



Universidade Federal da Paraíba
Centro de Tecnologia
Programa de Pós-Graduação de Engenharia Mecânica
- Mestrado - Doutorado

ATENUAÇÃO PASSIVA DE UM SISTEMA ROTATIVO UTILIZANDO LÂMINAS DE LMF SUPERELÁSTICAS

por

Richard Senko

*Tese de Doutorado apresentada à Universidade Federal da Paraíba para obtenção do
grau de Doutor.*

RICHARD SENKO

**ATENUAÇÃO PASSIVA DE UM SISTEMA ROTATIVO
UTILIZANDO LÂMINAS DE LMF SUPERELÁSTICAS**

Tese apresentada ao curso de Pós-graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal da Paraíba, em cumprimento às exigências para obtenção do Grau de Doutor.

Orientador: Dr. Marcelo Cavalcanti Rodrigues

Orientador: Dr. Antonio Almeida Silva

Catálogo na publicação
Seção de Catalogação e Classificação

S477a Senko, Richard.

Atenuação passiva de um sistema rotativo utilizando lâminas de lmf superelásticas / Richard Senko. - João Pessoa, 2018.

177 f. : il.

Orientação: Marcelo Cavalcanti Rodrigues.

Coorientação: Antonio Almeida Silva.

Tese (Doutorado) - UFPB/CT.

1. Engenharia mecânica. 2. Atuadores passivos. 3. Molas de lâmina LMF. I. Rodrigues, Marcelo Cavalcanti. II. Silva, Antonio Almeida. III. Título.

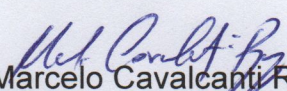
UFPB/BC

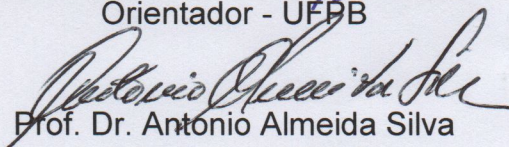
ATENUAÇÃO PASSIVA DE UM SISTEMA ROTATIVO UTILIZANDO LÂMINAS DE LMF SUPERELÁSTICAS

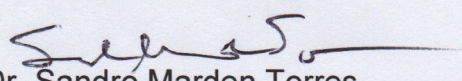
por

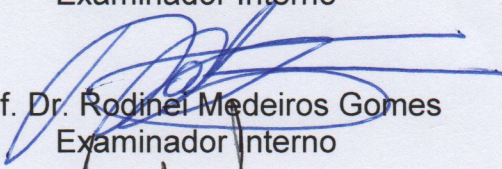
RICHARD SENKO

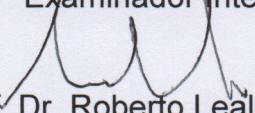
Tese aprovada em 26 de abril de 2018

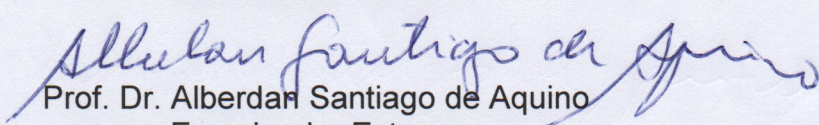

Prof. Dr. Marcelo Cavalcanti Rodrigues
Orientador - UFPB


Prof. Dr. Antonio Almeida Silva
Orientador - UFCG


Prof. Dr. Sandro Marden Torres
Examinador Interno


Prof. Dr. Rodinei Medeiros Gomes
Examinador Interno


Prof. Dr. Roberto Leal Pimentel
Examinador Externo


Prof. Dr. Alberdan Santiago de Aquino
Examinador Externo

AGRADECIMENTOS

Primeiramente agradeço a meus orientadores Prof. Marcelo Cavalcanti Rodrigues, que depositou total confiança para finalização desta pesquisa, e ao Prof. Antonio Almeida Silva, pela amizade, ajuda, confiança e estímulo ao longo dos últimos 7 anos, desde a época do Mestrado.

Gratifico também o Prof. Roberto Pimentel, muito importante na primeira parte deste estudo, e o Prof. Carlos José de Araújo, bastante solícito durante toda a pesquisa.

Aos colegas do Laboratório de Vibrações e Instrumentação (LVI) e Laboratório Multidisciplinar de Materiais e Estruturas Ativas (LaMMEA), Prof. Anderson de Oliveira, Prof. Rômulo Pierre, Paulo César Sales e Antônio Aristófanes, deixo meu agradecimento por me ajudarem em todas as horas necessárias e proporcionarem conversas estimulantes, tanto a respeito do estudo, como em relação à vida.

Gratidão também ao corpo docente da Unidade Acadêmica de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Campina Grande (UAEM - UFCG) e aos professores do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica (PPGEM) da UFPB por transmitirem seus conhecimentos com bastante veemência e vontade para cada um de nós alunos prosseguirmos na jornada acadêmica.

E por fim, meu agradecimento a minha mãe, meu pai, irmão, namorada e aos meus amigos por apoiarem todas as minhas decisões, por mais certas ou erradas que sejam e estarem ao meu lado em todos os momentos que eu passei e que irei passar, me dando forças para enfrentar os desafios.

“Toda verdade passa por três estágios. No primeiro, ela é ridicularizada. No segundo, é rejeitada com violência. No terceiro, é aceita como evidente por si própria.”

(Arthur Schopenhauer)

ATENUAÇÃO PASSIVA DE UM SISTEMA ROTATIVO UTILIZANDO LÂMINAS DE LMF SUPERELÁSTICAS

RESUMO

A aplicação de materiais inteligentes em sistemas rotativos para a redução das vibrações vem sendo bastante estudado, pelo fato destes serem importantes para indústria. A aplicação mais comum é a de incorporar elementos ativos denominados Liga Memória de Forma (LMF), a qual altera suas características microestruturais com a mudança de temperatura ou de tensão mecânica. As LMFs possuem dois comportamentos característicos: o efeito memória de forma (ME), que altera sua fase devido à variação de temperatura, e a superelasticidade (SE), que modifica sua fase com a mudança de tensão mecânica. Atualmente a característica ME é mais aplicada, o qual necessita de um sistema de controle ativo para fins de aquecimento e resfriamento, e na maioria das vezes utilizando elementos na forma de molas helicoidais. Também nota-se que com a incorporação deste dispositivo, alteram-se as frequências naturais do sistema, evidenciando que a redução dos níveis de vibração se deve à variação de rigidez do material. O objetivo deste trabalho é projetar e aplicar um dispositivo do tipo lâmina com material do tipo LMF SE que atue de forma passiva num sistema rotativo, mitigando as vibrações mecânicas devido à passagem pelas frequências naturais utilizando o amortecimento histerético do material. Para isso, foram idealizadas algumas concepções e realizadas simulações com variações de parâmetros do projeto, a fim de atenuar as vibrações do sistema rotativo. Após simulações foi selecionado um tipo de dispositivo para fabricação e realizado a caracterização do material. Por fim, este dispositivo foi incorporado num mancal de um sistema rotativo e a partir dos resultados obtidos, comparou-se com um sistema utilizando um mancal com molas helicoidais de LMF ME. Após a seleção da mola do Tipo lâmina de LMF SE, utilizando simulações, como resultado da aplicação da mola do tipo lâmina no sistema rotativo, obteve-se uma redução de até 66% em relação ao sistema utilizando molas helicoidais de LMF ME.

Palavras-chaves: Dinâmica de Rotores, Controle de Vibração, Atuadores Passivos, Molas de lâmina LMF, Superelasticidade.

PASSIVE ATTENUATION OF A ROTATING SYSTEM USING SUPERELASTIC BLADES OF SMA

ABSTRACT

The application of smart materials in rotor dynamics for the reduction of vibrations has been extensively studied since these being important for the industry. The most common application is to incorporate active elements called Shape Memory Alloy (SMA), which changes its micro structural characteristics with the alteration of temperature or mechanical stress. The SMAs has two characteristic behaviors: the memory effect (ME), which changes its phase due to temperature, and the superelasticity (SE), which modifies its phase with the mechanical stress. Nowadays the ME characteristic has been more used, which one requires an active control system for heating and cooling purposes and most often using elements in the form of helical springs. It is also noted that with the incorporation of this device, the natural frequencies of the system change, being evident that the reduction of the amplitudes of vibration is due to the variation of the stiffness of the material. The purpose of this work is to design and apply a blade of SMA SE type material that acts passively in a rotating system, mitigating the mechanical vibrations due to the passage through the natural frequencies using hysteretic damping of the material. For this, some conceptions were designed and simulations were performed with variations of the design parameters, in order to improve the vibration attenuation of the rotating system. After simulations, a type of device for manufacturing was selected and static and dynamic experimental tests were carried out to characterize the material. Finally, this device was incorporated into a support bearing of the rotary system and from the results obtained, it was compared to a system using an SMA ME helical springs. After the selection of the blade type spring of SMA SE, using simulations, as result of the application in the rotary system a reduction of up to 66% were achieved in relation to the system using SMA ME helical springs.

Keywords: Rotordynamics, Vibration Control, Passive Actuators, Blade Springs, Superelasticity.

SUMÁRIO

SUMÁRIO	vii
LISTA DE FIGURAS.....	x
LISTA DE TABELAS.....	xix
LISTA DE SÍMBOLOS.....	xxi
Capítulo 1. INTRODUÇÃO	1
1.1 Contexto e motivação	1
1.2 Objetivos do trabalho.....	3
1.3 Descrição do trabalho	4
Capítulo 2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	6
2.1 Dinâmica de Rotores.....	6
2.2 Materiais Funcionais (Ativos)	8
2.2.1 Materiais Piezoelétricos	8
2.2.2 Flúidos Magneto Reológicos	9
2.3 Ligas com Memória de Forma (LMF).....	10
2.3.1 Comportamento Termomecânico das LMF	12
2.3.2 Aplicações Gerais de LMF	15
2.3.3 Aplicações de LMF em Sistemas Vibratórios	18
2.4 Aplicações de LMF em Mancais de Máquinas Rotativas	22
Capítulo 3. MODELAGEM MATEMÁTICA	37
3.1 Modelagem Matemática do Comportamento Superelástico das LMF	38

3.1.1	Modelo de Lagoudas.....	38
3.2	Equação Geral do Movimento.....	42
Capítulo 4.	METODOLOGIA.....	44
4.1	Bancada Didática de Referência.....	46
4.2	Projeto do Mancal Flexível (Análise das Concepções).....	47
4.2.2	Seleção do tipo de atuador.....	53
4.3	Simulações do Sistema Rotor-Mancal.....	53
4.3.1	Simulações no ambiente Matlab.....	54
4.3.2	Simulação dos atuadores propostos no Ansys.....	56
4.4	Fabricação da mola do tipo lâmina de LMF superelástica.....	59
4.5	Testes estáticos e dinâmicos com a mola do tipo lâmina.....	63
4.5.1	Testes estáticos com a mola lâmina.....	65
4.5.2	Testes dinâmicos com a mola lâmina.....	66
4.6	Montagem e testes do sistema na bancada com o dispositivo proposto.....	68
4.7	Montagem e testes de calibração da bancada.....	70
Capítulo 5.	RESULTADOS E DISCUSSÕES.....	74
5.1	Simulação no Matlab com Mancal Flexível de Referência (LMF ME).....	74
5.2	Experimentos com Mancal Flexível LMF ME (rotor desbalanceado)......	78
5.3	Simulação dos Dispositivos no Ansys.....	82
5.3.1	Simulações com o Dispositivo Tipo F.....	83
5.3.2	Simulações com o Dispositivo Tipo H.....	88

5.3.3	Comparações entre as simulações do Tipo F e H	94
5.3.4	Dispositivo Tipo G.....	100
5.4	Testes Estáticos Experimentais com a Mola do Tipo G	103
5.4.1	Testes experimentais no RET	103
5.5	Testes Dinâmicos Experimentais com a Mola do Tipo G	105
5.5.1	Testes experimentais na bancada SEAM.....	105
5.5.2	Testes experimentais do mancal Tipo G na MTS®	110
5.6	Comparação de Resultados dos Testes na Bancada Experimental	111
5.6.1	Resultados na bancada experimental com o mancal Tipo G (LMF SE). ..	111
5.6.2	Comparação com o mancal de molas helicoidais (LMF ME)	122
Capítulo 6.	CONCLUSÕES	126
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	130
	ANEXO I – Revisão da modelagem de dinâmica da rotação.....	138
	ANEXO II – tabelas de resultados (mancal lmf me)	152

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1 - Rotor de Jeffcott (Autoria Própria).....	7
Figura 2.2 - Efeito Piezoelétrico, (a) Direto, (b) Indireto. (adaptado de Oliveira, 2008). 9	
Figura 2.3 - Fluido Magneto reológico.....	10
Figura 2.4 – Curva Fator de amortecimento x Temperatura e transformação da LMF (Leo, 2007).	11
Figura 2.5 - Porcentagem da composição química da liga NiTi (Autoria Própria)....	12
Figura 2.6 - Ilustração do efeito memória de forma (adaptado de Oliveira, 2008).	13
Figura 2.7 - Diagrama de fases com dois carregamentos possíveis (Lagoudas, 2008). 14	
Figura 2.8 - Curva Tensão-Deformação ideal para uma LMF acima de A_f (Adaptado de Holanda, 2013).	15
Figura 2.9 - Chevron de geometria variável da Boeing, (Mabe et al, 2006 apud Lagoudas, 2008).	16
Figura 2.10 - Fio de LMF aplicado no interior de uma veia, (Stoeckel <i>et al.</i> , 2002)..	17
Figura 2.11 - União de tubulações com Luvas de LMF superelasticidade, (Gandhi e Thompson, 1992).....	17
Figura 2.12 - Metal Rubber, (Yan e Nie, 2003)	19

Figura 2.13 - Estrutura do Anel de LMF. (Hong <i>et al.</i> , 2015).	21
Figura 2.14 - Processo de fabricação do metal rubber, (Jeong <i>et al.</i> , 2015).	21
Figura 2.15 - Transmissibilidade dos tipos de isoladores (Jeong <i>et al.</i> , 2015).....	22
Figura 2.16 - Mancal com fio de LMF superelásticos (Liu <i>et al.</i> , 1994).	23
Figura 2.17 - Sistema de mancal inteligente, (A) Vista seccionada, (B) Principio de trabalho (Nie e Yan, 2000).	25
Figura 2.18- Suporte do mancal com LMF/Compósito(Inman <i>et al.</i> , 2006).....	26
Figura 2.19 - Mancais com molas de LMF, (a) Suporte do Mancal LMF, (b) Estrutura de aquecimento. (He <i>et al.</i> , 2007b).....	27
Figura 2.20 - Mancal com fios de LMF (Lees <i>et al.</i> , 2007).	28
Figura 2.21 - Mancal com molas de LMF (Gupta <i>et al.</i> , 2009).....	29
Figura 2.22 - Estrutura do sistema rotor com um mancal com LMF (Zhu <i>et al.</i> , 2009). 30	
Figura 2.23 - Amplitude dos sistemas no eixo x (Silva <i>et al.</i> , 2013).	31
Figura 2.24 - Sistema Rotor Mancal Flexível, (a) Plataforma de teste, (b) Suporte flexível (Ma <i>et al.</i> , 2015).	31
Figura 2.25 - Diagrama esquemático da plataforma de teste de rotor inteligente (Enemark <i>et al.</i> , 2015).	33
Figura 2.26 - Mancal flexível com molas de LMF (Borges, 2016).....	34
Figura 2.27 - Comparação dos sinais no tempo sem e com controle (Borges, 2016). 34	
Figura 2.28 - Rampa de aceleração x variação de temperatura(Borges, 2016).	35

Figura 2.29 - Mancal circular com oito molas de LMF (Oliveira, 2017).....	36
Figura 3.1 - Rotor de Jeffcott (Autoria Própria).....	37
Figura 3.2 – A – Curva de tensão-temperatura da LMF com carregamento superelástico com condições isotérmicas e adiabáticas (Lagoudas <i>et al.</i> , 2001); B – Modelo de Lagoudas – Curva tensão deformação (Adaptado de Oliveira, 2008).....	38
Figura 3.3- Ciclo de carregamento incompleto (Neto <i>et al.</i> , 2011).....	41
Figura 4.1 - Sistema rotor mancal flexível proposto (Autoria Própria).....	44
Figura 4.2 - Etapas do desenvolvimento da pesquisa.	45
Figura 4.3 - Bancada Experimental atual.	46
Figura 4.4 - Mancal Flexível com atuador de molas de LMF (Tipo A).	48
Figura 4.5 - Mancal Flexível com atuador com molas de LMF (Tipo B).	48
Figura 4.6 - Mancal Flexível com atuador com molas de LMF (Tipo C).	49
Figura 4.7 - Mancal Flexível com atuador com feixes de molas de LMF (Tipo D)....	50
Figura 4.8 - Mancal Flexível com atuador com feixes de molas de LMF (Tipo E). ...	50
Figura 4.9 - Mancal Flexível com atuador com molas do tipo lâmina de LMF (Tipo F).	51
Figura 4.10 - Mancal Flexível com atuador com molas do tipo lâmina de LMF (Tipo G).	52
Figura 4.11 - Mancal Flexível com atuador com molas do tipo lâmina de LMF (Tipo H).	52
Figura 4.12 - Discretização do sistema rotor mancal.	54

Figura 4.13 - Ciclo 1	56
Figura 4.14 - Ciclo 2	57
Figura 4.15 - Rigidez secante (Adaptado de Doggenweiler, 2010).....	58
Figura 4.16 - Áreas para o calculo do fator de amortecimento equivalente (Doggenweiler, 2010).....	58
Figura 4.17 - Diagrama de Fabricação da mola do tipo Lâmina de LMF.	60
Figura 4.18 - Chapa cortada de LMF Superelástico.....	61
Figura 4.19 - (A) Forno EDG 3000; (B) Laminadora G3.	61
Figura 4.20 - Molde metálico para o <i>shape setting</i>	62
Figura 4.21 - Molas do tipo Lâminas de LMF Superelásticas.....	63
Figura 4.22 - Fluxograma da metodologia de trabalho experimental (testes com lâminas LMF). 64	
Figura 4.23 – Circulador de banho Refrigerado Huber CC-902.	65
Figura 4.24 – Sistema para estimativa de amortecimento material (SEAM) (Dos Reis, 2017). 67	
Figura 4.25 - Máquina de Ensaio Universal MTS [®] 810.....	68
Figura 4.26 - Representação das molas do tipo lâmina instaladas no mancal de rolamento.	69
Figura 4.27 - Mancal proposto.	69
Figura 4.28 - Rolamentos com anéis de pré-carga, (A) Sem pré-carga, (B) Pré-carga de 1,0 mm, (C) Pré-carga de 1,5 mm.	70

Figura 4.29 - Fluxograma de ligação dos componentes de aquisição de dados.	71
Figura 4.30 - Sensores de proximidade SKF CMSS 665.	72
Figura 4.31 - (A) Condicionadores de Sinal (B) Placa de comunicação de dados.	72
Figura 4.32 - Tela do programa do <i>LabView</i>	73
Figura 5.1 - Curvas teórica e experimental da rigidez da mola LMF ME para várias temperaturas.	75
Figura 5.2 - Comparação de amortecimentos (teórico x experimental).	76
Figura 5.3 - Amplitude de deslocamento com massa desbalanceadas de 4 gramas, <i>Matlab</i>	77
Figura 5.4 - Amplitude de deslocamento com massa desbalanceadas de 5 gramas, <i>Matlab</i>	78
Figura 5.5 - Disco do sistema rotor com desbalanceamento ($m=5g$).	79
Figura 5.6 - Comparação dos deslocamentos do sistema desbalanceado - 4 gramas.	81
Figura 5.7 - Comparação dos deslocamentos do sistema desbalanceado - 5 gramas.	81
Figura 5.8 – Mola de Lâmina do Tipo F.	83
Figura 5.9 - Curvas de Força x Deflexão e de Transformação Martensítica para deflexão de 0,5 mm (Tipo F).	84
Figura 5.10 - Curvas de Força x Deflexão e de Transformação Martensítica para deflexão de 3,0 mm (Tipo F).	84
Figura 5.11 - Curvas força-deslocamento e Máxima tensão principal para o Ciclo 1 (Tipo F).	85
Figura 5.12 - Curvas de Transformação martensítica para o Ciclo 1 (Tipo F).	86

Figura 5.13 - Curvas força-deslocamento e Máxima tensão principal para o Ciclo 2 (Tipo F).....	87
Figura 5.14 - Curvas de Transformação martensítica para o Ciclo 2 (Tipo F).....	87
Figura 5.15 - Mola Lâmina do Tipo H.	89
Figura 5.16 - Curvas Força-Deslocamento e Transformação Martensítica para deflexão de 0,5 mm (Tipo H).	89
Figura 5.17 - Curvas Força-Deslocamento e Transformação Martensítica para deflexão de 3,0 mm (Tipo H).	89
Figura 5.18 - Curvas de força-deslocamento e Máxima tensão principal para o Ciclo 1 (Tipo H).	91
Figura 5.19 - Transformação martensítica para o Ciclo 1 (Tipo H).	91
Figura 5.20 - Curvas força-deslocamento e Máxima tensão principal para o Ciclo 2 (Tipo H).	93
Figura 5.21 - Transformação martensítica para o Ciclo 2 (Tipo H).	93
Figura 5.22 - Curvas Força-Deslocamento e Curvas de Transformação Martensítica 0,5 mm (Tipos F e H)	95
Figura 5.23 - Curvas Força- Deslocamento e Curvas de Transformação Martensítica – 3,0 mm (Tipos F e H).	95
Figura 5.24 - Curvas força-deslocamento e Máxima tensão principal para o Ciclo 1 (Tipos F e H).....	97
Figura 5.25 - Curvas de Transformação martensítica para o Ciclo 1 (Tipos F e H). ..	97
Figura 5.26 - Curvas força-deslocamento e Máxima tensão principal para o Ciclo 2 (Tipos F e H).....	99

Figura 5.27 - Curvas de Transformação martensítica para o Ciclo 2 (Tipos F e H) ...	99
Figura 5.28 - Mola Lâmina do Tipo G.	101
Figura 5.29 - Curvas força-deslocamento e de Máxima tensão principal para o Ciclo 2 (Tipo G).	101
Figura 5.30 - Comparação das Curvas de força-deslocamento para o Ciclo 2 (Tipos F e G).	102
Figura 5.31 - Resistência elétrica em função da temperatura para a lâmina de Ni-Ti (antes da fabricação).	104
Figura 5.32 - Resistência elétrica em função da temperatura para a mola de Ni-Ti (após a fabricação).	104
Figura 5.33 - Montagem do experimento na bancada SEAM.	106
Figura 5.34 - FRF da mola do tipo G, 5 repetições.	107
Figura 5.35 - Diagrama de Nyquist da mola do tipo G, 5 repetições.	107
Figura 5.36 - FRF experimental x FRF analítica.	108
Figura 5.37 - Diagrama de Nyquist, experimental x analítica.	109
Figura 5.38 - Ensaio dinâmico com mancal Tipo G com pré-carga de 1,0 mm.	110
Figura 5.39 - Ensaio dinâmico com mancal Tipo G com pré-carga de 1,5 mm.	111
Figura 5.40 - FRF do sistema rotativo com mancal Tipo G sem pré-carga.	112
Figura 5.41 – Amplitude e Temperatura x Tempo com mancal Tipo G sem pré-carga.	113
Figura 5.42 – FRF do sistema rotativo com mancal Tipo G com pré-carga de 1,0 mm.	114

Figura 5.43 – Amplitude e Temperatura x Tempo com mancal Tipo G com pré-carga de 1,0 mm.	115
Figura 5.44 – FRF do sistema rotativo com mancal Tipo G com pré-carga de 1,5 mm.	116
Figura 5.45 – Amplitude e Temperatura x Tempo com mancal Tipo G com pré-carga de 1,5 mm.	117
Figura 5.46 - Amplitude de deslocamento dos sistemas (sem e com pré-carga de 1,0 mm e 1,5 mm).....	118
Figura 5.47 - FRF do sistema rotativo com mancal Tipo G (sem e com pré-carga de 1,0 mm e 1,5 mm).....	118
Figura 5.48 – Espectros FFT do sistema rotativo com mancal Tipo G de LMF SE (linear).	119
Figura 5.49 - FFT do sistema rotativo com mancal Tipo G de LMF SE (dB).	120
Figura 5.50 - Mudança de fase na mola de LMF SE com pré-carga de 1,0 mm.	121
Figura 5.51 - Mudança de fase na mola de LMF SE com pré-carga de 1,5 mm.	122
Figura 5.52 – Espectros FFT com molas de LMF ME x molas Tipo G de LMF SE (sem pré-carga).....	123
Figura 5.53 – Espectros FFT com molas de LMF ME x molas Tipo G de LMF SE (com pré-carga de 1,0 mm).....	124
Figura 5.54 – Espectros FFT com molas de LMF ME x molas Tipo G de LMF SE (com pré-carga de 1,5 mm).....	125
Figura I.1 - Coordenadas de referência para o disco sob eixo flexível em rotação (Lalanne e Ferraris, 1998).	140

Figura I.2 - Momentos de inércia de massa do disco no sistema de referência (Pereira, 2003).	141
Figura I.3 - Elemento finito de eixo (Lalanne e Ferraris, 1998).....	142
Figura I.4 - Representação do eixo (Pereira, 2003).....	145
Figura I.5 - Representação do mancal (Dellacorte, 2010).....	148
Figura I.6 - Representação da massa desbalanceada (Lalanne e Ferraris, 1998).	149
Figura I.7 - Modelo do sistema físico discretizado (Senko, 2013).....	150

LISTA DE TABELAS

Tabela 4.1 - Dados da bancada experimental (Senko, 2013).	46
Tabela 5.1 - Parâmetros da mola de LMF ME.	75
Tabela 5.2 - Amplitudes com massas desbalanceadas (mm), <i>Experimental</i>	79
Tabela 5.3 - Força aplicada no mancal (N), <i>Experimental</i>	80
Tabela 5.4 - Comparação dos deslocamentos experimentais e simulados.	82
Tabela 5.5 - Parâmetros para a Deflexão de 0.5 mm (Tipo F)	84
Tabela 5.6 - Parâmetros para a Deflexão de 3,0 mm (Tipo F).	84
Tabela 5.7 – Ciclo 1 – com patamar de 1,5 mm.....	86
Tabela 5.8 – Ciclo 2 – com patamar de 3 mm.....	88
Tabela 5.9 - Parâmetros de Deflexão de 0,5 mm (Tipo H)	90
Tabela 5.10 - Parâmetros de Deflexão de 3,0 mm (Tipo H).	90
Tabela 5.11 - Ciclo 1 – com patamar de 1,5 mm (Tipo H).	92
Tabela 5.12 - Ciclo 2 – com patamar de 3,0 mm (Tipo H).	94
Tabela 5.13 - Parâmetros para Deflexão de 0,5 mm (Tipos F e H).	95
Tabela 5.14 - Parâmetros para Deflexão de 3,0 mm (Tipos F e H).	96
Tabela 5.15 – Fator de amortecimento equivalente (Tipos F e H).	96

Tabela 5.16 - Ciclo 1 – com patamar de 1,5 mm (Tipos F e H).....	98
Tabela 5.17 - Ciclo 2 – com patamar de 3,0 mm (Tipos F e H).....	99
Tabela 5.18 - Fatores de amortecimento equivalente (Tipos F e H).	100
Tabela 5.19 - Parâmetros da Transformação martensítica para o Ciclo 2 (Tipos F e G).	102
Tabela 5.20 - Rigidez secante e fator de amortecimento (Tipo F e H).....	103
Tabela 5.21 - Temperaturas de transformação de fase da mola lâmina de LMF	105
Tabela 5.22 - Rigidez secante e fator de amortecimento pelo SEAM.....	108
Tabela 5.23 - Comparação entre SEAM x <i>Ansys</i>	109
Tabela 5.24 - Amplitudes de pico dos sistemas (sem e com pré-carga de 1,0 mm e 1,5 mm).	119
Tabela 5.25 - Comparação das amplitudes de picos entre os mancais de mola do Tipo G de LMF SE x Mola Helicoidal LMF ME.	125

LISTA DE SÍMBOLOS

δ - Vetor deslocamento
 F - Força
 $^{\circ}$ - Diferenciações em relação ao tempo
 ϕ° - velocidade angular do disco
 $\vec{\omega}$ - vetor velocidade instantânea
 u e w - coordenadas do centro de inércia do disco
 M_D - Massa do disco de densidade volumétrica
 $I_{Dx} = I_{Dz}$ - Momento de inércia ou diametral
 I_{Dy} - Momento de inércia polar
 L - Comprimento
 ψ e θ - Deslocamentos
 α - Posição angular
 k - Rigidez
 R_s - Rigidez Secante
 ξ_{eq} - Fator de Amortecimento Equivalente
 c - Amortecimento
 T - Temperatura.
 σ - Tensão
 ε - Deformação
 σ_{M_s} - Valor de tensão da martensita inicial
 σ_{M_f} - Valor de tensão da martensita final
 σ_{A_s} - Valor de tensão da austenita inicial
 σ_{A_f} - Valor de tensão da austenita final
 ε_{M_s} - Valor da deformação da martensita inicial
 ε_{M_f} - Valor da deformação da martensita final
 ε_{A_s} - Valor da deformação da austenita inicial
 ε_{A_f} - Valor da deformação da austenita final
 E_M - Modulo de elasticidade na fase martensítica
 E_A - Modulo de elasticidade na fase austenítica
 C - Coeficiente de tensão-temperatura
 Λ - deformação máxima
 M_{s0} - Temperatura de início da fase martensítica
 M_{f0} - Temperatura de fim da fase martensítica
 A_{s0} - Temperatura de início da fase austenítica
 A_{f0} - Temperatura de fim da fase austenítica
 ε^t - Deformação de transformação
 E_R - Modulo de elasticidade da LMF para a região de descarregamento parcial.
 E_F - Modulo de elasticidade da LMF para a região de carregamento parcial.
 ε_{max} - Valor Maximo de deformação.
 ε_{min} - Valor mínimo de deformação.
 σ_{max} - Valor Maximo de tensão.

σ_{min} - Valor mínimo de tensão.

ε_{max}^t - Valor Máximo da deformação de transformação

ε_{min}^t - Valor mínimo da deformação de transformação

ε_{tp3} - Valor da deformação do ponto 3.

ε_{tp1} - Valor da deformação do ponto 1.

σ_{tp3} - Valor de tensão do ponto 3.

σ_{tp1} - Valor de tensão do ponto 1.

LMF SE – Liga Memória de Forma Superelástica

LMF ME – Liga Memória de Forma com Efeito Memória de Forma

CAPITULO 1.

INTRODUÇÃO

Este capítulo destina-se a apresentar a contextualização deste trabalho, as motivações para seu desenvolvimento e os objetivos a serem atingidos.

1.1 Contexto e motivação

Os sistemas rotativos são um dos principais tipos de conjuntos mecânicos, tendo diversas aplicações industriais. Os que incorporam rotores são considerados um dos mais simples, onde o sistema eixo-rotor é um corpo suspenso por um conjunto de mancais que lhe permite rodar livremente num eixo fixo no espaço (Genta, 2004).

A capacidade de transmitir grandes energias provenientes de altas velocidades impostas é uma forte característica destes sistemas rotativos, fazendo com que as vibrações mecânicas sejam bastante evidentes e prejudiciais aos mesmos. O desbalanceamento é uma das principais causas das vibrações nas máquinas rotativas, assim como as folgas nos mancais, montagens incorretas entre outros. Mais um fator bastante comum que gera elevados níveis de vibrações é o sistema rotativo operar próximo de suas frequências naturais.

Estes comportamentos indesejáveis podem causar danos, tanto aos componentes, como eixo, mancais, além de outros equipamentos que estão interligados. Assim percebe-se que a análise das vibrações mecânicas pode demonstrar o estado atual do equipamento, ou seja, a saúde deste em função dos parâmetros medidos. De acordo com Silva (1999), o estudo das vibrações mecânicas se mostra de fundamental interesse para a engenharia moderna, especialmente quando aplicado durante as fases de projeto e manutenção preditiva.

Para fins de simulação do comportamento dinâmico desses sistemas, se tem a demanda da utilização de ferramentas numéricas, como o Método dos Elementos Finitos (MEF). O MEF é um método mais completo, devido uma maior aproximação com modelos reais (Lalanne e Ferraris, 1998). Para a detecção e identificação de defeitos de rotores, é necessário adquirir e processar os sinais de vibração, e a partir destes, obter curvas de função resposta em frequência (FRF) com diferentes velocidades de rotação do sistema. Isto faz com que seja possível perceber o problema do equipamento através da frequência predominante.

Para o processamento destes sinais, existem alguns softwares ou programas conhecidos como sistemas especialistas. Segundo alguns autores, Yang *et al.* (2000) e Sánchez *et al.* (2013) por exemplo, os sistemas especialistas são uma ferramenta valiosa no processo de concepção e análise, o que ajuda a tomar decisões ágeis na ausência de um modelo causal ou extensos testes do protótipo; eles representam o conhecimento de um especialista de domínio especial. Aplicado na área de manutenção, geralmente dominado apenas pelo pessoal responsável, ajuda na manutenção preventiva e preditiva, onde serve para manter a saúde do equipamento.

As decisões realizadas por esses sistemas especialistas normalmente implicam em algumas ações sobre o equipamento, de modo a torná-lo a voltar ao trabalho em condições normais. Para que isso aconteça de forma automática, sem a intervenção de uma equipe de manutenção, esses equipamentos precisam ter dispositivos de controle em que algumas características possam ser alteradas (ex. variação da rigidez ou amortecimento), sendo assim, alguns materiais ativos ou inteligentes estão sendo testados de modo a atuar de forma passiva ou ativa no sistema.

Para o caso dos atuadores de materiais ativos, sua função é realizar as intervenções no sistema de forma que a variável de controle responda adequadamente aos estímulos externos ou aos sinais de controle (Janocha, 1999 apud Oliveira, 2008). Os atuadores ditos avançados são baseados na aplicabilidade de materiais ativos, que são capazes de sofrer alterações de forma, posição, rigidez, amortecimento e outras propriedades quando submetidos a determinados estímulos externos ou sinais de controle, sendo assim, capazes de se adaptar ao ambiente que estão sendo aplicados. Alguns dos tipos destes materiais ativos

que são utilizados como atuadores são os piezelétricos, os fluídos eletro reológicos e magneto reológicos e as ligas com memória de forma - LMF (SMA - *Shape Memory Alloys*).

Os materiais LMF possuem dois principais tipos de comportamentos, o efeito memória de forma (ME – *memory effect*) e o superelástico (SE). Este trabalho pretende investigar a utilização deste último efeito para o controle de vibrações de um sistema rotativo. O efeito superelástico das LMF ocorre quando o material é submetido a carregamentos dinâmicos cíclicos a uma temperatura acima da temperatura final da fase austenítica da LMF (Neto *et al.*, 2011). Desta forma, apresenta grandes histereses devido às transformações de fase austenita-martensita e martensita-austenita, as quais são associadas à capacidade de amortecimento do material, sendo assim, capazes de dissipar energia mecânica durante o ciclo de carregamento. Entretanto, a aplicação desta característica em sistemas rotativos é pouco comum, uma vez que na maioria dos casos se utiliza o efeito memória de forma, como em aplicações de molas LMF do tipo helicoidal, reduzindo as vibrações através da variação da rigidez causada pela variação de temperaturas num sistema de controle ativo.

Portanto, foi projetado um novo tipo de dispositivo empregando o material LMF SE para a atenuação da vibração mecânica através do amortecimento de forma passiva, explorando apenas as características de histerese do material de uma forma eficaz, comparando-a com um sistema rotativo de mancal com molas helicoidais de LMF ME.

Como contribuição dessa tese foram desenvolvidos três novos formatos de dispositivos para atenuação de níveis de vibração de um sistema rotativo, através do amortecimento histerético do material incorporado num mancal de sistema rotativo. Onde estes foram projetados para explorar o comportamento superelástico do material LMF de um modo mais eficaz. Através de simulações foi selecionado um destes para fabricação e aplicação no sistema rotativo.

1.2 *Objetivos do trabalho*

Desenvolver, fabricar e testar um novo dispositivo flexível que explore o comportamento superelástico das ligas com memória de forma para dissipar vibrações

mecânicas de um sistema rotativo, eixo-rotor-mancal, utilizando o efeito histerético do material, ou seja, a capacidade de amortecimento do dispositivo ao invés da rigidez do material.

Os objetivos específicos desse trabalho são:

- Projetar uma nova concepção de dispositivo passivo, que incorpore materiais funcionais do tipo LMF SE (usando o efeito superelástico) a ser incorporado num mancal de sistema rotativo;
- Realizar a caracterização termomecânica da liga com memória de forma a ser utilizada. Nesse caso uma liga de Ni-Ti superelástica;
- Modelar e simular numericamente, em ambiente *Ansys*[®], o comportamento dinâmico dos dispositivos projetados, visando obter as melhores especificações;
- Construir o mancal flexível a ser adaptado num sistema rotativo composto de eixo, disco e um mancal rígido, o qual possa reduzir as vibrações causadas na passagem pela ressonância ou outros efeitos, como desbalanceamento rotativo;
- Caracterizar mecanicamente o mancal flexível proposto na forma de curvas força-deslocamento do atuador e realização de testes com diferentes cargas de deformação inicial;
- Comparar o sistema rotativo incorporando o mancal com molas do tipo lâmina de LMF SE com molas helicoidais de LMF ME com controle ativo.

1.3 Descrição do trabalho

Este trabalho está dividido em sete capítulos, iniciado pela introdução, buscando dar a visão geral, a motivação e os objetivos desta investigação. No segundo capítulo temos a revisão bibliográfica acerca do tema, exibindo de forma aprofundada as teorias, os conceitos de sistemas rotativos, materiais inteligentes e os estudos já realizados nesse tema.

No terceiro capítulo apresenta-se para modelagem matemática dos materiais com memória de forma de característica superelástica, onde destaca-se todo o equacionamento do comportamento deste. O quarto descreve a metodologia seguida na pesquisa e apresenta os materiais, técnicas e procedimentos de fabricação e testes realizados.

No quinto os resultados e discussões da pesquisa são apresentadas, tais como as simulações e experimentos realizados como a comparação entre os sistemas utilizados. No sexto capítulo são destacadas as conclusões obtidas de acordo com os resultados obtidos e as perspectivas para a continuação de novos trabalhos. Por fim são apresentadas as referências bibliográficas utilizadas neste trabalho.

CAPITULO 2.

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 *Dinâmica de Rotores*

De modo simplificado, sistema rotor é tudo que gira em torno de seu próprio eixo produzindo movimentos de rotação. Qualquer máquina rotativa, como turbinas, compressores, redutores, bombas hidráulicas entre outros, possuem eixos rotativos apoiados em mancais de deslizamento, rolamento ou magnéticos. A aplicação de altas velocidades aos rotores faz com que estes forneçam uma densidade enorme de energia, contudo, devido a vários fatores, sempre há uma parcela desta que é transformada em outras formas de movimento, gerando vibrações indesejadas na máquina.

De acordo com Pereira (2003), em análises do comportamento dinâmico de rotores, os estudos mais frequentemente realizados são:

- Previsão das velocidades críticas: Velocidades nas quais a amplitude de vibração é máxima;
- Modificações de projeto de forma a alterar as velocidades críticas: Quando é necessário alterar a velocidade de operação do rotor, modificações no projeto do rotor são necessárias;
- Previsão das frequências naturais das vibrações torcionais: Quando vários eixos estão acoplados (por exemplo, caixa de engrenagens) e estes eixos são excitados pelas pulsações do motor durante o *start-up*;
- Cálculo das massas de correção e suas localizações a partir de dados de vibração, visando o balanceamento de rotores;
- Previsão das amplitudes de vibração causadas pelo desbalanceamento do rotor;

- Previsão das frequências de vibração nas instabilidades dinâmicas: Nem sempre simples de ser alcançado, haja vista que nem todas as forças desestabilizadoras são conhecidas;
- Modificações de projeto para eliminar instabilidades dinâmicas.

Segundo Genta (2004), o modelo mais simples que pode ser utilizado para estudar o comportamento de flexão de rotores consiste em um ponto de massa preso a um eixo sem massa. O seu comportamento dinâmico foi extensivamente estudado por *Henry Homan Jeffcott* em 1919, ficando conhecido como rotor de *Jeffcott* ou rotor *De Laval*, Figura 2.1. De acordo com Rao (2011), *Jeffcott* mostrou pela primeira vez que o eixo não gira primariamente em torno de sua posição de repouso, mas sobre o seu próprio eixo. O giro do rotor corresponde à vibração livre ou forçada de uma estrutura fixa. Este é um importante desenvolvimento na compreensão do comportamento dinâmico do rotor.

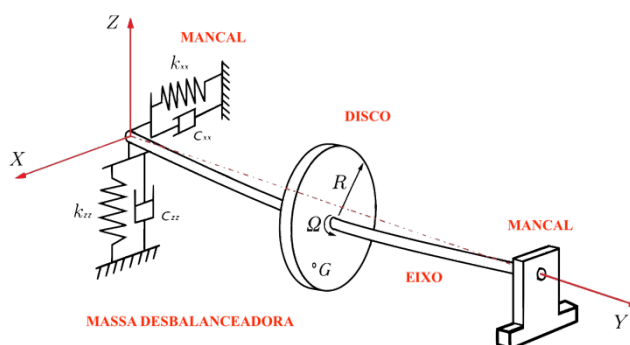


Figura 2.1 - Rotor de Jeffcott (Autoria Própria).

Os rotores são basicamente constituídos dos seguintes elementos: disco, eixo e mancal. A massa desbalanceada também pode ser considerada um elemento do sistema, por estar presente, tanto de uma forma positiva, sendo o caso de uma correção de um desbalanceamento, como de forma negativa, causando no sistema comportamentos indesejáveis.

O disco pode ser assumido como um elemento rígido, o qual é caracterizado somente pela energia cinética, onde devem ser obtidos os dados de massa e amortecimento. A seção onde está localizado o disco normalmente sofre as maiores amplitudes durante a rotação do sistema. Em alguns casos o conjunto eixo-rotor pode ter mais de um disco.

O eixo pode ser simétrico, contendo somente um único diâmetro externo, bem como assimétrico, com vários diâmetros externos. Este mesmo suporta o disco e é apoiado sobre os mancais. Ele é caracterizado pela energia cinética e potencial, devendo-se obter assim os parâmetros da rigidez, massa e amortecimento.

Os mancais representam os pontos onde o eixo vai ser apoiado, podendo ser constituídos de rolamentos de esferas, rolos, hidrodinâmicos ou magnéticos. Os mancais são caracterizados por meio do trabalho virtual das forças que atuam no eixo, que devido ao contato de ambos, geram forças de restituição no mancal. Segundo Santiago (2004), consideram-se os valores dos coeficientes de rigidez e amortecimento dos mancais de rolamentos constantes para os regimes estacionários e não estacionários.

A massa desbalanceadora, é caracterizada pela energia cinética, pois é relacionada normalmente com o próprio disco.

2.2 *Materiais Funcionais (Ativos)*

Os materiais funcionais ou ativos possuem a capacidade de alterar alguma de suas propriedades físicas em resposta a um estímulo externo. Esta excitação pode ser oriunda de uma corrente elétrica, um campo magnético, tensão mecânica, variação de temperatura e outras que, quando aplicados corretamente dentro de uma faixa de trabalho útil, modificarão uma ou mais propriedades físico-químicas do material (Gandhi e Thompson, 1992).

Em razão desta característica, os materiais ativos apresentam vantagens em relação aos materiais convencionais, podendo ser aplicados como sensores, atuadores e dependendo do seu emprego podem exercer ambas as funções simultaneamente. Como exemplos desses materiais podem-se citar os materiais piezoelétricos, os fluídos eletro e magneto reológicos, os materiais eletro e magnetos resistivos e as ligas com memória de forma - LMF (Gandhi e Thompson, 1992).

2.2.1 *Materiais Piezoelétricos*

O efeito piezoelétrico pode ser definido como a conversão de um tipo de energia em outro, como por exemplo, energia mecânica em energia elétrica (direto), ou de energia

elétrica em energia mecânica (inverso). Esse efeito ocorre em cristais de quartzo quando sob aplicação de forças, como pode ser visto na Figura 2.2.

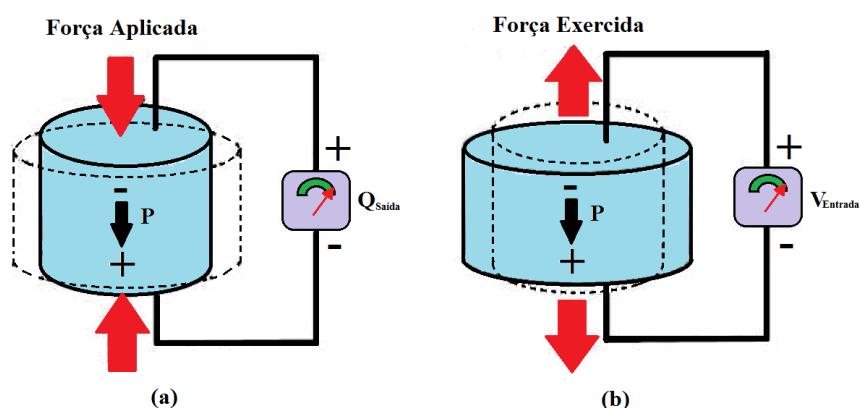


Figura 2.2 - Efeito Piezoelétrico, (a) Direto, (b) Indireto. (adaptado de Oliveira, 2008).

Este efeito foi descoberto em 1880, durante experimentos com cristais de quartzo pelos irmãos Pierre e Jacques Curie. Desde então tem motivado inúmeras investigações para o desenvolvimento de transdutores eletromecânicos, onde a primeira aplicação tecnológica de um elemento piezoelétrico foi atribuída a Paul Langevin, que desenvolveu um sonar utilizando o quartzo como elemento piezoelétrico. Na mesma época, descobriu-se que cerâmicas ferroelétricas de titanato de bário (BaTiO_3) polarizadas apresentam o efeito piezoelétrico.

Atualmente, os materiais piezoelétricos são utilizados como elementos sensores e/ou atuadores em aplicações tecnológicas, desde baixas frequências, cobertas principalmente pelos materiais policristalinos (cerâmicos, polímeros ou compósitos), até altas, utilizando-se cristais e filmes finos.

2.2.2 Flúidos Magneto Reológicos

Os flúidos magnetos reológicos são dispersões de partículas ferromagnéticas, de formato esférico ou elipsoidal com diâmetro em torno de 1 a 5 μm , distribuídas aleatoriamente em um líquido orgânico ou aquoso isolante que, quando submetidos a um campo magnético, sofrem alterações em suas propriedades reológicas como viscosidade, plasticidade e elasticidade (Ashour *et al.*, 1996). Por exemplo, quando o flúido é mantido

entre dois polos magnéticos, as correntes de partículas restringem o movimento do mesmo, perpendicular à direção do fluxo, aumentando sua viscosidade, como indicado na Figura 2.3.

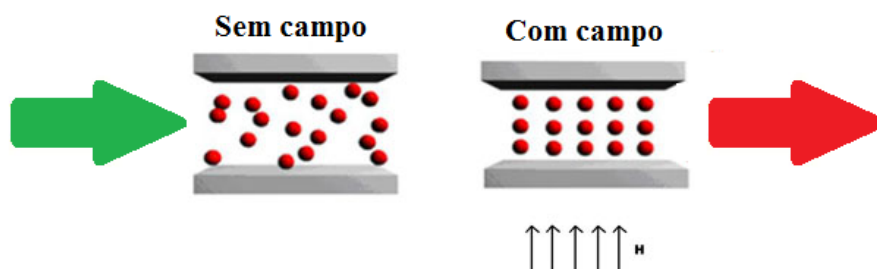


Figura 2.3 - Fluido Magneto reológico

2.3 Ligas com Memória de Forma (LMF)

A descoberta da estrutura martensítica nos aços em meados de 1890 por Adolf Martens (Lagoudas, 2008), foi um grande avanço para o início das pesquisas a respeito dos materiais com memória de forma. As ligas com memória de forma - LMF (SMA - *Shape Memory Alloys*) são materiais que apresentam como principal característica a capacidade de retornar a forma original previamente definida, quando sujeitos a uma variação de temperatura ou uma tensão mecânica. Seu comportamento termomecânico é influenciado pela temperatura a qual se encontram, onde é possível obter dois fenômenos: superelasticidade, que é resultante de um rearranjo da estrutura cristalina que confere ao material uma recuperação elástica que pode alcançar níveis de até 8%, bem superior ao dos demais metais e o efeito memória de forma que consiste da recuperação, com o aumento da temperatura, da deformação quasiplástica (Delaey *et al.*, 1974).

O comportamento das LMF deve-se às estruturas cristalinas do material, uma vez que, em função da temperatura ou tensão, o material assume uma fase cristalina diferente (martensita ou austenita). Quanto aos intervalos de temperatura/tensão nos quais essas fases existem, os mesmos são determinados pelas temperaturas/tensão características de transformação de fase da liga. Devido à alteração destas fases que ocorrem as variações no comportamento mecânico da liga. A curva de fator de amortecimento em função da temperatura, Figura 2.4, ilustra as transformações que ocorrem no material, onde as temperaturas de transformação de fase são denominadas por M_s – início da transformação

martensítica (*Martensite start*), M_f - Fim da transformação martensítica (*Martensite finish*), A_s - Início da transformação austenítica (*Austenite start*) e A_f - Fim da transformação austenítica (*Austenite finish*).

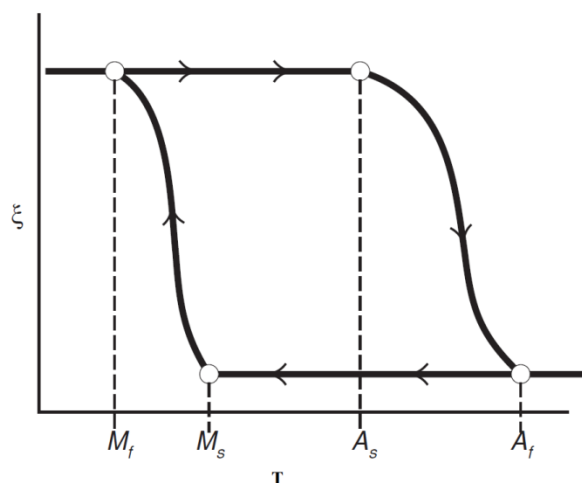


Figura 2.4 – Curva Fator de amortecimento x Temperatura e transformação da LMF (Leo, 2007).

Estas temperaturas de transformação de fase variam com a composição química e os tratamentos térmicos feitos na liga (Delaey *et al.*, 1974). Assim como visto na Figura 2.4, com o resfriamento do material, inicia-se a formação da fase martensita em M_s , e termina em M_f , onde a liga metálica estará na fase totalmente martensítica. Com o aquecimento, o material começará a mudar de fase quando a temperatura A_s for atingida, a estrutura vai começar a alterar para a austenita, e assim mantendo o aumento de temperatura até A_f a liga vai estar completamente na fase austenítica.

O comportamento da liga também varia de acordo com sua composição química, desta forma uma liga de NiTi quando tiver uma maior porcentagem de Ti do que a de Ni, será um material com a característica de memória de forma. Por sua vez quando a liga possuir uma maior porcentagem de Ni em relação à de Ti, logo terá a característica de um material superelástico (Otsuka e Wayman, 1999; Lagoudas, 2008; Frenzel *et al.*, 2010), como apresentado na Figura 2.5.

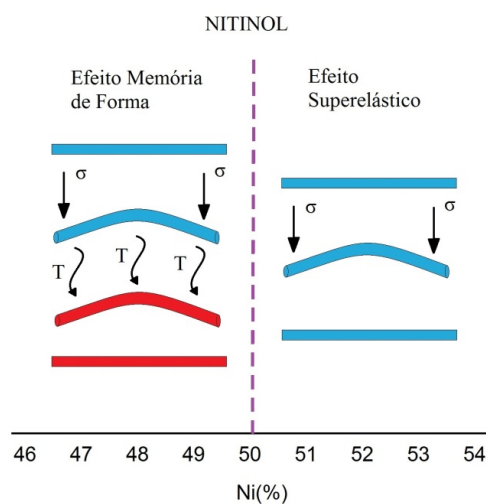


Figura 2.5 - Porcentagem da composição química da liga NiTi (Autoria Própria).

Com a mudança de fase, outras propriedades como, por exemplo, o módulo de elasticidade, rigidez, amortecimento e a resistência elétrica variam. Em ambos os casos é possível observar um comportamento histerético em relação à temperatura (Delaey *et al.*, 1974).

2.3.1 Comportamento Termomecânico das LMF

As transformações de fase são responsáveis por dois fenômenos básicos característicos das LMF, os quais são:

- Efeito memória de forma;
- Superelasticidade.

O efeito memória de forma, ocorre quando o material na fase totalmente martensítica, ou seja, abaixo da temperatura M_f , for deformado e em seguida descarregado estando na mesma fase. A Figura 2.6 ilustra que quando este material for aquecido acima da temperatura A_f , a liga vai recuperar a sua forma original (Otsuka e Wayman, 1999).

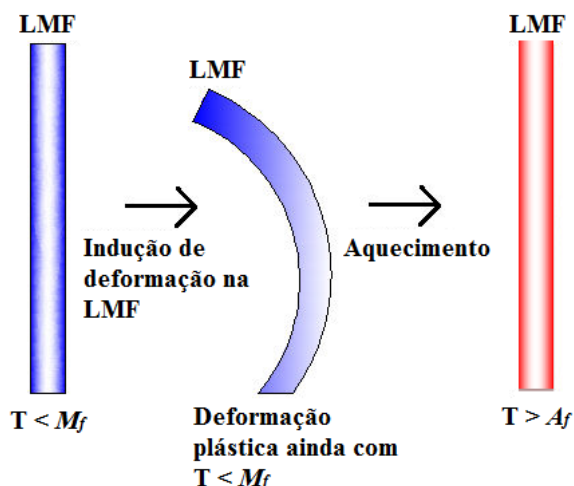


Figura 2.6 - Ilustração do efeito memória de forma (adaptado de Oliveira, 2008).

Este efeito ocorre devido às mudanças na estrutura cristalina do material, as quais são dependentes da temperatura e da tensão a qual está sendo submetido. De acordo com Otsuka e Wayman (1999), a fase martensita apresenta comportamento plástico, com maior facilidade para deformações permanentes, já na fase de austenita apresenta comportamento elástico com alta rigidez. Assim com a aplicação de uma tensão mecânica, obtém-se uma resposta elástica até uma dada tensão crítica, onde será iniciado um processo de reorientação da martensita, originando uma variante associada à tração, chamada martensita demaclada. Neste processo, a tensão permanece praticamente constante até uma deformação característica, a partir da qual a LMF volta a apresentar comportamento elástico. Retirando a tensão mecânica, obtém-se uma deformação residual, que poderá ser recuperada com o aquecimento da LMF a temperaturas acima da A_f . Dessa forma, o material retornará a sua geometria original.

Já o comportamento superelástico é caracterizado por uma transformação direta induzida por uma tensão aplicada no material e após a retirada desta ocorre uma recuperação da forma original, isso tudo a temperaturas acima da A_f . De acordo com Delaey *et al.* (1974), as deformações podem chegar a 10% em certas ligas, sendo 8% um valor típico para as ligas NiTi. O comportamento da liga superelástica geralmente começa em uma temperatura suficientemente alta, acima da temperatura de A_f , onde a austenita é estável, desenvolvendo-se sob uma carga aplicada até um estado em que a martensita é estável. Após a retirada da

carga, o material retorna a fase austenítica, onde o estado de tensão é zero. Este comportamento é evidenciado na Figura 2.7, onde realça duas possíveis situações.

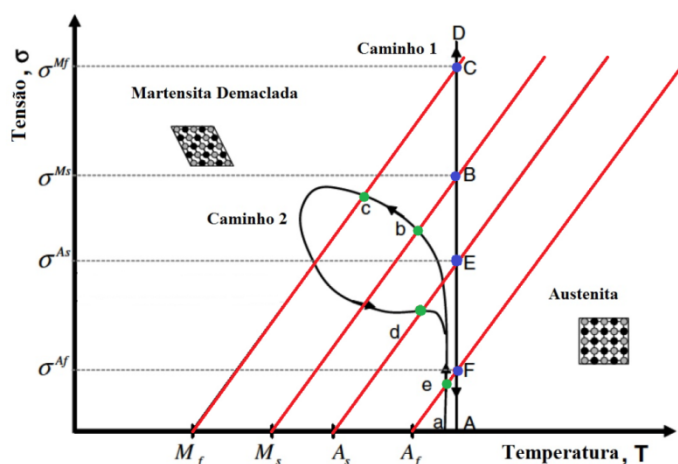


Figura 2.7 - Diagrama de fases com dois carregamentos possíveis (Lagoudas, 2008).

O gráfico de tensão-deformação que indica o caminho de carregamento A-D é apresentado na Figura 2.8. Assim, com a temperatura da LMF superior à temperatura A_f , durante o carregamento, com a austenita estável o material comporta-se de forma elástica até uma dada tensão crítica, quando será então iniciada a transformação de fase austenita-martensita (B-C). Dessa forma, ocorrerá a formação de uma variante martensítica que se completa quando alcançada uma deformação característica, a partir da qual o material voltará a se comportar elasticamente. Então, ao retirar-se a tensão aplicada, a liga sofre uma transformação inversa, martensita-austenita (E-F), visto que para temperatura superior à A_f , a fase martensítica é instável na ausência de tensão. Considerando a curva tensão-deformação destacada na Figura 2.8, de acordo com Delaey *et al.* (1974), surgirá um laço de histerese, responsável pela dissipação de energia, devido ao comportamento do material.

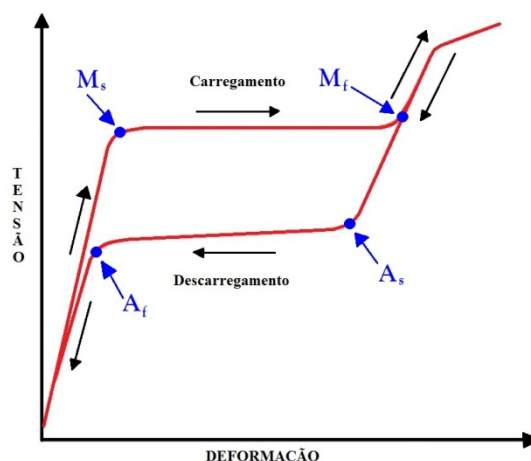


Figura 2.8 - Curva Tensão-Deformação ideal para uma LMF acima de A_f (Adaptado de Holanda, 2013).

A superelasticidade algumas vezes é chamada de pseudoelasticidade, no entanto esses dois conceitos podem ser considerados diferentes. Na pseudoelasticidade a deformação recuperada com o descarregamento é parcial, enquanto que na superelasticidade essa deformação recuperada é total (López, 2005, apud Holanda, 2013). Seu comportamento ocorre de forma semelhante à do pseudoelástico, onde quando ocorre o descarregamento o corpo também retorna à posição original, porém a um nível de tensão mais baixo descrevendo uma histerese mecânica. De acordo com Otsuka e Wayman (1999), a superelasticidade é a propriedade termomecânica que permite a recuperação da forma inicial após ser retirado o carregamento a que o material foi sujeito, podendo recuperar deformações da ordem de 8% com dissipação de energia em cada ciclo de carregamento e descarregamento.

2.3.2 Aplicações Gerais de LMF

As LMF têm um grande potencial de aplicações em inúmeras áreas tais como engenharia, medicina, odontologia entre outras. Neste item serão apresentadas algumas das aplicações de LMF, cuja viabilidade técnica e comercial já foi demonstrada e já estão sendo utilizadas.

Uma das aplicações em aeronaves é para a redução sonora emitida pelos motores, cujos níveis de ruído são normalmente regulados por normas. A pesquisa está sendo realizada em métodos pelos quais os LMF podem ser incorporados dentro dos *chevrons*

(divisas). Pastilhas de LMF na fase austenítica, dobram os *chevrons* no fluxo durante o voo de baixa altitude ou o voo de baixa velocidade, aumentando assim a mistura de combustível e reduzindo o ruído. Durante a alta altitude, voo de alta velocidade, os feixes de LMF irão se transformar em martensita, endireitando os *chevrons* e aumentando o desempenho do motor (Lagoudas, 2008). A concepção desenvolvida pela Boeing desta aplicação pode ser visto na Figura 2.9.



Figura 2.9 - Chevron de geometria variável da Boeing, (Mabe et al, 2006 apud Lagoudas, 2008).

Uma aplicação do efeito memória de forma das LMF tem sido utilizada na fabricação de filtros para retirada de coágulos sanguíneos (Stoeckel *et al.*, 2002). Nessa aplicação o fio de LMF sofre tratamentos termomecânicos para assumir uma determinada forma, a qual permitirá sua fixação nas paredes internas das veias. Esse fio é deformado a temperaturas abaixo da M_f e inserido na veia obstruída. Devido ao aquecimento com o calor do corpo humano, o fio de LMF retorna a forma pré-definida. Pode-se visualizar a forma final do dispositivo na Figura 2.10.

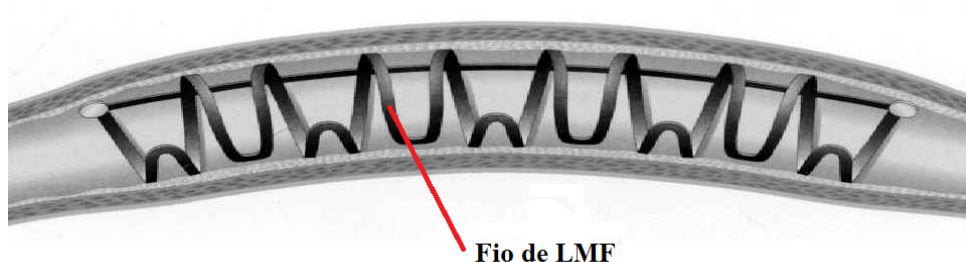


Figura 2.10 - Fio de LMF aplicado no interior de uma veia, (Stoeckel *et al.*, 2002).

A superelasticidade é explorada em luvas para união e fabricação de acoplamentos de tubulações. Estas luvas tem a forma de anéis cilíndricos de diâmetro ligeiramente inferior ao dos tubos que devem ser unidos. A temperatura de M_f para que elas sejam expandidas, posteriormente são aquecidos até A_f , sofrendo uma contração que permite estabelecer uma ligação rígida entre as extremidades dos tubos em que foram montadas. Na Figura 2.11 indica essa aplicação.

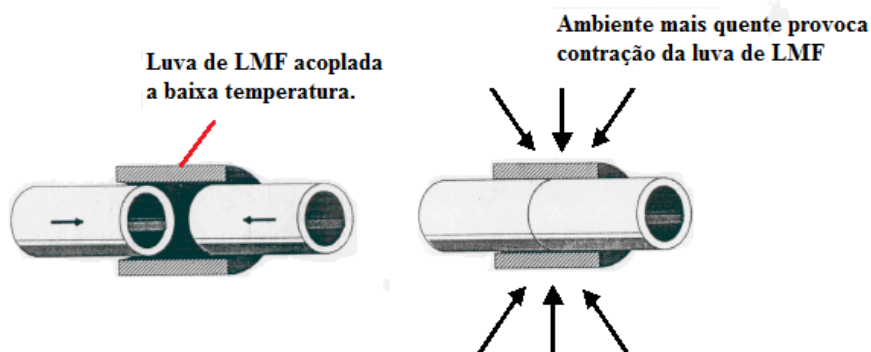


Figura 2.11 - União de tubulações com Luvas de LMF superelasticidade, (Gandhi e Thompson, 1992).

Outras aplicações comerciais que foram desenvolvidas explorando o fenômeno da superelasticidade são fios para direcionamento de cateteres, arcos ortodônticos usados para correção do posicionamento dentário, entre outras. De acordo com (Stoeckel *et al.*, 2002), as ligas NiTi são as mais utilizadas na bioengenharia e isso deve-se a resistência à corrosão e excelente biocompatibilidade do material.

2.3.3 *Aplicações de LMF em Sistemas Vibratórios*

No campo dos sistemas vibratórios as LMF já possuem grandes aplicações, principalmente na área estrutural. Nesta sessão serão destacadas algumas destas funcionalidades.

Liang e Rogers (1993) introduzem algumas características básicas das LMF e identificam quatro tipos de aplicações destes, tanto utilizando o tipo memória de forma e superelástico. As quatro formas de controle de vibração são: utilizando o alto amortecimento característico da LMF, utilizando o amortecimento histerético da LMF, utilizando a variação de rigidez da LMF e usando o efeito memória de forma.

Straub (1996) estudou a viabilidade de aplicação da LMF nas pás de helicópteros, onde a aplicação seria através de fios de LMF com o efeito memória de forma. No mesmo trabalho ele bem como visou à aplicação de outros materiais inteligentes como piezelétrico, materiais eletroresistivos e magneto resistivos entre outros. No trabalho percebeu-se que esta aplicação é viável tanto para aplicação de um único tipo de material inteligente como realizando a combinação entre eles para o controle da vibração no sistema.

Eaton (1999), empregou elementos superelásticos de NiTi para desenvolver um dispositivo passivo absorvedor de energia. Em seu estudo mostrou que um amortecedor superelástico de NiTi pode ser usado com eficiência para alterar a resposta dinâmica de um sistema secundário, e que para grandes deformações o amortecedor de liga de NiTi pode dissipar mais energia que um amortecedor viscoso.

Gandhi e Chapuis (2002), analisaram o emprego de fios de LMF com a característica superelástica para o controle passivo de vibrações de uma barra livre suportando uma massa, onde o objetivo principal era compreender a influência das configurações dos fios de LMF aplicados no sistema. As simulações numéricas indicaram que o amortecimento introduzido pelos fios de LMF aumentava para amplitudes de excitação mais elevadas, pois produziam níveis mais elevados de tensão nos fios de LMF. O aumento da área de seção transversal do fio favorece o amortecimento em baixas amplitudes.

Williams *et al.* (2002), analisaram o comportamento dinâmico de um eixo suportado por um absorvedor de vibrações adaptativo com três pares de fios de LMF e dois pares de fios de aço. Os experimentos realizados sinalizam que as LMF podem ser efetivas para se interferir na frequência natural da máquina afastando-a da frequência de excitação e evitando-se assim a ressonância, onde com os diferentes níveis de atuação do absorvedor de LMF resultou numa redução da aceleração de 7 dB até quase 20 dB.

Yan e Nie (2003), exploraram a superelasticidade no controle de vibração. Foi projetado um componente amortecedor de vibração baseado na concepção do metal rubber de LMF (LMF-MR), uma espécie de anel formado por molas comprimidas, como pode ser visto na Figura 2.12.

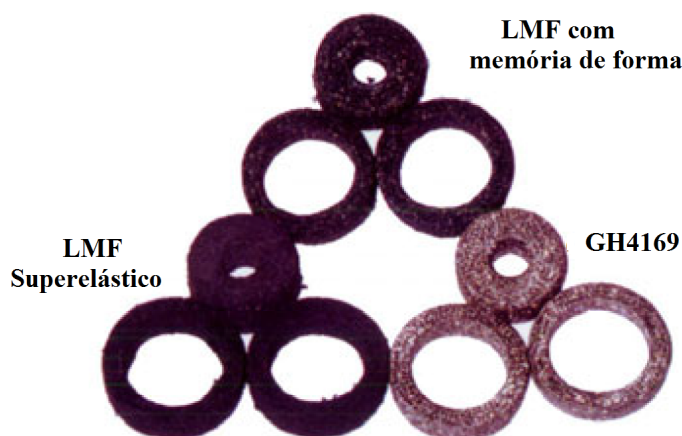


Figura 2.12 - Metal Rubber, (Yan e Nie, 2003)

Tal dispositivo era colocado sob a estrutura ou equipamento e, devido à força compressiva exercida pelo mesmo sobre o dispositivo, provocava uma deformação. Devido às características da LMF, o ciclo de carregamento provoca uma histerese que é utilizada para dissipação da energia proveniente de movimentos vibratórios. Foram realizados testes com duas ligas diferentes, uma superelástica e outra com memória de forma. Os resultados destacaram uma recuperação da deformação acima dos 30%, apresentando uma grande capacidade de amortecimento de ambas as ligas.

Zuo *et al.* (2006), projetaram um protótipo de amortecedor feito de LMF com a característica superelástica para aplicação em estruturas de engenharia. A partir disso

perceberam que a amplitude de deslocamento é o principal fator para afetar o comportamento mecânico do amortecedor de LMF. Quando a amplitude é menor do que o deslocamento em que a LMF exibe transformação martensita, a alteração da rigidez do amortecedor é pequena. Quando a amplitude de deslocamento é maior do que o deslocamento no qual o LMF exibe a transformação martensita, os amortecedores diminuem a rigidez secante e aumentam a energia dissipada, sendo esta última composta do atrito e da energia de amortecimento superelástico da LMF.

Outro estudo baseado na superelasticidade das LMF foi feito por Ma e Cho (2008), onde propuseram um dispositivo amortecedor consistindo principalmente de fios pré-tensionados de LMF com a característica superelástica e duas molas pré-comprimidas, onde as funções eram de dissipar energia e recentralizar todo o grupo, respectivamente. O estudo do comportamento deste amortecedor foi feito primeiramente a partir das configurações do amortecedor de LMF e das características introduzidas. Foi também aplicado o modelo constitutivo de Brinson para o LMF, calculado o comportamento cíclico assim como o desempenho deste foi avaliado. Os resultados demonstraram um fator de amortecimento de 0,12 com um curso de 30 mm e uma capacidade de recentralização completa com um amortecedor de LMF de 1 m.

Oliveira (2008) apresentou um estudo que avaliou experimentalmente um isolador de vibração baseado no comportamento superelástico das LMF. O isolador de vibração desenvolvido consistia de um cilindro ao qual eram fixados internamente até oito fios de NiTi de até 5mm de diâmetro. Um protótipo do isolador foi construído e testado mecanicamente. Os resultados teóricos e experimentais obtidos ilustraram o potencial destes materiais para isolamento de vibração, e que o protótipo construído apresentava um comportamento superelástico esperado.

Outro trabalho que tratou somente com simulações foi o de Cavalini *et al.* (2011), onde avaliou a eficácia de um controlador semi ativo de vibrações dedicado a uma máquina rotativa passando pela velocidade crítica. Isto usando um mecanismo inteligente de molas (LMF Spring Mechanism – SSM) e indiretamente atuadores do tipo piezo para modificar a rigidez do sistema e atenuar as amplitudes de vibração. Nas simulações deste trabalho obtiveram-se reduções de até 30% da vibração.

Outra abordagem da utilização do LMF foi feita por Hong *et al.* (2015), onde foi feito um estudo sobre a aplicação do LMF sob a forma de anel, Figura 2.13, com grandes potenciais de recuperação de energia utilizando a temperatura como parâmetro de controle.

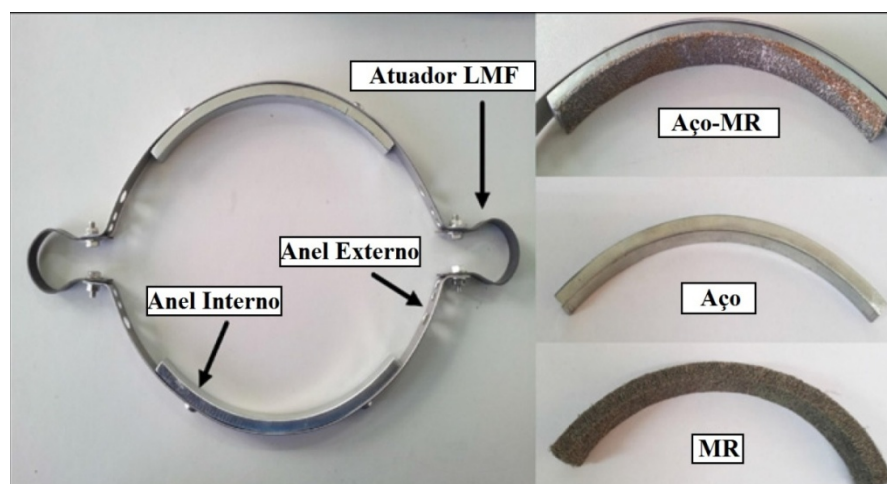


Figura 2.13 - Estrutura do Anel de LMF. (Hong *et al.*, 2015).

O anel de LMF proposto exibiu ter uma excelente capacidade de isolamento de vibração transitória, resultante do impacto ou de cargas aleatórias, onde se obteve reduções de até 57,4% e de 38,7% respectivamente.

Jeong *et al.* (2015) fizeram um estudo sobre o desenvolvimento de um atuador LMF com a característica superelástica da forma de malhas de fios LMF comprimidas (metal rubber/mesh washer), onde foi produzida uma malha do tipo cilíndrica de LMF e depois comprimido num molde, Figura 2.14.

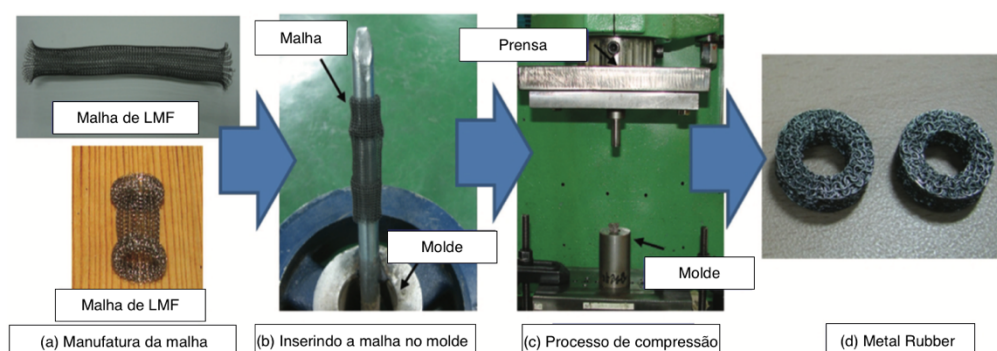


Figura 2.14 - Processo de fabricação do metal rubber, (Jeong *et al.*, 2015).

Depois de conformado, o material foi inserido em três tipos de isoladores e comparados os resultados. Os isoladores foram desenvolvidos para aplicação de evitar a amplificação de vibrações. Percebeu que o modelo mais apropriado dependeria da aplicação para obter uma melhor eficiência. Na Figura 2.15 pode-se perceber que devido a mudança de estado do material ocorre uma grande variação da frequência natural, fazendo que o isolador seja bastante eficiente.

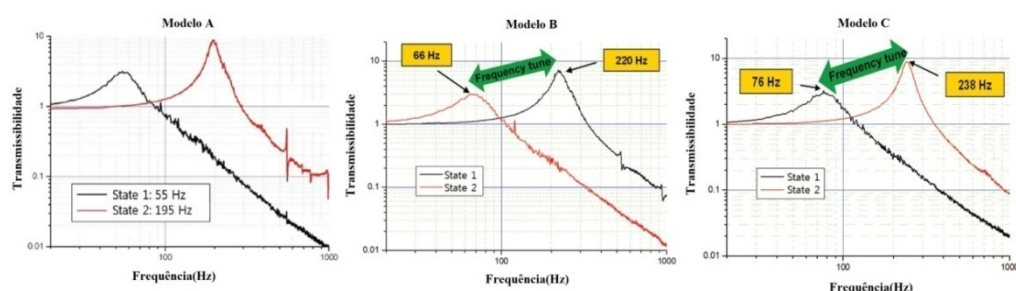


Figura 2.15 - Transmissibilidade dos tipos de isoladores (Jeong *et al.*, 2015).

2.4 Aplicações de LMF em Mancais de Máquinas Rotativas

No campo dos sistemas mecânicos rotativos a aplicação de LMF em mancais não se limita a somente uma única forma, sendo possível ver vários tipos de elementos como: fios, molas helicoidais, entre outros, utilizando tanto o efeito memória de forma como a superelasticidade do material. Nesta seção será apresentada uma linha cronológica das pesquisas realizadas até os dias atuais levando em conta as aplicações das LMF's em sistemas rotativos.

Nagaya *et al.* (1987), foram um dos primeiros que analisaram experimentalmente o comportamento dinâmico de um eixo suportado por mancais com molas helicoidais com memória de forma, onde a intenção era evitar as altas amplitudes causadas pelas velocidades críticas do sistema. Os resultados exibiram que as LMF podem ser aplicadas para se controlar a rigidez do sistema através de aquecimento e resfriamento, evitando assim altas amplitudes devido à passagem pelas velocidades críticas.

Segalman *et al.* (1993) similarmente aplicaram este material em sistemas rotativos, onde perceberam que tendo um dispositivo de LMF que contém dois módulos de

elasticidades diferentes, devido a cada fase do material, o sistema vai ter duas frequências naturais distintas. Outro ponto importante discutido no trabalho foi a respeito do momento que se deveria iniciar a mudança de rigidez com o aquecimento, onde se deveria basear nas frequências naturais do sistema, conhecidas anteriormente. Para obter um melhor tempo para troca da rigidez do dispositivo de LMF, isto foi de suma importância para as pesquisas subsequentes.

Liu *et al.* (1994) propuseram uma aplicação de fios de LMF superelásticos em mancais juntamente com uma película de óleo amortecedora (*squeeze film dampers – SFD*) para controle de vibração de um sistema rotor. A aplicação do fio de LMF foi feita com oito fios, como destacado na Figura 2.16.

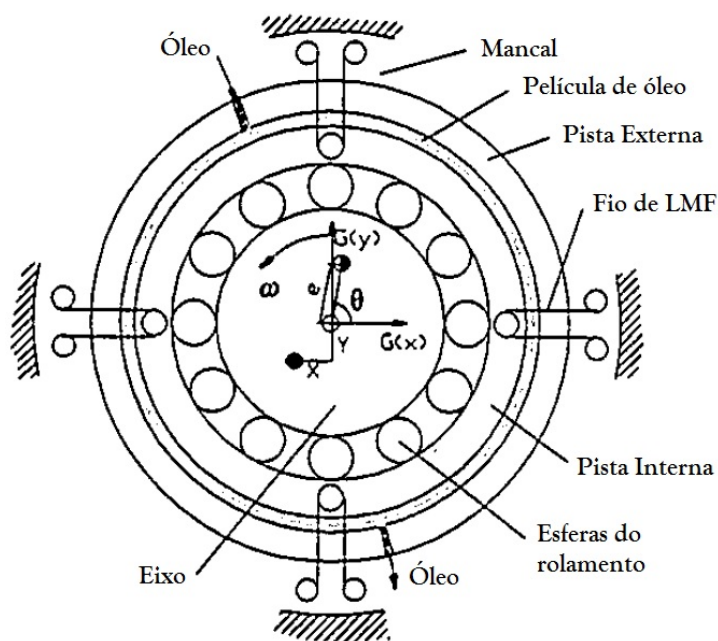


Figura 2.16 - Mancal com fio de LMF superelásticos (Liu *et al.*, 1994).

No sistema sem o controle obteve-se vibrações com amplitudes máximas de até 1,06mm na frequência natural de 160 Hz tanto para aceleração como desaceleração. Já com a aplicação do controle obtiveram-se amplitudes de 0,22mm para aceleração e 0,17mm para desaceleração, ambas com uma frequência natural de 116 Hz. Desta forma constatou-se que com o método de controle de vibração desenvolvido é significativamente efetivo a supressão

da vibração podendo também evitar a ocorrência de vibrações não lineares como, por exemplo, vibrações sub-harmônicas.

Khajepour *et al.* (1998) utilizaram molas helicoidais de LMF com o efeito memória de forma aplicada num sistema rotativo. Este trabalho teve como objetivo desenvolver um novo tipo de atuador de forma modular para aplicação em sistemas rotativos, onde este atuador tem seis braços com duas molas de LMF em cada, sendo isso conectado no sistema rotativo.

No trabalho de Gupta (2000) foi realizada uma análise do efeito na velocidade crítica de um sistema rotor utilizando com fios de LMF reforçando o rotor feito a partir de materiais compósitos. Foi utilizada a variação de rigidez dos fios de LMF com a variação de temperatura, onde o objetivo geral do trabalho era estimar a quantidade de fios necessários para alterar a velocidade crítica do sistema e assim evitar a ressonância. Percebeu-se que para pequenas variações da frequência natural utilizando uma margem entre 15% - 20% de fios de LMF foram bastante adequados, porém para atingir maiores variações é necessária uma margem maior que 30% do material com memória de forma.

Nie e Yan (2000) projetaram um sistema de mancal inteligente utilizando fios de LMF para variar a rigidez de todo o sistema. Neste mancal inteligente, Figura 2.17(a), o aumento da temperatura faz com que o bloco de cunha libere o mancal deixando menos rígido, Figura 2.17(b).

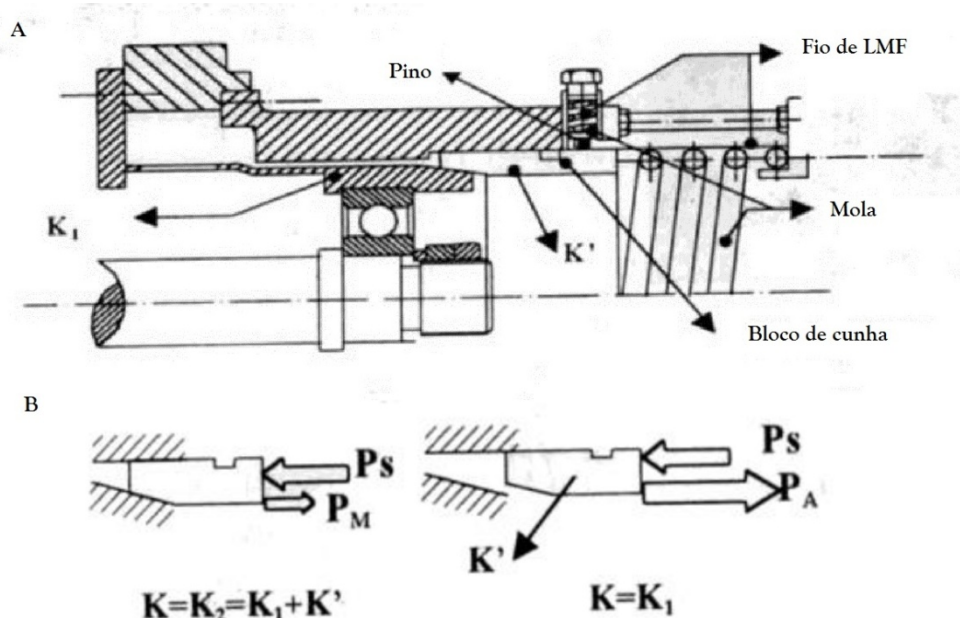


Figura 2.17 - Sistema de mancal inteligente, (A) Vista seccionada, (B) Princípio de trabalho (Nie e Yan, 2000).

Onde P_A é a pressão do fio de LMF na fase austenítica, P_M é a pressão do fio de LMF na fase martensítica, P_S é a pressão da mola e K são as rigidezes. A utilização desta forma de mancal fez com que a alteração de fase do LMF se desse de uma maneira mais rápida, sendo assim válida a aplicação deste mancal.

Žak *et al.* (2003) desenvolveram uma simulação numérica de um rotor com mancal de rigidez variável utilizando método de elementos finitos. Para isso, ao mancal do rotor era adicionada uma luva de material compósito híbrido com memória de forma. Utilizaram dois tipos de compósito um de fibra de vidro/epóxi e outro de grafite/epóxi. Variaram a fração volumétrica de LMF na luva compósita e a quantidade de compósito. Basicamente, simularam o comportamento do sistema para duas configurações, o rotor com duas luvas, uma em cada extremidade e com apenas uma luva. Observou-se uma redução nos níveis de vibração para o sistema suportado em ambas as extremidades com ativação dos componentes de LMF integrados. A maior redução da vibração foi obtida com o componente mais flexível, isto é, feito de poucas camadas de vidro/epóxi. Quando grafite/epóxi foi usado observou-se menor redução dos níveis de vibração, assim como para uma maior quantidade de camadas.

Inman *et al.* (2006) também com a motivação de evitar as velocidades críticas durante a aceleração e desaceleração de um sistema rotor, propuseram a utilização de fitas de LMF com a característica memória de forma juntamente com material compósito onde foi proposto um novo tipo de suporte para o rolamento, Figura 2.18.

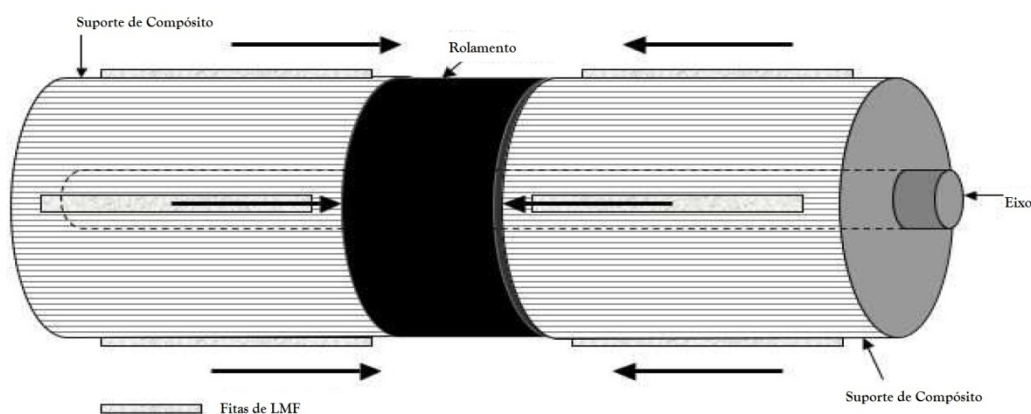


Figura 2.18- Suporte do mancal com LMF/Compósito(Inman *et al.*, 2006).

Utilizando este suporte obtiveram-se reduções acima dos 17% de amplitude na passagem pela primeira frequência natural comparando com outras tecnologias disponíveis para estes sistemas, onde isso foi um grande resultado ainda mais pelo fato do suporte proposto ter um menor custo.

He *et al.* (2007a), propuseram um modelo teórico de um sistema de mancal constituído por molas de LMF, Figura 2.19, para uso em sistemas rotativos, cujo equacionamento foi baseado no modelo de controle por absorvedor de vibrações dinâmico. Depois He *et al.* (2007b) validaram o modelo proposto, onde foi realizado o experimento com o uso de mancal ativo, constituído de molas e de barras de aquecimento.

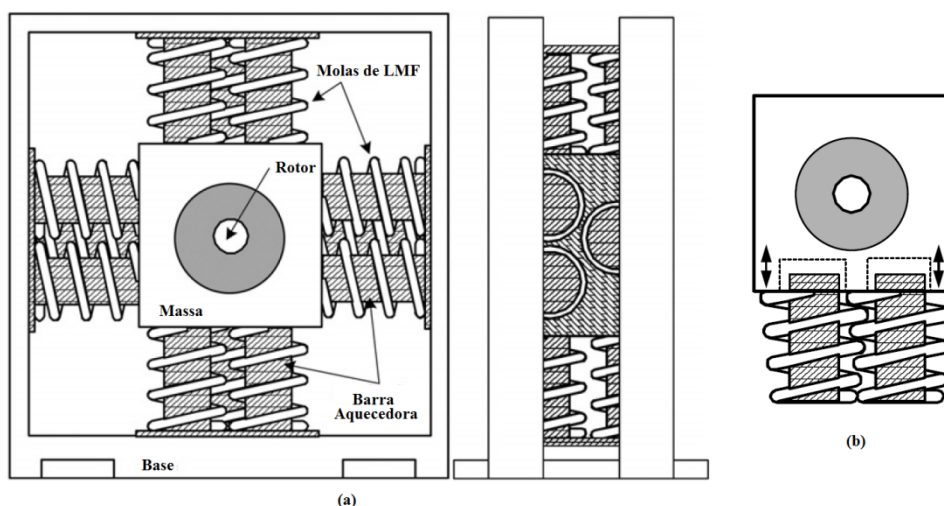


Figura 2.19 - Mancais com molas de LMF, (a) Suporte do Mancal LMF, (b) Estrutura de aquecimento. (He *et al.*, 2007b)

O princípio de funcionamento do sistema está baseado na alteração gradativa da rigidez das molas a partir da mudança de temperatura das molas de LMF. Embora a alteração da rigidez das molas de LMF não seja de forma imediata, a vibração pode ser controlada de forma eficaz. Como conclusão foi observada que embora as suas respostas não correspondessem exatamente ao que foram previstas pela simulação teórica, as respostas de vibrações destes sistemas puderam ser controladas eficazmente.

Lees *et al.* (2007) utilizaram fios de LMF para controlar a rigidez do sistema, onde estes foram montados no mancal entre duas placas e o rolamento foi inserido com um O-ring com certa carga inicial, na Figura 2.20 indica a montagem deste mancal.

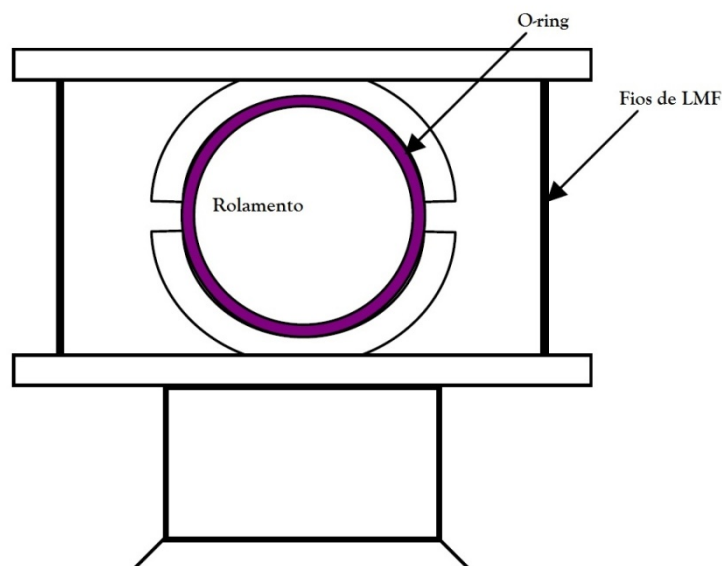


Figura 2.20 - Mancal com fios de LMF (Lees *et al.*, 2007).

Percebeu-se que apesar da dificuldade esperada para montagem dos fios de LMF, o sistema mostrou ser bastante eficaz, conseguindo uma redução na amplitude pela passagem pela primeira velocidade crítica acima dos 25%.

No trabalho de Mesquita *et al.* (2008) foi realizada uma simulação baseada nos trabalhos de He *et al.* (2007a) e (2007b), onde foram utilizados molas de LMF com a característica memória de forma na parte externa do mancal, neste caso também foi assumido um modelo assimétrico em relação às posições dos discos e da mudança de rigidez do mancal. No trabalho foi evidenciado que a utilização de molas de LMF são efetivas no controle de vibração, onde no caso do sistema simétrico foi observado como a ativação das molas reduz os níveis de amplitude de vibração sujeitos a desbalanceamentos. No caso assimétrico, devido à anisotropia e outros parâmetros do sistema, os resultados apresentaram um intervalo de frequência de precessão para trás assim como modos operacionais misturados apareceram. Então, com a ativação do efeito de memória das molas o movimento giratório do rotor torna-se inteiramente do tipo dianteiro.

Já no trabalho de Silva *et al.* (2009), foram realizadas simulações numéricas para o controle de vibração em sistemas de rotação por meio da LMF. O trabalho foi dividido em duas partes, onde a primeira consistiu na implantação de um algoritmo unidimensional para

prever o comportamento das molas de LMF durante os processos de ativação e desativação. Na segunda parte, simulações numéricas de um sistema rotor com dois discos suportados em ambas as extremidades por rolamentos flexíveis foram feitas. Nesta ultima etapa foram estudados dois casos, um simétrico e outro assimétrico. No primeiro caso, percebeu-se que com a ativação das molas pode-se reduzir os níveis de amplitude de vibração devida a forças desequilibradas. No último caso, devido à anisotropia e outros parâmetros do sistema, os resultados apresentaram uma gama de frequência de precessão inversa bem como modos mistos operacionais apareceram. Em seguida, com a ativação das molas de LMF o movimento de turbilhonamento do rotor torna-se totalmente para frente, como visto no trabalho de Mesquita *et al.* (2008).

Em Gupta *et al.* (2009) foi aplicada o material LMF em forma de molas com a característica de memória de forma para evitar as ressonâncias de um sistema rotor. A aplicação das molas se deu como indicado na Figura 2.21.

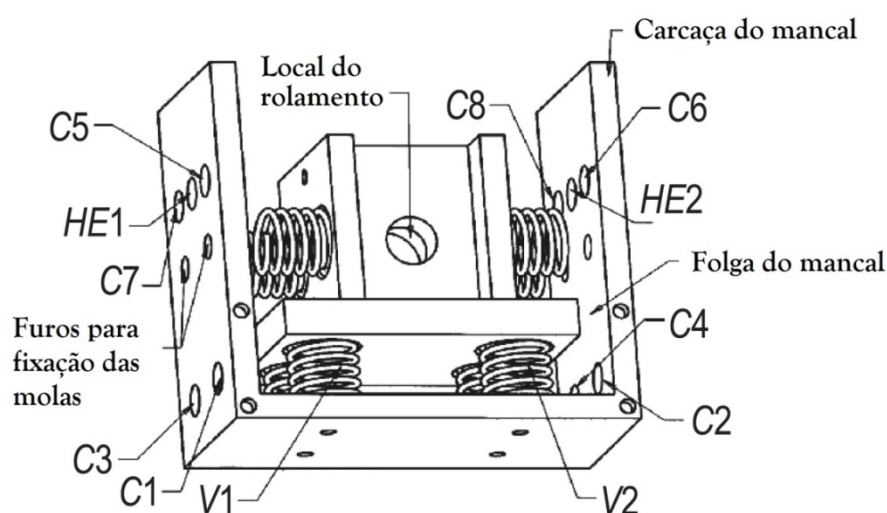


Figura 2.21 - Mancal com molas de LMF (Gupta *et al.*, 2009).

Neste trabalho conseguiu-se evitar a ressonância tanto na aceleração como na desaceleração utilizando uma estratégia, onde se aquecia as molas para evitar a frequência natural no estado martensítico e após resfriava as molas rapidamente para evitar a mesma do estado austenítico. Para obter um melhor resfriamento utilizou-se um fluxo de CO₂ seco

comprimido que é mantido a 2°C no cilindro de armazenamento. Assim fazendo com que a temperatura das molas diminua de 100 °C para 35 °C em 20 segundos.

Zhu *et al.* (2009) aplicaram um modelo histerético não linear para interpretar a diferença entre as curvas de carregamentos e descarregamentos do fio de LMF e também aplicaram um controle PID para controlar a estabilidade de um sistema rotor utilizando fios de LMF no mancal, Figura 2.22.

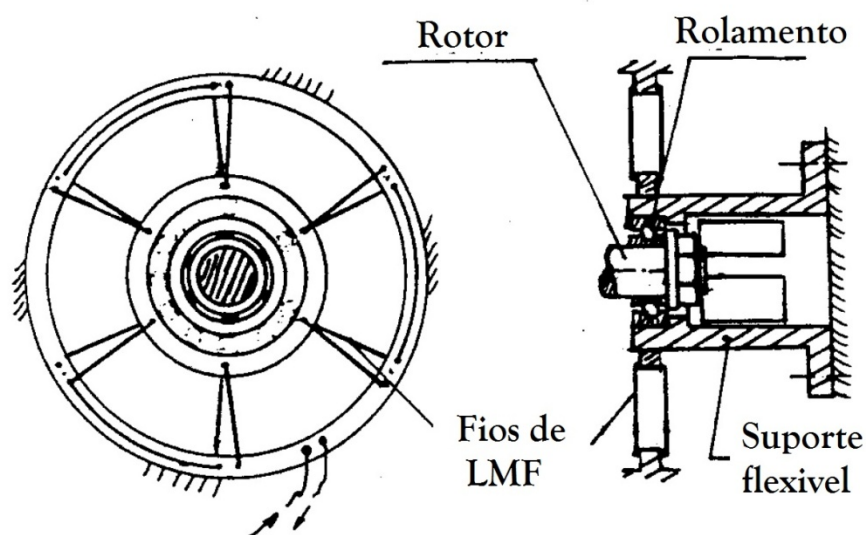


Figura 2.22 - Estrutura do sistema rotor com um mancal com LMF (Zhu *et al.*, 2009).

O resultado do teste de significância mostrou que os efeitos de todos os itens no modelo são notáveis, o que significa que o modelo implantado pode descrever as curvas tensão e deformação da LMF em diferentes temperaturas. O modelo utilizado de LMF ampliou a região de controle de temperatura, admitindo a existência de erro de controle, o que pode trazer muitas vantagens para o controle de vibração. A estabilidade do sistema de rotor com rolamento LMF no controle PID similarmente se mostrou ser bem eficiente, deixando o sistema estável.

Silva *et al.* (2013) contribuíram com uma investigação numérica considerando o sistema rotor de Jeffcott aplicando o material de LMF nos mancais, justamente para explorar as propriedades superelásticas para evitar comportamentos indesejáveis no sistema. As simulações foram feitas tanto com um material linear como também variando a temperatura

do LMF e assim percebeu-se que o controle passivo pode ser explorado para evitar esses movimentos indesejáveis assim como utilizando a dependência de temperatura do LMF para desenvolver um controle passivo-adaptativo. A diminuição das amplitudes pode ser observada na Figura 2.23.

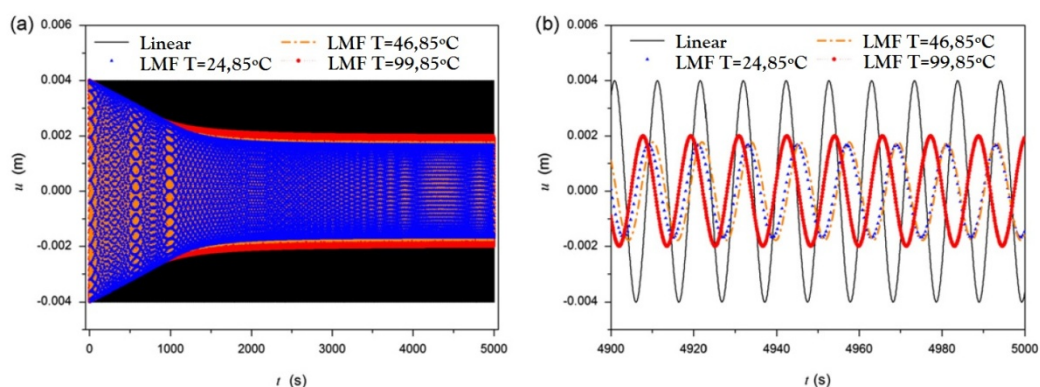


Figura 2.23 - Amplitude dos sistemas no eixo x (Silva *et al.*, 2013).

Nos trabalhos de Ma *et al.* (2014) e Ma *et al.* (2015), foi apresentado à manufatura, testes e a viabilidade da utilização de um mancal de LMF na forma de esponjas, conhecido como metal rubber (MR), com rigidez variável utilizando a temperatura como um parâmetro de controle, Figura 2.24.

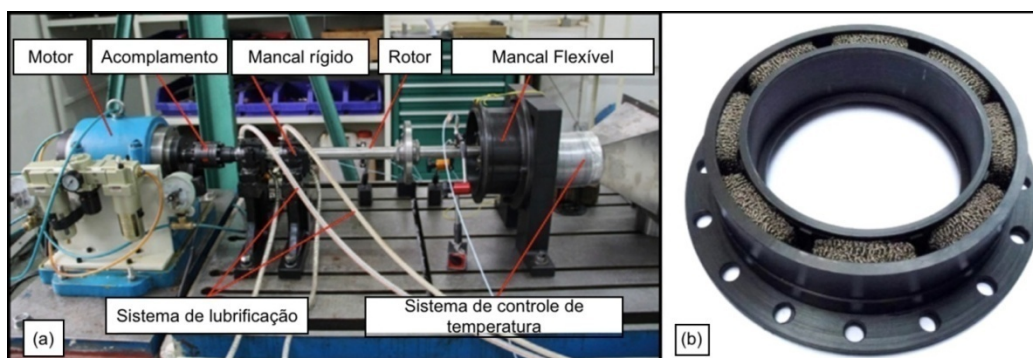


Figura 2.24 - Sistema Rotor Mancal Flexível, (a) Plataforma de teste, (b) Suporte flexível (Ma *et al.*, 2015).

Notou-se nos resultados que o suporte que continha o LMF-MR obteve uma boa estabilidade durante ao processo de alteração da velocidade e da temperatura, onde com esta alteração alcançou-se aceitáveis valores de amortecimento crítico. Foi possível assim atingir

reduções de amplitude de vibração de até 16% tanto durante a aceleração como desaceleração, evitando assim a velocidade crítica do sistema.

Alves *et al.* (2015) e Alves (2015) contribuíram com um trabalho de simulação e experimental de um sistema rotor flexível considerando o efeito superelástico do LMF de fios que estavam conectados a um mancal do sistema para dissipar a energia e reduzir a vibração do sistema. Foram feitas simulações de *run-ups* com a temperatura ambiente e testes com o rotor desbalanceado e girando na sua velocidade crítica, tanto para temperatura ambiente como variando a sua temperatura. Os resultados exibiram que quanto maior a vibração imposta ao sistema, maior seria o amortecimento proporcionado pelos fios de LMF com a característica superelástica, onde isto se torna uma grande característica do material a ser explorada.

Identicamente utilizando o efeito superelástico do LMF os trabalhos de Enemark *et al.* (2015), Enemark (2015) e Enemark e Santos (2016), investigaram a aplicação de molas de LMF com a característica superelástica num rotor rígido montado na direção vertical com dois mancais magnéticos, Figura 2.25, os quais estavam montados em suportes flexíveis, onde o disco e o eixo são suportados pelos mancais magnéticos passivos inferiores e superiores. Os rolamentos são suportados pelas vigas flexíveis de aço. A carcaça do mancal superior também está conectada através de molas SMA ou de aço a uma peça fixa.

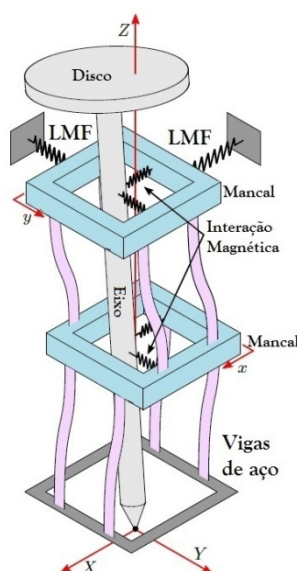


Figura 2.25 - Diagrama esquemático da plataforma de teste de rotor inteligente (Enemark *et al.*, 2015).

Outrossim foi feita uma comparação utilizando molas comuns, onde foi possível perceber uma grande diferença no fator de amortecimento sendo os das molas feitas com LMF cerca de sete vezes maior, com isso observando reduções na vibração na ordem de 50%. Foi notada também a importância do controle da temperatura para os LMF, onde a temperatura ótima para o LMF dependeria da velocidade de operação do sistema.

Borges (2016) apresentou um sistema de controle de vibrações em um sistema rotor mancal com atuadores usando molas de LMF ME, como destacado na Figura 2.26, onde um controlador *Fuzzy* foi utilizado para o controle de vibração do sistema rotativo baseado na medida da velocidade crítica.



Figura 2.26 - Mancal flexível com molas de LMF (Borges, 2016).

Os resultados experimentais numa dada faixa de frequência de operação do sistema indicaram ser bem efetivos, obtendo reduções de até 60% na amplitude de vibração durante a passagem pela ressonância do sistema. Na Figura 2.27 podem-se observar duas situações onde foram comparados os sinais no tempo com e sem controle em duas faixas diferentes de frequência.

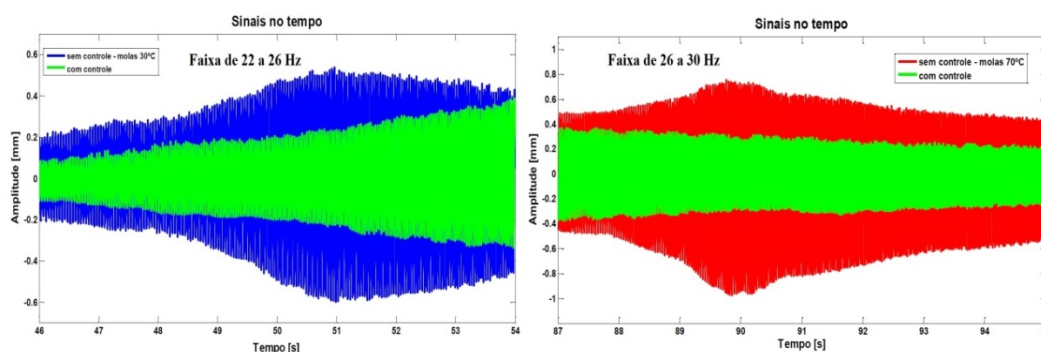


Figura 2.27 - Comparação dos sinais no tempo sem e com controle (Borges, 2016).

Este trabalho também apresentou algumas limitações na utilização das molas LMF com a característica memória de forma, pois para garantir baixos picos de ressonância quando as molas estivessem no estado austenítico, o sistema deveria executar um patamar de rotação para resfriar as molas, para atingir a temperatura do estado martensítico e então

voltar à rampa de aceleração, como ilustrado na Figura 2.28. Isso se deve a dificuldade de conseguir resfriar as molas rapidamente.

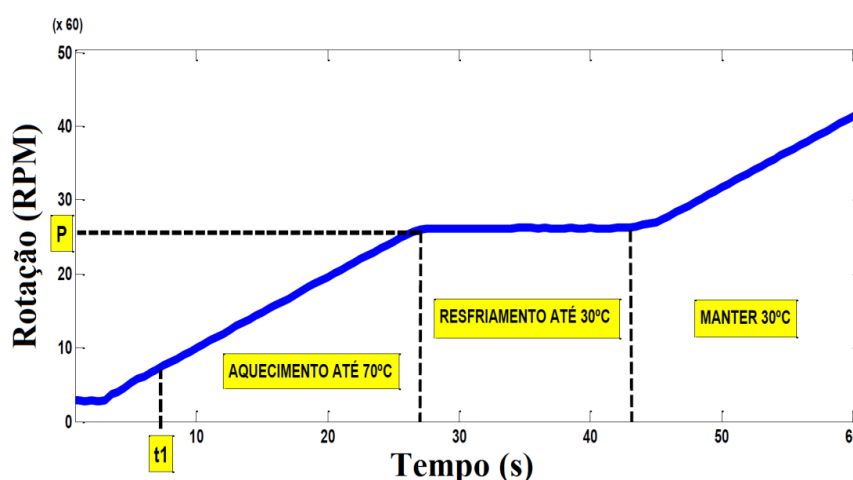


Figura 2.28 - Rampa de aceleração x variação de temperatura(Borges, 2016).

No trabalho de Yogaraju *et al.* (2016) realizaram um estudo de viabilidade para o desenvolvimento de um rolamento de rolos semiativo usando fios de LMF superelásticos. O estudo indicou que o material LMF pode ser usado para gerar o nível requerido de carga para atingir a gama desejada de razão de ovalidade com a finalidade de converter um rolamento de rolos convencional circular para um rolamento de rolos elíptico. Os experimentos foram conduzidos para diferentes razões de ovalidade do rolamento semiativo para estimar os parâmetros de rigidez dinâmica síncrona e de amortecimento para a perturbação síncrona. Com isso concluíram que com a maior razão de ovalidade obtida resulta em aumento da rigidez dinâmica síncrona e amortecimento e, portanto, o desempenho do rolamento. Além disso, mostrou-se que é necessário estudar o desempenho de estabilidade do rolamento a velocidades mais elevadas.

Em trabalho recente, Oliveira (2017), baseado na bancada desenvolvida por Borges (2016), foi proposto uma variação da montagem utilizando molas helicoidais de LMF com o efeito memória de forma, num mancal circular com oito molas helicoidais de LMF montadas na parte interna, Figura 2.29.

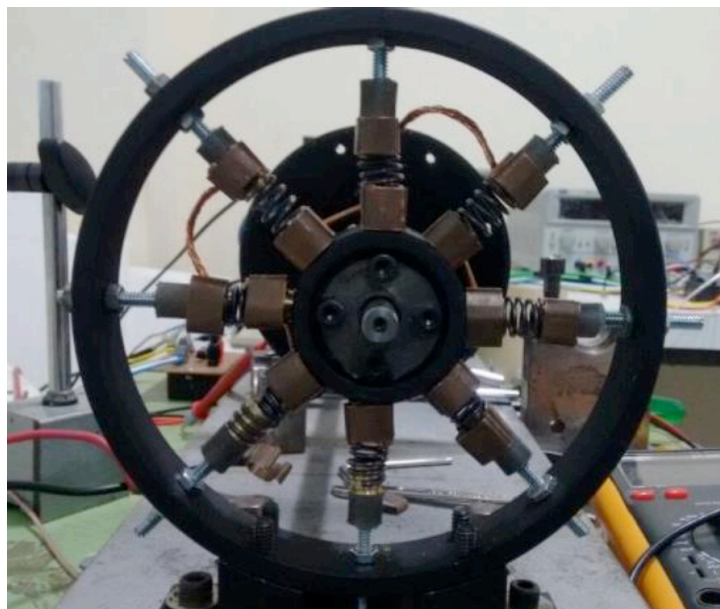


Figura 2.29 - Mancal circular com oito molas de LMF (Oliveira, 2017).

O objetivo do trabalho era testar essa nova concepção de mancal e otimizar o sistema de aquecimento e resfriamento do sistema rotativo através de um sistema de controle, capaz de atuar durante as fases de aceleração e desaceleração do sistema rotor. Uma das preocupações do trabalho era diminuir o tempo de resposta do dispositivo, em relação ao trabalho de Borges (2016), onde este atingiu um tempo de resposta de 15 segundos, tanto no aquecimento como no resfriamento e uma atenuação de 63% da vibração com uma rampa de 120 segundos comparando com o sistema rotativo sem controle.

CAPITULO 3.

MODELAGEM MATEMÁTICA

Para fins de melhor compreensão do comportamento dinâmico do sistema rotativo e viabilizar a realização das simulações é necessário obter os modelos matemáticos do sistema rotor-mancal e do mancal proposto LMF SE. O sistema eixo-rotor, basicamente, consiste nos seguintes elementos: eixo, mancal e disco. Uma representação do sistema contendo o eixo, o disco e os mancais, onde são representados por molas, são ilustrados na Figura 3.1, onde um desbalanceamento residual no sistema foi considerado (Jeffcott Rotor).

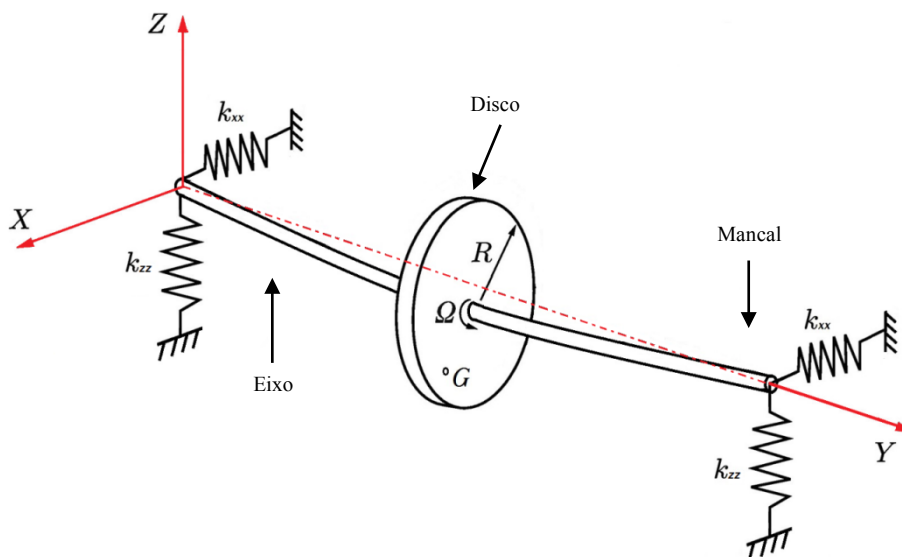


Figura 3.1 - Rotor de Jeffcott (Autoria Própria)

O equacionamento foi feito utilizando o método de elementos finitos (MEF). Através deste são encontradas as seguintes matrizes do sistema rotor: Matriz de massa, Matriz de rigidez, Matriz de amortecimento e a Matriz de massa desbalanceada. Neste método serão utilizadas as equações de energia de cada elemento com os graus de liberdade que cada elemento possui. Todo este equacionamento envolvendo os rotores foi realizado

com base em Lalande e Ferraris (1998). Devido a dedução de como foram encontradas as matrizes, pelo método numérico dos elementos finitos do sistema rotativo são bastante difundidas, este equacionamento será apresentado no Anexo I deste trabalho.

Já para o mancal flexível com LMF o objetivo será encontrar um modelo que permita incluir o efeito da variação da rigidez e amortecimento do elemento. Para isto foi utilizado um modelo simplificado proposto por Lagoudas *et al.* (2001) e Neto *et al.* (2011), o qual será detalhado nas próximas seções.

3.1 Modelagem Matemática do Comportamento Superelástico das LMF

3.1.1 Modelo de Lagoudas

O modelo proposto por Lagoudas *et al.* (2001) se mostra totalmente dependente da deformação e dos históricos de carregamentos mecânicos sofridos pelo material para a determinação das transformações de fases deste, tanto direta como reversa (austenita-martensita, martensita-austenita). Para o carregamento superelástico, as transições definem o início e o fim das transformações diretas e reversas onde são dependentes apenas dos parâmetros do material e da temperatura, Figura 3.2(A). O modelo simplificado é ilustrado pela Figura 3.2(B), onde cada ponto na curva é representado por um conjunto de equações lineares que permitem a resposta dinâmica.

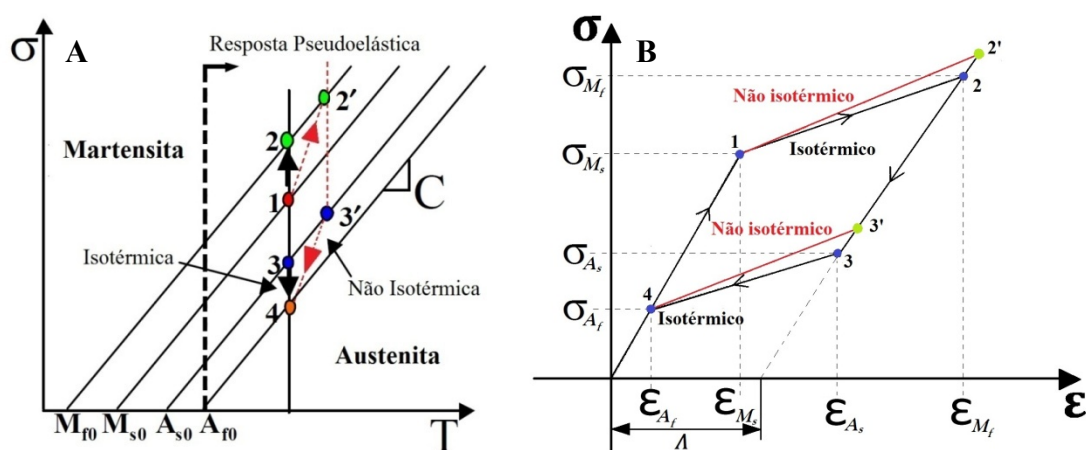


Figura 3.2 – A – Curva de tensão-temperatura da LMF com carregamento superelástico com condições isotérmicas e adiabáticas (Lagoudas *et al.*, 2001); B – Modelo de Lagoudas – Curva tensão deformação (Adaptado de Oliveira, 2008).

Para o ponto de início da transformação direta, austenita-martensita, ponto 1 na Figura 3.2(B), a tensão e deformação correspondente são calculados a partir das seguintes equações:

$$\sigma_{M_s} = C(T - M_{s0}) \quad (3.1)$$

$$\varepsilon_{M_s} = \frac{C(T - M_{s0})}{E_A} \quad (3.2)$$

Para o ponto do fim da transformação austenita-martensita, ponto 2, a tensão e deformação correspondente são calculados a partir das seguintes equações:

$$\sigma_{M_f} = C(T - M_{f0}) \quad (3.3)$$

$$\varepsilon_{M_f} = \Lambda + \frac{C(T - M_{f0})}{E_M} \quad (3.4)$$

Para o ponto do início da transformação martensita-austenita, ponto 3, a tensão e deformação correspondente são calculados a partir das seguintes equações:

$$\sigma_{A_s} = C(T - A_{s0}) \quad (3.5)$$

$$\varepsilon_{A_s} = \Lambda + \frac{C(T - A_{s0})}{E_M} \quad (3.6)$$

Para o ponto do fim da transformação martensita-austenita, ponto 4, a tensão e deformação correspondente são calculados a partir das seguintes equações:

$$\sigma_{A_f} = C(T - A_{f0}) \quad (3.7)$$

$$\varepsilon_{A_f} = \frac{C(T - A_{f0})}{E_A} \quad (3.8)$$

Onde nas equações acima temos que σ é a tensão, ε é a deformação, C é o coeficiente tensão-temperatura, Λ é a deformação máxima, E_A e E_M são os módulos de elasticidade da LMF na fase puramente austenítica e martensítica, A_{s0} , A_{f0} , M_{s0} e M_{f0} são as temperaturas de início e fim de cada fase num estado livre de tensões e os subscritos A_s , A_f , M_s e M_f determinam o início e fim das fases austenítica e martensítica. Para o caso das linhas vermelhas na Figura 3.2(B), trata-se do carregamento não isotérmico superelástico, onde neste caso o caminho seria substituir o ponto 2 pelo 2' e o ponto 3 pelo 3'.

Para o caminho do carregamento para a transformação completa da LMF, tanto para forma direta como para reversa, também foi proposto um modelo simplificado. O material pode ser modelado como uma série de linhas retas, carregamento linear, na curva de tensão-deformação, em que a intersecção das linhas corresponde à transição entre a carga e transformação elástica para frente e transformação reversa (Lagoudas *et al.*, 2001), Figura 3.3. Assim as equações que determinam os carregamentos para completa transformação da região 4-1 são:

$$\varepsilon^t = 0 \quad (3.9)$$

$$\sigma = E_A(\varepsilon) \quad (3.10)$$

Para região 1-2, onde ocorre a transformação direta de fase:

$$\varepsilon^t = \Lambda \left(\frac{\varepsilon - \varepsilon_{M_s}}{\varepsilon_{M_f} - \varepsilon_{M_s}} \right) \quad (3.11)$$

$$\sigma = \sigma_{M_s} + \frac{\varepsilon^t}{\Lambda} (\sigma_{M_f} - \sigma_{M_s}) \quad (3.12)$$

Para região 2-3, onde ocorre o regime de descarregamento linear:

$$\varepsilon^t = \Lambda \quad (3.13)$$

$$\sigma = \sigma_{M_f} + E_M(\varepsilon - \varepsilon_{M_f}) \quad (3.14)$$

Para região 3-4, onde ocorre o regime de transformação reversa de fase:

$$\varepsilon^t = \Lambda - \Lambda \left(\frac{\varepsilon_{A_s} - \varepsilon}{\varepsilon_{A_s} - \varepsilon_{A_f}} \right) \quad (3.15)$$

$$\sigma = \sigma_{A_f} + \frac{\varepsilon^t}{\Lambda} (\sigma_{A_s} - \sigma_{A_f}) \quad (3.16)$$

Onde temos que ε^t é a deformação de transformação. Com a finalização da transformação reversa a deformação retorna para zero e a tensão varia linearmente com a deformação, como indicado nas equações 3.9 e 3.10.

Para o caso de carregamentos e descarregamentos incompletos, como pode ser visualizado no caminho 1-A-3-B na Figura 3.3, as equações sofrem modificações para representar este tipo de comportamento dinâmico.

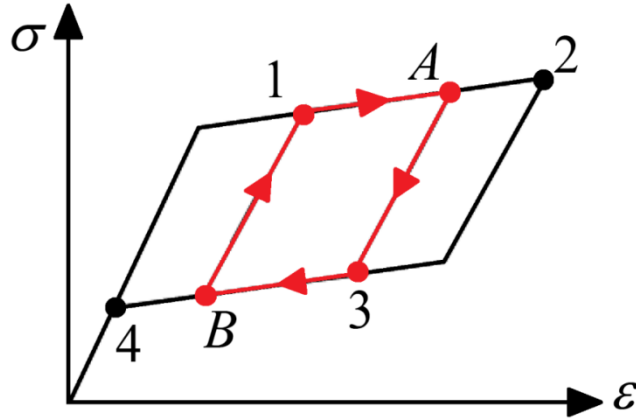


Figura 3.3- Ciclo de carregamento incompleto (Neto *et al.*, 2011).

As equações que representam o comportamento para os ciclos incompletos das LMF para a região A-3, onde ocorre um descarregamento linear, são:

$$E_R = \frac{E_M E_A}{\left(\frac{\varepsilon_{max}^t}{\Lambda} (E_A - E_M) + E_M \right)} \quad (3.17)$$

$$\sigma = \sigma_{max} + E_R (\varepsilon - \varepsilon_{max}) \quad (3.18)$$

Este ponto 3, Figura 3.3, é onde se inicia a transformação reversa e ele é definido pelas seguintes equações:

$$\sigma_{tp3} = \sigma_{As} + \frac{\varepsilon_{max}^t}{\Lambda} (\sigma_{As} - \sigma_{Af}) \quad (3.19)$$

$$\varepsilon_{tp3} = \varepsilon_{As} + \frac{\varepsilon_{max}^t}{\Lambda} (\varepsilon_{As} - \varepsilon_{Af}) \quad (3.20)$$

Para a região 3-B, onde ocorre uma transformação reversa, são:

$$\varepsilon^t = \Lambda - \Lambda \left(\frac{\varepsilon_{tp3} - \varepsilon}{\varepsilon_{tp3} - \varepsilon_{Af}} \right) \quad (3.21)$$

$$\sigma = \sigma_{Af} + \frac{\varepsilon^t}{\Lambda} (\sigma_{tp3} - \sigma_{Af}) \quad (3.22)$$

Para a região B-1, onde ocorre um carregamento elástico parcial, são:

$$E_F = \frac{E_M E_A}{\left(\frac{\varepsilon_{min}^t}{\Lambda} (E_A - E_M) + E_M \right)} \quad (3.23)$$

$$\sigma = \sigma_{min} + E_F (\varepsilon - \varepsilon_{min}) \quad (3.24)$$

Nesta situação o material carrega de forma elástica até atingir a linha da transformação direta, criando o ponto 1. Este ponto é calculado de forma similar ao início da transformação reversa, e é obtido pelas seguintes equações:

$$\sigma_{tp1} = \sigma_{Ms} + \frac{\varepsilon_{min}^t}{\Lambda} (\sigma_{Mf} - \sigma_{Ms}) \quad (3.25)$$

$$\varepsilon_{tp1} = \varepsilon_{Ms} + \frac{\varepsilon_{min}^t}{\Lambda} (\varepsilon_{Mf} - \varepsilon_{Ms}) \quad (3.26)$$

Para a região 1-A, onde ocorre uma transformação direta de fase, são:

$$\varepsilon^t = \Lambda \left(\frac{\varepsilon - \varepsilon_{tp1}}{\varepsilon_{Mf} - \varepsilon_{tp1}} \right) \quad (3.27)$$

$$\sigma = \sigma_{tp1} + \frac{\varepsilon^t}{\Lambda} (\sigma_{Mf} - \sigma_{tp1}) \quad (3.28)$$

Onde E_R é o modulo de elasticidade da LMF para a região de descarregamento parcial, E_F é o modulo de elasticidade da LMF para a região de carregamento parcial, ε_{max} , ε_{min} , σ_{max} e σ_{min} são os valores de deformação e tensão dos pontos A e B, ε_{max}^t e ε_{min}^t são os valores de deformação de transformação de A e B respectivamente, ε_{tp3} e σ_{tp3} são os valores de deformação e tensão no ponto 3 e ε_{tp1} e σ_{tp1} são os valores de deformação e tensão no ponto 1.

Se este carregamento continuar resultará na completa transformação da martensita (até o ponto 2), como visualizada para os carregamentos completos. Contudo se houver alguma mudança de direção do carregamento será obtido um novo caminho de carregamento incompleto, onde estas equações são aplicáveis.

3.2 Equação Geral do Movimento

A equação geral de movimento do sistema durante o regime estacionário é obtida a partir das expressões individuais dos elementos de eixo, disco e mancal sendo também inclusa as equações das LMF para obter sua rigidez, apresentadas no Anexo I. Combinando-se as expressões que contém as características individuais dos elementos do sistema rotativo e incluindo todos os graus de liberdade do sistema, a equação geral do movimento pode ser dada como:

$$M\ddot{x} + C\dot{x} + Kx = F(t) \quad (3.29)$$

Onde M é a matriz global de massas, C é a matriz global de amortecimentos e K é a matriz global de rigidez. Os vetores x (e suas derivadas) contém todos os deslocamentos nodais que o sistema possui. Por fim $F(t)$ é o vetor das forças de excitação usado para modelar as forças externas. O vetor de forças $F(t)$ muda de acordo com o tipo de falha presente no sistema mecânico.

Para uma aplicação simplificada deste modelo para a redução das amplitudes de vibração temos que a força atuante do dispositivo que contém o LMF é dada por:

$$-F_{sma} = \sigma A = E(\varepsilon^t) A \left(\frac{x-y}{L} - \varepsilon^t \right) \quad (3.30)$$

E aplicado na equação geral do movimento do sistema temos:

$$M\ddot{x} + C\dot{x} + Kx + E(\varepsilon^t)x + E(\varepsilon^t)A \left(\frac{y}{L} - \varepsilon^t \right) = 0 \quad (3.31)$$

Rearranjando os termos, obtemos:

$$\frac{ML}{A}\ddot{x} + \frac{CL}{A}\dot{x} + \left(\frac{KL}{A} + E(\varepsilon^t) \right)x = E(\varepsilon^t)(y - L\varepsilon^t) \quad (3.32)$$

A equação resultante do movimento é uma equação diferencial não linear de 2ª ordem. O comportamento não linear é devido à resposta não linear do material LMF introduzido através da rigidez elástica, $E(\varepsilon^t)$, e a deformação de transformação, ε^t . De acordo com Neto (2012), outras formas de amortecimento são negligenciadas, assim a equação (3.32) ficaria sem o segundo termo. A EDO acima é resolvida numericamente usando um método de aceleração constante da média (uma variante do esquema de integração Newmark) segundo Lagoudas *et al.* (2001).

CAPITULO 4.

METODOLOGIA

Todo o desenvolvimento da pesquisa foi realizado numa bancada já existente no Laboratório de Vibrações e Instrumentação (LVI) da UFCG, que já possui um sistema rotor-mancal, onde foi proposto utilizar um mancal rígido e um flexível como representados na Figura 4.1.

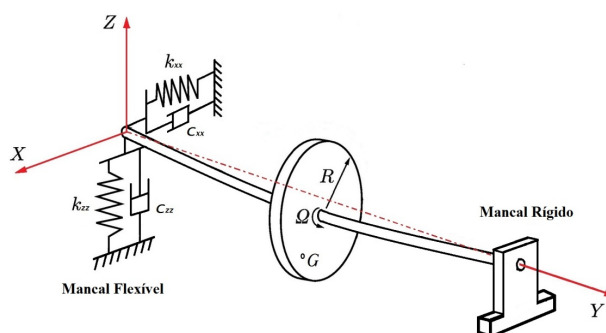


Figura 4.1 - Sistema rotor mancal flexível proposto (Autoria Própria).

A pesquisa foi desenvolvida de acordo com o fluxograma apresentado na Figura 4.2, envolvendo tanto a parte de simulações numéricas, como a parte de testes de caracterização do material LMF e ensaios experimentais. Inicialmente foram estudadas várias concepções e modelos de mancais flexíveis de acordo com a revisão bibliográfica realizada e a viabilidade de fabricação. Em seguida foram selecionados alguns dispositivos visando a realização de simulações para a análise de rigidez e amortecimento aplicado ao sistema e seleção do dispositivo ideal. Após as simulações numéricas e escolha do dispositivo que atende as especificações, foi construído e aplicado no sistema físico real (bancada didática), onde foram realizados os testes experimentais e validação do modelo para fins de comparações entre ambos.

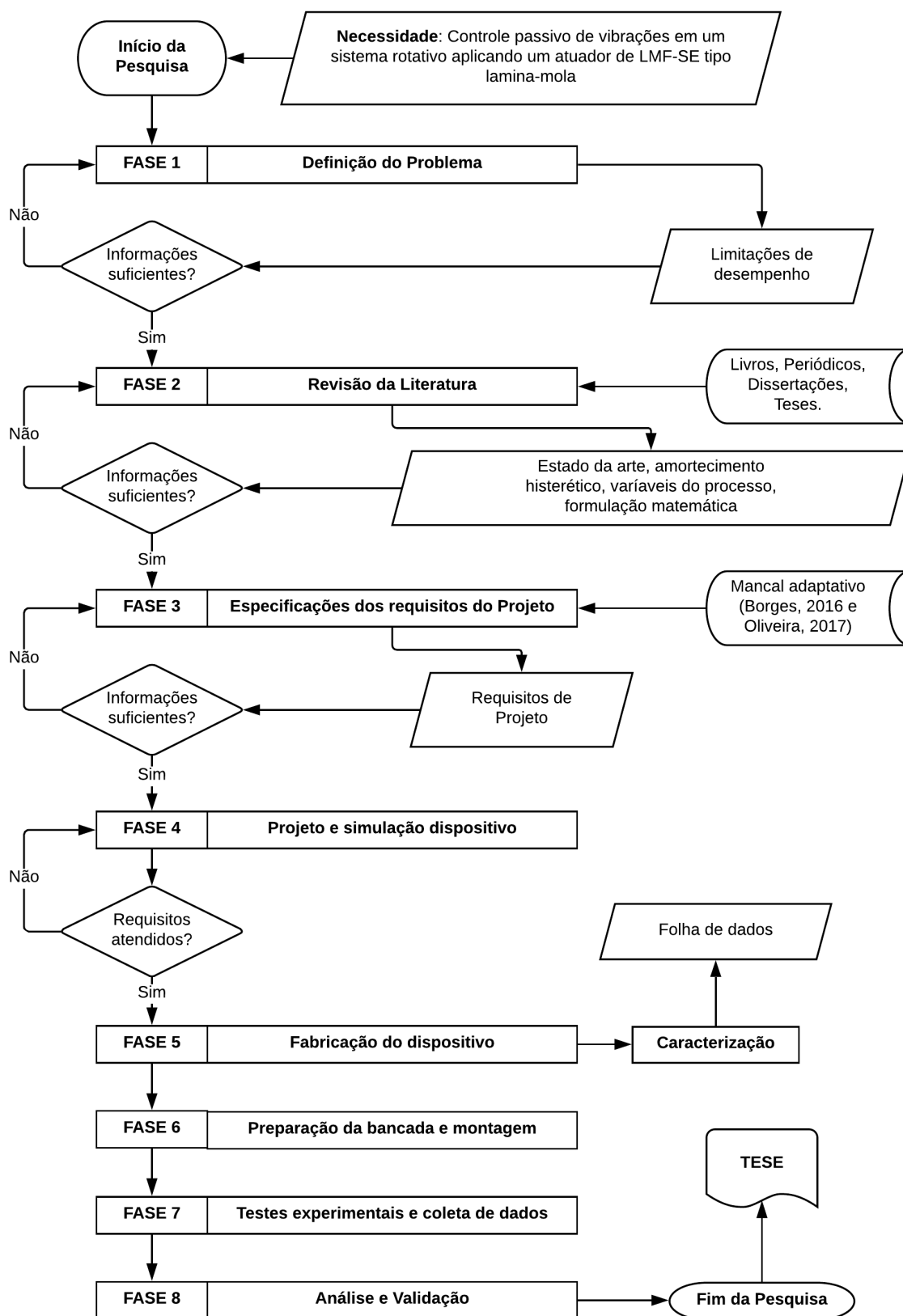


Figura 4.2 - Etapas do desenvolvimento da pesquisa.

4.1 Bancada Didática de Referência

A bancada experimental de referência é composta de um sistema eixo-rotor com dois mancais rígidos, e que poderá possuir um ou dois discos, conforme ilustrado na Figura 4.3. O sistema de acionamento existente é composto por um motor (*WEG W22 plus* de 3 kW) acoplado a um inversor de frequência (*WEG® Mline®*) podendo atingir uma rotação máxima de 3600 *RPM* (60 *Hz*). Esta mesma bancada foi utilizada em trabalhos anteriores (Senko, 2013; Borges, 2016; Oliveira, 2017).



Figura 4.3 - Bancada Experimental atual.

A Tabela 4.1 apresenta os dados da bancada experimental de referência, que são de extrema importância para a realização das simulações.

Tabela 4.1 - Dados da bancada experimental (Senko, 2013).

	Eixo	Disco	Mancais
Massa (kg)	0,4816	1,4335	2,096
Dia. Int. (mm)	-	26	37
Dia. Ext. (mm)	12,5	150	-
Comprimento (mm)	414	-	79
Largura (mm)	-	11	25
e (mm)	-	65	-

4.2 *Projeto do Mancal Flexível (Análise das Concepções)*

Para o projeto do mancal flexível foram obtidos parâmetros baseados nas especificações e restrições da bancada disponível, Figura 4.3. Um aspecto importante para definição do projeto deste mancal é o tipo de elemento atuador LMF a ser utilizado, os quais podem ser do tipo fio, anel, mola e metal rubber todos feitos de LMF, como foram apresentados na seção 2.3.

Neste trabalho optou-se por não utilizar fios de LMF, como no caso de Alves *et al.* (2015) cujo dispositivo necessitaria de um maior espaço disponível na bancada, bem como foram excluídos os tipos que seriam muito rígidos como anéis e o metal rubber, onde com isso limitariam as amplitudes vibratórias do sistema. Por outro lado, foram priorizados e avaliados alguns tipos de concepções e dispositivos os quais podem ser aplicados as LMF, como as molas helicoidais, feixes de molas e lâminas.

4.2.1.1 *Atuador com molas helicoidais de LMF*

Utilizando o atuador do tipo mola helicoidal de LMF, foram avaliados três tipos de mancais flexíveis. O primeiro é basicamente a mesma forma da concepção atual (Borges, 2016). O Tipo A utiliza quatro molas de compressão de LMF na parte externa, onde através de cabos e parafusos pode-se ajustar as tensões e assim produzir uma pequena deformação no atuador, Figura 4.4. Nesta concepção têm-se algumas limitações como o ajuste das tensões em cada mola individual e a distância que ficam separadas, onde isso sinaliza ser um problema para o resfriamento, caso as molas tenham somente a característica memória de forma.

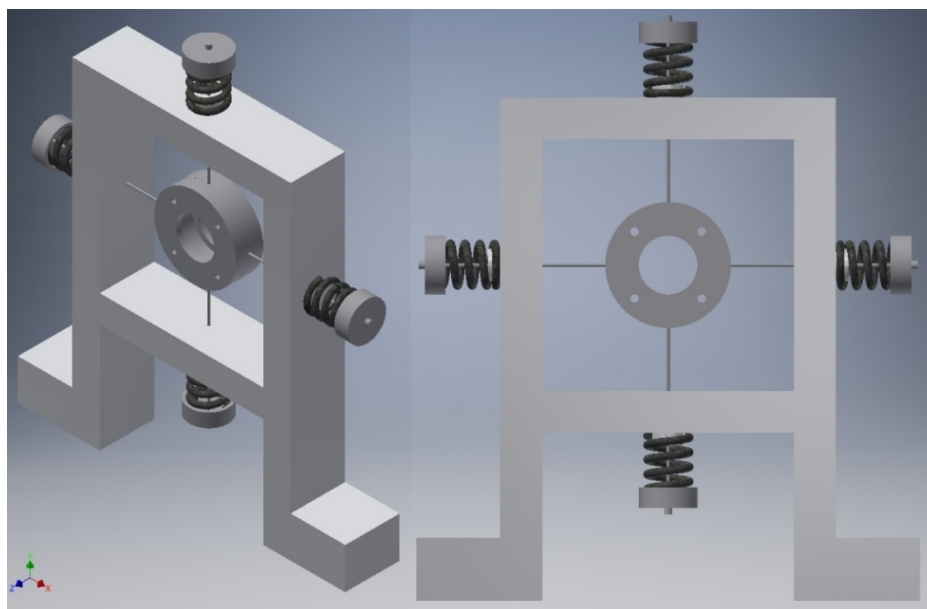


Figura 4.4 - Mancal Flexível com atuador de molas de LMF (Tipo A).

Para o modelo Tipo B, projetou-se um mancal flexível com quatro molas de compressão de LMF montadas na parte interna do mancal, onde o aperto e a pré-carga destas se dariam através da própria montagem ou ajuste na sua base utilizando uma rosca, conforme pode ser visto na Figura 4.5.

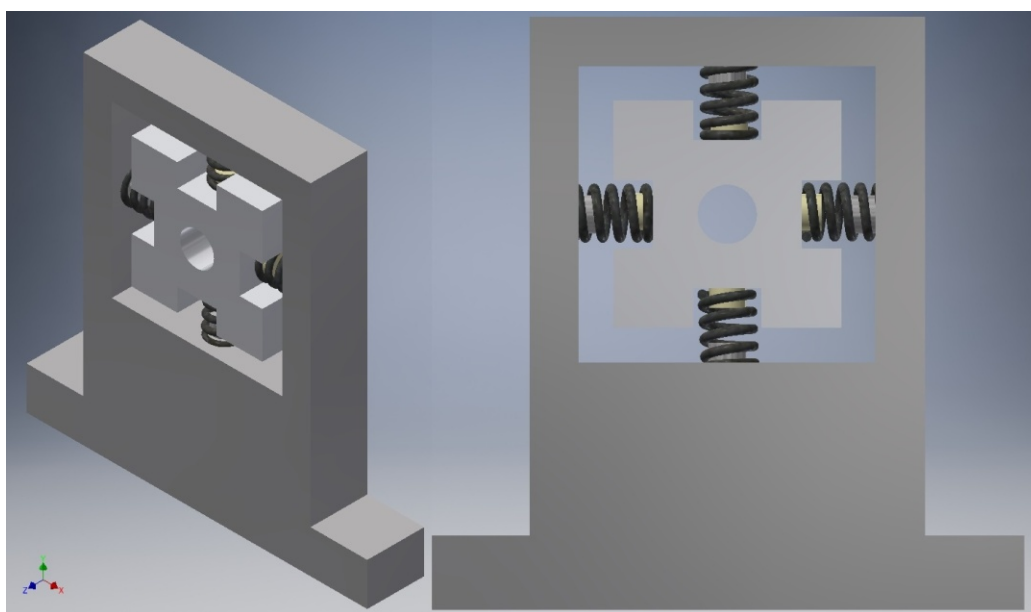


Figura 4.5 - Mancal Flexível com atuador com molas de LMF (Tipo B).

Outra variação como o Tipo C seria bem similar ao mancal anterior, porém neste caso o mancal flexível seria montado com oito molas de compressão de LMF, como visto na Figura 4.6.

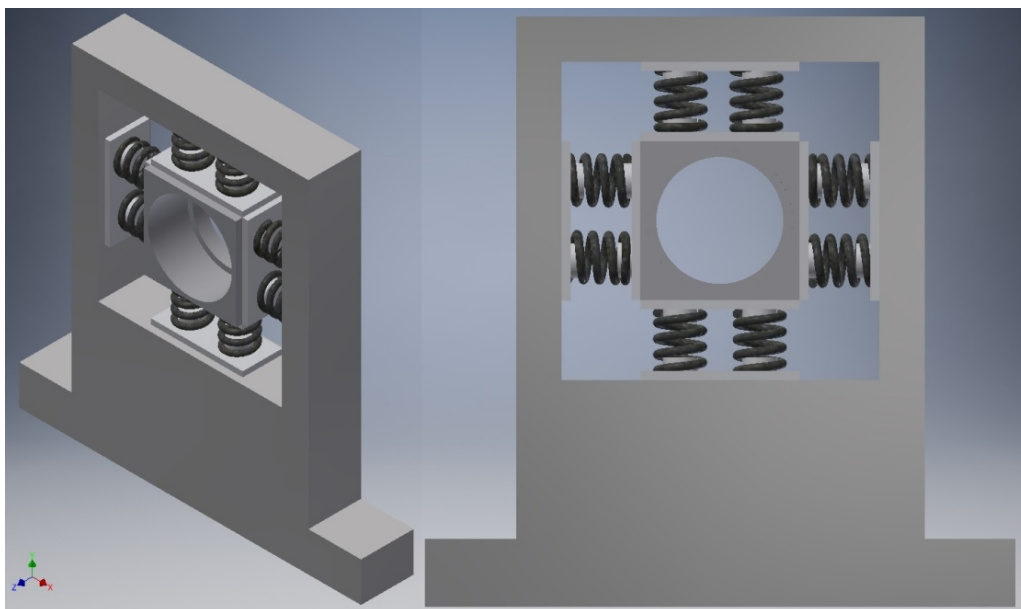


Figura 4.6 - Mancal Flexível com atuador com molas de LMF (Tipo C).

4.2.1.2 Atuador com feixes de molas de LMF

Com base em concepções já propostas na literatura, foram avaliados dois outros tipos de mancais flexíveis utilizando o atuador de LMF na forma de lâmina (Tipo D e E). No tipo D, o mancal flexível contaria com quatro molas do tipo feixe, onde estas seriam montadas na parte externa do mancal e ligadas com o rolamento e o eixo através de um cabo, como ilustrado na Figura 4.7.

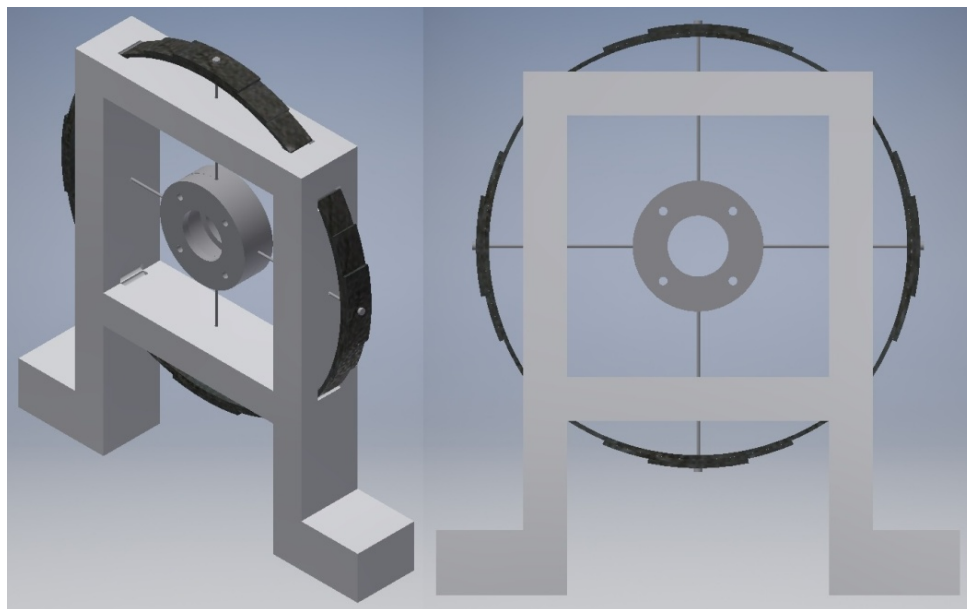


Figura 4.7 - Mancal Flexível com atuador com feixes de molas de LMF (Tipo D).

No mancal flexível do Tipo E, as mesmas quatro molas do tipo lâmina de LMF seriam montadas na parte interna do mancal, ficando assim em contato direto com a parte que vai ser montado o rolamento, como pode ser visualizado na Figura 4.8.

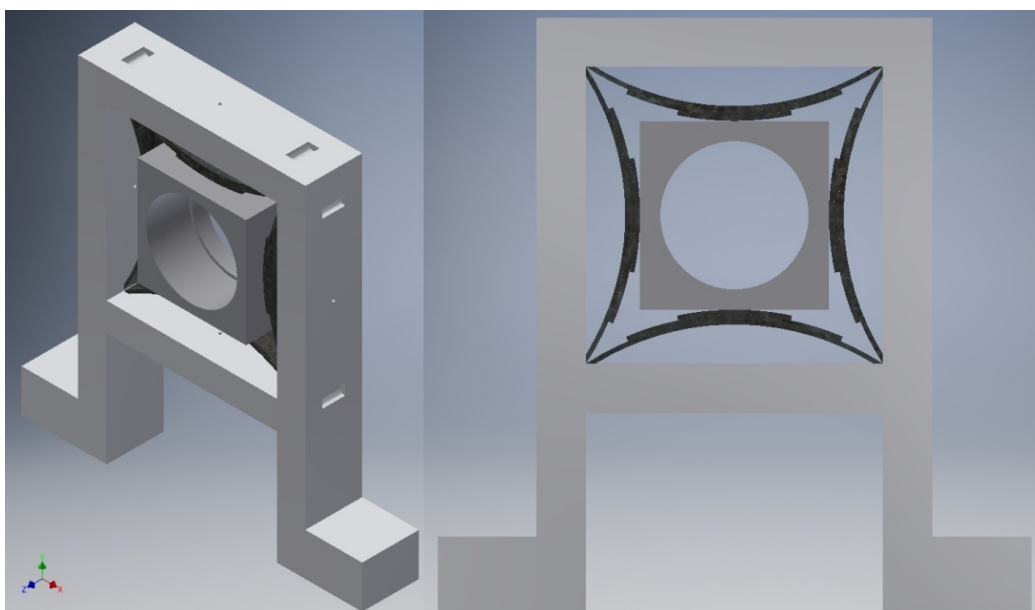


Figura 4.8 - Mancal Flexível com atuador com feixes de molas de LMF (Tipo E).

O Tipo F é uma nova proposta de formato para molas desenvolvida neste trabalho baseada nos princípios apresentados anteriormente, o qual consiste na conformação de

lâminas de LMF montadas na parte interna do mancal, contudo neste caso estariam em contato direto com o rolamento, como pode ser visualizado na Figura 4.9. Este tipo de atuador foi uma variação projetada a partir dos atuadores anteriores de feixes de molas, onde se buscava um novo formato do atuador para obter um maior contato com o suporte de rolamento do sistema e assim proporcionar uma maior estabilidade e uma melhor distribuição de força.

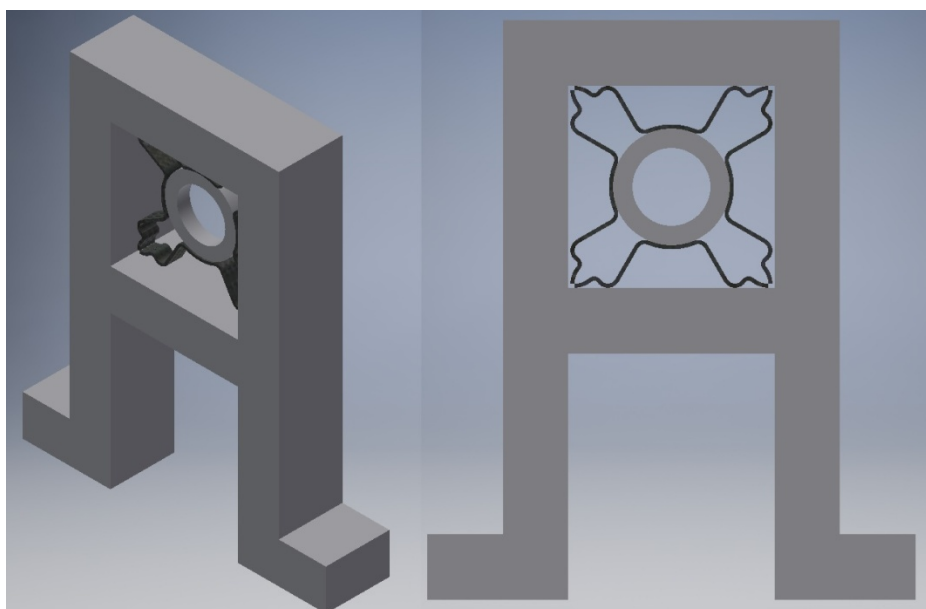


Figura 4.9 - Mancal Flexível com atuador com molas do tipo lâmina de LMF (Tipo F).

O Tipo G também é uma proposta de mola desenvolvida neste trabalho, onde é uma variação do dispositivo Tipo F que seria com as pontas planas, onde se buscou a facilidade de fabricação do dispositivo e melhor assentamento no mancal, devido ao menor quantidade de curvas, Figura 4.10.

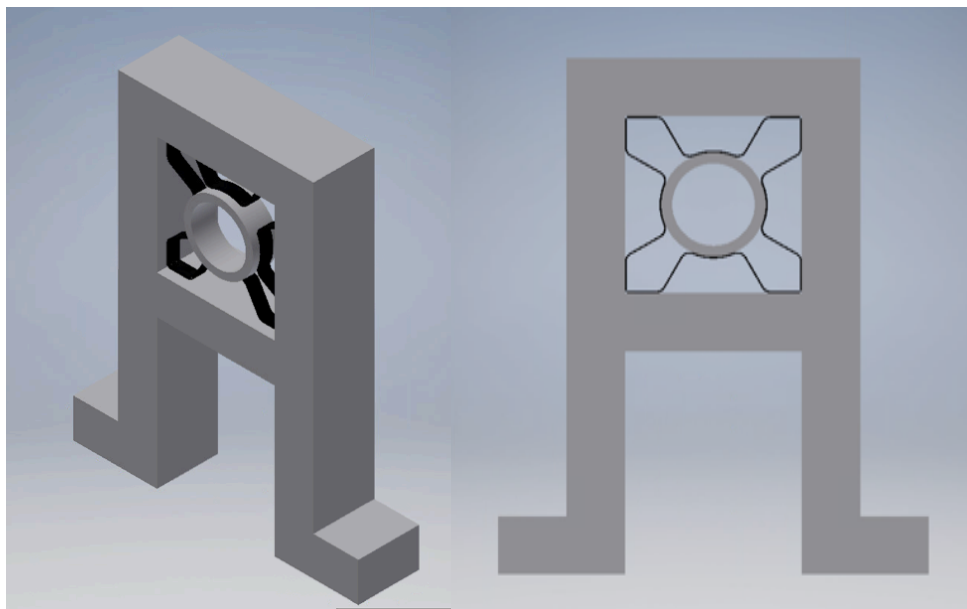


Figura 4.10 - Mancal Flexível com atuador com molas do tipo lâmina de LMF (Tipo G).

O Tipo H, também desenvolvido para este trabalho, é um dispositivo projetado com curvas de raios maiores, onde também seria uma variação do Tipo E, onde deveria ser um dispositivo mais simples para a fabricação, no entanto de difícil fixação no mancal de rolamento. Figura 4.11.

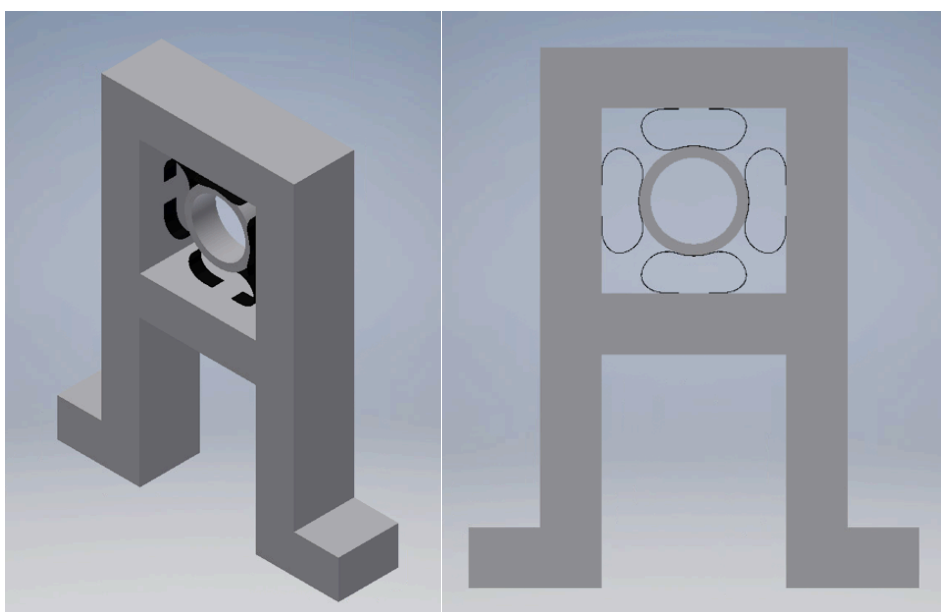


Figura 4.11 - Mancal Flexível com atuador com molas do tipo lâmina de LMF (Tipo H).

No caso das escolhas por elementos de lâminas cada dispositivo deveria ser projetado com diferentes espessuras de 1,0 mm, 0,5 mm e 0,25 mm, de modo a garantir maior flexibilidade.

4.2.2 Seleção do tipo de atuador

Para a seleção do tipo de mancal flexível, foram levados em conta aspectos e fatores relevantes, os quais foram baseados na revisão bibliográfica, tais como:

- Disponibilidade dos materiais (chapa de NiTi);
- Viabilidade de fabricação do mancal;
- Fabricação e caracterização do atuador LMF;
- Inovação na forma do dispositivo;
- Facilidade de montagem e instalação na bancada;

Como os dispositivos desenvolvidos de molas helicoidais já são bem comuns, preferiu-se partir para a análise dos dispositivos do tipo lâmina. Levando-se em conta o critério de inovação proposta nos dispositivos e a sua facilidade de fabricação e montagem, os Tipos F, G e H foram pré-selecionados. Para a seleção do atuador final, diante das condições de carga e tensões desenvolvidas na região da ressonância, considerou-se a capacidade de amortecimento histerético do dispositivo.

4.3 Simulações do Sistema Rotor-Mancal

As simulações foram realizadas de duas formas. Inicialmente, para fins de se ter uma referência, foi utilizado o *Matlab* para comparar com resultados do experimento no sistema rotativo utilizando o mancal com molas helicoidais LMF ME. Estas simulações e experimentos visam determinar parâmetros como deslocamento e força máxima atuantes no sistema.

A partir desses dados, pode-se analisar melhor as simulações dos dispositivos realizadas no *Ansys*, onde se visa a determinação do melhor dispositivo para aplicar no sistema rotativo e assim dissipar a energia de vibração do sistema utilizando a capacidade de amortecimento do material (Senko *et al.*, 2017).

4.3.1 Simulações no ambiente Matlab

Primeiramente foi simulado o sistema rotor mancal, representado na Figura 4.4 e discretizado na Figura 4.12, onde observa-se que o mancal esquerdo possui um mancal flexível composto com molas LMF ME, onde com a variação de temperatura ocorre a mudança do estado do material, sendo mais rígido em temperaturas mais altas (fase austenita) e mais flexível a baixas temperaturas (fase martensita). A simulação foi baseada no modelo de elementos finitos cuja discretização do sistema contém 11 nós e 13 elementos, onde cada nó possui 4 graus de liberdade (2 translacionais e 2 rotacionais).

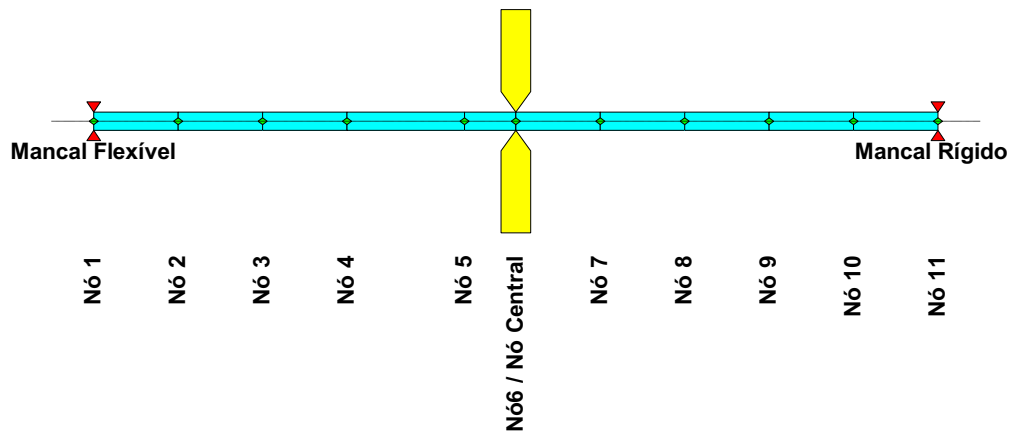


Figura 4.12 - Discretização do sistema rotor mancal.

O intuito destas primeiras simulações foi testar o programa com um sistema flexível, onde se alterava a temperatura e adicionava-se massas desbalanceadoras, visando identificar as amplitudes máximas de deslocamento do sistema para obter as forças aplicadas no mancal devido às vibrações sofridas. Como a variação da temperatura implica na mudança da rigidez do sistema, utilizou-se um modelo cujo comportamento termomecânico da LMF é descrito pela seguinte equação (Ikuta *et al.*, 1991):

$$k_{sma}(T) = \frac{k_{min} + ((k_{max} - k_{min}) - (k_{max} - k_{min}))}{1 + e^{(6,2 * (T - (A_s + A_f)/2) / (A_f - A_s))}} \quad (4.1)$$

Onde $k_{sma}(T)$ é a rigidez da mola na temperatura T , k_{min} é a rigidez na fase martensítica (baixas temperaturas), k_{max} é a rigidez na fase austenítica (altas temperaturas),

A_s é a temperatura inicial da transformação de fase martensita-austenita e A_f é a temperatura final da transformação completa da austenita.

Considerando-se que as mudanças de rigidez com a temperatura nos mancais flexível e rígido se encontram em paralelo, obtém-se a seguinte equação, em que k é a rigidez do mancal rígido, $K_{beq}(T)$ é a rigidez equivalente dos mancais.

$$K_{beq}(T) = k + k_{sma}(T) \quad (4.2)$$

Também sabendo que o amortecimento das molas LMF sofre alterações devido à mudança da temperatura ou tensão, temos que o fator de amortecimento ξ , é obtido pela seguinte equação, onde temos que C é a amortecimento do sistema e m é a massa do sistema.

$$\xi(T) = \frac{C}{2 * \sqrt{K_{beq}(T)m}} \quad (4.3)$$

Considerando que as expressões apresentadas no Anexo I foram obtidas para um sistema com mancais rígidos, adicionando os termos relacionados com o mancal flexível, obtém-se as equações finais do sistema. A equação geral de movimento (3.29) é a mesma para os casos de sistema com mancais rígido ou flexível, a única diferença está em se realizar os devidos ajustes nas matrizes de rigidez e de amortecimento.

Para se obter a força atuante correspondente aos deslocamentos, foi fixada a temperatura ambiente do laboratório para ter uma forma de comparação com o experimental. Depois de obtidos os deslocamentos com cada massa desbalanceada, tendo a rigidez do mancal flexível de acordo com (Borges, 2016), bastou usar a seguinte formula para se estimar a força aplicada.

$$F = K_{sma}(T) * x \quad (4.4)$$

Após esta etapa foram feitas comparações com o sistema experimental, para então poder realizar novas simulações para o projeto do novo atuador. Estas foram realizadas utilizando o *software Ansys*, onde foi selecionado o material e a forma do atuador e aplicado o carregamento que o mancal sofre durante os desbalanceamentos. Além disso, foi necessário selecionar as restrições do sistema e o tipo de malha para análise por elementos finitos.

4.3.2 Simulação dos atuadores propostos no Ansys

Como cada atuador tem diferentes rigidezes e amortecimentos, foram realizadas simulações para obter os respectivos deslocamentos e as forças aplicadas que iniciaria a transformação martensítica, ou seja, começaria o ciclo de histerese do material. Assim o dispositivo que exigisse o menor deslocamento para iniciar a transformação martensítica seria o dispositivo menos rígido e o melhor para aplicação em questão.

Desta forma foram realizadas simulações aplicando deslocamentos de 0,5 mm e 3,0 mm e depois dois ciclos de deslocamentos adicionando pré-cargas, um aplicando deslocamentos relativos menores (1 e 2 mm, pico a pico com uma pré-carga de 1,5 mm) e outro ciclo aplicando deslocamentos relativos maiores (2 e 4 mm, pico a pico com uma pré-carga de 3,0 mm), como mostra as Figura 4.13 e Figura 4.14. Com essa pré-carga o material já se encontraria na zona de histerese, sendo assim, o ciclo simulado deve variar dentro deste *loop*, fazendo o dispositivo iniciar a dissipação de energia logo quando sofre o mínimo deslocamento possível. Portanto, garante-se que o mesmo reduza as vibrações através do amortecimento.

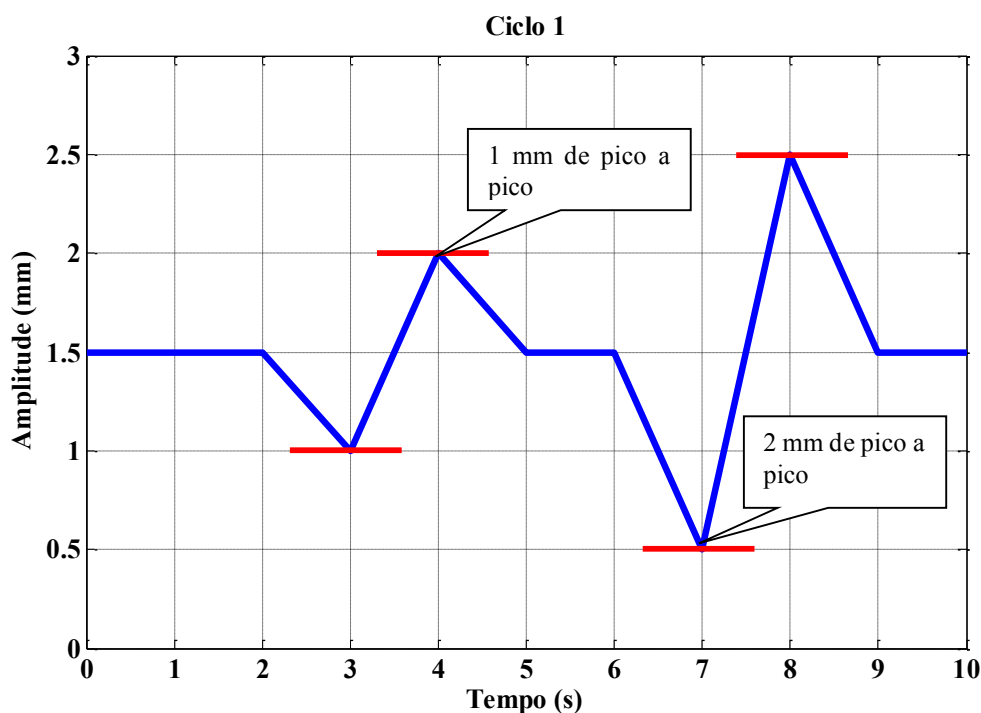


Figura 4.13 - Ciclo 1

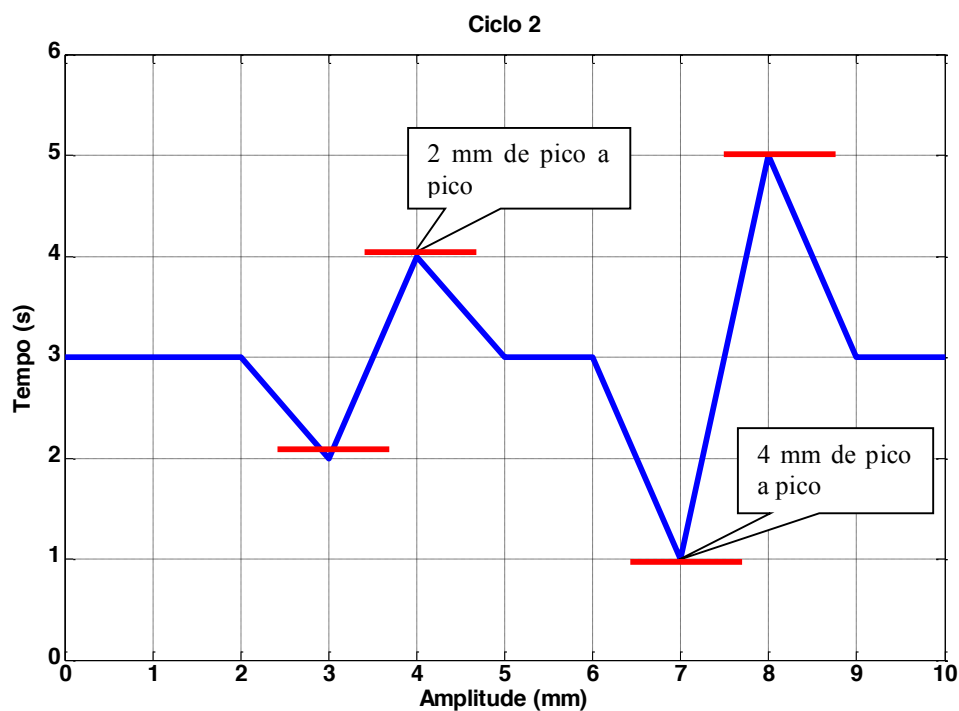


Figura 4.14 - Ciclo 2

Os deslocamentos foram aplicados na parte superior de cada dispositivo, onde o rolamento vai estar em contato, e as condições de contorno das simulações foram de deixar as extremidades livres somente com a base fixa. Para a situação das pontas planas também foi aplicado uma restrição de deslocamento horizontal, pois este estaria em contato direto com a parede do mancal.

Esta simulação foi realizada de forma paramétrica, onde foram inseridos dados do material LMF, para se obter um melhor dimensionamento do dispositivo. Foram obtidas nestas simulações as curvas de Força-Deslocamento, Máxima Tensão Principal e de Transformação Martensítica. Com a curva de Força-Deslocamento foi possível obter a rigidez secante e o fator de amortecimento equivalente conforme ilustra a Figura 4.15.

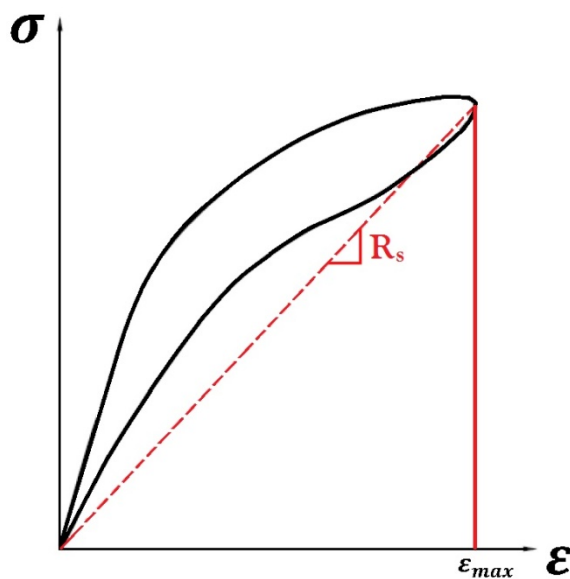


Figura 4.15 - Rigidez secante (Adaptado de Doggenweiler, 2010).

Já o fator de amortecimento equivalente é calculado usando as áreas demarcadas, onde E_d é a área no interior da curva e E_s é a área do triângulo hachurado como ilustrado na Figura 4.16, onde aplica-se a equação (4.5).

$$\xi_{eq} = \frac{E_d}{4\pi E_s} \quad (4.5)$$

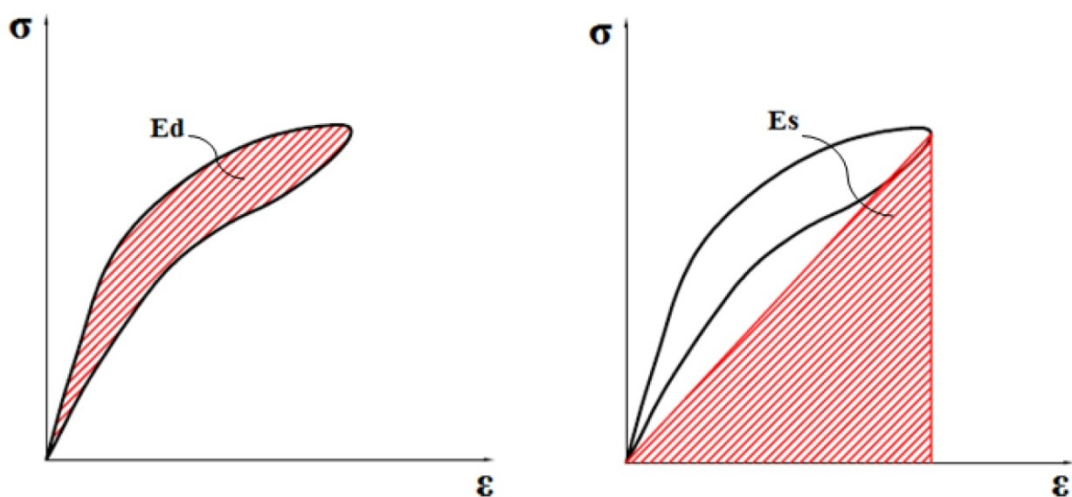


Figura 4.16 - Áreas para o cálculo do fator de amortecimento equivalente (Doggenweiler, 2010).

Como a equação (4.5) é aplicada para curva Tensão-Deformação, no caso deste trabalho como foram obtidas curvas Força-Deslocamento, para obter o fator de amortecimento equivalente dividiu-se E_d , área da curva, e E_s , a área do triângulo hachurado, pelo volume do dispositivo utilizado.

4.4 *Fabricação da mola do tipo lâmina de LMF superelástica*

Inicialmente foi necessário realizar a seleção do material a ser utilizado na fabricação das molas do tipo lâmina, onde o principal requisito era dispor de uma chapa que apresentasse o efeito da superelasticidade à temperatura ambiente, A_f (Austenita final) inferior à 30° C.

A chapa utilizada possui 0,3 mm de espessura e foi fabricada pela empresa *Sunrise Titanium Technology* (China), seguindo as normas que estabelecem os padrões de qualidade para LMF de NiTi (ASTM F2063-2000). A composição nominal da chapa indica uma LMF NiTi com 55,57 % em peso de Ni.

Para realizar o procedimento de fabricação da mola do tipo lâmina foi seguido um procedimento conforme mostrado no diagrama da Figura 4.17.

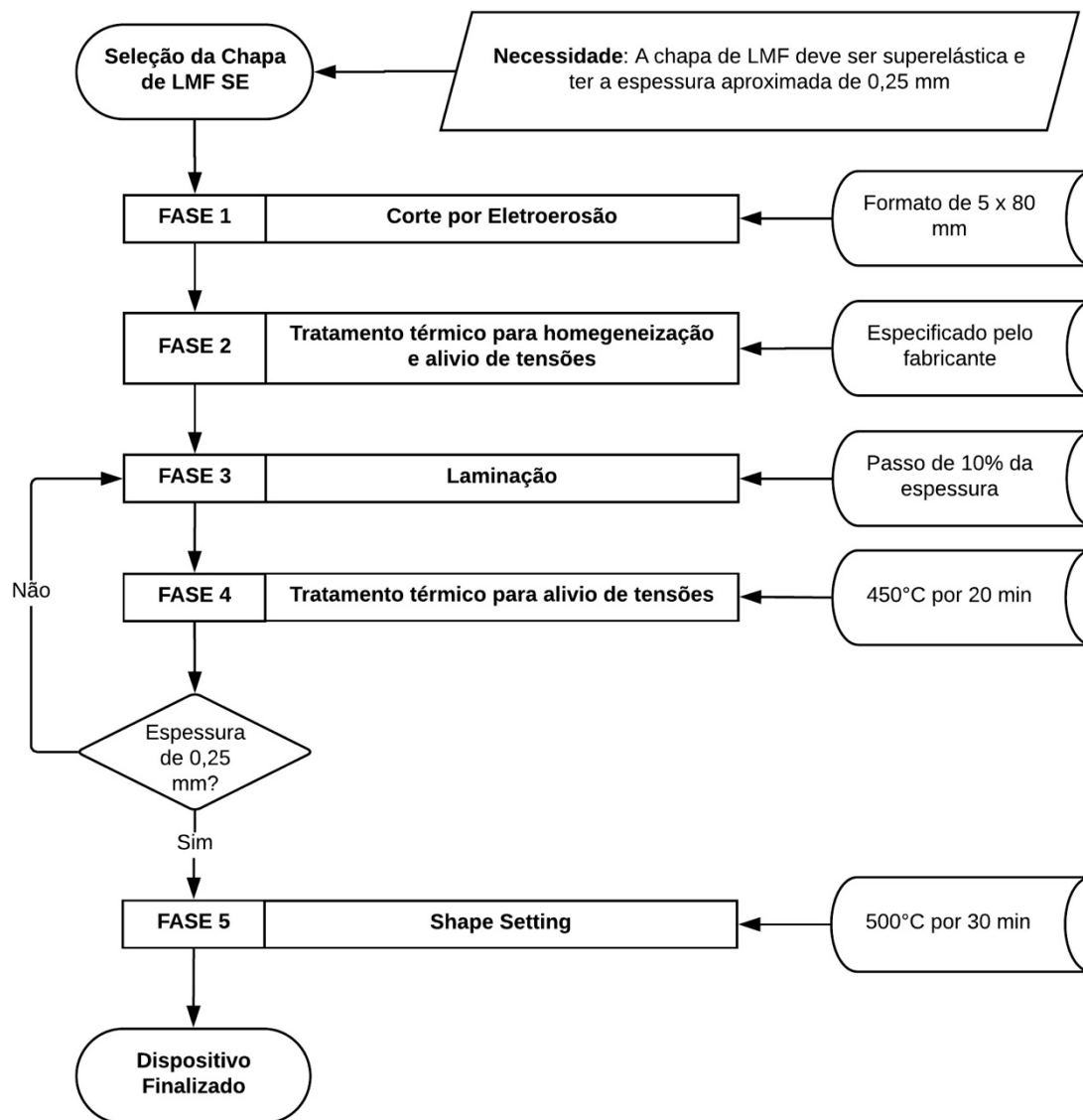


Figura 4.17 - Diagrama de Fabricação da mola do tipo Lâmina de LMF.

Primeiramente foi necessário a realização do corte da chapa de LMF NiTi utilizando uma máquina de corte por eletroerosão, em um processo de usinagem por descarga elétrica. Foi realizado o corte de pequenas chapas retangulares com as dimensões conforme indicado na Figura 4.18.

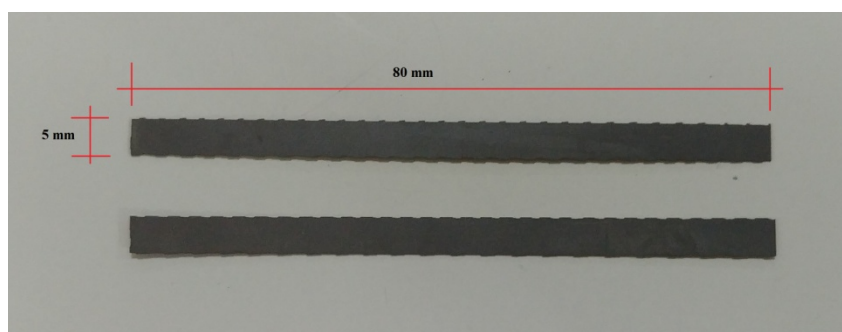


Figura 4.18 - Chapa cortada de LMF Superelástico.

Após a realização do corte por eletroerosão, foi necessária a realização de um tratamento térmico onde as chapas foram submetidas a uma temperatura de 500°C durante 60 minutos, conforme indicado pelo fabricante da chapa de LMF NiTi para homogeneização e alívio de tensões, (Souza, 2015). Para realização deste passo foi utilizado o forno EDG Mufla Séries - FC, Figura 4.19(A), com capacidade de até 1250°C. O resfriamento das amostras foi realizado por convecção natural.

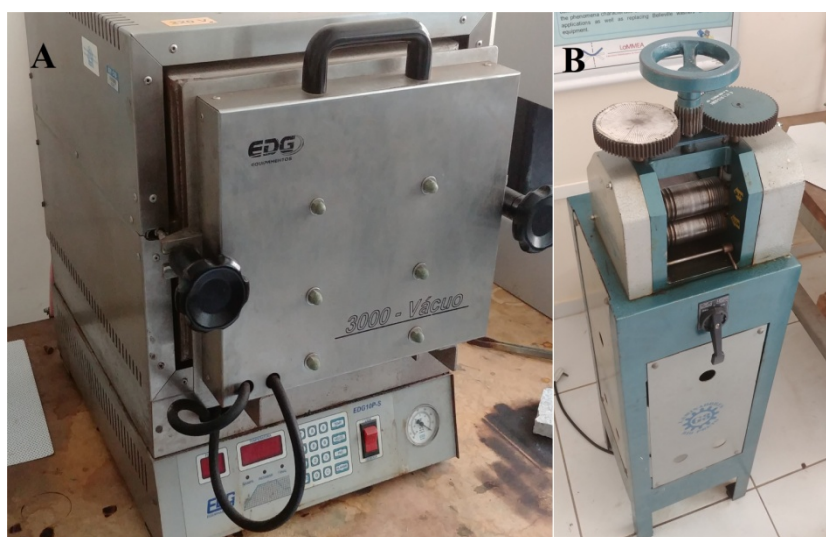


Figura 4.19 - (A) Forno EDG 3000; (B) Laminadora G3.

Feito o tratamento térmico, partiu-se para a laminação, onde a espessura desejada era de 0,25 mm. Para esta fase foi realizado etapas de reduções de 10% da espessura das lâminas, até atingir as medidas desejadas. E como apresentado na Figura 4.17, após cada laminação, passo de 10%, foi realizado um novo tratamento térmico para alívio de tensões a uma temperatura de 450°C por 20 minutos com resfriamento por convecção natural. Como

a intenção era atingir 0,25 mm, foi necessário fazer duas passagens por este processo. O passo foi definido para não comprometer a microestrutura do material e fazer com que este não perca as características de superelasticidade à temperatura ambiente. Para realização da laminação foi utilizado o laminador G3 como mostrado na Figura 4.19(B).

Por fim chega-se ao último passo, *Shape Setting*, onde este é um processo que pode modificar diversas características do material, podendo afetar a microestrutura do componente, assim como na laminação. Algumas variáveis influenciam no resultado final dos componentes de LMF que são obtidos por este processo, por exemplo, o molde utilizado (Elahinia *et al.*, 2012), a temperatura do processo e o tempo de têmpera (Liu *et al.*, 2008) e a atmosfera do forno (Smith e Hodgson, 2004). Assim, é importante controlar estes parâmetros para que o produto final atinja as características desejadas. Para utilizar a técnica do *shape setting* foi necessário produzir um molde metálico, Figura 4.20, onde foi inserida a chapa entre o molde e inicialmente conformado a frio. Após a conformação o molde foi fixado através de parafusos e submetido a um tratamento térmico, para que possa adquirir a forma desejada.



Figura 4.20 - Molde metálico para o *shape setting*.

O tratamento térmico realizado foi a uma temperatura de 500°C durante 30 minutos, com resfriamento por convecção natural. Estes parâmetros de *shape setting* são sugeridos por Rao *et al.* (2015).

Após o *shape setting*, as molas de lâmina atingiram o seguinte formato, como mostra a Figura 4.21.

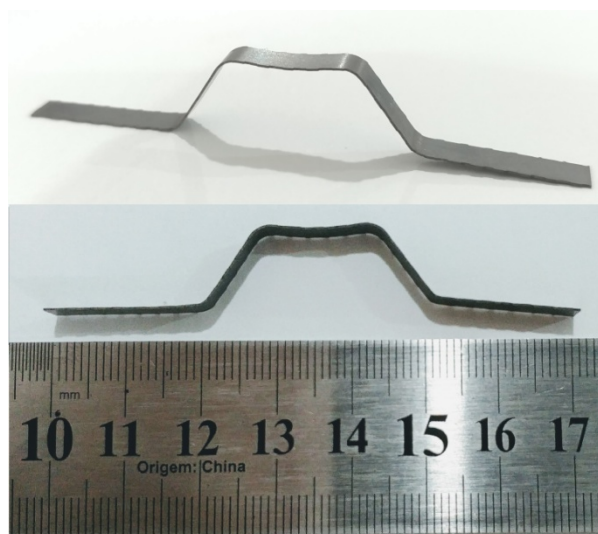


Figura 4.21 - Molas do tipo Lâminas de LMF Superelásticas.

4.5 Testes estáticos e dinâmicos com a mola do tipo lâmina

Para se obter dados a respeito das características do material utilizado para fabricação da mola do tipo lâmina e comparar com os resultados obtidos durante as simulações, foram realizados alguns testes experimentais, como é possível visualizar no fluxograma da Figura 4.22.

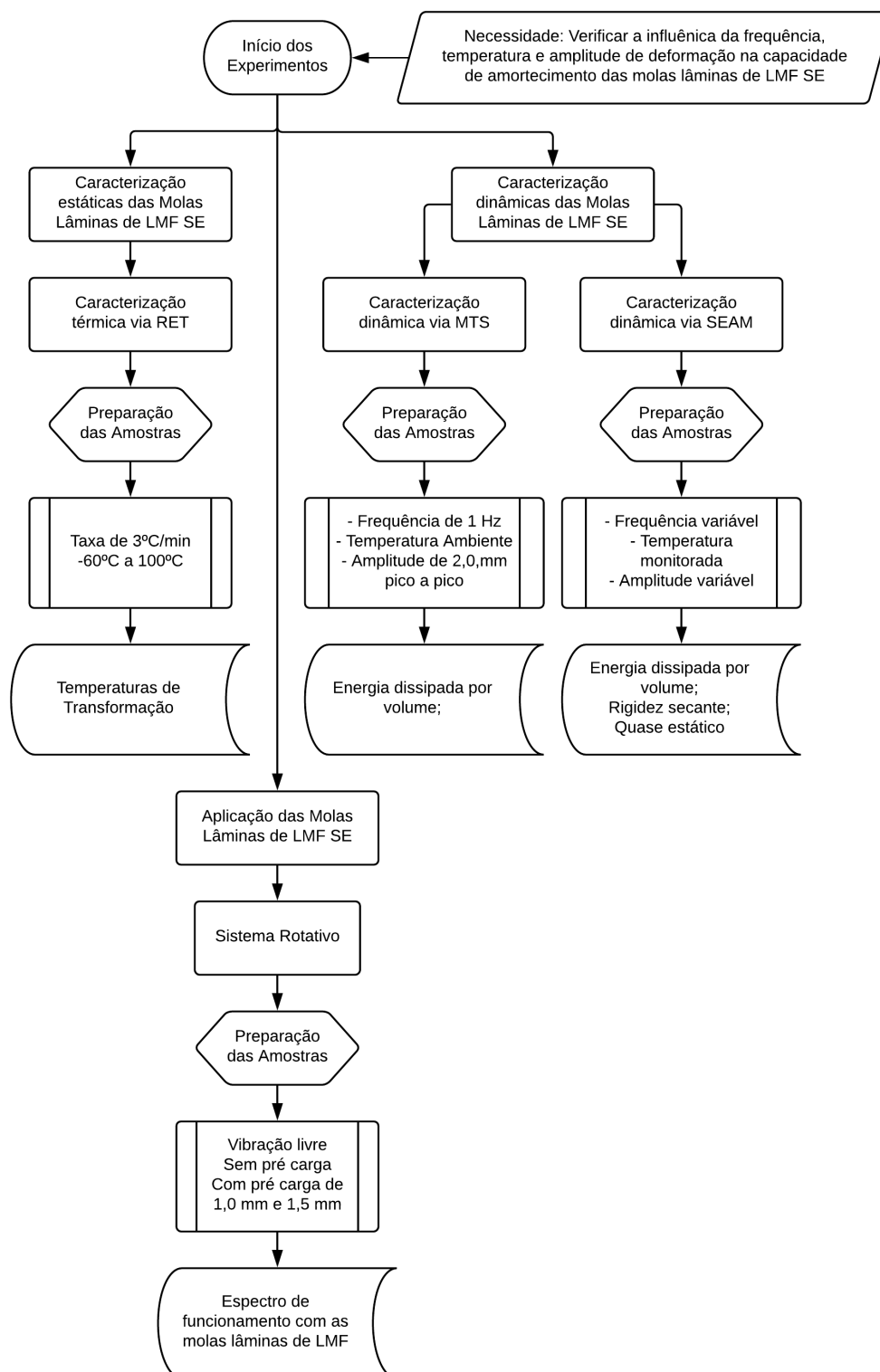


Figura 4.22 - Fluxograma da metodologia de trabalho experimental (testes com lâminas LMF).

4.5.1 Testes estáticos com a mola lâmina

Para a obtenção dos parâmetros de temperatura de transformação de fase do material das molas do tipo lâmina de LMF SE foi realizada a determinação da curva de Resistência Elétrica em Função da Temperatura (RET) de uma amostra.

4.5.1.1 Resistência Elétrica em função da Temperatura (RET)

As temperaturas de transformação de fase foram determinadas através da determinação da curva de resistência elétrica em função da temperatura (RET), no qual utilizou-se um circulador de banho refrigerado, Huber modelo CC-902 disponível no LaMMEA/UFCG, apresentado na Figura 4.23.



Figura 4.23 – Circulador de banho Refrigerado Huber CC-902.

Foi utilizada uma mola do tipo lâmina de LMF já fabricada onde foram soldados quatro fios na amostra, para realizar contato com fios de cobre. Os fios de cobre são ligados na interface elétrica que funciona como uma fonte de corrente constante. Os fios internos são conectados em um dos canais da ferramenta de hardware previamente programado como voltímetro. Após estas conexões elétricas, um termopar do tipo K é instalado sobre a amostra, e ligado junto com fios externos a um sistema de aquisição de sinais.

A amostra foi condicionada no interior do equipamento e a ciclagem térmica dessa amostra foi realizada entre -60°C e 100°C , com o passo de $3^{\circ}\text{C}/\text{min}$. Os procedimentos deste ensaio foram realizadas de acordo com Reis (2010) e Ribeiro *et al.* (2017).

4.5.2 Testes dinâmicos com a mola lâmina

Os testes dinâmicos foram realizados para obtenção da rigidez secante, amortecimento do material e as curvas de tensão deformação do dispositivo. Para isso foram utilizados o Sistema para Estimativa de Amortecimento Material (SEAM), desenvolvida por Dos Reis (2017), e a máquina de ensaio universal MTS[®] 810 100 kN.

4.5.2.1 Sistema para Estimativa de Amortecimento Material (SEAM)

O Sistema para Estimativa de Amortecimento Material (SEAM), foi desenvolvida no trabalho de Dos Reis (2017). A Figura 4.24 ilustra o sistema SEAM que é composto por: (01) computador, (02) Aquisitores de dados *QuantumX*[®] modelo *MX840A*, (03) Suporte fabricado em alumínio, (04) Parafuso de posicionamento offset, (05) sensor de deslocamento linear da *HBM* modelo *WI/10mm-T* para mensurar a posição de offset, (06) carro de deslocamento linear, (07) célula de carga da *HBM* modelo *S2M/200N* para o monitoramento da força de resposta da mola do tipo lâmina de LMF SE, (08) local para fixação da mola do tipo lâmina de LMF SE, (09) dois termopares tipo K um para ser fixado a mola e outro para o registro da temperatura ambiente, (10) sensor de deslocamento linear da *HBM* modelo *WI/10mm-T* para monitorar a resposta em deslocamento do sistema com 1GDL, (11) sistema massa-mola com 1GDL, (12) célula de carga da *HBM* modelo *U9C/50N* para monitorar a entrada em força, (13) haste flexível para transmitir a força do *SHAKER* para o sistema de 1GDL, (14) excitador eletromecânico *SHAKER* da Modal Shop modelo 2025E, (15) amplificador de sinais da Modal Shop modelo 2100E21-400 *SmartAmp*[™], (16) Gerador de sinais da *Keysight* modelo 33220.

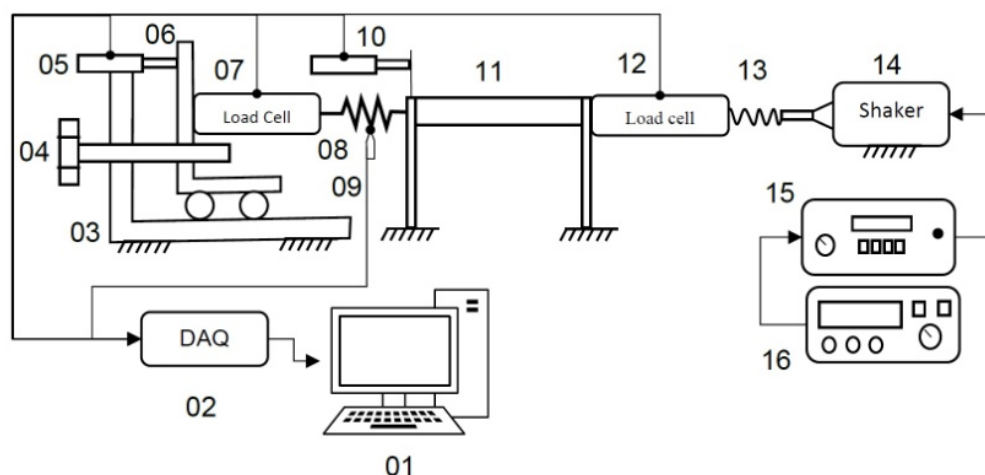


Figura 4.24 – Sistema para estimativa de amortecimento material (SEAM) (Dos Reis, 2017).

Neste teste foi obtida a rigidez secante, amortecimento e a curva de Nyquist da mola do tipo lâmina, dados que foram comparados com os resultados das simulações realizadas no *software Ansys*.

4.5.2.2 Ensaio com Máquina Universal MTS®

Foram realizados experimentos com o mancal montado com as molas do tipo lâmina de LMF SE na máquina de ensaio universal, modelo MTS® 810 100 kN do LaMMEA. O mancal foi montado com todas as molas sujeitas a uma pequena pré-carga e foi fixado à máquina de ensaio conforme Figura 4.25.

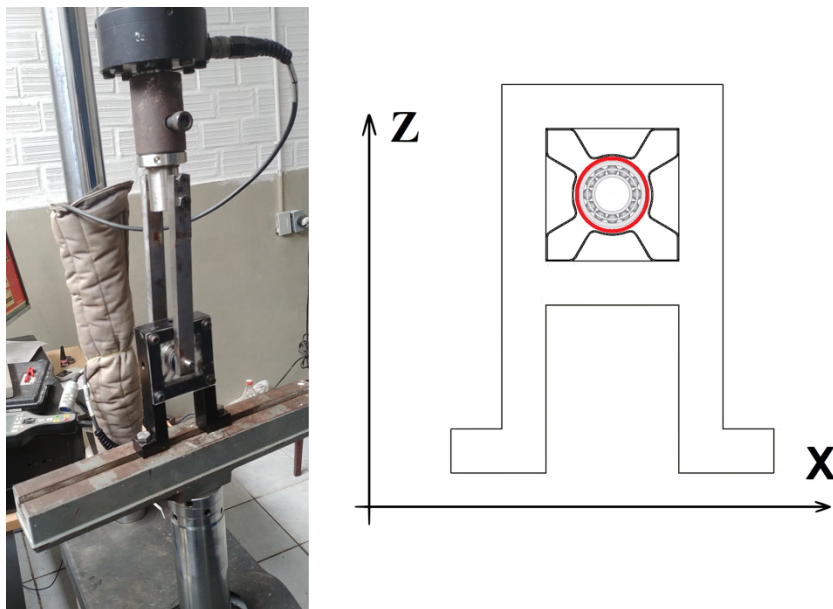


Figura 4.25 - Máquina de Ensaio Universal MTS® 810.

O ponto de engaste do eixo foi submetido a 100 ciclos de deslocamento na direção Z, conforme Figura 4.25, com a amplitude de 2,0 mm de pico a pico a 1 Hz, para cada ciclo as molas foram mantidas em temperatura ambiente constante. No experimento foram coletados os valores de força e amplitude de deslocamento.

4.6 Montagem e testes do sistema na bancada com o dispositivo proposto

Para a montagem do dispositivo proposto no sistema rotativo, foi instalado as molas do tipo lâmina de LMF SE no mancal de teste, onde estas fazem contato direto com o rolamento do sistema, como ilustrado na Figura 4.26.



Figura 4.26 - Representação das molas do tipo lâmina instaladas no mancal de rolamento.

Com isso foram montados as molas e o rolamento junto ao eixo do sistema rotor e junto ao mancal, onde também foram utilizadas duas proteções de acrílico para evitar que as molas se desloquem dentro do mancal, Figura 4.27.

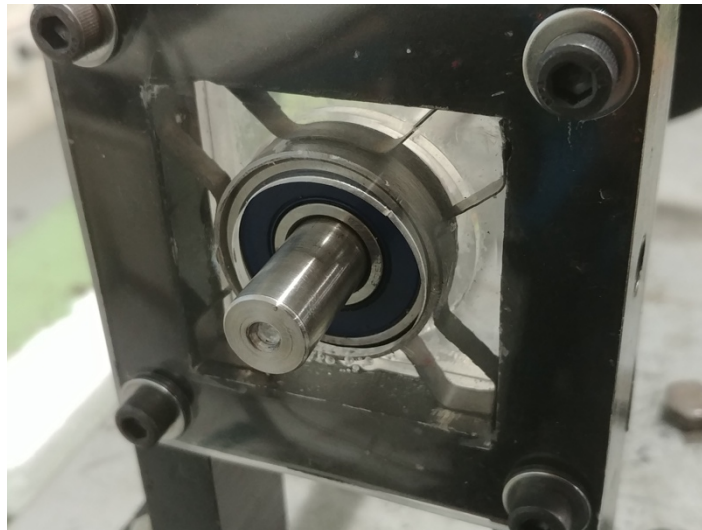


Figura 4.27 - Mancal proposto.

Como observa-se na Figura 4.27 também foi utilizado anéis para aumentar o diâmetro do rolamento e servir de pré-carga para as molas do tipo lâmina de LMF SE, conforme ilustrado na Figura 4.28.

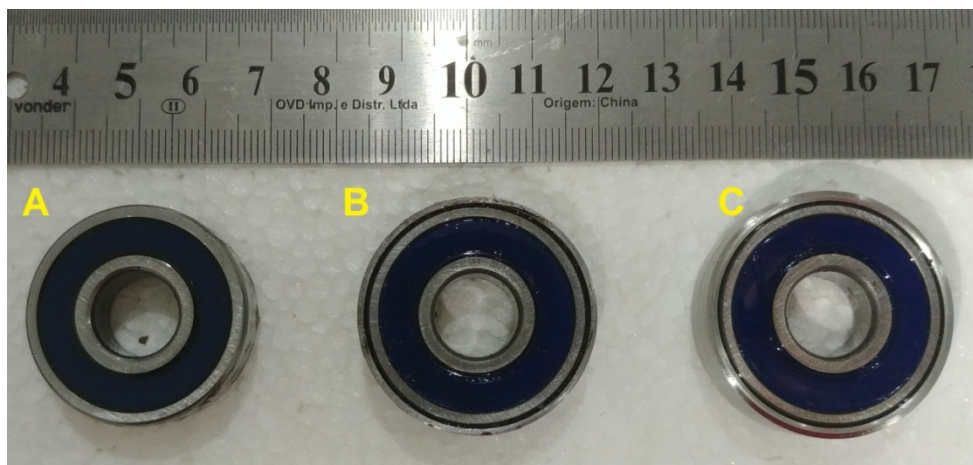


Figura 4.28 - Rolamentos com anéis de pré-carga, (A) Sem pré-carga, (B) Pré-carga de 1,0 mm, (C) Pré-carga de 1,5 mm.

Este pré-carregamento foi realizado para garantir que o dispositivo proposto atingisse a zona de histerese do material com o menor deslocamento devido à vibração do sistema, onde isso já havia sido previsto nas próprias simulações. Para garantir que não ocorresse nenhum tipo de deslizamento do anel externo do rolamento durante a aceleração do sistema, as molas foram coladas ao rolamento.

4.7 Montagem e testes de calibração da bancada

De acordo com as informações obtidas durante o desenvolvimento teórico, deu-se início aos primeiros testes na bancada experimental, utilizando os mancais flexíveis, como na Figura 4.1. A mesma montagem do sistema de aquisição de dados foi utilizada para os experimentos junto com as molas do tipo lâmina de LMF SE proposta. O fluxograma geral da sequência de ligação dos componentes de aquisição de dados do sistema pode ser vista na Figura 4.29.

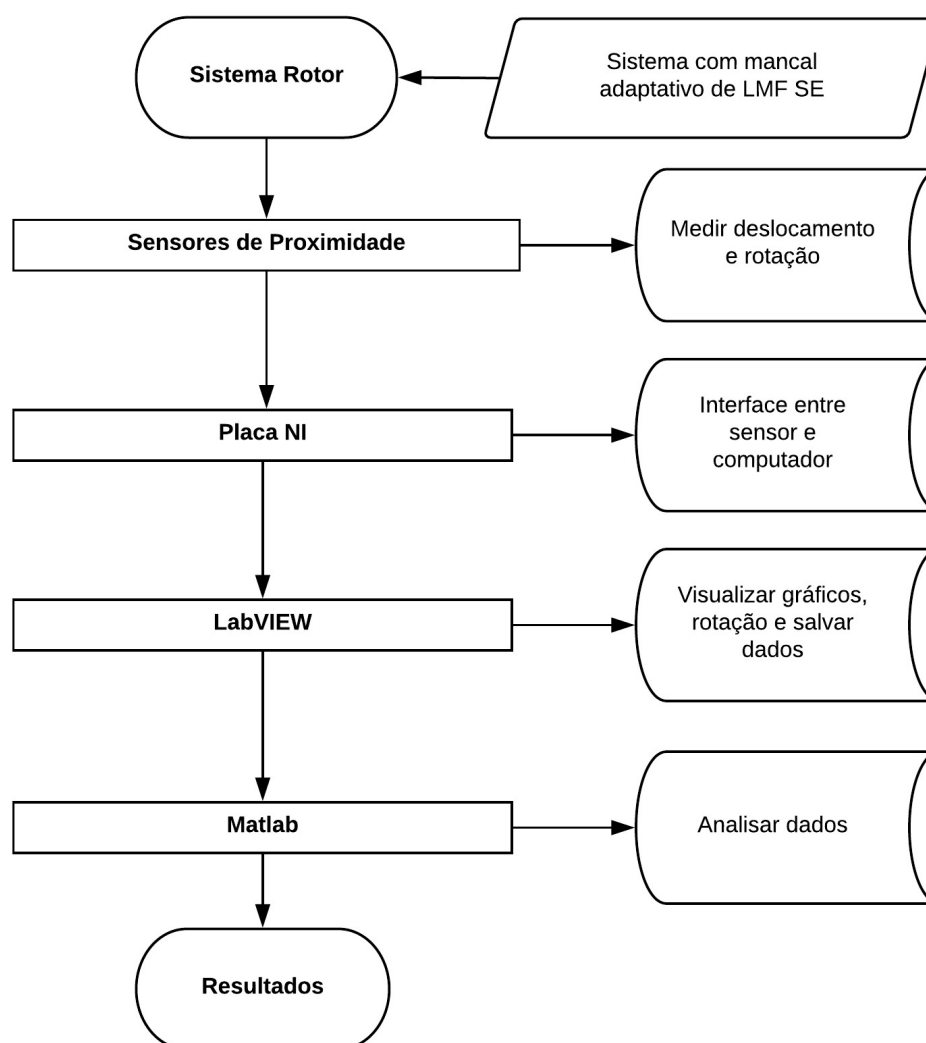


Figura 4.29 - Fluxograma de ligação dos componentes de aquisição de dados.

A montagem para os testes foi feita utilizando sensores de proximidade (SKF CMSS 665), com faixa linear de 0 a 2 mm e sensibilidade de 7,87 mV/ μm , onde 2 foram instalados, um na direção vertical e outro na horizontal, próximos ao disco, ponto onde ocorre as maiores amplitudes, e outro foi instalado próximo ao mancal do lado do motor fazendo a tarefa de um tacômetro, como indica a Figura 4.30.

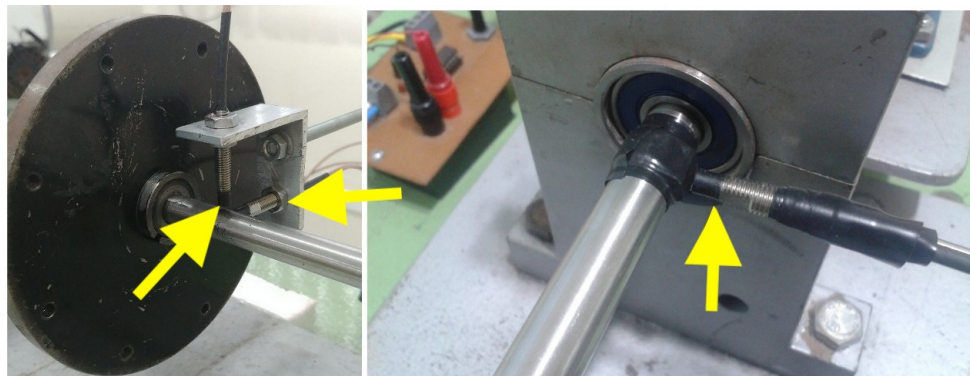


Figura 4.30 - Sensores de proximidade SKF CMSS 665.

Os deslocamentos obtidos passam pelos condicionadores de sinais, Figura 4.31(A), são enviados para a placa de comunicação de dados (Figura 4.31(B)) e, em seguida, para o computador, o qual processará a informação.



Figura 4.31 - (A) Condicionadores de Sinal (B) Placa de comunicação de dados.

O processamento dos dados ocorre no *LabView*. Na Figura 4.32 é possível visualizar as amplitudes de deslocamento nas duas direções, direção X no quadro A e direção Z no quadro B, e a rotação do sistema no quadro C e D. Os dados são salvos, tratados e analisados no *Matlab*, e a partir disso, se obtém os gráficos de espectros FFT (Transformada Rápida de Fourier), FRF (Função de Resposta em Frequência) e de amplitude de vibração no tempo.

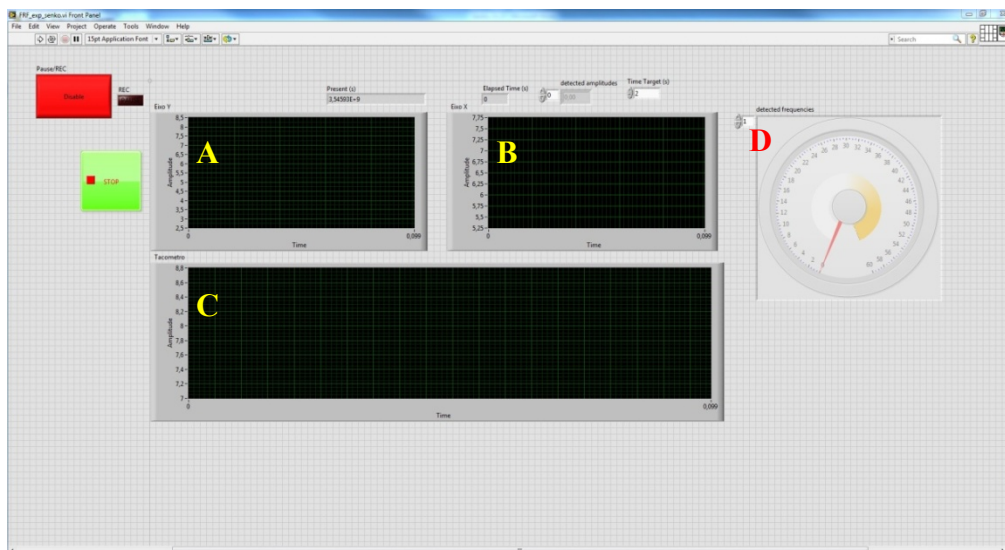


Figura 4.32 - Tela do programa do *LabView*.

Desta forma, podem-se analisar as amplitudes de deslocamento que o sistema rotor-mancal tem por consequência das passagens pelas velocidades críticas e devido aos desbalanceamentos, ou outros tipos de falhas.

Os resultados obtidos com o sistema rotativo com o mancal com as molas do tipo lâmina de LMF SE foram comparados com os resultados alcançados no mesmo sistema montado com um mancal com oito molas helicoidais de LMF ME, os quais foram obtidos do trabalho de Oliveira (2017).

CAPITULO 5.

RESULTADOS E DISCUSSÕES

5.1 *Simulação no Matlab com Mancal Flexível de Referência (LMF ME)*

Para melhor caracterizar os parâmetros de operação na bancada didática disponível no LVI, tendo como referência os trabalhos de Borges (2016) e Oliveira (2017), e dar início à simulação do dispositivo proposto, foi realizada uma comparação dos valores de rigidez de forma simulada e experimental da mola de referência para várias temperaturas, como representado na Figura 5.1. Para o teste experimental de rigidez utilizou-se a máquina de teste universal (INSTRON 5582) equipada com uma câmara de controle de temperatura para identificar as rigidezes do material na região de passagem do estado martensítico ao austenítico. Como já discutido antes, a mola utilizada para estes primeiros testes foi uma de LMF, do tipo memória de forma (LMF ME), sem a característica superelástica, conforme dados da Tabela 5.1. Para a simulação da curva teórica foi utilizado o modelo de proposto por Ikuta *et al.* (1991), o qual foi apresentado anteriormente. Analisando a Figura 5.1, nota-se que existe uma boa concordância dos resultados das rigidezes teórico e experimental, especialmente na faixa de temperaturas entre 40 e 70°C.

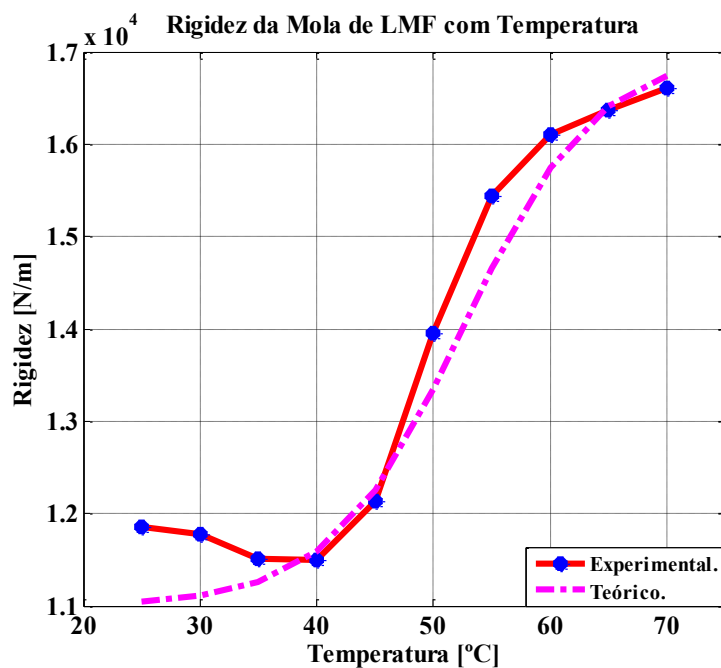


Figura 5.1 - Curvas teórica e experimental da rigidez da mola LMF ME para várias temperaturas.

Tabela 5.1 - Parâmetros da mola de LMF ME.

Material	Níquel-Titânio (50-50)
Diâmetro do fio	2,02 mm
Diâmetro efetivo	12,00 mm
Passo entre espiras	4,61 mm
Nº de Espiras ativas	2

Para a obtenção do amortecimento da mola LMF ME em função da temperatura, realizou-se testes modais e a partir deles foram obtidos as constantes de amortecimentos, utilizando o método do decremento logaritmo de acordo com Holanda (2013). Após os resultados, uma curva comparativa foi gerada, como mostra a Figura 5.2. Aqui também observa-se uma boa concordância entre os resultados teórico e experimental, quase em toda a faixa de temperaturas considerada.

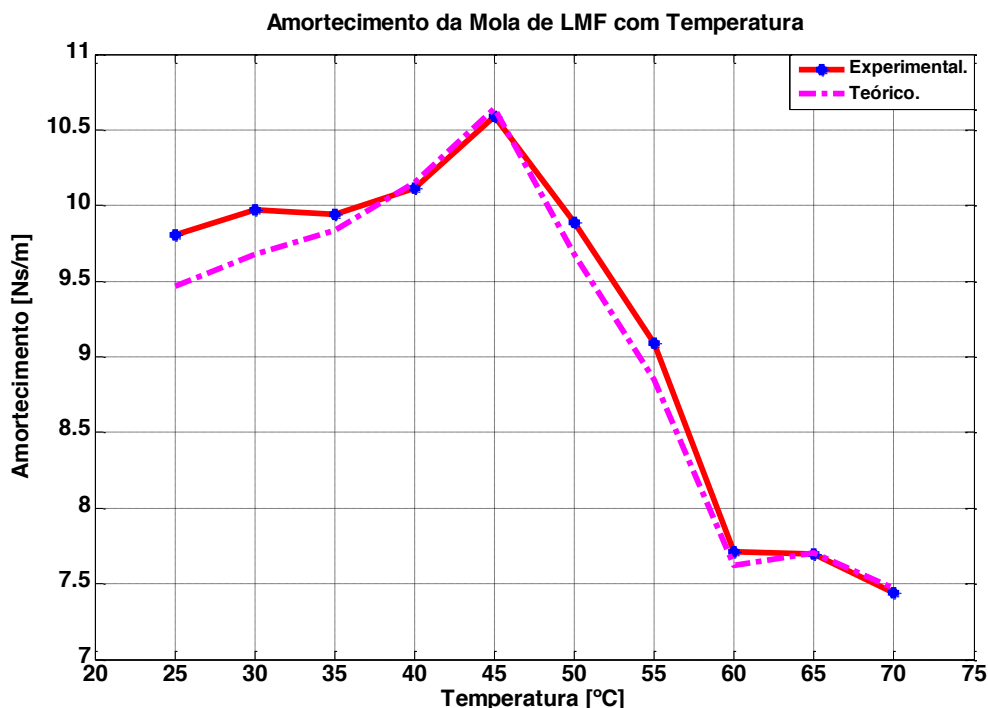


Figura 5.2 - Comparação de amortecimentos (teórico x experimental).

Com a concordância da equação do amortecimento variando com a temperatura através da curva experimental, iniciou-se as simulações do sistema com mancal flexível LMF ME na bancada didática contendo desbalanceamentos variando de 1 a 5 gramas para obter os deslocamentos máximos nos nós próximos ao mancal (Nó 2) e ao disco (Nó Central). A partir da Figura 4.12, pode-se assim estimar a amplitude e a força aplicada no mancal, para servir de parâmetro para o dimensionamento do novo atuador. Foi escolhido estes pontos, pois seria neles o alcance de uma maior amplitude de deslocamento, devido ao mancal ser flexível.

Na Figura 5.3 e Figura 5.4 estão representados os deslocamentos máximos devido aos desbalanceamentos relativos (massas de 4 e 5 gramas) do nó 2 e nó central à temperatura ambiente. Verifica-se que os valores de picos obtidos na frequência de ressonância 29 Hz, foram da ordem de 2,0 e 2,5 mm, respectivamente. Observa-se ainda que, antes da região de ressonância, as curvas de deslocamentos relativos do nó Central e nó 2 (mancal flexível) praticamente coincidem. Porém, após o pico de ressonância, à medida que aumenta a

frequência de rotação as curvas se afastam uma da outra, mostrando amplitudes relativas maiores na posição do Nó 2 devido ao mancal ser flexível.

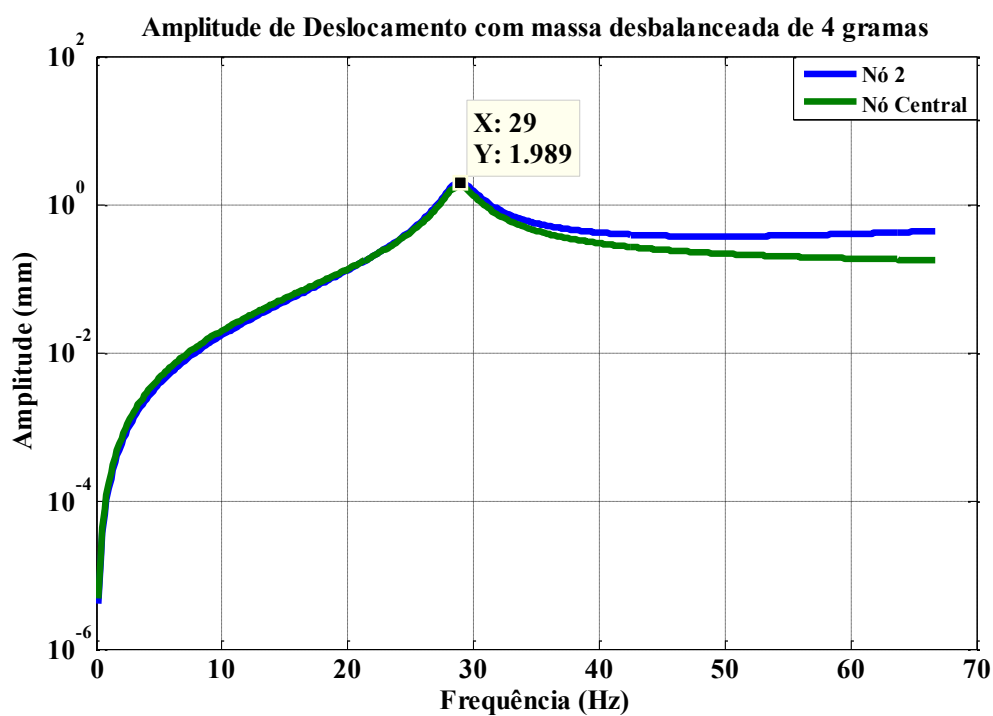


Figura 5.3 - Amplitude de deslocamento com massa desbalanceadas de 4 gramas, *Matlab*.

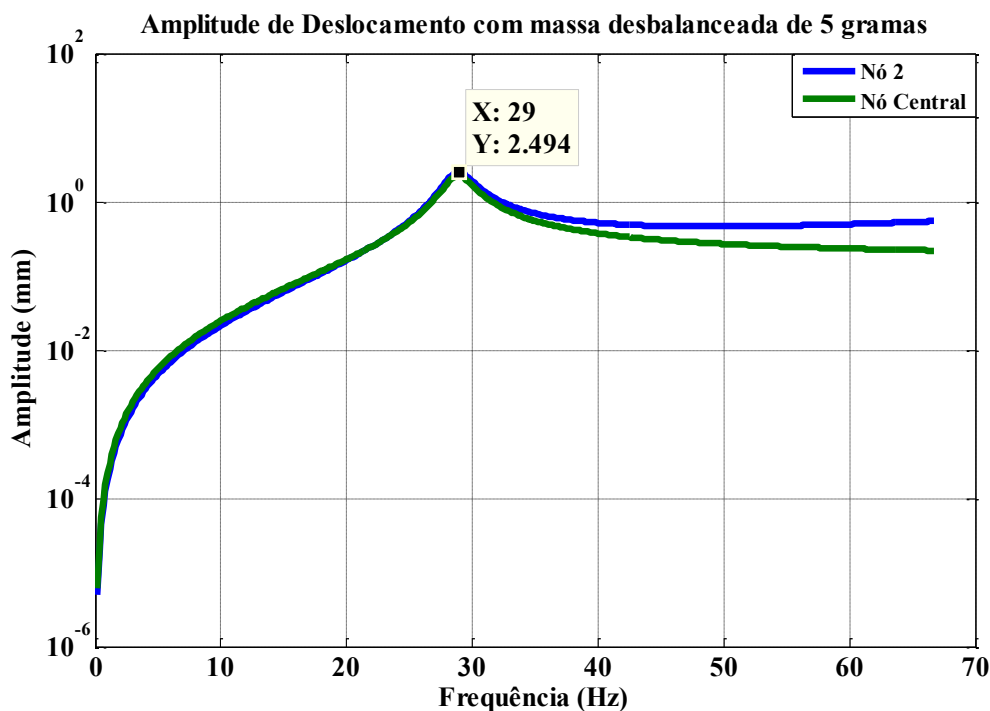


Figura 5.4 - Amplitude de deslocamento com massa desbalanceadas de 5 gramas, *Matlab*.

5.2 Experimentos com Mancal Flexível LMF ME (rotor desbalanceado).

A partir dos resultados simulados na seção anterior, partiu-se para obter os resultados experimentais do sistema rotor com mancal flexível utilizando molas de LMF ME, tendo as especificações dadas na Tabela 5.1 nas condições de temperatura ambiente, onde o mancal flexível LMF ME se encontra no estado de martensita. Os desbalanceamentos foram inseridos no disco do sistema como destacado na Figura 5.5. As medidas dos deslocamentos foram obtidas no mesmo nó central, como proposto nas simulações e foram obtidas as amplitudes em ambas as direções (eixos X e Z).

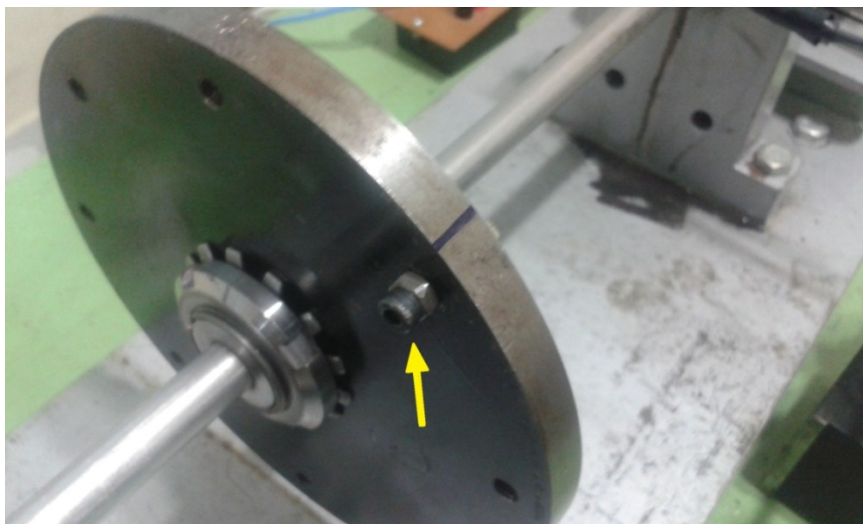


Figura 5.5 - Disco do sistema rotor com desbalanceamento ($m=5g$).

A Tabela 5.2 resume parte dos resultados experimentais das amplitudes em dadas frequências de rotação próximas a região de ressonância e a Tabela 5.3 os resultados das respectivas forças aplicadas no mancal. O resultado completo dessas tabelas se encontra disponível no Anexo II.

Tabela 5.2 - Amplitudes com massas desbalanceadas (mm), *Experimental*.

Eixo X						Eixo Z				
Frequência (Hz)	Massa									
	1g	2g	3g	4g	5g	1g	2g	3g	4g	5g
25	0,15	0,17	0,13	0,21	0,26	0,23	0,28	0,37	0,46	0,55
28	0,22	0,31	0,18	0,32	0,45	0,58	0,94	1,25	1,56	2,00
29	0,19	0,27	0,19	0,33	0,41	1,24	1,47	1,71	1,98	2,35
30	0,19	0,25	0,16	0,39	0,51	1,20	1,50	1,70	1,79	1,96
31	0,29	0,38	0,37	0,52	0,76	1,08	1,08	1,24	0,96	1,29
32	0,42	0,60	0,55	0,74	1,01	0,77	0,96	0,96	1,00	1,04
33	0,72	0,77	0,63	0,86	1,26	0,68	0,78	0,73	0,80	0,88
34	0,89	1,00	0,89	1,24	1,54	0,61	0,70	0,68	0,76	0,79
35	1,13	1,19	1,20	1,53	1,83	0,58	0,61	0,62	0,76	0,94

Tabela 5.3 - Força aplicada no mancal (N), *Experimental*.

Eixo X						Eixo Z					
Frequência (Hz)	Massa										
	1g	2g	3g	4g	5g	1g	2g	3g	4g	5g	
	25	1,60	1,75	1,32	2,19	2,72	2,41	2,93	3,89	4,83	5,73
	28	2,32	3,21	1,89	3,30	4,67	6,00	9,84	13,00	16,27	20,88
	29	2,01	2,83	1,96	3,44	4,26	12,91	15,33	17,79	20,65	24,48
	30	1,99	2,65	1,63	4,03	5,29	12,54	15,66	17,76	18,61	20,38
	31	3,00	3,94	3,86	5,45	7,94	11,28	11,25	12,96	9,99	13,46
	32	4,41	6,27	5,68	7,66	10,55	8,01	9,99	10,03	10,38	10,85
	33	7,48	8,04	6,61	8,92	13,16	7,10	8,12	7,63	8,32	9,19
	34	9,26	10,45	9,30	12,90	16,06	6,32	7,25	7,04	7,96	8,27
35	11,78	12,41	12,50	15,92	19,11	6,00	6,38	6,50	7,87	9,84	

Como se pode perceber, devido à dificuldade da montagem do sistema, ocorreu uma diferença de frequências naturais para cada direção do sistema, diferentemente da simulação onde em ambas as direções se obtiveram os mesmos deslocamentos, mas como esperado devido ao peso do elementos, disco e eixo, a direção Z obtém as maiores amplitudes.

Posteriormente, fez-se uma comparação entre os resultados das curvas simuladas, Figura 5.3 e Figura 5.4, relativas aos deslocamentos do nó central e das medidas realizadas em algumas frequências adotadas da Tabela completa – Anexo II, neste caso considerando apenas o deslocamento experimental no eixo Z. As Figura 5.6 e Figura 5.7 ilustram as comparações das duas curvas (massas de 4 e 5 gramas) e na Tabela 5.4 os erros relativos para algumas frequências e níveis de desbalanceamento considerados.

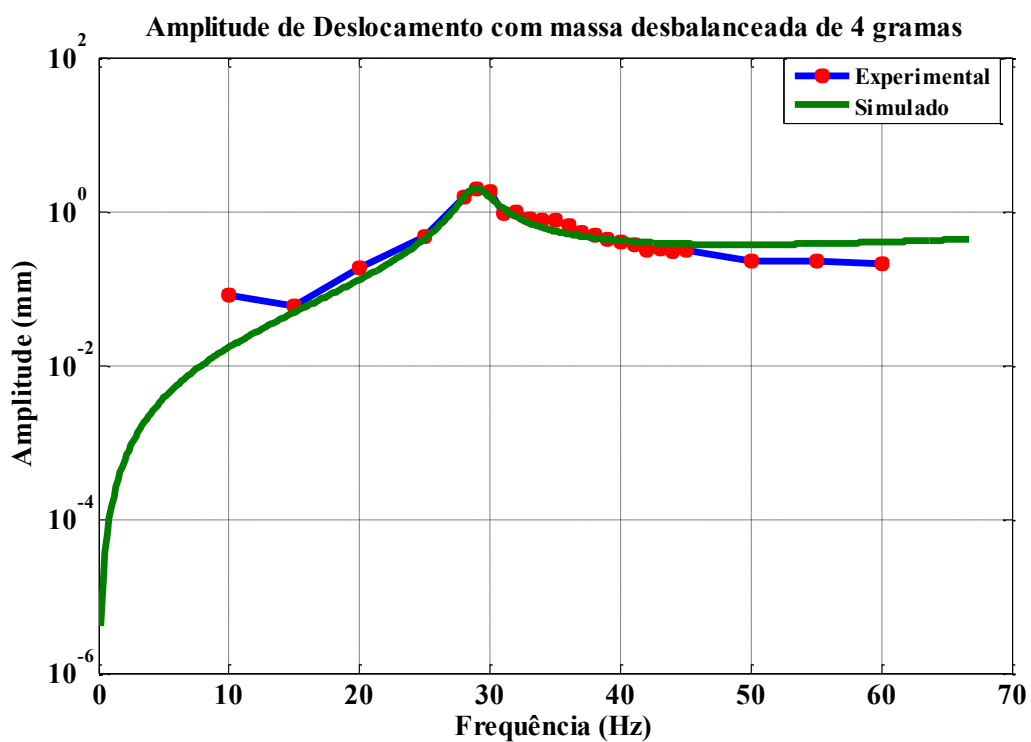


Figura 5.6 - Comparação dos deslocamentos do sistema desbalanceado - 4 gramas.

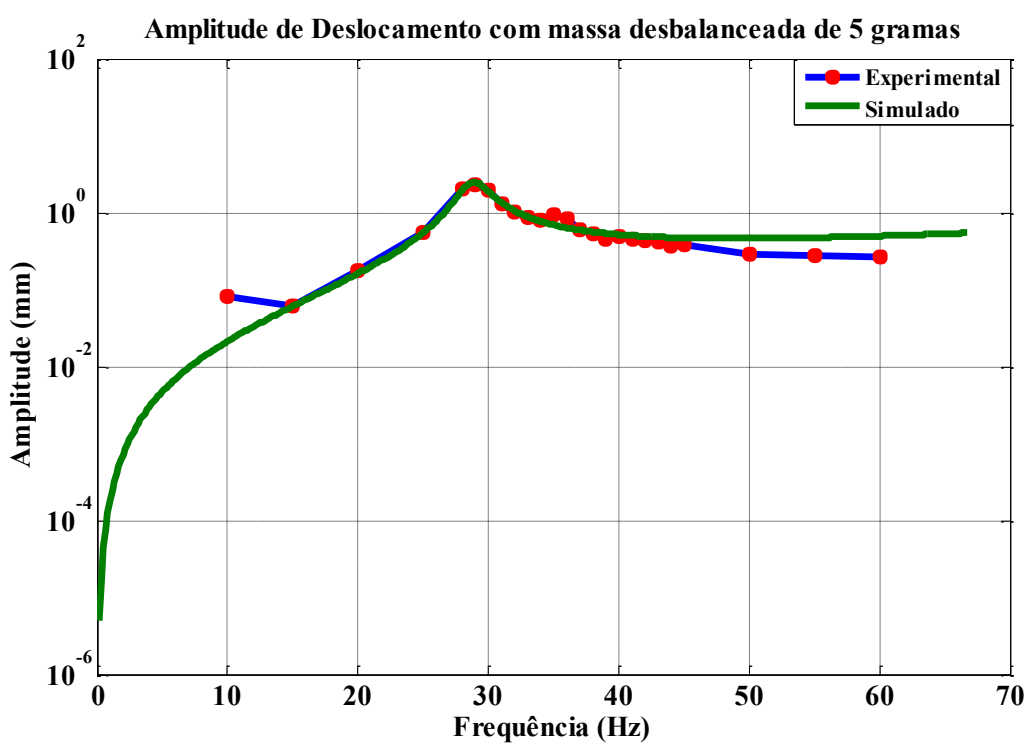


Figura 5.7 - Comparação dos deslocamentos do sistema desbalanceado - 5 gramas.

Tabela 5.4 - Comparação dos deslocamentos experimentais e simulados.

Frequência (Hz)	Erro				
	Massa				
	1g	2g	3g	4g	5g
25	2,69%	20,31%	12,54%	4,70%	0,61%
28	14,47%	9,85%	4,53%	1,10%	3,57%
29	21,35%	0,34%	6,22%	0,40%	5,81%
30	0,75%	4,74%	6,63%	17,51%	2,79%
31	12,84%	2,00%	3,42%	12,41%	5,63%
32	5,29%	11,54%	6,60%	16,61%	2,44%
33	15,92%	9,84%	14,81%	12,24%	0,82%
34	21,50%	13,56%	9,59%	23,34%	2,51%
35	31,01%	12,14%	6,72%	35,81%	35,85%

Na Tabela 5.4 é possível ver que na região da frequência natural do sistema, onde são obtidos os maiores níveis de deslocamentos, os erros se encontram dentro do esperados devido às pequenas instabilidades do experimento. No entanto, com o maior nível de desbalanceamento (4 e 5 gramas), os erros foram abaixo dos 6%, possibilitando estimar a carga exercida no mancal para dimensionar o novo atuador utilizando os deslocamentos máximos da simulação e do experimental. No caso, a carga máxima aplicada chegaria até 25N.

5.3 Simulação dos Dispositivos no Ansys

Nesta seção serão apresentadas as simulações feitas com cada tipo de dispositivo pré-selecionado (Tipos F, G e H), para permitir uma análise mais profunda visando a seleção do tipo de configuração mais promissora e assim realizar a manufatura e testes do mancal escolhido. Como os Tipos F e o G são bastante similares no formato, preferiu-se utilizar o Tipo F para compara-lo com o Tipo H. Inicialmente serão mostrados somente os resultados e as análises das comparações das simulações obtidas dos dispositivos dos Tipo F nas três espessuras de lâmina (0,25 mm, 0,5 mm e 1,0 mm) assim como para o Tipo H. Após isso foi comparado o Tipo F de 0,25 mm e o Tipo H de 0,5 mm, os quais mostraram os melhores

resultados de amortecimento histerético, máxima tensão principal e melhor transformação martensítica dentro dos requisitos do material e da aplicação em questão. Em seguida, foi realizado uma comparação entre o Tipo F com o Tipo G.

5.3.1 Simulações com o Dispositivo Tipo F

As simulações com o dispositivo Tipo F (Figura 5.8), para as três espessuras de lâmina, foram realizadas sequencialmente aplicando um deslocamento mínimo de 0,5 mm e máximo de 3,0 mm.

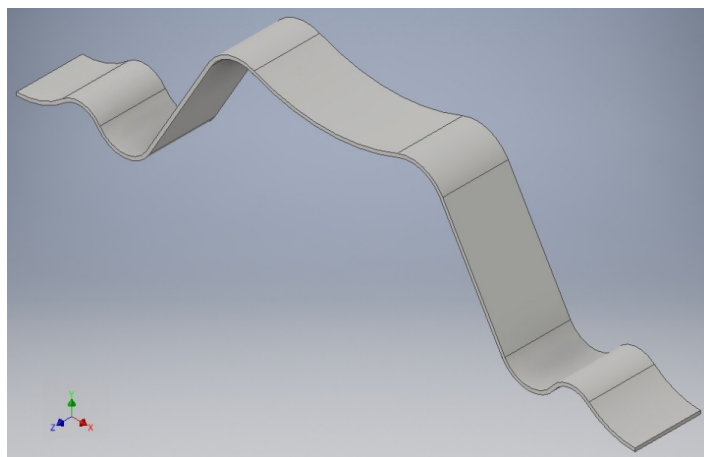


Figura 5.8 – Mola de Lâmina do Tipo F.

Nas Figura 5.9 e Figura 5.10 observa-se as curvas de força x deslocamento e de porcentagem de transformação martensítica para cada espessura de lâmina. Nas Tabela 5.5 e Tabela 5.6 tem-se um resumo dos parâmetros como a força máxima necessária para o deslocamento máximo, o tempo inicial para o início da transformação martensítica, tempo para atingir o máximo da transformação e a máxima tensão principal sofrida.

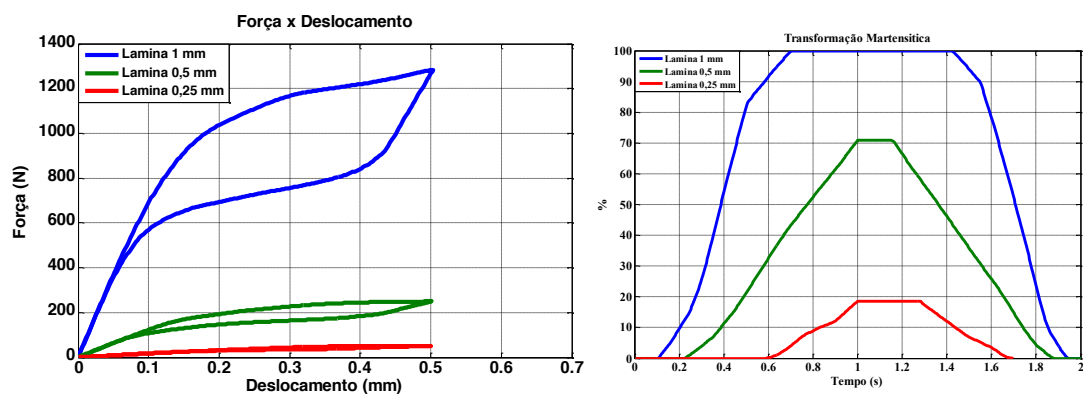


Figura 5.9 - Curvas de Força x Deflexão e de Transformação Martensítica para deflexão de 0,5 mm (Tipo F).

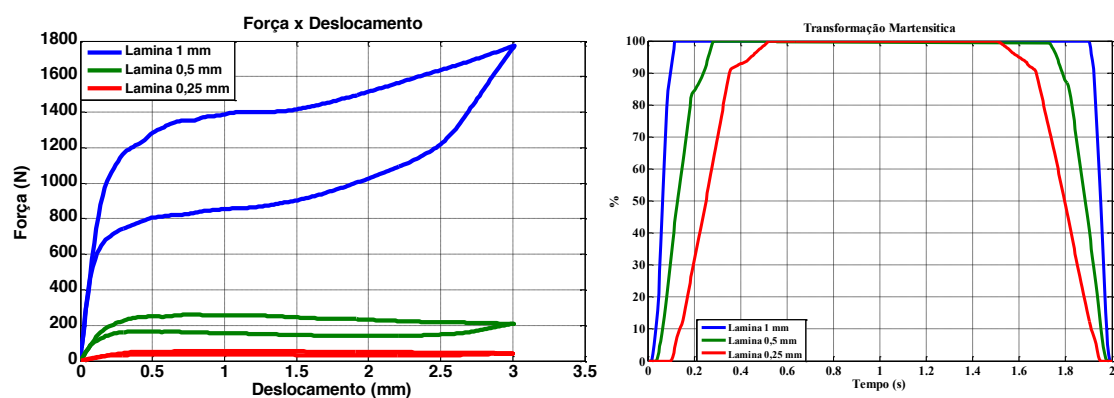


Figura 5.10 - Curvas de Força x Deflexão e de Transformação Martensítica para deflexão de 3,0 mm (Tipo F).

Tabela 5.5 - Parâmetros para a Deflexão de 0.5 mm (Tipo F)

Lâmina	Força máx. (N)	t (s) início da transformação	t (s) para a fração máx.	Fração de martensita máx. (%)	Máxima tensão principal (Mpa)
1,0 mm	1284,2	0,10667	0,70667	100	799,94
0,5 mm	249,53	0,22667	1	70,921	672,42
0,25 mm	51,305	0,59167	1	18,579	760,77

Tabela 5.6 - Parâmetros para a Deflexão de 3,0 mm (Tipo F).

Lâmina	Força máx. (N)	t (s) início da transformação	t (s) para a fração máx.	Fração de martensita máx. (%)	Máxima tensão principal (Mpa)
1,0 mm	1775,6	2,1667e-2	0,12167	100	4099,7
0,5 mm	260,39	4,1667e-2	0,28167	100	1588,3
0,25 mm	55,09	0,10167	0,52667	100	760,96

Sabendo que o valor da máxima tensão principal que a LMF suporta é de até 1200 Mpa sem o material falhar, pode se concluir que para um deslocamento máximo de 3,0 mm o dispositivo Tipo F de 1,0 mm e de 0,5 mm de espessura falhariam, enquanto o de 0,25 mm suportaria tal deflexão. Sendo assim, mesmo com a área do ciclo histerético maior, tanto na Figura 5.9 como na Figura 5.10, o dispositivo de 1,0 mm seria incapaz de suportar os deslocamentos aplicados.

Desta forma, na próxima simulação, procura-se analisar o melhor dimensionamento para este formato, realizando um ciclo de deflexões padrão para cada uma das espessuras adotadas no dispositivo Tipo F. Inicialmente aplicou-se uma pré-deflexão de 1,5 mm sendo está deixada num patamar e depois foi feita um deslocamento de pico a pico de 1,0 mm. Após este deslocamento retorna-se ao patamar e depois repete-se o processo com um deslocamento de 2,0 mm de pico a pico, conforme a Figura 5.11. A Figura 5.12 ilustra as três curvas resultantes de porcentagem de transformação martensítica obtidas e a Tabela 5.7 mostra um resumo dos resultados obtidos para o Ciclo 1.

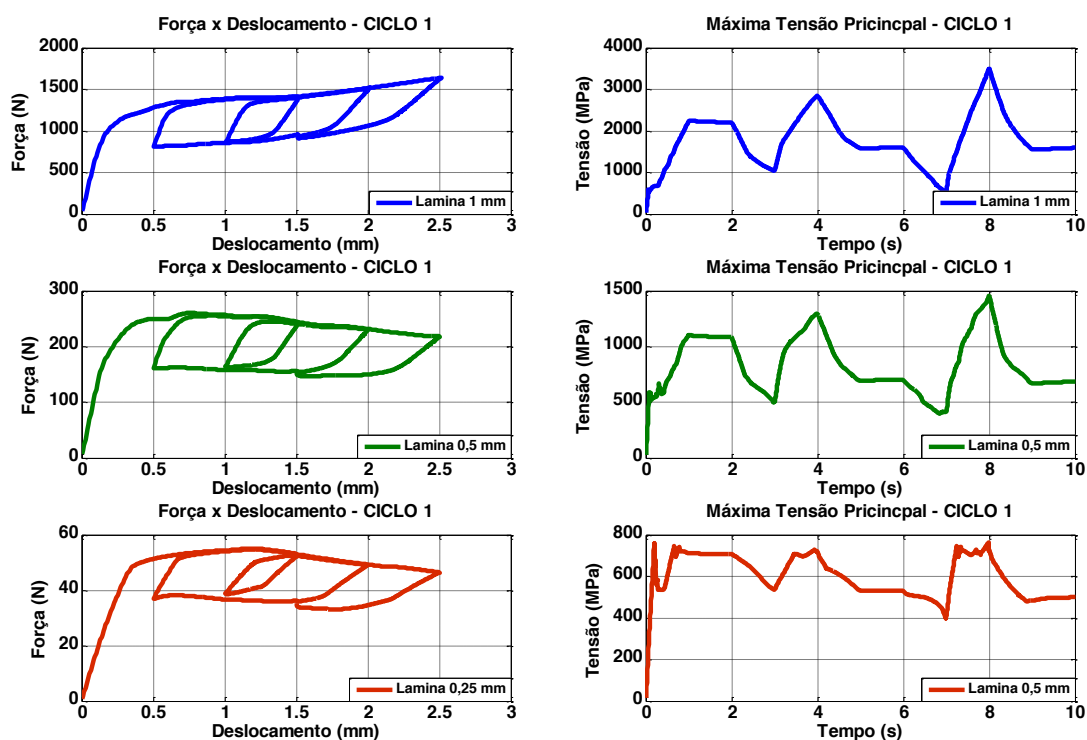


Figura 5.11 - Curvas força-deslocamento e Máxima tensão principal para o Ciclo 1 (Tipo F).

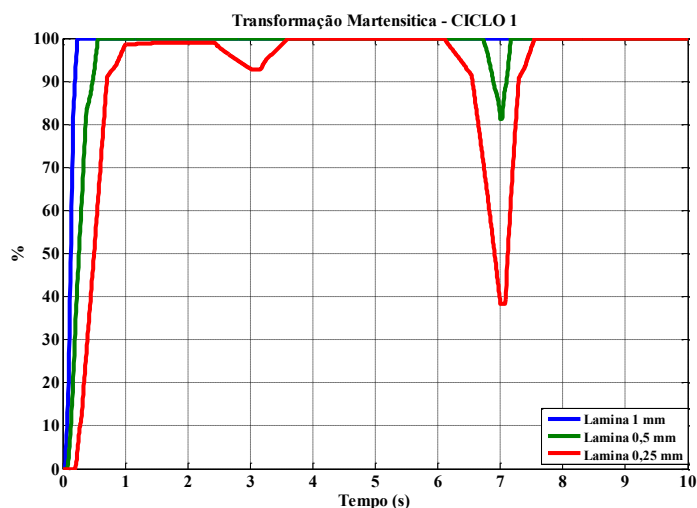


Figura 5.12 - Curvas de Transformação martensítica para o Ciclo 1 (Tipo F)

Tabela 5.7 – Ciclo 1 – com patamar de 1,5 mm

Lâmina	Força máx. (N)	t (s) início da transformação	t (s) para a fração máx.	Fração de martensita máx. (%)	Máxima tensão principal (Mpa)
1,0 mm	1640,6	3,6667e-2	0,23667	100	3496,9
0,5 mm	260,41	7,6667e-2	0,56667	100	1457,5
0,25 mm	55,092	0,19667	3,6167	100	761,9

É possível notar que nesta primeira simulação, Figura 5.11, os dispositivos de 1,0 e 0,5 mm necessitam de uma força muito maior que o dispositivo de 0,25 mm de espessura, sendo assim eles se mostram muito rígidos. O que acarretaria numa diminuição das amplitudes de pico devido a sua maior rigidez ao invés do amortecimento, alterando assim a frequência natural. Outro ponto é que ambos também ultrapassaram o valor da máxima tensão principal suportada pelo material, enquanto o dispositivo de 0,25 mm ficou abaixo. Apesar disso este não obteve a transformação martensítica completa durante o pré-carregamento, apesar de ficar acima dos 90% da transformação direta.

Outra simulação foi realizada com uma deflexão inicial de 3,0 mm de patamar e aplicada uma deflexão de pico a pico de 2,0 mm e 4,0 mm, da mesma forma que o ciclo anterior, conforme as Figura 5.13 e Figura 5.14. A Tabela 5.8 resume os dados da força máxima para realizar este deslocamento e a máxima tensão principal de cada dispositivo.

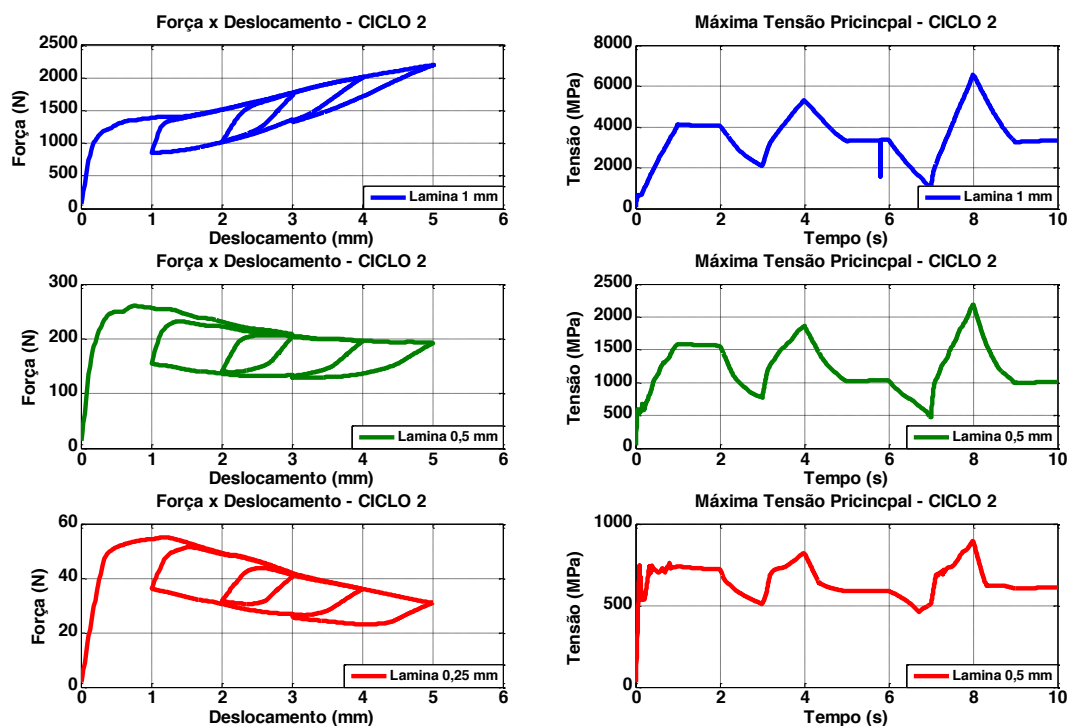


Figura 5.13 - Curvas força-deslocamento e Máxima tensão principal para o Ciclo 2 (Tipo F).

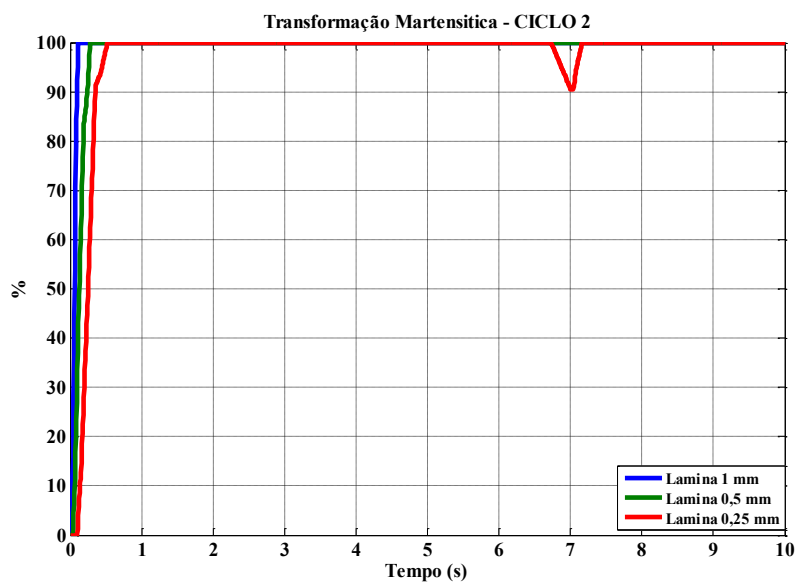


Figura 5.14 - Curvas de Transformação martensítica para o Ciclo 2 (Tipo F).

Tabela 5.8 – Ciclo 2 – com patamar de 3 mm

Lâmina	Força máx. (N)	t (s) início da transformação	t (s) para a fração máx.	Fração de martensita máx. (%)	Máxima tensão principal (Mpa)
1,0 mm	2197,7	2,1667e-2	0,12167	100	6567,6
0,5 mm	260,39	4,1667e-2	0,28167	100	2190,6
0,25 mm	55,09	0,10167	0,52667	100	895,2

Enquanto os dispositivos Tipo F simulados com espessuras de lâminas de 1,0 e 0,5 mm ultrapassaram a máxima tensão principal suportada, o dispositivo de 0,25 mm de espessura obteve uma máxima tensão principal dentro dos padrões aceitáveis do material LMF e também atingiu a completa transformação martensítica já na pré-carga. Isto implica que com uma mínima variação de deslocamento o dispositivo já dissiparia energia, ou seja, ele já se encontraria dentro do ciclo histerético.

Portanto, dentro deste formato de dispositivo, a espessura de lâmina 0,25 mm seria a melhor solução para aplicação devido a estar dentro dos requisitos de baixa rigidez e manter uma máxima tensão principal abaixo do suportado pelo material dentro das deformações impostas.

5.3.2 Simulações com o Dispositivo Tipo H.

Os mesmos testes foram realizados para o dispositivo do Tipo H (Figura 5.15), onde utilizou-se as mesmas espessuras de lâmina, processos de ciclagem e parâmetros para análise, conforme as Figura 5.16 e Figura 5.17 e Tabela 5.9 e Tabela 5.10.

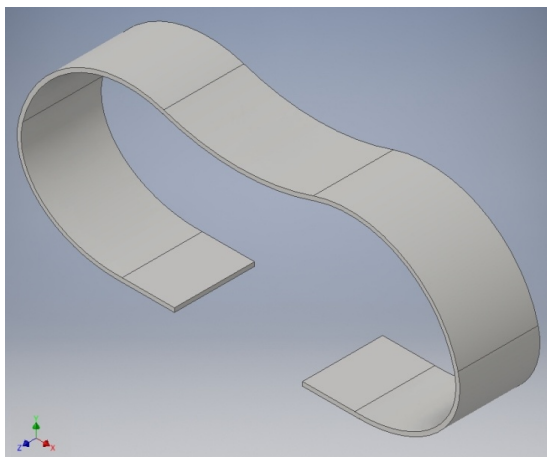


Figura 5.15 - Mola Lâmina do Tipo H.

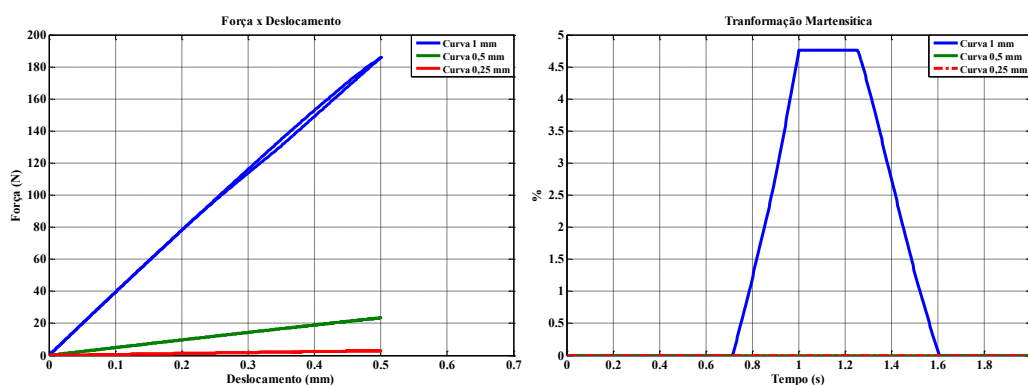


Figura 5.16 - Curvas Força-Deslocamento e Transformação Martensítica para deflexão de 0,5 mm (Tipo H).

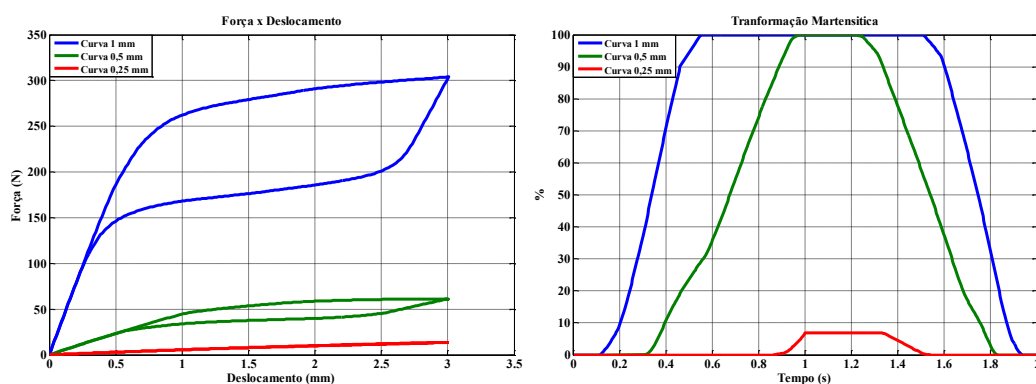


Figura 5.17 - Curvas Força-Deslocamento e Transformação Martensítica para deflexão de 3,0 mm (Tipo H).

Para esta primeira simulação (Figura 5.16), percebeu-se que nenhum dos dispositivos atingiram a máxima tensão principal de 1200 MPa, mas também não conseguiu

realizar a transformação martensítica completamente, e somente o de 1,0 mm conseguiu iniciar uma transformação atingindo aproximadamente 4,7%. Assim para atingir a transformação completa será necessário um maior deslocamento, e para uma melhor compreensão e comparação entre os resultados foram realizadas também as simulações para deflexões de 3,0 mm (Figura 5.17).

Tabela 5.9 - Parâmetros de Deflexão de 0,5 mm (Tipo H)

Lâmina	Força Max (N)	t (s) início da transformação	t (s) para a fração máx.	Fração de martensita máx. (%)	Máxima tensão principal (Mpa)
1,0 mm	186,02	0,71667	1	4,7559	542,18
0,5 mm	23,458	-	-	0	356,08
0,25 mm	2,9291	-	-	0	170,07

Tabela 5.10 - Parâmetros de Deflexão de 3,0 mm (Tipo H).

Lâmina	Força máx (N)	t (s) início da transformação	t (s) para a fração máx.	Fração de martensita máx. (%)	Máxima tensão principal (MPa)
1,0 mm	304,01	0,12167	0,55667	100	927,74
0,5 mm	61,294	0,31167	0,97667	100	658,19
0,25 mm	13,512	0,86667	1	6,8557	821,63

Para a deflexão de 3,0 mm pode-se perceber que somente o dispositivo de 0,25 mm de espessura que não atingiu os 100% da transformação martensítica. Desta forma para fazer com que este dispositivo atingisse a transformação completa deveria sofrer uma deflexão maior. Já os outros dois dispositivos atingiram a total transformação sendo o de espessura 1,0 mm em menor tempo. Também pode se notar que todos os dispositivos ficaram abaixo da máxima tensão principal de 1200 MPa.

Para obter mais informações e para melhor tomada de decisão também foi realizado os mesmos ciclos de deslocamento, como pode-se ser visto nas Figura 5.18, Figura 5.19 e Tabela 5.11.

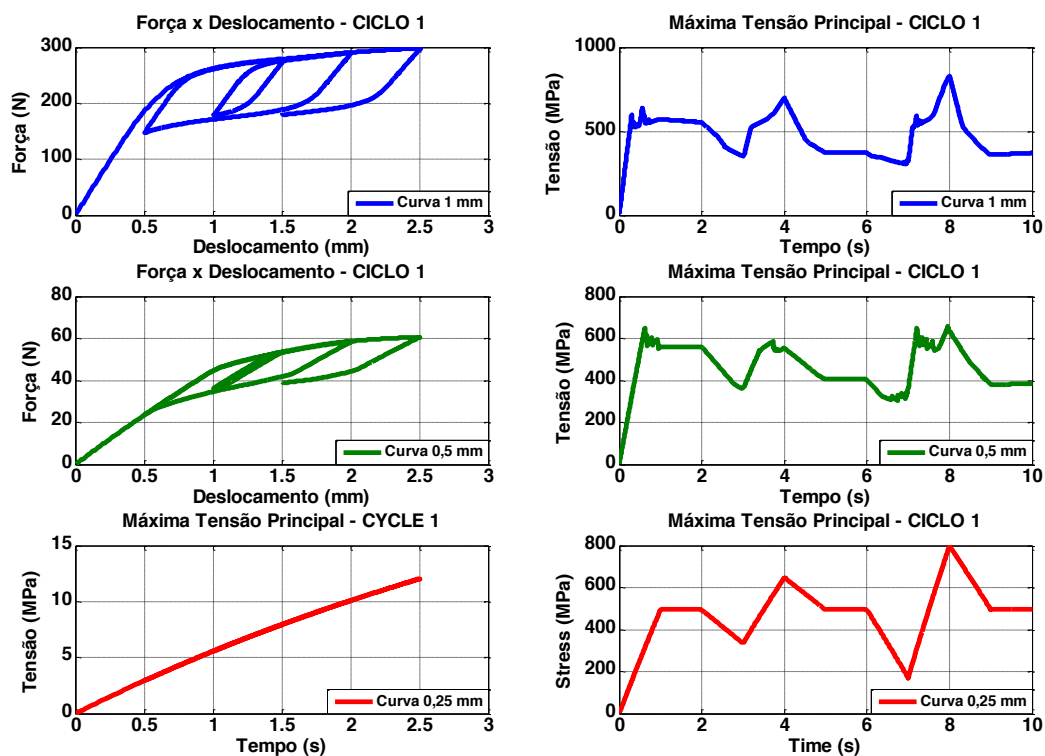


Figura 5.18 - Curvas de força-deslocamento e Máxima tensão principal para o Ciclo 1 (Tipo H).

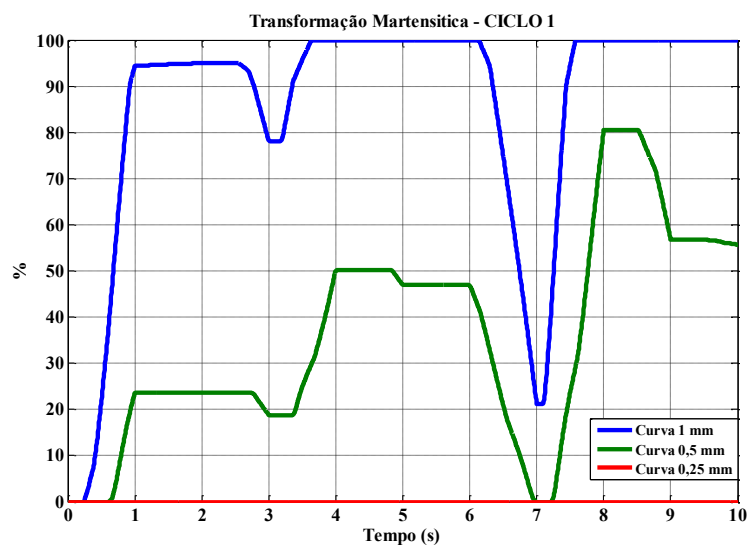


Figura 5.19 - Transformação martensítica para o Ciclo 1 (Tipo H).

Tabela 5.11 - Ciclo 1 – com patamar de 1,5 mm (Tipo H).

Lâmina	Força máx. (N)	t (s) início da transformação	t (s) para a fração máx.	Fração de martensita máx. (%)	Máxima tensão principal (Mpa)
1,0 mm	298,23	0,24167	3,6417	100	831,27
0,5 mm	60,64	0,62167	8	80,548	657,74
0,25 mm	12,031	-	-	0	797,08

Neste primeiro ciclo, foi aplicado um patamar de 1,5 mm e dois deslocamentos de pico a pico, um sendo de 1,0 e de 2,0 mm. O que se percebeu foi que somente o dispositivo de espessura 1,0 mm ocorreu a transformação completa, enquanto o de espessura 0,5 mm atingiu no máximo 80% da transformação. Já o dispositivo de 0,25 mm de espessura não atingiu em nenhum momento o início da transformação, o que indica que necessitaria de uma maior deformação.

Também pode se notar que nesse dispositivo Tipo H, em todas as espessuras de lâmina, os resultados ficaram bem abaixo do limite máximo da tensão principal, desta forma podendo se deformar ainda mais. Também foi realizado o Ciclo 2 com maiores deformações, conforme seguem as Figura 5.20 e Figura 5.21 e na Tabela 5.12 que resume os resultados obtidos.

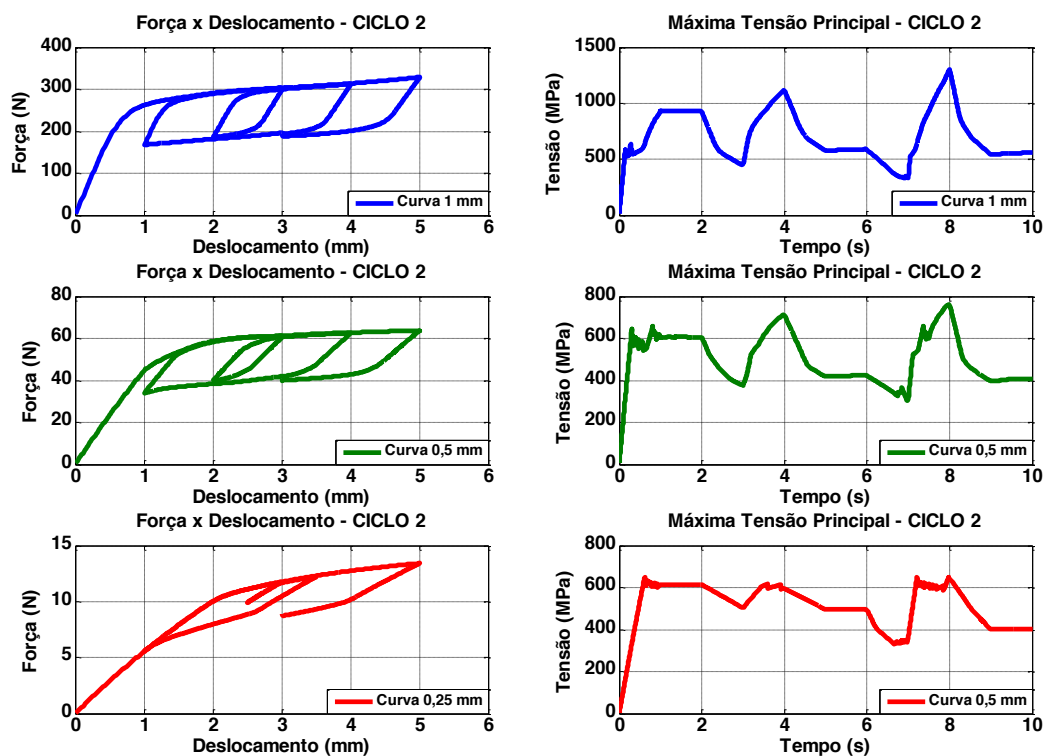


Figura 5.20 - Curvas força-deslocamento e Máxima tensão principal para o Ciclo 2 (Tipo H).

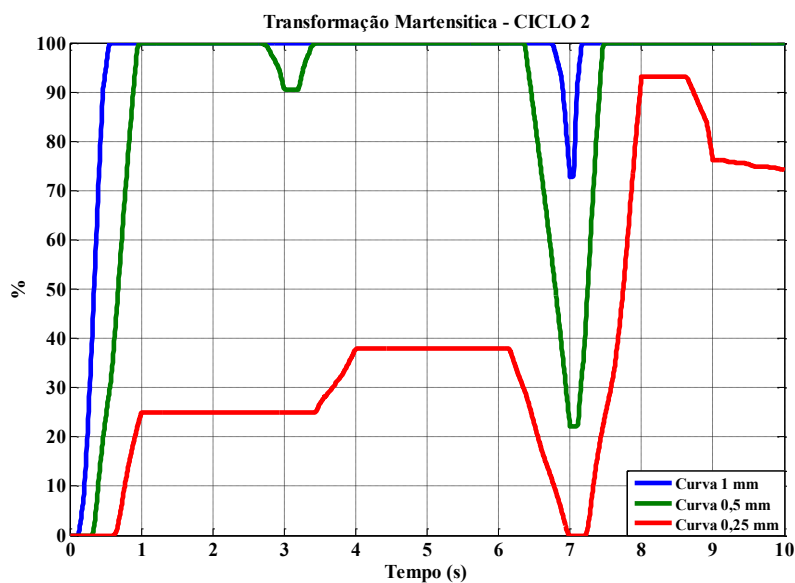


Figura 5.21 - Transformação martensítica para o Ciclo 2 (Tipo H).

Tabela 5.12 - Ciclo 2 – com patamar de 3,0 mm (Tipo H).

Lâmina	Força máx. (N)	t (s) início da transformação	t (s) para a fração máx.	Fração de martensita máx. (%)	Máxima tensão principal (Mpa)
1,0 mm	329,24	0,12167	0,55667	100	1304,5
0,5 mm	63,811	0,31167	0,97667	100	763,82
0,25 mm	13,409	0,62167	8	93,046	651,64

Neste segundo ciclo foram aplicados um patamar de 3,0 mm com variações de pico a pico de 2,0 e 4,0 mm, e com deformações maiores pode se notar que todos os dispositivos atingiram maiores transformações, apesar disso o dispositivo de 0,25 mm de espessura não atingiu a transformação completa, chegando ao máximo de 93%, todavia os de espessuras 1,0 e 0,5 mm atingiram a máxima transformação em menos de um 1 segundo.

Analisando os resultados dos tipos F e H, observa-se uma boa diferença entre os dois tipos de configurações dos dispositivos, já que o do tipo F atingiu a transformação máxima em 0,5 segundo e com todas as espessuras simuladas. Outro ponto a destacar é que somente o dispositivo tipo H de espessura 1,0 mm ultrapassou a máxima tensão principal de 1200 MPa, enquanto os de 0,5 e 0,25 mm de espessura ficaram bem abaixo, podendo sofrer maiores deformações.

Desta forma percebe-se que o melhor dispositivo para configuração do tipo H seria o de espessura 0,5 mm, pois o de 1,0 mm ultrapassou o limite da máxima tensão principal para maiores deformações e o de espessura 0,25 mm não conseguiu atingir a máxima transformação de martensita em nenhuma simulação.

5.3.3 Comparações entre as simulações do Tipo F e H

Como os atuadores do Tipo F com lâmina de 0,25 mm (linhas verde) e o do Tipo H com lâmina de 0,5 mm (linha azul), apresentaram os melhores resultados para as situações impostas nas simulações, ambos foram selecionados para comparação, permitindo uma melhor análise e seleção do melhor dispositivo para aplicar no sistema rotativo. A Figura 5.22 e Tabela 5.13 mostram as curvas e comparações entre ambos os dispositivos quando sujeitos a deflexão de 0,5 mm.

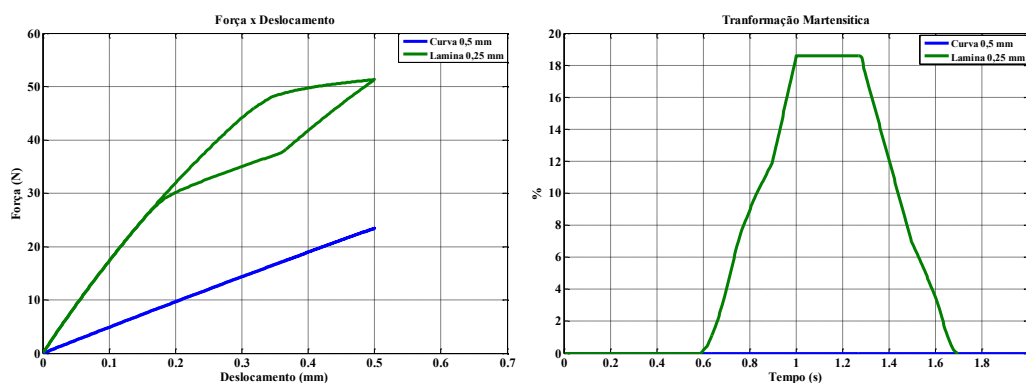


Figura 5.22 - Curvas Força-Deslocamento e Curvas de Transformação Martensítica 0,5 mm (Tipos F e H)

Tabela 5.13 - Parâmetros para Deflexão de 0,5 mm (Tipos F e H).

Dispositivo	Força máx. (N)	t (s) início da transformação	t (s) para a fração máx.	Fração de martensita máx. (%)	Máxima tensão principal (Mpa)
Tipo F (0,25 mm)	51,305	0,59167	1	18,579	760,77
Tipo H (0,5 mm)	23,458	-	-	0	356,08

Como esperado, na comparação direta entre ambos os dispositivos no deslocamento de 0,5 mm, como mostra a Tabela 5.13, o dispositivo Tipo F já sofre transformação, atingindo 20%, enquanto o dispositivo do Tipo H não sofre nenhuma alteração, isto já indica que o dispositivo fechado é o mais rígido. Para a deflexão de 3,0 mm temos os seguintes resultados na Figura 5.23 e Tabela 5.14.

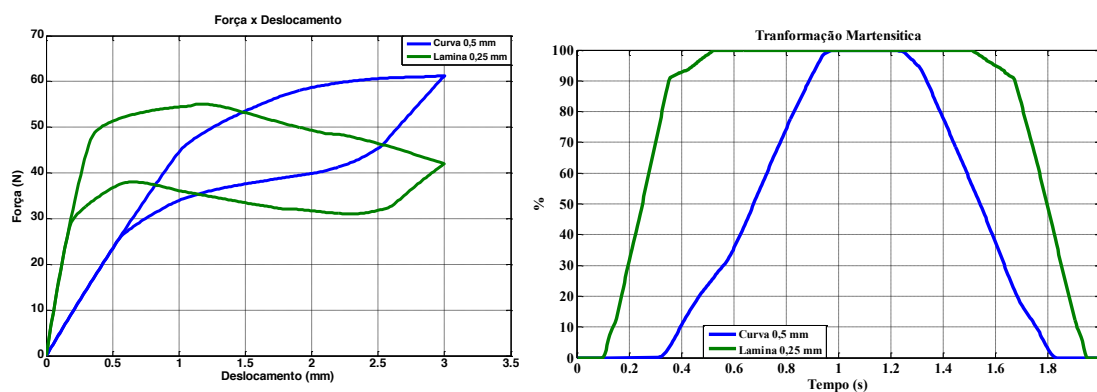


Figura 5.23 - Curvas Força- Deslocamento e Curvas de Transformação Martensítica – 3,0 mm (Tipos F e H).

Tabela 5.14 - Parâmetros para Deflexão de 3,0 mm (Tipos F e H).

Dispositivo	Força máx. (N)	t (s) início da transformação	t (s) para a fração máx.	Fração de martensita máx. (%)	Máxima tensão principal (Mpa)
Tipo F (0,25 mm)	55,09	0,10167	0,52667	100	760,96
Tipo H (0,5 mm)	61,294	0,31167	0,97667	100	658,19

Para a deflexão de 3,0 mm ambos atingem os 100% da sua transformação, porém a diferença consiste no tempo da transformação que para o dispositivo Tipo F é bem menor, dessa forma transformando mais rapidamente do que o dispositivo Tipo H, como pode ser visto na Tabela 5.14.

Como nesta simulação ambos os dispositivos atingiram o máximo de transformação, também foi realizado o cálculo do fator de amortecimento equivalente. Sendo assim obteve-se como esperado que o dispositivo do Tipo F de 0,25 mm de espessura tem um maior fator de amortecimento equivalente e um menor valor de rigidez secante, como mostrado na Tabela 5.15.

Tabela 5.15 – Fator de amortecimento equivalente (Tipos F e H).

Dispositivo	Volume do dispositivo (mm ³)	Rigidez Secante (N/m)	Fator de amortecimento Equivalente (%)	Razão (%)
Tipo F (0,25 mm)	76,086	0,18	5,42	10,53
Tipo H (0,5 mm)	73,137	0,28	2,65	3,39

As Figura 5.24 e Figura 5.25 e Tabela 5.16 são de comparações dos dispositivos Tipo F e H no Ciclo 1.

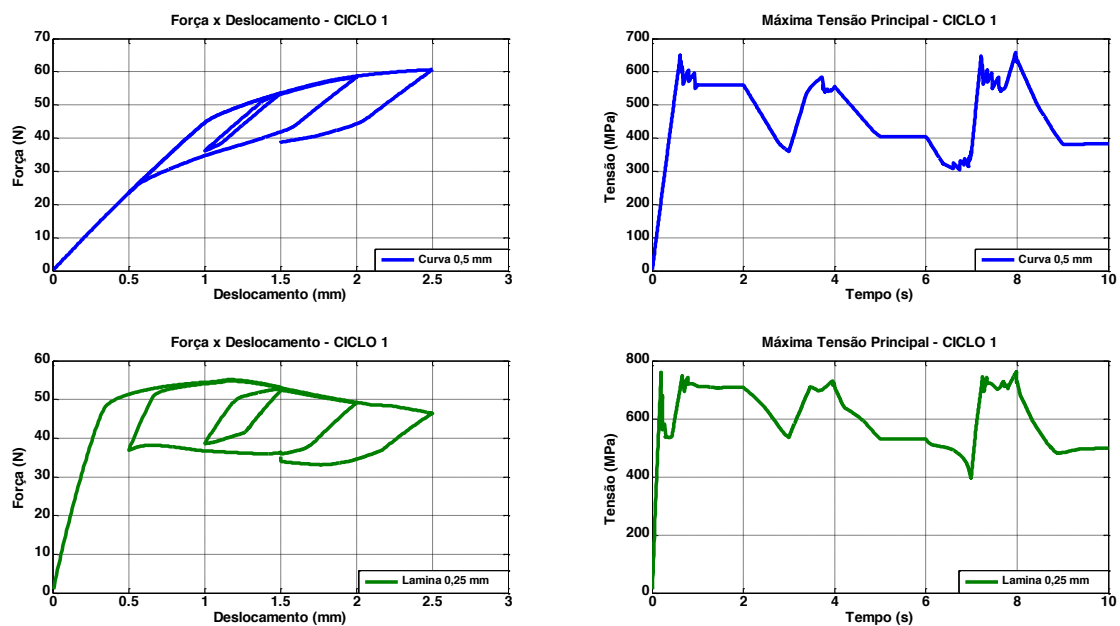


Figura 5.24 - Curvas força-deslocamento e Máxima tensão principal para o Ciclo 1 (Tipos F e H).

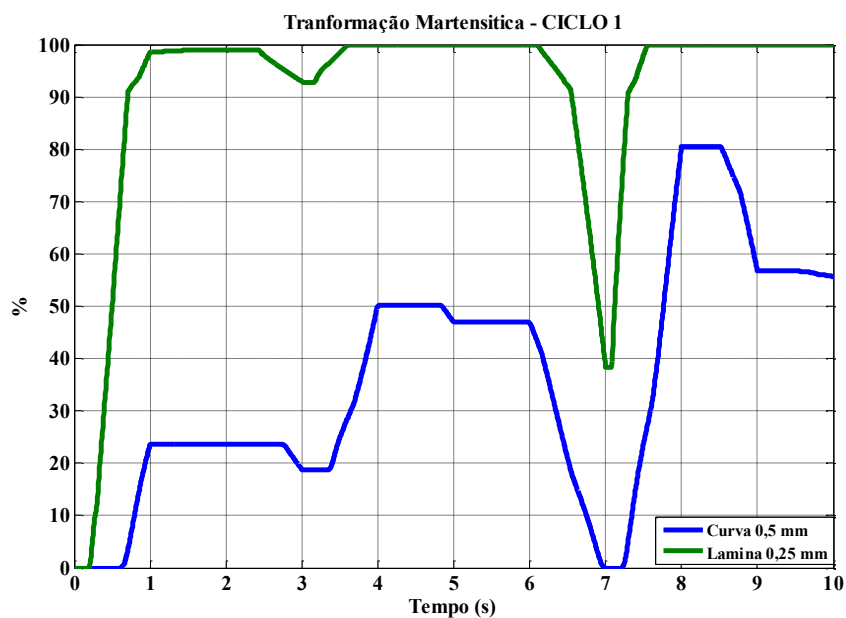


Figura 5.25 - Curvas de Transformação martensítica para o Ciclo 1 (Tipos F e H).

Tabela 5.16 - Ciclo 1 – com patamar de 1,5 mm (Tipos F e H).

Dispositivo	Força máx. (N)	t (s) início da transformação	t (s) para a fração máx.	Fração de martensita máx. (%)	Máxima tensão principal (Mpa)
Tipo F (0,25 mm)	55,092	0,19667	3,6167	100	761,9
Tipo H (0,5 mm)	60,55	0,62167	8	80,548	657,74

Para o Ciclo 1, que simula um deslocamento de pico a pico de no máximo 2,0 mm, já pode se notar que o dispositivo Tipo F, mesmo não estando 100% transformado durante o início da pré carga implementada, ele sofre a transformação martensítica completa, atingindo os 100% aos 3,6, segundos.

Enquanto o dispositivo Tipo H não consegue atingir em nenhum momento a transformação completa, chegando ao máximo aos 80% da transformação martensítica do material somente no maior deslocamento imposto, apesar das forças necessárias para fazer com que o material se deforme sejam bastante similares. Outro ponto bastante similar entre os dois dispositivos são a máxima tensão principal que para ambos ficaram abaixo dos 770 MPa.

As Figura 5.26 e Figura 5.27 e na Tabela 5.17 são mostrados os resultados obtidos da comparação dos dispositivos no Ciclo 2.

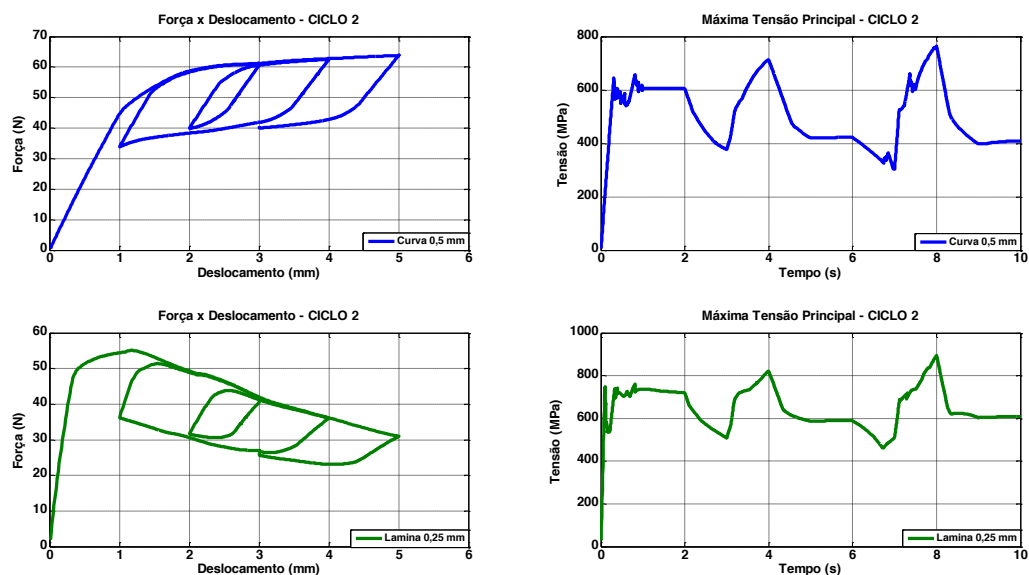


Figura 5.26 - Curvas força-deslocamento e Máxima tensão principal para o Ciclo 2 (Tipos F e H).

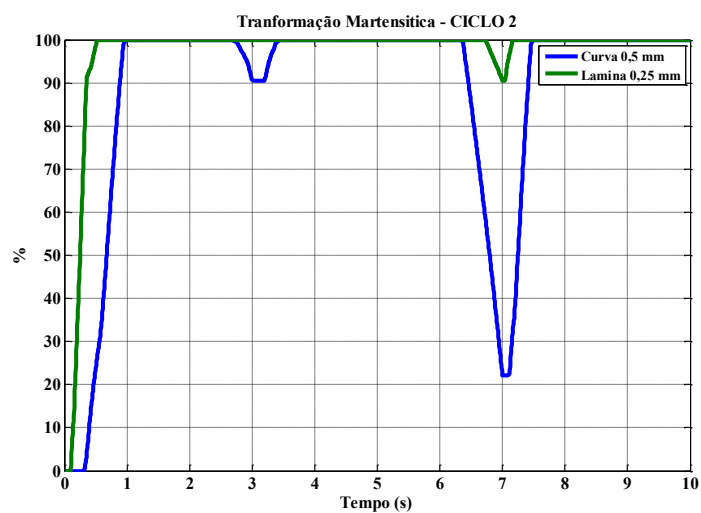


Figura 5.27 - Curvas de Transformação martensítica para o Ciclo 2 (Tipos F e H)

Tabela 5.17 - Ciclo 2 – com patamar de 3,0 mm (Tipos F e H).

Dispositivo	Força Max (N)	t (s) início da transformação	t (s) para a fração máx.	Fração de martensita máx. (%)	Máxima tensão principal (Mpa)
Tipo F (0,25 mm)	55,09	0,10167	0,52667	100	895,2
Tipo H (0,5 mm)	63,811	0,31167	0,97667	100	763,82

Para o Ciclo 2, que sofre um deslocamento de pico a pico de 4,0 mm, ambos atingem o 100% de transformação martensítica já no pré carregamento, entretanto o dispositivo Tipo F começa e finaliza sua transformação total antes que o dispositivo Tipo H. Outro ponto a se notar da transformação martensítica é que o dispositivo Tipo H quando sofre a variação maior, quando o deslocamento é de 1,0 mm, ele deixa de ser totalmente martensítico chegando próximo de 80% para a transformação reversa, enquanto o dispositivo aberto, apesar de sofrer a mesma transformação reversa atinge somente 10%.

Ambos os dispositivos nesta situação ficaram bem abaixo da máxima tensão principal limite do material LMF. Neste caso, como ambos atingiram a total transformação martensítica, também foi calculado o fator de amortecimento equivalente para ambas às situações. Desta forma é possível concluir que o dispositivo tipo F de 0,25 mm de espessura possui o maior fator de amortecimento equivalente, sendo quase o dobro para a situação imposta. Também é fácil de perceber que este dispositivo possui uma menor rigidez secante, como é possível visualizar na Tabela 5.18.

Tabela 5.18 - Fatores de amortecimento equivalente (Tipos F e H).

Dispositivo	Volume do dispositivo (mm ³)	Rigidez Secante (N/m)	Fator de amortecimento Equivalente (%)	Razão (%)
Tipo F (0,25 mm)	76,086	0,09	12,63	2,75
Tipo H (0,5 mm)	73,137	0,17	6,34	0,65

5.3.4 Dispositivo Tipo G

Por fim foi realizada uma simulação utilizando a configuração do dispositivo Tipo F (Figura 5.8), apesar disso com menos curvas, Tipo G (Figura 5.28), onde buscou-se uma melhor forma para a fabricação.

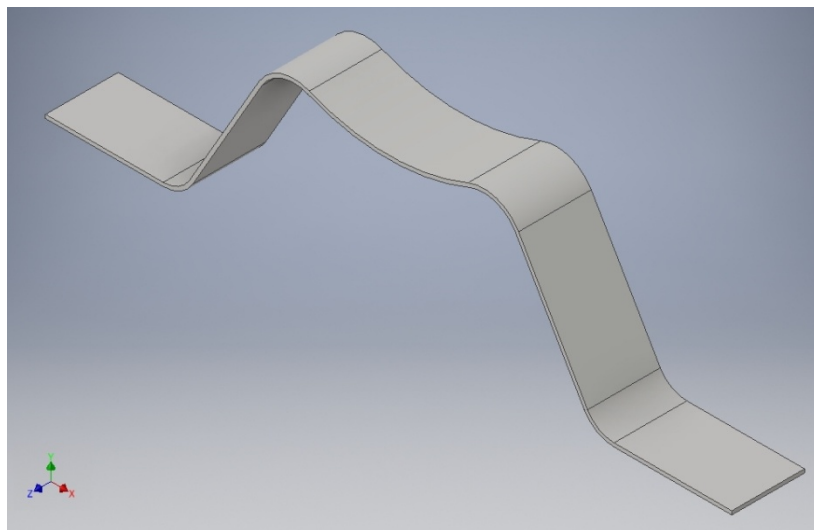


Figura 5.28 - Mola Lâmina do Tipo G.

Neste caso foi realizada somente a simulação do Ciclo 2, para se ter uma comparação com o dispositivo escolhido do Tipo F de 0,25 mm de espessura. Nas Figura 5.29 e Figura 5.30 e na Tabela 5.19 podem ser vistos os resultados.

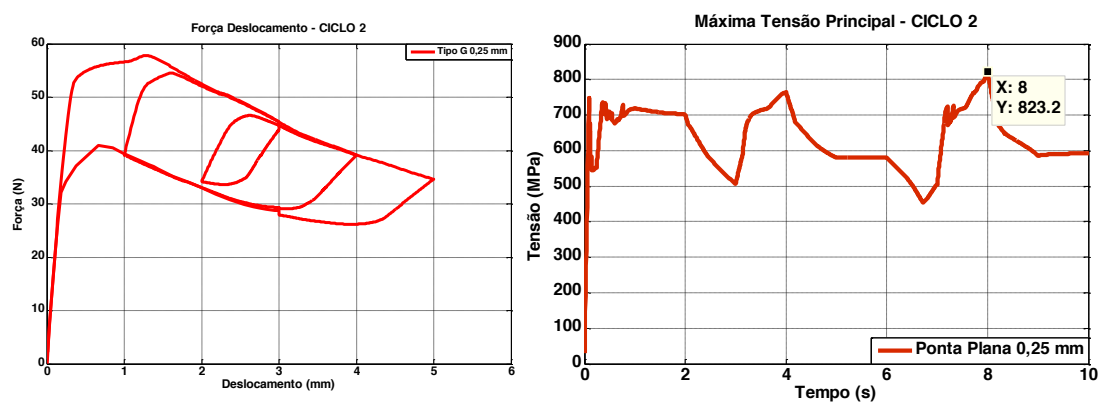


Figura 5.29 - Curvas força-deslocamento e de Máxima tensão principal para o Ciclo 2 (Tipo G).

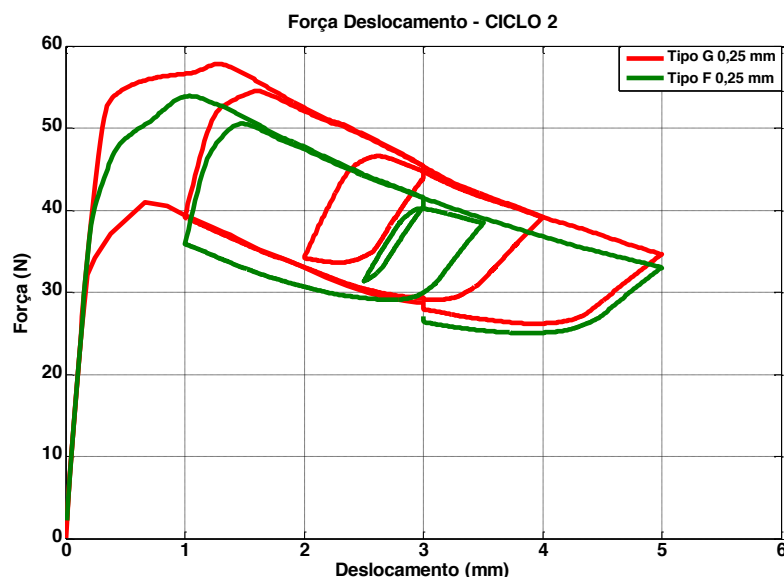


Figura 5.30 - Comparação das Curvas de força-deslocamento para o Ciclo 2 (Tipos F e G).

Tabela 5.19 - Parâmetros da Transformação martensítica para o Ciclo 2 (Tipos F e G).

Dispositivo	Força Max (N)	t (s) início da transformação	t (s) para a fração máx.	Fração de martensita máx. (%)	Máxima tensão principal (Mpa)
Tipo G (0,25 mm)	53,91	6,6667e-002	0,28167	100	823,2
Tipo F (0,25 mm)	55,09	0,10167	0,52667	100	895,2

Como pode ser analisado na Tabela 5.19 as diferenças entre ambos fica mais na velocidade da transformação, pois o dispositivo do Tipo G atua mais rápido, e na máxima tensão principal o mesmo fica um pouco abaixo da tensão suportada pelo material. Na curva força-deslocamento percebe-se que ambas as curvas são bastante similares, diferenciando pouco na área do ciclo histerético.

A partir da Tabela 5.20 também pode se afirmar que o fator de amortecimento equivalente de ambos são bastante similares, como mostrado na Tabela 5.20 e desta forma pode se aplicar ambos os tipos de dispositivo.

Tabela 5.20 - Rigidez secante e fator de amortecimento (Tipo F e H).

Dispositivo	Rigidez secante (N/m)	Fator de amortecimento (%)
Tipo F	0,0814	12,63
Tipo G	0,0942	11,30

Portanto, embora os parâmetros dos dispositivos Tipo G e Tipo F de mesma espessura (0,25 mm) possuam praticamente as mesmas características, a facilidade de fabricação do Tipo G devido a ter menos curvas foi o fator determinante para a sua seleção.

5.4 Testes Estáticos Experimentais com a Mola do Tipo G

Nesta seção serão apresentados os dados experimentais dos testes estáticos obtidos junto com a mola do tipo lâmina de LMF SE, a qual foi selecionada para fabricação devido a maior facilidade da fabricação do molde. Os resultados foram obtidos durante os testes no RET (Resistência Elétrica em Função da Temperatura), Figura 4.23, como apresentado no capítulo precedente.

5.4.1 Testes experimentais no RET

O ensaio RET foi realizado como explanado no Capítulo 4, na qual foi utilizada duas amostras, uma sendo a lâmina antes de iniciar o processo de fabricação do dispositivo, somente sendo feito o tratamento térmico especificado pelo fabricante, e a mola do tipo lâmina de LMF SE já fabricada, para identificar se ocorreu alteração nas temperaturas de transformação de fase do material antes e depois da fabricação do dispositivo. As Figura 5.31 e Figura 5.32 mostram as curvas obtidas de resistência elétrica versus temperatura das lâminas LMF SE (antes e após a sua fabricação).

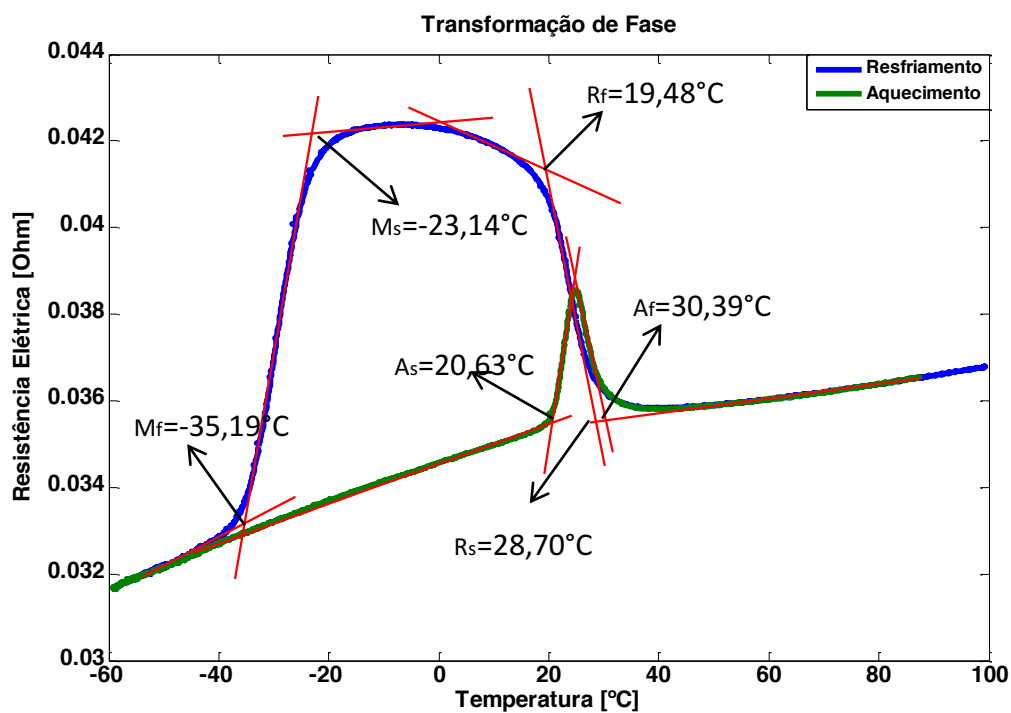


Figura 5.31 - Resistência elétrica em função da temperatura para a lâmina de Ni-Ti (antes da fabricação).

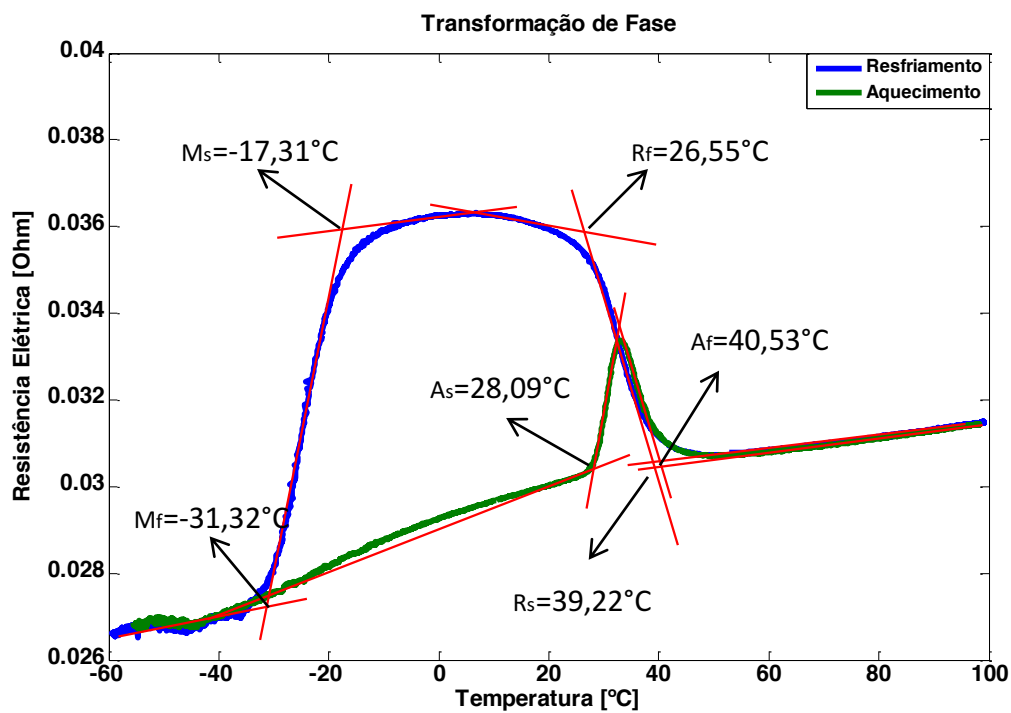


Figura 5.32 - Resistência elétrica em função da temperatura para a mola de Ni-Ti (após a fabricação).

Assim observa-se que o material sofreu alteração da temperatura de transformação de fase devido aos processos de fabricação do dispositivo, laminação e *shape setting*, esta diferença ficou entre 10°C, conforme pode ser observado na Tabela 5.21.

Tabela 5.21 - Temperaturas de transformação de fase da mola lâmina de LMF

Fase	M_s	M_f	R_s	R_f	A_s	A_f
Temperatura (°C) Lâmina de NiTi	-35,19	-23,14	19,48	28,70	20,63	30,39
Temperatura (°C) Mola de NiTi	-31,32	-17,31	26,55	39,22	28,09	40,53

Entretanto o material do dispositivo à temperatura ambiente durante os experimentos (30°C) fica numa zona de transição da fase R e início da fase austenítica. Desta forma apesar do material do dispositivo não ser superelástico a temperatura ambiente, fase de A_f abaixo dos 30°C, devido à tensão aplicada pelas amplitudes de vibração no sistema rotativo, possivelmente vai ocorrer um auto aquecimento no material, saindo assim desta zona de transição de fases e passando para fase totalmente superelástica, temperaturas acima de A_f , onde o dispositivo deverá reduzir as amplitudes de vibração devido ao amortecimento histerético.

5.5 Testes Dinâmicos Experimentais com a Mola do Tipo G

Nesta seção serão apresentados os resultados experimentais dos testes dinâmicos obtidos junto com a mola do Tipo G (LMF SE), a qual foi selecionada devido a maior facilidade da fabricação do molde e montagem. Os resultados foram obtidos na bancada experimental SEAM, Figura 4.24, e na MTS[®], Figura 4.25, como apresentado no capítulo precedente.

5.5.1 Testes experimentais na bancada SEAM

A Figura 5.33 ilustra uma vista superior da montagem do experimento, cuja instrumentação e detalhes dos componentes segue de acordo como explicado anteriormente, na Figura 4.24.

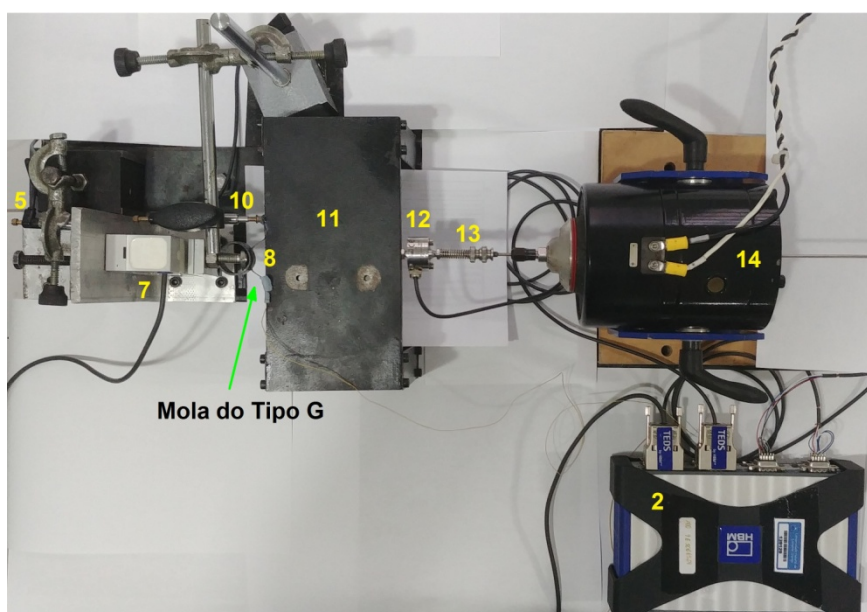


Figura 5.33 - Montagem do experimento na bancada SEAM.

Neste experimento foram obtidas as curvas de Nyquist e as curvas de FRF do sistema de calibração SEAM incluindo a mola de teste, onde foi possível a retirada dos dados do fator de amortecimento e da rigidez secante da mola. O teste foi realizado com pelo menos 5 repetições, para mostrar a repetibilidade dos ensaios no sistema e obter uma melhor média nos resultados. Cada teste teve a duração de 500 segundos e foi realizado um *sweep* (varredura em todo o espectro de frequências) das frequências de 1 Hz a 50 Hz, como pode ser vistos nas Figura 5.34 e Figura 5.35.

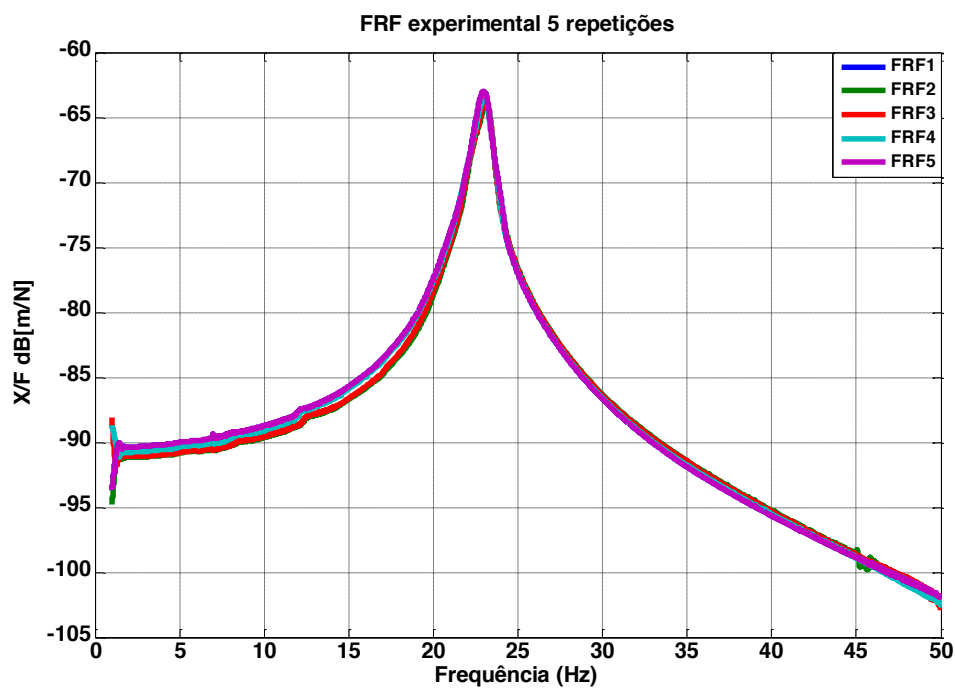


Figura 5.34 - FRF da mola do tipo G, 5 repetições.

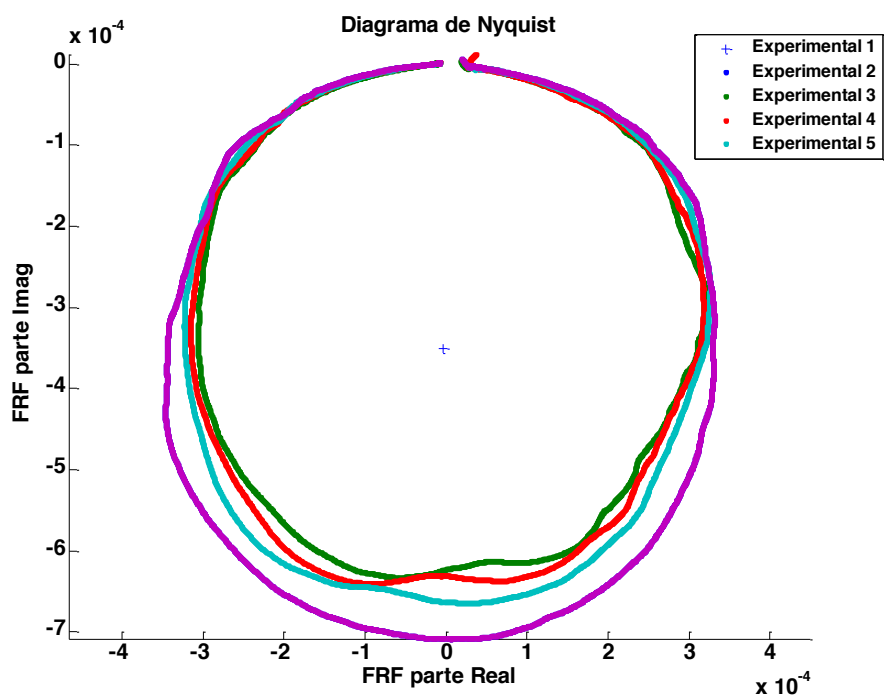


Figura 5.35 - Diagrama de Nyquist da mola do tipo G, 5 repetições.

Através destas curvas foram obtidos os valores de rigidez secante e fator de amortecimento de cada experimento, como apresentado na Tabela 5.22.

Tabela 5.22 - Rigidez secante e fator de amortecimento pelo SEAM.

	Exp 1	Exp. 2	Exp. 3	Exp. 4	Exp. 5	Média
Rigidez Secante (N/m)	0,104	0,103	0,104	0,107	0,108	0,104
Fator de amortecimento (%)	11,00	11,56	11,92	11,74	11,79	11,60

Também foi realizada uma comparação com uma resposta analítica de um sistema massa-mola de grau de liberdade utilizando os dados experimentais, onde foi escolhida a curva com os resultados mais próximos da média, rigidez secante e fator de amortecimento, como mostrado nas Figura 5.36 e Figura 5.37.

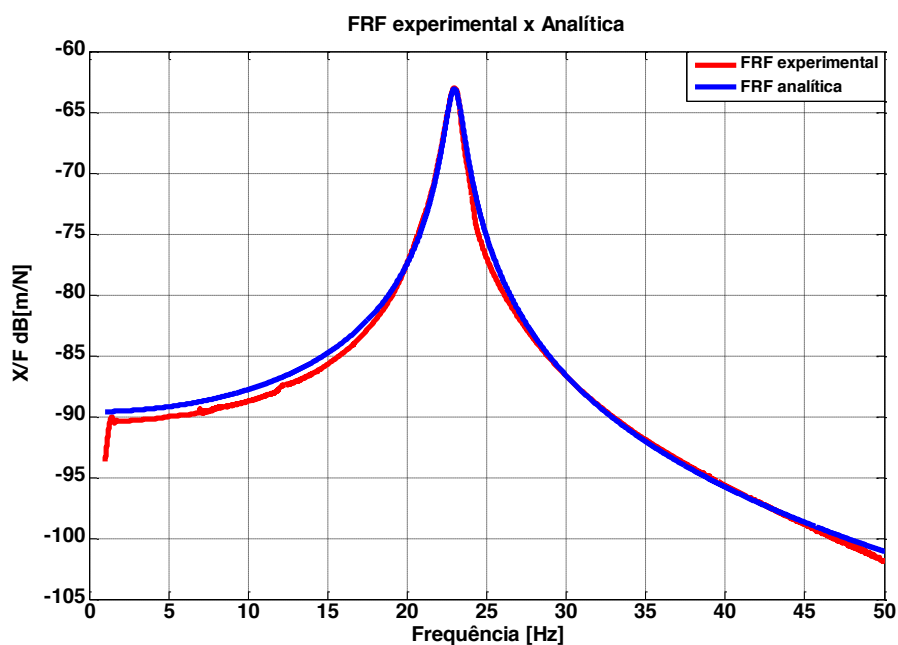


Figura 5.36 - FRF experimental x FRF analítica.

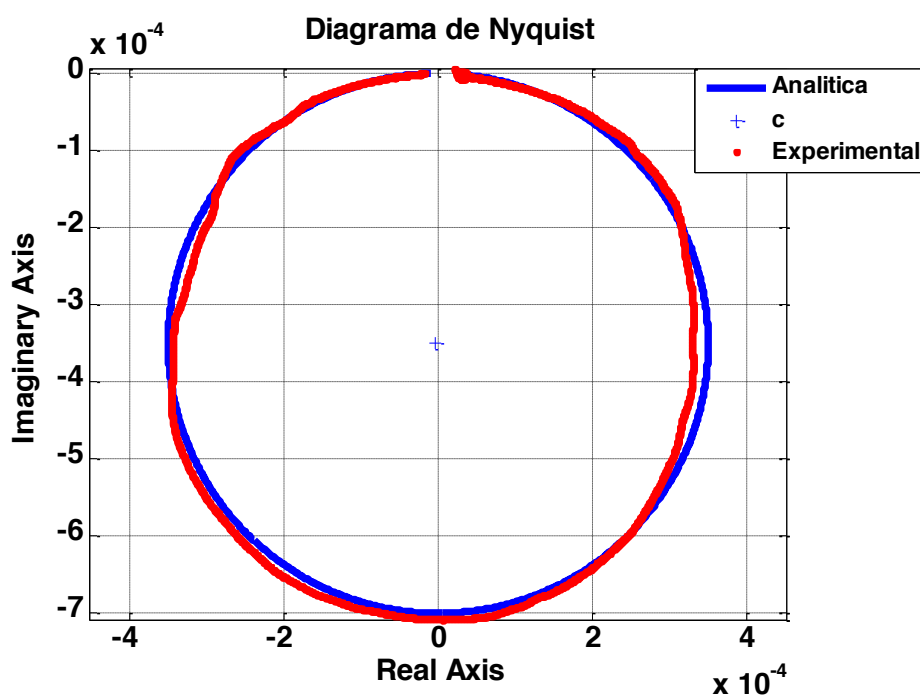


Figura 5.37 - Diagrama de Nyquist, experimental x analítica.

Como pode-se perceber, embora as curvas apresentem uma boa concordância, observa-se uma pequena diferença nas FRFs, Figura 5.36, onde isso pode ser devido a imperfeições ocorridas durante o experimento, onde a mola pode ter sofrido algum tipo de deslocamento lateral. Também é possível visualizar uma leve inclinação do pico da curva experimental, o que é comum para materiais não lineares (Pai, 2013; Carpineto *et al.*, 2014). Já no diagrama de Nyquist, Figura 5.37, o círculo experimental ficou bastante similar com o analítico, embora nota-se pequenas distorções, que pode ser devido a ruídos no sinal.

A partir dos resultados da rigidez secante e do fator de amortecimento experimentais, foi realizada uma comparação com os resultados obtidos para a mola do Tipo G através das simulações realizadas no *software Ansys*, Tabela 5.20. Na Tabela 5.23 é apresentada a comparação de ambos os experimentos.

Tabela 5.23 - Comparação entre SEAM x *Ansys*.

	Experimental (SEAM)	Simulação <i>Ansys</i>	Erro (%)
Rigidez Secante (N/m)	0,104	0,094	9,42
Fator de amortecimento (%)	11,60	11,30	2,60

Assim percebe-se que os resultados simulados foram bastante próximos e validados experimentalmente, com erros relativos que se encontram abaixo dos 10%, onde isto pode estar correlacionado a algumas condições de contorno inseridas nas simulações ou devido ao aparecimento de alguns deslocamentos laterais durante o experimento na bancada SEAM.

5.5.2 Testes experimentais do mancal Tipo G na MTS®

Os experimentos na máquina universal de ensaio MTS® foram realizados com o próprio mancal Tipo G (LMF SE), como mostrado na Figura 4.25. Neste ensaio foram adotadas as três formas de montagem do sistema: sem a pré-carga e com as pré-cargas de 1,0 mm e 1,5 mm. Foram realizados 100 ciclos com a amplitude de 2,0 mm de pico a pico na frequência de 1 Hz.

Para a primeira condição sem a pré-carga, não foi possível obter bons resultados devido a amplitude imposta durante o ensaio, desta forma fazendo com que as molas acabassem afrouxando durante os testes. Todavia para os ensaios com as pré-cargas de 1,0 mm e 1,5 mm, foram obtidas curvas mais representativas, Figura 5.38 e Figura 5.39.

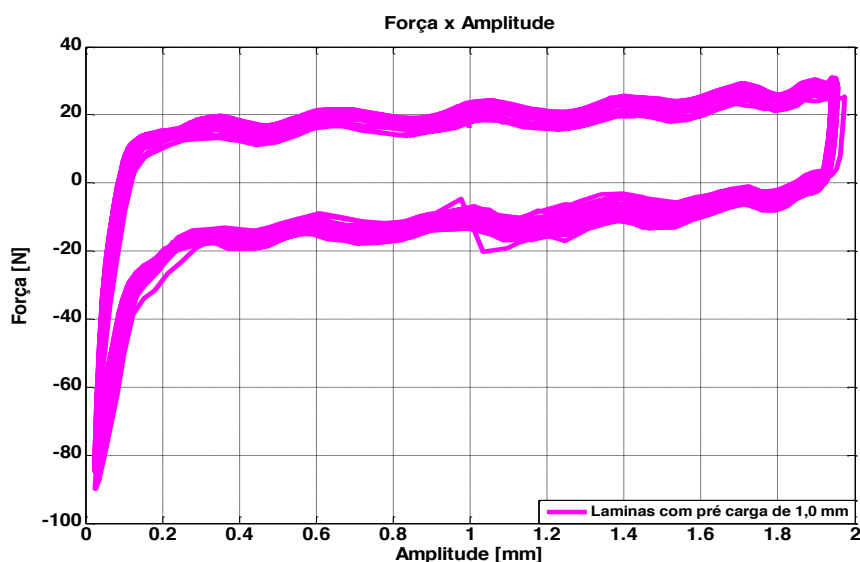


Figura 5.38 - Ensaio dinâmico com mancal Tipo G com pré-carga de 1,0 mm.

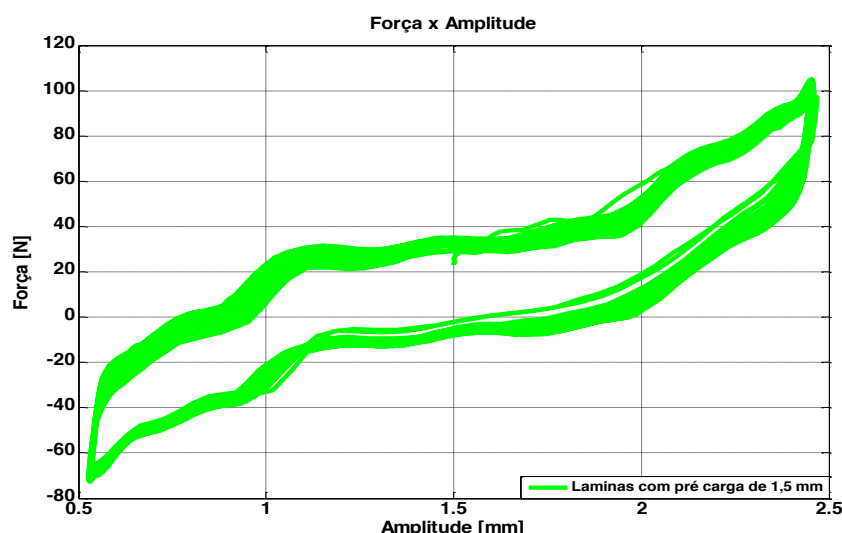


Figura 5.39 - Ensaio dinâmico com mancal Tipo G com pré-carga de 1,5 mm.

Assim pode-se perceber que o mancal flexível com as molas do Tipo G para ambas as situações, já inserem o sistema dentro da zona de histerese do material. Onde para a maior carga tem um maior *loop* histerético, a qual chega ser acima de 17%, e assim obtendo-se uma maior capacidade de amortecimento do sistema.

5.6 Comparação de Resultados dos Testes na Bancada Experimental

Nesta seção serão apresentados os resultados dos testes experimentais obtidos no sistema rotativo com o mancal Tipo G (LMF SE), em comparação com os resultados do sistema rotativo com o mancal de molas helicoidais de LMF ME (Oliveira, 2017).

5.6.1 Resultados na bancada experimental com o mancal Tipo G (LMF SE)

Para obtenção e análise dos resultados experimentais, foram montadas as molas do Tipo G (LMF SE) no mancal e aplicado ao sistema rotativo, conforme a Figura 4.3. Para o experimento foram realizadas rampas de aceleração constante de 0 a 50 Hz no tempo de 450 segundos e isto foi repetido para três situações diferentes de pré-carga ou pré-deformação nas molas:

- Sem pré-carga;
- Com pré-carga de 1,0 mm;

- Com pré-carga de 1,5 mm.

Como já explicado previamente, estas pré-cargas foram impostas através de um anel de aço inox inserido na pista externa dos rolamentos do mancal, como ilustrado na, Figura 4.28. Foram obtidas curvas de amplitude na frequência e FRF.

5.6.1.1 Sistema sem pré-carga

Foram obtidas as curvas de amplitude versus tempo com análise da temperatura e analisadas as FRF do sistema rotativo com o mancal Tipo G (LMF SE). As curvas apresentadas são as quais obtiveram o valor de pico na frequência natural mais próxima da média entre valores obtidos nos experimentos realizados na bancada experimental com a aplicação do mancal flexível, como observa-se na Figura 5.40.

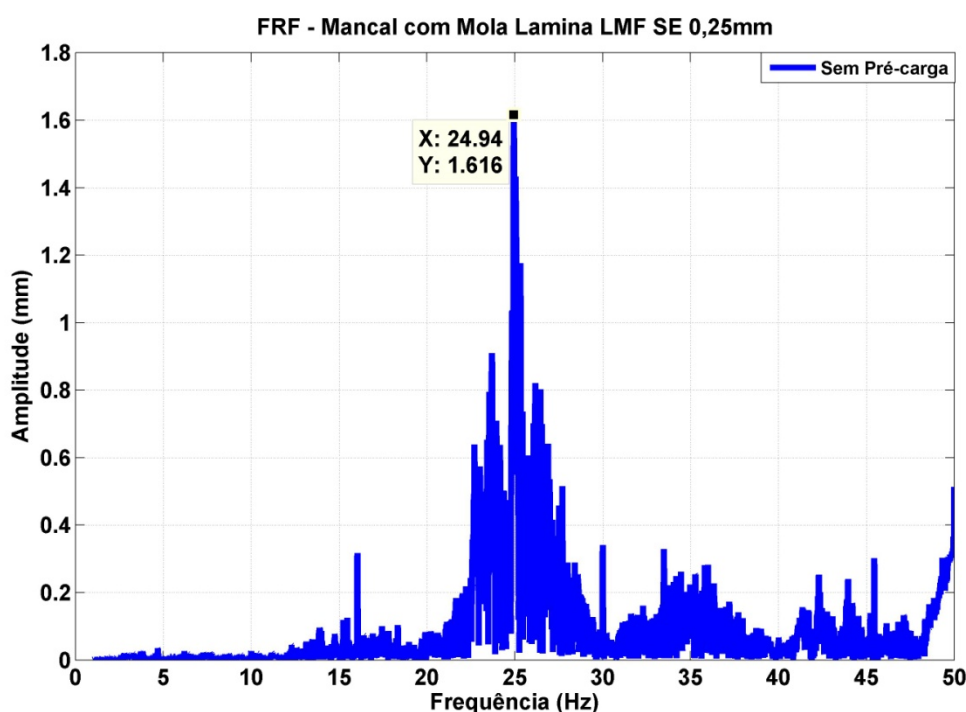


Figura 5.40 - FRF do sistema rotativo com mancal Tipo G sem pré-carga.

Analisando a Figura 5.40, observa-se que o resultado do mancal com o atuador do Tipo G de LMF SE sem pré-carga apresentou grandes amplitudes de vibração. Todavia estes valores de amplitude já eram esperados, devido ao sistema ainda se encontrar fora da zona

de histerese do material da mola, em consequência da falta da pré-carga e assim não conseguir atingir a temperatura suficiente para se tornar totalmente superelástica, devido ao auto aquecimento, como pode ser visto nas curvas de amplitude e temperatura versus tempo, Figura 5.41, fazendo com que o sistema se mantenha de forma linear.

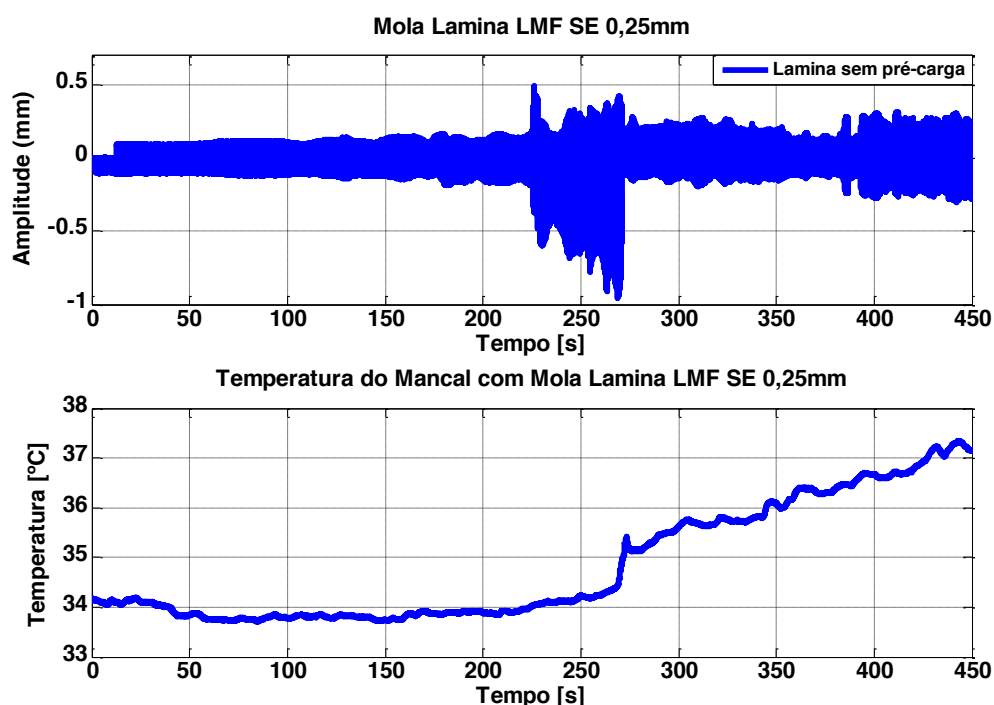


Figura 5.41 – Amplitude e Temperatura x Tempo com mancal Tipo G sem pré-carga.

5.6.1.2 Sistema com pré-carga de 1,0 mm.

Foram obtidas as mesmas curvas do sistema rotativo, como apresentadas anteriormente, com o mancal do Tipo G de LMF SE aplicando uma pré-carga de 1,0 mm através do rolamento, como apresentado previamente. As curvas obtidas, Figura 5.42 e Figura 5.43, serão apresentadas da mesma forma que na seção anterior.

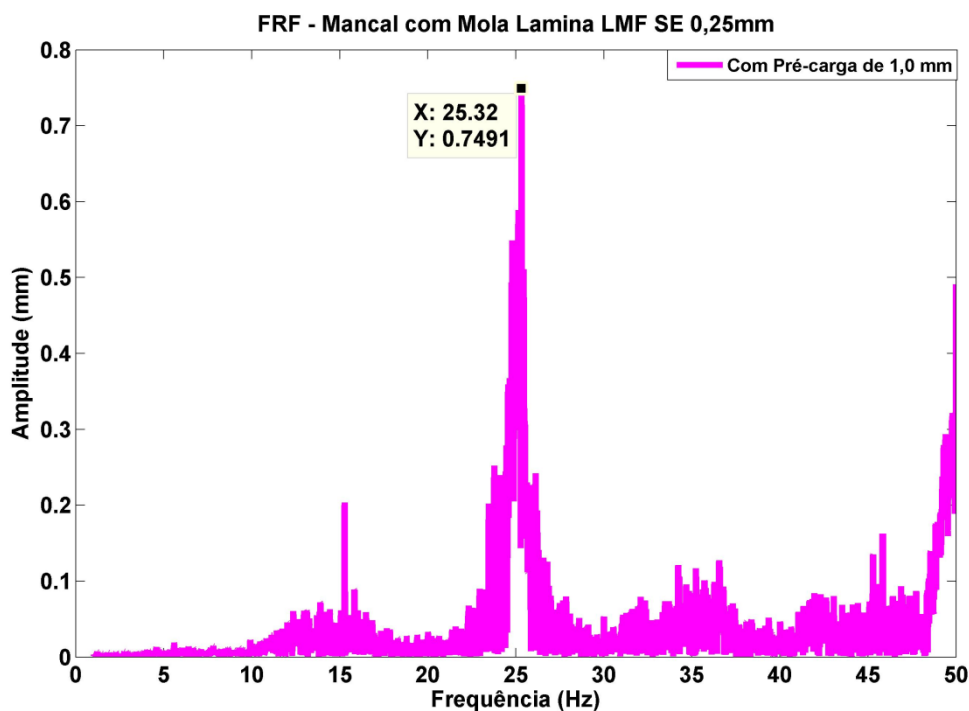


Figura 5.42 – FRF do sistema rotativo com mancal Tipo G com pré-carga de 1,0 mm.

Visualizando-se ambas as curvas FRF's apresentadas, Figura 5.40 e Figura 5.42, observa-se que já ocorreu uma redução da amplitude de pico de vibração no sistema rotativo com a aplicação da pré-carga de 1,0 mm no mancal, da ordem de 53%. Também é possível notar que ocorre um auto aquecimento das molas tipo G de lâmina, isto faz com que o dispositivo esteja totalmente com a característica superelástica, conforme Figura 5.43.

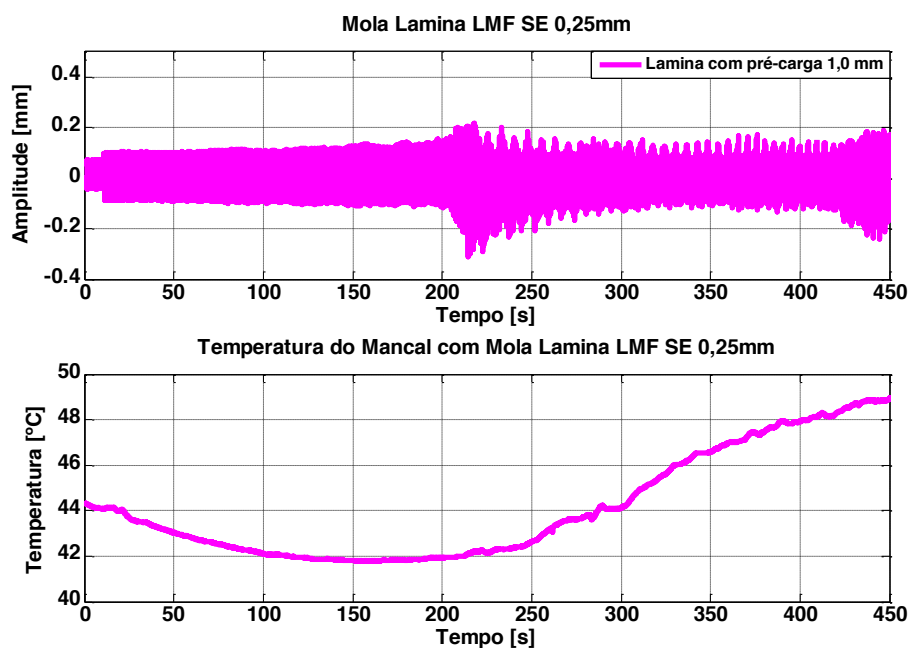


Figura 5.43 – Amplitude e Temperatura x Tempo com mancal Tipo G com pré-carga de 1,0 mm.

5.6.1.3 Sistema com pré-carga de 1,5 mm.

Como já apresentado, também foram obtidas as curvas de amplitude no tempo analisando com a temperatura e a FRF do sistema rotativo com o mancal Tipo G (LMF SE), desta vez aplicando uma pré-carga de 1,5 mm através do rolamento, como apresentado previamente. As curvas obtidas, Figura 5.44 e Figura 5.45, serão apresentadas da mesma forma que na seção anterior.

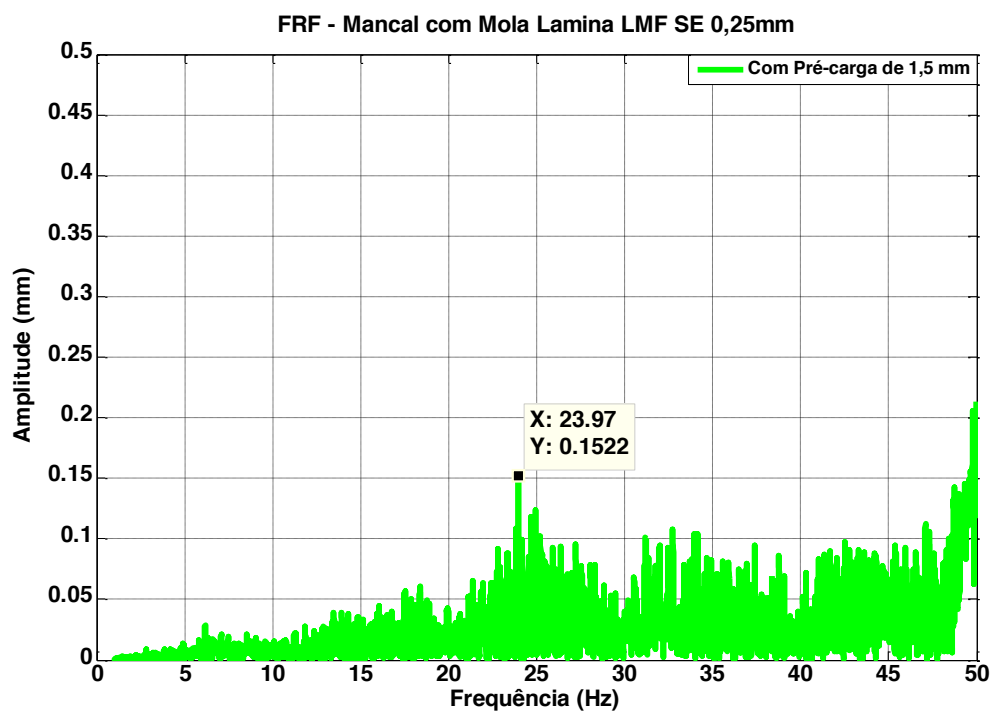


Figura 5.44 – FRF do sistema rotativo com mancal Tipo G com pré-carga de 1,5 mm.

Como esperado, devido ao aumento da pré-carga, faz com que a mola do Tipo G apresente um maior amortecimento histerético, por se encontrar dentro do *loop* de histerese do material. Desta forma tendo uma maior capacidade de amortecimento.

Também é possível notar que o material sofre o auto aquecimento, assim sempre se mantendo na zona onde o dispositivo é totalmente superelástico, conforme Figura 5.45.

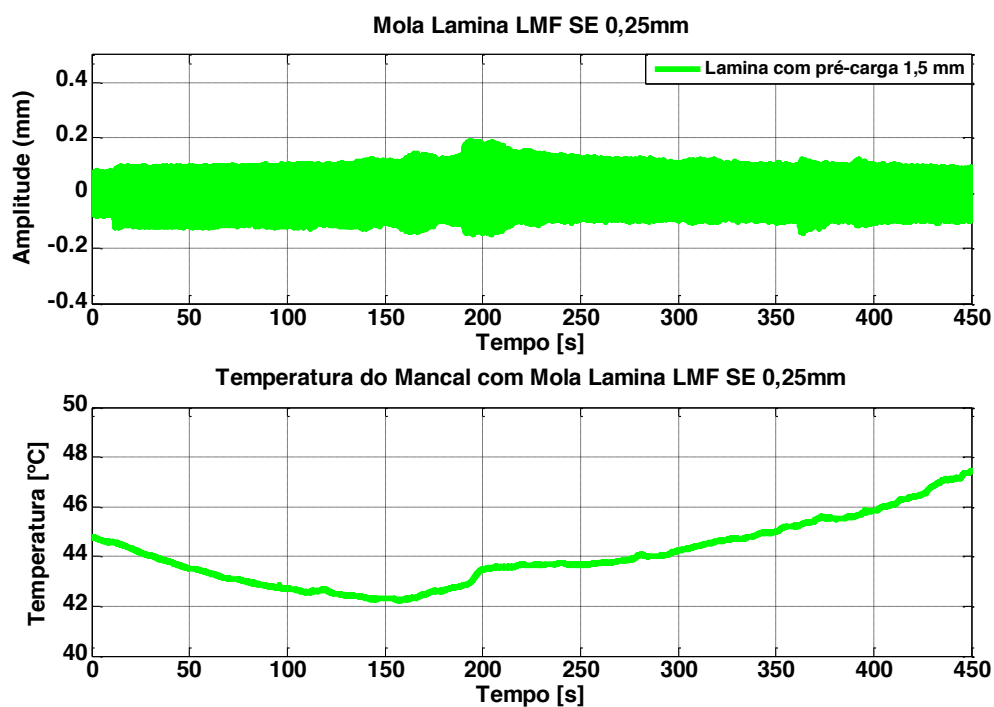


Figura 5.45 – Amplitude e Temperatura x Tempo com mancal Tipo G com pré-carga de 1,5 mm.

Esta redução na vibração do sistema com o mancal com molas do Tipo G (LMF SE) pode ser melhor analisada comparando as respostas superpostas entre os mancais nas três condições (sem pré-carga e com pré-carga de 1,0 mm e 1,5 mm), Figura 5.46, onde realizou-se análise de valores RMS, e Figura 5.47. Para fins de comparação relativas, foram analisados os resultados dos picos na amplitude da frequência natural do sistema na Tabela 5.24.

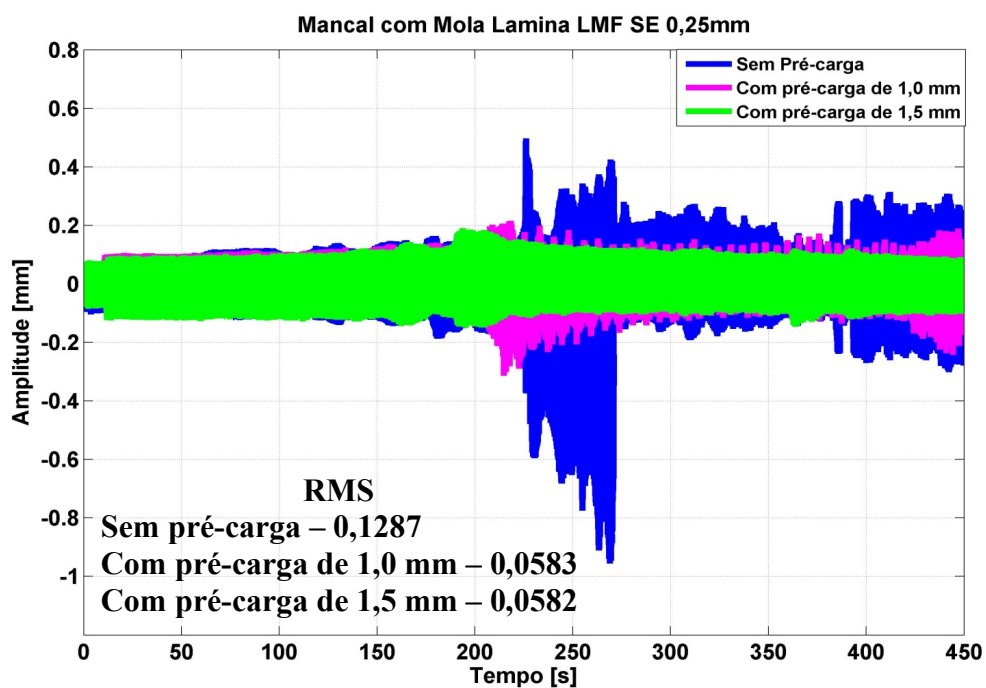


Figura 5.46 - Amplitude de deslocamento dos sistemas (sem e com pré-carga de 1,0 mm e 1,5 mm).

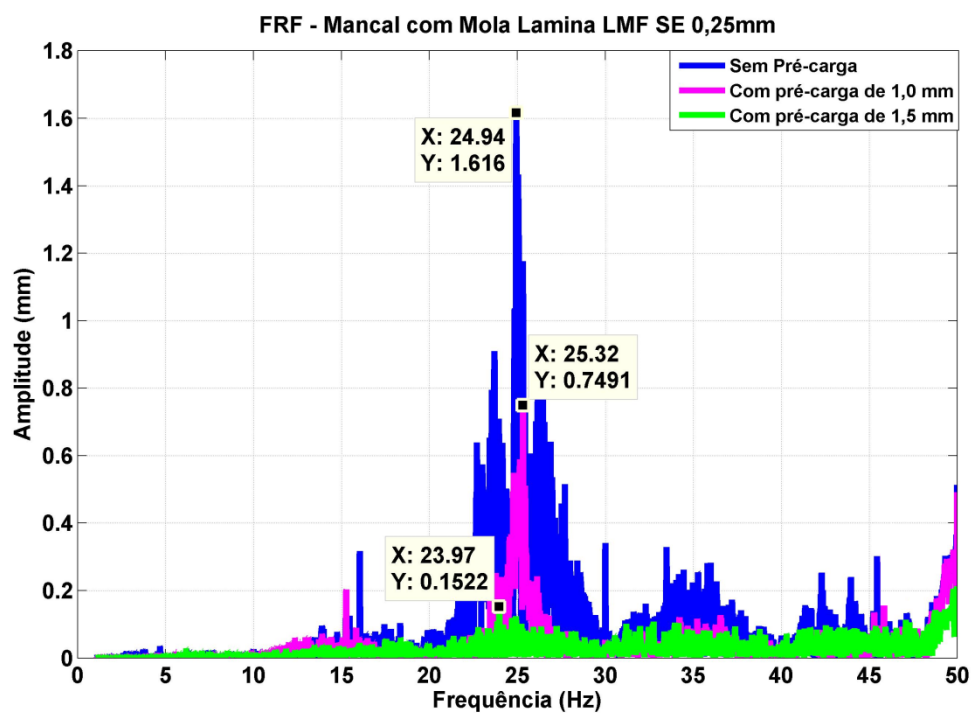


Figura 5.47 - FRF do sistema rotativo com mancal Tipo G (sem e com pré-carga de 1,0 mm e 1,5 mm).

Tabela 5.24 - Amplitudes de pico dos sistemas (sem e com pré-carga de 1,0 mm e 1,5 mm).

	Sem pré-carga	Com pré-carga de 1,0 mm	Com pré-carga de 1,5 mm
Amplitude de pico	1,616	0,7491	0,1522
Comparação das amplitudes de pico	Sem x Com 1,0 mm	Sem x Com 1,5 mm	Com 1,0 x Com 1,5 mm
Redução (%)	53	90	79

Também foi realizada uma comparação entre as curvas através dos espectros FFT (lineares e em escala log – dB) , Figura 5.48 e Figura 5.49.

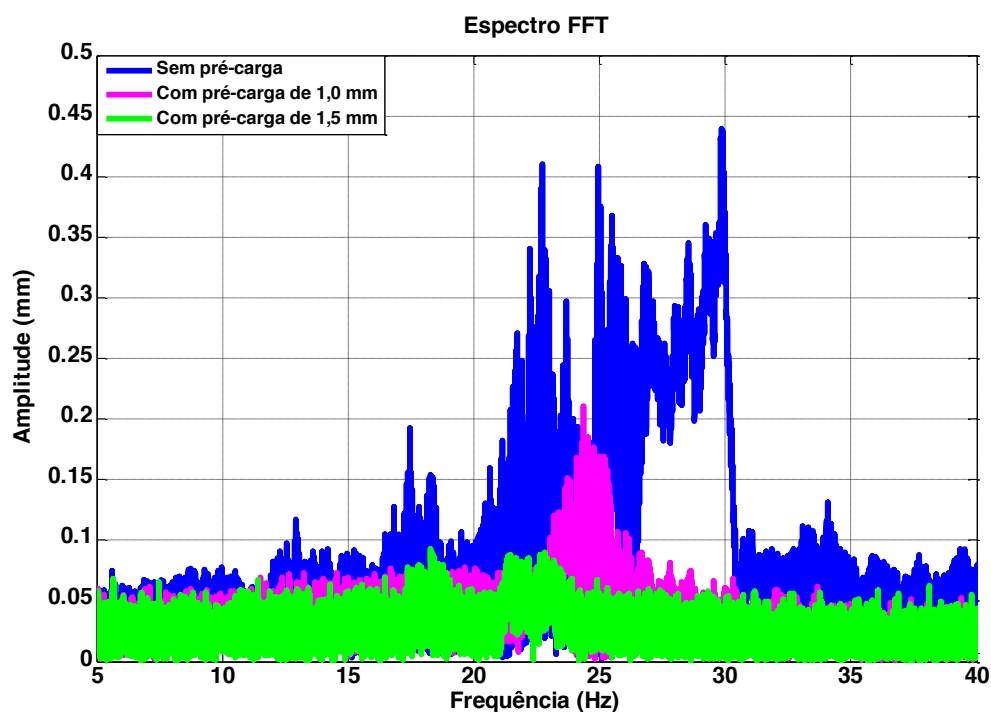


Figura 5.48 – Espectros FFT do sistema rotativo com mancal Tipo G de LMF SE (linear).

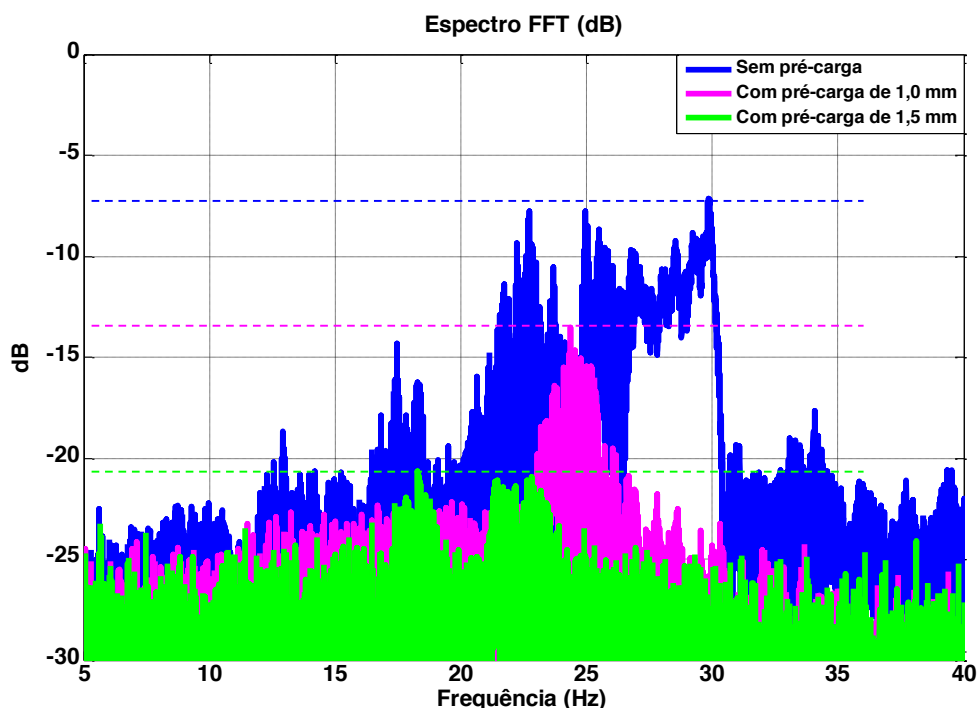


Figura 5.49 - FFT do sistema rotativo com mancal Tipo G de LMF SE (dB).

Analisando a Figura 5.49, percebe-se uma redução de amplitudes no sistema com a pré-carga de 1,0 mm quando comparada à sem pré-carga, com valor 5dB. Para o sistema com pré-carga de 1,5 mm em relação ao de 1,0 mm, se obteve uma redução de pouco mais de 7dB e, comparado ao sistema sem a pré-carga, próximo aos 13dB.

Desta forma, fica evidente que com a aplicação de uma pré-carga maior, as molas obtêm um maior *loop* histerético e assim garante a redução da amplitude de vibração do sistema de forma eficiente.

5.6.1.4 Considerações sobre o Auto aquecimento das molas Tipo G de LMF SE

Como foi visto na Figura 5.32, o material da mola do Tipo G seria totalmente superelástica acima da temperatura de A_f , que neste caso é acima dos 40,53°C, mas como esperado, devido à tensão imposta pela vibração do sistema o material do dispositivo sofreria um auto aquecimento. Como foi percebido nas figuras da temperatura do dispositivo apresentadas nas seções anteriores, a mola já estava acima da temperatura de A_f . Nas Figura 5.50 e Figura 5.51 pode-se observar que ocorre este auto aquecimento, especialmente quando

ocorre a mudança de fase do material a curva de amplitude no tempo, que sofre uma alteração no *offset* devido ao aumento do amortecimento.

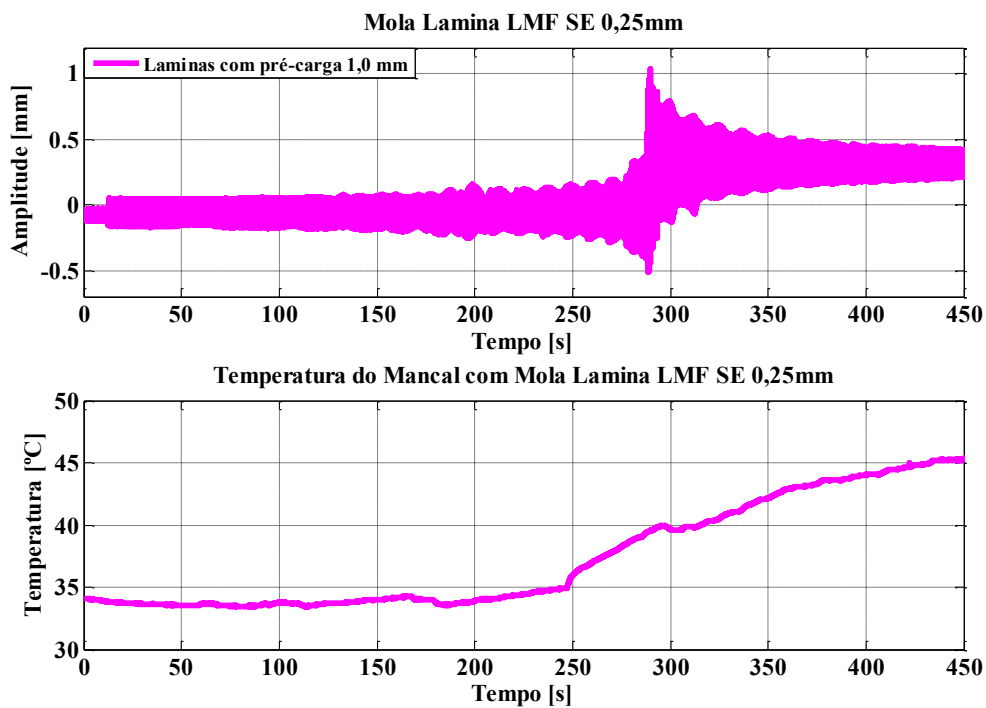


Figura 5.50 - Mudança de fase na mola de LMF SE com pré-carga de 1,0 mm.

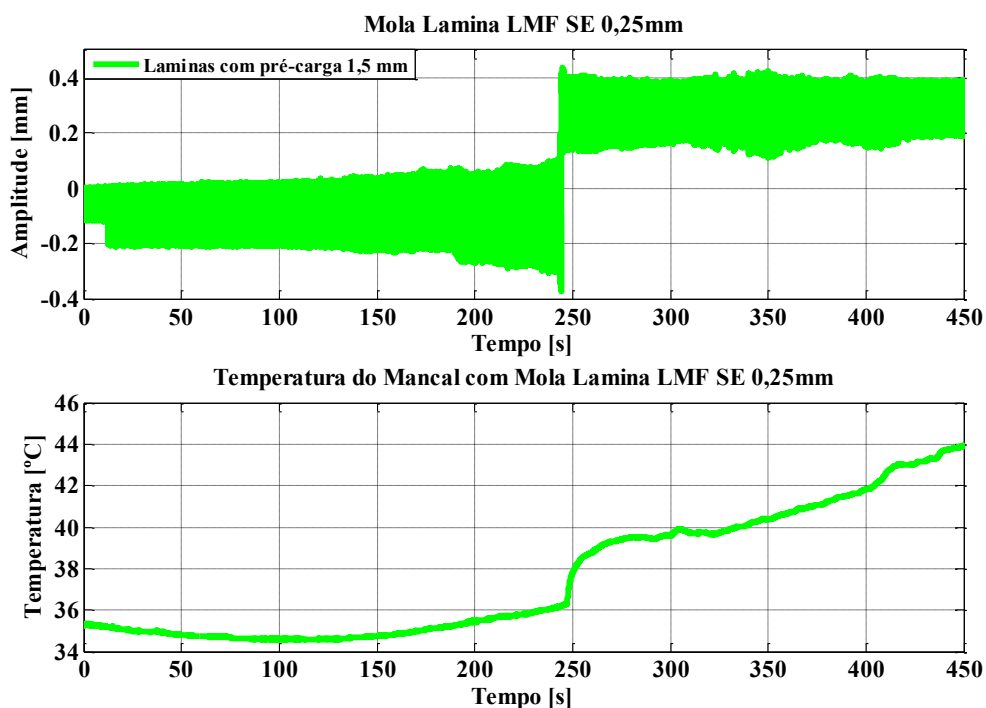


Figura 5.51 - Mudança de fase na mola de LMF SE com pré-carga de 1,5 mm.

Esta alteração é bem mais perceptível na Figura 5.51, onde esta situação está aplicada a pré-carga de 1,5 mm, pois além da alteração da fase na curva da amplitude observa-se que ocorre uma diminuição da vibração. A medida de temperatura foi aquisitada por um termopar do tipo K instalado na mola do tipo lâmina. Assim é possível perceber que o material da mola do Tipo G para esta aplicação está totalmente no estado de superelasticidade devido a seu auto aquecimento.

5.6.2 Comparação com o mancal de molas helicoidais (LMF ME)

Nesta seção comparam-se os resultados obtidos no sistema rotativo utilizando o mancal do Tipo G de LMF SE com os resultados de Oliveira (2017), onde foi utilizado o mancal com molas helicoidais de LMF ME nas condições martensítica (Fria) e austenítica (Quente). Foram comparados os resultados obtidos nas situações apresentados anteriormente, nas três condições: sem e com pré-cargas de 1,0 e 1,5 mm.

5.6.2.1 Mancal Tipo G de LMF SE sem pré-carga x Mancal de LMF ME

Serão apresentadas as curvas dos espectros FFT já comparando com os dados da bancada com as molas do Tipo G de LMF SE e as molas helicoidais de LMF ME nos estados martensítico (fria) e austenítico (quente), conforme a Figura 5.52. A comparação foi realizada com ponto de cruzamento entre as curvas (Ponto P), a qual utilizou-se como referência para o controle do sistema com mancal de LMF ME.

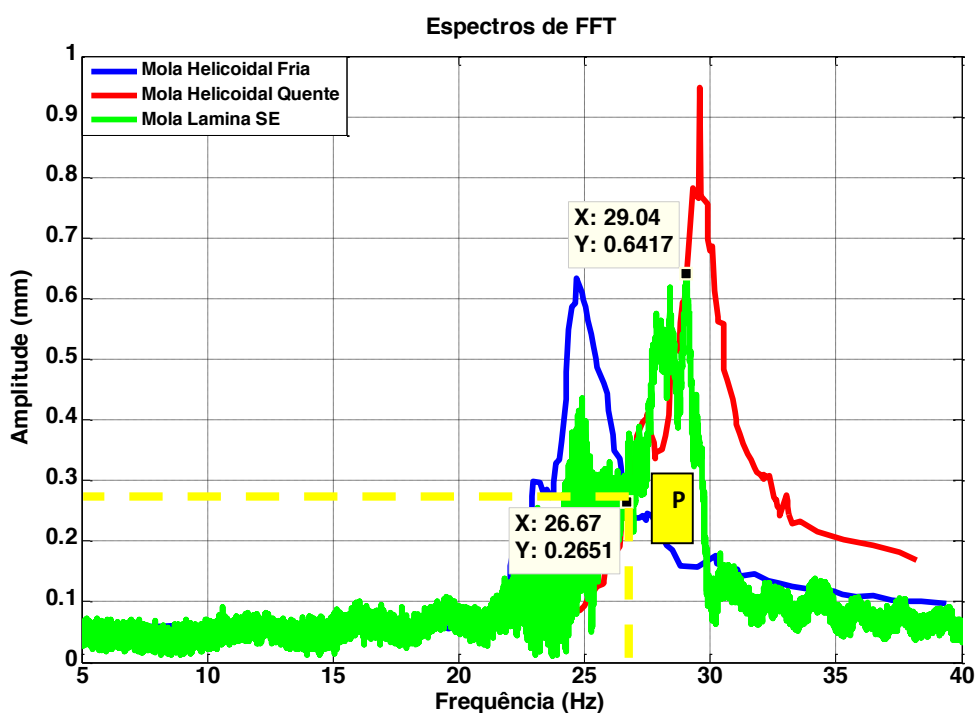


Figura 5.52 – Espectros FFT com molas de LMF ME x molas Tipo G de LMF SE (sem pré-carga).

Como esperado, o sistema sem nenhuma pré-carga nas molas do Tipo G de LMF SE acabam tendo uma amplitude de vibração maior que o sistema com molas de LMF ME, Figura 5.52, e isso ocorre devido às molas do Tipo G não atingirem a zona de histerese do material, desta forma trabalhando somente na zona linear, ocorrendo assim um aumento relativo na ordem de 58%. Também pode-se perceber na Figura 5.52 que a amplitude de pico na mola do Tipo G é de mesma ordem de grandeza que na mola helicoidal LMF ME na condição fria.

5.6.2.2 *Mancal Tipo G de LMF SE com pré-carga de 1,0 mm x Mancal de LMF ME*

Foram obtidas as mesmas curvas, para condição de aplicação de pré-carga de 1,0 mm e feito à mesma comparação com as molas helicoidais de LMF ME, conforme Figura 5.53.

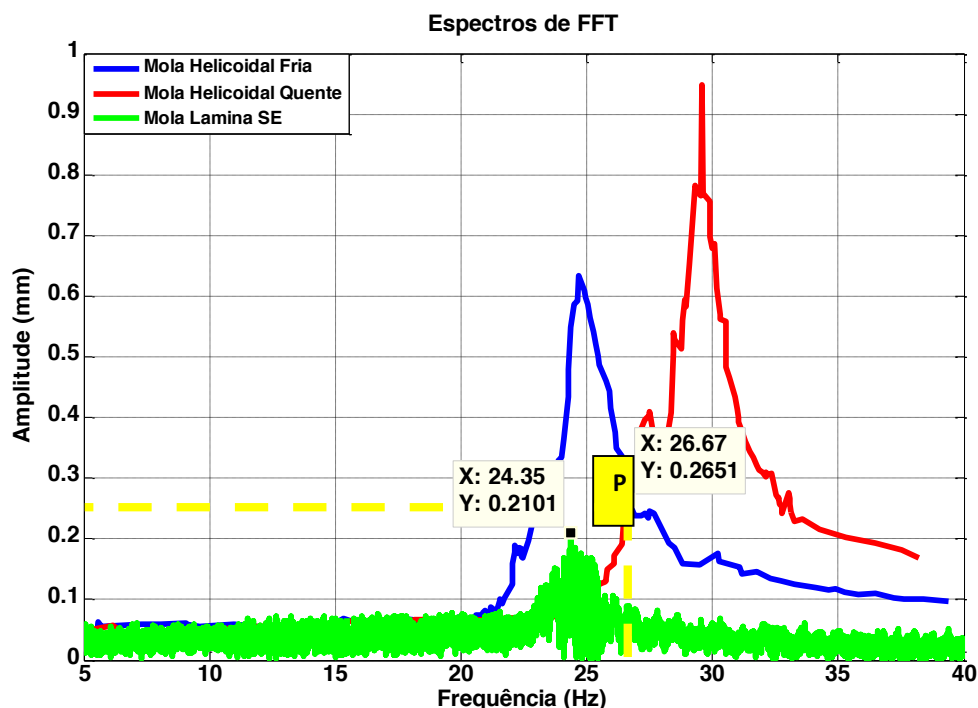


Figura 5.53 – Espectros FFT com molas de LMF ME x molas Tipo G de LMF SE (com pré-carga de 1,0 mm).

Como pode ser visto na Figura 5.53, as molas do Tipo G de LMF SE com a pré-carga de 1,0 mm aplicada apresentaram uma redução na amplitude de vibração na frequência natural do sistema em comparação ao comportamento das molas helicoidais de LMF ME, onde o pico da mola do Tipo G apresentou uma redução de 20% em relação ao ponto de cruzamento utilizado para o controle da vibração das molas do tipo LMF ME (Ponto P).

5.6.2.3 *Mancal Tipo G de LMF SE com pré-carga de 1,5 mm x Mancal de LMF ME*

Foram obtidas as mesmas curvas, para a condição de aplicação de pré-carga de 1,5 mm e feito à mesma comparação com as molas helicoidais de LMF ME, conforme Figura 5.54.

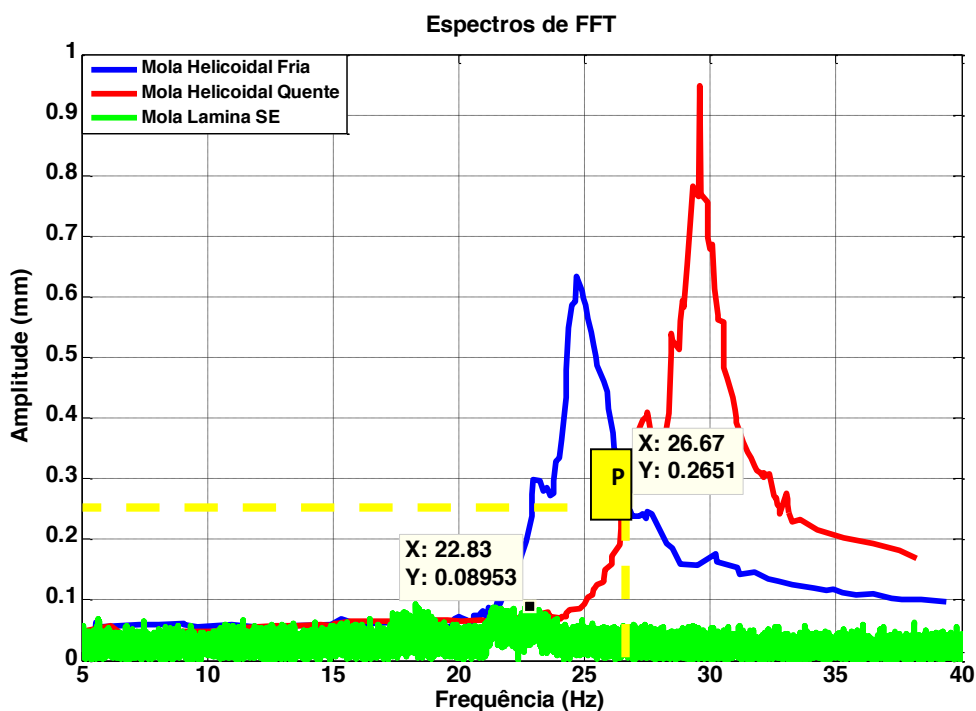


Figura 5.54 – Espectros FFT com molas de LMF ME x molas Tipo G de LMF SE (com pré-carga de 1,5 mm).

Como esperado, com o aumento da pré-carga na mola de LMF SE, o material vai estar mais próximo do seu *loop* histerético, sendo assim obtendo uma redução das amplitudes de pico do sistema acima dos 66%, como pode ser observado na Figura 5.54. Na Tabela 5.25 podem ser observados os valores das amplitudes de picos dos sistema com mancal de molas do Tipo G de LMF SE em comparação com o Ponto P do mancal com molas de helicoidais de LMF ME e a porcentagem da redução atingida.

Tabela 5.25 - Comparação das amplitudes de picos entre os mancais de mola do Tipo G de LMF SE x Mola Helicoidal LMF ME.

Comparação das amplitudes de pico	%
Sem pré-carga x Ponto P	-58,68
Com pré-carga de 1,0 mm x Ponto P	20,74
Com pré-carga de 1,5 mm x Ponto P	66,23

CAPITULO 6.

CONCLUSÕES

Neste trabalho, foi proposto um novo tipo de dispositivo (mancal com molas do tipo lâmina de LMF SE), para aplicação num sistema rotativo que atuasse de uma forma passiva. Foram tidos como referências para fins de comparações, os trabalhos de Borges (2016) e Oliveira (2017), os quais utilizaram mancais com molas helicoidais de LMF ME, com a aplicação de um controle ativo no mesmo sistema rotativo.

Para o desenvolvimento do projeto do dispositivo, inicialmente foram realizadas simulações de um sistema eixo-rotor com o mancal flexível composto por LMF ME, a fim de obter referências de deslocamento e a força máxima aplicada pelo sistema desbalanceado. Tendo isso, foram realizados testes experimentais de validação com o sistema eixo-rotor possuindo as mesmas especificações inseridas na simulação, na qual percebeu-se que próximo às frequências críticas e com maiores amplitudes causada pelos desbalanceamentos, o erro chegou próximo a 6%, podendo assim se utilizar as simulações como referência para o projeto.

Com a realização do estudo para o projeto do dispositivo, dentre as opções apresentadas para a aplicação no sistema rotativo, os projetos de molas que utilizavam lâminas foram selecionados devido a inovação, processos de fabricação e montagem no mancal. Já para a determinação do tipo de atuador flexível a ser fabricado e aplicado ao sistema rotor, foram realizadas várias simulações para cada tipo configuração idealizada (mola de lâmina Tipo F, G e H). Desta forma, a partir dos critérios estabelecidos, percebeu-se que a geometria e espessura de cada um dos tipos idealizados influenciaram bastante nas respostas obtidas. Dentre todos os dispositivos propostos, os mancais do Tipo F e G com a espessura de lâmina 0,25 mm obtiveram os melhores resultados para a seleção do formato do atuador a ser aplicado no mancal do sistema rotativo. Ao final, o mancal do Tipo G foi

escolhido pela facilidade de manufatura do dispositivo, visto que este possui menos curvas que o do tipo F.

Após a fabricação do dispositivo proposto, foram efetuados testes estáticos e dinâmicos para a caracterização do material. Primeiro, realizou-se experimentos estáticos no RET para identificação das temperaturas de transformação de fase do material, com uma amostra da chapa de LMF SE e com a própria mola do tipo lâmina de LMF SE fabricada. A partir dos resultados, foi percebida uma alteração nas temperaturas devido ao processo de fabricação, tendo a mola do tipo lâmina sofrido um aumento da ordem de 10°C na temperatura de A_r , fazendo com que a mesma passasse a ser totalmente superelástica somente acima da temperatura de 40°C .

Apesar da mola não ser totalmente superelástica abaixo dos 30°C , isto não influenciou na diminuição da vibração do sistema, visto que além de estar na zona de transição de fase entre as temperaturas de R_r e A_r , o dispositivo sofre um auto aquecimento quando aplica-se a vibração, caso que será discutido posteriormente.

Após os experimentos estáticos, foram executados os ensaios dinâmicos na bancada SEAM e MTS[®]. No SEAM, efetuou-se testes com uma mola do tipo lâmina de LMF SE, realizando algumas análises para demonstrar a repetibilidade das medidas e permitir comparações com o sistema de um grau de liberdade. Os valores obtidos validaram os parâmetros de rigidez secante e fator de amortecimento do material, com erros relativos que se encontram abaixo dos 10% em relação aos resultados dos testes simulados com o mesmo dispositivo.

Na bancada de MTS[®], o experimento dinâmico foi realizado com o mancal completo. No mesmo, se instalou todas as molas do tipo lâmina de LMF SE e se inseriu, através do rolamento com diâmetros aumentados por anéis metálicos, as pré-cargas no mancal. Isto foi realizado a fim de analisar se a capacidade de amortecimento do mancal (*loop* histerético) sofreria com o aumento da deformação inicial e amplitude de vibração imposta de forma controlada. Concernente aos resultados, observou-se um acréscimo de 17% do *loop* histerético, com a adição de uma pré-carga de 1,5 mm comparada à aplicação de 1,0 mm no mancal com as molas do tipo lâmina de LMF SE. Ou seja, estes valores

confirmam a questão levantada inicialmente e demonstram que o sistema amplia sua capacidade de amortecimento quando uma maior tensão mecânica é imposta.

Após os experimentos estático e dinâmico, partiu-se para aplicação direta do mancal com molas de LMF SE no sistema rotativo. Esta etapa foi realizada em três situações distintas, sem e com a adição de pré-carga de 1,0 e 1,5 mm, respectivamente, através de anéis metálicos aplicados a um rolamento. Percebeu-se que com o aumento da pré-carga inserida no mancal de molas do tipo lâminas de LMF SE resultou numa maior redução da vibração do sistema, logo, uma elevação da capacidade do amortecimento histerético. Inicialmente comparou-se o sistema com e sem a pré-carga de 1,0 mm, obtendo a redução dos picos de amplitude de vibração da ordem de 53%. Já com a pré-carga de 1,5 mm, esse valor aumentou para cerca de 90%.

Também foram apresentados os gráficos das temperaturas da mola do Tipo G de LMF SE para cada situação de pré-carga, nas quais visualizou-se que além do dispositivo sofrer o auto aquecimento durante as vibrações impostas pelo sistema rotativo, tornando-se totalmente superelástico, também ocorre uma redução da amplitude de vibração e uma inversão de fase da curva da amplitude no tempo, quando a temperatura de A_c é ultrapassada.

Por fim, comparou-se as três formas de aplicação apresentadas do mancal do Tipo G de LMF SE com as molas de LMF ME nos estados martensítico (fria) e austenítico (quente). As comparações foram realizadas com o cruzamento das curvas do mancal de molas de LMF ME (Ponto P), utilizado para o controle do sistema, em relação aos picos de frequência natural do sistema com o mancal de LMF SE. Inicialmente, o sistema sem a pré-carga obteve picos de amplitude bem maiores em contraponto aos de molas helicoidais de LMF ME, observando-se um aumento de 58%. Já com a aplicação de uma pré-carga de 1,0 mm, o mancal LMF SE reduziu 20% na amplitude de vibração, em comparação ao sistema LMF ME, e com a pré-carga de 1,5 mm, obteve-se uma redução de 66%.

Ao analisar os resultados da aplicação do mancal proposto no sistema rotativo, concluiu-se que as molas do Tipo G de LMF SE, a qual foi desenvolvida neste trabalho, apresentaram um melhor desempenho em relação ao mancal com molas helicoidais de LMF ME, tendo em vista que além de ter reduzido a amplitude de vibração na região da frequência

natural, não se necessita da aplicação de um sistema de controle ativo, tanto para aquecimento quanto resfriamento das molas. Também não foi necessário um patamar de velocidade para mudança de fase do material, facilitando e tornando as molas LMF SE plausíveis de aplicação.

Como sugestões para trabalhos futuros, podem ser realizadas as seguintes estudos e aplicações:

- Utilização das outras propostas de dispositivos projetados, como a aplicação de fios e esponjas de metal rubber de LMF;
- Aplicação dos dispositivos testados em sistemas rotativos mais robustos, buscando atingir maiores velocidades de rotação para atingir aplicações industriais;
- Realizar buscas de utilização desta mola do tipo lâmina com um material totalmente superelástico na temperatura ambiente, com A_s abaixo dos 30°C;
- Analisar a influência da fase R do material LMF para vibrações mecânicas em sistemas rotativos;
- Testar um sistema de resfriamento da mola durante o auto aquecimento para analisar se ocorre aumento do amortecimento;
- Realizar a fabricação da mola do tipo lâmina de outras formas e configurações para análise da modificação das temperaturas de transformação;
- Testar a mesma configuração de mola do tipo lâmina com o material LMF ME.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ALVES, M. T. S. **Controle de vibrações em máquinas rotativas usando ligas com memória de forma**. 2015. 124 (Tese de Doutorado). Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Uberlândia

ALVES, M. T. S.; ENEMARK, S.; JR, V. S.; SANTOS, I. F. Vibration Control of a Flexible Rotor Using Shape Memory Alloy Wires. DINAME 2015 - Proceedings of the XVII International Symposium on Dynamic Problems of Mechanics, 2015, Natal, RN, Brazil. p.11.

ASHOUR, O.; ROGERS, C. A.; KORDONSKY, W. Magnetorheological fluids: materials, characterization, and devices. **Journal of intelligent material systems and structures**, v. 7, n. 2, p. 123-130, 1996. ISSN 1045-389X.

BORGES, J. M. **Controle De Um Sistema Dinâmico Rotativo Utilizando Mancais Com Atuadores Lmf**. 2016. 111 (Tese de Doutorado). Centro de Tecnologia, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal da Paraíba

CARPINETO, N.; LACARBONARA, W.; VESTRONI, F. Hysteretic tuned mass dampers for structural vibration mitigation. **Journal of Sound and Vibration**, v. 333, p. 17, 2014.

CAVALINI, A. A.; GALAVOTTI, T. V.; MORAIS, T. S.; KOROISHI, E. H.; STEFFEN, V. Vibration Attenuation in Rotating Machines Using Smart Spring Mechanism. **Mathematical Problems in Engineering**, v. 2011, p. 1-14, 2011. ISSN 1024-123X/1563-5147.

DELAHEY, L.; KRISHNAN, R. V.; TAS, H.; WARLIMONT, H. Review Thermoelasticity, pseudoelasticity and the memory effects associated with martensitic transformations Part 1 Structural and microstructural changes associated with the transformations. **JOURNAL OF MATERIALS SCIENCE**, 1974. ISSN 1521-1535.

DELLACORTE, C. **Stiffness and Damping Coefficient Estimation of Compliant Surface Gas Bearings for Oil-Free Turbomachinery**. International Joint Tribology Conference. San Francisco, California: 11 p. 2010.

DOGGENWEILER, C. E. C. **Análisis del comportamiento de cables trenzados y en paralelo de alambres de cualbe, para aplicaciones en ingeniería sísmica.** 2010. 175 (Dissertação de Mestrado).

Departamento de Ingeniería Civil, Universidad de Chile - Facultad de Ciencias Físicas y Matemáticas

DOS REIS, R. P. B. **Efeito da Incorporação de Minimolas NiTi Superelásticas no Amortecimento Estrutural: Aplicações em Atenuação Passiva de Pás de Aero Gerador.** 2017. Programa de Pós-Graduação em Ciência e Engenharia de Materiais, Universidade Federal de Campina Grande

EATON, J. P. **Feasibility study of using passive SMA absorbers to minimize secondary system structural response.** 1999. Dissertação de Mestrado (Dissertação de Mestrado). Worcester Polytechnic Institute

ELAHINIA, M. H.; HASHEMI, M.; TABESH, M.; BHADURI, S. B. Manufacturing and processing of NiTi implants: A review. **Progress in Materials Science**, v. 57, n. 5, p. 36, 2012.

ENEMARK, S. **Integration of Shape Memory Alloys into Low-Damped Rotor-Bearing Systems.** 2015. 288 (PhD). Department of Mechanical Engineering, Technical University of Denmark

ENEMARK, S.; SANTOS, I. F. Rotor-bearing system integrated with shape memory alloy springs for ensuring adaptable dynamics and damping enhancement—Theory and experiment. **Journal of Sound and Vibration**, v. 369, p. 29-49, 2016. ISSN 0022460X.

ENEMARK, S.; SANTOS, I. F.; SAVI, M. A. Shape memory alloys applied to improve rotor-bearing system dynamics – an experimental investigation. DINAME 2015 - Proceedings of the XVII International Symposium on Dynamic Problems of Mechanics, 2015, Natal, RN, Brazil. p.10.

FRENZEL, J.; GEORGE, E. P.; DLOUHY, A.; SOMSEN, C.; WAGNER, M. F.-X.; EGGELER, G. Influence of Ni on martensitic phase transformations in NiTi shape memory alloys. **Acta Materialia**, v. 58, n. 9, p. 15, 2010.

GANDHI, F.; CHAPUIS, G. Passive Damping Augmentation of a Vibrating Beam Using Pseudoelastic Shape Memory Alloy. International Conference On Adaptive Structures & Technologies (ICAST), 2002, Nagoya, Japan. p.16.

GANDHI, M. V.; THOMPSON, B. S. **Smart Materials and Structures.** Chapman & Hall, 1992. ISBN 9780442315658. Disponível em: < <https://books.google.com.br/books?id=kLNRAAAAMAAJ> >.

GENTA, G. **Dynamics of Rotating Systems**. Springer Science & Business Media, 2004. ISBN 038728687X, 9780387286877.

GONÇALVES JUNIOR, R. **Controle ativo de vibração de rotores com mancais magnéticos: influência da flexibilidade dos rotores**. 2006. 139 (Dissertação de Mestrado). Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira, Universidade Estadual Paulista

GUPTA, K. Critical Speed Analysis of Fibre Reinforced Composite Rotor Embedded with Shape Memory Alloy Wires. **International Journal of Rotating Machinery**, v. 6, n. 3, p. 12, 2000.

GUPTA, K.; DARPE, A. K.; KUMAR, B.; BHATIA, A.; AHMED, S. M.; ARAVINDHAN, T. S.; NAKRA, B. C. Resonance Control of Rotor Using Shape Memory Alloys. **Advances in Vibration Engineering**, v. 8, n. 3, p. 8, 2009.

HE, Y.-Y.; OI, S.; CHU, F.-L.; LI, H.-X. Vibration control of a rotor–bearing system using shape memory alloy: I. Theory. **Smart Materials and Structures**, v. 16, n. 1, p. 114-121, 2007a. ISSN 0964-1726/1361-665X.

HE, Y.-Y.; OI, S.; CHU, F.-L.; LI, H.-X. Vibration control of a rotor–bearing system using shape memory alloy: II. Experimental study. **Smart Materials and Structures**, v. 16, n. 1, p. 122-127, 2007b. ISSN 0964-1726/1361-665X.

HOLANDA, S. A. **Estudo da Rigidez Complexa de Um Sistema Vibratório Incorporando Atuador com Memória de Forma**. 2013. 105 (Dissertação de Mestrado). Centro de Ciências e Tecnologia, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Campina Grande

HONG, J.; YAN, W.; MA, Y.; ZHANG, D.; YANG, X. Experimental investigation on the vibration tuning of a shell with a shape memory alloy ring. **Smart Materials and Structures**, v. 24, n. 10, p. 105007, 2015. ISSN 0964-1726/1361-665X.

IKUTA, K.; TSUKAMOTO, M.; HIROSE, S. Mathematical model and experimental verification of shape memory alloy for designing micro actuator. Micro Electro Mechanical Systems, 1991, MEMS '91, Proceedings. An Investigation of Micro Structures, Sensors, Actuators, Machines and Robots. IEEE, 1991, 30 Jan-2 Feb 1991. p.103-108.

INMAN, D. J.; CARTMELL, M. P.; LEES, A. W.; LEIZE, T.; ATEPOR, L. Proposals for controlling flexible rotor vibrations by means of an antagonistic SMA/composite smart bearing. v. 5, n. Applied Mechanics and materials, p. 8, 2006.

JEONG, H. K.; LEE, J.; HAN, J. H.; WERELEY, N. M. Design of frequency-tunable mesh washer isolators using shape memory alloy actuators. **Journal of Intelligent Material Systems and Structures**, v. 27, n. 9, p. 1265-1280, 2015. ISSN 1045-389X/1530-8138.

KHAJEPOUR, A.; DEHESTANI, H.; GOLNARAGHI, F. A new Shape Memory Alloy Rotary Actuator: Design and Modelling. **International Symposium on Impact and Friction of Solids, Structures and Machines**, p. 4, 1998.

LAGOUDAS, D. C. **Shape Memory Alloys: Modeling and Engineering Applications**. Springer US, 2008. ISBN 9780387476858. Disponível em: < <https://books.google.com.br/books?id=jY-qVrZkqBEC> >.

LAGOUDAS, D. C.; MAYES, J. J.; KHAN, M. M. Simplified shape memory alloy (SMA) material model for vibration isolation. **Smart Structures and Materials 2001: Modeling, Signal Processing, and Control in Smart Structures**, v. 4326, p. 452-461, 2001. ISSN 0277-786X. Disponível em: < <Go to ISI>://WOS:000172533200042 >.

LALANNE, M.; FERRARIS, G. **Rotordynamics prediction in engineering**. John Wiley, 1998. ISBN 9780471972884. Disponível em: < <https://books.google.com.br/books?id=JONSAAAAMAAJ> >.

LEES, A. W.; JANA, S.; INMAN, D. J.; CARTMELL, M. P. The Control Of Bearing Stiffness Using Shape Memory. **Proceedings of the International Symposium on Stability Control of Rotating Machinery**, p. 7, 2007.

LEO, D. J. **Engineering Analysis of Smart Material Systems**. Wiley, 2007. ISBN 9780471684770. Disponível em: < <https://books.google.com.br/books?id=jGAvKfLykNsC> >.

LIANG, C.; ROGERS, C. A. Design of Shape Memory Alloy Springs With Applications in Vibration Control. **Journal of Vibration and Acoustics**, v. 115, n. 1, p. 7, 1993.

LIU, B.; VAN, L.; LI, Q.; ZHU, Z. Vibration Control of a Rotor System Utilizing a Bearing Housing With Controllable Spring Nonlinearity. **ASME 1994 International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition. American Society of Mechanical Engineer**, p. V005T14A007--V005T14A007, 1994.

LIU, X.; WANG, Y.; YANG, D.; QI, M. The Effect of Ageing Treatment on Shape-Setting and Superelasticity of a Nitinol Stent. *Mater Charact. **Materials Characterization***, v. 59, n. 4, p. 5, 2008.

MA, H.; CHO, C. Feasibility study on a superelastic SMA damper with re-centring capability. **Materials Science and Engineering: A**, v. 473, n. 1-2, p. 290-296, 2008. ISSN 09215093.

MA, Y.; ZHANG, Q.; ZHANG, D.; SCARPA, F.; LIU, B.; HONG, J. A novel smart rotor support with shape memory alloy metal rubber for high temperatures and variable amplitude vibrations. **Smart Materials and Structures**, v. 23, n. 12, p. 125016, 2014. ISSN 0964-1726/1361-665X.

MA, Y.; ZHANG, Q.; ZHANG, D.; SCARPA, F.; LIU, B.; HONG, J. Tuning the vibration of a rotor with shape memory alloy metal rubber supports. **Journal of Sound and Vibration**, v. 351, p. 1-16, 2015. ISSN 0022460X.

MESQUITA, A. L. A.; DA SILVA, J. A. B.; DA SILVA, E. P.; DIAS, M. **Numerical Simulation of Vibration Control in Rotors Using Bearing with Shape Memory Effect**. SAE Technical Paper. 2008

NAGAYA, K.; TAKEDA, S.; TSUKUI, Y.; KUMAIIDO, T. Active Control Method for Passing through Critical Speeds of Rotating Shafts by Changing Stiffnesses of the Supports with Use of Memory Metals. **Journal of Sound and Vibration**, v. 113, n. 2, p. 307-315, Mar 8 1987. ISSN 0022-460X. Disponível em: < <Go to ISI>://WOS:A1987G393000007 >.

NETO, B. G. **Modelagem por elementos finitos de sistemas dinâmicos combinando materiais viscoelásticos e materiais com memória de forma para o controle passivo de vibrações e ruído**. 2012. 121 (Dissertação de Mestrado). Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Uberlândia

NETO, B. G.; OLIVEIRA, B. A. D.; LIMA, A. M. G. D.; RADE, D. A. Modelagem Numérico-Computacional De Sistemas Discretos Contendo Materiais Com Memória De Forma. DINCON 2011, 10ª Conferência Brasileira de Dinâmica, Controle e Aplicações, 2011.

NIE, J. X.; YAN, X. J. Intelligent Bearing System for Passing through Critical Speed of Aeroengine Rotor by Changing Stiffness Using SMA Wires. **Materials Science Forum**, v. 327-328, p. 99-102, 2000. ISSN 1662-9752.

OLIVEIRA, A., G. **Concepção e Análise Dinâmica de Sistema com Controle de Mancal Adaptativo Incorporando Molas LMF**. 2017. 108 (Dissertação de Mestrado). Unidade Academica de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Campina Grande

OLIVEIRA, B. A. D. **Desenvolvimento de um Isolador de Vibração Pseudoelástico**. 2008. 95 (Dissertação de Mestrado). Departamento de Engenharia Mecânica., Universidade de Brasília. Faculdade de Tecnologia

OTSUKA, K.; WAYMAN, C. M. **Shape memory materials**. Cambridge university press, 1999. ISBN 0521663849.

PAI, P. F. Time–frequency analysis for parametric and non-parametric identification of nonlinear dynamical systems. **Mechanical Systems and Signal Processing**, v. 36, p. 22, 2013.

PEREIRA, J. C. **Introdução à Dinâmica de Rotores**: Universidade Federal de Santa Catarina 2003.

RAO, A.; SRINIVASA, A. R.; REDDY, J. N. **Design of shape memory alloy (SMA) actuators**. Springer, 2015.

RAO, J. S. **History of Rotating Machinery Dynamics**. Springer Netherlands, 2011. ISBN 9789400711655. Disponível em: < <https://books.google.com.br/books?id=-78QewtubgoC> >.

REIS, R. P. B. D. **Desenvolvimento de um equipamento para caracterização térmica de atuadores de ligas com memória de forma usando o efeito termoelétrico**. 2010. 58 (Dissertação de Mestrado). Centro de Ciências e Tecnologia., Universidade Federal de Campina Grande

RIBEIRO, D. J. A.; DA SILVA, P. C. S.; DE ARAÚJO, C. J.; MARCELINO, E. D. T. Conversion of Superelastic NiTi SMA wires in thermomechanical actuators: A study based on heat treatments. 24th ABCM International Congress of Mechanical Engineering, 2017, Curitiba-PR. ABCM. p.10.

SÁNCHEZ, L.; COUSO, I.; PALACIOS, A. M.; PALACIOS, J. L. A methodology for exploiting the tolerance for imprecision in genetic fuzzy systems and its application to characterization of rotor blade leading

edge materials. **Mechanical Systems and Signal Processing**, v. 37, n. 1-2, p. 76-91, 2013. ISSN 08883270.

SANTIAGO, D. F. D. A. **Diagnóstico de Falhas em Máquinas Rotativas Utilizando Transformada de Wavelet e Redes Neurais Artificiais**. 2004. 117 (Tese de Doutorado). Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas

SEGALMAN, D. J.; PARKER, G. G.; INMAN, D. J. Vibration Suppression by Modulation of Elastic Modulus Using Shape Memory Alloy. **Intelligent Structures, Materials and Vibration**, v. 58, p. 5, 1993.

SENKO, R. **Implementação de sistema especialista para o monitoramento e diagnóstico de desbalanceamento em sistema mecânico rotativo por análise de vibrações**. 2013. 94 (Dissertação de Mestrado). Centro de Ciências e Tecnologia, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Campina Grande

SENKO, R.; SILVA, A. A.; RODRIGUES, M. C. Numerical analysis of new Superelastic SMA dampers for mechanical vibration control in rotor system. 24th ABCM International Congress of Mechanical Engineering, 2017, Curitiba, PR, Brazil. ABCM. p.8.

SILVA, A. A. **Deteção e análise dinâmica de falhas em rolamentos**. 1999. 239 (Tese de Doutorado). Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo

SILVA, J. A. B. D.; MESQUITA, A. L. A.; SILVA, E. P. D. Adaptive Vibration Control In Rotating Machine Using Bearing With Shape Memory Alloy Springs. 20th International Congress of Mechanical Engineering - COBEM, 2009, Gramado, RS, Brazil.

SILVA, L. C.; SAVI, M. A.; PAIVA, A. Nonlinear dynamics of a rotordynamic nonsmooth shape memory alloy system. **Journal of Sound and Vibration**, v. 332, n. 3, p. 608-621, 2013. ISSN 0022460X.

SMITH, S. A.; HODGSON, D. E. **Shape Setting Nitinol**. Medical device materials: proceedings from the materials & processes for medical devices conference 2003. Anaheim, California: 3 p. 2004.

SOUZA, E. F. **Estudo Experimental do Comportamento Térmico e Dinâmico de uma Mola Belleville de Liga com Memória de Forma NiTi**: UFCG: 26 p. 2015.

STOECKEL, D.; BONSIGNORE, C.; DUDA, S. A. Survey of Stent Designs. **Min. Invas. Ther & Allied Technol**, p. 10, 2002.

STRAUB, F. K. A feasibility study of using smart materials for rotor control. **Smart Materials and Structures**, v. 5, n. 1, 1996.

WILLIAMS, K.; CHIU, G.; BERNHARD, R. Adaptive-passive absorbers using shape-memory alloys. **Journal of Sound and Vibration**, v. 249, n. 5, p. 835-848, Jan 31 2002. ISSN 0022-460X. Disponível em: <<Go to ISI>://WOS:000174008000001 >.

YAN, X. J.; NIE, J. X. Study of a new application form of shape memory alloy superelasticity. **Smart Materials & Structures**, v. 12, n. 6, p. N14-N23, Dec 2003. ISSN 0964-1726. Disponível em: <<Go to ISI>://WOS:000187947400025 >.

YANG, B. S.; PARK, C. H.; KIM, H. J. An Efficient Method of Vibration Diagnostics for Rotating Machinery using a Decision Tree. **International Journal of Rotating Machinery**, v. 6, p. 8, 2000. ISSN 1023-621X.

YOGARAJU, R.; RAVIKUMAR, L.; SARAVANAKUMAR, G.; SHRAVANKUMAR, C.; KUMAR, V. A. Feasibility and Performance Studies of a Semi Active Journal Bearing. **Procedia Technology**, v. 25, p. 1154-1161, 2016. ISSN 22120173.

ŽAK, A. J.; CARTMELL, M. P.; OSTACHOWICZ, W. M. Dynamics And Control Of A Rotor Using An Integrated LMF/Composite Active Bearing Actuator. **Engineering Materials**, v. 245-246, p. 7, 2003. ISSN 1662 9795.

ZHU, Z.-W.; WANG, H.-L.; XU, J. Application on Rotor Vibration Control of SMA Model Based on Multivariate Statistical Analysis. p. 440-445, 2009.

ZUO, X.-B.; CHANG, W.; LI, A.-Q.; CHEN, Q.-F. Design and experimental investigation of a superelastic SMA damper. **Materials Science and Engineering: A**, v. 438-440, p. 1150-1153, 2006. ISSN 09215093.

ANEXO I – REVISÃO DA MODELAGEM DE DINÂMICA DA ROTAÇÃO

Modelagem do Sistema Rotativo

De acordo com Gonçalves Junior (2006) os modelos matemáticos têm sido uma ferramenta importante para o estudo do comportamento dinâmico de rotores, principalmente em situações onde há dificuldades de se praticar uma análise experimental apurada. O desenvolvimento de modelos matemáticos para rotores pode ser feito utilizando diferentes métodos, onde os mais comuns são os métodos de Rayleigh-Ritz e Elementos Finitos.

O primeiro é um método utilizado para poucos graus de liberdade, sendo assim, utilizado para a determinação das frequências naturais mais baixas de um sistema, a partir de uma hipótese razoável do deslocamento dos pontos da estrutura (Pereira, 2003). Este método utiliza o auxílio das coordenadas generalizadas para facilitar os cálculos, possibilitando os estudos dos rotores simétricos e assimétricos. Já o método dos elementos finitos é um método de aplicação de engenharia (Lalanne e Ferraris, 1998), utilizando matrizes para cada elemento do rotor, as quais são obtidas através das equações do movimento dos elementos, onde é preferível a utilização de programas de computador para facilitar os cálculos. Este método consegue uma aproximação bem maior, devido o fato de poder dividir o sistema em diversos nós, desta forma aproximando do sistema real.

Segundo Lalanne e Ferraris (1998), as equações gerais de movimento do sistema rotativo são determinadas aplicando as equações de Lagrange, eq.(I.1), nas expressões de energia cinética, potencial e trabalho necessárias para caracterizar os elementos de disco, eixo, mancal e massa desbalanceadora.

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_i} + \frac{\partial U}{\partial q_i} = F q_i \quad (I.1)$$

onde $(1 \leq i \leq N)$ é o número de graus de liberdade, T é a energia cinética, U é a energia potencial, q_i são as coordenadas generalizadas, $F q_i$ as forças generalizadas.

A seguir, apresentam-se as expressões de energia cinética e potencial e trabalho virtual para os elementos de disco, eixo e mancal, as quais são necessárias para se fazer à modelagem individual de cada elemento do sistema por meio do método dos elementos finitos (MEF).

Elementos do rotor

Através do método dos elementos finitos são encontradas as seguintes matrizes do sistema rotor:

- Matriz de massa;
- Matriz de rigidez;
- Matriz de amortecimento;
- Matriz do efeito giroscópio;
- Matriz de massa desbalanceada.

Neste método serão utilizadas as equações de energia de cada elemento, sendo que sem as coordenadas generalizadas, mas com os graus de liberdade que cada elemento possui.

Elemento disco

Como foi comentado anteriormente, o disco é caracterizado somente pela energia cinética, Figura I.1, podemos notar as seguinte coordenadas de referência do disco, R_0 (XYZ), é a coordenada inercial, $R(x,y,z)$, é a coordenada fixa no disco, onde estas coordenadas são relacionadas com R_0 através dos ângulos ψ , θ , e ϕ . Contendo também as coordenadas intermediárias (x',y',z') , pode-se dizer que a ordem das rotações é:

- ψ em torno de Z ;
- θ em torno de x_1 ;
- ϕ em torno de y .

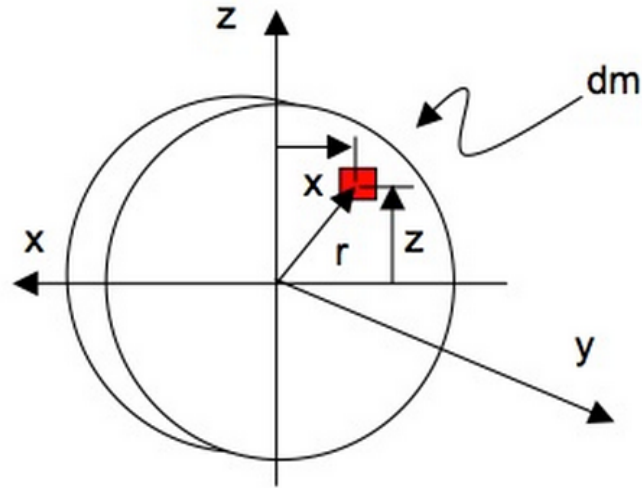


Figura I.2 - Momentos de inércia de massa do disco no sistema de referência (Pereira, 2003).

$$I_{Dx} = \int_V Z^2 \rho dV \quad (1.5)$$

$$I_{Dz} = \int_V X^2 \rho dV \quad (1.6)$$

$$I_{Dy} = \int_V r^2 \rho dV \quad (1.7)$$

Substituindo na energia cinética do disco, eq.(I.4), obtemos a eq.(I.8):

$$T_D = \frac{1}{2} M_D (\dot{u}^2 + \dot{w}^2) + \frac{1}{2} I_{Dx} (\dot{\theta}^2 + \dot{\psi}^2) + I_{Dy} \Omega \dot{\psi} \theta + \frac{1}{2} I_{Dy} \Omega^2 \quad (1.8)$$

onde temos que M_D - Massa do disco, $I_{Dx} = I_{Dz}$ - Momento de inércia ou diametral, I_{Dy} - Momento de inércia polar. O penúltimo termo da equação representa o efeito giroscópico (*Coriolis*) e o último termo pode ser considerada uma constante e representa a energia do disco em rotação Ω .

Definindo-se o vetor de deslocamentos nodais do disco como $\delta = [u, w, \theta, \psi]^T$, tendo a equação (I.8) e aplicando Lagrange, eq.(I.1), obtém-se a seguinte equação:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T_D}{\partial \dot{\delta}} \right) - \frac{\partial T_D}{\partial \delta} = [M_D] \{\ddot{\delta}\} + \Omega [C_D] \{\dot{\delta}\} \quad (1.9)$$

Onde $[M_D]$ é a matriz de massa e $[C_D]$ a matriz de *Coriolis*. Estas matrizes são dadas por:

$$[M_D] = \begin{bmatrix} M_D & 0 & 0 & 0 \\ 0 & M_D & 0 & 0 \\ 0 & 0 & I_{Dx} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & I_{Dx} \end{bmatrix} \quad (1.10)$$

$$[C_D] = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -I_{Dy} \\ 0 & 0 & I_{Dy} & 0 \end{bmatrix} \quad (1.11)$$

Elemento eixo

Considera-se o eixo como um elemento de viga com a seção transversal circular e uniforme e que o mesmo é caracterizado tanto pela energia cinética e potencial. Assumindo que o elemento tenha um comprimento L , a expressão da energia cinética é dada por:

$$T_s = \frac{\rho S}{2} \int_0^L (\dot{u}^2 + \dot{w}^2) dy + \frac{\rho I}{2} \int_0^L (\dot{\psi}^2 + \dot{\theta}^2) dy + \rho I L \Omega^2 + 2\rho I \Omega \int_0^L \psi \theta dy \quad (1.12)$$

onde ρ é a densidade de massa por unidade de volume, S a área da seção transversal e o I é o momento de inércia do elemento eixo. Já na eq. (1.12) tem-se que:

- 1º Termo - Energia cinética de um eixo fletindo;
- 2º Termo - Efeito da inércia - Timoshenko
- 3º Termo - Constante
- 4º Termo - Efeito giroscópio

Desta forma para encontrar as matrizes do eixo, inicialmente é mostrado que este pode ser dividido através de nós, como mostra a Figura I.3:

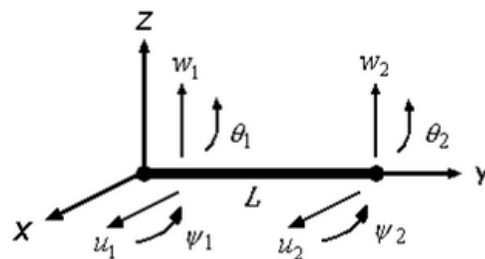


Figura I.3 - Elemento finito de eixo (Lalanne e Ferraris, 1998).

sabendo que cada nó possui 4 graus de liberdade sendo o vetor deslocamento nodal dado por:

$$\delta = [u_1, w_1, \theta_1, \psi_1, u_2, w_2, \theta_2, \psi_2]^T \quad (I.13)$$

onde eles podem ser determinados como:

$$\delta_u = [u_1, \psi_1, u_2, \psi_2]^T \quad (I.14)$$

$$\delta_w = [w_1, \theta_1, w_2, \theta_2]^T \quad (I.15)$$

e sabendo que os deslocamentos ψ e θ são derivações de u e w , com estas informações obtém-se as funções de forma do elemento eixo:

$$N_1(y) = \left[1 - \frac{3y^2}{L^2} + \frac{2y^3}{L^3}; -y + \frac{2y^2}{L} - \frac{y^3}{L^2}; \frac{3y^2}{L^2} - \frac{2y^3}{L^3}; \frac{y^2}{L} - \frac{y^3}{L^2} \right] \quad (I.16)$$

$$N_2(y) = \left[1 - \frac{3y^2}{L^2} + \frac{2y^3}{L^3}; y - \frac{2y^2}{L} + \frac{y^3}{L^2}; \frac{3y^2}{L^2} - \frac{2y^3}{L^3}; -\frac{y^2}{L} + \frac{y^3}{L^2} \right] \quad (I.17)$$

onde através destas funções de forma é obtido as matrizes do elemento eixo, mas para isso tem-se que por elementos finitos os deslocamentos u e w são iguais:

$$u = N_1(y)\delta_u \quad (I.18)$$

$$w = N_2(y)\delta_w \quad (I.19)$$

A partir da eq.(I.12), e substituindo as eq.(I.18) e (I.19) obtém-se:

$$\begin{aligned} T_S = \frac{\rho S}{2} \int_0^L [\delta \dot{u}^T N_1^T N_1 \delta \dot{u} + \delta \dot{w}^T N_2^T N_2 \delta \dot{w}] dy + \frac{\rho I}{2} \int_0^L \left[\delta \dot{u}^T \frac{dN_1^T}{dy} \frac{dN_1}{dy} \delta \dot{u} + \delta \dot{w}^T \frac{dN_2^T}{dy} \frac{dN_2}{dy} \delta \dot{w} \right] dy \\ - 2\rho I \Omega \int_0^L \delta \dot{u}^T \frac{dN_1^T}{dy} \frac{dN_2}{dy} \delta w dy + \rho I L \Omega^2 \end{aligned} \quad (I.20)$$

Realizando as integrações e derivações utilizando as funções de forma tem-se:

$$T_S = \frac{1}{2} \delta \dot{u}^T M_1 \delta \dot{u} + \frac{1}{2} \delta \dot{w}^T M_2 \delta \dot{w} + \frac{1}{2} \delta \dot{u}^T M_3 \delta \dot{u} + \frac{1}{2} \delta \dot{w}^T M_4 \delta \dot{w} + \Omega \delta \dot{u}^T M_5 \delta w + \rho I L \Omega^2 \quad (I.21)$$

Onde temos na equação que:

- M_1 e M_2 são matrizes de massa clássica;
- M_3 e M_4 são matrizes do efeito da inércia;
- M_5 é a matriz do efeito giroscópio;

- O último termo é constante.

Aplicando a equação (I.1) em (I.21), é obtido:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T_S}{\partial \dot{\delta}} \right) - \frac{\partial T_S}{\partial \delta} = [M + M_S] \ddot{\delta} + \Omega [C_S] \dot{\delta} \quad (1.22)$$

Onde $[M]$ é a Matriz de massa, $[M_S]$ é a Matriz do efeito de inércia e $[C_S]$ e Matriz do efeito *Coriolis*, as quais são:

$$[M] = \frac{\rho L S}{420} \begin{bmatrix} 156 & 0 & 0 & -22L & 54 & 0 & 0 & 13L \\ 0 & 156 & 22L & 0 & 0 & 54 & -13L & 0 \\ 0 & 22L & 4L^2 & 0 & 0 & 13L & -3L^2 & 0 \\ -22L & 0 & 0 & 4L^2 & -13L & 0 & 0 & -3L^2 \\ 54 & 0 & 0 & -13L & 156 & 0 & 0 & 22L \\ 0 & 54 & 13L & 0 & 0 & 156 & -22L & 0 \\ 0 & -13L & -3L^2 & 0 & 0 & -22L & 4L^2 & 0 \\ 13L & 0 & 0 & -3L^2 & 22L & 0 & 0 & 4L^2 \end{bmatrix} \quad (1.23)$$

$$[M_S] = \frac{\rho I}{30L} \begin{bmatrix} 36 & 0 & 0 & -3L & -36 & 0 & 0 & -3L \\ 0 & 36 & 3L & 0 & 0 & -36 & 3L & 0 \\ 0 & 3L & 4L^2 & 0 & 0 & -3L & -L^2 & 0 \\ -3L & 0 & 0 & 4L^2 & 3L & 0 & 0 & -L^2 \\ 36 & 0 & 0 & 3L & 36 & 0 & 0 & 3L \\ 0 & -36 & -3L & 0 & 0 & 36 & -3L & 0 \\ 0 & 3L & -L^2 & 0 & 0 & -3L & 4L^2 & 0 \\ -3L & 0 & 0 & -L^2 & 3L & 0 & 0 & 4L^2 \end{bmatrix} \quad (1.24)$$

$$[C_S] = \frac{\rho I \Omega}{15L} \begin{bmatrix} 0 & -36 & -3L & 0 & 0 & 36 & -3L & 0 \\ 36 & 0 & 0 & -3L & -36 & 0 & 0 & -3L \\ 3L & 0 & 0 & -4L^2 & -3L & 0 & 0 & L^2 \\ 0 & 3L & 4L^2 & 0 & 0 & -3L & -L^2 & 0 \\ 0 & 36 & 3L & 0 & 0 & -36 & 3L & 0 \\ -36 & 0 & 0 & 3L & 36 & 0 & 0 & 3L \\ 3L & 0 & 0 & L^2 & -3L & 0 & 0 & -4L^2 \\ 0 & 3L & -L^2 & 0 & 0 & -3L & 4L^2 & 0 \end{bmatrix} \quad (1.25)$$

A expressão da energia potencial é obtida através da energia da deformação de um ponto arbitrário localizado na seção transversal do eixo, como mostrado na Figura I.4.

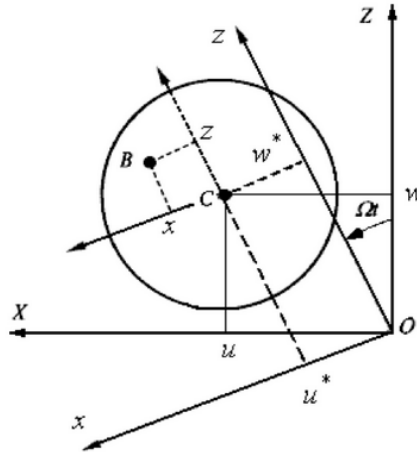


Figura I.4 - Representação do eixo (Pereira, 2003).

Onde, $B(x,z)$ é o ponto arbitrário da seção transversal, C é o centro geométrico do eixo, u^* e w^* são os deslocamentos do centro geométrico com relação aos eixos x e z , E o módulo de elasticidade transversal do material, ε e σ são as deformações e tensões, respectivamente. Logo a expressão da deformação do ponto B é:

$$\varepsilon = \left[-x \frac{\partial^2 u^*}{\partial y^2} - z \frac{\partial^2 w^*}{\partial y^2} \right] + \left[\frac{1}{2} \left(\frac{\partial u^*}{\partial y} \right)^2 + \frac{1}{2} \left(\frac{\partial w^*}{\partial y} \right)^2 \right] \quad (1.26)$$

percebe-se que a eq.(I.26) possui termos lineares, primeira parcela dentro dos colchetes, e não lineares, segunda parcela dentro dos colchetes. Sabendo que a energia potencial é dada por:

$$U_1 = \frac{1}{2} \int_{\tau} \varepsilon^T \sigma d\tau \quad (1.27)$$

e sabendo que a tensão é:

$$\sigma = E\varepsilon \quad (1.28)$$

logo a eq.(I.27) pode ser reescrita da seguinte forma:

$$U_1 = \frac{E}{2} \int_{\tau} (\varepsilon_1^2 + 2\varepsilon_1 \varepsilon_{nl} + \varepsilon_{nl}^2) d\tau \quad (1.29)$$

Como o eixo é simétrico em relação a x e z , tem-se que o segundo termo da integral é igual a zero e como o terceiro termo é de segunda ordem, ele pode ser desprezado. Desta forma a eq.(I.29) fica:

$$U_1 = \frac{E}{2} \int_0^L \int_S \left(-x \frac{\partial^2 u^*}{\partial y^2} - z \frac{\partial^2 w^*}{\partial y^2} \right)^2 dS dy \quad (1.30)$$

$$U_1 = \frac{E}{2} \int_0^L \int_S x^2 \left(\frac{\partial^2 u^*}{\partial y^2} \right)^2 + z^2 \left(\frac{\partial^2 w^*}{\partial y^2} \right)^2 + xz \frac{\partial^2 u^*}{\partial y^2} \frac{\partial^2 w^*}{\partial y^2} dS dy \quad (1.31)$$

Devido à simetria o terceiro termo da eq.(I.31) é igual a zero e conhecendo os momentos de inércia da seção transversal do eixo com relação a x e z , dados por:

$$I_x = \int_S z^2 dS \quad (1.32)$$

$$I_z = \int_S x^2 dS \quad (1.33)$$

Reescrevendo a eq.(I.31) tem-se:

$$U_1 = \frac{E}{2} \int_0^L \left[I_z \left(\frac{\partial^2 u^*}{\partial y^2} \right)^2 + I_x \left(\frac{\partial^2 w^*}{\partial y^2} \right)^2 \right] dy \quad (1.34)$$

Onde U_1 é a primeira parcela da energia potencial do elemento eixo. Caso a barra esteja sujeita a uma força axial constante, logo tem-se uma segunda contribuição da energia potencial, que é dada por:

$$U_2 = \int_0^L \frac{F_0}{S} (\varepsilon_1 + \varepsilon_{nl}) d\tau \quad (1.35)$$

Devido o eixo ser simétrico, o primeiro termo da integral desaparecerá sobre a área da seção transversal, desta forma da eq.(I.26) obtém-se:

$$U_2 = \frac{F_0}{2} \int_0^L \left[\left(\frac{\partial^2 u^*}{\partial y^2} \right)^2 + \left(\frac{\partial^2 w^*}{\partial y^2} \right)^2 \right] dy \quad (1.36)$$

Com isso pode ser combinado $U_1 + U_2$, obtendo a energia de deformação total para o elemento eixo, substituindo as coordenadas u^* e w^* , que são dadas pelas equações:

$$u^* = u \cos(\Omega t) - w \sin(\Omega t) \quad (1.37)$$

$$w^* = u \sin(\Omega t) + w \cos(\Omega t) \quad (1.38)$$

e tendo que $I_x = I_z = I$, devido a simetria do eixo, logo tem-se a seguinte equação da energia potencial:

$$U_s = \frac{EI}{2} \int_0^L \left[\left(\frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right)^2 + \left(\frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \right)^2 \right] dy + \frac{F_0}{2} \int_0^L \left[\left(\frac{\partial u}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial y} \right)^2 \right] dy \quad (1.39)$$

Para encontrar as matrizes para a energia potencial do eixo, basta seguir o mesmo caminho feito para a energia cinética, onde substituindo as eqs.(I.18) e (I.19) em (I.39), obtém-se:

$$U = \frac{EI}{2} \int_0^L \left[\delta u^T \frac{d^2 N_1^T}{dy^2} \frac{d^2 N_1}{dy^2} \delta u + \delta w^T \frac{d^2 N_2^T}{dy^2} \frac{d^2 N_2}{dy^2} \delta w \right] dy + \frac{F_0}{2} \int_0^L \left[\delta u^T \frac{dN_1^T}{dy} \frac{dN_1}{dy} \delta u + \delta w^T \frac{dN_2^T}{dy} \frac{dN_2}{dy} \delta w \right] dy \quad (I.40)$$

Assumindo que $[K_1]$ e $[K_2]$ são as matrizes de rigidez clássicas e $[K_3]$ e $[K_4]$ são as matrizes das forças axiais, realizando as respectivas integrações, obtém-se:

$$U = \frac{1}{2} \delta u^T [K_1] \delta u + \frac{1}{2} \delta w^T [K_2] \delta w + \frac{1}{2} \delta u^T [K_3] \delta u + \frac{1}{2} \delta w^T [K_4] \delta w \quad (I.41)$$

E aplicando a equação(I.1) nesta equação obtém-se:

$$\frac{\partial U}{\partial \delta} = [K_C + K_F] \delta \quad (I.42)$$

Onde tem-se que $[K_C]$ é a Matriz de rigidez clássica obtidos de $[K_1]$ e $[K_2]$ e $[K_F]$ é a Matriz da força axial obtida de $[K_3]$ e $[K_4]$, que são apresentadas a seguir:

$$[K_C] = \frac{EI}{L^3} \begin{bmatrix} 12 & 0 & 0 & -6L & -12 & 0 & 0 & -6L \\ 0 & 12 & 6L & 0 & 0 & -12 & 6L & 0 \\ 0 & 6L & 4L^2 & 0 & 0 & -6L & 2L^2 & 0 \\ -6L & 0 & 0 & 4L^2 & 6L & 0 & 0 & 2L^2 \\ -12 & 0 & 0 & 6L & 12 & 0 & 0 & 6L \\ 0 & -12 & -6L & 0 & 0 & -12 & -6L & 0 \\ 0 & 6L & 2L^2 & 0 & 0 & -6L & 4L^2 & 0 \\ -6L & 0 & 0 & 2L^2 & 6L & 0 & 0 & 4L^2 \end{bmatrix} \quad (I.43)$$

$$[K_F] = \frac{F}{30L} \begin{bmatrix} 36 & 0 & 0 & -3L & -36 & 0 & 0 & -3L \\ 0 & 36 & 3L & 0 & 0 & -36 & 3L & 0 \\ 0 & 3L & 4L^2 & 0 & 0 & -3L & -L^2 & 0 \\ -3L & 0 & 0 & 4L^2 & 3L & 0 & 0 & -L^2 \\ -36 & 0 & 0 & 3L & 36 & 0 & 0 & 3L \\ 0 & -36 & -3L & 0 & 0 & 36 & -3L & 0 \\ 0 & 3L & -L^2 & 0 & 0 & -3L & 4L^2 & 0 \\ -3L & 0 & 0 & -L^2 & 3L & 0 & 0 & 4L^2 \end{bmatrix} \quad (I.44)$$

Elemento mancal

Para o mancal, considera-se os termos de rigidez e amortecimento viscoso já conhecidos para o cálculo das forças, o modelo físico do mancal é mostrado na Figura I.5.

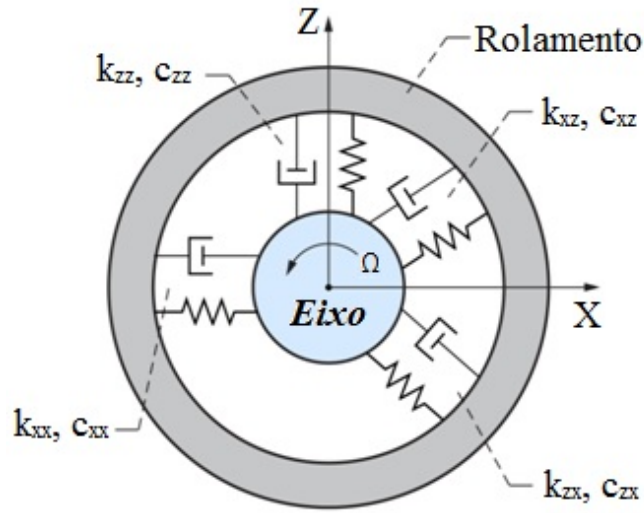


Figura I.5 - Representação do mancal (Dellacorte, 2010).

Desta forma o trabalho virtual δW das forças atuando no eixo é dado por:

$$\delta W = -k_{xx}u\delta u - k_{xz}w\delta u - k_{zz}w\delta w - k_{zx}u\delta w - c_{xx}\dot{u}\delta u - c_{xz}\dot{w}\delta u - c_{zz}\dot{w}\delta w - c_{zx}\dot{u}\delta w \quad (I.45)$$

Fazendo, $k_{xz} = k_{zx} = 0$ e $c_{xz} = c_{zx} = 0$, tem-se:

$$\delta W = -k_{xx}u\delta u - k_{zz}w\delta w - c_{xx}\dot{u}\delta u - c_{zz}\dot{w}\delta w \quad (I.46)$$

A influência dos momentos de rotação não estão sendo considerados, assim $F_\theta = F_\psi = 0$. Para encontrar as matrizes para o elemento mancal, é bem mais simples, pois tendo a eq.(I.46), a matriz é obtida de forma direta:

$$\begin{bmatrix} F_u \\ F_\theta \\ F_w \\ F_\psi \end{bmatrix} = - \begin{bmatrix} k_{xx} & 0 & k_{xz} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ k_{zx} & 0 & k_{zz} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u \\ \theta \\ w \\ \psi \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} c_{xx} & 0 & c_{xz} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ c_{zx} & 0 & c_{zz} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{u} \\ \dot{\theta} \\ \dot{w} \\ \dot{\psi} \end{bmatrix} \quad (I.47)$$

Sendo a primeira matriz de rigidez e a segunda a matriz de amortecimento viscoso. Onde elas podem ser simétricas, quando os $k_{xx} = k_{zz}$ e $c_{xx} = c_{zz}$, ou assimétricas quando $k_{xx} \neq k_{zz}$ e $c_{xx} \neq c_{zz}$.

Massa Desbalanceadora

A massa desbalanceada é definida como uma massa m_u situada a distância e do centro geométrico do eixo O como mostra a Figura I.6:

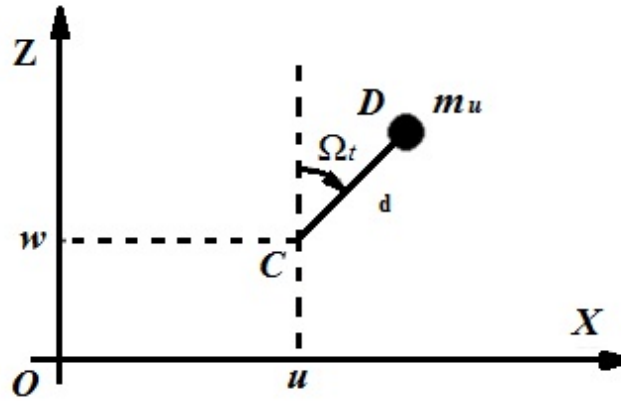


Figura I.6 - Representação da massa desbalanceada (Lalanne e Ferraris, 1998).

Desta forma pode-se definir o vetor posição da massa desbalanceada como:

$$OD = \begin{bmatrix} u + d\sin(\Omega t) \\ cte \\ w + d\cos(\Omega t) \end{bmatrix} \quad (1.48)$$

Derivando este vetor obtêm-se o vetor velocidade:

$$V = \frac{dOD}{dt} = \begin{bmatrix} \dot{u} + d\Omega\cos(\Omega t) \\ 0 \\ \dot{w} - d\Omega\sin(\Omega t) \end{bmatrix} \quad (1.49)$$

Desta forma a energia cinética da massa desbalanceada m_u é:

$$T_u = \frac{m_u}{2} (\dot{u}^2 + \dot{w}^2 + \Omega^2 d^2 + 2\Omega d\dot{u}\cos(\Omega t) - 2\Omega d\dot{w}\sin(\Omega t)) \quad (1.50)$$

Como normalmente a massa desbalanceadora é muito menor que a massa do rotor, considerando que o eixo gira em regime estacionário e tendo que o terceiro termo é uma constante obtém-se:

$$T_u \cong m_u \Omega d (\dot{u}\cos(\Omega t) - \dot{w}\sin(\Omega t)) \quad (1.51)$$

No caso da matriz da massa desbalanceadora, também é obtida de forma direta, aplicando (I.1) na eq.(I.51), obtém-se:

$$\begin{bmatrix} F_u \\ F_\omega \end{bmatrix} = m_u d \Omega^2 \begin{bmatrix} \sin(\Omega t + \alpha) \\ \cos(\Omega t + \alpha) \end{bmatrix} \quad (I.52)$$

Onde α é a posição angular com relação ao eixo z .

Equação Geral do Movimento

A equação geral de movimento do sistema durante o regime estacionário é obtida a partir das expressões individuais dos elementos de eixo, disco e mancal apresentadas na seção anterior. A Figura I.7 mostra a discretização do modelo físico do sistema rotativo em estudo:

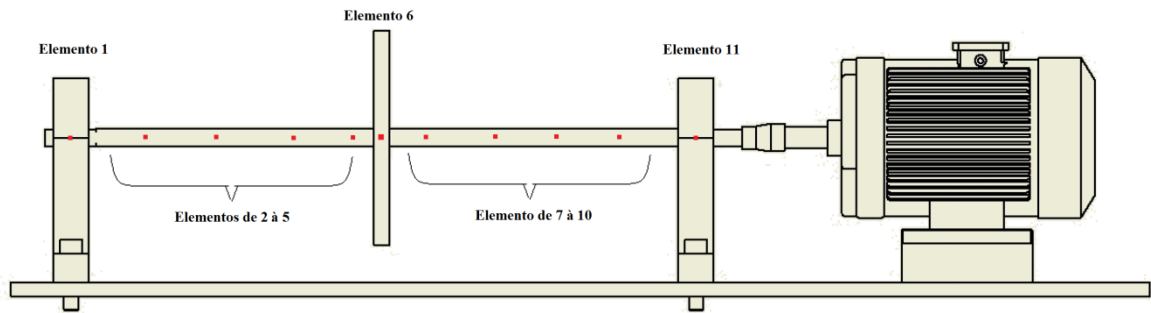


Figura I.7 - Modelo do sistema físico discretizado (Senko, 2013).

onde contém onze nós e cinquenta e três elementos, sendo 1, 11 - elementos de mancal; 2 à 10 - elementos de eixo e 6 - elementos de disco. Cada nó possui quatro graus de liberdade (dois de translação e dois de rotação). Combinando-se as expressões que contém as características individuais dos elementos do sistema rotativo e incluindo todos os graus de liberdade do sistema, a equação geral do movimento pode ser dada como:

$$M\ddot{x} + C(\Omega)\dot{x} + Kx = F(t) \quad (I.53)$$

onde, M é a matriz global de massas, representando as matrizes, M_D - Massa do disco, M - Massa do eixo e M_S - Efeito de inércia do eixo; C é a matriz global de amortecimentos, representando C_D - Matriz efeito *Coriolis* do disco e C_S - Matriz do eixo e a C_b - Matriz

amortecimento do mancal; K é a matriz global de rigidezes, representando K_s - Matriz de rigidez do eixo, K_f - Matriz da força axial do eixo e K_b - Matriz de rigidez do mancal.

O vetor x contém todos os deslocamentos nodais apresentados na Figura I.7, tendo que o sistema possui 51 nós sendo 4 graus de liberdades para cada, logo temos:

$$x = [u_1, w_1, \theta_1, \psi_1, u_2, w_2, \theta_2, \psi_2, \dots, u_{50}, w_{50}, \theta_{50}, \psi_{50}, u_{51}, w_{51}, \theta_{51}, \psi_{51}]^T \quad (1.54)$$

Por fim $F(t)$ é o vetor das forças de excitação usado para modelar as falhas, como por exemplo, forças de desbalanceamento e de desalinhamento. O vetor de forças $F(t)$ muda de acordo com o tipo de falha presente no sistema mecânico.

ANEXO II – TABELAS DE RESULTADOS (MANCAL LMF ME)

Amplitudes de deslocamento e força aplicada do sistema rotor com mancal de LMF ME com massas desbalanceadas (Autoria Própria)

Amplitudes com massas desbalanceadas no eixo X (mm)

Frequência	Eixo X				
	Massa				
	1g	2g	3g	4g	5g
10	0,0783	0,0797	0,0792	0,0819	0,0814
15	0,083	0,0818	0,0882	0,0596	0,0621
20	0,129	0,131	0,1512	0,1821	0,1798
25	0,2311	0,2814	0,3731	0,4633	0,5497
28	0,576	0,944	1,247	1,561	2,003
29	1,239	1,471	1,707	1,981	2,349
30	1,203	1,502	1,704	1,785	1,955
31	1,082	1,079	1,243	0,9582	1,291
32	0,7687	0,9587	0,9620	0,9954	1,041
33	0,6815	0,779	0,7325	0,7979	0,8813
34	0,6059	0,6952	0,6752	0,7635	0,7931
35	0,5759	0,6124	0,6237	0,7551	0,9439
36	0,581	0,6277	0,6266	0,6632	0,829
37	0,5306	0,4021	0,4155	0,5261	0,607
38	0,2837	0,336	0,406	0,4808	0,5308
39	0,2614	0,3117	0,3553	0,4267	0,451
40	0,2553	0,2687	0,3321	0,3982	0,4866
41	0,2362	0,2763	0,3253	0,3649	0,4602
42	0,1956	0,2556	0,3121	0,3108	0,4384
43	0,19	0,2187	0,2712	0,3241	0,4196
44	0,2038	0,2257	0,2547	0,2971	0,3613
45	0,1875	0,2179	0,2666	0,3099	0,3824
50	0,1319	0,1637	0,2156	0,2294	0,2894
55	0,1246	0,1516	0,1733	0,2289	0,2823
60	0,1148	0,109	0,1798	0,2104	0,2676

Amplitudes com massas desbalanceadas no eixo Z (mm)

Eixo Z					
Frequência	Massa				
	1g	2g	3g	4g	5g
10	0,09	0,07	0,07	0,06	0,06
15	0,10	0,08	0,07	0,10	0,09
20	0,11	0,10	0,08	0,09	0,09
25	0,15	0,17	0,13	0,21	0,26
28	0,22	0,31	0,18	0,32	0,45
29	0,19	0,27	0,19	0,33	0,41
30	0,19	0,25	0,16	0,39	0,51
31	0,29	0,38	0,37	0,52	0,76
32	0,42	0,60	0,55	0,74	1,01
33	0,72	0,77	0,63	0,86	1,26
34	0,89	1,00	0,89	1,24	1,54
35	1,13	1,19	1,20	1,53	1,83
36	1,41	1,39	1,51	1,87	2,34
37	1,49	0,51	0,96	0,51	0,48
38	0,33	0,34	0,38	0,44	0,40
39	0,30	0,31	0,32	0,37	0,33
40	0,29	0,28	0,28	0,32	0,36
41	0,26	0,25	0,26	0,28	0,33
42	0,21	0,23	0,24	0,23	0,32
43	0,21	0,20	0,20	0,24	0,30
44	0,19	0,20	0,19	0,22	0,26
45	0,20	0,19	0,20	0,22	0,28
50	0,14	0,14	0,16	0,17	0,22
55	0,12	0,13	0,12	0,16	0,21
60	0,10	0,14	0,11	0,14	0,19

Tabela das forças

Força aplicada no mancal eixo X (N)

Frequência	Eixo X				
	Massa				
	1	2	3	4	5
10	0,816121	0,830922	0,825606	0,853331	0,848328
15	0,865213	0,852601	0,919621	0,620898	0,647373
20	1,344567	1,365413	1,575958	1,898028	1,874055
25	2,408755	2,933032	3,888821	4,828976	5,729523
28	6,002606	9,83827	12,99748	16,2703	20,87727
29	12,9141	15,33223	17,79206	20,64796	24,48363
30	12,53887	15,65535	17,76079	18,60506	20,37697
31	11,27769	11,24642	12,95579	9,987319	13,45609
32	8,01216	9,99253	10,02693	10,37505	10,85034
33	7,103275	8,119517	7,634848	8,316512	9,18579
34	6,315296	7,24607	7,03761	7,957961	8,266481
35	6,002606	6,383045	6,500825	7,870407	9,83827
36	6,055763	6,542517	6,531052	6,912534	8,640667
37	5,530444	4,191088	4,330757	5,48354	6,326761
38	2,957005	3,502128	4,231738	5,011378	5,532528
39	2,724572	3,248849	3,703292	4,447494	4,700773
40	2,660992	2,80066	3,461478	4,150439	5,071832
41	2,461913	2,879875	3,390602	3,803353	4,796665
42	2,038739	2,664119	3,253018	3,239468	4,569443
43	1,98037	2,27951	2,826718	3,378094	4,373491
44	2,124207	2,352471	2,654738	3,096673	3,76583
45	1,954313	2,271172	2,778772	3,230088	3,985755
50	1,374794	1,706245	2,247199	2,391036	3,016416
55	1,298706	1,580127	1,806306	2,385825	2,942413
60	1,19656	1,136107	1,874055	2,192999	2,789195

Força aplicada no mancal eixo Z (N)

Frequência	Eixo Z				
	Massa				
	1	2	3	4	5
10	0,957561	0,76484	0,712099	0,606514	0,619126
15	1,028959	0,803196	0,742743	1,051681	0,947138
20	1,114219	1,037297	0,862607	0,925875	0,957769
25	1,599931	1,754191	1,31851	2,190915	2,721445
28	2,317033	3,212369	1,893859	3,29888	4,665335
29	2,00747	2,830887	1,955355	3,443759	4,257796
30	1,992878	2,650569	1,634326	4,033701	5,285503
31	3,002866	3,939894	3,860679	5,446018	7,937115
32	4,414141	6,270477	5,684704	7,660905	10,54808
33	7,482672	8,042387	6,611309	8,921046	13,16425
34	9,261878	10,45427	9,30357	12,90367	16,06184
35	11,77799	12,41379	12,49718	15,91592	19,10536
36	14,64432	14,51924	15,75958	19,50143	24,3794
37	15,55112	5,292799	10,04256	5,321984	4,983236
38	3,395813	3,539651	3,98784	4,574655	4,136889
39	3,132112	3,19465	3,288457	3,813776	3,469817
40	2,976809	2,933032	2,944498	3,332233	3,70225
41	2,720403	2,648484	2,703726	2,946582	3,486494
42	2,216972	2,426474	2,493182	2,448363	3,310345
43	2,140884	2,042908	2,108573	2,504647	3,150873
44	1,982455	2,09815	1,960566	2,261791	2,718318
45	2,078346	2,015808	2,032485	2,342048	2,897594
50	1,456093	1,487362	1,621819	1,72188	2,264918
55	1,296621	1,325806	1,257014	1,691653	2,216972
60	1,05585	1,476939	1,197603	1,44567	2,012681