

LEONARDO CAMPANINE SICCHIERI

**METAMODELAGEM KRIGING APLICADA EM
MODELOS DE MANCAIS TERMO-HIDRODINÂMICOS**



UNIVERSIDADE FEDERAL DE UBERLÂNDIA
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA

2019

Página intencionalmente deixada em branco

LEONARDO CAMPANINE SICCHIERI

**METAMODELAGEM KRIGING APLICADA EM MODELOS
DE MANCAIS TERMO-HIDRODINÂMICOS**

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.

Orientador: Prof. Dr. Aldemir Ap Cavalini Jr

UBERLÂNDIA – MG

2019

LEONARDO CAMPANINE SICCHIERI

**METAMODELAGEM KRIGING APLICADA EM MODELOS
DE MANCAIS TERMO-HIDRODINÂMICOS**

Dissertação **APROVADA** pelo Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Uberlândia.

Área de Concentração: Mecânica dos Sólidos e Vibrações.

Banca Examinadora:

Prof. Dr. Aldemir Ap Cavalini Jr – UFU - Orientador

Prof. Dr. Antonio Marcos Gonçalves de Lima – UFU

Prof. Dr. Gregory Bregion Daniel – UNICAMP

Dr. Marcos Andre Duarte Martins – PETROBRAS

Uberlândia, 06 de agosto de 2019

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

S565	Sicchieri, Leonardo Campanine, 1992-
2019	METAMODELAGEM KRIGING APLICADA EM MODELOS DE MANCAIS TERMO-HIDRODINÂMICOS [recurso eletrônico] / Leonardo Campanine Sicchieri. - 2019. Orientador: Aldemir Ap Cavalini Jr. Dissertação (Mestrado) - Universidade Federal de Uberlândia, Pós-graduação em Engenharia Mecânica. Modo de acesso: Internet. Disponível em: http://dx.doi.org/10.14393/ufu.di.2019.2209 Inclui bibliografia. 1. Engenharia mecânica. I. Cavalini Jr , Aldemir Ap , 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

ATA DE DEFESA

Programa de Pós-Graduação em:	Engenharia Mecânica				
Defesa de:	Dissertação de Mestrado Acadêmico, nº 549, COPEM				
Data:	seis de agosto de dois mil e dezenove	Hora de início:	14:00	Hora de encerramento:	17:30
Matrícula do Discente:	11722EMC006				
Nome do Discente:	Leonardo Campanine Sicchieri				
Título do Trabalho:	Metamodelagem Kriging Aplicada em Modelos de Mancais Termo-hidrodinâmicos				
Área de concentração:	Mecânica dos Sólidos e Vibrações				
Linha de pesquisa:	Dinâmica de Sistemas Mecânicos				
Projeto de Pesquisa de vinculação:					

Reuniu-se no Auditório do bloco 5P, Campus Santa Mônica, da Universidade Federal de Uberlândia, a Banca Examinadora, designada pelo Colegiado do Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica, assim composta: Professores Doutores: Antônio Marcos Gonçalves Lima - FEMEC/UFU; Gregory Bregion Daniel - FEM/UNICAMP; Marcos André Martins Duarte - PETROBRÁS; Aldemir Aparecido Cavalini Junior - FEMEC/UFU, orientador do candidato.

Iniciando os trabalhos o presidente da mesa, Dr. Aldemir Aparecido Cavalini Junior, 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 do 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):

Aprovado.

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 **Aldemir Aparecido Cavalini Junior, Professor(a) do Magistério Superior**, em 06/08/2019, às 17:34, 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 **Marcos André Duarte Martins, Usuário Externo**, em 06/08/2019, às 17:34, 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 **GREGORY BREGION DANIEL, Usuário Externo**, em 06/08/2019, às 17:36, 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 **Antonio Marcos Gonçalves de Lima, Professor(a) do Magistério Superior**, em 06/08/2019, às 17:37, 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, informando o código verificador **1434439** e o código CRC **795A74D2**.

...aos meus pais com todo meu amor.

AGRADECIMENTOS

Primeiramente a Deus por iluminar meu caminho nesta jornada.

Aos meus pais, Fatima Aparecida Campanine e Luiz Wagner Sicchieri, pelo suporte, exemplo, pelo apoio em todas as minhas escolhas e pelo amor incondicional.

Aos meus irmãos Heitor Manoel Sicchieri e Pedro Henrique pelo constante apoio, incentivo e cumplicidade em todos os momentos.

A minha namorada Maraisa pelo apoio, incentivo e compreensão.

Ao meu orientador Prof. Dr. Aldemir Ap Cavalini Jr pelo sério e dedicado trabalho de orientação na realização da pesquisa, por ser exemplo de dedicação e pela amizade e confiança concedidas, e preocupação e contribuição com a minha formação profissional e pessoal.

Aos meus companheiros de trabalho no projeto de P&D, Tobias, Adriano, João Marcelo, Fran Sérgio e de forma especial ao Jefferson e ao Arinan por suas valiosas contribuições à realização deste trabalho. À querida Luciene pelos auxílios nas questões administrativas.

Aos amigos do Laboratório de Mecânicas de Estruturas LMEst-UFU, que de alguma forma tornaram possível a realização deste trabalho. Em especial ao Leandro e ao Marcus Vinicius por suas contribuições com o desenvolvimento do texto.

Aos meus amigos de graduação em especial ao Guilherme e ao José Victor que de certa forma contribuíram para o desenvolvimento do trabalho.

À Universidade Federal de Uberlândia e ao Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica, por viabilizar a realização deste trabalho.

Ao Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico (CNPq), ao Instituto Nacional de Ciência e Tecnologia – Estruturas Inteligentes em Engenharia (INCT – EIE), à Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior (CAPES), e à Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado de Minas Gerais (FAPEMIG), por todo o auxílio financeiro proporcionado.

CERAN, BAESA, ENERCAN, Foz do Chapecó e CPFL Energia pelo apoio financeiro através do projeto de P&D, Modelagem Robusta para o Diagnóstico de Defeitos em Unidades Geradoras (ANEEL 02476-3108/2016).

SICCHIERI, L. C., **Metamodelagem Kriging Aplicada em Modelos de Mancais Termo-Hidrodinâmicos**. 2019. 137 f. Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia.

RESUMO

Mancais hidrodinâmicos são componentes fundamentais em máquinas rotativas de grande porte. No âmbito da modelagem computacional desses elementos, os modelos denominados termo-hidrodinâmicos propõem a solução da equação de Reynolds e da equação da energia simultaneamente. Deste modo, a variação da viscosidade do óleo devido às variações térmicas é considerada no modelo. O custo computacional associado aos modelos termo-hidrodinâmicos torna a utilização dessa abordagem na modelagem de máquinas rotativas inviável, em algumas aplicações. Neste sentido, a utilização da metamodelagem apresenta-se como uma alternativa interessante para reduzir o custo computacional associado aos modelos termo-hidrodinâmicos para mancais hidrodinâmicos em problemas de dinâmica de rotação. Neste trabalho, metamodelos Kriging são aplicados aos mancais de uma unidade geradora do tipo Francis, composta por quatro mancais: um mancal hidrodinâmico segmentado axial, dois mancais hidrodinâmicos segmentados radiais e um mancal hidrodinâmico cilíndrico radial. Os resultados obtidos neste trabalho mostram que a metamodelagem Kriging apresenta resultados satisfatórios sendo assim uma ferramenta poderosa para viabilizar a substituição dos modelos termo-hidrodinâmicos para mancais hidrodinâmicos de máquinas rotativas.

Palavras-Chave: Mancais hidrodinâmico; Modelos termo-hidrodinâmicos; Metamodelagem Kriging; Unidade geradora Francis.

SICCHIERI, L. C., **Kriging Metamodeling Applied in Models of Thermohydrodynamic Bearings**. 2019. 137 f. Master's dissertation, Federal University of Uberlandia, Uberlandia.

ABSTRACT

Hydrodynamic bearings are fundamental components in large rotating machines. The computational modeling of bearing elements, the so-called thermohydrodynamic models, propose the solution of Reynolds equation and energy equation simultaneously. Thus, the variation in the oil viscosity due to the thermal variations are considered. The computational cost associated with thermohydrodynamic models turns the use of this approach in the modeling of rotating machines unfeasible for some applications. In this sense, the use of metamodels is presented as an interesting alternative to reduce the computational cost associated with the thermohydrodynamic models for hydrodynamic bearings. In this work, Kriging metamodels are applied to the bearings of a Francis hydropower unit, consisting of four bearings: one axial tilting pad thrust bearing, two radial tilting pad journal bearings, and one radial cylindrical journal bearing. The results obtained in this work show that the Kriging metamodeling approach can represent the considered bearings satisfactory. It is a powerful tool that makes feasible the surrogate of thermohydrodynamic models for hydrodynamic bearings in the modeling of rotating machines.

Keywords: Hydrodynamic bearings; Thermohydrodynamic models; Kriging metamodeling; Francis generating unit.

LISTA DE FIGURAS

FIGURA 1.1 – FLUXOGRAMA DA FERRAMENTA DE DIAGNÓSTICO DESENVOLVIDA.....	3
FIGURA 1.2 – VISTA FRONTAL DA UG: A) POSICIONAMENTO DOS MANCAIS HIDRODINÂMICOS; B) MANCAL COMBINADO, RADIAL E ESCORA.	4
FIGURA 3.1 – REPRESENTAÇÃO ESQUEMÁTICA DE UM MANCAL CILÍNDRICO.	18
FIGURA 3.2 - VOLUME DE CONTROLE PARA O BALANÇO DE ENERGIA (ADAPTADO DE: ALVES (2011)).....	21
FIGURA 3.3 – PROCEDIMENTO DE CÁLCULO PARA UM MANCAL CILÍNDRICO.	22
FIGURA 3.4 – REPRESENTAÇÃO ESQUEMÁTICA DE UM MANCAL SEGMENTADO RADIAL E SUAS CARACTERÍSTICAS GEOMÉTRICAS.	23
FIGURA 3.5 - SISTEMAS DE REFERÊNCIA: A) INERCIAL; B) AUXILIAR; C) MÓVEL; D) MÓVEL CURVILÍNEO. (ADAPTADO DE: CAVALINI JR ET AL., 2016).	24
FIGURA 3.6. – PROCEDIMENTO DE CÁLCULO PARA MANCAIS SEGMENTADOS RADIAIS.	27
FIGURA 3.7 - REPRESENTAÇÃO ESQUEMÁTICA DE UM MANCAL SEGMENTADO AXIAL E SUAS CARACTERÍSTICAS GEOMÉTRICAS.	28
FIGURA 3.8 – PROCEDIMENTO DE CÁLCULO DE UM MANCAL SEGMENTADO AXIAL.	32
FIGURA 4.1 – TÉCNICAS PLANEJAMENTO EXPERIMENTAL: A) CLÁSSICA, B) PREENCHIMENTO DE ESPAÇO (ADAPTADO DE SIMPSON ET AL. (2001A)).	35
FIGURA 4.2 – PLANEJAMENTO AMOSTRAL CONSIDERANDO DUAS VARIÁVEIS DE PROJETO: A) GRID REGULAR, B) HIPERCUBO LATINO.	36
FIGURA 4.3 – REPRESENTAÇÃO TÍPICA: A) NEURÔNIO, B) ARQUITETURA (ADAPTADA DE SIMPSON ET AL., (2001A)).	38
FIGURA 4.4 – ÁRVORE DE DECISÃO (ADAPTADA DE SIMPSON ET AL. (2001A)).	39
FIGURA 4.5 – FUNÇÕES DE CORRELAÇÃO PARA $-2 \leq d_j \leq 2$ E $\theta_j = 0,5$; $\theta_j = 1,0$ e $\theta_j = 5,0$: A) LINEAR, B) EXPONENCIAL E C) GAUSSIANA.	46
FIGURA 4.6 – COMPARAÇÃO DAS RESPOSTA ENTRE: A) FUNÇÃO ORIGINAL, B) SUPERFÍCIE DE RESPOSTA E C) METAMODELO KRIGING.	47
FIGURA 5.1 - VISTA FRONTAL DA UG: A) POSICIONAMENTO DOS MANCAIS HIDRODINÂMICOS; B) MANCAL COMBINADO, RADIAL E ESCORA.	50

FIGURA 5.2 – MANCAL GUIA DA TURBINA: A) PARTE DO MANCAL BIPARTIDO; B) ESQUEMA DAS REGIÕES DO MANCAL (ADAPTADA DE BARBOSA (2018)).	51
FIGURA 5.3 – CAMPOS DE PRESSÃO E TEMPERATURA PARA O MANCAL GUIA DA TURBINA. A) CAMPO DE PRESSÃO; B) CAMPO DE TEMPERATURA.	52
FIGURA 5.4 – MANCAL GUIA DO GERADOR: A) SEGMENTO; B) ESQUEMA DAS REGIÕES DO SEGMENTO (ADAPTADA DE BARBOSA (2018)).	53
FIGURA 5.5 – POSICIONAMENTO DOS PIVÔS DO MANCAL INTERMEDIÁRIO (ADAPTADA DE BARBOSA (2018)).	54
FIGURA 5.6 – CAMPOS DE PRESSÃO E TEMPERATURA PARA O MANCAL INTERMEDIÁRIO. A) CAMPO DE PRESSÃO 1º SEGMENTO; B) CAMPO DE TEMPERATURA 1º SEGMENTO; C) CAMPO DE PRESSÃO 2º SEGMENTO; D) CAMPO DE TEMPERATURA 2º SEGMENTO.	55
FIGURA 5.7 – POSICIONAMENTO DOS PIVÔS DO MANCAL GUIA SUPERIOR	56
FIGURA 5.8 - CAMPOS DE PRESSÃO E TEMPERATURA PARA O MANCAL GUIA SUPERIOR. A) CAMPO DE PRESSÃO 1º SEGMENTO; B) CAMPO DE TEMPERATURA 1º SEGMENTO; C) CAMPO DE PRESSÃO 2º SEGMENTO; D) CAMPO DE TEMPERATURA 2º SEGMENTO.	57
FIGURA 5.9 – MANCAL DE ESCORA: A) MANCAL DE ESCORA; B) ESQUEMA DE UM DOS SEGMENTOS.	58
FIGURA 5.10 – DISTRIBUIÇÃO DOS PIVÔS DO MANCAL DE ESCORA.	59
FIGURA 5.11 - PRESSÃO HIDRODINÂMICA E DISTRIBUIÇÃO DE TEMPERATURA PARA O MANCAL DE ESCORA: A) CAMPO DE PRESSÃO TRIDIMENSIONAL; B) CAMPO DE PRESSÃO NO PLANO $R \theta$; C) LINHAS ISOBÁRICAS; D) CAMPO DE TEMPERATURA NO PLANO $R \theta$; E) LINHAS ISOTÉRMICAS NO SEGMENTO.	60
FIGURA 5.12 – PARÂMETROS DE ENTRADA E SAÍDA DOS METAMODELOS DOS MANCAIS HIDRODINÂMICOS.	63
FIGURA 5.13 – REPRESENTAÇÃO USADA PARA DESCREVER A VELOCIDADE DO CENTRO DO EIXO.	64
FIGURA 5.14 – REPRESENTAÇÃO DOS QUADRANTES DO MANCAL GUIA DA TURBINA E AS EQUIVALÊNCIAS.	66
FIGURA 5.15 – REPRESENTAÇÃO DOS INTERVALOS DE EXCENTRICIDADE.	67
FIGURA 5.16 - COMPARAÇÃO DA FORÇA NA DIREÇÃO X OBTIDAS POR MEIO DO MODELO ORIGINAL E DO METAMODELO DO MANCAL GUIA DA TURBINA PARA AS AMOSTRAS ADICIONAIS.	69
FIGURA 5.17 - COMPARAÇÃO DA FORÇA NA DIREÇÃO Z OBTIDAS POR MEIO DO MODELO ORIGINAL E DO METAMODELO DO MANCAL GUIA DA TURBINA PARA AS AMOSTRAS ADICIONAIS.	69
FIGURA 5.18 - COMPARAÇÃO DA PRESSÃO MÁXIMA NO FILME DE ÓLEO OBTIDA POR MEIO DO MODELO ORIGINAL E DO METAMODELO DO MANCAL GUIA DA TURBINA PARA AS AMOSTRAS ADICIONAIS.	70

FIGURA 5.19 - COMPARAÇÃO DA TEMPERATURA MÁXIMA NO FILME DE ÓLEO OBTIDA POR MEIO DO MODELO ORIGINAL E DO METAMODELO DO MANCAL GUIA DA TURBINA PARA AS AMOSTRAS ADICIONAIS.....	70
FIGURA 5.20 – AVALIAÇÃO DA CONTINUIDADE DA RESPOSTA DO METAMODELO : A) FORÇA NA DIREÇÃO X ; B) FORÇA NA DIREÇÃO Z ; C) PRESSÃO MÁXIMA NO FILME DE ÓLEO; D) TEMPERATURA MÁXIMA NO FILME DE ÓLEO (LINHA TRACEJADA INDICA OS LIMITES DOS INTERVALOS).....	72
FIGURA 5.21 – FORÇAS F_x E F_z OBTIDAS NA TRANSLAÇÃO DO CENTRO DO EIXO PARA TRÊS VALORES DE EXCENTRICIDADE.	73
FIGURA 5.22 – ÓRBITAS DESCRITAS PELO CENTRO DO EIXO.	73
FIGURA 5.23 – REPRESENTAÇÃO DA FORÇA PRODUZIDA POR SEGMENTO EM RELAÇÃO AO REFERENCIAL MÓVEL CURVILÍNEO.....	75
FIGURA 5.24 – REPRESENTAÇÃO DOS INTERVALOS DE EXCENTRICIDADE.	76
FIGURA 5.25 - COMPARAÇÃO DA FORÇA RESULTANTE NO SISTEMA DE COORDENADAS MÓVEL OBTIDAS NO MODELO ORIGINAL E NO METAMODELO DO MANCAL INTERMEDIÁRIO PARA AS AMOSTRAS ADICIONAIS.....	78
FIGURA 5.26- COMPARAÇÃO DA PRESSÃO MÁXIMA NO FILME DE ÓLEO OBTIDA NO MODELO ORIGINAL E NO METAMODELO DO MANCAL INTERMEDIÁRIO PARA AS AMOSTRAS ADICIONAIS.	79
FIGURA 5.27 - COMPARAÇÃO DA TEMPERATURA MÁXIMA NO FILME DE ÓLEO OBTIDA NO MODELO ORIGINAL E NO METAMODELO DO MANCAL INTERMEDIÁRIO PARA AS AMOSTRAS ADICIONAIS.	79
FIGURA 5.28 - COMPARAÇÃO DA ESPESSURA MÍNIMA DO FILME DE ÓLEO OBTIDA NO MODELO ORIGINAL E NO METAMODELO DO MANCAL INTERMEDIÁRIO PARA AS AMOSTRAS ADICIONAIS.	80
FIGURA 5.29 - COMPARAÇÃO DO ÂNGULO DE ROTAÇÃO DO SEGMENTO OBTIDO NO MODELO ORIGINAL E NO METAMODELO DO MANCAL INTERMEDIÁRIO PARA AS AMOSTRAS ADICIONAIS.	80
FIGURA 5.30 - AVALIAÇÃO DA CONTINUIDADE DA RESPOSTA DO METAMODELO : A) FORÇA RESULTANTE; B) PRESSÃO MÁXIMA NO FILME DE ÓLEO; C) TEMPERATURA MÁXIMA NO FILME DE ÓLEO; D) ESPESSURA MÍNIMA DO FILME DE ÓLEO (LINHAS TRACEJADAS INDICAM OS LIMITES DOS INTERVALOS).....	82
FIGURA 5.31 - FORÇAS F_x E F_z OBTIDAS NA TRANSLAÇÃO DO CENTRO DO EIXO AO LONGO DA DIREÇÃO CIRCUNFERENCIAL PARA QUATRO VALORES DISTINTOS DE EXCENTRICIDADE.	83
FIGURA 5.32 - ÓRBITAS DESCRITAS PELO CENTRO DO EIXO.....	84
FIGURA 5.33 – REPRESENTAÇÃO DOS INTERVALOS DE EXCENTRICIDADE.	86
FIGURA 5.34 - COMPARAÇÃO DA FORÇA RESULTANTE NO SISTEMA DE COORDENADAS MÓVEL CURVILÍNEO OBTIDAS POR MEIO DO MODELO ORIGINAL E DO METAMODELO DO MANCAL GUIA SUPERIOR PARA AS AMOSTRAS ADICIONAIS.	88

FIGURA 5.35 - COMPARAÇÃO DA PRESSÃO MÁXIMA NO FILME DE ÓLEO OBTIDA POR MEIO DO MODELO ORIGINAL E DO METAMODELO DO MANCAL GUIA SUPERIOR PARA AS AMOSTRAS ADICIONAIS.....	88
FIGURA 5.36 - COMPARAÇÃO DA TEMPERATURA MÁXIMA NO FILME DE ÓLEO OBTIDA POR MEIO DO MODELO ORIGINAL E DO METAMODELO DO MANCAL GUIA SUPERIOR PARA AS AMOSTRAS ADICIONAIS.....	89
FIGURA 5.37 - COMPARAÇÃO DA ESPESSURA MÍNIMA DO FILME DE ÓLEO OBTIDA POR MEIO DO MODELO ORIGINAL E DO METAMODELO DO MANCAL GUIA SUPERIOR PARA AS AMOSTRAS ADICIONAIS.....	89
FIGURA 5.38 - COMPARAÇÃO DO ÂNGULO DE ROTAÇÃO DO SEGMENTO OBTIDO POR MEIO DO MODELO ORIGINAL E DO METAMODELO DO MANCAL GUIA SUPERIOR PARA AS AMOSTRAS ADICIONAIS.....	90
FIGURA 5.39 - AVALIAÇÃO DA CONTINUIDADE DA REPOSTA DO METAMODELO : A) FORÇA RESULTANTE; B) PRESSÃO MÁXIMA NO FILME DE ÓLEO; C) TEMPERATURA MÁXIMA NO FILME DE ÓLEO; D) ESPESSURA MÍNIMA DO FILME DE ÓLEO (LINHAS TRACEJADAS INDICAM OS LIMITES DOS INTERVALOS).....	91
FIGURA 5.40 - FORÇAS F_x E F_z OBTIDAS NA TRANSLAÇÃO DO CENTRO DO EIXO AO LONGO DA DIREÇÃO CIRCUNFERENCIAL PARA QUATRO VALORES DISTINTOS DE EXCENTRICIDADE.	92
FIGURA 5.41 - ÓRBITAS DESCRITAS PELO CENTRO DO EIXO.....	93
FIGURA 5.42 - COMPARAÇÃO DA FORÇA RESULTANTE AXIAL OBTIDA NO MODELO ORIGINAL E NO METAMODELO DO MANCAL AXIAL PARA AS AMOSTRAS ADICIONAIS.	95
FIGURA 5.43 - COMPARAÇÃO DA PRESSÃO MÁXIMA NO FILME DE ÓLEO OBTIDA NO MODELO ORIGINAL E NO METAMODELO DO MANCAL AXIAL PARA AS AMOSTRAS ADICIONAIS.....	96
FIGURA 5.44 - COMPARAÇÃO DA TEMPERATURA MÁXIMA NO FILME DE ÓLEO OBTIDA NO MODELO ORIGINAL E NO METAMODELO DO MANCAL AXIAL PARA AS AMOSTRAS ADICIONAIS.....	96
FIGURA 5.45 - COMPARAÇÃO DA ESPESSURA MÍNIMA DO FILME DE ÓLEO OBTIDA NO MODELO ORIGINAL E NO METAMODELO DO MANCAL AXIAL PARA AS AMOSTRAS ADICIONAIS.....	97

LISTA DE TABELAS

TABELA 4.1 – CARACTERÍSTICAS E RECOMENDAÇÕES DAS TÉCNICAS DE METAMODELAGEM.	41
TABELA 4.2 - FUNÇÕES DE CORRELAÇÃO	43
TABELA 5.1 – PARÂMETROS MANCAL CILÍNDRICO.....	51
TABELA 5.2 – PARÂMETROS DO MANCAL INTERMEDIÁRIO (INTERMEDIÁRIO).	53
TABELA 5.3 – PARÂMETROS DO MANCAL GUIA SUPERIOR.	56
TABELA 5.4 – PARÂMETROS DO MANCAL DE ESCORA.	58
TABELA 5.5 – ANÁLISE DE INFLUÊNCIA NO MANCAL GUIA DA TURBINA.	61
TABELA 5.6 – ANÁLISE DE INFLUÊNCIA NO MANCAL INTERMEDIÁRIO.	62
TABELA 5.7 – ANÁLISE DE INFLUÊNCIA NO MANCAL GUIA SUPERIOR.	62
TABELA 5.8 – ANÁLISE DE INFLUÊNCIA NO MANCAL DE ESCORA.	63
TABELA 5.9 – LIMITES DAS VARIÁVEIS DE ENTRADA CONSIDERADAS PARA O MANCAL GUIA DA TURBINA.....	66
TABELA 5.10 – FUNÇÕES DE CORRELAÇÃO UTILIZADAS NA CONSTRUÇÃO DO METAMODELO DO MANCAL GUIA DA TURBINA.	68
TABELA 5.11 – MÉTRICAS DE PRECISÃO COMPARANDO AS RESPOSTAS DO MODELO ORIGINAL E DO METAMODELO PARA AS AMOSTRAS ADICIONAIS.	71
TABELA 5.12 - LIMITE DAS VARIÁVEIS DE ENTRADA CONSIDERADAS PARA O MANCAL INTERMEDIÁRIO.	75
TABELA 5.13 – FUNÇÕES DE CORRELAÇÃO UTILIZADAS NA CONSTRUÇÃO DO MANCAL INTERMEDIÁRIO.	77
TABELA 5.14 - MÉTRICAS DE PRECISÃO COMPARANDO AS RESPOSTAS DO MODELO ORIGINAL E DO METAMODELO PARA AS AMOSTRAS ADICIONAIS.	81
TABELA 5.15 - LIMITE DAS VARIÁVEIS DE ENTRADA CONSIDERADAS NA AMOSTRAGEM DO MANCAL INTERMEDIÁRIO.	85
TABELA 5.16 - FUNÇÕES DE CORRELAÇÃO UTILIZADAS NA CONSTRUÇÃO DO METAMODELO DO MANCAL GUIA SUPERIOR.	87
TABELA 5.17 - MÉTRICAS DE PRECISÃO COMPARANDO AS RESPOSTAS DO MODELO ORIGINAL E DO METAMODELO PARA AS AMOSTRAS ADICIONAIS.	90

TABELA 5.18 - LIMITE DAS VARIÁVEIS DE ENTRADA CONSIDERADAS NA AMOSTRAGEM DO MANCAL DE ESCORA.	94
TABELA 5.19 - FUNÇÕES DE CORRELAÇÃO UTILIZADAS NA CONSTRUÇÃO DO METAMODELO DO MANCAL AXIAL.	95
TABELA 5.20 - MÉTRICAS DE PRECISÃO COMPARANDO AS RESPOSTAS DO MODELO ORIGINAL E DO METAMODELO PARA AS AMOSTRAS ADICIONAIS.	97
TABELA 5.21 – ANÁLISE DO CUSTO COMPUTACIONAL.	98

LISTA DE SÍMBOLOS

SÍMBOLOS LATINOS MODELOS TERMOHIDRODINAMICOS

$a, b \text{ e } c$	Coefficientes da equação da viscosidade
B_j	Referencial auxiliar
B'_j	Referencial móvel
B''_j	Referencial móvel-curvilíneo
C	Folga radial do mancal cilíndrico radial
c_p	Calor específico do óleo
e	Excentricidade dimensional
E	Excentricidade adimensional
F_{hx}	Componente da força hidrodinâmica na direção X do mancal cilíndrico radial
F_{hz}	Componente da força hidrodinâmica na direção Z do mancal cilíndrico radial
F_X	Componente da força hidrodinâmica na direção X do mancal segmentado radial
F_{xm_j}	Força hidrodinâmica na direção x'' do referencial B''_j
F_Y	Força hidrodinâmica resultante no mancal segmentado axial
F_{ym_j}	Força hidrodinâmica na direção y do referencial $l(r, \theta, y)$
F_Z	Componente da força hidrodinâmica na direção Z do mancal segmentado radial
F_{zm_j}	Força hidrodinâmica na direção z'' do referencial B''_j
h_h	Espessura do filme de óleo dimensional
\bar{h}_h	Espessura adimensional do filme de óleo
h_s	Espessura do segmento do mancal segmentado radial
h_0	Folga radial no mancal segmentado radial
$l(X, Y, Z)$	Referencial inercial localizado no centro dos mancais radiais
$l(r, \theta, y)$	Referencial inercial localizado no segmento do mancal segmentado axial
$l_c(x, y, z)$	Referencial curvilíneo no mancal cilíndrico

k_t	Condutividade térmica do óleo
L	Comprimento do segmento do mancal segmentado radial
L_h	Comprimento do mancal cilíndrico radial
M_{Rj}	Momento atuante no segmento do mancal segmentado radial
M_x	Momento atuante na direção x do mancal segmentado axial
M_z	Momento atuante na direção z do mancal segmentado axial
O_E	Centro do eixo
O_P	Centro de rotação do pivô
O_S	Centro do segmento do mancal segmentado radial
p_h	Pressão hidrodinâmica dimensional
\bar{p}_h	Pressão hidrodinâmica adimensional
Q_{mist}	Vazão de mistura do óleo
Q_{rep}	Vazão de reposição de óleo no mancal cilíndrico radial
Q_2	Vazão de óleo recirculante no mancal cilíndrico radial
R	Coordenada da direção radial do referencial $I(r, \theta, y)$
\bar{r}	Coordenada adimensional da direção radial do referencial $I(r, \theta, y)$
r_1	Raio interno do segmento do mancal segmentado axial
r_2	Raio externo do segmento do mancal segmentado axial
R	Raio do eixo
r_{piv}	Raio do pivô do mancal segmentado axial
\bar{r}_{piv}	Raio do pivô do mancal segmentado axial adimensional
R_S	Raio do segmento do mancal segmentado radial
T	Temperatura
T_{cuba}	Temperatura da cuba de óleo
T_0	Temperatura de referência
T_2	Temperatura do óleo recirculante no mancal
T_{rep}	Temperatura do óleo de reposição
T	Tempo
\bar{t}	Tempo adimensional
U	Velocidade do fluido na direção \bar{X} do mancal cilíndrico radial e x'' do mancal segmentado radial
\bar{u}	Velocidade do fluido adimensionalizada na direção \bar{X} no mancal cilíndrico radial e x'' do mancal segmentado radial
U	Componente de velocidade circunferencial do fluido

v	Velocidade do fluido na direção \bar{z} no mancal cilíndrico radial e z'' do mancal segmentado radial
\bar{V}	Velocidade do fluido adimensionalizada na direção \bar{z} no mancal cilíndrico radial e z'' do mancal segmentado radial
v_θ	Velocidade do fluido na direção circunferencial do mancal segmentado axial
v_r	Velocidade do fluido na direção radial do mancal segmentado axial
X	Coordenada nas direções \bar{X} no mancal cilíndrico radial, x'' no mancal segmentado radial. Eixo auxiliar do segmento do mancal segmentado axial
x_r	Posição do centro do eixo na direção X para o mancal cilíndrico radial; coordenada da posição do centro do eixo para o mancal segmentado radial no referencial auxiliar B_j
X_r	Posição do centro do eixo na direção X para o mancal segmentado radial
\dot{X}	Velocidade do centro do eixo na direção X
$\dot{\bar{X}}$	Velocidade do centro do eixo na direção X adimensionalizada
\bar{X}	Coordenada nas direções \bar{X} no mancal cilíndrico, x'' no mancal segmentado radial, adimensionalizada.
x'	Eixo x' do referencial B'_j
x''	Eixo x'' do referencial B''_j
X''	Eixo coordenado com origem no centro do segmento do mancal segmentado radial
W	Velocidade do fluido na direção \bar{y} no mancal cilíndrico radial e y'' do mancal segmentado radial
\bar{W}	Velocidade do fluido adimensionalizada na direção \bar{y} no mancal cilíndrico radial e y'' do mancal segmentado radial
Z	Coordenada nas direções \bar{z} no mancal cilíndrico radial, z'' no mancal segmentado radial; eixo auxiliar do segmento do mancal segmentado axial
z_r	Posição do centro do eixo na direção Z para o mancal cilíndrico radial; coordenada da posição do centro do eixo para o mancal segmentado radial no referencial auxiliar B_j
Z_r	Posição do centro do eixo na direção Z para o mancal segmentado radial
\dot{Z}	Velocidade do centro do eixo na direção Z
$\dot{\bar{Z}}$	Velocidade do centro do eixo na direção Z adimensionalizada
\bar{z}	Coordenada nas direções \bar{z} no mancal cilíndrico radial, z'' no mancal segmentado radial, adimensionalizada.

z'	Eixo z' do referencial B'_j
z''	Eixo z'' do referencial B''_j
Z''	Eixo coordenado com origem no centro do segmento do mancal segmentado radial

SÍMBOLOS GREGOS MODELOS TERMOHIDRODINAMICOS

α	Ângulo de rotação do segmento do mancal segmentado radial
$\dot{\zeta}$	Velocidade angular do segmento
α_r	Ângulo de rotação do segmento do mancal segmentado axial em torno do eixo x
α_p	Ângulo de rotação do segmento do mancal segmentado axial em torno do eixo z
β	Posição angular medida no referencial B''_j
β_s	Ângulo de abrangência do segmento do mancal segmentado radial
φ	Posição angular do pivô no mancal segmentado radial
ϕ	Posição angular do centro do eixo
ρ	Massa específica do óleo
μ	Viscosidade do óleo
μ_0	Viscosidade de referência
$\bar{\mu}$	Viscosidade adimensional
ξ, η	Mudança de variável para a resolução da equação da energia
Θ	Coordenada na direção θ do referencial $l(r, \theta, y)$. Posição angular medida no referencial $l(X, Y, Z)$ no mancal cilíndrico radial
$\bar{\theta}$	Coordenada na direção θ do referencial $l(r, \theta, y)$ adimensionalizada
θ_0	Ângulo de abrangência do segmento do mancal segmentado axial
θ_{pivo}	Posição angular do pivô do mancal segmentado axial
ω, Ω	Velocidade de rotação do eixo

SÍMBOLOS LATINOS METAMODELAGEM

w_i	Peso do neurônio
f	Função polinomial

T	Inclinação do sigmoide
\hat{y}	Resposta do metamodelo
R	Função de correlação
x	Vetor de entrada
k	Número de variáveis de entrada
g	Fatores da função polinomial
G	Matriz polinomial
r	Vetor de correlação
R	Matriz de correlação
s	Entradas de uma única amostra
S	Matriz contendo as entradas amostrais
\hat{S}	Matriz contendo as entradas amostrais normalizadas
Y	Respostas amostrais
\hat{Y}	Respostas amostrais normalizadas
N_s	Número de amostras
p	Número de fatores do polinômio
V	Variância
d	Diferença entre uma entrada amostral e um vetor dentro do espaço de projeto
R^2	Coefficiente de determinação
\bar{y}	Média da saída das amostras adicionais
N_a	Número de amostras adicionais
Cov	Covariância

SÍMBOLOS GREGOS METAMODELAGEM

β	Polarização do neurônio
σ^2	Variância
θ	Parâmetros de correlação
$\hat{\beta}$	Vetor contendo os coeficientes da função polinomial
μ	Média

ABREVIACÕES

ANEEL	Agência Nacional de Energia Elétrica
UG	Unidade Geradora
UGs	Unidades Geradoras
LMEst	Laboratório de Mecânica de Estruturas
UFU	Universidade Federal de Uberlândia
FEMEC	Faculdade de Engenharia Mecânica
CERAN	Companhia Energética Rio das Antas
BAESA	Usina Hidrelétrica Barra Grande
ENERCAN	Campos Novos Energia
CPFL	Companhia Paulista de Força e Luz
CFD	<i>Computational Fluids Dynamics</i>
THD	Termo-hidrodinâmico
P&D	Pesquisa e Desenvolvimento
MDF	Método das Diferenças Finitas
MVF	Método dos Volumes Finitos
ISO VG 68	Tipo de óleo utilizado nos mancais

SUMÁRIO

AGRADECIMENTOS	viii
Resumo	x
Abstract	xi
LISTA DE FIGURAS	xii
LISTA DE TABELAS	xvi
LISTA DE SÍMBOLOS	xviii
SUMÁRIO	xxiv
CAPÍTULO I	1
1. INTRODUÇÃO	1
1.1. Contextualização.....	1
1.2. Contribuições prévias no contexto institucional	7
1.3. Objetivos do trabalho	9
1.4. Organização do trabalho	9
CAPÍTULO II	11
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	11
2.1. Mancais hidrodinâmicos	11
2.2. Metamodelagem Kriging.....	14
CAPÍTULO III	17
3. MODELOS TERMO-HIDRODINÂMICOS PARA MANCAIS HIDRODINÂMICOS	17
3.1. Mancal hidrodinâmico cilíndrico radial	17
3.2. Mancal hidrodinâmico segmentado radial	23
3.3. Mancal hidrodinâmico segmentado axial.....	28

.....	33
CAPÍTULO IV.....	33
4. METAMODELAGEM	33
4.1. Introdução	33
4.2. Amostragem	34
4.3. Modelo de aproximação - Formulação	36
4.3.1. <i>Superfície de resposta - Ajuste polinomial</i>	<i>37</i>
4.3.2. <i>Rede Neural.....</i>	<i>37</i>
4.3.3. <i>Aprendizado Indutivo</i>	<i>39</i>
4.3.4. <i>Kriging.....</i>	<i>40</i>
4.4. Método Kriging.....	40
4.5. Validação	47
CAPÍTULO V.....	49
5. RESULTADOS NUMÉRICOS	49
5.1. Descrição dos componentes da UG	49
5.1.1. <i>Mancal guia da turbina – Mancal hidrodinâmico cilíndrico radial</i>	<i>49</i>
5.1.2. <i>Mancais guia do gerador - Mancal hidrodinâmico segmentado radial</i>	<i>52</i>
5.1.3. <i>Mancal guia superior - Mancal hidrodinâmico segmentado radial</i>	<i>55</i>
5.1.4. <i>Mancal de escora – Mancal hidrodinâmica segmentado axial.....</i>	<i>58</i>
5.2. Análise de Influência.....	61
5.3. Representação do termo transiente nos mancais radiais.....	63
5.4. Metamodelo do mancal guia da turbina (mancal cilíndrico radial).....	65
5.5. Metamodelo do mancal Intermediário (Mancal hidrodinâmico segmentado radial).....	74
5.6. Metamodelo do mancal guia superior (Mancal hidrodinâmico segmentado radial).....	84
5.7. Metamodelo do mancal de escora (Mancal hidrodinâmico segmentado axial)	93
5.8. Análise do custo computacional dos metamodelos.....	98
.....	100
CAPÍTULO VI.....	100
6. CONCLUSÃO	100
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	102

Página intencionalmente deixada em branco

CAPÍTULO I

INTRODUÇÃO

1.1. Contextualização

Os setores industriais estão se tornando cada vez mais competitivos nos últimos anos, resultando na busca contínua pelo aumento da produtividade. Conseqüentemente, o desenvolvimento de novas tecnologias capazes de melhorar a qualidade, segurança e sustentabilidade vem crescendo. Neste cenário, o setor energético é essencial, visto que a energia elétrica é um dos recursos fundamentais para o desenvolvimento produtivo e econômico. Desta forma, o investimento em fontes renováveis de energia e a melhoria na produtividade das fontes sustentáveis já existentes é crucial.

No contexto nacional, as usinas hidrelétricas formadas por máquinas rotativas assumem papel indispensável. De acordo com a ANEEL (Agência Nacional de Energia Elétrica), no dia 24/06/2019 o Brasil possuía um potencial energético instalado de 165.473.621 kW, sendo que desse montante, 105.869.346 kW eram de origem hidrelétrica, equivalendo a aproximadamente 64% do total gerado (<<http://www.aneel.gov.br/>> acessado em: 24/jun./2019). Atualmente, o Brasil possui 1347 usinas hidrelétricas em operação, além de 36 empreendimentos em construção e 112 projetos acordados.

Visando sempre o aumento da segurança, produtividade e diminuição nos custos de produção, as Unidades Geradoras Hidrelétricas (UGs) vêm sendo monitoradas por processos de manutenção preditiva. Isto se justifica pelo fato de que através da aplicação dos seus conceitos é possível detectar a presença e a evolução de defeitos. Isso é realizado através do monitoramento de parâmetros capazes de indicar a condição atual das UGs, como, por exemplo, respostas de vibração, temperatura de lubrificante, entre outros. Com base nestas informações é possível eliminar a maior parte das paradas inesperadas e aumentar a

disponibilidade das UGs. Desta forma, esforços podem ser direcionados para atividades críticas, através do planejamento e agendamento antecipado de paradas para intervenções.

É possível afirmar que um dos pontos cruciais da manutenção preditiva é o monitoramento, responsável pela detecção de anormalidades no estado atual da máquina em operação. Como descrito por Muszynska (2005), diversas vantagens são obtidas com o emprego de ferramentas de monitoramento modernas, sinalizando ganhos de produtividade, segurança e maximização dos lucros.

Os defeitos que comprometem a operação segura das UGs podem ser detectados a partir do monitoramento contínuo de informações, como por exemplo, temperatura, tensão, corrente, potência e a análise dos espectros de vibração. Conforme apresentado por Silva (2013), estes defeitos podem ser divididos em três grandes grupos. Os três grupos e alguns exemplos de suas causas são: problemas devido às excitações hidráulicas (cavitação e desbalanceamento hidráulico), problemas de origem elétrica (curto circuito no estator) ou ainda problemas de origem mecânica, como por exemplo desalinhamento e a presença de trincas no eixo.

Normalmente, os espectros de vibração apresentam padrões para os defeitos comumente encontrados em UGs. Contudo, as características destes espectros podem ser alteradas quando mais de um defeito ocorre simultaneamente no sistema. Portanto, a simples análise dos espectros medidos diretamente no sistema pode levar a detecções inconclusivas ou equivocadas. Neste sentido, as técnicas de detecção de danos que associam diferentes sinais monitorados com um modelo matemático representativo do sistema se apresenta como uma alternativa viável, capaz de fornecer resultados mais confiáveis.

Neste contexto, foi realizado o projeto de P&D *Modelagem Robusta para o Diagnóstico de Defeitos em Unidades Geradoras* (02476-3108/2016), promovido pela ANEEL (Agência Nacional de Energia Elétrica) em parceria com a Universidade Federal de Uberlândia – UFU, Laboratório de Mecânica de Estruturas – LMEst, com o financiamento das empresas CERAN, BAESA, ENERCAN, Foz do Chapecó e CPFL Energia. Esse projeto teve como objetivo desenvolver uma ferramenta computacional capaz de auxiliar na detecção de defeitos que ocorrem em UGs, realizando o diagnóstico quando os sistemas de monitoramento convencionais não são capazes de realizá-lo. Com esta ferramenta, os defeitos que afetam o funcionamento de UGs são detectados através da solução de um problema inverso associado com o modelo matemático representativo da máquina. Neste sentido, o método de otimização Evolução Diferencial é utilizado (STORN; PRICE, 1995). A Fig. 1.1 mostra um fluxograma ilustrativo acerca do procedimento utilizado para o diagnóstico dos defeitos.

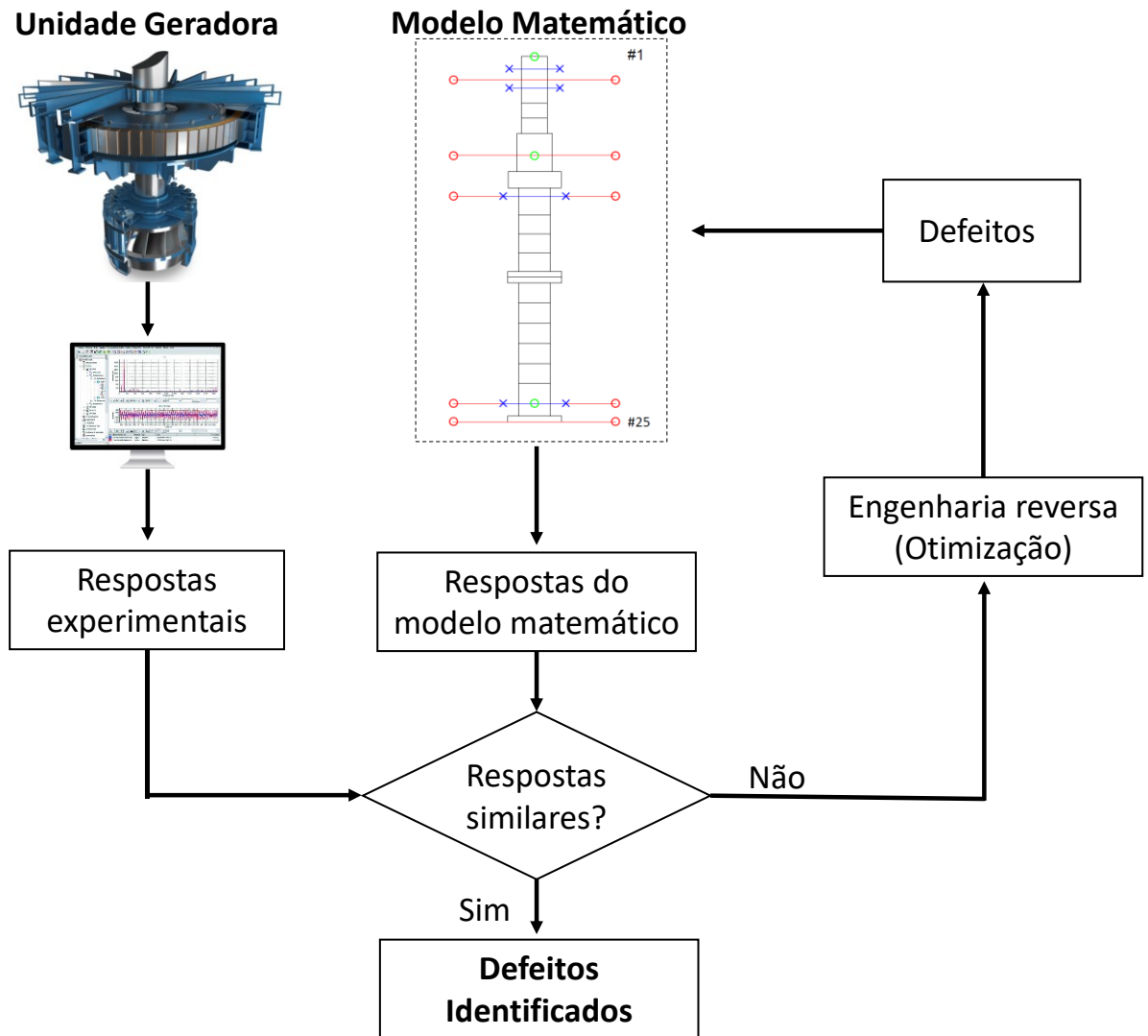
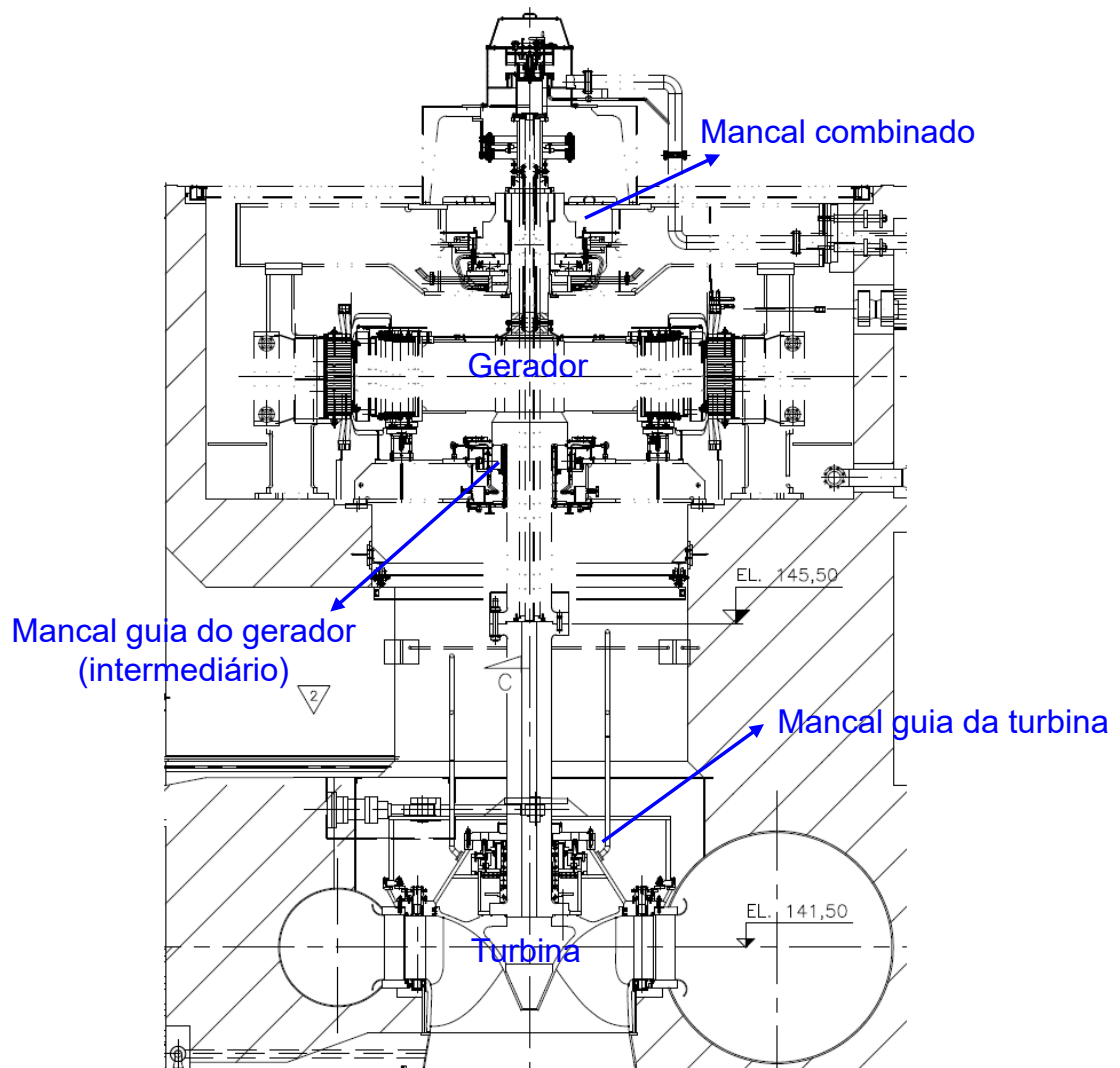
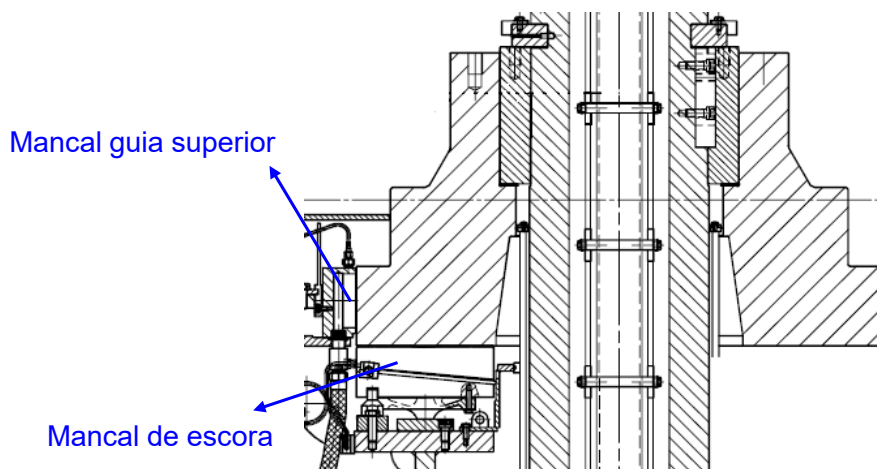


Figura 1.1 – Fluxograma da ferramenta de diagnóstico desenvolvida.

O desenvolvimento deste projeto de P&D foi realizado com base em uma UG instalada na Usina Castro Alves da Companhia Energética Rio das Antas, com potência nominal de 44,58 MW e velocidade de rotação de 300 RPM. Esta UG é composta por um eixo de comprimento aproximado de 11,1 m, uma turbina Francis de 13 pás que aciona um gerador de 24 polos, com frequência de geração de 60 Hz, tensão nominal de 13800 V, corrente nominal de 2027,5 A e potência de 48461 kVA. O eixo é suportado por quatro mancais hidrodinâmicos, um mancal radial cilíndrico posicionado acima da turbina Francis denominado mancal guia da turbina, um mancal radial segmentado (*tilting-pad*) posicionado abaixo do gerador denominado mancal intermediário e um mancal combinado localizado acima do gerador. O mancal combinado é formado por um mancal segmentado radial (*tilting-pad*) denominado guia superior e um mancal de escora (*thrust*). A Fig. 1.2 apresenta uma vista frontal da UG, destacando o posicionamento dos mancais.



a)



b)

Figura 1.2 – Vista frontal da UG: a) Posicionamento dos mancais hidrodinâmicos; b) Mancal combinado, radial e escora.

Os mancais da UG estão contidos em um reservatório de óleo, comumente chamado de cuba de óleo. O mancal combinado está contido em uma única cuba de óleo, comum para os mancais guia superior e o de escora. Para evitar o aquecimento do óleo contido na cuba, existe uma saída na qual o fluido se desloca para um trocador de calor. Este é refrigerado e retorna para a cuba, mantendo a temperatura do óleo entre 30 °C e 40°C. Para medir a temperatura da cuba de óleo existem termopares.

O modelo matemático da UG foi construído com o eixo representado por elementos finitos (vigas de Timoshenko) com seis graus de liberdade por nó. O gerador foi representado como um disco rígido, sendo que um modelo elétrico simplificado foi utilizado para o desbalanceamento magnético. A turbina Francis foi representada também por um disco rígido no qual se aplicaram esforços hidráulicos determinados previamente por meio de simulações de CFD (*Computational Fluids Dynamics*). Por fim, os mancais hidrodinâmicos foram representados através de modelos termo-hidrodinâmicos (THD), nos quais se soluciona a equação de Reynolds e da Energia simultaneamente utilizando o método dos volumes finitos (BARBOSA, 2018). Todos estes modelos foram inicialmente agrupados, salvo os modelos associados às simulações de CFD, para determinar as respostas de vibração da UG considerada.

A partir do modelo da UG construído, constatou-se que a estratégia utilizada na modelagem acarretou um grande custo computacional, demandando um alto tempo de simulação para determinar as respostas de vibração da UG. Esta situação inviabilizou a aplicação da ferramenta de diagnóstico, visto que um processo de otimização heurístico é utilizado. Uma análise detalhada dos modelos implementados determinou que aproximadamente 99,48 % de todo o custo computacional estava associado aos modelos THD dos mancais. Com o objetivo de solucionar esse problema, duas possíveis soluções capazes de reduzir o custo computacional associado foram investigadas:

- a) Linearizar os modelos dos mancais determinando coeficientes equivalentes lineares de rigidez e amortecimento;
- b) Utilizar metamodelos para representar os mancais hidrodinâmicos.

A utilização de coeficientes lineares de rigidez e amortecimento para representar mancais hidrodinâmicos é bastante difundida na literatura (CHILDS, 1993; VANCE; ZEIDAN; MURPHY, 2010; DANIEL, 2012). Uma das técnicas mais utilizadas para determinação dos coeficientes é o método da perturbação, proposto por Lund (1964). Neste método, parte-se da posição de equilíbrio do eixo, sendo então aplicados pequenos deslocamentos para determinar variações na força de sustentação produzidas pelo mancal. Dessa forma, os

coeficientes de rigidez podem ser determinados mediante relação entre as variações das forças hidrodinâmicas e das perturbações aplicadas. Análogo ao procedimento descrito, aplicam-se pequenas perturbações de velocidades no eixo em torno da sua posição de equilíbrio para determinar os coeficientes de amortecimento associados.

Diferentemente das máquinas horizontais, as verticais não possuem uma posição de equilíbrio nos mancais radiais para a força peso do sistema. A não ocorrência desse fenômeno se deve ao fato que a força peso é perpendicular as forças de atuação dos mancais radiais. Consequentemente, o peso não causa nenhum deslocamento nesses mancais. Desta forma, a determinação dos coeficientes de rigidez e amortecimento dos mancais em uma máquina vertical não pode ser realizada com base na posição de equilíbrio.

Nässelqvist (2012) apresentou uma estratégia alternativa para a determinação destes coeficientes para mancais segmentados em rotores verticais, nos quais os coeficientes são determinados para diferentes posições do centro do eixo. Childs; Carter (2009) observaram grandes diferenças nos parâmetros do mancal para quando o eixo está em uma direção central do segmento e quando ele está direcionado em uma região entre segmentos. Desta forma, a metodologia proposta por Nässelqvist (2012) leva em consideração o ângulo de direção e a excentricidade do centro do eixo.

Primeiramente, são determinados os coeficientes de rigidez e amortecimento do mancal para diferentes excentricidades em uma direção central do segmento e posteriormente é ajustado um polinômio para o coeficiente de rigidez e outro para o de amortecimento em função da excentricidade do centro do eixo para esta posição central. Posteriormente é realizado o mesmo procedimento para uma posição entre segmentos, ajustando também polinômios para representar os coeficientes de rigidez e amortecimento em função da excentricidade para uma direção entre segmentos. De posse dos polinômios, utiliza-se uma relação harmônica entre eles e o ângulo do centro do eixo para determinar os coeficientes de rigidez e amortecimento do mancal para qualquer excentricidade e posição angular do centro do eixo.

A metodologia apresentada por Nässelqvist (2012) é uma alternativa para representar os mancais hidrodinâmicos a partir de coeficientes de rigidez e amortecimento. No entanto, este procedimento não permite determinar parâmetros importantes do interior do mancal, como temperatura máxima e pressão máxima do filme de óleo. Esses parâmetros são indicadores relevantes empregados na verificação da normalidade de operação da UG. Além disso, se eventualmente as folgas radiais dos mancais forem diferentes devido a um erro de montagem ou caso se alterem as condições de operação, como a temperatura da cuba de óleo, será necessário determinar novamente os polinômios que representam os coeficientes. Por estes motivos esta estratégia não se demonstrou viável.

A segunda alternativa se trata da construção de metamodelos capazes de representar o comportamento dinâmico não linear e térmico dos mancais hidrodinâmicos da UG. A ideia geral deste método é aproximar os modelos computacionais THD de custo elevado por funções analíticas simples. Existem diversas técnicas de metamodelagem, as quais são adequadas para diferentes aplicações. Neste sentido, optou-se pelo desenvolvimento de um metamodelo Kriging (SACKS et al., 1989) para cada um dos modelos THD dos mancais da UG.

Os metamodelos dos mancais hidrodinâmicos foram construídos e analisados no contexto deste trabalho de mestrado. É importante ressaltar que os desenvolvimentos que serão apresentados ao longo deste documento viabilizaram a concretização do projeto de P&D mencionado.

1.2. Contribuições prévias no contexto institucional

Nas últimas décadas, diversos trabalhos de pesquisa na área de dinâmica de rotação vêm sendo desenvolvidos no Laboratório de Mecânica de Estruturas “José Eduardo Tannús Reis” da Faculdade de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Uberlândia (LMEst-FEMEC-UFU).

Riul (1988) desenvolveu um estudo teórico e experimental sobre mancais hidrodinâmicos cilíndricos. Neste trabalho foi utilizado o método das diferenças finitas para solucionar a equação de Reynolds. Determinaram-se os coeficientes equivalentes de rigidez e amortecimento de um mancal cilíndrico. Além disso, foram utilizadas três técnicas para determinar os coeficientes lineares de forma experimental. Os resultados obtidos foram comparados com as simulações realizadas.

Simões (2006) apresentou um trabalho acerca do controle ativo de vibrações em rotores flexíveis utilizando transdutores piezelétricos do tipo pilha. Estes atuadores foram dispostos ortogonalmente em um plano de controle localizado em um dos mancais do rotor considerado. Saldarriaga (2007) propôs uma metodologia de controle passivo de vibrações em máquinas rotativas flexíveis por meio de materiais viscoelásticos.

Morais (2010) avaliou o comportamento dinâmico de máquinas rotativas com eixos flexíveis na presença de não-linearidades com o objetivo de identificar parâmetros variantes no tempo por meio de séries ortogonais. Cavalini Jr (2013) apresentou um estudo sobre técnicas de monitoramento da integridade estrutural (SHM – *Structural Health Monitoring*) com o objetivo de identificar trincas transversais em eixos de máquinas rotativas. Neste trabalho, duas técnicas de SHM foram avaliadas. Cavalini Jr (2013) também avaliou os efeitos do

amortecimento introduzido pelos mancais hidrodinâmicos no comportamento de um eixo na presença de trincas transversais.

Koroishi (2013) avaliou o desempenho de técnicas de controle ativo de vibrações em uma máquina rotativa composta de um mancal híbrido formado por um mancal de rolamento e um atuador eletromagnético. A ação de controle foi implementada por meio da manipulação das forças eletromagnéticas geradas no atuador. Alves (2015) propôs e projetou uma bancada de testes com um eixo flexível com o objetivo de avaliar o controle ativo e semiativo de vibrações utilizando ligas com memória de forma.

Oliveira (2015) apresentou um modelo representativo de uma bancada experimental de mancais magnéticos ativos. O modelo construído foi ajustado com dados experimentais. Borges (2016) projetou um controlador modal para a bancada experimental usada por Oliveira (2015). Neste caso, um controlador modal robusto foi avaliado.

Carvalho (2017) propôs uma técnica de balanceamento robusto baseado em modelos matemáticos considerando as incertezas que atuam no balanceamento. Os resultados obtidos demonstraram que a técnica proposta é mais eficiente que as técnicas convencionais de balanceamento de máquinas rotativas. Sousa Jr (2017) investigou o comportamento dinâmico de um rotor submetido a excitações pela base. Um modelo teórico foi determinado a partir das equações de Lagrange e do método dos elementos finitos. Os resultados experimentais obtidos demonstraram a representatividade do modelo formulado.

Barbosa (2018) apresentou o desenvolvimento de modelos para mancais hidrodinâmicos cilíndricos radiais, segmentados radiais (*tilting-pad*) e segmentados axiais (*thrust*) dentro de uma abordagem termohidrodinâmica. Os efeitos térmicos devido ao atrito viscoso presentes no filme de óleo foram determinados por meio da solução simultânea das equações de Reynolds e da energia.

Neste contexto, o presente trabalho contribui com o desenvolvimento de metamodelos para representar os modelos THD dos mancais da UG considerada. Desta forma, são determinadas as forças de sustentação, temperatura máxima, pressão máxima e, nos mancais segmentados radiais e axiais, a espessura mínima do filme de óleo. A representação dos mancais hidrodinâmicos por meio de metamodelos é uma alternativa à linearização do modelo, onde os mancais são representados através de coeficientes equivalentes de rigidez e amortecimento.

A utilização de metamodelos contribui para o desenvolvimento de técnicas para substituir de forma conveniente os modelos THD com o objetivo de reduzir o custo computacional de forma eficiente, mantendo as características não-lineares dos modelos originais dos mancais.

1.3. Objetivos do trabalho

O objetivo principal deste trabalho é avaliar a representatividade de metamodelos Kriging dedicados para os mancais hidrodinâmicos cilíndrico radial, segmentados radiais e segmentado axial da UG considerada, destacando as etapas no desenvolvimento dos metamodelos e apresentando os desafios e dificuldades que surgiram no seu desenvolvimento.

É importante ressaltar que este trabalho foi inserido no contexto do projeto de P&D *Modelagem Robusta para o Diagnóstico de Defeitos em Unidades Geradoras* (02476-3108/2016), promovido pela ANEEL (Agência Nacional de Energia Elétrica) em parceria com a Universidade Federal de Uberlândia – UFU, Laboratório de Mecânica de Estruturas – LMEst, com o financiamento das empresas CERAN, BAESA, ENERCAN, Foz do Chapecó e CPFL Energia.

1.4. Organização do trabalho

Além do presente capítulo, responsável pela apresentação da contextualização do tema e as motivações que levaram ao desenvolvimento de todo este estudo, esta dissertação de mestrado conta com mais cinco capítulos.

O Capítulo II apresenta uma revisão bibliográfica sobre os modelos matemáticos de mancais hidrodinâmicos e uma recapitulação acerca do desenvolvimento da metamodelagem Kriging, destacando algumas das suas aplicações no âmbito da engenharia.

O Capítulo III apresenta a formulação matemática dos modelos THD dos mancais hidrodinâmicos da UG em estudo, destacando as hipóteses adotadas.

O Capítulo IV mostra os principais métodos de metamodelagem descritos na literatura, abordando de forma sucinta as etapas de metamodelagem. Além disto, apresenta de forma detalhada a formulação Kriging.

O Capítulo V destaca as hipóteses adotadas para a construção do metamodelo Kriging de cada um dos mancais da UG, juntamente com a apresentação e discussão dos resultados numéricos e validação dos metamodelos propostos.

O Capítulo VI apresenta as conclusões deste trabalho, ressaltando as principais vantagens na utilização da metodologia proposta, expondo as dificuldades e limitações observadas. Adicionalmente, as perspectivas de futuros trabalhos são apontadas.

Página intencionalmente deixada em branco

CAPÍTULO II

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Este capítulo tem como objetivo contextualizar os avanços nos modelos de mancais hidrodinâmicos obtidos ao longo do tempo. Além disso, apresentar o desenvolvimento da metamodelagem Kriging enfatizando suas diversas aplicações e destacando a utilização dessa metodologia no âmbito da engenharia.

2.1. Mancais hidrodinâmicos

O desenvolvimento dos mancais hidrodinâmicos foi um avanço importante no setor das máquinas rotativas, visto que estes mancais possuem baixo atrito entre as partes girantes, além de suportar cargas elevadas. Ao longo do tempo, muitos pesquisadores estudaram os mancais hidrodinâmicos com o objetivo de compreender seu comportamento, permitindo desenvolver projetos cada vez mais eficientes.

Um dos primeiros pesquisadores a investigar mancais hidrodinâmicos foi Reynolds (1886). Por meio do seu trabalho, foi determinada uma equação diferencial parcial que descreve o comportamento do campo de pressão entre duas superfícies móveis.

Sommerfeld (1904) propôs uma solução analítica para a Equação de Reynolds, na qual considerava os mancais como sendo longos. Assim, os termos relacionados ao gradiente de pressão na direção axial foram negligenciados. Essa solução foi feita integrando a equação de Reynolds e assim tornou possível a determinação do perfil de pressão.

Aplicações para mancais longos apresentam algumas limitações. Diante disso, Ocvirk (1952) voltou seus estudos para análise de mancais curtos. No seu trabalho, foi proposta uma solução analítica da equação de Reynolds na qual foi considerado desprezível o gradiente de pressão ao longo da direção circunferencial visto que este é pequeno quando comparado ao gradiente na direção axial.

O desenvolvimento de métodos numéricos e a evolução da capacidade computacional permitiram análises mais complexas sobre mancais hidrodinâmicos. Pinkus (1956) utilizou o método das diferenças finitas (MDF) para resolver a equação de Reynolds em sua forma completa, tanto para mancais circulares, elípticos (PINKUS, 1956) e trilobulares (PINKUS, 1959).

Sternlicht e Maginniss (1957) aplicou o método das diferenças finitas para solucionar a equação de Reynolds para mancais axiais. Neste caso, foi considerada uma expressão matemática para a espessura do filme de óleo que relaciona os comprimentos radial e circunferencial dos segmentos. Pinkus (1958) também solucionou a equação de Reynolds aplicando o método das diferenças finitas para mancais axiais, partindo, porém, de uma expressão matemática para a espessura do filme lubrificante que varia linearmente apenas com o comprimento circunferencial do segmento.

Um trabalho que ganhou destaque com relação às características dinâmicas de mancais segmentados foi o desenvolvido por Lund (1964), o qual percebeu que os mancais apresentam características físicas que podem ser descritas por forças proporcionais ao deslocamento e velocidade do eixo na posição do mancal. Destaca-se que o pesquisador propôs um método para o cálculo de coeficientes reduzidos de amortecimento e rigidez a serem usados nas equações de movimento para representação dos mancais hidrodinâmicos.

Posteriormente Allaire; Parsell; Barret (1981) propuseram um novo método para a determinação de coeficientes dinâmicos em mancais segmentados. Esse método difere do método indicado por Lund (1964). Allaire; Parsell; Barret (1981) determinaram estes coeficientes em sua forma completa para uma ampla faixa de excentricidades do eixo e então armazenar as características dinâmicas desse segmento.

No contexto da análise termohidrodinâmica em mancais, Dowson (1962) publicou um trabalho importante no qual a equação de Reynolds foi estendida para casos gerais, os quais consideram variações na viscosidade e na massa específica do fluido lubrificante.

Com relação à análise térmica em mancais axiais, Huebner (1974) realizou uma investigação sobre as condições de contorno e concluiu que a temperatura do colar do eixo é praticamente igual à temperatura de entrada de lubrificante, utilizando a condição de contorno de temperatura prescrita para o colar.

Mitsui e Yamada (1979) realizou uma análise da influência das propriedades térmicas do lubrificante e das condições de operação da máquina e pôde concluir que o campo de pressão e temperatura do mancal são altamente dependentes desses parâmetros.

Mitsui (1982) considerou a variação da viscosidade no filme lubrificante para a determinação dos coeficientes dinâmicos do mancal radial. Esses coeficientes tiveram boa concordância com os obtidos experimentalmente.

Heshmat e Pinkus (1986) analisaram como ocorre a mistura na entrada de óleo do mancal. Foram apresentadas equações teóricas para a temperatura da mistura e resultados experimentais, tanto para mancais radiais quanto axiais.

Modelos THD também foram desenvolvidos para mancais segmentados radiais. Santos (1997) realizou uma análise térmica em mancais segmentados. Foi utilizado o método das diferenças finitas para resolver as equações de Reynolds e da energia de forma acoplada, determinando assim os campos de pressão e temperatura em cada segmento. Os resultados de Santos (1997) permitiram concluir que o modelo hidrodinâmico para mancais segmentados radiais é superdimensionado, visto que o valor máximo da pressão é significativamente maior do que o valor máximo calculado segundo o modelo termo-hidrodinâmico.

Nicoletti (1999) realizou uma análise em mancais hidrodinâmicos híbridos, mostrando que a pressão de injeção do lubrificante e a posição dos orifícios influenciam diretamente na distribuição de temperatura no mancal.

Pesquisas foram desenvolvidas com o objetivo de analisar as consequências das deformações que surgem nos segmentos devido ao efeito da pressão e do gradiente de temperatura. Heinrichson (2006), em sua tese de doutorado, elaborou um modelo termo-elasto-hidrodinâmico tridimensional para um mancal segmentado axial comparando os efeitos da injeção de óleo a alta pressão e do rebaixo presente na região de injeção de óleo, conhecido como *pocket*.

Daniel; Alves; Cavalca (2010) investigaram a influência dos efeitos térmicos nas características dinâmicas de mancal. Os resultados obtidos nesse trabalho mostraram que a variação de temperatura no filme lubrificante pode alterar significativamente os coeficientes dinâmicos do mancal e, conseqüentemente, alterar o comportamento dinâmico do sistema rotor-mancal.

Daniel (2012) investigou as características dinâmicas de mancais segmentados. Foi desenvolvido um modelo termo-hidrodinâmico para determinação de coeficientes equivalentes de mancais hidrodinâmicos segmentados, expandidos e reduzidos, levando em consideração a distribuição de temperatura e os efeitos térmicos tanto no plano do segmento quanto no plano da espessura de filme lubrificante.

Vieira (2015) analisou por meio de um modelo termo-hidrodinâmico o comportamento dinâmico de mancais axiais com geometria fixa. O principal objetivo do seu trabalho foi estabelecer parâmetros geométricos que resultam na maior capacidade de carga axial no mancal. Os resultados experimentais foram obtidos por meio de uma bancada de testes montada com um turbocompressor permitindo avaliar o comportamento dinâmico em rotações muito altas e esforços axiais abruptos e elevados.

2.2. Metamodelagem Kriging

Na atualidade, os modelos computacionais estão ficando cada vez mais complexos, incorporando diversos fenômenos físicos que ocorrem na realidade. No entanto, normalmente, essa alta complexibilidade acaba ocasionando um custo computacional elevado, o que inviabiliza a sua utilização em diversas aplicações. Neste contexto, os processos de metamodelagem vêm ganhando cada vez mais força no cenário científico.

A metamodelagem tem como objetivo ajustar um modelo substituto a partir de um conjunto de amostras do modelo original. O metamodelo deve ser o mais representativo possível e possuir um baixo custo computacional, viabilizando a sua utilização em processos pesados como otimização, análise de sensibilidade, entre outros. Neste cenário, o metamodelo Kriging vem se destacando como uma ferramenta flexível, com alto potencial de aplicações (ERICKSON, ANKENMAN, SANCHEZ, 2018).

O nome Kriging tem origem em homenagem ao geoestatístico. Sul Africano Daniel G. Krige (1919 - 2013), que desenvolveu trabalhos com processos de interpolação aplicados na mineração de ouro (KRIGE, 1951). A metodologia utilizada por Daniel G. Krige foi formalizada pelo matemático francês George Matheron (1930 - 2000) (MATHERON, 1963).

A metodologia Kriging foi inicialmente utilizada pela geoestatística para realizar inferências, estimar parâmetros e efetuar previsões espaciais. Sackes et al. (1989) apresentaram a aplicação do Kriging para substituir modelos computacionais determinísticos. Neste trabalho, ele destaca que em geral modelos computacionais não apresentam erros aleatórios. Desta forma, as amostras utilizadas na construção do metamodelo Kriging determinísticos devem preencher todo o espaço de projeto sem a necessidade de réplicas em determinados pontos amostrais. Sackes et al. (1989) também demonstraram a utilização da metamodelagem Kriging para substituir um código computacional utilizado na simulação de circuitos eletrônicos.

O trabalho desenvolvido por Simpson et al. (2001a) fez uma revisão de diversas técnicas de metamodelagem aplicadas a modelos computacionais determinísticos, destacando a superfície de resposta, as redes neurais, o aprendizado indutivo e o Kriging. Foi apresentada uma comparação entre os métodos, discutindo as vantagens e desvantagens na escolha de cada um, apresentando inclusive os cenários mais indicados para suas aplicações. Foram apresentadas algumas vantagens na utilização de modelos substitutos, quais as principais dificuldades que podem surgir na metamodelagem de modelos determinísticos e algumas recomendações para evitá-las.

Wang et al. (2008) apresentaram as vantagens que a utilização de metamodelos podem promover nos projetos de engenharia, dando enfoque na otimização de projeto baseado em metamodelo, na qual os metamodelos substituem os códigos computacionais caros, viabilizando a aplicação de métodos de otimização para a obtenção dos melhores parâmetros de projeto.

Kleijnen (2015) apresenta vários métodos estatísticos para o projeto e análise de eventos discretos e simulações determinísticas. O autor mostra a metamodelagem Kriging, que combina uma resposta global do espaço de projeto juntamente com desvios localizados obtidos a partir da interpolação dos pontos amostrais e algumas das suas aplicações. São discutidos diferentes modelos, como o Kriging comum para simulações determinísticas, o qual utiliza como resposta global uma constante. Também é abordado o Kriging universal para simulações determinísticas, o qual utiliza uma função polinomial de baixa ordem, normalmente primeira ou segunda ordem para representar a resposta global do espaço de projeto. Além disso, o Kriging estocástico também é apresentado, variação amplamente empregada em simulações aleatórias. Este método vem ganhando abrangência no cenário científico. Adicionalmente, a análise de sensibilidade é discutida por meio dos modelos Kriging, destacando também a análise de incertezas e a aplicação em processos de otimização.

Uma boa referência sobre Kriging estocásticos pode ser encontrado em Ankenman et al. (2010). Neste trabalho, é contabilizada a variabilidade de amostragem inerente a uma simulação estocástica. Mostrando assim que a contabilização correta da amostragem e da incerteza da superfície de resposta tem um impacto no projeto de experimentos, na estimativa da superfície de resposta e na inferência.

Erickson; Ankenman; Sanchez (2018) constataram que diferentes pacotes de *softwares* empregados na metamodelagem Kriging podem apresentar resultados distintos, visto que há diferenças nas formas como os parâmetros dos metamodelos são determinados. Nesse trabalho, foram comparados oito pacotes de ajustes diferentes destacando as individualidades existentes em cada um. Também foram discutidos novos avanços que estão ocorrendo no Kriging.

Como pode ser observado, os metamodelos Kriging são flexíveis e possuem um vasto campo de aplicação a ser explorado. Yang et al. (2005) propuseram a utilização de cinco técnicas distintas de metamodelagem, entre elas a Kriging, para substituir um modelo de impacto frontal formulado em elementos finitos de alta deformação, o qual possui comportamento altamente não linear e complexo. Neste trabalho, não foi possível obter grandes conclusões sobre qual metamodelo é mais adequado para esta aplicação.

Ciuffo; Punzo; Quaglietta (2011) aplicaram metamodelos Kriging para verificar a eficiência dos processos de calibração de modelos de micro-simulação de tráfego. No mesmo

contexto, Ciuffo et al. (2013) utilizou metamodelo Kriging para realizar a análise de sensibilidade em um modelo de simulação de tráfego.

Christen et al. (2014) destacou como a redução de ruído é uma questão importante na indústria aeroespacial, visto que altos níveis de ruído podem danificar a carga útil transportada por esses equipamentos. Com o intuito de investigar os ruídos dentro da cavidade de carga de um lançador, foi utilizado um metamodelo Kriging para substituir um modelo de transmissão acústica complexo objetivando realizar uma análise de sensibilidade global para determinar quais são os parâmetros mais influentes na acústica.

Yin et al. (2014) destacou a capacidade de absorção de impacto que estruturas de paredes finas preenchidas por espuma possuem. Neste contexto, a metamodelagem Kriging foi utilizada como ferramenta para modelar tubos cônicos preenchidos com espumas com densidade variável ao longo das suas direções. O objetivo foi aplicar processos de otimização para maximizar a resistência ao impacto dessa estrutura.

Du et al. (2014) utilizou a metamodelagem Kriging para construir um modelo multi-escalas para baterias de íons de lítio. A partir deste modelo, foi realizada uma análise de sensibilidade global para quantificar o impacto relativo da concentração de íons e da distribuição do potencial elétrico no perfil da cinética eletroquímica. A partir dos resultados obtidos, foi destacado o potencial da utilização deste modelo multi-escala em processos de otimização para a obtenção de projetos de baterias mais eficientes.

Gidaris; Taflanidis (2015) aplicou a metamodelagem Kriging em projetos de amortecedores viscoso de tremores sísmicos. Esta técnica foi aplicada para descrever como as diferentes configurações de amortecedores afetam o seu custo. Na sequência, a modelagem permitiu a otimização em diferentes cenários de projeto objetivando minimizar o custo do ciclo de vida do amortecedor.

O estudo desenvolvido por Sinou; Nechak; Besset (2018) descreve o uso da metamodelagem Kriging na previsão das velocidades críticas e das amplitudes máximas de vibração de um rotor flexível com múltiplas incertezas. Os resultados obtidos mostram que a metodologia empregada retorna resultados precisos tanto para as velocidades críticas quanto para as amplitudes vibracionais máximas, mesmo no caso de evoluções complexas do comportamento dinâmico do sistema.

Diante do que foi apresentado, o objetivo deste trabalho é apresentar uma nova aplicação para metamodelagem Kriging, empregando esta técnica na construção de modelos substitutos para os modelos termo-hidrodinâmico dos mancais hidrodinâmicos de uma UG.

CAPÍTULO III

MODELOS TERMO-HIDRODINÂMICOS PARA MANCAIS HIDRODINÂMICOS

A modelagem matemática de máquinas rotativas requer a determinação das forças de sustentação dos mancais, as quais são dependentes das características físicas e das condições de operação. As forças de sustentação produzidas por mancais hidrodinâmicos são geradas pelo campo de pressão do filme de óleo. O campo de pressão hidrodinâmico é determinado por meio da solução da equação de Reynolds, definida a partir da equação de Navier-Stokes e da continuidade.

A equação clássica de Reynolds considera que as propriedades do óleo e a temperatura ao longo do filme são constantes. No entanto, devido à movimentação entre as camadas de fluido e aos efeitos viscosos, parte da energia cinética é transformada em energia térmica. Conseqüentemente, a temperatura do filme lubrificante aumenta, provocando uma diminuição na viscosidade do óleo. Dowson (1962) propôs um modelo mais realístico, no qual as equações de Reynolds e da energia são resolvidas conjuntamente, levando em consideração os efeitos térmicos.

Neste contexto, o presente capítulo tem como objetivo descrever os modelos termo-hidrodinâmico dos mancais cilíndrico radial, segmentado radial e segmentado axial da UG considerada.

3.1. Mancal hidrodinâmico cilíndrico radial

Nesta seção será descrita a formulação matemática do modelo termo-hidrodinâmico para o mancal cilíndrico radial. Esse equacionamento é baseado nos trabalhos de Daniel (2012) e Barbosa (2018).

As principais características geométricas do mancal cilíndrico radial estão apresentadas na Fig. 3.1, onde $I(X, Y, Z)$ representa o referencial inercial localizado no centro do mancal, R é o raio do eixo, L_h é o comprimento do mancal, C é a folga radial, Ω é a velocidade de rotação do eixo, O_E é o centro do eixo, O_B é o centro do mancal, h_h é a espessura do filme de óleo, e e é a excentricidade do eixo, ϕ é a posição angular do centro do eixo e $I_c(x, y, z)$ representa o referencial curvilíneo.

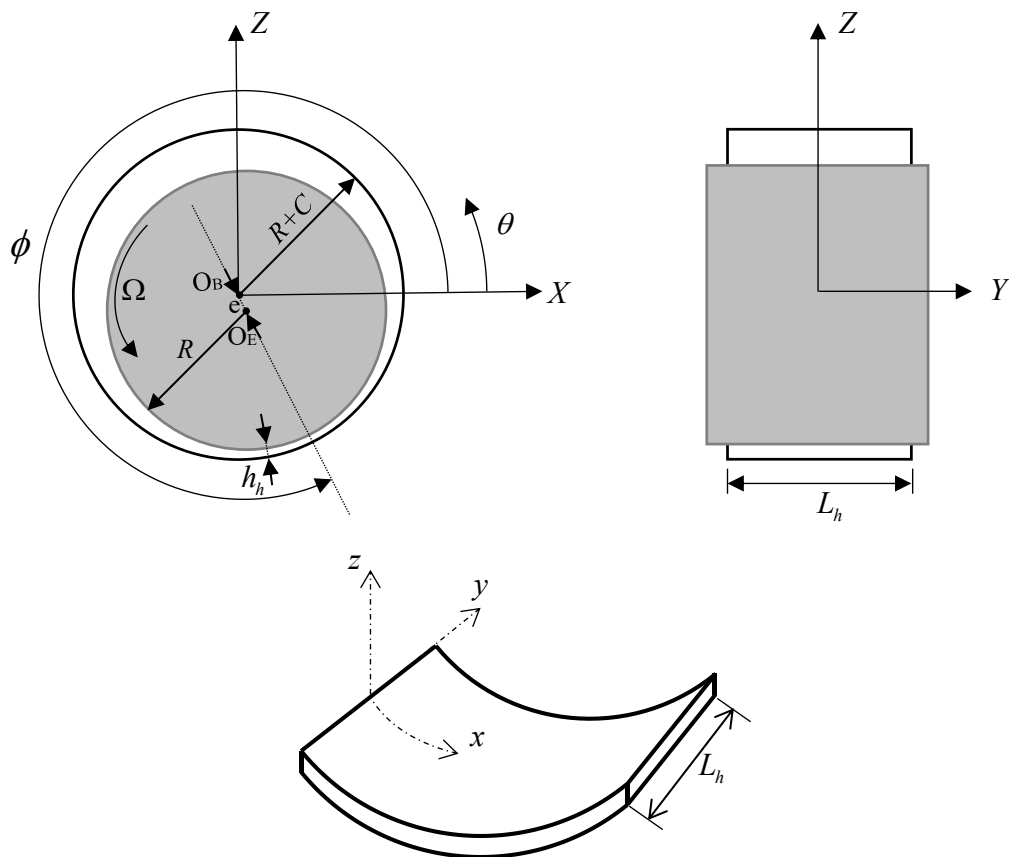


Figura 3.1 – Representação esquemática de um mancal cilíndrico.

A posição do centro do eixo x_r e z_r , no referencial inercial $I(X, Y, Z)$ é dada em função de e e ϕ , como mostra a Eq. (3.1). De acordo com a Eq.(3.2), a espessura do filme de óleo h_h ao longo de todo o mancal pode ser calculada a partir da posição do centro do eixo e da posição angular θ .

$$\begin{aligned} x_r &= e \cos \phi \\ z_r &= e \sin \phi \end{aligned} \quad (3.1)$$

$$h_h = C - x_r \cos \theta - z_r \sin \theta \quad (3.2)$$

A equação adimensional de Reynolds modificada é apresentada na Eq.(3.3) e, como mencionado, sua solução permite determinar o campo de pressão ao longo do filme de óleo.

$$\left(\frac{1}{2\pi}\right)^2 \frac{\partial}{\partial \bar{x}} \left(\bar{F}_2 \bar{h}_h^3 \frac{\partial \bar{p}_h}{\partial \bar{x}} \right) + \left(\frac{R}{L_h}\right)^2 \frac{\partial}{\partial \bar{y}} \left(\bar{F}_2 \bar{h}_h^3 \frac{\partial \bar{p}_h}{\partial \bar{y}} \right) = \left(\frac{1}{2\pi}\right) \frac{\partial}{\partial \bar{x}} \left[\bar{h}_h \left(1 - \frac{\bar{F}_1}{\bar{F}_0} \right) \right] + \frac{\partial \bar{h}_h}{\partial \bar{t}} \quad (3.3)$$

Nota-se na Eq. (3.3) que a pressão ao longo da direção z é considerada constante, ou seja, a pressão hidrodinâmica não varia ao longo da espessura do filme de óleo. Essa hipótese pode ser adotada devido à dimensão da folga radial ser muito pequena em relação ao comprimento e ao diâmetro do mancal. Os parâmetros adimensionais da equação adimensional de Reynolds podem ser calculados a partir da Eq. (3.4).

$$\begin{aligned} \bar{x}_r &= \frac{x_r}{C}, & \bar{z}_r &= \frac{z_r}{C}, \\ \bar{x} &= \frac{x}{2\pi R}, & \bar{y} &= \frac{y}{L_h}, & \bar{z} &= \frac{z}{h_h}, & \bar{t} &= \Omega t, \\ \bar{\mu} &= \frac{\mu}{\mu_0}, & \bar{h}_h &= \frac{h_h}{C}, & \bar{p}_h &= \frac{p_h}{\mu_0 \Omega R^2} C^2, & E &= \frac{e}{C}, \end{aligned} \quad (3.4)$$

$$\bar{F}_0 = \int_0^1 \frac{1}{\bar{\mu}} d\bar{z} \quad \bar{F}_1 = \int_0^1 \frac{\bar{z}}{\bar{\mu}} d\bar{z} \quad \bar{F}_2 = \int_0^1 \frac{\bar{z}}{\bar{\mu}} \left(\bar{z} - \frac{\bar{F}_1}{\bar{F}_0} \right) d\bar{z}$$

Onde μ é a viscosidade dinâmica do fluido, μ_0 é a viscosidade de referência e t é o tempo.

A equação adimensional de Reynolds modificada é uma equação diferencial parcial, que não possui solução analítica. Dessa forma, para obter o campo de pressão utiliza-se o método dos volumes finitos (MALISKA, 2004) associado à solução direta, no qual considera-se como condição de contorno que a pressão manométrica nas extremidades do mancal é nula. O método de solução direta de sistemas lineares é composto por três etapas:

- Construir a matriz de coeficientes de acordo com a disposição dos volumes finitos na malha discretizada;
- Construir um vetor contendo os termos fonte da informação desejada de acordo a disposição dos volumes;
- Obter o vetor contendo os valores pontuais da informação de interesse por meio do produto entre a inversa da matriz dos coeficientes e o vetor termo fonte.

$$\Psi = \mathbf{C}^{-1}\Phi \quad (3.5)$$

onde Ψ é vetor contendo a informação desejada, \mathbf{C} é a matriz de coeficientes e Φ é o vetor de termo fonte.

A distribuição de temperatura T ao longo do mancal pode ser obtida através da equação da energia, conforme mostra a Eq. (3.6). Para o seu desenvolvimento, considera-se que a massa específica ρ , a condutividade térmica k_t e o calor específico c_p do óleo não variam com a temperatura. Neste caso, somente a viscosidade μ do óleo varia em função da temperatura. Além disso adota-se a não variação da temperatura do óleo ao longo da direção y do mancal.

$$\rho c_p \left(u \frac{\partial T}{\partial x} + w \frac{\partial T}{\partial z} \right) = k_t \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) + \mu \Phi, \quad (3.6)$$

$$\Phi = 2 \left[\left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial z} \right)^2 \right] - \frac{2}{3} \left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial w}{\partial z} \right)^2 + \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial z} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial x} \right)^2$$

Os parâmetros u , v e w são as velocidades do fluido ao longo das direções x , y e z do referencial curvilíneo $l_c(x, y, z)$ do mancal, respectivamente, e podem ser calculados pela Eq. (3.7).

$$u = \frac{\partial p_h}{\partial x} \cdot \int_0^z \frac{z}{\mu} dz + \left(\frac{\Omega R}{F_0} - \frac{F_1}{F_0} \frac{\partial p_h}{\partial x} \right) \cdot \int_0^z \frac{dz}{\mu}$$

$$v = \frac{\partial p_h}{\partial y} \cdot \int_0^z \frac{z}{\mu} dz + \left(\frac{\partial p_h}{\partial y} \cdot \frac{F_1}{F_0} \right) \cdot \int_0^z \frac{dz}{\mu} \quad (3.7)$$

$$w = - \int_0^{h_n} \left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} \right) dz + \frac{\partial h_n}{\partial t}$$

A equação da energia (Eq. (3.7)) também se trata de uma equação diferencial parcial que não possui solução analítica. Desta forma, utiliza-se novamente o método dos volumes finitos associado ao método de solução direta para a obtenção do campo de temperatura.

As condições de contorno utilizadas para a solução do campo de temperatura são: condição de contorno adiabática na fronteira entre o filme de óleo e a superfície do mancal, desprezando assim a troca de calor na interface, e condição adiabática na fronteira entre o eixo e filme de óleo. A hipótese de mancal adiabático é conhecida na literatura como uma abordagem conservadora, visto que o campo de temperatura calculado tende a apresentar valores mais elevados em comparação com outras hipóteses. Foi também considerada

mistura nas regiões de injeção do óleo, ou seja, mistura entre o óleo frio que entra no mancal e o aquecido que circula por ele.

A Fig. 3.2 apresenta um esquema da região de mistura, onde T_2 e Q_2 são a temperatura e a vazão do óleo circulante do mancal, respectivamente, T_{rep} e Q_{rep} são a temperatura e a vazão do óleo de entrada, respectivamente, e T_{mist} e Q_{mist} são a temperatura e a vazão resultante da mistura, respectivamente.

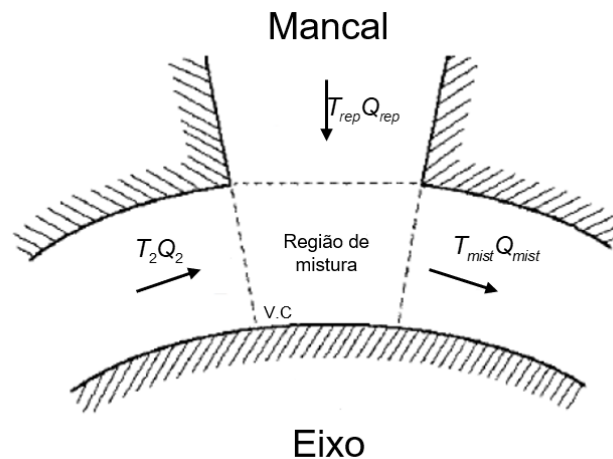


Figura 3.2 - Volume de controle para o balanço de energia (Adaptado de: Alves (2011)).

De acordo com Alves (2011), as condições de mistura podem ser dadas pela Eq. (3.8).

$$T_{mist} = \frac{T_{rep}Q_{rep} + T_2Q_2}{Q_{mist}} \quad (3.8)$$

$$Q_{mist} = Q_{rep} + Q_2$$

Com o campo de temperatura, o campo de viscosidade pode ser determinado. No presente trabalho, o modelo de Vogel (Eq. (3.9)) foi utilizado para descrever a viscosidade em função da temperatura (SEETON, 2006).

$$\mu = a \cdot \exp\left(\frac{b}{T + 273,15 + c}\right) \quad (3.9)$$

onde as constantes $a = 5,506 \times 10^{-9}$, $b = 5012$ e $c = 0,1248$ foram determinadas a partir dos dados do óleo ISO VG 68.

Determinado o campo de viscosidade, calculam-se novamente os campos de pressão e temperatura e esse ciclo permanece até que seja verificada a convergência do campo de temperatura.

As forças de sustentação no mancal cilíndrico são obtidas a partir da integração do campo de pressão na área do mancal, conforme mostra a Eq. (3.10).

$$F_X = \int_{-L_h/2}^{L_h/2} \int_0^{2\pi} p_h \cos \theta R d\theta dy$$

$$F_Z = \int_{-L_h/2}^{L_h/2} \int_0^{2\pi} p_h \sin \theta R d\theta dy$$
(3.10)

A Fig. 3.3 apresenta um fluxograma do procedimento de cálculo de um modelo termo-hidrodinâmico para um mancal cilíndrico radial. Vale destacar que o procedimento apresentado para o mancal cilíndrico não contém um *Loop* de convergência dos esforços hidrodinâmicos para a determinação da posição do eixo. A ausência desse *Loop* se dá pelo motivo que este modelo THD será utilizado para a construção de um metamodelo Kringing no qual a posição do centro de eixo será predeterminada pelas amostras selecionadas.

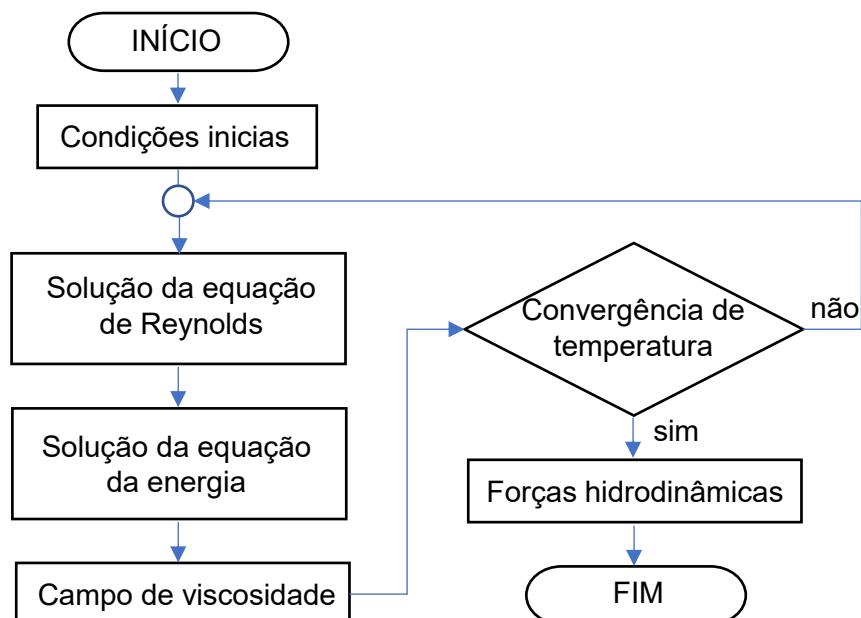


Figura 3.3 – Procedimento de cálculo para um mancal cilíndrico.

3.2. Mancal hidrodinâmico segmentado radial

Os mancais segmentados radiais são compostos por segmentos pivotados com livre rotação dispostos circularmente. A Fig. 3.4 apresenta o esquema de um mancal segmentado radial e seus principais parâmetros geométricos.

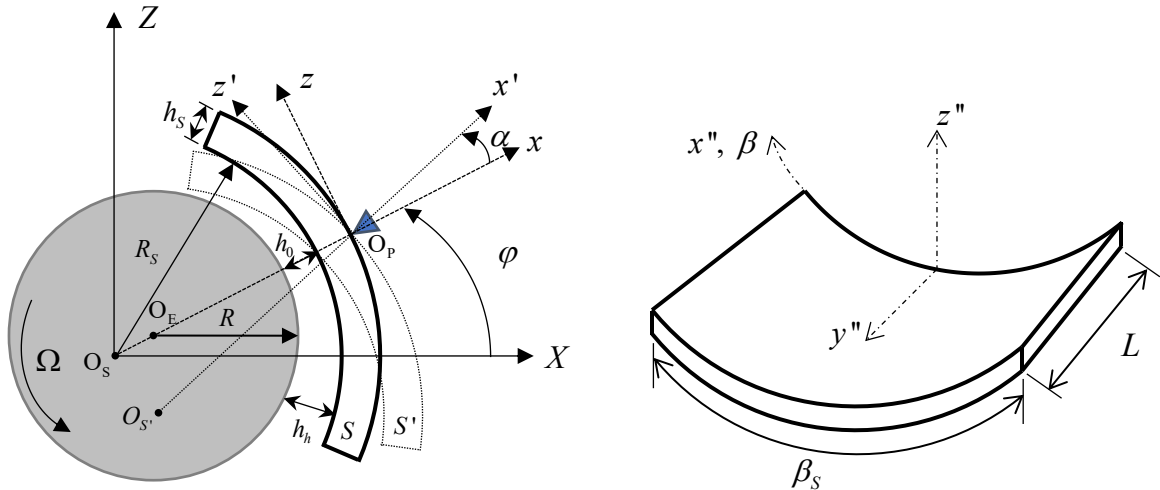


Figura 3.4 – Representação esquemática de um mancal segmentado radial e suas características geométricas.

Conforme observado na Fig. 3.4, Ω é a velocidade de rotação do eixo, R é o raio do eixo, R_S é o raio do segmento, O_P , O_E e O_S são os centros de rotação do pivô, do eixo e do segmento, respectivamente, h_s , β_s e L são a espessura, o ângulo de abrangência e o comprimento do segmento, respectivamente, h_0 é a folga radial, φ é a posição angular do pivô, β é a posição angular no segmento e α é o ângulo de rotação do segmento em relação ao pivô. Os referenciais apresentados na Fig. 3.4 são utilizados para formular o modelo do mancal segmentado radial, conforme melhor apresentado na Fig. 3.5.

De acordo com Russo (1999), utilizam-se quatro sistemas de referência para formular o modelo matemático do mancal segmentado radial. O primeiro destes sistemas é posicionado no centro do mancal, sendo denominado como sistema inercial $I(X, Y, Z)$, conforme mostra a Fig. 3.5(a). O segundo sistema indica o posicionamento do j -ésimo segmento no mancal, denominado sistema auxiliar $B_j(x_j, y_j, z_j)$, representado na Fig. 3.5(b). O terceiro é um sistema auxiliar localizado em cada segmento, denominado sistema móvel, $B'_j(x'_j, y'_j, z'_j)$, indicado na Fig. 3.5(c). O quarto sistema acompanha a superfície interna do segmento e é denominado referencial móvel curvilíneo $B''_j(x''_j, y''_j, z''_j)$, indicado na Fig. 3.5(d).

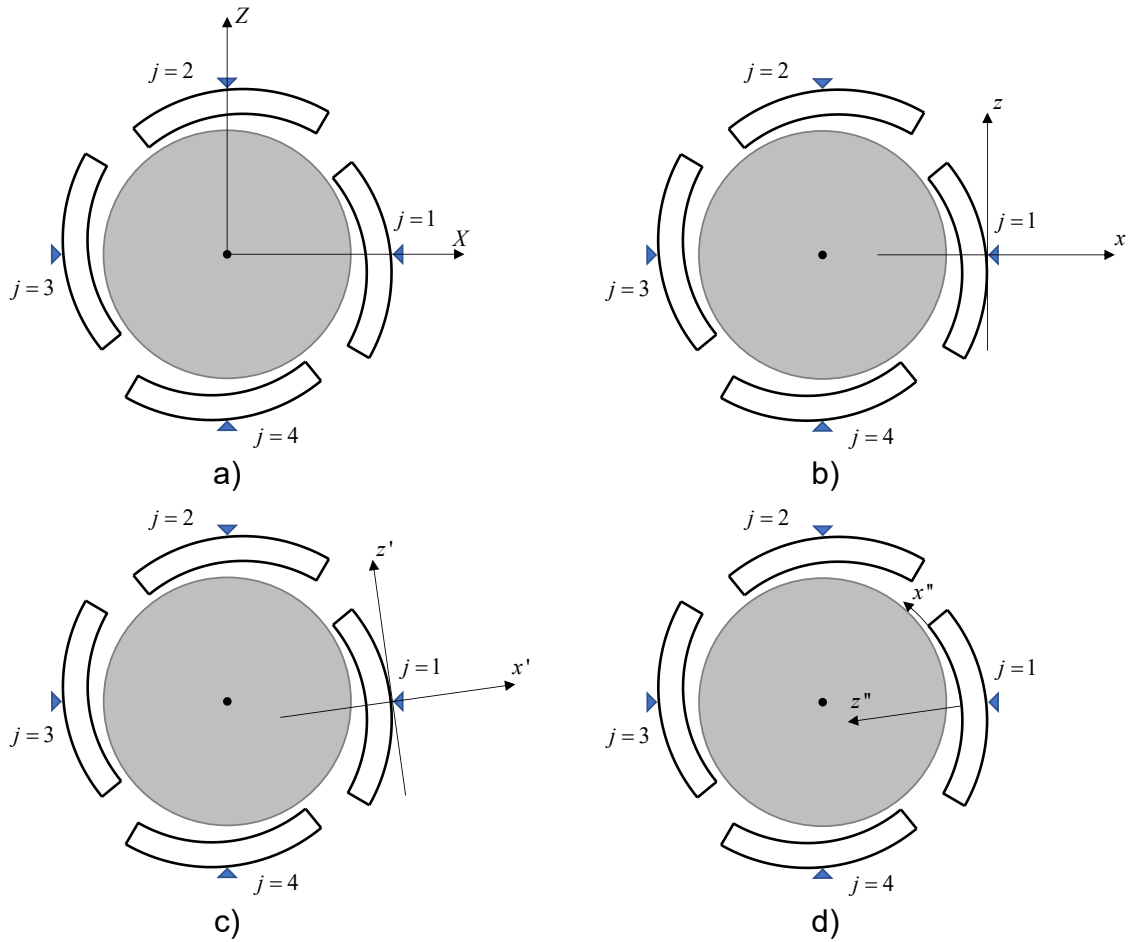


Figura 3.5 - Sistemas de referência: a) inercial; b) auxiliar; c) móvel; d) móvel curvilíneo.

(Adaptado de: Cavalini Jr et al., 2016).

O modelo matemático do mancal segmentado radial é semelhante ao do cilíndrico. Dessa forma, as principais diferenças entre os modelos serão abordadas nesta seção. A equação modificada de Reynolds adimensional é aplicada em cada um dos segmentos dos mancais segmentados radiais, conforme é apresentada na Eq. (3.11).

$$\left(\frac{1}{\beta_s}\right)^2 \frac{\partial}{\partial \bar{x}} \left(\bar{F}_2 \bar{h}_h^3 \frac{\partial \bar{p}_h}{\partial \bar{x}} \right) + \left(\frac{R_s}{L}\right)^2 \frac{\partial}{\partial \bar{y}} \left(\bar{F}_2 \bar{h}_h^3 \frac{\partial \bar{p}_h}{\partial \bar{y}} \right) = \left(\frac{R}{\beta_s R_s}\right) \frac{\partial}{\partial \bar{x}} \left[\bar{h}_h \left(1 - \frac{\bar{F}_1}{\bar{F}_0} \right) \right] + \left(\frac{\partial \bar{h}_h}{\partial \bar{t}} \right) \quad (3.11)$$

onde as relações adimensionais estão representadas na Eq. (3.12).

A espessura do filme de óleo ao longo de todo o segmento pode ser calculada através da Eq. (3.13) (RUSSO, 1999). Onde x_r e z_r são os deslocamentos do centro do eixo no referencial auxiliar $B_j(x_j, y_j, z_j)$ nas direções x e z , respectivamente.

$$\begin{aligned}
\bar{x}_r &= \frac{x_r}{h_0}, & \bar{z}_r &= \frac{z_r}{h_0}, & \bar{x} &= \frac{x''}{\beta_s R_s}, & \bar{y} &= \frac{y''}{L}, & \bar{z} &= \frac{z''}{h_h}, \\
t &= \frac{\bar{t}}{\Omega}, & \bar{\mu} &= \frac{\mu}{\mu_0}, & \bar{h}_h &= \frac{h_h}{h_0}, & \bar{p}_h &= \frac{p_h h_0^2}{\mu_0 \Omega R_s^2}, \\
F_0 &= \frac{h_0 \cdot \bar{h}_h}{\mu_0} \int_0^1 \frac{1}{\bar{\mu}} d\bar{z} = \frac{h_0 \cdot \bar{h}_h}{\mu_0} \bar{F}_0, \\
F_1 &= \frac{h_0^2 \cdot \bar{h}_h^2}{\mu_0} \int_0^1 \bar{z} \frac{1}{\bar{\mu}} d\bar{z} = \frac{h_0^2 \cdot \bar{h}_h^2}{\mu_0} \bar{F}_1, \\
F_2 &= \frac{h_0^3 \cdot \bar{h}_h^3}{\mu_0} \int_0^1 \bar{z} \left(\bar{z} - \frac{\bar{F}_1}{\bar{F}_0} \right) \frac{1}{\bar{\mu}} d\bar{z} = \frac{h_0^3 \cdot \bar{h}_h^3}{\mu_0} \bar{F}_2,
\end{aligned} \tag{3.12}$$

$$h_h(\beta) = R_s - R - \left\{ \text{sen}(\beta) \left[z_r + \alpha(R_s + h_s) \right] + \cos(\beta)(x_r + R_s - R - h_0) \right\} \tag{3.13}$$

A Eq. (3.11) é uma equação diferencial parcial que não possui solução analítica. Dessa forma, aplica-se o método dos volumes finitos para sua discretização e, posteriormente, o método da solução direta para determinar o campo de pressão em cada segmento. Para resolver a equação de Reynolds, a condição de contorno assumida considera que a pressão manométrica em cada uma das quatro extremidades do segmento é nula.

A determinação da distribuição de temperatura T em cada segmento é feita por um processo semelhante ao utilizado para o mancal cilíndrico radial, na qual aplica-se a equação da energia (Eq. (3.6)) em cada um dos segmentos. Conforme mencionado, a solução da equação da energia é feita através da aplicação do método dos volumes finitos juntamente com o método da solução direta.

Neste caso, as condições de contorno utilizadas para determinar o campo de temperatura são: adiabática na fronteira entre o filme de óleo e a superfície do mancal, desprezando a troca de calor na interface, condição adiabática na fronteira entre o eixo e o filme de óleo e condição adiabática na saída do segmento. Esta hipótese foi utilizada por Daniel (2012) sobre a justificativa de que devido ao fluxo de óleo na saída do segmento, a região de mistura entre o óleo que sai e o óleo de entrada não ocorre próxima à saída, podendo então ser negligenciada a troca de calor na saída do segmento. A condição na entrada do segmento é condição de temperatura prescrita, na qual a temperatura na entrada do segmento é igual a temperatura do óleo de reposição. Essa hipótese é admissível no caso dos mancais da UG em análise, pois esses mancais estão imersos em uma cuba de óleo, e a sua geometria é projetada de forma a evitar que o óleo de saída de um segmento entre no segmento subsequente.

De posse do campo de temperatura, o campo de viscosidade pode ser determinado conforme a Eq. (3.9). Conhecendo o campo de viscosidade, retorna-se ao cálculo dos campos de pressão e temperatura e esse procedimento se repete até que a convergência no campo de temperatura possa ser verificada.

Com o campo de pressão determinado, as forças de sustentação em cada um dos segmentos são calculadas integrando o campo de pressão, conforme mostra a Eq. (3.14).

$$F_{xm_j} = \int_{-\beta_s/2}^{\beta_s/2} \int_0^L p_{h_j}(x, y) \cdot \cos(\beta_j) \cdot dy \cdot dx$$

$$F_{zm_j} = \int_{-\beta_s/2}^{\beta_s/2} \int_0^L p_{h_j}(x, y) \cdot \sin(\beta_j) \cdot dy \cdot dx$$
(3.14)

onde F_{xm_j} e F_{zm_j} são as forças de sustentação resultantes ao longo das direções x' e z' , respectivamente, do j -ésimo segmento.

De posse dessas forças, o momento resultante em cada um dos segmentos pode ser calculado pela Eq.(3.15).

$$M_{R_j} = F_{zm_j} \cdot (R_s + h_s)$$
(3.15)

Como os segmentos não possuem restrição para a sua rotação, o momento resultante em cada uma delas (M_{R_j}) deve ser nulo. Dessa forma, deve-se determinar os ângulos de rotação α_j que satisfazem essa condição.

Após determinar as rotações α_j e as forças hidrodinâmicas de sustentação F_{xm_j} e F_{zm_j} em cada um dos segmentos, as forças de sustentação resultantes F_X e F_Z no referencial inercial $I(X, Y, Z)$ ao longo das direções X e Z , respectivamente, são determinadas. Essas forças são dadas pelo somatório das forças em cada um dos segmentos, conforme mostra a Eq.(3.16).

$$F_X = \sum_{j=1}^{n_p} [F_{xm_j} \cdot \cos(\varphi_j + \alpha_j)]$$

$$F_Z = \sum_{j=1}^{n_p} [F_{zm_j} \cdot \sin(\varphi_j + \alpha_j)]$$
(3.16)

onde n_p é o número de segmentos.

A Fig. 3.6 apresenta um fluxograma do procedimento de cálculo usado para obter as forças de sustentação do mancal segmentado radial. Para os mancais segmentados radiais também não existe um *Loop* de convergência dos esforços hidrodinâmicos para a determinação da posição do eixo, pois este modelo THD será utilizado para construção de metamodelos e a posição do centro do eixo é estabelecida pelas amostras.

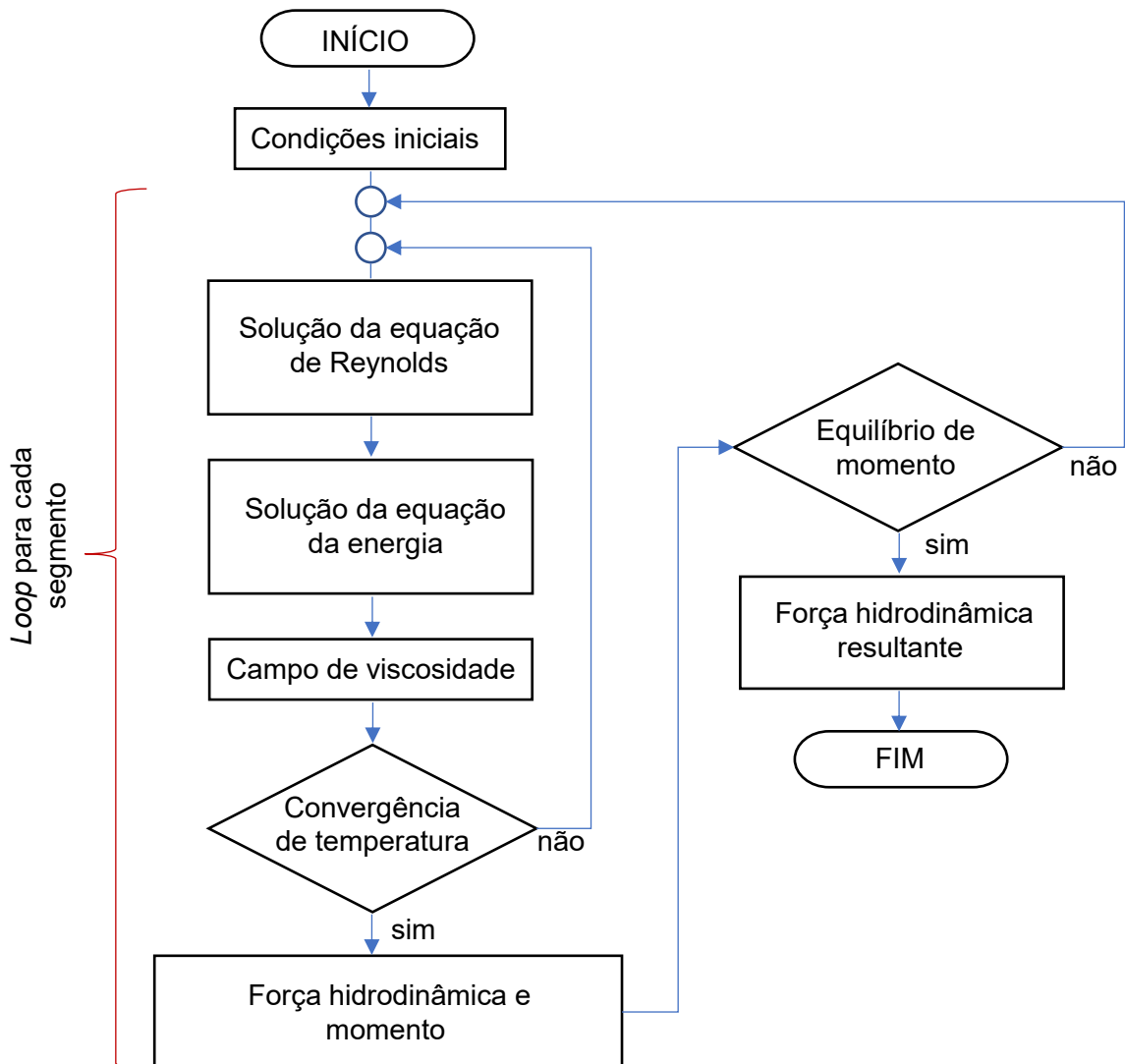


Figura 3.6. – Procedimento de cálculo para mancais segmentados radiais.

3.3. Mancal hidrodinâmico segmentado axial

Os mancais segmentados axiais também são compostos por segmentos pivotados distribuídos circularmente e possuem rotação livre. No entanto, esses mancais são responsáveis por suportar forças axiais. A Fig. 3.7 apresenta o modelo físico e algumas características geométricas de um único segmento do mancal axial.

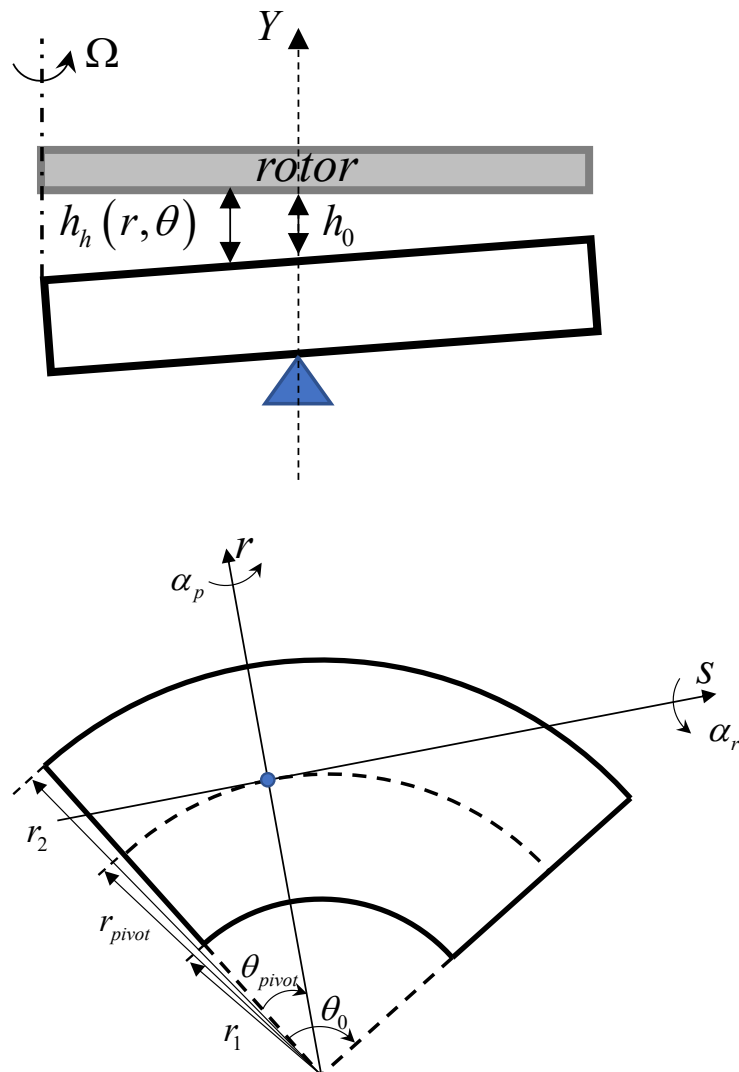


Figura 3.7 - Representação esquemática de um mancal segmentado axial e suas características geométricas.

Na Fig. 3.7, r_1 e r_2 são os raios interno e externo do segmento, respectivamente, θ_{piv} e r_{piv} são a posição angular e radial do pivô, respectivamente, θ_0 é o comprimento angular do segmento, h_0 é a espessura do filme de óleo sobre o pivô, α_r e α_p são os ângulos de rotação

do segmento no ponto de pivotamento nas direções r e s , respectivamente, h_h é a espessura do filme de óleo e Ω é a velocidade de rotação do eixo.

O modelo matemático apresentado nesse trabalho foi desenvolvido a partir de adaptações do modelo descrito por Heinrichson (2006). Devido às características geométricas do mancal, optou-se por utilizar o sistema de coordenadas cilíndricas $I(r, \theta, Y)$. A equação adimensional de Reynolds modificada para esse sistema é apresentada na Eq.(3.17). Para a obtenção dessa equação, considerou-se que o campo de pressão ao longo da direção Y é constante.

$$\frac{1}{\bar{r}} \frac{\partial}{\partial \bar{r}} \left[\frac{\bar{r} \cdot \bar{h}_h^3}{\bar{\mu}} \frac{\partial \bar{p}_h}{\partial \bar{r}} \right] + \frac{1}{\theta_0^2 \cdot \bar{r}^2} \frac{\partial}{\partial \bar{\theta}} \left[\frac{\bar{h}_h^3}{\bar{\mu}} \frac{\partial \bar{p}_h}{\partial \bar{\theta}} \right] = \frac{6}{\theta_0} \frac{\partial \bar{h}_h}{\partial \bar{\theta}} + 12 \frac{\partial \bar{h}_h}{\partial \bar{t}} \quad (3.17)$$

Os parâmetros adimensionais são apresentados na Eq.(3.18) e a espessura adimensional do filme de óleo pode ser calculada a partir da Eq.(3.19).

$$\begin{aligned} \bar{\theta} &= \frac{\theta}{\theta_0}, & \bar{r} &= \frac{r}{r_1}, & \bar{y} &= \frac{y}{h_h}, & \bar{\alpha}_r &= \alpha_r \frac{r_1}{h_0}, & \bar{\alpha}_p &= \alpha_p \frac{r_1}{h_0}, \\ t &= \frac{\bar{t}}{\omega}, & \bar{r}_{piv} &= \frac{r_{piv}}{r_1}, & \bar{\mu} &= \frac{\mu}{\mu_0}, & \bar{p}_h &= \frac{p_h \cdot h_0^2}{r_1^2 \cdot \Omega \cdot \mu_0}, \end{aligned} \quad (3.18)$$

$$\bar{h}_h = \frac{h_h}{h_0} = 1 - \bar{\alpha}_r \left[\bar{r}_{piv} - \bar{r} \cdot \cos(\theta_0 (\bar{\theta} - \bar{\theta}_{piv})) \right] - \bar{\alpha}_p \cdot \bar{r} \cdot \text{sen}(\theta_0 (\bar{\theta} - \bar{\theta}_{piv})) \quad (3.19)$$

Conforme já descrito, a Eq.(3.17) é uma equação diferencial parcial que não possui solução analítica e dessa forma aplica-se o método dos volumes finitos para sua discretização. O método da solução direta é utilizado para determinar o campo de pressão associado. Neste caso, a pressão manométrica em cada uma das quatro extremidades dos segmentos é considerada nula.

O campo de temperatura nos segmentos do mancal axial é determinado através de uma metodologia semelhante àquela adotada nos modelos dos mancais cilíndrico e segmentado radial. Contudo, neste caso, a equação de energia é descrita em coordenadas cilíndricas, como mostra a Eq. (3.20). Para sua obtenção foi considerado que o campo de temperatura não varia ao longo da direção Y .

$$\rho \cdot c_p \frac{v_\theta}{r} \frac{\partial T}{\partial \theta} + \rho \cdot c_p \cdot v_r \frac{\partial T}{\partial r} = k_t \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T}{\partial r} \right) + k_t \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 T}{\partial \theta^2} + \mu \Phi, \quad (3.20)$$

$$\Phi = \left(\frac{\partial v_r}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial v_\theta}{\partial y} \right)^2$$

onde ρ , c_p e k_t são a massa específica, o calor específico e a condutividade térmica do fluido, respectivamente (considerados constantes), e v_r e v_θ são as velocidades do fluido nas direções radial e tangencial, respectivamente, as quais são calculadas a partir da Eq. (3.21).

$$v_\theta = \frac{1}{r} \left(I_1 \frac{F_1 \cdot I_0}{F_0} \right) \frac{\partial p_h}{\partial \theta} + \Omega \cdot r \left(1 - \frac{I_0}{F_0} \right) \quad (3.21)$$

$$v_r = \left(I_1 - \frac{F_1 \cdot I_0}{F_0} \right) \frac{\partial p_h}{\partial r}.$$

Sendo,

$$I_0 = \int_0^y \frac{1}{\mu} dy, \quad I_1 = \int_0^y \frac{y}{\mu} dy,$$

$$F_0 = \int_0^{h_h} \frac{1}{\mu} dy, \quad F_1 = \int_0^{h_h} \frac{y}{\mu} dy, \quad (3.22)$$

$$F_2 = \int_0^h \frac{y}{\mu} \left(y - \frac{F_1}{F_0} \right) dy.$$

O campo de temperatura no filme de óleo é obtido a partir da solução da Eq. (3.20). Essa é uma equação diferencial parcial e para obter sua solução aplica-se o método dos volumes finitos juntamente com o método de solução direta. As condições de contorno consideradas na solução da temperatura são: adiabática na extremidade do raio externo e do raio interno dos segmentos, adiabática na saída do segmento e temperatura prescrita na entrada do mancal, cuja temperatura é a do óleo em que o mancal se encontra imerso.

Com o campo de temperatura, o campo de viscosidade pode ser determinado conforme a Eq. (3.9). Conhecendo o campo de viscosidade, os campos de pressão e temperatura são calculados e esse procedimento é repetido até que se verifique a convergência no campo de temperatura.

A partir do campo de pressão, determina-se a força de sustentação axial gerada em cada segmento, conforme apresentado na Eq.(3.23).

$$F_{ymj} = \int_{r_1}^{r_2} \int_{\theta_1}^{\theta_2} p_h \cdot r \cdot d\theta \cdot dr \quad (3.23)$$

na qual F_{ymj} é a força resultante axial na direção y do j -ésimo segmento.

Dessa forma, para obter a força de sustentação total basta somar as forças geradas por cada um dos segmentos Eq. (3.24).

$$F_Y = \sum_{j=1}^{n_p} F_{ymj} \quad (3.24)$$

Os momentos resultantes em cada um dos segmentos é determinado a partir da Eq. (3.25). A condição de equilíbrio dos segmentos do mancal axial é determinada com os momentos resultantes sendo nulos. Dessa forma, deve-se determinar os ângulos de rotação α_r e α_p que satisfazem essa condição.

$$M_{xj} = \int_{r_1}^{r_2} \int_{\theta_1}^{\theta_2} p_h \cdot r^2 \cdot \text{sen}(\theta - \theta_{piv}) \cdot d\theta \cdot dr \quad (3.25)$$

$$M_{zj} = \int_{r_1}^{r_2} \int_{\theta_1}^{\theta_2} p_h \cdot r \left(r \cdot \cos(\theta - \theta_{piv}) - r_{piv} \right) \cdot d\theta \cdot dr$$

A Fig. 3.8 apresenta um fluxograma do procedimento de cálculo do campo de pressão e temperatura associados ao mancal segmentado axial. Para este mancal também não é realizado um *Loop* de convergência dos esforços hidrodinâmicos para a determinação da posição do eixo, pois este modelo THD será utilizado para construção de metamodelos e a posição do eixo é determinada pelas amostras.

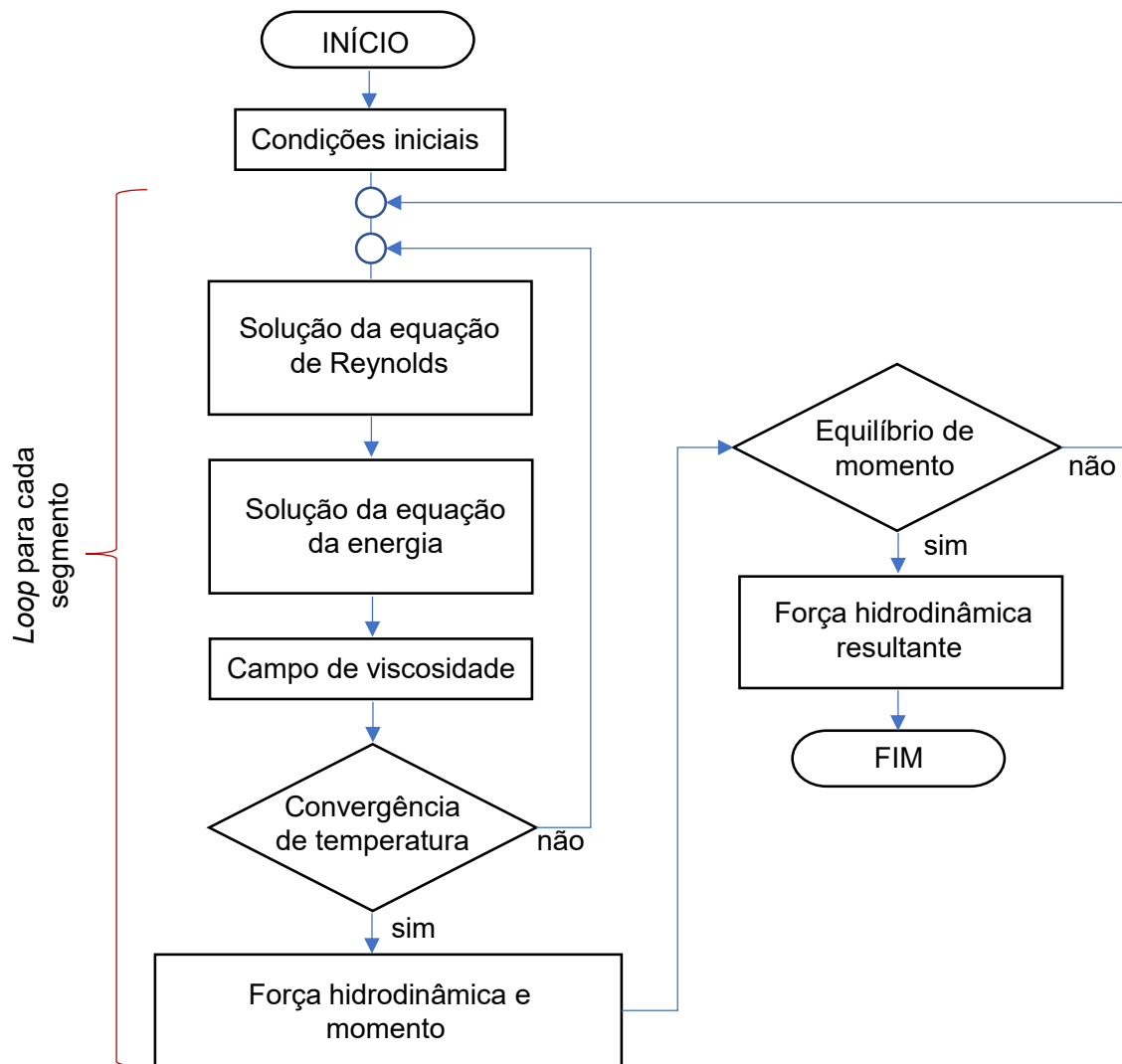


Figura 3.8 – Procedimento de cálculo de um mancal segmentado axial.

CAPÍTULO IV

METAMODELAGEM

4.1. Introdução

Análises baseadas em simulações são amplamente utilizadas em todas as etapas do desenvolvimento de um projeto de engenharia. Por exemplo, utilizam-se modelos de elementos finitos para prever o comportamento estático e/ou dinâmico de uma estrutura. Igualmente, os modelos de fluidodinâmica computacional são utilizados para estimar o comportamento de um fluido em movimento e suas iterações.

Os exemplos apresentados são algumas das simulações computacionais realizadas na atualidade. Esses modelos possuem um grande custo computacional e, dependendo da sua aplicação, podem demorar horas, dias ou até mesmo meses para obter um resultado, inviabilizando sua utilização. Neste sentido, modelos substitutos ou metamodelos vêm sendo utilizados.

Metamodelos são modelos substitutos de códigos de simulação computacionalmente caros. Esses metamodelos são formados por um conjunto de equações simplificadas capazes de representar o código original de forma precisa e eficiente. A aplicação de metamodelos permite, por exemplo, a exploração do espaço de projeto, a otimização e a análise de confiabilidade.

Os trabalhos de Simpson et al. (2001a), Wang; Shan (2005) e Simpson; Lin; Chen (2001b) apresentam uma boa revisão sobre as técnicas de modelagem.

Conforme descrito por Simpson et al. (2001a), o processo de modelagem possui três etapas: amostragem, formulação e ajuste.

- a) **Amostragem:** esta etapa consiste em selecionar um conjunto de dados associados ao modelo original (entradas e saídas) que será utilizado para a construção do metamodelo;
- b) **Formulação:** seleciona a função ou o conjunto de funções que serão utilizados na representação do modelo original;
- c) **Ajuste:** nesta etapa é realizado o ajuste das funções escolhidas ao conjunto dos dados amostrados.

Além das etapas descritas, pode-se incluir uma quarta etapa: a validação. Na maioria dos casos, a validação em metamodelagem é feita através da definição de amostras não consideradas na etapa de amostragem. Neste caso, os resultados obtidos a partir do modelo original e do metamodelo são comparados utilizando métricas de precisão (WANG et al., 2008).

Neste contexto, este trabalho tem como objetivo desenvolver metamodelos para substituir os modelos termo-hidrodinâmico dos mancais de uma UG e dessa forma permitir a sua incorporação direta no modelo de elementos finitos da máquina, viabilizando assim o desenvolvimento de uma ferramenta de auxílio no diagnóstico de defeitos em unidades geradoras.

O desenvolvimento de metamodelos para os mancais hidrodinâmicos permitem obter uma redução drástica no custo computacional quando comparado aos modelos termo-hidrodinâmico originais. Adicionalmente, os metamodelos são capazes de incorporar os fenômenos não lineares associados a esses mancais e informar parâmetros importantes como temperatura máxima e pressão máxima do filme de óleo do mancal hidrodinâmico.

4.2. Amostragem

A técnica de planejamento experimental utilizada para determinar as amostras é de grande importância para o processo de metamodelagem. As técnicas de planejamento experimental podem ser divididas em dois grupos: os métodos clássicos e os métodos de preenchimento de espaço.

Os métodos clássicos foram as primeiras técnicas de amostragem desenvolvidas. Eles têm origem no planejamento experimental dedicado aos experimentos físicos. Esses métodos objetivam planejar experimentos para que os erros aleatórios associados aos experimentos físicos tenham influência mínima na aprovação ou desaprovação de uma hipótese.

As técnicas clássicas tendem a espalhar os pontos amostrais em torno das fronteiras do espaço de projeto e obter alguns pontos em torno da sua região central. Além disso, elas costumam gerar réplicas de um mesmo ponto, como mostra a Fig. 4.1(a). As técnicas clássicas mais utilizadas são: planejamento fatorial, composto central, ótimo alfabético e o planejamento de Plackett-Burman (MYERS; MONTGOMERY, 1995, MITCHELL, 1974, GIUNTA et al., 1997).

Simulações computacionais possuem, na grande maioria dos casos, erros sistemáticos e não erros aleatórios, ou seja, repetidas simulações computacionais considerando os mesmos parâmetros de entrada resultam na mesma resposta. Assim, uma boa técnica de amostragem deve tentar preencher todo o espaço amostral (SACKS et al., 1989). Na prática, a maioria das técnicas clássicas são ineficientes e, em alguns casos, até mesmo inapropriadas para a geração de modelos computacionais determinísticos. Existem diversas técnicas que tentam preencher todo o espaço amostral, conforme sugerido por Lophaven; Nielsen; Søndergaard (2002a). A técnica de *grid* simples (*grid* regular ou ainda *grid* retangular) e o Hipercubo Latino são umas das mais utilizadas. A Fig. 4.1(b) representa de forma esquemática o resultado obtido por uma técnica de preenchimento do espaço amostral para um caso onde há duas variáveis de projeto x_1 e x_2 .

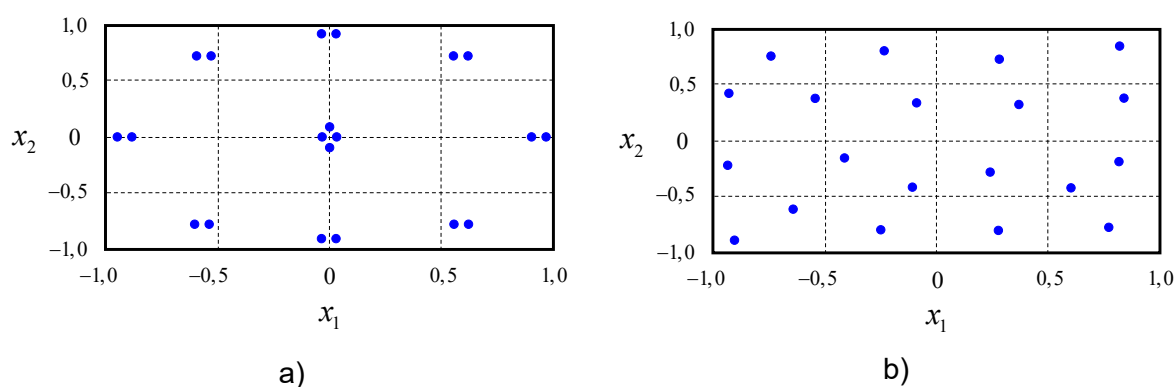


Figura 4.1 – Técnicas planejamento experimental: a) Clássica, b) Preenchimento de espaço (adaptado de Simpson et al. (2001a)).

O método do *grid* regular garante que alguns valores igualmente espaçados são selecionados para cada variável de projeto (URBAN; FRICKER, 2010). Esses valores são combinados de forma que cada valor de uma variável de projeto se associe com todos os valores selecionados das demais variáveis de projeto. Esse método é bastante utilizado por possuir uma concepção simples, auxiliar na análise de sensibilidade dos parâmetros e preencher todo o espaço de projeto de forma uniforme.

De acordo Minasny e McBratney (2006), o método Hipercubo Latino é um procedimento de amostragem aleatória estratificada que fornece uma eficiente forma de amostragem de variáveis a partir de suas distribuições multivariadas. Considerando um problema com k variáveis de entrada o espaço amostral de cada uma das k variáveis é dividido em n intervalos equiprováveis, e um ponto é escolhido em cada um destes intervalos; isto gera uma matriz de k colunas, formadas pelas amostras de cada variável, que são permutadas aleatoriamente, gerando a amostra final de n vetores de dimensões k . A Fig. 4.2 apresenta uma comparação esquemática de uma amostragem produzida pelo *grid* regular e pelo Hipercubo Latino, ambas para duas variáveis de projeto.

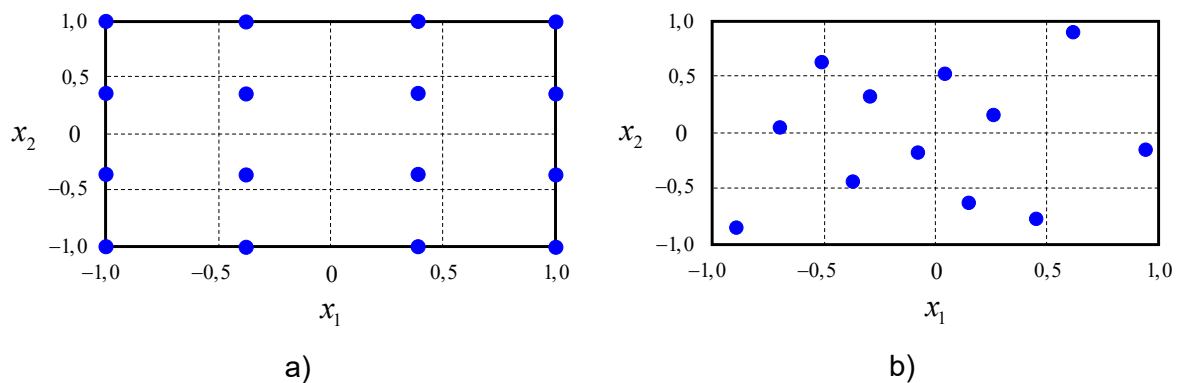


Figura 4.2 – Planejamento amostral considerando duas variáveis de projeto: a) *grid* regular, b) Hipercubo latino.

Conforme observado na Fig. 4.2, o planejamento regular tende a gerar distribuições mais uniformes sobre todo o espaço amostral. Desta forma, esta técnica será usada para determinar as amostras associadas aos mancais hidrodinâmicos analisados no presente trabalho.

4.3. Modelo de aproximação - Formulação

Após realizar a amostragem, o próximo passo é determinar o metamodelo que será utilizado para substituir o modelo original. Existem diversos modelos substitutos, onde os quatro mais presentes na literatura são: superfície de resposta, redes neurais, aprendizagem indutiva e Kriging (Simpson et al., 2001a).

4.3.1. Superfície de resposta - Ajuste polinomial

A superfície de resposta é um dos métodos mais utilizados e simples para a obtenção de metamodelos. Ela consiste em ajustar uma função polinomial, normalmente de baixa ordem (até segunda ordem), aos pontos experimentados na etapa de amostragem e, dessa forma, representar o modelo original por uma superfície. As superfícies de resposta são de fácil concepção e em geral possuem custo computacional baixo. No entanto, não são indicadas para modelar comportamentos não lineares ou irregulares (SIMPSON; LIN; CHEN, 2001b).

4.3.2. Rede Neural

Redes Neurais são modelos computacionais inspirados pelo sistema nervoso central de seres humanos e são capazes de adquirir conhecimento através da experiência. Elas são normalmente apresentadas como sistemas de neurônios interconectados capazes de receber informações, computá-las e enviá-las para outros neurônios, simulando assim, o comportamento das redes neurais biológicas.

Os neurônios são modelados por regressão linear múltipla com uma transformação não-linear em y . Se as entradas para cada neurônio são denotadas como $\{\mathbf{x}_1, \mathbf{x}_2, \dots$ e os coeficientes de regressão são indicados pelos pesos w_i , então a saída y pode ser dada pela Eq. (4.1).

$$y = \frac{1}{1 + e^{-\eta/T}} \quad (4.1)$$

onde $\eta = \sum w_i x_i + \beta$ sendo β o valor de polarização de um neurônio e T o parâmetro de inclinação do sigmoide definido pelo usuário.

Uma rede neural é então criada pela montagem dos neurônios em uma arquitetura. A mais comum é a arquitetura *feedforward* (redes sem realimentação) que possuem neurônios agrupados em camadas. O sinal percorre a rede em uma única direção, da entrada para a saída. Os neurônios da mesma camada não são conectados. A Fig. 4.3 apresenta um exemplo com três camadas: a camada de entrada, em que as unidades recebem os padrões, a camada intermediária (ou oculta), onde é feito o processamento e a extração de características, e a camada de saída que conclui e apresenta o resultado.

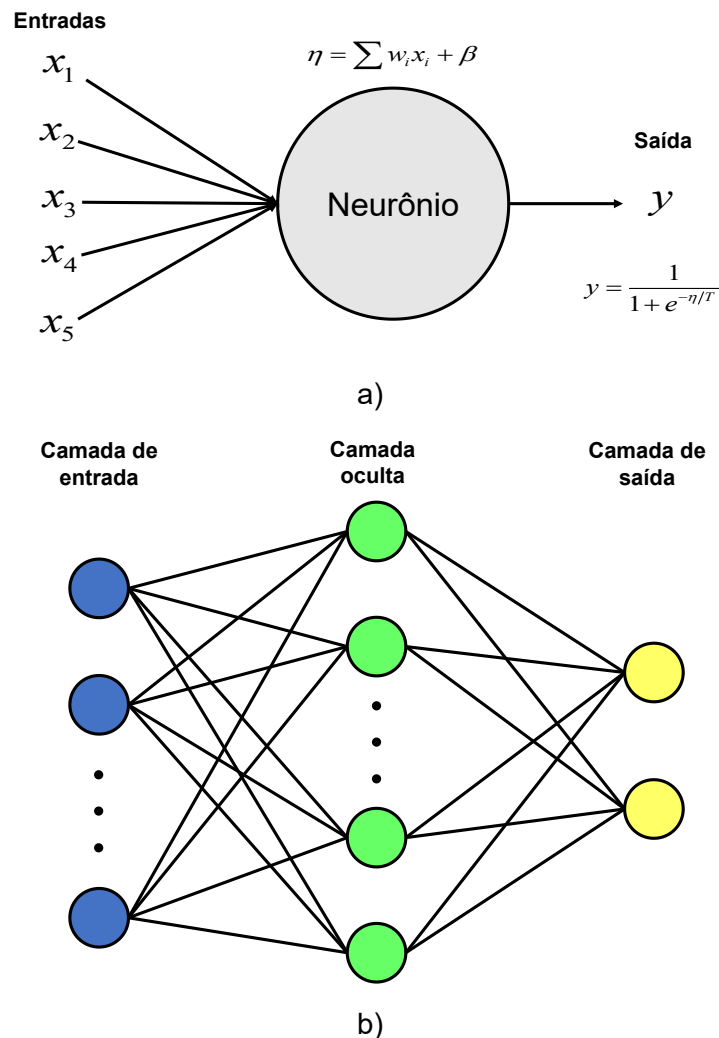


Figura 4.3 – Representação típica: a) Neurônio, b) Arquitetura (adaptada de Simpson et al., (2001a)).

Existem duas questões principais na construção de uma rede neural: especificar a arquitetura e treinar a rede neural para um bom desempenho com referência a um conjunto de treinamento. Isso equivale a especificar um modelo de regressão e estimar os parâmetros do modelo dado um conjunto de dados (CHENG; TITTERINGTON, 1994).

Treinar uma rede neural significa determinar valores apropriados para todos os pesos w_i na arquitetura (RUMELHART; WIDROW; LEHR, 1994). Isso requer um conjunto amplo de dados de treinamento, para que a rede neural possa responder de maneira satisfatória para as mais diversas situações. As redes neurais são mais indicadas para aproximação de funções determinísticas.

4.3.3. Aprendizagem Indutiva

De forma geral, a capacidade das pessoas de fazer generalizações a partir de alguns fatos dispersos ou de descobrir padrões em coleções de observações aparentemente caóticas é denominado indução (MICHALSKI, 1983). Desta forma, o aprendizado indutivo é um processo de aquisição de conhecimento por meio de inferências indutivas a partir de um conjunto de exemplos. Os primeiros estudos sobre este assunto remontam aos anos cinquenta, com Hovland (1952) e Bruner; Goodnow; Austin (1956) (MITCHELL, 1997).

O objetivo da inferência é formular afirmações gerais plausíveis que expliquem os fatos dados e sejam capazes de prever novos fatos. Em outras palavras, a inferência indutiva tenta derivar uma descrição completa e correta de um determinado fenômeno a partir de observações específicas desse fenômeno ou de partes dele.

Como mencionando, um sistema de aprendizado indutivo induz regras a partir de exemplos. As estruturas de modelagem fundamentais são regras de ação e condição que particionam os dados em categorias discretas e normalmente são combinadas em árvores de decisão, que a partir desse conjunto de regras são capazes de inferir para outras regiões. A Fig. 4.4 apresenta uma representação esquemática de uma árvore de decisão.

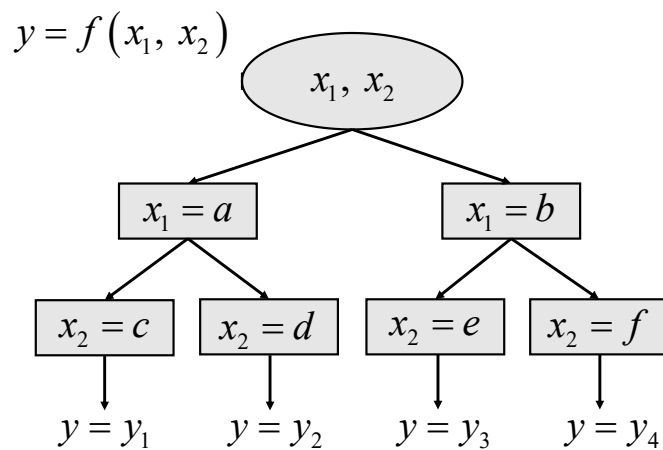


Figura 4.4 – Árvore de decisão (adaptada de Simpson et al. (2001a)).

De forma geral existem diversas técnicas de aprendizado indutivo e o que normalmente as diferenciam são como os fundamentos lógicos da aprendizagem indutiva são definidos e como as regras de inferência para generalizar os conceitos são estabelecidas. Michalski (1983) apresenta algumas dessas técnicas.

Conforme descrito por Evans; Fisher (1994), o aprendizado indutivo é mais adequado para dados discretos. Algumas das suas aplicações são em sistemas de controle e diagnóstico de processos (SIMPSON et al., 2001a). Em alguns casos, aprendizado indutivo também está sendo empregado para variáveis contínuas e obtendo bons resultados.

4.3.4. Kriging

O metamodelo Kriging representado na Eq.(4.4) é uma técnica que vem sendo muito utilizada na engenharia devido à sua grande versatilidade. Essa técnica combina uma função polinomial $f(\mathbf{x})$ que fornece uma aproximação global do espaço de projeto com uma função de correlação espacial $Z(\mathbf{x})$. Desvios localizados são obtidos de forma que o metamodelo Kriging interpole os pontos amostrais.

As quatro técnicas de metamodelagem descritas acima são as mais indicadas e a escolha de uma delas depende do modelo que deseja ser substituído. Para auxiliar na escolha da técnica mais adequada, Simpson et al. (2001a) compararam as características e recomendações de aplicações de cada uma delas, como mostra a Tab. 4.1.

De acordo com os quatro modelos de aproximação apresentados, para o desenvolvimento do presente trabalho optou-se pela utilização do Kriging. Este método é adequado para aplicações determinísticas e, de forma geral, necessita de menos amostras para sua construção quando comparado com a Rede Neural. A concepção do modelo Kriging é apresentada de forma mais detalhada a seguir.

4.4. Método Kriging

O nome Kriging é dado em homenagem ao estatístico e engenheiro de minas Sul Africano Daniel G. Krige (1919 - 2013) que foi um dos precursores da geoestatística e desenvolveu um trabalho empírico de interpolação aplicado à mineração de ouro (KRIGE, 1951). Em seguida, esse método foi formalizado pelo matemático francês George Matheron (1930 - 2000) (MATHERON, 1963). O Kriging foi introduzido como um metamodelo para simulação determinística por Sacks et al. (1989). Mais detalhes sobre o desenvolvimento deste método podem ser observados em Kleijnen (2015).

O metamodelo Kriging consiste em representar a resposta de um sistema como a combinação de um modelo polinomial e perturbações localizadas. A principal diferença entre o formalismo Kriging e outras abordagens se baseia na exploração de correlações espaciais entre os valores de função para ajustar o comportamento médio do modelo de regressão. As principais características e equacionamentos do Kriging são descritas a seguir, conforme apresentados por Xiaobo (2017), Simpson et al. (2001a), Wang et al. (2008) e Sinou; Nechak; Besset (2018).

Tabela 4.1 – Características e recomendações das técnicas de metamodelagem.

Modelo	Característica e indicações de uso
Superfície de Resposta	<ul style="list-style-type: none"> • Fácil de usar e bem estabelecida teoricamente; • Mais adequada para aplicações com erro aleatório; • Não é indicada para modelos não lineares ou irregulares; • Adequada para número de variáveis de entrada inferior a 10.
Rede Neural	<ul style="list-style-type: none"> • Indicadas para problemas não lineares; • Adequada para problemas com alto número de variáveis de entrada; • Mais adequada para aplicações determinísticas; • Alto custo computacional (geralmente se utiliza mais de 10000 pontos de treinamento).
Aprendizado Indutivo	<ul style="list-style-type: none"> • Mais adequado quando as variáveis de entrada e as respostas são avaliados discretamente; • Formas de modelos são regras ou árvores de decisão; • Mais indicados para diagnósticos do que projetos de engenharia.
Kriging	<ul style="list-style-type: none"> • Extremamente flexível, mas possui uma complexibilidade superior à da superfície de resposta; • Adequado para aplicações determinísticas; • Pode lidar com aplicações até 50 variáveis de entrada.

Normalmente, na construção de metamodelos costuma-se normalizar o conjunto de amostras de entrada e saída para evitar o mal condicionamento de matrizes no seu desenvolvimento. A representação matricial do conjunto amostral pode ser visualizada na Eq.(4.2).

$$\begin{aligned}\mathbf{S} &= [\mathbf{s}^1, \dots, \mathbf{s}^{N_s}]^T \\ \mathbf{s}^i &= [s_1^i, \dots, s_k^i] \\ \mathbf{Y} &= [y^1, \dots, y^{N_s}]^T\end{aligned}\quad (4.2)$$

onde \mathbf{S} é o conjunto de dados de entrada da amostra, \mathbf{Y} são os dados de saída da amostra e N_s o número total de amostras e k é o número de variáveis de entrada.

O procedimento de normalização conforme descrito por Lophaven; Nielsen; Søndergaard (2002b) está apresentado na Eq.(4.3)

$$\begin{aligned}\hat{\mathbf{S}}_j &= \frac{\mathbf{S}_j - \mu[\mathbf{S}_j]}{\sqrt{V[\mathbf{S}_j]}}; \quad j=1, \dots, k \\ \hat{\mathbf{Y}} &= \frac{\mathbf{Y} - \mu[\mathbf{Y}]}{\sqrt{V[\mathbf{Y}]}}\end{aligned}\quad (4.3)$$

onde $\mu[\]$ simboliza o operador media e $V[\]$ é a variância. O símbolo $\hat{\ }$ representa que se trata de uma amostra normalizada. Como consequência da normalização, o conjunto amostral normalizado estará contido entre -1 e 1 com média zero e variância igual a um.

A expressão geral para o modelo Kriging é apresentada na Eq.(4.4).

$$\hat{y}(\mathbf{x}) = f(\mathbf{x}) + Z(\mathbf{x}) \quad (4.4)$$

onde $\hat{y}(\mathbf{x})$ representa a função de interesse, para um vetor \mathbf{x} contendo as variáveis de entrada, $f(\mathbf{x})$ é uma função polinomial de \mathbf{x} e $Z(\mathbf{x})$ representa a realização de um processo Gaussiano de distribuição normal, com média zero, variância σ^2 e covariância não-nula.

O termo $f(\mathbf{x})$ é semelhante ao modelo polinomial de uma superfície de resposta, produzindo um modelo global para o espaço de projeto. Já $Z(\mathbf{x})$ gera desvios localizados na resposta através de interpolações realizadas nos pontos amostrados. A matriz de covariância de $Z(\mathbf{x})$ é apresentada na Eq.(4.5).

$$\text{Cov}[Z(\mathbf{x}), Z(\mathbf{w})] = \sigma^2 R(\boldsymbol{\theta}, \mathbf{x}, \mathbf{w}) \quad (4.5)$$

onde σ^2 representa a variância do processo e $R(\boldsymbol{\theta}, \mathbf{x}, \mathbf{w})$ é a função de correlação espacial definida na Eq.(4.6).

$$R(\boldsymbol{\theta}, \mathbf{x}, \mathbf{w}) = \prod_{j=1}^k R_j(\theta_j, x_j, w_j) \quad (4.6)$$

Onde $\boldsymbol{\theta}$ é o conjunto dos parâmetros de correlação desconhecidos usados para ajustar o modelo, \mathbf{x} e \mathbf{w} são dois vetores quaisquer pertencentes ao espaço de projeto amostral utilizado, o qual possuem comprimento k , que representa a quantidade de variáveis de entrada do modelo. A função de correlação é especificada pelo usuário. As principais funções de correlação são mostradas na Tab. 4.2, onde o parâmetro θ_j mais adequado é obtido por um processo de minimização conforme descrito na Eq. (4.16)

Tabela 4.2 - Funções de correlação

<i>Modelos de Correlação</i>	$R_j(\theta_j, x_j, w_j)$
<i>Linear</i>	$\max\{0, 1 - \theta_j x_j - w_j \}$
<i>Gaussiano</i>	$\exp(-\theta_j x_j - w_j ^2)$
<i>Exponencial</i>	$\exp(-\theta_j x_j - w_j)$

A estimativa $\hat{y}(\mathbf{x})$ do metamodelo para valores não amostrados \mathbf{x} pode ser calculada conforme a Eq.(4.7). Para isso, é necessário um conjunto pré-determinado de amostras do modelo original.

$$\hat{y}(\mathbf{x}) = \mathbf{g}^T(\mathbf{x}) \hat{\boldsymbol{\beta}} + \mathbf{r}^T(\mathbf{x}) \mathbf{R}^{-1}(\mathbf{Y} - \mathbf{G} \hat{\boldsymbol{\beta}}) \quad (4.7)$$

onde $\mathbf{g}(\mathbf{x})$ representa a função polinomial escolhida, podendo ser constante, linear ou quadrática (Eq.(4.8), Eq.(4.9) e Eq.(4.10), respectivamente). \mathbf{G} é uma matriz ($N_s \times p$), com p sendo o número de fatores do polinômio, contendo a função \mathbf{g} aplicada nos dados de entrada amostrados (Eq.(4.12)). \mathbf{R} é a matriz de correlação ($N_s \times N_s$) com entradas definidas

por $R_{ij} = R(\theta, \mathbf{s}^i, \mathbf{s}^j)$, $\mathbf{r}(\mathbf{x})$ é o vetor de correlação de dimensão N_s entre um valor não experimentado \mathbf{x} e os pontos amostrados $[\mathbf{s}^1, \dots, \mathbf{s}^{N_s}]$ (Eq.(4.13)) e $\hat{\boldsymbol{\beta}}$ são os coeficientes de regressão estimados utilizando a Eq.(4.14).

Constante, $p = 1$

$$g_1(\mathbf{x}) = 1 \quad (4.8)$$

Linear, $p = k + 1$

$$g_1(\mathbf{x}) = 1, \quad g_2(\mathbf{x}) = x_1, \quad \dots \quad g_{k+1}(\mathbf{x}) = x_k \quad (4.9)$$

Quadrática, $p = \frac{1}{2}(k+1)(k+2)$

$$\begin{aligned} g_1(\mathbf{x}) &= 1 \\ g_2(\mathbf{x}) &= x_1, \quad \dots \quad g_{k+1}(\mathbf{x}) = x_k \\ g_{k+2}(\mathbf{x}) &= x_1^2, \quad \dots \quad g_{2k+2}(\mathbf{x}) = x_1 x_k \\ g_{2k+3}(\mathbf{x}) &= x_2^2, \quad \dots \quad g_{3k+3}(\mathbf{x}) = x_2 x_k \\ &\vdots \\ g_p(\mathbf{x}) &= x_k^2 \end{aligned} \quad (4.10)$$

$$\mathbf{g}(\mathbf{x}) = [g_1(\mathbf{x}), \dots, g_p(\mathbf{x})]^T \quad (4.11)$$

$$\mathbf{G} = \begin{bmatrix} \mathbf{g}^T(\mathbf{s}^1) \\ \vdots \\ \mathbf{g}^T(\mathbf{s}^{N_s}) \end{bmatrix} \quad (4.12)$$

$$\mathbf{r}(\mathbf{x}) = [R(\mathbf{x}, \mathbf{s}^1), R(\mathbf{x}, \mathbf{s}^2), \dots, R(\mathbf{x}, \mathbf{s}^{N_s})]^T \quad (4.13)$$

$$\hat{\boldsymbol{\beta}} = (\mathbf{G}^T \mathbf{R}^{-1} \mathbf{G})^{-1} \mathbf{G}^T \mathbf{R}^{-1} \mathbf{Y} \quad (4.14)$$

A variância é estimada pela Eq.(4.15).

$$\hat{\sigma}^2 = \frac{(\mathbf{Y} - \mathbf{G}\hat{\boldsymbol{\beta}})^T \mathbf{R}^{-1} (\mathbf{Y} - \mathbf{G}\hat{\boldsymbol{\beta}})}{N_s} \quad (4.15)$$

O melhor modelo Kriging é encontrado resolvendo um problema de otimização não linear irrestrito k -dimensional dado pela minimização da Eq.(4.16). O procedimento de otimização utilizado é o método de Hooke & Jeeves modificado, este é um método de busca direta, ele é conhecido por ser um método de busca de padrões. Mais informações sobre esse procedimento podem ser obtidas em Lophaven; Nielsen; Søndergaard (2002b).

$$\min_{\boldsymbol{\theta}} \{\psi(\boldsymbol{\theta})\} \equiv |\mathbf{R}|^{1/N_s} \hat{\sigma}^2 \quad (4.16)$$

onde $|\mathbf{R}|$ é o determinante de \mathbf{R} .

Como mencionado, o modelo Kriging é dependente da função de correlação estabelecida para representar o conjunto de amostras. Assim, torna-se interessante realizar análises para melhor compreender o comportamento das funções de correlação.

Conforme discutido anteriormente, partindo de um conjunto de amostras normalizados, $-1 \leq s_j^i \leq 1$, considerando \mathbf{x} um vetor qualquer dentro do espaço de projeto e sendo $d_j = s_j - x_j$ (consequentemente $-2 \leq d_j \leq 2$), pode-se apresentar de forma esquemática como as funções de correlação linear, gaussiana e exponencial se alteram com o valor de d_j para diferentes valores de θ_j na Fig. 4.5.

É possível observar que em todos os casos a correlação é igual a 1 na origem e diminuiu com o aumento de $|d_j|$. Além disso, valores maiores de θ_j implicam em diminuições mais rápidas da correlação. Como esperado, o tipo de função de correlação altera o comportamento das curvas mostradas na Fig. 4.5.

Para ilustrar a ação da função de correlação no processo de metamodelagem, dois modelos substitutos para a função não linear da Eq.(4.17) foram determinados. O primeiro deles foi obtido através da metodologia da superfície de resposta e o outro utilizando o método Kriging. Este exemplo foi retirado de Xiaobo (2017).

$$f(\mathbf{x}) = (30 + x_1 \cdot \text{sen}(x_1)) \left(4 + e^{-(0,5 \cdot x_2 - 1)^2} \right), \quad x_1 \text{ e } x_2 \in [-5, 5] \quad (4.17)$$

Neste caso, considerou-se um total de 121 amostras divididas uniformemente no espaço de projeto através do planejamento retangular. A construção da superfície de resposta foi

realizada através de um polinômio de segunda ordem. Para o modelo Kriging, utilizou-se uma função de correlação gaussiana com um polinômio de segunda ordem.

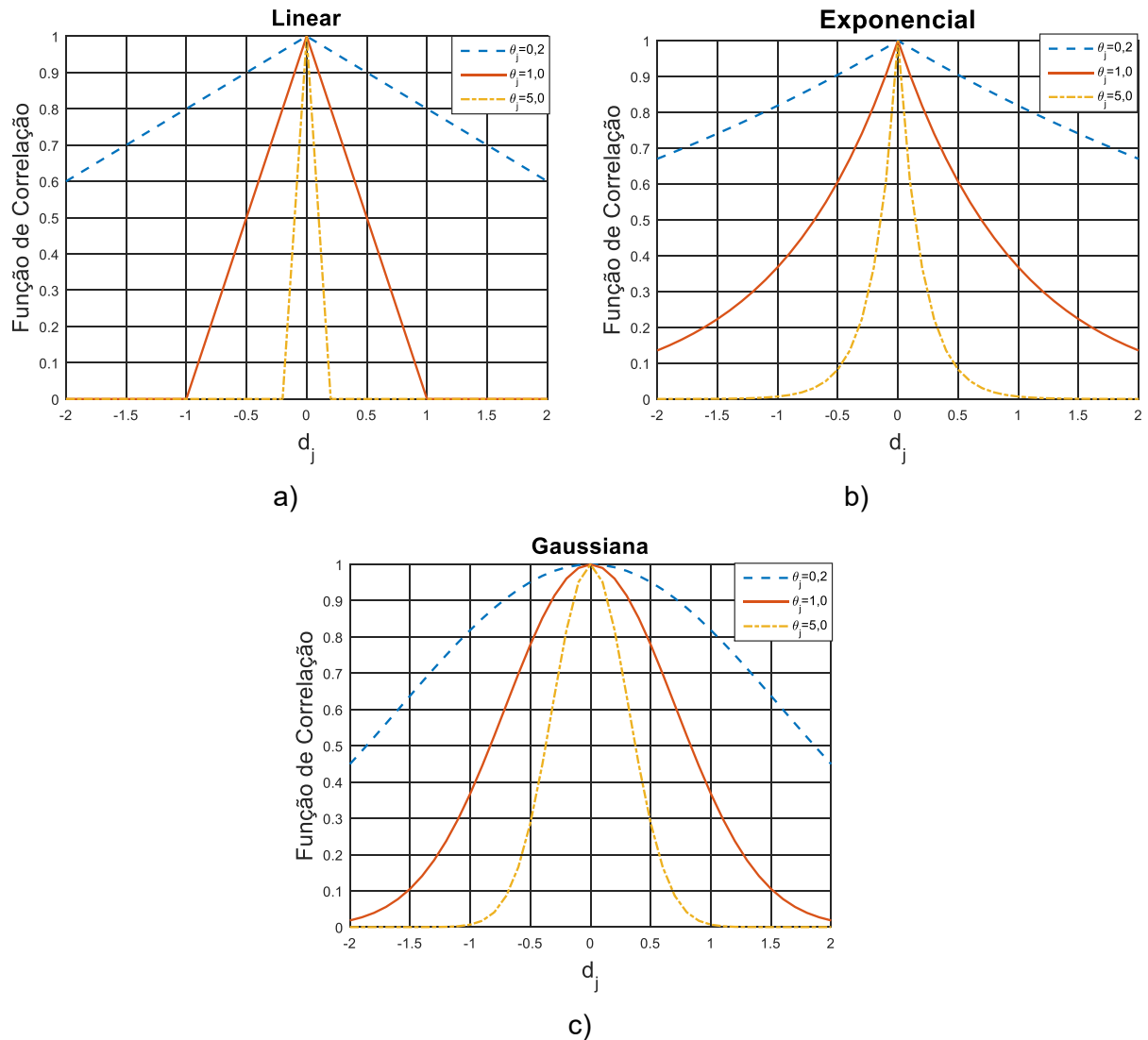


Figura 4.5 – Funções de correlação para $-2 \leq d_j \leq 2$ e $\theta_j = 0,5$; $\theta_j = 1,0$ e $\theta_j = 5,0$: a) Linear, b) Exponencial e c) Gaussiana.

A Fig. 4.6 apresenta os resultados encontrados, juntamente com os pontos amostrais utilizados. A Fig. 4.6 (a) apresenta o modelo original, a Fig. 4.6 (b) mostra os resultados obtidos pela superfície de resposta e a Fig. 4.6 (c) apresenta o modelo Kriging. Por esse exemplo fica claro como o metamodelo Kriging é capaz de representar com eficiência o modelo original.

4.5. Validação

A validação do metamodelo construído é uma etapa bastante importante e possui desafios similares à verificação e à validação de outros modelos computacionais. É através da validação que se pode verificar se o metamodelo construído foi capaz de substituir o modelo original de forma precisa.

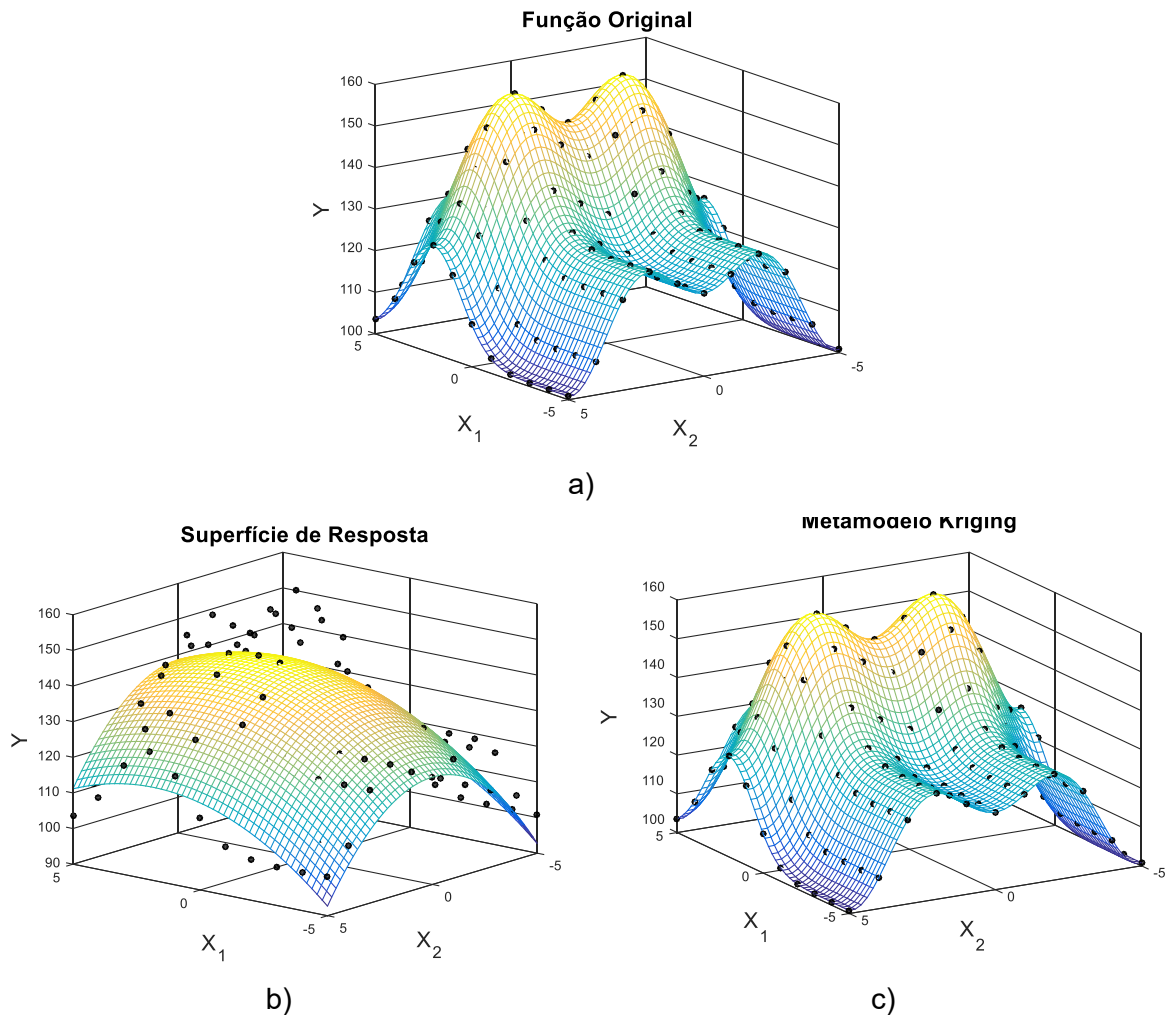


Figura 4.6 – Comparação das resposta entre: a) Função original, b) Superfície de resposta e c) Metamodelo Kriging.

A forma mais utilizada para se validar modelos substitutos é através de pontos adicionais (amostras não utilizadas na construção do metamodelo), de modo a utilizar métricas de precisão para comparar os resultados obtidos mediante o modelo original e metamodelo para esses pontos (WANG et al., 2008).

Existem diversas métricas de precisão, sendo que neste trabalho serão utilizadas: a raiz do erro médio quadrático (*Root Mean Square Error - RMSE*), a raiz relativa do erro médio

quadrático (*Relative Root Mean Square Error* - $RMSE_{rel}$), o erro máximo absoluto ($ERRO_{máx}$) e o coeficiente de determinação (R^2).

A $RMSE$ é uma métrica de precisão geral que mostra a ordem de grandeza do erro médio. Quanto mais próximo do zero for o valor da $RMSE$, mais próximas são as respostas do metamodelo em relação ao modelo original. A $RMSE$ pode ser calculada através da Eq.(4.18).

$$RMSE = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^{N_a} (y_i - \hat{y}_i)^2}{N_a}} \quad (4.18)$$

onde y_i é a saída do modelo original, \hat{y}_i é a saída prevista pelo metamodelo e N_a é o número de amostras adicionais.

A $RMSE_{rel}$ mostra a diferença global relativa entre a saída obtida pelo modelo original e pelo metamodelo. Quanto mais próximo de zero estiver o valor da $RMSE_{rel}$, mais próximo o metamodelo está do modelo original. A Eq.(4.19) define a $RMSE_{rel}$.

$$RMSE_{rel} = \frac{1}{N_a \bar{y}} \sqrt{\sum_{i=1}^{N_a} (y_i - \hat{y}_i)^2} \quad (4.19)$$

sendo \bar{y} o valor médio das saídas do modelo original.

O $ERRO_{máx}$ é uma métrica para avaliar a precisão local do metamodelo. Este valor informa qual a máxima diferença entre o metamodelo e o modelo original. O $ERRO_{máx}$ é obtido através da Eq.(4.20).

$$ERRO_{máx} = \max |y_i - \hat{y}_i|, i = 1, \dots \quad (4.20)$$

O Coeficiente de determinação R^2 avalia a representatividade do metamodelo, sendo seu valor dado entre 0 e 1. Quanto mais próximo de 1, mais fidedigno é o metamodelo. A Eq.(4.21) apresenta o cálculo de R^2 .

$$R^2 = 1 - \frac{\sum_{i=1}^{N_a} (y_i - \hat{y}_i)^2}{\sum_{i=1}^{N_a} (y_i - \bar{y})^2} \quad (4.21)$$

CAPÍTULO V

RESULTADOS NUMÉRICOS

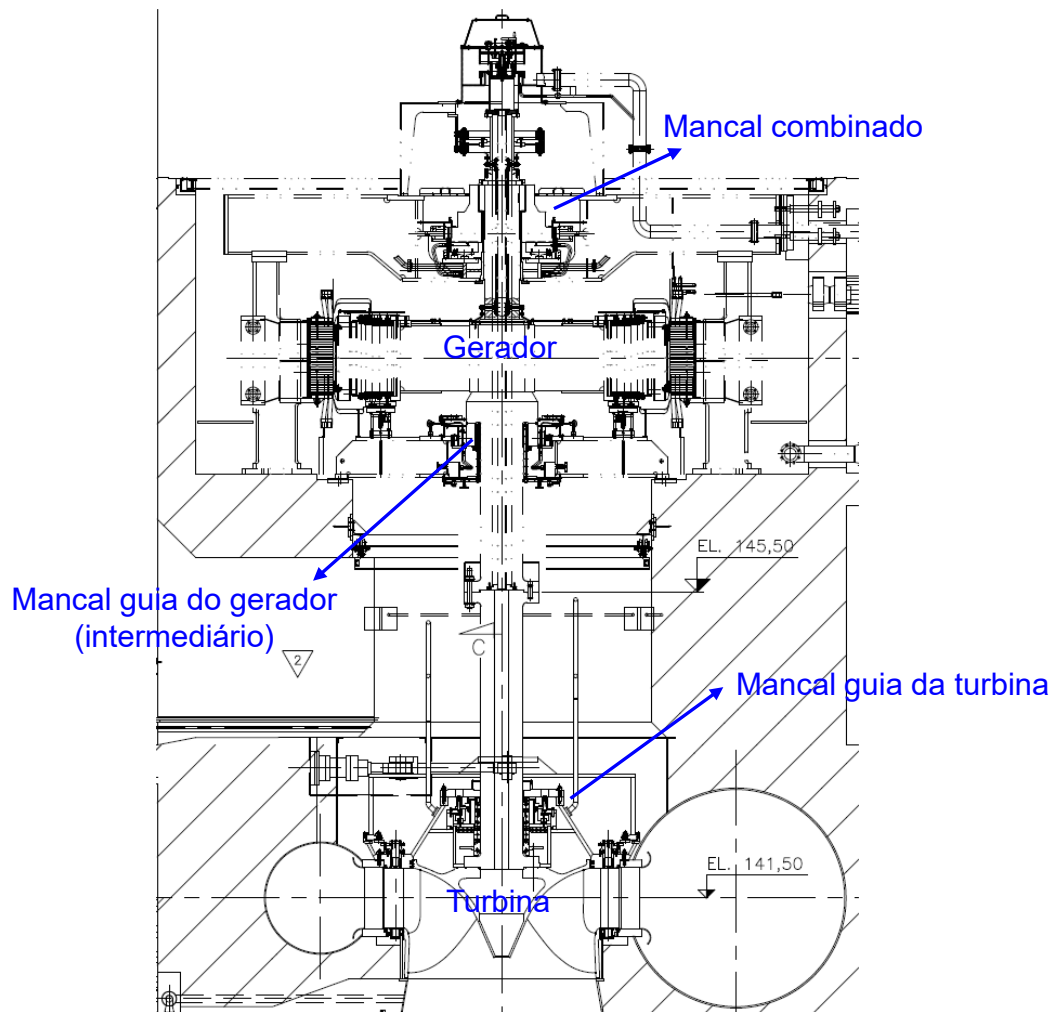
Este capítulo é dedicado à apresentação dos resultados obtidos para os metamodelos desenvolvidos para os quatro mancais hidrodinâmicos da UG. É importante destacar que todos os dados geométricos e de operação da UG foram extraídos de documentos fornecidos pelo fabricante e de registros apresentados pelos operadores.

5.1. Descrição dos componentes da UG

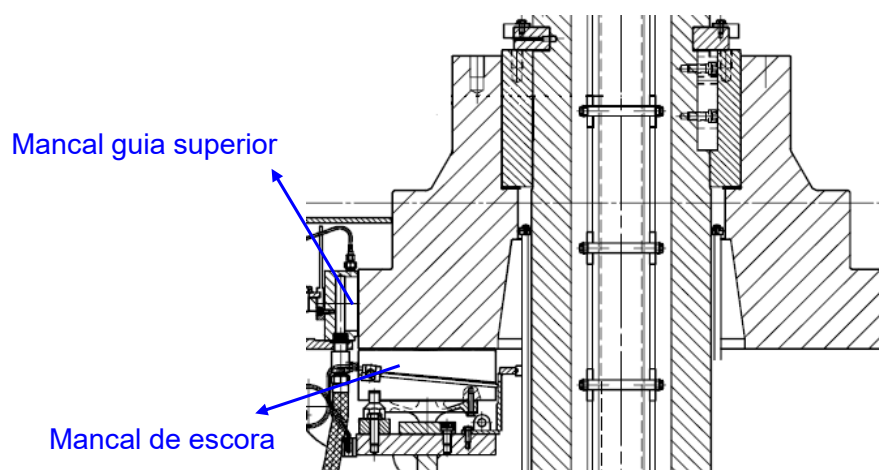
A UG em análise possui potência nominal de 44,58 MW e velocidade de rotação nominal de 300 RPM. A máquina é composta por um eixo de comprimento aproximado de 11,1 m, uma turbina Francesa de 13 pás, um gerador de 24 polos com frequência de geração de 60 Hz, tensão nominal de 13.800 V, corrente nominal de 2.027,5 A e potência de 48.461 kVA, além de quatro mancais hidrodinâmicos. Como mencionado, a UG considerada possui um mancal radial cilíndrico, dois mancais radiais segmentados e um mancal segmento axial, esses mancais estão imersos em cubas de óleo. Por conveniência, a Fig. 5.1 apresenta novamente a vista frontal da UG Francis. As características de cada um dos mancais da UG considerada serão apresentadas a seguir.

5.1.1. *Mancal guia da turbina – Mancal hidrodinâmico cilíndrico radial*

Conforme apresentado na Fig. 5.1, logo acima da turbina está localizado um mancal hidrodinâmico cilíndrico radial que é denominado mancal guia da turbina. Esse mancal é bipartido e uma dessas partes está apresentada na Fig. 5.2.



a)



b)

Figura 5.1 - Vista frontal da UG: a) Posicionamento dos mancais hidrodinâmicos; b) Mancal combinado, radial e escora.

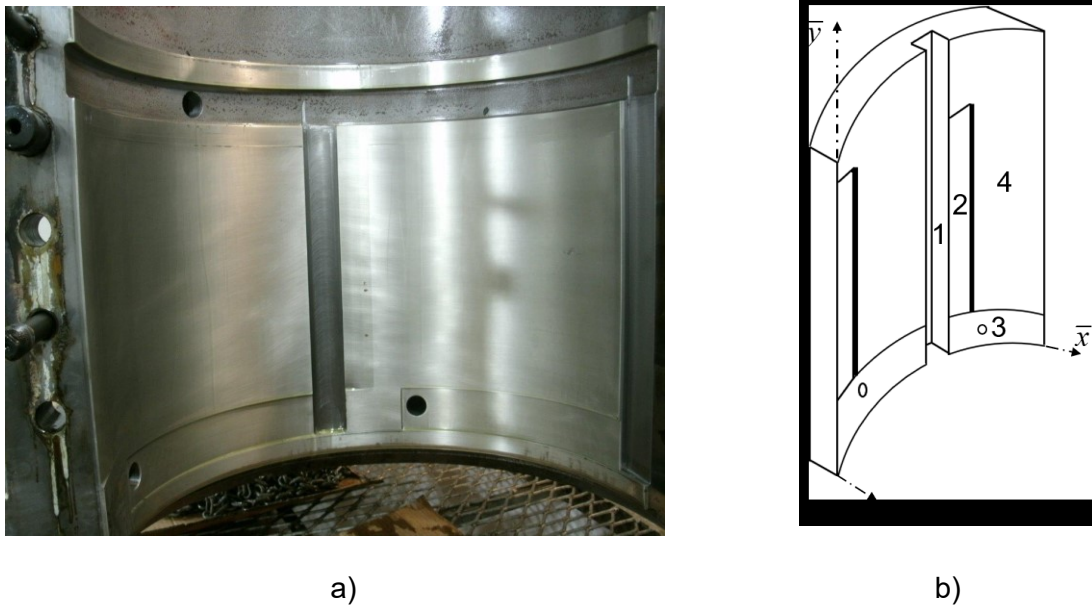


Figura 5.2 – Mancal guia da turbina: a) Parte do mancal bipartido; b) Esquema das regiões do mancal (adaptada de Barbosa (2018)).

Na Fig. 5.2 (b) estão representadas quatro regiões do mancal. A região 1 corresponde à área de mistura entre o óleo aquecido e o óleo frio que é injetado no mancal por meio do orifício destacado na região 3. A região 2 corresponde a um rebaixo na forma de rampa por meio do qual o óleo proveniente da região de mistura escoa para a zona ativa do mancal, destacada na região 4. O campo de pressão é formado na zona ativa do mancal. Vale ressaltar que no mancal completo existem quatro orifícios de injeção de óleo frio e quatro regiões de mistura e rampas. Os parâmetros de operação e geométricos do mancal guia da turbina estão apresentados na Tab. 5.1.

Tabela 5.1 – Parâmetros mancal cilíndrico.

Parâmetros	Valores
Diâmetro interno	550,4 mm
Diâmetro do eixo	550 mm
Folga radial	200 μm
Comprimento da superfície de deslizamento	330 mm
Rotação nominal	300 RPM
Óleo do mancal	ISO VG 68
Condutividade térmica do óleo	0,1316 J/sm $^{\circ}\text{C}$
Calor específico do óleo	1.890,8 J/kg $^{\circ}\text{C}$
Massa específica do óleo	880,6 kg/m 3

Com o objetivo de demonstrar como são as características da distribuição de temperatura e pressão no mancal guia da turbina, realizou-se uma simulação por meio do modelo termo-hidrodinâmico, no qual foram consideradas as condições nominais de operação indicadas pelo fabricante. A excentricidade do centro do eixo foi adotada como $E=0,3$, a temperatura da cuba de óleo $T_{cuba}=40\text{ °C}$ e a posição do centro de eixo foi considerada como sendo $\phi=35^\circ$. Para a realização dessa análise a malha de volumes finitos foi discretizada com 100 elementos na direção circunferencial, 20 elementos na direção axial e 30 na direção radial. A força resultante obtida foi de 32,07 kN, a pressão máxima de 0,542 MPa e a temperatura máxima de 63,37 °C. A distribuição do campo de pressão e temperatura para as condições consideradas estão apresentadas na Fig. 5.3.

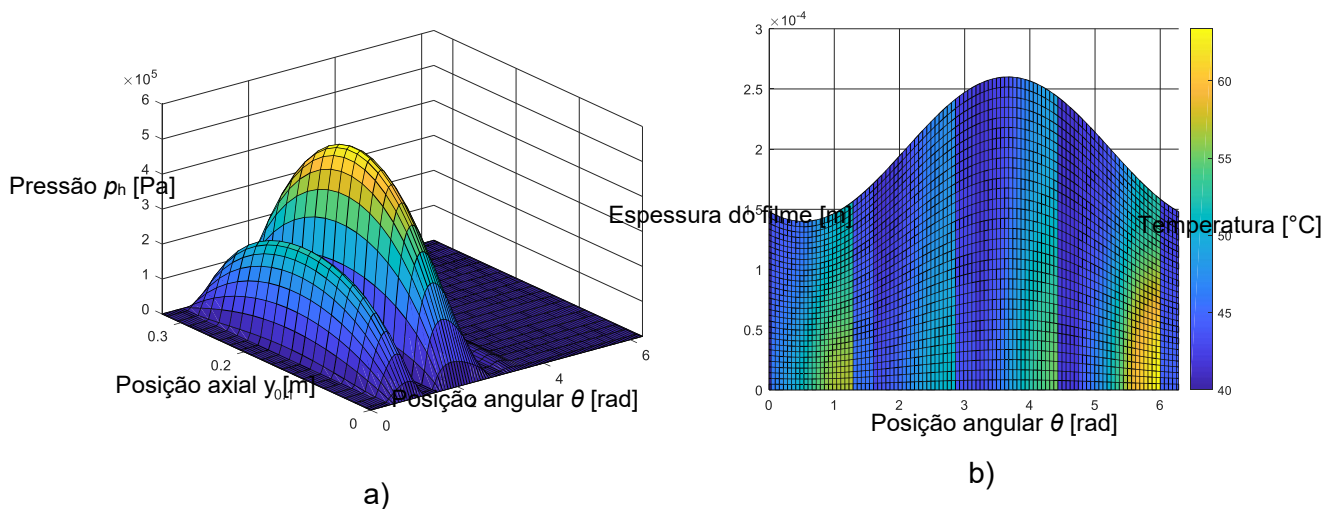


Figura 5.3 – Campos de pressão e temperatura para o mancal guia da turbina. a) Campo de pressão; b) Campo de temperatura.

Por meio da Fig. 5.3 é possível notar regiões com pressão manométrica nula. Isso se deve às regiões de rebaixo apresentadas na Fig. 5.2 nas quais as espessuras do filme de óleo são muito grandes, não contribuindo efetivamente na geração da força de sustentação. Na Fig. 5.3 são observadas regiões com temperaturas menores do filme de óleo. Essas regiões estão associadas com as zonas de mistura entre o óleo quente do mancal e o frio que vem da cuba de óleo.

5.1.2. Mancais guia do gerador - Mancal hidrodinâmico segmentado radial

Este mancal fica localizado logo abaixo do gerador (Fig. 5.1) e é composto por seis segmentos. A Fig. 5.4 (a) apresenta um dos segmentos do mancal e a Fig. 5.4 (b) mostra um desenho ilustrativo acerca das quatro principais regiões do mancal.

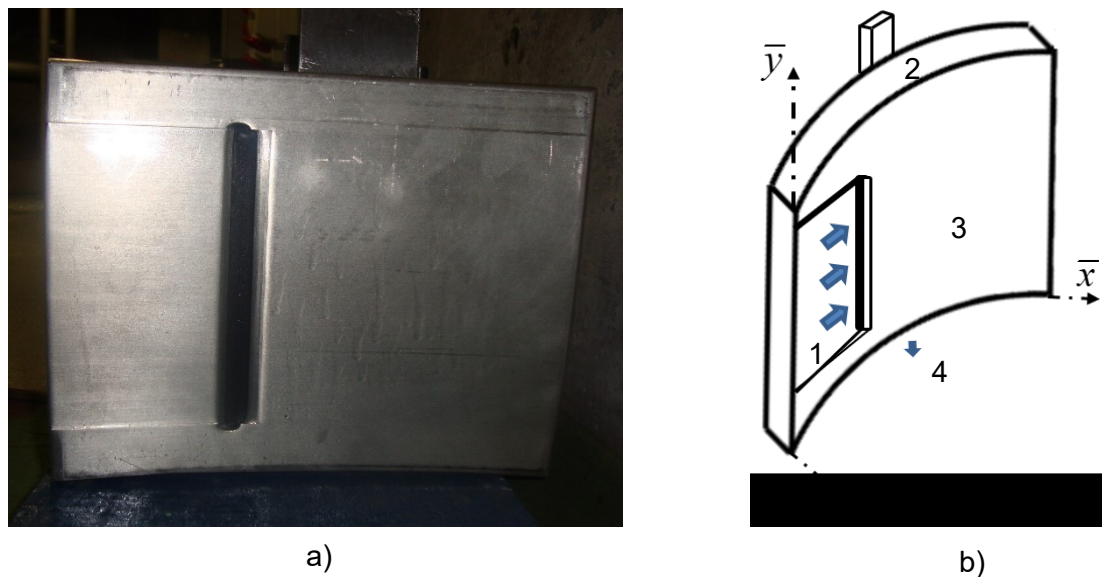


Figura 5.4 – Mancal guia do gerador: a) Segmento; b) Esquema das regiões do segmento (adaptada de Barbosa (2018)).

A região 1 corresponde a um rebaixo pelo qual parte do óleo escoa para o interior do segmento. Considera-se que nesta região a pressão manométrica é nula. O ponto de pivotamento do segmento é representado em 2. A região 3 refere-se à zona ativa do mancal, na qual se forma o campo de pressão hidrodinâmica. Na região 4 ocorre a saída do óleo proveniente da região 1 (saída do óleo que escoou para o interior do mancal). Os parâmetros de operação e geométricos do mancal intermediário podem ser observados na Tab. 5.2.

Tabela 5.2 – Parâmetros do mancal intermediário (intermediário).

Parâmetros	Valores
Diâmetro interno do segmento	934 mm
Diâmetro do eixo	930 mm
Folga radial	250 μ m
Comprimento do segmento	197 mm
Espessura do segmento	67 mm
Comprimento angular do segmento	25°
Posição do pivô (razão entre ângulo do pivô e segmento)	0,6
Número de segmentos	6
Distância entre os pivôs	60 graus
Posição angular do segmento #01	0 graus
Óleo do mancal	ISO VG 68
Rotação nominal	300 RPM

A Fig. 5.5 apresenta um esquema de como os pivôs estão distribuídos ao longo do mancal.

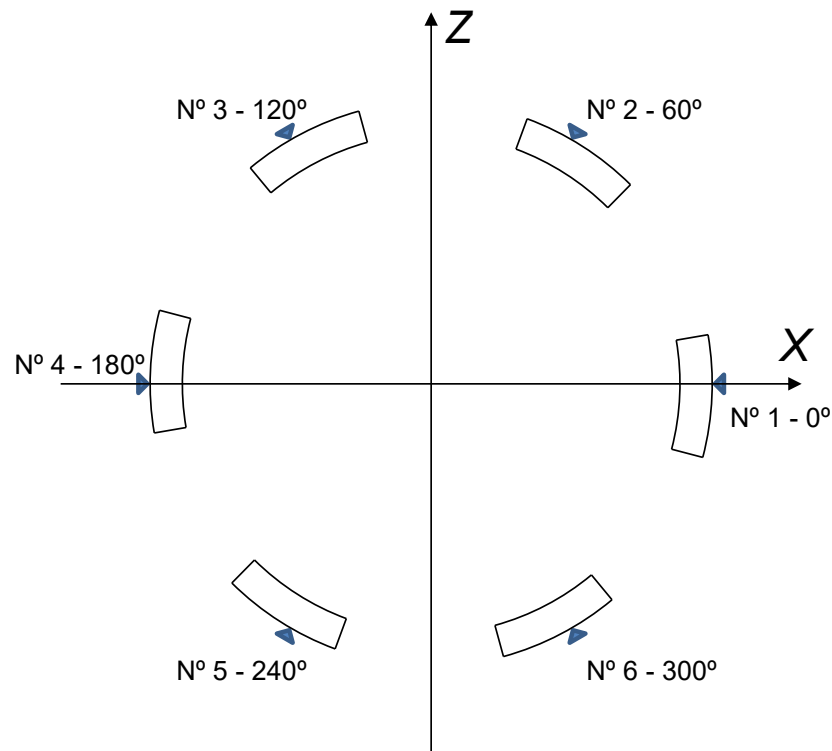


Figura 5.5 – Posicionamento dos pivôs do mancal intermediário (adaptada de Barbosa (2018)).

Para apresentar as características do campo de pressão e de temperatura nos segmentos do mancal intermediário realizou-se uma simulação através do modelo termo-hidrodinâmico de mancais segmentados considerando condições nominais de operação sugeridas pelo fabricante, a excentricidade foi adotada como $E=0,5$, a temperatura da cuba de óleo foi de $T_{cuba}=40\text{ °C}$ e a posição angular do centro do eixo foi considerada como $\phi=30^\circ$ (posicionado entre segmentos). Para a realização dessa análise a malha de volumes finitos para cada um dos segmentos foi discretizada com 48 elementos na direção circunferencial, 48 elementos na direção axial e 30 na direção radial. A força resultante obtida foi de 5,47 kN, a pressão máxima de 0,387 MPa e a temperatura máxima de 63,19 °C. A Fig. 5.6 apresenta a distribuição de pressão e temperatura no 1° e no 2° segmento que são os mais solicitados.

Analisando a Fig. 5.6, nota-se que na entrada do segmento a pressão hidrodinâmica é nula devido ao rebaixo pelo qual parte do óleo escoava para o interior do segmento. Para o campo de temperatura nota-se que a temperatura aumenta no sentido do escoamento e à medida que se aproxima do mancal.

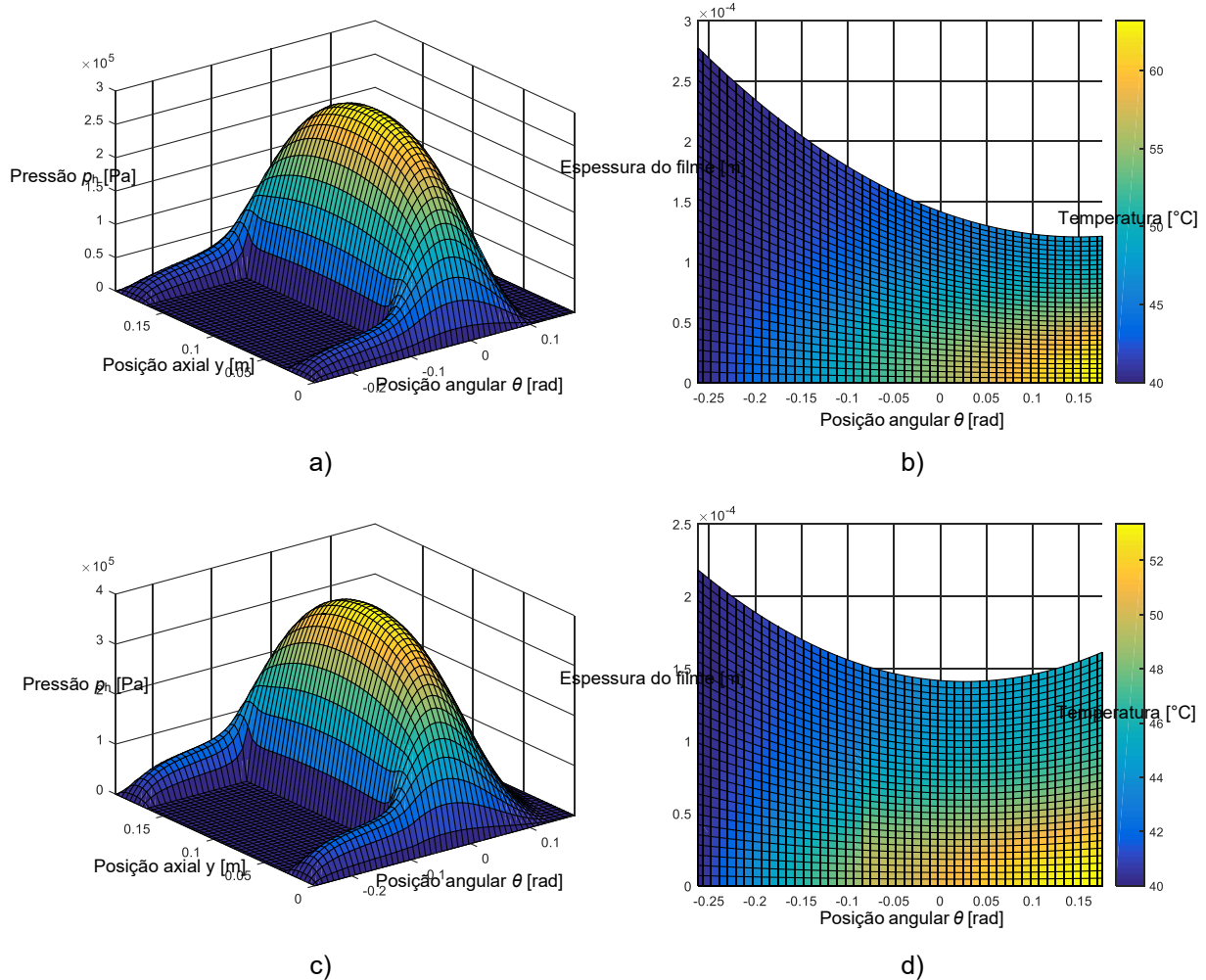


Figura 5.6 – Campos de pressão e temperatura para o mancal intermediário. a) Campo de pressão 1º segmento; b) Campo de temperatura 1º segmento; c) Campo de pressão 2º segmento; d) Campo de temperatura 2º segmento.

5.1.3. Mancal guia superior - Mancal hidrodinâmico segmentado radial

O mancal guia superior está localizado acima do gerador (Fig. 5.1), sendo composto por 12 segmentos. Juntamente com o mancal de escora, formam o grupo denominado mancal combinado. A geometria dos seus segmentos é semelhante à apresentada na Fig. 5.4, possuindo também as quatro regiões descritas anteriormente. Os parâmetros de operação e geométricos desse mancal estão descritos na Tab. 5.3. A Fig. 5.7 apresenta como os pivôs são distribuídos ao longo do mancal.

De forma semelhante ao realizado para o mancal intermediário, para apresentar as características do campo de pressão e temperatura dos segmentos do mancal guia superior, realizou-se uma simulação através do modelo termo-hidrodinâmico de mancais segmentados considerando condições nominais de operação sugeridas pelo fabricante.

Tabela 5.3 – Parâmetros do mancal guia superior.

Parâmetros	Valores
Diâmetro interno do segmento	1332 mm
Diâmetro do eixo	1325 mm
Folga radial	250 μ m
Comprimento do segmento	160 mm
Espessura do segmento	85 mm
Comprimento angular do segmento	14°
Posição do pivô (razão entre ângulo do pivô e segmento)	0,6
Número de segmentos	12
Distância entre os pivôs	30 graus
Posição angular do segmento #01	5 graus
Óleo do mancal	ISO VG 68
Rotação nominal	300 RPM

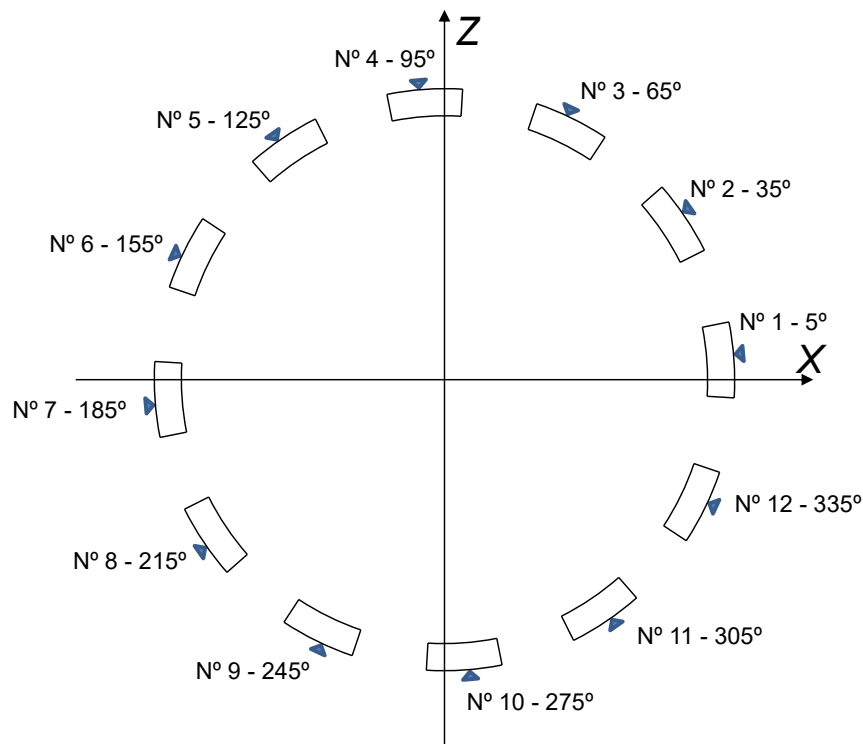


Figura 5.7 – Posicionamento dos pivôs do mancal guia superior (adaptada de Barbosa (2018)).

A excentricidade foi adotada como $E=0,5$, a temperatura da cuba de óleo foi $T_{cuba} = 40$ °C e a posição angular considerada para o centro do eixo foi $\phi = 20^\circ$ (posicionado entre segmentos). Para a realização dessa análise a malha de volumes finitos para cada um dos

segmentos foi discretizada com 48 elementos na direção circunferencial, 48 elementos na direção axial e 30 na direção radial. A força resultante obtida foi de 5,15 kN, a pressão máxima de 0,319 MPa e a temperatura máxima de 68,20 °C. A Fig. 5.8 apresenta a distribuição de pressão e temperatura no 1º e no 2º segmento que são os mais solicitados.

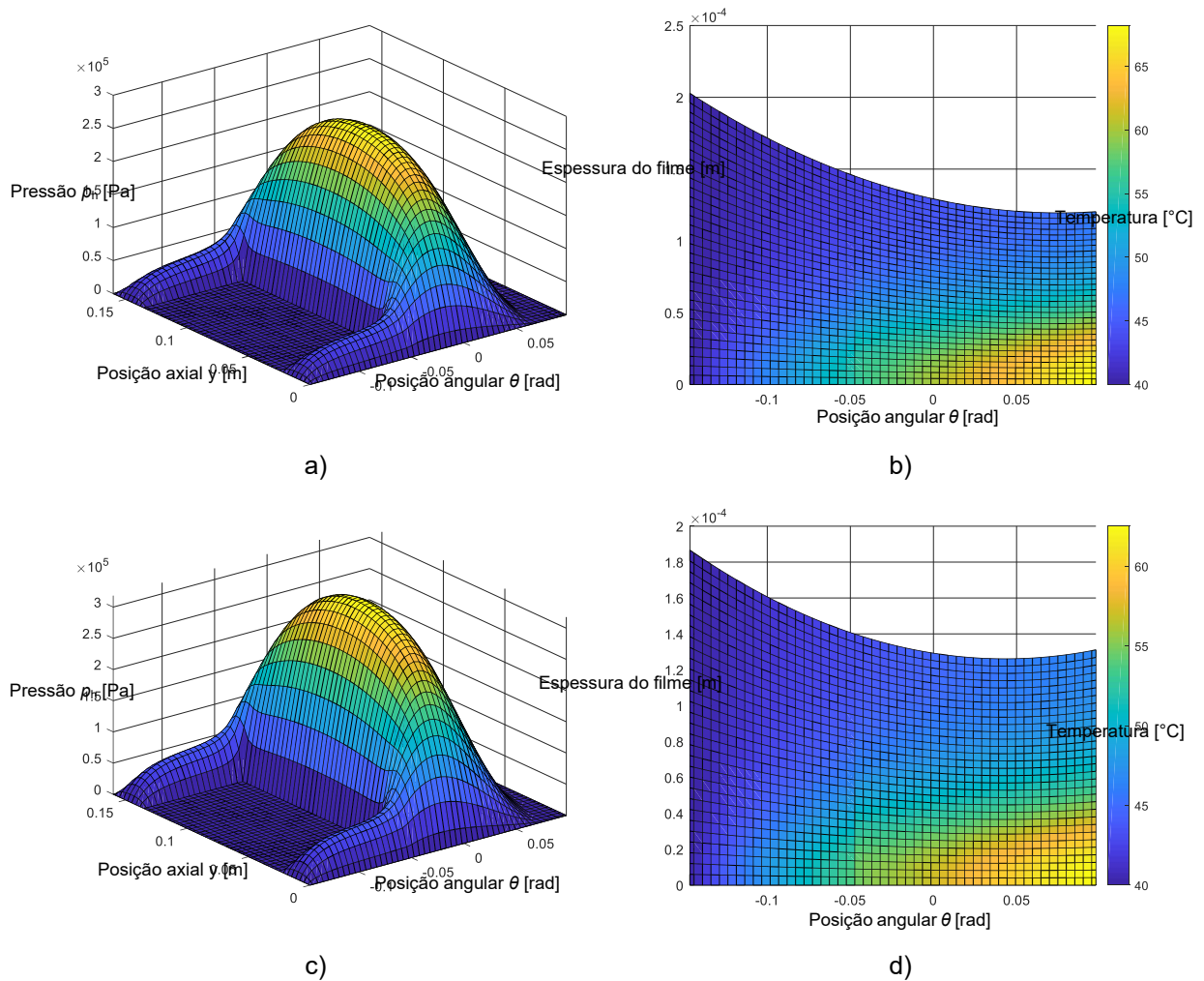


Figura 5.8 - Campos de pressão e temperatura para o mancal guia superior. a) Campo de pressão 1º segmento; b) Campo de temperatura 1º segmento; c) Campo de pressão 2º segmento; d) Campo de temperatura 2º segmento.

Por meio da Fig. 5.8 é possível notar que os campos de pressão e temperatura do mancal guia superior são análogos ao do mancal intermediário. Observa-se que na entrada do segmento, a pressão hidrodinâmica é nula devido ao rebaixo pelo qual o óleo escoava para o interior do segmento. Para o campo de temperatura, nota-se que a temperatura aumenta no sentido do escoamento e à medida que se aproxima do mancal.

5.1.4. Mancal de escora – Mancal hidrodinâmica segmentado axial

Esse mancal é responsável por suportar o movimento axial da UG, sendo localizado acima do gerador (Fig. 5.1) e composto por seis segmentos. A Fig. 5.9 apresenta os segmentos deste mancal.

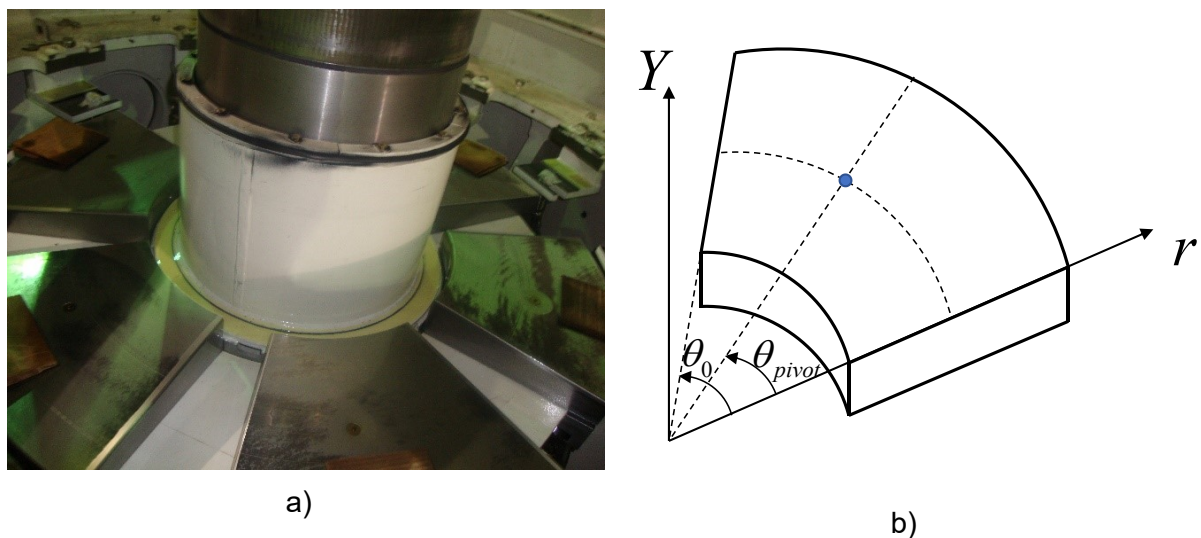


Figura 5.9 – Mancal de escora: a) Mancal de escora; b) Esquema de um dos segmentos.

Vale ressaltar que esse mancal não possui regiões em destaque como os outros. Assim, toda a superfície do segmento é ativa e contribui para a formação do campo de pressão. Os parâmetros geométricos e de operação desse mancal estão descritos na Tab. 5.4. A Fig. 5.10 apresenta como os pivôs são distribuídos ao longo de todo o mancal.

Tabela 5.4 – Parâmetros do mancal de escora.

Parâmetros	Valores
Raio interno do segmento	315 mm
Raio externo do segmento	660 mm
Espessura do segmento	130 mm
Comprimento angular do seguimento	45°
Posição do pivô (razão entre ângulo do pivô e segmento)	0,6
Número de segmentos	6
Óleo do mancal	ISO VG 68

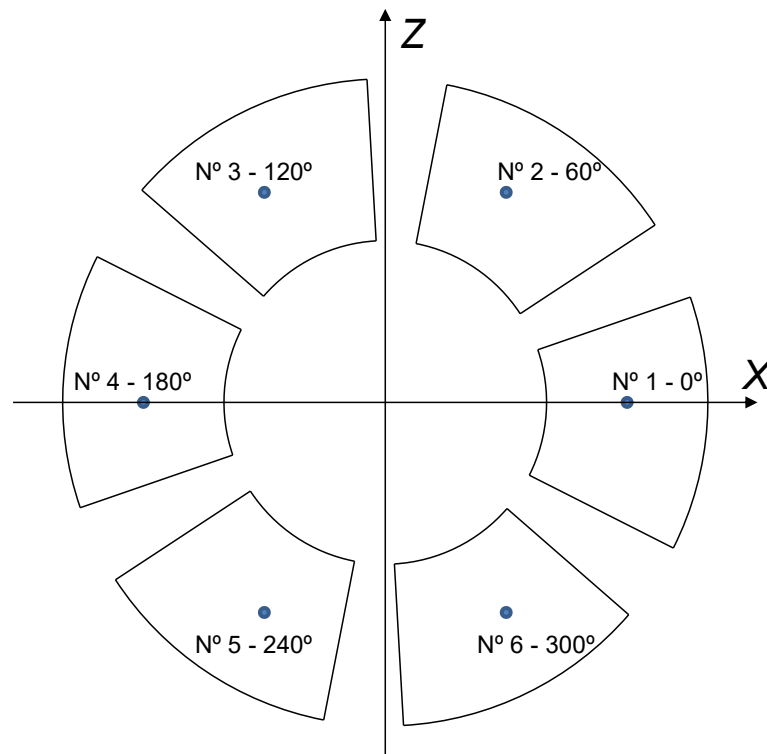


Figura 5.10 – Distribuição dos pivôs do mancal de escora.

Para avaliar a distribuição da pressão e da temperatura sobre um segmento do mancal de escora, realizou-se uma simulação considerando condições nominais de operação, sendo a espessura do filme de óleo sobre o pivô $h_0=150 \mu\text{m}$ e a temperatura da cuba de óleo $T_{cuba}=40 \text{ }^\circ\text{C}$. Para a realização dessa análise a malha de volumes finitos para cada um dos segmentos foi discretizada com 60 elementos na direção circunferencial, 60 elementos na direção axial e 60 na direção radial. A análise foi feita para um único segmento do mancal de escora. Desta forma, foi encontrada uma força resultante de 218,84 kN, uma pressão máxima de 3,923 MPa e uma temperatura máxima de 54,10 $^\circ\text{C}$. A Fig. 5.11 apresenta a distribuição de pressão e temperatura para o segmento analisado do mancal de escora. Nota-se que os campos de pressão e temperatura do mancal de escora aumentam na direção de rotação do eixo.

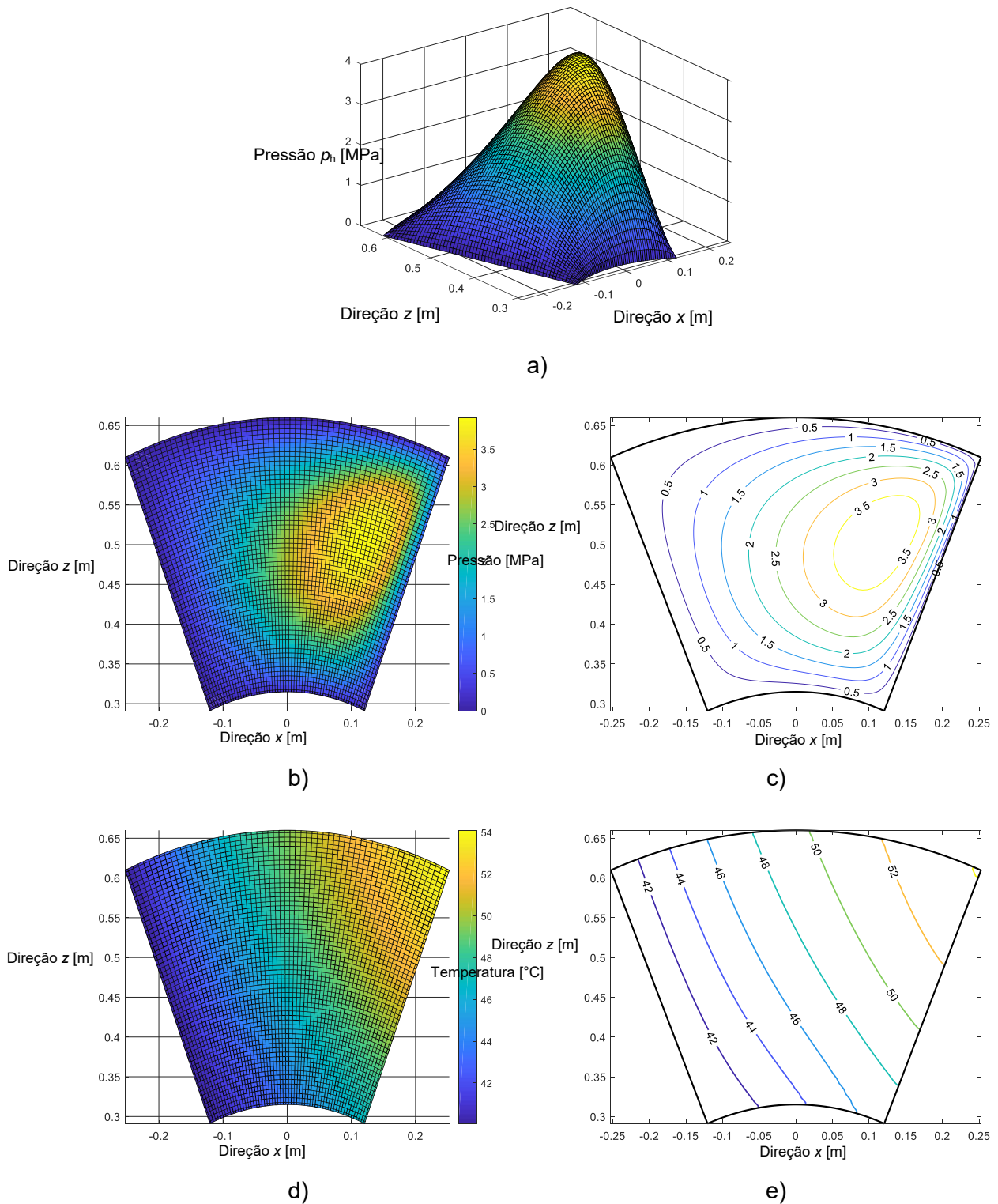


Figura 5.11 - Pressão hidrodinâmica e distribuição de temperatura para o mancal de escora:

- a) Campo de pressão tridimensional; b) Campo de pressão no plano $r \theta$; c) Linhas isobáricas; d) Campo de temperatura no plano $r \theta$; e) Linhas isotérmicas no segmento.

5.2. Análise de Influência

Sabe-se que as condições de operação da UG podem oscilar devido à ação de fatores externos ou proveniente de mecanismos de desgaste. Devem ser avaliados os efeitos dessas oscilações nas respostas dos modelos dos mancais hidrodinâmicos e, como consequência, verificar se essas oscilações devem ser levadas em conta no momento da construção dos metamodelos. Neste sentido, utilizam-se usualmente análises de influência para determinar o impacto da variação dos parâmetros de montagem e operação nas respostas dos mancais.

Uma metodologia bastante utilizada para a avaliação dos efeitos das flutuações paramétricas em modelos numéricos é o método de perturbação baseado na análise intervalar. Neste método, um valor de perturbação constante (desvio Δ) é considerado nos parâmetros operacionais do mancal e seu efeito é observado na resposta do modelo (BAIRD, 1989).

Para os mancais radiais (guia da turbina, intermediário e guia superior), a análise de influência foi realizada considerando perturbações de +5 % nos valores nominais da folga radial C_r e temperatura da cuba de óleo T_{cuba} . Os efeitos dessas perturbações foram avaliados nas variações percentuais em relação ao valor nominal das forças de sustentação produzidas pelos mancais, além da temperatura máxima T_{max} e pressão máxima P_{max} no filme de óleo.

Para o mancal axial (escora), a análise de influência foi realizada considerando perturbações de +5 % no valor nominal da temperatura da cuba de óleo T_{cuba} . Os efeitos dessa perturbação foram igualmente avaliados na variação percentual em relação ao valor nominal da força de sustentação produzidas pelo mancal, além da temperatura máxima T_{max} e pressão máxima P_{max} no filme de óleo.

O mancal cilíndrico foi avaliado para uma excentricidade $E = 0,2$ e uma posição angular $\phi = 15^\circ$ do centro do eixo. Os resultados obtidos estão apresentados na Tab. 5.5.

Tabela 5.5 – Análise de influência no mancal guia da turbina.

Parâmetro perturbado	Resposta à perturbação			
	T_{max}	P_{max}	F_x	F_z
C_r	2,20 %	13,98 %	3,60 %	6,68 %
T_{cuba}	0,11 %	4,79 %	9,44 %	4,24 %

Como pode ser observado, as respostas do mancal cilíndrico são influenciadas pela folga radial como pela temperatura da cuba. Dessa forma, estes parâmetros de montagem e operação serão considerados para a construção do metamodelo.

O mancal intermediário foi avaliado para uma condição de excentricidade 0,3 e sendo a posição angular do centro do eixo de 15° . Os resultados para uma perturbação de 5 % estão apresentados na Tab. 5.6.

Tabela 5.6 – Análise de influência no mancal intermediário.

Parâmetro perturbado	Resposta à perturbação		
	T_{\max}	P_{\max}	F
C_r	1,46 %	11,66 %	11,56 %
T_{cuba}	1,22 %	7,21 %	6,99 %

Como pode ser observado, as respostas do mancal intermediário também são influenciadas tanto pela folga radial como pela temperatura da cuba e novamente ambos os parâmetros são considerados para construção do metamodelo.

O mancal guia superior foi avaliado para uma condição de excentricidade 0,3 e sendo a posição angular do centro do eixo de $\phi=15^\circ$. Os resultados para uma perturbação de 5 % estão apresentados na Tab. 5.7.

Tabela 5.7 – Análise de influência no mancal guia superior.

Parâmetro perturbado	Resposta a perturbação		
	T_{\max}	P_{\max}	F_x
C_r	1,28 %	12,36 %	12,22 %
T_{cuba}	1,63 %	8,08 %	8,07 %

Novamente, observa-se a influência da folga radial e da temperatura da cuba na resposta do mancal. Desta forma, esses parâmetros de montagem e operação serão considerados para construção do metamodelo.

O mancal axial foi avaliado para uma condição de espessura de filme de óleo sobre o pivô de $150 \mu\text{m}$. Os resultados para uma perturbação de 5 % estão apresentados na Tab. 5.8. Como pode ser observado as respostas do mancal axial são influenciadas pela temperatura da cuba. Portanto, esse parâmetro de operação será considerado para construção do metamodelo.

Tabela 5.8 – Análise de influência no mancal de escora.

Parâmetro perturbado	Resposta à perturbação		
	T_{\max}	P_{\max}	F_Y
T_{cuba}	2,56 %	7,47 %	7,72 %

Com base nos resultados obtidos na análise de influência, os parâmetros de entrada dos metamodelos dos mancais da UG foram definidos, conforme apresentado na Fig. 5.12.

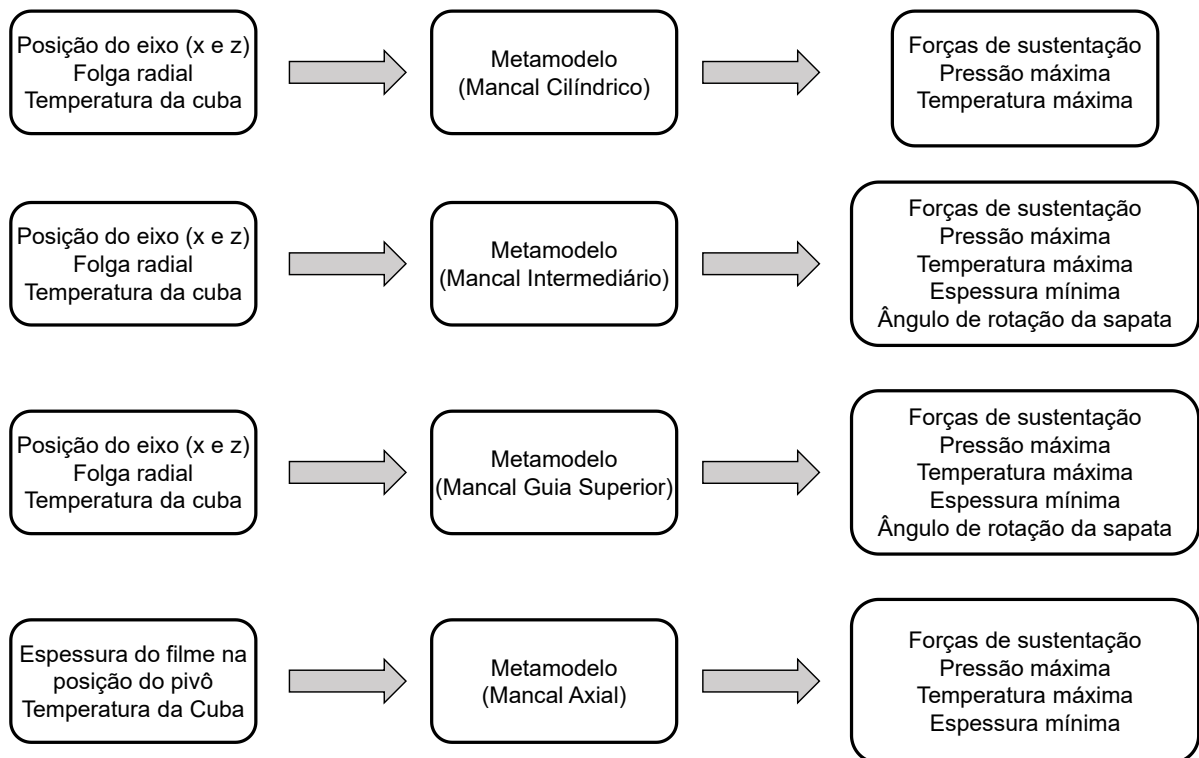


Figura 5.12 – Parâmetros de entrada e saída dos metamodelos dos mancais hidrodinâmicos.

5.3. Representação do termo transiente nos mancais radiais

Como foi discutido no Capítulo III, os modelos matemáticos para os mancais hidrodinâmicos radiais possuem um termo transiente na equação de Reynolds (derivada parcial da espessura do filme de óleo em relação ao tempo - $\partial \bar{h}_n / \partial \bar{t}$).

Esse termo é descrito em função da velocidade de translação do centro do eixo. Porém, a construção do metamodelo é realizada para um conjunto de amostras previamente obtidas onde a velocidade de translação do eixo não foi considerada. Dessa forma, essas velocidades necessitam ser estimadas.

Para estimar a velocidade de translação do centro do eixo foi considerado um movimento harmônico associado somente com a componente 1X que corresponde a velocidade de rotação da máquina e com mesma amplitude ao longo das direções X e Z. Dessa forma, o centro do eixo segue uma órbita circular cuja frequência é a mesma da rotação da máquina. A Fig. 5.13 exemplifica esse caso.

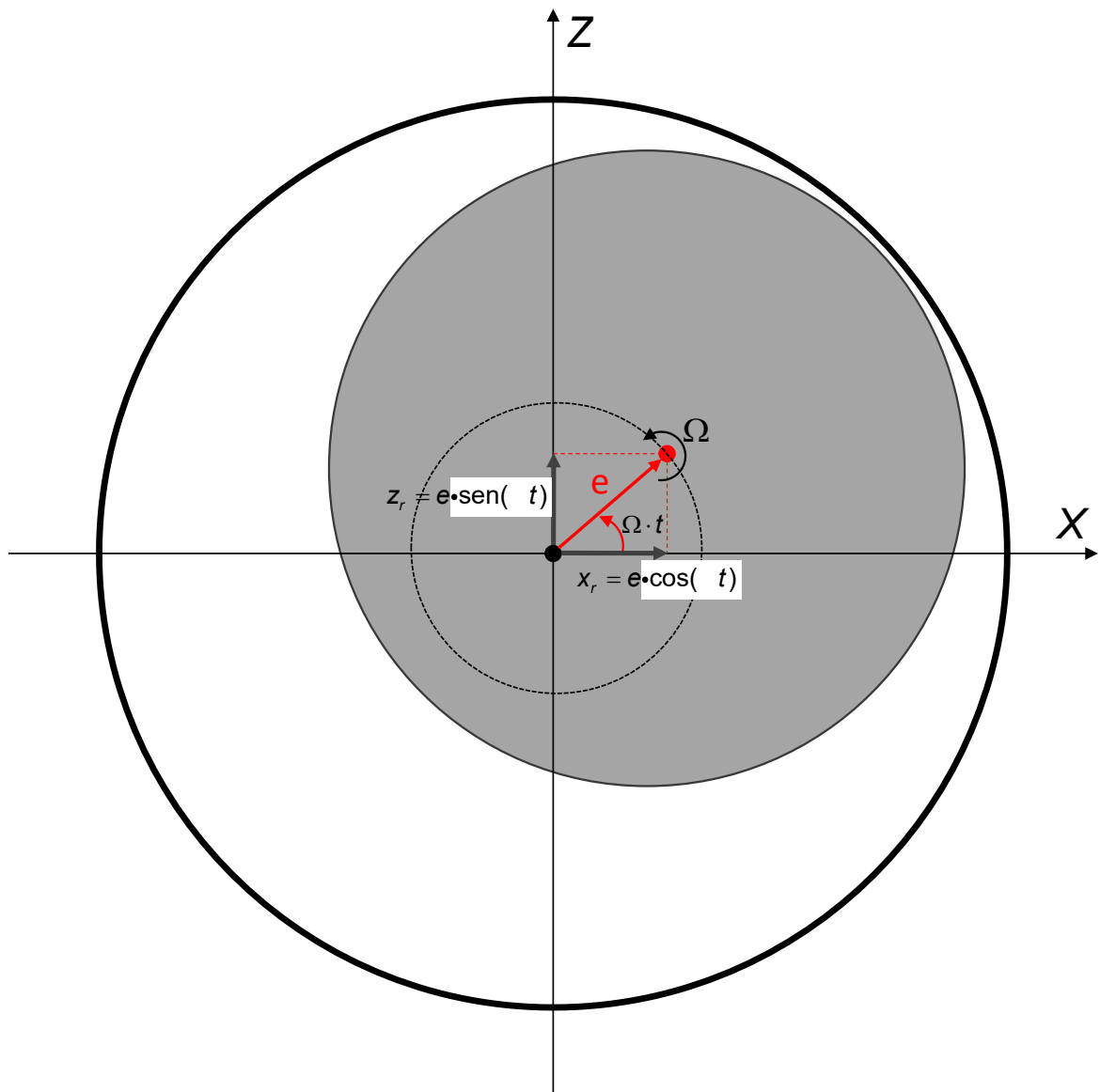


Figura 5.13 – Representação usada para descrever a velocidade do centro do eixo.

Conforme ilustrado na Fig. 5.13, a posição do centro do eixo x_r e z_r em relação ao referencial inercial $I(X, Y, Z)$ pode ser descrita em função da velocidade de rotação Ω do tempo t , e da excentricidade dimensional e do centro do eixo como mostra a Eq.(5.1).

$$\begin{aligned}x_r &= e \cdot \cos(\Omega t) \\z_r &= e \cdot \sin(\Omega t)\end{aligned}\tag{5.1}$$

Realizando a derivada temporal da Eq. (5.1), obtém-se:

$$\begin{aligned}\dot{z}_r &= \frac{\partial}{\partial t}(e \cdot \cos(\Omega t)) = -\Omega \cdot \underbrace{e \cdot \sin(\Omega t)}_{z_r} \\ \dot{z}_r &= -\Omega \cdot z_r\end{aligned}\tag{5.2}$$

$$\begin{aligned}\dot{x}_r &= \frac{\partial}{\partial t}(e \cdot \sin(\Omega t)) = \Omega \cdot \underbrace{e \cdot \cos(\Omega t)}_{x_r} \\ \dot{x}_r &= \Omega \cdot x_r\end{aligned}\tag{5.3}$$

Conforme apresentado na Eq.(5.2) e na Eq.(5.3), a velocidade de translação do centro do eixo pode ser escrita em função da velocidade de rotação e da posição do centro do eixo.

5.4. Metamodelo do mancal guia da turbina (mancal cilíndrico radial)

Para a construção do metamodelo do mancal guia da turbina, foram obtidas amostras considerando o centro do eixo localizado apenas no primeiro quadrante do mancal. Desta forma, um número reduzido de amostras foi utilizado. Isso foi possível devido à característica do mancal guia da turbina que possui os quatro quadrantes simétricos. Qualquer posição no segundo, terceiro ou quarto quadrante possui uma posição correspondente no primeiro quadrante, sendo necessário somente uma rotação de coordenadas para descrever a resposta do modelo THD associado. A Fig. 5.14 representa de forma esquemática essa correspondência.

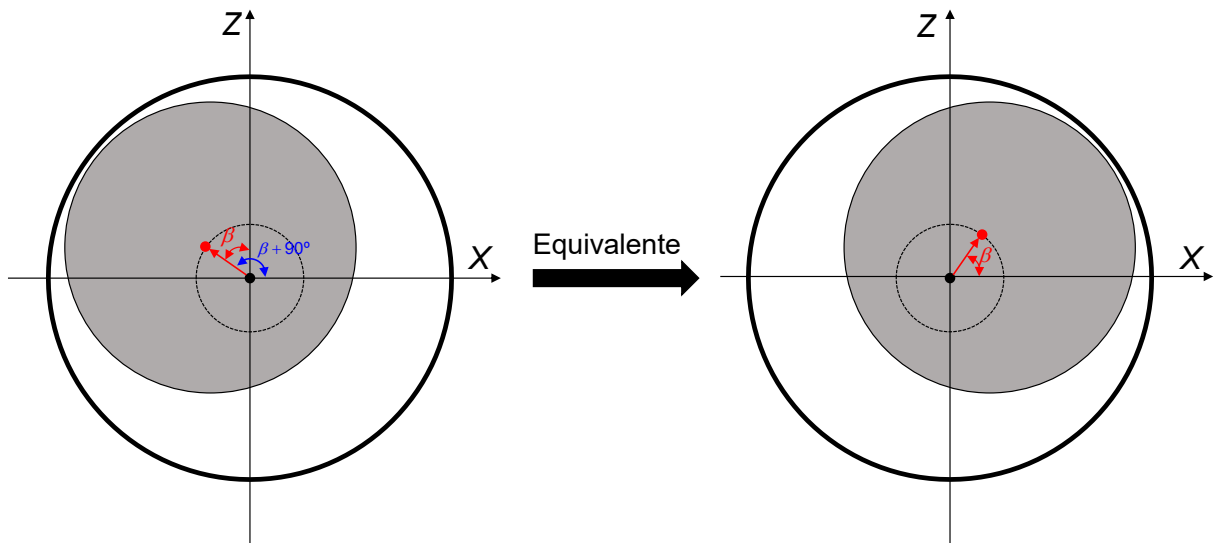


Figura 5.14 – Representação dos quadrantes do mancal guia da turbina e as equivalências.

Para a construção do metamodelo, utilizou-se um total de 4000 amostras obtidas através do método *grid* regular, conforme descrito no Capítulo IV. Essa técnica distribui as amostras uniformemente no espaço de projeto. A Tab. 5.9 apresenta os intervalos das variáveis de entrada consideradas para determinar as amostras.

Tabela 5.9 – Limites das variáveis de entrada consideradas para o mancal guia da turbina.

Parâmetro	Intervalo
Temperatura da cuba de óleo	[25; 45] °C
Folga radial	[150; 250] μm
Excentricidade	[0,05; 0,48]
Ângulo de posição do centro do eixo	[0; 90] graus

Os intervalos para a temperatura da cuba de óleo e a excentricidade foram obtidos a partir de dados de operação da UG. A variação da folga radial foi considerada com o objetivo de avaliar erros de montagem no contexto do projeto de P&D associado com este trabalho. O intervalo do ângulo de posição do centro do eixo foi considerado para representar o primeiro quadrante do mancal.

Conforme descrito no Capítulo IV, a resposta do metamodelo Kriging é obtida a partir de operações algébricas com matrizes e vetores. Esses elementos possuem as dimensões associadas ao número de amostras. Dessa forma, para reduzir o custo computacional do metamodelo do mancal guia da turbina, ele foi dividido em três regiões de excentricidade, ou seja, construiu-se um metamodelo para excentricidade variando de $0,050 \leq E_1 < 0,173$, outro

para a variação de $0,173 \leq E_2 < 0,296$ e outro para $0,296 \leq E_3 < 0,480$. A Fig. 5.15 representa essa divisão em três níveis de excentricidade. A separação em excentricidades faz com que a dimensão das matrizes e vetores do metamodelo se reduzam e consequentemente as operações realizadas sejam mais rápidas.

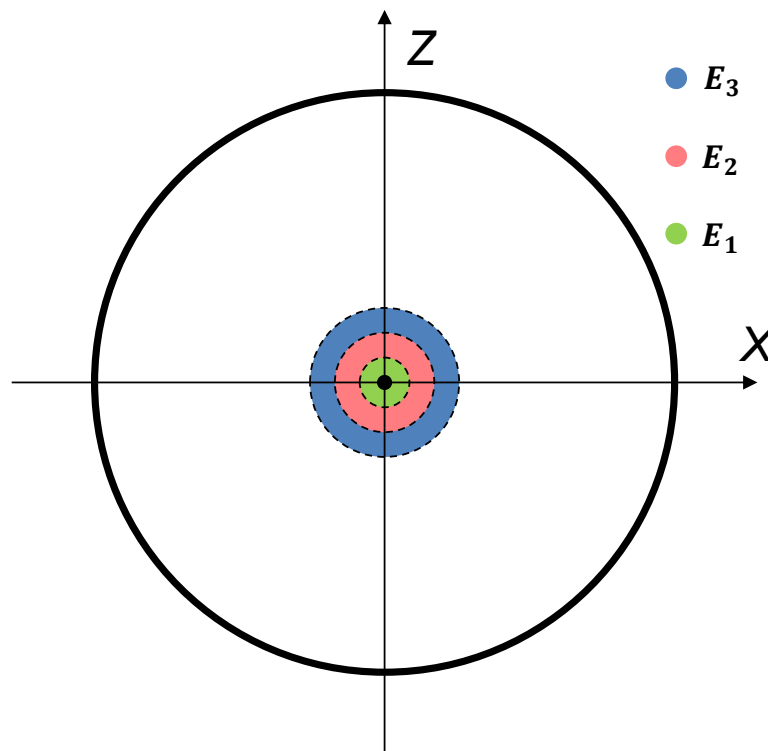


Figura 5.15 – Representação dos intervalos de excentricidade.

De acordo com análises prévias realizadas por Dourado et al. (2018), a função polinomial empregada no presente trabalho para a construção do metamodelo do mancal guia da turbina foi de segundo grau (função mais adequada para representar modelos não lineares).

A função de correlação foi definida para cada variável de saída e para cada intervalo de excentricidade (E_1 , E_2 e E_3). Para definir a função de correção mais adequada, construíram-se metamodelos para as três funções de correlação apresentadas no Capítulo IV, ou seja, linear, gaussiana e exponencial. Isto foi realizado para cada um dos três intervalos de excentricidade e para cada uma das variáveis de saída. As funções de correlação mais representativas, ou seja, que melhor representaram o modelo THD do mancal guia da turbina estão apresentadas na Tab. 5.10.

Tabela 5.10 – Funções de correlação utilizadas na construção do metamodelo do mancal guia da turbina.

Nível de excentricidade	Variável de saída	Função de correlação
E_1	F_X	Exponencial
	F_Z	Exponencial
	P_{\max}	Exponencial
	T_{\max}	Exponencial
E_2	F_X	Exponencial
	F_Z	Exponencial
	P_{\max}	Exponencial
	T_{\max}	Exponencial
E_3	F_X	Exponencial
	F_Z	Exponencial
	P_{\max}	Exponencial
	T_{\max}	Exponencial

Para a validação do metamodelo do mancal guia da turbina, utilizaram-se 256 amostras adicionais obtidas através do planejamento *grid* regular. É importante ressaltar que estas amostras não foram utilizadas na construção do metamodelo. Neste sentido, as saídas do modelo original foram comparadas com a do metamodelo para as amostras adicionais através de métricas de precisão. As Figs. 5.16 a 5.19 mostram a comparação entre as saídas do modelo original e do metamodelo do mancal guia da turbina.

Para facilitar a visualização, as respostas do modelo original foram dispostas em ordem crescente e as correspondentes saídas do metamodelo foram apresentadas. É válido destacar que não há compatibilidade entre a disposição das diferentes variáveis de saída, ou seja, a amostra número 50 para a pressão máxima não é a mesma para a temperatura máxima.

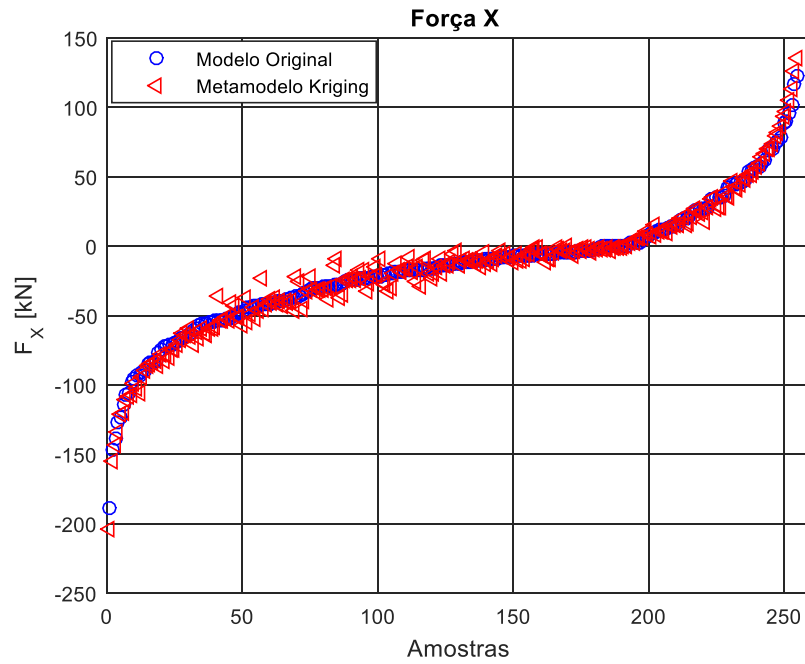


Figura 5.16 - Comparação da força na direção X obtidas por meio do modelo original e do metamodelo do mancal guia da turbina para as amostras adicionais.

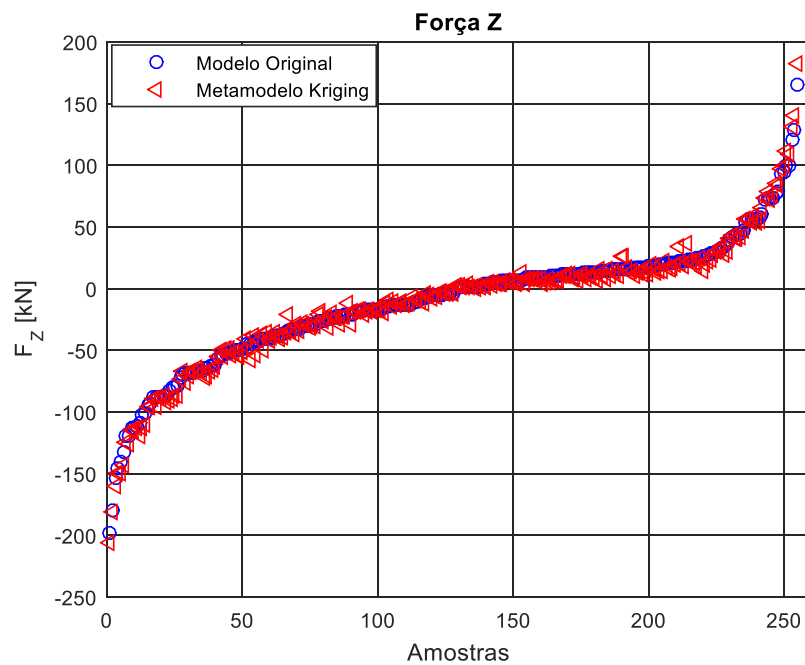


Figura 5.17 - Comparação da força na direção Z obtidas por meio do modelo original e do metamodelo do mancal guia da turbina para as amostras adicionais.

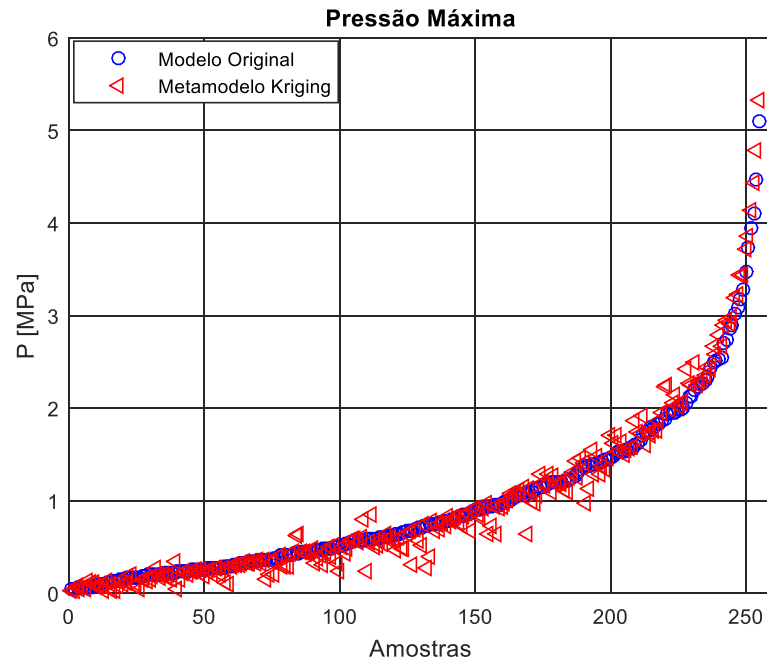


Figura 5.18 - Comparação da pressão máxima no filme de óleo obtida por meio do modelo original e do metamodelo do mancal guia da turbina para as amostras adicionais.

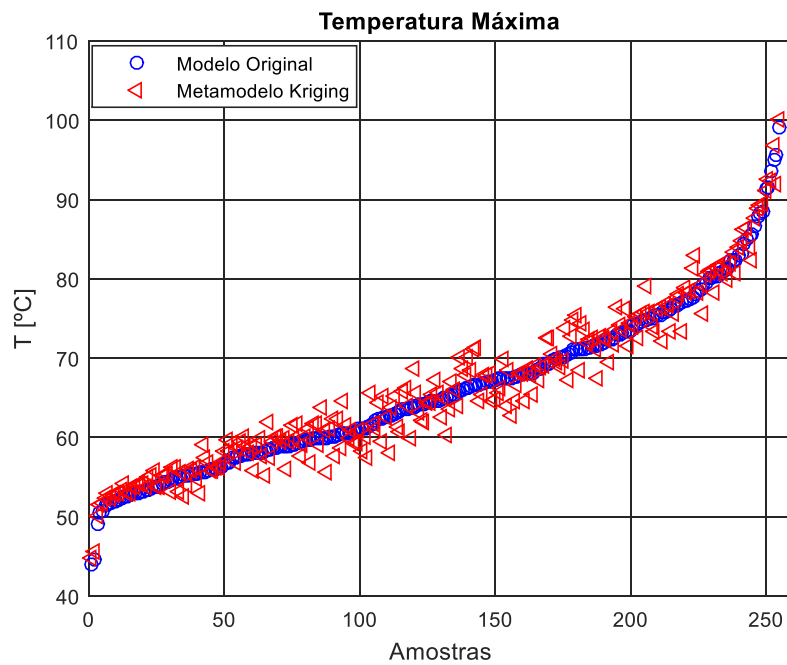


Figura 5.19 - Comparação da temperatura máxima no filme de óleo obtida por meio do modelo original e do metamodelo do mancal guia da turbina para as amostras adicionais.

Pode-se observar que a resposta do metamodelo se aproxima da resposta do modelo original para variáveis de saída. Nota-se uma dispersão maior com relação à temperatura máxima. No entanto, a diferença percentual máxima entre o modelo original e o metamodelo para temperatura máxima não ultrapassa 7,5 %, valor aceitável para a concepção do projeto de P&D associado a este trabalho. As métricas de precisão utilizadas para quantificar a representatividade do metamodelo são apresentadas na Tab. 5.11.

Tabela 5.11 – Métricas de precisão comparando as respostas do modelo original e do metamodelo para as amostras adicionais.

Saída	$RMSE$	$RMSE_{rel}$	$ERRO_{máx}$	R^2
F_x	5,4545 kN	0,9876 %	19,2845 kN	0,9933
F_z	4,6121 kN	0,7839 %	16,9764 kN	0,9956
P_{max}	0,1271 MPa	0,8190 %	0,4614 MPa	0,9789
T_{max}	1,9908 °C	0,1891 %	4,8251 °C	0,9616

É possível constatar que a métrica $RMSE$ apresentou valores pequenos em relação a ordem de grandeza das variáveis de saída. Além disso, o $RMSE_{rel}$ possui valor inferior a 1 % para todas as variáveis de saída e o coeficiente de determinação (R^2) se aproximou de 1, evidenciando a qualidade do ajuste. A métrica local ($ERRO_{máx}$) apresenta valores ligeiramente mais elevados. Entretanto, estes valores foram observados em condições extremas nas quais a UG não opera normalmente. Portanto, os resultados apresentados nas Figs. 5.16 a 5.19 e na Tab. 5.11 comprovam que o metamodelo do mancal guia da turbina é suficientemente representativo.

Como foram construídos metamodelos diferentes para cada um dos três intervalos de excentricidade, é necessário verificar se a resposta do metamodelo é contínua quando o centro do eixo cruza os intervalos. Para isso, considerou-se a posição do centro do eixo em 15°, variando a excentricidade de 0,05 até 0,48. Neste caso, adotaram-se os valores de folga radial e temperatura da cuba como sendo os nominais. A Fig. 5.20 apresenta os resultados obtidos. Note que as variáveis de saída não sofreram descontinuidades nos limites dos intervalos de excentricidade.

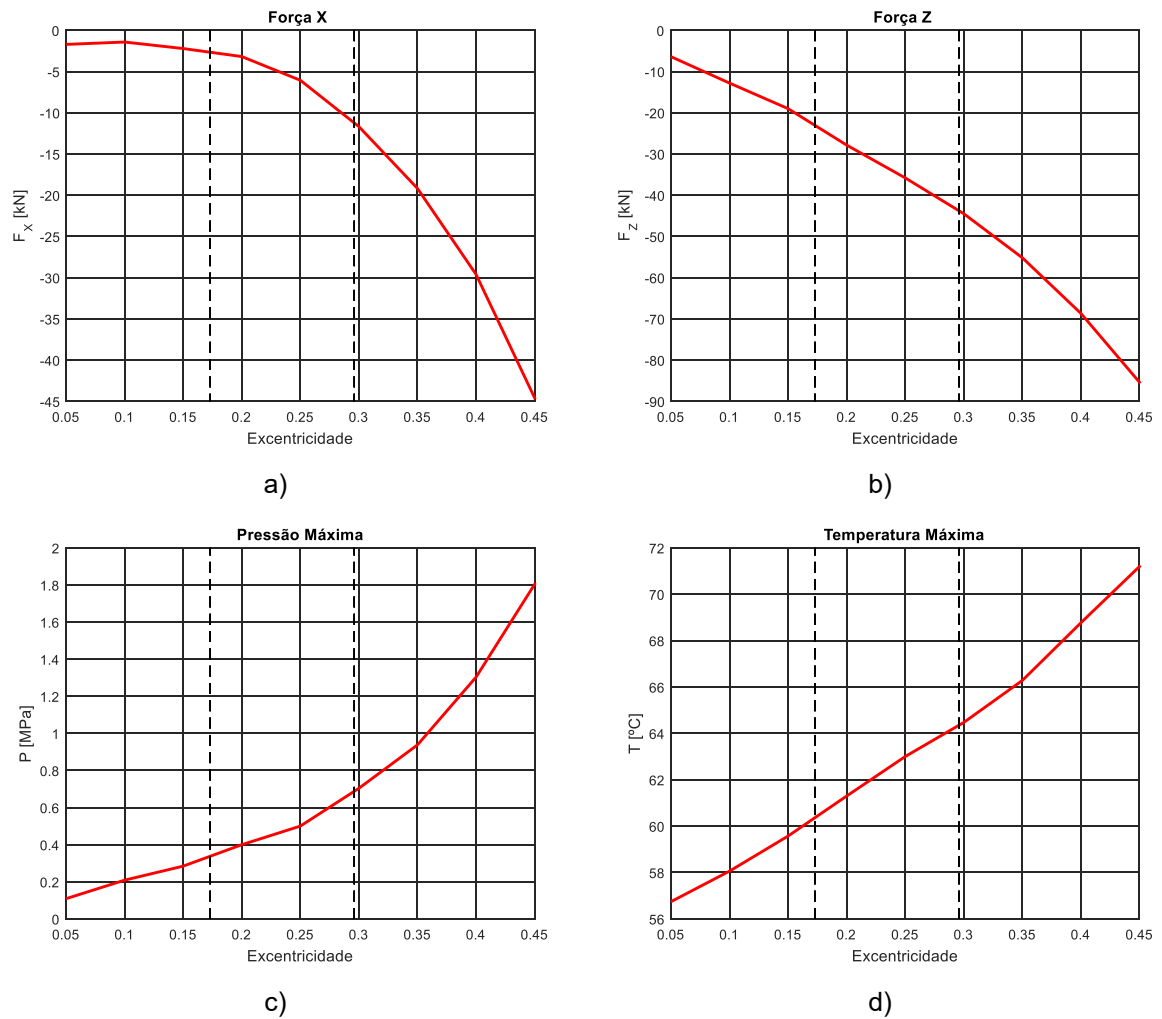


Figura 5.20 – Avaliação da continuidade da resposta do metamodelo : a) força na direção X ; b) força na direção Z ; c) pressão máxima no filme de óleo; d) temperatura máxima no filme de óleo (linha tracejada indica os limites dos intervalos).

Com o intuito de demonstrar que a consideração de apenas o primeiro quadrante na construção do metamodelo é válida, a Fig. 5.21 apresenta as forças de sustentação F_x e F_z geradas pelo mancal guia da turbina em função da posição do centro do eixo para três diferentes valores de excentricidades $E_1 = 0,1$, $E_2 = 0,2$ e $E_3 = 0,3$. A Fig. 5.22 apresenta de forma esquemática o movimento imposto no centro do eixo (órbitas circulares).

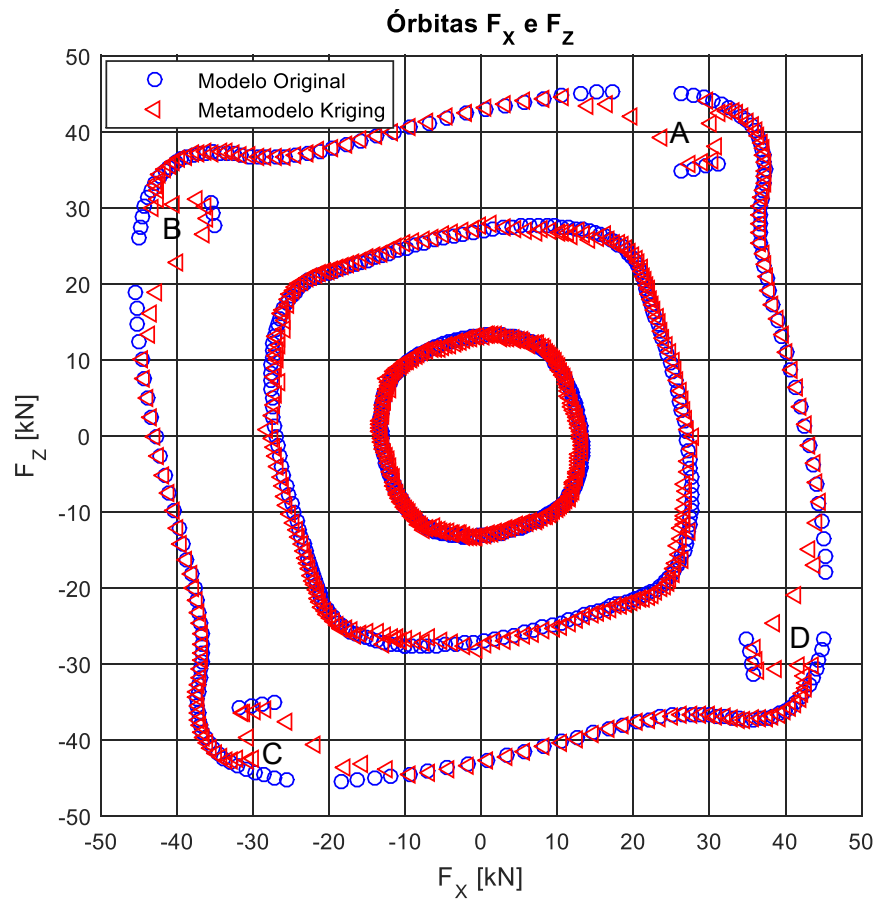


Figura 5.21 – Forças F_x e F_z obtidas na translação do centro do eixo para três valores de excentricidade.

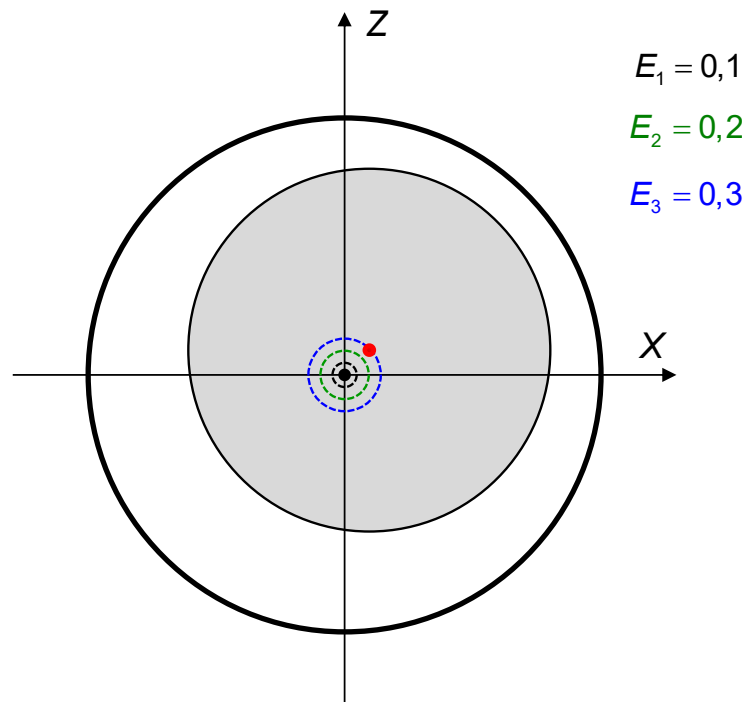


Figura 5.22 – Órbitas descritas pelo centro do eixo.

Através da Fig. 5.21 é possível destacar que a hipótese de considerar apenas o primeiro quadrante na construção do metamodelo do mancal guia da turbina é válida. Note que a resposta do metamodelo se aproxima da resposta do modelo original considerando o mancal completo. Além disso, é possível observar uma diminuição brusca da amplitude das forças em pontos específicos para altas excentricidade (veja as posições A, B, C e D na Fig. 5.21). Esse fenômeno ocorre quando o eixo está passando pelas regiões onde estão localizados os rebaxos do mancal guia da turbina. Como consequência, a amplitude das forças diminui devido à ocorrência de um aumento localizado da espessura do filme de óleo no mancal.

5.5. Metamodelo do mancal Intermediário (Mancal hidrodinâmico segmentado radial)

Para a obtenção do metamodelo do mancal intermediário foi necessário construir o metamodelo para apenas um único segmento.

Isso foi possível graças às duas características interessantes do modelo de mancais hidrodinâmicos segmentados radiais: I – o formato do mancal analisado permite considerar que na entrada do segmento a temperatura do filme de óleo é igual à temperatura da cuba e que o óleo de saída de um segmento não influencia no segmento seguinte, sendo desnecessário conhecer os parâmetros do segmento anterior para calcular os parâmetros do segmento subsequente. II – as equações de Reynolds e da energia foram escritas no referencial móvel curvilíneo $B''_j(x''_j, y''_j, z''_j)$ que está localizado junto o segmento. As forças calculadas por este modelo estão descritas no referencial móvel $B'_j(x'_j, y'_j, z'_j)$ e, conseqüentemente, pode-se construir um metamodelo para um único segmento descrevendo as respostas no referencial móvel. Desta forma, é possível aplicar esse metamodelo em cada um dos segmentos do mancal hidrodinâmico no qual as entradas do metamodelo serão dadas em função do referencial móvel localizado em cada um dos segmentos.

Após o cálculo do metamodelo em cada um dos segmentos, a resposta resulta nas forças hidrodinâmicas no mancal em relação ao referencial inercial e podem ser calculadas pela Eq.(5.4).

$$F_x = \sum_{j=1}^{n_p} [F_{xm_j} \cdot \cos(\varphi_j + \alpha_j)]$$

$$F_z = \sum_{j=1}^{n_p} [F_{zm_j} \cdot \text{sen}(\varphi_j + \alpha_j)]$$
(5.4)

onde n_p é o número de segmentos, α_j é o ângulo de rotação de cada um dos segmentos determinado pelo metamodelo, φ_j é o ângulo de posicionamento do pivô de cada segmento, valor constante e conhecido, e F_{xm_j} é a força resultante de cada um dos segmentos calculadas pelo metamodelo, força na direção do eixo x' do referencial móvel curvilíneo $B'_j(x'_j, y'_j, z'_j)$. A Fig. 5.23 representa de forma esquemática esses parâmetros.

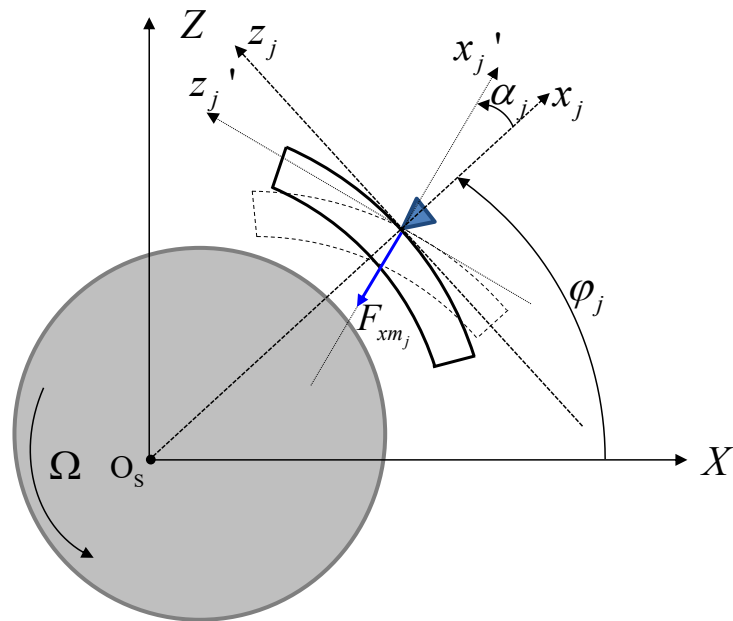


Figura 5.23 – Representação da força produzida por segmento em relação ao referencial móvel curvilíneo.

Construir o metamodelo de um único segmento possibilitou utilizar um número menor de amostras para ajustá-lo. Foi considerado um total de 8100 amostras distribuídas uniformemente no espaço de projeto através do *grid* regular. A Tab. 5.12 apresenta os intervalos das variáveis de entrada consideradas na determinação das amostras.

Tabela 5.12 - Limite das variáveis de entrada consideradas para o mancal intermediário.

Parâmetro	Intervalo
Temperatura da cuba de óleo	[30, 45] °C
Folga radial	[200, 300] μm
Excentricidade	[0,1; 0,9]
Ângulo de posição do centro do eixo	[0, 360] graus

Os intervalos para a temperatura da cuba e excentricidade foram obtidos a partir de dados de operação da UG. A variação da folga radial foi considerada com o objetivo de avaliar

erros de montagem no contexto do projeto de P&D associado com este trabalho. O intervalo do ângulo de posição do centro do eixo foi considerado de forma a percorrer toda a circunferência do mancal.

Para diminuir o custo computacional do metamodelo do mancal intermediário, realizou-se um procedimento semelhante ao utilizado no mancal guia da turbina onde o metamodelo foi dividido em quatro regiões de excentricidade (veja a Fig. 5.24), ou seja, construiu-se um metamodelo para excentricidade variando de $0,1 \leq E_1 < 0,3$, outro para ela variando de $0,3 \leq E_2 < 0,5$, um para variação de $0,5 \leq E_3 < 0,7$ e um para $0,7 \leq E_4 < 0,9$. A separação em regiões de excentricidade faz com que se diminuam as dimensões das matrizes e vetores do metamodelo e, como consequência, a simulação se torna mais rápida.

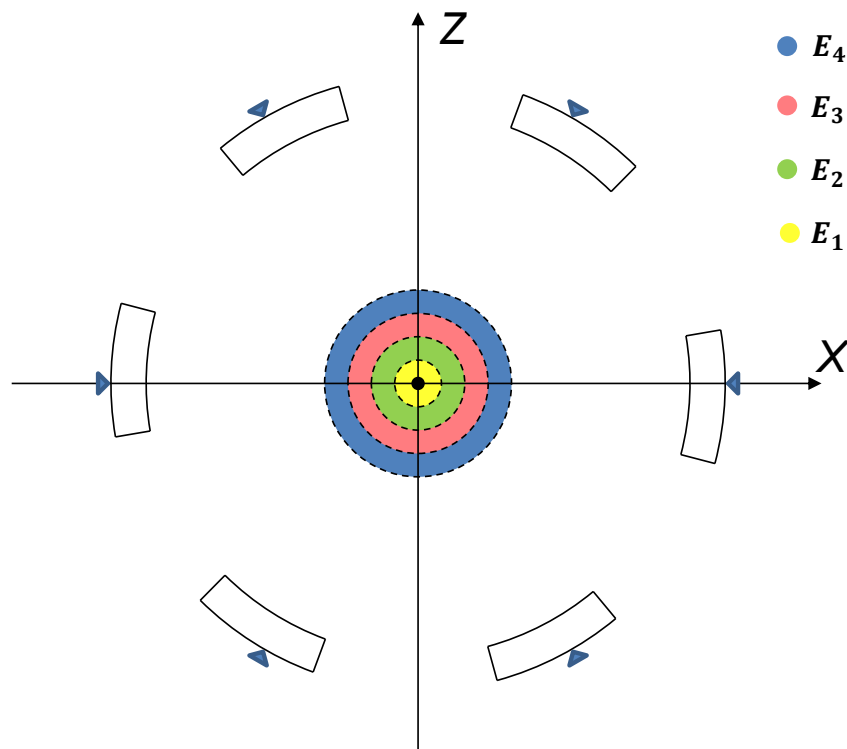


Figura 5.24 – Representação dos intervalos de excentricidade.

De acordo com análises prévias realizadas por Dourado et al. (2018), a função polinomial empregada no presente trabalho para a construção do metamodelo do mancal intermediário foi a de segundo grau (função mais adequada para representar modelos não lineares).

A função de correlação foi definida para cada variável de saída e para cada intervalo de excentricidade (E_1 , E_2 , E_3 e E_4). Para definir a função de correlação mais adequada, construíram-se metamodelos para as três funções de correlação apresentadas no Capítulo IV,

ou seja, linear, gaussiana e exponencial. Isto foi realizado para cada um dos quatro intervalos de excentricidade e para cada uma das variáveis de saída. As funções de correlação mais representativas, ou seja, que melhor representaram o modelo THD do mancal intermediário estão apresentadas na Tab. 5.13.

Tabela 5.13 – Funções de correlação utilizadas na construção do mancal intermediário.

Nível de excentricidade	Variável de saída	Função de correlação
E_1	F	Gaussiana
	P_{\max}	Gaussiana
	T_{\max}	Linear
	h_{\min}	Linear
	α	Exponencial
E_2	F	Gaussiana
	P_{\max}	Gaussiana
	T_{\max}	Linear
	h_{\min}	Linear
	α	Exponencial
E_3	F	Gaussiana
	P_{\max}	Gaussiana
	T_{\max}	Linear
	h_{\min}	Linear
	α	Exponencial
E_4	F	Exponencial
	P_{\max}	Exponencial
	T_{\max}	Gaussiana
	h_{\min}	Linear
	α	Exponencial

Para a validação do metamodelo do mancal intermediário utilizou-se um total de 512 amostras adicionais obtidas através do planejamento *grid* regular. É importante ressaltar que estas amostras não foram utilizadas na construção do metamodelo.

A validação foi feita comparando as saídas do modelo original com a do metamodelo para as amostras adicionais. Neste sentido, as saídas do modelo original foram comparadas com a do metamodelo para as amostras adicionais através de métricas de precisão. As

Figs. 5.25 a 5.29 mostram a comparação entre as saídas do modelo original e do metamodelo do mancal intermediário. Para facilitar a visualização, as respostas do modelo original foram dispostas em ordem crescente e as correspondentes saídas do metamodelo foram apresentadas. É válido destacar que não há relação entre a ordem das amostras para as diferentes variáveis saída.

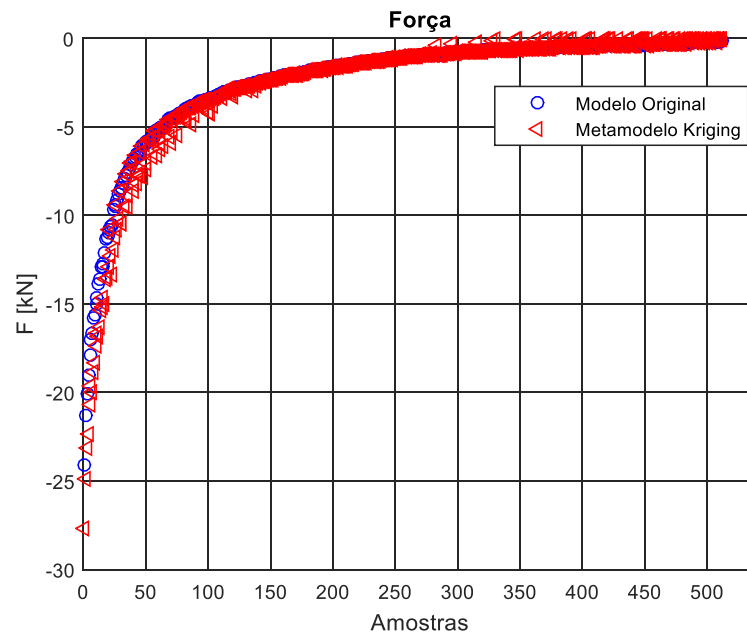


Figura 5.25 - Comparação da força resultante no sistema de coordenadas móvel obtidas no modelo original e no metamodelo do mancal intermediário para as amostras adicionais.

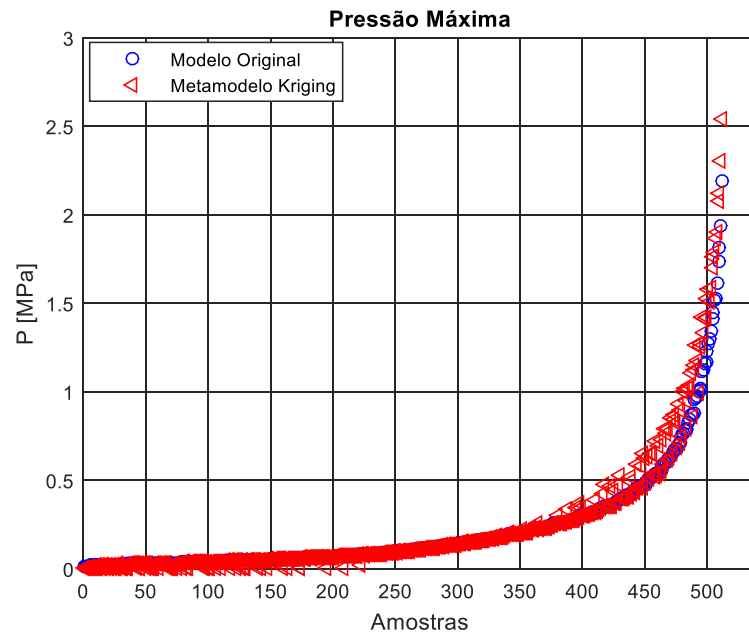


Figura 5.26- Comparação da pressão máxima no filme de óleo obtida no modelo original e no metamodelo do mancal intermediário para as amostras adicionais.

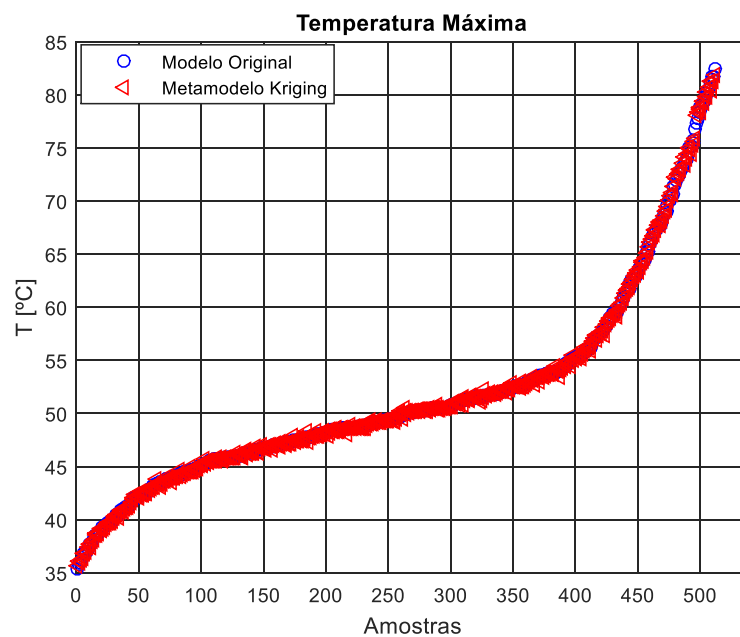


Figura 5.27 - Comparação da temperatura máxima no filme de óleo obtida no modelo original e no metamodelo do mancal intermediário para as amostras adicionais.

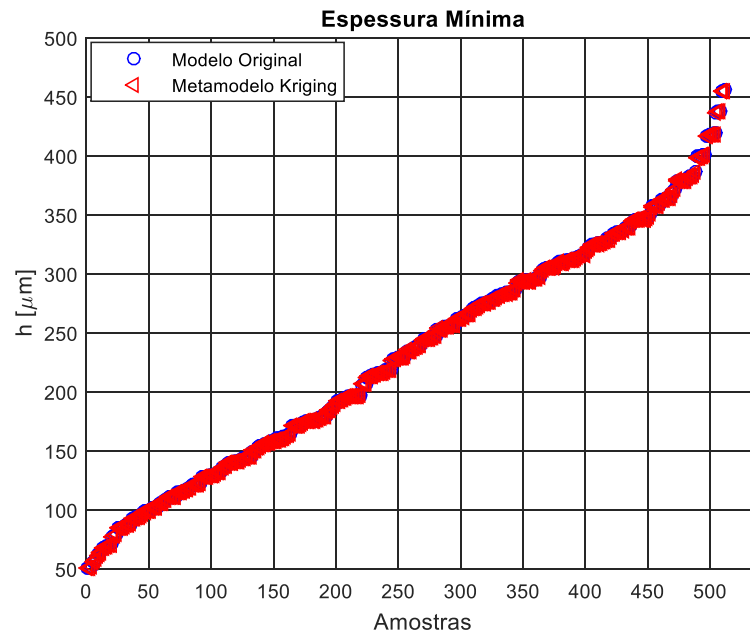


Figura 5.28 - Comparação da espessura mínima do filme de óleo obtida no modelo original e no metamodelo do mancal intermediário para as amostras adicionais.

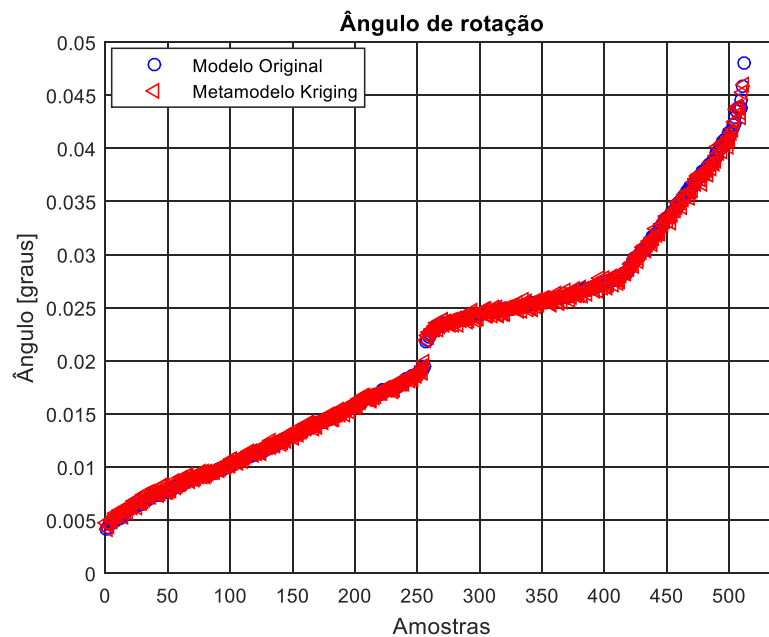


Figura 5.29 - Comparação do ângulo de rotação do segmento obtido no modelo original e no metamodelo do mancal intermediário para as amostras adicionais.

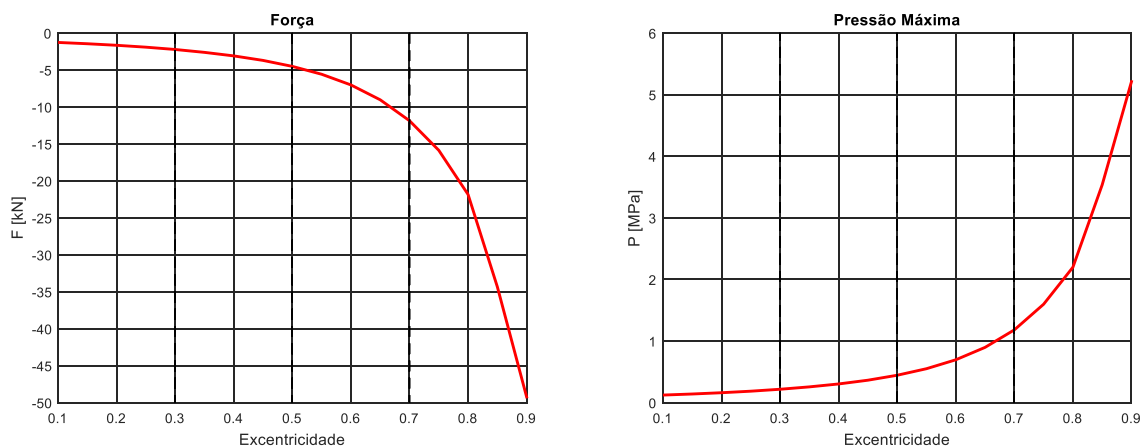
A partir das Figs. 5.25 a 5.29, pode-se observar que a resposta do metamodelo se aproxima da resposta do modelo original para todas as variáveis de saída. As métricas de precisão utilizadas para quantificar a representatividade do metamodelo são apresentadas na Tab. 5.14.

Tabela 5.14 - Métricas de precisão comparando as respostas do modelo original e do metamodelo para as amostras adicionais.

Saída	$RMSE$	$RMSE_{rel}$	$ERRO_{máx}$	R^2
F	0,6720 kN	1,2553 %	3,5951 kN	0,9602
P_{max}	0,0745 MPa	1,4750 %	0,3624 MPa	0,9417
T_{max}	0,2047 °C	0,0175 %	0,9967 °C	0,9995
h_{min}	0,4007 μm	0,0077 %	2,8280 μm	0,9999
α	0,0003 °	0,0626 %	0,0019 °	0,9992

É possível constatar que a métrica $RMSE$ apresentou valores pequenos em relação à ordem de grandeza das variáveis de saída. Além disso, o $RMSE_{rel}$ possui valor inferior a 1,5% para todas as variáveis de saída e o coeficiente de determinação (R^2) se aproximou de 1, evidenciando a qualidade do ajuste. A métrica local ($ERRO_{máx}$) apresenta valores ligeiramente mais elevados. Entretanto, estes valores foram observados em condições extremas nas quais a UG não opera normalmente. Portanto, os resultados apresentados nas Figs. 5.25 a 5.29 e na Tab. 5.14 comprovam que o metamodelo do mancal intermediário é suficientemente representativo.

Como foram construídos metamodelos diferentes para cada um dos quatro níveis de excentricidade, é necessário verificar se a resposta do metamodelo é contínua quando o centro do eixo cruza os intervalos. Para isso considerou-se a posição do centro do eixo em 8° e variou-se a excentricidade de 0,1 até 0,9. Neste caso, adotaram-se os valores de folga radial e temperatura da cuba como sendo os nominais. A Fig. 5.30 apresenta os resultados obtidos. Note que as variáveis de saída não sofreram descontinuidades nos limites dos intervalos de excentricidade.



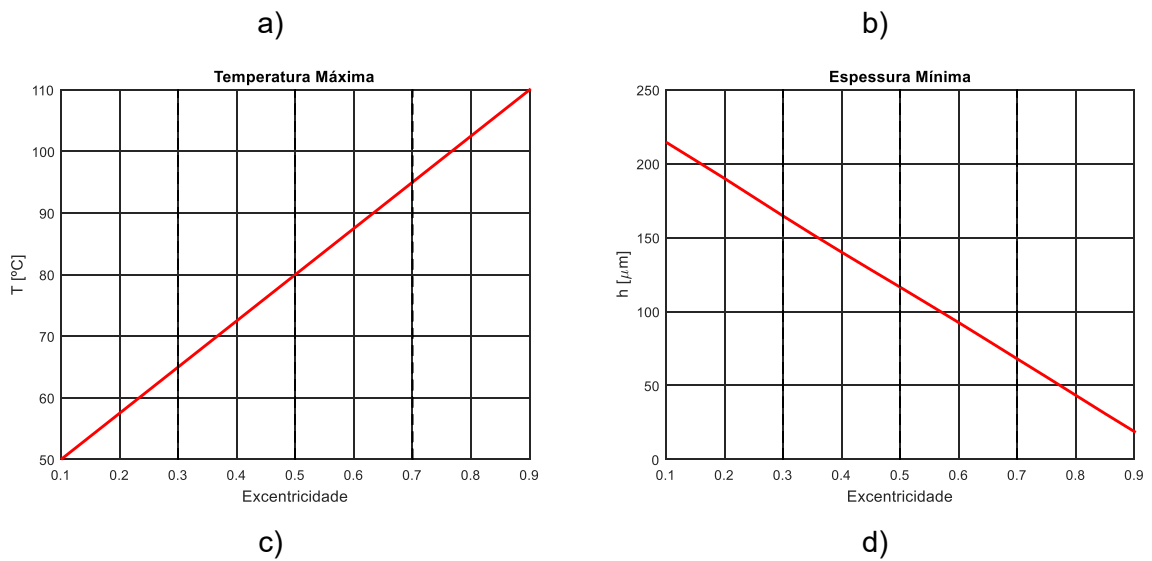


Figura 5.30 - Avaliação da continuidade da resposta do metamodelo : a) força resultante; b) pressão máxima no filme de óleo; c) temperatura máxima no filme de óleo; d) espessura mínima do filme de óleo (linhas tracejadas indicam os limites dos intervalos).

Com o intuito de demonstrar que o metamodelo de um único segmento pode ser utilizado para representar o mancal completo, a Fig. 5.31 apresenta as forças de sustentação F_x e F_z geradas pelo mancal intermediário em função da posição do centro do eixo para quatro diferentes valores de excentricidades $E_1 = 0,2$; $E_2 = 0,4$; $E_3 = 0,6$ e $E_4 = 0,8$. A Fig. 5.32 apresenta de forma esquemática o movimento imposto no centro do eixo (órbitas circulares).

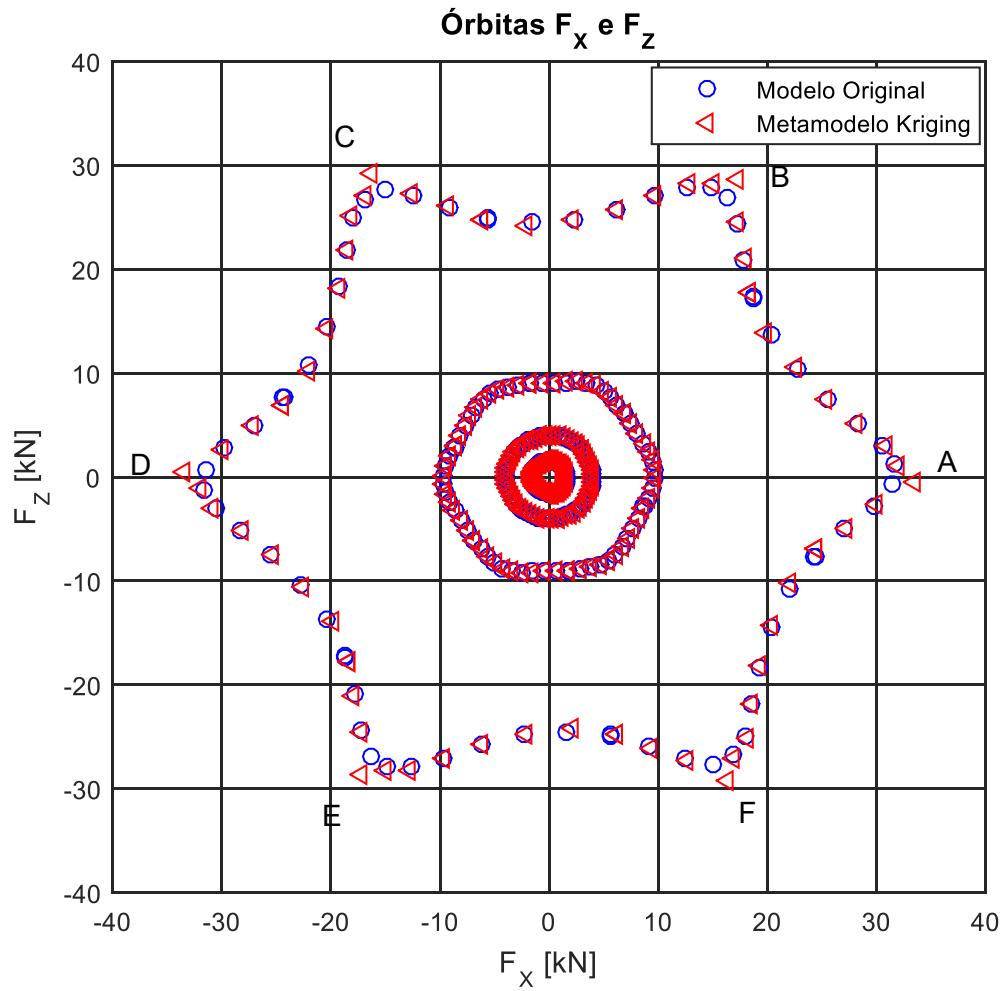


Figura 5.31 - Forças F_x e F_z obtidas na translação do centro do eixo ao longo da direção circular para quatro valores distintos de excentricidade.

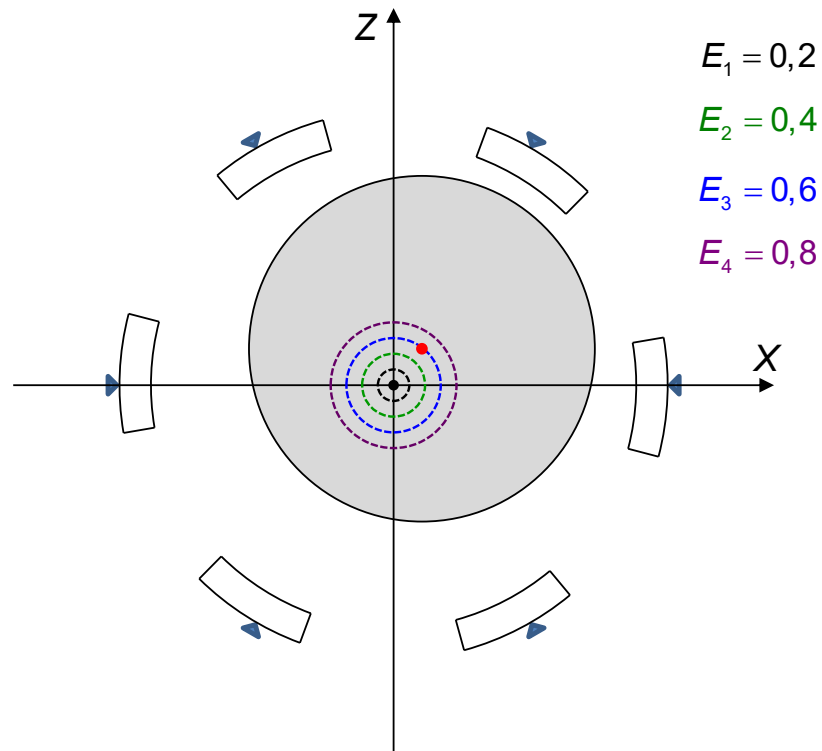


Figura 5.32 - Órbitas descritas pelo centro do eixo.

Através da Fig. 5.31 é possível destacar que a hipótese de considerar apenas um único segmento para construção do metamodelo é válida. Nota-se que a resposta do metamodelo se aproxima da resposta do modelo original composto por todos os segmentos considerando o mancal completo. Além disso, é possível observar um aumento na amplitude das forças para alguns pontos específicos do mancal para alta excentricidade (veja as posições A, B, C, D, E e F na Fig. 5.31). Esse fenômeno ocorre quando o centro do eixo está deslocado na direção de um pivô e, como consequência, a folga radial é menor nesse ponto, resultando em uma amplitude de força superior.

5.6. Metamodelo do mancal guia superior (Mancal hidrodinâmico segmentado radial)

O mancal guia superior é um mancal segmentado radial semelhante ao intermediário. Consequentemente, também foi possível construir o metamodelo de um único segmento no qual as respostas são dadas em relação ao referencial móvel curvilíneo. Para obter a resposta do mancal como um todo, aplica-se esse metamodelo em cada um dos segmentos onde as

variáveis de entrada serão escritas em função do referencial móvel de cada um dos segmentos.

Após o cálculo do metamodelo para cada um dos segmentos, a resposta resulta nas forças hidrodinâmicas no mancal em relação ao referencial inercial e podem ser calculadas de forma análoga à usada para o mancal intermediário (Eq. (5.4)).

Construir o metamodelo a partir de um único segmento possibilitou diminuir o número de amostras necessárias para ajustá-lo. Foi considerado um total de 8100 amostras distribuídas uniformemente no espaço de projeto através do *grid* regular. A Tab. 5.15 apresenta os intervalos das variáveis de entrada consideradas na determinação das amostras.

Tabela 5.15 - Limite das variáveis de entrada consideradas na amostragem do mancal intermediário.

Parâmetro	Intervalo
Temperatura da cuba de óleo	[30, 45] °C
Folga radial	[200, 300] μm
Excentricidade	[0,1; 0,9]
Ângulo de posição do centro do eixo	[0, 360] graus

Os intervalos para a temperatura da cuba e da excentricidade foram obtidos a partir de dados de operação da UG. A variação da folga radial foi considerada com o objetivo de avaliar erros de montagem no contexto do projeto de P&D associado com este trabalho. O intervalo do ângulo de posição do centro do eixo foi considerado de forma a percorrer toda a circunferência do mancal.

Semelhante ao procedimento realizado para o mancal intermediário, para diminuir o custo computacional do metamodelo do mancal guia superior, este foi dividido em quatro regiões de excentricidade: $0,1 \leq E_1 < 0,3$, $0,3 \leq E_2 < 0,5$, $0,5 \leq E_3 < 0,7$ e $0,7 \leq E_4 < 0,9$. A separação em regiões de excentricidade faz com que diminua as dimensões das matrizes e vetores do metamodelo e como consequência a sua operação se torna mais rápida. A Fig. 5.33 representa essa divisão em quatro níveis de excentricidade.

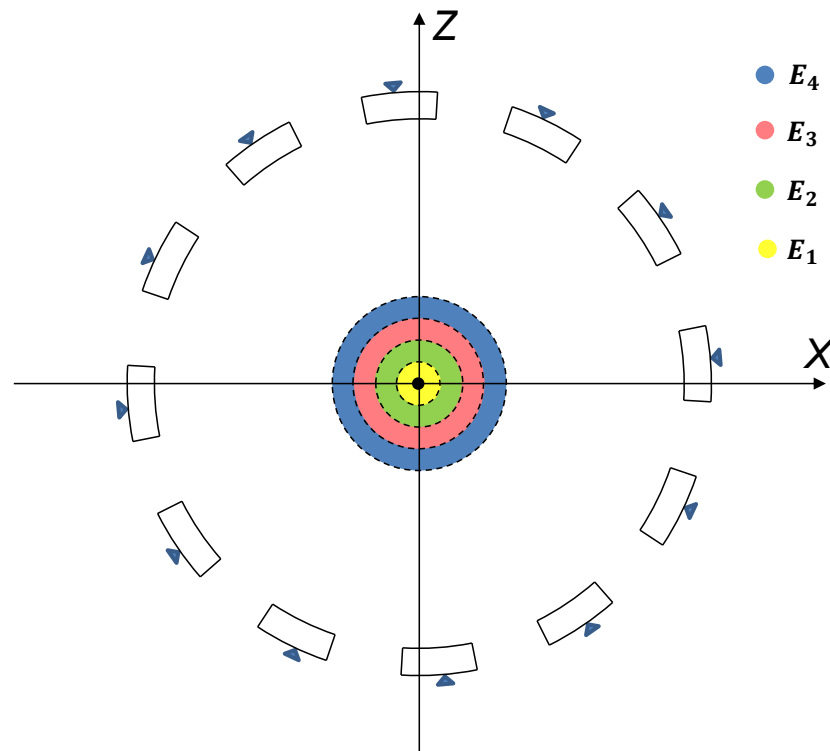


Figura 5.33 – Representação dos intervalos de excentricidade.

De acordo com análises prévias realizadas por Dourado et al. (2018), e semelhante ao utilizado para o mancal intermediário, uma função polinomial de segundo grau empregada para a construção do metamodelo do mancal guia superior (função mais adequada para representar modelos não lineares).

A função de correlação foi definida para cada variável de saída e para cada intervalo de excentricidade (E_1 , E_2 , E_3 e E_4). Para definir a função de correção mais adequada, construíram-se metamodelos para as três funções de correlação apresentadas no Capítulo IV. Isto foi realizado para cada um dos quatro intervalos de excentricidade e para cada uma das variáveis de saída. As funções de correlação mais representativas, ou seja, que melhor representaram o modelo THD do mancal guia superior estão apresentadas na Tab. 5.16.

Para a validação do metamodelo do mancal guia superior utilizou-se um total de 512 amostras adicionais obtidas através do planejamento *grid* regular. É importante ressaltar que estas amostras não foram utilizadas na construção do metamodelo.

Tabela 5.16 - Funções de correlação utilizadas na construção do metamodelo do mancal guia superior.

Nível de excentricidade	Variável de saída	Função de correlação
E_1	F	Gaussiana
	P_{\max}	Gaussiana
	T_{\max}	Linear
	h_{\min}	Linear
	α	Linear
E_2	F	Gaussiana
	P_{\max}	Gaussiana
	T_{\max}	Linear
	h_{\min}	Linear
	α	Linear
E_3	F	Gaussiana
	P_{\max}	Gaussiana
	T_{\max}	Linear
	h_{\min}	Linear
	α	Linear
E_4	F	Linear
	P_{\max}	Linear
	T_{\max}	Linear
	h_{\min}	Linear
	α	Linear

A validação foi feita comparando as saídas do modelo original com a do metamodelo para as amostras adicionais. Neste sentido, as saídas do modelo original foram comparadas com a do metamodelo para as amostras adicionais através de métricas de precisão. As Figs. 5.34 a 5.38 mostram a comparação entre as saídas do modelo original e do metamodelo do mancal guia superior. Para facilitar a visualização, as respostas do modelo original foram dispostas em ordem crescente com as correspondentes saídas do metamodelo. É válido destacar que não há relação entre a ordem das amostras para as diferentes variáveis saída.

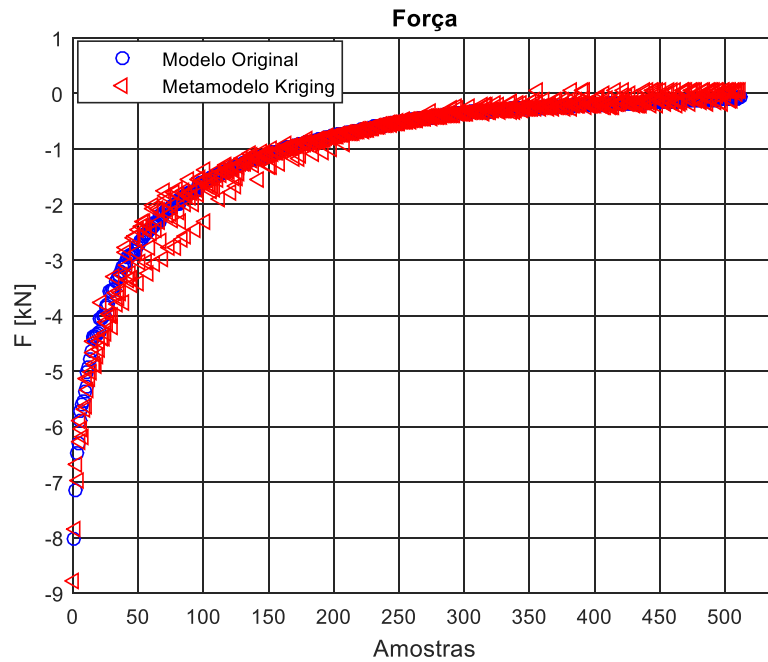


Figura 5.34 - Comparação da força resultante no sistema de coordenadas móvel curvilíneo obtidas por meio do modelo original e do metamodelo do mancal guia superior para as amostras adicionais.

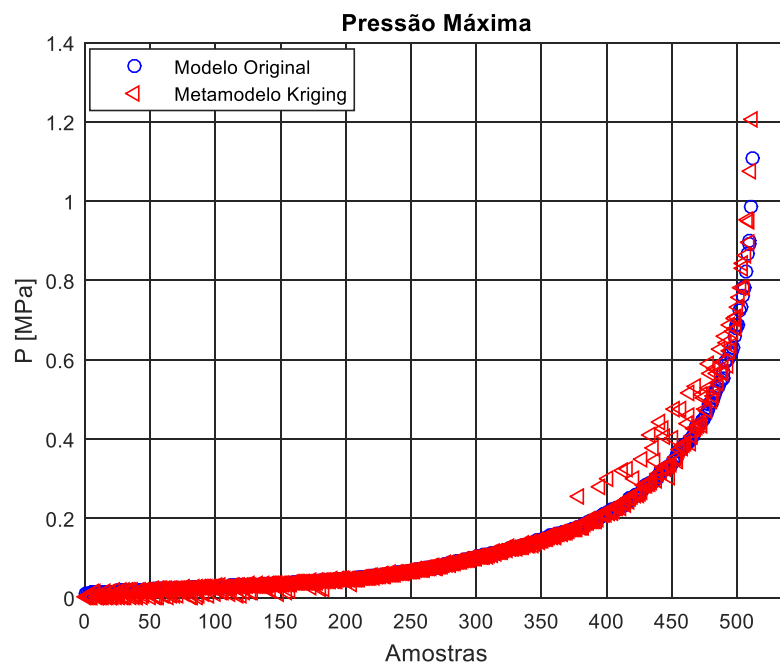


Figura 5.35 - Comparação da pressão máxima no filme de óleo obtida por meio do modelo original e do metamodelo do mancal guia superior para as amostras adicionais.

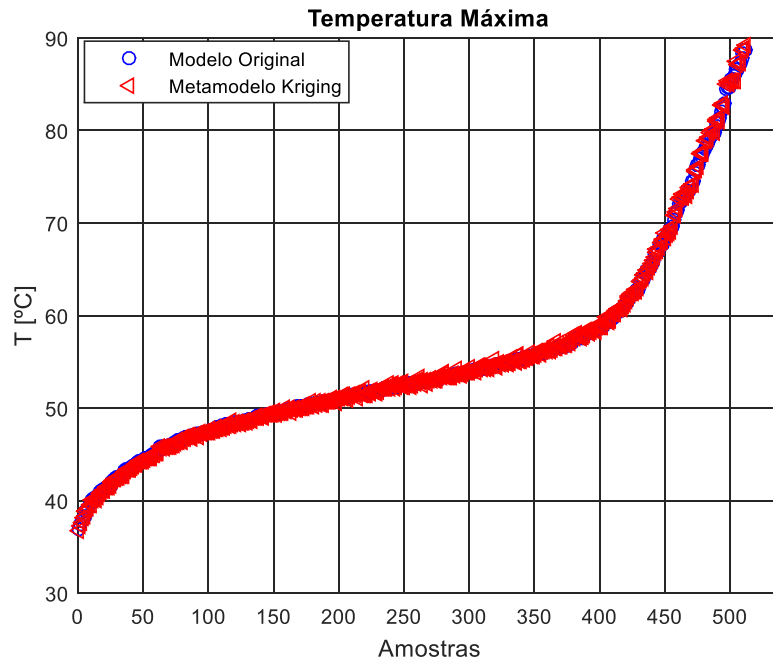


Figura 5.36 - Comparação da temperatura máxima no filme de óleo obtida por meio do modelo original e do metamodelo do mancal guia superior para as amostras adicionais.

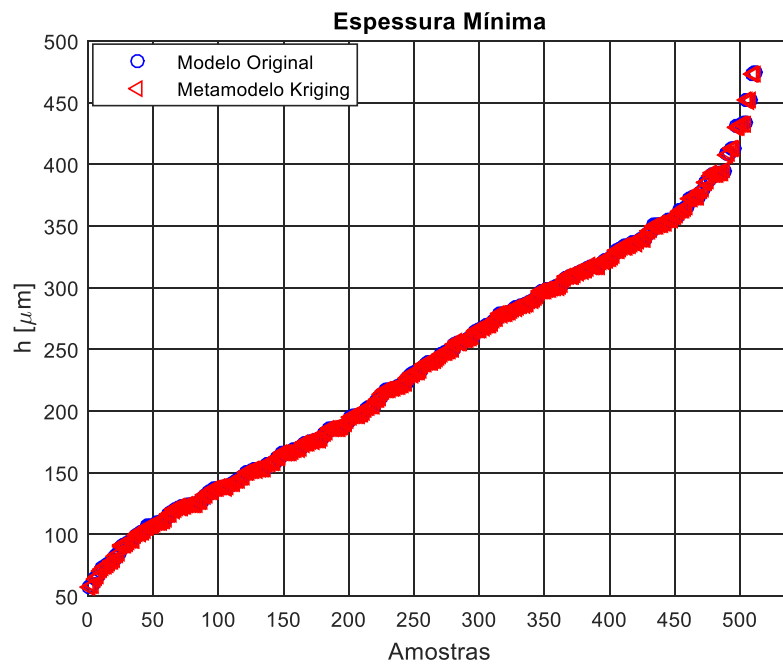


Figura 5.37 - Comparação da espessura mínima do filme de óleo obtida por meio do modelo original e do metamodelo do mancal guia superior para as amostras adicionais.

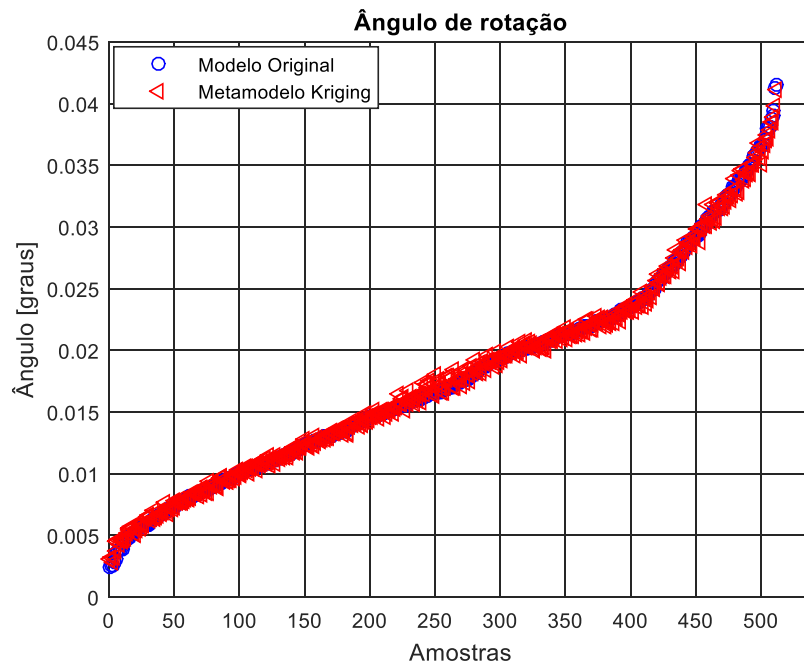


Figura 5.38 - Comparação do ângulo de rotação do segmento obtido por meio do modelo original e do metamodelo do mancal guia superior para as amostras adicionais.

A partir das Figs. 5.34 a 5.38, pode-se observar que a resposta do metamodelo se aproxima à resposta do modelo original para todos as variáveis de saída. As métricas de precisão utilizadas para quantificar a representatividade do metamodelo são apresentadas na Tab. 5.17.

Tabela 5.17 - Métricas de precisão comparando as respostas do modelo original e do metamodelo para as amostras adicionais.

Saída	$RMSE$	$RMSE_{rel}$	$ERRO_{máx}$	R^2
F	0,1955 kN	0,8516 %	0,7926 kN	0,9754
P_{max}	0,0237 MPa	0,7145 %	0,1301 MPa	0,9824
T_{max}	0,2241 °C	0,0180 %	0,9026 °C	0,9995
h_{min}	0,5105 μm	0,0095 %	2,9236 μm	0,9999
α	0,0004 °	0,0951 %	0,0015 °	0,9980

É possível constatar que a métrica $RMSE$ apresentou valores pequenos em relação à ordem de grandeza das variáveis de saída. Além disso, o $RMSE_{rel}$ possui valor inferior a 0,9 % para todas as variáveis de saída e o coeficiente de determinação (R^2) se aproximou de 1, evidenciando a qualidade do ajuste. A métrica local ($ERRO_{máx}$) apresenta valores

ligeiramente mais elevados. Entretanto, estes valores foram observados em condições extremas nas quais a UG não opera normalmente. Portanto, os resultados apresentados nas Figs. 5.34 a 5.38 e na Tab. 5.17 comprovam que o metamodelo do mancal guia superior é suficientemente representativo.

Como foram construídos metamodelos diferentes para cada um dos quatro níveis de excentricidade, é necessário verificar se a resposta do metamodelo é contínua quando o centro do eixo cruza os intervalos. Para isso, os valores de folga radial e temperatura da cuba foram consideradas como sendo os nominais, a posição do centro do eixo foi fixada em 22° e variou-se a excentricidade de 0,1 até 0,9. A Fig. 5.39 apresenta os resultados obtidos. Note que as variáveis de saída não sofreram discontinuidades nos limites dos intervalos de excentricidade.

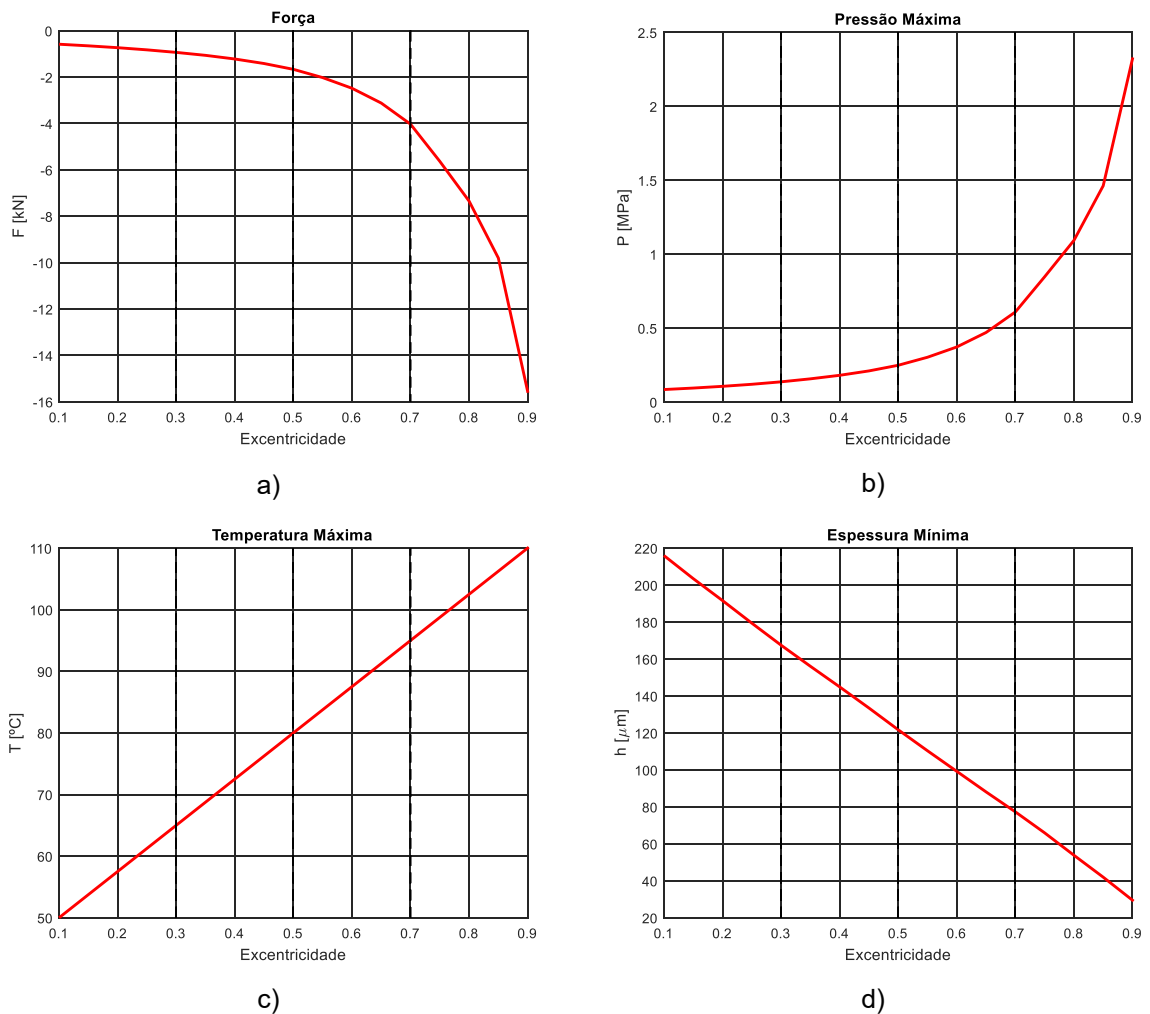


Figura 5.39 - Avaliação da continuidade da resposta do metamodelo : a) força resultante; b) pressão máxima no filme de óleo; c) temperatura máxima no filme de óleo; d) espessura mínima do filme de óleo (linhas tracejadas indicam os limites dos intervalos).

Com o intuito de demonstrar que o metamodelo de um único segmento pode ser utilizado para representar o mancal guia superior completo, a Fig. 5.40 apresenta as forças de sustentação F_x e F_z geradas pelo mancal guia superior em função da posição do centro do eixo para quatro diferentes valores de excentricidades $E_1 = 0,2$; $E_2 = 0,4$; $E_3 = 0,6$ e $E_4 = 0,8$. A Fig. 5.41 apresenta de forma esquemática o movimento imposto no centro do eixo (órbitas circulares).

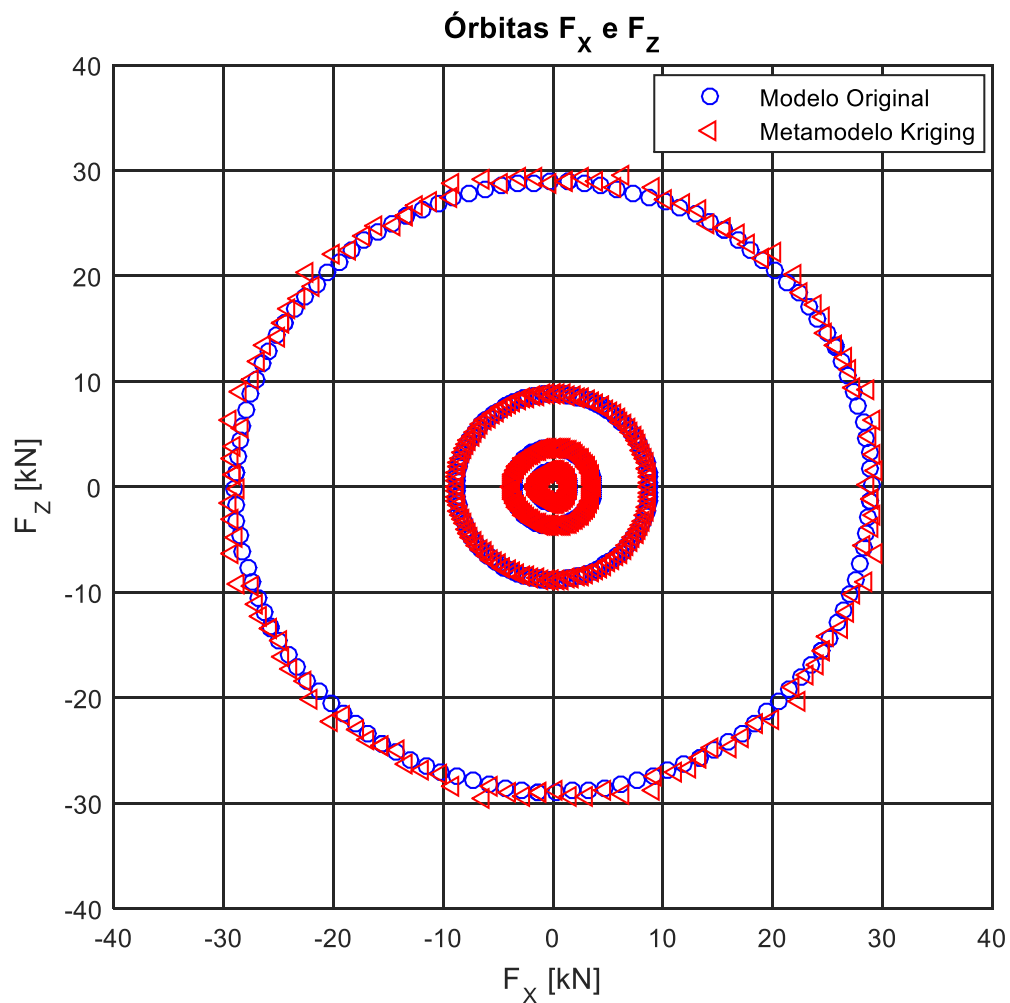


Figura 5.40 - Forças F_x e F_z obtidas na translação do centro do eixo ao longo da direção circunferencial para quatro valores distintos de excentricidade.

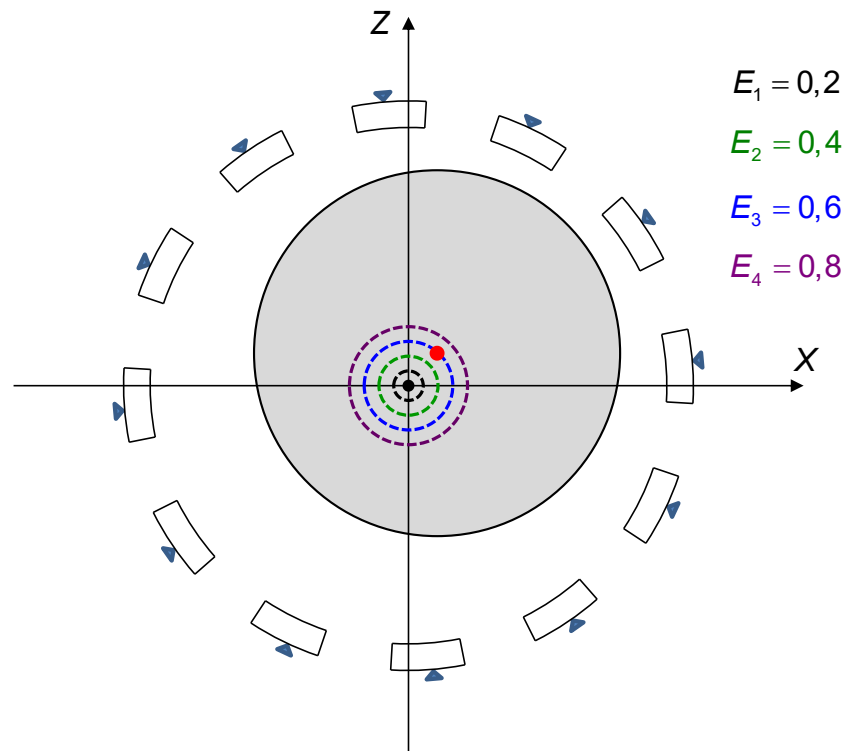


Figura 5.41 - Órbitas descritas pelo centro do eixo.

Por meio da Fig. 5.40, é possível destacar que a hipótese de considerar apenas um único segmento para construção do metamodelo do mancal guia superior é válida. Nota-se que diferentemente do observado no mancal intermediário, para o mancal guia superior não se verifica um aumento das forças em alguns pontos específicos para alta excentricidade. De forma geral, a amplitude da força se mantém uniforme. Isso ocorre uma vez que o número de segmentos no mancal guia superior é maior do que o do mancal intermediário.

5.7. Metamodelo do mancal de escora (Mancal hidrodinâmico segmentado axial)

Para a elaboração do metamodelo do mancal axial considerou-se na construção das amostras o termo transiente da equação de Reynolds para mancal segmentado axial (Eq. (3.17)) como sendo nulo, ou seja, $\partial \bar{h}_n / \partial \bar{t} = 0$.

O metamodelo do mancal axial foi construído utilizando somente um segmento. Essa consideração é válida, uma vez que, de acordo com o modelo do mancal axial, a temperatura do óleo na entrada do segmento é igual a temperatura da cuba, sendo independente da

temperatura do óleo na saída do segmento anterior. Além disso, as equações de Reynolds e da energia são resolvidas de forma independente para cada segmento.

Na construção do metamodelo do mancal axial, utilizou-se um total de 264 amostras obtidas através do *grid* regular. O número de amostras para esse metamodelo foi menor do que os utilizados anteriormente, isso se justifica visto que o metamodelo desse mancal só possui duas variáveis de entrada (espessura do filme de óleo na posição do pivô e temperatura da cuba). A Tab. 5.18 apresenta os intervalos das variáveis de entrada consideradas para determinar as amostras.

Tabela 5.18 - Limite das variáveis de entrada consideradas na amostragem do mancal de escora.

Parâmetro	Intervalo
Temperatura da cuba de óleo	[30, 45] °C
Espessura do filme de óleo na posição do pivô	[90, 250] μm

O intervalo da temperatura da cuba foi obtido a partir de dados de operação da UG. Já o intervalo para a espessura do filme de óleo na posição do pivô foi determinado baseado em dados de operação e a partir da carga máxima do mancal axial obtida por meio dos relatórios do fabricante.

Como o número de amostras do metamodelo do mancal axial já é bem inferior aos demais, não foi necessário dividir esse metamodelo em regiões da espessura do filme de óleo.

De acordo com análises prévias realizadas por Dourado et al. (2018), a função polinomial empregada no presente trabalho para a construção do metamodelo do mancal de escora também foi a de segundo grau (função mais adequada para representar modelos não lineares).

A função de correlação foi definida para cada variável de saída. Para definir a função de correção mais adequada, construíram-se metamodelos para as três funções de correlação apresentadas no Capítulo IV. Isto foi realizado para cada uma das variáveis de saída. As funções de correlação mais representativas, ou seja, que melhor representaram o modelo THD do mancal de escora estão apresentadas na Tab. 5.19.

Tabela 5.19 - Funções de correlação utilizadas na construção do metamodelo do mancal axial.

Variável de saída	Função de correlação
F	Exponencial
P_{\max}	Exponencial
T_{\max}	Exponencial
h_{\min}	Exponencial

Para a validação do metamodelo do mancal axial utilizou-se um total de 48 amostras adicionais obtidas através do planejamento *grid* regular. É importante ressaltar que estas amostras não foram utilizadas na construção do metamodelo. Neste sentido, as saídas do modelo original foram comparadas com as saídas do metamodelo para as amostras adicionais através de métricas de precisão. As Figs. 5.42 a 5.45 mostram a comparação entre as saídas do modelo original e do metamodelo do mancal de escora. Para facilitar a visualização, as respostas do modelo original foram dispostas em ordem crescente com as correspondentes saídas do metamodelo. É válido destacar que não há relação entre a ordem das amostras para as diferentes variáveis saída.

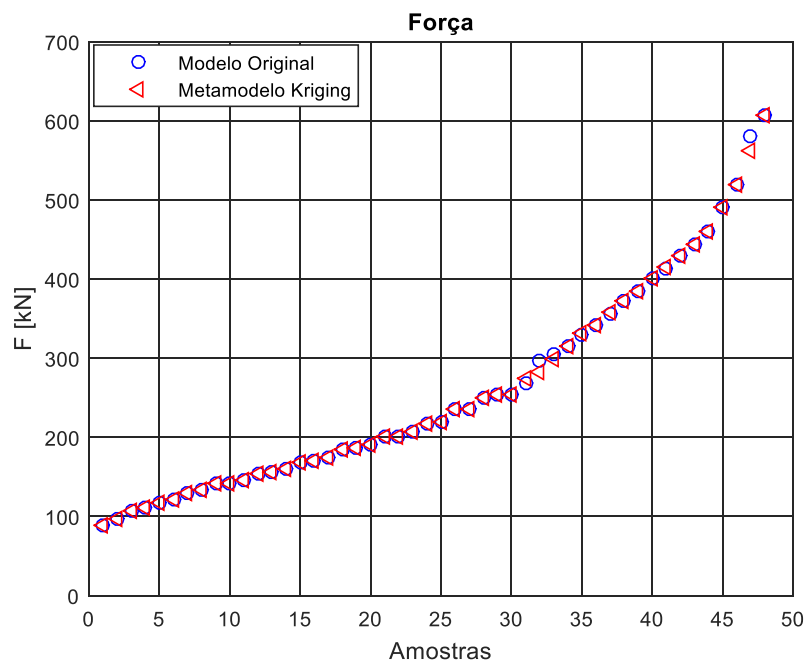


Figura 5.42 - Comparação da força resultante axial obtida no modelo original e no metamodelo do mancal axial para as amostras adicionais.

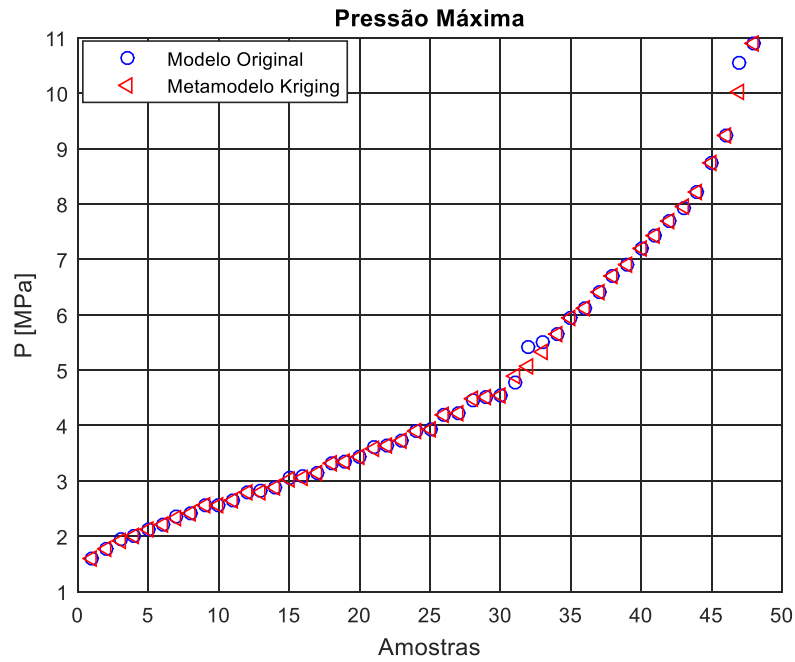


Figura 5.43 - Comparação da pressão máxima no filme de óleo obtida no modelo original e no metamodelo do mancal axial para as amostras adicionais.

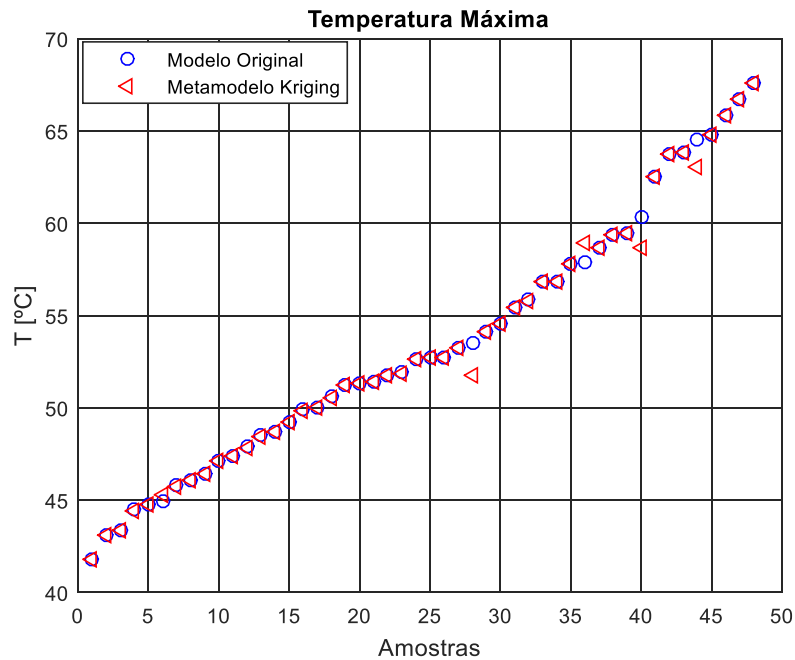


Figura 5.44 - Comparação da temperatura máxima no filme de óleo obtida no modelo original e no metamodelo do mancal axial para as amostras adicionais.

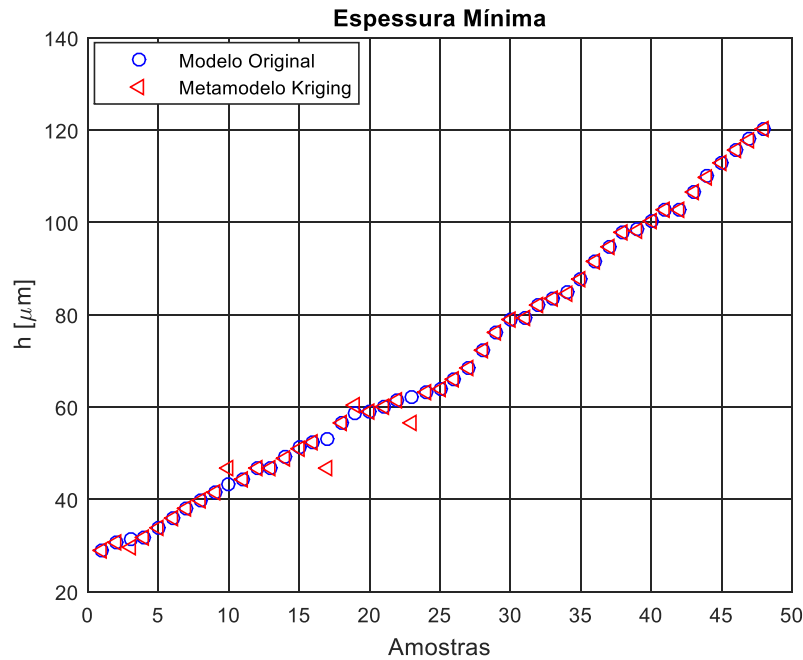


Figura 5.45 - Comparação da espessura mínima do filme de óleo obtida no modelo original e no metamodelo do mancal axial para as amostras adicionais.

A partir das Figs. 5.42 a 5.45 pode-se observar que a resposta do metamodelo se aproxima da resposta do modelo original para todas variáveis de saída. As métricas de precisão utilizadas para quantificar a representatividade do metamodelo são apresentadas na Tab. 5.20

Tabela 5.20 - Métricas de precisão comparando as respostas do modelo original e do metamodelo para as amostras adicionais.

Saída	$RMSE$	$RMSE_{rel}$	$ERRO_{máx}$	R^2
F	3,6651 kN	0,2036 %	19,3250 kN	0,9992
P_{max}	0,0948 MPa	0,2933 %	0,5237 MPa	0,9984
T_{max}	0,4410 °C	0,1189 %	1,79081 °C	0,9959
h_{min}	1,3467 μm	0,2799 %	6,2374 μm	0,9975

É possível constatar que a métrica $RMSE$ apresentou valores pequenos em relação à ordem de grandeza das variáveis de saída. O $RMSE_{rel}$ possui valor inferior a 0,3 % para todas as variáveis de saída e o coeficiente de determinação (R^2) se aproximou de 1, evidenciando a qualidade do ajuste. A métrica local ($ERRO_{máx}$) apresenta valores ligeiramente mais elevados. Entretanto, estes valores foram observados em condições extremas nas quais a

UG não opera normalmente. Portanto os resultados apresentados nas Figs. 5.42 a 5.45 e na Tab. 5.20 comprovam que o metamodelo do mancal de escora foi suficientemente representativo.

5.8. Análise do custo computacional dos metamodelos

Como discutido, os modelos THD originais dos mancais da UG apresentam alto custo computacional. Dessa forma, um dos principais objetivos deste trabalho foi o desenvolvimento de metamodelos dos mancais da UG capazes de representar o comportamento original com um baixo custo computacional associado.

A avaliação da redução no custo computacional foi realizada a partir de diversas simulações utilizando o modelo original completo. Foi calculado o tempo médio dessas execuções. De forma análoga, utilizando as mesmas condições, foram realizadas as simulações para os metamodelos, o tempo médio de execução também foi avaliado. A Tab. 5.21 apresenta os resultados obtidos. Vale ressaltar que esta análise foi realizada em um computador com processador Intel® Core™ i7 - 5820K CPU @ 3,30 GHz com memória RAM de 16,0 GB.

Tabela 5.21 – Análise do custo computacional.

Mancal	Modelo THD Completo	Metamodelo Kriging
Guia da turbina	8,85 s	0,0075 s
Intermediário	23 min	0,0183 s
Guia superior	83 min	0,0257 s
Escora	56 min	0,0106 s

Note que os custos computacionais associados aos metamodelos Kriging são muito inferiores aos modelos THD. Um dos requisitos que contribuem no aumento do tempo de execução dos modelos THD se deve ao processo de convergência do campo de temperatura. Adicionalmente, nota-se que os modelos originais dos mancais segmentados (intermediário, guia superior e escora) possuem tempo médio de simulação superior quando comparado ao guia da turbina. Sabe-se que o principal responsável nessa discrepância de tempo deve-se ao fato destes três modelos necessitarem da determinação dos ângulos de rotações de cada um dos segmentos, procedimento realizado por meio de um mecanismo de convergência, processo inexistente em mancais de geometria fixa.

Pagina intencionalmente deixada em branco

CAPÍTULO VI

CONCLUSÃO

Este trabalho teve como objetivo desenvolver uma técnica para substituir os modelos THD dos mancais hidrodinâmicos de uma UG, de forma a reduzir o custo computacional, que seja confiável e representativo além de manter as características não lineares dos modelos originais.

Para este propósito, foi escolhido representar os modelos THD dos mancais da UG através de metamodelos. Assim, foi realizada uma breve análise sobre os metamodelos mais utilizados pela literatura e concluiu-se que o mais indicado para esta aplicação é a metamodelagem Kriging.

Dessa forma, optou-se pela construção de metamodelos Kriging para cada um dos quatro mancais da UG: o guia da turbina, o intermediário, o guia superior e o de escora. Realizaram-se diversas análises para constatar a representatividade dos metamodelos, comprovando que, para as mais diversas condições de operação, o metamodelo Kriging conseguiu substituir de forma eficaz e precisa os modelos originais THD dos mancais.

Após verificar a capacidade de representação dos metamodelos construídos, foi possível constatar que o custo computacional associado aos metamodelos Kriging foi muito inferior aos modelos THD originais, evidenciando as virtudes da sua aplicação.

Através das discussões apresentadas, fica claro o potencial da utilização dessa técnica para representar os modelos THD dos mancais. No entanto, alguns pontos da sua construção devem ser salientados. Apesar do metamodelo final apresentar um baixo custo computacional, a sua concepção demanda um grande esforço, visto que seu ajuste é realizado através da construção de um vasto conjunto de amostras, o qual é obtido por meio da execução do modelo original para diversas condições.

Vale ressaltar também que para considerar as velocidades de translação do eixo nos metamodelos dos mancais radiais, foi necessário supor que as órbitas da UG são circulares

e sempre operam em precessão direta. Já para os metamodelos do mancal de escora, foi dispensada a velocidade axial do eixo. Apesar dessas considerações serem um limitante no processo de metamodelagem, elas são admissíveis para maior parte das condições de operação da UG e não provocam grandes mudanças nas respostas dos mancais hidrodinâmicos.

A principal contribuição deste trabalho, foi a certificação da metodologia proposta, validando a técnica de metamodelagem Kriging para representação dos modelos THD de mancais hidrodinâmicos, de forma confiável, robusta e principalmente, com um baixo custo computacional. Além disso, os principais obstáculos e particularidades na utilização desta técnica para o objetivo proposto foram discutidos.

Como complementação do trabalho realizado, alguns tópicos devem ser estudados com maiores detalhes em atividades futuras:

- Inserir novos efeitos nos modelos THD dos mancais, como os efeitos térmicos na direção axial e investigar novas condições de contorno no mancal;
- Desenvolver metamodelos que sejam capazes de representar de forma mais fidedigna os efeitos do amortecimento associados as velocidades de translação do eixo;
- Considerar os efeitos da velocidade axial do eixo no desenvolvimento do metamodelo do mancal de escora.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ALLAIRE, P. E., PARSELL, J. A., BARRET, L. E. **A pad perturbation method for the dynamic coefficients of tilting pad journal bearing.** *Wear*, v. 72, 1981, p.29-44. [https://doi.org/10.1016/0043-1648\(81\)90281-7](https://doi.org/10.1016/0043-1648(81)90281-7)

ALVES, D. S., **Investigação do Efeito Térmico no Comportamento Dinâmico de Mancais Hidrodinâmicos.** 2011. Dissertação de Mestrado. Universidade Estadual Campinas, Campinas. <https://doi.org/10.1287/opre.1090.0754>

ALVES, M. T. S. **Vibration Control of Rotating Machines Using Shape Memory Alloy.** 2015. Tese de Doutorado. Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia.

ANKENMAN, B.; NELSON, B. L.; STAUM, J. Stochastic kriging for simulation metamodeling. **Operations research**, v. 58, n. 2, p. 371-382, 2010. <https://doi.org/10.1287/opre.1090.0754>

BAIRD, B. F. **Managerial decisions under uncertainty: An introduction to the analysis of decision making.** John Wiley & Sons, 1989.

BARBOSA, J. S. **Análise de Modelos Termohidrodinâmicos para Mancais de Unidades Geradoras Francis.** 2018. 92 f. Dissertação de Mestrado - Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, MG.

BORGES, A. S. **Controle Modal de Rotores com Mancais Magnéticos – Projeto Robusto.** 2016. 197 f. Tese de Doutorado, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia.

BRUNER, J. S. GOODNOW, J. J., AUSTIN, G. A., **A Study of Thinking**, Wiley, New York, 1956. <https://doi.org/10.2307/1292061>

CARVALHO, V. N., **Balanceamento Robusto de Máquinas Rotativas com Eixos Flexíveis**. 2017. Dissertação de Mestrado. Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia.

CAVALINI Jr, A. A., **Detecção e Identificação de Trincas Transversais Incipientes em Eixos Horizontais Flexíveis de Máquinas Rotativas**. 2013. Tese de Doutorado. Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia.

CAVALINI, A. A., DOURADO, A. G. S., LARA-MOLINA, F. A., STEFFEN, V. Uncertainty analysis of a tilting-pad journal bearing using fuzzy logic techniques. **Journal of Vibration and Acoustics**, v. 138, n. 6, p. 061016, 2016. <https://doi.org/10.1115/1.4034614>

CHENG, B.; TITTERINGTON, D. M. Neural networks: A review from a statistical perspective. **Statistical science**, p. 2-30, 1994. <https://doi.org/10.1214/ss/1177010638>

CHILDS, D. W., CARTER, C.R. Rotordynamic Characteristics of a 5 Pad, Rocker-Pivot, Tilting Pad Bearing in a Load-on-Pad Configuration: Comparisons to Predictions and Load-Between-Pad Results. In:**ASME Turbo Expo 2009: Power for Land, Sea, and Air**. American Society of Mechanical Engineers, 2009. p. 867-880. <https://doi.org/10.1115/GT2009-59696>

CHILDS, D.; CHILDS, D. W. **Turbomachinery rotordynamics: phenomena, modeling, and analysis**. John Wiley & Sons, 1993.

CIUFFO, B. F.; PUNZO, V.; QUAGLIETTA, E. **Kriging meta-modelling to verify traffic micro-simulation calibration methods**. 2011.

CIUFFO, B., CASAS, J., MONTANINO, M., PERARNAU, J., PUNZO, V. Gaussian process metamodels for sensitivity analysis of traffic simulation models: Case study of AIMSUN mesoscopic model. **Transportation Research Record**, v. 2390, n. 1, p. 87-98, 2013. <https://doi.org/10.3141/2390-10>

CHRISTEN, J. L., ICHCHOU, M., TROCLET, B., OUISSE, M. Global sensitivity analysis of acoustic transmission models through infinite plates. In: **Proceedings of ISMA**. 2014. p. 4177-4188.

DANIEL, G. B. **Desenvolvimento de um Modelo Termodinâmico para Análise em Mancais Segmentados**, Universidade Estadual de Campinas, 2012. Tese de Doutorado. Universidade Estadual Campinas.

DANIEL, G. B., ALVES, D. S., CAVALCA, K. L., CRUZ, R. F. Temperature Influence on the Equivalent Coefficients Estimation for Journal Bearings, **ASME** 2010.

DOURADO, A. D. P.; BARBOSA, J. S.; SICCHIERI, L.; CAVALINI, A. A.; STEFFEN, V. Kriging Surrogate Model Dedicated to a Tilting-Pad Journal Bearing. In: **International Conference on Rotor Dynamics**. Springer, Cham, 2018. p. 347-358. https://doi.org/10.1007/978-3-319-99262-4_25

DOWSON, D. A generalized Reynolds equation for fluid-film lubrication. **International Journal of Mechanical Sciences**, v. 4, n. 2, p. 159-170, 1962. [https://doi.org/10.1016/S0020-7403\(62\)80038-1](https://doi.org/10.1016/S0020-7403(62)80038-1)

Du, W., Xue, N., Shyy, W., Martins, J. R. A surrogate-based multi-scale model for mass transport and electrochemical kinetics in lithium-ion battery electrodes. **Journal of the Electrochemical Society**, v. 161, n. 8, p. E3086-E3096, 2014. <https://doi.org/10.1149/2.013408jes>

EVANS, B.; FISHER, D. Overcoming process delays with decision tree induction. **IEEE expert**, v. 9, n. 1, p. 60-66, 1994. <https://doi.org/10.1109/64.295130>

ERICKSON, C. B.; ANKENMAN, B. E.; SANCHEZ, S. M. Comparison of Gaussian process modeling software. **European Journal of Operational Research**, v. 266, n. 1, p. 179-192, 2018. <https://doi.org/10.1016/j.ejor.2017.10.002>

GIDARIS, I.; TAFLANIDIS, A. A. Performance assessment and optimization of fluid viscous dampers through life-cycle cost criteria and comparison to alternative design approaches. **Bulletin of Earthquake Engineering**, v. 13, n. 4, p. 1003-1028, 2015. <https://doi.org/10.1007/s10518-014-9646-5>

GIUNTA, A. A.; BALABANOV, V.; HAIM, D.; GROSSMAN, B.; MASON, W. H.; WATSON, L. T.; HAFTKA, R. T. Multidisciplinary Optimization of a Supersonic Transport Using Design of Experiments theory and Response Surface Modeling. **Aeronautical Journal**, v. 101, n. 1008, p. 347-356, 1997. <https://doi.org/10.1017/S0001924000066045>

HEINRICHSON, N. On the design of tilting-pad thrusts bearings [Ph. D. thesis]. **Lyngby, Denmark**, 2006.

HESHMAT, H.; PINKUS, O. Mixing inlet temperatures in hydrodynamic bearings. **Journal of tribology**, v. 108, n. 2, p. 231-244, 1986. <https://doi.org/10.1115/1.3261168>

HOVLAND, C. I. A "communication analysis" of concept learning. **Psychological Review**, v. 59, n. 6, p. 461, 1952. <https://doi.org/10.1037/h0058490>

HUEBNER, K. H. A three-dimensional thermohydrodynamic analysis of sector thrust bearings. **ASLE TRANSACTIONS**, v. 17, n. 1, p. 62-73, 1974. <https://doi.org/10.1080/05698197408981439>

KLEIJNEN, J. PC. **Design and analysis of simulation experiments**. 2.ed. Springer, 2015. <https://doi.org/10.1007/978-3-319-18087-8>

KOROISHI, E. H., **Controle de Vibrações em Máquinas Rotativas Utilizando Atuadores Eletromagnéticos**. 2013. Tese de Doutorado. Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia.

KRIGE, D. G. A statistical approach to some basic mine valuation problems on the Witwatersrand. **Journal of the Southern African Institute of Mining and Metallurgy**, v. 52, n. 6, p. 119-139, 1951. https://hdl.handle.net/10520/AJA0038223X_4792

LOPHAVEN, S. N.; NIELSEN, H. B.; SØNDERGAARD, J. **Aspects of the matlab toolbox DACE**. IMM, Informatics and Mathematical Modelling, The Technical University of Denmark, 2002b.

LOPHAVEN, S. N.; NIELSEN, H. B.; SØNDERGAARD, J. **DACE: a Matlab kriging toolbox**. IMM, Informatics and Mathematical Modelling, The Technical University of Denmark, 2002a.

LUND, J. W. Spring and damping coefficients for the tilting-pad journal bearing. **ASLE transactions**, v. 7, n. 4, p. 342-352, 1964. <https://doi.org/10.1080/05698196408972064>

MALISKA, C. R. **Transferência de Calor e Mecânica dos Fluidos Computacional**. 2.ed. Rio de Janeiro: LTC, 2004. 424p.

MATHERON, Georges. Principles of geostatistics. **Economic geology**, v. 58, n. 8, p. 1246-1266, 1963. <https://doi.org/10.2113/gsecongeo.58.8.1246>

MICHALSKI, R. S. A theory and methodology of inductive learning. In: **Machine learning**. Springer, Berlin, Heidelberg, 1983. p. 83-134. https://doi.org/10.1007/978-3-662-12405-5_4

MINASNY, B., MCBRATNEY, A. B. A conditioned Latin hypercube method for sampling in the presence of ancillary information. **Computers & geosciences**, v. 32, n. 9, p. 1378-1388, 2006. <https://doi.org/10.1016/j.cageo.2005.12.009>

MITCHELL, T. J. An Algorithm for the Construction of "D-Optimal" Experimental Designs. **Technometrics**, v. 16, n. 2, p. 203-210, 1974. <https://doi.org/10.1080/00401706.1974.10489175>

MITCHELL, T.M. **Machine Learning**, New York: McGraw-Hill, 1997. <https://doi.org/10.1609/aimag.v18i3.1303>

MITSUI, J. A Study of the Lubricant Film Characteristics of Journal Bearings: Part 3, Effects of the Film Viscosity Variation on the Dynamic Characteristics of Journal Bearings. **Bulletin of JSME**, v. 25, n. 210, p. 2018-2029, 1982. <https://doi.org/10.1299/jsme1958.25.2018>

MITSUI, J.; YAMADA, T. A Study of the Lubricant Film Characteristics of Journal Bearings: Part 1, A Thermohydrodynamic Analysis with Particular Reference to the Viscosity Variation within Lubricant Film. **Bulletin of JSME**, v. 22, n. 172, p. 1491-1498, 1979. <https://doi.org/10.1299/jsme1958.22.1491>

MORAIS, T. S., **Contribuição ao Estudo de Máquinas Rotativas contendo não Linearidades**. 2010. Tese de Doutorado, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia.

MUSZYNSKA, A.. **Rotordynamics**. CRC Press, 2005.
<https://doi.org/10.1201/9781420027792>

MYERS, R. H.; MONTGOMERY, D. **Response Surface Methodology: Process and Product Optimization Using Designed Experiments**. Toronto: John Wiley and Sons, Inc., 1995.

NÄSSELQVIST, M. **Simulation and characterization of rotordynamic properties for vertical machines**. 2012. Tese de Doutorado. Luleå tekniska universitet.

NICOLETTI, R., **Efeitos Térmicos em Mancais Segmentados Híbridos – Teoria e Experimento**. 1999. Dissertação de Mestrado. Universidade Estadual de Campinas.

OCVIRK, E W. Short bearing approximation for full journal bearings, **National Advisory Committee for. Aeronautics**, Technical Note 2808, Cornell University, 1952.

OLIVEIRA, M. V. F., **Caracterização Numérica e Experimental de uma Bancada de Rotor Flexível Suportada por Mancais Magnéticos Ativos**. 2015. Dissertação de Mestrado. Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia.

PINKUS, O. **Analysis and Characteristics of Three-Lobe Bearing**, Journal of Basic Engineering, 1959, pp. 49-55. <https://doi.org/10.1115/1.4008359>

PINKUS, O. **Analysis of Elliptical Bearing**, Transactions of the ASME, Vol. 78, 1956, pp. 965-973.

PINKUS, O.; LYNN, W. Solution of the Tapered-Land Sector Thrust Bearings, **Transactions of the ASME**, Vol. 80, p. 1510-1516, 1958.

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 Royal Society of London**, Series A, 1886, Vol. 177, Part 1, pp.157-234. <https://doi.org/10.1098/rstl.1886.0005>

RIUL, J. A., **Estudo Teórico e Experimental de Mancais Hidrodinâmicos Cilíndricos**. 1988 Dissertação de Mestrado. Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia.

RUMELHART, D.; WIDROW, B.; LEHR, M. A. The basic ideas in neural networks. **Communications of the ACM**, v. 37, n. 3, p. 87-93, 1994. <https://doi.org/10.1145/175247.175256>

RUSSO, F. H., **Identificação das Propriedades Dinâmicas de Mancais Segmentados Híbridos – Teoria e Experimento**. 1999. Dissertação de Mestrado. Universidade Estadual de Campinas, Campinas.

SACKS, J.; WELCH, W. J.; MITCHELL, T. J.; WYNN, H. P. Design and analysis of computer experiments. **Statistical science**, p. 409-423, 1989. <https://doi.org/10.1214/ss/1177012413>

SALDARRIAGA, M. V.. **Atenuação de vibrações em Máquinas Rotativas Flexíveis Usando Materiais Viscoelásticos nos Suportes**. Universidade Federal de Uberlândia, 2007.

SANTOS, M. F., **Efeitos Térmicos em Mancais Segmentados**. 1997. Dissertação de Mestrado. Universidade Estadual de Campinas, Campinas.

SEETON, C. J. Viscosity–temperature correlation for liquids. **Tribology letters**, v. 22, n. 1, p. 67-78, 2006. <https://doi.org/10.1007/s11249-006-9071-2>

SILVA, D. R. J. **Processamento de sinais para monitoramento de vibrações em unidades geradoras hidrelétricas**. Universidade Federal de Minas Gerais, 2013.

SIMÕES, R. C. **Controle modal ótimo de um rotor flexível utilizando atuadores piezelétricos do tipo pilha**. Universidade Federal de Uberlândia, 2006.

SIMPSON, T. W.; LIN, D. K.; CHEN, W. Sampling strategies for computer experiments: design and analysis. **International Journal of Reliability and Applications**, v. 2, n. 3, p. 209-240, 2001b.

SIMPSON, T. W.; POPLINSKI, J. D.; KOCH, P. N.; ALLEN, J. K. Metamodels for computer-based engineering design: survey and recommendations. **Engineering with computers**, v. 17, n. 2, p. 129-150, 2001a. <https://doi.org/10.1007/PL00007198>

SINOUE, J.-J.; NECHAK, L.; BESSET, S. Kriging Metamodeling in Rotordynamics: Application for Predicting Critical Speeds and Vibrations of a Flexible Rotor. **Complexity**, v. 2018, 2018. <https://doi.org/10.1155/2018/1264619>

SOMMERFELD, A. Zur hydrodynamischen theorie der schmiermittelreibung. **Z. Math. Phys**, v. 50, n. 1-2, p. 97-155, 1904.

SOUSA Jr, M. S., **Análise do Comportamento Dinâmico de Rotores Embarcados**. 2017. Dissertação de Mestrado. Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia.

STERNLICHT, B.; MAGINNISS, F. J. Application of digital computers to bearing design. **Trans. ASME**, v. 79, p. 1483-1493, 1957.

STORN, R.; PRICE, K. **Differential evolution: a simple and efficient adaptive scheme for global optimization over continuous spaces**. International Computer Science Institute, v. 12, n. 1, p. 1-16, 1995.

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 & Geosciences**, v. 36, n. 6, p. 746-755, 2010. <https://doi.org/10.1016/j.cageo.2009.11.004>

VANCE, J. M.; ZEIDAN, F. Y.; MURPHY, Brian G. **Machinery vibration and rotordynamics**. John Wiley & Sons, 2010. <https://doi.org/10.1002/9780470903704>

VIEIRA, L. C., **Análise de um Modelo Termohidrodinâmico para Mancais Axiais**. 2015.

WANG, G. G.; SHAN, S. Review of metamodeling techniques in support of engineering design optimization. **Journal of Mechanical design**, v. 129, n. 4, p. 370-380, 2007. <https://doi.org/10.1115/1.2429697>

WANG, G. Gary; SHAN, S. Review of metamodeling techniques for product design with computation-intensive processes. **Proceedings of the Canadian Engineering Education Association (CEEA)**, 2005. <https://doi.org/10.24908/pceea.v0i0.3940>

WANG, H.; LI, E.; LI, G. Y.; ZHONG, Z. H. Development of metamodeling based optimization system for high nonlinear engineering problems. **Advances in Engineering Software**, v. 39, n. 8, p. 629-645, 2008. <https://doi.org/10.1016/j.advengsoft.2007.10.001>

XIAOBO, Z. Comparison of response surface method and Kriging method for approximation modeling. In: **2017 2nd International Conference on Power and Renewable Energy (ICPRE)**. IEEE, 2017. p. 66-70. <https://doi.org/10.1109/ICPRE.2017.8390502>

YANG, R. J., WANG, N., THO, C. H., BOBINEAU, J. P., WANG, B. P. Metamodeling development for vehicle frontal impact simulation. **Journal of Mechanical Design**, v. 127, n. 5, p. 1014-1020, 2005. <https://doi.org/10.1115/1.1906264>

YIN, H., WEN, G., FANG, H., QING, Q., KONG, X., XIAO, J., LIU, Z. Multiobjective crashworthiness optimization design of functionally graded foam-filled tapered tube based on dynamic ensemble metamodel. **Materials & Design**, v. 55, p. 747-757, 2014. <https://doi.org/10.1016/j.matdes.2013.10.054>