

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

ANÁLISE DE MATERIAIS DE FUNDO DE ALTO AMORTECIMENTO E DE SEUS
EFEITOS EM PASTILHAS DE FREIO

por

Luciano Tedesco Matozo

Dissertação para obtenção do Título de
Mestre em Engenharia

Porto Alegre, Setembro de 2006

ANÁLISE DE MATERIAIS DE FUNDO DE ALTO AMORTECIMENTO E DE SEUS
EFEITOS EM PASTILHAS DE FREIO

por

Luciano Tedesco Matozo

Engenheiro Mecânico

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

Mestre em Engenharia

Área de Concentração: Mecânica dos Sólidos

Orientador: Prof. Dr. Alberto Tamagna

Comissão de Avaliação:

Prof. Dr. Antônio Carlos Canale

Prof. Dr. Hazim Ali Al-Qureshi

Prof. Dr. José Antônio Esmério Mazzaferro

Prof. Dr. Marcos Roberto Soares

Prof. Dr. Flávio José Lorini

Coordenador do PROMEC

Porto Alegre, 14 de Setembro de 2006.

RESUMO

Ruídos de freio apresentam-se hoje como um dos principais problemas relacionados ao conforto do motorista em automóveis modernos. O elevado fator de atrito entre disco e pastilhas, necessário para proporcionar um adequado desempenho de frenagem aos atuais veículos de passeio, tem aumentado significativamente a propensão à ocorrência de ruídos do tipo *squeal*. A solução encontrada é a utilização de apêndices chamados *insulators* ou chapas anti-ruído, aderidos à plaqueta metálica da pastilha de freio. Esses componentes são especialmente desenvolvidos para aumentar o amortecimento do sistema vibratório composto por disco, pastilhas e pinça de freio, reduzindo o ruído produzido durante as frenagens. Essa opção, entretanto, tem um significativo impacto no custo do produto, podendo, muitas vezes, superar inclusive o custo do material de atrito utilizado em determinada pastilha de freio.

O trabalho desenvolvido propõe a utilização de compósitos que, quando utilizados na função de materiais de fundo, são capazes de agregar amortecimento à pastilha de freio e, dessa forma, reduzir a geração de ruídos de freio. A formulação desses materiais enfatizou a utilização de elastômeros como matriz do compósito, dadas às propriedades de amortecimento associadas a esses materiais. Todos os ensaios desenvolvidos com o objetivo de caracterizar as propriedades físicas e mecânicas desses, bem como seu efeito quando utilizados como materiais de fundo em pastilhas de freio, foram também conduzidos com compósitos utilizados atualmente como materiais de fundo pela empresa fabricante de materiais de fricção FRAS-LE S.A. Assim, foram caracterizados os módulos de elasticidade dinâmico e estático, além da densidade dos compósitos. Em pastilhas equipadas com os diferentes materiais de fundo foram determinadas as frequências naturais dos quatro primeiros modos de vibração, bem como o amortecimento associado a estes e a deflexão do bloco formado pelo material de atrito e de fundo em ensaio de compressibilidade. Para analisar a eficácia dos diferentes compósitos na redução de ruídos de freio, um par de pastilhas equipadas com cada material foi submetido ao procedimento de avaliação, em dinamômetro, da propensão à ocorrência de ruídos em sistemas de freio, SAE J2521.

Ao final do trabalho, os resultados mostraram que o aumento do amortecimento associado a pastilhas de freio por meio da utilização de materiais de fundo de matriz elastomérica é viável. Associações entre diferentes propriedades mecânicas das pastilhas de freio estudadas e a ocorrência de ruído, durante o procedimento em dinamômetro, foram desenvolvidas, demonstrando que, para as amostras avaliadas nesse trabalho, o valor da

compressibilidade apresenta significativa correlação com o número de frenagens ruidosas produzidas durante o ensaio procedimento SAE J2521.

ABSTRACT

Brake noise has become as a major concern related to drivers comfort on modern automobiles. The high friction coefficient between disc and pads, necessary to induce a convenient brake performance to current vehicles, has significantly increased the propensity of *squeals* noise. The usual solution to overcome this kind of problem is the use of an insulator shim attached to pads' back plate. This is a component specially designed to increase damping on disc, pads and caliper vibrational system witch reduces brake noise as consequence. This option, however, has a significant impact on products cost and many times overcome cost of the friction material used on some brake pads.

The developed work proposes the utilization of composites that, when used as underlayer materials, are capable to increase pads' damping and reduce noise generation. The composites formula uses elastomers as its matrix due to the damping characteristics associated to these materials. All the tests done with the objective of characterize composites physical and mechanical properties of it, as well as its effects when utilize as underlayer materials, were done also with current composites used as underlayer materials by friction materials company FRAS-LE S.A.. Were characterized dynamic – on several different temperatures - and static Young's modulus besides composites density. On brake pads equipped with them were determined the natural frequencies of first four vibration modes as well as the loss factor associated to them and the compressibility of the block formed by the friction and underlayer materials. To confirm the composites efficiency on brake noise reduction a par of pads equipped with each one were submitted to a dynamometer noise scattering procedure, SAE J2521.

By the end of this work the presented results assure that is possible to increase pads damping by the utilization of elastomeric matrix underlayers. Some associations between pads mechanical properties and noise occurrence during dynamometer tests were conducted. Where demonstrated the compressibility value has a significant correlation with the number of noisy brake stops during SAE J2521 procedure

1.	Introdução.....	1
2.	Revisão Bibliográfica.....	2
2.1.	Sistemas de Freio.....	2
2.2.	Materiais de Atrito.....	11
2.2.1.	Famílias de Materiais de Atrito e Processos Tribológicos.....	11
2.2.2.	Matérias Primas.....	13
2.2.3.	Processos de Fabricação.....	17
2.2.4.	Propriedades Mecânicas dos Materiais de Atrito.....	21
2.3.	Ruídos e Vibrações em Sistemas de Freio.....	25
2.3.1.	Classificação dos Ruídos e Vibrações.....	25
2.3.2.	<i>Squeal</i> – Mecanismos de Excitação e Classificação.....	27
2.3.3.	Supressão de Ruídos.....	32
3.	Materiais de Fundo de Matriz Elastomérica.....	36
3.1.	Natureza Viscoelástica dos Polímeros.....	36
3.2.	Concepção dos Materiais de Fundo de Matriz Elastomérica.....	39
3.3.	Materiais de Fundo Convencionais.....	41
4.	Fabricação dos Materiais para Ensaio.....	43
4.1.	Confecção de Blocos de Material de Fundo.....	43
4.2.	Confecção de Pastilhas de Freio Com os Materiais de Fundo.....	44
5.	Técnicas Experimentais.....	45
5.1.	Ensaio de Compressibilidade (Procedimento TS 6-11-101).....	45
5.2.	Avaliação de Frequências Naturais e Amortecimento em Pastilhas de Freio.	46
5.3.	Determinação do Módulo de Elasticidade Estático e Dinâmico dos Materiais de Fundo e de Atrito.....	50
5.3.1.	Módulo de Elasticidade Estático.....	50
5.3.2.	Módulo de Elasticidade Dinâmico.....	51
5.4.	Avaliação das Frequências dos Modos de Vibração do Disco de Freio.....	53
5.5.	Quantificação do Nível de Ruído em Dinamômetro.....	55
6.	Resultados.....	60
6.1.	Ensaio de Compressibilidade.....	60
6.2.	Avaliação de Frequências Naturais e Amortecimento em Pastilhas de Freio.	62
6.2.1.	Mapeamento dos Quatro Primeiros Modos de Vibração.....	62
6.2.2.	Determinação das Frequências de Ressonância.....	64
6.2.3.	Determinação do Amortecimento Associado aos Picos de Ressonância.....	68

6.2.4.	Relação Entre Fator de Perda e a Compressibilidade das Amostras.....	75
6.3.	Determinação do Módulo de Elasticidade Estático e Dinâmico dos Materiais de Fundo e de Atrito.....	76
6.3.1.	Módulo de Elasticidade Estático.....	76
6.3.2.	Módulo de Elasticidade Dinâmico.....	79
6.4.	Avaliação das Frequências dos Modos de Vibração do Disco de Freio.....	81
6.5.	Quantificação do Nível de Ruído em Dinamômetro.....	85
6.5.1.	Relação Entre o Fator de Perda e a Ocorrência de Ruídos Durante o Ensaio SAE J2521.....	110
6.5.2.	Relação Entre o Resultado de Compressibilidade e a Ocorrência de Ruídos Durante o Ensaio SAE J2521.....	111
7.	Conclusão.....	113
8.	Referências Bibliográficas.....	115

LISTA DE SÍMBOLOS

A_b	Área do material de fricção	[m ²]
C_{1111}	Coefficiente elástico	
E^*	Modulo de elasticidade complexo	[N/m ²]
E'	Modulo de elasticidade	[N/m ²]
E''	Modulo de perda	[N/m ²]
E_b	Energia dissipada durante a frenagem	[J]
E_{din}	Modulo de elasticidade dinâmico	[N/m ²]
F_a	Força de atrito	[N]
F_f	Frequência fundamental de ressonância	[Hz]
F_n	Força normal	[N]
I	Inércia	[kg.m ²]
M_{mf}	Massa do material de fundo	[kg]
m	Massa	[kg]
P_b	Potencia dissipada durante a frenagem	[W]
P_c	Propriedade mecânica do compósito	
P_f	Propriedade mecânica da fibra	
P_m	Propriedade mecânica da matriz	
R	Raio de rolamento	[m]
T_1	Fator de correção para barras de espessura finita	$[1 + 6,585(w/L)^2]$
t	Tempo	[s]
V_1	Velocidade	[m/s]
w	Espessura	[m]
σ	Tensão	[N/m ²]
η	Fator de perda	
ω	Frequência angular	[rad/s]
ε	Deformação	
δ	Ângulo de fase	[°]
μ	Coefficiente de Poisson	
μ_c	Coefficiente de atrito cinético	F_a/F_n

v_f	Fração volumétrica da fibra de um compósito	
v_m	Fração volumétrica matriz de um compósito	
ρ_{mf}	Densidade do material de fundo	[Kg/m ³]

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura	Título	Página
2.1.1	Circuito hidráulico de freio. [Limpert, 1999]	2
2.1.2	Servo-acionamento ou <i>Booster</i> . [www.classicperform.com]	3
2.1.3	Freio a tambor tipo duo-servo	4
2.1.4	Freio a disco com <i>caliper</i> fixo. [Pompon, 1997]	5
2.1.5	Ferro fundido lamelar. [Jang <i>et al.</i> , 2003]	6
2.1.6	Disco sólido. [Pompon, 1997]	8
2.1.7	Disco ventilado. [Pompon, 1997]	8
2.1.8	Ferro fundido nodular de matriz perlítica. [Maluf <i>et al.</i> , 2005]	9
2.1.9	<i>Caliper</i> fixo.	9
2.1.10	<i>Caliper</i> flutuante.	10
2.1.11	Pastilhas de freio. [cortesia FRAS-LE S/A.]	11
2.1.12	Componentes da pastilha de freio.	11
2.2.3.1	Molde positivo de uma cavidade em posição aberta.	18
2.2.3.2	Molde positivo multicavidades em posição aberta	19
2.2.3.4	Prensa de pré-forma.	20
2.2.4.1	Modelo para descrição de propriedades dinâmicas de materiais de atrito. [Brencht, 2003]	22
2.2.4.2	Defasagem entre tensão e deformação. [Brencht, 2003]	24
2.3.1.1	Aceleração na pastilha de um veículo apresentado <i>judder</i> .	25
2.3.2.1	Modelo representativo do fenômeno de <i>stick-slip</i> . [Crolla e Lang, 1991]	28
2.3.2.2	Variação na velocidade de deslizamento durante o fenômeno de <i>stick-slip</i> . [Chen <i>et al.</i> , 2006]	28
2.3.2.3	Modelo representativo do fenômeno de <i>sprag-slip</i> . [Stewart, 2000]	29
2.3.2.4	Modelo disco-pastilha ilustrando o fenômeno de <i>sprag-slip</i> . [Belvedi, 2005]	30
2.3.2.5	Acoplamento modal entre pastilha e disco de freio. [Belvedi <i>et al.</i> , 2005]	31
2.3.2.6	Modo de compressão tangencial. [Dessouki, 2003]	32
2.3.2.7	Modo no qual ocorre o deslocamento relativo entre as pistas de atrito. [Dessouki, 2003]	32
3.1.1	Defasagem entre tensão e deformação em materiais viscoelásticos.	

	[Turi, 1997]	36
3.1.2	Relação entre as tensões ou módulos de elasticidade / cisalhamento e o ângulo de fase. [Turi, 1997]	37
3.1.3	Influência da temperatura sobre E' e η de materiais viscoelásticos. [Nashif <i>et al.</i> , 1985].	37
3.1.4	Variação em E' e η em função da frequência para materiais de módulo de elasticidade estático distintos. [Nashif <i>et al.</i> , 1985].	38
3.1.5	Influência da pré-carga em E' e η na fase <i>rubberlike</i> de materiais viscoelásticos. [Nashif <i>et al.</i> , 1985].	38
3.1.6	Influência da amplitude de deformação em E' e η na fase <i>rubberlike</i> de materiais viscoelásticos. [Nashif <i>et al.</i> , 1985].	39
5.1.1	Máquina para ensaio de compressibilidade. [www.linkeng.com]	46
5.2.1	Sinal do acelerômetro colocado junto à pastilha de freio (azul) e janela de aquisição de dados estabelecida (vermelho).	48
5.2.2	Sinal do martelo de carga durante o impacto (azul) e janela de aquisição de dados estabelecida (vermelho).	48
5.2.3	FFT calculada a partir do sinal do martelo de carga contido na janela de aquisição estabelecida.	48
5.3.1	Placas dos materiais de fricção, MF-A e MF-B.	52
5.3.2	Placas dos materiais MF-SBR, MF-NBR e MF-EPDM.	52
5.5.1	Temperatura inicial de frenagem durante as sessões do procedimento SAE J2521.	56
5.5.2	Perfil de pressão de acionamento durante frenagem. [SAE J2521, 2006]	57
5.5.3	Suspensão dianteira suportando o sistema de freio a disco durante o ensaio SAE J2521.	57
5.5.4	Posicionamento do microfone em relação ao sistema de freio. [SAE J2521, 2006]	58
5.5.5	Temperatura na região do material de fundo durante o ensaio SAE J2521.	59
6.2.1.1	Linhas nodais do primeiro modo de flexão.	62
6.2.1.2	Linhas nodais do primeiro modo de torção.	63
6.2.1.3	Linhas nodais do segundo modo de flexão.	63
6.2.1.4	Linhas nodais do segundo modo de torção.	64

6.2.2.1	Pontos de impacto e de fixação do transdutor na pastilha de freio.	64
6.2.2.2	<i>Autospectrum</i> H1 típico obtido a partir da configuração apresentada na figura 6.2.2.1.	65
6.3.2.1	<i>Autospectrum</i> típico obtido a partir da excitação dos corpos de prova	79
6.4.1	FRF do disco de freio, direção normal à pista de atrito, a 5 e 25bar (linhas azul e laranja respectivamente) – material de fundo MF-EPDM.	82
6.4.2	FRF do disco de freio, direção normal à pista de atrito, a 5 e 25bar (linhas azul e laranja respectivamente) – materiais de fundo MF-SBR e MF-A.	82
6.4.3	FRF do disco de freio, direção normal à pista de atrito, a 5 e 25bar (linhas azul e laranja respectivamente) – materiais de fundo MF-SBR e MF-A.	82
6.4.4	FRF do disco de freio, no plano do disco, a 5 e 25bar (linhas azul e laranja respectivamente) – material de fundo MF-EPDM.	83
6.4.5	FRF do disco de freio, no plano do disco, a 5 e 25bar (linhas azul e laranja respectivamente) – materiais de fundo MF-SBR e MF-A.	84
6.4.6	FRF do disco de freio, no plano do disco, a 5 e 25bar (linhas azul e laranja respectivamente) – materiais de fundo MF-SBR e MF-A.	84
6.4.7	FRF do disco de freio, no plano do disco, a 23°C (azul) e 150°C (vermelho).	85
6.4.8	FRF do disco de freio, fora do plano do disco, a 23°C (azul) e 150°C (vermelho).	85
6.5.1	FRF anterior (azul) e após (marrom) ao ensaio SAE J2521 - Material de atrito MA-1 sem material de fundo.	107
6.5.2	FRF anterior (azul) e após (marrom) ao ensaio SAE J2521 - Material de atrito MA-1 sem material de fundo.	108
6.5.3	FRF anterior (azul) e após (marrom) ao ensaio SAE J2521 - Material de atrito MA-1 + material de fundo MF-A.	108
6.5.4	FRF anterior (azul) e após (marrom) ao ensaio SAE J2521 - Material de atrito MA-1 + material de fundo MF-SBR.	109
6.5.5	FRF anterior (azul) e após (marrom) ao ensaio SAE J2521 - Material de atrito MA-1 + material de fundo MF-NBR.	109
6.5.6	FRF anterior (azul) e após (marrom) ao ensaio SAE J2521 - Material de atrito MA-1 + material de fundo MF-EPDM.	110

ÍNDICE DE GRÁFICOS

Gráfico	Título	Página
6.1.1	Resultados médio de compressibilidade das amostras.	60
6.2.2.1	Frequência natural média do primeiro e segundo modos de flexão.	65
6.2.2.2	Frequência natural média do primeiro e segundo modos de flexão.	65
6.2.2.3	Frequência natural média do primeiro e segundo modos de torção.	66
6.2.2.4	Frequência natural média do primeiro e segundo modos de torção.	66
6.2.2.5	Variação na frequência natural média do primeiro modo de flexão.	66
6.2.2.6	Variação na frequência natural média do primeiro modo de flexão.	66
6.2.2.7	Variação na frequência natural média do segundo modo de flexão.	67
6.2.2.8	Variação na frequência natural média do segundo modo de flexão.	67
6.2.2.9	Variação na frequência natural média do primeiro modo de torção.	67
6.2.2.10	Variação na frequência natural média do primeiro modo de torção.	67
6.2.2.11	Variação na frequência natural média do segundo modo de torção.	67
6.2.2.12	Variação na frequência natural média do segundo modo de torção.	67
6.2.3.1	Fator de perda associado ao primeiro modo de flexão.	68
6.2.3.2	Fator de perda associado ao primeiro modo de torção.	69
6.2.3.3	Fator de perda associado ao segundo modo de flexão.	69
6.2.3.4	Fator de perda associado ao segundo modo de torção.	69
6.2.3.5	Variação do fator de perda associado ao primeiro modo de flexão para materiais de fundo de matriz termofixa.	71
6.2.3.6	Variação do fator de perda associado ao primeiro modo de flexão para materiais de fundo de matriz elastomérica.	72
6.2.3.7	Variação do fator de perda associado ao primeiro modo de torção para materiais de fundo de matriz termofixa.	72
6.2.3.8	Variação do fator de perda associado ao primeiro modo de torção para materiais de fundo de matriz elastomérica.	72
6.2.3.9	Variação do fator de perda associado ao segundo modo de flexão para materiais de fundo de matriz termofixa.	73
6.2.3.10	Variação do fator de perda associado ao segundo modo de flexão para materiais de fundo de matriz elastomérica.	73
6.2.3.11	Variação do fator de perda associado ao segundo modo de torção para	

	materiais de fundo de matriz termofixa.	74
6.2.3.12	Variação do fator de perda associado ao segundo modo de torção para materiais de fundo de matriz elastomérica.	74
6.2.4.1	Curvas de tendência da relação entre valores de compressibilidade e fator de perda.	76
6.3.1.1	Resultados médios obtidos para o módulo de elasticidade nas direções Z e XY.	77
6.3.1.2	Resultados médios obtidos para o módulo de elasticidade nas direções Z e XY.	78
6.3.2.1	Variação percentual entre o módulo elástico dinâmico e estático E_{xy} .	80
6.3.2.2	Comportamento do módulo de elasticidade dinâmico em função da temperatura para materiais de matriz termofixa.	80
6.3.2.3	Comportamento do módulo de elasticidade dinâmico em função da temperatura para materiais de matriz formada por elastômeros.	81
6.5.1	Percentual absoluto de ruído durante o ensaio SAE J2521 em diferentes pressões de acionamento do sistema de freio – Material de atrito MA-1 sem material de fundo.	86
6.5.2	Frequências dos ruídos registrados durante o ensaio SAE J2521 em função da temperatura inicial de frenagem e pressão hidráulica aplicada – Material de atrito MA-1 sem material de fundo – Pressão = 0bar.	87
6.5.3	Frequências dos ruídos registrados durante o ensaio SAE J2521 em função da temperatura inicial de frenagem e pressão hidráulica aplicada – Material de atrito MA-1 sem material de fundo – Pressão = 5bar.	87
6.5.4	Frequências dos ruídos registrados durante o ensaio SAE J2521 em função da temperatura inicial de frenagem e pressão hidráulica aplicada – Material de atrito MA-1 sem material de fundo – Pressão = 10bar.	88
6.5.5	Frequências dos ruídos registrados durante o ensaio SAE J2521 em função da temperatura inicial de frenagem e pressão hidráulica aplicada – Material de atrito MA-1 sem material de fundo – Pressão = 15bar.	88
6.5.6	Frequências dos ruídos registrados durante o ensaio SAE J2521 em	

	função da temperatura inicial de frenagem e pressão hidráulica aplicada – Material de atrito MA-1 sem material de fundo – Pressão = 20bar.	88
6.5.7	Frequências dos ruídos registrados durante o ensaio SAE J2521 em função da temperatura inicial de frenagem e pressão hidráulica aplicada – Material de atrito MA-1 sem material de fundo – Pressão = 25bar.	89
6.5.8	Frequências dos ruídos registrados durante o ensaio SAE J2521 em função da temperatura inicial de frenagem e pressão hidráulica aplicada – Material de atrito MA-1 sem material de fundo – Pressão = 30bar.	89
6.5.9	Frequências dos ruídos registrados durante o ensaio SAE J2521 em função da temperatura inicial de frenagem e pressão hidráulica aplicada – Material de atrito MA-1 + material de fundo MF-A – Pressão = 0bar.	90
6.5.10	Frequências dos ruídos registrados durante o ensaio SAE J2521 em função da temperatura inicial de frenagem e pressão hidráulica aplicada – Material de atrito MA-1 + material de fundo MF-A – Pressão = 5bar.	90
6.5.11	Frequências dos ruídos registrados durante o ensaio SAE J2521 em função da temperatura inicial de frenagem e pressão hidráulica aplicada – Material de atrito MA-1 + material de fundo MF-A – Pressão = 10bar.	90
6.5.12	Frequências dos ruídos registrados durante o ensaio SAE J2521 em função da temperatura inicial de frenagem e pressão hidráulica aplicada – Material de atrito MA-1 + material de fundo MF-A – Pressão = 15bar.	91
6.5.13	Frequências dos ruídos registrados durante o ensaio SAE J2521 em função da temperatura inicial de frenagem e pressão hidráulica aplicada – Material de atrito MA-1 + material de fundo MF-A – Pressão = 20bar.	91
6.5.14	Frequências dos ruídos registrados durante o ensaio SAE J2521 em função da temperatura inicial de frenagem e pressão hidráulica aplicada – Material de atrito MA-1 + material de fundo MF-A –	

	Pressão = 25bar.	91
6.5.15	Frequências dos ruídos registrados durante o ensaio SAE J2521 em função da temperatura inicial de frenagem e pressão hidráulica aplicada – Material de atrito MA-1 + material de fundo MF-A – Pressão = 30bar.	92
6.5.16	Percentual absoluto de ruído durante SAE J2521 em diferentes pressões de acionamento do sistema de freio – Material de atrito MA-1 + material de fundo MF-A.	92
6.5.17	Percentual absoluto de ruído durante SAE J2521 em diferentes pressões de acionamento do sistema de freio – Material de atrito MA-1 + material de fundo MF-A.	93
6.5.18	Frequências dos ruídos registrados durante o ensaio SAE J2521 em função da temperatura inicial de frenagem e pressão hidráulica aplicada – Material de atrito MA-1 + material de fundo MF-A – Pressão = 0bar.	93
6.5.19	Frequências dos ruídos registrados durante o ensaio SAE J2521 em função da temperatura inicial de frenagem e pressão hidráulica aplicada – Material de atrito MA-1 + material de fundo MF-A – Pressão = 5bar.	93
6.5.20	Frequências dos ruídos registrados durante o ensaio SAE J2521 em função da temperatura inicial de frenagem e pressão hidráulica aplicada – Material de atrito MA-1 + material de fundo MF-A – Pressão = 10bar.	94
6.5.21	Frequências dos ruídos registrados durante o ensaio SAE J2521 em função da temperatura inicial de frenagem e pressão hidráulica aplicada – Material de atrito MA-1 + material de fundo MF-A – Pressão = 15bar.	94
6.5.22	Frequências dos ruídos registrados durante o ensaio SAE J2521 em função da temperatura inicial de frenagem e pressão hidráulica aplicada – Material de atrito MA-1 + material de fundo MF-A – Pressão = 20bar.	94
6.5.23	Frequências dos ruídos registrados durante o ensaio SAE J2521 em função da temperatura inicial de frenagem e pressão hidráulica aplicada – Material de atrito MA-1 + material de fundo MF-A –	

	Pressão = 25bar.	95
6.5.24	Frequências dos ruídos registrados durante o ensaio SAE J2521 em função da temperatura inicial de frenagem e pressão hidráulica aplicada – Material de atrito MA-1 + material de fundo MF-A – Pressão = 30bar.	95
6.5.25	Frequências dos ruídos registrados durante o ensaio SAE J2521 em função da temperatura inicial de frenagem e pressão hidráulica aplicada – Material de atrito MA-1 + material de fundo MF-SBR – Pressão = 0bar.	96
6.5.26	Frequências dos ruídos registrados durante o ensaio SAE J2521 em função da temperatura inicial de frenagem e pressão hidráulica aplicada – Material de atrito MA-1 + material de fundo MF-SBR – Pressão = 5bar.	97
6.5.27	Frequências dos ruídos registrados durante o ensaio SAE J2521 em função da temperatura inicial de frenagem e pressão hidráulica aplicada – Material de atrito MA-1 + material de fundo MF-SBR – Pressão = 10bar.	97
6.5.28	Frequências dos ruídos registrados durante o ensaio SAE J2521 em função da temperatura inicial de frenagem e pressão hidráulica aplicada – Material de atrito MA-1 + material de fundo MF-SBR – Pressão = 15bar.	97
6.5.29	Frequências dos ruídos registrados durante o ensaio SAE J2521 em função da temperatura inicial de frenagem e pressão hidráulica aplicada – Material de atrito MA-1 + material de fundo MF-SBR – Pressão = 20bar.	98
6.5.30	Frequências dos ruídos registrados durante o ensaio SAE J2521 em função da temperatura inicial de frenagem e pressão hidráulica aplicada – Material de atrito MA-1 + material de fundo MF-SBR – Pressão = 25bar.	98
6.5.31	Frequências dos ruídos registrados durante o ensaio SAE J2521 em função da temperatura inicial de frenagem e pressão hidráulica aplicada – Material de atrito MA-1 + material de fundo MF-SBR – Pressão = 30bar.	98
6.5.32	Percentual absoluto de ruído durante o ensaio SAE J2521 em	

	diferentes pressões de acionamento do sistema de freio – Material de atrito MA-1 + material de fundo MF-SBR.	99
6.5.33	Frequências dos ruídos registrados durante o ensaio SAE J2521 em função da temperatura inicial de frenagem e pressão hidráulica aplicada – Material de atrito MA-1 + material de fundo MF-NBR – Pressão = 0bar.	99
6.5.34	Frequências dos ruídos registrados durante o ensaio SAE J2521 em função da temperatura inicial de frenagem e pressão hidráulica aplicada – Material de atrito MA-1 + material de fundo MF-NBR – Pressão = 5bar.	99
6.5.35	Frequências dos ruídos registrados durante o ensaio SAE J2521 em função da temperatura inicial de frenagem e pressão hidráulica aplicada – Material de atrito MA-1 + material de fundo MF-NBR – Pressão = 10bar.	100
6.5.36	Frequências dos ruídos registrados durante o ensaio SAE J2521 em função da temperatura inicial de frenagem e pressão hidráulica aplicada – Material de atrito MA-1 + material de fundo MF-NBR – Pressão = 15bar.	100
6.5.37	Frequências dos ruídos registrados durante o ensaio SAE J2521 em função da temperatura inicial de frenagem e pressão hidráulica aplicada – Material de atrito MA-1 + material de fundo MF-NBR – Pressão = 20bar.	100
6.5.38	Frequências dos ruídos registrados durante o ensaio SAE J2521 em função da temperatura inicial de frenagem e pressão hidráulica aplicada – Material de atrito MA-1 + material de fundo MF-NBR – Pressão = 25bar.	101
6.5.39	Frequências dos ruídos registrados durante o ensaio SAE J2521 em função da temperatura inicial de frenagem e pressão hidráulica aplicada – Material de atrito MA-1 + material de fundo MF-NBR – Pressão = 30bar.	101
6.5.40	Percentual absoluto de ruído durante o ensaio SAE J2521 em diferentes pressões de acionamento do sistema de freio – Material de atrito MA-1 + material de fundo MF-NBR.	101

6.5.41	Percentual absoluto de ruído durante o ensaio SAE J2521 em diferentes pressões de acionamento do sistema de freio – Material de atrito MA-1 + material de fundo MF-EPDM.	102
6.5.42	Frequências dos ruídos registrados durante o ensaio SAE J2521 em função da temperatura inicial de frenagem e pressão hidráulica aplicada – Material de atrito MA-1 + material de fundo MF-EPDM – Pressão = 0bar.	102
6.5.43	Frequências dos ruídos registrados durante o ensaio SAE J2521 em função da temperatura inicial de frenagem e pressão hidráulica aplicada – Material de atrito MA-1 + material de fundo MF-EPDM – Pressão = 5bar.	103
6.5.44	Frequências dos ruídos registrados durante o ensaio SAE J2521 em função da temperatura inicial de frenagem e pressão hidráulica aplicada – Material de atrito MA-1 + material de fundo MF-EPDM – Pressão = 10bar.	103
6.5.45	Frequências dos ruídos registrados durante o ensaio SAE J2521 em função da temperatura inicial de frenagem e pressão hidráulica aplicada – Material de atrito MA-1 + material de fundo MF-EPDM – Pressão = 15bar.	103
6.5.46	Frequências dos ruídos registrados durante o ensaio SAE J2521 em função da temperatura inicial de frenagem e pressão hidráulica aplicada – Material de atrito MA-1 + material de fundo MF-EPDM – Pressão = 20bar.	104
6.5.47	Frequências dos ruídos registrados durante o ensaio SAE J2521 em função da temperatura inicial de frenagem e pressão hidráulica aplicada – Material de atrito MA-1 + material de fundo MF-EPDM – Pressão = 25bar.	104
6.5.48	Frequências dos ruídos registrados durante o ensaio SAE J2521 em função da temperatura inicial de frenagem e pressão hidráulica aplicada – Material de atrito MA-1 + material de fundo MF-EPDM – Pressão = 30bar.	104
6.5.49	Comparativo entre o comportamento das diferentes amostras quanto à ocorrência de ruído durante o ensaio SAE J2521.	105
6.5.1.1	Curva de tendência da relação entre o fator de perda e o total de	

	ocorrência de ruídos superiores a 70dB(A) – Primeiro e segundo modos de flexão.	110
6.5.1.2	Curva de tendência da relação entre o fator de perda e o total de ocorrência de ruídos superiores a 70dB(A) – Primeiro e segundo modos de torção.	111
6.5.2.1	Curva de tendência da relação entre a deflexão do bloco formado pelo material de atrito e de fundo e o total de ocorrência de ruídos superiores a 70dB(A).	112

ÍNDICE DE TABELAS

Tabela	Título	Página
3.2.1	Elementos constituintes dos materiais de fundo desenvolvidos para o presente trabalho.	40
3.3.1	Percentual volumétrico das famílias de componentes utilizados na formulação dos materiais de fundo analisados.	42
4.2.1	Massa específica dos materiais de fundo e massa utilizada na confecção das pastilhas de freio.	44
6.1.1	Resultados do ensaio de compressibilidade das amostras.	60
6.1.2	Resultados da análise de ANOVA dos resultados obtidos para os diferentes grupos de amostras.	61
6.2.2.1	Variação na frequência natural média entre 23 °C e 175°C.	68
6.2.3.1	Tabela de ANOVA para os materiais de matriz termofixa.	70
6.2.3.2	Tabela de ANOVA para os materiais de matriz elastomérica.	70
6.3.1.1	Resultados obtidos para o módulo de elasticidade nas direções Z e XY.	77
6.3.1.2	Análise de ANOVA dos dados obtidos para E_z .	78
6.3.1.3	Análise de ANOVA dos dados obtidos para E_{xy} .	78
6.3.2.1	Variação do módulo de elasticidade dinâmico em função da temperatura.	81
6.4.1	Fator de perda, medido em modos fora do plano do disco, em diferentes condições.	83
6.4.2	Fator de perda, medido em modos no plano do disco, em diferentes condições.	84
6.5.1	Variação do fator de perda após o ensaio SAE J2521.	106
6.5.2	Variação da frequência dos quatro primeiros modos de vibração após o ensaio SAE J2521.	107
6.5.1.1	Fator de perda médio e ocorrência total de ruídos superiores a 70dB(A).	110
6.5.2.1	Resultado médio do ensaio de compressibilidade e ocorrência total de ruídos superiores a 70dB(A).	112

1. INTRODUÇÃO

O presente trabalho estuda os efeitos da utilização de materiais de fundo de alto amortecimento sobre as propriedades dinâmicas de pastilhas de freio, relacionando essas propriedades à propensão de ocorrência de ruídos em sistemas do tipo *squeal*. Com o intuito de facilitar a compreensão da relevância desse trabalho, uma extensa revisão bibliográfica apresenta as características gerais dos sistemas de freio a disco, bem como aspectos relacionados ao projeto, confecção, propriedades e teste de materiais de atrito e de fundo.

Os materiais viscoelásticos são o objeto de estudo deste trabalho, e sua natureza é amplamente discutida ao longo do capítulo “Materiais de fundo de matriz elastomérica”. Nele são apresentados os compósitos utilizados no estudo desenvolvido, sendo três materiais de fundo de matriz elastomérica, dois materiais de fundo de matriz composta por resina fenólica e um material de atrito de matriz fenólica. A caracterização das propriedades dos compósitos, bem como das pastilhas de freio construídas a partir destes, dá subsídios para que sejam definidas correlações entre estas propriedades e propensão à ocorrência de ruídos do tipo *squeal* nos ensaios SAE J2521 desenvolvidos. O estudo de alguns elementos do sistema de freio utilizados nesses ensaios é brevemente apresentado e tem como objetivo exemplificar as alterações sofridas quando são submetidos às condições reais de utilização.

Os ruídos de freio são um problema complexo e de caráter sistêmico, e o presente trabalho não pretende esgotar o assunto, mas indicar meios para atenuar ou reduzir a severidade de alguns tipos de ruídos mediante alterações na composição dos compósitos que constituem a pastilha de freio.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1. SISTEMA DE FREIO

Sistemas de freio são sistemas destinados a reduzir a velocidade e cessar o movimento de um determinado corpo. Talvez a mais difundida e cotidiana aplicação de sistemas de freio na atualidade seja em veículos automotores terrestres. De modo geral, todos dispõem de algum mecanismo cuja finalidade é desacelerá-los e, eventualmente, pará-los.

Os sistemas de freio utilizados em automóveis de passeio modernos são, em sua grande maioria, de acionamento hidráulico (fig. 2.1.1). Nele um pedal acionado pelo pé do condutor desloca o cilindro mestre, que, ao comprimir o fluido de trabalho do circuito hidráulico, transmite a força aos cilindros de roda responsáveis por movimentarem as pastilhas ou lonas de freio contra os discos ou tambores.

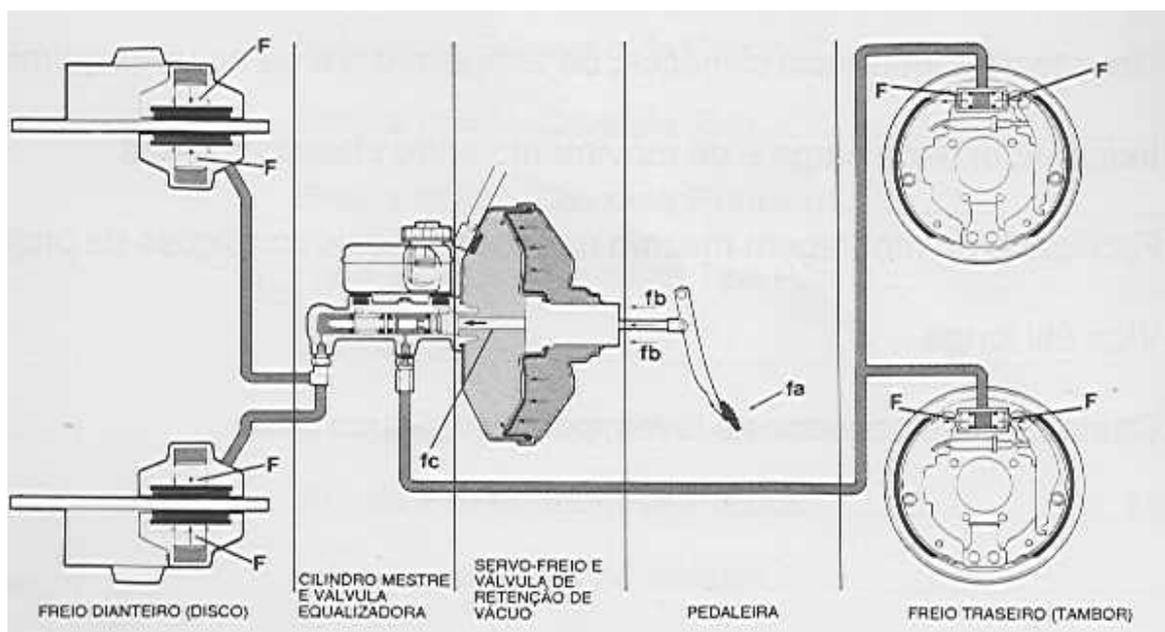


Figura 2.1.1 – Circuito hidráulico de freio. [Limpert, 1999].

O esforço no pedal de freio para sistemas hidráulicos deve ser dimensionado para que a relação força/desaceleração fique entre 440 e 490N/g para sistemas não servo assistidos, ou entre 220 e 330N/g para sistemas servo assistidos. Os respectivos deslocamentos de pedal não devem exceder 150mm e 90mm. Esses valores são estabelecidos em função dos valores máximos de força no pé direito para homens e mulheres (823N e 445N, respectivamente), e da velocidade de deslocamento do mesmo membro, que é de aproximadamente 1m/s [Limpert, 1999].

O servo-acionamento do sistema ou *booster* de freio (fig. 2.1.2) tem a função de reduzir o esforço de compressão do pedal realizado pelo motorista. Para isso o *booster* dispõe de um vaso de pressão dividido em duas porções por um diafragma. Em situações nas quais o freio não está acionado e o motor do veículo esta ligado, uma válvula ligada ao coletor de admissão permite a saída do ar dessas câmaras. Assim, devido ao vácuo produzido pelo deslocamento volumétrico dos cilindros do motor, a pressão no *booster* será de aproximadamente 400mbar. O acionamento do freio faz com que uma válvula permita a entrada de ar à pressão atmosférica apenas na porção do *booster* oposta ao cilindro mestre. A força decorrente da diferença de pressão sobre as faces do diafragma faz com que o eixo de acionamento do cilindro mestre seja deslocado. A assistência existe mesmo em frenagens que demandem pequeno esforço de pedal, sendo o valor mínimo para o acionamento compreendido entre 13 e 22N [Limpert, 1999].

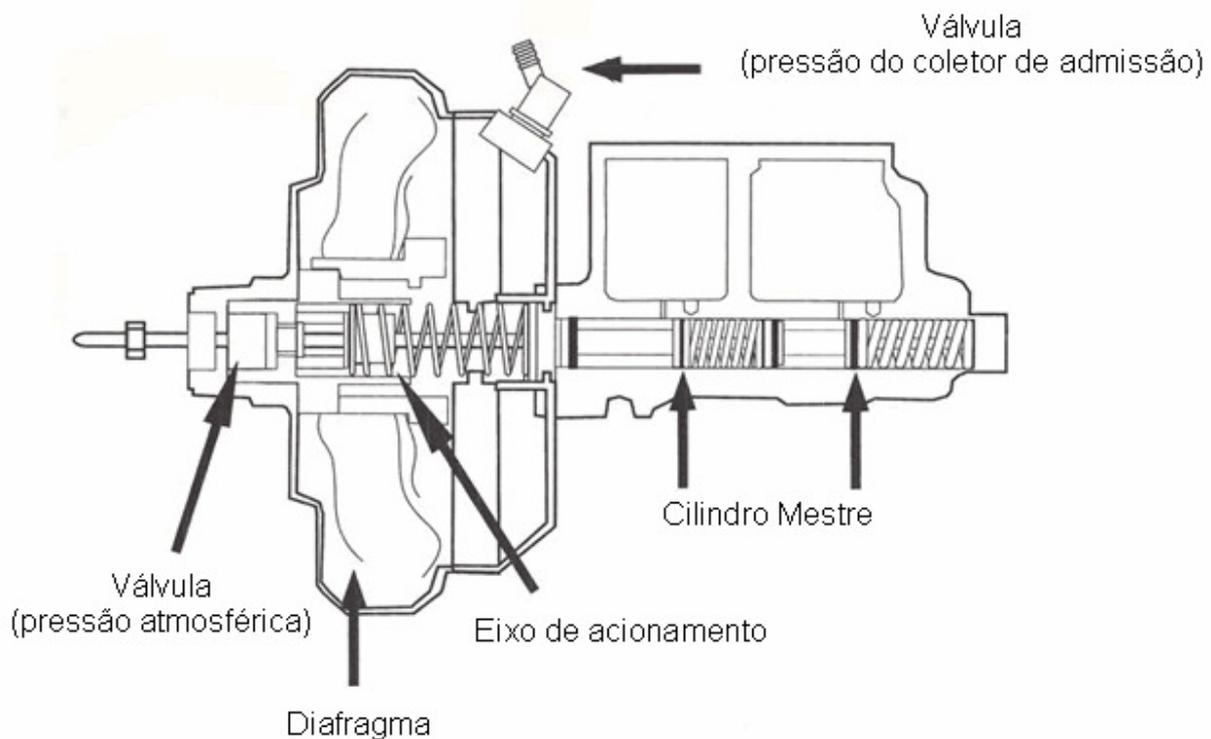


Figura 2.1.2 – Servo-acionamento ou “Booster”. [www.classicperform.com]

Sendo os sistemas em questão hidráulicos, o fluido de trabalho desempenha o importante papel de transferir a força desde o sistema de acionamento até os elementos de fricção. Para cumprir essa tarefa esse fluido deve apresentar as seguintes características [Pompon, 1998]:

- Deve ser incompressível sob condições normais de uso;

- Deve apresentar elevada temperatura de ebulição, a fim de evitar a formação de bolhas no circuito de freio que comprometeriam seu desempenho;
- Deve apresentar baixa viscosidade em temperaturas próximas à temperatura de congelamento, que deve ser inferior a -40°C ;
- Deve apresentar propriedades lubrificantes, para facilitar o trabalho das partes móveis;
- Deve ser quimicamente estável, de modo a não reagir com os componentes do sistema;

Os automóveis modernos substituíram, na totalidade dos casos, o sistema de freio a tambor (fig. 2.1.3) nas rodas dianteiras e vem reduzindo progressivamente sua utilização no eixo traseiro. Essa tendência deve-se à busca por um sistema com maior eficiência e que agregue menos peso ao veículo. Dessa forma, os freios a disco (fig 2.1.4) passaram a ocupar essa lacuna a despeito do desempenho superior e menor massa.



Figura 2.1.3 – Freio a tambor tipo duo-servo.

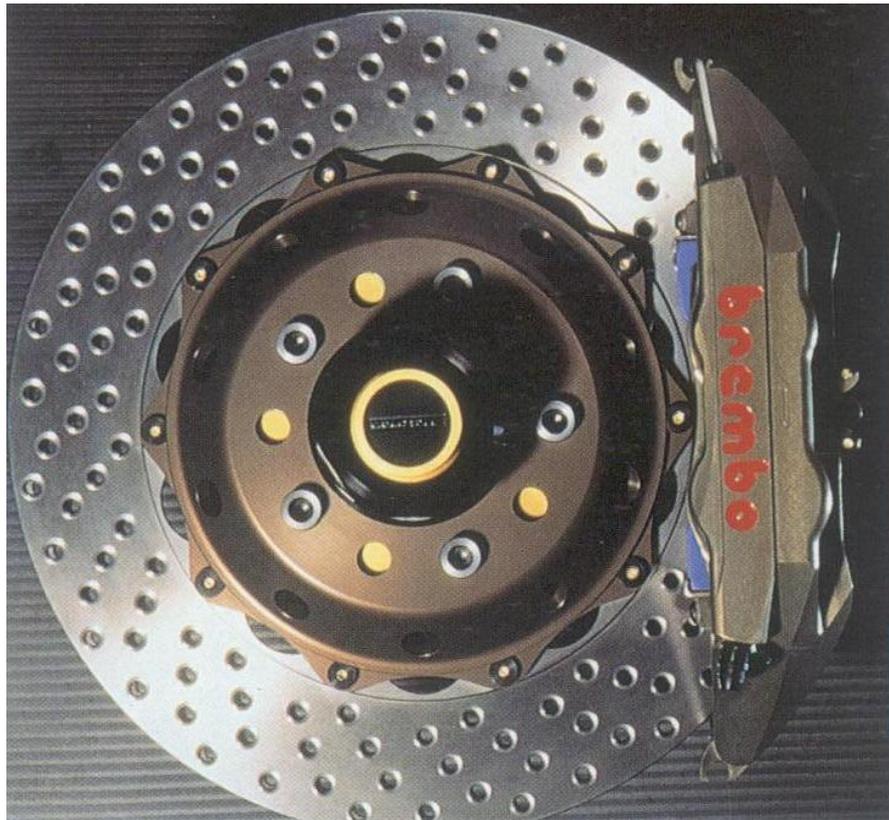


Figura 2.1.4 – Freio a disco com caliper fixo. [Pompon, 1997]

Nesse sistema, um disco metálico é ligado por parafusos ao cubo de rodas, de maneira que o disco acompanhe o movimento de rotação do conjunto roda/pneu. Uma estrutura rigidamente acoplada a suspensão do veículo, denominada pinça de freio ou *caliper*, abriga um ou mais cilindros de roda que, quando acionados, comprimem os elementos de fricção contra o disco. Esses são especialmente desenvolvidos para apresentarem as características de atrito necessárias ao correto desempenho de frenagem do veículo.

A superfície de atrito do disco de freio, contra a qual o material de fricção moldado nas pastilhas é pressionado, acaba sendo submetida a um rápido aquecimento, podendo atingir a temperatura de 500°C em condições normais de uso, e até 800°C em situações extremas. Devido às severas condições as quais são expostos, os discos de freio devem conciliar duas características fundamentais: a resistência mecânica para suportarem a transmissão de esforços consideráveis através de suas estruturas e a dissipação do calor gerado durante as frenagens. Por atender essas demandas, o ferro fundido (FF) cinzento lamelar (fig. 2.1.5) é o material largamente empregado na confecção de discos de freio para automóveis.



Figura 2.1.5 – Ferro fundido lamelar. [Jang *et al.*, 2003]

Constituído por uma matriz perlítica/ferrítica com veios de grafita, FF cinzento lamelar, é produzido a partir ferro gusa, sucatas ferrosas, e elementos de liga tais como: ferro, silício, manganês, cromo, níquel, entre outros. Os principais fatores que influenciam a transferência de calor nesse material são a distribuição, o tamanho e a morfologia da grafita, uma vez que os veios possuem condutividade térmica superior à matriz. Dessa forma, sua condutividade térmica será tanto maior quanto maior for a razão entre a área superficial da grafita e seu respectivo volume [Maluf *et al.*, 2005].

Para um adequado desempenho, a microestrutura dos discos deve ser homogênea, de modo a conferir adequadas propriedades tribológicas. Microestruturas que contêm grandes inclusões de apenas ferrita ou cementita são indesejáveis, uma vez que a dureza da primeira (aproximadamente 100HB) é muito inferior a da segunda (750HB), o que pode nuclear pontos duros e, conseqüentemente, um desempenho irregular durante a frenagem. Assim, a configuração ideal é composta por finas lamelas de grafita, com dimensões entre 15 e 500 μ m, dispersas em uma matriz perlítica [Pompon, 1997]. Outra característica afetada pela microestrutura é a capacidade de amortecimento intrínseca ao material. Jang *et al.* (2003) comprovam experimentalmente que quanto maiores os veios de grafita maior a capacidade do FF de dissipar energia vibratória em forma de calor.

Outros materiais, como fibra de carbono ou ligas de alumínio com carbetos de silício, estão sendo utilizados em aplicações específicas nas quais leveza e desempenho em altas

temperaturas são características essenciais aos discos de freio. A indústria aeroespacial e veículos de corrida são os exemplos mais difundidos de utilização dessas novas tecnologias.

O dimensionamento do disco de freio para um determinado veículo está vinculado à potência que deve ser dissipada pelo sistema para desaceleração e parada completa do veículo. Esses valores podem variar em função da capacidade de dissipação de calor do disco em questão, embora o valor usual para o dimensionamento do disco seja de 230W/cm², podendo chegar a 620W/cm² em um freio com grande área de ventilação [Pompon, 1997]. O cálculo da energia e potência dissipada é feito a partir das equações 2.1.1 e 2.1.2 [Limpert, 1999].

Essa quantidade de energia dissipada é responsável, entre outras coisas, por fornecer a energia necessária para a vibração do disco de freio em algum de seus modos de vibração característicos. Essa vibração, como será explicado nos capítulos subsequentes, é responsável por originar ruídos do tipo *squeal*.

$$E_b = \frac{m}{2} \left(1 + \frac{I}{R^2 m} \right) V_1^2 \quad (2.1.1)$$

$$P_b = \frac{d(E_b)}{dt} \quad (2.1.2)$$

Em veículos leves e de baixo desempenho são ainda utilizados discos sólidos (fig. 2.1.6) no eixo dianteiro. Esses oferecem uma limitada capacidade de troca de calor com o ar, o que reduz a eficiência de frenagem. Atualmente, a maior parte dos veículos é equipada com freios ventilados, ou seja, que possuem aletas entre as duas superfícies de atrito por onde escoar o ar atmosférico, aumentando a área de troca de calor (fig. 2.1.7). O fluxo de ar é proporcionado devido ao gradiente de pressão que se estabelece entre o centro do disco e seu diâmetro externo que, em decorrência da maior velocidade linear, forma uma região de baixa pressão em relação ao centro.

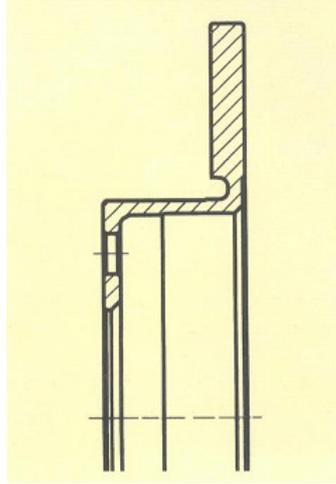


Figura 2.1.6 – Disco sólido. [Pompon, 1997]

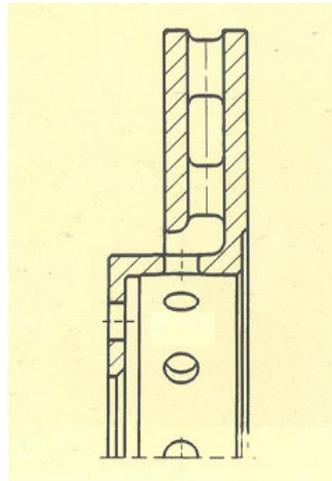


Figura 2.1.7 – Disco ventilado. [Pompon, 1997]

Outro ponto de relevância capital ao dimensionamento do disco de freio trata-se dos esforços de compressão e tração aos quais é submetido. A pressão exercida pelas pastilhas de freio sobre a pista de atrito pode deformar plasticamente as regiões não aletadas de um disco ventilado em alguns casos extremos. Da mesma forma, a tensão em tração pode chegar a 2N/mm^2 em alguns pontos do disco, o que corresponde a aproximadamente um décimo da tensão de ruptura do FF.

Todo o esforço de frenagem suportado pelo disco de freio é aplicado através da pinça de freio. Esse componente sustenta as pastilhas de freio e, através do(s) cilindro(s) de roda, as comprime contra a pista de atrito do disco. A compressão deve ocorrer de maneira uniforme nas duas faces do disco de freio, de modo a evitar distorções geométricas do rotor, uma vez que essas distorções podem induzir vibrações da suspensão ou mesmo do monobloco, devido à variação do torque frenante ocasionada pelo contato intermitente entre pastilha e disco. Devido aos esforços suportados, o *caliper*, em via de regra, é confeccionado em FF nodular cinzento (fig. 2.1.8).

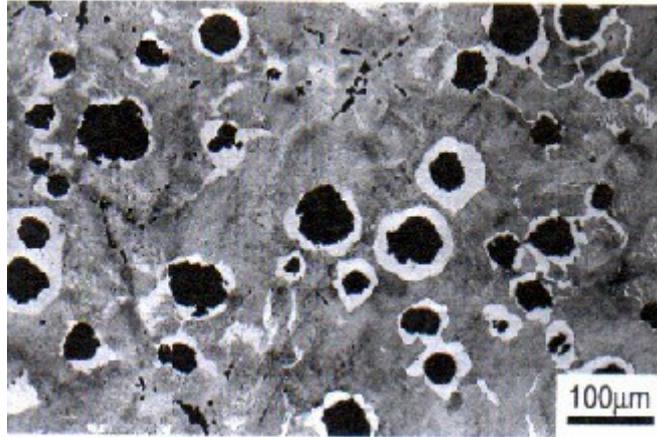


Figura 2.1.8 – Ferro fundido nodular de matriz perlítica. [Maluf et al., 2005]

Ligas de alumínio apresentam resistência suficiente para serem empregadas na confecção desse componente, com a vantagem de agregarem menos peso ao veículo. Entretanto, a elevada condutividade térmica desse material, aproximadamente cinco vezes maior que a do FF, pode ocasionar sobre aquecimento do fluido de freio. Existem duas famílias de *calipers* amplamente utilizadas na indústria automobilística:

- **Caliper fixo:** apresenta uma rígida estrutura dotada de um número par de cilindros contrapostos (fig. 2.1.9). Cada um desses é responsável por comprimir a pastilha de freio contra a superfície de atrito do rotor. Como consequência desse acionamento direto, o sistema propicia um desgaste uniforme das pastilhas de freio.

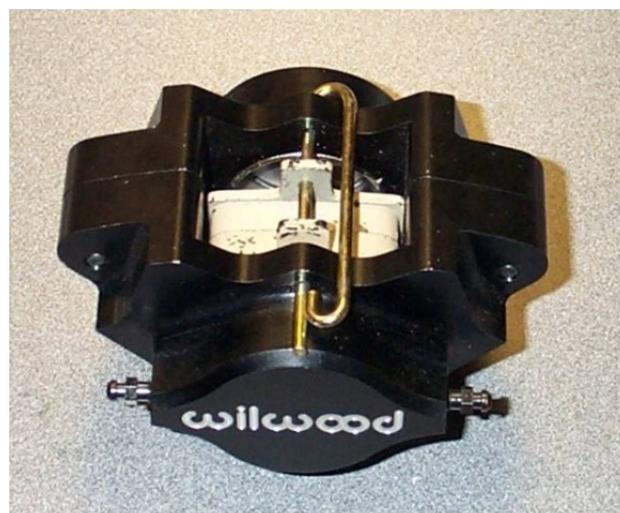


Figura 2.1.9 – Caliper fixo.

- **Caliper flutuante:** trata-se de uma simplificação do sistema fixo, no qual o conjunto deixa de estar rigidamente fixo à suspensão do veículo para estar montado em uma estrutura deslizante (fig. 2.1.10). Um pistão, ou um par deles, fica posicionado apenas na porção interna do *caliper* enquanto a porção externa possui um suporte para a pastilha. Quando acionado, o pistão comprime uma das pastilhas contra o disco e a força de reação faz com que o conjunto deslizante aproxime a pastilha do lado oposto também contra o rotor. Uma vez que se trata de um sistema menos rígido, torna-se mais propenso a apresentar ruídos, além de possuir eficiência um pouco aquém daquela obtida com o sistema fixo.



Figura 2.1.10 – Caliper flutuante.

Em ambas as famílias é necessário que o pistão, após o acionamento, possa retornar alguns décimos de milímetro para o interior do cilindro. Isso impede que exista o chamado torque residual, que, além de oferecer resistência ao movimento do veículo, promove o aumento da temperatura do sistema de freio. A retração dos pistões é feita através de uma gaxeta com propriedades elásticas. O retorno não deve ser excessivo, de modo a não aumentar em demasia o curso de pedal necessário para o início da frenagem.

O componente responsável por interferir com o disco de freio para criar a força contrária ao movimento, a pastilha de freio (fig. 2.1.11), é composto por três principais componentes: plaqueta metálica, material de atrito e material de fundo (fig. 2.1.12). Dada à natureza frágil do material de atrito, é necessário que um corpo mais dúctil e resistente se interponha entre ele e o pistão. Essa função é realizada pela plaqueta metálica. Podem ser agregados a uma pastilha de freio itens como molas de retenção ou placas anti-ruído. Esse último será apresentado em detalhes nos próximos capítulos.



Figura 2.1.11 – Pastilhas de freio. [cortesia FRAS-LE S/A.]

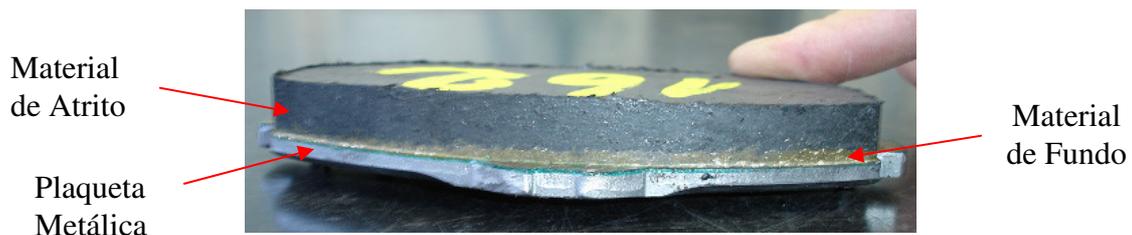


Figura 2.1.12 – Componentes da pastilha de freio.

2.2. MATERIAIS DE ATRITO

2.2.1. FAMÍLIAS DE MATERIAIS DE ATRITO E PROCESSOS TRIBOLÓGICOS

Apesar de altamente globalizada, a indústria automobilística mundial ainda se vê obrigada a desenvolver veículos com características especiais para determinados mercados consumidores. Por influenciar diretamente no comportamento dinâmico da frenagem, o material de atrito (ou material de fricção) utilizado nas pastilhas de freio destaca-se como sendo um item que deve ser adaptado ao mercado consumidor para o qual o veículo se destina. Atualmente, existem dois mercados consumidores que demandam comportamentos de frenagem bastante diferentes em seus veículos e que se destacam em função do grande volume de pastilhas de freio que consomem. Os consumidores europeus estão habitados a frenagens mais buscas, típicas de materiais com elevado coeficiente de atrito (μ entre 0,4 e 0,5), e excelente performance em altas velocidade e temperaturas. O nível de ruído e vibração proporcionados pelo material de atrito são características secundárias nesse mercado. Isso se deve à característica das estradas européias, repletas de aclives e declives, além do hábito de dirigir esportivamente em altas velocidades. Consumidores asiáticos e norte-americanos, em contraposição aos europeus, têm preferência por materiais de fricção de coeficiente de atrito mais baixo, tipicamente com μ menor ou igual a 0,35. Isso porque dirigem carros usualmente dotados de câmbio automático, de maneira mais comedida e em longos trechos de pista reta e plana. Nesse mercado, ruídos e vibrações não são

tolerados, razão pela qual o coeficiente de atrito tende a ser menor, uma vez que a propensão a ruídos aumenta em função do aumento desse parâmetro, como foi demonstrado por Canali *et al.* (2002).

Os materiais de fricção destinados aos mercados acima mencionados diferem significativamente em sua formulação, bem como no mecanismo tribológico que promove a força de atrito entre pastilhas e disco. Dessa forma, materiais com coeficiente de atrito mais elevado são tipicamente compostos por formulações que contenham percentual elevado de metais ferrosos, podendo ser chamadas de semi-metálicas ou “*low-met*”, em função do percentual desse componente. A utilização de lã de ferro nas formulações aumenta significativamente a dissipação de calor e aumenta a resistência mecânica da superfície de atrito, o que garante desempenho superior em frenagens a elevadas temperaturas e altas velocidades. O mecanismo de atrito que se estabelece entre disco e pastilha para essas formulações é, em via de regra, o atrito abrasivo, dada a utilização de abrasivos de elevada dureza. Assim, a pastilha tende a desgastar a superfície do disco, provocando oscilações no coeficiente de atrito e criando condições favoráveis ao aparecimento de ruídos [Sasaki, 1995].

Materiais de atrito utilizados na Ásia e na América do Norte são usualmente da família denominada NAO (*Non Asbestos Organic*), que diferem das demais por não contarem com materiais ferrosos em sua composição. Esses materiais são normalmente substituídos por percentuais mais elevados de cobre. Entretanto, dado ao custo desse metal, sua utilização é limitada. Assim, fibras de reforço mais nobres, como Aramida, são utilizadas para garantir a resistência mecânica de materiais de atrito e materiais de fundo. O mecanismo tribológico que proporciona o atrito entre as pastilhas e o disco é usualmente o adesivo. Nele, um filme, também chamado de terceiro corpo, se estabelece sobre o disco de freio, fruto da reação química de elementos presentes tanto na pastilha de freio como no disco. Ocorre, então, o atrito das pastilhas sobre o terceiro corpo, preservando a integridade do disco de freio e garantido a estabilidade do atrito durante a frenagem.

A compreensão dos complexos processos tribológicos que transcorrem durante a frenagem excede o escopo do trabalho proposto. Dessa forma, apenas um breve panorama sobre o tema será apresentado nos parágrafos seguintes.

Entre dois corpos em contato, a área efetiva de contato é apenas uma pequena fração da área aparente em função das asperezas de suas superfícies [Hutchings, 1992]. Assim, a área de contato entre as pastilhas de freio e o disco segue a mesma premissa, sendo as características de atrito devidas a interação entre pequenas superfícies de ambos os componentes [Ostermeyer, 2006]. É conveniente lembrar que durante uma frenagem a temperatura do volume de material de

atrimento aderido à plaqueta pode chegar a 500°C. Entretanto, nas pequenas áreas de contato, essa temperatura pode superar em muitas vezes esse valor, fazendo com que transformações de fase de elementos químicos – e até mesmo reações químicas – aconteçam.

A fusão de metais na superfície de atrito, tais como zinco e cobre, propicia a formação de um filme sobre o disco, ao passo que a oxidação desses metais, dada à presença de oxigênio, gera partículas abrasivas. A decomposição térmica dos materiais orgânicos, tais como a resina termofixa utilizada, ocorre ao longo de toda a superfície aparente de atrito e promove a geração de carbono junto, gases e líquidos [Sasaki, 1995].

2.2.2. MATÉRIAS PRIMAS

Uma vez desenvolvido o sistema de freio para determinado veículo, seu ajuste é feito através da seleção de um material de atrito capaz de atender aos requisitos objetivos e subjetivos estipulados pelos fabricantes do sistema de freio e do veículo. Para tanto, é necessário comunizar as corretas propriedades de atrito com um desempenho adequado quanto a ruído, desgaste de disco e material de fricção, *feeling* de pedal, resistência mecânica e produção de resíduos.

Uma mesma pastilha, para atingir o desempenho desejado, pode contar com fases distintas no bolo de atrito, constituídas de materiais com formulações e funções distintas. Para proporcionar as características de adesão à plaqueta, são utilizados os chamados “materiais de fundo”, que têm como função principal promover a adesão entre a plaqueta e o material de atrito. Entretanto, por constituírem uma camada de apenas 2 ou 3mm, não necessitam ter refinadas propriedades de atrito. Os materiais de fundo ainda podem ser formulados de modo a aumentarem o amortecimento global da pastilha de freio, induzindo melhorias no desempenho acústico de sistema de freio.

As famílias de materiais utilizados na confecção de materiais de atrito podem ser divididas em [Pompon, 1997 / Nicholson, 1995]:

▪ Abrasivos

- Óxido de alumínio anidro (Alumina / Al_2O_3): dada à dureza Moh 9 apresenta-se extremamente abrasivo, podendo polir a superfície do disco quando utilizado em partículas diminutas (<10 microns) ou promover a erosão do mesmo quando utilizado em partículas maiores.
- Alumina Fundida (Alundum): obtido através da purificação da Alumina convencional (97% Alumina alpha / 3% Alumina beta), apresenta-se mais duro e abrasivo.

- Óxido de cromo (Cr_2O_3): trata-se de um abrasivo mais brando, dureza Moh 5.2, em relação a Alumina. Pouco utilizado em função do alto custo.
- Óxidos de ferro: utilizados principalmente como abrasivos, podem promover alteração na coloração da formulação. Duas composições químicas são comumente utilizadas: Fe_2O_3 (óxido de ferro vermelho), considerado um abrasivo brando, e Fe_2O_4 (óxido de ferro preto), utilizado para aumentar o atrito a frio.

▪ **Lubrificantes**

- Grafite: com dureza Moh 1.5, trata-se de um lubrificante para médias temperaturas (200 a 250°C), pois se degrada a 700°C. Pode provir de jazidas naturais, como no caso do grafite em flocos (aproximadamente 100% de carbono) e amorfo (de 50 a 90% de carbono), ou sintético, obtido através da calcinação de coque de petróleo.
- Disulfeto de Molibdênio: lubrificante para baixas temperaturas (100°C). Pode oxidar em temperaturas acima de 400°C, formando trióxido de molibdênio, além de combinar-se com o ferro do disco de freio, formando um desejável filme abrasivo sobre a superfície desse.

▪ **Cargas**

- Sulfato de Bário (Barita / BaSO_4): bastante popular dado ao baixo custo, estabilidade térmica e inércia química. Sua utilização reduz minimamente o fato de atrito do material, no entanto promove melhorias na durabilidade do produto final.
- Carbonato de Cálcio (CaCO_3): de custo inferior a Barita, não apresenta o mesmo desempenho quanto à estabilidade térmica.
- Dióxido de Silício (Sílica / SiO_2) e Silicatos: são utilizados como cargas, mas apresentam valores medianos de dureza Moh (entre 5 e 7), o que lhes confere características abrasivas. Os silicatos de uso mais frequente são: Wollastonita (CaSiO_3) e Kaolin ($\text{Al}_2\text{Si}_2\text{O}_7$).

▪ **Elastômeros**

- Borracha natural: pouco utilizada atualmente e função de seu elevado custo, além de agregar algumas propriedades indesejadas, tais como tendência ao amolecimento e liberação de odores quando exposta a elevadas temperaturas.
- Borracha estireno-butadieno (styrene butadiene rubber / SBR): bastante utilizada nas atuais formulações por reduzir a propensão do material a situações de “fade”, na qual elevadas temperaturas da superfície de fricção reduzem significativamente o coeficiente de atrito entre disco e pastilha.
- Borracha butadieno-acrilonitrila (Acrylonitrile butadiene rubber / NBR): apesar de apresentar dificuldades adicionais ao processamento, agrega características desejáveis, tais como redução do desgaste e aumento da coesão da formula, devido a sua capacidade de reagir com o fenol.

▪ **Metais**

- Latão de almirantado: em concentrações superiores a 4% em massa pode controlar a tendência a fade do material devido à formação de óxido de cobre na superfície de atrito. Acima dessa concentração também existe um aumento da condutividade térmica, o que facilita a extração de calor da superfície de atrito.
- Cobre: aumenta a condutividade térmica, retirando calor da superfície de atrito, além de elevar o coeficiente de atrito após sua oxidação.
- Chumbo: apesar de estar atualmente em desuso, dado aos requisitos ambientais estipulados por montadoras de automóveis, a adição de chumbo nos materiais de fricção pode induzir melhorias na durabilidade e aumento da dissipação de calor na superfície de atrito.

▪ **Fibras**

- Asbesto Crisotila ($Mg_3Si_2O_5(OH)_4$): fibra mineral que atualmente encontra-se em desuso em função de sua toxicidade. Tem relevância histórica, pois foi o principal constituinte dos materiais de fricção automotivos desde sua primeira utilização, em 1908 por Herbert Froot até meados da década de 1980. Apresenta degradação térmica apenas a partir de 500°C, baixa condutividade térmica e elevada resistência mecânica apesar de maleável.
- Fibra Basáltica: produzida a partir da fusão da rocha basáltica, apresenta elevada resistência à temperatura.

- P.A.N (poliacrilonitrila): com bom potencial de reforço da matriz fenólica, é bastante utilizado em pastilhas de freio para veículos pesados.
- Fibra de vidro: atrativa por apresentar adequada propriedade de reforço e custo relativamente baixo.
- Aramida: por ser uma fibra de reforço com excelentes propriedades mecânicas e térmicas, é utilizada em formulações cujo nível de exigência supera os usuais, tais como veículos de corrida ou veículos pesados.

▪ Resinas

- Resol – resina de passo único: resina fenol/formoldeído, na qual a quantidade do segundo componente é suficiente para completa sua cura. Apresenta elevada rigidez, fragilidade e resistência ao calor.
- Novolak – resina de passo duplo: necessita de um agente de cura externo e apresenta menor tolerância a elevadas temperaturas do que a Resol.
- Resinas modificadas com óleo: são utilizadas para flexibilizar a matriz em aplicações que demandem maior tenacidade. Tendem a elevar o nível de atrito da formulação e conferir um pobre desempenho em situações de fade.
- Resina modificada com óleo de casca de caju: esse óleo substitui o fenol, conferindo uma flexibilidade ligeiramente maior do que a obtida em resinas fenólicas convencionais e, por esse motivo, é utilizada em situações que requeiram redução dos níveis de ruídos de freio.
- Resinas modificadas com elastômeros: usualmente manufaturadas com 6 a 10% de SBR ou NBR, que conferem maior flexibilidade e aumentam o coeficiente de fricção do bolo de atrito.
- Resinas modificadas com óxidos metálicos: elevam a temperatura de degradação da matriz fenólica em até 75°C, além de reduzir o tempo de cura e reduzir a fluência.
- Resinas modificadas com ácido bórico: tem efeito semelhante ao obtido com a inserção de óxidos metálicos na matriz fenólica.

As características de atrito do material moldado à pastilha são conferidas pelo balanço entre os abrasivos e lubrificantes utilizados em uma determinada formulação. Esses podem ser selecionados para atuarem preferencialmente em uma determinada faixa de temperatura e

pressão. Assim, é possível corrigir tanto deficiências de atrito em altas temperaturas, chamadas de “fade por temperatura”, como excesso de atrito em alguma situação específica.

As fibras utilizadas na composição do material de atrito podem ser de diversos tipos, considerando composição, razão de aspecto e funcionalidade. Geralmente fibras não metálicas são empregadas como elementos de reforço da matriz, podendo ser selecionadas a partir da faixa de temperatura em que as pastilhas serão utilizadas. Por exemplo, as pastilhas para competição, utilizadas em caminhões que competem na categoria “Formula Truck”, utilizam em sua composição fibras de carbono e aramida, extremamente resistentes ao calor. Fibras metálicas, além de desempenharem uma função essencialmente estrutural, são utilizadas para aumentar a condutividade térmica do material de atrito. Essa condição é desejável em muitos casos, de modo que o calor gerado durante a frenagem seja rapidamente dissipado, evitando transformações de fase do FF na superfície do disco de freio. Metais podem ser adicionados à formulação com o intuito de alterar as propriedades térmicas do material. Nesse caso, são utilizados preferencialmente na forma de pequenos grãos.

Os componentes da formulação são aglutinados por resinas do tipo fenol/formoldeído capazes de suportar temperaturas de até 350°C sem severa degradação térmica das cadeias poliméricas. Essas resinas podem ser adicionadas à mistura na forma líquida ou em pó, mais usual, e convertem-se, após sua cura, em um termofixo rígido, insolúvel e infusível. Uma vez assumindo essa natureza rígida e frágil, há propensão ao aparecimento de trincas e lascas no material após a moldagem e cura. A fim de contornar esse problema, são adicionados materiais elastoméricos que conferem à matriz alguma elasticidade, o que contribui para atenuação de problemas relacionados a ruído e vibração.

2.2.3. PROCESSOS DE FABRICAÇÃO

As propriedades físicas de materiais de atrito e de fundo são diretamente dependentes das características do processo pelo qual são fabricados. Essas propriedades estão relacionadas a todas as características de desempenho mensuráveis do material de atrito, inclusive a propensão à ocorrência de ruídos. Sendo um dos objetivos do trabalho desenvolvido a caracterização de propriedades físicas dos compósitos nele utilizado, faz-se necessário conhecer as técnicas empregadas em sua fabricação.

A mistura das matérias primas é realizada em duas etapas. Primeiramente, os materiais elastoméricos tais como borrachas do tipo SBR, NBR e EPDM, têm incorporados seus agentes vulcanizadores, modificadores de atrito e cargas minerais. Formulações dessa espécie são chamadas de pré-mistura, uma vez que outros componentes devem ser adicionados para que seja

construída a mistura definitiva. São preparadas em misturadores do tipo sigma ou Banbory. Assim, em uma segunda etapa, a pré-mistura é incorporada a fibras, novos modificadores de atrito, resinas, e toda a sorte de componentes previamente descritos, o processo de mistura realiza-se em misturadores do tipo Eirich.

Para o processo de prensagem do material de atrito sobre a plaqueta metálica foram desenvolvidos, ao longo dos anos, diferentes tipos de moldes. Os mais utilizados atualmente são:

- Molde Positivo: nele o formato do bolo de atrito é usinado em uma placa metálica e a plaqueta é posicionada abaixo dessa placa. Um punção aquecido, também na forma do bolo de atrito, se insere na cavidade e pressiona diretamente o material de atrito. Após a operação de prensagem, o punção é retraído e a placa elevada para a retirada das pastilhas (fig. 2.2.3.1). Esse sistema pode operar com uma ou mais cavidades (fig. 2.2.3.2) e o dimensionamento desse número de cavidades deve ser feito em função da pressão específica necessária para prensagem do material.



Figura 2.2.3.1 – Molde positivo de uma cavidade em posição aberta.



Figura 2.2.3.2 – Molde positivo multicavidades em posição aberta.

- Molde Espirrado: tem esse nome por permitir que parte do material escoe pelos vãos da cavidade. Uma placa metálica é usinada na forma e espessura exata do bolo de atrito, o material de atrito já pré-formado sobre a plaqueta é colocado nessa cavidade e uma placa metálica é colocada sobre o bolo de atrito. Durante a operação de prensagem, o bloco pré-formado é comprimido e aquecido, o que a força a moldar-se de acordo com a cavidade usinada. Como não existe punção para comprimir o bolo de atrito e o final de curso é dado pelo batente mecânico entre a placa superior da prensa e a placa com as cavidades usinadas, uma quantidade maior de material de atrito é utilizada para garantir que toda a cavidade seja preenchida. O material excedente, então, “espirra” pelos vãos da cavidade. Isso dificulta a retirada da pastilha da cavidade, uma vez que ela normalmente adere ao molde, forçando o operador a promover o descolamento através de pancadas no material de atrito. Esse processo é normalmente utilizado em prensas com vários vãos e em matrizes com várias cavidades. Apresenta a desvantagem, em relação ao molde anteriormente descrito, de não proporcionar o uniforme aquecimento da cavidade (apenas a placa correspondente ao vão da prensa é aquecida) o que, para algumas formulações, compromete a uniformidade de suas características de atrito e resistência mecânica.

Para o carregamento dos moldes aquecidos, dois métodos distintos podem ser utilizados: carregamento direto ou pré-prensagem. No primeiro, o material de fundo e o próprio material de atrito são despejados em uma cavidade aquecida de uma prensa de moldagem, no fundo da qual encontra-se a plaqueta metálica. Dessa forma a resina terá tempo limitado para fundir, fluir e

recobrir os elementos sólidos que compõem a formulação, dado seu reduzido tempo de cura. Esse processo somente é viável em moldes do tipo positivo, devido a sua hermeticidade.

No segundo processo existem duas operações de prensagem. Na primeira, o material de fundo e o material de atrito são prensados sobre a plaqueta metálica em uma cavidade não aquecida (fig. 2.2.3.4). Isso permite a distribuição mais uniforme dos elementos que constituem a formulação, uma vez que não haverá cura da resina nessa etapa. Como resultado tem-se sobre a plaqueta um bloco compacto de material de atrito que, embora não curado, proporciona maior facilidade de transporte e armazenamento em relação aos materiais em pó.



Figura 2.2.3.4 – Prensa de pré-forma.

Em uma segunda etapa, a plaqueta com o bloco de material pré-prensado é colocada em uma prensa aquecida onde será promovida a cura da resina. Outra vantagem desse processo refere-se ao vão de prensa necessário para alimentação e compressão da mistura. A razão de volume da massa dos materiais de atrito e de fundo em pó para o bloco de material curado é de até 7:1, enquanto a razão entre o bloco pré-prensado e o material curado é de apenas 2:1 [Nicholson, 1995]. Dessa forma, a prensa com cavidade aquecida, na qual o material permanece por um período mais longo em relação à prensa de pré-prensagem, pode ter seu vão de abertura

reduzido, viabilizando a inserção de uma segunda matriz na mesma prensa e aumentando a sua capacidade de produção.

2.2.4. PROPRIEDADES MECÂNICAS DOS MATERIAIS DE ATRITO

Para que possam ser compreendidas as propriedades físicas dos materiais de fricção é necessário esclarecer a natureza dos materiais que os constituem, bem como o processo pelo qual são fabricados.

Sendo seus constituintes materiais de naturezas distintas (metais, polímeros, óxidos, etc) muitas vezes agregados na forma de grãos, tufos ou espículas e unidos a partir da cura de uma resina termofixa, os materiais de atrito apresentam-se, em via de regra, macroscopicamente heterogêneos. O processo de prensagem pelo qual são confeccionados realiza-se de modo uniaxial e unidirecional, fato que estabelece um gradiente de pressão no interior da cavidade devido ao atrito entre as paredes da matriz e o material em seu interior [Al-Qureshi *et al.*, 2006]. Esse gradiente é responsável por criar zonas com diferente densidade dentro do compósito.

A despeito das características citadas no parágrafo anterior, as propriedades físicas dos materiais de fricção apresentam-se altamente anisotrópicas, o que pode ser observado através da medição da velocidade de propagação de ondas ultra-sônicas em diferentes direções do bolo de atrito [Flint, 2002]. A anisotropia existente enquadra-se no tipo transversalmente isotrópico, no qual o sólido, em um dos planos, é isotrópico e cuja representação matricial dos coeficientes elásticos é dada pela matriz 2.2.4.1.

$$C = \begin{bmatrix} C_{1111} & C_{1122} & C_{1133} & 0 & 0 & 0 \\ & C_{1111} & C_{1133} & 0 & 0 & 0 \\ & & C_{3333} & 0 & 0 & 0 \\ & & & C_{1313} & 0 & 0 \\ & \text{Sime.} & & & C_{1313} & 0 \\ & & & & & \frac{1}{2}(C_{1111} - C_{1212}) \end{bmatrix} \quad (2.2.4.1)$$

A anisotropia característica dos materiais de fricção não constitui o único empecilho para a caracterização de suas propriedades físicas, já que existe também uma forte dependência dessas propriedades em função da temperatura e da frequência/magnitude dos carregamentos aplicados. Essa característica se deve novamente aos materiais utilizados em sua confecção, muitos deles

poliméricos, que conferem a natureza viscoelástica ao material. Segundo a definição de Brencht *et al.* (2003), o comportamento viscoelástico é caracterizado pela superposição do comportamento elástico e do fluxo viscoso do material. Devido ao primeiro, o material armazena energia quando deformado e a retorna completamente quando seu deslocamento é permitido. Já no segundo, a energia é completamente dissipada.

O modelo apresentado por Brencht *et al.* 2003 (fig. 2.2.4.1) ilustra o comportamento típico do material de fricção a partir de elementos elásticos de Hooke e elementos de amortecimento de Newton. A equação diferencial normalizada que rege o modelo apresentado é dada pela equação 2.2.4.2. Os elementos definidos em 2.2.4.3 foram calculados de modo a satisfazerem a equação 2.2.4.4.

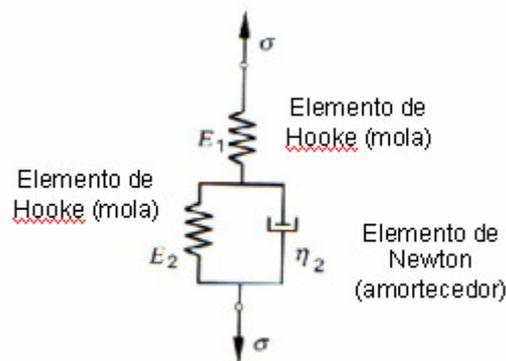


Figura 2.2.4.1 – Modelo para descrição de propriedades dinâmicas de materiais de atrito. [Brencht, 2003]

$$\sigma + p_1 \dot{\sigma} = q_0 \varepsilon + q_1 \dot{\varepsilon} \quad (2.2.4.2)$$

$$p_1 = \frac{\eta_2}{E_1 + E_2} \quad q_0 = \frac{E_1 E_2}{E_1 + E_2} \quad q_1 = \frac{E_1 \eta_2}{E_1 + E_2} \quad (2.2.4.3)$$

$$\frac{q_1}{p_1} - q_0 = \frac{E_2^2}{E_1 + E_2} > 0 \Rightarrow q_1 - p_1 q_0 > 0 \quad (2.2.4.4)$$

A tensão a ser utilizada em 2.2.4.2 é definida em função de um carregamento harmônico (equação 2.2.4.5). Como resultado, obtém-se uma curva de deformação defasada em relação à

excitação (equação 2.2.2.6) sendo os coeficientes dependentes da frequência de excitação definidos em 2.2.2.7.

$$\sigma = \sigma_0 \sin(\omega t) \quad (2.2.4.5)$$

$$\varepsilon = \sigma_0 [D'(\omega) \sin(\omega t) - D''(\omega) \cos(\omega t)] \quad (2.2.4.6)$$

$$D'(\omega) = \frac{q_0 + p_1 q_1 \omega^2}{q_0^2 + q_1^2 \omega^2} \quad D''(\omega) = \frac{(q_1 + p_1 q_0) \omega}{q_0^2 + q_1^2 \omega^2} \quad (2.2.4.7)$$

Os coeficientes D' e D'' são utilizados para definir o *módulo de Young complexo* (equações 2.2.4.8 e 2.2.4.9), constituído pelo *módulo de armazenamento*, $E'(\omega)$, que representa o comportamento elástico, e o *módulo de perda*, $E''(\omega)$, que corresponde a energia dissipada em função da diferença de fase. A equação 2.2.4.10 destaca o *módulo de elasticidade dinâmico*, grandeza avaliada em ensaios de caracterização dinâmica de materiais viscoelásticos.

$$E^*(\omega) = E'(\omega) + iE''(\omega) \quad (2.2.4.8)$$

$$E'(\omega) = \frac{D'(\omega)}{(D'(\omega))^2 + (D''(\omega))^2} \quad E''(\omega) = \frac{D''(\omega)}{(D'(\omega))^2 + (D''(\omega))^2} \quad (2.2.4.9)$$

$$E_{din}(\omega) = \sqrt{(E'(\omega))^2 + (E''(\omega))^2} \quad (2.2.4.10)$$

A figura 2.2.4.2 ilustra a defasagem entre os sinais de tensão e deformação do modelo viscoelástico apresentado. Uma vez que essa defasagem corresponde à medida de amortecimento do sistema, conclui-se que o fator de perda η pode ser definido pela equação 2.2.2.11 [Nashif *et al.*, 1985].

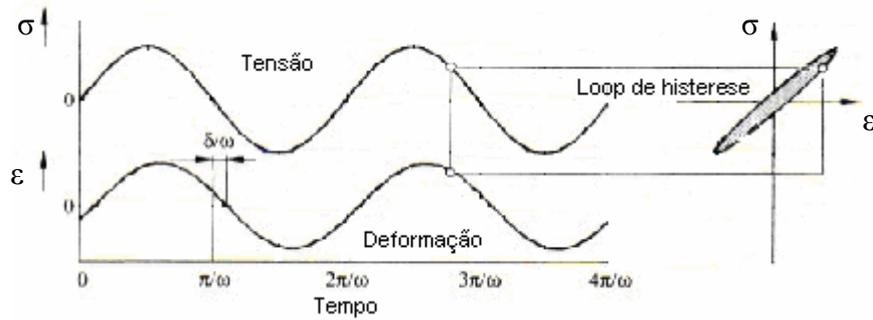


Figura 2.2.4.2 – Defasagem entre tensão e deformação. [Brencht, 2003]

$$\tan \delta = \eta = \frac{E''}{E'} \quad (2.2.4.11)$$

2.3. RUÍDOS E VIBRAÇÕES ASSOCIADOS AO SISTEMA DE FREIO

A indústria automobilística mundial iniciou, ainda no final do século XX, uma corrida em direção a qualidade total de seus produtos. Reclamações em garantia, mais do que meros custos, são fatos que atingem a credibilidade do fabricante de veículos. Essa é a principal razão pela qual ruídos do sistema de freio são considerados pontos críticos no desenvolvimento de novas plataformas. O consumidor associa o ruído a alguma disfunção no sistema ou mesmo um sinal de baixa qualidade dos componentes utilizados, embora não tenha sido documentada nenhuma relação entre o desempenho do sistema de freio e o ruído por ele originado. Por esse motivo, ruídos do sistema de freio têm sido um dos principais motivadores de reclamações em garantia nos últimos anos. Para ilustrar esse panorama, pode-se destacar a cifra de US\$100.000.000,00 que corresponde aos gastos anuais com reclamações associadas à vibração e a ruído em freios [www.ifriction.com].

Ruídos de freio têm sido estudados desde o início do século passado, período em que os primeiros estudos sobre o tema foram publicados. Desde então muitos avanços na compreensão dos fenômenos que originam os diversos tipos de ruído de freio foram obtidos sem, contudo, chegarem à solução desse problema.

2.3.1. CLASSIFICAÇÃO DOS RUÍDOS E VIBRAÇÕES

A distinção entre os diversos tipos de ruído associados ao sistema de freios baseia-se em sua frequência característica. Para freios a disco, uma classificação mais genérica divide esses fenômenos em ruídos de baixa ou alta frequência. O intervalo correspondente a ruídos de baixa frequência estende-se de 20 a 1000Hz, enquanto os ruídos de alta frequência ocorrem desde 1kHz até a frequência limite para a audição humana, ou seja, 20kHz [Balvedi *et al.*, 2005].

Uma distinção mais minuciosa entre os tipos de ruído fundamenta-se no mecanismo pelo qual o ruído é gerado, além do intervalo de frequências no qual ocorre. Nesse ponto, no entanto, existem discordâncias entre autores relacionadas a ambos os critérios. Abaixo são descritas as características dos principais tipos de ruído e vibrações associados a sistema de freio.

Vibrações

- **Judder**: resultado da excitação de baixas frequências realizada pelo disco de freio em função de seu DTV (*disc thickness variation*). Devido a essa assimetria, uma periódica variação na força de atrito exercida sobre o disco excita modos de vibração da suspensão e do chassis [Meyer, 2005]. Devido à natureza de sua fonte de excitação, a vibração é diretamente proporcional à velocidade de rotação do disco de freio. A figura 2.3.1.1 ilustra o espectro de frequências calculado a partir do sinal de um acelerômetro colocado junto à pastilha de freio de um veículo que apresentava judder severo durante frenagens. É possível perceber que a frequência de excitação e suas harmônicas decrescem proporcionalmente como a desaceleração do veículo.

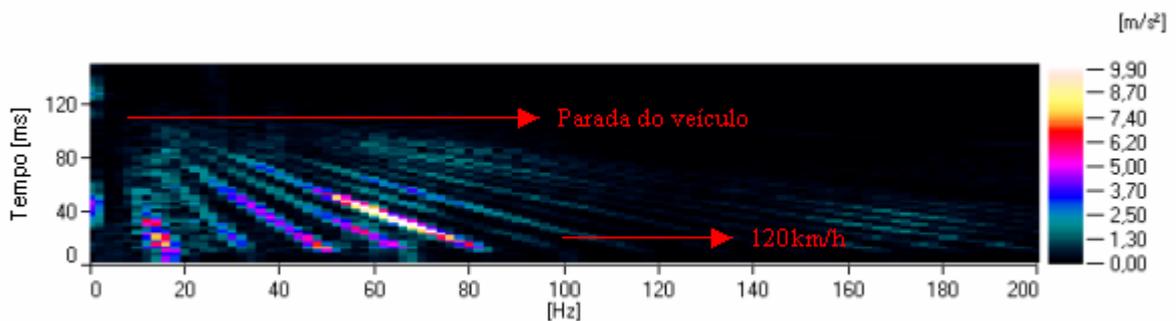


Figura 2.3.1.1 – Aceleração na pastilha de um veículo apresentado judder.

Pode ser feita uma distinção entre dois tipos principais de *judder* – referidos como *judder a frio* e *judder a quente* – e estão associados à causa do DTV. No *judder a frio* as deformações são induzidas por um desgaste desigual da superfície de atrito em função de variações geométricas do sistema, ao passo que no *judder a quente* a assimetria é causada

por efeitos térmicos, tais como a transformação da perlita (contida na matriz do disco) em cementita [Belvedi *et al*, 2005], que causam deformações ou desgaste desigual do disco.

Ruídos de baixa frequência

- *Groan*: sua excitação é proveniente de uma grande variação da força de atrito entre pastilha e disco durante a frenagem (*stick-slip*). O ruído é propagado por elementos do chassis do veículo e é acompanhado por vibrações no pedal de freio cessíveis para o condutor [Okayama *et al*, 2005].
- *Moan*: decorrente da excitação de modos de corpo rígido de componentes do sistema de freios ou suspensão. O intervalo característico de frequências na qual ocorre estende-se de 100 a 400Hz, preferencialmente em frenagens onde a velocidade é inferior a 20km/h [Balvedi *et al.*, 2005]. Em um estudo realizado por Kim *et al.* (2005), foi constatado que modificações geométricas no suporte do braço de suspensão traseiro de um modelo compacto eliminou o ruído do tipo *moan* de 190 e 330Hz.
- *Crunch*: em Belvedi (2005) é descrito como um ruído e vibração de baixa frequência excitado por “*stick-slip*” e causado por modos de corpo rígido dos sistemas de suspensão e freios. Ocorre no final de frenagens em altas pressões e temperaturas.

Ruídos de alta frequência

- *Squeal*: principal ruído de alta frequência, podendo ser registrado em uma ampla gama de frequências. Essa normalmente estende-se de 1kHz a 20kHz, embora existam autores que admitam a existência de ruídos do tipo *squeal* a partir de 500Hz. Em via de regra assemelha-se a um agudo assovio bastante incômodo ao ouvido humano, porém não influencia no desempenho geral do sistema de freio. Em contrapartida aos ruídos de baixa frequência descritos, que são desconfortáveis a passageiros e motorista, o *squeal* provoca desconforto às pessoas que circundam o automóvel no momento da frenagem. Isso deve-se a sua ocorrência estar normalmente associada a uma frequência que destoa do ruído de fundo convencional, tipicamente de baixa frequência. Picos com até 110dB(A) nas proximidades da roda do veículo são comuns de serem encontrados e tornam-se facilmente perceptíveis quando estão compreendidos entre 1 e 5kHz, faixa na qual o ouvido humano apresenta maior sensibilidade, e em que o ruído de fundo é relativamente pequeno.

2.3.2. SQUEAL – MECANISMO DE EXCITAÇÃO E CLASSIFICAÇÃO

Squeal, segundo Chen *et al.* (2006), é decorrente de uma vibração induzida por fricção, auto-excitada e auto-sustentável, sendo muitas vezes referida apenas como vibração auto-excitada. Os trabalhos mais recentes sobre o tema associam a ocorrência de *squeal* a três fatores: mecanismo de disparo associado à excitação, mecanismo de acoplamento modal associado a características do sistema de freio e mecanismo de radiação do ruído associada à resposta do sistema.

Dadas as características do funcionamento do sistema de freios, os mecanismos de disparo podem ser genericamente chamados de mecanismos de excitação impulsiva periódica induzida por fricção. A teoria mais difundida sobre o tema é conhecida por *stick-slip* ou efeito de Stribeck. Trata-se da alternância entre o regime de atrito estático e dinâmico do par material de fricção/disco de freio durante a frenagem. Esse efeito pode ser ilustrado a partir de um modelo simplificado no qual uma massa, correspondente ao material de atrito, está colocada sobre uma esteira rolante, representando o disco de freio em velocidade constante de rotação [fig. 2.3.2.1]. A massa está ligada a um referencial inercial fixo através de uma mola. À medida que a esteira se desloca, a massa acompanha o movimento até que a força elástica da mola seja superior a força de atrito estático entre a massa e a esteira. Nesse momento a força existente entre os dois está associada ao atrito dinâmico, inferior ao estático, o que resulta no deslizamento da massa sobre a esteira. Gradativamente a força correspondente à deflexão da mola reduz-se, ao ponto em que se equivale à força de atrito dinâmico. O movimento relativo entre a esteira e a massa cessa, o atrito dinâmico é então substituído pelo estático e inicia-se um novo ciclo. A excitação proveniente dessa alternância de estados pode ser representada na forma de onda dente de serra, podendo induzir vibrações transversais, longitudinais ou rotacionais ao disco de freio, conforme mostra a figura 2.3.2.2.

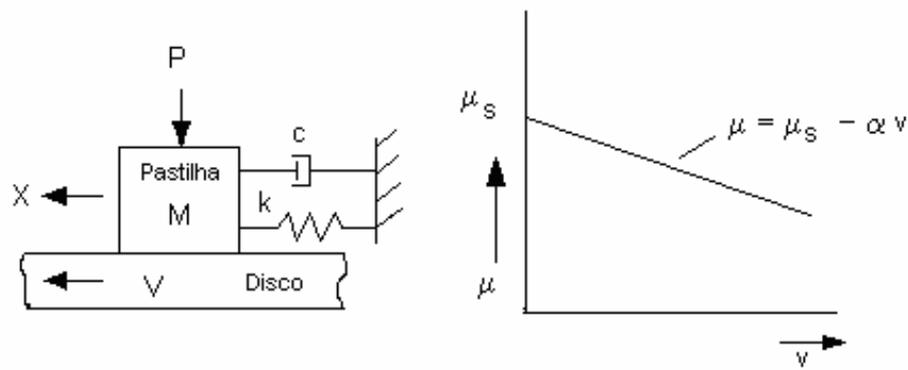


Figura 2.3.2.1 – Modelo representativo do fenômeno de stick-slip. [Crolla e Lang, 1991]

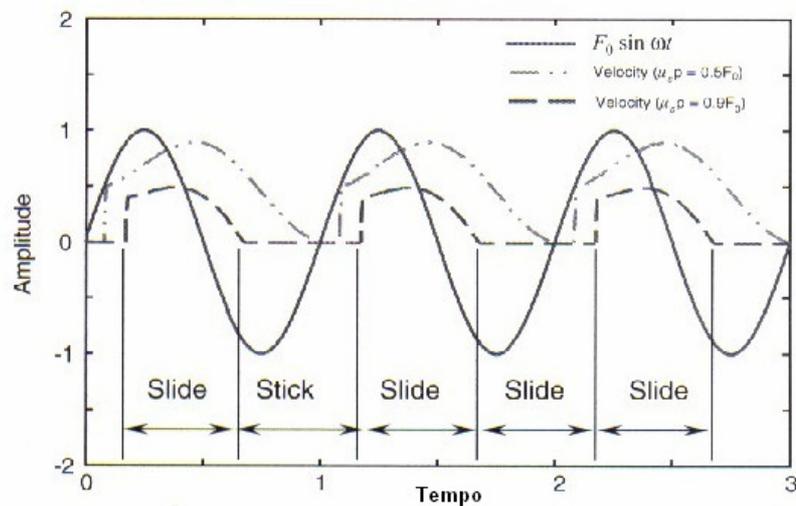


Figura 2.3.2.2 – Variação na velocidade de deslizamento durante o fenômeno de stick-slip. [Chen et al, 2006]

Outra teoria igualmente bastante estudada, denominada *sprag-slip* [Spurr, 1962], associa a excitação não à variação do coeficiente de atrito durante a frenagem, mas à variação na força normal. Nesse caso, devido às características geométricas do sistema, o contato entre as superfícies é tal que, em dado momento, a força de atrito atinge um valor superior àquele que poderia ter, caso o sistema fosse completamente rígido. Nesse momento o sistema deforma-se elasticamente e um novo ciclo tem início. A figura 2.3.2.3, apresentada por Balvedi [2005], ilustra um modelo simplificado que descreve esse fenômeno. Sendo a força normal e a força de atrito definidas pelas equações 2.3.2.1 e 2.3.2.2 demonstra-se que quando:

$$F_n = \frac{L}{(1 - \mu_k \tan(\theta))} \quad (2.3.2.1)$$

$$F_a = \frac{\mu_c L}{(1 - \mu_c \tan(\theta))} \quad (2.3.2.2)$$

Uma vez que:

$$\theta = \arctan(1/\mu_c) \quad (2.3.2.3)$$

a força de atrito:

$$F_a \rightarrow \infty \quad (2.3.2.4)$$

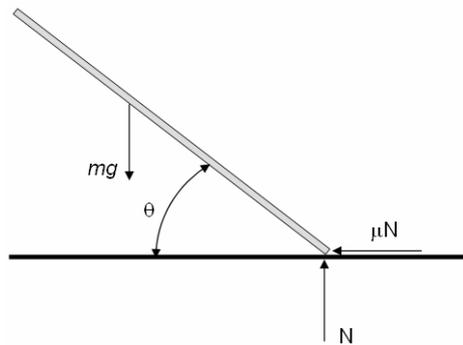


Figura 2.3.2.3 – Modelo representativo do fenômeno de sprag-slip. [Stewart, 2000]

Em um modelo mais representativo do sistema de freio (fig. 2.3.2.4), Spurr aplica a teoria de *sprag-slip* a um conjunto de disco e pastilhas no qual a área de contato entre a pastilha e o disco encontra-se deslocada centro de aplicação de força (área de contato do pistão). A linha imaginária formada entre o ponto “P” e o centro da área de contato entre pastilhas equivale à barra rígida do modelo anteriormente apresentado. Uma vez que tanto a área de contato com o disco de freio como a área de contato do pistão com a plaqueta são variáveis ao longo do tempo, isso poderia explicar a natureza dinâmica das ocorrências de *squeal*.

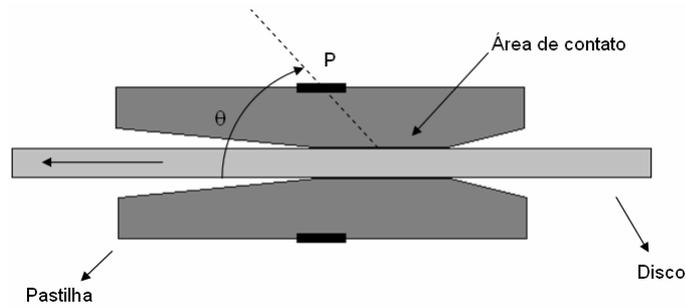


Figura 2.3.2.4 – Modelo disco-pastilha ilustrando o fenômeno de “sprag-slip” .[Balvedi, 2005]

Após termos discutido a origem da excitação responsável por fornecer energia para o sistema iniciar seu ciclo vibratório, faz-se necessário entender a natureza dos modos de vibração de seus componentes responsáveis pela indução do *squeal*. Os modos instantâneos assumidos pelo disco quando da radiação de um ruído são, normalmente, originados pelo acoplamento de modos de vibração dos componentes do sistema: suporte do *caliper*, porção flutuante do *caliper*, pastilha e disco. Segundo a definição de Trichês *et al* (2005), acoplamento ou travamento modal, como o acoplamento entre dois ou mais modos de vibração, de várias estruturas, com geometrias e frequências semelhantes, produzindo ótimas condições para existência de ruídos do tipo *squeal*. Chen *et al*. [2006] destaca vários exemplos onde a frequência dos modos instantâneos, tanto no plano do disco como fora dele, coincidem ou são harmônicos de alguma frequência natural do disco, seja ela de um modo planar não.

A grande maioria das publicações diferencia dois principais tipos de *squeal*: os de baixa e os de alta frequência. Trichês *et al*. (2005) define sucintamente o *squeal* de baixa frequência como sendo um ruído de banda estreita com frequências acima de 1kHz, mas abaixo da frequência do primeiro modo tangencial do disco de freio. O mesmo autor define *squeal* de alta frequência como sendo o ruído que ocorre em frequências acima de 5kHz devido ao acoplamento modal entre o disco de freio e outros componentes. Balvedi *et al*. (2005) vai além a sua classificação e divide em três famílias os tipos de *squeal*, de acordo com os componentes associados ao aparecimento dos modos de vibração instantâneos do disco.

- *Squeal* induzido pela *caliper* e seu suporte: ocorrem preferencialmente entre 1 e 5,5kHz. Pinças de pistão duplo induzem ruídos de menor frequência, próximos ao limite inferior da faixa, enquanto pinças de pistão simples conferem frequências de ressonância mais baixas, por terem suportes com maior comprimento.

- Squeal induzido pelo acoplamento modal disco-pastilha: ocorre preferencialmente entre 2 e 15kHz, quando algum dos modos de flexão da pastilha de freio encontra-se próximo a algum modo de vibração fora do plano do disco de freio. O acoplamento modal depende ainda de padrões geométricos e comprimentos de onda semelhantes entre os modos do disco da pastilha (fig. 2.3.2.5). Nessa condição o sistema não é capaz de dissipar parte da energia proveniente da fricção entre pastilhas e disco, o que resulta em uma grande amplitude de vibração e conseqüentemente a geração de *squeals* (Trichês *et al.*, 2005).

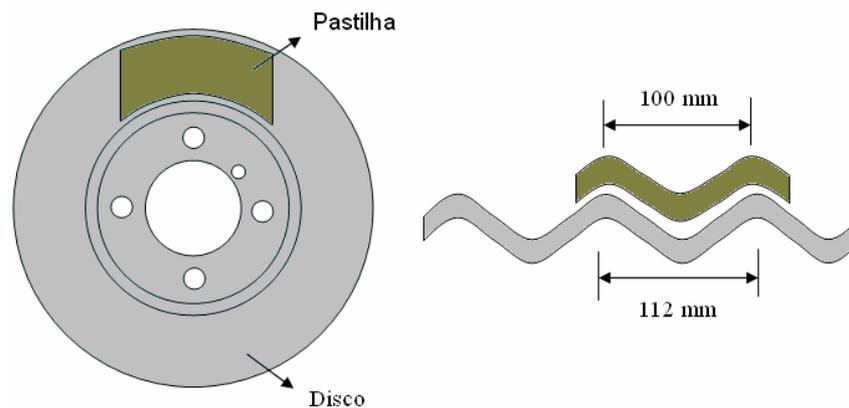


Figura 2.3.2.5 – Acoplamento modal entre pastilha e disco de freio. [Belvedi *et al.*, 2005]

- Squeal induzido pelo disco de freio: deve-se a excitação dos modos tangenciais do disco que, quando se encontram próximos a modos fora do plano, podem acoplar-se a esses e tornarem-se instáveis. Modos tangenciais podem ser compressivos (fig. 2.3.2.6) ou de cisalhamento, no qual há o deslocamento relativo das duas pistas de atrito de um disco ventilado em função da deformação das aletas (fig. 2.2.3.7). Em um estudo publicado por Chen *et al.* (2000), foi comprovada a ocorrência de *squeal* em frequências onde havia proximidade entre os modos tangenciais e axiais. Nesse caso foi levantada a hipótese de que o modo tangencial era excitado pelo atrito entre pastilhas e disco, e o modo axial acoplado radia o ruído. No mesmo estudo é definida uma banda de frequências na qual a propensão para ocorrência de *squeal* é máxima. Para isso, a frequência característica do modo tangencial deve estar na porção central correspondente a 1/3 da banda entre dois modos axiais.

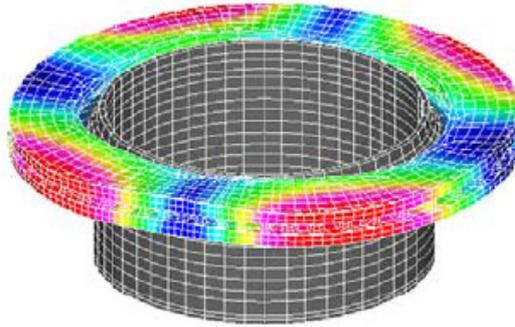


Figura 2.3.2.6 – Modo de compressão tangencial. [Dessouki, 2003]

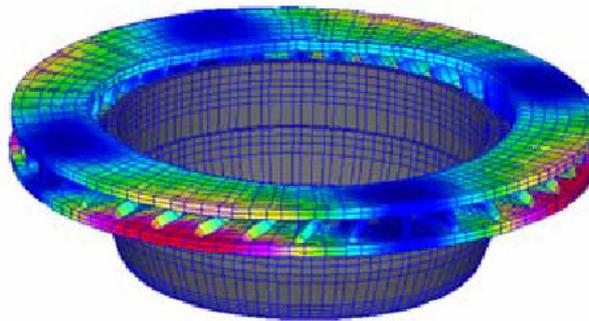


Figura 2.3.2.7 – Modo no qual ocorre o deslocamento relativo entre as pistas de atrito [Dessouki, 2003]

2.3.3. SUPRESSÃO DE RUÍDOS

Para serem solucionados, os problemas de ruído e vibração em sistemas de freio devem ser analisados não unicamente como decorrentes da interação entre pastilhas e disco de freio, mas como um problema sistêmico. Em muitos casos é necessário que componentes de suspensão e chassis sejam alterados para a completa eliminação de um ruído ou vibração. Essa abordagem trás conseqüências indesejáveis ao processo de desenvolvimento de um veículo, uma vez que grande parte dos ruídos e vibrações só será percebida quando os primeiros protótipos estiverem realizando testes de rodagem. Em função do dinamismo da indústria automobilística contemporânea, parte considerável da responsabilidade por conferir um desempenho acústico satisfatório ao sistema de freios recai sobre o fabricante de materiais de atrito, em função da agilidade com que uma nova formulação poder ser confeccionada. Entretanto, essa abordagem mostra-se, em muitos casos, insuficiente para resolver o problema e acaba por acarretar atrasos ao projeto e o não atendimento dos requisitos acústicos desejados.

Ruídos de baixa frequência e vibrações

Dada a natureza desses fenômenos, ligados a excitação de modos de vibração de componentes estruturais do chassi e suspensão, a solução pode ser alcançada mediante ações na fonte de energia ou nos elementos nos quais a vibração se propaga. Garantir pequena variação da espessura do disco mediante alteração na microestrutura do ferro fundido ou modificação na formulação da pastilha de freio são exemplos de intervenções para solucionar problemas de judder. No trabalho de Jang *et al.* (2003) são apresentados dados conclusivos sobre a influência da microestrutura, definida pelo carbono equivalente do FF, na geração de DTV. Foi identificada a tendência ao aumento do DTV com a redução do comprimento das lamelas de grafita quando são utilizadas pastilhas com formulações contendo baixas quantidades de fibras de aço (*low-met*). Em contrapartida, quando são utilizadas pastilhas desprovidas de fibras de aço (NAO), essa tendência praticamente desaparece. Esse efeito deve-se ao desgaste da superfície do disco, promovido por pastilhas com fibras de aço em sua composição.

A solução de ruídos de baixa frequência constitui um desafio maior para a indústria automobilística. Uma vez que sua fonte de energia são as variações da força de atrito durante a frenagem, fato comum em grande parte dos materiais de atrito, a propensão à ocorrência desses ruídos está diretamente relacionada às características do sistema de freio e suspensão utilizados no veículo. Em muitos casos a abordagem sistêmica é indispensável para resolução do problema, embora ocorram casos em que a modificação na formulação da pastilha de freio, visando a estabilização do atrito durante a frenagem ou mesmo a inclusão de chanfros ou rasgos, tenham solucionado o problema. No trabalho publicado por Kim *et al.* (2005) o ruído do tipo “*moan*” é solucionado mediante o reprojeto do ponto de ancoragem da barra de torção na suspensão traseira de um veículo compacto.

Ruídos de alta frequência (*squeal*)

Grande parte dos esforços para redução dos ruídos de freio está concentrada na erradicação dos ruídos do tipo *squeal*. Isso se deve à propensão que a grande parte dos sistemas de freio tem de gerar esse tipo de ruído. Sua detecção, ainda na fase de projeto, é facilitada em função dos modelos numéricos atualmente existentes, que procuram por modos de vibração instáveis do sistema de freio, a partir de parâmetros como coeficiente de atrito, módulo de elasticidade complexo do material de fricção, geometria dos componentes do sistema de freio, entre outros. A acuracidade e complexidade desses modelos vêm aumentando ao longo dos anos. Assim, grande parte dos novos sistemas de freio desenvolvidos pelos grandes fabricantes mundiais (TRW, Continental Tevês, Bosch) é previamente analisada quanto à estabilidade dos

modos de vibração em FEA (*finit elements analisys*). Esses mesmos fabricantes despendem vultuosas somas em pesquisas nessa área visando reduzir os custos com o reprojeto de sistemas de freio em função de ruídos crônicos.

Segundo Belvedi *et al.* (2005) a solução de ruídos de alta frequência é possível mediante o atendimento a três principais características:

- Evitar a ocorrência de ressonâncias de componentes em certas faixas de frequência;
- Evitar acoplamentos modais entre componentes;
- Dissipar energia vibratória gerada quando os dois primeiros itens não puderem ser atendidos;

Analisando os itens acima, a solução de ruídos cuja causa está relacionada ao *caliper*, ou seu suporte passa pelo enrijecimento desses componentes visando a redução na amplitude de vibração, ou mesmo o deslocamento na frequência dos modos. Em ruídos relacionados ao acoplamento modal entre modos axiais e tangenciais de vibração do disco, a opção mais efetiva é o projeto dos discos com uma geometria que favoreça o distanciamento desses modos. Para ruídos relacionados a pastilhas de freio, a busca por geometrias, através da utilização de chanfros e rasgos, que venham a impedir o acoplamento modal, mostra-se bastante efetiva na redução de *squeals*. Entretanto, modificações como essas comprometam a durabilidade da pastilha e, em alguns casos, o desempenho, uma vez que uma quantidade de energia por unidade de área que é dissipada aumenta em função da redução da área de contato com o disco. O aumento da rigidez do disco, através do aumento da espessura de suas paredes, constitui outra opção. Apesar disso, modificações como essas podem induzir problemas em frequências mais altas, além de terem um custo elevado e agregarem mais massa ao automóvel. Dessa forma, a opção mais viável é o aumento do amortecimento agregado ao sistema pela pastilha. Existem duas formas usuais de aumentar o amortecimento intrínseco das pastilhas de freio: a adoção das chamadas chapas anti-ruído, ou o projeto de materiais de fundo com alto fator de perda. Esse último constitui o objetivo do trabalho desenvolvido e será abordado em detalhes nos próximos capítulos.

Chapas anti-ruído são apêndices colocados junto à plaqueta metálica da pastilha de freio, colados ou apenas fixados por pequenas garras, cuja função é reduzir ou eliminar *squeals* através de 3 processos [Flint, 2003]:

- Isolamento ou desacoplamento de componentes do sistema de freios;
- Alteração na distribuição da força exercida pelo pistão sobre a plaqueta;

- Aumento do amortecimento;

O amortecimento referido no terceiro item da lista acima pode ser conferido de duas maneiras:

- Na direção das forças normais atuantes sobre a pastilha;
- Em função do cisalhamento de uma camada viscoelástica constrita;

Dada reduzida espessura desses componentes, que dificilmente superam 1mm, a segunda maneira é efetivamente a que mais contribui para o aumento do amortecimento. O amortecimento conferido por ela é consequência da dissipação de energia, na forma de calor, devido à tensão induzida pelo cisalhamento da camada de material viscoelástico constrito em situações nas quais a pastilha vibra em um ou mais modos característicos [Flint, 2002].

3. MATERIAIS DE FUNDO DE MATRIZ ELASTOMÉRICA

Borrachas são materiais de engenharia usualmente utilizados em aplicações que necessitam a habilidade de suportar grandes deformações e, uma vez suspensa a tensão originalmente imposta, retornar a sua forma inicial. Nessas aplicações as borrachas comportam-se como molas metálicas. Entretanto, esse componente é quase totalmente elástico, enquanto as borrachas apresentam um significativo componente viscoso, responsável por dissipar grande parte da energia cinética, convertendo-a em calor através do movimento interno de suas macromoléculas. Esse amortecimento inerente à natureza viscoelástica das borrachas faz com que esses materiais sejam amplamente utilizados em aplicações onde é necessária a atenuação de vibrações.

3.1. NATUREZA VISCOELÁSTICA DOS POLÍMEROS

O exemplo clássico das propriedades dinâmicas de borrachas pode ser representado por um corpo de provas submetido a uma deformação harmônica cisalhante (fig.3.1.1). O gráfico de tensão por tempo é praticamente harmônico, entretanto está fora de fase com a deformação. A tensão pode então ser dividida em duas componentes harmônicas: a tensão elástica, que está em fase com a deformação aplicada, e a tensão viscosa, que se apresenta 90° fora de fase. Assim, a tensão medida a qualquer tempo é o resultado do somatório das duas componentes como representado na figura 3.1.2., e o fator de perda pode ser calculado em função do ângulo δ , tal como na equação 2.2.4.11.

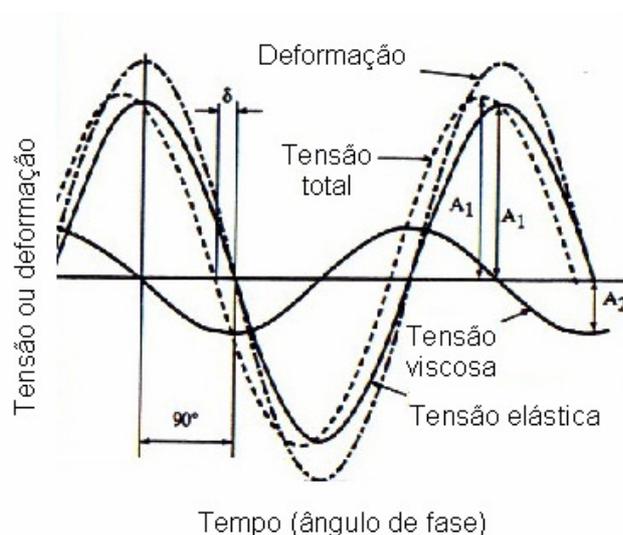


Figura 3.1.1 – Defasagem entre tensão e deformação em materiais viscoelásticos. [Turi, 1997]

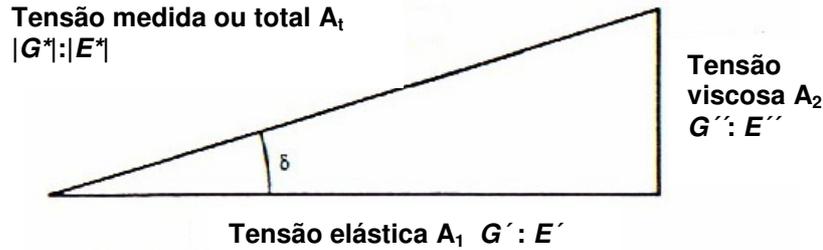


Figura 3.1.2 – Relação entre as tensões ou módulos de elasticidade / cisalhamento e o ângulo de fase. [Turi, 1997]

O comportamento descrito no parágrafo anterior, apesar de amplamente documentado, não é de fácil predição. Isso se deve a significativa alteração das propriedades viscoelásticas dos polímeros, principalmente em função da temperatura e frequência de excitação. Segundo Nashif *et al.* (1985), o fator de perda e o módulo de elasticidade dos materiais viscoelásticos variam em função da temperatura, conforme o indicado na figura 3.1.3. Observa-se que o maior fator de perda ocorre durante e imediatamente após a transição vítrea (T_g) do polímero, o que faz dessa região a mais efetiva para o controle de vibrações. Entretanto, a T_g da maioria dos polímeros encontra-se dezenas de graus abaixo de 0°C , o que inviabiliza o aproveitamento total de suas características de amortecimento. Após a fusão de materiais elastoméricos, seu coeficiente de perda volta a aumentar. No entanto, a redução no módulo de elasticidade é tão severa que inviabiliza sua utilização em aplicações usuais.

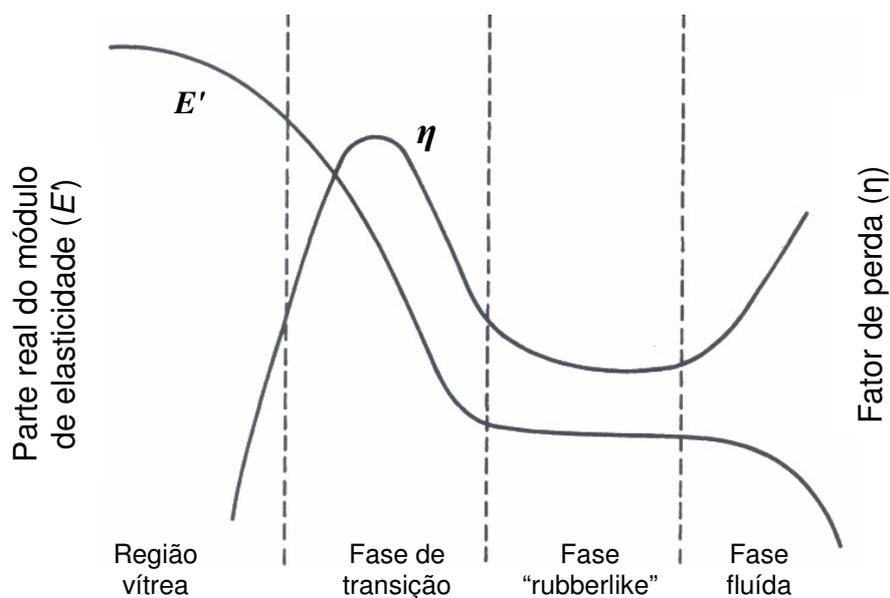


Figura 3.1.3 – Influência da temperatura sobre E' e η de materiais viscoelásticos. [Nashif *et al.*, 1985].

Assim como a temperatura, a frequência com que determinada solicitação mecânica atua sobre um material viscoelástico proporciona alterações severas nas propriedades mecânicas desse. Nashif *et al.* (1985) mostra, através da figura 3.1.4, o comportamento do módulo de elasticidade e do fator de perda típico de materiais viscoelásticos, num intervalo de frequências entre 10 e 10kHz. Apenas para reforçar as dificuldades envolvidas na predição das propriedades mecânicas dos materiais em questão no estado *rubberlike*, é possível citar a alteração da influência de fatores, como a amplitude da deformação imposta ao sólido ou o efeito de pré-carga (figuras 3.1.5 e 3.1.6).

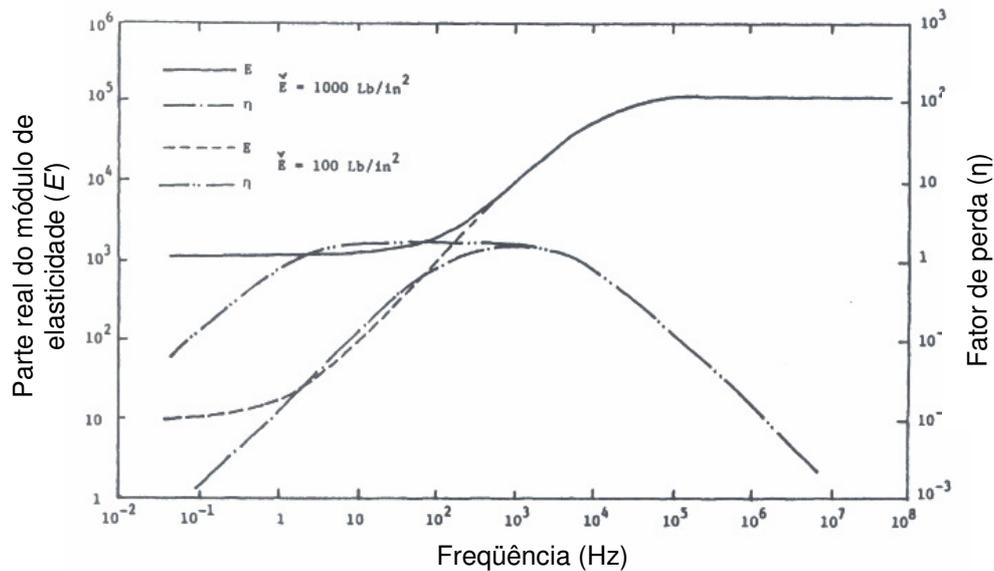


Figura 3.1.4 – Variação em E' e η em função da frequência para materiais de módulo de elasticidade estático distintos. [Nashif *et al.*, 1985].

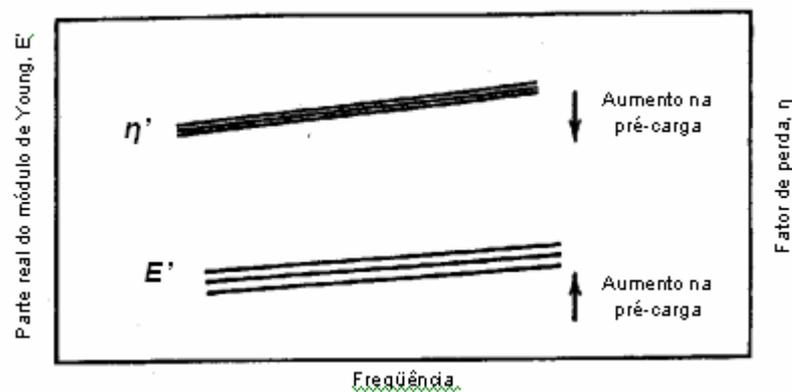


Figura 3.1.5 – Influência da pré-carga em E' e η na fase *rubberlike* de materiais viscoelásticos. [Nashif *et al.*, 1985].

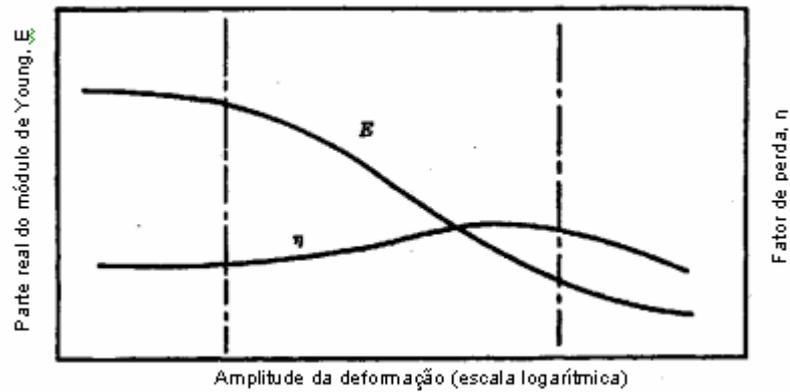


Figura 3.1.6 – Influência da amplitude de deformação em E' e η na fase rubberlike de materiais viscoelásticos. [Nashif et al., 1985].

3.2. CONCEPÇÃO DOS MATERIAIS DE FUNDO DE MATRIZ ELASTOMÉRICA

A concepção dos materiais de fundo desenvolvidos para esse estudo teve como ideal a construção de um compósito cuja matriz fosse composta por elastômeros e que apresentasse adequada resistência mecânica à aplicação a qual se destina. Assim, buscou-se conciliar em um mesmo material de fundo o amortecimento viscoso típico dos elastômeros e a resistência mecânica necessária para garantir a fixação do bolo de atrito à plaqueta metálica.

Para atender aos requisitos estipulados, a formulação dos materiais foi reduzida de modo que apenas componentes de reforço estrutural, tais como fibras e cargas, elastômeros e agentes de vulcanização foram utilizados. A tabela 3.2.1 relaciona os componentes utilizados, bem como seu percentual em massa e volume, e a família a quais pertencem.

Família	Componente	MF-CI		MF-SBR		MF-NBR		MF-EPDM		MF-Si	
		Massa	Volume	Massa	Volume	Massa	Volume	Massa	Volume	Massa	Volume
Elastômeros	CI-Butil	20	39,2								
	SBR 1502			21,8%	39,2%	-					
	NBR			-	-	21,8%	39,2%	-	-		
	EPDM			-	-	-	-	19,4%	39,3%		
	Silicone									25,6%	39,7%
Agentes de vulcanização	Enxofre	1,4%	1,3%	1,4%	1,3%	0,2%	0,2%	0,5%	0,4%		
	Óxido Zn	2,7%	0,9%	2,7%	0,9%	0,2%	0,1%	2,2%	0,7%	2,1%	0,7%
	MBTS	0,6%	0,7%	0,6%	0,7%	-	-	0,7%	0,8%		
	TMTD			-	-	1,0%	1,2%	-	-		
	Ácido Estéárico			-	-	0,4%	0,7%	-	-	0,6%	1,0%
	Peróxido Dic.			-	-						
Fibras	Aramida	15,%	18,2%	14,6%	18,1%	15,4%	18,6%	15,4%	18,4%	14,4%	18,5%
	Celulose	3,6%	4,5%	3,6%	4,6%	3,7%	4,6%	3,8%	4,7%	3,5%	4,6%
Cargas	Wollastonita	56,7%	35,3%	55,3%	35,2%	57,3%	35,4%	58,%	35,7%	53,8%	35,4%

Tabela 3.2.1 – Elementos constituintes dos materiais de fundo desenvolvidos para o presente trabalho.

O percentual volumétrico das resinas, fibras e cargas se manteve o mesmo para todos os materiais desenvolvidos. Isso se deve ao fato das propriedades de um compósito serem modeladas matematicamente através da Lei das Misturas que se baseia no princípio da Aditividade. Esse princípio estabelece que as propriedades do compósito serão intermediárias entre as propriedades dos componentes constituintes, de maneira proporcional à fração volumétrica de cada um. A equação 3.2.1 está montada para o caso mais simples da aplicação da Lei das Misturas, no qual: uma propriedade mecânica qualquer do compósito “ P_c ” é modelada como sendo a propriedade de uma fibra “ P_f ”, multiplicada por sua fração volumétrica “ v_f ”, mais a propriedade da matriz “ P_m ”, multiplicada pela fração volumétrica “ v_m ” correspondente [Callister, 2000].

$$P_c = P_f v_f + P_m v_m \quad (3.2.1)$$

A definição dos tipos de elastômeros utilizados como matriz dos compósitos da tabela 3.2.1 foi embasada nas propriedades físicas dos materiais selecionados, bem como em sua afinidade com os demais componentes das formulações desenvolvidas. As borrachas nitrilo-butadieno ou nitrílica (NBR) e estireno-butadieno (SBR) foram selecionada por serem os elastômeros comumente utilizados em formulações de materiais de fricção. Essas borrachas apresentam temperaturas máximas de trabalho, ou seja, sem degradação permanente de suas

propriedades mecânicas (de 125°C (NBR) e 110°C (SBR)). Dada a Tg desses copolímeros (-40°C para o NBR e -50°C para o SBR), o maior amortecimento proporcionado por estes não será aproveitado em situações usuais de utilização do sistema de freios no Brasil, nas quais a temperatura do material de fundo é sempre superior a 0°C. Para a confecção do material de fundo MF-EPDM, a borracha etileno-propileno-dieno (EPDM) foi selecionada por ser composta por monômeros distintos dos demais, além de apresentar propriedades térmicas superiores. Sua temperatura de degradação tem início a 150°C e sua Tg é -60°C [Rocha *et al.*, 2003].

A seleção da borracha cloro-butílica foi devido a sua utilização em formulações convencionais, visando o aumento da flexibilidade da matriz fenólica. A borracha de silicone foi selecionada por apresentar propriedades térmicas excelentes, uma vez que sua temperatura de degradação é de 225°C e sua Tg é bastante baixa, podendo variar de -120 a -70°C [Rocha *et al.*, 2003].

3.3. MATERIAIS DE FUNDO CONVENCIONAIS

Uma vez que não existem parâmetros absolutos documentados na literatura para as propriedades dinâmicas de pastilhas de freio, bem como valores objetivo para ruído de freio, foi necessário realizar ensaios com materiais de fundo convencionais para que o desempenho dos materiais desenvolvidos fosse avaliado comparativamente. Foram então selecionados dois materiais de fundo convencionais, além do material de atrito que, em um grupo de amostras, foi também utilizado como material de fundo.

Concebidos para garantir a adesão do material de atrito à plaqueta metálica, os materiais de fundo convencionais apresentam formulações bastante distintas daquelas apresentadas na tabela 3.2.1. A tabela 3.3.1 traz o valor do percentual volumétrico de cada família de materiais utilizados nas diferentes formulações analisadas. A diferença mais significativa entre elas está no valor da fração volumétrica de elastômeros e resina utilizados. Enquanto o material de atrito MA-1 e o matéria de fundo MF-A apresentam 14,3 e 11,4% de seu volume ocupados por elastômeros (NBR e pó de borracha reciclada - pneus moído), o material de fundo MF-B utiliza 31,4%. Esse último valor está próximo, portanto, da proporção de 39,2% de borracha utilizada nos materiais de fundo MF-SBR, MF-NBR e MF-EPDM, apesar de que esses materiais não utilizam borracha reciclada. A fração de resina utilizada para compor a matriz dos compósitos é determinante para definir a sua rigidez, uma vez que elevadas frações volumétricas de resina proporcionam o seu enrijecimento, característica que pode ser balanceada com a adição de elastômeros.

	MA-1	MF-A	MF-B	MF-SBR	MF-NBR	MF-EPDM
Elastômeros	14,5%	11,4%	31,4%	39,2%	39,2%	39,3%
Agentes de vulcanização	0,2%	0,2%	1,4%	2,9%	2,2%	1,9%
Fibras	9,2%	14,9%	17,9%	22,7%	23,2%	23,1%
Cargas	44,5%	56,4%	3,2%	35,2%	35,4%	35,7%
Abrasivos	7,8%	-	7,8%	-	-	-
Lubrificantes	2,1%	-	11,7%	-	-	-
Resina	13,2%	17,1%	19,%	-	-	-
Outros	8,5%	-	7,6%	-	-	-

Tabela 3.3.1 – Percentual volumétrico das famílias de componentes utilizados na formulação dos materiais de fundo analisados.

4. FABRICAÇÃO DOS MATERIAIS PARA ENSAIO

4.1. CONFECÇÃO DE BLOCOS DE MATERIAL DE FUNDO

Para a realização dos ensaios de caracterização quasi-estáticos e dinâmicos, foi necessária a confecção de corpos de prova representativos da condição na qual se encontram quando colocados entre o material de atrito e a plaqueta metálica na pastilha de freio. Para isso, uma matriz de cavidade única foi utilizada para confeccionar blocos de material de atrito sem apêndices metálicos (plaqueta). A matriz utilizada originalmente foi projetada para construção de pastilhas de freio para um sistema de freio de um veículo comercial e foi selecionada por permitir a confecção de corpos de prova na forma de paralelepípedos com até 180mm de comprimento. A espessura dos materiais dos blocos (16mm) foi definida em função da altura mínima necessária para realização do ensaio de compressão realizado.

A matriz polimérica dos materiais de fundo projetados, por ser constituída de elastômeros, apresenta tempo de vulcanização elevado quando comparada a matriz dos materiais de fricção formada por resinas termofixas (fenólicas). Assim, foi desenvolvido um processo de prensagem com compressão lenta e gradual do material no interior da cavidade. Além de longos períodos, a pressão aplicada foi reduzida para permitir a liberação dos gases provenientes da cura da matriz. Pretendia-se, desse modo, evitar o surgimento de bolhas, que poderiam comprometer a homogeneidade dos corpos de prova e conter a fluência do material pelos vãos da matriz.

Apesar de ser um processo elaborado, os primeiros blocos confeccionados mostraram-se inviável à fabricação, sem que grande parte do material escapasse pelos vãos da matriz e sem que bolhas fossem geradas ao final do processo. Para contornar tais dificuldades e viabilizar a confecção tanto de blocos, e, posteriormente, das próprias pastilhas de freio, 15% (em massa) de material de atrito MA-1 foi adicionado à formulação do material de fundo. Isso adicionou fibras e uma pequena proporção de resina (aproximadamente 1%) à mistura, o que aumentou a viscosidade do compósito quando no interior da cavidade de moldagem. Assim, foi reduzida a fluência do material, que passou a não escoar pelos vãos da matriz, e foi minimizada a ocorrência de trincas e bolhas. Após a moldagem o processo de cura da matriz foi finalizado em estufa tal como no processo padrão de confecção de materiais de atrito.

A confecção de blocos dos materiais de fundo MF-A e MF-B, bem como do material de atrito MA-1, transcorreu normalmente sem que fosse necessária a adição de outros componentes às suas formulações.

4.2. CONFECÇÃO DE PASTILHAS DE FREIO COM OS MATERIAS DE FUNDO

A confecção das pastilhas de freio se deu no laboratório piloto da FRAS-LE S/A, em matriz de cavidade simples. Os materiais de fundo utilizados, também contando com 15 % em massa do material de atrito MA-1 para aqueles de matriz elastomérica, foram depositados sobre a plaqueta metálica em quantidade tal para formarem uma camada de 3mm após prensagem e cura. Essa quantidade foi definida através da densidade medida dos blocos previamente confeccionados e da área da pastilha, segundo equação 4.2.1., onde M_{mf} corresponde a massa de material de fundo utilizada, A_b a área do material de atrito e ρ_{mf} a densidade do material de fundo após cura. A tabela 4.2.1 traz a massa de cada material de fundo utilizada para confecção dos grupos de amostras.

$$M_{mf} = 0,003(A_b \cdot \rho_{mf}) \quad (4.2.1)$$

Durante o carregamento da matriz, a mistura foi uniformemente distribuída sobre a plaqueta, através de uma ferramenta semelhante a um garfo, e pré-compactada através de um pilão. Sobre essa camada de material de fundo o material de atrito MA-1 foi adicionado. A compactação do material de atrito e do material de fundo se deu sem o auxílio de batente mecânico, sendo o final de curso definido pela resistência do bolo à pressão de compactação. Após a prensagem as pastilhas foram colocadas em estufa para completarem o processo e cura da resina e vulcanização do matriz viscoelástica. Ao final, a operação de retífica garantiu que a espessura de todas as amostras fosse ajustada para 17,4mm.

Material de fundo	Massa específica [kg/m ³]	Camada de material de fundo [m]	Área da pastilha [m ²]	Massa de material de fundo por pastilha [kg]
MA-1	2408	0,003	0,00578	0,042
MF-A	2722			0,047
MF-B	2615			0,045
MF-SBR	1800			0,031
MF-NBR	1785			0,031
MF-EPDM	1860			0,032

Tabela 4.2.1 – Massa específica dos materiais de fundo e massa utilizada na confecção das pastilhas de freio.

5. TÉCNICAS EXPERIMENTAIS

Sendo o principal objetivo do presente trabalho a caracterização e análise comparativa das propriedades de diferentes materiais de fundo, bem como a caracterização de seu efeito sobre o desempenho acústico do sistema de freio, a correta caracterização dessas propriedades torna-se o ponto chave para o sucesso da pesquisa desenvolvida. Nos tópicos seguintes, cada técnica e procedimento utilizados para caracterizar, tanto pastilhas como corpos de provas produzidos, estão descritos em detalhes.

5.1. ENSAIO DE COMPRESSIBILIDADE (PROCEDIMENTO TS 6-11-101)

Desenvolvido especialmente para a indústria de materiais de fricção automotivos, o ensaio de compressibilidade simula a condição de compressão a qual é submetida a pastilha de freio quando montada na porção interna do *caliper* (lado do pistão). O valor da deflexão do material de atrito sob pressão, em relação a sua espessura inicial, é medido durante o ensaio. As informações provenientes desse ensaio têm sido utilizadas por fabricantes de sistemas de freio e de materiais de fricção como parâmetros para o controle de qualidade de seus produtos, uma vez que pequenas alterações na composição de uma formulação ou mesmo variações no processo de produção de um determinado material de atrito induzem modificações significativas no valor de compressibilidade. A relevância dos resultados obtidos através desse ensaio para o trabalho proposto se dá pela correlação levantada por Canali (2002) entre a ocorrência de ruídos de freios e os valores de deflexão medidos em ensaio de compressibilidade. Em seu trabalho é evidenciado o aumento da incidência de ruídos do tipo *squeal*, durante ensaios em dinamômetro, superiores a 70dB(A), em função da redução no valor de deflexão obtido no ensaio de compressibilidade para materiais de fricção de mesmo coeficiente de atrito.

O equipamento utilizado na determinação dos valores de compressibilidade (fig. 5.1.1) é dotado de um cilindro pneumático cuja extremidade é equipada com uma ponteira cilíndrica (de 66mm de diâmetro para o ensaio realizado) responsável por simular a condição de contato existente, no sistema de freio real, entre pistão e pastilha. Essa se encontra disposta sobre uma base plana suportada por uma célula de carga. Um sensor de deslocamento linear é utilizado para medir, com incerteza de $\pm 0,5\mu\text{m}$, a deflexão do conjunto formado pelo material de atrito e material de fundo. O procedimento utilizado, TS 6-11-101, especifica a utilização de uma rampa de pressão pneumática variando de 10 a 100bar em 1s. Cinco ciclos de compressão são realizados para acomodar o material de fricção e um sexto ciclo é realizado para que o valor seja

registrado. Durante os ciclos, a curva de histerese do material é determinada com base nas informações provenientes do transdutor de força. A reprodutibilidade dos resultados foi avaliada através de um bloco padrão fornecido pelo fabricante. Em uma série de medições a incerteza de medição foi calculada em $\pm 3\mu\text{m}$.



Figura 5.1.1 – Máquina para ensaio de compressibilidade. [www.linkeng.com]

5.2. AVALIAÇÃO DE FREQUENCIAS NATURAIS E AMORTECIMENTO EM PASTILHAS DE FREIO.

A caracterização das propriedades dinâmicas dos materiais de atrito em pastilhas de freio tem sido alvo de recentes trabalhos que visam estabelecer a influência dos métodos utilizados sobre os resultados obtidos. No trabalho desenvolvido por Chen (2005) são comparados as frequências naturais e o fator de perda de pastilhas de freio registrados a partir de três distintos métodos de instrumentação. No primeiro, a pastilha foi instrumentada com acelerômetros de diferentes massas, e a excitação foi promovida através de martelo dotado de uma célula de carga. Em um segundo método, o acelerômetro foi substituído por um laser-vibrômetro. No terceiro, a excitação foi realizada por um excitador harmônico sem contato enquanto aquisição dos valores de aceleração continuou a ser realizada pelo laser-vibrômetro. Os resultados obtidos mostram que a massa do acelerômetro tem pequena influência no valor das frequências naturais e fator de

perda, sendo a variação insignificante para massas inferiores a 1g. Entretanto, o cabo de acelerômetro adiciona amortecimento no sistema de modo que, em medições comparativas, é imprescindível a utilização da mesma instrumentação em todas as amostras. Os métodos onde a aceleração é verificada através do laser apresentam valores de amortecimento inferiores aos registrados através de acelerômetros.

A instrumentação utilizada na caracterização dinâmica das pastilhas de freio desenvolvidas para o presente estudo contou com um acelerômetro Bruel & Kjaer tipo 4517 C 001, que possui massa de 1g, de modo que seu efeito sobre a frequência natural e amortecimento da pastilha foram desconsiderados. A excitação foi promovida através de um martelo de carga Bruel & Kjaer tipo 8206-002 utilizando uma ponteira de alumínio para que modos de vibração cuja frequência característica estivesse em até 10kHz pudessem ser corretamente excitados. Os sinais analógicos provenientes dos transdutores foram convertidos em sinais digitais em um analisador Bruel & Kjaer Pulse 3560C, com taxa de aquisição de 51,2kHz, ligado a um micro-computador. Uma vez adquiridos, os sinais foram analisados no software Bruel & Kjaer Pulse 10.0, que permite a implementação do algoritmo de *Fast Fourier Transformation* (FFT) em tempo real.

Para a caracterização dinâmica das pastilhas de freio, uma base de espuma foi utilizada para que a condição de restrição livre-livre fosse simulada. Através de adesivo acrílico instantâneo Loctite 430, o acelerômetro foi fixado em uma das extremidades da amostra. O sinal foi analisado com uma resolução de 6,25Hz, em uma banda de frequências de 7 a 10kHz. O gatilho de disparo do sistema de aquisição foi estabelecido como sendo um sinal proveniente do martelo de carga equivalente a um impacto superior a 800N e não superior a 1100N. De modo a ser registrado todo o evento correspondente à excitação, os dados provenientes dos transdutores foram registrados a partir de -10ms do momento em que o impacto atinge 800N.

Objetivando o aumento da acuracidade das FFT calculadas, foram selecionadas janelas de aquisição do tipo transiente para os sinais do acelerômetro e do martelo de carga. Para o primeiro a janela estendeu-se de 10 a 40ms a partir do início do registro dos dados (fig 5.2.1), enquanto que para o segundo a janela foi estabelecida a partir de 8,7ms e estendeu-se até 9,7ms a partir do mesmo referencial (fig. 5.2.2). Com isso, a parte do sinal do acelerômetro utilizada para calcular a FFT desconsidera o momento do impacto do martelo de carga, que poderia trazer imprecisões à análise. A FFT calculada a partir do sinal inserido na janela estabelecida para o martelo de carga permite que seja obtida a FFT (fig. 5.2.3), que corresponde unicamente ao impacto, desconsiderando eventuais ruídos elétricos presentes inerentes ao sistema de aquisição de dados.

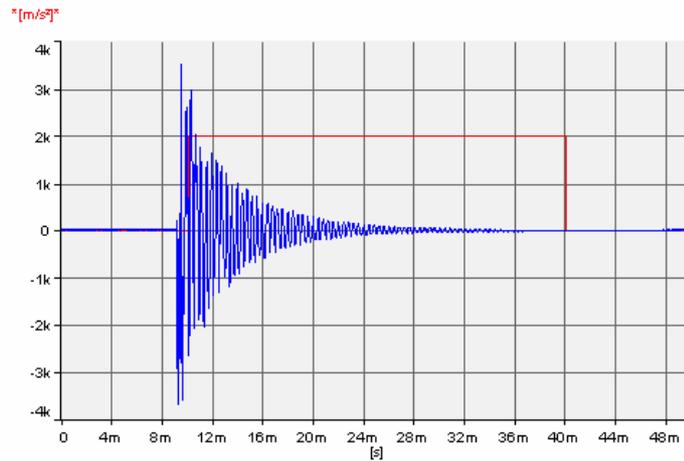


Figura 5.2.1 – Sinal do acelerômetro colocado junto a pastilha de freio (azul) e janela de aquisição de dados estabelecida (vermelho).

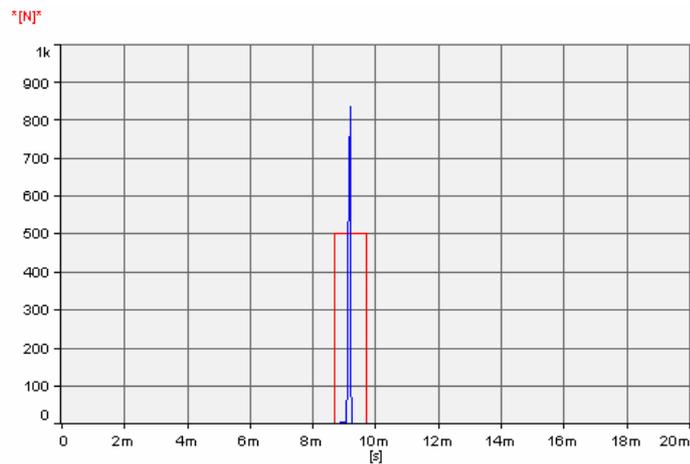


Figura 5.2.2 – Sinal do martelo de durante o impacto (azul) e janela de aquisição de dados estabelecida (vermelho).

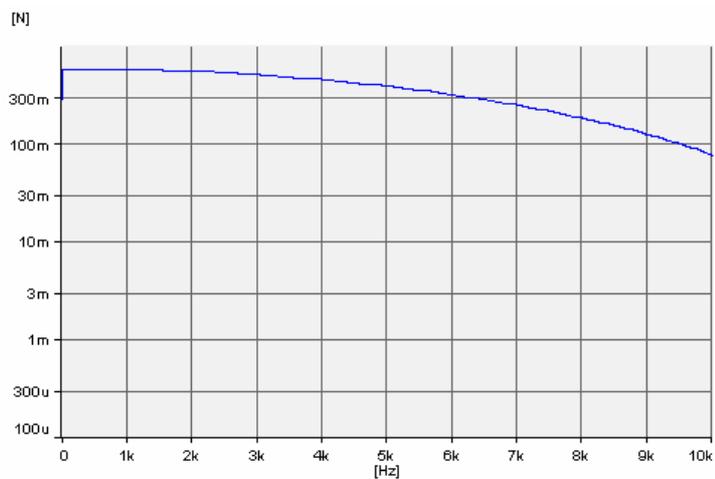


Figura 5.2.3 – FFT calculada a partir do sinal do martelo de carga contido na janela de aquisição estabelecida.

Para a correta determinação do ponto onde a excitação deveria ser efetuada, procedeu-se com o mapeamento dos modos de vibração da pastilha. Para isso, a posição do acelerômetro foi primeiramente arbitrada com base nos estudos desenvolvidos por Chen (2005), o local de excitação foi alternado, e a função de resposta em frequência (FRF) de cada ponto analisada. Assim, foi possível identificar a posição aproximada das linhas nodais de cada um dos 4 primeiros modos de vibração, sendo o primeiro e o terceiro modos de flexão, e o segundo e quarto modos de torção. O ponto escolhido para receber o impacto do martelo de carga nas medições que tiveram por objetivo a caracterização das frequências naturais e amortecimento dos quatro primeiros modos corresponde à região na qual existe um ponto de máxima, ou de significativa amplitude, desses modos. Assim, foi possível identificar com clareza os picos de ressonância correspondentes a cada um dos quatro primeiros modos nos espectros registrados.

Os espectros de frequência calculados a partir do sinal do acelerômetro foram normalizados em função do espectro de frequências obtido a partir do sinal do martelo de carga. Assim, o resultado analisado foi o auto-espectro H1 ou função de resposta em frequência (FRF) dos sinais adquiridos. Para cada amostra analisada a FRF foi montada a partir da média linear de cinco excitações subseqüentes, procedimento implementado para diminuir a variabilidade dos resultados em função do impacto. Também com esse intuito a força de impacto foi considerada válida e foi restrita ao intervalo de 800 a 1100N.

O cálculo do amortecimento foi implementado através do método da banda de meia potência. Nele a razão entre a largura de banda, em Hertz, a -3,01dB da amplitude máxima do pico de ressonância e a frequência desse pico [equações 5.2.1 e 5.2.2] determina o fator de perda “ η ” em caso onde $\eta \ll 1$ [Nashif, 1985].

$$\omega_{1,2} = \omega_{res} \sqrt{[1 \pm \eta \sqrt{n^2 - 1}]} \quad (5.2.1)$$

sendo $n = \sqrt{2}$ então

$$\frac{\Delta\omega}{\omega_{res}} \cong \left(1 + \frac{\eta}{2}\right) - \left(1 - \frac{\eta}{2}\right) = \eta \quad (5.2.2)$$

As medições realizadas à temperatura ambiente foram repetidas, para 3 amostras de cada grupo, a temperaturas mais elevadas, a fim de determinar a variação da frequência natural e do

amortecimento que sofrem as pastilhas em condições de uso, uma vez que, no sistema de freio, esses elementos estão normalmente aquecidos. O aquecimento deu-se em um forno dotado de resistências elétricas no qual as amostras foram dispostas sobre uma tela metálica. A temperatura no interior do forno foi controlada através de um controlador lógico programável (CLP), comparando a temperatura selecionada com o valor da temperatura no centro da câmara, medida através de um termopar tipo K. As medições deram-se nas temperaturas de 23, 50, 85, 125, 175°C, correspondendo à temperatura mais elevada ao limite do acelerômetro utilizado. Para que a temperatura das pastilhas fosse conhecida, uma amostra, a qual não teve as propriedades dinâmicas mensuradas, foi equipada com um termopar tipo K na região do material de fundo.

5.3. DETERMINAÇÃO DO MÓDULO DE ELASTICIDADE ESTÁTICO E DINÂMICO DOS MATERIAIS DE FUNDO E DE ATRITO.

5.3.1. MÓDULO DE ELASTICIDADE ESTÁTICO

A caracterização das propriedades físicas fundamentais dos materiais analisados nesse trabalho é de fundamental importância para a compreensão dos resultados proporcionados por cada um quando utilizados na confecção de pastilhas de freio. O módulo de elasticidade, por influenciar diretamente no comportamento dinâmico do componente final, foi amplamente caracterizado através de dois ensaios distintos, um quase-estático e outro dinâmico.

Tendo em vista que a confecção dos blocos deu-se em prensa de compressão uniaxial, foi necessário caracterizar o módulo de elasticidade estático em duas direções principais – normal e paralela à superfície de aplicação da força através do punção da matriz, uma vez que certo grau de ortotropismo era esperado. O ensaio selecionado para a caracterização foi o de compressão uniaxial realizado em máquina universal de ensaios, segundo o procedimento de ensaios FRAS-LE MF-80.126. Os corpos de prova foram retirados dos blocos originais em geometria cúbica com arestas de 12,7mm ($\pm 0,1$ mm). Em relação às demais opções de ensaios, como tração e flexão em 3 ou 4 pontos, o ensaio de compressão apresenta algumas vantagens. O ensaio em tração induz erros devido ao cisalhamento do material de atrito na região das agarradeiras utilizadas para prender os corpos de prova à máquina de ensaios universal. Outra desvantagem que faz com que essa metodologia seja desencorajada para caracterização de propriedades mecânicas de materiais compósitos é devida à fragilidade da matriz desses materiais, que os torna extremamente susceptíveis a erros na medição devido ao mínimo desalinhamento entre as agarradeiras superior e inferior. O ensaio de flexão em 4 pontos é o mais indicado para a

caracterização de materiais compósitos dado ao estado plano de tensão que induz sobre uma área no centro do corpo de provas. Entretanto, a confecção dos corpos de prova para caracterização do módulo de elasticidade na direção normal ao plano da face do punção necessitaria que os blocos tivessem espessura bastante superior àquela necessária para a caracterização através do ensaio de compressão. Blocos muito espessos são mais propensos a aprisionar parte dos gases originados na cura ou vulcanização de materiais poliméricos gerando defeitos na matriz o que acabaria inviabilizando extração de um corpo de provas representativo.

5.3.2. MÓDULO DE ELASTICIDADE DINÂMICO

A caracterização do módulo de elasticidade dinâmico dos materiais de fundo é relevante para o estudo desenvolvido, uma vez que em os modos de vibração de uma pastilha, excitados durante a ocorrência de ruídos do tipo *squeal*, têm frequência característica da ordem de milhares de Hz. Nessa condição o compósito de matriz viscoelástica se apresenta mais rígido do que em situações onde a sollicitação é quasi-estática.

O procedimento para caracterização do módulo de elasticidade dinâmico deu-se conforme a norma ASTM E 1876-97. Nela, o módulo de elasticidade é calculado a partir do valor da frequência fundamental de ressonância e das propriedades geométricas do corpo de provas através da equação 5.3.2.1, na qual E_{din} é o módulo de elasticidade dinâmico, m a massa do corpo de provas, b a largura do corpo de provas, L seu comprimento, w sua espessura, F_f sua frequência fundamental de ressonância e T_1 um fator de correção para barra de espessura finita (eq. 5.3.2.2) onde μ corresponde ao coeficiente de Poisson. Essa relação foi originalmente concebida para materiais homogêneos e isotrópicos. Entretanto, o próprio enunciado da norma prevê a utilização criteriosa do método para caracterização de materiais anisotrópicos e não homogêneos. De modo a reduzir a complexidade dos cálculos, foi satisfeita, pelos corpos de prova confeccionados, a condição geométrica entre comprimento e espessura $L/w > 20$, com isso a equação para o cálculo de T_1 reduz-se a equação 5.3.2.3.

$$E_{din} = 0,9465m(f_f^2 / b)(L^3 / w^3)T_1 \quad (5.3.2.1)$$

$$T_1 = 1 + 6,585(1 + 0,0752\mu + 0,8109\mu^2)(t/L)^2 - 0,868(t/L)^4 - \left[\frac{8,340(1 + 0,2023\mu + 2,173\mu^2)(t/L)^4}{1 + 6,338(1 + 0,1408\mu + 1,536\mu^2)(t/L)^2} \right] \quad (5.3.2.2)$$

$$T_1 = \left[1 + 6,585(w/L)^2 \right] \quad (5.3.2.3)$$

Assim, placas planas de material de fundo foram extraídas dos blocos originais (figuras 5.3.1 e 5.3.2). Sua dimensões (180mm de comprimento, 8,3mm de espessura e 61mm de largura) foram definidas considerando as restrições impostas pelo método utilizado. Uma placa de aço 1020, cujo modulo de elasticidade é conhecido (206 GPa), também teve seu módulo de elasticidade determinado através da metodologia proposta. Comparando os resultados experimentais com o valor descrito na literatura para esse metal, pode-se confirmar a viabilidade da utilização do método para a determinação do módulo de elasticidade dos demais materiais.



Figura 5.3.1 – Placas dos materiais MA-1, MF-A e MF-B.



Figura 5.3.2 – Placas dos materiais MF-SBR, MF-NBR e MF-EPDM.

Para simular a condições livre-livre, necessária à determinação da frequência natural fundamental, os corpos de prova foram dispostos sobre um bloco de espuma. Um acelerômetro Bruel & Kjør tipo 4517 C 001 foi colado junto a um dos vértices de modo a registrar a aceleração na direção normal ao plano da placa. A excitação foi proporcionada por um leve impacto de haste plástica equipada com uma ponteira metálica junto ao vértice oposto aquele onde foi fixado o acelerômetro. O sinal proveniente desse foi convertido em sinal digital, com taxa de 51,2kHz, pelo analisador de sinais Bruel & Kjør Pulse 3560C. A aquisição de dados teve como gatilho um sinal de aceleração superior a 100m/s² e atraso selecionado para -10ms em relação a esse evento. A janela de aquisição utilizada para o acelerômetro foi do tipo transiente no intervalo de tempo entre 10 e 50ms após o início da aquisição dos dados. O sinal foi analisado

em tempo real pelo software Pulse 10.0, no qual o *autospectrum* do sinal foi calculado com resolução de 3,25Hz.

Tipicamente, a condição de utilização dos materiais de fundo dá-se em temperaturas superiores a ambiente, devido à dissipação de calor na superfície de atrito do sistema de freios. Dessa forma a caracterização do módulo de elasticidade dinâmico em temperaturas mais elevadas é fundamental para que seja conhecida a influência da composição dos materiais de fundo sobre as propriedades dinâmicas da pastilha de freio em condição reais de uso.

O aquecimento dos corpos de prova deu-se em um forno de resistências elétricas no qual as amostras foram dispostas sobre uma tela metálica. A temperatura no interior do forno foi controlada através de um CLP, comparando a temperatura selecionada com o valor medido por um termopar do tipo K no centro da câmara. A caracterização da frequência fundamental de ressonância deu-se nas temperaturas de 23, 50, 85, 125, 175°C. Para que fosse garantida a condição de equilíbrio térmico entre as amostras e o fluído no interior da câmara, um termopar tipo K foi inserido em um bloco do material MF-NBR cujas paredes externas apresentavam o dobro da espessura dos corpos de prova. Esse material foi selecionado por não contar com fibras metálicas em sua composição, o que reduz sua condutividade térmica. Dessa forma, quando o bloco equipado com termopar estivesse em equilíbrio térmico, tanto os materiais dotados de fibras metálicas em sua composição, MA-1, 406 e 802, como os demais, estariam em situação de equilíbrio.

5.4. AVALIAÇÃO DAS FREQUENCIAS DOS MODOS DE VIBRAÇÃO DO DISCO DE FREIO.

Sendo os ruídos de freio do tipo *squeal* atribuídos, em sua grande maioria, a modos de vibração instáveis do disco de freio, a determinação da frequência característica desses modos é de fundamental relevância para a compreensão das causas dos ruídos registrados durante os ensaios em dinamômetro. Também é necessário que seja conhecida a variação dessas frequências em função das diferentes condições de pressão e temperatura as quais o disco é submetido durante a frenagem.

Uma vez que a instrumentação necessária para medir a FRF do disco de freio montado no dinamômetro requer que acelerômetros sejam instalados no próprio disco, não foi possível reproduzir as condições de temperatura e pressão de frenagem concomitantemente. A determinação da FRF foi então realizada em duas etapas. A influência da pressão exercida pelas pastilhas sobre o disco foi determinada a partir da montagem do disco no dinamômetro,

respeitando a mesma condição utilizada nos ensaios de caracterização do ruído, e instrumentado-o com dois acelerômetros. Um registrando a vibração fora do plano do disco e outro colocado no plano o disco na direção radial. Os acelerômetros foram dispostos a 180° do *caliper*, enquanto a excitação, realizada através de um martelo de carga, deu-se a 90° de ambos. Para que o sinal dos acelerômetros tivesse maior clareza, a excitação foi realizada em duas direções: uma normal ao plano do disco, para proporcionar uma resposta mais clara do acelerômetro colocado junto à pista de atrito, e outra paralelamente à pista de atrito, no intuito de obter uma melhor resposta do acelerômetro colocado nessa direção. A resposta vibratória do disco de freio foi avaliada em diferentes condições de pressão hidráulica fornecidas ao cilindro de rodas: 5 e 25bar. Foi verificada também a influência das propriedades do material de atrito e do material de fundo da pastilha de freio, de modo que o ensaio foi realizado com pastilhas equipadas com os materiais de fundo MF-A, MF-SBR e MF-EPDM.

A influência da temperatura sobre os modos de vibração do disco e freio foi determinada utilizando o mesmo disco de freio utilizado no procedimento descrito no parágrafo anterior. Esse foi novamente instrumentado com dois acelerômetros e excitado mediante um impacto proporcionado através de um martelo de carga. Os pontos de fixação dos acelerômetros, bem como de excitação, foram os mesmo utilizados no procedimento anterior. Para reproduzir a condição livre-livre, um bloco de espuma foi utilizado para suportar o disco de freio durante o ensaio. As FRFs foram determinadas à temperatura ambiente e à 150°C, tendo a elevação da temperatura sido realizada em uma estufa elétrica e controlada a partir de um termopar em contato com a pista de atrito do disco.

Em ambos os ensaios a instrumentação utilizada foi composta por dois acelerômetros *B&K 4393V*, sendo seu sinal analógico convertido em sinal digital, com taxa de 51,2kHz, pelo analisador de sinais *Bruel & Kjaer Pulse 3560C*. A aquisição de dados teve como *trigger* um impacto equivalente a 1kN. Em seguida, os sinais foram analisados em tempo real pelo software *Pulse 10*, no qual a função H1 foi calculada com resolução de 3,25Hz. A janela de aquisição dos transdutores foi a mesma utilizada para o ensaio do item 5.2, embora o comprimento da janela selecionada para os acelerômetros fosse estendido para 310ms após o início da aquisição.

5.5. QUANTIFICAÇÃO DO NÍVEL DE RUÍDO EM DINAMÔMETRO.

Procedimentos em dinamômetro visando simular condições críticas de uso do sistema de freios são ferramentas bastante utilizadas no desenvolvimento de componentes para esse sistema. Em muitos casos, dado ao esforço e *know-how* necessários ao seu desenvolvimento, esses procedimentos não são divulgados fora das empresas que os criaram. Para caracterização do nível de pressão sonora, da recorrência e situações em que ruídos do tipo *squeal* são reproduzidos, todos os grandes fabricantes mundiais detêm procedimentos específicos e sigilosos. Entretanto, grande parte deles é baseado em um procedimento que se tornou mais difundido para avaliação de ruído em dinamômetro na indústria automotiva atual: o SAE J2521.

Com o objetivo de obter o maior número de ocorrências de ruído num menor período de teste, o procedimento desenvolvido pelo comitê da *Society of Automotive Engineering* (SAE) realiza frenagens nas condições mais propícias ao aparecimento de *squeals*. Para isso, sua matriz de teste é composta de frenagens a baixíssimas pressões e velocidades, a fim de simular situações em que o motorista apenas apóia o pé sobre o pedal de freio durante manobras de estacionamento. A velocidade durante o ensaio, bem como a temperatura, varia em intervalos que correspondem à utilização normal do sistema de freios em veículo. Entretanto, a pressão utilizada nunca excede 30bar – valor inferior àquele utilizado em grande parte das frenagens realizadas por motoristas em seu dia-a-dia, mas que constitui uma típica frenagem de desaceleração leve, na qual o sistema de freio está mais propenso a ocasionar ruídos. A seqüência de frenagens é dividida em cinco sessões que repetem-se de maneira cíclica (fig. 5.5.1):

- *Drag Module*: frenagens à 3 e 10km/h, em velocidade constante, são realizadas com pressões entre 2,5 e 30bar e temperaturas iniciais entre 50 e 300°C (medida tomada a 2mm da superfície de atrito do disco de freio através de um termopar tipo K). De modo a aumentar ainda mais a severidade de frenagens como essa, o valor de pressão é modulado durante a frenagem e varia de -2,5bar a 2,5 em relação ao valor médio (fig. 5.5.2).
- *Intermediate Conditioning and Warm-Up Module*: frenagens de 50 a 0km/h, com pressões entre 5 e 30bar e temperaturas iniciais de frenagem de 100 e 150°C.
- *Backward / Forward*: frenagens com sentido de giro do disco, simulando deslocamentos à frente e à ré. A velocidade é mantida constante à 3km/h e a temperatura inicial varia entre 50°C e 150°C.

- *Deceleration Module*: frenagens de 50 a 0km/h, com pressões entre 5 e 30bar e temperaturas iniciais de frenagem de 50 e 250°C.
- *Friction Characteristic Value*: seis frenagens de 80 a 30km/h, com 30bar de pressão hidráulica e temperatura inicial de 100°C. É utilizado para determinar o coeficiente de atrito característico entre pastilha e disco.

Após três ciclos compostos pela repetição das sessões descritas, um ciclo de *fade* por temperatura é realizado. Nessa etapa, o material de atrito é submetido a temperaturas extremas como consequência da desaceleração exigida pelo procedimento, 0,4g em frenagens de 100 a 0km/h, e da temperatura inicial que chega a 550°C. Como consequência, as características de atrito do material de fricção são severamente alteradas, tendendo normalmente o coeficiente de atrito reduzido devido ao colapso da matriz fenólica na região próxima a superfície de atrito e a alteração das ligações químicas dos componentes utilizados. A alteração das propriedades de atrito induz uma modificação na condição de excitação do sistema vibratório composto por disco, pastilha e *caliper*. É bastante comum observar tanto a redução quanto o aumento do número de ocorrências de ruído no ciclo que sucede a etapa de *fade*, bem como a alteração das frequências dos sons emitidos.

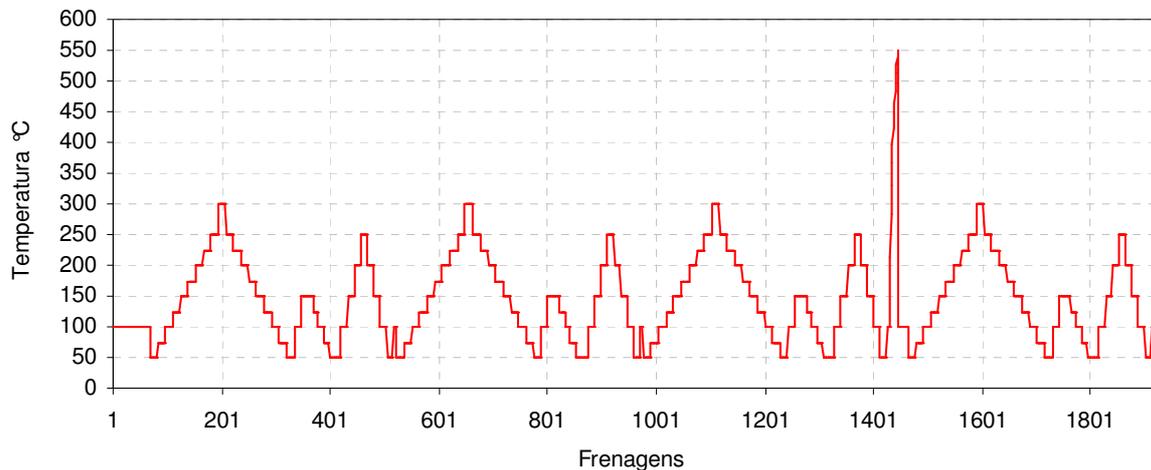


Figura 5.5.1 – Temperatura inicial de frenagem durante as sessões do procedimento SAE J2521.

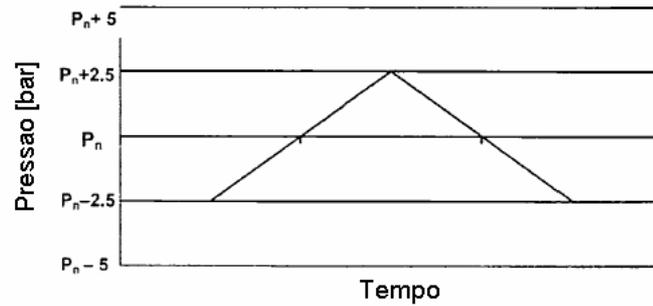


Figura 5.5.2 – Perfil de pressão de acionamento durante frenagem. [SAE J2521, 2006]

Tendo em vista que o principal objetivo do procedimento de teste em questão é determinar a propensão do sistema de freio a gerar ruídos de alta frequência, é fundamental que as condições reais de montagem do sistema sejam reproduzidas no dinamômetro. É com esse intuito que o procedimento recomenda a utilização do conjunto completo de suspensão do veículo para suportar o caliper e disco de freio (fig. 5.5.3). A deflexão da suspensão devido ao peso do veículo é simulada através de cabos de aço que tracionam bandeja de suspensão, comprimindo mola e amortecedor e mantendo a suspensão na exata posição em que se encontra no veículo. Nessa configuração, pode-se aumentar reprodutibilidade dos resultados encontrados em dinamômetro com aqueles obtidos em veículo, principalmente para aqueles eventos de ruído cuja frequência esta entre 1 e 2kHz. Nessa região o amortecimento induzido por buchas e acoplamentos do sistema de suspensão pode minimizar ou alterar a característica do ruído produzido pelo sistema.

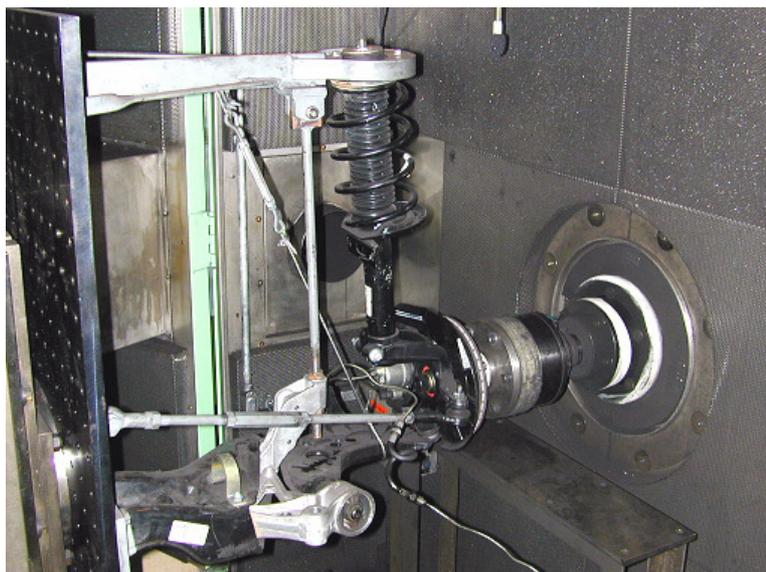


Figura 5.5.3 – Suspensão dianteira suportando o sistema de freio a disco durante o ensaio SAE J2521.

Dada a necessidade de limitar-se a influência de ruídos externos durante o ensaio, o dinamômetro utilizado dispunha de uma câmara acústica responsável por envolver a área circunvizinha ao sistema de freio. Isso permitiu que o ruído de fundo atendesse o requisito estipulado pela norma que estabelece seu valor máximo como sendo 10dB(A) menor do que o valor estabelecido como limite para que o ruído produzido durante uma determinada frenagem seja registrado (70dB(A)). Na prática, o ruído de fundo não deve ultrapassar 60dB(A) na banda de frequências que se estende de 0,9kHz a 17kHz. O transdutor especificado para a captura do evento de ruído no interior da câmara trata-se de um microfone do tipo “campo livre” que deve ser posicionado, em relação ao sistema de freio, conforme a figura 5.5.4.

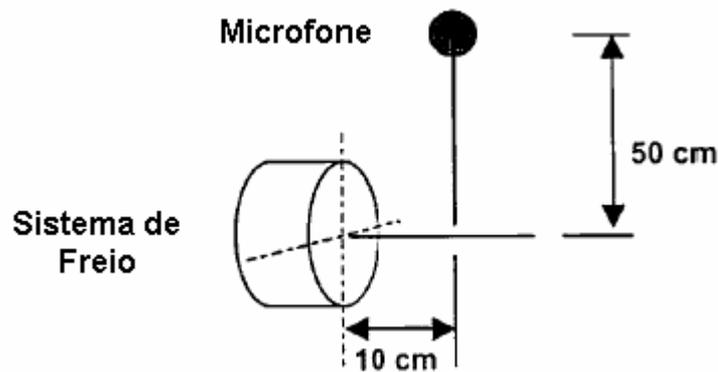


Figura 5.5.4 – Posicionamento do microfone em relação ao sistema de freio. [SAE J2521, 2006]

Materiais comumente utilizados como isolantes sonoros, tais como a espuma acústica, apresentam também pequena condutividade térmica. Esse fato aliado a grande dissipação de energia em forma de calor oriunda do evento de frenagem faz com que o interior da câmara acústica apresente uma elevação na temperatura durante o ensaio. Isso inviabiliza o resfriamento do sistema de freio em curtos espaços de tempo, o que aumenta drasticamente o tempo de ensaio. Dessa forma, para reduzir o tempo total de ensaio, a norma SAE J2521 prevê a utilização de uma câmara climática, responsável por resfriar o ambiente no interior da câmara acústica e controlar a umidade relativa do ar. Os valores estabelecidos para temperatura do ar de resfriamento e umidade relativa no interior da câmara são respectivamente: -10 a 40°C e 20 a 90% (SAE J2521, 2006).

Para o trabalho desenvolvido, o ensaio previsto na SAE J2521 ver. 2006 foi utilizado para comparar o desempenho dos diferentes materiais de fundo quando solicitados em condição de uso. Uma vez que a matriz de testes mantém um padrão cíclico de etapas de modo que, ao final

do teste, as condições de frenagem são repetidas por quatro vezes, foi possível avaliar a evolução no desempenho das amostras. Informações sobre a frequência do ruído, temperatura inicial, final e média, torque, coeficiente de atrito instantâneo, pressão do sistema hidráulico e nível de pressão sonora foram gravadas em todas as frenagens.

Um primeiro ensaio, sem o objetivo de verificar a propensão a ocorrência de ruído, foi realizado, com uma pastilha construída com material de atrito MA-1 e desprovida de material de fundo, para determinar a temperatura na qual a região junto à plaqueta se encontra durante as diferentes etapas do procedimento de testes em questão. Para isso, um termopar tipo K adicional foi colocado em um orifício aberto no material de atrito junto à plaqueta. A temperatura registrada corresponde àquela em que essa região se encontrava nos momentos finais da frenagem. Dessa forma Foi constatado que a temperatura do material de fundo atinge até 220°C na etapa “Drag Module” e chega a aproximadamente 320°C durante a etapa de *fade* (fig. 5.5.5).

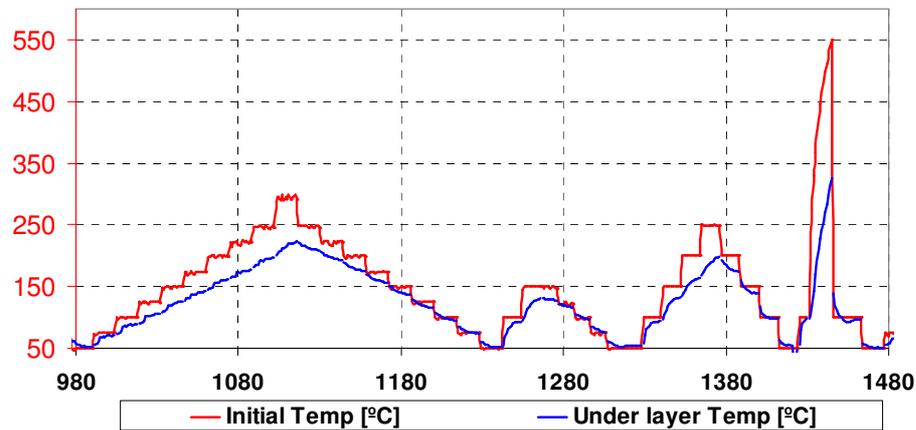


Figura 5.5.5 – Temperatura na região do material de fundo durante o ensaio SAE J2521.

6. RESULTADOS:

6.1. ENSAIO DE COMPRESSIBILIDADE

Os resultados obtidos para a deflexão dos compósitos moldados à pastilha, a partir do ensaio de compressibilidade de 15 amostras de cada grupo, mostram claramente a diferença entre as famílias de matérias analisadas. Tanto o gráfico 6.1.1 como a tabela 6.1.1 ressalta a natureza mais rígida do conjunto formado pelo material de atrito e material de fundo de pastilhas que utilizam materiais de fundo de matriz fenólica em relação àqueles dotados de materiais de fundo de matriz elastomérica.

Analisando somente os resultados das amostras produzidas com materiais de fundo de matriz elastomérica pode ser observado que dois materiais, MF-CI e MF-Si, destoam dos demais. Suas compressibilidades médias são significativamente maiores e seus valores apresentam-se bastante dispersos.

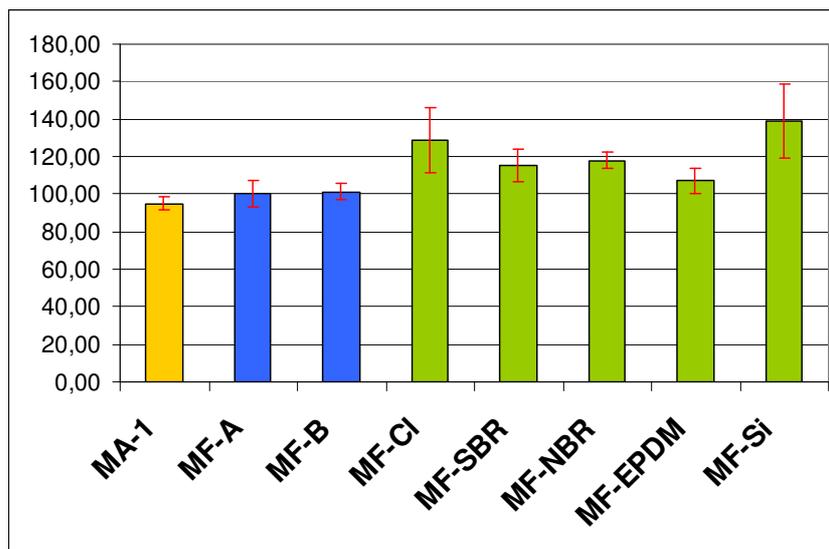


Gráfico 6.1.1 – Resultados médio de compressibilidade das amostras.

Formulações	Resultado do ensaio de compressibilidade - 15 amostras							
	MA-1	MF-A	MF-B	MF-CI	MF-SBR	MF-NBR	MF-EPDM	MF-Si
Deflexão Média [μm]	95,1	100,3	101,4	128,5	115,5	118,0	107,1	139,0
Desvio Padrão	3,4	7,4	4,5	17,3	8,6	4,5	6,9	20,0
% em relação ao material 30.01.150	100%	106%	107%	135%	121%	124%	113%	146%

Tabela 6.1.1 – Resultados do ensaio de compressibilidade das amostras.

O comportamento induzido pelos materiais MF-Cl e MF-Si às amostras pode ser explicado mediante a análise visual de sua porosidade. Esses materiais apresentaram uma matriz menos coesa quando comparados com os demais, sendo o problema evidenciado pelas bolhas e discontinuidades presentes. Uma vez que esses defeitos têm formação aleatória, é natural que a dispersão dos resultados de compressibilidade seja maior. Também em decorrência das discontinuidades e defeitos, esses materiais não apresentaram resistência mecânica suficiente para suportar o ensaio em dinamômetro. O primeiro despreendeu-se por completo da plaqueta metálica e o segundo permitiu a translação do material de atrito sobre a plaqueta. Igualmente, foi impossível obter corpos de prova para os demais ensaios mecânicos previstos devido à ocorrência de bolhas. Por esses motivos, as amostras confeccionadas com materiais de fundo MF-Cl e MF-Si foram excluídas dos demais comparativos.

Realizou-se a análise estatística dos dados obtidos para verificar através de ANOVA, com coeficiente α igual a 0,05, a diferença entre as médias dos grupos de amostras. O resultado obtido (tabela 6.1.2) mostra que não existe diferença significativa entre as populações de dados das amostras equipadas com materiais de fundo MF-A e MF-B. As demais populações foram consideradas diferentes entre si.

Médias	Diferença	Médias	Diferença	Médias	Diferença	Médias	Diferença	Médias	Diferença
F-E	2,28	E-D	8,41	D-C	5,72	C-B	1,02	B-A	5,24
F-D	10,70	E-C	14,13	D-B	6,73	C-A	6,25		
F-C	16,41	E-B	15,15	D-A	11,97				
F-B	17,43	E-A	20,38						
F-A	22,67								
Média A		=	MA-1	Fator Alpha		0,05			
Média B		=	MF-A	F crítico:		2,31			
Média C		=	MF-B	F calculado:		35			
Média D		=	MF-SBR	Limite de decisao:		4,52			
Média E		=	MF-NBR						
Média F		=	MF-EPDM						

Tabela 6.1.2 – Resultados da análise de ANOVA dos resultados obtidos para os diferentes grupos de amostras.

6.2. AVALIAÇÃO DE FREQUÊNCIAS NATURAIS E AMORTECIMENTO EM PASTILHAS DE FREIO.

6.2.1. MAPEAMENTO DOS QUATRO PRIMEIROS MODOS DE VIBRAÇÃO

O mapeamento da geometria dos quatro primeiros modos de vibração das pastilhas de freio utilizadas no trabalho desenvolvido provou-se possível através da identificação das linhas nodais desses modos. Para ilustrar o procedimento realizado foram montadas quatro representações dessas linhas para os quatro primeiros modos de vibração (figuras 6.2.1.1 a 6.2.1.4). Nelas, os pontos azuis destacam a região na qual foi realizada a excitação através do martelo de carga. O objetivo foi verificar, através das FRFs calculadas a partir do sinal proveniente do acelerômetro e do martelo de carga, as regiões nas quais a excitação resultaria na redução da energia associada a um dos picos correspondente a algum dos quatro primeiros modos de vibração. Uma vez que a geometria da peça apresenta simetria bilateral, a determinação experimental da localização das linhas nodais pôde ser feita apenas em um dos lados da pastilha, como pode ser verificado pela posição dos pontos azuis nas figuras subsequentes. Os resultados obtidos foram então extrapolados para a porção simétrica da peça.

Na amostra analisada, a frequência de ressonância associada ao primeiro modo de vibração, identificado como sendo um modo de flexão, ocorre a 2,57kHz. Para o segundo modo, identificado como sendo de flexão, a frequência característica foi de 3,84kHz. O segundo modo de torção e o segundo modo de flexão apresentaram frequências características de 5,47 e 7,3kHz, respectivamente.

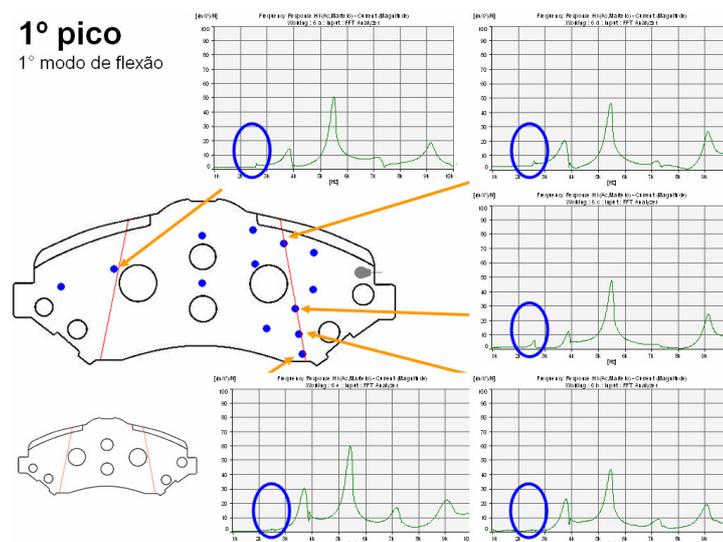


Figura 6.2.1.1 – Linhas nodais do primeiro modo de flexão.

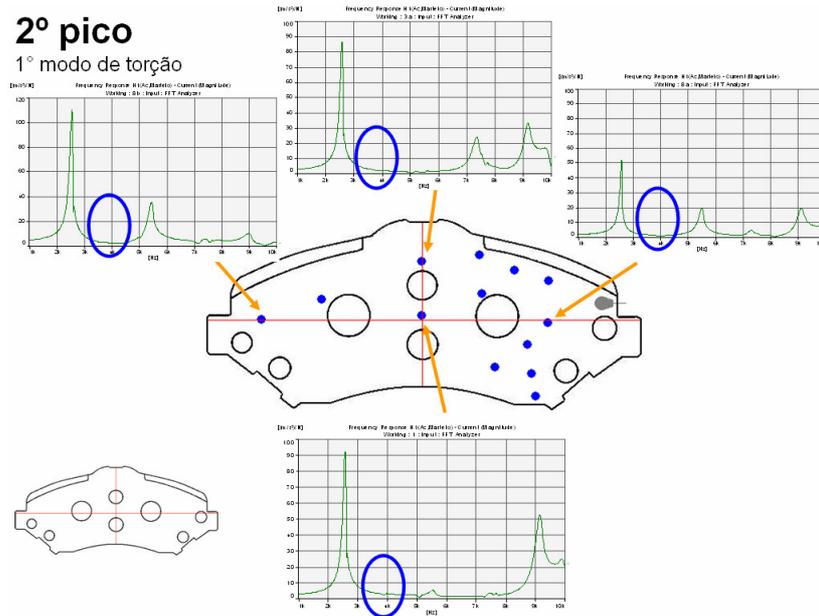


Figura 6.2.1.2 – Linhas nodais do primeiro modo de torção.

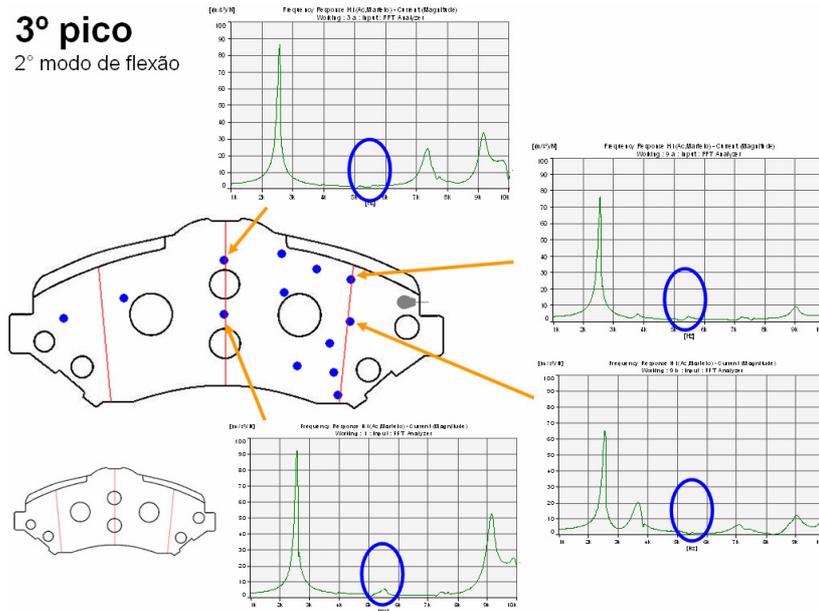


Figura 6.2.1.3 – Linhas nodais do segundo modo de flexão.

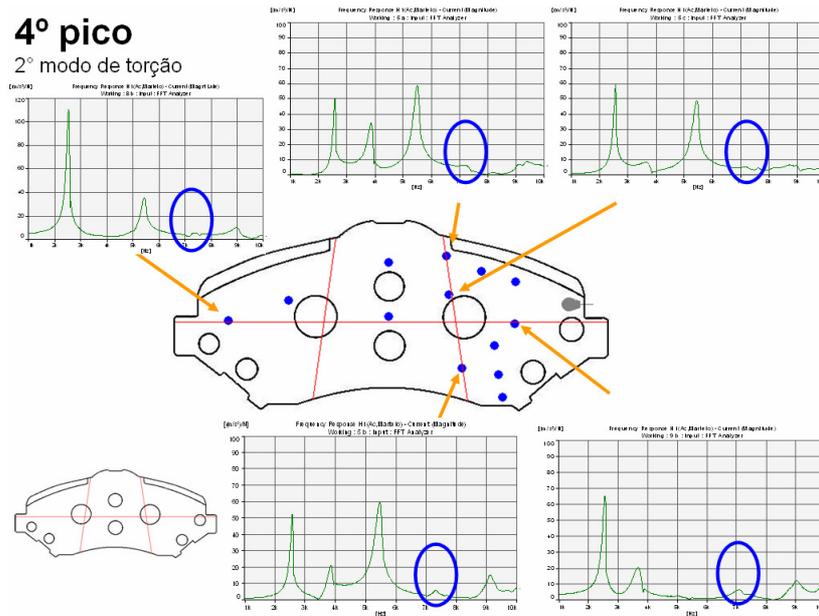


Figura 6.2.1.4 – Linhas nodais do segundo modo de torção.

6.2.2 DETERMINAÇÃO DAS FREQUÊNCIAS DE RESSONÂNCIA

A partir da localização aproximada das linhas nodais foi possível definir uma posição ideal para a excitação dos quatro primeiros modos de vibração em um único evento (fig. 6.2.2.1). Assim, a FRF mediada para as amostras analisadas apresentou uma silhueta característica como a representada na figura 6.2.2.2. Alterações nas frequências dos picos, bem como da energia associada a esses, foram verificadas em função do amortecimento conferido por alguns materiais de fundo à pastilha. Houve casos em que a redução de alguns picos de ressonância foi severa ao ponto desses não mais poderem ser distinguidos.



Figura 6.2.2.1 – Pontos de impacto e de fixação do transdutor na pastilha de freio.

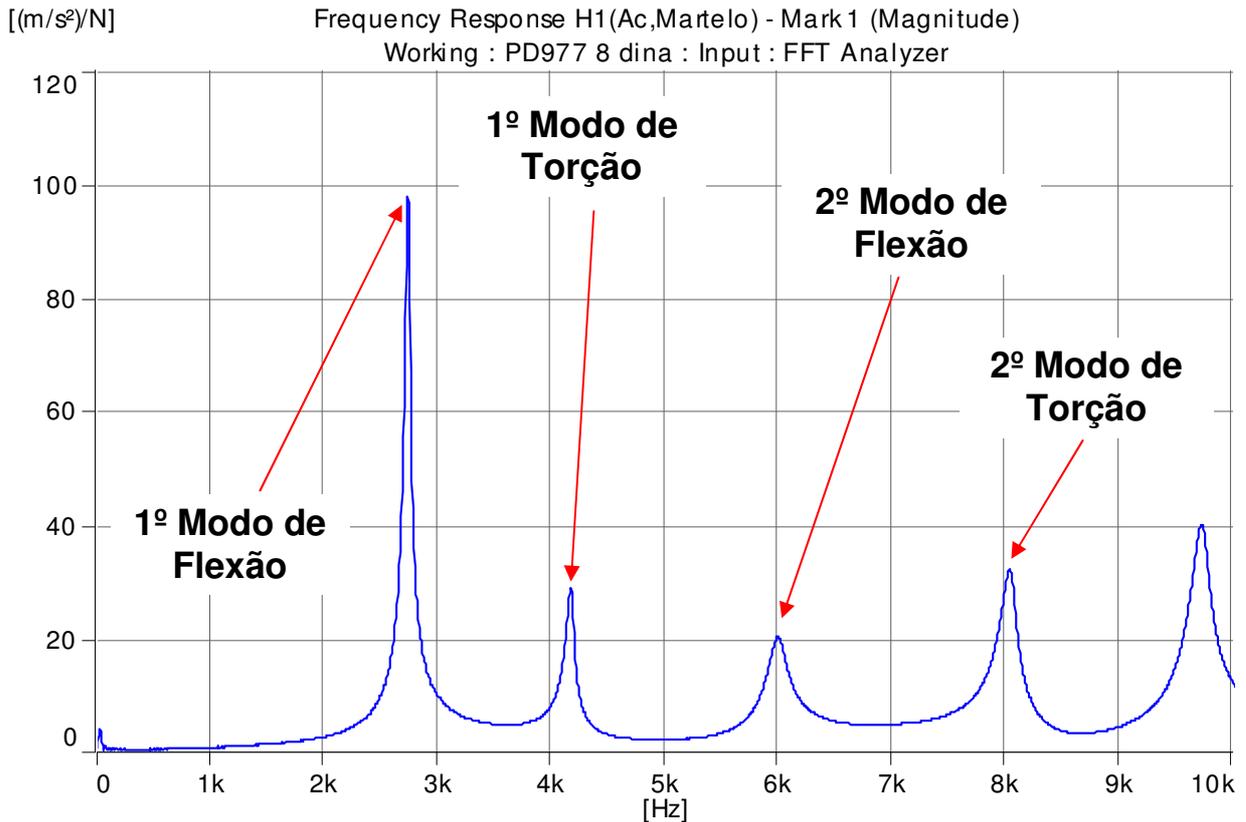


Figura 6.2.2.2 – Autospectrum H1 típico obtido a partir da configuração apresentada na figura 6.2.2.1.

O valor médio dos dados referentes à frequência natural dos modos de vibração de interesse, obtidos à temperatura ambiente a partir de 10 amostras de cada um dos grupos, foi inserido nos gráficos de 6.2.2.1 a 6.2.2.4.

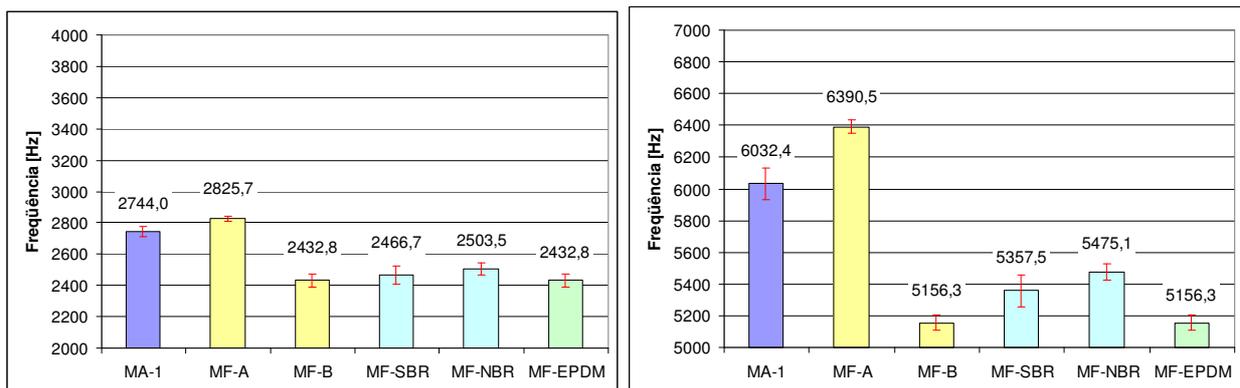


Gráfico 6.2.2.1 e 6.2.2.2 – Frequência natural média do primeiro e segundo modos de flexão.

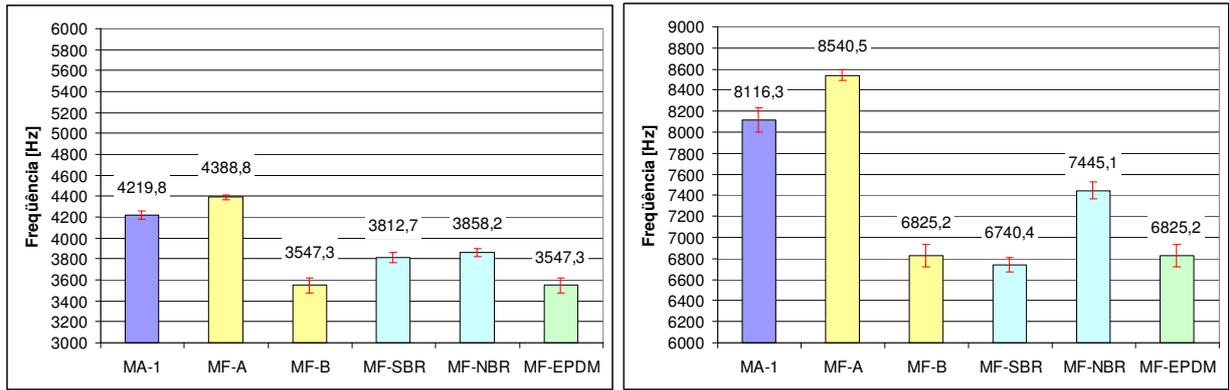


Gráfico 6.2.2.3 e 6.2.2.4 – Freqüência natural média do primeiro e segundo modos de torção.

Os gráficos mostram, mais uma vez, uma clara distinção entre os resultados das amostras construídas com materiais de fundo usuais ou sem material de fundo e aqueles projetados especialmente para esse trabalho. Os primeiros, mais rígidos, induziram uma elevação nos valores das freqüências naturais, para os modos de vibração analisados, em relação às amostras equipadas com materiais do segundo grupo. Sendo a freqüência dos modos de vibração diretamente proporcionais a rigidez do sólido, esse resultado já era esperado. Percebe-se também a homogeneidade da camada de material de fundo colocada, sob o material de atrito, em todas as amostras. Isso pode ser inferido através da análise comparativa dos valores médios obtidos para cada material que se mantiveram igualmente ordenados nos gráficos apresentados.

Após a análise das amostras à temperatura ambiente, três peças foram selecionadas aleatoriamente para que o mesmo procedimento fosse realizado em temperaturas de 50, 85, 125 e 175°C. Os resultados obtidos com as amostras que utilizaram materiais de fundo usuais foram colocados em gráficos separados daquelas construídas com material de fundo de matriz elastomérica para facilitar a visualização da tendência das curvas de dados (gráficos 6.2.2.5 a 6.2.2.12).

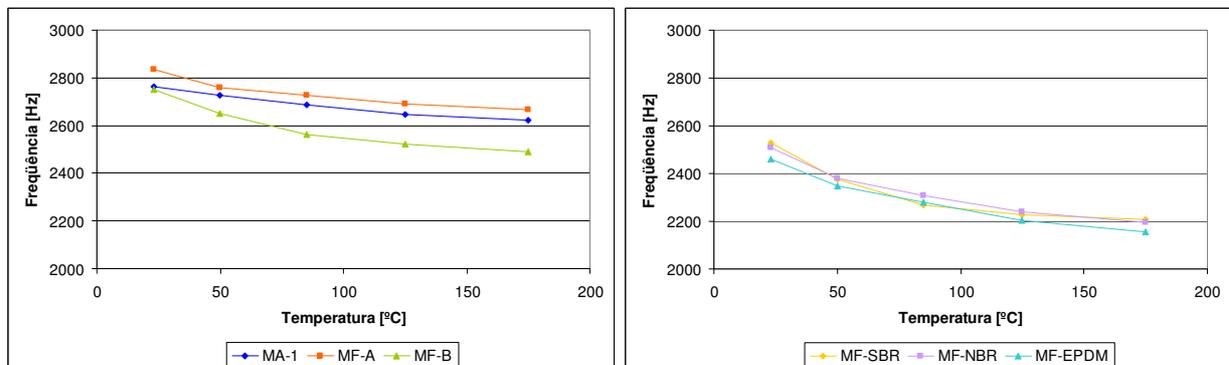


Gráfico 6.2.2.5 e 6.2.2.6 – Variação na freqüência natural média do primeiro modo de flexão.

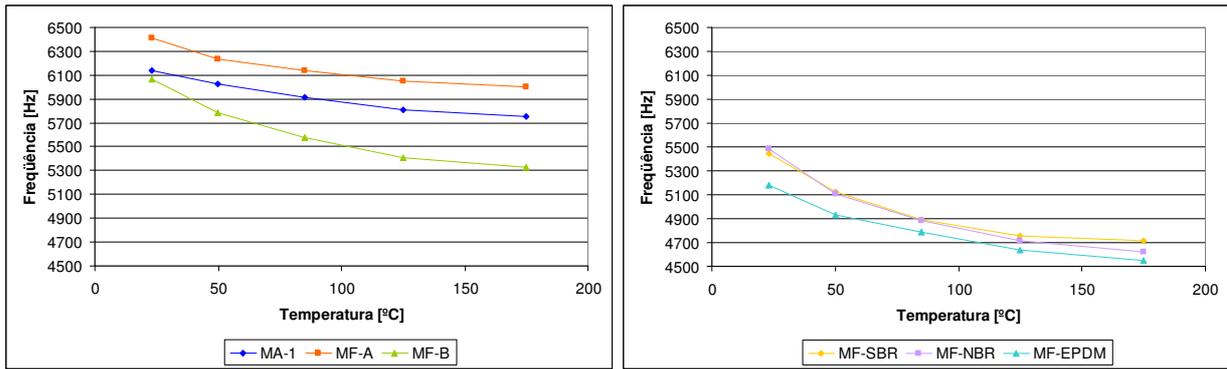


Gráfico 6.2.2.7 e 6.2.2.8 – Variação na frequência natural média do segundo modo de flexão.

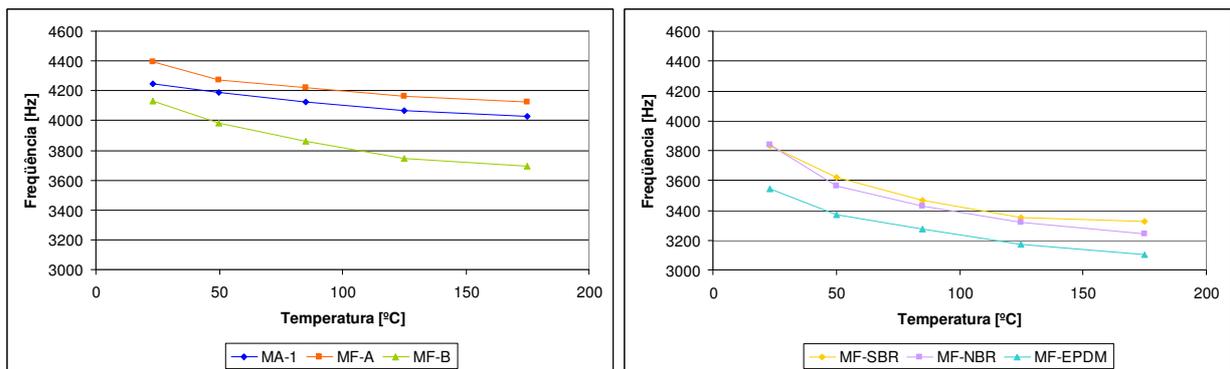


Gráfico 6.2.2.9 e 6.2.2.10 – Variação na frequência natural média do primeiro modo de torção.

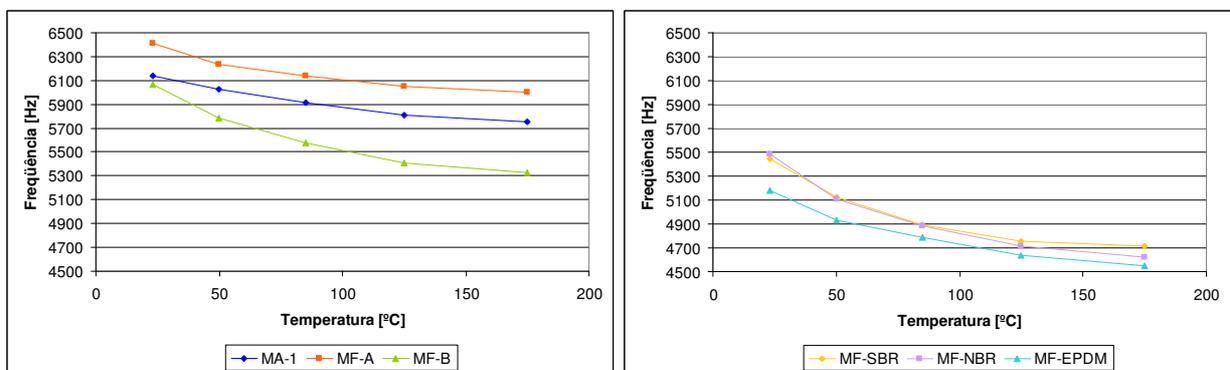


Gráfico 6.2.2.10 e 6.2.2.11 – Variação na frequência natural média do segundo modo de torção.

O comportamento das frequências registradas para os quatro primeiros modos de vibração das pastilhas analisadas demonstra haver uma redução logarítmica das frequências em função da temperatura. Entretanto, a intensidade dessa redução depende do material que está sendo analisado. A tabela 6.2.2.1 traz a variação em percentual entre a frequência medida a 23 e 175°C e demonstra haver diferença entre o comportamento das amostras nas quais os materiais MA-1 e MF-A foram utilizados e das demais amostras. Esses materiais induzem variação aproximadamente 50% menor, o que era esperado em função da maior estabilidade térmica da

resina fenólica a temperaturas elevadas. Apesar disso, amostras com material MF-B, no qual a resina fenólica também é utilizada, apresentaram um comportamento intermediário entre as amostras já citadas e aquelas confeccionadas com materiais de fundo cuja matriz é composta por um elastômero.

	Temperatura	1º modo de flexão		1º modo de torção		2º modo de flexão		2º modo de torção	
		Frequência [Hz]	Variação						
MA-1	23°C	2765	5%	6140	6%	4248	5%	8233	6%
	175°C	2623		5757		4025		7777	
MF-A	23°C	2752	10%	6065	12%	4130	11%	8042	11%
	175°C	2490		5329		3692		7123	
MF-B	23°C	2833	6%	6415	6%	4394	6%	8575	6%
	175°C	2665		6004		4125		8021	
MF-SBR	23°C	2530	13%	5444	13%	3833	13%	7369	13%
	175°C	2206		4719		3329		6402	
MF-NBR	23°C	2506	12%	5483	16%	3840	16%	7423	15%
	175°C	2196		4621		3242		6294	
MF-EPDM	23°C	2459	12%	5179	12%	3542	12%	6827	11%
	175°C	2155		4548		3101		6054	

Tabela 6.2.2.1 – Variação na frequência natural média entre 23 e 175°C.

6.2.3. DETERMINAÇÃO DO AMORTECIMENTO ASSOCIADO AOS PICOS DE RESSONÂNCIA

Sendo o principal objetivo desse trabalho à avaliação do amortecimento introduzido às pastilhas de freio por materiais de fundo utilizados, os resultados expressos nos gráficos de 6.2.3.1 a 6.2.3.4 validam a hipótese de que os materiais de matriz elastomérica (produzidos a partir de NBR, SBR e EPDM), quando utilizados como materiais de fundo, aumentam significativamente o fator de perda relacionado aos picos de ressonância dos modos de vibração. Ainda é possível perceber que a dispersão dos resultados também aumentou para aquelas amostras que utilizaram tais materiais de fundo.

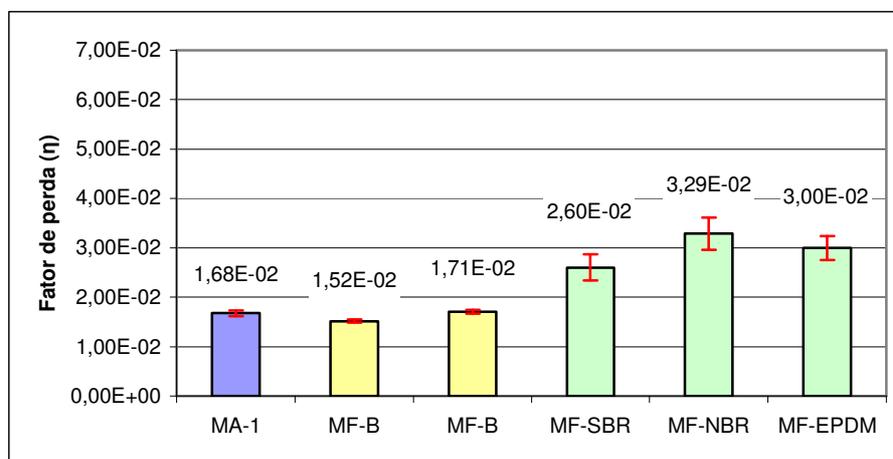
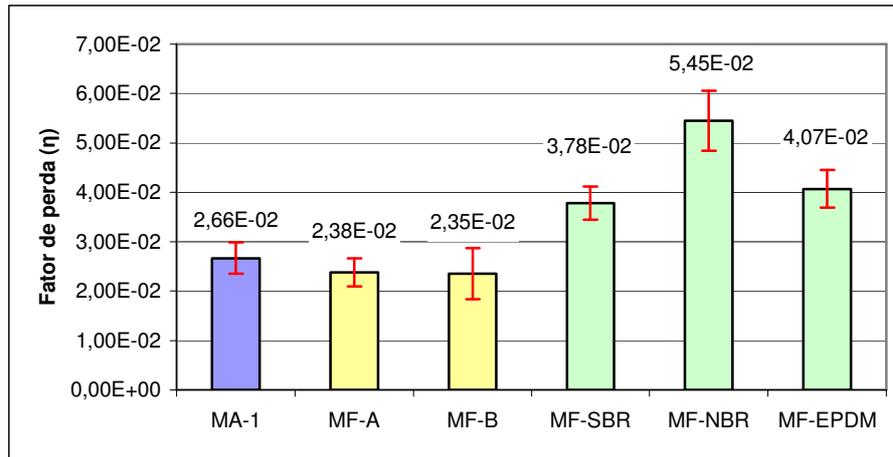
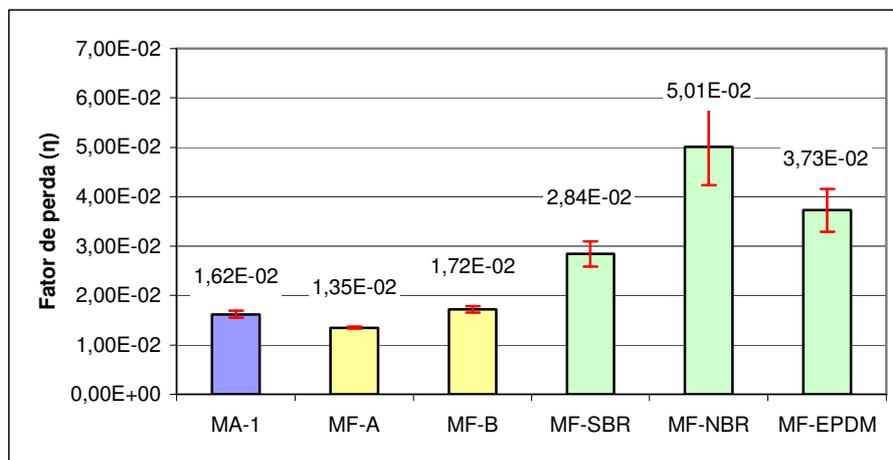


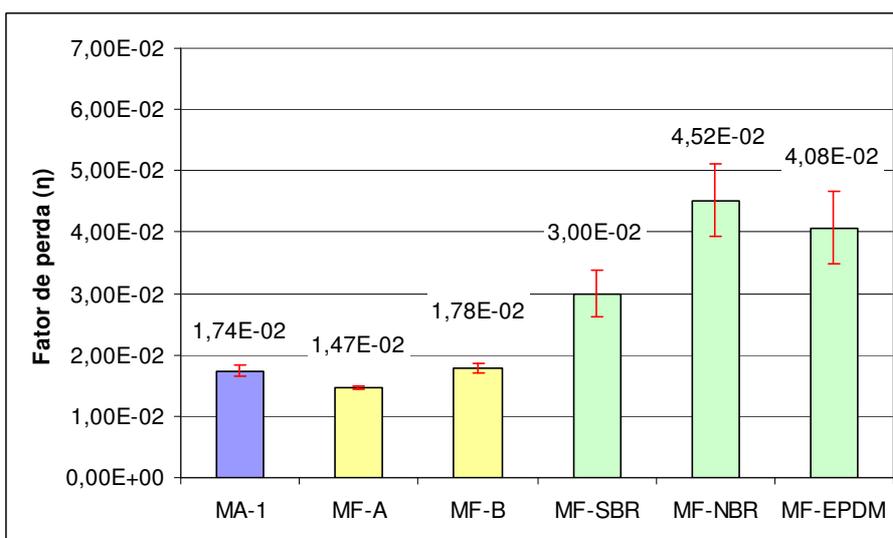
Gráfico 6.2.3.1 – Fator de perda associado ao primeiro modo de flexão.



Gráficos 6.2.3.2 – Fator de perda associado ao primeiro modo de torção.



Gráficos 6.2.3.3 – Fator de perda associado ao segundo modo de flexão.



Gráficos 6.2.3.4 – Fator de perda associado ao segundo modo de torção.

A análise estatística dos dados foi realizada para determinar a diferença entre a média do fator de perda nos quatro modos analisados. O resultado obtido demonstra que apenas as amostras com os materiais de fundo MA-1 e MF-B não apresentam diferenças significativas entre as médias de suas populações para: o primeiro modo de flexão, o primeiro de torção e o segundo de torção. A análise estatística (tabelas 6.2.3.1 e 6.2.3.2) não atesta diferença significativa entre as médias dos grupos que utilizam os materiais MA-1, MF-A e MF-B nesse modo. Para os materiais projetados, apenas os grupos de amostras com materiais MF-SBR e MF-EPDM no segundo modo de flexão e MF-NBR e MF-EPDM no segundo modo de torção não apresentaram distinção significativa entre si.

	1º modo de flexão	1º modo de torção	2º modo de flexão	2º modo de torção
F crítico	3,31	3,31	3,31	3,31
F calculado	54,38	114,20	1,91	69,52
Limite de decisao	4,19E-04	5,39E-04	3,52E-03	6,18E-04
Média A	MF-A	MF-A	MF-A	MF-A
Média B	MA-1	MA-1	MA-1	MA-1
Média C	MF-B	MF-B	MF-B	MF-B
B-A	1,64E-03	-2,72E-03	-2,93E-04	-2,80E-03
C-A	1,90E-03	-3,71E-03	-2,94E-03	-3,13E-03
C-B	2,62E-04	-9,93E-04	-2,65E-03	-3,24E-04

Tabela 6.2.3.1 – Tabela de ANOVA para os materiais de matriz termofixa.

	1º modo de flexão	1º modo de torção	2º modo de flexão	2º modo de torção
F crítico	3,13	3,13	3,13	3,13
F calculado	14,46	42,16	39,59	19,95
Limite de decisao	2,75E-03	5,31E-03	4,44E-03	5,29E-03
Média A	MF-SBR	MF-SBR	MF-SBR	MF-SBR
Média B	MF-EPDM	MF-EPDM	MF-EPDM	MF-EPDM
Média C	MF-NBR	MF-NBR	MF-NBR	MF-NBR
B-A	3,67E-03	8,47E-03	-2,42E-03	-1,03E-02
C-A	6,96E-03	2,27E-02	-1,72E-02	-1,55E-02
C-B	3,29E-03	1,43E-02	-1,48E-02	-5,16E-03

Tabela 6.2.3.2 – Tabela de ANOVA para os materiais de matriz elastomérica.

A medição do amortecimento de três peças de cada grupo de amostras deu-se a 23, 50, 85, 125 e 175°C, possibilitando verificar que o fator de perda de cada um dos modos de vibração é reduzido em função do aumento da temperatura. Todavia, a redução não se comporta de maneira uniforme para todas as amostras testadas. Avaliando os resultados expostos nos gráficos de 6.2.3.5 a 6.2.3.12, percebe-se que o fator de perda das amostras dotadas dos materiais MA-1 e MF-A apresentam um declínio abrupto até a temperatura de 85°C. A partir dessa temperatura o valor tende a se estabilizar e permanecer constante até 175°C. As amostras que utilizaram o material MF-B apresentaram um comportamento diferente de qualquer outro material analisado,

sendo seu maior fator de perda à temperatura de 50°C e não à temperatura ambiente, como nos demais. Percebe-se também uma redução na taxa de redução do fator de perda a partir de 125°C. Novamente essas amostras apresentam propriedades intermediárias àquelas equipadas com materiais de fundo de matriz fenólica e as equipadas com materiais de fundo de matriz elastomérica.

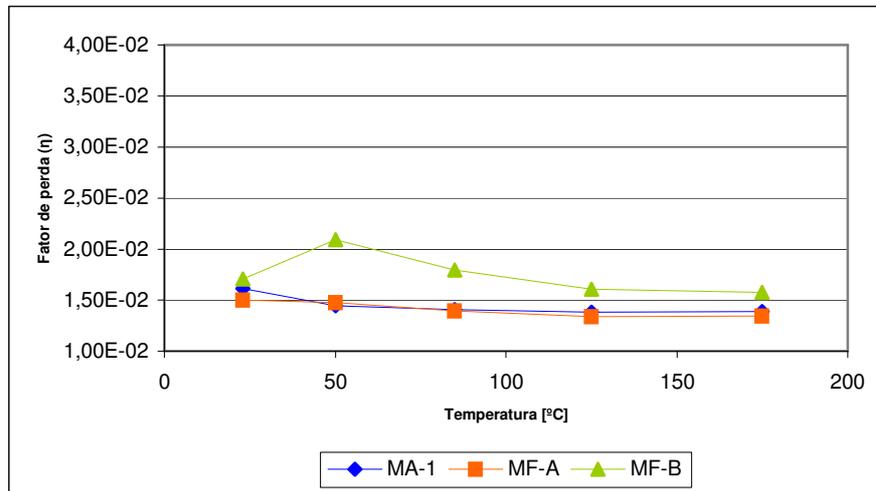


Gráfico 6.2.3.5 – Variação do fator de perda associado ao primeiro modo de flexão para materiais de fundo de matriz termofixa.

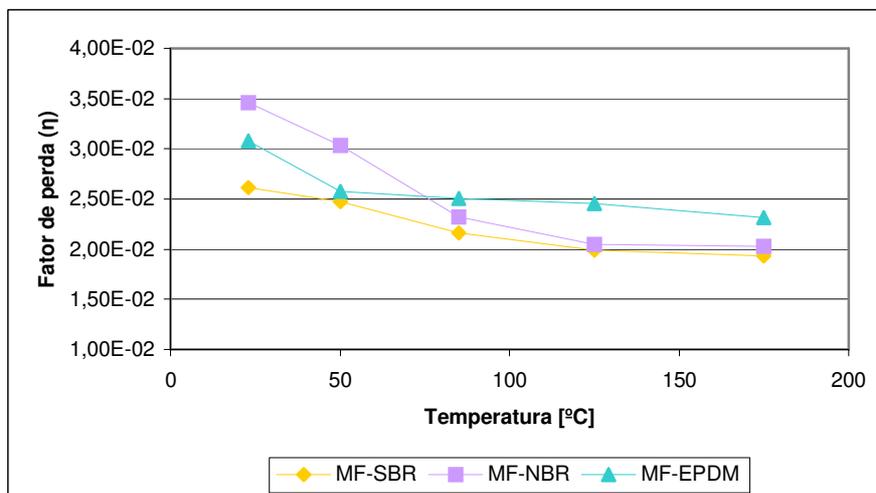


Gráfico 6.2.3.6 – Variação do fator de perda associado ao primeiro modo de flexão para materiais de fundo de matriz elastomérica.

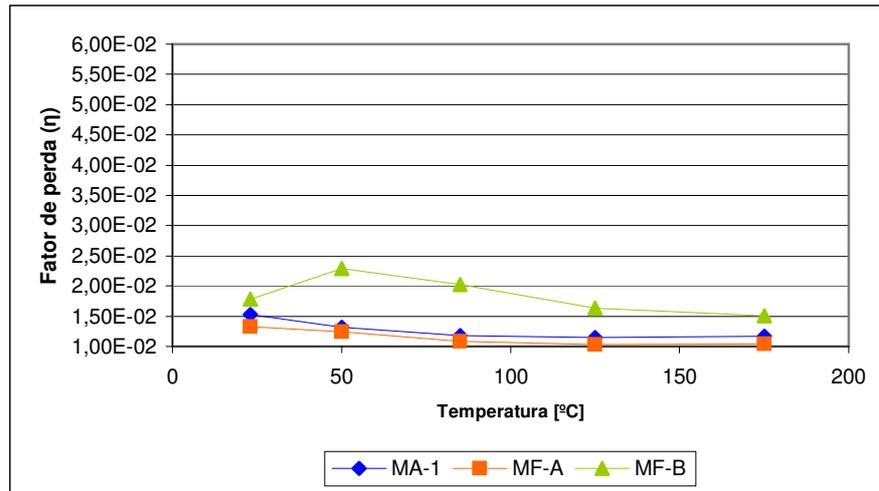


Gráfico 6.2.3.7 – Variação do fator de perda associado ao primeiro modo de torção para materiais de fundo de matriz termofixa.

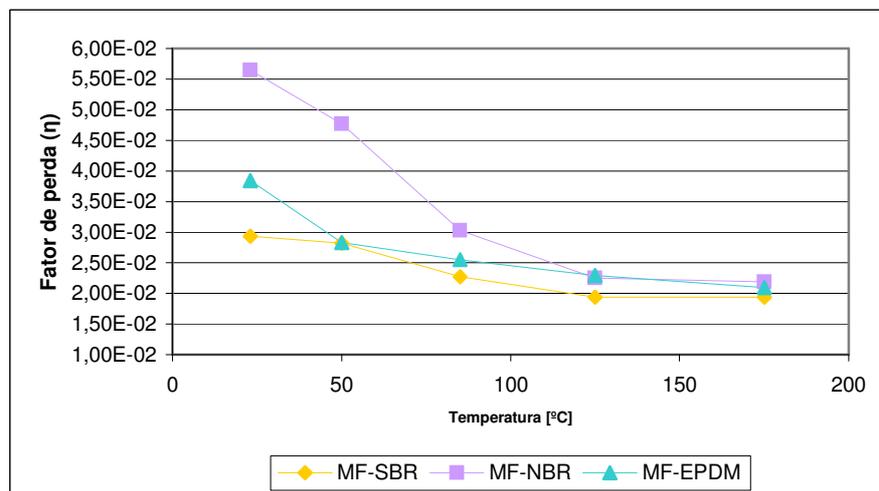


Gráfico 6.2.3.8 – Variação do fator de perda associado ao primeiro modo de torção para materiais de fundo de matriz elastomérica.

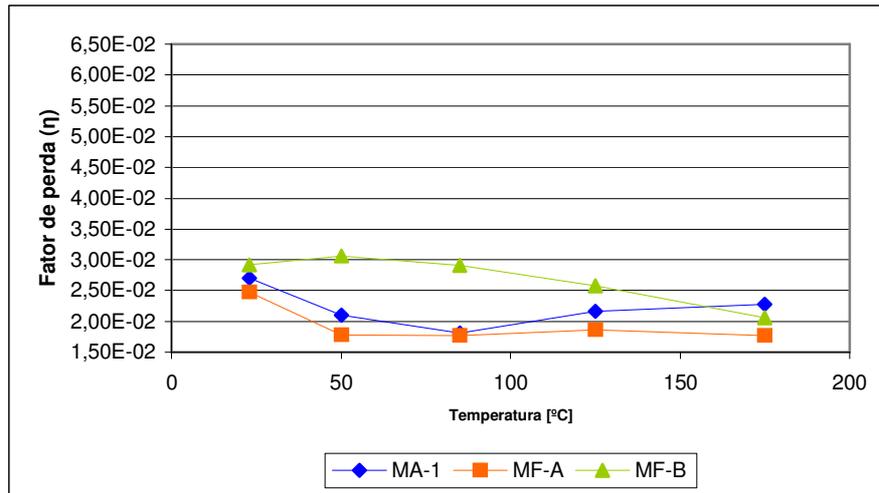


Gráfico 6.2.3.9 – Variação do fator de perda associado ao segundo modo de flexão para materiais de fundo de matriz termofixa.

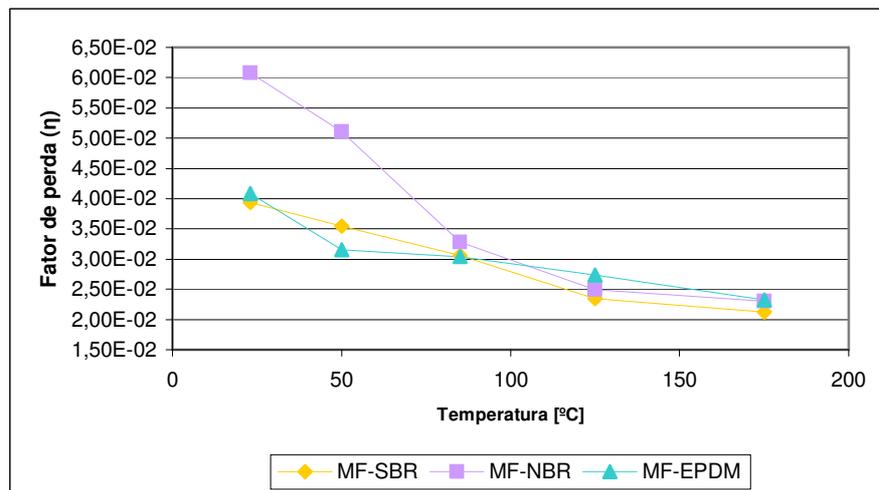


Gráfico 6.2.3.10 – Variação do fator de perda associado ao segundo modo de flexão para materiais de fundo de matriz elastomérica.

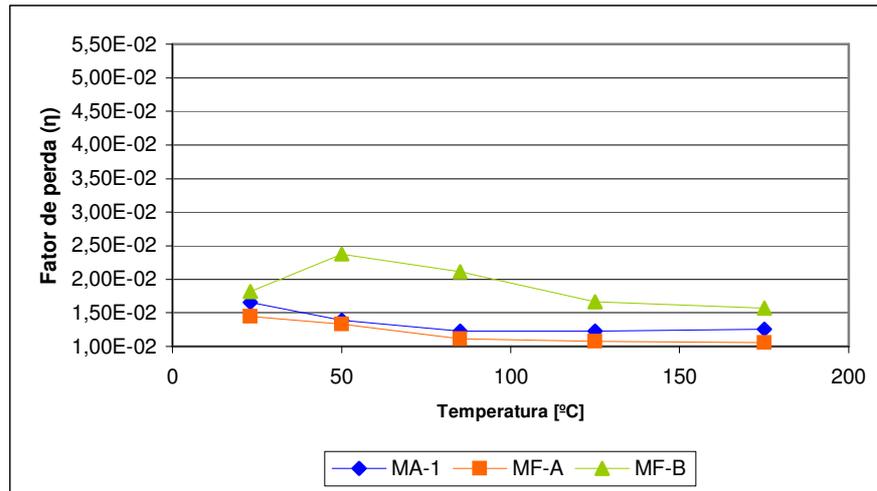


Gráfico 6.2.3.11 – Variação do fator de perda associado ao segundo modo de torção para materiais de fundo de matriz termofixa.

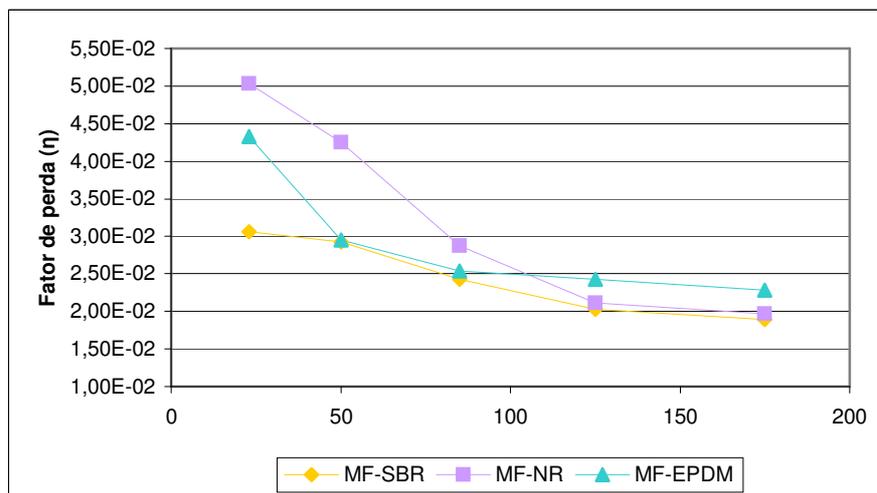


Gráfico 6.2.3.12 – Variação do fator de perda associado ao segundo modo de torção para materiais de fundo de matriz elastomérica.

As pastilhas com os materiais de fundo MF-SBR, MF-NBR e MF-EPDM apresentaram fatores de perda sempre mais elevados àqueles obtidos com os demais materiais de fundo. Esse resultado condiz com o comportamento esperado para essas amostras, dada a maior quantidade de material viscoelástico elastomérico introduzido nos compósitos MF-SBR, MF-NBR e MF-EPDM. Observa-se também que a taxa de redução mostra-se característica de cada material, sendo que o MF-NBR proporciona um maior fator de perda em temperaturas entre 23 e 85°C, apresentando, nesse intervalo, uma redução abrupta e quase linear em função da temperatura. O material MF-SBR segue um comportamento semelhante embora o fator de perda das amostras equipadas com ele seja bastante inferior àquele proporcionado pelo material MF-NBR. O

material MF-EPDM induz um fator de perda intermediário entre os outros dois materiais a 23°C, porém seu decréscimo é bastante acentuado num pequeno intervalo de temperatura entre 23 e 50°C. À 175°C o fator de perda agregado pelo material de fundo assume praticamente o mesmo valor para todas as amostras equipadas com compósitos de matriz elastomérica.

6.2.4. RELAÇÃO ENTRE FATOR DE PERDA E A COMPRESSIBILIDADE DAS AMOSTRAS

Usualmente na indústria de materiais de fricção associa-se um material mais compressível a uma melhor performance acústica dos sistemas de freio. Canali (2002) comprovou essa relação relacionando o coeficiente de fricção e a deflexão no ensaio de compressão à ocorrência de ruídos. Muitas vezes assume-se que um aumento na compressibilidade também acarreta um aumento no amortecimento intrínseco da pastilha de freio. Isso se deve ao fato de que a maneira mais comum de aumentar a compressibilidade de uma formulação se dá mediante a adição de maiores quantidades de pré-mistura, essa usualmente rica em elastômeros.

Comparando os dados de amortecimento a temperatura ambiente com os resultados de compressibilidade dos grupos de amostras, percebe-se que a suposta relação entre o amortecimento e a compressibilidade do material de atrito não foi verificada através dos dados obtidos. O gráfico 6.2.4.1 relaciona os resultados médios do ensaio de compressibilidade e o fator de perda médio correspondente ao primeiro modo de vibração, à temperatura ambiente, das quinze amostras analisadas. A interpolação linear desses só é possível com o R^2 de aproximadamente 0,73, ou seja, existe uma fraca relação entre essas duas propriedades. Uma vez que os valores médios do fator de perda para os demais modos de vibração analisados seguem o mesmo padrão observado para primeiro modo, verifica-se semelhante relação entre esses e os valores médios de compressibilidade.

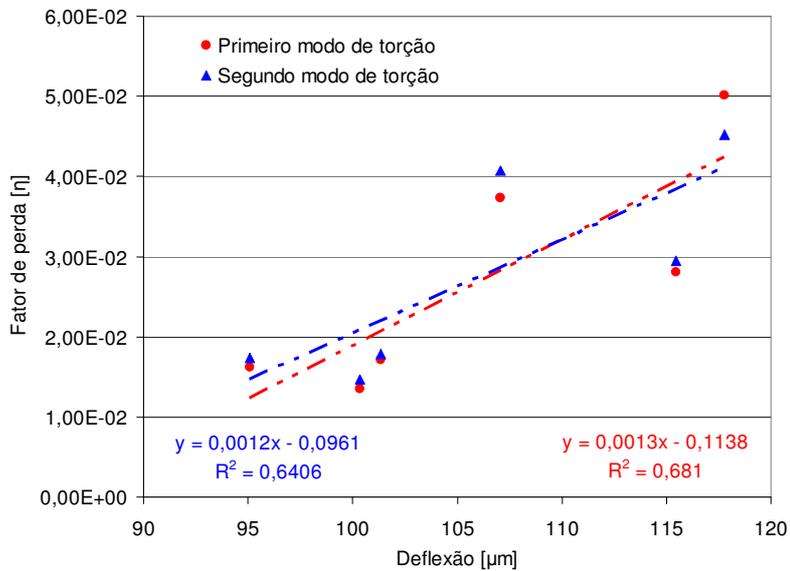
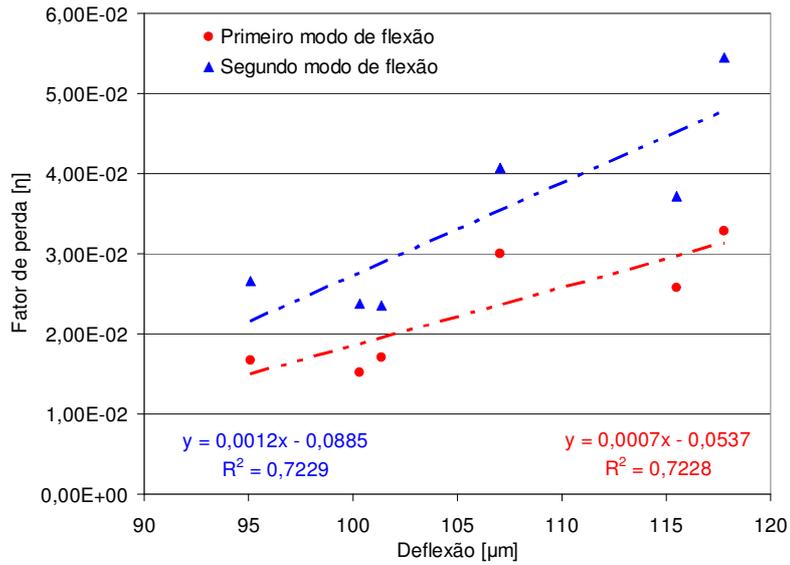


Gráfico 6.2.4.1 – Curvas de tendência da relação entre valores de compressibilidade e fator de perda.

6.3. DETERMINAÇÃO DO MÓDULO DE ELASTICIDADE ESTÁTICO E DINÂMICO DOS MATERIAIS DE FUNDO E DE ATRITO

6.3.1. MÓDULO DE ELASTICIDADE ESTÁTICO

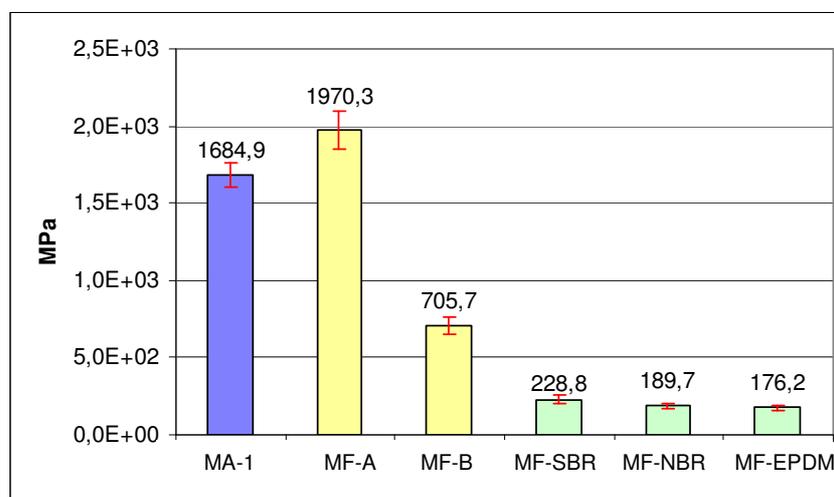
A quantificação do módulo de elasticidade estático dos materiais de fundo evidenciou a diferença entre o comportamento ortotrópico dos compósitos de matriz fenólica e de matriz elastomérica. Os primeiros apresentaram valores de E_z (sendo Z o eixo normal à superfície do

compósito que é comprimida pelo punção da matriz) significativamente menores do que os valores de E_{xy} (sendo o plano XY perpendicular ao eixo Z). Essa tendência também pode ser verificada para os materiais de matriz elastomérica, com diferença entre E_z e E_{xy} da ordem de 30 a 50% (tabela 6.3.1.1). A anisotropia identificada está de acordo com o modelo desenvolvido por Al-Qureshi *et al.* (2006) para o cálculo do módulo de elasticidade em compósitos reforçados por fibras curtas. Segundo o autor, as fibras orientam-se paralelamente ao plano comprimido pelo punção (plano XY) no momento da moldagem. Essa orientação define a direção, ou plano, que apresenta melhores propriedades mecânicas, como foi verificado através dos ensaios com os materiais de fundo utilizados nesse estudo.

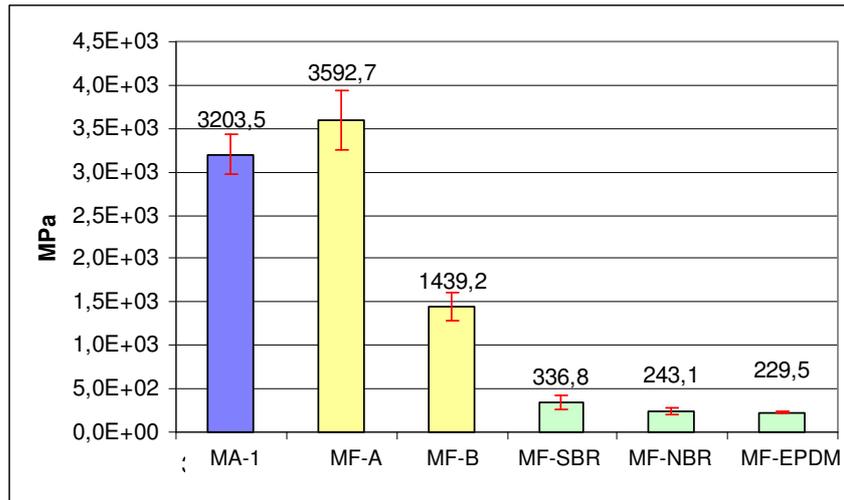
Módulo de Elasticidade [Mpa] - 15 amostras					
	E_z	Desv. Pad.	E_{xy}	Desv. Pad.	E_{xy}/E_z
MA-1	1684	80,2	3203	238	1,90
MF-A	1970	121,3	3592	338	1,82
MF-B	705	52,4	1439	163	2,04
MF-SBR	228	28,2	336	80	1,47
MF-NBR	189	17,0	243	39	1,28
MF-EPDM	176	14,1	229	17	1,30

Tabela 6.3.1.1 – Resultados obtidos para o módulo de elasticidade nas direções Z e XY .

Tal como foi observado no ensaio de compressibilidade, no qual as amostras equipadas com materiais de fundo construídos com resina fenólica apresentaram rigidez superior aos demais, o módulo de elasticidade nas direções Z e XY mostra-se superior àqueles obtidos para os materiais de fundo de matriz elastomérica (gráficos 6.3.1.1 e 6.3.1.2). A análise estatística mostra não haver diferença entre o módulo de elasticidade das populações equipadas com materiais de fundo MF-SBR, MF-NBR e MF-EPDM tanto na direção Z como no plano XY (tabelas 6.3.1.2 e 6.3.1.3).



Gráficos 6.3.1.1 – Resultados médios obtidos para o módulo de elasticidade nas direções Z .



Gráficos 6.3.1.2 – Resultados médios obtidos para o módulo de elasticidade nas direções XY.

Médias	Diferença	Médias	Diferença	Médias	Diferença	Médias	Diferença	Médias	Diferença
F-E	285,38	E-D	979,23	D-C	476,92	C-B	39,08	B-A	13,54
F-D	1264,62	E-C	1456,15	D-B	516,00	C-A	52,62		
F-C	1741,54	E-B	1495,23	D-A	529,54				
F-B	1780,62	E-A	1508,77						
F-A	1794,15								

Média A	=	MA-1	Fator Alpha	0,05
Média B	=	MF-A	F crítico:	2,34
Média C	=	MF-B	F calculado:	2011
Média D	=	MF-SBR	Limite de decisao:	53,88
Média E	=	MF-NBR		
Média F	=	MF-EPDM		

Tabela 6.3.1.2 – Análise de ANOVA dos dados obtidos para E_z .

Médias	Diferença	Médias	Diferença	Médias	Diferença	Médias	Diferença	Médias	Diferença
F-E	389,23	E-D	1764,31	D-C	1102,31	C-B	93,77	B-A	13,54
F-D	2153,54	E-C	2866,62	D-B	1196,08	C-A	107,31		
F-C	3255,85	E-B	2960,38	D-A	1209,62				
F-B	3349,62	E-A	2973,92						
F-A	3363,15								

Média A	=	MA-1	Fator Alpha	0,05
Média B	=	MF-A	F crítico:	2,34
Média C	=	MF-B	F calculado:	895,7
Média D	=	MF-SBR	Limite de decisao:	154,19
Média E	=	MF-NBR		
Média F	=	MF-EPDM		

Tabela 6.3.1.3 – Análise de ANOVA dos dados obtidos para E_{xy} .

6.3.2. MÓDULO DE ELASTICIDADE DINÂMICO

A caracterização do módulo de elasticidade dinâmico dos materiais estudados se mostrou viável para os materiais de matriz elastomérica, tipicamente menos rígidos e de maior capacidade de amortecimento, o que dificulta a execução do ensaio dinâmico. Assim, a partir da instrumentação descrita no capítulo anterior, *autoespectrum* (figura 6.3.2.1) foram obtidos para os corpos de prova construídos com os materiais de fundo, onde é possível identificar com clareza a frequência de ressonância de interesse, correspondente ao primeiro modo de flexão (utilizada para calcular o módulo de elasticidade no plano *XY*), bem como o primeiro modo de torção e o modo de vibração de corpo rígido. Esse último trata-se do modo associado ao sistema oscilatório de dois graus de liberdade composto pelo corpo de provas e o bloco de espuma que o sustentava.

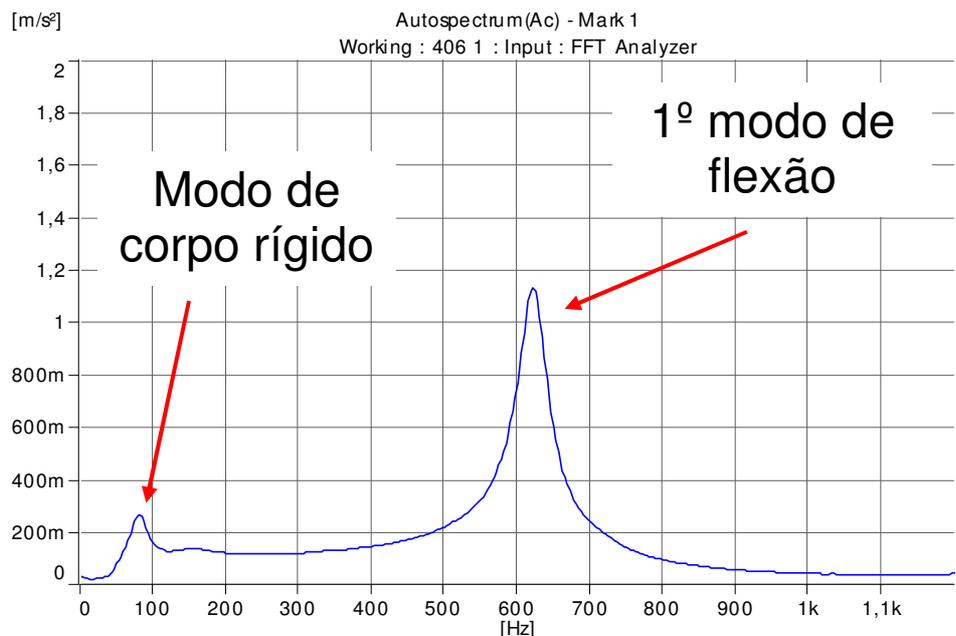


Figura 6.3.2.1 – Autospectrum típico obtido a partir da excitação dos corpos de prova.

Os valores calculados para o módulo de elasticidade dinâmico a temperatura ambiente mostraram-se condizentes com os fatos relatados na literatura, ou seja, para todas as amostras o módulo dinâmico foi superior ao módulo de elasticidade obtido em ensaio quasi-estático. Entretanto, não foi possível relacionar a diferença percentual entre os módulos de elasticidade estático e dinâmico com a natureza da matriz dos materiais analisados, como mostra o gráfico 6.3.2.1.

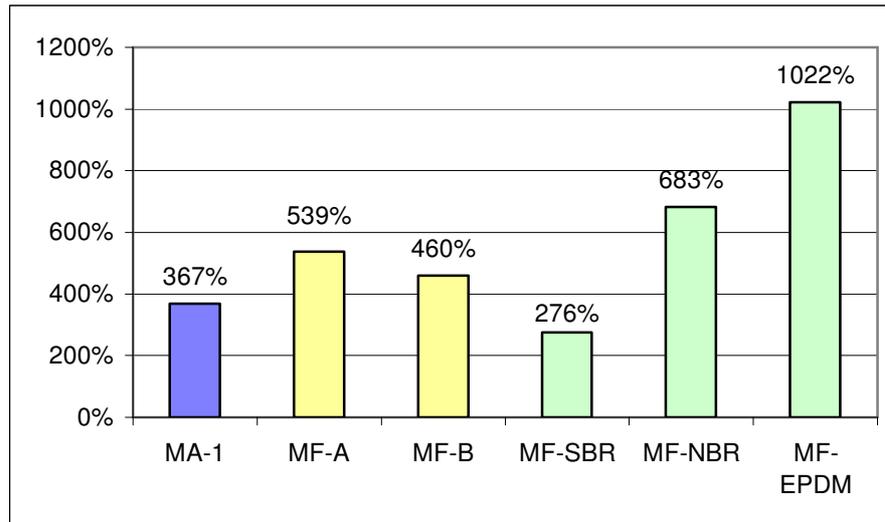


Gráfico 6.3.2.1 – Variação percentual entre o módulo elástico dinâmico e estático E_{xy} .

Ao serem expostos a temperaturas superiores a ambiente, todos os materiais apresentaram uma redução significativa no módulo de elasticidade dinâmico. O comportamento para todos foi semelhante, podendo o decréscimo de E_{xy} ser representado por curvas exponenciais negativas. Os gráficos 6.3.2.2 e 6.3.2.3 ilustram tal comportamento. O módulo de elasticidade dos materiais de matriz elastomérica apresenta uma redução mais expressiva quando comparado ao dos compósitos de matriz fenólica (tabela 6.3.2.1). Essa constatação pode ser atribuída à menor tolerância à temperatura dos elastômeros utilizados em relação à resina fenólica. Durante o aquecimento, as ligações intermoleculares formadas durante o processo de vulcanização são aos poucos desfeitas, o que reduz a rigidez da matriz elastomérica.

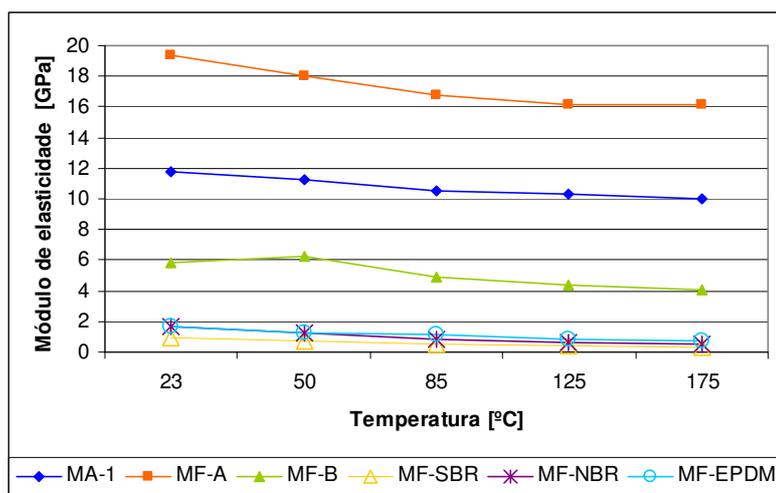


Tabela 6.3.2.2 – Comportamento do módulo de elasticidade dinâmico em função da temperatura para todos os materiais de fundo.

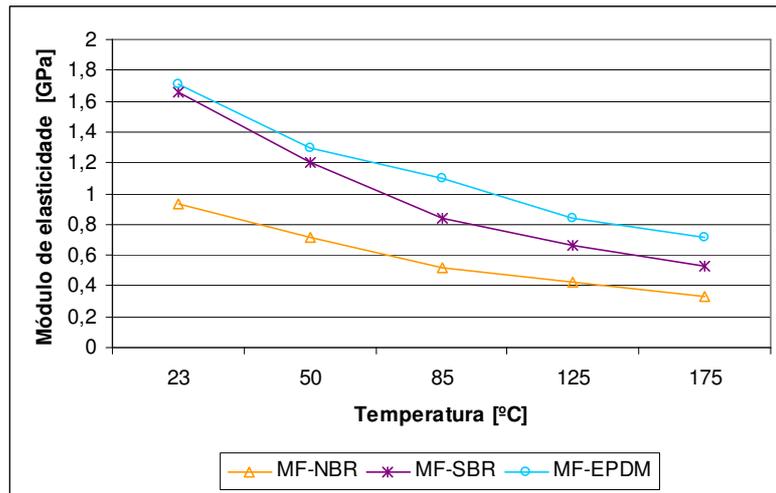


Gráfico 6.3.2.3 – Comportamento do módulo de elasticidade dinâmico em função da temperatura para materiais de matriz formada por elastômeros.

Uma placa de aço 1020 foi submetida ao mesmo procedimento para que o valor encontrado de E_{xy} fosse comparado com valores conhecidos. A redução do módulo de elasticidade dinâmico da amostra de aço apresentou comportamento linear em função do aumento da temperatura. Esse comportamento é coerente com a literatura [*Manual of Steel Construction*, 1980].

	E_{xy} Dinâmico [Gpa]		
	23°C	175°C	Variação
MA-1	11,77	9,99	15,1%
MF-A	19,36	16,12	16,7%
MF-B	6,62	4,02	39,3%
MF-SBR	0,93	0,33	64,5%
MF-NBR	1,66	0,53	68,1%
MF-EPDM	1,71	0,72	57,9%
Aço 1020	206,15	197,68	4,1%

Tabela 6.3.2.1 – Variação do módulo de elasticidade dinâmico em função da temperatura.

6.4. AVALIAÇÃO DAS FREQUENCIAS DOS MODOS DE VIBRAÇÃO DO DISCO DE FREIO.

Ao ser submetido a esforços compressivos de diferentes magnitudes, proporcionados pelo acionamento do sistema de freio, o disco não apresentou variação significativa nas FRFs obtidas. A figura 6.4.1 traz sobrepostos os espectros calculados a partir da aceleração transversal à pista de atrito quando pressões de 5 e 25bar foram aplicadas. Na ocasião dessa medição o *caliper* foi equipado com pastilhas confeccionadas com o material de fundo MF-EPDM. Não foi possível verificar alteração significativa nas frequências de ressonância bem como na energia associada

aos seus picos. Resultados semelhantes, embora com pequenas modificações na amplitude dos picos de ressonância, foram obtidos quando o sistema foi equipado com pastilhas dotadas dos materiais de fundo MF-SBR e MF-A (figuras 6.4.2 e 6.4.3). A alteração na amplitude dos picos de ressonância pode ser observada na tabela 6.4.1, a qual traz os dados referentes ao amortecimento calculado para os picos mais destacados no espectro de frequências. Nota-se um pequeno aumento no fator de perda dos modos “A”, “C” e “E” quando o sistema foi equipado com amostras equipadas com material de fundo MF-SBR quando comparado aos resultados encontrados com as demais amostras.

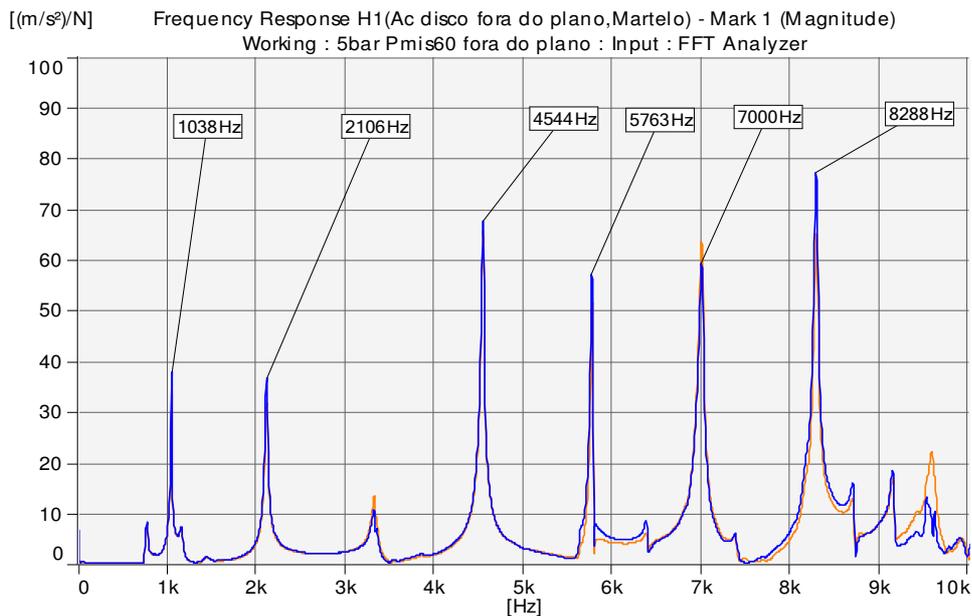


Figura 6.4.1 – FRF do disco de freio, direção normal à pista de atrito, a 5 e 25bar (linhas azul e laranja respectivamente) – material de fundo MF-EPDM .

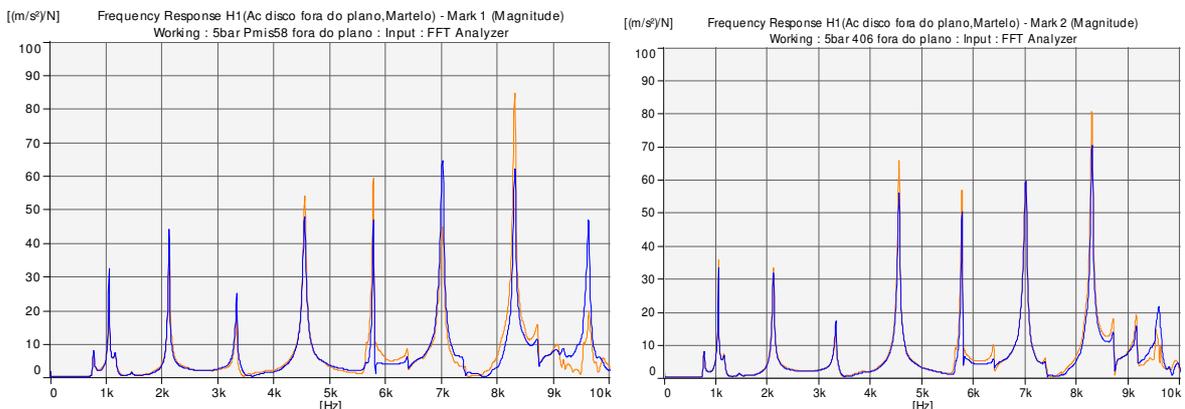


Figura 6.4.2 e 6.4.3 – FRF do disco de freio, direção normal à pista de atrito, a 5 e 25bar (linhas azul e laranja respectivamente) – materiais de fundo MF-SBR e MF-A .

	Frequencia [Hz]	Pressao aplicada no caliper					
		25 bar			5 bar		
		MF-SBR	MF-EPDM	MF-A	MF-SBR	MF-EPDM	MF-A
Mado A	1038	1,59E-02	1,04E-02	8,80E-03	1,56E-02	9,32E-03	8,76E-03
Modo B	2106	1,20E-02	1,57E-02	1,71E-02	1,06E-02	1,43E-02	1,61E-02
Modo C	4544	1,17E-02	8,26E-03	8,96E-03	1,23E-02	8,56E-03	1,00E-02
Modo D	5763	5,28E-03	4,80E-03	5,32E-03	4,78E-03	5,14E-03	4,92E-03
Modo E	7000	9,38E-03	7,76E-03	7,90E-03	7,90E-03	7,84E-03	7,82E-03
Modo F	8288	5,88E-03	6,32E-03	6,24E-03	5,66E-03	6,18E-03	6,18E-03

Tabela 6.4.1 – Fator de perda, medido em modos fora do plano do disco, em diferentes condições.

Quando o mesmo procedimento para a determinação dos modos de vibração coplanares com a pista de atrito foi utilizado, os resultados repetiram o padrão observado nos modos fora do plano do disco, ou seja, não houve alterações significativas em frequências ou amplitudes dos picos de ressonância em função dos esforço compressivo proporcionado pelo sistema de freio (figuras 6.4.4 a 6.4.6). O fator de perda associado aos picos também apresentou comportamento semelhante àquele observado para os modos fora do plano, ou seja, o efeito proporcionado no sistema pelas amostras com os materiais MF-A e MF-EPDM é semelhante. Entretanto, quando as amostras com o material MF-SBR são utilizadas os modos “A” e “D” apresentam valores de fator de perda mais expressivos (tabela 6.4.2).

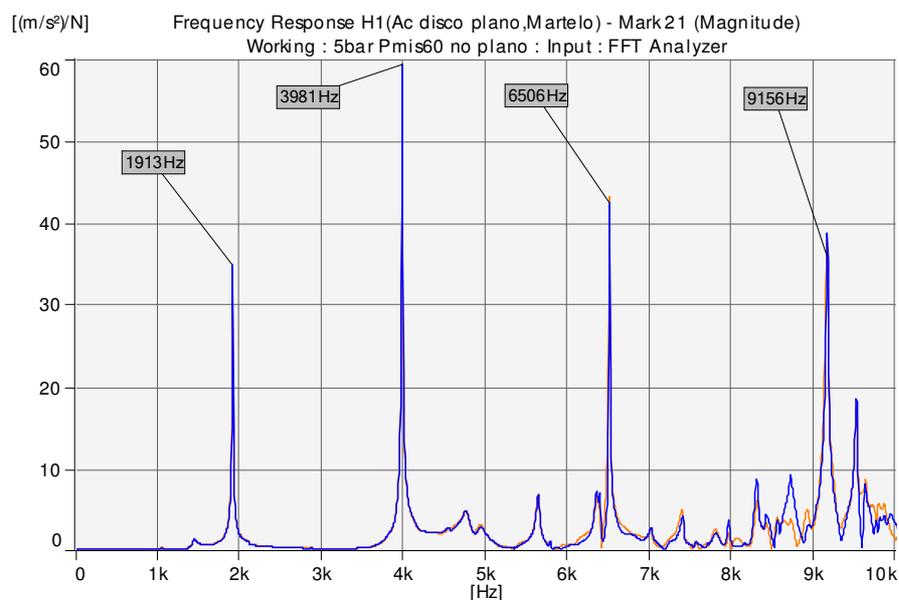


Figura 6.4.4 – FRF do disco de freio, no plano do disco, a 5 e 25bar (linhas azul e laranja respectivamente) – material de fundo MF-EPDM.

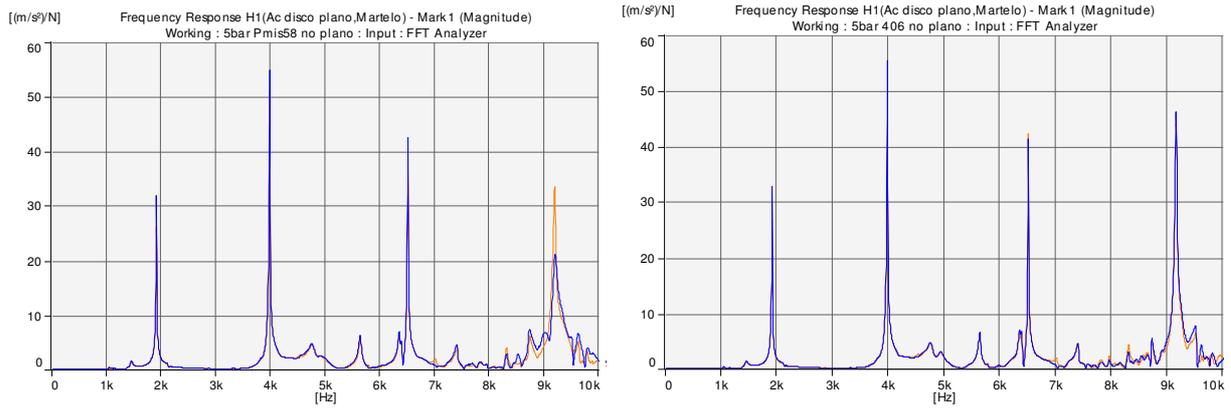


Figura 6.4.5 e 6.4.6 – FRF do disco de freio, no plano do disco, a 5 e 25bar (linhas azul e laranja respectivamente) – materiais de fundo MF-SBR e MF-A.

		Pressao aplicada no cliper					
		25 bar			5 bar		
	Frequencia [Hz]	MF-SBR	MF-EPDM	MF-A	MF-SBR	MF-EPDM	MF-A
Mado A	1913	8,38E-03	5,04E-03	5,10E-03	5,68E-03	4,54E-03	5,14E-03
Modo B	3981	4,20E-03	3,40E-03	3,40E-03	3,44E-03	3,22E-03	3,48E-03
Modo C	6506	2,44E-03	2,42E-03	2,28E-03	2,52E-03	2,26E-03	2,24E-03
Modo D	9156	5,68E-03	3,80E-03	3,76E-03	1,06E-02	3,28E-03	3,76E-03

Tabela 6.4.2 – Fator de perda, medido em modos no plano do disco, em diferentes condições.

Quando exposto a temperaturas elevadas, o disco de freio apresenta variação na frequência característica dos modos de vibração (figuras 6.4.7 e 6.4.8). O efeito é claramente atribuído  variação no módulo de elasticidade do ferro fundido cinzento utilizado na confecção desse componente. Observa-se, pelos espectros levantados, que a variação para modos mais elevados, embora aparentemente maior do que a dos modos de frequência mais baixa, apresenta o mesmo deslocamento percentual entre 1,7 e 2%.

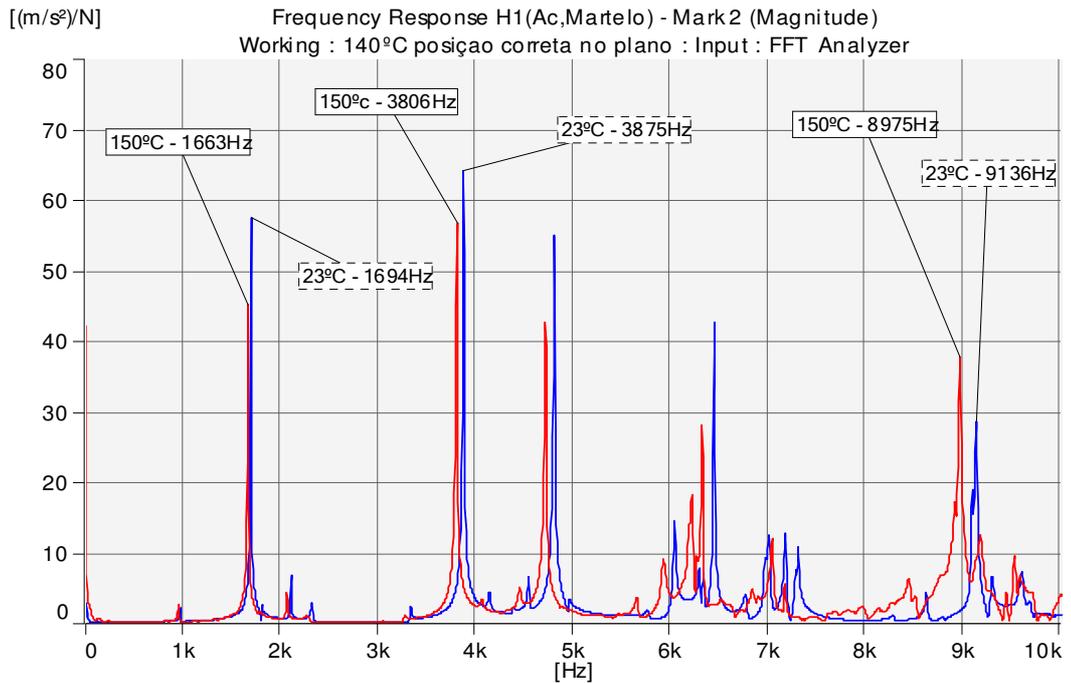


Figura 6.4.7 – FRF do disco de freio, no plano do disco, a 23°C (azul) e 150°C (vermelho).

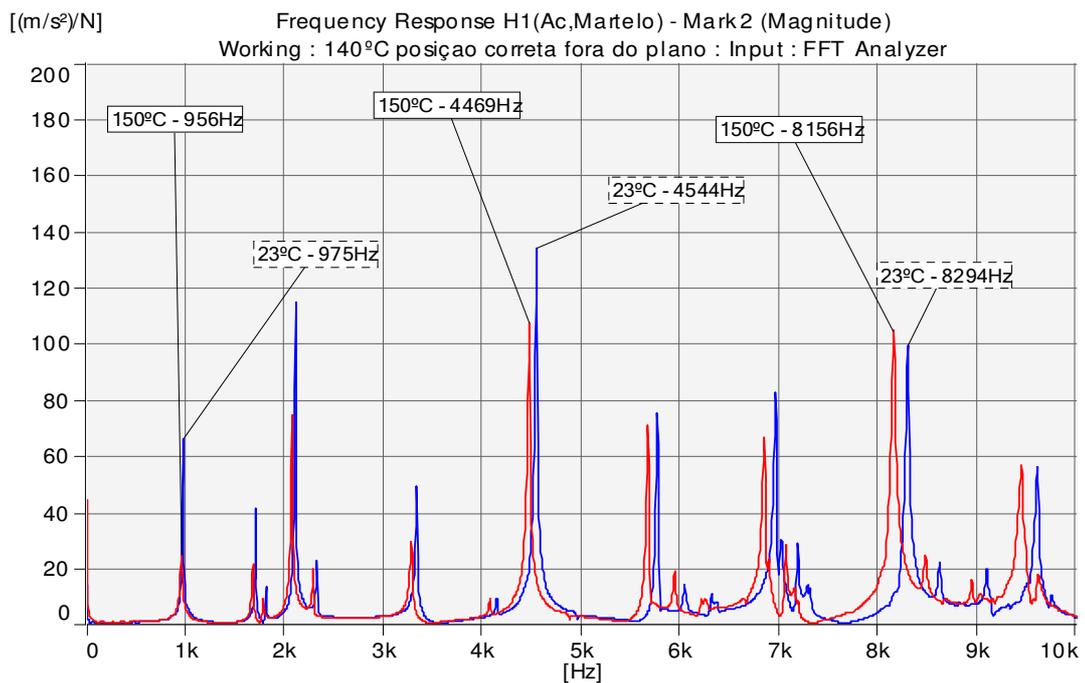


Figura 6.4.8 – FRF do disco de freio, fora do plano do disco, a 23°C (azul) e 150°C (vermelho).

6.5. QUANTIFICAÇÃO DO NÍVEL DE RUÍDO EM DINAMÔMETRO.

Os resultados obtidos foram analisados primeiramente quanto ao percentual total de eventos de ruídos, que segundo a definição da norma SAE J2521 correspondem a sons de pressão sonora no interior da câmara acústica superiores a 70dB(A) na banda de frequência que

se estende de 1 a 18kHz. A primeira amostra a ser submetida ao ensaio, de modo a servir de referência para os demais, foi aquela desprovida de material de fundo – MA-1. Nesse ensaio, o percentual de frenagens nas quais o nível de pressão sonora foi superior ao limite estabelecido foi de 62,7%. Esse valor pode ser considerado excessivamente alto mesmo para um material de fricção com elevado coeficiente de atrito, como é o caso do material aqui analisado cujo μ varia de 0,4 a 0,5. Embora essa característica constitua um problema para um material de produção regular, trata-se de algo extremamente favorável ao trabalho desenvolvido.

Durante o ensaio realizado foram mapeadas as condições de frenagem que proporcionaram eventos de ruído. Com base nos dados de pressão, temperatura e velocidade, foi possível verificar as condições críticas nas quais um maior número de eventos foi registrado, bem como em qual situação a amplitude do ruído foi maior. Para o ensaio executado com material de atrito MA-1 (sem material de fundo) foi observado um aumento na ocorrência de ruídos em função da elevação da pressão hidráulica aplicada, atingindo o número máximo de ocorrências a 25bar. O gráfico 6.5.1 representa o percentual absoluto de ocorrências de ruído em cada pressão utilizada, ilustrando esse comportamento.

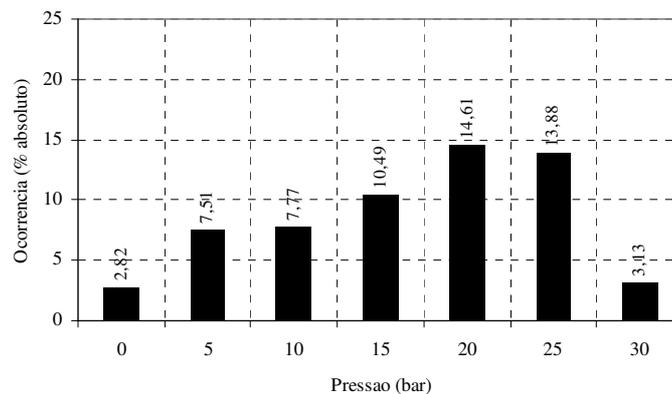


Figura 6.5.1 – Percentual absoluto de ruído durante o ensaio SAE J2521 em diferentes pressões de acionamento do sistema de freio – Material de atrito MA-1 sem material de fundo.

Outros dados relevantes a esse trabalho consistem na frequência característica de cada ruído e as condições de temperatura e pressão nas quais foram registrados. Os gráficos de 6.5.2 a 6.5.8 concatenam essas informações e, para o caso do material MA-1, indicam uma quantidade bastante expressiva de picos em frequências distintas. É possível também perceber que existem picos claros e definidos em frequências específicas e que o aumento na temperatura inicial de frenagem proporciona uma gradativa redução em sua frequência característica. A origem desse efeito está relacionada à variação no módulo de elasticidade dos materiais que constituem o par tribológico.

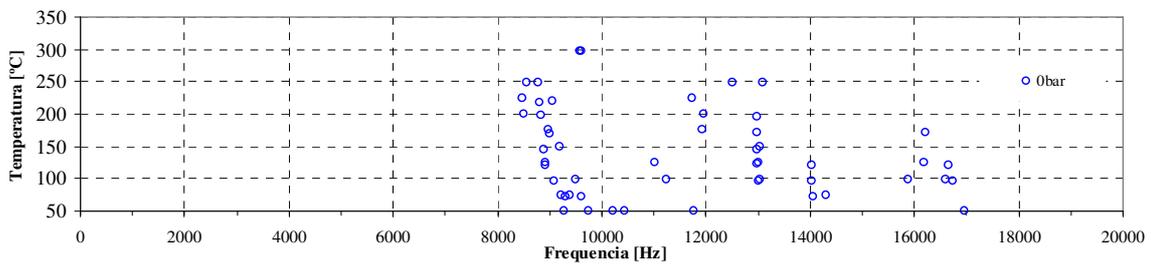


Figura 6.5.2 – Frequências dos ruídos registrados durante o ensaio SAE J2521 em função da temperatura inicial de frenagem e pressão hidráulica aplicada – Material de atrito MA-1 sem material de fundo – Pressão = 0bar.

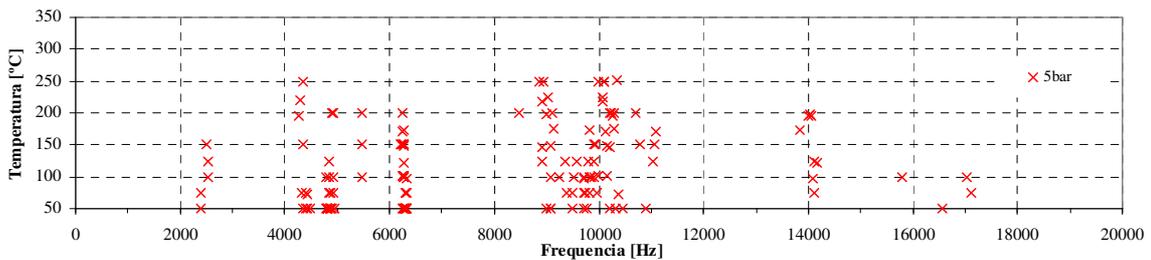


Figura 6.5.3 – Frequências dos ruídos registrados durante o ensaio SAE J2521 em função da temperatura inicial de frenagem e pressão hidráulica aplicada – Material de atrito MA-1 sem material de fundo – Pressão = 5bar.

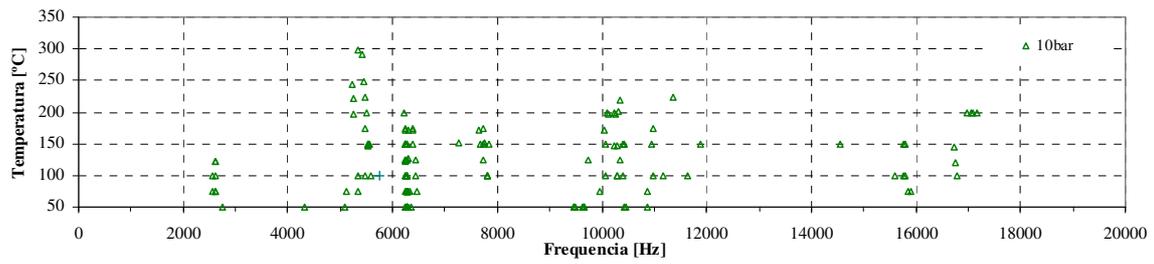


Figura 6.5.4 – Frequências dos ruídos registrados durante o ensaio SAE J2521 em função da temperatura inicial de frenagem e pressão hidráulica aplicada – Material de atrito MA-1 sem material de fundo – Pressão = 10bar.

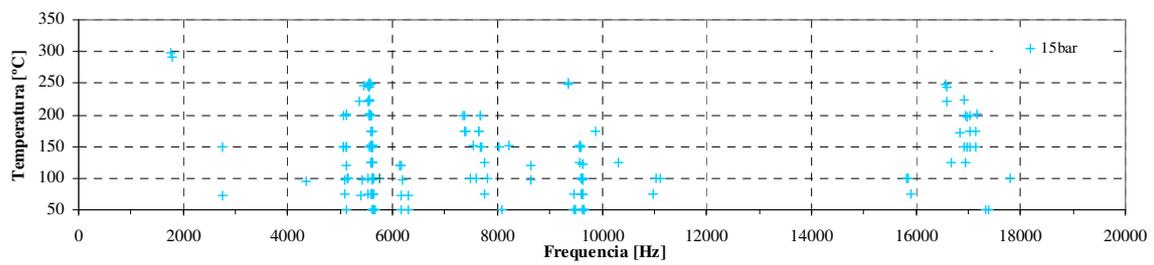


Figura 6.5.5 – Frequências dos ruídos registrados durante o ensaio SAE J2521 em função da temperatura inicial de frenagem e pressão hidráulica aplicada – Material de atrito MA-1 sem material de fundo – Pressão = 15bar.

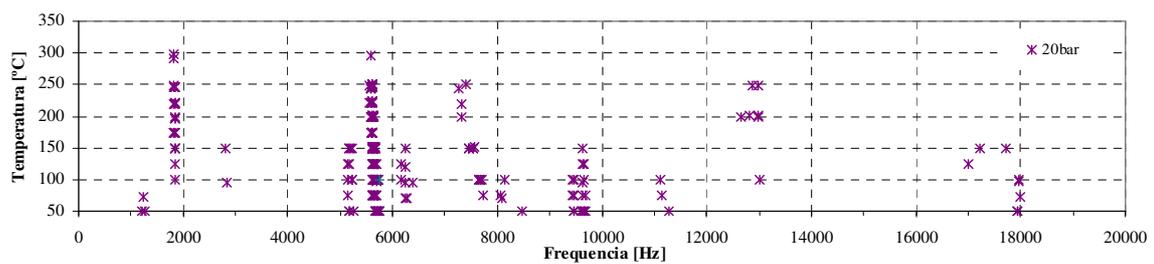


Figura 6.5.6 – Frequências dos ruídos registrados durante o ensaio SAE J2521 em função da temperatura inicial de frenagem e pressão hidráulica aplicada – Material de atrito MA-1 sem material de fundo – Pressão = 20bar.

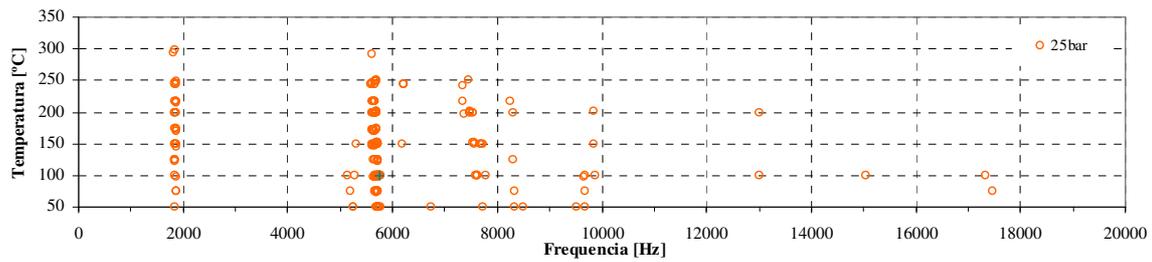


Figura 6.5.7 – Frequências dos ruídos registrados durante o ensaio SAE J2521 em função da temperatura inicial de frenagem e pressão hidráulica aplicada – Material de atrito MA-1 sem material de fundo – Pressão = 25bar.

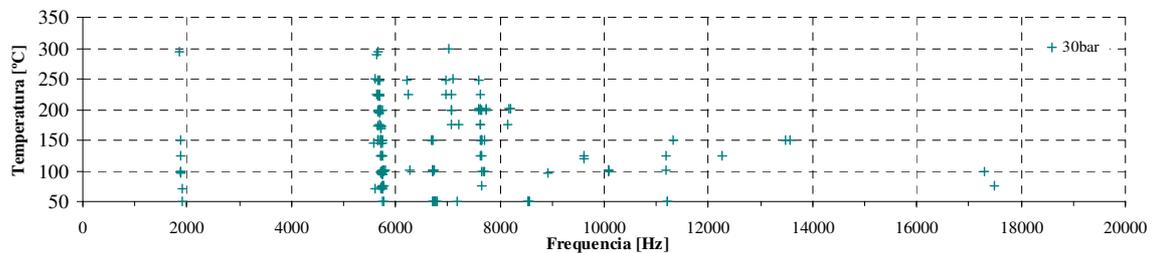


Figura 6.5.8 – Frequências dos ruídos registrados durante o ensaio SAE J2521 em função da temperatura inicial de frenagem e pressão hidráulica aplicada – Material de atrito MA-1 sem material de fundo – Pressão = 30bar.

Os dois ensaios subsequentes tiveram por objetivo avaliar a alteração no desempenho do sistema de freio quando equipado com pastilhas dotadas de materiais de fundo convencionais, ou seja, aqueles desenvolvidos para aumentar a adesão entre o material de atrito e a plaqueta. Durante o ensaio realizado com o par de amostras equipadas com material de fundo MF-A foram registradas ocorrências de ruído na banda de interesse superiores a 70dB(A) em 67,4% do total de frenagens (1292 frenagens). O resultado demonstra que esse material de fundo não altera o desempenho do sistema de freio quanto ao número total de ocorrências de ruído. Entretanto, percebe-se uma significativa alteração nas frequências características dos ruídos encontrados (gráficos de 6.5.9 a 6.5.15), embora a susceptibilidade a frenagens ruidosas mantenha-se relacionada a pressões mais elevadas (gráfico 6.5.16). Os focos de *squeal* passaram a acontecer em frequências determinadas, formando picos em determinadas regiões do espectro. Os principais focos permaneceram inalterados, embora os ruídos acima de 11kHz tenham sido completamente eliminados.

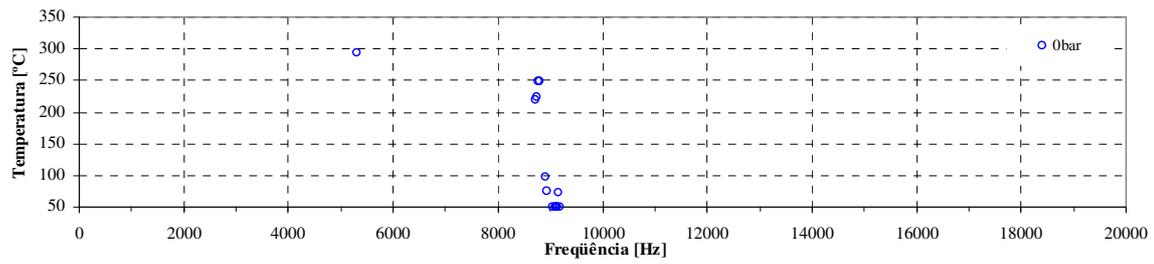


Figura 6.5.9 – Frequências dos ruídos registrados durante o ensaio SAE J2521 em função da temperatura inicial de frenagem e pressão hidráulica aplicada – Material de atrito MA-1 + material de fundo MF-A – Pressão = 0bar.

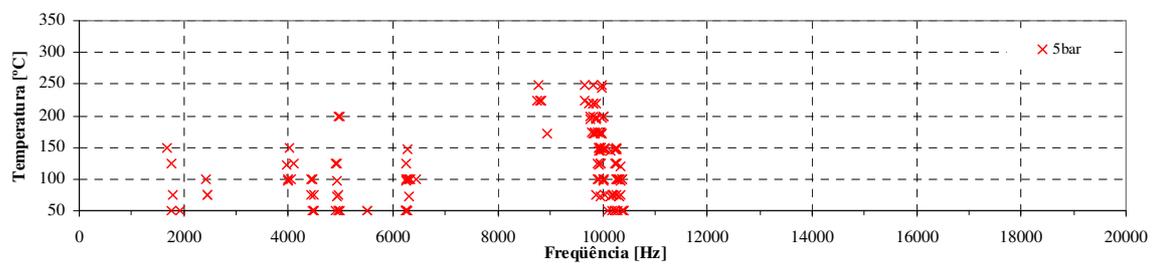


Figura 6.5.10 – Frequências dos ruídos registrados durante o ensaio SAE J2521 em função da temperatura inicial de frenagem e pressão hidráulica aplicada – Material de atrito MA-1 + material de fundo MF-A – Pressão = 5bar.

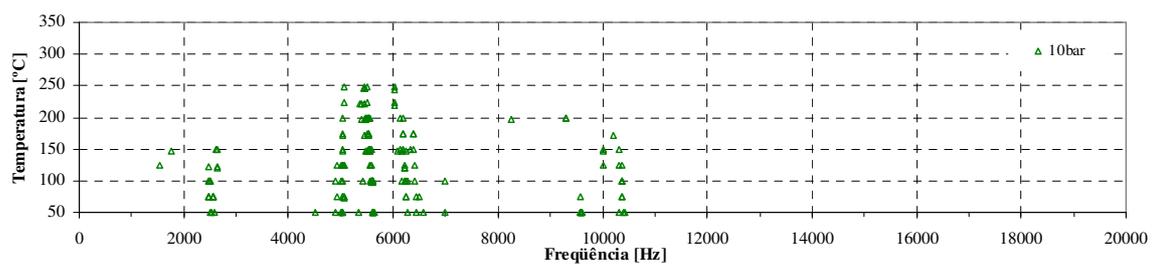


Figura 6.5.11 – Frequências dos ruídos registrados durante o ensaio SAE J2521 em função da temperatura inicial de frenagem e pressão hidráulica aplicada – Material de atrito MA-1 + material de fundo MF-A – Pressão = 10bar.

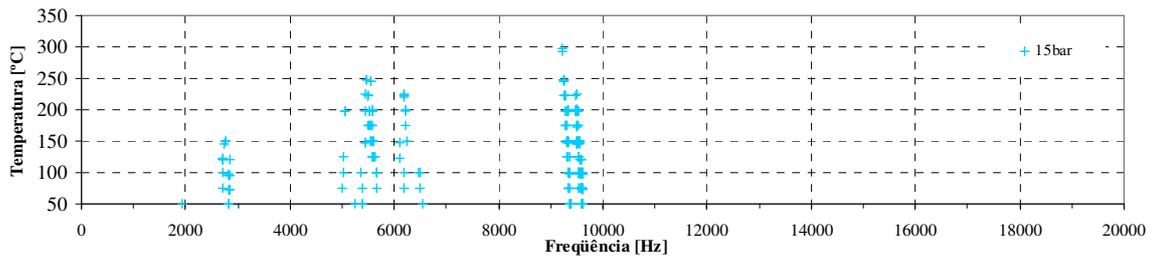


Figura 6.5.12 – Frequências dos ruídos registrados durante o ensaio SAE J2521 em função da temperatura inicial de frenagem e pressão hidráulica aplicada – Material de atrito MA-1 + material de fundo MF-A – Pressão = 15bar.

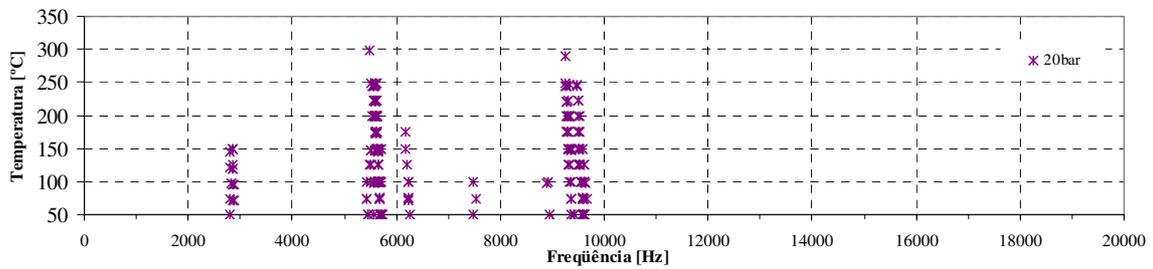


Figura 6.5.13 – Frequências dos ruídos registrados durante o ensaio SAE J2521 em função da temperatura inicial de frenagem e pressão hidráulica aplicada – Material de atrito MA-1 + material de fundo MF-A – Pressão = 20bar.

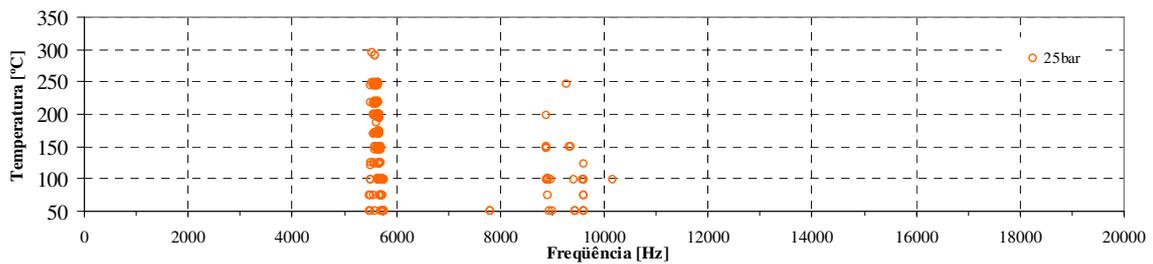


Figura 6.5.14 – Frequências dos ruídos registrados durante o ensaio SAE J2521 em função da temperatura inicial de frenagem e pressão hidráulica aplicada – Material de atrito MA-1 + material de fundo MF-A – Pressão = 25bar.

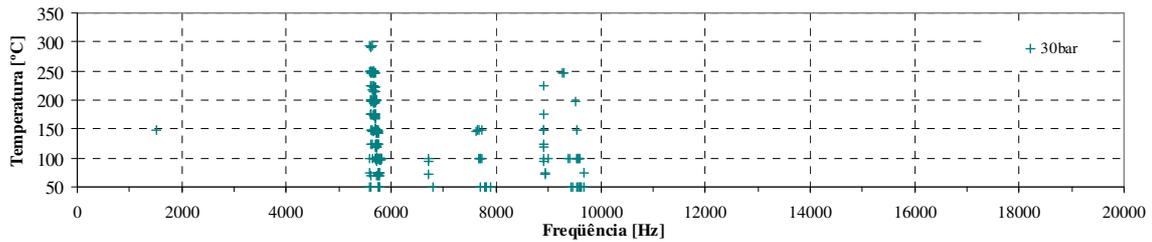


Figura 6.5.15 – Frequências dos ruídos registrados durante o ensaio SAE J2521 em função da temperatura inicial de frenagem e pressão hidráulica aplicada – Material de atrito MA-1 + material de fundo MF-A – Pressão = 30bar.

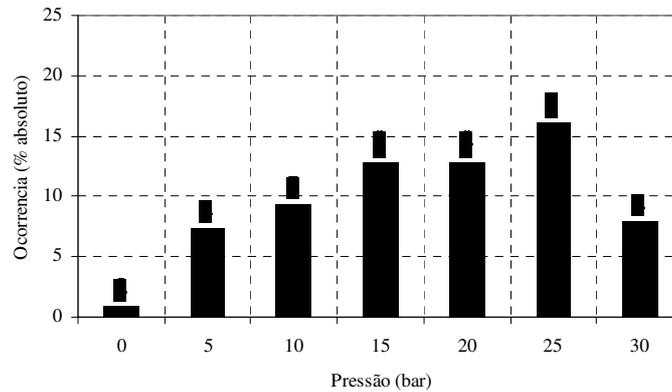


Figura 6.5.16 – Percentual absoluto de ruído durante SAE J2521 em diferentes pressões de acionamento do sistema de freio – Material de atrito MA-1 + material de fundo MF-A

O material de fundo MF-B, quando avaliado sob as mesmas condições, apresentou um desempenho substancialmente melhor às demais amostras até então avaliadas. Durante o ensaio, 44,8% das frenagens (858 ocorrências) produziram ruído superior a 70dB(A). Isso corresponde a uma redução de aproximadamente 25% em relação ao resultado obtido com as amostras sem material de fundo. O material MF-B apresenta elevado percentual de borracha reciclada (moído de pneus) e NBR em sua composição, embora sua matriz seja ainda fenólica. O fato de haver um elemento tipicamente elastomérico em uma matriz frágil pode justificar o desempenho obtido.

Quanto às condições nas quais os ruídos foram produzidos, percebeu-se uma modificação na influência da pressão em relação aos demais ensaios realizados. Frenagens com pressões entre 10 e 30bar proporcionaram percentuais equivalentes de eventos de ruído, como mostra o gráfico 6.5.17. A frequência dos *squeals* registrados manteve-se agrupada em picos definidos como no

resultado do ensaio realizado com as amostras equipadas com o material de fundo MF-A (gráficos de 6.5.18 a 6.5.24).

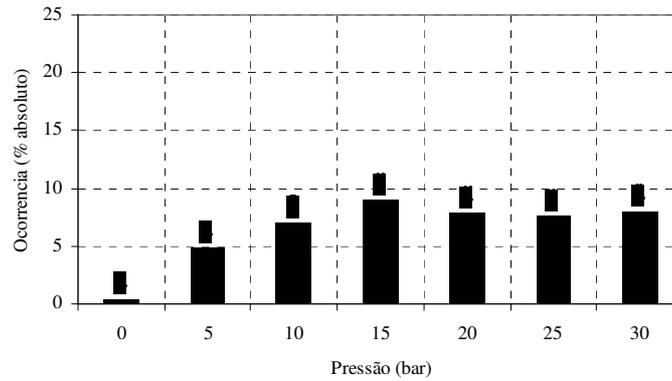


Figura 6.5.17 – Percentual absoluto de ruído durante SAE J2521 em diferentes pressões de acionamento do sistema de freio – Material de atrito MA-1 + material de fundo MF-B.

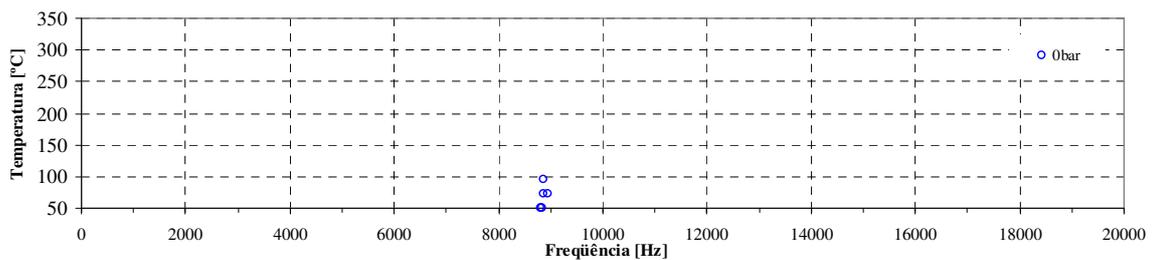


Figura 6.5.18 – Frequências dos ruídos registrados durante o ensaio SAE J2521 em função da temperatura inicial de frenagem e pressão hidráulica aplicada – Material de atrito MA-1 + material de fundo MF-B – Pressão = 0bar.

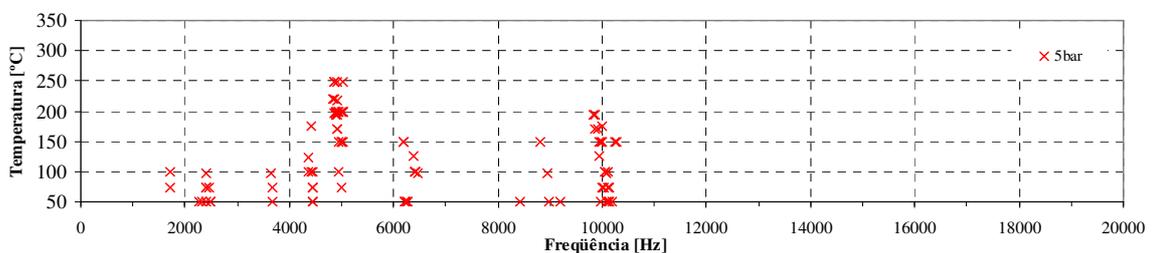


Figura 6.5.19 – Frequências dos ruídos registrados durante o ensaio SAE J2521 em função da temperatura inicial de frenagem e pressão hidráulica aplicada – Material de atrito MA-1 + material de fundo MF-B – Pressão = 5bar.

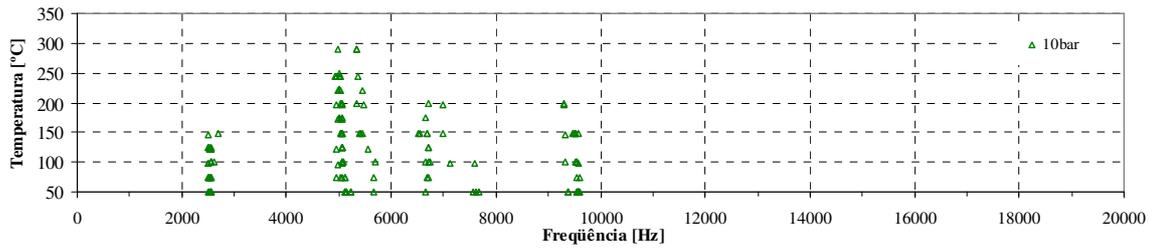


Figura 6.5.20 – Frequências dos ruídos registrados durante o ensaio SAE J2521 em função da temperatura inicial de frenagem e pressão hidráulica aplicada – Material de atrito MA-1 + material de fundo MF-B – Pressão = 10bar.

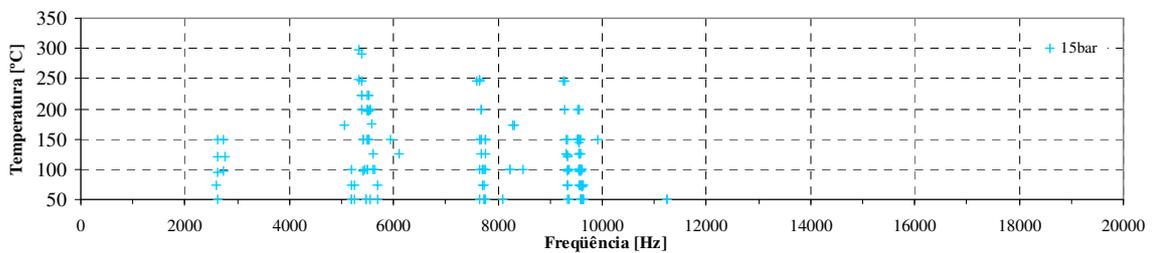


Figura 6.5.21 – Frequências dos ruídos registrados durante o ensaio SAE J2521 em função da temperatura inicial de frenagem e pressão hidráulica aplicada – Material de atrito MA-1 + material de fundo MF-B – Pressão = 15bar.

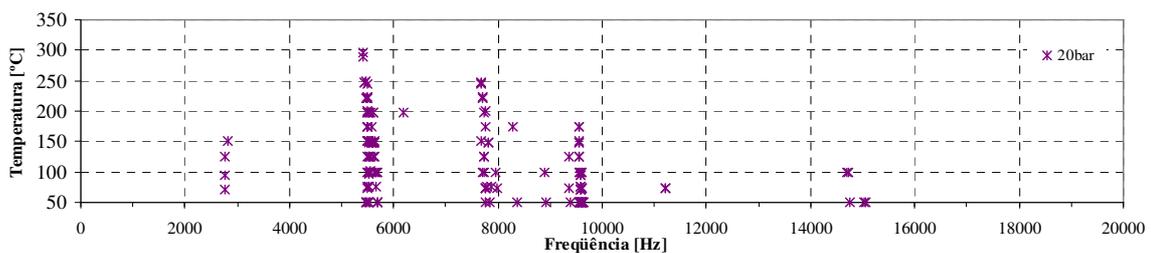


Figura 6.5.22 – Frequências dos ruídos registrados durante o ensaio SAE J2521 em função da temperatura inicial de frenagem e pressão hidráulica aplicada – Material de atrito MA-1 + material de fundo MF-B – Pressão = 20bar.

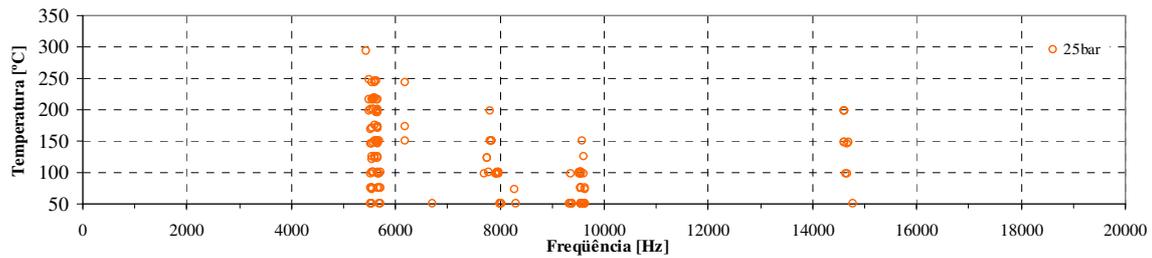


Figura 6.5.23 – Frequências dos ruídos registrados durante o ensaio SAE J2521 em função da temperatura inicial de frenagem e pressão hidráulica aplicada – Material de atrito MA-1 + material de fundo MF-B – Pressão = 25bar.

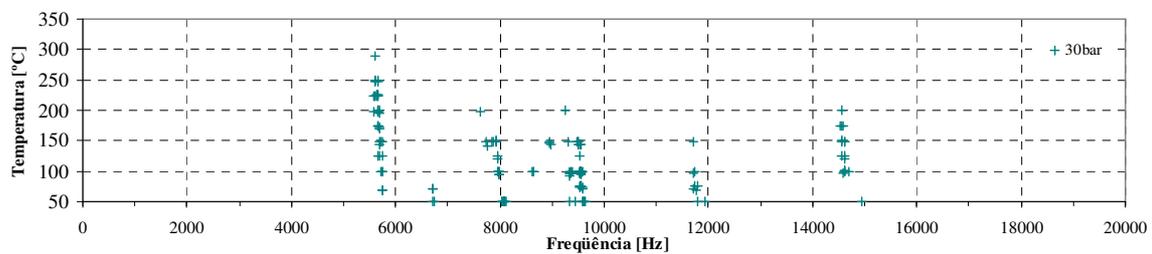


Figura 6.5.24 – Frequências dos ruídos registrados durante o ensaio SAE J2521 em função da temperatura inicial de frenagem e pressão hidráulica aplicada – Material de atrito MA-1 + material de fundo MF-B – Pressão = 30bar.

A avaliação dos materiais de fundo desenvolvidos para esse trabalho foi realizada conforme a metodologia utilizada na avaliação das amostras anteriores. Os materiais de fundo MF-Cl e MF-Si, quando submetidos ao ensaio em dinamômetro, não resistiram aos esforços cisalhantes, oriundos do atrito entre o disco e o material de fricção. Ocorreu, então, o deslocamento do material de atrito em relação à plaqueta, o que inviabilizou a conclusão do ensaio. A partir desse momento ambos os materiais foram considerados inapropriados para desempenhar a função de material de fundo, não sendo, portanto, submetido aos demais ensaios propostos por esse trabalho. Avaliando as causas da baixa resistência ao cisalhamento do material MF-Cl, evidenciou-se, através de análise reológica, que o período requerido para vulcanização de sua matriz cloro-butílica era demasiadamente longo. As amostras equipadas com esse material e que sofreram cisalhamento no dinamômetro não apresentaram uma ruptura frágil do material de fundo, mas uma deformação plástica. Aparentemente a vulcanização do material de fundo completou-se durante o ensaio, devido ao calor resultante do atrito entre o par

tribológico. Dessa forma, é provável que o período em estufa ao qual foram submetidas as amostras, bem como a temperatura selecionada, foram insuficientes para promover a completa vulcanização do material de fundo, o que comprometeu suas propriedades mecânicas. No material MF-Si, devido à elevada concentração de descontinuidades (bolhas) em sua matriz, houve a ruptura da região de interface entre material de atrito e material de fundo na pastilha interna (lado do pistão) do *caliper*.

As demais formulações desenvolvidas, MF-SBR, MF-NBR e MF-EPDM, não apresentaram ruptura ou deslocamento quando submetidas às mesmas condições de ensaio, sendo assim aptas a serem utilizadas como materiais de fundo no presente estudo. Esses materiais provocaram uma expressiva redução no número total de frenagens onde algum ruído do tipo *squeal* foi gerado. Utilizando o par de pastilhas com material de fundo MF-SBR, o sistema instalado no dinamômetro produziu 406 registros de ruído que representam 21,2% do total de frenagens executadas. Esse número é ligeiramente inferior àquele registrado com as amostras dotadas do material de fundo MF-NBR, que totalizou 25,5% (ou 488 ocorrências). A análise preliminar evidencia que a inclusão de um material elastomérico entre o material de atrito e a plaqueta proporciona a redução das ocorrências de ruído durante o ensaio proposto.

A redução no número de frenagens ruidosas não refletiu em alteração das características de pressão de frenagem nas quais o ruído é gerado. Os gráficos de 6.5.25 a 6.5.40 foram construídos a partir dos resultados obtidos no ensaio das amostras dotadas do material de fundo MF-SBR e MF-NBR e mantiveram um padrão semelhante àquele encontrado com as amostras equipadas com material de fundo MF-A, no qual a maioria das ocorrências foi ocasionada em situações em que o freio era acionado com 25bar de pressão hidráulica. Os resultados dos ensaios de ambos os materiais apresentam semelhanças com relação às frequências dos ruídos registrados.

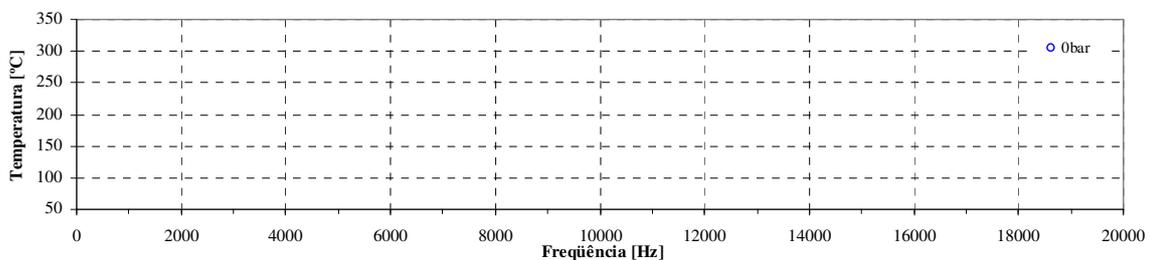


Figura 6.5.25 – Frequências dos ruídos registrados durante o ensaio SAE J2521 em função da temperatura inicial de frenagem e pressão hidráulica aplicada – Material de atrito MA-1 + material de fundo MF-SBR – Pressão = 0bar.

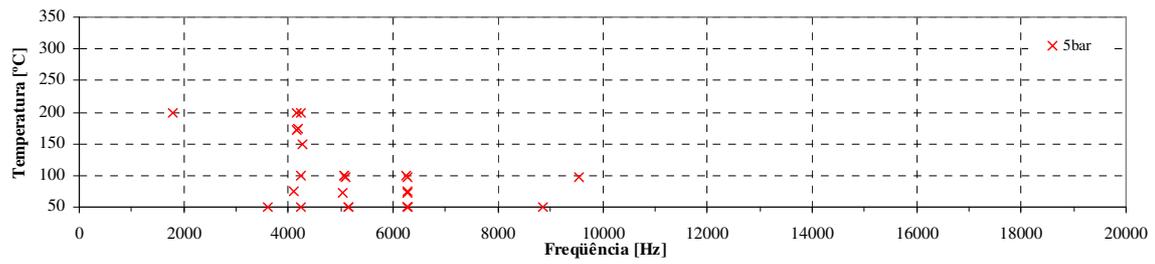


Figura 6.5.26 – Frequências dos ruídos registrados durante o ensaio SAE J2521 em função da temperatura inicial de frenagem e pressão hidráulica aplicada – Material de atrito MA-1 + material de fundo MF-SBR – Pressão = 5bar.

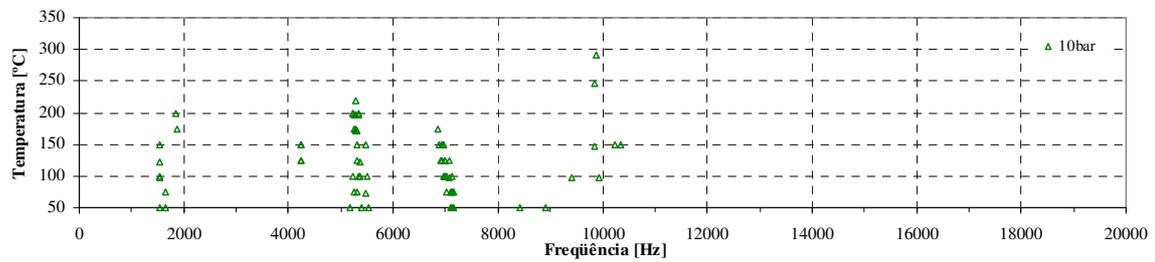


Figura 6.5.27 – Frequências dos ruídos registrados durante o ensaio SAE J2521 em função da temperatura inicial de frenagem e pressão hidráulica aplicada – Material de atrito MA-1 + material de fundo MF-SBR – Pressão = 10bar.

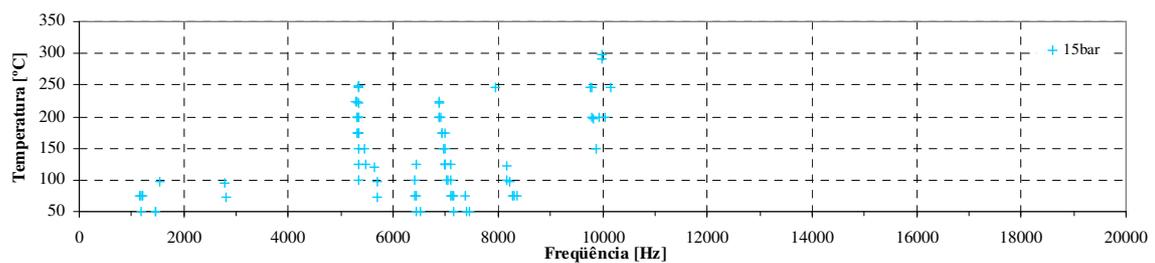


Figura 6.5.28 – Frequências dos ruídos registrados durante o ensaio SAE J2521 em função da temperatura inicial de frenagem e pressão hidráulica aplicada – Material de atrito MA-1 + material de fundo MF-SBR – Pressão = 15bar.

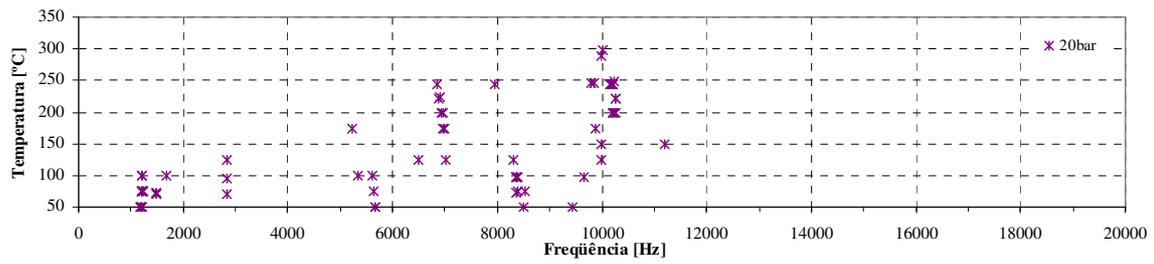


Figura 6.5.29 – Frequências dos ruídos registrados durante o ensaio SAE J2521 em função da temperatura inicial de frenagem e pressão hidráulica aplicada – Material de atrito MA-1 + material de fundo MF-SBR – Pressão = 20bar.

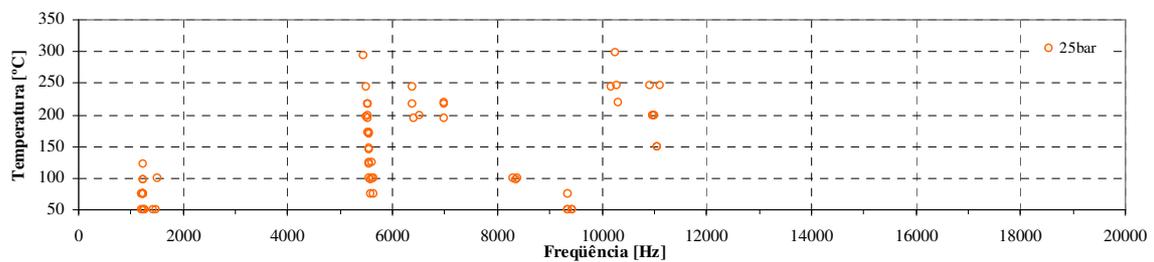


Figura 6.5.30 – Frequências dos ruídos registrados durante o ensaio SAE J2521 em função da temperatura inicial de frenagem e pressão hidráulica aplicada – Material de atrito MA-1 + material de fundo MF-SBR – Pressão = 25bar.

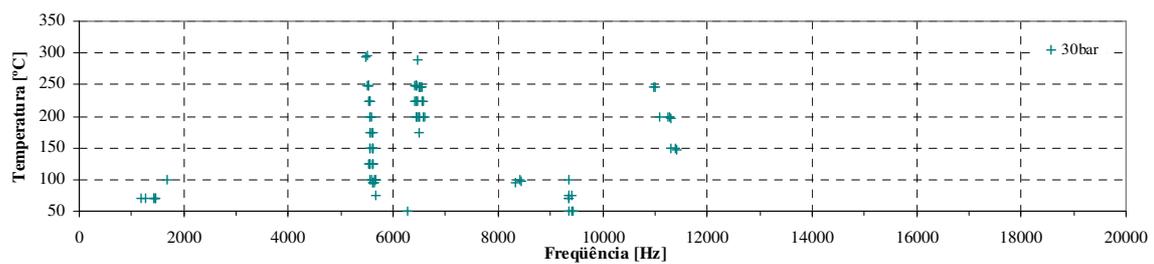


Figura 6.5.31 – Frequências dos ruídos registrados durante o ensaio SAE J2521 em função da temperatura inicial de frenagem e pressão hidráulica aplicada – Material de atrito MA-1 + material de fundo MF-SBR – Pressão = 30bar.

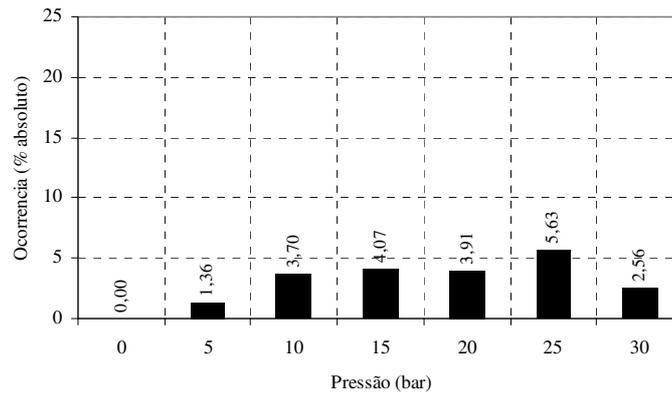


Figura 6.5.32 – Percentual absoluto de ruído durante o ensaio SAE J2521 em diferentes pressões de acionamento do sistema de freio – Material de atrito MA-1 + material de fundo MF-SBR.

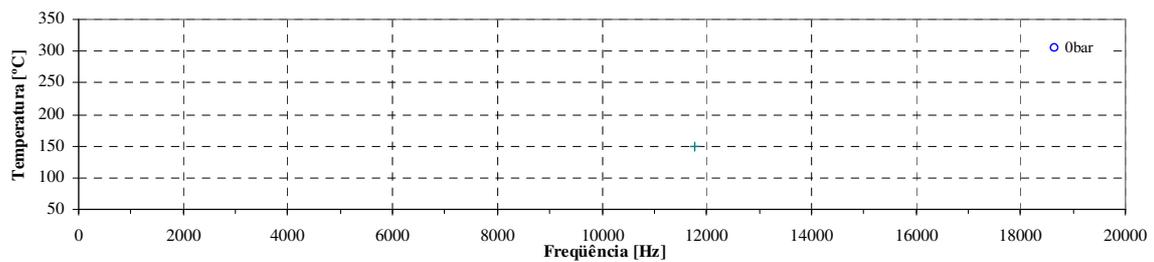


Figura 6.5.33 – Frequências dos ruídos registrados durante o ensaio SAE J2521 em função da temperatura inicial de frenagem e pressão hidráulica aplicada – Material de atrito MA-1 + material de fundo MF-NBR – Pressão = 0bar.

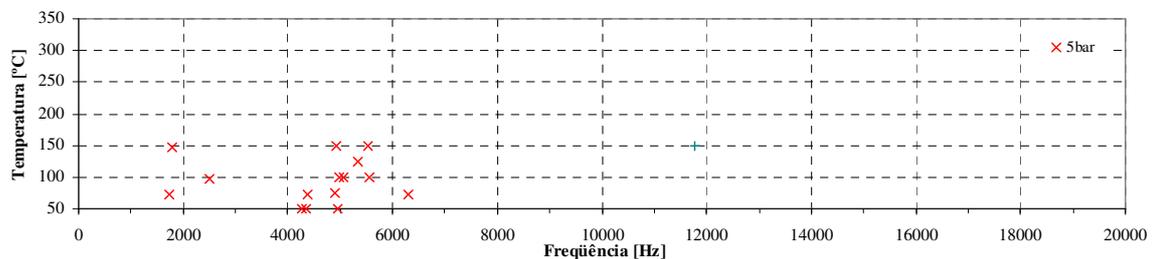


Figura 6.5.34 – Frequências dos ruídos registrados durante o ensaio SAE J2521 em função da temperatura inicial de frenagem e pressão hidráulica aplicada – Material de atrito MA-1 + material de fundo MF-NBR – Pressão = 5bar.

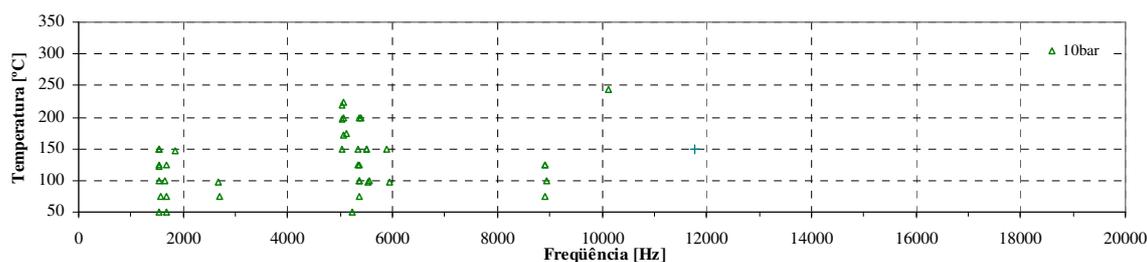


Figura 6.5.35 – Frequências dos ruídos registrados durante o ensaio SAE J2521 em função da temperatura inicial de frenagem e pressão hidráulica aplicada – Material de atrito MA-1 + material de fundo MF-NBR – Pressão = 10bar.

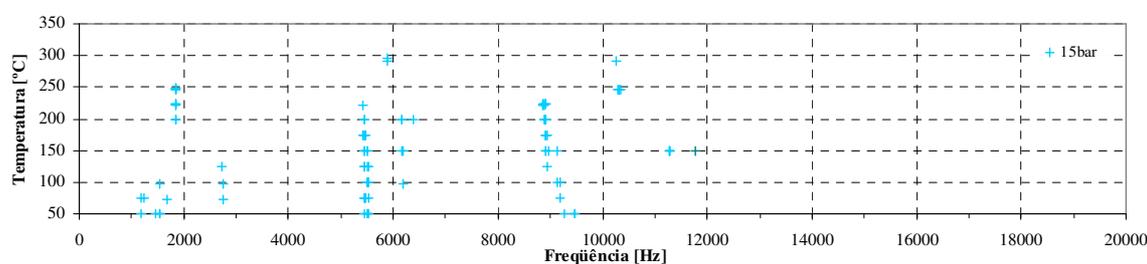


Figura 6.5.36 – Frequências dos ruídos registrados durante o ensaio SAE J2521 em função da temperatura inicial de frenagem e pressão hidráulica aplicada – Material de atrito MA-1 + material de fundo MF-NBR – Pressão = 15bar.

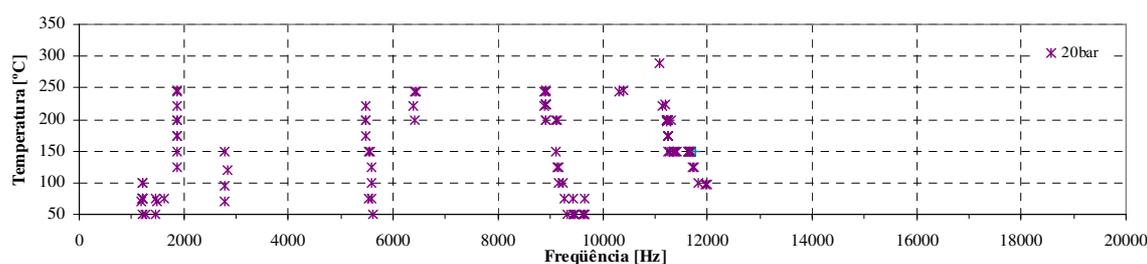


Figura 6.5.37 – Frequências dos ruídos registrados durante o ensaio SAE J2521 em função da temperatura inicial de frenagem e pressão hidráulica aplicada – Material de atrito MA-1 + material de fundo MF-NBR – Pressão = 20bar.

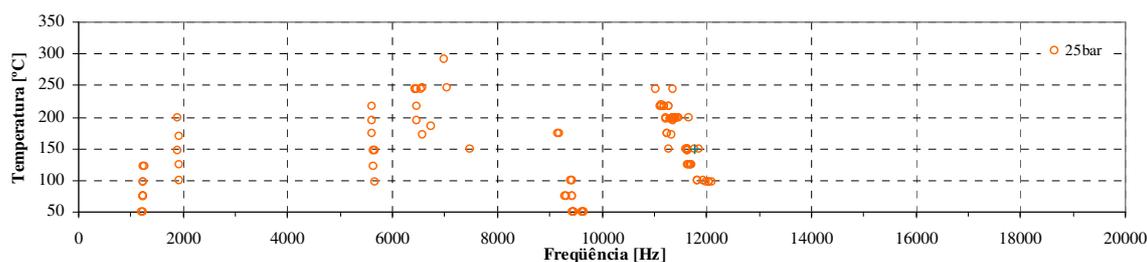


Figura 6.5.38 – Frequências dos ruídos registrados durante o ensaio SAE J2521 em função da temperatura inicial de frenagem e pressão hidráulica aplicada – Material de atrito MA-1 + material de fundo MF-NBR – Pressão = 25bar.

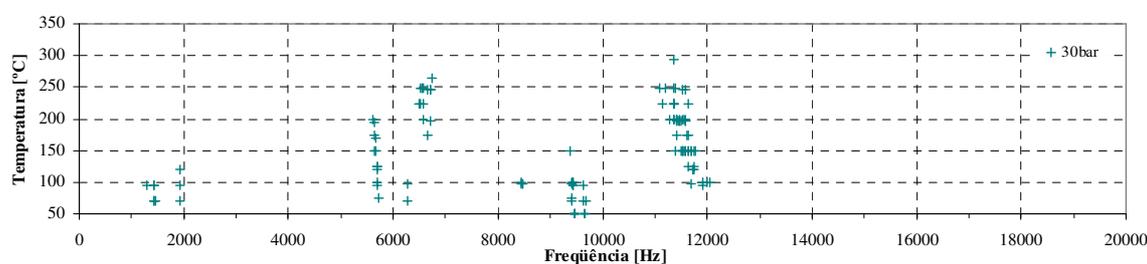


Figura 6.5.39 – Frequências dos ruídos registrados durante o ensaio SAE J2521 em função da temperatura inicial de frenagem e pressão hidráulica aplicada – Material de atrito MA-1 + material de fundo MF-NBR – Pressão = 30bar.

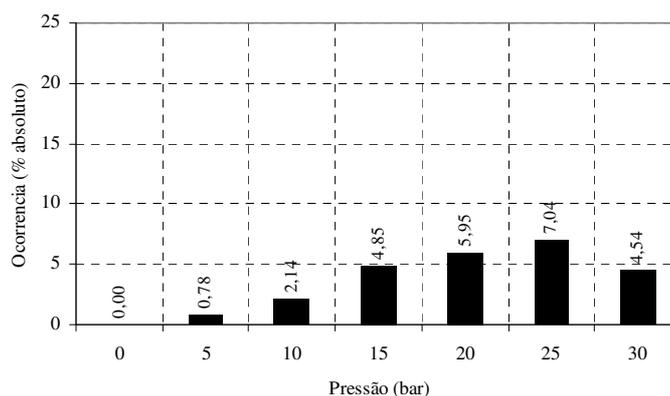


Figura 6.5.40 – Percentual absoluto de ruído durante o ensaio SAE J2521 em diferentes pressões de acionamento do sistema de freio – Material de atrito MA-1 + material de fundo MF-NBR.

Apesar dos promissores resultados obtidos com os materiais MF-SBR e MF-NBR, o material de fundo MF-EPDM não proporcionou o desempenho esperado. O total de ocorrências de ruído registradas foi de 54% ou 1035 ocorrências, sendo 20bar a pressão responsável pelo maior número de frenagens ruidosas (gráfico 6.5.41). A frequência dos ruídos registrados manteve-se distribuída em picos, como mostram os gráficos de 6.5.42 a 6.5.48.

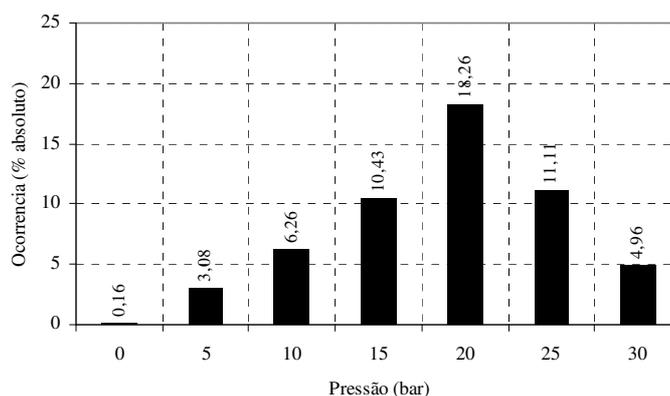


Figura 6.5.41 – Percentual absoluto de ruído durante o ensaio SAE J2521 em diferentes pressões de acionamento do sistema de freio – Material de atrito MA-1 + material de fundo MF-EPDM.

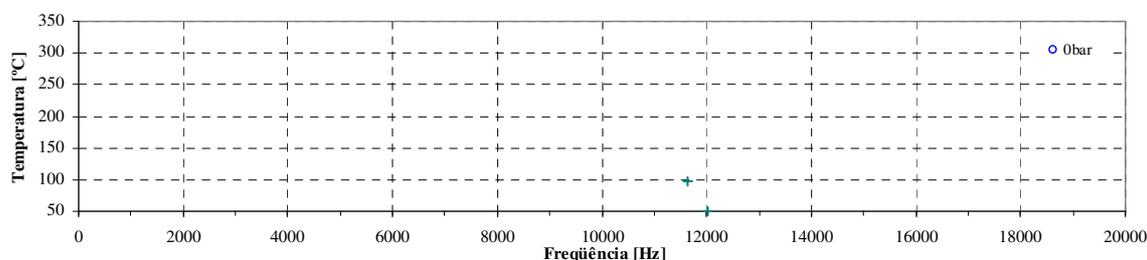


Figura 6.5.42 – Frequências dos ruídos registrados durante o ensaio SAE J2521 em função da temperatura inicial de frenagem e pressão hidráulica aplicada – Material de atrito MA-1 + material de fundo MF-EPDM – Pressão = 0bar.

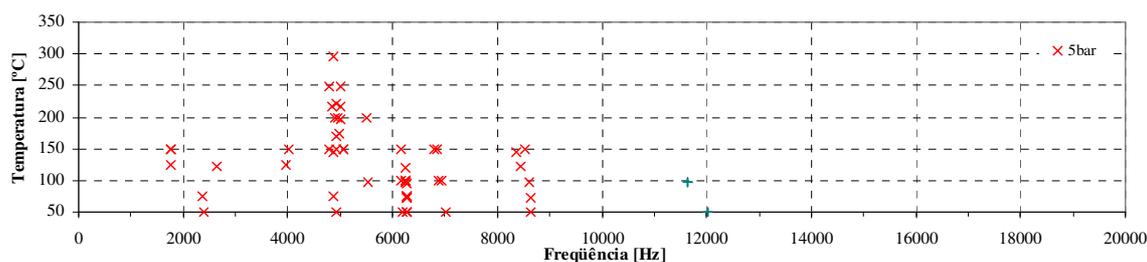


Figura 6.5.43 – Frequências dos ruídos registrados durante o ensaio SAE J2521 em função da temperatura inicial de frenagem e pressão hidráulica aplicada – Material de atrito MA-1 + material de fundo MF-EPDM – Pressão = 5bar.

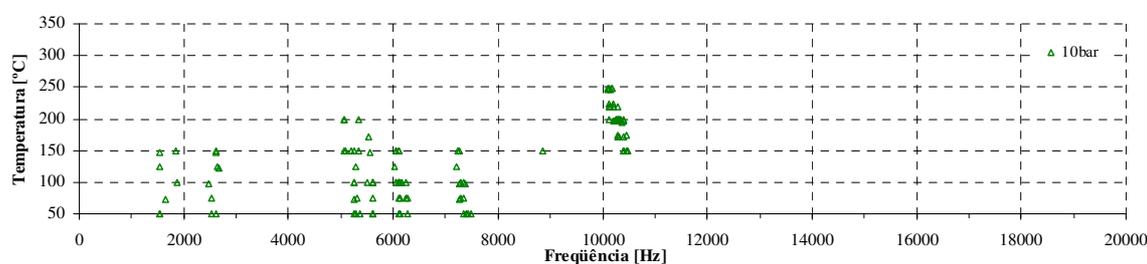


Figura 6.5.44 – Frequências dos ruídos registrados durante o ensaio SAE J2521 em função da temperatura inicial de frenagem e pressão hidráulica aplicada – Material de atrito MA-1 + material de fundo MF-EPDM – Pressão = 10bar.

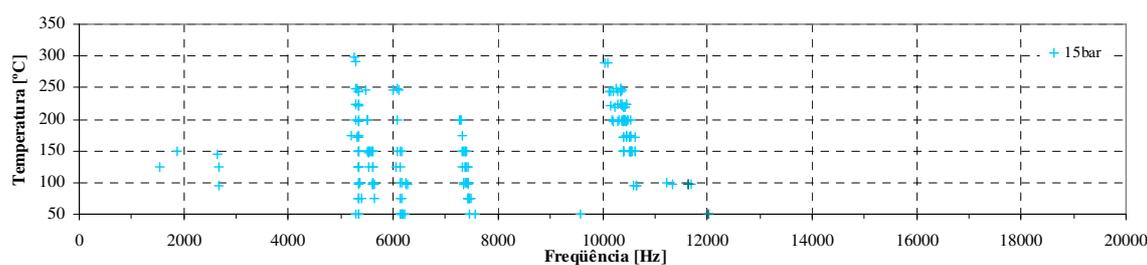


Figura 6.5.45 – Frequências dos ruídos registrados durante o ensaio SAE J2521 em função da temperatura inicial de frenagem e pressão hidráulica aplicada – Material de atrito MA-1 + material de fundo MF-EPDM – Pressão = 15bar.

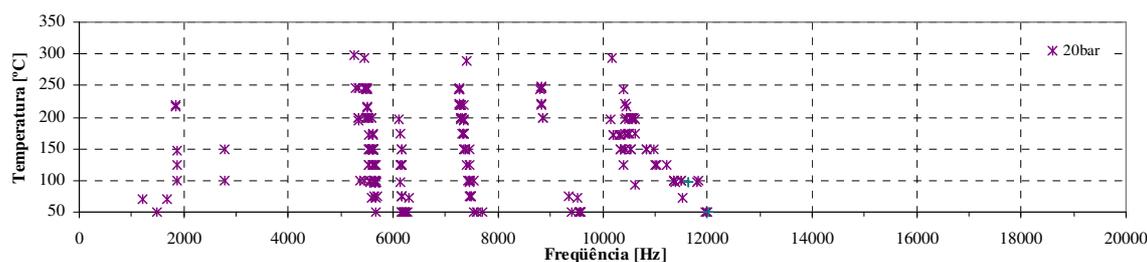


Figura 6.5.46 – Frequências dos ruídos registrados durante o ensaio SAE J2521 em função da temperatura inicial de frenagem e pressão hidráulica aplicada – Material de atrito MA-1 + material de fundo MF-EPDM – Pressão = 20bar.

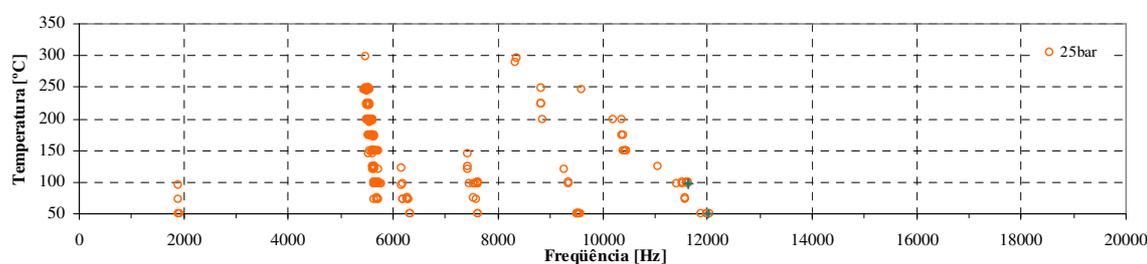


Figura 6.5.47 – Frequências dos ruídos registrados durante o ensaio SAE J2521 em função da temperatura inicial de frenagem e pressão hidráulica aplicada – Material de atrito MA-1 + material de fundo MF-EPDM – Pressão = 25bar.

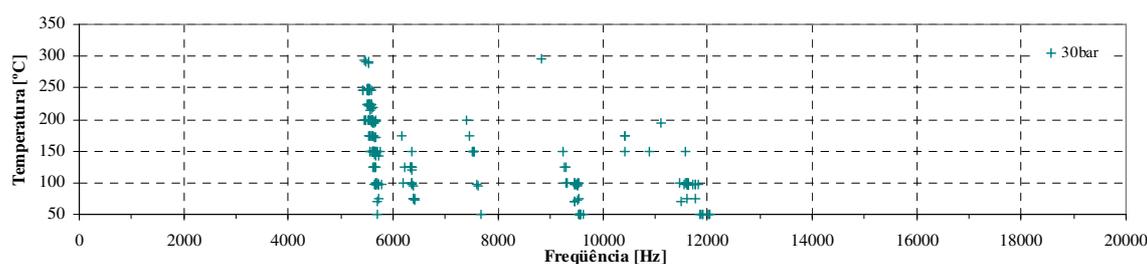


Figura 6.5.48 – Frequências dos ruídos registrados durante o ensaio SAE J2521 em função da temperatura inicial de frenagem e pressão hidráulica aplicada – Material de atrito MA-1 + material de fundo MF-EPDM – Pressão = 30bar.

A análise dos resultados de todos os ensaios pode ser feita a partir do gráfico 6.5.49 que informa o percentual de frenagens ruidosas nas quais o nível de pressão sonora excede os valores expressos nas abscissas. Percebe-se a expressiva redução tanto do número de frenagens com

ruído superior a 70dB(A) como da máxima amplitude registrada induzida pelos materiais de fundo MF-SBR e MF-NBR.

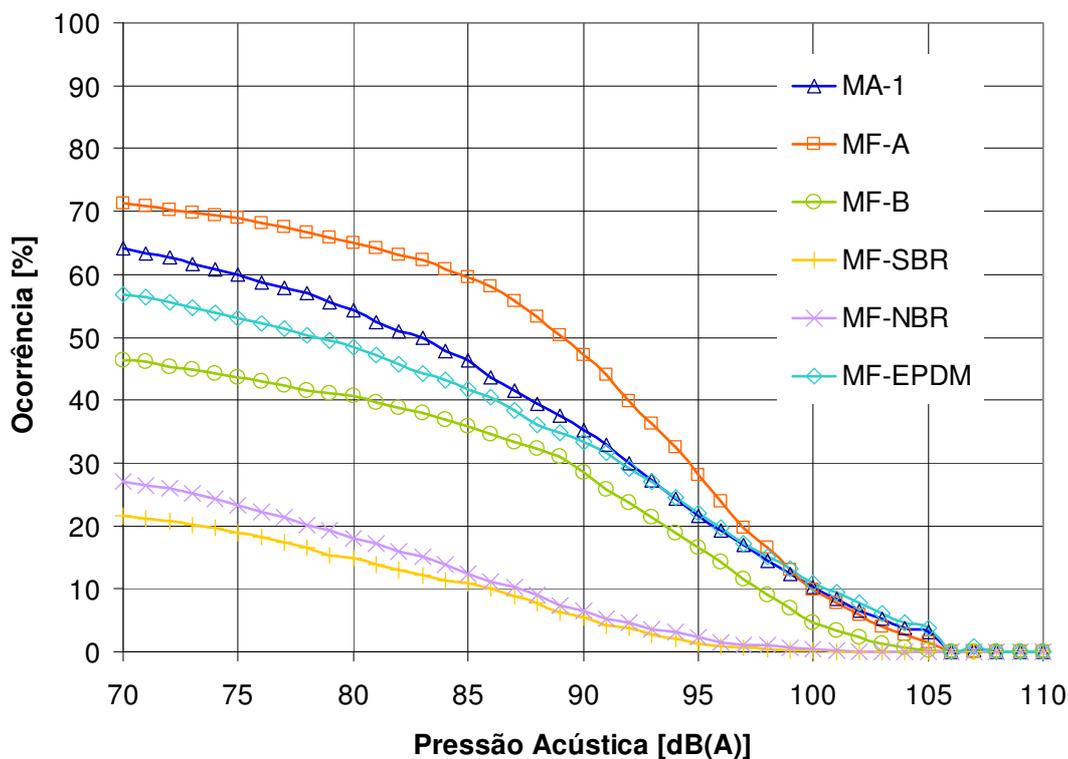


Gráfico 6.5.49 – Comparativo entre o comportamento das diferentes amostras quanto à ocorrência de ruído durante o ensaio SAE J2521.

Independentemente do tipo de material de fundo utilizado, alguns ruídos mantiveram expressivo número de ocorrências em frequências específicas. O exemplo mais claro trata-se do *squeal* com frequência característica entre 5400 e 5800Hz, que ocorre preferencialmente a 25bar em toda a faixa de temperatura. Esse intervalo de frequência coincide com o quinto modo de vibração fora do plano do disco (fig. 6.4.1), cuja frequência característica é de aproximadamente 5750Hz. A redução na frequência do ruído em função do aumento da temperatura está de acordo com a variação da frequência natural dos modos de vibração do disco (item 6.4), confirmando a relação entre esse ruído e a vibração do disco de freio nesse específico modo.

Outro ruído cuja origem pode ser atribuída a um modo de vibração específico do disco de freio trata-se daquele a aproximadamente 1900Hz. Sua ocorrência se deu maneira mais freqüente nos ensaios com as amostras sem material de fundo (MA-1) e com materiais de fundo MF-NBR e MF-EPDM. As FRFs do disco de freio, no plano e fora desse revelam uma condição favorável à ocorrência de ruídos nessa frequência, dada a proximidade entre o primeiro modo no plano e o segundo fora do plano (figuras 6.4.1 e 6.4.4).

Embora o acoplamento modal entre modos de vibração da pastilha e disco seja descrito em algumas referências da literatura como responsável por grande parte dos ruídos de freio do tipo *squeal*, não foi possível atribuir nenhum dos focos de ruído a esse fenômeno. Isso se deve principalmente à severa alteração sofrida pelo material de atrito durante o ensaio em dinamômetro nas frequências dos modos de vibração e no amortecimento conferido pelo material de atrito. As tabelas 6.5.1 e 6.5.2 mostram claramente a diferença no comportamento induzido pelo tipo de material de fundo que as amostras utilizam. Para aquelas equipadas com materiais de fundo de matriz elastomérica ocorre uma expressiva redução do fator de perda dos quatro primeiros modos de vibração após o ensaio SAE J2521. Entretanto, a variação das frequências naturais dessas amostras fica aquém da registrada para as amostras dotadas de materiais de fundo de matriz termofixa, que apresentaram um cessível aumento do fator de perda além de uma grande redução nas frequências naturais dos modos de vibração estudados. As figuras de 6.5.1 a 6.5.6 mostram a alteração nas FRFs das pastilhas submetidas ao ensaio e que foram utilizadas no lado interno (do pistão) do *caliper*. É bastante provável que essas alterações tenham ocorrido devido à elevada temperatura a qual as pastilhas são submetidas durante a etapa de fade do ensaio SAE J2521. Dessa forma, para melhor estudar esse fenômeno, novos ensaios devem ser realizados sem que essa etapa seja realizada.

		1º Modo de Flexão		1º Modo de Torção		2º Modo de Flexão		2º Modo de Torção	
		Freq. Nat.	Diferença						
MA-1	Após	6,76E-02	74,2%	3,42E-02	49,0%	3,64E-02	19,2%	3,42E-02	46,8%
	Antes	1,74E-02		1,74E-02		2,94E-02		1,82E-02	
MF-A	Após	4,10E-02	63,8%	1,71E-02	23,3%	2,50E-02	4,8%	1,56E-02	8,7%
	Antes	1,48E-02		1,31E-02		2,38E-02		1,42E-02	
MF-B	Após	2,08E-02	19,1%	1,12E-02	-56,9%	2,52E-02	-9,5%	1,14E-02	-57,3%
	Antes	1,68E-02		1,75E-02		2,76E-02		1,80E-02	
MF-SBR	Após	1,70E-02	-60,4%	1,25E-02	-131,3%	2,06E-02	-89,3%	1,54E-02	-95,6%
	Antes	2,72E-02		2,90E-02		3,90E-02		3,02E-02	
MF-NBR	Após	2,54E-02	-22,8%	1,59E-02	-234,6%	6,32E-02	12,7%	2,10E-02	-101,0%
	Antes	3,12E-02		5,32E-02		5,52E-02		4,22E-02	
MF-EPDM	Após	2,70E-02	-9,6%	3,26E-02	-18,4%	3,54E-02	-13,6%	3,30E-02	-23,0%
	Antes	2,96E-02		3,86E-02		4,02E-02		4,06E-02	

Tabela 6.5.1 – Variação do fator de perda após o ensaio SAE J2521.

		1º Modo de Flexão		1º Modo de Torção		2º Modo de Flexão		2º Modo de Torção	
		Freq. Nat.	Diferença						
	Após	1963	-39,5%	3413	-22,3%	4531	-32,3%	6444	-24,7%
	Antes	2738		4175		5994		8038	
MF-A	Após	2425	-15,5%	4050	-7,7%	5900	-8,1%	8025	-6,5%
	Antes	2800		4363		6375		8544	
MF-B	Após	2538	-8,6%	4019	-3,7%	5668	-7,3%	7769	-3,6%
	Antes	2756		4169		6081		8050	
MF-SBR	Após	2313	-7,6%	3725	-3,2%	5113	-4,5%	7094	-3,1%
	Antes	2488		3844		5344		7313	
MF-NBR	Após	2288	-10,1%	3806	-1,7%	5019	-9,0%	7269	-2,8%
	Antes	2519		3869		5469		7475	
MF-EPDM	Após	2313	-6,5%	3463	-2,7%	4925	-4,6%	6653	-3,3%
	Antes	2463		3556		5150		6875	

Tabela 6.5.2 – Variação da frequência dos quatro primeiros modos de vibração após o ensaio SAE J2521.

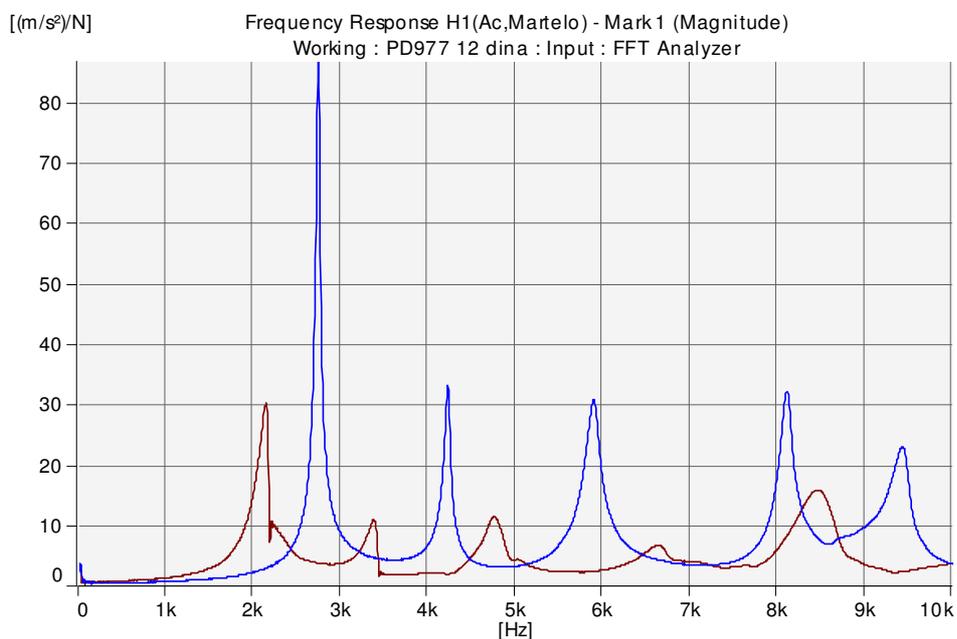


Figura 6.5.1 – FRF anterior (azul) e após (marrom) ao ensaio SAE J2521 - Material de atrito MA-1 sem material de fundo.

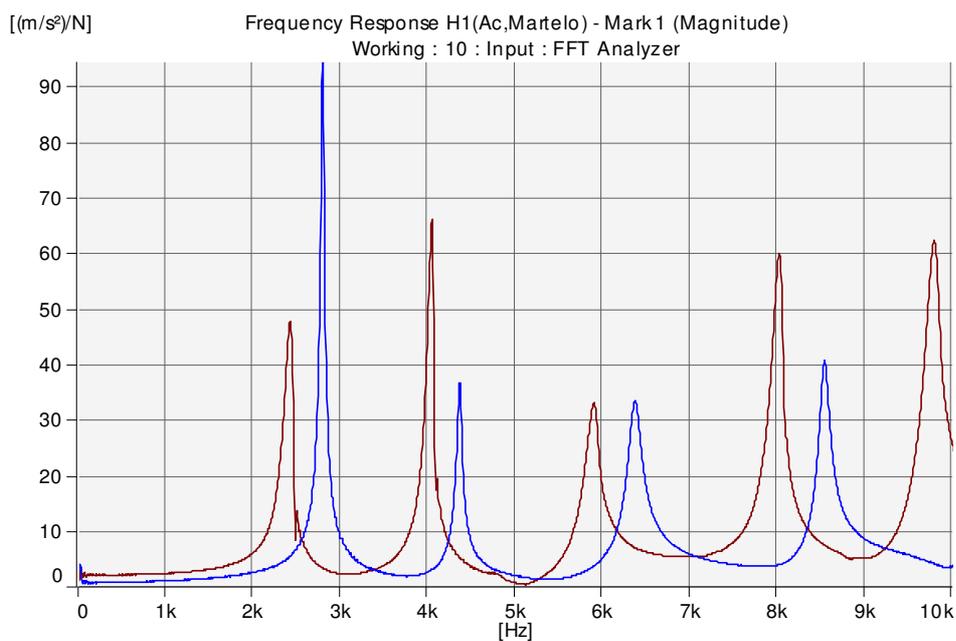


Figura 6.5.2 – FRF anterior (azul) e após (marrom) ao ensaio SAE J2521 - Material de atrito MA-1 sem material de fundo.

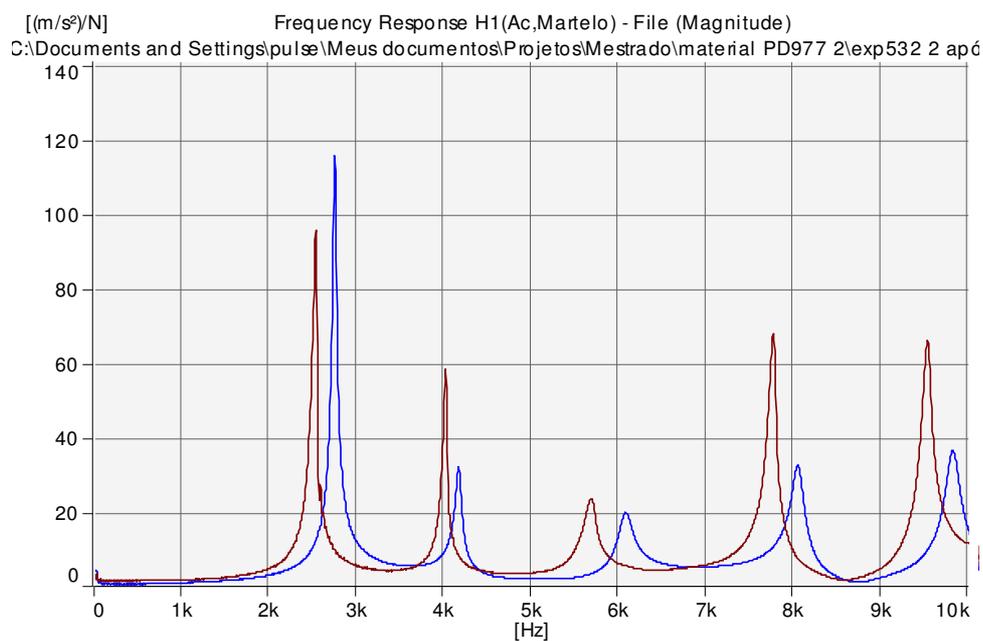


Figura 6.5.3 – FRF anterior (azul) e após (marrom) ao ensaio SAE J2521 - Material de atrito MA-1 + material de fundo MF-B.

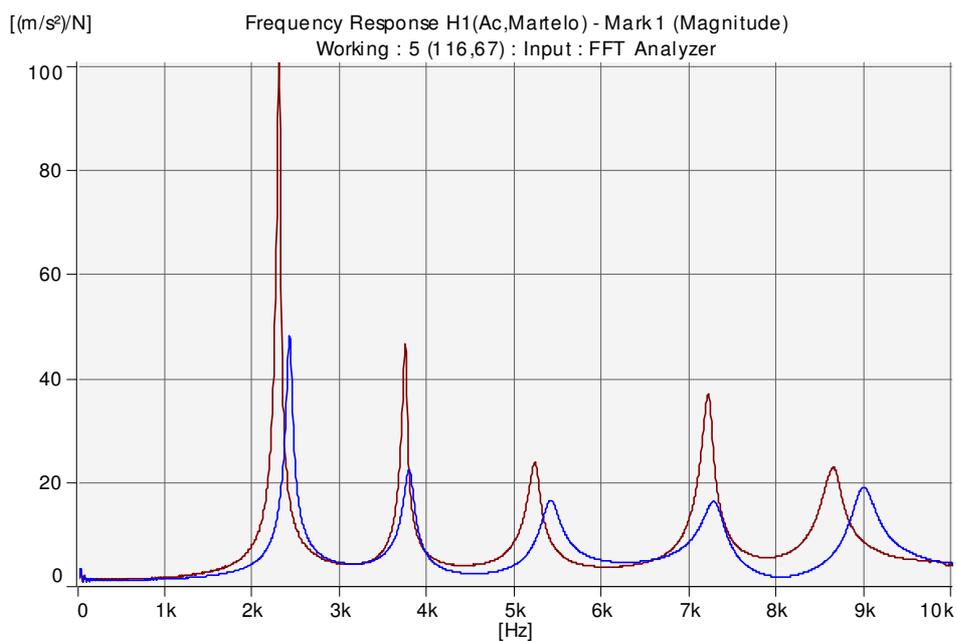


Figura 6.5.4 – FRF anterior (azul) e após (marrom) ao ensaio SAE J2521 - Material de atrito MA-1 + material de fundo MF-SBR.

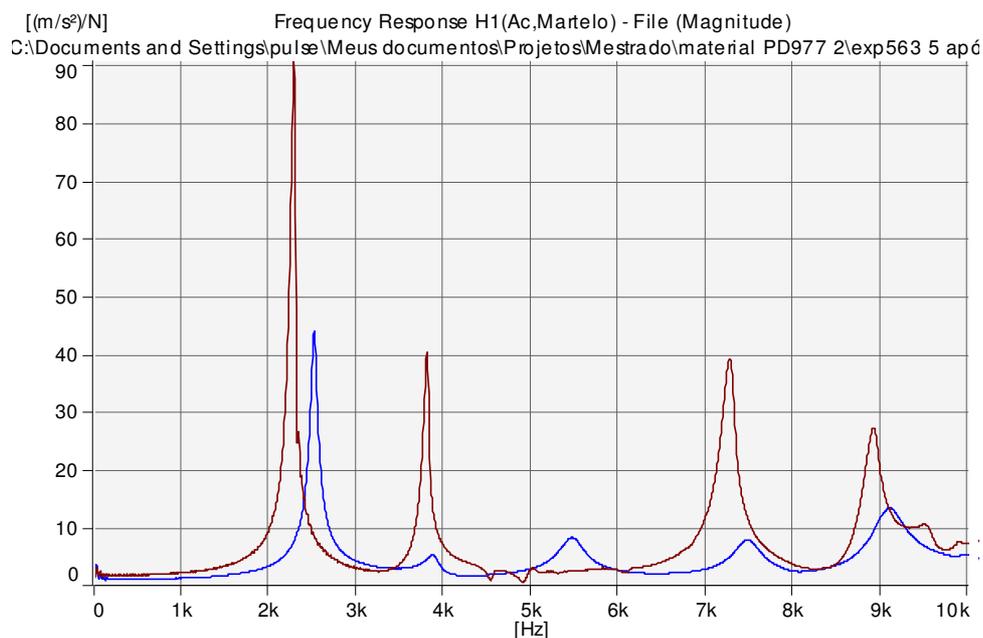


Figura 6.5.5 – FRF anterior (azul) e após (marrom) ao ensaio SAE J2521 - Material de atrito MA-1 + material de fundo MF-NBR.

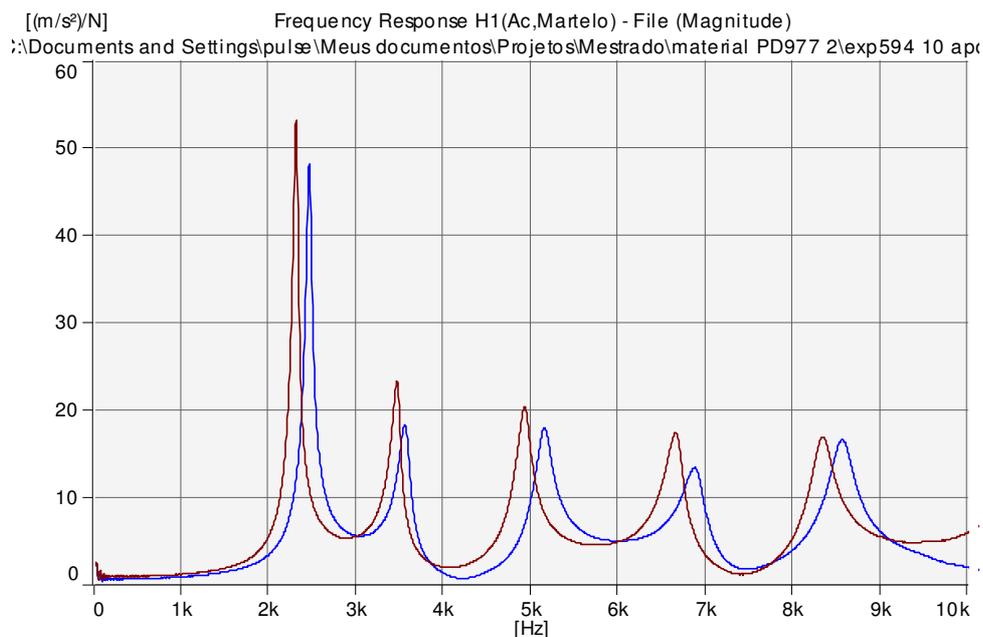


Figura 6.5.6 – FRF anterior (azul) e após (marrom) ao ensaio SAE J2521 - Material de atrito MA-1 + material de fundo MF-EPDM.

6.5.1. RELAÇÃO ENTRE O FATOR DE PERDA E A OCORRÊNCIA DE RUÍDOS DURANTE O ENSAIO SAE J2521.

Um dos principais objetivos desse trabalho consiste em relacionar o amortecimento intrínseco das amostras confeccionadas com os diferentes materiais de fundo com a incidência de ruídos durante o ensaio SAE J2521. Isso foi feito relacionando o percentual total de ruídos maiores que 70dB(A), durante o ensaio, com a média do fator de perda mensurado em cada par de pastilhas submetidas ao procedimento (tabela 6.5.1.1). A regressão linear construída a partir desses dados não indica haver uma significativa relação entre as variáveis, como demonstram os gráficos 6.5.1.1 e 6.5.1.2.

Material de Fundo	" η "	" η "	" η "	" η "	Ocorrências durante SAE J2521
	1º Modo de Flexão	1º Modo de Torção	2º Modo de Flexão	2º Modo de Torção	
MA-1	1,71E-02	1,68E-02	2,84E-02	1,76E-02	63%
MF-A	1,49E-02	1,32E-02	2,40E-02	1,44E-02	67%
MF-B	1,71E-02	1,78E-02	2,97E-02	1,82E-02	45%
MF-SBR	2,93E-02	3,11E-02	4,13E-02	3,40E-02	21%
MF-NBR	3,34E-02	5,19E-02	5,27E-02	4,51E-02	26%
MF-EPDM	2,88E-02	3,66E-02	4,02E-02	3,87E-02	54%

Tabela 6.5.1.1 – Fator de perda médio e ocorrência total de ruídos superiores a 70dB(A).

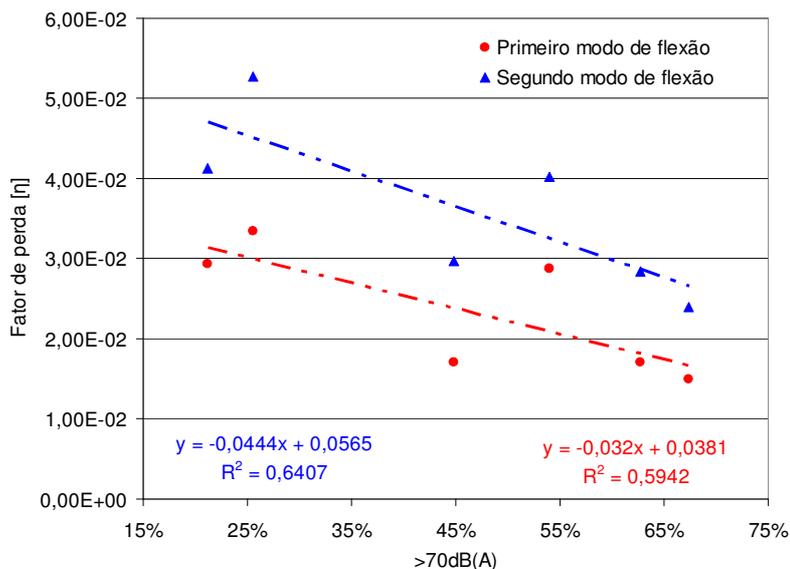


Gráfico 6.5.1.1 – Curva de tendência da relação entre o fator de perda e o total de ocorrência de ruídos superiores a 70dB(A) – Primeiro e segundo modos de flexão.

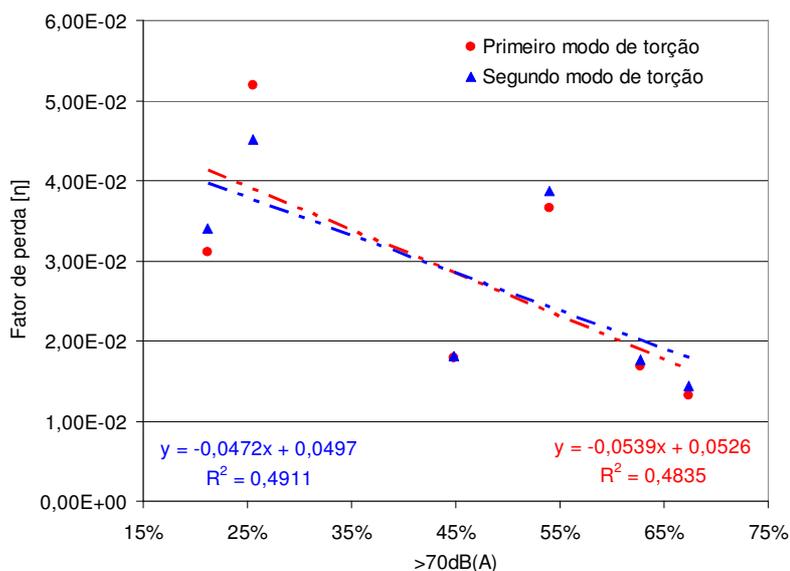


Gráfico 6.5.1.2 – Curva de tendência da relação entre o fator de perda e o total de ocorrência de ruídos superiores a 70dB(A) – Primeiro e segundo modos de torção.

6.5.2. RELAÇÃO ENTRE O RESULTADO DE COMPRESSIBILIDADE E A OCORRÊNCIA DE RUÍDOS DURANTE O ENSAIO SAE J2521

Uma vez que algumas referências na literatura afirmam haver uma direta relação entre a compressibilidade das pastilhas e a ocorrência de ruídos em um determinado sistema de freio, essa relação foi estabelecida para as amostras testadas. A compressibilidade média de cada par de pastilhas submetidas ao ensaio SAE J2521 foi relacionada com o percentual de ocorrência de

ruído durante o teste (tabela 6.5.2.1). A regressão linear feita a partir desses dados (gráfico 6.5.2.1) confirma os resultados encontrados na literatura, uma vez que o R^2 calculado indica haver uma tendência a redução da ocorrência de ruídos com o aumento na compressibilidade das pastilhas.

Material de Fundo	Deflexão média [μm]	Ocorrências durante SAE J2521
MA-1	97	63%
MF-A	96	67%
MF-B	99	45%
MF-SBR	116	21%
MF-NBR	117	26%
MF-EPDM	100	54%

Tabela 6.5.2.1 – Resultado médio do ensaio de compressibilidade e ocorrência total de ruídos superiores a 70dB(A).

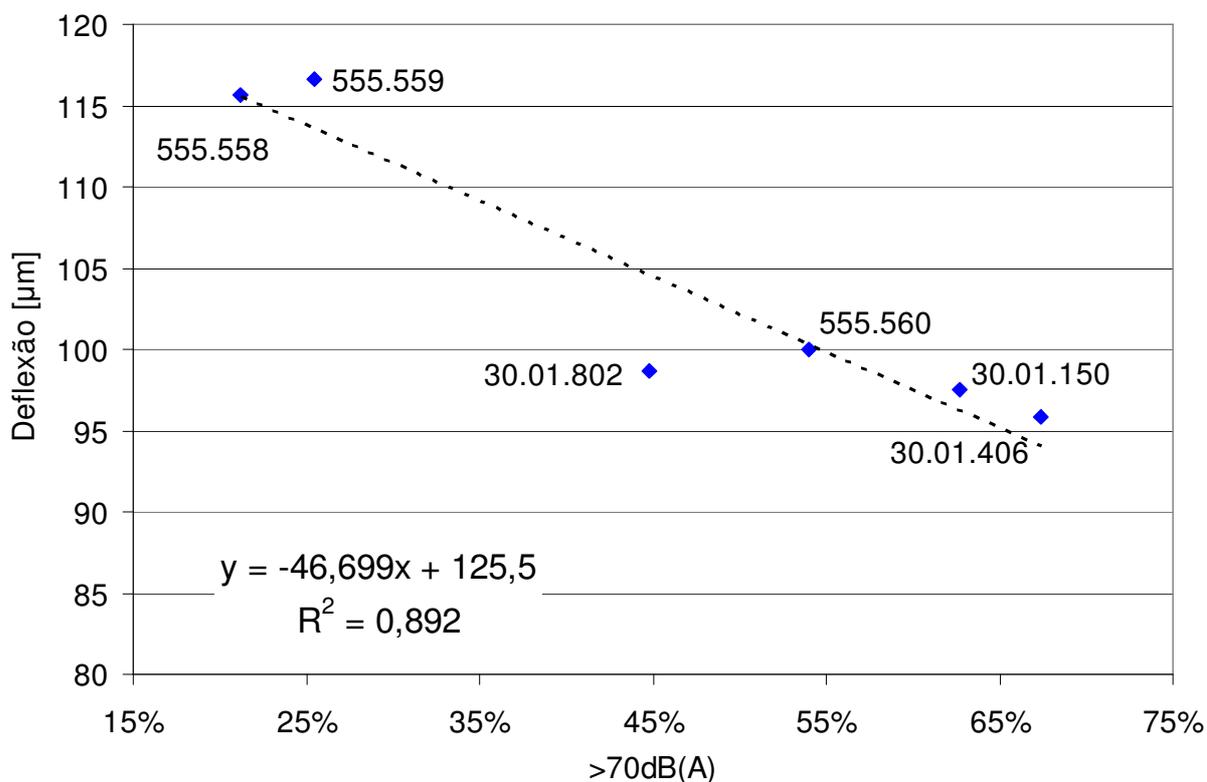


Gráfico 6.5.2.1 – Curva de tendência da relação entre a deflexão do bloco formado pelo material de atrito e de fundo e o total de ocorrência de ruídos superiores a 70dB(A).

7. CONCLUSÃO

Os resultados obtidos na série de experimentos realizados e discutidos no capítulo anterior subsidiam as conclusões relacionadas nos itens a seguir.

1. Materiais de fundo com matriz formada a partir dos elastômeros: SBR, NBR e EPDM, proporcionam às pastilhas de freio amortecimento até 300% superior àquele obtido com materiais de fundo convencionais, ou seja, de matriz termofixa. A adição de quantidades superiores a 30% (em volume) de materiais elastoméricos a um material de fundo de matriz fenólica proporciona igualmente um aumento no amortecimento associado à pastilha de freio (máximo de 50% no caso das pastilhas equipadas com material de fundo MF-B).
2. O incremento da temperatura provoca a redução no amortecimento associado às pastilhas de freio, sendo esse efeito mais significativo para pastilhas dotadas de materiais de fundo de matriz elastomérica. Contudo os valores absolutos do fator de perda dessas pastilhas apresentam-se, mesmo na máxima temperatura estudada (175°C), aproximadamente 25% superior a das demais.
3. O incremento da temperatura proporciona a redução das frequências associadas aos modos de vibração das pastilhas de freio, sendo mais expressiva para pastilhas que utilizam compósitos de matriz elastomérica, nas quais a variação máxima observada entre 23 e 175°C foi de 16%. Entre as pastilhas com materiais de fundo de matriz termofixa, a utilização de maior fração volumétrica de elastômeros induz maior taxa de redução às frequências dos modos de vibração em função da temperatura. Para esses materiais a redução chegou a 12% entre 23 e 175°C. Para todas as amostras o decremento apresenta um comportamento logarítmico.
4. O incremento da temperatura proporciona a redução do módulo de elasticidade dinâmico dos materiais de fundo em até 68%, e se apresenta como uma função logarítmica. Esse efeito é percebido também através da redução registrada para as frequências naturais dos modos de vibração mediante o aquecimento das amostras.

5. Não foi possível estabelecer uma correlação significativa entre os valores médios de compressibilidade e os valores médios de fator de perda do grupo de pastilhas testado. Isso mostra que variações na compressibilidade de pastilhas de freio não estão diretamente associadas ao aumento de seu amortecimento.
6. Não foi possível estabelecer uma correlação significativa entre o fator de perda associado aos quatro primeiros modos de vibração das amostras submetidas ao ensaio SAE J2521 e o número de frenagens ruidosas registradas nesse mesmo ensaio. Isso demonstra que o aumento no amortecimento devido à utilização de materiais de fundo elastomérico não implica, necessariamente, na redução da tendência à geração de *squeals* por parte do sistema de freios.
7. Foi verificada a viabilidade de se estabelecer uma correlação significativa entre o número de frenagens ruidosas durante o ensaio SAE J2521 e os valores de compressibilidade das amostras a ele submetidas. Isso comprova que o aumento da compressibilidade total das pastilhas de freio, mesmo que não seja obtido a partir da modificação da compressibilidade do material de atrito, induz uma redução na tendência à ocorrência de ruídos do tipo *squeal* em um determinado sistema de freio a disco.

8. SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Tendo o presente trabalho abordado diversos tópicos dentro do tema proposto, não foi possível esgotar o estudo de todos estes. Por conseguinte, são listados abaixo alguns pontos que devem ter seu estudo aprofundado em trabalhos futuros:

- Estudo da relação existente entre as propriedades físicas das matérias primas e as propriedades físicas dos compósitos por elas constituídos.
- Estudo de modelos matemáticos que venham a relacionar entre si as propriedades avaliadas no presente trabalho, tais como: compressibilidade, módulo elástico, fator de perda, etc.
- Estudo das propriedades físicas – fator de perda, módulo de elasticidade dinâmico – em função da temperatura, de compósitos com elevada proporção de materiais elastoméricos e termofixos em sua constituição (exemplo: MF-B), com o objetivo de comprovar e compreender seu comportamento anômalo.
- Estudo mais aprofundado dos efeitos combinados de pressão e temperatura sobre a resposta dinâmica de discos e componentes do sistema de freio.
- Estudo mais aprofundado das causas de ruídos de freio do tipo *squeal*, bem como o efeito das propriedades físicas das pastilhas de freio sobre sua ocorrência.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Al-Qureshi H. A, Fredel M. C, Soares M. R, Gomes E. R, Casaril A., 2006. “**Análise Micromecânica dos Compositos com Fibras Curtas e Partículas**”, In: 61 Congresso Anual da Associação Brasileira de Metalurgia e Materiais-ABM, Rio de Janeiro, Brasil.

American Institute of Steel Construction, 1980. “**Manual of Steel Construction**”, 8^o Edição.

ASTM E 1876-97, 1997. “**Dynamic Young’s Modulus, Shear Modulus, and Poisson’s Ration by Impulse Excitation of Vibration**”.

Balvedi A., Denys E., Trichês M., Gerges. S., 2005. “**Automobile Disc Brake Noise: A Review of Classification Analysis and Control Methods**”, SAE Technical Paper, 7th International Brake Colloquium, Caxias do Sul.

Brencht J., Elvenkemper A., Betten J., Navrath U., Mulhoff B., 2003. “**Elastic Properties of Friction Materials**”, SAE Technical Paper 2003-01-3333.

Callister Jr. W. D., 2000. “**Materials Science and Engineering: An Introduction**”, J. Wiley & Sons Inc.

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

Chen F., Chen S., e Harwood P., 2000. “**In-Plane Mode Friction Process & Their Contribution to Disc Brake Squeal at High Frequency**”. SAE Technical Paper 2000-01-2773.

Chen F., Tan C. A., Quaglia R. L., 2006. “**Disc Brake Squeal**” SAE International.

Chen F., Wang A., Bloomer J., Yang M., 2005. “**Brake Pad Modal Characteristic Measurement and Analysis**”, SAE Technical Paper 2005-01-3926.

Dessouki O., Drake G., Lowe B., Chang W. K., 2003. “**Disc Brake Squeal: Diagnostics and Prevention**”, SAE Paper 2003-01-1618.

Flint J., 2002. “**Disc Brake Squeal**”, University of Southern Denmark PhD Thesis, Odense.

Flint J., 2003. “**A Review of Theories on Constrained Layer Damping and Some Verification Measurements on Shim Material**” SAE Technical Paper 2003-01-3321.

Hutchings I. M., 1992. “**Tribology: Friction and Wear of Engineering Materials**”, CRC Press.

Jang H., Hyuk J., Kim S. J., Young J., Park H. D., 2003. “**The Effect of the Composition and Microstructure of Gray Cast Iron on Preferential Wear During Parasitic Drag and on Intrinsic Damping Capacity**”, SAE Technical Paper 2003-01-3313.

Kim C., Lee B., Lee C., Jeong H., “**Analyses of the Induced Brake Moan in the Coupled Torsional Beam Axle Suspension Mudule**”, SAE Technical Paper 2005-01-3920.

Limpert R., 1999. “**Brake Design and Safety**”, 2ª edição. Editora SAE USA.

Maluf O., Angeloni M., Santos J. C., Colósio M. A., Spinelli D., Bose Filho W., 2005. “**Desenvolvimento Histórico e Tecnológico dos Discos de Freio Automotivos**”, SAE Technical Paper 7th International Brake Colloquium Caxias do Sul.

Meyer R., 2005. “**Brake Judder – Analysis of the Excitation and Transmission Mechanism within the Coupled System Brake, Chassis and Steering System**”, SAE Technical Paper 2005-01-3916

Nashif A., Jones D., Henderson J., 1985. “**Vibration Damping**”, Wiley-Interscience.

Nicholson G., 1995. “**Facts About Friction**”, Gedoran, Winchester.

Okayama K., Fujikawa H., Kubota T., Kakihara K., 2005. “**A Study on Rear Disc Brake Groan Noise Immediately After Stopping**”, SAE Technical Paper 2005-01-3917.

Ostermeyer G. P., Mueller M., 2006. “**Computation of a Brake Pad’s Surface Dynamics and its Relation to Measured Phenomena**”, Innovative Braking 2006.

Pompon J. P., 1997. “**The Brake Disc Manual**”, Brembo, Curno, Italia.

Rocha E. C., Lovison V. M. H, Pierozan N. J., 2003. “**Tecnologia de Transformação dos Elastômeros**”, Centro Tecnológico de Polímeros SENAI, Second Edition, São Leopoldo.

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

Sasaki Y., 1995. “**Development Philosophy of Friction Materials for Automobile Disc Brakes**”, Interpacific Conference of Automotive Engineering 1995, pp. 1-6.

Spurr R. T., 1962 “**A Theory Of Brake Squeal**” Proceeding of the Automobile Division, Institution of Mechanical Engineers.

Stewart D. E., 2000. “**Rigid-Body Dynamics With Friction and Impact**”, SIAM Review, vol. 42, pp. 3–39.

Thomas C., 2003. “**Analysis Methods for Improving NVH Behavior of Porsche High Performance Disc Brakes – Visualization of Noise Emission**” SAE Technical Paper 2003-01-3322.

Trichês M., Gerges S., 2005. “**Analysis of Brake Squeal Noise Using the Finite Element Method: A Parametric Study**”, SAE Technical Paper 7th International Brake Colloquium Caxias do Sul.

Turi A., 1997. “**Thermal Characterization of Polymeric Materials**”, Academic Press, Second Edition.