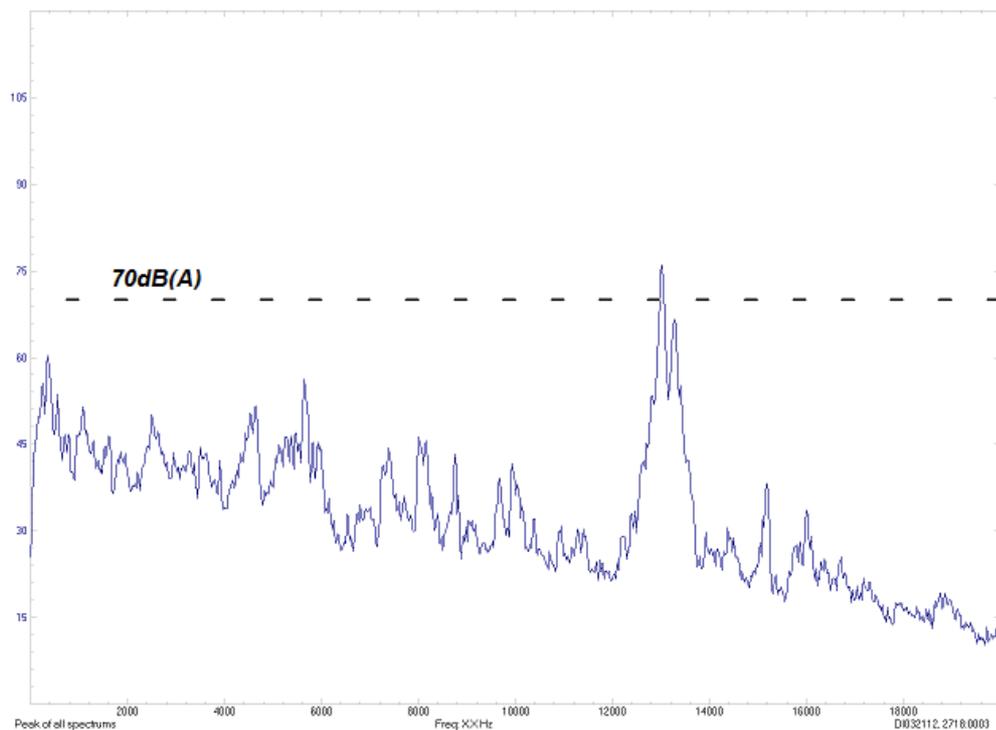


Figura 5.2.1.2 – Exemplo do espectro de frequências no qual um evento de ruído a aproximadamente 13kHz foi detectado.

A figura 5.2.1.3 ilustra um resultado típico deste ensaio, no qual a condição de temperatura inicial das frenagens representada pela linha vermelha e os pontos dispersos no gráfico indicam a frequência dos eventos de ruído que superaram o limite de detecção ao longo do teste.

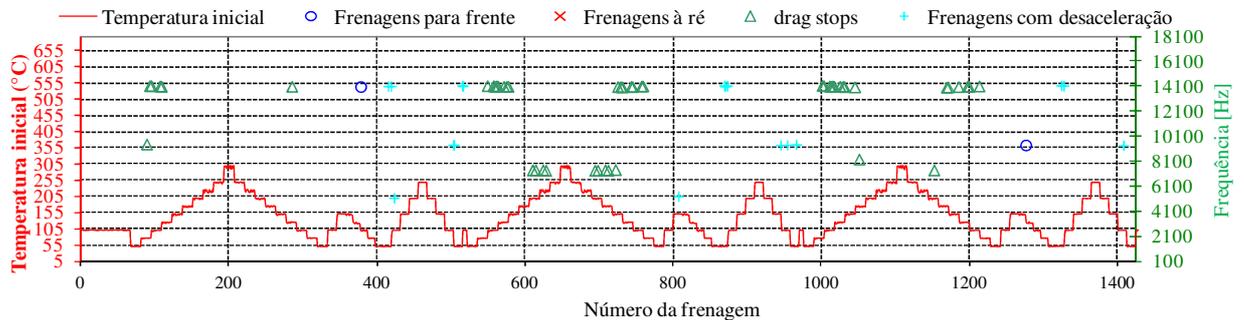


Figura 5.2.1.3 – Representação gráfica do resultado do ensaio SAE J2521.

5.2.2. Procedimento MF82.093

Em virtude da necessidade de reduzir o tempo demandado para caracterização da propensão à ocorrência de *squeal noise* num sistema de freio e/ou material de fricção e, com isso, ampliar a quantidade de dados disponíveis para o presente trabalho, foi concebido um método alternativo ao SAE J2521.

De modo a proporcionar uma significativa redução do tempo de ensaio optou-se por sintetizar o procedimento SAE J2521 excluindo etapas que, embora sejam essenciais para um método cujo objetivo consiste em validar sistemas de freio para o mercado, são dispensáveis quando considerado o âmbito restrito do escopo deste trabalho. Foram, desta forma, retiradas todas as etapas cuja velocidade final de frenagem deveria ser inferior a inicial, sendo mantidas unicamente as etapas de assentamento e caracterização de fricção com estas condições. As demais etapas, nas quais a frenagem é realizada em velocidade constante foram mantidas por 10s, embora tenha sido reduzido o número de condições operacionais definidas pelas variáveis: pressão de acionamento, temperatura inicial e sentido de giro do eixo. Tal metodologia para redução do ensaio foi empregada com base na constatação de que a maioria das frenagens que induzem ruídos durante o procedimento SAE J2521 ocorrem durante as etapas nas quais a velocidade é mantida constante durante a frenagem. Também é usual que baixas velocidades sejam responsáveis pelo maior número de ocorrências deste fenômeno. A matriz de teste resultante é apresentada na tabela 5.3 e conta com um total de 332 frenagens divididas em quatro etapas distintas. A alternância de condições de frenagem (temperatura inicial e velocidade inicial) durante o ensaio foi aleatoriamente definida para que fossem eliminadas as influências de condicionamento da superfície de contato dos materiais de

fricção sobre a ocorrência de ruídos e magnitude do atrito. Tal condição não é adotada pela maioria dos procedimentos de ensaio de materiais de fricção, nos quais a sequencia de frenagens é determinística, que acarreta a impossibilidade de se dissociar o efeito imposto pela condição presente de frenagem do condicionamento imposto pelas situações às quais o material de fricção foi exposto anteriormente. Uma vez que as frenagens executadas durante o ensaio tem seu início determinado pelo atendimento do requisito de temperatura inicial do disco de freio estabelecido pelo procedimento, em alguns casos é necessário que ocorra o seu aquecimento para que esta condição seja atingida. Assim, caso a temperatura final de uma frenagem seja inferior a temperatura estabelecida para o início da frenagem subsequente um ciclo de aquecimento é realizado. Em média o aquecimento resultante do processo tribológico desenvolvido nas frenagens executadas durante a etapa de caracterização de atrito ficou variou entre 3 e 20°C, podendo atingir 130°C nas etapas de caracterização e assentamento. Mesmo assim, durante o ensaio proposto 81 frenagens de aquecimento são necessárias, nelas a ocorrência de ruídos não foi quantificada.

Tabela 5.2.2.1 – Etapas do procedimento MF82.093

Seção	Pressão operativa	Velocidade inicial	Velocidade final	Número de frenagens
Assentamento	30bar	80km/h	30km/h	50
Caracterização de atrito	30bar	80km/h	30km/h	6
Caracterização de ruído	10bar	5, 10, 15km/h	-	270
Caracterização de atrito	30bar	80km/h	30km/h	6

Para fins de quantificação do número de ocorrência de ruídos de freio durante o procedimento de testes, *squeals* ocorridos em quaisquer frenagens foram computados. De forma análoga ao que ocorre no procedimento SAE J2521 a banda de frequência considerada foi restrita ao intervalo entre 1kHz e 17kHz. O limite mínimo para detecção foi mantido em 70dB(A) assim como os parâmetros de aquisição de dados.

Como no procedimento que lhe deu origem, o resultado do ensaio pode ser resumido através do cálculo do porcentual de frenagens ruidosas no ensaio executado. Maiores informações a respeito das condições nas quais o ruído fora gerado e sua frequência são obtidas através da representação gráfica do resultado apresentada na figura 5.2.2.1.

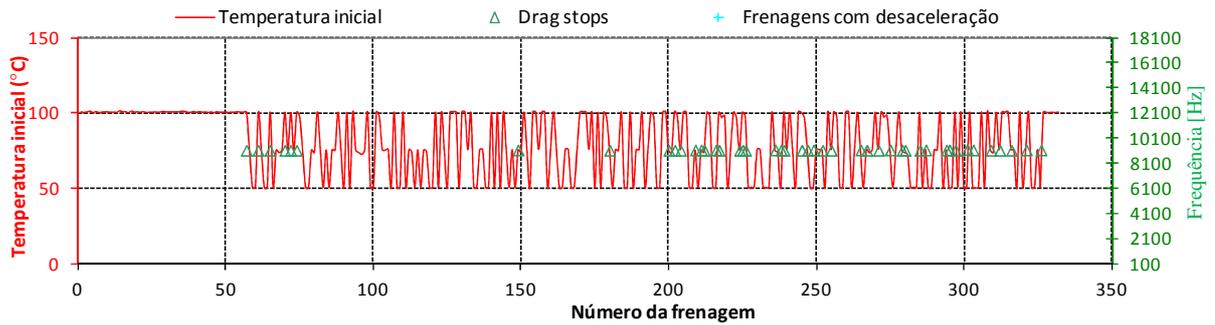


Figura 5.2.2.1 – Representação gráfica do resultado do ensaio MF82.093.

5.3. Desenvolvimento e caracterização dos abrasivos

Os critérios utilizados para a seleção dos abrasivos a serem utilizados na confecção de amostras para validação do modelo proposto foi feita com base em dois critérios distintos: magnitude da dureza típica do abrasivo e aplicabilidade do abrasivo à formulações de pastilhas de freio automotivas. Observando tais critérios foram selecionadas as seguintes matérias primas:

- Óxido de Alumínio Calcinado (Al_2O_3) – Alumina calcinada;
- Silicato de Zircônio (ZrSiO_4) – Zircão.

Tais abrasivos são bastante usuais em materiais de fricção e possuem durezas distintas. Enquanto o zircão é um abrasivo brando, tipicamente utilizado em formulações do tipo NAO por conservar o filme de fricção formado sobre a superfície do disco de freio, a alumina calcinada é tida como um abrasivo severo e, portanto, utilizado em materiais de fricção do tipo semi-metálico por proporcionar um alto coeficiente de atrito obtido através de um regime de desgaste abrasivo. Tal antagonismo é evidenciado pela diferença da dureza de ambos, sendo o valor típico para a alumina calcinada 2100HV [Poitout, 2004] e para o zircão 1000HV [STR Industries, 2012].

A validação experimental do modelo proposto teve como requisito a obtenção de abrasivos com distintas dimensões de partículas. Para evitar diferenças de dureza entre as amostras geradas, um único lote de zircão e de alumina foi utilizado. A modificação do

tamanho das partículas abrasivas foi obtida pela moagem destes lotes. Uma vez que o processo de moagem utilizado não permite a obtenção de um valor único para o tamanho de partícula, mas sim uma distribuição de granulometria, as características desta distribuição foram determinadas a partir de um analisador de tamanho de partículas CILAS modelo 1180 (fig. 5.3.1), com capacidade de identificar partículas entre 0,04 e 2500 μ m. Nele pequenas quantidades do material obtido após a moagem são diluídas em água, que serve de meio no qual as partículas tornam-se dispersas. Uma bomba de circulação faz com que o fluxo desta solução seja bombeado através de uma tubulação. Em determinada porção da tubulação uma câmera de vídeo grava o movimento das partículas dissolvidas em água, sendo as imagens processadas por um software capaz de medir o tamanho destas. Como resultado o software fornece um histograma com a distribuição de granulométrica típica da amostra analisada. Como forma de simplificar a interpretação destes dados, quatro pontos destas distribuições foram disponibilizados na tabela 5.3.1. O título das colunas desta tabela (ex: D20%) identifica o percentual das partículas que tem dimensão inferior ao valor especificado em suas linhas, ou seja, para cada uma das matérias-primas.



Figura 5.3.1 – Analisador de tamanho de partículas Cilas 1180. (Fonte: www.particle-size-analyser.com)

Foram, desta forma, produzidas cinco diferentes matérias-primas abrasivas. Três delas provenientes do processo de moagem aplicado à alumina calcinada e duas oriundas a moagem do zircão. Estas serão identificadas no decorrer deste trabalho através de sua fórmula química e do valor correspondente ao valor central da distribuição de granulometria, ou seja, a coluna D50% da tabela 5.3.1. Imagens das matérias primas são apresentadas pela figura 5.3.2 e o histograma da distribuição granulométrica de cada amostra está disponível no Apêndice A.

Tabela 5.3.1 – Valores característicos da distribuição granulométrica dos abrasivos.

	D20%	D50%	D80%	D100%
Al₂O₃-2,66	<0,64μm	<2,66μm	<4,63μm	<10,0μm
Al₂O₃-5,02	<2,46μm	<5,02μm	<7,78μm	<15,0μm
Al₂O₃-7,76	<3,50μm	<7,76μm	<17,00μm	<56,0μm
ZrSiO₄-1,48	<0,46μm	<1,48μm	<3,48μm	<10,0μm
ZrSiO₄-15,93	<3,06μm	<15,93μm	<45,58μm	<112,0μm

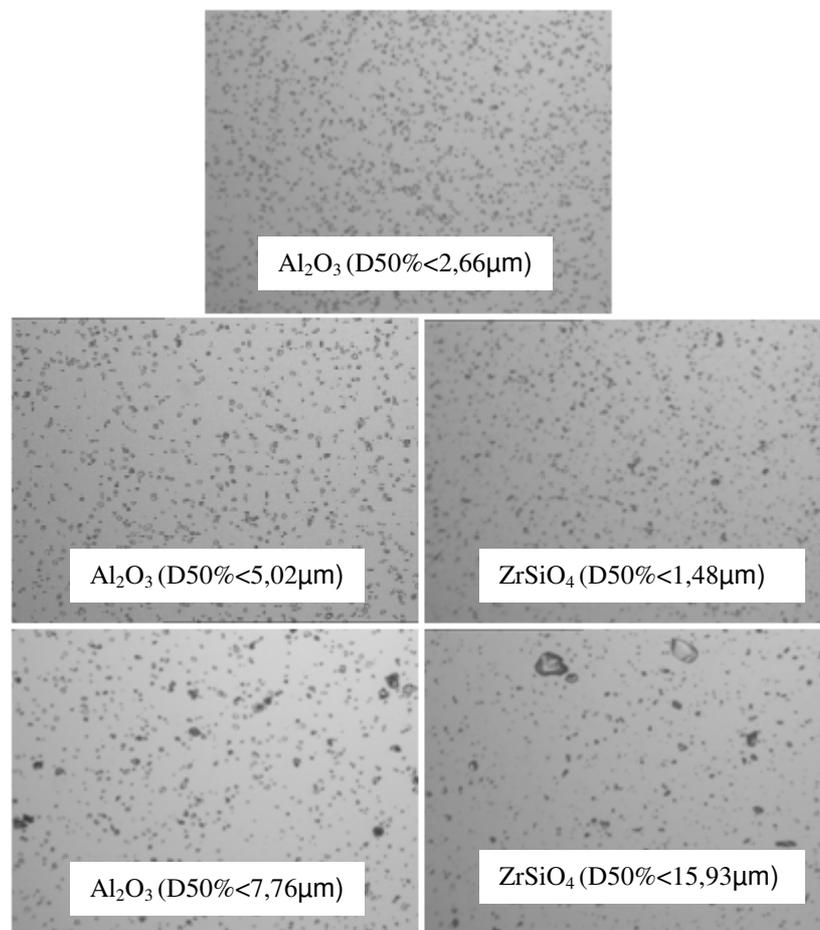


Figura 5.3.2 – Matérias-primas abrasivas como visualizadas através de conjunto óptico do aparelho Cilas 1180.

6. VALIDAÇÃO EXPERIMENTAL DO ÍNDICE DE RUÍDO

6.1. Desenvolvimento e validação de materiais de fricção simplificados

A elaboração de materiais de fricção de base fenólica para sistemas de freio automotivos envolve a combinação de um grande número de componente de natureza distinta, de modo que o resultado deste amalgama possa fornecer ao veículo o desempenho em frenagem necessário para satisfazer aos anseios dos consumidores. Numa primeira abordagem para validar o modelo desenvolvido a fim de representar a influência das propriedades das matérias-primas sobre a propensão à ocorrência de *squeal noise*, optou-se por reduzir o número de componentes de um material de fricção ao número equivalente a variedade de classes de materiais usualmente utilizados em sua confecção. Esta abordagem teve como propósito facilitar a construção das amostras utilizadas nos experimentos realizados e reduzir a possibilidade de efeitos decorrentes de interação entre diferentes matérias-primas que poderiam dificultar a interpretação dos resultados obtidos. As hipóteses sobre a validade da simplificação das formulações dos materiais de fricção partiu das seguintes premissas:

- O material de fricção simplificado deve apresentar propriedades mecânicas e tribológicas semelhantes aos elaborados a partir de formulações convencionais.
- O material de fricção simplificado deve apresentar propensão à ocorrência de ruídos de freio similar aos materiais convencionais.

A formulação original, na qual foi baseada a formulação do material de fricção simplificado, pertence ao grupo dos materiais de fricção NAOs que, conforme descrito no item 3.1.2, não apresenta fibras metálicas ferrosas em sua constituição. Deste modo foram elencadas as seguintes matérias-primas para compor as formulações simplificadas:

- Aglomerante: resina fenólica
- Viscoelástico: pó de borracha
- Lubrificante: grafite natural
- Abrasivo: alumina calcinada
- Fibra de reforço: fibra de cobre
- Carga: sulfato de bário (barita)

A tabela 6.1.1 apresenta a proporção entre os componentes utilizados na elaboração do material de fricção simplificado. Três variações deste material foram criadas a partir da utilização das matérias-primas Al_2O_3 -2,66, Al_2O_3 -5,02 e Al_2O_3 -7,76 apresentadas na seção 5.2. Os materiais gerados foram nominados Al-2,7-2,2%, Al-5,0-2,2% e Al-7,8-2,2% respectivamente.

Tabela 6.1.1 – Composição do material de fricção simplificado.

Classe	Componente	% Volume
Aglomerante	Resina Fenólica Pó	17.2%
Viscoelástico	Pó de borracha	2.3%
Lubrificante	Grafite	29.2%
Carga	Barita ($BaSO_4$)	43.0%
Fibra	Fibra Cobre	6.0%
<u>Abrasivo</u>	<u>Alumina (Al_2O_3)</u>	<u>2.2%</u>

Uma vez desenvolvida a formulação do material de fricção simplificado, fez-se necessário verificar se as premissas que tornam válida sua utilização para o estudo proposto seriam atendidas. Para isso, amostras de pastilhas de freio foram construídas fazendo uso dos materiais Al-2,7-2,2%, Al-5,0-2,2% e Al-7,8-2,2%, tendo sido submetidas a ensaios com o objetivo de avaliar seu comportamento tribológico – a partir da variação do coeficiente de atrito – e da propensão à ocorrência de ruídos do tipo *squeal*.

Para a avaliação do coeficiente de atrito as amostras foram submetidas ao procedimento de testes *AK Master* [SAE J2522, 2003]. Tal ensaio é bastante utilizado pela indústria para caracterização da performance do material de fricção em diversas condições de utilização. Um dinamômetro em escala reduzida [Kruze, 2009], no qual um sistema de freio especialmente desenvolvido para tal equipamento simula condições equivalentes a de sistemas de freio convencionais para a avaliação de propriedades tribológicas, foi utilizado no desenvolvimento destes ensaios. Por se tratar de um equipamento em escala reduzida as dimensões do sistema de freio e o valor da inércia aplicada são igualmente reduzidos:

- Raio efetivo = 61mm
- Diâmetro do cilindro do caliper = 35mm
- Inércia = 8,6kgm²

Sendo ruídos de freio do tipo *squeal* intrinsecamente relacionados ao sistema de freio do qual são originados – em virtude de sua origem em ressonâncias de seus componentes – um sistema de freio convencional foi utilizado para avaliar a ocorrência de *squeal noise* gerada a partir da utilização dos diferentes materiais de fricção simplificados. O sistema selecionado para tal avaliação consistiu de um freio a disco aplicado em veículos compactos de passeio, cuja pinça de freio (do tipo flutuante) apresenta pistão de 48mm de diâmetro, raio efetivo de 98mm e que utiliza disco sólido (240,5mm diâmetro e 12mm de espessura). O método empregado para quantificar a ocorrência de ruídos de freio foi o SAE J2521 descrito no item 5.4.1 sendo a inércia utilizada de 44kgm². O equipamento utilizado para estes ensaios foi o dinamômetro inercial LINK3900.

Como referência comparativa para estabelecer a representatividade do material de fricção simplificado frente a formulação original o ensaio AK Master foi também executado com este material no dinamômetro em escala. Em relação a propensão a ocorrência de ruídos de freio o critério estipulado para validar as formulações modelo não foi o de comparação direta, mas sim baseado no histórico de ensaios realizados com diversas formulações no sistema de freio utilizado. Tal histórico demonstra que tipicamente a ocorrência de ruídos de freio abrange entre 0 e 40% das frenagens executadas. Contudo, materiais do tipo NAO tendem a apresentar ocorrência de ruído reduzida, próxima ao limite inferior desta faixa.

6.1.1. Resultados

Dada a grande quantidade de frenagens executadas durante o procedimento AK Master a análise comparativa do coeficiente de atrito em cada uma torna-se pouco prático. Assim a análise dos resultados foi realizada a partir do grupo de frenagens OP6 e OP18 que são sequências de 6 e 18 frenagens, respectivamente, executadas na mesma condição (velocidade inicial = 80km/h / velocidade final = 30km/h / pressão operativa = 30bar / temperatura inicial 100°C) das quais o coeficiente de atrito medido é extraído. Tais etapas de caracterização são repetidas em 6 momentos do ensaio e conseguem expressar a evolução do coeficiente de atrito ao longo dele.

Os resultados obtidos são apresentados no gráfico apresentado na figura 6.1.1.1. Sua análise permite perceber que embora todos os materiais de fricção simplificados tendam a reproduzir o coeficiente de atrito apresentado pelo material original nas etapas mais avançadas do ensaio, o valor desta propriedade difere significativamente no início do teste. Contudo, o comportamento de aumento ou queda do coeficiente de atrito dos materiais simplificados ao longo do ensaio é semelhante ao observado no material original, sendo as diferenças de magnitude um efeito possivelmente associado à variação do tamanho de grão dos abrasivos utilizados nas diferentes formulações.

Embora o coeficiente de atrito dos materiais simplificados tenha apresentado diferenças aceitáveis em relação ao material original, o mesmo não ocorreu nos ensaios de caracterização de ruído. Os resultados obtidos apresentaram número de ocorrências de ruídos muito superiores ao que usualmente apresentam materiais de fricção do tipo NAO durante o ensaio SAEJ2521 com o sistema de freio em questão. A tabela 6.1.1.1 traz o percentual de ocorrência de ruídos registrado ao longo deste ensaio sendo todos superiores a 50%.

Os resultados obtidos, portanto, não permitem que o estudo seja conduzido com os materiais simplificados, sendo necessário substituí-los por formulações mais representativas.

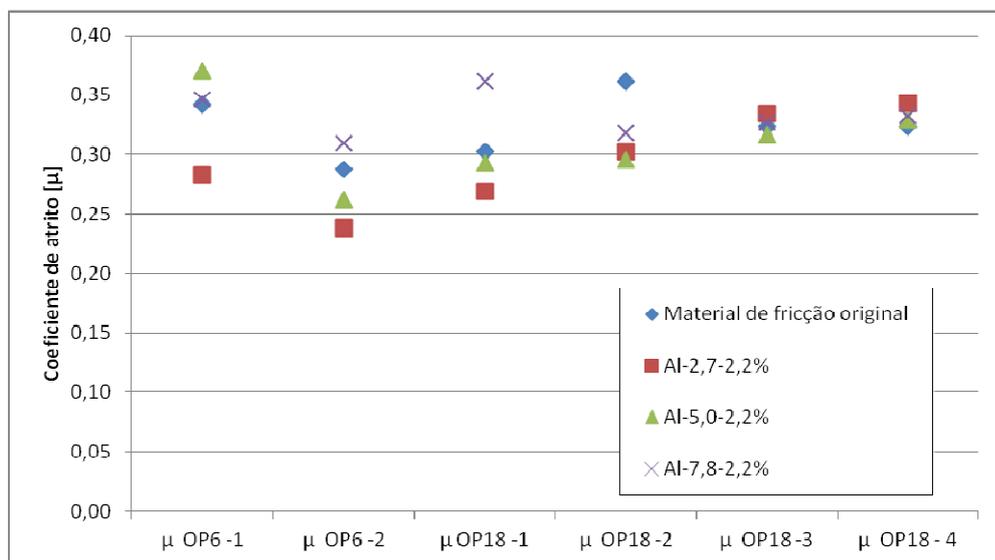


Figura 6.1.1.1 – Coeficiente de atrito medido a partir do procedimento AK Master em dinamômetro em escala.

Tabela 6.1.1.1 – Resultados de ocorrência de *squeal noise* durante o procedimento SAE J2521

Material de fricção simplificado	Ocorrência de <i>squeal noise</i>
Al-2,7-2,2%	53%
Al-5,0-2,2%	60%
Al-7,8-2,2%,	58%

O Apêndice B contempla a aplicação da metodologia descrita em Sharif, 2005, aos resultados obtidos nos três ensaios executados com os materiais de fricção simplificados, de modo a identificar a relação entre os parâmetros topográficos das amostras e a tendência à geração de *squeal noise*.

6.2. Validação do modelo a partir de formulações SEMI-MET

Em vista do insucesso em reproduzir o comportamento de materiais de fricção usuais a partir das formulações simplificadas, uma segunda abordagem foi tentada. Assim, a nova tentativa de validar experimentalmente o modelo proposto fez uso da formulação de um material de fricção do tipo SEMI-MET atualmente empregado numa ampla gama de veículos de passeio. Desta formulação a porção abrasiva original foi substituída de modo a possibilitar um estudo paramétrico das variáveis associadas a esta matéria-prima. Com isso foram geradas formulações derivadas da original nas quais a concentração, ou o tipo (dureza) ou ainda a distribuição granulométrica do abrasivo utilizado diferem entre si.

A tabela 6.2.1 descreve as formulações elaboradas em função das características de sua fração abrasiva. A nomenclatura adotada para descrever tais formulações sintetiza as informações que as diferenciam da seguinte forma: as primeiras duas primeiras letras correspondem ao símbolo químico do elemento que caracteriza o abrasivo, o primeiro conjunto de algarismos identifica o valor de D50% e o último conjunto de algarismos o percentual volumétrico do abrasivo na formulação. Ao total seis novas formulações foram concebidas utilizando quatro diferentes matérias prima.

Tabela 6.2.1 – Formulações desenvolvidas para a validação do modelo de índice de ruído.

Formulação	Abrasivo	D50% [μm]	Concentração [% vol]
Al-2,7-1,5%	Alumina calcinada	2,7	1,5
Al-2,7-3,0%	Alumina calcinada	2,7	3,0
Al-8,0-1,5%	Alumina calcinada	8,0	1,5
Zr-1,5-3,0%	Zircão	1,5	3,0
Zr-1,5-6,0%	Zircão	1,5	6,0
Zr-16,0-3,0%	Zircão	16,0	3,0

As formulações foram produzidas em pequenos lotes de aproximadamente 8kg. A exceção dos abrasivos, todos os demais componentes utilizados na fabricação das amostras foram produzidos a partir de um único lote, minimizando assim a possibilidade da interferência de variações das propriedades destas matérias-primas sobre os resultados dos ensaios que viriam a ser realizados.

O processo para moldagem das pastilhas de freio constituiu-se do processo convencional de fabricação de materiais de fricção de base fenólica, ou seja, processo de prensagem em matriz aquecida com posterior cura em estufa. Nas amostras produzidas não foi utilizado a camada intermediária entre o material de fricção e o reforço metálico, usualmente nominado “material de fundo”, cujo objetivo consiste em incrementar a tensão máxima de cisalhamento entre os dois primeiros.

Ao total vinte amostras de cada formulação foram confeccionadas. Todas, para evitar quaisquer influências externas indesejadas, foram produzidas no mesmo equipamento (prensa e matriz), pelo mesmo operador e ao longo de um mesmo dia. Diferentemente do que acontece em pastilhas de freio destinadas ao mercado, as amostras produzidas não tiveram o reforço metálico pintado. Tal opção foi tomada para evitar que a espessura da camada de tinta utilizada viesse a introduzir uma nova variável ao estudo. As propriedades conferidas à pastilha de freio pela pintura serão abordadas no capítulo 6, no qual a influência destas sobre a propensão à ocorrência de ruídos de freio será abordada.

O conjunto de amostras foi inicialmente submetido ao procedimento ISO 6310 com a finalidade determinar sua compressibilidade. Em vista da influência desta característica sobre a ocorrência de ruído em sistemas de freio, já discutida no item 2.2.3, a compressibilidade foi tomada como um parâmetro para seleção das amostras a serem utilizadas nos ensaios subsequentes.

A propensão à ocorrência de ruídos de freio foi verificada através da execução do ensaio definido pelo método MF82093. Ao todo, 10 diferentes ensaios foram executados com

as amostras produzidas. A seleção das amostras utilizadas nestes ensaios, como citado anteriormente, foi feita com base no valor de compressibilidade observando os seguintes critérios:

- Valores de compressibilidade semelhantes entre pastilhas internas e externas. Isso garante a representatividade do uso da média da compressibilidade no modelo matemático.
- Diferentes magnitudes de compressibilidade entre os pares utilizados nos 10 ensaios realizados. Isso proporciona a condição necessária para o impacto do valor de compressibilidade ser avaliado experimentalmente.

Na tabela 6.2.2 são apresentados os valores do índice de excitação π_1 calculado em função das características das amostras utilizadas em cada experimento realizado.

Tabela 6.2.2 – Propriedades das amostras utilizadas para validação do modelo.

Ensaio	Material de fricção	Compressibilidade [μm] interna / externa	Índice π_1
1	Al-2,7-1,5%	101 / 87	0,10
2	Al-2,7-1,5%	97,5 / 72	0,11
3	Al-2,7-3,0%	98 / 88	0,20
4	Al-2,7-3,0%	123 / 98	0,17
5	Al-8,0-1,5%	101 / 89	0,29
6	Zr-1,5-3,0%	64 / 59	0,07
7	Zr-1,5-3,0%	97 / 90	0,05
8	Zr-1,5-3,0%	96,5 / 122	0,04
9	Zr-1,5-6,0%	88 / 98	0,12
10	Zr-16,0-3,0%	95,5 / 119,5	0,45

O sistema de freio do qual se fez uso durante os ensaios em dinamômetro consistiu de um sistema *Continental* de *caliper* flutuante com pistão único (48mm de diâmetro) e disco de freio sólido (240,5mm de diâmetro e 12mm de espessura) igual ao utilizado nos ensaios realizados com os materiais simplificados. O freio em questão equipa as versões de entrada do veículo Fiat Pálio, veículo que serviu de base para o cálculo da inércia utilizada durante o ensaio, 50kgm². A opção por este sistema deu-se devido a sua suscetibilidade à ruídos do tipo *squeal*, identificada a partir de testes com ele realizados para o desenvolvimento de outros

materiais de fricção. Com isso foi pretendido minimizar as possibilidade de realizar ensaios nos quais a ocorrência de ruídos de freio fosse muito pequena, o que, caso ocorresse, reduziria a sensibilidade do método aplicado para identificar diferenças induzidas pelo material de fricção ao comportamento vibroacústico do sistema de freio.

De modo a reduzir a influência de fatores externos durante os ensaios alguns cuidados foram tomados. Todos os discos utilizados foram provenientes de um único lote de produção do fabricante TRW, a pinça de freio e demais componentes do sistema (a exceção dos discos) não foram substituídos entre os ensaios havendo apenas sido realizada a manutenção necessária para seu correto funcionamento. A cada ensaio os discos de freio foram substituídos para garantir que as condições iniciais dos ensaios fossem rigorosamente iguais.

6.2.1. Resultados

Os resultados referentes à ocorrência de ruídos de freio nos 10 ensaios realizados são apresentados na tabela 6.2.1.1 em função do material de fricção utilizado. Para proporcionar a possibilidade de uma visualização sintética destes resultados foram incluídos nesta tabela os valores referentes à compressibilidade das pastilhas de freio e o valor de atrito registrado. O cálculo do coeficiente médio de atrito e sua dispersão foi realizado a partir da média do atrito médio registrado para cada uma das frenagens executadas ao longo do ensaio. Os gráficos com detalhes a respeito da evolução do atrito medido durante os ensaios, assim como dos eventos de ruído registrados encontram-se disponíveis no apêndice C.

Tabela 6.2.1.1 – Resultados obtidos nos ensaios executados com formulações SEMI-MET.

Ensaio	Material de fricção	Compressibilidade [µm] interna / externa	Coefficiente de atrito médio	Ocorrência absoluta de <i>squeals</i> [%]
1	Al-2,7-1,5%	101 / 87	0,38 ($\sigma=0,06$)	13,9
2	Al-2,7-1,5%	97,5 / 72	0,36 ($\sigma=0,04$)	13,6
3	Al-2,7-3,0%	98 / 88	0,40 ($\sigma=0,04$)	23,2
4	Al-2,7-3,0%	123 / 98	0,39 ($\sigma=0,04$)	29,2
5	Al-8,0-1,5%	101 / 89	0,42 ($\sigma=0,07$)	20,2
6	Zr-1,5-3,0%	64 / 59	0,35 ($\sigma=0,05$)	7,8
7	Zr-1,5-3,0%	97 / 90	0,35 ($\sigma=0,07$)	2,7
8	Zr-1,5-3,0%	96,5 / 122	0,32 ($\sigma=0,06$)	0,3
9	Zr-1,5-6,0%	88 / 98	0,40 ($\sigma=0,04$)	16,9
10	Zr-16,0-3,0%	95,5 / 119,5	0,37 ($\sigma=0,04$)	34,6

Dada a distribuição aleatória das condições de frenagem do método utilizado é possível relacionar a ocorrência de *squeal noise* e sua amplitude à velocidade na qual a frenagem se desenvolve. No gráfico apresentado pela figura 6.2.1.1 são expressos os valores correspondentes à ocorrência relativa de *squeal noise* (número de frenagens a uma dada velocidade nas quais foi verificado ruído dividido pelo número total de frenagens a mesma velocidade) para cada uma das frenagens da etapa de caracterização de ruído do método MF82093. Os resultados obtidos indicam um aumento na ocorrência de ruídos em função da redução da velocidade de deslizamento das superfícies em contato. De forma análoga, o gráfico apresentado na figura 6.2.1.2 traz o valor máximo do nível de pressão sonora (NPS) registrado em cada velocidade da etapa de caracterização de ruídos. Os dados obtidos demonstram que o NPS máximo é geralmente reduzido a medida em que a velocidade aumenta, embora a magnitude desta diferença não seja constante em todos os ensaios.

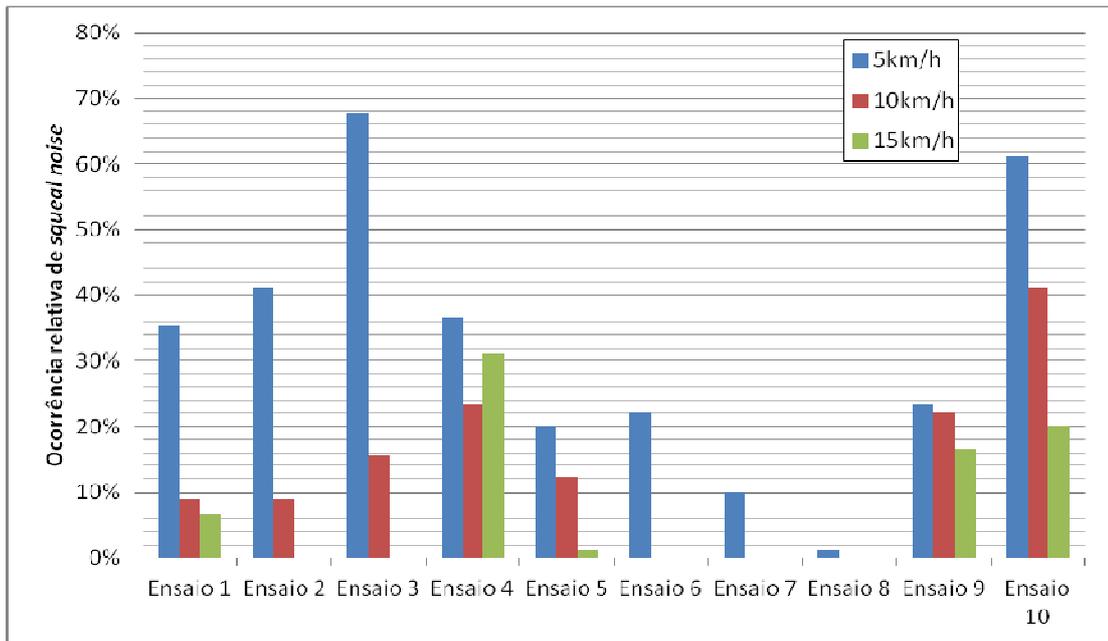


Figura 6.2.1.1 – Ocorrência relativa de *squeal noise* em função da velocidade de frenagem.

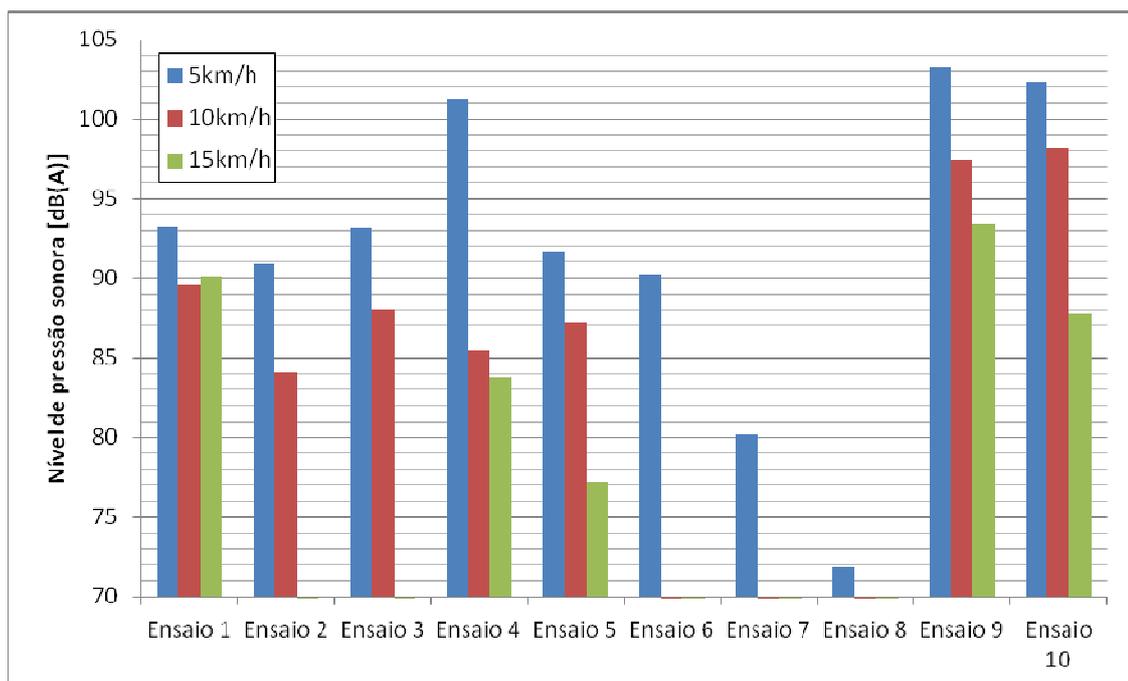


Gráfico 6.2.1.2 – NPS máximo em função da velocidade de frenagem.

Como foi discutido no capítulo 2, uma das hipóteses sobre a causa da maior propensão à ocorrência de ruídos de freio em baixas velocidades relaciona este efeito ao incremento do coeficiente de atrito com a redução da velocidade de deslizamento das superfícies. Como nos ensaios desenvolvidos o aumento da magnitude do coeficiente de atrito implica no aumento da energia entregue ao sistema ao longo de uma frenagem, devido às frenagens

serem executadas com pressão de acionamento constante, tal condição pode favorecer a ocorrência de ruídos. Assim, a partir dos dados dos ensaios realizados, foi feito o cálculo da média do coeficiente de atrito médio registrado durante as frenagens nas quais squeals foram detectados, de modo a validar tal hipótese. Os resultados obtidos demonstram uma tendência ao aumento do coeficiente de atrito à medida que a velocidade é reduzida (fig. 6.2.1.3), e que tal incremento é coerente com o aumento da incidência de ruído em baixas velocidades.

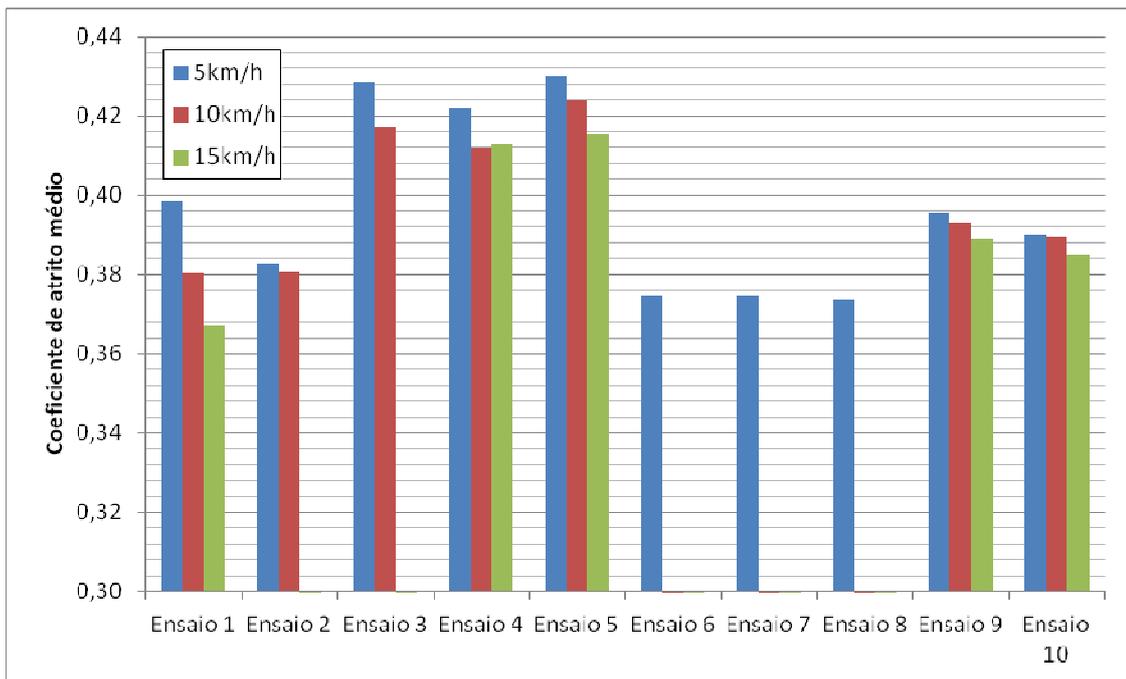


Gráfico 6.2.1.3 – Coeficiente de atrito médio em função da velocidade de frenagem.

Embora seja possível identificar uma relação entre o coeficiente de atrito e o aumento da propensão à ocorrência de ruídos durante um mesmo ensaio, o mesmo não pode ser comprovado quando são comparados os resultados de diversos ensaios. Ao ser comparado o coeficiente de atrito médio ao longo do ensaio com a ocorrência de ruídos registrados nos 10 testes realizados constata-se que não existe uma correlação clara entre estas variáveis (fig. 6.2.1.4).

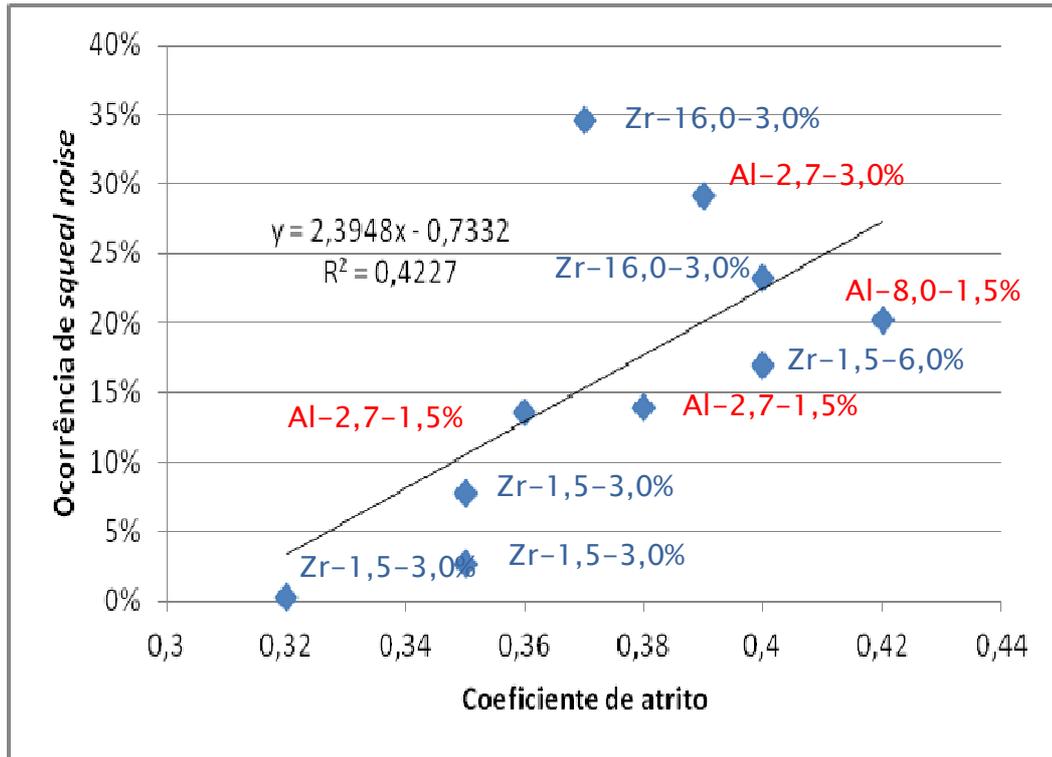


Gráfico 6.2.1.4 – Ocorrência de *squeal noise* em função do coeficiente de atrito médio registrado durante o procedimento de ensaio.

A principal dificuldade em tomar o coeficiente de atrito como indicador para a propensão à ocorrência de *squeal noise* consiste em sua dependência das condições operacionais do sistema de freio e sua variação ao longo da vida útil do par tribológico. A figura 6.2.1.5 ilustra este fenômeno através da representação da curva obtida pelo cálculo da média móvel (20 unidades) do coeficiente de atrito médio de cada frenagem dos ensaios realizados. Nele é possível observar a modificação do coeficiente de atrito no decorrer dos testes, o que faz com que não seja representativo o estabelecimento de um valor único para representar esta propriedade. Tal dificuldade reforça a necessidade de um modelo capaz de integrar diferentes propriedades do compósito de fricção capazes de serem relacionadas à geração de *squeal noise* independentemente da magnitude do coeficiente de atrito.

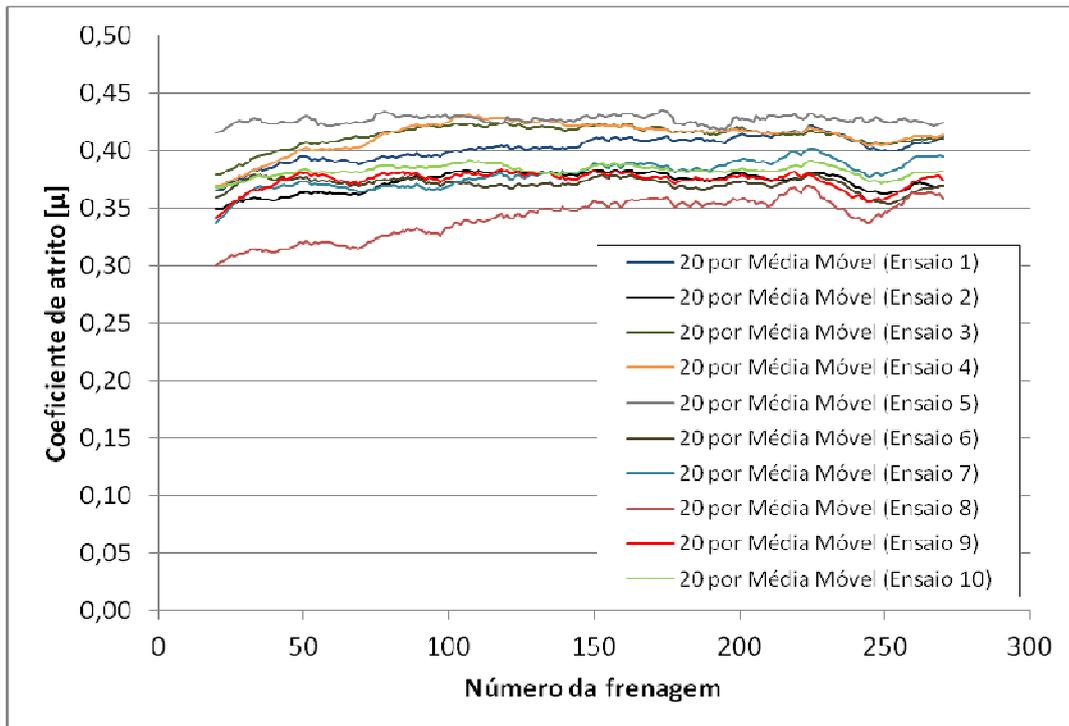


Gráfico 6.2.1.5 – Média móvel do coeficiente de atrito registrado ao longo dos ensaios realizados.

6.2.2. Aplicação dos resultados obtidos ao índice adimensional proposto

Ao confrontar-se os valores do índice π_1 ao percentual de ocorrência de *squeal noise* registrada nos ensaios desenvolvidos foi possível estabelecer uma equação logarítmica (eq.6.2.2.1) para correlacioná-los. A curva produzida por tal equação é representada no gráfico ilustrado pela figura 6.2.2.1 e apresenta valor do coeficiente de determinação (R^2) igual a 0,87. Percebe-se uma melhor correlação dos valores experimentais que tiveram ocorrência de ruídos até o limite de aproximadamente 17%.

$$S_{\%1} = 0,135 \ln \pi_1 + 0,446 \quad (6.2.2.1)$$

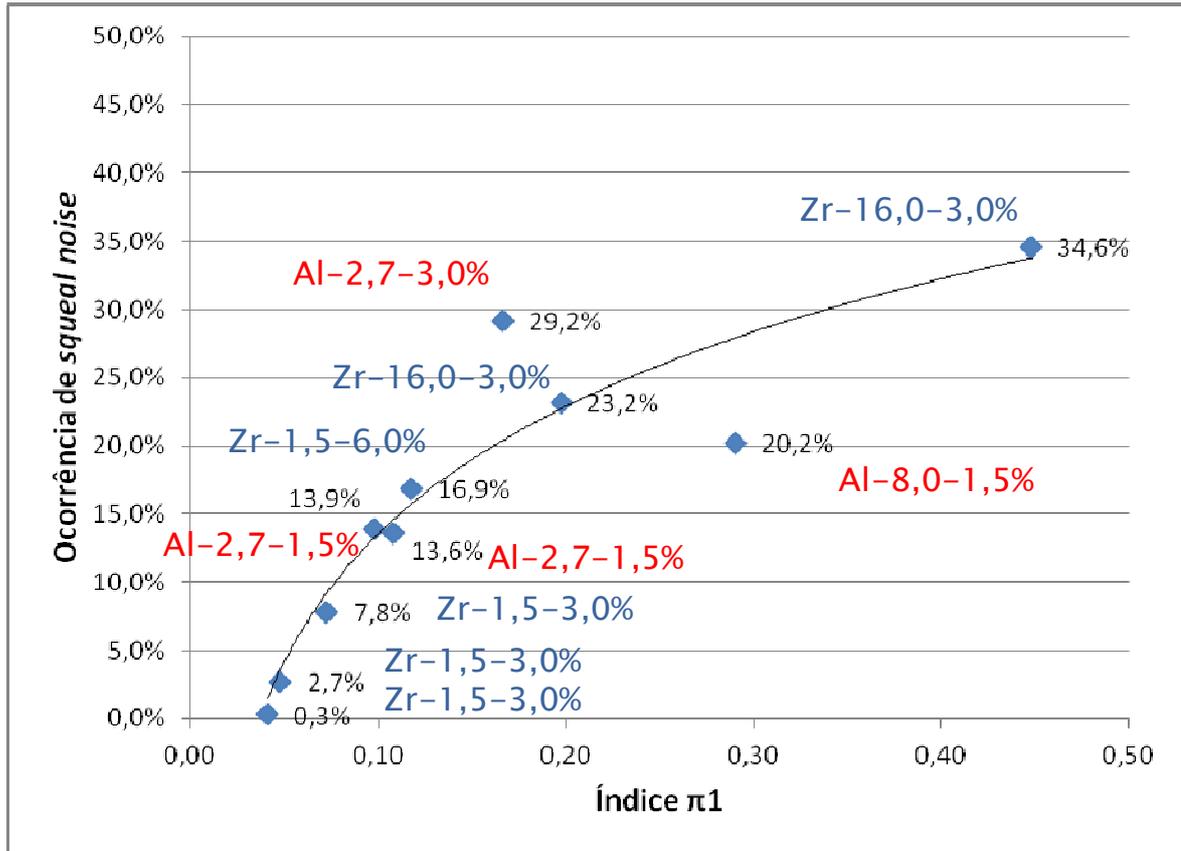


Figura 6.2.2.1 – Relação entre o percentual de ocorrências de ruído e o índice π_1 .

De modo a aumentar a precisão do modelo proposto frente aos dados coletados nos experimentos desenvolvidos, os valores de granulometria e compressibilidade tiveram os expoentes modificados para 0,5, tendo sido gerada a equação 6.2.2.2 que define o índice de excitação π_2 . Tal modificação não tem impacto na coerência dimensional do modelo, uma vez que este mantém-se adimensional e permite uma melhor representação dos resultados experimentais através da equação logarítmica 6.2.2.3, que apresenta coeficiente de determinação de 0,90 (fig. 6.2.2.2). A tabela 6.2.2.2 traz os valores do índice π_2 calculado para as amostras utilizadas em cada ensaio executado.

$$\pi_2 = \frac{v \cdot H}{H_{Zr}} \sqrt{d/\varepsilon}$$

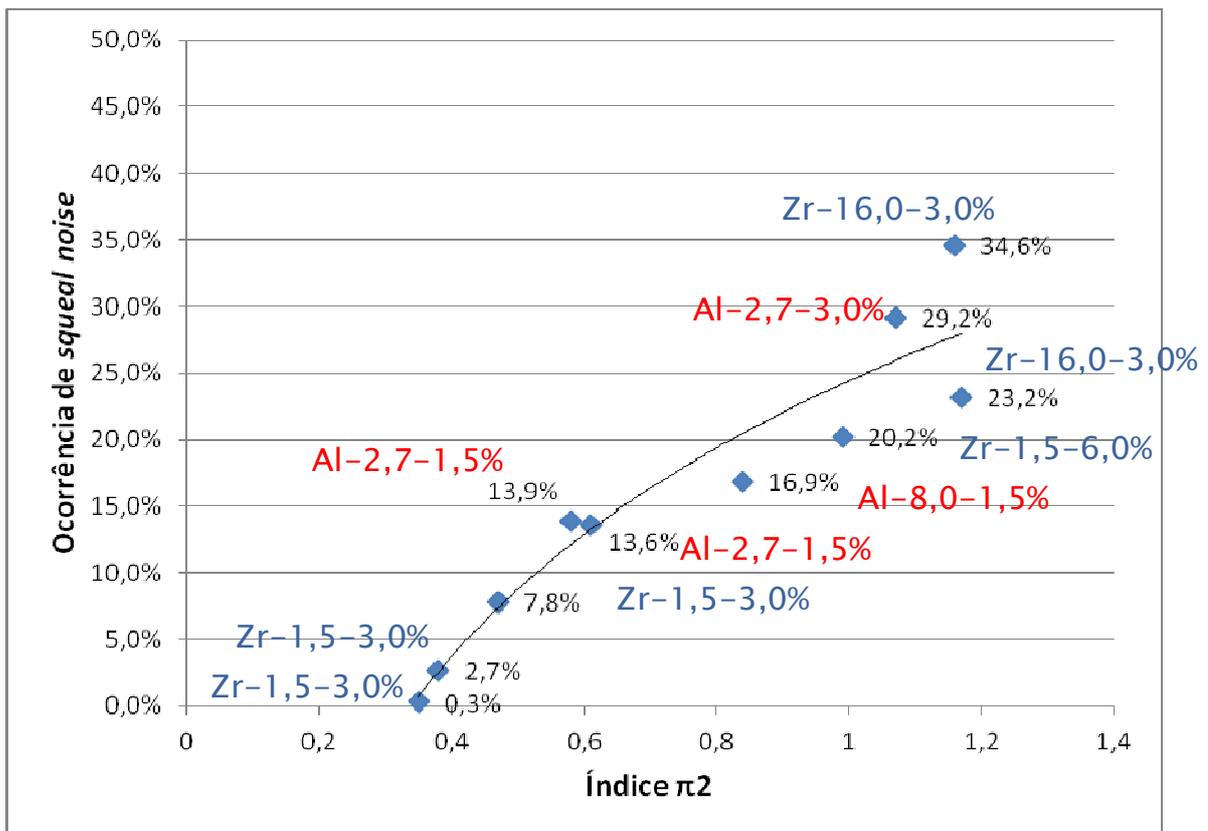
(6.2.2.2)

$$S_{\%2} = 0,226 \ln \pi_2 + 0,244$$

(6.2.2.3)

Tabela 6.2.2.1 – Valor do índice de excitação π_2 para as amostras utilizadas.

Ensaio	Material de fricção	Compressibilidade [μm] interna / externa	Índice π_2
1	Al-2,7-1,5%	101 / 87	0,58
2	Al-2,7-1,5%	97,5 / 72	0,61
3	Al-2,7-3,0%	98 / 88	1,17
4	Al-2,7-3,0%	123 / 98	1,07
5	Al-8,0-1,5%	101 / 89	1,00
6	Zr-1,5-3,0%	64 / 59	0,47
7	Zr-1,5-3,0%	97 / 90	0,38
8	Zr-1,5-3,0%	96,5 / 122	0,35
9	Zr-1,5-6,0%	88 / 98	0,84
10	Zr-16,0-3,0%	95,5 / 119,5	1,16

Figura 6.2.2.2 – Relação entre o percentual de ocorrências de ruído e o índice de excitação π_2 .

Tendo sido verificada a relação logarítmica entre o índice de excitação π_2 e a ocorrência de ruídos de freio verificada experimentalmente é possível modificar o índice de modo a contemplar tal operação. Assim, um índice de excitação π_3 pode ser definido a partir da equação 6.2.2.4. Como resultado tem-se a linearização da relação entre a o índice de excitação e a ocorrência de ruídos, como o ilustrado pela figura 6.2.2.3.

$$\pi_3 = \log \pi_2 \quad (6.2.2.4)$$

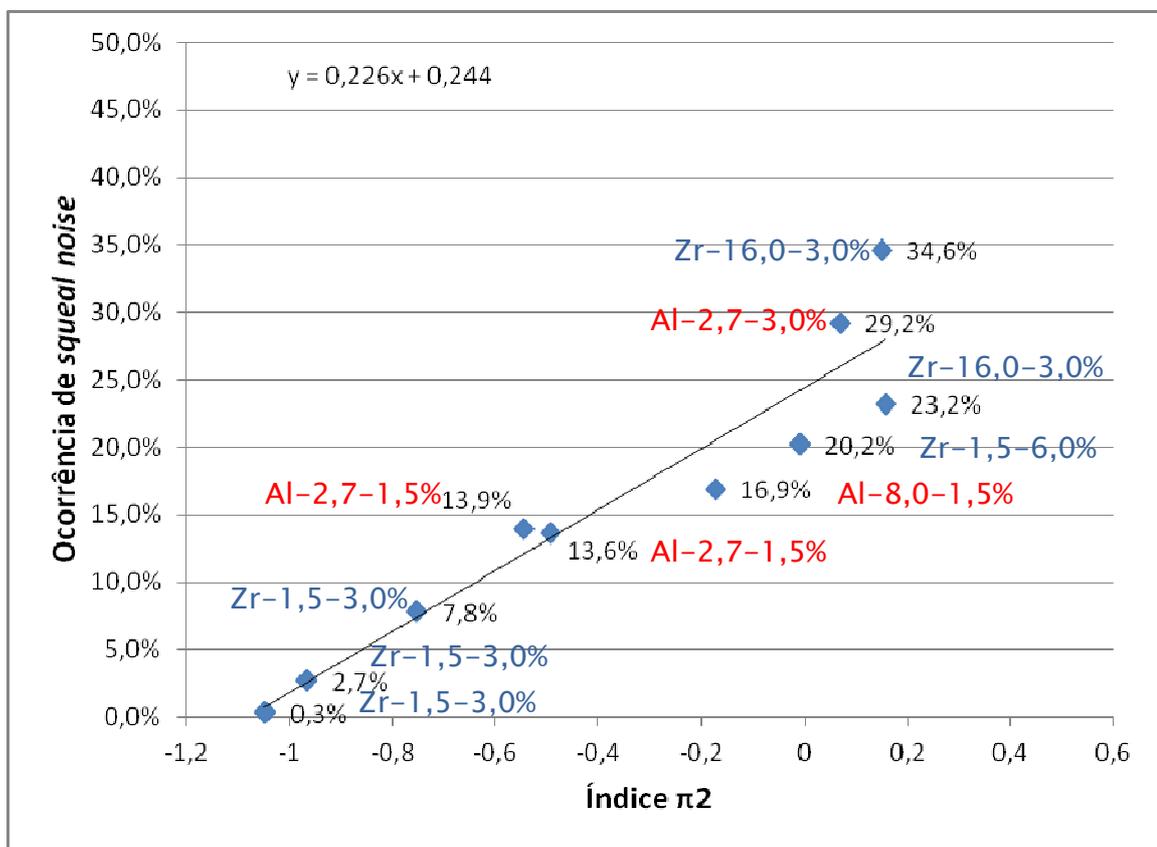


Figura 6.2.2.3 – Relação entre o percentual de ocorrências de ruído e o índice de excitação π_3 .

7. CONCLUSÕES

Um índice adimensional, ao qual se atribuiu o nome de índice de excitação π_3 , foi determinado a partir da análise dimensional de três variáveis associadas aos abrasivos empregados em materiais de fricção – tamanho médio da população de partículas, dureza e concentração volumétrica – e da compressibilidade das pastilhas de freio. As técnicas experimentais desenvolvidas para quantificar a propensão à ocorrência de *squeal noise* em função destas variáveis resultaram na comprovação da validade do modelo proposto, demonstrando haver uma relação logarítmica entre o índice de excitação e a ocorrência de ruídos registrada nestes ensaios. A representatividade dos ensaios utilizados na quantificação da ocorrência de *squeal noise* é fundamentada tanto no expressivo número de eventos de frenagens neles executados, totalizando 332 por ensaio, como na utilização de um dinamômetro inercial, o qual permitiu realizar tais ensaios fazendo uso de um sistema de freio automotivo real.

Por relacionar propriedades da porção abrasiva do compósito de fricção e sua rigidez ao seu efeito sobre a indução de *squeal noise* em sistemas de freio, o índice de excitação π_3 constitui uma ferramenta inédita e de grande utilidade para profissionais e empresas envolvidas no desenvolvimento de materiais de fricção. A partir dele pode-se estimar o quanto um determinado material de fricção é mais ou menos propenso a induzir a excitação de ruídos de *squeal* sem que para isso seja necessário desenvolver ensaios comparativos em dinamômetro ou veículo. Tal ferramenta tem, portanto, o potencial de reduzir tanto o tempo quanto os custos envolvidos no desenvolvimento destes compósitos.

Foi comprovada a tendência à maior geração de ruídos quanto menor for à velocidade em que a frenagem se desenvolve, tendo sido possível relacionar esta tendência ao aumento do coeficiente de atrito nestas condições. Tal conclusão foi possível devido a inédita distribuição aleatória das condições de frenagem (temperatura inicial e velocidade) ao longo do método de ensaio em dinamômetro desenvolvido neste trabalho (MF82.093). Tal característica permite que o condicionamento do material de fricção ao longo do ensaio, responsável pela alteração de suas características tribológicas, não interfira na análise dos resultados gerados.

A utilização de materiais de fricção simplificados, como os desenvolvidos para este estudo, mostrou-se incapaz de reproduzir o comportamento tribológico usual de materiais de fricção automotivos, invariavelmente mais complexos e dotados de dezenas de matérias-

primas. Quando submetidos aos ensaios propostos, tais materiais induziram uma quantidade de ruídos muito superior àquela obtida com materiais de fricção originais, sendo assim inválidos para os objetivos estabelecidos para este trabalho.

Foi comprovada, através dos experimentos descritos no apêndice D, a influência da magnitude da rigidez de contato entre *caliper* e pastilhas de freio sobre a propensão à ocorrência de ruídos de freio. Pastilhas dotadas de pintura na superfície do reforço metálico apresentam maior rigidez de contato em relação as que não possuem tal recurso ao mesmo tempo que induziram menor quantidade de ruídos nos ensaios realizados. O aumento da rigidez faz com que o acoplamento entre os elementos em questão seja ampliado, o que aumenta a energia requerida para excitar a vibração do sistema de freio.

8. SUGESTÕES PARA NOVOS TRABALHOS

O trabalho desenvolvido não esgota o tema abordado, de modo que são diversas as oportunidades de complementação por futuros autores interessados em pesquisar sobre a relação que se estabelece entre o compósito de fricção e o fenômeno de *squeal noise* em sistemas de freio. São sugeridos, desta forma, os seguintes estudos:

- Ampliar o estudo desenvolvido a partir da utilização de diferentes sistemas de freio nas técnicas experimentais dedicadas a caracterizar a ocorrência de *squeal noise* e, com isso, validar a aplicabilidade do índice π_2 para descrever a tendência à geração deste tipo de ruído.
- Avaliar a influência de outros grupos de matérias primas utilizadas na confecção de compósitos de fricção sobre a geração de *squeal noise*. Alguns destes grupos são compostos por matérias primas de média dureza e são utilizados em grande quantidade nas formulações, podendo ser relevantes ao mecanismo de excitação destes ruídos. Tal estudo poderia resultar no incremento da complexidade do índice π_2 fazendo com que o número de variáveis por ele contempladas fosse ampliado.
- Expandir o número de variáveis contempladas pelo índice π_2 de modo a incluir propriedades mecânicas e geométricas do sistema de freio. Diversos estudos demonstram a relevância destas propriedades sobre a ocorrência de *squeal noise* – um exemplo é descrito no apêndice D deste trabalho – contudo um modelo matemático que descreva de forma unificada a relevância destas propriedades e das características do compósito de fricção sobre a propensão à ocorrência de *squeal noise* ainda constitui uma fronteira a ser explorada.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Akai A., **Acoustics of Friction**, Journal of the Acoustical Society of America, v. 111(4), p. 1525–1548, 2002.

Jappes J. T. W.; Venkateshwaran N.; Alavdeen A., **A Textbook of Engineering Materials And Metallurgy**, Laxmi Publications, New Delhi, 2006.

Amano R.S.; Sundén B., **Thermal Engineering In Power Systems**, WIT Press, United Kingdom, 2008.

Antanaitis D. B., **Effect Of Regenerative Braking On Foundation Brake Performance**, SAE Technical Paper 2010-01-1681, 2010.

Attia F.; Zoller T.; Abdelhamid M. K.; Bretz U.; Blaschke P., **The Psycho Acoustical Approach Behind The Brake Squeal Evaluation Procedure BONI**, SAE Technical Paper 2006-01-3210, 2006.

Belvedi A.; Denys E.; Trichês M.; Gerges S., **Automobile Disc Brake Noise: A Review Of Classification Analysis And Control Methods**, SAE Technical Paper, 7th International Brake Colloquium, Caxias do Sul, 2005.

Bergman F., Eriksson M., Jacobson S., **Influence Of Disc Topography On Generation Of Brake Squeal**, Wear, v. 225, p. 621–628, 1999.

Bettge D.; Starcevic J., **Topographic Properties Of The Contact Zones Of Wear Surfaces In Disc Brakes**, Wear, v. 254, p. 195-202, 2003

Bharat B., **Introduction to Tribology**, John Wilys and Sons, United States of America, 2002.

Canali R., Tamagna A., **Evaluation Of Properties Of Disc and Pad Materials And Their Relation With Disc Brake Noise – An experimental Investigation**, SAE Technical Paper 2002-01-2604, 2002.

Casaril A., **Modelagem Matemática E Avaliação Experimental Do Módulo De Elasticidade De Materiais Compósitos Particulados De Matriz Fenólica Para Uso Como Material De Fricção**, Universidade Federal do Rio Grande do Sul – Dissertação de Mestrado, Porto Alegre, 2009.

Chen F., Tan C. A., Quaglia R. L., **Disc Brake Squeal** SAE International, United States of America, 2006.

Crolla, D. A.; Lang, A. M., **Brake Noise And Vibration – The State Of The Art.**, Vehicle Tribology Leeds-Lyon Tribology Series, v. 18, p. 165-174, 1991.

Daf Y.; Lim T. C., **Suppression Of Brake Squeal Noise Applying Finite Element Brake And Pad Model Enhanced By Spectral-Based Assurance Criteria**, Applied Acoustics, v. 69, p. 196-214, 2008.

Eriksson M., Bergman F., Jacobson S., **Surface Characterization Of Brake Pads After Running Under Silent And Squealing Conditions**, Wear, v. 232, pag.163–167, 1999.

Eriksson M.; Lord J.; Jacobson S., **Wear And Contact Conditions Of Brake Pads: Dynamical In Situ Studies Of Pad On Glass**, Wear, v. 249, p. 272-278, 2001.

Eriksson M.; Filip B.; Jacobson S., **On The Nature Of Tribological Contact In Automotive Brakes**, Wear, v. 252, p. 26-36, 2002.

Flint J., **Disc Brake Squeal**, University of Southern Denmark – PhD Theses, Odense, 2002.

Gilles, T; **Automotive Chassis: Brakes, Suspension, and Steering**, Thomson Delmar Learning, United States of America, 2005.

Harley J.; Day A.; Campean I.; McLellan R. G.; Richmond J., **Braking System For A Full Electric Vehicle With Regenerative Braking**, SAE Technical Paper 2010-01-1680, 2010.

Hammerström L.; Jacobson S., **Surface Modification Of Brake Discs To Reduce Squeal Problems**, Wear, v. 261, p. 53–57, 2006.

Hillier V.; Coombes P., **Fundamentals of Motor Vehicle Technology**, Nelson Thornes, United Kingdom, 2004.

Hinrichs R.; Vasconcellos M.A.Z.; Österle W.; Prietzel C., **A TEM Snapshot Of Magnetite Formation In Brakes: The Role Of The Disc's Cast Iron Graphite Lamellae In Third Body Formation**, Wear, v. 270, p. 365-370, 2011.

ISO 6310, **Road Vehicles — Brake Linings — Compressive Strain Test**, 2001.

method

Kinkaid N. M.; O'Reilly O. M; Papadopoulos P., **Automotive Disc Brake Squeal**, Journal of Sound and Vibration, v. 267, p. 105-166, 2003.

Kruze G. A. S., **Avaliação Do Coeficiente De Atrito Em Um Dinamômetro Em Escala Reduzida**, Universidade Federal do Rio Grande do Sul – Dissertação de Mestrado, Porto Alegre, 2009.

Limpert R., **Brake Design And Safety**, SAE International, United States of America, 1999.

Madhusudana C. V., **Thermal Contact Conductance**, Springer-Verlang New Your Inc., United States of America, 1996.

Massi F.; Berthier Y.; Baillet L., **Contact Surface Topography And System Dynamics Of Brake Squeal**, *Wear*, v. 265, p. 1784-1792, 2008.

Matejka V.; Lu Y.; Jiao L.; Huang L., Martynková G. S.; Vladimír Tomásek V.; **Effects Of Silicon Carbide Particle Sizes On Friction-Wear Properties Of Friction Composites Designed For Car Brake Lining Applications**, *Tribology International*, v. 43, p.144-151, 2010.

Matozo L. T., **Análise de Materiais de Fundo de Alto Amortecimento e de seus Efeitos em Pastilhas de Freio**, Universidade Federal do Rio Grande do Sul – Dissertação de Mestrado, Porto Alegre, 2006.

Matozo, L. T.; Tamagna, A.; Menetrier, A., **Analysis Of High Damping Underlayer Materials For Brake Pads And Its Effects On NVH Performance**, SAE Technical Papers 2006-01-3223, 2006.

Matozo, L. T.; Soares, M. R.; Al-Qureshi, H. A., **The Effect Of Environmental Humidity And Temperature On Friction Level And Squeal Noise Propensity For Disc Brake Friction Materials**, SAE Technical Papers 2008-01-2534, 2008.

Mavrigian M.; Carley L. W., **Brake Systems OEM & Racing Brake Technology**, HPBooks, United States of America, 1998.

Mortelette L.; Brunela J. F., Boidina X.; Desplanquesa Y.; Dufrenoya P., Smeets I., **Pad Formulation Impact On Automotive Brake Squeal**, 19^{ème} Congrès Français de Mécanique, Marseille, 2009.

Nicholson G., **Facts About Friction**, Gedoran, United Kingdom, 1995.

Ostermeyer G. P.; Graf M., **Mode Coupling Instability Induced By A Periodic Coefficient of Friction**, SAE Technical Paper 2010-01-1687, 2010.

Owen C. E., **Shop Manual For Automotive Brake Systems**, Delmar Learning, United States of America, 2004.

Papinniemi, A.; Zhao J.; Stanef D.; Ding J., **An Investigation Of In-Plane Vibration Modes In Disc Brake Squeal Noise**, SAE Technical Paper 2005-01-3923, 2005

Pilato, L., **Phenolic Resins: A Century of Progress**, Springer, United States of America, 2010.

Poitout D. G., **Biomechanics And Biomaterials In Orthopedics**, Springer-Verlang London Limited, Singapore, 2004.

SAE J2521, **Disc and Drum Brake Dynamometer Squeal Noise Matrix**, 2006.

SAE J2522, **Dynamometer Global Brake Effectiveness**, 2003.

SAE J2786, **Automotive Brake Noise And Vibration Standard Nomenclature**, 2009.

Schenk H., **Theories Of Engineering Experimentation**, Hemisphere Publishing Corporation, United States of America, 1979.

Sharif H. A., **Investigation On Effect Of Surface Topography Of Pad/Disc Assembly On Squeal Generation**, *Wear*, v. 257, p. 687–695. 2004.

Sinha S. K.; Briscoe B. J., **Polymer Tribology**, Imperial College Press, United Kingdom, 2009.

Spurr R. T., **A Theory Of Brake Squeal**, *Proceeding of the Automotive Division* v. 1, p. 33-40, 1962.

Stewart D. E., **Rigid-Body Dynamics With Friction And Impact**, *SIAM Review*, v. 42, p. 3-39, 2000.

STR Industries, Ceramic Media, <http://strindustries.com/ceramic-media.html> (ultimo acesso em 28 de Fevereiro de 2012)

Triches M.; Gerges S. N. Y.; Jordan R., **Reduction Of Squeal Noise From Disc Brake Systems Using Constrained Layer Damping**, *Journal of The Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, v. 26, 2004.

Triches M.; Gerges S. N. Y., **Analysis Of Brake Squeal Noise Using The Finite Element Method: A Parametric Study**, SAE Technical Paper 7th International Brake Colloquium, Caxias do Sul, 2005.

Vayssière C.; Baillet L.; Linck V.; Berthier Y., **Influence of Contact Geometry and Third Body on Squeal Initiation: Experimental and Numerical Studies**, *World Tribology Congress III Proceedings*, WTC2005-63839, p. 363-364.

Vieira, F. C.; Ferreira, N. F.; Neis, P. D., **Determinação Do Raio Efetivo Para Pastilhas De Freio A Disco**, V Congresso Nacional De Engenharia Mecânica, Salvador, 2008.

Wagner U., Hochlenertb D., Hagedornb P., **Minimal Models For Disk Brake Squeal**, Journal of Sound and Vibration, v. 302, p. 527–539, 2007.

Wachtman J. B.; Cannon W. R.; Matthewson M. J., **Mechanical Properties of Ceramics**, John Wiley & Sons, United States of America, 2009.

APÊNDICE A – Distribuição do tamanho de partículas dos abrasivos utilizados nos procedimentos experimentais.

A.1 Figuras

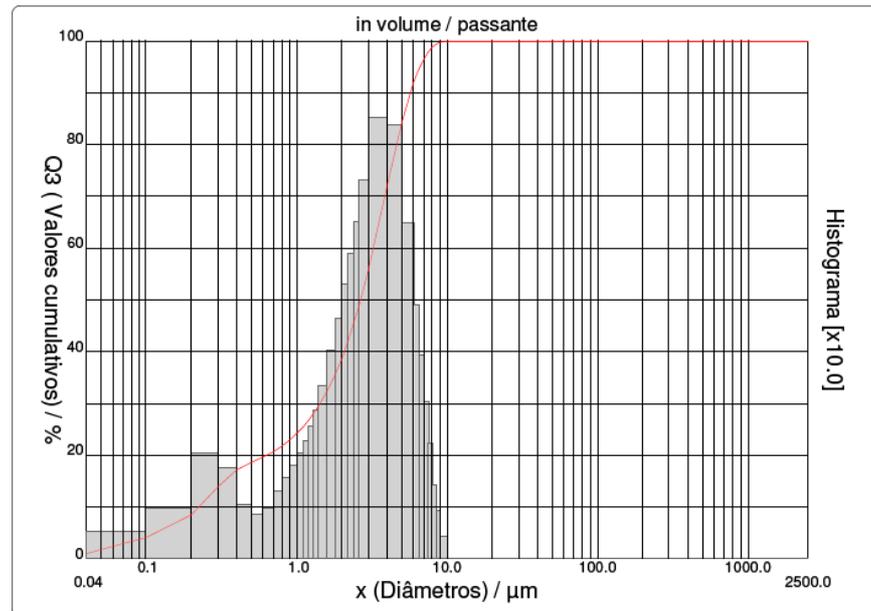


Figura A.1.1 – Distribuição do tamanho de partículas do abrasivo Al_2O_3 -2,66.

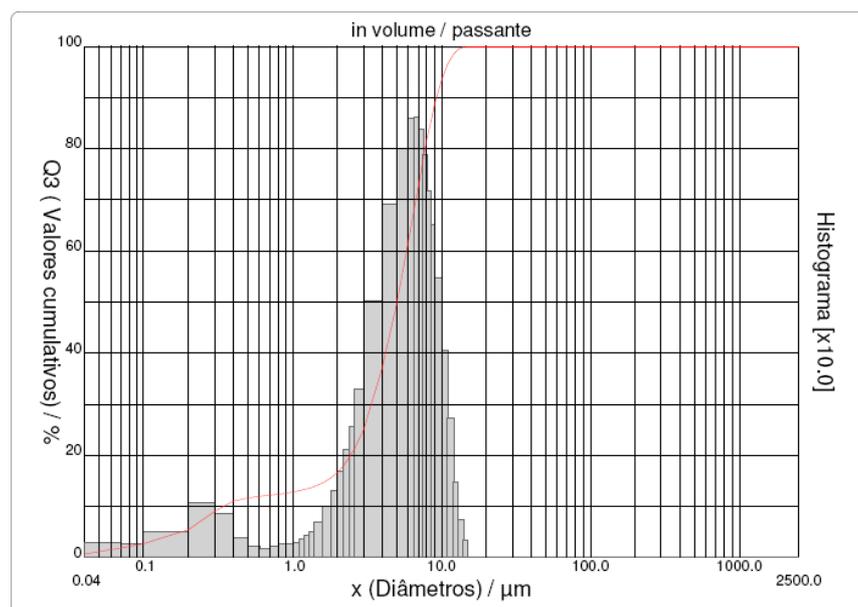


Figura A.1.2 – Distribuição do tamanho de partículas do abrasivo Al_2O_3 -5,02.

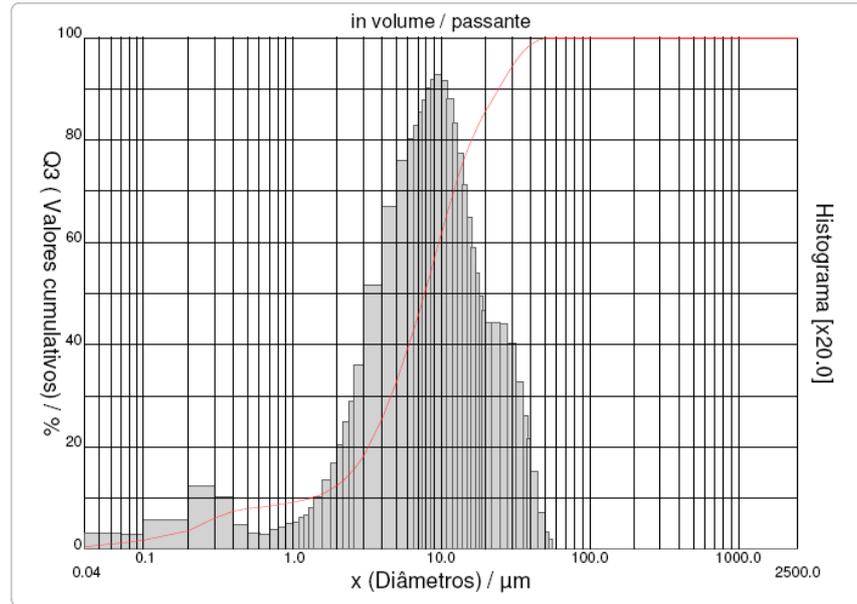


Figura A.1.3 – Distribuição do tamanho de partículas do abrasivo Al_2O_3 -7,76.

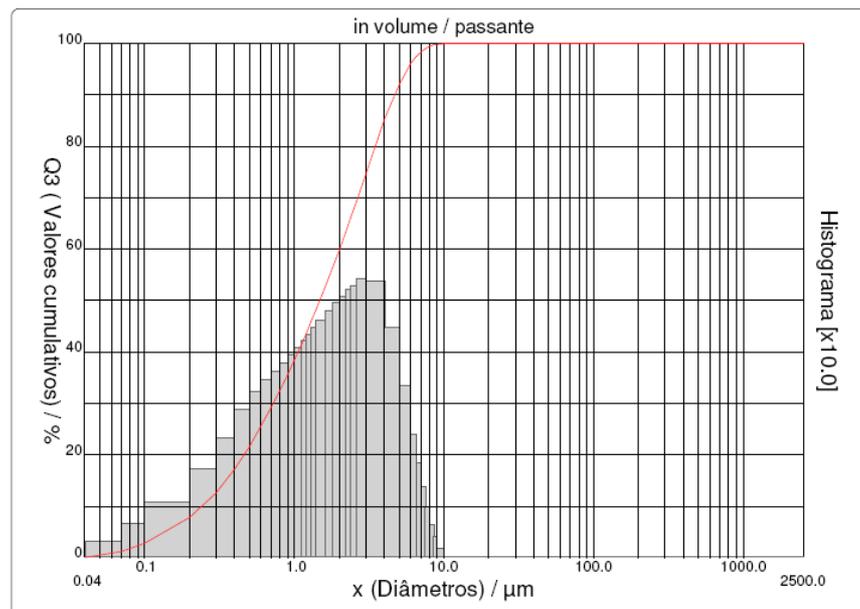


Figura A.1.4 – Distribuição do tamanho de partículas do abrasivo ZrSiO_4 -1,48.

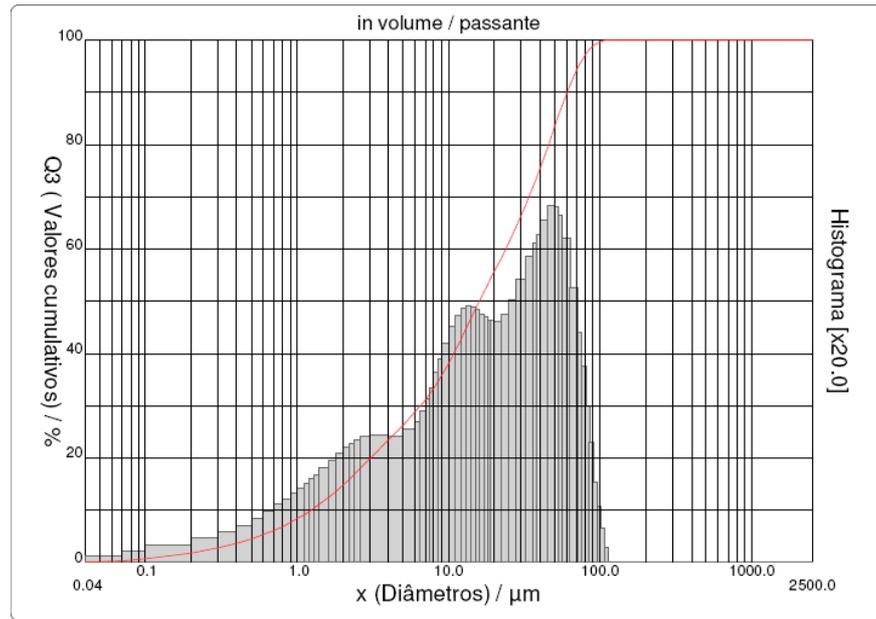
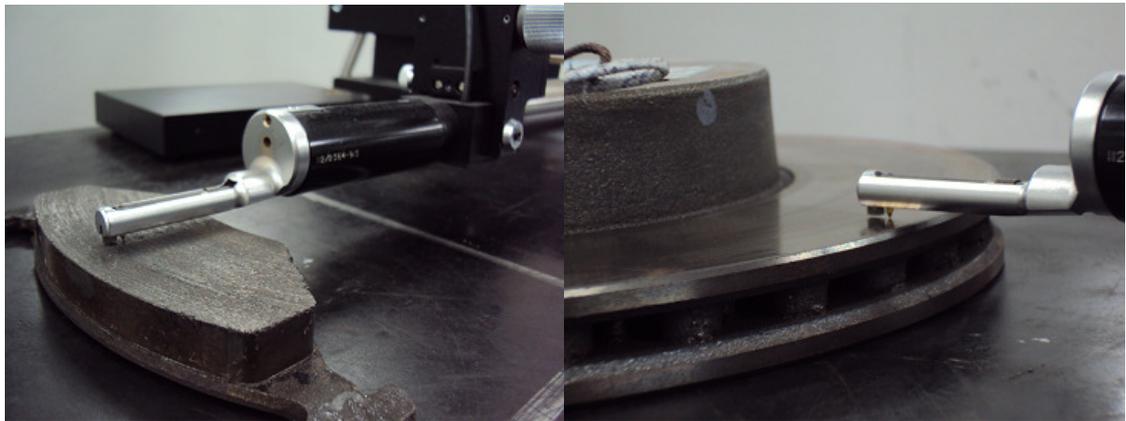


Figura A.1.5 – Distribuição do tamanho de partículas do abrasivo ZrSiO₄-15,93.

APÊNDICE B – Cálculo do squeal index de Sharif a partir dos resultados obtidos com os materiais de fricção simplificados.

B.1 Métodos e resultados experimentais

Após cada ensaio SAE J2521 em dinamômetro com os materiais Al-2,7-2,2%, Al-5,0-2,2% e Al-7,8-2,2% a superfície de disco e pastilhas foi caracterizada quanto a rugosidade, tendo sido utilizado um perfilômetro Taylor Hobson Form Talysurf Series 2 para fazê-lo (figura 1). Uma trilha de 30mm foi avaliada em cada faces da pista de atrito do disco de freio bem como sobre a porção central das pastilhas, na direção perpendicular à direção de rotação do disco. O valor de cut-off selecionado para o cálculo de R_p e S_m foi de 0,08mm.



(a) Rugosidade da pastilha.

(b) Rugosidade do disco.

Figura B.1.1 – Medição dos parâmetros topográficos contemplados no modelo de Sharif.

A topografia da superfície de pastilhas e disco de cada conjunto submetido ao ensaio mostrou-se significativamente distintas. Foi verificado um incremento dos parâmetros de rugosidades mensurados em função do aumento do tamanho das partículas abrasivas no compósito. Tais resultados são apresentados na tabela B.1.1, na qual os termos “interna” e “externa” aplicados às pastilhas e faces do disco referem-se, respectivamente, à pastilha e face do disco montados do lado fixo (do pistão) do caliper e do lado do da porção flutuante do caliper (punho).

Tabela B.1.1: Dados topográficos das amostras submetidas aos ensaios em dinamômetro.

	Pastilha interna		Pastilha externa		Disco face interna		Disco face externa	
	Rp [μm]	Sm [μm]	Rp [μm]	Sm [μm]	Rp [μm]	Sm [μm]	Rp [μm]	Sm [μm]
AI-2,7-2,2%	1,8185	385,21	1,9518	295,57	0,4066	241,42	0,3837	493,5
AI-5,0-2,2%	2,9119	223,53	2,3377	213,36	0,5937	429,12	0,702	485,15
AI-7,8-2,2%	3,2334	203,64	3,2691	184,78	0,4443	298,7	0,5315	255,27

O modelo sugerido por Sharif foi então aplicado fazendo uso dos dados obtidos. Os resultados descritos nas tabelas B.1.2 e B.1.3, indicam um aumento do squeal noise index e da rigidez de contato (calculada considerando força normal igual a 1N) em função do incremento da granulometria da porção abrasiva do compósito. Contudo, o valor limite do squeal noise index definido por Sharif para que a ocorrência de ruídos fosse reduzida a valores próximos de zero ($\gamma > 0,1$) não se confirmou, uma vez que os três materiais produziram ocorrências significativas de squeal noise ao longo dos ensaios realizados.

Tabela B.1.2: Squeal noise index.

	Past. interna / Disco face interna	Past. externa / Disco face externa	Média
AI-2,7-2,2%	0,036	0,066	0,051
AI-5,0-2,2%	0,215	0,162	0,189
AI-7,8-2,2%	0,290	0,338	0,314

Tabela B.1.3: Rigidez de contato.

	Past. interna / Disco face interna [N/m]	Past. externa / Disco face externa [N/m]	Média [N/m]
AI-2,7-2,2%	5,45E+06	9,28E+04	2,77E+06
AI-5,0-2,2%	4,61E+05	3,21E+03	2,32E+05
AI-7,8-2,2%	3,39E+05	3,53E+03	1,71E+05

APÊNDICE C – Outros resultados dos procedimentos experimentais para validação do número adimensional.

C.1 Figuras

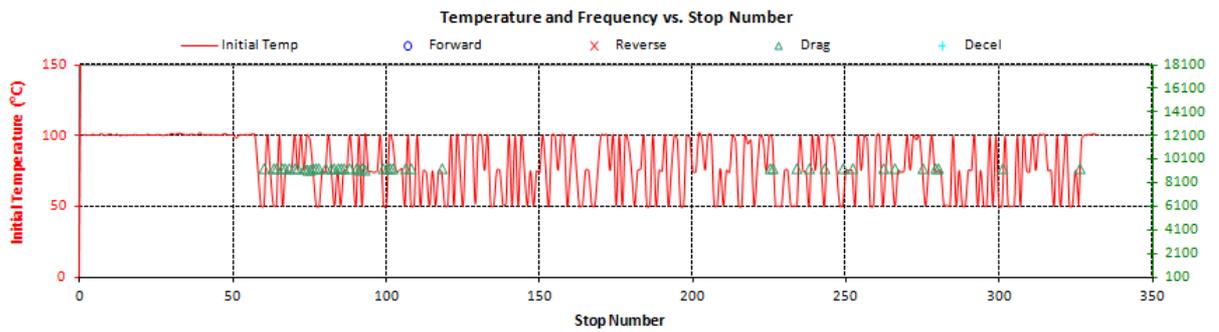


Figura C.1.1 – Resultado do Ensaio 1.

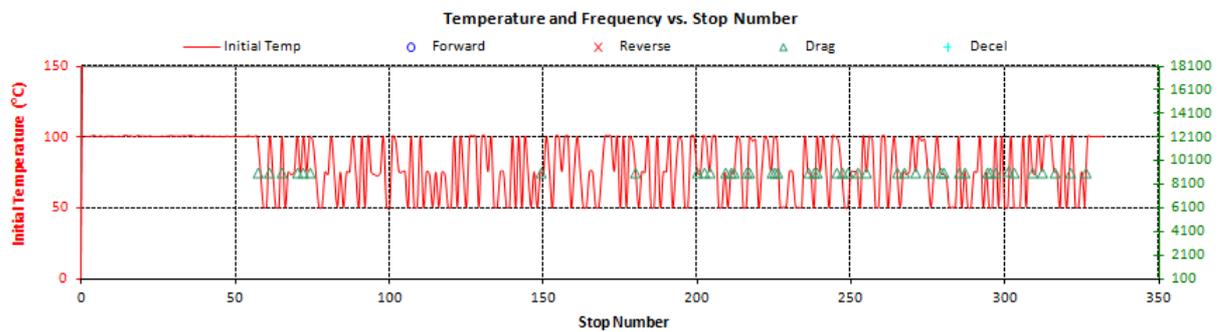


Figura C.1.2– Resultado do Ensaio 2.

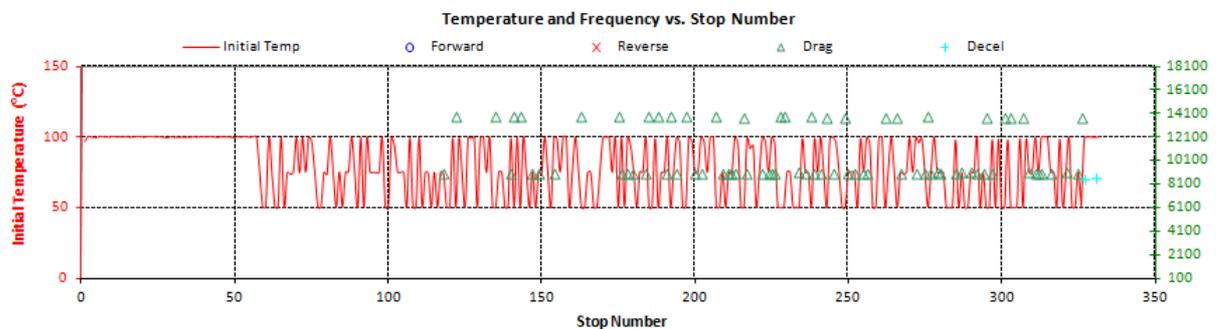


Figura C.1.3 – Resultado do Ensaio 3.

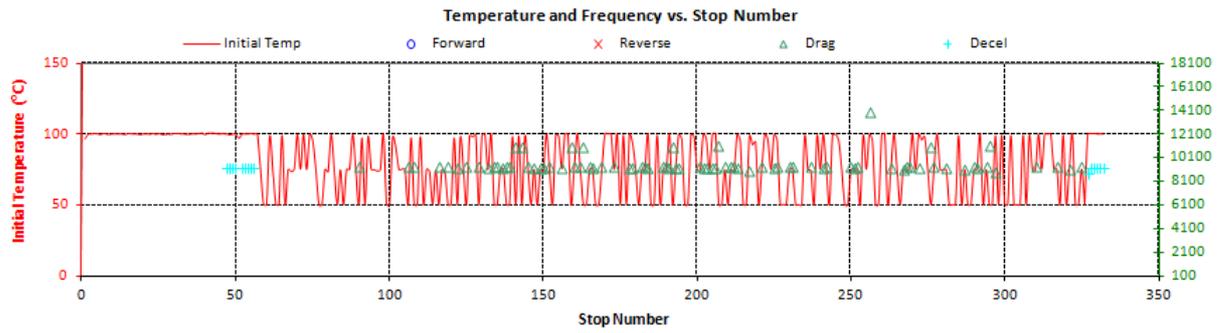


Figura C.1.4 – Resultado do Ensaio 4.

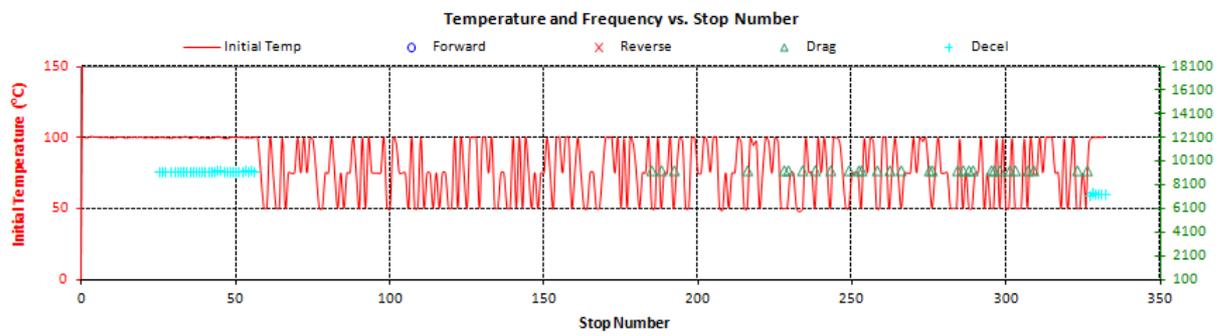


Figura C.1.5 – Resultado do Ensaio 5.

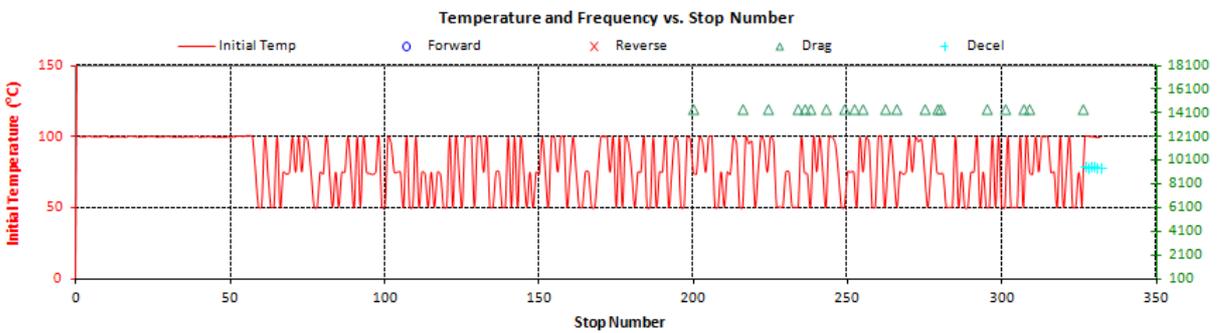


Figura C.1.6 – Resultado do Ensaio 6.

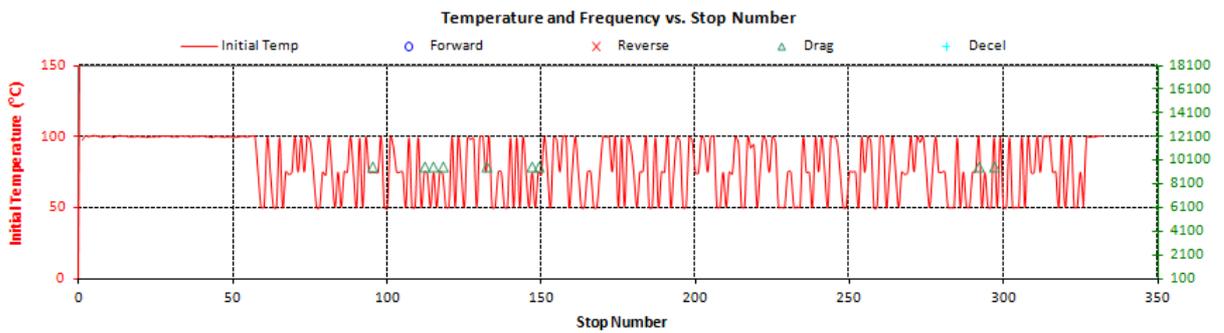


Figura C.1.7 – Resultado do Ensaio 7.

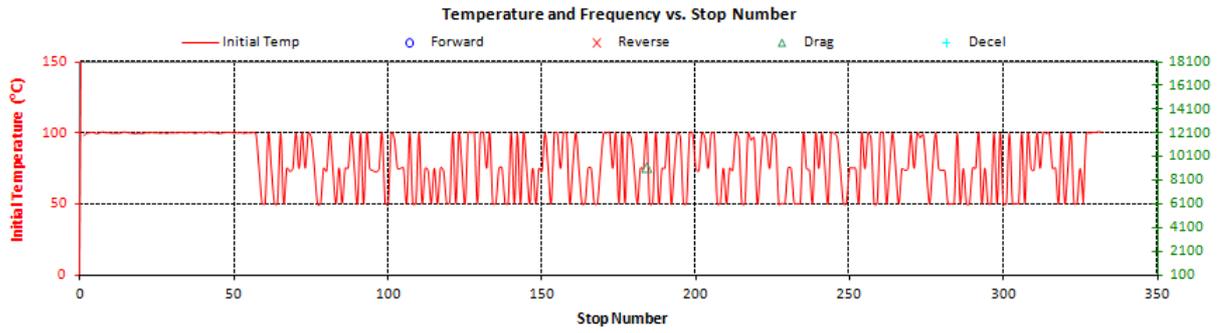


Figura C.1.8 – Resultado do Ensaio 8.

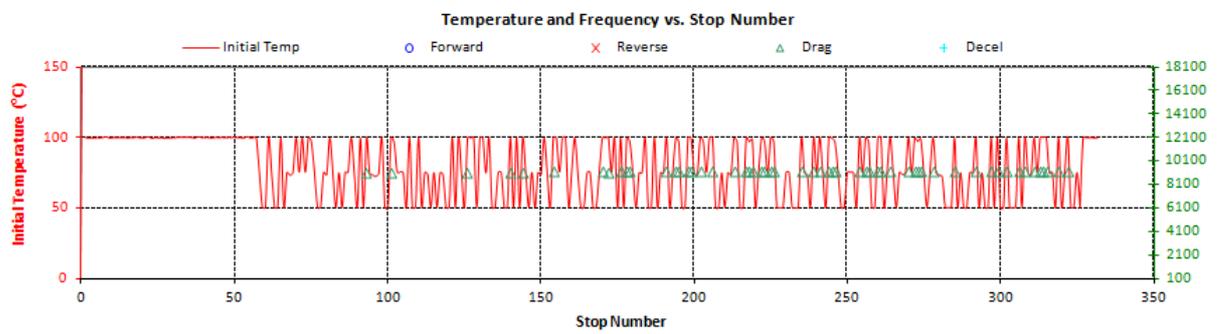


Figura C.1.9 – Resultado do Ensaio 9.

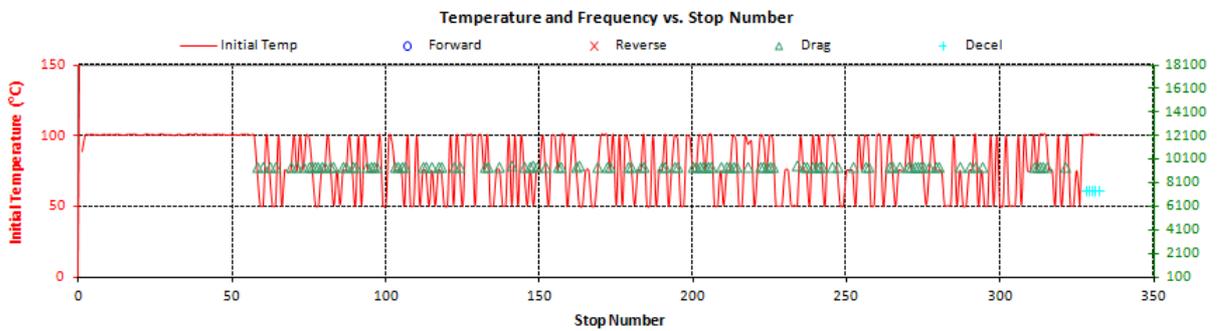


Figura C.1.10 – Resultado do Ensaio 10.

APÊNDICE D – ANÁLISE DA RELAÇÃO ENTRE RIGIDEZ DE CONTATO E A OCORRÊNCIA DE SQUEAL NOISE

D.1 Modelo matemático da rigidez de contato

Embora o modelo matemático proposto e validado nos capítulos 5 e 6 seja útil para auxiliar na seleção de matérias primas para o desenvolvimento de materiais de fricção, de modo a evitar ruídos do tipo *squeal noise*, varias outras propriedades do sistema de freio, nele não contempladas, são relevantes para determinar a propensão à ocorrência de ruídos. Algumas delas estão diretamente relacionadas às pastilhas de freio, como é o caso das propriedades conferidas pelo acabamento superficial do reforço metálico. Tradicionalmente este componente é confeccionado em aço e deve receber uma camada de pintura para evitar sua corrosão frente às intempéries às quais será submetido durante sua vida útil. Ao ser aplicada, a pintura altera as propriedades do contato entre o *caliper* e a pastilha de freio, induzindo assim mudanças na resposta dinâmica do sistema de freio.

As propriedades deste contato podem ser resumidas pela magnitude da rigidez de contato que se desenvolve entre estes componentes. Desta maneira, para avaliar a influência desta propriedade sobre a ocorrência de *squeal noise* uma técnica para sua caracterização experimental em pastilhas de freio foi desenvolvida. Posteriormente, pastilhas com diferentes valores de rigidez de contato foram submetidas ao procedimento de teste MF82093 para caracterização da ocorrência de ruídos de freio.

O modelo matemático a partir do qual foi determinada a rigidez de contato assume que o contato entre dois corpos rígidos pode ser representado por uma mola de rigidez k (fig. D.1.1). Sendo permitido o deslocamento das massas apenas numa direção e estando as massas livres no espaço, o sistema conta com dois graus de liberdade. A excitação do sistema é feita através de uma das massas que acaba por excitar o sistema com um todo.

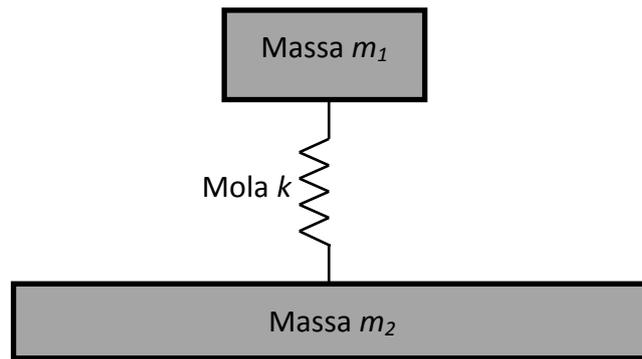


Figura D.1.1 – Representação do modelo de rigidez de contato.

A representação matemática do movimento deste sistema é definida pela equação matricial D.1.1, sendo sua frequência natural obtida a partir da determinação de seu autovalor real e positivo (eq.D.1.2). A rigidez de contato k pode então ser determinada uma vez que seja conhecida a frequência natural do sistema em questão e o valor das massas m_1 e m_2 (eq.D.1.3).

$$\begin{pmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & m_2 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} k & -k \\ -k & k \end{pmatrix} \begin{pmatrix} x_1 \\ x_2 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \end{pmatrix} \quad (\text{D.1.1})$$

$$\omega = \sqrt{\frac{k(m_1 + m_2)}{m_1 m_2}} \quad (\text{D.1.2})$$

$$k = \frac{\omega^2 m_1 m_2}{(m_1 + m_2)} \quad (\text{D.1.3})$$

E.2 Procedimentos experimentais e resultados

Um experimento representativo do modelo simplificado apresentado foi desenvolvido para possibilitar a determinação experimental da rigidez de contato em duas distintas

condições: superfícies metálicas em contato e superfície metálica em contato com superfície recoberta por pintura. A primeira condição tem como objetivo representar o contato entre pistão do *caliper* e pastilhas dotadas de reforço metálico sem pintura. Já a segunda representa o contato do pistão com uma pastilha pintada.

O experimento foi desenvolvido a partir de um shaker eletromecânico sobre o qual foi montado uma massa de suporte (massa m_2), sobre ela uma massa cilíndrica (massa m_1), simulando a geometria de um cilindro do *caliper*, foi posicionada (fig. D.2.1). Ambas as massas tem a frequência natural de seu primeiro modo de vibração superior a 13kHz, podendo ser então consideradas corpos rígidos para vibrações abaixo deste limite. O *shaker* foi comandado por um gerador de sinais que simula um ruído branco promovendo assim a excitação do sistema de dois graus de liberdade. Um acelerômetro posicionado sobre a massa m_1 e mede a resposta do sistema frente à excitação de modo que seja possível identificar a frequência natural do sistema, que é diretamente afetada pela rigidez de contato entre as massas.

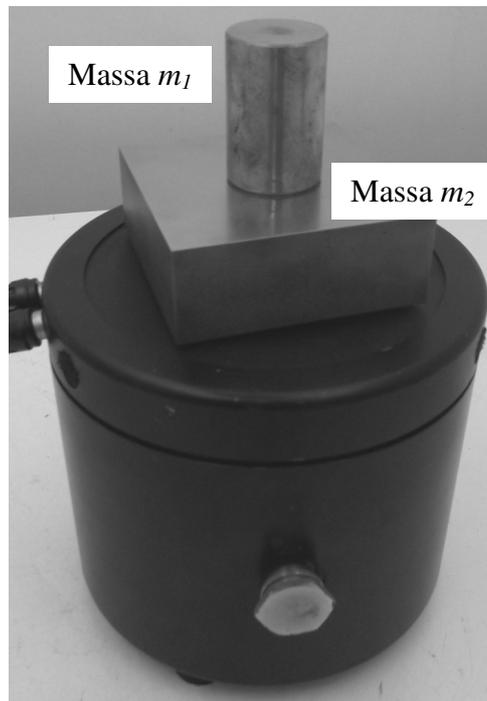


Figura D.2.1 – Configuração do experimento para medição da rigidez de contato.

Os resultados obtidos com a superfície m_2 pintada demonstram um substancial aumento da rigidez de contato em relação aos resultados obtidos com as superfícies metálicas em contato (tabela D.2.1).

Tabela D.2.1 – Resultados da medição experimental da rigidez de contato.

Superfície	Massa m_1	Massa m_2	Ω	Rigidez de contato k
Pintada	1,4801kg	0,2476kg	9212Hz	$7,1 \times 10^8$
Não pintada			3787Hz	$1,2 \times 10^8$

Para quantificar o impacto da diferença proporcionada pela pintura sobre a ocorrência de ruídos de freio uma sequencia de ensaios em dinamômetro foi executada com pastilhas pintadas e não pintadas.

Pastilhas de freio foram produzidas com os materiais de fricção Zr-1,5-6,0% e Zr-1,5-3,0% e tiveram seu reforço metálico pintado com o mesmo pigmento e processo de pintura utilizado para recobrir a massa m_2 do experimento anterior (fig. D.2.2). Os materiais foram submetidos ao procedimento para avaliação de ruído MF82093, de modo que seus resultados pudessem ser comparados aos obtidos nos ensaios 7 e 9 apresentados no capítulo 6 anterior. De modo a facilitar a interpretação dos dados os novos ensaios foram nominados 7A e 9A respectivamente. Além de trazer a características das amostras submetidas aos referidos ensaios, a tabela D.2.2 informa também o valor do índice π_2 e o cálculo da ocorrência teórica de ruídos $S_{\%2}$ para cada uma delas. Estes dados evidenciam a equivalência entre as amostras 7 e 7A ou 9 e 9A a exceção da pintura aplicada (tabela D.2.2).



(a) Com pintura

(b) Sem pintura

Figura E.2.2 – Exemplo da superfície do reforço metálico das pastilhas submetidas ao ensaio MF82.093.

Tabela D.2.2 – Características das amostras utilizadas.

Ensaio	Material de fricção	Pintura	Compressibilidade [μm] interna / externa	Índice π_2	$S_{\%2}$
7	Zr-1,5-3,0%	Não	97 / 90	0,38	2,5%
7A	Zr-1,5-3,0%	Sim	96 / 78	0,39	3,1%
9	Zr-1,5-6,0%	Não	88 / 98	0,84	20,5%
9A	Zr-1,5-6,0%	Sim	96 / 83	0,77	18,5%

Os resultados obtidos nos ensaios 7A e 9A tiveram ocorrência de ruídos significativamente inferiores aos registrados anteriormente nos ensaios 7 e 9 (tabela E.2.3). Com o material Zr-1,5-3,0% a ocorrência de ruídos passou de 2,7% para 0% e com o Zr-1,5-6,0% de 16,9% para apenas 0,3% (tabela 6.2.3). Tais resultados demonstram que o aumento da rigidez de contato entre *caliper* e pastilhas de freio, através da utilização de pintura, implica na redução da ocorrência de *squeal noise*.

Tabela D.2.3 – Ocorrência de ruídos registradas com pastilhas pintadas e não pintadas.

Ensaio	Material de fricção	Pintura	Ocorrência de ruídos [%]
7	Zr-1,5-3,0%	Não	2,7
7A	Zr-1,5-3,0%	Sim	0%
9	Zr-1,5-6,0%	Não	16,9%
9A	Zr-1,5-6,0%	Sim	0,3%

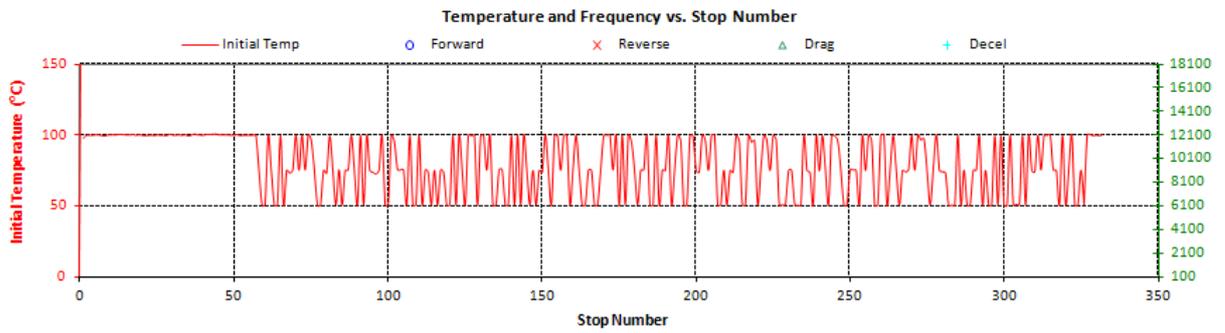


Figura D.2.3 – Resultado do Ensaio 7A.

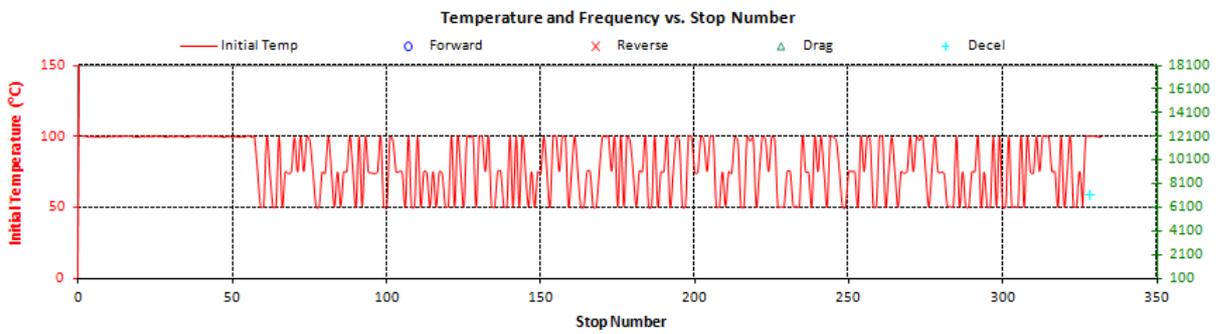


Figura D.2.4 – Resultado do Ensaio 9A.