

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

DESENVOLVIMENTO DE UM EXPERIMENTO COM CONTROLE DA EXCITAÇÃO  
PARA ANÁLISE DA CONTRIBUIÇÃO DE MATERIAIS DE FRICÇÃO SOBRE  
VIBRAÇÕES INDUZIDAS NA SUPERFÍCIE DE UM DISCO DE FREIO.

por

Jean Carlos Poletto

Dissertação para obtenção do Título de  
Mestre em Engenharia

Porto Alegre, 21 de fevereiro de 2018.

DESENVOLVIMENTO DE UM EXPERIMENTO COM CONTROLE DA EXCITAÇÃO  
PARA ANÁLISE DA CONTRIBUIÇÃO DE MATERIAIS DE FRICÇÃO SOBRE  
VIBRAÇÕES INDUZIDAS NA SUPERFÍCIE DE UM DISCO DE FREIO.

por

Jean Carlos Poletto  
Engenheiro Mecânico

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

Mestre em Engenharia

Área de Concentração: Processos de Fabricação

Orientador: Prof. Dr. Ney Francisco Ferreira

Co-orientador: Prof. Dr. Patric Daniel Neis

Aprovada por:

Prof. Dr. Herbert Martins Gomes ..... PROMEC / UFRGS

Prof. Dr. Júlio Apolinário Cordioli ..... POSMEC / UFSC

Prof. Dr. Luciano Tedesco Matozo ..... UNIFTEC

Prof. Dr. Jakson Manfredini Vassoler  
Coordenador do PROMEC

Porto Alegre, 21 de fevereiro de 2018.

Dedico este trabalho, em especial, ao meu estimado avô Fidêncio Poletto,  
levarei seu exemplo de bondade e perseverança para sempre comigo.

“Viva metade para si e metade para o próximo”

“Live half for yourself and half to others”

- Doshin So

## **AGRADECIMENTOS**

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

Agradeço à minha família, em especial aos meus pais, Carlos e Ivete, e aos meus irmãos, Gabriel e Franciele, pelo apoio incondicional prestado ao longo de todos os anos da minha vida.

Agradeço à minha namorada Laura, pelo amor, cuidado e compreensão dedicados todos os dias desde o início da nossa história.

Agradeço aos meus amigos, Guilherme Vieira e Rafael Pavlak, pela parceria e companheirismo em toda e qualquer hora.

Agradeço à toda equipe do Laboratório de Tribologia da UFRGS (LATRIB), por auxiliarem sempre que necessitado e tornarem o trabalho prazeroso todos os dias. Em particular, agradeço ao Eng. Liu Barros, pela companhia no trabalho e nas aulas ao longo de todo o período do mestrado. Também agradeço ao Prof. Dr. Ney Francisco Ferreira, orientador e amigo, pela perseverança, incitação constante e contribuição a minha trajetória pessoal e profissional, e ao Prof. Dr. Patric Daniel Neis, pela inspiração, motivação e assistência disponível sempre que necessitada.

Agradeço à empresa Fras-le S.A pela disponibilização de infraestrutura e equipamentos que foram imprescindíveis para a realização deste trabalho, em especial na pessoa do Me. Eng. Diego Masotti, que acompanhou este trabalho desde o início, auxiliando na solução de dúvidas e no desenvolvimento dos experimentos.

Por fim agradeço à empresa Lynx, que auxiliou na aquisição de equipamentos e disponibilizou, em especial, as atualizações e códigos solicitados para análise dos ensaios.

## RESUMO

A presente dissertação descreve o desenvolvimento e análise de um experimento concebido para avaliar a contribuição de materiais de fricção sobre vibrações induzidas na superfície de um disco de freio. O aparato proposto é equipado com um excitador modal (*shaker*), utilizado para promover e controlar o sinal de excitação que foi aplicado sobre os materiais de fricção avaliados. A resposta dessa excitação na superfície do disco de freio foi mensurada através de acelerômetros. Além da aplicação sobre o experimento proposto, foram avaliados o coeficiente de atrito e a distribuição de asperezas da superfície das oito amostras utilizadas. A característica modal do disco utilizado foi descrita através das suas frequências naturais, amortecimento e formas modais, parâmetros identificados através da aplicação de análise modal experimental. O experimento proposto foi utilizado para identificar as principais características de resposta do disco quando a excitação é realizada através do material de fricção. Essa condição também foi comparada com aquela em que a excitação foi aplicada diretamente no disco. A métrica mais adequada para avaliação desse experimento foi identificada como o valor médio da magnitude da Função Resposta em Frequência (FRF), calculado através do estimador H3. O aparato proposto se mostrou capaz de identificar diferenças nas amostras avaliadas quanto à propensão dessas à produção de vibrações na superfície do disco. As amostras foram avaliadas no experimento proposto nas condições sem e com filme tribológico sobre a sua superfície, as quais correspondem ao estado das amostras antes e depois, respectivamente, do processo de caracterização do coeficiente de atrito destas, utilizando o tribômetro do LATRIB/UFRGS. Foi observado que as amostras com filme produziram maior vibração do que as amostras sem filme. Os resultados obtidos demonstraram uma forte correlação entre a propensão das amostras à produção de vibrações e a distribuição de asperezas da superfície das amostras. Esses resultados indicam que materiais de fricção com superfícies planas são capazes de transmitir mais vibração à superfície do disco do que aqueles com superfícies mais rugosas.

Palavras-chave: ruído de *squeal*; material de fricção; análise modal; topografia de superfície.

## **ABSTRACT**

The present work describes the development and analysis of an experimental apparatus designed to evaluate the contribution of friction materials in vibrations induced on the surface of a brake disc. The proposed apparatus is equipped with a modal exciter (shaker), which was used to promote and control the excitation signal applied in the evaluated friction material. The response of this excitation in the disc surface was measured with accelerometers. The eight samples evaluated in this study was also characterized in terms of its friction coefficient and the asperity distribution of its surface. The modal characteristic of the disc was described in terms of its natural frequencies, damping and modal shapes, whose parameters were obtained by application of experimental modal analysis. The proposed apparatus was used to identify the main characteristics of the disc response when the excitation is applied through the friction material. This case was also compared to the condition in which the disc was excited directly by the shaker. The most adequate metric to evaluate this experiment was selected as the mean value of the Frequency Response Function (FRF) spectrum, calculated by the H3 estimator. The proposed apparatus showed being capable of identifying differences between the evaluated samples, regarding its propensity to produce vibrations on the disc surface. The samples were evaluated in with and without tribological film deposited on its surface. It was shown that the analyzed samples had the vibration increased with tribological film compared to the condition without the film. The obtained results demonstrated a strong correlation between the samples propensity to the production of vibration and the asperity distribution of the samples surfaces. These results indicate that friction materials with flat surfaces are capable to transmit more vibrations to the disc surface than those samples with rough asperity distribution.

**Keywords:** squeal noise; friction material; modal analysis; surface topography.

# ÍNDICE

<b>1. INTRODUÇÃO.....</b>	<b>1</b>
1.1 Generalidades.....	1
1.2 Objetivo Geral.....	3
1.3 Objetivos Específicos.....	3
1.4 Organização do Trabalho .....	4
<b>2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....</b>	<b>6</b>
2.1 Sistema de Freio.....	6
2.1.1 Configurações dos Sistemas de Freio .....	6
2.1.2 Materiais de Fricção.....	8
2.2 Análise Modal Experimental.....	9
2.2.1 Convolução .....	10
2.2.2 Correlação .....	11
2.2.3 A Função Resposta em Frequência (FRF) e seus Estimadores .....	12
2.2.4 Equipamentos para Excitação do Sistema .....	15
2.2.5 Sensores para Medição da Resposta do Sistema .....	17
2.2.6 Qualidade da Medição – Espectro de Coerência .....	20
2.2.7 Parâmetros Modais .....	22
2.3 Ruído de <i>Squeal</i> em Sistemas de Freio .....	25
2.3.1 Dinamômetros.....	28
2.3.2 Equipamentos Laboratoriais .....	30
2.4 Trabalhos com Excitação Controlada .....	32
<b>3. CARACTERIZAÇÃO DAS AMOSTRAS .....</b>	<b>36</b>
3.1 Preparação dos Corpos de Prova.....	36

3.2	Etapas das Análises com as Amostras .....	37
3.3	Caracterização do Coeficiente de Atrito das Amostras.....	39
3.3.1	Tribômetro .....	39
3.3.2	Metodologia para Avaliação do Atrito das Amostras.....	40
3.3.3	Resultados de Atrito das Amostras .....	41
3.4	Caracterização da Topografia da Superfície das Amostras.....	43
3.4.1	Scanner Laser.....	45
3.4.2	Metodologia de Análise dos Dados de Topografia das Amostras .....	46
3.4.3	Resultados de Topografia da Superfície das Amostras.....	50
<b>4.</b>	<b>CARACTERIZAÇÃO MODAL DO DISCO UTILIZADO .....</b>	<b>55</b>
4.1	Análise Modal Experimental por Impactação .....	56
4.1.1	Configuração do Experimento .....	56
4.1.2	Resultados de Análise Modal Experimental por Impactação .....	58
4.2	Análise Modal Experimental Utilizando o Shaker.....	68
4.2.1	Configuração do Experimento .....	68
4.2.2	Metodologia de Ensaio .....	72
4.2.3	Resultados de Excitação Direta do Disco utilizando o Shaker .....	73
<b>5.</b>	<b>EXPERIMENTO COM CONTROLE DA EXCITAÇÃO.....</b>	<b>83</b>
5.1	Configuração do Experimento .....	83
5.2	Testes Preliminares .....	88
5.2.1	Análise do Tipo de Sinal de Excitação .....	89
5.2.2	Direção de Excitação .....	95
5.2.3	Excitação Direta e por Fricção.....	97
5.3	Metodologia para Avaliação das Amostras.....	99

5.4	Resultados dos Ensaios para Avaliação das Amostras .....	100
5.4.1	Análise dos Estimadores de FRF .....	100
5.4.2	Análise do Espectro de Coerência .....	106
5.4.3	Efeito da Pressão de Contato sobre a Produção de Vibração das Amostras.....	114
5.4.4	Resposta do Sistema à variação da Amplitude do Sinal de Excitação .....	117
5.4.5	Métricas para Quantificação da Resposta do Sistema .....	122
5.4.6	Análise de Significância .....	126
5.4.7	Correlações entre a Resposta do Sistema e os Parâmetros de Caracterização da Superfície das Amostras .....	129
<b>6.</b>	<b>CONCLUSÕES .....</b>	<b>133</b>
6.1	Caracterização das Amostras .....	133
6.2	Caracterização Modal do Disco .....	133
6.3	Experimento com Controle da Excitação.....	134
	<b>REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS .....</b>	<b>135</b>

## LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1 – Sistema de freio a tambor com identificação dos principais componentes. [Adaptado de Antunes, 2016].	6
Figura 2.2 – Seção transversal de um sistema de freio à disco, a) Configuração com caliper fixo. b) Configuração com caliper flutuante [Adaptado de Kinkaid et al., 2003].	7
Figura 2.4 – Representação esquemática do problema da análise modal experimental.	10
Figura 2.5 – Representação da convolução por diagrama de blocos, a) no domínio do tempo e b) no domínio da frequência.	11
Figura 2.6 – Relações entre entrada e saída de um sistema [Adaptado de Randall, 1987].	13
Figura 2.7 – Excitador modal eletromagnético ( <i>shaker</i> ) [Adaptado de Døssing, 1988].	16
Figura 2.8 – Utilização de <i>stinger</i> junto ao excitador modal [Adaptado de Døssing, 1988].	17
Figura 2.9 – Acelerômetros piezoelétricos de cisalhamento (a) e de compressão (b).	18
Figura 2.10 – Efeito da condição de fixação dos acelerômetros na resposta em frequência mensurada para (a) parafuso de aço, (b) cola epóxi, (c) cera de abelha e (d) fixação manual.	19
Figura 2.11 – Cabeça de impedância em a) Visão geral, e em b) Vista em corte [Adaptado de Broch, 1984].	19
Figura 2.12 – Análise da coerência entre dois sinais x e y [Adaptado de Randall, 1987].	21
Figura 2.13 – Espectros de magnitude e coerência de uma FRF genérica de um sistema [Adaptado de Døssing, 1988].	21
Figura 2.14 – Identificação de modos no plano do disco [Adaptado de Papinniemi, 2007].	24
Figura 2.15 – Identificação de modos fora do plano [Adaptado de Papinniemi, 2007].	25
Figura 2.16 – Comparativo entre os tipos de ruídos que ocorrem em sistemas de freio. [Adaptado de Oberst, 2011].	26
Figura 2.17 – Diagrama de um dinamômetro inercial [Adaptado de Haynes, 1999].	28
Figura 2.18 – Configuração para medição de ruído no dinamômetro: a) Montagem do sistema de freio e b) Posição e orientação do microfone para medição [Adaptado de Matozo, 2012].	29
Figura 2.19 – Bancada experimental para avaliação do ruído de squeal. [Adaptado de Bergman et al., 1999].	30

Figura 2.20 – Aparato experimental para investigação do mecanismo de acoplamento modal. [Adaptado de Short et al., 2004].....	31
Figura 2.21 – Aparato experimental utilizado por Lee et al., 2013, em (a) configuração geral do experimento e em (b) exemplificação de aplicação manual da carga normal. ....	32
Figura 2.22 – Resposta do sistema em 940 Hz à excitação provocada em 313,2 Hz, onde a) medição com acelerômetro e b) medição com microfone [Adaptado de Lee et al., 2013]. .....	33
Figura 2.23 – Experimento dinâmico com controle da excitação [Adaptado de Nishiwaki e Sorimachi, 2013, Nishiwaki e Misumi, 2015].....	34
Figura 3.1 – Corpo de prova utilizado: a) esquema com dimensões, b) amostra real. ....	36
Figura 3.2 – Fluxograma das etapas de análise realizadas com os corpos de prova. ....	38
Figura 3.3 – Tribômetro do LATRIB / UFRGS [Adaptado de Pavlak et al., 2017]. ....	39
Figura 3.4 – Diagrama esquemático de funcionamento do Tribômetro do LATRIB / UFRGS. .....	40
Figura 3.5 – Superfície do disco antes (a) e após (b) a caracterização do coeficiente de atrito das amostras.....	41
Figura 3.6 – Evolução do coeficiente de atrito médio das amostras ao longo das 200 frenagens executadas.....	42
Figura 3.7 – Valores médios e de desvio padrão experimental do coeficiente de atrito médio das amostras desconsiderando as primeiras 50 frenagens. ....	43
Figura 3.8 – Scanner Tridimensional Laser do LdSM / UFRGS [Adaptado de Silva, 2006] ..	45
Figura 3.9 – Topografia obtida para a amostra B.1.sf. ....	46
Figura 3.10 – Efeito do quarto momento central (curtose) na distribuição de probabilidade [Adptado de LMS International, 2000]. ....	47
Figura 3.11 – Efeito do terceiro momento central (assimetria) na distribuição de probabilidade. .....	48
Figura 3.12 – Função densidade de probabilidade de asperezas para a amostra B.1.sf. ....	48
Figura 3.13 – Função densidade de probabilidade acumulada de asperezas da amostra B.1.sf. .....	49
Figura 3.14 – Níveis de probabilidade normalizados das asperezas para a amostra B.1.sf. ....	49
Figura 3.15 – Valor eficaz ( <i>rms</i> ) da distribuição de asperezas da superfície de cada amostra.	51

Figura 3.16 – Terceiro momento central (assimetria) das distribuições de asperezas das amostras.....	52
Figura 3.17 – Quarto momento central (curtose) das distribuições de asperezas das amostras. ....	53
Figura 3.18 – Superfície da amostra B.1, em (a) na condição sem filme e em (b) com filme.	53
Figura 3.19 – Distribuição de probabilidade de asperezas para a amostra B.1. Em (a) na condição sem filme e em (b) na condição com filme.....	54
Figura 3.20 – Distribuição de probabilidade acumulada de asperezas para a amostra B.1. Em (a) na condição sem filme e em (b) na condição com filme.....	54
Figura 4.1 – Geometria de disco utilizado, em (a) modelo e em (b) disco real.....	55
Figura 4.2 – Diagrama esquemático do experimento para análise modal por impactação. ....	57
Figura 4.3 – Configuração do experimento de análise modal por impactação. Em (a) condição de contorno da estrutura. Em (b) pontos de excitação e em (c) pontos de resposta. ....	57
Figura 4.4 – Sinal de excitação (força) e sinais de resposta (aceleração) avaliados na direção fora do plano.....	59
Figura 4.5 – Auto espectro do sinal da excitação por impacto.....	60
Figura 4.6 – FRF (H1) em função de espectros de magnitude e fase.....	60
Figura 4.7 – Espectro de magnitude H1 dos 20 pontos localizados no raio mais externo do disco (12,7 mm) com resposta e excitação avaliadas na direção fora do plano do disco. ....	61
Figura 4.8 – Espectros de coerência das condições de menor e maior valor médio do espectro de coerência observados nos ensaios de análise modal por impactação. ....	62
Figura 4.9 – Valor médio dos espectros de coerência obtidos avaliados em função da direção de avaliação: no plano e fora do plano da pista de atrito.....	62
Figura 4.10 – Magnitude média da FRF H1 para cada direção de avaliação (no plano e fora do plano) para o experimento de avaliação modal por impactação.....	63
Figura 4.11 – Nomenclatura adotada para representação da forma modal. ....	65
Figura 4.12 – Modos simétricos na direção fora do plano com formação de quatro linhas nodais diametrais. ....	65
Figura 4.13 – Modos simétricos na direção no plano, sentido radial, com formação de três linhas nodais diametrais. ....	66
Figura 4.14 – Formas modais experimentais do disco (parte I) .....	66
Figura 4.15 – Formas modais experimentais do disco (parte II). ....	67

Figura 4.16 – Configuração esquemática de experimento para caracterização do disco. ....	68
Figura 4.17 – Nomenclatura aplicada aos sensores utilizados. ....	69
Figura 4.18 – Erro randômico estimado em função da coerência e do número de médias consideradas para análise.....	72
Figura 4.19 – Condições de excitação do disco: (a) no plano e (b) fora do plano de atrito. ....	72
Figura 4.20 – Estimadores de FRF com excitação e resposta no plano da pista de atrito.....	74
Figura 4.21 – Estimadores de FRF com excitação e resposta fora do plano da pista de atrito.	74
Figura 4.22 – Espectros de coerência das condições de pior e melhor coerência média observadas nos ensaios realizados.....	75
Figura 4.23 – Valores médio do espectro de coerência para os acelerômetros de resposta do disco, em função do número de ensaio realizado. ....	76
Figura 4.24 – Relação de nível eficaz ( <i>rms</i> ) dos acelerômetros e do sensor de força na cabeça de impedância (FCI) para a condição de excitação no plano do disco.....	77
Figura 4.25 – Relação de nível eficaz ( <i>rms</i> ) dos acelerômetros e do sensor de força na cabeça de impedância (FCI) para a condição de excitação fora do plano do disco. ....	77
Figura 4.26 – Linearidade do disco para excitação e resposta na direção no plano.....	78
Figura 4.27 – Linearidade do disco para excitação e resposta na direção fora do plano. ....	79
Figura 4.28 – Magnitude média da FRF H2 para cada direção de avaliação (no plano e fora do plano) para o experimento de avaliação modal com excitação através do <i>shaker</i> . ....	80
Figura 4.29 – Método de banda de meia potência [Adaptado de Bratti, 2011].....	81
Figura 5.1 – Esquema de avaliação do experimento com excitação controlada. ....	83
Figura 5.2 – Configuração esquemática de experimento para avaliação da contribuição do material de fricção no processo de geração de ruído.....	84
Figura 5.3 – Vista geral do experimento com controle da excitação. ....	84
Figura 5.4 – Fotos do experimento com controle da excitação, em (a) destaque para excitação do sistema e em (b) destaque para os sensores utilizados. ....	85
Figura 5.5 – Erro randômico estimado em um dos ensaios da Amostra A.1.sf em função da coerência e do número de médias consideradas para análise. ....	85
Figura 5.6 – Condição da superfície do disco mantida em todos os ensaios realizados. ....	86
Figura 5.7 – Condições de pressão aplicada sobre as amostras utilizando massas adicionais. ....	87
Figura 5.8 – Processo de excitação da superfície do disco através do fenômeno tribológico com comprovação da condição de velocidade relativa entre as superfícies.....	88

Figura 5.9 – Exemplificação dos diferentes tipos de sinais aplicados com o excitador modal. .....	89
Figura 5.10 – Auto espectro do sinal de entrada no excitador modal para avaliação do segundo modo de vibração fora do plano do disco com excitação de sinal senoidal. ....	90
Figura 5.11 – Auto espectro do sinal de saída do excitador modal para avaliação do segundo modo de vibração fora do plano do disco com excitação de sinal senoidal. ....	91
Figura 5.12 – Auto espectro do sinal de resposta do disco para avaliação do segundo modo de vibração fora do plano do disco com excitação de sinal senoidal. ....	92
Figura 5.13 – Avaliação de sinal de varredura em frequência ( <i>sweep</i> ) na resposta do sistema no sentido fora do plano disco para a amostra A.1.sf. ....	93
Figura 5.14 – Avaliação de sinal de varredura em frequência ( <i>sweep</i> ) na resposta do sistema no sentido no plano disco para a amostra A.1.sf. ....	94
Figura 5.15 – Resposta do sistema na condição de excitação de ruído branco. ....	95
Figura 5.16 – Condição de excitação no sentido tangencial (a) e no sentido radial (b) do disco. .....	95
Figura 5.17 – Avaliação da direção de excitação (tangencial e radial) na resposta do sistema no sentido fora do plano disco para a amostra A.1.sf. ....	96
Figura 5.18 – Avaliação da direção de excitação (tangencial e radial) na resposta do sistema no sentido no plano disco para a amostra A.1.sf. ....	96
Figura 5.19 – Comparação da resposta do sistema na direção fora do plano do disco para os casos de excitação direta e de excitação por fricção para a amostra A.1.sf. ....	97
Figura 5.20 – Comparação da resposta do sistema na direção no plano do disco para os casos de excitação direta e de excitação por fricção para a amostra A.1.sf. ....	98
Figura 5.21 – Análise dos estimadores de FRF para acelerômetro posicionado fora do plano do disco (AFP1), resultante do ensaio 23 do material A.1.cf.r3. ....	101
Figura 5.22 – Análise dos estimadores de FRF para acelerômetro posicionado no plano do disco (ANP1), resultante do ensaio 23 do material A.1.cf.r3. ....	101
Figura 5.23 – Análise de repetibilidade do estimador H0 para o ensaio 23 da Amostra A.1.cf. .....	102
Figura 5.24 – Análise de repetibilidade do estimador H1 para o ensaio 23 da Amostra A.1.cf. .....	103

Figura 5.25 – Análise de repetibilidade do estimador H2 para o ensaio 23 da Amostra A.1.cf. .....	103
Figura 5.26 – Análise de repetibilidade do estimador H3 para o ensaio 23 da Amostra A.1.cf. .....	104
Figura 5.27 – Análise de repetibilidade do estimador Hv para o ensaio 23 da Amostra A.1.cf. .....	105
Figura 5.28 – Desvio padrão normalizado para o ensaio 23 da Amostra A.1.cf.....	105
Figura 5.29 – Valores médios de desvio padrão normalizado para cada uma das amostras nas condições do ensaio de número 23.....	106
Figura 5.30 – Condições de menor e maior coerência média dos ensaios realizados. ....	107
Figura 5.31 – Valores máximos e mínimos de coerência média observados para cada amostra. .....	107
Figura 5.32 – Espectro médio de coerência em função dos níveis de pressão dos ensaios para a amostra A.1.cf. ....	108
Figura 5.33 – O efeito da variação de pressão sobre o valor médio de coerência para as condições sem filme (à esquerda) e com filme (à direita) tribológico sobre as amostras. .....	109
Figura 5.34 – Espectro médio de coerência em função dos níveis de amplitude do sinal de excitação para os ensaios da amostra A.1.cf. ....	110
Figura 5.35 – O efeito da variação da amplitude do sinal de excitação sobre o valor médio de coerência para as condições sem filme (à esquerda) e com filme (à direita) das amostras. .....	111
Figura 5.36 – Imagem retirada do vídeo indicando pontos de descontinuidade no contato entre amostra e disco em condição de contorno de alta pressão e elevada amplitude de excitação. .....	111
Figura 5.37 – Valores médios do espectro de coerência em função da amplitude do sinal de excitação para o caso de pressão p0. ....	112
Figura 5.38 – Valores médios do espectro de coerência em função da amplitude do sinal de excitação para o caso de pressão p1. ....	113
Figura 5.39 – Valores médios do espectro de coerência em função da amplitude do sinal de excitação para o caso de pressão p2. ....	113
Figura 5.40 – Avaliação da pressão no ensaio da amostra A.1.cf na direção fora do plano. .	114

Figura 5.41 – Avaliação da pressão no ensaio da amostra A.1.cf na direção no plano.....	114
Figura 5.42 – Avaliação da pressão: valor médio do espectro de FRF H3 das amostras condição sem filme tribológico na superfície das amostras.....	115
Figura 5.43 – Avaliação da pressão: valor médio do espectro de FRF H3 das amostras na condição com filme tribológico na superfície das amostras.....	116
Figura 5.44 – Relação entre os valores <i>rms</i> dos sinais de saída e entrada do sistema para o ensaio com o menor coeficiente de determinação ( $R^2 = 0,810$ ) obtido: amostra A.1.sf.....	117
Figura 5.45 – Relação entre os valores <i>rms</i> dos sinais de saída e entrada do sistema para o ensaio com o maior coeficiente de determinação ( $R^2 = 0,992$ ) obtido: amostra D.2.cf.....	118
Figura 5.46 – Coeficiente de determinação ( $R^2$ ) médio da regressão linear das amostras na condição de maior pressão aplicada (p4).....	118
Figura 5.47 – Avaliação da linearidade na direção fora do plano para o ensaio da Amostra A.1.cf., na condição de maior pressão aplicada (p4).....	119
Figura 5.48 – Avaliação da linearidade na direção no plano para o ensaio da Amostra A.1.cf., na condição de maior pressão aplicada (p4).....	120
Figura 5.49 – Avaliação da linearidade: valor médio do espectro de FRF H3 das amostras na condição sem filme tribológico na superfície das amostras. ....	121
Figura 5.50 – Avaliação da linearidade: valor médio do espectro de FRF H3 das amostras na condição com filme tribológico na superfície das amostras.....	122
Figura 5.51 – Métrica do valor <i>rms</i> considerando os acelerômetros posicionados em ambas as direções de avaliação. ....	123
Figura 5.52 – Métrica do valor médio do espectro de FRF H3 considerando os acelerômetros posicionados em ambas as direções de avaliação.....	124
Figura 5.53 – Métrica do valor médio dos picos de ressonância do espectro de FRF H3 considerando os acelerômetros posicionados em ambas as direções de avaliação. ....	124
Figura 5.54 – Desvio padrão normalizado para cada uma das métricas avaliadas.....	125
Figura 5.55 – Quantificação da resposta do sistema através do parâmetro do valor médio do espectro de FRF H3 considerando as direções fora do plano e no plano. ....	126
Figura 5.56 – Valores médios e desvios, com intervalo de confiança de 95%, do parâmetro de FRF H3 para as condições sem filme e com filme tribológico sobre a superfície das amostras. ....	127

Figura 5.57 – Valores médios e desvios, com intervalo de confiança de 95%, do parâmetro de FRF H3 para cada uma das formulações.....	128
Figura 5.58 – Relação entre os fatores F e Fcrítico resultantes da análise ANOVA sobre cada teste entre as formulações.....	129
Figura 5.59 – Correlação entre o valor médio do espectro de FRF H3 e o coeficiente de atrito médio das amostras na condição com filme tribológico em sua superfície.....	130
Figura 5.60 – Correlação entre o valor médio do espectro de FRF H3 e a curtose da distribuição de asperezas da superfície das amostras. ....	131
Figura A.1 – Evolução do coeficiente de atrito para a amostra A.1.....	145
Figura A.2 – Evolução do coeficiente de atrito para a amostra A.2.....	145
Figura A.3 – Evolução do coeficiente de atrito para a amostra B.1.....	146
Figura A.4 – Evolução do coeficiente de atrito para a amostra B.2.....	146
Figura A.5 – Evolução do coeficiente de atrito para a amostra C.1.....	147
Figura A.6 – Evolução do coeficiente de atrito para a amostra C.2.....	147
Figura A.7 – Evolução do coeficiente de atrito para a amostra D.1.....	148
Figura A.8 – Evolução do coeficiente de atrito para a amostra D.2.....	148
Figura B.1 – Fluxograma do programa desenvolvido para processamento das superfícies medidas com o scanner laser. ....	149
Figura B.2 – Nomenclatura dos raios na superfície das amostras utilizada para processamento. ....	150
Figura B.3 – Mínimo vale em função do raio externo desconsiderado na condição sem filme. ....	151
Figura B.4 – Mínimo vale em função do raio externo desconsiderado na condição com filme. ....	151
Figura B.5 – Valor <i>rms</i> em função do raio externo desconsiderado para a condição sem filme. ....	151
Figura B.6 – Valor <i>rms</i> em função do raio externo desconsiderado para a condição com filme. ....	152
Figura B.7 – Plano médio de ajuste dos dados de aspereza da amostra D.2.sf.....	153
Figura B.8 – Plano médio de ajuste dos dados de aspereza da amostra C.1.cf.....	153

Figura B.9 – Superfície da amostra A.1 e valor <i>rms</i> da sua distribuição de asperezas para as condições de superfície sem filme (à esquerda) e com filme (à direita). .....	160
Figura B.10 – Superfície da amostra A.2 e valor <i>rms</i> da sua distribuição de asperezas para as condições de superfície sem filme (à esquerda) e com filme (à direita). .....	160
Figura B.11 – Superfície da amostra B.1 e valor <i>rms</i> da sua distribuição de asperezas para as condições de superfície sem filme (à esquerda) e com filme (à direita). .....	160
Figura B.12 – Superfície da amostra B.2 e valor <i>rms</i> da sua distribuição de asperezas para as condições de superfície sem filme (à esquerda) e com filme (à direita). .....	161
Figura B.13 – Superfície da amostra C.1 e valor <i>rms</i> da sua distribuição de asperezas para as condições de superfície sem filme (à esquerda) e com filme (à direita). .....	161
Figura B.14 – Superfície da amostra C.2 e valor <i>rms</i> da sua distribuição de asperezas para as condições de superfície sem filme (à esquerda) e com filme (à direita). .....	161
Figura B.15 – Superfície da amostra D.1 e valor <i>rms</i> da sua distribuição de asperezas para as condições de superfície sem filme (à esquerda) e com filme (à direita). .....	162
Figura B.16 – Superfície da amostra D.2 e valor <i>rms</i> da sua distribuição de asperezas para as condições de superfície sem filme (à esquerda) e com filme (à direita). .....	162
Figura B.17 – Distribuição de altura e valor de curtose das asperezas da amostra A.1 para as condições de superfície sem filme (à esquerda) e com filme (à direita). .....	163
Figura B.18 – Distribuição de altura e valor de curtose das asperezas da amostra A.2 para as condições de superfície sem filme (à esquerda) e com filme (à direita). .....	163
Figura B.19 – Distribuição de altura e valor de curtose das asperezas da amostra B.1 para as condições de superfície sem filme (à esquerda) e com filme (à direita). .....	164
Figura B.20 – Distribuição de altura e valor de curtose das asperezas da amostra B.2 para as condições de superfície sem filme (à esquerda) e com filme (à direita). .....	164
Figura B.21 – Distribuição de altura e valor de curtose das asperezas da amostra C.1 para as condições de superfície sem filme (à esquerda) e com filme (à direita). .....	164
Figura B.22 – Distribuição de altura e valor de curtose das asperezas da amostra C.2 para as condições de superfície sem filme (à esquerda) e com filme (à direita). .....	165
Figura B.23 – Distribuição de altura e valor de curtose das asperezas da amostra D.1 para as condições de superfície sem filme (à esquerda) e com filme (à direita). .....	165
Figura B.24 – Distribuição de altura e valor de curtose das asperezas da amostra D.2 para as condições de superfície sem filme (à esquerda) e com filme (à direita). .....	165

Figura B.25 – Distribuição de probabilidade e valor de assimetria das asperezas da amostra A.1 para as condições de superfície sem filme (à esquerda) e com filme (à direita). .....	166
Figura B.26 – Distribuição de probabilidade e valor de assimetria das asperezas da amostra A.2 para as condições de superfície sem filme (à esquerda) e com filme (à direita). .....	166
Figura B.27 – Distribuição de probabilidade e valor de assimetria das asperezas da amostra B.1 para as condições de superfície sem filme (à esquerda) e com filme (à direita). .....	167
Figura B.28 – Distribuição de probabilidade e valor de assimetria das asperezas da amostra B.2 para as condições de superfície sem filme (à esquerda) e com filme (à direita). .....	167
Figura B.29 – Distribuição de probabilidade e valor de assimetria das asperezas da amostra C.1 para as condições de superfície sem filme (à esquerda) e com filme (à direita). .....	167
Figura B.30 – Distribuição de probabilidade e valor de assimetria das asperezas da amostra C.2 para as condições de superfície sem filme (à esquerda) e com filme (à direita). .....	168
Figura B.31 – Distribuição de probabilidade e valor de assimetria das asperezas da amostra D.1 para as condições de superfície sem filme (à esquerda) e com filme (à direita). .....	168
Figura B.32 – Distribuição de probabilidade e valor de assimetria das asperezas da amostra D.2 para as condições de superfície sem filme (à esquerda) e com filme (à direita). .....	168
Figura C.1 – Autoespectro do ruído de fundo do sinal enviado ao excitador modal. ....	169
Figura C.2 – Autoespectro do ruído de fundo do acelerômetros da cabeça de impedância. .	170
Figura C.3 – Autoespectro do ruído de fundo do sensor de força da cabeça de impedância. .	170
Figura C.4 – Autoespectro do ruído de fundo dos acelerômetros posicionados no disco. ....	170

## LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1 – Nomenclatura das FRFs de acordo com a unidade dos sinais de entrada e saída do sistema [Adaptado de Masotti, 2013, e Harris e Piersol, 2002.] .....	15
Tabela 3.1 – Famílias de materiais e composição química aproximada das amostras utilizadas. ....	36
Tabela 3.2 – Massa dos corpos de prova (CP) utilizados.....	37
Tabela 3.3 – Exemplificação da nomenclatura utilizada para identificação de amostra e condição.....	38
Tabela 3.4 – Condições do ensaio para caracterização de atrito das amostras.....	40
Tabela 3.5 – Valores de nível eficaz ( <i>rms</i> ), assimetria e curtose, das distribuições de asperezas das superfícies das amostras. ....	50
Tabela 4.1 – Especificação dos equipamentos utilizados na análise modal por impactação. ..	56
Tabela 4.3 – Parâmetros modais resultantes da análise modal experimental por impactação. 64	
Tabela 4.4 – Especificação dos equipamentos utilizados.....	70
Tabela 4.5 – Condições do teste para caracterização do disco.....	73
Tabela 4.6 – Frequências naturais e amortecimento estimados no experimento conduzido com o shaker e em comparação aos parâmetros obtidos no experimento por impactação. ....	82
Tabela 5.1 – Níveis de pressões [kPa] aplicados sobre as amostras. ....	86
Tabela 5.2 – Metodologia de ensaios para avaliação dos materiais. ....	99
Tabela 5.3 – Exemplificação da nomenclatura utilizada para identificação de amostra e condição.....	100
Tabela B.1 – Valores de $R^2$ de ajuste do plano médio sobre os dados experimentais.....	152

## LISTA DE SIGLAS E ABREVIATURAS

ANOVA	<i>Analysis of Variance</i> – Análise de Variância
DFT	<i>Discrete Fourier Transform</i> – Transformada Discreta de Fourier
FFT	<i>Fast Fourier Transform</i> – Transformada Rápida de Fourier
FRF	<i>Frequency Response Function</i> – Função Resposta em Frequência
LATRIB	Laboratório de Tribologia da UFRGS
LdSM	Laboratório de Design e Seleção de Materiais da UFRGS
NAO	<i>Non-Asbestos Organic</i>
PROMECC	Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica
UFRGS	Universidade Federal do Rio Grande do Sul

## LISTA DE SÍMBOLOS

### Alfabeto Grego

$\gamma_{fx}(\omega)$	Espectro de coerência entre as funções $F(\omega)$ e $X(\omega)$
$\gamma_3$	Assimetria, terceiro momento central normalizado
$\gamma_4$	Curtose, quarto momento central normalizado
$\Delta f$	Resolução em frequência ( <i>spam</i> ) [Hz]
$\epsilon_r$	Estimativa de erro randômico [dB]
$\zeta$	Razão de amortecimento
$\mu$	Coefficiente de atrito [-]
$\mu_n$	Momento central de ordem $n$
$\mu_x$	Média
$\pi_3$	Índice de excitação [-]
$\rho$	Coefficiente de correlação de Pearson [-]
$\sigma_x$	Desvio padrão
$\tau$	Unidade de tempo secundária [s]
$\omega$	Frequência [rad/s]

### Alfabeto Romano

AFP1	Acelerômetro fora do plano na posição 1 [m/s <sup>2</sup> ]
ANP1	Acelerômetro no plano na posição 1 [m/s <sup>2</sup> ]
AFP2	Acelerômetro fora do plano na posição 2 [m/s <sup>2</sup> ]
ANP2	Acelerômetro no plano na posição 2 [m/s <sup>2</sup> ]
ACI	Aceleração na Cabeça de Impedância [m/s <sup>2</sup> ]
FCI	Força na Cabeça de Impedância [N]
$f(t)$	Força de excitação no domínio do tempo [N]
$f_{aq}$	Frequência de aquisição [Hz]
$F(\omega)$	Força de excitação no domínio da frequência [N]
$\overline{F(\omega)}$	Complexo conjugado da função $F(\omega)$
$F_n$	Força normal [N]
$h(t)$	Sinal genérico do sistema no domínio do tempo

$H(\omega)$	Função resposta em frequência do sistema (FRF)
$H_0(\omega)$	Estimador função resposta em frequência H0 [(m/s <sup>2</sup> )/N]
$H_1(\omega)$	Estimador função resposta em frequência H1 [(m/s <sup>2</sup> )/N]
$H_2(\omega)$	Estimador função resposta em frequência H2 [(m/s <sup>2</sup> )/N]
$H_3(\omega)$	Estimador função resposta em frequência H3 [(m/s <sup>2</sup> )/N]
$H_s(\omega)$	Estimador função resposta em frequência Hs [(m/s <sup>2</sup> )/N]
$H_v(\omega)$	Estimador função resposta em frequência Hv [(m/s <sup>2</sup> )/N]
$N_{espectros}$	Número de espectros [-]
$r_d$	Raio de deslizamento [m]
$R^2$	Coefficiente de determinação [-]
$S_{fh}$	Espectro cruzado entre as funções $F(\omega)$ e $H(\omega)$
$S_{ff}$	Autoespectro da função $F(\omega)$
$t$	Unidade de tempo primária [s]
$T$	Torque [N.m]
$t_a$	Tempo de aquisição [s]
$t_{min}$	Tempo mínimo para aquisição de 1 espectro [s]
$t_{overlap}$	Tempo de sobreposição [s]
$x(t)$	Deslocamento no domínio do tempo [m]
$X(\omega)$	Deslocamento no domínio da frequência [m]

#### Operadores

$\mathcal{F}$	Operador de Transformada direta de Fourier
$\mathcal{F}^{-1}$	Operador de Transformada inversa de Fourier
*	Operador de convolução
★	Operador de correlação

# 1. INTRODUÇÃO

## 1.1 GENERALIDADES

Os sistemas de fricção automotivos operam convertendo a energia cinética dos veículos em outras formas de energia a serem dissipadas para o meio. A principal forma de transformação de energia é pela geração de calor na interface de contato entre o par tribológico: material de fricção (pastilha ou lona) contra o rotor (disco ou tambor) [Okamura, 2013, EL-Tayeb e Liew, 2009]. Além da dissipação térmica, que representa a maior parcela da energia total dissipada, também existe liberação de energia de natureza mecânica, como ruído e vibrações, gerada pelo fenômeno de frenagem.

Eriksson, 2000, e Kinkaid et al., 2003, indicam que, mesmo representando uma pequena parcela da energia total dissipada, a energia em forma de vibração, quando convertida em ruído, pode gerar elevados níveis de pressão sonora, causando desconforto acústico. Apesar do ruído produzido possuir pouco ou nenhum impacto no desempenho do sistema de freio [Trichês Júnior et al., 2008, Ghazaly et al., 2013], pedestres e ocupantes dos veículos possuem a percepção psicológica de que este fenômeno é um indicativo de mau funcionamento ou falha do sistema de freio [Moore et al., 2008; Oberst e Lai, 2011, Trichês Júnior et al., 2008]. Esse fator acarreta em insatisfação e em perda de confiança por parte dos consumidores [Oberst e Lai, 2011; Lou et al., 2004], tornando o ruído de freio um dos maiores motivos de solicitações de garantia encaminhadas à indústria de freios automotivos [Yang et al., 2003].

Dos diversos tipos de ruído de freio existentes, o *squeal noise*, que ocorre tipicamente acima de 1 kHz, se destaca como o mais problemático [Ghazaly et al., 2013]. No entanto, não existe atualmente um método generalizado capaz de suprimir completamente as ocorrências desse tipo de ruído [Kinkaid et al., 2003, Nobari et al., 2015]. Em ensaios de avaliação de ruído conduzidos em dinamômetros, é possível observar frenagens executadas sobre as mesmas condições nominais de operação, produzirem resultados completamente diferentes quanto à propensão ao *squeal noise* [Eriksson e Jacobson, 2001, Papinniemi e Lai e et al., 2007]. O elevado grau de complexidade dos sistemas de freio é uma das razões que justificam a dificuldade existente em compreender esse fenômeno [Lee et al., 2013, Akay et al., 2009].

Sendo assim, reduzir a complexidade dos métodos experimentais utilizados pode ser uma alternativa que permita diminuir a aleatoriedade do processo e facilitar a identificação das

condições necessárias para ocorrência desse fenômeno. Akay et al., 2009, apresentam como vantagens da utilização de experimentos laboratoriais sobre ensaios realizados em veículos: geometria simplificada do par tribológico, pequena área de contato entre disco e pastilha, configuração simplificada do experimento e facilidade de instrumentação.

Diversos aparatos experimentais, com configurações mais simplificadas, podem ser encontrados na literatura para avaliação de *squeal*. Existem aparatos que avaliam o sistema de freio completo [Ouyang et al., 2003, Bergman et al., 1999], os que utilizam sistemas do tipo pino sobre disco [Giannini e Massi, 2008, Giannini et al., 2006, Akay et al., 2009, Tuchinda, 2003, Short et al., 2004] e também esfera sobre disco [Wang e Woodhouse, 2011, Sherif, 2004, Chen et al., 2003]. Apesar das diferenças construtivas, em todos os experimentos citados, a excitação do disco é provocada pelo próprio processo de fricção.

Nessa condição, a excitação do sistema é resultado das condições de pressão, velocidade de escorregamento, atrito e temperatura formadas entre o par tribológico. Como a origem da excitação, nesse caso, ocorre na própria interface de fricção entre pastilha e disco, não é possível instrumentar o sistema tribológico nesse ponto, impossibilitando a medição e a parametrização das características do sinal que excita o sistema. Dessa forma, apenas é possível medir a resposta do sistema através da observação da condição de ruído. Esta resposta, que por sua vez, é composta por uma soma de efeitos: a excitação do sistema através do fenômeno tribológico, comportamento modal dos componentes, e as características de radiação sonora do sistema. Esse conjunto de fatores impossibilita, portanto, que a contribuição do material de fricção no processo de geração de ruído seja isolada e compreendida, pois não é possível dissociar ela dos efeitos promovidos pelo restante do sistema.

Em contrapartida, alguns trabalhos [Lee et al., 2013, Nishiwaki e Sorimachi, 2013, Nishiwaki e Misumi, 2015] buscam controlar a excitação que é imposta sobre o sistema, a fim de isolar a contribuição do efeito tribológico na produção de vibração sobre o sistema de freio. Nessa configuração de experimento, o material de fricção é excitado por um agente externo, usualmente um excitador modal (*shaker*), o qual insere um sinal de excitação conhecido sobre o sistema. A excitação imposta sobre o material de fricção é então transferida ao disco através do processo tribológico. Com a instrumentação do agente de excitação e da resposta do disco, é possível então determinar a contribuição isolada do material de atrito como agente de transformação da energia de excitação do sistema.

O presente trabalho utiliza essa abordagem, com controle da excitação do sistema, para o desenvolvimento de um aparato experimental capaz de avaliar a contribuição de materiais de fricção sobre vibrações induzidas na superfície de um disco de freio. Através de métricas de análise, no domínio do tempo e da frequência, os resultados obtidos com o experimento desenvolvido são correlacionados a parâmetros que quantificam a topografia da superfície dos materiais avaliados. Os resultados gerados com este trabalho devem contribuir para o entendimento dos mecanismos de excitação do sistema e das variáveis físicas e tribológicas do par de atrito que influenciam o processo de formação do *squeal noise*.

## 1.2 OBJETIVO GERAL

Avaliar o efeito provocado por materiais de fricção sobre a geração de vibrações na superfície de um disco de freio através de uma bancada experimental com capacidade de controle da excitação do sistema.

## 1.3 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- i. Realizar análise modal experimental do disco utilizado para identificação de suas características modais: frequências naturais, amortecimento e formas de vibração.
- ii. Realizar a caracterização topográfica da superfície dos materiais de atrito utilizados.
- iii. Realizar a caracterização de desempenho em frenagem (coeficiente de atrito) das amostras utilizadas.
- iv. Realizar a construção de um aparato experimental, com controle da excitação do sistema.
- v. Desenvolver a metodologia dos ensaios para avaliação da influência do fenômeno tribológico sobre o *squeal noise*. A sequência de teste deve contemplar a investigação dos seguintes itens:
  - a. Excitação direta do disco e excitação do disco através do material de fricção;
  - b. Direção de excitação: avaliar diferenças entre excitação na direção tangencial (sentido principal da força de atrito) ou radial do disco;
  - c. Linearidade do sistema à amplitude do sinal de excitação;
  - d. Tipo de sinal de excitação mais adequado para essa avaliação: sinal de ruído branco (sem frequência preferencial) ou seno puro, com frequências correspondentes às frequências naturais do sistema;

- e. Avaliar efeitos de variação de pressão (força normal) sobre as amostras (material de fricção) utilizadas;
- f. Definir a métrica (parâmetro de quantificação) mais adequado para a avaliação desse experimento;
- g. Testar diferentes materiais de fricção e verificar se o experimento desenvolvido é sensível o suficiente para encontrar respostas entre esses materiais.
- h. Identificar se existe correlação com parâmetros de caracterização do desempenho em frenagem (atrito) e da topografia da superfície desses materiais;

#### **1.4 ORGANIZAÇÃO DO TRABALHO**

Para facilitar a compreensão das etapas realizadas no presente trabalho, o mesmo foi dividido em seis capítulos, dos quais esta introdução é o primeiro. O trabalho experimental desenvolvido pode ser separado em três etapas distintas, cada qual para avaliação de um dos elementos do sistema, sendo eles: superfície dos materiais de fricção, comportamento modal do disco utilizado e avaliação do experimento proposto com controle da excitação do sistema. Por conta disso, cada um desses tópicos está contido em um capítulo diferente, composto de metodologia e resultados.

O segundo capítulo corresponde à revisão bibliográfica. Ele descreve o conjunto de técnicas de análise de sinais, no domínio do tempo e no domínio da frequência, que foram utilizadas para o processamento dos dados gerados durante este trabalho. Neste capítulo é caracterizado o fenômeno de *squeal*, apresentando a conceituação desse tipo de ruído e as abordagens existentes na literatura para compreensão do tema. Por fim, também é apresentada uma revisão de aparatos experimentais semelhantes ao utilizado neste trabalho para caracterização do fenômeno de *squeal* em materiais de fricção.

O terceiro capítulo inicia a apresentação dos trabalhos experimentais desenvolvidos nesta dissertação. Nele são descritos os procedimentos utilizados para medição do coeficiente de atrito e da topografia da superfície das amostras utilizadas. Os resultados alcançados são posteriormente utilizados, no quinto capítulo, para estabelecer relações entre o estado da superfície e a propensão dos materiais avaliados quanto à produção de ruído.

O quarto capítulo descreve a análise modal experimental conduzida sobre o disco de freio selecionado. Com isso, são obtidos os dados de frequência natural, amortecimento e forma modal do disco, necessários para descrever o comportamento vibratório desse elemento. Os

resultados obtidos neste capítulo, onde a excitação foi provocada diretamente na superfície do disco, são contrapostos com os resultados obtidos no capítulo cinco, no qual a excitação do disco ocorre através de fricção. A comparação desses resultados auxilia no entendimento do comportamento apresentado pelo experimento proposto neste trabalho.

O quinto capítulo apresenta, então, o desenvolvimento do experimento proposto neste trabalho para caracterização da contribuição das diferentes amostras testadas à produção de ruído. As métricas revisadas no segundo capítulo são aplicadas e utilizadas para avaliação dos diferentes materiais submetidos aos testes. Por fim, os resultados obtidos com o experimento proposto são comparados aos dados de superfície resultantes do capítulo três e as correlações existentes entre ambos os parâmetros são exploradas e apresentadas.

Por fim, o sexto e último capítulo apresenta, de forma resumida, as conclusões obtidas em cada um dos três capítulos anteriores de desenvolvimento do trabalho.

## 2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

### 2.1 SISTEMA DE FREIO

O sistema de freio é o conjunto de componentes responsáveis pela redução da velocidade dos automóveis. Ele possui alta criticidade de aplicação, pois a sua funcionalidade garante a segurança dos ocupantes dos veículos [Neis et al., 2016]. Newcomb, 1980, estima que, em veículos leves, o freio é responsável por dissipar de 5,8% a 8,2% do trabalho feito pelo motor, enquanto que para caminhões e veículos de corrida, esta relação chega a 17% e 22%, respectivamente.

Além de simplesmente dissipar a energia do veículo, é exigido ainda que o sistema de freio atenda a requisitos de desempenho, confiabilidade e conforto. Para isso, o par tribológico (disco de freio e material de fricção) deve apresentar coeficiente de atrito estável e alto o suficiente, independentemente das condições de contorno (pressão, velocidade e temperatura) experimentadas. Além disso, o sistema de freio precisa ser durável, ou seja, apresentar baixa taxa de desgaste e também exibir baixo nível de ruído e vibrações [Eriksson et al., 2002, Neis et al., 2015, Ostermeyer e Müller, 2008, Österle et al., 2009, Ostermeyer e Wilkening, 2013, Rhee et al., 1991].

#### 2.1.1 CONFIGURAÇÕES DOS SISTEMAS DE FREIO

Existem duas configurações principais de sistemas de freio que são utilizadas em veículos: sistemas de freio a tambor e sistemas de freio a disco. De forma geral, a primeira delas, apresentada na Figura 2.1 é menos eficiente do que a configuração com freio a disco.



Figura 2.1 – Sistema de freio a tambor com identificação dos principais componentes.

[Adaptado de Antunes, 2016].

O sistema a tambor (Figura 2.1) possui baixo custo, tanto de produção, como de manutenção, em função da simplicidade dos materiais utilizados, bem como da sua arquitetura de construção. Sua aplicação principal é na linha pesada, também chamada linha comercial, que envolve veículos como caminhões e ônibus, onde a preocupação com a redução de custos é maior. Já na linha leve, como carros e utilitários, eles exercem papel secundário na frenagem, sendo utilizados nos eixos traseiros e em freios de estacionamento [Antunes, 2016].

Como mencionado, a configuração de freio utilizando disco e pastilha, apresentada na Figura 2.2, possui maior eficiência, o que vem expandindo sua aplicação, tanto em eixos dianteiros como traseiros Matoso, 2012. Esse tipo de sistema é composto basicamente por quatro componentes: disco, *caliper*, sistema hidráulico de atuação e pastilhas de freio.

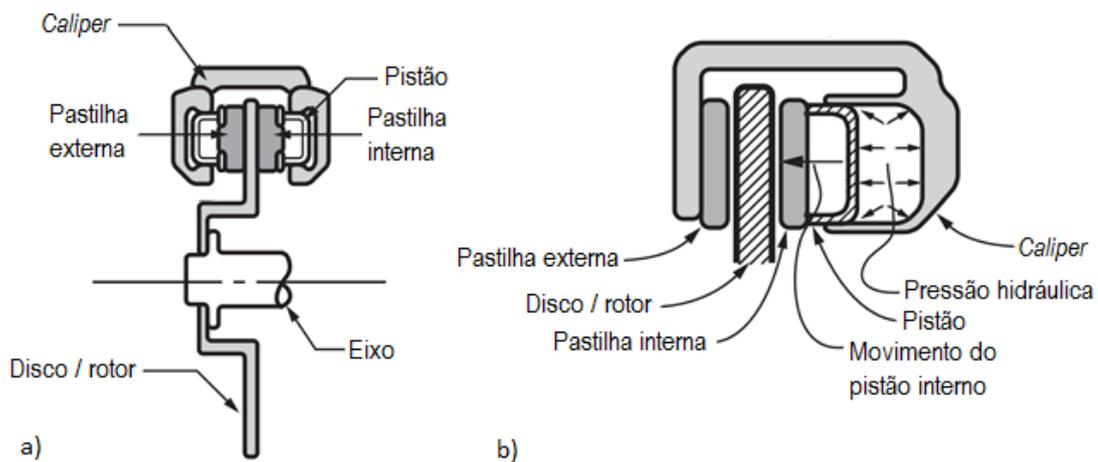


Figura 2.2 – Seção transversal de um sistema de freio à disco, a) Configuração com caliper fixo. b) Configuração com caliper flutuante [Adaptado de Kinkaid et al., 2003].

O disco (ou rotor) é fixado ao cubo de roda e possui movimento solidário às rodas do veículo. Ele é constituído usualmente de uma liga de ferro fundido cinzento. Esse material possui condutividade térmica elevada, necessária para dissipação do calor gerado. Além disso, conta com satisfatória resistência mecânica ao desgaste, aliado a um preço competitivo e facilidade de usinagem [Kinkaid et al., 2003, Eriksson e Jacobson, 2000, Kchaou et al., 2013].

O *caliper* (ou pinça de freio) é fixado à estrutura da suspensão do veículo, sendo composto por um ou mais cilindros hidráulicos, responsáveis por comprimir as pastilhas de freio contra o disco. Eles se apresentam nas configurações fixa ou flutuante. Na primeira, o *caliper* é constituído por cilindros dispostos em ambos os lados do disco, o que agrega maior robustez ao sistema (Figura 2.2.a). Já a segunda (flutuante), possui maior utilização por ter menor número

de componentes, massa e custo de fabricação [Matozo, 2012]. Seu posicionamento é realizado em um único lado da estrutura, sendo que a aplicação da força em ambos os lados é garantida pela arquitetura do sistema (Figura 2.2.b).

O sistema hidráulico possui um cilindro mestre, dotado de um reservatório de fluido hidráulico e conectado aos atuadores por meio de dutos. Ao pressionar o pedal do freio, o condutor eleva a pressão no interior dos dutos, a qual proporciona o deslocamento do êmbolo do cilindro mestre que, por sua vez, realiza a transmissão de força para os atuadores localizados junto às rodas. Por fim, o pistão eleva a pressão do *caliper*, pressionando o material de fricção contra o disco de freio [Matozo, 2012].

### 2.1.2 MATERIAIS DE FRICÇÃO

Os materiais de fricção são compósitos formados pela combinação de até 20 componentes diferentes [Neis, 2012, Eriksson e Jacobson, 2000, Rhee et al., 1991]. Cada um deles é utilizado para executar uma função específica dentro da matriz, para que no agregado tenha-se o comportamento desejado do material de fricção. De acordo com Kinkaid et al., 2003, Eriksson e Jacobson, 2000, e Matozo, 2012, os compostos utilizados como matéria-prima podem ser divididos em até seis categorias principais:

- i. Aglomerantes: têm a finalidade de unir os demais compósitos que compõe a matriz; a resina fenólica é amplamente utilizada por apresentar estabilidade térmica e elevada temperatura de degradação;
- ii. Fibras de reforço: de natureza metálica, orgânica ou cerâmica, são utilizadas para conferir resistência mecânica ao compósito e também impactam na condutividade térmica do mesmo;
- iii. Modificadores de atrito lubrificantes: têm como principais representantes os sulfetos metálicos e o grafite, com função de estabilizar o atrito do compósito;
- iv. Modificadores de atrito abrasivos: são responsáveis por elevar a magnitude do atrito da pastilha, sendo composto de partículas duras, como por exemplo óxido de alumínio ( $Al_2O_3$ ) e silicato de zircônio ( $ZrSiO_4$ );
- v. Materiais viscoelásticos: de base polimérica, como a borracha, diminuem a rigidez geral do material de atrito (rigidez de *bulk*), deixando a matriz mais macia, propriedade importante para o ruído, pois aumenta o amortecimento do material.

- vi. Agentes de enchimento minerais: servem para melhorar a capacidade de fabricação, auxiliando no controle da densidade sem alterar significativamente a magnitude do coeficiente de atrito.

Apesar dos inúmeros arranjos possíveis de componentes que podem ser formados por matérias-primas distintas, existem basicamente três classes de materiais de fricção que são utilizadas para classificação desses componentes: *NAO*, *Low-Met* e *Semi-Met*. O termo *NAO* (*Non-Asbestos Organic*) se refere a materiais de fricção que são desprovidos de fibras metálicas ferrosas, o que proporciona menor desgaste à frio e baixa magnitude do coeficiente de atrito quando comparada as outras famílias de materiais de fricção. Além disso, os materiais *NAO* possuem menor tendência à produção de ruído, o que é geralmente associado ao menor nível de atrito e à maior formação de filme promovida por esse tipo de material [Matozo, 2012].

De forma contrária, a família dos *Semi-Met* utiliza fibras ferrosas e abrasivos com maior dureza. Isso favorece o mecanismo de desgaste abrasivo, melhorando o desempenho do material de fricção quanto ao nível de atrito. No entanto, esse fator acelera o desgaste dos materiais em contato (disco e pastilha) e propicia uma maior produção de ruído [Matozo, 2012]. Já a família dos *Low-Met* são os materiais de atrito que possuem fibra-ferrosa, assim como o *Semi-Met*, porém a combinação dos demais compósitos permite que ele tenha propriedades intermediárias entre as duas famílias já citadas.

## 2.2 ANÁLISE MODAL EXPERIMENTAL

Segundo Thomson e Dahleh, 1998, todos os corpos que possuem massa e elasticidade são capazes de vibrar. E assim, como qualquer outro sistema mecânico, os sistemas de freio também podem vibrar, dissipando energia através da deformação dos seus componentes. Ao se deformarem, os elementos do sistema de freio provocam o deslocamento do ar ao seu redor, gerando campos de velocidade e diferenças de pressão no ambiente. Esse efeito pode ser observado através de um microfone, ou mesmo com o próprio ouvido humano, o qual percebe essas diferenças de pressão como ruído, já que o som produzido gera incômodo às pessoas.

A análise das características modais de um sistema vibratório pode ser realizada através das abordagens analítica, numérica e/ou experimental. As abordagens analítica e numérica buscam descrever o comportamento de um sistema vibratório através de um modelo matemático, cuja solução destaca as características modais do sistema em análise. Enquanto isso, a abordagem experimental vale-se da instrumentação para observação do comportamento

vibratório desse sistema é a partir da abordagem experimental. O esquema indicado na Figura 2.3 representa o problema solucionado pela análise modal experimental através da medição dos sinais excitação e de resposta do sistema. Com estes dados, é possível então isolar a contribuição do sistema sobre o sinal de resposta observado e, com isso, definir os parâmetros modais (frequência natural, amortecimento e forma modal) que caracterizam o sistema.

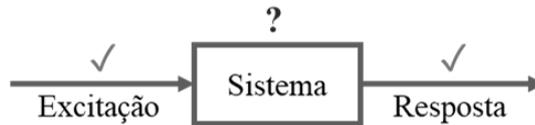


Figura 2.3 – Representação esquemática do problema da análise modal experimental.

### 2.2.1 CONVOLUÇÃO

A convolução é uma propriedade fundamental para a aplicação do método de análise modal experimental. Ela descreve que o sinal de resposta observado em um sistema é a combinação dos efeitos do sinal de excitação com o comportamento do próprio sistema. Para essa e as demais propriedades apresentadas nas seções posteriores, assumem-se as hipóteses de que os sinais mensurados são randômicos, estacionários e ergódicos. Assim como que os sistemas em análise são lineares e invariantes no tempo.

No caso do modelo de sistema analisado, descrito previamente na Figura 2.3, a resposta do sistema, indicada pela função  $x(t)$ , é a combinação dos efeitos do sinal de excitação  $f(t)$  com o comportamento do sistema  $h(t)$ . Como a convolução trata da combinação de duas funções, nesse caso as funções  $f(t)$  e  $h(t)$ , ela é uma operação matemática de integração, denotada pelo operador “\*”, cuja aplicação sobre duas funções ( $f$  e  $h$ ) produz uma terceira função ( $x(t)$ ), como descrito pela Equação 2.1.

De acordo com Smith, 1997, e Poularikas, 1996, a convolução é utilizada na análise de sistemas lineares para descrever a relação entre três sinais de interesse: o sinal de excitação ( $f$ ), o sinal de resposta do sistema a um impulso unitário ( $h$ ), e o sinal de resposta do sistema à excitação inicial provocada ( $x$ ), a qual corresponde à convolução entre os dois primeiros.

$$x(t) = f(t) * h(t) = \int_{-\infty}^{+\infty} f(\tau)h(t - \tau)d\tau \quad (2.1)$$

Como mencionado, em um problema de análise modal experimental, é feita a medição dos sinais de entrada e saída do sistema, os quais correspondem às funções  $f(t)$  e  $x(t)$ , respectivamente. No entanto, ao aplicar a Transformada de Fourier sobre a operação de convolução domínio do tempo, descrita na Equação 2.1, encontra-se uma importante propriedade da convolução, apresentada na Equação 2.2, onde se estabelece que uma convolução no domínio do tempo corresponde a uma multiplicação no domínio de frequência [Randall, 1987, Poularikas, 1996]. Por conta disso, a análise modal de um sistema é feita, geralmente, no domínio da frequência já que, nesse caso, a operação de convolução é uma multiplicação de vetores, uma operação mais simples do que a exigida no domínio do tempo [Bendat e Piersol, 1971, LMS International, 2000, Randall, 1987].

$$\mathcal{F}\{f(t) * h(t)\} = F(\omega)H(\omega) \quad (2.2)$$

A utilização da Equação 2.2, portanto, simplifica a relação entre as funções e permite a utilização da propriedade da convolução para solucionar o problema de análise modal experimental. Sendo assim, conhecendo as funções, no domínio da frequência, de excitação ( $F(\omega)$ ) e de resposta ( $X(\omega)$ ) do sistema, é possível determinar o comportamento do sistema, também no domínio da frequência, ao dividir a função de resposta pela de excitação, resultando na função  $H(\omega)$ . Sendo assim, a convolução pode ser representada também através de diagramas de blocos (Figura 2.4), onde a resposta do sistema, tanto no domínio do tempo como no da frequência, é a convolução do sinal de excitação com o comportamento do sistema.

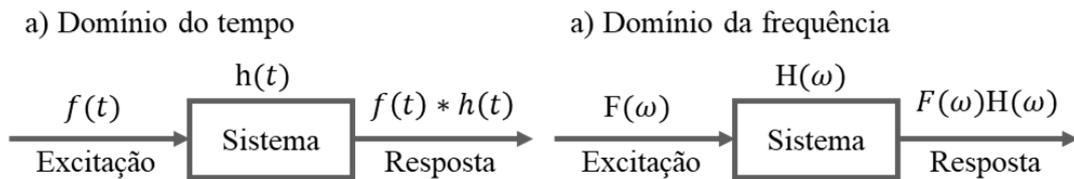


Figura 2.4 – Representação da convolução por diagrama de blocos, a) no domínio do tempo e b) no domínio da frequência

### 2.2.2 CORRELAÇÃO

Semelhante à convolução, a correlação entre duas funções também consiste na transformação do produto de ambas, resultando em uma terceira função. A diferença entre elas

é que o deslocamento da função do sistema ocorre em sentido contrário daquele utilizado na convolução. A Equação 2.3 apresenta a correlação no domínio do tempo entre duas funções, onde o operador “ $\star$ ” será utilizado para diferenciar do operador de convolução “ $*$ ”.

$$R_{fh}(t) = f(t) \star h(t) = \int_{-\infty}^{+\infty} f(\tau)h(t + \tau)d\tau \quad (2.3)$$

Outra semelhança com a operação de convolução é que, no domínio da frequência, a operação de correlação também se resume na multiplicação dos espectros de ambas as funções. Por isso, o resultado da operação no domínio da frequência ( $S_{fh}$ ) também é conhecido como espectro cruzado (*cross spectrum*) das funções em estudo. A operação de correlação cruzada no domínio da frequência, definida pela Equação 2.4, é a multiplicação complexa do espectro conjugado da primeira função ( $F^*(\omega)$ ), pelo espectro da segunda função ( $H(\omega)$ ). Se a ordem das funções for invertida, gera a condição da Equação 2.5 [Poularikas, 1996,Randall, 1987].

$$S_{fh}(\omega) = \mathcal{F}\{f(t) \star h(t)\} = \overline{F(\omega)}H(\omega) \quad (2.4)$$

$$S_{hf}(\omega) = \mathcal{F}\{h(t) \star f(t)\} = \overline{H(\omega)}F(\omega) \quad (2.5)$$

Visualizando essa questão no domínio da frequência, percebe-se uma diferenciação entre ambas as funções ( $S_{fh}(\omega)$  e  $S_{hf}(\omega)$ ) devido à reciprocidade da operação. Enquanto as funções são iguais em termos de magnitude, a fase entre elas será uma contrária da outra. Um caso especial da correlação cruzada é quando as funções  $f(t)$  e  $h(t)$  são iguais, ou seja, quando se calcula a correlação de uma função por ela mesma. Nesse caso, a função resposta no domínio da frequência ( $S_{ff}(\omega)$ ) coincide com o autoespectro ( $F(\omega)^2$ ) da transformada de Fourier da função  $f(t)$ . Isso ocorre, porquê ao multiplicar o espectro conjugado por ele mesmo, as fases contrárias se cancelam e sobra apenas a informação de magnitude.

### 2.2.3 A FUNÇÃO RESPOSTA EM FREQUÊNCIA (FRF) E SEUS ESTIMADORES

Aplicando o conceito de convolução, no procedimento de análise modal experimental, é estabelecida a relação entre os sinais de resposta e de excitação do sistema, como demonstrado na Figura 2.5. A função gerada pela relação entre os sinais citados, descreve então o comportamento do sistema, e recebe o nome de Função Resposta em Frequência (FRF).

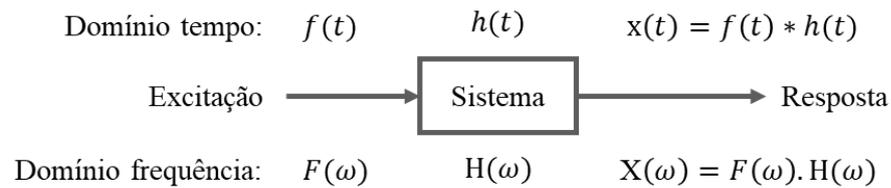


Figura 2.5 – Relações entre entrada e saída de um sistema [Adaptado de Randall, 1987].

Apesar da FRF ser definida como a divisão entre os sinais de resposta e de excitação do sistema linear em análise, existem várias formas de calcular essa relação para a função característica do sistema ( $H(\omega)$ ). Os vários métodos existentes para estimativa da FRF, que estabelecem essa relação, são denominados de estimadores de FRF.

Segundo Randall, 1987, e LMS International, 2000, a relação descrita na Equação 2.6 é a mais simples e direta possível, e foi nomeada neste trabalho de estimador  $H_0$ . No entanto, a relação do estimador  $H_0$  se trata de uma condição idealizada, que não considera a contaminação dos sinais por ruídos provenientes da medição.

$$H_0(\omega) = \frac{X(\omega)}{F(\omega)} \quad (2.6)$$

Com o intuito de buscar minimizar a existência de ruído no resultado da relação de FRF, surgiram outros estimadores, desenvolvidos com base no estimador original ( $H_0$ ). O primeiro deles, denominado de estimador  $H_1$ , considera que não há ruído na medição do sinal de entrada, e tenta então, minimizar a influência do ruído presente no sinal de saída. Para isso, o parâmetro  $H_0$  é multiplicado pelo complexo conjugado do sinal de entrada, no numerador e no denominador. A nova relação, descrita na Equação 2.7, corresponde ao espectro cruzado entre a entrada e a saída, dividido pelo auto espectro do sinal de entrada.

$$H_1(\omega) = \frac{\overline{F(\omega)}X(\omega)}{\overline{F(\omega)}F(\omega)} = \frac{S_{fx}(\omega)}{S_{ff}(\omega)} \quad (2.7)$$

Já o segundo, denominado de estimador  $H_2$ , segue a lógica contrária ao estimador  $H_1$ , e considera que não há ruído na medição do sinal de saída. O objetivo então, é minimizar a influência do ruído presente no sinal de entrada. Para tanto, o parâmetro  $H_0$  é multiplicado pelo

complexo conjugado do sinal de saída, no numerador e no denominador, como demonstrado na Equação 2.8, a qual corresponde ao auto espectro do sinal de saída, dividido pelo espectro cruzado entre a saída e a entrada.

$$H_2(\omega) = \frac{\overline{X(\omega)}X(\omega)}{\overline{X(\omega)}F(\omega)} = \frac{S_{xx}(\omega)}{S_{xf}(\omega)} \quad (2.8)$$

Um terceiro estimador  $H_3$ , descrito por Åbom, 1986, é calculado como a média geométrica dos dois estimadores anteriores. A relação apresentada para o estimador  $H_3$  é apresentada na Equação 2.9. O autor ainda apresenta um estudo quanto ao erro associado no cálculo de cada estimador e conclui que de forma geral, o erro dos estimadores  $H_1$  e  $H_3$  são semelhantes, sendo ambos menores que o erro do estimador  $H_2$ . No entanto, ele ressalva que essa análise não descarta a aplicação do estimador  $H_2$ , pois em situações onde há apenas ruído no sinal de entrada, o referido estimador deve apresentar melhor resposta do que os demais.

$$H_3(\omega) = \left( \frac{S_{fx}(\omega)}{|S_{fx}(\omega)|} \right) \left( \frac{S_{xx}(\omega)}{S_{ff}(\omega)} \right)^{1/2} \quad (2.9)$$

Além dos estimadores já apresentados, um quarto estimador denominado  $H_s$  é descrito no trabalho de White et al., 2006. Segundo o autor, esse estimador foi desenvolvido por Wicks e Vold, 1986, com base no algoritmo de mínimos quadrados apresentado por Golub e van Loan, 1980. O estimador  $H_s$ , descrito na Equação 2.10, pondera a presença de ruído nos sinais de entrada e de saída através do fator 's', ao qual pode ser atribuído valores de 0 a  $+\infty$ .

$$H_s(\omega) = \frac{S_{xx}(\omega) - s \cdot S_{ff}(\omega) + \sqrt{s \cdot S_{ff}(\omega) - S_{xx}(\omega)^2 + 4 \cdot s \cdot |S_{fx}(\omega)|^2}}{2S_{xf}(\omega)} \quad (2.10)$$

Quando utilizado  $s = 0$ , o valor de  $H_s$  se iguala ao estimador  $H_2$ . Já se  $s = \infty$ , o estimador  $H_s$  se iguala ao  $H_1$ . Assim, o valor de  $H_s$  sempre estará entre os limites de amplitude estabelecidos por  $H_1$  e  $H_2$ . Na condição especial em que  $s = 1$ , o estimador  $H_s$  também é denominado de  $H_v$ , que segundo LMS International, 2000, apresenta a melhor estimativa geral de uma FRF, pois faz com que o resultado desse estimador se aproxime do valor de  $H_1$  nos vales do espectro e do valor de  $H_2$  nos picos de ressonância.

Além dos diversos estimadores existentes e caracterizados anteriormente ( $H_0$ ,  $H_1$ ,  $H_2$ ,  $H_3$ ,  $H_s$  e  $H_v$ ), também existem nomenclaturas distintas para as FRFs em função da natureza dos sinais de entrada e saída que estão sendo analisados. Para a análise de um sistema mecânico, geralmente é realizada a medição de um sinal de força, como entrada ou saída do sistema, o qual é relacionado a outro parâmetro, que neste caso pode ser deslocamento, velocidade ou aceleração. A Tabela 2.1 exibe as nomenclaturas utilizadas para cada combinação desses parâmetros como entrada ou saída do sistema mecânico em estudo.

Tabela 2.1 – Nomenclatura das FRFs de acordo com a unidade dos sinais de entrada e saída do sistema [Adaptado de Masotti, 2013, e Harris e Piersol, 2002.]

<b>Nomenclatura</b>	<b>Entrada</b>	<b>Saída</b>
Receptância	Força	Deslocamento
Mobilidade	Força	Velocidade
Inertância	Força	Aceleração
Rigidez Dinâmica	Deslocamento	Força
Impedância	Velocidade	Força
Massa Dinâmica	Aceleração	Força

#### 2.2.4 EQUIPAMENTOS PARA EXCITAÇÃO DO SISTEMA

A medição de uma FRF, como destacado por Masotti, 2013, é uma avaliação pontual, e estabelece a relação entre o ponto de excitação com o ponto de medição da resposta. Para obter a informação de forma modal de um sistema utilizando a técnica de FRF, é necessário fazer a medição de vários pontos sobre a estrutura, variando o posicionamento do elemento de excitação e/ou de medição da resposta. De acordo com Masotti, 2013, se a medição da resposta e excitação é feita em um mesmo ponto da estrutura, ele é dita FRF pontual, caso sejam pontos diferentes, é chamada de FRF de transferência.

Os transdutores utilizados para realizar a excitação de um sistema devem possuir características específicas quanto ao sinal de excitação produzido. Se este possuir alguma frequência preferencial, que case com uma frequência natural (inicialmente desconhecida) do sistema, ocorrerá o fenômeno de ressonância, levando a uma estimativa errônea da FRF. Isso ocorre, pois, a ressonância pode amplificar em muitas vezes a amplitude de vibração,

acrescentando uma não-linearidade, e assim, a divisão do sinal de resposta pelo de excitação, não é adequada para avaliação da resposta do sistema.

Por este motivo, os sinais de excitação utilizados para análise modal experimental buscam não possuir frequência preferencial de vibração. Para isso, são utilizados sinais transientes (impulso), ou randômicos (ruído branco), cujo espectro de frequências resulta numa figura plana. Døssing, 1988 e Masotti, 2013 destacam que, para o primeiro caso (sinal transiente), pode-se utilizar martelos ou pêndulos de impacto. Já para produção de ruído branco pode-se utilizar excitadores modais (*shaker*) de natureza eletromagnética ou eletro hidráulica.

O martelo de impacto, como o próprio nome já sugere, é utilizado para promover a impactação da estrutura. Ele é equipado, geralmente, com um sensor de natureza piezoelétrica, para medição da parcela dinâmica da força de excitação. A principal característica é que, um evento de impacto no domínio do tempo, resulta em um espectro sem frequência preferencial.

Em comparação ao martelo de impactação, os excitadores modais, também denominados de *shaker*, possuem menos mobilidade. Por conta disso, a estimativa de FRF é feita, geralmente, pela variação dos pontos de medição de resposta, mantendo fixo o ponto de excitação. No entanto, este equipamento é capaz de executar uma gama variada de testes, uma vez que permite controlar o sinal que é utilizado para excitação da estrutura. Um excitador modal eletromagnético pode ser observado na Figura 2.6, onde destaca-se o posicionamento do material ferromagnético e da mesa, que constitui a parte móvel, e têm seu movimento induzido pela ação da bobina, a qual recebe o sinal de excitação.

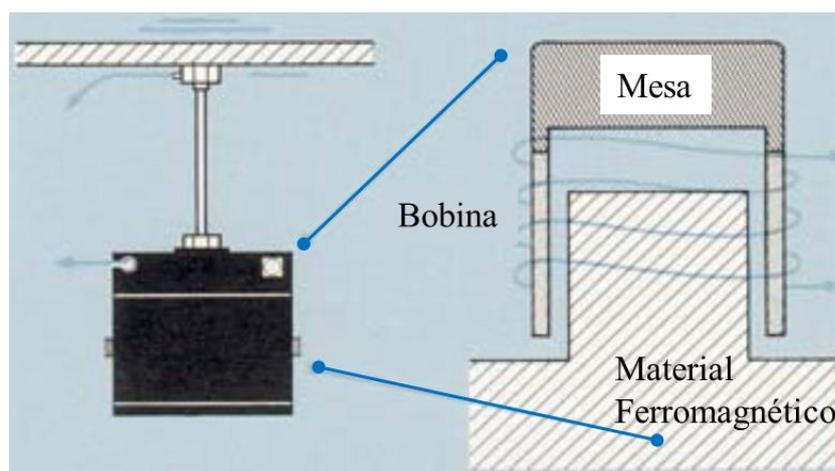


Figura 2.6 – Excitador modal eletromagnético (*shaker*) [Adaptado de Døssing, 1988].

Døssing, 1988 ressalva a utilização de um "*stinger*" para conectar shaker à estrutura, como demonstrado na Figura 2.7. Como este elemento possui alta rigidez no sentido axial e baixa rigidez nos demais, isso garante ao operador um bom controle da direção de excitação. Além disso, o autor cita como benefício a utilização do *stinger* como um fusível mecânico, transformando-o no elemento de sacrifício caso haja sobrecarga na estrutura ou no excitador modal, protegendo ambos equipamentos.

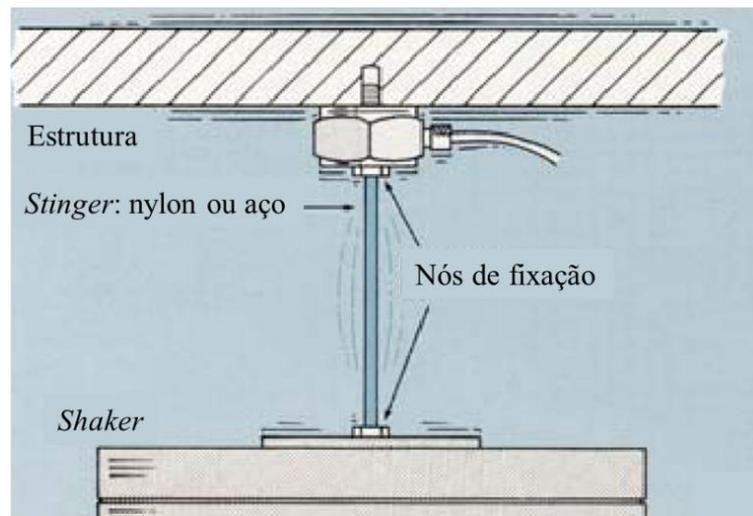


Figura 2.7 – Utilização de *stinger* junto ao excitador modal [Adaptado de Døssing, 1988]

### 2.2.5 SENSORES PARA MEDIÇÃO DA RESPOSTA DO SISTEMA

Assim como os instrumentos utilizados para promover a excitação, é importante a utilização dos sensores adequados para medição da vibração do sistema. Uma propriedade importante que precisa ser observada é a descrição do sensor em relação ao objeto de medição, ou seja, a capacidade que o sensor utilizado tem de não alterar o fenômeno físico que se deseja medir. Existem diversos tipos de transdutores que podem ser utilizados, com variações quanto ao fenômeno físico de medição empregado, e quanto à precisão, o que acarreta em variações de custo. Uma revisão mais abrangente sobre transdutores de deslocamento, velocidade ou aceleração pode ser encontrada em Harris e Piersol, 2002. Os sensores discriminados a seguir, acelerômetro e cabeça de impedância, são os que foram utilizados no presente trabalho.

Papinniemi et al., 2002, ressaltam que acelerômetros são ferramentas eficazes para determinar os modos de vibração e a resposta em frequência de um sistema. Os primeiros acelerômetros desenvolvidos, também chamados de transdutores sísmicos, são formados por um sistema massa-mola-amortecedor de um grau de liberdade. Com o desenvolvimento da

tecnologia de instrumentação, sensores eletromecânicos (piezoelétricos) passaram a ser utilizados. A principal vantagem desse tipo é que o material cerâmico que constitui o sensor é capaz de variar sua carga elétrica de forma proporcional à deformação do cristal.

Construtivamente, podem ser utilizados dois tipos principais de acelerômetros piezoelétricos: os de compressão e os de cisalhamento, ambos estão destacados na Figura 2.8. Broch, 1984, indica que, para aplicações gerais, os acelerômetros de cisalhamento, utilizados no presente trabalho, produzem resultados mais satisfatórios do que a outra configuração.

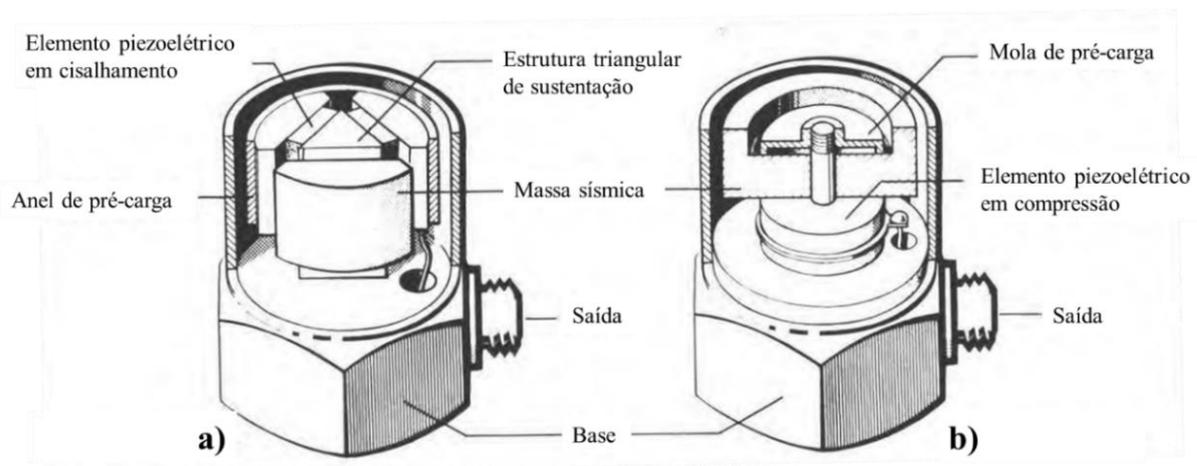


Figura 2.8 – Acelerômetros piezoelétricos de cisalhamento (a) e de compressão (b).

Harris e Piersol, 2002, ressaltam que a frequência natural do sensor limita a faixa de frequência na qual o sistema de medição apresenta resposta linear. Broch, 1984, indica que, de forma geral, pode-se considerar como faixa útil de medição, até  $1/3$  da frequência natural, pois, dentro dessa faixa, o sensor apresenta desvios de linearidade de no máximo 12%, aproximadamente 1dB.

A faixa útil de medição é também restrita pelo modo de fixação do acelerômetro na estrutura. Broch, 1984, apresenta como os métodos de fixação utilizados podem interferir na frequência de ressonância do equipamento de medição. A Figura 2.9 exemplifica quatro condições de fixação: parafuso de aço conectando o sensor e a estrutura, cola epóxi, cera de abelha e fixação manual. Observa-se na Figura 2.9, que as condições de fixação utilizando parafuso ou cera de abelha são as que menos afetam a frequência de medição. Além disso, a utilização de cera de abelha não exige que a estrutura, cujo comportamento será mensurado, possua rosca para posicionamento do sensor. Em função desses fatores, este método de fixação (cera de abelha) foi aplicado no presente trabalho.

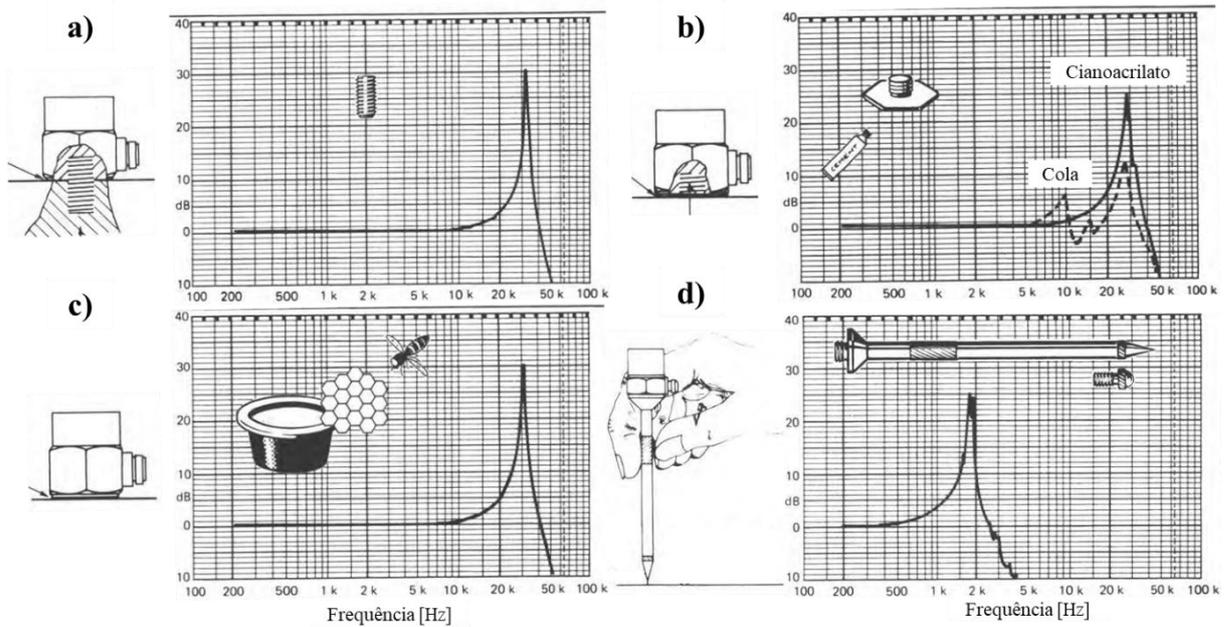


Figura 2.9 – Efeito da condição de fixação dos acelerômetros na resposta em frequência mensurada para (a) parafuso de aço, (b) cola epóxi, (c) cera de abelha e (d) fixação manual.

Sensores do tipo cabeça de impedância são instrumentos utilizados para realizar a medição da excitação aplicada sobre um ponto de uma estrutura e relacioná-la com o seu movimento neste mesmo ponto. Usualmente, as cabeças de impedância são compostas por um transdutor de força e um de aceleração, como demonstrado na Figura 2.10. Broch, 1984, indica a utilização desse sensor para três tipos de medição: frequências naturais e as formas modais de uma estrutura, medição de rigidez e amortecimento de um material ou estrutura, medição de propriedades dinâmicas da estrutura para calibração de modelos analíticos.

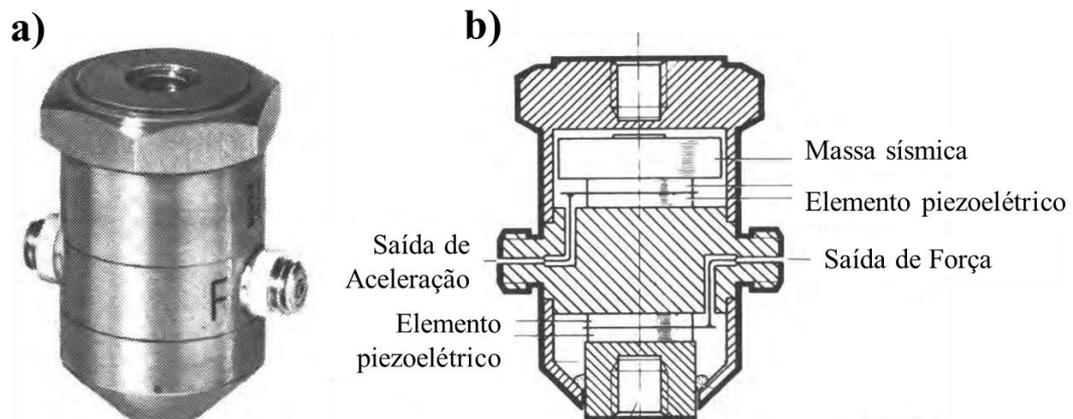


Figura 2.10 – Cabeça de impedância em a) Visão geral, e em b) Vista em corte [Adaptado de Broch, 1984].

### 2.2.6 QUALIDADE DA MEDIÇÃO – ESPECTRO DE COERÊNCIA

O parâmetro de coerência, como descrito por Avitabile, 2001, é uma das medidas mais importantes relacionadas ao processo de análise modal experimental, sendo capaz de quantificar a qualidade do experimento realizado. Assim como o parâmetro de correlação, a coerência é uma medida do grau de dependência linear entre dois sinais [Randall, 1987, Shin e Hammond, 2008]. No caso da análise modal experimental, são avaliados o sinal de excitação e o de resposta do sistema. Este parâmetro indica portanto, quanto da energia de resposta do sistema está correlacionada à energia de excitação provocada sobre ele [Cerna e Harvey, 2000].

O cálculo da coerência, descrito na Equação 2.11, é análogo ao cálculo do coeficiente de correlação, comumente utilizado na análise probabilística de sinais [Døssing, 1988]. Ele é obtido como o espectro cruzado das funções de interesse, sinais de entrada e de saída do sistema, normalizado pela multiplicação do auto espectro de cada uma. Dessa forma, a coerência sempre irá variar entre o valor nulo, condição em que não há correlação entre os sinais, até o valor unitário, que representa uma correlação perfeita entre as duas funções.

$$\gamma^2_{fx}(\omega) = \frac{|S_{fx}(\omega)|^2}{S_{ff}(\omega)S_{xx}(\omega)} \quad (2.11)$$

Randall, 1987, demonstra que além da indicação do grau de linearidade do sistema, o cálculo da coerência também é afetado pela quantidade de ruído entre os sucessivos espectros adquiridos. Portanto, quando aplicado na análise de sistemas, o parâmetro de coerência é um indicativo de duas propriedades do experimento realizado: linearidade e repetitividade. Sendo assim, se a análise modal for realizada sobre uma estrutura cujo comportamento é linear e o experimento for repetitivo, a coerência calculada entre as sucessivas medições estará próxima do valor unitário. No entanto, se o sistema avaliado não possuir comportamento linear ou existir um elevado grau de dispersão entre as sucessivas aquisições realizadas, o valor da coerência será menor do que um, podendo se aproximar do valor nulo.

A Figura 2.11 exemplifica graficamente cada um desses casos, considerando “y” a resposta do sistema e “x” a entrada. Na imagem, a condição (a) indica a perfeita coerência entre esses sinais, o que gera valor unitário de coerência. Já nas condições (b) e (c), a coerência é menor do que o valor unitário, devido à dispersão e à não-linearidade, respectivamente. Enquanto que, na última condição (d), o sistema não é linear, e nem repetitivo, gerando uma

condição sem qualquer correlação entre a entrada e saída do sistema, o que resulta no valor nulo de coerência.

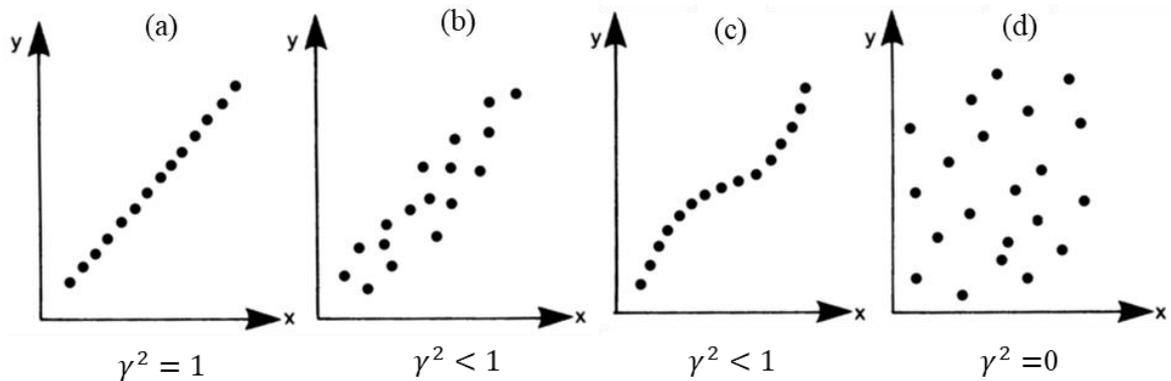


Figura 2.11 – Análise da coerência entre dois sinais x e y [Adaptado de Randall, 1987].

A interpretação dessas condições na aplicação de um procedimento de análise modal experimental para identificação do comportamento modal de um sistema de interesse está exemplificada na Figura 2.12. Nela, são destacadas três regiões no espectro de coerência, cada qual com valores distintos de coerência, as quais são analisadas a seguir.

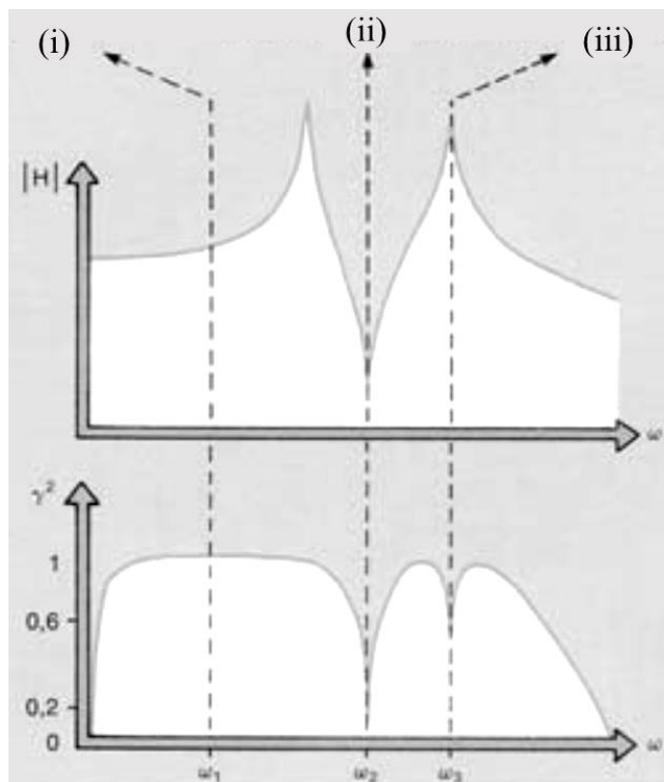


Figura 2.12 – Espectros de magnitude e coerência de uma FRF genérica de um sistema [Adaptado de Døssing, 1988].

A condição (i), indica um caso de boa coerência, com o valor próximo da unidade, e que se mantém até o primeiro pico de ressonância observado na Figura 2.12. Esse valor indica uma relação linear e repetitiva da relação resposta por excitação do sistema. Essa é a condição desejada de ser observada próximo a um pico de ressonância da estrutura.

Na condição (ii), observa-se uma relação de baixa coerência decorrente da existência de ruído no sinal de saída mensurado. Como a região analisada é de um vale do espectro, com baixa amplitude do sinal medido, a dispersão entre as várias medições realizadas é alta frente ao valor médio, resultando nessa situação de baixa coerência.

Já na condição (iii), observa-se baixa coerência em uma região de pico do espectro. Nesse caso, como o valor mensurado é elevado, a falta de coerência não ocorre por problemas de repetitividade das medições, e sim por uma falta de linearidade do sistema nessa região. Se houver conhecimento de que o sistema em análise é linear, obter uma baixa correlação em um pico de ressonância pode indicar então uma falha no processo de medição. Deve-se, portanto, revisar a fixação dos sensores e repetir o processo de medição, provocando uma nova excitação no sistema, até que a coerência desejável seja obtida.

Além disso, segundo Randall, 1987, considerando que o sistema em análise é linear, também é possível realizar uma estimativa do erro randômico presente no cálculo dos espectros cruzados a partir da Equação 2.12. Nela, o erro estimado ( $\epsilon_r$ ) é inversamente proporcional à raiz da coerência ( $\gamma^2$ ), ponderado ainda pelo número de espectros ( $N_{espectros}$ ) considerados para obtenção do cálculo.

$$\epsilon_r = \frac{1}{\sqrt{\gamma^2_{xy}(\omega) \cdot N_{espectros}}} \quad (2.12)$$

### 2.2.7 PARÂMETROS MODAIS

Como resultado do processo de análise modal experimental, devem ser extraídos da estrutura três informações que caracterizam o comportamento modal desta, as quais são: frequência natural, forma modal e amortecimento da estrutura.

Para definir as frequências naturais da estrutura em análise, é utilizada a função resposta em frequência (FRF), estimada com base nos sinais de excitação e resposta do sistema, processo já descrito anteriormente. Como a transformada de Fourier de cada um desses sinais resulta em

valores complexos, o mesmo ocorre para o sinal da FRF. A observação do espectro de magnitude da FRF, como na Figura 2.12, apresentada na seção anterior, permite a identificação de picos distintos e acentuados, que se destacam do restante da curva, os quais correspondem às frequências de ressonância da estrutura.

Existem diversos mecanismos de amortecimento responsáveis por dissipar a energia de uma estrutura. De acordo com Masotti, 2013, esses mecanismos podem ser classificados como internos (intrínsecos do material) ou externos (estruturais). Os mecanismos internos são inerentes a cada material e estão relacionados a defeitos na microestrutura, como defeitos de grão e impurezas, além de efeitos térmicos e por campo magnético (Martinez, 2008). Já os mecanismos estruturais são resultado do efeito combinado do sistema vibrante e das condições de contorno. Eles estão relacionados a perdas de energia por atrito, como a resistência do ar ou contato com outros elementos mecânicos (Masotti, 2013).

Uma determinada estrutura possui mais de uma forma de dissipação de energia, as quais coexistem entre si, de maneira mais ou menos relevante dependendo de cada situação. Por conta disso, a estimativa do amortecimento pode se tornar um processo complexo, já que mesmo para uma avaliação experimental, é preciso assumir um modelo principal de amortecimento, preponderante sobre os demais. Uma revisão mais aprofundada sobre métodos baseados no ajuste de curvas, como por exemplo o método *Polyreference Time*, pode ser observada em Masotti, 2013. No seu trabalho, o autor compara os resultados desses métodos através da sua aplicação em quatro casos analisados: viga, placa circular, placa retangular, e carroceria.

Assim como uma estrutura em forma de barra é capaz de vibrar ao longo do sentido longitudinal ou transversal, o que corresponde a deformações de flexão e torção, respectivamente, geometrias mais complexas, como o disco analisado neste estudo, também possui direções preferenciais de vibração. Por conta disso, a partir das informações de direção, sentido e ordem de vibração, é possível classificar os modos de vibração do sistema analisado.

Em função da direção, discos de freio são comumente classificados por vibrarem dentro ou fora do plano da pista de atrito, o que correspondem às nomenclaturas “*in plane*” e “*out of plane*” encontrada nos trabalhos pesquisados (Papinniemi, 2007, Triches Jr et al., 2004). De acordo com Triches Jr et al., 2004, ruído de *squeal* em frequências baixas, entre 1 e 7 kHz, estão associados a modos de vibração fora do plano, enquanto que as ocorrências em altas frequências, entre 8 e 16 kHz, ocorrem por causa de modos no plano do disco.

Como o próprio autor explica, essa separação deve-se puramente à diferença de rigidez que o disco apresenta em ambas as direções. Como a rigidez na direção fora do plano é menor, são encontrados mais modos fora do plano em frequências mais baixas. Já o inverso ocorre para os modos no plano, os quais são identificados em frequências mais altas, e por isso apresentam, de maneira geral, formas de vibração mais complexas, como ressaltado por Papinniemi, 2007.

Realizando a classificação a partir da direção preferencial de vibração, pode-se identificar quatro tipos de modos principais existentes em discos de freio, dois em cada direção. A nomenclatura definida neste estudo tem como base a utilizada por Papinniemi, 2007, que também condiz com a nomenclatura utilizada por outros autores [Dunlap et al., 1999, Diao, 2013, Nishiwaki e Sorimachi, 2013, Nishiwaki e Misumi, 2015]. Dessa forma os modos no plano do disco são identificados de acordo com a nomenclatura apresentada na Figura 2.13, separando-os em modos no plano radiais ou no plano tangenciais.

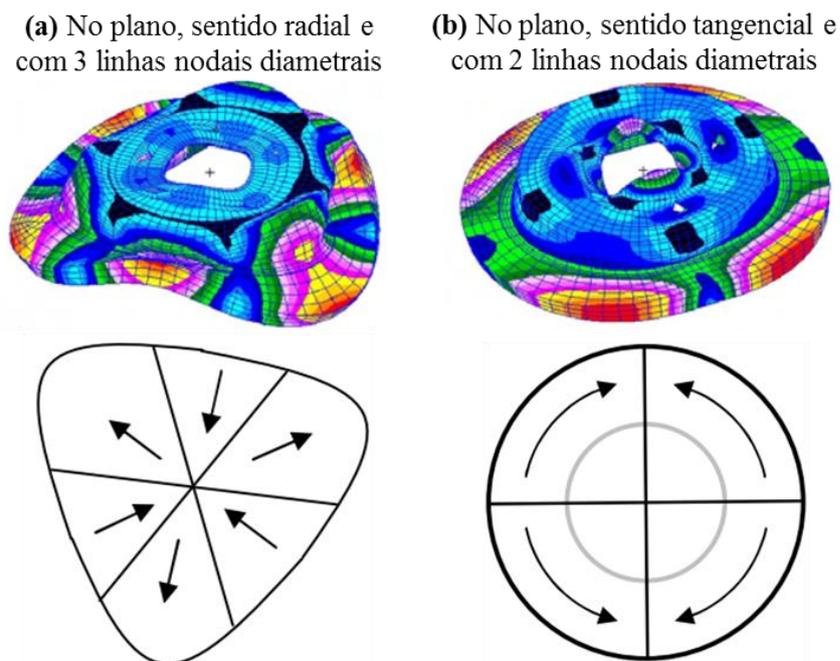


Figura 2.13 – Identificação de modos no plano do disco [Adaptado de Papinniemi, 2007].

De forma análoga, a nomenclatura para os modos fora do plano está apresentada na Figura 2.14, onde os sinais “+” e “-” são utilizados para identificar regiões da superfície do disco que estão defasadas em 180° entre si. A subdivisão desses modos dá-se pela quantidade de linhas nodais diametrais ou circunferenciais que são geradas. Papinniemi, 2007, ressalva que podem ser observados modos apenas com linhas diametrais, apenas com circunferenciais, ou ambas.

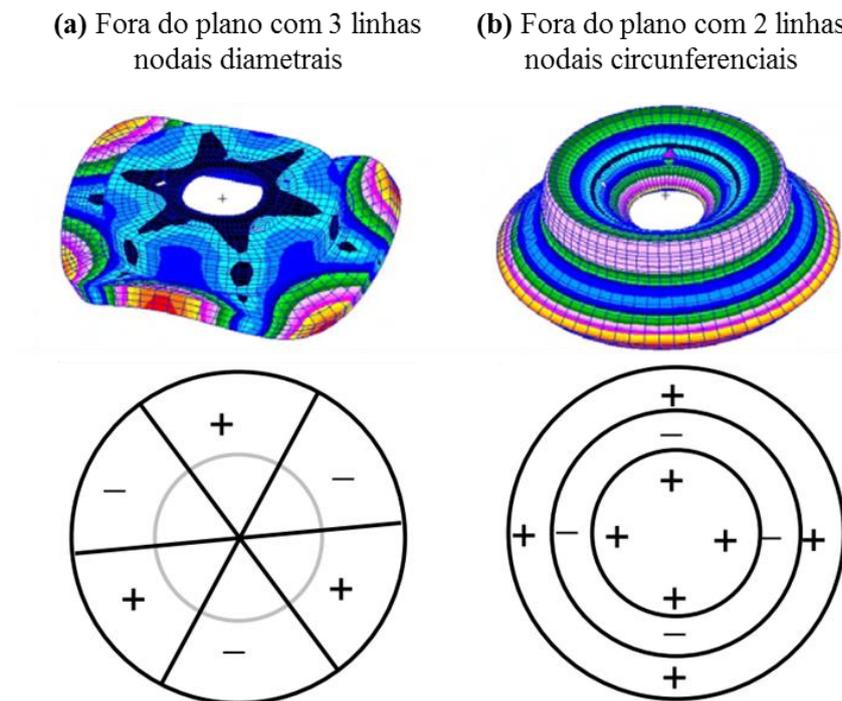


Figura 2.14 – Identificação de modos fora do plano [Adaptado de Papinniemi, 2007].

### 2.3 RÚIDO DE *SQUEAL* EM SISTEMAS DE FREIO

A análise do sistema de freio como um sistema vibratório, permite melhorar a compreensão sobre como esse sistema pode vibrar e, conseqüentemente, gerar ruído. Existem diversos tipos de ruído que podem ocorrer e esses se distinguem pela natureza da excitação, mecanismos de geração, meios de propagação das vibrações, tanto na estrutura (modos de vibração) como através do ar (radiação sonora), e pela frequência em que ocorrem. A Figura 2.15 apresenta um levantamento realizado por Oberst, 2011 onde os inúmeros tipos de ruídos existentes são distinguidos em função de sua frequência e grau de desconforto, dentro os quais o ruído de *squeal* se destaca com maior potencial de desconforto.

Independente da classificação em alta e baixa frequência, destacada na Figura 2.15, o termo *squeal noise* é utilizado, de forma geral, para indicar o ruído que ocorre acima de 1 kHz, decorrente da vibração dos componentes do sistema de freio durante uma frenagem [Kinkaid et al., 2003]. O ruído de *squeal* gera desconforto acústico para os ocupantes do veículo e para pedestres próximos ao automóvel. Diversos autores [Lou et al., 2004; von Wagner et al., 2007; Papinniemi e Lai e et al., 2007; Soobbarayen et al., 2013; Mahale et al., 2014; Nishiwaki e Sorimachi, 2013] descrevem o fenômeno de *squeal noise* como sendo uma vibração auto

excitada do sistema de freio, originada por instabilidades na força de atrito que é formada na interface entre o par tribológico (pastilha / disco de freio) durante o contato.

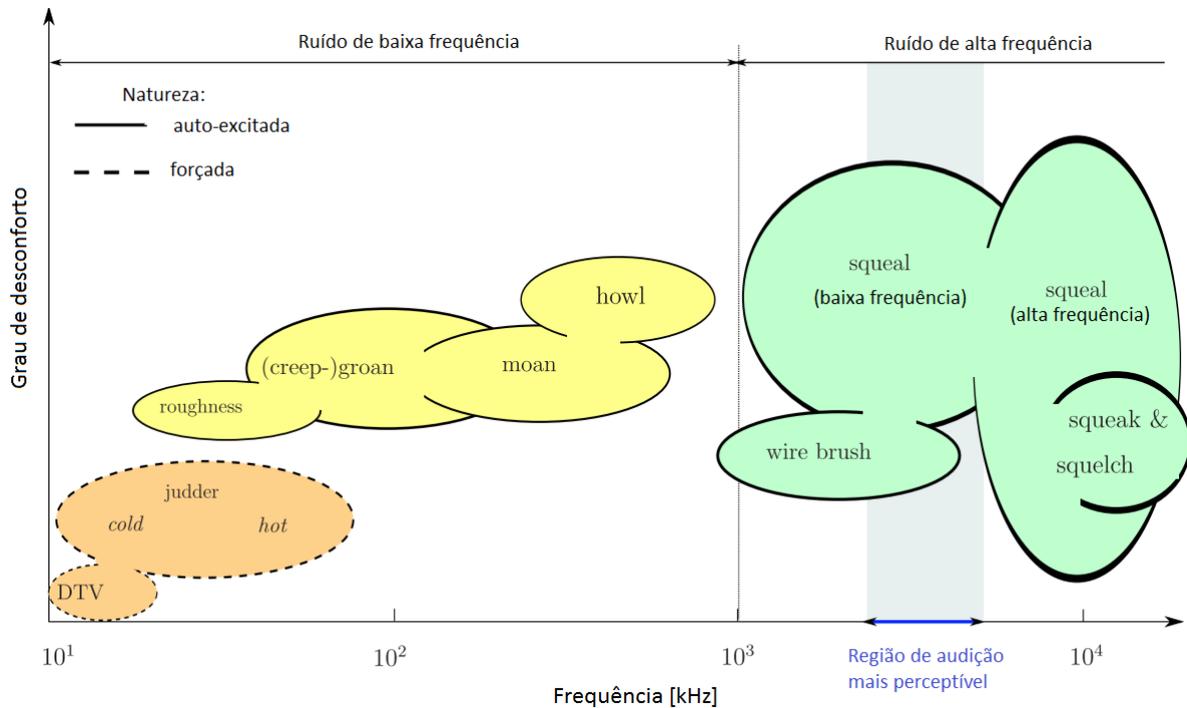


Figura 2.15 – Comparativo entre os tipos de ruídos que ocorrem em sistemas de freio. [Adaptado de Oberst, 2011].

A compreensão desse fenômeno, no entanto, ainda está longe de ser alcançada. Como descrito por Dunlap et al., 1999, e Kinkaid et al., 2003, não existe um método geral capaz de eliminar completamente a ocorrência de *squeal* em um determinado sistema de freio. Essa dificuldade decorre da elevada sensibilidade do fenômeno de *squeal* a parâmetros, tanto em micro, como em macro escala, os quais não foram ainda plenamente identificados ou compreendidos [Kinkaid et al., 2003, Soobbarayen et al., 2013].

Kinkaid et al., 2003, destacam o caráter intermitente e randômico das ocorrências do ruído de *squeal*. Papinniemi et al., 2002, ressaltam a natureza efêmera desse fenômeno, afirmando que ele pode ser não repetitivo. Oberst e Lai, 2011, reafirmam as considerações anteriores, indicando que este aspecto transiente é ocasionado pela dependência do fenômeno à interação com vários parâmetros, como condição de contato, propriedades dos materiais do par tribológico e inclusive alteração das condições de operação do sistema (pressão, velocidade e temperatura). Eriksson e Jacobson, 2001, são ainda mais enfáticos ao afirmarem que duas frenagens realizadas em condições operacionais iguais, podem apresentar respostas de ruído de

*squeal* completamente diferentes. Além disso, os autores indicam que frenagens sem alteração dessas condições, podem passar de uma condição sem ruído, para uma situação ruidosa.

Os trabalhos de Papinniemi, Lai e Oberst [Papinniemi, 2007, Papinniemi et al., 2002, Oberst, 2011, Oberst e Lai, 2011] discriminam em três, as abordagens que podem ser utilizadas na avaliação de *squeal*: analítica, numérica ou experimental.

Os modelos analíticos envolvem o estudo de corpos rígidos e sistemas com poucos graus de liberdade. O comportamento observado nas estruturas mais simples permite a formulação das teorias que buscam explicar os mecanismos de formação e de gatilho do ruído de *squeal*. No entanto, Nouby e Srinivasan, 2011, ressaltam que nenhum dos mecanismos existentes é capaz de, isoladamente, esclarecer os eventos relacionados ao acontecimento do ruído. Isso indica que os mecanismos ajam de maneira conjunta, a fim de propiciar a formação das instabilidades necessárias para levar o sistema à condição de ressonância.

Os modelos numéricos, por sua vez, permitem avaliar diferentes configurações de sistemas, submetidos a diferentes condições de operação, o que auxilia no projeto e desenvolvimento dos sistemas de freio [Ouyang et al., 2005]. Alguns modelos estendem os modelos analíticos, aplicando maior número de graus de liberdade sobre o modelo e/ou considerando os efeitos de outras variáveis, negligenciadas pelo modelo analítico original. Além disso, também são feitos modelos em maior escala, que buscam simular os componentes do sistema de freio, parcialmente ou em totalidade, a fim de entender como a interação entre eles podem levar o sistema como um todo à instabilidade e assim provocar a excitação do ruído.

Apesar do crescente avanço em análises e resultados obtidos com modelos numéricos, os métodos experimentais mantêm-se como ferramenta indispensável para avaliação do ruído de *squeal* [Ouyang et al., 2005]. Segundo Papinniemi, et al., 2007, métodos experimentais têm sido largamente utilizados pela indústria e por instituições de pesquisa. Eles podem ser encontrados em diferentes escalas, mais ou menos próximas da condição original de aplicação (veículo), de acordo com os objetivos da análise para a qual foram desenvolvidos.

A realização de ensaios diretamente sobre os veículos, apesar de garantir a fidelidade com o problema existente de ruído, demanda elevados custos e tempo de execução. Além disso, os resultados ficam atrelados ao sistema no qual foram obtidos, impossibilitando que eles sejam transferidos a outros veículos ou para outras configurações de sistema [Ouyang et al., 2005]. Abendroth et al., 2009, destacam ainda a falta de controle do meio e das demais condições de contorno que influenciam nos resultados. Por conta disso, ensaios veiculares são feitos,

geralmente, apenas nas etapas finais de projeto, para validação de desempenho do sistema e material de fricção já desenvolvidos. Demais equipamentos existentes são apresentados em maiores detalhes nos subcapítulos seguintes.

### 2.3.1 DINAMÔMETROS

Os dinamômetros inerciais, cuja representação esquemática pode ser observada na Figura 2.16, são máquinas de grande porte que estão em uma escala próxima da condição real de aplicação. Eles permitem testar o mesmo sistema de freio que é colocado no veículo, incluindo o sistema de suspensão, quando necessário. São utilizados para a avaliação de materiais de fricção e de sistemas de freio, sendo capazes de reproduzir as condições nominais de operação presentes em veículos, e projetados para atender a testes de durabilidade, desempenho e ruído. Matozo, 2012 destaca como vantagens desta máquina em comparação à utilização de veículos instrumentados para pesquisa e desenvolvimento de produtos: inexistência de influência humana sobre as condições de frenagem; menor tempo de ensaios e de configuração do que no veículo; reduzida influência de variáveis ambientais; vasta abrangência de condições de operação, como pressão, velocidade e temperatura inicial.

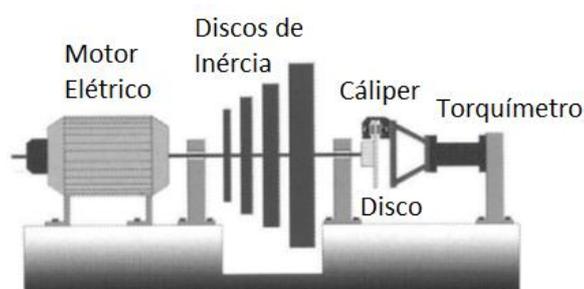


Figura 2.16 – Diagrama de um dinamômetro inercial [Adaptado de Haynes, 1999]

A forte presença dos dinamômetros em indústrias de sistemas de freio é, em grande parte, devido à utilização deles para execução dos procedimentos normatizados. No âmbito de avaliação de ruído do tipo *squeal*, a instrução normatizada, SAE J2521 [SAE International, 2013], é utilizada para projeto e validação de materiais de fricção e de sistemas de freio por parte de fabricantes e montadoras. Como as condições em que ocorre o ruído ainda não foram completamente parametrizadas, a norma indica uma extensa metodologia de ensaio composta por frenagens (1918 aplicações no total), com e sem desaceleração, e em diversas condições

diferentes de pressão (2,5 a 51 bar), velocidade (5 a 80 km/h) e temperatura inicial (50 a 300 °C), o que torna este procedimento de longa duração e de custo elevado.

A identificação da propensão do sistema de freio testado à geração de ruído é realizada através da medição do nível de pressão sonora produzido pelo mesmo, o qual é obtido com um microfone, posicionado conforme apresentado na Figura 2.17. O procedimento normatizado considera como ocorrência de ruído todo sinal cujo pico no espectro de frequência entre a faixa de 900 a 17.000 Hz ultrapassar o valor limite (*threshold*) de 70 dB(A). Com isso, a propensão de um dado sistema de freio quanto à geração de ruído é sintetizada pelo valor do percentual de ocorrências de frenagens ruidosas sobre a totalidade de frenagens realizadas. Demais métodos, que não constam na norma, utilizados para quantificação da propensão ao ruído de *squeal* podem ser observados no trabalho de Poletto et al., 2017.

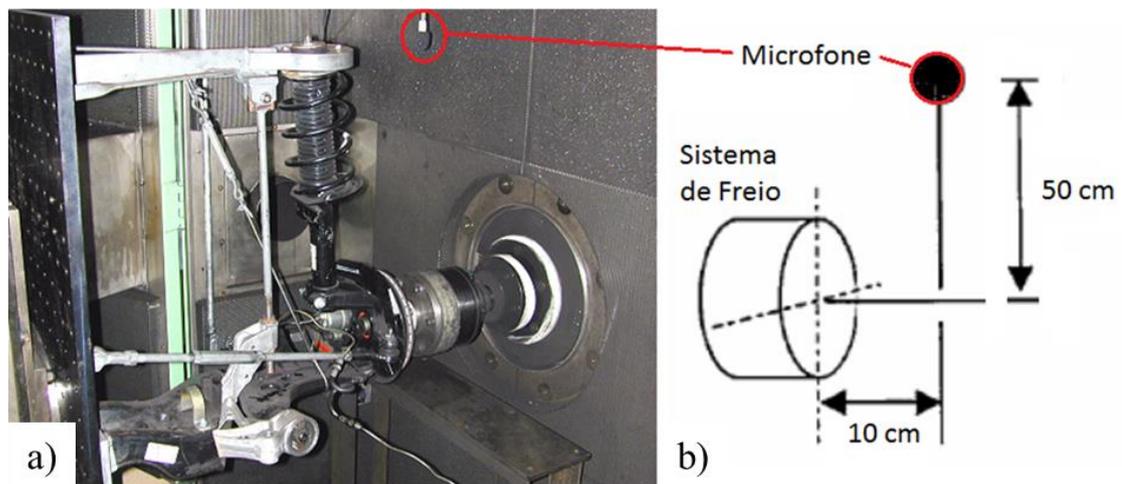


Figura 2.17 – Configuração para medição de ruído no dinamômetro: a) Montagem do sistema de freio e b) Posição e orientação do microfone para medição [Adaptado de Matozo, 2012].

Sendo assim, o dinamômetro é apontado por vários autores [Neuman et al., 1983, Rhee e Schwartz, 1979, Preston e Forthofer, 1971] como sendo o equipamento com melhor capacidade de reprodução das condições reais de frenagem e caracterização dos sistemas de freio quanto a desempenho e durabilidade. Porém, variações inerentes à montagem do sistema de freio, como folgas, rigidez dos componentes e não uniformidade presente na aplicação da carga (regiões preferenciais de contato), afetam diretamente os resultados dos ensaios, fazendo com que o equipamento seja considerado como “*hardware-dependente*” [Sanders et al., 2001]. Isso pode

inviabilizar a avaliação de características isoladas do material de atrito, uma vez que a validade dos resultados se detém exclusivamente ao conjunto de freio testado [Neuman et al., 1983].

### 2.3.2 EQUIPAMENTOS LABORATORIAIS

Além dos dinamômetros, existem máquinas especiais desenvolvidas em laboratórios, cujas metodologias aplicadas são específicas para cada tipo de avaliação. Neste caso, distancia-se ainda mais da condição do veículo, com o sistema de freio sendo simplificado de várias formas. No entanto, é esse fator que permite controlar melhor tanto as condições de contorno, como de operação, o que auxilia na compreensão do fenômeno em análise.

Esses equipamentos são desenvolvidos e utilizados, geralmente, em instituições de ensino e/ou centros de pesquisa. Podem ser caracterizados como máquinas de menor porte, projetadas em escala, para atingir as mesmas condições de contorno (temperatura inicial, pressão de contato e velocidade de deslizamento) do que os ensaios em dinamômetro. Um exemplo é o aparato utilizado por Bergman et al., 1999, apresentado na Figura 2.18.

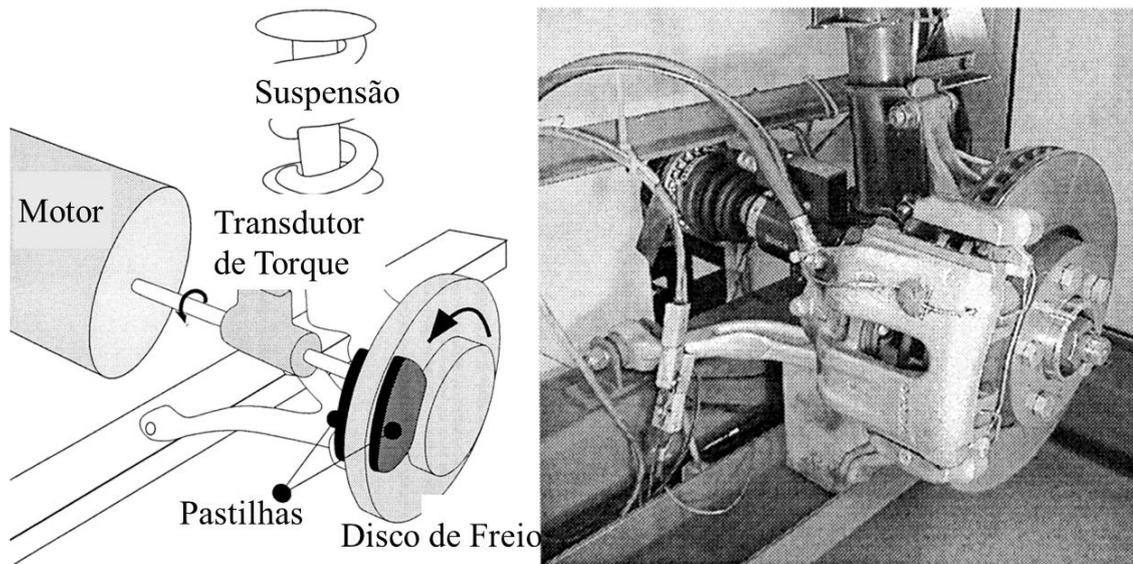


Figura 2.18 – Bancada experimental para avaliação do ruído de squeal. [Adaptado de Bergman et al., 1999].

Com este equipamento, os autores são capazes de testar um sistema comercial de freio em diversas condições de pressão e velocidade. Como resultados do trabalho, eles observaram a existência de um valor limite de atrito entre o par de fricção, abaixo do qual não foram observadas ocorrências de *squeal*. Além disso, os autores propõem o método de jateamento

abrasivo sobre a superfície do disco, para diminuir o atrito entre este e a pastilha, reduzindo assim o ruído. A alteração da superfície, segundo eles, é efetiva, porém conforme o processo de fricção passa a desgastar o disco, a modificação realizada perde efeito, levando o par tribológico a recuperar o nível de atrito anterior, produzindo ruído de *squeal* novamente.

Por outro lado, existem autores que buscam simplificar o sistema de freio, reduzindo a complexidade do experimento. Estes aparatos são geralmente utilizados para investigação isolada de um efeito ou mecanismo responsável pela geração de *squeal noise*. O experimento proposto por Short et al., 2004, e apresentado na Figura 2.19, é um exemplo de um tribômetro do tipo pino sobre disco, utilizado para avaliar o mecanismo de acoplamento modal.

Como pode ser observado na Figura 2.19, além da simplificação da geometria do disco, a contraparte, que representa a pastilha de freio do sistema real, foi consideravelmente simplificada, tornando-se apenas uma barra que é pressionada contra o disco. Os autores utilizaram um vibrômetro laser para medir a forma modal do disco e da barra durante os experimentos. Primeiramente, os autores conseguiram obter boa correlação entre resultados de oscilação do sistema observados experimentalmente e obtidos através de um modelo numérico. Além disso, controlando a rigidez da barra, os autores foram capazes de “sintonizar” uma frequência natural da barra com uma do disco para levar o sistema à condição de acoplamento.

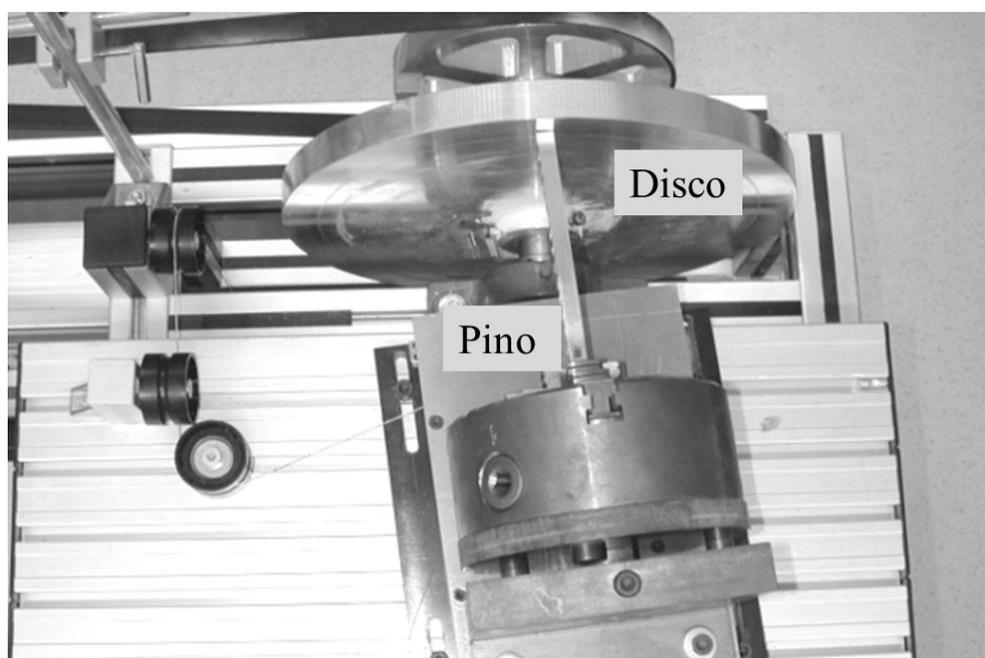


Figura 2.19 – Aparato experimental para investigação do mecanismo de acoplamento modal.

[Adaptado de Short et al., 2004]

Dois aparatos em especial, aplicados por Lee et al., 2013, e por Nishiwaki em dois trabalhos [Nishiwaki e Sorimachi, 2013, Nishiwaki e Misumi, 2015], também são experimentos simplificados para avaliação de *squeal noise* e semelhantes ao aparato proposto no presente estudo. A principal diferença desses para os demais aparatos apresentados até então, é que a excitação do sistema é dada por um agente externo. Os dois aparatos citados são observados mais atentamente no subcapítulo a seguir (Seção 2.4).

## 2.4 TRABALHOS COM EXCITAÇÃO CONTROLADA

O trabalho desenvolvido por Lee et al., 2013 é o que contém a configuração mais simples encontrada desse tipo de experimento. Nele, o disco é fixado sobre o cubo e mantido sem rotação, e ele é então excitado por fricção, através de um *shaker*, como demonstra a Figura 2.20(a). A aplicação de força normal sobre o corpo de prova é feita de forma manual, como apresenta a Figura 2.20(b). A medição do ruído de *squeal* é realizada com acelerômetros posicionados no disco e com um microfone.

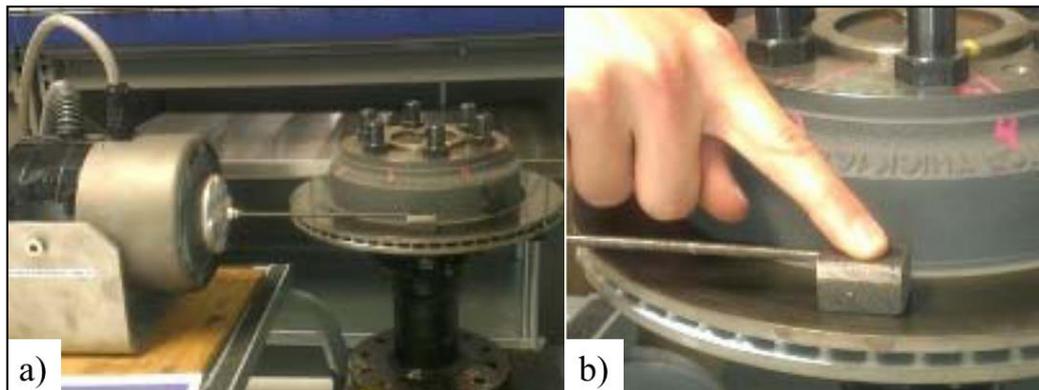


Figura 2.20 – Aparato experimental utilizado por Lee et al., 2013, em (a) configuração geral do experimento e em (b) exemplificação de aplicação manual da carga normal.

Primeiramente, os autores identificam as frequências naturais do disco. Essa informação é utilizada para realizar a excitação em frequências preferenciais, coincidentes com as frequências naturais do disco, ou em frequências harmonicamente relacionadas a essas. Eles também confirmam experimentalmente que excitações por fricção, quando o *shaker* excita o material de fricção e este transmite a excitação ao disco, são capazes de excitar o *squeal* em discos de freio. Os resultados descritos pelos autores foram obtidos com a aplicação de materiais de fricção das famílias dos *NAO* e *Low-Met*. Demais contribuições deste trabalho estão simplificadas nos itens a seguir:

- As frequências de resposta do disco são pouco afetadas pela condição do aperto deste no cubo;
- O *squeal* é observado tanto pela excitação na direção tangencial, sentido principal da força de atrito, como na direção radial;
- Apenas a excitação por fricção é capaz de gerar *squeal*, a excitação direta do disco utilizando o *shaker*, não gera ruído;
- Ao testar vários tipos de onda (seno, quadrada e dente de serra), não foram observadas diferenças significativas na resposta do sistema, todos os tipos foram capazes de excitar o *squeal*;
- Elevar a pressão sobre o corpo de prova não altera a frequência de excitação, mas facilita o aparecimento do ruído e/ou aumenta sua magnitude;

Além dessas observações, também é realizada uma investigação mais detalhada sobre as relações harmônicas presentes entre excitação e resposta do sistema. Para determinar as frequências sub-harmônicas de excitação são utilizadas as frequências naturais do disco. Assim, o autor confirma a existência dessa relação, mostrando que uma excitação em baixa frequência (até 800 Hz), quando corresponde a uma sub-harmônicas de uma frequência mais alta e natural do disco, é capaz de excitar o ruído de *squeal*. Esse fenômeno é exemplificado na Figura 2.21, onde também se observa que os sensores utilizados apresentam resultados semelhantes. Além disso, informa-se que essa característica existe tanto para modos na direção fora do plano como para aqueles no plano do disco.

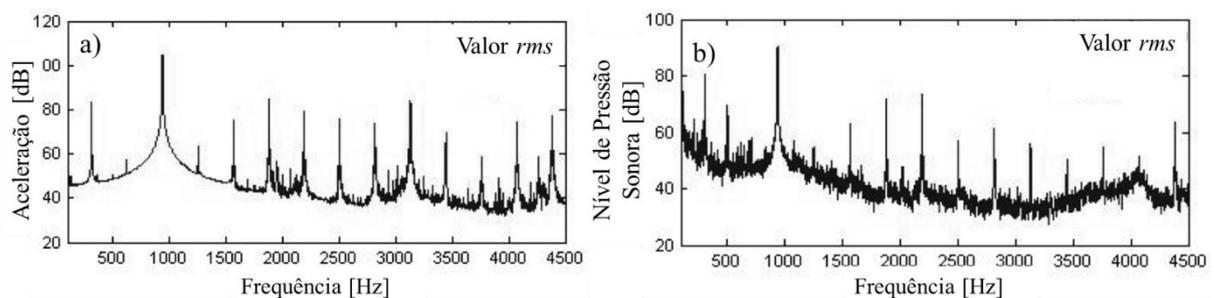


Figura 2.21 – Resposta do sistema em 940 Hz à excitação provocada em 313,2 Hz, onde a) medição com acelerômetro e b) medição com microfone [Adaptado de Lee et al., 2013].

Em contrapartida à condição estática do disco utilizada no experimento de Lee et al., 2013, os experimentos conduzidos por Nishiwaki em pelo menos duas publicações [Nishiwaki

e Sorimachi, 2013, Nishiwaki e Misumi, 2015] são realizados com o disco em movimento, por isso denominado de experimento “dinâmico” com controle da excitação.

O aparato utilizado pelos autores consiste de um tribômetro adaptado para realizar essa investigação, no qual, além da confecção de pino sobre disco, um *shaker* é instalado ao lado do equipamento, e é utilizado para promover a perturbação, na direção principal da força de atrito, sobre o par tribológico. Essa configuração pode ser observada na Figura 2.22. A medição dinâmica das frequências ressonantes do disco é realizada com sensores capacitivos que medem a distância entre o disco e um anteparo posicionado atrás deste.

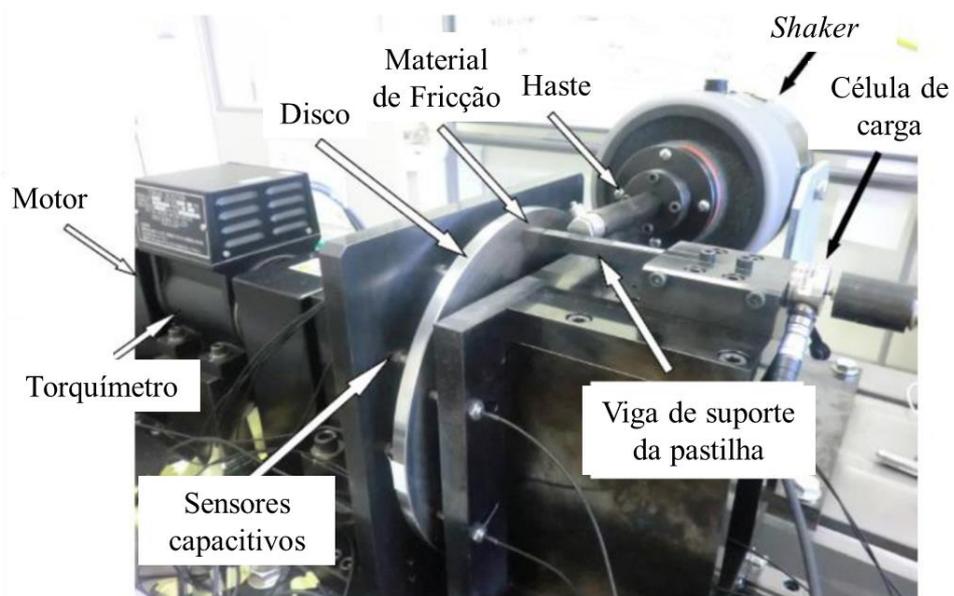


Figura 2.22 – Experimento dinâmico com controle da excitação [Adaptado de Nishiwaki e Sorimachi, 2013, Nishiwaki e Misumi, 2015].

Assim como no trabalho anterior, as frequências naturais do disco também são identificadas e utilizadas como referência na determinação das frequências de excitação empregadas com o *shaker*. Porém, além destas, as frequências naturais da haste de suporte da amostra também influenciam na resposta do sistema. Em função disso, a haste foi projetada de forma que ela se comporte como uma viga engastada, permitindo variar a rigidez em função do seu comprimento, alterando sua frequência natural. As principais contribuições deste experimento estão apresentadas a seguir:

- A frequência de *squeal* depende do comprimento do suporte do corpo de prova;
- O acoplamento do *shaker* ao sistema, posicionado do lado do suporte, aumenta a rigidez e a frequência natural deste;

- Há indícios de que pode existir um valor mínimo de carga normal abaixo do qual não é observado o fenômeno de *squeal*;
- Variações da carga aplicada sobre a amostra tem pouca influência sobre a frequência de resposta do sistema;
- Não foram observadas diferenças entre os testes com dois materiais distintos, um *low-met* e outro NAO. A diferença de atrito entre eles é de até 10% (0.38 para 0.34)
- Se a excitação externa promovida pelo *shaker* for através de sinal de ruído branco, podem ser excitadas as frequências naturais do disco e do suporte da amostra, as quais se sustentam mesmo após o *shaker* ser desligado;
- Se a excitação gerada pelo *shaker* for senoidal e corresponder a uma frequência natural do sistema, ambos os componentes são excitados e sustentam essa excitação mesmo quando a excitação forçada (*shaker*) é desativada;
- Se a excitação for senoidal e não corresponder a uma frequência natural do sistema, ambos os componentes são excitados na referida frequência, porém apenas enquanto durar a excitação forçada;

### 3. CARACTERIZAÇÃO DAS AMOSTRAS

#### 3.1 PREPARAÇÃO DOS CORPOS DE PROVA

Para o presente trabalho, oito amostras de materiais de fricção foram utilizadas. Essas amostras são compostas por quatro diferentes formulações, contabilizando dois corpos de prova por formulação. As amostras selecionadas pertencem a diferentes famílias de materiais de fricção, e a contribuição de cada uma para produção do ruído de *squeal* também é distinta, de acordo com informações repassadas pelo fabricante dos materiais, a empresa Fras-le. A Tabela 3.1 apresenta as principais características e formulações das amostras utilizadas.

Tabela 3.1 – Famílias de materiais e composição química aproximada das amostras utilizadas.

Formulações	A	B	C	D
	NAO	Low-met	Semi-met	Low-met
Família				
Aplicação	Pastilha	Pastilha	Pastilha	Lona
Ingredientes	Conteúdo em volume [%]			
Fibras de reforço	15	17	22	31
Materiais viscoelásticos e aglomerantes	30	24	30	17
Lubrificantes	15	34	28	12
Abrasivos	5	3	5	3
Agentes de enchimento minerais	35	22	15	37

Os corpos de prova foram obtidos a partir de produtos comerciais, os quais foram usinados para obtenção da geometria descrita na Figura 3.1. A referida geometria é necessária para utilização das amostras no tribômetro, máquina utilizada para realizar a caracterização de atrito dos materiais, etapa descrita posteriormente na Seção 3.3.

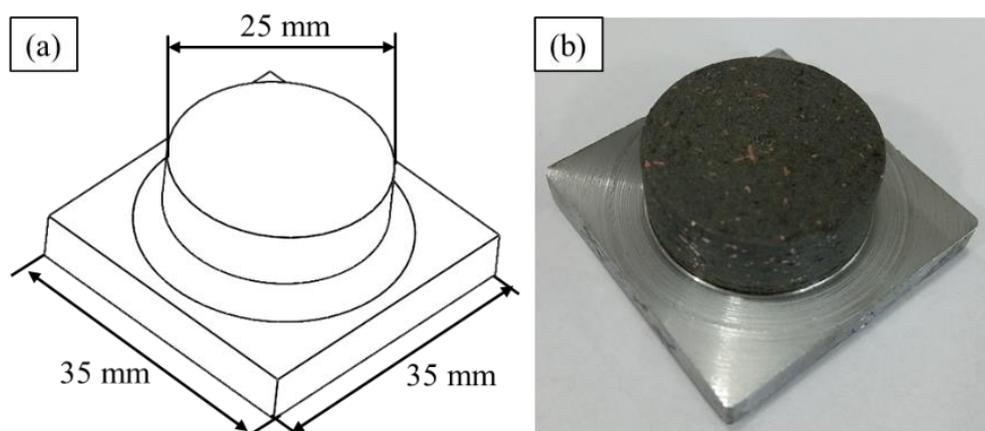


Figura 3.1 – Corpo de prova utilizado: a) esquema com dimensões, b) amostra real.

Além disso, também foi necessário realizar a medição de massa das amostras, uma vez que esta é uma componente da força normal exercida sobre as amostras no aparato desenvolvido neste trabalho para avaliação de *squeal*, a ser mostrado no Capítulo 5. A Tabela 3.2 resume os valores médios obtidos com 5 medições de massa para cada corpo de prova (CP). A balança utilizada para medição é da marca Marte, modelo AY220, com resolução de  $\pm 0,2$  mg e carga máxima de 220g.

Tabela 3.2 – Massa dos corpos de prova (CP) utilizados.

<b>Amostra</b>	<b>CP</b>	<b>Média [g]</b>	<b>Desvio padrão experimental [mg]</b>
A	1	67,8634	0,2
	2	67,0539	0,1
B	1	59,8370	0,2
	2	58,3496	0,2
C	1	58,6400	0,2
	2	62,4521	0,1
D	1	46,3165	0,1
	2	46,6935	0,1

### 3.2 ETAPAS DAS ANÁLISES COM AS AMOSTRAS

Com o objetivo de facilitar o entendimento de como essas amostras foram aplicadas no trabalho, a Figura 3.2 apresenta um fluxograma onde estão representadas as etapas de análise que foram realizadas sobre cada corpo de prova. A metodologia utilizada e os resultados obtidos em cada análise são apresentados individualmente. Por conta disso, para as análises de topografia da superfície e de aplicação das amostras no experimento proposto, a nomenclatura de condição sem filme e com filme é utilizada para identificar as medições feitas antes e depois, respectivamente, da etapa de caracterização de atrito das amostras.

Sendo assim, a Tabela 3.3 apresenta um exemplo de nomenclatura utilizada neste trabalho para uma das amostras. Essa nomenclatura aparece na avaliação de topografia das superfícies das amostras, realizada na Seção 3.4.2, deste capítulo, e também é utilizada no Capítulo 5, onde é analisado o experimento com controle da excitação, proposto neste trabalho.

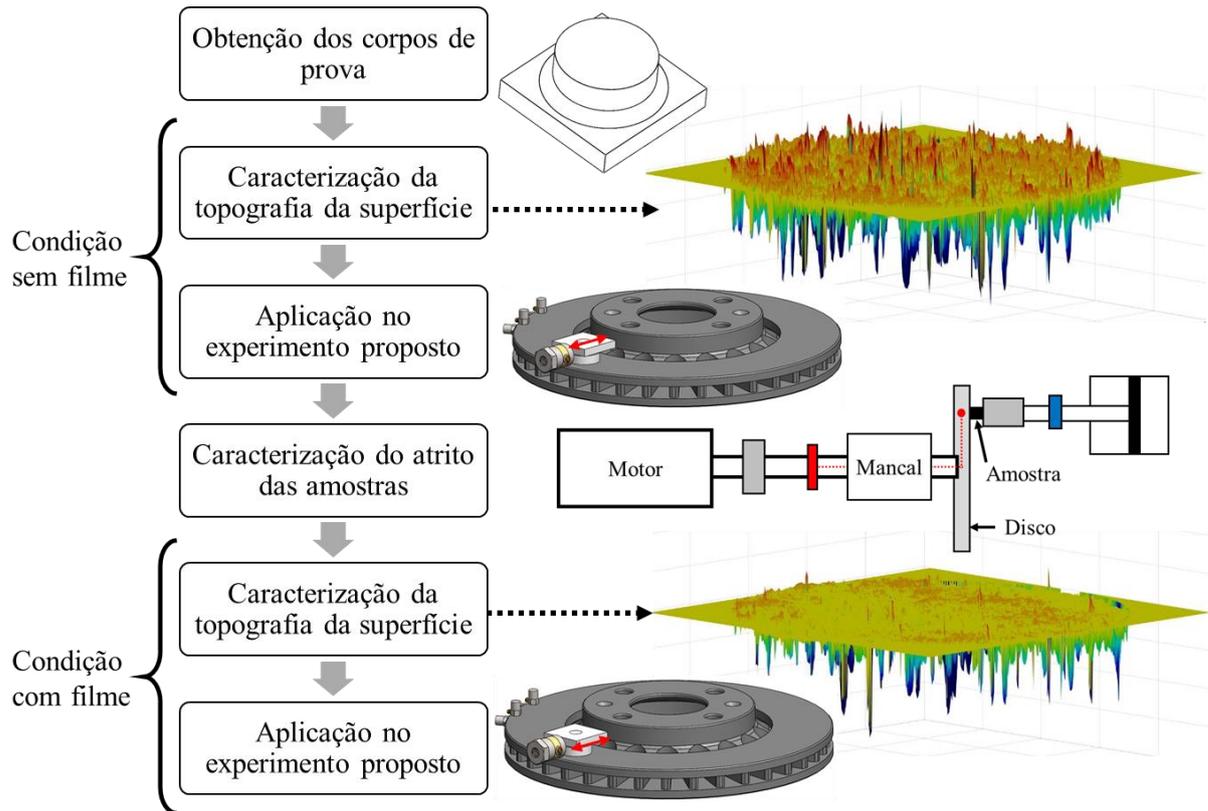


Figura 3.2 – Fluxograma das etapas de análise realizadas com os corpos de prova.

Tabela 3.3 – Exemplificação da nomenclatura utilizada para identificação de amostra e condição.

<b>Amostra</b>	<b>Corpo de prova</b>	<b>Condição</b>	<b>Nomenclatura</b>
A	1	Sem filme	A.1.sf
		Com filme	A.1.cf
	2	Sem filme	A.2.sf
		Com filme	A.2.cf

Na próxima seção deste capítulo (Seção 3.3), é apresentada a etapa de caracterização do coeficiente de atrito das amostras. Nesta etapa, ocorre o condicionamento da superfície das amostras quando elas são atritadas contra um disco de freio, fazendo com que seja formado e aderido filme tribológico sobre a superfície dos corpos de prova. Com isso, as amostras são identificadas pela sua formulação e corpo de prova correspondente. A condição sem filme, portanto, corresponde aquela em que a amostra ainda não foi condicionada, antes da primeira frenagem. E a condição com filme refere-se às amostras no final da etapa de condicionamento, após a execução das 200 frenagens deste procedimento.

### 3.3 CARACTERIZAÇÃO DO COEFICIENTE DE ATRITO DAS AMOSTRAS

#### 3.3.1 TRIBÔMETRO

Para caracterização do desempenho em frenagem dos materiais de fricção, mensurado através do coeficiente de atrito, foi utilizado o Tribômetro pertencente ao Laboratório de Tribologia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul (LATRIB / UFRGS). O equipamento, apresentado na Figura 3.3, conta com controle de rotação, força e temperatura, e permite a utilização de diferentes materiais para disco e corpo de prova.

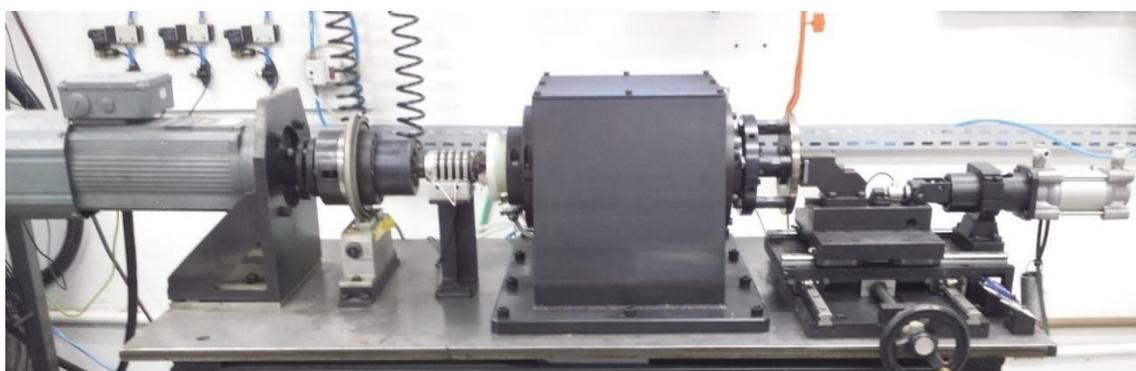


Figura 3.3 – Tribômetro do LATRIB / UFRGS [Adaptado de Pavlak et al., 2017].

Os módulos de controle da máquina estão representados no diagrama esquemático da Figura 3.4. Nela, as setas tracejadas indicam sinais de leitura enquanto que as setas com traçado cheio indicam sinais de atuação do sistema de controle utilizado, uma placa de modelo ds1104 da fabricante *dSpace*. Maiores informações sobre o projeto da máquina e da malha de controle utilizada podem ser observadas em Neis, 2012.

O módulo de rotação do eixo é controlado através de um inversor de frequência conectado ao motor. A pressão, ou força normal, aplicada sobre o corpo de prova é controlada com um controlador do tipo PID, que atua sobre o sinal de referência de força, medido com uma célula de carga próximo ao suporte da amostra. Já a temperatura inicial da frenagem é controlada através de um aquecedor indutivo posicionado em frente ao disco, com realimentação do sinal de temperatura através de um termopar tipo K posicionado dentro do disco, a 3 mm da superfície de contato pastilha/disco.

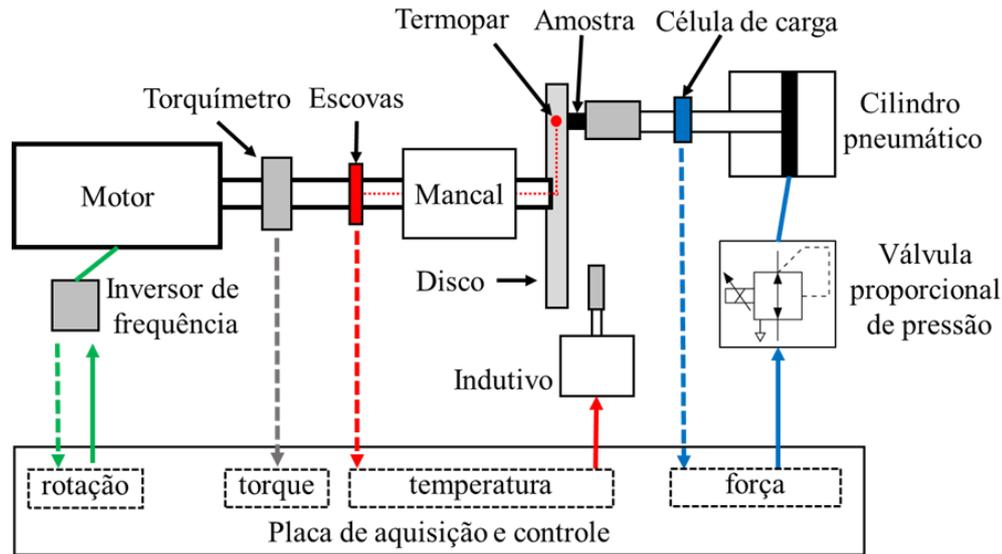


Figura 3.4 – Diagrama esquemático de funcionamento do Tribômetro do LATRIB / UFRGS.

### 3.3.2 METODOLOGIA PARA AVALIAÇÃO DO ATRITO DAS AMOSTRAS

Os parâmetros de operação utilizados para o ensaio de caracterização de atrito das amostras podem ser observados na Tabela 3.4. A pressão de contato da pastilha contra o disco é equivalente a 1,02 MPa e a velocidade inicial de deslizamento entre o par tribológico é equivalente a 7,6 m/s. Considerando um veículo leve, modelo Vectra, cujo acionamento do sistema de freio é realizado com um cilindro simples de 52 mm de diâmetro, e a área da pastilha é de 43,5 cm<sup>2</sup>, a pressão hidráulica equivalente é de 2,08 MPa. Utilizando os dados do veículo de raio de atrito (105 mm) e raio de rolamento do pneu (290 mm), pode-se observar que a desaceleração utilizada corresponde a uma redução na sua velocidade de 76 km/h a 0 km/h.

O número de repetições (200) indicado na Tabela 3.4, corresponde à quantidade de frenagens executadas para condicionamento da superfície dos materiais de fricção. Essas repetições das frenagens são realizadas para garantir o assentamento do material de fricção contra a superfície do disco, e com o intuito de estabilizar o coeficiente de atrito para as condições de operação utilizadas no teste.

Tabela 3.4 – Condições do ensaio para caracterização de atrito das amostras.

Temperatura Inicial	Força	Velocidade	Duração	Repetições
100 °C	500 N	1220 a 0 rpm	10 s	200

O disco utilizado como contraparte foi o mesmo em todos os testes. Ele é composto de ferro fundido cinzento, mesmo material dos discos aplicados comercialmente. Para manter a condição inicial da superfície constante, ao início de cada ensaio, a superfície do disco foi usinada com a utilização de lixas de diferentes granulometrias: 180, 240, 320, 500, 1200 e 1500, aplicadas nessa ordem. Esse processo garante que a superfície apresente rugosidade média ( $R_a$ ) inferior a  $0,2 \mu\text{m}$ , medida no sentido radial do disco [Masotti et al., 2015]. O aspecto da superfície do disco na condição inicial do teste, após sua preparação com as lixas, pode ser observado na Figura 3.5.a. Enquanto que a Figura 3.5.b retrata a mesma após a etapa de caracterização do atrito das amostras, ao final do teste.

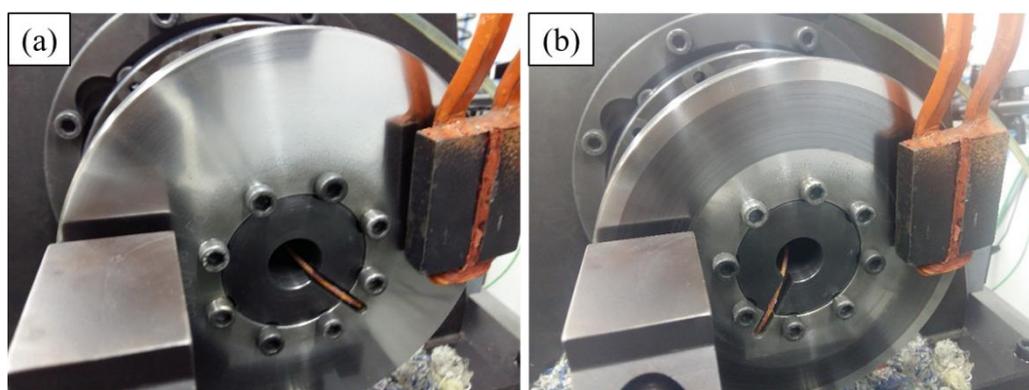


Figura 3.5 – Superfície do disco antes (a) e após (b) a caracterização do coeficiente de atrito das amostras.

O coeficiente de atrito, que é uma medida do desempenho dos materiais, é obtido através da Equação 3.1. Nela,  $\mu$  representa o coeficiente de atrito (adimensional),  $T$  o torque (N.m) medido no eixo,  $F_n$  a força normal (N) aplicada ao corpo de prova e medida com a célula de carga, e  $r_d$  o raio de deslizamento (m) que neste caso é a distância entre o centro do disco e o centro geométrico do corpo de prova. Durante os ensaios, o raio de deslizamento foi mantido constante, no valor de 60 mm, mensurado através de uma transdutor linear magneto-restritivo.

$$\mu = \frac{T}{F_n r_d} \quad (3.1)$$

### 3.3.3 RESULTADOS DE ATRITO DAS AMOSTRAS

O coeficiente de atrito médio das amostras em função do número de frenagens pode ser observado na Figura 3.6. Nela, é possível identificar que a formulação B se destaca com atrito inferior às demais para os dois corpos de prova ensaiados. Já a formulação D apresentou atrito

superior e mais instável do que as demais formulações. Uma hipótese para explicar essa diferença de comportamento, está no fato de que essa formulação D é o único compósito, dos avaliados, que foi projetado para aplicação como lona, em sistemas de freio à tambor. Por conta disso, existem maiores diferenças na composição e no processo de fabricação entre essa formulação e as demais. Por outro lado, as formulações A e C apresentaram níveis semelhantes de atrito. Informações mais detalhadas sobre a evolução do coeficiente de atrito para cada material podem ser consultadas no Apêndice A.

Observa-se também, na Figura 3.6, que há uma variação significativa no coeficiente de atrito de todas as amostras até, aproximadamente, a frenagem de número 50. Esse efeito inicial, de maior variação de atrito, é decorrência do assentamento da área de contato entre pastilha e disco para as condições de operação utilizadas durante o ensaio. Por conta disso, os valores médios e de desvio padrão experimental, apresentados na Figura 3.7, foram calculados considerando apenas os valores de atrito entre as frenagens de número 51 a 200.

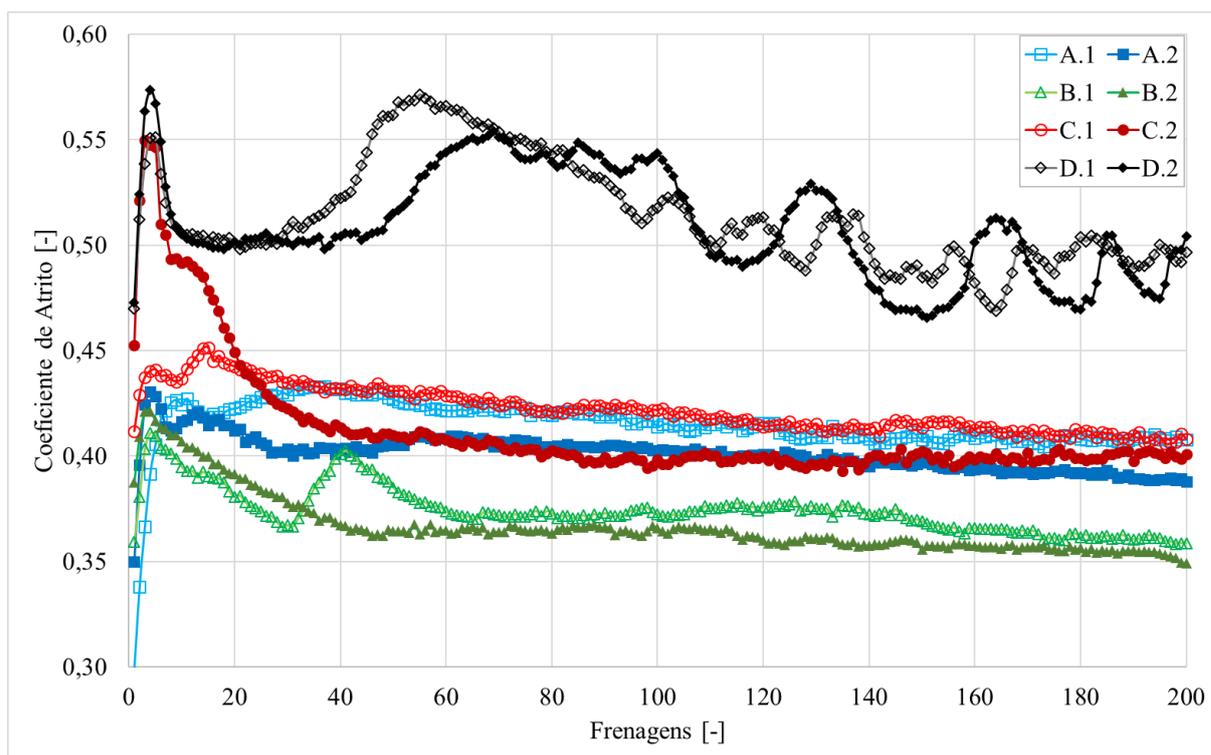


Figura 3.6 – Evolução do coeficiente de atrito médio das amostras ao longo das 200 frenagens executadas.

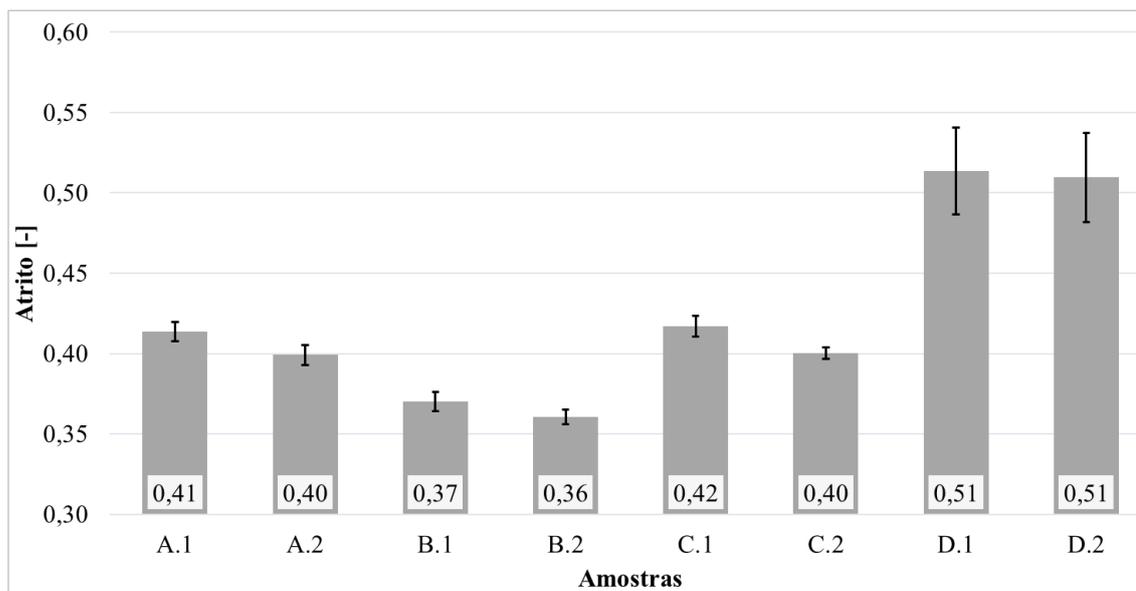


Figura 3.7 – Valores médios e de desvio padrão experimental do coeficiente de atrito médio das amostras desconsiderando as primeiras 50 frenagens.

Analisando os resultados de ambas as Figuras 3.6 e 3.7, nota-se que não há uma variação significativa no coeficiente de atrito entre os diferentes corpos de prova de uma mesma formulação. Sendo assim, a classificação das amostras quanto ao nível de atrito pode ser feita diretamente com suas formulações, tal qual a sequência, em ordem decrescente de atrito, apresentada a seguir:  $D > A \sim C > B$ . A formulação D foi a que apresentou maior atrito médio ( $\mu = 0,51$ ), seguida das formulações A e C, com magnitude de atrito semelhantes entre si ( $\mu = 0,41$ ), enquanto que a formulação B apresentou o menor atrito médio ( $\mu = 0,37$ ).

### 3.4 CARACTERIZAÇÃO DA TOPOGRAFIA DA SUPERFÍCIE DAS AMOSTRAS

A contribuição do material de fricção sobre o fenômeno de *squeal* é um tema ainda não compreendido plenamente. Efeitos de superfície e de volume (*bulk*) podem ser identificados como características de um material de fricção capazes de influenciar o processo tribológico e, conseqüentemente, a produção de ruído. A relação desses efeitos com o ruído de *squeal* é investigada em vários trabalhos presentes na literatura.

Com relação aos efeitos de volume, Papinniemi e Stanef e et al., 2007, e Makrahy et al., 2017, indicam que o aumento da compressibilidade do material de fricção tende a diminuir a propensão destes quanto à produção de ruído. No entanto, no trabalho de Matozo, 2012, pode-se observar uma correlação média entre essa propriedade (compressibilidade) e as ocorrências de ruído de 10 amostras avaliadas. Prova disto é que o índice de excitação  $\pi_3$ , proposto pelo

autor para prever o comportamento em ruído de materiais de fricção, leva em conta, além da compressibilidade, outros três parâmetros relacionados aos abrasivos empregados na formulação das amostras. Sendo assim, pode-se afirmar que os efeitos de volume das amostras, descritos pelo parâmetro de compressibilidade, não são capazes de descrever o comportamento dos materiais de fricção quanto à produção de ruído. Além disso, esse fator também não explicaria porque uma mesma amostra, com pouca variação de compressibilidade durante a execução de uma série de frenagens, pode apresentar comportamentos completamente distintos quanto à produção de ruído ao longo das aplicações.

Parte dessa explicação, portanto, deve ser encontrada em efeitos de superfície das amostras, os quais atuam diretamente no processo tribológico, influenciando no coeficiente de atrito e nas instabilidades do filme tribológico. A importância da investigação desses efeitos de superfície com relação à propensão das amostras ao ruído de *squeal* é descrita em diversos trabalhos [Bakar et al., 2005, Guangxiong et al., 2002, Renault et al., 2015, Lazim et al., 2016].

Algumas correlações entre efeitos de superfície e propensão ao fenômeno de *squeal* já foram apresentadas na literatura. O trabalho de Eriksson et al., 1999, indica que pastilhas com áreas de contato menores e em maior quantidade possuem maior tendência de produzir *squeal* do que pastilhas com áreas de contato maiores e em menor quantidade. Bakar et al., 2005 observaram a presença de maior desgaste na superfície das pastilhas que geraram o ruído de *squeal* durante frenagens. Já Sherif, 2004, indicam que o ruído de *squeal* pode ser decorrência do processo de impacto e fadiga das asperezas da superfície.

A maior parte dessas observações, no entanto, foram feitas com base em medições bidimensionais da superfície, a partir de microscopias. Guangxiong et al., 2002, reforçam que as caracterizações feitas através dessa técnica somente conseguem estabelecer uma medida qualitativa do efeito provocado na superfície. Além disso, o trabalho de Neis et al., 2017, o qual estabelece um comparativo entre técnicas de medições bi e tridimensionais das superfícies, demonstra como a observação através de uma ou outra técnica ressaltam aspectos distintos das superfícies analisadas. Baseado nesses argumentos, foram realizadas medições de topografia das superfícies utilizando um scanner laser tridimensional.

Além disso, o trabalho de Massi et al., 2008, indica que a topografia da superfície de uma mesma amostra é diferente quando nas condições com e sem *squeal*. Sherif, 2004, também afirma que apenas pastilhas já atritadas, com filme de fricção formado sobre a superfície, foram capazes de produzir o ruído de *squeal*. Por conta disso, a avaliação de topografia das superfícies

das amostras, apresentada nesta seção, é realizada em ambas as condições das amostras, sem filme, e com a presença de filme tribológico, como já indicado previamente na Figura 3.2. O objetivo dessa análise é de caracterizar e diferenciar os corpos de prova, em função das distribuições de asperezas das suas superfícies.

#### 3.4.1 SCANNER LASER

Para medição das asperezas, foi utilizado um scanner laser tridimensional (Figura 3.8), equipamento presente no Laboratório de Design e Seleção de Materiais (LdSM) da Universidade Federal do Rio Grande do Sul (UFRGS). Essa máquina, cujas especificações construtivas podem ser observadas em maiores detalhes no trabalho de Silva, 2006, consiste de uma mesa com dois eixos (x e y) para movimentação das amostras, e um cabeçote equipado com um sensor laser para medição ponto a ponto da altura (eixo z) da superfície da amostra.



Figura 3.8 – Scanner Tridimensional Laser do LdSM / UFRGS [Adaptado de Silva, 2006]

De acordo com as especificações apresentadas por Silva, 2006, foi utilizada uma lente de 25 mm, a qual permite a medição de alturas de até 1,84 mm, com resolução de 0,2  $\mu\text{m}$ . Além da resolução no eixo z, também foi necessário definir a resolução utilizada no plano xy, configurada no valor de 50  $\mu\text{m}$ , o qual corresponde ao passo de movimentação do cabeçote de medição equipado com o sensor laser. Com essas configurações, é realizada a medição de uma área retangular de, aproximadamente, 25x25 mm<sup>2</sup>, na qual fica inscrita a área circular da superfície da pastilha.

### 3.4.2 METODOLOGIA DE ANÁLISE DOS DADOS DE TOPOGRAFIA DAS AMOSTRAS

Os dados resultantes da medição realizada com o Scanner Laser contêm a informação de topografia da superfície. Para processamento desses dados foi desenvolvido uma rotina de análise no *software* MATLAB. As ações executadas pelo programa estão descritas no Apêndice B.1, e o código-fonte criado pode ser observado no Apêndice B.2. Como parte do processamento, ressalta-se apenas que foram observados alguns dados espúrios existentes nas regiões de borda das pastilhas (raio mais externo). Por conta disso, das amostras com 25 mm nominais de diâmetro (Figura 3.1), foram considerados 24 mm de diâmetro para análise da topografia da superfície de cada corpo de prova.

A Figura 3.9 apresenta a superfície resultante da etapa de processamento para a medição da amostra B.1.sf. A superfícies mensuradas para todas as amostras, nas condições com e sem filme, podem ser observadas no Apêndice B.3. A dispersão de asperezas da superfície obtida (Figura 3.9), pode ser quantificada através do valor de nível eficaz (*rms*). Dessa forma, é possível obter um valor representativo do tamanho e/ou da quantidade dos picos e vales presentes em cada amostra analisada. Valores de *rms* próximos a zero, indicam uma superfície mais plana, com poucas asperezas ou com asperezas muito pequenas. Já valores mais elevados, indicam que a superfície possui picos ou vales mais acentuados ou em grande quantidade.

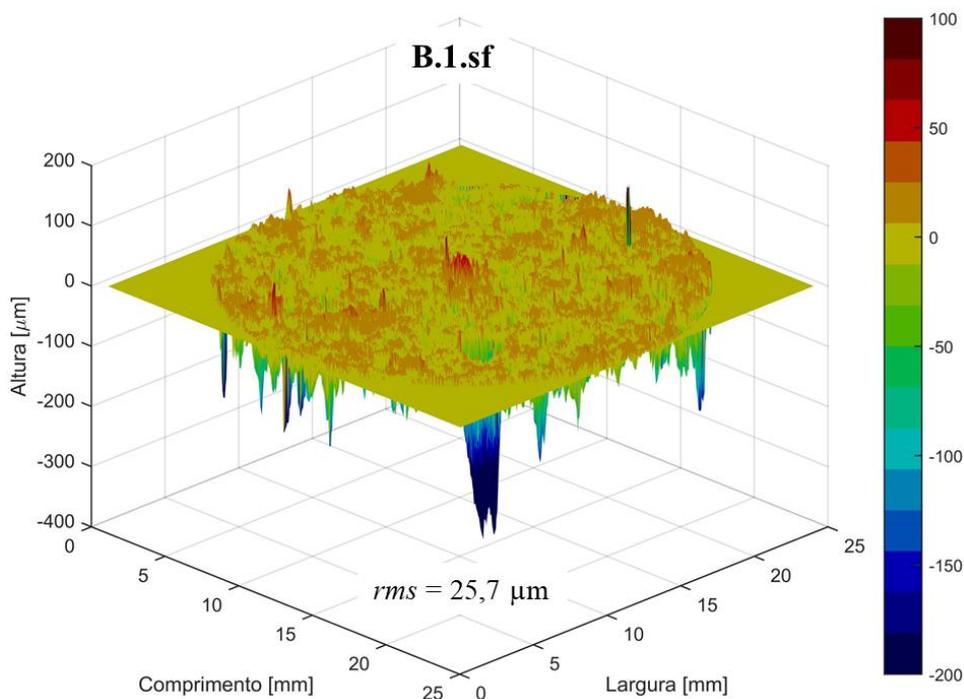


Figura 3.9 – Topografia obtida para a amostra B.1.sf.

As distribuições de asperezas da superfície das amostras também são observadas na forma de histogramas, os quais quantificam a quantidade de ocorrências de cada altura de aspereza mensurada. A partir dos histogramas é possível comparar as distribuições obtidas com funções densidade de probabilidade usualmente utilizadas, como a função normal de Gauss, e também obter parâmetros, como a curtose e a assimetria, os quais quantificam o comportamento das distribuições de asperezas.

O parâmetro da curtose (*kurtosis*) descreve quão acentuada é a distribuição em torno da média [Oberst e Lai, 2011]. Uma distribuição gaussiana resulta num valor de curtose igual a três, e recebe a denominação de curva *mesokurtic*. Distribuições de probabilidade mais acentuadas do que a normal, com o pico mais alto e mais fino, resultam em valores de curtose maiores que três, e são denominadas curvas *leptokurtici*. Enquanto que as distribuições mais planas, resultam em valores menores do que três e são denominadas curvas *platykurtic*. A Figura 3.10 demonstra como o valor da curtose indica o formato da distribuição.

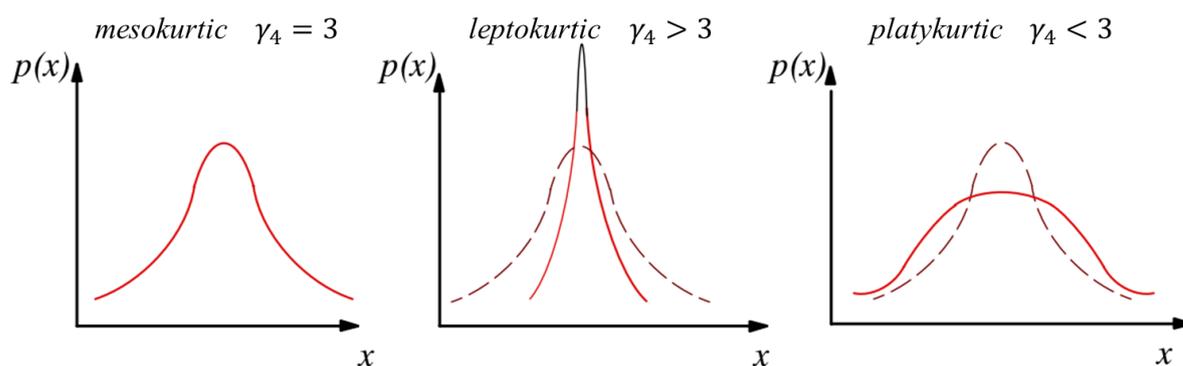


Figura 3.10 – Efeito do quarto momento central (curtose) na distribuição de probabilidade [Adptado de LMS International, 2000].

Já o parâmetro de assimetria (*skewness*) é utilizado para indicar se a distribuição em estudo é tendenciosa para cima ou para baixo do valor central. Essa tendência pode ser verificada pelo sinal do valor de assimetria, representado esquematicamente sobre um histograma na Figura 3.11. Se negativo, significa que a função densidade de probabilidade é inclinada para valores acima do valor central, do contrário, para valores positivos, a distribuição é inclinada para valores abaixo do valor central. O grau de obliquidade, ou proporção de inclinação, é proporcional à magnitude do valor de assimetria obtido. Distribuições simétricas, como a Distribuição Gaussiana, possuem valor nulo de assimetria.

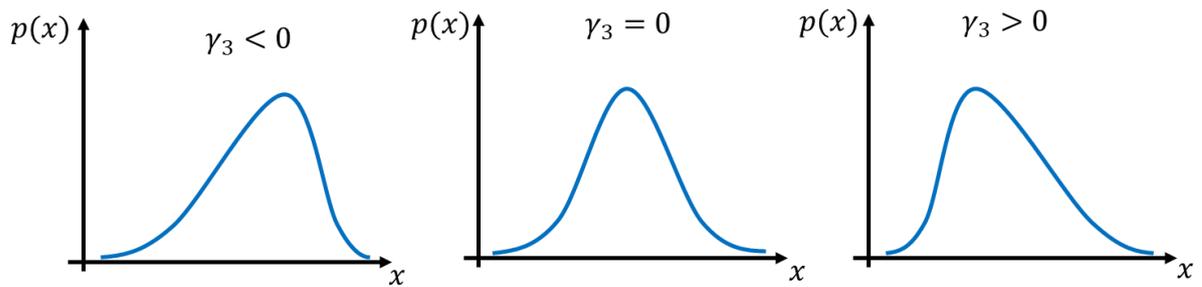


Figura 3.11 – Efeito do terceiro momento central (assimetria) na distribuição de probabilidade.

A Figura 3.12 apresenta a distribuição de ocorrências de aspereza para a superfície mostrada anteriormente na Figura 3.9 (Amostra B.1.sf). Nota-se que, em comparação com uma distribuição gaussiana, obtida com valores equivalentes de média e desvio, a distribuição mensurada é mais acentuada. Essa observação é quantificada pelo parâmetro da curtose, cujo valor elevado indica que essa distribuição possui muitos pontos próximos ao plano médio de altura nula de asperezas. Os histogramas de distribuições de asperezas para todas as amostras, com indicação dos valores de curtose obtidos, podem ser observados no Apêndice B.4.

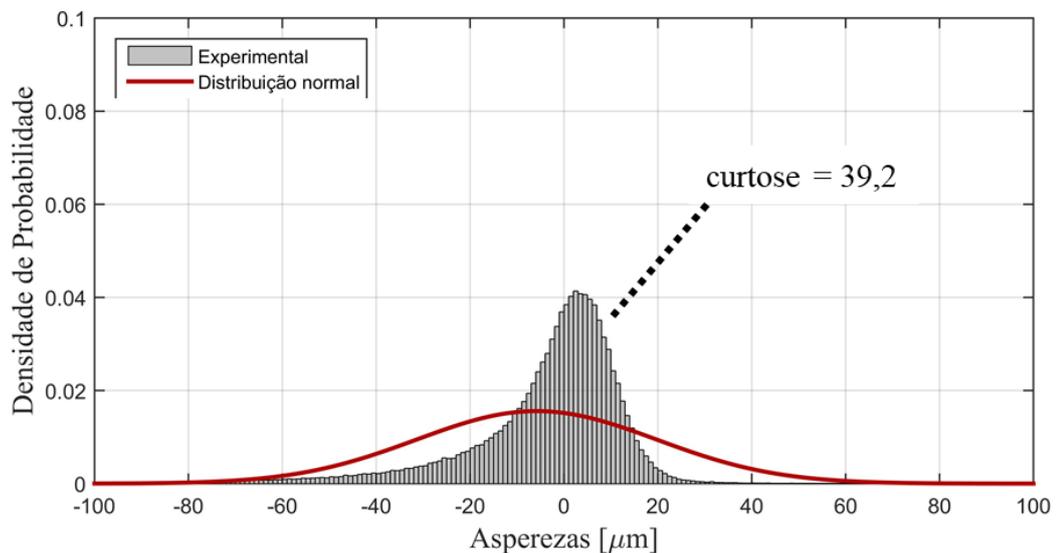


Figura 3.12 – Função densidade de probabilidade de asperezas para a amostra B.1.sf.

Além da análise da curtose, observa-se também a simetria da curva de distribuição de probabilidade. A partir do histograma da Figura 3.12, nota-se que a distribuição mensurada possui mais vales do que picos, uma vez que a calda da distribuição contém mais dados a esquerda do que a direita do valor central. A distribuição de probabilidade acumulada, apresentada na Figura 3.13, é obtida pela soma cumulativa das ocorrências da Figura 3.12.

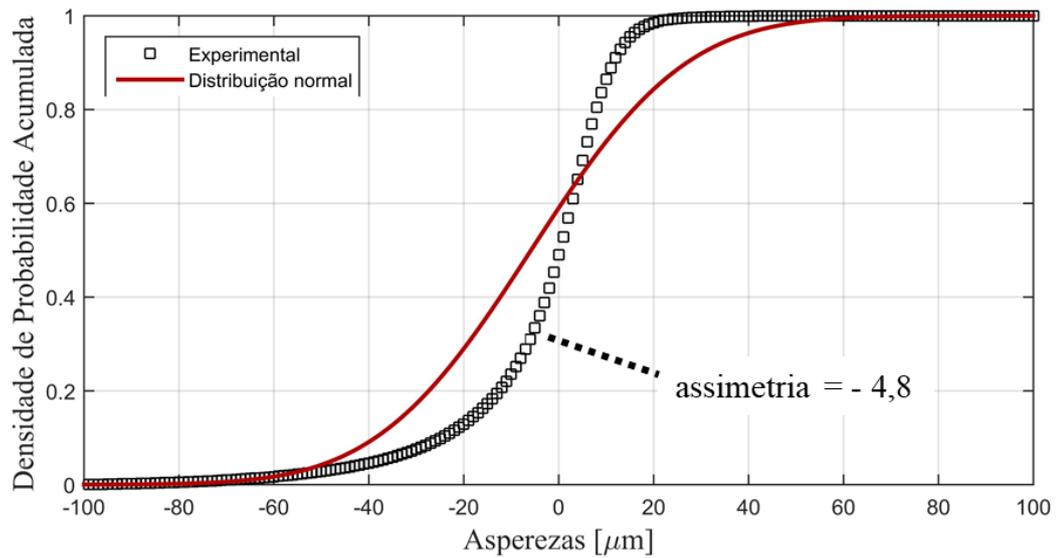


Figura 3.13 – Função densidade de probabilidade acumulada de asperezas da amostra B.1.sf.

A Figura 3.14, descrita a seguir, contém a mesma informação de densidade de probabilidade acumulada apresentada na Figura 3.13, porém a escala do eixo das ordenadas é ajustada de forma que a distribuição normal seja visualizada como uma reta. Isso permite uma melhor visualização da diferença entre os dados experimentais e o modelo aplicado (distribuição normal), principalmente nas regiões externas do histograma.

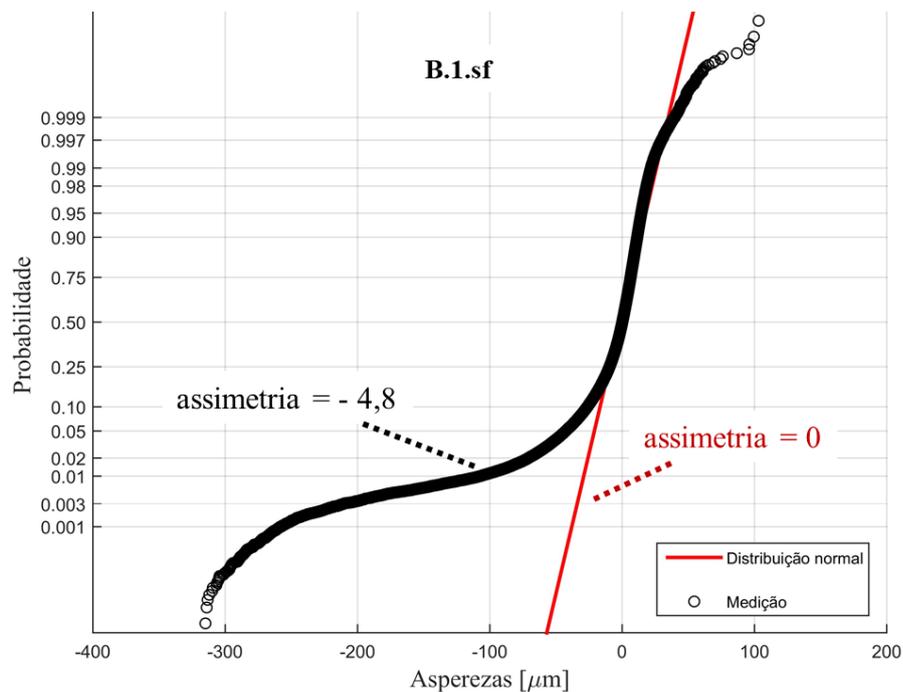


Figura 3.14 – Níveis de probabilidade normalizados das asperezas para a amostra B.1.sf.

Nota-se, portanto, que a quantidade e tamanho dos vales é maior do que dos picos. Essa relação é quantificada pelo valor do terceiro momento central, a assimetria, cujo valor obtido é negativo. As distribuições de probabilidade das asperezas para todas as amostras, com indicação dos valores de assimetria obtidos em cada uma, podem ser observadas no Apêndice B.5.

### 3.4.3 RESULTADOS DE TOPOGRAFIA DA SUPERFÍCIE DAS AMOSTRAS

Assim como exemplificado para a medição de uma das amostras (B.1.sf), os valores de nível eficaz, assimetria e curtose foram obtidos para todas as superfícies mensuradas e são apresentados na Tabela 3.5. Essas mesmas relações são apresentadas graficamente nas Figuras 3.15, 3.16 e 3.17 para facilitar a interpretação de cada um desses parâmetros. De forma geral, observam-se diferenças significativas nas três propriedades quando comparadas as condições da superfície sem filme e com filme tribológico. Isso demonstra a capacidade que o fenômeno tribológico tem de alterar a superfície e o comportamento das distribuições de asperezas.

Tabela 3.5 – Valores de nível eficaz (*rms*), assimetria e curtose, das distribuições de asperezas das superfícies das amostras.

Amostras	Nível eficaz ( <i>rms</i> )		Assimetria		Curtose	
	Sem filme	Com filme	Sem filme	Com filme	Sem filme	Com filme
A.1	26,9	9,8	-2,4	-8,0	19,3	96,6
A.2	23,5	13,6	-4,8	-8,7	42,6	110,5
B.1	25,7	14,7	-4,8	-7,4	39,2	79,6
B.2	18,0	8,2	-2,6	-4,7	17,1	45,2
C.1	17,8	5,5	-2,1	-5,3	18,7	74,6
C.2	17,6	10,0	-3,5	-6,0	33,9	100,6
D.1	35,2	22,7	-3,0	-6,0	17,0	54,8
D.2	30,3	21,6	-2,6	-5,6	15,5	53,5

Em relação ao nível eficaz das distribuições de asperezas, apresentado na Figura 3.15, observa-se que este diminui em todas as amostras com o processo de formação de filme sobre a superfície. Esse comportamento era previsto pois, como o processo tribológico ocorre pelo atrito da superfície da pastilha contra o disco, haverá desgaste dos picos de asperezas das

superfícies que tiveram contato com o disco. Além disso, o material D destaca-se com ambos os corpos de prova, 1 e 2, e em ambas as condições, com e sem filme, como material com maior nível eficaz das asperezas. Assim como para os resultados de atrito (Seção 3.3.3), justifica-se essa distinção pela diferenciação na composição e no processo de fabricação entre a formulação D e as demais formulações. Com relação às formulações A, B e C, não é possível distinguir, através do valor *rms*, efeitos da superfície provocados pelas diferenças de composição.

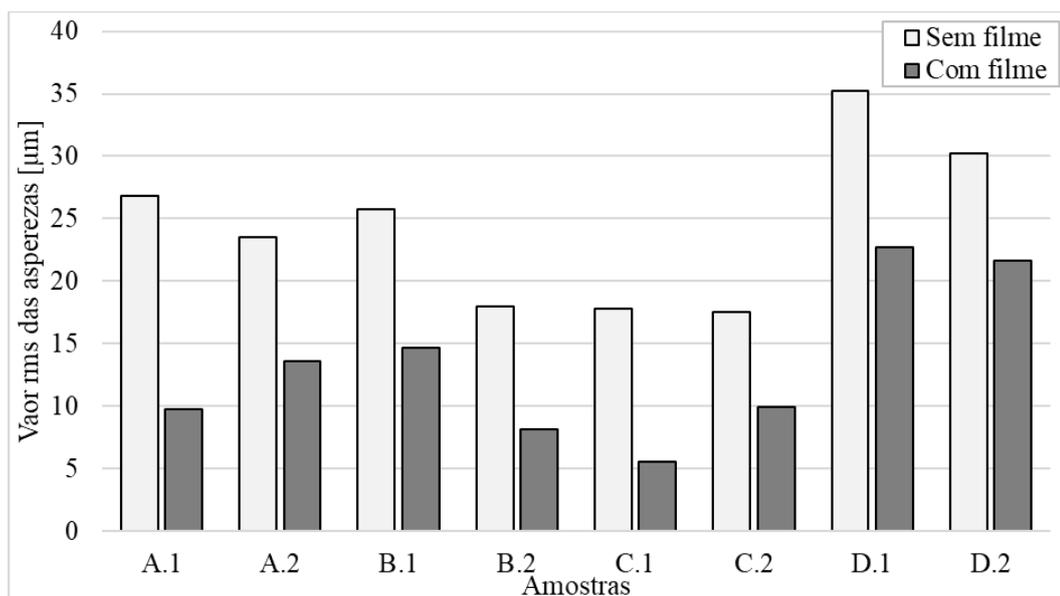


Figura 3.15 – Valor eficaz (*rms*) da distribuição de asperezas da superfície de cada amostra.

A Figura 3.16 apresenta os resultados do parâmetro que quantifica o grau de assimetria das distribuições de asperezas das superfícies. Nesse caso, também é perceptível uma diminuição nos valores de assimetria de todas as amostras entre as condições sem filme e com filme. No entanto, não é possível indicar diferenças de assimetria das superfícies por mudanças relacionadas às formulações, pois nenhuma delas se destaca das outras através desse parâmetro.

Os valores mais negativos de assimetria, observados na condição com filme, indicam que a distribuição está com maior proporção de vales do que de picos de asperezas. Isso pode ser provocado por dois efeitos: aumento da quantidade e/ou tamanho dos vales, ou por diminuição dos picos das asperezas. A primeira hipótese é descartada pelos resultados apresentados anteriormente na Figura 3.15, de valor eficaz das distribuições. Se apenas os vales tivessem aumentado, o valor eficaz de todas as amostras iria subir. No entanto, o resultado contrário foi observado. O aumento da assimetria das amostras é, portanto, devido à diminuição da

quantidade e tamanho dos picos de asperezas, efeito provocado pelo processo de desgaste desses picos que foi causado pelo processo tribológico.

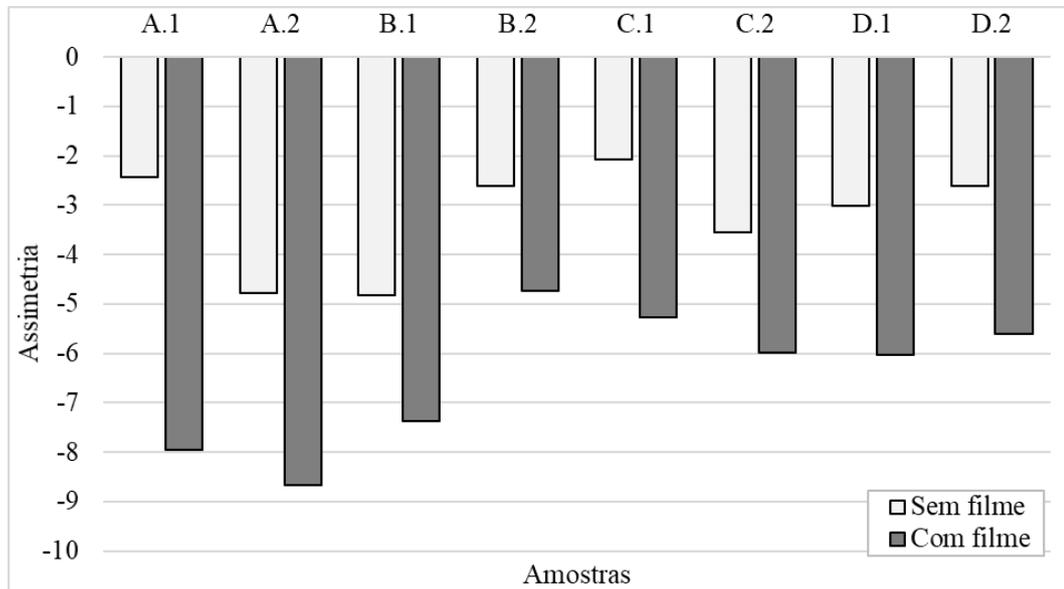


Figura 3.16 – Terceiro momento central (assimetria) das distribuições de asperezas das amostras.

Assim como observado para o nível eficaz e a assimetria, as amostras apresentaram variação significativa no valor da curtose entre as condições sem filme e com filme tribológico na superfície. No entanto, ao contrário do que ocorreu para os outros dois parâmetros, o valor da curtose possui maior magnitude na condição com filme, para todas as amostras, como demonstra a Figura 3.17. Se forem comparados os valores de curtose obtidos (Figura 3.17), em ambas as condições de superfície (com e sem filme), pode-se afirmar que as amostras mensuradas possuem distribuições de probabilidade de asperezas mais acentuadas do que uma distribuição gaussiana, a qual resulta em um valor 3 de curtose. Assim, todas as curvas mensuradas podem ser classificadas como *leptokurtic*. Esse comportamento é novamente explicado pela contribuição do processo tribológico.

Uma vez que é gerado o atrito entre a superfície do disco e da pastilha, os picos de aspereza são desgastados e a superfície da pastilha passa a ser basicamente um plano com a presença de alguns vales, como pode ser observado na Figura 3.18. Sendo assim, a distribuição das asperezas fica extremamente concentrada em torno do ponto central, como demonstrado na Figura 3.19, diminuindo os valores de *rms* e de assimetria e elevando o valor da curtose. Além

disso, nota-se pela Figura 3.20 que a proporção de vales também é maior do que a de picos, corroborando os resultados de assimetria discutidos anteriormente.

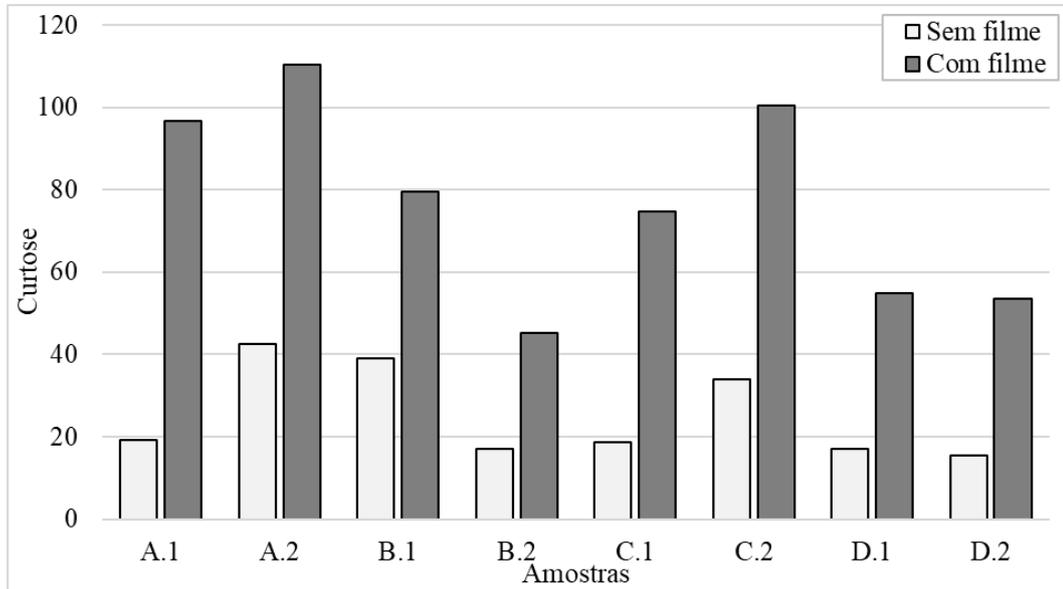


Figura 3.17 – Quarto momento central (curtose) das distribuições de asperezas das amostras.

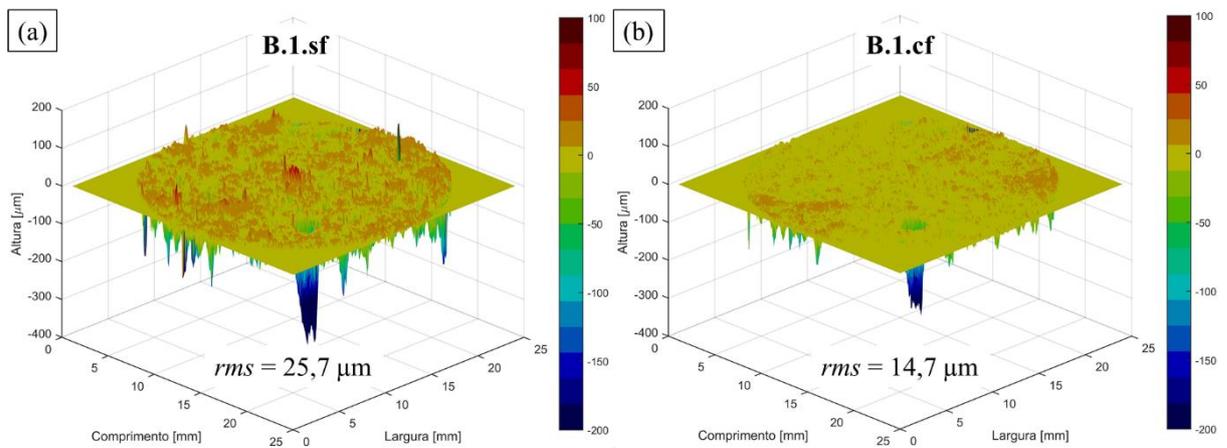


Figura 3.18 – Superfície da amostra B.1, em (a) na condição sem filme e em (b) com filme.

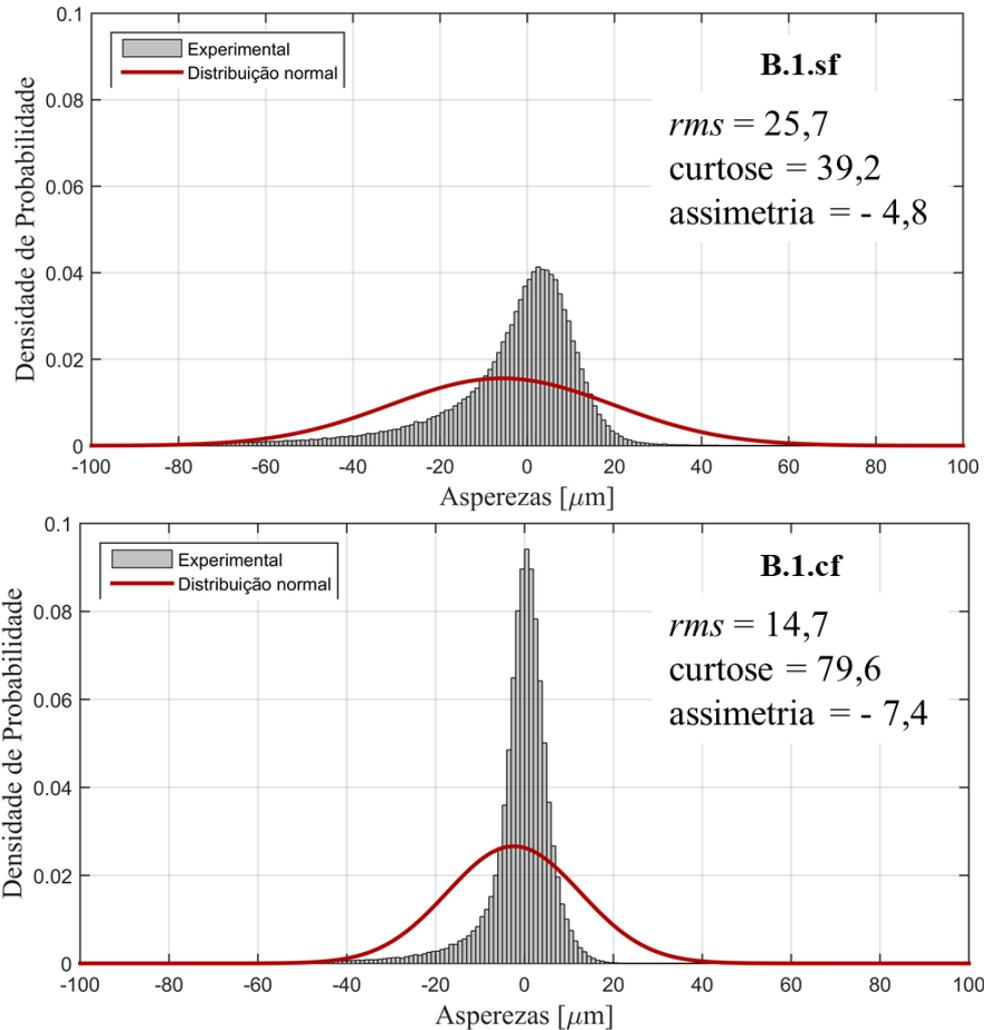


Figura 3.19 – Distribuição de probabilidade de asperezas para a amostra B.1. Em (a) na condição sem filme e em (b) na condição com filme.

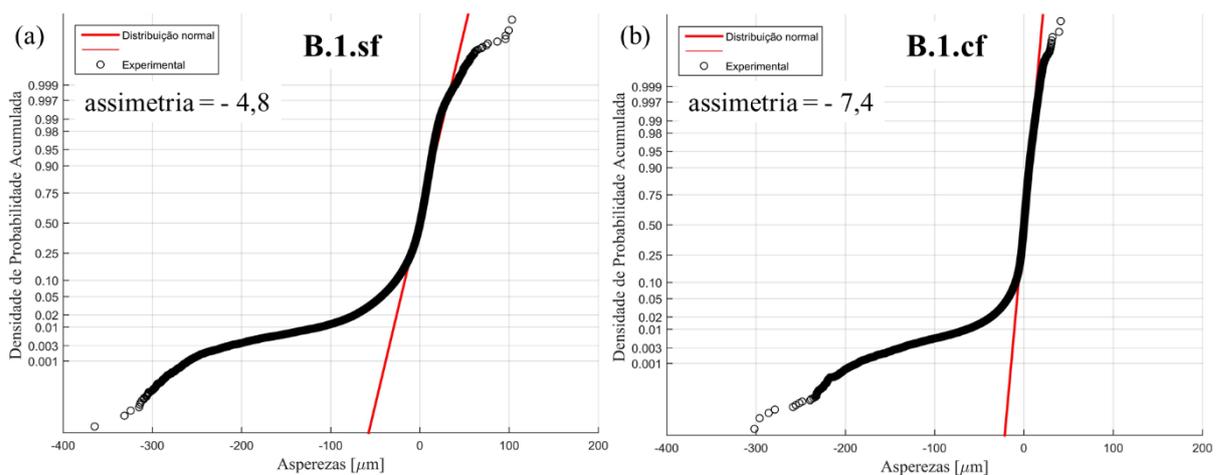


Figura 3.20 – Distribuição de probabilidade acumulada de asperezas para a amostra B.1. Em (a) na condição sem filme e em (b) na condição com filme.

#### 4. CARACTERIZAÇÃO MODAL DO DISCO UTILIZADO

No experimento proposto no presente trabalho, apresentado no Cap. 5, um sinal gerado é utilizado para excitar o material de fricção, que, por sua vez, excita o disco através do processo tribológico. A vibração observada no disco, nesse caso, é resultado tanto da excitação provocada através do fenômeno tribológico, como da característica modal do próprio disco, em consequência da propriedade da convolução, apresentada na Seção 2.2.1. A fim de que seja possível observar de que forma o material de fricção interfere no processo de geração de ruído, é preciso conhecer o comportamento dos demais componentes que compõem o processo de medição, nesse caso o disco de freio. O disco utilizado no presente trabalho é do tipo ventilado, cuja geometria está detalhada na Figura 4.1.

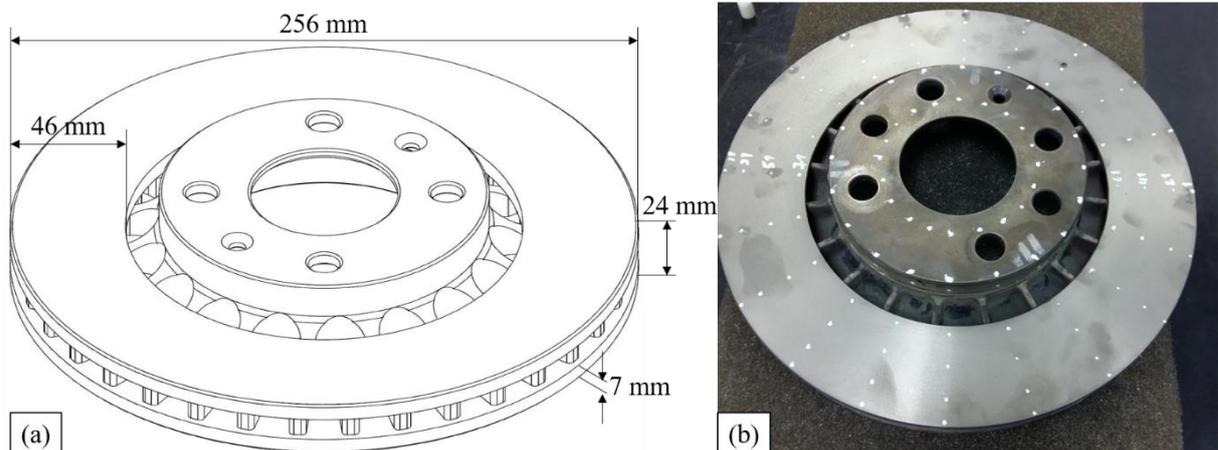


Figura 4.1 – Geometria de disco utilizado, em (a) modelo e em (b) disco real.

Para identificar o comportamento modal desse componente é utilizada a análise modal experimental, apresentada na Seção 2.2. Esta técnica tem como objetivo determinar três características modais de uma estrutura: frequência natural, forma modal e razão de amortecimento. Foram realizados dois experimentos para avaliação de funções resposta em frequência (FRF), um utilizando excitação por impactação, e outro no qual a excitação foi provocada através de um *shaker* (excitador modal).

O primeiro deles, com excitação por impactação, foi utilizado para realizar a extração das informações de frequência natural, amortecimento e a visualização das formas modais experimentais da estrutura. Já no segundo experimento, com a excitação direta do disco através do *shaker*, foram obtidas apenas as informações de frequência natural e amortecimento. No

entanto, essa condição, aproxima-se daquela utilizada no Cap. 5, na qual a excitação do *shaker* é transmitida ao disco através do material de fricção. Estabelecer um comparativo entre as condições de excitação do disco de forma direta e por fricção auxiliam no entendimento do comportamento apresentado pelo experimento proposto neste trabalho e no papel desempenhado pelo material de fricção no processo de geração de ruído de *squeal*.

#### 4.1 ANÁLISE MODAL EXPERIMENTAL POR IMPACTAÇÃO

##### 4.1.1 CONFIGURAÇÃO DO EXPERIMENTO

A configuração do experimento para avaliação modal do disco utilizado através de excitação por impactação pode ser visualizada no diagrama esquemático apresentando na Figura 4.2. Nela, são destacados os principais componentes utilizados para o experimento: computador, sistema de aquisição, martelo de impacto, acelerômetros e condicionadores, além da estrutura em análise (disco). A descrição desses equipamentos com as suas principais características pode ser observada na Tabela 4.1. Todos os equipamentos utilizados nesta etapa do trabalho são oriundos do fabricante Brüel & Kjær.

Tabela 4.1 – Especificação dos equipamentos utilizados na análise modal por impactação.

<b>Equipamento</b>	<b>Modelo</b>	<b>Características principais</b>
Martelo de impacto	8204	Sensibilidade: 22,7 mV/N
		Fundo de escala: 220 N
		Incerteza: $\pm 2\%$ do fundo de escala
Acelerômetros	4517-C-001	Massa: 1 g
		Sensibilidade (em 159,2 Hz): 0,18 pC/ms <sup>-2</sup>
		Faixa de frequência de 1 Hz a 20 kHz ( $\pm 10\%$ )
		Frequência de ressonância: 75 kHz
Conversor (carga para CCLD)	2647 A	Ganho de 1mV/pC
		Faixa de frequência de 0,25 Hz a 47 kHz
Sistema de aquisição de sinais	Front-end	12 canais
	3053-B-120	Taxa de Aquisição: até 65,5 kHz
Software Pulse LabShop e Pulse Reflex 17 versão 17.1.0.22		

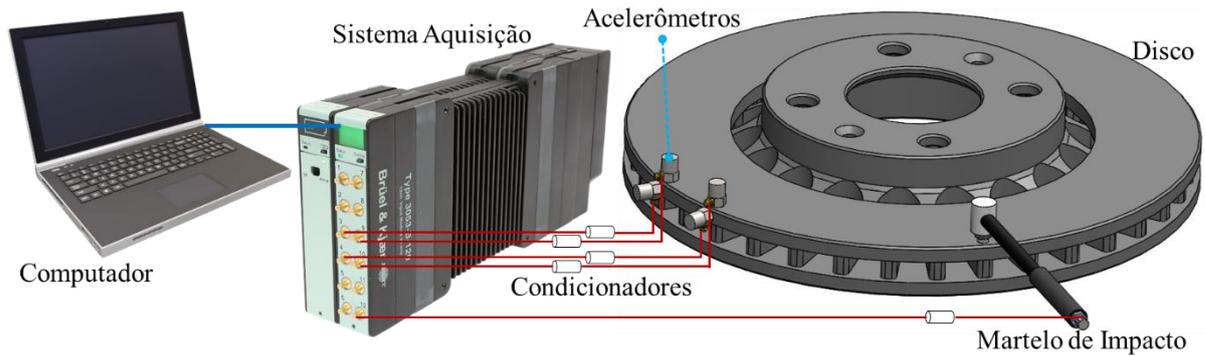


Figura 4.2 – Diagrama esquemático do experimento para análise modal por impactação.

A condição de contorno de fixação da estrutura que foi utilizada é igual à observada na aplicação do disco em veículo, com ele fixado ao cubo de roda do seu respectivo sistema utilizando 4 parafusos, como pode ser observado na Figura 4.3(a). Segundo Lee et al., 2013, as frequências naturais medidas para esse tipo de geometria nas condições de contorno fixa (preso ao cubo) e livre resultam em diferenças pequenas, entre 1% e 2%. Por conta disso, apenas a condição fixa foi medida e analisada.

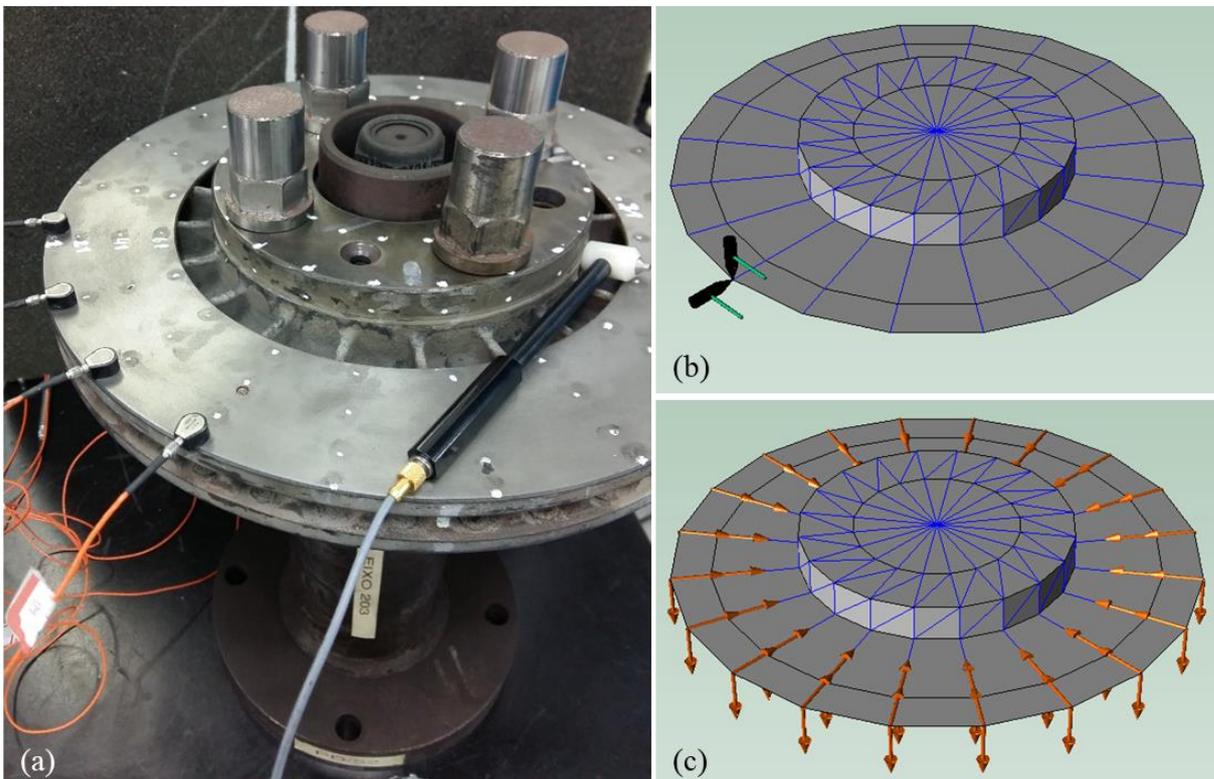


Figura 4.3 – Configuração do experimento de análise modal por impactação. Em (a) condição de contorno da estrutura. Em (b) pontos de excitação e em (c) pontos de resposta.

A Figura 4.3 também apresenta a geometria do disco criada no *software* utilizado para orientar o processo de medição e permitir a construção da forma modal. Os pontos centrais da geometria foram criados apenas para facilitar a visualização. O ponto definido para excitação, nas direções fora do plano e no plano da pista de atrito, é apresentado na Figura 4.3(b). Enquanto que os pontos de medição, destacados na Figura 4.3(c), foram definidos nos raios de 10,8 mm e 12,7 mm com 20 divisões ao longo da circunferência, resultando em 1 ponto à cada 18° de deslocamento angular. Sendo assim, ao final do processo de medição, foram obtidas 80 curvas de FRF, correspondentes aos 40 pontos de medição e às 2 direções de avaliação.

A taxa de aquisição utilizada foi de 32.768 Hz, indicada pelo *software* utilizado para observação de frequências de até 12.800 Hz. A relação entre esses valores, de 2,56, é definida pelo *software* de medição no filtro utilizado para prevenção do fenômeno de *aliasing*. Também foi selecionada a opção de 6400 linhas espectrais, o que resulta em uma resolução em frequência (*spam*) de 2 Hz. Apesar de ser possível visualizar a resposta do sistema até 12,8 kHz, este foi observado e analisado apenas até 9,375 kHz, por conta de restrições no sistema de aquisição utilizado para os experimentos com o *shaker* e pois não há resolução espacial suficiente, com as 20 divisões angulares, para observação de modos de ordens muito elevadas.

Para minimizar os fatores de incerteza promovidos pelo agente externo (operador que executou o ensaio), como o tempo de contato do martelo com a peça e a direção da impactação, o processo de médias sucessivas de espectros, conhecido como *averaging*, foi realizado pelo menos três vezes em cada medição. Esse valor, de 3 a 5 médias, é indicado por Schwarz e Richardson, 1999 para minimizar a incerteza desse tipo de medição. Dessa forma, eram necessários ao menos três eventos válidos de medição da resposta em função da excitação, em cada ponto, para configurar uma medição válida.

#### 4.1.2 RESULTADOS DE ANÁLISE MODAL EXPERIMENTAL POR IMPACTAÇÃO

##### 4.1.2.1 Funções Resposta em Frequência

As medições realizadas para cada grau de liberdade foram armazenadas pelo sistema de aquisição. Como foram utilizados 4 acelerômetros, cada medição válida contém, portanto, um sinal de excitação, em unidades de força (N), relacionado à quatro sinais de resposta medidos com os acelerômetros ( $m/s^2$ ). A Figura 4.4 exemplifica um sinal de excitação e os sinais de resposta de dois acelerômetros posicionados na direção fora do plano. É possível notar a

característica de impactação do sinal da força, semelhante ao comportamento teórico (delta de Dirac) e o comportamento senoidal modulado por uma exponencial decrescente dos sinais do acelerômetro, indicando que o disco é uma estrutura sub-amortecida.

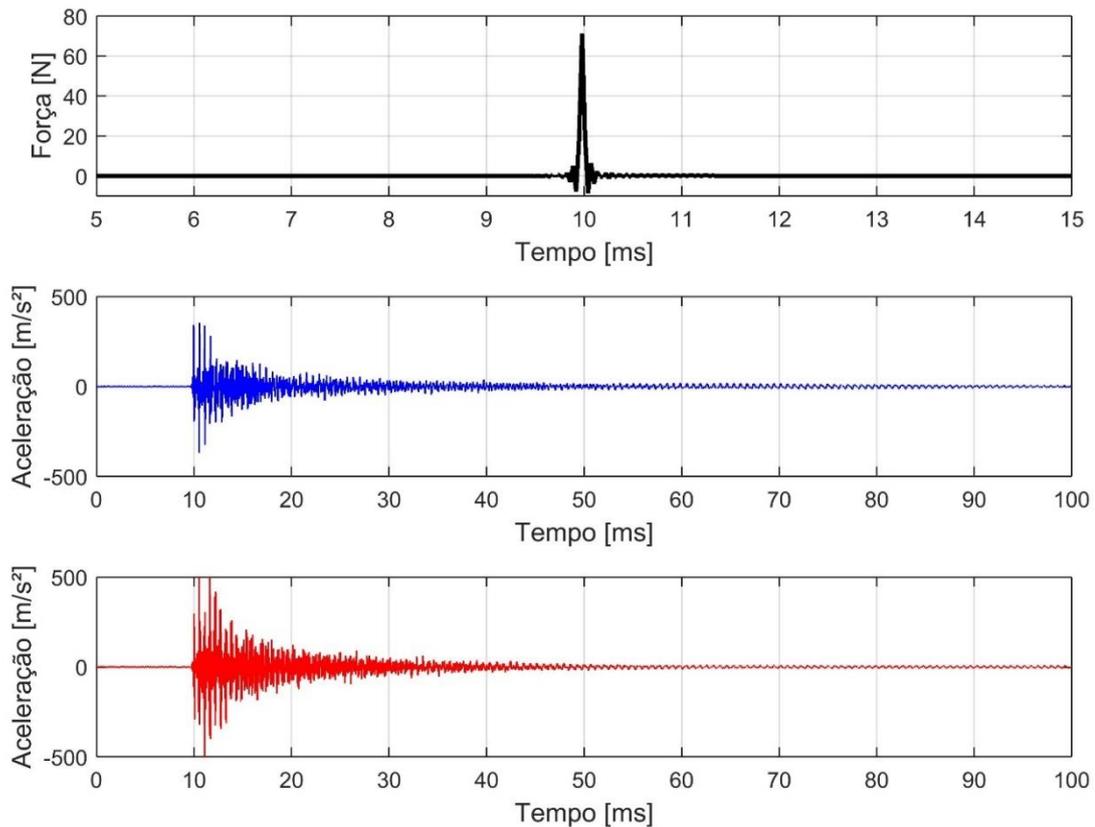


Figura 4.4 – Sinal de excitação (força) e sinais de resposta (aceleração) avaliados na direção fora do plano.

A partir dos sinais adquiridos no domínio do tempo, são calculadas as respectivas Transformadas de Fourier de cada sinal. O auto espectro do sinal de excitação da Figura 4.4, pode ser observado na Figura 4.5. O aspecto dessa curva está em conformidade com a resposta esperada no domínio de frequência para um sinal do tipo impulso, pois resulta em uma figura plana, sem frequências preferências.

A construção das Funções Resposta em Frequência (FRFs) consiste então na divisão, no domínio da frequência, do sinal de resposta (aceleração) pelo sinal de excitação (força), resultando em um sinal complexo na unidade de  $m/Ns^2$ . Como o sinal de entrada do sistema é pouco ruidoso, como visto na Figura 4.5, utilizou-se o estimador FRF H1 para a avaliação desse experimento por impactação. As FRFs que foram obtidas podem ser visualizadas como um espectro composto por uma parte de magnitude e outra de fase (Figura 4.6).

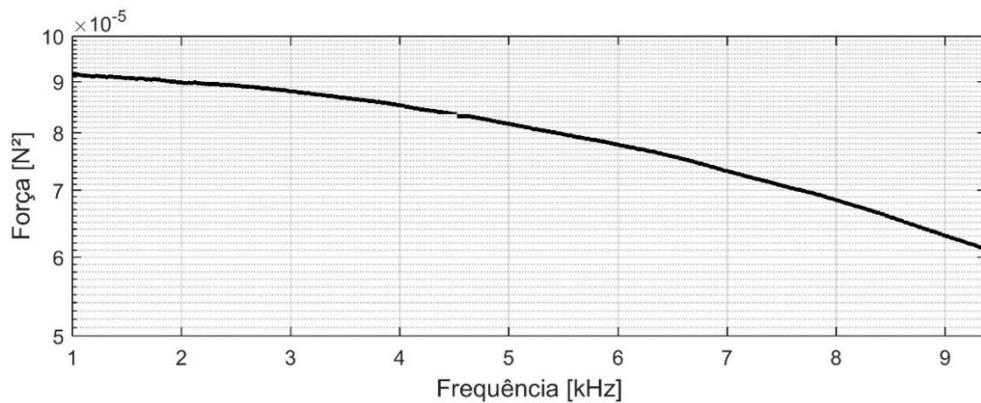


Figura 4.5 – Auto espectro do sinal da excitação por impacto.

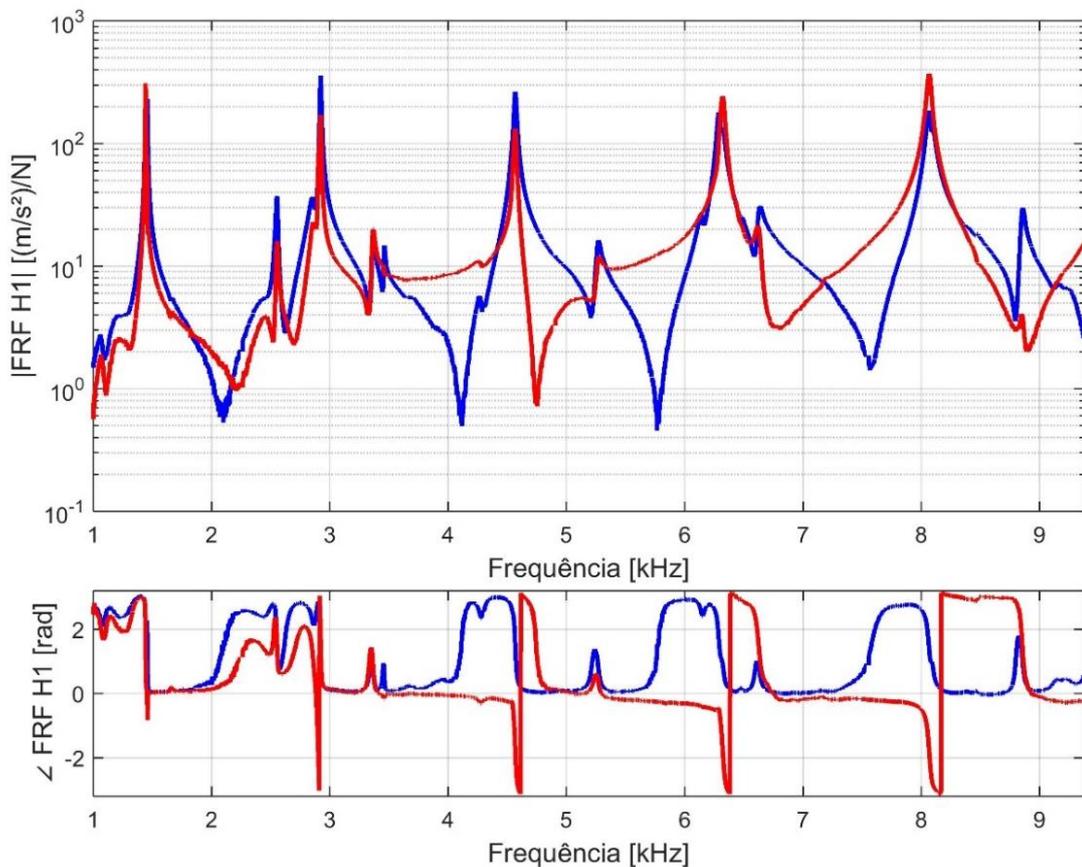


Figura 4.6 – FRF (H1) em função de espectros de magnitude e fase.

O procedimento exemplificado nas figuras anteriores foi aplicado pelo *software* utilizado sobre todos os pontos mensurados. Com isso, foram obtidas as FRFs que correlacionam a resposta de cada grau de liberdade com a respectiva excitação. Observou-se ainda que os pontos mensurados sobre uma mesma linha circunferencial (mesmo raio) possuem, nos picos de ressonâncias, valores semelhantes de magnitude das FRFs, como pode ser visto na Figura 4.7.

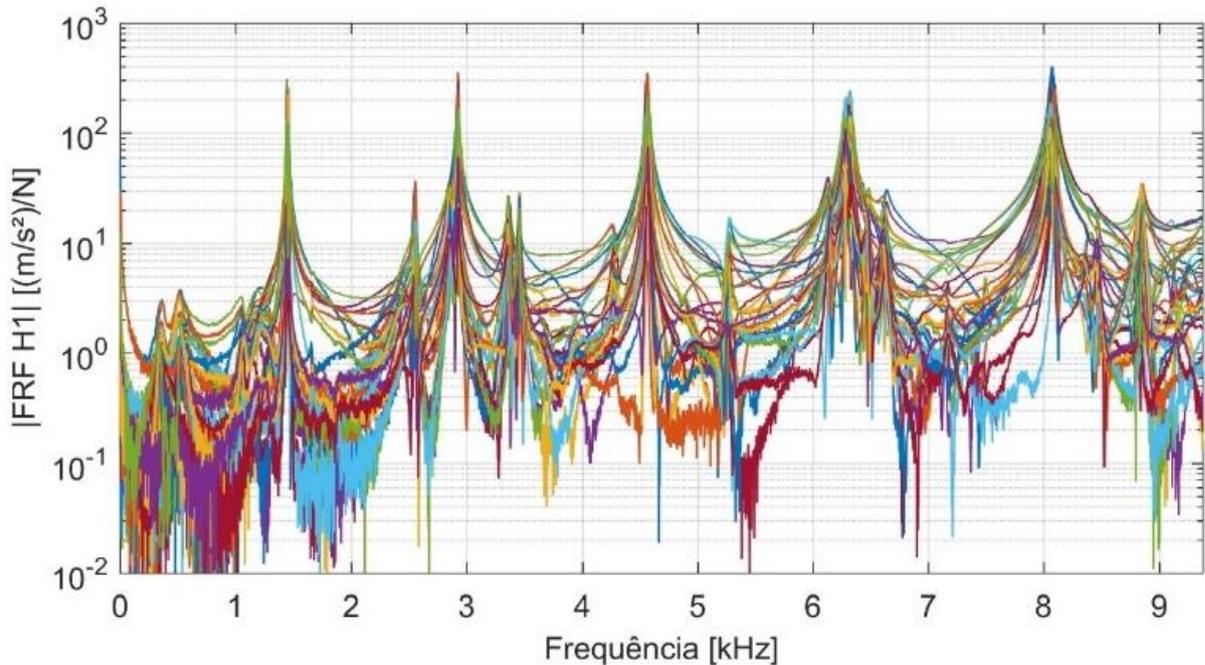


Figura 4.7 – Espectro de magnitude H1 dos 20 pontos localizados no raio mais externo do disco (12,7 mm) com resposta e excitação avaliadas na direção fora do plano do disco.

#### 4.1.2.2 Espectro de Coerência

Como demonstrado na Seção 2.2.6, o espectro de coerência indica o grau de correlação entre os sinais de entrada e de saída do sistema, e seu valor é influenciado por efeitos de linearidade do sistema e de repetitividade dos sucessivos espectros adquiridos. Sendo assim, quando aplicado sobre um sistema linear, esse parâmetro demonstra a qualidade da medição realizada, devendo ser o mais próximo possível do valor unitário.

A Figura 4.8, apresentada a seguir, contém as curvas respectivas aos casos de menor (0,821) e maior (0,987) valor médio do espectro de coerência dentre as 80 medições realizadas. Também é possível identificar que o caso de menor coerência média ocorreu para uma medição avaliada na direção no plano, enquanto que o maior valor de coerência média se refere a uma condição de avaliação na direção fora do plano.

A Figura 4.9 estende a análise sobre o efeito da direção de avaliação no valor médio do espectro de coerência. Nela, para cada direção, foram agrupados os 40 valores médios do espectro de coerência em um único dado, apresentado em termos de um ponto médio e do respectivo desvio padrão experimental de cada caso. Nota-se, portanto, que houve uma tendência da direção de avaliação fora do plano apresentar valores médios de coerência maior do que a direção de avaliação no plano.

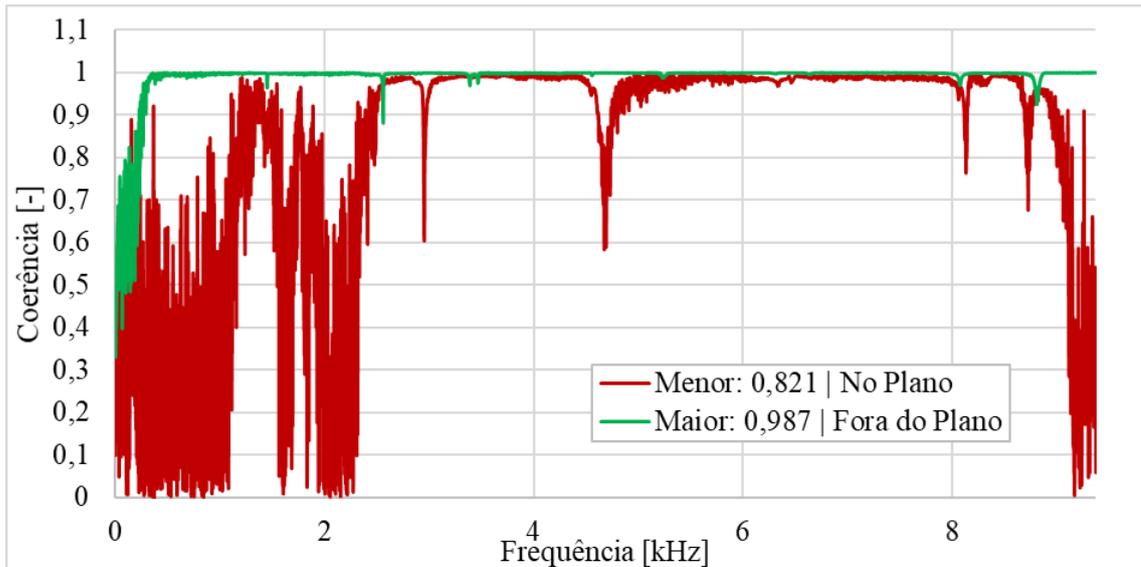


Figura 4.8 – Espectros de coerência das condições de menor e maior valor médio do espectro de coerência observados nos ensaios de análise modal por impactação.

Os baixos valores de coerência entre 0 e 2 kHz para o caso da direção no plano (Figura 4.8) são responsáveis por essa diferença. Eles indicam também, que esta região do espectro provavelmente não contém nenhum modo de vibração da estrutura nessa direção de avaliação (no plano). Essa hipótese é confirmada na seção a seguir, onde é descrita a extração dos parâmetros modais: frequência natural, amortecimento e forma modal do disco analisado.

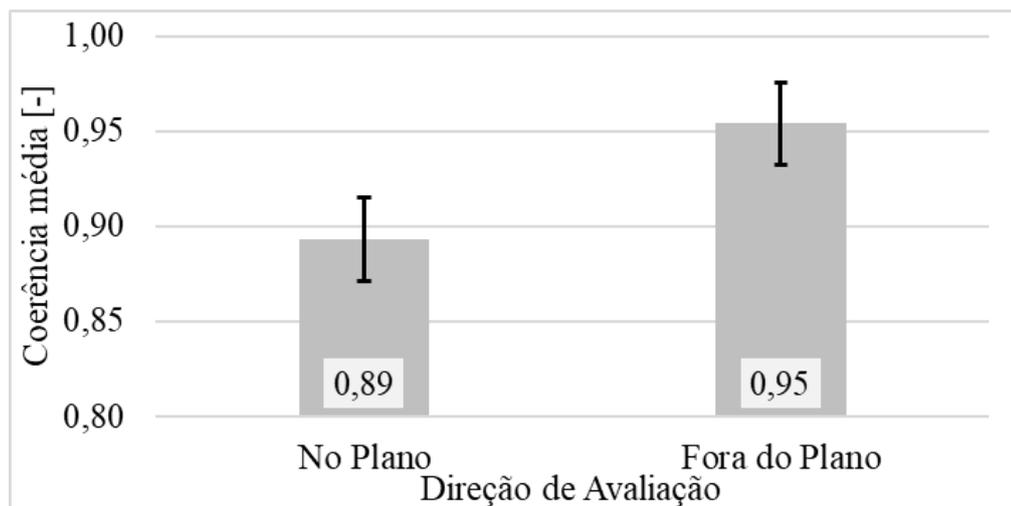


Figura 4.9 – Valor médio dos espectros de coerência obtidos avaliados em função da direção de avaliação: no plano e fora do plano da pista de atrito.

#### 4.1.2.3 Extração dos Parâmetros Modais

A presente seção apresenta o processo realizado para obtenção dos parâmetros modais da estrutura: frequência natural, amortecimento e forma modal. As curvas de FRFs que foram mensuradas foram utilizadas para alimentar os algoritmos de análise modal. A Figura 4.10 apresenta o espectro médio da magnitude da FRF H1 das 40 curvas consideradas em cada direção de avaliação. A partir desse gráfico é possível observar visualmente quais são as frequências naturais que devem ser identificadas pelo algoritmo de análise aplicado.

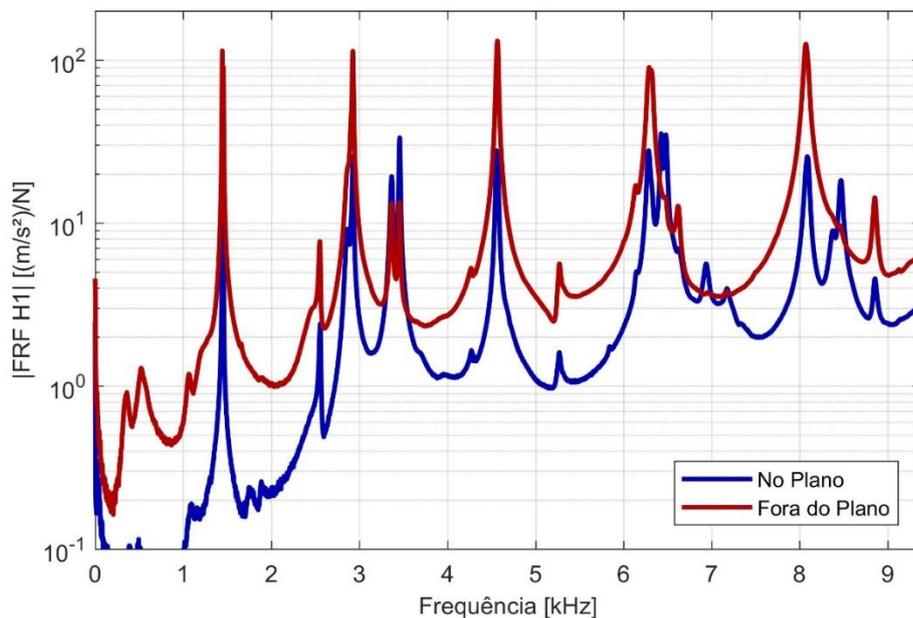


Figura 4.10 – Magnitude média da FRF H1 para cada direção de avaliação (no plano e fora do plano) para o experimento de avaliação modal por impactação.

Os algoritmos citados têm como objetivo sintetizar as curvas experimentais em uma curva modelada matematicamente, de forma que esta seja capaz de representar o comportamento modal da estrutura em análise. Neste trabalho foi utilizado o algoritmo denominado de *Polyreference Time*, disponível no *software Pulse Reflex*. Por conta de limitações existentes na licença de pós processamento do *software* utilizado, o processo de extração dos parâmetros modais foi feito de forma separada, com uma extração para cada direção de avaliação.

Os parâmetros modais obtidos para cada uma das direções avaliadas foram simplificados na Tabela 4.2 apresentada a seguir. A informação de complexidade (3ª coluna) é fornecida pelo *software* utilizado e auxilia no processo de seleção dos modos. Foi possível notar que os modos na direção fora do plano são, de forma geral, menos complexos do que aqueles na direção no

plano e foram mais fáceis de serem identificados. Já para simplificar a identificação da forma modal correspondente a cada frequência, foi utilizada a nomenclatura descrita na Figura 4.11 na última coluna da Tabela 4.2. Através dessa nomenclatura, a utilização de parênteses indica modos fora do plano, colchetes indica modos no plano no sentido radial, e os números referem-se à quantidade de linhas nodais diametrais e circunferenciais, respectivamente.

Tabela 4.2 – Parâmetros modais resultantes da análise modal experimental por impactação.

Frequência Natural [Hz]	Razão de Amortecimento [%]	Complexidade [-]	Direção Principal [-]	Identificação do Modo [-]
343	5,93	0,23	Fora do Plano	(1,0)
525	11,04	0,09	Fora do Plano	(1,0)
1068	2,31	0,15	Fora do Plano	(0,1)
1442	0,13	0,22	Fora do Plano	(2,0)
1455	0,12	0,31	Fora do Plano	(2,0)
2552	0,33	0,48	No Plano	[1,0]
2853	1,05	0,65	No Plano	[1,0]
2924	0,17	0,21	Fora do Plano	(3,0)
3362	0,45	0,89	No Plano	[2,0]
3455	0,27	0,90	No Plano	[2,0]
4555	0,19	0,61	Fora do Plano	(4,0)
4570	0,16	0,38	Fora do Plano	(4,0)
6290	0,19	0,20	Fora do Plano	(5,0)
6322	0,19	0,17	Fora do Plano	(5,0)
6426	0,15	0,32	No Plano	[3,0]
6479	0,26	0,44	No Plano	[3,0]
6936	0,51	0,44	No Plano	(0,1)
7183	1,66	0,49	No Plano	(0,1)
8067	0,19	0,26	Fora do Plano	(6,0)
8089	0,13	0,39	Fora do Plano	(6,0)
8462	0,21	0,71	No Plano	[1,1]
8849	0,24	0,28	Fora do Plano	(2,1)

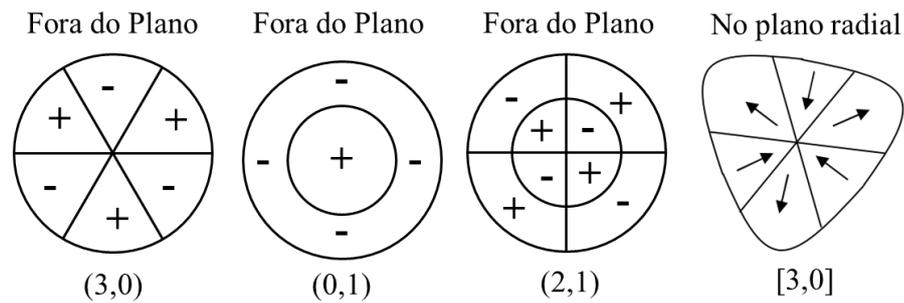


Figura 4.11 – Nomenclatura adotada para representação da forma modal.

Em alguns casos, como por exemplo próximo das frequências de 1450 Hz e de 4560 Hz, ambas as análises conduzidas nas diferentes direções de avaliação retornaram modos nessas frequências. Nesses casos, definiu-se como direção principal aquela na qual a forma modal é mais clara e a qual possui maior amplitude no espectro de magnitude da FRF H1 (Figura 4.10).

Outro aspecto importante é a presença de modos simétricos, os quais são formas modais iguais em frequências levemente diferentes entre si. Esse fenômeno é observado na análise de estruturas simétricas, como no caso do disco utilizado neste estudo, e decorre de diferenças de fase na forma modal, como um pequeno deslocamento radial ou angular no caso de um disco. A Figura 4.12 e Figura 4.13 apresentam exemplos de modos simétricos identificados nas formas modais (4,0) e [3,0] nas direções de avaliação fora do plano e no plano, respectivamente. A identificação desses modos simétrico, como destacado por Masotti, 2013, é uma característica proveniente do algoritmo utilizado para seleção dos parâmetros modais.

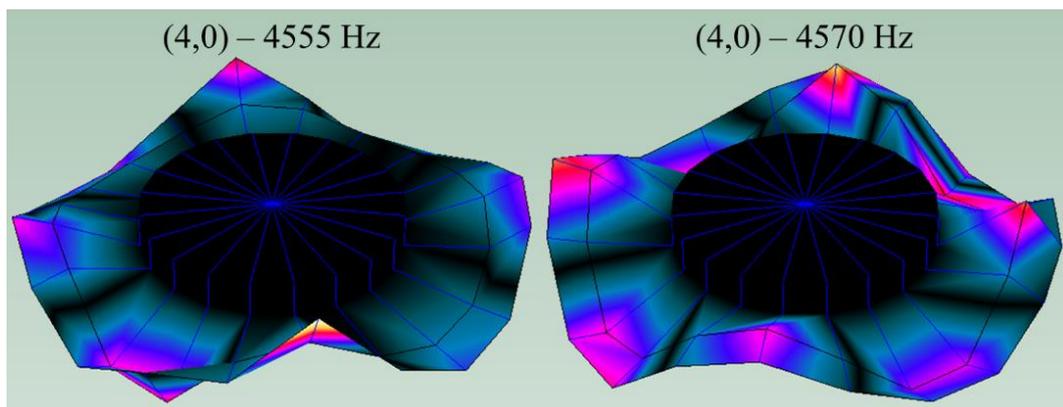


Figura 4.12 – Modos simétricos na direção fora do plano com formação de quatro linhas nodais diametrais.

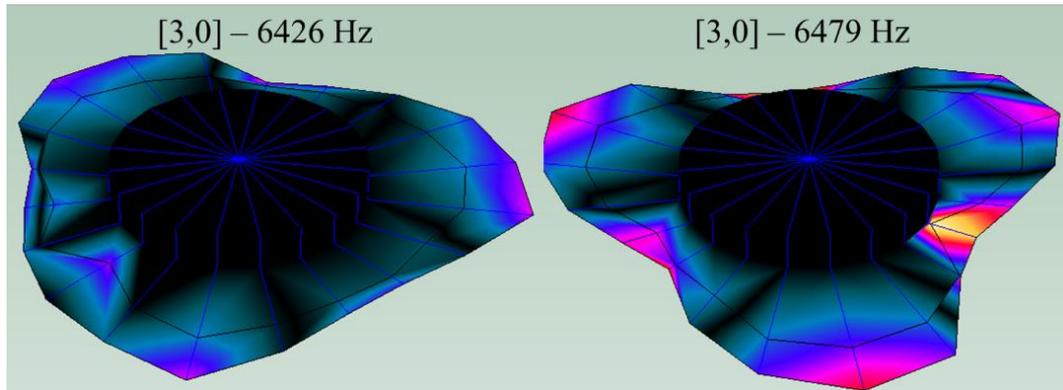


Figura 4.13 – Modos simétricos na direção no plano, sentido radial, com formação de três linhas nodais diametrais.

A relação completa de formas modais experimentais avaliadas para cada uma das frequências naturais destacadas na Tabela 4.2 pode ser observada nas Figuras 4.15 e 4.16.

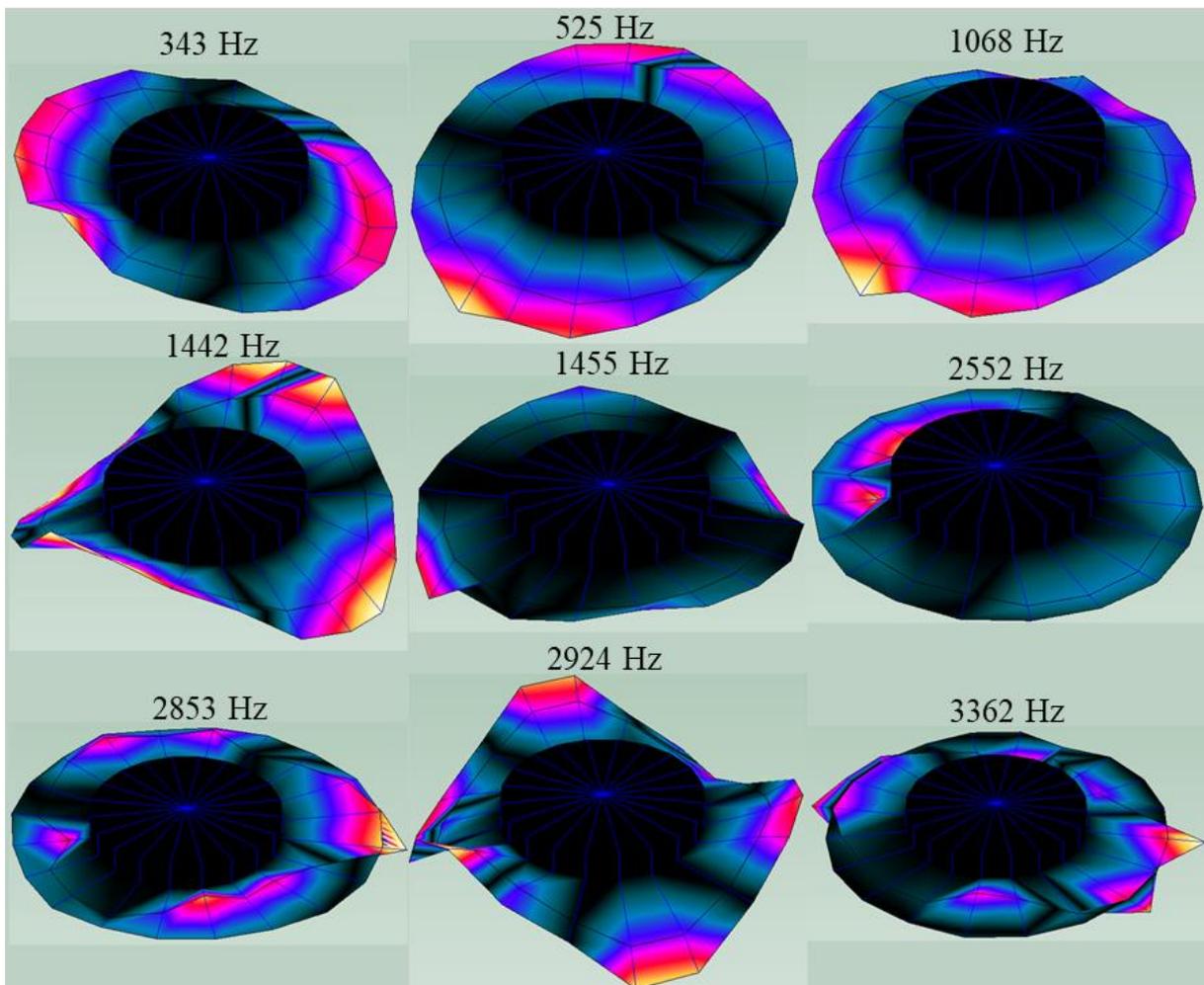


Figura 4.14 – Formas modais experimentais do disco (parte I)

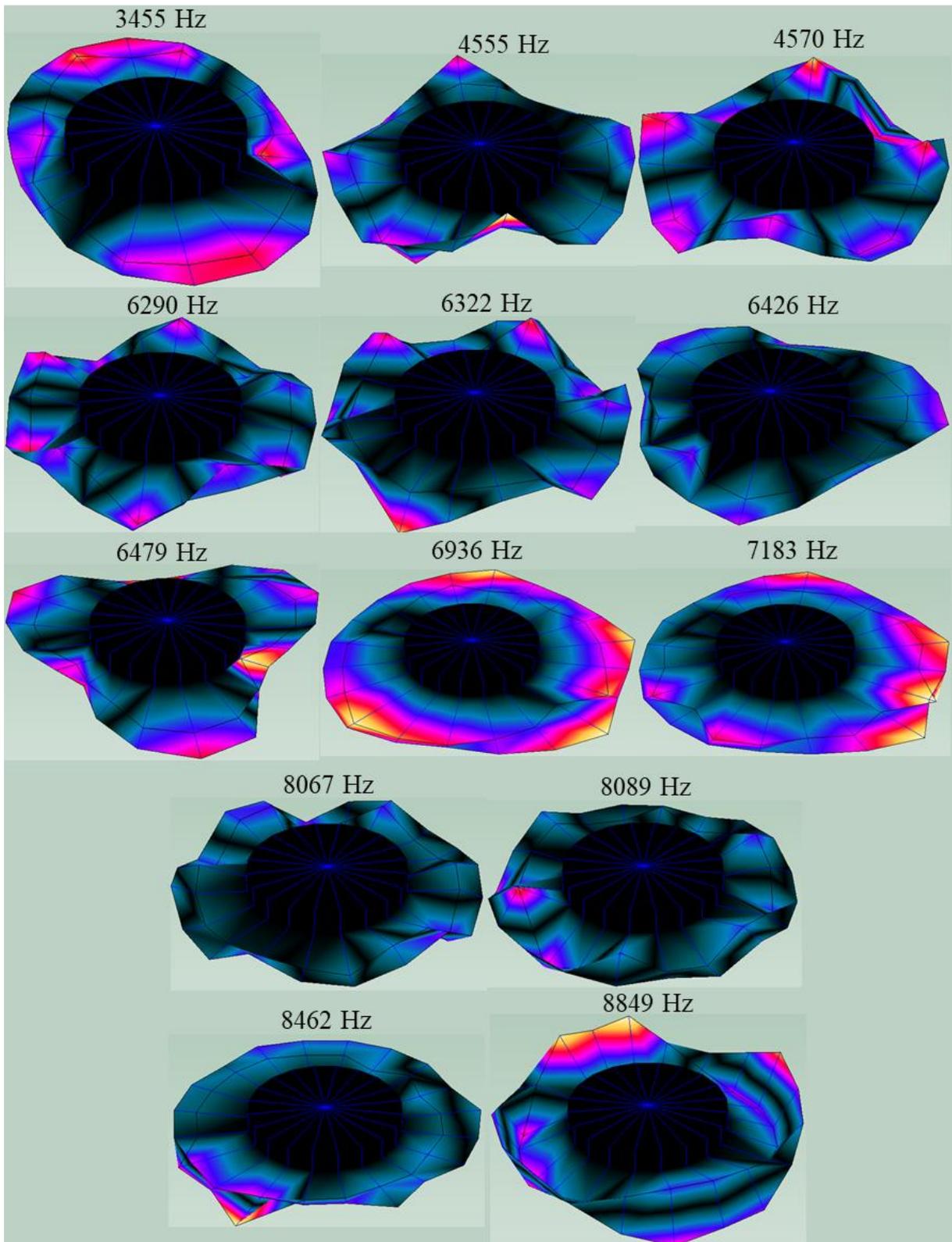


Figura 4.15 – Formas modais experimentais do disco (parte II).

## 4.2 ANÁLISE MODAL EXPERIMENTAL UTILIZANDO O SHAKER

### 4.2.1 CONFIGURAÇÃO DO EXPERIMENTO

O experimento montado para realizar a caracterização do disco é composto basicamente dos seguintes elementos: computador para construção do sinal de excitação, placa de áudio, amplificador, *shaker* (excitador modal), disco de freio, os sensores instrumentados sobre o disco e o sistema de aquisição de sinais. Esses elementos são identificados na Figura 4.16, que representa esquematicamente a configuração de experimento utilizada.

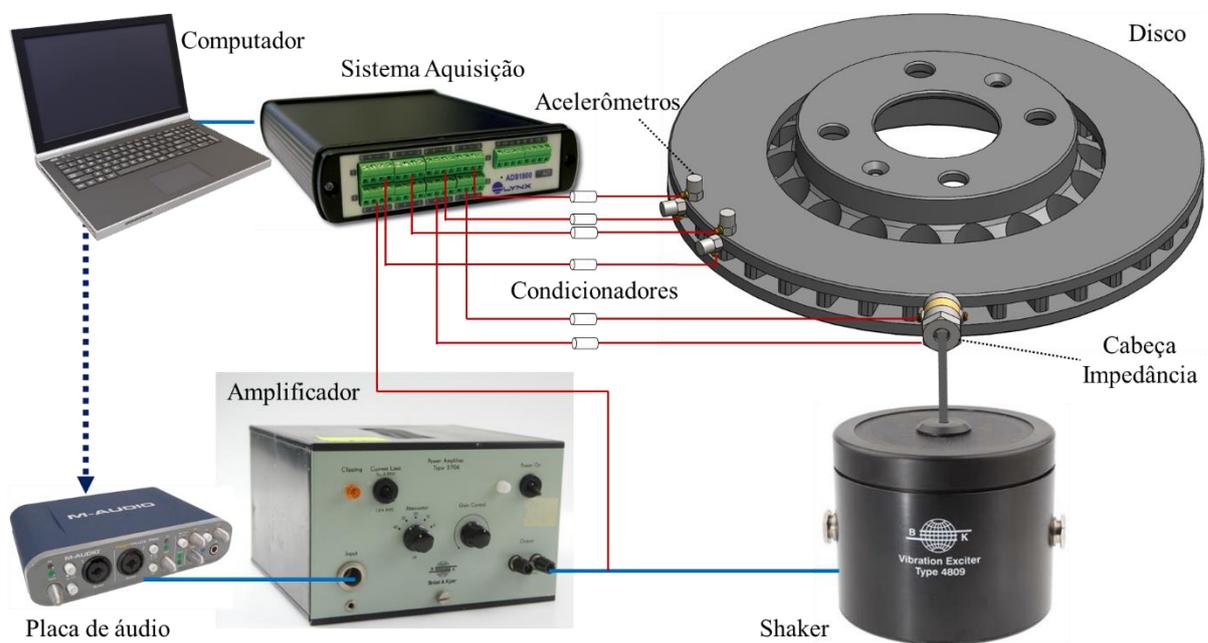


Figura 4.16 – Configuração esquemática de experimento para caracterização do disco.

Uma interface para geração do sinal de excitação que é enviado ao excitador modal foi desenvolvida através do *software* MATLAB. O sinal gerado através do programa é enviado via conexão USB para uma placa de áudio auxiliar, da marca M-AUDIO, modelo *Fast-Track Pro*. A placa de áudio tem como função transformar, com uma taxa de 48kHz, o sinal recebido via USB em um sinal analógico, enviado para o amplificador de potência.

O amplificador, como o próprio nome indica, busca aumentar a amplitude do sinal de entrada sem distorção das demais características da onda, como formato e frequência. O sinal de saída do amplificador de potência é então transmitido ao excitador modal. Os ganhos utilizados, tanto na placa M-Audio, como no amplificador de sinais, foram ajustados de forma

que um sinal com amplitude unitária gerado na interface, equivale a um sinal com amplitude de 1 V na saída do amplificador. Para esse ajuste foi utilizado um sinal com formato de onda senoidal, com frequência de 500 Hz.

A Figura 4.17 destaca o posicionamento dos sensores utilizados, bem como a nomenclatura aplicada para cada um no decorrer deste trabalho. Além dos sensores presentes na referida figura, também foi adquirido o sinal de tensão de excitação (TE) do *shaker*, o qual foi mensurado diretamente na saída do amplificador. O sistema de aquisição utilizado foi configurado para medição de 7 canais, 3 referentes aos sinais de excitação (TE, FCI e ACI) e 4 para sinais de resposta do sistema (AFP1, ANP1, AFP2 e ANP2).

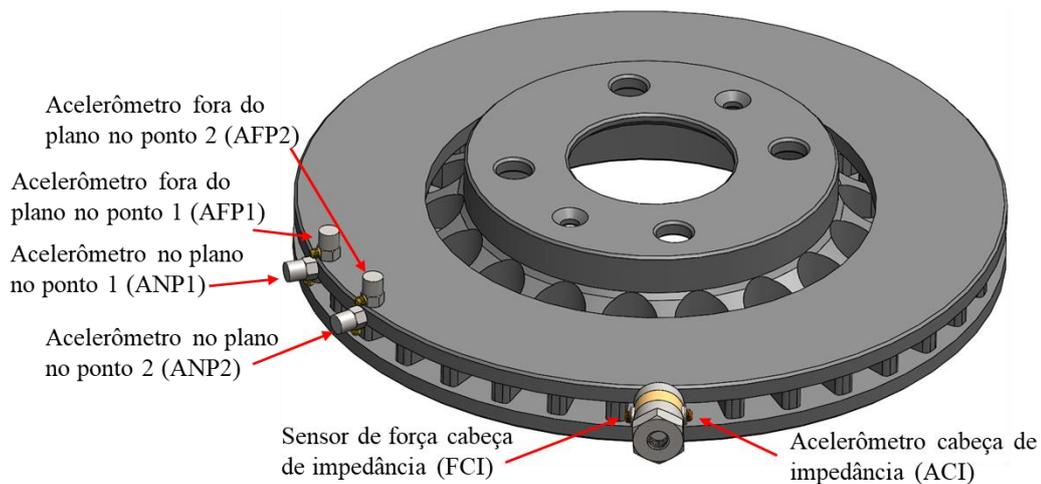


Figura 4.17 – Nomenclatura aplicada aos sensores utilizados.

Os sinais de excitação mensurados são: 1 sinal (TE) em unidades de tensão (V), respectivo a entrada no *shaker* (excitador modal) e 2 sinais (FCI e ACI) medidos na aplicação sobre o disco, em unidades de força (N) e aceleração ( $m/s^2$ ), respectivamente, obtidos com uma cabeça de impedância, a qual mede a excitação provocada pelo *shaker* sobre o sistema.

Já os sinais de resposta (AFP1, ANP1, AFP2 e ANP2) são mensurados com 4 acelerômetros unidimensionais, fixados ao disco com cera de abelha. Os sensores são posicionados aos pares (AFP1 com ANP1, e AFP2 com ANP2), um para medição da vibração fora do plano (FP) e outro para medição de vibração no plano do disco (NP), ambos referentes ao mesmo ponto (grau de liberdade). Os dois conjuntos de acelerômetros são distanciados entre si em 40 mm, distância suficiente para visualização de modos até 10kHz. Isso é utilizado, pois, se algum dos pares de acelerômetros ficar sobre uma linha nodal, com deslocamento nulo do disco nesse ponto, o outro par, obrigatoriamente, irá mensurar a vibração.

A relação completa de equipamentos utilizados para montagem do experimento é descrita na Tabela 4.3. Nesta, podem ser observados os componentes utilizados e as suas características relevantes para este estudo. Com exceção do sistema para aquisição dos dados, do fabricante Lynx, os demais equipamentos utilizados são do fabricante Brüel & Kjær.

Tabela 4.3 – Especificação dos equipamentos utilizados.

<b>Equipamento</b>	<b>Modelo</b>	<b>Características principais</b>
Cabeça de Impedância	8001	Sensibilidade acelerômetro: 3 pC/(m/s <sup>2</sup> )
		Sensibilidade transdutor de força: 370 pC/(N)
		Faixa de frequência: 1Hz a 10 kHz ( $\pm 10\%$ )
		Massa: 29g
Acelerômetros (4x)	4393 V	Faixa de frequência de 1 Hz a 16,5 kHz ( $\pm 10\%$ )
		Sensibilidade padrão = 0,316 pC/ms <sup>-2</sup>
		Massa = 2,4 g
		Frequência de ressonância = 55 kHz
Condicionadores (6x)	2647 A	Ganho de 1mV/pC
		Faixa de frequência de 0,25 Hz a 47 kHz
Amplificador de sinal	2706	Faixa de frequência: 10 Hz a 20 kHz ( $\pm 0,5$ dB)
		Ganho de tensão: 40 dB
		Limitação corrente máxima: 1,8 A ou 5 A
Excitador modal ( <i>shaker</i> )	4809	Faixa de frequência de 10 Hz a 20 kHz
		Potência de alimentação (máximo 5 A): 75 W
		Máximo deslocamento: 8 mm
		Máxima velocidade: 1,65 m/s
		Máxima aceleração: 736 m/s <sup>2</sup>
Sistema de aquisição de sinais	ADS1800	Máxima força (onda senoidal): 45 N
		08 entradas analógicas
		Conversor analógico digital (A/D) dedicado para cada canal
		Faixa de leitura: $\pm 10V$
		Taxa de aquisição: 24 kHz
		Resolução: 24 bits

A aquisição de dados foi realizada através do *software* AqDados 7.5, da fabricante Lynx. A taxa de aquisição utilizada foi de 24 kHz, valor máximo do aparelho de aquisição e suficiente para visualização do espectro de frequências até 9,375 kHz. Esse valor é resultante da divisão da frequência de aquisição por um fator de 2,56, valor indicado por Gade et al., 1995 para prevenção do fenômeno de *aliasing*.

Além da taxa de aquisição, outros parâmetros referentes à aquisição dos sinais foram configurados. A resolução em frequência (*spam*) foi definida como 1 Hz. Aplicando esse valor à relação inversa entre frequência e período, define-se o tempo mínimo ( $t_{min}$ ) para aquisição de um espectro, no valor de 1s. Com o intuito de diminuir a dispersão dos dados obtidos, foi utilizado um tempo de aquisição ( $t_{aq}$ ), maior do que o tempo mínimo ( $t_{min}$ ). Com isso, foram obtidos vários espectros em cada medição, de forma que o espectro resultante de cada ensaio fosse composto pela média do número de espectros adquiridos ( $N_{espectros}$ ).

Cada um desses espectros foi calculado para uma série de dados, no domínio do tempo, sobre a qual foi aplicado janelamento de Hanning, com fator de escala de 2 para correção da amplitude, e tempo de sobreposição ( $t_{overlap}$ ) de 2/3 do tamanho da janela, nesse caso, 0,667s. Esses dados são indicados por Gade e Herlufsen, 1987 e LMS International, 2000 para realizar a aquisição de múltiplas janelas com sobreposição temporal. Para definir, com base nesses dados, o tempo total de aquisição ( $t_{aq}$ ), foi utilizada a Equação 4.1.

$$t_{aq} = t_{min}(1 - t_{overlap}) * (N_{espectros} - 1) + t_{min} \quad (4.1)$$

O efeito provocado pelo número de espectros considerados sobre as estimativas existentes de erros associados à medição, pode ser observado na Figuras 4.18. A Figura 4.18, é obtida com base na Equação 2.12, a qual leva em conta o espectro de coerência ( $\gamma$ ) mensurado com a configuração de experimento adotada, e também o número de espectros ( $N_{espectros}$ ) utilizados. É possível observar, portanto, que a estimativa de erro diminui exponencialmente com o aumento do número de espectros considerados, o que corrobora a importância da utilização de múltiplos espectros numa medição como essa.

Com base nessa análise, foi utilizado um tempo de aquisição de 68 s para as medições, referente à utilização de 200 espectros para composição do espectro médio resultante. O comportamento e amplitude do ruído de fundo de cada um dos sinais adquiridos, utilizando essas configurações de aquisição, podem ser observados no Apêndice C.

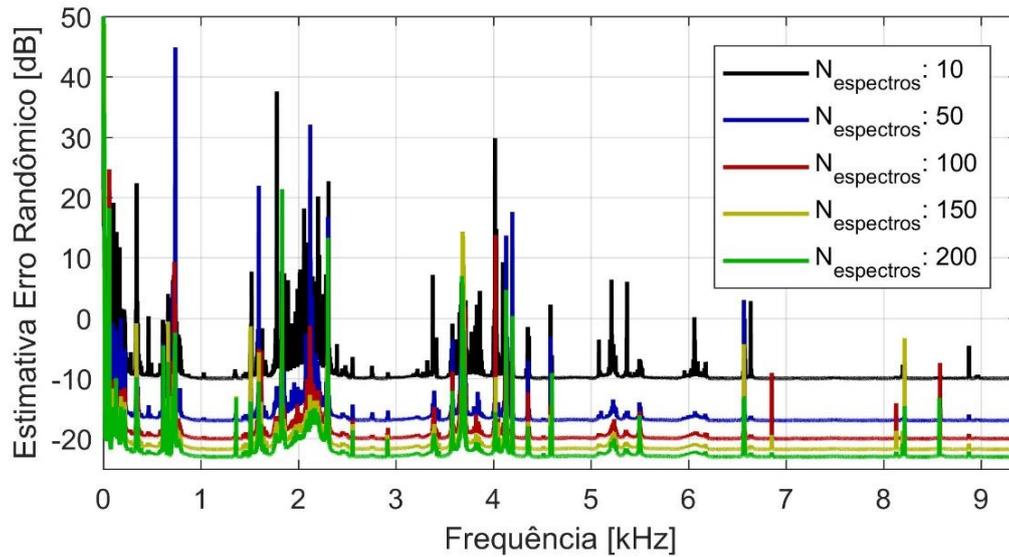


Figura 4.18 – Erro randômico estimado em função da coerência e do número de médias consideradas para análise.

#### 4.2.2 METODOLOGIA DE ENSAIO

Foram realizadas medições de FRF em ambas as direções de vibração do disco, fora do plano e no plano da pista de atrito, a fim de caracterizar o comportamento modal do disco utilizado. O sinal de resposta do disco foi obtido com os acelerômetros, descritos na seção anterior (4.2.1), e posicionados nessas direções. Já o sinal de excitação foi promovido separadamente em cada uma das direções de interesse ao posicionar o excitador modal (*shaker*) em relação à superfície do disco em ambas as direções, como demonstrado na Figura 4.19.

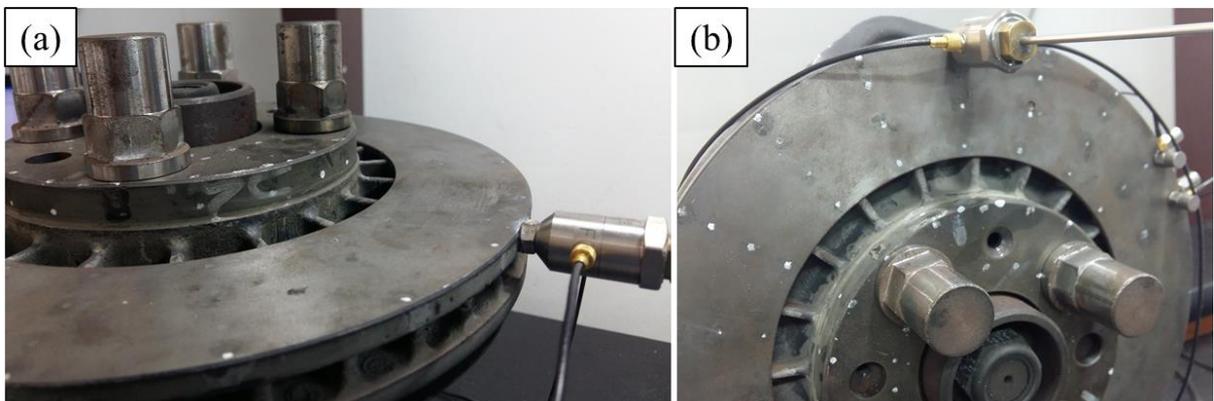


Figura 4.19 – Condições de excitação do disco: (a) no plano e (b) fora do plano de atrito.

Para excitação do sistema foi utilizado um sinal do tipo ruído branco, já que este sinal resulta em um espectro plano, com amplitude semelhante em todas as frequências. Além disso, a amplitude do sinal gerado foi variada entre os valores nominais de nível eficaz (*rms*) de tensão, de 1 a 5 Vrms. A resposta do disco frente a essa variação de amplitude do sinal de excitação indica a linearidade do sistema para o referido experimento, no qual a excitação é provocada diretamente sobre o disco. A Tabela 4.4 sintetiza as condições de ensaio utilizadas.

Tabela 4.4 – Condições do teste para caracterização do disco.

<b>Direção Excitação</b>	<b>Amplitude Excitação</b>	<b>Número do Ensaio</b>
No Plano	1, 2, 3, 4 e 5 Vrms	1 a 5
Fora do Plano	1, 2, 3, 4 e 5 Vrms	6 a 10

#### 4.2.3 RESULTADOS DE EXCITAÇÃO DIRETA DO DISCO UTILIZANDO O SHAKER

##### 4.2.3.1 Análise dos Estimadores de FRF

A resposta obtida com os diferentes estimadores de FRF, apresentados na seção 2.2.3, foi observada para um dos pares de acelerômetros, a fim de verificar a influência do estimador na resposta estimada do sistema. Os espectros resultantes podem ser observados nas Figuras 4.20 e 4.21, nas quais o acelerômetro de resposta coincide com a direção de excitação, para a condição no plano e fora do plano, respectivamente.

De acordo com Herlufsen, 1984, na análise de um sistema ideal: linear e invariante no tempo, e sob condições ideais de medição: sem contaminação dos sinais de entrada e saída do sistema por qualquer tipo de ruído, a FRF calculada através de diferentes estimadores deve culminar no mesmo resultado. Analisando as Figuras 4.20 e 4.21, nota-se que os cálculos de  $H_0$ ,  $H_1$ ,  $H_2$ ,  $H_3$  e  $H_v$  possuem resultados muito semelhantes, e por conta disso não é possível distinguir as curvas de cada um nos gráficos apresentados. Essas observações indicam que o sistema analisado (disco), se comporta como um sistema linear, próximo da condição ideal.

Em função da semelhança nos resultados descritos, a escolha do estimador utilizado nas demais análises baseou-se no nível de ruído de fundo dos sinais mensurados, apresentados no Apêndice C. Como mencionado na Seção 2.2.3 e descrito por Herlufsen, 1984, o estimador  $H_2$  é indicado para os casos em que o sinal de entrada, nesse caso proveniente do *shaker*, é

contaminado por mais ruído do que o sinal de saída, nesse caso dos acelerômetros posicionados no disco. Por conta disso, o estimador H2 foi utilizado nas demais análises realizadas.

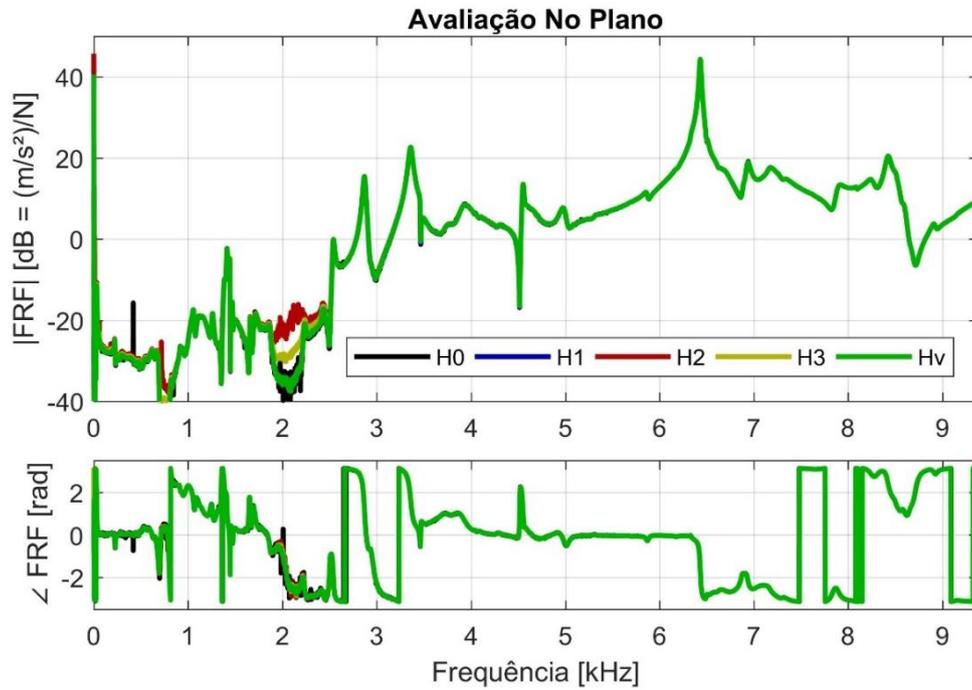


Figura 4.20 – Estimadores de FRF com excitação e resposta no plano da pista de atrito.

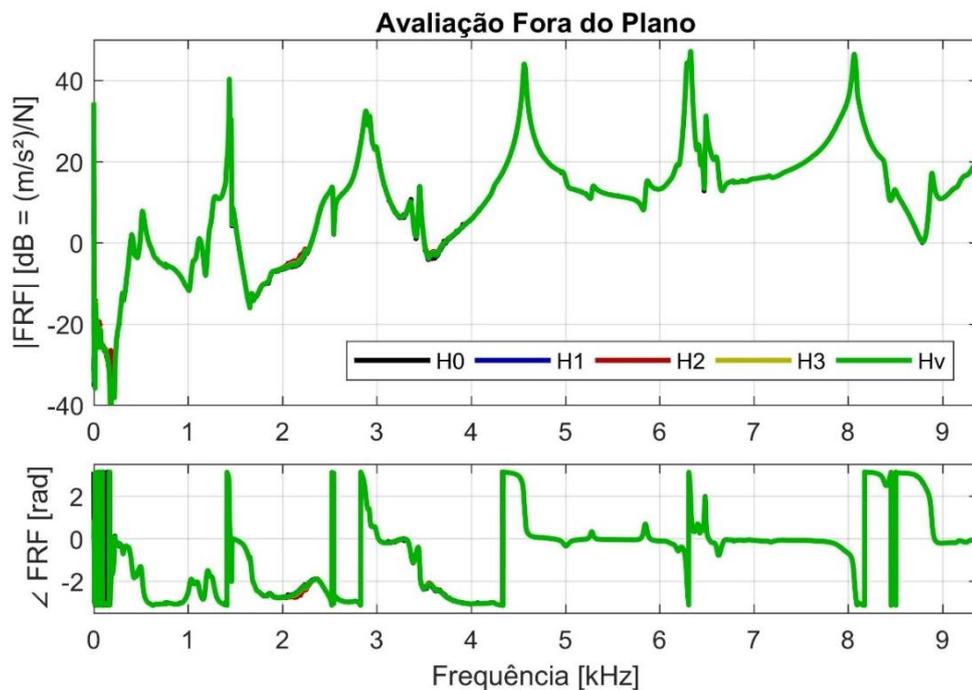


Figura 4.21 – Estimadores de FRF com excitação e resposta fora do plano da pista de atrito.

#### 4.2.3.2 Espectro de Coerência

Assim como realizado na seção 4.1.2.2, na análise do experimento por impactação, são apresentados na Figura 4.22 os espectros de coerência referente aos casos de menor (0,882) e maior (0,996) valor médio de coerência que foram observados na excitação direta com o *shaker*. O resultado indicado leva em conta os 10 ensaios da Tabela 4.4 e os 4 acelerômetros de medição de resposta do sistema. O sinal de entrada do sistema, utilizado no cálculo de todas as condições, é referente ao sinal de força (FCI), mensurado com a cabeça de impedância.

A pior condição observada (0,882) é referente ao ensaio de número 1 da Tabela 4.4, com baixa amplitude (1 Vrms) do sinal de excitação, e foi mensurada com o acelerômetro AFP1. Enquanto que a melhor condição observada (0,996) é referente ao ensaio de número 9, com amplitude do sinal de excitação de 4 Vrms, e foi obtida com o acelerômetro AFP2.

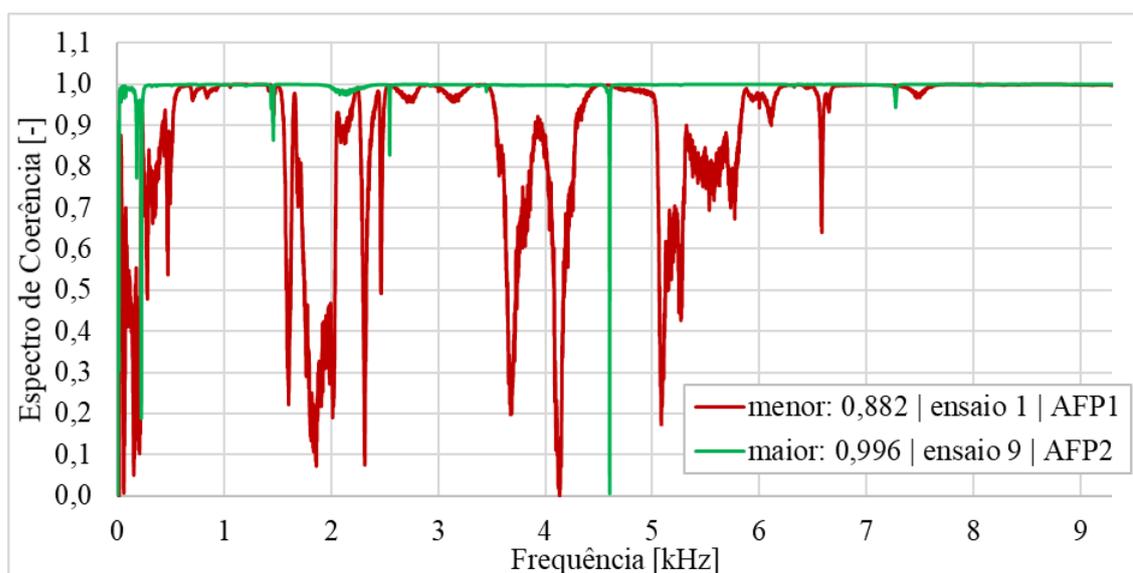


Figura 4.22 – Espectros de coerência das condições de pior e melhor coerência média observadas nos ensaios realizados.

A relação entre o valor médio do espectro de coerência e a amplitude do sinal de excitação, para cada um dos 4 acelerômetros utilizados, é apresentada na Figura 4.23. É possível observar que, de forma geral, a utilização de níveis maiores de amplitude no sinal de excitação aumenta os valores médios de coerência do experimento. Além disso, observa-se também que os acelerômetros apresentaram valores mais elevados de coerência média nos ensaios em que a excitação foi aplicada na mesma direção do respectivo sensor. Ou seja, acelerômetros

posicionados na direção fora do plano responderam melhor a excitações fora do plano, enquanto que os acelerômetros no plano, responderam melhor a excitações nessa direção.

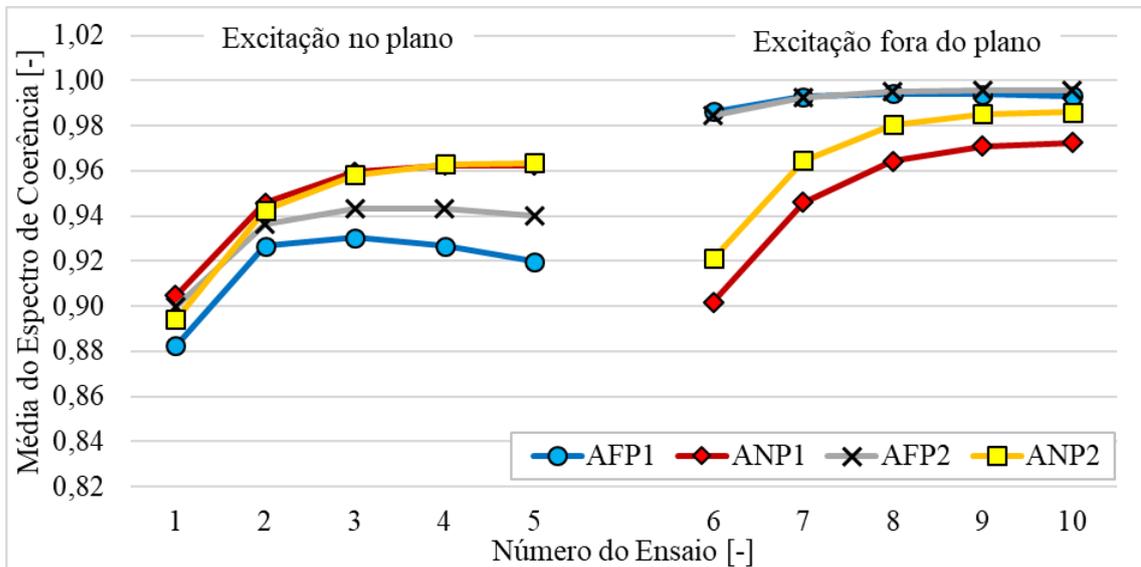


Figura 4.23 – Valores médio do espectro de coerência para os acelerômetros de resposta do disco, em função do número de ensaio realizado.

#### 4.2.3.3 Resposta do sistema à variação da amplitude do sinal de excitação

O cálculo do espectro de coerência, descrito na seção anterior (4.2.3.2), é afetado por efeitos de linearidade e de repetitividade. A fim de observar apenas o efeito da linearidade, é realizada uma investigação sobre a proporcionalidade entre a amplitude do sinal de excitação e a amplitude do sinal de resposta do sistema. Para essa análise foram utilizados os dados dos ensaios de números 1 a 5, e de 6 a 10, descritos na Tabela 4.4, os quais referem-se às condições de excitação na direção no plano, e fora do plano do disco, respectivamente. A análise foi feita através dos dados em ambos os domínios, do tempo e da frequência.

Com relação aos dados no domínio do tempo, foram utilizados os valores de *rms* (nível eficaz) dos acelerômetros de resposta do disco em relação ao valor *rms* do sensor de força da cabeça de impedância. As Figuras 4.24 e 4.25 apresentam essas relações, para os casos de excitação na direção no plano e fora do plano do disco, respectivamente. Os valores apresentados contêm a média dos dois acelerômetros posicionados em cada direção.

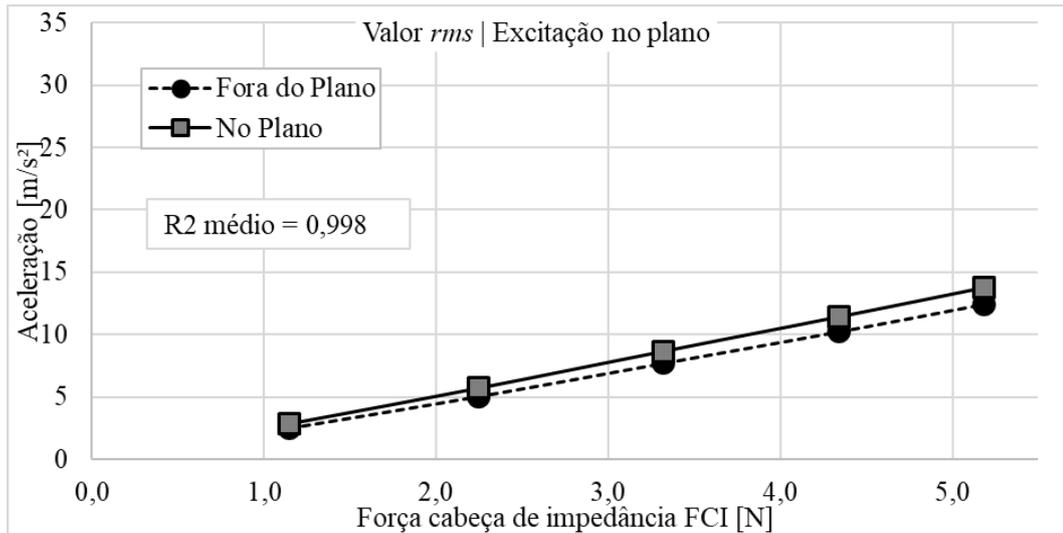


Figura 4.24 – Relação de nível eficaz (*rms*) dos acelerômetros e do sensor de força na cabeça de impedância (FCI) para a condição de excitação no plano do disco.

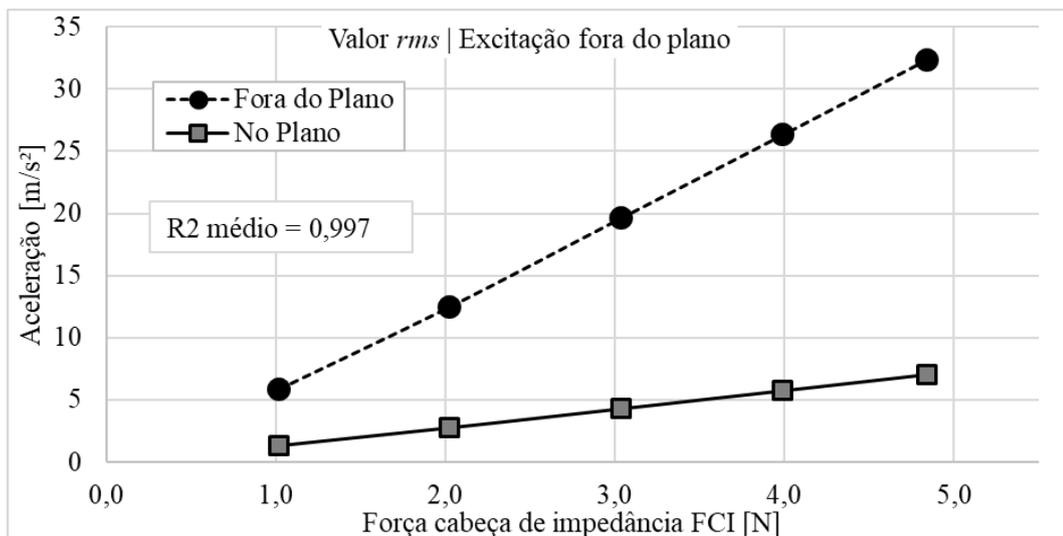


Figura 4.25 – Relação de nível eficaz (*rms*) dos acelerômetros e do sensor de força na cabeça de impedância (FCI) para a condição de excitação fora do plano do disco.

É possível observar nas Figuras 4.24 e 4.25 que a relação saída/entrada do sistema (disco) corresponde a uma função de primeira ordem, ou seja, linear. Para quantificar essa relação, é aplicada uma regressão linear, a qual determina a função de primeira ordem que melhor se ajusta aos dados experimentais. Como resultado do ajuste da regressão, é obtido o valor do coeficiente de determinação ( $R^2$ ), apresentado nos gráficos. Este, quantifica quão próximo de uma correlação perfeita ( $R^2=1$ ) estão os dados experimentais e os dados estimados pela função de regressão.

Os valores médios de  $R^2$  observados para cada uma das condições de direção de excitação, foram de 0,998 para a excitação no plano e de 0,997 para a excitação fora do plano. Como ambos os valores obtidos são muito próximos da unidade ( $R^2 = 1$ ), pode-se afirmar que a estrutura avaliada, neste caso o disco, se comporta como um sistema linear.

Além dos valores de nível eficaz (*rms*), obtidos com o sinal no domínio do tempo, essa relação de linearidade também pode ser observada no domínio da frequência, através da FRF das medições realizadas. Como a função resposta em frequência (FRF) pondera o sinal de resposta pelo sinal de entrada, para um sistema linear, espectros de FRF obtidos com amplitudes de excitação diferentes devem resultar na mesma curva. Dessa forma, o comportamento do sistema, indicado nas Figuras 4.26 e 4.27, corroboram o resultado anterior, demonstrando também a linearidade do disco utilizado frente à variação da amplitude do sinal de excitação.

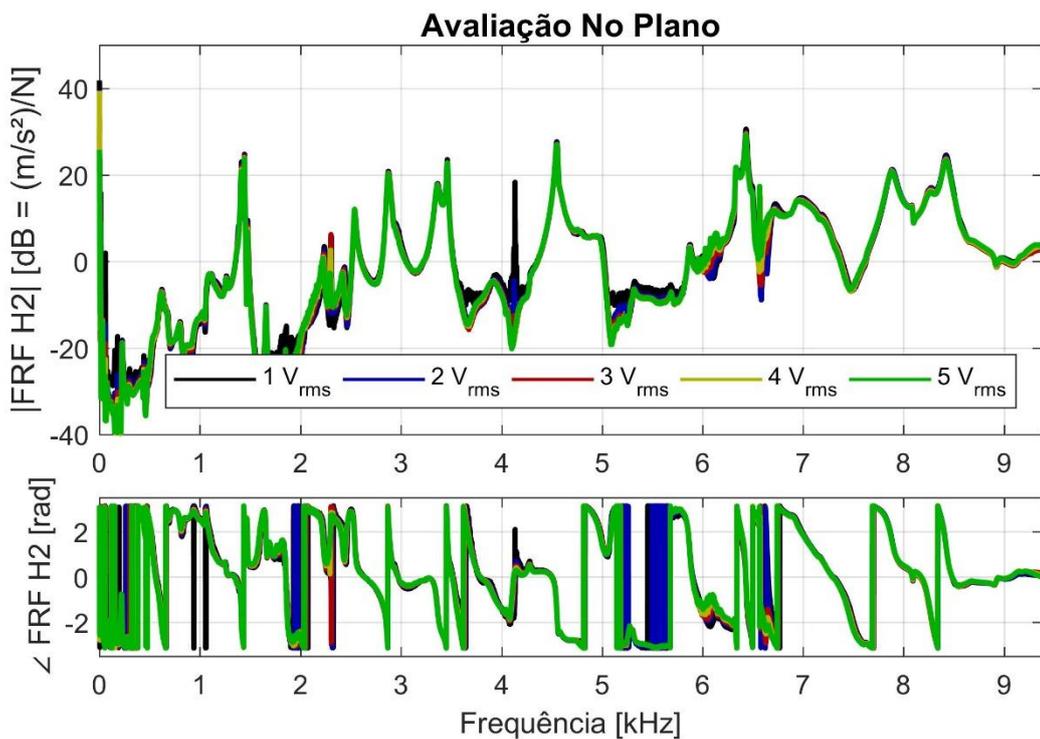


Figura 4.26 – Linearidade do disco para excitação e resposta na direção no plano.

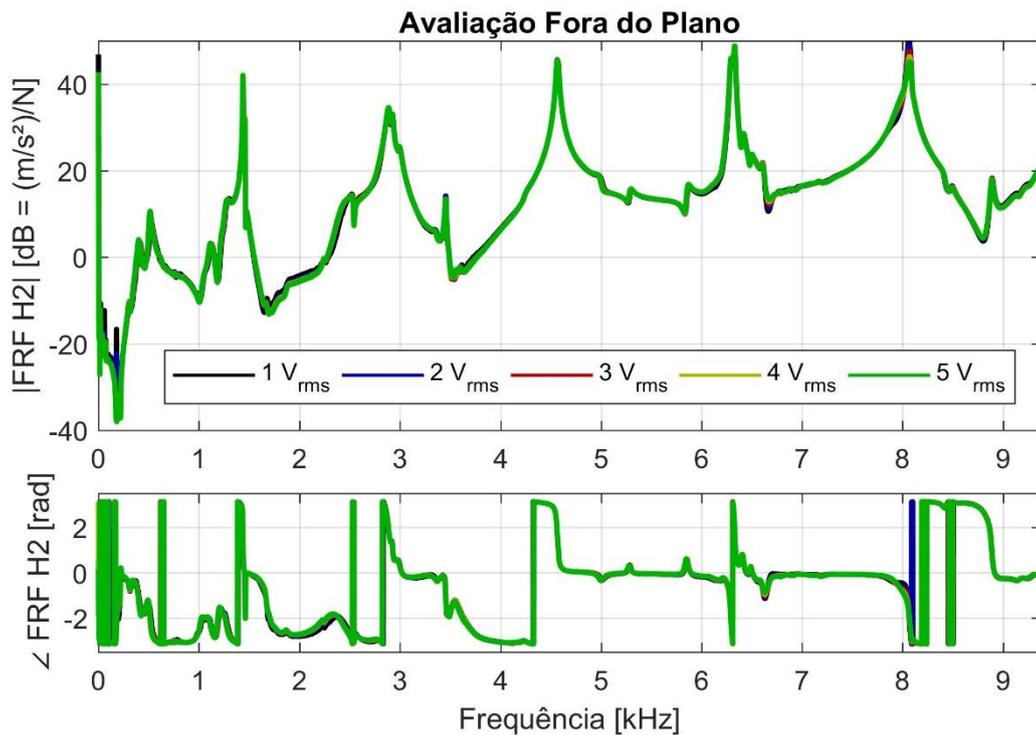


Figura 4.27 – Linearidade do disco para excitação e resposta na direção fora do plano.

#### 4.2.3.4 Extração das Frequências Naturais

O sinal de excitação utilizado neste experimento, do tipo ruído branco, é um sinal que possui conteúdo em frequência constante, ou seja, excita todas as bandas de frequência com a mesma amplitude, produzindo um espectro plano. Dessa forma, ao calcular a FRF do sistema, a propriedade da convolução indica que as frequências que forem detectadas no espectro, correspondem a frequências naturais da estrutura em análise, uma vez que o sinal de excitação não insere novas frequências no sistema.

Assim como na análise modal por impactação, apresentada na Seção 4.1, os parâmetros modais de frequência natural e amortecimento também podem ser estimados no experimento conduzido com o *shaker*. Para avaliação das formas modais da estrutura, no entanto, é necessária a medição de vários pontos ao longo do disco, e por conta disso, essa informação não foi extraída nesse caso de excitação com o *shaker*.

Para a extração dos parâmetros modais, foram utilizados os espectros de magnitude da FRF H2 para as direções fora do plano e no plano. A Figura 4.28 apresenta ambas as curvas com indicação dos picos de ressonância que foram identificados. Observa-se, nesse caso, que o comportamento da curva é um pouco diferente daquele observado no caso de excitação por

impactação (Figura 4.10), na qual a identificação dos picos era mais clara. No entanto, apesar do comportamento das curvas serem levemente distintos, praticamente os mesmos picos de ressonância foram observados.

Já para a estimativa do parâmetro de amortecimento foi utilizado o método de banda de meia potência, exemplificado na Figura 4.29. Masotti, 2013, ressalta que esse método é sensível à resolução espectral utilizada e não considera a presença de interferência modal, o que pode levar a erros de estimativa no amortecimento de modos simétricos, por exemplo. No entanto, a simplicidade de programação do método justifica a sua aplicação.

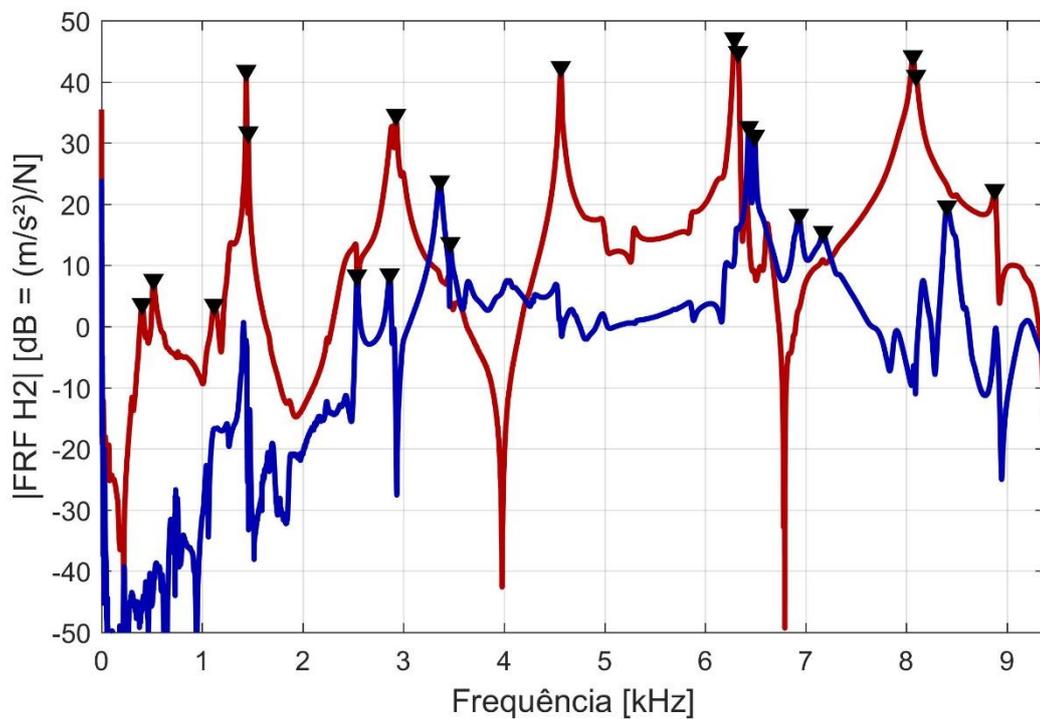


Figura 4.28 – Magnitude média da FRF H2 para cada direção de avaliação (no plano e fora do plano) para o experimento de avaliação modal com excitação através do *shaker*.

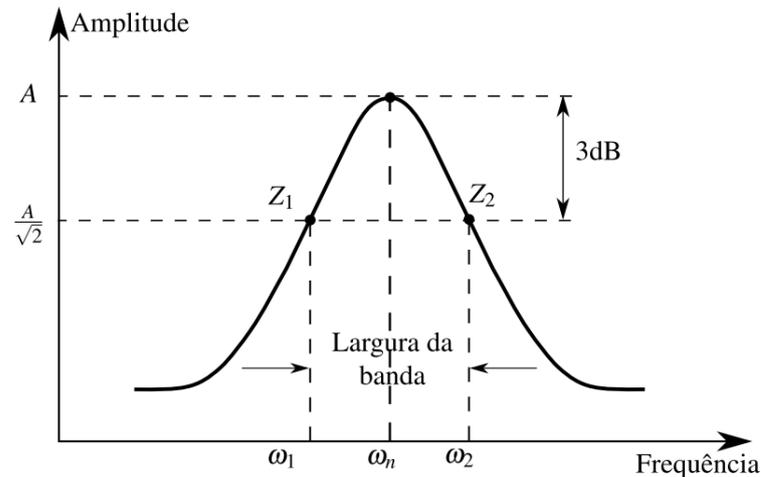


Figura 4.29 – Método de banda de meia potência [Adaptado de Bratti, 2011].

Os valores estimados dos parâmetros modais de frequência natural e amortecimento podem ser observados na Tabela 4.5. Nela, esses parâmetros também são comparados aos mesmos parâmetros que foram estimados no experimento com excitação por impactação (Seção 4.1). É possível observar que, com exceção das três primeiras frequências naturais estimadas (402 Hz, 516 Hz e 1119 Hz), as quais são mais suscetíveis a variações na condição de contorno da estrutura, todas as demais possuem diferenças de, no máximo, 0,7%. Esse resultado reforça os dados de frequências naturais do sistema que foram identificadas na Seção 4.1, através da excitação por impactação. Como já era esperado, isso significa que, independentemente do método de excitação, seja por impactação ou utilizando um excitador modal (*shaker*), foi identificado o mesmo comportamento modal da estrutura.

O parâmetro de amortecimento, por sua vez, apresentou consideráveis variações de valores entre os métodos utilizados, o de *Polyreference Time* para o caso de excitação por impactação, e o de banda de meia potência, para o caso de excitação com o *shaker*. Em virtude das restrições existentes no método de banda potência ressaltadas por Masotti, 2013, é possível considerar portanto que a melhor estimativa de amortecimento é aquela que fora realizada no experimento por impactação, através do algoritmo *Polyreference Time*, disponível comercialmente no *software Pulse Reflex*.

Tabela 4.5 – Frequências naturais e amortecimento estimados no experimento conduzido com o shaker e em comparação aos parâmetros obtidos no experimento por impactação.

Frequência Natural [Hz]			Razão de Amortecimento [%]			Direção
Impactação	Shaker	Erro [%]	Impactação	Shaker	Erro [%]	Principal [-]
343	402	17,14	5,93	4,64	21,66	Fora do Plano
525	516	1,79	11,04	3,16	71,35	Fora do Plano
1068	1119	4,82	2,31	2,83	22,33	Fora do Plano
1442	1437	0,32	0,13	0,15	12,84	Fora do Plano
1455	1458	0,24	0,12	0,11	8,03	Fora do Plano
2552	2537	0,61	0,33	0,38	17,65	No Plano
2853	2862	0,31	1,05	0,56	46,62	No Plano
2924	2925	0,02	0,17	0,34	105,54	Fora do Plano
3362	3360	0,06	0,45	0,71	56,28	No Plano
3455	3465	0,30	0,27	0,31	10,99	No Plano
4555	4562	0,15	0,19	0,22	12,89	Fora do Plano
4570	4562	0,18	0,16	0,22	36,68	Fora do Plano
6290	6292	0,03	0,19	0,42	116,06	Fora do Plano
6322	6328	0,10	0,19	0,49	155,79	Fora do Plano
6426	6433	0,11	0,15	0,12	21,21	No Plano
6479	6493	0,22	0,26	0,11	59,01	No Plano
6936	6932	0,06	0,51	0,43	15,42	No Plano
7183	7173	0,14	1,66	0,92	44,49	No Plano
8067	8065	0,02	0,19	0,25	30,07	Fora do Plano
8089	8096	0,09	0,13	0,61	377,57	Fora do Plano
8462	8404	0,69	0,21	0,38	82,95	No Plano
8849	8877	0,32	0,24	0,33	38,42	Fora do Plano

## 5. EXPERIMENTO COM CONTROLE DA EXCITAÇÃO

O presente capítulo descreve o desenvolvimento do experimento proposto no presente trabalho para avaliação da contribuição de materiais de fricção à produção de vibrações. Os resultados obtidos foram comparados às informações contidas na literatura, provenientes dos experimentos montados configurações semelhantes à deste trabalho, os quais foram revisados no segundo capítulo (Seção 2.4). Como a excitação do disco, neste experimento, é realizada através do material de fricção, as diferenças existentes entre esta condição e a de excitação direta do disco, apresentada no quarto capítulo, também são exploradas.

As mesmas amostras utilizadas no terceiro capítulo foram submetidas aos testes descritos neste capítulo, em ambas as condições de superfície, sem filme e com filme. Os resultados decorrentes desses ensaios foram comparados aos parâmetros que caracterizam a topografia da superfície das amostras, a fim de estabelecer uma correlação entre esses parâmetros e a respectiva produção de ruído de cada amostra no experimento proposto.

### 5.1 CONFIGURAÇÃO DO EXPERIMENTO

Com a caracterização modal do disco, procedimento descrito anteriormente no Cap. 4, o processo de geração de ruído, representado esquematicamente na Figura 5.1, passa a ter uma única incógnita: a capacidade de transmissão de vibração através do material de fricção. O experimento desenvolvido para avaliar a contribuição do material de fricção no processo de geração de ruído, apresentado esquematicamente na Figura 5.2, é muito semelhante ao experimento montado para caracterização modal do disco, apresentado anteriormente no Cap. 4. A diferenciação entre eles é que a excitação, nesse caso, é provocada sobre o material de fricção, o qual passa a ser o elemento que transmite a excitação ao disco.

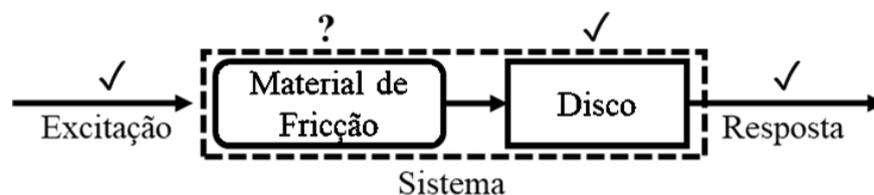


Figura 5.1 – Esquema de avaliação do experimento com excitação controlada.

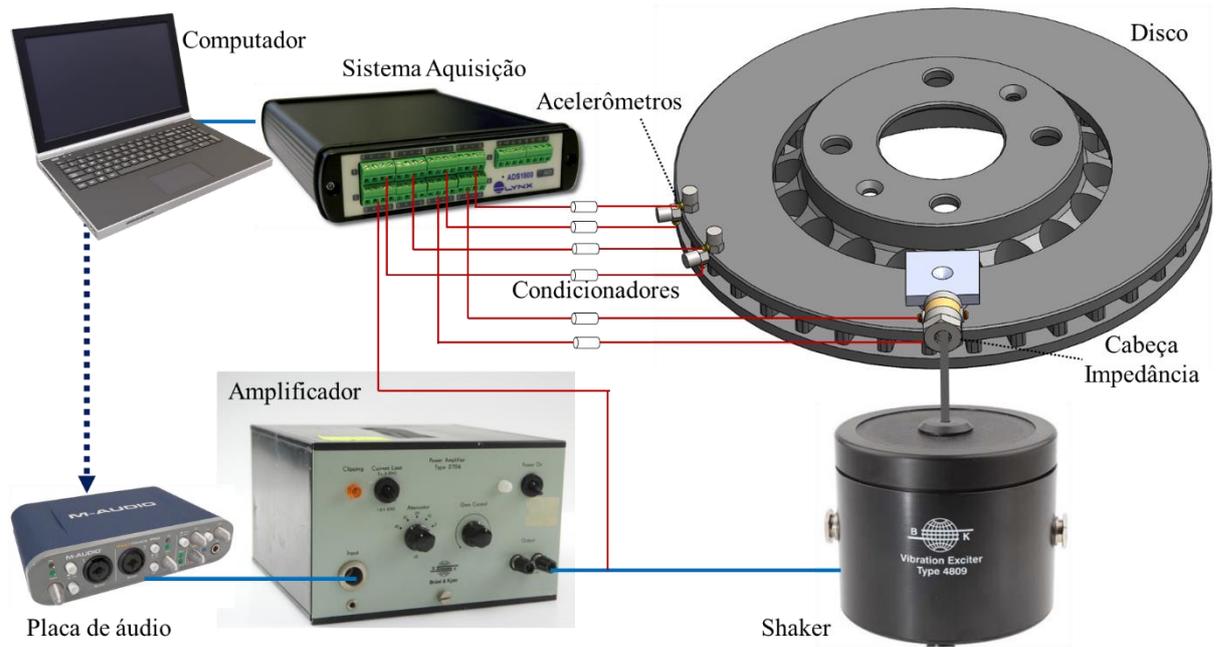


Figura 5.2 – Configuração esquemática de experimento para avaliação da contribuição do material de fricção no processo de geração de ruído.

Por conta da semelhança entre os experimentos deste capítulo e do capítulo anterior, a relação de equipamentos utilizada é a mesma descrita na Tabela 4.3. As Figuras 5.3 e 5.4 apresentam fotos reais do experimento montado, para melhor entendimento da distribuição dos equipamentos e funcionamento do experimento proposto. Assim como a relação de equipamentos, os parâmetros de aquisição utilizados são iguais aos descritos na Seção 4.2.1.

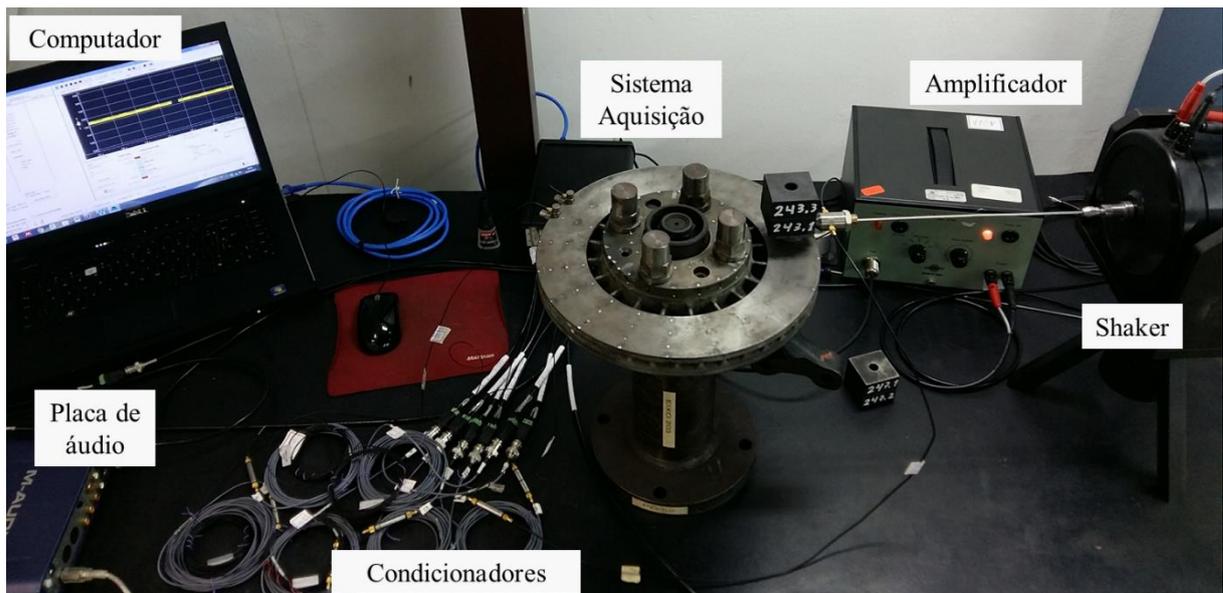


Figura 5.3 – Vista geral do experimento com controle da excitação.

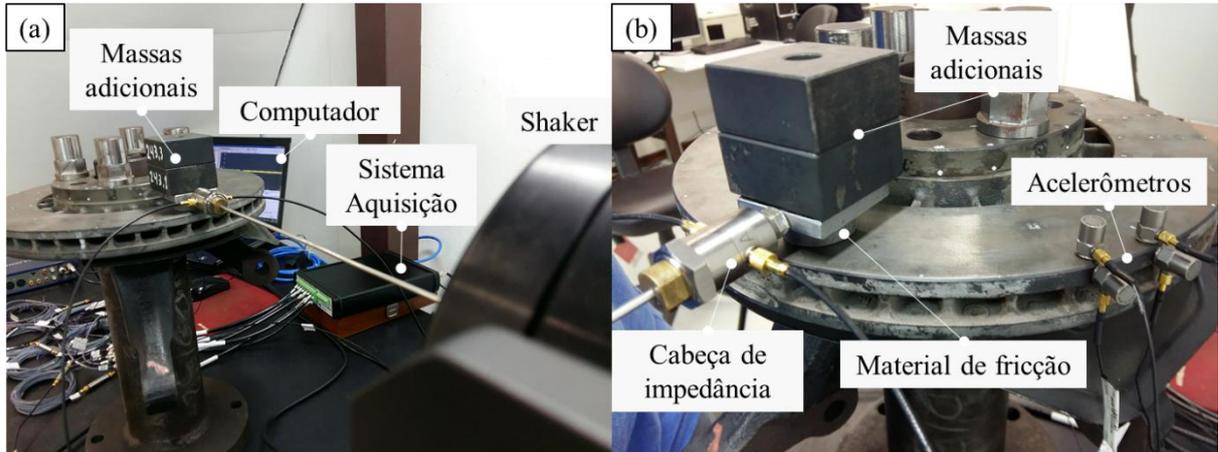


Figura 5.4 – Fotos do experimento com controle da excitação, em (a) destaque para excitação do sistema e em (b) destaque para os sensores utilizados.

O mesmo levantamento sobre o erro randômico, que foi realizado na Seção 4.2.1 para o caso de excitação direta do disco, é apresentado na Figura 5.5 para a atual condição de excitação por fricção. As curvas apresentadas foram obtidas com os dados de um dos ensaios feitos sobre a amostra A, corpo de prova 1, na condição sem filme tribológico sobre a sua superfície. Ao observar as curvas da Figura 5.5 com aquelas obtidas na Figura 4.18, nota-se que a magnitude do erro randômico estimado é elevada significativamente da condição de excitação direta para a condição de excitação por fricção. No entanto, o mesmo comportamento de redução exponencial em função do número de espectros foi observado, justificando a manutenção da escolha da aquisição de 200 espectros para aplicação das técnicas de transformação de domínio.

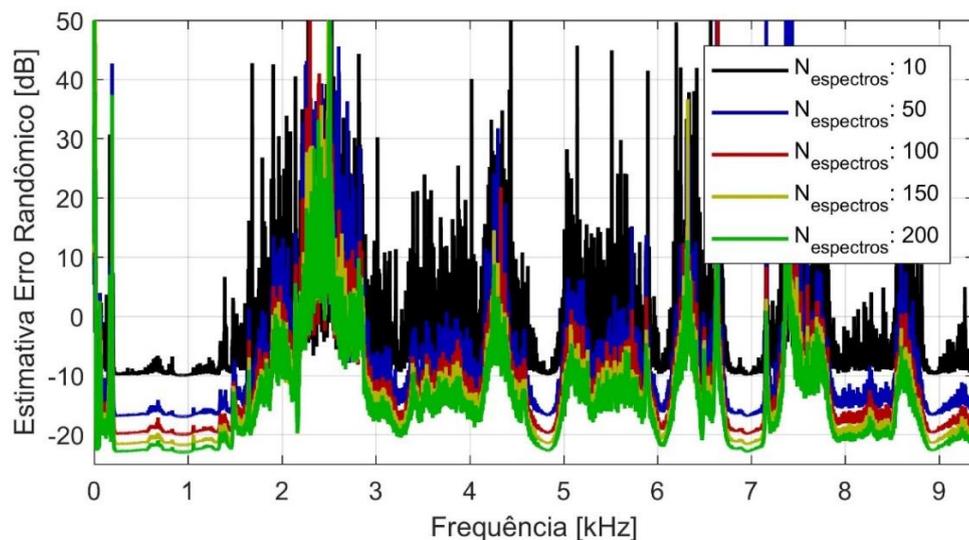


Figura 5.5 – Erro randômico estimado em um dos ensaios da Amostra A.1.sf em função da coerência e do número de médias consideradas para análise.

Com relação à condição das superfícies do par tribológico, as amostras de materiais de fricção foram testadas nas condições com e sem filme tribológico sobre sua superfície, referentes às mesmas condições cujas distribuições de asperezas foram mensuradas no Cap. 3. Além dos cuidados tomados em relação à superfície das amostras, a superfície do disco foi mantida constante na condição apresentada na Figura 5.6, sem qualquer presença de filme tribológico sobre ela.



Figura 5.6 – Condição da superfície do disco mantida em todos os ensaios realizados.

Para controle da pressão (força normal) exercida sobre as amostras, foram utilizadas massas adicionais que foram coladas sobre cada corpo de prova para execução do experimento. A Tabela 5.1 identifica os valores de pressão exercido sobre as amostras, em cada uma das condições de pressão avaliadas. Os valores apresentados na Tabela 5.1, são valores médios calculados levando em conta as variações de massa observadas entre as amostras, apresentadas na Tabela 3.2. Além disso, esses valores consideram a massa do próprio corpo de prova, bem como da massa adicional sobre ele.

Tabela 5.1 – Níveis de pressões [kPa] aplicados sobre as amostras.

	<b>p0</b>	<b>p1</b>	<b>p2</b>	<b>p3</b>	<b>p4</b>
<b>Pressão média [kPa]</b>	1,1	6,0	10,9	15,8	20,7

A nomenclatura p0, p1, p2, p3 e p4, apresentada na Tabela 5.1, e também representada através da Figura 5.7, é utilizada no decorrer do trabalho para identificar cada condição. Elas correspondem, respectivamente, aos casos com nenhuma massa adicional (p0), onde apenas o

corpo de prova exerce peso sobre si mesmo, e aos casos em que uma (p1), duas (p2), três (p3) ou quatro (p4) massas são adicionadas ao peso já exercido pelo próprio material de fricção.

Vale ressaltar que os níveis de pressão aplicados com as massas adicionais, de até 20 kPa, são inferiores à pressão observada em condições usuais de frenagens, como aquelas aplicadas nos testes com o Tribômetro (Seção 3.3.2), de cerca de 1.020 kPa. Porém, aplicar pressões maiores nessa configuração de teste exigiria a utilização de algum sistema de atuação ou de uma massa adicional muito grande. Além disso, com uma carga muito elevada aplicada, o excitador modal utilizado não teria força suficiente para movimentar a amostra em relação ao disco. Dessa forma, não haveria velocidade relativa entre as superfícies, descaracterizando o processo tribológico, o qual compõe uma das premissas do presente trabalho.

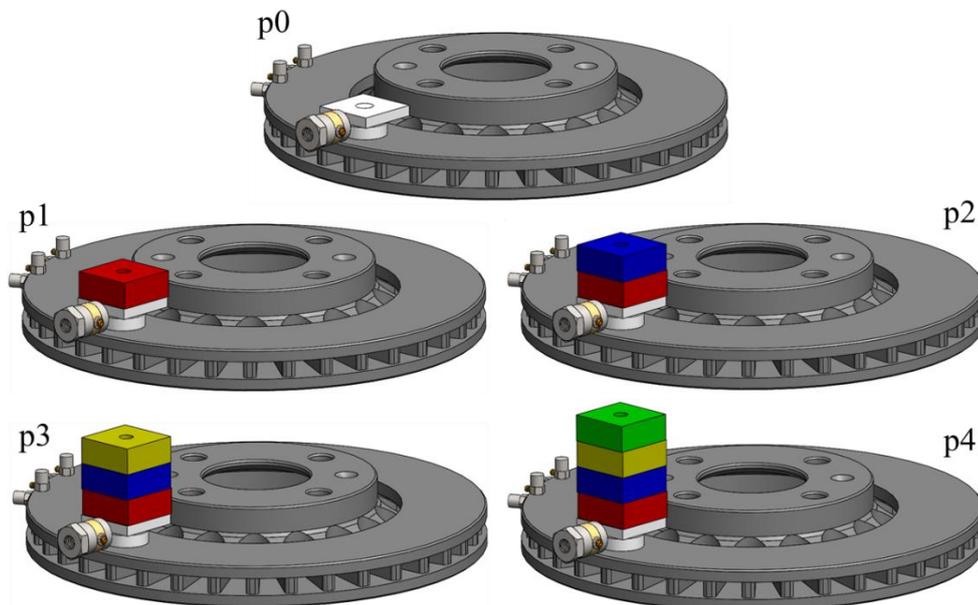


Figura 5.7 – Condições de pressão aplicada sobre as amostras utilizando massas adicionais.

Para exemplificar a condição de velocidade relativa existente entre as superfícies, foi adquirido um vídeo em alta velocidade (80 *frames* por segundo) de um ensaio realizado em uma condição com elevada amplitude do sinal de excitação do *shaker* (5 *Vrms*). A Figura 5.8 apresenta *frames* quase consecutivos do vídeo, onde é possível notar visualmente o deslocamento da pastilha sobre a superfície do disco. Isso comprova a existência de velocidade relativa entre as superfícies nos ensaios que foram realizados, demonstrando que a excitação da superfície do disco é provocada pelo fenômeno tribológico.

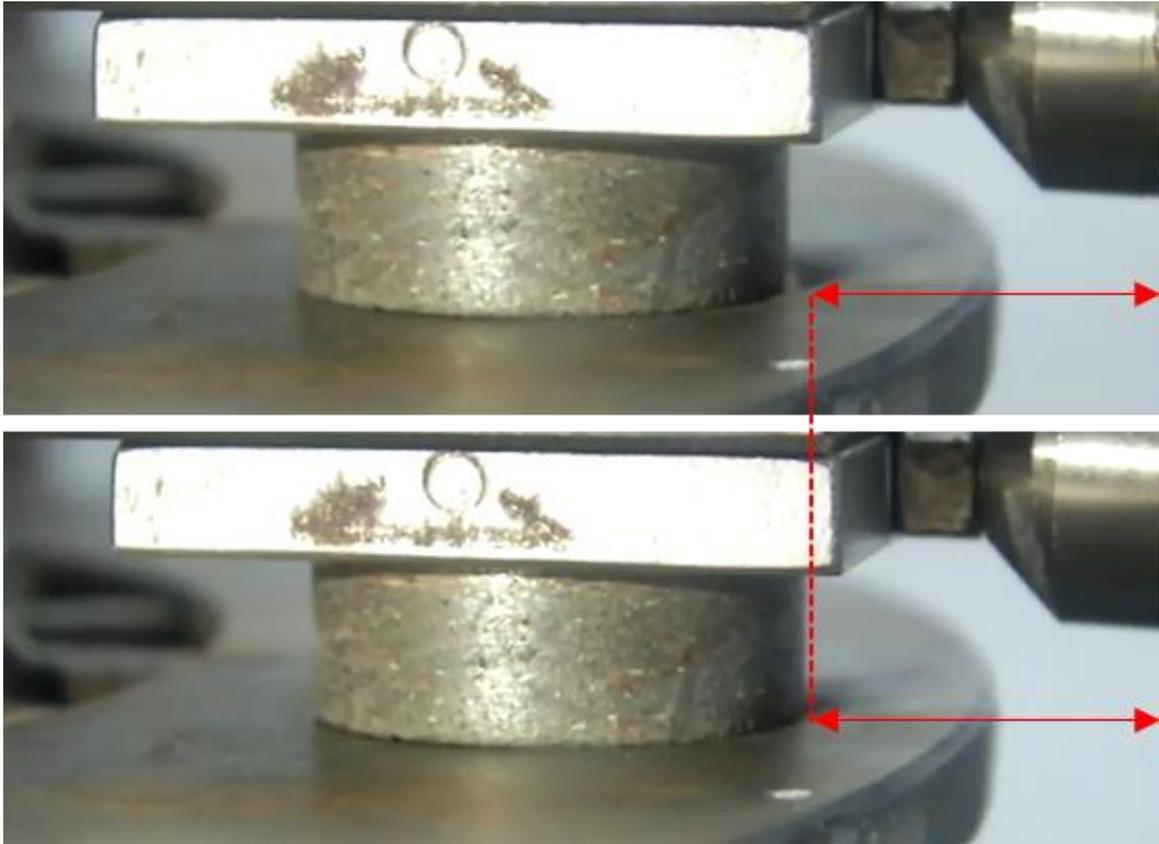


Figura 5.8 – Processo de excitação da superfície do disco através do fenômeno tribológico com comprovação da condição de velocidade relativa entre as superfícies.

## 5.2 TESTES PRELIMINARES

Uma sequência de ensaios preliminares foi executada para esclarecimento de alguns aspectos inerentes à configuração de experimento adotada. Esses testes foram feitos com apenas uma das amostras, o corpo de prova 1, da amostra A, na condição de superfície sem filme tribológico, código A.1.sf, de acordo com a nomenclatura apresentada previamente na Tabela 3.3. Os resultados desta etapa são utilizados para restringir algumas condições de contorno aplicadas na metodologia apresentada no próximo subcapítulo (5.3), utilizada para avaliação e comparação dos diferentes materiais de fricção testados. Além disso, esses resultados foram comparados com informações contidas no trabalho de Lee et al., 2013. As Seções 5.2.1, 5.2.2 e 5.2.3, apresentadas a seguir, destinam-se à análise individual de cada um dos tópicos avaliados com os ensaios preliminares.

### 5.2.1 ANÁLISE DO TIPO DE SINAL DE EXCITAÇÃO

Uma das vantagens na utilização de um excitador modal (*shaker*) é que esse equipamento é capaz de aplicar diferentes tipos de sinais sobre o sistema em análise, uma vez que ele transforma em excitação mecânica, um sinal elétrico gerado através de um computador ou de um gerador de funções, por exemplo. Três tipos diferentes de sinais foram avaliados para definir qual seria aplicado ao *shaker* na etapa de avaliação das amostras: onda senoidal, onda senoidal com varredura em frequência (crescente e decrescente), e ruído branco. O espectro de frequência de cada um, referentes à medição do sinal da tensão de excitação (TE) na entrada do *shaker*, pode ser observado na Figura 5.9.

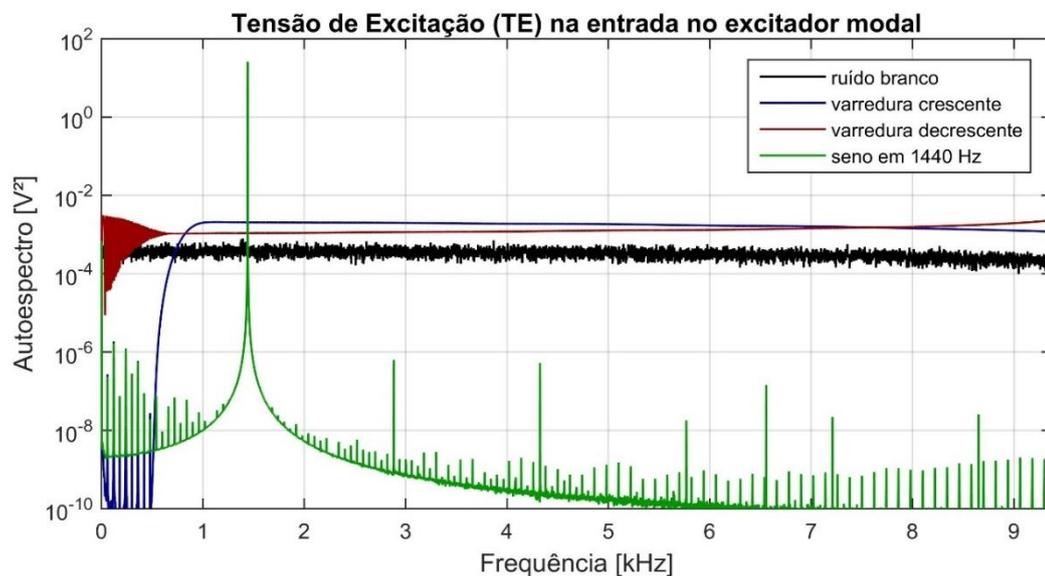


Figura 5.9 – Exemplificação dos diferentes tipos de sinais aplicados com o excitador modal.

O primeiro tipo de sinal é uma onda senoidal pura, sustentada durante todo o tempo de aquisição utilizado. A frequência dessa onda pode ser escolhida pelo operador e, no caso exemplificado, é igual à frequência correspondente ao segundo modo de vibração fora do plano do disco, em 1440 Hz. Já o segundo sinal, de varredura de frequência, e que também é conhecido como *sweep*, é composto por uma onda senoidal cuja frequência é modulada e aumentada ou diminuída ao longo do tempo de excitação, correspondendo às condições de varredura crescente e decrescente de frequência, respectivamente. Por fim, o terceiro sinal, de ruído branco, corresponde a um sinal de natureza randômica, o qual excita toda a faixa de

frequência com aproximadamente a mesma energia, e por conta disso, também é citado nesse trabalho como sinal de amplo espectro.

Esses três tipos de sinais também são avaliados por Lee et al., 2013, em uma configuração de experimento muito semelhante à proposta neste trabalho. Por conta disso, cada um deles é discutido separadamente nas Seções 5.2.1.1, 5.2.1.2 e 5.2.1.3, e os resultados obtidos são contrapostos com aqueles descritos no trabalho de Lee et al., 2013.

### 5.2.1.1 Sinal Senoidal

De acordo com o trabalho de Lee et al., 2013, excitações em frequências próximas à sub-harmônicas de uma frequência de ressonância do disco são capazes de excitar o ruído de *squeal*. Para investigar essa afirmativa, foram utilizados sinais senoidais baseados nas frequências naturais do disco. Para exemplificação, a análise conduzida a seguir foi realizada com base no terceiro modo de vibração fora do plano do disco, selecionado por destacar-se das demais frequências naturais no gráfico da Figura 4.28. As frequências desses sinais correspondem, portanto, à frequência natural em 1440 Hz, à primeira harmônica inferior em 720 Hz e à primeira harmônica superior em 2880 Hz. As funções de auto espectro de três sinais presentes no experimento foram utilizadas para análise dessa condição de excitação, com sinal senoidal. A primeira delas, apresentada na Figura 5.10, refere-se ao sinal de saída do amplificador e que é enviado ao excitador modal (TE: tensão de excitação).

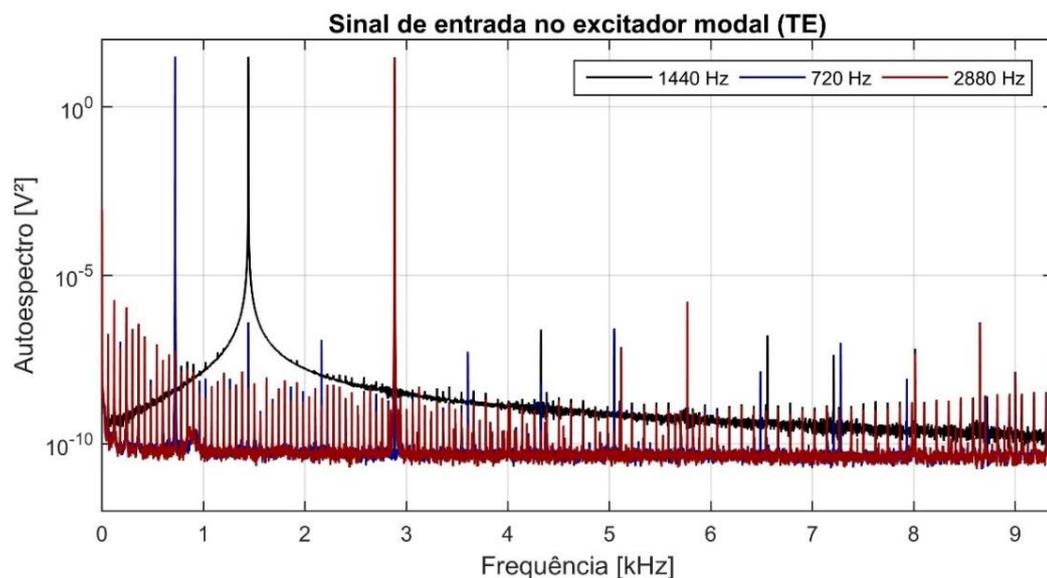


Figura 5.10 – Auto espectro do sinal de entrada no excitador modal para avaliação do segundo modo de vibração fora do plano do disco com excitação de sinal senoidal.

É possível observar que os sinais desejados estão sendo enviados de forma satisfatória ao excitador modal. Em todos eles, nota-se a presença de algum tipo de ruído, e mesmo de componentes harmônicas, resultantes do processo de transformação da onda digital em onda analógica. Porém, a magnitude desses picos secundários é  $10^6$  vezes inferior à amplitude do pico de interesse do sinal na frequência desejada, mostrando que a componente de energia enviada ao *shaker* na frequência de interesse é satisfatoriamente mais elevada do que a energia no restante do espectro de frequências.

O segundo auto espectro avaliado é referente ao sinal que sai do excitador modal e é utilizado para excitar o material de fricção (FCI: força na cabeça de impedância), o qual pode ser observado na Figura 5.11. Neste caso, é possível notar que foi reduzida a relação de amplitude entre a frequência fundamental dos sinais inseridos no excitador modal (720 Hz, 1440 Hz e 2880 Hz) e as respectivas harmônicas superiores de cada sinal. Isso indica que a passagem do sinal pelo *shaker* faz com que as harmônicas presentes no sinal original sejam amplificadas em relação à amplitude da frequência fundamental da onda. Dessa forma, um sinal já contaminado com ruído e harmônicas é inserido no sistema, sobre o material de fricção.

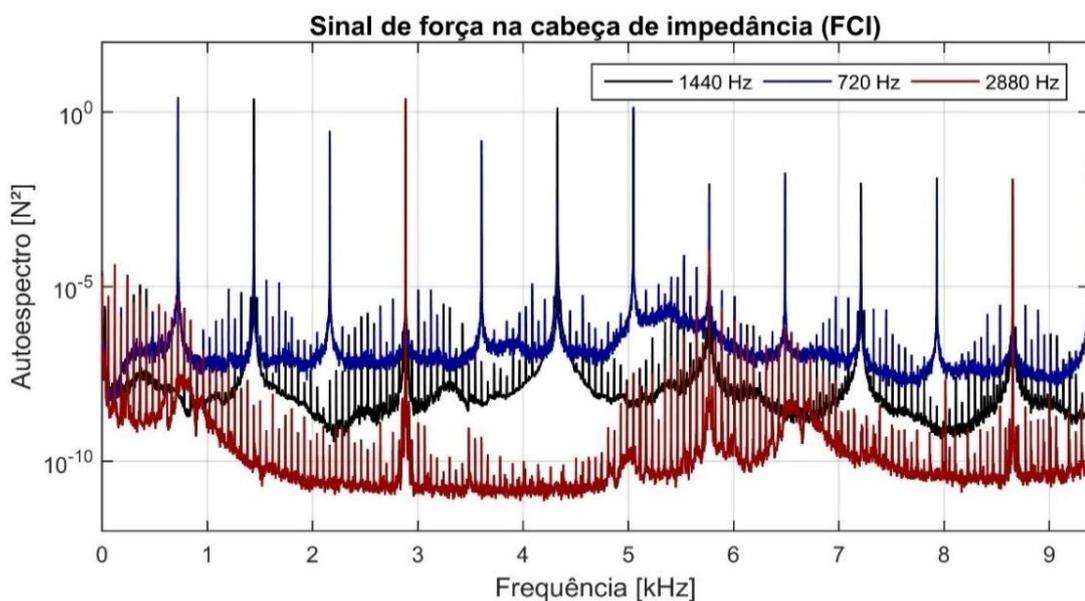


Figura 5.11 – Auto espectro do sinal de saída do excitador modal para avaliação do segundo modo de vibração fora do plano do disco com excitação de sinal senoidal.

Essa contaminação do conteúdo de harmônicas no sinal inserido pelo *shaker*, de forma geral, não é observada quando em condições como a de excitação direta (Capítulo 4). Nesse caso, uma hipótese que pode explicar esse comportamento do sinal apresentado pelo *shaker* é

de que existe retorno (*feedback*) da força aplicada sobre o sistema devido ao fenômeno tribológico. O movimento relativo entre as *superfícies*, nesse caso amostra e disco, geram forças de atrito que também são sentidas pelo *shaker* e, conseqüentemente, pelo sensor de força utilizado na cabeça de impedância, posicionado entre a haste do *shaker* e a estrutura em análise.

O terceiro auto espectro observado, portanto, refere-se ao sinal de resposta do disco (AFP1: aceleração fora do plano), e pode ser observado na Figura 5.12. Nesse caso, além da resposta nas frequências de interesse, observa-se que o disco também responde nas harmônicas superiores de cada um dos sinais de entrada. Essa constatação respeita a propriedade da convolução, uma vez que a resposta do disco é função tanto das suas frequências naturais, como das frequências presentes no sinal de excitação. Sendo assim, se o sinal inserido sobre o sistema já possui energia nas frequências harmônicas, é de se esperar que o disco também apresentará resposta nessas mesmas frequências.

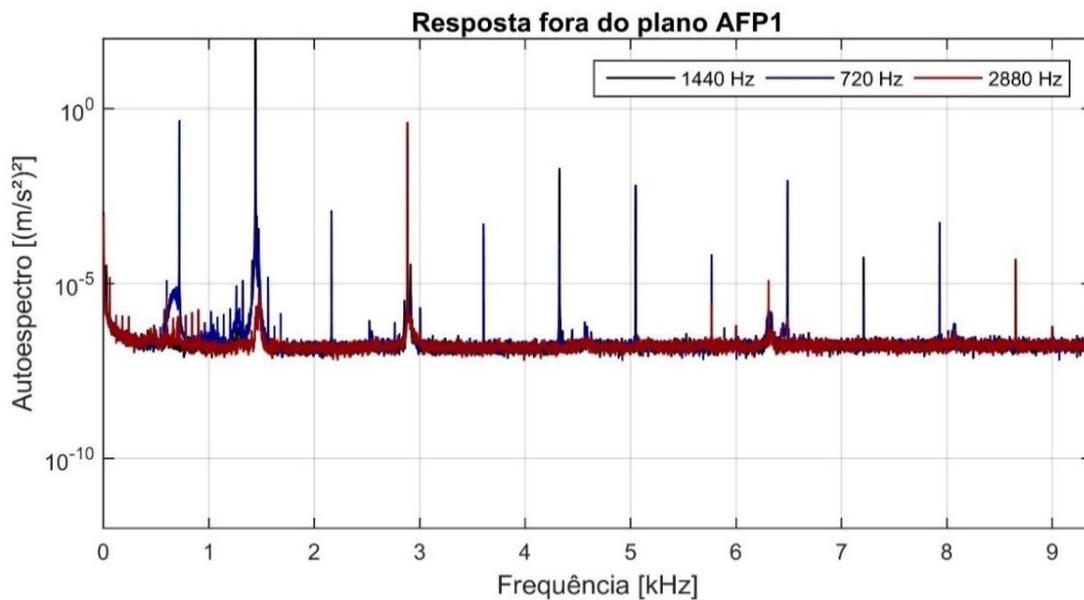


Figura 5.12 – Auto espectro do sinal de resposta do disco para avaliação do segundo modo de vibração fora do plano do disco com excitação de sinal senoidal.

Com base nas medições realizadas, não é possível afirmar, portanto, se a resposta medida no disco é decorrência de uma relação harmônica entre uma frequência natural do disco e uma do sinal de excitação, ou se ela é decorrência apenas da energia já contida no sinal de excitação nas frequências observadas. Essa informação, portanto, contrapõe os resultados apresentados por Lee et al., 2013, uma vez que eles não apresentaram medições dos sinais que foram gerados pelo *shaker*. Na sua publicação, os autores exploram diversas relações harmônicas entre a

frequência de excitação e a de ocorrência do ruído e afirmam que excitação em frequências sub-harmônicas de uma frequência natural do disco são capazes de excitar o ruído de squeal nas frequências harmônicas superiores à de excitação.

### 5.2.1.2 Sinal Senoidal com Varredura em Frequência (*Sweep*)

Outro tipo avaliado de sinal para excitação do sistema é o sinal senoidal com varredura em frequência (*sweep*). No caso de varredura crescente, um sinal senoidal puro é gerado em uma frequência baixa, e a frequência fundamental é aumentada gradativamente ao longo do tempo do ensaio. Já no caso de um sinal de varredura decrescente, um sinal senoidal com alta frequência é aplicado inicialmente, e a frequência é reduzida gradativamente ao longo do tempo do ensaio. A velocidade de varredura, em ambos os casos (crescente e decrescente) foi de, aproximadamente, 900 Hz/s. As Figuras 5.13 e 5.14 apresentam as Funções Resposta em Frequência (FRF) do sistema para cada um desses casos. Observa-se com elas, que não existem diferenças consideráveis na resposta do sistema, para uma faixa de frequência a cima de 500 Hz, entre a realização da varredura de frequências no sentido crescente ou decrescente.

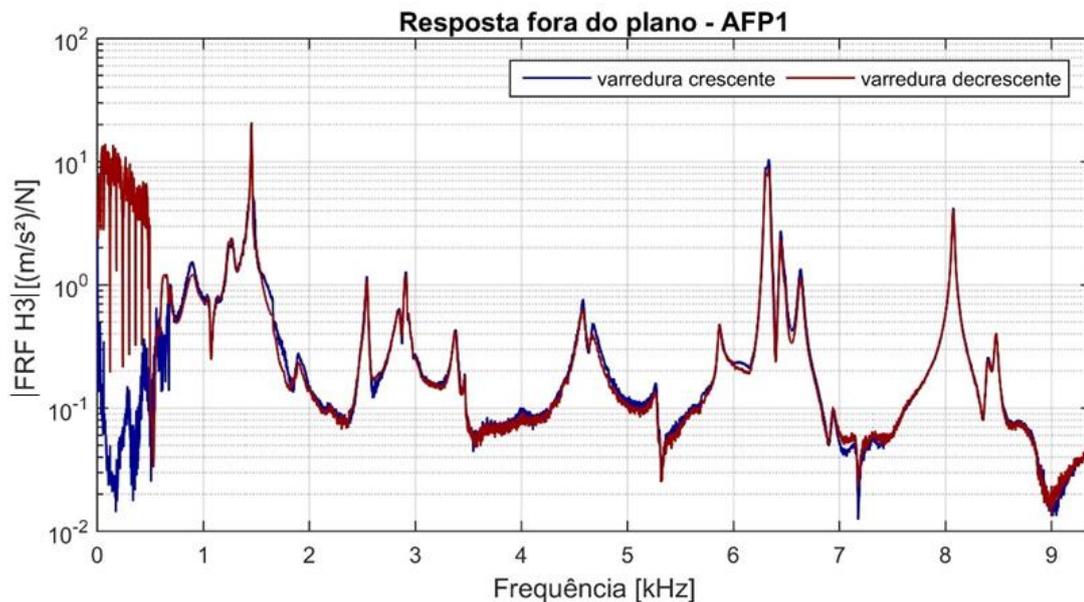


Figura 5.13 – Avaliação de sinal de varredura em frequência (*sweep*) na resposta do sistema no sentido fora do plano disco para a amostra A.1.sf.

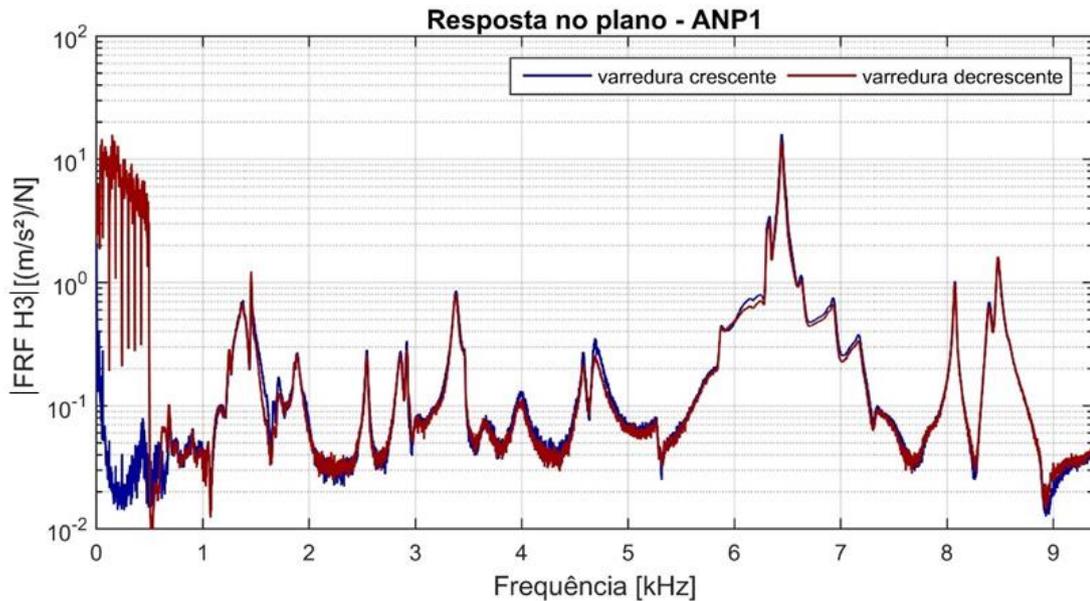


Figura 5.14 – Avaliação de sinal de varredura em frequência (*sweep*) na resposta do sistema no sentido no plano disco para a amostra A.1.sf.

A principal contribuição de Lee et al., 2013, nesse sentido, é de que a realização de uma varredura em uma faixa de baixa frequência, entre 150 Hz e 800 Hz, é capaz de excitar o ruído de *squeal*, que ocorre acima de 1 kHz. No entanto, como o sinal da varredura é uma onda senoidal cuja frequência é modulada, a mesma observação realizada anteriormente para o caso da excitação senoidal é válida nesse caso. Se o sinal de excitação possuir, além da frequência fundamental, a presença das harmônicas desta, conforme for realizada a varredura, as frequências harmônicas do sinal de excitação também irão aumentar de valor e eventualmente irão convoluir com a frequência natural do sistema e gerar a condição de ressonância.

### 5.2.1.3 Sinal de Ruído Branco

As funções de auto espectro dos acelerômetros utilizados para medir a resposta do disco, para a condição de excitação utilizando sinal do tipo ruído branco, podem ser observadas na Figura 5.15. É possível notar que praticamente as mesmas frequências são medidas entre os 4 acelerômetros (AFP1, ANP1, AFP2 e ANP2), com apenas algumas diferenças de amplitudes entre elas. Observa-se também que essas frequências correspondem às frequências naturais do disco, as quais foram medidas na condição de excitação direta do disco, apresentadas previamente na Seção 4.2.3.4. Considerando os problemas encontrados na aplicação de sinais

senoidais, descrito nas duas seções anteriores (5.2.1.1 e 5.2.1.2), optou-se, portanto, pela utilização apenas deste tipo de sinal de excitação (ruído branco) no restante do trabalho.

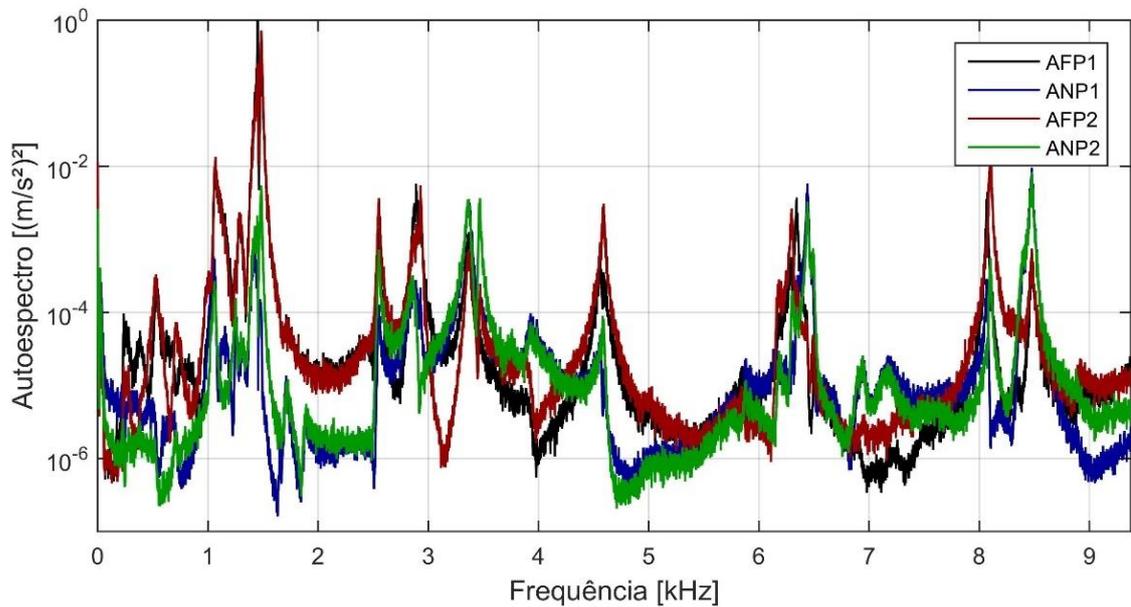


Figura 5.15 – Resposta do sistema na condição de excitação de ruído branco.

## 5.2.2 DIREÇÃO DE EXCITAÇÃO

A segunda análise realizada nos testes preliminares é a de resposta do sistema frente à variação da direção do sinal de excitação, entre tangencial e radial, exemplificadas na Figura 5.16. A direção tangencial de excitação corresponde à direção principal da força de atrito no caso de uma frenagem convencional. Já a direção radial, refere-se à direção do raio do disco. As Figuras 5.17 e 5.18 apresentam os resultados obtidos para ambas as direções de excitação, para o sentido de vibração fora do plano e no plano do disco, respectivamente.

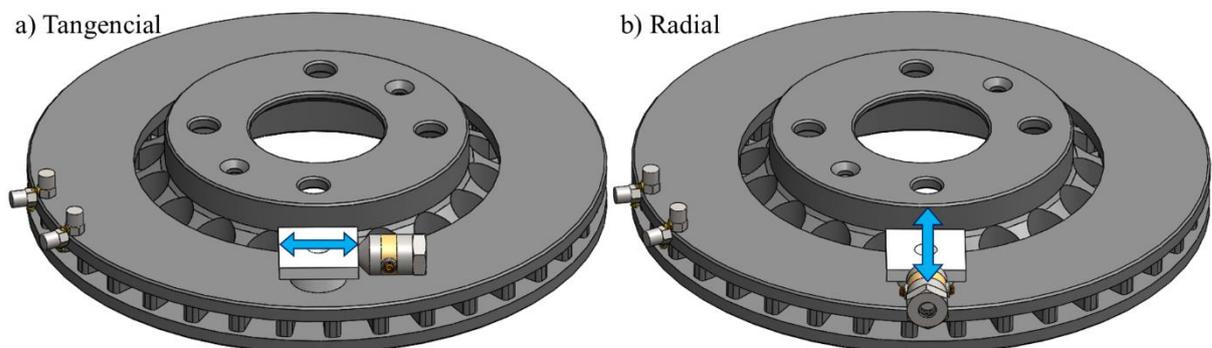


Figura 5.16 – Condição de excitação no sentido tangencial (a) e no sentido radial (b) do disco.

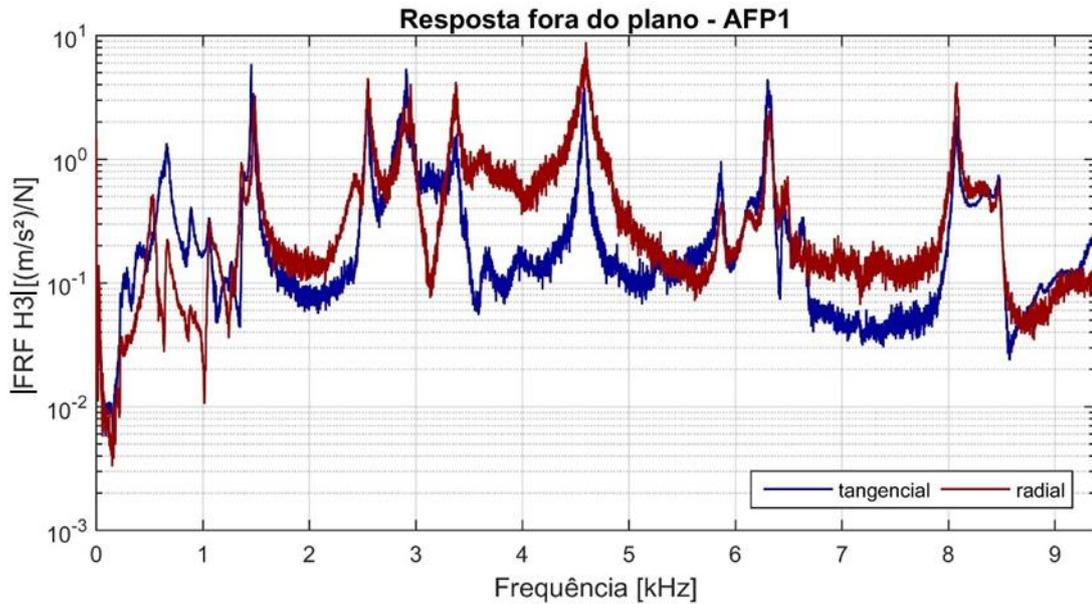


Figura 5.17 – Avaliação da direção de excitação (tangencial e radial) na resposta do sistema no sentido fora do plano disco para a amostra A.1.sf.

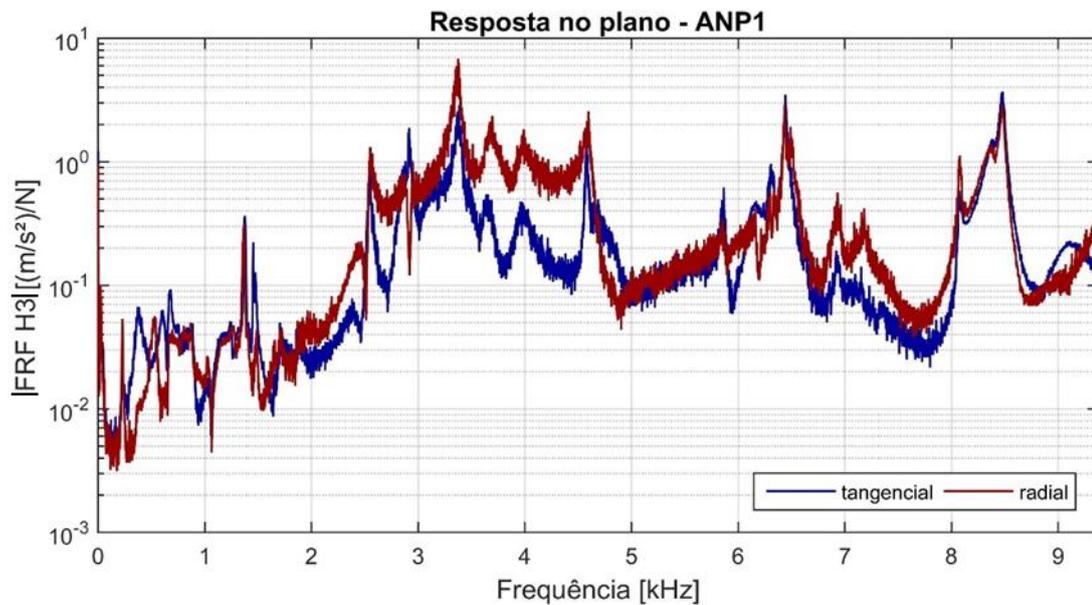


Figura 5.18 – Avaliação da direção de excitação (tangencial e radial) na resposta do sistema no sentido no plano disco para a amostra A.1.sf.

De forma geral, pode ser observado nas Figuras 5.17 e 5.18 que não há diferenças substanciais de comportamento da resposta do disco devido às mudanças na direção de excitação. Para o experimento conduzido, a excitação em ambas as direções no plano do disco (radial e tangencial) são capazes de gerar respostas no sentido fora do plano e no plano da pista

de atrito. Além disso, as frequências excitadas são muito semelhantes, apenas com pequenas diferenças de amplitude dos picos de ressonância entre uma condição e outra.

Apesar de não terem sido feitas mais repetições dessa avaliação sobre a direção de excitação, a informação obtida com o teste realizado concorda com os resultados apresentados por Lee et al., 2013, e por conta disso, essa análise não foi estendida. É possível inferir com essa análise, portanto, que o mecanismo de excitação do disco através do fenômeno tribológico independe da direção de excitação. E sendo assim, por facilidade de aplicação, optou-se pela utilização da direção radial de excitação em todos os testes subsequentes realizados.

### 5.2.3 EXCITAÇÃO DIRETA E POR FRICÇÃO

Uma comparação entre o espectro de frequências obtido com a excitação do disco provocada através do material de fricção pode ser feita em relação ao caso da excitação direta do disco, apresentado no Capítulo 4. A Figura 5.19 demonstra essa análise para a resposta na direção fora do plano do disco, enquanto que a avaliação da resposta na direção no plano do disco pode ser observada na Figura 5.20.

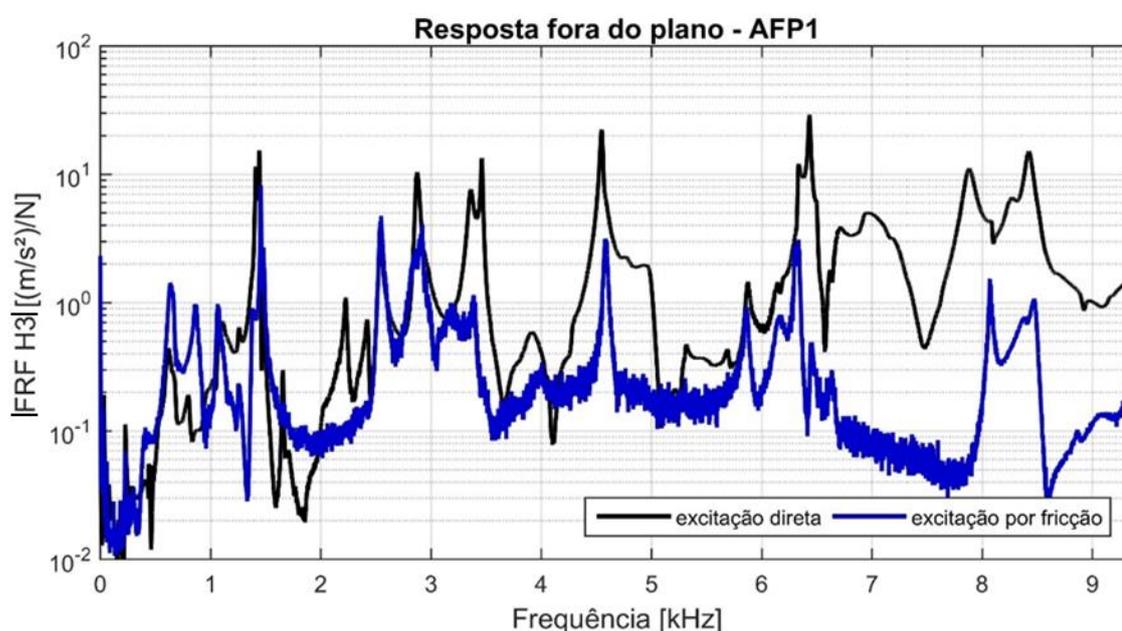


Figura 5.19 – Comparação da resposta do sistema na direção fora do plano do disco para os casos de excitação direta e de excitação por fricção para a amostra A.1.sf.

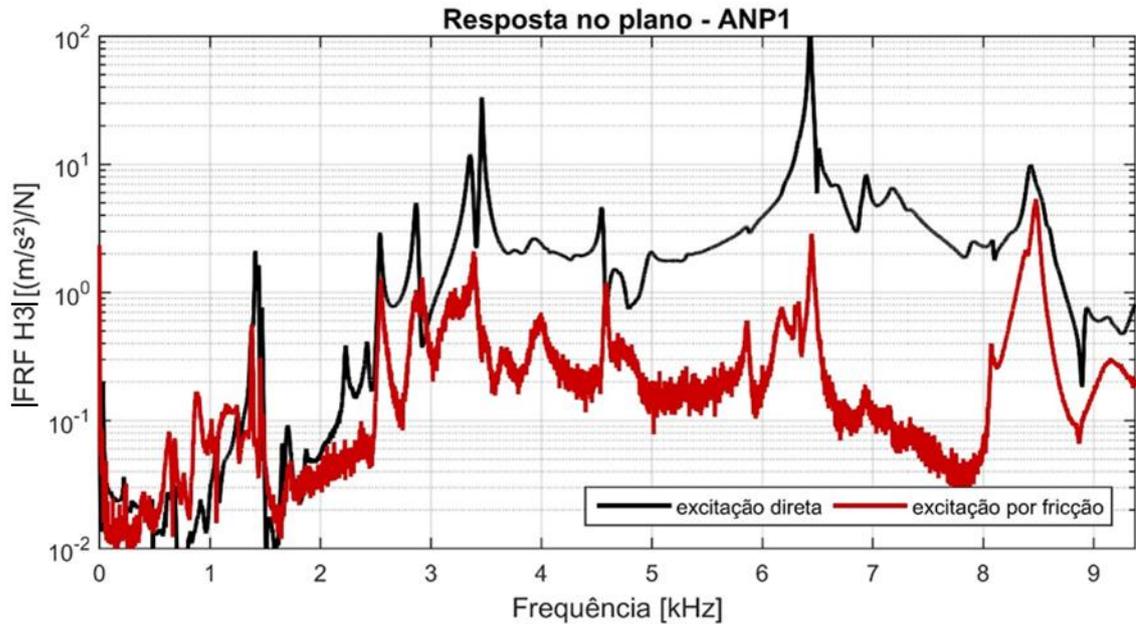


Figura 5.20 – Comparação da resposta do sistema na direção no plano do disco para os casos de excitação direta e de excitação por fricção para a amostra A.1.sf.

É importante ressaltar que as FRFs utilizadas para comparação, apesar de expressarem o comportamento do mesmo sistema (disco), foram tomadas em pontos distintos de resposta e excitação. A excitação direta, como apresentada no Cap. 4, foi provocada no raio mais externo do disco em um ponto bem definido. Já a excitação do disco por fricção foi provocada pelo material de atrito posicionado no meio da pista de atrito do disco, com a transferência de energia entre disco e pastilha ocorrendo através da área de contato da pastilha, com diâmetro de 25 mm. Apesar de não tratar-se dos mesmos pontos de transferência, a comparação dessas duas condições permite verificar se a excitação provocada através do material de fricção é capaz de alterar significativamente a resposta em frequência da estrutura excitada, nesse caso o disco.

Pela análise de ambas as Figuras 5.19 e 5.20, é possível observar que as frequências naturais do disco, identificadas pelo experimento com excitação direta do disco, são também excitadas quando o sinal de entrada é imposto através do material de fricção. Também é possível notar que a amplitude da resposta do experimento com a excitação por fricção é inferior à resposta deste quando a excitação é aplicada diretamente sobre o disco. Essa observação era esperada, uma vez que a excitação direta do disco transmite a energia do excitador modal diretamente para o disco, enquanto que, no caso da excitação por fricção, a energia do *shaker* é utilizada para gerar movimento relativo entre a pastilha e o disco e, portanto, uma parcela menor dessa energia é transmitida ao disco.

Pode-se afirmar, portanto, que o material de fricção, atuando como caminho da excitação, não insere novas frequências ressonantes sobre o sistema na faixa de frequência observada, de até aproximadamente 10 kHz. Indicando que o processo tribológico produzido no presente experimento, cuja energia de excitação é externa ao sistema, não é capaz de dar preferência a uma única frequência natural já existente no disco ou a uma região específica do espectro.

### 5.3 METODOLOGIA PARA AVALIAÇÃO DAS AMOSTRAS

Em função das análises realizadas nos testes preliminares, descritas anteriormente na Seção 5.2, foram fixadas as seguintes condições de contorno do ensaio para comparação dos materiais avaliados: sinal de excitação do tipo ruído branco e direção radial de excitação da amostra sobre o disco. Sendo assim, além dessas condições fixadas, a metodologia de ensaio aplicada, apresentada na Tabela 5.2, abrange variações de pressão sobre as amostras e variações de amplitude do sinal de excitação.

Tabela 5.2 – Metodologia de ensaios para avaliação dos materiais.

<b>Ensaio</b>	<b>Pressão</b>	<b>Amplitude do sinal de excitação</b>
1 a 5	p0	1, 2, 3, 4 e 5 Vrms
6 a 10	p1	1, 2, 3, 4 e 5 Vrms
11 a 15	p2	1, 2, 3, 4 e 5 Vrms
16 a 20	p3	1, 2, 3, 4 e 5 Vrms
21 a 25	p4	1, 2, 3, 4 e 5 Vrms

A metodologia de ensaio descrita na Tabela 5.2 busca identificar se o experimento é capaz de diferenciar a resposta das amostras submetidas aos testes e o comportamento destas em função dos parâmetros variados. Ela foi, portanto, aplicada sobre todas as oito amostras cujas superfícies foram caracterizadas no Cap. 3, sendo dois corpos de prova (CP 1 e CP 2) de cada uma das quatro formulações (A, B, C e D) apresentadas previamente na Tabela 3.1.

Para cada uma das amostras avaliadas (A.1, A.2, B.1, B.2, C.1, C.2, D.1 e D.2), a metodologia da Tabela 5.2 foi repetida 3 vezes em cada condição de superfície (com e sem filme), gerando as nomenclaturas r1, r2 e r3, exemplificadas na Tabela 5.3. Para avaliar os efeitos de montagem do sistema, entre cada um dos testes realizados, o conjunto composto por material de fricção, massas adicionais e haste foram sempre desmontados e montados novamente. Esses elementos foram fixados utilizando cola de cianoacrilato (*super bonder*) entre

eles. As repetições de uma mesma amostra sempre foram realizadas em dias diferentes, contemplando as variações de montagem do experimento. O processamento de todos os dados adquiridos foi realizado com um código desenvolvido em Matlab, e com o apoio de planilhas montadas no *software* Excel.

Tabela 5.3 – Exemplificação da nomenclatura utilizada para identificação de amostra e condição.

<b>Formulação</b>	<b>Corpo de prova</b>	<b>Condição</b>	<b>Repetição</b>	<b>Nomenclatura</b>
A	1	Sem filme	1	A.1.sf.r1
			2	A.1.sf.r2
			3	A.1.sf.r3
		Com filme	1	A.1.cf.r1
			2	A.1.cf.r2
			3	A.1.cf.r3

## 5.4 RESULTADOS DOS ENSAIOS PARA AVALIAÇÃO DAS AMOSTRAS

### 5.4.1 ANÁLISE DOS ESTIMADORES DE FRF

Da mesma forma que fora realizada a avaliação dos estimadores de FRF para o caso de excitação direta do disco (Seção 4.2.3.1), a mesma análise foi aplicada sobre os ensaios mensurados no experimento proposto, no qual a excitação do disco é feita através do material de fricção. O cálculo dos estimadores analisados (H0, H1, H2, H3 e Hv) foi realizado utilizando como sinal de entrada do sistema a força lida na cabeça de impedância (FCI), e como sinal de saída do sistema a resposta mensurada com os acelerômetros.

As Figuras 5.21 e 5.22 apresentam a resposta do disco nas direções de vibração fora do plano, e no plano da pista de atrito, respectivamente. Os gráficos referem-se à medição realizada com a amostra A.1.cf.r3, no ensaio 23 da Tabela 5.2, cujas condições de contorno são de pressão p4 e amplitude média do sinal de excitação (3 Vrms).

Observa-se pela análise de ambas as Figuras 5.21 e 5.22 que, ao contrário do que foi observado no caso de excitação direta do disco, existe diferenças no comportamento dos estimadores de FRF avaliados, o que pode levar a resultados distintos, dependendo da escolha do estimador. Por conta disso, é descrito a seguir o processo de seleção do estimador que foi

utilizado nas análises posteriores. É importante ser destacado que o comportamento observado dos estimadores nas Figuras 5.21 e 5.22, referente apenas ao ensaio 23 da amostra A.1.cf.r3, é o mesmo comportamento visualizado nos gráficos das demais amostras. Por conta disso, as ponderações feitas a seguir são válidas para todos os demais ensaios executados, para qualquer uma das amostras, e em qualquer condição ou repetição.

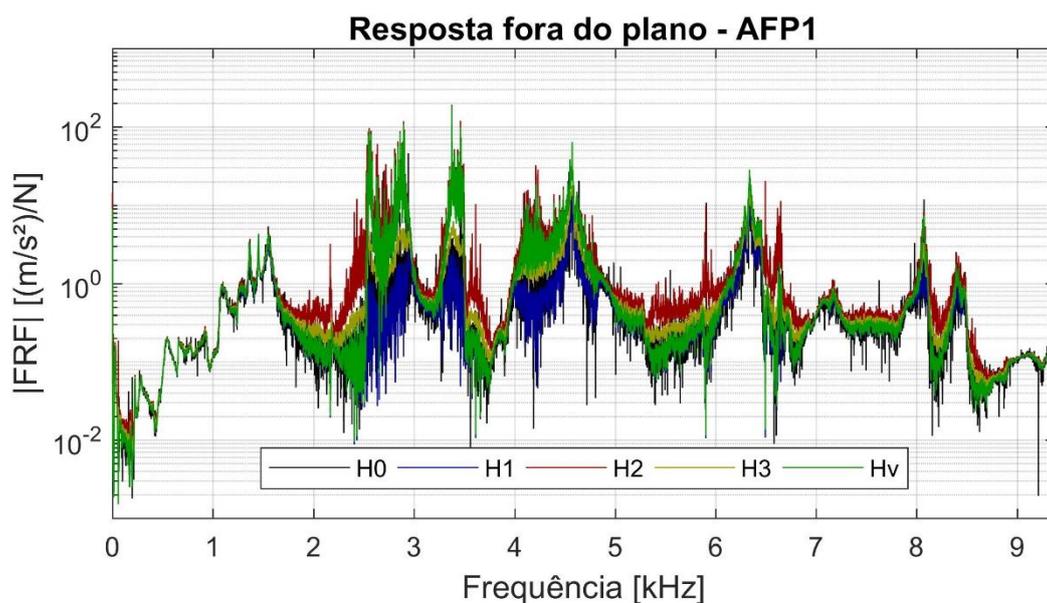


Figura 5.21 – Análise dos estimadores de FRF para acelerômetro posicionado fora do plano do disco (AFP1), resultante do ensaio 23 do material A.1.cf.r3.

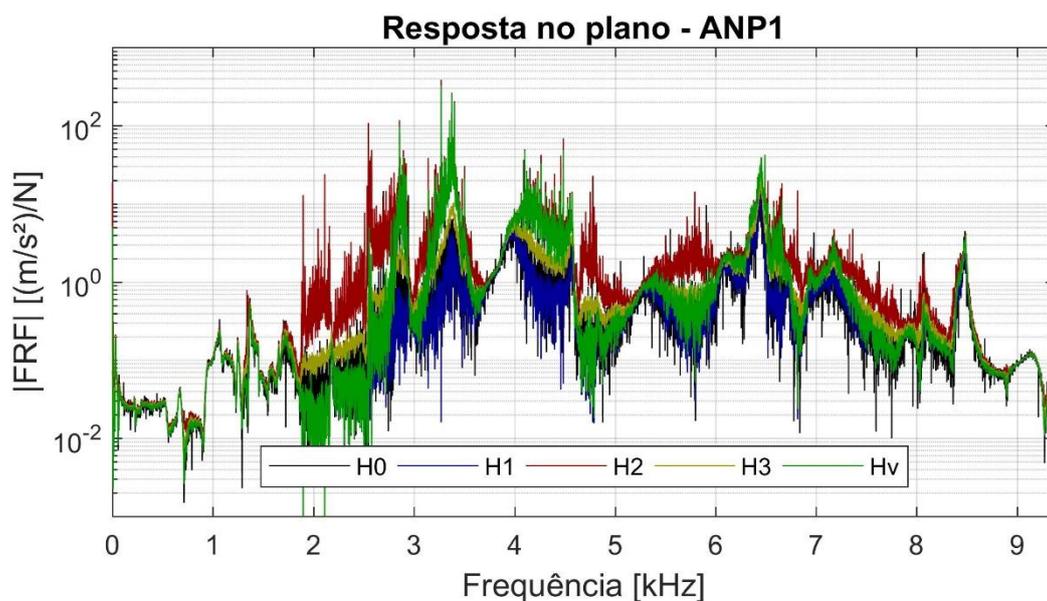


Figura 5.22 – Análise dos estimadores de FRF para acelerômetro posicionado no plano do disco (ANP1), resultante do ensaio 23 do material A.1.cf.r3.

Para visualizar melhor o comportamento dos estimadores ao longo das repetições realizadas, os dados das repetições (r1, r2 e r3) foram agrupados para o caso do ensaio 23 da Amostra A.1.cf, igual ao apresentado anteriormente na Figura 5.21. A avaliação mostrada é apenas na direção fora do plano, na qual as 6 curvas coloridas, de traçado fino, representam os dados de cada um dos dois acelerômetros utilizados nessa direção, nas 3 repetições, enquanto que a curva preta destacada, de traçado largo, é a média do espectro de magnitude das demais.

O estimador H0, cuja análise de repetibilidade pode ser observada na Figura 5.23, é o de mais simples obtenção de todos, uma vez que este relaciona diretamente as transformadas dos sinais de saída pelo sinal de entrada. Observa-se que esse estimador apresenta baixa dispersão entre as repetições, no entanto o valor médio estimado também não é elevado.

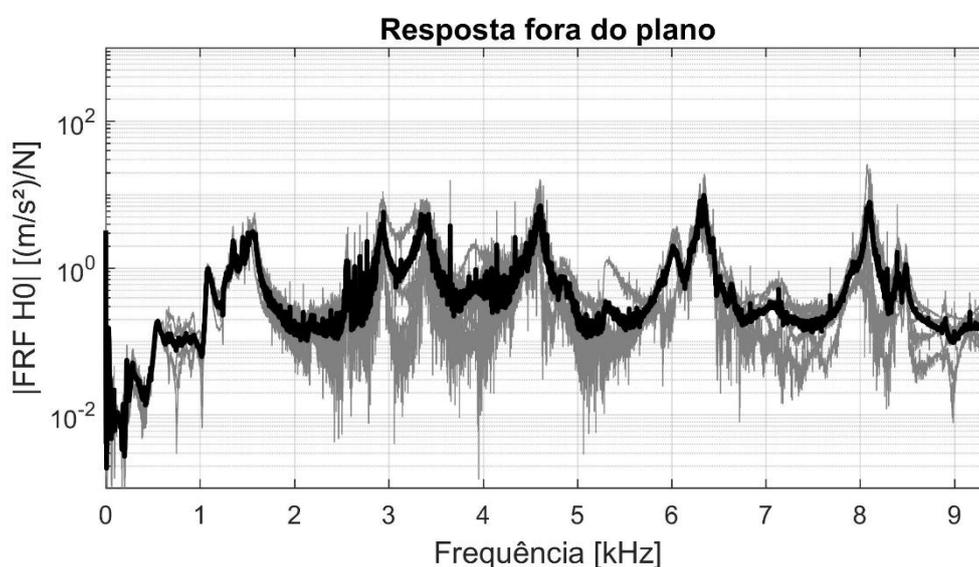


Figura 5.23 – Análise de repetibilidade do estimador H0 para o ensaio 23 da Amostra A.1.cf.

Com relação ao estimador H1, retomando o resultado das Figuras 5.21 e 5.22, é possível observar que este é o estimador que mais se aproxima da resposta do estimador H0. Por conta disso, na análise de repetibilidade apresentada na Figura 5.24, ele possui comportamento semelhante ao do estimador H0, com baixa dispersão e baixa magnitude do valor médio. Como apresentado na Seção 2.2.3, o cálculo do estimador H1 busca minimizar os efeitos de ruído do sinal de saída pela ponderação do estimador H0 pelo sinal de entrada. A sua proximidade com o comportamento do estimador H0, no entanto, indica que o sinal de saída dos acelerômetros é pouco contaminado por ruído.

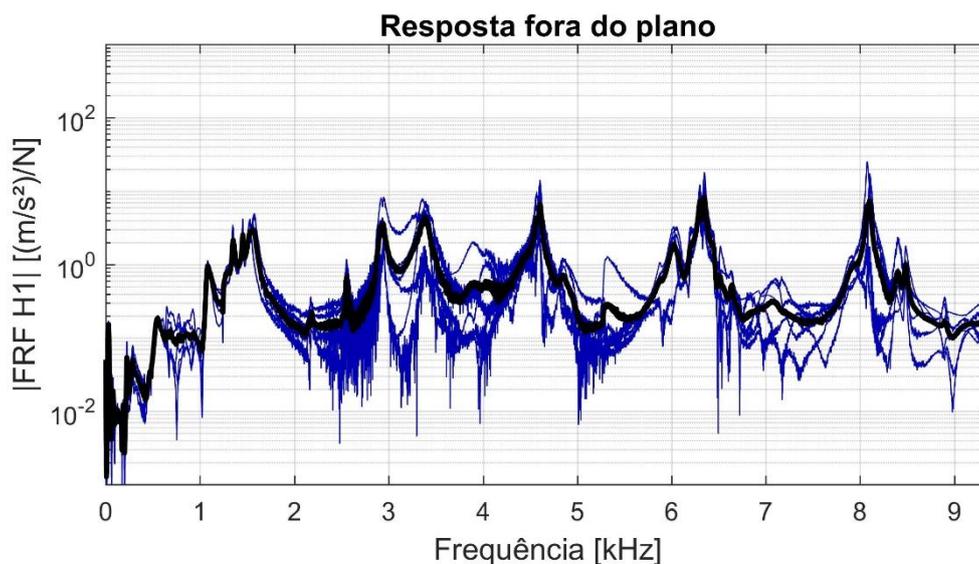


Figura 5.24 – Análise de repetibilidade do estimador H1 para o ensaio 23 da Amostra A.1.cf.

A extensão dessa constatação dá-se pela observação da Figura 5.25, na qual é apresentada a análise de repetibilidade do estimador H2. Nesse caso, o estimador H0 é ponderado pelo sinal de saída, minimizando os efeitos de ruído existentes no sinal de entrada. Por conta disso, observa-se que o estimador H2 apresenta os valores mais elevados em magnitude do que os demais estimadores. No entanto, apesar de maiores valores médios, o desvio associado às curvas de sucessivas repetições também é elevado.

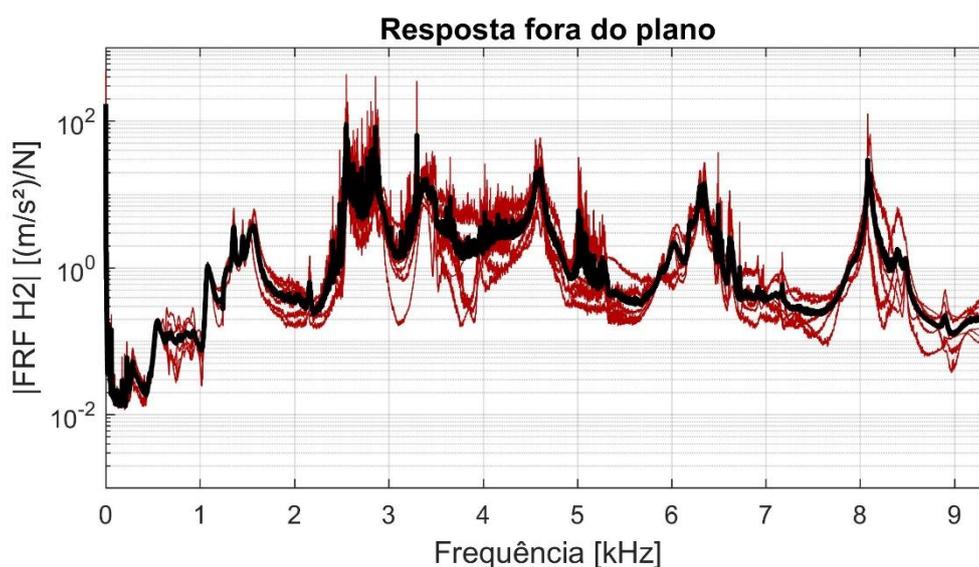


Figura 5.25 – Análise de repetibilidade do estimador H2 para o ensaio 23 da Amostra A.1.cf.

Já o estimador H3, cuja análise de repetibilidade está destacada na Figura 5.26, é calculado como a média geométrica dos estimadores H1 e H2. Por esse motivo, observa-se o valor médio desse estimador está contido entre os valores dos dois outros estimadores (H1 e H2). Pode-se afirmar então que esse estimador realiza um cálculo não tendencioso, ponderando os sinais de entrada e de saída da mesma forma. Além disso, ele mantém o comportamento da curva apresentada pelos estimadores H1 e H2, mas com menos flutuações no espectro resultante. Sendo assim, o estimador H3 torna-se uma boa alternativa para o caso em que é considerado ruído em ambos os sinais de entrada e de saída.

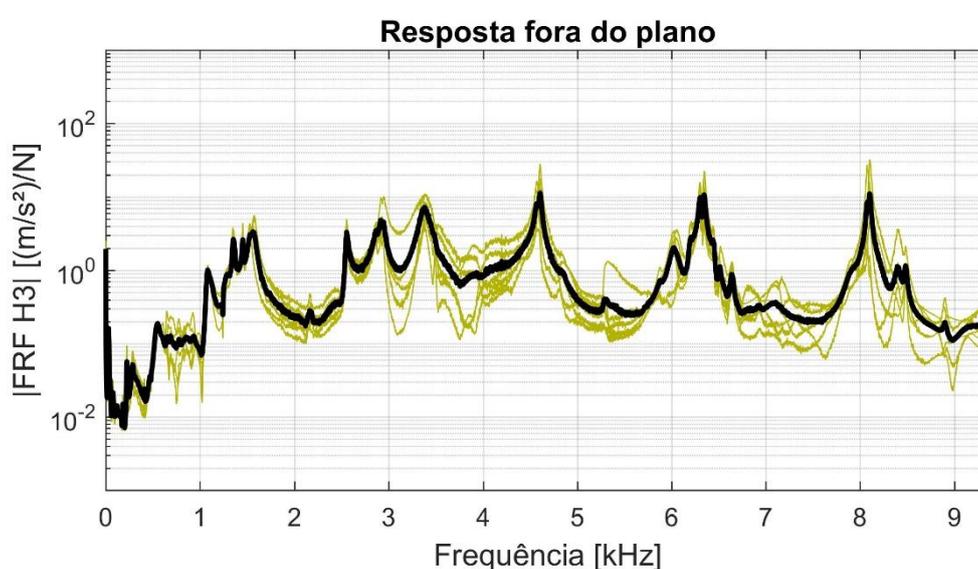


Figura 5.26 – Análise de repetibilidade do estimador H3 para o ensaio 23 da Amostra A.1.cf.

Por fim, o estimador Hv é capaz de se aproximar do resultado obtido pelo estimador H1 nos vales do espectro e pelo estimador H2 nos picos de ressonância, posição em que cada um dos respectivos estimadores é menos afetado por ruído de medição. Por conta disso, o estimador Hv é o que apresenta as maiores diferenças entre valores de pico e de vale no espectro de frequências. Embora o estimador Hv seja, portanto, o que melhor distingue picos e vales, quando observada a Figura 5.27, a qual contém os dados de repetibilidade do estimador Hv, nota-se que esse estimador também apresenta elevada dispersão entre as repetições realizadas.

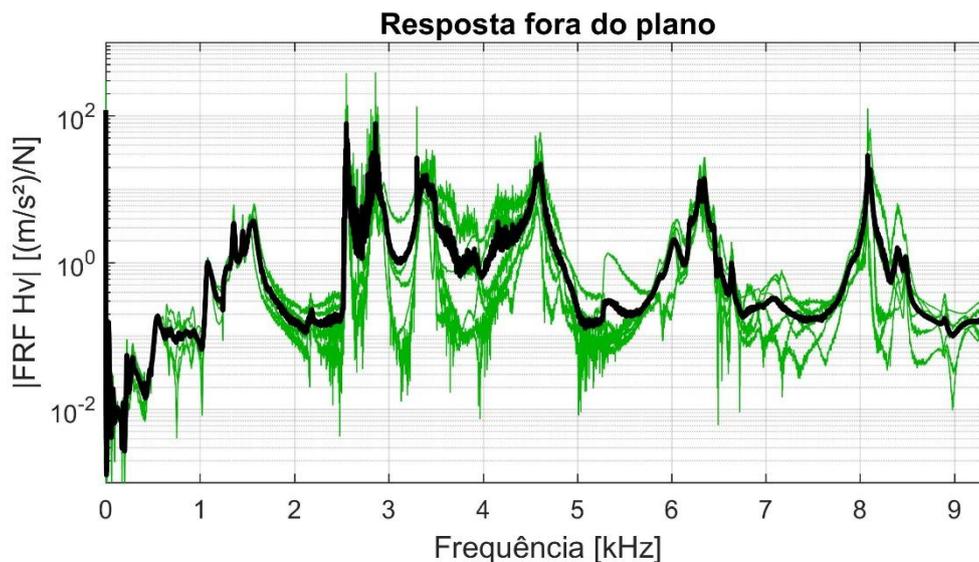


Figura 5.27 – Análise de repetibilidade do estimador Hv para o ensaio 23 da Amostra A.1.cf.

Com o intuito de quantificar essa relação entre a dispersão do estimador e o seu valor médio estimado, o desvio padrão obtido entre as repetições graficadas foi normalizado pelo valor médio do respectivo estimador, dando origem à curva apresentada na Figura 5.28. Essa relação foi utilizada como critério para seleção do estimador uma vez que, o estimador que apresentar menor relação entre o desvio e o valor médio estimado, é o estimador que tem maior potencial para diferenciar o comportamento das amostras submetidas aos testes. No gráfico da Figura 5.28, portanto, é possível observar que, de forma geral, o estimador H3 possui uma relação menor entre o desvio e o valor médio do que os demais estimadores.

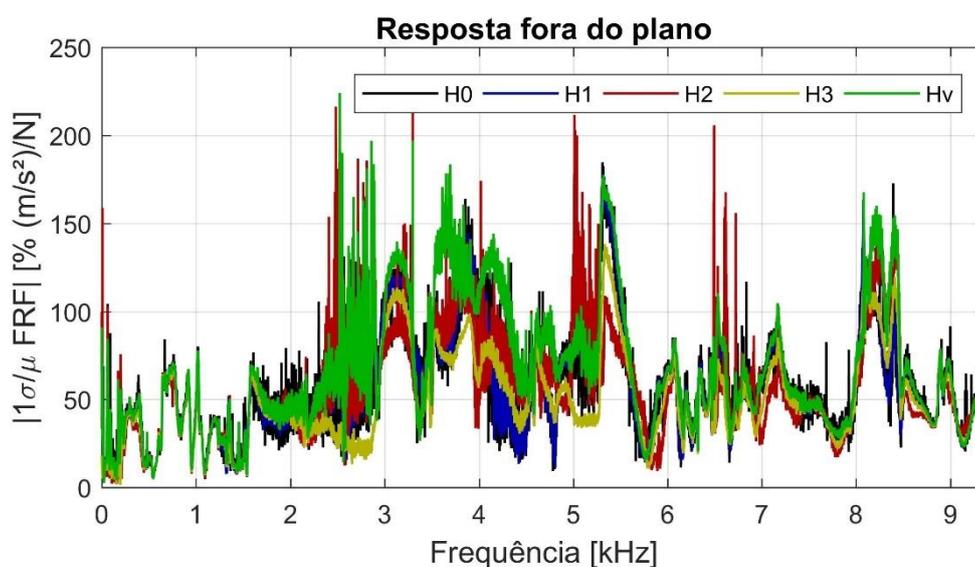


Figura 5.28 – Desvio padrão normalizado para o ensaio 23 da Amostra A.1.cf.

Obtendo o valor médio dos espectros apresentados na Figura 5.28 e estendendo essa análise para as demais amostras, é obtido o gráfico apresentado na Figura 5.29. Têm-se, portanto, a confirmação de que nos ensaios das demais amostras o estimador H3 também é o que apresenta menor relação entre o desvio padrão e o valor médio estimado. Portanto, em contraposição ao estimador Hv, o qual melhor discrimina os eventos de pico e de vale do espectro, o estimador H3 se mostrou como o estimador com o menor desvio entre as repetições realizadas. Por conta disso, optou-se pela utilização do estimador H3 nas análises subsequentes desenvolvidas neste trabalho.

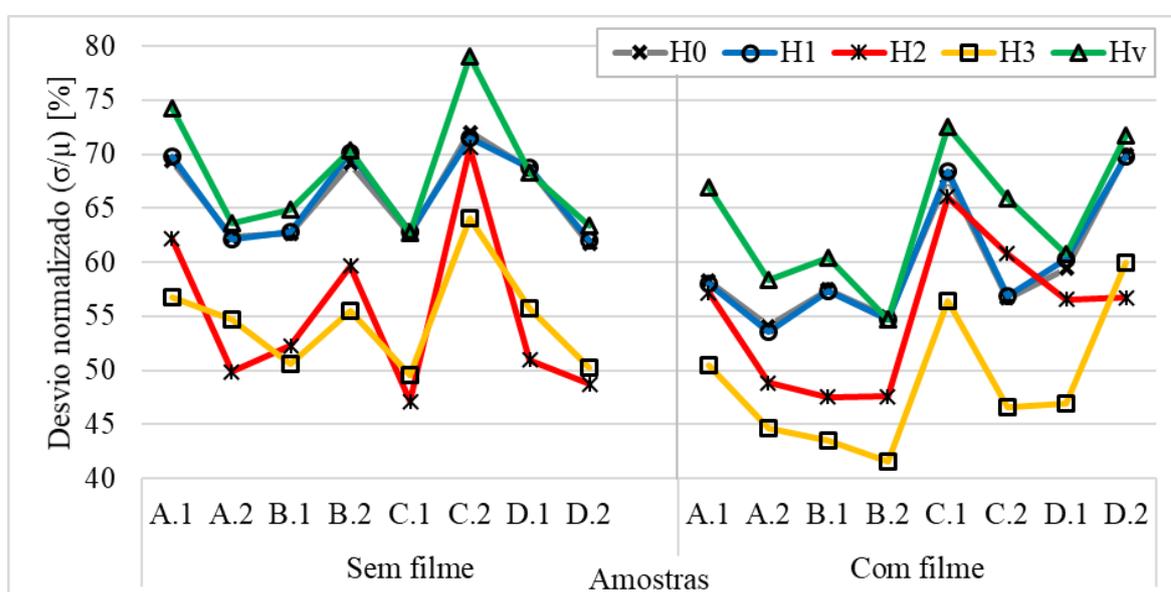


Figura 5.29 – Valores médios de desvio padrão normalizado para cada uma das amostras nas condições do ensaio de número 23.

#### 5.4.2 ANÁLISE DO ESPECTRO DE COERÊNCIA

A mesma análise realizada sobre o espectro de coerência demonstrada na Seção 4.2.3.2, para o caso de excitação direta do disco, foi realizada para o presente experimento, com a excitação do disco através do material de fricção. A Figura 5.30 apresenta os espectros de coerência dos casos de menor e maior valor médio de coerência que foram observados nos ensaios realizados (Tabela 5.2). O ensaio de número 1 da amostras D.1.sf.r2, medido com o acelerômetro ANP1, corresponde ao caso de menor coerência média observada, no valor de 0,07. Enquanto que o ensaio de número 21 da Amostra A.2.cf.r2, medido com o acelerômetro AFP1, corresponde ao caso de maior coerência média observada, no valor de 0,85.

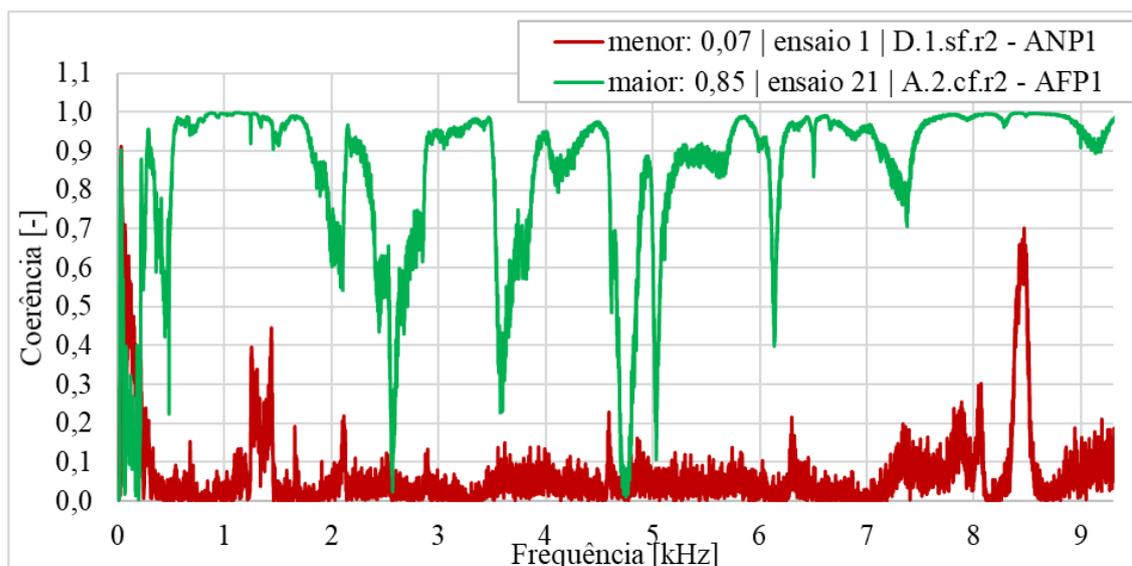


Figura 5.30 – Condições de menor e maior coerência média dos ensaios realizados.

Observa-se pela Figura 5.30 que, mesmo a condição de melhor coerência, com valor médio de 0,85, possui valor inferior à pior condição observada no caso de excitação direta do disco, com valor médio de 0,88 (Seção 4.2.3.2). Isso indica que a realização da excitação através do material de fricção acrescenta não linearidades e/ou deixa o experimento menos repetitivo.

Além disso, o menor valor médio de coerência observado, de 0,07, não foi um resultado pontual. A Figura 5.31 apresenta os valores médios máximos e mínimos obtidos para cada uma das amostras, demonstrando como os valores baixos de coerência mínima foram obtidos também nos demais ensaios.

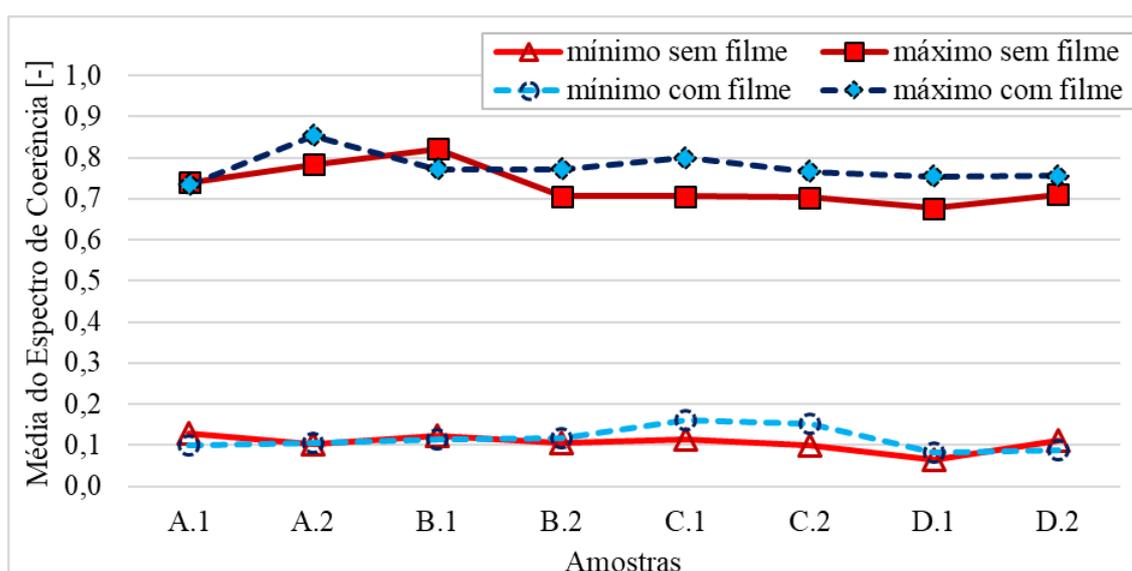


Figura 5.31 – Valores máximos e mínimos de coerência média observados para cada amostra.

Os resultados apresentados na Figura 5.31, portanto, não são indicativos de erros na execução dos ensaios, e sim de que o experimento, nos ensaios que produziram essa condição de coerência, possuem alto grau de não-linearidade e/ou pouca repetitividade entre os consecutivos espectros adquiridos. A fim de identificar as condições que levaram os ensaios realizados a produzirem a variabilidade observada nos valores médios do espectro de coerência, foram investigados os efeitos da variação de pressão (Seção 5.4.2.1) e da variação da amplitude do sinal de excitação (Seção 5.4.2.2) sobre esse parâmetro.

#### 5.4.2.1 Efeito da pressão de contato sobre o espectro de coerência

Para verificar o efeito da variação de pressão sobre o espectro de coerência foram analisados os ensaios de números 3, 8, 13, 18 e 23 da Tabela 5.2, os quais correspondem a iguais condições de amplitude do sinal de excitação (3 Vrms) e de pressões crescentes aplicadas sobre as amostras: p0, p1, p2, p3 e p4, respectivamente. A Figura 5.32 apresenta o gráfico do espectro de coerência, em cada uma dessas condições, para a Amostra A.1.cf. É importante ressaltar que não foram observadas diferenças nos valores de coerência relacionado à direção de avaliação. Por conta disso, no referido gráfico (Figura 5.32), cada espectro é composto pela média de 12 curvas, referentes aos 4 acelerômetros utilizados e às 3 repetições realizadas. Através desse tipo de gráfico, é possível observar uma tendência de aumento dos valores de coerência com o aumento da pressão do ensaio ao longo de toda faixa de frequência do espectro.

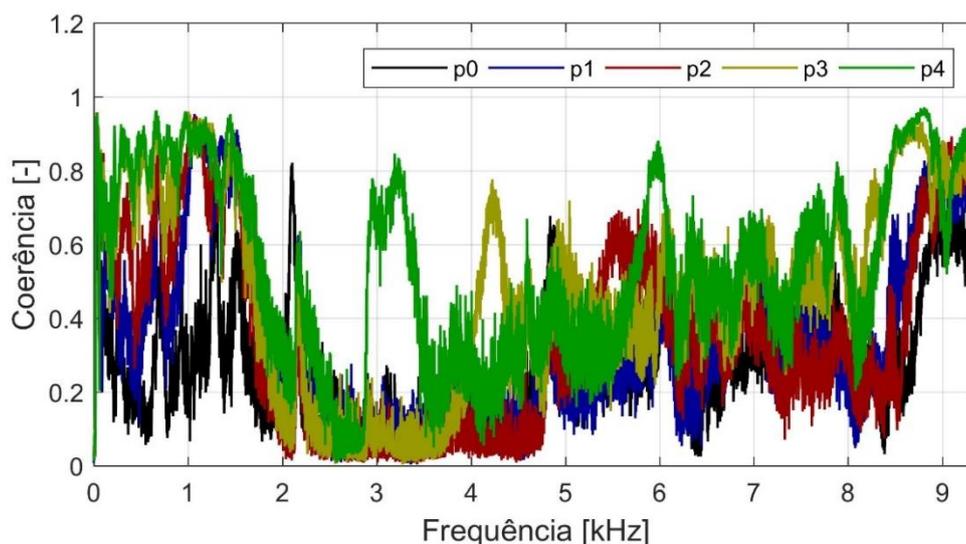


Figura 5.32 – Espectro médio de coerência em função dos níveis de pressão dos ensaios para a amostra A.1.cf.

Essa tendência fica mais evidente ao ser observado o efeito da pressão sobre o valor médio do espectro de coerência dos ensaios selecionados, apresentado na Figura 5.33. Nela, cada ponto, portanto, representa a média dos 12 espectros que foram obtidos em cada uma das condições de pressão que foram analisadas. No gráfico, as amostras na condição de superfície sem filme e com filme tribológico estão representadas à esquerda e à direita, respectivamente.

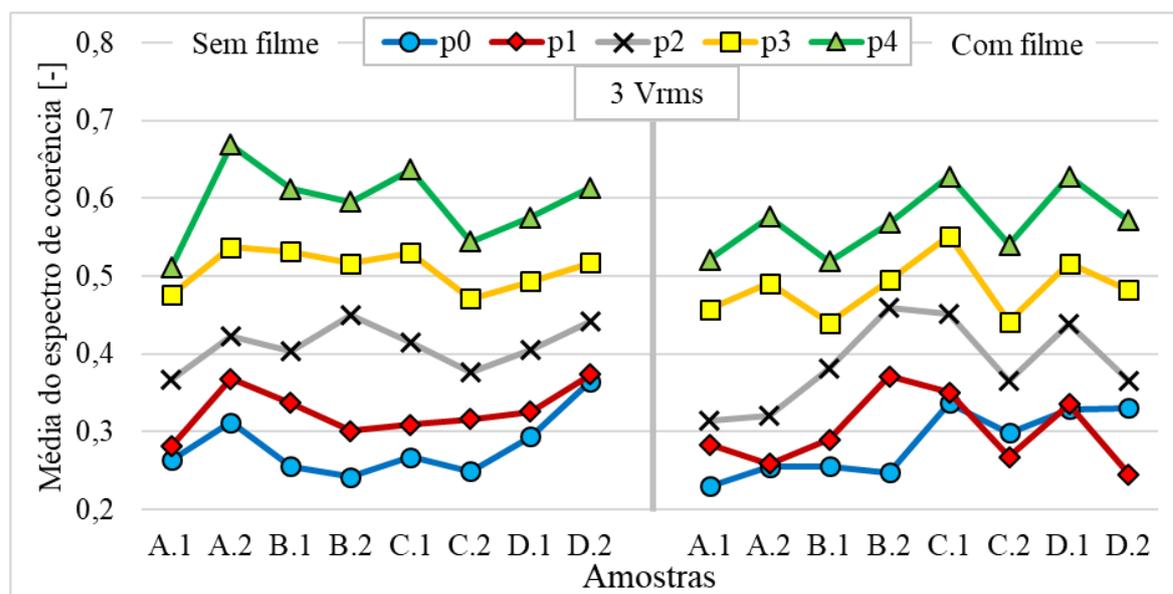


Figura 5.33 – O efeito da variação de pressão sobre o valor médio de coerência para as condições sem filme (à esquerda) e com filme (à direita) tribológico sobre as amostras.

Analisando os resultados apresentados na Figura 5.33 é possível identificar que a pressão de contato exerce forte influência sobre o valor médio do espectro de coerência. Para todas as amostras avaliadas, e nas duas condições de superfície das amostras, com e sem filme tribológico, o aumento da pressão de contato elevou o valor médio do espectro de coerência. Além disso, não são observadas diferenciações significativas entre a condição de superfície com e sem filme de fricção, indicando que essa variação da condição da superfície é pouco influente sobre o valor de coerência obtido nos ensaios realizados.

#### 5.4.2.2 Efeito da amplitude do sinal de excitação sobre o espectro de coerência.

O efeito da amplitude do sinal de excitação sobre o espectro de coerência, para o ensaio da Amostra A.1.cf, pode ser observado na Figura 5.34. Os ensaios utilizados para essa análise foram os de números 21, 22, 23, 24 e 25 da Tabela 5.2 os quais correspondem a condição de pressão p4 sobre as amostras e amplitudes crescentes do sinal de excitação aplicados sobre o

sistema, de 1 V<sub>rms</sub> a 5 V<sub>rms</sub>. É possível notar inicialmente, que as diferenças experimentadas com relação à variação de pressão (Figura 5.32) não ficam tão evidentes na visualização do espectro médio em função da amplitude do sinal de excitação (Figura 5.34). Observa-se apenas uma leve tendência de diminuição dos valores de coerência com aumento da amplitude de excitação, em praticamente toda faixa de frequência observada do espectro.

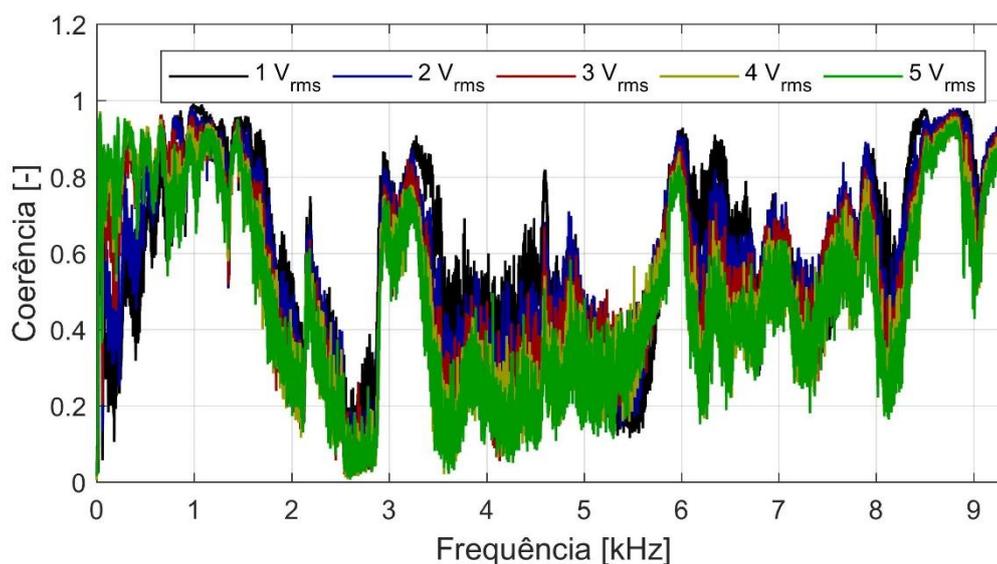


Figura 5.34 – Espectro médio de coerência em função dos níveis de amplitude do sinal de excitação para os ensaios da amostra A.1.cf.

A mesma análise utilizando os valores médios dos espectros de coerência realizadas para a avaliação do efeito da pressão (Figura 5.33) pode ser observada abaixo no caso de avaliação do efeito da amplitude do sinal de excitação (Figura 5.35). Da mesma forma que anteriormente, cada ponto apresentado no gráfico representa o valor médio de 12 espectros, referentes aos 4 acelerômetros utilizados de resposta e às 3 repetições realizadas para cada amostra.

De forma geral, é possível identificar pelo comportamento dos pontos apresentados na Figura 5.35 que o valor médio do espectro de coerência tende a diminuir com o aumento da amplitude do sinal de excitação do sistema. No entanto, essa relação existente entre os dois parâmetros não é claramente observada para todas as amostras, como por exemplo a amostra D.1, em ambas as condições de superfície, com e sem filme. Além disso, a relação inversa entre valor médio do espectro de coerência e a amplitude do sinal de excitação contradiz com os resultados observados no caso da excitação direta do disco, apresentados previamente na Figura 4.23, no qual existe uma relação direta entre esses dois parâmetros.

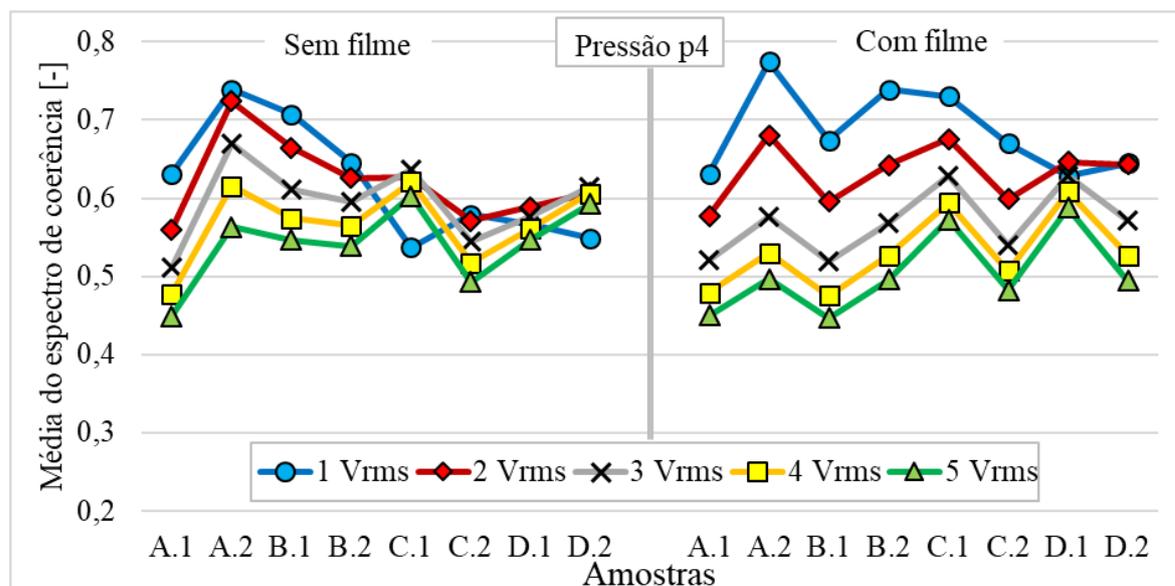


Figura 5.35 – O efeito da variação da amplitude do sinal de excitação sobre o valor médio de coerência para as condições sem filme (à esquerda) e com filme (à direita) das amostras.

Para explicar o motivo pelo qual os ensaios realizados com maior amplitude do sinal de excitação apresentaram, de forma geral, valores menores de coerência média, foram observados os vídeos adquiridos em alta velocidade e a inspeção visual realizada durante a execução dos ensaios. Foi possível observar que, nas condições de amplitudes mais elevadas do sinal de excitação ( $> 3V_{rms}$ ), e quando havia maior pressão sobre as amostras, ocorriam momentos de descontinuidade no contato entre a pastilha e o disco. Isso pode ser observado na Figura 5.36, retirada de dois *frames* do vídeo adquirido onde foi possível observar essa condição.

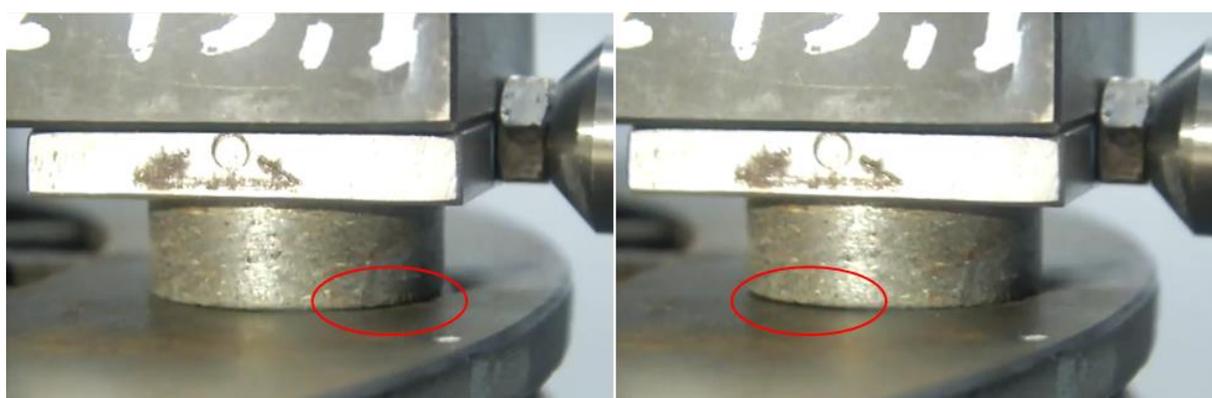


Figura 5.36 – Imagem retirada do vídeo indicando pontos de descontinuidade no contato entre amostra e disco em condição de contorno de alta pressão e elevada amplitude de excitação.

Com base nisso, pode-se estabelecer a hipótese de que os elevados níveis de acelerações provocados pelo *shaker*, nos ensaios de maior amplitude do sinal de excitação, geravam momento suficiente sobre a pilha das massas adicionais de forma que ocorresse a descontinuidade do contato entre as superfícies do disco e da pastilha. Sendo assim, quanto maior a quantidade de massas utilizadas, maior foi o efeito dessas descontinuidades, e maior a diferença entre os valores médios de coerência entre as condições baixa (1 Vrms) e alta (5 Vrms) amplitude do sinal de excitação.

A hipótese desenvolvida é confirmada ao serem observados os gráficos dos valores médios dos espectros de coerência presentes na Figura 5.37, Figura 5.38 e Figura 5.39, separados para as condições de pressão p0, p1 e p2. Observa-se na Figura 5.37, condição p0 de pressão, que quando não há massa adicional sobre o sistema, quanto maior a amplitude do sinal de excitação, maior o valor médio da coerência. Esse resultado vai ao encontro do que foi observado para o caso de excitação direta do disco (Figura 4.23), e apresenta comportamento contrário ao observado no caso de pressão p4 (Figura 5.35).

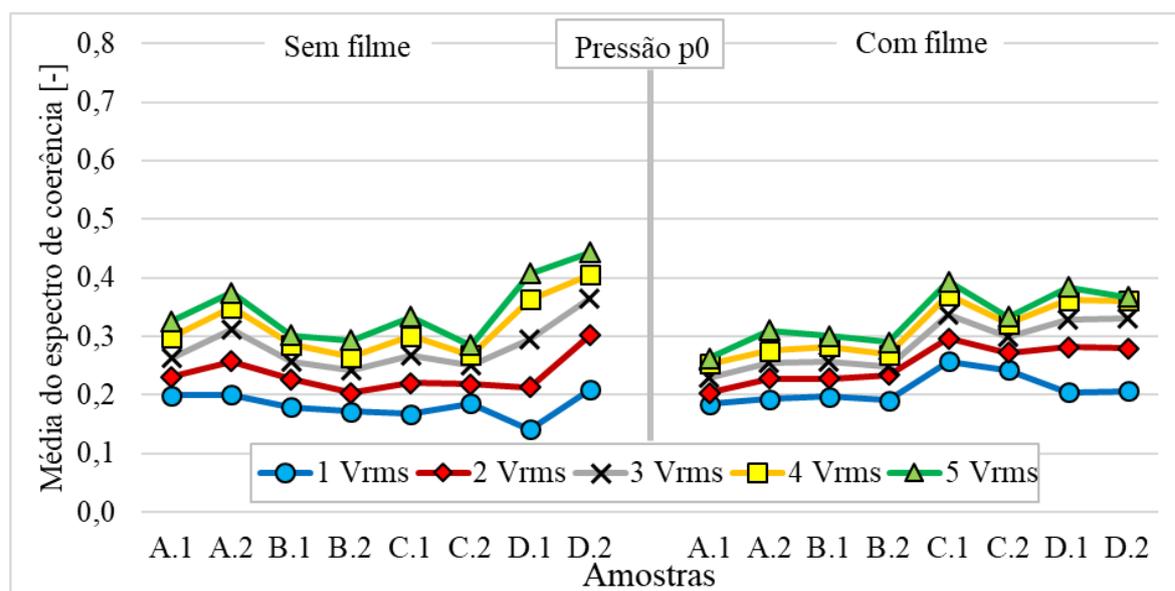


Figura 5.37 – Valores médios do espectro de coerência em função da amplitude do sinal de excitação para o caso de pressão p0.

No entanto, conforme as massas utilizadas são adicionadas às amostras, observa-se que no caso de pressão p1 (Figura 5.38), a relação entre amplitude do sinal de excitação e valor médio do espectro começa a ser invertida, o que se torna ainda mais evidente no caso de pressão p2 (Figura 5.39). Sendo assim, quanto maior a pressão aplicada, maior a altura da pilha de

massas, e maior o momento gerado por essas massas adicionais sobre a pastilha. Esse fator gerou maior descontinuidade do contato tribológico, o que, por sua vez, apareceram nas medições através da redução dos valores médios dos espectros de coerência nessas condições.

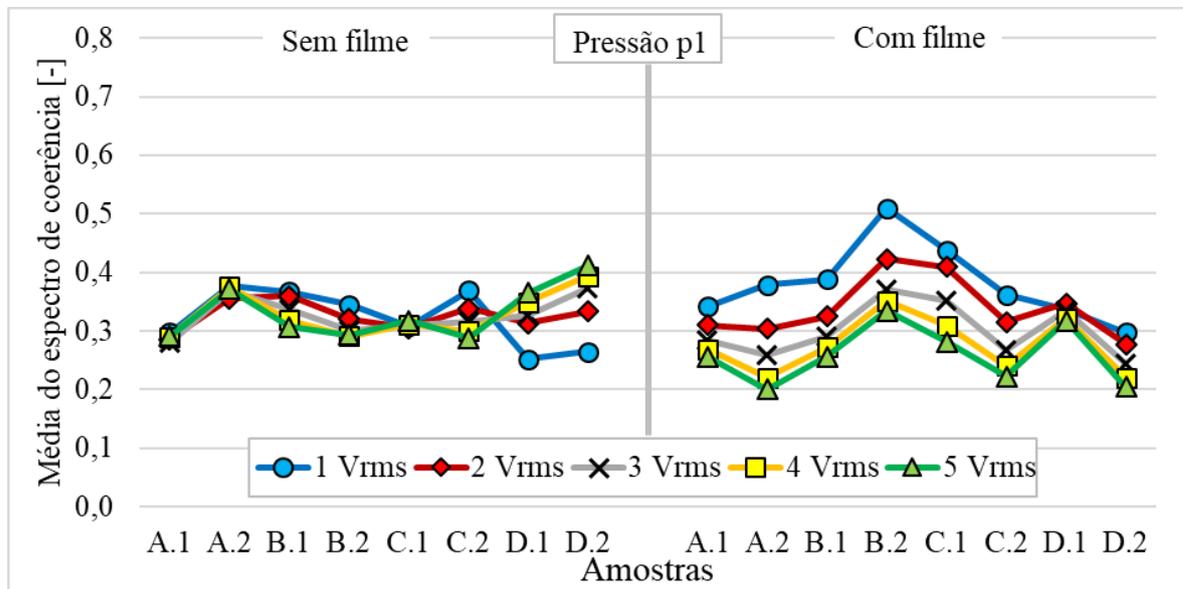


Figura 5.38 – Valores médios do espectro de coerência em função da amplitude do sinal de excitação para o caso de pressão p1.

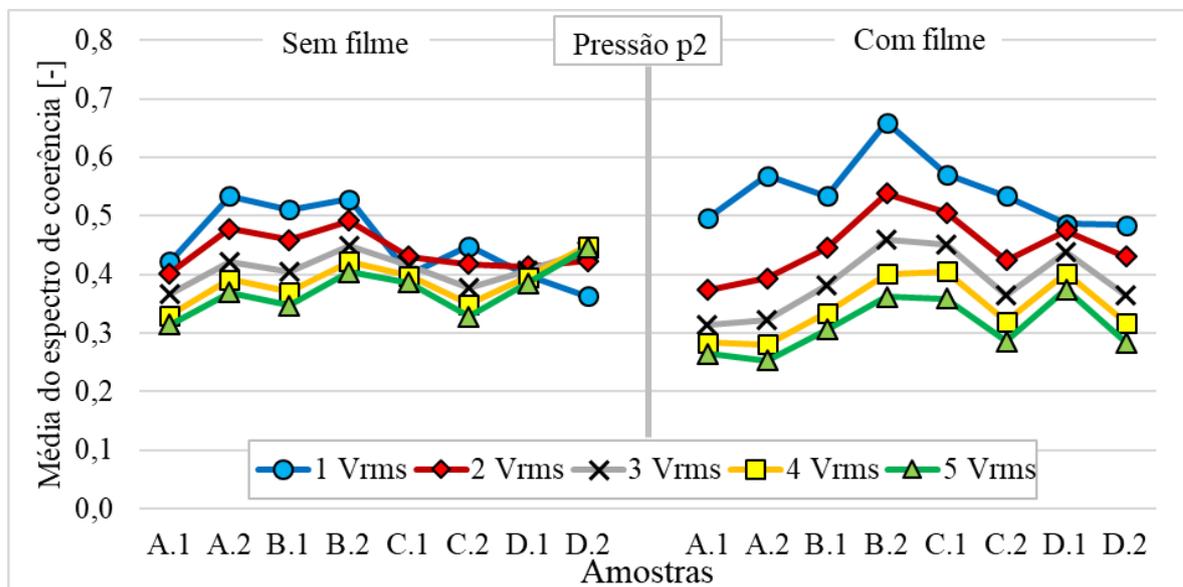


Figura 5.39 – Valores médios do espectro de coerência em função da amplitude do sinal de excitação para o caso de pressão p2.

### 5.4.3 EFEITO DA PRESSÃO DE CONTATO SOBRE A PRODUÇÃO DE VIBRAÇÃO DAS AMOSTRAS

A análise realizada na Seção 5.4.2.1, destacou a influência da pressão de contato sobre o valor médio do espectro de coerência. O efeito desse parâmetro sobre a vibração produzida pelo sistema é analisado na presente seção. Foram utilizados os dados referentes aos ensaios de números 3, 8, 13, 18 e 23 da Tabela 5.2, assim como realizado na Seção 5.4.2.1. As Figuras 5.40 e 5.41 apresentam a resposta do sistema para a amostra A.1.cf, nas direções fora do plano e no plano, respectivamente. Cada curva apresenta é a magnitude média de 6 espectros, referentes aos 2 acelerômetros posicionados em cada direção e às 3 repetições realizadas.

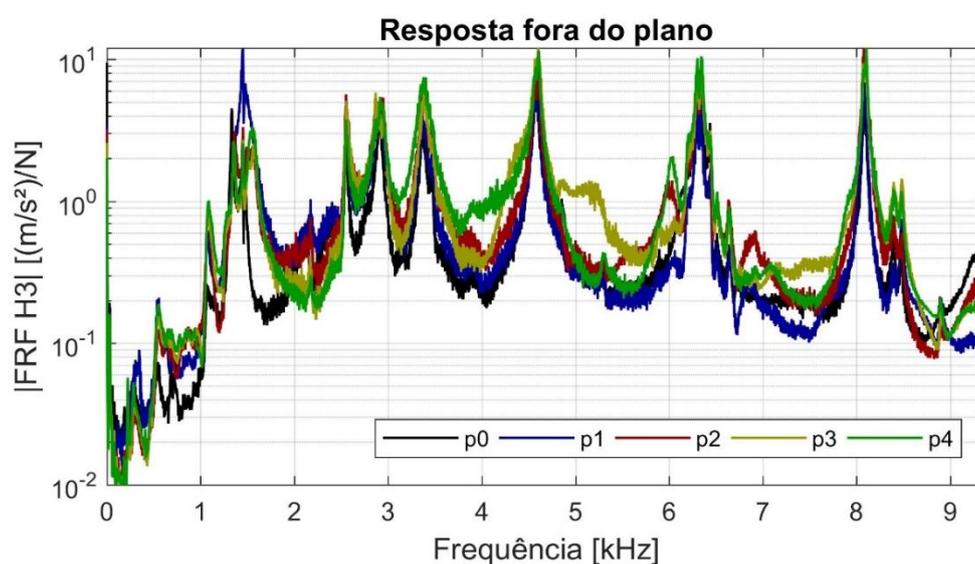


Figura 5.40 – Avaliação da pressão no ensaio da amostra A.1.cf na direção fora do plano.

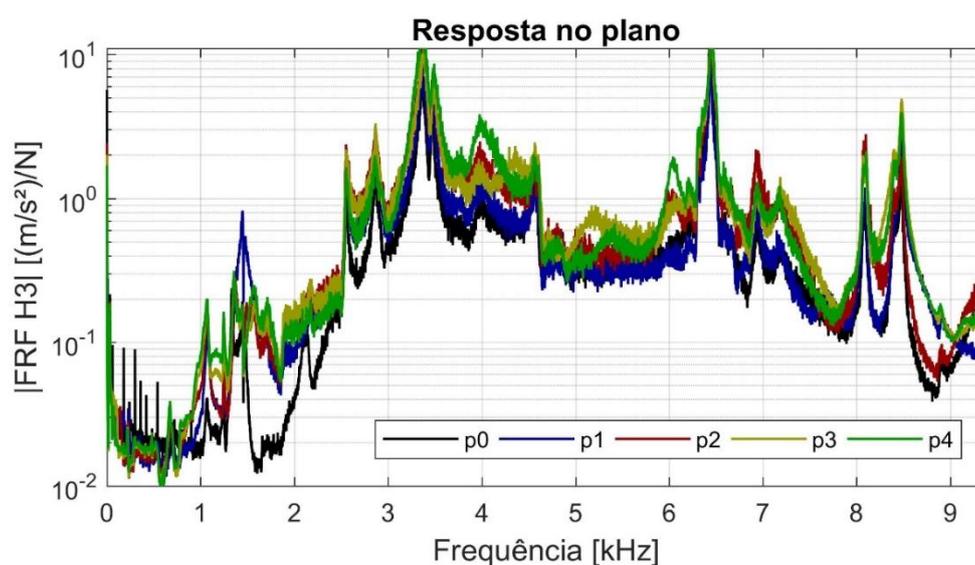


Figura 5.41 – Avaliação da pressão no ensaio da amostra A.1.cf na direção no plano.

É possível observar, através das Figuras 5.40 e 5.41, que o aumento da pressão de contato não provoca variações significativas na frequência do disco. Essa informação está em acordo com os resultados presentes nos trabalhos de Lee et al., 2013, Nishiwaki e Sorimachi, 2013, e Triches Jr et al., 2004. Nota-se também, que conforme a pressão é aumentada, a relação resposta/entrada de energia no sistema torna-se maior, indicando que ocorre maior transferência de energia entre o par tribológico com pressões mais elevadas.

Para comparar o efeito da pressão sobre a resposta das diversas amostras ensaiadas, assim como realizado anteriormente com o espectro de coerência, foi calculado o valor médio da FRF H3. Como não foram observadas variações significativas entre as respostas obtidas nas diferentes direções avaliadas (no plano e fora do plano), cada valor médio obtido é resultado da simplificação de 12 curvas de FRF, referentes aos 4 acelerômetros e às 3 repetições. As Figuras 5.42 e 5.43 apresentam essa avaliação para as amostras sem e com filme tribológico, respectivamente. Nas referidas figuras, a barra de erros associada a cada ponto representa um desvio padrão experimental para cima e para baixo.

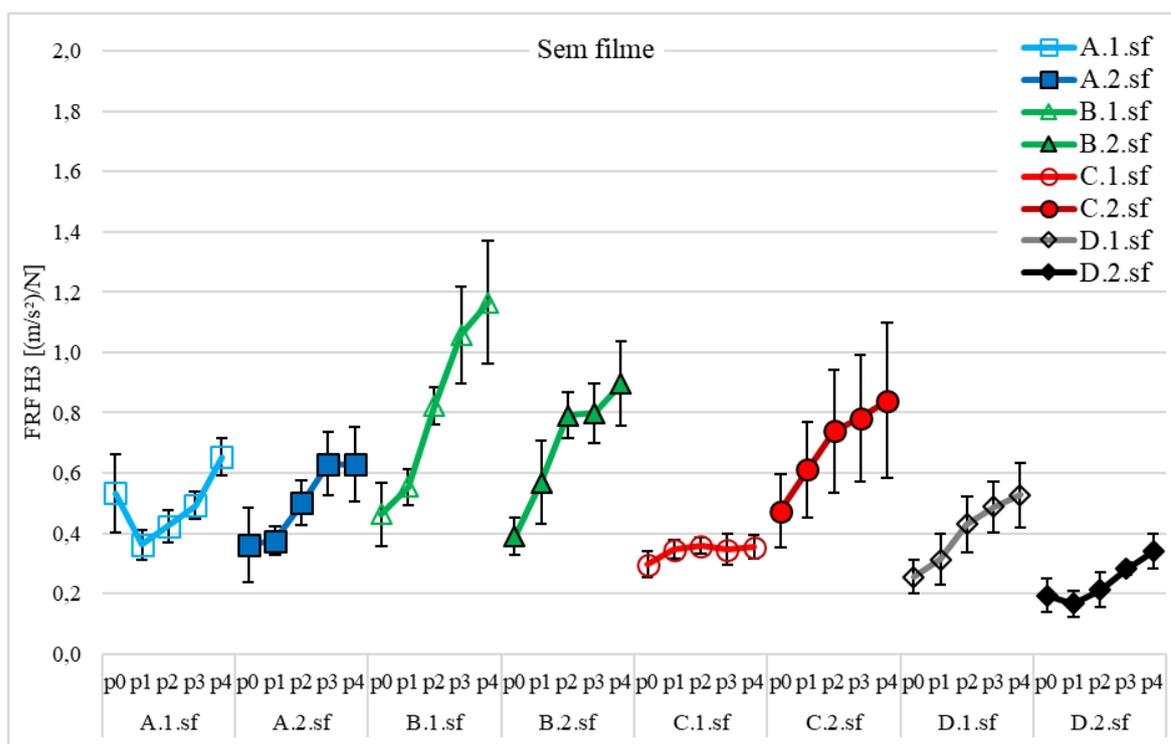


Figura 5.42 – Avaliação da pressão: valor médio do espectro de FRF H3 das amostras condição sem filme tribológico na superfície das amostras.

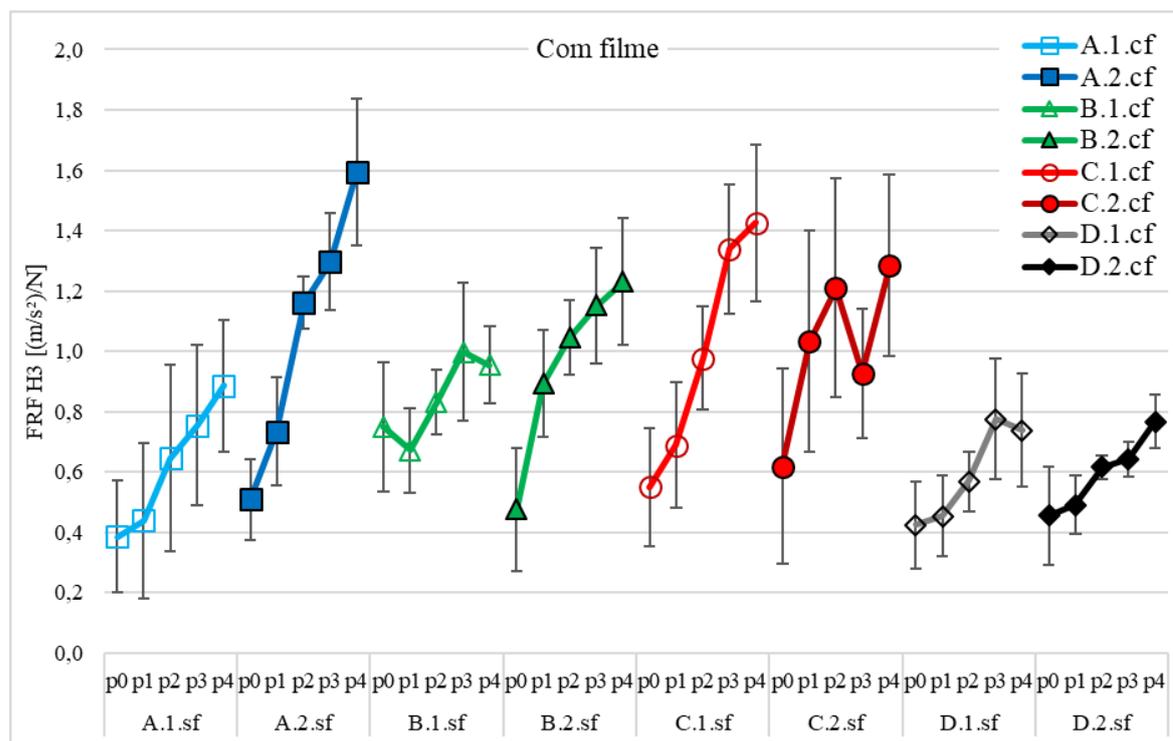


Figura 5.43 – Avaliação da pressão: valor médio do espectro de FRF H3 das amostras na condição com filme tribológico na superfície das amostras.

Analisando as Figuras 5.42 e 5.43, é possível observar que, com exceção da amostra C.1.sf, todos os materiais tiveram aumento significativo da resposta do sistema com aumento da pressão aplicada. Dessa forma, confirma-se a relação direta entre a pressão de contato e a transferência de vibrações entre o material de fricção e a superfície do disco, quando mensurada através do valor médio do espectro da FRF H3. Além disso, os materiais na condição com filme (Figura 5.43) também apresentaram maior resposta do sistema quando comparados aos mesmos materiais na condição sem filme tribológico (Figura 5.42).

Os resultados apresentados nesta seção concordam com o que é descrito no trabalho de Lee et al., 2013, segundo o qual, pressões mais altas auxiliam na geração do ruído, ou tornam um evento de ruído já existente ainda mais incômodo. Com base nesses resultados, as demais análises conduzidas neste trabalho foram feitas utilizando os dados da condição de maior pressão de contato (p4), já que ela corresponde às melhores condições de coerência e maiores valores de resposta das amostras.

#### 5.4.4 RESPOSTA DO SISTEMA À VARIAÇÃO DA AMPLITUDE DO SINAL DE EXCITAÇÃO

O comportamento da resposta do sistema frente às variações de amplitude no sinal de excitação foi avaliado utilizando os dados provenientes dos ensaios de números 21, 22, 23, 24 e 25, da Tabela 5.2. Essa mesma análise foi conduzida para o caso de excitação direta do disco, descrita na Seção 4.2.3.3, utilizando os parâmetros descritos no domínio do tempo (valor *rms*) e no domínio da frequência (espectro de FRF).

Para a análise no domínio do tempo, foram utilizados os valores *rms* (nível eficaz) dos acelerômetros de resposta do disco em relação ao valor *rms* do sensor de força da cabeça de impedância. As Figuras 5.44 e 5.45 apresentam essa relação para os ensaios das amostras A.1.sf e D.2.cf, respectivamente. Nos gráficos, cada ponto apresentado é a média de 12 valores *rms* mensurados, referentes aos 4 acelerômetros e às 3 repetições realizadas dos ensaios. A barra de erros representa um desvio padrão experimental.

Assim como descrito na Seção 4.2.3.3, foi aplicada uma regressão linear sobre a distribuição obtida, a qual determina a função de primeira ordem que melhor se ajusta aos dados experimentais. A partir dela, foram definidos os valores do coeficiente de determinação ( $R^2$ ), que indicam o grau de linearidade entre a resposta do sistema e a amplitude do sinal de excitação. Sendo assim, as Figuras 5.44 e 5.45 referem-se, respectivamente, às condições de menor ( $R^2 = 0,810$ ) e maior ( $R^2 = 0,992$ ) valores médios do coeficiente de determinação que foram obtidos.

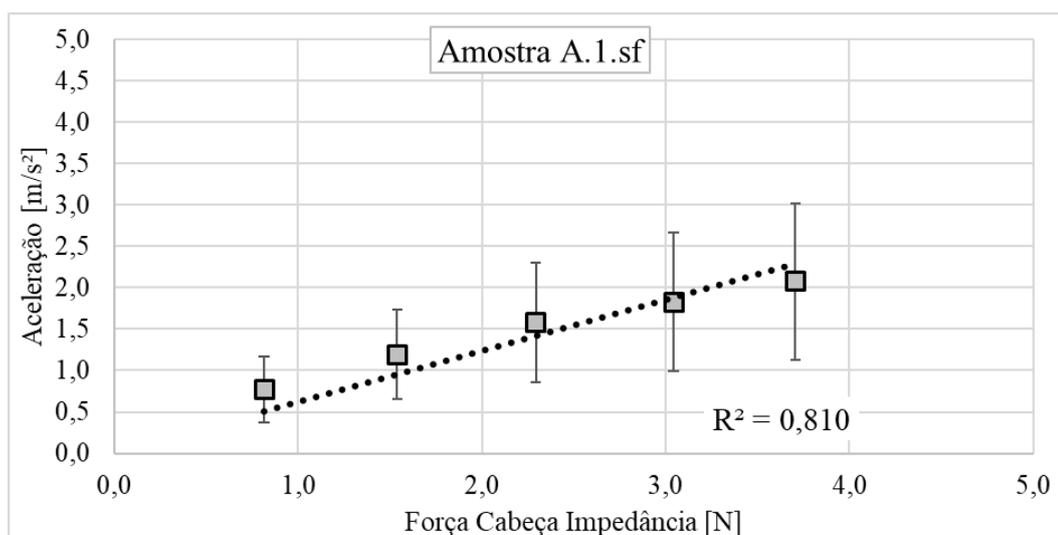


Figura 5.44 – Relação entre os valores *rms* dos sinais de saída e entrada do sistema para o ensaio com o menor coeficiente de determinação ( $R^2 = 0,810$ ) obtido: amostra A.1.sf.

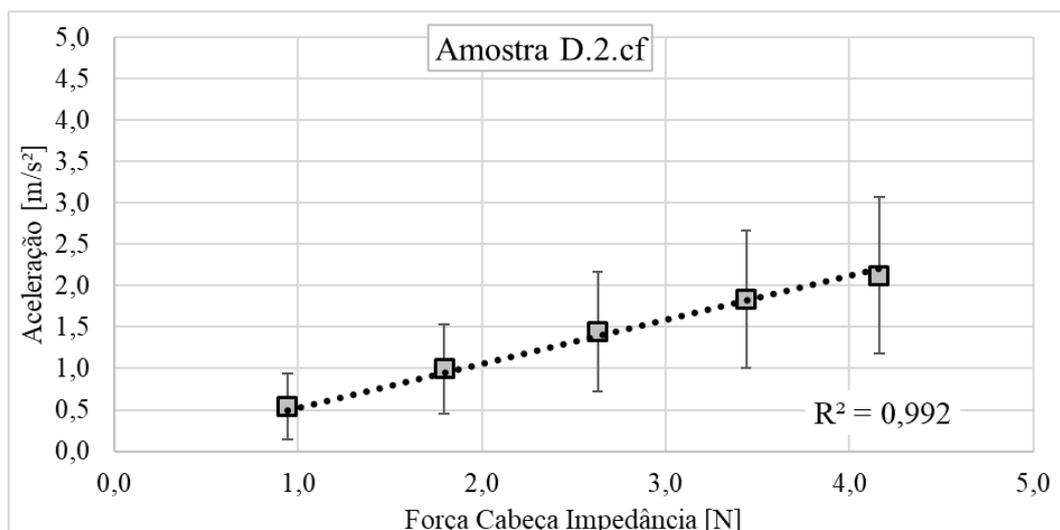


Figura 5.45 – Relação entre os valores *rms* dos sinais de saída e entrada do sistema para o ensaio com o maior coeficiente de determinação ( $R^2 = 0,992$ ) obtido: amostra D.2.cf.

A distribuição completa dos valores de  $R^2$  médio de todas as amostras pode ser observada na Figura 5.46. É possível observar que todos os ensaios realizados com a excitação do disco através do material de fricção, possuem valores de  $R^2$  inferiores ao valor mínimo observado na condição de excitação direta do disco ( $R^2 = 0,997$ ), apresentado na Seção 4.2.3.3. Isso indica que, quando a excitação do sistema é realizada através do material de fricção, o experimento torna-se menos linear do que quando o disco é excitado diretamente pelo *shaker*.

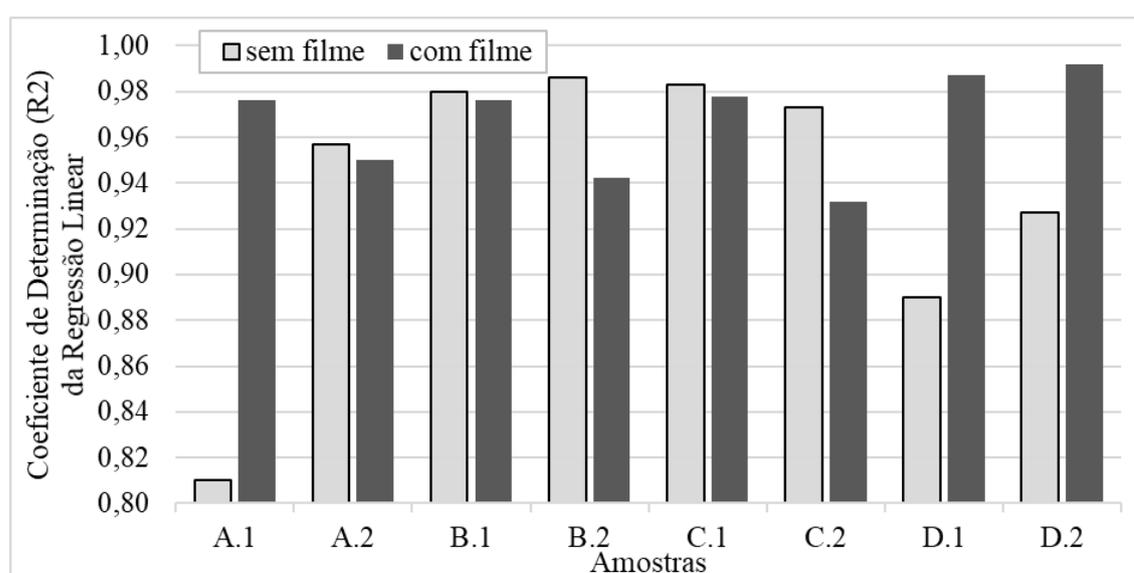


Figura 5.46 – Coeficiente de determinação ( $R^2$ ) médio da regressão linear das amostras na condição de maior pressão aplicada (p4).

No entanto, com exceção das amostras A.1.sf e D.1.sf, os valores dos coeficientes de determinação observados foram todos acima de  $R^2 = 0,90$ , indicando uma boa relação entre os dados experimentais e a função de regressão linear estimada para cada ensaio. Isso significa que, através da análise conduzida no domínio do tempo, o experimento com excitação da superfície do disco através do processo tribológico pode ser considerado linear.

Além dessa análise, a resposta do sistema frente às variações de amplitude do sinal de excitação também foi investigada com base nas métricas apresentadas no domínio da frequência. As Figuras 5.47 e 5.48 apresentam os espectros de FRF H3 para o ensaio da amostra A.1.cf.r1, avaliado nas direções fora do plano e no plano da pista de atrito, respectivamente.

Como o espectro de FRF estabelece a relação entre os sinais de resposta e de excitação do sistema, para um sistema linear, as curvas de FRF de medições sucessivas com variação na amplitude do sinal de excitação, devem se sobrepor umas sobre as outras, assim como foi observado para o caso de excitação direta do disco (Figuras 4.26 e 4.27). O comportamento apresentado nas Figuras 5.47 e 5.48, onde é possível visualizar algumas diferenciações entre as curvas subsequentes do espectro de FRF, reforçam o resultado obtido na análise no domínio do tempo, de que os ensaios com excitação do disco através do material de fricção são menos lineares do que os ensaios com excitação direta do disco.

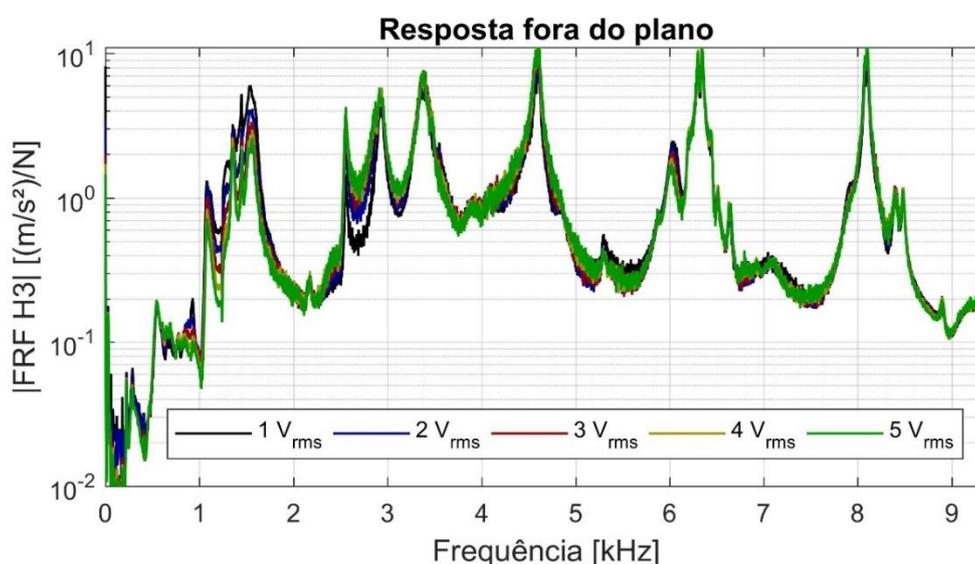


Figura 5.47 – Avaliação da linearidade na direção fora do plano para o ensaio da Amostra A.1.cf., na condição de maior pressão aplicada (p4).

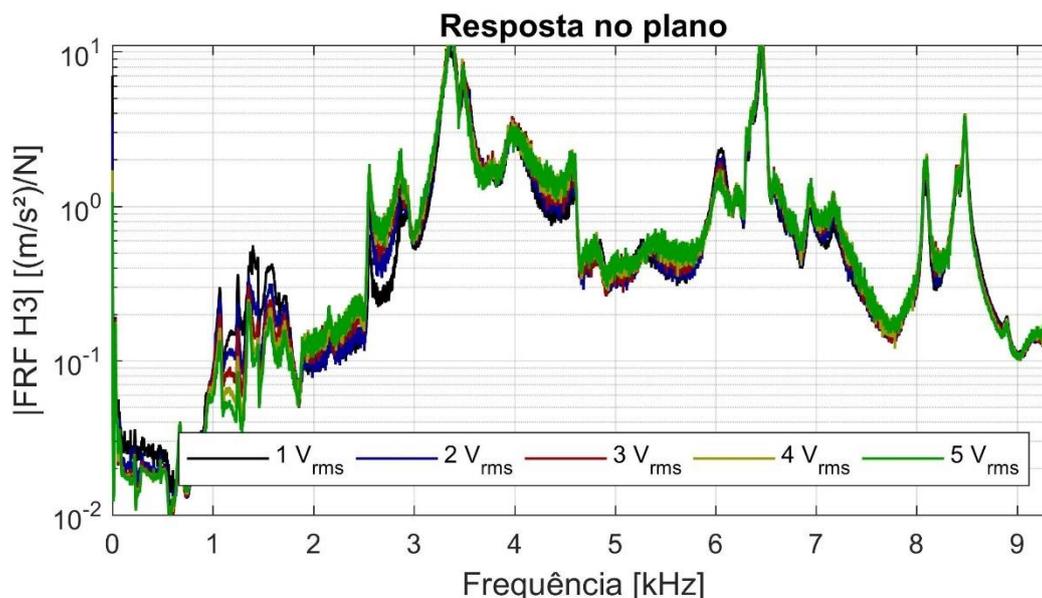


Figura 5.48 – Avaliação da linearidade na direção no plano para o ensaio da Amostra A.1.cf, na condição de maior pressão aplicada (p4).

Para comparar o efeito da amplitude do sinal de excitação sobre a resposta das diversas amostras ensaiadas, seguindo a abordagem já utilizada anteriormente (Seção 5.4.3), foi calculado o valor médio do espectro de FRF H3. Nesse caso, também não foram observadas variações significativas entre as respostas obtidas nas diferentes direções avaliadas (no plano e fora do plano), e por isso, cada valor médio obtido é resultado da simplificação de 12 curvas de FRF (4 acelerômetros e 3 repetições). As Figuras 5.49 e 5.50 apresentam essa avaliação para as amostras sem e com filme tribológico, respectivamente. Nas referidas figuras, a barra de erros associada a cada ponto representa um desvio padrão experimental para cima e para baixo.

Observando as variações nas magnitudes e levando em conta os desvios associados às medições, é possível observar que, na maior parte das vezes, as amostras mantiveram uma relação resposta/excitação aproximadamente constante. Essa observação é válida tanto para a condição sem filme como para a condição com filme tribológico nas amostras. Portanto, os resultados obtidos no domínio da frequência, através do valor médio do espectro de FRF H3, reforçam a constatação obtida na análise no domínio do tempo, de que o experimento com excitação da superfície do disco através do processo tribológico pode ser considerado linear.

Essa afirmação de linearidade do sistema que foi realizada com base na análise de dois parâmetros distintos: o coeficiente de determinação aplicado à relação resposta/excitação dos dados de *rms* no domínio do tempo e o valor médio do espectro de FRF H3, contrapõe, de certa

forma, os baixos valores de coerência que foram observados. No entanto, como visto na etapa de revisão (Seção 2.2.6), são dois os efeitos capazes de reduzir os valores de coerência de um sistema: linearidade e repetitividade.

Por conta disso, uma vez demonstrada a forte indicação de que o experimento se comporta como um sistema linear, os baixos valores obtidos de coerência são atribuídos a efeitos de falta de repetitividade entre os diversos espectros subsequentes adquiridos em cada ensaio. Afirma-se assim, que o experimento com excitação do disco através do processo tribológico, consiste em um experimento linear com relação à amplitude do sinal de excitação, mas pouco repetitivo.

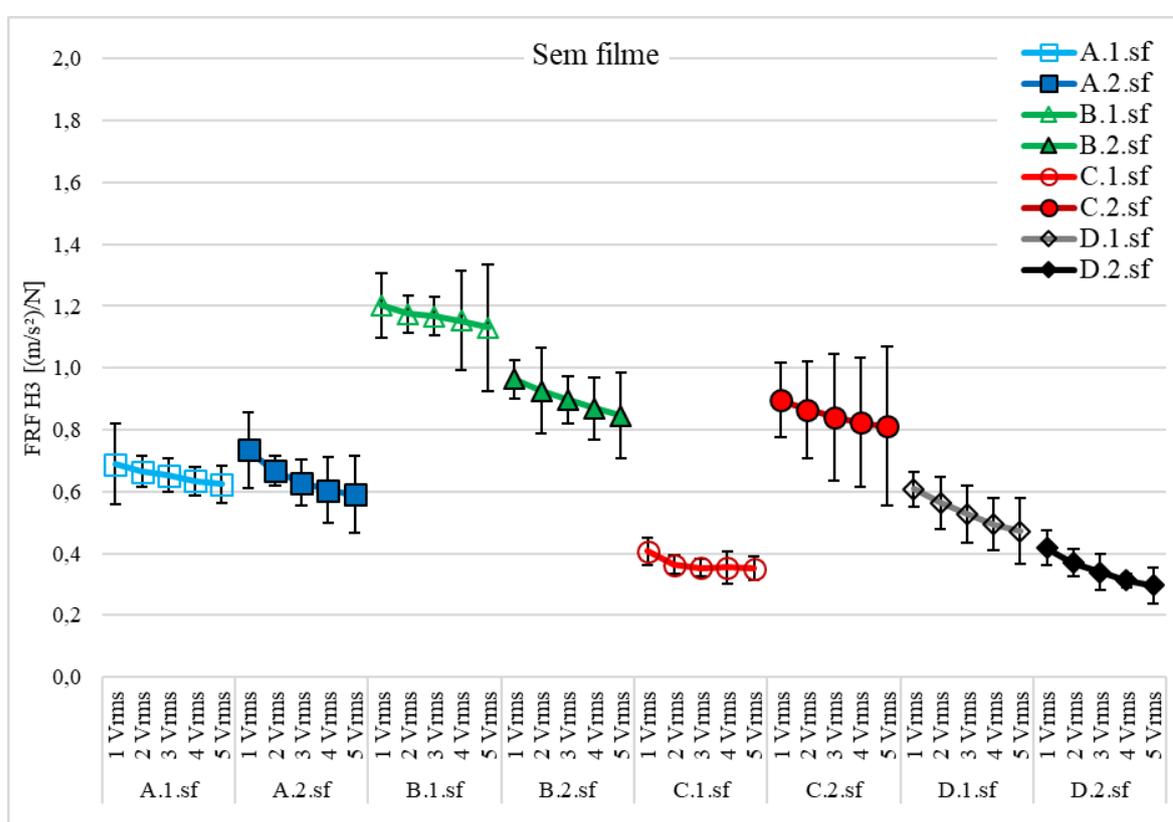


Figura 5.49 – Avaliação da linearidade: valor médio do espectro de FRF H3 das amostras na condição sem filme tribológico na superfície das amostras.

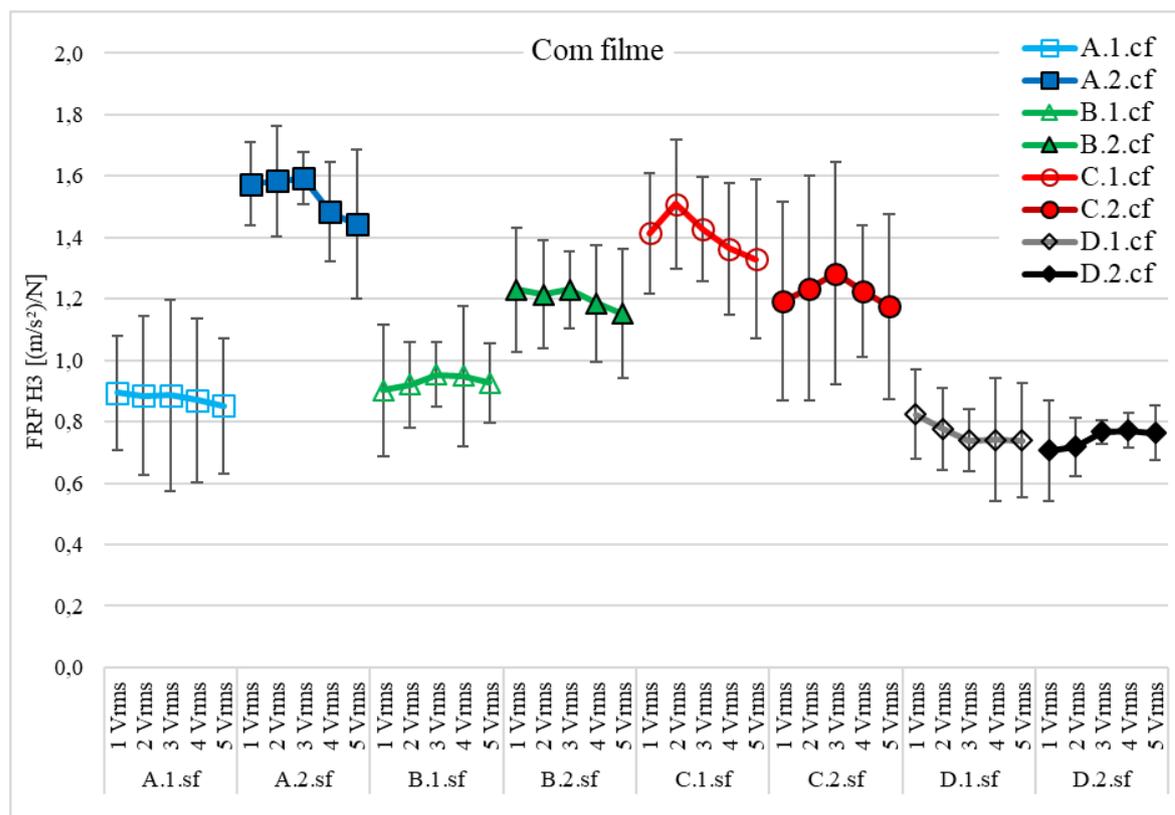


Figura 5.50 – Avaliação da linearidade: valor médio do espectro de FRF H3 das amostras na condição com filme tribológico na superfície das amostras.

#### 5.4.5 MÉTRICAS PARA QUANTIFICAÇÃO DA RESPOSTA DO SISTEMA

Os resultados apresentados até a presente seção foram voltados para entendimento do experimento, identificando os efeitos provocados pelas variações de pressão e de amplitude do sinal de excitação nos espectros de coerência e de FRF H3, o qual foi considerado o melhor estimador de FRF dentre os avaliados. Com base nessas análises, é possível estreitar as condições de análise para aquelas na qual foram observadas as melhores respostas do sistema: condição de pressão p4 e de amplitude do sinal de excitação de 1 a 3 Vrms, as quais são equivalentes aos ensaios de números 21, 22 e 23 da Tabela 5.2.

No entanto, para que seja possível comparar a resposta obtida com as diferentes amostras testadas, é necessário reduzir as informações contidas nos sinais mensurados em um único valor representativo de cada ensaio. Para isso, foram consideradas três métricas distintas: o valor *rms* dos sinais obtido diretamente no domínio do tempo, e duas métricas no domínio da frequência, o valor médio das FRFs H3 e o valor médio dos picos de ressonância das FRFs H3, selecionados a partir das frequências naturais do disco que foram identificadas na Tabela 4.5. Além disso,

cada uma dessas métricas foi avaliada a partir da resposta dos acelerômetros posicionados apenas na direção fora do plano (FP), apenas na direção no plano (NP) ou considerando ambas as direções (Total).

As Figuras 5.51, 5.52 e 5.53 apresentam os resultados obtidos para cada uma das métricas na condição de avaliação denominada “Total”, onde foram consideradas as respostas dos acelerômetros tanto na direção fora do plano como na direção no plano. É importante ressaltar que não foram observadas diferenças significativas nos resultados obtidos exclusivamente em cada direção de avaliação (no plano e fora do plano). Ou seja, as amostras que produziram maior vibração em uma das direções também foram as que obtiveram os maiores valores de vibração na outra direção.

Também é possível observar que as métricas do valor *rms* (Figura 5.51) e do valor médio do espectro de FRF H3 (Figura 5.52) apresentaram níveis semelhantes de magnitude, enquanto que a métrica do valor médio dos picos de ressonância do espectro de FRF H3 (Figura 5.53) apresentou valores mais elevados do que as outras duas. No entanto, por causa da métrica da média dos picos ser calculada utilizando os valores de máxima magnitude em cada frequência natural do sistema, assim como isso provoca o aumento a magnitude do valor médio, também gera aumento no desvio associado às medições, o qual é função da variação do ponto de medição (acelerômetro) e das repetições realizadas.

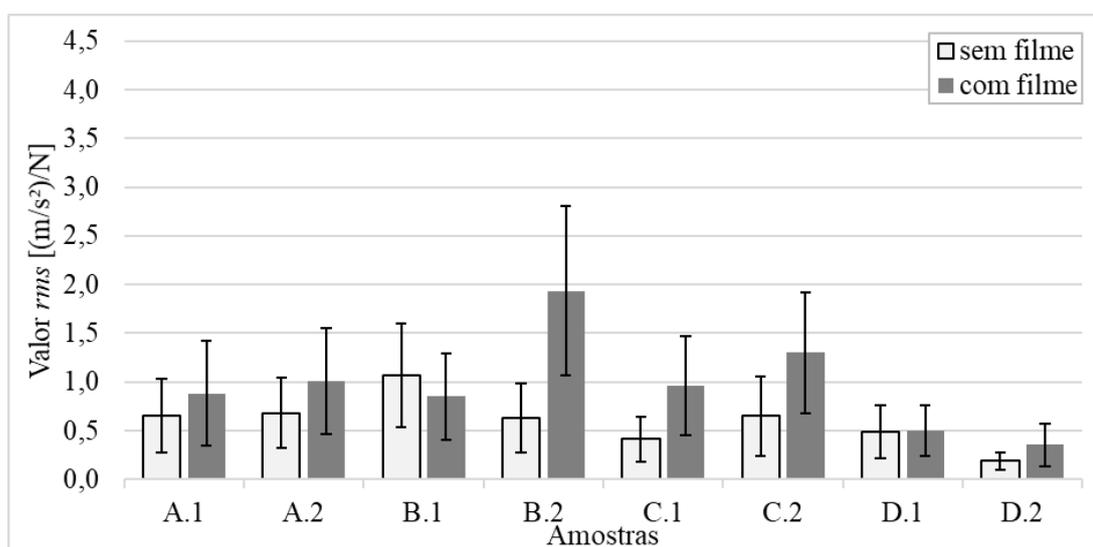


Figura 5.51 – Métrica do valor *rms* considerando os acelerômetros posicionados em ambas as direções de avaliação.

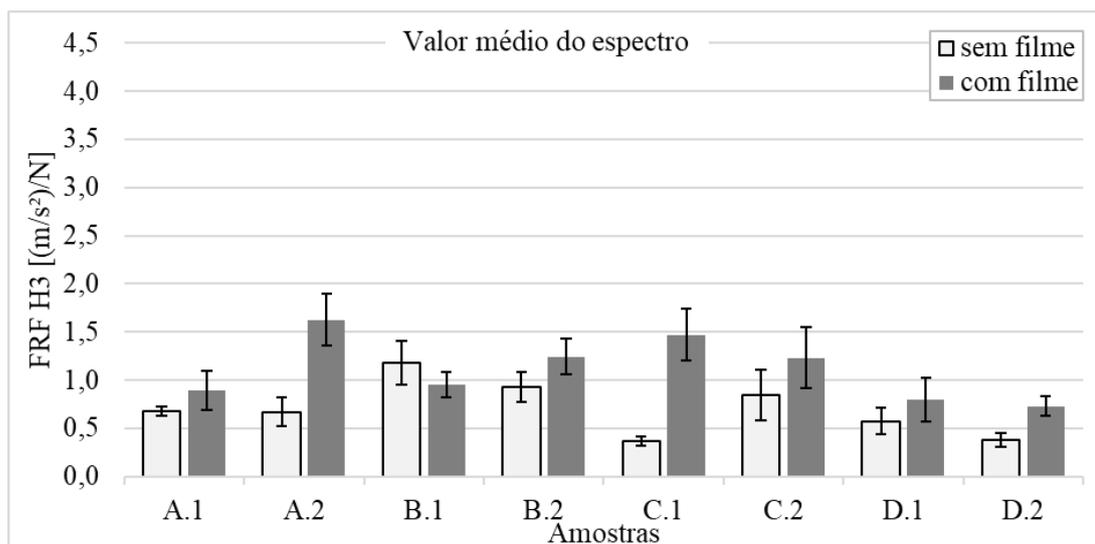


Figura 5.52 – Métrica do valor médio do espectro de FRF H3 considerando os acelerômetros posicionados em ambas as direções de avaliação.

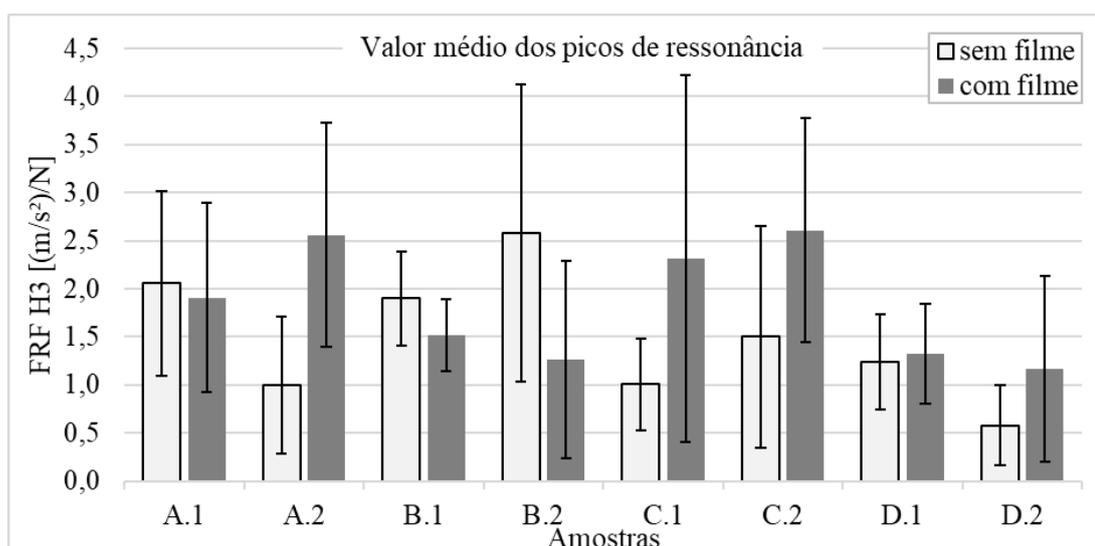


Figura 5.53 – Métrica do valor médio dos picos de ressonância do espectro de FRF H3 considerando os acelerômetros posicionados em ambas as direções de avaliação.

Na Seção 5.4.1 foi utilizada a relação entre desvio padrão e valor médio para seleção do estimador de FRF com maior capacidade de caracterização da resposta do sistema. Da mesma forma, esse método foi aplicado nesta seção para identificar qual das métricas testadas é capaz de distinguir melhor a resposta do sistema entre as amostras testadas. A Figura 5.54 apresenta a relação percentual média entre o desvio padrão experimental e o valor médio de cada uma das métricas, separas nas condições de avaliação total (ambas as direções), FP (direção fora do plano) e NP (direção no plano).

É possível notar que, apesar das diferenças de magnitude no valor médio entre as métricas do valor *rms* e do valor médio dos picos da FRF H3, ambas as métricas apresentam magnitude semelhante na relação descrita na Figura 5.54. Já a métrica do valor médio do espectro de FRF H3 destaca-se das demais como a que possui a menor relação desvio padrão experimental por magnitude do valor médio. Com base nessa análise, afirmar-se, portanto, que o valor médio do espectro de FRF H3 é o parâmetro que fornece melhor distinção da resposta do sistema entre as amostras submetidas ao experimento proposto.

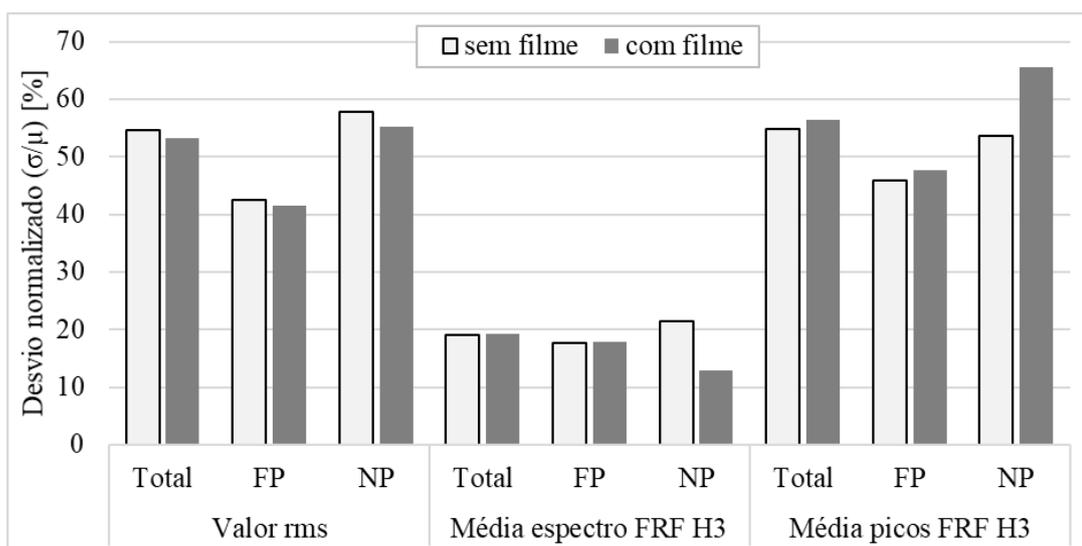


Figura 5.54 – Desvio padrão normalizado para cada uma das métricas avaliadas.

O comportamento da métrica selecionada, o valor médio do espectro de FRF H3, pode ser visualizado novamente na Figura 5.55. De forma geral, é possível observar que a condição de superfície com filme é capaz de transmitir mais energia do que a condição sem filme, já que apenas a amostra B.1 apresentou uma diminuição de magnitude do valor médio da condição sem filme para a condição com filme. Além disso, considerando apenas a condição com filme, pode-se indicar que a formulação D é a que transmite menos energia nessa direção, enquanto que a formulação C apresenta valores mais elevados de transmissão com ambos os corpos de prova 1 e 2. Já as demais formulações, A e B, apresentam dispersões maiores entre os corpos de prova 1 e 2, e apresentam comportamento intermediário em relação às outras formulações.

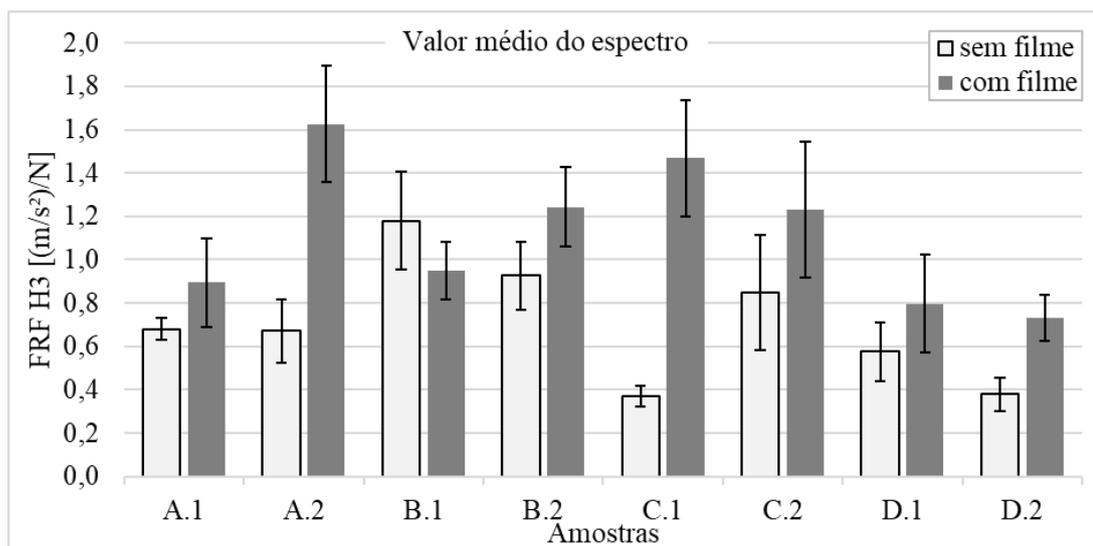


Figura 5.55 – Quantificação da resposta do sistema através do parâmetro do valor médio do espectro de FRF H3 considerando as direções fora do plano e no plano.

#### 5.4.6 ANÁLISE DE SIGNIFICÂNCIA

Como apresentado na seção anterior, foi observado que as amostras produziram mais vibrações na condição de superfície com filme do que na condição sem filme. Além disso, também foi possível distinguir o comportamento das formulações, na condição de superfície com filme, indicando que a formulação C transmitiu mais vibrações à superfície do disco do que as demais, enquanto que a formulação D foi a que transmitiu menos vibrações.

Para que seja possível quantificar esses resultados, através de meios estatísticos, foi aplicada a Análise de Variância (*Analysis of Variance* – ANOVA) sobre cada uma dessas observações. A ANOVA é uma ferramenta que permite verificar a existência de diferenças significativas entre duas séries de dados analisadas. Essa ferramenta é baseada em um teste de hipótese conduzido sobre uma distribuição de probabilidade F, na qual são comparados os fatores F e F<sub>crítico</sub>. O primeiro (fator F) é calculado com base nos dados experimentais, enquanto que o fator F<sub>crítico</sub> é função do nível de confiança e do grau de liberdade considerados. Se a relação entre esses dois parâmetros, o fator F pelo fator F<sub>crítico</sub>, for maior do que a unidade, isso significa que as séries analisadas são significativamente diferentes.

Primeiramente a análise foi conduzida para verificar diferenças significativas no comportamento do parâmetro do valor médio da FRF H3 entre as condições sem filme e com filme na superfície das amostras. As séries utilizadas para análise são compostas pelos valores médios de FRF H3 de cada uma das oito amostras nas condições sem filme e com filme (Figura

5.55). A relação entre os fatores  $F$  e  $F_{\text{crítico}}$ , provenientes da análise ANOVA, foi de 2,1. Pode-se afirmar, portanto, que as amostras na condição com filme tribológico na superfície transmitem mais vibração ao disco do que as amostras na condição sem filme.

A Figura 5.56 apresenta os valores médios e desvios, considerando um intervalo de confiança de 95%, para as séries que representam essas condições. Esses intervalos também são listados abaixo, seguindo o formato: (limite inferior; limite superior).

- Condição sem filme:  $FRF H3 = (0,45 ; 0,87)$
- Condição com filme:  $FRF H3 = (0,84 ; 1,35)$

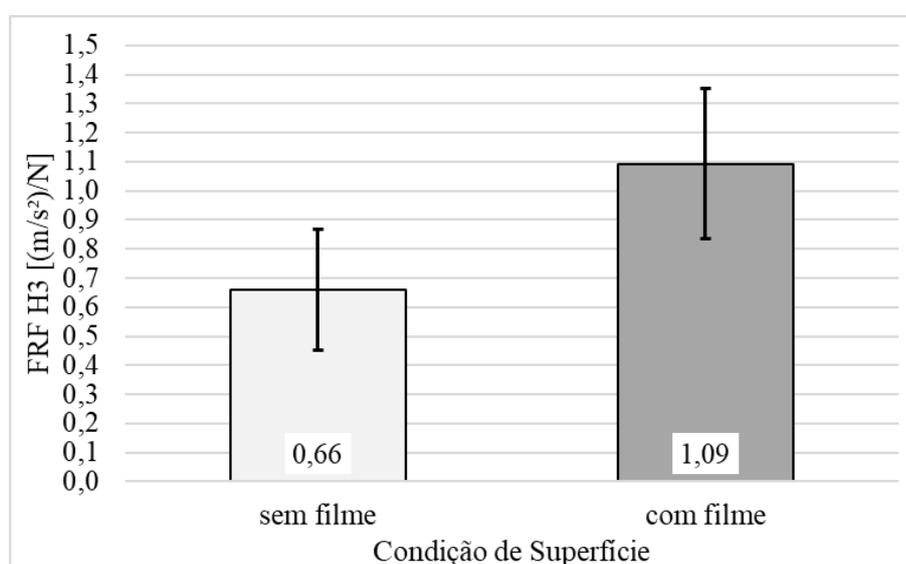


Figura 5.56 – Valores médios e desvios, com intervalo de confiança de 95%, do parâmetro de  $FRF H3$  para as condições sem filme e com filme tribológico sobre a superfície das amostras.

Essa análise também foi realizada para avaliar diferenças significativas com relação ao comportamento do parâmetro do valor médio da  $FRF H3$  entre as diferentes formulações testadas na condição de superfície com filme tribológico depositado sobre as amostras. Para isso, os valores utilizados para gerar os dados da Figura 5.55 foram agrupados em função das formulações, considerando dois corpos de prova de uma mesma formulação como uma única série. Sendo assim, os valores de média e desvio apresentados foram obtidos com base em 120 valores para cada série, referentes às 5 condições de amplitude do sinal de excitação (1 a 5  $V_{rms}$ ), à resposta dos 4 acelerômetros posicionados nas direções fora do plano e no plano, às 3 repetições realizadas de cada amostra, e aos 2 corpos de prova de cada formulação.

A Figura 5.57 apresenta os valores médios e desvios obtidos para cada formulação, considerando um intervalo de confiança de 95%. Novamente, para melhor visualização os intervalos foram listados abaixo, seguindo o formato: (limite inferior; limite superior).

- Formulação A:  $FRF H3 = (1,17 ; 1,29)$
- Formulação B:  $FRF H3 = (1,02 ; 1,11)$
- Formulação C:  $FRF H3 = (1,32 ; 1,43)$
- Formulação D:  $FRF H3 = (0,68 ; 0,73)$

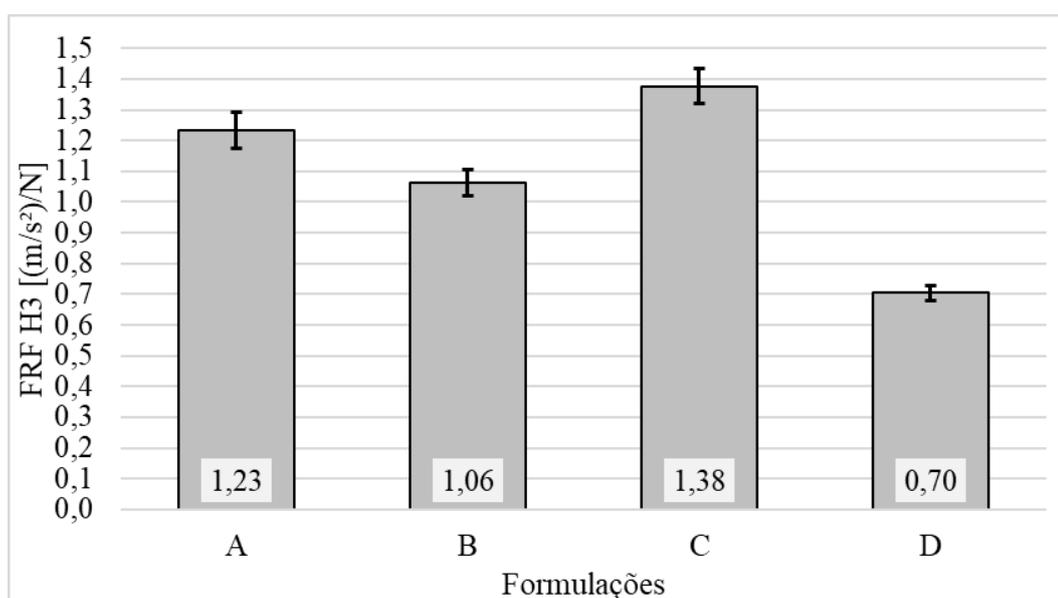


Figura 5.57 – Valores médios e desvios, com intervalo de confiança de 95%, do parâmetro de  $FRF H3$  para cada uma das formulações.

A análise de significância promovida pela ANOVA é realizada verificando as diferenças entre duas funções densidade de probabilidade. Por conta disso, cada par de formulações (A-B, A-C, A-D, B-C, B-D e C-D) foi submetido ao teste da ANOVA, gerando valores de probabilidade e de fator F para cada uma dessas análises. A relação entre os fatores F e  $F_{crítico}$  calculados para cada par de formulações testados na ANOVA, foi sempre superior a 3, como pode ser visualizado na Figura 5.58.

Com base nessa análise, pode-se afirmar que, considerando apenas a condição com filme, as formulações avaliadas apresentaram diferenças significativas entre si quanto à transmissão de vibrações para o disco. Sendo assim, é possível classificar as formulações, em ordem decrescente de propensão à produção de vibrações na superfície do disco:  $C > A > B > D$ .

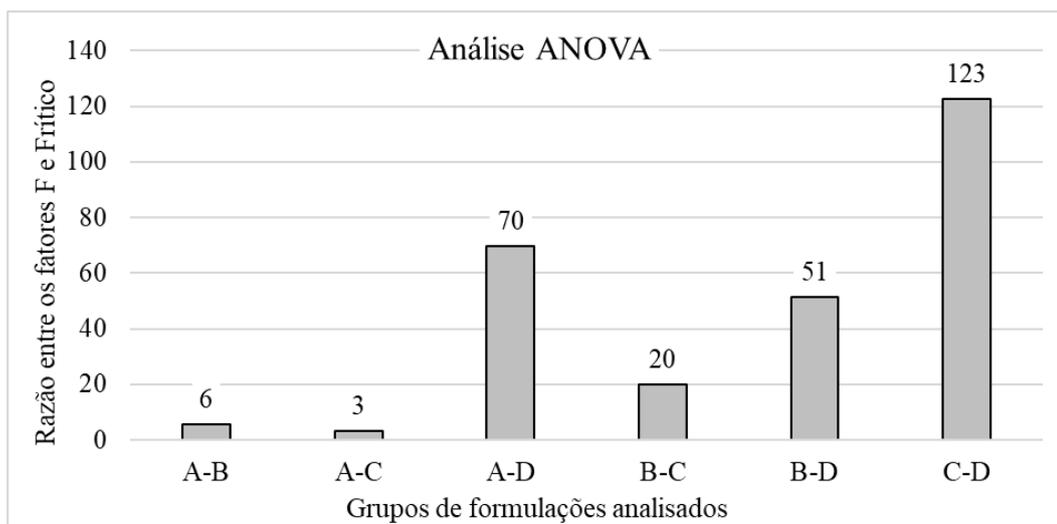


Figura 5.58 – Relação entre os fatores F e F crítico resultantes da análise ANOVA sobre cada teste entre as formulações.

#### 5.4.7 CORRELAÇÕES ENTRE A RESPOSTA DO SISTEMA E OS PARÂMETROS DE CARACTERIZAÇÃO DA SUPERFÍCIE DAS AMOSTRAS

O objetivo desta seção é determinar se existe relação entre a produção de vibrações das amostras na superfície do disco, quantificado através do valor médio do espectro de FRF H3, com os parâmetros que caracterizam essas amostras em relação ao desempenho de frenagem (atrimento) e da sua superfície. Para isso, o coeficiente de correlação de Pearson ( $\rho$ ) é utilizado para quantificar o grau de dependência entre as variáveis analisadas.

De acordo com Barros et al., 2016, com base nos valores do coeficiente podem ser estipulados três níveis de correlação: forte, para valores maiores que 0,7 ( $\rho \geq |0,7|$ ), média, para valores entre 0,3 e 0,7 ( $|0,7| > \rho > |0,3|$ ), e fraca, para valores menores que 0,3 ( $\rho \leq |0,3|$ ). Além disso, um sinal positivo do coeficiente indica proporcionalidade direta, e um sinal negativo, proporcionalidade inversa entre as variáveis consideradas.

O comportamento do valor médio do espectro de FRF H3 e do coeficiente de atrimento das amostras pode ser observado na Figura 5.59. Como o coeficiente de atrimento caracteriza a capacidade de frenagem dos materiais, ele é resultado da condição do filme tribológico presente na superfície, e por conta disso, foram considerados para essa análise apenas os valores referentes à condição com filme tribológico na superfície das amostras. A correlação de Pearson

( $\rho$ ) obtida entre esses dois parâmetros foi de  $\rho = -0,55$ , indicando uma correlação média e inversamente proporcional entre eles.

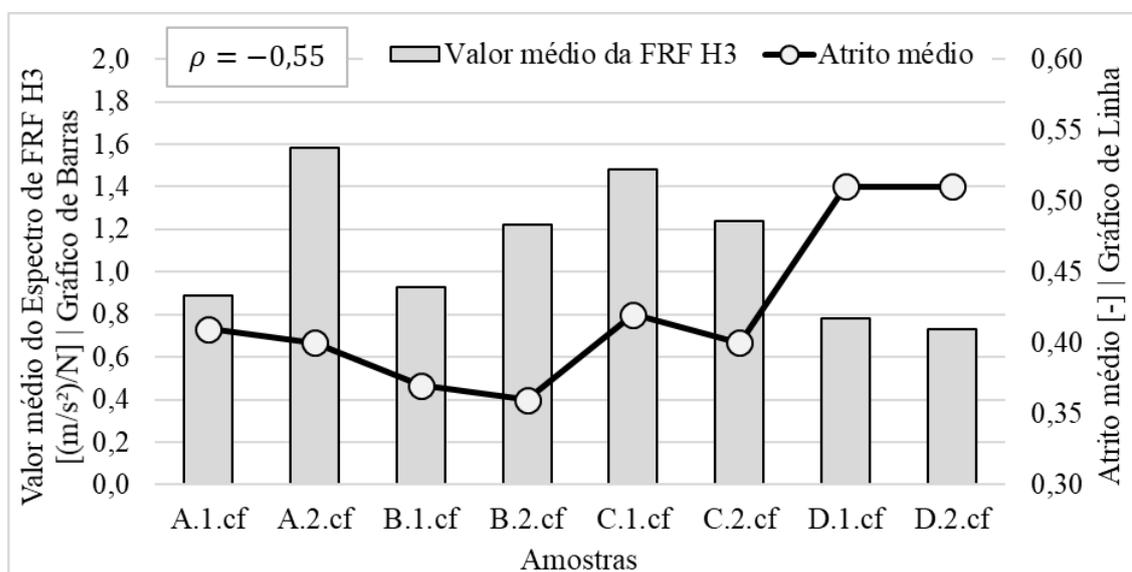


Figura 5.59 – Correlação entre o valor médio do espectro de FRF H3 e o coeficiente de atrito médio das amostras na condição com filme tribológico em sua superfície.

A interpretação dessa correlação, portanto, é de que as amostras com maior nível de atrito, foram as que tiveram menor propensão à produção de vibrações na superfície do disco. Esse resultado, no entanto, é contrário à informação encontrada na literatura [Eriksson, 2000, Kinkaid et al., 2003, Bergman et al., 1999, Poletto et al., 2017]. De acordo com os autores, pastilhas de freio que apresentam coeficiente de atrito mais elevado são mais propensas à geração de ruído de *squeal*. No entanto, algumas hipóteses podem ser utilizadas para explicar esse resultado discordante com as informações presentes na literatura.

A primeira delas é de que as condições de contorno (pressão de contato, velocidade de deslizamento e temperatura) são significativamente diferentes entre os ensaios conduzidos no tribômetro e os ensaios realizados no experimento com excitação controlada através do *shaker*. Como o coeficiente de atrito é resultado das condições contorno, diferenças nessas condições implicam em diferenças no atrito do par tribológico.

Outra hipótese que sustenta essa diferença é de que a relação existente na literatura de que materiais com coeficiente de atrito mais elevado são mais propensos à geração de *squeal* não necessariamente estabelece uma relação direta entre o atrito do material e a sua capacidade de transmissão de vibração para a superfície do disco. Em um sistema real, onde o fenômeno

de *squeal* é mensurado diretamente, outros mecanismos estão presentes além da transmissão da vibração gerada pelo processo tribológico, como a capacidade do sistema de transmissão da vibração mecânica em energia sonora. Portanto, quando é estabelecida uma relação direta entre o atrito e o fenômeno de *squeal*, outros fatores influenciam no sistema e nessa relação, como a facilitação da condição de acoplamento modal e/ou da condição de auto excitação do sistema em situações de atrito elevado.

Por outro lado, também foi possível estabelecer uma relação entre a resposta do experimento proposto com os parâmetros que caracterizam a topografia da superfície das amostras (valor *rms*, assimetria e curtose), em ambas as condições de superfície, com e sem filme tribológico. As correlações de Pearson ( $\rho$ ) obtidas entre o valor médio do espectro de FRF H3 e os parâmetros de *rms*, assimetria e curtose das distribuições de asperezas foram de, respectivamente,  $\rho = -0,68$ ,  $\rho = -0,61$  e  $\rho = 0,70$ . O comportamento dos parâmetros que resultaram no maior valor de correlação (valor médio do espectro de FRF H3 com a curtose), em magnitude, é apresentado na Figura 5.60. Neste gráfico é possível observar uma relação forte e diretamente proporcional entre os dois parâmetros descritos.

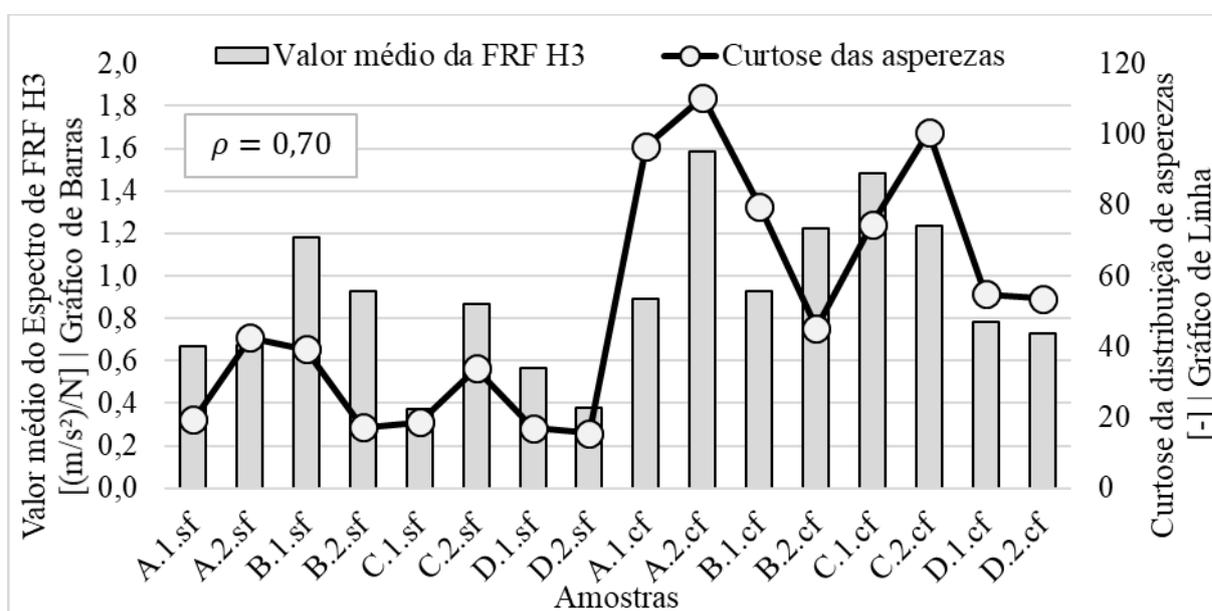


Figura 5.60 – Correlação entre o valor médio do espectro de FRF H3 e a curtose da distribuição de asperezas da superfície das amostras.

Além da forte correlação apresentada na Figura 5.60, uma relação de magnitude elevada ( $\rho = -0,68$ ) também aparece entre o valor *rms* da distribuição de asperezas da superfície e o valor médio da FRF H3. No entanto, faz-se a ressalva de que baixos valores de nível eficaz

(*rms*) da distribuição de asperezas de uma superfície podem ser obtidos tanto em uma superfície com pouca quantidade de picos e vales, ou mesmo em uma superfície com alta densidade de picos e vales, porém com asperezas de baixa magnitude. Enquanto isso, o valor da curtose, apenas será elevado se a superfície for definitivamente mais “plana”, com pouca concentração de picos e vales na superfície.

Com base nessa análise, pode-se afirmar a curtose como o parâmetro que melhor correlaciona a distribuição de asperezas da superfície de uma amostra com a capacidade dessa amostra transmitir energia para outra superfície, através de um processo tribológico. A hipótese formada através dessa relação, entre curtose e o valor médio da FRF H3, é de que amostras com distribuições mais planas de asperezas, possuem maior capacidade de transmissão de vibração entre as superfícies. Dessa forma, quanto mais plana a superfície do material de fricção, mais energia ele é capaz de transmitir à superfície do disco.

Um aspecto importante que surge dessa hipótese, é de que esse tipo de relação pode contribuir para explicar o comportamento transiente do fenômeno de *squeal* que é relatado por diversos autores [Kinkaid et al., 2003, Papinniemi et al., 2002, Oberst e Lai, 2011, Eriksson e Jacobson, 2001]. A obtenção de uma correlação forte entre um parâmetro de superfície e a capacidade de transmissão de vibração das amostras indica que os efeitos de superfície desempenham uma importante função no processo de geração de vibração do sistema. Sendo assim, realizar o mapeamento das condições das superfícies do par tribológico, buscando identificar suas principais características e de que maneira elas podem variar ao longo de um processo tribológico, é indicado como uma alternativa promissora para entendimento do problema de ruído de *squeal*.

## 6. CONCLUSÕES

As conclusões obtidas no presente trabalho, apresentadas a seguir, seguem a mesma divisão das etapas de desenvolvimento realizadas ao longo desta dissertação.

### 6.1 CARACTERIZAÇÃO DAS AMOSTRAS

O coeficiente de atrito das amostras utilizadas, mensurado através do Tribômetro, apresentou pouca diferença de magnitude entre os corpos de prova de uma mesma formulação. A formulação D, única utilizada para aplicação em lonas, foi o material com maior dispersão no comportamento do atrito ao longo das frenagens. A formulação D foi a que apresentou maior atrito médio ( $\mu = 0,51$ ), seguida das formulações A e C, com magnitude de atrito semelhantes entre si ( $\mu = 0,41$ ), enquanto que a formulação B apresentou o menor atrito médio ( $\mu = 0,37$ ).

A topografia da superfície das amostras, medida com o Scanner Laser Tridimensional, identificou diferenças na distribuição de asperezas dos materiais avaliados, inclusive entre corpos de prova de mesma formulação. As amostras na condição com filme na superfície, após a etapa de caracterização do coeficiente de atrito, apresentaram distribuições mais planas de asperezas quando comparadas à condição inicial, sem filme na superfície. Essas diferenças, entre as condições com e sem filme tribológico, puderam ser observadas através dos três parâmetros estatísticos utilizados para quantificar as distribuições de asperezas das amostras: valor *rms*, assimetria e curtose. Além disso, foram observados valores negativos de assimetria e valores elevados de curtose em todos os corpos de prova, indicando que a distribuição de asperezas da superfície de materiais de fricção não segue uma distribuição gaussiana.

### 6.2 CARACTERIZAÇÃO MODAL DO DISCO

A análise modal experimental, com utilização de excitação do sistema por impactação, permitiu identificar os parâmetros modais do disco utilizado: frequência natural, amortecimento e formas modais.

A análise modal experimental conduzida com excitação do sistema através de um *shaker*, concordou com os resultados obtidos no experimento realizado com excitação por impactação. Foi observado bom comportamento do espectro de coerência nos ensaios realizados, com valor médio de coerência mínimo de 0,82. Além disso, a avaliação da resposta do sistema à variação

da amplitude do sinal de excitação, aplicado diretamente sobre o disco, mostrou que o disco avaliado se comporta como uma estrutura linear.

### 6.3 EXPERIMENTO COM CONTROLE DA EXCITAÇÃO

Dentre os 5 estimadores de FRF avaliados (H0, H1, H2, H3 e Hv), o estimador de FRF H3 foi identificado como parâmetro que melhor caracteriza a resposta do experimento proposto neste trabalho. Foi observado também que a condição de excitação do disco através do material de fricção não insere novas frequências ressonantes sobre o sistema na faixa de frequência observada, de até aproximadamente 10 kHz

A avaliação do espectro de coerência mostrou que o experimento é pouco repetitivo, principalmente nas condições de baixa pressão de contato. Verificou-se que a elevação da pressão de contato aumentou tanto o valor médio do espectro de coerência como também a transferência de energia entre as amostras e o disco.

A avaliação da resposta do sistema em função da amplitude do sinal de excitação demonstrou que o experimento pode ser considerado linear. No entanto, o coeficiente de determinação ( $R^2$ ) da regressão linear mostrou que esse experimento, com a aplicação de excitação através do material de fricção, é menos linear do que o caso da excitação direta do disco. Além disso, foi observado que, em condições de alta amplitude do sinal de excitação, o contato entre as superfícies nem sempre era mantido, o que provocou em alguns casos, uma diminuição nos valores médios de coerência nessas condições.

O experimento proposto neste trabalho se mostrou capaz de identificar diferenças nas amostras avaliadas quanto à propensão dessas para produção de vibrações na superfície do disco. Foi observado que as amostras com filme tribológico na superfície produziram maior vibração do que sem filme. Além disso, considerando apenas a condição com filme, mostrou-se que a formulação C é a que consegue transmitir mais vibrações para a superfície do disco, seguida das formulações A, B e D, respectivamente.

Foi observada correlação média e inversamente proporcional ( $\rho = -0,55$ ) entre o valor médio do espectro de FRF H3 e os valores de atrito das amostras. Já com relação à distribuição de aspereza das amostras, foi observado que há correlação forte e diretamente proporcional ( $\rho = 0,70$ ) entre o parâmetro de curtose e o valor médio do espectro de FRF H3, indicando que materiais de fricção com superfícies mais planas são capazes de transmitir mais vibração à superfície do disco.

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Abendroth, H., Haverkamp, M., Hoffrichter, W., Blaschke, P., Mauer, G., Wernitz, B. Current and New Approaches for Brake Noise Evaluation and Rating. **SAE International Journal of Passenger Cars-Mechanical Systems**, vol. 2, ed.2, pp.2009-01–3037. 2009.

Åbom, M. A note on random errors in frequency response estimators. **Journal of Sound and Vibration**, vol. 107, ed.2, pp.355–358. 1986.

Akay, A., Giannini, O., Massi, F., Sestieri, A. Disc brake squeal characterization through simplified test rigs. **Mechanical Systems and Signal Processing**, vol. 23, ed.8, pp.2590–2607. 2009.

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

Avitabile, P. Experimental Modal Analysis. **Sound and Vibration Magazine**, ed.January, pp.1–11. 2001.

Bakar, A.R.A., Ouyang, H., Siegel, J.E. Brake Pad Surface Topography Part II : Squeal Generation and Prevention. **SAE Technical Paper**, ed.October. 2005.

Barros, L.Y., Neis, P.D., Ferreira, N.F., Pavlak, R.P., Masotti, D., Matozo, L.T., Sukumaran, J., De Baets, P., Andó, M. Morphological analysis of pad-disc system during braking operations. **Wear**, vol. 352–353, pp.112–121. 2016.

Bendat, J.S., Piersol, A.G. **Random Data: Analysis and Measurement Procedures**. 1st ed., Los Angeles – The United States, John Wiley & Sons, Inc. 1971.

Bergman, F., Eriksson, M., Jacobson, S. Influence of Disc Topography on Generation of Brake Squeal. **Wear**, vol. 225–229, ed.Part 1, pp.621–628. 1999.

Bratti, G. **Determinação do amortecimento de painel aeronáutico com material viscoelástico**. Dissertação de Mestrado. Universidade Federal de Santa Catarina. 2011.

Broch, J.T. **Mechanical Vibration, and Shock Measurements**. Brüel & Kjør Primers and Handbooks, pp.97–128. 1984.

Cerna, M., Harvey, A.F. **The Fundamentals of FFT-Based Signal Analysis and Measurement**. National Instruments Application Note, vol. 41, pp.1–20. 2000.

Chen, G.X., Zhou, Z.R., Kapsa, P., Vincent, L. Experimental investigation into squeal under reciprocating sliding. **Tribology International**, vol. 36, ed.12, pp.961–971. 2003.

Diao, K. Study on Dynamic Contact Force and Frictional Squeal in Pin-on-Disc System. **SAE Technical Paper**. 2013.

Døssing, O. Structural Testing Part I: Mechanical Mobility Measurements. **Brüel & Kjør Technical Review**. 1988.

Dunlap, K.B., Riehle, M.A., Longhouse, R.E. An Investigative Overview of Automotive Disc Brake Noise. **SAE Technical Paper**. 1999.

EL-Tayeb, N.S.M., Liew, K.W. On the dry and wet sliding performance of potentially new frictional brake pad materials for automotive industry. **Wear**, vol. 266, ed.1–2, pp.275–287. 2009.

Eriksson, M. **Friction and Contact Phenomena of Disc Brakes Related to Squeal**. ACTA University Upsaliensis. 2000.

Eriksson, M., Bergman, F., Jacobson, S. On the nature of tribological contact in automotive brakes. **Wear**, vol. 252, ed.1–2, pp.26–36. 2002.

Eriksson, M., Bergman, F., Jacobson, S. Surface characterization of brake pads after running under silent and squealing conditions. **Wear**, vol. 232, ed.2, pp.163–167. 1999.

Eriksson, M., Jacobson, S. Friction behavior and squeal generation of disc brakes at low speeds. **Journal of Automobile Engineering**, vol. 215, ed.12, pp.1245–1256. 2001.

Eriksson, M., Jacobson, S. Tribological surfaces of organic brake pads. **Tribology International**, vol. 33, ed.12, pp.817–827. 2000.

Gade, S., Herlufsen, H. Windows to FFT Analysis (Part II). **Brüel & Kjær Technical Review**, ed.4, pp.1–48. 1987.

Gade, S., Herlufsen, H., Konstantin-Hansen, H., Wismer, N.J. **Order Tracking Analysis**. Nærum - Denmark. 1995.

Ghazaly, N.M., El-Sharkawy, M., Ahmed, I. A Review of Automotive Brake Squeal Mechanisms. **Journal of Mechanical Design and Vibration**, vol. 1, ed.1, pp.5–9. 2013.

Giannini, O., Akay, A., Massi, F. Experimental analysis of brake squeal noise on a laboratory brake setup. **Journal of Sound and Vibration**, vol. 292, ed.1–2, pp.1–20. 2006.

Giannini, O., Massi, F. Characterization of the high-frequency squeal on a laboratory brake setup. **Journal of Sound and Vibration**, vol. 310, ed.1–2, pp.394–408. 2008.

Golub, G.H., van Loan, C.F. An Analysis of the Total Least Squares Problem. **SIAM Journal on Numerical Analysis**, vol. 17, ed.6, pp.883–894. 1980.

Guangxiong, C., Zhongrong, Z., Kapsa, P., Vincent, L. Effect of surface topography on formation of squeal under reciprocating sliding. **Wear**, vol. 253, ed.3–4, pp.411–423. 2002.

Harris, C.M., Piersol, A.G. **Harris' Shock and Vibration Handbook**. 5 th., New York - United States, McGraw-Hill. 2002.

Haynes, P. **Automotive Disc Brake Manual**. Techbook Series, ed., 1999.

Herlufsen, H. Dual Channel FFT Analysis (Part I). **Brüel & Kjær Technical Review**, vol. 1,. 1984.

Kchaou, M., Sellami, A., Elleuch, R., Singh, H. Friction characteristics of a brake friction material under different braking conditions. **Materials and Design**, vol. 52, pp.533–540. 2013.

Kinkaid, N.M., O'Reilly, O.M., Papadopoulos, P. Automotive disc brake squeal. **Journal of Sound and Vibration**, vol. 267, ed.1, pp.105–166. 2003.

Lazim, A.R.M., Kchaou, M., Hamid, M.K.A., Bakar, A.R.A. Squealing characteristics of worn brake pads due to silica sand embedment into their friction layers. **Wear**, vol. 358–359, pp.123–136. 2016.

Lee, L., Bourgeau, A., Henley, C., Roszman, E. An Experimental Study on Sub-harmonic Friction Excitations and Rotor Squeals. **SAE Technical Paper**. 2013.

LMS International. **The Lms Theory and Background Book**. Leuven - Belgium. 2000.

Lou, G., Wu, T.W., Bai, Z. Disk brake squeal prediction using the ABLE algorithm. **Journal of Sound and Vibration**, vol. 272, ed.3–5, pp.731–748. 2004.

Mahale, P., Bohari, A., Raajha, M.P. Effect of Thermal Behavior of Friction Materials on Brake Squeal. **SAE Technical Paper**. 2014.

Makrahy, M., Ghazaly, N., Moaaz, A. Effect of Compressibility of Brake Friction Materials on Vibration Occurrence. **International Journal of Transport and Vehicle Engineering**, vol. 11, ed.6. 2017.

Martinez, J.A.O. **Implementação do fator de perda na modelagem de painéis reforçados com alto grau de amortecimento.** Dissertação de Mestrado. Universidade Federal de Santa Catarina. 2008.

Masotti, D. **Comparação de métodos de determinação de amortecimento estrutural através de técnicas de ajuste de curvas de Funções Resposta em Frequência.** Dissertação de Mestrado. Universidade Federal de Santa Catarina. 2013.

Masotti, D., Neis, P., Ferreira, N., Gomes, K., Poletto, J., Matozo, L. Experimental Evaluation of Surface Morphology Characteristics During Stick-Slip Process at Low Speed Sliding Test. **SAE Technical Papers.** 2015.

Massi, F., Berthier, Y., Baillet, L. Contact surface topography and system dynamics of brake squeal. **Wear**, vol. 265, ed.11–12, pp.1784–1792. 2008.

Matozo, L.T. **Estudo da relação entre propriedades de compósitos de fricção aplicados a sistemas de freio a disco e a propensão à ocorrência de squeal noise.** Tese de Doutorado. Universidade Federal do Rio Grande do Sul. 2012.

Moore, S., Lai, J.C.S., Oberst, S., Papinniemi, A., Hamdi, Z., Stanef, D. Determining the effect of pad lining geometry on brake noise performance. **Internoise**, ed.August 2015. 2008.

Neis, P.D. **Projeto e construção de um Tribômetro com controle independente da temperatura do disco.** Tese de Doutorado, Universidade Federal do Rio Grande do Sul. 2012.

Neis, P.D., Ferreira, N.F., Fekete, G., Matozo, L.T., Masotti, D. Towards a better understanding of the structures existing on the surface of brake pads. **Tribology International**, vol. 105, ed.September 2016, pp.135–147. 2017.

Neis, P.D., Ferreira, N.F., Poletto, J.C. A comparative analysis of original and aftermarket brake pads sold in the Brazilian market. **Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering**, vol. 38, ed.7, pp.1935–1945. 2016.

Neis, P.D., Ferreira, N.F., Poletto, J.C. Comparative Evaluation between Original and Aftermarket Brake Pads. **SAE Technical Paper**. 2015.

Neuman, R.F., Urban, J.A., McNinch, J.H. Performance Characterization of Dry Friction Materials. **In I Mech. E. Conference Publications**. Londres, Mechanical Engineering Publications Ltd. 1983.

Newcomb, T.P. Energy dissipated during braking. **Wear**, vol. 59, ed.2, pp.401–407. 1980.

Nishiwaki, M., Misumi, R. A Study on Trigger of Disc Brake Squeal Generation. **SAE International Journal of Passenger Cars - Mechanical Systems**, vol. 8, ed.4. 2015.

Nishiwaki, M., Sorimachi, K. An Experimental Set Up Development for Brake Squeal Basic Research Experimental Results of Low-Frequency Theoretical Analysis of Low-Frequency. **SAE Technical Paper**, ed.1. 2013.

Nobari, A., Ouyang, H., Bannister, P. Uncertainty quantification of squeal instability via surrogate modelling. **Mechanical Systems and Signal Processing**, vol. 60, pp.887–908. 2015.

Nouby, M., Srinivasan, K. Simulation of the structural modifications of a disc brake system to reduce brake squeal. **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering**, vol. 225, ed.5, pp.653–672. 2011.

Oberst, S. **Analysis of Brake Squeal Noise**. PhD Thesis. University of New South Wales. 2011.

Oberst, S., Lai, J.C.S. Statistical analysis of brake squeal noise. **Journal of Sound and Vibration**, vol. 330, ed.12, pp.2978–2994. 2011.

Okamura, T. Experimental Study of Effect of Brake-Disc Surface Texture on Friction and Wear through Small-Scale Tests. **Tribotester**. 2013.

Österle, W., Dörfel, I., Prietzel, C., Rooch, H., Cristol-Bulthé, A.L., Degallaix, G., Desplanques, Y. A comprehensive microscopic study of third body formation at the interface between a brake pad and brake disc during the final stage of a pin-on-disc test. **Wear**, vol. 267, ed.5–8, pp.781–788. 2009.

Ostermeyer, G.P., Müller, M. New insights into the tribology of brake systems. **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering**, vol. 222, ed.7, pp.1167–1200. 2008.

Ostermeyer, G.P., Wilkening, L. Experimental investigations of the topography dynamics in brake pads. **SAE International Journal of Passenger Cars - Mechanical Systems**, vol. 6, ed.3. 2013.

Ouyang, H., Cao, Q., Mottershead, J.E., Treyde, T. Vibration and squeal of a disc brake : modelling and experimental results. **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering: Journal of Mechanical Engineering Science**, vol. 217, pp.867–875. 2003.

Ouyang, H., Nack, W., Yuan, Y., Chen, F. Numerical analysis of automotive disc brake squeal: a review. **Int. J. Vehicle Noise and Vibration**, vol. 1, ed.3/4, pp.207–231. 2005.

Papinniemi, A. **Vibro-acoustic Studies of Brake Squeal Noise**. PhD Thesis, University of New South Wales. 2007.

Papinniemi, A., Lai, J.C.S., Zhao, J. Brake squeal : a literature review. **Applied Acoustics** vol. 63, pp.391–400. 2002.

Papinniemi, A., Lai, J.C.S., Zhao, J. Disc Brake Squeal: Progress and Challenges. **International Congress on Sound and Vibration**, pp.1–8. 2007.

Papinniemi, A., Stanef, D., Moore, S., Hamdi, S. Brake noise in practice. **International Congress on Sound and Vibration**, vol. 1, pp.1–8. 2007.

Pavlak, R.P., Neis, P.D., Poletto, J.C., de Barros, L.Y., Ferreira, N.F. Wear, Friction and NVH Characterization Using a Laboratory-Scale Tribometer. **SAE Technical Paper**. 2017.

Poletto, J.C., Neis, P.D., Ferreira, N.F., Masotti, D., Matozo, L.T. An experimental analysis of the methods for brake squeal quantification. **Applied Acoustics**, vol. 122, pp.107–112. 2017.

Poularikas, A.D. **The Transforms and Applications Handbook**. 1st ed., CRC Press, Inc. 1996.

Preston, J.D., Forthofer, R.J. Correlation of Vehicle, Dynamometer and Other Laboratory Tests for Brake Friction Materials. **SAE Technical Paper**. p. 12. 1971.

Randall, R.B. **Frequency Analysis. Brüel & Kjær Primers and Handbooks**, pp.1–344. 1987.

Renault, A., Massa, F., Lallemand, B., Tison, T. Experimental investigations for uncertainty quantification in brake squeal analysis. **Journal of Sound and Vibration**, ed.November 2017. 2015.

Rhee, S.K., Jacko, M.G., Tsang, P.H.S. The role of friction film in friction, wear and noise of automotive brakes. **Wear**, vol. 146, ed.1, pp.89–97. 1991.

Rhee, S.K., Schwartz, H.W. Test Methods for Automotive and Truck Friction Materials. **American Society for Testing and Materials**, pp.39–49. 1979.

SAE International. **Surface Vehicle Recommended Practice - SAE J2521**. 2013.

Sanders, P.G., Dalka, T.M., Basch, R.H. A reduced-scale brake dynamometer for friction characterization. **Tribology International**, vol. 34, ed.9, pp.609–615. 2001.

Schwarz, B.J., Richardson, M.H. **Experimental Modal Analysis**. CSI Reliability, vol. 35, ed.1, pp.1–12. 1999.

Sherif, H.A. Investigation on effect of surface topography of pad/disc assembly on squeal generation. **Wear**, vol. 257, ed.7–8, pp.687–695. 2004.

Shin, K., Hammond, J. **Fundamentals of Signal Processing for sound and Vibration Engineers**. Chichester - England, John Wiley & Sons, Ltd. 2008.

Short, R., Hoffmann, N., Shift, R. Mechanism of brake - from theory to experimentally measured mode coupling. **Eurobrake**. 2004.

Silva, F.P. **O Uso Da Digitalização Tridimensional a Laser No Desenvolvimento E Caracterização De Texturas Aplicadas Ao Design De Produtos**. Dissertação de Mestrado. Universidade Federal do Rio Grande do Sul. 2006.

Smith, S.W. **The Scientist and Engineer's Guide to Digital Signal Processing**. San Diego - United States, California Technical Publishing. 1997.

Soobbarayen, K., Besset, S., Sinou, J.J. Noise and vibration for a self-excited mechanical system with friction. **Applied Acoustics**, vol. 74, ed.10, pp.1191–1204. 2013.

Thomson, W.T., Dahleh, M.D. **Theory of Vibration with Applications**. 5th ed., Santa Barbara - United States, Prentice Hall. 1998.

Triches Jr, M., Gerges, S.N.Y., Jordan, R. Reduction of squeal noise from disc brake systems using constrained layer damping. **Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering**, vol. 26, ed.3, pp.340–348. 2004.

Trichês Júnior, M., Gerges, S.N.Y., Jordan, R. Analysis of brake squeal noise using the finite element method: A parametric study. **Applied Acoustics**, vol. 69, ed.2, pp.147–162. 2008.

Tuchinda, A. **Development of validated models for brake squeal predictions**. PhD Thesis. Imperial College London. 2003.

von Wagner, U., Hochlenert, D., Hagedorn, P. Minimal models for disk brake squeal. **Journal of Sound and Vibration**, vol. 302, ed.3, pp.527–539. 2007.

Wang, S.K., Woodhouse, J. The frequency response of dynamic friction: A new view of sliding interfaces. **Journal of the Mechanics and Physics of Solids**, vol. 59, ed.5, pp.1020–1036. 2011.

White, P.R., Tan, M.H., Hammond, J.K. Analysis of the maximum likelihood, total least squares and principal component approaches for frequency response function estimation. **Journal of Sound and Vibration**, vol. 290, ed.3–5, pp.676–689. 2006.

Wicks, A.L., Vold, H. The Hs frequency response function estimator. **Proceedings of International Modal Analysis Conference (IMAC)**, pp.897–899. 1986.

Yang, M., Afaneh, A.-H., Blaschke, P. A Study of Disc Brake High Frequency Squeals and Disc In-Plane/Out-of-Plane Modes. **SAE Technical Paper**. pp. 1–13. 2003.

## APÊNDICE A – Coeficiente de Atrito das Amostras

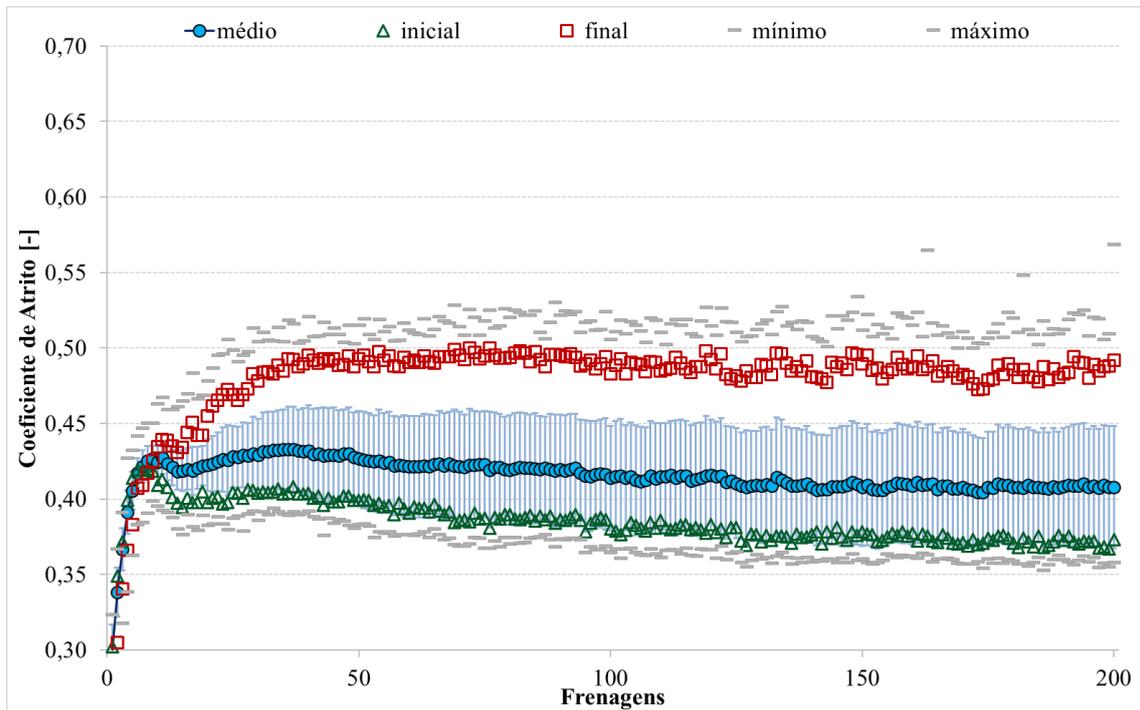


Figura A.1 – Evolução do coeficiente de atrito para a amostra A.1.

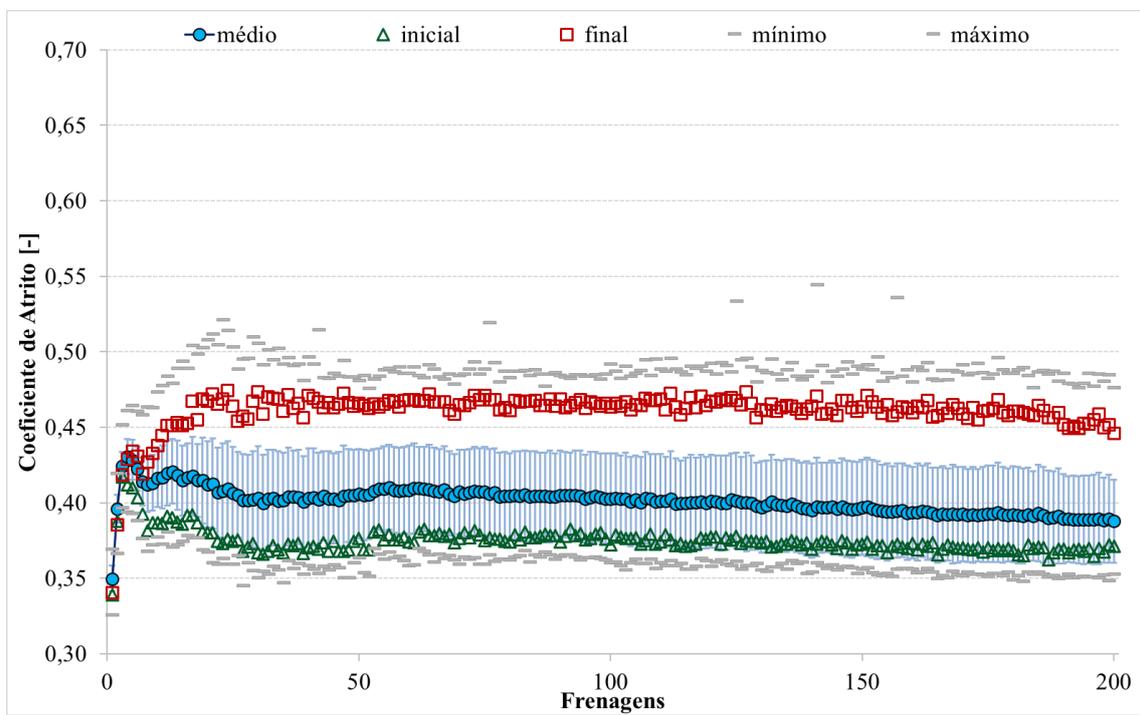


Figura A.2 – Evolução do coeficiente de atrito para a amostra A.2.

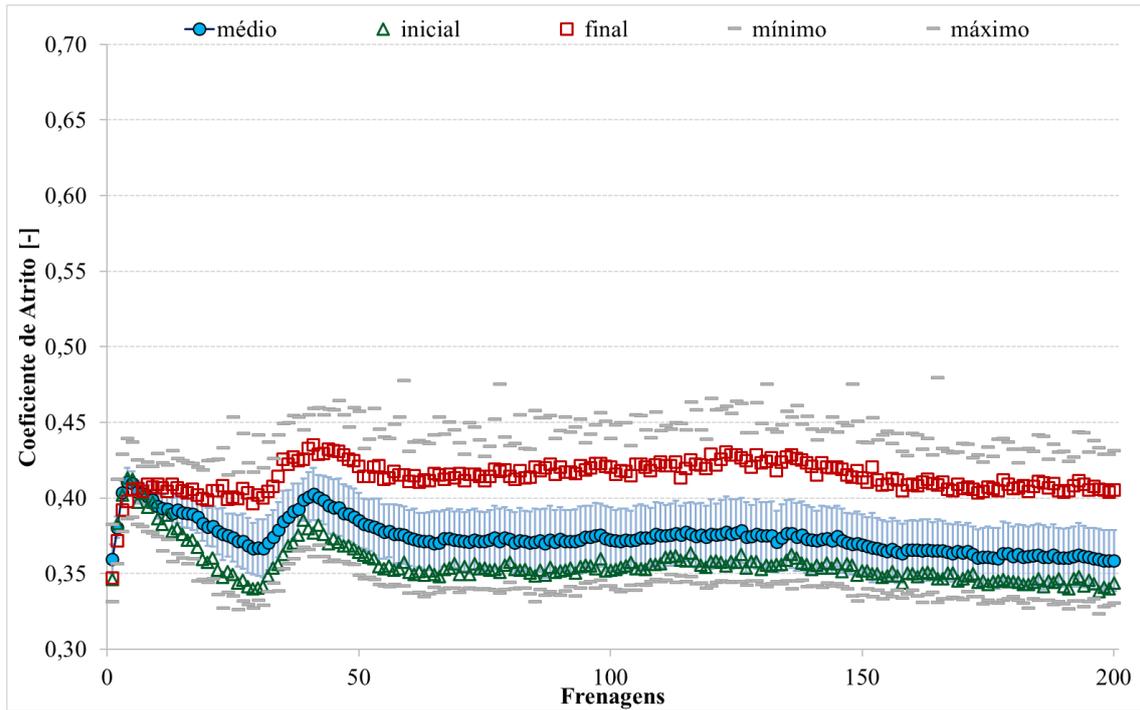


Figura A.3 – Evolução do coeficiente de atrito para a amostra B.1.

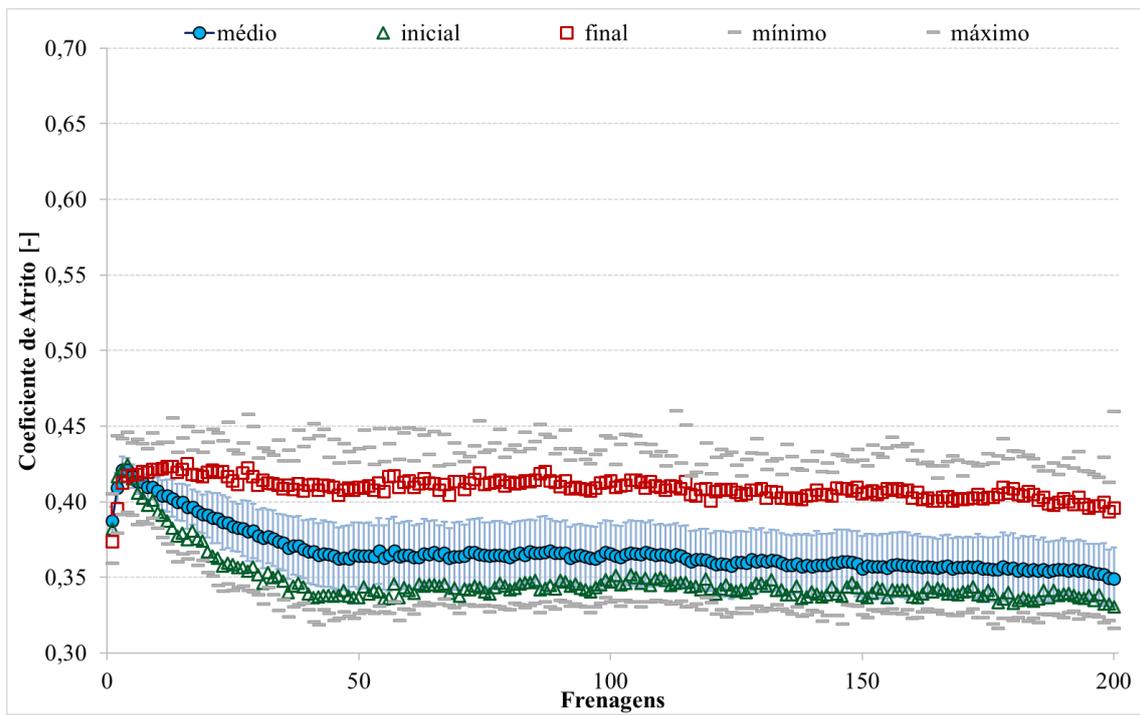


Figura A.4 – Evolução do coeficiente de atrito para a amostra B.2.

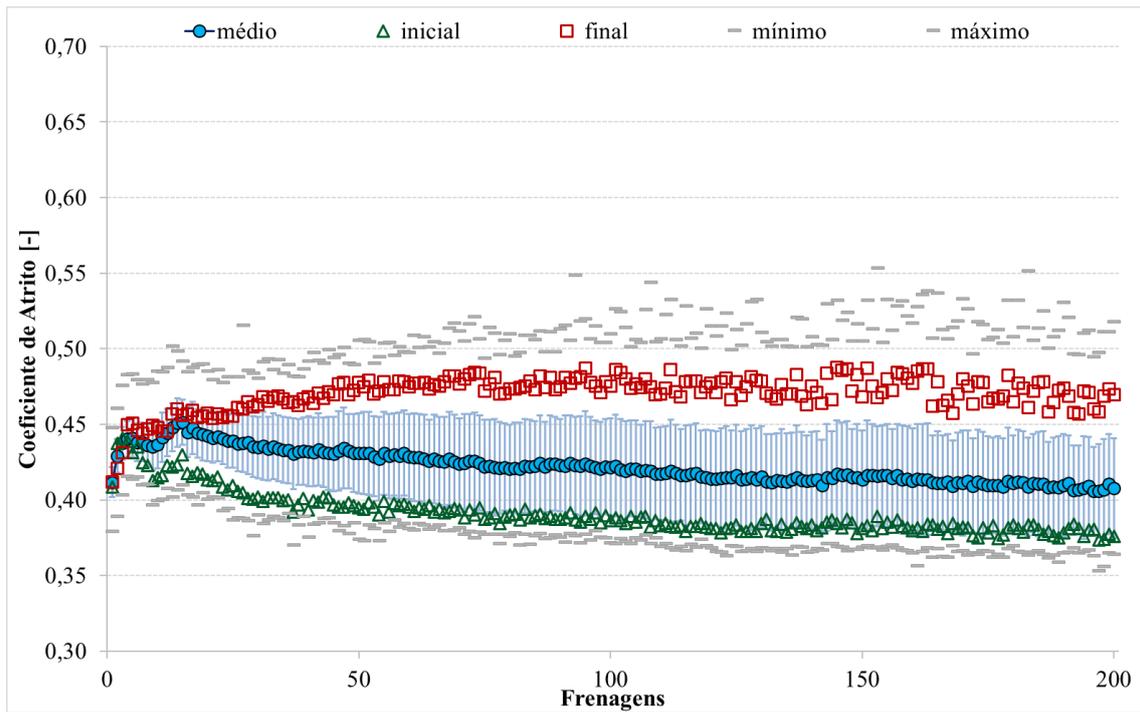


Figura A.5 – Evolução do coeficiente de atrito para a amostra C.1.

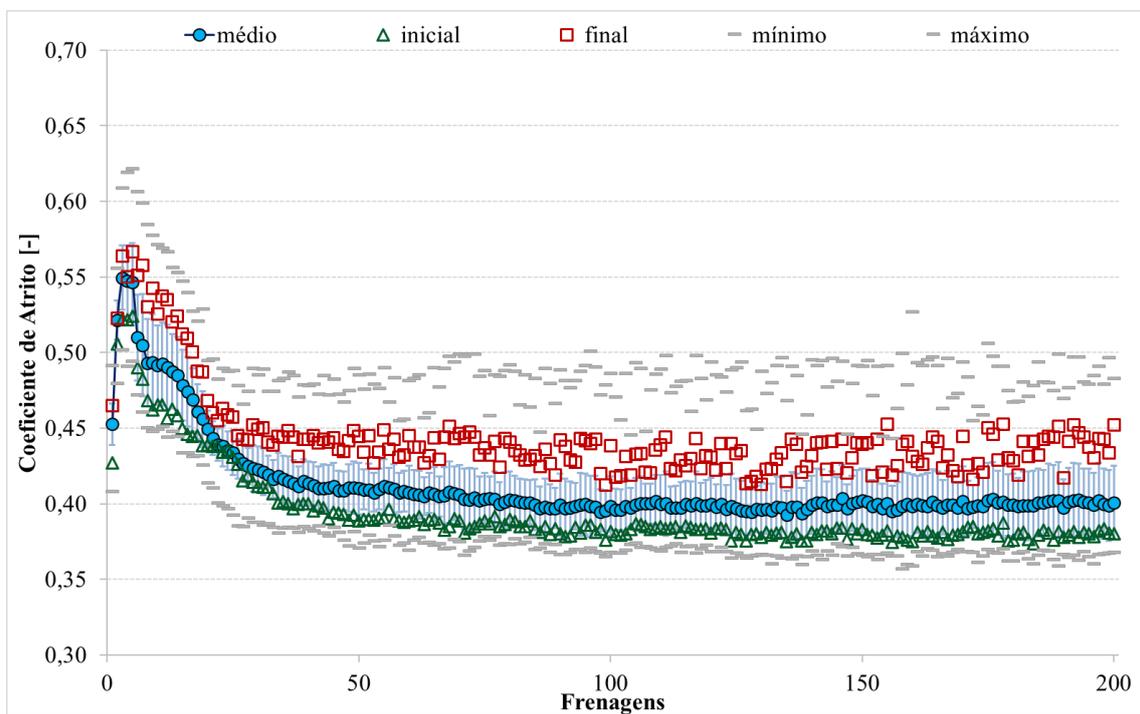


Figura A.6 – Evolução do coeficiente de atrito para a amostra C.2.

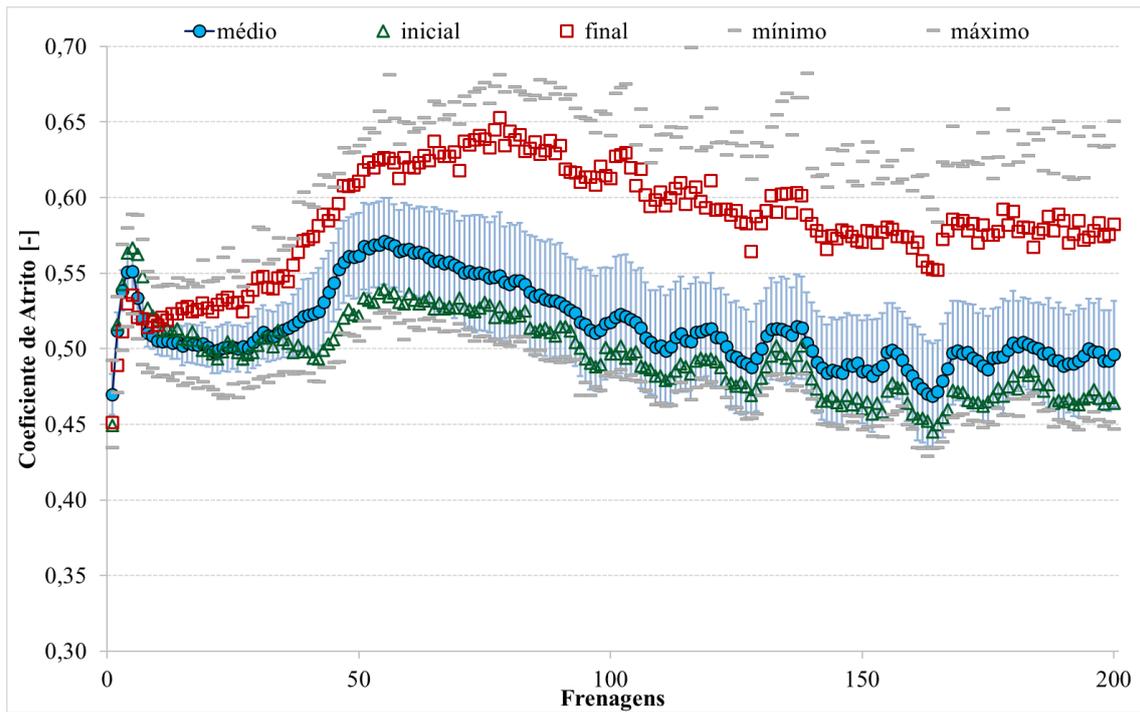


Figura A.7 – Evolução do coeficiente de atrito para a amostra D.1.

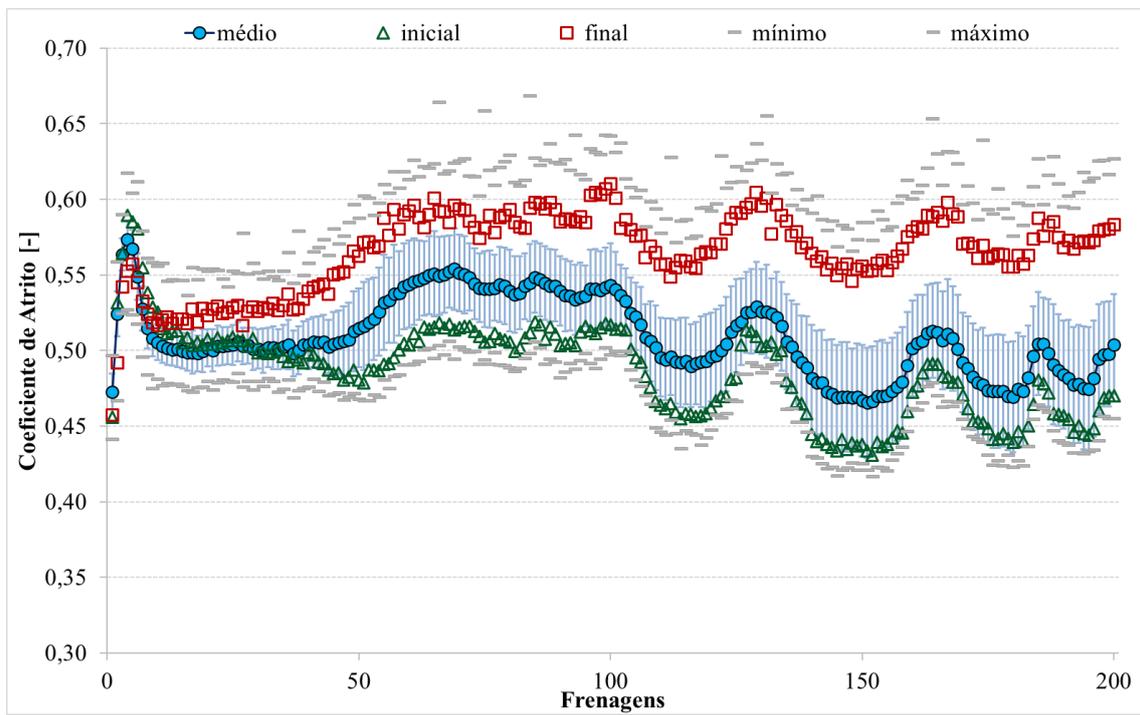


Figura A.8 – Evolução do coeficiente de atrito para a amostra D.2.

## APÊNDICE B – Topografia da Superfície das Amostras

B.1 – Programa para processamento dos dados de topografia das superfícies das amostras.

Os arquivos provenientes da medição com o Scanner Laser Tridimensional correspondem à nuvem de pontos com os dados de posição em x e y do deslocamento da mesa e em z, da altura capturada pelo sensor. O fluxograma descrito na Figura B.1 descreve as etapas de processamento do programa desenvolvido, cujo código pode ser visualizado no Apêndice B.2.

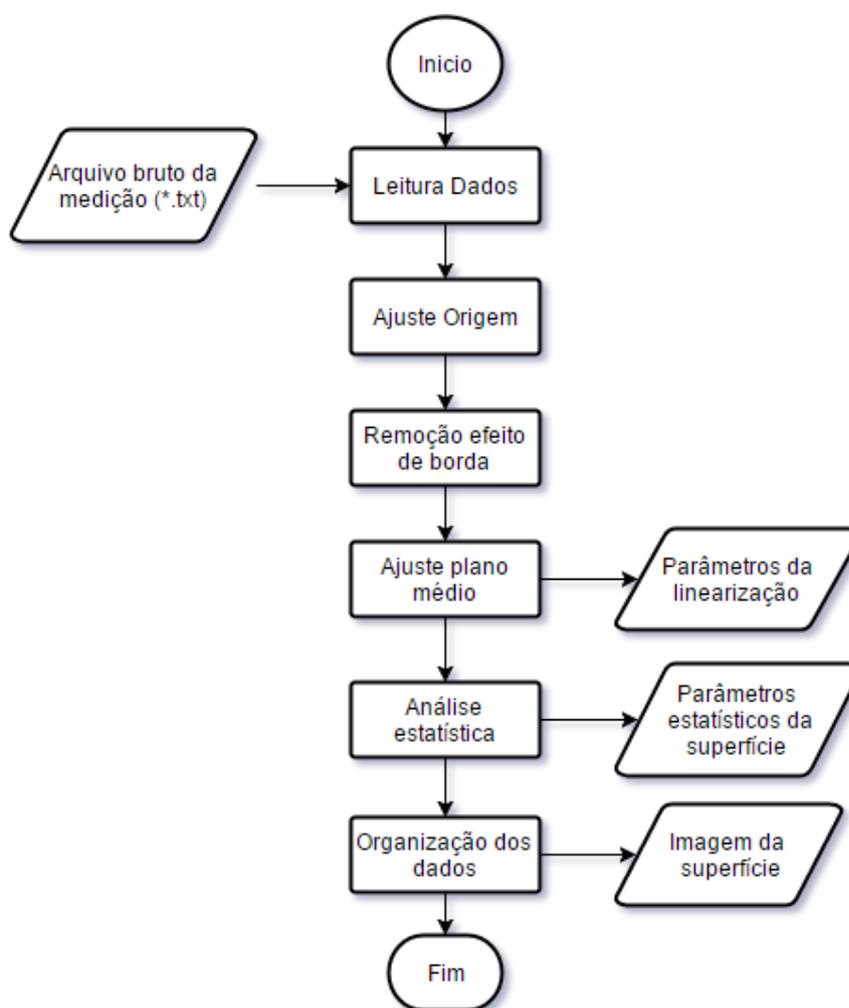


Figura B.1 – Fluxograma do programa desenvolvido para processamento das superfícies medidas com o scanner laser.

Após a leitura dos dados, a função de ajuste da origem altera a referência dos pontos com base nos valores mínimos mensurados. Isso é necessário pois as medidas adquiridas pela

máquina são obtidas com referência ao posicionamento do cabeçote, e não da amostra. Dessa forma, os novos dados possuem distâncias em x e y entre 0 e 25 mm, aproximadamente, e valores de altura de 0 ao maior valor de aspereza encontrado na superfície.

Com os dados ajustados, pode-se determinar a posição central do plano xy que foi mensurada, a qual deve ficar próxima da coordenada de 12,5 mm para ambas as direções. Com isso, é aplicada a função de remoção do efeito de borda, com a qual define-se o raio de análise em torno da posição central, como descrito na Figura B.2

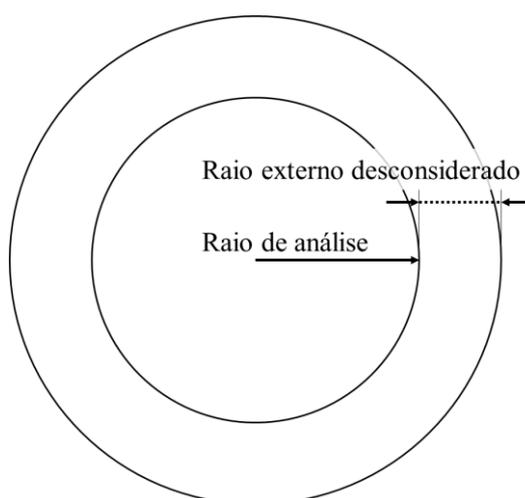


Figura B.2 – Nomenclatura dos raios na superfície das amostras utilizada para processamento.

Isso é necessário pois, como a medição é feita em uma área retangular de, aproximadamente, 25x25 mm<sup>2</sup>, no qual fica inscrita a área circular da superfície da pastilha, alguns pontos obtidos ficam localizados na borda da pastilha. Esses pontos, no entanto, não fazem parte da superfície e precisam ser retirados da análise, sendo assim considerados dados espúrios provenientes do processo de medição.

As Figuras B.3 e B.4 apresentam o efeito do raio externo desconsiderado da análise sobre o mínimo tamanho de vale observado, para as condições sem e com filme, respectivamente. Já as Figuras B.5 e B.6 apresentam a mesma análise sobre o valor *rms* dos dados contidos dentro do raio de análise, também para as condições sem e com filme.

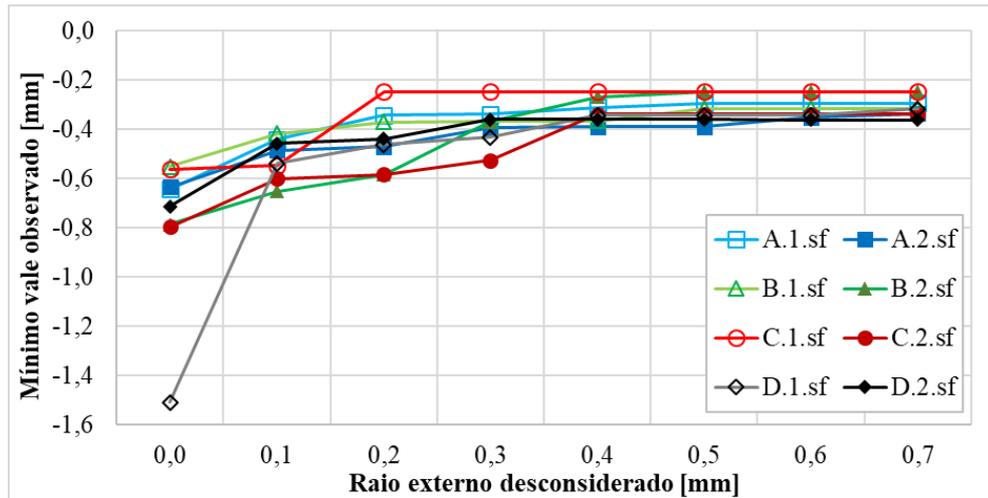


Figura B.3 – Mínimo vale em função do raio externo desconsiderado na condição sem filme.

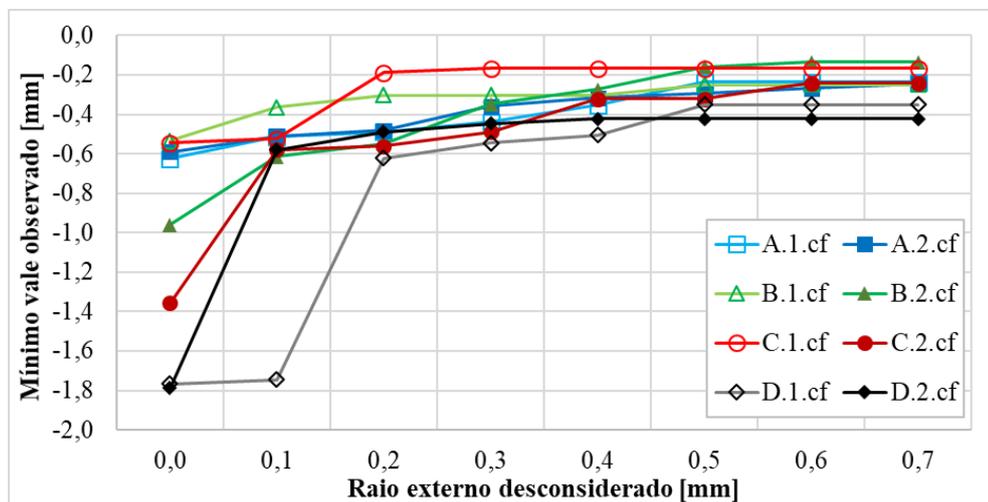


Figura B.4 – Mínimo vale em função do raio externo desconsiderado na condição com filme.

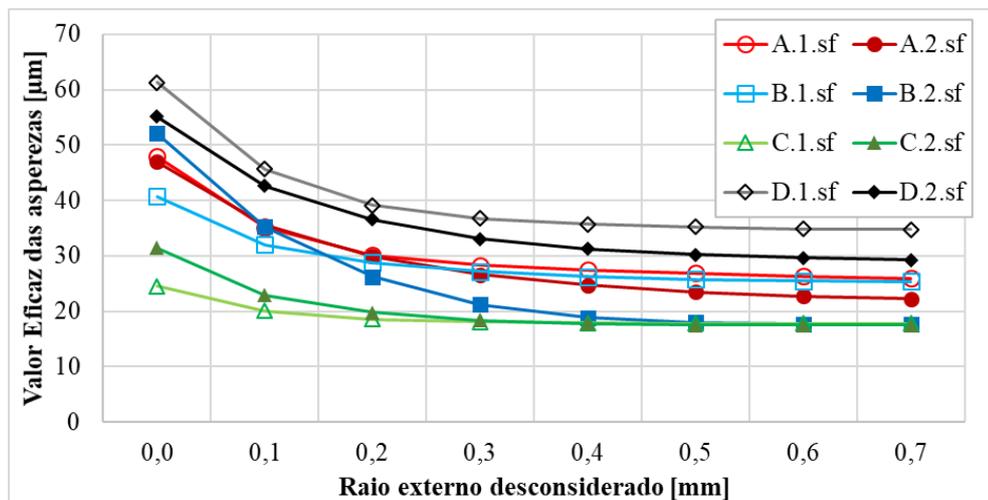


Figura B.5 – Valor *rms* em função do raio externo desconsiderado para a condição sem filme.

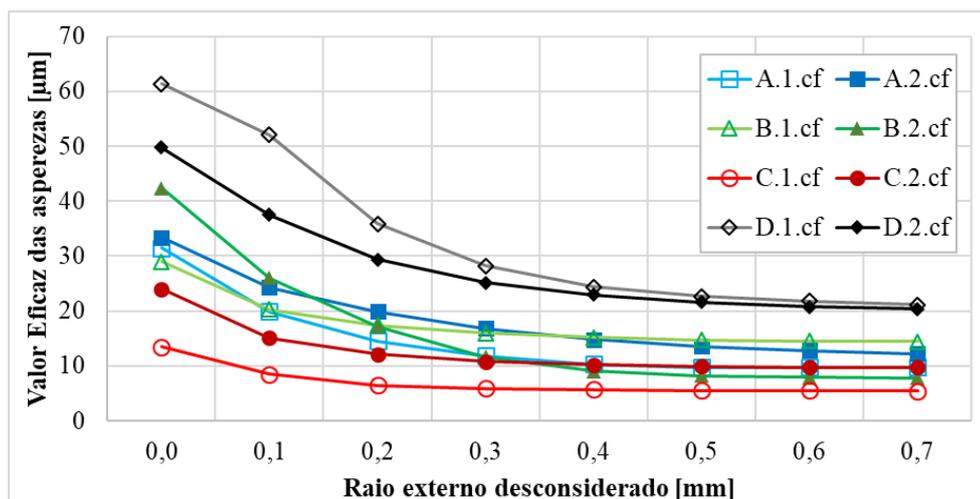


Figura B.6 – Valor *rms* em função do raio externo desconsiderado para a condição com filme.

Observando que as amostras apresentam pouca variação nos resultados a partir de valores de raio desconsiderados de 0,5 mm, ou seja, foi considerado para análise uma região com 24 mm de diâmetro, dos 25 mm nominais que possui as amostras utilizadas. Esse valor foi aplicado sobre todas as amostras para avaliação das funções densidade de probabilidade e obtenção dos parâmetros estatísticos.

Além da questão descrita sobre os dados espúrios, foi realizada a aplicação de um plano médio que separasse quais dados da amostra correspondem a picos e quais correspondem a vales de asperezas. Esse plano então determina qual é o ponto central, de aspereza nula, a partir do qual foram feitas as medições. Ele é construído como sendo o plano linear que melhor se ajusta à superfície mensurada em três dimensões. Os valores de  $R^2$ , os quais indicam a correlação dos planos aplicados com os dados experimentais para cada medição podem ser observados na Tabela B.1.

Tabela B.1 – Valores de  $R^2$  de ajuste do plano médio sobre os dados experimentais.

Amostra	A.1	A.2	B.1	B.2	C.1	C.2	D.1	D.2
Sem Filme	0,82	0,94	0,90	0,93	0,92	0,91	0,77	0,72
Com Filme	0,98	0,90	0,98	0,70	1,00	0,97	0,89	0,95

As Figuras B.7 e B.8 apresentam graficamente o ajuste do plano médio sobre os dados experimentais para o caso de menor e maior  $R^2$ , amostras D.2.sf e C.1.cf, respectivamente. Nota-se que, em ambos os casos, o plano está bem ajustado aos pontos mensurados. A diferença

obtida nos valores de  $R^2$  é decorrência, portanto, da altura das asperezas presentes nas amostras. Por exemplo, a amostra D.2.sf apresentou menores valores de  $R^2$  pois possui maior dispersão nas alturas das asperezas, mesmo com o plano de ajuste tendo inclinação menor do que em relação ao plano de ajuste da amostra C.1.cf.

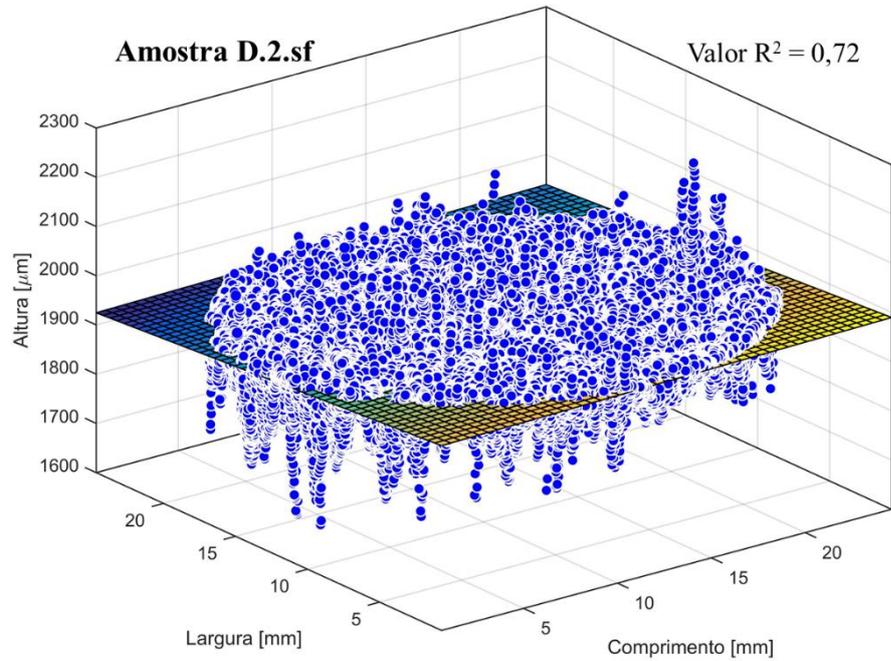


Figura B.7 – Plano médio de ajuste dos dados de aspereza da amostra D.2.sf

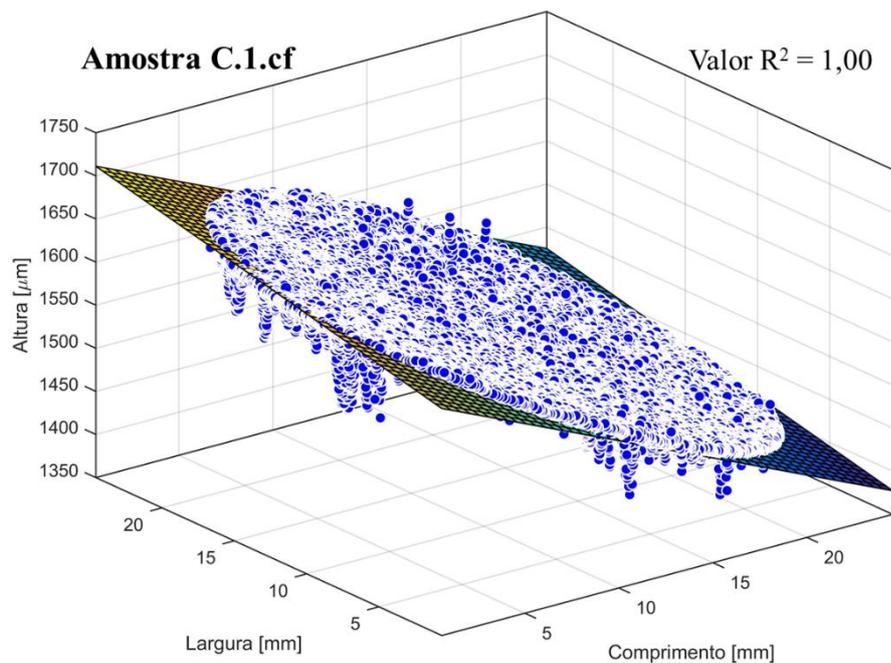


Figura B.8 – Plano médio de ajuste dos dados de aspereza da amostra C.1.cf

## B.2 – Código computacional gerado para processamento dos dados de topografia das superfícies das amostras medidos com o Scanner Laser Tridimensional.

```

function analise_scanner3
passo=50;
offset=0.4; %1/4 mm
fpath0=cd;
fpath1=uigetdir('Select file path');
cd(fpath1)
listfiles=dir;
size=length(listfiles)-2;
cd(fpath0)
for indice=1:size
    % Leitura dados
    a=listfiles(indice+2).name;
    b=strtok(a,'t');
    fname0=b(1:end-1);
    clear a b
    disp(strcat('Reading file...',listfiles(indice+2).name))
    fname=strcat(fpath1,'\',fname0,'.txt');
    [data0]=import_file(fname);
    % Ajuste zero
    data1(:,1)=data0(:,1)-min(data0(:,1));
    data1(:,2)=data0(:,2)-min(data0(:,2));
    data1(:,3)=(data0(:,3)-min(data0(:,3)))*1000;
    [data2]=remove_borders(data1,offset);
    % Ajusta plano medio
    [data2(:,3),GofTable(indice,:)]=fitData(data2);
    % Analise Estatistica
    [Rtable(indice,:)]=rugos_parameters(data2(:,3));
    fname=strcat(fpath0,'\',fname0);
    plot_stats(data2(:,3),fname0)
    % Separa matrizes
    [x,y,z]=organize_surface(data2,passo);
    save(strcat(fname,'.mat'),'x','y','z')
    % Salva superficie
    plot_surface(x,y,z,fname)
    clear data0 data1 data2 x y z

```

```

end
% Exportando os resultados
for i=1:length(Rtable(:,1))
    row_name{i,1}=listfiles(i+2).name;
end
nomes={'Ph','Vh','Rt','Ra','Rq','Rskew','Rkurt'};
T = array2table(Rtable,'VariableNames',nomes,'RowNames',row_name);
writetable(T, strcat(fpath0, '\RoughResults.txt'), 'Delimiter', '\t', 'WriteVariableNames', 1, 'WriteRowNames', 1);
GofTable.Properties.RowNames=row_name;
writetable(GofTable, strcat(fpath0, '\GofResults.txt'), 'Delimiter', '\t', 'WriteVariableNames', 1, 'WriteRowNames', 1);
% Finaliza analise
disp('end')
end
function [data]=import_file(filename)
rows=3;
formatSpec = strcat(repmat('%f',1,rows),'%[\n\r]');
fileID = fopen(filename,'r');
dataArray = textscan(fileID, formatSpec, 'Delimiter', ',', 'WhiteSpace',
'', 'EmptyValue', NaN, 'ReturnOnError', false);
fclose(fileID);
data=[dataArray{1:end-1}];
end
function [data,GofTable]=fitData(input)
x=input(:,1);
y=input(:,2);
z=input(:,3);
[xData,yData,zData] = prepareSurfaceData(x,y,z);
% Set up fittype and options.
ft = fittype('poly11');
opts = fitoptions('Method','LinearLeastSquares');
opts.Normalize = 'on';
opts.Robust = 'LAR';
[fitresult, gof] = fit([xData, yData], zData, ft, opts);
GofTable=struct2table(gof);
z2 = feval(fitresult,[xData,yData]);
data=zData-z2;

```

```

end
function [x3,y2,z]=organize_surface(data,passo)
    [L,~]=size(data);
    % varre direcao x
    A = sortrows(data,1);
    x(1,1)=A(1,1);
    k=2;
    for i=2:L
        if A(i,1)~=A(i-1,1)
            x(k,1)=A(i,1);
            k=k+1;
        end
    end
    % Reorganizando vetor x
    k=1;
    for i=1:length(x)-1
        if x(i+1,1)-x(i,1)>0.5*passo/1000
            x2(k,1)=x(i);
            k=k+1;
        end
    end
    %varre direcao y
    B = sortrows(data,2);
    y(1,1)=B(1,2);
    k=2;
    for i=2:L
        if B(i,2)~=B(i-1,2)
            y(k,1)=B(i,2);
            k=k+1;
        end
    end
    for k=1:L
        for i=1:length(x2)-1
            if data(k,1)==x2(i,1)
                cx=i;
            elseif data(k,1)>x2(i,1) && data(k,1)<x2(i+1,1)
                cx=i;
            end
        end
    end
end

```

```

    if data(k,1)==x2(end,1)
        cx=length(x2);
    end
    for j=1:length(y)
        if data(k,2)==y(j,1)
            cy=j;
        end
    end
    z(cx,cy)=data(k,3);
end
if length(z(:,1))<length(x2)
    x3=x2(1:length(z(:,1)),1);
else
    x3=x2;
end
if length(z(1,:))<length(y)
    y2=y(1:length(z(1,:)),1);
else
    y2=y;
end
end
function [y]=remove_borders(x,offset)
r_ext=min([max(x(:,1)) max(x(:,2))])/2;
cx=mean(x(:,1));
cy=mean(x(:,2));
k=1;
for i=1:length(x(:,3))
    raio=((x(i,1)-cx)^2+(x(i,2)-cy)^2)^(1/2);
    if raio<(12.5-offset) && raio<(r_ext-offset)
        y(k,:)=x(i,:);
        k=k+1;
    end
end
end
function plot_stats(x,handlefile)
minimo=-500;
maximo=200;
figure
h=histfit(x,200,'normal');

```

```

h(1).FaceColor = [.6 .6 .6];
h(1).EdgeColor = [0 0 0];
h(2).LineStyle = '-';
h(2).LineWidth = 2;
xlim([minimo maximo])
xlabel('Asperezas [\mum]', 'fontsize',14, 'fontname', 'times new roman');
ylabel('Ocorrências', 'fontsize',14, 'fontname', 'times new roman');
legend('Medição', 'Distribuição normal')
clear h
h=strcat(handlefile, '_histogram.jpeg');
print(gcf, '-djpeg', '-r400', h)
close(gcf)
figure
h=normplot(x);
h(1).Color=[0 0 0];
h(1).Marker='o';
h(3).LineWidth=2;
h(3).LineStyle='-';
xlim([minimo maximo])
xlabel('Asperezas [\mum]', 'fontsize',14, 'fontname', 'times new roman');
ylabel('Probabilidade ', 'fontsize',14, 'fontname', 'times new roman');
legend('Distribuição normal', '', 'Medição', 'Location', 'SouthEast')
clear h
h=strcat(handlefile, '_normplot.jpeg');
print(gcf, '-djpeg', '-r400', h)
close(gcf)
end
function plot_surface(x,y,z,handlefile)
figure
surface(x,y,z, 'EdgeColor', 'none')
caxis([-200 100])
map = [0, 0, 0.3
       0, 0, 0.5
       0, 0, 0.7
       0, 0.3, 0.7
       0, 0.5, 0.7
       0, 0.7, 0.7
       0, 0.7, 0.5
       0, 0.7, 0.3

```

```

    0.3, 0.7, 0
    0.5, 0.7, 0
    0.7, 0.7, 0
    0.7, 0.5, 0
    0.7, 0.3, 0
    0.7, 0, 0
    0.5, 0, 0
    0.3, 0, 0];
colormap (map)
colorbar
view([45 30])
xlabel('Comprimento [mm]')
ylabel('Largura [mm]')
zlabel('Altura [\mum]')
h=strcat(handlefile, '_surface', '.fig');
saveas(gcf,h)
h=strcat(handlefile, '_surface', '.jpeg');
print(gcf, '-djpeg', '-r400', h)
close(gcf)
end

function [table]=rugos_parameters(data)
% Peak height
Ph=max(data);
% Valley height
Vh=min(data);
% Rt = amplitude geral
Rt=Ph-Vh;
% Ra = rugosidade média geral
Ra=mean(abs(data));
% Rq = raiz da soma dos quadrados pelo numero de pontos
Rq=rms(data);
% skewness
skew=skewness(data);
% kurtosis
kurt=kurtosis(data);
%organizing data
table(1,1)=Ph; table(1,2)=Vh; table(1,3)=Rt;
table(1,4)=Ra; table(1,5)=Rq; table(1,6)=skew; table(1,7)=kurt;
end

```

### B.3 - Medições de topografia das superfícies das amostras

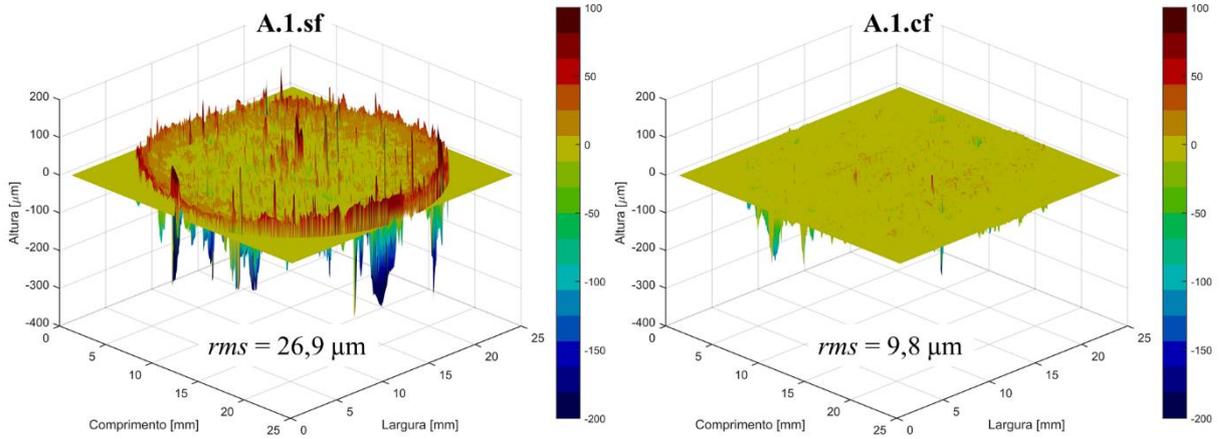


Figura B.9 – Superfície da amostra A.1 e valor  $rms$  da sua distribuição de asperezas para as condições de superfície sem filme (à esquerda) e com filme (à direita).

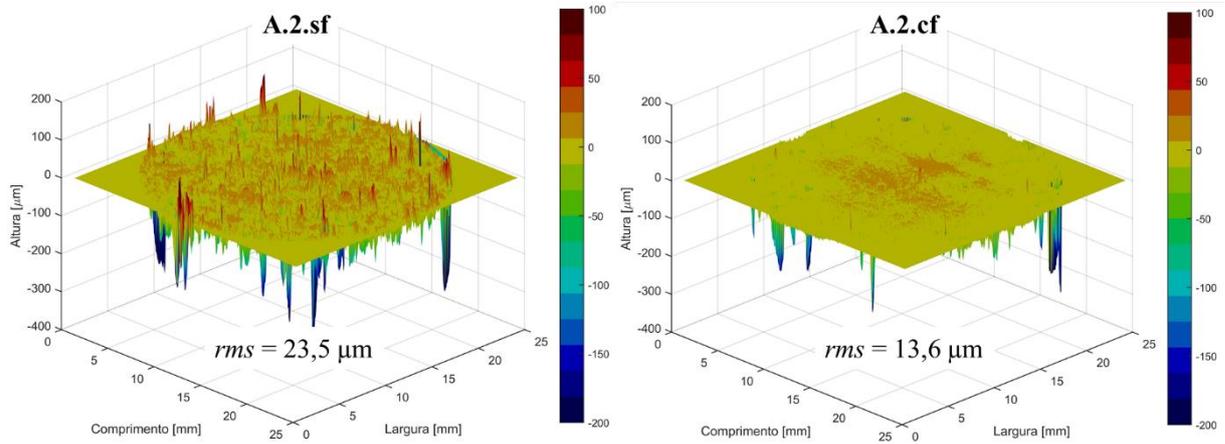


Figura B.10 – Superfície da amostra A.2 e valor  $rms$  da sua distribuição de asperezas para as condições de superfície sem filme (à esquerda) e com filme (à direita).

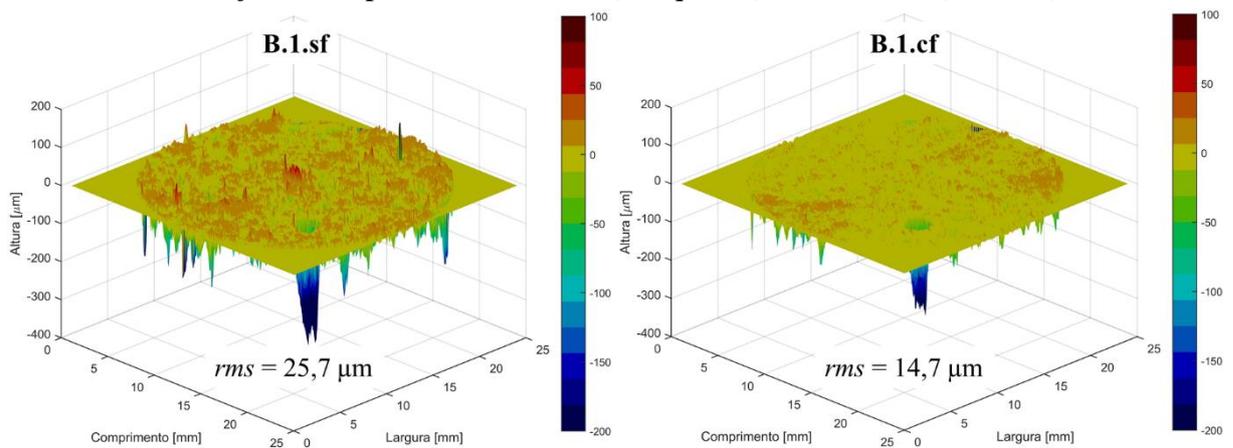


Figura B.11 – Superfície da amostra B.1 e valor  $rms$  da sua distribuição de asperezas para as condições de superfície sem filme (à esquerda) e com filme (à direita).

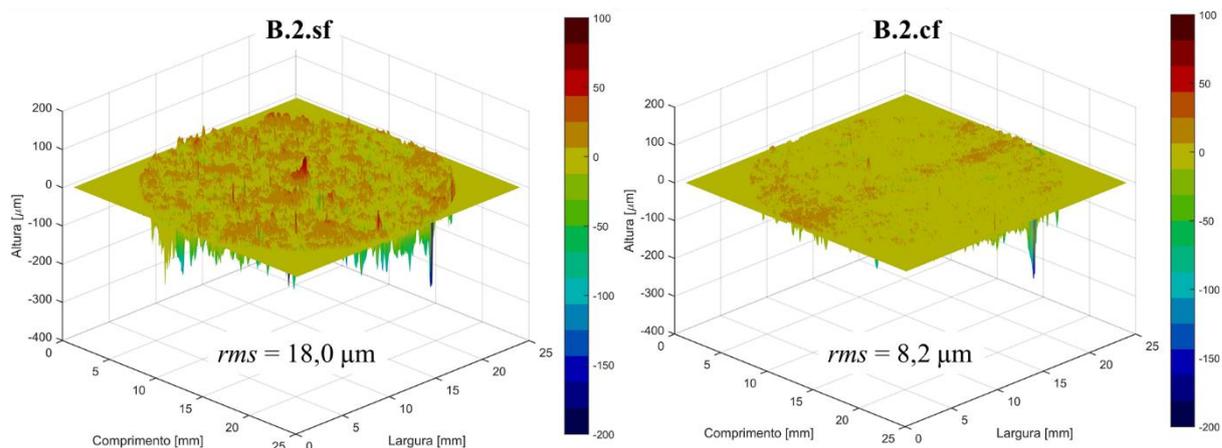


Figura B.12 – Superfície da amostra B.2 e valor  $rms$  da sua distribuição de asperezas para as condições de superfície sem filme (à esquerda) e com filme (à direita).

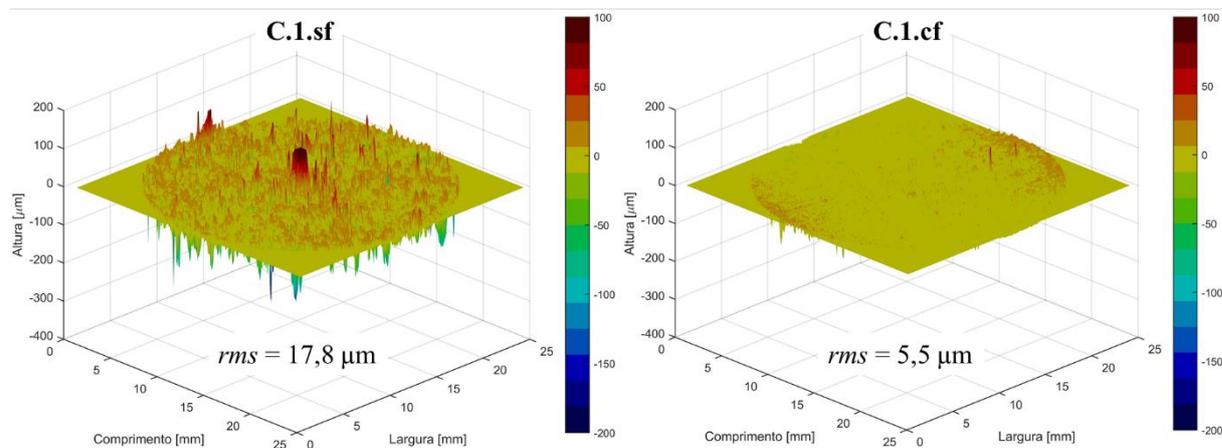


Figura B.13 – Superfície da amostra C.1 e valor  $rms$  da sua distribuição de asperezas para as condições de superfície sem filme (à esquerda) e com filme (à direita).

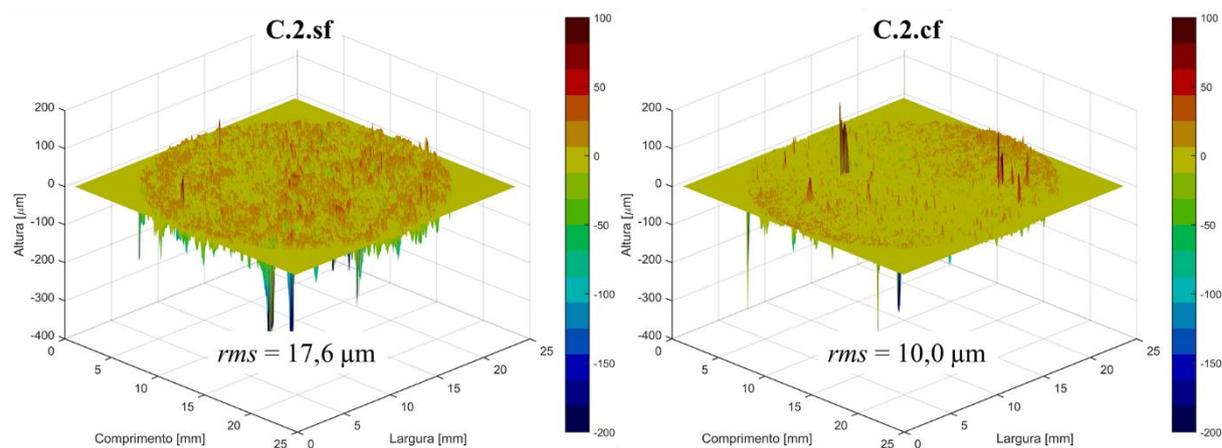


Figura B.14 – Superfície da amostra C.2 e valor  $rms$  da sua distribuição de asperezas para as condições de superfície sem filme (à esquerda) e com filme (à direita).

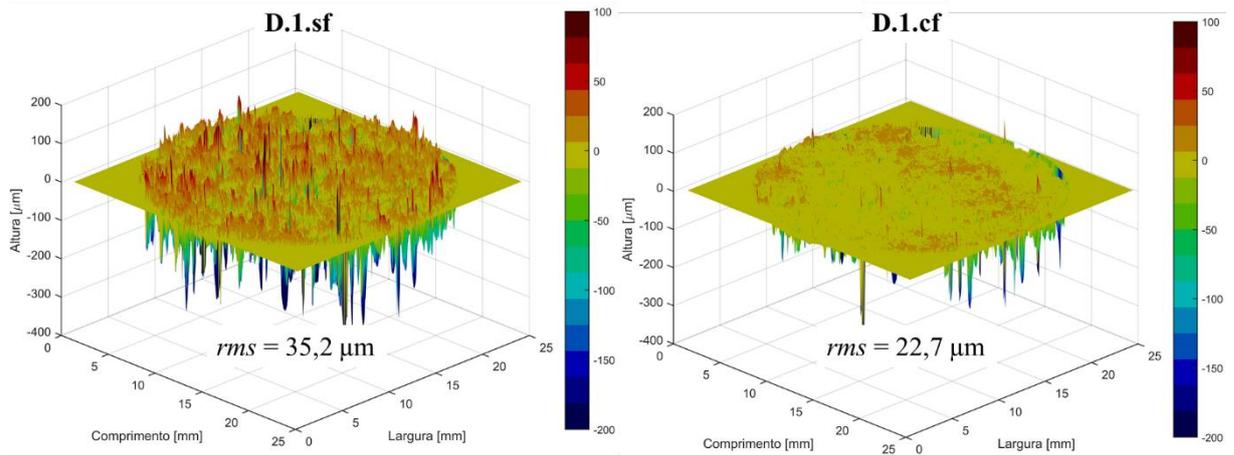


Figura B.15 – Superfície da amostra D.1 e valor  $rms$  da sua distribuição de asperezas para as condições de superfície sem filme (à esquerda) e com filme (à direita).

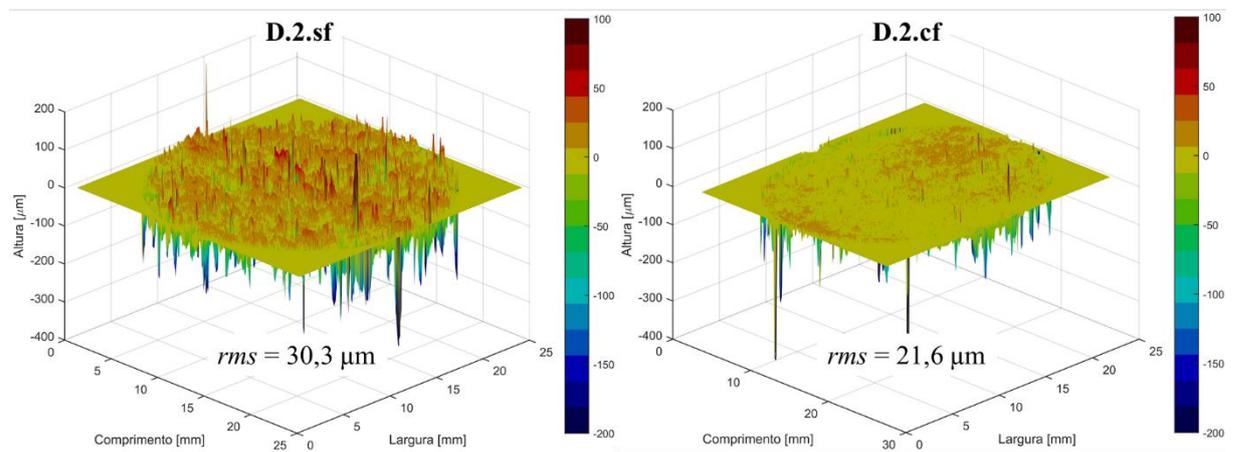


Figura B.16 – Superfície da amostra D.2 e valor  $rms$  da sua distribuição de asperezas para as condições de superfície sem filme (à esquerda) e com filme (à direita).

#### B.4 – Histogramas de altura das asperezas das superfícies das amostras

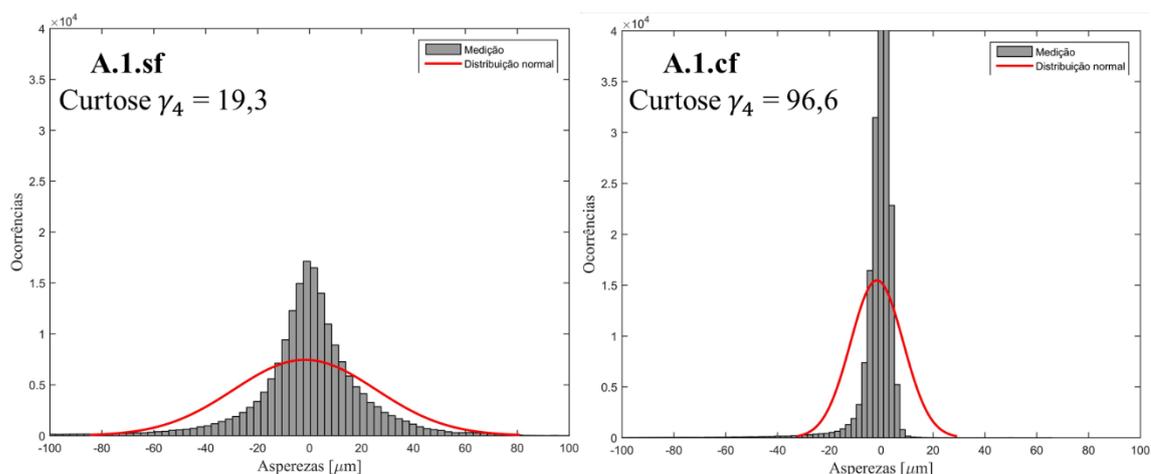


Figura B.17 – Distribuição de altura e valor de curtose das asperezas da amostra A.1 para as condições de superfície sem filme (à esquerda) e com filme (à direita).

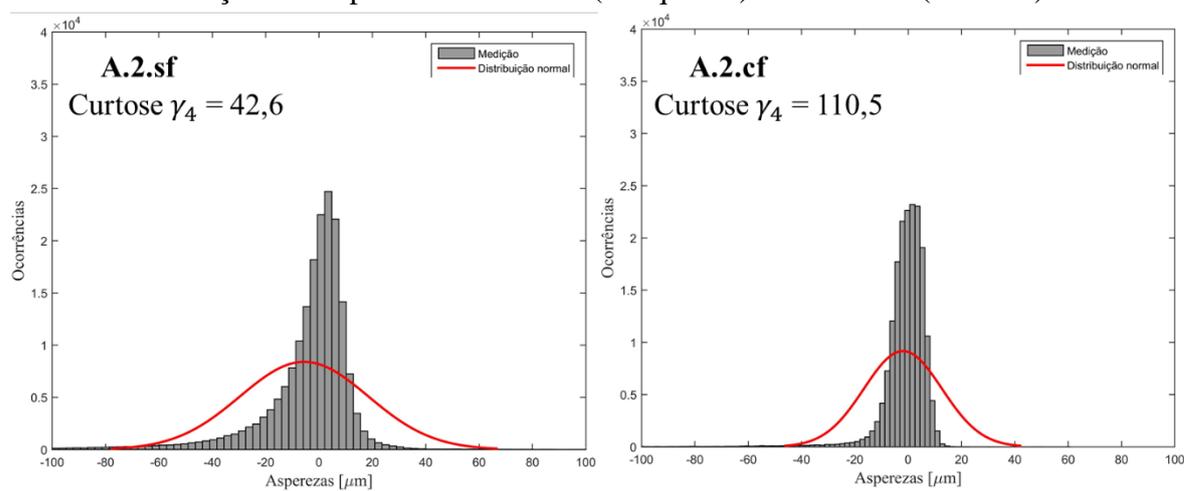


Figura B.18 – Distribuição de altura e valor de curtose das asperezas da amostra A.2 para as condições de superfície sem filme (à esquerda) e com filme (à direita).

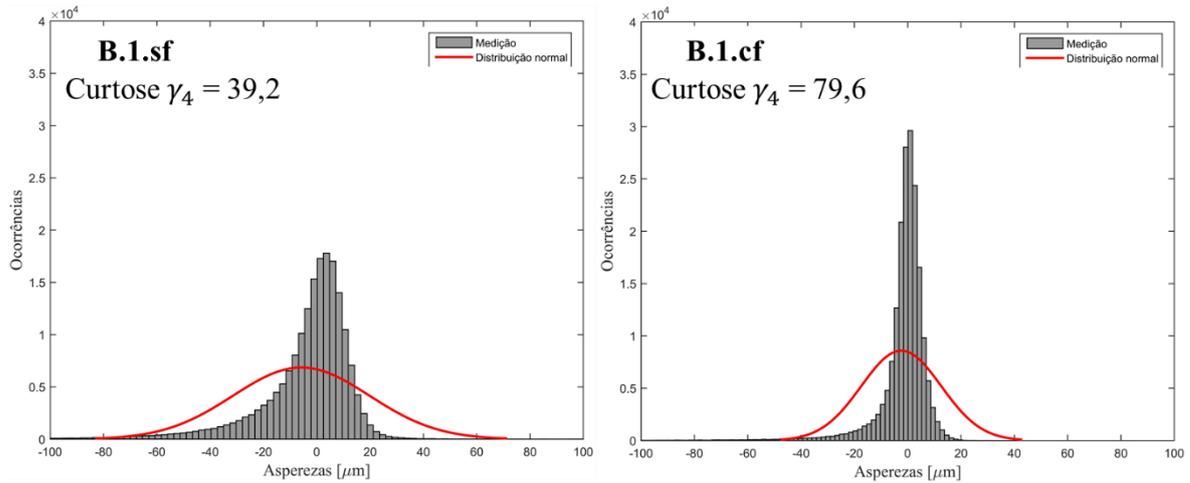


Figura B.19 – Distribuição de altura e valor de curtose das asperezas da amostra B.1 para as condições de superfície sem filme (à esquerda) e com filme (à direita).

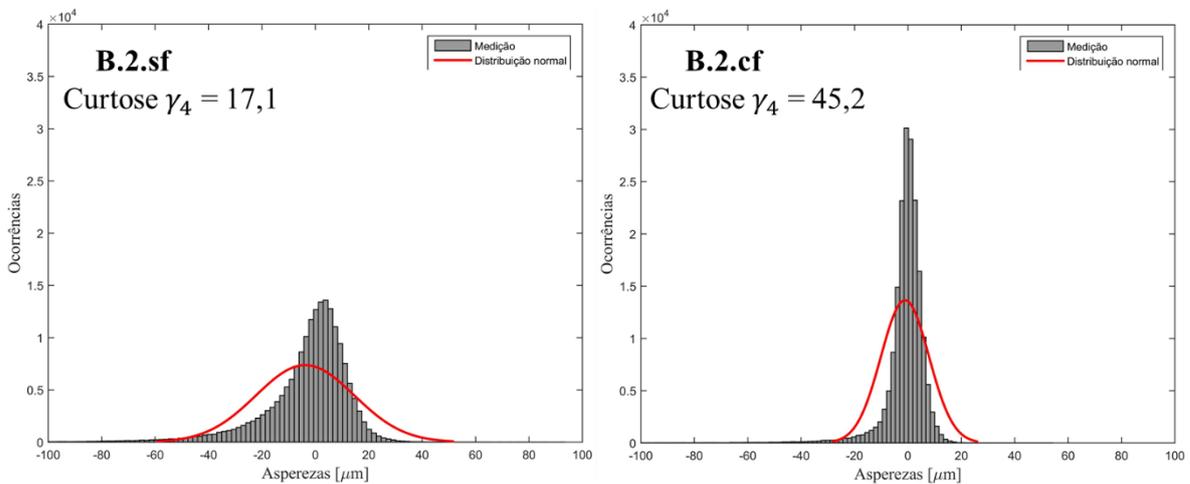


Figura B.20 – Distribuição de altura e valor de curtose das asperezas da amostra B.2 para as condições de superfície sem filme (à esquerda) e com filme (à direita).

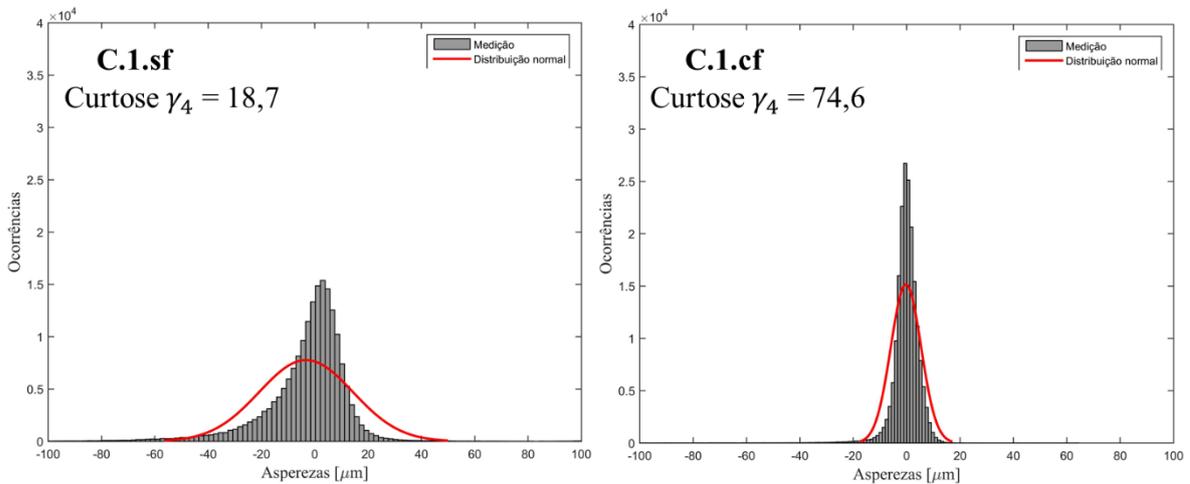


Figura B.21 – Distribuição de altura e valor de curtose das asperezas da amostra C.1 para as condições de superfície sem filme (à esquerda) e com filme (à direita).

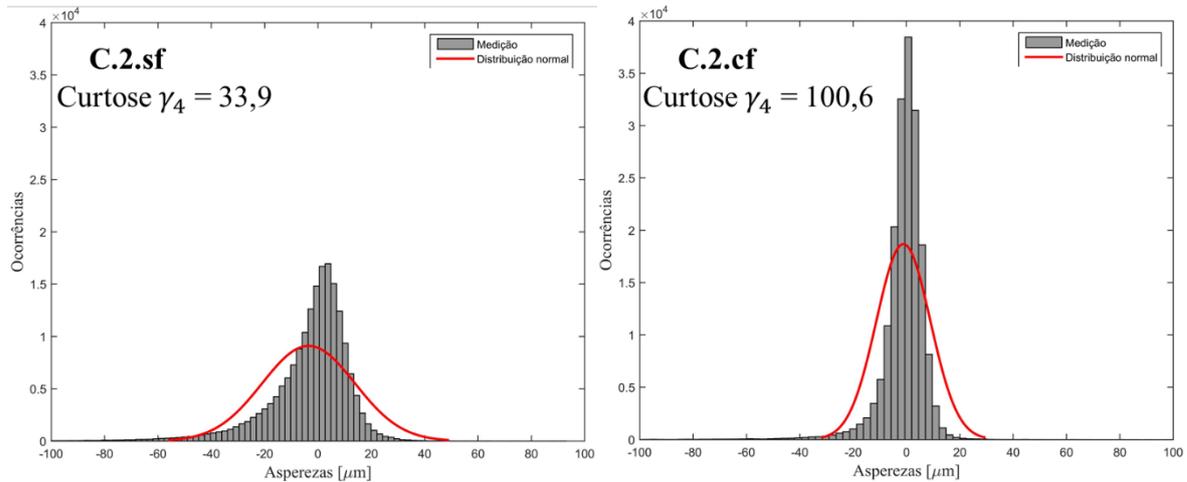


Figura B.22 – Distribuição de altura e valor de curtose das asperezas da amostra C.2 para as condições de superfície sem filme (à esquerda) e com filme (à direita).

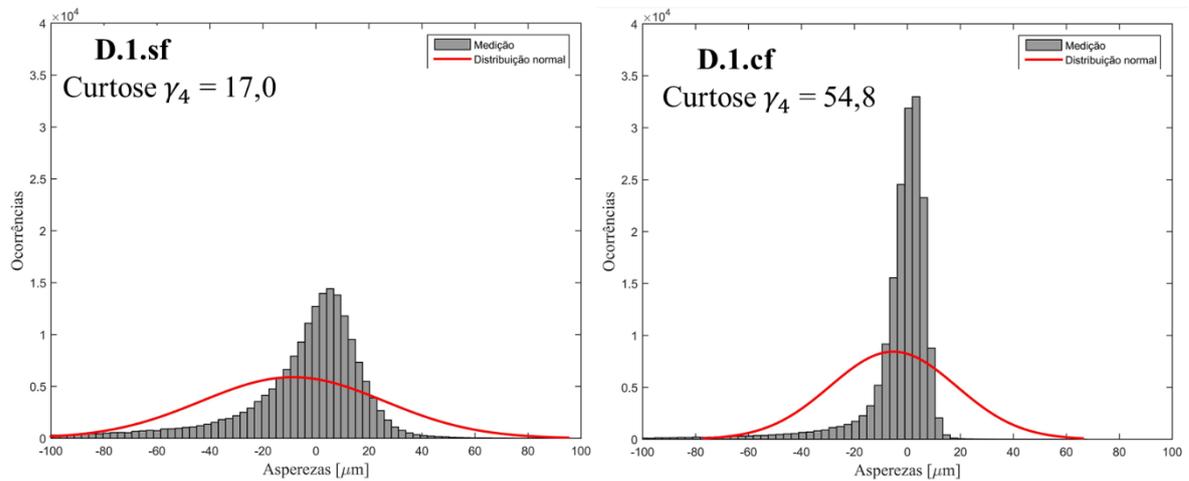


Figura B.23 – Distribuição de altura e valor de curtose das asperezas da amostra D.1 para as condições de superfície sem filme (à esquerda) e com filme (à direita).

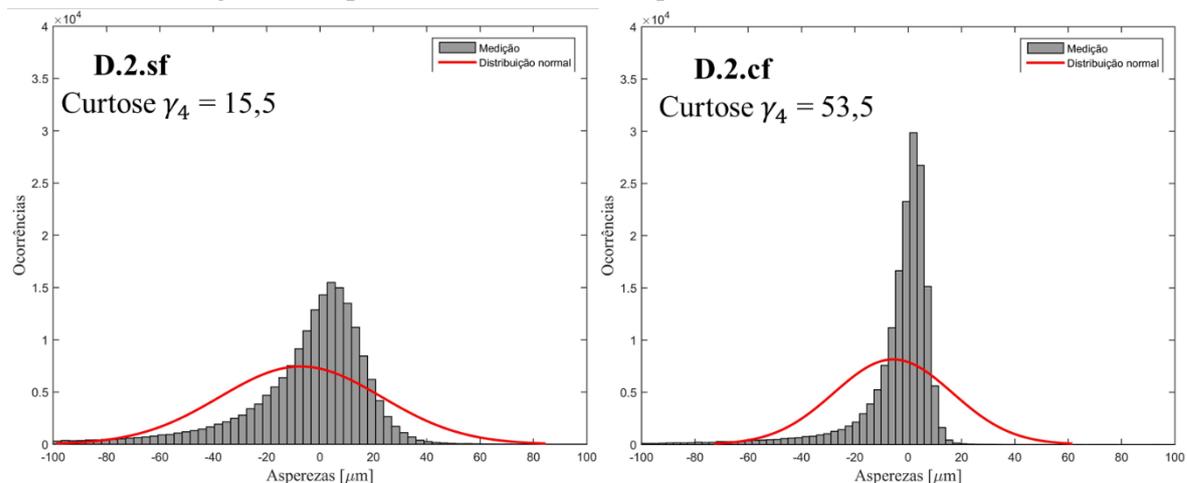


Figura B.24 – Distribuição de altura e valor de curtose das asperezas da amostra D.2 para as condições de superfície sem filme (à esquerda) e com filme (à direita).

### B.5 - Níveis de probabilidade da distribuição de asperezas das amostras

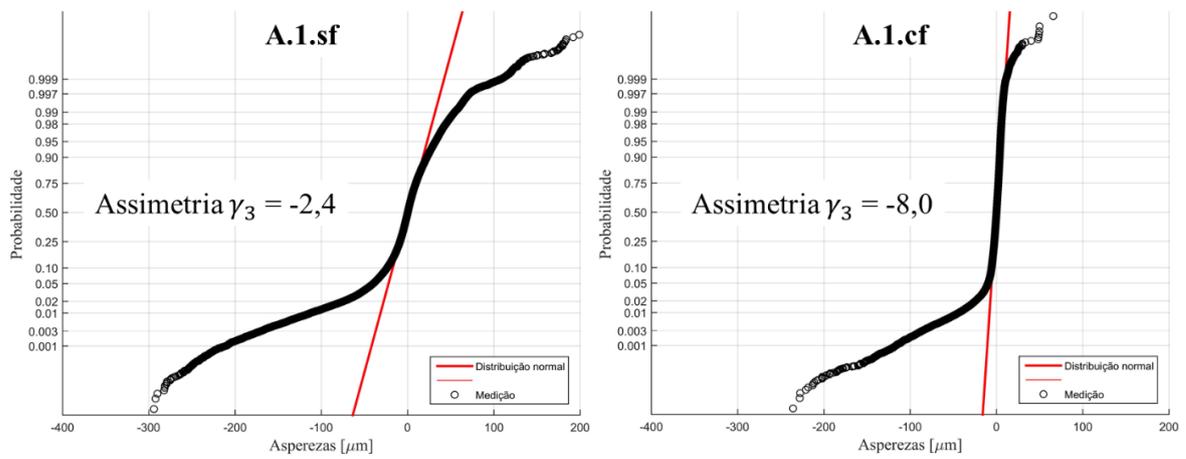


Figura B.25 – Distribuição de probabilidade e valor de assimetria das asperezas da amostra A.1 para as condições de superfície sem filme (à esquerda) e com filme (à direita).

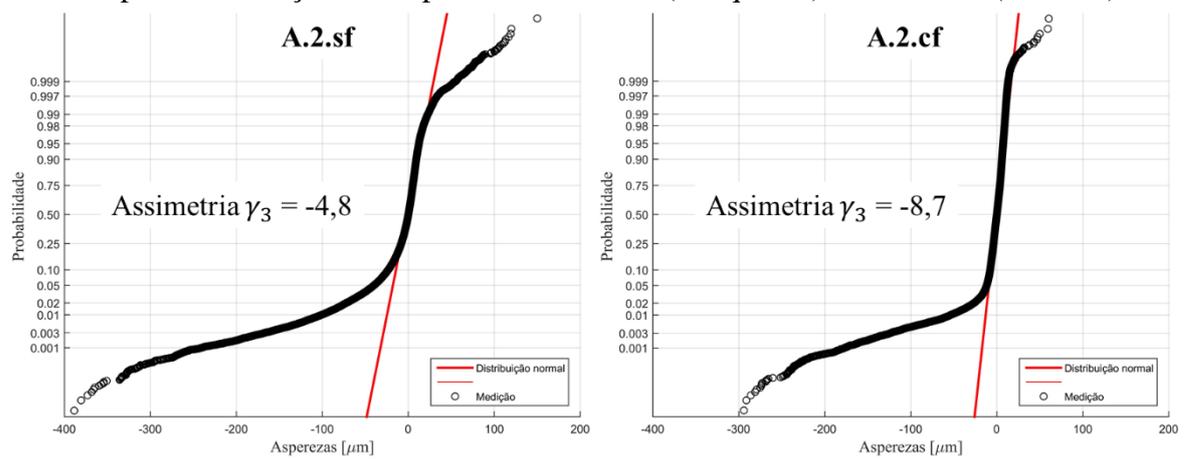


Figura B.26 – Distribuição de probabilidade e valor de assimetria das asperezas da amostra A.2 para as condições de superfície sem filme (à esquerda) e com filme (à direita).

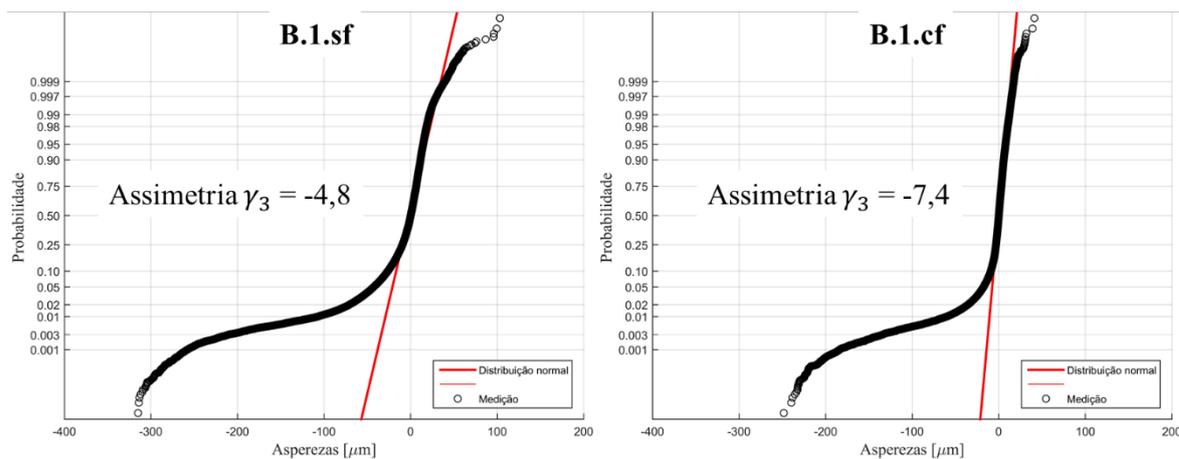


Figura B.27 – Distribuição de probabilidade e valor de assimetria das asperezas da amostra B.1 para as condições de superfície sem filme (à esquerda) e com filme (à direita).

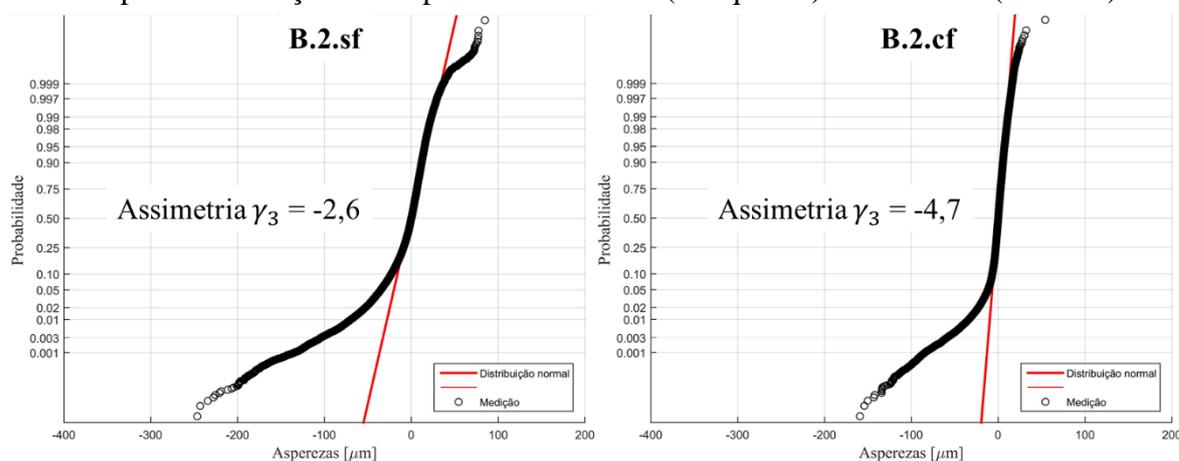


Figura B.28 – Distribuição de probabilidade e valor de assimetria das asperezas da amostra B.2 para as condições de superfície sem filme (à esquerda) e com filme (à direita).

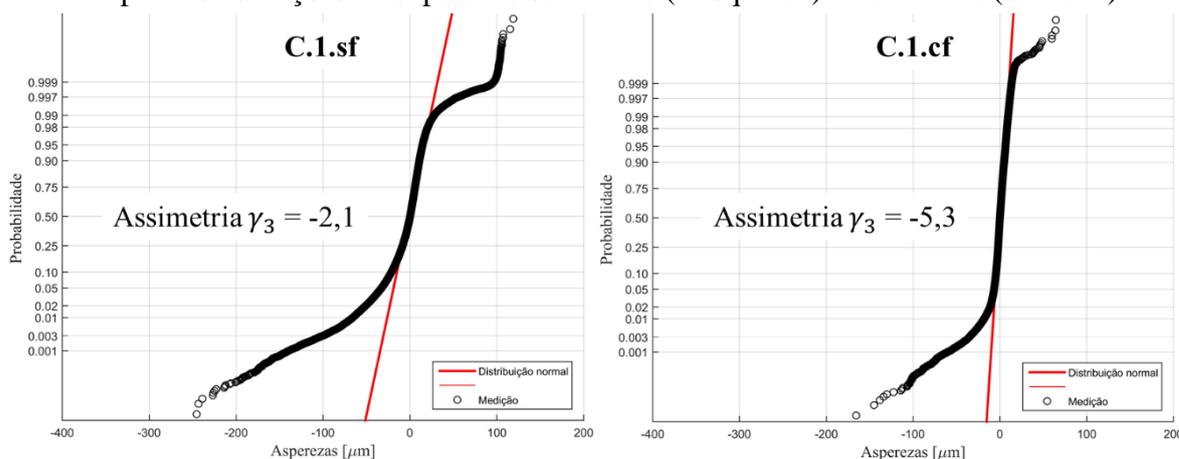


Figura B.29 – Distribuição de probabilidade e valor de assimetria das asperezas da amostra C.1 para as condições de superfície sem filme (à esquerda) e com filme (à direita).

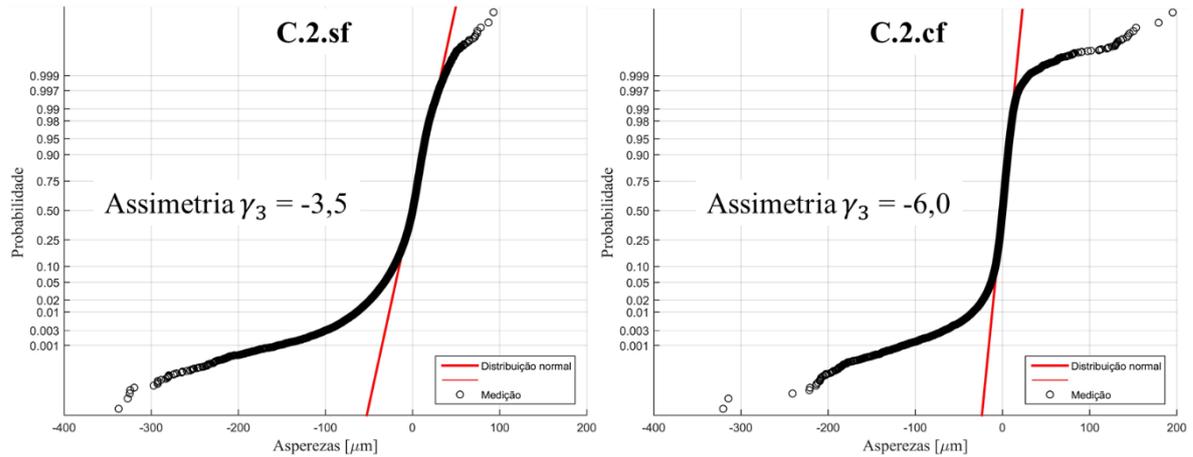


Figura B.30 – Distribuição de probabilidade e valor de assimetria das asperezas da amostra C.2 para as condições de superfície sem filme (à esquerda) e com filme (à direita).

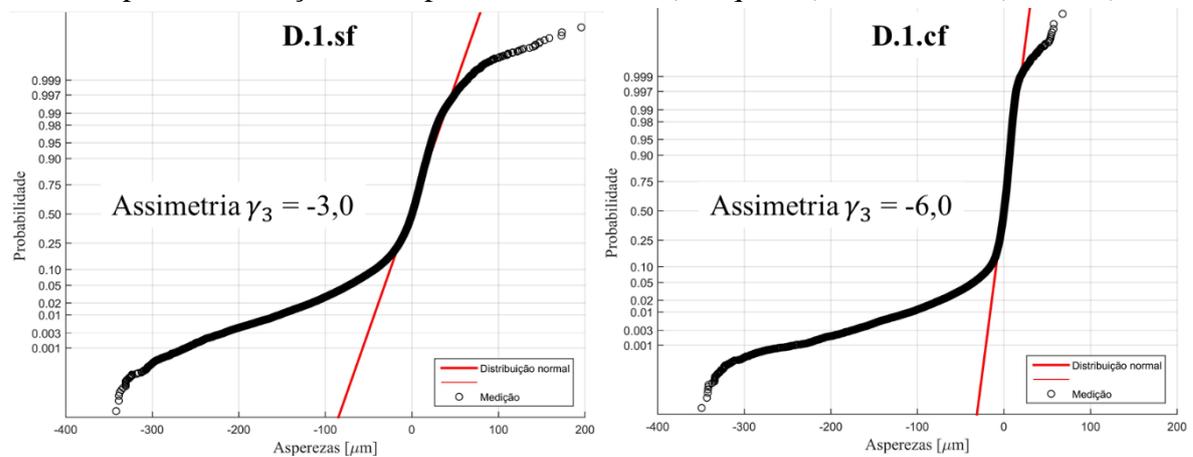


Figura B.31 – Distribuição de probabilidade e valor de assimetria das asperezas da amostra D.1 para as condições de superfície sem filme (à esquerda) e com filme (à direita).

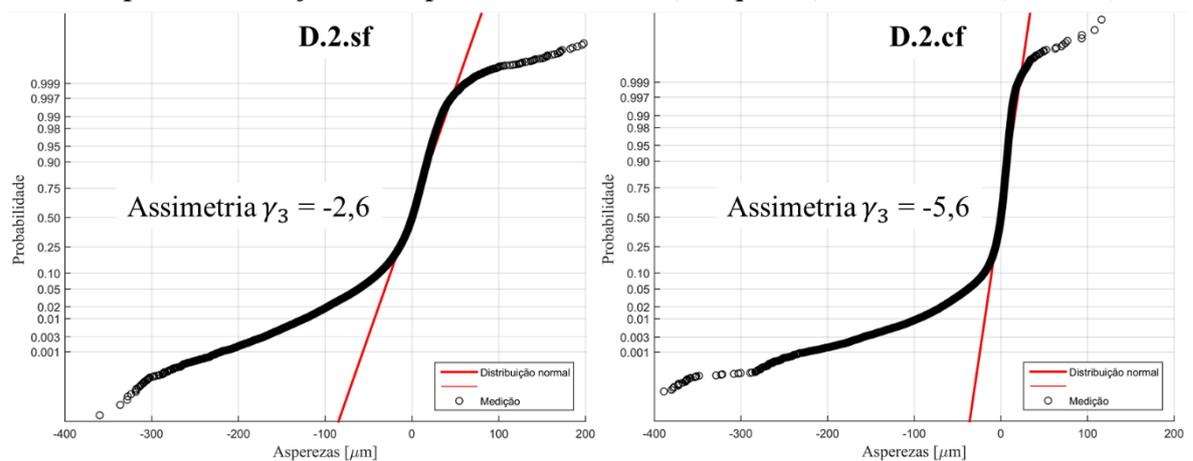


Figura B.32 – Distribuição de probabilidade e valor de assimetria das asperezas da amostra D.2 para as condições de superfície sem filme (à esquerda) e com filme (à direita).

## APÊNDICE C – Ruído de fundo

Durante a montagem do experimento para caracterização do disco, alguns cuidados foram tomados para reduzir, da melhor forma possível, o ruído de fundo presente nos sensores utilizados. Com relação ao posicionamento dos equipamentos na bancada, eles foram distribuídos de forma a afastar ao máximo possível os cabos de alimentação (computador, placa de aquisição e amplificador) dos cabos de instrumentação.

Também foi adicionado aterramento à carcaça do sistema de aquisição e da placa de áudio. Observou-se que o sinal que era enviado ao amplificador já continha parcela significativa de ruído, e por isso o aterramento da placa de áudio foi mais efetivo do que o aterramento da carcaça do amplificador. Além disso, a aplicação de mais pontos de aterramento nas demais estruturas não melhoraram, ou até pioraram, o sinal de ruído de fundo, pois configuram um laço de aterramento, fenômeno que gera corrente parasita e acrescenta ruído ao sinal.

As Figuras C.1, C.2, C.3 e C.4 apresentam os níveis de ruído de fundo presente em cada um dos sinais instrumentados. Os picos visíveis no espectro são consequência de ruído eletromagnético da rede de alimentação, com componente principal em 60 Hz, adicionado de suas harmônicas.

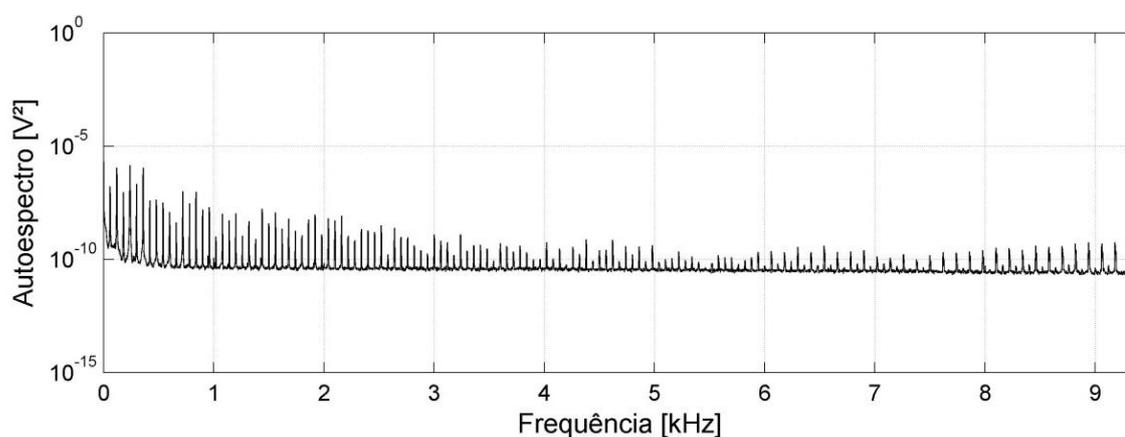


Figura C.1 – Autoespectro do ruído de fundo do sinal enviado ao excitador modal.

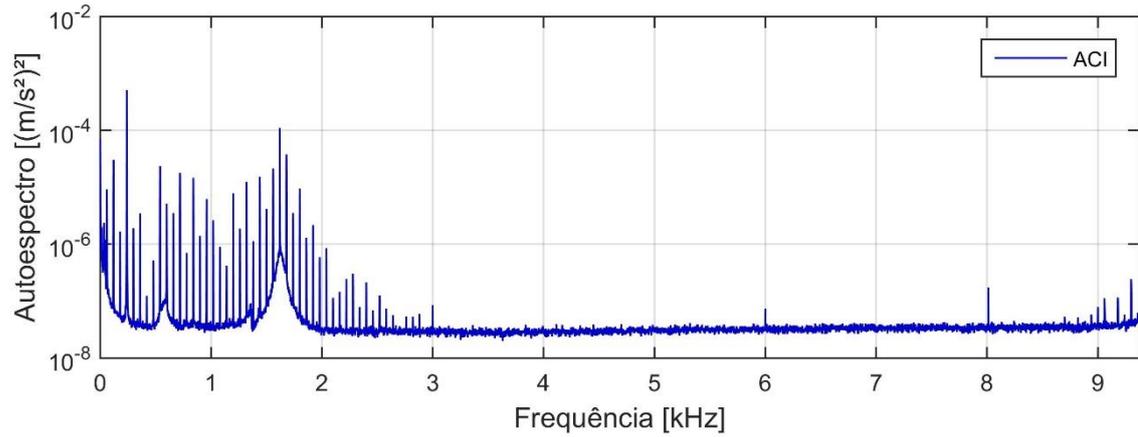


Figura C.2 – Autoespectro do ruído de fundo do acelerômetros da cabeça de impedância.

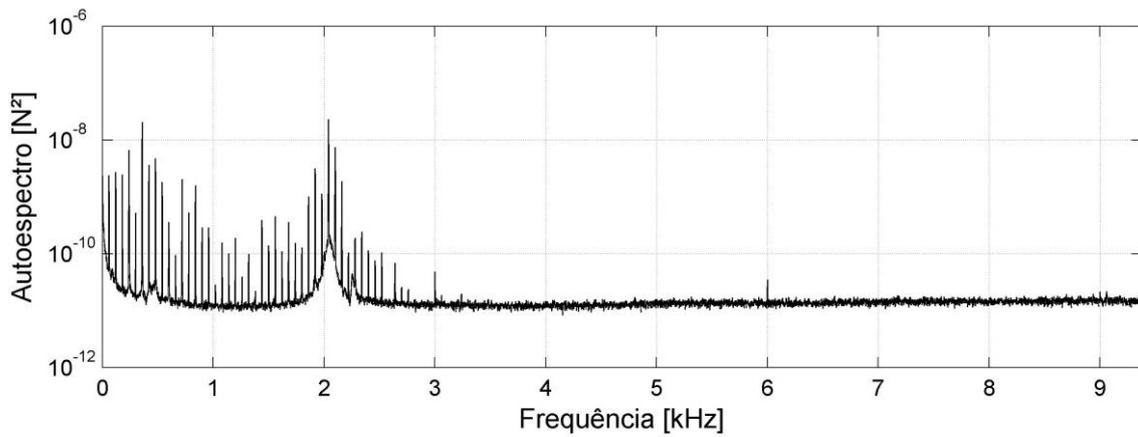


Figura C.3 – Autoespectro do ruído de fundo do sensor de força da cabeça de impedância.

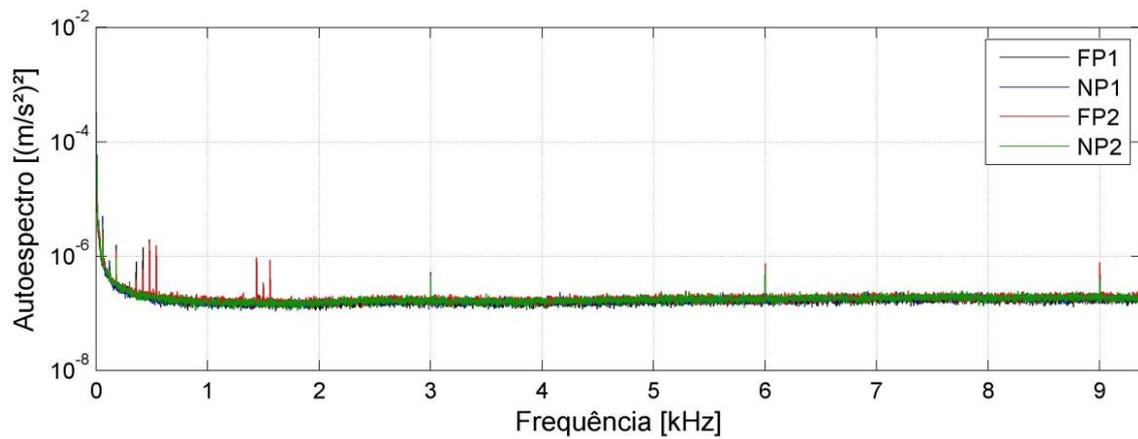


Figura C.4 – Autoespectro do ruído de fundo dos acelerômetros posicionados no disco.