

UNIVERSIDADE FEDERAL DE CAMPINA GRANDE
CENTRO DE CIÊNCIAS E TECNOLOGIA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

ANDERSSON GUIMARÃES OLIVEIRA

**CONCEPÇÃO E ANÁLISE DINÂMICA DE SISTEMA COM CONTROLE DE
MANCAL ADAPTATIVO INCORPORANDO MOLAS LMF**

Campina Grande, PB

2017

ANDERSSON GUIMARÃES OLIVEIRA

CONCEPÇÃO E ANÁLISE DINÂMICA DE SISTEMA COM CONTROLE DE MANCAL
ADAPTATIVO INCORPORANDO MOLAS LMF

Dissertação apresentada ao Programa de Pós Graduação em Engenharia Mecânica Universidade Federal de Campina Grande, como parte dos requisitos para a obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Área de Concentração: Análise e Projeto de Sistemas Termomecânicos.

Orientador: Prof. Dr. Antonio Almeida Silva

Campina Grande, PB

2017

FICHA CATALOGRÁFICA ELABORADA PELA BIBLIOTECA CENTRAL DA UFCG

- O48c Oliveira, Andersson Guimarães.
Concepção e análise dinâmica de sistema com controle de mancal adaptativo incorporando molas LMF / Andersson Guimarães Oliveira. – Campina Grande, 2017.
120 f. : il. color.
- Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal de Campina Grande, Centro Ciências e Tecnologia, 2017.
"Orientação: Prof. Dr. Antonio Almeida Silva".
Referências.
1. Máquinas Rotativas. 2. Sistemas Rotativos. 3. Vibrações Mecânicas. 4. Mancais Adaptativos. 5. Ligas com Memória de Forma. I. Silva, Antonio Almeida. II. Título.

CDU 62-13(043)

CONCEPÇÃO E ANÁLISE DINÂMICA DE SISTEMAS COM CONTROLE DE MANCAL
ADAPTATIVO INCORPORANDO MOLAS LMF

ANDERSSON GUIMARÃES OLIVEIRA

Dissertação Aprovada em 19/12/2017 pela Banca Examinadora constituída dos seguintes
membros:



Dr. Antonio Almeida Silva

Orientador

PPGEM/UAEM/CCT/UFCG



Dr. Jader Morais Borges

Examinador Externo

UAEM/CCT/UFCG



Dr. Alberdan Santiago Aquino

Examinador Externo

IEPB

À minha esposa Aracelle e meus filhos, André e Arthur, pelos quais encontrei motivação, força e coragem para elaborar este trabalho.

AGRADECIMENTOS

O primeiro agradecimento e maior de todos é a Deus que além de nos dar a vida, nos deu o dom da inteligência pela qual usamos uma ferramenta chamada Ciência para podemos conhecer as leis do Universo. Em seguida, agradeço à minha esposa Aracelle que entendeu meu sonho de largar aquilo que nos dava conforto material, submeter-se a situação de estudante, e realizar o sonho de uma Pós-Graduação. Não foi fácil, após sete anos longe da vida acadêmica, com uma vida material relativamente confortável, filhos e todas as obrigações naturais dessa fase da vida, suspender alguns planos, desfazer-se de algumas coisas, a primeira delas o emprego e encarar, com esposa e filhos, o desafio de viver um período de muitas provações. Não é toda mulher que aceita essas condições. Enfim, aceitamos essa empreitada e realizamos o sonho.

Seguindo, agradeço a CAPES e Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da UFCG na pessoa do professor e orientador Dr. Antônio Almeida, pela confiança, pelo apoio material e acadêmico para o desenvolvimento desse trabalho. Tão importante quanto, agradeço aos professores Doutores Alberdan Santiago, Jader Borges pela “bagagem” de conhecimento prestado na área de estudo, que muito me ajudou na compreensão do problema proposto. Sem esquecer o professor João Baptista da Costa Agra de Melo que me motivou a retornar a academia. Muito obrigado pelos conselhos.

Aos colegas de laboratório, os agradecimentos são muitos, cito apenas aqueles com quem mais convivi, iniciando pelo amigo e companheiro de laboratório professor Rômulo Pierre, que encabeça a lista de colegas que contribuíram com dicas, ajustes, ensaios e orientações, quebrando os anteparos que impediam o bom andamento dessa pesquisa. Aos colegas e amigos Antônio Aristófanes, Paulo Cesar (PC), Richard Senko, José Ricardo, Yuri Morais, Cristiano Farias, dentre outros. Aos demais colegas que não citei, sabem da minha admiração.

Finalmente, aos meus filhos, André e Arthur, que hoje, pela inocência de suas idades não têm a dimensão do esforço feito, mas naturalmente, me ajudaram sendo o bálsamo que aliviava as dores de cabeça, noites mal dormidas e males físicos e mentais decorrentes do cansaço. Agradeço à nossa família, àquela de sangue e àquela conquistada, como as Equipes de Nossa Senhora que nos apoiaram com suas orações. Retomo os agradecimentos, citando novamente nosso Deus, que embora não necessitasse, optou por contar com os homens para que estes sejam anjos de outros aqui na terra. A esses anjos terrenos, muito obrigado!

“Um pouco de ciência nos afasta de Deus. Muito, nos aproxima”.

Louis Pasteur.

OLIVEIRA, Andersson G. **CONCEPÇÃO E ANÁLISE DINÂMICA DE SISTEMA COM CONTROLE DE MANCAL ADAPTATIVO INCORPORANDO MOLAS LMF**. 2017, 108p. Dissertação. (Mestrado em Engenharia Mecânica). Universidade Federal de Campina Grande, Campina Grande, Paraíba, 2017.

RESUMO

Dentre as diversas fontes de vibração das máquinas rotativas, existe uma que decorre da ressonância entre a frequência natural da máquina e velocidade de rotação em um dado instante. Dependendo das dimensões do sistema rotativo e forças envolvidas, os efeitos decorrentes dessa ressonância podem ser danosos. A solução clássica para mitigar tal efeito é evitar que a máquina opere em frequências próximas à sua frequência natural ou projetá-la de tal modo que sua frequência de ressonância esteja acima da frequência de operação. Contudo, para situações onde as duas soluções supracitadas não se aplicam, uma alternativa é permitir que ocorra variação nos parâmetros da máquina com o intuito de ajustar sua frequência natural dinamicamente. Portanto, este trabalho propõe o uso de mancais de rigidez variável ao qual se denomina mancais adaptativos. Esses mancais utilizam elementos de máquina que empregam a tecnologia de ligas com memória de forma (LMF), valendo-se da capacidade que essas ligas possuem de mudar a rigidez em função da temperatura. Para tanto, foi projetado, caracterizado e testado um protótipo de mancal adaptativo empregando molas de NiTi. O protótipo sofreu ensaios dinâmicos em uma bancada didática de dinâmica da rotação, instalada no Laboratório de Vibrações e Instrumentação do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da UFCG. Foram obtidos resultados satisfatórios, tanto na variação da rigidez, como no tempo de resposta a partir das melhorias empregadas nos sistemas de aquecimento e resfriamento do dispositivo.

Palavras chave: Vibrações mecânicas, sistemas rotativos, mancais adaptativos, ligas com memória de forma.

OLIVEIRA, Andersson G. ANALISYS AND DESIGN OF A SYSTEM WITH CONTROL OF ADAPTATIVE BEARING USING SMA SPRINGS.2017, 108p.Dissertation.(Master's Degree in Mechanical Engineering). Federal University of Campina Grande, Campina Grande, Paraíba, 2017

ABSTRACT

Among of many rotating machinery vibration sources, there are one that is due to resonance between natural machine frequency and rotating speed in a specific moment. Depending on rotating system dimensions and envolved forces, the effects due this resonance can make damages. The classical solution to mitigate this effect is avoid that machine operates in frequencies near from natural frequency or design it for your natural frequency been far from it operation frequency. However, for situations where there two solutions can't be applied, an alternative is enable that the machine parameters changes to adjust the natural frequency of machine dynamically.This study proposes the use of variable stiffness bearing known as adaptative bearing. These bearings uses machine elements that apply SMA technology, which the possibility to change stiffness due temperature changes. So, was designed, characterized and tested a prototype at Laboratory of Vibration and Instrumentation of Mechanical Engineering Post Graduate UFCG Program. It was obtained satisfactory results relates to stiffness variation and response time due improvements on heating and cooling systems.

Keywords: Mechanical vibrations, rotating system, adaptative bearings, shape memory alloy.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Gráfico tridimensional tensão-deformação-temperatura apresentando o comportamento termomecânico do efeito memória de forma (caminho 1 a 6) e efeito superelástico (caminho 7 a 13).	24
Figura 2 - Mancal LMF.	26
Figura 3 - Geometria de um mancal LMF.	26
Figura 4 - a) montagem do experimento na bancada com mancal flexível acoplado à extremidade do eixo; b) detalhes da vista frontal do mancal proposto.	27
Figura 5 - Mancal flexível com molas LMF. a) detalhe do mancal LMF montado	27
Figura 6 - Comparativo da frequência de atuação para diferentes materiais ativos.	28
Figura 7- Resposta de uma mola LMF com relação a um sinal de referência de controle.....	29
Figura 8 - Curvas de aceleração e desaceleração do rotor com mancal LMF	30
Figura 9 - Diferentes esquemas para controle de vibrações. a) controle passivo; b) controle ativo; c) controle híbrido d) controle semi-ativo.	32
Figura 10- Variável erro e seus termos linguísticos para o aquecimento.	36
Figura 11- Variável de saída de aquecimento e seus termos linguísticos.	36
Figura 12 - Representação do sistema de coordenadas para um disco giratório em torno de um eixo flexível.	39
Figura 13 - Representação gráfica da rigidez e amortecimento entre eixo e mancal.	41
Figura 14 - Representação de uma massa desbalanceada, posicionada a uma distância d do eixo de um rotor.	42
Figura 15 - Rotor Jeffcott.	44
Figura 16 - Resposta de um rotor Jeffcott: a) amplitude e b) fase	45
Figura 17 - Modelo de Jeffcott modificado incluindo amortecimento dos mancais e rigidez do eixo.	46
Figura 18 - Mola helicoidal: a) vista em corte b) forças externas atuantes.	47
Figura 19 - Compreensão básica das trocas de energia no atuador SMA.	50
Figura 20 - Linhas de corrente no fluxo cruzado: a) mola helicoidal b) cilindro com as mesmas dimensões de espira da mola.	53
Figura 21 - Fluxograma do processo metodológico utilizado na pesquisa.	55
Figura 22 - Mesa didática de dinâmica da rotação no LVI. À direita, detalhe do mancal com destaque para as molas LMF.	56
Figura 23 – Fluxograma da metodologia empregada para definição dos requisitos de projeto.	57
Figura 24 - Fluxograma da metodologia de projeto do mancal.	60
Figura 25 - Fluxograma do detalhamento das etapas no projeto da mola LMF	61
Figura 26- Representação esquemática do mancal proposto.	64
Figura 27 - Algoritmo do programa para determinação do diâmetro teórico da mola tipo B. .	65
Figura 28 - Mancal proposto.	66
Figura 29 - Conformação das molas LMF	68
Figura 30 - Fotografia dos fusos com molas após tratamento térmico.	68

Figura 31 - Temperaturas de transformação de fase – obtidas via DSC	70
Figura 32 - Resultado do DMA	71
Figura 33 - Diagrama geral em blocos do sistema de controle e instrumentação.	72
Figura 34–Esquema de Setup Labview do sistema de controle desenvolvido – lado esquerdo.	74
Figura 35 - Esquema de Setup Labview do sistema de controle desenvolvido – lado direito.	75
Figura 36 - Diagrama elétrico simplificado do sistema de aquecimento.	76
Figura 37 - Saída do sistema de ventilação forçada	77
Figura 38 - Sistema de válvula acionada por vácuo para desviar o ar frio.....	77
Figura 39 - Forma geral da rampa de aceleração e desaceleração programáveis.....	80
Figura 40 - Comandos de rampas programados no inversor para os ensaios dinâmicos	81
Figura 41 - Diagrama da lógica <i>Fuzzy</i> utilizada.....	82
Figura 42 - Interface do controlador <i>Fuzzy</i> com funções de pertinência para o aquecimento ligado.	83
Figura 43 - Interface do controlador <i>Fuzzy</i> com funções de pertinência para o aquecimento desligado.	84
Figura 44 - Montagem do ensaio de rigidez do mancal.	86
Figura 45 - Esquema do experimento com fonte de corrente.....	88
Figura 46- Vista frontal do mancal construído e montado na bancada (sem o difusor do sistema de refrigeração).....	90
Figura 47 - Fotografia do sistema proposto com montagem final.....	91
Figura 48 - Gráfico comparativo de rigidez experimental da mola versus temperatura.	92
Figura 49 - Rigidez experimental nas direções x e y do mancal versus temperatura.....	94
Figura 50- Resposta em frequência do rotor	96
Figura 51 - Resposta no tempo para o mancal frio e quente.	97
Figura 52 - Curva de aquecimento da mola LMF em função da corrente.....	98
Figura 53 - Curva de aquecimento e resfriamento da mola LMF instalada no mancal.....	99
Figura 54 - Gráficos comparativos da temperatura com as rampas de frequências.	100
Figura 55 - Comparação dos sinais no domínio do tempo na rampa de aceleração de 15s. ..	102
Figura 56 - Comparação dos sinais no domínio do tempo na rampa de desaceleração de 15s.	103
Figura57 - Rampa de aceleração de 120s. Comparação dos sinais no tempo.	104
Figura 58 - Rampa de desaceleração de 120s. Comparação dos sinais no tempo.....	105

LISTA DE SÍMBOLOS E ABREVIações

A	Área da seção transversal do fio
A_s	Área da superfície do fio da mola
C	Índice de mola
D	Diâmetro efetivo da mola
D_e	Diâmetro externo do cilindro
E	Módulo de Elasticidade
ER	Eletroreológicos
F	Força
G	Módulo de cisalhamento
H_{AM}	Entalpia de transformação da austenita para martensita
I	Momento de Inércia
I_e	Corrente elétrica
J	Segundo momento polar de área
K_w	Fator de Wahl
M_s	Temperatura de início de transformação martensítica
M_f	Temperatura de fim de transformação martensítica
N	Número de espiras ativas
R	Resistência elétrica
SMA	Shape Memory Alloy
T	Temperatura do fio
T_c	Energia cinética dos componentes do sistema rotativo
T_D	Energia cinética do rotor
T_f	Temperatura final do corpo resfriado
Tr	Torque a partir do raio da superfície externa de uma barra circular
T_S	Energia cinética do eixo
T_u	Energia cinética da massa desbalanceada
T_∞	Temperatura do ar de refrigeração
T_0	Temperatura inicial do corpo resfriado
U_E	Energia cinética potencial do eixo
U_∞	Velocidade de escoamento do fluido
V	Volume do corpo
W	Energia mecânica
c	amortecimento
c_p	Calor específico
d	Diâmetro do fio da mola
h	Coeficiente de convecção local
\bar{h}	Coeficiente de convecção médio
$h(\theta)$	Coeficiente de convecção em função da posição angular
k	Rigidez
k_b	Rigidez de mancal fixo
k_t	Condutividade térmica
k_s	Rigidez do eixo

l	Comprimento do fio
m	Massa
m_D	Massa do disco
m_u	Massa desbalanceada
r	Raio da seção transversal do fio
t_s^{Pot}	Instante de tempo em que a corrente é ativada
t_f^{Pot}	Instante de tempo em que a corrente é desativada
ω	Velocidade angular
ΔH	Variação de entalpia
Δt	Intervalo de tempo
$\text{Nu}(\theta)$	Número de Nusselt
Pr	Número de Prandtl
Re	Número de Reynolds
$\Gamma(x)$	Função de Heaviside
ε	Emissividade
ζ	Resistividade do material
θ	Ângulo com relação ao ponto de estagnação
μ	Viscosidade absoluta
τ	Tensão no fio da mola
ξ	Fração de martensita
ρ_f	Densidade do fluido
ρ	Densidade do metal
σ	Constante de Boltzmann
Ω	Velocidade de rotação (rotações por minuto - rpm)

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	16
1.2	Justificativa e delimitação da pesquisa.....	17
1.3	Objetivos	19
1.3.1	Objetivo Geral	19
1.3.2	Objetivos Específicos.....	19
2	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	21
2.1	Controle de vibrações em sistemas rotativos	21
2.2	Materiais ativos no controle de vibrações dos sistemas rotativos	22
2.3	Ligas com Memória de Forma (LMF)	23
2.4	Controle ativo de vibração de sistemas rotativos com atuadores de LMF	25
2.4.1	Arranjos de suportes de mancais com fios LMF.....	26
2.4.2	Arranjos de suportes de mancais com molas helicoidais	27
2.4.3	Tempo de resposta de molas LMF	28
3	TÉCNICAS DE CONTROLE DE VIBRAÇÕES.....	32
3.1	Motivação para uso do controle <i>Fuzzy</i>	33
3.2	Princípios de funcionamento da lógica <i>Fuzzy</i>	34
4	FORMULAÇÃO MATEMÁTICA.....	38
4.1	Dinâmica de rotores	38
4.1.1	Formulação geral da dinâmica de rotores.....	38
4.1.2	Desbalanceamento.....	42
4.1.3	Vibração em rotores – modelo Jeffcott	43
4.2	Molas helicoidais LMF	47
4.2.1	Tensões em molas helicoidais	47
4.2.2	Deflexão de molas helicoidais.....	48
4.2.3	Transferência de calor em uma mola helicoidal LMF.....	49
4.2.4	Ajuste do modelo para aplicação em mancal de LMF	51
4.2.5	Aquecimento por efeito Joule	51
4.2.6	Resfriamento por convecção forçada	52
4.2.7	Parâmetros que afetam o coeficiente de convecção	53
5	METODOLOGIA	55
5.1	Estrutura disponível.....	56
5.2	Especificação dos requisitos do projeto	57

5.3 Projeto do mancal.....	59
5.3.1 Projeto da mola LMF	60
5.3.2 Concepção dos componentes do suporte do mancal	66
5.3.3 Modelo de rigidez equivalente e cálculo da frequência de ressonância	67
5.4 Fabricação das molas LMF	67
5.5 Preparação da bancada e montagem.....	69
5.6 Caracterização do material	69
5.6.1 - Calorimetria Exploratória Diferencial (DSC)	69
5.6.2 – Análise Dinâmica-Mecânico (DMA)	70
5.7 Sistema de controle e instrumentação da bancada	71
5.7.1 Plataforma Labview e sistema de entrada/saída.....	72
5.7.2 Sistema de aquecimento	76
5.7.3 Sistema de refrigeração	76
5.7.4 Instrumentação para medidas de deslocamento relativo do eixo	78
5.8 Comando do sistema e controle de temperatura.....	78
5.8.1 Rampas de aceleração e desaceleração	79
5.8.2 Rampa de aceleração e desaceleração	79
5.8.3 Comando do rotor programado para os ensaios dinâmicos.....	80
5.8.4 Controle de temperatura	82
5.9 Ensaios do sistema e seus dispositivos.....	85
5.9.1 Rigidez do mancal.....	85
5.9.2 Rigidez experimental da mola.....	86
5.9.3 Resposta em frequência.....	87
5.9.4 Tempo de resposta.....	88
6 RESULTADOS E DISCUSSÕES	90
6.1 Parâmetros dimensionais da mola LMF.....	91
6.2 Rigidez da mola LMF	92
6.3 Rigidez equivalente do mancal	93
6.4 Resposta dinâmica.....	95
6.4.1 Resposta em frequência.....	95
6.4.2 Tempo de resposta.....	97
6.4.3 Tempo de patamar sob frequência constante	101
6.4.4 Resposta dinâmica com rampa de 15 segundos	102
6.4.5 Resposta dinâmica para rampa de 120 segundos	104

6.4.6	Análise da resposta dinâmica para todas as rampas	105
6.4.7	Análise comparativa com o trabalho de referência	107
7	CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	109
7.1	Conclusões gerais.....	109
7.2	Sugestões para trabalhos futuros	110
	REFERÊNCIAS	111
	APÊNDICE A – Cálculo da curva de aquecimento por efeito joule.....	114
	APÊNDICE B – Curva de resfriamento por convecção da mola LMF.....	115
	APÊNDICE C – Coeficiente de transferência por convecção no escoamento transversal	117
	APÊNDICE D – Código Matlab – Determinação da rigidez da mola tipo B	119
	APÊNDICE E – Desenho técnico mecânico (componentes do sub-sistema mola LMF e mancal adaptativo).....	120

CAPÍTULO I

1 INTRODUÇÃO

As vibrações mecânicas são um fenômeno comum nas máquinas e chamam atenção porque em muitas aplicações, representam problema para projetistas, mantenedores e usuários. Por isso, diversos esforços têm sido feitos no sentido de eliminar ou pelo menos mitigar seus efeitos. Esses fenômenos têm diversas origens tais como, desbalanceamento em sistemas rotativos, deformações decorrentes de trincas, perda de fixadores, falhas mecânicas ou estruturais (RAO, 2011).

As forças resultantes das diversas fontes de vibração não necessitam apenas grande amplitude para gerar efeitos danosos. Combinações específicas de geração de força, amortecimento, rigidez, massa e frequência de excitação podem danificar equipamentos ou até mesmo levar estruturas ao colapso (RAO, 2011).

Em muitas aplicações, é possível reduzir vibrações, mas não eliminar as forças dinâmicas que as originam. Diversos métodos podem ser utilizados no controle de vibrações, dentre eles se destacam-se: controle das frequências naturais, emprego de dispositivos para dissipação de energia, redução das forças de excitação com uso de isoladores ou redução da resposta do sistema com uso de massas auxiliares para neutralizar o efeito das forças decorrentes da vibração.

Está consolidado na literatura o fato que todo sistema real possui infinitas frequências naturais. Na prática, a maior parcela dos problemas de vibração ocorre em apenas algumas dessas frequências naturais. A frequência natural é um parâmetro que depende das características dos materiais que são empregados nos elementos de máquina. No caso dos rotores, a frequência natural depende principalmente dos parâmetros de massa, rigidez e amortecimento do eixo ou dos seus apoios, os mancais. Como se trata de parâmetros físicos, em geral, estes possuem valores fixos e, portanto, frequências naturais fixas.

Contudo, a literatura reporta diversas técnicas que permitem variar momentaneamente alguns desses parâmetros e por consequência, a frequência natural de um sistema rotativo. Uma das formas de variar estes parâmetros seria o emprego de uma categoria de materiais especiais que respondem mecanicamente a estímulos não mecânicos, denominados materiais

ativos. Com uso dessa solução é possível controlar a frequência natural de máquinas rotativas durante sua operação, de modo que se mantem níveis seguros de amplitude da vibração. Uma revisão bastante abrangente do estado da arte e aplicações desses materiais funcionais nas diversas áreas da engenharia pode ser encontrada em Jani et al. (2014).

Nesta dissertação, utiliza-se uma técnica que possibilita reduzir os níveis de vibração de uma máquina rotativa a partir do controle de suas frequências naturais. Para tanto, é preciso inicialmente, conhecer a dinâmica dos sistemas rotativos e o fenômeno da vibração nestes sistemas. Em seguida, é adotada uma tecnologia que permite alterar as frequências naturais do rotor a partir da mudança do valor de rigidez equivalente de um de seus mancais, com uso de materiais funcionais denominados Liga com Memória de Forma (LMF) do inglês *Shape Memory Alloy* (SMA).

1.2 Justificativa e delimitação da pesquisa

As frequências naturais de um sistema eixo-rotor podem ser alteradas como consequência da mudança da rigidez dos seus mancais. Essa mudança no parâmetro rigidez pode ser feita de forma definitiva, alterando-se seu projeto, como, elevando-se a sua rigidez e, conseqüentemente, aumentando a sua frequência natural para uma região distante da frequência de operação. Contudo, mancais menos rígidos podem apresentar alguns benefícios, a saber (VANCE; ZEIDAN; MURPHY, 2010):

- Redução do efeito das cargas dinâmicas transmitidas às partes não móveis da máquina;
- Em mancais hidrodinâmicos, permite-se um maior amortecimento quando se passa pelas frequências críticas.

Para tanto, considera-se que, nesta linha de pesquisa, já foram desenvolvidos vários dispositivos que buscam apresentar soluções que podem atenuar os níveis de vibração na passagem pelas frequências naturais.

Analisando as sugestões propostas por Borges (2016) discorre-se sobre a possibilidade de novas concepções de mancal adaptativo que venha promover resultados melhores que os obtidos, especificamente no tocante à redução dos tempos de resposta do mancal proposto.

Logo, essa demanda serviu de motivação para elaboração de um novo trabalho, com intuito de desenvolver um novo mancal utilizando os mesmos princípios, mas que possa mitigar os problemas elencados no primeiro.

Optou-se por desenvolver o projeto aproveitando toda a bancada, exceto o mancal flexível original e o sistema de controle já aplicado (BORGES, 2016). Neste sistema, devido ao limite de frequência de rotação ser de até 60 Hz e as características estruturais do eixo, mancais e rotor, só foi possível controlar a amplitude de vibração máxima na primeira frequência de ressonância.

Neste trabalho, optou-se por continuar adotando molas helicoidais fabricadas com LMF como elemento ativo. O uso de molas helicoidais é motivado pela facilidade de construção, modelagem matemática (equiparada às molas helicoidais em aço) e fácil comparação do desempenho do dispositivo com o proposto por Borges (2016).

As molas helicoidais conferem maior deflexão e menor rigidez. A menor rigidez quando comparada com a rigidez de flexão do eixo rotativo proporciona atenuações de vibração em porcentagem mais significativa, com uso de menos material (BARCELOS; SILVA, 2016).

Por isso, neste trabalho, propõe-se variar a frequência natural do sistema eixo-rotor durante a passagem deste pela 1ª frequência de ressonância a partir da variação de rigidez de um dos seus mancais, ativando-o termicamente. Para controle de temperatura das molas LMF incorporadas ao mancal, especificou-se o uso da lógica *Fuzzy*. A lógica *Fuzzy* é aplicada como lógica de controle de temperatura, tomando como referência de aplicação o controle como já proposto por Aquino (2011) e também aplicado em Borges (2016).

Sabendo que a resistividade da LMF é relativamente alta (aproximadamente $10\mu\Omega/\text{mm}$), é fácil implementar aquecimento com a simples passagem de corrente elétrica pelo material (RAO; SRINIVASA; REDDY, 2015). Por isso, o aquecimento das molas se dá por efeito Joule enquanto que o resfriamento ocorre por convecção forçada.

Quando o aquecimento é abordado a partir da perspectiva dos Sistemas de Controle, o método que emprega corrente elétrica apresenta vantagens, tais como, a facilidade de controle através de técnicas de modulação do sinal elétrico que provoca o aquecimento (efeito Joule).

O resfriamento do dispositivo ocorre por convecção forçada, na qual o fluido para troca de calor pode ser o ar atmosférico. Assim aplica-se a técnica de resfriamento citada em Borges (2016), com adendo que os parâmetros dimensionais da mola e condicionamento do ar de resfriamento estão focados na obtenção do menor tempo de resposta.

Porém, a mudança de rigidez das molas com ligas LMF e como consequência do mancal que as emprega, não ocorre de forma instantânea. A condição ideal é aquela na qual o material tem o menor tempo de resposta possível, pois este é o tempo que se leva para sofrer a transformação de fase completa.

Os parâmetros dimensionais e térmicos dos dispositivos LMF afetam o seu tempo de resposta uma vez que, a mudança de fase no efeito de memória de forma decorre de uma significativa troca de calor com o ambiente e a taxa de mudança de fase é controlada pela taxa de transferência de calor (BHATTACHARYYA et al., 1995). Por isso, a transferência de calor eficiente se mostra um dos desafios desse trabalho.

1.3 Objetivos

1.3.1 Objetivo Geral

Desenvolver um mancal adaptativo com um sistema de controle adaptativo empregando molas helicoidais fabricadas com LMF, ativadas termicamente, instalado em uma bancada didática de dinâmica da rotação, visando reduzir a amplitude de vibração na região da primeira frequência de ressonância durante aceleração e desaceleração, com tempo de resposta otimizado.

1.3.2 Objetivos Específicos

Para atingir o objetivo geral apresentado, foi necessário alcançar os seguintes objetivos específicos.

1. Determinar os parâmetros relevantes que tenham influência sobre o tempo de resposta do dispositivo LMF;
2. Especificar os requisitos de projeto a partir das informações levantadas na revisão de literatura e do trabalho tomado como referência buscando otimizar resultados;
3. Desenvolver o projeto da mola e do mancal;
4. Desenvolver o sistema de aquecimento e de resfriamento de forma a atender os requisitos de projeto;
5. Instrumentar a bancada e prepará-la para os ensaios dinâmicos;

6. Analisar estática e dinamicamente o sistema rotativo por meio de ensaios experimentais para avaliar a resposta do sistema sob dadas condições de operação;
7. Comparar os resultados obtidos com aqueles apresentados anteriormente por Borges (2016).

CAPÍTULO II

2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Enumera-se a estratégias adotadas para redução de vibrações em geral e, dentro destas, qual estratégia se aplica ao problema apresentado.

A solução proposta também demandou o estudo geral do uso de materiais ativos no controle de vibrações. De forma específica, fez-se o estudo do uso das ligas com memória de forma neste tipo de aplicação.

2.1 Controle de vibrações em sistemas rotativos

A literatura reporta diversas técnicas aplicadas no controle de vibrações. De forma didática, essa variedade é classificada em seis grupos distintos, a saber, (VANCE; ZEIDAN; MURPHY, 2010):

- 1 identificação e redução da fonte de vibração;
- 2 sintonia da frequência natural para valor distante da frequência de operação;
- 3 isolamento da massa modal da fonte de excitação;
- 4 adição de amortecimento ao sistema;
- 5 adição de um absorvedor de vibrações;
- 6 elevação da rigidez do sistema.

Os métodos enumerados nos itens de 1 a 3 são ações definitivas, modificações estruturais. Quanto aos métodos enumerados nos itens de 4 e 5, sua eficácia se dá sob condições restritas, tais como, operação em frequência de rotação fixa e operação próximo da frequência de ressonância.

Para as situações que não atendem as condições listadas acima, podem-se empregar técnicas que permitam ajustar os parâmetros do sistema de forma ativa e automática. Isso é possivelmente feito com uso do controle ativo de vibrações (TAKÁCS; ROHAL'-ILKIV, 2012).

O controle ativo de vibrações é composto por um sistema de controle com realimentação, dividindo-se, portanto, em três elementos básicos: entrada, composta por sensores que fornecem os sinais de entrada/realimentação, controlador, responsável pelo processamento e tomada de decisões e os atuadores, que seguem os comandos da saída (NISE, 2009).

Dentro da categoria de atuadores, muitos dispositivos tradicionais como, motores de passo, atuadores pneumáticos, solenóides dentre outros, podem ser utilizados no controle de vibrações satisfatoriamente. Pode-se citar o dispositivo ACSR (*Active Vibration Control of the Structural Response*) que equipa rotores de helicóptero, cuja primeira versão utilizava atuadores hidráulicos acoplados ao rotor principal da aeronave (PEARSON; GOODALL; LYNDON, 1994), assim como, o isolador de vibrações pneumático proposto por Chen, Liang e Wu (2013).

A desvantagem do uso desses atuadores reside no incremento de peso e espaço físico. Uma solução consiste no uso de atuadores para controle de vibrações fabricados com uso de materiais ativos ou materiais inteligentes.

Os materiais classificados como materiais ativos são aqueles que, de forma geral, respondem mecanicamente a estímulos não mecânicos (LAGOUDAS, 2008). Estes podem assumir diversas formas geométricas e apresentam elevada densidade de energia por unidade de massa. Logo, seu uso como atuadores no controle de vibrações é destacado por duas vantagens: redução de peso e possibilidade de fácil integração à estrutura da máquina (TAKÁCS; ROHAL'-ILKIV, 2012).

2.2 Materiais ativos no controle de vibrações dos sistemas rotativos

Muitas aplicações do controle de vibrações em sistemas rotativos usando materiais ativos são citados na literatura. Forte, Paternò, Rustighi (2004) que utilizaram fluidos eletroreológicos (ER) e magnético reológicos para controle de vibração de mancais hidrodinâmicos. Enquanto que Simões et al. (2007) fizeram uso de cerâmicas piezoelétricas que responderam mecanicamente quando excitadas eletricamente.

Destacam-se também os materiais com memória de forma, que podem ser cerâmicos, poliméricos ou metálicos, estas últimas são conhecidas como LMF (JANI et al., 2014). Essas materiais apresentam vasto campo de aplicação no controle de vibrações, inclusive em sistemas rotativos (BARCELOS; SILVA, 2016).

2.3 Ligas com Memória de Forma (LMF)

As LMF se distinguem das ligas metálicas convencionais por possuírem a propriedade de restaurar sua forma original depois de acentuadas deformações. Até 2015, 90% das aplicações comerciais com LMF utilizavam ligas binárias NiTi ou ternárias NiTi-Cu e NiTi-Nb (ELAHINIA, 2015). A composição da liga, tratamento térmico, microestrutura do material e seu histórico de processamento são variáveis importantes que determinam suas características físicas.

A razão fundamental do comportamento único das LMF é devida à transformação da fase martensítica. O termo martensita, originalmente empregado na estrutura Fe-C passou a ser adotado também nas LMF para designar, um tipo de transformação de fase em estado sólido do tipo adifusional (ELAHINIA, 2015).

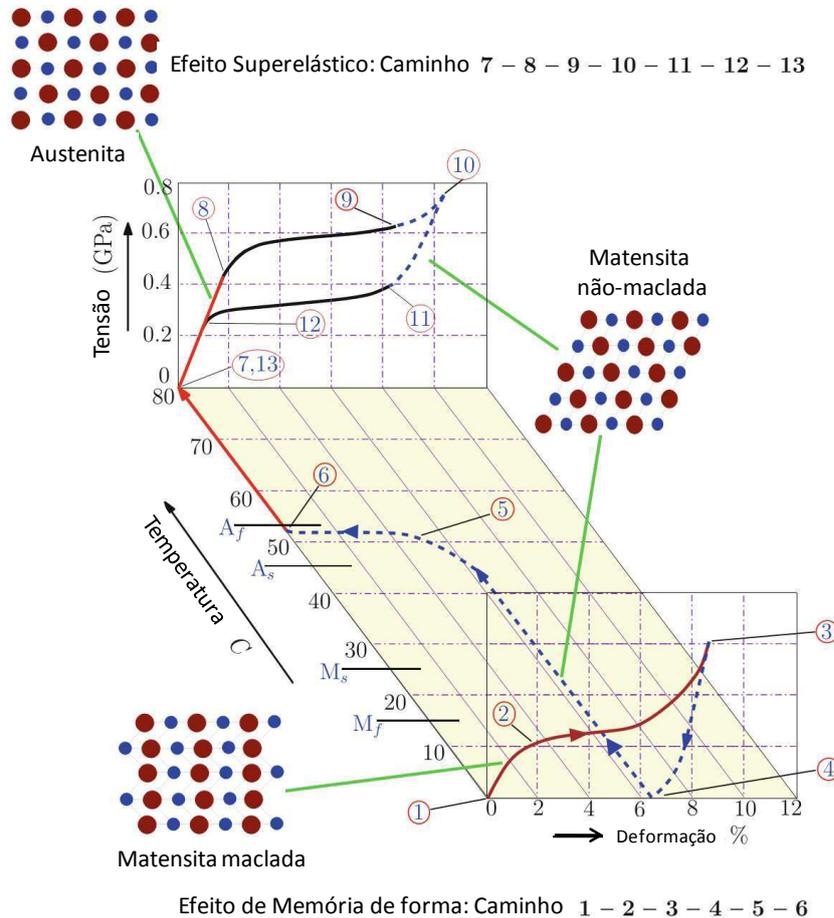
Geralmente, as LMF apresentam três fenômenos distintos: dois são induzidos termicamente, os chamados Efeito de Memória de Forma Simples e Efeito Memória de Forma Duplo; e um terceiro, induzido mecanicamente, que é chamado de Superelasticidade. Neste trabalho será usado o efeito de memória de forma duplo, cujo comportamento é representado graficamente na Figura 1.

Uma LMF apresenta efeito de memória de forma quando sofre deformação, enquanto se encontra na fase de martensita maclada e sofre descarregamento em temperatura abaixo de início de transformação de fase austenítica (A_s). Neste efeito, quando aquecido acima da temperatura final de transformação de fase austenítica (A_f) a LMF recupera a forma original da fase austenítica (LAGOUDAS, 2008).

Na origem do sistema de eixos (ponto 1), Figura 1, o material em fase martensítica possui comportamento elástico clássico dos metais quando submetido a pequenos carregamentos, apresentando a forma de martensita maclada. No trecho que se inicia no ponto identificado por 2 até o ponto 3, sob altos carregamentos, a martensita sofre deformação, levando a forma de martensita não-maclada ou orientada. Uma vez retirado o carregamento, trecho (3 → 4), o material permanece como martensita não-maclada. No ponto 4, observa-se que o material manteve considerável deformação mesmo quando o carregamento foi cessado. Ao ser aquecido, no caminho (4 → 5 → 6 → 7), atingindo-se a temperatura acima de A_f o material recupera suas dimensões originais, sem carregamento, ficando na fase austenítica. Esta

recuperação completa descreve o efeito de memória de forma simples. A mudança de fase para austenita estável só está completa quando a temperatura excede A_f .

Figura 1 - Gráfico tridimensional tensão-deformação-temperatura apresentando o comportamento termomecânico do efeito memória de forma (caminho 1 a 6) e efeito superelástico (caminho 7 a 13).



Fonte – Rao, Srinvasa e Reddy (2015).

A transformação de fase martensítica na LMF resulta em histerese mecânica e térmica decorrente do ciclo de carregamento e descarregamento. A histerese ocorre devido à deformação da martensita orientada que se deve a nucleação, rotação e contração das variações de martensita. Todas essas variantes transformam uma simples transformação de fase austenítica em reversível, de modo que, uma vez resfriado, o material pode retomar sua forma original. Logo, submeter o material a ciclos de carregamento e descarregamento termomecanicamente definidos, procedimento chamado de treinamento, resulta na saturação da resposta da histerese que pode permitir o efeito de memória de forma duplo. Desta forma,

as LMF que apresentam efeito de memória de forma duplo podem ser empregadas em atuadores mecânicos (RAO; SRINIVASA; REDDY, 2015).

O caminho de 7 a 13 descreve o efeito superelástico. Neste efeito, a transformação de fase ocorre induzida por tensão, que se dá em uma região onde existe austenita estável tendo início nas regiões com temperatura de fase acima de A_f . Devido ao carregamento mecânico, ocorre transformação de fase de austenita para martensita, após cessar o carregamento, ocorre transformação de fase reversa para martensita (LAGOUDAS, 2008).

Ao ser iniciado o carregamento mecânico ($7 \rightarrow 8$), a austenita apresenta comportamento elástico e a deformação continua ($8 \rightarrow 9$), dando início a uma transformação de fase da austenita para martensita, que se inicia na tensão crítica de início de transformação direta (σM_s) e termina na tensão crítica de fim de transformação direta (σM_f). A deformação continua ($9 \rightarrow 10$), sem transformação de fase e apenas com comportamento elástico, quando se cessa o carregamento (ponto 10). Durante o descarregamento ($10 \rightarrow 11$), a partir do ponto 11, dar-se início a transformação de fase reversa de austenita para martensita. Essa transformação estará completa no ponto 13 com tensão crítica de fim de transformação reversa (σA_f).

A transformação de fase no efeito superelástico apresenta histerese mecânica, representada pela região fechada, demarcada pela linha 7-8-9-10-11-12-13 (Figura 1). Essa região corresponde a energia dissipada em cada ciclo, e o tamanho dessa região dependerá da composição da liga e das condições de carregamento (LAGOUDAS, 2008).

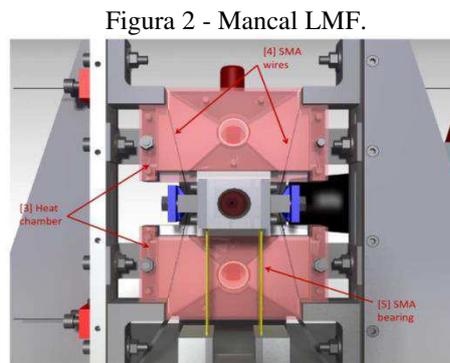
2.4 Controle ativo de vibração de sistemas rotativos com atuadores de LMF

As aplicações de LMF no controle de vibrações podem se dar de forma passiva, aproveitando-se, por exemplo, a superelasticidade em dissipadores de energia (GANDHI; WOLONS, 1999), ou de forma ativa, quando, energia externa é adicionada ao sistema de modo a alterar a rigidez do material (AQUINO, 2011).

No controle ativo de vibrações em sistemas rotativos usando LMF, as intervenções podem ser feitas no eixo do rotor, com uso de eixos compósitos (REN et al., 2014) ou nos mancais. A estratégia de atuar no eixo é limitada pela sua forma geométrica característica. Por outro lado, as aplicações em mancais abrem diversas possibilidades de geometria.

2.4.1 Arranjos de suportes de mancais com fios LMF

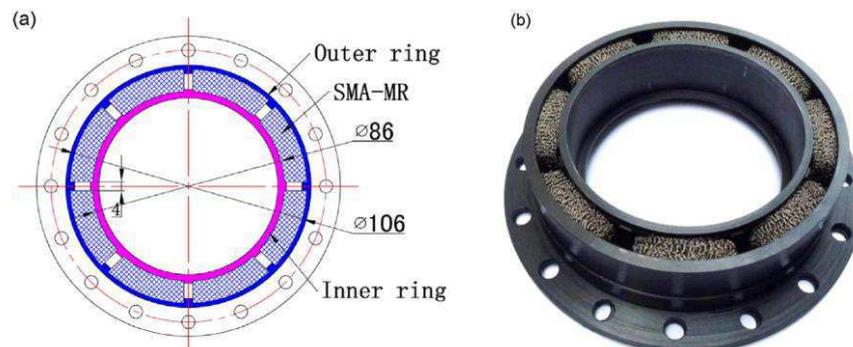
Dentre os possíveis arranjos em mancais, pode-se citar o uso de fios LMF que, de forma geral, são instalados simetricamente sob tração. Esses fios conferem um valor de rigidez equivalente do suporte que é função da temperatura ao qual são submetidos. A variação de temperatura pode ser promovida por convecção, condução ou efeito Joule (LEES et al., 2007; SAVI et al., 2015). Um rotor empregando fios de LMF está representado na Figura 2.



Fonte - adaptado de SAVI et al. (2015).

Existem alguns dispositivos de LMF usados em mancais com geometria complexa. Žak, Cartmell, Ostachowicz (2003) que utilizaram LMF na forma de fitas, em um mancal composto. Enquanto que, Ma et al. (2015) utilizaram um tipo de mancal na forma de esponja feita de arame na forma de molas helicoidais compactadas à base de liga NiTi. O dispositivo proposto por eles está apresentado na Figura 3.

Figura 3 - Geometria de um mancal LMF.



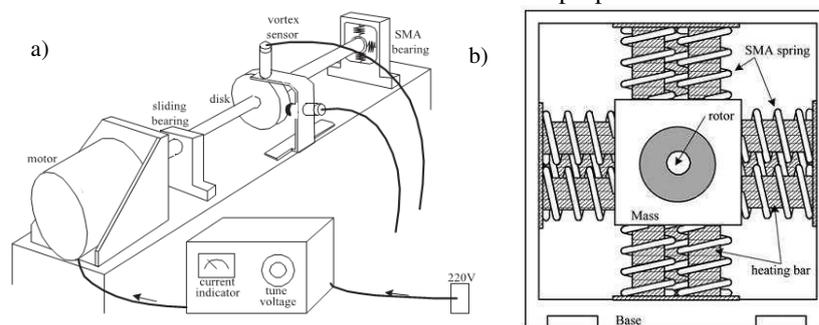
Fonte - adaptado de Ma et al. (2015).

A geometria de molas helicoidais é outra forma geométrica bastante empregada nos mancais com LMF.

2.4.2 Arranjos de suportes de mancais com molas helicoidais

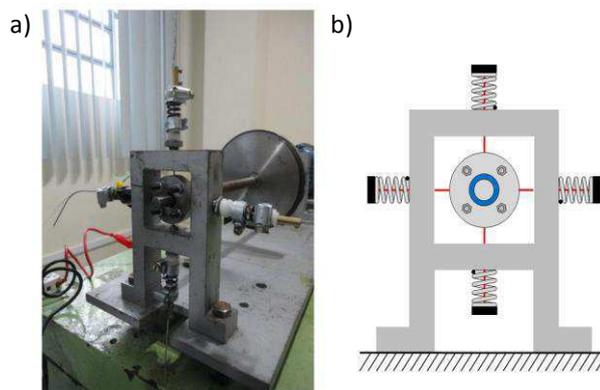
Nos arranjos que empregam molas helicoidais, o aquecimento pode ser dado por convecção ou por efeito Joule. No resfriamento, por sua vez, ocorre convecção livre ou forçada. Arranjos desta forma foram anteriormente propostos (NAGAYA et al., 1987), que foram um dos primeiros a utilizar molas helicoidais para uma estrutura com eixo vertical. Recentemente, molas em mancal de eixo vertical foram aplicadas com resultados satisfatórios (ENEMARK; SANTOS; SAVI, 2015). Arranjos em eixos horizontais também já foram encontrados (HE et al., 2007a, 2007b). Na Figura 4, está representado o experimento proposto por He et al. (2007b) e na Figura 5, tem-se o arranjo de mancal com eixo horizontal proposto por Borges (2016).

Figura 4 - a) montagem do experimento na bancada com mancal flexível acoplado à extremidade do eixo; b) detalhes da vista frontal do mancal proposto.



Fonte - adaptado de HE et al. (2007b).

Figura 5 - Mancal flexível com molas LMF. a) detalhe do mancal LMF montado b) esquema proposto.

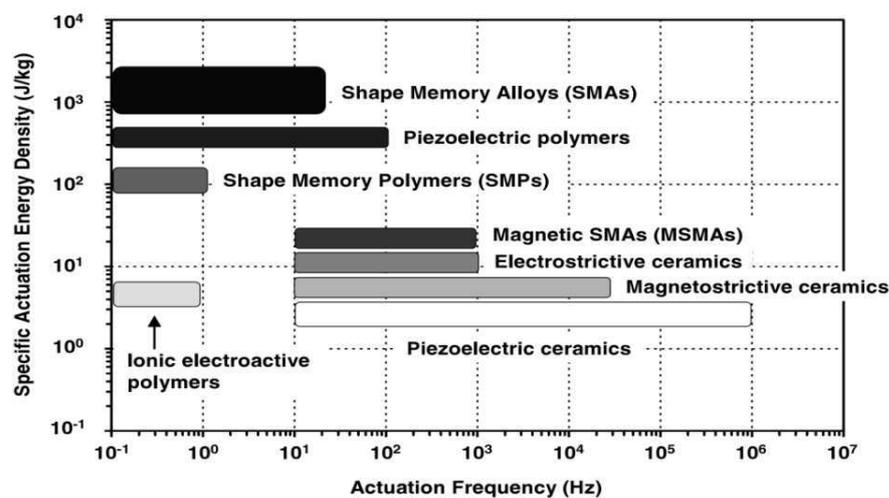


Fonte - Borges (2016)

2.4.3 Tempo de resposta de molas LMF

Lagoudas (2008) destacou uma vasta gama de aplicações de materiais ativos como sensores e atuadores, porém, adverte sobre a limitação quanto ao tempo de resposta. Na Figura 6, está representado um comparativo de diversos materiais ativos em função da frequência de atuação. Observa-se que a escolha da LMF como atuador garante uma alta densidade de energia para a faixa de frequência até 20Hz.

Figura 6 - Comparativo da frequência de atuação para diferentes materiais ativos.



Fonte - Lagoudas (2008).

Os parâmetros dimensionais e térmicos dos dispositivos LMF afetam o seu tempo de resposta uma vez que, a mudança de fase no efeito de memória de forma decorre de uma significativa troca de calor com o ambiente e a taxa de transformação de fase é controlada pela taxa de transferência de calor (BHATTACHARYYA et al., 1995).

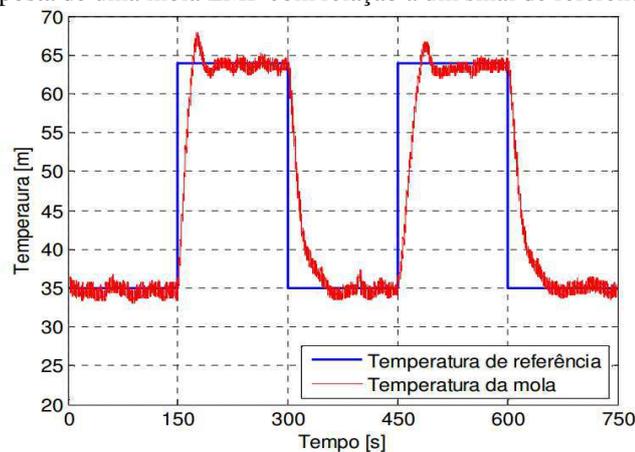
Nos trabalhos que empregam molas helicoidais em mancais, existe uma preocupação acerca do tempo de resposta deste dispositivos (HE et al., 2007a; NAGAYA et al., 1987).

O projeto de molas helicoidais LMF pode usar um dos modelos unidimensionais do comportamento termomecânico da liga com memória forma (LIANG; ROGERS, 1990, 1993). A abordagem adotada toma como base o modelo de mola helicoidal clássica em aço, contudo, utilizando os modelos de LMF para determinar as propriedades do material em função da temperatura. Deste modo, é possível simular o comportamento das molas

helicoidais LMF e validar os resultados com experimentos (AGUIAR; SAVI; PACHECO, 2010; MIRZAEIFAR; DESROCHES; YAVARI, 2011).

Aquino (2011) desenvolveu e analisou uma mola LMF destinada ao controle de vibrações quanto ao seu comportamento termomecânico, em um sistema massa-mola sob desbalanceamento rotativo. Na Figura 7, apresenta-se a comparação do sinal de referência desejado (curva azul) obtido para uma mola LMF com a curva de temperatura real (curva vermelha) em regime de aquecimento e resfriamento.

Figura 7- Resposta de uma mola LMF com relação a um sinal de referência de controle

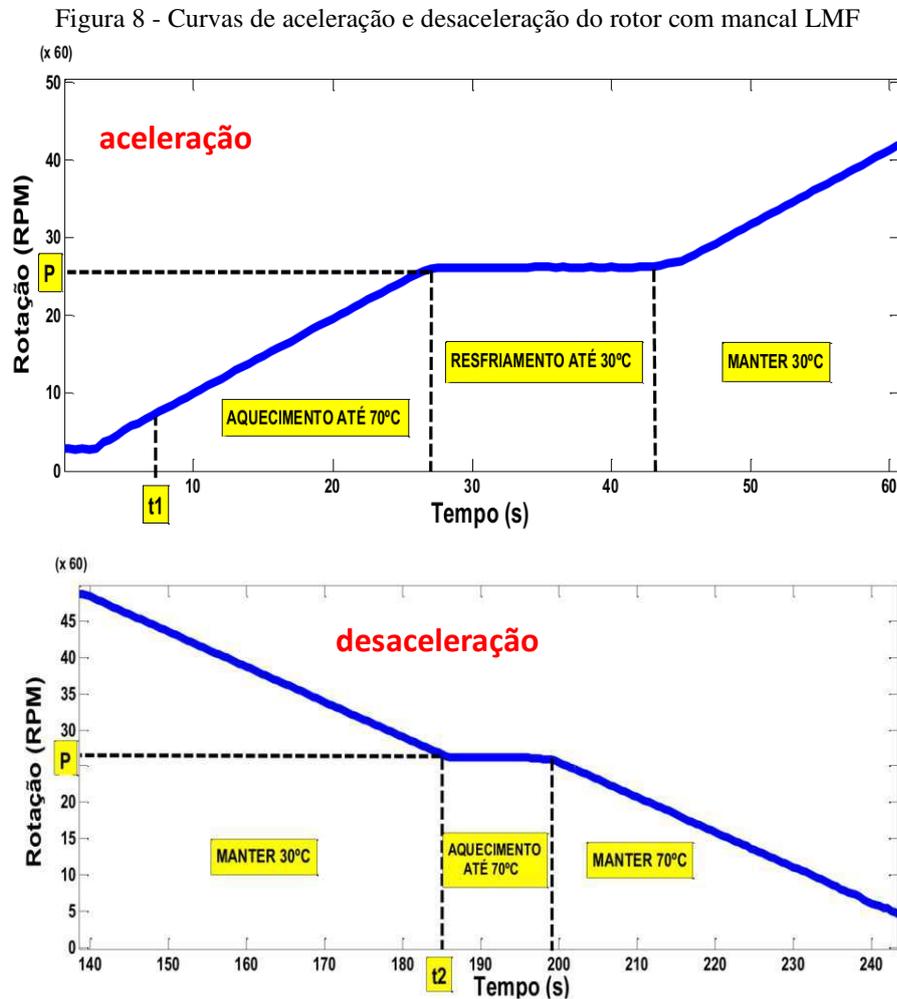


Fonte – Aquino (2011)

Neste sistema o controle ajustou a taxa de aquecimento e resfriamento da mola, de modo a manter sua curva de temperatura próxima à curva de referência (azul) ou igual a ela, na situação ideal (Figura 7) . Isso foi possível com uso de controle por largura de pulso do sinal elétrico durante o aquecimento e, durante o resfriamento, com controle da velocidade do ar de arrefecimento do sistema de ventilação forçada.

No dispositivo proposto por Borges (2016), o aquecimento utilizou a mesma técnica empregada por Aquino (2011). O resfriamento, também se deu por convecção, mas neste caso foram empregados quatro ventiladores. Esse arranjo proporcionou redução no tempo de resfriamento. Com o aparato usado, a resposta dinâmica foi satisfatória quanto ao controle de vibrações. Contudo, verificou-se que devido ao longo tempo de resposta, diretamente relacionado à troca de calor das molas, houve a necessidade de adoção de uma estratégia de operação particular que foi, durante a aceleração ou desaceleração, manter o rotor em frequência de rotação constante, em uma região anterior à frequência de ressonância, até que

ocorresse a completa transformação de fase do material. Esta estratégia está apresentada na Figura 8.



Fonte: adaptado de Borges (2016)

Na Figura 8, verifica-se que o sistema levou cerca de 30 s para promover a mudança de temperatura das molas, da fase fria (30°C) para fase quente (70°C). O tempo que se leva para atingir a temperatura desejada corresponde justamente ao patamar de velocidade fixa, marcado como “P”.

O comportamento desejado é aquele onde o patamar de velocidade constante seja o menor possível ou até nulo.

Os fenômenos relativos à transferência de calor para as molas e dessas para o ambiente, também se valem dos modelos clássicos empregados na termodinâmica, com adendo que essa abordagem auxilia na modelagem dos sistemas de controle empregados nos sistemas de

aquecimento e resfriamento (VELÁZQUEZ; PISSALOUX, 2012). Assim, o estudo dos modelos matemáticos relacionados aos fenômenos em torno das molas de LMF é um caminho válido na busca por melhores desempenhos dos dispositivos.

CAPÍTULO III

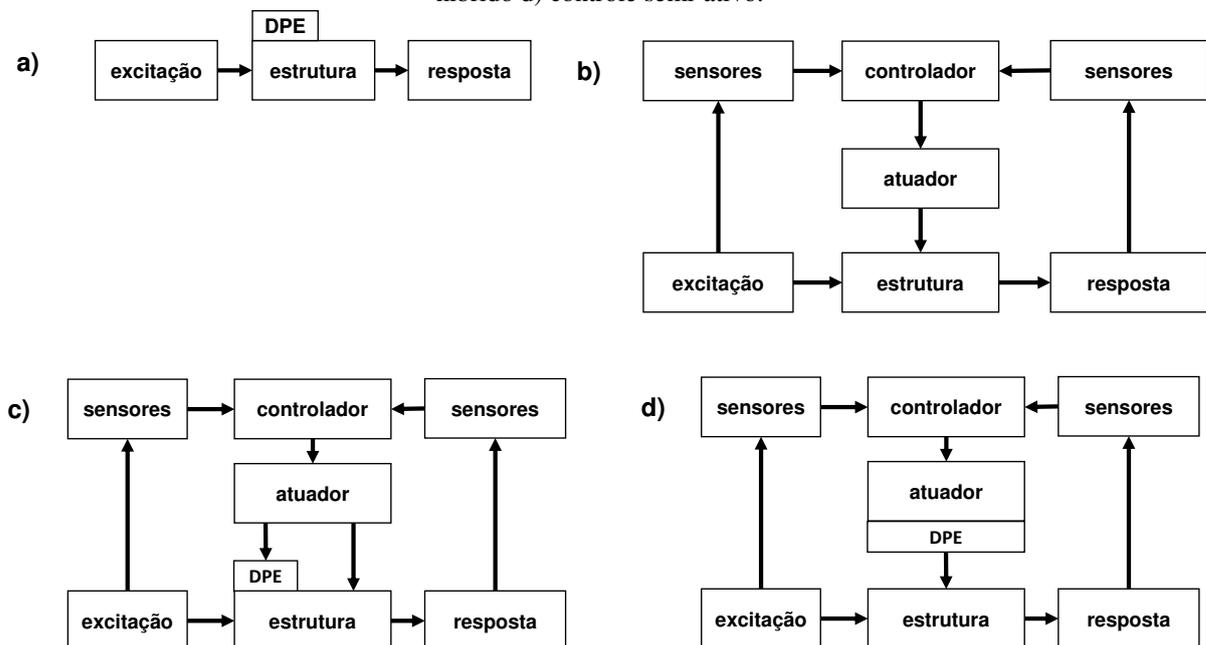
3 TÉCNICAS DE CONTROLE DE VIBRAÇÕES

As estratégias para controle de vibrações podem ser organizadas dentro de três grandes áreas (SOONG; SPENCER, 2002):

- isolamento de base;
- dissipação passiva de energia;
- controle ativo.

Na Figura 9, estão apresentados quatro tipos de esquemas para controle de vibrações. O termo denominado como estrutura pode ser compreendido como máquina ou planta controlada, dentro da terminologia utilizada em Controle.

Figura 9 - Diferentes esquemas para controle de vibrações. a) controle passivo; b) controle ativo; c) controle híbrido d) controle semi-ativo.



Fonte – adaptado de Soong e Spencer (2002)

A primeira estratégia, Figura 9a, utiliza dissipador passivo de energia (DPE). A dissipação de energia se dá sem nenhuma fonte de energia externa. Na Figura 9b, tem-se o esquema do sistema de controle ativo, que é um tipo de controle que possui malha de realimentação, de modo que existe monitoramento da fonte de excitação e da resposta

dinâmica do dispositivo sob comando através do atuador. O controlador toma as decisões a partir da leitura simultânea da resposta dinâmica e da fonte de excitação. Neste esquema, o atuador opera diretamente na estrutura. Na Figura 9c, representa-se um esquema de controle híbrido. Neste tipo de controle existe um DPE acoplado à estrutura, mas não se dispensa o uso de um atuador na mesma estrutura que, na prática pode atuar em todo tempo de operação combinado ao DPE ou apenas em situações específicas como por exemplo quando o DPE não é mais eficaz frente a resposta dinâmica em um dado instante. Por fim, na Figura 9d, esquematiza-se um esquema denominado semi-ativo, no qual o atuador opera diretamente no DPE que por sua vez está acoplado à estrutura.

Em todos os esquemas apresentados, com exceção do controle passivo, o atuador recebe comando diretamente do controle, mas sua intervenção na máquina é feita, ora diretamente (controle ativo e híbrido), ora indiretamente (controle semi-ativo).

Nas aplicações clássicas de controle, os parâmetros do controlador são fixos, a partir do conhecimento da função de transferência da planta. Porém, existe uma evolução desse conceito, a qual permite que os parâmetros sejam variáveis, em função da resposta dinâmica do dispositivo (medida em tempo real). Os sistemas de controle que adotam este tipo de solução são exemplos de sistemas de controle adaptativos.

O controle adaptativo aplica-se ao conjunto de técnicas que permite ajuste dinâmico dos parâmetros do controlador, em tempo real, com objetivo de atingir o melhor desempenho da planta controlada (LANDAU et al., 2011).

Assumindo que no tipo de mancal proposto os parâmetros de rigidez podem ser ajustados durante a operação da máquina a partir das informações de realimentação em tempo real, permite classificá-lo como mancal adaptativo. Porém, neste estudo, sob pena de fugir do objetivo geral proposto, decidiu-se manter a estratégia de controle ativo utilizada nos trabalhos anteriores (SENKO; SILVA; BORGES, 2013).

3.1 Motivação para uso do controle *Fuzzy*

Com objetivo de promover o controle de um sistema, lança-se mão do modelamento prévio do mesmo. A modelagem pode ser obtida com método experimental, matemático ou heurístico. No método experimental, obtêm-se curvas de resposta a partir de experimentos feitos para valores discretos de entrada e saída. Na abordagem matemática, vale-se de

equações, geralmente, diferenciais, através das quais se concebem modelos idealizados do comportamento do sistema. Outro método destacado é o heurístico, através do qual se controla um sistema em qualquer situação a partir da experiência prévia adquirida com uso de estratégias de sucesso já realizadas naquele sistema (SIMÕES; SHAW, 2007).

O método heurístico controla sistemas a partir de desvios condicionais de modo que “se” uma variável de entrada apresenta um valor, “então” se deve tomar determinada ação. Essa estratégia se aproxima da lógica humana quando controla um sistema manualmente.

Obviamente, existem fenômenos físicos cuja abordagem de modelamento matemático é mais eficiente, principalmente, para aqueles que apresentam comportamento linear ou mesmo para aqueles de comportamento não linear, mas cuja região próxima ao ponto de operação se aproxime da linearidade. Nestes casos, a abordagem matemática e as técnicas de controle que se baseiam nela apresentam melhor relação custo benefício.

Por outro lado, para fenômenos cujo comportamento seja não linear e que haja necessidade de operação em toda sua faixa de resposta, a modelagem matemática se torna difícil. Um desses fenômenos é o do efeito de memória de forma. Recordar-se que a mudança de rigidez das molas LMF ocorre em função da transformação de fase, promovida pela transferência de calor e verificada através da temperatura. Lagoudas (2008) destaca que essa transformação de fase é de difícil modelamento, em decorrência da sua não linearidade.

No efeito memória de forma o sistema de controle deve ser capaz de controlar a temperatura do material de modo que se obtém a transformação de fase desejada (martensita em austenita ou vice-versa).

Frente à dificuldade de modelamento do comportamento da liga LMF, especificou-se neste trabalho, a lógica *Fuzzy* para controle quando do uso de memória de forma conforme trabalhos anteriores (AQUINO, 2011; BORGES et al., 2013).

3.2 Princípios de funcionamento da lógica *Fuzzy*

A lógica *Fuzzy* possui uma abordagem heurística e incorpora a forma humana de pensar em um sistema de controle. Essa lógica adequa-se bem ao controle de sistemas que possuem comportamento não linear a partir da experiência e inferência de relações entre as variáveis do processo (SIMÕES; SHAW, 2007).

A lógica clássica, empregada antes do advento da lógica *Fuzzy* é bivalente, uma vez que reconhece valores a partir de apenas dois estados discretos: verdadeiro ou falso. A lógica

Fuzzy é multivalente, ou seja, nela se reconhece diversos estados intermediários entre os estados básicos, verdadeiro e falso. A mesma lógica se aplica aos sinais de saída, de modo que se permite um maior refinamento das decisões tomadas pelo controle (ANTONIO; GOMIDE; GUDWIN, 1994).

A possibilidade de gerar saídas a partir das relações sensíveis entre as diversas entradas considerando inclusive níveis intermediários, na lógica *Fuzzy*, pode até dispensar o conhecimento da função de transferência do sistema a ser controlado. Em seu lugar, uma base de conhecimentos acerca do fenômeno de interesse é utilizada. A base de conhecimento é uma base de dados que possui informações em uméricas necessárias às funções usadas no conjunto de regras *Fuzzy* (SIMÕES; SHAW, 2007).

Um controle *Fuzzy* possui três fases distintas: fuzzificação, processamento e defuzzificação. Tanto no processo de fuzzificação como defuzzificação, a lógica se baseia na teoria de conjuntos e exprime resultados baseados na interação entre eles. Na Tabela 1, são listados os termos linguísticos correspondentes aos valores em numéricos da variável “erro de temperatura”, medidos de um sistema de aquecimento de molas LMF por corrente elétrica. Esses valores são usados na concepção da etapa de fuzzificação.

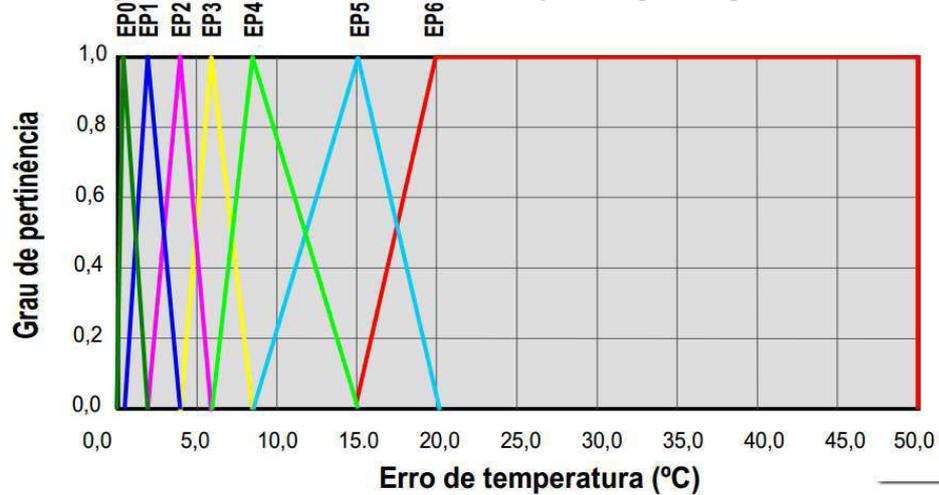
Tabela 1 – Termos linguísticos para o erro de temperatura (aquecimento).

NOME DA VARIÁVEL	TEMPERATURA (°C)
EP6	Acima de 20
EP5	9,0 a 20,0
EP4	7,0 a 9,0
EP3	5,0 a 7,0
EP2	3,0 a 5,0
EP1	1,0 a 3,0
EP0	0 a 1,0

Fonte: adaptado de Aquino (2011).

Um grupo de sinais de entrada, pós-fuzzificação, que representam o sinal erro de temperatura, citados na Tabela 1 está representado na Figura 10.

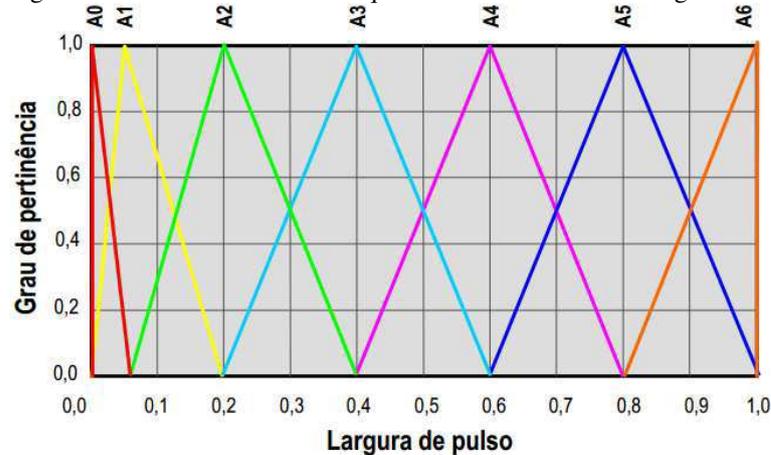
Figura 10- Variável erro e seus termos linguísticos para o aquecimento.



Fonte -Aquino (2011).

Na Figura 10, verifica-se que existe um erro nulo possível que ocorre quando a temperatura da mola apresenta mesmo valor do ponto de referência desejado. As linhas em cores representam os diversos valores que a variável erro pode assumir e são entendidos como conjuntos. Caso haja mudança nesta temperatura, para menos ou para mais, o valor da variável erro pode se posicionar em qualquer ponto do gráfico, fazendo parte de qualquer conjunto ou de sua interseção. Independente do ponto onde esteja, no processo de fuzzificação, o valor do erro informado ao sistema de controle será resultado da interação entre esses conjuntos. Durante o processamento, funções de inferência definem qual valor da saída será aplicado. Na etapa de defuzzificação, o sinal de saída pode assumir qualquer valor que pertença a um dos conjuntos de saída ou interseção destes conforme mostrado na Figura 11.

Figura 11- Variável de saída de aquecimento e seus termos linguísticos.



Fonte - Aquino (2011).

Na Figura 11, o eixo horizontal indica o valor em numérico da largura de pulso do sinal elétrico. Esse parâmetro determina a potência necessária aquecimento de uma mola LMF, em uma dada aplicação. A largura de pulso pode assumir desde um valor nulo até qualquer valor, cujo resultado numérico seja a interação dos conjuntos do qual faça parte.

Além da variável “erro”, o sistema pode considerar também a “variação do erro” que dará a taxa de variação da temperatura.

CAPÍTULO IV

4 FORMULAÇÃO MATEMÁTICA

Este capítulo apresenta os principais modelos matemáticos e formulações utilizadas no dimensionamento e análise do sistema dinâmico adotado. Apresenta-se a abordagem da dinâmica de rotores cujo objetivo é destacar as forças que atuam no sistema rotativo como também a origem o fenômeno de vibração mecânica. Em seguida, apresenta-se os detalhes do projeto de molas helicoidais a partir dos parâmetros dimensionais e térmicos que são relevantes para aplicação das molas LMF no mancal adaptativo proposto.

4.1 Dinâmica de rotores

Neste tópico é feita a abordagem inicial da dinâmica de rotores partindo a formulação geral das suas partes principais (eixo, rotor e mancais) com intuito de apresentar a expressão que permite calcular a energia cinética de cada parte. Em seguida, aborda-se o desbalanceamento dando destaque para sua influência na origem das vibrações. Finalmente, através do estudo de vibrações mecânicas, verificam-se quais parâmetros são relevantes no controle de vibrações em sistemas rotativos.

4.1.1 Formulação geral da dinâmica de rotores

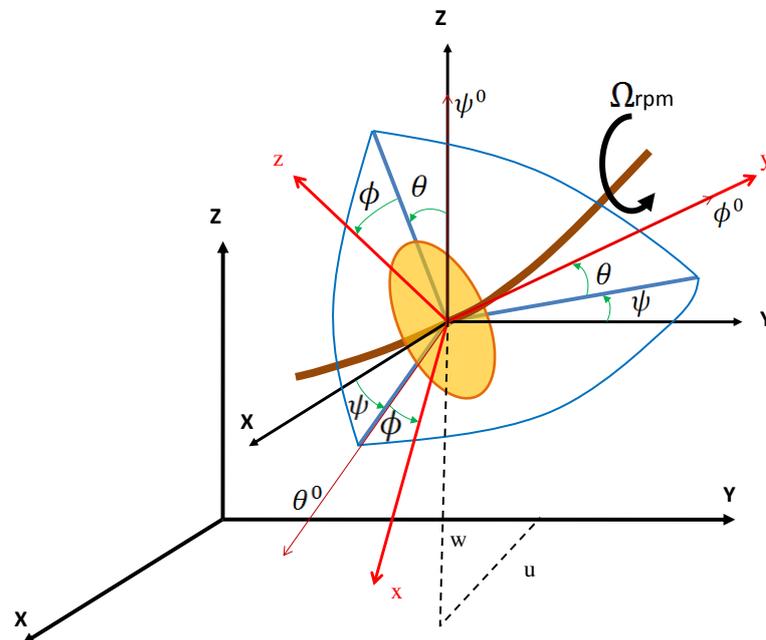
Os elementos básicos de um rotor são o disco, o eixo, os mancais e seus acoplamentos. (LALANNE; FERRARIS, 1990). O movimento preponderante do rotor é aquele no qual o disco gira em torno de seu próprio eixo. O movimento do rotor pode ser obtido aplicando-se a equação de Lagrange conforme a equação (1) (LALANNE; FERRARIS, 1990).

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

Nesta equação, q_i são as coordenadas generalizadas independentes, Fq_i são as forças generalizadas, \dot{q}_i a derivada com relação ao tempo. As variáveis T_c e U são, respectivamente, as energias cinética e potencial dos componentes.

O disco é assumido como sendo rígido e caracterizado apenas pela sua energia cinética. Seu movimento é descrito por dois sistemas de coordenadas, um inercial $R_0(X, Y, Z)$ e um sistema de coordenadas local $R(x, y, z)$ (LALANNE; FERRARIS, 1990) conforme representado na Figura 12.

Figura 12 - Representação do sistema de coordenadas para um disco giratório em torno de um eixo flexível.



Fonte - adaptado de Lalanne; Ferraris (1990)

Na Figura 12, observa-se que os sistemas $R_0(X, Y, Z)$ e $R(x, y, z)$ se relacionam por três ângulos: ψ (rotação em torno do eixo Z), θ (rotação em torno do eixo X), ϕ (rotação em torno do eixo Y). Os ângulos ψ , θ e ϕ , denominados ângulos de Euler, representam os movimentos de nutação, precessão e spin respectivamente (HIBBELER, 2005). O vetor velocidade angular instantânea do disco pode ser descrito no sistema de referência $R(x, y, z)$ como sendo:

$$\omega_{R/R_0}^R = \begin{bmatrix} \omega_x \\ \omega_y \\ \omega_z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\dot{\psi} \text{sen} \phi \text{cos} \theta + \dot{\theta} \text{cos} \phi \\ \dot{\psi} \text{sen} \theta + \dot{\phi} \\ \dot{\psi} \text{cos} \phi \text{cos} \theta + \dot{\theta} \text{sen} \phi \end{bmatrix} \quad (2)$$

As variáveis “u” e “w” (Figura 12) representam a posição da origem O do sistema xyz com relação ao eixo y, devendo esta origem ser considerada constante. A massa do disco é designada por M_D e o momento de inércia do disco com relação à origem O, é dada por:

$$I_O = \begin{bmatrix} I_{Dx} & 0 & 0 \\ 0 & I_{Dy} & 0 \\ 0 & 0 & I_{Dz} \end{bmatrix} \quad (3)$$

Finalmente, a expressão que descreve a energia cinética do disco é dada por:

$$T_D = \frac{1}{2} m_D (\dot{u}^2 + \dot{w}^2) + \frac{1}{2} (I_{Dx} \omega_x^2 + I_{Dy} \omega_y^2 + I_{Dz} \omega_z^2) \quad (4)$$

A equação (4) pode ser simplificada considerando que: o disco é simétrico ($I_{Dx} = I_{Dz}$), os ângulos θ e ψ são pequenos, a velocidade angular é constante e que $\dot{\phi} = \Omega$. Portanto, desta forma, obtém-se:

$$T_D = \frac{1}{2} m_D (\dot{u}^2 + \dot{w}^2) + \frac{1}{2} I_{Dx} (\dot{\theta}^2 + \dot{\psi}^2) + \frac{1}{2} I_{Dy} (\Omega^2 + 2\Omega\dot{\psi}\theta) \quad (5)$$

Na equação (5), o termo $\frac{1}{2} I_{Dy} \Omega^2$ representa o efeito giroscópio, sendo constante e não exerce influência sobre as equações que representam a energia de rotação do disco.

O eixo é representado como uma viga de seção circular cuja expressão para energia cinética é resultado de uma extensão da energia cinética do disco. Para um eixo de comprimento L, a expressão para energia cinética fica conforme representado na equação (6).

$$T_S = \frac{\rho S}{2} \int_0^L (\dot{u}^2 + \dot{w}^2) dy + \frac{\rho I}{2} \int_0^L (\dot{\theta}^2 + \dot{\psi}^2) dy + \rho I L \Omega^2 + 2\rho I \Omega \int_0^L \dot{\psi} \theta dy \quad (6)$$

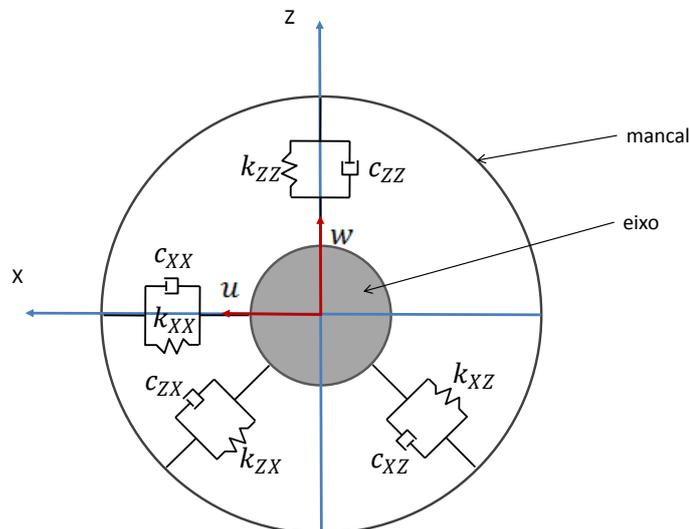
Onde ρ representa a massa por unidade de volume, S a área da seção transversal do mesmo (neste caso, considera-se constante ao longo de L) e I o momento de inércia de área da seção transversal do eixo com relação ao seu ponto neutro.

Considerando o eixo simétrico, de modo que ($I_x = I_z = I$), a expressão para energia cinética potencial é dada pela equação (7).

$$U_E = \frac{EI}{2} \int_0^L \left[\left(\frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right)^2 + \left(\frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \right)^2 \right] dy + \frac{F_0}{2} \int_0^L \left[\left(\frac{\partial u}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial y} \right)^2 \right] dy \quad (7)$$

Os mancais são os elementos que tem como função suportar cargas radiais puras, cargas e empuxo somente ou uma combinação destas (BUDYNAS; NISBETT, 2011). Entre os mancais e os eixos coexistem amortecimento viscoso e rigidez (Figura 13).

Figura 13 - Representação gráfica da rigidez e amortecimento entre eixo e mancal.



Fonte - adaptado de Lalanne; Ferraris (1990).

Na Figura 13, os parâmetros c e k representam o amortecimento e rigidez respectivamente nas suas componentes das direções X e Z ($c_{xx}, c_{zx}, c_{xz}, k_{xx}, k_{zx}, k_{xz}$).

Segundo Lalanne e Ferraris (1990), o trabalho virtual δW das forças que agem sobre os mancais pode ser expresso conforme a equação (8).

$$\delta W = F_u \delta u + F_w \delta w \quad (8)$$

Onde os termos δu e δw representam os deslocamentos virtuais nas direções X e Z, respectivamente, enquanto $F_u \delta u$ e $F_w \delta w$ representam os trabalhos virtuais dos componentes de força generalizada e podem ser reescritos conforme a equação (9).

$$F_u \delta u = -k_{xx} u \delta u - k_{xz} w \delta u - c_{xx} \dot{u} \delta u - c_{xz} \dot{w} \delta u \quad (9)$$

$$F_w \delta w = -k_{zz} w \delta w - k_{zx} u \delta w - c_{zz} \dot{w} \delta w - c_{zx} \dot{u} \delta w \quad (10)$$

Reescrevendo a combinação das equações (9) e (10) na forma matricial, tem-se:

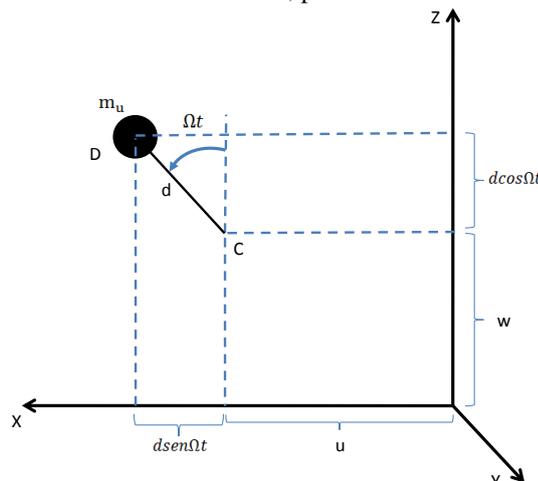
$$\begin{bmatrix} F_u \\ F_w \end{bmatrix} = - \begin{bmatrix} k_{xx} & k_{xz} \\ k_{zx} & k_{zz} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u \\ w \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} c_{xx} & c_{xz} \\ c_{zx} & c_{zz} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{u} \\ \dot{w} \end{bmatrix} \quad (11)$$

4.1.2 Desbalanceamento

O desbalanceamento ocorre quando a distribuição de massa do rotor em torno do seu centro não é homogênea, de modo que o centro de massa do rotor não coincide com seu centro geométrico (INMAN, 2001).

O desbalanceamento em sistemas rotativos é comum e se constitui em uma das maiores causas de vibração nestes sistemas. O desbalanceamento é modelado como uma massa desbalanceada (m_u) situada a uma distância d do centro geométrico da seção transversal do eixo C. Sua energia cinética pode ser calculada tomando o sistema de coordenadas inercial $R_0(XYZ)$ (LALANNE; FERRARIS, 1990). Um modelo da massa desbalanceada está representado na Figura 14.

Figura 14 - Representação de uma massa desbalanceada, posicionada a uma distância d do eixo de um rotor.



Fonte - adaptado de Lalanne e Ferraris (1990).

A posição da massa (\overline{OD}) nesse sistema de coordenadas é dada por:

$$OD = \begin{vmatrix} u + d\text{sen}\Omega t \\ \text{constante} \\ w + d\text{cos}\Omega t \end{vmatrix} \quad (12)$$

Sabendo que a velocidade V pode ser calculada como:

$$V = \frac{dOD}{dt} = \begin{vmatrix} \dot{u} + d\Omega\text{cos}\Omega t \\ 0 \\ \dot{w} - d\Omega\text{sen}\Omega t \end{vmatrix} \quad (13)$$

Logo, a energia cinética da massa desbalanceada é dada por:

$$T_u = \frac{m_u}{2} (\dot{u}^2 + \dot{w}^2 + \Omega^2 d^2 + 2\Omega d \dot{u} \text{cos}\Omega t - 2\Omega d \dot{w} \text{sen}\Omega t) \quad (14)$$

Na equação (14), o termo $\frac{m_u}{2} \Omega^2 d^2$ é uma constante e não exerce influência sobre o resultado de T_u . Assumindo que a massa m_u é muito menor que a massa do disco, a expressão para energia cinética é reescrita na forma:

$$T_u \cong m_u \Omega d (\dot{u} \text{cos}\Omega t - \dot{w} \text{sen}\Omega t) \quad (15)$$

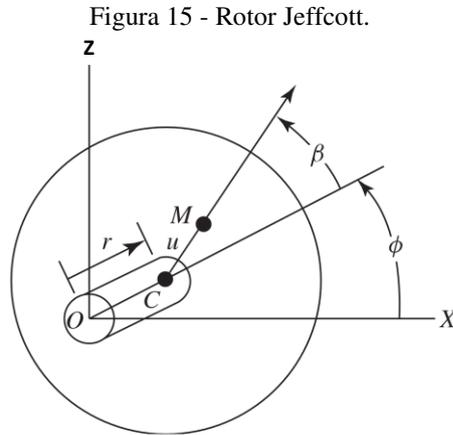
4.1.3 Vibração em rotores – modelo Jeffcott

Considerando que um rotor perfeitamente balanceado é uma condição ideal que nunca ocorre nas máquinas reais e considerando também que as massas desbalanceadas são responsáveis pela maioria das vibrações observadas em máquinas rotativas síncronas, é adequado que esse fator seja considerado no modelamento e análise desses sistemas.

O modelo denominado Jeffcott considera essas variáveis. Esse modelo extrapola os limites da primeira velocidade crítica e ajuda a explicar como a amplitude de vibração do rotor chega a valores máximos ao se aproximar da velocidade crítica e decresce depois desta como consequência do efeito da massa desbalanceada (VANCE; ZEIDAN; MURPHY, 2010).

Um modelo do rotor Jeffcott, aplicado a um movimento síncrono está representado na Figura 15. O centro da massa desbalanceada do disco é m , o ponto C localiza o centro

geométrico do disco, o segmento $u = \overline{OC}$ denota a distância da massa desbalanceada ao ponto C e o efeito da gravidade é desprezado.



Fonte - adaptado de Vance, Zeidan e Murphy (2010).

O eixo possui rigidez k , o disco massa m , o amortecimento do sistema é representado pela variável c e o sistema dinâmico possui três graus de liberdade. Considerando velocidade constante, reduz-se a dois graus de liberdade. As coordenadas cartesianas X e Y e o ângulo β produzem as equações diferenciais lineares (16) conforme a seguir:

$$m\ddot{X} + c\dot{X} + kX = m\Omega^2 u \cos\Omega t \quad (16)$$

$$m\ddot{Z} + c\dot{Z} + kZ = m\Omega^2 u \sin\Omega t \quad (17)$$

As soluções para estas expressões são:

$$X = \frac{\Omega^2 u}{\sqrt{\left(\frac{k}{m} - \Omega^2\right)^2 + \left(\frac{c\omega}{m}\right)^2}} \cos(\Omega t - \beta_s) \quad (18)$$

$$Z = \frac{\Omega^2 u}{\sqrt{\left(\frac{k}{m} - \Omega^2\right)^2 + \left(\frac{c\omega}{m}\right)^2}} \sin(\Omega t - \beta_s) \quad (19)$$

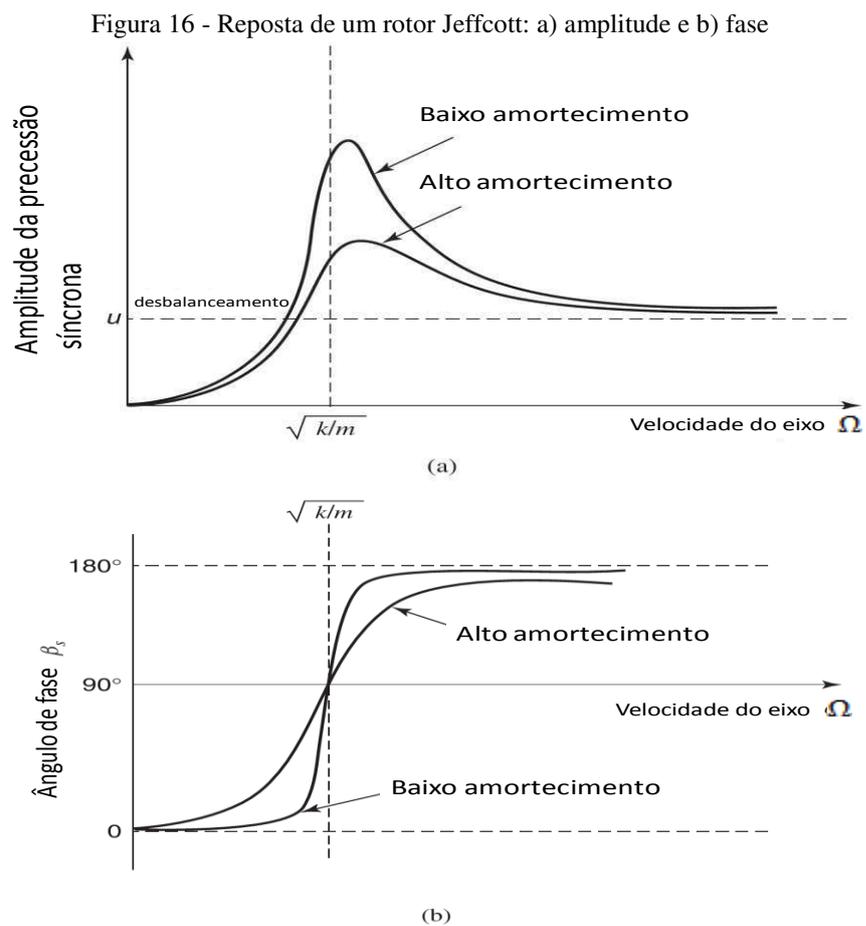
Onde, a deflexão do eixo pode ser dada por:

$$r = \sqrt{X^2 + Z^2} \quad (20)$$

O ângulo de fase é dado por:

$$\beta_s = \tan^{-1} \left(\frac{c\Omega}{m \left(\frac{k}{m} - \Omega^2 \right)} \right) \quad (21)$$

Os gráficos de resposta do sistema a partir das equações (21) e (20) estão presentes na Figura 16.



Fonte- adaptado de Vance; Zeidan; Murphy (2010).

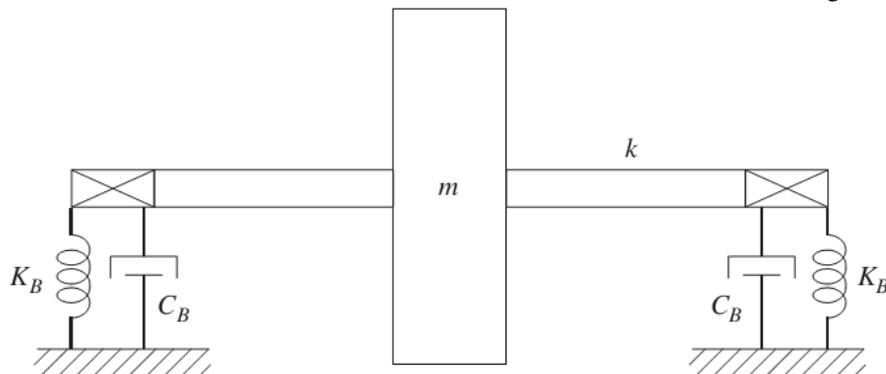
O ponto de amplitude máxima também é destacado, calculado pela relação $\sqrt{\frac{k}{m}}$, definido como ponto de velocidade crítica, ou seja, ponto onde a resposta ao desbalanceamento é máxima.

Na Figura 16a, tem-se o modo como a amplitude do movimento é elevada ao se aproximar da frequência crítica e é reduzida após passar por essa frequência, decrescendo na direção das frequências mais elevadas. Verifica-se que próximo à frequência crítica, o fator mais importante na redução das amplitudes é o amortecimento.

Na Figura 16b, verifica-se que o ângulo de fase β_s muda à medida que a velocidade do eixo aumenta, invertendo-se ao passar pela velocidade crítica. Ao passo que o eixo acelera, chegando a altas frequências de rotação, ocorre um fenômeno que faz com que o centro de massa M comece a girar em torno da órbita do movimento de precessão enquanto que o centro do eixo C passa a girar em torno do centro de massa M . Esse fenômeno é nomeado de inversão da frequência crítica ou inversão do centro de massa (VANCE; ZEIDAN; MURPHY, 2010).

O modelo Jeffcott mais aprimorado considera tanto a rigidez dos eixos como dos mancais, desconsiderando o amortecimento do eixo. Um rotor de Jeffcott, nesta configuração, onde k_b e c_b são, respectivamente, a rigidez e amortecimento, é representado na Figura 17.

Figura 17 - Modelo de Jeffcott modificado incluindo amortecimento dos mancais e rigidez do eixo.



Fonte -Vance, Zeidan e Murphy (2010).

Considerar a rigidez dos mancais auxilia o projetista na determinação das frequências críticas do sistema rotativo. Em um cenário tecnologicamente favorável, a adoção de uma solução que permita a variação da rigidez dos mancais de forma adaptativa, ou seja, de acordo com as condições de operação da máquina, possibilitaria minimizar os efeitos das elevadas amplitudes devido a passagem pelas velocidades críticas.

4.2 Molas helicoidais LMF

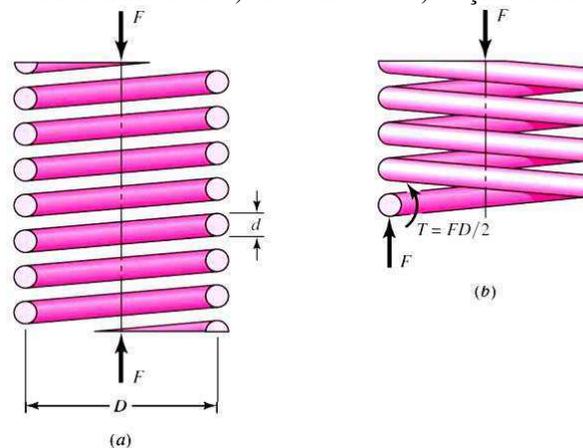
O dimensionamento de molas helicoidais LMF é baseado na teoria clássica para dimensionamento de molas de aço, entretanto, a diferença presente nas molas LMF está no fato que se trata de um elemento de máquina cujas características termomecânicas do material mudam em função da transformação de fase em temperaturas relativamente baixas. Como a mudança de fase se dá por variação de temperatura, uma breve análise térmica também se faz necessária (SPAGGIARI; DRAGONI, 2011).

A taxa de resfriamento/aquecimento vai depender da composição da liga utilizada, mas também da forma geométrica do dispositivo. A geometria da peça possui relação direta com a taxa de transferência de calor, tanto no aquecimento, quanto no resfriamento uma vez que afeta parâmetros como massa (quantidade de material que deve trocar calor) e área de superfície.

4.2.1. Tensões em molas helicoidais

Uma mola helicoidal submetida a esforços de compressão ou tração ao longo do seu eixo de simetria é apresentada em corte na Figura 18a. Designa-se D como diâmetro médio de espiral e d como diâmetro do fio. Considerando um corte na seção transversal do fio que constitui a mola, observa-se que existe uma força de cisalhamento direta F e um torque T que está representado na Figura 18b e obtido pela equação (22) (BUDYNAS; NISBETT, 2011).

Figura 18 - Mola helicoidal: a) vista em corte b) forças externas atuantes.



Fonte –Budynas e Nisbett (2011).

$$T = \frac{FD}{2} \quad (22)$$

A partir da tensão de cisalhamento direta e da tensão de cisalhamento de torção, obtém-se a equação (23), que permite determinar a tensão máxima no fio.

$$\tau_{\max} = \frac{T}{J} + \frac{F}{A} \quad (23)$$

Pode-se calcular a tensão de cisalhamento em uma mola helicoidal a partir dos parâmetros de força, diâmetro do fio e diâmetro da espira pela equação (24).

$$\tau = \frac{8FD}{\pi d^3} + \frac{rF}{\pi d^2} \quad (24)$$

Com base no índice de mola C e fator de Wahl K_w , a equação (24) é reescrita conforme a equação (25):

$$\tau = K_w \frac{8FD}{\pi d^3} \quad (25)$$

4.2.2 Deflexão de molas helicoidais

Assumindo que a energia total de deformação para uma mola helicoidal é composta por uma componente torcional e uma componente de cisalhamento, utilizando-se o teorema de Castigliano são obtidas as relações deflexão-força, conforme a equação (26) (BUDYNAS; NISBETT, 2011).

$$y = \frac{8FD^3N}{d^4G} + \frac{4FDN}{d^2G} \quad (26)$$

Onde N representa o número de espiras ativas e G o módulo de cisalhamento do material. Aplicando-se o índice de mola $\left(\frac{D}{d}\right)$ e o fator K_w , a rigidez da mola helicoidal, pode-se calcular a partir da equação (27).

$$K = \frac{Gd^4}{8D^3NK_w} \quad (27)$$

A especificação dos valores adequados das variáveis da equação (27) se torna importante pois na aplicação em mancais flexíveis, a variação do K é um parâmetro bastante relevante.

O valor do módulo de cisalhamento (G) pode ser calculado a partir do módulo de elasticidade do material (E). Como o módulo de elasticidade das molas LMF apresenta valores distintos em função da fração de martensita transformada, se estabelece a relação mostrada na equação (28).

$$G = \frac{E_A + (E_M - E_A)\xi}{2(1 + \mu)} \quad (28)$$

A variável μ representa o coeficiente de Poisson do material, que no caso das LMF considera-se $\mu = 0,33$. Os termos E_A e E_M representam os módulos de elasticidade do material nos estados austenítico e martensítico, respectivamente. O parâmetro adimensional (ξ) representa a fração de martensita transformada. Neste trabalho, utilizou-se o modelo unidimensional de Liang e Rogers, (1990) para cálculo de (ξ).

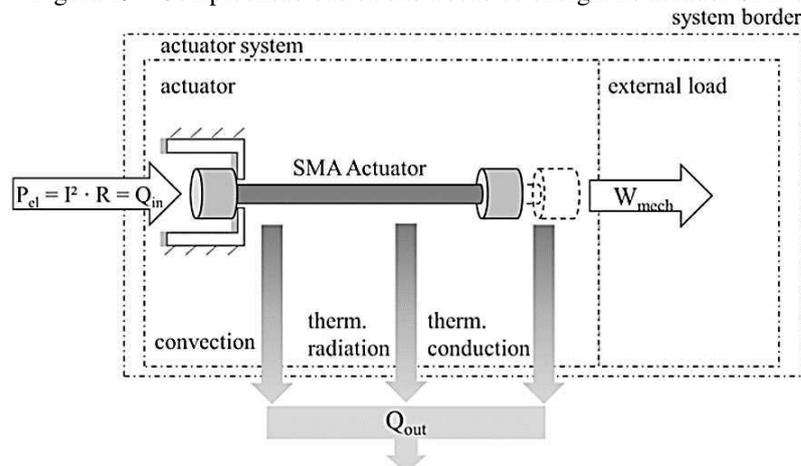
4.2.3 Transferência de calor em uma mola helicoidal LMF

Neste estudo a abordagem adotada é a mesma dos atuadores LMF. Uma das simplificações feitas é que, nesta aplicação, como as molas LMF estão confinadas não se considera relevante a alteração no seu comprimento útil.

No emprego de atuadores com LMF, considera-se a relação tempo/curso do atuador como uma transformação que depende especificamente da velocidade de resfriamento e de aquecimento do material (CZECHOWICZ; LANGBEIN, 2015). Para estudar esse fenômeno,

o modelo de um atuador LMF, isolado em um sistema termodinamicamente fechado está presente na Figura 19. O dispositivo recebe potência elétrica do meio externo e responde com energia mecânica e existe uma troca de calor com ambiente através da radiação, convecção e condução.

Figura 19 - Compreensão básica das trocas de energia no atuador SMA.



Fonte –Czechowicz; Langbein (2015).

Para LMF no formato de fios, cálculos realizados apontam que a transferência de calor é causada em 90% por convecção e 10% por radiação do total da emissão. A baixa influência da transferência de calor por condução tem seus efeitos desconsiderados. Similarmente, é considerado o fluxo de calor emitido, energia mecânica requerida resultante do retorno do dispositivo, carregamentos externos, bem como, o calor latente definido na transformação da martensita em austenita que é proporcional a fração de martensita (CZECHOWICZ; LANGBEIN, 2015). A soma da contribuição das energias que se relacionam em um dispositivo LMF pode ser escrita conforme a equação (29).

$$c_p \rho V \frac{dT}{dt} + hA(T - T_\infty) + \varepsilon \sigma A(T^4 - T_\infty^4) + \rho V \Delta H \left| \frac{d\xi}{dt} \right| + \frac{dW}{dt} = RI_e^2 \quad (29)$$

Onde,

$c_p \rho V \frac{dT}{dt}$ energia térmica armazenada

$hA(T - T_\infty)$ transferência de calor por convecção

$\varepsilon\sigma A(T^4 - T_\infty^4)$ transferência de calor por radiação

$\rho V \Delta H \left| \frac{d\xi}{dt} \right|$ calor latente de transformação

$\frac{dW}{dt}$ trabalho mecânico

RI_e^2 energia elétrica

4.2.4 Ajuste do modelo para aplicação em mancal de LMF

Pereira (2009) desconsiderou os efeitos da transferência de calor por radiação e calor latente de transformação, tomando apenas como base a equação da energia. Considerando-se que a energia do trabalho mecânico também é nula, pois, uma vez instalada no mancal, a mola não exerceria deslocamentos consideráveis, assim a expressão é dada por:

$$RI_e^2 - hA(T - T_\infty) = c_p \rho V \left(\frac{dT}{dt} \right) \quad (30)$$

Rao, Srinivasa e Reddy (2015) apresentam uma expressão semelhante que considera também o calor latente de transformação (L), de modo que a expressão alternativa fica conforme mostrado na equação (31).

$$mc\Delta T + mL = [-hA(T - T_\infty) + RI_e^2]\Delta t \quad (31)$$

4.2.5 Aquecimento por efeito Joule

No aquecimento por efeito Joule, a fonte de calor é de origem elétrica, cuja potência é calculada pela expressão RI^2 , onde R é a resistência elétrica do fio LMF e I a corrente aplicada que circula no interior do fio de que é feita a mola. A resistência elétrica do fio é função da resistividade do material, do comprimento do fio e da área da seção transversal (RAO; SRINIVASA; REDDY, 2015). Através da equação (A2) a curva teórica de

aquecimento da mola LMF pode ser obtida. Detalhes sobre a dedução dessa equação estão disponíveis no Apêndice A.

$$\Delta t = \frac{\Delta T(c_p \rho V)}{\left[\frac{4\zeta l}{\pi d^2} (I_{t+\Delta t})^2 - \frac{\pi d^2}{4} h(T_t - T_\infty) \right]} \quad (32)$$

Rao (2015) apresenta a expressão alternativa da equação (32) que considera o calor latente de transformação e também é aplicada para determinar não só o tempo de aquecimento como de resfriamento da liga.

$$\Delta t = \frac{\rho(c_p \Delta T + L)}{\left(-\frac{4h(T-T_\infty)}{d} \right) + \left(\frac{16l_e^2 \rho}{\pi^2 d^4} \right)} \quad (33)$$

4.2.6 Resfriamento por convecção forçada

Para o resfriamento, não existe potência sendo fornecida ao sistema, de modo que $RI_e^2 = 0$. Logo, a equação (30) torna-se:

$$-hA_s(T - T_\infty) = c_p \rho V \left(\frac{dT}{dt} \right) \quad (34)$$

Aplicando-se a fórmula para cálculo do volume da mola e isolando a variável tempo, obtêm-se a equação (A5), cuja dedução está disponível no Apêndice A, cuja expressão relaciona a temperatura final do fio da mola com o tempo de resfriamento:

$$t = -\frac{c_p \rho d \ln \frac{(T_f - T_\infty)}{(T_0 - T_\infty)}}{4h} \quad (35)$$

A equação (35) também é citada por Spaggiari e Dragoni (2011) os quais consideram que o calor específico (c_p) pode ser calculado com base na equação (36) e as temperaturas T_f e T_0 são substituídas, respectivamente por M_f e M_s .

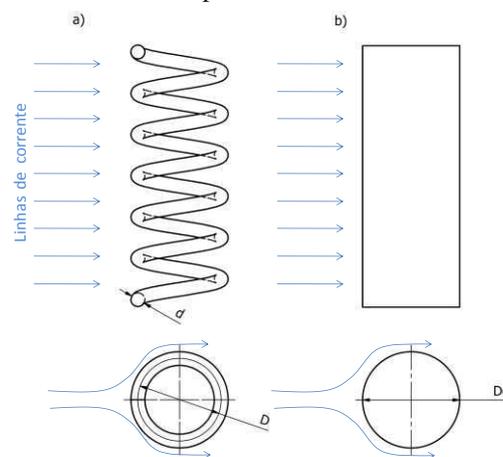
$$c_p = \frac{c_A + c_M}{2} + \frac{H_{AM}}{M_s - M_f} \quad (36)$$

Devido a indisponibilidade do valor de H_{AM} , considera-se valores médios da literatura: $c_p = 0,832$ KJ/Kg e $\rho = 6540$ Kg/m³ (RAO; SRINIVASA; REDDY, 2015). A equação (33) é citada por Rao (2015) para calcular o tempo de resfriamento, considerando-se apenas a corrente sendo nula.

4.2.7 Parâmetros que afetam o coeficiente de convecção

Verifica-se, nas equações (30) e (31), que o coeficiente de convecção afeta sensivelmente o tempo de atuação do dispositivo LMF. Durante o aquecimento, um elevado coeficiente de convecção (h), aumenta o tempo total. No resfriamento, um elevado h acelera o resfriamento, uma vez que a troca de calor ocorre em menos tempo. Uma mola LMF genérica, submetida a um fluxo de ar forçado, pode ser representada de duas formas, conforme mostrado na Figura 20.

Figura 20 - Linhas de corrente no fluxo cruzado: a) mola helicoidal b) cilindro com as mesmas dimensões de espira da mola.



Fonte - elaboração própria.

Na Figura 20a, tem uma mola helicoidal de comprimento qualquer submetida a escoamento externo, de ar, em fluxo cruzado. Na prática, sabe-se que o escoamento se dá em torno de toda a seção transversal do fio da mola, com linhas de escoamento entre as espiras. Para adequação do escoamento da mola a um modelo clássico de escoamento externo, desconsideram-se as possíveis linhas de corrente entre as espiras, de modo que a mola é representada como um cilindro de diâmetro $D_e = (D + d)$ conforme mostrado na Figura 20b. Com base nas relações empíricas que envolvem o coeficiente de convecção para escoamento externo de fluido em um perfil cilíndrico nessas condições, podem ser observados os parâmetros de escoamento que afetam diretamente o coeficiente de convecção.

A partir das deduções apresentadas no Apêndice C, o coeficiente de convecção médio utilizado é calculado pela equação (A7).

$$\bar{h} = \overline{Nu} \left(\frac{k_t}{D_e} \right) \quad (37)$$

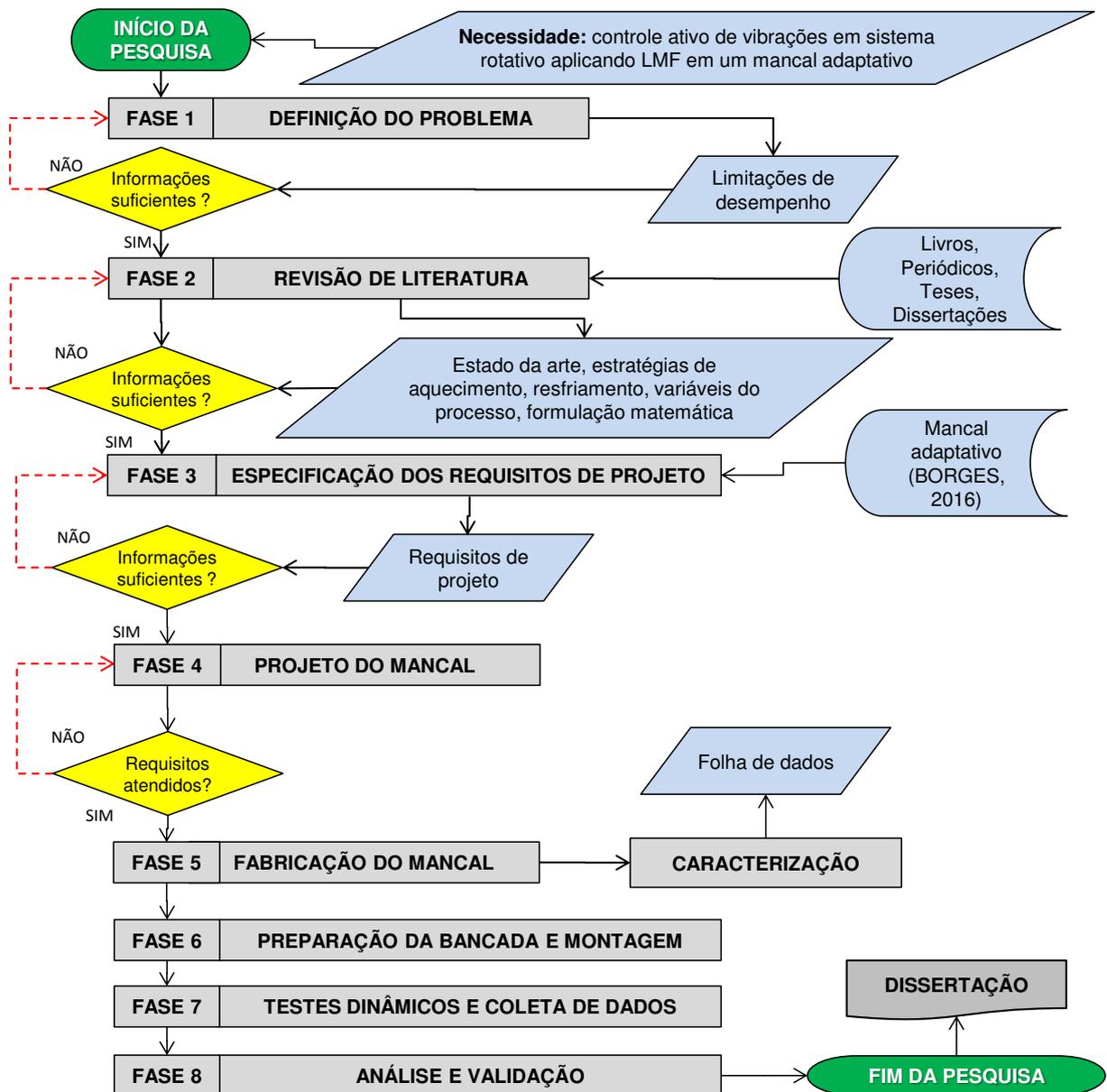
O resultado obtido da equação (37) é fortemente influenciado pela velocidade de escoamento do fluido. Por isso, o sistema resfriamento forçado deve ser capaz de impulsionar o fluido contra a superfície da mola com velocidade suficiente para promover um coeficiente de convecção elevado.

CAPÍTULO V

5 METODOLOGIA

Este capítulo tem como objetivo apresentar os aspectos metodológicos da pesquisa. O fluxograma do processo metodológico adotado nesta pesquisa está presente na Figura 21.

Figura 21 - Fluxograma do processo metodológico utilizado na pesquisa.



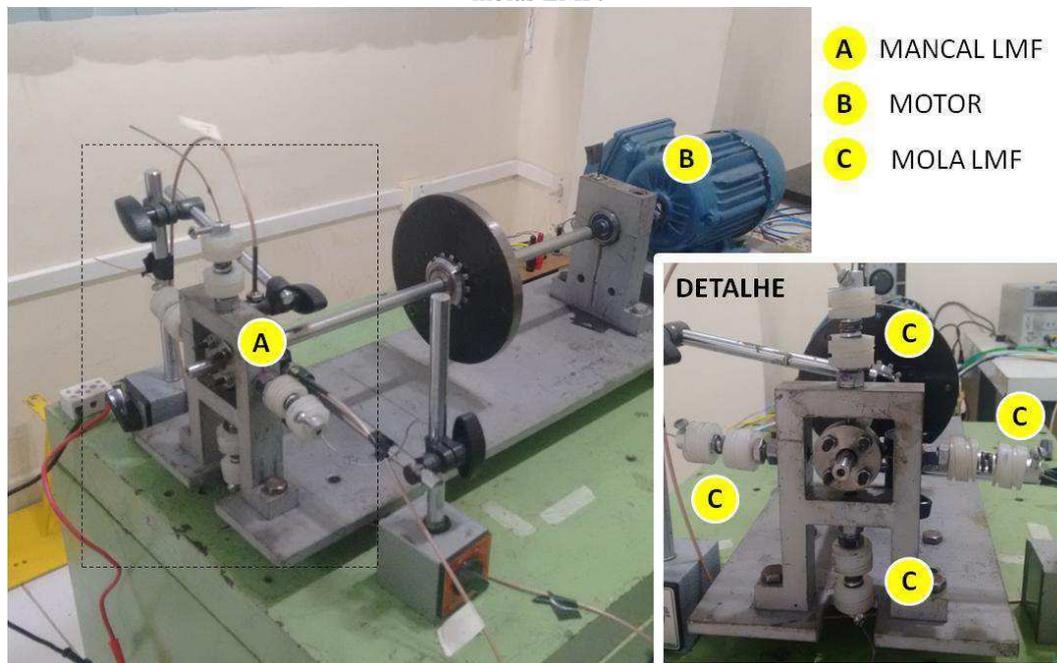
Fonte - elaboração própria.

5.1 Estrutura disponível

O início da pesquisa se deu a partir do estudo dos resultados obtidos com o sistema rotativo instalado no Laboratório de Vibrações e Instrumentação (LVI/UFCG). A principal documentação disponível foi a tese de Borges (2016) da qual foram coletados os parâmetros da máquina e os dados de sua resposta dinâmica.

O sistema disponível no LVI está mostrado na Figura 22. A bancada experimental é composta por um motor elétrico (WEG W22 Plus 3 KW), de corrente alternada, trifásico, 0,5 CV e rotação nominal de 3330 rpm, com inversor de frequências programável (WEG ML-4), o qual permite atingir uma rotação máxima de 3600 rpm (60 Hz). A extremidade do eixo, oposta ao acoplamento do motor é apoiada por um mancal adaptativo que emprega quatro molas LMF, mostradas no detalhe da Figura 22. A extremidade oposta do eixo é suportada por um mancal rígido, de rolamento, o rotor do sistema original possui massa de 2,2 Kg.

Figura 22 - Mesa didática de dinâmica da rotação no LVI. À direita, detalhe do mancal com destaque para as molas LMF.



Fonte - Borges (2016).

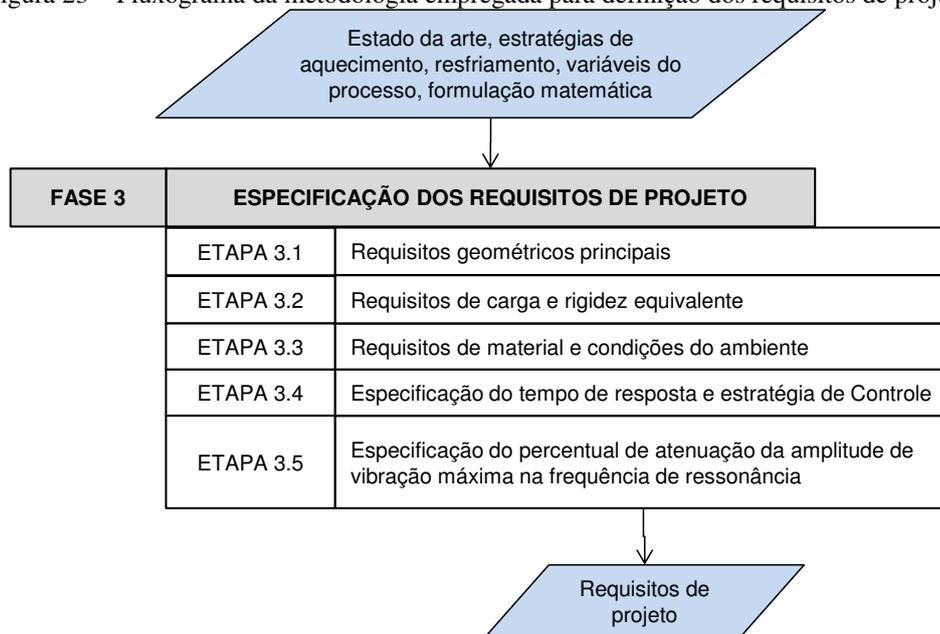
O mancal proposto neste trabalho foi projetado para ser instalado no conjunto representado na Figura 22, em substituição ao mancal de quatro molas presente no detalhe.

Embora que a única alteração preferível fosse a substituição do mancal, não se descartou a possibilidade de modificação em outros elementos.

5.2 Especificação dos requisitos do projeto

Tomando como referência o esquema presente na Figura 21, verificou-se que, uma vez satisfeita a etapa de revisão da literatura, foi possível concentrar o trabalho na identificação de requisitos de projeto. Os objetivos traçados basearam-se na otimização de resultados anteriores (BORGES, 2016). O fluxograma detalhado do processo de especificação dos requisitos de projeto está representado na Figura 23.

Figura 23 – Fluxograma da metodologia empregada para definição dos requisitos de projeto.



Fonte- elaboração própria.

A seguir, foram detalhadas as ações que compõem essa fase.

Requisitos geométricos principais - Foram mantidos todos os parâmetros geométricos:

- Coordenadas horizontal e vertical do eixo com relação à base;
- Região de contato do eixo com o mancal flexível;
- Diâmetro e comprimento do eixo.

Requisitos de carga e rigidez equivalente – De forma análoga, pretendeu-se manter os valores originais para todos os parâmetros da bancada, exceto na rigidez equivalente do mancal adaptativo. Na Tabela 2, estão listados os parâmetros de rigidez e carga do mancal adaptativo do sistema anterior (quatro molas).

Tabela 2 - Parâmetros de rigidez equivalente e frequência natural da bancada do LVI.

Parâmetro	Fase martensítica	Fase austenítica
Rigidez equivalente do sistema ($K_{eq(sist)}$)	55.926 N/m	73.853 N/m
Rigidez do mancal adaptativo (K_{eq})	21.350 N/m	33.952 N/m
Frequências naturais do sistema	25,37Hz	29,16Hz
Rigidez do mancal fixo (K_{mcte})		64.090 N/m
Rigidez do eixo (K_{eixo})		161.900 N/m
Massa do disco		2,2 kg
Massa do mancal LMF		0,2 kg

Fonte - adaptado de Borges (2016).

Devido às limitações de rotação, citadas anteriormente, especificou-se que a rigidez do mancal adaptativo proposto não deveria exceder a rigidez do mancal original de quatro molas sob risco de impossibilitar a medição das amplitudes na região de ressonância durante a etapa de ensaios dinâmicos. Desta forma, adotou-se o valor de rigidez equivalente do mancal adaptativo de quatro molas como valor máximo de rigidez equivalente do novo mancal proposto de oito molas.

Requisitos de material e condição ambiente – Define-se que as molas devem ser feitas a partir de fios de liga Ni-Ti disponíveis no Laboratório Multidisciplinar de Materiais e Estruturas Ativas (LAMMEA/UFCG). Os demais componentes estruturais e fixadores foram fabricados em aço com isoladores em teflon. O local de operação foi o mesmo utilizado na bancada original, foi mantido na sala do LVI à temperatura ambiente.

Especificação do tempo de resposta e estratégia de Controle - No sistema de referência, os tempos de resposta foram os seguintes:

- Tempo máximo de aquecimento: 25 s;
- Tempo máximo de resfriamento: 30 s.

Portanto, tomando-se esses tempos como referenciais, respostas acima desses valores não foram admitidas. A partir de simulações com a nova geometria proposta, buscou-se tempos de resposta inferiores.

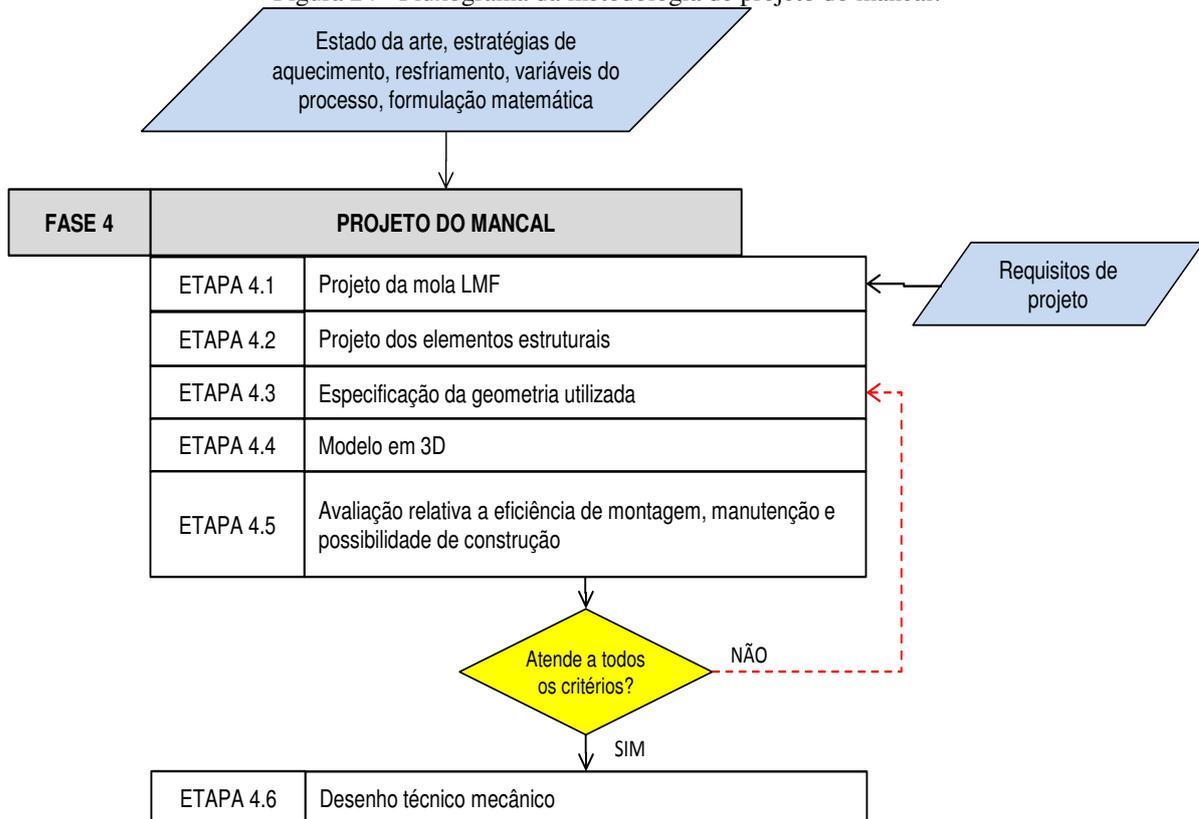
A estratégia de aceleração e desaceleração foi a mesma de Borges (2016), com uso de patamar de velocidade constante durante a transformação de fase da liga.

Especificação do percentual de atenuação da amplitude de vibração na frequência de ressonância – Com o sistema original, a atenuação na amplitude máxima de vibração na ressonância chegou a 61,52% nas amplitudes de pico. Logo, no mancal proposto, assumiram-se como desejáveis, os percentuais de atenuação superiores a 61%.

5.3 Projeto do mancal

O mancal adaptativo é composto basicamente pelos elementos ativos que foram as molas LMF e os elementos de suporte estrutural. Deste modo, seu projeto teve desdobramentos em duas frentes: na primeira, focada no projeto das molas, buscaram-se os parâmetros ótimos com relação ao tempo de resposta e mudança de rigidez; na segunda, o projeto dos elementos estruturais visou conceber um dispositivo que cumprisse os requisitos de geometria e possibilitasse as facilidades de montagem e ajustes necessários.

Figura 24 - Fluxograma da metodologia de projeto do mancal.



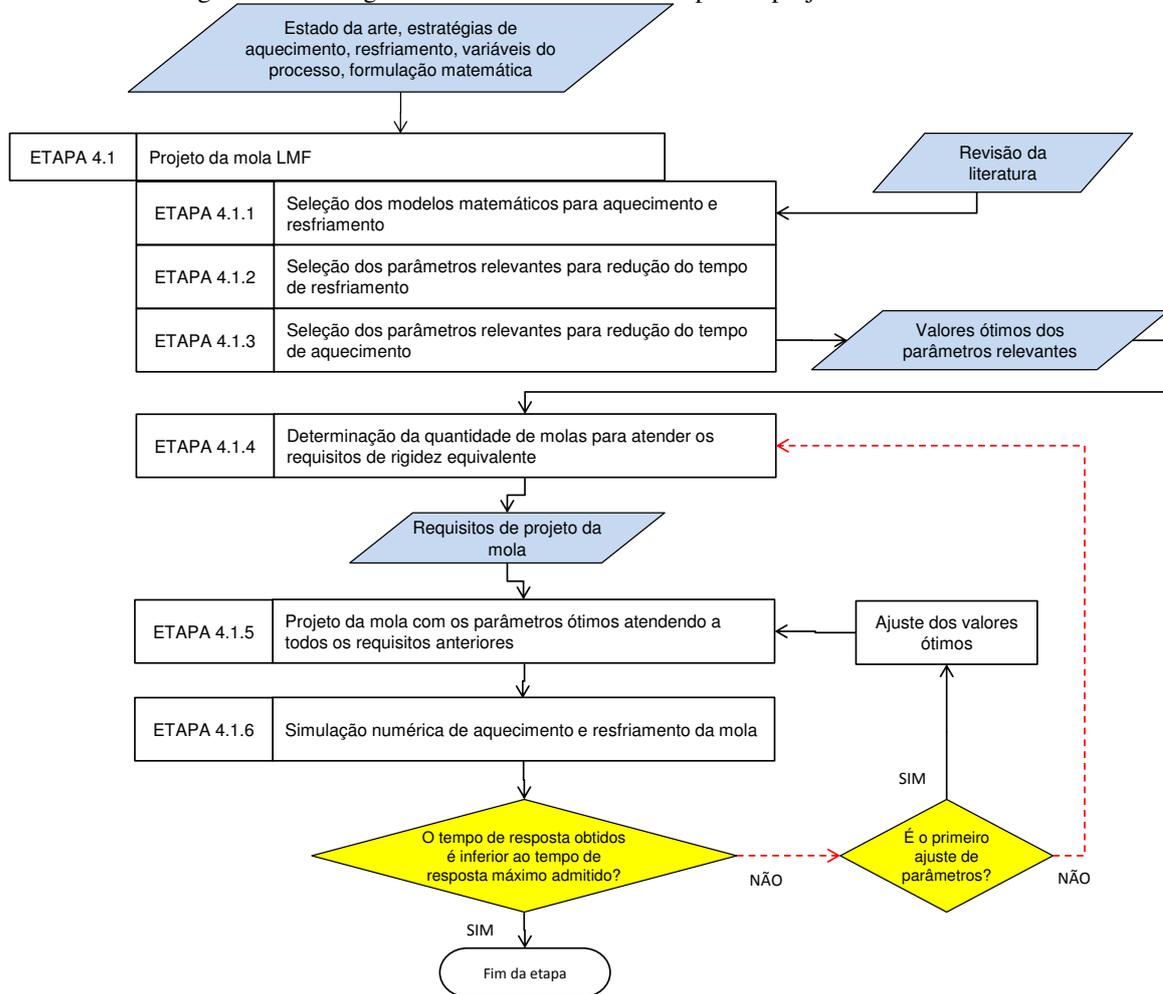
Fonte - elaboração própria.

Contudo, o dimensionamento da mola, como elemento de máquina básico foi a primeira etapa. Após essa fase, seguiu-se o projeto dos elementos estruturais, visando tornar possível a disposição das molas no dispositivo final. O fluxograma das etapas de projeto do mancal está presente na Figura 24.

5.3.1 Projeto da mola LMF

O projeto da mola com foco na otimização da resposta seguiu a ordem de ações estabelecidas. Para efeito de nomenclatura, as molas do mancal de referência, Borges (2016), foram denominadas molas tipo A, e as molas projetadas do mancal, deste trabalho, foram denominadas molas tipo B. O detalhamento dessa etapa está presente na Figura 25.

Figura 25 - Fluxograma do detalhamento das etapas no projeto da mola LMF



Fonte- elaboração própria

Seleção dos modelos matemáticos para aquecimento e resfriamento - A escolha foi feita a partir dos modelos mais simples, cujos parâmetros possam ser obtidos experimentalmente ou através de valores médios que constam na literatura (INCROPERA et al., 2011). Baseado na revisão de literatura, que indicou os desafios na etapa de resfriamento como sendo maiores que os da etapa de aquecimento, decidiu-se iniciar o projeto a partir do resfriamento.

Seleção dos parâmetros relevantes para redução do tempo de resfriamento - Observou-se através da equação (35) que o calor específico e densidade foram assumidos como constantes para efeito de simplificação. Contudo existem outros parâmetros que

poderiam ser alterados com objetivo de tornar o tempo de resfriamento o menor possível. Isso pôde ser obtido a partir das ações simultâneas listadas na Tabela 3.

Tabela 3 - Ações para redução do tempo de resfriamento da mola LMF.

AÇÕES	
I	Diminuição do termo $\ln \frac{(T_f - T_{\infty})}{(T_0 - T_{\infty})}$ a partir da escolha da menor temperatura do fluido de refrigeração.
II	Redução do diâmetro do fio. A redução do diâmetro do fio se deu pela seleção de diâmetros de arame de molas LMF.
III	Aumento do coeficiente de transferência de calor. O aumento do coeficiente de transferência de calor pôde ser estudado a partir da equação (37), na qual se verificou como constante a condutividade térmica do material (k_t). A variável D_e representa o diâmetro externo da espira da mola. A partir das deduções do apêndice C verifica-se que o coeficiente de convecção depende do diâmetro da mola e da velocidade de escoamento do ar de refrigeração.

Fonte - elaboração própria.

Diante das considerações, observaram-se os seguintes parâmetros relevantes para o controle do tempo de resfriamento:

- temperatura do ar de refrigeração;
- diâmetro do fio da mola;
- diâmetro primitivo da mola;
- velocidade de escoamento do fluido de refrigeração.

Seleção dos parâmetros relevantes para redução do tempo de aquecimento - A partir da equação (32) pôde-se calcular o tempo de aquecimento. Observou-se que a corrente (I) e a resistividade (ζ) foram os únicos parâmetros que não foram comuns às expressões para aquecimento e resfriamento, sendo a resistividade dependente da transformação de fase no caso das LMF. Logo, a corrente, foi o único parâmetro que só estava presente durante o aquecimento e que pôde ser controlado diretamente de modo a influenciar o tempo de resposta.

Durante o aquecimento, o coeficiente de convecção (h) teve que ser o menor possível, uma vez que no aquecimento, essa parcela representou a perda de energia para o meio, assim o seu sinal negativo. Neste caso o efeito da convecção não pode ser eliminado, porém, mitigado.

Diante das considerações, verificaram-se os seguintes parâmetros relevantes para controle do tempo de aquecimento:

- corrente de alimentação para ativação da mola (efeito Joule);
- coeficiente de convecção próximo ao da convecção livre.

Valores preferenciais dos parâmetros relevantes - Cada parâmetro relevante possuiu limites impostos pelo instrumental disponível, tempo e recursos materiais. Na Tabela 4, estão são listados os valores obtidos para cada parâmetro.

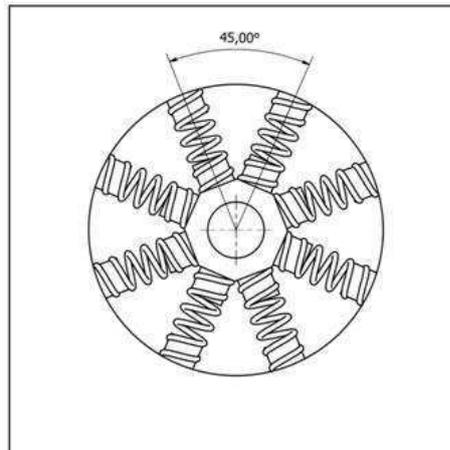
Tabela 4 - Valores preferenciais dos parâmetros relevantes.

PARÂMETRO	DESEJÁVEL	OBTIDO	LIMITAÇÃO
Temperatura do ar de refrigeração	Menor possível	20°C	Sistema de refrigeração disponível
Diâmetro do fio da mola	Menor possível	1,5 mm; 1,0 mm; 0,5 mm; 0,4 mm	Estoque disponível
Diâmetro da espira	Maior possível	Simulação numérica	Espaço físico no mancal
Velocidade de escoamento do fluido	Maior possível (na refrigeração) Nulo (aquecimento)	10 m/s (refrigeração) nulo (aquecimento)	Sistema de ventilação disponível
Corrente de alimentação	Maior possível	20 A	Instrumental disponível

Fonte - elaboração própria.

Determinação da quantidade de molas baseada no requisito de rigidez equivalente – Os parâmetros dimensionais listados na Tabela 4 foram diretamente relacionados à quantidade de molas empregadas no mancal proposto. O aumento no número de molas implicou na diminuição do diâmetro do fio para uma mesma rigidez. Por critério de simetria e melhor distribuição de calor e refrigeração, admitiu-se que o mancal proposto teve que possuir o dobro de molas do mancal original (4 molas), ou seja, 8 unidades dispostas ao longo do eixo igualmente espaçadas conforme esquematizado na Figura 26.

Figura 26- Representação esquemática do mancal proposto.



Fonte - elaboração própria.

Seguindo a mesma lógica, quanto maior o número de molas, menor o diâmetro de arame necessário para manter a mesma rigidez equivalente. Contudo, esse caminho foi limitado pelo espaço disponível que elevaria a dificuldade de fabricação de molas menores e seu arranjo na montagem do mancal.

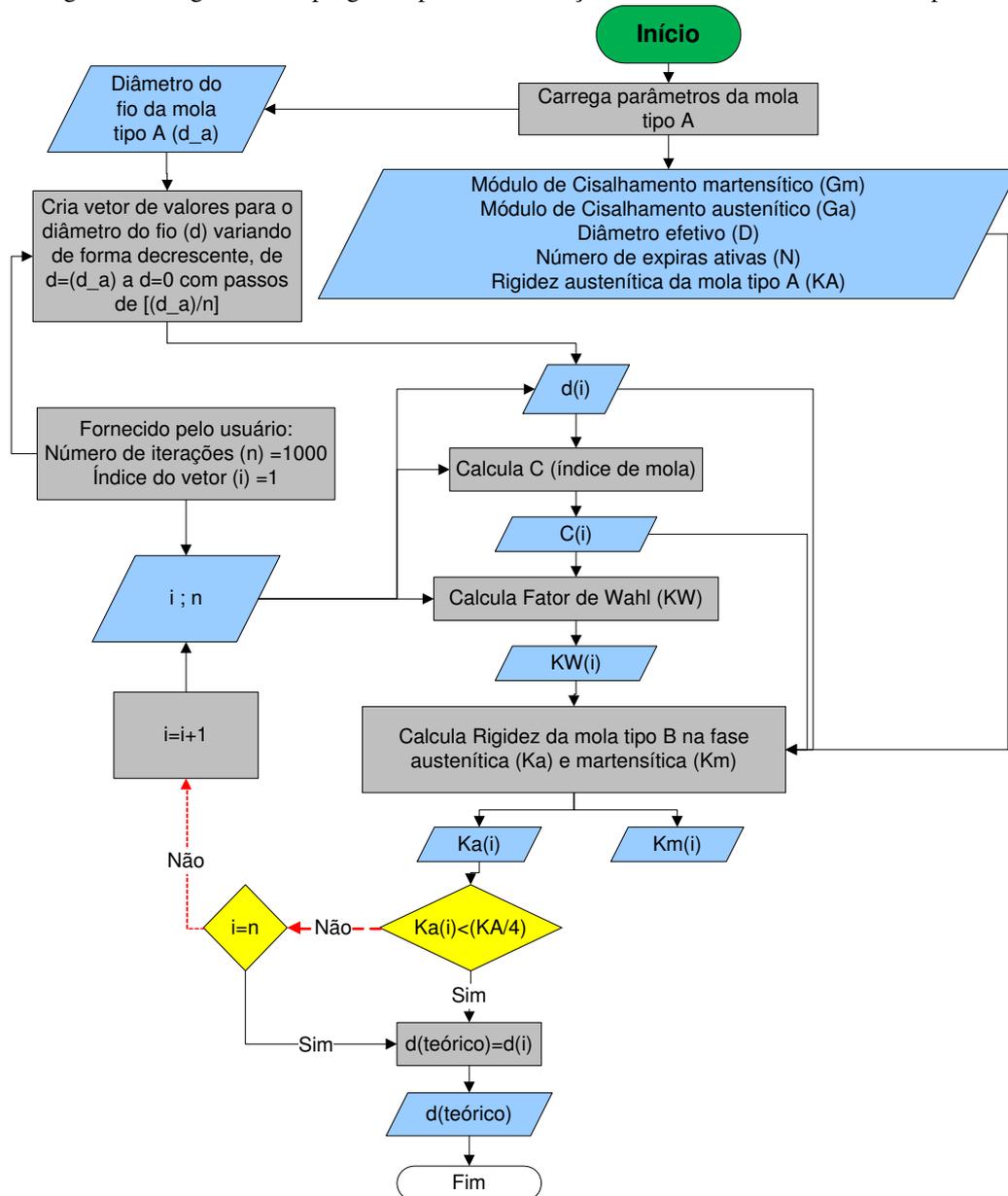
A relação de rigidez apresentada entre as molas tipo A e tipo B foram representadas pela equação (38)

$$k_B = 0,5k_A \quad (38)$$

Projeto de mola com os parâmetros otimizados – Uma vez fixada a quantidade de molas, com base na equação (27), foi possível determinar o diâmetro necessário para cada mola do tipo B.

Para tanto, utilizou-se um método numérico no qual, a partir de um determinado número de iterações, determinou-se o valor teórico do diâmetro da mola tipo B. O algoritmo do programa para determinação do diâmetro teórico está presente na Figura 27. No apêndice D se encontra disponível o código Matlab correspondente.

Figura 27 - Algoritmo do programa para determinação do diâmetro teórico da mola tipo B.



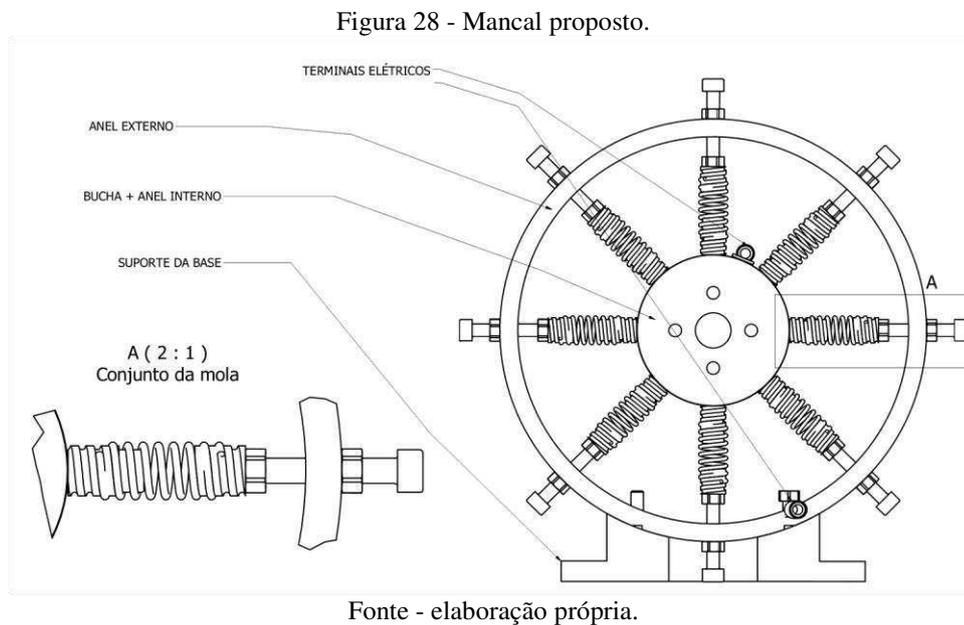
Fonte - elaboração própria.

A convergência do valor teórico calculado dependeu do número de iterações adotado e, certamente, nem sempre o valor obtido no algoritmo correspondia a um valor de diâmetro de fio disponível comercialmente. Por isso, no projeto da estrutura de engaste das molas, teve-se que considerar um mecanismo que permitisse ajustar o número de espiras ativas, que garantisse a rigidez equivalente requerida, considerando também, que outras alterações na máquina pudessem ser realizadas quando necessárias.

5.3.2 Concepção dos componentes do suporte do mancal

Conforme o diagrama (Figura 24), as últimas ações foram aquelas relacionadas ao projeto dos componentes estruturais.

Definição da geometria utilizada- A estrutura foi basicamente feita em aço com alguns componentes em teflon e contatos elétricos em cobre. A partir do esboço (Figura 26), concebeu-se a estrutura do mancal a ser usado como protótipo de testes na bancada experimental, conforme Figura 28.



Modelo em 3D – Um modelo foi construído na plataforma do Autodesk Inventor® de modo a permitir análise focada nas facilidades de montagem, ajuste e manutenção.

Avaliação relativa à eficiência de montagem, manutenção e possibilidade de construção – O engaste das molas foi feito em bronze, com isolamento de teflon entre os engastes dos anéis interno e externo. O ajuste de posição das molas foi feito através dos parafusos existentes em cada engaste. Os anéis foram usinados a partir de seções de tubos industriais. Um desenho detalhado desse conjunto está presente no Anexo E.

5.3.3 Modelo de rigidez equivalente e cálculo da frequência de ressonância

Para fins de dimensionamento do sistema eixo-rotor e mancais, aproximou-se o sistema do modelo Jeffcott de modo que a sua rigidez equivalente fosse composta pela rigidez do eixo (K_{eixo}) e da equivalência de rigidez do mancal fixo (K_{mcte}) com o mancal adaptativo (K_{eq}). Os valores das variáveis K_{eixo} e K_{mcte} já foram disponibilizadas na Tabela 2.

A rigidez equivalente do mancal K_{eq} foi calculada a partir da rigidez da mola, assumindo-se que este fora composto por oito molas em paralelo, portanto $K_{eq} = 8k_b$. A rigidez equivalente do sistema foi calculada conforme a equação (39) (RAO, 2011).

$$K_{eq(sist)} = \frac{(K_{eq} + K_{mcte}) \cdot K_{eixo}}{(K_{eq} + K_{mcte}) + K_{eixo}} \quad (39)$$

O cálculo da frequência de ressonância do sistema ω_n é feito a partir da equação (40).

$$\omega_n = \sqrt{\frac{K_{eq(sist)}}{m}} \quad (40)$$

5.4 Fabricação das molas LMF

As molas foram fabricadas com fio de liga NiTi cuja forma final foi obtida com base nas técnicas para fabricação de molas LMF (RAO; SRINIVASA; REDDY, 2015). Para tanto, foram usinados dois fusos respeitando as dimensões das molas desejadas. Em seguida, os fusos, um por vez, foram presos em um torno mecânico usado como apoio. Manualmente, as molas foram conformadas até atingir o comprimento útil do fuso (Figura 29).

Em seguida, os dois fusos contendo os fios LMF enrolados foram retidos em jaquetas de latão para evitar que os fios se desenrolassem durante o aquecimento. Os dois conjuntos foram submetidos a tratamento térmico durante 25 minutos a 450°C, simultaneamente. De cada fuso, foi possível obter quatro molas.

Figura 29 - Conformação das molas LMF



Fonte - elaboração própria

Os dois fusos contendo as molas LMF após o tratamento térmico estão presentes na Figura 30.

Figura 30 - Fotografia dos fusos com molas após tratamento térmico.



Fonte - elaboração própria

5.5 Preparação da bancada e montagem

Seguindo o planejamento proposto (Figura 21), uma vez que fossem fabricados o mancal e as molas, seria necessário fazer uma montagem na bancada antes do início dos ensaios dinâmicos. Essa montagem foi importante, pois a partir dela foram detectados dois problemas não considerados na etapa de projeto.

O primeiro problema foi o ligeiro deslocamento da extremidade do eixo que se apoia sobre o mancal adaptativo, na direção horizontal. Essa deflexão foi devida ao peso do conjunto eixo rotor. Desta forma, o eixo não permanecia alinhado no centro geométrico do mancal na direção vertical. A solução adotada para tal foi substituir o disco de 2,2 kg por um disco de 1 kg. Com isto, a deflexão foi minimizada e o problema foi solucionado.

O segundo problema apresentado foi a incompatibilidade entre alguns elementos do sistema de instrumentação e controle do trabalho de referência com relação ao novo sistema proposto (BORGES et al., 2013). Concluiu-se que seria mais eficiente remover toda a instalação anterior e montar uma nova atendendo às modificações necessárias, aproveitaram-se apenas os sensores e a placa de aquisição. Logo, a decisão tomada foi remover todo o cabeamento de comando e instrumentação previamente instalado e substituí-lo por novos.

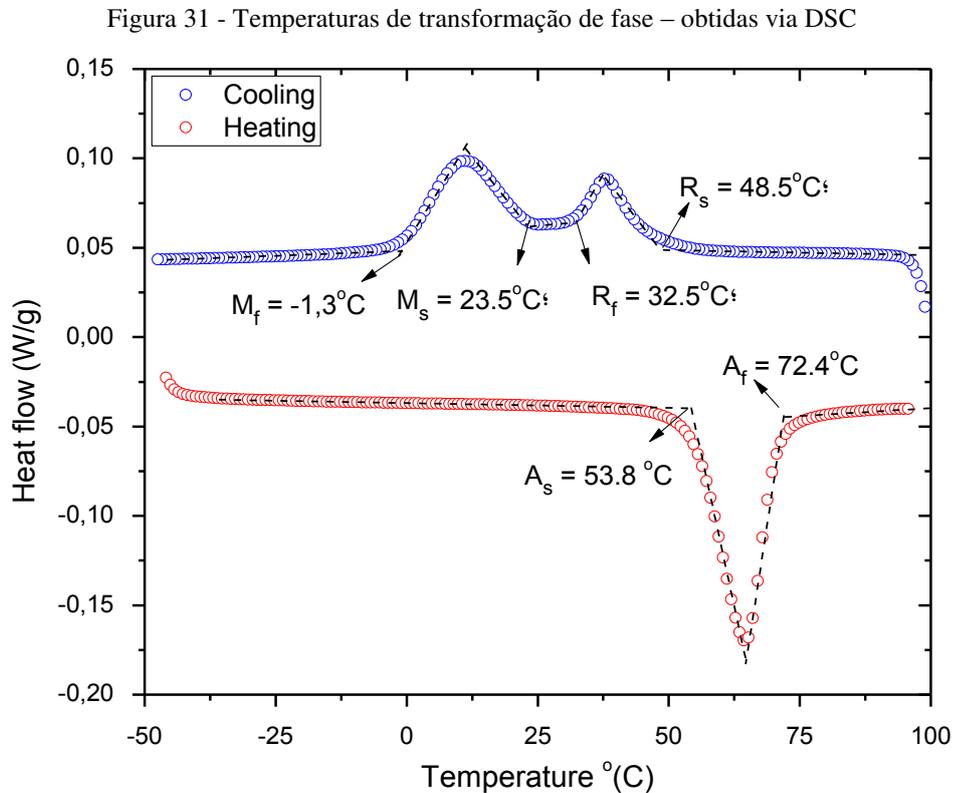
5.6 Caracterização do material

Para obtenção dos parâmetros: temperaturas de transformação de fase e módulos de rigidez, austenítico e martensítico, foram retiradas amostras das molas de LMF para caracterização através de Calorimetria Exploratória Diferencial (DSC) e de Análise Dinâmico-Mecânico (DMA).

5.6.1 - Calorimetria Exploratória Diferencial (DSC)

A análise térmica foi realizada como uso do DSC modelo Q20 da TA Instruments, disponível no LAMMEA/UFCG. Para isto, uma amostra da mola de aproximadamente 48 mg foi aquecida e resfriada de -50 a 100°C, a uma taxa de 5°C.min⁻¹ e fluxo de arraste de 50mL.min⁻¹ (N₂). O termograma obtido na análise DSC está presente na Figura 31. Durante o aquecimento (curva vermelha), foram obtidas $A_s = 53,8\text{ }^\circ\text{C}$ e $A_f = 72,4\text{ }^\circ\text{C}$. Durante o

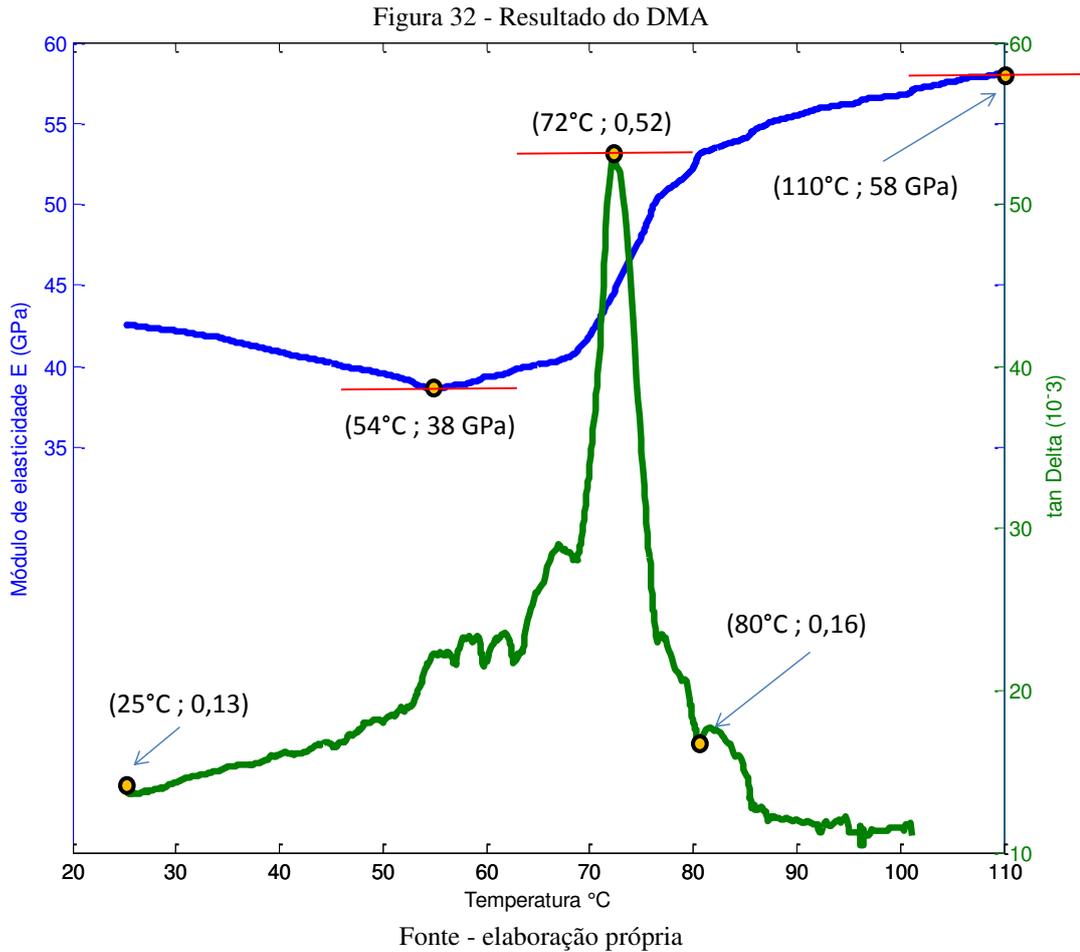
resfriamento, foram obtidas a temperatura de variação de fase martensítica inicial ($R_s = 48,5^\circ\text{C}$) e final ($R_f = 32,5^\circ\text{C}$), bem como $M_s = 23,5^\circ\text{C}$ e $M_f = -1,3^\circ\text{C}$.



Fonte - elaboração própria

5.6.2 – Análise Dinâmica-Mecânico (DMA)

Para obtenção do módulo de cisalhamento da mola (G), foi feita análise do comportamento dinâmico-mecânico do material da mola. Esta caracterização foi feita em um Analisador Dinâmico Mecânico (DMA), modelo Q800 da TA Instruments, disponível no LAMMEA/UFCG. Os parâmetros de ensaio foram: aquecimento de 20 a 110°C , taxa de $5^\circ\text{C}\cdot\text{min}^{-1}$, ciclos de carregamentos a 1Hz, e amplitude de oscilação de $5\ \mu\text{m}$. Na Figura 32, estão plotados os resultados do módulo E e de $\tan\delta$ obtidos pelo DMA.

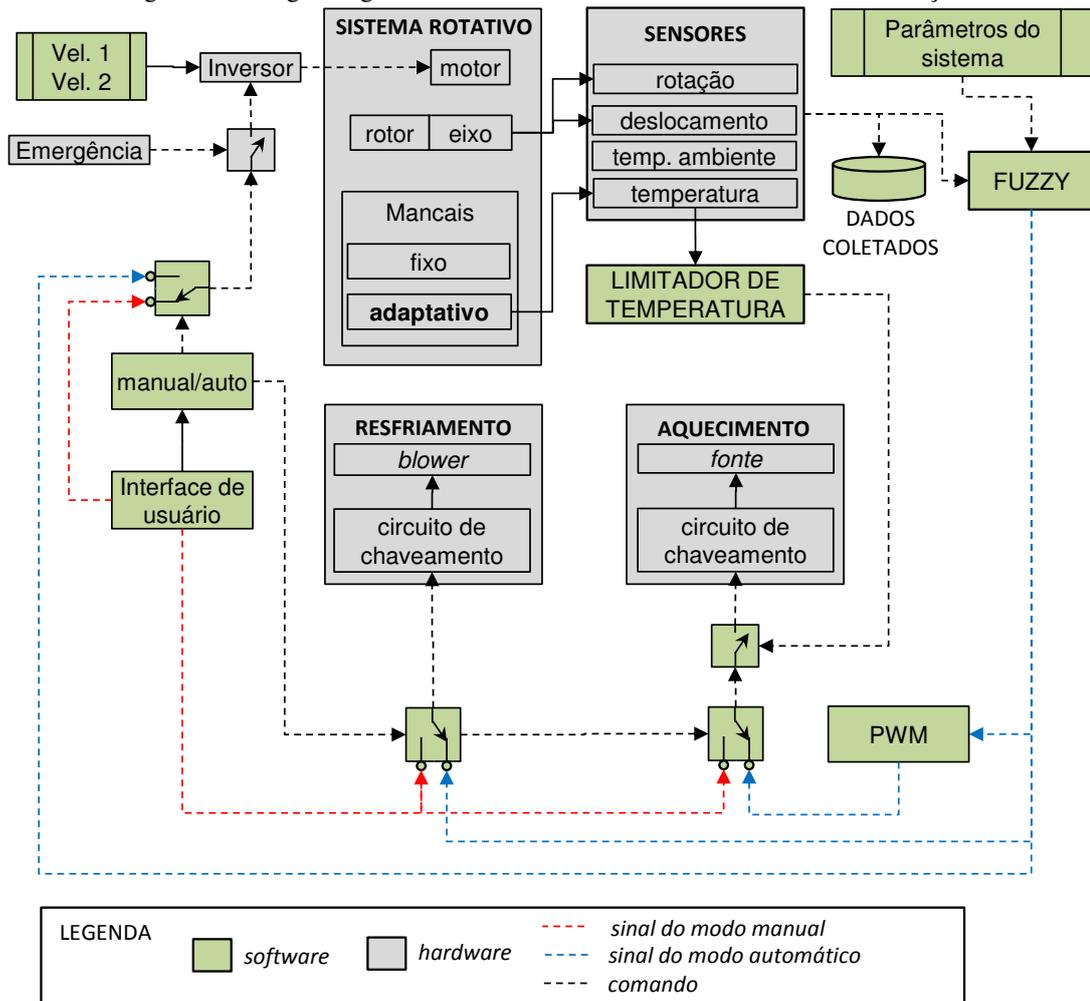


A partir desta análise foram obtidos o módulo de elasticidade (E) mínimo de 38 GPa a 54°C e máximo de 58 GPa a 110°C. O parâmetro $\tan\delta$ máximo foi de 0,52 a 72°C.

5.7 Sistema de controle e instrumentação da bancada

O sistema de controle desenvolvido possui dois modos de operação: manual e automático. O modo manual permitiu ajustes do sistema como também, obtenção dos resultados parciais. O modo automático, sob operação da lógica *Fuzzy* possibilitou otimização do desempenho do sistema. O diagrama geral do sistema de controle, automação e instrumentação da bancada está presente na Figura 33.

Figura 33 - Diagrama geral em blocos do sistema de controle e instrumentação.



Fonte - elaboração própria.

5.7.1 Plataforma Labview e sistema de entrada/saída

A lógica do sistema foi implementada na plataforma LabView® da *National Instruments*. A interface de entrada/saída foi composta por uma placa de aquisição modelo DAQ6210, 16 bits, 250 Ks/s, do mesmo fabricante conectada a um microcomputador via porta USB.

A plataforma Labview suporta o programa que recebe os sinais externos através das entradas analógicas e da interface de entrada DAQ6210. A mesma aplicação controla o inversor de frequência, sistema de aquecimento e sistema de resfriamento através da interface de saída da mesma placa. O diagrama da aplicação do sistema de controle está representado nas figuras Figura 34 (lado esquerdo) e Figura 35 (lado direito).

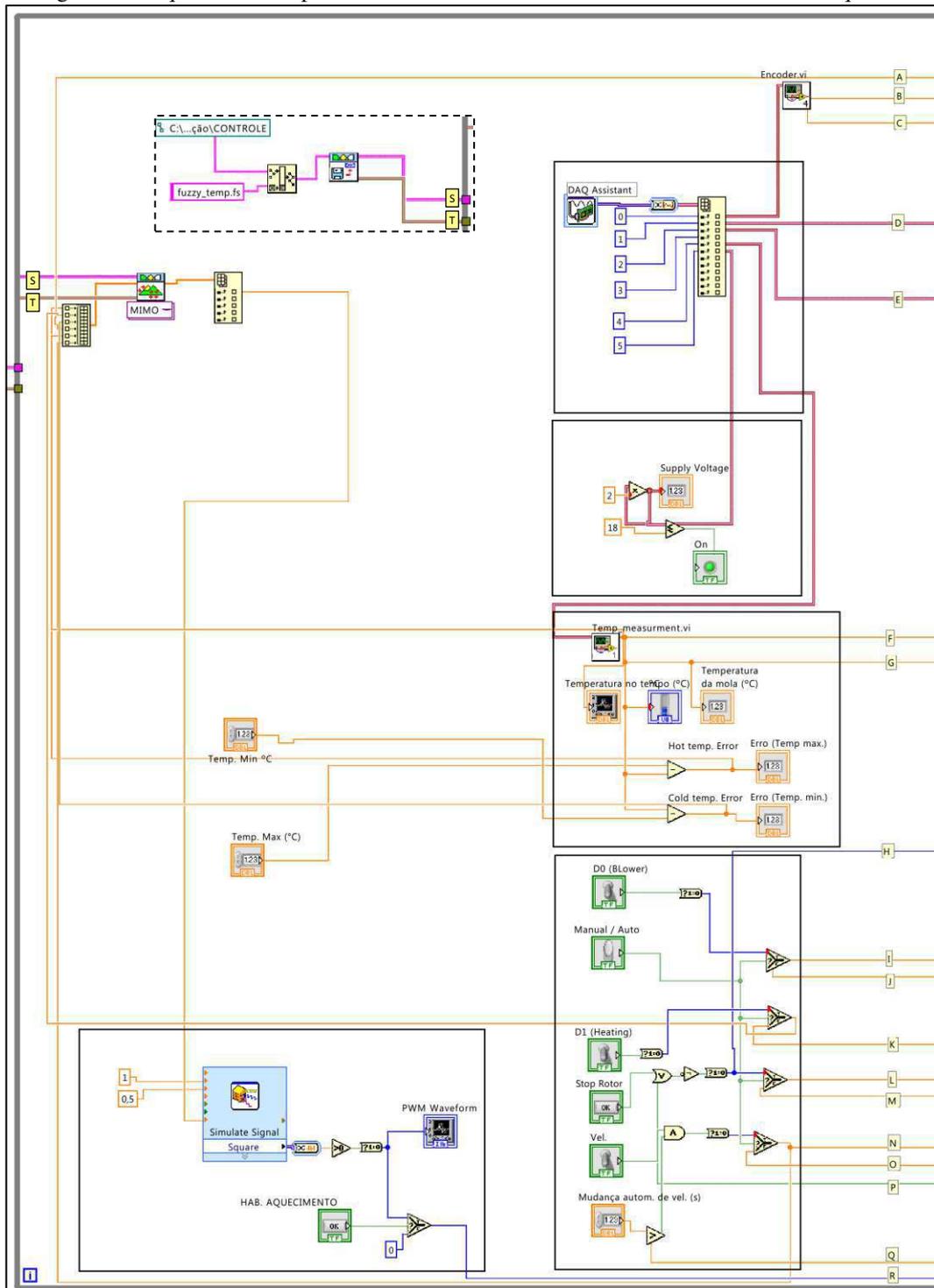
A partir das informações de entrada, o programa executou as seguintes funções:

- Registro da rotação do eixo e cálculo da sua frequência de rotação através de sub-rotina própria;
- Registro de deslocamento do eixo na direção horizontal (coordenada X);
- Registro de deslocamento do eixo na direção vertical (coordenada Y);
- Registro e cálculo da queda de tensão na fonte de alimentação do sistema de aquecimento;
- Registro de temperatura ambiente;
- Registro de temperatura das molas LMF;
- Botão de salvar em arquivo as medições efetuadas.

Como resultado do processamento, o programa implementou as seguintes funções:

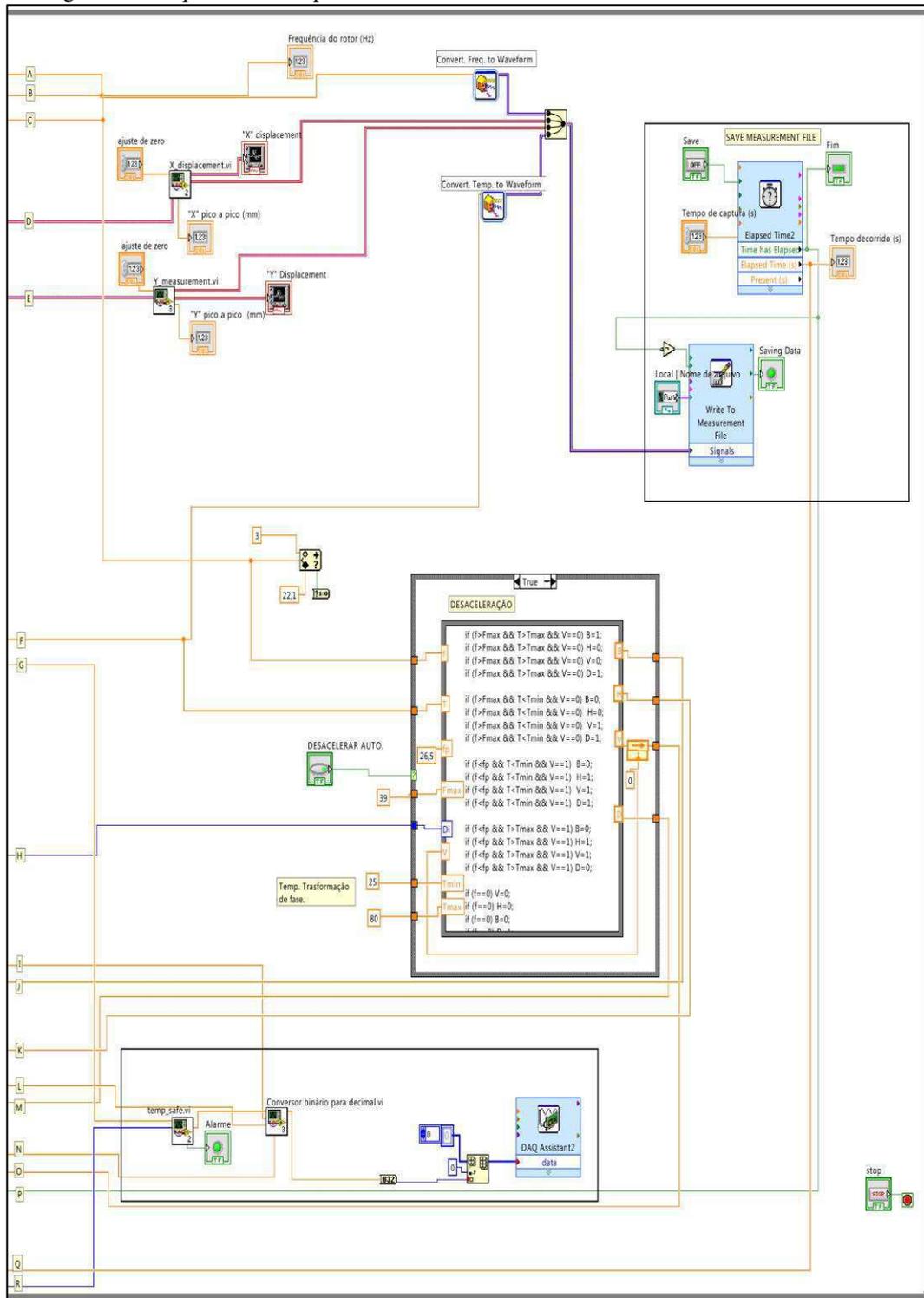
- Permite ajustar duas velocidades de rotação pré-programadas;
- Permite desacelerar o rotor até velocidade nula;
- Comanda o sistema de aquecimento das molas LMF;
- Comanda o sistema de resfriamento das molas LMF;
- Executa qualquer comando anterior caso acionado manualmente via interface de usuário ou automaticamente segundo a lei de controle estabelecida.

Figura 34–Esquema de Setup Labview do sistema de controle desenvolvido – lado esquerdo.



Fonte - elaboração própria

Figura 35 - Esquema de Setup Labview do sistema de controle desenvolvido – lado direito.

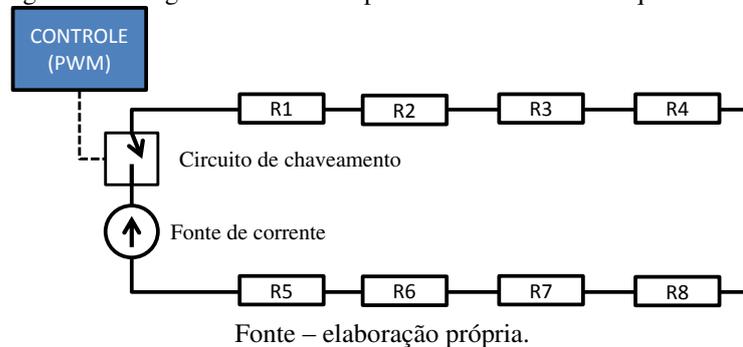


Fonte - elaboração própria

5.7.2 Sistema de aquecimento

O sistema de aquecimento foi composto por uma fonte de corrente estabilizada em 12 A. No modo automático, a fonte foi comandada por um sinal oriundo do sistema de controle, que ajusta a potência de saída através da modulação em largura de pulso do sinal elétrico de aquecimento. No modo manual, a fonte foi comandada apenas por um limitador de temperatura, cuja função foi desligar o sinal de saída sempre que a temperatura excedesse um limite preestabelecido (25 e 80°C). O diagrama elétrico simplificado do sistema está presente na Figura 36.

Figura 36 - Diagrama elétrico simplificado do sistema de aquecimento.

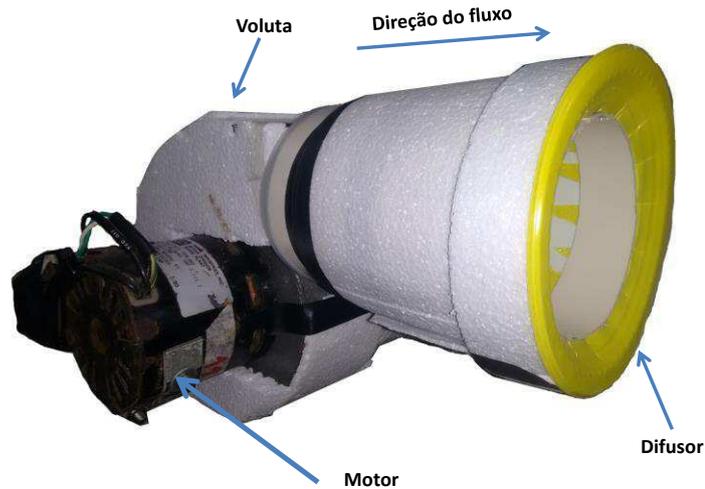


O aquecimento das molas LMF se deu por corrente elétrica fornecida pela fonte de corrente, que garante corrente constante independentemente da variação da queda de tensão sob as molas. As molas se encontraram eletricamente conectadas em série onde R_i representou a resistência de cada elemento. A conexão em série garantiu que todas as unidades fossem alimentadas pela mesma corrente.

5.7.3 Sistema de refrigeração

O sistema de refrigeração foi composto por um condicionador de Ar de 7500 Btu adaptado com saída de ar através de um duto circular de 100 mm de diâmetro. Na extremidade oposta do duto, havia um soprador, conforme representado na Figura 37. A turbina foi movida por um motor elétrico corrente alternada, monofásico, 110V/110W e a saída de ar foi composta por um difusor que estava acoplado ao mancal.

Figura 37 - Saída do sistema de ventilação forçada



Fonte – elaboração própria

O condicionador de ar conseguiu prover na saída do sistema, ar refrigerado de 15°C. Embora a resposta dinâmica do sistema fosse medida com temperaturas superiores a 15°C, foi importante fornecer um ar de refrigeração com menor temperatura. Desta forma, quanto maior fosse a diferença entre o ar de refrigeração e a temperatura das molas, menor seria o tempo de resfriamento, conforme obtido na equação (35).

O ar acelerado foi direcionado ao mancal através de um difusor. As paredes do duto foram isoladas termicamente com velocidade de saída do ar mantida em aproximadamente 11 m/s. Um sistema de válvula acionada por vácuo garantiu que o fluxo de ar fosse nulo quando o soprador estivesse desligado. O sistema de válvula utilizado está representado na Figura 38.

Figura 38 - Sistema de válvula acionada por vácuo para desviar o ar frio.



Fonte - elaboração própria.

Quando o soprador foi acionado, o vácuo gerado na sua entrada abriu a válvula localizada na saída do dispositivo (Figura 38), ao mesmo tempo que se fechou a válvula inferior. Assim, todo o ar refrigerado foi direcionado para o mancal. Quando o sistema de ventilação foi desligado, a válvula de descarga inferior foi aberta e todo fluxo de ar refrigerado foi direcionado para essa saída, de modo que a entrada do soprador permaneceu completamente fechada.

5.7.4 Instrumentação para medidas de deslocamento relativo do eixo

As medidas de deslocamento horizontal e vertical do sistema eixo-rotor foram obtidas com uso de sensores de proximidade SKF modelo CMSS 665 com resposta linear para medições entre 0 e 2,0 mm e sensibilidade de 7,87 mV/ μm . As medidas de rotação do eixo foram obtidas com uso de um sensor de proximidade do mesmo tipo instalado na extremidade do eixo, próximo ao acoplamento com o motor. Naquela extremidade, oito ressalto metálicos igualmente espaçados na circunferência do eixo formaram um conjunto similar a um *encoder*, o que permite medições de deslocamento que são convertidas em frequência de rotação por uma subrotina do Labview.

As temperaturas foram medidas com uso de dois termopares tipo K, um instalado na região próxima ao mancal, ao ar livre, para medição da temperatura ambiente. O segundo termopar foi instalado em contato com uma das oito molas do mancal, eletricamente isolado por uma camada de resina epóxi. Esse isolamento evitou que o fluxo da elevada corrente de aquecimento do mancal atingisse o termopar. Os termopares estavam diretamente conectados à interface de medição de temperatura da placa DAQ6210.

5.8 Comando do sistema e controle de temperatura

O comando do sistema teve como função principal, comandar o acionamento do rotor, através do inversor de frequência como também, comandar os sistemas de resfriamento e aquecimento. A lógica do comando foi elementar, baseada em instruções liga/desliga. Para tanto, as ações automáticas foram programadas sob lógica booleana.

O controle de temperatura foi acionado pelo comando, contudo, a manutenção da temperatura do mancal dentro dos valores predefinidos foi tarefa do controlador *Fuzzy*.

5.8.1 Rampas de aceleração e desaceleração

A interface do inversor de frequência, do qual dispunha o sistema, possibilitou programar rampas de aceleração e desaceleração com tempos que 0,2 a 999 s. Após o fim da rampa, o sistema se manteve em regime permanente. Considerando que no trabalho de referência, a rampa de aceleração utilizada foi única, de 120 segundos, decidiu-se efetuar os ensaios dinâmicos com rampas de diferentes tempos, desde que fossem múltiplos desse valor: 120, 60, 30 e 15 segundos, mantendo-se o mesmo tempo para aceleração e desaceleração.

Essa variedade nos tempos de rampa teve como objetivo verificar em qual valor de aceleração o efeito de atenuação de vibrações proposto é mais eficiente.

Semelhantemente ao adotado por Borges (2016), fez-se necessário utilizar um patamar de frequência fixa, durante a aceleração e desaceleração, de modo que houvesse tempo suficiente para transformação de fase do material. O período de permanência do sistema na frequência fixa foi denominado patamar de frequência constante.

5.8.2 Rampa de aceleração e desaceleração

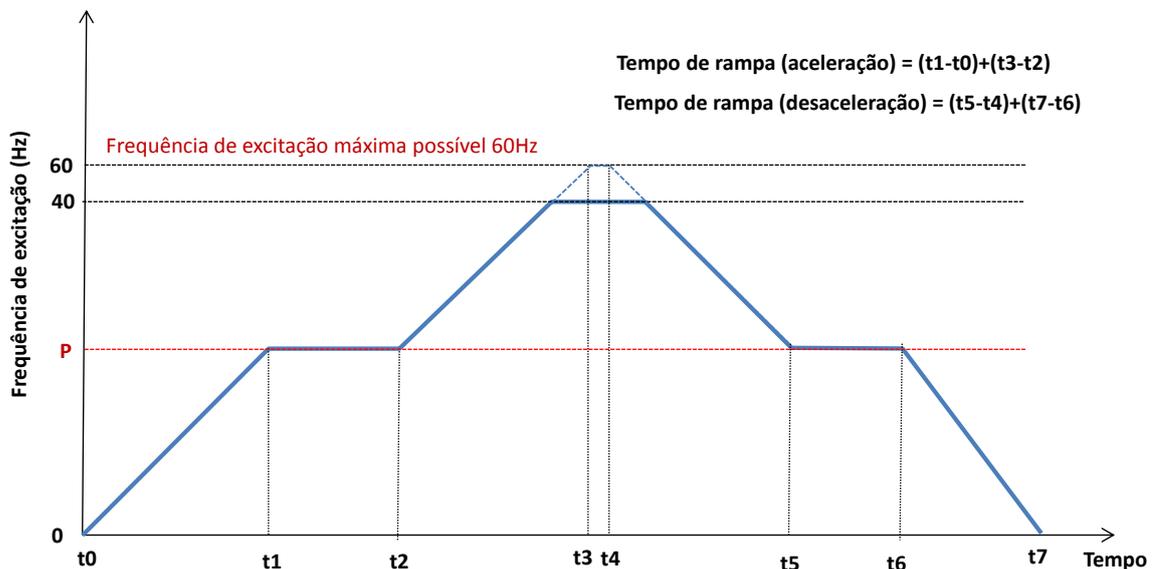
O valor da frequência de rotação constante é determinado como sendo aquele que apresente menor amplitude na interseção entre as respostas em frequência do mancal quente e do mancal frio. Esse ponto, denominado ponto P, é o valor de frequência de excitação constante no qual o sistema deve ser mantido, durante a aceleração e desaceleração, de modo que haja tempo suficiente para completa mudança de fase das molas do mancal (BORGES, 2016). Deste modo, tanto a rampa utilizada anteriormente como a rampa proposta neste trabalho, possuíram a forma apresentada na Figura 39.

A frequência de rotação máxima que pôde ser fornecida pelo motor foi de 60 Hz, limitada pelo próprio inversor de frequência. Contudo, os ensaios foram feitos com frequência máxima de 40 Hz, uma vez que na faixa entre 0 e 40 Hz, os fenômenos estudados durante a passagem pela primeira frequência natural do sistema puderam ser observados satisfatoriamente.

Os tempos das rampas de aceleração, configuráveis na interface do inversor, consideraram o tempo necessário para passagem do sistema da frequência nula até 60 Hz na aceleração e de 60Hz até nula, na desaceleração. Como o valor máximo da frequência de

excitação ensaiado foi até 40 Hz, o tempo de rampa real foi fração do tempo de rampa configurado.

Figura 39 - Forma geral da rampa de aceleração e desaceleração programáveis.

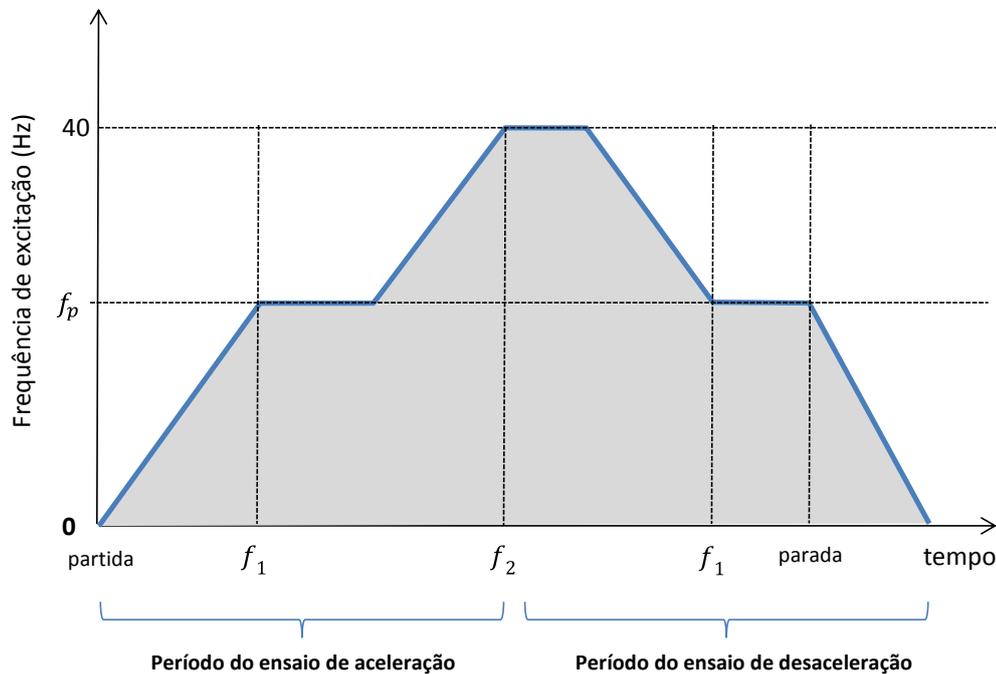


Fonte - autoria própria.

5.8.3 Comando do rotor programado para os ensaios dinâmicos

No inversor foram programados o tempo das rampas e as duas frequências de rotação. A frequência do ponto P ou frequência do patamar foi $f_p = 26$ Hz. A frequência f_1 foi definida como sendo $f_1 = (0,5 - Fp)$ Hz na aceleração e $f_1 = (0,5 + Fp)$ Hz na desaceleração. A frequência máxima ensaiada foi $f_2 = 40$ Hz. Os parâmetros de uma curva completa de aceleração e desaceleração estão esquematizados na Figura 40.

Figura 40 - Comandos de rampas programados no inversor para os ensaios dinâmicos



Fonte – autoria própria

Foram utilizados dois modos de operação do comando: o manual e o automático. No modo manual, o usuário comandava o sistema na partida, na parada e na mudança de frequências. Esse modo foi usado para medir a resposta dinâmica do sistema sem ação do controle. Portanto, os resultados obtidos no modo manual foram chamados de resultados “SEM CONTROLE”.

No modo automático, a partida também era feita manualmente pelo usuário, porém a mudança de frequências, o comando de parada e o controle de temperatura foram operados remotamente pela interface Labview. Os resultados obtidos no modo automático foram chamados de resultados “COM CONTROLE”.

No modo automático, o comando operava segundo a lógica booleana, implantada na plataforma Labview. Essa lógica constava de desvios condicionais que tem como função executar a troca de frequências, acionar o comando de parada e o sistema de aquecimento/resfriamento. Esse processo foi executado durante a captura dos dados de resposta dinâmica, mediante as condições de entrada.

Quando o sistema de aquecimento recebia o comando do sistema a instrução de “desligado” o controle *Fuzzy* tinha que manter as molas em $T_{min} = 25^{\circ}C$ e quando o comando enviava a instrução de modo “ligado”, o controle *Fuzzy* tinha que manter as molas em $T_{max} = 80^{\circ}C$.

Após a partida manual, o sistema segue automaticamente à lógica apresentada na Tabela 5, na sequência de ações mostradas, em ordem crescente. A cada comando, o sistema fazia a leitura e informa os novos parâmetros.

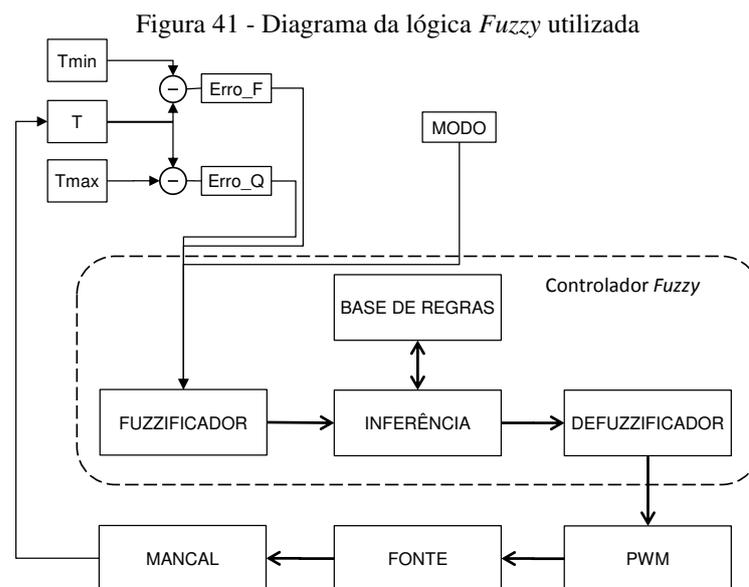
Tabela 5 – Lógica de comando . Comandos de saída para cada combinação de entrada

		Condição de Entrada			Comando de Saída			
		Sequência de ações	$f(t)$	$T_i(t)$	Frequência	Resfriamento	Aquecimento	Frequência
Aceleração	1	<fp	<Tmin	1	Desligado	Ligado	1	
	2	>fp	>Tmax	1	Ligado	Desligado	1	
	3	>fp	<Tmin	1	Ligado	Desligado	2	
	4	>Fmax	<Tmin	2	Desligado	Desligado	2	
	5	=0	-	-	Desligado	Ligado	1	
Desaceleração	1	>Fmax	>Tmax	2	Ligado	Desligado	2	
	2	>Fmax	<Tmin	2	Desligado	Desligado	1	
	3	<fp	<Tmin	1	Desligado	Ligado	1	
	4	<fp	>Tmax	1	Desligado	Ligado	1	
	5	=0	-	-	Desligado	Ligado	2	

Fonte – autoria própria

5.8.4 Controle de temperatura

A lógica do controlador *Fuzzy* foi desenvolvida na plataforma Labview com uso do *plug in* específico de mesmo nome. O diagrama geral da lógica *Fuzzy* está presente na Figura 41.



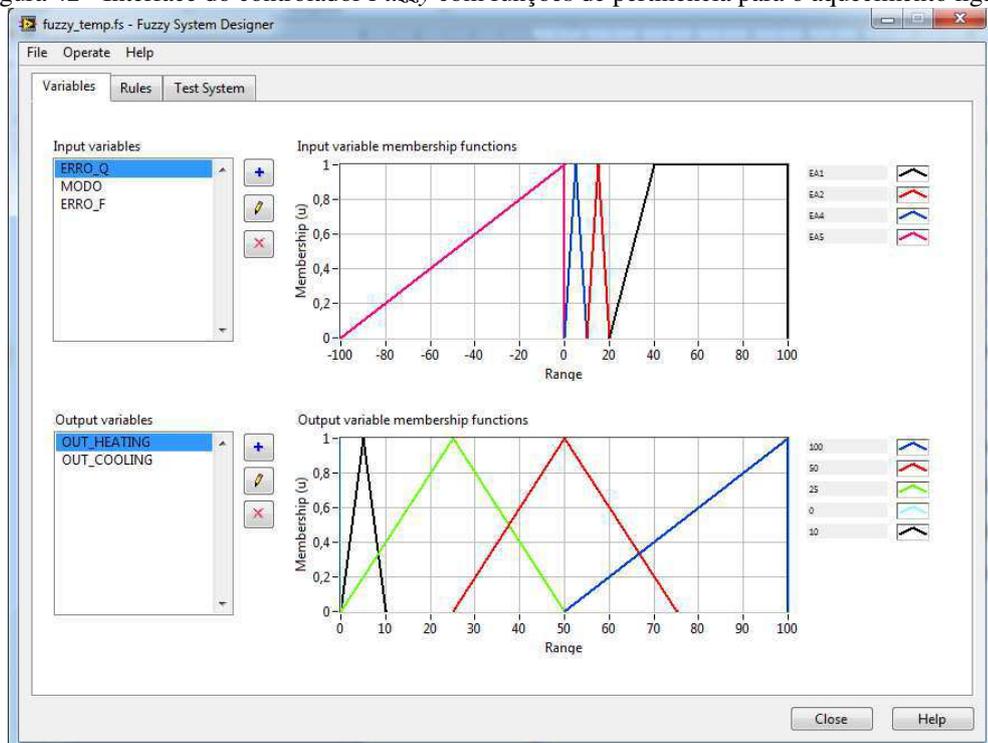
Fonte - elaboração própria

As variáveis presentes no diagrama foram:

- T_i (temperatura instantânea);
- ERRO_Q (erro de temperatura com relação a temperatura Tmax);
- ERRO_F (erro de temperatura com relação a temperatura Tmin);
- MODO (estado do sistema de aquecimento: ligado ou desligado)

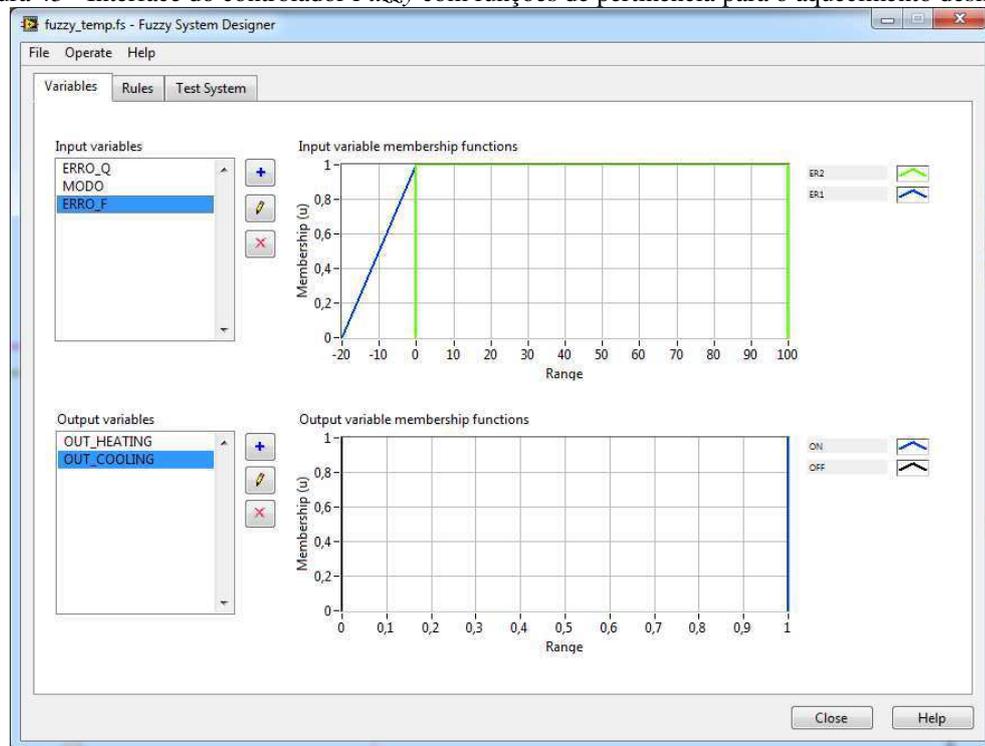
A interface do controlador *Fuzzy* com as funções de pertinência no modo de aquecimento ligado está presente na Figura 42, e para o modo de aquecimento desligado está na Figura 43.

Figura 42 - Interface do controlador *Fuzzy* com funções de pertinência para o aquecimento ligado.



Fonte – elaboração própria.

Figura 43 - Interface do controlador *Fuzzy* com funções de pertinência para o aquecimento desligado.



Fonte - elaboração própria.

A base de regras opera com os valores ERRO_Q e ERRO_F. Dependendo do estado do sistema de aquecimento (estado da variável MODO), o processo de inferência recorria ao conjunto de funções de pertinência OUT_HEATING (para aquecimento ligado) ou OUT_COOLING (para aquecimento desligado).

A partir da função de pertinência escolhida, o defuzzificador, atuava no tempo de largura de pulso do sinal gerado pela fonte. Assim, a fonte pôde suprir o sistema com potência elétrica suficiente para manter as molas na temperatura T_{min} ou T_{max} , dependendo do estado do sistema de aquecimento. Logo, independentemente da temperatura ambiente, o sistema conseguiu manter as molas na temperatura desejada. Não foi utilizada a variável “variação do erro” que indicaria a taxa de variação de temperatura. Isto se teve pois, na aplicação proposta a variável de interesse era a temperatura nos extremos máximo e mínimo, sendo a taxa de variação de temperatura desejável, a máxima possível, dentro das limitações do sistema.

5.9 Ensaios do sistema e seus dispositivos

Esta seção apresenta a metodologia empregada no ensaio das molas, do mancal adaptativo e finalmente nos ensaios dinâmicos feitos com o sistema montado. Adotaram-se duas temperaturas de trabalho extremas, T_{min} e T_{max} . A escolha da temperatura de trabalho mínimo ($T_{min} = 25^{\circ}\text{C}$) se deu pelo fato deste ser um valor de temperatura ligeiramente acima da temperatura ambiente, facilmente mantido pelo sistema de controle *Fuzzy*. Uma vez estando o sistema nesta temperatura, adotou-se a terminologia de “mancal frio”. A escolha da temperatura de trabalho superior $T_{max} = 80^{\circ}\text{C}$ esteve no fato desta estar acima de A_f , de modo que se considerou neste ponto, o material totalmente austenítico. A esta temperatura, utilizou-se a terminologia “mancal quente”.

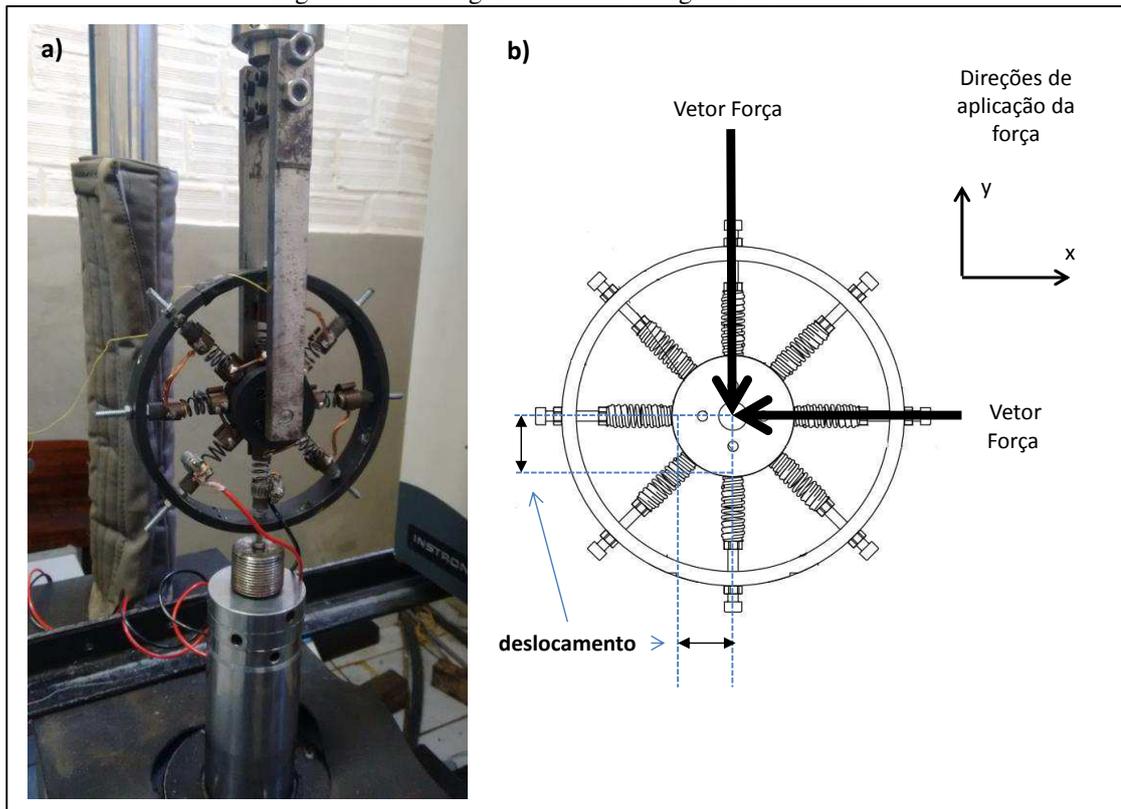
5.9.1 Rigidez do mancal

O cálculo de rigidez equivalente do mancal é obtido a partir da rigidez de uma única mola. Considerando que as oito molas operavam em um arranjo em paralelo, a rigidez equivalente do mancal (K_{eq}) pôde ser calculada a partir da relação com a rigidez K_b da mola conforme a equação (41).

$$K_{eq} = 8K_b \quad (41)$$

A rigidez experimental do mancal foi obtida no ensaio de tração e compressão, quase estático, realizado na máquina de ensaio universal, modelo MTS 810 100 kN do LAMMEA. O mancal completo com todas as molas, exceto a base, foi fixado à máquina de ensaio conforme Figura 44a. O ponto de engaste do eixo foi submetido ciclos de deslocamento na direção y , conforme Figura 44b, com amplitude de 2 mm de pico a pico. Para cada ciclo as molas foram mantidas, em patamares de temperatura constante, sendo o primeiro patamar a 25°C e o último a 80°C com espaçamentos de 5°C entre cada patamar. Após entrar em regime permanente de temperatura, foram coletados os valores de força e amplitude de deslocamento. Com objetivo de verificar se o mancal apresentava a mesma rigidez equivalente com a força aplicada em outra direção, o ensaio foi repetido para deslocamento na direção x .

Figura 44 - Montagem do ensaio de rigidez do mancal.



Fonte - elaboração própria.

5.9.2 Rigidez experimental da mola

Diferentemente do ensaio de rigidez no mancal, o ensaio na mola foi executado em outro equipamento, dada a necessidade do uso de uma câmara térmica, não disponível na máquina de ensaio universal MTS. Assim, o ensaio de rigidez em uma única mola foi feito na máquina de ensaios Instron, modelo 5582 equipada com câmara térmica. Foram executados ciclos de tração e compressão na amostra, com amplitude de pico de 1 mm e taxa de 4 mm/minuto. Para cada temperatura, na faixa entre 25 e 110°C, e foram realizados 10 ciclos.

A cada ciclo, foram registrados os valores de temperatura, deslocamento e força. A partir dos dados coletados, a rigidez foi calculada tomando-se os valores de pico a pico de força e deslocamento, apenas para o último ciclo de cada temperatura.

O ensaio teve início com o ciclo de aquecimento, partindo de 25°C até 110°C. Na região de transformação de fase, procurou-se aumentar a resolução dos resultados diminuindo o quanto possível a distância entre um valor de temperatura e o adjacente. Após atingir o final do ciclo de aquecimento, na sequência, deu-se início ao ciclo de resfriamento até 25°C. O

resfriamento se deu lentamente, por convecção livre. Devido à dificuldade de estabilização da temperatura durante o resfriamento, a quantidade de temperaturas medidas nesta fase é menor quando comparada ao aquecimento.

5.9.3 Resposta em frequência

Os resultados de resposta em frequência foram obtidos a partir da medição de deslocamento do eixo, conforme esquema descrito na seção 5.7.4. Durante a etapa de instrumentação verificou-se que, devido à estrutura ser de eixo horizontal, o peso próprio do sistema alterou a posição inicial do eixo, na direção vertical quando as molas foram ativadas. Quando aquecidas, as molas provocaram um ligeiro deslocamento na direção vertical do eixo, alterando sua referência de posição no sensor vertical. Por isso, a maior parte das medidas de deslocamento foi obtida a partir dos deslocamentos na direção horizontal.

A resposta em frequência foi obtida com o mancal montado no rotor, mantido sob rotação constante durante 30 s, considerando-se para análise apenas a resposta em regime permanente. Neste ensaio foram registrados: temperatura, rotação, amplitude de deslocamento vertical (eixo y) e horizontal (eixo x), para isso, foi utilizado o sistema de aquisição de dados na plataforma Labview.

A captura dos dados foi realizada com valores de frequência fixos, iniciando em 3 Hz até 40 Hz. Para cada valor de frequência o ensaio foi repetido nas duas temperaturas extremas, T_{min} e T_{max} , conforme listados na Tabela 6. Na região próxima a ressonância, tanto com mancal frio como com mancal quente, os incrementos de frequência foram reduzidos para melhor refinamento dos dados.

Tabela 6 - Incrementos de frequência no ensaio dinâmico do rotor.

Faixa de frequência (Hz)	Incremento (Hz)	Temperatura (°C)
3 a 10	1	25
11 a 20	0,5	
20 a 28	0,1	
28 a 30	1	
3 a 13	1	80
13 a 23	0,5	
23 a 40	0,1	

Fonte - elaboração própria.

5.9.4 Tempo de resposta

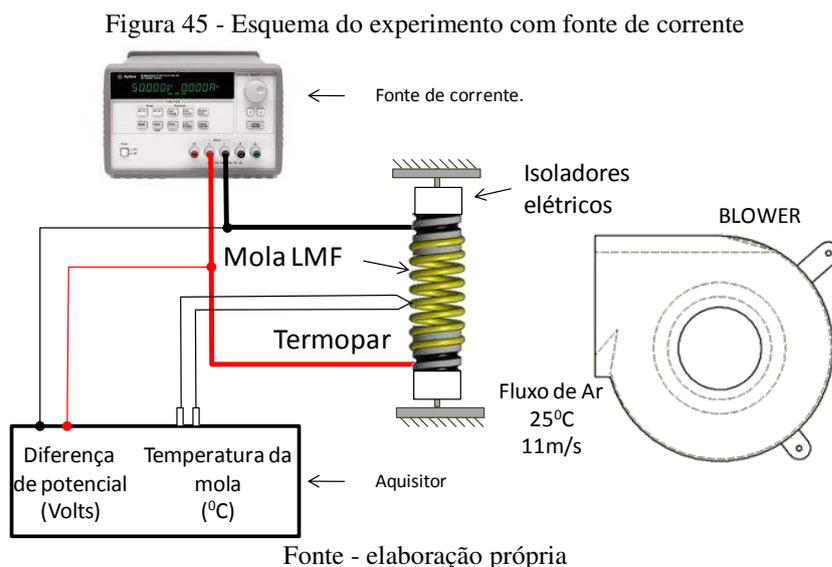
Este experimento visou medir o tempo de resposta obtido durante o aquecimento e o resfriamento das molas LMF. Seu resultado foi confrontado com a resposta numérica a partir das equações apresentadas nos apêndices A e B.

A abordagem experimental teve uma etapa anterior que consistiu em determinar a corrente ótima de trabalho. Submeteu-se a mola LMF a valores de correntes contínuas distintos em uma faixa de 9 a 12 A. Verificou-se que, para correntes abaixo de 9A, o tempo de aquecimento era superior a 25 s, tempo acima dos requisitos de projeto. Por isso valores de corrente inferiores a 9 A não foram aplicados.

Verificou-se, portanto que o valor de corrente de 12 A foi o mais adequado, por proporcionar menor tempo de resposta. Valores acima deste dificultavam os métodos de controle disponível devido ao sobreaquecimento, causado pelo efeito de *overshoot*.

Uma vez definido o valor da corrente ótima, em 12A, para o ensaio de aquecimento foi utilizada uma fonte de corrente Agilent E3633A e um aquisitor Agilent 34970. O sensor de temperatura da mola foi um termopar tipo K fixado à sua superfície.

Para medição do tempo de resfriamento, depois de aquecida, a mola foi resfriada com auxílio de um soprador, que conseguiu promover fluxo de ar constante à 11 m/s. O esquema utilizado no experimento está presente na Figura 45.



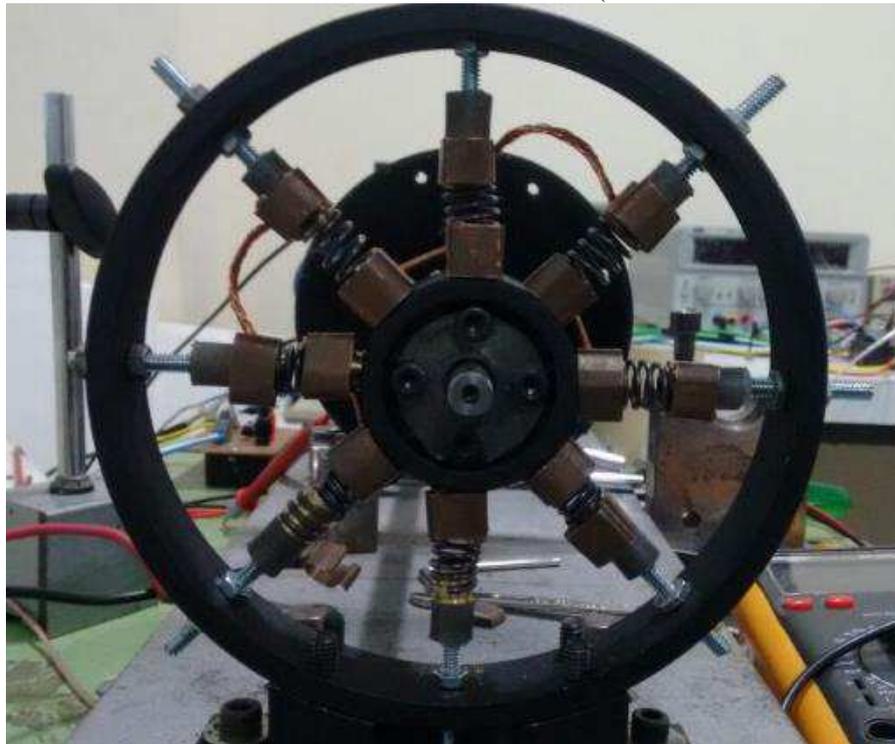
Na abordagem em numérica, foi implementada uma rotina Matlab, que consistia em gerar a curva calculada com uso da equação (29), desprezando-se a parcela correspondente à radiação. A parcela referente ao calor latente de transformação foi alimentada com os dados de energia obtidos no DSC. A fração de martensita transformada $\left| \frac{d\xi}{dt} \right|$ foi calculada através com uso do modelo unidimensional proposto por Liang; Rogers (1990).

CAPÍTULO VI

6 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Neste capítulo são apresentados os resultados do sistema proposto, iniciando com a concepção do mancal construído (Figura 46).

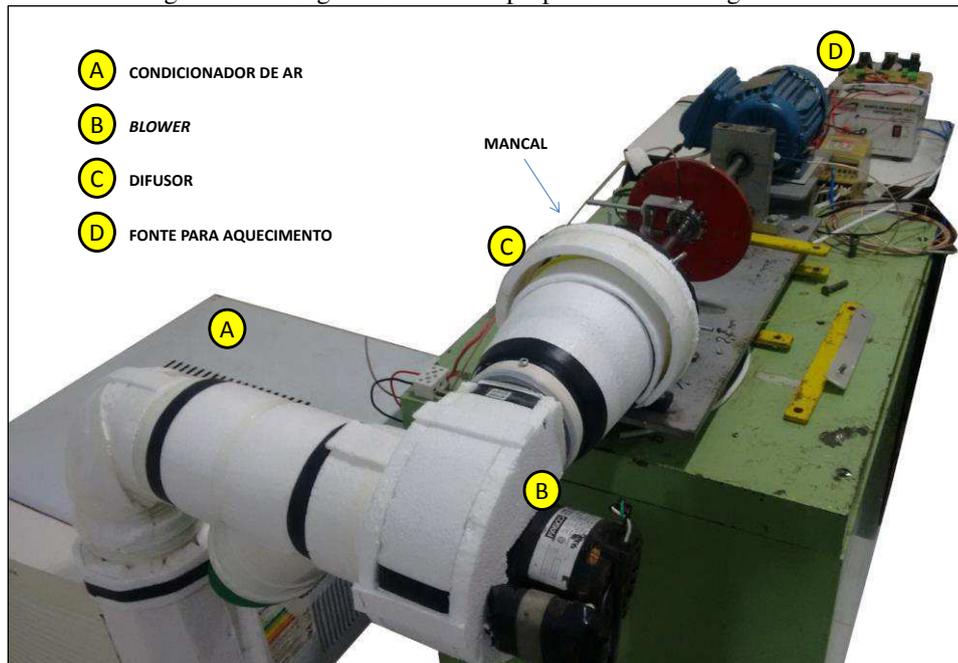
Figura 46- Vista frontal do mancal construído e montado na bancada (sem o difusor do sistema de refrigeração).



Fonte - elaboração própria

O sistema completo montado sobre a mesa inercial com especial destaque para os elementos: condicionador de ar (A), soprador (*blower*) (B) e difusor (C) do subsistema de resfriamento e a fonte de corrente elétrica (D) do subsistema de aquecimento é apresentado na Figura 47.

Figura 47 - Fotografia do sistema proposto com montagem final.



Fonte - elaboração própria

Os resultados a seguir dizem respeito à resposta dinâmica do novo sistema proposto. Inicia-se apresentando os resultados dos ensaios realizados nas molas isoladamente e posteriormente no mancral. Logo após, apresenta-se a resposta da máquina com relação à atenuação de vibrações na região da frequência de ressonância e dos tempos de resposta obtidos.

6.1 Parâmetros dimensionais da mola LMF

A partir dos resultados obtidos no algoritmo (Figura 27), determinou-se os parâmetros dimensionais da mola LMF listados na Tabela 7. Os detalhes do sub-sistema e dos parâmetros dimensionais da mola se encontram disponíveis no Apêndice E.

Tabela 7 - Parâmetros dimensionais da mola LMF.

Diâmetro do arame	1,5mm
Diâmetro médio da espira	10mm
Número de espiras	8
Número de espiras ativas	3

Fonte - elaboração própria.

6.2 Rigidez da mola LMF

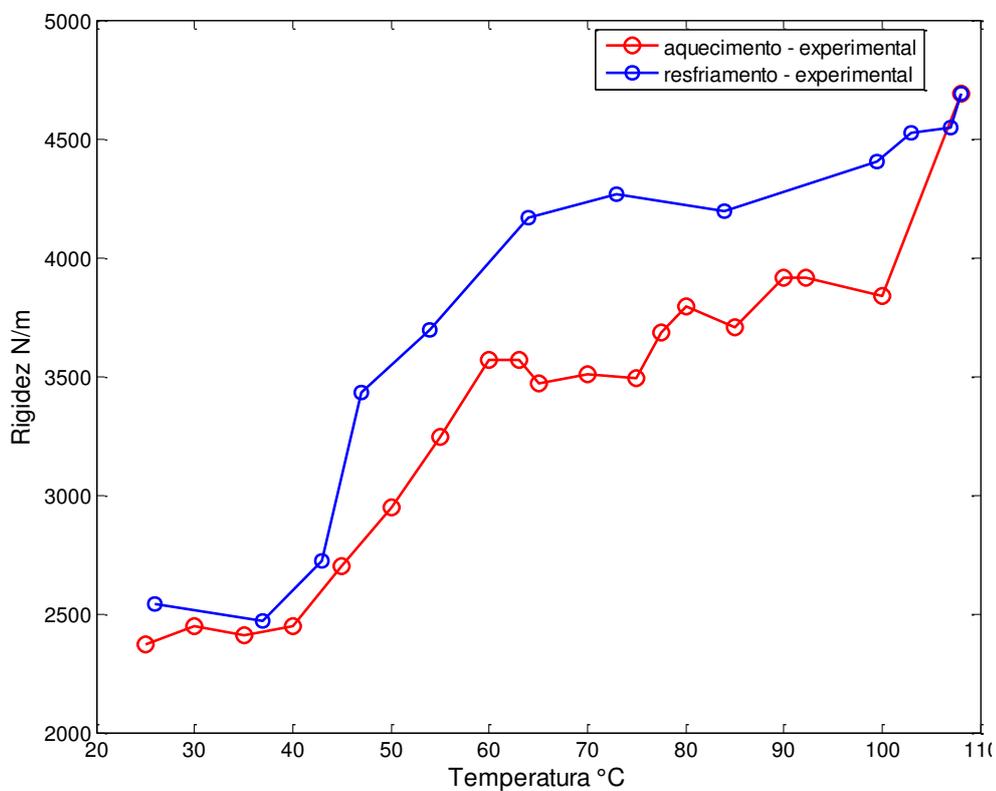
A partir dos parâmetros dimensionais da mola (Tabela 7) e do módulo de elasticidade obtidos no DMA (Figura 32), utilizando-se as equações (27) e (28) foi determinada a rigidez analítica da mola LMF nas temperaturas, $T_{min} = 25^{\circ}C$ e $T_{max} = 80^{\circ}C$.

Quanto aos resultados experimentais, a análise foi realizada em apenas uma única amostra, uma vez que todas as molas foram submetidas ao tratamento térmico simultaneamente (item 5.4). Na Figura 48 é apresentado o gráfico dos valores da rigidez da mola, obtidos experimentalmente, durante aquecimento e resfriamento.

Observa-se boa coerência entre os resultados analíticos e experimentais, obtidos nas temperaturas de operação mínima e máxima, cujo erro foi 5%. Quanto à variação de rigidez, a diferença de $55^{\circ}C$ entre as duas temperaturas representou aumento de aproximadamente 60% na rigidez do dispositivo, em relação aos valores experimentais.

Essa variação na rigidez refletiu-se no sucesso da variação da frequência de ressonância do sistema proposto.

Figura 48 - Gráfico comparativo de rigidez experimental da mola versus temperatura.



Fonte - elaboração própria

Tabela 8 - Comparativo de rigidez da mola nas temperaturas mínima e máxima de operação.

Temperatura (°C)	Rigidez (N/m)	
	Analítico [equações (27) e (28)]	Experimental (valor mínimo)
25	2495	2369
80	3757	3792

Fonte - elaboração própria.

6.3 Rigidez equivalente do mancal

Os valores de rigidez equivalente do mancal, obtidos experimentalmente estão listados na Tabela 9. Buscou-se obter prioritariamente os valores de rigidez mínimo, sob temperatura ambiente e máximo, a 80°C, diferentemente da metodologia empregada para as molas isoladamente, as medições foram feitas apenas durante o aquecimento do conjunto no mancal. Esta escolha foi devida a maior facilidade no controle da temperatura. Os valores foram obtidos para forças aplicadas nas direções x e y do esquema apresentado anteriormente (Figura 45).

Tabela 9 - Rigidez equivalente do mancal (valores experimentais).

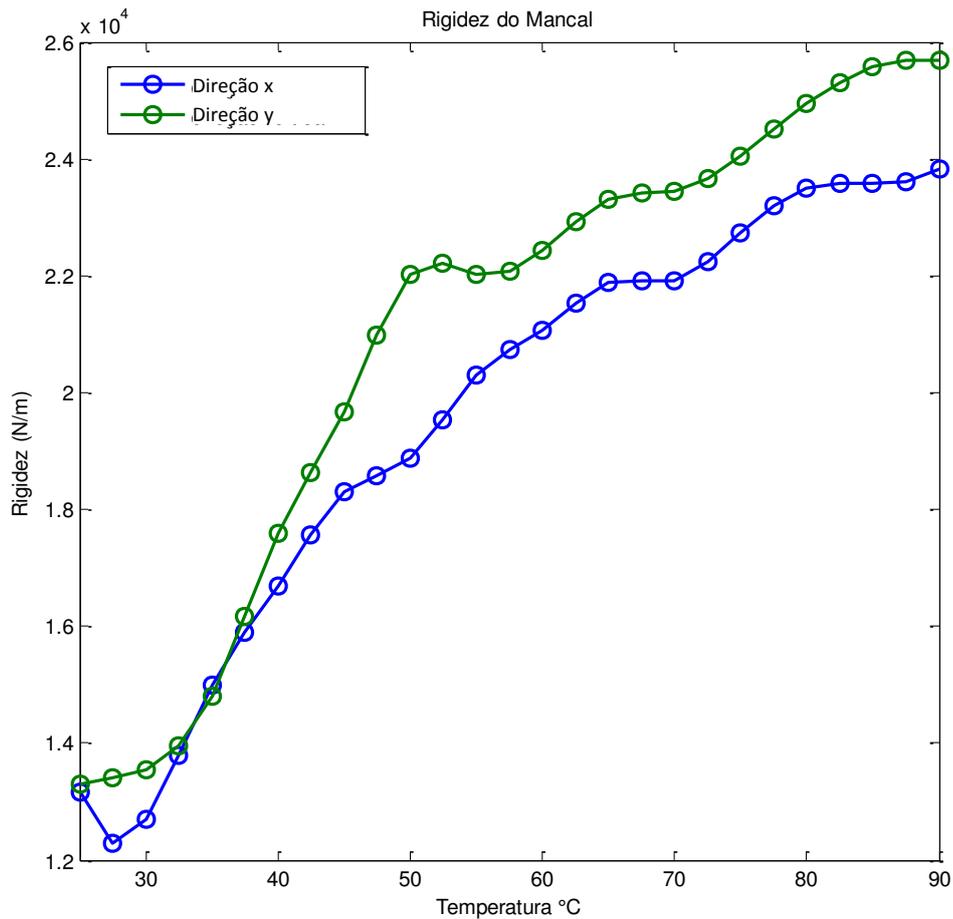
Temperatura (°C)	Rigidez na direção x (N/m)	Rigidez na direção y (N/m)
25	13164	13302
30	12689	13553
35	15007	14814
40	16681	17590
45	18294	19662
50	18867	22023
55	20287	22023
60	21067	22430
65	21879	23300
70	21915	23446
75	22732	24050
80	23503	24943
85	23568	25565
90	23834	25679

Fonte - elaboração própria.

Os resultados obtidos para rigidez nas direções x e y do mancal em função da temperatura estão plotados no gráfico da Figura 49. Pôde-se observar que a rigidez do dispositivo sofreu

variação dependendo da direção de aplicação da força. A diferença entre os resultados de rigidez na direção x em relação à direção y foram acentuados a partir de 35°C, aproximadamente. Existem algumas hipóteses, relativas aos possíveis problemas de montagem que poderiam explicar os resultados obtidos.

Figura 49 - Rigidez experimental nas direções x e y do mancal versus temperatura.



Fonte - elaboração própria.

Primeiramente, após a montagem do conjunto no esquema de teste, (item 5.9.1), verificou-se que algumas molas haviam sofrido previamente deformação plástica possivelmente devido à montagem. Durante o aquecimento, essas molas tendiam a manter a distância entre espiras obtidas após tratamento térmico. Logo, devido a essa acomodação, as tensões de contato entre a mola e seu respectivo engaste poderiam ser alteradas. Com isto, a rigidez de cada conjunto mola/engaste possivelmente variou à medida que as molas foram aquecidas.

A segunda hipótese apoiou-se no fato que, após a montagem das molas em seus respectivos engastes, não era possível garantir que todas elas estivessem montadas com o mesmo número de espiras ativas. Desta forma, não houve garantia de manutenção da rigidez equivalente, homogeneamente, em todas as direções.

Contudo, apesar da não equivalência de rigidez em ambas as direções analisadas, uma vez considerando que o mancal foi instalado no sistema eixo/rotor, de modo a variar a frequência natural do sistema, continuou-se atingindo o objetivo deste trabalho. Observou-se que em ambas as direções ocorreu variação significativa na rigidez equivalente, o que pôde ser encarado como resultado positivo.

6.4 Resposta dinâmica

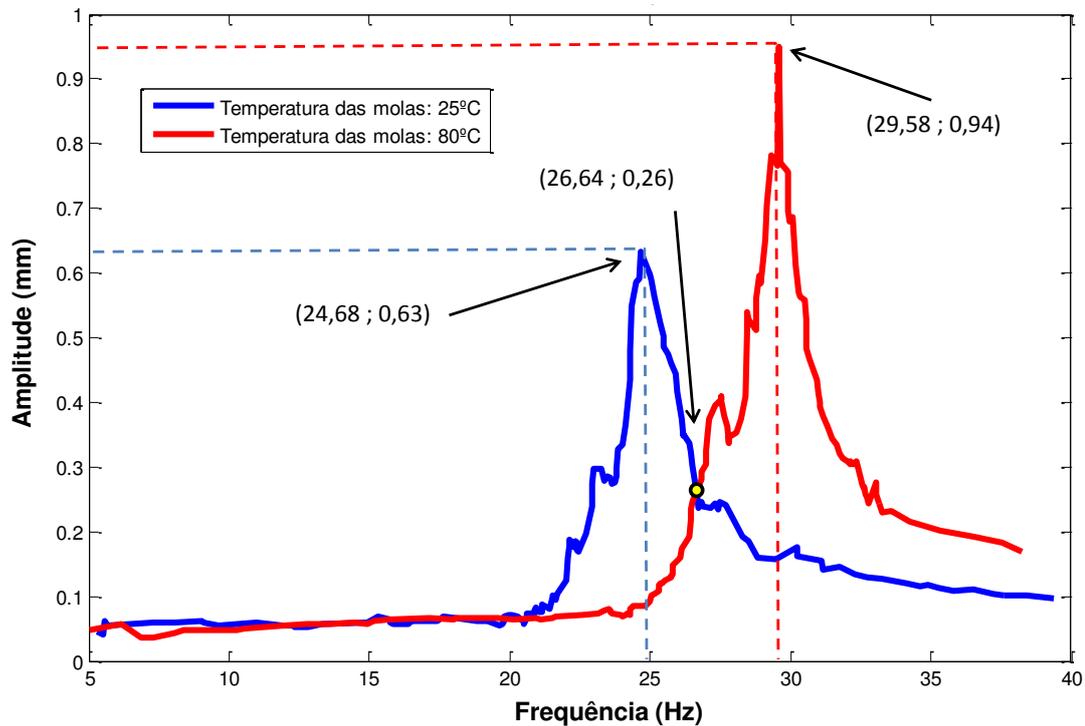
Os resultados que compõem a resposta dinâmica do sistema foram obtidos com o rotor em pleno funcionamento, comparando-se a resposta com controle e sem controle.

6.4.1 Resposta em frequência

Um espectro da resposta em frequência do rotor, obtido a partir da transformada rápida de Fourier (FFT) do deslocamento do eixo na direção vertical, em regime permanente, está apresentado na Figura 50.

Para as molas a 25°C, verificou-se que as amplitudes de vibração possuíam valores mínimos até 20 Hz. A partir desta frequência, a amplitude de vibração cresceu até o seu valor máximo, na frequência de 24,68 Hz, frequência de ressonância com “mancal frio”. Após essa frequência as amplitudes decresceram. Após 30 Hz, a resposta apresentou um patamar de amplitudes superior ao verificado nas frequências inferiores a 20 Hz. Esse comportamento seria esperado, pois o patamar de amplitude acima da região de ressonância decorre do desbalanceamento do sistema rotativo (VANCE; ZEIDAN; MURPHY, 2010).

Figura 50- Resposta em frequência do rotor
FFT com valores de pico



Fonte - elaboração própria.

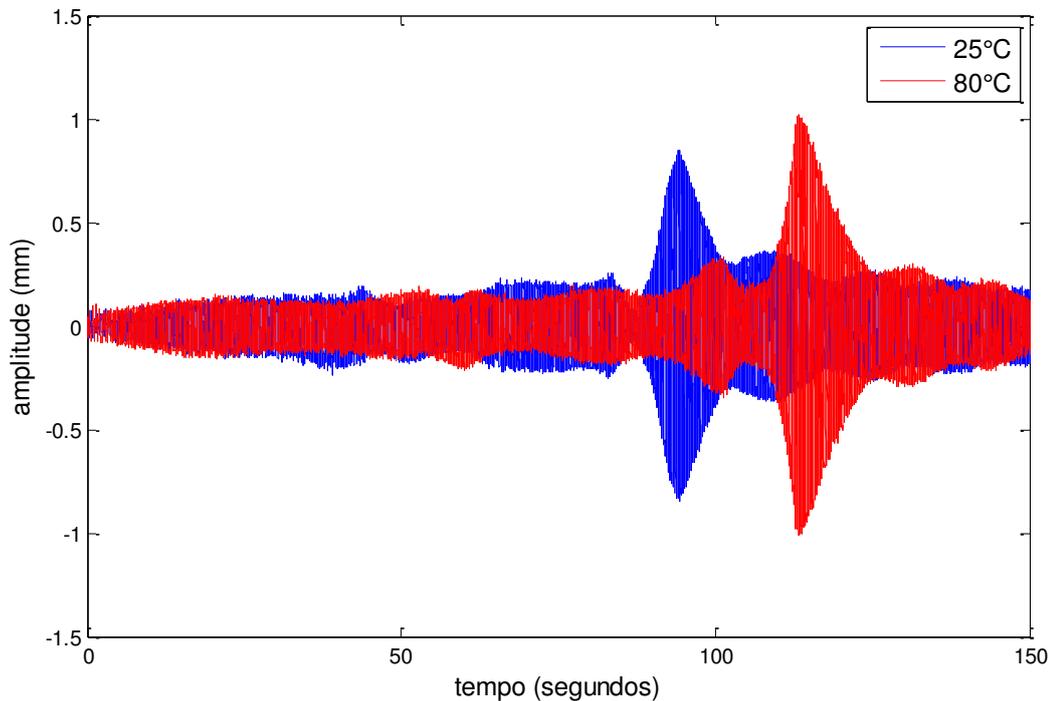
Para as molas a 80°C, a forma geral da curva foi semelhante à primeira, contudo, a frequência de ressonância ocorreu em 29,85 Hz. Esse fato foi originado devido o aumento de rigidez equivalente do mancal adaptativo e consequente alteração na frequência de ressonância do sistema, conforme esperado.

A amplitude de ressonância com as molas a 80°C foi bem maior em relação ao “mancal frio”, devido à redução do fator de amortecimento do material nesta temperatura (RAO; SRINIVASA; REDDY, 2015).

Um ponto intermediário, na interseção entre as duas curvas, que é denominado de frequência F_p foi igual a 26,64 Hz no qual ocorreu a menor amplitude de vibração entre as duas condições do mancal. Por isso, no modo automático, o rotor foi mantido no patamar constante de frequência F_p até que ocorresse o completo resfriamento do mancal (aceleração) ou completo aquecimento do mancal (desaceleração), conforme proposto na Tabela 5.

Para obtenção da mesma resposta, no domínio do tempo, foi feito um *sweep*, em uma curva de aceleração de 150 s, partindo desde a frequência nula até a frequência máxima de 40Hz. O resultado, para o mancal nas condições de frio e quente está apresentado na Figura 51.

Figura 51 - Resposta no tempo para o mancal frio e quente.



Fonte - elaboração própria.

O *sweep* de 150 s foi necessário para que fosse possível obter o número de pontos que ajudasse a apresentar o fenômeno com melhor resolução gráfica. Analisando o envelope das respostas temporais, observou-se claramente a predominância das amplitudes de pico para as duas condições de temperatura, especialmente quando atingiram as regiões de ressonância, nas suas respectivas frequências naturais.

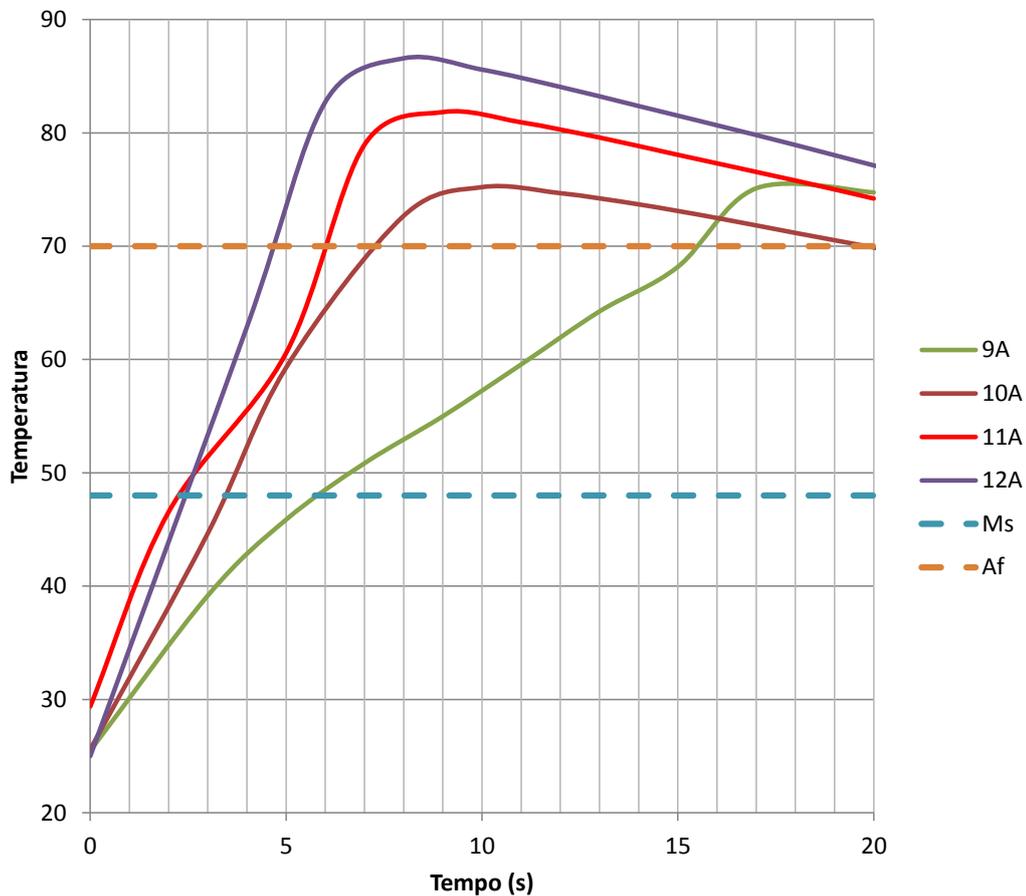
6.4.2 Tempo de resposta

O tempo de aquecimento obtido como função das correntes de teste utilizadas está presente na Figura 52. Observaram-se a faixa de corrente ensaiada e as temperaturas de transformação de fase.

Verificou-se que com a menor corrente, de 9 A, o tempo necessário para o dispositivo atingir temperatura superior a A_f foi aproximadamente 15 s. À medida que o teste foi repetido, com valores de corrente maiores, observou-se que o tempo de aquecimento diminuiu. Com o maior valor de corrente, 12 A, foi possível obter o menor tempo ensaiado, da ordem de 8 s.

Contudo, para valores acima deste, o controle se mostraria ineficaz, devido ao efeito de *overshot*. Por isso, especificou o valor de corrente 12 A como padrão neste trabalho.

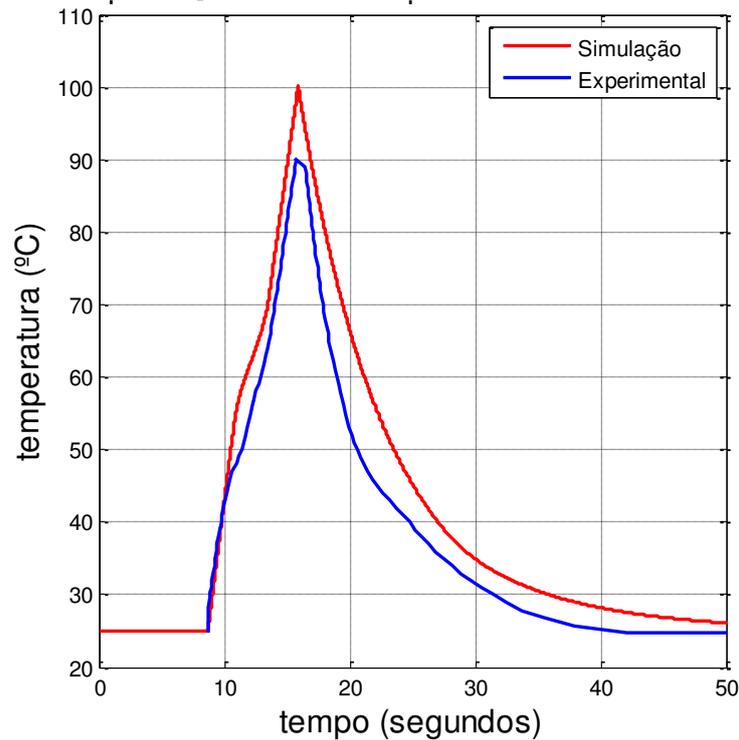
Figura 52 - Curva de aquecimento da mola LMF em função da corrente.



Fonte - elaboração própria

No arranjo de teste com uma mola LMF montada isoladamente, foram medidos os tempos de aquecimento e de resfriamento, utilizando uma corrente fixa de 12 A. Também foi gerada a curva de temperatura versus tempo, experimental (OLIVEIRA et al., 2017). As curvas, simulada e experimental de aquecimento e resfriamento da mola estão presentes na Figura 53.

Figura 53 - Curva de aquecimento e resfriamento da mola LMF instalada no mancal



Fonte – elaboração própria

Na análise das curvas, principalmente no período de aquecimento, foram obtidas informações importantes para o desenvolvimento das funções de pertinência da lógica *Fuzzy*, uma vez que foi possível confirmar através dessas curvas que o maior aporte de energia foi necessário durante a transformação de fase da liga. Desta forma, as funções de pertinência da lógica *Fuzzy* puderam ser construídas para fornecer mais energia dentro dessa faixa, otimizando assim, a taxa de transferência de calor.

Quanto à parcela referente à convecção, o que se observou foi uma redução na taxa de resfriamento à medida que a temperatura do elemento se aproximou da temperatura ambiente. Logo, tornou-se importante prover a menor temperatura do ar de resfriamento de modo a garantir maior taxa de resfriamento na faixa entre as temperaturas de transformação.

Com as molas instaladas no mancal, em decorrência dos ensaios dinâmicos, também foi possível coletar os dados referentes à variação da temperatura em função do tempo. Na Figura 54, estão apresentados os gráficos da variação de temperatura e da variação da frequência no mesmo intervalo de tempo.

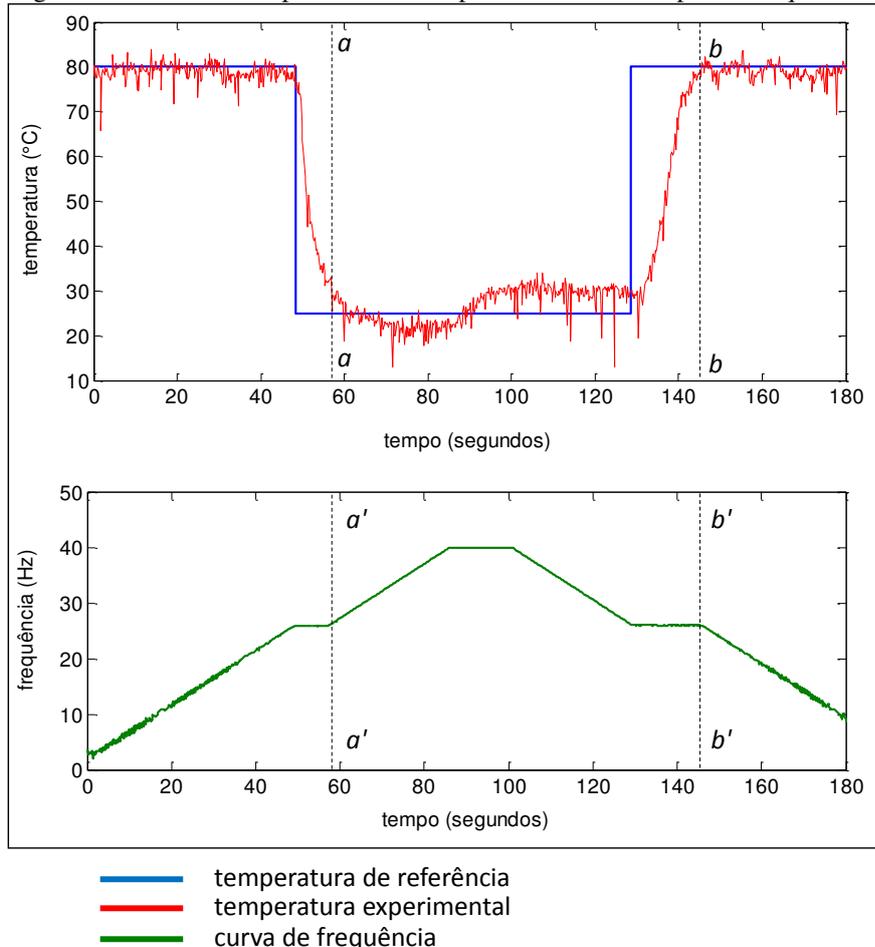
A linha azul representa a curva de temperatura de referência, esperada para o dispositivo em função da saída da lógica de comando (Tabela 5). Essa curva teórica foi resultado da saída discreta da lógica que comanda o acionamento dos sistemas de resfriamento e aquecimento.

Porém, na prática a temperatura do sistema não seguiu essa linha como deveria, principalmente no regime transiente.

As linhas aa e $a'a'$ delimitam o instante de tempo que o comando executa a mudança de frequência. É importante destacar que a entrada do rotor no patamar de velocidade constante é automática, faz parte da programação do inversor de frequência. No entanto, a saída desse patamar para valor de frequência diferente depende da ação do comando.

A taxa de aquisição adotada na placa foi de 100 amostras/segundo. Essa taxa foi necessária para garantir resolução adequada na captação das amplitudes de vibração. Como consequência, as medições efetuadas com uso do termopar, que se encontrava instalado na mesma interface, apresentaram variações bruscas de temperatura com variação da ordem de 3°C em regime permanente. Por isso, a curva experimental de temperatura tem a forma apresentada no gráfico com picos de temperatura em torno da média.

Figura 54 - Gráficos comparativos da temperatura com as rampas de frequências.



Fonte – elaboração própria.

6.4.3 Tempo de patamar sob frequência constante

Assim que o sistema identificou que o mancal atingiu a temperatura limite (T_{min} ou T_{max}), dependendo da combinação lógica, deu-se o comando para mudança de frequência. Em seguida, o tempo de permanência no patamar de frequência constante foi diretamente proporcional ao tempo de aquecimento e resfriamento, mas não necessariamente igual a esses. Devido à flutuação da variável temperatura, conforme observado (Figura 54), poderia ocorrer a mudança de frequência em decorrência de picos, próximos aos extremos de temperatura, uma vez que bastaria atingir o critério de temperatura necessário, mesmo que por um curto intervalo de tempo, para que o comando atuasse e efetuasse a mudança de frequência (saída do patamar). Por isso, o tempo de patamar poderia chegar a ser inferior ao tempo de resfriamento ou de aquecimento.

Durante os ensaios de resposta dinâmica com o arranjo de oito molas montadas no mancal, foi possível medir o tempo necessário para variar a temperatura do dispositivo entre os valores mínimo e máximo. Os tempos obtidos estão listados na tabela 10.

Embora não haja relação entre o tempo de rampa e as taxas de aquecimento e resfriamento, preferiu-se apresentar os dados como resultado das medições feitas em todas as situações ensaiadas.

Tabela 10 - Tempos de resposta na fase de aceleração.

Tempo de rampa configurado no inversor de frequência (segundos)	Tempos na Aceleração (segundos)		Tempos na Desaceleração (segundos)	
	resfriamento	patamar	aquecimento	patamar
15	15	12	14	14
30	15	14	16	17
60	16	11	11	13
120	14	10	15	15

Fonte - elaboração própria.

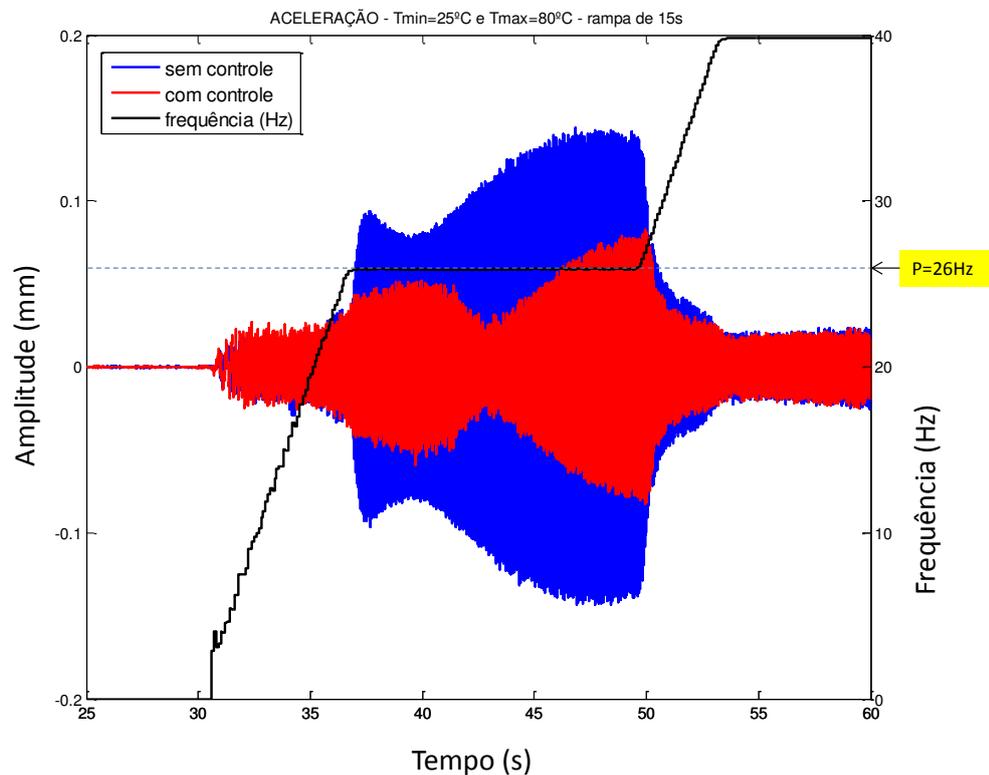
Os resultados do tempo de resposta foram importantes, porque a rampa de frequência mais curta foi aquela referente a 15 s, que correspondeu ao tempo de

resfriamento/aquecimento obtido, enquanto que as demais rampas foram múltiplos desta primeira. Assim, pôde-se verificar a relação que existe entre a rampa de aceleração e o tempo de resfriamento com nível de atenuação de frequências obtido na região de ressonância, com e sem controle.

6.4.4 Resposta dinâmica com rampa de 15 segundos

As amplitudes de resposta dos sinais no tempo com rampa de 15s durante a fase de aceleração estão presentes na Figura 55. Nesta, observam-se as curvas de frequência, amplitudes de vibração, com e sem controle.

Figura 55 - Comparação dos sinais no domínio do tempo na rampa de aceleração de 15s.



Fonte - elaboração própria.

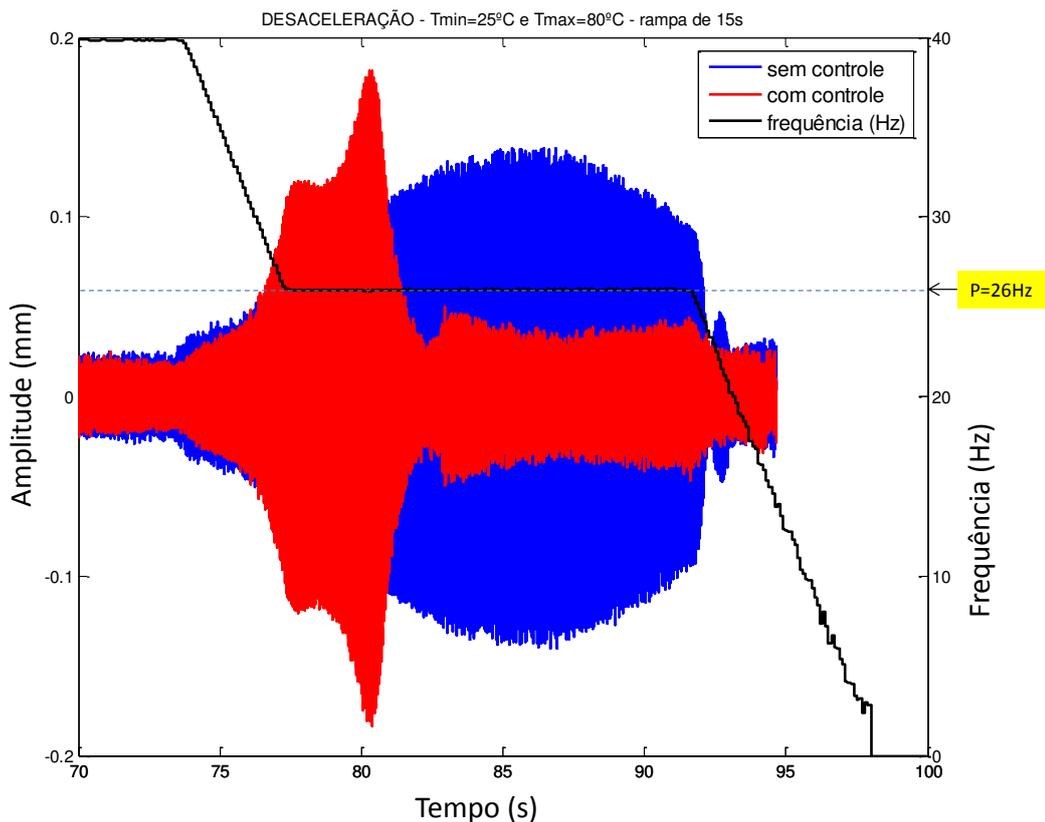
Observou-se que para frequências inferiores a do ponto P, as amplitudes de vibração do sistema, com e sem controle, apresentaram a mesma magnitude. No trecho de permanência em frequência constante verificou-se atenuação das amplitudes de pico quando o controle atua.

A resposta do deslocamento apresentada possuiu valores de pico positivos com módulo aproximadamente iguais aos valores de pico negativos. Essa simetria foi obtida após a aplicação de um filtro passa faixa na fixa de frequência de 3 a 40 Hz, correspondente a faixa de frequências do fenômeno estudado.

As amplitudes de resposta dos sinais no tempo com rampa de 15 s durante a fase de desaceleração estão presentes na Figura 56.

Nesta condição também verificou-se uma boa atenuação do sinal durante atuação do controle. Contudo, diferentemente do comportamento observado na aceleração, ocorreu um aumento considerável da amplitude de vibração por curto período, que depois decresceu rapidamente.

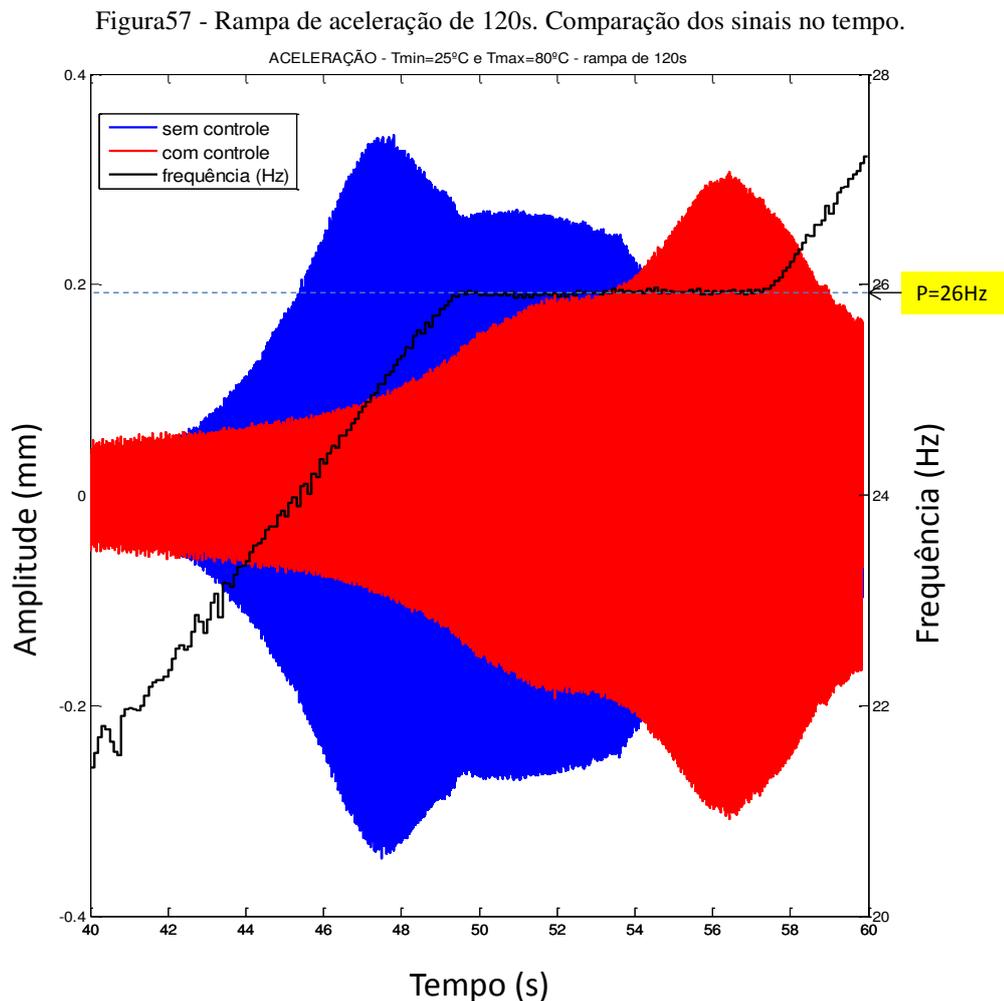
Figura 56 - Comparação dos sinais no domínio do tempo na rampa de desaceleração de 15s.



Fonte - elaboração própria.

6.4.5 Resposta dinâmica para rampa de 120 segundos

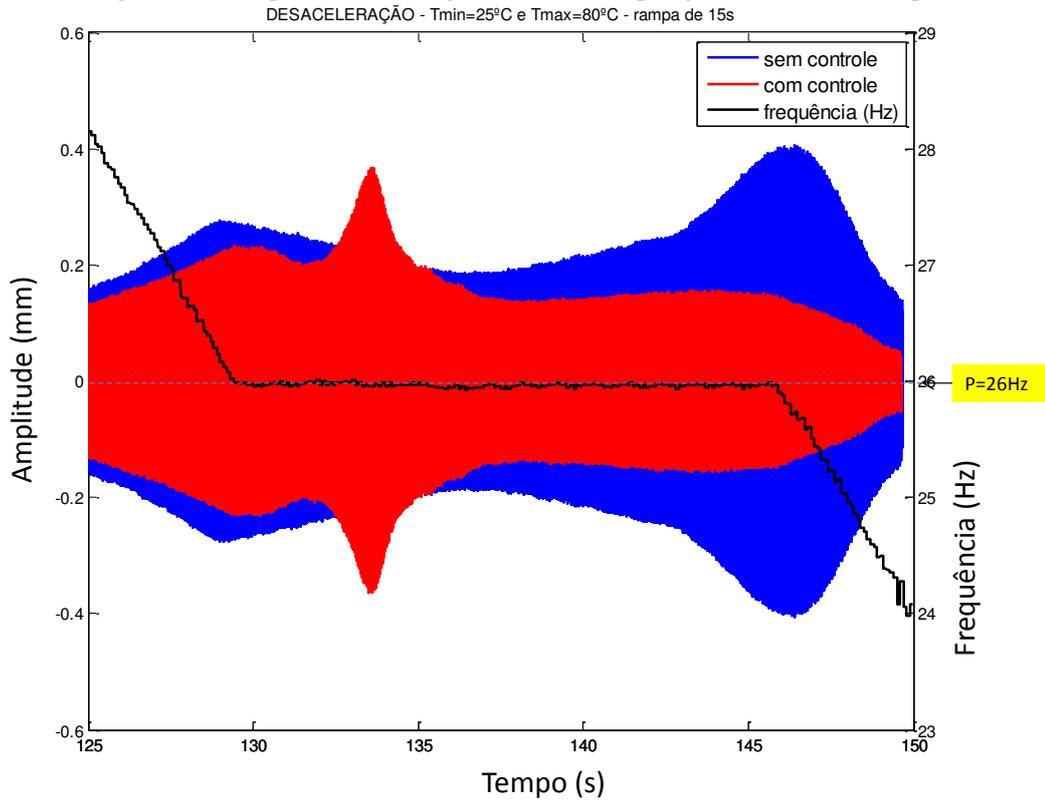
As amplitudes de resposta dos sinais no tempo com rampa de 120 s durante a fase de aceleração estão presentes na Figura 57. Nesta, observam-se as curvas de frequência, amplitudes de vibração, com e sem controle. Nesta condição, com rampa de aceleração maior quando comparada com a de 15 s, foi possível observar, sem controle, a região com amplitudes elevadas já a 25 Hz, estendendo-se até a frequência do ponto P.



Fonte – elaboração própria

As amplitudes de resposta dos sinais no tempo com rampa de 120 s durante a fase de desaceleração estão presentes na Figura 58.

Figura 58 - Rampa de desaceleração de 120s. Comparação dos sinais no tempo.



Fonte – elaboração própria

6.4.6 Análise da resposta dinâmica para todas as rampas

Com objetivo de completar o estudo acerca da relação entre os tempos de rampa e a magnitude da atenuação de amplitude de vibração, foram calculados os valores de pico e RMS na faixa de meia potência dentro da região de ressonância (23 a 25 Hz). Os resultados são apresentados na Tabela 11, para o caso de rampas de aceleração.

Tabela 11 – Tabela comparativa da atenuação na região de ressonância do sistema, com e sem, ação do controle na rampa de aceleração. Faixa de (23-25)Hz.

Tempo de rampa de aceleração (segundos)	Valor RMS (mm)		Valor de Pico (mm)		Reduções (%)	
	Sem controle	Com controle	Sem controle	Com controle	RMS	Pico
15	0,04	0,02	0,09	0,04	42,54	51,56
30	0,08	0,03	0,14	0,05	63,41	61,43
60	0,13	0,05	0,28	0,10	57,15	63,89
120	0,17	0,06	0,34	0,15	62,40	55,10

Fonte – autoria própria

De forma similar, os dados para as rampas de desaceleração estão apresentados na Tabela 12.

Tabela 12 - Tabela comparativa da atenuação na região de ressonância do sistema com e sem ação do controle na rampa de desaceleração. Faixa de (23-25)Hz.

Tempo de Rampa de desaceleração (segundos)	Valor RMS (mm)		Valor de Pico (mm)		Reduções (%)	
	Sem controle	Com controle	Sem controle	Com controle	RMS	Pico
15	0,06	0,02	0,10	0,04	56,0	56,44
30	0,06	0,01	0,13	0,03	70,47	67,0
60	0,14	0,05	0,25	0,11	56,0	64,28
120	0,19	0,07	0,40	0,15	63,91	73,48

Fonte – autoria própria

Com relação à densidade espectral de potência, na região próxima a ressonância, na Tabela 13 são apresentados os resultados comparativos.

Tabela 13 - Tabela comparativa da densidade espectral de potência.

Tempos de Rampas de aceleração e desaceleração (segundos)	Atenuação na frequência de ressonância (dB)
15	<2,00
30	2,00
60	6,90
120	13,62

Fonte - elaboração própria.

Com base nos resultados apresentados nas tabelas 11, 12 e 13, verificou-se que os maiores percentuais de atenuação na região de ressonância ocorrem nas rampas mais longas, ou seja, nas taxas de aceleração mais lentas. Isso foi devido possivelmente ao fato que nas rampas mais lentas, como rampa de 120 s, o tempo necessário para a completa transformação de fase do material foi bastante inferior a velocidade com que o rotor atingiu a região de ressonância. Assim, observou-se o efeito de atenuação de forma mais pronunciada pois quando o rotor estiver atingido a frequência do ponto P, a frequência de ressonância do sistema já foi alterada plenamente.

Quando o intervalo da rampa de aceleração se aproximou do tempo de resposta do mancal, como a rampa de 15 segundos, foi possível que a frequência de excitação do rotor em um dado instante tenha atingido a região de ressonância sem que tivesse ocorrido a total transição da frequência de ressonância do sistema uma vez que essa estava limitada ao tempo mínimo de aquecimento e resfriamento obtidos.

6.4.7 Análise comparativa com o trabalho de referência

Baseado nos resultados de Borges (2016), obtidos com o mancal de quatro molas, e os resultados deste trabalho, obtidos com mancal de 8 molas, foi listar algumas comparações e análises.

Com relação ao tempo de resposta do novo dispositivo, verificou-se que houve uma significativa redução, cerca de 40%, em relação ao mancal de quatro molas. Este resultado atendeu satisfatoriamente aos pré-requisitos estabelecidos (Tabela 14).

Tabela 14 – Resultado comparativo do tempo de resposta. Mancal de 4 molas e do mancal de 8 molas

Aquecimento (segundos)		Resfriamento (segundos)	
4 molas	8 molas	4 molas	8 molas
25	14	30	15

Fonte – elaboração própria

A partir da tabela 14, verificou-se que, no mancal de quatro molas o tempo de resfriamento foi superior ao tempo de aquecimento. No mancal de oito molas proposto, foram obtidos tempos de aquecimento e resfriamento médios com diferença de 1°C, o que pode ser considerado praticamente iguais.

É importante destacar que no trabalho de referência, os resultados de resposta dinâmica foram obtidos para rampa única de 120 s. Por isso, para análise comparativa da redução nas amplitudes de vibração no mancal proposto nesta seção só constaram os resultados deste tempo de rampa. Borges (2016) obteve reduções máximas de pico em torno de 56% na região da primeira ressonância durante a aceleração e de 58% durante a desaceleração. Os resultados comparativos entre este trabalho e os apresentados por Borges (2016), para a primeira região de ressonância estão listados na Tabela 15.

Tabela 15 – Resultados comparativos de atenuação na região da primeira ressonância.

Rampa	Valor RMS (%)		Valor de Pico (%)		Diferença ponto percentual (%)	
	4 molas	8 molas	4 molas	8 molas	RMS	Pico
Aceleração	56,76	62,40	58,18	55,10	5,64	3,08
Desaceleração	39,30	63,91	42,40	73,48	24,61	31,08
Diferença (%)	14,46	1,51	15,78	10,38		

Fonte – elaboração própria

Conforme os resultados apresentados na Tabela 15 verificou-se que o critério de atenuação descrito nos pré-requisitos de projeto foi atendido, considerando-se, principalmente os valores RMS. Considerando ainda os valores RMS, houve uma redução de 5,64% na amplitude de vibração em relação aos resultados obtidos no mancal de quatro molas.

Observou-se também que, no mancal de oito molas, a diferença entre os percentuais de atenuação na aceleração e na desaceleração foram menores (1,51% e 10,3%) quando comparados aos resultados do mancal de quatro molas. Esse resultado possivelmente teve relação com a simetria obtida nos tempos de resposta de resfriamento e aquecimento, fato que não ocorreu no trabalho anterior.

CAPÍTULO VII

7 CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

7.1 Conclusões gerais

Com base nos resultados obtidos, com o mancal sob as temperaturas máxima de 80°C e mínima de 25°C, concluiu-se que a variação da frequência de ressonância do sistema rotativo com uso do mancal adaptativo de LMF proposto, mostrou-se eficaz. O sistema levou aproximadamente 15 s para promover variação de 4,98 Hz nas fases de aceleração e desaceleração. Logo, obteve-se redução de 40% no tempo de resposta no mancal proposto com relação aos resultados do trabalho de referência.

Com relação à atenuação de vibrações na região de ressonância, a estratégia adotada resultou em uma redução de aproximadamente 55% na amplitude de vibração na fase de aceleração e de 73% na desaceleração para valores de pico.

A melhor resposta do sistema ocorreu na rampa de aceleração mais lenta (120 s), onde houve tempo suficiente para a completa transformação de fase da liga, verificando-se que a solução proposta apresentou maior eficiência nas aplicações de menor aceleração.

O controle *Fuzzy* proposto atuou de forma satisfatória, executando sua função de manter as temperaturas estáveis e evitar o *overshoot* durante o aquecimento. Quanto ao comando do sistema, verificou-se que o uso da lógica simples, booleana já foi suficiente para atingir o objetivo proposto.

A caracterização termomecânica da liga foi fundamental na programação das funções de pertinência da lógica *Fuzzy*, pois permitiu localizar a faixa de temperatura na qual ocorria a transformação de fase de modo a melhorar a taxa de transferência de calor neste período, com o intuito de reduzir o tempo de resposta do dispositivo. O estudo térmico e os modelos matemáticos unidimensionais, embora simples, ajudaram a estimar os tempos de resfriamentos obtidos em função da geometria utilizada.

7.2 Sugestões para trabalhos futuros

Como sugestões para trabalhos futuros, são propostas as seguintes ações.

- Aperfeiçoar o dimensionamento do sistema de refrigeração, buscando otimizar o isolamento, reduzir a perda de carga, a fim de aumentar a eficiência térmica;
- Melhorar a concepção de montagem dos elementos do mancal para garantir melhor homogeneidade na rigidez equivalente em todas as direções transversais de carregamento;
- Ampliar a atuação do comando do sistema visando permitir maior quantidade de patamares de frequência;
- Melhorar a concepção de montagem do rotor para que o peso próprio do sistema tenha menor influência sobre a posição do eixo;
- Conceber outras formas geométricas de mancal, inclusive formas que aproveitem de modo combinado os efeitos de memória de forma e superelasticidade;
- Otimizar o sistema de controle com intuito de explorar plenamente a capacidade de controle adaptativo.

REFERÊNCIAS

- AGUIAR, R. A. A.; SAVI, M. A.; PACHECO, P. M. C. L. Experimental and numerical investigations of shape memory alloy helical springs. **Smart Materials and Structures**, v. 19, n. 2, p. 25008, 2010.
- ANTONIO, F.; GOMIDE, C.; GUDWIN, R. R. Modelagem, Controle, Sistemas e Lógica Fuzzy. **SBA Controle & Automação**, v. 4, p. 19, 1994.
- AQUINO, A. S. **Controle de vibração de um sistema sob desbalanceamento rotativo utilizando atuador de liga com memória de forma**. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal da Paraíba, João Pessoa, 2011.
- BARCELOS, A. P.; SILVA, E. P. DA. **Aplicações de ligas com memória de forma para atenuar vibrações de máquinas rotativas**. Congresso Nacional de Engenharia Mecânica. **Anais...**Fortaleza: 2016
- BHATTACHARYYA, A. et al. On the role of thermoelectric heat transfer in the design of SMA actuators: theoretical modeling and experiment. **Smart Materials and Structures**, v. 4, n. 4, p. 252–263, 1995.
- BORGES, J.; SILVA, A; ARAUJO, C.J; FERNANDES, E.M.; PIMENTEL, R.L.;AQUINO, A.S. Rotor-bearing vibration control system based on fuzzy controller and smart actuators. **The International Journal of Multiphysics**, v. 7, n. 3, p. 197–206, 2013.
- BORGES, J. M. **Controle de um sistema dinâmico rotativo utilizando mancais com atuadores LMF**. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal da Paraíba, João Pessoa, 2016.
- BUDYNAS, R. G.; NISBETT, J. K. **Elementos de Máquinas de Shigley**. São Paulo: AMGH, 2011.
- CHEN, H.; LIANG, J.; WU, J. Active Pneumatic Vibration Control by Using Pressure and Velocity Measurements and Adaptive Fuzzy Sliding-Mode Controller. **Sensors**, v. 13, p. 8431–8444, 2013.
- CZECHOWICZ, A.; LANGBEIN, S. **Shape Memory Alloy Valves: Basics, Potentials, Design**. Switzerland: Springer International Publishing Switzerland, 2015.
- ELAHINIA, M. **Shape Memory Alloy Actuators: Design, Fabrication and Experimental Evaluation**. United Kingdom: John Wiley & Sons, Ltd, 2015.
- ENEMARK, S.; SANTOS, I. F.; SAVI, M. A. **Shape memory alloys applied to improve rotor-bearing system dynamics – an experimental investigation**. Proceedings of the XVII International Symposium on Dynamic Problems of Mechanics. Natal: 2015
- FORTE, P.; PATERNÒ, M.; RUSTIGHI, E. A magnetorheological fluid damper for rotor applications. **International Journal of Rotating Machinery**, v. 10, n. 3, p. 175–182, 2004.
- GANDHI, F.; WOLONS, D. Characterization of the pseudoelastic damping behavior of shape

- memory alloy wires using complex modulus. **Smart Materials and Structures**, v. 49, 1999.
- HE, Y. et al. Vibration control of a rotor – bearing system using shape memory alloy : I .Theory. **Smart Materials and Structures**, v. 114, p. 114–121, 2007a.
- HE, Y.-Y. et al. 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.
- HIBBELER, R. C. **Dinâmica**. 10. ed. São Paulo: Prentice Hall, 2005.
- INCROPERA, F. P. et al. **Fundamentals of Heat and Mass Transfer**. 7. ed. USA: JOHN WILEY & SONS, 2011.
- INMAN, D. J. **Engineering Vibration**. 2. ed. New Jersey: Prentice-Hall, Inc., 2001.
- JANI, J. et al. A review of shape memory alloy research, applications and opportunities. **Materials and Design**, v. 56, p. 1078–1113, 2014.
- KREITH, F.; MANGLIK, R. M.; BOHN, M. S. **Principles of Heat Transfer**. 7. ed. Stamford: Cengage Learning, 2011. v. 1
- LAGOUDAS, D. C. **Shape Memory Alloys**. Dimitris C ed. New York: Springer Science+Business Media, LLC, 2008.
- LALANNE, M.; FERRARIS, G. **Rotordynamics Prediction in Engineering**. New York: John Wiley & Sons Ltd., 1990.
- LANDAU, I. D. et al. **Adaptive Control - Algorithms, Analysis and Applications**. 2 ed. Springer, 2011.
- LEES, A. W. et al. **The Control Of Bearing Stiffness Using Shape Memory**. Proceedings of the International Symposium on Stability Control of Rotating Machinery. Orlando: 2007
- LIANG, C.; ROGERS, C. A. One-Dimensional Thermomechanical Constitutive Relations for Shape Memory Materials. **Journal of Intelligent Material Systems and Structures**, v. 1, p. 29, 1990.
- LIANG, C.; ROGERS, C. A. Design of Shape Memory Alloy Springs With Applications in Vibration Control. **Journal of Vibration and Acoustics**, v. 115, n. January 1993, p. 129–135, 1993.
- MA, Y. et al. Tuning the vibration of a rotor with shape memory alloy metal rubber supports. **Journal of Sound and Vibration**, v. 351, p. 1–16, 2015.
- MIRZAEIFAR, R.; DESROCHES, R.; YAVARI, A. A combined analytical, numerical, and experimental study of shape-memory-alloy helical springs. **International Journal of Solids and Structures**, v. 48, n. 3–4, p. 611–624, 2011.
- NAGAYA, K. et al. 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, 1987.
- NISE, N. **Control Systems Engineering**. 6th. ed. Jefferson: John Wiley & Sons Ltd, 2011.

OLIVEIRA, A. G. ;OLIVEIRA, J.R.F.;REIS, R.P.B.; SILVA, P.C.S.;SILVA, A.A.; FILHO, C.R.B. **Numerical Simulation and Experimental Procedure for Heating and Cooling of a SMA Spring Device**. Proceedings of Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica - COBEM. Curitiba: 2017

PEARSON, J. T.; GOODALL, R. M.; LYNDON, L. Active control of helicopter vibration. **Computing & Control Engineering Journal**, v. 5, n. 6, p. 277–284, 1994.

PEREIRA, J. H. I. **Um estudo sobre atuadores lineares com molas helicoidais de ligas com memória de forma**. Dissertação (Programa de Pós-Graduação em Tecnologia) - Centro federal de Educação Tecnológica Celso Suckow da Fonseca, Rio de Janeiro, RJ 2009.

RAO, A.; SRINIVASA, A. R.; REDDY, J. N. **Design of Shape Memory Alloy (SMA) Actuators**. Texas: Springer Cham Heidelberg New York Dordrecht London, 2015.

RAO, S. S. **Mechanical Vibrations**. 5. ed. Miami: Pearson, 2011.

REN, Y. et al. Modeling and Dynamical Behavior of Rotating Composite Shafts with SMA Wires. **Shock and Vibration**, v. 2014, Article ID 765875, 16 pages, 2014.

SANTOS, M.C; SAVI. M.A.;ALVES, M.T.S.;SANTOS,I.F.;STEFFEN,V,Jr. **Control of Rotordynamic System Using Shape Memory**. In: Congresso Nacional de Engenharia Mecânica. **Anais...**Fortaleza:2015

SENKO, R.; SILVA, A. A.; BORGES, J. M. **Dynamic and Control of a Rotor System Based on Passage Through Critical Speeds With Incorporation of Smart Actuators in Flexible Bearing Device**. Proceedings of Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica - COBEM. Ribeirão Preto: 2013.

SIMÕES, M. G.; SHAW, I. S. **Controle e Modelagem Fuzzy**. 2. ed. São Paulo: Edgard Blucher: FAPESP, 2007.

SIMÕES, R. C. et al. Modal Active Vibration Control of a Rotor Using Piezoelectric Stack Actuators. **Journal of Vibration and Control**, v. 13, n. 1, p. 45–64, 2007.

SOONG, T. T.; SPENCER, B. F. Supplemental energy dissipation: state-of-the-art and state-of-the- practice. **Engineering Structures**, v. 24, n. 3, p. 243–259, 2002.

SPAGGIARI, A.; DRAGONI, E. Multiphysics Modeling and Design of Shape Memory Alloy Wave Springs as Linear Actuators. **Journal of Mechanical Design**, v. 133, n. 6, p. 61008, 2011.

TAKÁCS, G.; ROHAL’-ILKIV, B. Smart Materials in Active Vibration Control. In: **Model Predictive Vibration Control**. London: Springer, 2012. p. 65–103.

VANCE, J.; ZEIDAN, F.; MURPHY, B. **Machinery Vibration and Rotordynamics**. New Jersey, USA: John Wiley & Sons, Inc., 2010.

VELÁZQUEZ, R.; PISSALOUX, E. E. MODELLING AND TEMPERATURE CONTROL OF. **International Journal of Mechanics and Control**, v. 13, n. 2, p. 1–8, 2012.

APÊNDICE A – Cálculo da curva de aquecimento por efeito joule

$$RI_e^2 - hA(T - T_\infty) = c_p \rho V \left(\frac{dT}{dt} \right) \quad (A1)$$

A equação(A1) é discretizada no tempo e a partir do método de Euler, tem-se:

$$T_{t+\Delta t} = T_t + \Delta t \quad (A2)$$

$$\Delta T = \left(\frac{\Delta t}{c_p \rho V} \right) [R(I_{t+\Delta t})^2 - Ah(T_t - T_\infty)] \quad (A3)$$

A corrente pode ser calculada por:

$$I_{t+\Delta t} = \Gamma(t_{t+\Delta t} - t_s^{\text{Pot}}) \Gamma(t_f^{\text{Pot}} - t_{t+\Delta t}) \bar{I} \quad (A4)$$

Onde $\Gamma(x)$ é a função de Heaviside, definida como:

$$\Gamma(x) = \begin{cases} 1, & x \geq 0 \\ 0, & x < 0 \end{cases} \quad (A5)$$

Como resistência pode ser escrita como $R = \frac{\zeta l}{A}$, a resistividade pode ser dada por:

$$R = \frac{4\zeta l}{\pi d^2} \quad (A6)$$

Substituindo na equação (A3) e isolando Δt , tem-se:

$$\Delta t = \frac{\Delta T (c_p \rho V)}{\left[\frac{4\zeta l}{\pi d^2} (I_{t+\Delta t})^2 - \frac{\pi d^2}{4} h (T_t - T_\infty) \right]} \quad (A7)$$

Rao (2015) apresenta a expressão alternativa da equação (A7) que considera o calor latente de transformação e também é aplicada para determinar não só o tempo de aquecimento como de resfriamento da liga.

$$\Delta t = \frac{\rho (c_p \Delta T + L)}{\left(-\frac{4h(T - T_\infty)}{d} \right) + \left(\frac{16I_e^2 \rho}{\pi^2 d^4} \right)} \quad (A8)$$

APENDICE B – Curva de resfriamento por convecção da mola LMF

Usando separação de variáveis na equação(A1), obtém-se:

$$-\frac{hA_s}{c_p\rho V} dt = \left(\frac{1}{(T - T_\infty)}\right) dT \quad (B1)$$

Fazendo $C = (T - T_\infty)$

$$-\frac{hA_s}{c_p\rho V} dt = \frac{1}{C} dT \quad (B2)$$

Sabendo que o volume total da mola como também sua área superficial podem ser calculados como segue:

$$V = \frac{\pi d^2 l}{4} \quad (B3)$$

$$A_s = \pi dl \quad (B4)$$

A equação (B2) pode ser reescrita como segue:

$$-\frac{h\pi dl}{c_p\rho \frac{\pi d^2 l}{4}} dt = \frac{1}{C} dT \quad (B5)$$

$$-\frac{4h}{c_p\rho d} dt = \frac{1}{C} dT \quad (B6)$$

Integrando-se ambos os membros:

$$-\int_0^t \frac{4h}{c_p\rho d} dt = \int_{C_0}^{C_f} \frac{1}{C} dC \quad (B7)$$

$$-\frac{4h}{c_p \rho d} t = \ln \frac{(T_f - T_\infty)}{(T_0 - T_\infty)} \quad (\text{B8})$$

Isolando t , obtém-se a expressão que relaciona a temperatura final do fio da mola com o tempo de resfriamento:

$$t = -\frac{c_p \rho d \ln \frac{(T_f - T_\infty)}{(T_0 - T_\infty)}}{4h} \quad (\text{B9})$$

APÊNDICE C – Coeficiente de transferência por convecção no escoamento transversal

O coeficiente de transferência de calor é função da posição angular em torno de um perfil cilíndrico de modo que análises do crescimento da camada-limite e variação do coeficiente de transferência de calor local têm sido parcialmente bem-sucedidas. Contudo, para efeito de projeto é interessante determinar o coeficiente de transferência de calor médio, que pode ser determinado através da equação (C1) (INCROPERA et al., 2011).

$$\bar{h} = \overline{Nu} \left(\frac{k_t}{D_e} \right) \quad (C1)$$

O número de Nusselt (Nu) é um parâmetro adimensional que fornece uma medida da transferência de calor por convecção em uma superfície. Em outras palavras, o número de Nusselt representa para a camada limite térmica o que o coeficiente de atrito representa para a camada limite de velocidade (INCROPERA et al., 2011). Este parâmetro pode ser calculado através da equação (C2)

$$\overline{Nu} = C_c Re^{m_a} (Pr)^{\frac{1}{3}} \quad (C2)$$

As variáveis C_c e m_a são constantes, tabeladas, em função do número de Reynolds conforme apresentado na Tabela C1.

Tabela C1 - Constante da equação (C2) para o cilindro circular em escoamento cruzado

Re	C_c	m_a
0,4-4	0,989	0,330
4-40	0,911	0,385
40-4000	0,683	0,466
4000-40000	0,193	0,618
40000-400 000	0,027	0,805

Fonte -INCROPERA et al. (2011)

A equação (C2) também requer o número de Prandtl (Pr). Esse número representa a taxa de duas propriedades de transporte molecular: a viscosidade cinética $\nu = \frac{\mu}{\rho_f}$, que afeta a distribuição de velocidade, e a difusividade térmica $\frac{k_t}{\rho_f c}$, que afeta o perfil de temperatura. Em outras palavras, é um grupo de parâmetros que relaciona a distribuição de temperatura com a distribuição de velocidade (KREITH; MANGLIK; BOHN, 2011) e que pode ser calculado através da equação (C2).

$$\text{Pr} = \frac{c_p \mu}{k_t} \quad (\text{C3})$$

Contudo, para condições de escoamento padrão como, por exemplo, Ar seco sob pressão atmosférica, existem valores do número de Prandtl tabelados. Para as condições aqui estudadas, $\text{Pr}=0,71$ (KREITH; MANGLIK; BOHN, 2011).

APÊNDICE D – Código Matlab – Determinação da rigidez da mola tipo B

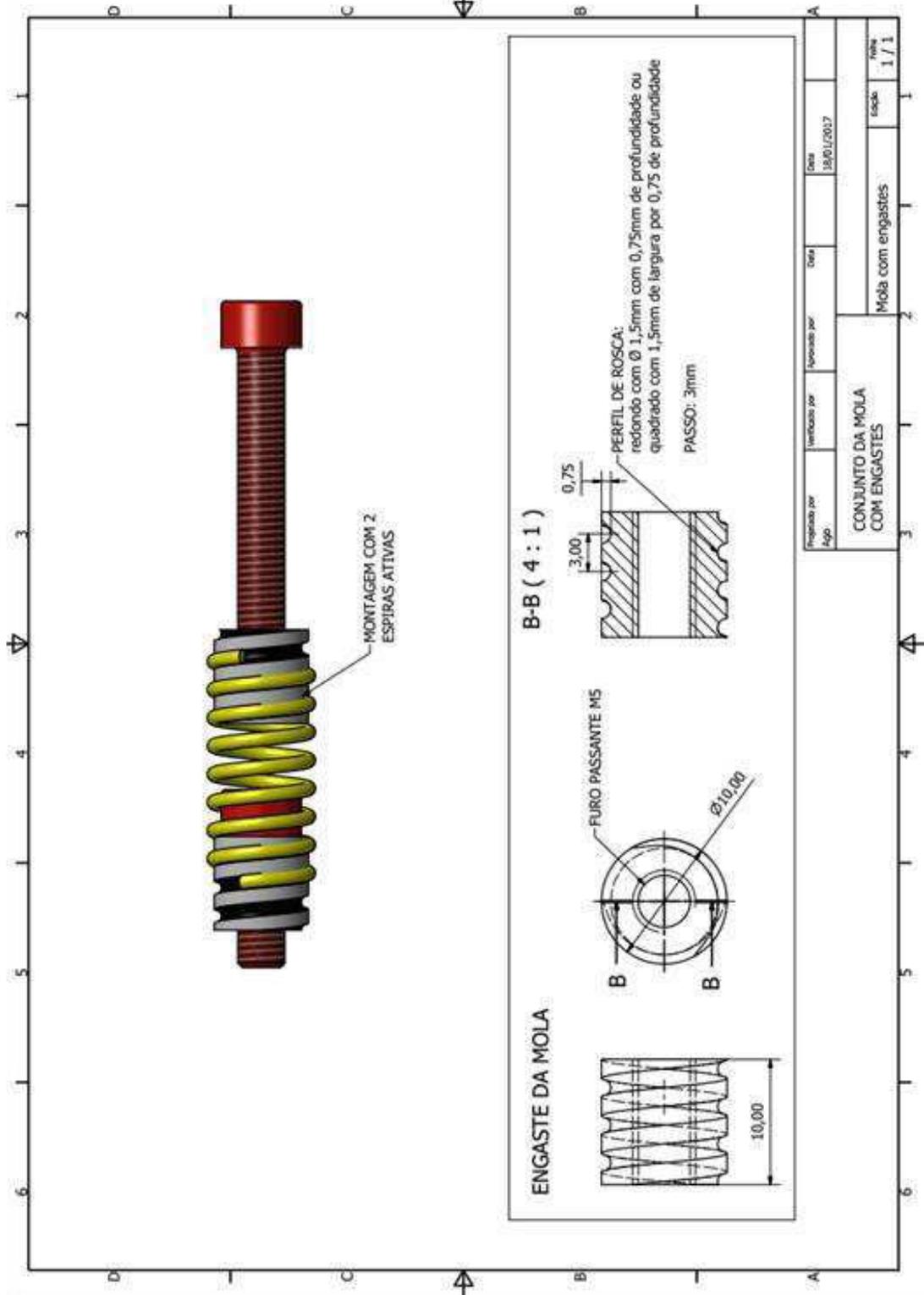
```

% Determinação da rigidez da mola tipo B.
clc, close all, clearall
n=1000; % número de iterações
% unidades no SI
Gm=13.16e9; % Módulo de cisalhamento martensítico
Ga=22e9;% Módulo de cisalhamento austenítico
D=10e-3; % Diâmetro efetivo
d=linspace(2.02e-3,0,n); % diâmetro do fio
N=2; % número de espiras ativas
KA=17424; % Rigidez na fase austenita da mola A
for i=1:n
    C=D/d(i);
    Kw((((4*C)-1)/((4*C)-4))+0.615/C);
    Ka(i)=(Ga*(d(i)^4))/(8*(D^3)*N*Kw);
    Km(i)=(Gm*(d(i)^4))/(8*(D^3)*N*Kw);
    if Ka(i)<0.5*KA % critério de parada
        break
    end
end
d=d(i-1) % diâmetro teórico
dc=1.5e-3% diâmetro comercial
C=D/dc;
Kw((((4*C)-1)/((4*C)-4))+0.615/C)
Kac=(Ga*(dc^4))/(8*(D^3)*N*Kw)
Kmc=(Gm*(dc^4))/(8*(D^3)*N*Kw)
N=(Ga*(dc^4))/(8*(D^3)*(KA/4)*Kw); % número de espiras ativas necessário para que
k_a=k_b

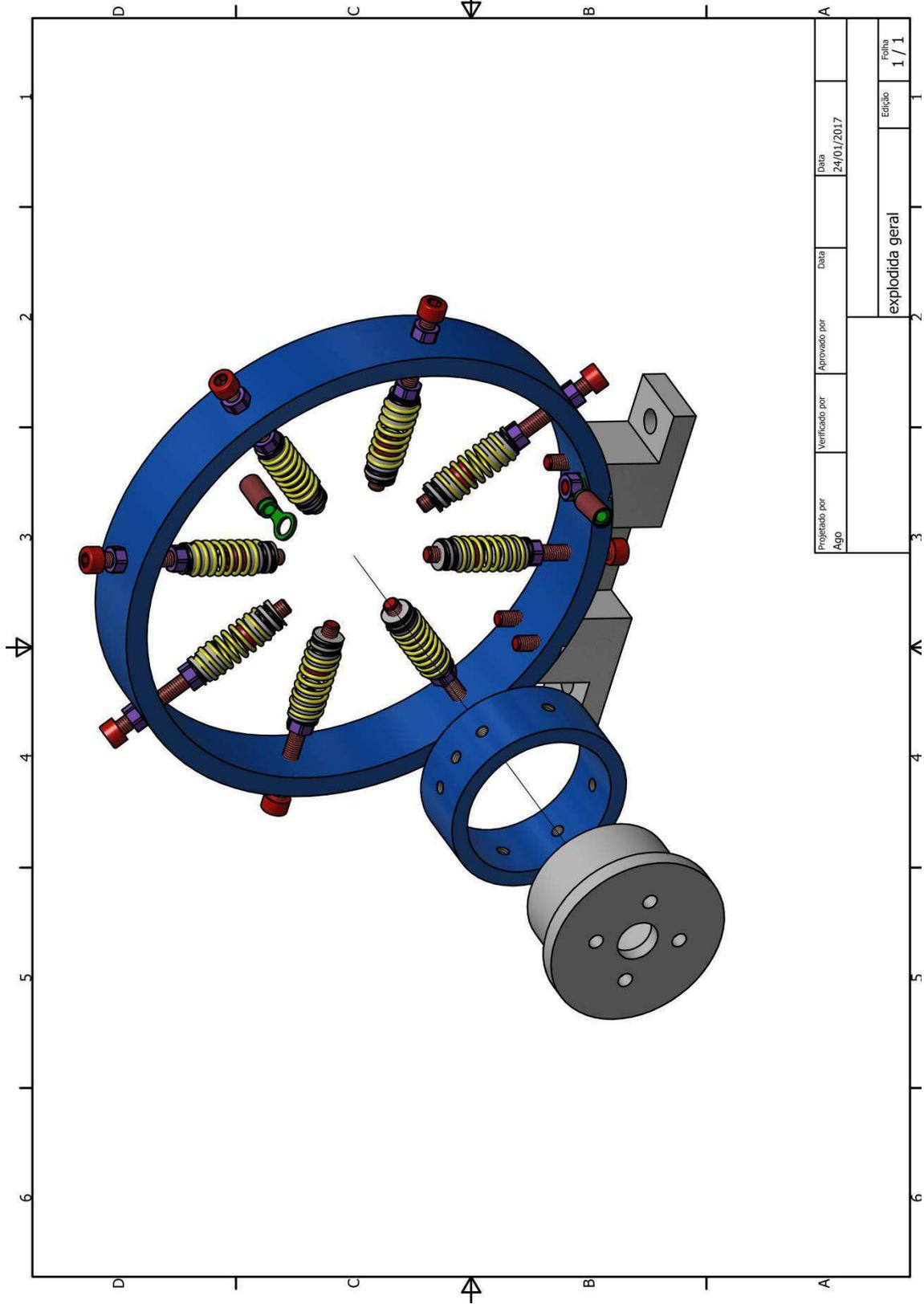
```

APÊNDICE E – Desenho técnico mecânico (componentes do sub-sistema mola LMF e mancal adaptativo)

E 1 – Mola com engastes



E2 – Vista explodida do mancal com as molas instaladas



E3 – Vista explodida – acoplamento da bucha de teflon no anel interno

