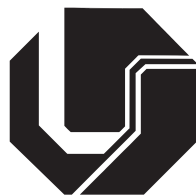


**MARIA CAROLINA ALBUQUERQUE DE SOUZA SANTOS**

**METAMODELAGEM KRIGING APLICADA NO  
CONTROLE DE MANCAIS MAGNÉTICOS ATIVOS**



UNIVERSIDADE FEDERAL DE UBERLÂNDIA  
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA

**2024**

**MARIA CAROLINA ALBUQUERQUE DE SOUZA SANTOS**

**METAMODELAGEM KRIGING APLICADA NO CONTROLE DE  
MANCAIS MAGNÉTICOS ATIVOS**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Uberlândia, como parte dos requisitos para a obtenção do título de **MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA**.

Área de Concentração: Mecânica dos Sólidos e Vibrações.

Linha de Pesquisa: Dinâmica de Sistemas Mecânicos.

Orientador: Prof. Dr. Aldemir Ap. Cavallini Jr.

Uberlândia – MG

2024

Ficha Catalográfica Online do Sistema de Bibliotecas da UFU  
com dados informados pelo(a) próprio(a) autor(a).

S237 Santos, Maria Carolina Albuquerque de Souza, 1994-  
2024 Metamodelagem Kriging aplicada no controle de mancais  
magnéticos ativos [recurso eletrônico] / Maria Carolina  
Albuquerque de Souza Santos. - 2024.

Orientador: Aldemir Aparecido Cavallini Junior.  
Dissertação (Mestrado) - Universidade Federal de  
Uberlândia, Pós-graduação em Engenharia Mecânica.  
Modo de acesso: Internet.  
Disponível em: <http://doi.org/10.14393/ufu.di.2023.655>  
Inclui bibliografia.  
Inclui ilustrações.

1. Engenharia mecânica. I. Cavallini Junior, Aldemir  
Aparecido, 1983-, (Orient.). II. Universidade Federal  
de Uberlândia. Pós-graduação em Engenharia Mecânica.  
III. Título.

CDU: 621

Bibliotecários responsáveis pela estrutura de acordo com o AACR2:

Gizele Cristine Nunes do Couto - CRB6/2091  
Nelson Marcos Ferreira - CRB6/3074



**UNIVERSIDADE FEDERAL DE UBERLÂNDIA**  
Coordenação do Programa de Pós-Graduação em Engenharia  
Mecânica

Av. João Naves de Ávila, nº 2121, Bloco 1M, Sala 212 - Bairro Santa Mônica, Uberlândia-  
MG, CEP 38400-902  
Telefone: (34) 3239-4282 - www.posmecanicaufu.com.br - secposmec@mecanica.ufu.br



## ATA DE DEFESA - PÓS-GRADUAÇÃO

Programa de Pós-Graduação em:	Engenharia Mecânica				
Defesa de:	Tese de Dissertação de Mestrado Acadêmico, nº 647, PPGEM				
Data:	05/02/2024	Hora de início:	14:00	Hora de encerramento:	16:30
Matrícula do Discente:	12212EMC009				
Nome do Discente:	Maria Carolina Albuquerque de Souza Santos				
Título do Trabalho:	Metamodelagem Kriging aplicada no controle de macais magnéticos ativos				
Área de concentração:	Mecânica dos Sólidos e Vibrações				
Linha de pesquisa:	Dinâmica de Sistemas Mecânicos				
Projeto de Pesquisa de vinculação:	Inteligência artificial aplicada na criação de modelos representativos de mancais hidrodinâmicos, selos anulares e máquinas rotativas (ROSS - Digital Twin)				

Reuniu-se por meio de videoconferência a Banca Examinadora, designada pelo Colegiado do Programa Pós-graduação em Engenharia Mecânica, assim composta: Professores Doutores: Fran Sérgio Lobato FEMEC/UFU; Rodrigo Nicoletti USP; e Aldemir Aparecido Cavallini JR, orientador da candidata.

Iniciando os trabalhos o presidente da mesa, Dr. Aldemir Aparecido Cavallini JR, apresentou a Comissão Examinadora e o candidato, agradeceu a presença do público, e concedeu ao Discente a palavra para a exposição do seu trabalho. A duração da apresentação da Discente e o tempo de arguição e resposta foram conforme as normas do Programa.

A seguir o senhor(a) presidente concedeu a palavra, pela ordem sucessivamente, aos(às) examinadores(as), que passaram a arguir o(a) candidato(a). Ultimada a arguição, que se desenvolveu dentro dos termos regimentais, a Banca, em sessão secreta, atribuiu o resultado final, considerando o(a) candidato(a):

Aprovada.

Esta defesa faz parte dos requisitos necessários à obtenção do título de Mestre.

O competente diploma será expedido após cumprimento dos demais requisitos, conforme as normas do Programa, a legislação pertinente e a regulamentação interna da UFU.

Nada mais havendo a tratar foram encerrados os trabalhos. Foi lavrada a presente

ata que após lida e achada conforme foi assinada pela Banca Examinadora.



Documento assinado eletronicamente por **Rodrigo Nicoletti, Usuário Externo**, em 15/02/2024, às 11:49, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 6º, § 1º, do [Decreto nº 8.539, de 8 de outubro de 2015](#).



Documento assinado eletronicamente por **Aldemir Aparecido Cavalini Junior, Professor(a) do Magistério Superior**, em 15/02/2024, às 11:50, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 6º, § 1º, do [Decreto nº 8.539, de 8 de outubro de 2015](#).



Documento assinado eletronicamente por **Fran Sergio Lobato, Professor(a) do Magistério Superior**, em 15/02/2024, às 11:53, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 6º, § 1º, do [Decreto nº 8.539, de 8 de outubro de 2015](#).



A autenticidade deste documento pode ser conferida no site [https://www.sei.ufu.br/sei/controlador\\_externo.php?acao=documento\\_conferir&id\\_orgao\\_acesso\\_externo=0](https://www.sei.ufu.br/sei/controlador_externo.php?acao=documento_conferir&id_orgao_acesso_externo=0), informando o código verificador **5183575** e o código CRC **E6A9428B**.

**Referência:** Processo nº 23117.011299/2024-00

SEI nº 5183575

## AGRADECIMENTOS

Agradeço primeiramente a Deus por nunca me desamparar.

À minha família, em especial minha mãe, Virginia Albuquerque, que sempre esteve ao meu lado e me deu forças para vencer todos os obstáculos, minha irmã, Maria Marta Albuquerque, pelo apoio e aprendizado dado em toda a minha jornada, minha tia, Marta Albuquerque, por sempre me receber com um sorriso e acreditar no meu potencial e meu pai, Josevaldo Pinheiro pelo incentivo e apoio durante todos os altos e baixos da minha formação acadêmica.

À meu namorado, Leonardo Cabral e sua família por todo o apoio, companheirismo e incentivo durante toda essa jornada.

Ao Prof. Dr. Aldemir Ap. Cavallini Jr pela orientação e por ter feito isso da melhor forma possível. Agradeço imensamente pela sua paciência, confiança e compreensão durante a construção deste trabalho.

Ao Prof. Dr. Israel Jorge Cárdenas Nuñez deixo meus sinceros agradecimentos por todo o conhecimento passado, pela paciência e disponibilidade que tornaram possível a realização deste trabalho.

Aos membros da banca examinadora, prof. Dr. Fran Sérgio Lobato e prof. Dr. Rodrigo Nicoletti pelo aceite e disponibilidade em contribuir com o meu trabalho.

Aos prof. Dr. Marcelo Costa Tanaka e Dr. Marco Túlio Santana Alves pelo apoio e ensinamentos passados desde a graduação até a presente data. A jornada se mostrou possível graças ao apoio constante de vocês.

Aos meus amigos e colegas do Laboratório de Mecânica de Estruturas (LMEst), em especial à Arthur Iasbeck, Felipe Carvalho, Fernanda Beatriz, Fernanda Rossi, Leonardo Sicchieri, Raimundo Neto e Stanley Washington, pelo auxílio e acolhimento, que tornou essa jornada mais leve.

Aos meus amigos pessoais, em especial Denise Miranda, Gabriel Pessine, Giovana Flores, Henrique Lira, Karen Mamede, Laurielen Barbosa, Luiz Bispo, Maria Julia Silva, Mylena Menezes e Rayanne Sanson por todo o apoio ao longo desse trabalho e pelas risadas que tornaram os dias mais leves.

Ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Uberlândia (UFU) pela oportunidade de realizar o Curso de Mestrado Acadêmico em Engenharia Mecânica.

À Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior (CAPES) e a Petrobras pelo apoio financeiro fornecido para a realização deste trabalho.

E por fim, a todos que de alguma forma, contribuíram para a minha formação acadêmica, meu sincero obrigado.

SANTOS, M. C. A. S., **Metamodelagem Kriging aplicada no controle de mancais magnéticos ativos**. 2024. 74 f. Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia.

## RESUMO

Mancais magnéticos ativos (MMA) possuem uma grande variedade de aplicações na indústria, desde turbo-bombas moleculares à compressores e turbinas de alta velocidade para a geração de energia. O rotor é levitado e sustentado pelas forças magnéticas, que são geradas pelos atuadores magnéticos presentes nos mancais. Com isso, permite-se a operação sem contato que favorece a aplicação de MMA em máquinas rotativas, pois elimina o atrito e desgaste dos materiais. Seu uso também soluciona problemas associados com a lubrificação, presente na maioria dos outros tipos de mancais. Com isso, intervenções para a manutenção do equipamento se mostram menos necessárias, aumentando assim o tempo de operação. As forças magnéticas geradas para a levitação do eixo possuem um caráter instável e, por isso, se torna necessário o uso de um sistema de controle para a segurança da operação. Esta implementação em malha fechada é associada a um sistema de sensores de posição, filtros, controladores e amplificadores de potência. Nos últimos anos, podem ser encontrados trabalhos em relação ao desenvolvimento e implementação de controladores que visam garantir a estabilidade e robustez do sistema. Dentre as técnicas de controle linear, o controlador PID adaptativo, associado com lógica fuzzy ou neuro-fuzzy tem mostrado bons resultados. No escopo de técnicas não lineares, metodologias como modos deslizantes tem se apresentado com ótimos resultados, uma vez que sua modelagem possui caráter robusto frente a incertezas do sistema. Porém, tais técnicas exigem um alto grau de complexidade no desenvolvimento da lei de controle ou em sua implementação experimental. Nesse contexto, no presente trabalho surge a proposta do uso de metamodelos para o controle de um rotor suportado por MMAs. A avaliação de desempenho do controlador proposto é feita a partir do rotor operando em diferentes velocidades e, para a sua construção, são utilizadas diferentes estratégias no que diz respeito a amplitude de vibração. Os resultados obtidos mostram que o metamodelo Kriging é capaz de garantir a estabilidade do eixo para diversas velocidades de operação do rotor.



SANTOS, M. C. A. S., **Kriging metamodeling applied in the control of active magnetic bearings.** 2024. 74 p. Dissertation, Federal University of Uberlândia, Uberlândia.

## ABSTRACT

Active Magnetic Bearings (AMBs) have a wide range of applications in the industry, from turbo-molecular pumps to compressors and high-speed turbines for power generation. The rotor is levitated and supported by magnetic forces generated by the magnetic actuators present in the bearings. This allows for contactless operation, favoring the application of AMBs in rotating machinery by eliminating friction and material wear. Their use also addresses issues associated with lubrication, common in most other types of bearings, reducing the need for maintenance interventions and thereby increasing operational uptime. The magnetic forces used for shaft levitation exhibit an unstable nature, necessitating the use of a control system for operational safety. The implementation of a closed-loop control system is associated with a position sensor system, filters, controllers, and power amplifiers. In recent years, research has focused on the development and implementation of controllers aiming to ensure system stability and robustness. Among linear control techniques, adaptive PID controllers, coupled with fuzzy or neuro-fuzzy logic, have shown promising results. Within the scope of nonlinear techniques, methodologies like sliding modes have shown excellent results, as their modeling is robust in the face of system uncertainties. However, such techniques often require a high degree of complexity in the development of the control law or experimental implementation. In this context, this work proposes the use of metamodels for the control of a rotor supported by two AMBs. The performance evaluation of the proposed controller is conducted with the rotor operating at different speeds, and various strategies are employed in terms of vibration amplitude for its construction. The results demonstrate that the Kriging metamodel ensures shaft stability across various rotor operating speeds.

---

*Keywords: Active magnetic bearings. Surrogate. Kriging. Test rig.*

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 – Levitron.....	4
Figura 2.1 – Representação de um mancal magnético ativo com seus componentes básicos .....	12
Figura 2.2 – Circuito magnético com a força de relutância gerada .....	13
Figura 2.3 – Curva de saturação de materiais magnéticos .....	14
Figura 2.4 – Geometria do atuador magnético.....	15
Figura 2.5 – Linearização no ponto de operação, com força x deslocamento e força x corrente .....	16
Figura 2.6 – Representação das forças em um rotor sob atuação de eletroímãs.....	17
Figura 3.1 – Procedimento para a construção de um metamodelo.....	20
Figura 3.2 – Configuração de um planejamento de grid regular .....	22
Figura 3.3 – Configuração de um planejamento de Hipercubo Latino .....	23
Figura 3.4 – Funções de correlação para $-2 \leq d_j \leq 2$ .....	26
Figura 4.1 – Bancada experimental da SKF e seus componentes.....	30
Figura 4.2 – Eixos de coordenadas da bancada de teste .....	31
Figura 4.3 – Sistema de aquisição e injeção de sinais .....	32
Figura 4.4 – Eixo suspenso em fios de nylon para realização de ensaio .....	33
Figura 4.5 – Função de resposta em frequência - FRF: Amplitude, fase e coerência da análise modal experimental.....	34
Figura 4.6 – Órbitas nos planos dos sensores para uma velocidade $\Omega = 2500$ rpm antes e depois do balanceamento .....	36
Figura 4.7 – Diagrama de blocos do PID adaptativo .....	37
Figura 4.8 – Sinal de deslocamento no domínio do tempo para diferentes velocidades utilizando o controlador PID adaptativo .....	38
Figura 4.9 – Órbitas obtidas para diferentes velocidades utilizando o controlador PID adaptativo.....	39
Figura 4.10 – Diagrama de blocos do controlador PID adaptativo com os filtros .....	40

Figura 5.1 – Relação entre o deslocamento e o sinal de controle do PID adaptativo para diferentes velocidades de rotação .....	43
Figura 5.2 – Diagrama de blocos do controlador Kriging SISO .....	44
Figura 5.3 – Comparação do sinal de controle obtido pelo controlador PID adaptativo e pelo metamodelo para $\Omega = 1500$ rpm .....	47
Figura 5.4 – Comparação do sinal de controle obtido pelo controlador PID adaptativo e pelo metamodelo para $\Omega = 3000$ rpm .....	48
Figura 5.5 – Comparação do sinal de controle obtido pelo controlador PID adaptativo e pelo metamodelo para $\Omega = 4500$ rpm .....	49
Figura 5.6 – Comparação do sinal de controle obtido pelo controlador PID adaptativo e pelo metamodelo para $\Omega = 5500$ rpm .....	50
Figura 5.7 – Órbitas obtidas utilizando o controlador Kriging criado a partir do banco de dados de $\Omega = 1500$ rpm .....	51
Figura 5.8 – Órbitas obtidas utilizando o controlador Kriging criado a partir do banco de dados de $\Omega = 3000$ rpm .....	52
Figura 5.9 – Órbitas obtidas utilizando o controlador Kriging criado a partir do banco de dados de $\Omega = 4500$ rpm .....	53
Figura 5.10 – Órbitas obtidas utilizando o controlador Kriging criado a partir do banco de dados de $\Omega = 5500$ rpm .....	54
Figura 5.11 – <i>Run-up</i> da bancada de 0 a 5500 rpm operando com controle SISO .....	55
Figura 5.12 – Sinal de controle injetado nos mancais durante o <i>run-up</i> da bancada de 0 a 5500 rpm com controle SISO.....	56
Figura 5.13 – Diagrama de blocos do controlador Kriging MISO .....	57
Figura 5.14 – Comparação do sinal de controle obtido pelo controlador PID adaptativo e pelo metamodelo para múltiplas velocidades .....	59
Figura 5.15 – Órbitas obtidas utilizando o controlador Kriging MISO .....	60
Figura 5.16 – Órbitas obtidas utilizando o controlador Kriging MISO .....	61
Figura 5.17 – <i>Run-up</i> da bancada de 0 a 5500 rpm operando com controle MISO .....	62
Figura 5.18 – Sinal de controle injetado nos mancais durante o <i>run-up</i> da bancada de 0 a 5500 rpm com controle MIS.....	63

## LISTA DE TABELAS

Tabela 4.1 – Especificações da bancada de mancais magnéticos ativos da SKF .....	31
Tabela 4.2 – Dados dos equipamentos utilizados para realização do ensaio .....	33
Tabela 4.3 – Comparativo entre os dados obtidos nas análises modais .....	34
Tabela 5.1 – Raiz do erro médio quadrático do metamodelo Kriging SISO para cada velocidade quando comparado com o PID adaptativo .....	45
Tabela 5.2 – Métricas de precisão do metamodelo Kriging SISO quando comparado com o PID adaptativo .....	46
Tabela 5.3 – Métricas de precisão do metamodelo Kriging MISO quando comparado com o PID adaptativo .....	58
Tabela 1.1 – Parâmetros dos filtros <i>lead-lag</i> .....	73
Tabela 1.2 – Parâmetros dos filtros genéricos de segunda ordem .....	74

## LISTA DE SÍMBOLOS E ABREVIATURAS

### Símbolos latinos:

$A$	Área do entreferro
$B$	Densidade de fluxo magnético
$b$	Peso do termo proporcional
$c$	Peso do termo derivativo
$C(s)$	Controlador PID adaptativo
$C_r(s)$	Conjunto de entradas da referência
$C_y(s)$	Conjunto de entradas do sinal da planta
$Cov$	Covariância
$f(x)$	Função polinomial
$f_x$	Força magnética
$g$	Fatores da função polinomial
<b>G</b>	Matriz polinomial
$H$	Campo magnético
$i$	Corrente nos mancais
$i_0$	Corrente de base
$i_x$	Sinal de controle
$k$	Número de variáveis de entrada
$k_{fil}$	Ganho do acoplamento eletromecânico
$K_D$	Ganho derivativo
$k_i$	Rigidez de corrente
$K_I$	Ganho integral
$k_s$	Rigidez de posição
$K_P$	Ganho proporcional
$l_{fe}$	Caminho percorrido no material ferromagnético
$m$	Massa do sistema
$M_c$	Massa de correção

$M_t$	Massa de teste
$n$	Espiras do atuador
$N_a$	Número de amostras adicionais
$N_s$	Número de amostras
$p$	Número de fatores do polinômio
$r$	Vetor de correlação
$r(s)$	Sinal de referência
$R$	Função de correlação
$R^2$	Coefficiente de determinação
$\mathbf{R}$	Matriz de correlação
$s$	Entradas de uma única amostra
$\mathbf{S}$	Matriz contendo as entradas amostrais
$\hat{\mathbf{S}}$	Matriz contendo as entradas amostrais normalizadas
$T_f$	Coefficiente do filtro derivativo
$V_a$	Volume de ar
$W$	Energia armazenada
$\curvearrowright$	Vetor de entrada
$x$	Folga do eletroímã ( <i>air gap</i> )
$x_0$	Posição de equilíbrio
$\ddot{x}$	Aceleração do sistema
$V[]$	Variância
$V_o$	Amplitude de vibração original
$V_c$	Vetor de correção
$V, W$	Eixos de coordenada da bancada de testes
$\hat{y}$	Resposta do metamodelo
$y(s)$	Resposta do sistema
$\bar{Y}$	Média da saída das amostras adicionais
$\mathbf{Y}$	Respostas amostrais
$\hat{\mathbf{Y}}$	Respostas amostrais normalizadas

### Símbolos gregos:

$\alpha$	Ângulo de decomposição das forças magnéticas
$\hat{\beta}$	Vetor contendo os coeficientes da função polinomial
$\theta$	Parâmetros de correlação

$\lambda$	Autovalor ou valor característico de um operador linear
$\mu$	Média
$\mu_0$	Permeabilidade magnética do espaço livre (ar)
$\mu_r$	Permeabilidade magnética relativa de um material qualquer
$\sigma$	Amortecimento do sistema
$\sigma^2$	Variância
$\omega$	Frequência natural do sistema
$\omega_0$	Frequência natural amortecida
$\Omega$	Velocidade de rotação do eixo

### Abreviaturas:

A/D	Analógico-Digital
AMB	<i>Active Magnetic Bearing</i>
CDF	<i>Computational Fluid Dynamics</i>
D/A	Digital-Analógico
DACE	<i>Design and Analysis of Computer Experiments</i>
DSP	<i>Digital Signal Processor</i>
FRF	Função de resposta em frequência
HPCS	<i>High-performance control systems</i>
LMEst	Laboratório de Mecânica de Estruturas
MAGLEV	<i>Magnetic levitation transport</i>
MISO	<i>Multiple Input Single Output</i>
MMA	Mancal Magnético Ativo
PD	Proporcional Derivatido
PI	Proporcional Integral
PID	Proporcional Integral Derivativo
RBDO	<i>Reliability-based design optimization</i>
RMSE	<i>Root Mean Square Error</i>
SISO	<i>Single Input Single Output</i>
SKF	Svenska Kullager Fabriken

## SUMÁRIO

<b>CAPÍTULO I: INTRODUÇÃO .....</b>	<b>1</b>
<b>1.1 Contextualização histórica dos mancais magnéticos ativos .....</b>	<b>3</b>
<i>1.1.1 Técnicas de controle aplicadas em MMAs .....</i>	<i>5</i>
<b>1.2 Metamodelo Kriging.....</b>	<b>7</b>
<b>1.3 Objetivo geral do estudo .....</b>	<b>8</b>
<i>1.3.1 Objetivos específicos .....</i>	<i>8</i>
<b>1.4 Contribuições prévias no âmbito institucional .....</b>	<b>9</b>
<b>1.5 Organização da dissertação.....</b>	<b>10</b>
<b>CAPÍTULO II: MANCAIS MAGNÉTICOS ATIVOS.....</b>	<b>11</b>
<b>2.1 Forças em mancais magnéticos ativos .....</b>	<b>11</b>
<i>2.1.1 Modelagem do atuador magnético .....</i>	<i>12</i>
<b>2.2 Estabilidade em mancais magnéticos .....</b>	<b>18</b>
<b>CAPÍTULO III: METAMODELAGEM KRIGING .....</b>	<b>19</b>
<b>3.1 Metamodelagem.....</b>	<b>19</b>
<b>3.2 Método Kriging .....</b>	<b>21</b>
<i>3.2.1 Planejamento de experimentos .....</i>	<i>22</i>
<i>3.2.2 Formulação .....</i>	<i>23</i>
<i>3.2.3 Validação do ajuste.....</i>	<i>27</i>
<b>CAPÍTULO IV: METODOLOGIA .....</b>	<b>29</b>
<b>4.1 Bancada de testes .....</b>	<b>29</b>
<i>4.1.1 Análise Modal .....</i>	<i>32</i>
<i>4.1.2 Balanceamento .....</i>	<i>35</i>
<b>4.2 PID adaptativo .....</b>	<b>36</b>
<b>CAPÍTULO V: RESULTADOS E DISCUSSÃO .....</b>	<b>42</b>
<b>5.1 Controlador Kriging SISO.....</b>	<b>42</b>
<b>5.2 Controlador Kriging MISO .....</b>	<b>57</b>



<b>CAPÍTULO VI: CONCLUSÕES .....</b>	<b>64</b>
<b>6.1 Sugestões de trabalhos futuros .....</b>	<b>65</b>
<b>REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS .....</b>	<b>66</b>
<b>APÊNDICE A: PARÂMETROS DOS CONTROLADORES .....</b>	<b>73</b>

# CAPÍTULO I

## INTRODUÇÃO

As máquinas rotativas são equipamentos vistos com frequência no cenário industrial. Sua capacidade em transformar diferentes formas de energia (como por exemplo, energia mecânica em elétrica, química em mecânica, dentre outros) faz com que sejam sistemas indispensáveis para diversos setores, tais como as indústrias petroquímica, nuclear, aeronáutica, de geração de energia e até mesmo manufatura de bens de consumo. Com o avanço tecnológico e a maior demanda de mercado, as máquinas rotativas vêm se tornando cada vez mais complexas e objeto de estudo da área de dinâmica de rotação (do inglês *rotordynamics*) (LIU et al., 2018; HAILU, 2020).

A dinâmica de rotação é a área da engenharia que estuda o comportamento dinâmico de estruturas rotativas e teve seu início com o trabalho publicado por Rankine, em 1869, intitulado '*On the centrifugal force on rotating shafts*' (CAO et al., 2018). Quando em operação, as máquinas rotativas sofrem a influência de forças dinâmicas de elevada magnitude, as quais podem vir a comprometer os seus componentes mecânicos e prejudicar o desempenho, a qualidade e a segurança do processo. Um dos indicadores utilizados para representar tais cargas e esforços dinâmicos atuantes no sistema é a vibração do equipamento (SALDARRIAGA, 2007).

Os principais componentes de uma máquina rotativa são o eixo ou rotor, onde estão os elementos de acionamento, chamados de discos; e os mancais, que são a estrutura estática que atua como suporte da parte rotativa. Matematicamente, o movimento dessa estrutura pode ser representado por uma equação de segunda ordem, que contém as propriedades de massa, rigidez e amortecimento de cada componente (MEGGIOLARO, 1996). A parte rotativa da estrutura é o eixo e, em geral, pode ser representado por vigas e discos. Diferentes geometrias podem adicionar complexidade em sua modelagem, mas análises em condições do tipo livre-livre são capazes de fornecer dados importantes sobre a característica do rotor (FRISWELL et al., 2010).

Os mancais são elementos de máquinas responsáveis pelo suporte do rotor e pela conexão entre a parte rotativa e estática da estrutura. Além disso, fornecem rigidez e amortecimento para o sistema rotativo (YOON; LIN; ALLAIRE, 2013). O movimento de rotação entre dois corpos

pode gerar diferentes cargas e forças e o projeto do mancal deve ser bem elaborado de forma a prolongar a vida útil da máquina, garantindo a manutenção dos parâmetros de vibração dentro de padrões estabelecidos pelas normas de segurança e operação. Boyce (2012) recomenda os seguintes critérios para a seleção de um mancal:

- A faixa de velocidade da operação;
- O máximo de desalinhamento permitido pelo eixo;
- Análise das velocidades críticas da estrutura e a influência da rigidez nessas condições;
- O carregamento aplicado em cada componente do rotor;
- Tipo de sistema de lubrificação e contaminação;
- Temperatura do óleo e sua viscosidade;
- Rigidez da fundação;
- O movimento axial que pode ser tolerado;
- Amplitude de vibração máxima permitida.

Os mancais de rolamento são amplamente utilizados na indústria em razão de sua simplicidade e eficiência. Nele, o movimento relativo entre os corpos é separado por um elemento rolante, de geometria variada, podendo ser esférico, cilíndrico ou cônico. Essa disposição reduz o deslizamento e, conseqüentemente, o atrito entre as superfícies. A necessidade de operação em elevadas velocidades de rotação exige que o material do mancal tenha alta resistência à fadiga e ao desgaste, bem como elevada rigidez e dureza (XU et al., 2023). Porém, com o avanço tecnológico, a demanda por equipamentos que suportem altas velocidades de rotação e grandes carregamentos aumentou e, com isso, há a necessidade de produção de mancais capazes de operar nessas condições.

Como alternativa para esta problemática, surgem os mancais hidrodinâmicos, que têm suas superfícies separadas por um filme de fluido lubrificante. Seu estudo foi iniciado por Nikolai Petrov e Beauchamp Tower em 1883, onde foi introduzido o conceito de lubrificação hidrodinâmica (WILLIAMS, 2005). Posteriormente, Reynolds (1886) desenvolveu a equação diferencial parcial que caracteriza o campo de pressão entre duas superfícies móveis. Esse movimento relativo é a base de funcionamento deste tipo de mancal, pois resulta numa pressão do filme de fluido lubrificante que, conseqüentemente, gera as forças de sustentação do mancal (STOETERAU, 1992; MEGGIOLARO, 1996). Esse tipo de mancal é muito utilizado em máquinas de grande porte devido a sua alta capacidade de carga, longa vida útil e boa capacidade de amortecimento. Como desvantagem, pode-se citar a necessidade de uma velocidade mínima de operação para que o campo

de pressão seja o suficiente para separar as superfícies móveis da estrutura. Em baixas rotações ocorre o atrito entre a área interna do mancal e os eixos (HARNOY, 2002). Além disso, em altas velocidades surgem instabilidades do fluido, que vem a comprometer o sistema rotor-mancal, conhecidas como *oil whirl* e *oil whip* (MEGGIOLARO, 1996).

Uma solução para o desgaste de mancais hidrodinâmicos quando em baixa rotação é o uso de mancais hidrostáticos. Nele, as superfícies são separadas também com um filme de fluido lubrificante. Porém, este é forçado na estrutura sob pressão por meio de uma bomba externa, ou seja, não é necessário o movimento relativo entre todas as partes da estrutura (BUDYNAS; NISBETH, 2016). A operação sem contato faz com que os mancais hidrostáticos apresentem uma precisão e estabilidade de movimento elevada. A presença do fluido pressurizado resulta em valores elevados de rigidez do filme fluido e de amortecimento de amplitudes de vibração (MICHALEC et al., 2021). Porém, para manter seu funcionamento é necessário uma alimentação constante de lubrificante de alta pressão, atrelado a um conjunto de equipamentos responsáveis pela filtragem e refrigeração do sistema, fazendo com que seu uso seja necessário somente quando os custos de operação possam ser justificados (LI et al., 2014; ROWE, 2014).

Com o objetivo de substituir os mancais mecânicos, que necessitam de paradas de manutenção e sofrem desgaste ao longo do tempo, surge o conceito de mancais magnéticos ativos (MMA, ou em inglês, *active magnetic bearing* - AMB), cujo funcionamento é baseado no princípio de levitação magnética (SIQUEIRA, 2013). O uso de tais forças resulta na operação sem contato. Como não promove atrito entre as superfícies do eixo e do mancal, não ocorre aquecimento do material e dispensa o uso de lubrificantes durante a operação, solucionando, assim, problemas que limitam a aplicação de outros tipos de mancais. Com a aplicação de MMAs, intervenções na máquina se tornam menos necessárias, aumentando assim o tempo em operação (ADAMS, 2018).

Já no que se diz respeito às desvantagens do uso de mancais magnéticos, pode-se citar o alto custo de implementação inicial para equipamentos de grande porte e a necessidade de garantia no fornecimento de energia elétrica, uma vez que seu funcionamento é baseado em geração de um campo magnético, que é criado a partir do suprimento de uma corrente elétrica numa bobina eletromagnética. Qualquer falha neste fornecimento resulta em um colapso da estrutura e na quebra das bobinas, fazendo-se necessária a presença de um mancal passivo auxiliar, muitas vezes de rolamento (GUIRAO, 2012).

## 1.1 Contextualização histórica dos mancais magnéticos ativos

O desenvolvimento de mancais magnéticos só foi possível devido ao avanço tecnológico das áreas de engenharia e de eletrônica. A levitação de um corpo utilizando forças magnéticas é uma tarefa complexa. Earnshaw (1839) demonstra em seu trabalho a dificuldade em levitar um corpo e

mantê-lo estável nessa posição. Isso é resultado das equações de Maxwell, que não permitem que o campo magnético atinja um valor máximo em um espaço livre, condição esta necessária para o equilíbrio estático (SCHWEITZER et al., 2009).

Harrigan (1983) em sua patente, mostrou que tal teorema não se aplica necessariamente para ímãs em movimento. O *Levitron* (Figura 1.1), também chamado de pião magnético, é um dispositivo que demonstra como um corpo em rotação, sob certas condições, é capaz de flutuar livremente em cima de uma base magnética. Por meio da ação giroscópica, o pião é mantido na sua posição vertical, de modo que a força resultante de repulsão entre os dipolos se oponha à força gravitacional e levite o pião. Qualquer tipo de perturbação externa que venha a variar o alinhamento da peça girante leva ao seu tombamento (JONES; WASHIZU; GANS, 1997).



Figura 1.1 – Levitron. Fonte: 3B SCIENTIFIC (2018).

Porém, para a sua aplicabilidade em escala industrial, é necessário a geração de forças magnéticas de elevada magnitude. Isso só é possível com o uso de materiais ferromagnéticos atrelado com a utilização de ferramentas de controle que venham a garantir a estabilidade dos corpos em estado de levitação.

A área de transportes apresentou inovações neste campo. Kemper (1937) propôs uma suspensão para novos meios de transporte, onde um eletroímã com uma área de polo de  $30 \times 15$  cm, com uma densidade de fluxo de 0,25 T (Tesla) e uma potência de 250 W, suportava uma carga de 210 kg sobre uma folga de ar de 15 mm. Esse estudo foi um dos precursores para os trens de alta velocidade MAGLEV, como o *Transrapid*, ativo na China num trajeto de 30 km, entre o Aeroporto Internacional de Xangai e o distrito financeiro *Lujiazui*, que leva 7 minutos e 20 segundos para completar o percurso (SCHACH; JEHLE; NAUMANN, 2006).

Outra área que proporcionou o desenvolvimento da tecnologia foi a indústria aeroespacial, onde o uso de mancais magnéticos em rodas de reação para o controle de atitude e órbita em satélites terrestres se mostrou extremamente eficiente (SINDLINGER, 1977; HABERMANN; LIARD, 1977).

Na área de dinâmica de rotação, os MMAs atuam como mancais substitutos dos mais convencionais, permitindo operação em atividades que necessitam de uma alta velocidade de rotação, de alta potência, como turbomáquinas, dispositivos médicos, onde não pode ocorrer nenhum risco de contaminação, dentre muitas outras funções (SCHWEITZER et al., 2009). Com isso, podem ser utilizados como amortecedores adicionais em sistemas suportados por mancais de rolamento ou por filmes de óleo para suprimir ou atenuar qualquer tipo de vibração devido a presença de forças de desbalanceamento e desalinhamento, trincas e falhas em engrenagens (SRINIVAS; TIWARI; KANNABABU, 2018), dentre outros. Os mancais magnéticos também são fontes de excitação de sistemas para a identificação e o diagnóstico de assinaturas características de falhas, possibilitando, assim, uma manutenção preditiva adequada (AENIS; KNOFF; NORDMANN, 2002; MANI; QUINN; KASARDA, 2006),

### *1.1.1 Técnicas de controle aplicadas em MMAs*

Como mencionado, o desafio do uso de mancais magnéticos ativos é a presença de forças magnéticas para levitação dos corpos. Isso porque em razão do seu comportamento instável, necessita-se de um sistema de controle que garanta o equilíbrio necessário para sua operação. Além disso, os componentes básicos que constituem um mancal magnético, sendo estes sensores, controladores, amplificadores de potência e eletroímãs, são não lineares em sua natureza. Ji, Hansen e Zander (2008) citam como não-linearidades as seguintes:

- A saturação do material ferromagnético, que resulta em um achatamento da curva de magnetização;
- A relação entre a força magnética e o deslocamento e entre a força e a corrente das bobinas;
- A histerese do material magnético;
- A saturação do amplificador de potência e a limitação da corrente de controle por limitações físicas;
- O atraso do controlador e dos atuadores, principalmente quando a lei de controle é implementada em um processador digital;
- O ruído dos sistemas de sensores;
- O efeito da corrente parasita;
- A curva de magnetização B-H não linear;

- O acoplamento geométrico entre os eletroímãs.

Porém, muitos pesquisadores buscaram lidar com tais não-linearidades propondo uma linearização do ponto de operação dos mancais magnéticos, sendo que os deslocamentos realizados pelo rotor são de pequena amplitude e, desta forma, técnicas convencionais como a PID, são capazes de controlar o sistema (SCHWEITZER et al., 2009; TOMCZUK; WAJNERT; ZIMON, 2011; FARMAKOPOULOS et al., 2013). Com o avanço da área de eletrônica e de processamento de dados, vários controladores vêm sendo propostos ao longo dos anos.

Lauridsen e Santos (2018) projetaram controladores baseados em norma  $H_\infty$  e síntese  $\mu$  para uma máquina rotativa suportada por mancais magnéticos e que em sua estrutura possuem selos anulares. A presença destes elementos dificultam a modelagem do MMA, pois os fluidos que atravessam a estrutura geram forças de elevada magnitude e tendem a desestabilizar a rotação do eixo, bem como causar vibrações no sistema. A técnica de  $H_\infty$  foi capaz de compensar as forças adicionadas pelo selo, enquanto que a síntese  $\mu$  adicionou uma robustez frente as variações de pressão no selo.

Sun et al. (2018) relatam o impacto de altas velocidades na rigidez de mancais magnéticos ativos e como isso prejudica a robustez e eficiência de controladores PID. Quanto maior a velocidade, menor é a rigidez do sistema em razão da influência da corrente parasita no sistema, o que leva à instabilidade do giro e ao possível colapso da estrutura. Com isso, foi modelada a rigidez dinâmica em função da corrente parasita e dos parâmetros que se acoplam nessa resposta (proporcionais, derivativos e de tempo), sendo proposto um controlador PID que ajusta os seus parâmetros de acordo com a mudança desta rigidez em diferentes frequências.

Yao, Chen e Jiao (2019) propõem um controle em malha dupla baseado onde posição e corrente são os parâmetros a serem monitorados e controlados. Devido ao caráter não linear da corrente, resultado da presença dos amplificadores de potência, a metodologia de modos deslizantes é aplicada para garantir a robustez da resposta de controle. Em paralelo, redes neurais artificiais são utilizadas para o controle de posição, atuando como compensadores. A metodologia apresentou excelentes resultados numéricos e experimentais.

Saha, Amrr e Nabi (2020) apresentam uma proposta interessante de controle por meio de modos deslizantes adaptativos de segunda ordem para um sistema de MMAs com cinco graus de liberdade e sujeito a incertezas de modelo e perturbações com limites desconhecidos. A metodologia proposta estima os ganhos do controlador sem a informação do limite superior da perturbação e reduz o chaveamento do sinal de controle. A convergência do controlador é demonstrada por meio da Teoria de Estabilidade de Lyapunov.

Saha et al. (2022) segue o estudo de MMAs com cinco graus de liberdade com um controlador construído com modos deslizantes e lógica fuzzy. A proposta de atrelar as duas técnicas é para corrigir problemas de chaveamento do sinal característicos da técnica não linear com uma

compensação fuzzy. Os resultados mostram a comparação da resposta obtida pelo controlador proposto com metodologias mais convencionais, tipo PID e modos deslizantes puro, confirmando a eficácia desta em termos de tempo de convergência, *overshoot*, chaveamento do sinal e consumo de energia.

## 1.2 Metamodelo Kriging

Na área da engenharia, é frequente recorrer a simulações para a análise e consequente desenvolvimento de novas tecnologias e produtos. Isso se deve à necessidade de compreender completamente as características e a dinâmica dos sistemas, garantindo que os processos alcancem o desempenho ideal. No entanto, um desafio significativo associado a esses métodos é o elevado custo computacional envolvido em sua execução, principalmente quando a análise lida com muitos parâmetros.

Em muitos casos, o tempo de simulação pode demandar um tempo considerável, chegando a horas ou até meses para alcançar a solução desejada. Essa demora torna inviável o uso dessas simulações em situações em que resultados rápidos são essenciais, especialmente no contexto atual, onde a tecnologia está em constante evolução para atender às demandas da indústria 4.0 (AMARAL et al., 2022).

Nesse cenário, surgem os metamodelos, também conhecidos como modelos substitutos, visando substituir simulações ou modelos que demandam alto custo computacional. Eles funcionam como representações aproximadas dos modelos mais onerosos, possibilitando uma análise mais rápida e acessível sem comprometer significativamente a precisão (FORRESTER; KEANE, 2009). Entre os variados tipos de metamodelos disponíveis atualmente, o método Kriging se destaca. Este foi desenvolvido pelo estatístico e matemático Daniel G. Krige (1919 - 2013), em 1951, para lidar com dados na área de geoestatística, especificamente na mineração de ouro. Posteriormente, o método foi formalizado por Matheron (1963).

Simpson et al. (1997) mostram o avanço de metamodelos para representar modelos computacionais determinísticos, utilizando não somente a metodologia Kriging, como também redes neurais artificiais e aprendizado indutivo, com suas vantagens e desvantagens. Neste trabalho é demonstrada a importância do planejamento experimental e o impacto do uso de metamodelos na engenharia.

Forrester e Keane (2009) apresentam a evolução dos metamodelos atrelados a parâmetros de otimização. As variações do *Ordinary Kriging*, como é conhecida a sua formulação convencional, resultam em ferramentas poderosas e mais adaptativas. À exemplo pode-se citar o *Universal Kriging*, para simulações determinísticas, *Blind Kriging* (JOSEPH; HUNG; SUDJIANTO, 2008) e *co-Kriging*.

Ulaganathan et al. (2015) disponibilizam em seu trabalho uma *toolbox* para implementações



de metamodelos Kriging. Ele argumenta que a maioria das bibliotecas gratuitas oferece apenas a versão padrão do modelo e apresenta o pacote *ooDACE* com diversas variantes de Kriging, como: o próprio Kriging, convencional, o universal, co-Kriging, Blind Kriging, Kriging estocástico e o Gradiente. Todas estas opções estão em um ambiente orientado a objetos, em uma única plataforma.

A aplicabilidade da metodologia Kriging é ampla. Na área de controle de sistemas essa metodologia é utilizada como apoio ao desenvolvimento de controladores e como otimizador de parâmetros. Micheli e Laflamme (2020) utilizam de metamodelos Kriging para auxiliar no desenvolvimento de um dispositivo que controla a vibração de estruturas civis (*High-performance control systems* - HPCS). Este necessita de uma malha de controle fechada para ajustar o amortecimento da estrutura frente à ventos, terremotos e outros. O metamodelo surge, assim, para mapear as incertezas presentes na malha de controle e nas cargas externas. Com o resultado do mapeamento, é quantificado o efeito das incertezas na resposta do sistema.

Wang, Zhao e Liu (2023), por exemplo, buscando o controle ativo de estruturas piezo-elétricas, que possuem incertezas inerentes devido o seu material, carga e ambiente, utiliza de metamodelos Kriging para otimização de projeto baseada em confiabilidade (RBDO, em inglês) para substituir as técnicas convencionais de controle da área, comumente do tipo PID, que são conservadoras e demandam muita energia.

### 1.3 Objetivo geral do estudo

Nesse contexto, o objetivo do presente trabalho é desenvolver e implementar um controlador baseado em modelagem Kriging para sistemas rotativos suportados por mancais magnéticos ativos, buscando garantir a estabilidade e o controle da posição do sistema para a faixa de operação da bancada experimental.

#### 1.3.1 Objetivos específicos

Para atingir o objetivo geral desta dissertação, torna-se necessário dividir esse objetivo em etapas específicas, listadas a seguir:

- Compreender o comportamento dinâmico do conjunto acadêmico de mancais magnéticos ativos fornecido pela fabricante SKF através do modelo numérico/computacional desenvolvido por Oliveira (2015);
- Coletar dados experimentais em diferentes faixas de velocidade que sejam representativos no que diz respeito à dinâmica da bancada experimental;

- Construir metamodelos Kriging para posterior implementação;
- Avaliar o desempenho do controlador nas diferentes faixas de velocidade para identificar a melhor estratégia de controle de vibração do sistema.

## 1.4 Contribuições prévias no âmbito institucional

As pesquisas relacionadas os mancais e atuadores magnéticos e à dinâmica de rotação no LMEst (Laboratório de Mecânica de Estruturas) têm sido consolidadas no decorrer dos últimos anos, principalmente no âmbito de controle ativo de vibrações. A seguir serão descritos os trabalhos mais relevantes para a elaboração desta dissertação.

Morais (2010) propôs em sua tese de doutorado o uso de atuadores eletromagnéticos para o fechamento de trincas em rotores flexíveis inteligentes, controlando assim o avanço de falhas por fadiga na estrutura. Neste trabalho também tratou-se sobre a utilização de técnicas de resolução para problemas inversos visando a identificação do desbalanceamento do rotor, este muitas vezes induzido pela própria adição de atuadores magnéticos no sistema.

Koroishi (2013) realizou o controle ativo de vibrações em rotores flexíveis, utilizando um mancal híbrido, formado por um mancal de rolamento, atrelado a quatro atuadores eletromagnéticos. Com isso, é possível aplicar esforços de controle no sistema por meio das forças magnéticas geradas. Foram propostos dois controladores: o primeiro baseado na norma  $H_\infty$  e no Controle Ótimo; e o segundo utilizando lógica *fuzzy*. Ambos foram implementados numericamente e experimentalmente, mostrando ótimos resultados.

Oliveira (2015) apresentou em sua dissertação um modelo numérico/computacional representativo do comportamento dinâmico da bancada de rotores flexíveis suportada por dois mancais magnéticos da fabricante SKF. A validação dos resultados obtidos foi feita a partir da comparação das funções de transferência obtidas numericamente com as coletadas do sistema experimental. Tal modelo numérico foi utilizado como referência para os controladores a serem propostos nesta dissertação.

Borges (2016) também desenvolveu o modelo numérico/experimental da bancada de rotores suportados por mancais magnéticos da SKF e projetou um controlador modal robusto para substituir o PI nativo do sistema. Para este projeto foram analisados os polos dominantes da planta e avaliada a estabilidade do sistema em frente às condições de desbalanceamento. Os resultados numéricos e experimentais mostraram a robustez da metodologia.

Oliveira (2019) continuou o estudo no conjunto acadêmico da SKF e utilizou técnicas de controle como PI, PID adaptativo e metamodelagem Kriging para o controle de rotores supercríticos. A implementação foi realizada numericamente e validada experimentalmente. Também

foi analisada a resposta ao desbalanceamento com o uso das metodologias implementadas. Este trabalho também foi utilizado como referência para esta dissertação.

Carvalho (2020) apresentou em sua tese de doutorado novas propostas de controle para a bancada de mancais magnéticos da SKF. Para isso, foram avaliadas as dificuldades obtidas no controle do sistema usando técnicas como PID adaptativo, PID *Fuzzy*, projetando-se, então, um controlador do tipo *Neuro Fuzzy* Robusto, capaz de lidar com incertezas no sistema.

Marangoni (2020) realizou o controle ativo de vibrações utilizando atuadores eletromagnéticos por meio de técnicas *self-sensing*. Nessa metodologia, no lugar de sensores de posição, parâmetros de tensão e corrente presentes na bobina eletromagnética são utilizados como ação de controle. Um controlador PID foi proposto e com os dados obtidos numericamente e experimentalmente, foi possível comprovar a eficiência da técnica.

Mancuzo (2022) projetou um protótipo de máquinas rotativas suportadas por mancais magnéticos a partir de um microcontrolador com funções DSP (*Digital Signal Processor*) e componentes eletrônicos de baixo custo. No trabalho é apresentado um programa computacional para o projeto simplificado de MMAs, o projeto mecânico para fabricação de toda a estrutura e o eletroeletrônico do módulo de processamento de sinais. É mostrada a construção do protótipo e os resultados obtidos do sistema em operação.

## 1.5 Organização da dissertação

O capítulo I expõe a problemática do trabalho, introduzindo os conceitos de levitação magnética, assim como o avanço tecnológico que proporcionou a criação de mancais magnéticos. Também é apresentado o estado da arte no que diz respeito à metamodelagem Kriging e, por fim, os objetivos deste trabalho.

O Capítulo II apresenta a formulação da força magnética de relutância e define o controle ativo para sistemas magnéticos.

No Capítulo III é descrito o conceito de metamodelagem, assim como as etapas necessárias para a construção destes. É apresentado, também, a formulação do método Kriging e a ferramenta utilizada para o seu desenvolvimento.

O Capítulo IV apresenta a bancada de testes utilizada para a implementação dos controladores desenvolvidos neste trabalho, bem como os procedimentos realizados para a garantia do seu funcionamento. Também é apresentado o controlador PID adaptativo implementado no sistema.

No Capítulo V são descritos os controladores implementados experimentalmente e discutidos os resultados obtidos.

O Capítulo VI apresenta as principais conclusões obtidas com a aplicação de metamodelos para o controle de mancais magnéticos e algumas sugestões de trabalhos futuros.

## CAPÍTULO II

### MANCAIS MAGNÉTICOS ATIVOS

Neste capítulo serão apresentados os conceitos fundamentais do funcionamento de mancais magnéticos, dando destaque a formulação da força de relutância e a justificativa do uso de controle ativo para a operação destes. Toda a modelagem apresentada neste capítulo pode ser encontrada com detalhes em Schweitzer et al. (2009).

#### 2.1 Forças em mancais magnéticos ativos

Os mancais magnéticos podem ser classificados de acordo com o tipo de força que está atuando sobre a estrutura e garantindo a sustentação do rotor, sendo estas: a força de Lorentz, que surge a partir do movimento de um material condutor em um campo magnético, sendo assim muito utilizada na área de transportes rápidos, e a força de relutância magnética, gerada a partir de materiais de diferentes permeabilidades magnéticas arranjados no mesmo espaço. Os mancais magnéticos ativos (MMA) em geral são construídos a partir da segunda força citada.

Sabe-se que as forças magnéticas apresentam um caráter instável (EARNSHAW, 1839). Dito isso, se mostra necessária a presença de uma ação que venha a garantir a estabilidade dos corpos — o controle ativo, formado por um controlador, sensores de posição e atuadores magnéticos. Sistemas que não contam com uma ação de controle são chamados de passivos.

Assim, uma lei de controle em malha fechada deve ser implementada para garantir a estabilidade do sistema e uma operação segura. Para o MMA, o sistema é formado por sensores de posição, filtros, controladores e amplificadores. Uma versão simplificada é indicada na Figura 2.1. O sensor de posição realiza a medição do deslocamento do rotor, envia este sinal para um controlador, que irá determinar o sinal de controle necessário para a manutenção da posição de equilíbrio, que por sua vez será enviado a um amplificador de potência, onde é transformado em corrente de controle e por fim, aplicado nas bobinas do eletroímã, gerando a força magnética que garante a levitação do sistema.

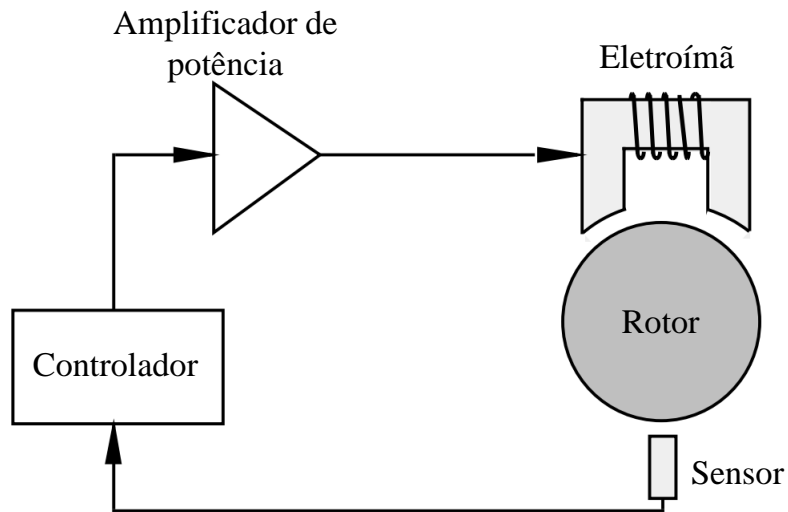


Figura 2.1 – Representação de um mancal magnético ativo com seus componentes básicos. Fonte: Adaptado de Schweitzer et al. (2009).

### 2.1.1 Modelagem do atuador magnético

Para a modelagem de um mancal magnético, algumas hipóteses devem ser consideradas no que diz respeito a presença de não-linearidades. Estas são citadas abaixo:

- O fluxo magnético está sempre abaixo do nível de saturação do material ferromagnético;
- Os deslocamentos do rotor são de pequena amplitude, quando comparado com a folga do mancal;
- A distribuição do fluxo magnético é relativamente uniforme;
- Perdas elétricas e a presença de corrente parasita é mínima.

De acordo com Schweitzer et al. (2009), estas hipóteses levam a um erro de 5 a 15 % na modelagem. Dito isto, inicia-se a formulação da força magnética. O eletroímã é o dispositivo onde irá circular uma corrente elétrica que determinará a intensidade do campo magnético. Este campo gerado irá criar um ciclo fechado, que atravessará o próprio eletroímã, a folga de ar (*air gap*) e o rotor localizado no centro do atuador, resultando numa força de atração entre os elementos constituídos de material ferromagnético (Figura 2.2). Esta força também pode ser chamada de magnetomotriz.

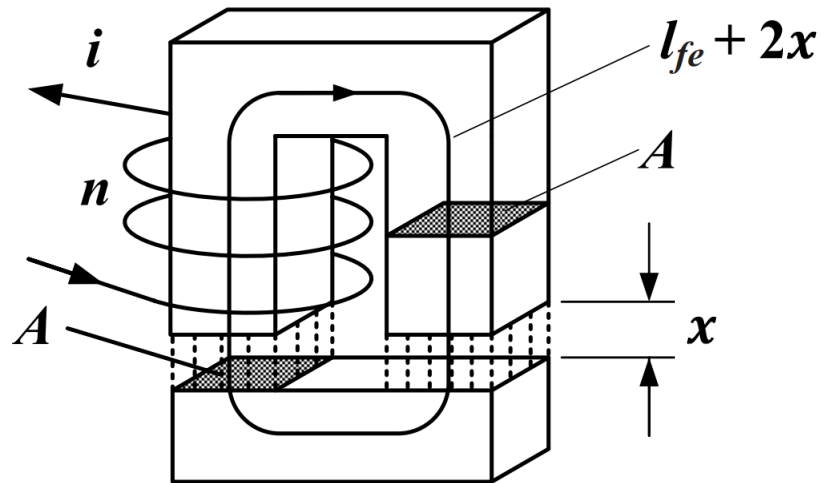


Figura 2.2 – Circuito magnético com a força de relutância gerada. Fonte: Schweitzer et al. (2009).

A corrente  $i$  circula pelo enrolamento de  $n$  espiras do atuador, gerando um campo magnético  $H$  [A/m]. Ao aumentar  $H$ , ocorre um alinhamento dos dipolos magnéticos do material, gerando uma densidade de fluxo magnético  $B$  [Wb/m<sup>2</sup> ou T (Tesla)]. A relação entre  $B$  e  $H$  resulta na histerese – propriedade característica de materiais magnéticos, onde ocorre a tendência a se conservar o campo magnético mesmo com a ausência de um campo externo.

Assim, para a modelagem de um MMA, entra aqui a hipótese que o fluxo magnético deve estar abaixo do nível de saturação do material. Não é recomendada a operação em níveis acima, visto que, após atingir o ponto de saturação, todos os dipolos do material já se alinham (Figura 2.3). Após atingir a saturação, qualquer incremento adicional no campo magnético não resulta em aumento adicional da densidade de fluxo, sobrecarregando assim apenas o sistema com uma maior injeção de corrente elétrica.

Com isso, busca-se representar a relação entre a densidade de fluxo  $B$  com a intensidade do campo magnético  $H$  de forma linear, como indicado na Equação 2.1, sendo  $\mu_0$  a permeabilidade do espaço livre (ar), dada em  $\text{Hm}^{-1}$  (Henry por metro).

$$B = \mu_0 \cdot H \quad (2.1)$$

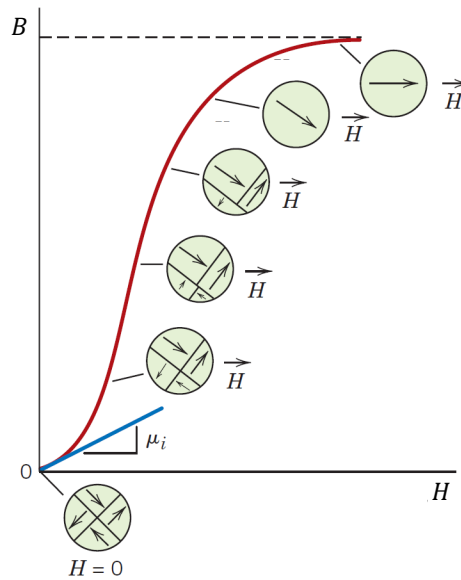


Figura 2.3 – Curva de saturação de materiais magnéticos. Fonte: Gasparoto (2013).

A inclinação da curva de magnetização no seu intervalo linear é chamada de permeabilidade do material  $\mu$  e pode ser expressa como o produto entre a permeabilidade no espaço livre e uma permeabilidade relativa para um material qualquer  $\mu_r$ . Com isso, a relação entre densidade de fluxo e seu campo magnético resulta na Equação 2.2.

$$B = \mu_r \cdot \mu_0 \cdot H \quad (2.2)$$

Aplicando a Lei de Ampère (Equação 2.3) para um percurso fechado dado por  $l_{fe} + 2x$ , onde  $l_{fe}$  corresponde ao caminho percorrido no material ferromagnético e  $2x$  são as folgas do eletroímã, encontra-se a intensidade do campo magnético  $H$  induzido pela corrente  $i$  que percorre as  $n$  espiras do atuador, como mostra a Equação 2.4.

$$\oint H \cdot ds = ni \quad (2.3)$$

$$l_{fe} \cdot H_{fe} + 2x \cdot H_x = ni \quad (2.4)$$

sendo  $H_{fe}$  e  $H_x$  a intensidade de campo magnético no material ferromagnético e na folga de ar do atuador, respectivamente.

Colocando a equação anterior em termos de densidade de fluxo, obtém-se a Equação 2.5.

$$l_{fe} \frac{B}{\mu_r \cdot \mu_0} + 2x \frac{B}{\mu_0} = \left( \frac{l_{fe}}{\mu_r} + 2x \right) \frac{B}{\mu_0} = ni \quad (2.5)$$

Como a permeabilidade magnética de materiais ferromagnéticos  $\mu_r \gg 1$ , a densidade de fluxo magnética para cada folga do atuador pode ser dada pela Equação 2.6.

$$B = \mu_0 \frac{ni}{2x} \quad (2.6)$$

A força de relutância pode ser determinada a partir da taxa de variação da energia armazenada com relação ao deslocamento (Princípio dos Trabalhos Virtuais). A energia  $W$  contida no volume de ar está indicada na Equação 2.7.

$$W = \frac{1}{2}BV_a \quad (2.7)$$

Considerando que  $V_a = 2A_x$  e  $B$  o campo magnético que passa pelas folgas (volume de ar), a força  $f$  obtida virtualmente é dada por:

$$f_x = -\frac{\partial W}{\partial x} = BHA = \frac{B^2 A}{\mu_0} \quad (2.8)$$

E com isso, ao substituir a Equação 2.6 na Equação 2.8, encontra-se a força de relutância do atuador magnético (Equação 2.9). Os termos constantes das equação serão substituídos posteriormente pela variável  $k$ .

$$f_x = \left( \frac{1}{4} \mu_0 n^2 A \right) \frac{i^2}{x^2} \quad (2.9)$$

Considerando a geometria do mancal (Figura 2.4), a força é aplicada no rotor com uma angulação  $\alpha$  em relação a área dos pólos, fazendo-se necessária a adição do termo  $\cos \alpha$  na equação anterior, obtendo assim:

$$f_x = k \frac{i^2}{x^2} \cos \alpha \quad (2.10)$$

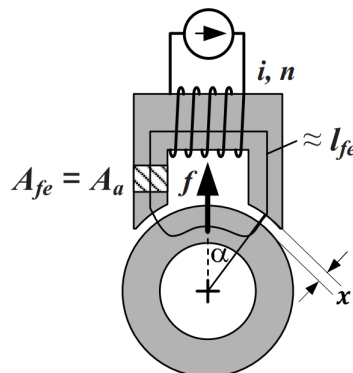


Figura 2.4 – Geometria do atuador magnético. Fonte: Schweitzer et al. (2009).



Ao analisar a Equação 2.10 percebe-se que a força magnética gerada é diretamente proporcional ao quadrado da corrente  $i$  aplicada no eletroímã e inversamente proporcional ao quadrado da folga  $x$ . Em condições de operação onde a distância  $x$  é muito pequena, ou quando o valor de  $i$  é muito elevado, a saturação do fluxo magnético do material do atuador é atingida, aumentando o caráter não linear do sistema.

Para contornar o problema de não linearidade, Schweitzer et al. (2009) propõe que o sistema opere em torno de um ponto de operação, com uma pequena variação de posição, linearizando assim o modelo do mancal a partir de uma condição estacionária, com uma corrente de base (*bias*),  $i_0$ , e uma posição  $x_0$  (Figura 2.5). Neste ponto, a corrente que está atuando nos eletroímãs atinge o ponto de equilíbrio para levitação do sistema. Deve-se destacar a importância da corrente de base, visto que ela, ao ser responsável pelo ponto de linearização do sistema, exerce influência no projeto do controlador. A escolha inadequada deste ponto pode resultar na queima das bobinas.

Na Equação 2.11 está descrita a relação entre força/deslocamento e força/corrente.

$$f_x(x, i) = -k_s x + k_i i \quad (2.11)$$

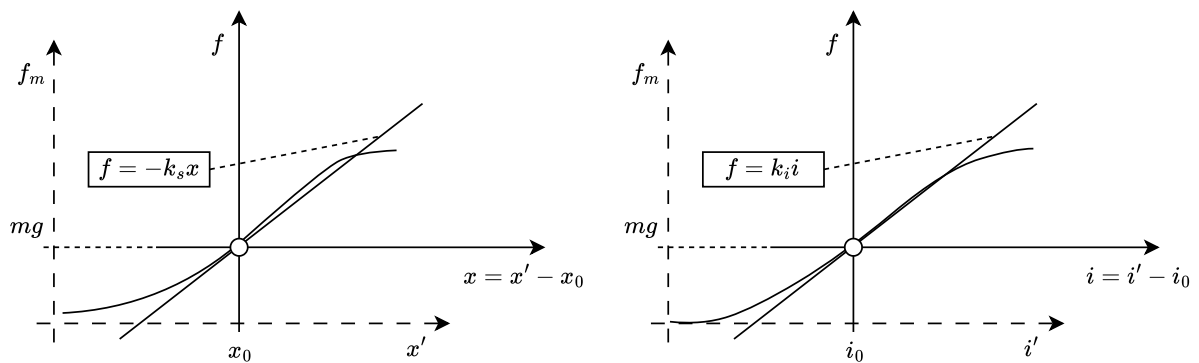


Figura 2.5 – Linearização no ponto de operação, com força x deslocamento e força x corrente.

Fonte: Adaptado de Schweitzer et al. (2009).

No momento que a posição de equilíbrio for perturbada, surge um sinal de corrente  $i_x$ , que será responsável pela manutenção da posição estacionária do rotor. Assumindo uma configuração onde dois atuadores estão em direções opostas do mesmo plano, isso resultará em um acréscimo de sinal de corrente em um dos atuadores ( $i_0 + i_x$ ) e o decréscimo no seu oposto ( $i_0 - i_x$ ). A corrente será maior na parte superior da estrutura para superar a força peso (Figura 2.6). Este comportamento é análogo para a posição.

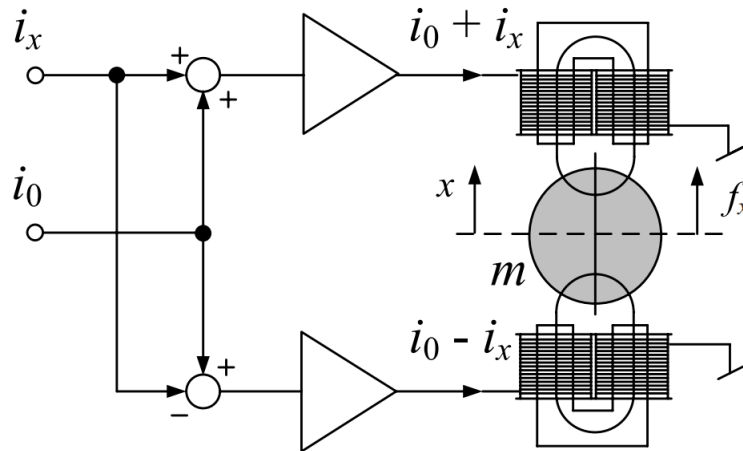


Figura 2.6 – Representação das forças em um rotor sob atuação de eletroímãs. Fonte: Schweitzer et al. (2009).

Substituindo os valores de corrente e posição na Equação 2.10, obtêm-se:

$$f_x = k \left( \frac{(i_0 + i_x)^2}{(x_0 - x)^2} - \frac{(i_0 - i_x)^2}{(x_0 + x)^2} \right) \cos \alpha \quad (2.12)$$

Aplicando a série de Taylor na Equação 2.12 e desprezando-se os termos de segunda ordem, obtêm-se a Equação 2.10. Deve-se considerar também que  $x \ll x_0$ .

$$f_x = \frac{4ki_0}{x_0^2} (\cos \alpha) i_x + \frac{4ki_0}{x_0^3} (\cos \alpha) x = k_i i_x + k_s x \quad (2.13)$$

onde a rigidez de corrente  $k_i$  é definida como:

$$k_i \equiv \frac{4ki_0}{x_0^2} (\cos \alpha) \quad (2.14)$$

e a rigidez de posição  $k_s$  é:

$$k_s \equiv \frac{4ki_0}{x_0^3} (\cos \alpha) \quad (2.15)$$

A rigidez de corrente, indicada na Equação 2.14, não depende da corrente de controle do sistema, mas está linearmente associada à corrente de base. Portanto, é recomendável que o atuador magnético não opere com uma corrente de base excessivamente baixa, a fim de evitar uma resposta fraca quando uma mudança na força é necessária. Já na Equação 2.15, a rigidez de posição indica que quando o rotor se desloca para um lado, a força magnética tende a mesma direção, sendo favorável ao deslocamento.

## 2.2 Estabilidade em mancais magnéticos

É possível demonstrar a necessidade de implementação de um controle ativo em mancais magnéticos a partir da Segunda Lei de Newton. Vale ressaltar que, para esta modelagem, a dinâmica do sensor e do amplificador são desprezadas. Além disso, a linearização da força magnética é necessária para esta demonstração. Dito isso, para um sistema em malha aberta, onde não existe um monitoramento de posição e uma ação de controle definida, tem-se que:

$$m\ddot{x} = f_x \quad (2.16)$$

Ao substituir a força magnética na Equação 2.16, obtêm-se:

$$m\ddot{x} = k_s x + k_i i \quad (2.17)$$

Em sistemas de malha aberta, a corrente de controle  $i$  é zero, logo a solução desta equação é dada por  $x(t) = e^{\lambda t}$  com autovalores  $\lambda = \pm\sqrt{|k_s|/m}$ . Pela teoria de Controle, sabe-se que se a parte real de um autovalor for positiva, o sistema é instável.

Para um sistema com realimentação, ou seja, em malha fechada, onde o controlador busca levar o sistema para o seu ponto de referência (normalmente zero) com os dados obtidos do sensor de posição através de um sinal de controle  $i$  enviado para o atuador magnético. Para a demonstração da estabilidade, utiliza-se um modelo de controlador clássico PD (Proporcional Derivativo), dado pela Equação 2.18.

$$i = -Px - D \frac{dx}{dt} \quad (2.18)$$

Agora, substituindo o sinal de controle  $i$  na Segunda Lei de Newton, tem-se:

$$m\ddot{x} + H\dot{x} + Jx = 0 \quad (2.19)$$

onde  $H = -k_i D$  e  $J = -k_s - k_i P$ . A solução desta equação é dada por  $x(t) = e^{\lambda t}$ , com autovalores  $\lambda = -\sigma \pm j\omega$ , sendo o amortecimento  $\sigma = J/2m$  e a frequência natural amortecida  $\omega = \sqrt{\omega_0^2 + \sigma^2}$ .  $\omega_0$  é a frequência natural do sistema.

Os autovetores não apresentam valor real positivo, ou seja, eles se encontram no lado esquerdo do plano complexo, indicando a estabilidade do sistema, sem nenhuma perturbação externa. Na ocorrência de forças de perturbação estacionárias, a exemplo da força peso, a solução desta equação é acrescida de uma parcela particular  $x_p$ , não sendo mais homogênea. Para corrigir isso, é necessária a adição do termo integral do controlador, que irá corrigir o erro estacionário do sistema.

## CAPÍTULO III

### METAMODELAGEM KRIGING

Este capítulo trata sobre os problemas que envolvem as simulações computacionais e sobre as alternativas utilizadas atualmente para facilitar o desenvolvimento de projetos — os metamodelos. Posteriormente, aborda-se o que a literatura recomenda para fins de construção de metamodelos capazes de serem representativos dos seus modelos originais, com destaque para o uso do método Kriging, que é utilizado nesta dissertação. Por fim, é apresentada a ferramenta utilizada para a construção do metamodelo em ambiente computacional.

#### 3.1 Metamodelagem

Durante o desenvolvimento e aprimoramento de novas tecnologias e produtos é frequentemente empregada a utilização de simulações computacionais. Isso se deve à importância de compreender completamente as características e o comportamento dinâmico dos sistemas, a fim de otimizar o desempenho dos processos. Um método amplamente utilizado para a predição do comportamento de uma estrutura estática ou rotativa é o de Elementos Finitos. Por sua vez, para simular escoamento de fluidos, transferência de calor e outros fenômenos utiliza-se o método da Dinâmica de Fluidos Computacional, conhecida como CFD (*Computational Fluid Dynamics*). Já o método de Monte Carlo é usualmente utilizado para estimar a confiabilidade de produtos diante de incertezas (SIMPSON; LIN, 2001).

O problema destes métodos é que, em muitas situações, o custo computacional para a sua execução é elevado, podendo demorar horas ou até meses para atingir a solução desejada, o que acaba por inviabilizar o seu uso em algumas situações em que o resultado exige brevidade, especialmente no mundo atual onde a tecnologia evolui em ritmo acelerado para atender as necessidades da produção moderna.

Neste contexto surgem os metamodelos, também chamados de modelos substitutos (em inglês, *surrogate model*) com o objetivo de substituir simulações ou modelos de alto custo com-

putacional. Os metamodelos surgiram na década de 70 e eram utilizados para auxiliar o cálculo de sensibilidade dos modelos de simulação, quando diversas rodadas eram necessárias para a sua execução (BLANNING, 1974; KLEIJNEN, 1975; VILLAR, 2016).

Desta forma, pode-se definir que metamodelos são um conjunto de equações e métodos estatísticos que, de forma aproximada, representam o comportamento de um sistema físico real, relacionando as entradas e saídas do seu modelo original. Na Figura 3.1 pode ser visualizado um fluxograma que mostra o procedimento geral para a construção de metamodelos.

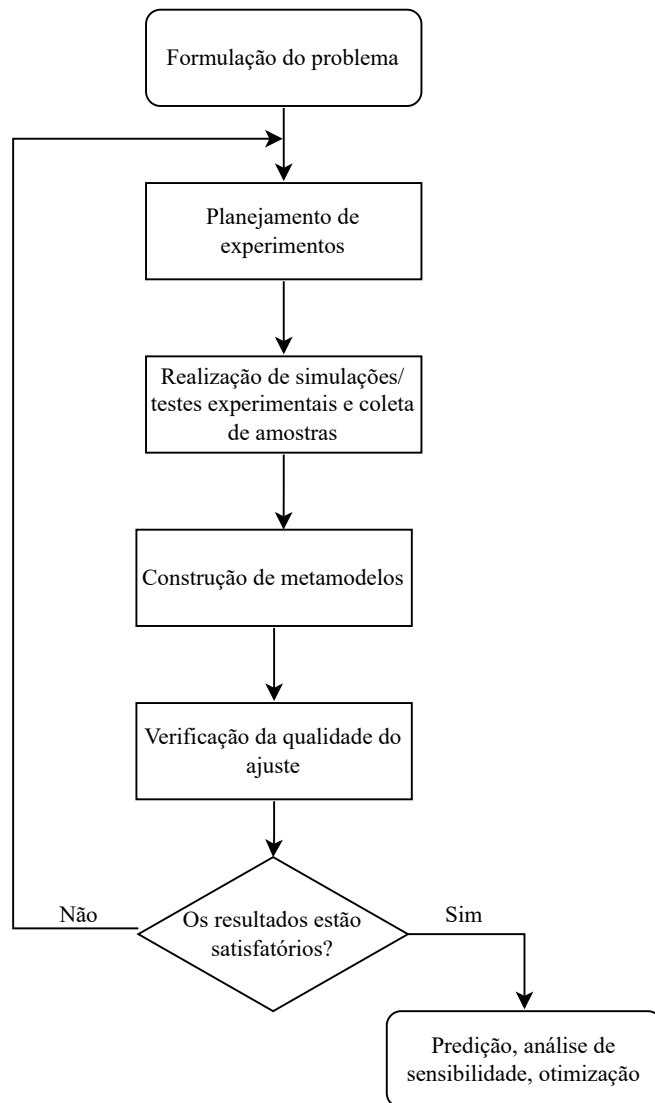


Figura 3.1 – Procedimento para a construção de um metamodelo. Fonte: Adaptado de Viana (2008).

De acordo com Simpson e Lin (2001) e Queipo et al. (2005), após a definição do problema a ser modelado, o processo para a construção de metamodelos pode ser dividido em quatro etapas,

conforme indicado no *loop* do fluxograma anterior. As etapas são as seguintes:

- **Planejamento de experimentos:** esta etapa consiste na escolha adequada dos dados de interesse que irão representar as entradas e saídas do modelo original e serão utilizados para a construção do metamodelo;
- **Realização de simulações/testes experimentais:** com foco no espaço amostral já determinado anteriormente, o modelo original é executado para a coleta das amostras com suas respectivas entradas e saídas;
- **Construção de metamodelos:** nesta etapa é escolhida a técnica que é mais adequada para representar o conjunto de dados do modelo original. Atualmente, os mais comumente utilizados são as técnicas de redes neurais artificiais, de superfície de resposta, de aprendizagem indutiva e de Kriging;
- **Verificação da qualidade do ajuste:** também chamado de validação, onde as respostas obtidas pelo metamodelo construído são comparadas com o modelo original e avaliadas a partir de métricas de precisão para verificar se são representativas ou não.

Assim, buscando verificar a capacidade de metamodelos em representar sistemas reais, neste trabalho é proposto o uso do método Kriging como substituto para um controlador PID implementado no controle de rotores suportados por mancais magnéticos.

### 3.2 Método Kriging

O método Kriging, também chamado de Krigagem, foi criado pelo estatístico e matemático Daniel G. Krige para o tratamento de dados na área de geoestatística – mais precisamente, na mineração de ouro. O objetivo principal era intensificar a predição da localização de minas por meio de um modelo polinomial a partir de um conjunto de dados limitado. Este método foi aprimorado e formalizado pelo matemático francês Matheron (1963) e introduzido como uma solução para problemas de engenharia e otimização por Sacks et al. (1989) e Jones, Schonlau e Welch (1998), respectivamente.

Sua formulação consiste na combinação entre funções polinomiais (determinísticas) e modelos estocásticos, neste caso, perturbações locais, para estimar o valor de uma variável de saída numa amostra qualquer. Desta forma, a partir do conjunto de dados que representam o modelo original, o metamodelo Kriging irá se ajustar de maneira a representar esses pontos e interpolar as novas amostras.

### 3.2.1 Planejamento de experimentos

Na metamodelagem, a etapa de planejar e escolher os dados de forma adequada para a construção do metamodelo é importante, visto que os dados coletados precisam ser representativos o suficiente para reproduzirem o comportamento do modelo original de forma adequada. Dentre os métodos disponíveis, o de preenchimento do espaço, que busca englobar todo o espaço amostral de forma a representá-lo igualmente, se mostra promissor. Nessa área, as técnicas mais utilizadas são a de *grid* regular e Hipercubo Latino (SICCHIERI, 2019).

A técnica de *grid* regular é muito utilizada devido a sua simplicidade, pois não é exigido do projetista um conhecimento prévio de escolha dos dados. Nela, os pontos da amostra são igualmente espaçados para as variáveis de projeto, de forma que todas as variáveis estejam associadas entre si, facilitando o estudo de sensibilidade entre elas (URBAN; FRICKER, 2010; BRUS, 2022). No entanto, essa técnica apresenta a limitação que, um número grande de amostras é necessária para representar as características do espaço. Além disso, em algumas situações, o mesmo ponto amostral de uma variável  $x_1$  pode possuir vários valores correspondentes em outra variável  $x_2$ , resultando no colapso do planejamento amostral, conforme indicado na Figura 3.2.

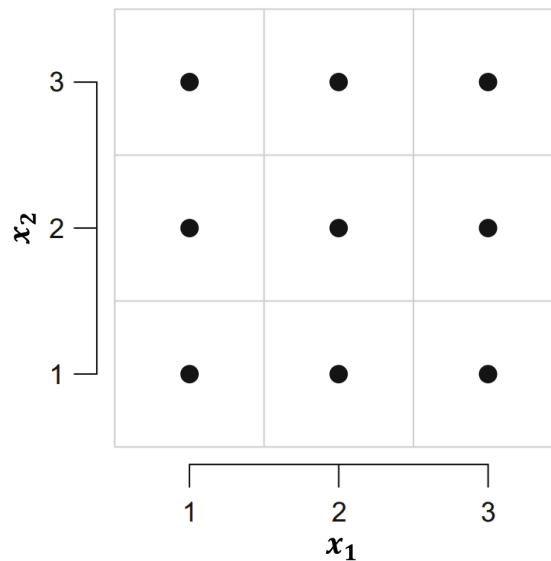


Figura 3.2 – Configuração de um planejamento de grid regular. Fonte: Adaptado de Urban e Fricker (2010).

Para solucionar o problema, o Hipercubo Latino se mostra viável, pois na sua configuração nenhum ponto amostral compartilha do mesmo valor em outras variáveis (URBAN; FRICKER, 2010). Em um planejamento bidimensional, por exemplo, cada ponto do plano cartesiano possui somente uma única combinação, evitando assim o colapso do planejamento amostral (Figura 3.3).

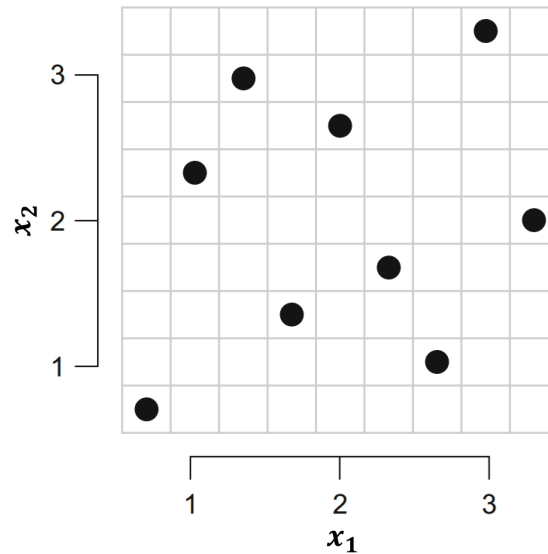


Figura 3.3 – Configuração de um planejamento de Hipercubo Latino. Fonte: Adaptado de Urban e Fricker (2010).

### 3.2.2 Formulação

Com as amostras já definidas, inicia-se a construção do metamodelo baseado no método Kriging. A equação geral que determina a combinação determinística e estocástica na aproximação é dada pela Equação 3.1.

$$\hat{y}(\mathbf{x}) = f(\mathbf{x}) + Z(\mathbf{x}) \quad (3.1)$$

onde  $\hat{y}(\mathbf{x})$  é a resposta do metamodelo ou função de interesse,  $f(\mathbf{x})$  é uma função polinomial genérica que descreva o problema e  $Z(\mathbf{x})$  é a contribuição estocástica, também chamada de função de correlação.

Vale destacar a boa prática de normalização do conjunto dos dados amostrais de entrada e de saída durante a elaboração do metamodelo, com o objetivo de evitar o seu mal condicionamento. O processo de normalização da amostra e desenvolvimento do modelo Kriging é mostrado por Lophaven, Nielsen e Sondergaard (2002) e Sicchieri (2019). Para o conjunto amostral, tem-se:

$$\mathbf{S} = [\mathbf{s}^1, \dots, \mathbf{s}^{N_s}]^T \quad (3.2a)$$

$$\mathbf{s}^i = [s_i^1, \dots, s_i^k] \quad (3.2b)$$

$$\mathbf{Y} = [y^1, \dots, y^{N_s}]^T \quad (3.2c)$$



sendo  $\mathbf{S}$  o conjunto de dados de entrada,  $\mathbf{Y}$  os dados de saída da amostra,  $N_s$  o número total de amostras e  $k$  a quantidade de variáveis de entrada.

O processo de normalização é dado por:

$$\hat{\mathbf{S}}_j = \frac{\mathbf{S}_j - \mu[\mathbf{S}_j]}{\sqrt{V[\mathbf{S}_j]}}; j = 1, \dots, k \quad (3.3a)$$

$$\hat{\mathbf{Y}} = \frac{\mathbf{Y} - \mu[\mathbf{Y}]}{\sqrt{V[\mathbf{Y}]}} \quad (3.3b)$$

onde  $\mu$  é o operador média e  $V[\ ]$  representa a variância. A amostra normalizada é indicada pelo símbolo  $\wedge$ . Com isso, o conjunto amostral normalizado está em um intervalo de -1 a 1, com média igual a 0 e variância igual a 1.

A matriz de covariância  $Z(x)$  é responsável pela geração de desvios localizados na resposta do sistema, por meio de interpolações nos pontos coletados, e pode ser indicada pela Equação 3.4, que possui média zero, variância  $\sigma^2$  e covariância não-nula, representada pela função de correlação espacial definida na Equação 3.5.

$$Cov[Z(\mathbf{x}), Z(\mathbf{w})] = \sigma^2 R(\theta, \mathbf{x}, \mathbf{w}) \quad (3.4)$$

$$R(\theta, \mathbf{x}, \mathbf{w}) = \prod_{j=1}^k R_j(\theta_j, x_j, w_j) \quad (3.5)$$

onde  $\theta$  é o conjunto de parâmetros de correlação desconhecidos para o ajuste de modelo, e  $x$  e  $w$  são vetores que pertencem ao espaço de projeto amostral, de tamanho  $k$ , que representa a quantidade de variáveis de entrada do modelo a ser proposto.

A escolha da função de correlação irá depender do problema de metamodelagem, sendo que para dados que são continuamente diferentes, recomenda-se o uso de modelos gaussianos, cúbicos ou *splines*. Para dados que, próximos da origem, apresentam comportamento linear é recomendado o uso de uma função de correlação do tipo exponencial, linear ou esférica.

Para uma estimativa  $\hat{y}(\mathbf{x})$  do metamodelo com novas entradas utiliza-se a Equação 3.6 com um conjunto de dados amostrais pré-determinados do modelo original.

$$\hat{y}(\mathbf{x}) = g^T(\mathbf{x})\hat{\beta} + \mathbf{r}^T(\mathbf{x})\mathbf{R}^{-1}(\mathbf{Y} - \mathbf{G}\hat{\beta}) \quad (3.6)$$

sendo  $g(\mathbf{x})$  a função polinomial adotada, podendo esta ser constante (Equação 3.7), linear (Equação 3.8) ou quadrática (Equação 3.9).  $\mathbf{Y}$  é o vetor de amostras de saída,  $\mathbf{G}$  é uma matriz ( $N_s \times p$ ), contendo a função  $g$  aplicada nos dados de entrada amostrados para a quantidade  $p$  de fatores do polinômio (Equação 3.10),  $\mathbf{R}$  é a matriz de correlação definida pelas entradas  $R_{ij}$ ,  $\mathbf{r}_x$  é o vetor

de correlação entre dados fora do conjunto de amostra e os pontos utilizados para construção do metamodelo  $\mathbf{s}$  (Equação 3.11) e, por fim,  $\hat{\boldsymbol{\beta}}$  são os coeficientes de regressão estimados (Equação 3.12).

$$p = 1; \quad (3.7)$$

$$g_1(\mathbf{x}) = 1$$

$$p = k + 1; \quad (3.8)$$

$$g_1(\mathbf{x}) = 1, g_2 = x_1, \dots, g_p = x_k$$

$$p = \frac{1}{2}(k+1)(k+2) \quad (3.9)$$

$$g_1(\mathbf{x}) = 1$$

$$g_2(\mathbf{x}) = x_1, \dots, g_{k+1}(\mathbf{x}) = x_k$$

$$g_{k+2}(\mathbf{x}) = x_1^2, \dots, g_{2k+1}(\mathbf{x}) = x_1 x_k$$

$$g_{2k+2}(\mathbf{x}) = x_2^2, \dots, g_{3k}(\mathbf{x}) = x_2 x_k$$

$$g_p(\mathbf{x}) = x_k^2$$

$$\mathbf{G} = \begin{bmatrix} g^T(\mathbf{s}^1) \\ \vdots \\ g^T(\mathbf{s}^{N_s}) \end{bmatrix} \quad (3.10)$$

$$\mathbf{r}(\mathbf{x}) = [R(\mathbf{x}, \mathbf{s}^1), R(\mathbf{x}, \mathbf{s}^2), \dots, R(\mathbf{x}, \mathbf{s}^{N_s}), ]^T \quad (3.11)$$

$$\hat{\boldsymbol{\beta}} = (\mathbf{G}^T \mathbf{R}^{-1} \mathbf{G})^{-1} \mathbf{G}^T \mathbf{R}^{-1} \mathbf{Y} \quad (3.12)$$

Com isso, a estimativa da variância  $\hat{\sigma}^2$  pode ser calculada a partir da Equação 3.13.

$$\hat{\sigma}^2 = \frac{(\mathbf{Y} - \mathbf{G}\hat{\boldsymbol{\beta}})^T \mathbf{R}^{-1} (\mathbf{Y} - \mathbf{G}\hat{\boldsymbol{\beta}})}{N_s} \quad (3.13)$$

O modelo Kriging utilizado neste trabalho é obtido com a resolução de um problema de otimização não linear irrestrito k-dimensional, utilizando o método de busca Hooke e Jeeves modificado, conhecido por ser um método de busca de padrões. O problema de otimização é definido pela Equação 3.14.

$$\min \{\psi(\theta)\} \equiv |\mathbf{R}|^{1/N_s} \hat{\sigma}^2 \quad (3.14)$$

sendo  $|\mathbf{R}|$  o determinante de  $\mathbf{R}$ .

Vale destacar a importância das funções de correlação para a metamodelagem, pois estas possuem uma grande influência na representação do conjunto amostral. À exemplificar, para um conjunto amostral qualquer normalizado  $-1 \leq s_j^i \leq 1$ , onde  $\mathbf{x}$  é um vetor dentro do espaço de projeto e conseqüentemente,  $d_j = s_j - x_j$ , com  $-2 \leq d_j^i \leq 2$ , as funções de correlação linear, gaussiana e exponencial se modificam com o valor de  $d_j$  para diferentes valores de  $\theta_j$  (Figura 3.4).

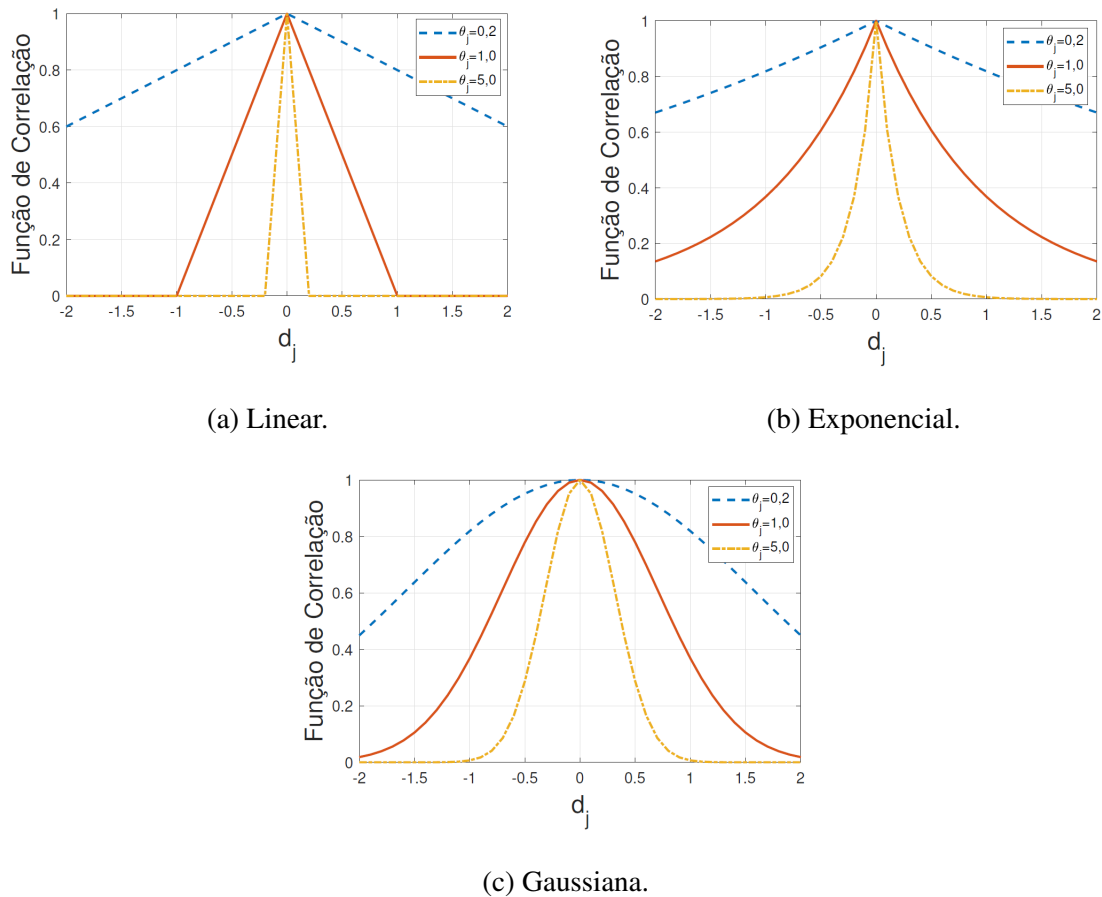


Figura 3.4 – Funções de correlação para  $-2 \leq d_j \leq 2$  Fonte: Adaptado de Sicchieri (2019).

Observando os gráficos da Figura 3.4 percebe-se que o aumento de  $\theta_j$  implica em diminuições mais rápidas das funções de correlação e que, na origem, a correlação em todos os casos é igual a 1 e, conforme o aumento de  $|d_j|$ , o seu valor diminui.

Para a construção dos metamodelos deste trabalho foi utilizado o pacote DACE (*Design and Analysis of Computer Experiments*) - A MATLAB Kriging Toolbox<sup>1</sup>, desenvolvido pela DTU (*Danmarks Tekniske Universitet* ou, em inglês, *Technical University of Denmark*).

<sup>1</sup>Disponível em: <https://www.omicron.dk/dace.html>

A ferramenta é uma *toolbox* do MATLAB<sup>®</sup> e disponibiliza o uso de polinômios constantes, de primeiro e segundo grau, para a construção dos metamodelos. As funções de correlação disponíveis são do tipo exponencial, exponencial geral, gaussiana, linear, esférica, cúbica e *spline*.

### 3.2.3 Validação do ajuste

A validação é uma etapa importante para o processo de metamodelagem, pois aqui será verificado se as variáveis de saída do metamodelo construído são representativas e capazes de reproduzir com precisão as características do seu modelo original. O resultado desta avaliação irá determinar se o metamodelo pode atuar como um substituto da modelagem física.

Por consequência, uma forma de realizar esta validação é a partir de dados adicionais, oriundos do modelo original. As respostas previstas pelo metamodelo são comparadas com esses dados e, assim, possibilitam avaliar o grau de precisão da resposta obtida pelo modelo substituto. O uso de métricas de precisão é uma boa prática para quantificar a qualidade das aproximações dos modelos substitutos (KLEIJNEN; SARGENT, 2000; MECKESHEIMER et al., 2002).

A raiz do erro médio quadrático (RMSE, do inglês *Root Mean Square Error*) é capaz de identificar o desvio médio entre os dados de saída do modelo original ( $y_i$ ) e os previstos pelo metamodelo ( $\hat{y}_i$ ) em uma amostra de validação com  $N_a$  elementos (Equação 3.15). O seu resultado é dado na unidade de medida da amostra, o que facilita a sua interpretação. À medida que o seu valor se aproxima de zero, melhor é a qualidade do ajuste.

$$RMSE = \sqrt{\frac{\sum_i^{N_a} (y_i - \hat{y}_i)^2}{N_a}} \quad (3.15)$$

Já a métrica RMSE relativo ( $RMSE_{rel}$ ) avalia o índice percentual proporcional à média da observação para indicar o grau de correspondência entre as saídas do modelo original e as obtidas pelo metamodelo. É possível calcular a métrica a partir da Equação 3.16, onde  $\bar{y}$  é a média das variáveis de saída do modelo original. Valores baixos indicam uma boa qualidade do ajuste.

$$RMSE_{rel} = \frac{1}{N_a \bar{y}} \sqrt{\sum_i^{N_a} (y_i - \hat{y}_i)^2} \quad (3.16)$$

Por fim, o coeficiente de determinação  $R^2$  avalia o quão próximos os dados previstos estão da sua curva original. Sua métrica varia de 0 a 1 e, quanto mais próximo de 1, melhor é a concordância entre valores originais e previstos, ou seja, mais representativo é o metamodelo. Sua definição é

dada por:

$$R^2 = 1 - \frac{\sum_i^{N_a} (y_i - \hat{y}_i)^2}{\sum_i^{N_a} (y_i - \bar{y})^2} \quad (3.17)$$

# CAPÍTULO IV

## METODOLOGIA

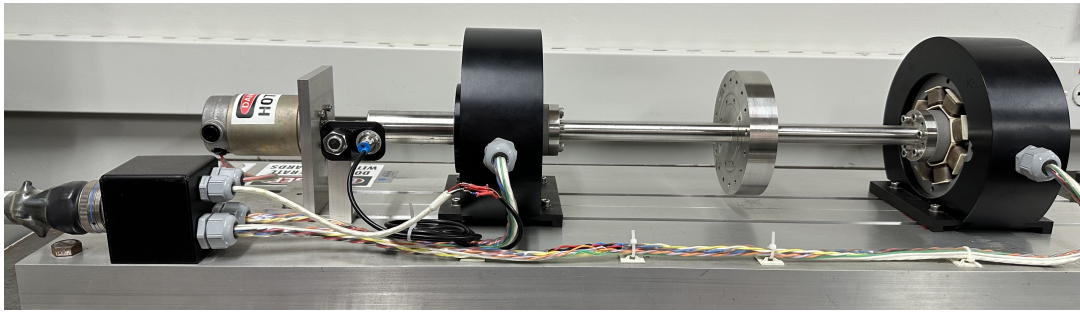
Este capítulo tem como objetivo apresentar e descrever os principais componentes da bancada de mancais magnéticos onde foram realizados todos os testes e implementações dos controladores propostos por este trabalho, localizada no Laboratório de Mecânica de Estruturas “Prof. José Eduardo Tannus Reis” (LMEst), na Universidade Federal de Uberlândia. Além disso, é apresentado o controlador PID adaptativo já implementado na bancada e seu funcionamento para fins de posterior coleta de dados e desenvolvimento de metamodelos.

### 4.1 Bancada de testes

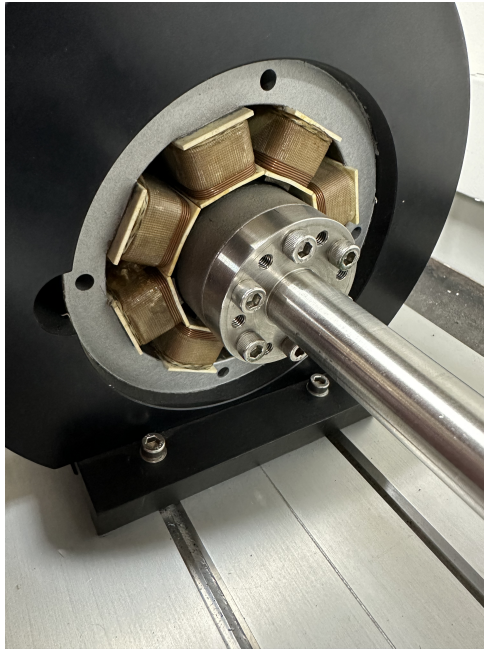
A bancada utilizada para este trabalho é da fabricante SKF e pode ser dividida em três módulos: a bancada em si, o controlador MB340g4-ERX<sup>TM</sup> e o módulo de aquisição e injeção de sinais MBResearch<sup>TM</sup>.

O rotor é formado por um disco, dois mancais magnéticos ativos, cada um com oito bobinas, responsáveis pela levitação do eixo, este construído em aço 1020 e aço laminado M-19 nas regiões onde estão localizados os mancais – o plano de atuação e de sensores (Figuras 4.1a e 4.1b). A bancada também possui dois mancais auxiliares de rolamento, que servem de apoio para o eixo quando o sistema estiver desligado, bem como atuam como proteção para os MMAs em caso de falha no processo de levitação, decorrente de corte no fornecimento de energia ou qualquer outro tipo de distúrbio (Figura 4.1c). A rotação é gerada através de um motor que está acoplado ao eixo. Na Tabela 4.1 são apresentados os dados estruturais da bancada.

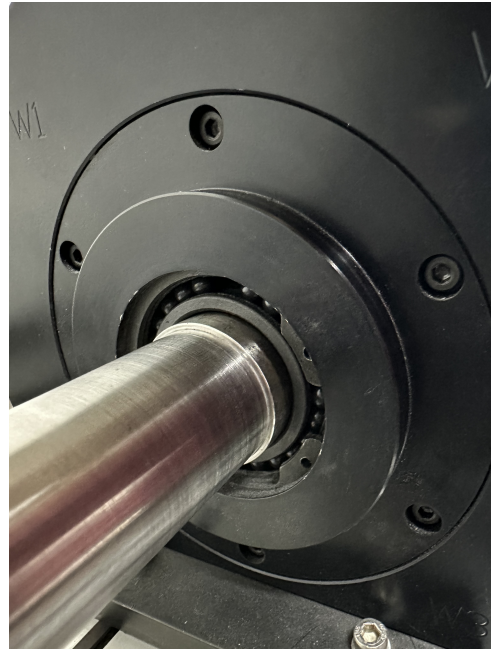
O módulo MB340g4-ERX<sup>TM</sup> é encarregado de controlar as bobinas da estrutura por meio de um controlador do tipo PID (Figura 4.1d). A interface deste módulo permite ligar e desligar a bancada, configurar alguns parâmetros básicos, tais como o sentido e a velocidade de rotação (rotações por minuto [rpm] ou Hertz [Hz]), definir se a lógica do controlador será utilizada de forma local ou remota, além de verificar o histórico de erros, dentre outros. A conexão entre *hardware* e *software* é realizada pelo conversor USB/RS-485.



(a) Visão frontal.



(b) Mancal magnético.



(c) Mancal auxiliar de rolamento.



(d) Módulo MB340g4-ERX™.

Figura 4.1 – Bancada experimental da SKF e seus componentes.

Tabela 4.1 – Especificações da bancada de mancais magnéticos ativos da SKF.

Parâmetro	Valor	Unidade
Número de voltas da bobina ( $n$ )	276	-
Entreferro ( $g_0$ )	0,364	mm
Área do pólo ( $A_g$ )	430,74	mm <sup>2</sup>
Tensão de operação	10	V
Corrente de base ( $i_0$ )	1	A
Rigidez de corrente ( $K_i$ )	99,15	N/A
Rigidez de posição ( $K_s$ )	214,2	N/m
Corrente máxima ( $i$ )	3	A
Comprimento do eixo	645	mm
Massa do rotor com o disco	5,89	kg
Potência do motor	500	W
Faixa de operação	0-12000	rpm

Para identificar a posição do eixo em relação aos mancais, são utilizados sensores de posição localizados no interior dos atuadores magnéticos e estes são independentes entre si. A fim de seguir a nomenclatura do fabricante, os eixos de coordenadas são chamados de V e W, com a numeração 13 para o mancal acoplado, e 24 para o mancal livre, conforme indicado na Figura 4.2.

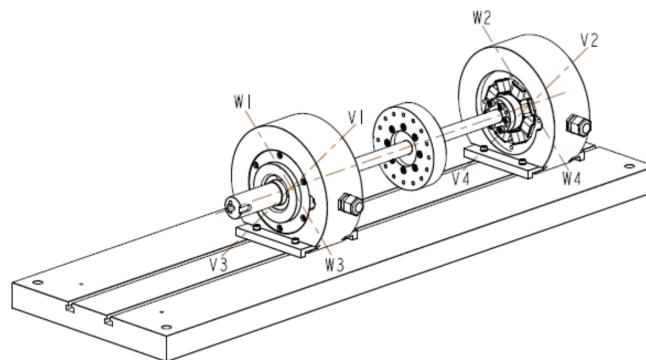


Figura 4.2 – Eixos de coordenadas da bancada de teste. Fonte: SKF (2009).



Para maior controle da bancada, o fabricante fornece o *software* MBScope, onde é possível configurar todos os parâmetros do controlador PID, filtros digitais, assim como obter as funções de transferência do sistema, calibrar os sensores de posição dos mancais, visualizar e coletar em tempo real os sinais de posição e a corrente do sistema.

Para criar uma lógica de controle diferente do fornecido pelo software MBScope, é necessário utilizar o módulo externo MBResearch<sup>TM</sup> (Figura 4.3a). Este módulo é conectado a uma placa de aquisição de sinais (A/D e D/A), o qual é acoplado a um computador externo. Neste projeto, optou-se pela placa de aquisição MicroLabBox 1202 da dSPACE (Figura 4.3b). A lógica do controlador é programada em ambiente MATLAB/Simulink e processado no programa ControlDesk, da própria dSPACE, que funciona como interface entre *software* e *hardware*. Dessa forma, todas as leituras são realizadas em tempo real.



(a) Módulo MBResearch<sup>TM</sup>.

(b) Placa MicroLabBox 1202 da dSPACE.

Figura 4.3 – Sistema de aquisição e injeção de sinais.

#### 4.1.1 Análise Modal

Com o objetivo de verificar as frequências naturais do rotor, foi realizada uma análise modal na condição livre-livre por meio de um ensaio de impacto, onde o eixo foi retirado da estrutura e suspenso em fios de nylon, conforme indicado na Figura 4.4. Os equipamentos utilizados para o ensaio foram um martelo de impacto, um acelerômetro e um analisador de sinais para leitura dos dados. Na Tabela 4.2 estão os dados de sensibilidade de cada um deles.

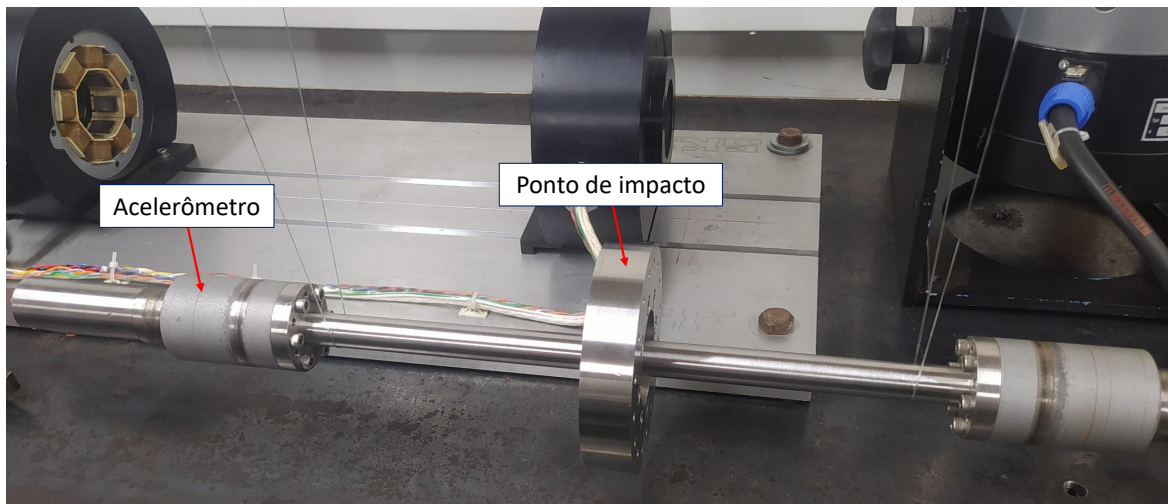


Figura 4.4 – Eixo suspenso em fios de nylon para realização de ensaio.

Tabela 4.2 – Dados dos equipamentos utilizados para realização do ensaio.

<b>Equipamento</b>	<b>Sensibilidade</b>	<b>Unidade</b>	<b>Fabricante</b>
Martelo de impacto	10,68	mV/N	PCB Piezotronics
Acelerômetro	1,061	mV/m/s <sup>2</sup>	PCB Piezotronics
Analizador de sinais	-	-	Agilent

O ponto de excitação foi no disco do rotor e o acelerômetro foi fixado na área dos planos dos mancais, estes indicados na Figura 4.4. Esta configuração permite a visualização dos três modos de vibrar, como já demonstrado por Oliveira (2015). Tal dissertação foi utilizada como referência para a caracterização numérica da bancada.

Para a coleta dos dados foi realizada uma média com 20 amostras e os resultados obtidos estão dispostos na Figura 4.5.

Analisando a função de resposta em frequência do rotor, foi possível identificar as três primeiras frequências naturais da estrutura, no intervalo de 0 a 1000 Hz, que corresponde também à banda de frequência do módulo de controle nativo da bancada. O motor que vem acoplado a bancada permite ultrapassar somente a frequência natural de 107 Hz, aproximadamente  $\Omega = 6420$  rpm.

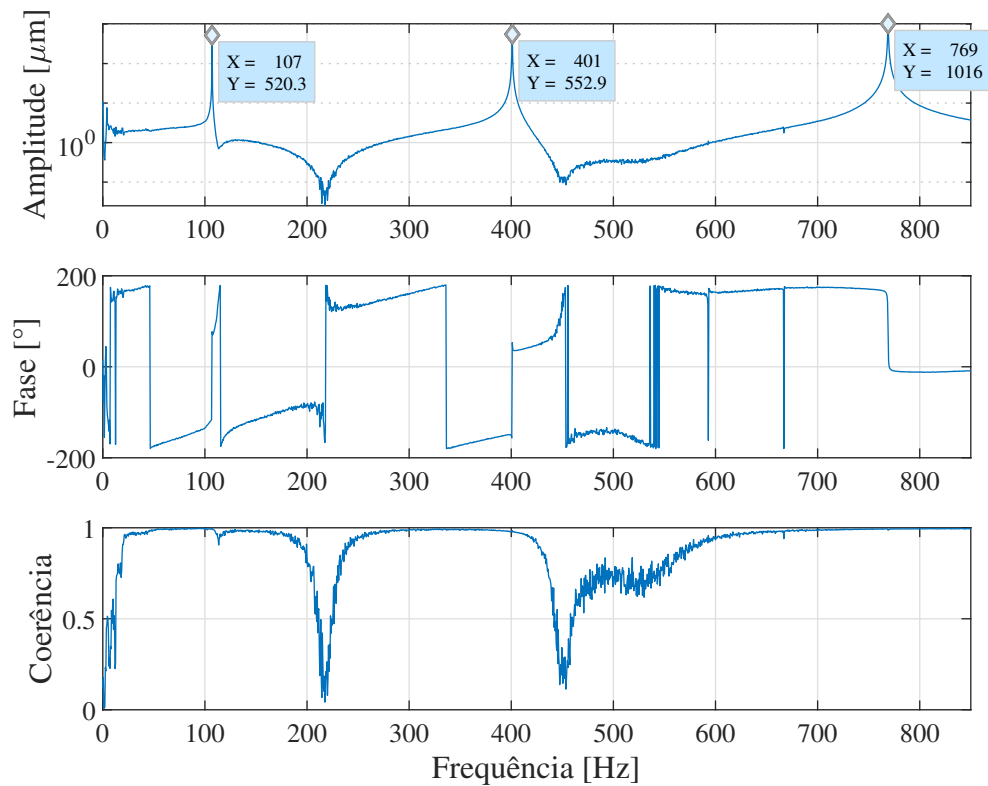


Figura 4.5 – Função de resposta em frequência - FRF: Amplitude, fase e coerência da análise modal experimental.

Com o objetivo de verificar se o resultado obtido é condizente com os estudos prévios já realizados na bancada, foram comparados os dados obtidos experimentalmente com os dados fornecidos por Oliveira (2015). Os dados estão dispostos na Tabela 4.3 e pode-se observar que os valores obtidos se encontram próximos dos três primeiros modos de vibrar, com erros médios relativos de 0,56 %, 1,14 % e 0,31 %, respectivamente, considerando os dados experimentais como referência.

Tabela 4.3 – Comparativo entre os dados obtidos nas análises modais.

Modo de vibrar	Experimental	Numérico obtido
	[Hz]	por Oliveira (2015) [Hz]
1º modo	107	106,4
2º modo	401	398,4
3º modo	769	766,6

### 4.1.2 Balanceamento

Inicialmente, percebeu-se um aumento significativo da amplitude de vibração em velocidades próximas a 3000 rpm. Este comportamento resultava no contato direto entre o eixo e o *backup bearing* e, conseqüentemente, o desligamento da bancada devido ao seu sistema de segurança, que para grandes amplitudes de deslocamento, desacelera o motor para evitar danos à estrutura.

Para solucionar este problema, foi realizado o balanceamento do rotor a partir do método de quatro rodadas sem fase, sendo necessário somente o uso dos dados de amplitude de vibração para balancear a máquina, o que difere de outros métodos, a exemplo do método de coeficiente de influência, que necessita de informações sobre a fase do sistema (OLIVEIRA; ZATTA, 2014).

Com a bancada em operação na velocidade desejada, como o nome da própria técnica já indica, o procedimento de balanceamento é realizado em quatro etapas, iniciando-se com a coleta de amplitude de vibração nas seguintes condições:

- Desbalanceamento original;
- Desbalanceamento associado a uma massa de teste posicionada em 0° (graus);
- Desbalanceamento associado a uma massa de teste posicionada em 120° (graus);
- Desbalanceamento associado a uma massa de teste posicionada em 240° (graus).

A massa de teste adicionada é determinada a partir de informações anteriores da máquina ou de inspeções visuais na estrutura. Com os dados coletados, é construída uma circunferência inicial de raio equivalente a amplitude de vibração do desbalanceamento original do rotor, marcando-se pontos equivalentes a 0°, 120° e 240°. Nestes pontos são construídas circunferências com raios iguais as suas respectivas amplitudes de vibração. Com isso, é traçado um vetor entre o centro da primeira circunferência feita e o ponto de intersecção entre todas as desenhadas, encontrando-se, assim, o módulo e a direção do vetor de correção  $V_c$ . A massa de correção  $M_c$  pode ser calculada a partir da Equação 4.1, correspondendo  $V_o$  a amplitude de vibração original e  $M_t$  à massa de teste utilizada.

$$M_c = \frac{V_o \times M_t}{V_c} \quad (4.1)$$

Ao realizar este procedimento, foi encontrada uma massa de correção  $M_c$  com 3 gramas e angulação de 90° (graus) em relação à posição de 0° determinada durante a aplicação do método. Na Figura 4.6 é possível visualizar o antes e o depois do processo de balanceamento. Percebe-se uma redução de em média 50  $\mu\text{m}$  na órbita do mancal acoplado, que era o responsável pelo desligamento da bancada.

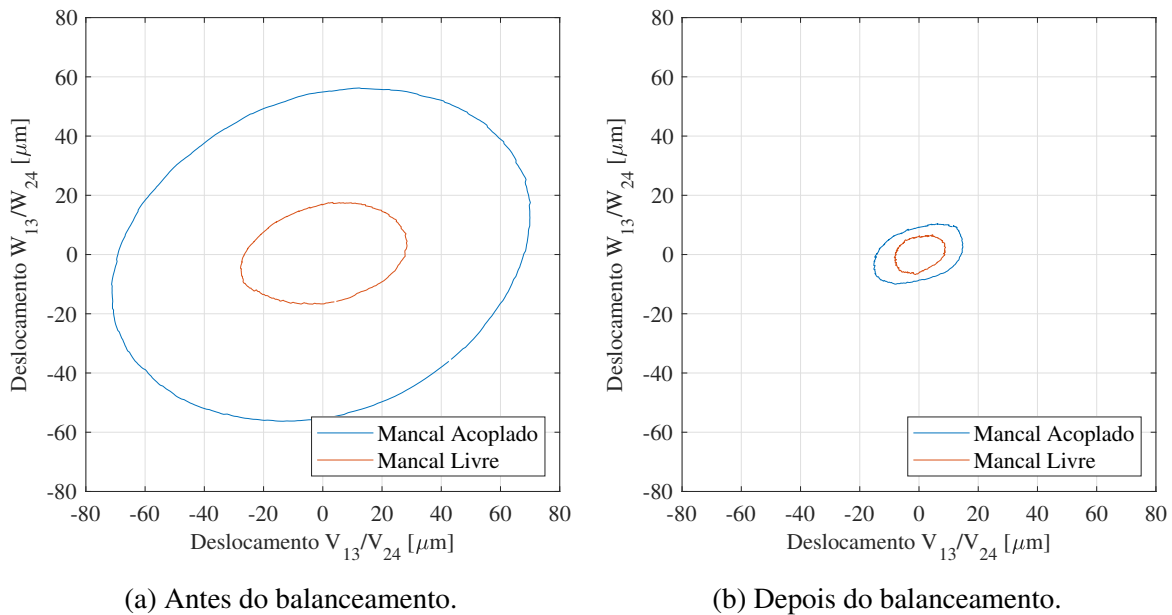


Figura 4.6 – Órbitas nos planos dos sensores para uma velocidade  $\Omega = 2500$  rpm antes e depois do balanceamento.

## 4.2 PID adaptativo

Máquinas rotativas que contêm mancais magnéticos ativos necessitam de um controle em malha fechada para sua operação. A bancada utilizada neste trabalho já vem com um sistema de controle integrado descentralizado, que opera individualmente para os quatro eixos de coordenada dos mancais.

Seu funcionamento é baseado nos controladores do tipo PID, que vêm sendo consolidados desde o século XX nas áreas de engenharia e controle em razão de sua simplicidade e eficácia de operação. O controlador pode variar de acordo com sua ação de controle, podendo ser um controlador proporcional (P), proporcional integral (PI), proporcional derivativo (PD) e o próprio PID (proporcional, integral e derivativo) (WANG, 2020). No domínio contínuo, a função de transferência do controlador PID é dado pela Equação 4.2.

$$u(s) = \frac{K_T(K_D s^2 + K_P s + K_I)}{s} \quad (4.2)$$

O ganho proporcional  $K_P$  influencia a rigidez, já que ele atua no deslocamento do sistema, o ganho derivativo  $K_D$  age sobre o amortecimento do sistema, pois ele multiplica a velocidade, o ganho integral  $K_I$  é responsável pela eliminação do erro quando em regime estacionário e o ganho total  $K_T$  multiplica todos os ganhos simultaneamente.

O maior desafio destes controladores é a sintonia destes ganhos, pois eles apresentam limitações frente a sistemas que possuem comportamentos dinâmicos e variações paramétricas, exigindo pausas ao longo do tempo para que novos ajustes sejam realizados, mantendo, assim, a segurança e o controle das variáveis dentro dos limites de segurança requisitados pela operação (ABREU; NETO, ; SOMEFUN; AKINGBADE; DAHUNSI, 2021).

Neste contexto, surge o controle adaptativo onde o controlador se modifica para atender a dinâmica do sistema, ou seja, a lei de controle ajusta os parâmetros de saída de acordo com o processo e suas características. Buscando adaptar o já existente PID convencional, o PID adaptativo conta com a ponderação do ganho proporcional e derivativo em tempo real para se adaptar às mudanças do sistema.

Este tipo de controlador pode ser chamado de PID de dois graus de liberdade pois ele possui duas entradas: a referência  $r(s)$ , muitas vezes determinada como zero para manuais, e a resposta do sistema  $y(s)$ . O erro é determinado pela diferença entre  $r(s)$  e  $y(s)$ . O diagrama de blocos do controlador pode ser visualizado na Figura 4.7.

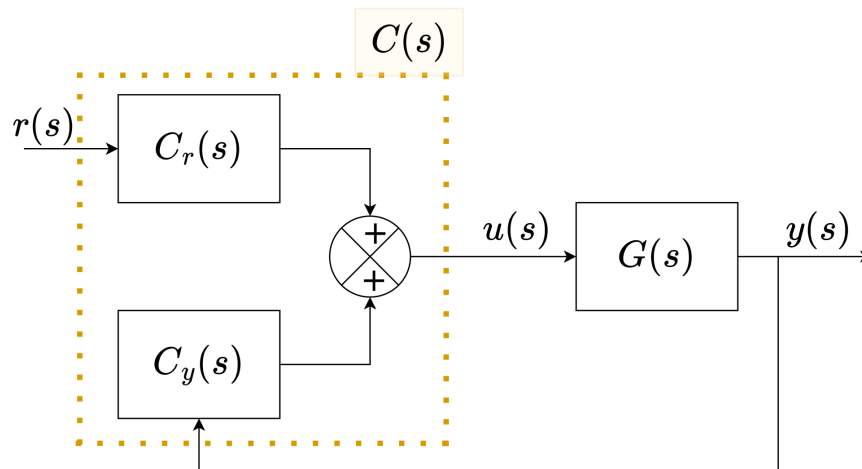


Figura 4.7 – Diagrama de blocos do PID adaptativo.

O conjunto das entradas  $C_r(s)$  e  $C_y(s)$  resulta no controlador PID adaptativo  $C(s)$  onde são adicionados os pesos para o termo proporcional e derivativo, além do filtro derivativo, responsável pela minimização de ruídos que surgem em razão da presença da derivada no controle em caso de sinais naturalmente ruidosos ou de alta frequência. Assim, o controlador pode ser demonstrado a partir das seguintes equações:

$$u(s) = K_P(br - y) + \frac{K_I}{s}(r - y) + \frac{K_D s}{T_f s + 1}(cr - y) \quad (4.3)$$

$$C_r(s) = bK_P + \frac{K_I}{s} + \frac{cK_D s}{T_f s + 1} \quad (4.4)$$

$$C_y(s) = - \left[ K_P + \frac{K_I}{s} + \frac{K_D s}{T_f s + 1} \right] \quad (4.5)$$

sendo  $K_P$ ,  $K_I$  e  $K_D$  os parâmetros convencionais do PID,  $T_f$ , o coeficiente do filtro derivativo,  $b$  o peso do termo proporcional e  $c$ , o peso do termo derivativo.

Oliveira (2019) e Carvalho (2020) mostraram em seus trabalhos um melhor desempenho do controlador PID adaptativo quando comparado ao PI nativo da bancada. Além disso, durante a realização dos testes iniciais, foi identificada a dificuldade do sistema em operar acima de 3500 rpm com técnicas mais convencionais. Desta forma, optou-se pela implementação de um controlador do tipo PID adaptativo na bancada de mancais magnéticos em ambiente Simulink/MATLAB. Os resultados obtidos podem ser observados nas Figuras 4.8 e 4.9.

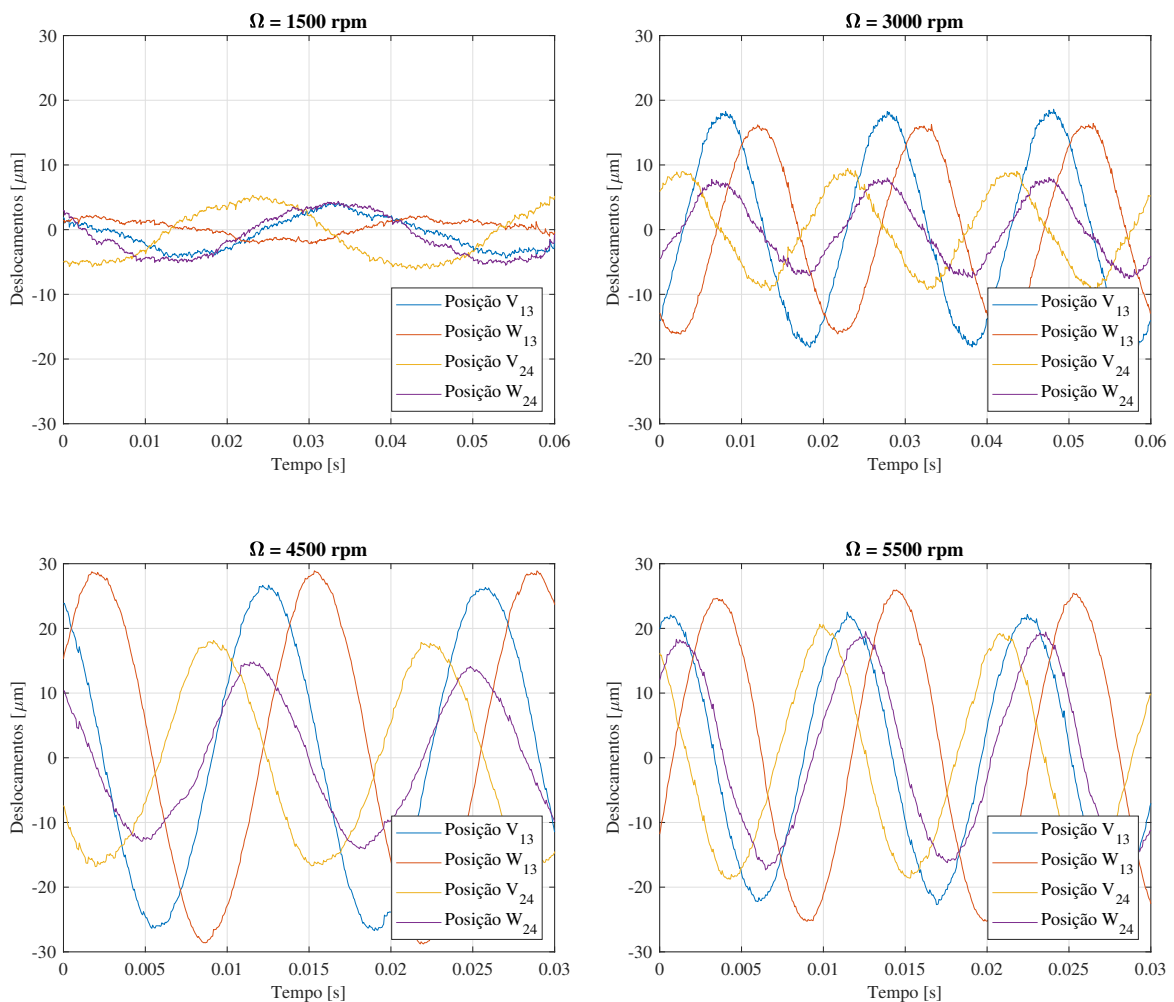


Figura 4.8 – Sinal de deslocamento no domínio do tempo para diferentes velocidades utilizando o controlador PID adaptativo.

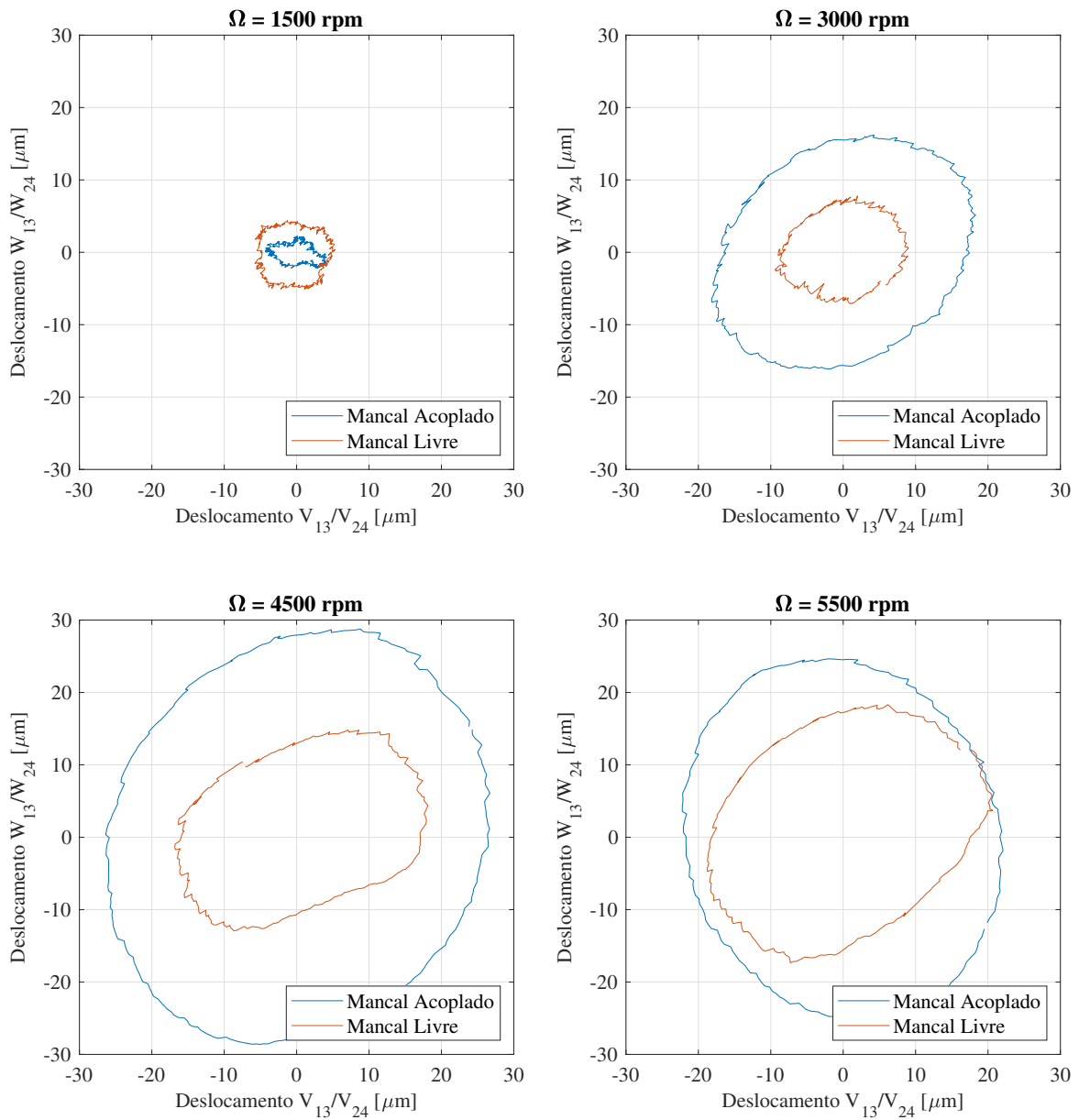


Figura 4.9 – Órbitas obtidas para diferentes velocidades utilizando o controlador PID adaptativo.

A sintonia do controlador foi feita por meio do uso da ferramenta chamada *PID Tuning*, fornecida pelo *software*, escolhendo-se o melhor parâmetro em tempo real para garantir uma performance robusta de controle frente à dinâmica do sistema.

Vale destacar também a presença de filtros para garantir o funcionamento de todo o sistema de controle. O diagrama de blocos da estrutura geral pode ser visualizado na Figura 4.10.



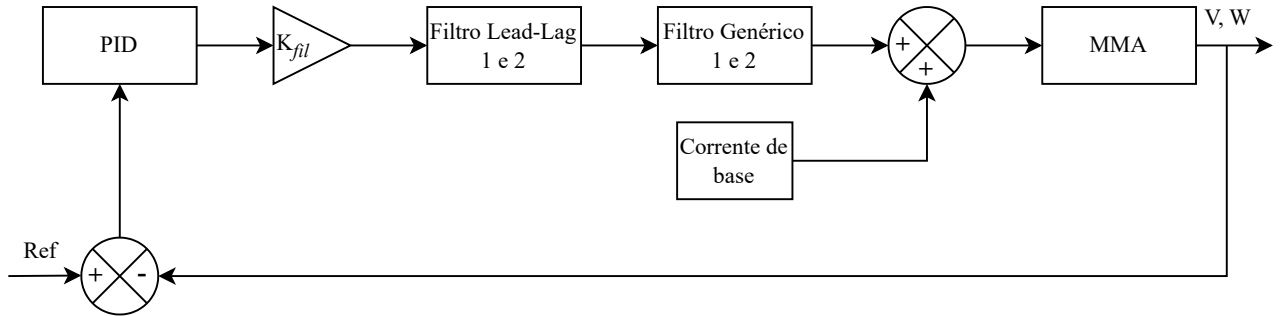


Figura 4.10 – Diagrama de blocos do controlador PID adaptativo com os filtros.

Também chamados de compensadores, os filtros são utilizados para alterar as características do sistema em malha fechada. Inicialmente, foram implementados filtros do tipo avanço e atraso de fase (*lead-lag*, em inglês). O seu uso implica em uma redução da margem de erro em regime permanente, atenuação do pico de ressonância, melhoria da resposta do sistema e redução do tempo de subida.

Ao utilizar um filtro de avanço de fase busca-se melhorar as margens de estabilidade do sistema. Isso ocorre a partir da adição de um polo e um zero na malha de controle, alterando assim a configuração das raízes de maneira a incorporar os novos pólos dominantes do sistema, que são capazes de proporcionar o desempenho desejado. Neste novo intervalo ocorre um ganho na magnitude do sinal e na fase. No contexto de máquinas rotativas, isso implica em melhor controle das frequências naturais do sistema, visto que ocorre o amortecimento dos modos. O seu uso resulta também em uma melhor resposta transitória (BACHAREL; SCHUTTENBERG, 2012).

O uso de um filtro de atraso de fase também implica na adição de um polo e um zero no sistema, com o objetivo de atenuar as regiões de alta frequência do sistema conforme o aumento da sua velocidade. Em sua essência, esses filtros são do tipo-passa baixa e resultam em um ganho elevado para baixas frequências, melhorando assim a resposta estacionária e o desempenho do sistema. Intervir no estado estacionário implica em corrigir o erro presente no regime permanente (OGATA, 2010). Na sua configuração, se o polo for colocado em uma frequência inferior à ressonância e o zero for colocado em uma frequência acima da ressonância, a redução de ganho pode fazer com que a ressonância se estabilize.

A formulação destes filtros pode ser visualizada na Equação 4.6.

$$\text{Lead-Lag} = K_c \alpha_i \frac{T_i s + 1}{\alpha_i T_i s + 1} \quad (4.6)$$

onde  $\alpha_i$  é o fator de atenuação do compensador,  $K_c$  é o ganho,  $-1/\alpha_i T_i$  é a localização do polo e  $-1/T_i$  é a localização do zero. Quando  $0 < \alpha_i < 1$  o filtro é de avanço de fase e para  $\alpha_i > 1$ , tem-se um filtro de atraso de fase.

Para auxiliar o ajuste do ganho e da fase do sistema foram implementados também filtros genéricos de segunda ordem. A escolha dos seus pontos de atuação são baseados na Função de Resposta em Frequência (FRF), conforme indicado pelo fabricante da bancada experimental. Com isso, é possível atenuar a resposta do sistema em frequências mais altas. A Equação 4.7 mostra a função de transferência do filtro.

$$Gen = \frac{s^2 + 2\xi_{Ni}\omega_{Ni}s + \omega_{Ni}^2}{s^2 + 2\xi_{Di}\omega_{Di}s + \omega_{Di}^2} \quad (4.7)$$

onde  $\omega$  representa a frequência do filtro para o numerador  $N$  e o denominador  $D$  e,  $\xi$  representa o amortecimento para cada fator.

Os parâmetros detalhados para cada filtro podem ser visualizados no Apêndice A deste trabalho.

# CAPÍTULO V

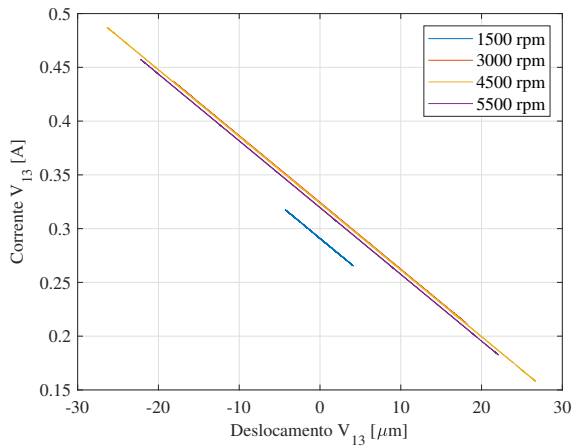
## RESULTADOS E DISCUSSÃO

Este capítulo apresenta os resultados dos controladores propostos e implementados experimentalmente, baseados no metamodelo Kriging, sendo estes do tipo SISO (*Single Input Single Output*) e MISO (*Multiple Input Single Output*). Todos os testes foram realizados até a velocidade de rotação  $\Omega = 5500$  rpm, abaixo do primeiro modo flexível do rotor. A resposta dos controladores também é comparada com o controlador do tipo PID adaptativo, que foi apresentado e discutido no capítulo anterior.

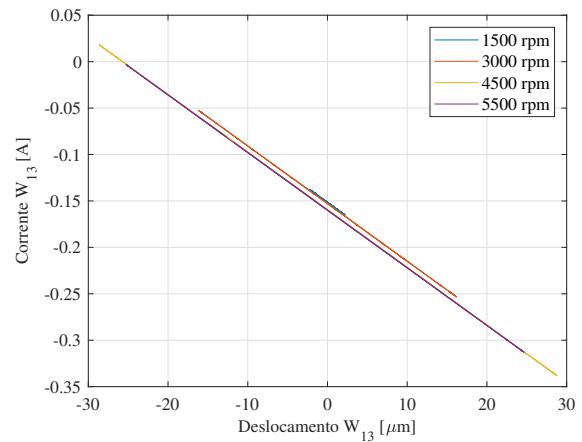
### 5.1 Controlador Kriging SISO

Inicialmente foram projetados controladores do tipo SISO para cada mancal, cujo parâmetro de entrada é o deslocamento do rotor [ $\mu\text{m}$ ], obtido pelos sensores de posição de cada eixo de coordenada (W13 e V13 para o primeiro mancal e W24 e V24 para o segundo), e o parâmetro de saída é a corrente de controle [A]. A corrente de controle é enviada para o atuador, a fim de controlar o movimento do rotor e garantir a sua posição de equilíbrio em relação ao centro do mancal. Os dados utilizados no projeto e sintonia do controlador SISO Kriging foram extraídos do controlador PID adaptativo.

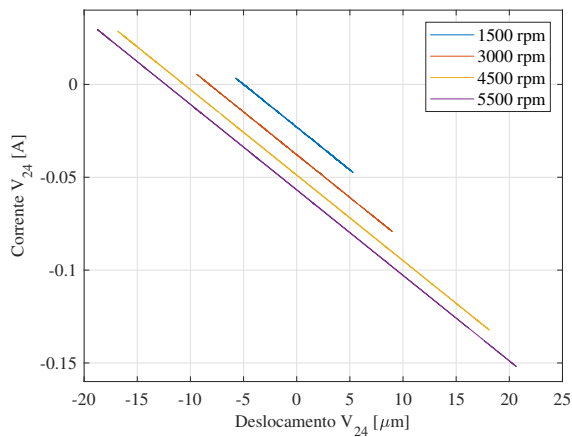
Ao analisar o sinal de controle gerado pelo controlador PID adaptativo, observou-se uma relação linear entre o deslocamento e a corrente de controle nas velocidades de rotação estudadas ( $\Omega = 1500, 3000, 4500$  e  $5500$  rpm). Essa linearidade era esperada devido às pequenas variações de deslocamento em relação à posição de equilíbrio do sistema, conforme mostrado na Figura 5.1. Foi observado que em determinados eixos de coordenadas do mancal, como exemplificado pelo W13, as retas provenientes da relação entre corrente e deslocamento eram praticamente coincidentes. Essa observação sugere uma possível contribuição para a controlabilidade do sistema, como ilustrado na Figura 5.1b.



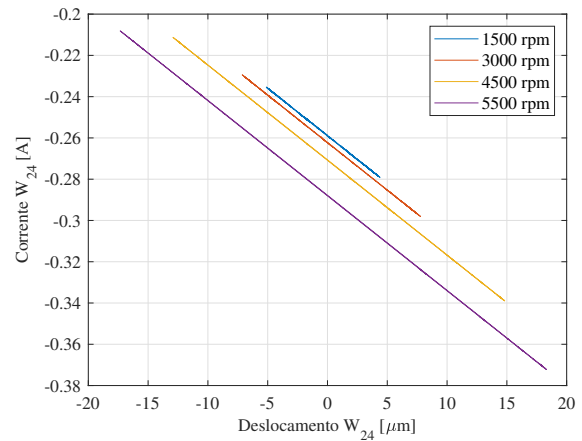
(a) Mancal acoplado - Eixo V13.



(b) Mancal acoplado - Eixo W13.



(c) Mancal livre - Eixo V24.



(d) Mancal livre - Eixo W24.

Figura 5.1 – Relação entre o deslocamento e o sinal de controle do PID adaptativo para diferentes velocidades de rotação.

Assim, com base no banco de dados do controlador PID adaptativo foram construídos metamodelos baseados nas velocidades já citadas. O conjunto de dados coletados foi obtido com uma taxa de amostragem de 19,639 kHz e a aquisição de dados para cada amostra foi planejada de maneira a representar uma volta completa do rotor para cada velocidade de rotação.

No que diz respeito à geração do metamodelo, Oliveira et al. (2023) afirma que a função polinomial mais recomendada é uma função de segunda ordem, na medida em que é capaz de lidar com não linearidades que possam vir a ocorrer no sistema. Quanto à função de correlação, foi adotada uma função linear, visto que a relação entre as variáveis de entrada e saída do metamodelo tem características lineares.

Com isso, cada amostra de dados foi dividida em dois blocos iguais. O primeiro contém dados para a construção do metamodelo e utiliza o método de *grid* regular, distribuindo os pontos

da amostra uniformemente no espaço. Já o segundo bloco é utilizado para a validação dos valores preditos pelo metamodelo, utilizando o mesmo método de planejamento do primeiro bloco. Os dados utilizados para a construção do metamodelo não foram usados para a sua validação e vice-versa.

O controlador foi projetado utilizando amostras de dados compostas por 107, 52, 26 e 13 amostras, respectivamente. Experimentalmente, identificou-se que 107 pontos atende à capacidade máxima de processamento da dSPACE. Caso ultrapasse esse limite, o processador não suporta a quantidade de dados, resultando na inoperância do sistema de controle em tempo real e, por conseguinte, na falta de levitação do rotor. As demais amostras coletadas foram obtidas de forma a reduzir o conjunto original pela metade com o objetivo de, posteriormente, identificar a influência da quantidade de pontos na resposta do metamodelo. Uma quantidade mínima de 8 pontos deve ser respeitada a fim de representar o comportamento senoidal de uma volta completa do rotor de forma adequada.

O diagrama de blocos do controlador SISO implementado experimentalmente pode ser visualizado na Figura 5.2. Como pode ser observado, a entrada do metamodelo são os dados de posição dos eixos de coordenada de cada mancal (V e W) e a saída é o sinal de controle para a manutenção da posição de equilíbrio do eixo suportado pelos MMAs. Para garantir o funcionamento do sistema de controle são utilizados os filtros já utilizados para a implementação do controlador PID adaptativo. Os parâmetros de cada filtro se encontram no Apêndice A deste trabalho.

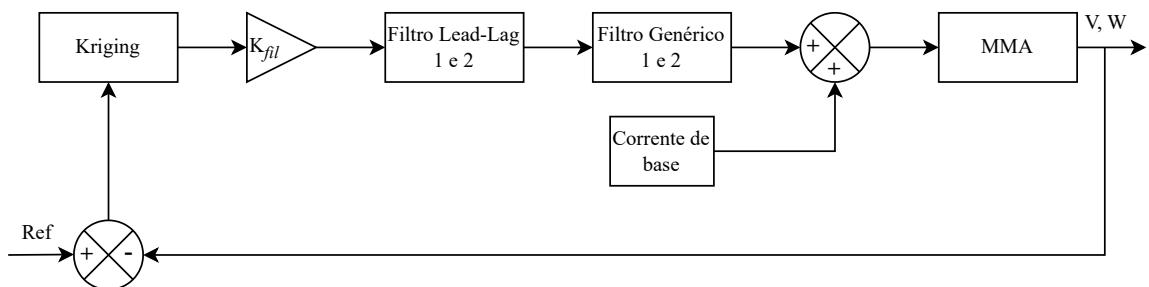


Figura 5.2 – Diagrama de blocos do controlador Kriging SISO.

Para fins de validação do metamodelo, inicialmente foi utilizada a raiz do erro médio quadrático (RMSE - *Root Mean Square Error*) entre a saída do PID adaptativo e a obtida pelo metamodelo. Também foi analisada a influência da quantidade de pontos na resposta. Os valores encontrados podem ser visualizados na Tabela 5.1.

Tabela 5.1 – Raiz do erro médio quadrático do metamodelo Kriging SISO para cada velocidade quando comparado com o PID adaptativo.

$\Omega$ [rpm]	Num. de pontos	<i>RMSE</i>	<i>RMSE</i>	<i>RMSE</i>	<i>RMSE</i>
		V13 [A]	W13 [A]	V24 [A]	W24 [A]
1500	107	$1,00 \times 10^{-4}$	$7,55 \times 10^{-5}$	$1,65 \times 10^{-4}$	$1,36 \times 10^{-4}$
	52	$1,06 \times 10^{-4}$	$8,78 \times 10^{-5}$	$1,56 \times 10^{-4}$	$1,14 \times 10^{-4}$
	26	$1,17 \times 10^{-4}$	$9,38 \times 10^{-5}$	$2,16 \times 10^{-4}$	$1,60 \times 10^{-4}$
	13	$1,37 \times 10^{-4}$	$9,61 \times 10^{-5}$	$1,89 \times 10^{-4}$	$1,46 \times 10^{-4}$
3000	107	$2,33 \times 10^{-4}$	$2,77 \times 10^{-4}$	$1,07 \times 10^{-4}$	$8,59 \times 10^{-5}$
	52	$2,69 \times 10^{-4}$	$2,81 \times 10^{-4}$	$1,09 \times 10^{-4}$	$8,31 \times 10^{-5}$
	26	$3,18 \times 10^{-4}$	$2,19 \times 10^{-4}$	$9,28 \times 10^{-4}$	$1,01 \times 10^{-4}$
	13	$2,27 \times 10^{-4}$	$2,17 \times 10^{-4}$	$1,18 \times 10^{-4}$	$7,24 \times 10^{-5}$
4500	107	$2,97 \times 10^{-4}$	$3,16 \times 10^{-4}$	$1,40 \times 10^{-4}$	$1,09 \times 10^{-4}$
	52	$3,16 \times 10^{-4}$	$3,24 \times 10^{-4}$	$1,56 \times 10^{-4}$	$1,29 \times 10^{-4}$
	26	$2,61 \times 10^{-4}$	$2,68 \times 10^{-4}$	$1,74 \times 10^{-4}$	$1,19 \times 10^{-4}$
	13	$2,46 \times 10^{-4}$	$2,24 \times 10^{-4}$	$1,58 \times 10^{-4}$	$1,12 \times 10^{-4}$
5500	107	$1,84 \times 10^{-4}$	$2,30 \times 10^{-4}$	$1,31 \times 10^{-4}$	$1,19 \times 10^{-4}$
	52	$1,84 \times 10^{-4}$	$2,30 \times 10^{-4}$	$1,35 \times 10^{-4}$	$1,11 \times 10^{-4}$
	26	$2,13 \times 10^{-4}$	$1,66 \times 10^{-4}$	$1,22 \times 10^{-4}$	$1,30 \times 10^{-4}$
	13	$2,00 \times 10^{-4}$	$2,44 \times 10^{-4}$	$1,08 \times 10^{-4}$	$1,07 \times 10^{-4}$

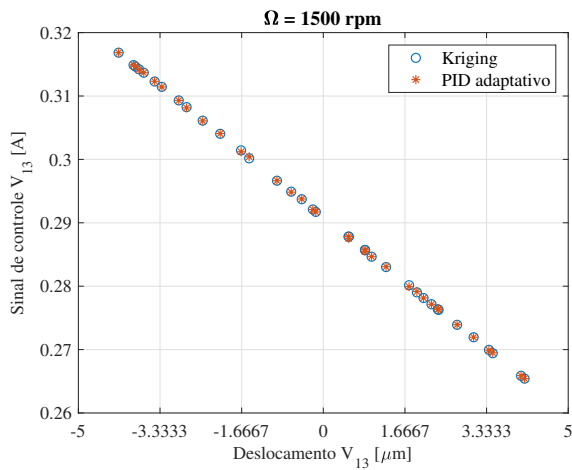
Assim, analisando os valores obtidos, pode-se perceber que a métrica *RMSE* apresentou valores pequenos em relação à ordem de grandeza da corrente de controle, o que representa uma resposta próxima do metamodelo em comparação com os dados obtidos do PID adaptativo. A quantidade de pontos pouco influenciou na resposta obtida pelo metamodelo. Logo, optou-se pela implementação experimental do metamodelo construído com 13 pontos. Outras métricas de precisão foram aplicadas neste modelo para fins de validação (Tabela 5.2).

Tabela 5.2 – Métricas de precisão do metamodelo Kriging SISO quando comparado com o PID adaptativo.

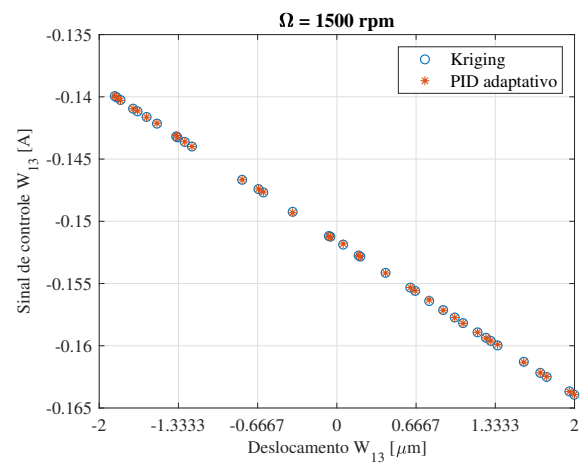
$\Omega$ [rpm]	Eixo	$RMSE_{rel}[\%]$	$R^2$
1500	V13	0,0122	0,9999
	W13	0,0104	0,9999
	V24	0,0783	0,9999
	W24	0,0097	0,9999
3000	V13	0,0091	0,9999
	W13	0,0160	0,9999
	V24	0,0328	0,9999
	W24	0,0044	0,9999
4500	V13	0,0029	0,9999
	W13	0,0087	0,9999
	V24	0,0481	0,9999
	W24	0,0035	0,9999
5500	V13	0,0061	0,9999
	W13	0,0091	0,9999
	V24	0,0181	0,9999
	W24	0,0039	0,9999

Como pode ser observado na Tabela 5.2, o  $RMSE_{rel}$  apresentou valores inferiores a 0,1 % e o coeficiente de determinação  $R^2$  resultou em valores próximos de 1, indicando que o metamodelo possui saídas próximas do modelo original, com uma alta qualidade do ajuste. Isso é esperado devido o comportamento linear do fenômeno. Com isso, é possível afirmar que o metamodelo Kriging é representativo.

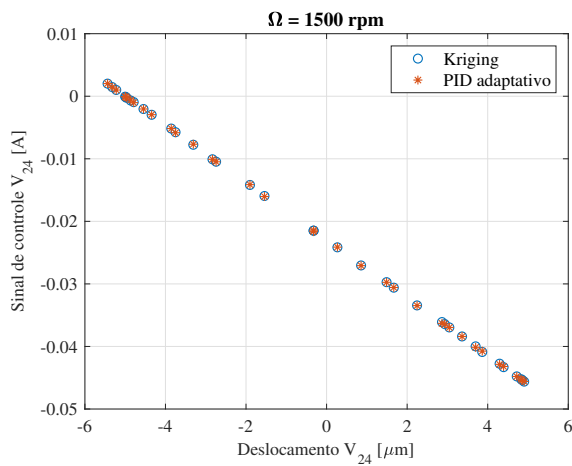
As Figura 5.3-5.6 ilustram o comparativo entre os dados originais e as saídas geradas pelo metamodelo para todos os conjuntos de velocidade.



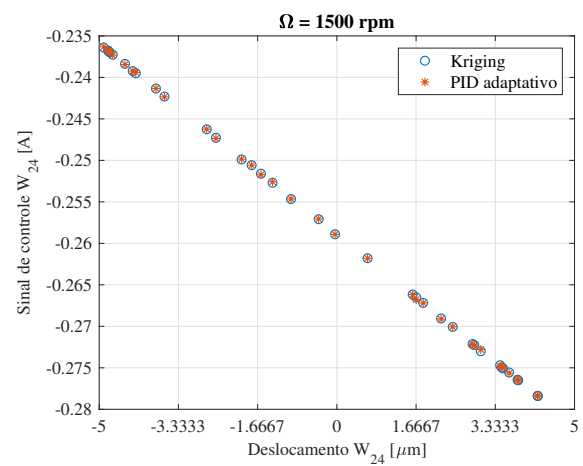
(a) Mancal acoplado - Eixo V13.



(b) Mancal acoplado - Eixo W13.



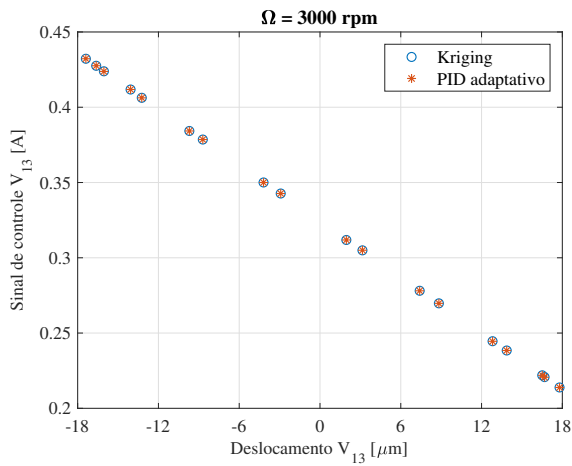
(c) Mancal livre - Eixo V24.



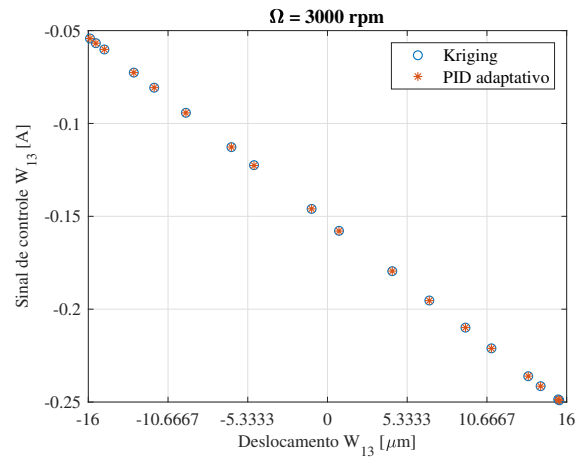
(d) Mancal livre - Eixo W24.

Figura 5.3 – Comparação do sinal de controle obtido pelo controlador PID adaptativo e pelo metamodelo para  $\Omega = 1500 \text{ rpm}$ .

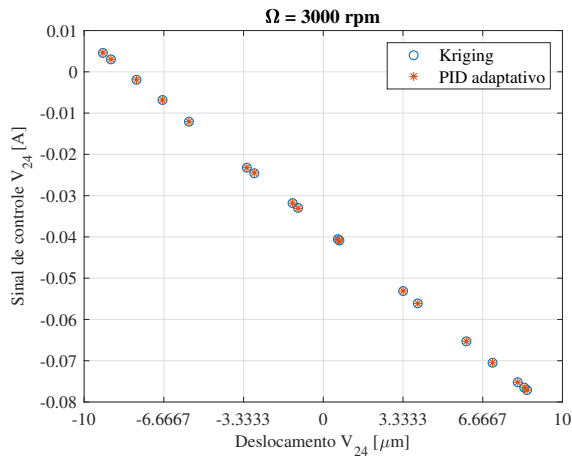




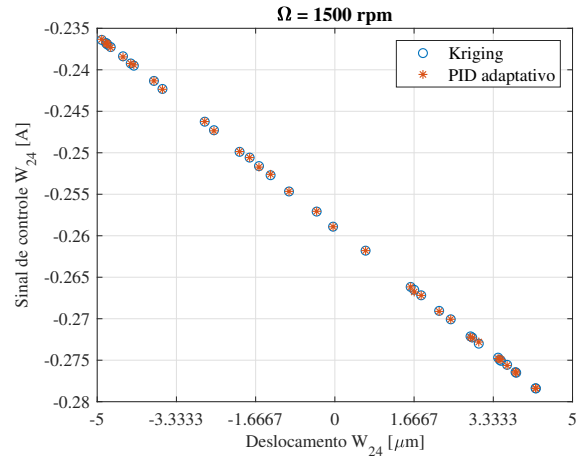
(a) Mancal acoplado - Eixo V13.



(b) Mancal acoplado - Eixo W13.

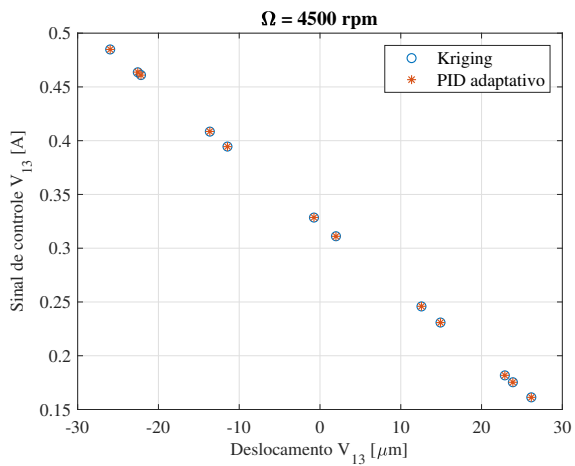


(c) Mancal livre - Eixo V24.

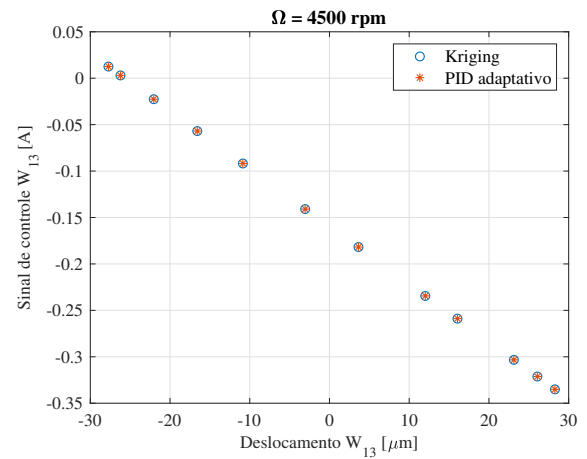


(d) Mancal livre - Eixo W24.

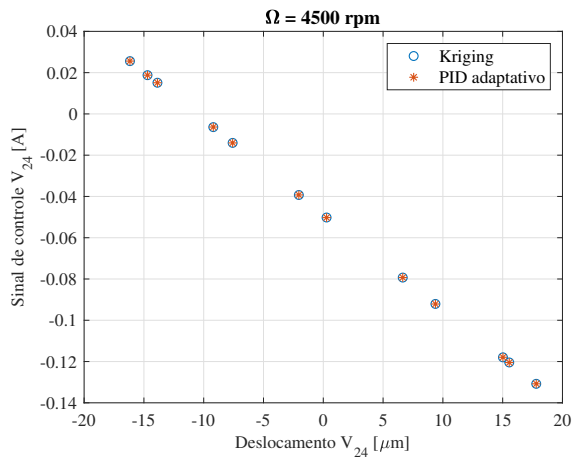
Figura 5.4 – Comparação do sinal de controle obtido pelo controlador PID adaptativo e pelo metamodelo para  $\Omega = 3000$  rpm.



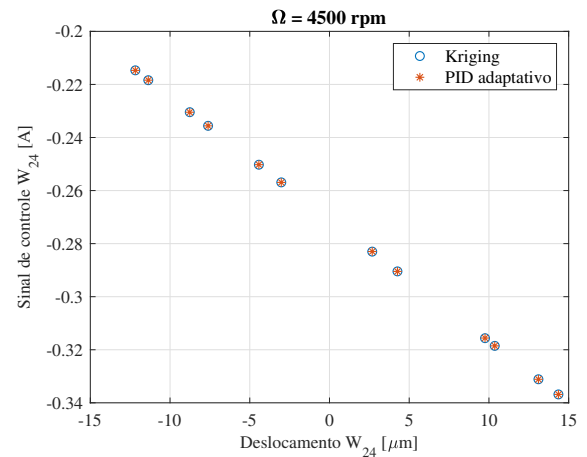
(a) Mancal acoplado - Eixo V13.



(b) Mancal acoplado - Eixo W13.



(c) Mancal livre - Eixo V24.



(d) Mancal livre - Eixo W24.

Figura 5.5 – Comparação do sinal de controle obtido pelo controlador PID adaptativo e pelo metamodelo para  $\Omega = 4500$  rpm.

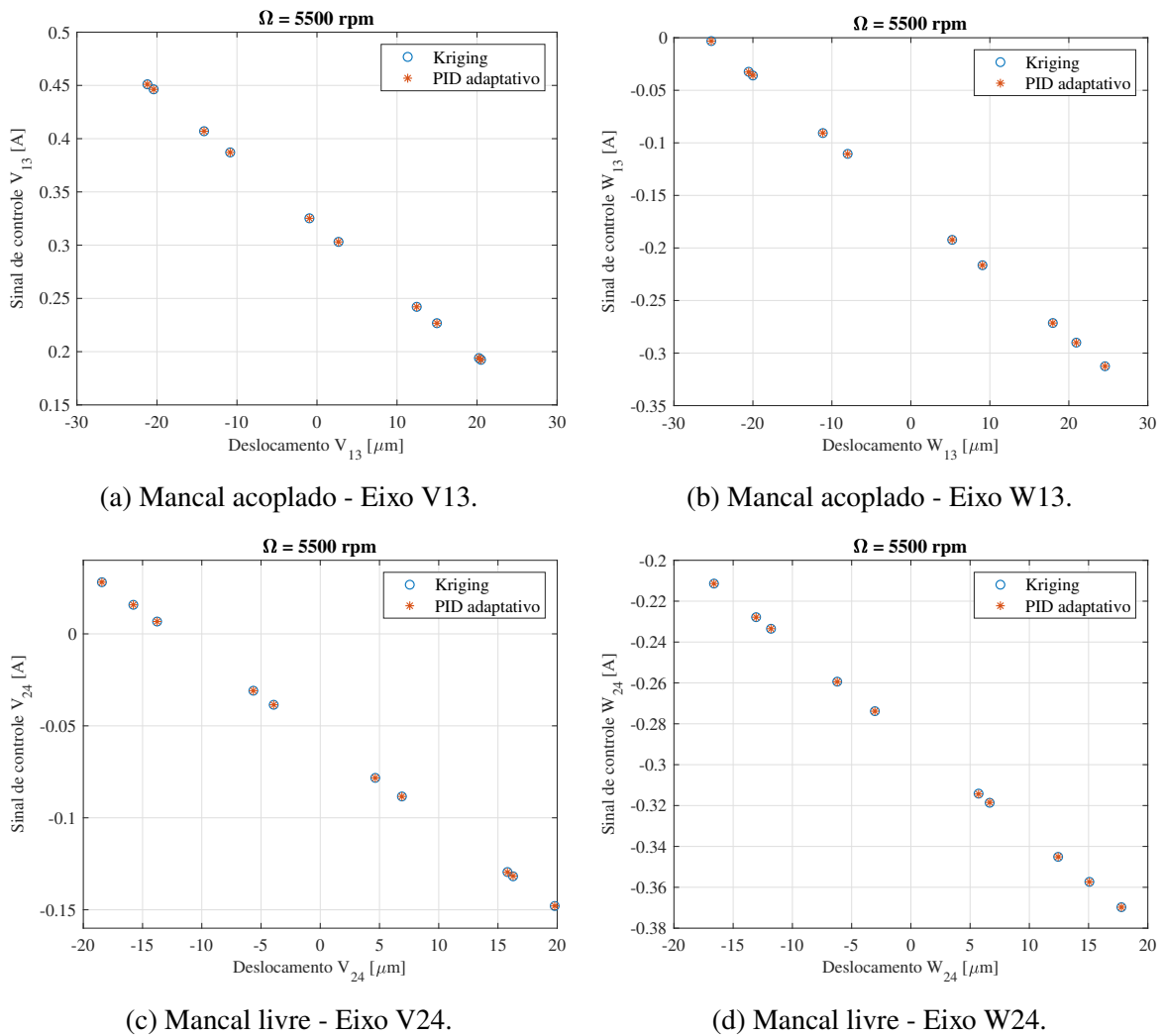


Figura 5.6 – Comparação do sinal de controle obtido pelo controlador PID adaptativo e pelo metamodelo para  $\Omega = 5500$  rpm.

Experimentalmente, os quatro metamodelos Kriging foram implementados como controladores da bancada de mancais magnéticos. A análise da resposta do sistema foi realizada inicialmente em regime permanente a partir de suas órbitas (Figuras 5.7 - 5.10). Além disso, tais respostas também foram comparadas com os dados obtidos pelo controlador PID adaptativo. Todos os testes foram realizados na velocidade de rotação onde cada metamodelo foi construído e em outros intervalos a fim de verificar a controlabilidade do sistema.

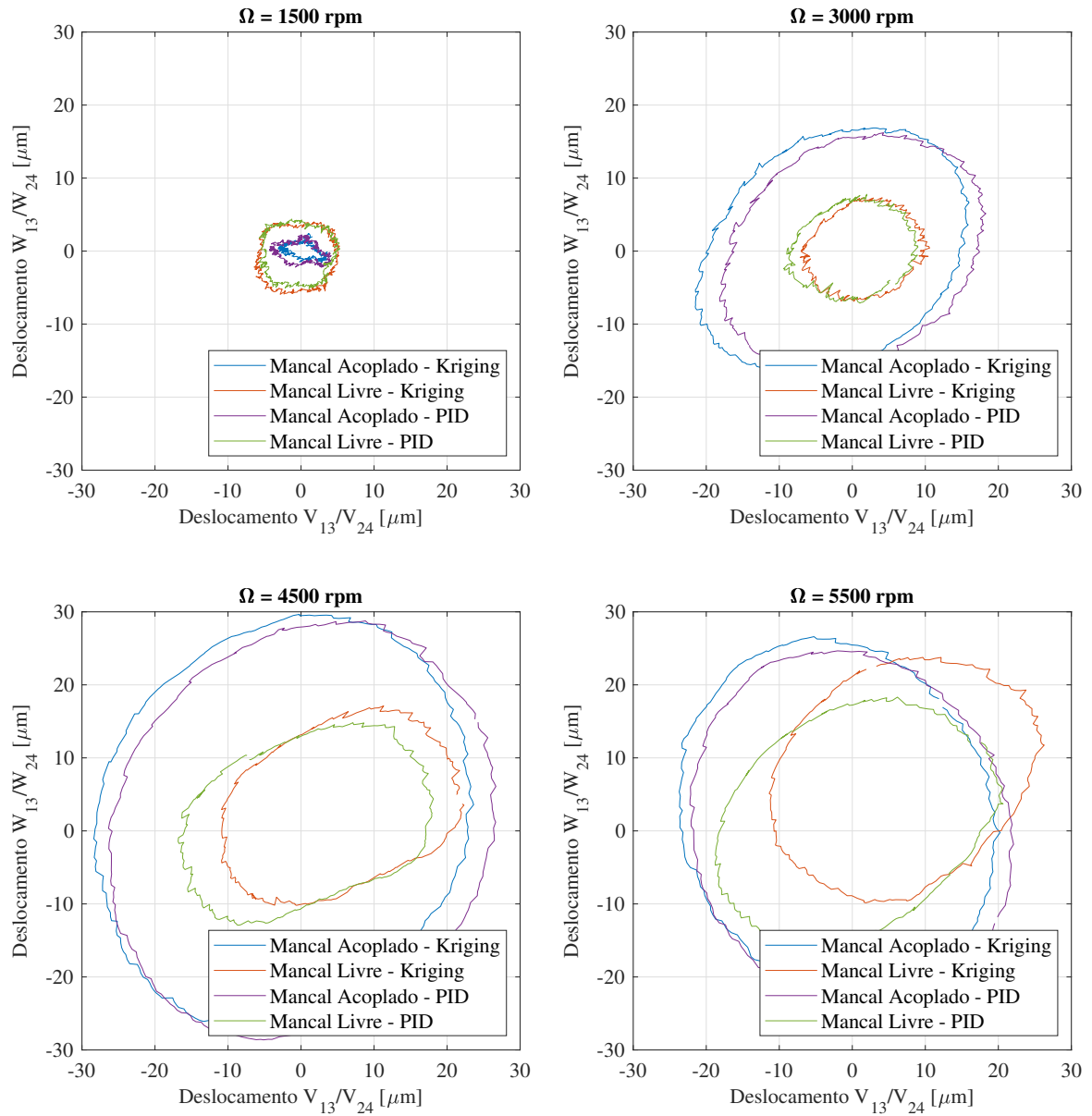


Figura 5.7 – Órbitas obtidas utilizando o controlador Kriging criado a partir do banco de dados de  $\Omega = 1500$  rpm.

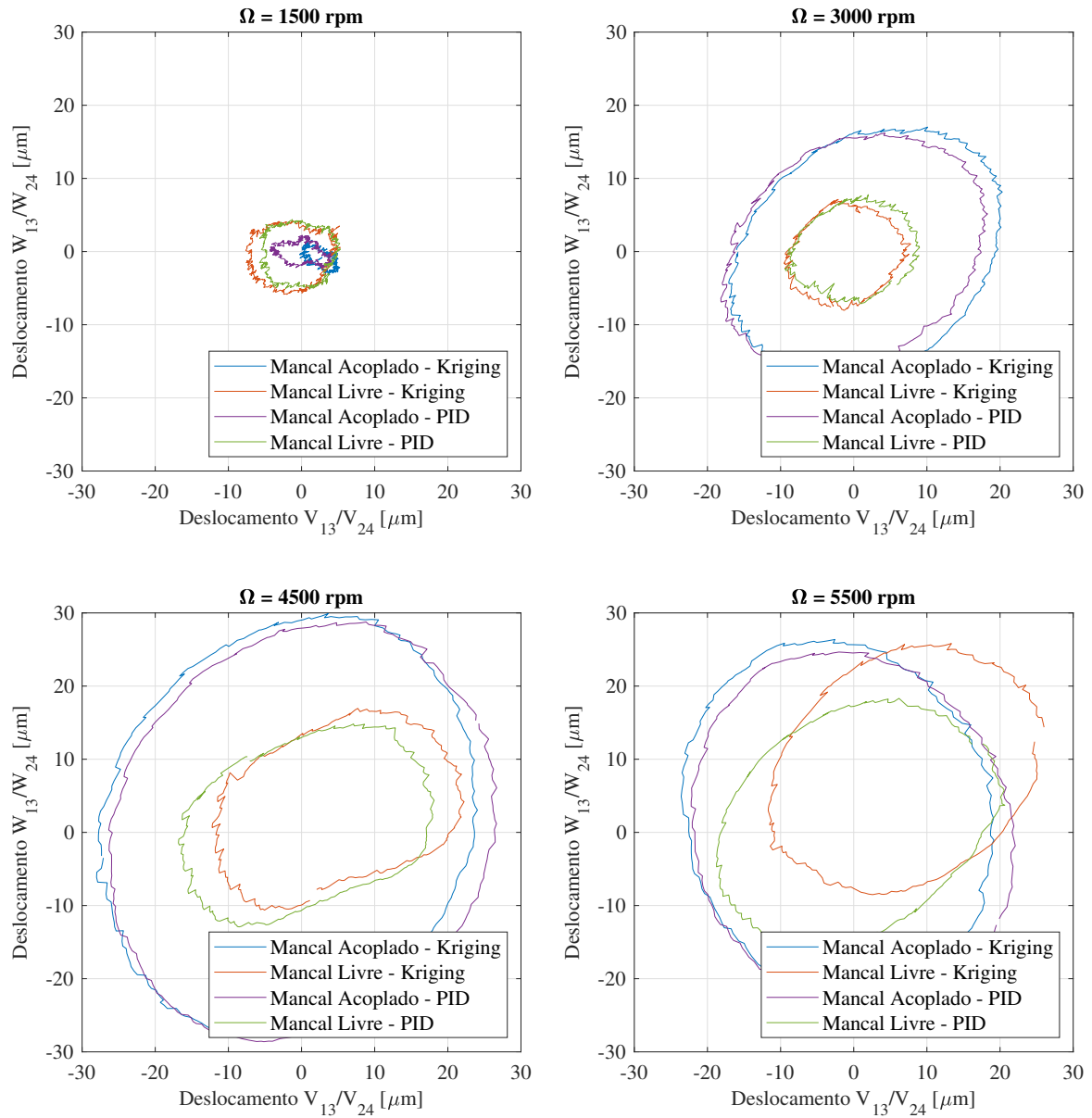


Figura 5.8 – Órbitas obtidas utilizando o controlador Kriging criado a partir do banco de dados de  $\Omega = 3000$  rpm.

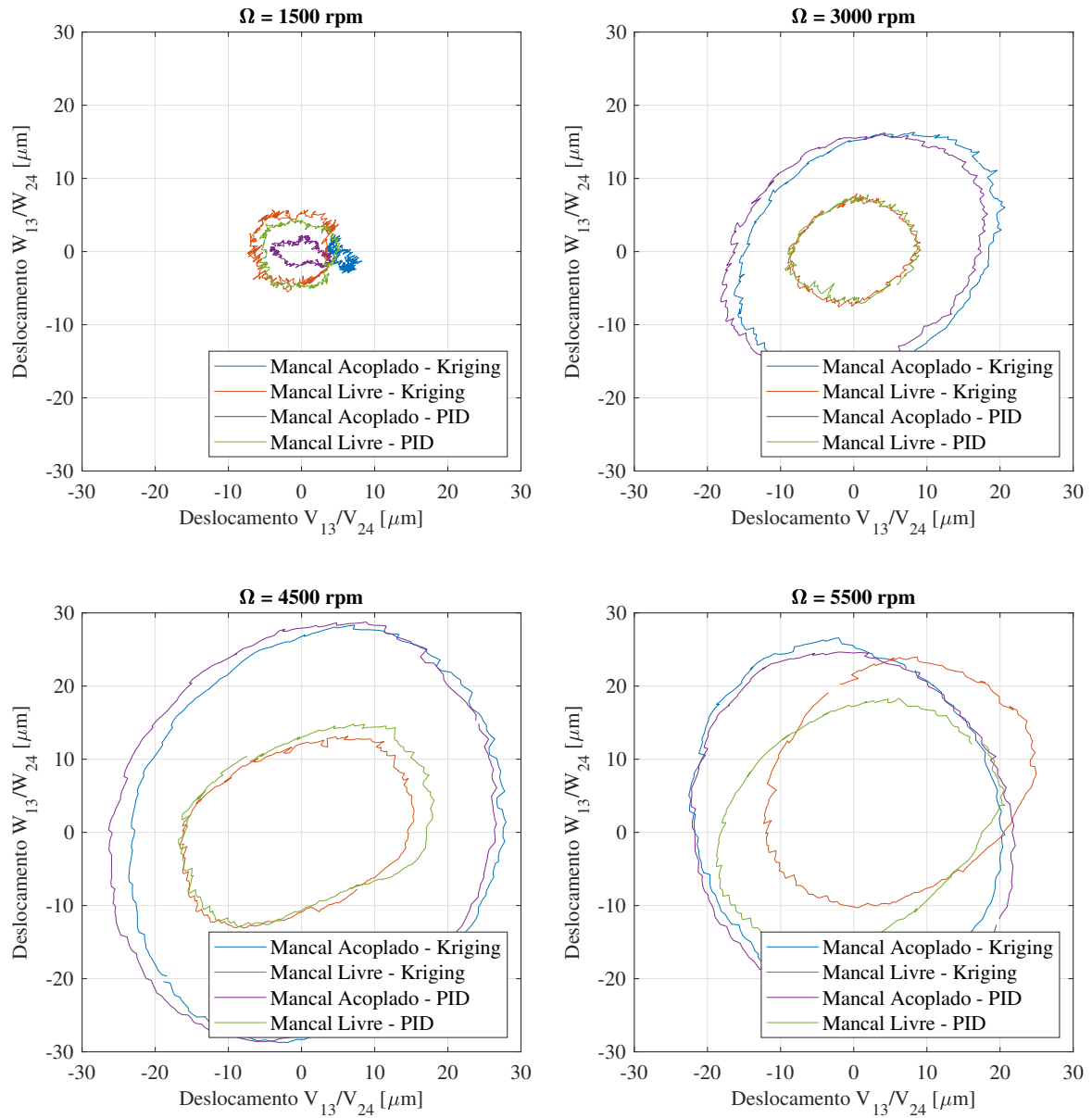


Figura 5.9 – Órbitas obtidas utilizando o controlador Kriging criado a partir do banco de dados de  $\Omega = 4500$  rpm.

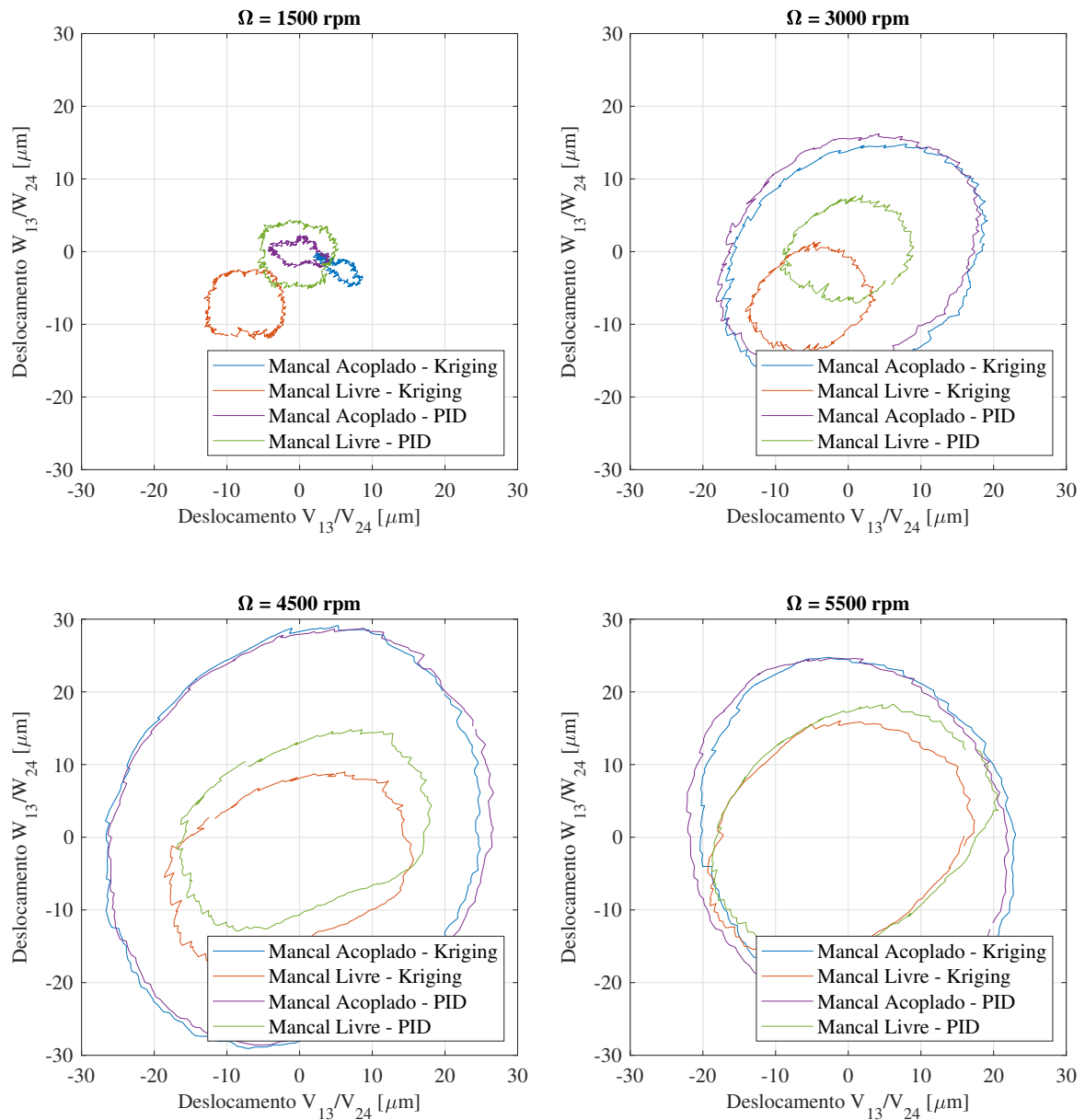


Figura 5.10 – Órbitas obtidas utilizando o controlador Kriging criado a partir do banco de dados de  $\Omega = 5500$  rpm.

É possível observar que, quando a velocidade de rotação da bancada é igual a velocidade de construção do metamodelo Kriging, a sua amplitude de vibração se encontra controlada, com o eixo localizado no centro do mancal. Nos casos em que a velocidade de rotação se encontra mais distante, a amplitude de vibração ainda é controlada, porém não é garantida a posição de equilíbrio do eixo em relação ao centro do mancal. Esse comportamento é visualizado também ao comparar as órbitas obtidas com a resposta do controlador PID adaptativo. Na velocidade de construção de

cada metamodelo, a resposta de ambos é similar, o que é esperado, pois o metamodelo é construído a partir do banco de dados coletado do PID. Nos testes realizados em velocidades fora do conjunto amostral de formulação do controlador, a garantia da posição centralizada do eixo no mancal é perdida.

Isto também é ilustrado em uma análise em regime transiente, com o teste de *run-up* da bancada, com a velocidade variando de 0 a 5500 rpm, em um intervalo de tempo de 35 segundos. Para este teste, foi utilizado o metamodelo construído com o banco de dados de velocidade de  $\Omega = 5500$  rpm. Percebe-se que a posição de equilíbrio do rotor se encontra fora do zero nos valores de velocidade de 0 a 3000 rpm em média (Figura 5.11), ou seja, mais distantes da velocidade de construção do controlador.

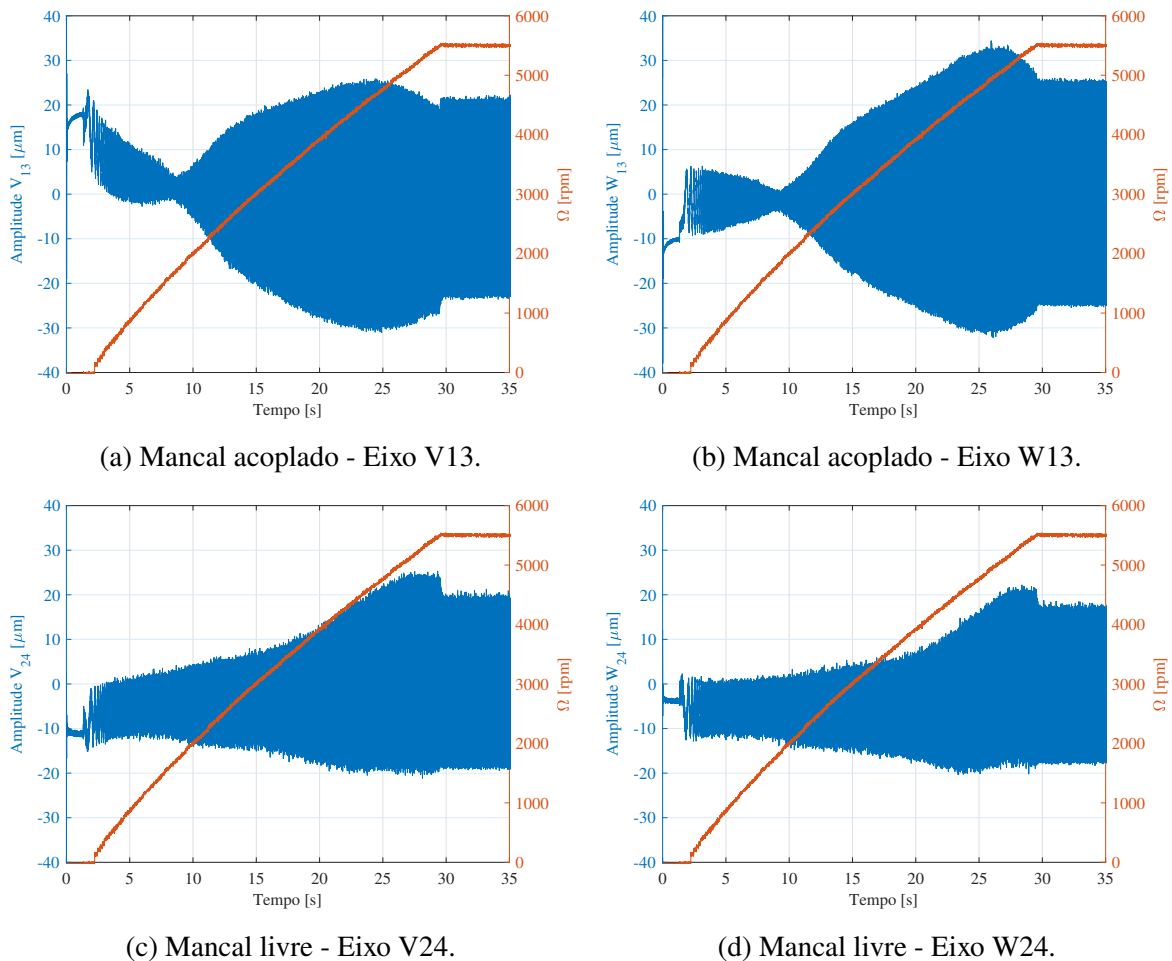


Figura 5.11 – *Run-up* da bancada de 0 a 5500 rpm operando com controle SISO.

Vale destacar que, para o eixo W13 (Figura 5.11b), a posição do eixo em relação ao centro do mancal se manteve próxima de zero. Isso é atribuído ao fato de que a relação entre o deslocamento e o sinal de controle para este eixo é muito próxima para todas as velocidades, como já foi indicado



pela Figura 5.1b, o que resulta em melhores tomadas de decisão por parte do controlador.

Já nos outros eixos de coordenadas existe uma distância entre as retas de velocidade de rotação (Figuras 5.1a, 5.1c e 5.1d), fazendo com que o sinal de controle predito para a garantia da posição de equilíbrio em cada caso não seja o suficiente para levar o eixo ao centro do mancal, quando sua operação se encontra fora da velocidade de construção do metamodelo.

Percebe-se uma redução da amplitude de vibração na velocidade próxima a 2500 rpm. Esse fenômeno ocorre pois nessa região foi realizado o balanceamento do sistema rotativo.

O sinal de controle durante o processo de *run-up* também pode ser observado na Figura 5.12. O aumento do esforço de controle é proporcional ao aumento da velocidade de rotação, estabilizando ao chegar em regime permanente. É possível visualizar a redução do sinal de controle na faixa de 10 segundos do *run-up*. Isso é resultado do balanceamento do rotor nessa velocidade de rotação. Em cada gráfico observa-se o comportamento senoidal da corrente neste regime.

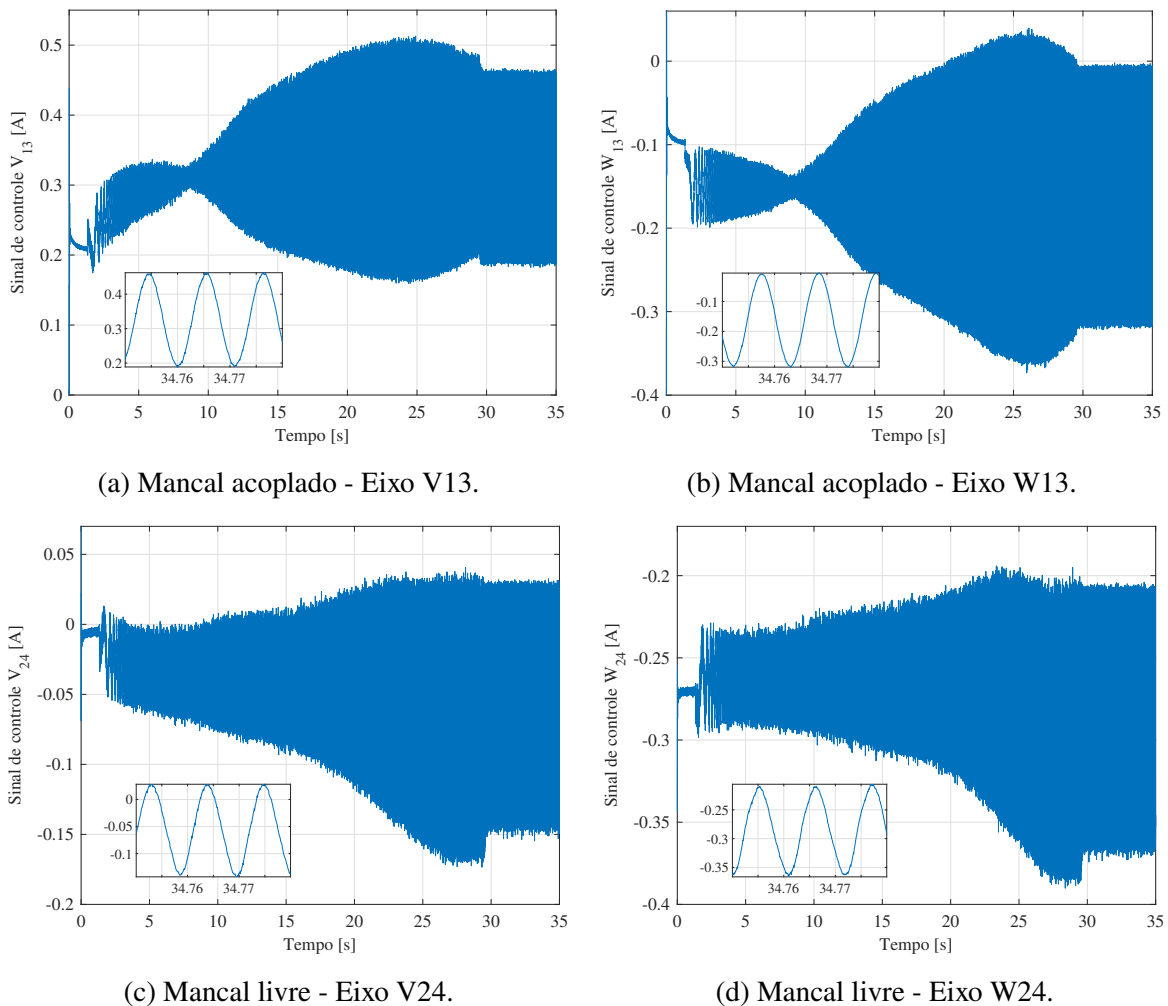


Figura 5.12 – Sinal de controle injetado nos mancais durante o *run-up* da bancada de 0 a 5500 rpm com controle SISO.

## 5.2 Controlador Kriging MISO

Para otimizar o controlador Kriging SISO, foi construído um novo metamodelo cujo o parâmetro de velocidade se torna uma variável de entrada, buscando garantir a posição do eixo em relação ao centro do mancal com um único controlador em diferentes velocidades.

Para isto, o novo metamodelo foi construído com os mesmos dados utilizados para a construção do metamodelo anterior, porém com um conjunto amostral adicional contendo a velocidade associada a cada deslocamento do rotor, permitindo assim a identificação de cada curva de deslocamento por corrente em função da velocidade de rotação. Por ser agora um parâmetro de entrada, a velocidade foi obtida a partir da implementação de uma rotina em ambiente Simulink/MATLAB e compilado na dSPACE, onde foi realizada coleta do sinal de rotação, em rpm, fornecido pelo módulo MBResearch<sup>TM</sup> da bancada. A leitura da velocidade é realizada pelo sensor indutivo instalado no rotor.

Desta forma, foram utilizados 10 pontos para cada amostra de deslocamento e velocidade para o projeto do controlador, totalizando assim 80 pontos como variáveis de entrada. Estes associados com as funções de correlação, fazem com que a ordem de grandeza do metamodelo aumente e, desta forma, chega-se no limite máximo de pontos que possibilitam a compilação e implementação.

Pode-se observar o diagrama de blocos do controlador MISO construído na Figura 5.13. Percebe-se a semelhança de sua estrutura quando comparado com o controlador SISO, sendo a alteração mais evidente o uso da velocidade como o parâmetro de entrada do metamodelo. A configuração dos filtros utilizados são as mesmas já apresentadas para o controlador Kriging SISO e seus parâmetros de construção encontram-se no Apêndice A.

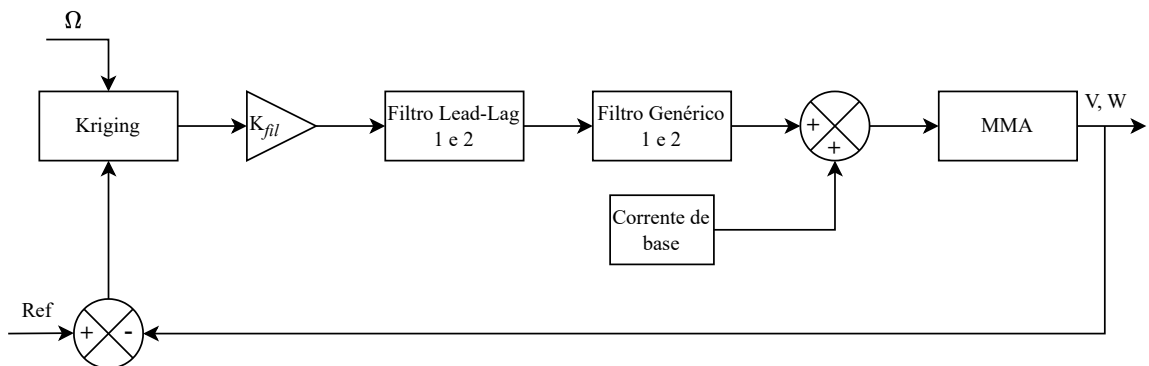


Figura 5.13 – Diagrama de blocos do controlador Kriging MISO.

Para a construção do metamodelo, foi escolhida novamente a função polinomial de segunda ordem, viabilizando, assim, lidar com não linearidades que possam vir a ocorrer no sistema. A função de correlação utilizada foi a do tipo linear.

A validação foi feita com uma amostra de 40 pontos com dados que não foram utilizados para a construção do metamodelo por meio do planejamento *grid* regular. Na Tabela 5.3 estão as métricas de precisão calculadas para avaliar o metamodelo.

Tabela 5.3 – Métricas de precisão do metamodelo Kriging MISO quando comparado com o PID adaptativo.

<b>Eixo</b>	$RMSE[A]$	$RMSE_{rel}[\%]$	$R^2$
V13	$1,2056 \times 10^{-4}$	0,0061	0,9999
W13	$8,9912 \times 10^{-5}$	0,0091	0,9999
V24	$4,7260 \times 10^{-5}$	0,0181	0,9999
W24	$6,3796 \times 10^{-5}$	0,0039	0,9999

Como pode ser observado, o  $RMSE$  apresentou valores pequenos em relação à ordem de grandeza da corrente de controle, indicando que a variável de saída do metamodelo possui valores próximos do modelo original. O  $RMSE_{rel}$  resultou em valores inferiores a 0,02 % em todos os eixos, assim como o coeficiente de determinação  $R^2$  possui valores próximos de 1. Tais resultados mostram que o metamodelo é representativo e pode ser utilizado como controlador da bancada de mancais magnéticos.

Na Figura 5.14 observa-se a comparação entre os dados originais e as saídas geradas pelo metamodelo para múltiplas velocidades, comprovando também a qualidade do ajuste dos dados por parte do metamodelo.

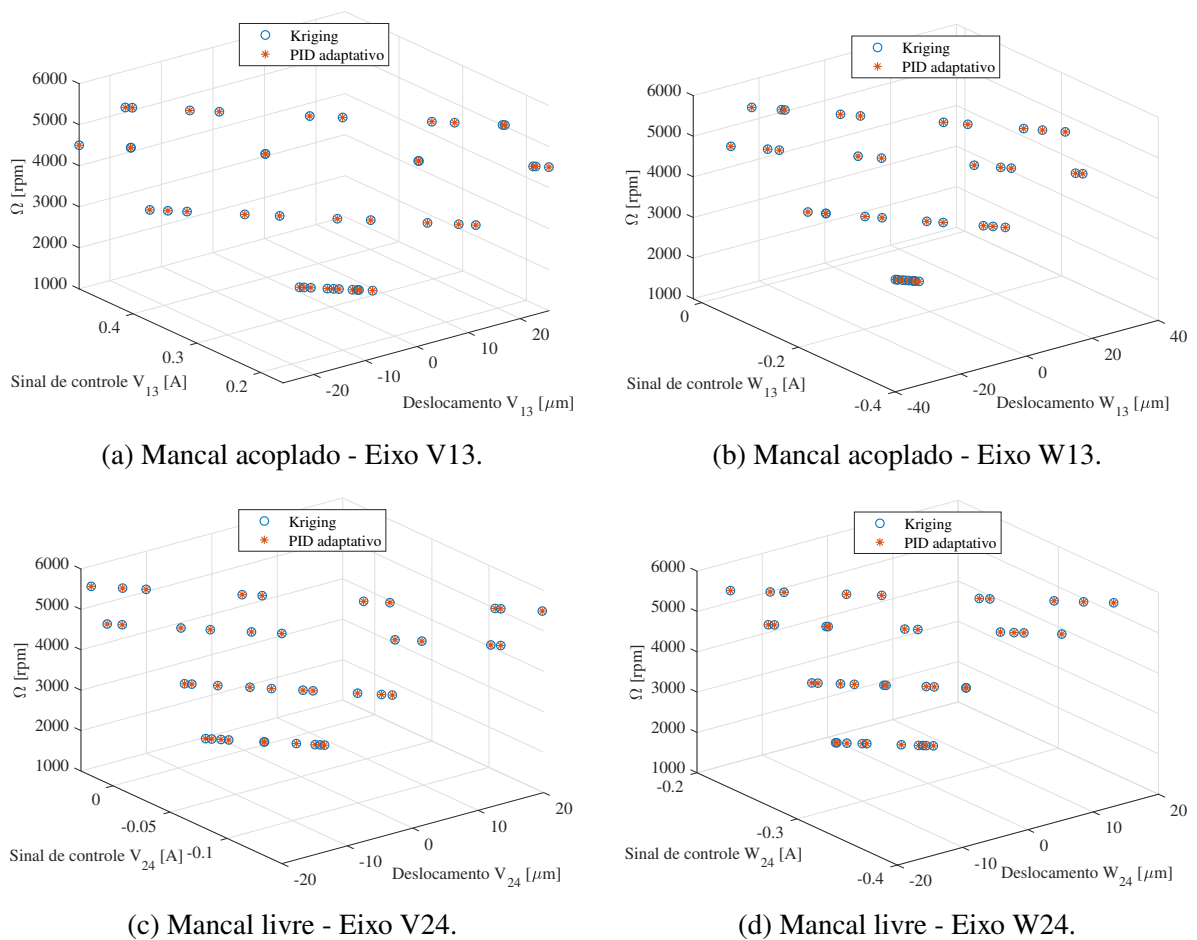


Figura 5.14 – Comparação do sinal de controle obtido pelo controlador PID adaptativo e pelo metamodelo para múltiplas velocidades.

Com isso, o metamodelo Kriging MISO foi implementado como controlador para ambos os mancais magnéticos da bancada experimental. Inicialmente, a análise da resposta do sistema foi realizada em regime permanente e os resultados podem ser visualizados na Figura 5.15, com as órbitas obtidas pela leitura. Os testes foram realizados nas mesmas velocidades de rotação usadas para a construção do metamodelo. Nessa etapa foi realizada também a comparação entre a resposta obtido pelo metamodelo e os dados coletados pelo PID adaptativo.

É possível observar nos gráficos que o eixo se encontra no centro do mancal em todos os casos, permitindo assim observar a capacidade do controlador em escolher a curva adequada para controle da máquina rotativa. Na velocidade  $\Omega = 1500$  rpm, percebe-se o mancal acoplado levemente deslocado (cerca de  $3 \mu\text{m}$ ). A amplitude de vibração também se mostrou controlada, sem variação quando comparada com o controlador SISO.

Na Figura 5.15a é possível observar que a diferença entre as órbitas obtidas pelo controladores é na ordem de  $6 \mu\text{m}$ . Quando utilizando o controle Kriging, o eixo encontrou-se praticamente parado

na sua posição de equilíbrio. Nos outros eixos dos mancais, percebe-se uma diferença de, em média,  $2 \mu\text{m}$  na amplitude de vibração. Isso mostra a capacidade do metamodelo em controlar o sistema rotativo sem nenhuma perda de desempenho quando comparado ao PID adaptativo já implementado.

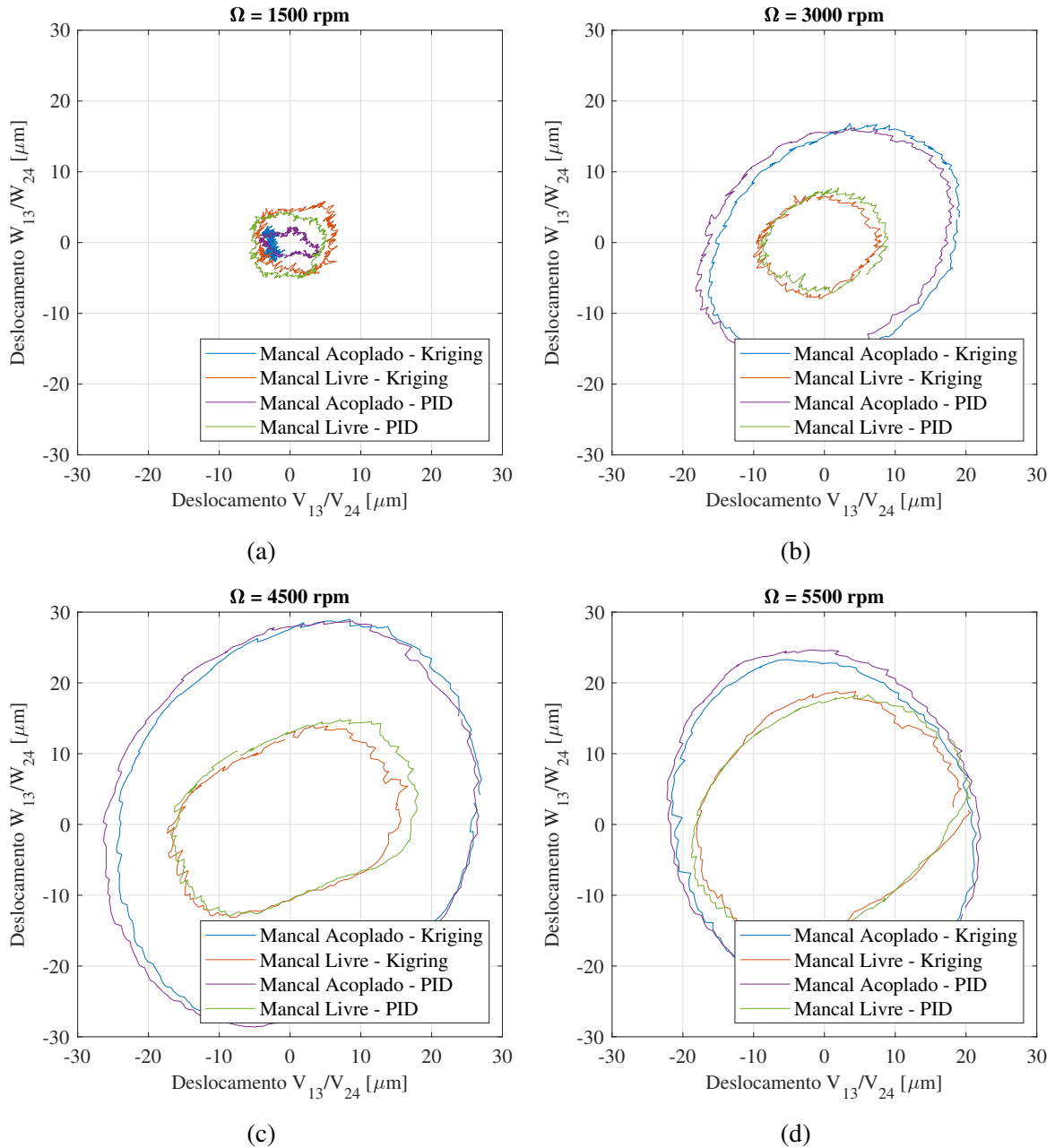


Figura 5.15 – Órbitas obtidas utilizando o controlador Kriging MISO.

Com o objetivo de verificar a robustez do controlador, foram realizados testes em velocidades de rotação que não constavam no banco de dados de construção do metamodelo ( $\Omega = 2500, 3500$  e  $4250$  rpm) a fim de verificar se o metamodelo era capaz de interpolar novas curvas em tempo real. Os resultados obtidos podem ser visualizados na Figura 5.16 e mostram a capacidade de controle do metamodelo Kriging em garantir a posição do eixo em relação ao centro do mancal e também a sua amplitude de vibração.

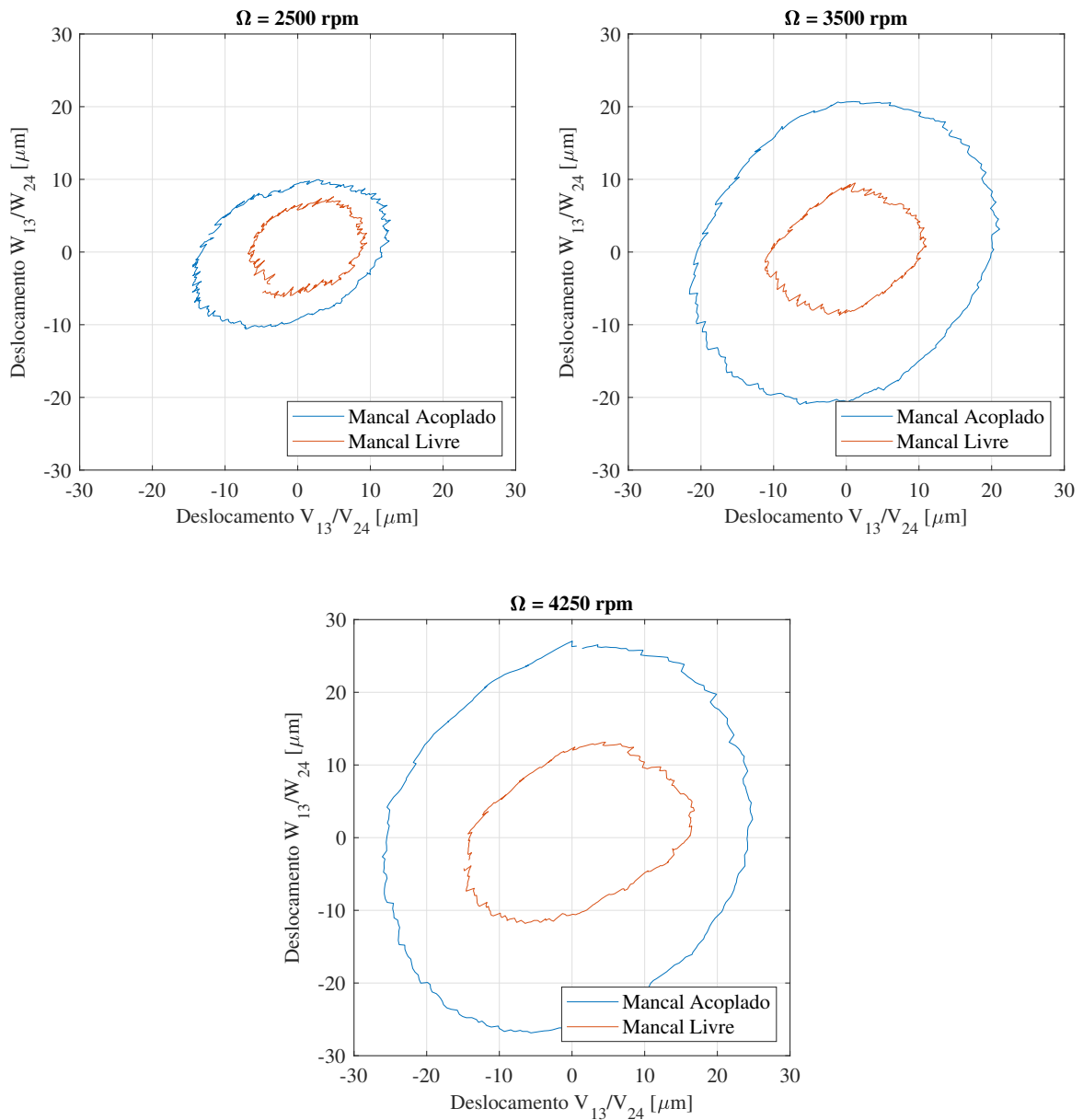


Figura 5.16 – Órbitas obtidas utilizando o controlador Kriging MISO.

Uma análise em regime transiente também foi realizada para verificar a controlabilidade do sistema a partir de um teste de *run-up* da bancada, com a velocidade de rotação variando de 0 a 5500 rpm, em um intervalo de 35 segundos (Figura 5.17). Percebe-se uma maior estabilidade da amplitude de vibração do eixo em relação a zero (centro do mancal) em todas as direções de controle, diferente do que ocorre no controlador de uma única entrada.

Analogamente ao ocorrido no controlador Kriging SISO, percebe-se uma redução da amplitude de vibração na velocidade próxima a 2500 rpm devido ao procedimento de balanceamento realizado no sistema rotativo nesta velocidade.

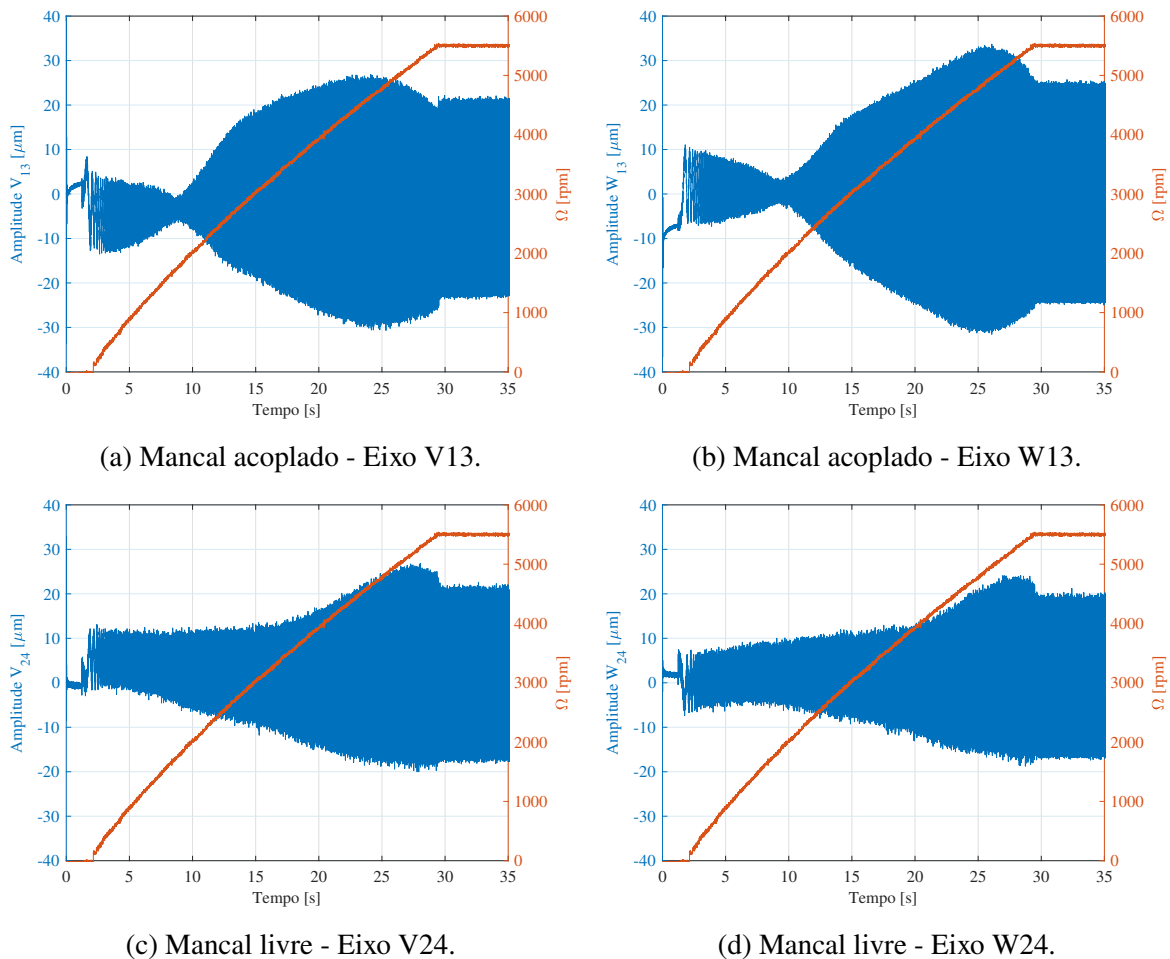
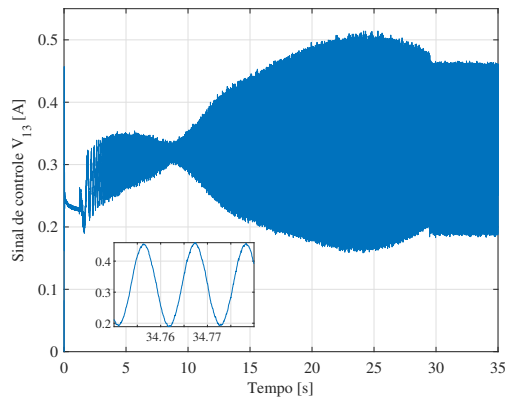


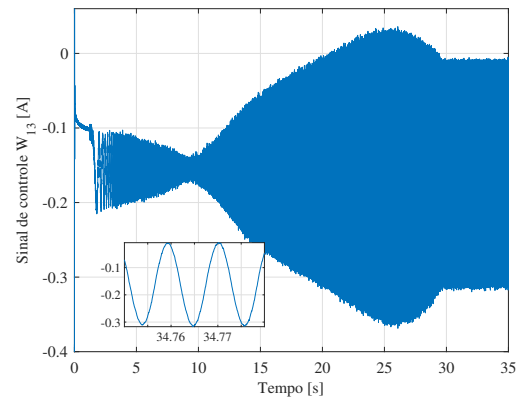
Figura 5.17 – *Run-up* da bancada de 0 a 5500 rpm operando com controle MISO.

No que diz respeito ao sinal da corrente de controle, que posteriormente também será adicionado à corrente de base do sistema de valor 1 A, percebe-se um comportamento similar ao controlador de uma única entrada, com pequenas diferenças de magnitude, o que já era esperado diante da distância entre cada curva de velocidade ser na casa de miliamperes.

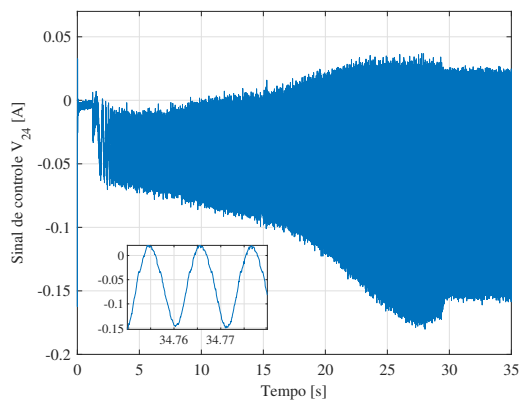
A redução do esforço de controle em  $t = 10$  segundos também é esperada devido a redução da amplitude de vibração nesta área e menor esforço do controlador para a garantia da posição de equilíbrio do sistema. Estes dados podem ser visualizados na Figura 5.18.



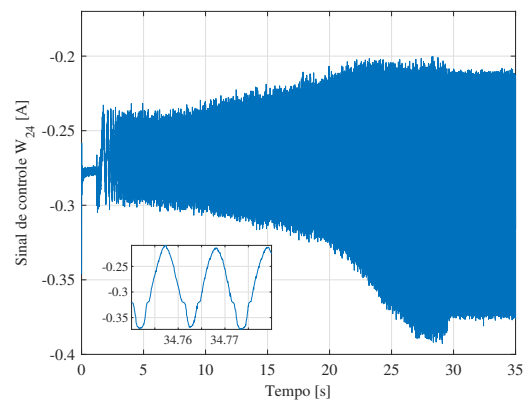
(a) Mancal acoplado - Eixo V13.



(b) Mancal acoplado - Eixo W13.



(c) Mancal livre - Eixo V24.



(d) Mancal livre - Eixo W24.

Figura 5.18 – Sinal de controle injetado nos mancais durante o *run-up* da bancada de 0 a 5500 rpm com controle MISO.



# CAPÍTULO VI

## CONCLUSÕES

Este trabalho teve como objetivo o desenvolvimento de controladores baseados em meta-modelagem Kriging para sistemas rotativos suportados por mancais magnéticos ativos, de forma a reduzir a complexidade das leis de controle mais convencionais, onde neste contexto, era utilizado um PID adaptativo. Além disso, o uso de metamodelos facilita a sua aplicação experimental por estes serem polinômios, diferente de outras metodologias que apresentam um alto grau de dificuldade de implementação.

Arelado ao embasamento teórico obtido a partir da literatura, o estudo do modelo numérico/computacional representativo desenvolvido por Oliveira (2015) foi realizado para conhecer as funções de transferência e o comportamento dinâmico dos sensores de posição, dos filtros e dos amplificadores de potência que constituem a bancada experimental de mancais magnéticos do LMEst. As configurações informadas foram utilizadas para a implementação dos metamodelos construídos.

Foi verificado que o controlador PI nativo fornecido pelo fabricante apresentava dificuldades para ultrapassar velocidades de rotação superiores a 3500 rpm, mesmo após o balanceamento da máquina. Para contornar esse problema, foi implementado um PID adaptativo em ambiente Simulink e posteriormente, na placa de aquisição da dSPACE. As amplitudes de vibração obtidas pelo controlador foram inferiores as atingidas pelo controlador PI do fabricante, possibilitando assim atingir velocidades superiores 3500 rpm.

Com isso, foram coletadas as amostras para diferentes conjuntos de velocidade e construídos em primeiro momento vários metamodelos SISO, onde o parâmetro de entrada foi a posição do eixo e a sua saída a corrente de controle necessária para manter o sistema em equilíbrio. Foi identificada uma relação linear entre as variáveis, o que já era esperado devido a linearização dos parâmetros de construção de mancais magnéticos (pequenos deslocamentos permitidos pelo eixo e pequenas variações de corrente).

Os resultados obtidos experimentalmente mostraram que, para a velocidade de construção do metamodelo implementado, a órbita do eixo foi coincidente com o centro do mancal, com sua amplitude de vibração controlada. Para outras velocidades, a amplitude de vibração foi controlada, operando ainda em valores inferiores a 30  $\mu\text{m}$ , porém, a sua posição em relação ao centro do mancal não foi garantida.

Com o objetivo de otimizar a formulação SISO, foi construído um novo metamodelo onde a velocidade de rotação da máquina se tornou um parâmetro de entrada — um metamodelo MISO. O resultado obtido mostrou que o problema de posicionamento do eixo em relação ao centro do mancal foi resolvido para todas as velocidades de treinamento do metamodelo. O metamodelo também foi capaz de interpolar curvas em tempo real, de forma a controlar e garantir a posição do eixo da bancada em toda a faixa de velocidade analisada.

Ao comparar a performance do metamodelo MISO com o controlador PID adaptativo, foi observado uma redução de 6  $\mu\text{m}$  na órbita do eixo V13 do mancal acoplado e, em média, uma diferença de 2  $\mu\text{m}$  para os outros eixos de coordenadas dos mancais.

Portanto, pode-se afirmar a eficiência do metamodelo Kriging em atuar como controlador de uma máquina rotativa suportada por mancais magnéticos, destacando a escolha de um modelo MISO, onde a velocidade se torna um parâmetro de entrada. Com ele, é possível garantir o posicionamento do sistema em torno de uma posição única de equilíbrio e também a amplitude de vibração dentro dos limites de operação da máquina. Em testes de *run-up* o metamodelo também foi capaz de garantir a estabilidade do rotor, sem perda de posição do eixo. A sua implementação mais simples quando comparada ao uso de técnicas convencionais como PID é promissora para uma resposta mais rápida do sistema.

## 6.1 Sugestões de trabalhos futuros

Como sugestões de trabalhos futuros para continuação desta dissertação pode-se citar:

- Realização de testes experimentais acima do primeiro modo flexível do rotor para avaliar o desempenho dos controladores Kriging SISO e MISO;
- Otimização dos parâmetros do controlador PID adaptativo que serve como banco de dados para a geração dos metamodelos, buscando obter órbitas reduzidas e menores amplitudes de vibração;
- Verificar a robustez do controlador frente a falhas como desalinhamento e desbalanceamento;
- Buscar ferramentas a obtenção de bancos de dados para a construção de metamodelos sem o uso de um controlador pré-existente.

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ABREU, F.; NETO, J. F. Controlador PID Adaptativo Via Redes Neurais-LMS Para Controle de Altitude de Quadricoptero. In: **Anais do 14 Congresso Brasileiro de Inteligência Computacional**. ABRICOM. p. 1–6. ISBN 978-856997201-3. Disponível em: <<https://doi.org/10.21528/CBIC2019-43>>.

ADAMS, M. **Bearings: Basic Concepts and Design Applications**. CRC Press, 2018. ISBN 9781351689991. Disponível em: <<https://doi.org/10.1201/b22177>>.

AENIS, M.; KNOPF, E.; NORDMANN, R. Active magnetic bearings for the identification and fault diagnosis in turbomachinery. **Mechatronics**, v. 12, n. 8, p. 1011–1021, 2002. ISSN 0957-4158. Disponível em: <[https://doi.org/10.1016/S0957-4158\(02\)00009-0](https://doi.org/10.1016/S0957-4158(02)00009-0)>.

AMARAL, J. V. S. d.; MONTEVECHI, J. A. B.; MIRANDA, R. d. C.; JUNIOR, W. T. d. S. Metamodel-based simulation optimization: A systematic literature review. **Simulation Modelling Practice and Theory**, Elsevier B.V., v. 114, jan 2022. ISSN 1569190X. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.simpat.2021.102403>>.

BACHAREL, R. d. F.; SCHUTTENBERG, R. M. C. Projeto de compensadores a partir de um ambiente de simulações uso de simulações em projetos de sistemas de controle. **16º Seminário de Automação e TI Industrial**, v. 16, p. 67–76, 2012. Disponível em: <<https://doi.org/10.5151/2594-5335-22447>>.

BLANNING, R. W. The sources and uses of sensitivity information. **Interfaces**, INFORMS, v. 4, n. 4, p. 32–38, 1974. ISSN 00922102, 1526551X. Disponível em: <<https://doi.org/10.1287/inte.4.4.32>>.

BORGES, A. S. **Controle modal de rotores com mancais magnéticos – projeto robusto**. 197 p. Tese (Doutorado) — Universidade Federal de Uberlândia, 2016. Disponível em: <<https://doi.org/10.14393/ufu.te.2016.5>>.

BOYCE, M. P. 13 - bearings and seals. In: BOYCE, M. P. (Ed.). **Gas Turbine Engineering Handbook (Fourth Edition)**. Fourth edition. Oxford: Butterworth-Heinemann, 2012. p. 557–604. ISBN 978-0-12-383842-1. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/B978-0-12-383842-1.00013-5>>.

BRUS, D. **Spatial Sampling with R**. CRC Press LLC, 2022. (Chapman and Hall/CRC the R Series). ISBN 9781032193854. Disponível em: <<https://doi.org/10.1201/9781003258940>>.

BUDYNAS, R.; NISBETH, J. **Elementos de máquinas de Shigley**. 10. ed. Porto Alegre: AMGH, 2016. 1096 p.

CAO, H.; NIU, L.; XI, S.; CHEN, X. Mechanical model development of rolling bearing-rotor systems: A review. **Mechanical Systems and Signal Processing**, v. 102, p. 37–58, 2018. ISSN 0888-3270. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2017.09.023>>.

CARVALHO, F. C. **Projeto e otimização de controladores para rotores com mancais magnéticos – projeto robusto**. 180 p. Tese (Doutorado) — Universidade Federal de Uberlândia, 2020. Disponível em: <<https://doi.org/10.14393/ufu.te.2020.494>>.

EARNSHAW, S. **On the Nature of the Molecular Forces which Regulate the Constitution of the Luminiferous Ether**. London: Transactions of the Cambridge Philosophical Society, 1839.

FARMAKOPOULOS, M.; THANOU, M.; NIKOLAKOPOULOS, P.; PAPADOPOULOS, C.; TZES, A. A control model of active magnetic bearings. **Engineering Against Failure - Proceedings of the 3rd International Conference of Engineering Against Failure, ICEAF 2013**, June 2013.

FORRESTER, A. I.; KEANE, A. J. Recent advances in surrogate-based optimization. **Progress in Aerospace Sciences**, v. 45, n. 1, p. 50–79, 2009. ISSN 0376-0421. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.paerosci.2008.11.001>>.

FRISWELL, M. I.; PENNY, J. E.; GARVEY, S. D.; LEES, A. W. **Dynamics of rotating machines**. New York: Cambridge University Press, 2010. 1–526 p. ISBN 9780511780509. Disponível em: <<https://doi.org/10.1017/CBO9780511780509>>.

GASPAROTO, H. F. **Simulação magnetostática 3D por dipolos magnéticos equivalentes**. 227 p. Dissertação (Mestrado) — Universidade Estadual de Campinas, 2013. Disponível em: <<https://doi.org/10.47749/T/UNICAMP.2013.911981>>.

GUIRAO, V. S. **Mancais Magnéticos Ativos para Atenuação de Vibrações em Eixos Rotativos**. 136 p. Dissertação (Mestrado) — Universidade Estadual Paulista, 2012.

HABERMANN, H.; LIARD, G. Le palier magnétique active: un principe révolutionnaire. **SKF Rev. Roulements**, n. 192, 1977.

HAILU, G. Introductory chapter: Rotating machinery. In: HAILU, G. (Ed.). **Rotating Machinery**. Rijeka: IntechOpen, 2020. cap. 1. Disponível em: <<https://doi.org/10.5772/intechopen.77579>>.

HARNOY, A. **Bearing Design In Machinery: Engineering Tribology and Lubrication**. CRC Press, 2002. ISBN 9781138581524. Disponível em: <<https://doi.org/10.1201/9780203909072>>.

HARRIGAN, R. M. **Levitation device - US Patent 4382245**. 1983. 5 p.

JI, J. C.; HANSEN, C. H.; ZANDER, A. C. Nonlinear dynamics of magnetic bearing systems. **Journal of Intelligent Material Systems and Structures**, v. 19, n. 12, p. 1471–1491, 2008. ISSN 1045389X. Disponível em: <<https://doi.org/10.1177/1045389X08088666>>.

JONES, D. R.; SCHONLAU, M.; WELCH, W. J. Efficient global optimization of expensive black-box functions. **Journal of Global Optimization**, v. 13, p. 455–492, 1998. Disponível em: <<https://doi.org/10.1023/A:1008306431147>>.

JONES, T. B.; WASHIZU, M.; GANS, R. Simple theory for the Levitron®. **Journal of Applied Physics**, v. 82, n. 2, p. 883–888, 07 1997. ISSN 0021-8979. Disponível em: <<https://doi.org/10.1063/1.365856>>.

JOSEPH, V. R.; HUNG, Y.; SUDJIANTO, A. Blind kriging: A new method for developing metamodels. **Journal of Mechanical Design**, v. 130, p. 031102, 2008. Disponível em: <<https://doi.org/10.1115/1.2829873>>.

KEMPER, H. **Overhead suspension railway with wheel-less vehicles employing magnetic suspension from iron rails**. 1937.

KLEIJNEN, J. P.; SARGENT, R. G. A methodology for fitting and validating metamodels in simulation. **European Journal of Operational Research**, v. 120, n. 1, p. 14–29, 2000. ISSN 03772217. Disponível em: <[https://doi.org/10.1016/S0377-2217\(98\)00392-0](https://doi.org/10.1016/S0377-2217(98)00392-0)>.

KLEIJNEN, J. P. C. A comment on blanning's "metamodel for sensitivity analysis: The regression metamodel in simulation". **Interfaces, INFORMS**, v. 5, n. 3, p. 21–23, 1975. ISSN 00922102, 1526551X. Disponível em: <<https://doi.org/10.1287/inte.5.3.21>>.

KOROISHI, E. H. **Controle de vibrações em máquinas rotativas utilizando atuadores eletromagnéticos**. 225 p. Tese (Doutorado) — Universidade Federal de Uberlândia, 2013. Disponível em: <<https://doi.org/10.14393/ufu.te.2013.92>>.

LAURIDSEN, J. S.; SANTOS, I. F. Design of Active Magnetic Bearing Controllers for Rotors Subjected to Gas Seal Forces. **Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, Transactions of the ASME**, v. 140, n. 9, 2018. ISSN 15289028. Disponível em: <<https://doi.org/10.1115/1.4039665>>.

LI, X.; WANG, X.; LI, M.; MA, Y.; HUANG, Y. The research status and progress of heavy/large hydrostatic thrust bearing. **Advances in Mechanical Engineering**, v. 6, p. 982584, 2014. Disponível em: <<https://doi.org/10.1155/2014/982584>>.

LIU, R.; YANG, B.; ZIO, E.; CHEN, X. Artificial intelligence for fault diagnosis of rotating machinery: A review. **Mechanical Systems and Signal Processing**, v. 108, p. 33–47, 2018. ISSN 0888-3270. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2018.02.016>>.

LOPHAVEN, S. N.; NIELSEN, H. B.; SONDERGAARD, J. **DACE - A Matlab Kriging Toolbox**. 2002.

MANCUZO, M. V. **Projeto e desenvolvimento de mancais magnéticos ativos de baixo custo**. 177 p. Tese (Doutorado) — Universidade Federal de Uberlândia, 2022. Disponível em: <<http://doi.org/10.14393/ufu.te.2022.430>>.

MANI, G.; QUINN, D.; KASARDA, M. Active health monitoring in a rotating cracked shaft using active magnetic bearings as force actuators. **Journal of Sound and Vibration**, v. 294, n. 3, p. 454–465, 2006. ISSN 0022-460X. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.jsv.2005.11.020>>.

MARANGONI, B. **Controle ativo de vibrações do tipo Self-Sensing utilizando atuadores eletromagnéticos**. 108 p. Dissertação (Mestrado) — Universidade Federal de Uberlândia, 2020. Disponível em: <<http://doi.org/10.14393/ufu.di.2020.242>>.

MATHERON, G. Principles of geostatistics. **Economic Geology**, v. 58, n. 8, p. 1246–1266, dec 1963. ISSN 0361-0128. Disponível em: <<https://doi.org/10.2113/gsecongeo.58.8.1246>>.

MECKESHEIMER, M.; BOOKER, A.; BARTON, R.; SIMPSON, T. Computationally inexpensive metamodel assessment strategies. **AIAA Journal**, v. 40, p. 2053–2060, 10 2002. Disponível em: <<https://doi.org/10.2514/2.1538>>.

MEGGIOLARO, M. A. **Modelagem de Mancais Hidrodinâmicos na Simulação de Sistemas Rotativos**. 137 p. Dissertação (Mestrado) — Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro, 1996. Disponível em: <<https://doi.org/10.17771/PUCRio.acad.19287>>.

MICHALEC, M.; SVOBODA, P.; KřUPKA, I.; HARTL, M. A review of the design and optimization of large-scale hydrostatic bearing systems. **Engineering Science and Technology, an International Journal**, v. 24, n. 4, p. 936–958, 2021. ISSN 2215-0986. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.jestch.2021.01.010>>.

MICHELI, L.; LAFLAMME, S. Kriging-Based Design for Robust High-Performance Control Systems. **ASCE-ASME Journal of Risk and Uncertainty in Engineering Systems, Part A: Civil Engineering**, v. 6, n. 4, 2020. ISSN 23767642. Disponível em: <<https://doi.org/10.1061/AJRUA6.0001085>>.

MORAIS, T. S. **Contribuição ao estudo de máquinas rotativas na presença de Não-Linearidades**. 173 p. Tese (Doutorado) — Universidade Federal de Uberlândia, 2010.

OGATA, K. **Engenharia de Controle Moderno**. [S.l.]: Pearson Universidades, 2010. ISBN 9788576058106.

OLIVEIRA, L. de; ZATTA, V. A. Z. **Estudo e implementação da técnica de análise de vibrações para balanceamento estacionário e aplicação do método quatro rodadas sem fase em uma bancada rotativa**. 101 p. Dissertação (Mestrado) — Universidade Tecnológica Federal do Paraná, 2014.

OLIVEIRA, M. V. F.; SICCHIERI, L. C.; DOURADO, A. D. P.; CAVALLINI ALDEMIR AP., J.; STEFFEN VALDER, J. Kriging-based surrogate controller for robust control of a flexible rotor supported by active magnetic bearings. **Journal of Engineering for Gas Turbines and Power**, v. 145, n. 7, p. 071005, 04 2023. ISSN 0742-4795. Disponível em: <<https://doi.org/10.1115/1.4062104>>.

OLIVEIRA, M. V. F. de. **Caracterização numérica e experimental de uma bancada de rotor flexível suportada por mancais magnéticos**. 125 p. Dissertação (Mestrado) — Universidade Federal de Uberlândia, 2015. Disponível em: <<https://doi.org/10.14393/ufu.di.2015.186>>.

OLIVEIRA, M. V. F. de. **Controle de rotores flexíveis suportados por mancais magnéticos**. 137 p. Tese (Doutorado) — Universidade Federal de Uberlândia, 2019. Disponível em: <<http://doi.org/10.14393/ufu.te.2019.2463>>.

QUEIPO, N. V.; HAFTKA, R. T.; SHYY, W.; GOEL, T.; VAIDYANATHAN, R.; Kevin Tucker, P. Surrogate-based analysis and optimization. **Progress in Aerospace Sciences**, v. 41, n. 1, p. 1–28, 2005. ISSN 0376-0421. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.paerosci.2005.02.001>>.

REYNOLDS, O. On the theory of lubrication and its application to mr. beauchamp tower's experiments, including an experimental determination of the viscosity of olive oil. **Philosophical Transactions of the Royal Society of London**, The Royal Society, v. 177, p. 157–234, 1886. ISSN 02610523. Disponível em: <<https://doi.org/10.1098/rstl.1886.0005>>.

ROWE, W. B. 10 - grinding machine developments. In: **Principles of Modern Grinding Technology (Second Edition)**. Second edition. Oxford: William Andrew Publishing, 2014. p. 175–219. ISBN 978-0-323-24271-4. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/B978-0-323-24271-4.00010-5>>.

SACKS, J.; WELCH, W. J.; MITCHELL, T. J.; WYNN, H. P. Design and Analysis of Computer Experiments. **Statistical Science**, v. 4, n. 4, p. 409–423, nov 1989. Disponível em: <<https://doi.org/10.1214/ss/1177012413>>.

SAHA, S.; AMRR, S. M.; BHUTTO, J. K.; ALJOHANI, A. A.; NABI, M. Fuzzy logic control of five-DOF active magnetic bearing system based on sliding mode concept. **Frontiers in Control Engineering**, v. 3, n. November, p. 1–14, 2022. Disponível em: <<https://doi.org/10.3389/fcteg.2022.1008134>>.

SAHA, S.; AMRR, S. M.; NABI, M. Adaptive second order sliding mode control for the regulation of active magnetic bearing. **IFAC-PapersOnLine**, v. 53, n. 1, p. 1–6, 2020. ISSN 2405-8963. 6th Conference on Advances in Control and Optimization of Dynamical Systems ACODS 2020. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.ifacol.2020.06.001>>.

SALDARRIAGA, M. R. V. **Atenuação de vibrações em máquinas rotativas flexíveis usando materiais viscoelásticos nos suportes**. 120 p. Tese (Doutorado) — Universidade Federal de Uberlândia, 2007.

SCHACH, R.; JEHL, P.; NAUMANN, R. **Transrapid und Rad-Schiene-Hochgeschwindigkeitsbahn: Ein gesamtheitlicher Systemvergleich**. Berlin: Springer Verlag, 2006. Disponível em: <<https://doi.org/10.1007/3-540-28335-8>>.

SCHWEITZER, G.; MASLEN, E.; BLEULER, H.; COLE, M.; KEOGH, P.; LARSONNEUR, R.; NORDMANN, R.; OKADA, Y.; TRAXLER, A. **Magnetic Bearings: Theory, Design, and Application to Rotating Machinery**. Dordrecht: Springer, 2009. 541 p. ISBN 9783642004964. Disponível em: <<https://doi.org/10.1007/978-3-642-00497-1>>.

SICCHIERI, L. C. **Metamodelagem Kriging aplicada em modelos de mancais hidrodinâmicos**. 137 p. Dissertação (Mestrado) — Universidade Federal de Uberlândia, 2019. Disponível em: <<http://doi.org/10.14393/ufu.di.2019.2209>>.

SIMPSON, T.; LIN, D. Sampling strategies for computer experiments: Design and analysis. **Int. J. Reliab. Appl.**, v. 2, 01 2001.

SIMPSON, T. W.; PEPLINSKI, J.; KOCH, P. N.; ALLEN, J. K. On the use of statistics in design and the implications for deterministic computer experiments. **Proceedings of the ASME Design Engineering Technical Conference**, v. 3, n. June 2014, 1997. Disponível em: <<https://doi.org/10.1115/DETC97/DTM-3881>>.

SINDLINGER, R. S. Magnetic bearing momentum wheels with magnetic gimbaling capability for 3-axis active attitude control and energy storage. In: **NASA. Goddard Space Flight Center The 11th Aerospace Mech. Symp.** Houston: NASA, 1977. p. 12. Disponível em: <[https://doi.org/10.1016/S1474-6670\(17\)67168-4](https://doi.org/10.1016/S1474-6670(17)67168-4)>.

SIQUEIRA, R. d. S. d. **Projeto e Implementação de um Mancal magnético ativo com controle por modos deslizantes**. 112 p. Dissertação (Mestrado) — Universidade Federal do Rio de Janeiro, 2013.

SKF. **User's Guide - Sao Paulo University Test Stand. Hardware Manual. 892-0103 Rev A**. São Paulo, 2009. 1–14 p.

SOMEFUN, O. A.; AKINGBADE, K.; DAHUNSI, F. The dilemma of PID tuning. **Annual Reviews in Control**, Elsevier Ltd, v. 52, n. June, p. 65–74, 2021. ISSN 13675788. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.arcontrol.2021.05.002>>.

SRINIVAS, R.; TIWARI, R.; KANNABABU, C. Application of active magnetic bearings in flexible rotordynamic systems – A state-of-the-art review. **Mechanical Systems and Signal Processing**, Elsevier Ltd, v. 106, p. 537–572, 2018. ISSN 10961216. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.ymsp.2018.01.010>>.

STOETERAU, R. L. **Comportamento estático e dinâmico de luvas aerostáticas para guias lineares**. 103 p. Tese (Doutorado) — Universidade Federal de Santa Catarina, 1992.

SUN, J.; ZHOU, H.; MA, X.; JU, Z. Study on PID tuning strategy based on dynamic stiffness for radial active magnetic bearing. **ISA Transactions**, Elsevier Ltd, v. 80, n. February, p. 458–474, 2018. ISSN 00190578. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.isatra.2018.07.036>>.

TOMCZUK, B.; WAJNERT, D.; ZIMON, J. Modelling of control system for an active magnetic bearing. **Proceedings of Electrotechnical Institute**, p. 119–131, 01 2011.

ULAGANATHAN, S.; COUCKUYT, I.; DESCHRIJVER, D.; LAERMANS, E.; DHAENE, T. A matlab toolbox for kriging metamodelling. **Procedia Computer Science**, v. 51, p. 2708–2713, 2015. ISSN 1877-0509. International Conference On Computational Science, ICCS 2015. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.procs.2015.05.395>>.

URBAN, N. M.; FRICKER, T. E. A comparison of Latin hypercube and grid ensemble designs for the multivariate emulation of an Earth system model. **Computers and Geosciences**, Elsevier, v. 36, n. 6, p. 746–755, 2010. ISSN 00983004. Disponível em: <<http://doi.org/10.1016/j.cageo.2009.11.004>>.

VIANA, F. A. C. **Surrogate modeling techniques and heuristic optimization methods applied to design and identification problems**. Tese (Doutorado) — Universidade Federal de Uberlândia, 2008.



VILLAR, S. B. d. B. L. **Metamodelagem Kriging e sua aplicação na otimização de uma unidade de separação de propano por destilação**. 82 p. Dissertação (Mestrado) — Universidade Federal de Campina Grande, 2016.

WANG, L. **PID Control System Design and Automatic Tuning using MATLAB/Simulink**. [s.n.], 2020. 1–344 p. ISBN 9781119469414. Disponível em: <<https://doi.org/10.1002/9781119469414>>.

WANG, L.; ZHAO, Y.; LIU, J. A Kriging-based decoupled non-probability reliability-based design optimization scheme for piezoelectric PID control systems. **Mechanical Systems and Signal Processing**, Elsevier Ltd, v. 203, n. July, p. 110714, 2023. ISSN 10961216. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2023.110714>>.

WILLIAMS, J. **Engineering Tribology**. London: Cambridge University Press, 2005. ISBN 9781316582701.

XU, F.; DING, N.; LI, N.; LIU, L.; HOU, N.; XU, N.; GUO, W.; TIAN, L.; XU, H.; Lawrence Wu, C.-M.; WU, X.; CHEN, X. A review of bearing failure modes, mechanisms and causes. **Engineering Failure Analysis**, v. 152, p. 107518, 2023. ISSN 1350-6307. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2023.107518>>.

YAO, X.; CHEN, Z.; JIAO, Y. A Dual-Loop Control Approach of Active Magnetic Bearing System for Rotor Tracking Control. **IEEE Access**, IEEE, v. 7, p. 121760–121768, 2019. ISSN 21693536. Disponível em: <<https://doi.org/10.1109/ACCESS.2019.2937191>>.

YOON, S. Y.; LIN, Z.; ALLAIRE, P. E. **Control of Surge in Centrifugal Compressors by Active Magnetic Bearings Theory and Implementation**. 1. ed. London: Springer London, 2013. (Advances in Industrial Control). ISBN 1-283-62214-9. Disponível em: <[https://doi.org/10.1007/978-1-4471-4240-9\\_1](https://doi.org/10.1007/978-1-4471-4240-9_1)>.

## APÊNDICE A

### PARÂMETROS DOS CONTROLADORES

A função deste apêndice é apresentar os filtros digitais e constantes necessárias para a implementação dos controladores PID adaptativo, Kriging SISO e Kriging MISO utilizados para a elaboração desta dissertação. Todos foram implementados em ambiente Simulink/MATLAB e carregados na placa de injeção de sinais MicroLabBox da dSPACE.

- Para a atenuação de ruídos no sinal de entrada do sistema de controle foi utilizado um filtro passa-baixa de primeira ordem. A frequência de corte foi  $\Omega = 500$  Hz, buscando assim analisar a influência dos dois primeiros modos na resposta do controlador.
- Dois filtros do tipo *lead-lag* foram utilizados após o controlador para atenuar respostas indesejáveis em frequência dentro de um sistema de controle. Os parâmetros utilizados podem ser visualizados na Tabela 1.1. Os valores utilizados foram baseados no fornecido pelo fabricante em SKF DOC-892-0099REVB (*Servicing Guide* MBSCOPE.NET, MBG3/G4. p. 17).

Tabela 1.1 – Parâmetros dos filtros *lead-lag*.

Filtro	Parâmetro	Valor [rad/s]	
		V13/W13	V24/W24
$LL_1$	Zero	483	157
	Polo	2513	471
$LL_2$	Zero	779	1634
	Polo	2569	10619

- Os ganhos  $k_{fil}$  representam o acoplamento eletromecânico e foram definidos como 0,45 para o lado acoplado e 2,0 para o lado livre, estes identificados empiricamente.
- Dois filtros de segunda ordem foram utilizados em série após os filtros *lead-lag*. Com o uso deles é possível alterar tanto o ganho quanto a fase do sistema em pontos estratégicos do sistema, conforme definido pela Função de Resposta em Frequência (FRF). Os valores utilizados foram baseados no fornecido pelo fabricante em SKF DOC-892-0099REVB (*Servicing Guide* MBSCOPE.NET, MBG3/G4. p. 17)

Tabela 1.2 – Parâmetros dos filtros genéricos de segunda ordem.

<b>Filtro</b>	<b>Parâmetro</b>	<b>V13/W13</b>	<b>V24/W24</b>
<i>Gen<sub>1</sub></i>	$\omega_{N1}, \zeta_{N1}$	2350 rad/s, 0,08	1791 rad/s, 0,41
	$\omega_{D1}, \zeta_{D1}$	1759 rad/s, 0,37	1791 rad/s, 0,26
<i>Gen<sub>2</sub></i>	$\omega_{N2}, \zeta_{N2}$	4271 rad/s, 0,03	2513 rad/s, 0,27
	$\omega_{D2}, \zeta_{D2}$	4178 rad/s, 0,16	2953 rad/s, 0,21