

ANO
2019



UNIVERSIDADE DO ESTADO DE SANTA CATARINA – UDESC
CENTRO DE CIÊNCIAS TECNOLÓGICAS – CCT
PROGRAMA DE PÓS GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

SAULO MELOTTI | DISPOSITIVO PARA ANÁLISE MODAL EXPERIMENTAL DE
MICROFRESAS

Diante do crescimento da demanda por produtos miniaturizados, o processo de microfresamento destaca-se em função da capacidade para fabricação de formas 3D, velocidade e flexibilidade para trabalhar com grande variedade de materiais de engenharia. No entanto, o conhecimento das relações entre dinâmica do microcorte de material e dinâmica da máquina ferramenta/ peça ainda é insuficiente. Com o propósito de melhorar o desempenho de corte no processo de microfresamento, o presente trabalho relata o desenvolvimento e aplicação de um Dispositivo para Análise Modal Experimental – EMA de Microfresas na caracterização dinâmica de microferramentas utilizando os princípios da EMA e da reciprocidade.

Orientador: Prof. Dr-Ing. Joel Martins Crichigno
Filho

Coorientador: Dr. André Marcon Zanatta

Joinville, 2019

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO

DISPOSITIVO PARA ANÁLISE MODAL EXPERIMENTAL DE MICROFRESAS

SAULO MELOTTI

JOINVILLE, 2019

SAULO MELOTTI

**DISPOSITIVO PARA ANÁLISE MODAL EXPERIMENTAL DE
MICROFRESAS**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica do Centro de Ciências Tecnológicas, da Universidade do Estado de Santa Catarina, como requisito para obtenção do Título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr-Ing. Joel Martins Crichigno Filho

Coorientador: Dr. André Marcon Zanatta

JOINVILLE - SC

21 de Novembro de 2019

**Ficha catalográfica elaborada pelo programa de geração automática da
Biblioteca Setorial do CCT/UDESC,
com os dados fornecidos pelo(a) autor(a)**

Melotti, Saulo
Dispositivo para Análise Modal Experimental de
Microfresas / Saulo Melotti. -- 2019.
124 p.

Orientador: Joel Martins Crichigno Filho
Coorientador: André Marcon Zanatta
Dissertação (mestrado) -- Universidade do Estado de
Santa Catarina, Centro de Ciências Tecnológicas, Programa
de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Joinville, 2019.

1. Projeto. 2. Análise Modal Experimental. 3. Função
Resposta em Frequência. 4. Microfresamento. I. Martins
Crichigno Filho, Joel . II. Marcon Zanatta, André. III.
Universidade do Estado de Santa Catarina, Centro de
Ciências Tecnológicas, Programa de Pós-Graduação em
Engenharia Mecânica. IV. Título.

Dispositivo para Análise Modal Experimental de Microfresas

por

Saulo Melotti

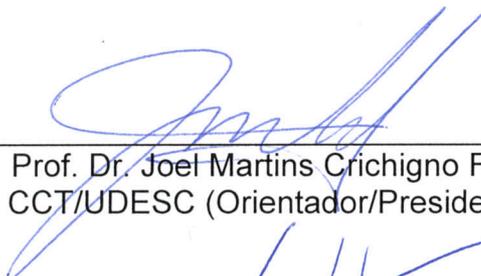
Esta dissertação foi julgada adequada para obtenção do título de

MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA

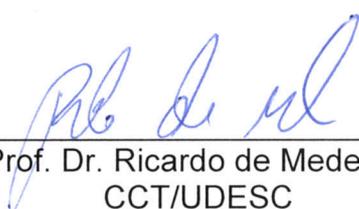
Área de concentração em “Modelagem e Simulação Numérica”
e aprovada em sua forma final pelo

CURSO DE MESTRADO ACADÊMICO EM ENGENHARIA MECÂNICA
DO CENTRO DE CIÊNCIAS TECNOLÓGICAS DA
UNIVERSIDADE DO ESTADO DE SANTA CATARINA.

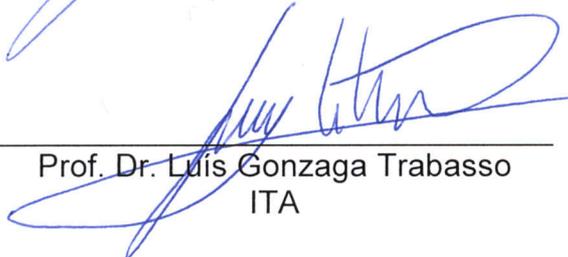
Banca Examinadora:



Prof. Dr. Joel Martins Crichigno Filho
CCT/UDESC (Orientador/Presidente)



Prof. Dr. Ricardo de Medeiros
CCT/UDESC



Prof. Dr. Luis Gonzaga Trabasso
ITA

Joinville,SC, 30 de setembro de 2019.

"Aos meus pais Aldemar e Margarida e
meus irmãos Marcelo e Emanuel."

AGRADECIMENTOS

Ao grande Mestre pela vida, saúde e disposição para aproveitar esta oportunidade de aprender e pela força para superar as pelepas do dia-a-dia.

À Universidade do Estado de Santa Catarina - UDESC e ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica - PPGEM pela oportunidade de aperfeiçoamento oferecida.

Ao Fundo de Apoio à Manutenção e ao Desenvolvimento da Educação Superior - FUMDES/UNIEDU, pela bolsa de estudo concedida.

Ao meu orientador, Prof. Dr-Ing. Joel Martins Crichigno Filho pela confiança depositada na minha pessoa, apoio, dedicação, e pelos momentos de orientação e discussão sobre o projeto.

Ao meu coorientador, Dr. André Marcon Zanatta pela oportunidade de conhecer e trabalhar com microfabricação no ISI Sistemas de Manufatura e Processamento a Laser, incentivo para realizar o mestrado e ideias para o trabalho.

Ao Prof. Ricardo de Medeiros e demais Professores e colaboradores do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica pelas contribuições para realização deste trabalho.

Ao Instituto SENAI de Inovação em Sistemas de Manufatura e Processamento a Laser (FIESC - SENAI/SC) por toda infraestrutura disponibilizada para realização da minha dissertação de mestrado. Um agradecimento especial à Direção do Instituto e principalmente ao meu Coordenador Eng. Ariel Paulo Rezende e ao Pesquisador Chefe Prof. Dr. Gonzaga pela oportunidade, confiança e apoio recebido.

Aos meus pais Aldemar e Margarida pela dedicação, conselhos e carinho para que eu chegasse até aqui. Aos meus irmãos Marcelo e Emanuel, pelo companheirismo, conversas, risadas e aprendizados.

Um abraço especial ao meu amigo Doglas Negri por toda ajuda prestada durante os experimentos da minha dissertação, discussões e ideias para o trabalho e ao amigo Gustavo Reis de Ascensão pelo incentivo. Ao meus amigos e colegas de trabalho Paulo Gaspar, Tiago Guerra, Rodrigo Keller, Rodrigo Humberto, Rogério, Fernando, Tiago Fernandes, Gabriel Patrício, Luiz D. Barbeta, Thiago S. Pereira e Gabriel Antônio pela prontidão com que me ajudaram nos momentos que eu precisei.

Agradeço a minha namorada Chaiane Frizzo pela paciência, parceria, ajuda durante a realização dos experimentos e principalmente por acreditar em mim.

“If you can not great things,
do small things in a great way.”

Napoleon Hill

RESUMO

Diante do crescimento da demanda por produtos miniaturizados, o processo de microfresamento destaca-se em função da capacidade para fabricação de formas *3D*, velocidade e flexibilidade para trabalhar com grande variedade de materiais de engenharia. No entanto, o conhecimento das relações entre a dinâmica do processo de microcorte de material e a dinâmica da máquina ferramenta/ peça ainda é insuficiente. Com o propósito de melhorar o desempenho de corte no processo de microfresamento, o presente trabalho relata o desenvolvimento de um Dispositivo para Análise Modal Experimental de Microfresas - *DEMAM*, aplicado para auxiliar a caracterização dinâmica de microferramentas no centro de microusinagem KERN Pyramid Nano, utilizando os princípios da Análise Modal Experimental - *EMA* e da reciprocidade. O desenvolvimento do dispositivo justifica-se por: 1º *EMA* de microfresas é desafiadora em função da incompatibilidade dos instrumentos de medição convencionais com a dimensão, fragilidade e altas frequências naturais das microferramentas e 2º a previsão do comportamento dinâmico é uma alternativa viável para minimizar ou até mesmo evitar vibrações durante o processamento através da determinação dos Diagramas de Lóbulos de Estabilidade - *SLD* e dos parâmetros modais para calibrar modelos matemáticos para previsão dos esforços no microcorte de materiais. O desenvolvimento do dispositivo consiste de duas etapas: a primeira trata do projeto e construção do *DEMAM* de acordo com as necessidades e requisitos de aplicação, previamente identificados na prática da *EMA*, microusinagem e também com pesquisa na literatura especializada. Na segunda etapa foram avaliados: capacidade de excitar o mesmo ponto inúmeras vezes, controle da força de excitação e influência da massa do martelo, rigidez de contato e rigidez do alvo na duração do pulso de força. A largura de banda de frequência obtida para a excitação com dispositivo desenvolvido foi da ordem de 5,7kHz. A validação do *DEMAM* se deu por meio da comparação de resultados experimentais para uma geometria simples e similar a das microfresas com a solução analítica. O erro entre os resultados foi de aproximadamente 6%. Por fim, o aparato foi aplicado para obtenção dos parâmetros modais e da Função Resposta em Frequência - *FRF* na ponta de microfresas de 200, 500 e 1000 μm de diâmetro. Os resultados obtidos revelaram aumento da repetibilidade do processo de excitação e redução do esforço manual associado, único impacto em todos os testes, ajuste e controle da força de excitação, processo de excitação independente do operador, posicionamento do ponto de laser no local de medição da resposta desejado com boa exatidão, capacidade para medir a resposta de vibração de microferramentas de até 200 μm e aumento da confiabilidade dos dados capturados.

Palavras-chave: Projeto. Análise Modal Experimental. Função Resposta em Frequência. Microfresamento.

ABSTRACT

Faced with growing demand for miniaturized products, the micromilling process stands out due to its *3D* shape fabrication capacity, speed and flexibility to work with a wide range of engineering materials. However, knowledge of the relationships between the dynamics of the material microcutting process and the machine tool part are still insufficient. In order to improve cutting performance in the micromilling process, this work reports the development of a Device for Experimental Modal Analysis of Micro-mills - *DEMAM*, applied to assist the dynamic characterization of microtools in KERN Pyramid Nano micromachine center, using the Experimental Modal Analysis - *EMA* and reciprocity principles. The device development is justified by: 1st *EMA* of microtools is challenging due to incompatibility of conventional measurement instruments with dimensions, fragility and high frequencies of the microtools; and 2nd the dynamic behaviour prediction is a viable alternative to minimize or even avoid vibrations during processing through the Stability Lobe Diagrams - *SLD* determination and modal parameters estimation to calibrate mathematical models to predict mechanical stresses during materials microcutting. The device development consisted of two phases: the first deals with the design and construction of the device according to the application needs and requirements, previously identified in the practice of *EMA* and micromachining and also with research in the specialized literature. In the second phase, these were evaluated: ability to excite the same point countless times, control of excitation force and influence of hammer mass, target stiffness and contact stiffness in the duration of the force pulse. The frequency bandwidth obtained for the excitation with developed device was of the order of 5,7kHz. The apparatus was validated by comparing experimental results for a simple geometry similar to that of the microtools with the analytical solution. The error between the results was approximately 6%. Finally, the apparatus was applied to obtain the modal parameters and the Frequency Response Function - *FRF* on the 200, 500 and 1000 μm diameter microtool tip. Results revealed increased repeatability of the excitation process and reduction of manual effort associated, single impact on all tests, adjustment and control of excitation force, operator independent excitation process, laser spot positioning at desired response measurement with good accuracy, ability to measure microtools vibration response up to 200 μm and improved quality of captured data.

Key-words: Design. Experimental Modal Analysis. Frequency Response Function. Micromilling

Lista de Figuras

1.1	Concentração dos esforços para melhorar a usabilidade, desempenho de corte e capacidade do processo de microcorte de materiais.	28
2.1	Representação do corte de material no processo de microfresamento, destaque para o fenômeno do <i>chatter</i> - ferramenta vista de topo.	33
2.2	Diagrama de Lóbulo de Estabilidade - <i>SLD</i>	34
2.3	Diferença no acabamento superficial e na formação de rebarba para o microfresamento estável e instável.	36
2.4	Representação de dados capturados em análise dinâmica: a) representação <i>3D</i> , b) domínio do tempo e c) domínio da frequência.	37
2.5	Diagrama de bloco para Função Transferência.	38
2.6	Partes real e imaginária da receptância em função da frequência para um <i>SDOF</i>	44
2.7	a) Diagrama de Bode - módulo e fase da resposta e b) gráfico de Nyquist - plano complexo (Real/Imaginário).	45
2.8	Teorema de Maxwell para forças unitárias generalizadas.	46
2.9	Teorema de Maxwell aplicado a uma viga biapoioada.	47
2.10	Fenômeno da subamostragem (<i>aliasing</i>), altas frequências interpretadas como baixas frequências após a amostragem: a) 3Hz como 1Hz e b) 5Hz como 1Hz.	49
2.11	Comprimento amostral e <i>leakage</i> do espectro: a) sinal ideal e b) sinal “inadequado”.	50
2.12	Princípio do método <i>RCSA</i> para um sistema de microfresamento.	53
2.13	Análise modal experimental em sistema de microfresamento: a) vista do minimartelo de impacto e ferramenta e b) especificação do ponto excitado e pontos de medição da resposta.	54
3.1	Fluxograma experimental da dissertação.	57
3.2	Modelagem funcional do aparato experimental para caracterização dinâmica em sistemas de microfresamento.	58
3.3	Ponteiras: forma e materiais.	62

3.4	Hardware para controle do eletroímã.	63
3.5	Funcionamento do martelo de impacto.	64
3.6	Variação do diâmetro do feixe de laser do vibrômetro com a distância de medição.	65
3.7	Mecanismo para posicionamento e orientação do feixe de laser do vibrômetro.	66
3.8	Dispositivo para análise modal experimental de microfresas em centros de microusinagem.	67
3.9	Centro de microusinagem 5 eixos KERN Pyramid Nano.	69
3.10	Aparato experimental dos testes de caracterização.	71
3.11	Influência do local excitado na duração do pulso de força.	74
3.12	Avaliação do mecanismo de movimentação do espelho inferior: a) análise de movimentação e resolução de deslocamento e b) análise do erro de posicionamento.	77
3.13	Análise experimental para validação do dispositivo especializado para caracterização dinâmica.	78
3.14	Microfresas.	79
3.15	Caracterização dinâmica do sistema de microfresamento: a) disposição dos equipamentos, b) dispositivo desenvolvido e c) ponto excitado (1) e pontos medidos (1 e 2) durante a <i>EMA</i> das microfresas.	80
4.1	Resposta de vibração livre do martelo de impacto: a) domínio do tempo e b) domínio da frequência.	82
4.2	Repetibilidade do ponto/local excitado: a) local impactado, b) análise dos impactos I1 à I10 e c) análise dos impactos I11 à I20.	83
4.3	Comportamento da força de excitação: a) força de excitação <i>vs.</i> passo de aproximação e b) detalhe do tempo do pulso de força.	85
4.4	Alterações no pulso de força em função da massa do martelo: a) aumento na duração do pulso de força com a massa do martelo e b) amplitude da força de excitação em função da massa do martelo.	86
4.5	Alterações no pulso de força em função do material das ponteiros: a) impactos com 1- alumínio, 2- carbetto de tungstênio e 3- nylon e b) duração do pulso de força para cada material.	87
4.6	Influência do local excitado na duração do pulso: a) 3mm de distância do engaste, b) 4mm de distância do engaste, c) 8mm de distância do engaste, d) 16mm de distância do engaste e e) 24mm de distância do engaste.	88
4.7	Detalhe da influência do local excitado na duração do pulso para: a) 4mm do engaste e b) 24mm do engaste.	89
4.8	Desvios durante a movimentação do espelho inferior: a) erro de posicionamento na direção X e b) erro de posicionamento na direção Z.	91

4.9	Procedimento para posicionar o ponto de laser no alvo.	92
4.10	Largura da banda de frequências alcançada na excitação com o martelo de impacto automatizado: a) sinal de força de excitação e b) largura de banda de frequência excitada.	93
4.11	Determinação do módulo de elasticidade para o material da haste de calibração.	94
4.12	$FRF h_{51}$	95
4.13	$FRF h_{55}$ sintetizada.	96
4.14	1º modo de vibrar de flexão da haste de calibração: solução analítica <i>vs.</i> experimental.	97
4.15	Frequência do sistema <i>holder - spindle</i> - máquina ferramenta: a) $FRF h_{51}$ haste de calibração, b) $FRF h_{21}$ fresa ϕ 1,0mm, c) $FRF h_{21}$ fresa ϕ 0,5mm e d) $FRF h_{21}$ fresa ϕ 0,2mm.	99
4.16	Fresa ϕ 1,0mm $FRFs$: a) h_{11} , b) h_{21} experimentais e c) h_{22} sintetizada.	101
4.17	Fresa ϕ 0,5mm $FRFs$: a) h_{11} , b) h_{21} experimentais e c) h_{22} sintetizada.	102
4.18	Fresa ϕ 0,2mm $FRFs$: a) h_{11} , b) h_{21} experimentais e c) h_{22} sintetizada.	103
A.1	$FRFs$ validação do <i>DEMAM</i> experimental <i>vs.</i> sintetizada: a) $FRF h_{41}$ e b) $FRF h_{31}$	116
A.2	$FRFs$ validação do <i>DEMAM</i> experimental <i>vs.</i> sintetizada: c) $FRF h_{21}$, d) $FRF h_{11}$	117
B.1	Características técnicas do minitransdutor PCB209C01	119
B.2	Carta de calibração minitransdutor de força PCB209C01	120
B.3	Carta de calibração do vibrômetro Polytec PDV100	121
B.4	Espelhos THORLABS BB1-E02	122

Lista de Tabelas

2.1	Frequências naturais de microfresas segundo estudos de diferentes autores.	55
3.1	Possíveis soluções para as funções elementares do <i>DEMAM</i>	60
3.2	Soluções adotadas para as funções elementares do <i>DEMAM</i>	61
3.3	Descrição dos mecanismos e componentes do dispositivo para <i>EMA</i> de microfresas em centros de microfresamento.	68
4.1	Exatidão de posicionamento: valor nominal <i>vs.</i> valor medido na <i>CMM</i> para o deslocamento realizado com o mecanismo de movimentação do espelho inferior.	90
4.2	Parâmetros modais para haste de calibração $\phi 3\text{mm}$	98
4.3	Parâmetros modais das microfresas analisadas.	100

Lista de Símbolos

Abreviações

<i>AC</i>	<i>Alternating Current</i> - Corrente Alternada
<i>BAW</i>	<i>Bulk Acoustic Wave</i> - Onda Acústica Volumétrica
<i>BW</i>	<i>Bandwidth</i> - Largura de Banda
<i>CMM</i>	<i>Coordinate Measuring Machine</i> - Máquina de Medir por Coordenadas
<i>CMMS</i>	<i>Computer Micro Vision System</i> - Sistema de Microvisão por Computador
<i>CMS</i>	<i>Component Mode Synthesis</i> - Síntese da Componente Modal
<i>DC</i>	<i>Direct Current</i> - Corrente Contínua
<i>DEMAM</i>	Dispositivo para Análise Modal Experimental de Microfresas
<i>EMA</i>	<i>Experimental Modal Analysis</i> - Análise Modal Experimental
<i>ESPI</i>	<i>Electronic Speckle Pattern Interferometry</i> - Interferometria Eletrônica por Padrão de Manchas
<i>FE</i>	<i>Finite Element</i> - Elementos Finitos
<i>FEA</i>	<i>Finite Element Analysis</i> - Análise por Elementos Finitos
<i>FFT</i>	<i>Fast Fourier Transformation</i> - Transformada Rápida de Fourier
<i>FRF</i>	<i>Frequency Response Function</i> - Função Resposta em Frequência
<i>FT</i>	<i>Transference Function</i> - Função Transferência
<i>LDV</i>	<i>Laser Doppler Vibrometer</i> - Vibrômetro a Laser Doppler
<i>MDOF</i>	<i>Multi Degree of Freedom</i> - Múltiplos Graus de Liberdade
<i>MEMS</i>	<i>Microelectromechanical Systems</i> - Sistemas Microeletromecânicos
<i>OMA</i>	<i>Output Modal Analysis</i> - Análise Modal Operacional
<i>PP</i>	<i>Peak-Picking</i> - Método da Seleção de Picos
<i>PZT</i>	<i>Lead Zirconate Titanate</i> - Cerâmica Piezoelétrica Titanato de Zirconato de Chumbo
<i>RCSA</i>	<i>Receptance Coupling Substructure Analysis</i> - Análise de Receptâncias para Acoplamento de Subestruturas

<i>SDOF</i>	<i>Single Degree of Freedom</i> - Único Grau de Liberdade
<i>SIS</i>	<i>Stroboscopic Interferometer System</i> - Sistema de Interferometria Estroboscópico
<i>SLD</i>	<i>Stability Lobes Diagrams</i> - Diagramas de Lóbulos de Estabilidade
<i>3D</i>	<i>Three Dimensional Object</i> - Objeto Tridimensional

Nomenclatura

\ddot{x}	Aceleração	$\frac{m}{s^2}$
A	Acelerância	$\frac{m}{s^2}$ N
c	Amortecimento	$\frac{N.s}{m}$
K_s	Coefficiente de força específica de corte	$\frac{N}{mm^2}$
D	Campo de deslocamentos externos	-
d	Deslocamentos internos	-
\bar{A}	Constante modal	-
x	Deslocamento	m
h_{ij}	FRF da resposta em i e excitação em j	$\frac{m}{N}$
F	Excitação	N
X	Resposta de vibração	-
G	Função Transferência	-
m	Massa	kg
[C]	Matriz de amortecimento	$\frac{N.s}{m}$
[H]	Matriz das Funções Resposta em Frequência	$\frac{m}{N}$
[M]	Matriz de massa	kg
[K]	Matriz de rigidez	$\frac{N}{m}$
Y	Mobilidade	$\frac{m}{s}$ N
R_{ij}	Termo residual de alta ordem	-
k	Rigidez.	$\frac{N}{m}$
t	Tempo	s
\dot{x}	Velocidade	$\frac{m}{s}$

Símbolos Gregos

Φ	Autovetor(es)	-
ϕ_f	Diâmetro da ferramenta	mm

ζ	Fator de Amortecimento	-
ζ_r	Fator de Amortecimento do Modo r	-
ω	Frequência de Excitação	$\frac{rad}{s}$
ω_b	Frequência da Banda de Meia Potência Inferior	$\frac{rad}{s}$
ω_a	Frequência da Banda de Meia Potência Superior	$\frac{rad}{s}$
ω_r	Frequência de Ressonância ou Frequência do Modo r	$\frac{rad}{s}$
ω_n	Frequência Natural Angular	$\frac{rad}{s}$
ω_d	Frequência Natural Angular Amortecida	$\frac{rad}{s}$
τ	Polos da Função Transferência	Hz
α	Receptância	$\frac{m}{N}$

Sumário

Lista de Figuras	13
Lista de Tabelas	17
Lista de Símbolos	19
1 Introdução	25
1.1 Objetivos	29
1.1.1 Objetivo Principal	29
1.1.2 Objetivos Específicos	29
1.2 Estrutura da dissertação	29
2 Fundamentação Teórica e Estado da Arte	31
2.1 Vibrações mecânicas no processo de microfresamento	31
2.1.1 Vibração forçada	32
2.1.2 <i>Chatter</i>	32
2.1.3 Estabilidade no processo de microcorte de material	33
2.2 Análise experimental de sistemas dinâmicos	36
2.2.1 Função Transferência - FT	37
2.2.2 Modelos de resposta	40
2.2.3 Função Resposta em Frequência - FRF	40
2.2.3.1 Extração de parâmetros modais pelo método de Seleção de Picos	43
2.2.4 Apresentação gráfica da Função Resposta em Frequência	44
2.2.5 Teorema da Reciprocidade de Maxwell	46
2.3 Análise modal experimental	48
2.3.1 <i>Aliasing</i>	49
2.3.2 <i>Leakage</i>	49
2.3.3 Análise modal experimental de microestruturas	50
2.3.4 Análise modal de microfresas	52

3	 Materiais e Métodos	57
3.1	Materiais	58
3.1.1	Concepção, projeto e construção do Dispositivo para Análise Modal Experimental de Microfresas - <i>DEMAM</i>	58
3.2	Métodos	69
3.2.1	Caracterização do dispositivo	69
3.2.1.1	Repetibilidade do ponto/local excitado	69
3.2.1.2	Influência da massa do martelo e da rigidez de contato na duração do pulso de força	71
3.2.1.3	Mapeamento da força de excitação	72
3.2.1.4	Influência do local excitado na duração do pulso de força	73
3.2.2	Resposta de vibração livre do martelo de impacto	75
3.2.3	Avaliação da movimentação, resolução de deslocamento e erro do mecanismo de translação do espelho inferior	75
3.2.4	Validação do Dispositivo para <i>EMA</i> de Microfresas	76
3.2.5	Caracterização dinâmica do sistema de microfresamento para três diâmetros de ferramentas	79
4	 Análise e Discussão dos Resultados	81
4.1	Aspectos funcionais e de operação do Dispositivo para <i>EMA</i> de Microfresas - <i>DEMAM</i>	81
4.1.1	Repetibilidade e controle do mecanismo de excitação	82
4.1.2	Fatores que influenciam a duração do pulso de força	84
4.1.3	Posicionamento do ponto do laser	90
4.2	Validação do Dispositivo para <i>EMA</i> de Microfresas - <i>DEMAM</i>	92
4.3	Determinação da <i>FRF</i> na ponta das microfresas	98
5	 Conclusão	105
	Bibliografia	109
	Apêndices	113
A	 Resultados Complementares da Validação do <i>DEMAM</i>	115
B	 Cartas de Calibração dos Instrumentos	119

Capítulo 1

Introdução

A demanda por produtos miniaturizados aumentou ao longo dos últimos anos em função das aplicações em áreas como eletrônica, médico-odontológica, aeroespacial, militar e de transporte e tem impulsionado o desenvolvimento dos processos de micromanufatura. Alguns exemplos de aplicações são: fabricação de motores e turbinas em miniatura, microsátélites, dispositivos médicos e implantáveis (*in vivo*), equipamentos cirúrgicos minimamente invasivos, microrobôs, miniaturas de drones para missões de reconhecimento e miniaturas de moldes e matrizes (CHAE et al., 2006; FILIZ et al., 2007; JIN; ALTINTAS, 2013).

As tecnologias de microfabricação podem ser aplicadas na produção de peças da ordem de poucos milímetros que montadas originam microprodutos, mas também como processos de alta exatidão, conhecidos como usinagem de precisão (BOSWELL et al., 2018). Analogamente à macrousinagem mecânica, na microusinagem as superfícies dos materiais são moldadas por ferramentas de corte miniaturizadas (CHAE et al., 2006), no entanto está caracteriza-se pela relação entre quantidade de material removido e o tamanho da aresta de corte da ferramenta. Portanto, as grandezas de corte (avanço por aresta de corte - f_z , rotação - S e profundidade de corte e de trabalho - a_p e a_e respectivamente) são extremamente críticas para o processo no que diz respeito a formação ou não do cavaco e consequente taxa de remoção de material. Quando associadas aos parâmetros geométricos da ferramenta, dinâmica do sistema de microfresamento e ao material da peça, resultam em relações ainda complexas e fenômenos que afetam a qualidade da peça e durabilidade da ferramenta, como por exemplo: amassamento do material (*plowing* ou *ploughing*), formação de rebarbas, desgaste da ferramenta e vibração forçada e autoexcitada (*chatter*) (AFAZOV et al., 2013; CHENG, 2008). Diante disso, há uma necessidade de concentrar os esforços na otimização do sistema de microfresamento e do processo para promover a usabilidade, melhoraria do desempenho de corte ou capacidade do processo para atender aos requisitos de produtividade, precisão e disponibilidade do usuário final (CHENG, 2008).

Na micromanufatura por corte de material, o microfresamento destaca-se em virtude da maior velocidade, economia e flexibilidade para fabricação de formas *3D* e capa-

cidade para trabalhar com diversos tipos de materiais de engenharia: metais, polímeros, cerâmicos e compósitos (AFAZOV et al., 2013; BOSWELL et al., 2018; EHMANN et al., 2005; LI et al., 2014). Porém este processo é extremamente sensível à vibração, uma vez que a ferramenta é frágil e as micropeças exigem alta exatidão geométrica e dimensional e acabamento superficial. A vibração pode ser minimizada quando a resposta dinâmica do sistema de microfresamento e as características do material da peça são conhecidas. Pode-se determinar os Diagramas de Lóbulos de Estabilidade - *SLD* (*Stability Lobes Diagrams*) e aplicá-los para especificar condições de corte mais produtivas e adequadas para remoção de material (CHENG, 2008; DUNWOODY, 2010; LAKSHMI et al., 2008). Entretanto, a especificação de condições estáveis para microusinagem ainda é desafiadora, pois exige a correta medição da Função Resposta em Frequência - *FRF* (*Frequency Response Function*) na ponta da microferramenta acoplada ao conjunto porta ferramentas - eixo árvore - máquina (PARK et al., 2010). Os métodos puramente experimentais ainda são difíceis de serem aplicados em função da incompatibilidade dos instrumentos com as características das ferramentas miniaturizadas. Métodos mistos, como por exemplo: Análise de Receptâncias para Acoplamento de Subestruturas - *RCSA* (*Receptance Coupling Substructure Analysis*) que utiliza uma abordagem numérico - experimental, não considera para todas as ferramentas a individualidade da configuração de fixação, visto que segundo Li et al. (2014), as frequências de vibração são fortemente afetadas pelas características de cada montagem como, por exemplo: força de aperto, comprimento fixado da haste da ferramenta no *holder* e comprimento em balanço da ferramenta .

Os parâmetros de corte dos materiais, são geralmente determinados através de testes de vida de ferramenta, baseados em critérios de usinabilidade. Este procedimento não considera diretamente o comportamento dinâmico do sistema de microfresamento e muitas vezes torna-se necessário o ajuste dos parâmetros e/ou substituição da ferramenta devido ao desgaste ou quebra prematura por vibrações durante o processamento. Segundo Chae et al. (2006), vibração excessiva e forças demasiadas tem grande influência no desempenho de fresas miniaturizadas e podem prejudicar o desempenho e a longevidade das ferramentas bem como o controle das tolerâncias dos componentes. Assim, algumas considerações são feitas:

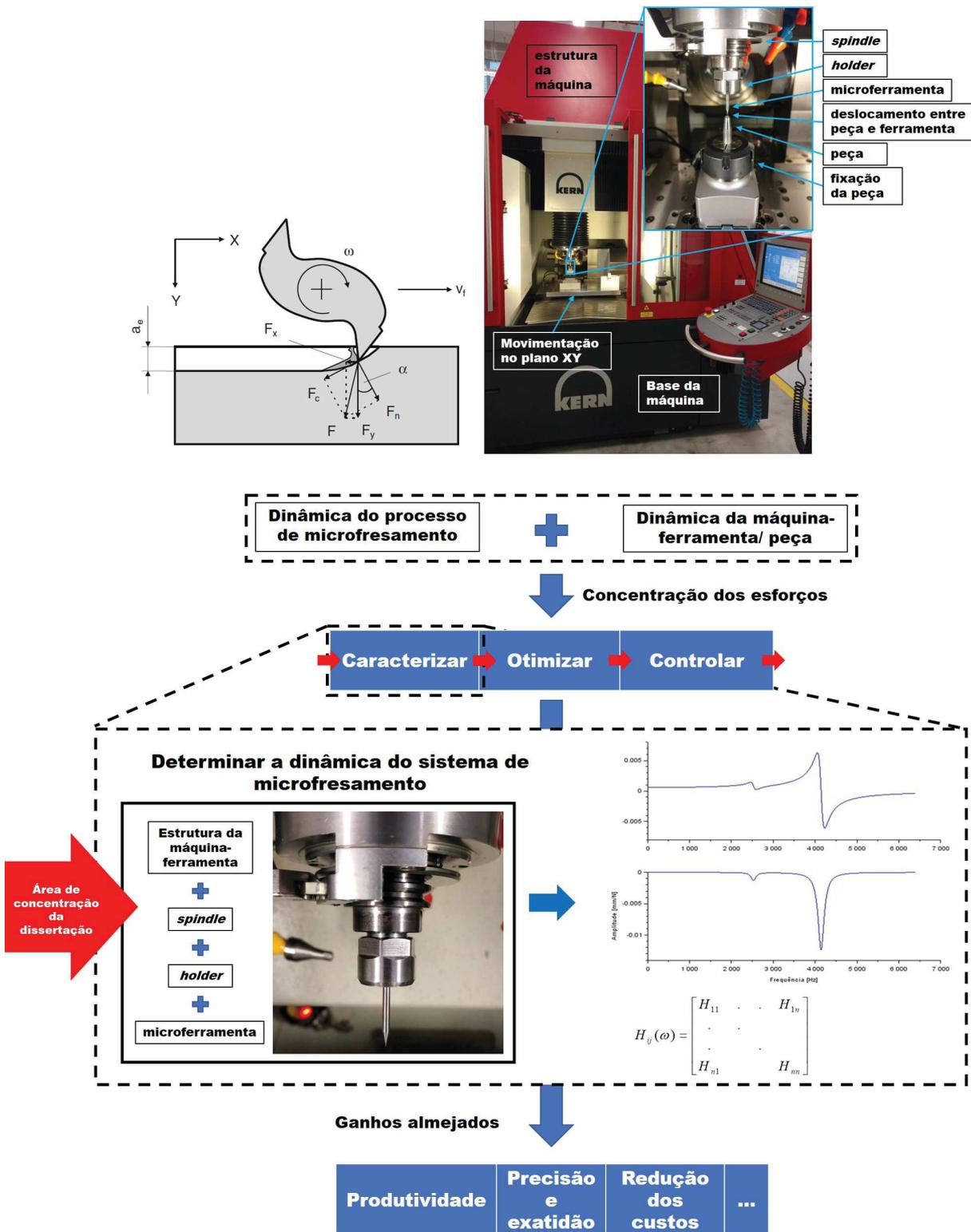
- A microferramenta é menos rígida que a peça e suscetível à flexão devido seu adelgamento;
- A quebra da microferramenta durante a usinagem é imperceptível, sendo notada apenas no final da tarefa e/ou da usinagem da peça, o que aumenta o tempo do processo pela substituição da ferramenta e retrabalho;
- O monitoramento da microusinagem é desafiador, por exemplo: pequenos sinais de ruídos podem ocasionar falsos sinais de força (CHAE et al., 2006), sendo assim, a especificação de parâmetros mais adequados torna-se fundamental;

- A substituição da ferramenta durante o processamento pode causar imperfeições na superfície usinada, pois mesmo pequeno, o erro de presetação da microferramenta existirá;
- O custo das microferramentas é significativo no processo.

Portanto, a caracterização dinâmica do sistema de microfresamento (máquina - eixo árvore - porta ferramentas - microferramenta) por um método experimental que considera as características de cada montagem é necessário para determinar com mais exatidão a *FRF* na ponta da microferramenta. Tais funções permitem a elaboração de lóbulos de estabilidade precisos que contribuem para assertividade na seleção de parâmetros de corte e/ou determinação das grandezas de corte. Além da aplicação anterior, a manipulação das Funções Resposta em Frequência possibilita a extração de parâmetros modais muito úteis em modelos matemáticos para análise da força de corte no microfresamento. Consequentemente, fatores como: garantia da estabilidade do processo de microfresamento, maior vida útil da ferramenta, alcance das tolerâncias geométricas e dimensionais, bem como acabamento superficial e ausência de rebarbas nas peças, máximo rendimento da ferramenta e redução dos tempos de usinagem poderão ser alcançados. Os ganhos que o conhecimento da dinâmica do sistema de microfresamento proporciona possuem ainda um apelo ambiental, visto que melhoram o uso do processo e dos recursos, evitam retrabalho e descarte prematuro de ferramentas e peças.

Sendo assim, o objeto deste trabalho é o projeto de um aparato experimental capacitado para medir corretamente as Funções Resposta em Frequência na extremidade de ferramentas miniaturizadas (da ordem de décimos de milímetro), e com base nas *FRF*s, determinar o comportamento dinâmico de sistemas de microfresamento (máquina – eixo árvore – porta ferramentas – microferramenta). A visão geral do problema existente e o trabalho proposto nesta dissertação são apresentados na Figura 1.1.

Figura 1.1: Concentração dos esforços para melhorar a usabilidade, desempenho de corte e capacidade do processo de microcorte de materiais.



Fonte: Elaborado pelo autor, 2019, com base em Cheng (2008), Biermann e Baschin (2009).

1.1 Objetivos

1.1.1 Objetivo Principal

Diante da necessidade de caracterizar corretamente a dinâmica de sistemas de microfresamento, esta dissertação tem o objetivo principal de desenvolver um dispositivo qualificado para extrair experimentalmente a Função Resposta em Frequência na ponta de ferramentas miniaturizadas presas ao eixo árvore de centros de microusinagem.

1.1.2 Objetivos Específicos

Para a consecução do objetivo principal, foram definidos os seguintes objetivos específicos:

- a) Desenvolver um dispositivo para *EMA* em centros de microfresamento compatível com a dimensão das microferramentas que permita excitar e medir os sinais de força e resposta de vibração com exatidão e repetibilidade;

De posse do dispositivo de impactação, são conduzidas análises para:

- b) Caracterizar o funcionamento do dispositivo de impactação para análise modal experimental em centros de microfresamento;
- c) Validar o aparato;
- d) Obter a Função Resposta em Frequência na ponta de microfresas de diâmetros entre $0,2 \leq \phi \leq 1,00$ milímetro, acopladas ao sistema máquina ferramenta (KERN Pyramid Nano) - eixo árvore - porta ferramentas (HSK F32 D14);

1.2 Estrutura da dissertação

O trabalho desenvolvido nesta dissertação de mestrado é apresentado em cinco seções:

- **Capítulo 1:** introdução do trabalho com o propósito de apresentar e contextualizar o leitor sobre o tema da dissertação, enunciar o problema e justificar o desenvolvimento do estudo. Também são apresetados os objetivos do trabalho e a maneira como o mesmo esta estruturado.
- **Capítulo 2:** contempla a fundamentação teórica e estado da arte. O presente capítulo traz uma revisão à respeito dos conhecimento da análise modal, bem como uma pesquisa dos trabalhos científicos desenvolvidos e resultados obtidos até o presente momento que estão alinhados e/ou relacionados com o tema desta dissertação.

- **Capítulo 3:** neste capítulo são apresentados e descritos os equipamentos e materiais utilizados para realização da parte experimental do trabalho, assim como os métodos e técnicas utilizadas nos experimentos;
- **Capítulo 4:** consiste na apresentação, argumentação e justificativa dos resultados como base no estado da arte e nos conhecimentos previamente adquiridos;
- **Capítulo 5:** nesta seção são ressaltados os principais resultados e descritas as conclusões obtidas com o estudo. Uma perspectiva para desenvolvimento de trabalhos futuros também é apresentada.

Capítulo 2

Fundamentação Teórica e Estado da Arte

2.1 Vibrações mecânicas no processo de microfresamento

O sistema de microfresamento, constituído pelo conjunto microfresa (ferramenta) - porta ferramenta - eixo árvore - máquina ferramenta, pode ser representado como corpos combinados que possuem massa, elasticidade, ou a capacidade de se deformar sem ter sua forma alterada permanentemente. Sempre que submetido a uma excitação, o sistema exibirá uma resposta que é dependente da natureza da excitação e de suas características (MEIROVITCH, 2001).

A vibração de corpos que exibem tais características é dividida em três categorias, observando a fonte de energia externa: livre, forçada e autoexcitada (*chatter*) (SCHMITZ; SMITH, 2008). A frequência da vibração apresentada será principalmente dominada pela rigidez e massa do sistema e pouco influenciada pelo amortecimento viscoso, visto que este é muito pequeno em estruturas mecânicas (ALTINTAS, 2012).

Os esforços mecânicos gerados no processo de corte de material são críticos no microfresamento, visto que a rigidez das ferramentas miniaturizadas é reduzida em função do seu pequeno diâmetro, tornando-as pouco resistentes as forças e torques de usinagem (LI et al., 2014). Além da fragilidade das ferramentas, as micropeças exigem alta precisão geométrica e dimensional e fino acabamento superficial.

Segundo Zhang et al. (2015) a vibração deteriora a qualidade superficial do componente (aumenta a rugosidade) e insere erros de forma. Parenti et al. (2017) relatam que o interesse nas relações entre textura superficial e funcionalidade dos componentes aumentaram expressivamente na engenharia de microaplicações. Por exemplo, o controle da textura superficial da cavidade de micromoldes é fundamental para facilitar a desmoldabilidade dos componentes injetados e permitir a produção de peças funcionais e confiáveis. Zhang et al. (2007) estudaram a influência da rugosidade superficial de cavidades de mi-

cromoldes no processo de microinjeção e concluíram que esta tem grande influência nos parâmetros de injeção e tempo de ciclo. Portanto, o controle das vibrações durante o microfresamento é necessário para a obtenção de componentes com as características desejadas, bem como para evitar formação de rebarbas, desgaste ou quebra prematura da ferramenta e danos no eixo árvore da máquina.

Considerando as características do sistema e do processo de microfresamento, observa-se principalmente a ocorrência da vibração dos tipos forçada e autoexcitada.

2.1.1 Vibração forçada

A vibração forçada é gerada devido a uma excitação externa periódica e contínua na qual a resposta é dada na mesma frequência da função forçante (forças ou momentos) (MEIROVITCH, 2001). Uma fonte típica de vibração forçada em sistemas mecânicos é o desbalanceamento e grandes amplitudes de vibração ocorrem quando a frequência da força é próxima da frequência de ressonância do sistema, por isso o fenômeno é conhecido como ressonância (SCHMITZ; SMITH, 2008). O desbalanceamento é extremamente danoso para o microfresamento devido as altas velocidades de rotação do *spindle* (JUN et al., 2006). Outro problema comumente observado é o batimento e/ou excentricidade da microferramenta. Este desalinhamento dos eixos do conjunto microfresa - *holder* - *spindle* reflete em flutuações periódicas na força de corte na frequência de passagem dos dentes da ferramenta. Se um dos harmônicos coincidir com a frequência natural da máquina ou da peça, o sistema sofrerá vibração forçada (ALTINTAS, 2012; JING et al., 2017).

2.1.2 Chatter

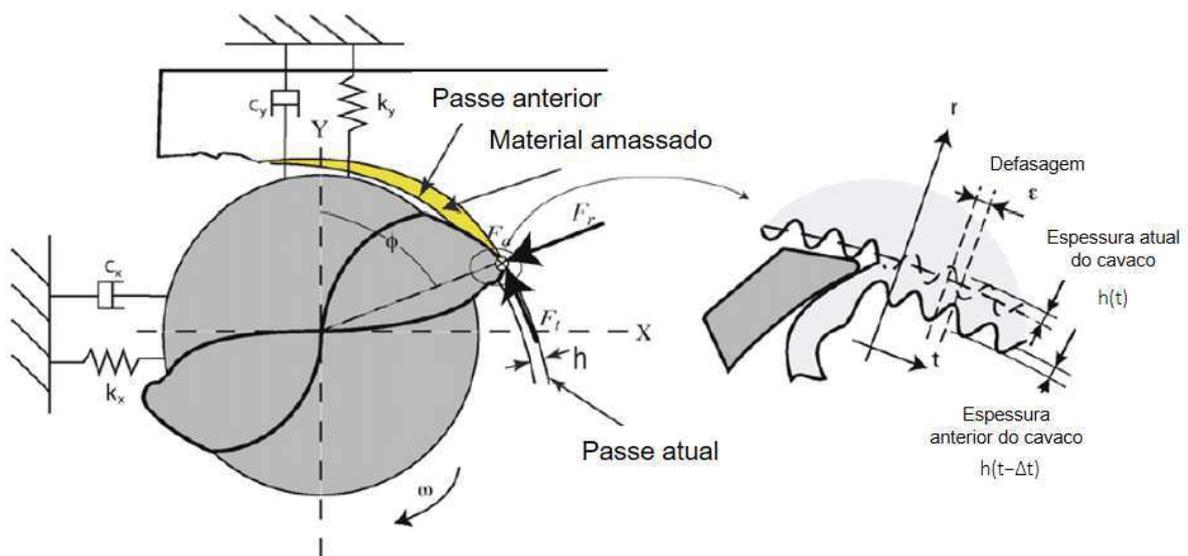
Na vibração autoexcitada, também conhecida como *chatter*, uma força de entrada constante está presente, assim como no caso da vibração forçada. No entanto, a frequência da força é modulada com uma das frequências de ressonância do sistema (SCHMITZ; SMITH, 2008). Nos macroprocessos de usinagem, o *chatter* pode ser proveniente de variações na força com a velocidade de corte, movimentos oscilatórios em direções diferentes da direção de atuação da força (CHENG, 2008) e nos casos mais comuns, a vibração autoexcitada da máquina ferramenta decorre da variação dinâmica da espessura do cavaco durante o corte de material (ALTINTAS, 2012).

No microfresamento a ocorrência do *chatter* é atribuída a três fatores: condições de corte, propriedades do material da peça e à dinâmica do sistema máquina ferramenta - *spindle* (AFAZOV et al., 2012; BOSWELL et al., 2018; CHAE et al., 2006; FORTGANG et al., 2011). Portanto além dos fatores do macrofresamento, e principalmente da mudança dinâmica da espessura do cavaco devido à ondulação da superfície na interface ferramenta - peça, o *chatter* no microfresamento tem relação com a recuperação elástica do material da peça durante o corte, com a dinâmica do eixo árvore, à citar efeito centrífugo e giroscópico,

devido as altas rotações e com o processo de formação ou não do cavaco diante do efeito escala (LI et al., 2014). A vibração autoexcitada é então definida como uma instabilidade que resulta da interação entre dinâmica do sistema de microfresamento e peça (CHAE et al., 2006; RAHNAMA et al., 2009a).

Na Figura 2.1, uma representação do corte de material na operação de microfresamento com destaque para o fenômeno do *chatter* é ilustrado. O sistema de microfresamento é representado com dois graus de liberdade, e a espessura do cavaco é apresentada como uma função que varia no tempo. O detalhe ampliado da região de engajamento da ferramenta na peça, ressalta o efeito da vibração da ferramenta na superfície. A flutuação na força de corte é acarretada pela defasagem nas ondas impressas na superfície entre a passagem dos dentes.

Figura 2.1: Representação do corte de material no processo de microfresamento, destaque para o fenômeno do *chatter* - ferramenta vista de topo.



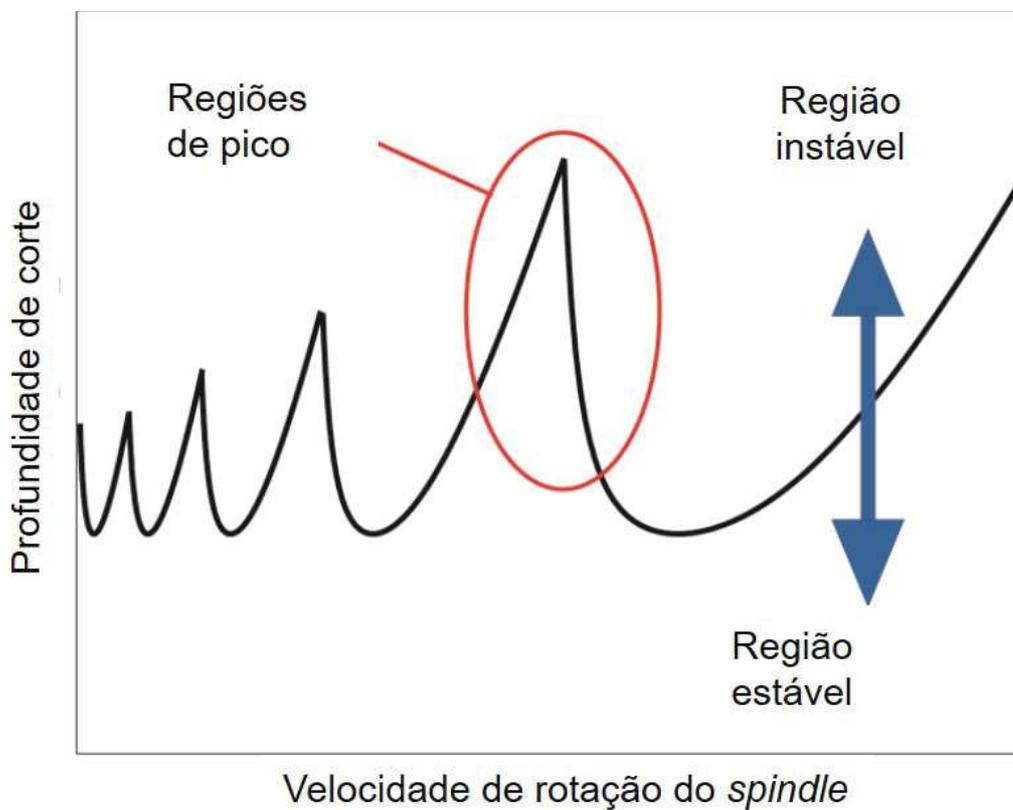
Fonte: Adaptado de Rahnama et al. (2009a).

2.1.3 Estabilidade no processo de microcorte de material

Na última década, ferramentas computacionais tem sido amplamente utilizadas para prever o processo de microfresamento através de duas abordagens. A abordagem no domínio do tempo, que permite incluir não linearidades, por exemplo: variação da energia específica de corte, desgaste da ferramenta, e obter informações detalhadas sobre trajetória da ferramenta, forças de corte e acabamento superficial. Além disso, a simulação no domínio do tempo também se aplica para prever efeitos indesejáveis decorrentes da dinâmica de usinagem, por exemplo, *chatter*. Por outro lado, a abordagem no domínio da

frequência possibilita a construção eficiente dos Diagramas de Lóbulos de Estabilidade - *SLD*, muito úteis na especificação de condições estáveis de usinagem (WANG et al., 2016; UHLMANN; MAHR, 2012; AFAZOV et al., 2012), Figura 2.2. Ressalta-se que a simulação no domínio da frequência apresenta menor custo computacional do que no domínio do tempo, porém sua formulação é mais complexa. E em ambas as abordagens observa-se a necessidade do conhecimento ou medição da dinâmica da ponta da microferramenta (região de contato durante o corte) e da constante de corte do material, para a correta predição dos *SLD*.

Figura 2.2: Diagrama de Lóbulo de Estabilidade - *SLD*.



Fonte: Adaptado de Graham (2013).

De acordo com Graham (2013), para um sistema de dois graus de liberdade, no domínio da frequência os diagramas de estabilidade para o *chatter* podem ser calculados pela varredura das frequências e resolução das seguintes equações:

$$a_{lim} = \frac{2\pi\Lambda_{Re}}{NK_{tc}}(1 + \kappa^2), \quad (2.1.1)$$

$$n = \frac{60}{TN}, \quad (2.1.2)$$

$$T = \frac{2\pi k + \varepsilon}{\omega_c}, \quad (2.1.3)$$

$$\varepsilon = \pi - 2 \arctan(\kappa), \quad (2.1.4)$$

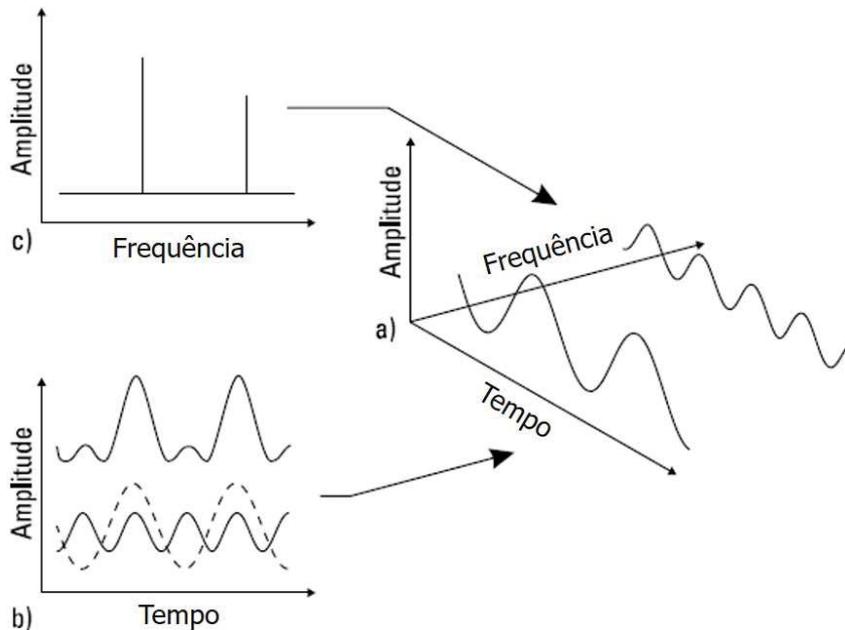
$$\kappa = \frac{\Lambda_{Im}}{\Lambda_{Re}}. \quad (2.1.5)$$

Em que a_{lim} é a profundidade limite de corte livre de *chatter*, Λ_{Re} e Λ_{Im} são respectivamente as partes real e imaginária da *FRF* na ponta da ferramenta, N o número de dentes da ferramenta, K_{tc} o coeficiente de força específica de corte do material e κ a razão entre a parte imaginária e real da *FRF* na ponta da ferramenta. T é o tempo de passagem dos dentes da ferramenta, ε o ângulo de defasagem entre as ondas impressas e/ou deixadas na superfície pelo passe anterior, k o número de ondas impressas na superfície e n a rotação/ velocidade angular da ferramenta.

No processo de microfresamento, os Diagramas de Lóbulos de Estabilidade são fundamentais (são mapas) para identificar condições de corte livres de *chatter* e/ou mais produtivas (ALTINTAS, 2012), uma vez que o *chatter* é extremamente danoso para os processos em microescala, as tolerância das peças são apertadas e pequenas vibrações podem quebrar a ferramenta e/ou danificar a peça (RAHNAMA et al., 2009a). As diferenças entre corte estável e instável de material no acabamento superficial da peça e formação de rebarba são ilustradas na Figura 2.3.

identificar as frequências de cada parte da estrutura (RAO, 2010). A Figura 2.4 ilustra as análises de vibração para os domínios mencionados.

Figura 2.4: Representação de dados capturados em análise dinâmica: a) representação 3D, b) domínio do tempo e c) domínio da frequência.



Fonte: Adaptado de Hewlett (2019).

A seguir são apresentados alguns dos conceitos relevantes para análise experimental de sistema dinâmicos.

2.2.1 Função Transferência - FT

A Função Transferência - FT de uma equação diferencial linear é definida pela relação entre a Transformada de Laplace da função resposta (saída) com a Transformada de Laplace da função forçante (entrada), assumindo condições iniciais nulas (RAO, 2010). Considerando a equação do movimento para um sistema de um grau de liberdade

$$m\ddot{x}(t) + c\dot{x}(t) + kx(t) = f(t), \quad (2.2.6)$$

a FT é obtida como se segue:

$$mL[\ddot{x}(t)] + cL[\dot{x}(t)] + kL[x(t)] = L[f(t)]. \quad (2.2.7)$$

Visto que no domínio de Laplace, a derivada no tempo toma a forma

$$\frac{d^n f}{dt^n}(t) \rightarrow s^n F(s) - \sum_{j=1}^N s^{n-j} \frac{d^{j-1}}{dt^{j-1}}(0), \quad (2.2.8)$$

obtêm-se

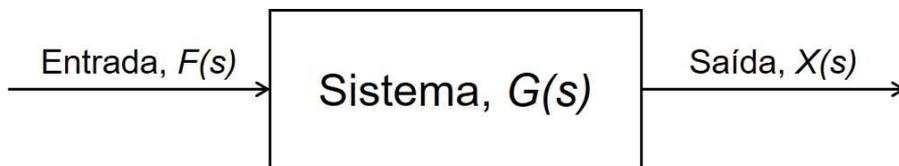
$$m\{s^2 X(s) - sx(0) - \dot{x}(0)\} + c\{sX(s) - x(0)\} + kX(s) = F(s), \quad (2.2.9)$$

agrupando os termos semelhantes e aplicando as condições de contorno iniciais $x(0) = \dot{x}(0) = 0$, a *FT* para o sistema massa-mola-amortecedor (considerando amortecimento viscoso) sob a ação de uma força externa é:

$$G(s) = \frac{L[\text{resposta}]}{L[\text{excitacao}]} \Bigg|_{x(0)=\dot{x}(0)=0} = \frac{X(s)}{F(s)} = \frac{1}{ms^2 + cs + k}, \quad (2.2.10)$$

em que $G(s)$ representa a resposta do sistema em regime permanente. Esta é uma propriedade do sistema e não esta relacionada com a função ou entrada do sistema. Logo, se a *FT* do sistema for conhecida, a resposta pode ser obtida para qualquer entrada (Figura 2.5).

Figura 2.5: Diagrama de bloco para Função Transferência.



Fonte: Elaborado pelo autor, 2019.

Sabendo que

$$\omega_n = \left[\frac{k}{m} \right]^{\frac{1}{2}}, \quad (2.2.11)$$

e

$$c = 2\zeta[mk]^{\frac{1}{2}}, \quad (2.2.12)$$

$G(s)$ pode então ser reescrita como:

$$G(s) = \frac{X(s)}{F(s)} = \frac{1}{m(s^2 + 2\zeta\omega_n s + \omega_n^2)}. \quad (2.2.13)$$

O denominador de $G(s)$ é a equação característica do sistema e solucionando para $m(s^2 + 2\zeta\omega_n s + \omega_n^2) = 0$, obtêm-se os valores característicos do sistema. Uma vez que sistemas mecânicos são geralmente subamortecidos $\zeta < 1$, as raízes da equação característica tem a forma $s_{1,2} = \sigma \pm i\omega_d$, e são denominadas polos da *FT*. Com $\sigma = -\zeta\omega_n$ e $\omega_d = \omega_n[1 - \zeta^2]^{\frac{1}{2}}$, sendo ω_n a frequência natural, ω_d a frequência natural amortecida e ζ o fator de amortecimento. Fracionando o denominador da Equação 2.2.13, é possível expressar a *FT* em termos de frações parciais,

$$G(s) = \frac{X(s)}{F(s)} = \frac{1}{m(s - s_1)(s - s_2)} = \frac{\bar{A}}{(s - s_1)} + \frac{\bar{A}^*}{(s - s_1^*)}, \quad (2.2.14)$$

\bar{A} e \bar{A}^* são conjugados complexos definidos como os resíduos da *FT*. E para o sistema *SDOF*, \bar{A} e \bar{A}^* assumem:

$$\bar{A} = \frac{1}{i2m\zeta\omega}, \quad (2.2.15)$$

e

$$\bar{A}^* = -\frac{1}{i2m\zeta\omega}. \quad (2.2.16)$$

No entanto, dependendo do número de modos e do amortecimento do sistema, os resíduos são compostos da parte real e imaginária (ALTINTAS, 2012).

Para sistemas com *MDOF*, $G(s)$ é uma matriz de dimensão $n \times n$, sendo n o

número de graus de liberdade do sistema.

2.2.2 Modelos de resposta

Em uma análise experimental, a resposta expressa o comportamento dinâmico do sistema. Está geralmente é composta por um conjunto de Funções Resposta em Frequência que descrevem a relação entre o deslocamento, velocidade ou aceleração e a força aplicada (KYURKCHAN, 2014). $H(\omega)$ é comumente utilizado na literatura para representar genericamente a *FRF* nas seguintes formas:

Receptância:

$$H(\omega) = \frac{\bar{X}e^{i\omega t}}{Fe^{i\omega t}} = \alpha(\omega). \quad (2.2.17)$$

Mobilidade:

$$H(\omega) = Y(\omega) = \frac{i\omega\bar{X}e^{i\omega t}}{Fe^{i\omega t}} = i\omega\alpha(\omega). \quad (2.2.18)$$

Acelerância:

$$H(\omega) = A(\omega) = \frac{-\omega^2\bar{X}e^{i\omega t}}{Fe^{i\omega t}} = -\omega^2\alpha(\omega). \quad (2.2.19)$$

Como pode ser observado nas Equações 2.2.17 , 2.2.18 e 2.2.19 , as formas de resposta estão matematicamente inter-relacionadas e portanto, conhecendo um parâmetro do movimento, é possível derivar os demais (MAIA; SILVA, 1997). Vale ressaltar que a resposta no regime estacionário para sistemas lineares submetidos a uma força harmônica (senoidal), é também harmônica na mesma frequência da entrada diferenciando-se apenas em amplitude e ângulo de fase (RAO, 2010).

2.2.3 Função Resposta em Frequência - *FRF*

A Função Resposta em Frequência - *FRF* (*Frequency Response Function*) é uma Função Transferência expressa no domínio da frequência e por isso, algumas vezes chamada de Função Transferência em Frequência. Esta pode obtida diretamente da Equação 2.2.13 fazendo $s = i\omega$ (RAO, 2010),

$$H(\omega) = G(s) \Big|_{s=i\omega} = \frac{1}{-\omega^2 m + i \omega c + k}. \quad (2.2.20)$$

Em sistemas com múltiplos graus de liberdade, o conjunto de Funções Resposta em Frequência compõem uma matriz $[H(\omega)]_{ij}$, em que $H(\omega)$ relaciona a resposta harmônica, X_t , no grau de liberdade i , gerada pela força harmônica F_j aplicada no grau de liberdade j (EWINS, 2001). Esta matriz é geralmente simétrica e reflete a reciprocidade estrutural do sistema assim como suas propriedades e características dinâmicas (HE; FU, 2001). Então para sistemas *MDOF* a Equação 2.2.20 é escrita na forma:

$$[H(\omega)] = \frac{1}{-\omega^2 [M] + i \omega [C] + [K]}. \quad (2.2.21)$$

em que $[M]$, $[C]$ e $[K]$ são respectivamente as matrizes de massa, amortecimento e rigidez, i e j os pontos de medição da resposta e excitação do sistema e ω a frequência. $[H(\omega)]^{-1}$ é conhecida como matriz de rigidez dinâmica.

Para uma força harmônica $F(t) = F e^{i\omega t}$, o sistema também apresenta uma resposta harmônica na forma $X(t) = X e^{i\omega t}$. A solução direta para o problema é então:

$$\{X\} = [H(\omega)]^{-1} \{F\} = (-\omega^2 [M] + i \omega [C] + [K]) \{F\}, \quad (2.2.22)$$

multiplicando ambos os lados da equação 2.2.22 pela matriz de autovetores $[\Phi]$, as equações são normalizadas em relação a massa e a solução do sistema é simplificada:

$$[\Phi]^T [H(\omega)]^{-1} [\Phi] = [\Phi]^T (-\omega^2 [M] + i \omega [C] + [K]) [\Phi], \quad (2.2.23)$$

$$[\Phi]^T [H(\omega)]^{-1} [\Phi] = [\lambda_r^2 - \omega^2], \quad (2.2.24)$$

$$[H(\omega)]^{-1} = [\Phi]^T [\lambda_r^2 - \omega^2]^{-1} [\Phi], \quad (2.2.25)$$

com $\lambda_r^2 = \omega_r^2(1 + i\zeta)$. Assim é possível extrair a *FRF* diretamente para o ponto de interesse através da equação 2.2.26 , que mostra a correlação direta entre as propriedades modais do sistema e sua resposta característica (EWINS, 2001; HE; FU, 2001):

$$H_{ij}(\omega) = \sum_{r=1}^N \frac{{}_r A_{ij}}{\omega_r^2 - \omega^2 + i\zeta_r \omega_r^2}, \quad (2.2.26)$$

em que $H_{ij}(\omega)$ é a *FRF* nos respectivos pontos i e j de medição da resposta e excitação do sistema, N o número total de autovetores do sistema, ω_r a frequência de ressonância e/ou frequência do modo r de vibrar e ζ_r o amortecimento para o modo r de vibrar, ω a frequência em [rad/s] e ${}_r A_{ij}$ a constante modal, calculada como ${}_r A_{ij} = \phi_{ir}\phi_{jr}$. ϕ_{ir} e ϕ_{jr} são as linhas i e j do autovetor r do sistema.

Pelo fato das medições de *FRF* ocorrerem em um faixa de frequência finita e os corpos elásticos possuírem infinitos graus de liberdade, um número de modos de vibração encontra-se fora da faixa de medição (SCHMITZ; SMITH, 2008). Segundo Ewins (2001), modelos que omitem alguns modos de vibração e/ou graus de liberdade são chamados de modelos incompletos. Logo, a não contabilização dos modos fora da faixa de medição introduz erro na determinação das Funções Resposta em Frequência do sistema. A solução proposta para contornar este problema é inserir um termo residual de alta frequência R_{ij} na equação 2.2.26 , e considerar o número finito de modos m (NEGRI, 2018).

$$H_{ij}(\omega) = \sum_{r=1}^m \frac{{}_r A_{ij}}{\omega_r^2 - \omega^2 + i\zeta_r \omega_r^2} + R_{ij}(\omega). \quad (2.2.27)$$

O termo residual tem o objetivo de adicionar a influência dos modos de alta ordem na equação 2.2.26 e é definido como:

$$R_{ij}(\omega) = \sum_{r=m+1}^{N_T} \frac{{}_r A_{ij}}{\omega_r^2 - \omega^2 + i\zeta_r \omega_r^2}. \quad (2.2.28)$$

Sendo $N_T < N$, e N_T determinado com base no erro máximo desejado entre duas *FRFs*, N_T e $N_T - 1$ (NEGRI, 2018). O amortecimento reduz drasticamente com o aumento da frequência, portanto o termo que considera o amortecimento pode ser desconsiderado

e a equação 2.2.28 é simplificada para:

$$R_{ij}(\omega) = \sum_{r=m+1}^{N_T} \frac{r A_{ij}}{\omega_r^2 - \omega^2}. \quad (2.2.29)$$

2.2.3.1 Extração de parâmetros modais pelo método de Seleção de Picos

Os métodos para extração de parâmetros modais são técnicas utilizadas para determinar os parâmetros modais: frequência de ressonância (ω_r) e fator de amortecimento (ζ_r) associado, de estruturas a partir das *FRF*s experimentais. Os parâmetros modais podem então ser utilizados no ajuste das curvas e síntese modal, entre outras aplicações.

O método Seleção de Pico - *PP* (*Peak-Picking*), também chamado de Amplitude de Pico (*Peak-Amplitude*) ou método da Banda de Meia-Potência (*Half-Power Method*) usa a simplicidade do modelo matemático de sistemas de um grau de liberdade para analisar as *FRF*s de sistemas complexos e extrair os parâmetros modais modo por modo. Neste método, as respostas são atribuídas ao modo local e qualquer efeito de outros modos é ignorado, ou seja, próximo das ressonâncias, a estrutura *MDOF* é tratada momentaneamente como um sistema de *SDOF* (HE; FU, 2001; SCHMITZ; SMITH, 2008; EWINS, 2001).

Sequência dos passos:

- 1- Estimar a frequência natural do modo: para a região de análise, $\omega_r = \alpha(\omega)_{max}$;
- 2- Estimar o amortecimento do modo: primeiro determinar os pontos de meia potência,

$$\omega_a = \omega_r + \frac{\omega_r}{\sqrt{2}}, \text{ e} \quad (2.2.30)$$

$$\omega_b = \omega_r - \frac{\omega_r}{\sqrt{2}}. \quad (2.2.31)$$

O fator de amortecimento do modo em análise é então determinado por

$$\zeta_r = \frac{\omega_a - \omega_b}{2\omega_r}. \quad (2.2.32)$$

De acordo com Altintas (2012), He e Fu (2001), Schmitz e Smith (2008) e Ewins (2001) as seguintes considerações são feitas em relação ao método para extração de parâmetros modais por Seleção de Pico:

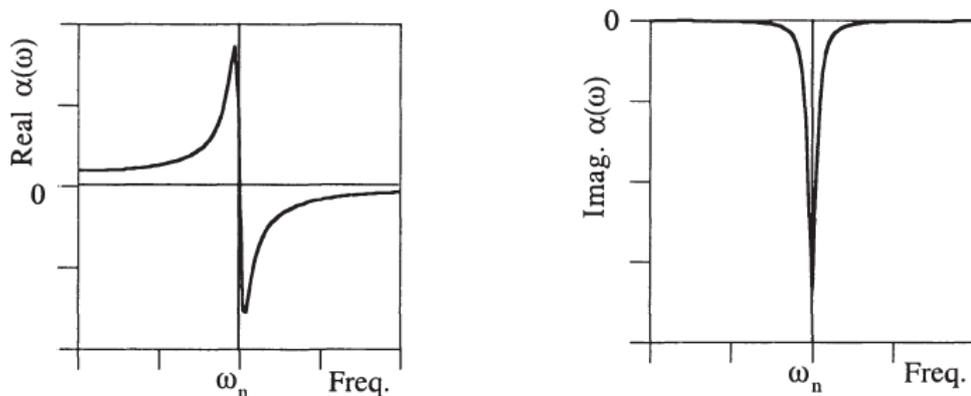
- A maioria dos erros nas medições das *FRF*s estão concentrados em torno da região de ressonância e este método baseia-se inteiramente na validade do ponto de valor máximo do espectro analisado;

- Verifica-se frequentemente, mesmo com modos claramente separados, que os modos vizinhos contribuem com uma quantidade notável para a resposta total na ressonância do modo em análise. Este fato pode fazer com que ocorra uma superestimativa do nível de amortecimento;
- O método de Seleção de Picos é bem comportado para estruturas levemente amortecidas com modos bem espaçados e boa resolução de frequência.

2.2.4 Apresentação gráfica da Função Resposta em Frequência

Sendo $H(\omega)$ uma função complexa da frequência, três quantidades (parte real, parte imaginária e frequência) devem ser consideradas para sua completa apresentação gráfica. A representação tridimensional da FRF torna complexa sua interpretação, por isso a apresentação mais conveniente é na forma de dois gráficos, um da parte real e outro da parte imaginária, ambos em função da frequência. Esta maneira de apresentação facilita a compreensão da FRF (Figura 2.6).

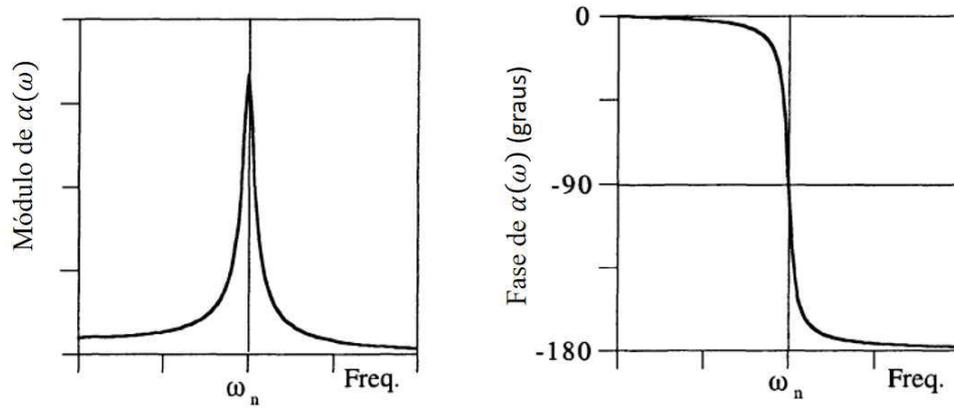
Figura 2.6: Partes real e imaginária da receptância em função da frequência para um $SDOF$.



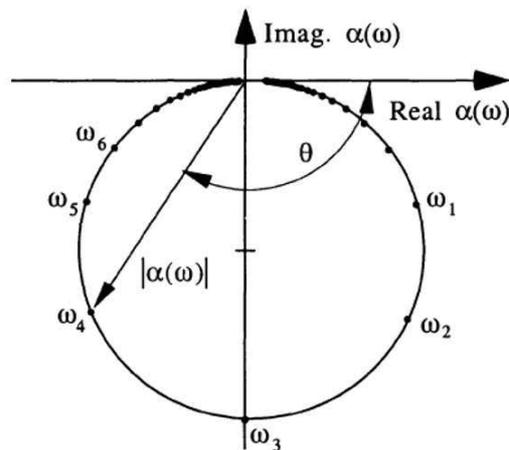
Fonte: Adaptado de Maia e Silva (1997).

Uma representação comumente adotada na literatura é o diagrama de Bode (Figura 2.7a), no qual a magnitude e a fase da Função Resposta em Frequência são plotadas em função da frequência. Esta representação facilita a interpretação visual das informações contidas na resposta. A FRF pode ainda ser representada no plano complexo (Real/Imaginário) sob a forma de um loop circular conhecido como gráfico de Nyquist (Figura 2.7b), contendo todas as informações da resposta. Neste tipo de gráfico, o valor da frequência associada a um determinado ponto só é conhecida se informada em legenda. Uma vantagem particular deste tipo de representação é o fato da região ressonante ser

Figura 2.7: a) Diagrama de Bode - módulo e fase da resposta e b) gráfico de Nyquist - plano complexo (Real/Imaginário).



a)



b)

Fonte: Adaptado de Maia e Silva (1997).

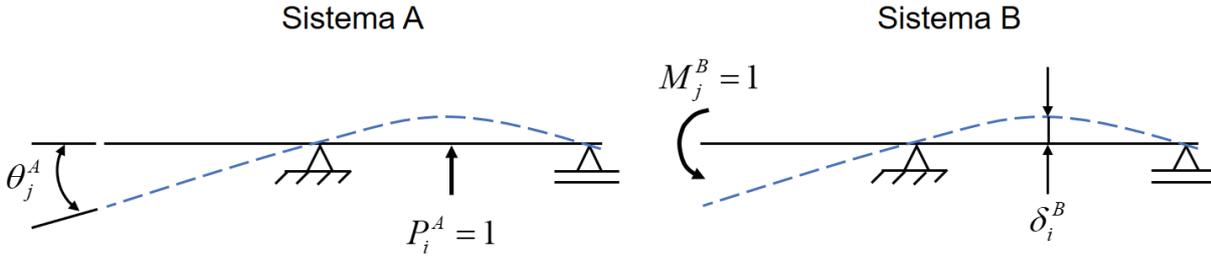
destacada, uma vez que o loop circular ocorre apenas perto da ressonância (EWINS, 2001; MAIA; SILVA, 1997).

Na análise dinâmica, a faixa de resposta das estruturas pode alcançar altos valores de frequências. Diante disso, o diagrama de Bode é mais comumente adotado na literatura, pois permite usar uma escala logarítmica (em dB – decibel) para representar uma ampla banda de frequências e evitar a perda dos detalhes nos níveis de frequência mais baixos. Por esta característica, o diagrama de Bode também é conhecido como gráfico logarítmico da resposta em frequência (RAO, 2010).

2.2.5 Teorema da Reciprocidade de Maxwell

O Teorema da Reciprocidade de Maxwell (caso particular do Teorema de Betti) para o caso de forças generalizadas unitárias toma como base o princípio dos trabalhos virtuais e pode ser ilustrado da seguinte maneira:

Figura 2.8: Teorema de Maxwell para forças unitárias generalizadas.



Fonte: Elaborado pelo autor, 2019, com base em Braun et al. (2001) e Negri (2018).

Analisando as estruturas A e B da Figura 2.8, observa-se que:

- A é composto de um sistema de forças (F_A, f_A) , associado a uma configuração deformada (D_A, d_A) ;
- F_A são as forças externas atuando sobre a estrutura e f_A são os esforços internos em equilíbrio com os externos, D_A é o campo de deslocamentos externos e d_A os deslocamentos internos;
- O sistema B é análogo à A e composto de um sistema de forças (F_B, f_B) associado a uma configuração deformada (D_B, d_B) .

Assim, pelo princípio dos trabalhos virtuais:

$$\sum F_A D_B = \int f_A d_B, \quad (2.2.33)$$

$$\sum F_B D_A = \int f_B d_A, \quad (2.2.34)$$

e assumindo comportamento linear para a estrutura

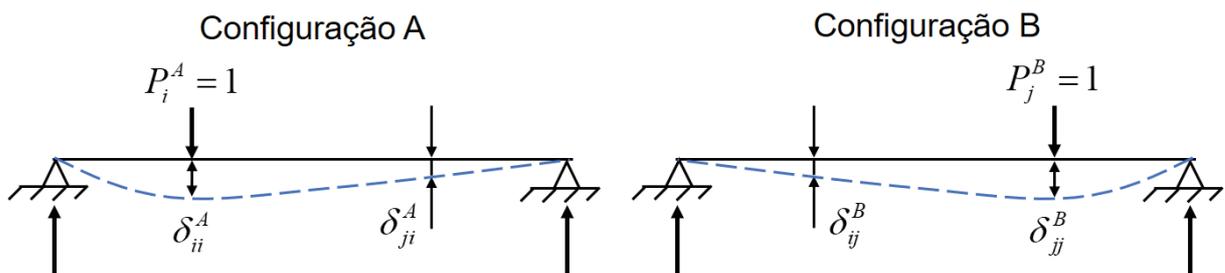
$$\int f_A d_B = \int f_B d_A, \quad (2.2.35)$$

o Teorema de Betti para casos gerais é enunciado como:

$$\sum F_A D_B = \sum F_B D_A. \quad (2.2.36)$$

A força é dita generalizada quando envolve cargas concentradas, cargas distribuídas e momentos aplicados e os deslocamentos generalizados podem considerar tanto translações como rotações. O Teorema de Maxwell foi estabelecido para casos específicos onde buscam-se soluções para forças generalizadas unitárias isoladas, sendo enunciado segundo Ghali e Neville (2017) como: para uma estrutura linear elástica, o deslocamento em uma coordenada i devido a uma unidade de força generalizada na coordenada j é igual ao deslocamento em j devido a uma unidade de força generalizada atuando em i . Ao se considerar os deslocamentos generalizados, o teorema é reescrito como: em uma estrutura linear elástica, a força generalizada que atua no ponto j necessária para provocar um deslocamento generalizado unitário no ponto i é igual à força generalizada no ponto i necessária para provocar um deslocamento generalizado unitário no ponto j (GHALI; NEVILLE, 2017). Uma vez que as forças são unitárias, a equação 2.2.36 pode ser simplificada para $D_A = D_B$.

Figura 2.9: Teorema de Maxwell aplicado a uma viga biapoioada.



Fonte: Elaborado pelo autor, 2019, com base em Braun et al. (2001) e Negri (2018).

O Teorema de Maxwell é resumido na Figura 2.9, e com base na equação 2.2.36 simplificada, permite afirmar que as deflexões (respostas) δ_{ji}^A e δ_{ij}^B são recíprocas. O Teorema de Maxwell, também conhecido como Teorema das Deformações Recíprocas, quando aplicado em análise dinâmica minimiza o número de pontos a excitar e/ou medir em uma estrutura. Combinações de excitação e resposta em diferentes locais levam a um conjunto completo de Funções Resposta em Frequência que podem ser coletivamente representados por uma matriz FRF do sistema. Esta matriz é geralmente simétrica e

reflete a reciprocidade do sistema (HE; FU, 2001).

2.3 Análise modal experimental

Análise modal é o processo que tem o objetivo de obter um modelo matemático característico para o comportamento dinâmico de uma estrutura de modo a descrever sua resposta vibracional (EWINS, 1984). Esta técnica pode ser aplicada para obter uma visualização dos modos de vibrar da estrutura, comparar, corrigir e refinar modelos teóricos com base no comportamento de vibração real da estrutura, prever efeitos de modificações estruturais ou quais modificações introduzir na estrutura, prever o comportamento de conjuntos mecânicos com dois ou mais componentes, detectar danos ou alterações na integridade de estruturas em uso e identificar parâmetros do sistema (EWINS, 1984).

Com base nos modelos de resposta da Função de Transferência apresentados na Seção 2.2.1, a técnica de análise modal busca estabelecer a relação entre a resposta de vibração e a excitação da estrutura como uma função da frequência de excitação. A relação entre resposta e excitação é descrita pela *FRF* de ponto se o ponto excitado for o ponto medido e/ou *FRF* cruzada se o ponto excitado for diferente do medido. A combinação da relação resposta - excitação em diferentes locais por meio da síntese modal permite obter um conjunto completo de *FRF*s do sistema (HE; FU, 2001).

O aparato básico para a aquisição das Funções Resposta em Frequência consiste de um instrumento/mecanismo para excitar o sistema com uma força conhecida na faixa de frequência de interesse, um instrumento para medir a vibração na largura de banda de interesse e um analisador de sinal dinâmico para capturar a força e a vibração no domínio do tempo e converter estes sinais na *FRF* desejada. O analisador de sinal deve incluir canais de entrada para a excitação e para a resposta de vibração, e computar a Transformada Rápida de Fourier *FFT* (*Fast Fourier Transformation*) destes sinais para convertê-los para o domínio da frequência e então obter a relação entre os sinais no modelo desejado (SCHMITZ; SMITH, 2008). Assim tem-se:

$$H(\omega) = \frac{\{X(\omega)\}}{\{F(\omega)\}}, \quad (2.3.37)$$

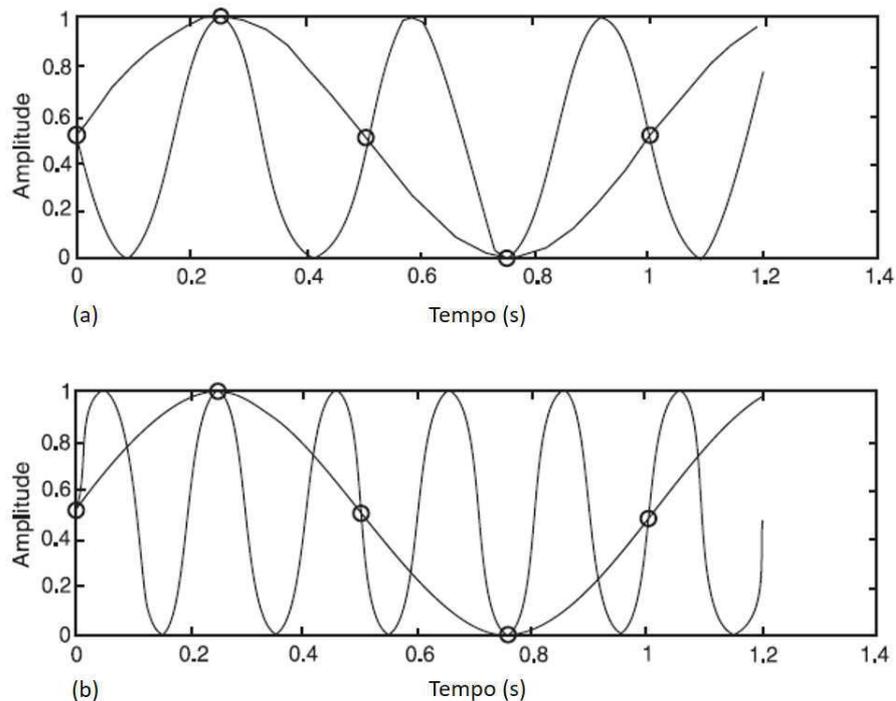
e se desejado, as *FRF*s podem ser obtidas no domínio de Laplace, visto que $s = i\omega$.

No entanto, no processo de aquisição de sinais alguns cuidados devem ser tomados afim de evitar fenômenos indesejáveis, como por exemplo: subamostragem (*aliasing*) e vazamento (*leakage*), e garantir a confiabilidade dos dados medidos e a real representação do comportamento dinâmico do sistema.

2.3.1 *Aliasing*

Ocorre na conversão do sinal analógico (contínuo) para o sinal digital (discreto), no caso em que a frequência de amostragem é insuficiente para representar corretamente a frequência de vibração do sistema. Neste fenômeno, altas frequências antes da amostragem aparecem como frequências mais baixas após a amostragem, impossibilitando identificar a frequência original (RANDALL; TORDON, 2001). A Figura 2.10 ilustra o fenômeno da subamostragem.

Figura 2.10: Fenômeno da subamostragem (*aliasing*), altas frequências interpretadas como baixas frequências após a amostragem: a) 3Hz como 1Hz e b) 5Hz como 1Hz.



Fonte: Adaptado de Randall e Tordon (2001).

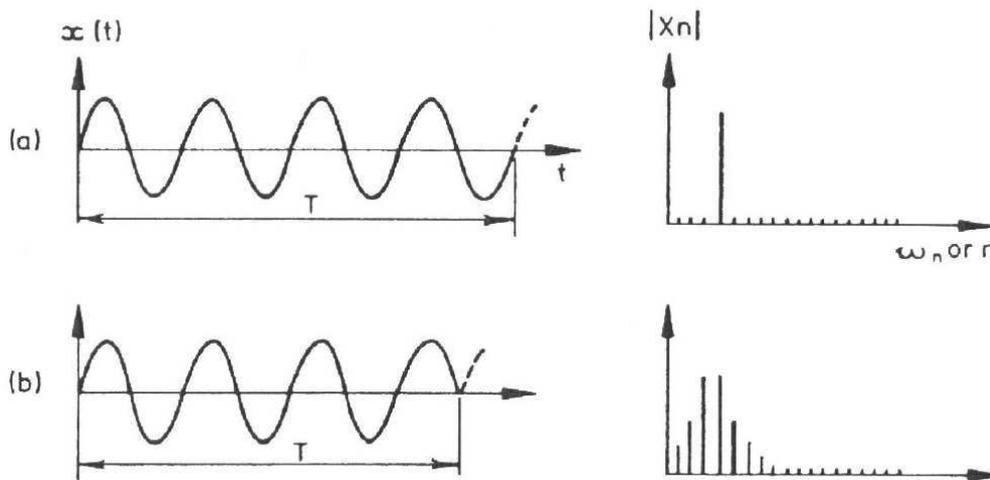
Para evitar o *aliasing*, de acordo com o teorema de Nyquist recomenda-se uma taxa de amostragem pelo menos duas vezes maior que a frequência mais alta no sinal amostrado ou da frequência que se deseja medir.

2.3.2 *Leakage*

Este fenômeno relaciona-se com a qualidade do sinal capturado e caracteriza-se pelo "vazamento" de energia de uma frequência particular para o espectro de frequências vizinhas. Como resultado, o espectro produzido para este caso não indica a frequência única que o sinal de tempo original possuía. Os efeitos do *leakage* não são totalmente

eliminados, porém com a aplicação de técnicas de janelamento os efeitos deste tipo de fenômeno podem ser reduzidos consideravelmente (EWINS, 2001). A Figura 2.11 é uma representação do vazamento.

Figura 2.11: Comprimento amostral e *leakage* do espectro: a) sinal ideal e b) sinal “inadequado”.



Fonte: Adaptado de Ewins (1984).

2.3.3 Análise modal experimental de microestruturas

Segundo Xiong et al. (2015), a análise modal experimental é geralmente empregada para avaliar o desempenho dinâmico e a eficácia de microestruturas, bem como para extrair, confirmar e calibrar modelos analíticos e numéricos, visto que os parâmetros modais governam o desempenho dinâmico de sistemas mecânicos (CHOU; WANG, 2001). Em função da dimensão, quantidade de massa e fragilidade das microestruturas, os instrumentos usados nos testes modais de macroestruturas são incompatíveis com os microcomponentes, o que torna este tipo de análise modal experimental um desafio (CHOU; WANG, 2001; OZDOGANLAR et al., 2005; XIONG et al., 2015). As limitações construtivas dos dispositivos de captura usados nos testes modais convencionais impossibilitam atingir a largura de banda necessária, assim como seu tamanho desproporcional impede o uso em microanálises.

Quando comparadas com estruturas comuns, as microestruturas possuem frequências naturais muito altas e pequenos deslocamentos elásticos (CHOU; WANG, 2001). Portanto, de acordo com Xiong et al. (2015) a excitação das microestruturas é o principal desafio do teste modal de sistemas microeletromecânicos - *MEMS* (*Microeletromechanical Systems*), uma vez que as características da excitação tem grande impacto nos resultados da análise modal. Segundo Chou e Wang (2001), o método de excitação é vital para o teste modal. Um dispositivo qualificado deve ter a capacidade de excitar todos os mo-

dos de interesse. Em outras palavras, a largura de banda de excitação precisa cobrir as frequências desses modos. Wang et al. (2007) explicam que os métodos utilizados na excitação de microestruturas dividem-se em três categorias: excitação de base, excitação por elemento acoplado e excitação por energia de campo externo. O mesmo autor relata que alguns dos meios utilizados até o momento são: (1) excitação eletrostática, (2) excitação por material inteligente, por exemplo: liga com memória de forma, elementos piezoelétricos acoplados ou embutidos, (3) excitação magnética sem contato, (4) sopro de ar comprimido, (5) descarga elétrica, (6) carga fototérmica e aquecimento termoelétrico e (7) onda acústica volumétrica - *BAW* (*Bulk Acoustic Wave*), gerada por um transdutor ultrasônico de banda larga pulsada.

A correta medição da resposta de vibração também é um ponto importante para determinação das características dinâmicas dos *MEMS*. As técnicas de medição da resposta de vibração dividem-se em métodos óticos sem contato e métodos com elementos de detecção acoplados (WANG et al., 2007). Os métodos óticos apresentam vantagem em relação aos métodos com elementos de detecção acoplado, pois não alteram as características dinâmicas das microestruturas. Dentre os métodos óticos para medição da resposta de vibração de microestruturas destacam-se: Sistema de Interferometria Estroboscópico - *SIS* (*Stroboscopic Interferometer System*), Sistema de Microvisão por Computador - *CMMS* (*Computer Micro Vision System*), Vibrômetro a Laser Doppler - *LDV* (*Laser Doppler Vibrometry*), Interferometria Eletrônica por Padrão de Manchas - *ESPI* (*Electronic Speckle Pattern Interferometry*), Interferometria de Fibra Ótica e Fotomicrografia (WANG et al., 2007).

Diante da necessidade do desenvolvimento de métodos para análise modal de microestruturas, diversos estudos que combinam diferentes meios de excitar e medir a resposta de vibração estão sendo realizados.

Xiong et al. (2015) propuseram um método de excitação utilizando laser, em que a força de excitação foi gerada pela interação entre laser e superfície da microestrutura e a resposta de vibração foi medida com um *LDV*. De acordo com os autores o martelo de impacto (assim denominado) foi capaz de excitar os modos de interesse, visto que a duração da interação entre laser e material tende a ser curta e a força controlável. O sistema foi relatado altamente repetitivo, porém no momento que o laser atinge a microestrutura promove a perda de material e afeta suas propriedades devido o efeito térmico.

Chou e Wang (2001) desenvolveram um sistema para teste modal baseado no princípio da excitação de base. Utilizaram um pulso de descarga elétrica para atingir a plataforma e excitá-la em ampla largura de banda e mediram as velocidades da excitação e da resposta com um vibrômetro a laser. Um modelo matemático foi derivado para escrever as *FRF*s entre as velocidade de entrada e saída, ajustar os dados medidos e extrair os parâmetros modais. A metodologia adotada possibilitou obter os parâmetros

modais sem medir a força de excitação, porém seu uso em testes modais não foi totalmente comprovado.

Wang et al. (2007) também utilizaram o princípio da excitação de base para determinar as características dinâmicas de microsistemas. Com um transdutor piezoelétrico *PZT*, excitaram a estrutura e capturaram a resposta de vibração com um elemento de detecção acoplado. Os resultados experimentais foram comparados com análise por elementos finitos - *FEA* (*Finite Element Analysis*) e demonstraram boa correlação.

Farshidi et al. (2010) propuseram uma análise modal experimental - *EMA* (*Experimental Modal Analysis*) de microcomponentes utilizando um jato de ar e microfones para excitar e medir respectivamente, sem contato, a resposta vibracional de microestruturas. O microfone e o jato de ar foram calibrados através de testes experimentais com acelerômetros de referência. A pressão foi variada e o jato de ar controlado com uma válvula solenoide de atuação rápida. Analisou-se a influência da pressão e da distância entre o ponto do bico de ar e a superfície da microestrutura na otimização da *EMA*. Os resultados foram satisfatórios para uma pequena largura de banda, aproximadamente 83Hz.

Bediz et al. (2014) desenvolveram um sistema de excitação por impacto que possibilita repetibilidade do ponto excitado, alta largura de banda (da ordem de 25kHz) e controle da força de excitação para o teste modal de estruturas miniaturizadas. O sistema conta com uma célula de carga para medição da força acoplada a um corpo flexível, mecanismo eletromagnético e posicionadores de precisão. A largura de banda e a força de excitação são ajustados pela seleção de parâmetros do sistema. Os estudos de Bediz et al. (2014) demonstraram que a automatização dos instrumentos utilizados na análise modal experimental convencional pode ser uma alternativa viável para a análise modal de microestruturas.

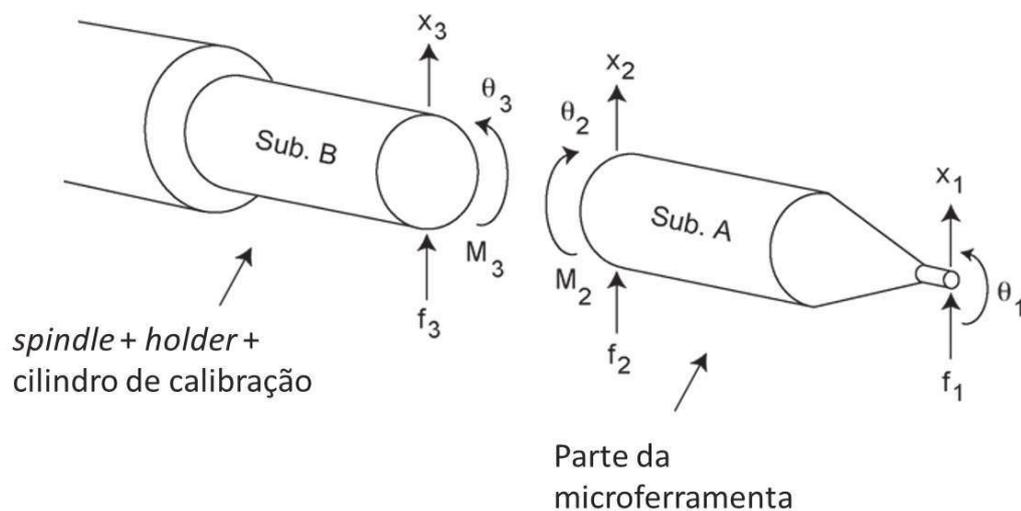
2.3.4 Análise modal de microfresas

No macrofresamento a obtenção da *FRF* na ponta da ferramenta e a determinação dos parâmetros modais é realizada com técnicas já consolidadas de análise modal experimental e/ou sua combinação com a modelagem computacional utilizando a abordagem Análise de Receptâncias para Acoplamento de Subestruturas - *RCSA* (SCHMITZ; SMITH, 2008). Entretanto, no microfresamento o método convencional puramente experimental não é facilmente aplicável devido ao tamanho e fragilidade das ferramentas miniaturizadas (CHENG et al., 2005; MASCARDELLI et al., 2008; PARK; RAHNAMA, 2010).

Diante do desafio de medir o comportamento dinâmico da ponta das microfresas, diversos autores Cheng et al. (2005), Mascardelli et al. (2008), Singh Kundan K. ad Kartik e Singh (2017), Xiaohong et al. (2017) tem se valido do método *RCSA* proposto por Park et al. (2010). Neste método, parte da microfresa (região de corte mais parte do corpo, subestrutura A - Figura 2.12) é modelada como uma viga cilíndrica e analisada

por elementos finitos - *FE* (*Finite Element*), e a *FRF* da montagem eixo árvore - porta ferramentas - cilindro de calibragem (subestrutura B - Figura 2.12) é identificada usando análise modal experimental na extremidade livre do cilindro de calibragem, montado no porta-ferramentas com um comprimento em balanço conhecido. Uma vez determinada a resposta da subestrutura B, esta é utilizada para diferentes subestruturas do tipo A. Logo, o método *RCSA* é uma alternativa para caracterizar a dinâmica de sistemas de microfresamento e sua vantagem está na redução do tempo gasto com experimentos (PARK; RAHNAMA, 2010).

Figura 2.12: Princípio do método *RCSA* para um sistema de microfresamento.



Fonte: Adaptado de Rahnama et al. (2009b).

O *RCSA* baseia no princípio da relação entre deslocamento e força aplicada e assume que a resposta é linear elástica. A dinâmica na ponta da microferramenta pode então ser obtida segundo Mascardelli et al. (2008) por

$$G_{11} = \frac{X_1}{F_1} = H_{11} - H_{12}(H_{22} + H_{33})^{-1}H_{21}, \quad (2.3.38)$$

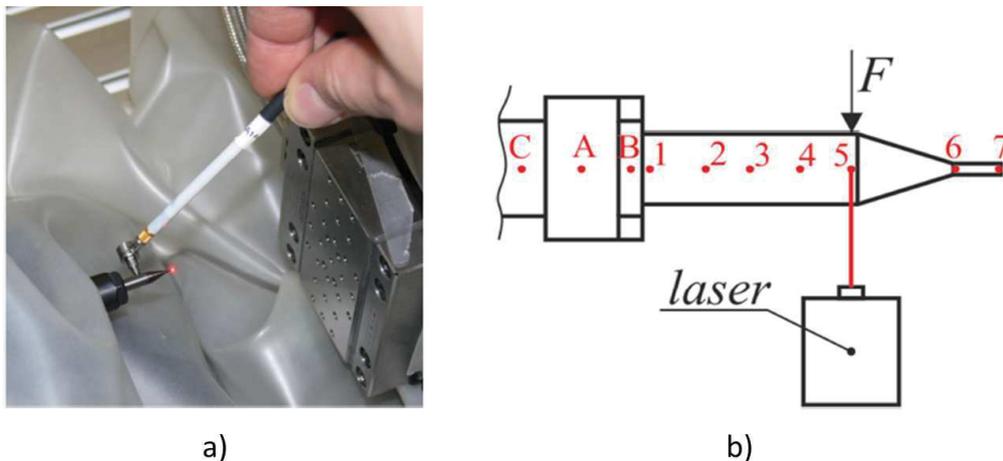
em que G_{11} representa a Função Transferência para o sistema da Figura 2.12 acoplado (subestruturas A e B unidas). H_{11} , H_{12} , H_{22} e H_{21} são as *FT*s da subestrutura A obtidas via análise por elementos finitos - *FEA* (*Finite Element Analysis*). H_{33} é a *FT* da subestrutura B, obtida por *EMA* (MASCARDELLI et al., 2008). O primeiro e segundo índices são respectivamente o ponto onde se mediu a resposta e o ponto excitado da estrutura.

No entanto, por utilizar sempre os mesmos dados para a subestrutura B, o mé-

todo *RCSA* não considera as alterações dinâmicas oriundas de diferentes configurações de montagem da ferramentas no *holder*, a citar os diferentes tipos de porta ferramentas, força de fixação, comprimento fixado e comprimento em balanço da ferramenta.

A análise dinâmica de microfresas pelo método experimental com uso de minimartelo de impacto e vibrômetro a laser foi relatada por Matuszak et al. (2013), Singh Kundan K. ad Kartik e Singh (2017), Mascardelli et al. (2008). Porém, as medições realizadas por Singh Kundan K. ad Kartik e Singh (2017) apresentaram incertezas, que foram atribuídas a ruídos presentes nas respostas capturada pelo sensor de deslocamento a laser e imprecisão no posicionamento do ponto excitado e dos pontos medidos. Os problemas relatados são contextualizados pela imagem do experimento realizado por Matuszak et al. (2013) na Figura 2.13. Mascardelli et al. (2008) salienta que inúmeras excitações com o minimartelo de impacto foram necessárias para obter um resultado consistente. Além disso, também enfrentou dificuldade para posicionar o feixe de laser no eixo axial da ferramenta.

Figura 2.13: Análise modal experimental em sistema de microfresamento: a) vista do minimartelo de impacto e ferramenta e b) especificação do ponto excitado e pontos de medição da resposta.



Fonte: Adaptado de Matuszak et al. (2013).

Uma estimativa das frequências naturais de sistemas de microfresamento estudados por diferentes autores é apresentada na Tabela 2.1, e algumas considerações são feitas à cerca dos trabalhos:

Tabela 2.1: Frequências naturais de microfresas segundo estudos de diferentes autores.

Autor	Método	Eixo	ϕ_f [μm]	ω_1 [Hz]	ζ_1	ω_2 [Hz]	ζ_2
Mascardelli et al., (2008)	<i>RCSA</i>	x	500	~ 2000	0,21	4310	-
	<i>FE</i>	x		5700	-	-	-
Malekian et al., (2009)	<i>RCSA</i>	x	500	4035	0,016	5163	0,038
Ahmadi, (2018)	<i>OMA</i>	x	400	-	-	3054	0,9
	<i>EMA</i>	x		1904	0,016	3001	0,011
Xiaohong et al., (2017)	<i>RCSA</i>	x	600	2767,88	0,0335	2927,85	0,0189
		y		3209,09	0,0311	3247,72	0,0142
Singh et al., (2017a)	<i>CMS</i>	x	500	4690	-	5078	-
Matuszak et al., (2013)	<i>EMA</i>	x	1000	2078	0,0412	2737	0,0324
		y		2352	0,0621	2693	0,0624
Park e Rahnama, (2010)	<i>RCSA</i>	x	500	>1000	-	6000 - 7000	-
Singh et al., (2017b)	<i>EMA</i>	x	500	5078	0,009	5762	0,016
Singh, K. K. e Singh, R., (2018)	<i>FE</i>	x	500	4851	0,011	5081	0,048
	<i>EMA</i>			4551	0,064	5332	0,036

Fonte: Elaborado pelo autor, 2019.

Além das frequências obtidas por *RCSA* abaixo de 10kHz, Mascardelli et al. (2008) simulou por *FE* os modos de alta frequência (10 - 150 kHz). Porém, o autor explica que seu uso é limitado às características da máquina, uma vez que altas rotações do *spindle* são requeridas para excitar estas frequências. O "baixo valor" da frequência do primeiro modo ($\approx 2000\text{Hz}$) é atribuído a influência do alto amortecimento causado pela circulação de ar no *spindle*. Devido a simetria do conjunto ferramenta - porta ferramenta - eixo árvore, não foi observado variação nos valores de frequência em relação à direção de medição. No trabalho de Park e Rahnama (2010) os altos valores de frequência (acima de 1kHz) foram atribuídos a haste e à parte cônica da ferramenta.

Adicionalmente ao primeiro e segundo modos apresentados na Tabela 2.1, Matuszak et al. (2013) determinaram as frequências do terceiro e quarto modos para as direções x e y, sendo: $\omega_{3x}=4807\text{Hz}$, $\omega_{3y}=4776\text{Hz}$ e $\omega_{4x}=10971\text{Hz}$ e $\omega_{4y}=11086\text{Hz}$. A *FRF* na ponta da microferramenta foi obtida por síntese modal das *FRFs* obtidas segundo a Figura 2.13.

Ahmadi (2018) utilizou o método de Análise Modal Operacional - *OMA* (*Output-only Modal Analysis*) que utiliza apenas os dados da resposta na análise modal para identificar a massa, rigidez, frequências e modos de vibração. A excitação do sistema foi realizada por método acústico, porém devido a baixa intensidade da força de excitação,

apenas os modos de flexão da ferramenta foram excitados, não sendo possível indentificar as partes mais rígidas do sistema. O autor usou o teste modal experimental com excitação por impacto para validar os valores de frequência encontrados pelo método *OMA*. A aplicação do *OMA* para análises dinâmicas de sistemas de microfresamento requer estudos mais aprofundados.

Singh Kundan K. ad Kartik e Singh (2017) em justificativa às desvantagens do método *RCSA*, aplicaram a técnica de subestruturação de Síntese da Componente Modal - *CMS*(*Component Mode Synthesis*) de Craig-Bampton. Os autores explicaram que no método *RCSA* a forma modal pode ser alterada quando uma *FRF* obtida em um ponto diferente da ponta da ferramenta é acoplada à subestrutura. Outra desvantagem apontada é que ambas as subestruturas devem ser amostradas na mesma taxa, no entanto devido aos altos modos da porção livre-livre ($>50\text{kHz}$), a frequência de amostragem deve superar os 100kHz , o que requer instrumentos não disponíveis.

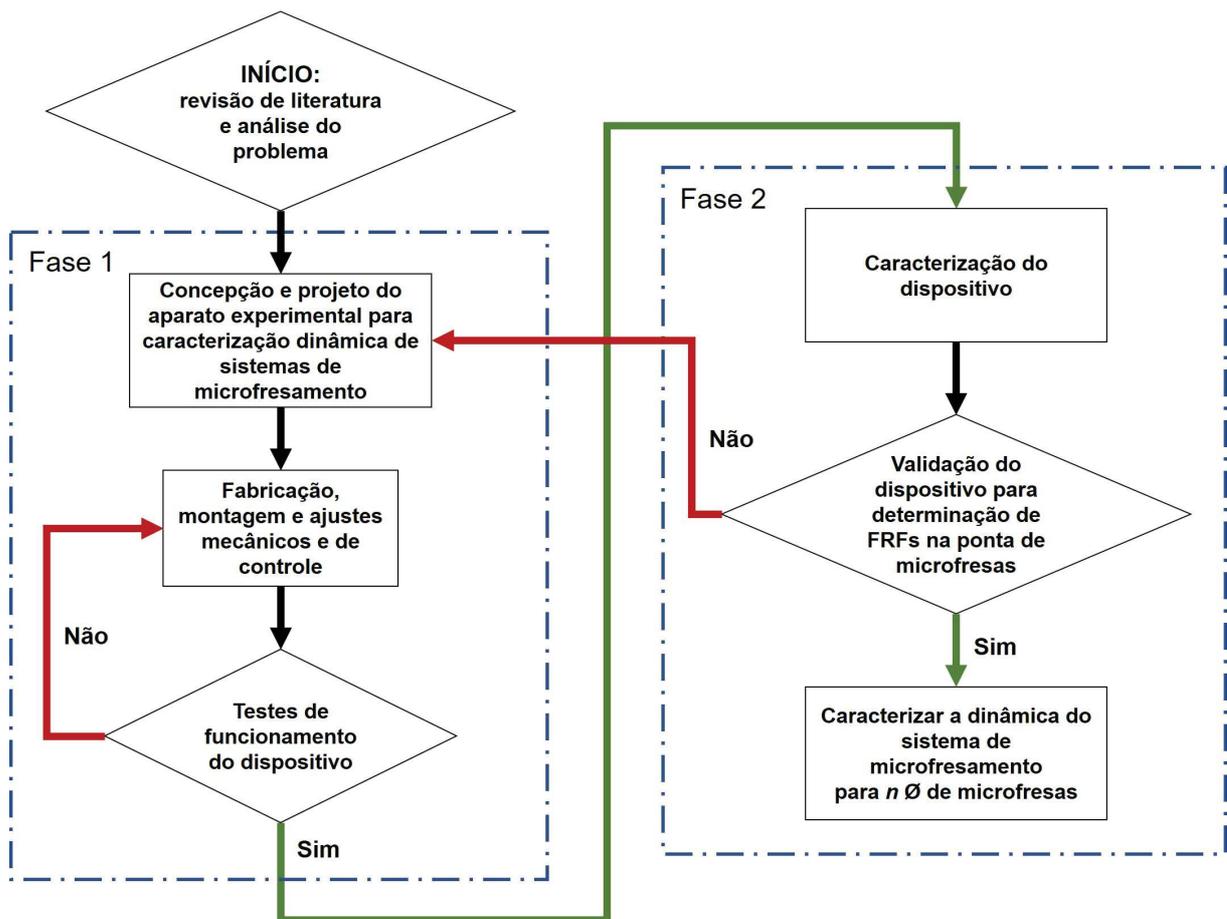
Singh e Singh (2018) extraíram as frequências de ressonância para os três primeiros modos de vibração via análise modal por elementos finitos, e compararam com o resultado experimental. Um desvio de $6,6\%$ foi observado para a frequência natural, e atribuído à diferenças nas características da máquina ferramenta, geometria do porta ferramentas e possivelmente da ferramenta. A frequência encontrada para o terceiro modo foi 7170Hz (*FE*) e 7383Hz (*EMA*). Observa-se que, por mais minucioso que seja um modelo numérico, dificilmente este representará com perfeição o sistema físico, porém a minimização do erro possibilita boas estimativas. Os autores usaram as *FRFs* para gerar lóbulos de estabilidade para usinagem de titânio Ti_6Al_4V e obtiveram boa correlação entre a previsão analítica e os experimentos.

Capítulo 3

Materiais e Métodos

O desenvolvimento experimental do presente trabalho segue o fluxograma apresentado na Figura 3.1.

Figura 3.1: Fluxograma experimental da dissertação.



Fonte: Elaborado pelo autor, 2019.

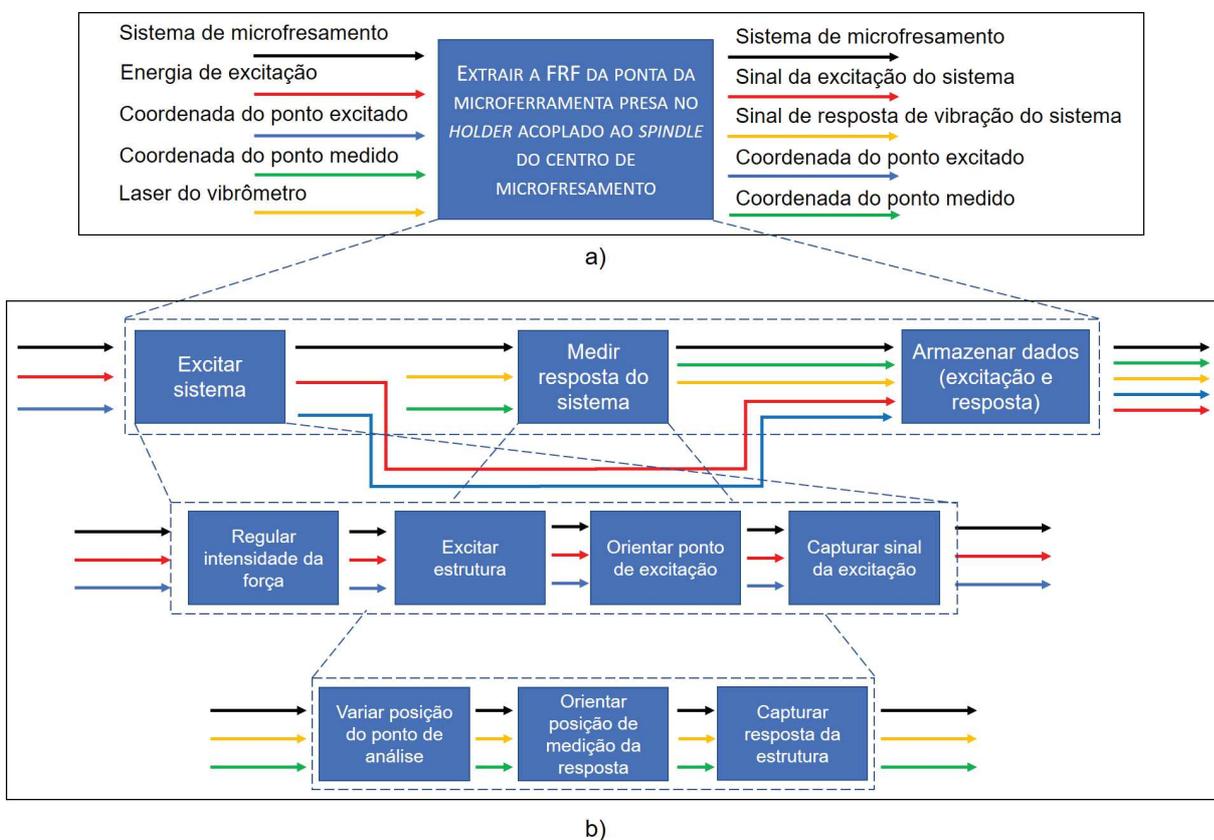
3.1 Materiais

A presente seção é dedicada para detalhar as etapas de concepção e projeto do dispositivo especializado para análise modal experimental de microfresas, bem como para descrever os equipamentos e materiais utilizados na validação do mesmo.

3.1.1 Concepção, projeto e construção do Dispositivo para Análise Modal Experimental de Microfresas - *DEMAM*

Com base nos princípios da análise modal experimental, a concepção do aparato experimental utilizou a metodologia de projetos de forma simplificada. Iniciou com a modelagem funcional do aparato, Figura 3.2a, a partir do entendimento da função global pretendida (extrair a *FRF* da ponta da microferramenta presa no porta-ferramentas acoplado ao eixo árvore do centro de microfresamento), da definição das entradas necessárias e consequentes saídas.

Figura 3.2: Modelagem funcional do aparato experimental para caracterização dinâmica em sistemas de microfresamento.



Após definir a macrofunção do dispositivo, esta foi refinada em funções parciais e elementares, as quais proporcionaram uma visão detalhada do problema a ser resolvido, Figura 3.2b.

Na sequência, com base na revisão de literatura criou-se a Tabela 3.1 com as opções de solução para cada necessidade.

Segundo a literatura especializada, a utilização de vibrômetro a laser para medir a resposta de vibração e de minitransdutores de força para medir a força de excitação é comum em testes modais experimentais de estruturas miniaturizadas. Considerando que estes instrumentos encontram-se disponíveis para desenvolvimento do trabalho, verifica-se que o minitransdutor de força:

- 1- possui tamanho condizente com as dimensões das microferramentas;
- 2- possui precisão para excitar com força adequada um ponto em uma coordenada específica, o número de vezes suficiente (com repetibilidade) para capturar com qualidade a resposta do sistema; e
- 3- possibilita menor tempo de contato entre martelo e alvo, o que aumenta a largura de banda excitada e permite cobrir um número maior de modos de vibração.

O vibrômetro a laser:

- 1- evita alterações na dinâmica do sistema em análise (medição sem contato);
- 2- permite exatidão de posicionamento do ponto medido; e
- 3- é de fácil manuseabilidade e evita danos ao sistema em análise;

Cabe ressaltar que O instrumento usualmente utilizado para capturar a resposta vibracional de estruturas é o acelerômetro. Porém, as microferramentas são da ordem de décimos de milímetros, o que dificulta capturar a resposta de vibração em um ponto muito específico (ponta da microferramenta), além deste instrumento alterar significativamente a massa do sistema. Outra dificuldade de se utilizar um elemento de detecção acoplado esta no fato das microferramentas serem geralmente feitas de material não magnético (caberto de tungstênio), o que impossibilita o acoplamento magnético do sensor, sendo necessário colá-lo na ferramenta - procedimento lento, impreciso, inviável (visto que a superfície da ferramenta é convexa) e suscetível a quebra da mesma.

Assim, para medir a resposta vibracional do sistema, o método sem contato pelo princípio do Laser Doppler mostra-se mais interessante. Evita-se o contato físico com o sistema em análise, e o feixe de laser pode ser posicionado rapidamente com exatidão em diferentes pontos coordenados.

Definidos os instrumentos a serem utilizados no aparato experimental para caracterização dinâmica de sistemas de microfresamento, iniciou-se a modalagem *3D* do

Tabela 3.1: Possíveis soluções para as funções elementares do *DEMAM*

Função elementar	Opções						
	1	2	3	4	5	6	7
Regular intensidade da força	ajuste por fuso	manualmente	eixos do centro de microfresamento				
Excitar estrutura	martelo de impacto	shaker	descarga elétrica	jato de ar comprimido	onda sonora	pulso de laser	pulso magnético
Orientar ponto de excitação	sistema por fusos	eixos do centro de microfresamento	manualmente				
Capturar sinal da excitação	minisensor de força						
Variar a posição do ponto de análise	manualmente	sistema de fuso					
Orientar posição de medição da resposta	manualmente	ajuste de precisão com parafusos e molas					
Capturar resposta da estrutura	acelerômetro	Vibrômetro a Laser Doppler	Sistema Interferometria Estroboscópico	Sistema de Microvisão por Computador	Interferometria Eletrônica por Padrão de Manchas	Interferometria de Fibra Óptica e Fotomicrografia	
Adquirir dados (excitação e resposta)	sistema de aquisição de dados comercial	osciloscópio					
Armazenar dados (excitação e resposta)	computador	pendrive					

Fonte: Elaborado pelo autor, 2019.

dipositivo considerando também as demais soluções selecionadas para atender as funções elementares, Tabela 3.2.

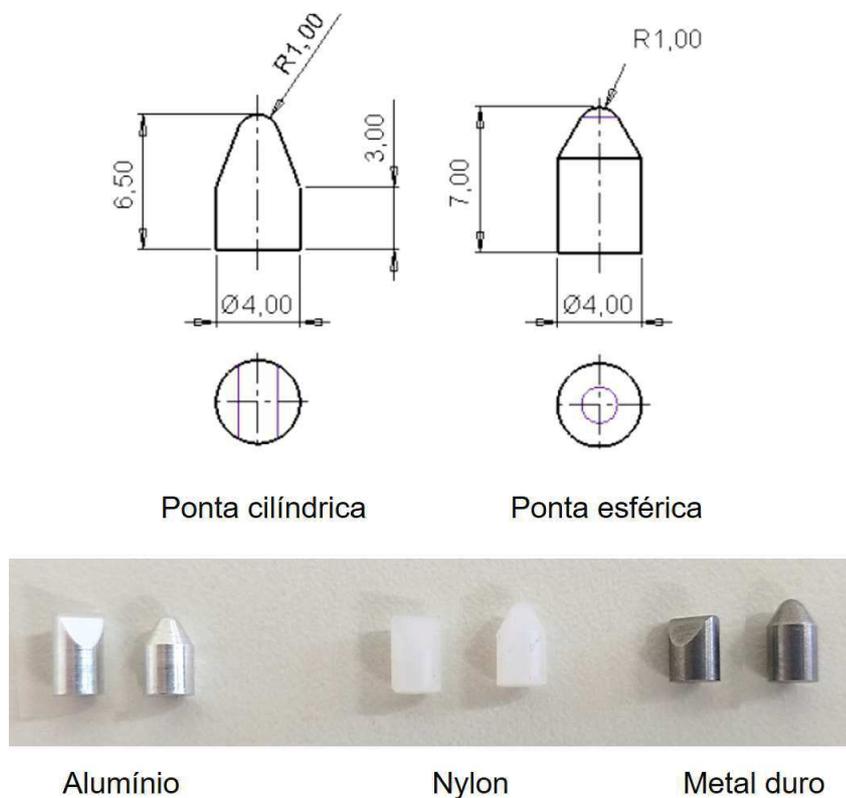
Tabela 3.2: Soluções adotadas para as funções elementares do *DEMAM*

Função elementar	Solução adotada
Regular intensidade da força	usar fuso + eixos do centro de microfresamento
Excitar estrutura	martelo de impacto
Orientar ponto de excitação	deslocar eixos do centro de microfresamento
Capturar sinal da excitação	minisensor de força
Variar a posição do ponto de análise	sistema de fuso
Orientar posição de medição da resposta	manualmente + sistema de ajuste de precisão com parafusos e molas
Capturar resposta da estrutura	Vibrômetro a Laser Doppler
Adquirir dados (excitação e resposta)	sistema comercial para aquisição de dados
Armazenar dados (excitação e resposta)	computador

Fonte: Elaborado pelo autor, 2019.

No martelo de impacto foi utilizado o minitransdutor de força PCB209C01, com sensibilidade de 489,9 mV/N. As demais características do sensor podem ser consultadas no Apêndice B. Em função da face de medição do minisensor de força ser plana, foi acoplada uma ponteira para garantir o contato pontual com o alvo. Foram propostas duas geometrias de ponteiras (ponta cilíndrica e ponta esférica), confeccionadas em três materiais distintos (nylon, alumínio e metal duro/carbeto de tungstênio). A geometria das ponteiras é apresentada na Figura 3.3.

Figura 3.3: Ponteiras: forma e materiais.

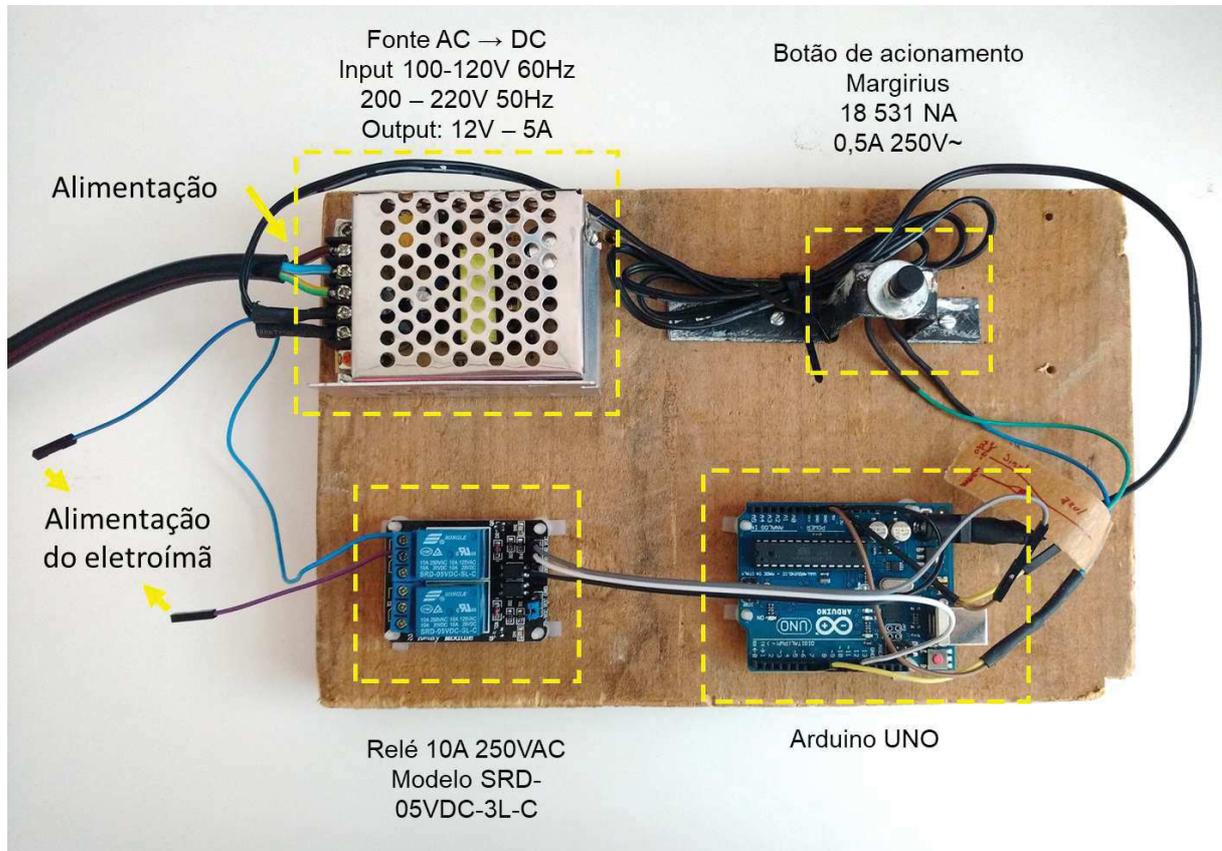


Fonte: Elaborado pelo autor, 2019.

Além da diferença no material, em virtude do alvo (microferramentas e/ou haste cilíndrica) ter uma superfície convexa, as ponteiras foram confeccionadas com duas formas de pontas: cilíndrica e esférica (Figura 3.3). A ponta cilíndrica foi adotada para que o contato entre ponteira e superfície do alvo seja sempre pontual e esteja alinhado com a direção de excitação, absorvendo pequenos desalinhamentos entre mecanismo de excitação e sistema de microfresamento.

Atendendo aos requisitos do item 2 para o sistema de excitação, a alternativa viável foi automatizar o martelo de impacto. Com isso reduzir a influência do operador do instrumento, melhorar a repetibilidade do ponto excitado, controlar a força de excitação e o tempo de contato entre sensor e alvo. Para tal automatização, foi utilizado um sistema constituído por um eletroímã de 12V com capacidade para suportar 2,5Kg controlado por um arduino UNO, um botão de acionamento Margirius 18531 NA 0,5A 250V , um relé 10A 250VAC modelo SRD-05VDC-3L-C e uma fonte de alimentação *AC-DCinput* 100-220V 60Hz/ 200 - 220 50Hz e *output* 12V - 5A e um micrômetro com resolução de 0,01mm para regular a distância entre eletroímã e sensor (Figura 3.4).

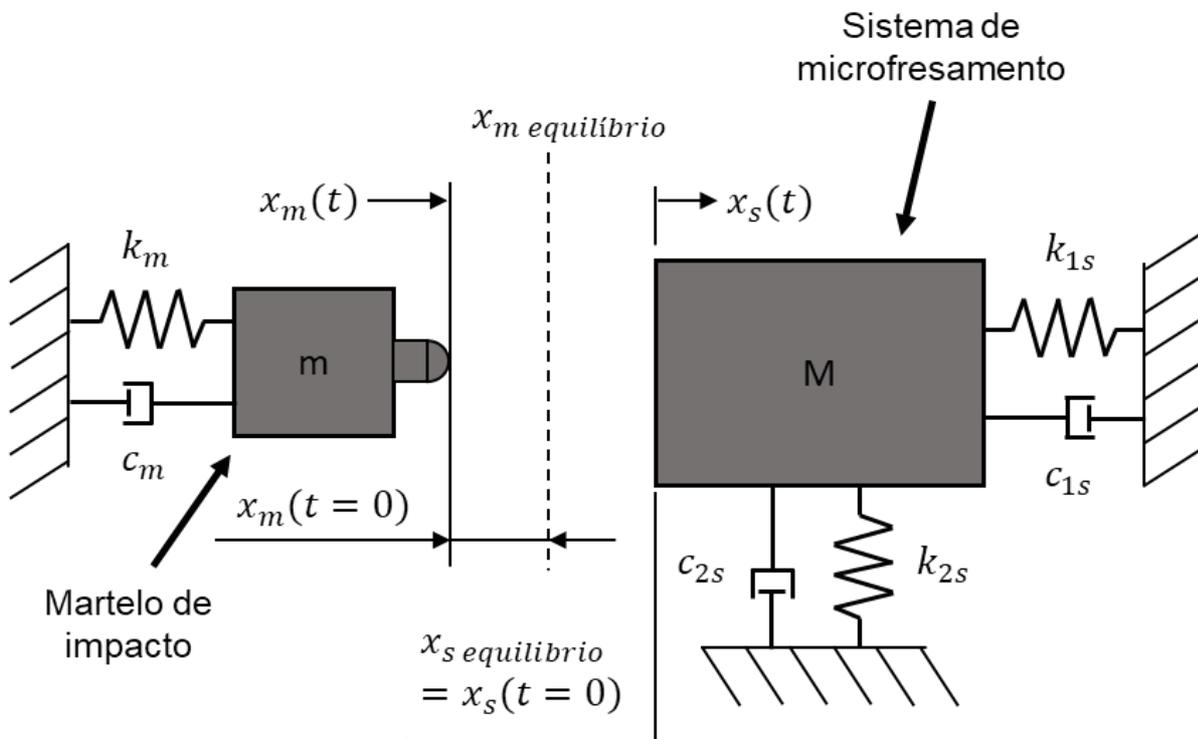
Figura 3.4: Hardware para controle do eletroímã.



Fonte: Elaborado pelo autor, 2019.

Um diagrama de corpo livre do mecanismo de excitação e do sistema de microfresamento é mostrado na Figura 3.5 para ilustrar o funcionamento do mecanismo de excitação.

Figura 3.5: Funcionamento do martelo de impacto.



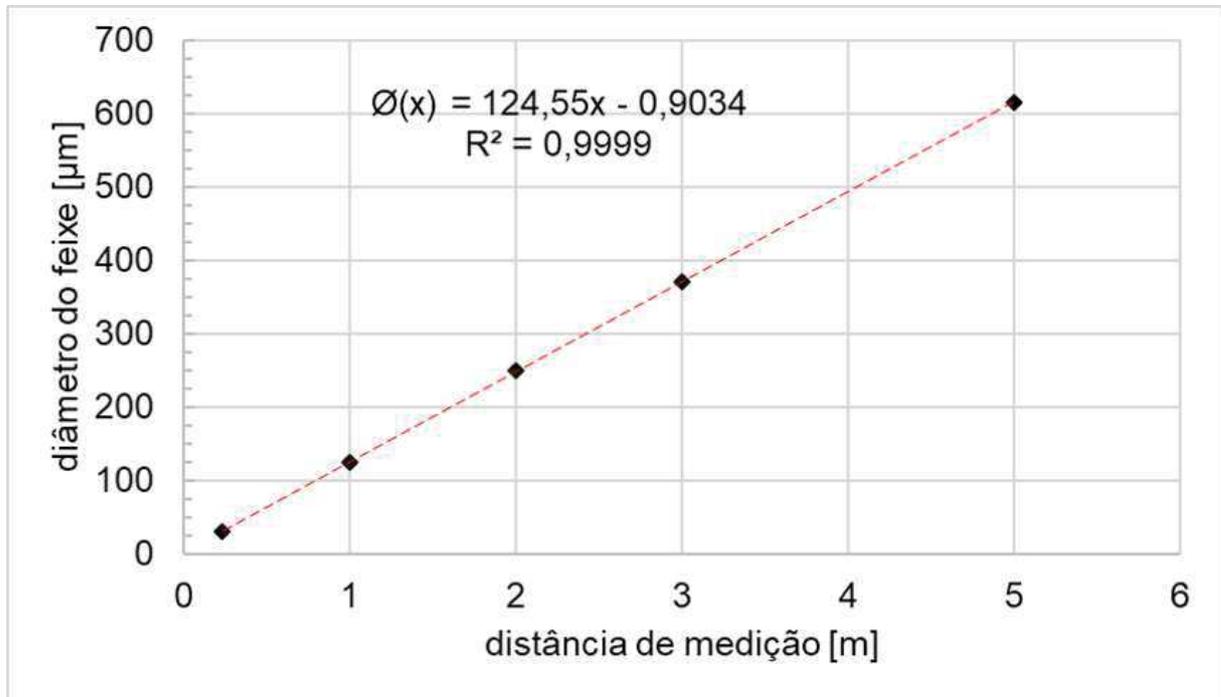
Fonte: Elaborado pelo autor, 2019.

Representado como um sistema massa-mola-amortecedor de um grau de liberdade na Figura 3.5, o martelo é inicialmente deslocado e mantido na posição $x_m(t = 0)$ pela ação da força magnética do eletroímã. A excitação é gerada quando o ímã desmagnetiza e a massa m é projetada sobre o sistema de microfresamento pela ação da força elástica da mola com rigidez k_m . O tempo de magnetização e desmagnetização do eletroímã é setado na programação do arduíno UNO, o que favorece impulsionar uma única vez a estrutura. Pode-se ainda fazer o acionamento manual do martelo ou programar vários impactos para um período de tempo. O tempo que o eletroímã permanece desmagnetizado deve ser menor ou igual à metade da frequência de oscilação do martelo.

Para medição da resposta de vibração, foi utilizado o vibrômetro a laser da Polytec PVD100, com capacidade para medir até 22kHz (ver Apêndice B). Com base na literatura (Tabela 2.1), percebe-se que a faixa de medição do vibrômetro é suficiente para cobrir as frequências naturais e/ou de ressonância e modos de interesse do sistema de microfresamento.

Como o sistema que se pretende analisar possui dimensão na ordem de décimos de milímetros, é necessário que o diâmetro do feixe de laser do vibrômetro seja dimensionalmente compatível. A Figura 3.6 apresenta um gráfico do aumento do diâmetro do ponto de laser em função da distância entre alvo e receptor.

Figura 3.6: Variação do diâmetro do feixe de laser do vibrômetro com a distância de medição.



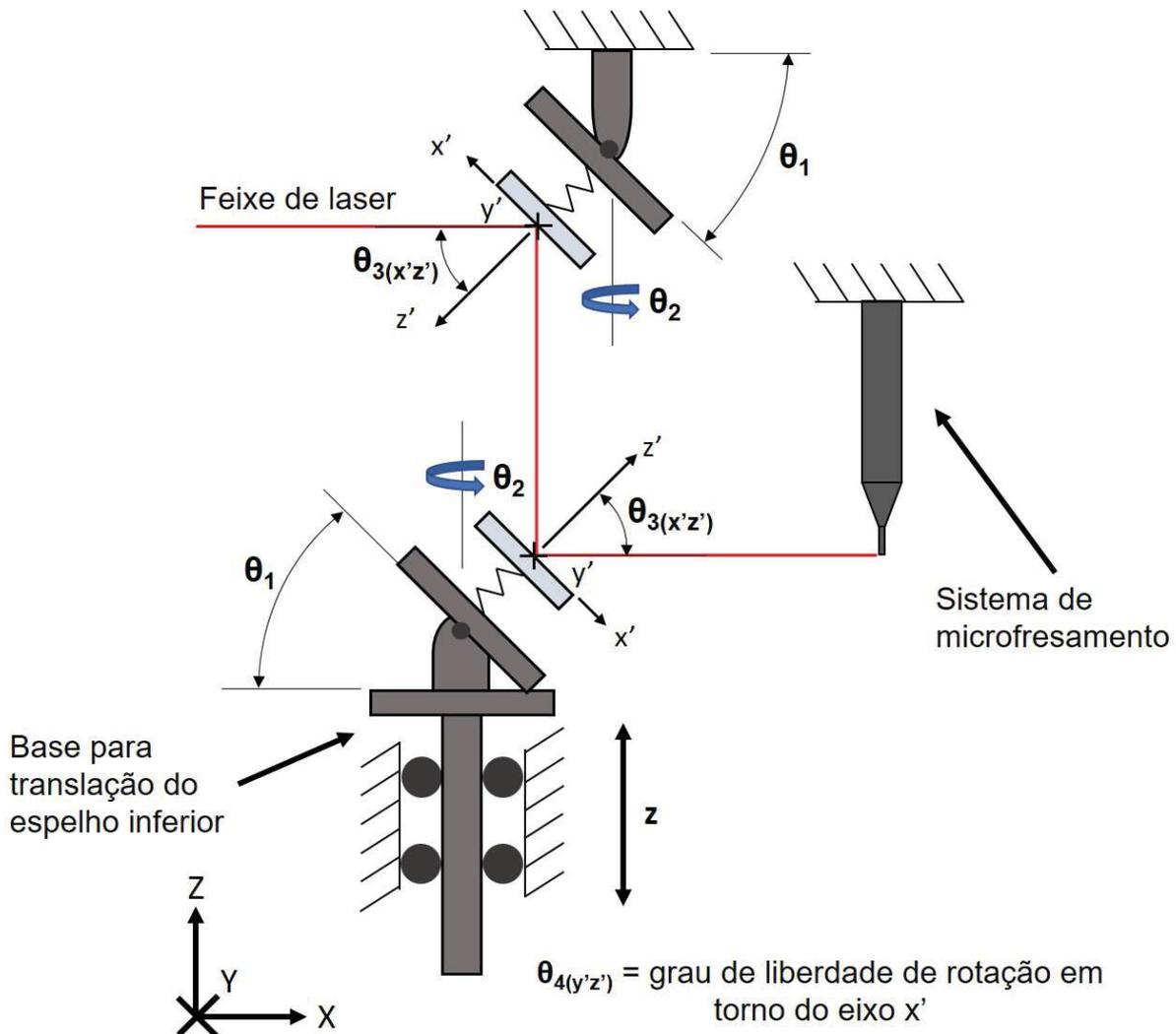
Fonte: Adaptado de Polytec (2001).

O menor diâmetro de feixe é $30\mu\text{m}$ quando a distância entre alvo e vibrômetro é 234mm. O diâmetro cresce linearmente com a distância a um fator de aproximadamente $130\mu\text{m}/\text{m}$.

A grande dificuldade da caracterização dinâmica de microferramentas está em determinar a FRF na ponta da ferramenta miniaturizada. Em virtude disso, o dispositivo foi projetado para excitar em um ponto fixo e medir em diferentes pontos ao longo do eixo axial da microferramenta e determinar as FRFs com base na síntese modal (Equação 2.2.27). Como o vibrômetro é um equipamento relativamente grande se comparado com o sistema de microusinagem, a alternativa encontrada foi posicionar o equipamento o mais próximo possível do alvo e refletir o feixe de laser. Para isso foram utilizados dois espelhos THORLABS BB1 - E02, com capacidade para refletir comprimentos de ondas de 400 - 750nm. Como o comprimento de onda do laser do vibrômetro é de 633nm, a faixa de reflexão dos espelhos é adequada. O mecanismo para posicionamento do laser é apresentado esquematicamente na Figura 3.7.

Um fuso com rosca métrica M12 passo 1mm foi utilizado na base do mecanismo. O deslocamento do espelho ao longo do eixo Z é feito pela rotação de um anel graduado com dez divisões e resolução de posicionamento de 0,1mm. O espelho superior tem posição fixa no eixo z. A orientação do feixe de laser é realizada primeiramente com o posiciona-

Figura 3.7: Mecanismo para posicionamento e orientação do feixe de laser do vibrômetro.

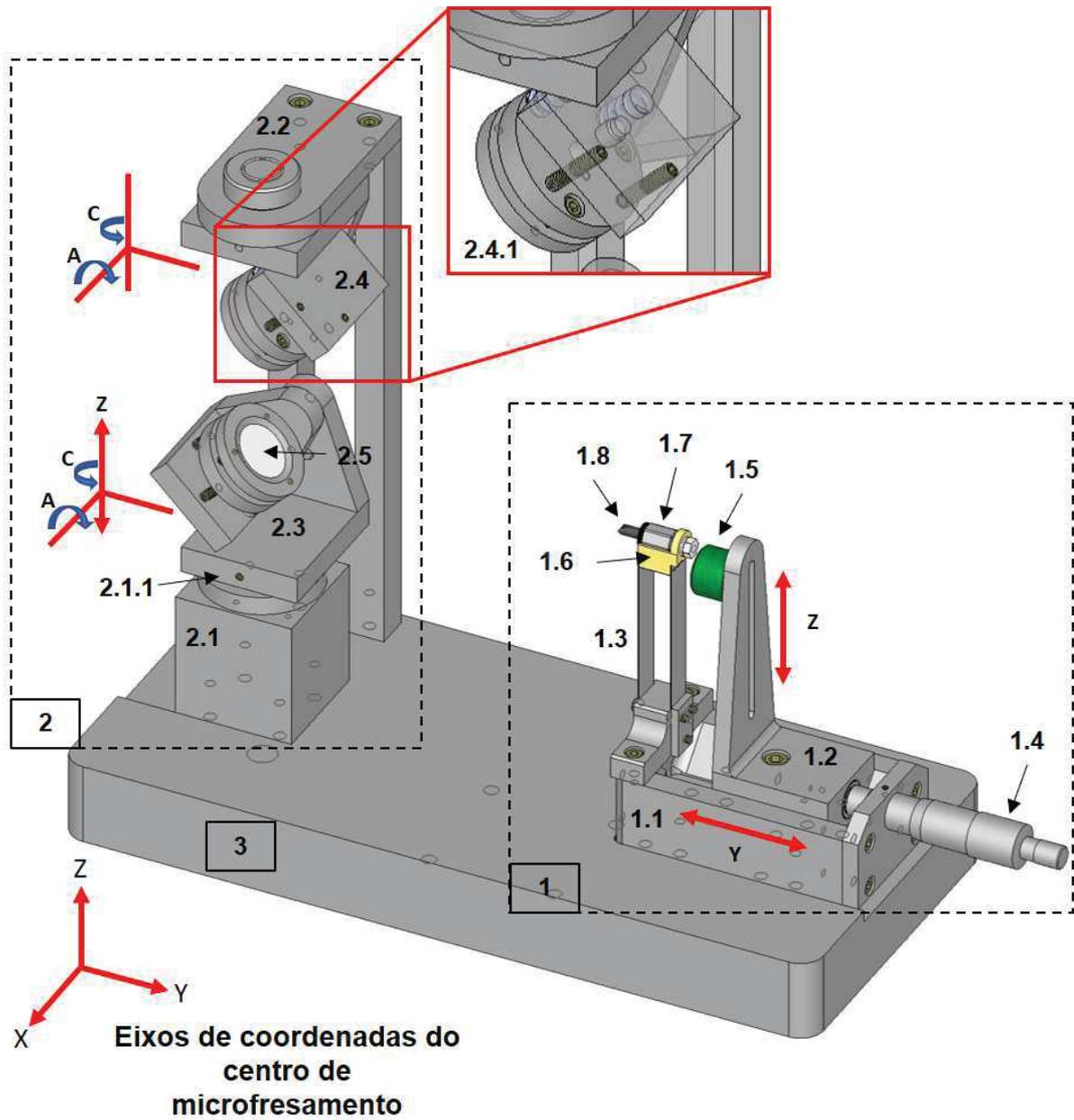


Fonte: Elaborado pelo autor, 2019.

mento grosseiro das plataformas dos espelhos pela a variação dos ângulos $30^\circ < \theta_1 < 60^\circ$ e $0^\circ < \theta_2 < 360^\circ$. O ajuste fino do ponto de incidência do laser é realizado com um mecanismo de precisão que permite movimentar os espelhos segundo os ângulos θ_3 e θ_4 . Visto que o sinal do vibrômetro é atenuado quando o laser incide na superfície convexa da ferramenta, o mecanismo de precisão torna-se essencial para posicionar o laser no ponto de melhor reflexão (centro da ferramenta).

Por fim, a modelagem 3D do dispositivo para EMA em centros de microfresamento, foi realizada no software Cimatron E14, e é apresentada na Figura 3.8 juntamente com a descrição dos mecanismos e componentes que constituem o dispositivo.

Figura 3.8: Dispositivo para análise modal experimental de microfresas em centros de microusinagem.



Fonte: Elaborado pelo autor, 2019.

Tabela 3.3: Descrição dos mecanismos e componentes do dispositivo para *EMA* de microfresas em centros de microfresamento.

Item	Mecanismo/ componente
1	mecanismo de excitação
1.1	base do mecanismo de excitação
1.2	carro porta-eletrôímã
1.3	haste do martelo de impacto
1.4	micrômetro
1.5	eletrôímã
1.6	minitransdutor de força PCB209C01
1.7	ponteira
1.8	mola
2	mecanismo para orientar o laser do vibrômetro
2.1	base com fuso para deslocamento do espelho inferior
2.1.1	anel graduado
2.2	coluna suporte para o espelho superior
2.3	base dos porta espelho
2.4	porta espelho
2.4.1	mecanismo de precisão para orientação do laser
2.5	espelhos THORLABS BB1-E02
3	base de fixação do dispositivo no centro de microfresamento

Fonte: Elaborado pelo autor, 2019.

Cabe ressaltar que o projeto do dispositivo foi idealizado para ser compatível e de fácil fixação no centro de microfresamento KERN Pyramid Nano (Figura 3.9), no qual foram feitos os testes de caracterização dinâmica. O grau de liberdade de rotação θ_3 do espelho superior, permite que o dispositivo seja aplicado na medição da resposta de vibração nas direções X e Y segundo os eixos coordenados do centro de microfresamento (Figura 3.8).

Figura 3.9: Centro de microusinagem 5 eixos KERN Pyramid Nano.



Dados técnicos KERN Pyramid Nano

Cursos dos eixos X/Y/Z [mm]	500/500/400
Peso máximo sobre a mesa [kg]	250
Taxa de avanço [mm/min]	0,01 - 30000
Aceleração [m/s ²]	10,0
Resolução [μm]	0,1
Incerteza no posicionamento [μm]	0,3
Precisão da peça [μm]	1,0
Sistema de fixação de ferramenta	HSK 25

Fonte: Elaborado pelo autor, 2019, com base em GmbH. (2019).

As peças do dispositivo foram confeccionadas por usinagem no centro de fresamento 5 eixos HERMLE C42U. Além da utilidade para fabricação de peças do dispositivo, este também foi utilizado na realização de ensaios para caracterização do dispositivo.

3.2 Métodos

Na presente seção são apresentados detalhadamente os métodos e técnicas adotadas nos experimentos de caracterização, validação e aplicação do dispositivo para análise modal experimental de sistemas de microfresamento, segundo as macroetapas da fase 2 do trabalho (Figura 3.1).

3.2.1 Caracterização do dispositivo

3.2.1.1 Repetibilidade do ponto/local excitado

A repetibilidade do ponto/local excitado foi avaliada pela comparação da área de marcas geradas pelo martelo de impacto na superfície do alvo preso ao eixo árvore do centro de fresamento HERMLE C42 U. O presente teste teve o propósito de comprovar a repetibilidade do mecanismo de excitação.

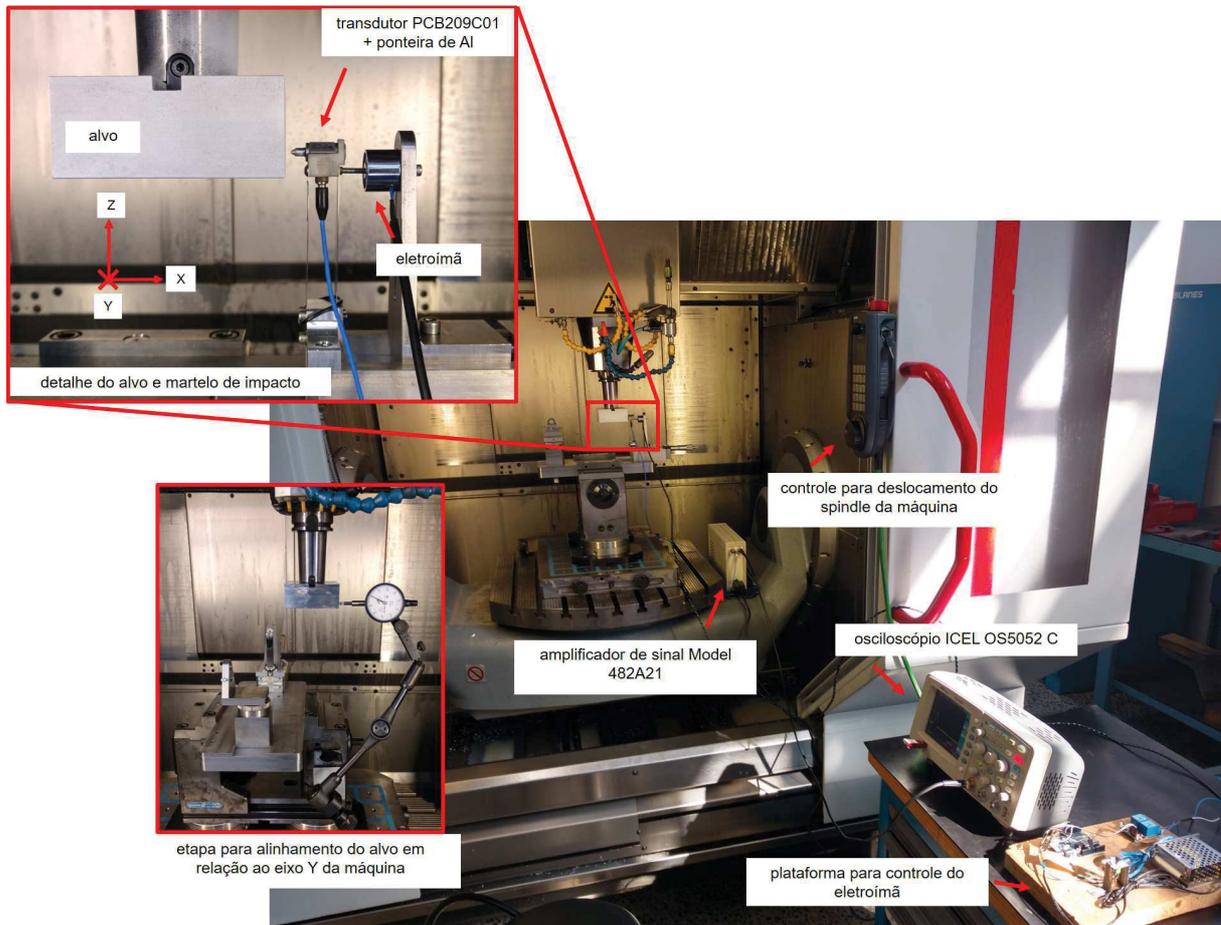
A utilização do centro de fresamento neste ensaio foi necessária por dois motivos:

- a máquina é preparada para comportar em seu eixo árvore um alvo desenvolvido para ser utilizado no ensaio proposto, o que facilita os experimentos; e
- o alinhamento, movimentação e posicionamentos do alvo nas coordenadas requeridas são facilmente alcançados pela translação e rotação do *spindle* da máquina.

A montagem do aparato experimental é mostrada na Figura 3.10, onde observa-se o mecanismo de excitação preso a uma morça sobre a mesa do centro de fresamento HERMLE C42 U. As etapas do *setup* experimental foram:

- fixação do dispositivo na morsa sobre o centro de fresamento e alinhamento com o eixo Y da máquina utilizando o sistema de apalpador *3D* do centro de fresamento;
- fixação do alvo no eixo árvore e alinhamento com o eixo Y do centro de fresamento utilizando um relógio comparador;
- deposição de uma fina camada de pó branco sobre a superfície do alvo onde foram realizadas as impactações. A deposição da camada de pó na superfície do alvo serviu para evidenciar o ponto de contato após os impactos do martelo.

Figura 3.10: Aparato experimental dos testes de caracterização.



Fonte: Elaborado pelo autor, 2019.

Dez impactos foram realizados em uma única coordenada e mais dez em coordenadas diferentes. A área aproximada da marca gerada pelos dez impactos em uma única coordenada foi comparada com a média das áreas dos dez impactos realizados em posições distintas. As marcas deixadas na superfície do alvo foram identificadas com o auxílio do estereoscópio ZEISS modelo Discovery V8. A captura das imagens das marcas e a medição dos diâmetros foram realizadas com o software AxioVision.

Além da área, a força de excitação e o tempo de duração dos pulsos de força para a mesma coordenada foram considerados como critérios de repetibilidade.

3.2.1.2 Influência da massa do martelo e da rigidez de contato na duração do pulso de força

De acordo com Ewins (2001), para varer uma ampla faixa de frequências, é necessário um impacto em curto espaço de tempo. A duração do pulso pode ser vista como uma relação entre rigidez das superfícies em contato (que é \neq de dureza) e massa da

cabeça do martelo. Portanto, o presente ensaio teve o objetivo de fornecer dados sobre o comportamento do sinal de força quando massa é adicionada ao martelo de impacto e diferentes materiais são utilizados como ponteiros do martelo. Assim, dois testes foram propostos considerando a configuração experimental semelhante a do ensaio anterior:

- 1- *Influência da massa do martelo na duração do pulso de força:* Neste ensaio, a duração e amplitude de força dos impactos foram estudadas variando-se a massa da cabeça do martelo de impacto. Três condições foram testadas: martelo sem massa adicional - $m_1 = 0$, adição de $m_2 = 5,3233g$ e adição de $m_3 = 10,2954g$. A camada de pó da superfície do alvo foi removida e todos as excitações foram realizadas no mesmo ponto mantendo-se a distância entre martelo e alvo fixa. As análises foram feitas com base no valor médio de três impactos para cada valor de massa testado.
- 2- *Influência da rigidez de contato na duração do pulso de força:* No teste para avaliar a influência da rigidez de contato na faixa de frequência variada, as ponteiros dos três materiais foram testadas no martelo de impacto. O teste teve como foco, investigar as alterações na duração do pulso de força diante do material utilizado para excitar a estrutura. Devido as características de cada material, a distância entre alvo e sensor precisou ser ajustada para: evitar força de excitação demasiada e danos ao transdutor de força, e garantir o registro do pulso pelo osciloscópio. Visto que a superfície do alvo neste teste era plana, o modelo de ponteiro utilizado foi o de ponta esférica. A fixação da ponteira no minisensor de força foi realizada com cola Loctite Super Bonder.

3.2.1.3 Mapeamento da força de excitação

O teste para determinar a amplitude da força de excitação foi realizado com o martelo de impacto equipado com a ponteira de alumínio e a disposição do mecanismo de excitação e do alvo manteve-se idêntica à configuração do ensaio anterior. De acordo com a teoria do contato de Hertz, a força gerada pela colisão de dois corpos é função da deformação de contato (GANGULY, 2014). Portanto, para levantar a curva da força de excitação em função da distância entre alvo e mecanismo de excitação, pequenos incrementos para aproximar o alvo do martelo foram aplicados. No total, dez valores foram medidos: 0, 3, 6, 9, 12, 18, 24, 30, 40 e 50 μm . O valor zero representa a distância inicial adotada nos testes e os demais valores os incrementos sobre a distância inicial. O mapeamento da força é importante para:

- evitar sobrecarga e danos no transdutor de força PCB209C01 e na estrutura em análise; e
- otimizar a configuração do dispositivo durante o procedimento experimental.

Os resultados consideraram a força média de três impactos em cada distância.

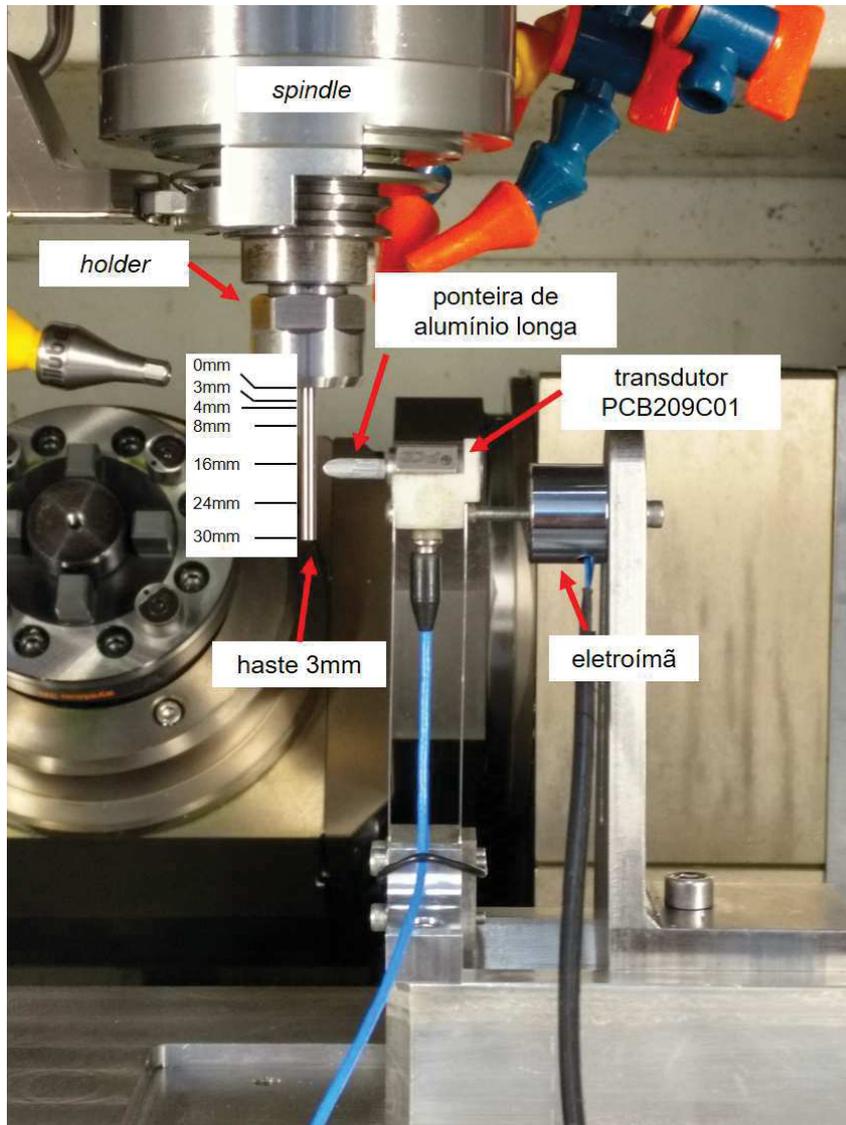
3.2.1.4 Influência do local excitado na duração do pulso de força

A avaliação da influência do local excitado é devido a dois fatores:

- evitar múltiplos impactos; e
- entregar o máximo de energia possível à estrutura no menor tempo para excitar uma ampla faixa de frequências.

Os testes foram realizados no centro de microfresamento KERN Pyramid Nano. O mecanismo de excitação foi preso no sistema de fixação 3R da máquina e os impactos realizados na direção X. Cinco pontos foram excitados ao longo do comprimento de uma haste de 3mm de diâmetro presa ao porta ferramentas (20mm de comprimento fixado e 30mm em balanço) acoplado ao eixo árvore da máquina. A Figura 3.11 ilustra o teste realizado. Os pontos excitados foram à 3, 4, 8, 16 e 24mm de distância do engaste da haste (ponto 0mm na Figura 3.11).

Figura 3.11: Influência do local excitado na duração do pulso de força.



Fonte: Elaborado pelo autor, 2019.

Em todos os testes para caracterização do dispositivo especializado para análise modal experimental em sistemas de microfresamento, a aquisição do sinal do transdutor foi realizada com o osciloscópio ICEL OS 5052 C que possui capacidade para gravar 4096 pontos, a uma taxa de 1,365MHz (valor *default* do equipamento). Os dados foram tratados e processados no software Scilab 6.0.1, e um filtro RMS de ordem $N = 7$ foi utilizado para minimizar o ruído dos sinais. Para garantir a confiabilidade dos resultados, estes foram sempre obtidos para uma média de três excitações em cada ponto.

3.2.2 Resposta de vibração livre do martelo de impacto

A frequência de oscilação na vibração livre do mecanismo de excitação (transdutor - haste/mola) foi medida para se determinar o tempo de desmagnetização do eletroímã.

O sistema foi excitado com um pulso magnético aplicado pelo eletroímã e a resposta foi medida com o transdutor de força, ambos os componentes pertencentes ao mecanismo de excitação. O transdutor de força foi propositalmente utilizado para medir a resposta do mecanismo, para evitar alterações no comportamento dinâmico do martelo. Os dados foram adquiridos utilizando o módulo de aquisição da Bruel & Kajer - Type 3160-A-024 e analisados com o software PULSE *LabShop Fast Track* v. 16.1.1.24 - 2012-03-10. A taxa de aquisição utilizada foi de 255Hz durante 2 segundos. A resposta no domínio do tempo e da frequência foram plotadas com o software Scilab 6.0.1.

3.2.3 Avaliação da movimentação, resolução de deslocamento e erro do mecanismo de translação do espelho inferior

O dispositivo para *EMA* em centros de microfresamento proposto neste trabalho é composto por dois mecanismos, sendo um deles responsável pelo posicionamento do laser do vibrômetro em diferentes pontos ao longo do eixo axial da microferramenta.

Com o propósito de avaliar a movimentação e resolução de deslocamento do mecanismo, bem como quantificar o erro de posicionamento, propuseram-se duas análises.

1ª - utilizando uma *CMM* Strato Apex 9166 da Mitutoyo e o mecanismo de movimentação do espelho inferior, a resolução de deslocamento do mecanismo foi avaliada pela comparação do deslocamento físico realizado pela rotação e contagem das divisões do anel graduado do mecanismo com o deslocamento medido. O mecanismo foi projetado com uma resolução de 0,1mm ($\theta = 36^\circ$ - Figura 3.12a) e os ensaios seguiram o procedimento abaixo:

- 1- Alinhamento do dispositivo com os eixos coordenados da *CMM*;
- 2- Posicionamento da plataforma que suporta o espelho inferior na posição inicial ($Z = 0\text{mm}$);
- 3- Realização de deslocamentos com passo de 0,1mm, 0,3mm, 0,5mm, 3mm e 4mm na direção axial ao longo de 24mm (deslocamento máximo projetado) e medição do valor real deslocado com a *CMM*. As medições foram feitas sempre no centro do mecanismo.

Apenas uma medição foi realizada para quantificar a exatidão de deslocamento do mecanismo.

2ª - utilizando o mecanismo desenvolvido, vibrômetro a laser PVD100 da Polytec, câmera fotográfica Canon 5d Mark IV com lente Tokina AT-X M100 PRO D Macro

(100mm f/2.8) e tripé, a quantificação do erro de posicionamento (desvios no plano de incidência do laser) foi realizada com:

- 1- Posicionamento de um alvo coberto com papel milimetrado à aproximadamente 195mm do centro do mecanismo de movimentação e perpendicular à direção de incidência do laser. O alinhamento do alvo foi realizado com um relógio comparador, com $10\mu\text{m}$ de resolução.
- 2- Ajuste do foco do feixe de laser e posicionamento do laser na altura inicial ($Z = 0\text{mm}$).
- 3- Medição a cada 1mm, no sentido de baixo para cima ao longo de 24mm (distância de movimentação projetada), totalizando 25 pontos.

O acionamento da câmeta fotográfica foi feito pelo celular, uma vez que estabeleceu-se uma conexão via bluetooth entre os equipamentos. As imagens capturam sempre a mesma região, já que nenhuma interação física com a câmera ocorreu. No total foram realizadas três repetições e o processamento das imagens adquiridas foi feito no software Matlab 2019Ra. A Figura 3.12b ilustra a montagem do experimento.

3.2.4 Validação do Dispositivo para *EMA* de Microfresas

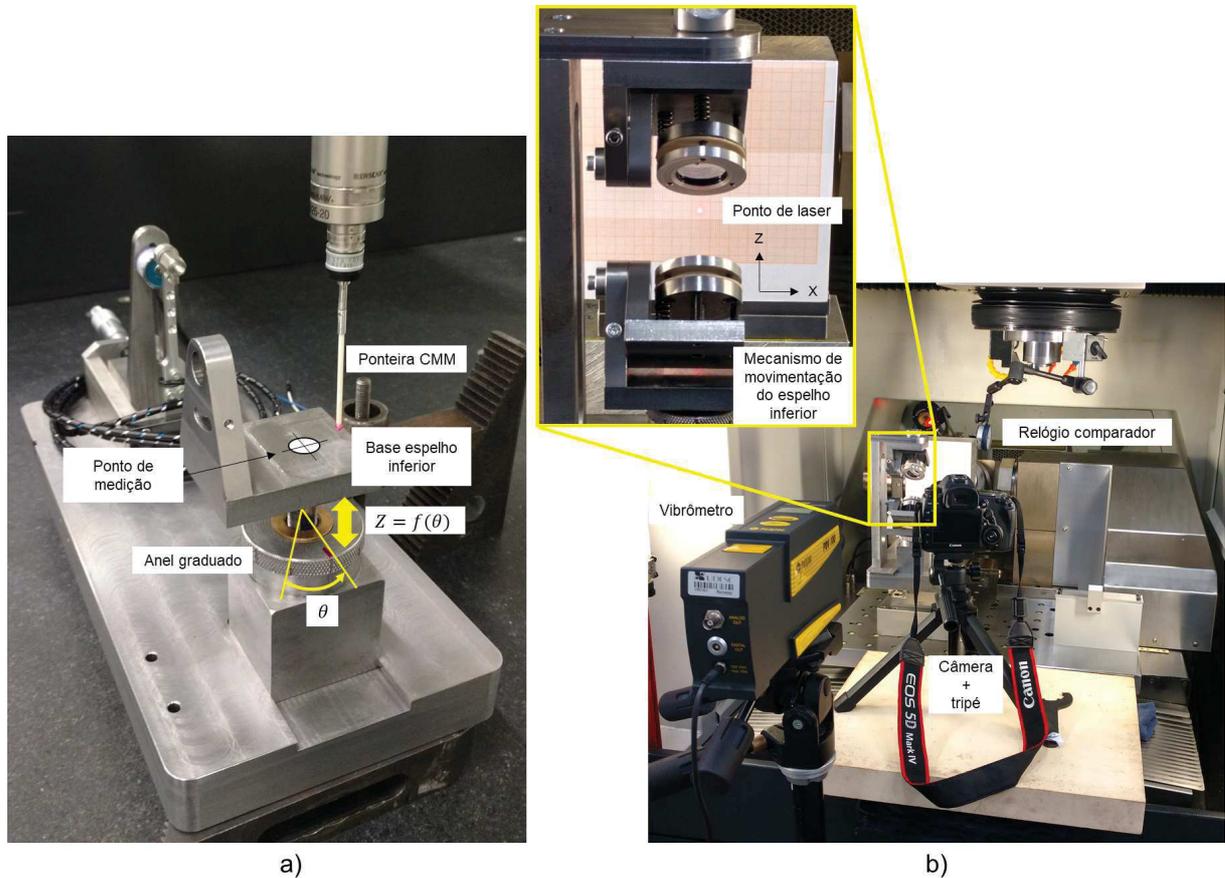
A etapa de validação do dispositivo especializado para caracterização dinâmica de sistemas de microfresamento teve como propósito, verificar a aptidão do dispositivo desenvolvido neste trabalho para auxiliar na determinação do(s) parâmetro(s) modal(is) (ω_r e ζ), e do(s) modo(s) de vibrar de uma estrutura de geometria simples, para a qual a solução analítica é conhecida.

Esta foi realizada por meio da análise modal experimental de uma haste cilíndrica de 3mm de diâmetro e 50mm de comprimento, feita em aço H13 temperado com módulo de elasticidade de 164GPa obtido por ensaio de tração. A haste foi fixada 20mm no *holder* e permaneceu com o comprimento de 30mm em balanço. O conjunto haste - *holder* foi acoplado ao *spindle* da máquina KERN Pyramid Nano. A escolha de uma geometria simples foi proposital para que o resultado experimental pudesse ser comparado com a solução analítica.

A sequência de passos realizados no teste modal é mostrada na Figura 3.13 juntamente com a imagem do aparato experimental.

Devido a forma construtiva do dispositivo, os impactos foram realizados no ponto 1 e as respostas medidas nos pontos 1 à 5 com o vibrômetro a laser PVD100 da Polytec, com sensibilidade de $8\text{mV}/\text{mm s}^{-1}$. Cada *FRF* foi obtida considerando a média de cinco medições. O deslocamento do laser do vibrômetro foi realizado com o mecanismo de espelhos e a centralização do laser na ferramenta com o sistema de ajuste de precisão.

Figura 3.12: Avaliação do mecanismo de movimentação do espelho inferior: a) análise de movimentação e resolução de deslocamento e b) análise do erro de posicionamento.



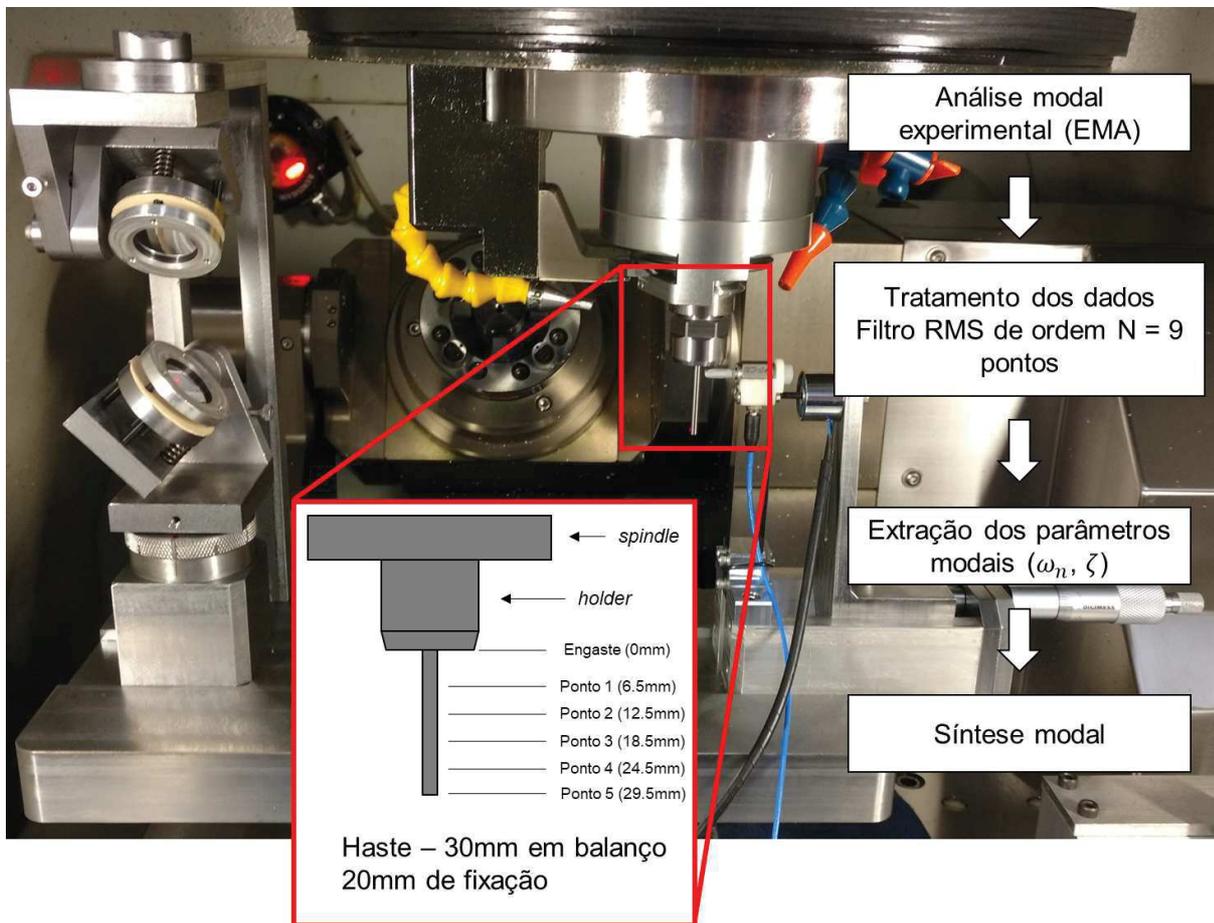
Fonte: Elaborado pelo autor, 2019.

A captura dos dados foi realizada com o sistema de aquisição da Bruel & Kajer - Type 3160-A-024 e as FRFs experimentais obtidas com o software PULSE *LabShop Fast Track* v. 16.1.1.24 - 2012-03-10. A taxa de aquisição utilizada foi de 16,4kHz com 1 segundo de aquisição. Para evitar *Aliasing* e *Leakage*, a taxa de aquisição foi definida para aproximadamente 3 vezes a largura de banda excitada pelo martelo e janelas retangular e exponencial foram aplicadas no pulso de força e na resposta de vibração respectivamente. Com os experimentos, a primeira coluna da matriz mobilidade foi construída. A equação 2.2.18 foi utilizada para obter as receptâncias, por meio da seguinte operação matemática:

$$\alpha(\omega) = \frac{Y(\omega)}{i\omega} = \frac{Y(\omega)}{i\omega} \frac{-i\omega}{-i\omega} = \frac{-iY(\omega)}{\omega} \quad (3.2.1)$$

Como a mobilidade é um número complexo, $Y(\omega) = a + bi$, em que a é a parcela real e b a parte imaginária, a receptância é obtida por:

Figura 3.13: Análise experimental para validação do dispositivo especializado para caracterização dinâmica.



Fonte: Elaborado pelo autor, 2019.

$$\alpha(\omega) = \frac{-i(a + bi)}{\omega} = -\frac{ia}{\omega} - \frac{i^2b}{\omega} = \frac{b - ia}{\omega}. \quad (3.2.2)$$

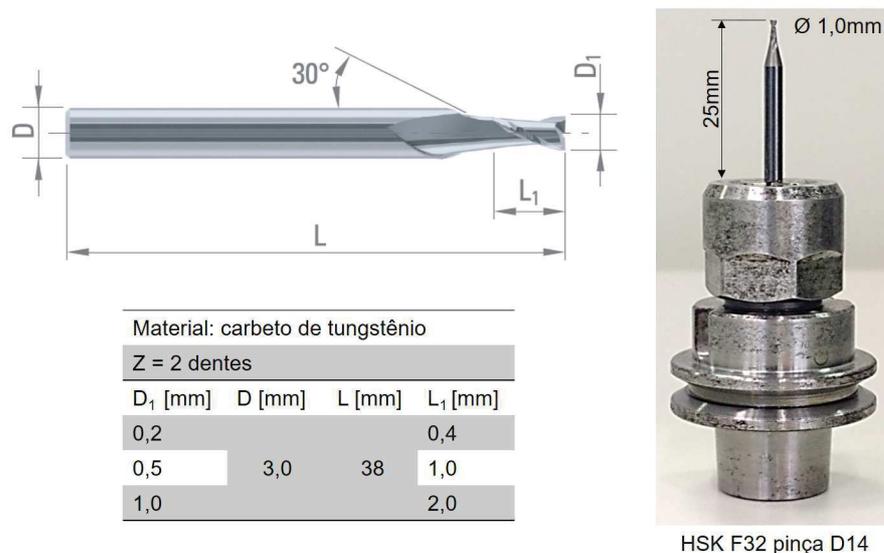
Logo, na transformação de mobilidade para receptância, há uma inversão das parcelas real e imaginária e a parte real troca de sinal.

O procedimento de filtragem do sinal e extração dos parâmetros modais pelo método *peak-picking* e síntese modal foi realizado no software Scilab 6.0.1 com algoritmos autorais e algoritmos elaborados por Negri (2018) respectivamente. A largura de banda excitada pelo martelo de impacto com a ponteira de alumínio, foi determinada diretamente à partir do autoespectro do sinal de força no software PULSE.

3.2.5 Caracterização dinâmica do sistema de microfresamento para três diâmetros de ferramentas

Os mesmos equipamentos e parâmetros de aquisição utilizados na etapa de validação do dispositivo especializado foram aplicados na caracterização do sistema de microfresamento.

Figura 3.14: Microfresas.



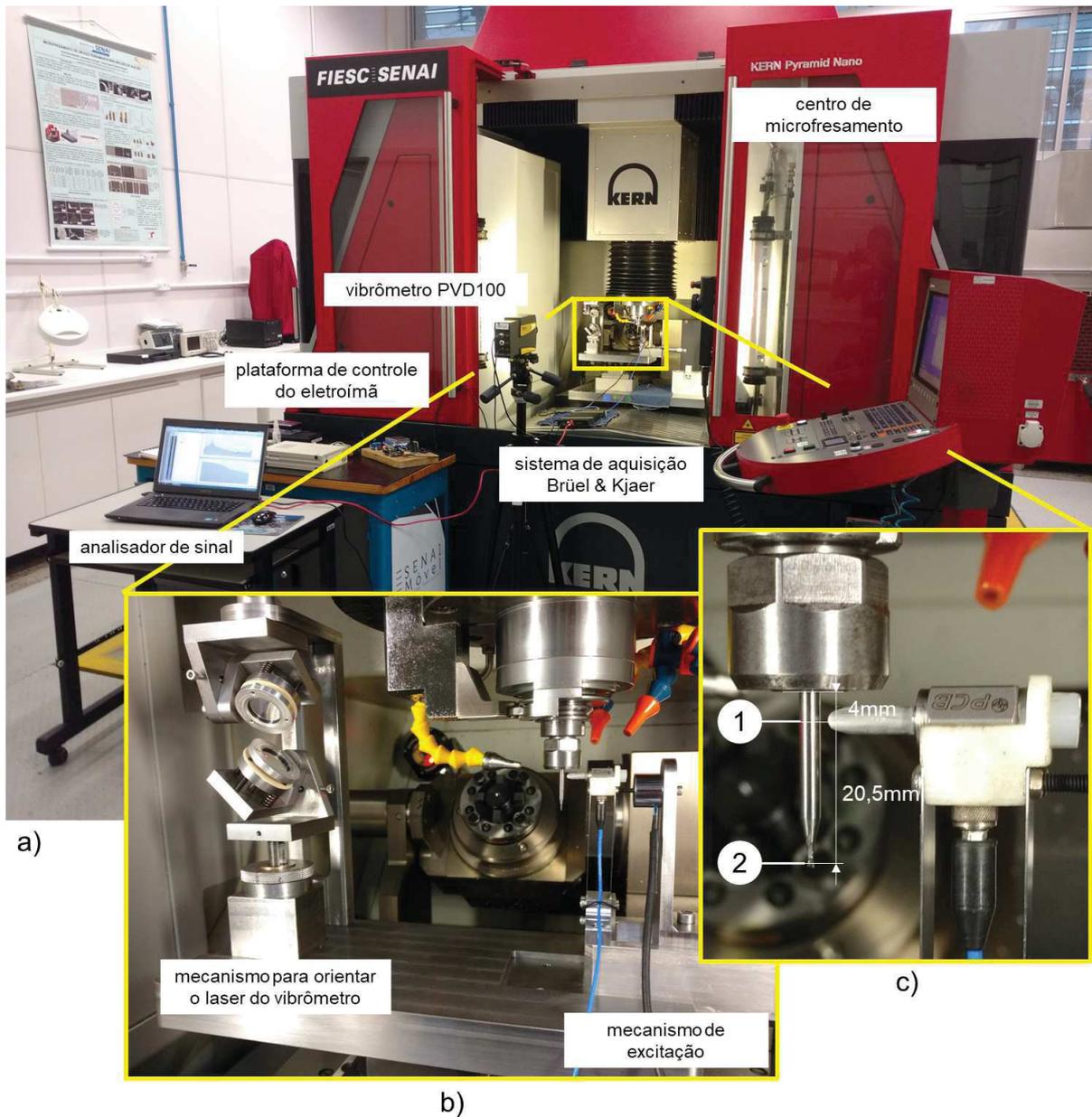
Fonte: Elaborado pelo autor, 2019, com base em DIXI (2018).

Após validado, o dispositivo foi aplicado para obter a *FRF* na ponta de três microfresas da marca DIXI, modelo 7242, com diâmetros de: 200, 500 e 1000 μm . A geometria das ferramentas e a montagem da ferramenta de 1000 μm de diâmetro no porta ferramenta é mostrada na Figura 3.14.

As ferramentas foram fixadas 13mm no cone HSK F32 com 10Nm de torque e mantidas 25mm em balanço. O conjunto ferramenta - porta ferramentas foi acoplado no eixo árvore da máquina e as medições feitas diretamente no centro de microfresamento KERN Pyramid Nano.

Visto que o objetivo era a determinação da Função Resposta em Frequência na ponta da microferramenta, a excitação do sistema foi realizada a 4mm do engastamento e a medição da resposta de vibração feita no ponto excitado e na ponta das microfresas. As *FRFs* foram obtidas com base em cinco medições por posição. O procedimento para tratamento de dados e síntese modal utilizado na validação do dispositivo, foi repetido na etapa de caracterização do sistema de microfresamento composto por: eixo árvore - porta ferramentas e microfresa. A Figura 3.15 ilustra o procedimento adotado para determinar a *FRF* na ponta das microfresas.

Figura 3.15: Caracterização dinâmica do sistema de microfresamento: a) disposição dos equipamentos, b) dispositivo desenvolvido e c) ponto excitado (1) e pontos medidos (1 e 2) durante a *EMA* das microfresas.



Fonte: Elaborado pelo autor, 2019.

Capítulo 4

Análise e Discussão dos Resultados

Na presente seção são apresentados, analisados e discutidos os resultados levados com os experimentos para caracterização, validação e aplicação do dispositivo para *EMA* de microfresas no centro de microfresamento KERN Pyramid Nano.

4.1 Aspectos funcionais e de operação do Dispositivo para *EMA* de Microfresas - *DEMAM*

Segundo Ewins (2001), uma das dificuldades de aplicar excitação usando um martelo é assegurar que cada impacto seja essencialmente o mesmo que os anteriores, não tanto em magnitude (visto que a resposta é normalizada pela força de excitação), mas em posição e orientação normal à superfície do alvo. Somada a dificuldade relatada acima, na análise modal experimental de sistemas de microfresamento, recomenda-se que a força seja menor que 20N afim de evitar danos à ferramenta e aos rolamentos do eixo árvore da máquina (BEDIZ et al., 2014). Portanto, os esforços durante o projeto do mecanismo de excitação, foram orientados para atender os critérios de:

- repetibilidade e exatidão de posicionamento e orientação do martelo;
- controle da força de excitação; e
- excitação da um ampla faixa de frequência.

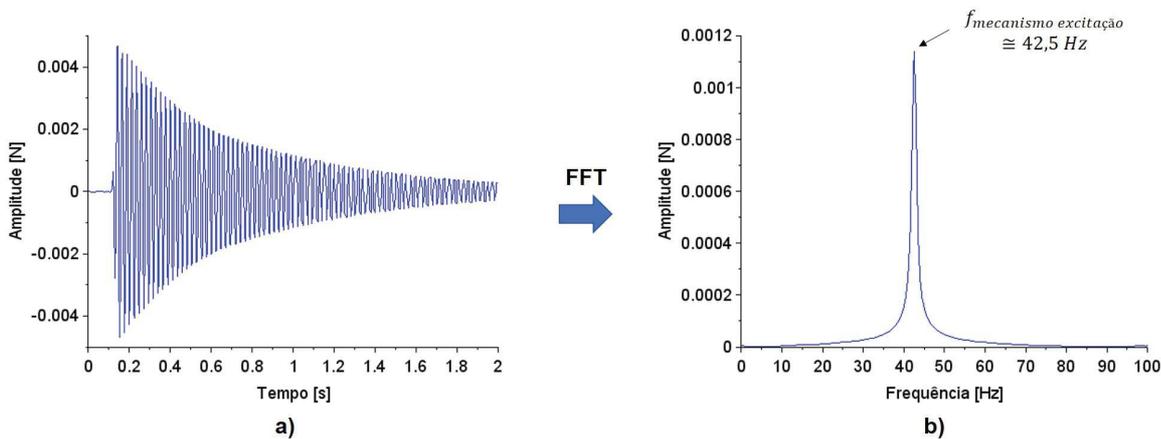
Para o procedimento de medição da resposta de vibração, o requisito principal considerado no projeto foi a exatidão no posicionamento do laser do vibrômetro no ponto em que se deseja medir a resposta, visto que a literatura atribui a incerteza dos resultados não só a ruídos dos equipamentos de medição, mas também a erros no posicionamento dos locais de medição das excitações e resposta de vibração respectivamente (SINGH et al., 2017; MASCARDELLI et al., 2008).

Os resultados a seguir, relatam os principais aspectos do funcionamento dos mecanismos que compõem o aparato para análise modal experimental proposto nesta dissertação e sua análise é feita com base nos critérios mencionados previamente.

4.1.1 Repetibilidade e controle do mecanismo de excitação

Na Seção 3.1.1, o martelo de impacto foi representado como um sistema massa-mola-amortecedor de um grau de liberdade. O resultado da análise de vibração livre demonstrou que a hipótese assumida é coerente (Figura 4.1). A amplitude da resposta é dada em Newton (N) devido a esta ter sido medida com o transdutor de força.

Figura 4.1: Resposta de vibração livre do martelo de impacto: a) domínio do tempo e b) domínio da frequência.



Fonte: Elaborado pelo autor, 2019.

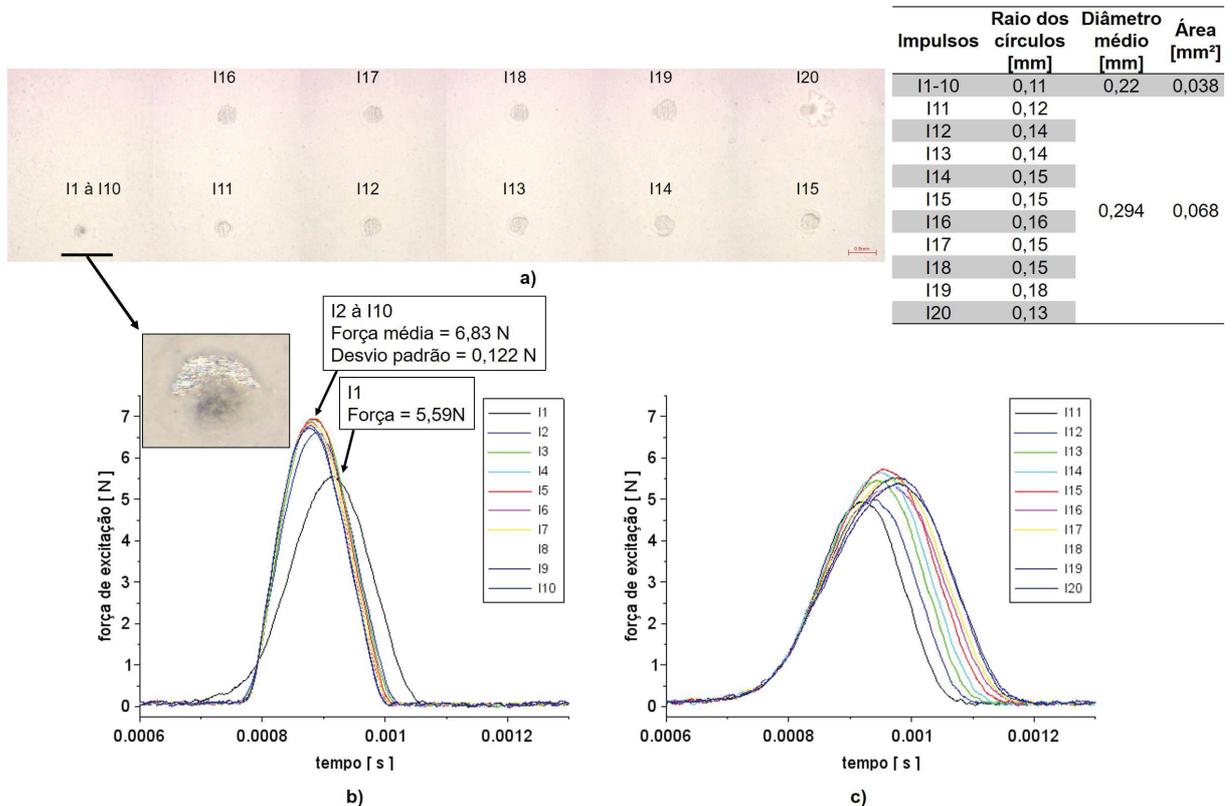
De posse da resposta no domínio no tempo, o fator de amortecimento foi estimado em 0,43% por meio do decremento logarítmico. A frequência natural amortecida é aproximadamente 42,5Hz, obtida diretamente pelo autoespectro da resposta. Logo, o tempo que o eletroímã deve permanecer desmagnetizado deve ser menor ou igual à 12ms.

Repetibilidade do ponto excitado

Na Figura 4.2 os resultados para o teste de repetibilidade do ponto excitado demonstraram que o dispositivo tende a ser repetitivo, não somente para o local da excitação mas também para a intensidade da força e tempo do pulso. De acordo com a Seção 3.2.1.1, o primeiro parâmetro de comparação definido para a repetibilidade do ponto excitado foi a área das marcas geradas pelo contato do martelo com a superfície alvo. Neste quesito a repetibilidade foi comprovada, pois a área da marca dos dez impactos não superou a área

dos impactos individuais (Figura 4.2a).

Figura 4.2: Repetibilidade do ponto/local excitado: a) local impactado, b) análise dos impactos I1 à I10 e c) análise dos impactos I11 à I20.



Fonte: Elaborado pelo autor, 2019.

O valor de 0,122N para o desvio padrão da força de excitação pode ser atribuído a sujeira, partículas de pó, deformação da ponta e influência do pulso do eletroímã. Porém este é aproximadamente 1,8% da força total, ou seja, muito pequeno em relação à amplitude média de 6,83N. O tempo médio dos nove pulsos de força foi estimado em 167,15 μ s com desvio padrão de 6,06 μ s, aproximadamente 3,6% do tempo total do pulso.

O resultado obtido é uma garantia de que os impactos são os mesmos que os anteriores não somente em posição, mas também em força aplicada e duração. Portanto, pode-se afirmar que as configurações adotadas no início dos testes mantiveram-se até o final e o movimento do martelo é repetido a cada excitação, como demonstrado no gráfico da Figura 4.2b. O pulso I1 não foi incluído nos cálculos de força e tempo de pulso, sob a justificativa do grande desvio apresentado não estar associado a repetibilidade do dispositivo, mas sim a influência da camada de pó sobre a superfície. A Figura 4.2c é o gráfico dos impactos realizados em pontos separados. É perceptível a influência da camada de pó diante da atenuação e do alargamento dos pulsos. A distinção entre os impactos

individuais é explicada pela heterogeneidade na espessura e/ou adesão da camada de pó sobre a superfície. As regiões do alvo com camada de pó mais espessa amortecem mais, reduzindo a amplitude e alargando o pulso.

Curva força de excitação *vs.* distância entre alvo e martelo de impacto

Como esperado, a amplitude da força de excitação cresce com a aproximação entre alvo e martelo de impacto. A distância inicial (0mm no gráfico da Figura 4.3a) foi determinada pelas características construtivas do mecanismo de excitação. Para uma oscilação, a distância entre alvo e martelo pode ser considerada igual a distância entre martelo e eletroímã (não alterada durante os ensaios), logo o alvo foi inicialmente posicionado a 1,0mm do martelo de impacto. O comportamento da força de excitação pela distância entre o alvo e o martelo de impacto é satisfatoriamente expresso por uma função quadrática ($\approx 98\%$ de correlação com os dados experimentais). A curva experimental é limitada em $\approx 9,8\text{N}$ devido as especificações técnicas do minitransdutor de força. Os resultados para o teste de mapeamento de força revelaram ainda que a distância entre martelo e alvo não afeta significativamente o tempo do pulso (ver Figura 4.3b).

De posse do gráfico da força de excitação, a posição do martelo pode ser determinada de maneira inversa, ou seja, defini-se a força para excitar e ajusta-se a posição do alvo (visto que este será uma microferramenta presa ao eixo árvore do centro de microfresamento).

4.1.2 Fatores que influenciam a duração do pulso de força

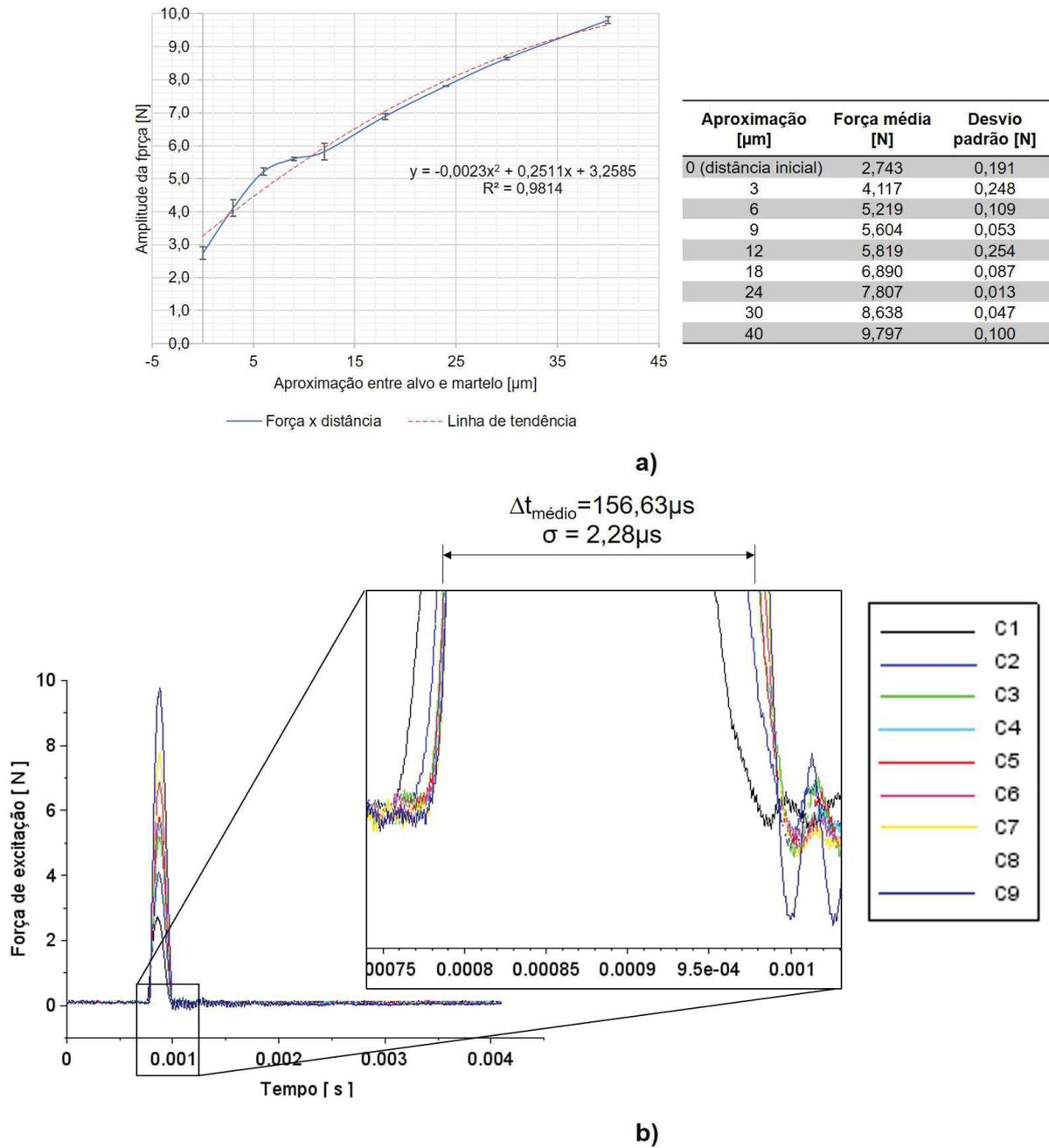
O fato da faixa de frequência útil estar diretamente ligada com a duração do pulso de força e a frequência de interesse para sistemas de microfresamento ser da ordem de kHz, torna necessário estudar minuciosamente o processo de excitação. Assim, análises do pulso de força foram conduzidas para verificar as melhores condições para excitar a estrutura e varrer a maior banda de frequência possível. Para isso, três ensaios foram feitos:

- análise da influência da massa do martelo no pulso de força
- análise da influência da rigidez de contato no pulso de força
- análise da influência do local excitado (alvo) no número de impactos e respectivo tempo do(s) pulso(s) de força;

A Figura 4.4 ilustra as alterações no tempo e na intensidade do pulso de força em função de alterações na massa do martelo.

A frequência limite e/ou largura de banda - BW (*Bandwidth*) que o martelo consegue excitar é definida na literatura como uma função da rigidez de contato ($K_{contato}$) e da massa do martelo ($M_{martelo}$) segundo 4.1.1 (EWINS, 2001)

Figura 4.3: Comportamento da força de excitação: a) força de excitação *vs.* passo de aproximação e b) detalhe do tempo do pulso de força.

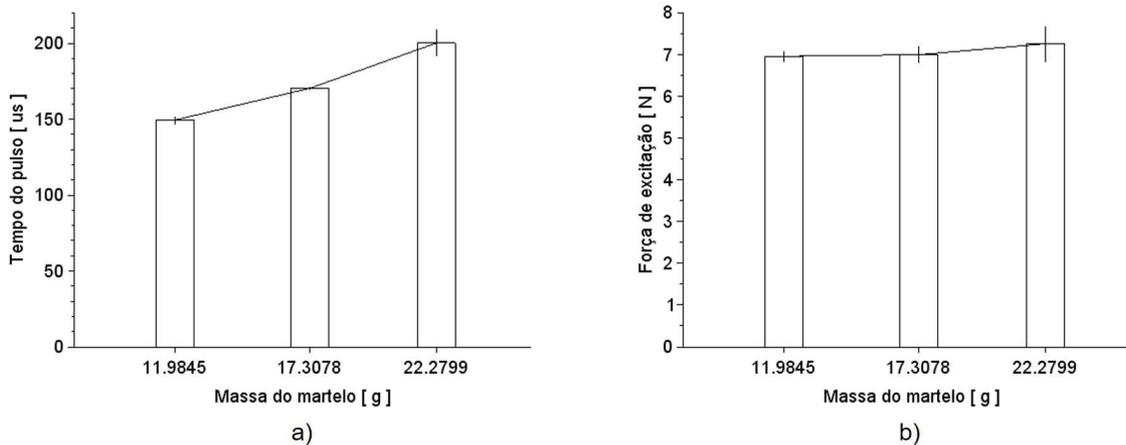


Fonte: Elaborado pelo autor, 2019.

$$BW = \sqrt{\frac{K_{\text{contato}}}{M_{\text{martelo}}}}. \quad (4.1.1)$$

O significado disso é que o mecanismo de excitação é ineficaz acima desta frequên-

Figura 4.4: Alterações no pulso de força em função da massa do martelo: a) aumento na duração do pulso de força com a massa do martelo e b) amplitude da força de excitação em função da massa do martelo.



Fonte: Elaborado pelo autor, 2019.

cia. O gráfico da Figura 4.4a comprova que quanto menor a massa do martelo, menor o tempo do pulso de força e conseqüentemente uma maior banda de frequência será varrida. Na Figura 4.4b, a influência da massa do martelo na amplitude da força de excitação é mostrada. Considerando-se o desvio padrão associado a cada valor de massa, pode-se inferir que não há variação na amplitude da força de excitação para os valores de massa adicionados.

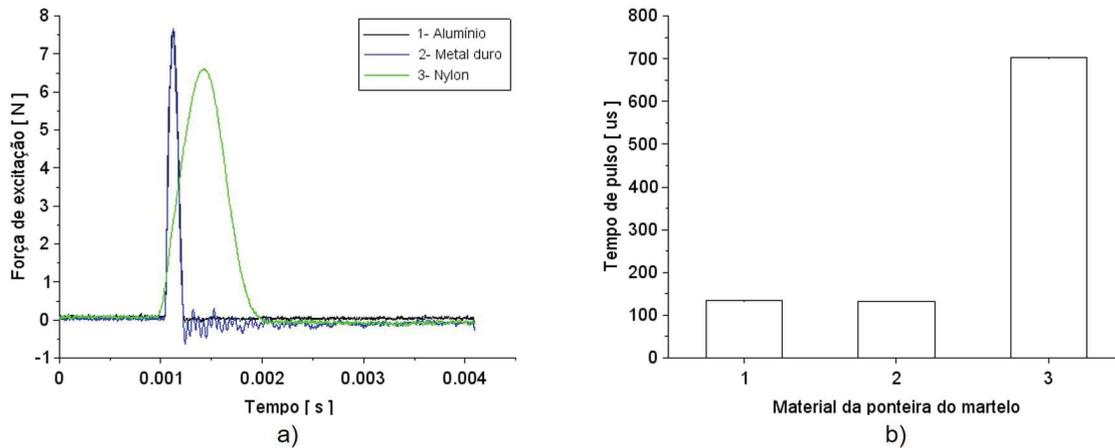
A rigidez do material é caracterizada pelo módulo de elasticidade, que é traduzido como a resistência do material à deformação elástica. Sendo assim, três materiais com diferentes módulos de elasticidade foram utilizados nos testes para avaliar a influência da rigidez de contato sobre o tempo do pulso de força. Os gráficos das Figuras 4.5a e b, ilustram o comportamento do pulso de força para os diferentes materiais avaliados.

Em 4.5a, são apresentadas três curvas obtidas com base na média de três impactos para cada material. A duração do pulso de força para os materiais metálicos testados (alumínio e metal duro/carbeto de tungstênio) não se altera, no entanto para nylon, este aumentou cerca de 420% em relação ao pulso obtido com as pontas metálicas.

Devido à forma, dimensões e tipo de fixação das microferramentas, um experimento para identificar o melhor local para excitar o sistema de microfresamento foi proposto na seção 3.2.1.4. Para isto, uma haste de calibração de geometria similar a das microferramentas foi utilizada. Os cinco impactos realizados ao longo do comprimento da haste são mostrados em gráficos separados.

A redução da rigidez do alvo foi prejudicial para o processo de excitação com o

Figura 4.5: Alterações no pulso de força em função do material das ponteiros: a) impactos com 1- alumínio, 2- carbeto de tungstênio e 3- nylon e b) duração do pulso de força para cada material.



Fonte: Elaborado pelo autor, 2019.

mecanismo desenvolvido. Múltiplos impactos ocorreram à medida que o ponto excitado era mais afastado do engaste. Um único impacto foi observado até 7mm de distância do ponto de engaste.

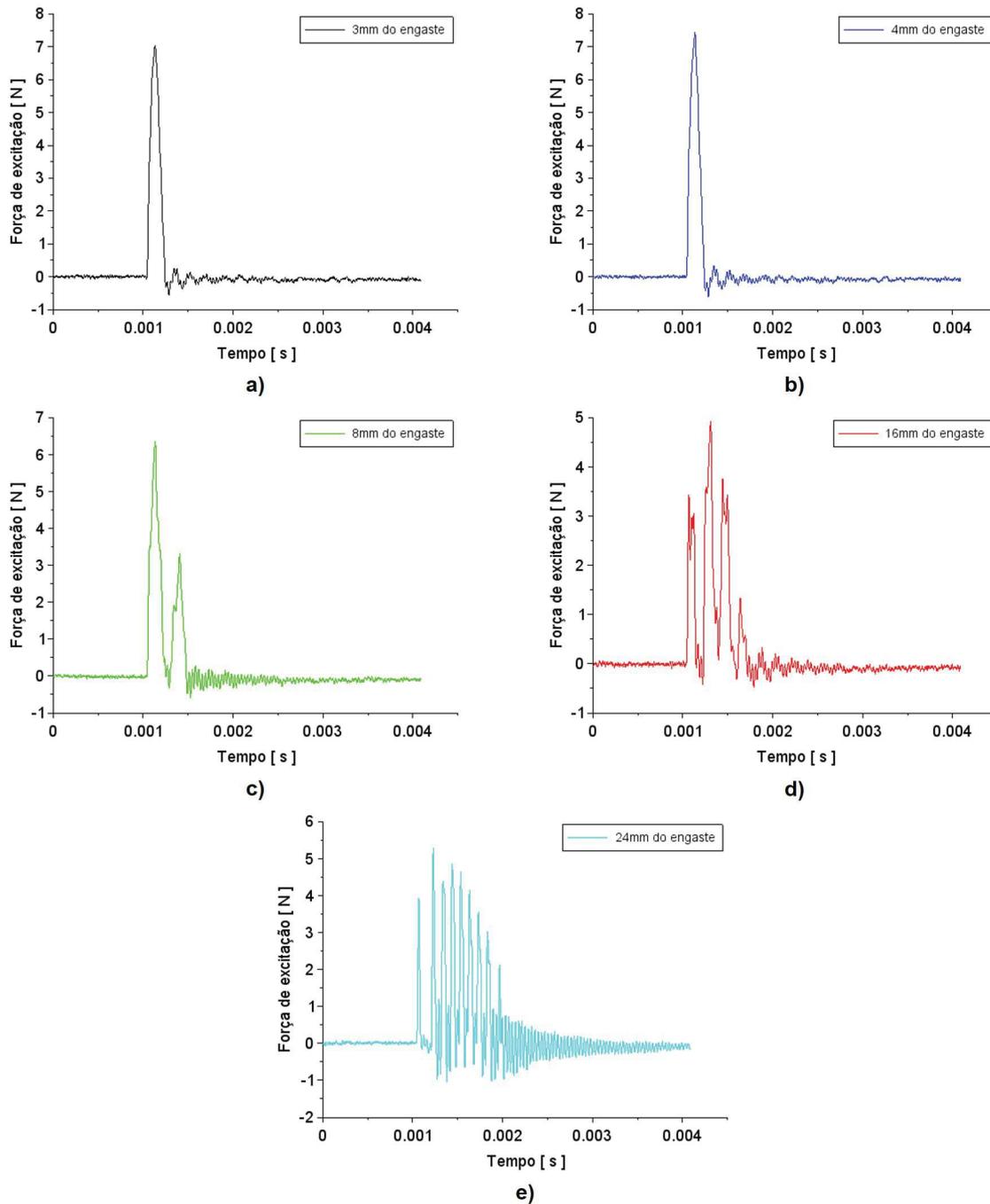
Por outro lado, na Figura 4.7, observa-se que a redução da rigidez do alvo contribui para a redução no tempo do pulso de força. A 4mm do engaste (Figura 4.7a), o pulso dura aproximadamente $200\mu\text{s}$ e a 24mm do engaste (4.7b) o tempo do pulso sofre uma redução de cerca de 77%. Porém múltiplos impactos ocorrem na estrutura.

Este comportamento é explicado da seguinte maneira: imediatamente após o contato, a haste/alvo inicia o movimento de vibração, no entanto o martelo ainda mantém a trajetória de avanço. Como a vibração da haste é em alta frequência e velocidade na extremidade mais afastada do engaste, antes do martelo recuar para uma posição fora da faixa da amplitude de vibração da haste no ponto de excitação, esta já oscilou e colidiu inúmeras vezes com o martelo, esta análise corrobora com a afirmação de Brüggemann et al. (2015). Além do menor tempo de contato, menor força é realizada sobre a estrutura no primeiro impacto. A maior amplitude da força no segundo impacto (Figura 4.7b) pode ser explicada por martelo e haste estarem com movimento de avanço contrários.

Pode-se observar ainda nas Figuras 4.6 e 4.7 que quanto mais próximo do engaste for o ponto de excitação, maior é a amplitude da força de excitação, mantendo-se a mesma distância entre martelo e alvo.

O maior tempo do pulso próximo à região de engaste pode ser atribuído às características construtivas do mecanismo de excitação. A rigidez da haste/mola e inércia da

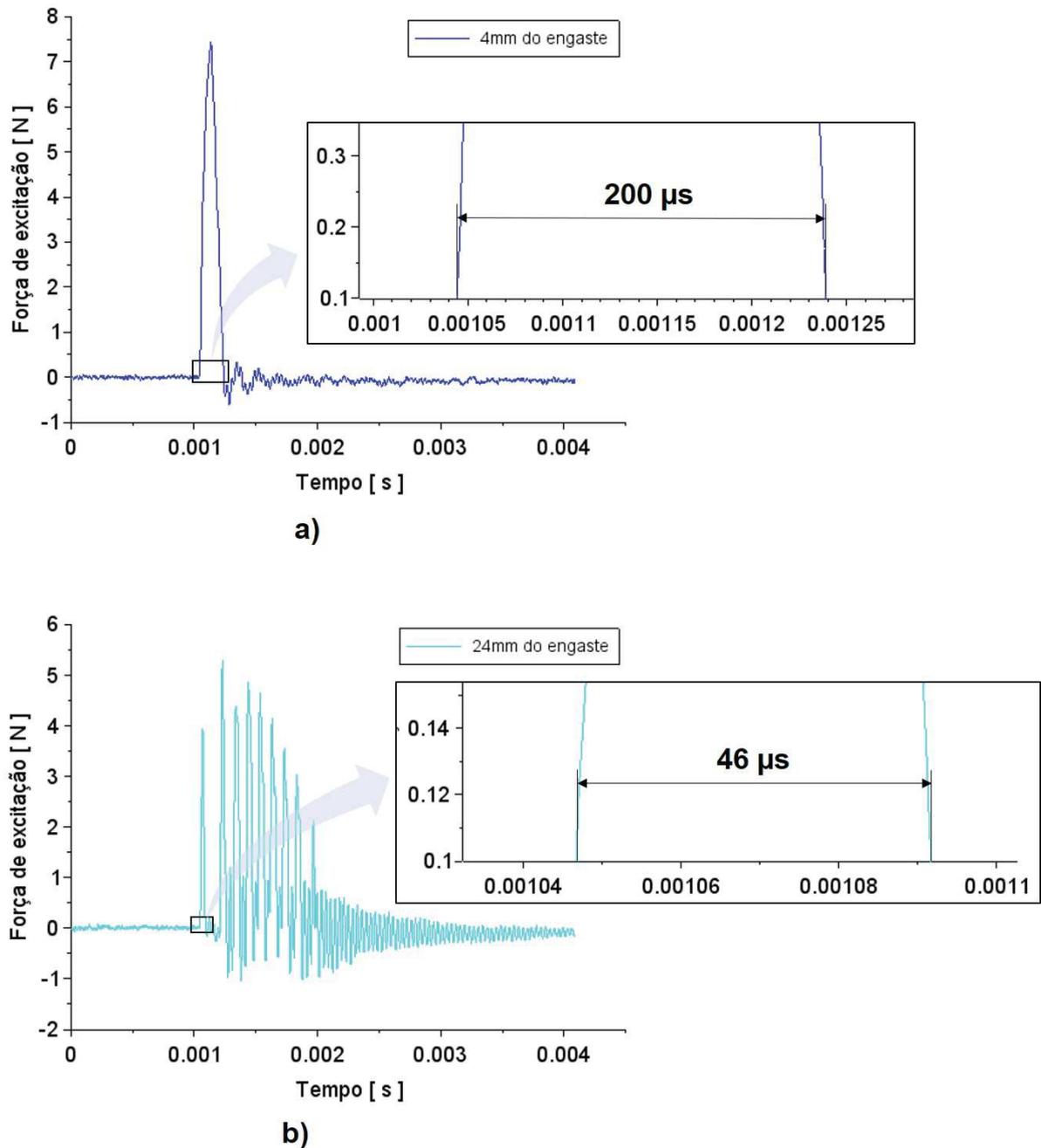
Figura 4.6: Influência do local excitado na duração do pulso: a) 3mm de distância do engaste, b) 4mm de distância do engaste, c) 8mm de distância do engaste, d) 16mm de distância do engaste e e) 24mm de distância do engaste.



Fonte: Elaborado pelo autor, 2019.

massa do martelo de impacto oferecem resistência à mudança de sentido do movimento após a colisão com o alvo, fazendo com que o contato entre martelo e alvo dure mais

Figura 4.7: Detalhe da influência do local excitado na duração do pulso para: a) 4mm do engaste e b) 24mm do engaste.



Fonte: Elaborado pelo autor, 2019.

tempo. A maior amplitude da força de excitação na região próxima ao engaste pode estar associada a maior deformação de contato devido a maior rigidez do alvo.

4.1.3 Posicionamento do ponto do laser

Adicionalmente aos dispositivos relatados pela literatura que apresentam soluções para melhorar o procedimento de excitação de macro (GANGULY, 2014; BRÜGGEMANN et al., 2015; LIU et al., 2013) e microestruturas (BEDIZ et al., 2014), o aparato experimental para *EMA* em centro de microfresamento proposto nesta dissertação é equipado com um mecanismo para posicionamento do ponto de laser e captura da resposta de vibração em diferentes regiões da microferramenta como maior exatidão. Este artifício foi adotado para determinação do comportamento dinâmico do sistema e principalmente obtenção da *FRF* na ponta de ferramenta miniaturizada baseando-se no princípio da reciprocidade. Esta seção apresenta os resultados dos testes para avaliação da movimentação, resolução de deslocamento e erro do mecanismo para translação do espelho inferior. Os testes possibilitaram verificar que a resolução projetada foi alcançada durante o deslocamento do espelho inferior (Tabela 4.1), identificar o desalinhamento em relação ao eixo axial do alvo e o erro no posicionamento ao longo do eixo axial, Figura 3.12a e b, direções X e Z respectivamente.

Tabela 4.1: Exatidão de posicionamento: valor nominal *vs.* valor medido na *CMM* para o deslocamento realizado com o mecanismo de movimentação do espelho inferior.

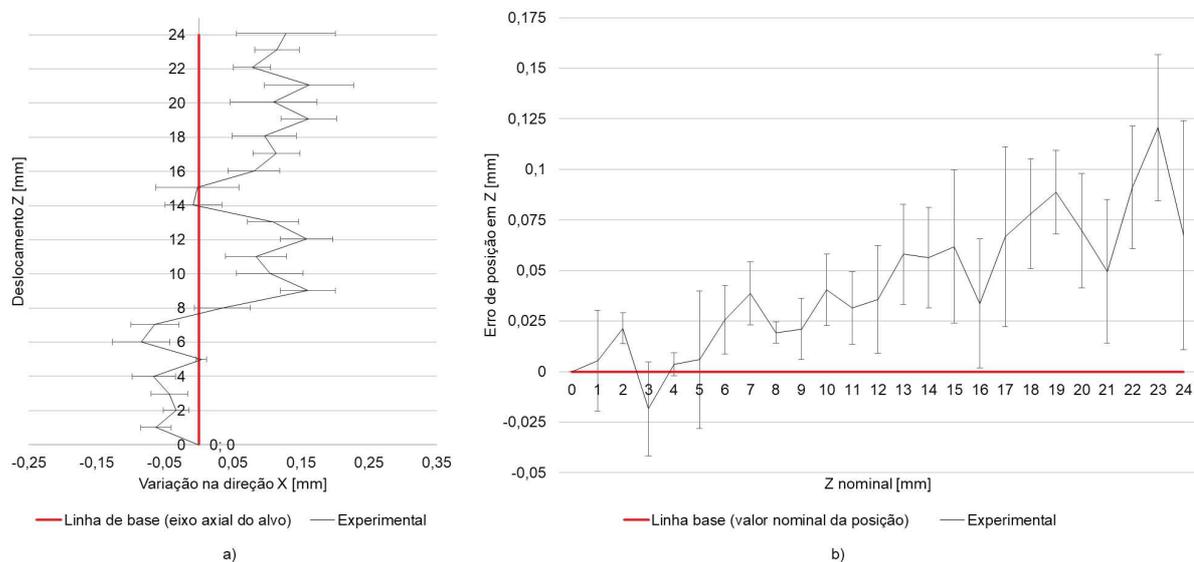
$Z_{nominal}$ [mm]	Z_{medido} CMM [mm]	Diferença [mm]
0	0	0
0,1	0,105	0,005
0,2	0,205	0,005
0,5	0,503	0,003
1	1,005	0,005
4	4,007	0,007
8	8,009	0,009
12	12,01	0,01
16	16,007	0,007
20	20,003	0,003
24	24,002	0,002

Fonte: Elaborado pelo autor, 2019.

A Tabela 4.1 apresenta o comparativo entre o valor nominal do deslocamento e o valor do deslocamento realizado na direção Z. Com o resultado pode-se inferir que a resolução projetada pode ser alcançada na prática e atribuí-se a pequena diferença nos valores nominal e medido ($<10\mu\text{m}$) à operação do mecanismo, visto que o posicionamento é fruto do giro manual do anel graduado.

Na Figura 4.8a e b, pode-se observar o erro de posicionamento (desvio padrão para as três repetições) para as direções X e Z, transversal e axial respectivamente. Os desvios são atribuídos à erros de dimensão e forma durante a fabricação, que remetem folgas no sistema e translação não puramente axial do espelho inferior (Figura 4.8a). A influência do operador no posicionamento ao longo de Z pode ser observada na Figura 4.8b, em que o deslocamento real é dado pela soma do valor do eixo das abscissas ($Z_{nominal}$) com o valor do eixo das ordenadas (Erro de posicionamento em Z), logo para $Z_{nominal}$ de 15mm, com o ponto de laser incidindo a aproximadamente 195mm de distância do centro dos espelhos, a posição variou de 15,025mm à 15,100mm.

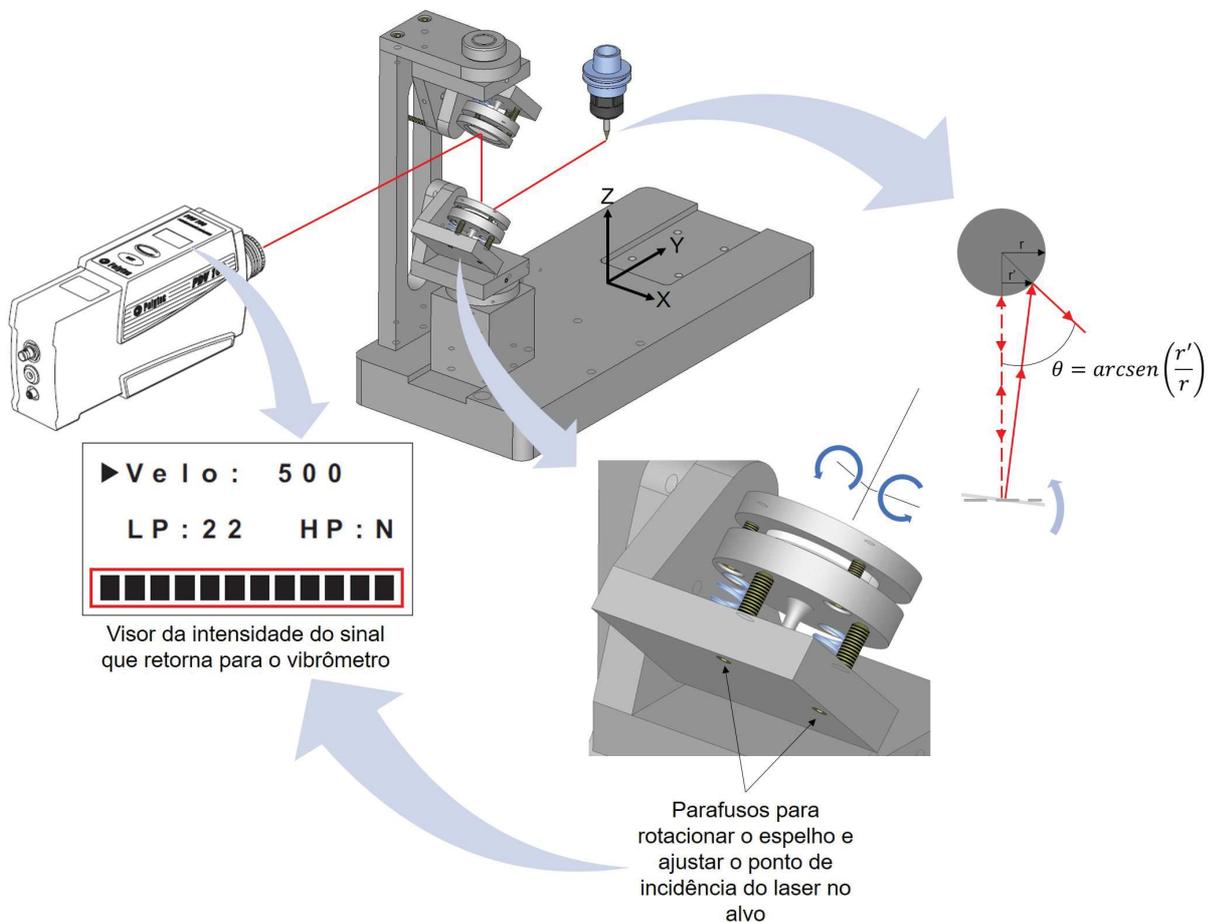
Figura 4.8: Desvios durante a movimentação do espelho inferior: a) erro de posicionamento na direção X e b) erro de posicionamento na direção Z.



Fonte: Elaborado pelo autor, 2019.

Para minimizar o efeito das folgas, adotou-se uma mola para pré-tencionar o fuso do mecanismo de translação. Para corrigir o desvio na posição do ponto de incidência do laser no alvo, foi previsto no projeto do dispositivo um mecanismo para o ajuste fino da posição do laser (Figura 4.9), baseado na intensidade do sinal indicado no visor do vibrômetro.

Figura 4.9: Procedimento para posicionar o ponto de laser no alvo.



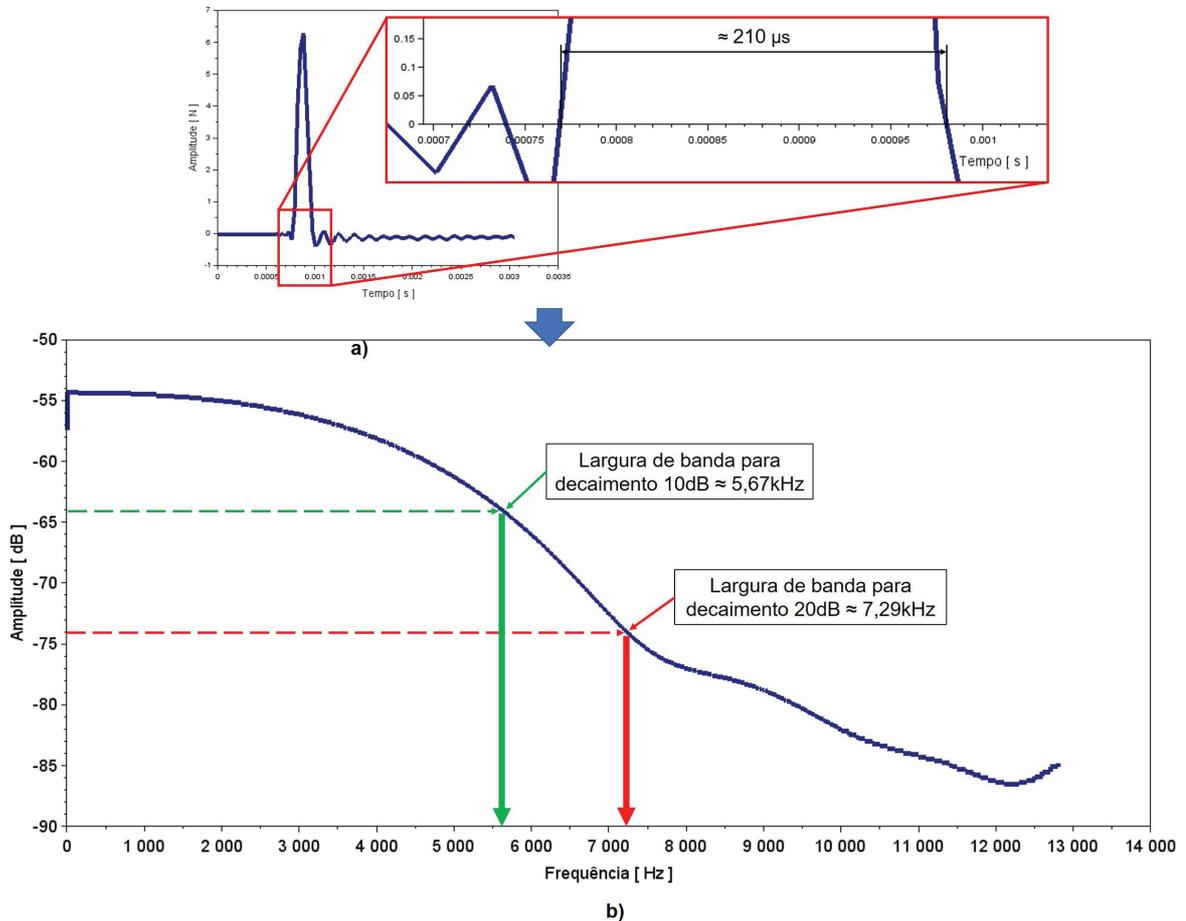
Fonte: Elaborado pelo autor, 2019.

4.2 Validação do Dispositivo para *EMA* de Microfresas - *DEMAM*

O autoespectro do sinal de força do martelo foi determinado para a impactação realizada na haste de calibração em um ponto a 7mm do engaste. O resultado é apresentado na Figura 4.10.

De acordo com Aligent (2000), deve-se escolher uma ponteira para qual a amplitude do espectro de força reduza entre 10 e 20dB ao longo da faixa de frequência de interesse. Korkmaz et al. (2014) determinaram a largura de banda de frequência de um impacto considerando redução de 10dB no valor da amplitude normalizada a partir do valor inicial. Portanto, considerando que o objetivo é determinar a largura de banda de frequência excitada pelo martelo, para 10dB de decaimento no valor do espectro de força, a largura de banda de frequência excitada pelo martelo com ponteira de alumínio foi de 5,67kHz.

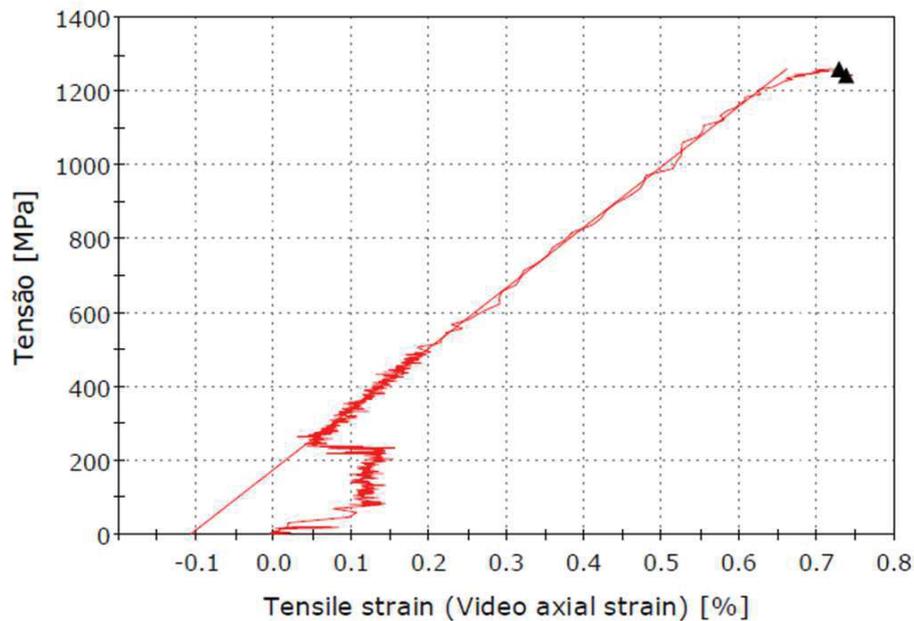
Figura 4.10: Largura da banda de frequências alcançada na excitação com o martelo de impacto automatizado: a) sinal de força de excitação e b) largura de banda de frequência excitada.



Fonte: Elaborado pelo autor, 2019.

O dispositivo para análise modal experimental de microfresas em centros de micro-fresamento foi validado pela correlação do resultado experimental com o analítico. Visto que a solução analítica para geometrias simples/ convencionais (caso da haste de calibração) é bem conhecida na literatura, esta fornece um parâmetro confiável para comparação com os resultados medidos utilizando o dispositivo proposto neste trabalho. A solução analítica para frequência e modos de vibrar da haste de calibração de 3mm de diâmetro e 30mm de comprimento em balanço foi obtida de acordo com Blevins (1979). O módulo de Young utilizado, foi obtido via ensaio de tração de uma haste de mesmo material e dimensões, cujo resultado pode ser observado na Figura 4.11.

Figura 4.11: Determinação do módulo de elasticidade para o material da haste de calibração.



Diâmetro [mm]	Resistência máxima [MPa]	Carga máxima [N]	Alongamento [%]	Módulo de elasticidade [GPa]
2,98	1261,21	8796	0,74	163,924

Fonte: Elaborado pelo autor, 2019.

Com base nos procedimentos descritos na seção 3.2.4, a excitação foi realizada em um único ponto e as respostas de vibração foram medidas cinco vezes em cada ponto e em cinco pontos ao longo do corpo da haste de calibração. As respostas capturadas compuseram a primeira coluna da matriz receptância. Visto que o sistema foi assumido como simétrico, as medições foram realizadas somente para a direção X, tomando como referência os eixos do centro de microfresamento. Devido a reciprocidade do sistema, a matriz de receptância foi completada utilizando síntese modal e a FRF na ponta da haste de calibração (h_{55}) determinada. As partes real e imaginária da $FRFh_{51}$ experimental e sintetizada são apresentadas na Figura 4.12, as demais FRF s compõem o Apêndice A. A partir dos resultados pode-se dizer que:

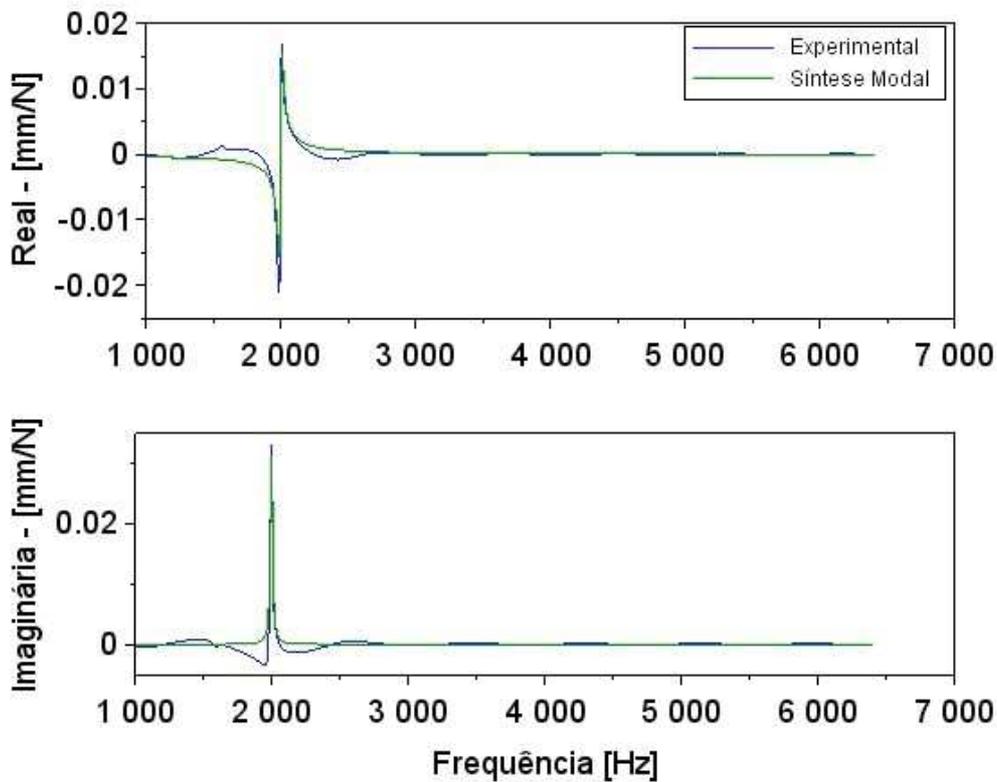
- 1- as curvas experimental e sintetizada apresentam boa correlação e próximo a ressonância as curvas se sobrepõem, indicando que o método PP foi preciso para extrair os parâmetros modais à partir das curvas experimentais;
- 2- nas curvas experimentais percebe-se a existência de um modo dominante em aproximadamente 2kHz e de um modo em aproximadamente 1,5kHz, que não foi considerado no processo de síntese modal em virtude da análise ser realizada apenas

para o(s) modo(s) mais flexíveis.

- 3- o processo de síntese modal eliminou as distorções contidas nos dados experimentais, como pode-se ver nas FRF s sintetizadas.

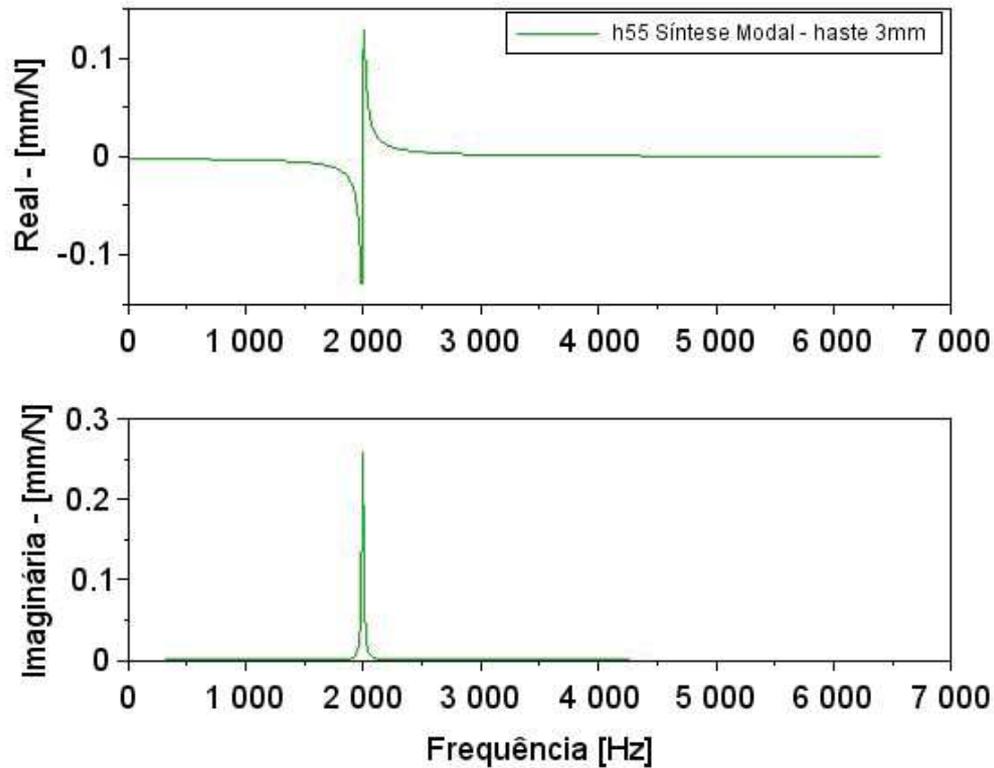
Abaixo de 1kHz, os dados experimentais foram desprezados por estarem fora da faixa de interesse e devido ao excesso de ruído.

Figura 4.12: $FRFh_{51}$



Fonte: Elaborado pelo autor, 2019.

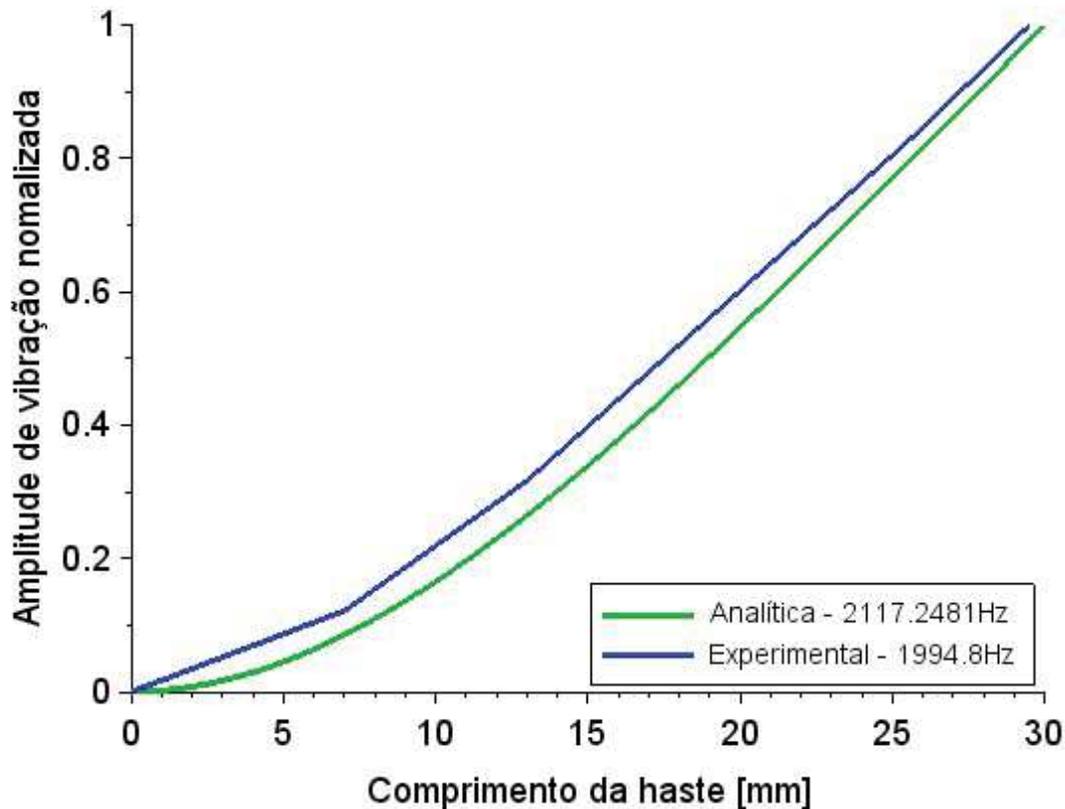
A $FRFh_{55}$ foi obtida por síntese modal. Esta caracteriza o comportamento dinâmico da ponta da haste de calibração. A Figura 4.13 mostra as parcelas real e imaginária da receptância h_{55} . Como explicado anteriormente, a determinação da FRF na ponta da microferramenta é necessária para gerar os SLD e otimizar a remoção de material, seja no macro ou microfresamento.

Figura 4.13: FRF h_{55} sintetizada.

Fonte: Elaborado pelo autor, 2019.

A amplitude da parte imaginária das FRF s h_{11} à h_{51} sintetizadas foi utilizada para determinar o 1º modo de vibrar de flexão da haste de calibração presa ao porta ferramentas. A Figura 4.14, apresenta a comparação do resultado analítico com o resultado experimental.

Figura 4.14: 1º modo de vibrar de flexão da haste de calibração: solução analítica *vs.* experimental.



Fonte: Elaborado pelo autor, 2019.

Para permitir a comparação entre as soluções, a amplitude de vibração (tanto a curva analítica como experimental) foi normalizada pelo valor máximo. Diante do gráfico da Figura 4.14 pode-se dizer que a forma modal analítica e experimental é correlata.

A diferença na forma modal encontrada entre os resultados analítico e experimental foi de aproximadamente 13,92%, considerando o erro médio nos cinco pontos experimentais. As frequências do modo diferiram cerca de 6,14%. O erro pode ser explicado pelas condições de contorno adotadas no cálculo analítico, já que a haste é considerada perfeitamente engastada (rigidez infinita), o que de fato não ocorre na realidade em função da fixação adotada. Para minimizar o erro, um ajuste modal poderia ser empregado. A Tabela 4.2 resume os valores analítico e experimental para a frequência e fator de amortecimento do primeiro modo de vibrar da haste de calibração.

Tabela 4.2: Parâmetros modais para haste de calibração $\phi 3\text{mm}$.

Solução	ω_1 [Hz]	ζ_1 [%]
Analítica	2117,25	-
Experimental	1994,8	0,52637

Fonte: Elaborado pelo autor, 2019.

Diante dos resultados apresentados, pode-se afirmar que o dispositivo desenvolvido para auxiliar a caracterização dinâmica de microfresas é apto para tal função.

4.3 Determinação da *FRF* na ponta das microfresas

A determinação da Função Resposta em Frequência na ponta das microferramentas foi contemplada na terceira etapa da fase 2 do desenvolvimento experimental da dissertação, após a validação do *DEMAM*.

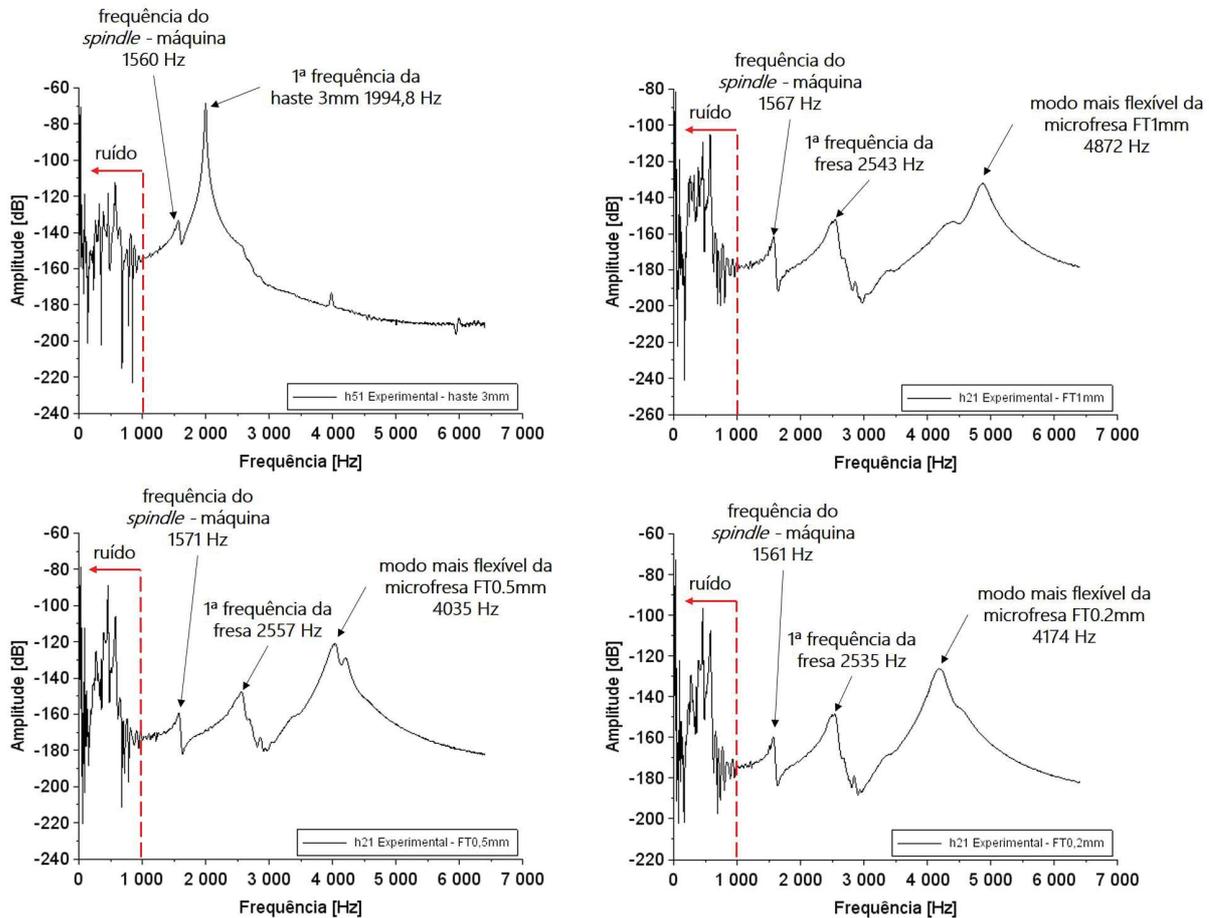
Antes de proceder com a extração dos parâmetros modais e aplicar a síntese modal para obter a *FRF* na ponta das microfresas, um ponto interessante observado na Figura 4.15, que apresenta a magnitude das *FRFs* h_{51} da haste de calibração e h_{21} das fresas de 1,0mm, 0,5mm e 0,2mm, foi que em todos os ensaios realizados no centro de microfresamento KERN Pyramid Nano, observou-se a presença de uma frequência de ressonância em aproximadamente 1565Hz. Na seção 4.2, esta frequência foi ignorada por não pertencer à haste de calibração. Porém o aparecimento desta ressonância nos ensaios com as microfresas, leva a crer que esta é característica do conjunto porta ferramentas - eixo árvore - máquina ferramenta, uma vez que mesmo alterando parcialmente a estrutura teste (substituição apenas do alvo), o valor da frequência de ressonância manteve-se praticamente inalterada.

Para as microfresas de 200, 500 e 1000 μm de diâmetro, a primeira ressonância foi encontrada em 2528Hz, 2546Hz e 2530,5Hz respectivamente. Este resultado corrobora com a afirmação de Park e Rahnema (2010), que atribui as altas frequências naturais de microfresas principalmente ao corpo e parte cônica das ferramentas. A proximidade no valor da frequência de ressonância, também é observada no fator de amortecimento do primeiro modo identificado para as três microfresas testadas.

Para o segundo modo, observa-se pouca diferença no valor da frequência entre as ferramentas de 200 e 500 μm , porém para a microfresa de 1000 μm a frequência do segundo modo identificado é estimada em aproximadamente 4882,5Hz. Todos os valores de frequência medidos/ estimados estão dentro da faixa útil de frequência excitada pelo dispositivo desenvolvido.

Em comparação com a Tabela 2.1, observa-se a semelhança nos altos valores de

Figura 4.15: Frequência do sistema *holder - spindle - máquina* ferramenta: a) *FRF* h_{51} haste de calibração, b) *FRF* h_{21} fresa ϕ 1,0mm, c) *FRF* h_{21} fresa ϕ 0,5mm e d) *FRF* h_{21} fresa ϕ 0,2mm.



Fonte: Elaborado pelo autor, 2019.

frequência medidos para as microfresas com os valores apresentados na literatuta. No entanto, a comparação direta dos valores medidos com a literatuta não é possível em função de cada autor utilizar diferentes configurações de montagem e tipos de fixação das ferramentas. Logo o dispositivo proposto neste trabalho torna-se útil para fornecer dados exclusivos para cada configuração da sistema de microfresamento, já que não é possível extrapolar os dados disponíveis na literatura.

A Tabela 4.3 apresenta os parâmetros modais dos primeiro e segundo modos extraídos das *FRF*s experimentais pelo método da Seleção de Pico.

Tabela 4.3: Parâmetros modais das microfresas analisadas.

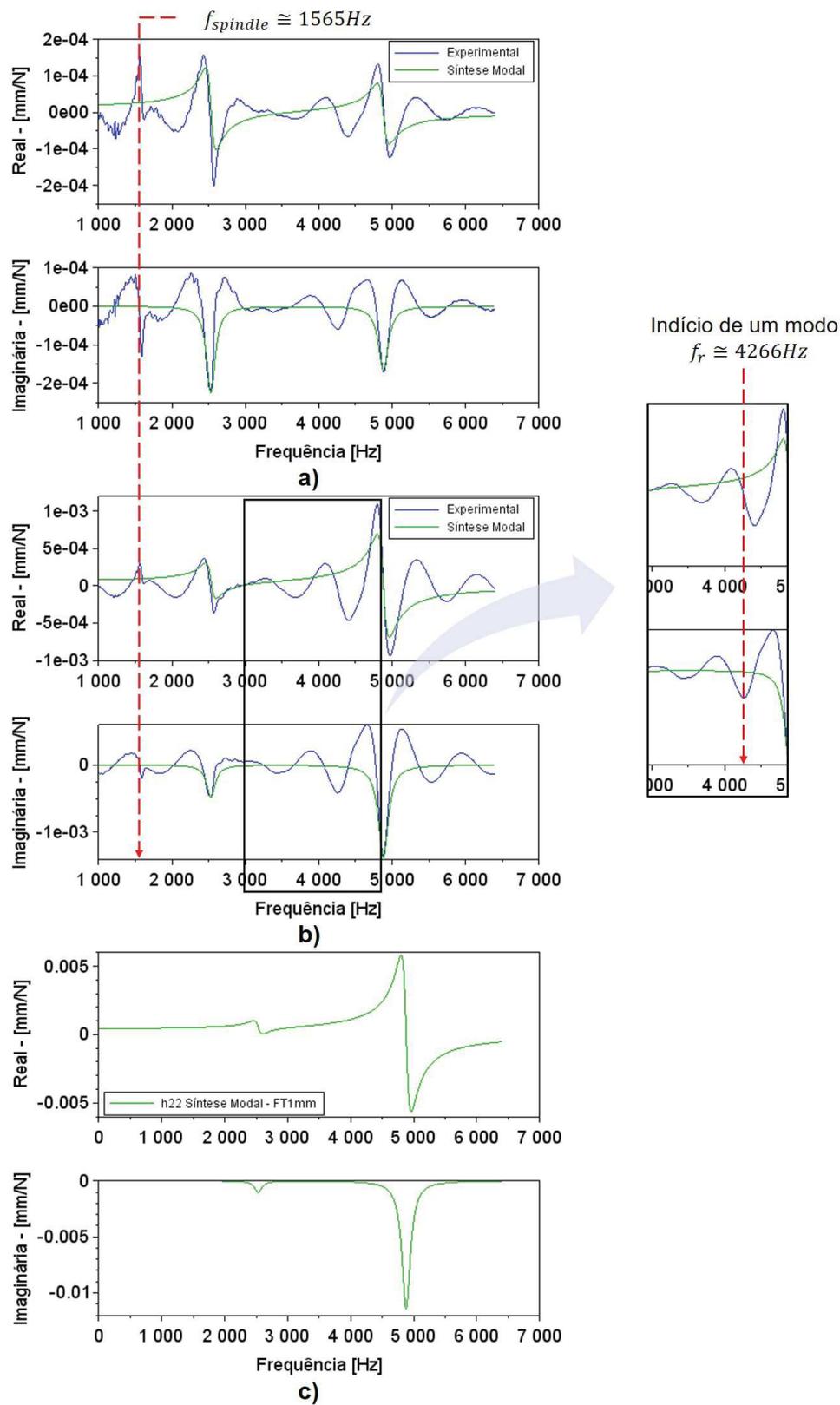
ϕ fresa [mm]	ω_1 [Hz]	ζ_1 [%]	ω_2 [Hz]	ζ_2 [%]
0,2	2528,0	2,7096	4146,5	2,1041
0,5	2546,0	2,9262	4043,5	2,0826
1,0	2530,5	2,7860	4882,5	1,6539

Fonte: Elaborado pelo autor, 2019.

O comportamento do amortecimento relatado na seção 2.2.3 é observado na análise modal experimental das microferramentas, em que este decai com o aumento da frequência. Esta tendência é utilizada para justificar a simplificação da equação 2.2.28 em que o termo de amortecimento é desprezado para modos de alta frequência. Outro ponto notado, é o menor valor da frequência para o segundo modo da fresa de $500\mu\text{m}$ em relação a frequência do segundo modo da fresa de $200\mu\text{m}$. Este comportamento não era esperado, uma vez que maiores frequências são esperadas para fresas de maior diâmetro, em função do aumento da rigidez da ferramenta com o aumento do diâmetro. Por este comportamento é possível perceber a influência da fixação da ferramenta no comportamento dinâmico do sistema de microfresamento. Ainda que a configuração de montagem da fixação foi a mesma para os diferentes diâmetros de ferramenta (diâmetro de haste de ferramenta, tipo do porta ferramentas, torque de aperto e comprimento em balanço da ferramenta), não há garantia de que o contato de fixação será idêntico entre as montagens. Este resultado é mais um fator que justifica a necessidade de caracterização do comportamento dinâmico através da técnica experimental.

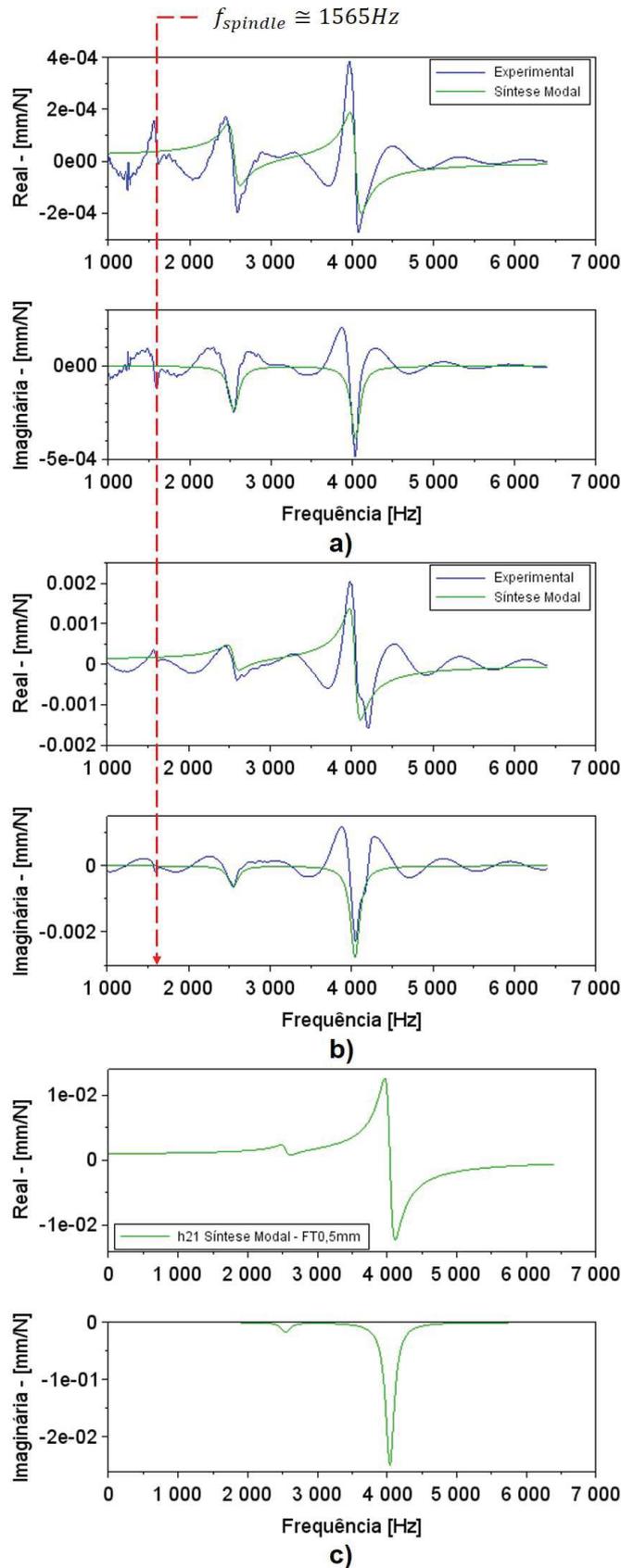
A seguir, nas Figuras 4.16a e b, 4.17a e b e 4.18a e b são apresentadas e comparadas, para as parcelas real e imaginária, as curvas experimental e sintetizada para as receptâncias h_{11} e h_{21} , respectivamente. AS Figuras 4.16c, 4.17c e 4.18c são as *FRFs* de ponto (h_{22}) sintetizadas segundo a Equação 2.2.27, com base nos parâmetros modais extraídos das curvas experimentais.

Figura 4.16: Fresa $\phi 1,0\text{mm}$ FRFs: a) h_{11} , b) h_{21} experimentais e c) h_{22} sintetizada.



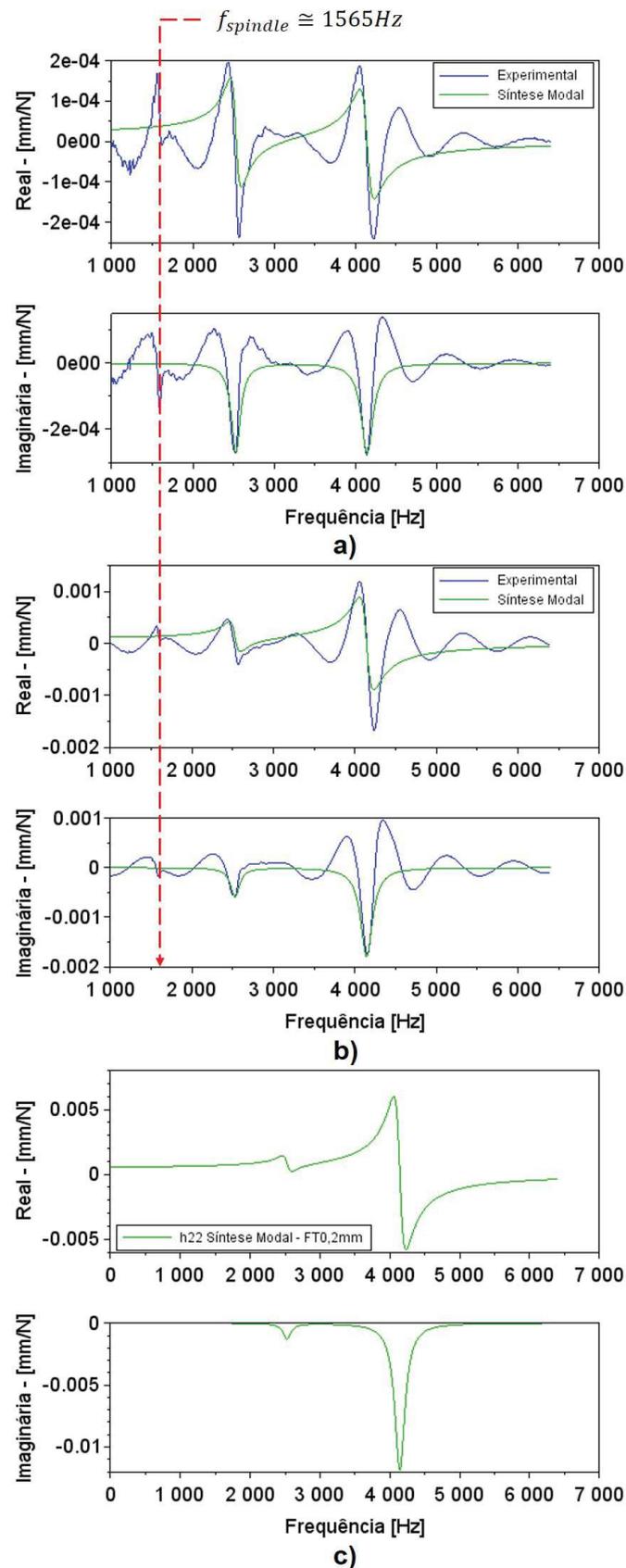
Fonte: Elaborado pelo autor, 2019.

Figura 4.17: Fresa $\phi 0,5\text{mm}$ FRFs: a) h_{11} , b) h_{21} experimentais e c) h_{22} sintetizada.



Fonte: Elaborado pelo autor, 2019.

Figura 4.18: Fresa $\phi 0,2\text{mm}$ $FRFs$: a) h_{11} , b) h_{21} experimentais e c) h_{22} sintetizada.



Fonte: Elaborado pelo autor, 2019.

As seguintes observações e considerações foram realizadas diante das *FRF*s medidas:

- 1- em todas as *FRF*s medidas para as microferramentas de 200, 500 e 1000 μm , observou-se a existência de uma ressonância em aproximadamente 1565Hz, a qual foi atribuída ao conjunto porta ferramenta - eixo árvore - máquina ferramenta;
- 2- para todas as ferramentas, percebeu-se dois modos bem definidos na largura de banda entre 2 e 5kHz. Identificou-se ainda, principalmente para as *FRF*s da fresa de diâmetro 1mm, um forte indício de um modo de vibrar em aproximadamente 2262Hz;
- 3- devido a medição em apenas dois pontos, apenas dois modos foram contemplados no processo de síntese modal;
- 4- para a faixa de frequências analisada, a maior amplitude de vibração é atribuída ao segundo modo identificado;
- 5- as curvas experimentais e sintetizadas são correlatas, principalmente próximo à ressonância;
- 6- a reconstrução das curvas por meio de síntese modal eliminou as distorções/ ruídos presentes nos dados experimentais.

Pelos resultados das análises das microfresas, faz-se a seguinte contextualização: o centro de microfresamento KERN Pyramid Nano é equipado com um eixo árvore com rotação máxima de 50000rpm. É sabido que no processo de microfresamento, altas rotações são requeridas em função dos pequenos diâmetros das ferramentas. Quando a rotação necessária para usinagem ultrapassa a rotação máxima da máquina, trabalha-se com a máxima rotação do eixo-árvore e ajusta-se os demais parâmetros (a_p , a_e , f_z). Geralmente fresas $\leq 100\mu\text{m}$ possuem um único dente, $\phi > 100\mu\text{m}$, as fresas são constituídas de dois dentes e a partir de 300 μm de dois à quatro dentes (DIXI, 2018). Se fosse usada uma ferramenta similar às analisadas nesta dissertação (por exemplo: modelo 7243 da DIXI (2018)), montada com o comprimento de 25mm em balanço no porta ferramentas, no entanto com três dentes, a frequência de engajamento dos dentes da ferramenta na peça para a rotação de 50000 rpm seria muito próxima da primeira frequência de ressonância da microfresa, podendo originar vibrações durante o microfresamento. Este exemplo simples demonstra a importância de conhecer o comportamento dinâmico do sistema, afim de evitar efeitos indesejados durante o microcorte de material.

Capítulo 5

Conclusão

O objetivo geral do presente trabalho foi desenvolver um dispositivo qualificado para auxiliar a Análise Modal Experimental de microfresas no centro de microfresamento KERN Pyramid Nano, e permitir maior precisão durante a medição das *FRFs* na ponta das microfresas. O processo de desenvolvimento iniciou com o projeto informacional, onde pesquisa bibliográfica foi realizada para entender o problema e os conceitos da *EMA* de microestruturas, bem como para identificar soluções. O dispositivo proposto foi construído, caracterizado, validado e aplicado para obter a Função Resposta em Frequência na ponta das microfresas. Os diâmetros caracterizados foram 200, 500 e 1000 μm , sendo que para 200 μm há pouquíssimos estudos publicados.

Na caracterização, os principais aspectos do funcionamento dos mecanismos que compõem o dispositivo para *EMA* em centros de microfresamento foram mapeados. O mecanismo de excitação mostrou-se altamente repetitivo em se tratando do local impactado e também da força de excitação, visto que o desvio padrão para nove impactos foi de 0,122N. O comportamento da força de excitação foi determinado por meio da construção de uma curva que relaciona a força com a distância entre martelo e alvo. Conhecido o comportamento da força, maior agilidade na montagem e realização dos experimentos foram obtidas.

A influência da massa do martelo e da rigidez de contato entre martelo e alvo foram verificadas diante das alterações que promovem na duração do pulso de força. O aumento da massa do martelo aumentou o tempo do pulso sem modificar a amplitude da força. A mudança do material da ponteira do martelo de alumínio para carbetto de tungstênio, não acarretou redução na duração do pulso de força. No entanto, a adoção de materiais ducteis/macios - caso do nylon, resulta em aumento significativo no tempo do pulso de força. Portanto, a utilização deste tipo de material para excitar o sistema de microfresamento é ineficiente em função da pequena largura de banda de frequência excitada. Um teste adicional para identificar a influência da rigidez do alvo/local impactado na duração do pulso de força foi realizado. A redução na rigidez do alvo (para os casos avaliados) é benéfica pois reduz o tempo, porém favorece a ocorrência de múltiplos impactos. Outro

ponto observado foi que a amplitude da força de excitação reduziu com a diminuição da rigidez do local excitado. Recomenda-se que a excitação seja realizada de 3mm à 7mm de afastamento do engaste. Porém, de acordo com a geometria da estrutura, uma análise preliminar deve ser realizada para identificar o melhor ponto para excitar a estrutura, antes dos testes.

Na avaliação do mecanismo de translação do espelho inferior verificou-se que o posicionamento ao longo do eixo axial é dependente da habilidade do operador do equipamento. A resolução de projeto foi alcançada segundo as medições com a *CMM*, e a diferença entre o valor nominal e posição real variou de 0,002 à 0,01mm. Para a direção X, o desvio ($-0,126 < X < 0,228$) foi atribuído à erros de dimensão e forma dos componentes do conjunto. Porém como o mecanismo de translação do espelho possui um sistema para ajuste fino da posição de incidência do ponto de laser, é possível corrigir o desvio e medir a resposta de vibração no local desejado satisfatoriamente.

Em relação a etapa de validação do dispositivo com a haste de calibração, identificou-se que a automatização do mecanismo de excitação, bem como a adoção de mecanismos de precisão para posicionamento do laser do vibrômetro no ponto de interesse, são fatores de sucesso para os resultados da caracterização dinâmica de microfresas. O método da Banda de Meia Potência foi apropriado para extrair os parâmetros modais e o erro no valor da frequência de ressonância do primeiro modo de flexão da haste de calibração foi de 6,14%, comparado com a solução analítica. O erro médio para os cinco pontos experimentais comparados com a forma modal analítica foi de aproximadamente 14%. Os valores da amplitude para curva experimental são levemente superiores em todos os pontos comparados. A *FRF* na ponta da haste de calibração foi determinada por síntese modal com base nas receptâncias experimentais.

Após a validação, testes utilizando o aparato desenvolvido foram realizados para determinar a Função Resposta em Frequência na ponta de microfresas de 200, 500 e 1000 μm de diâmetro, e comprovar a aplicabilidade do dispositivo construído para *EMA*.

Primeiramente é importante salientar que a força de excitação possível de ser aplicada pelo martelo de impacto ($\leq 9,8\text{N}$), é suficiente para excitar o sistema de microfresamento e para diâmetros de ferramentas $\geq 200\mu\text{m}$, a resposta de vibração foi determinada satisfatoriamente utilizando vibrômetro a laser e o mecanismo de posicionamento do laser desenvolvido na dissertação. As *FRF*s medidas revelaram uma frequência de ressonância do conjunto porta ferramenta - eixo árvore - máquina ferramenta em aproximadamente 1565Hz. Considerando a faixa de rotação da máquina, este resultado é uma informação útil para especificar parâmetros de corte que não coincidam com a frequência do eixo árvore ou seus harmônicos. Devido os modos de vibração estarem bem espaçados, o método de Seleção de Picos foi eficaz na determinação dos parâmetros modais das microfresas. Em relação as ferramentas avaliadas, o valor da primeira frequência de ressonância e fator de amortecimento associado, é muito próximo para as três microfresas: $\omega_1 \approx 2534,8\text{Hz}$,

com desvio padrão de 9,75Hz e 2,80% com desvio de 0,11%, respectivamente. Este fato foi atribuído a semelhança geométrica das ferramentas miniaturizadas (corpo e parte cônica), visto que o mesmo modelo de ferramenta foi utilizado, alterando-se apenas o diâmetro da ponta. A segunda ressonância ocorreu em valores de frequência diferentes para cada diâmetro analisado, o que nos leva ao entendimento de que as características de forma e dimensão da ponta das ferramentas tem maior influência nos modos de mais altas frequências. A *FRF* de ponto (h_{ii}) na ponta das microfresas foi determinada pelo procedimento de síntese modal, com base nas *FRF*s experimentais e Equação 2.2.27 .

Diante das caracterizações realizadas e resultados obtidos, identificou-se que a aplicação do Dispositivo para Análise Modal Experimental de Microfresas - *DEMAM* na *EMA* no centro de microfresamento KERN Pyramid Nano permitiu:

- Aumento da repetibilidade do processo de excitação;
- Único impacto em todos os testes;
- Ajuste e controle da força de excitação;
- Redução do esforço manual associado à repetibilidade;
- Processo de excitação independente do operador;
- Posicionamento do ponto de laser no local de medição da resposta desejado com boa exatidão;
- Capacidade para medir a resposta de vibração de microferramentas de até 200 μ m; e
- Maior confiabilidade dos dados capturados.

Proposta de desenvolvimentos futuros:

- De posse da *FRF* de ponto na ponta das microfresas testadas, a sequência do estudo desta dissertação prevê a identificação dos coeficientes de força específica de corte com base em resultados experimentais de força de corte, geração dos *SLD* e experimentos para validação do diagrama de estabilidade gerado;
- Sugere-se melhorar o mecanismo de excitação, com o objetivo de obter pulso de força em menor tempo e aumentar a banda de frequências excitada. Assim, modos de frequências mais altas poderão ser identificados e conseqüentemente Diagrama de Lóbulos de Estabilidade mais completos serão obtidos;
- Realizar a caracterização dinâmica de um maior número de microfresas, com diferentes geometrias e dimensões;

- Automatizar o sistema de posicionamento do laser;
- Caracterizar a dinâmica do sistema de microfresamento com o eixo árvore em rotação para levar em conta os efeitos centrífugo, giroscópico, mudanças na pré-carga dos rolamentos do eixo árvore e efeitos térmicos.

Bibliografia

AFAZOV, S. et al. Effects of micro-milling conditions on the cutting forces and process stability. *Journal of Materials Processing Technology*, Elsevier, v. 213, n. 5, p. 671 – 684, 2013.

AFAZOV, S. M.; RATCHEV, J. S.; POPOV, A. A. Chatter modelling in micro-milling by considering process non linearities. *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, Elsevier, v. 56, p. 28–38, 2012.

AHMADI, K. Output-only modal analysis of micromilling systems. *Journal of Micro and Nano-Manufacturing*, American Society of Mechanical Engineers, v. 6, n. 1, p. 011006, 2018.

ALIGENT, T. *The Fundamentals of Modal Testing Application: Note 243 - 3*. 2000. <<http://www.modalshop.com/techlibrary/Fundamentals%20of%20Modal%20Testing.pdf>>. Acessado: 20-08-2019.

ALTINTAS, Y. *Manufacturing automation: metal cutting mechanics, machine tool vibrations, and CNC design*. [S.l.]: Cambridge university press, 2012.

BEDIZ, B.; KORKMAZ, E.; OZDOGANLAR, O. B. An impact excitation system for repeatable, high-bandwidth modal testing of miniature structures. *Journal of Sound and Vibration*, Elsevier, v. 333, n. 13, p. 2743 – 2761, 2014.

BIERMANN, D.; BASCHIN, A. Influence of cutting edge geometry and cutting edge radius on the stability of micromilling processes. *Production Engineering*, Springer, v. 3, n. 4-5, p. 375, 2009.

BLEVINS, R. D. Formulas for natural frequency and mode shape. RE Krieger, 1979.

BOSWELL, B.; ISLAM, M. N.; DAVIES, I. J. A review of micro-mechanical cutting. *International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, Springer, v. 94, n. 1 - 4, p. 789 – 806, 2018.

BRAUN, S.; EWINS, D.; RAO, S. S. *Encyclopedia of Vibrations*. [S.l.]: Elsevier, 2001.

BRÜGGEMANN, T.; BIERMANN, D.; ZABEL, A. Development of an automatic modal pendulum for the measurement of frequency responses for the calculation of stability charts. In: . [S.l.]: Elsevier, 2015. v. 33, p. 587–592.

CHAE, J.; PARK, S.; FREIHEIT, T. Investigation of micro-cutting operations. *International Journal of Machine Tools & Manufacture*, Elsevier, v. 46, n. 3 - 4, p. 313 – 332, 2006.

CHENG, C.-H. et al. An approach for micro end mill frequency response prediction. In: *Proceedings of IMECE2005 - 2005 ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition*. Orlando, USA: [s.n.], 2005. p. 1 – 7.

CHENG, K. *Machining dynamics: fundamentals, applications and practices*. [S.l.]: Springer Science & Business Media, 2008.

CHOU, Y.-F.; WANG, L.-C. On the modal testing of microstructures: Its theoretical approach and experimental setup. *Journal of Vibrations and Acoustics*, ASME, v. 123, n. 1, p. 104, 2001.

DIXI, P. *Tungsten Carbide and Diamond Precision Tools - Milling*. 2018. <http://www.dixipolytool.ch/fileadmin/user_upload/catalogue_2018/EN/cat2018_02_fraisage_EN.pdf>. Acessado: 02-07-2019.

DUNWOODY, K. *Automated identification of cutting force coefficients and tool dynamics on CNC machines*. Tese (Doutorado) — University of British Columbia, 2010.

EHMANN, K. F. et al. *International Assessment of Research and Development in Micro-manufacturing*. [S.l.], 2005.

EWINS, D. J. *Modal testing: theory and practice*. [S.l.]: Research studies press Letchworth, 1984. v. 15.

EWINS, D. J. Modal analysis experimental: basic principles. In: *Encyclopedia of Vibrations*. [S.l.]: Elsevier, 2001. p. 805 – 813.

FARSHIDI, R. et al. Non-contact experimental modal analysis using air excitation and a microphone array. *Measurement*, Elsevier, v. 43, n. 6, p. 755 – 765, 2010.

FILIZ, S. et al. An experimental investigation of micro-machinability of copper 101 using tungsten carbide micro-endmills. *International Journal of Machine Tools & Manufacture*, Elsevier, v. 47, n. 7 - 8, p. 1088 – 1100, 2007.

FORTGANG, J. et al. Command shaping control for micro-milling operations. *International Journal of Control, Automation, and Systems*, Springer, v. 9, n. 6, p. 1136 – 1145, 2011.

GANGULY, V. *Characterization of the dynamic performance of machine spindles*. Tese (Doutorado) — PhD Thesis, University of North Carolina at Charlotte, Charlotte, NC, 2014 . . . , 2014.

GHALI, A.; NEVILLE, A. *Structural Analysis: A unified classical and matrix approach*. 7. ed. [S.l.]: Taylor & Francis, 2017.

GMBH., K. M. *Kern Pyramid Nano*. 2019. <https://www.kern-microtechnik.com/fileadmin/user_upload/imagepool/download_produkte/Prospekt_KERN_Pyramid_Nano_english.pdf>. Acessado: 02-07-2019.

GRAHAM, E. *Investigation of robust chatter stability in milling*. Tese (Doutorado) — University of Calgary, 2013.

HE, J.; FU, Z.-F. *Modal Analysis*. [S.l.]: Butterworth-Heinemann, 2001.

- HEWLETT, P. *The Fundamentals of Signal Analysis: Application Note 243*. 2019. <http://www.hpmemoryproject.org/an/pdf/an_243.pdf>. Acessado: 22-08-2019.
- JIN, X.; ALTINTAS, Y. Chatter stability model of micro-milling with process damping. *Journal of Manufacturing Science and Engineering*, ASME, v. 135, n. 3, 2013.
- JING, X. et al. A runout measuring method using modeling and simulation cutting force in micro end-milling. *International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, Springer, v. 91, n. 9 - 12, p. 4191 – 4201, 2017.
- JUN, M. B. G.; DEVOR, R. E.; KAPOOR, S. G. Investigation of the dynamics of microend milling - part ii: model validation and interpretation. *Journal of Manufacturing Science and Engineering*, ASME, v. 128, n. 4, p. 901 – 912, 2006.
- KORKMAZ, E. et al. Dynamic characterization of multi-axis dynamometers. *Precision Engineering*, Elsevier, v. 38, n. 1, p. 148–161, 2014.
- KYURKCHAN, A. *Introdução à dinâmica das estruturas*. [S.l.]: Elsevier Brasil, 2014. v. 1.
- LAKSHMI, L. S. et al. Analytical prediction of stability lobes in high-speed milling and their application to micromilling. *International Journal Manufacturing Technology and Management*, Inderscience Enterprises Ltd, v. 13, p. 146 – 166, 2008.
- LI, H.; JING, X.; WANG, J. Detection and analysis of chatter occurrence in micro-milling process. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part B: Journal of Engineering Manufacture*, SAGE Publications Sage UK: London, England, v. 228, n. 11, p. 1359 – 1371, 2014.
- LIU, L. N. et al. Development of electronic impact hammer and its application to face milling cutter modal analysis. In: TRANS TECH PUBL. *Advanced Materials Research*. [S.l.], 2013. v. 797, p. 585–591.
- MAIA, N. M. M.; SILVA, J. M. M. e. *Theoretical and experimental modal analysis*. [S.l.]: Research Studies Press, 1997.
- MASCARDELLI, B. A.; PARK, S. S.; FREIHEIT, T. Substructure coupling of micro-end mills to aid in the suppression of chatter. *Journal of Manufacturing Science and Engineering*, ASME, v. 130, n. 1, 2008.
- MATUSZAK, M.; POWALKA, B.; KOCHMANSKI, P. Chatter stability investigation in micro-milling. *Journal of Machine Engineering*, v. 13, n. 2, p. 36 – 45, 2013.
- MEIROVITCH, L. *Fundamental of Vibrations*. [S.l.]: McGraw-Hill, 2001.
- NEGRI, D. *Previsão no domínio da frequência do comportamento dinâmico de peças de parede fina utilizando redução da ordem de modelo e mudança estrutural*. Dissertação (Mestrado) — Universidade do Estado de Santa Catarina, 2018.
- OZDOGANLAR, O. B.; HANSCHKE, B. D.; CARNE, T. G. Experimental modal analysis for microsystems. *Experimental Mechanics*, Springer, v. 45, n. 6, p. 498 – 506, 2005.

PARENTI, P. et al. Surface footprint in molds micromilling and effect on part demoldability in micro injection molding. *Journal of Manufacturing Processes*, Elsevier, v. 29, p. 160–174, 2017.

PARK, S. S.; ALTINTAS, Y.; MOVAHHEDY, M. Receptance coupling for end mills. *International Journal of Machine Tools & Manufacture*, Elsevier, v. 43, n. 1, p. 889 – 896, 2010.

PARK, S. S.; RAHNAMA, R. Robust chatter stability in micro-milling operations. *CIRP Annals - Manufacturing Technology*, Elsevier, v. 59, n. 1, p. 391 – 394, 2010.

PCB, P. *Model M209C01: Miniature ICP® force sensor, 1 sec DTC, 2.2 lb comp., 2200 mV/lb - Installation and Operating Manual*. 2016. <<https://www.pcb.com/products?m=M209C01>>. Acessado: 28-08-2019.

POLYTEC, G. *User Manual Portable Digital Vibrometer PDV 100*. 2001. <http://www.music.mcgill.ca/caml/lib/exe/fetch.php?media=equipment:pdv100_1104_03e.pdf>. Acessado: 24-11-2017.

RAHNAMA, R.; SAJJADI, M.; PARK, S. S. Chatter suppression in micro end milling with process damping. *Journal of Materials Processing Technology*, Elsevier, v. 209, n. 17, p. 5766 – 5776, 2009.

RAHNAMA, R.; SAJJADI, M.; PARK, S. S. Chatter suppression in micro end milling with process damping. *Journal of Materials Processing Technology*, Elsevier, v. 209, n. 17, p. 5766–5776, 2009.

RANDALL, R.; TORDON, M. J. Data acquisition. In: *Encyclopedia of Vibrations*. [S.l.]: Elsevier, 2001. p. 364 – 376.

RAO, S. S. *Mechanical Vibrations*. 5. ed. [S.l.]: Pearson, 2010.

SCHMITZ, T. L.; SMITH, K. S. *Machining dynamics: frequency response to improved productivity*. [S.l.]: Springer Science & Business Media, 2008.

SINGH, K. K.; KARTIK, V.; SINGH, R. Modeling of dynamic instability via segmented cutting coefficients and chatter onset detection in high-speed micromilling of ti6al4v. *Journal of Manufacturing Science and Engineering*, American Society of Mechanical Engineers, v. 139, n. 5, p. 051005, 2017.

SINGH, K. K.; SINGH, R. Chatter stability prediction in high-speed micromilling of ti6al4v via finite element based microend mill dynamics. *Advances in Manufacturing*, Springer, v. 6, n. 1, p. 95–106, 2018.

SINGH KUNDAN K. AD KARTIK, V.; SINGH, R. Component mode synthesis approach for micro end mill dynamics considering machine tool compliance. In: *16 Conference on Modeling of Machining Operations*. [S.l.]: Elsevier, 2017. p. 469 – 474.

THORLABS. *Documentos técnicos*. 2019. <<https://www.thorlabs.com/drawings/2400dab9a24377b2-0980584C-9FB0-B7E7-54CD0E14824161F5/BB1-E02-AutoCADPDF.pdf>>. Acessado: 21-08-2019.

UHLMANN, E.; MAHR, F. A time domain simulation approach for micro milling processes. *Procedia CIRP*, Elsevier, v. 4, p. 22–28, 2012.

WANG, J. J.-j. et al. Critical depth of cut and asymptotic spindle speed for chatter in micro milling with process damping. *CIRP Annals*, Elsevier, v. 65, n. 1, p. 113–116, 2016.

WANG, X. D. et al. Dynamic characteristic testing for mems micro-devices with base excitation. *Measurement Science Technology*, IOP, v. 18, n. 6, p. 1740 – 1747, 2007.

XIAOHONG, L. et al. Tool point frequency response prediction for micromilling by receptance coupling substructure analysis. *Journal of MaEngineering*, ASME, v. 139, n. 7, 2017.

XIONG, L. et al. New laser excitation method for modal analysis of microstructure. *Mechanical Systems and Signal Processing*, Elsevier, v. 50 - 51, n. 6, p. 227 – 234, 2015.

ZHANG, H.; ONG, N.; LAM, Y. Effects of surface roughness on microinjection molding. *Polymer Engineering & Science*, Wiley Online Library, v. 47, n. 12, p. 2012–2019, 2007.

ZHANG, S. et al. A review of machine-tool vibration and its influence upon surface generation in ultra-precision machining. *International journal of machine tools and manufacture*, Elsevier, v. 91, p. 34–42, 2015.

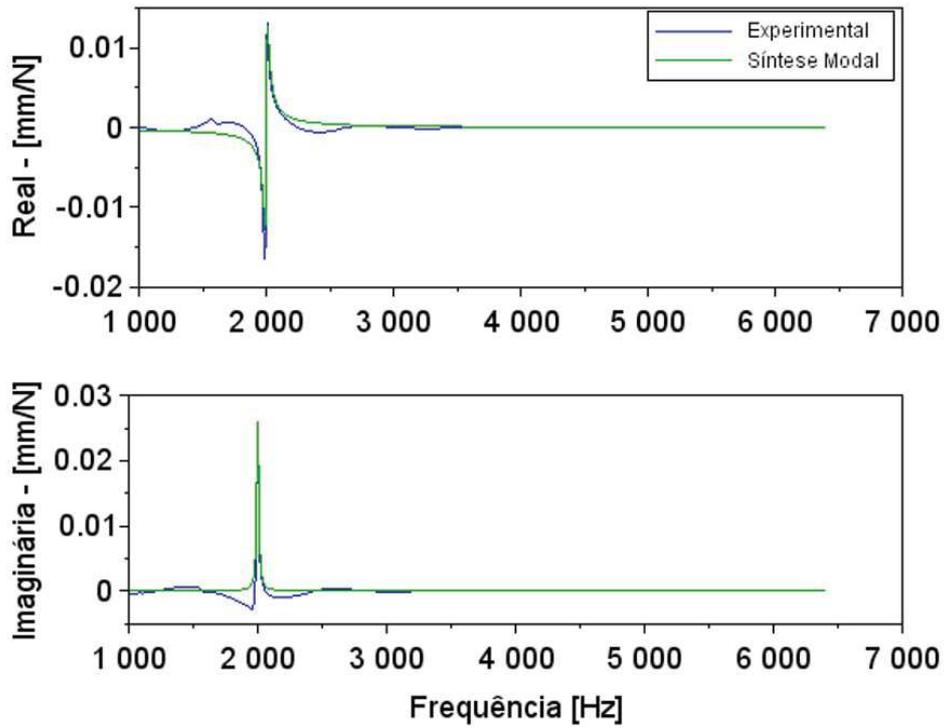
Apêndice A

Resultados Complementares da Validação do *DEMAM*

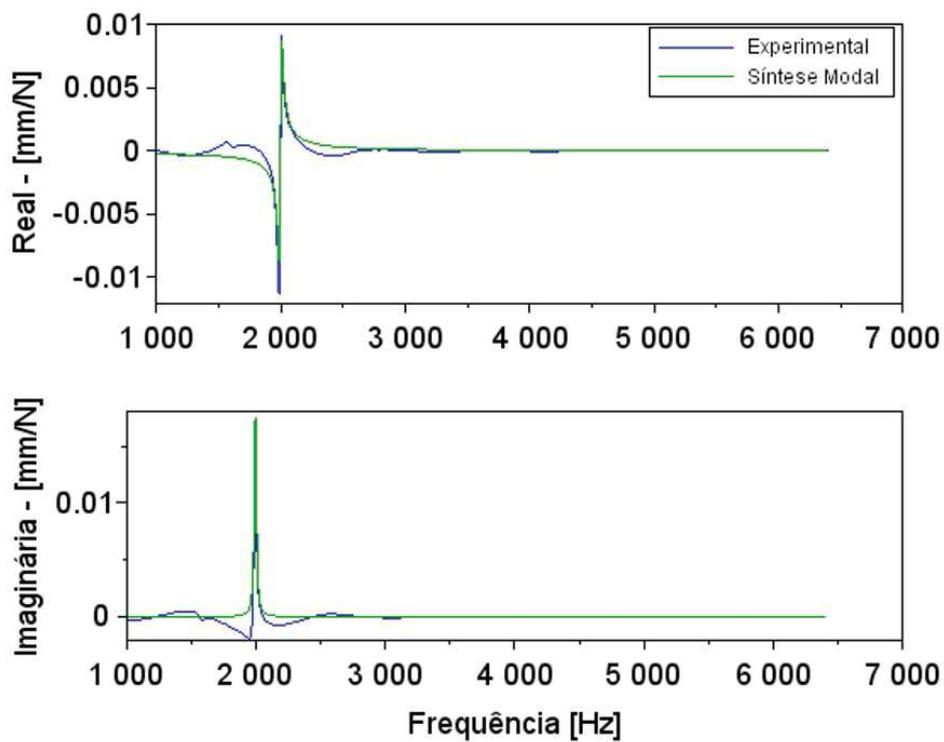
Complementando os resultados da validação do dispositivo, as Figuras A.1 e A.2 apresentam a comparação das demais *FRF*s experimentais (partes real e imaginária) que compuseram a primeira coluna da matriz das receptâncias com as *FRF*s sintetizadas utilizando a equação 2.2.27 .

Todas as *FRF*s comparadas apresentam boa correlação ao longo da faixa de frequência analisada.

Figura A.1: *FRFs* validação do *DEMAM* experimental *vs.* sintetizada: a) *FRF* h_{41} e b) *FRF* h_{31} .

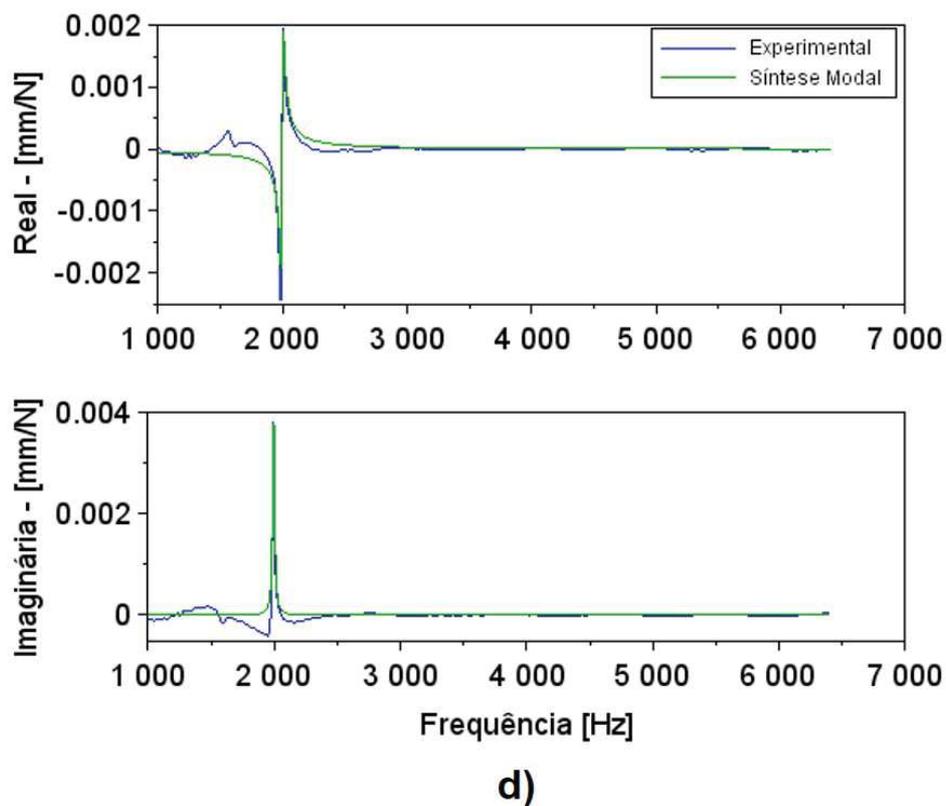
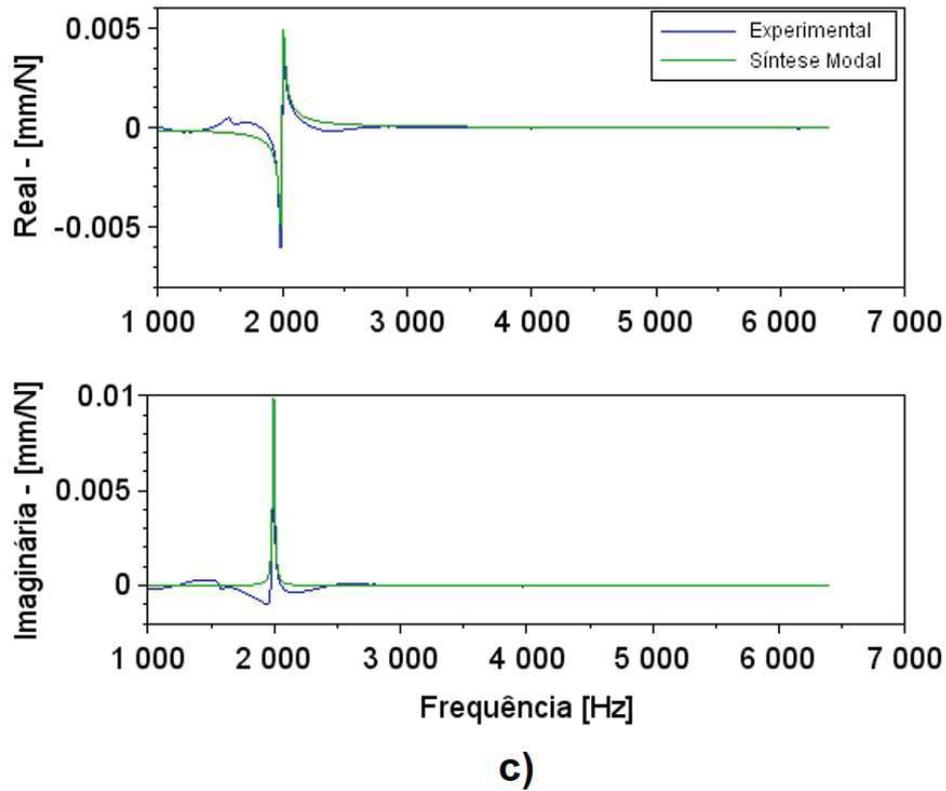


a)



b)

Figura A.2: *FRFs* validação do *DEMAM* experimental *vs.* sintetizada: c) *FRF* h_{21} , d) *FRF* h_{11} .



Apêndice B

Cartas de Calibração dos Instrumentos

A seguir são apresentadas as características técnicas e as cartas de calibração do minitransdutor de força PCB209C01 e Vibrômetro Polytec PVD100, respectivamente.

Figura B.1: Características técnicas do minitransdutor PCB209C01

Model Number 209C01		ICP® FORCE SENSOR		Revision: J ECN #: 45224	
Performance		ENGLISH	SI	OPTIONAL VERSIONS	
Sensitivity(± 15 %)	2200 mV/lb	494,604 mV/kN		Optional versions have identical specifications and accessories as listed for the standard model except where noted below. More than one option may be used.	
Measurement Range(Compression)	2.2 lb	0.00979 kN		M - Metric Mount	
Maximum Static Force(Compression)	11 lb	0.0489 kN		Supplied Accessory : Model M081A05 Mounting Stud 10-32 to M6 x 0.75 x 0.27" long BeCu (H900), no shoulder (1)	
Broadband Resolution(1 to 10,000 Hz)	0.00002 lb-rms	0.00009 N-rms	[1]	N - Negative Output Polarity	
Low Frequency Response(-5 %)	0.5 Hz	0.5 Hz	[2]	Output Polarity(Compression)	
Upper Frequency Limit	100,000 Hz	100,000 Hz	[3]	Negative	
Environmental				W - Water Resistant Cable	
Temperature Range	-65 to +250 °F	-54 to +121 °C		Electrical Connector	
Temperature Coefficient of Sensitivity	≤ 0.05 %/°F	≤ 0.09 %/°C		Electrical Connection Position	
Electrical				Sealed Cable Side	
Discharge Time Constant(at room temp)	≥ 1 sec	≥ 1 sec		Sealed Cable Side	
Excitation Voltage	18 to 30 VDC	18 to 30 VDC			
Constant Current Excitation	2 to 20 mA	2 to 20 mA			
Output Impedance	≤ 100 Ohm	≤ 100 Ohm			
Output Bias Voltage	8 to 12 VDC	8 to 12 VDC			
Spectral Noise(1 Hz)	0.000044 lb/√Hz	0.000197 N/√Hz	[1]	NOTES:	
Spectral Noise(10 Hz)	0.000005 lb/√Hz	0.000021 N/√Hz	[1]	[1]Typical.	
Spectral Noise(100 Hz)	0.000001 lb/√Hz	0.000005 N/√Hz	[1]	[2]Calculated from discharge time constant.	
Spectral Noise(1000 Hz)	0.000000 lb/√Hz	0.000000 N/√Hz	[1]	[3]Estimated using rigid body dynamics calculations.	
Output Polarity(Compression)	Positive	Positive	[1]	[4]See PCB Declaration of Conformance PS023 for details.	
Physical				SUPPLIED ACCESSORIES:	
Stiffness	2 lb/µin	0.35 kN/µm	[1]	Model 081A05 Mounting stud, 10-32 to 10-32 x 0.27" long, BeCu (H900), no shoulder (1)	
Size (Hex x Height)	0.375 in x 0.610 in	9.53 mm x 15.49 mm		Model 084A38 Thermal boot (for Series 209) (1)	
Weight	0.28 oz	8 gm			
Housing Material	Stainless Steel	Stainless Steel			
Sealing	Hermetic	Hermetic			
Electrical Connector	10-32 Coaxial Jack	10-32 Coaxial Jack			
Electrical Connection Position	Side	Side			
Mounting Thread	10-32 Female	No Metric Equivalent			
				Entered: LK Engineer: MJK Sales: KWW Approved: APB Spec Number:	
				Date: 3/29/2016 Date: 3/29/2016 Date: 3/29/2016 Date: 3/29/2016 6358	
All specifications are at room temperature unless otherwise specified. In the interest of constant product improvement, we reserve the right to change specifications without notice. ICP® is a registered trademark of PCB Group, Inc.				 Phone: 716-684-0001 Fax: 716-684-0987 E-Mail: info@pcb.com	

Fonte: Adaptado de (PCB, 2016).

Na Figura B.4 o desenho técnico com especificações dos espelhos utilizados no mecanismo para posicionamento do laser do vibrômetro é apresentado.

Figura B.2: Carta de calibração minitransdutor de força PCB209C01

Calibration Certificate

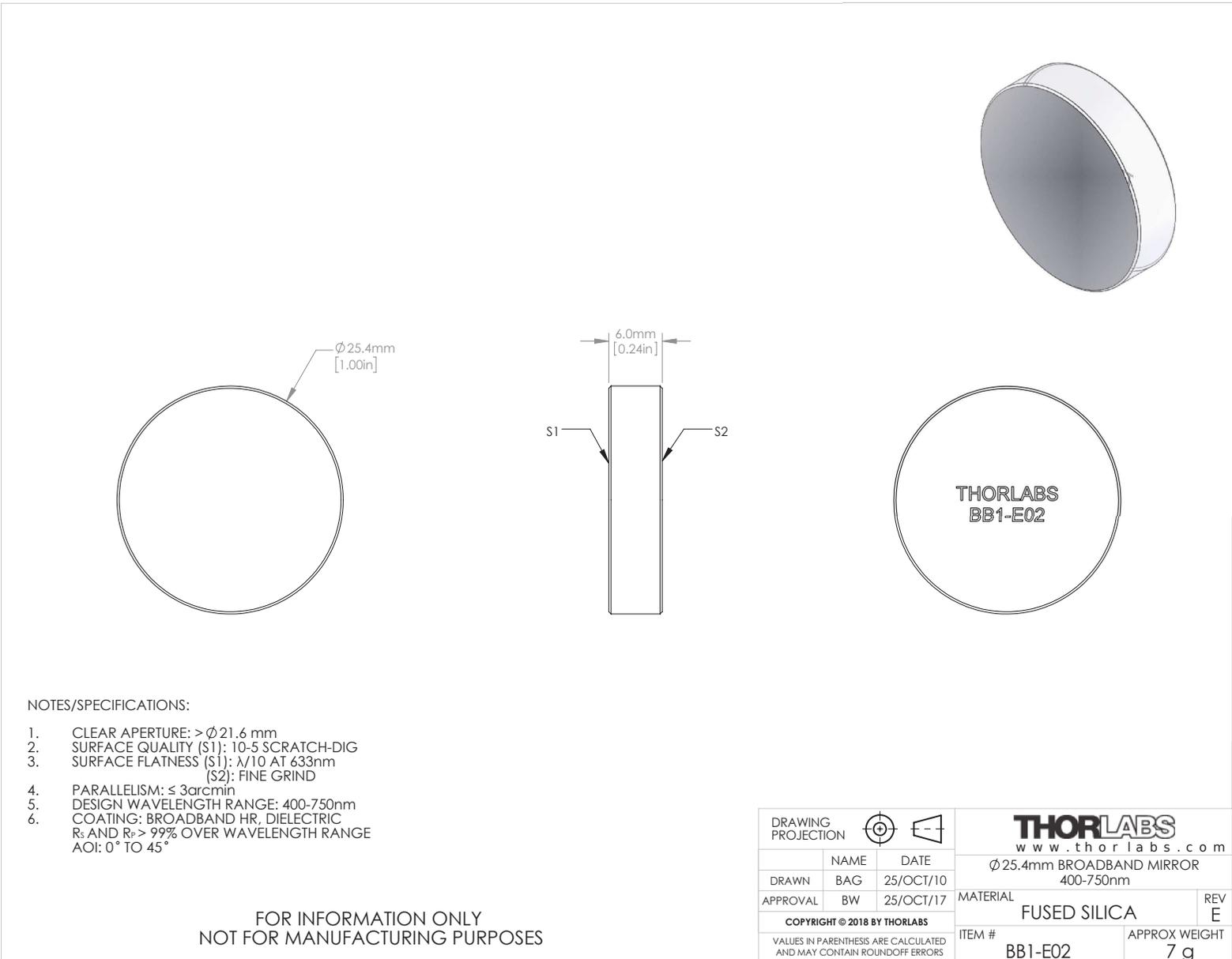
Model No.: <u>209C01</u>	Customer : _____
Serial No.: <u>1989</u>	Invoice No.: _____
Range: <u>2.2</u> lbs. (<u>9.786</u> N)	
Average Sensitivity:* <u>2179</u> mV/lb. (<u>489.9</u> mV/N)	
Linearity: <u>≤ 1.0</u> % F.S. 1 lb. = 4.448 newtons	
Discharge Time Constant: <u>≥ 1.0</u> Sec.	Temp: <u>69°F [21°C]</u>
Output Impedance: <u>< 100</u> ohms	Humidity: <u>45.6%</u>
Output Bias: <u>8.27</u> Vdc.	
Rise Time: <u>5</u> μSec.	
Resonant Frequency: <u>100</u> KHz.	
Calibrated By: <u>R. Stevens, Jr. </u>	Date: <u>07-03-2001</u>

**Average sensitivity is achieved by using a back to back dynamic technique which is indirectly traceable to N.I.S.T.. The reference transducer used in determining the average sensitivity is traceable to N.I.S.T. through LAB No. 20003986*



3425 Walden Avenue Depew, New York 14043-2495
 ☎ 888-684-0011 📠 716-686-9129 📧 pfssales@pcb.com
 - ISO 9001 Certified -

Figura B.4: Espelhos THORLABS BB1-E02



Fonte: Adaptado de THORLABS (2019).