

UNIVERSIDADE FEDERAL DO PARANÁ

GERALDO CARVALHO BRITO JUNIOR

ANÁLISE DINÂMICA DE MANCAIS RADIAIS PARA SUPORTE AO
MONITORAMENTO DA SAÚDE ESTRUTURAL DE HIDROGERADORES
DE GRANDE PORTE

CURITIBA

2017

GERALDO CARVALHO BRITO JUNIOR

ANÁLISE DINÂMICA DE MANCAIS RADIAIS PARA SUPORTE AO
MONITORAMENTO DA SAÚDE ESTRUTURAL DE HIDROGERADORES
DE GRANDE PORTE

Tese apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Métodos Numéricos em Engenharia, Setor de Tecnologia, Universidade Federal do Paraná, como requisito parcial à obtenção do título de Doutor em Ciências, Área de Concentração: Mecânica Computacional.

Orientador: Prof. Dr. Roberto Dalledone Machado

CURITIBA

2017

B862a

Brito Junior, Geraldo Carvalho

Análise dinâmica de mancais radiais para suporte ao monitoramento da saúde estrutural de hidrogeradores de grande porte / Geraldo Carvalho Brito Junior. – Curitiba, 2017.
211 f. : il. color. ; 30 cm.

Tese - Universidade Federal do Paraná, Setor de Tecnologia, Programa de Pós-Graduação em Métodos Numéricos em Engenharia, 2017.

Orientador: Roberto Dalledone Machado.

1. Mancais radiais. 2. Hidrogeradores. 3. Usina Hidrelétrica de Itaipu. I. Universidade Federal do Paraná. II. Machado, Roberto Dalledone. III. Título.

CDD: 621.31



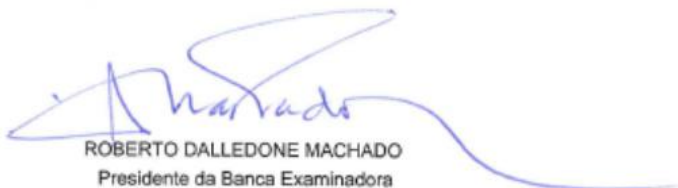
MINISTERIO DA EDUCAÇÃO
UNIVERSIDADE FEDERAL DO PARANÁ
PRÓ-REITORIA DE PESQUISA E PÓS-GRADUAÇÃO
Setor CIÊNCIAS EXATAS
Programa de Pós-Graduação MÉTODOS NUMÉRICOS EM ENGENHARIA

TERMO DE APROVAÇÃO

Os membros da Banca Examinadora designada pelo Colegiado do Programa de Pós-Graduação em MÉTODOS NUMÉRICOS EM ENGENHARIA da Universidade Federal do Paraná foram convocados para realizar a arguição da tese de Doutorado de **GERALDO CARVALHO BRITO JUNIOR** intitulada: **ANÁLISE DINÂMICA DE MANCAIS RADIAIS PARA SUPORTE AO MONITORAMENTO DA SAÚDE ESTRUTURAL DE HIDROGERADORES DE GRANDE PORTE**, após terem inquirido o aluno e realizado a avaliação do trabalho, são de parecer pela sua APROVAÇÃO no rito de defesa.

A outorga do título de doutor está sujeita à homologação pelo colegiado, ao atendimento de todas as indicações e correções solicitadas pela banca e ao pleno atendimento das demandas regimentais do Programa de Pós-Graduação.

Curitiba, 06 de Outubro de 2017.



ROBERTO DALLEDONE MACHADO
Presidente da Banca Examinadora



NILSON BARBIERI
Avaliador Externo



MARCO ANTONIO LUERSEN
Avaliador Externo



KATIA LUCCHESI CAVALCA DEDINI
Avaliador Externo



ANSELMO CHAVES NETO
Avaliador Interno

À memória de meus pais, Geraldo e Cenita.

À Cláudia, minha esposa, à Márcia, ao Geraldo e à Flávia, meus filhos,
à Isadora, minha neta, ao Theo, meu neto.

AGRADECIMENTOS

Ao Professor Roberto Dalledone Machado, pelas excelentes aulas, pela forma paciente e objetiva que orientou este trabalho.

Ao Professor Hans Ingo Weber, pelo estímulo à minha caminhada acadêmica.

À Professora Liliana Madalena Gramani, coordenadora do DINTER PPGMNE-UFPR-UNIOESTE, pela forma que implantou e desenvolveu esse projeto.

Ao Professor Anselmo Chaves Neto, vice coordenador do DINTER citado, pelas cinco disciplinas que ministrou, além das excelentes aulas de vida.

Aos demais Professores do DINTER e ao Secretário Geral do PPGMNE Jair Bezerra dos Anjos Silva, pela dedicação e competência na extensão da UFPR ao extremo oeste do Paraná.

À ITAIPU Binacional, nas pessoas do então Diretor Geral Jorge Miguel Samek e do Superintendente de Engenharia Jorge Habib Hanna El Khouri, grandes incentivadores do Ensino Superior e da Pesquisa no Paraná.

À Fundação Parque Tecnológico Itaipu (FPTI), nas pessoas do então Diretor-Superintendente Juan Carlos Sotuyo e do Diretor Técnico Cláudio Issamy Osako, apoiadores da Educação, Pesquisa e Empreendedorismo no Paraná.

Ao Centro de Estudos Avançados em Segurança de Barragens (CEASB), nas pessoas da Administradora Alexandra da Silva e do Engenheiro Dimilson Pinto Coelho, apoiadores incansáveis do DINTER.

À Universidade Estadual do Oeste do Paraná (UNIOESTE), nas pessoas dos coordenadores do DINTER, o Professor Eduardo César Dechechi e o Professor Eduardo Moreira, bem como da então diretora do campus de Foz do Iguaçu, a Professora Renata Camacho Bezerra e do diretor do Centro de Engenharia e Ciências Exatas, o Professor Carlos Alberto Lima da Silva.

Ao Professor Renato de Oliveira Rocha, pelo apoio no desenvolvimento deste trabalho.

Aos colegas que participaram do DINTER, pelo companheirismo e pela amizade ao longo destes últimos anos. Aos colegas da ITAIPU que contribuíram direta ou indiretamente para a realização deste trabalho.

"Remember that all models are wrong; the practical question is how wrong do they have to be to not be useful."

George Box e Norman Draper (Empirical model building and response surfaces, 1987, p. 74)

RESUMO

O monitoramento da condição baseado na análise de vibrações é a aplicação mais bem-sucedida do monitoramento da saúde estrutural em máquinas rotativas. A técnica é amplamente utilizada nos diversos ramos da indústria, quase sempre com uma abordagem baseada no reconhecimento de padrões. O advento de um defeito é detectado e diagnosticado, ainda em estágio incipiente, pela análise da alteração do comportamento vibratório típico da máquina. A taxa de sucesso dessa abordagem é mais elevada em máquinas rotativas padronizadas, produzidas em larga escala. Hidrogeradores de grande porte são máquinas verticais de baixa rotação, dotadas de mancais hidrodinâmicos de segmentos oscilantes, produzidas em quantidades reduzidas e sob medida, para atender as características específicas da usina hidrelétrica em que serão instaladas. Essas particularidades, somadas à importância estratégica intrínseca dos hidrogeradores de grande porte, justificam uma análise mais aprofundada no monitoramento da saúde estrutural dessas máquinas. Outros fatores acentuam essa necessidade, como comprovam as observações experimentais realizadas no conjunto de 20 hidrogeradores de 700 MW da UHE Itaipu, em operação há mais de três décadas. Inúmeras das observações que foram analisadas no presente estudo mostram que o comportamento vibratório de hidrogeradores saudáveis pode sofrer alterações significativas, repentinas e imprevisíveis, perturbando ou dificultando a aplicação das técnicas usuais do monitoramento da saúde estrutural baseado na análise de vibrações. Essas alterações são originadas principalmente por mudanças nas condições operativas dos mancais radiais, causadas por agentes externos como o campo eletromagnético do gerador, a temperatura da água do rio e o empuxo hidráulico da turbina. Tais alterações podem gerar discrepâncias entre as previsões teóricas e a análise experimental do comportamento dinâmico de hidrogeradores, originando incertezas em parâmetros importantes como os coeficientes de amortecimento e de rigidez dos mancais. Os próprios modelos computacionais utilizados para avaliar o comportamento dinâmico dos hidrogeradores são colocados sob suspeita. Nesse contexto, o presente trabalho desenvolve e apresenta alguns modelos matemáticos para apoiar o monitoramento da saúde estrutural baseado na análise de vibrações. Dentre os modelos citados destacam-se: (a) um modelo hidrodinâmico para a determinação das rigidezes de mancais de segmentos oscilantes; (b) um modelo de dois graus de liberdade para a estimativa experimental dessas rigidezes; e (c) um modelo de dez graus de liberdade para a análise do comportamento dinâmico de hidrogeradores, em condições normais de operação ou na presença dos defeitos mais frequentes. A aplicação dos modelos desenvolvidos aos hidrogeradores da UHE Itaipu apresentou resultados satisfatórios, mostrando o acerto da proposta.

Palavras-chave: Mancais radiais. Análise dinâmica de mancais. Monitoramento da saúde estrutural. Análise de vibrações. Hidrogeradores. UHE Itaipu.

ABSTRACT

Vibration-based condition monitoring is the most successful application of structural health monitoring to rotating machines. This technique is widely applied in several branches of the industry, almost always using an approach based on pattern recognition. The advent of a damage is detected and diagnosed, still in an incipient stage, by the analysis of the changing of the typical vibratory behavior of the machine. The success of this approach is higher in standard rotating machinery, produced on a large scale. Large-sized hydrogenerators are low-speed vertical rotating machines, equipped with tilting-pad journal bearings and tailor-made in small quantities to fulfill the specific requirements of the power plant where they will be installed. These particularities, added to the intrinsic strategic importance of large-sized hydrogenerators, justify the necessity of a more careful analysis in the structural health monitoring of these machines. Other factors emphasize this necessity, as demonstrated by the experimental observations achieved in a set of twenty 700 MW hydrogenerators of Itaipu Power Plant, in operation for more than three decades. Several observations analyzed in this investigation indicate that the vibratory behavior of healthy hydrogenerators can undergo significant, sudden and unpredictable changes, disturbing or making it difficult to apply the usual techniques of vibration monitoring. These changes are originated mainly by variations in the operating conditions of the radial bearings, caused by external agents such as the electromagnetic field of the generator, the temperature of the river water and the hydraulic pull of the turbine. These changes may generate discrepancies between the theoretical predictions and the experimental analysis of the dynamic behavior of hydrogenerators, creating uncertainties in important parameters like bearing stiffness and damping coefficients. Even the computational models used to evaluate hydrogenerators dynamic behavior are placed under suspicion. In this context, this work develops and presents some mathematical models to assist vibration-based structural health monitoring. Among the mentioned models the following are emphasized: (a) a hydrodynamic model for determining the stiffnesses of tilting-pad journal bearings; (b) a two degrees of freedom model for the experimental estimation of these stiffnesses; and (c) a ten degrees of freedom model for the analysis of the dynamic behavior of hydrogenerators, under normal operating conditions or in the presence of the most frequent damages. The application of the developed models to the hydrogenerators of Itaipu Power Plant has presented satisfactory results, showing the correctness of the proposal.

Keywords: Journal bearings. Bearings dynamic analysis. Structural health monitoring. Vibration analysis. Hydrogenerators. Itaipu Power Plant.

LISTA DE FIGURAS

FIGURA 3.1 – VISTA LATERAL DE HIDROGERADOR TÍPICO DA UHE ITAIPU.....	49
FIGURA 3.2 – A) VISTA GERAL, B) BRAÇO DA CRUZETA E C) CUBA DO MANCAL GUIA SUPERIOR DE HIDROGERADOR DA UHE ITAIPU.....	50
FIGURA 3.3 – A) VISTA GERAL, B) VISTA DO SUPORTE DOS SEGMENTOS, C) POSIÇÃO DO TRANSDUTOR EM MANCAL GUIA INFERIOR DE HIDROGERADOR DA UHE ITAIPU.....	50
FIGURA 3.4 – (A) VISTA SUPERIOR E (B) CORTE LATERAL DO MANCAL GUIA SUPERIOR	51
FIGURA 3.5 – VISTA (A) DA TURBINA E (B) DA ESTRUTURA DO MGT.....	52
FIGURA 3.6 – FLEXIBILIDADE DO MANCAL (MGS) EM RELAÇÃO À CARGA RADIAL ESTÁTICA, COM FOLGAS RADIAIS DE 200 μ M E 220 μ M, COM VISCOSIDADE $\eta = 0,020$ PA.S	53
FIGURA 3.7 – ARRANJO DE INSTALAÇÃO DOS TRANSDUTORES DE VIBRAÇÃO NO MGT	58
FIGURA 3.8 – EXCENTRICIDADE DO EIXO NO MGS (ESQUERDA), MGI (CENTRO) E MGT (DIREITA), MEDIDAS EM GIRO MECÂNICO DURANTE O BALANCEAMENTO DO ROTOR DO GERADOR.....	60
FIGURA 3.9 – ARRANJO PARA DETERMINAR A EXCENTRICIDADE DO EIXO E A REDUÇÃO DA FOLGA EM TRANSITÓRIO TÉRMICO COM QUATRO TRANSDUTORES DE PROXIMIDADE.....	62
FIGURA 3.10 – EXCENTRICIDADE DO EIXO NO MGS (ESQUERDA), MGI (CENTRO) E MGT (DIREITA), MEDIDAS AO LONGO DE 9 MESES, COM O HIDROGERADOR OPERANDO EM REGIME ESTACIONÁRIO	64
FIGURA 3.11 – EXCENTRICIDADE DO EIXO NO MGS (ESQUERDA), MGI (CENTRO) E MGT (DIREITA), MEDIDAS AO LONGO DE 10 HORAS NO ENSAIO DE ESTABILIDADE HIDRÁULICA, EM POTÊNCIAS DIVERSAS	65
FIGURA 3.12 – MUDANÇA BRUSCA NA EXCENTRICIDADE DOS EIXOS NOS MANCAIS DE GUIA EM $t = 11,7$ S, COM O HIDROGERADOR OPERANDO COM 247 MW.....	66
FIGURA 3.13 – VIBRAÇÃO DO EIXO NO MGT DE HIDROGERADOR OPERANDO COM 530 MW (100 μ MPP@1,55HZ; 130 μ MPP@4,90HZ; 105 μ MPP@5,30HZ).....	67
FIGURA 3.14 – VIBRAÇÃO DO EIXO NO MGT DE HIDROGERADOR OPERANDO COM 540 MW (90 μ MPP@1,50HZ; 205 μ MPP@5,50HZ; 155MPP@5,80HZ). SINAL ADQUIRIDO 10 SEGUNDOS APÓS A AQUISIÇÃO DO SINAL MOSTRADO NA FIGURA 3.13.....	67
FIGURA 3.15 - VIBRAÇÕES RELATIVAS DO EIXO NO MGS DE HIDROGERADOR OPERANDO EM VÁRIAS CARGAS DO GERADOR	69
FIGURA 3.16 - VIBRAÇÕES ABSOLUTAS NO MGS DE HIDROGERADOR OPERANDO EM VÁRIAS CARGAS DO GERADOR.....	69
FIGURA 3.17 - POTÊNCIA DO GERADOR (SUPERIOR ESQUERDA), TEMPERATURA DA ÁGUA DE RESFRIAMENTO (SUPERIOR DIREITA), TEMPERATURA DO LUBRIFICANTE (INFERIOR ESQUERDA) E TEMPERATURAS DE DOIS SEGMENTOS SEPARADOS DE 90° (INFERIOR DIREITA) DO MGI DE HIDROGERADOR, AO LONGO DE 5.000 HORAS.....	71

FIGURA 3.18 - TEMPERATURAS DOS SEGMENTOS (MÁXIMA, MÉDIA E MÍNIMA) DO MGS, DO LUBRIFICANTE E DA ÁGUA DE RESFRIAMENTO DE UM HIDROGERADOR, AO LONGO DE 78 MESES	71
FIGURA 3.19 - TEMPERATURAS DOS SEGMENTOS (MÁXIMA, MÉDIA E MÍNIMA) DO MGS, DO LUBRIFICANTE E DA ÁGUA DE RESFRIAMENTO DE UM HIDROGERADOR, AO LONGO DE 78 MESES	72
FIGURA 3.20 - TEMPERATURAS DOS SEGMENTOS DO MGS DE HIDROGERADOR OPERANDO COM 0 MW (APÓS PARTIDA E 1H30' DEPOIS) E COM 763 MW.	74
FIGURA 3.21 - TEMPERATURAS DOS SEGMENTOS DO MGS DE HIDROGERADOR OPERANDO COM 0 MW (APÓS PARTIDA E 1H30' DEPOIS) E COM 763 MW.	74
FIGURA 3.22 - DEFORMAÇÃO DA ESTRUTURA DO MGS POR CORRENTES PARASITAS ORIGINADAS PELO CAMPO ELETROMAGNÉTICO DO GERADOR	75
FIGURA 3.23 - DISTRIBUIÇÕES DAS FOLGAS NO MGS: A) FOLGA NOMINAL (TIPO A); B) MEDIDA COM 0 MW (TIPO B - 'O'); C) SIMULAÇÃO COM 700 MW (TIPO C - '+'); D) MEDIDA COM 700 MW (TIPO D - 'X')	77
FIGURA 3.24 - CONJUNTO SEGMENTO E CUNHA DO MGS (DIMENSÕES DA ÁREA DE CONTATO DE PIVOTAMENTO: 60 MM X 60 MM)	79
FIGURA 3.25 - ESPESSURA DO FILME LUBRIFICANTE MEDIDA E LINEARIZADA, NO SEGMENTO 4 DO MGS DE HIDROGERADOR: A) EM GIRO MECÂNICO (0 MW, 70 KN E 46°C); B) COM POTÊNCIA NOMINAL (700 MW, 162 KN E 57°C)	80
FIGURA 4.1 - CROQUI DE UM MANCAL DE SEGMENTOS OSCILANTES: A) VISTA LATERAL; B) VISTA FRONTAL	82
FIGURA 4.2 - CROQUIS DE MALHA SOBRE SEGMENTO	89
FIGURA 4.3 - DISTRIBUIÇÃO DE PRESSÃO SOBRE SEGMENTO DO MGS DE HIDROGERADOR DA UHE ITAIPU ($c = 280 \mu\text{M}$ E $\eta = 0,047 \text{ PA.S}$)	90
FIGURA 4.4 - PRESSÕES CALCULADAS (ESPESSURA LINEARIZADA E ESPESSURA MEDIDA) E PRESSÃO MEDIDA NA PARTE CENTRAL DO SEGMENTO DO MGS DE HIDROGERADOR DA UHE ITAIPU ($c = 280 \mu\text{M}$ E $\eta = 0,047 \text{ PA.S}$)	90
FIGURA 4.5 - FORÇAS RESULTANTES NAS DIREÇÕES X (F_X) E Y (F_Y) DO MGS, COM EIXO DESLOCANDO ENTRE $-100 \mu\text{M}$ A $+100 \mu\text{M}$ NA DIREÇÃO X , COM FOLGA NOMINAL ($c = 200 \mu\text{M}$) E VISCOSIDADE $\eta = 0,035 \text{ PA.S}$	93
FIGURA 4.6 - FORÇAS RESULTANTES NAS DIREÇÕES X (F_X) E Y (F_Y) DO MGS, COM O EIXO DESLOCANDO ENTRE $-100 \mu\text{M}$ A $+100 \mu\text{M}$ NA DIREÇÃO X , COM FOLGA NOMINAL ($c = 200 \mu\text{M}$) E VISCOSIDADE $\eta = 0,020 \text{ PA.S}$	94
FIGURA 4.7 - RIGIDEZES PRINCIPAIS (k_{XX} E k_{YY}) DO MGS OBTIDAS PELO MODELO PROPOSTO (LINHAS) E CALCULADAS PELO FABRICANTE DURANTE O PROJETO (MARCAS '+' E 'O'), EM RELAÇÃO À CARGA RADIAL ESTÁTICA NA DIREÇÃO X , PARA $\eta = 0,020 \text{ PAS}$ E $c = 200 \mu\text{M}$	94
FIGURA 4.8 - INCREMENTO DE TEMPERATURA EM SEGMENTO DO MGS COM A VARIAÇÃO DA FOLGA ENTRE 150 E 400 μM , COM VISCOSIDADE FIXA EM $\eta = 0,025 \text{ PA.S}$	97

FIGURA 4.9 – VARIAÇÃO DA FOLGA DO MGI COM A VELOCIDADE DE ROTAÇÃO	99
FIGURA 4.10 - MODELO DE ROTOR RÍGIDO PARA HIDROGERADORES DE GRANDE PORTE	102
FIGURA 4.11 – MODELO DE ROTOR FLEXÍVEL (MEF, COM 24 ELEMENTOS E 25 NÓS)	107
FIGURA 4.12 – GERADOR EXCITADO: A) 1º MODO DE VIBRAÇÃO (PRECESSÃO RETRÓGRADA EM 4,79 HZ, NÓ EM $Z = -7,0$ M); B) 2º MODO DE VIBRAÇÃO (PRECESSÃO DIRETA EM 5,26 HZ, NÓ EM $Z = -10,0$ M).....	113
FIGURA 4.13 – GERADOR EXCITADO: A) 3º MODO DE VIBRAÇÃO (PRECESSÃO RETRÓGRADA EM 7,25 HZ); B) 4º MODO DE VIBRAÇÃO (PRECESSÃO DIRETA EM 7,93 HZ).....	113
FIGURA 4.14 – GERADOR EXCITADO: A) 1º MODO DE VIBRAÇÃO (PRECESSÃO RETRÓGRADA EM 4,05 HZ, NÓ EM $Z \approx -4,0$ M); B) 2º MODO DE VIBRAÇÃO (PRECESSÃO DIRETA EM 4,89 HZ, NÓ EM $Z \approx -7,0$ M)	114
FIGURA 4.15 – GERADOR EXCITADO: A) 3º MODO DE VIBRAÇÃO (PRECESSÃO RETRÓGRADA EM 6,63 HZ); B) 4º MODO DE VIBRAÇÃO (PRECESSÃO DIRETA EM 7,22 HZ).....	114
FIGURA 4.16 – GERADOR EXCITADO - A) MODOS EM PRECESSÃO RETRÓGRADA - 1º MODO: F1M = 3,79 HZ E 3º MODO: F2M = 5,56 HZ; B) MODOS EM PRECESSÃO DIRETA - 2º MODO: F1M = 4,05 HZ E 4º MODO: F2M = 6,90 HZ	115
FIGURA 4.17 – DIAGRAMA DE CAMPBELL (4 PRIMEIROS MODOS) – HIDROGERADOR EXCITADO – VELOCIDADES CRÍTICAS EM 275 E 415 R/MIN.....	116
FIGURA 4.18 – DIAGRAMA DE CAMPBELL (5 PRIMEIROS MODOS) – HIDROGERADOR EXCITADO – VELOCIDADES CRÍTICAS EM 205 E 320 R/MIN.....	117
FIGURA 4.19 – MODELO COM 2 GL PARA ESTIMAR A RIGIDEZ DO MANCAL.	120
FIGURA 5.1 – RELAÇÃO ENTRE AS RIGIDEZES DO MGS E A EXCENRICIDADE DO EIXO, VARIADA NA DIREÇÃO X , COM FOLGAS NOMINAIS E $\eta = 0,035$ PA.S	125
FIGURA 5.2 – RELAÇÃO ENTRE AS CARGAS LATERAIS (F_X E F_Y) E A EXCENRICIDADE DO EIXO VARIADA NA DIREÇÃO X (MGS), COM FOLGAS NOMINAIS E $\eta = 0,035$ PA.S	126
FIGURA 5.3 – RELAÇÃO ENTRE AS RIGIDEZES DO MGS E A EXCENRICIDADE DO EIXO, VARIADA NA DIREÇÃO X , COM DISTRIBUIÇÃO DE FOLGA ELÍPTICA (TIPO C) E $\eta = 0,035$ PA.S.....	126
FIGURA 5.4 – RELAÇÃO ENTRE AS RIGIDEZES DO MGS E A EXCENRICIDADE DO EIXO, VARIADA NA DIREÇÃO Y , COM DISTRIBUIÇÃO DE FOLGA ELÍPTICA (TIPO C) E $\eta = 0,035$ PA.S.....	126
FIGURA 5.5 – RELAÇÃO ENTRE AS CARGAS LATERAIS (F_X E F_Y) E A EXCENRICIDADE DO EIXO VARIADA NA DIREÇÃO X (MGS), COM DISTRIBUIÇÃO DE FOLGA ELÍPTICA (TIPO C) E $\eta = 0,035$ PA.S	127
FIGURA 5.6 – RELAÇÃO ENTRE AS CARGAS LATERAIS (F_X E F_Y) E A EXCENRICIDADE DO EIXO VARIADA NA DIREÇÃO Y (MGS), COM DISTRIBUIÇÃO DE FOLGA ELÍPTICA (TIPO C) E $\eta = 0,035$ PA.S	127
FIGURA 5.7 – RELAÇÃO ENTRE AS RIGIDEZES DO MGS E A VELOCIDADE DO EIXO, COM FOLGAS NOMINAIS E $\eta = 0,035$ PA.S.....	128

FIGURA 5.8 – RELAÇÃO ENTRE AS RIGIDEZES DO MGS E A VELOCIDADE DO EIXO, COM DISTRIBUIÇÃO DE FOLGA ELÍPTICA (TIPO C) E $\eta = 0,035$ PA.S.....	128
FIGURA 5.9 – RELAÇÃO ENTRE AS RIGIDEZES E A FOLGA DO MGS NA AUSÊNCIA DE DEFORMAÇÕES, COM $\eta = 0,035$ PA.S.....	129
FIGURA 5.10 – RELAÇÃO ENTRE AS RIGIDEZES E A FOLGA DO MGS COM DISTRIBUIÇÃO DE FOLGA ELÍPTICA (TIPO C) E $\eta = 0,035$ PA.S.....	129
FIGURA 5.11 – RELAÇÃO ENTRE AS RIGIDEZES DO MGS E A VISCOSIDADE DO LUBRIFICANTE, COM FOLGAS NOMINAIS E $\eta = 0,035$ PA.S.....	130
FIGURA 5.12 – RELAÇÃO ENTRE AS RIGIDEZES DO MGS E A TEMPERATURA DO LUBRIFICANTE, COM FOLGAS NOMINAIS E $\eta = 0,035$ PA.S.....	130
FIGURA 5.13 – RELAÇÃO ENTRE AS RIGIDEZES DO MGS E A TEMPERATURA DO LUBRIFICANTE, COM DISTRIBUIÇÃO DE FOLGA ELÍPTICA (TIPO C) E $\eta = 0,035$ PA.S..	131
FIGURA 5.14 – RELAÇÃO ENTRE AS RIGIDEZES DO MGS E A VISCOSIDADE DO LUBRIFICANTE, COM DISTRIBUIÇÃO DE FOLGA ELÍPTICA (TIPO C) E $\eta = 0,035$ PA.S...	131
FIGURA 5.15 – VIBRAÇÃO RELATIVA DO EIXO E VIBRAÇÃO ABSOLUTA DO MGS (DIREÇÃO X), MEDIDA COM O HIDROGERADOR OPERANDO EM GIRO MECÂNICO, COM DESBALANCEAMENTO G4,25 NO ROTOR DO GERADOR, NO TEMPO RELATIVO $t1 + 7$ HORAS.....	132
FIGURA 5.16 – VIBRAÇÃO RELATIVA DO EIXO E VIBRAÇÃO ABSOLUTA DO MGI (DIREÇÃO X), MEDIDA COM O HIDROGERADOR OPERANDO EM GIRO MECÂNICO, COM DESBALANCEAMENTO G4,25 NO ROTOR DO GERADOR, NO TEMPO RELATIVO $t1 + 7$ HORAS.....	133
FIGURA 5.17 – VIBRAÇÃO RELATIVA DO EIXO E VIBRAÇÃO ABSOLUTA DO MGS (DIREÇÃO X), MEDIDAS COM O HIDROGERADOR BALANCEADO OPERANDO COM 750 MW.....	136
FIGURA 5.18 – VIBRAÇÃO RELATIVA DO EIXO E VIBRAÇÃO ABSOLUTA DO MGI (DIREÇÃO X), MEDIDAS COM O HIDROGERADOR BALANCEADO OPERANDO COM 750 MW.....	137
FIGURA 5.19 – VIBRAÇÃO RELATIVA DO EIXO E VIBRAÇÃO ABSOLUTA DO MGS (DIREÇÃO X), MEDIDAS COM O HIDROGERADOR BALANCEADO, OPERANDO COM 45% DE ABERTURA DO DISTRIBUIDOR (320 MW).....	137
FIGURA 5.20 – VIBRAÇÃO RELATIVA DO EIXO E VIBRAÇÃO ABSOLUTA DO MGI (DIREÇÃO X), MEDIDAS COM O HIDROGERADOR BALANCEADO, OPERANDO COM 45% DE ABERTURA DO DISTRIBUIDOR (320 MW).....	138
FIGURA 5.21 – INFLUÊNCIA DO DESBALANCEAMENTO DO ROTOR DO GERADOR NAS VIBRAÇÕES RELATIVAS DOS EIXOS (MRR AJUSTADO PELA TABELA 5.7).....	142
FIGURA 5.22 – INFLUÊNCIA DO DESBALANCEAMENTO DO ROTOR DO GERADOR NAS VIBRAÇÕES ABSOLUTAS DOS MANCAIS (MRR AJUSTADO PELA TABELA 5.7).....	142
FIGURA 5.23 – INFLUÊNCIA DO DESBALANCEAMENTO DO ROTOR DA TURBINA NAS VIBRAÇÕES RELATIVAS DOS EIXOS (MRR AJUSTADO PELA TABELA 5.7).....	143
FIGURA 5.24 – INFLUÊNCIA DO DESBALANCEAMENTO DO ROTOR DA TURBINA NAS VIBRAÇÕES ABSOLUTAS DOS MANCAIS (MRR AJUSTADO PELA TABELA 5.7).....	144

FIGURA 5.25 – EFEITO DA VARIAÇÃO DA MASSA EFETIVA DOS MANCAIS NAS VIBRAÇÕES RELATIVAS DOS EIXOS EM 1× (MRR AJUSTADO CONFORME TABELA 5.7)	145
FIGURA 5.26 – EFEITO DA VARIAÇÃO DA MASSA EFETIVA DOS MANCAIS NAS VIBRAÇÕES ABSOLUTAS DOS MANCAIS EM 1× (MRR AJUSTADO CONFORME TABELA 5.7).....	145
FIGURA 5.27 – EFEITO DA VARIAÇÃO DA MASSA EFETIVA DOS MANCAIS NAS FREQUÊNCIAS NATURAIS DO 1º E DO 2º MODO DE VIBRAÇÃO (MRR E MRF AJUSTADOS CONFORME TABELA 5.7).....	145
FIGURA 5.28 – EFEITO DA VARIAÇÃO DA MASSA EFETIVA DOS MANCAIS NAS FREQUÊNCIAS NATURAIS DO 3º E DO 4º MODO DE VIBRAÇÃO (MRR E MRF AJUSTADOS CONFORME TABELA 5.7).....	146
FIGURA 5.29 – EFEITO DA VARIAÇÃO DA MASSA EFETIVA DOS MANCAIS NA FREQUÊNCIA NATURAL DOS MODOS DE VIBRAÇÃO DOS MANCAIS (MRR AJUSTADO CONFORME TABELA 5.7).....	146
FIGURA 5.30 – EFEITO DA VARIAÇÃO DAS RIGIDEZES DO MGS NAS VIBRAÇÕES RELATIVAS DOS EIXOS EM 1× (MRR AJUSTADO CONFORME TABELA 5.7).....	147
FIGURA 5.31 – EFEITO DA VARIAÇÃO DAS RIGIDEZES DO MGS NAS VIBRAÇÕES ABSOLUTAS DOS MANCAIS EM 1× (MRR AJUSTADO CONFORME TABELA 5.7)	147
FIGURA 5.32 – EFEITO DA VARIAÇÃO DAS RIGIDEZES DO MGS NAS FREQUÊNCIAS NATURAIS DO 1º E 2º MODO DE VIBRAÇÃO (MRR E MRF AJUSTADOS PELA TABELA 5.7).....	148
FIGURA 5.33 – EFEITO DA VARIAÇÃO DAS RIGIDEZES DO MGS NAS FREQUÊNCIAS NATURAIS DO 3º E 4º MODO DE VIBRAÇÃO (MRR E MRF AJUSTADOS PELA TABELA 5.7).....	148
FIGURA 5.34 – EFEITO DA VARIAÇÃO DA RIGIDEZ DO ME NAS VIBRAÇÕES RELATIVAS DOS EIXOS EM 1× (MRR AJUSTADO CONFORME TABELA 5.7).....	149
FIGURA 5.35 – EFEITO DA VARIAÇÃO DA RIGIDEZ DO ME NAS VIBRAÇÕES ABSOLUTAS DOS MANCAIS EM 1× (MRR AJUSTADO CONFORME TABELA 5.7)	149
FIGURA 5.36 – EFEITO DA VARIAÇÃO DA RIGIDEZ DO ME NAS FREQUÊNCIAS NATURAIS DO 1º E 2º MODO DE VIBRAÇÃO (MRR E MRF AJUSTADOS PELA TABELA 5.7).....	150
FIGURA 5.37 – EFEITO DA VARIAÇÃO DA RIGIDEZ DO ME NAS FREQUÊNCIAS NATURAIS DO 3º E 4º MODO DE VIBRAÇÃO (MRR E MRF AJUSTADOS PELA TABELA 5.7).....	150
FIGURA 5.38 – ÓRBITA DO EIXO SIMULADA NO MGS (ESQUERDA), NO MGI (CENTRO) E NO MGT (ESQUERDA), ROTOR DO GERADOR DESBALANCEADO (ISO G4,25), RIGIDEZES CONFORME TABELA 5.5, SEM ACOPLAMENTO CRUZADO	151
FIGURA 5.39 – ÓRBITA DO EIXO SIMULADA NO MGS (ESQUERDA), NO MGI (CENTRO) E NO MGT (ESQUERDA), ROTOR DO GERADOR DESBALANCEADO (ISO G4,25), RIGIDEZES CONFORME TABELA 5.5, COM ACOPLAMENTO CRUZADO DE 20%	151
FIGURA 5.40 – ÓRBITA DO EIXO FILTRADA MEDIDA NO MGS (ESQUERDA), NO MGI (CENTRO) E NO MGT (DIREITA), ROTOR DO GERADOR DESBALANCEADO (ISO G4,25) E RIGIDEZES DOS MANCAIS CONFORME TABELA 5.5.....	152

FIGURA 5.41 – ÓRBITA DO EIXO FILTRADA MEDIDA NO MGS (ESQUERDA), NO MGI (CENTRO) E NO MGT (ESQUERDA), COM O HIDROGERADOR OPERANDO COM 763 MW, COM ROTOR DO GERADOR BALANCEADO	152
FIGURA 5.42 – FUNÇÕES DE RESPOSTA EM FREQUÊNCIA PARA EXCITAÇÃO DO ROTOR NO PLANO xz POR FLUTUAÇÕES DE PRESSÃO NA CAIXA ESPIRAL (0 – 40 HZ).....	154
FIGURA 5.43 – FUNÇÕES DE RESPOSTA EM FREQUÊNCIA PARA EXCITAÇÃO DO ROTOR NO PLANO xz POR FLUTUAÇÕES DE PRESSÃO NA CAIXA ESPIRAL (2 – 8 HZ).....	155
FIGURA 5.44 – VIBRAÇÕES DO EIXO SIMULADAS COM O MRR PARA EXCITAÇÃO DO ROTOR DA TURBINA POR FLUTUAÇÕES DE PRESSÃO NA CAIXA ESPIRAL	155
FIGURA 5.45 – FUNÇÕES DE RESPOSTA EM FREQUÊNCIA PARA EXCITAÇÃO DO MGT NO PLANO xz POR FLUTUAÇÕES DE PRESSÃO NA CAIXA ESPIRAL (0 – 40 HZ).....	156
FIGURA 6.1 – EIXOS DE SIMETRIA DA PARTE ROTATIVA DO HIDROGERADOR ($Cs_x S_y S_z$) E SISTEMA DE COORDENADAS ROTATIVO ($Cxyz$): A) SEM DESALINHAMENTO; B) COM DESALINHAMENTO ANGULAR χ	174
FIGURA 6.2 – ARMAZENAMENTO DE ENERGIA POTENCIAL NO MANCAL GUIA SUPERIOR ..	176
FIGURA 6.3 - ARMAZENAMENTO DE ENERGIA POTENCIAL NO MANCAL DE ESCORA.....	178
FIGURA 6.4 - ELEMENTO DE VIGA: A) GEOMETRIA E SISTEMA DE COORDENADAS; B) VISTA DO PLANO yz ; C) VISTA DO PLANO xz	189
FIGURA 6.5 – MODELO FÍSICO E DIAGRAMA DE CORPOS LIVRES DOS MANCAIS RADIAIS..	198
FIGURA 6.6 - PRINCIPAIS COMPONENTES DE UM HIDROGERADOR	203

LISTA DE TABELAS

TABELA 3.1 – DADOS PRINCIPAIS DOS MANCAIS DE GUIA SUPERIOR (MGS), INFERIOR (MGI) E DA TURBINA (MGT)	49
TABELA 3.2 – FLEXIBILIDADES PARCIAIS DOS MANCAIS DE GUIA.....	52
TABELA 3.3 – RIGIDEZ DOS MANCAIS DE GUIA.....	54
TABELA 3.4 – DADOS DOS GERADORES DA UHE ITAIPU	56
TABELA 3.5 – TEMPERATURA MÁXIMA DO SEGMENTO (ϑ_{seg}), TEMPERATURA DO EIXO (ϑ_{eixo}) E TEMPERATURA DO LUBRIFICANTE (ϑ_{lub}) NO MGS E NO MGI	64
TABELA 3.6 – TEMPERATURAS NAS POSIÇÕES CORRESPONDENTES A 5%, 80% E 95% DO COMPRIMENTO DOS SEGMENTOS DO MGS.....	73
TABELA 3.7 – CARGA RADIAL ESTÁTICA NOS MANCAIS DE GUIA DO GERADOR	78
TABELA 4.1 – SIGNIFICADO FÍSICO DOS TERMOS DA EQUAÇÃO DE REYNOLDS.....	85
TABELA 4.2 – TEMPERATURA MÉDIA DO LUBRIFICANTE (ϑ_{lub}), TEMPERATURA MÁXIMA DOS SEGMENTOS (ϑ_{seg}), TEMPERATURA MÉDIA DO EIXO E BLOCO DE ESCORA (ϑ_{eixo}), MEDIDAS NOS MANCAIS GUIA SUPERIOR E INFERIOR (COMBINADO).....	95
TABELA 4.3 – VALORES MÍNIMO ($\Delta\vartheta_{m\acute{I}n}$), MÉDIO ($\Delta\vartheta_{m\acute{E}d}$) E MÁXIMO ($\Delta\vartheta_{m\acute{A}x}$) DO INCREMENTO DE TEMPERATURA DOS SEGMENTOS DO MGS EM RELAÇÃO À TEMPERATURA MÉDIA DO LUBRIFICANTE (ϑ_{lub}), MEDIDOS AO LONGO DE 78 MESES, COMO MOSTRADO NA FIGURA 3.18	98
TABELA 4.4 – PARÂMETROS DE INÉRCIA E RIGIDEZ DO MODELO DE ROTOR RÍGIDO	103
TABELA 4.5 – PARÂMETROS GEOMÉTRICOS DO MODELO DE ROTOR RÍGIDO	103
TABELA 4.6 – PARÂMETROS DOS EIXOS E ROTORES DO MRF	108
TABELA 4.7 – VIBRAÇÕES RELATIVAS DO EIXO MEDIDAS PELOS TRANSDUTORES DE PROXIMIDADE (EM DESLOCAMENTO) E AS VIBRAÇÕES ABSOLUTAS DOS MANCAIS MEDIDAS PELOS ACELERÔMETROS E INTEGRADAS PELOS AMPLIFICADORES DE CARGA (EM VELOCIDADE).....	110
TABELA 4.8 – COMPARAÇÃO ENTRE AS FREQUÊNCIAS NATURAIS NÃO AMORTECIDAS COM OS VÁRIOS MODELOS UTILIZADOS.....	112
TABELA 4.9 – POSIÇÃO ESTIMADA DOS PONTOS NODAIS.....	114
TABELA 4.10 – ESTIMATIVAS DAS VELOCIDADES CRÍTICAS.....	116
TABELA 4.11 – RIGIDEZES ESTIMADAS PARA O MGS DE HIDROGERADOR OPERANDO COM DESBALANCEAMENTO G4,25 NO ROTOR DO GERADOR, COM SINAIS SIMULADOS PARA DIVERSAS FOLGAS NOS MANCAIS DO GERADOR.....	121
TABELA 4.12 – RIGIDEZES ESTIMADAS PARA O MGI DE HIDROGERADOR OPERANDO COM DESBALANCEAMENTO G4,25 NO ROTOR DO GERADOR, COM SINAIS SIMULADOS PARA DIVERSAS FOLGAS NOS MANCAIS DO GERADOR.....	122

TABELA 4.13 – COMPARAÇÃO ENTRE AS VIBRAÇÕES GERADAS PELO MRR COM AS RIGIDEZES REAIS E COM AS RIGIDEZES EFETIVAS ESTIMADAS	122
TABELA 5.1 – RIGIDEZES E CARGA LATERAL NO MGS EM FOLGAS DIVERSAS ($\eta = 0,035$ PA.S)	124
TABELA 5.2 – RIGIDEZES ESTIMADAS PARA O MGS, UTILIZANDO SINAIS ADQUIRIDOS NO PROCESSO DE BALANCEAMENTO DO ROTOR DO GERADOR.....	133
TABELA 5.3 – RIGIDEZES ESTIMADAS PARA O MGI, UTILIZANDO SINAIS ADQUIRIDOS NO PROCESSO DE BALANCEAMENTO DO ROTOR DO GERADOR.....	134
TABELA 5.4 – VIBRAÇÕES RELATIVAS DO EIXO MEDIDAS E SIMULADAS, ERROS DE AJUSTE E RIGIDEZES DOS MANCAIS AJUSTADAS, COM DESBALANCEAMENTO G4,25 NO ROTOR DO GERADOR, LOGO APÓS PARTIDA DO HIDROGERADOR.....	139
TABELA 5.5 – VIBRAÇÕES RELATIVAS DO EIXO MEDIDAS E SIMULADAS, ERROS DE AJUSTE E RIGIDEZES DOS MANCAIS AJUSTADAS, COM DESBALANCEAMENTO G4,25 NO ROTOR DO GERADOR, HIDROGERADOR EM ESTABILIDADE TÉRMICA	139
TABELA 5.6 – VIBRAÇÕES RELATIVAS DO EIXO MEDIDAS E SIMULADAS, ERROS DE AJUSTE E RIGIDEZES DOS MANCAIS AJUSTADAS, COM DESBALANCEAMENTO G6,65 NO ROTOR DO GERADOR, 40' ANTES DA ESTABILIDADE TÉRMICA	140
TABELA 5.7 – VIBRAÇÕES RELATIVAS DO EIXO MEDIDAS E SIMULADAS, ERROS DE AJUSTE E RIGIDEZES DOS MANCAIS AJUSTADAS, COM DESBALANCEAMENTO G6,65 NO ROTOR DO GERADOR, HIDROGERADOR EM ESTABILIDADE TÉRMICA	140
TABELA 5.8 – COMPARAÇÃO ENTRE AS RIGIDEZES ESTIMADAS NA SEÇÃO 5.2 E AS RIGIDEZES AJUSTADAS VIA MRR NO MGS	141
TABELA 5.9 – COMPARAÇÃO ENTRE AS RIGIDEZES ESTIMADAS E AS RIGIDEZES AJUSTADAS VIA MRR NO MGI.....	141
TABELA 5.10 – EFEITO DA EXCITAÇÃO DO GERADOR NAS VIBRAÇÕES RELATIVAS DO EIXO EM HIDROGERADOR OPERANDO COM DESBALANCEAMENTO G6,65 NO ROTOR DO GERADOR (MRR AJUSTADO PELA TABELA 5.7)	153
TABELA 5.11 – EFEITO DA EXCITAÇÃO DO GERADOR NAS VIBRAÇÕES ABSOLUTAS DO MANCAL EM HIDROGERADOR OPERANDO COM DESBALANCEAMENTO G6,65 NO ROTOR DO GERADOR (MRR AJUSTADO PELA TABELA 5.7).....	153
TABELA 5.12 – EFEITO DA EXCITAÇÃO DO GERADOR NAS FREQUÊNCIAS NATURAIS DOS QUATRO PRIMEIROS MODOS DE VIBRAÇÃO DE HIDROGERADOR (MRR AJUSTADO PELA TABELA 5.7).....	153
TABELA 5.13 – VIBRAÇÕES RELATIVAS DO EIXO MEDIDAS E SIMULADAS, ERROS DE AJUSTE E RIGIDEZES DOS MANCAIS AJUSTADAS EM HIDROGERADOR OPERANDO COM 45% DA ABERTURA DO DISTRIBUIDOR.....	157

LISTA DE SIGLAS

CEASB	- Centro de Estudos Avançados em Segurança de Barragens
IRS	- <i>Improved Reduction System</i>
ISO	- <i>International Standard Organization</i>
LBP	- <i>Load Between Pads</i>
MDF	- Método das Diferenças Finitas
ME	- Mancal de Escora
MEF	- Método dos Elementos Finitos
MGC	- Mancal Guia Combinado (o mesmo que MGI)
MGI	- Mancal Guia Inferior (o mesmo que MGC)
MGS	- Mancal Guia Superior
MGT	- Mancal Guia da Turbina
MMT	- Método da Matriz de Transferência
MRF	- Modelo de Rotor Flexível
MRR	- Modelo de Rotor Rígido
MSE	- Monitoramento da Saúde Estrutural (o mesmo que SHM)
MVF	- Método dos Volumes Finitos
rpm	- Rotações por minuto
SHM	- <i>Structural Health Monitoring</i> (o mesmo que MSE)
SIN	- Sistema Interligado Nacional
RTD	- <i>Resistance Temperature Detector</i>
THD	- Termo-hidrodinâmico
TEHD	- Termo-elasto-hidrodinâmico
UHE	- Usina Hidrelétrica

LISTA DE SÍMBOLOS

\mathbf{A}_{ee}	- Matriz dinâmica ou matriz do sistema;
\mathbf{B}_{ee}	- Matriz de entradas;
\mathbf{C}	- Matriz de amortecimento do hidrogerador;
\mathbf{C}_{ee}	- Matriz de saídas;
\mathbf{C}_m	- Matriz de amortecimento de um mancal;
\mathbf{D}_{ee}	- Matriz de transmissão direta;
$\mathbf{F}(t)$	- Vetor de forças generalizadas;
\mathbf{F}	- Força resultante entre eixo e mancal;
\mathbf{G}	- Matriz do efeito giroscópico;
\mathbf{G}_e	- Matriz do efeito giroscópico em um elemento de viga;
\mathbf{K}	- Matriz de rigidez do hidrogerador;
\mathbf{K}_e	- Matriz de rigidez de um elemento de viga;
\mathbf{K}_f	- Matriz de rigidez à flexão de um elemento de viga;
\mathbf{K}_g	- Matriz de rigidez geométrica de um elemento de viga;
\mathbf{K}_m	- Matriz de rigidez de um mancal;
\mathbf{M}	- Matriz de massa do hidrogerador;
\mathbf{M}_e	- Matriz de massa de um elemento de viga;
\mathbf{M}_R	- Matriz de inércia em rotação de um elemento de viga;
\mathbf{M}_T	- Matriz de inércia em translação de um elemento de viga;
\mathbf{N}	- Matriz das funções de forma;
\mathbf{q}	- Vetor de coordenadas generalizadas;
\mathbf{x}	- Vetor de coordenadas generalizadas;
A	- Área da seção transversal do eixo;
$A_{ni,k}$	- Coeficiente $n = 1, \dots, 4$ da equação de Reynolds em $(x, y) = (i\Delta, k\Delta)$;
a	- Coeficiente angular da espessura do filme lubrificante linearizada;
$B_{i,k}$	- Função forçante da equação de Reynolds em $(x, y) = (i\Delta, k\Delta)$;
B_m	- Densidade de campo magnético no entreferro do gerador;
\mathcal{C}_{xyz}	- Sistema de coordenadas móvel fixo em \mathcal{C}
$\mathcal{C}X'Y'Z'$	- Sistema de coordenadas inercial fixo em \mathcal{C}
C_i	- Constante de integração ($i = 1, 2$);

C_p	- Calor específico do lubrificante;
c	- Folga nominal do mancal (hidrogerador operando);
c_b	- Coeficiente de amortecimento da cruzeta do mancal;
c_{ij}	- Coeficiente de amortecimento do mancal ($i, j = x, y$);
c_0	- Folga nominal do mancal (hidrogerador parado);
c_p	- Fator polar;
D	- Função de Dissipação de Rayleigh;
D_r	- Diâmetro do rotor;
d_e	- Diâmetro externo do elemento de viga;
d_i	- Diâmetro interno do elemento de viga;
E	- Módulo de elasticidade do material;
e_{per}	- Desbalanceamento residual permissível específico;
F_X, F_Y	- Força entre eixo e mancal radial nas direções X e Y ;
F_m	- Empuxo magnético entre rotor e estator do gerador;
G	- Módulo de cisalhamento do material;
g	- Aceleração da gravidade;
g_r	- Entreferro do gerador;
$h = h(x, z, t)$	- Equação da espessura do filme lubrificante em um segmento;
$h[i] = h_i$	- Espessura discretizada do filme lubrificante em $x = i\Delta$;
h_i	- Espessura do filme lubrificante na entrada do segmento;
h_o	- Espessura do filme lubrificante na saída do segmento;
k_b	- Coeficiente de rigidez da cruzeta do mancal;
k_{ij}	- Coeficiente de rigidez do mancal ($i, j = x, y$);
k_{efii}	- Coeficiente de rigidez efetiva do mancal ($i = x, y$);
k_m	- Rigidez magnética do gerador;
I_i	- Momento de inércia de área transversal ($i = x, y$);
J_d	- Momento de inércia de massa diametral ou transversal;
J_i	- Momento de inércia de massa diametral ou transversal ($i = x, y$);
J_p	- Momento de inércia de massa polar;
L	- Largura do segmento;
L_{br}	- Altura bruta do rotor do gerador;
L_r	- Altura efetiva do rotor do gerador;

m	- Massa da parte rotativa do hidrogerador;
m_b	- Massa efetiva da cruzeta do mancal;
m_i	- Massa efetiva da cruzeta do mancal ($m_{pc} = 1 - c/[R - r]$);
m_d	- Relação entre diâmetros interno e externo do elemento de viga;
m_{pc}	- Fator de pré-carga do segmento ($i = 1, 2, 3$);
m_s	- Massa do segmento do mancal;
N_{ij}	- Função de forma ($i, j = 1, 2, 3, 4$);
n_s	- Número de segmentos oscilantes do mancal;
n	- Atitude do segmento ($n = h_i/h_o$);
$OXYZ$	- Sistema de coordenadas inercial fixo em O
$p = p(x, z, t)$	- Pressão do filme lubrificante em um segmento;
$p[i, k] = p_{i,k}$	- Pressão do filme lubrificante em $(x, y) = (i\Delta, k\Delta)$;
P	- Potência dissipada no mancal;
P_i	- Potência dissipada no i -ésimo segmento do mancal;
r	- Raio do colar do eixo ou raio do bloco de escora;
R	- Raio do segmento do mancal;
$s_i(t)$	- Sinal do i -ésimo transdutor;
t	- Tempo;
T	- Energia cinética;
u	- Deslocamento radial do bloco de escora;
$U = \Omega r$	- Velocidade tangencial do eixo;
u_a, v_a, w_a	- Velocidades da superfície do eixo nas direções x, y, z ;
u_b, v_b, w_b	- Velocidades da superfície do segmento nas direções x, y, z ;
u_{xi}, u_{yi}, u_{zi}	- Deslocamentos do i -ésimo nó do elemento nas direções x, y, z ;
$u_i(t)$	- Deslocamento relativo eixo-mancal nas direções $i = X, Y$;
$U_i(j\Omega)$	- Idem ao anterior, na frequência de rotação Ω ;
U_{per}	- Desbalanceamento residual permissível;
V	- Energia potencial;
xyz	- Sistema de coordenadas local no segmento;
$X(t)$	- Deslocamento do eixo no domínio do tempo;
$x_b(t)$	- Deslocamento da cruzeta na direção X , no domínio do tempo;
$X_b(j\Omega)$	- Idem ao anterior, na frequência de rotação Ω ;

$Y(t)$	- Deslocamento do eixo no domínio do tempo;
$y_b(t)$	- Deslocamento da cruzeta na direção Y , no domínio do tempo;
$Y_b(j\Omega)$	- Idem ao anterior, na frequência de rotação Ω ;
x_r	- Excentricidade do rotor do gerador;
α	- Ângulo entre o pivô e a saída do filme do segmento do mancal;
α_a	- Coeficiente de dilatação linear do aço;
αR	- Distância entre o pivô e a saída do filme do segmento;
β	- Ângulo entre as extremidades do segmento do mancal;
βR	- Comprimento do segmento;
δ	- Folga radial do mancal;
ϵ	- Excentricidade (distância centro de massa - centro geométrico);
ζ	- Coordenada adimensional do elemento de viga;
ϑ_{eixo}	- Temperatura média do eixo no interior do mancal;
ϑ_{lub}	- Temperatura média do lubrificante na cuba do mancal;
ϑ_{seg}	- Temperatura máxima dos segmentos do mancal;
$\varphi_{xi}, \varphi_{yi}, \varphi_{zi}$	- Deslocamentos angulares do i -ésimo nó do elemento de viga em torno das direções x, y, z ;
η	- Viscosidade dinâmica do lubrificante;
ν	- Coeficiente de Poisson;
ρ	- Massa específica do lubrificante;
ρ_a	- Massa específica do aço;
Δ	- Dimensão da malha quadrada utilizada no MDF;
Δc	- Variação da folga radial do mancal;
Φ	- Coeficiente do efeito de cisalhamento transversal;
χ	- Ângulo entre eixo de simetria e eixo de rotação;
χ_c	- Fator de cisalhamento;
Ω	- Velocidade angular do hidrogenador;
$1 \times$	- Frequência de rotação do hidrogenador
$2 \times$	- Dobro da frequência de rotação do hidrogenador
$k \times$	- k -vezes a frequência de rotação do hidrogenador

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	25
1.1	OBJETIVOS	29
1.1.1	Objetivo Geral	29
1.1.2	Objetivos Específicos	29
1.2	JUSTIFICATIVAS	30
1.3	ESTRUTURA DO TRABALHO	31
2	REVISÃO DA LITERATURA	33
2.1	ASPECTOS DA TRIBOLOGIA	33
2.2	ASPECTOS DA IDENTIFICAÇÃO DE SISTEMAS	36
2.3	ASPECTOS DO MONITORAMENTO DA CONDIÇÃO	39
2.3.1	Normas internacionais sobre o monitoramento de hidrogeradores	39
2.3.2	Livros sobre o monitoramento de hidrogeradores	41
2.3.3	Monitoramento da carga nos mancais radiais de hidrogeradores	42
2.4	ASPECTOS DA DINÂMICA DE ROTORES	43
2.5	LIMITES DO ESCOPO DESSE TRABALHO	47
3	ANÁLISE EXPERIMENTAL DE HIDROGERADORES	48
3.1	DADOS PRINCIPAIS DOS HIDROGERADORES DA UHE ITAIPU	48
3.1.1	Descrição resumida dos hidrogeradores	48
3.1.2	Circulação do lubrificante em mancais de guia	51
3.1.3	Rigidezes de projeto dos mancais de guia	52
3.1.4	Rigidez axial do mancal de escora	54
3.1.5	Rigidez magnética de projeto	55
3.1.6	Transdutores nos mancais de guia da UHE Itaipu	56
3.2	ASPECTOS EXPERIMENTAIS	59
3.2.1	Mudanças na excentricidade do eixo em transitórios térmicos	59
3.2.2	Mudanças na excentricidade do eixo em operação normal	64
3.2.3	Mudança brusca na excentricidade do eixo	65
3.2.4	Alteração brusca das frequências naturais	66
3.2.5	Alteração do comportamento vibratório com a carga do gerador	68
3.2.6	Variação sazonal da viscosidade do lubrificante	70
3.2.7	Variação da viscosidade do filme lubrificante	72
3.2.8	Alterações dimensionais das estruturas dos mancais	73

3.2.9	Alteração das folgas devido à deformação do mancal	75
3.2.10	Alteração das folgas por deformação e dilatação no mancal de escora ...	76
3.2.11	Variação da carga radial estática do mancal	78
3.2.12	Alteração na distribuição da espessura do filme lubrificante.....	78
4	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA E MODELAGENS	81
4.1	ASPECTOS DA TRIBOLOGIA	81
4.1.1	Modelo Hidrodinâmico do Mancal Radial	81
4.1.2	Modelo das Rigidezes do Mancal	89
4.1.3	Modelo dos Efeitos Térmicos na Folga Média do Mancal	94
4.1.4	Modelo dos Efeitos Térmicos na Folga dos Segmentos	96
4.1.5	Modelo da Redução da Folga Média do Mancal por Sobrevelocidade	98
4.2	ASPECTOS DA DINÂMICA DE ROTORES	99
4.2.1	Modelo de Rotor Rígido	99
4.2.2	Modelo de Rotor Flexível	106
4.2.3	Modelos no Espaço de Estados no Tempo Contínuo	108
4.2.4	Avaliação do Modelo de Rotor Rígido	111
4.3	ASPECTOS DA IDENTIFICAÇÃO DE SISTEMAS	118
4.3.1	Modelo das Rigidezes Efetivas dos Mancais	118
4.3.2	Avaliação do Método para Estimativa das Rigidezes Efetivas	120
5	SIMULAÇÕES, APLICAÇÕES EXPERIMENTAIS E ANÁLISES.....	123
5.1	ASPECTOS DA TRIBOLOGIA	123
5.1.1	Dependência da rigidez com a distribuição de folga dos segmentos	123
5.1.2	Dependência da rigidez com a excentricidade do eixo	124
5.1.3	Dependência da rigidez com a velocidade de rotação do eixo	127
5.1.4	Dependência da rigidez com o valor da folga	128
5.1.5	Dependência da rigidez com a viscosidade do lubrificante	129
5.2	ASPECTOS DA IDENTIFICAÇÃO DE SISTEMAS	131
5.2.1	Aplicação do método experimental em hidrogerador desbalanceado	132
5.2.2	Aplicação do método experimental em hidrogerador balanceado.....	135
5.3	ASPECTOS DA DINÂMICA DE ROTORES	138
5.3.1	Ajuste do MRR ao hidrogerador modelado	138
5.3.2	Influência do grau de desbalanceamento do rotor do gerador	141
5.3.3	Influência do grau de desbalanceamento do rotor da turbina	142
5.3.4	Influência da massa efetiva do mancal	144

5.3.5	Influência da variação da rigidez de um mancal de guia.....	147
5.3.6	Influência da variação da rigidez do mancal de escora.....	148
5.3.7	Influência da anisotropia e do acoplamento cruzado na órbita do eixo	150
5.3.8	Influência da excitação magnética do gerador	152
5.3.9	Influência de defeitos nas funções de resposta em frequência	154
5.3.10	Estimativa de forças de excitação.....	156
5.3.11	Simulação de outros efeitos e defeitos	157
6	CONCLUSÃO	158
	REFERÊNCIAS.....	164
	APÊNDICES	171
A	MODELO DE ROTOR RÍGIDO PARA HIDROGERADORES.....	171
A.1	MATRIZES DE ROTAÇÃO.....	171
A.2	BALANÇO DE ENERGIA NO HIDROGERADOR	172
A.2.1	Energia armazenada na parte rotativa	172
A.2.2	Energia armazenada nos mancais.....	175
A.2.3	Energia total armazenada no hidrogenador	179
A.2.4	Função de dissipação de Rayleigh	179
A.3	EQUAÇÕES DE MOVIMENTO	180
A.3.1	Determinação das equações de movimento	180
A.3.2	Equações de movimento na forma matricial	185
B	MODELO DE ROTOR FLEXÍVEL PARA HIDROGERADORES	188
B.1	O MEF APLICADO À DINÂMICA DE ROTORES.....	188
B.1.1	Elementos de viga.....	188
B.1.2	Funções de forma	189
B.1.3	Energia potencial e matrizes de rigidez.....	191
B.1.4	Energia cinética, matriz de massa e matriz giroscópica.....	194
B.1.5	Determinação da equação de movimento do elemento de viga.....	196
B.2	MODELO MATEMÁTICO DO HIDROGERADOR PELO MEF	196
B.2.1	Montagem das matrizes globais dos elementos de viga.....	196
B.2.2	Montagem das matrizes globais do hidrogenador	198
C	DEFEITOS, SINTOMAS E DIAGNÓSTICOS.....	202
C.1	METODOLOGIA.....	202
C.2	DESCRIÇÃO DOS DEFEITOS, SINTOMAS E DIAGNÓSTICOS	205

1 INTRODUÇÃO

Apesar das secas prolongadas dos últimos anos e da crescente diversificação que vem ocorrendo na matriz energética brasileira, ainda há um claro predomínio da energia hidroelétrica, que representou cerca de dois terços da energia elétrica consumida no Brasil no ano de 2016 (BRASIL, 2017). Devido às características da bacia hidrográfica brasileira, com abundância de rios caudalosos e propícios a usinas hidroelétricas de baixas e médias quedas, o Sistema Interligado Nacional (SIN) tem mais de duas centenas de hidrogeradores de grande porte¹, acionados por turbinas Kaplan ou Francis com potência nominal variando entre 150 e 700 MW. A elevada potência unitária confere uma importância estratégica individual relevante a esses equipamentos. Considerando-se adicionalmente a possibilidade de ocorrência de falhas catastróficas (HAMILL, 2010), a aplicação de técnicas de monitoramento da saúde estrutural (MSE²) em hidrogeradores é uma real necessidade. MSE é um processo que envolve a utilização de um conjunto de técnicas multidisciplinares para detectar e diagnosticar anormalidades ou defeitos incipientes em sistemas dinâmicos. Quando tais sistemas dinâmicos são máquinas rotativas, a principal e mais bem-sucedida ferramenta desse conjunto de técnicas é o monitoramento da condição baseado na análise de vibrações (FARRAR e WORDEN, 2007), doravante referenciado simplesmente por monitoramento de vibrações. A situação não é diferente no caso de hidrogeradores, onde o monitoramento de vibrações vem sendo amplamente difundido e utilizado, juntamente com o monitoramento de temperaturas dos mancais e do gerador, de características físico-químicas e cromatográficas do óleo lubrificante e de descargas parciais do enrolamento estatórico.

Ainda de acordo com Farrar e Worden (2007), o monitoramento de vibrações utilizado nos múltiplos ramos da indústria é fundamentado quase que exclusivamente no reconhecimento de padrões. Os fundamentos dessa técnica são bem conhecidos: uma máquina saudável tem um padrão vibratório que se altera com o advento de um defeito; a análise dessa alteração possibilita a detecção e o diagnóstico do defeito em questão (RANDALL, 2011). Tal abordagem funciona adequadamente quando existe

¹ Neste texto, exceto quando referenciado claramente em contrário, o termo *hidrogerador* será sempre utilizado para designar *hidrogeradores de grande porte*, ou seja, máquinas rotativas de montagem vertical, de baixa rotação (60 a 200 rpm), com potência superior a 150 MW.

² Monitoramento da saúde estrutural, em inglês *Structural Health Monitoring* ou SHM.

um número suficientemente grande de máquinas iguais, operando em condições similares há um tempo longo o bastante. Entretanto, hidrogeradores não são equipamentos padronizados, são máquinas de montagem vertical e de baixa rotação, projetadas e fabricadas sob medida para atender os parâmetros de queda e vazão de cada usina hidrelétrica específica. Por isso, essas máquinas apresentam um padrão vibratório peculiar e complexo (WU, SHENGCAI, *et al.*, 2013, p. 17). É comum que os padrões vibratórios de dois hidrogeradores supostamente idênticos e operando em condições similares sejam significativamente diferentes um do outro, muitas vezes devido a imperfeições de montagem aparentemente irrelevantes. Adicionalmente, como será visto adiante, o padrão vibratório de um hidrogerador saudável pode sofrer mudanças expressivas e imprevisíveis, mesmo na ausência de defeitos ou de alterações aparentes nas suas condições operativas. Assim, o monitoramento de vibrações nas condições descritas pode ter como consequência muitos casos de falso-positivo e falso-negativo na detecção e no diagnóstico de defeitos, gerando uma descrença indevida na técnica citada.

Hidrogeradores são equipados com mancais radiais hidrodinâmicos do tipo segmentos oscilantes³. Mancais são classificados pelo tipo de carga que recebem. Mancais axiais ou mancais de escora são projetados para suportar o peso próprio da parte girante do hidrogerador, além do empuxo hidráulico da turbina. Mancais radiais, também conhecidos por mancais de guia, têm por função manter a máquina girando de forma alinhada, absorvendo eventuais cargas radiais. Alguns mancais são mistos ou combinados, exercendo as duas funções descritas, a função de escora e a função de guia. As forças não lineares geradas no filme lubrificante de um mancal radial são função da posição e da velocidade do eixo, além de outros parâmetros como a viscosidade do lubrificante e a distribuição das folgas dos vários segmentos do mancal. Essas forças podem ser linearizadas ao redor da posição de equilíbrio estático do eixo, definindo-se assim os coeficientes de rigidez e os coeficientes de amortecimento do mancal (SZERI, 1998, p. 132-137), também referenciados como coeficientes dinâmicos do mancal. Mancais radiais são componentes essenciais de qualquer turbomáquina; o entendimento adequado do comportamento dinâmico desses componentes é fundamental para o monitoramento da condição de máquinas

³ Também denominados de mancais de segmentos pivotados ou mancais de sapatas pivotadas. Em inglês são referenciados como *pivoted pad bearings* ou *tilting pad journal bearings*.

rotativas baseado na análise de vibrações (TIWARI, LEES e FRISWELL, 2004). A influência dos mancais radiais é particularmente importante no caso de máquinas de montagem vertical, nas quais a imprevisibilidade da intensidade e da direção da carga radial estática impedem a determinação precisa da condição operativa do mancal, impedindo a determinação dos coeficientes dinâmicos com uma exatidão adequada.

Este trabalho envolve aspectos relacionados com a Tribologia, a Identificação de Sistemas e a Dinâmica de Rotores, com o objetivo de assistir o monitoramento da condição baseado na análise de vibrações de hidrogeradores, com uma abordagem fundamentada na análise experimental e na modelagem matemática, com foco nos mancais radiais. A análise experimental foi baseada nas observações coletadas nos vinte hidrogeradores de 700 MW da Usina Hidrelétrica (UHE) Itaipu, compiladas de relatórios de ensaios emitidos nas últimas três décadas ou obtidas pelo reprocessamento de sinais de vibração e de parâmetros operativos diversos, registrados de forma digital em ensaios anteriores. A análise revelou vários fenômenos que ocorrem em hidrogeradores saudáveis operando em regime estacionário, que podem provocar mudanças significativas, repentinas e imprevisíveis nas condições operativas e nas condições de contorno dos mancais radiais. Alguns desses fenômenos são reproduzidos em ensaios ordinários de comissionamento ou mesmo em operação normal, enquanto que outros são raramente observados ou são detectados somente através de ensaios especiais. De qualquer forma, esses fenômenos podem provocar mudanças similares nos coeficientes dinâmicos dos mancais e no comportamento dinâmico do hidrogerador, criando discrepâncias entre predições teóricas e observações experimentais, dificultando a detecção e o diagnóstico de defeitos, deteriorando a confiança no monitoramento de vibrações.

Este trabalho privilegia o uso de modelos simplificados, porém precisos o suficiente para atingir o objetivo proposto. Nesse contexto, na parte referente à Tribologia, é apresentado um modelo simplificado para estimar os coeficientes de rigidez de mancais radiais de hidrogeradores, considerando somente os efeitos hidrodinâmicos de um filme lubrificante isoviscoso com distribuição de espessura linear. Na parte relacionada com a Identificação de Sistemas é descrito um método, baseado em um modelo de 2 graus de liberdade (GL), para estimar rigidezes efetivas de mancais radiais de forma experimental, utilizando-se apenas as vibrações que são usualmente monitoradas em hidrogeradores. Na parte pertinente à Dinâmica de

Rotores é apresentado um modelo de rotor rígido com 10 GL para simular o comportamento dinâmico do hidrogerador, em condições normais ou na presença de defeitos. Os modelos mostraram um desempenho satisfatório sempre que as condições operativas dos mancais eram determinadas de forma adequada, com o uso dos sinais de vibração e dos dados de temperatura obtidos no monitoramento. Assim, esses modelos simplificados podem se converter em recursos valiosos para diminuir erros na detecção e no diagnóstico de defeitos em hidrogeradores.

As principais contribuições deste trabalho, contribuições comprovadas por observações experimentais e por simulações numéricas, são as seguintes:

1. Demonstrar que os mancais radiais de hidrogeradores podem apresentar alterações dimensionais expressivas, de difícil previsão e usualmente não consideradas na modelagem do mancal, originadas por agentes diversos como a água resfriamento, o campo eletromagnético do gerador ou a carga axial no mancal de escora. Essas alterações dimensionais:
 - 1.1. podem aumentar significativamente as folgas reais dos mancais, reduzindo seus coeficientes de rigidez em até uma ordem de grandeza;
 - 1.2. podem criar efeitos significativos de acoplamento cruzado nos coeficientes dinâmicos, efeitos atípicos em mancais de segmentos oscilantes, reduzindo suas características estabilizadoras;
 - 1.3. explicam as diferenças entre as observações experimentais e as predições teóricas do comportamento dinâmico de hidrogeradores.
2. Comprovar que um modelo hidrodinâmico simplificado, com variação linear na espessura do filme lubrificante, permite determinar a distribuição de pressão e os coeficientes de rigidez do mancal com rapidez e exatidão satisfatória, se os parâmetros necessários do mancal forem estimados de forma adequada, através de medições e do uso de modelos auxiliares.
3. Confirmar que mesmo com as alterações dimensionais descritas, os coeficientes de rigidez do mancal continuam variando linearmente com a velocidade do eixo e com a viscosidade do lubrificante, bem como seguem variando de forma proporcional ao inverso do cubo da folga do mancal e decrescendo exponencialmente com o aumento da temperatura do lubrificante.

4. Propor e validar um método para estimar as rigidezes de mancais radiais com base apenas as vibrações monitoradas, vibrações relativas do eixo e vibrações absolutas dos mancais, incluindo um procedimento alternativo para excitação do conjunto rotor-mancais em hidrogeradores saudáveis.
5. Mostrar que, para fins de suporte ao monitoramento da saúde estrutural, o comportamento dinâmico de hidrogeradores de grande porte pode ser analisado satisfatoriamente por modelos lineares, inclusive por modelo simplificado que considera o rotor do hidrogerador rígido.

1.1 OBJETIVOS

1.1.1 Objetivo Geral

Dentro do contexto descrito anteriormente, o objetivo geral deste trabalho é obter uma modelagem matemática adequada para mancais radiais de hidrogeradores de grande porte, baseada na análise experimental do comportamento dinâmico desses equipamentos, com vistas a assistir o monitoramento da condição baseado na análise de vibrações, para a detecção e o diagnóstico de defeitos.

1.1.2 Objetivos Específicos

Os objetivos específicos desse trabalho são os seguintes:

- 1) identificar, caracterizar e analisar fenômenos que alterem as condições operativas e as condições de contorno de mancais radiais de hidrogeradores, com impacto relevante no comportamento dinâmico dessas máquinas;
- 2) modelar mancais radiais de hidrogeradores, para a estimativa teórica da característica de rigidez do filme lubrificante;
- 3) identificar experimentalmente os parâmetros dinâmicos de mancais radiais de hidrogeradores;
- 4) estimar teoricamente o grau de influência dos fenômenos mencionados no item 1) nas características dinâmicas de mancais radiais, bem como no comportamento dinâmico de hidrogeradores;

- 5) definir e aplicar as técnicas de modelagem, de análise e de identificação de parâmetros dinâmicos de mancais de hidrogeradores de grande porte, com vistas à detecção e ao diagnóstico de defeitos, incluindo a comparação de resultados teóricos e experimentais.

1.2 JUSTIFICATIVAS

Algumas das justificativas deste trabalho já foram descritas nas seções anteriores, como a minimização do risco de falhas similares à ocorrida na UHE Sayano-Shushenskaya, em agosto de 2009, que custou 75 vidas humanas, além da total destruição da casa de força da usina e de três hidrogeradores de 640 MW, com sérios danos infligidos aos sete hidrogeradores restantes (HAMILL, 2010). Se projetados adequadamente, hidrogeradores têm elevada resistência à fadiga e uma baixa taxa de falhas. Entretanto, a maior parte dos hidrogeradores de grande porte do Sistema Interligado Nacional já opera de forma praticamente ininterrupta há várias décadas, o que eleva a probabilidade do aparecimento de defeitos e da ocorrência de falhas. Há que se levar em conta ainda outro agravante, originado pelo fato de hidrogeradores serem máquinas feitas sob medida. Por isso, o tempo de reparo de falhas em hidrogeradores pode atingir vários meses ou anos, implicando em perdas financeiras elevadas. No caso da UHE Sayano-Shushenskaya foram necessários cinco anos para recolocar a usina em sua plena capacidade.

Outra justificativa advém do fato de hidrogeradores de grande porte serem máquinas rotativas de montagem vertical. De acordo com Adams Junior (2010, p. 309-310), “o tópico de máquinas verticais merece tratamento especial”, pois:

Concerning rotor-bearing mechanics, vertical machines are fundamentally more difficult to analyze and understand than horizontal machines primarily because the radial bearing loads are not dead-weight biased, the rotor weight being carried by axial thrust bearing. Radial bearing static loads in vertical machines are therefore significantly less well defined and more nonstationary than bearing static loads in horizontal machines. Given the strong dependence of journal bearing rotor dynamic characteristics on bearing static load, the rotor vibration characteristics of vertical-rotor machines are typically quite uncertain and randomly variable, far more than those of horizontal machines (ADAMS JUNIOR, 2010, p. 309-310).

O comportamento dinâmico de mancais radiais de segmentos oscilantes tem sido estudado há um longo tempo. Entretanto, quase sempre esses estudos têm sido realizados para máquinas horizontais que operam em velocidades supercríticas;

equipadas com eixos longos e flexíveis, com mancais de diâmetro reduzido e de poucos segmentos. Hidrogeradores de grande porte, ao contrário, são máquinas de montagem vertical que operam em velocidades subcríticas, providas com eixos rígidos e mancais radiais dotados de muitos segmentos, suportados por cruzetas relativamente flexíveis, de grandes dimensões. Além disso, como recém-mencionado, os mancais de máquinas horizontais são pré-carregados com o peso próprio da parte rotativa, em direção conhecida a priori. Os mancais radiais de hidrogeradores também são submetidos a cargas estáticas; contudo, como será mostrado adiante, as intensidades e as direções dessas cargas são variáveis e desconhecidas. Tais características resultam em peculiaridades no comportamento dinâmico de hidrogeradores, cujo conhecimento é essencial para a aplicação do monitoramento de vibrações nessas máquinas.

1.3 ESTRUTURA DO TRABALHO

Além deste capítulo introdutório, o trabalho contém outros cinco capítulos. O Capítulo 2 apresenta uma revisão da literatura abrangendo aspectos relacionados à Tribologia, à Identificação de Sistemas, ao Monitoramento da Condição e à Dinâmica de Rotores. O Capítulo 3 mostra os dados principais dos hidrogeradores da UHE Itaipu, utilizados nas análises experimentais e nas simulações numéricas mostradas neste trabalho. O capítulo apresenta ainda as análises experimentais citadas, baseadas no exame de relatórios de ensaios e de outros documentos do projeto, bem como no reprocessamento de sinais gravados em ensaios anteriores.

O Capítulo 4 contém a fundamentação teórica e a descrição dos modelos matemáticos utilizados no trabalho para estimar a rigidez dos mancais radiais, de forma teórica e experimental, bem como para simular numericamente o impacto dos defeitos mais frequentes nesse parâmetro e no comportamento dinâmico de hidrogeradores. O Capítulo 5 descreve simulações numéricas com os modelos matemáticos descritos, bem como as análises dos resultados obtidos. O Capítulo 6 contém a conclusão do trabalho, bem como as sugestões para futuras pesquisas na área.

O trabalho contém ainda três seções adicionais na forma de apêndice. O Apêndice A detalha a obtenção de um Modelo de Rotor Rígido (MRR) com 10 GL,

utilizado para simular o comportamento dinâmico de hidrogeradores de grande porte, fornecendo como saídas as vibrações usualmente monitoradas nessas máquinas, as vibrações relativas dos eixos e as vibrações absolutas dos mancais. O Apêndice B detalha a obtenção de um Modelo de Rotor Flexível (MRF), baseado no Método dos Elementos Finitos (MEF), utilizado com o mesmo objetivo do MRR. O Apêndice C descreve os defeitos mais comuns relacionados a mancais de hidrogeradores, com a quantificação da facilidade de detecção, da frequência de ocorrência e da severidade potencial da falha gerada por cada defeito. Adicionalmente, para cada defeito são descritos os sintomas e os comentários pertinentes ao seu diagnóstico, bem como as seções relacionadas com o assunto.

2 REVISÃO DA LITERATURA

Este capítulo contém uma revisão da literatura para estabelecer o estado do conhecimento das técnicas de modelagem, de identificação de parâmetros e de monitoramento da condição baseado na análise de vibrações, aplicáveis a hidrogeradores de grande porte.

2.1 ASPECTOS DA TRIBOLOGIA

Em 1966 o Grupo de Trabalho de Engenharia de Lubrificação Britânico definiu a Tribologia como “a ciência e a tecnologia de superfícies interativas em movimento relativo e das práticas relacionadas ao assunto” (SZERI, 1998). Portanto, a Tribologia abrange o estudo de assuntos diversos como o atrito, a lubrificação e o desgaste. Este trabalho se restringe à lubrificação hidrodinâmica, utilizada nos mancais de guia e de escora de hidrogeradores de grande porte.

A modelagem matemática de hidrogeradores no Brasil teve início na década de 1980, para apoiar a análise dos problemas dinâmicos crônicos apresentados pelos hidrogeradores de 160 MW da UHE Ilha Solteira. Do Nascimento (1987, p. 57-59) menciona que um dos principais problemas na modelagem era a determinação dos parâmetros do modelo. Nessa referência foi considerado que os mancais radiais eram isotrópicos, com uma rigidez direta estimada em 220 GN/m, com base nos resultados de ensaios especiais⁴. A rigidez de acoplamento cruzado foi desconsiderada, procedimento comum no caso de mancais de segmentos oscilantes (SOMEYA, 1989). Foram utilizados diversos valores para as rigidezes das cruzetas dos mancais. Para o mancal guia superior as rigidezes variaram entre 1 e 5 GN/m, enquanto que para o mancal guia inferior a variação foi entre 1 e 2 GN/m. Sperber e Weber (1991) também modelaram esses hidrogeradores, utilizando os mesmos valores para as rigidezes dos mancais. No modelo otimizado obtido pelos autores citados, as rigidezes dos mancais estavam duas ordens de grandeza acima das rigidezes das cruzetas, o que confere

⁴ Os resultados dos ensaios especiais realizados nos hidrogeradores da UHE Ilha Solteira, durante o desenvolvimento do Projeto CESP/FUNCAMP-UNICAMP, foram registrados em oito relatórios emitidos no período de 1984 a 1986.

aos mancais uma influência reduzida na dinâmica do hidrogerador. Entretanto, como será visto adiante, as rigidezes dos mancais haviam sido superestimadas.

Como será detalhado na seção 3.1.3, a análise do comportamento dinâmico dos hidrogeradores da UHE Itaipu foi realizada durante a fase de projeto considerando-se que os mancais de guia estavam submetidos a cargas radiais prescritas pelo fabricante (0,60 MN). Adicionalmente, considerou-se que esses mancais eram isotrópicos, com efeitos de acoplamento cruzado desprezíveis (ITAIPU, 2009, p. 12.9). Como pode ser verificado na seção citada, as rigidezes dos mancais e as rigidezes das cruzetas têm a mesma ordem de grandeza.

Os hidrogeradores da UHE Ilha Solteira foram ainda modelados por Cardinali (1992), de duas formas distintas. A primeira forma empregava um modelo não linear que solucionava a equação de Reynolds em cada segmento dos vários mancais, para obter as forças radiais, simultaneamente com a equação de movimento do hidrogerador. A segunda forma utilizava um modelo linear, no qual os efeitos dos mancais eram representados por coeficientes de rigidez e de amortecimento, determinados pela solução da equação de Reynolds pelo Método das Diferenças Finitas (MDF), através de aplicativo desenvolvido na Universidade de Kaiserslautern, Alemanha. Os cálculos foram efetuados admitindo-se que os mancais de guia estavam submetidos a cargas radiais estáticas cujas intensidades proporcionavam a maior proximidade entre as frequências características fornecidas pelos modelos linear e não linear.

Os resultados obtidos mostraram que os mancais de guia eram praticamente isotrópicos, com rigidezes diretas de aproximadamente 2,5 GN/m e rigidezes de acoplamento cruzado nulas (CARDINALI, 1992, p. 54). A fundação foi considerada rígida e as rigidezes das cruzetas dos mancais foram determinadas pelo MEF, com o uso de aplicativo comercial, como 3,6 GN/m para o mancal guia superior e 2,5 GN/m para o mancal guia inferior (CARDINALI, 1992, p. 46). Assim, em ambos os casos a rigidez do mancal tem a mesma ordem de grandeza da rigidez da cruzeta, o que confere ao primeiro parâmetro um elevado grau de influência na dinâmica do hidrogerador.

Resultado do esforço conjunto de universidades, fabricantes e da agência nacional de energia, na década passada foi iniciada na Suécia uma linha de pesquisa sobre o monitoramento de hidrogeradores. Em uma das publicações resultantes, relacionada a um estudo de caso de ressonância em hidrogerador vertical de 42 MW,

a rigidez do mancal guia da turbina foi determinada com o uso de programa comercial “desenvolvido para cálculos de mancais em turbinas a vapor e a gás” (NÄSSELQVIST, 2011, p. 12), para várias folgas, sob a ação de uma carga radial estática de 30 kN, prescrita com base nos resultados de ensaios anteriores (NÄSSELQVIST, GUSTAVSSON e AIDANPÄÄ, 2008). A rigidez do mancal variou na faixa de 0,15 a 0,90 GN/m, valores muito inferiores à rigidez da cruzeta do mancal, estimada por um modelo baseado no MEF em 2,5 GN/m, também com o uso de aplicativo comercial.

Como será observado ao longo desse trabalho, os últimos valores produzem a proporção típica entre a rigidez do mancal e a rigidez da sua cruzeta, para o caso de hidrogeradores de grande porte. Da mesma forma, será verificado que a rigidez do mancal pode variar, de forma rápida e significativa, com a temperatura do lubrificante, com as folgas dos segmentos ou com a carga radial estática que atua entre eixo e mancal. Assim, a rigidez do mancal é um dos fatores dominantes no comportamento dinâmico do hidrogerador.

Em recente revisão da teoria de mancais de segmentos oscilantes, Dimond et al. (2011) mencionam que as divergências entre os parâmetros de mancais obtidos por métodos teóricos e por métodos experimentais, levaram ao refinamento dos modelos utilizados na análise teórica. O modelo termo-hidrodinâmico (THD) inclui na solução da equação de Reynolds, os efeitos das variações da viscosidade do filme lubrificante, originadas pelas perdas térmicas internas ao mancal. Além dos efeitos citados, o modelo termo-elasto-hidrodinâmico (TEHD) inclui as deformações dos segmentos, causadas por efeitos térmicos e mecânicos. Outros modelos consideram os efeitos de turbulência no escoamento do filme lubrificante, o que não é necessário para mancais radiais de hidrogeradores de grande porte, nos quais o escoamento é laminar mesmo no caso de sobrevelocidade (vide seção 4.1.1.1). Assim, o modelo de um mancal pode ser bastante sofisticado, requerendo esforços computacionais significativos para a determinação das suas rigidezes.

Contudo, para o caso de hidrogeradores de grande porte, a sofisticação do modelo não é atributo suficiente para garantir a exatidão adequada dos resultados obtidos. Por exemplo, independente do modelo utilizado, é necessário conhecer a carga radial estática atuando no eixo para determinar a sua excentricidade no mancal. Se o mancal não apresentar deformações significativas em sua estrutura, esse dado permitirá determinar com exatidão as equações da distribuição da espessura do filme lubrificante em cada segmento, possibilitando a solução da equação de Reynolds para

cada um deles. Um primeiro problema é que a carga radial não é conhecida a priori, motivo pelo qual ela é adotada empiricamente (ITAIPU, 2009), determinada com base em premissas teóricas (CARDINALI, 1992, p. 52), estimada segundo premissas experimentais (NÄSSELQVIST, GUSTAVSSON e AIDANPÄÄ, 2008) ou ainda medida (NÄSSELQVIST, GUSTAVSSON e AIDANPÄÄ, 2013). Um segundo problema é que a intensidade e a direção da carga radial estática variam de forma significativa e aleatória, mesmo quando o hidrogerador opera em regime estacionário. Outro problema importante é que os mancais radiais podem apresentar deformações em sua estrutura, alterando significativamente a distribuição da espessura do filme lubrificante. Os problemas descritos, que serão detalhadamente caracterizados na seção 3.2, impedem ou dificultam sobremaneira a determinação teórica da rigidez e do amortecimento do mancal, com uma exatidão aceitável, mesmo com o uso de modelos mais refinados (BRITO JÚNIOR, MACHADO e CHAVES NETO, 2017b).

2.2 ASPECTOS DA IDENTIFICAÇÃO DE SISTEMAS

De acordo com Ljung (2010), a “identificação de sistemas é a arte e a ciência de construção de modelos matemáticos de sistemas dinâmicos, a partir dos dados de entrada-saída observados”. A identificação de sistemas pode ser feita no domínio do tempo ou no domínio da frequência, sendo que no caso específico de mancais o último domínio apresenta os melhores resultados (TIWARI, LEES e FRISWELL, 2004). A identificação de sistemas frequentemente requer que sejam medidas as forças de excitação que atuam no mancal e as respostas a tais excitações, em geral, vibrações relativas do eixo.

Com a medição das entradas e das saídas, será possível determinar os parâmetros dinâmicos do modelo matemático do mancal, quando a máquina rotativa estiver em boas condições operativas. Muitos dos defeitos que ocorrem em hidrogeradores modificam a condição operativa dos mancais e, conseqüentemente, modificam os parâmetros do seu modelo matemático. O monitoramento periódico do modelo poderá indicar o aparecimento de defeitos. Uma das premissas utilizadas na abordagem descrita é que o modelo matemático obtido com a máquina rotativa em boas condições operativas não irá reproduzir os sinais de vibração obtidos quando há um defeito na máquina. Adicionalmente, os erros nessa reprodução serão mais

elevados para os sinais medidos nas proximidades do dano (SOHN e FARRAR, 2002). Uma dificuldade desse procedimento vem do fato de hidrogeradores de grande porte passarem a maior parte do tempo em operação, inviabilizando paradas para a realização de ensaios periódicos para a identificação de parâmetros. Adicionalmente, as elevadas dimensões e as estruturas complexas desse tipo de máquina dificultam a medição das forças de excitação, impedindo a aplicação dos algoritmos usuais de extração de parâmetros.

Considerando que “historicamente a estimativa teórica das características dinâmicas de mancais tem sido sempre uma fonte de erros na predição do comportamento dinâmico de sistemas rotor-mancais”, principalmente devido às dificuldades de se determinar as condições operativas e as condições de contorno desses mancais, Tiwari et al. (2004) apresentam uma revisão extensiva sobre a determinação experimental de coeficientes dinâmicos de mancais. Contudo, dos 180 trabalhos revisados, publicados no período compreendido entre 1956 e 2003, um único trabalho tratava de mancais de segmentos oscilantes, utilizados em turbogerador de montagem horizontal (CHAN e WHITE, 1991).

A revisão citada inclui uma seção detalhada sobre métodos que utilizam o desbalanceamento do rotor para estimar a rigidez do mancal, com dezenas de referências de trabalhos realizados nas últimas décadas. Tiwari et al. (2004) enfatizam a necessidade de trabalhos experimentais utilizando sistemas rotativos em plena escala, com validação dos coeficientes dinâmicos derivados de máquinas reais, em condições ambientais também reais.

Em uma revisão mais recente, Dimond et al. (2009) apresentam diversas comparações entre resultados teóricos e experimentais obtidos em bancadas de teste. A referência destaca a importância da análise de incertezas e evidencia a necessidade do uso de modelos TEHD, para considerar os efeitos térmicos e mecânicos internos aos mancais. Entretanto, Dimond et al. (2009) observam que mesmo nesse caso, “a concordância entre a teoria e a determinação experimental de coeficientes de mancais é raramente melhor do que 10 a 20 por cento”.

Gustavsson e Aidanpää (2003) empregaram extensômetros instalados nos braços da cruzeta para medir a força radial que atuava no mancal de um hidrogerador. Utilizando as componentes dessa força em duas direções ortogonais X e Y , respectivamente F_X e F_Y , juntamente com o seguinte modelo de dois graus de liberdade (2GL):

$$\begin{Bmatrix} F_X \\ F_Y \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} k_{XX} & k_{XY} \\ k_{YX} & k_{YY} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_X \\ u_Y \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} c_{XX} & c_{XY} \\ c_{YX} & c_{YY} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{u}_X \\ \dot{u}_Y \end{Bmatrix}, \quad (2.1)$$

onde k_{ij} e c_{ij} são os componentes das matrizes de rigidez e de amortecimento do mancal, bem como u_i e \dot{u}_i ($i, j = X, Y$) são os deslocamentos relativos e as velocidades relativas nas direções X e Y , Gustavsson et al. (2005) propuseram um método para estimar a rigidez e o amortecimento de mancais de hidrogeradores, no domínio do tempo. Nesse modelo, os mancais foram considerados isotrópicos ($k_{XX} = k_{YY}$ e $c_{XX} = c_{YY}$), com coeficientes de acoplamento cruzado desprezíveis ($k_{XY} = k_{YX} = 0$ e $c_{XY} = c_{YX} = 0$). Os coeficientes dinâmicos dos mancais foram obtidos descrevendo-se as equações anteriores em coordenadas polares, em diferentes instantes de tempo, para criar-se um sistema de equações determinado. A rigidez do mancal de um hidrogerador de 238 MW, estimada com esse método, mostrou flutuações na faixa de 0,40 a 0,80 GN/m. Para ilustrar a validade do método, os autores (GUSTAVSSON, LUNDSTRÖM e AIDANPÄÄ, 2005) citam que esses valores são factíveis, similares às rigidezes determinadas teoricamente com excentricidades do eixo elevadas ($0,8 < \varepsilon < 0,9$). Entretanto, a referência não traz informações sobre a excentricidade do eixo por ocasião das medições.

Exceto pelo método recém-descrito, a linha de pesquisa sueca não produziu outros artigos relacionados com a identificação de parâmetros de mancais. Em uma das publicações, os pesquisadores envolvidos comentam que a geometria de grandes cruzetas “muda com a temperatura, uma vez que as temperaturas do gerador variam entre 15 e 80°C”, influenciando as “folgas do mancal, as quais mudam a relação entre as propriedades dos mancais e o deslocamento radial” do eixo (NÄSSELQVIST, GUSTAVSSON e AIDANPÄÄ, 2011). Todavia, o efeito das mudanças da geometria ou das deformações das cruzetas nos parâmetros dos mancais aparentemente não foi objeto de investigações específicas.

Pesquisas preliminares sobre a identificação de parâmetros de mancais no domínio do tempo, com o uso de modelos autorregressivos, forneceram resultados promissores (BRITO JÚNIOR, ASSIS NETO e CRISTIANI, 2011). Pesquisas adicionais mostraram resultados menos animadores, uma vez que as rigidezes do mancal identificadas experimentalmente eram muito menores do que as rigidezes determinadas teoricamente (BRITO JÚNIOR, MACHADO, *et al.*, 2013). No entanto, atualmente há evidências de que essas identificações estavam corretas, enquanto

que as rigidezes teóricas estavam superestimadas (BRITO JÚNIOR, MACHADO e CHAVES NETO, 2017c).

2.3 ASPECTOS DO MONITORAMENTO DA CONDIÇÃO

Mancais radiais com segmentos oscilantes podem operar livres de falhas por décadas. Entretanto, existem dezenas de fatores que podem levar um mancal a apresentar defeitos e a falhar, fatores relacionados com o projeto, com a fabricação, com a montagem e com a operação de mancais (MCHUGH, 1979). Sobre o assunto, Eisemann (1998) comenta que:

Although fluid film bearings are often touted as lifetime bearings, the reality is that these babbitt bearings are subject to physical damage whenever the oil film collapses. This could be caused by heavy shock loads on the bearing, loss of lubricant, or the detrimental long-term effects from excessive unbalance or misalignment. Many other mechanisms will also produce attrition in bearing babbitt thickness (EISEMANN, 1998, p. 12).

A variedade dos mecanismos de falha evidencia a importância de se conhecer de forma adequada as propriedades dinâmicas do filme lubrificante dos mancais radiais de segmentos oscilantes.

2.3.1 Normas internacionais sobre o monitoramento de hidrogeradores

Existem diversas normas internacionais aplicáveis ao monitoramento de vibração de hidrogeradores, de forma direta ou indireta. Por exemplo, a norma IEC 994 (INTERNATIONAL ELECTROTECHNICAL COMMISSION, 1991) estabelece detalhadamente os procedimentos e cuidados relacionados à medição de vibrações e de flutuações de pressão em hidrogeradores. A norma ISO 13373 (INTERNATIONAL STANDARD ORGANIZATION, 2002) traz recomendações sobre o monitoramento da condição baseada na análise de vibrações e o diagnóstico de defeitos em máquinas, veículos e estruturas.

No contexto deste trabalho, duas normas merecem uma atenção especial. A primeira é a norma ISO 7919 (INTERNATIONAL STANDARD ORGANIZATION, 2005), referência para a avaliação da vibração de hidrogeradores, com base na vibração relativa do eixo. Embora remeta os aspectos relacionados à medição de vibração à norma IEC 994, a ISO 7919 contém notas importantes sobre o tema. Por exemplo, ela recomenda a instalação dos transdutores de proximidade nos segmentos

do mancal, prescreve limitações às frequências naturais dos suportes desses transdutores e descreve resumidamente os problemas com a medição de vibrações absolutas em baixas frequências. A norma referida menciona que as vibrações absolutas dos mancais guia inferiores podem ser mal interpretadas, uma vez parte delas são geradas pelas forças hidráulicas da turbina transmitidas ao hidrogerador diretamente pela fundação, sem relação com a vibração relativa do eixo. Assim, importa ressaltar que a detecção de anomalias é feita através de medições realizadas nos mancais, embora a origem dessas anomalias possa estar em outro componente do hidrogerador.

A norma ISO 7919 apresenta dois critérios de avaliação de vibração. O primeiro critério estabelece que a severidade da vibração deve ficar abaixo de limites consistentes, por exemplo, da folga radial do mancal ou da carga dinâmica aceitável. Tal critério é geralmente aplicável na falta de maior conhecimento sobre a máquina monitorada, como no caso de hidrogeradores novos. O segundo critério estipula que a variação da severidade de vibração não deve exceder certos limites, uma vez que essa variação “pode indicar danos incipientes ou outras irregularidades” no hidrogerador. Nesse aspecto, as variações que podem ocorrer nas vibrações de um hidrogerador saudável e operando em condições normais, como será mostrado na seção 3.2, indicam que a simples detecção de defeitos não é uma tarefa trivial.

Baseada na análise estatística das vibrações medidas em um grupo de 900 hidrogeradores, a norma ISO 7919 estabelece quatro faixas possíveis de vibrações, em função da velocidade de rotação dessas máquinas. Possivelmente devido à ampla abrangência da norma⁵, os limites resultantes são excessivamente elevados. Por exemplo, para o mancal guia superior dos hidrogeradores da UHE Itaipu, o primeiro critério poderia ser muito transigente, permitindo vibrações com deslocamentos de até 70% da folga radial do mancal, cerca de 140 micrômetros de pico. Por outro lado, o segundo critério poderia ser demasiadamente restritivo, limitando as variações das vibrações em 25% do limite tolerável para amplitude, aproximadamente 35 micrômetros de pico.

A segunda norma com importância para este trabalho é a norma ISO 10816 (INTERNATIONAL STANDARD ORGANIZATION, 2000), uma referência para a avaliação da vibração absoluta de mancais em hidrogeradores. Essa norma também

⁵ A norma ISO 7919 é aplicável a hidrogeradores de potência nominal acima de 1 MW, com frequência de rotação entre 60 e 1800 rpm.

contém observações relevantes sobre a medição de vibração, especialmente as relacionadas com medições em baixas frequências. Limites aceitáveis também são estabelecidos com base na análise estatística em banco de dados formado por cerca de 1400 medições. Uma vez mais, provavelmente devido ao amplo espectro de hidrogeradores abrangidos pela norma, os limites são permissivos. Para o mancal citado anteriormente, vibrações absolutas de 25 micrômetros de pico seriam aceitáveis para operação de longo prazo. Entretanto, como será mostrado na seção 5.2.1, estas são as vibrações medidas quando os níveis de desbalanceamento são inadmissíveis para os hidrogeradores da UHE Itaipu.

Em meados da década de 1980, dentro do já mencionado Projeto CESP/FUNCAMP-UNICAMP, foi desenvolvido o critério de velocidade equivalente para avaliar a severidade de vibração de hidrogeradores. Detalhado em (DO NASCIMENTO, 1987, p. 81-106), o critério teoricamente poderia ser aplicado com sucesso mesmo com um número reduzido de pontos monitorados. Contudo, provavelmente devido à necessidade de um modelo matemático do hidrogerador para a sua aplicação, o critério não teve aceitação. Assim, 30 anos depois do desenvolvimento descrito, os critérios de avaliação continuam bastante limitados.

2.3.2 Livros sobre o monitoramento de hidrogeradores

Existem pelo menos dois livros dedicados ao monitoramento de vibrações em hidrogeradores. O primeiro e o mais antigo é *Vibration of hydro units in hydroelectric power plants* (VLADISLAVLEV, 1979), livro baseado na experiência adquirida pelo autor ao longo de 30 anos, pesquisando e trabalhando na melhoria do comportamento dinâmico dos hidrogeradores russos. O livro contém uma descrição detalhada das forças de excitação existentes em hidrogeradores, bem como dos métodos de medição, de avaliação da condição e da redução da severidade de vibrações. Contém ainda métodos para a detecção e o diagnóstico de defeitos, estudos de casos, além de tabelas e ábacos para a definição dos limites de vibrações de hidrogeradores. Entretanto, todo o trabalho foi baseado nos hidrogeradores russos, máquinas conhecidas pela sua elevada resistência, propiciada por projetos conservadores. Por motivos óbvios, o livro não retrata os avanços ocorridos nas últimas décadas, nas áreas de aquisição e de processamento de sinais de vibrações. Assim, sua utilização é bastante restrita. O segundo livro é *Vibration of hydraulic machinery* (WU,

SHENGCAI, *et al.*, 2013), que aborda de forma extensiva a maioria dos tópicos fundamentais do monitoramento de hidrogeradores, abrangendo também temas avançados da área, como a modelagem de hidrogeradores e o estado da arte do processamento de sinais.

2.3.3 Monitoramento da carga nos mancais radiais de hidrogeradores

Dez anos depois do início dos trabalhos da mencionada linha de pesquisa sueca, assinalado pela proposta de utilização de extensômetros nos braços das cruzetas para medir a carga nos mancais radiais de hidrogeradores verticais (GUSTAVSSON e AIDANPÄÄ, 2003), foi apresentada uma nova metodologia para o monitoramento de hidrogeradores, levando em consideração as propriedades mecânicas e os critérios de projeto (NÄSSELQVIST, GUSTAVSSON e AIDANPÄÄ, 2013). Convencidos da insuficiência das vibrações relativas do eixo e das vibrações absolutas do mancal para a determinação da condição de um hidrogerador, os pesquisadores citados propuseram a medição e o monitoramento das componentes estática e dinâmica das cargas nos mancais radiais de hidrogeradores verticais. As cargas seriam determinadas através dos seguintes procedimentos:

- a) por medição da deformação nos braços da cruzeta do mancal, através de extensômetros;
- b) por medição direta das cargas nos segmentos dos mancais, por meio de células de carga instaladas atrás dos pivôs dos segmentos ou por extensômetros instalados nos pivôs citados;
- c) por estimativa, utilizando os deslocamentos das vibrações das cruzetas dos mancais, medidas por acelerômetros, juntamente com as rigidezes das cruzetas, calculadas ou medidas experimentalmente;
- d) por estimativa, utilizando a excentricidade do eixo medida através de transdutores de proximidade, em conjunto com as rigidezes dos mancais, calculadas ou estimadas experimentalmente.

O procedimento descrito no item a) é eficaz em cruzetas dotadas de braços radiais bem definidos. Entretanto, não é possível aplicá-lo em cruzetas de arranjos construtivos mais complexos, como é o caso do mancal guia inferior e do mancal guia da turbina dos hidrogeradores da UHE Itaipu. Com relação ao procedimento exposto no item b), a maior parte dos hidrogeradores “não está equipada com facilidades para

medição da carga dos mancais. Para prover os mancais com sensores de carga é necessário reconstruí-los, o que está associado a gastos elevados” (GUSTAVSSON, 2008, p. 42).

Como observado por Nässelqvist et al. (2013), o procedimento apresentado no item c) permite estimar somente a componente dinâmica da carga radial, uma vez que a componente estática não produz vibrações no mancal. Ademais da restrição anterior, a exatidão do procedimento é afetada pelas deficiências dos acelerômetros piezelétricos na medição de vibrações de baixa intensidade e de baixa frequência, como será visto na seção 3.1.6.2.

Para melhorar a exatidão do procedimento mostrado no item d), Nässelqvist et al. (2013) utilizam quatro transdutores de proximidade no plano de cada mancal, como detalhado na seção 3.2.1. O arranjo possibilita a estimativa da posição do eixo com melhor exatidão, mesmo na ocorrência de deformações simétricas no mancal. Contudo, as deformações assimétricas mostradas na FIGURA 3.23 e as expressivas variações das rigidezes dos mancais, como descrito na seção 5.1, podem comprometer a exatidão do procedimento.

2.4 ASPECTOS DA DINÂMICA DE ROTORES

Segundo Muszynska (2005), “a dinâmica de rotores é um ramo extremamente importante da disciplina de dinâmica, que pertence à operação e comportamento de uma enorme variedade de máquinas rotativas. Esse comportamento da máquina engloba uma grande variedade de fenômenos físicos, os quais podem interferir com o bom funcionamento das máquinas e podem até levar a falhas catastróficas se não forem devidamente identificados e corrigidos”. A relação entre a dinâmica de rotores e o objetivo geral desta pesquisa é evidente, uma vez que se quer analisar a dinâmica de mancais radiais de hidrogeradores de grande porte, com o objetivo de detectar e diagnosticar defeitos incipientes.

A maior parte da literatura relacionada à modelagem de máquinas rotativas de grande porte é destinada às turbomáquinas a vapor ou a gás, de alta rotação e de montagem horizontal. Nos livros de dinâmica de rotores, raras são as referências a

hidrogeradores ou outras máquinas verticais. Dentre os livros⁶ consultados, apenas uma dedica algumas páginas a máquinas verticais, no caso bombas de alta rotação (ADAMS JUNIOR, 2010, p. 309 a 312). A primazia das máquinas horizontais tem origem nos desafios impostos por elas. A operação em rotações elevadas e em velocidades supercríticas tornam as máquinas horizontais mais susceptíveis a instabilidades, a defeitos e a falhas. Máquinas verticais, mesmo as de elevadas capacidades, geralmente são máquinas subcríticas, massivas, lentas, estáveis e muito resistentes. Diante do exposto, a seguir são descritas algumas das principais contribuições para a dinâmica de hidrogeradores.

Do Nascimento (1987) utilizou o MEF para modelar matematicamente as duas configurações básicas dos hidrogeradores de 160 MW da UHE Ilha Solteira. As frequências naturais obtidas eram superestimadas. Para ajustar o modelo aos valores experimentais, foram incluídos os efeitos dinâmicos de uma massa de água efetiva, equivalente à quarta parte da massa do rotor da turbina. A massa efetiva estava ligada à parte rotativa do hidrogerador por uma rigidez estimada em 5,0 GN/m. Outra rigidez, com cerca de um quarto do valor da rigidez anterior, conectava a massa efetiva à fundação, representando os efeitos dinâmicos dos selos do tipo labirinto dos anéis de desgaste da turbina. Os efeitos do campo magnético do gerador não foram considerados nesse trabalho.

Sperber e Weber (1991) também modelaram os hidrogeradores da UHE Ilha Solteira, na configuração dotada de mancal combinado. O modelo utilizado era similar ao descrito anteriormente, porém foi empregado o Método de Matriz de Transferência (MMT). Agora, os efeitos do campo magnético do gerador foram modelados por uma rigidez negativa de -0,55 GN/m, valor fornecido pelo fabricante. Analisando o elevado valor da rigidez dos mancais (220 GN/m), os mesmos autores desconsideraram a inércia das cruzetas dos mancais de guia, levando em conta apenas os efeitos das suas rigidezes⁷.

Sperber e Weber (1991) modificaram o modelo da turbina. A massa equivalente de água foi inicialmente representada com o mesmo valor adotado por Do Nascimento (1987), com a diferença de que a sua conexão ao rotor da turbina era

⁶ Por exemplo (CHILDS, 1993); (EISEMANN, 1998); (MUSZYNSKA, 2005), (GENTA, 2005); (ADAMS JUNIOR, 2010); (VANCE, J.; ZEIDAN, F.; MURPHY, B., 2010) e (RAO, 2011).

⁷ Como citado na seção 2.1, as rigidezes das cruzetas (1,30 GN/m para o apoio do mancal superior e 0,50 GN/m para o apoio do mancal inferior) estava duas ordens de grandeza abaixo da rigidez do mancal (220 GN/m).

feita através de uma rigidez relativamente elevada (5,0 GN/m), que representava a rigidez das pás da turbina. Os efeitos dinâmicos dos labirintos do anel de desgaste foram modelados por uma rigidez de 1,10 GN/m, que conecta o corpo rígido da turbina à fundação do hidrogerador. Os autores concluíram que para o valor de rigidez hidráulica adotada, praticamente não há influência da massa equivalente de água ou da rigidez das pás da turbina nas vibrações do hidrogerador.

A rigidez torcional utilizada por Sperber e Weber (1991) para representar os efeitos do mancal de escora havia sido subestimada (100 MN/rad ou 10^8 N/rad). A afirmação é baseada na conclusão do estudo de sensibilidade realizado pelos autores para o parâmetro. Quando a rigidez torcional foi variada na faixa $10^9 - 10^{11}$ N/rad, “a natureza dos mancais muda de ‘livre’ para ‘fixo’, com o correspondente aumento das frequências naturais” (SPERBER e WEBER, 1991, p. 43), especialmente para os modos mais baixos. Os autores também mostraram que o primeiro modo de vibrar desaparece quando a rigidez do mancal guia superior (1,30 GN/m) tem seu valor reduzido abaixo de 1,00 GN/m. Isso pode ser devido à anulação dos efeitos da rigidez do mancal guia superior pelos efeitos da rigidez magnética do gerador. A rigidez torcional do mancal de escora tem valor tão baixo que praticamente em nada contribui para ajudar a estabilizar a máquina.

Finalmente, com base nas diversas simulações realizadas, incluindo casos de flexibilidade radial no rotor do gerador, Sperber e Weber (1991) propuseram um modelo mínimo para investigar vibrações em hidrogeradores. O modelo desconsidera a flexibilidade do rotor do gerador, os efeitos das massas dos mancais de guia e a rigidez das pás da turbina. Toda a massa de água contida na turbina é considerada agregada a esse elemento, o que significa dobrar a massa do rotor da turbina.

Cardinali (1992) modelou esses mesmos hidrogeradores usando dois modelos distintos, um linear e o outro não linear. Cardinali observa que “o modelo linear possui uma precisão satisfatória” e que “o tempo de processamento da modelagem linear é desprezível comparativamente ao tempo de processamento de um modelo não linear equivalente” (CARDINALI, 1992, p. 54-55). Com relação aos parâmetros dos modelos matemáticos, o gerador e a turbina foram mantidos como discos rígidos, com suas massas nominais, sem massa efetiva de água na turbina. Também foi mantido o valor da rigidez magnética do entreferro do gerador fornecido pelo fabricante (-0,55 GN/m). Sem qualquer justificativa adicional, a rigidez torcional do mancal de escora foi reduzida à décima parte do valor empregado nas simulações

anteriores (CARDINALI, 1992, p. 46). Embora não seja o caso dos hidrogeradores da UHE Ilha Solteira, há um tipo de mancal de escora projetado para equalizar automaticamente a distribuição de carga entre as sapatas (MCCARTHY, 2008). Esse tipo de mancal de escora tem rigidez torcional praticamente nula, o que pode criar condições para vibrações elevadas no hidrogerador.

Como mostrado na seção 2.1, as rigidezes das cruzetas e as rigidezes dos mancais dos hidrogeradores da UHE Ilha Solteira têm a mesma ordem de grandeza. Assim, ambas as rigidezes foram incluídas no modelo, juntamente com um terço da massa de cada cruzeta (CARDINALI, 1992, p. 43). Os efeitos dinâmicos dos selos do tipo labirinto dos anéis de desgaste das turbinas foram modelados por coeficientes de rigidez e de amortecimento. Esses coeficientes foram determinados pelo MDF, com o uso de aplicativo desenvolvido na Universidade de Kaiserslautern. O efeito combinado dos dois selos apresenta uma rigidez negativa na direção principal. Finalizando as observações referentes aos parâmetros dos modelos, Cardinali (1992) modelou os eixos como elemento de viga de Euler-Bernoulli, enquanto que os modelos descritos anteriormente utilizaram elemento de viga de Timoshenko.

Gustavsson e Aidanpää (2009) modelaram o comportamento dinâmico de um hidrogerador vertical de 45 MW pelo MEF, com 36 graus de liberdade reduzidos a 8 graus de liberdade através do método IRS (*Improved Reduction System*). A determinação das rigidezes dos mancais foi feita considerando-se uma carga radial prescrita de 30 kN. Nässelqvist et al. (2008) modelaram um hidrogerador de montagem vertical de 42 MW utilizando um software comercial baseado no MEF para a análise rotodinâmica. Softwares comerciais também foram utilizados para determinar as rigidezes das cruzetas e as rigidezes dos mancais, também sob uma carga radial prescrita de 30 kN. Um hidrogerador vertical de 9 MW, utilizado para testar inovações e novas características de projeto, foi modelado com oito graus de liberdade pelo MEF, com vistas à análise do acoplamento entre vibrações horizontais e verticais (LUNENO, AIDANPÄÄ e GUSTAVSSON, 2011), bem como à análise do desalinhamento do mancal combinado como causa de instabilidades paramétricas em rotores verticais (LUNENO, AIDANPÄÄ e GUSTAVSSON, 2012).

2.5 LIMITES DO ESCOPO DESSE TRABALHO

O trabalho tem foco na análise dinâmica de mancais radiais com segmentos oscilantes para suporte ao monitoramento da saúde estrutural de hidrogeradores. Por isso, são destacadas as vibrações laterais do hidrogerador, as vibrações relativas do eixo e as vibrações absolutas dos mancais radiais. Para o caso de hidrogeradores de grande porte, as frequências naturais das vibrações axiais e torcionais são pelo menos três vezes mais elevadas do que a velocidade de disparo da turbina (ITAIPU, 2009, p. 12.8). Essas frequências são ainda expressivamente mais elevadas do que as frequências naturais dos modos laterais e, portanto, menos suscetíveis a excitações mecânicas ou hidráulicas, com menor possibilidade de originar defeitos em hidrogeradores. Adicionalmente, as vibrações axiais podem ser analisadas de forma desacoplada das vibrações laterais e torcionais, como sistemas de um ou dois graus de liberdade (GENTA, 2005, p. 280). Assim, as vibrações axiais e as vibrações torcionais do hidrogerador estão fora do escopo deste trabalho.

3 ANÁLISE EXPERIMENTAL DE HIDROGERADORES

Este capítulo contém uma breve descrição das principais características dos hidrogeradores da UHE Itaipu, seguida de um resumo da análise experimental do comportamento dinâmico dessas máquinas, com foco nos mancais radiais.

3.1 DADOS PRINCIPAIS DOS HIDROGERADORES DA UHE ITAIPU

Os resultados experimentais e os resultados das simulações numéricas apresentados neste trabalho estão relacionados com os hidrogeradores da UHE Itaipu. Para que esses resultados possam ser adequadamente avaliados ou mesmo reproduzidos, esta seção descreve os dados e as características principais desses hidrogeradores.

3.1.1 Descrição resumida dos hidrogeradores

A FIGURA 3.1 mostra a vista lateral de um hidrogerador típico da UHE Itaipu, na qual são destacados os rotores do gerador (1) e da turbina (2), bem como os eixos superior (3) e inferior (4) do gerador, além do eixo da turbina (5). As velocidades nominais de rotação são 90,9 rpm para as dez unidades que produzem energia elétrica em 50 Hz e 92,3 rpm para as dez unidades restantes, que geram energia em 60 Hz. A velocidade de rotação pode atingir 125 rpm em rejeições de carga, chegando a 175 rpm na condição de disparo da turbina. A figura mostra os três mancais radiais ou mancais de guia, que equipam os hidrogeradores da UHE Itaipu, o mancal guia superior (6), o mancal guia inferior ou mancal guia combinado (7) e o mancal guia da turbina (8). A TABELA 3.1 apresenta os dados principais desses mancais. A FIGURA 3.1 mostra também as cruzetas dos mancais guia superior (9) e inferior (10) do gerador, a tampa da turbina (11), além dos terminais de saída (12) e terminais de neutro (13) do gerador. A FIGURA 3.2 e a FIGURA 3.3 mostram respectivamente, a vista geral e detalhes importantes do mancal guia superior e do mancal guia inferior dos hidrogeradores típicos da UHE ITAIPU.

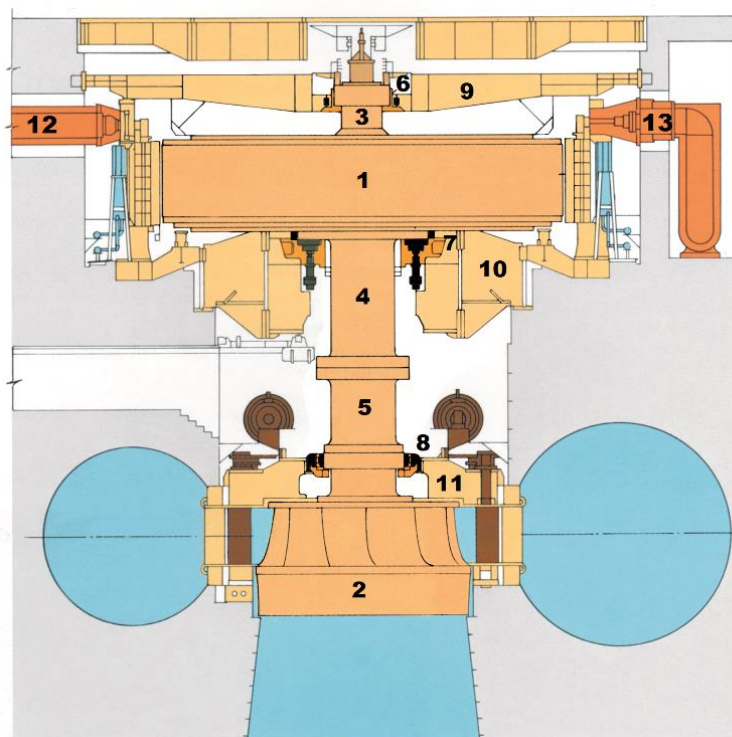
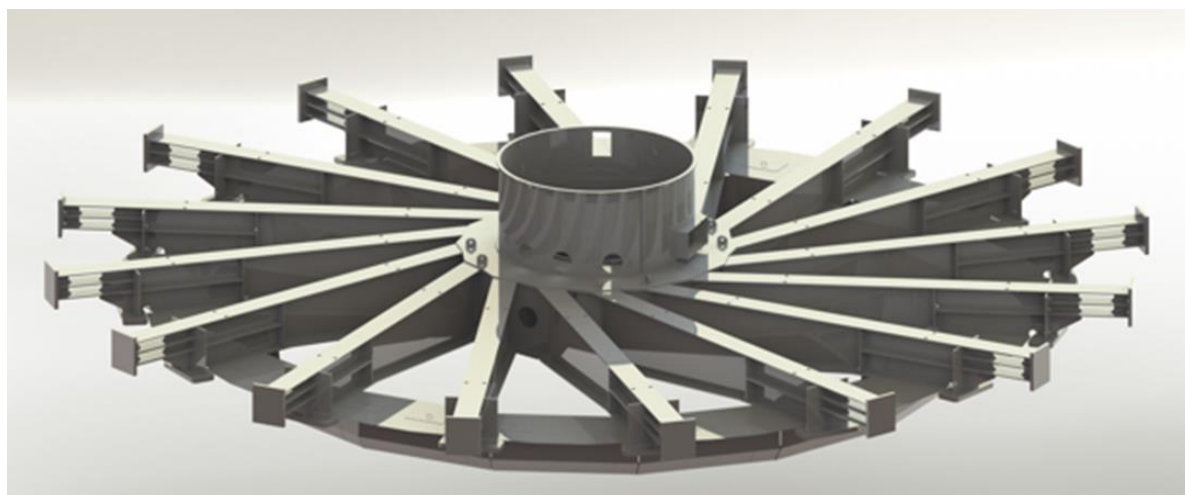


FIGURA 3.1 – VISTA LATERAL DE HIDROGERADOR TÍPICO DA UHE ITAIPU
 FONTE: (ITAIPU, 2009)

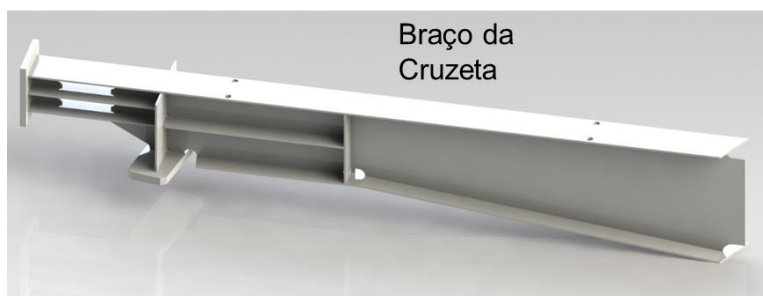
TABELA 3.1 – DADOS PRINCIPAIS DOS MANCAIS DE GUIA SUPERIOR (MGS), INFERIOR (MGI) E DA TURBINA (MGT)

Símbolo	Descrição	Unidade	MGS	MGI	MGT
n_p	Número de segmentos	-	16	16	12
r	Raio do eixo	mm	1100	2600	1600
R	Raio do segmento do mancal	mm	1103	2604	1633
$U = \Omega r$	Velocidade do eixo	m/s	10,6	25,1	15,5
c_0	Folga radial nominal (máquina parada)	μm	500	950	200
c	Folga radial nominal (máquina operando)	μm	200	300	200
m_{pc}	Fator de pré-carga: $m_{pc} = 1 - c/(R - r)$	-	0,93	0,93	0,99
αR	Distância entrada ao pivô do segmento	mm	140	248	250
βR	Comprimento do segmento	mm	350	620	500
α/β	Excentricidade do pivotamento	-	0,40	0,40	0,50
L	Largura do segmento	mm	400	310	500
m_s	Massa do segmento	kg	172	290	390
ρ	Densidade do lubrificante (20°C)	kg/m^3	872	872	872
η	Viscosidade dinâmica (40°C)	mPa.s	47	47	47
	Viscosidade dinâmica (100°C)	mPa.s	6,8	6,8	6,8
P	Perdas nominais do mancal	kW	29	127	78
	Volume de lubrificante	l	4200	5000	32000
	Tipo de lubrificante	-	Lubrax Turbina Plus		

FONTE: (BRITO JÚNIOR, 1996)



a)



Braço da Cruzeta

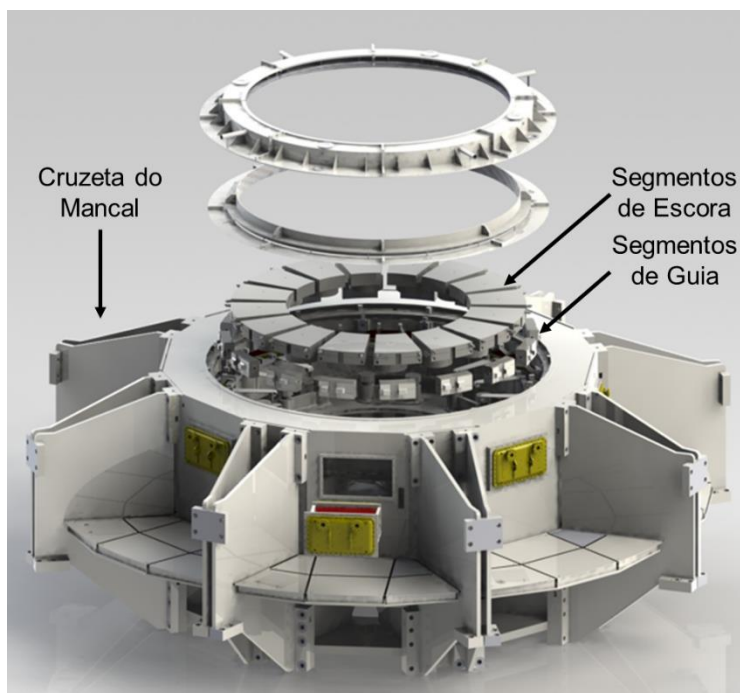
Apoio do Segmento
Cuba do Mancal

b)

c)

FIGURA 3.2 – a) VISTA GERAL, b) BRAÇO DA CRUZETA E c) CUBA DO MANCAL GUIA SUPERIOR DE HIDROGERADOR DA UHE ITAIPU

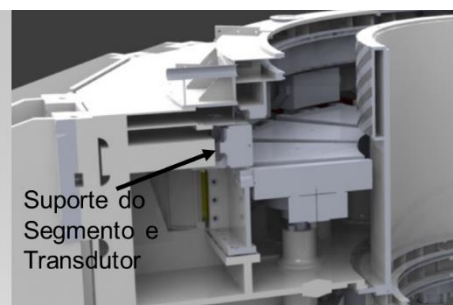
FONTE: Repositório do CEASB (Centro de Estudos Avançados em Segurança de Barragens)



Cruzeta do Mancal

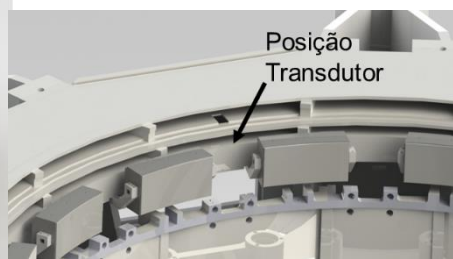
Segmentos de Escora
Segmentos de Guia

a)



Suporte do Segmento e Transdutor

b)



Posição Transdutor

c)

FIGURA 3.3 – a) VISTA GERAL, b) VISTA DO SUPORTE DOS SEGMENTOS, c) POSIÇÃO DO TRANSDUTOR EM MANCAL GUIA INFERIOR DE HIDROGERADOR DA UHE ITAIPU

FONTE: Repositório do CEASB (Centro de Estudos Avançados em Segurança de Barragens)

3.1.2 Circulação do lubrificante em mancais de guia

Os mancais radiais de hidrogenadores de grande porte geralmente são do tipo autolubrificante. A circulação do lubrificante por esses mancais pode ser relativamente complexa, requerendo modelos sofisticados para a sua representação. Esta seção descreve a circulação do lubrificante no mancal guia superior dos hidrogenadores em análise. A FIGURA 3.4 mostra a vista superior e o corte lateral do mancal citado. A rotação do colar do eixo (1) desenvolve uma ação de bombeamento no espaço acima do anel (2), cuja altura é ajustada pelos calços (3). O lubrificante circula entre os segmentos do mancal (4), absorvendo o calor gerado pelo atrito viscoso. Em seguida, o lubrificante é resfriado quando passa pelos trocadores de calor água-óleo (5), fechando o circuito principal indicado pela linha contínua. A linha tracejada mostra a circulação do lubrificante que vaza e é acumulado sobre a tampa interna (6). Esse lubrificante retorna pelo tubo (8) ao rebaixo existente entre as duas metades dos trocadores de calor, retornando ao circuito principal do lubrificante.

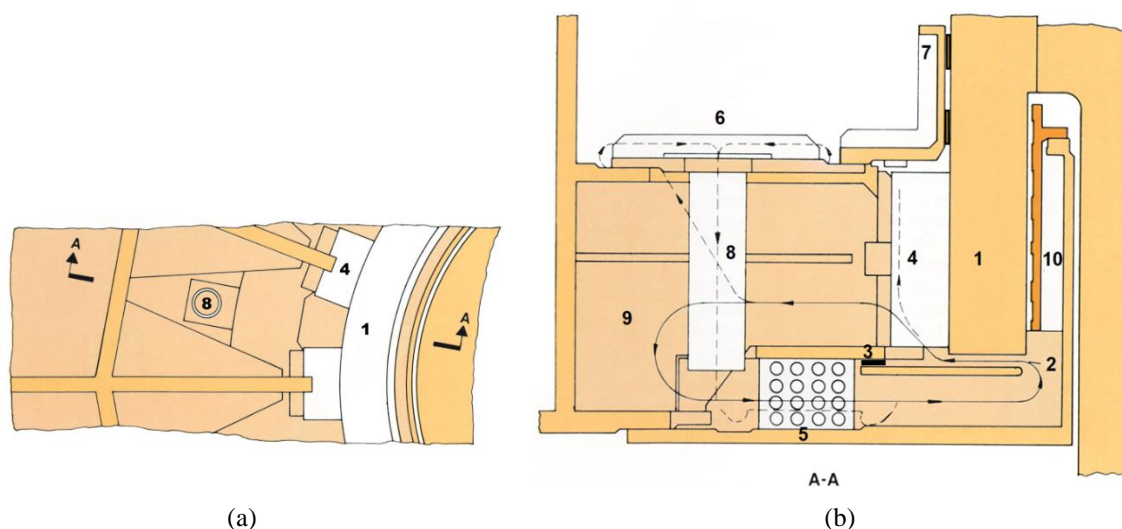


FIGURA 3.4 – (a) VISTA SUPERIOR E (b) CORTE LATERAL DO MANCAL GUIA SUPERIOR
 FONTE: (ITAIPU, 2009)

A coluna de lubrificante formada pelos vazamentos mantém o espaço acima dos trocadores (9) pressurizado, com uma pressão de aproximadamente 400 mm de coluna de lubrificante. A pressurização é importante para manter o nível de lubrificante constante no mancal, apesar dos efeitos da rotação do colar do eixo, bem como para evitar deficiências na formação do filme lubrificante (*bearing starvation*). Os selos (7) e (10), projetados para suportar pressões pelo menos cinco vezes mais elevadas do

que a pressão máxima do mancal, permitem a pressurização do espaço interno e impedem vazamentos de lubrificante para o rotor e para o recinto do gerador.

3.1.3 Rigidezes de projeto dos mancais de guia

A FIGURA 3.5.a mostra o rotor (1), a tampa (2) e o mancal guia (3) da turbina. A FIGURA 3.5.b mostra um corte esquemático desse mancal, dividido em quatro regiões: A – eixo e colar, B – mancal ou filme lubrificante, C – segmentos e estrutura suporte, D – fundação. O fabricante estimou as flexibilidades de cada uma dessas regiões durante a fase de projeto, para os três mancais de guia. A TABELA 3.2 apresenta os resultados dessas estimativas.

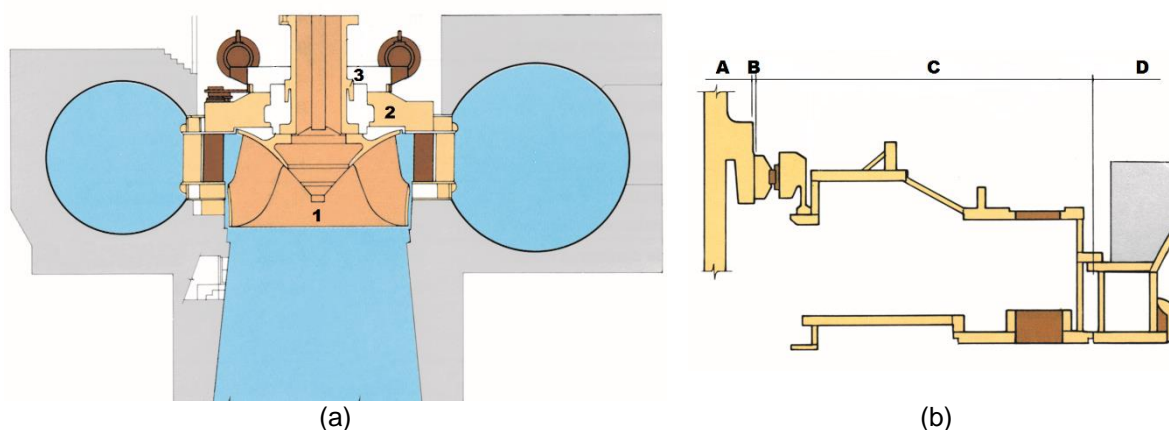


FIGURA 3.5 – VISTA (a) DA TURBINA E (b) DA ESTRUTURA DO MGT
 FONTE: (ITAIPU, 2009)

TABELA 3.2 – FLEXIBILIDADES PARCIAIS DOS MANCAIS DE GUIA

Região	Descrição	Flexibilidade [$\mu\text{m}/\text{kN}$]		
		MGS	MGI	MGT
A	Eixo (inclusive colar) ou bloco de escora	0,20	0,20	0,08
B	Mancal ou filme lubrificante	0,15	0,35	0,15
C	Segmentos e estrutura de apoio (cruzeta ou tampa)	0,79	0,20	0,25
D	Fundação	0,06	0,05	0,22
A+B+C+D	Flexibilidade total	1,20	0,80	0,70

FONTES: (ITAIPU, 2009), (BRITO JÚNIOR, 1996)

A FIGURA 3.6 apresenta a variação da flexibilidade do filme lubrificante ou flexibilidade do mancal⁸ (MGS) em relação à carga radial estática que o eixo exerce no mancal (ITAIPU, 2009, p. 12.9). Os cálculos foram realizados pelo fabricante para

⁸ A rigidez do filme lubrificante do mancal será referenciada apenas como rigidez do mancal (parte B da FIGURA 3.5); a rigidez equivalente da estrutura completa do suporte do mancal (partes C e D da figura citada), inclusive segmentos e fundação, será referenciada como rigidez do suporte ou rigidez da cruzeta.

uma viscosidade dinâmica de 20 mPa.s e para duas folgas radiais distintas no mancal. O par de curvas inferior ($\delta = 0,20$ mm) mostra os resultados para a folga radial de 200 μm , enquanto que o par de curvas superior ($\delta = 0,22$ mm) apresenta o comportamento da flexibilidade do filme lubrificante quando a folga aumentada em 10%. A existência de um par de curvas para cada folga é consequência da anisotropia do mancal criada pela ação da carga radial estática, que produz uma excentricidade no eixo, originando uma rigidez mais elevada na direção do deslocamento do eixo (1-1) do que na direção ortogonal (2-2).

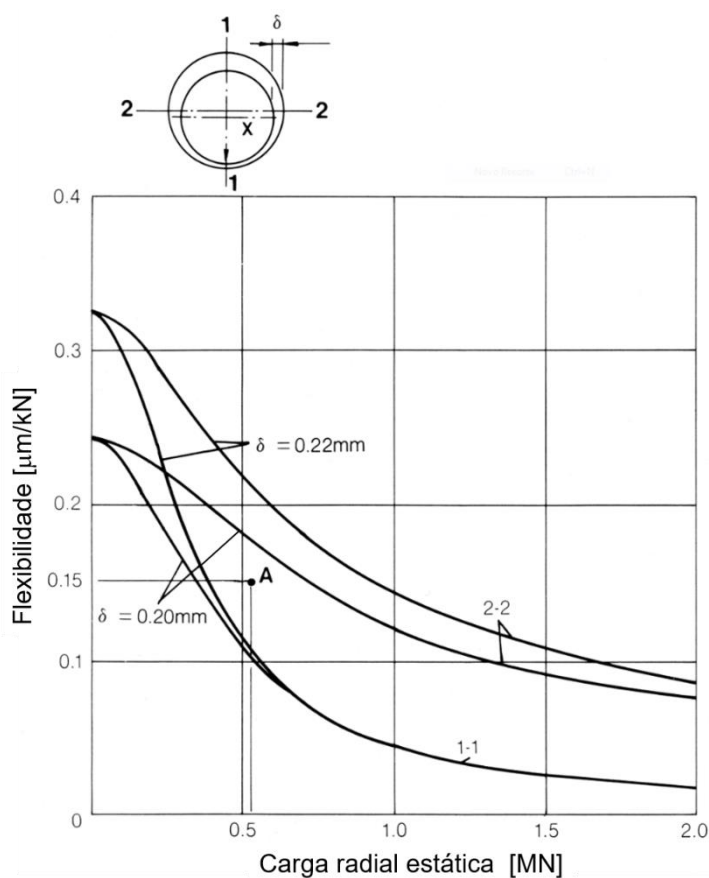


FIGURA 3.6 – FLEXIBILIDADE DO MANCAL (MGS) EM RELAÇÃO À CARGA RADIAL ESTÁTICA, COM FOLGAS RADIAIS DE 200 μm E 220 μm , COM VISCOSIDADE $\eta = 0,020$ Pa.s
 FONTE: (ITAIPU, 2009, p. 12.9)

A FIGURA 3.6 mostra a forte dependência da rigidez do mancal com a carga radial estática que ele recebe. Para proceder a análise dinâmica dos hidrogeradores da UHE Itaipu, o fabricante desconsiderou a anisotropia do mancal e adotou uma rigidez média, determinada pelo ponto A da figura citada (ITAIPU, 2009, p. 12.9). Como mostram a TABELA 3.2 e a TABELA 3.3, foi considerada uma rigidez de 6,67 GN/m (equivalente a uma flexibilidade de 0,15 $\mu\text{m}/\text{kN}$) para o mancal guia superior, correspondendo a uma carga estática de 0,60 MN. Para o mancal guia da turbina foi

adotado o mesmo valor de rigidez, enquanto que para o mancal guia inferior foi adotada uma rigidez de 2,86GN/m (flexibilidade de 0,35 $\mu\text{m/kN}$), uma vez que esse mancal opera com folgas dos segmentos e temperatura do lubrificante mais elevadas.

A TABELA 3.3 compara as rigidezes do eixo, do mancal (filme lubrificante) e do suporte do mancal (rigidez equivalente da fundação e da estrutura suporte do mancal, cruzeta ou tampa da turbina). A tabela permite concluir que, para o mancal guia superior e para o mancal guia da turbina, a rigidez do eixo e a rigidez do mancal são significativamente maiores do que a rigidez equivalente total. Para o mancal guia inferior, pelos motivos citados anteriormente, as rigidezes comparadas têm valores similares.

TABELA 3.3 – RIGIDEZ DOS MANCAIS DE GUIA

Descrição	Rigidez [GN/m]		
	MGS	MGI	MGT
Rigidez do eixo (inclusive colar) ou bloco de escora	5,00	5,00	12,5
Rigidez do mancal	6,67	2,86	6,67
Rigidez do suporte ou da cruzeta do mancal	1,18	4,00	1,82
Rigidez equivalente total	0,83	1,25	1,43

FONTE: (ITAIPU, 2009)

3.1.4 Rigidez axial do mancal de escora

O mancal de escora (ME) dos hidrogeradores da UHE Itaipu é do tipo Kingsbury, portanto, a sua rigidez axial desempenha um importante papel na análise que se pretende fazer. A rigidez axial foi inicialmente estimada através dos resultados dos ensaios especiais nos mancais (ITAIPU, 1987) e dos ensaios de comissionamento para medir a deflexão axial da aranha do rotor do gerador (ITAIPU, 2005). O método tem imprecisões significativas, foi obtida uma baixa rigidez (3,5 GN/m) e a estimativa foi desconsiderada.

É possível mostrar que, para efeitos práticos, a vibração axial do hidrogerador pode ser desacoplada das vibrações radiais e torcionais (GENTA, 2005, p. 265). Isso permite modelar o hidrogerador, na análise de vibrações axiais, como um sistema de um grau de liberdade. A análise das vibrações axiais do hidrogerador, em várias faixas de potência, indicou possíveis frequências naturais entre 10 e 13 Hz, indicando uma rigidez axial equivalente entre 9,5 e 16 GN/m. As variações nas frequências naturais podem ser explicadas por alterações no filme lubrificante ou pelo efeito de agregação

de água ao rotor da turbina. Diante das incertezas encontradas, nas simulações apresentadas neste trabalho foi utilizado o valor determinado pelo fabricante dos hidrogeradores para a rigidez axial equivalente (19,4 GN/m).

3.1.5 Rigidez magnética de projeto

De acordo com Rosenberg (1918), o empuxo magnético F_m atuando entre o rotor e o estator de um hidrogerador equipado com gerador de polos salientes é dado por:

$$F_m = c_p \pi D_r L_r \left(\frac{B_m}{5000} \right)^2 \frac{x_r}{g_r}, \quad (3.1)$$

onde c_p é o fator polar, D_r e L_r são respectivamente o diâmetro e a altura do rotor do gerador, B_m é a densidade de campo magnético, g_r é o valor do entreferro do gerador e x_r a excentricidade do rotor. O resultado da equação (3.1) está expresso em quilogramas-força quando as dimensões estão em centímetros e a densidade de campo magnético está em gauss. Na equação anterior deve ser utilizada a altura efetiva do rotor, devendo ser descontadas as alturas de eventuais dutos de ventilação.

O fator polar é a relação entre o arco do polo e o passo polar. Rosenberg (1918) recomenda utilizar um valor de 2/3 para hidrogeradores da sua época. Autores mais recentes, como Wiedemann e Kellenberger (1967) e Boldea (2006), utilizam basicamente a mesma expressão para a força magnética, porém recomendam utilizar um fator polar diferente. Os primeiros autores recomendam um fator polar de 0,50 para hidrogeradores, enquanto que o último autor fornece um ábaco gráfico para determinar a constante equivalente em função da geometria do polo e do valor do entreferro do gerador. Boldea (2006) deixa explícito que a equação (3.1) é válida para pequenas excentricidades ($0 \leq x_r/g_r \leq 0,20$).

A equação (3.1) pode ser utilizada para definir uma rigidez negativa para representar a relação entre a força magnética e o deslocamento do rotor do gerador (WIEDEMANN e KELLENBERGER, 1967). Com as dimensões expressas em metros e a densidade de campo magnético em tesla, a rigidez magnética é dada por:

$$k_m = -\frac{4\pi c_p D_r L_r B_m^2}{g_r} \cdot 10^5. \quad (3.2)$$

O sinal negativo na equação (3.2) indica que a força magnética aumenta à medida que o entreferro do gerador diminui. A TABELA 3.4 apresenta os dados principais dos geradores da UHE Itaipu. Utilizando-se esses dados na equação (3.2), considerando-se o fator polar recomendado por Wiedemann e Kellenberger (1967) e uma altura efetiva de 90% para o rotor, a rigidez para uma densidade de campo magnético unitária ($B_m = 1$ Tesla) varia entre -0,96 GN/m (geradores de 50 Hz) e -1,18 GN/m (geradores de 60 Hz). Considerando-se as variações possíveis em parâmetros importantes como o fator polar e a densidade de campo magnético, neste trabalho foi adotada uma rigidez magnética de -0,60 GN/m, o mesmo valor determinado e utilizado pelo fabricante nas análises de projeto (ITAIPU, 2009).

TABELA 3.4 – DADOS DOS GERADORES DA UHE ITAIPU

Símbolo	Descrição	Unidade	Geradores de 50 Hz	Geradores de 60 Hz
D_r	Diâmetro do rotor do gerador	m	15,926	15,946
L_{br}	Altura bruta do rotor do gerador	m	3,8205	3,5365
g_r	Entreferro nominal do gerador	mm	36	27

3.1.6 Transdutores nos mancais de guia da UHE Itaipu

3.1.6.1 Transdutores de temperatura

As temperaturas dos segmentos dos mancais de guia analisadas neste trabalho foram medidas por transdutores do tipo RTD Pt100. Nos mancais do gerador esses transdutores são instalados na região central da última quarta parte do segmento, próximo da saída do lubrificante. Nos segmentos do mancal guia da turbina, projetado para permitir a rotação do eixo em ambos sentidos, o transdutor é instalado na parte central do segmento. A distância do transdutor à superfície do segmento varia entre aproximadamente 15 mm para o mancal guia superior e 50 mm para o mancal guia inferior.

3.1.6.2 Transdutores de vibração

Os sinais de vibração relativa do eixo analisados nesta pesquisa foram adquiridos através de transdutores de proximidade sem contato, do tipo indutivo e com sensibilidade de 4 V/mm. Esses transdutores foram calibrados em laboratório antes da instalação, para confirmar sua classe de exatidão ($\pm 5\%$). A FIGURA 3.7 mostra o arranjo de instalação desses transdutores no mancal guia da turbina. Os suportes dos transdutores são fixados no anel que apoia os segmentos do mancal, separados de 90° entre si. O posicionamento entre dois segmentos adjacentes permite que os transdutores tenham como alvo a superfície onde o colar do eixo tem melhor acabamento. Os transdutores foram ajustados a uma distância de 2 mm da superfície do colar do eixo, na metade da sua faixa de medição.

Embora esse seja o arranjo de instalação recomendado pela norma internacional aplicável (INTERNATIONAL STANDARD ORGANIZATION, 2005), devido às suas dificuldades intrínsecas e, provavelmente, devido à suposição usual e incorreta de que a rigidez do mancal é sempre muito maior do que a rigidez da cruzeta, esse arranjo de instalação é praticamente uma exceção quando se trata de hidrogeradores. Geralmente os transdutores são montados em suportes⁹ fixados diretamente na parte externa na cruzeta do mancal. Entretanto, o arranjo recomendado pela norma citada tem uma importante vantagem para o monitoramento da condição baseado na análise de vibração: os transdutores de proximidade estão monitorando as rigidezes diretas dos mancais.

A FIGURA 3.7 mostra também dois acelerômetros industriais de baixa frequência de corte inferior (0,2 Hz) e de alta sensibilidade (1000 mV/g), utilizados para medir as vibrações absolutas de cada mancal de guia. A classe de exatidão desses transdutores ($\pm 5\%$) também foi confirmada em laboratório antes da instalação. Os acelerômetros estão alinhados com os transdutores de proximidade, fixados nos suportes desses transdutores ou diretamente na estrutura que suporta os segmentos dos mancais. Os sinais de aceleração são integrados uma vez com respeito ao tempo, através de amplificadores de carga. Assim, a menos de onde explicitado em contrário, os sinais de vibração absoluta apresentados neste trabalho estão em velocidade.

⁹ A utilização desse arranjo pode originar alarmes do tipo falso-positivo, devidos à vibração excessiva dos suportes dos transdutores pela excitação das suas frequências naturais, por perturbações hidráulicas provenientes da turbina ou por vibrações da cruzeta do mancal.

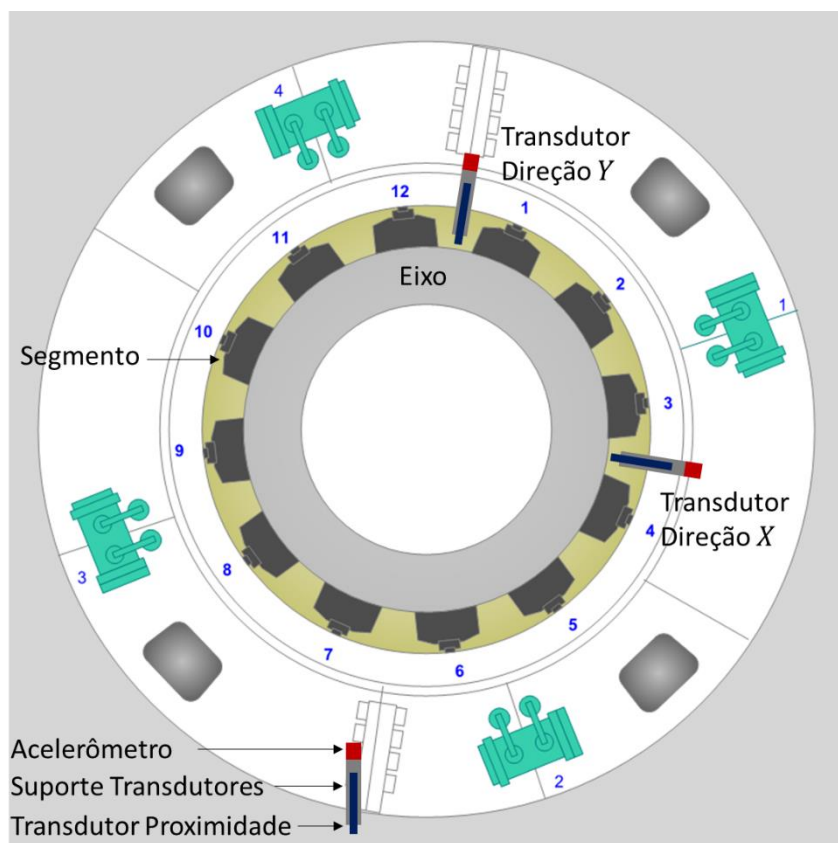


FIGURA 3.7 – ARRANJO DE INSTALAÇÃO DOS TRANSDUTORES DE VIBRAÇÃO NO MGT

Acelerômetros podem apresentar problemas graves quando monitoram a vibração absoluta de mancais de hidrogenadores de grande porte. Por exemplo, por razões não esclarecidas, os sinais das vibrações medidas com o hidrogenador operando em regime estacionário podem apresentar variações elevadas e abruptas, como se houvesse ocorrido um impacto no mancal de guia. Apesar desse fenômeno ocorrer com certa frequência, o histórico de manutenção não revela qualquer tipo de dano aos mancais. Entretanto, esse comportamento anômalo também pode produzir alarmes do tipo falso-positivo em um sistema de monitoramento de vibrações.

Outro problema significativo com acelerômetros é a medição de vibrações de baixa frequência ou vibrações na frequência de rotação do hidrogenador. Mesmo no caso de vibrações expressivas, como por exemplo, 20 μm na frequência de 92,3 rpm, um acelerômetro de sensibilidade elevada (1000 mV/g) gera somente uma fração de milésimos de volts (0,19 mV). A aquisição e o processamento de sinais de amplitudes tão reduzidas, em ambientes ruidosos como uma usina hidrelétrica, pode originar incertezas significativas.

Existem transdutores de velocidade de bobina móvel com sensibilidade elevada (50 mV/mm/s), com frequências naturais da ordem de 30 Hz, mas equipados com condicionadores de sinais que estendem a sua faixa de medição até 1 Hz (-3 dB) (MEGGIT, 2004). Os sinais produzidos por esses transdutores para a mesma vibração do mancal descrita anteriormente seriam 50 vezes mais elevados do que os sinais gerados pelo acelerômetro. Contudo, a curva de resposta em frequência desses transdutores mostra flutuações significativas na faixa de baixa frequência (de 0 a -5 dB, em 1 Hz), a mesma faixa onde operam a maioria dos hidrogeradores de grande porte. Recentemente, o fabricante desse transdutor introduziu no mercado um novo modelo de transdutor de velocidade, com a mesma sensibilidade do anterior, porém com melhor resposta em baixas frequências (-3 dB em 0,5 Hz) (MEGGIT, 2015). Caso essa característica seja comprovada, o transdutor em análise permitirá a medição da vibração absoluta dos mancais com a exatidão requerida.

3.2 ASPECTOS EXPERIMENTAIS

Esta seção contém os principais resultados da análise experimental do comportamento dinâmico de hidrogeradores de grande porte, realizada através da revisão dos relatórios de ensaios nos hidrogeradores da UHE Itaipu e por meio do reprocessamento dos sinais adquiridos em ensaios anteriores, disponíveis em forma digital. A principal conclusão dessa análise foi a de que as condições operativas e as condições de contorno dos mancais de guia dos hidrogeradores observados podem sofrer variações expressivas a curto e médio prazos; em muitos casos, variações de caráter aleatório e intempestivo. Essas variações prejudicam intensamente a determinação teórica dos coeficientes dinâmicos de mancais radiais, mesmo com a utilização de modelos refinados (BRITO JÚNIOR, MACHADO, *et al.*, 2017a).

3.2.1 Mudanças na excentricidade do eixo em transitórios térmicos

As coordenadas dos pontos mostrados na FIGURA 3.8 são determinadas pelos valores médios das vibrações relativas do eixo, medidas em duas direções ortogonais dos planos dos três mancais de guia de um dado hidrogerador. Assim, essas coordenadas são obtidas pelas distâncias médias entre a superfície do eixo e

as extremidades dos transdutores de proximidade utilizados para medir as vibrações citadas. Conseqüentemente, a variação da posição dos pontos mostrados na FIGURA 3.8 tem relação com a variação da excentricidade do eixo no mancal. Os diâmetros dos círculos tracejados mostrados na figura citada são iguais às folgas diametrais em operação dos respectivos mancais. Contudo, esses círculos não representam a disposição real dos segmentos, eles têm somente o objetivo de auxiliar na avaliação da variação da excentricidade do eixo no mancal.

As medições foram realizadas em três dias sucessivos, durante o balanceamento do rotor do gerador, nas seguintes condições: a) rotor desbalanceado com grau de qualidade ISO G6,65¹⁰ (2 medições ao longo de 30 minutos); b) rotor com massa de calibração, desbalanceado com grau de qualidade ISO G4,25 (4 medições ao longo de 7 horas); c) rotor balanceado (3 medições ao longo de 6 horas). As cargas radiais nos mancais de guia têm o menor valor possível nessas condições operativas, uma vez que o empuxo magnético era nulo e um eventual empuxo hidráulico seria mínimo.

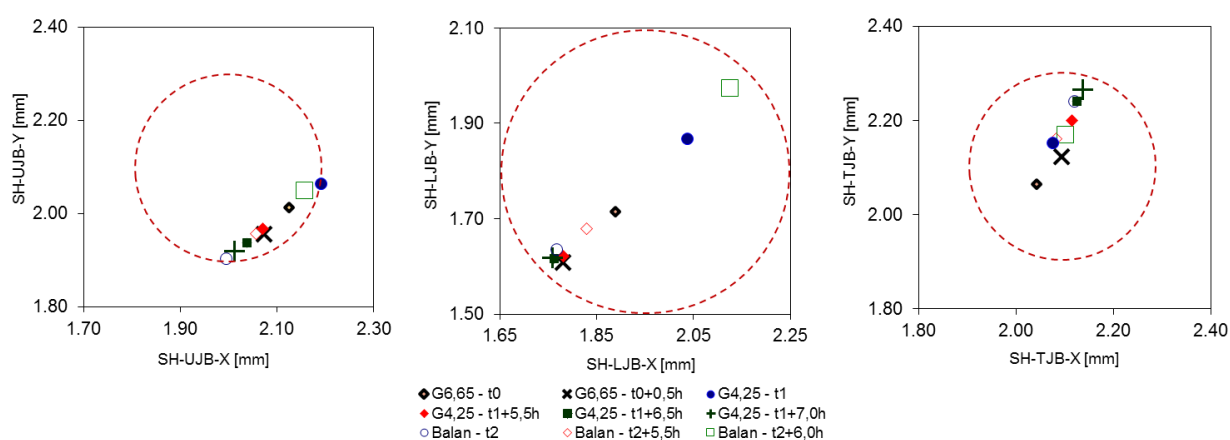


FIGURA 3.8 – EXCENTRICIDADE DO EIXO NO MGS (ESQUERDA), MGI (CENTRO) E MGT (DIREITA), MEDIDAS EM GIRO MECÂNICO DURANTE O BALANCEAMENTO DO ROTOR DO GERADOR

Uma análise preliminar na FIGURA 3.8 indica que a excentricidade do eixo muda de forma significativa e aparentemente aleatória, ao longo de linhas retas nos

¹⁰ A norma ISO 1940 (INTERNATIONAL STANDARD ORGANIZATION, 2005) define o grau de desbalanceamento residual permissível específico como $e_{per} = U_{per}/m$, onde U_{per} é o desbalanceamento residual permissível medido em quilogramas metro (kgm) e m é a massa do rotor, expressa em quilogramas (kg). No balanceamento do hidrogerador em referência foi utilizada uma massa de correção de 250 kg instalada em um raio de 6,5 metros, o que leva a $U_{per} = 1625$ kgm. Considerando que a massa do rotor é $m = 2,37 \cdot 10^6$ kg, o desbalanceamento residual permissível específico é $e_{per} = 0,686$ mm. Isso implica em um grau de qualidade de balanceamento determinado por $G = e_{per} \cdot \Omega = 0,686 \cdot 9,66 \approx 6,65$.

planos dos três mancais de guia. Entretanto, essas medições foram realizadas durante o aquecimento dos mancais, processo transitório durante o qual tanto o eixo como a cruzeta sofrem dilatações térmicas expressivas, ocasionando mudanças aparentes na excentricidade do eixo. Por outro lado, é fato que houve mudanças significativas na excentricidade do eixo, o que pode ser comprovado pelas três medições realizadas quando os mancais já haviam atingido o equilíbrio térmico. Os pontos correspondentes a essas medições estão indicados com marcas de tamanho aumentado na FIGURA 3.8 (\times para a condição de desbalanceamento grau G6,65, $+$ para desbalanceamento grau G4,25 e \square para rotor balanceado).

É importante estimar adequadamente a excentricidade do eixo, tanto na operação em regime estacionário como durante processos transitórios que causem dilatações térmicas significativas, como variações acentuadas na carga do gerador. Quando as dilatações térmicas são simétricas, essa estimativa pode ser feita através do arranjo proposto por Nässelqvist et al. (2013), utilizando-se quatro transdutores de proximidade para medir as vibrações relativas do eixo em cada mancal, como ilustrado na FIGURA 3.9. Sem perda de generalidade, essa figura mostra que o eixo possuía excentricidade nula no instante t_0 , quando as distâncias médias entre a superfície do eixo e os transdutores eram dadas por $s_i(t_0) = g_{0i}$, com $i = 1, \dots, 4$. Em um instante posterior t a excentricidade do eixo é alterada de uma distância e na direção θ , pela ação de uma força radial. Nesse intervalo de tempo ocorreu também um processo transitório que provocou dilatações térmicas simétricas Δr no eixo e ΔR no anel do mancal que suporta os segmentos e os transdutores de proximidade. As distâncias médias entre eixo e transdutores são agora dadas por:

$$\begin{aligned} s_1(t) &= s_1(t_0) - e \cos \theta + \Delta c, & s_2(t) &= s_2(t_0) - e \sin \theta + \Delta c, \\ s_3(t) &= s_3(t_0) + e \cos \theta + \Delta c, & s_4(t) &= s_4(t_0) + e \sin \theta + \Delta c, \end{aligned} \quad (3.3)$$

onde $\Delta c = \Delta R - \Delta r$ é a variação da folga do mancal devido à dilatação térmica. A excentricidade do eixo e a variação da folga podem ser estimadas separadamente como segue:

$$\Delta c = \frac{s_i(t) + s_{i+2}(t)}{2} - \frac{s_i(t_0) + s_{i+2}(t_0)}{2}, \quad i = 1, 2 \quad (3.4.b)$$

$$e \cos \theta = \frac{s_3(t) - s_1(t)}{2} - \frac{s_3(t_0) - s_1(t_0)}{2}, \quad (3.4.b)$$

$$e \sin \theta = \frac{s_4(t) - s_2(t)}{2} - \frac{s_4(t_0) - s_2(t_0)}{2} \quad (3.4.b)$$

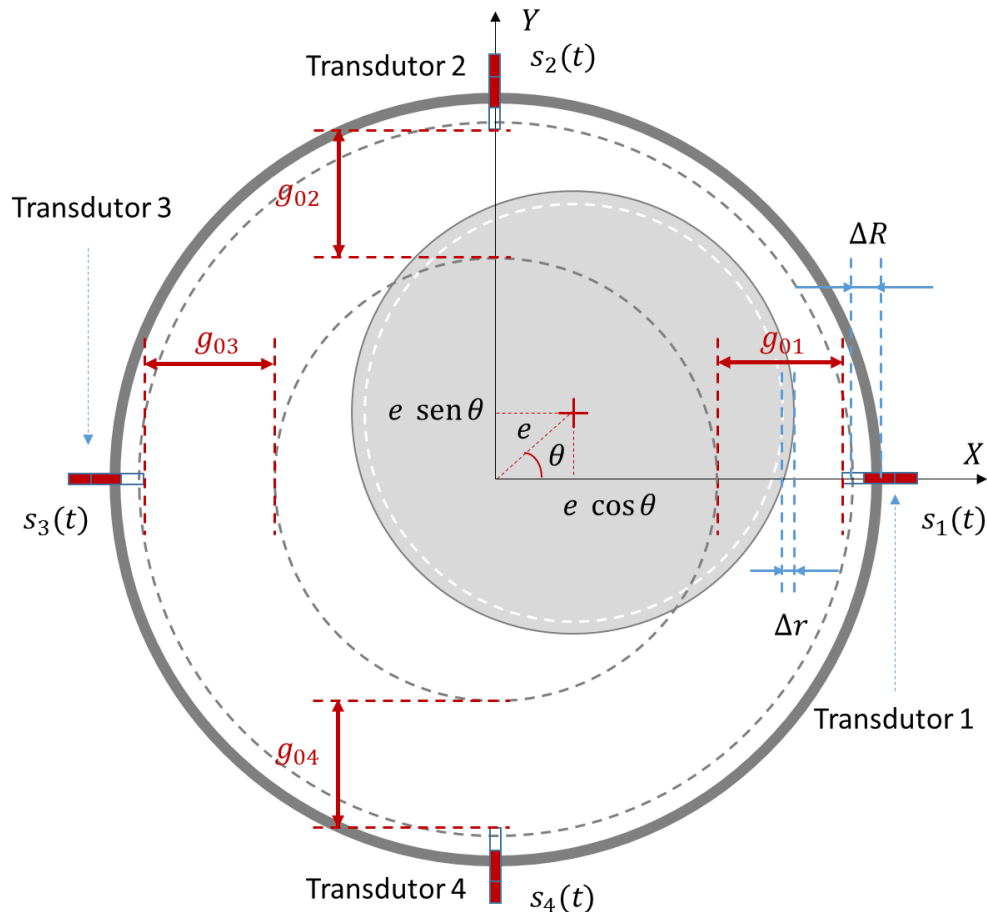


FIGURA 3.9 – ARRANJO PARA DETERMINAR A EXCENTRICIDADE DO EIXO E A REDUÇÃO DA FOLGA EM TRANSITÓRIO TÉRMICO COM QUATRO TRANSDUTORES DE PROXIMIDADE

A equação (3.4.b) mostra que a variação da folga por dilatação térmica pode ser estimada de forma redundante e independente, para as direções X e Y . O arranjo de quatro transdutores é similar ao empregado para compensar dilatações térmicas simétricas do rotor e do estator no monitoramento do entreferro de geradores. Entretanto, esse não é um arranjo habitual no monitoramento de vibrações do eixo, que normalmente utiliza dois transdutores dispostos a 90° , como os transdutores 1 e 2 mostrados na FIGURA 3.9. Nesse caso, se a variação da folga Δc do mancal puder

ser estimada por um processo alternativo, a excentricidade do eixo (e) e a sua direção (θ) podem ser determinadas por:

$$e = \sqrt{[s_1(t_0) - s_1(t) + \Delta c]^2 + [s_2(t_0) - s_2(t) + \Delta c]^2},$$

$$\theta = \tan^{-1} \left[\frac{s_2(t_0) - s_2(t) + \Delta c}{s_1(t_0) - s_1(t) + \Delta c} \right]. \quad (3.5)$$

Para estimar a variação da folga por dilatação térmica é admissível supor que a temperatura do anel que suporta os segmentos do mancal é igual à temperatura do lubrificante no qual ele está imerso. Assim, em uma primeira análise, a variação da folga pode ser estimada por:

$$\Delta c = r \alpha_a (\Delta \vartheta_{eixo} - \Delta \vartheta_{lub}), \quad (3.6)$$

onde r é o raio do eixo e α_a é o coeficiente de dilatação linear do aço utilizado na sua fabricação. Na mesma equação, $\Delta \vartheta_{eixo}$ e $\Delta \vartheta_{lub}$ são respectivamente as variações das temperaturas médias do eixo e do lubrificante na cuba do mancal, no intervalo de tempo compreendido entre os instantes t e t_0 .

A temperatura do lubrificante e as temperaturas dos segmentos dos mancais são rotineiramente monitoradas em hidrogeradores; entretanto, a temperatura do eixo só é medida em ensaios especiais. A TABELA 3.5 mostra a temperatura mais elevada dos segmentos (ϑ_{seg}), a temperatura média do eixo (ϑ_{eixo}) e a temperatura média do lubrificante (ϑ_{lub}), medidas no mancal guia superior e no mancal guia inferior de um dado hidrogerador, em diversas condições operativas (ITAIPU, 1987). Essa tabela mostra que no caso do mancal guia superior, a temperatura do eixo pode ser estimada como a temperatura mais elevada dos segmentos ($\vartheta_{eixo} = \vartheta_{seg}$), possibilitando o uso da equação (3.6).

É razoável estender essa conclusão ao mancal guia da turbina, ainda que as medições especiais (ITAIPU, 1987) não tenham abrangido esse mancal. Por outro lado, como era esperado, no caso do mancal guia inferior, a TABELA 3.5 mostra que a temperatura do eixo (bloco de escora) é significativamente maior do que a temperatura mais elevada dos segmentos. Isso indica que o processo descrito anteriormente para a estimativa da variação da folga por dilatação térmica é inválido para o mancal guia inferior.

TABELA 3.5 – TEMPERATURA MÁXIMA DO SEGMENTO (ϑ_{seg}), TEMPERATURA DO EIXO (ϑ_{eixo}) E TEMPERATURA DO LUBRIFICANTE (ϑ_{lub}) NO MGS E NO MGI

Potência [MW]	Temperaturas MGS [°C]			Temperaturas MGI [°C]		
	ϑ_{seg}	ϑ_{eixo}	ϑ_{lub}	ϑ_{seg}	ϑ_{eixo}	ϑ_{lub}
0	49,3	49,6	42,3	49,1	54,7	44,7
595	51,6	51,1	44,2	50,9	54,8	45,4
700	53,5	53,0	46,5	55,9	59,2	49,0
700 (*)	62,4	61,0	55,0	57,4	60,4	51,5

FONTE: (ITAIPU, 1987)

(*) REDUÇÃO DE 10% NA EFICIÊNCIA DO SISTEMA DE RESFRIAMENTO

3.2.2 Mudanças na excentricidade do eixo em operação normal

Os diagramas da FIGURA 3.10 são similares aos mostrados na FIGURA 3.8, exceto que agora eles apresentam os resultados obtidos em dez medições realizadas em um hidrogerador saudável e operando em regime estacionário. O equilíbrio térmico foi obtido pela manutenção da potência do gerador fixada em um dado valor na faixa de 470 a 700 MW, por mais de cinco horas. Cinco medições foram realizadas em um dado mês (abril), ao longo de aproximadamente quatro semanas. As cinco medições restantes foram realizadas oito meses depois (janeiro), também durante igual período. O empuxo magnético e o empuxo hidráulico estão presentes nessas medições; contudo, ambos têm intensidades e direções desconhecidas. Essas medições indicam mudanças expressivas e imprevisíveis na excentricidade do eixo.

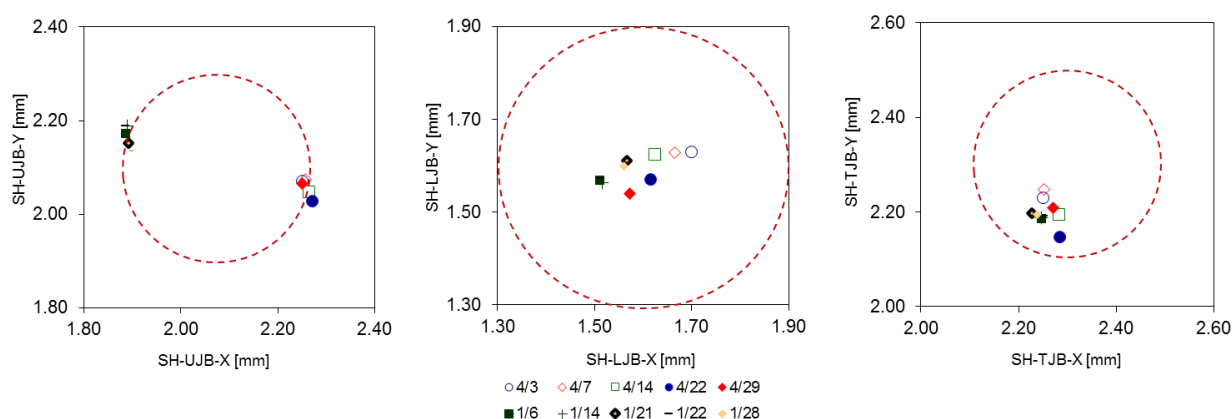


FIGURA 3.10 – EXCENTRICIDADE DO EIXO NO MGS (ESQUERDA), MGI (CENTRO) E MGT (DIREITA), MEDIDAS AO LONGO DE 9 MESES, COM O HIDROGERADOR OPERANDO EM REGIME ESTACIONÁRIO

Esse comportamento se mantém quando as medições são realizadas em um único dia. Os diagramas da FIGURA 3.11 foram obtidos em um hidrogerador operando em regime estacionário, em 18 patamares distintos de carga entre 0 e 763 MW.

Novamente, a excentricidade do eixo e , conseqüentemente, a carga radial estática a que ele está submetido, variam sem uma razão aparente. No mancal guia superior, a posição de equilíbrio estático do eixo mostra pequenas variações em torno de um atrator. Para os outros dois mancais de guia essa posição muda aleatoriamente no entorno de dois atratores distantes um do outro.

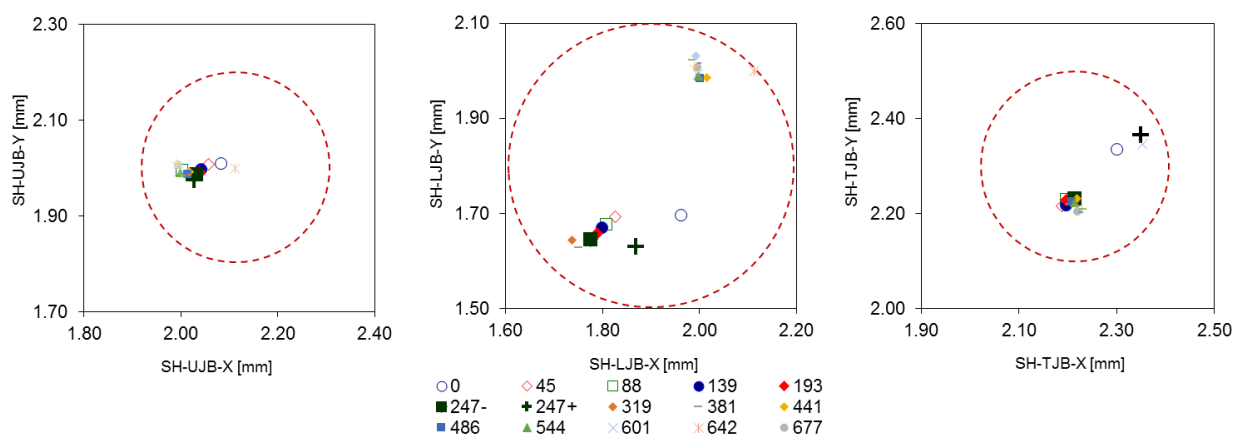


FIGURA 3.11 – EXCENTRICIDADE DO EIXO NO MGS (ESQUERDA), MGI (CENTRO) E MGT (DIREITA), MEDIDAS AO LONGO DE 10 HORAS NO ENSAIO DE ESTABILIDADE HIDRÁULICA, EM POTÊNCIAS DIVERSAS

3.2.3 Mudança brusca na excentricidade do eixo

A FIGURA 3.12 mostra as vibrações relativas do eixo nas direções X e Y , medidas nos mancais de guia superior (respectivamente UJB- X e UJB- Y), guia inferior (LJB- X /LJB- Y) e guia da turbina (TJB- X /TJB- Y), quando o hidrogerador operava com 247 MW. Nessa condição, as vibrações do eixo ocorrem principalmente em um quarto da frequência de rotação do hidrogerador, devido aos conhecidos vórtices de carga parcial (VLADISLAVLEV, 1979). É possível verificar que em $t = 11,7$ segundos ocorrem mudanças bruscas nas excentricidades dos eixos, como destacado pelos retângulos em linhas tracejadas. Esse comportamento também pode ser observado na FIGURA 3.11, pelas marcas ■247- e +247+, aumentadas para melhor visualização. A mudança na excentricidade é reduzida no mancal guia superior, mas tem proporções significativas nos outros dois mancais de guia.

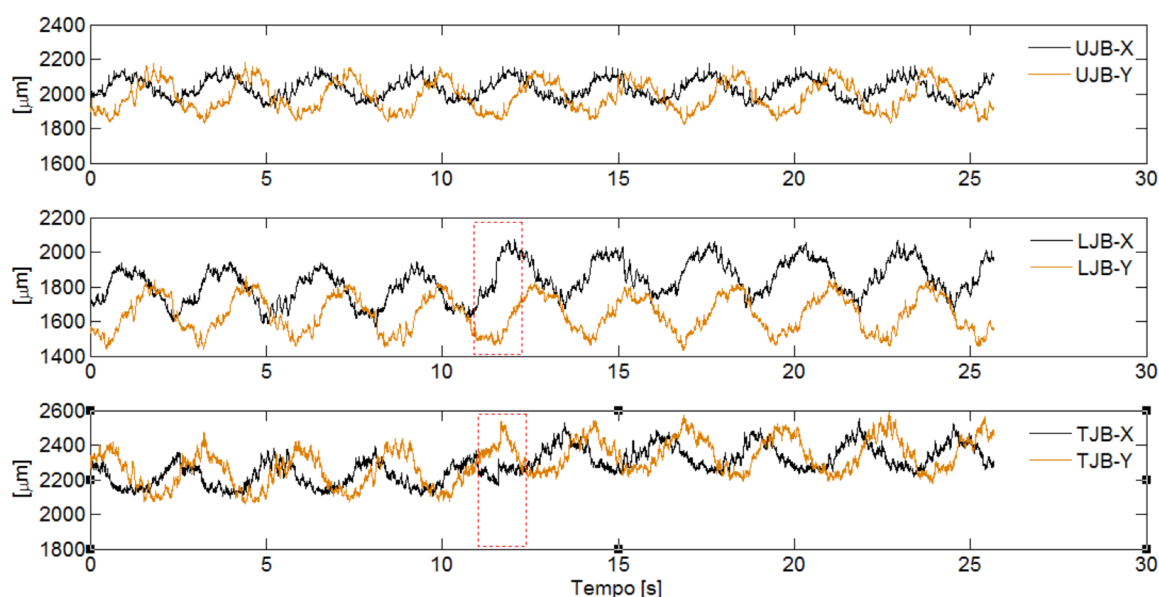


FIGURA 3.12 – MUDANÇA BRUSCA NA EXCENRICIDADE DOS EIXOS NOS MANCAIS DE GUIA EM $t = 11,7$ s, COM O HIDROGERADOR OPERANDO COM 247 MW.

3.2.4 Alteração brusca das frequências naturais

A FIGURA 3.13 apresenta a vibração relativa do eixo no mancal guia da turbina de um hidrogerador que operava com 530 MW. O diagrama superior mostra o sinal no domínio do tempo, enquanto que o diagrama inferior mostra o espectro do sinal no domínio da frequência. A vibração atinge amplitudes elevadas, da ordem da folga diametral do mancal (400 μmpp), mostrando um batimento entre duas possíveis frequências naturais, 4,90 e 5,30 Hz (BRITO JÚNIOR, 1996). Essas frequências desapareceram do sinal por uma dezena segundos; então, como mostrado na FIGURA 3.14, ocorre novo batimento entre duas outras frequências naturais. Nesse caso, o hidrogerador operava com 540 MW, a amplitude da vibração (550 μmpp) ultrapassou a folga diametral nominal do mancal¹¹ e as frequências naturais aumentaram para 5,50 e 5,80 Hz. O aumento nas frequências naturais implica em uma elevação substancial e abrupta nas rigidezes do mancal. Uma possível explicação para esse comportamento seriam mudanças súbitas nas excentricidades do eixo, como a mostrada na FIGURA 3.12, o que causaria aumentos repentinos nas rigidezes dos mancais e nas frequências naturais do hidrogerador.

¹¹ Nesse caso, o transdutor de proximidade utilizado para medir a vibração relativa não estava fixado no anel suporte dos segmentos do mancal, como o arranjo descrito na seção 3.1.6.2. O transdutor havia sido fixado em um suporte montado na tampa do mancal, que por sua vez estava fixada na tampa da turbina. Tal arranjo pode explicar o motivo da vibração exceder a folga diametral.

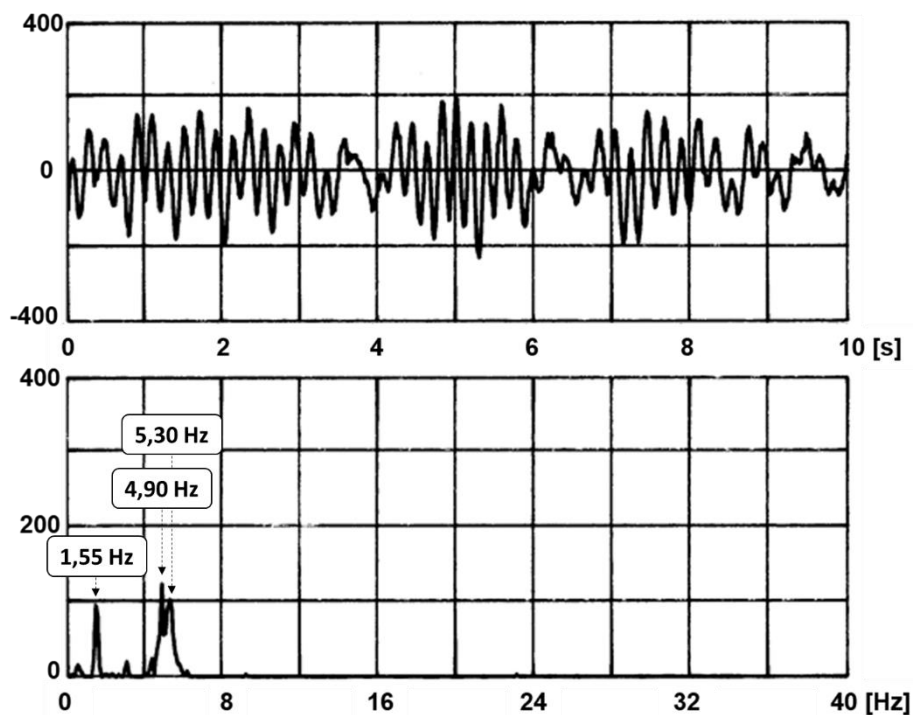


FIGURA 3.13 – VIBRAÇÃO DO EIXO NO MGT DE HIDROGERADOR OPERANDO COM 530 MW
($100\mu\text{mpp}@1,55\text{Hz}$; $130\mu\text{mpp}@4,90\text{Hz}$; $105\mu\text{mpp}@5,30\text{Hz}$).
FONTE: (BRITO JÚNIOR, 1996)

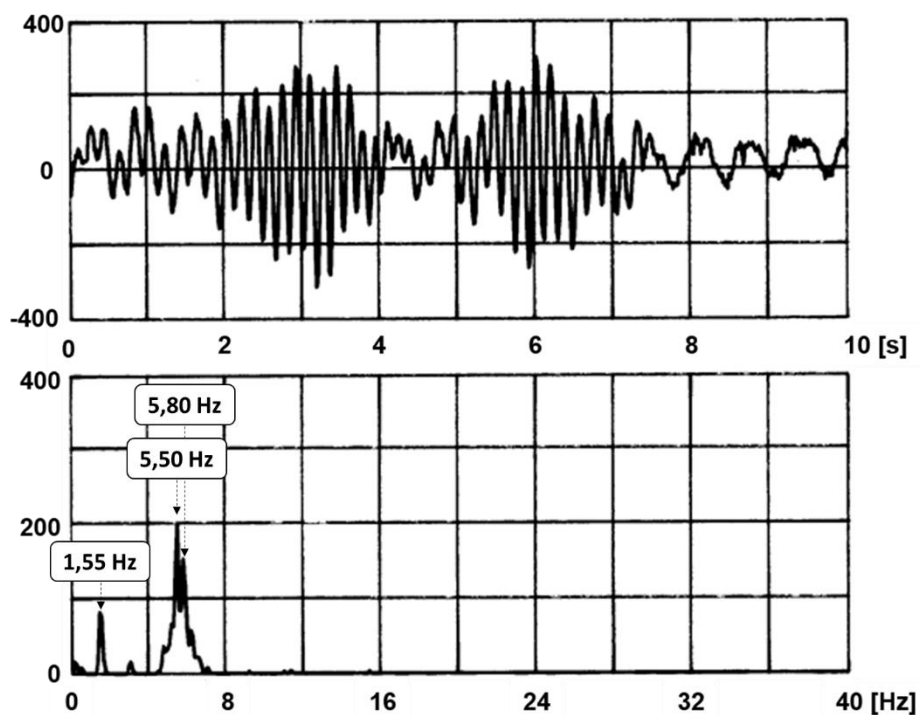


FIGURA 3.14 – VIBRAÇÃO DO EIXO NO MGT DE HIDROGERADOR OPERANDO COM 540 MW
($90\mu\text{mpp}@1,50\text{Hz}$; $205\mu\text{mpp}@5,50\text{Hz}$; $155\text{mpp}@5,80\text{Hz}$). SINAL ADQUIRIDO 10
SEGUNDOS APÓS A AQUISIÇÃO DO SINAL MOSTRADO NA FIGURA 3.13
FONTE: (BRITO JÚNIOR, 1996)

3.2.5 Alteração do comportamento vibratório com a carga do gerador

A FIGURA 3.15 e a FIGURA 3.16 mostram, respectivamente, as vibrações relativas do eixo e as vibrações absolutas do mancal guia superior, adquiridas simultaneamente em um hidrogenador operando em regime estacionário, em sete condições distintas de carga, ao longo de um intervalo de dez horas. Para permitir uma melhor comparação com as vibrações do eixo, os sinais de vibração absoluta do mancal sofreram dupla integração em relação ao tempo para serem expressos em deslocamento. Assim, esses sinais contêm as imprecisões decorrentes da integração de sinais de baixa frequência. O eixo das ordenadas de ambos diagramas tem escala de 100 micrômetros (μm) por divisão.

Com potência nula (0 MW), a vibração relativa tem componentes estocásticas significativas, enquanto que a vibração absoluta apresenta a menor intensidade medida no ensaio. Em 100 MW, as componentes estocásticas estão presentes em ambas as vibrações, embora a frequência de rotação predomine na vibração relativa do eixo. Em 255 MW, as duas vibrações sofrem forte influência dos vórtices de carga parcial, elas ocorrem principalmente em cerca de um quarto da frequência de rotação e apresentam as maiores amplitudes registradas no ensaio. Ainda nessa potência, é possível observar frequências mais elevadas, provavelmente decorrentes de excitações de frequências naturais da unidade geradora. Como mostrado na seção 3.2.4, na parte inferior da faixa operativa (500 MW), as vibrações relativas ocorrem principalmente na frequência de rotação (1,5 Hz), com visíveis excitações de frequências naturais entre 4,5 e 5,5 Hz. Finalmente, da potência de 610 MW até a potência de plena abertura do distribuidor (755 MW), as vibrações relativas ocorrem predominantemente na frequência de rotação.

É possível concluir que, embora sofram alterações significativas com a variação da carga do gerador, as vibrações relativas do eixo e as vibrações absolutas do mancal contêm composição espectral similares. Como as vibrações relativas do eixo mostram sempre amplitudes mais elevadas do que as vibrações absolutas dos mancais, é possível inferir que a rigidez do mancal é sempre menor do que a rigidez da cruzeta.

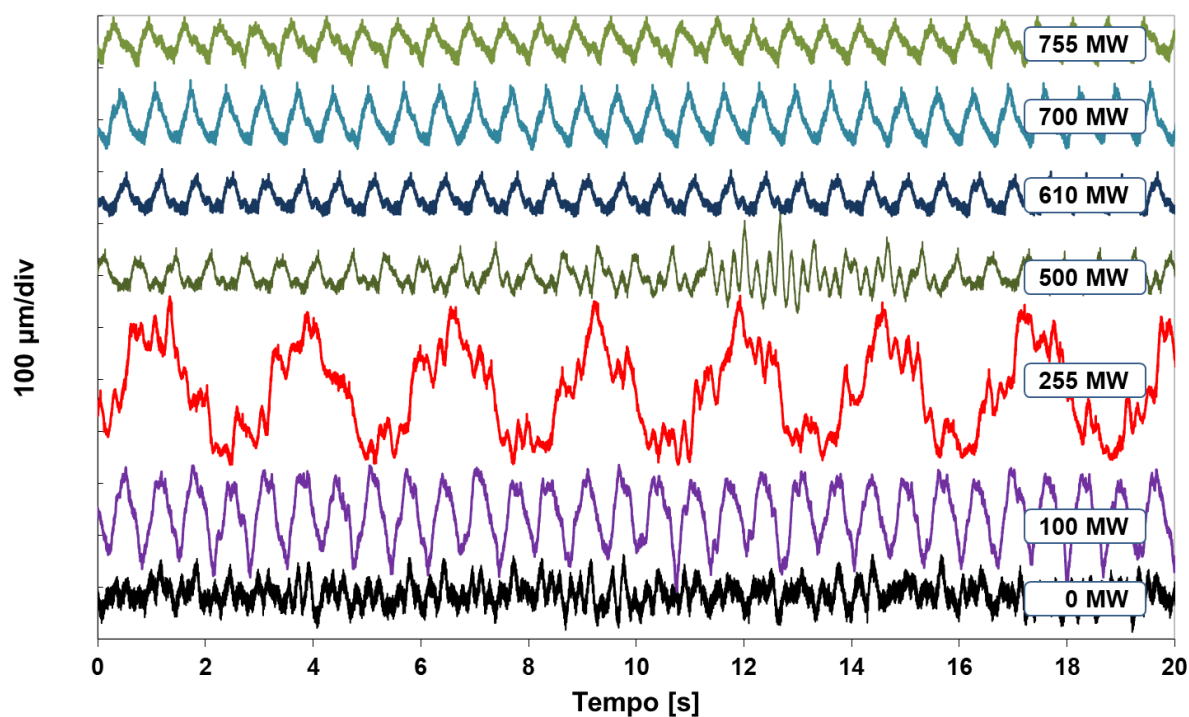


FIGURA 3.15 - VIBRAÇÕES RELATIVAS DO EIXO NO MGS DE HIDROGERADOR OPERANDO EM VÁRIAS CARGAS DO GERADOR

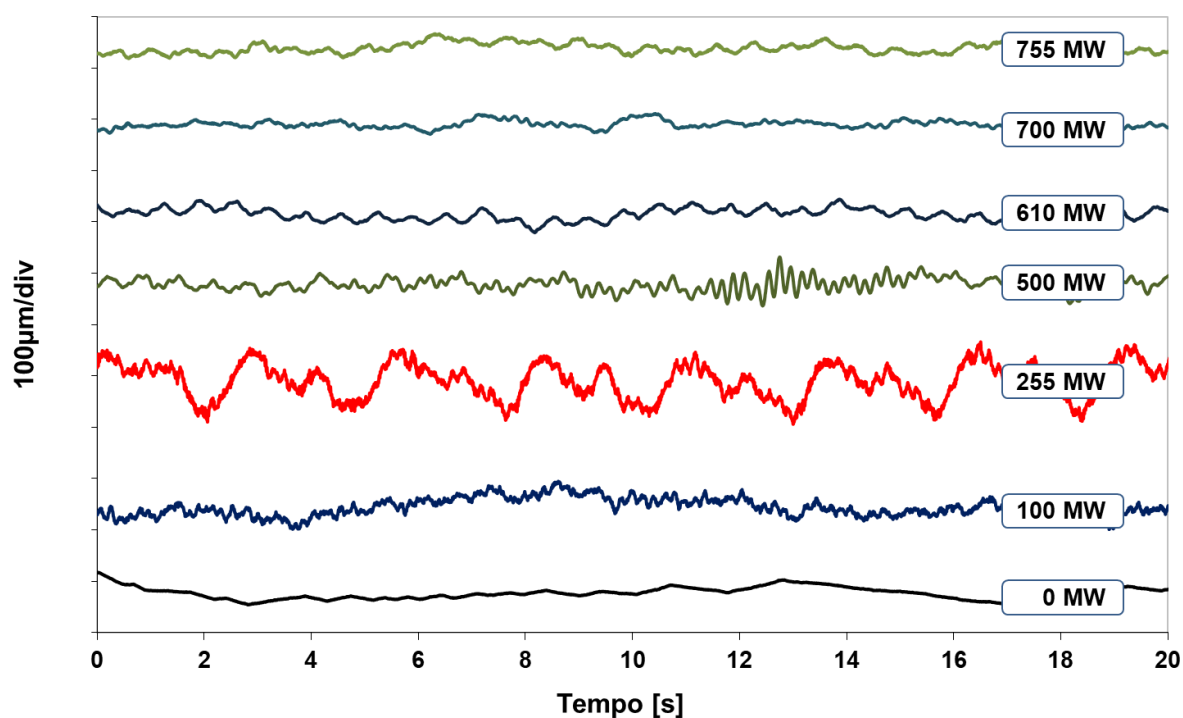


FIGURA 3.16 - VIBRAÇÕES ABSOLUTAS NO MGS DE HIDROGERADOR OPERANDO EM VÁRIAS CARGAS DO GERADOR

3.2.6 Variação sazonal da viscosidade do lubrificante

A água utilizada no sistema de resfriamento de mancais de hidrogeradores é coletada no reservatório da usina e sua temperatura pode variar sazonalmente em mais de 10 °C. Essa variação de temperatura irá causar alterações significativas na viscosidade do lubrificante, mudando o comportamento dinâmico dos mancais e do hidrogerador. A FIGURA 3.17 mostra a potência do gerador, a temperatura da água de resfriamento, a temperatura do lubrificante e as temperaturas de dois segmentos separados entre si de 90°, do mancal guia inferior de um hidrogerador. As medições foram feitas ao longo de 5.000 horas de operação, com um intervalo de amostragem de 30 minutos. Os dados medidos durante três rápidas paradas do hidrogerador foram desconsiderados.

Ao longo desse período de quase sete meses a potência do gerador variou entre 350 e 730 MW, atendendo à demanda do sistema elétrico. A temperatura da água de resfriamento variou na faixa de 20 a 30°C, principalmente devido à variação sazonal natural da temperatura da água do rio. A temperatura do lubrificante variou entre 46 e 50 °C, devido à influência da temperatura da água de resfriamento, mas também devido à potência do gerador. As temperaturas dos dois segmentos do mancal mostraram um comportamento distinto. Enquanto que a temperatura do segmento 5 acompanhou a temperatura da água de resfriamento, com um fator de correlação de +0,83, a temperatura do segmento 1 mostrou um comportamento oposto, com fator de correlação de -0,88.

A FIGURA 3.18 e a FIGURA 3.19 mostram respectivamente as temperaturas dos segmentos (máxima, média e mínima), do lubrificante e da água de resfriamento para o mancal guia superior e mancal guia inferior, adquiridas em 78 medições com intervalo de amostragem aproximadamente mensal, com o hidrogerador estabilizado termicamente através da fixação da potência do gerador por pelo menos cinco horas no valor demandado pelo sistema elétrico, entre 560 e 760 MW. Essas figuras mostram as variações sazonais da temperatura da água de resfriamento do mancal, com amplitude próxima de 10°C, bem como a influência dessa temperatura na temperatura do lubrificante, que varia da mesma forma, porém com a metade da amplitude (5°C). Repetindo o comportamento mostrado na FIGURA 3.17, a temperatura mínima e a temperatura máxima dos segmentos do mancal guia inferior variam em oposição de fase, com a primeira seguindo a temperatura da água de

resfriamento. A temperatura média dos segmentos se comporta de forma praticamente estacionária. Esse efeito não é observado no mancal guia superior.

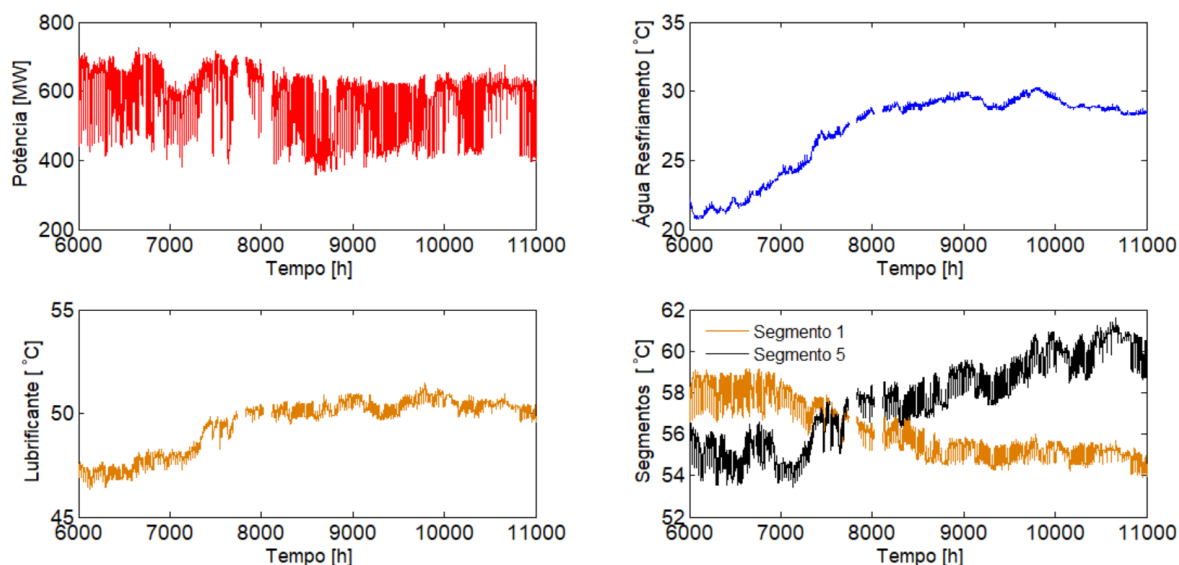


FIGURA 3.17 - POTÊNCIA DO GERADOR (SUPERIOR ESQUERDA), TEMPERATURA DA ÁGUA DE RESFRIAMENTO (SUPERIOR DIREITA), TEMPERATURA DO LUBRIFICANTE (INFERIOR ESQUERDA) E TEMPERATURAS DE DOIS SEGMENTOS SEPARADOS DE 90° (INFERIOR DIREITA) DO MGI DE HIDROGERADOR, AO LONGO DE 5.000 HORAS.

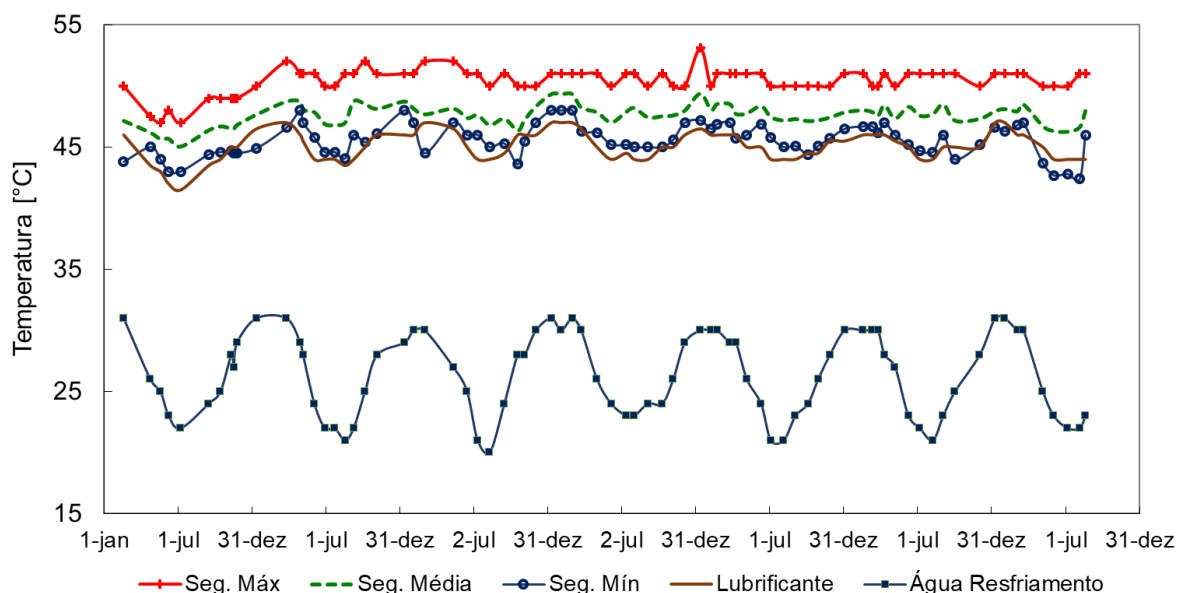


FIGURA 3.18 - TEMPERATURAS DOS SEGMENTOS (MÁXIMA, MÉDIA E MÍNIMA) DO MGS, DO LUBRIFICANTE E DA ÁGUA DE RESFRIAMENTO DE UM HIDROGERADOR, AO LONGO DE 78 MESES

NOTA: A TEMPERATURA DO LUBRIFICANTE É INFERIOR À TEMPERATURA MÍNIMA DOS SEGMENTOS EM ALGUNS PONTOS, DEVIDO A ERROS DOS TRANSDUTORES E À BAIXA RESOLUÇÃO DO MEDIDOR (1°C).

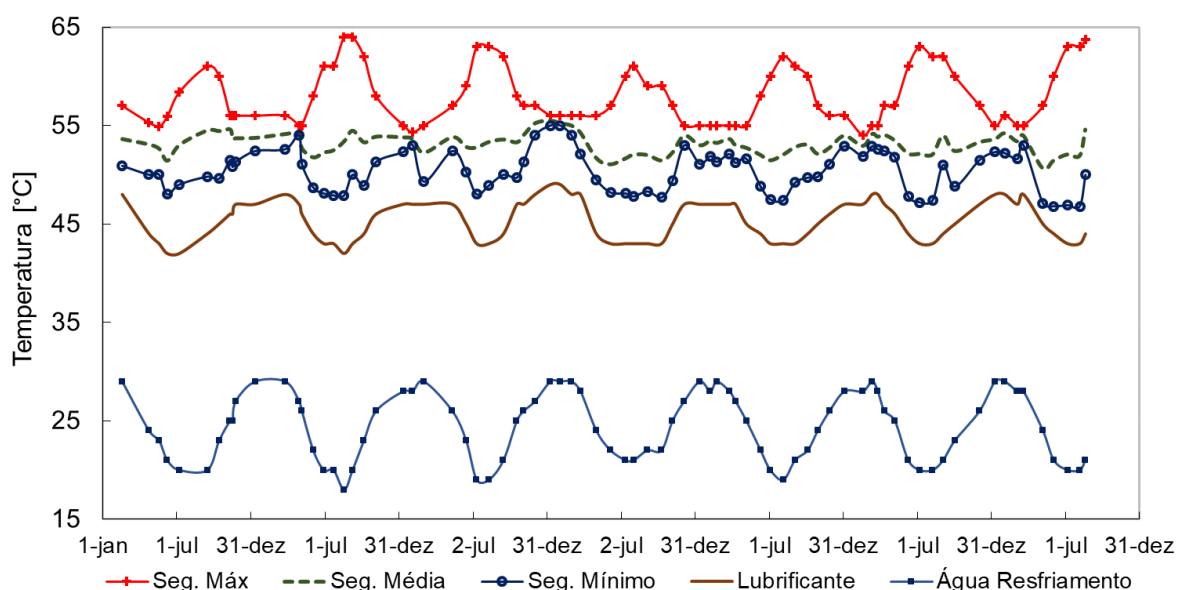


FIGURA 3.19 - TEMPERATURAS DOS SEGMENTOS (MÁXIMA, MÉDIA E MÍNIMA) DO MGS, DO LUBRIFICANTE E DA ÁGUA DE RESFRIAMENTO DE UM HIDROGERADOR, AO LONGO DE 78 MESES

Há diferenças significativas entre os comportamentos do mancal guia superior e do mancal guia inferior, indicando que a análise estática e a análise dinâmica devem ser feitas especificamente para cada mancal. No entanto, de uma forma geral, a diversidade de comportamentos pode ser explicada pelas variações da excentricidade do eixo somadas às mudanças dimensionais do mancal, causadas pelas variações sazonais da temperatura da água de resfriamento (BRITO JÚNIOR, 2005). Essa análise indica que a temperatura e, conseqüentemente, a viscosidade do filme lubrificante, pode variar significativamente de um segmento para outro, de forma pouco previsível. Essa análise indica também que alguns segmentos dos mancais de guia têm folga excessiva.

3.2.7 Variação da viscosidade do filme lubrificante

É de amplo conhecimento que a temperatura tem forte influência na viscosidade do óleo lubrificante. Nos ensaios especiais realizados nos mancais de um dos primeiros hidrogeradores a entrar em operação (ITAIPU, 1987), dois segmentos opostos dos mancais de guia do gerador receberam transdutores adicionais para medir a temperatura nas posições referentes a 5% (bordo de entrada do filme lubrificante), 80% e 95% (bordo de saída) do comprimento do segmento. Esses transdutores foram instalados 50 mm abaixo da superfície do segmento. Em regime

estacionário, essas temperaturas podem ser consideradas como as temperaturas do filme lubrificante nas posições descritas. A TABELA 3.6 mostra os valores medidos nos segmentos do mancal guia superior, em várias condições operativas. É possível observar que as temperaturas variam significativamente de uma condição operativa para outra, bem como de um segmento para outro. Entretanto, a variação máxima de temperatura no filme lubrificante pode ser estimada como 7°C. Esse comportamento permite a adoção de uma temperatura média adequada para o filme lubrificante de cada segmento do mancal. Por exemplo, pode-se adotar a temperatura usualmente medida do segmento, na posição relativa de 80%, considerando-se o escoamento isoviscoso.

TABELA 3.6 – TEMPERATURAS NAS POSIÇÕES CORRESPONDENTES A 5%, 80% E 95% DO COMPRIMENTO DOS SEGMENTOS DO MGS

Condição Operativa		Temperaturas Segmento 4 [°C]			Temperaturas Segmento 12 [°C]		
[rpm]	[MW]	5%	80%	95%	5%	80%	95%
78,5	0	35,3	36,6	37,8	35,9	37,9	39,5
92,3	0	43,3	46,0	48,4	45,2	49,3	51,5
92,3	600	44,8	46,1	48,1	47,1	51,6	53,7
92,3	700	47,0	48,1	49,7	49,2	53,5	56,0
92,3	700	55,2	56,7	58,6	57,3	62,4	64,6

Fonte: (ITAIPU, 1987)

3.2.8 Alterações dimensionais das estruturas dos mancais

A FIGURA 3.20 apresenta as temperaturas dos segmentos do mancal guia superior de um hidrogerador operando com 0 MW, imediatamente após a partida e 90 minutos depois, bem como após dez horas de operação, praticamente em regime estacionário, com 763 MW. A FIGURA 3.21 é similar à anterior, porém mostra as temperaturas do mancal guia inferior. Não há registro da condição do hidrogerador antes da partida. Entretanto, a diferença de aproximadamente 5°C entre as temperaturas médias dos segmentos do MGS e do MGI permite inferir que o hidrogerador havia estado em operação recentemente. A distribuição das temperaturas indica que as folgas dos segmentos têm uma distribuição elíptica no MGS, originada pelo campo eletromagnético criado pelos terminais de saída e de conexão de neutro do gerador, que sobreaquece os braços mais próximos da cruzeta desse mancal, pela ação de correntes parasitas. Esse efeito provoca dilatações

diferenciais na cruzeta. Já no MGI, embora as temperaturas sejam mais elevadas, não há evidências do mesmo tipo de deformação elíptica na estrutura do mancal.

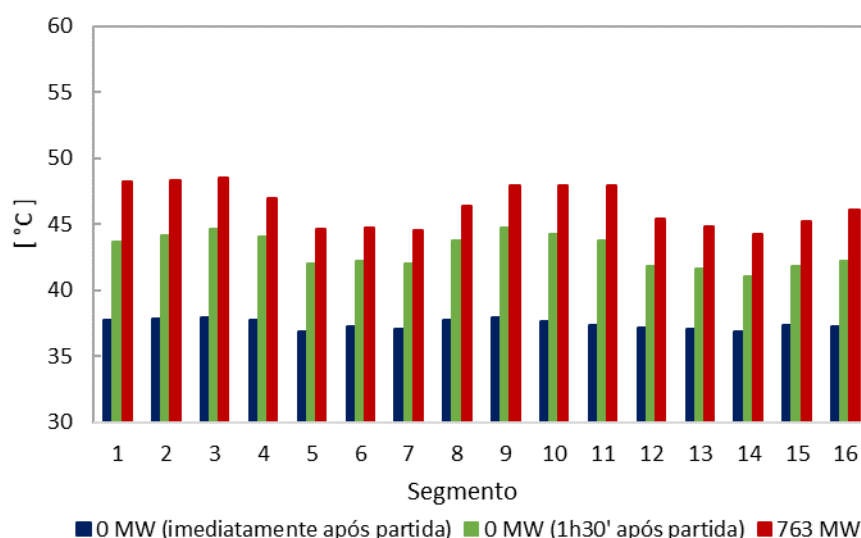


FIGURA 3.20 - TEMPERATURAS DOS SEGMENTOS DO MGS DE HIDROGERADOR OPERANDO COM 0 MW (APÓS PARTIDA E 1h30' DEPOIS) E COM 763 MW.

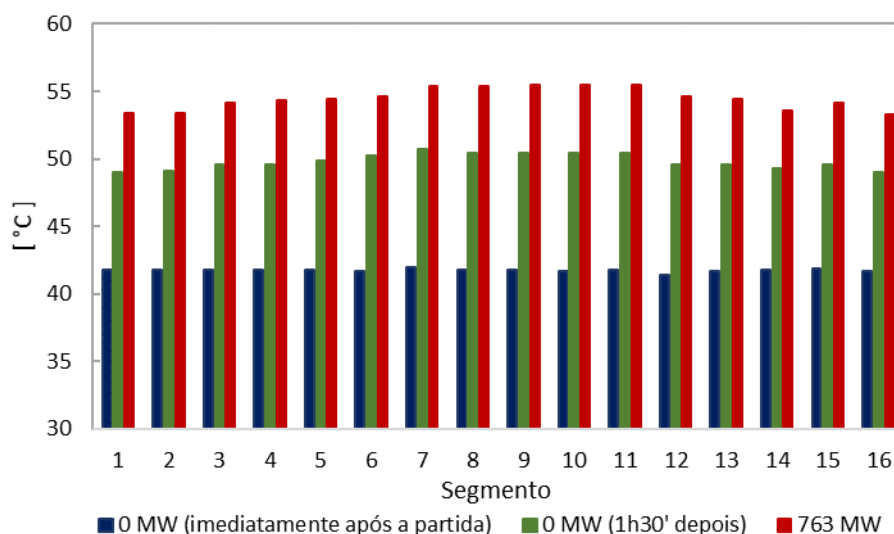


FIGURA 3.21 - TEMPERATURAS DOS SEGMENTOS DO MGS DE HIDROGERADOR OPERANDO COM 0 MW (APÓS PARTIDA E 1h30' DEPOIS) E COM 763 MW.

Para confirmar a hipótese da distribuição elíptica de folgas no mancal guia superior, foi feita uma simulação estrutural da cruzeta completa desse mancal, utilizando um software comercial (ANSYS) baseado no Método dos Volumes Finitos (MVF), para solucionar equações diferenciais em geometrias tridimensionais (BRITO JÚNIOR, MACHADO, *et al.*, 2017a). A geometria da cruzeta foi modelada de forma simplificada, porém com um maior detalhamento na região do mancal (segmentos, estrutura suporte dos segmentos, cuba do mancal), para avaliar de forma adequada os efeitos na distribuição de folgas. Para obter resultados com uma exatidão

satisfatória, o gerador automático de malhas foi ajustado para obter elementos curvados e regulares, com dimensão máxima da face de 0,15 m. A malha gerada continha 1787k nós e 1062k elementos híbridos (hexaedros, tetraedros e prismas), com uma qualidade de malha classificada pelo manual do software entre boa e muito boa. As temperaturas medidas em dezenas de pontos dos braços tangenciais da cruzeta, em condição de regime estacionário, foram extrapoladas para criar uma nuvem de pontos sobre todos os dezesseis braços da cruzeta. A relação entre essa nuvem de pontos e as condições de contorno da cruzeta foram dadas por um componente do software que gerencia esse tipo de importação de dados e os ângulos relativos entre a nuvem de pontos e o sistema de coordenadas utilizado na geometria, antes da solução. Esses dados foram ajustados como entrada para as condições de contorno para a simulação de expansão térmica, a qual combinada com suportes engastados nas extremidades e nas bases dos braços, induzem tensões e deformações na estrutura. O eixo foi considerado isotérmico (DOWNSON, HUDSON e MARCH, 1966) e a sua temperatura foi estimada com base na temperatura dos segmentos do mancal e do lubrificante. Os resultados dessa análise são mostrados na FIGURA 3.22, que confirma claramente a distribuição elíptica das folgas dos segmentos do mancal.

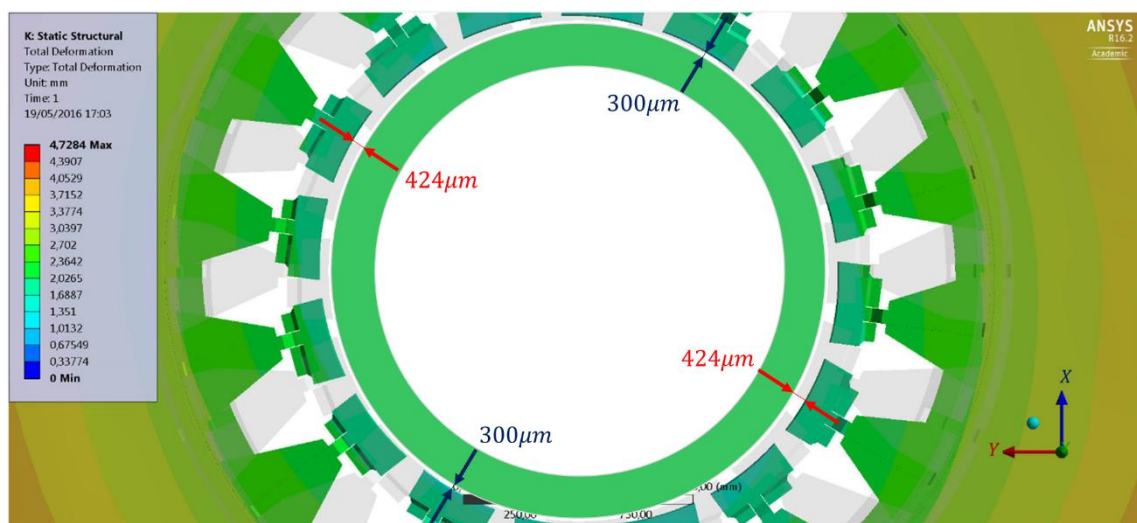


FIGURA 3.22 - DEFORMAÇÃO DA ESTRUTURA DO MGS POR CORRENTES PARASITAS ORIGINADAS PELO CAMPO ELETROMAGNÉTICO DO GERADOR

3.2.9 Alteração das folgas devido à deformação do mancal

Os ensaios especiais nos mancais mencionado na seção 3.2.7 foram realizados pelo fabricante dos hidrogenadores da UHE Itaipu ao longo de vários meses

e centenas de medições foram efetuadas. Os sinais e dados adquiridos foram gravados em fita magnética ou armazenados na memória de massa de um computador. No entanto, apenas cinco dessas medições estão disponíveis atualmente, na forma de um relatório impresso (ITAIPU, 1987). Esses ensaios utilizaram transdutores de proximidade e transdutores de pressão instalados no colar do eixo superior e no bloco de escora, para medir a espessura e a pressão do filme lubrificante dos mancais de guia do gerador, respectivamente. Foram utilizados anéis coletores especiais para colher os sinais da parte rotativa do hidrogerador. Esses ensaios utilizaram também transdutores adicionais para medir as temperaturas dos segmentos e do lubrificante, em locais adicionais aos usuais. O relatório impresso (ITAIPU, 1987) não cita a classe de exatidão dos transdutores; contudo, devido à complexidade e aos custos elevados desses ensaios, os transdutores deveriam ser de boa qualidade, com classe de exatidão de pelo menos 5% para os transdutores de proximidade e de pressão, bem como com classe $\pm 1^\circ\text{C}$ para os transdutores de temperatura.

A FIGURA 3.23 mostra a distribuição das folgas dos segmentos do mancal guia superior em quatro condições operativas distintas. O círculo interno mostra a distribuição com as folgas radiais nominais em operação (*c*), referida neste trabalho como distribuição tipo A; a curva fechada com marcas 'o' indica as folgas medidas nos ensaios especiais com o gerador operando com 0 MW, designada como distribuição tipo B. A curva de forma elíptica com marcas '+' representa as folgas obtidas com a simulação pelo MVF, como mostrado na FIGURA 3.22, indicada como distribuição tipo C. Finalmente, a curva fechada externa com marcas 'x' mostra as folgas medidas na condição de carga nominal (700 MW), referida como distribuição tipo D. Essa figura permite concluir que as folgas dos segmentos em operação são muito maiores do que as folgas nominais; bem como que a distribuição dessas folgas é elíptica, o que torna o mancal anisotrópico.

3.2.10 Alteração das folgas por deformação e dilatação no mancal de escora

A carga axial do mancal de escora é composta pelo peso próprio da parte rotativa e pelo empuxo hidráulico axial da turbina. Esse empuxo depende da vazão de água na turbina ou da potência do gerador, da queda, da pressão no espaço entre o rotor e a tampa, bem como das folgas dos selos tipo labirinto do rotor da turbina. O

peso próprio da parte rotativa está atuando no mancal de escora durante o ajuste das folgas do mancal guia inferior; entretanto, o empuxo hidráulico é nulo nessa situação. Através de cálculos e testes em modelos reduzidos, o fabricante determinou que a carga axial no mancal de escora pode reduzir a folga radial do mancal guia inferior em até 30%, devido a deformações da cruzeta (ITAIPU, 2002).

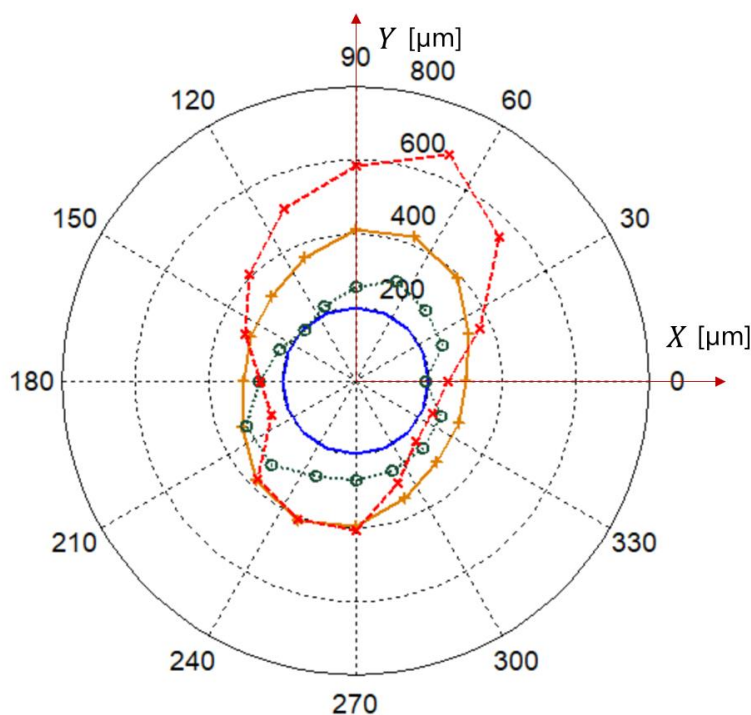


FIGURA 3.23 - DISTRIBUIÇÕES DAS FOLGAS NO MGS: a) FOLGA NOMINAL (TIPO A); b) MEDIDA COM 0 MW (TIPO B – 'o'); c) SIMULAÇÃO COM 700 MW (TIPO C – '+'); d) MEDIDA COM 700 MW (TIPO D – 'x').

A temperatura de operação do bloco de escora é mais elevada do que a temperatura do anel suporte dos segmentos do mancal guia inferior. Esse fato provoca uma dilatação diferencial do bloco de escora, reduzindo também a folga do mancal guia inferior. Novamente, essa redução não é fixa, ela dependerá da potência do gerador, da temperatura da água de resfriamento e da eficiência dos trocadores de calor do mancal combinado. A combinação desses dois mecanismos de redução de folga foi verificada nos ensaios especiais de comissionamento dos mancais. A expansão diferencial do bloco de escora, que era aproximadamente 90 μm na condição de giro mecânico, atingiu o valor de 280 μm com o hidrogenador operando em plena carga. Isso indica que a folga radial do mancal guia inferior com o hidrogenador operando em vazio (0 MW) é reduzida de 190 μm quando a carga do gerador chega ao valor nominal (ITAIPU, 1987). Esse comportamento é o oposto

daquele verificado no mancal guia superior, no qual a folga aumenta com a potência do gerador (vide FIGURA 3.23).

3.2.11 Variação da carga radial estática do mancal

Como pode ser observado na FIGURA 3.6, a carga radial estática no eixo tem expressiva influência na rigidez do mancal. Os mancais radiais de hidrogeradores são submetidos a cargas radiais estáticas, como o empuxo magnético originado pelo desalinhamento residual entre o estator e o rotor do gerador; bem como pelo empuxo hidráulico, criado pela distribuição desuniforme do fluxo de água na turbina, devido a imperfeições de projeto. O desalinhamento entre três mancais radiais também pode contribuir para essa carga. No caso de máquinas horizontais, o peso próprio praticamente determina a intensidade e a direção da carga radial estática. Entretanto, como mencionado anteriormente, em máquinas verticais como os hidrogeradores de grande porte, a intensidade e a direção das cargas radiais são desconhecidas. A TABELA 3.7 mostra os resultados obtidos nas medições da carga radial estática nos mancais de guia do gerador. É possível verificar que existem variações expressivas e aleatórias nessas cargas, tanto em amplitude (20 a 360 kN) como em direção (variação em uma região de 180° ou oito segmentos) (ITAIPU, 1987).

TABELA 3.7 – CARGA RADIAL ESTÁTICA NOS MANCAIS DE GUIA DO GERADOR

Condição Operativa		Mancal Guia Superior		Mancal Guia Inferior	
[rpm]	[MW]	Carga Estática [kN]	Dirigida ao Segmento	Carga Estática [kN]	Dirigida ao Segmento
78,5	0	31	13	21	7
92,3	0	61	8	91	14
92,3	600	248	15	295	7
92,3	700	274	10	294	15
92,3	700	316	16	355	9

FONTE: (ITAIPU, 1987)

3.2.12 Alteração na distribuição da espessura do filme lubrificante

Um mancal de segmentos oscilantes tem por princípio básico a livre oscilação dos segmentos ao redor do pivô, sem qualquer momento resistivo. Essa característica elimina ou atenua significativamente as forças que podem desestabilizar o rotor,

permitindo a operação da máquina rotativa em velocidades mais elevadas (DIMOND, YOUNAN e ALLAIRE, 2011). Os arranjos construtivos empregados em muitos mancais permitem claramente esse princípio de funcionamento, com o pivotamento do segmento em torno de um ponto. Contudo, em hidrogeradores de grande porte, as cargas radiais podem atingir centenas de quilonewtons (vide TABELA 3.7) e a região de pivotamento deve ter dimensões significativas. Por exemplo, a FIGURA 3.24 mostra o conjunto segmento e cunha-calço do mancal guia superior, que possui área de contato plana com 3600 mm^2 . Esse arranjo coloca em dúvida a premissa de livre oscilação do segmento. Um outro aspecto a ser considerado é que as cargas estáticas medidas podem aumentar a folga do segmento em até 5% do seu valor nominal. Esse acréscimo é menor do que aqueles mostrados na FIGURA 3.23; contudo, ele deve ser estimado e analisado.

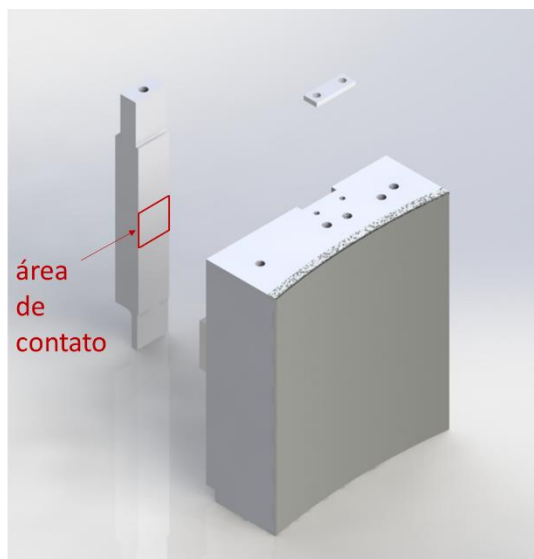


FIGURA 3.24 – CONJUNTO SEGMENTO E CUNHA DO MGS (DIMENSÕES DA ÁREA DE CONTATO DE PIVOTAMENTO: $60 \text{ mm} \times 60 \text{ mm}$)

A FIGURA 3.25 mostra a espessura do filme lubrificante medida no segmento 4 do mancal guia superior (ITAIPU, 1987), com o hidrogerador operando em duas condições distintas: à esquerda, em giro mecânico e com potência nominal, à direita. As curvas com marcas '+' mostram as espessuras medidas, enquanto que as linhas retas mostram a espessura linear determinada conforme detalhado na seção 4.1.1.4. Em ambas as situações, a espessura do filme lubrificante foi medida de forma dinâmica, através de um transdutor de proximidade instalado no colar do eixo. Logo, existem erros de medição devidos à vibração relativa do eixo. Em giro mecânico foi medida uma folga de $280 \mu\text{m}$, quando o segmento estava submetido a uma

temperatura de 46°C e carga radial de 70 kN. Na condição de potência nominal foi medida uma folga de 300 μm , com temperatura de 57°C e carga radial de 162 kN. Em ambas as medições as cargas nos segmentos foram estimadas por integração da pressão do filme lubrificante em relação à área do segmento. Essas medições mostram uma incoerência nos resultados, cargas mais elevadas em segmentos com folgas maiores e temperaturas mais elevadas. Mostram também que as folgas medidas são expressivamente maiores do que a folga nominal em operação (200 μm). Finalmente, a FIGURA 3.25 mostra que a distribuição da espessura do filme lubrificante sofre uma alteração significativa de uma condição para outra, provavelmente devido a deformações do segmento e da estrutura do mancal.

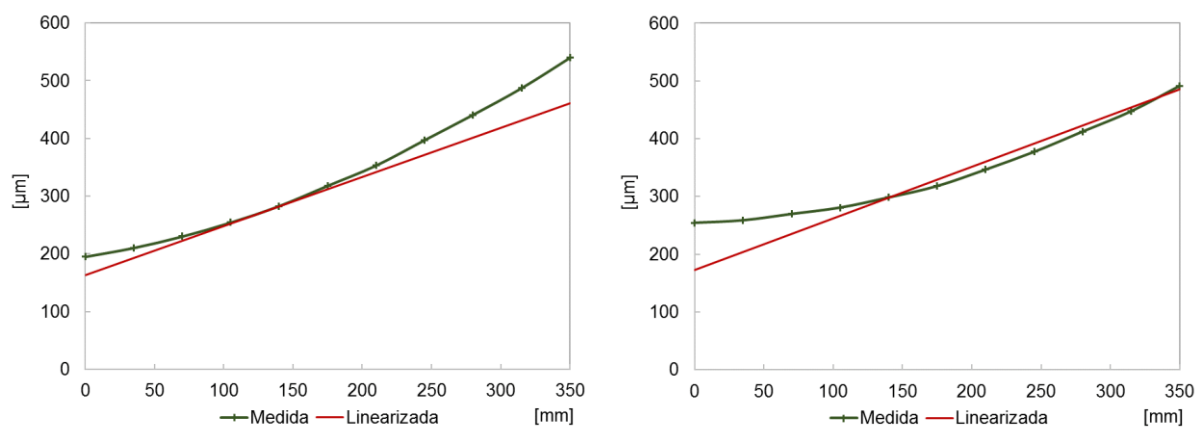


FIGURA 3.25 - ESPESSURA DO FILME LUBRIFICANTE MEDIDA E LINEARIZADA, NO SEGMENTO 4 DO MGS DE HIDROGERADOR: a) EM GIRO MECÂNICO (0 MW, 70 kN E 46°C); b) COM POTÊNCIA NOMINAL (700 MW, 162 kN E 57°C)

4 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA E MODELAGENS

Os modelos matemáticos apresentados neste capítulo são relativamente simplificados¹². A principal justificativa para a adoção desse tipo de modelo é que o nível de sofisticação demandado pelos modelos matemáticos utilizados no suporte ao monitoramento da saúde estrutural pode ser significativamente menor do que o nível exigido dos modelos utilizados na fase de projeto. Por exemplo, nesse último caso é necessário determinar antecipadamente como as perdas do mancal irão influenciar a temperatura e a viscosidade do filme lubrificante. Já no caso de monitoramento, as temperaturas dos segmentos e do lubrificante na cuba do mancal são conhecidas, permitindo a determinação de uma viscosidade média adequada para o filme lubrificante de cada segmento do mancal.

Outra justificativa importante vem dos fenômenos frequentes e de influência significativa no comportamento dinâmico de hidrogeradores (BRITO JÚNIOR, MACHADO, *et al.*, 2017a), os quais são usualmente desconsiderados mesmo nos modelos mais complexos, devido à sua representação ser inexecutável ou de difícil implementação. Esse é o caso da influência do campo eletromagnético do gerador nas temperaturas dos mancais. Por outro lado, embora simplificados, os modelos matemáticos descritos neste capítulo têm um nível de detalhamento que possibilita a simulação adequada dos defeitos mais frequentes em hidrogeradores, com o fornecimento de respostas representativas, na forma como elas são obtidas pelos transdutores de vibração descritos na seção 3.1.6.

4.1 ASPECTOS DA TRIBOLOGIA

4.1.1 Modelo Hidrodinâmico do Mancal Radial

Esta seção descreve um modelo hidrodinâmico para a determinação da distribuição de pressão nos segmentos e do coeficiente de rigidez de mancais utilizados em hidrogeradores. Esse modelo simplificado mostrou ser uma ferramenta

¹² "Remember that all models are wrong; the practical question is how wrong do they have to be to not be useful" (BOX e DRAPER, 1987, p. 74).

útil na análise de mancais radiais de hidrogeradores (BRITO JÚNIOR, MACHADO e CHAVES NETO, 2017b).

4.1.1.1 Forma geral da equação de Reynolds

A FIGURA 4.1 mostra esquematicamente a vista lateral e a vista frontal de um segmento típico de mancal radial de hidrogeradores de grande porte. A espessura do filme lubrificante é tão pequena quando comparada aos raios do eixo e do segmento, que é possível considerar que os segmentos do mancal são planos (HAMROCK, SCHMID e JACOBSON, 2004, p. 148). A origem do sistema de coordenadas está localizada na parte central do segmento, no bordo de saída do lubrificante. As coordenadas x e z estão direcionadas ao longo do comprimento e da largura do segmento, respectivamente. A coordenada y mede a espessura do filme lubrificante.

O segmento é retangular, tem comprimento βR , largura L e está apoiado em um pivô localizado nas coordenadas $(\alpha R, 0, 0)$. O pivô permite que o segmento gire livremente nos planos xy e yz . Assim, quando o segmento está em sua posição de equilíbrio estático, o eixo e o segmento estão alinhados axialmente e a espessura do filme lubrificante pode ser expressa por $y = h(x)$. A espessura do filme lubrificante no bordo de entrada é h_i , enquanto que no bordo de saída é h_o . Em um dado ponto da sua superfície, o eixo tem velocidades u_a, v_a e w_a , respectivamente nas direções x, y e z . Nessa mesma ordem das coordenadas, um ponto na superfície do segmento tem velocidades u_b, v_b e w_b .

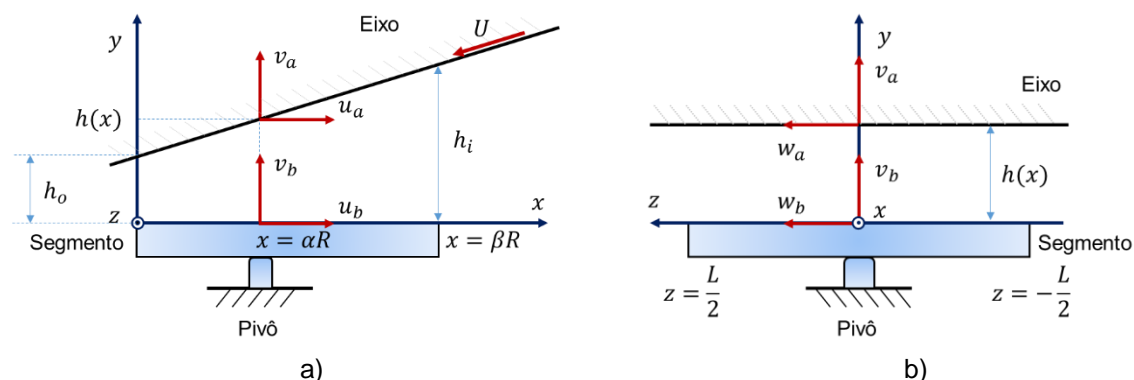


FIGURA 4.1 – CROQUI DE UM MANCAL DE SEGMENTOS OSCILANTES: a) VISTA LATERAL; b) VISTA FRONTAL

Em 1886 o professor Osborne Reynolds estabeleceu uma equação diferencial para explicar os resultados experimentais obtidos pelo engenheiro Beauchamp Tower três anos antes, em ensaios pioneiros com mancais hidrodinâmicos (REYNOLDS,

1886). A equação, atualmente conhecida como equação de Reynolds, modela matematicamente a pressão $p = p(x, y, z, t)$ do filme lubrificante. Essa equação pode ser derivada através das equações de Navier-Stokes e da equação da Continuidade ou pode ser obtida diretamente das leis de um escoamento viscoso e do princípio de conservação da massa (HAMROCK, SCHMID e JACOBSON, 2004, p. 188-193). Para determinar a equação de Reynolds, são assumidas as seguintes premissas (SAHOO, 2013, p. 145):

- a) o fluido lubrificante é newtoniano e tem a mesma velocidade da superfície sólida com a qual está em contato, segmento ou eixo;
- b) o escoamento é viscoso e laminar;
- c) a pressão não varia ao longo da espessura do filme lubrificante ($\partial p / \partial y = 0$);
- d) a espessura do filme é muito menor do que o comprimento do segmento;
- e) as taxas de variação de velocidade $\partial u / \partial y$ e $\partial w / \partial y$ são representativas, as demais taxas são desprezíveis ($\partial u / \partial x = \partial u / \partial z = \partial v / \partial x = \partial v / \partial y = \partial v / \partial z = \partial w / \partial x = \partial w / \partial z = 0$);
- f) as forças de inércia e as forças de corpo no filme lubrificante são muito menores do que as forças viscosas.

De acordo com Szeri (1998, p. 209), o número de Reynolds do escoamento do lubrificante em um mancal plano (Re), onde um eixo de raio r gira com uma velocidade angular Ω , é dado por:

$$Re = \frac{\rho \Omega r c}{\eta} \quad (4.1)$$

onde c é a folga radial, ρ é a densidade e η a viscosidade dinâmica do lubrificante. Ainda segundo esse autor, a transição entre o regime laminar e o regime turbulento do escoamento ocorre para um número de Reynolds da ordem de 2000 (SZERI, 1998, p. 216). Embora Dimond et al. (2011) observem que essa transição pode ocorrer para valores menores ($1000 < Re < 1500$), no caso dos hidrogeradores em análise, o maior número de Reynolds ocorre para o mancal guia inferior e é da ordem de 450. Portanto, é possível concluir que os mancais radiais típicos de hidrogeradores têm escoamento laminar, mesmo durante condições transitórias como rejeições de carga ou disparo da turbina. Feitas essas considerações, a equação de Reynolds pode ser expressa como (HAMROCK, SCHMID e JACOBSON, 2004, p. 193):

$$\begin{aligned}
& \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\rho h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\rho h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial z} \right) \\
&= \frac{\partial}{\partial x} \left[\frac{\rho h (u_a + u_b)}{2} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\frac{\rho h (w_a + w_b)}{2} \right] + \rho (v_a - v_b) \quad (4.2) \\
& - \rho u_a \frac{\partial h}{\partial x} - \rho w_a \frac{\partial h}{\partial z} + h \frac{\partial \rho}{\partial t}.
\end{aligned}$$

4.1.1.2 Significado físico dos termos da equação de Reynolds

A TABELA 4.1 apresenta uma interpretação física dos diversos termos da equação de Reynolds. Os primeiros dois termos da equação (4.2) representam o escoamento de Poiseuille, originados pelos efeitos da pressão do filme lubrificante. Os dois próximos termos da equação citada representam o escoamento de Couette, originados pelos efeitos da velocidade do fluido no filme lubrificante. Esse escoamento pode ser subdividido em três parcelas, estando representadas na tabela somente as parcelas referentes à direção x . A primeira parcela representa o efeito de uma cunha de densidade, ou seja, representa a geração de pressão por variação da densidade do lubrificante ao longo da direção x , originada pelo aumento da temperatura do filme nessa direção.

A segunda parcela representa a geração de pressão pela variação de velocidade ao longo do comprimento do eixo ou do segmento do mancal. McHugh (1979) observa que não é necessário que ocorram deformações longitudinais nas superfícies do eixo ou do segmento para que esse efeito se faça presente. Basta que o centro instantâneo de rotação do eixo não coincida com centro do mancal. Entretanto, a referência citada mostra que esse efeito é pequeno e pode ser ignorado para mancais hidrodinâmicos. Finalmente, a terceira parcela está relacionada com o efeito mais conhecido em um mancal, o efeito da cunha física ($\partial h / \partial x \neq 0$).

O terceiro termo da TABELA 4.1, originado pela soma do quinto ao sétimo termo da equação de Reynolds, representa o efeito de compressão ou esmagamento (*squeeze*) do filme lubrificante. O quarto e último termo da tabela representa a geração de pressão por expansão do fluido.

TABELA 4.1 – SIGNIFICADO FÍSICO DOS TERMOS DA EQUAÇÃO DE REYNOLDS

Item	Parcela	Escoamento
1.	$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\rho h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right), \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\rho h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial z} \right)$	Poiseuille – Efeito da pressão
2.	$\frac{\partial}{\partial x} \left[\frac{\rho h(u_a + u_b)}{2} \right], \frac{\partial}{\partial z} \left[\frac{\rho h(w_a + w_b)}{2} \right]$	Couette – Efeito da velocidade
2.1.	$\left[\frac{h(u_a + u_b)}{2} \right] \frac{\partial \rho}{\partial x}$	– Efeito de cunha de densidade
2.2.	$\left[\frac{h\rho}{2} \right] \frac{\partial}{\partial x} (u_a + u_b)$	– Efeito de extensão
2.3.	$\left[\frac{\rho(u_a + u_b)}{2} \right] \frac{\partial h}{\partial x}$	– Efeito de cunha física
3.	$\rho \left(v_a - v_b - u_a \frac{\partial h}{\partial x} - w_a \frac{\partial h}{\partial z} \right)$	Efeito de esmagamento do filme (<i>squeeze</i>)
4.	$h \frac{\partial \rho}{\partial t}$	Efeito de expansão local

FONTE: Adaptado de (HAMROCK, SCHMID e JACOBSON, 2004, p. 193-198)

4.1.1.3 A equação de Reynolds do Modelo Hidrodinâmico

Transcorridos 130 anos da publicação da equação de Reynolds, inúmeros trabalhos seguem aperfeiçoando a modelagem do comportamento estático e dinâmico do filme lubrificante, do mancal e da máquina rotativa a que ele pertence. Os primeiros aprimoramentos vieram da inclusão das perdas térmicas no modelo matemático do mancal e de suas consequências na viscosidade do lubrificante e na equação de Reynolds, o já referenciado modelo THD. Quando são considerados os efeitos das perdas térmicas e das pressões do filme lubrificante, tem-se o modelo TEHD. Os modelos matemáticos mais completos consideram ainda os efeitos da turbulência.

Como justificado anteriormente, este trabalho busca um modelo matemático simplificado para estimar teoricamente a pressão e a rigidez do filme lubrificante dos mancais radiais de hidrogeradores, com o objetivo de dar suporte ao monitoramento da saúde estrutural dessas máquinas. Assim, serão consideradas as seguintes premissas para estabelecer a forma da equação de Reynolds utilizada nesse trabalho:

- a) o escoamento é viscoso e laminar;

- b) a densidade e a viscosidade do lubrificante têm valores médios constantes (HAMROCK, SCHMID e JACOBSON, 2004, p. 148) para cada segmento, estimadas pelas temperaturas do segmento e do lubrificante;
- c) as velocidades dos segmentos são desprezíveis em todas as direções ($u_b = 0$, $v_b = 0$ e $w_b = 0$);
- d) as velocidades do eixo são desprezíveis nas direções y ($v_a = 0$) e z ($w_a = 0$);
- e) em operação normal do hidrogenador a velocidade tangencial do eixo é constante ($U = \Omega r$).

Essas considerações permitem reescrever a equação de Reynolds para mancais radiais de hidrogenadores de grande porte como:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6\eta U \frac{\partial h}{\partial x}. \quad (4.3)$$

4.1.1.4 A equação do filme lubrificante

Tendo em conta novamente a busca de um modelo simplificado e ponderando os resultados da análise experimental, será considerado que a espessura do filme lubrificante não varia na direção axial e que ela pode ser aproximada por uma distribuição linear na direção de deslizamento, como mostrado na FIGURA 4.1. Assim, a equação do filme lubrificante é dada por:

$$h(x) = a x + h_o, \quad a = \frac{(h_i - h_o)}{\beta R}, \quad (4.4)$$

onde a é o coeficiente angular da reta $h(x)$, h_i a espessura máxima (bordo de entrada) e h_o a espessura mínima (bordo de saída) do filme lubrificante, x é a coordenada na direção de deslizamento e βR é o comprimento do segmento.

A linearização da espessura do filme lubrificante simplifica a determinação da posição de equilíbrio estático do segmento oscilante, dispensando processos iterativos. De acordo com Sahoo (2013, p. 160-161), a razão entre a distância da saída do filme lubrificante ao ponto de pivotamento (αR) e o comprimento da sapata (βR) se relaciona com a atitude do segmento ($n = h_i/h_o$) pela equação:

$$\frac{\alpha}{\beta} = \frac{n(2+n)\ln n - (n-1)[2,5(n-1) + 3]}{(n^2 - 1)\ln n - 2(n-1)^2} \quad (4.5)$$

A atitude dos segmentos dos mancais radiais dos geradores da UHE Itaipu ($\alpha/\beta = 0,60$) é $n = 2,775$. Utilizando-se $n = h_i/h_o$ na equação (4.4) e considerando-se que a folga é medida no ponto de pivotamento do segmento ($c = h(\alpha R)$), obtém-se a seguinte expressão para a espessura do filme lubrificante:

$$h(x) = \frac{[(n-1)x + \beta R]}{[(n-1)\alpha R + \beta R]} c. \quad (4.6)$$

Em resumo, dada a geometria (αR e βR) e a folga radial do segmento (c), pode-se estimar a espessura do filme lubrificante $h(x)$, de forma simples e direta, através da equação (4.6). A FIGURA 3.25 compara as espessuras medidas e linearizadas para um mesmo segmento, com o hidrogenador operando sem carga (0 MW) e com potência nominal (700 MW).

4.1.1.5 Discretização da equação de Reynolds

A expansão da equação de Reynolds a partir da equação (4.3), considerando-se que $h = h(x)$ é dado pela equação (4.6) e que $dh/dx = a$, fornece:

$$\frac{\partial^2 p}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 p}{\partial z^2} = -\frac{3a}{h} \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{6a\eta U}{h^3}. \quad (4.7)$$

Representando-se $p(x, z)$ na forma da série de Taylor e desprezando-se os termos de ordem maior do que 2, pode-se mostrar que:

$$\frac{\partial p}{\partial x} = \frac{p(x + \Delta x, z) - p(x - \Delta x, z)}{2\Delta x} \quad (4.8)$$

$$\frac{\partial^2 p}{\partial x^2} = \frac{p(x + \Delta x, z) - 2p(x, z) + p(x - \Delta x, z)}{(\Delta x)^2} \quad (4.9)$$

$$\frac{\partial^2 p}{\partial z^2} = \frac{p(x, z + \Delta z) - 2p(x, z) + p(x, z - \Delta z)}{(\Delta z)^2} \quad (4.10)$$

Substituindo-se as equações (4.8), (4.9) e (4.10) na equação (4.7), com $\Delta x = \Delta z = \Delta$, obtém-se a pressão $p(x, z)$ como:

$$p(x, z) = \frac{p(x + \Delta, z) + p(x - \Delta, z) + p(x, z + \Delta) + p(x, z - \Delta)}{4} + \frac{3a\Delta}{8h} [p(x + \Delta, z) - p(x - \Delta, z)] - \frac{3a\eta U \Delta^2}{2h^3}. \quad (4.11)$$

A FIGURA 4.2 mostra o arranjo de uma malha de dimensões $\Delta x = \Delta z = \Delta$, para ser utilizada sobre a superfície de deslizamento de um segmento do mancal. Um ponto de coordenadas (x, z) tem uma pressão $p(x, z)$. Na forma discreta esse ponto terá coordenadas $[i, k]$ e uma pressão dada por $p[i, k]$ ou $p_{i,k}$. A equação (4.11) pode ser expressa com a notação discreta, como segue:

$$p[i, k] = \frac{p[i + 1, k] + p[i - 1, k] + p[i, k + 1] + p[i, k - 1]}{4} + \frac{3a\Delta}{8h[i]} [p[i + 1, k] - p[i - 1, k]] - \frac{3a\eta U \Delta^2}{2h[i]^3}. \quad (4.12)$$

A equação de Reynolds na forma discreta pode ser ainda escrita como:

$$p_{i,k} + A_{1i,k} p_{i+1,k} + A_{2i,k} p_{i-1,k} + A_{3i,k} p_{i,k+1} + A_{4i,k} p_{i,k-1} = B_{i,k}, \quad (4.13)$$

onde:

$$A_{1i,k} = -\left(\frac{1}{4} + \frac{3a\Delta}{8h_i}\right), \quad A_{2i,k} = -\left(\frac{1}{4} - \frac{3a\Delta}{8h_i}\right), \quad (4.14)$$

$$A_{3i,k} = -\frac{1}{4}, \quad A_{4i,k} = -\frac{1}{4}, \quad B_{i,k} = -\frac{3a\eta U \Delta^2}{2h_i^3}.$$

Essa é a forma adequada para a solução da equação de Reynolds pelo Método das Diferenças Finitas, na forma de diferenças centradas.

4.1.1.6 Validação do Modelo Hidrodinâmico do Mancal Radial

Foi elaborado um programa em Matlab para determinar a pressão do filme lubrificante em mancais radiais de segmentos oscilantes de hidrogeradores de grande porte, solucionando a equação de Reynolds pelo Método das Diferenças Finitas Centradas. A FIGURA 4.3 mostra a distribuição de pressão sobre um dado segmento do mancal guia superior de um hidrogerador da UHE Itaipu, com $\Delta = 5\text{mm}$. A pressão máxima obtida foi de aproximadamente 1,2 MPa, com uma folga do segmento de $c = 280 \mu\text{m}$ e com viscosidade do lubrificante de $\eta = 0,047 \text{ Pa.s}$. Os valores desses

parâmetros foram determinados através do relatório dos ensaios especiais nos mancais de um hidrogenador da UHE Itaipu (ITAIPU, 1987).

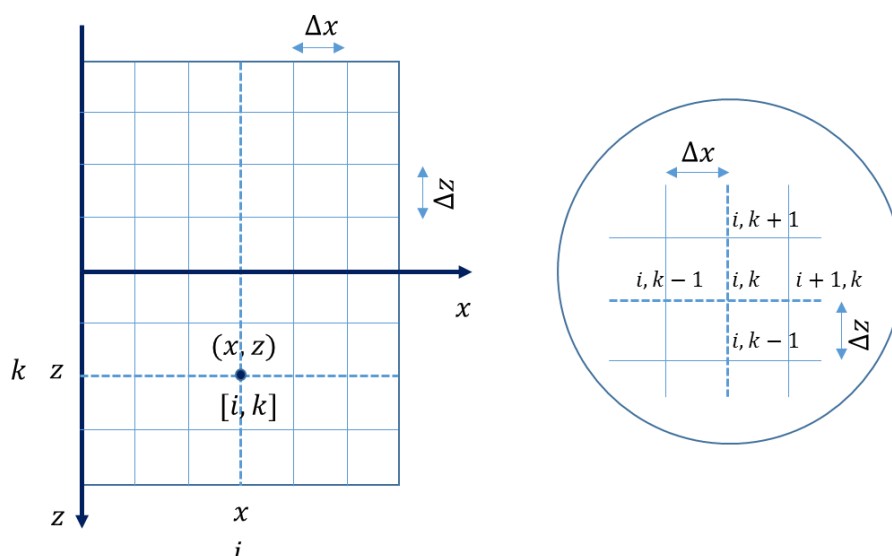


FIGURA 4.2 – CROQUIS DE MALHA SOBRE SEGMENTO

A FIGURA 4.4 compara a pressão medida (curva contínua) com as pressões calculadas, com a espessura do filme linearizada (curva tracejada) e com a espessura do filme medida (curva pontilhada). Todas essas pressões estão referenciadas à parte central do segmento do mancal. Não foi possível determinar o motivo das flutuações dos valores da pressão medida, se são flutuações reais ou se são devidas a ruído no sinal. Pode-se afirmar que essas flutuações eram muito menores quando o gerador operava sem carga e que suas amplitudes são menores nos filmes lubrificantes das sapatas do mancal de escora. De qualquer forma, pode-se verificar que quando é possível determinar a folga e a viscosidade do lubrificante, mesmo o simplificado modelo hidrodinâmico fornece resultados satisfatórios, mesmo utilizando a espessura linearizada para o filme lubrificante.

4.1.2 Modelo das Rigidezes do Mancal

4.1.2.1 Definição dos coeficientes dinâmicos do mancal

Integrando-se a pressão do filme lubrificante sobre a superfície de um dado segmento, é possível determinar a força que atua entre esse segmento do mancal e o eixo. Estendendo-se esse cálculo a todos os segmentos, pode-se determinar a força resultante que atua radialmente no mancal. As vibrações relativas entre eixo e mancal

irão fazer variar as pressões e as forças em cada um dos segmentos do mancal, bem a força resultante.

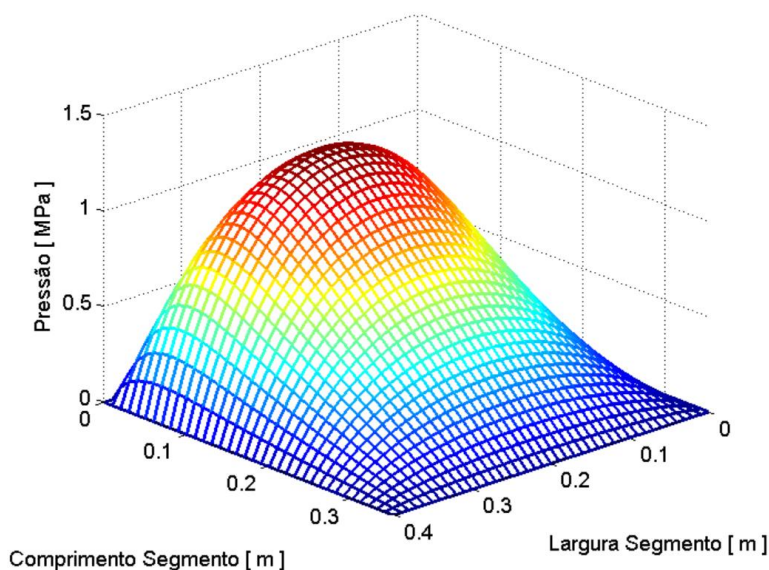


FIGURA 4.3 – DISTRIBUIÇÃO DE PRESSÃO SOBRE SEGMENTO DO MGS DE HIDROGERADOR DA UHE ITAIPU ($c = 280 \mu\text{m}$ E $\eta = 0,047 \text{ Pa}\cdot\text{s}$)

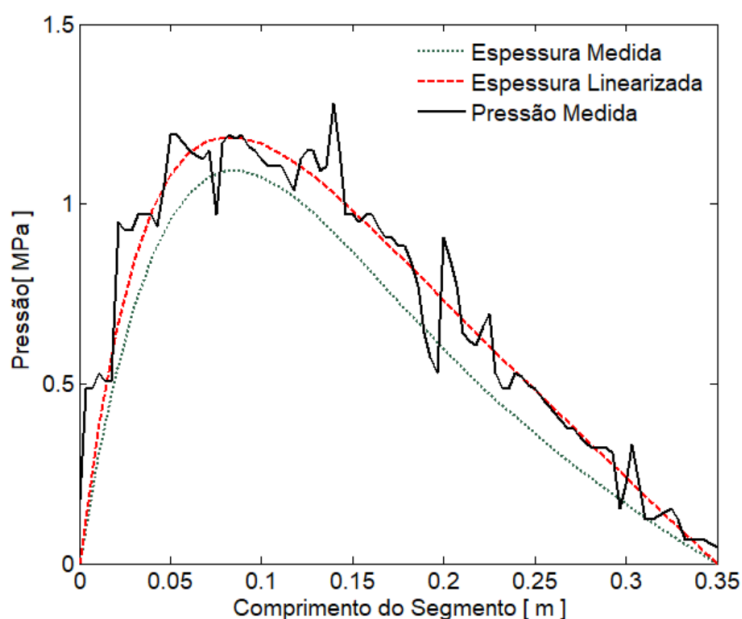


FIGURA 4.4 – PRESSÕES CALCULADAS (ESPESSURA LINEARIZADA E ESPESSURA MEDIDA) E PRESSÃO MEDIDA NA PARTE CENTRAL DO SEGMENTO DO MGS DE HIDROGERADOR DA UHE ITAIPU ($c = 280 \mu\text{m}$ E $\eta = 0,047 \text{ Pa}\cdot\text{s}$)

Sejam X e Y as coordenadas do eixo em torno de uma dada posição de equilíbrio, em duas direções ortogonais entre si no plano do mancal perpendicular ao eixo. Sejam ainda X' e Y' as velocidades do eixo nas mesmas direções. A força resultante \mathbf{F} no mancal irá depender dos deslocamentos e das velocidades do eixo, isto é, $\mathbf{F} = \mathbf{F}(X, Y, X', Y', t)$. Quando as variações dos deslocamentos e das

velocidades são pequenas, as componentes dessa força nas direções X (F_X) e Y (F_Y) podem ser expressas por uma Série de Taylor truncada, dada por:

$$\begin{aligned} F_X &= F_{0X} + \frac{\partial F_X}{\partial X} \cdot X + \frac{\partial F_X}{\partial Y} \cdot Y + \frac{\partial F_X}{\partial X'} \cdot X' + \frac{\partial F_X}{\partial Y'} \cdot Y' , \\ F_Y &= F_{0Y} + \frac{\partial F_Y}{\partial X} \cdot X + \frac{\partial F_Y}{\partial Y} \cdot Y + \frac{\partial F_Y}{\partial X'} \cdot X' + \frac{\partial F_Y}{\partial Y'} \cdot Y' , \end{aligned} \quad (4.15)$$

onde F_{0X} e F_{0Y} são os valores das componentes da força na posição de equilíbrio do eixo.

As taxas parciais de variação das componentes da força resultante em relação aos deslocamentos e às velocidades do eixo são denominadas de coeficientes dinâmicos do filme lubrificante ou do mancal. Os coeficientes de rigidez k_{ij} e os coeficientes de amortecimento c_{ij} são agrupados, respectivamente, na matriz de rigidez \mathbf{K}_m e na matriz de amortecimento \mathbf{C}_m do mancal, dadas por:

$$\mathbf{K}_m = \begin{bmatrix} k_{XX} & k_{XY} \\ k_{YX} & k_{YY} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{\partial F_X}{\partial X} & \frac{\partial F_X}{\partial Y} \\ \frac{\partial F_Y}{\partial X} & \frac{\partial F_Y}{\partial Y} \end{bmatrix}, \quad \mathbf{C}_m = \begin{bmatrix} c_{XX} & c_{XY} \\ c_{YX} & c_{YY} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{\partial F_X}{\partial X'} & \frac{\partial F_X}{\partial Y'} \\ \frac{\partial F_Y}{\partial X'} & \frac{\partial F_Y}{\partial Y'} \end{bmatrix}. \quad (4.16)$$

4.1.2.2 Determinação das rigidezes do mancal

O aparecimento de um defeito em um mancal irá provocar variações nos seus parâmetros, como a carga radial, a viscosidade do lubrificante ou a folga dos segmentos. Como pode ser verificado em (SOMEYA, 1989), a rigidez e o amortecimento dos mancais de segmentos oscilantes têm sensibilidades similares à variação dos parâmetros do mancal ou ao número de Sommerfeld. De fato, quando o mancal é submetido a cargas elevadas entre os segmentos (LBP), a rigidez tem sensibilidade mais elevada. Adicionalmente, o monitoramento da rigidez do mancal é significativamente mais simples do que o monitoramento do amortecimento do mancal.

Considerando-se esses dois aspectos, a similaridade das sensibilidades a defeitos e a maior facilidade do monitoramento da rigidez, o foco desta pesquisa foi direcionado à rigidez do mancal. Assim, foi elaborado um programa em Matlab para determinar a força resultante e a rigidez do filme lubrificante de mancais radiais. Esse programa considera a possibilidade de deformações na estrutura do mancal e utiliza

folgas específicas para cada segmento. Usualmente as folgas dos segmentos são determinadas teoricamente para uma dada excentricidade do eixo, considerando-se que o mancal é indeformado. O programa elaborado permite ainda utilizar uma viscosidade diferente para cada segmento, estimada a partir da temperatura do lubrificante na cuba do mancal e da temperatura do segmento em referência, medidas pelo sistema de monitoramento.

A FIGURA 4.5 apresenta as componentes da força resultante do mancal nas direções X (F_X) e Y (F_Y), calculadas quando o eixo se desloca ao longo da direção X , em degraus de $5 \mu\text{m}$, desde a posição $X = -100 \mu\text{m}$ até $X = +100 \mu\text{m}$. O mancal não possuía deformações, a folga foi ajustada no valor nominal ($c = 200 \mu\text{m}$), enquanto que a viscosidade era $\eta = 0,035 \text{ Pa}\cdot\text{s}$. É possível verificar uma relação não linear entre a componente da força F_X e o deslocamento na mesma direção X . Um ajuste de curvas com fator de determinação $R^2 = 0,9999$, mostra que existe uma parcela cúbica nessa relação:

$$F_X(X) = 6,82 (X + 0,59 \cdot 10^8 X^3) \text{ GN/m.} \quad (4.17)$$

Uma relação linear só poderia ser estabelecida para deslocamentos reduzidos, por exemplo, a metade ou um terço do valor utilizado. Somente para esses deslocamentos seria possível definir o coeficiente de rigidez, no caso $k_{XX} = 7,2 \text{ GN/m}$.

A FIGURA 4.5 também permite constatar que a componente da força F_Y é nula quando ocorrem deslocamentos na direção X , o que equivale a dizer que o coeficiente de rigidez cruzado é nulo ($k_{XY} = k_{YX} = 0$). Esse fato era esperado e é decorrente do pivotamento livre dos segmentos do mancal (SOMEYA, 1989). Não foi mostrado o comportamento do mancal quando o deslocamento ocorre na direção Y . Entretanto, devido à simetria do mancal, verifica-se que o comportamento é análogo.

Duas premissas foram assumidas na definição e na determinação dos coeficientes de rigidez do filme lubrificante, amplitudes reduzidas para os deslocamentos e para as velocidades do eixo. Tais premissas são válidas para muitas máquinas rotativas, em especial para as máquinas horizontais. Elas também são válidas para hidrogeradores de grande porte dentro de sua faixa de operação normal. Entretanto, como pode ser observado na seção 3.2.5, essas premissas ficam sob suspeita quando os hidrogeradores operam em regime de carga parcial.

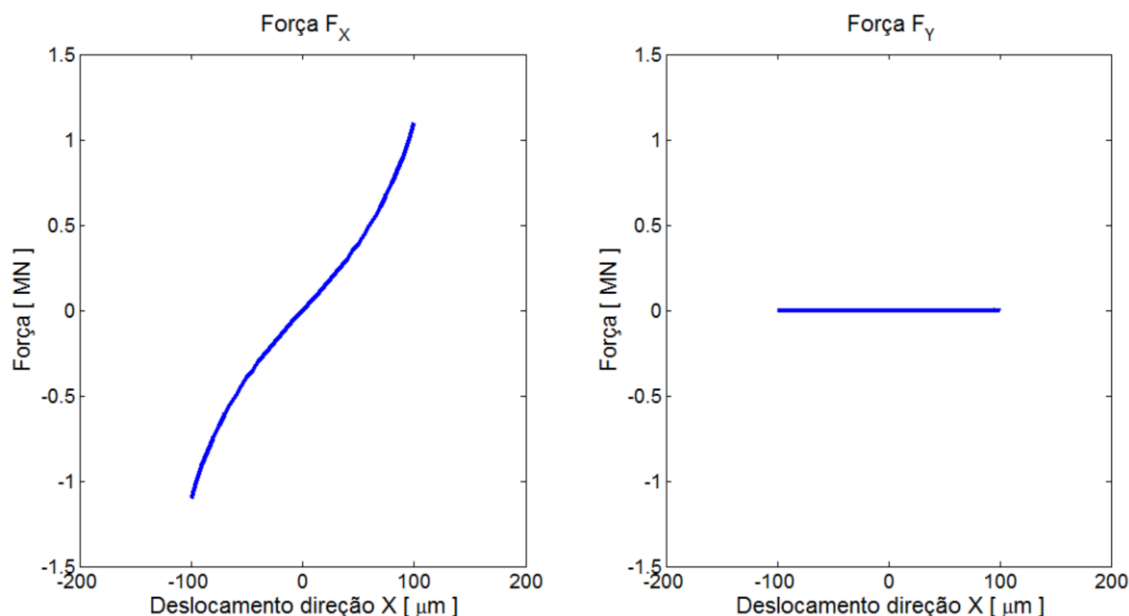


FIGURA 4.5 – FORÇAS RESULTANTES NAS DIREÇÕES X (F_X) E Y (F_Y) DO MGS, COM EIXO DESLOCANDO ENTRE $-100 \mu\text{m}$ a $+100 \mu\text{m}$ NA DIREÇÃO X , COM FOLGA NOMINAL ($c = 200 \mu\text{m}$) E VISCOSIDADE $\eta = 0,035 \text{ Pa}\cdot\text{s}$

4.1.2.3 Validação dos cálculos das rigidezes do mancal

A FIGURA 3.6 apresenta a relação entre a flexibilidade do filme lubrificante e a força radial no mancal guia superior dos hidrogeradores da UHE Itaipu, determinada pelo fabricante para duas folgas radiais (200 e $220 \mu\text{m}$), com uma viscosidade de $0,020 \text{ Pa}\cdot\text{s}$. A FIGURA 4.6 mostra a relação entre força no mancal e o deslocamento do eixo, para a condição de folga radial nominal ($200 \mu\text{m}$) e para a mesma viscosidade usada pelo fabricante ($0,020 \text{ Pa}\cdot\text{s}$). A rigidez principal foi reduzida para 57% do valor anterior ($k_{XX} = 4,1 \text{ GN/m}$) e a curva ajustada tem a forma:

$$F_X(X) = 3,90 (X + 0,59 \cdot 10^8 X^3) \text{ GN/m}. \quad (4.18)$$

Para melhor comparação com as curvas do fabricante, a FIGURA 4.7 compara as rigidezes principais (k_{XX} e k_{YY}) obtidas para o mancal guia superior pelo modelo proposto com os valores determinados pelo fabricante na fase de projeto, com a carga radial estática variando entre 0 e 1000 kN . Os dois conjuntos de resultados são próximos o suficiente para validar o modelo hidrodinâmico proposto em relação aos cálculos do fabricante.

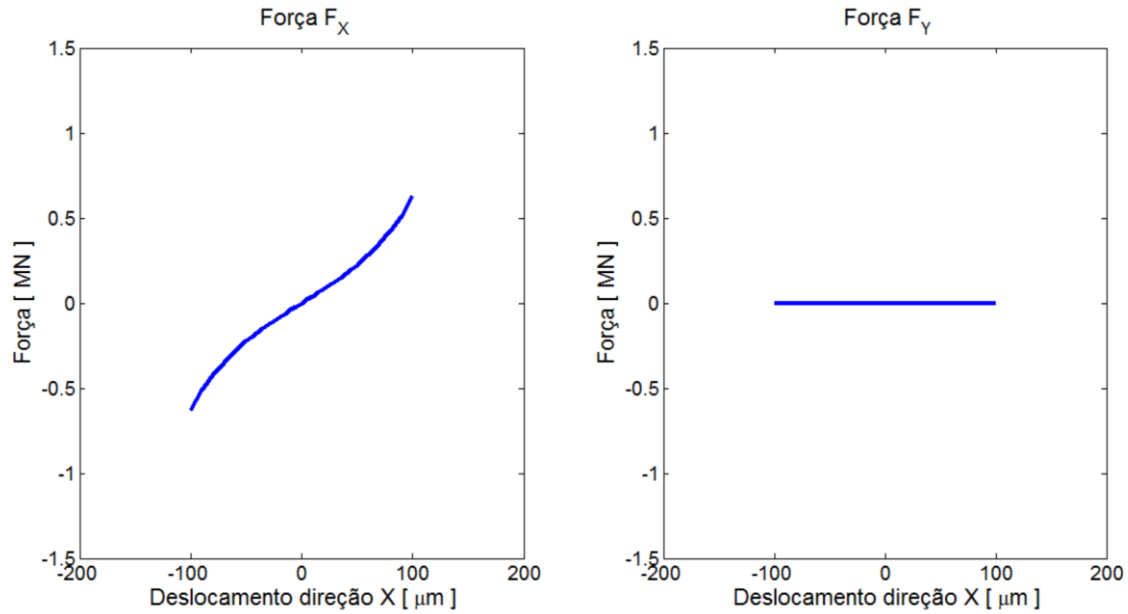


FIGURA 4.6 – FORÇAS RESULTANTES NAS DIREÇÕES X (F_x) E Y (F_y) DO MGS, COM O EIXO DESLOCANDO ENTRE $-100 \mu\text{m}$ A $+100 \mu\text{m}$ NA DIREÇÃO X , COM FOLGA NOMINAL ($c = 200 \mu\text{m}$) E VISCOSIDADE $\eta = 0,020 \text{ Pa}\cdot\text{s}$

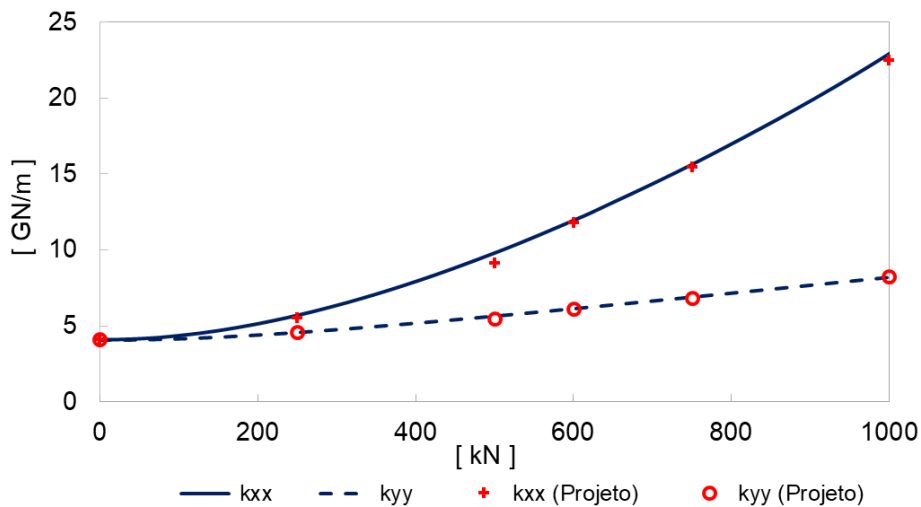


FIGURA 4.7 – RIGIDEZES PRINCIPAIS (k_{xx} E k_{yy}) DO MGS OBTIDAS PELO MODELO PROPOSTO (LINHAS) E CALCULADAS PELO FABRICANTE DURANTE O PROJETO (MARCAS '+' E 'o'), EM RELAÇÃO À CARGA RADIAL ESTÁTICA NA DIREÇÃO X , PARA $\eta = 0,020 \text{ Pas}$ E $c = 200 \mu\text{m}$

4.1.3 Modelo dos Efeitos Térmicos na Folga Média do Mancal

O sistema de lubrificação do mancal guia superior descrito na seção 3.1.2, juntamente com os fenômenos apresentados na seção 3.2, indicam que o modelo para avaliar a influência dos efeitos térmicos nas folgas do mancal pode ser bastante complexo. Para suporte ao monitoramento da saúde estrutural de hidrogeradores, uma avaliação expedita dessa influência pode ser feita através da estimativa da

dilatação diferencial do eixo em relação à estrutura suporte dos segmentos. A TABELA 4.2 mostra as temperaturas médias do lubrificante (ϑ_{lub}), além das temperaturas máximas (ϑ_{seg}) dos segmentos do mancal guia superior e do mancal guia inferior de um hidrogerador em diferentes condições operativas. Essas temperaturas geralmente são monitoradas em mancais. A tabela citada mostra também as temperaturas médias do eixo (ϑ_{eixo}) no mancal guia superior e do bloco de escora no mancal guia inferior. Essas últimas temperaturas são medidas apenas em ensaios especiais (ITAIPU, 1987). Esses ensaios mostram que o eixo é praticamente isotérmico no mancal guia superior, enquanto que no bloco de escora podem existir variações de temperatura de até 25°C, devido ao sobreaquecimento da sua região inferior pelas sapatas do mancal de escora.

TABELA 4.2 – TEMPERATURA MÉDIA DO LUBRIFICANTE (ϑ_{lub}), TEMPERATURA MÁXIMA DOS SEGMENTOS (ϑ_{seg}), TEMPERATURA MÉDIA DO EIXO E BLOCO DE ESCORA (ϑ_{eixo}), MEDIDAS NOS MANCAIS GUIA SUPERIOR E INFERIOR (COMBINADO)

Condição Operativa		Mancal Guia Superior			Mancal Guia Inferior		
[rpm]	[MW]	Temperaturas [°C]			Temperaturas [°C]		
		ϑ_{lub}	ϑ_{seg}	ϑ_{eixo}	ϑ_{lub}	ϑ_{seg}	ϑ_{eixo}
78,5	0	34,6	37,9	39,5	41,3	42,4	44,5
92,3	0	42,1	49,3	49,6	43,7	49,1	54,2
92,3	600	44,0	51,8	51,1	46,5	50,9	53,9
92,3	700	54,5	62,4	61,0	50,8	57,4	60,8
92,3	700	46,4	53,5	53,0	48,3	55,9	58,9

FONTE: (ITAIPU, 1987)

Em uma análise expedita, a temperatura do eixo (ϑ_{eixo}) pode ser estimada como a temperatura máxima dos segmentos do mancal, enquanto que a temperatura média da estrutura que suporta esses segmentos pode ser considerada como a temperatura média do lubrificante (ϑ_{lub}) no qual ela está imersa. Assim, a redução da folga do mancal (Δc) devida aos efeitos térmicos pode ser estimada como:

$$\Delta c = r \alpha_a \Delta \vartheta ; \quad (4.19)$$

onde r é o raio do colar do eixo ou do bloco de escora, α_a é o coeficiente de dilatação linear do aço e $\Delta \vartheta = \vartheta_{eixo} - \vartheta_{lub}$ é a diferença entre as temperaturas médias do eixo e da estrutura suporte dos segmentos.

4.1.4 Modelo dos Efeitos Térmicos na Folga dos Segmentos

Os fenômenos apresentados na seção 3.2 indicam que o modelo descrito na seção anterior tem uma abrangência reduzida; é necessário um modelo simplificado que permita avaliar a influência dos efeitos térmicos em cada segmento do mancal, a partir das temperaturas monitoradas, a temperatura do segmento e a temperatura do lubrificante do mancal. A potência dissipada no i -ésimo segmento de um mancal (P_i) operando em regime estacionário pode ser determinada por (BRITO JÚNIOR, 1996, p. 47):

$$P_i = \frac{2 \eta r U^2 L [(n-1)\alpha + \beta]}{(n-1)} \left[-2 \ln n + \frac{3(n-1)}{(n+1)} \right] \left(\frac{1}{c_i} \right), \quad (4.20)$$

onde c_i é a folga radial, η é a viscosidade média do filme lubrificante, r é o raio do colar do eixo, U é a velocidade tangencial do eixo e n é a atitude do segmento. Ainda na equação anterior L é a largura do segmento, α o ângulo entre pivô e bordo de saída e β o ângulo entre as extremidades do segmento.

As perdas do atrito viscoso são transmitidas ao filme lubrificante e às suas vizinhanças: eixo, segmento e lubrificante na cuba do mancal. Assumindo, em uma primeira aproximação, que essas perdas são transmitidas integralmente ao filme lubrificante por convecção, o aumento adiabático na temperatura do lubrificante ($\Delta\vartheta_i$) pode ser estimado por (HAMROCK, SCHMID e JACOBSON, 2004, p. 215):

$$\Delta\vartheta_i = \frac{P_i}{\rho q_i C_p}, \quad (4.21)$$

onde ρ é a densidade do lubrificante, q_i é a vazão média do lubrificante no segmento na direção de movimento e C_p é o calor específico do lubrificante a uma pressão constante. A vazão do lubrificante no segmento pode ser estimada por (BRITO JÚNIOR, 1996, p. 45):

$$q_i = \frac{n \beta U L}{\alpha n^2 + \beta n + (\beta - \alpha)} c_i. \quad (4.22)$$

É razoável estimar o aumento da temperatura do filme lubrificante ($\Delta\vartheta_i$) pela diferença entre a temperatura do segmento (ϑ_{seg}) e a temperatura do lubrificante (ϑ_{lub}) na cuba do mancal, temperaturas usualmente monitoradas em hidrogeradores. Assim,

substituindo-se as equações (4.21) e (4.22) na equação (4.20), a temperatura do segmento pode ser avaliada por:

$$\vartheta_{seg} = \vartheta_{lub} + \frac{2 \eta r U C_{\alpha\beta}}{\rho C_p} \left(\frac{1}{c_i^2} \right), \quad (4.23)$$

onde a constante $C_{\alpha\beta}$ depende da geometria e da atitude do segmento, sendo dada por:

$$C_{\alpha\beta} = \frac{[\alpha n^2 + \beta n + (\beta - \alpha)][\alpha n + \beta - \alpha]}{n \beta (n - 1)} \left[-2 \ln n + \frac{3(n - 1)}{(n + 1)} \right]. \quad (4.24)$$

A FIGURA 4.8 mostra os resultados obtidos com esse modelo na estimativa do incremento de temperatura em segmento do mancal guia superior, com variação da folga radial entre 150 e 400 μm , considerando a viscosidade constante. Os incrementos de temperatura variaram entre 1 e 7°C, valores semelhantes aos incrementos obtidos no monitoramento desse mancal, como mostrado na FIGURA 3.18 e na TABELA 4.3. Esse modelo elementar mostra que o incremento de temperatura do segmento em relação à temperatura do lubrificante varia com o inverso do quadrado da folga do segmento e permite fazer uma primeira estimativa desse parâmetro. Essa análise não é válida para mancais combinados, uma vez que nesse caso as principais fontes de calor são as sapatas do mancal de escora.

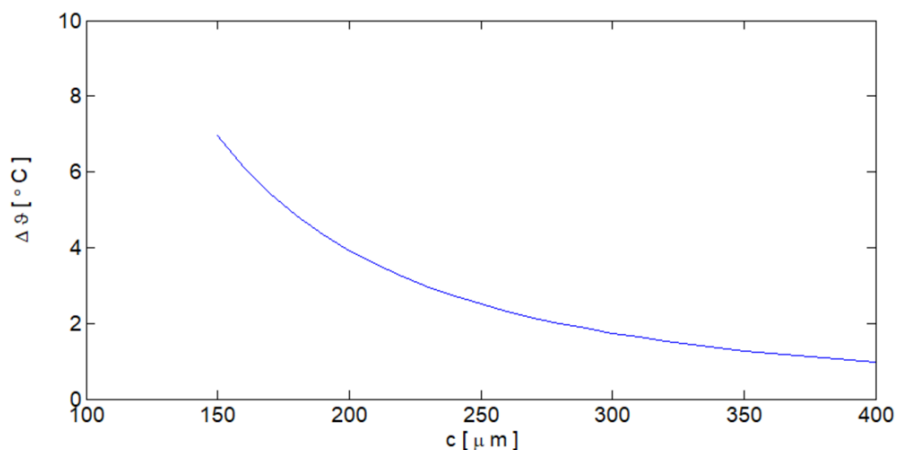


FIGURA 4.8 – INCREMENTO DE TEMPERATURA EM SEGMENTO DO MGS COM A VARIAÇÃO DA FOLGA ENTRE 150 E 400 μm , COM VISCOSIDADE FIXA EM $\eta = 0,025 \text{ Pa}\cdot\text{s}$

TABELA 4.3 – VALORES MÍNIMO ($\Delta\vartheta_{min}$), MÉDIO ($\Delta\vartheta_{méd}$) E MÁXIMO ($\Delta\vartheta_{máx}$) DO INCREMENTO DE TEMPERATURA DOS SEGMENTOS DO MGS EM RELAÇÃO À TEMPERATURA MÉDIA DO LUBRIFICANTE (ϑ_{lub}), MEDIDOS AO LONGO DE 78 MESES, COMO MOSTRADO NA FIGURA 3.18

Segmento de Referência	Incremento Relativo à Temperatura do Lubrificante [°C]		
	$\Delta\vartheta_{min}$	$\Delta\vartheta_{méd}$	$\Delta\vartheta_{máx}$
Segmento com Temperatura Mínima	(*)	0,5	2,0
Segmento com Temperatura Média	0,4	2,5	4,8
Segmento com Temperatura Máxima	3,5	5,3	7,5

NOTA: (*) A TEMPERATURA MÍNIMA DOS SEGMENTOS DO MANCAL ESTAVA 2,5°C ABAIXO DA TEMPERATURA DO LUBRIFICANTE. ESSE VALOR INCOERENTE É DEVIDO A ERROS DE MEDIÇÃO E À BAIXA RESOLUÇÃO UTILIZADA (1°C).

4.1.5 Modelo da Redução da Folga Média do Mancal por Sobrevelocidade

As forças centrífugas expandem os colares dos eixos e o bloco de escora, podendo reduzir as folgas dos mancais de forma significativa. Devido ao elevado diâmetro do bloco de escora, esse efeito é mais expressivo no mancal guia inferior. A redução da folga pode ser estimada modelando o bloco de escora como um disco de raio r , com um orifício circular de raio r_0 no centro e velocidade angular Ω . O deslocamento radial $u = u(\Omega)$ é dado por (TIMOSHENKO e GOODIER, 1980, p. 77-81):

$$u = \frac{1}{E} \left[(1 - \nu) C_1 r - (1 + \nu) \frac{C_2}{r} - \frac{1 - \nu^2}{8} \rho_a \Omega^2 r^3 \right], \quad (4.25)$$

onde E é o módulo de elasticidade, ρ_a é a massa específica e ν o coeficiente de Poisson do material do bloco de escora, com as constantes de integração C_1 e C_2 dadas por:

$$C_1 = \frac{3 + \nu}{8} \rho_a \Omega^2 (r^2 + r_0^2), \quad C_2 = -\frac{3 + \nu}{8} \rho_a \Omega^2 r^2 r_0^2, \quad (4.26)$$

O diagrama da FIGURA 4.9 mostra a variação da folga radial do mancal guia inferior (c) com a elevação da velocidade de rotação do hidrogerador até a velocidade de disparo. Considerando apenas esse efeito, a folga radial desse mancal deve ser ajustada em 330 μm com o hidrogerador parado, para que a folga radial nominal em operação seja 300 μm , como mostrado na TABELA 3.1. A redução da folga estimada com esse modelo simplificado (30 μm) coincide com o valor determinado pelo

fabricante no projeto (ITAIPU, 2002). O modelo simplificado permite estimar também a redução da folga durante rejeição de carga (125 rpm) como cerca de 60 μm e aproximadamente 110 μm na condição de disparo do hidrogerador (175 rpm). Esses valores são expressivos e devem ser considerados na análise do comportamento dinâmico do hidrogerador em transitórios com variação de velocidade.

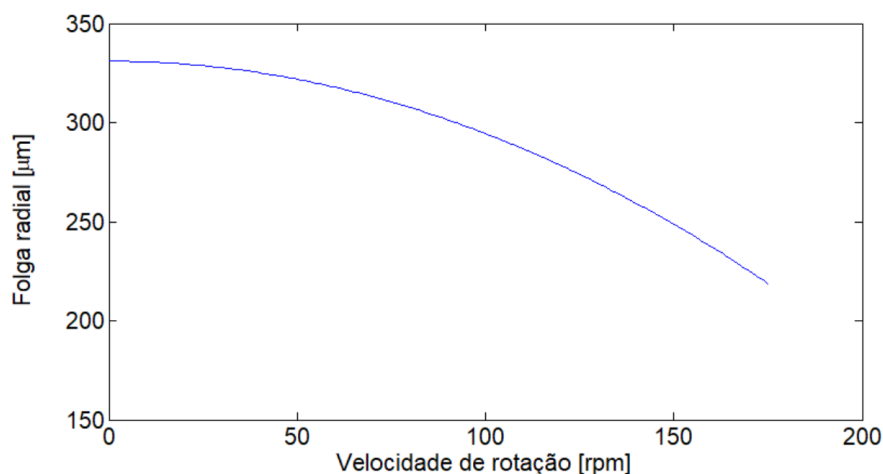


FIGURA 4.9 – VARIAÇÃO DA FOLGA DO MGI COM A VELOCIDADE DE ROTAÇÃO

4.2 ASPECTOS DA DINÂMICA DE ROTORES

4.2.1 Modelo de Rotor Rígido

Como mostrado na seção 2.4, as simulações do comportamento dinâmico de hidrogeradores nos trabalhos mais recentes utilizam modelos baseados no MEF. Mantendo o propósito de privilegiar modelos simplificados, esta seção contém uma descrição resumida de um Modelo de Rotor Rígido (MRR), destinado à simulação e à análise do comportamento dinâmico de hidrogeradores de grande porte. Essa análise inclui a determinação das frequências naturais dos primeiros quatro modos de vibração, bem como a determinação das vibrações relativas do eixo e das vibrações absolutas dos mancais do hidrogerador, em operação normal ou na presença dos defeitos mais frequentes. A obtenção do MRR é detalhada no Apêndice A.

4.2.1.1 Descrição do modelo físico

O MRR foi desenvolvido com base no conteúdo do capítulo 3 (*Model with four degrees of freedom: gyroscopic effect*) do livro *Dynamic of rotating systems* (GENTA,

2005) e do capítulo 7 (Sistemas de múltiplos graus de liberdade) do livro *Vibrações Mecânicas* (BALACHANDRAN e MAGRAB, 2011). Entretanto, o MRR considera adicionalmente os efeitos dos três mancais radiais, incluindo os efeitos da inércia da estrutura suporte ou cruzeta, além dos efeitos do mancal de escora, da rigidez magnética do gerador e da rigidez dos selos de labirinto da turbina. Assim, o modelo matemático nas referências citadas tem quatro graus de liberdade, enquanto que o MRR utiliza dez graus de liberdade. Outra diferença é que os modelos das referências não são amortecidos, ao passo que o MRR considera o amortecimento dos mancais.

Esse modelo matemático decompõe o hidrogerador em quatro corpos rígidos, a parte girante e os três mancais de guia. A premissa de considerar a parte girante como um corpo rígido é sustentada pelos cálculos do fabricante, que indicam que as rigidezes do eixo são de quatro a oito vezes mais elevadas do que as rigidezes globais dos mancais de guia (TABELA 3.3). As cruzetas são modeladas como corpos rígidos, com massa equivalente a um terço da massa total (CARDINALI, 1992) e com rigidez igual à calculada pelo fabricante (ITAIPU, 2009).

O efeito giroscópico é considerado e é admitido que as vibrações do hidrogerador têm amplitudes reduzidas, permitindo uma representação linear da relação entre as forças de restauração do filme lubrificante e o deslocamento do eixo. Apesar da grande quantidade de segmentos dos mancais radiais de hidrogeradores e do elevado número de braços das cruzetas, esses mancais podem mostrar anisotropia e efeitos de acoplamento cruzado, devido a cargas radiais ou deformações nas suas estruturas. Assim, o MRR considera ambos os efeitos.

O MRR considera ainda que parte girante é acionada pelo torque hidráulico da turbina, operando com velocidade constante, controlada pelo sistema de regulação de velocidade do hidrogerador. A parte girante assume uma posição de equilíbrio determinada pela deflexão axial da cruzeta do mancal de escora, causada pelo seu peso próprio e pelo empuxo axial da turbina. Em torno dessa posição, mostrada na FIGURA 4.10, a parte girante pode realizar os seguintes movimentos:

- a) translações radiais nas direções X e Y , translação axial na direção Z ;
- b) oscilações angulares em torno das direções X (φ_x), Y (φ_y) e Z (φ_z).

Como a velocidade de rotação do hidrogerador é constante, a coordenada $\varphi_z(t)$ é dada por:

$$\varphi_z(t) = \Omega t + \varphi_z(0), \quad (4.27)$$

onde $\varphi_z(0)$ é o valor do ângulo inicial de $\varphi_z(t)$.

O modelo considera também que os três mancais de guia do hidrogerador podem fazer translações radiais nas direções X e Y . Essas oscilações são x_1 e y_1 para o mancal guia superior, x_2 e y_2 para o mancal guia inferior, além de x_3 e y_3 para o mancal guia da turbina. Embora simplificado, esse modelo matemático permite simular os defeitos mais frequentes em hidrogeradores, fornecendo como respostas as principais vibrações monitoradas nesse tipo de máquina, as vibrações relativas do eixo e as vibrações absolutas dos mancais. Esse modelo permite ainda a validação do método proposto para estimar experimentalmente a rigidez do mancal.

A FIGURA 4.10 mostra os principais aspectos do modelo físico proposto, cuja descrição é feita por três sistemas de coordenadas distintos. O primeiro sistema é o sistema de coordenadas inercial $OXYZ$, fixado em um dado ponto O . O eixo Z desse sistema coincide com o eixo de rotação do hidrogerador ideal, vertical, sem qualquer inclinação ou desalinhamento. O segundo sistema é o sistema de coordenadas inercial $CX'Y'Z'$, fixado no ponto C , centro geométrico do hidrogerador. Os eixos desses dois sistemas de coordenadas são paralelos entre si ($X \parallel X'$, $Y \parallel Y'$ e $Z \parallel Z'$). O terceiro sistema de coordenadas, $Cxyz$, também é fixado no centro geométrico, exceto que nesse caso o sistema gira solidário à parte rotativa do hidrogerador. O eixo z do último sistema de coordenadas coincide com o eixo de rotação do hidrogerador inclinado, a menos de um erro angular χ entre esse eixo e o eixo de simetria da parte rotativa do hidrogerador. Os vetores unitários do sistema $Cxyz$ são $(\hat{i}, \hat{j}, \hat{k})$, enquanto que os vetores unitários dos sistemas inerciais $OXYZ$ e $CX'Y'Z'$ são (i, j, k) .

O sistema de coordenadas $Cxyz$ é obtido a partir do sistema inercial $CX'Y'Z'$ através de três ângulos de Euler¹³. O primeiro ângulo é dado por uma rotação $\varphi_{X'} = \varphi_x$ ¹⁴ em torno do eixo X' , até que o eixo Y' chegue ao no plano de rotação do hidrogerador e passe a ser denominado de eixo y . O segundo ângulo é φ_y em torno desse eixo y , até que o eixo X' chegue ao plano de rotação do hidrogerador e passe a ser denominado de eixo x . O terceiro ângulo de Euler é φ_z , que descreve uma precessão do hidrogerador em torno do eixo z .

¹³ Os ângulos de Euler são geralmente conhecidos como $(\varphi_{z'}, \varphi_x, \varphi_z)$. Os ângulos de Euler utilizados nesse trabalho são conhecidos como ângulos de Cardan ou ângulos de Tait-Bryan.

¹⁴ Para facilidade de notação será utilizado φ_x em lugar de $\varphi_{X'}$.

A parte rotativa tem seis graus de liberdade e para sua descrição cinemática serão utilizadas como coordenadas generalizadas os deslocamentos de translação nas direções X , Y e Z , além dos deslocamentos angulares φ_x , φ_y e φ_z . Cada um dos três mancais de guia tem dois graus de liberdade, os deslocamentos na direção X (x_1 , x_2 , x_3) e na direção Y (y_1 , y_2 , y_3). Esses 12 graus de liberdade serão utilizados como coordenadas generalizadas do hidrogerador. Como a coordenada Z é desacoplada (GENTA, 2005, p. 108-116) e a coordenada φ_z é determinada diretamente pela equação (4.27), é possível modelar o hidrogerador com apenas 10 graus de liberdade.

A TABELA 4.4 apresenta os valores aproximados dos parâmetros do MRR mostrados na FIGURA 4.10, determinados com base nos hidrogeradores da UHE Itaipu. O valor da rigidez equivalente dos labirintos dos anéis de desgaste da turbina foi estimado a partir dos valores obtidos por (CARDINALI, 1992). A TABELA 4.5 mostra os valores dos parâmetros geométricos do MRR, também determinados com base nos hidrogeradores citados.

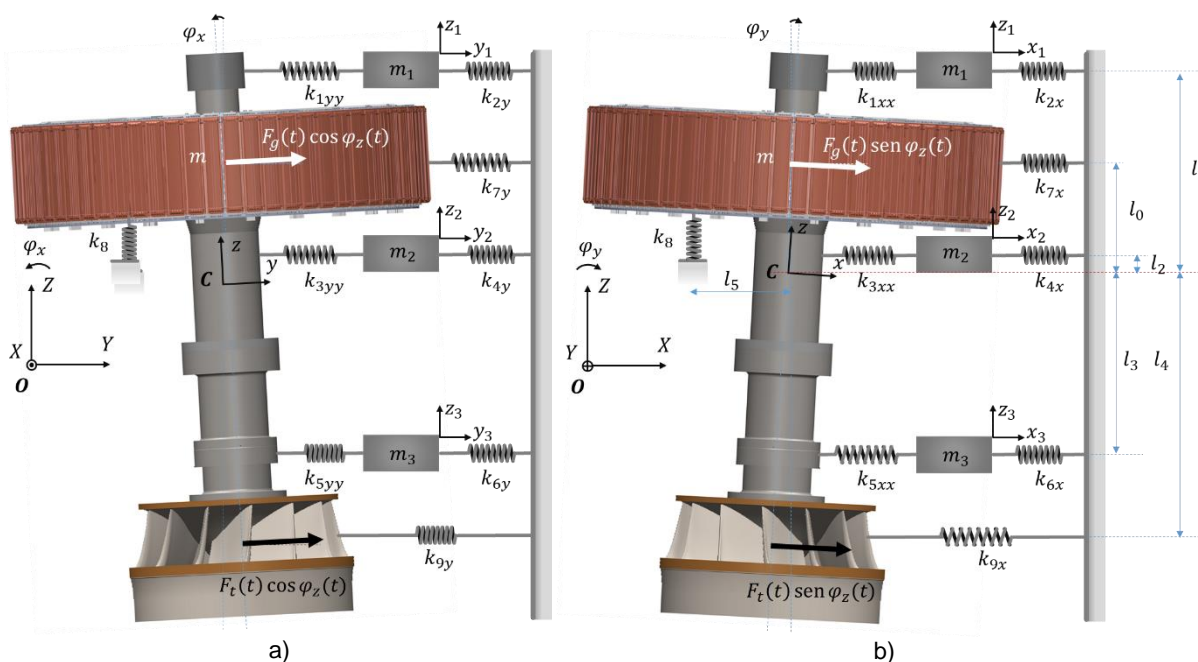


FIGURA 4.10 - MODELO DE ROTOR RÍGIDO PARA HIDROGERADORES DE GRANDE PORTE

4.2.1.2 Balanço de energia no hidrogerador

O hidrogerador armazena energia cinética nos mancais e na parte rotativa. A parcela de energia cinética armazenada nos mancais é devida à velocidade de translação pura, enquanto que na parte rotativa ela é devida às velocidades de translação e de rotação. A energia cinética total (T) é dada pelo funcional:

$$T = T(\dot{X}, \dot{Y}, \dot{Z}, \varphi_y, \varphi_z, \dot{\varphi}_x, \dot{\varphi}_y, \dot{\varphi}_z, \dot{x}_1, \dot{y}_1, \dot{x}_2, \dot{y}_2, \dot{x}_3, \dot{y}_3). \quad (4.28)$$

TABELA 4.4 – PARÂMETROS DE INÉRCIA E RIGIDEZ DO MODELO DE ROTOR RÍGIDO

Símbolo	Descrição	Unidade	Valor	Fonte
m	Massa da parte rotativa	kg	2,37E6	(1)
J_p	Momento de inércia polar	kgm ²	0,84E8	(1)
J_d	Momento de inércia diametral	kgm ²	1,09E8	(1)
m_1	Massa equivalente do MGS	kg	0,45E5	(1)
m_2	Massa equivalente do MGI	kg	1,00E5	(1)
m_3	Massa equivalente do MGT	kg	0,80E5	(1)
k_{1xx}, k_{1yy}	Rigidez do mancal – MGS	N/m	6,67E9	(2)
$k_{1xy} = k_{1yx}$	Rigidez cruzada do mancal - MGS	N/m	0,00E9	(3)
k_{2x}, k_{2y}	Rigidez da cruzeta – MGS	N/m	1,18E9	(2)
k_{3xx}, k_{3yy}	Rigidez do mancal - MGI	N/m	2,86E9	(2)
$k_{3xy} = k_{3yx}$	Rigidez cruzada do mancal - MGI	N/m	0,00E9	(3)
k_{4x}, k_{4y}	Rigidez da cruzeta - MGI	N/m	2,22E9	(2)
k_{5xx}, k_{5yy}	Rigidez do mancal - MGT	N/m	6,67E9	(2)
$k_{5xy} = k_{5yx}$	Rigidez cruzada do mancal - MGT	N/m	0,00E9	(3)
k_{6x}, k_{6y}	Rigidez da tampa da turbina - MGT	N/m	2,13E9	(2)
k_{7x}, k_{7y}	Rigidez magnética do gerador	N/m	-0,60E9	(2)
k_8	Rigidez do mancal de escora	N/m	19,4E9	(1)
k_{9x}, k_{9y}	Rigidez dos labirintos da turbina	N/m	5,00E7	(1)

FONTES: (1) O autor (2017) (2) (ITAIPU, 2009) (3) (SOMEYA, 1989)

TABELA 4.5 – PARÂMETROS GEOMÉTRICOS DO MODELO DE ROTOR RÍGIDO

Símbolo	Distância do centro geométrico C (99,267 m) ao	Unidade	Valor
l_0	Centro de massa do gerador (101,595 m)	m	2,328
l_1	Centro do mancal guia superior (104,700 m)	m	5,433
l_2	Centro do mancal guia inferior (99,355 m)	m	0,088
l_3	Centro do mancal guia turbina (90,500)	m	8,767
l_4	Centro de massa do rotor da turbina (86,650 m)	m	12,617
l_5	Pivô do mancal de escora (radial)	m	2,113

Como a parte rotativa foi considerada rígida, o hidrogerador armazena energia potencial somente nas rigidezes dos mancais, nas rigidezes das cruzetas dos mancais, na rigidez magnética do gerador e na rigidez dos selos de labirinto da turbina. A energia potencial total (V) é dada por:

$$V = V(X, Y, Z, \varphi_x, \varphi_y, x_1, y_1, x_2, y_2, x_3, y_3). \quad (4.29)$$

Foi considerado que todo o amortecimento do hidrogerador está concentrado no filme lubrificante dos mancais. Os coeficientes de amortecimento dos mancais guia superior, guia inferior e guia da turbina são, respectivamente, c_{1x} , c_{2x} e c_{3x} para a direção X , c_{1y} , c_{2y} e c_{3y} para a direção Y . Esses coeficientes foram omitidos na FIGURA 4.10 para minimizar as informações apresentadas. Por simplicidade foram desprezados os efeitos de amortecimento cruzado. A função de dissipação de Rayleigh (D) para o hidrogerador é:

$$D = D(\dot{X}, \dot{Y}, \dot{\phi}_x, \dot{\phi}_y, \dot{\phi}_z, \dot{x}_1, \dot{y}_1, \dot{x}_2, \dot{y}_2, \dot{x}_3, \dot{y}_3). \quad (4.30)$$

A obtenção dos funcionais mostrados nas equações (4.28), (4.29) e (4.30) é detalhada no Apêndice A.

4.2.1.3 A equação de Lagrange e a equação de movimento

A obtenção da equação de Lagrange está detalhada em diversas referências, por exemplo em (MEIROVITCH, 2000, p. 88-91). Para um sistema não conservativo, a equação de Lagrange tem a forma (BALACHANDRAN e MAGRAB, 2011, p. 81-82):

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_j} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_j} + \frac{\partial D}{\partial \dot{q}_j} + \frac{\partial V}{\partial q_j} = Q_j, \quad j = 1, 2, 3, \dots, 12, \quad (4.31)$$

onde Q_j são as forças generalizadas expressas como:

$$Q_j = \sum_l \mathbf{F}_l \cdot \frac{\partial \mathbf{r}_l}{\partial q_j} + \sum_l \mathbf{M}_l \cdot \frac{\partial \boldsymbol{\omega}_l}{\partial \dot{q}_j}, \quad (4.32)$$

sendo \mathbf{F}_l e \mathbf{M}_l os vetores das forças e momentos aplicados externamente ao l –ésimo corpo, \mathbf{r}_l é a posição do ponto de aplicação da força \mathbf{F}_l e $\boldsymbol{\omega}_l$ é a velocidade angular desse corpo em torno do eixo de aplicação do momento \mathbf{M}_l .

No MRR foi considerado que, além das forças e momentos provocados pelo desbalanceamento estático (excentricidade ϵ entre o centro de massa e o centro geométrico) e desbalanceamento dinâmico (desalinhamento angular χ entre o eixo de rotação e o eixo de simetria da parte rotativa), existem duas forças externas aplicadas à parte rotativa do hidrogerador, uma no rotor do gerador ($F_g(t)$) e outra no rotor da turbina ($F_t(t)$), como indicado na FIGURA 4.10. Isso permitirá a simulação de forças de excitação em outras frequências, como as forças criadas pelos vórtices de carga

parcial, em um quarto da frequência de rotação. Permitirá também a simulação de perturbações hidráulicas de caráter aleatório.

A obtenção das forças generalizadas é detalhada no Apêndice A, para uma condição operativa qualquer. Considerando-se novamente que o hidrogerador estará operando com velocidade constante ($\dot{\varphi}_z = 0$ e $M_{\varphi_z} = 0$) durante o monitoramento de vibrações, bem como considerando-se o desacoplamento da coordenada z (Apêndice A – seção A.3.1) e a determinação direta de φ_z pela equação (4.27), as forças generalizadas Q_j e as coordenadas generalizadas q_j , para a parte rotativa ($j = 1, \dots, 4$) e para os mancais do hidrogerador ($j = 5, \dots, 10$), são dadas por:

$$\begin{aligned}
 Q_1 &= m\epsilon\dot{\varphi}_z^2 \cos\varphi_z + [-F_g(t) + F_t(t)] \sin\varphi_z, & q_1 &= X, \\
 Q_2 &= m\epsilon\dot{\varphi}_z^2 \sin\varphi_z + [F_g(t) - F_t(t)] \cos\varphi_z, & q_2 &= Y, \\
 Q_3 &= \chi(J_p - J_d) \dot{\varphi}_z^2 \sin\varphi_z + [-F_g(t)l_0 + F_t(t)l_4] \sin\varphi_z, & q_3 &= \varphi_x, \\
 Q_4 &= -\chi(J_p - J_d) \dot{\varphi}_z^2 \cos\varphi_z + [F_g(t)l_0 - F_t(t)l_4] \cos\varphi_z, & q_4 &= \varphi_y, \\
 Q_5 &= 0, & q_5 &= x_1, \\
 Q_6 &= 0, & q_6 &= y_1, \\
 Q_7 &= 0, & q_7 &= x_2, \\
 Q_8 &= 0, & q_8 &= y_2, \\
 Q_9 &= 0, & q_9 &= x_3, \\
 Q_{10} &= 0, & q_{10} &= y_3.
 \end{aligned} \tag{4.33}$$

As primeiras parcelas das forças generalizadas que atuam na parte rotativa (Q_j , com $j = 1, \dots, 4$) são devidas aos defeitos internos, como os desbalanceamentos estático (ϵ) e dinâmico (χ). As parcelas restantes são oriundas das excitações externas, $F_g(t)$ e $F_t(t)$.

Utilizando-se a equação de Lagrange com as equações (4.28), (4.29), (4.30) e (4.33), a equação de movimento do hidrogerador é dada por:

$$\mathbf{M} \ddot{\mathbf{x}}(t) + \mathbf{C} \dot{\mathbf{x}}(t) + \Omega \mathbf{G} \dot{\mathbf{x}}(t) + \mathbf{K} \mathbf{x}(t) = \mathbf{F}(t), \tag{4.34}$$

com o vetor de coordenadas generalizadas $\mathbf{x}(t)$ dado por:

$$\mathbf{x}(t) = \{X \ Y \ \varphi_x \ \varphi_y \ x_1 \ y_1 \ x_2 \ y_2 \ x_3 \ y_3\}^T, \tag{4.35}$$

e com o vetor de forças generalizadas $\mathbf{F}(t)$ expresso por:

$$\mathbf{F}(t) = \{Q_1 \quad Q_2 \quad Q_3 \quad Q_4 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0\}^T. \quad (4.36)$$

Ainda na equação (4.34), \mathbf{M} é a matriz de massa, \mathbf{C} a matriz de amortecimento, $\Omega\mathbf{G}$ a matriz giroscópica e \mathbf{K} a matriz de rigidez do hidrogerador, todas de ordem 10x10.

4.2.2 Modelo de Rotor Flexível

Esta seção contém uma descrição resumida do Modelo de Rotor Flexível (MRF), baseado no MEF, utilizado para simular e analisar o comportamento dinâmico de hidrogeradores de grande porte. Essa análise inclui a determinação das frequências naturais dos principais modos de vibração do hidrogerador, bem como a determinação das vibrações relativas do eixo e das vibrações absolutas dos mancais do hidrogerador, em operação normal ou na presença dos defeitos mais frequentes. A obtenção do MRF é detalhada no Apêndice B.

4.2.2.1 Descrição do modelo físico

A FIGURA 4.11 mostra o modelo físico utilizado na obtenção do MRF. A parte rotativa foi dividida em 21 elementos com 22 nós. Os mancais radiais constituem outros três elementos, com três nós adicionais. Todos os componentes da parte rotativa do hidrogerador foram modelados por elementos de viga de Timoshenko, inclusive o rotor da turbina e o rotor do gerador. Esses rotores foram representados por elementos de viga com dimensões semelhantes, ajustadas de forma que as alturas, os diâmetros externos, as massas e os momentos de inércia polar fossem coincidentes. O eixo inferior do gerador e o eixo da turbina foram modelados como um eixo único, com 11,5 metros de comprimento. Não foram considerados os efeitos dos colares e dos flanges de acoplamento dos eixos. A TABELA 4.6 mostra os parâmetros principais de cada elemento de viga do modelo: altura, diâmetro interno, diâmetro externo, massa, momento de inércia polar e momento de inércia transversal. Foi considerado que os elementos de viga têm simetria axial, premissa satisfeita no caso de eixos e rotores de hidrogeradores.

Continuam válidos os parâmetros de inércia e de rigidez dos mancais utilizados no MRR, mostrados na TABELA 4.4, bem como os parâmetros geométricos desse modelo, apresentados na TABELA 4.5. Exceto pelo fato do MRF considerar a flexibilidade da parte rotativa do hidrogerador, também continuam válidas todas as

considerações feitas para o MRR na seção 4.2.1.1, inclusive a respeito dos sistemas de coordenadas, além das considerações sobre a massa equivalente, a anisotropia e o acoplamento cruzado das rigidezes dos mancais radiais. O MRF também leva em conta os efeitos do mancal de escora nas vibrações laterais, bem os efeitos da rigidez magnética do gerador e da rigidez dos selos de labirinto da turbina.

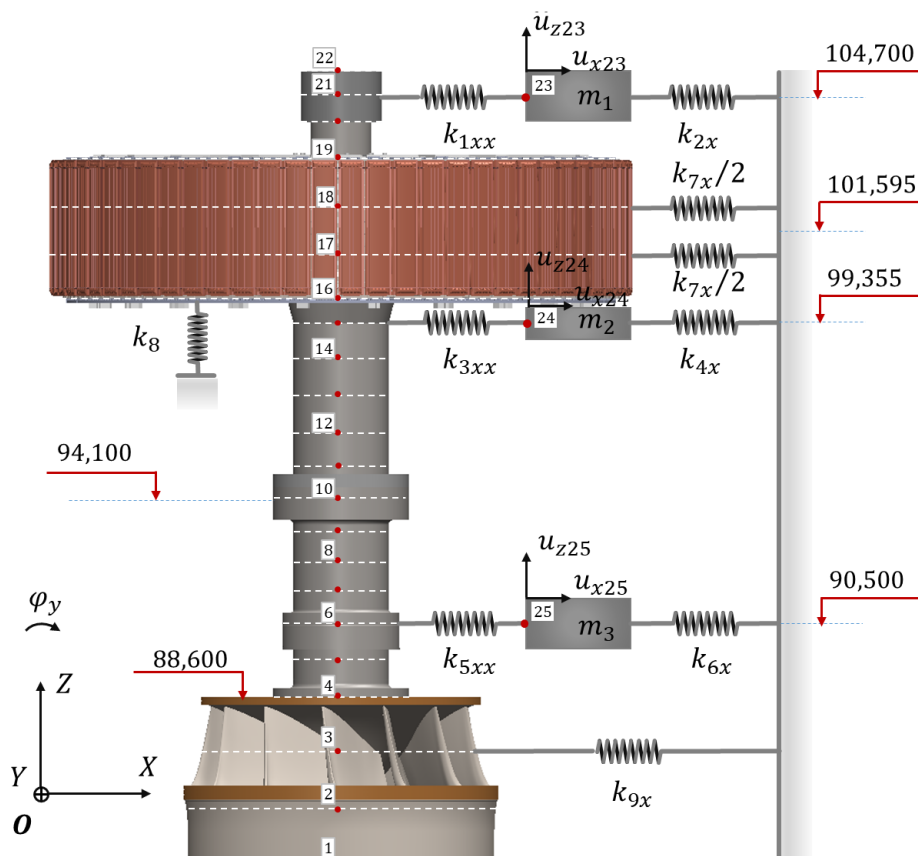


FIGURA 4.11 – MODELO DE ROTOR FLEXÍVEL (MEF, COM 24 ELEMENTOS E 25 NÓS)

4.2.2.2 A equação de movimento

O Apêndice B detalha a obtenção das matrizes de massa, de amortecimento, de rigidez, bem como da matriz giroscópica, a partir da equação de Lagrange. A equação de movimento do hidrogenador é dada pela equação (4.34), reproduzida a seguir por conveniência, exceto que no MRF todas as matrizes têm ordem 94x94:

$$\mathbf{M} \ddot{\mathbf{x}}(t) + \mathbf{C} \dot{\mathbf{x}}(t) + \Omega \mathbf{G} \dot{\mathbf{x}}(t) + \mathbf{K} \mathbf{x}(t) = \mathbf{F}(t). \quad (4.34)$$

As coordenadas generalizadas do i -ésimo nó para parte rotativa ($\mathbf{x}_i(t)$) e para o j -ésimo nó de um mancal ($\mathbf{x}_j(t)$) são dadas respectivamente por:

$$\mathbf{x}_i(t) = \{u_{xi} \quad u_{yi} \quad \varphi_{xi} \quad \varphi_{xi}\}^T \quad \text{e} \quad \mathbf{x}_j(t) = \{u_{xj} \quad u_{yj}\}^T. \quad (4.37)$$

Foi considerado que as forças generalizadas são todas nulas, exceto as forças que excitam o rotor do gerador (nós 17 e 18) e a força que excita o rotor da turbina (nó 3). Essas forças são dadas por:

$$\mathbf{F}_i(t) = \{F_{xi} \quad F_{yi} \quad M_{xi} \quad M_{yi}\}^T, \text{ com } i = 3, 17, 18. \quad (4.38)$$

TABELA 4.6 – PARÂMETROS DOS EIXOS E ROTORES DO MRF

Elemento	Componente	Altura [m]	Diâmetros [m]		Massa [kg]	Momento de Inércia [kgm ²]	
			Externo	Interno		Polar	Transversal
1	Rotor turbina	1,500	7,000	6,175	1,00E+5	0,11E+7	1,90E+7
2	Rotor turbina	1,500	7,000	6,175	1,00E+5	0,11E+7	1,90E+7
3	Rotor turbina	1,500	7,000	6,175	1,00E+5	0,11E+7	1,90E+7
4	Eixo turbina	0,950	2,600	2,100	1,37E+4	0,19E+5	0,68E+5
5	Eixo turbina	0,950	2,600	2,100	1,37E+4	0,19E+5	0,68E+5
6	Eixo turbina	0,900	2,600	2,100	1,30E+4	0,18E+5	0,64E+5
7	Eixo turbina	0,900	2,600	2,100	1,30E+4	0,18E+5	0,64E+5
8	Eixo turbina	0,900	2,600	2,100	1,30E+4	0,18E+5	0,64E+5
9	Eixo turbina	0,900	2,600	2,100	1,30E+4	0,18E+5	0,64E+5
10	Eixo inferior	1,051	2,600	2,100	1,51E+4	0,21E+5	0,76E+5
11	Eixo inferior	1,051	2,600	2,100	1,51E+4	0,21E+5	0,76E+5
12	Eixo inferior	1,051	2,600	2,100	1,51E+4	0,21E+5	0,76E+5
13	Eixo inferior	1,051	2,600	2,100	1,51E+4	0,21E+5	0,76E+5
14	Eixo inferior	1,051	2,600	2,100	1,51E+4	0,21E+5	0,76E+5
15	Eixo inferior	0,745	2,600	2,100	1,07E+4	0,15E+5	0,53E+5
16	Rotor do gerador	0,997	15,000	11,128	6,18E+5	2,69E+7	2,15E+9
17	Rotor do gerador	0,997	15,000	11,128	6,18E+5	2,69E+7	2,15E+9
18	Rotor do gerador	0,997	15,000	11,128	6,18E+5	2,69E+7	2,15E+9
19	Eixo superior	0,805	2,200	1,350	1,49E+4	0,12E+5	0,36E+5
20	Eixo superior	0,805	2,200	1,350	1,49E+4	0,12E+5	0,36E+5
21	Eixo superior	1,170	2,200	1,350	2,16E+4	0,18E+5	0,54E+5

4.2.3 Modelos no Espaço de Estados no Tempo Contínuo

O sistema matricial de equações diferenciais de segunda ordem mostrado na equação (4.34), representando o sistema dinâmico de 10 graus de liberdade do MRR ou o sistema de 94 graus de liberdade do MRF, pode ser reescrito na forma de um sistema matricial de equações diferenciais de primeira ordem, estabelecendo um modelo no Espaço de Estados. Assumindo-se que a matriz \mathbf{M} é não-singular, a equação (4.34) pode ser reescrita como:

$$\ddot{\mathbf{x}}(t) = -\mathbf{M}^{-1}\mathbf{K}\mathbf{x}(t) - \mathbf{M}^{-1}(\mathbf{C} + \Omega\mathbf{G})\dot{\mathbf{x}}(t) + \mathbf{M}^{-1}\mathbf{F}(t). \quad (4.39)$$

Uma segunda equação pode ser obtida através da seguinte identidade:

$$\dot{\mathbf{x}}(t) = \mathbf{0} \mathbf{x}(t) + \mathbf{I} \dot{\mathbf{x}}(t), \quad (4.40)$$

onde $\mathbf{0}$ e \mathbf{I} são respectivamente a matriz nula e a matriz identidade, de ordem 10 para o MRR e de ordem 94 para o MRF. As duas equações podem ser escritas como segue:

$$\begin{bmatrix} \dot{\mathbf{x}}(t) \\ \ddot{\mathbf{x}}(t) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{0} & \mathbf{I} \\ -\mathbf{M}^{-1}\mathbf{K} & -\mathbf{M}^{-1}(\mathbf{C} + \Omega\mathbf{G}) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{x}(t) \\ \dot{\mathbf{x}}(t) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \mathbf{0} \\ \mathbf{M}^{-1} \end{bmatrix} \mathbf{F}(t) \quad (4.41)$$

Pode-se definir novos vetores $\mathbf{w}(t)$ e $\dot{\mathbf{w}}(t)$ como:

$$\mathbf{w}(t) = \begin{bmatrix} \mathbf{x}(t) \\ \dot{\mathbf{x}}(t) \end{bmatrix}, \quad \dot{\mathbf{w}}(t) = \begin{bmatrix} \dot{\mathbf{x}}(t) \\ \ddot{\mathbf{x}}(t) \end{bmatrix}. \quad (4.42)$$

A partir das duas últimas equações, a equação (4.34) pode ser representada no Espaço de Estados ou Espaço de Fases no tempo contínuo como (JUANG e PHAN, 2004, p. 164-177):

$$\dot{\mathbf{w}}(t) = \mathbf{A}_{ee} \mathbf{w}(t) + \mathbf{B}_{ee} \mathbf{F}(t) \quad (4.43)$$

$$\mathbf{x}(t) = \mathbf{C}_{ee} \mathbf{w}(t) + \mathbf{D}_{ee} \mathbf{F}(t) \quad (4.44)$$

As duas equações anteriores constituem a equação de estado, a equação (4.44) é conhecida como a equação de saída. Nessas equações, \mathbf{A}_{ee} é a matriz de estado ou matriz dinâmica do sistema, \mathbf{B}_{ee} é a matriz de entrada, \mathbf{C}_{ee} é a matriz de saída e \mathbf{D}_{ee} é a matriz de transmissão direta. Essas matrizes são dadas por:

$$\mathbf{A}_{ee} = \begin{bmatrix} \mathbf{0} & \mathbf{I} \\ -\mathbf{M}^{-1}\mathbf{K} & -\mathbf{M}^{-1}(\mathbf{C} + \Omega\mathbf{G}) \end{bmatrix}, \quad \mathbf{B}_{ee} = \begin{bmatrix} \mathbf{0} \\ \mathbf{M}^{-1} \end{bmatrix} \quad (4.45)$$

$$\mathbf{C}_{ee} = \begin{bmatrix} \mathbf{I} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{0} \end{bmatrix}, \quad \mathbf{D}_{ee} = \begin{bmatrix} \mathbf{0} \\ \mathbf{0} \end{bmatrix} \quad (4.46)$$

Pode-se mostrar que a solução final da equação de estado, ou seja, da equação (4.43) e da equação (4.44), é dada por:

$$\mathbf{x}(t) = \mathbf{C}_{ee} e^{\mathbf{A}_{ee}(t-t_0)} \mathbf{x}(t_0) + \int_{t_0}^t \mathbf{C}_{ee} e^{\mathbf{A}_{ee}(t-\tau)} \mathbf{B}_{ee} \mathbf{F}(\tau) d\tau + \mathbf{D}_{ee} \mathbf{F}(t), \quad (4.47)$$

onde a matriz:

$$e^{\mathbf{A}_{ee}(t-\tau)} = \Phi(t-\tau) = \mathbf{I} + (t-\tau)\mathbf{A}_{ee} + \frac{(t-\tau)^2}{2!} \mathbf{A}_{ee}^2 + \frac{(t-\tau)^3}{3!} \mathbf{A}_{ee}^3 + \dots \quad (4.48)$$

é a matriz de transição de estado. Portanto, conhecidas as matrizes de um dado sistema ($\mathbf{A}_{ee}, \mathbf{B}_{ee}, \mathbf{C}_{ee}, \mathbf{D}_{ee}$), o estado desse sistema em um instante t_0 ($\mathbf{x}(t_0)$), bem

como as forças de excitação $\mathbf{F}(t)$ às quais ele é submetido, a sua resposta pode ser determinada pela integral de convolução mostrada na equação (4.47).

Existem várias formas para a matriz de saída (\mathbf{C}_{ee}). Por exemplo, para o caso do MRR, essa matriz pode ser escolhida de forma que o vetor de saídas determinado pela equação (4.44) contenha, no lugar do vetor das coordenadas generalizadas $\mathbf{x}(t)$, as vibrações monitoradas do hidrogerador. Assim, como mostrado na TABELA 4.7, a equação (4.44) fornecerá como resultado um vetor contendo as vibrações relativas do eixo em deslocamento e as vibrações absolutas dos mancais em velocidade. Nesse caso o vetor de saída teria ordem 12×1 , enquanto que a matriz de saída teria ordem 12×20 . Esse procedimento evita as dificuldades de derivação ou integração de sinais em baixas frequências, permitindo uma comparação direta entre as vibrações simuladas e as vibrações medidas.

TABELA 4.7 – VIBRAÇÕES RELATIVAS DO EIXO MEDIDAS PELOS TRANSDUTORES DE PROXIMIDADE (EM DESLOCAMENTO) E AS VIBRAÇÕES ABSOLUTAS DOS MANCAIS MEDIDAS PELOS ACELERÔMETROS E INTEGRADAS PELOS AMPLIFICADORES DE CARGA (EM VELOCIDADE)

Mancal de Guia	Vibrações Relativas do Eixo		Vibrações Absolutas dos Mancais	
	Direção X	Direção Y	Direção X	Direção Y
Superior	$X + l_1 \varphi_y - x_1$	$Y - l_1 \varphi_x - y_1$	\dot{x}_1	\dot{y}_1
Inferior	$X + l_2 \varphi_y - x_2$	$Y - l_2 \varphi_x - y_2$	\dot{x}_2	\dot{y}_2
Turbina	$X - l_3 \varphi_y - x_3$	$Y + l_3 \varphi_x - y_3$	\dot{x}_3	\dot{y}_3

A solução da equação de estado para um sistema dinâmico linear não conservativo arbitrário, expresso na forma da equação (4.34), é discutida de forma detalhada em (MEIROVITCH, 2000, p. 206-212). Essa referência assegura a convergência da série mostrada na equação (4.48) e apresenta um processo recursivo para determinar a matriz de transição de estado pelo truncamento da série citada. O comando *Isim* (*linear simulation*) do Matlab utiliza um recurso similar para simulações de sistemas dinâmicos lineares. Segundo Brown (2006, p. 165) essa simulação é expressivamente mais eficiente do que uma simulação similar utilizando um integrador não linear como o algoritmo de Runge-Kutta. Foram elaborados dois programas em Matlab, um para solucionar a equação de estado obtida para o MRR, o outro para resolver a equação citada para o MRF. Em ambos os casos o hidrogerador está submetido a excitações arbitrárias nos rotores da turbina e do gerador, sendo fornecidas como respostas os deslocamentos das vibrações relativas do eixo e as

velocidades das vibrações absolutas dos mancais. Entre outras respostas, esses programas determinam as frequências naturais e os principais modos de vibrar do hidrogerador.

4.2.4 Avaliação do Modelo de Rotor Rígido

Esta seção descreve uma avaliação do MRR para fins de monitoramento de vibração de hidrogeradores. Essa avaliação consistiu na comparação dos resultados obtidos em simulações do comportamento dinâmico dos hidrogeradores da UHE Itaipu com os resultados de três outras simulações com essas máquinas, utilizadas como referências. O primeiro grupo de referências é formado pelas simulações feitas pelo fabricante dos hidrogeradores citados, utilizando o Método da Matriz de Transferência (MMT). O segundo grupo de referências consiste nas simulações realizadas neste trabalho com o software RotMEF, baseado no MEF, desenvolvido pelo CEPEL (Centro de Pesquisas de Energia Elétrica) e pela COPPE/UFRJ para fazer a análise dinâmica de rotores de máquinas elétricas, com ênfase em hidrogeradores verticais. O terceiro grupo de referências consiste nas simulações feitas com o MRF, descrito na seção 4.2.2. Nas duas simulações com modelos baseados no MEF, a parte rotativa foi modelada por elementos de viga de Timoshenko, de mesma altura, massa e momento de inércia polar, como mostrado na FIGURA 4.11 e na TABELA 4.6. Nessas simulações foram utilizados os mesmos valores para os coeficientes dinâmicos dos mancais de guia, do mancal de escora e dos selos de labirinto da turbina, bem como foi utilizada a mesma rigidez magnética do gerador. Finalmente, a avaliação do MRR incluiu também a comparação dos resultados das simulações com um quarto conjunto de referências, constituído pelos resultados obtidos em medições de vibração no hidrogerador modelado.

4.2.4.1 Comparação das frequências naturais obtidas em simulações

As frequências naturais dos quatro primeiros modos de vibração dos hidrogeradores da UHE Itaipu foram determinadas através de simulações com o RotMEF, com o MRF e com o MRR. Essas frequências naturais haviam sido determinadas pelo fabricante do hidrogerador durante a fase de projeto, com o uso do MMT. A TABELA 4.8 compara as frequências naturais obtidas pelos quatro métodos,

para duas condições operativas distintas do gerador, sem excitação ($k_{7x} = k_{7y} = 0$) e com o gerador excitado ($k_{7x} = k_{7y} = -0,60$ GN/m), sem potência no gerador. Como esperado, por considerar o rotor rígido, as frequências naturais determinadas com o MRR são sempre mais elevadas do que as frequências obtidas pelos demais métodos. As frequências naturais obtidas com o RotMEF e com o MRF são muito próximas entre si e dos valores médios globais, em especial para o segundo, o terceiro e o quarto modo de vibração. Entretanto, para o primeiro modo de vibração, os resultados obtidos com o MRF estão mais próximos das respostas do MRR. As frequências naturais obtidas pelo MTT têm os menores valores.

TABELA 4.8 – COMPARAÇÃO ENTRE AS FREQUÊNCIAS NATURAIS NÃO AMORTECIDAS COM OS VÁRIOS MODELOS UTILIZADOS

Condição Gerador	Modelo Matemático	Frequências Naturais [Hz]			
		1º modo	2º modo	3º modo	4º modo
Sem excitação	Fabricante (MMT)	4,46	4,95	5,80	6,91
	RotMEF (MEF)	4,40	5,47	6,94	7,31
	Modelo de Rotor Flexível (MRF - MEF)	5,24	5,56	6,91	7,31
	Modelo de Rotor Rígido (MRR)	5,30	5,86	7,37	7,96
	Média	4,85	5,46	6,76	7,37
Com excitação	Fabricante (MMT)	3,79	4,05	5,56	6,90
	RotMEF (MEF)	4,05	4,89	6,63	7,22
	Modelo de Rotor Flexível (MRF - MEF)	4,62	4,86	6,83	7,29
	Modelo de Rotor Rígido (MRR)	4,79	5,26	7,25	7,93
	Média	4,31	4,77	6,57	7,34

FONTES: O autor (2017) (ITAIPU, 1983, p. 16 e 24)

4.2.4.2 Comparação dos modos de vibração

A FIGURA 4.12 e a FIGURA 4.13 mostram os quatro primeiros modos de vibração obtidos através do MRR, com o gerador excitado. A elevação 0 m nessas figuras coincide com o centro de massa do hidrogerador. Os dois primeiros modos se assemelham a cones duplos, opostos pelo vértice, enquanto que os dois últimos modos se assemelham a um cone simples, às vezes truncado próximo ao vértice¹⁵. A FIGURA 4.14 e a FIGURA 4.15 mostram os modos de vibração obtidos com o

¹⁵ A literatura denomina os dois primeiros modos como modos cônicos e os dois últimos modos como modos paralelos ou cilíndricos (GENTA, 2005, p. 103-105) (ISHIDA e YAMAMOTO, 2012, p. 46).

RotMEF, com o lado do gerador à esquerda e com o lado da turbina à direita. A FIGURA 4.16 apresenta os resultados obtidos pelo fabricante com o MMT. A TABELA 4.9 exibe as posições dos pontos nodais dos modos de cones duplos, obtidas nas três simulações e nas duas condições operativas do gerador. O MRR e o MMT forneceram resultados semelhantes, enquanto que os pontos nodais obtidos pelo RotMEF estão localizados de 3 a 4 metros acima dos locais obtidos pelos métodos anteriores.

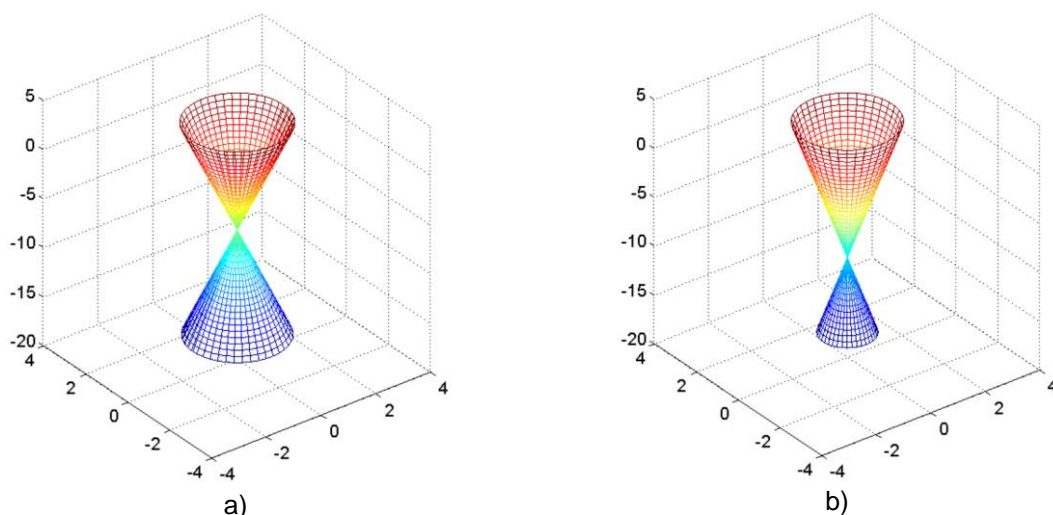


FIGURA 4.12 – GERADOR EXCITADO: a) 1º MODO DE VIBRAÇÃO (PRECESSÃO RETRÓGRADA EM 4,79 Hz, NÓ EM $Z = -7,0$ m); b) 2º MODO DE VIBRAÇÃO (PRECESSÃO DIRETA EM 5,26 Hz, NÓ EM $Z = -10,0$ m)

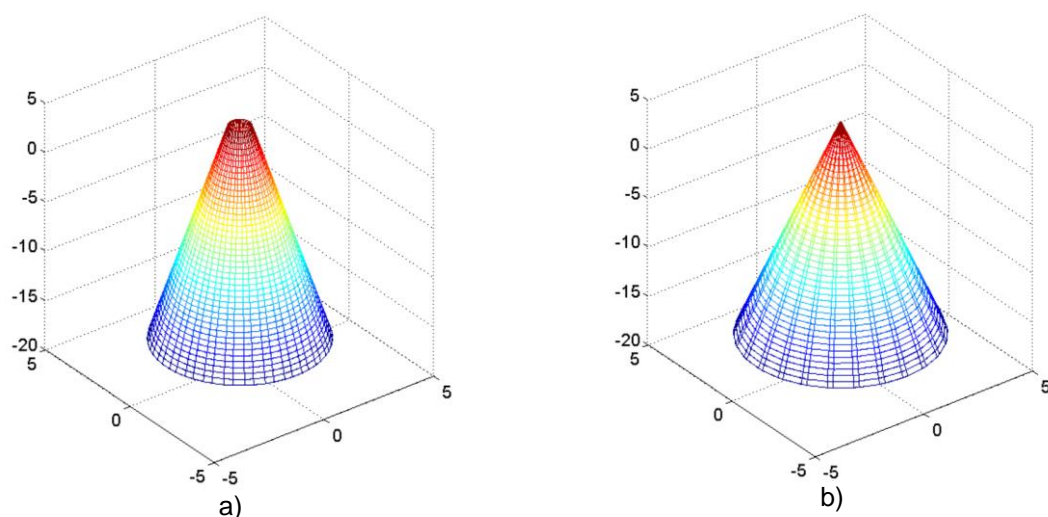


FIGURA 4.13 – GERADOR EXCITADO: a) 3º MODO DE VIBRAÇÃO (PRECESSÃO RETRÓGRADA EM 7,25 Hz); b) 4º MODO DE VIBRAÇÃO (PRECESSÃO DIRETA EM 7,93 Hz)

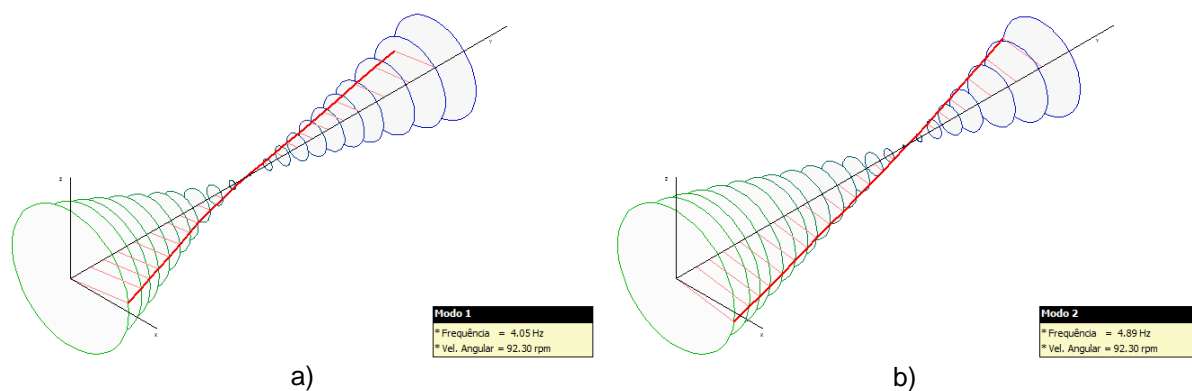


FIGURA 4.14 – GERADOR EXCITADO: a) 1º MODO DE VIBRAÇÃO (PRECESSÃO RETRÓGRADA EM 4,05 Hz, NÓ EM $Z \approx -4,0$ m); b) 2º MODO DE VIBRAÇÃO (PRECESSÃO DIRETA EM 4,89 Hz, NÓ EM $Z \approx -7,0$ m)

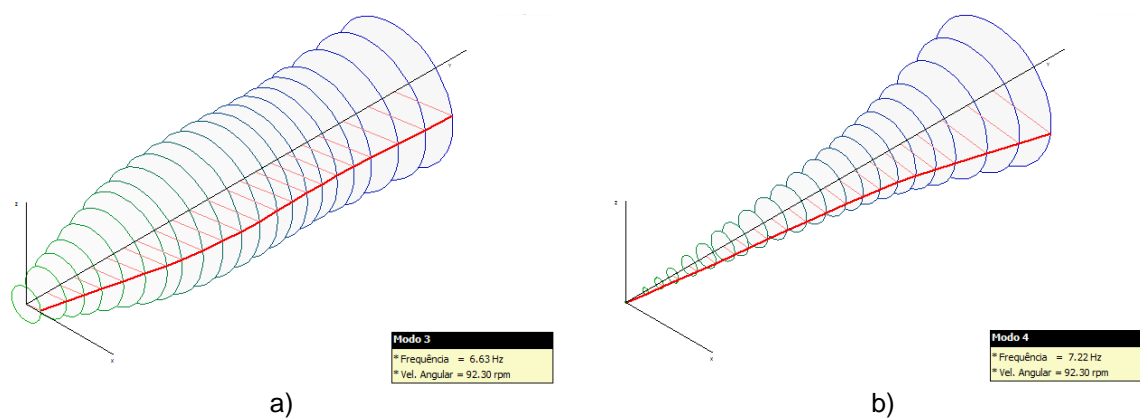


FIGURA 4.15 – GERADOR EXCITADO: a) 3º MODO DE VIBRAÇÃO (PRECESSÃO RETRÓGRADA EM 6,63 Hz); b) 4º MODO DE VIBRAÇÃO (PRECESSÃO DIRETA EM 7,22 Hz)

TABELA 4.9 – POSIÇÃO ESTIMADA DOS PONTOS NODAIS

Condição Gerador	Modelo Matemático	Posição do Ponto Nodal [m]	
		1º modo	2º modo
Sem excitação	Fabricante (MMT)	-6,0	-9,5
	RotMEF (MEF)	-2,0	-5,5
	Modelo Corpos Rígidos (MRR)	-5,5	-9,0
Com excitação	Fabricante (MMT)	-8,0	-10,0
	RotMEF (MEF)	-4,0	-7,0
	Modelo Corpos Rígidos (MRR)	-7,0	-10,0

FONTES: O autor (2017) (ITAIPU, 1983, p. 16 e 23)

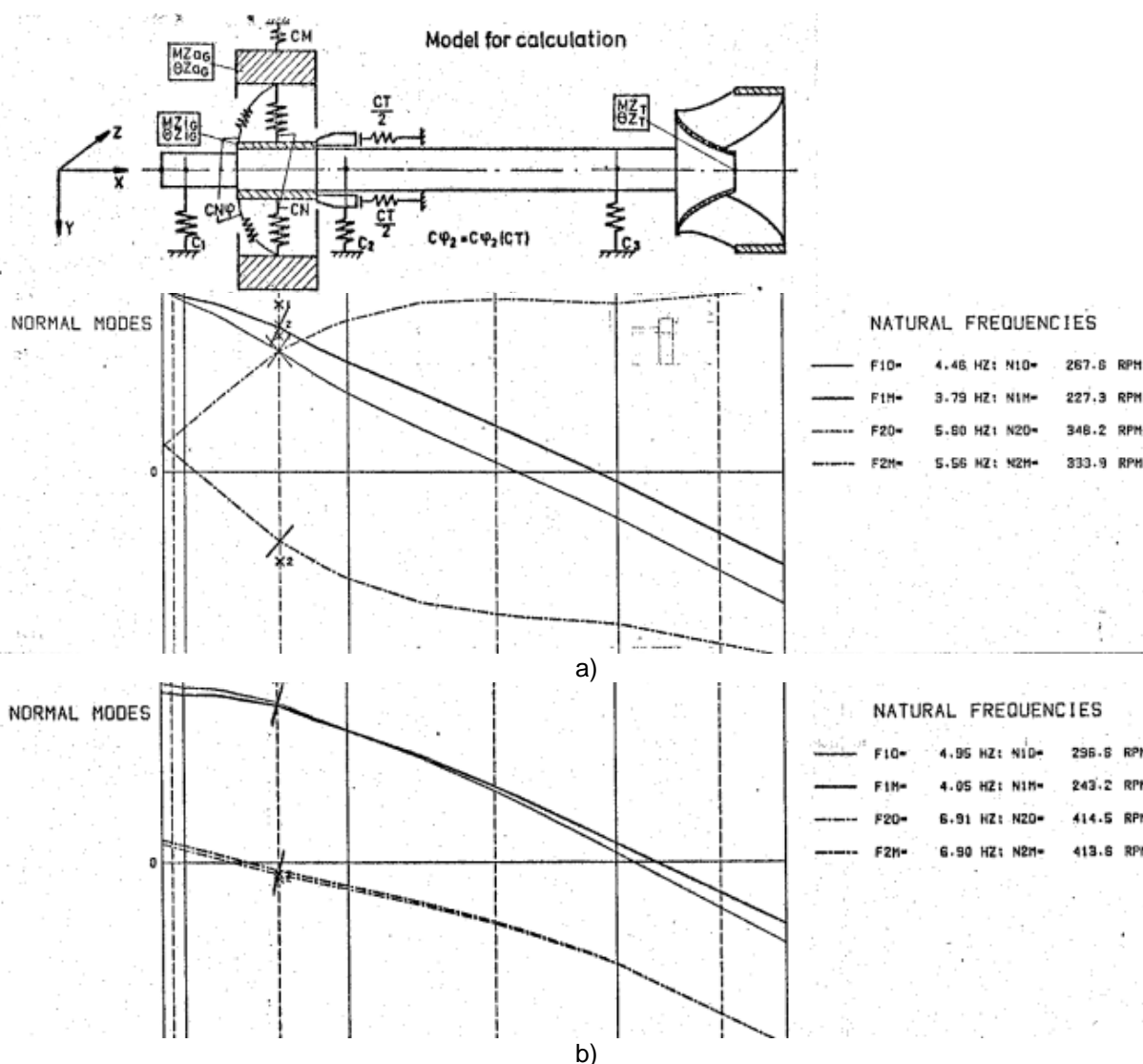


FIGURA 4.16 – GERADOR EXCITADO - a) MODOS EM PRECESSÃO RETRÓGRADA - 1º MODO: $F1M = 3,79$ Hz E 3º MODO: $F2M = 5,56$ Hz; b) MODOS EM PRECESSÃO DIRETA - 2º MODO: $F1M = 4,05$ Hz E 4º MODO: $F2M = 6,90$ Hz
 FONTE: (ITAIPU, 1983, p. 16 e 23)

4.2.4.3 Comparação das velocidades críticas

A TABELA 4.10 mostra as primeiras duas velocidades críticas obtidas por três métodos diferentes. O RotMEF e o MMT fornecem valores praticamente iguais para a primeira velocidade crítica, embora apresentem uma diferença expressiva para a segunda velocidade crítica. Como esperado, por considerar que a parte rotativa é rígida, as velocidades críticas obtidas com o MRR são significativamente mais elevadas do que os resultados obtidos pelos outros métodos. A FIGURA 4.17 e a FIGURA 4.18 mostram os diagramas de Campbell obtidos respectivamente pelo MRR e pelo RotMEF, para a condição em que o hidrogerador opera com o gerador excitado.

TABELA 4.10 – ESTIMATIVAS DAS VELOCIDADES CRÍTICAS

Condição Gerador	Modelo Matemático	Velocidades Críticas [rpm]	
		1º modo	2º modo
Sem excitação	Fabricante (MMT)	220	305
	RotMEF (MEF)	215	360
	Modelo Corpos Rígidos (MRR)	305	460
Com excitação	Fabricante (MMT)	205	245
	RotMEF (MEF)	205	320
	Modelo Corpos Rígidos (MRR)	275	415

FONTES: O autor (2017) (ITAIPU, 1983)

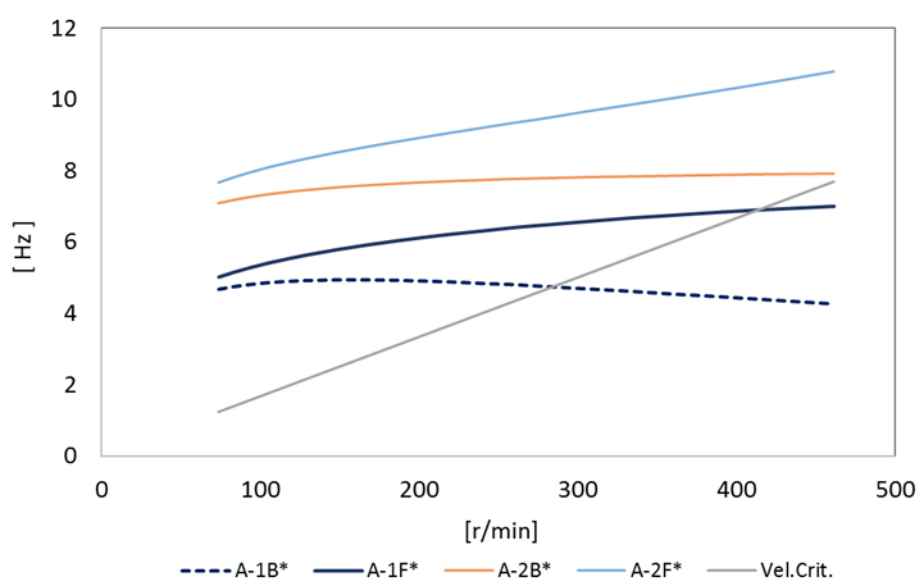


FIGURA 4.17 – DIAGRAMA DE CAMPBELL (4 PRIMEIROS MODOS) – HIDROGERADOR EXCITADO – VELOCIDADES CRÍTICAS EM 275 E 415 r/min.

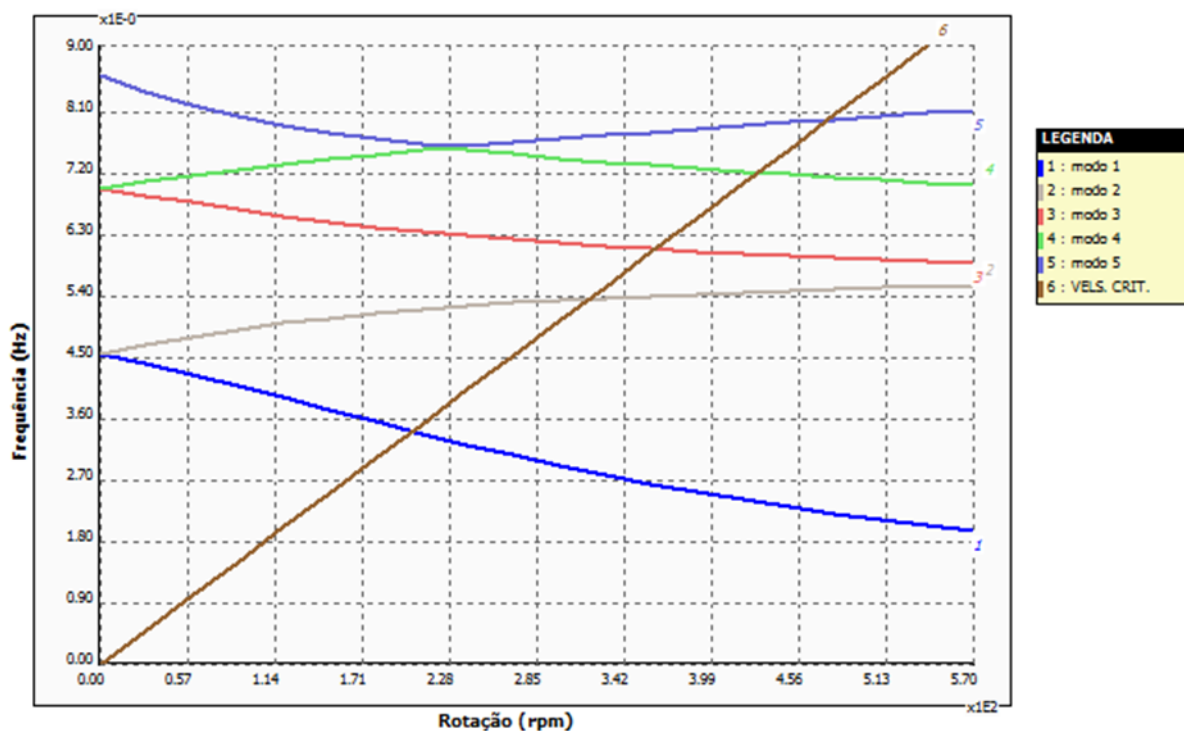


FIGURA 4.18 – DIAGRAMA DE CAMPBELL (5 PRIMEIROS MODOS) – HIDROGERADOR EXCITADO – VELOCIDADES CRÍTICAS EM 205 E 320 r/min.

4.2.4.4 Comparação com as frequências naturais obtidas em medições

A seção 3.2.4 mostra a vibração relativa do eixo no mancal guia da turbina, durante provável excitação das frequências naturais do hidrogenador. Na primeira ocorrência (FIGURA 3.13) essas frequências naturais eram 4,90 e 5,30 Hz, enquanto que na segunda ocorrência, uma dezena de segundos depois (FIGURA 3.14), essas frequências mudaram para 5,50 e 5,80 Hz. Investigações detalhadas em ocorrências similares mostraram que além de significativas variações nas frequências naturais, as vibrações relativas do eixo nos dois mancais de guia do gerador estavam em fase, enquanto que essas duas vibrações estavam em oposição de fase com a vibração relativa do eixo no mancal da turbina. Esse comportamento é análogo ao observado no primeiro modo de vibração (precessão retrógrada) e no segundo modo de vibração (precessão direta) do hidrogenador, ambos semelhantes a cones duplos opostos pelo vértice. Adicionalmente, os valores das frequências naturais medidas com o hidrogenador em operação normal (4,90 e 5,30 Hz e 5,50 e 5,80 Hz) são bastante próximas dos valores obtidos pelo MRR (4,79 e 5,26 Hz – vide TABELA 4.8).

4.2.4.5 Comentários sobre a validação do modelo

As comparações com as simulações feitas com outros modelos, baseados no MEF e no MMT, indicaram que o MRR pode ser utilizado para estimar as frequências naturais dos quatro primeiros modos de vibração com boa aproximação. Comparações com medições de vibrações em hidrogeradores reais, quando ocorrem excitações de frequências naturais, corroboraram a afirmação anterior. Outros resultados importantes que atestam a validação do MRR são apresentados na seção 5.3.1. Por outro lado, as simulações mostraram que o MRR estima as velocidades críticas do hidrogerador com erros inaceitáveis, o que impede a utilização desse modelo com esse propósito.

4.3 ASPECTOS DA IDENTIFICAÇÃO DE SISTEMAS

As incertezas na definição das condições operativas e das condições de contorno dos mancais radiais impedem a determinação teórica da rigidez desses mancais com uma exatidão aceitável. A identificação experimental dessas rigidezes é uma solução viável para esse problema, solução que pode se constituir em ferramenta auxiliar na detecção e no diagnóstico de defeitos em hidrogeradores (BRITO JÚNIOR, MACHADO e CHAVES NETO, 2017c). Esta seção descreve e valida um método para identificar experimentalmente as rigidezes efetivas desses mancais.

4.3.1 Modelo das Rigidezes Efetivas dos Mancais

A FIGURA 4.19 mostra o modelo físico utilizado para derivar o método proposto para estimar experimentalmente as rigidezes efetivas dos mancais radiais, utilizando somente as vibrações relativas do eixo e as vibrações absolutas dos mancais usualmente monitoradas em hidrogeradores. Nessa figura (X, Y) , (x_b, y_b) e (x_f, y_f) são respectivamente as coordenadas do eixo, da cruzeta do mancal e da fundação. Esse modelo considera que as vibrações da fundação na frequência de rotação do hidrogerador são desprezíveis. As vibrações relativas do eixo, medidas pelos transdutores de proximidade nas direções X e Y , são dadas respectivamente por $u_x = (X - x_b)$ e $u_y = (Y - y_b)$. Por outro lado, as vibrações absolutas do mancal,

medidas por acelerômetros nas direções citadas, são dadas por \ddot{x}_b e \ddot{y}_b . Os coeficientes de rigidez direta do mancal são k_{xx} e k_{yy} , enquanto que os coeficientes de amortecimento direto são c_{xx} e c_{yy} . Apesar de não serem mostrados na FIGURA 4.19, os efeitos de acoplamento cruzado são representados pelos coeficientes de rigidez k_{xy} e k_{yx} , além dos coeficientes de amortecimento c_{xy} e c_{yx} . Os coeficientes de rigidez e de amortecimento da cruzeta do mancal, nas direções x_b e y_b , são dadas respectivamente por k_{bx} , k_{by} e c_{bx} , c_{by} . Finalmente, a massa do eixo é m e a massa efetiva da cruzeta do mancal é m_b . Sem perda de generalidade, mas considerando que a cruzeta do mancal é isotrópica ($k_{bx} = k_{by} = k_b$ e $c_{bx} = c_{by} = c_b$), as equações de movimento são dadas por:

$$m_b \ddot{x}_b + c_b \dot{x}_b + k_b x_b = c_{xx} \dot{u}_x + c_{xy} \dot{u}_y + k_{xx} u_x + k_{xy} u_y \quad (4.49)$$

$$m_b \ddot{y}_b + c_b \dot{y}_b + k_b y_b = c_{yx} \dot{u}_x + c_{yy} \dot{u}_y + k_{yx} u_x + k_{yy} u_y$$

Considerando que o amortecimento estrutural da cruzeta do mancal é desprezível ($c_b \approx 0$) e que $k_b \gg m_b \Omega^2$, onde Ω é a frequência angular do hidrogerador, as equações anteriores podem ser expressas no domínio da frequência por:

$$k_b X_b(j\Omega) \approx (k_{xx} + j\Omega c_{xx}) U_x(j\Omega) + (k_{xy} + j\Omega c_{xy}) U_y(j\Omega) \quad (4.50)$$

$$k_b Y_b(j\Omega) \approx (k_{yx} + j\Omega c_{yx}) U_x(j\Omega) + (k_{yy} + j\Omega c_{yy}) U_y(j\Omega)$$

onde j é o número imaginário. Se os efeitos de acoplamento cruzado no mancal são reduzidos ($k_{ij} \ll k_{ii}$ e $c_{ij} \ll c_{ii}$), as equações antecedentes podem ser expressas por:

$$k_{effxx} = \frac{|X_b(j\Omega)|}{|U_x(j\Omega)|} k_b \quad k_{effyy} = \frac{|Y_b(j\Omega)|}{|U_y(j\Omega)|} k_b \quad (4.51)$$

Nas equações anteriores, $k_{effxx} = |k_{xx} + j\Omega c_{xx}|$ e $k_{effyy} = |k_{yy} + j\Omega c_{yy}|$ são uma espécie de rigidez efetiva do mancal, dadas pelo valor absoluto da impedância mecânica ou da rigidez dinâmica complexa (MUSZYNSKA, 2005, p. 15-28) do mancal, sob a premissa de efeitos de acoplamento cruzado desprezível ($k_{efxy} = k_{efyx} = 0$). Ainda nas equações anteriores, $|U_x(j\Omega)|$ e $|U_y(j\Omega)|$ são as amplitudes das vibrações relativas do eixo nas direções X e Y , na frequência de rotação do hidrogerador. Em contrapartida, $|X_b(j\Omega)|$ e $|Y_b(j\Omega)|$ são as amplitudes das vibrações absolutas dos

mancais, nas mesmas direções e frequência. Todas as vibrações estão expressas em deslocamento, em unidades de engenharia apropriadas.

Se a rigidez da cruzeta (k_b) é conhecida, pode ser calculada teoricamente ou estimada experimentalmente, as rigidezes efetivas do mancal (k_{efxx} e k_{efyy}) podem ser determinadas pelas equações (4.51). Por outro lado, as relações entre a rigidez do mancal e a rigidez da cruzeta (k_{efxx}/k_b e k_{efyy}/k_b) são fortemente afetadas por fatores distintos, por mudanças das condições operativas dos mancais ou por danos que podem ocorrer em hidrogeradores, como variação anormal da viscosidade do lubrificante, empuxos magnéticos ou hidráulicos anômalos, alterações atípicas nas folgas dos segmentos, cruzetas com pré-tensionamento reduzido, etc. Assim, se as condições operativas dos mancais forem adequadamente determinadas, as relações entre rigidezes podem ser estimadas e monitoradas para propósitos de detecção e diagnóstico de danos.

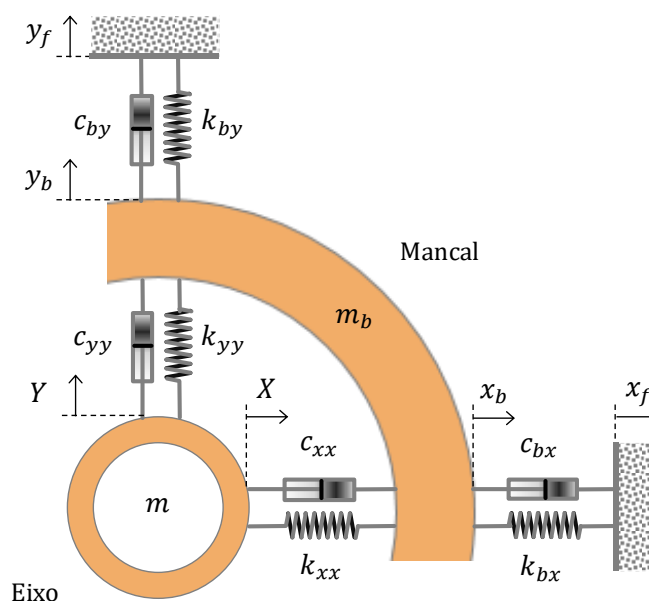


FIGURA 4.19 – MODELO COM 2 GL PARA ESTIMAR A RIGIDEZ DO MANCAL.

4.3.2 Avaliação do Método para Estimativa das Rigidezes Efetivas

O comportamento dinâmico de um hidrogerador foi simulado com o MRR, em quatro condições distintas, uma para cada distribuição de folga do mancal guia superior, mostrada na FIGURA 3.23. Por simplicidade nas simulações foi considerado que a rigidez do mancal guia inferior variou na mesma proporção observada no mancal guia superior. Foi considerado também que o gerador não estava excitado ($k_{7x} =$

$k_{7y} = 0$), o que permitirá comparar, em discussões posteriores, as vibrações simuladas com vibrações reais medidas na mesma condição. Os demais parâmetros do modelo, inclusive as rigidezes do mancal guia da turbina, foram ajustados em seus valores nominais, conforme TABELA 4.4.

A excitação do hidrogerador foi originada por um desbalanceamento de grau ISO G4,25 no rotor do gerador. Para simular as excitações de origem hidráulica, foi utilizado um ruído branco de distribuição gaussiana, com intensidade tal que a relação sinal-ruído na força de desbalanceamento era de 20 dB. Os sinais de vibração relativa do eixo e de vibração absoluta do mancal, em duas direções ortogonais (X e Y) dos planos dos três mancais de guia, foram discretizados com uma taxa de amostragem de 600 Hz. As amplitudes das vibrações relativas e absolutas, na frequência de rotação, foram obtidas a partir da densidade espectral de potência desses sinais, estimada pelo método de Welch (MCCLELLAN, OPPENHEIM, *et al.*, 1998, p. 182-184), com o uso de janela de Hann com 8192 pontos, com sobreposição de 512 pontos.

As vibrações geradas pelo MRR, as rigidezes efetivas estimadas (k_{efxx} , k_{efyy}) e as rigidezes reais (k_{xx} , k_{xy} , k_{yx} , k_{yy}) utilizadas na simulação original são mostradas na TABELA 4.11, para o mancal guia superior, e na

TABELA 4.12, para o mancal guia inferior. Para avaliar o método, as rigidezes efetivas estimadas para a distribuição de folga elíptica (tipo C) foram utilizadas para novas simulações com o modelo, em três condições distintas: a) rigidezes efetivas em todos os mancais; b) rigidezes efetivas somente no mancal guia superior; c) rigidezes efetivas somente no mancal guia inferior.

TABELA 4.11 – RIGIDEZES ESTIMADAS PARA O MGS DE HIDROGERADOR OPERANDO COM DESBALANCEAMENTO G4,25 NO ROTOR DO GERADOR, COM SINAIS SIMULADOS PARA DIVERSAS FOLGAS NOS MANCAIS DO GERADOR

Folga Tipo	Vibração Relativa		Vibração Absoluta		Valores Estimados		Valores Reais		
	Dir. X [μm_p]	Dir. Y [μm_p]	Dir. X [μm_p]	Dir. Y [μm_p]	k_{efxx} [GN/m]	k_{efyy} [GN/m]	k_{xx} [GN/m]	$k_{xy}=k_{yx}$ [GN/m]	k_{yy} [GN/m]
A	4,9	4,9	30	30	7,25	7,25	7,17	0,00	7,17
B	9,3	12	31	32	3,99	3,22	4,10	-0,71	3,43
C	23	36	33	34	1,69	1,10	1,69	-0,18	1,13
D	16	37	32	34	2,40	1,08	2,55	-0,37	1,15

TABELA 4.12 – RIGIDEZES ESTIMADAS PARA O MGI DE HIDROGERADOR OPERANDO COM DESBALANCEAMENTO G4,25 NO ROTOR DO GERADOR, COM SINAIS SIMULADOS PARA DIVERSAS FOLGAS NOS MANCAIS DO GERADOR

Folga Tipo	Vibração Relativa		Vibração Absoluta		Valores Estimados		Valores Reais		
	Dir. X [μm_p]	Dir. Y [μm_p]	Dir. X [μm_p]	Dir. Y [μm_p]	k_{effxx} [GN/m]	k_{effyy} [GN/m]	k_{xx} [GN/m]	$k_{xy}=k_{yx}$ [GN/m]	k_{yy} [GN/m]
A	8,3	8,3	16	16	4,34	4,34	4,29	0,00	4,29
B	14	16	15	14	2,43	1,95	2,45	-0,43	2,05
C	27	38	12	11	1,02	0,67	1,01	-0,11	0,68
D	20	39	14	11	1,51	0,65	1,53	-0,22	0,69

A TABELA 4.13 compara as vibrações obtidas na simulação original com as vibrações adquiridas nas simulações com as rigidezes efetivas. O erro relativo máximo encontrado é menor do que 2%, indicando que o método proposto para estimar experimentalmente a rigidez dos mancais radiais é válido e pode ser utilizado no monitoramento de hidrogeradores.

TABELA 4.13 – COMPARAÇÃO ENTRE AS VIBRAÇÕES GERADAS PELO MRR COM AS RIGIDEZES REAIS E COM AS RIGIDEZES EFETIVAS ESTIMADAS

Condição das Rigidezes	Vibração Relativa do Eixo [μm_p]				Vibração Absoluta do Mancal [mm/s _p]			
	Dir. X	Erro	Dir. Y	Erro	Dir. X	Erro	Dir. Y	Erro
MANCAL GUIA SUPERIOR								
Originais	23,2	-	36,3	-	0,3200	-	0,3281	-
Efetivas	22,8	-1,6%	35,9	-1,2%	0,3191	-0,3%	0,3271	-0,3%
Efetivas no MGS	22,8	-1,6%	36,1	-0,7%	0,3192	-0,3%	0,3286	0,2%
Efetivas no MGI	23,0	-0,9%	36,0	-0,8%	0,3199	0,0%	0,3271	-0,3%
MANCAL GUIA INFERIOR								
Originais	27,2	-	37,9	-	0,1207	-	0,1099	-
Efetivas	26,9	-0,8%	37,5	-1,1%	0,1210	0,2%	0,1105	0,5%
Efetivas no MGS	27,1	-0,1%	37,6	-0,7%	0,1218	0,9%	0,1100	0,1%
Efetivas no MGI	26,8	-1,4%	37,6	-0,7%	0,1204	-0,2%	0,1109	0,9%
MANCAL GUIA TURBINA								
Originais	2,93	-	3,45	-	0,0896	-	0,1055	-
Efetivas	2,92	-0,3%	3,43	-0,5%	0,0894	-0,3%	0,1050	-0,5%
Efetivas no MGS	2,93	0,0%	3,44	-0,3%	0,0897	0,0%	0,1052	-0,3%
Efetivas no MGI	2,92	-0,3%	3,43	-0,5%	0,0893	-0,4%	0,1049	-0,6

5 SIMULAÇÕES, APLICAÇÕES EXPERIMENTAIS E ANÁLISES

Este capítulo descreve e analisa os resultados de simulações realizadas com os modelos matemáticos descritos no capítulo anterior, para produzir conhecimentos que posteriormente possam subsidiar a detecção e o diagnóstico de defeitos em hidrogeradores. O capítulo descreve ainda exemplos da utilização desses modelos no suporte ao monitoramento da saúde estrutural de hidrogeradores.

5.1 ASPECTOS DA TRIBOLOGIA

Esta seção apresenta os resultados de simulações realizadas com o modelo hidrodinâmico descrito na seção 4.1, com o objetivo de avaliar teoricamente a influência das alterações das condições operativas e condições de contorno dos mancais, descritas na seção 3.2, nas suas respectivas rigidezes. As simulações também tiveram o objetivo de caracterizar a dependência das rigidezes dos mancais com seus diversos parâmetros, como a excentricidade e a velocidade do eixo, a folga dos segmentos e a viscosidade do lubrificante, na presença de deformações da estrutura do mancal. Todas as simulações foram feitas para o mancal guia superior. Apesar do modelo hidrodinâmico permitir o uso de uma viscosidade específica para cada segmento, o mancal foi considerado isoviscoso para maior simplicidade nas simulações.

5.1.1 Dependência da rigidez com a distribuição de folga dos segmentos

A TABELA 5.1 apresenta os resultados das estimativas teóricas das rigidezes do mancal guia superior e das componentes da carga lateral que ele recebe, para as quatro distribuições de folgas mostradas na FIGURA 3.23: folgas nominais (tipo A), folgas medidas em vazio (tipo B), folgas obtidas por simulação para a condição de potência nominal do gerador (tipo C) e folgas medidas na última condição operativa (tipo D). Em todas as estimativas foi considerado que a excentricidade do eixo era nula.

Os resultados mostrados na TABELA 5.1 indicam que as rigidezes estimadas para as distribuições de folga reais, medidas nas diversas condições

operativas do mancal, podem ser significativamente menores do que as rigidezes estimadas para a folga nominal. Tais resultados permitem concluir também que a distribuição elíptica de folga torna o mancal anisotrópico, criando efeitos de acoplamento cruzado, porém com a matriz de rigidez sempre simétrica ($k_{xy} = k_{yx}$). Adicionalmente, esses resultados indicam variações substanciais na carga lateral necessária para manter o eixo com excentricidade nula.

TABELA 5.1 – RIGIDEZES E CARGA LATERAL NO MGS EM FOLGAS DIVERSAS ($\eta = 0,035$ Pa.s)

Distribuição de folga do mancal		Rigidezes estimadas [GN/m]				Carga Lateral [kN]	
Tipo	Descrição	k_{xx}	k_{xy}	k_{yx}	k_{yy}	F_X	F_Y
A	Folga nominal	7,17	0,00	0,00	7,17	0	0
B	Folga medida em 0 MW	4,10	-0,71	-0,71	3,43	45	155
C	Folga simulada em 700 MW	1,69	-0,18	-0,18	1,13	8	-15
D	Folga medida em 700 MW	2,55	-0,37	-0,37	1,15	65	-225

5.1.2 Dependência da rigidez com a excentricidade do eixo

A excentricidade do eixo no mancal radial de um hidrogerador é determinada pela carga radial estática que atua nesses elementos de máquina. Como mostrado na seção 3.2, além de indeterminadas, a intensidade e a direção dessa carga podem sofrer alterações abruptas, mesmo sem mudanças perceptíveis nas condições operativas do hidrogerador. Esta seção mostra a dependência das rigidezes do mancal em relação à excentricidade do eixo e, conseqüentemente, em relação à carga lateral no mancal. Para tanto, são utilizados os resultados de simulações efetuadas no mancal guia superior, em duas distribuições de folgas distintas: folgas nominais (tipo A) e folgas obtidas por simulação pelo MVF, com potência nominal no gerador (tipo C).

A FIGURA 5.1 mostra um aumento de mais de dez vezes na rigidez direta do mancal, na direção X (k_{xx}), com a variação da excentricidade do eixo ao longo dessa direção, na faixa de 0 a 140 μm , para a condição de folga nominal. Embora apresente um aumento de menores proporções, a rigidez direta na direção ortogonal (k_{yy}) quase que triplica com a variação da excentricidade do eixo. As rigidezes de acoplamento cruzado mantiveram-se nulas ($k_{yx} = k_{xy} = 0$) em toda a faixa de excentricidades. A FIGURA 5.2 mostra a variação das componentes da carga radial estática com a variação da excentricidade do eixo na direção X . A componente da

direção X (F_X) chega a 5500 kN, enquanto que a componente na direção ortogonal (F_Y) se mantém nula. Esse comportamento é típico dos mancais de segmentos oscilantes, nos quais a força aplicada e o deslocamento originado estão numa mesma direção.

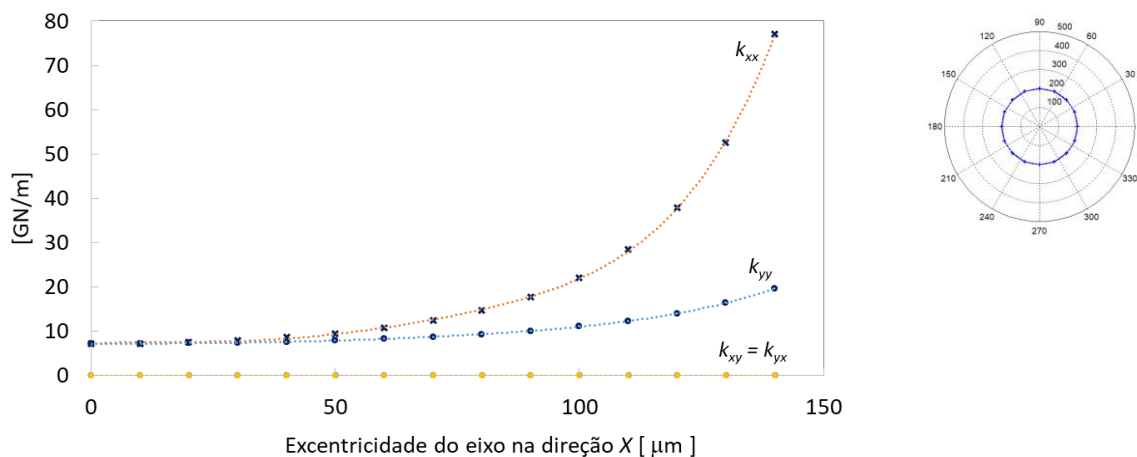


FIGURA 5.1 – RELAÇÃO ENTRE AS RIGIDEZES DO MGS E A EXCENTRICIDADE DO EIXO, VARIADA NA DIREÇÃO X , COM FOLGAS NOMINAIS E $\eta = 0,035$ Pa.s

A FIGURA 5.3 mostra a dependência das rigidezes do mancal com a variação da excentricidade do eixo na direção X , agora para o caso da distribuição elíptica de folgas (tipo C). O aumento da rigidez direta na direção da excentricidade (k_{xx}) é menor do que três vezes, sendo pouco perceptível na direção ortogonal (k_{yy}). As rigidezes de acoplamento cruzado (k_{xy} e k_{yx})¹⁶ mostram aumentos similares aos observados em k_{xx} . A FIGURA 5.4 indica que as variações das rigidezes diretas e de acoplamento cruzado são pouco perceptíveis para a variação da excentricidade na direção ortogonal Y . A FIGURA 5.5 e a FIGURA 5.6 mostram, respectivamente, o comportamento das componentes da carga lateral (F_X e F_Y) com variações da excentricidade nas direções X e Y . Essas simulações confirmam que a distribuição elíptica de folgas dos segmentos originada por alterações dimensionais (vide seções 3.2.8 e 3.2.9) na estrutura da cruzeta criam uma significativa anisotropia no mancal, com efeitos de acoplamento cruzado expressivos.

¹⁶ A FIGURA 5.3 e a FIGURA 5.4 mostram as rigidezes de acoplamento cruzado com sinal invertido.

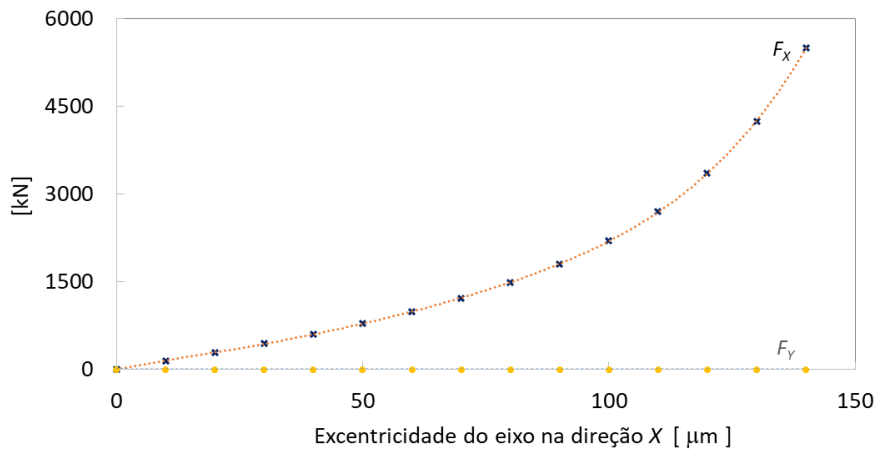


FIGURA 5.2 – RELAÇÃO ENTRE AS CARGAS LATERAIS (F_x E F_y) E A EXCENTRICIDADE DO EIXO VARIADA NA DIREÇÃO X (MGS), COM FOLGAS NOMINAIS E $\eta = 0,035 \text{ Pa}\cdot\text{s}$

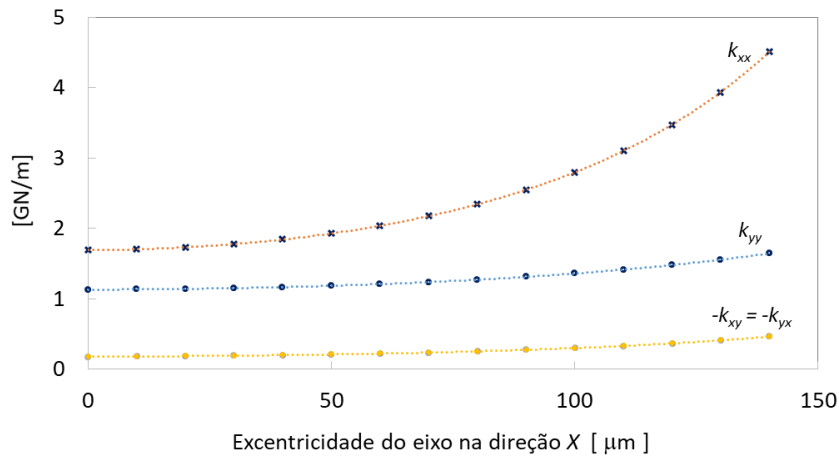


FIGURA 5.3 – RELAÇÃO ENTRE AS RIGIDEZES DO MGS E A EXCENTRICIDADE DO EIXO, VARIADA NA DIREÇÃO X, COM DISTRIBUIÇÃO DE FOLGA ELÍPTICA (TIPO C) E $\eta = 0,035 \text{ Pa}\cdot\text{s}$

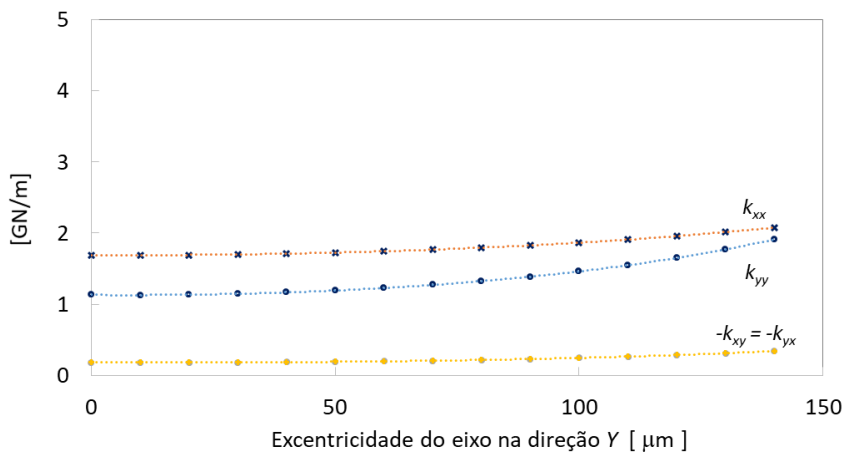


FIGURA 5.4 – RELAÇÃO ENTRE AS RIGIDEZES DO MGS E A EXCENTRICIDADE DO EIXO, VARIADA NA DIREÇÃO Y, COM DISTRIBUIÇÃO DE FOLGA ELÍPTICA (TIPO C) E $\eta = 0,035 \text{ Pa}\cdot\text{s}$

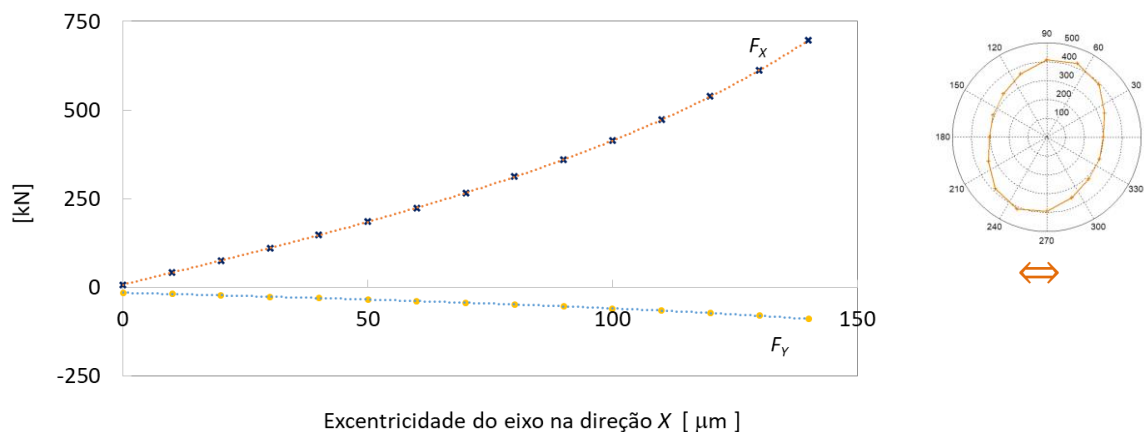


FIGURA 5.5 – RELAÇÃO ENTRE AS CARGAS LATERAIS (F_x E F_y) E A EXCENTRICIDADE DO EIXO VARIADA NA DIREÇÃO X (MGS), COM DISTRIBUIÇÃO DE FOLGA ELÍPTICA (TIPO C) E $\eta = 0,035$ Pa.s

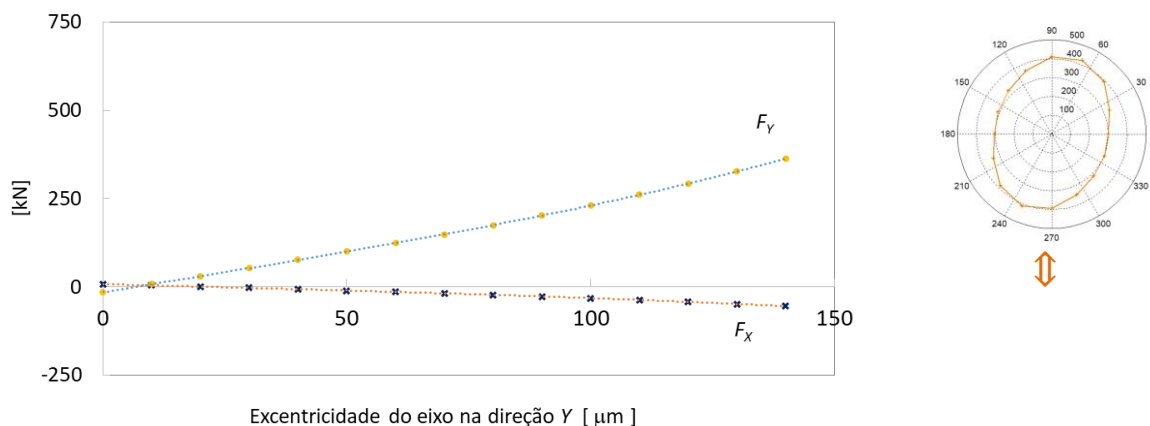


FIGURA 5.6 – RELAÇÃO ENTRE AS CARGAS LATERAIS (F_x E F_y) E A EXCENTRICIDADE DO EIXO VARIADA NA DIREÇÃO Y (MGS), COM DISTRIBUIÇÃO DE FOLGA ELÍPTICA (TIPO C) E $\eta = 0,035$ Pa.s

5.1.3 Dependência da rigidez com a velocidade de rotação do eixo

Hidrogeradores são máquinas síncronas e operam na velocidade nominal na maior parte do tempo, sob ação do regulador de velocidade da turbina. Entretanto, a velocidade do hidrogerador pode variar durante transitórios, como partidas, paradas ou rejeições de carga. Isso justifica uma análise da relação entre a rigidez do mancal e a velocidade do hidrogerador. A FIGURA 5.7 mostra que as rigidezes do mancal são diretamente proporcionais à velocidade de rotação, na condição de folga nominal. A FIGURA 5.8 indica que essa relação se mantém, inclusive para as rigidezes cruzadas, quando o mancal está deformado e tem distribuição de folgas

elíptica. Nas duas figuras, as rigidezes foram calculadas para excentricidade do eixo nula, mas esse comportamento não se altera para outros valores de excentricidade.

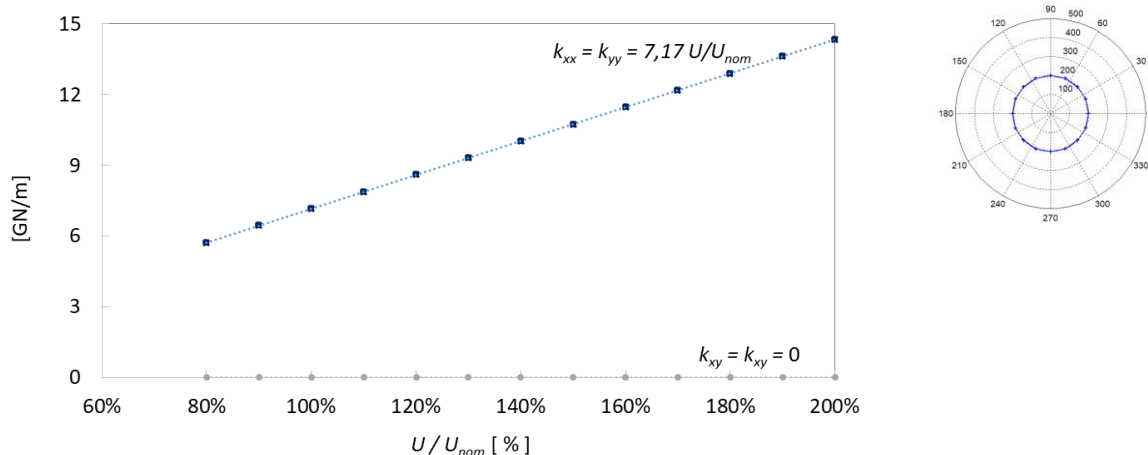


FIGURA 5.7 – RELAÇÃO ENTRE AS RIGIDEZES DO MGS E A VELOCIDADE DO EIXO, COM FOLGAS NOMINAIS E $\eta = 0,035$ Pa.s

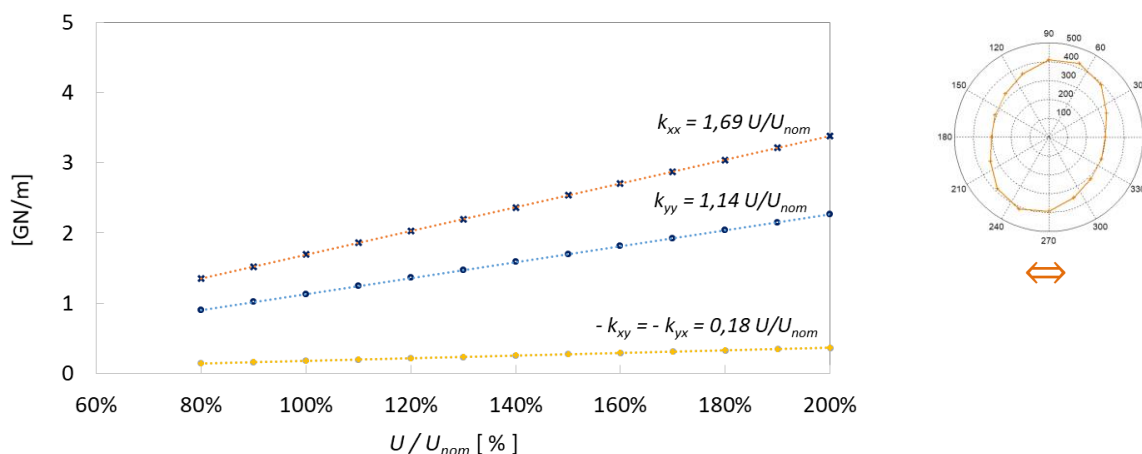


FIGURA 5.8 – RELAÇÃO ENTRE AS RIGIDEZES DO MGS E A VELOCIDADE DO EIXO, COM DISTRIBUIÇÃO DE FOLGA ELÍPTICA (TIPO C) E $\eta = 0,035$ Pa.s

5.1.4 Dependência da rigidez com o valor da folga

Os resultados experimentais apresentados na seção 3.2 indicam que as distribuições de folgas dos segmentos de guia podem sofrer variações significativas, mesmo para um hidrogerador saudável, operando em condições supostamente normais. A FIGURA 5.9 mostra a relação entre as rigidezes e a folga do mancal, variada entre 80% e 200% do seu valor de referência (c_{ref}). É possível verificar que as rigidezes são inversamente proporcionais ao cubo da folga do mancal. A FIGURA 5.10 mostra que essa relação permanece inalterada quando o mancal tem distribuição de folga elíptica, inclusive para as rigidezes de acoplamento cruzado,

que são apresentadas na figura com o sinal invertido. Novamente, as duas figuras mostram as rigidezes calculadas com a excentricidade do eixo nula. No entanto, o comportamento permanece inalterado para outros valores de excentricidade.

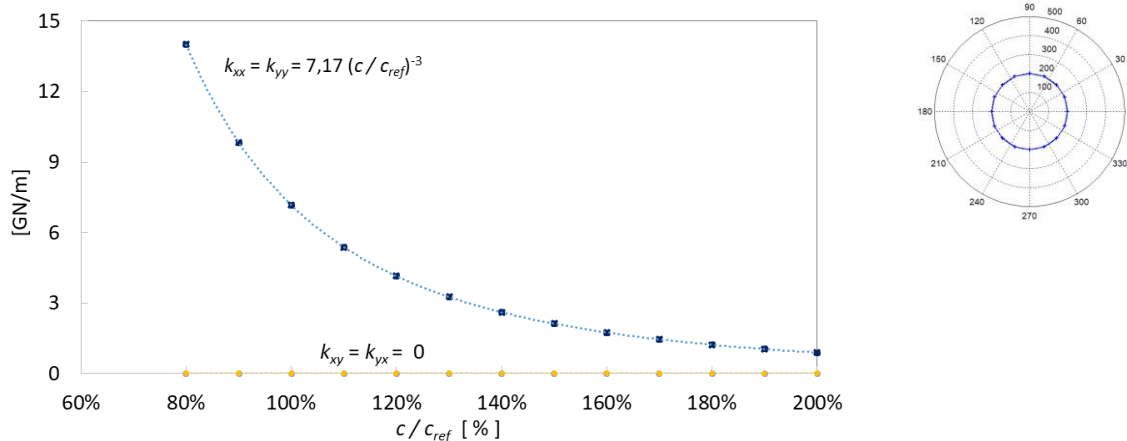


FIGURA 5.9 – RELAÇÃO ENTRE AS RIGIDEZES E A FOLGA DO MGS NA AUSÊNCIA DE DEFORMAÇÕES, COM $\eta = 0,035$ Pa.s

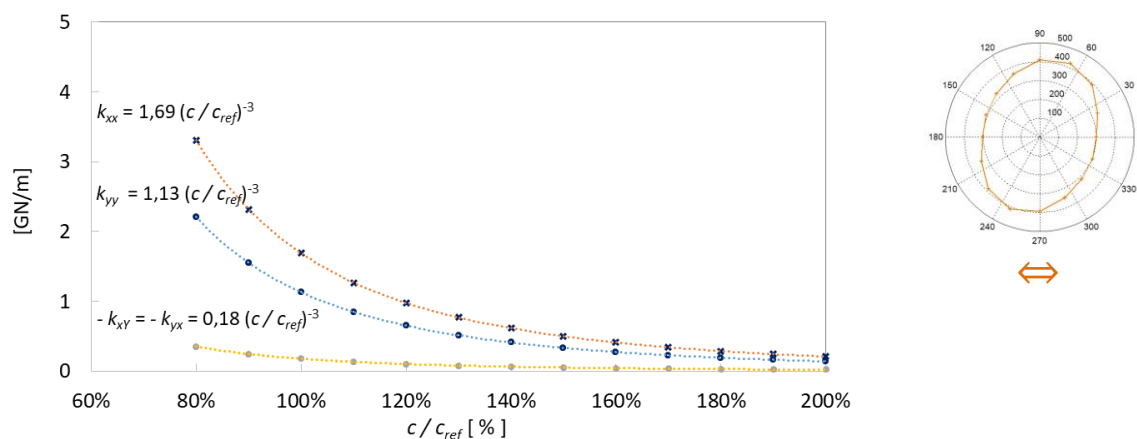


FIGURA 5.10 – RELAÇÃO ENTRE AS RIGIDEZES E A FOLGA DO MGS COM DISTRIBUIÇÃO DE FOLGA ELÍPTICA (TIPO C) E $\eta = 0,035$ Pa.s

5.1.5 Dependência da rigidez com a viscosidade do lubrificante

Os resultados experimentais apresentados na seção 3.2 indicam também a existência de variações significativas na temperatura do lubrificante dos mancais de um hidrogerador saudável, inclusive de variações de caráter sazonal. É um fato conhecido que a viscosidade de um óleo lubrificante convencional decresce de forma exponencial com o aumento da sua temperatura. A FIGURA 5.11 mostra que as rigidezes do mancal guia superior variam em proporção direta com a viscosidade do lubrificante, na condição de excentricidade do eixo nula e de folgas nominais. A FIGURA 5.12 indica que essas rigidezes decrescem de forma exponencial com a

temperatura do lubrificante, comportamento esperado devido à relação citada entre essas duas grandezas.

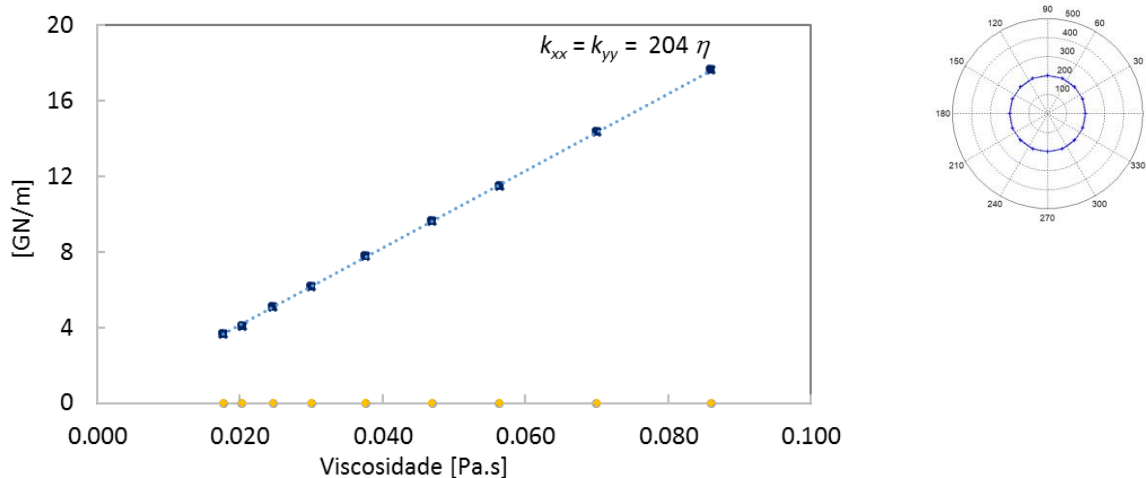


FIGURA 5.11 – RELAÇÃO ENTRE AS RIGIDEZES DO MGS E A VISCOSIDADE DO LUBRIFICANTE, COM FOLGAS NOMINAIS E $\eta = 0,035$ Pa.s

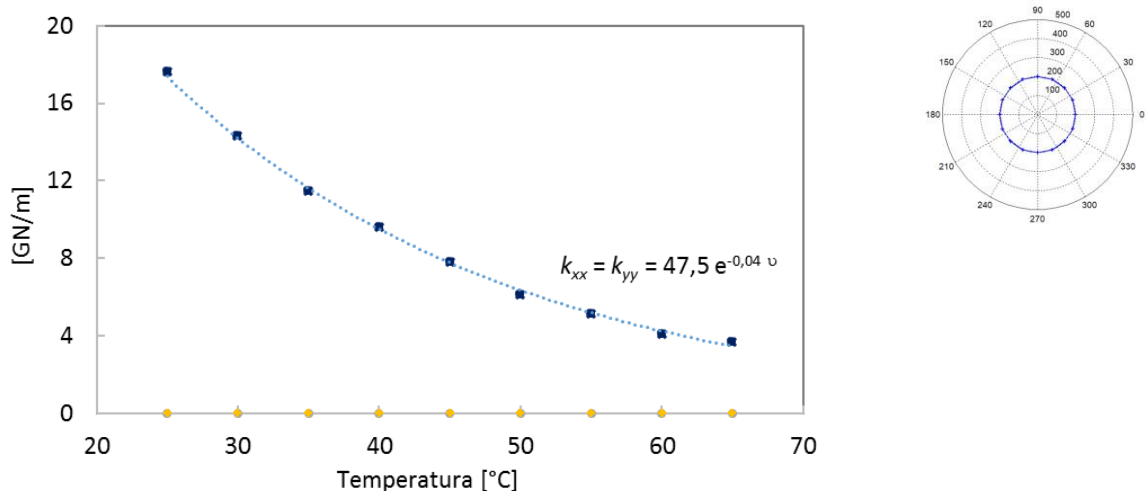


FIGURA 5.12 – RELAÇÃO ENTRE AS RIGIDEZES DO MGS E A TEMPERATURA DO LUBRIFICANTE, COM FOLGAS NOMINAIS E $\eta = 0,035$ Pa.s

A FIGURA 5.13 e a FIGURA 5.14 mostram que essas relações, linear com a viscosidade e exponencial com a temperatura, não são alteradas quando o mancal passa a ter uma distribuição de folga elíptica. Uma vez mais os cálculos foram feitos para excentricidade do eixo nula; contudo, as relações se mantêm quando esse parâmetro é alterado.

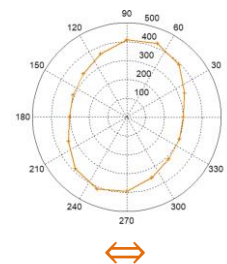
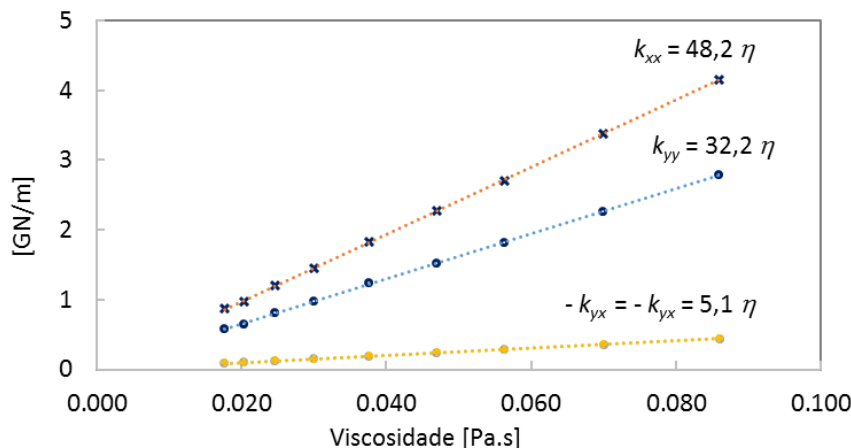


FIGURA 5.13 – RELAÇÃO ENTRE AS RIGIDEZES DO MGS E A TEMPERATURA DO LUBRIFICANTE, COM DISTRIBUIÇÃO DE FOLGA ELÍPTICA (TIPO C) E $\eta = 0,035$ Pa.s

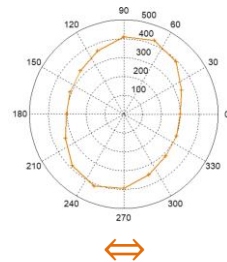
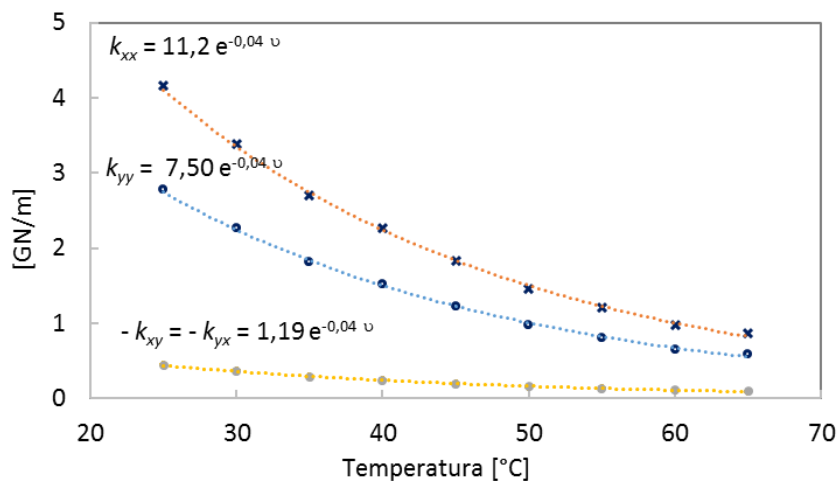


FIGURA 5.14 – RELAÇÃO ENTRE AS RIGIDEZES DO MGS E A VISCOSIDADE DO LUBRIFICANTE, COM DISTRIBUIÇÃO DE FOLGA ELÍPTICA (TIPO C) E $\eta = 0,035$ Pa.s

5.2 ASPECTOS DA IDENTIFICAÇÃO DE SISTEMAS

Esta seção apresenta e analisa os resultados da aplicação do método proposto e validado na seção 4.3, para estimar experimentalmente as rigidezes dos mancais radiais, utilizando sinais reais de vibração adquiridos nos ensaios de comissionamento de um hidrogerador da UHE Itaipu.

5.2.1 Aplicação do método experimental em hidrogerador desbalanceado

A FIGURA 5.15 mostra a vibração relativa do eixo e a vibração absoluta do mancal guia superior na direção X , com desbalanceamento grau ISO G4,25 no rotor do gerador. A FIGURA 5.16 mostra os mesmos sinais, porém para o mancal guia inferior. As vibrações relativas do eixo são mostradas em deslocamento, em micrômetros (μm), enquanto que as vibrações absolutas são apresentadas em velocidade, em milímetros por segundo (mm/s). Em ambas as figuras, os diagramas superiores mostram parte dos sinais no domínio do tempo, adquiridos durante 90 segundos, com frequência de amostragem de 600 Hz. Os diagramas inferiores mostram as estimativas da densidade espectral de potência desses sinais, obtidas pelo método de Welch, novamente com janela de Hann com 8192 pontos, com sobreposição de 512 pontos. Os espectrogramas foram calibrados em valores de pico, em micrômetros (μm_p) para a vibração relativa do eixo e em milímetros por segundo (mm/s_p) para a vibração absoluta do mancal.

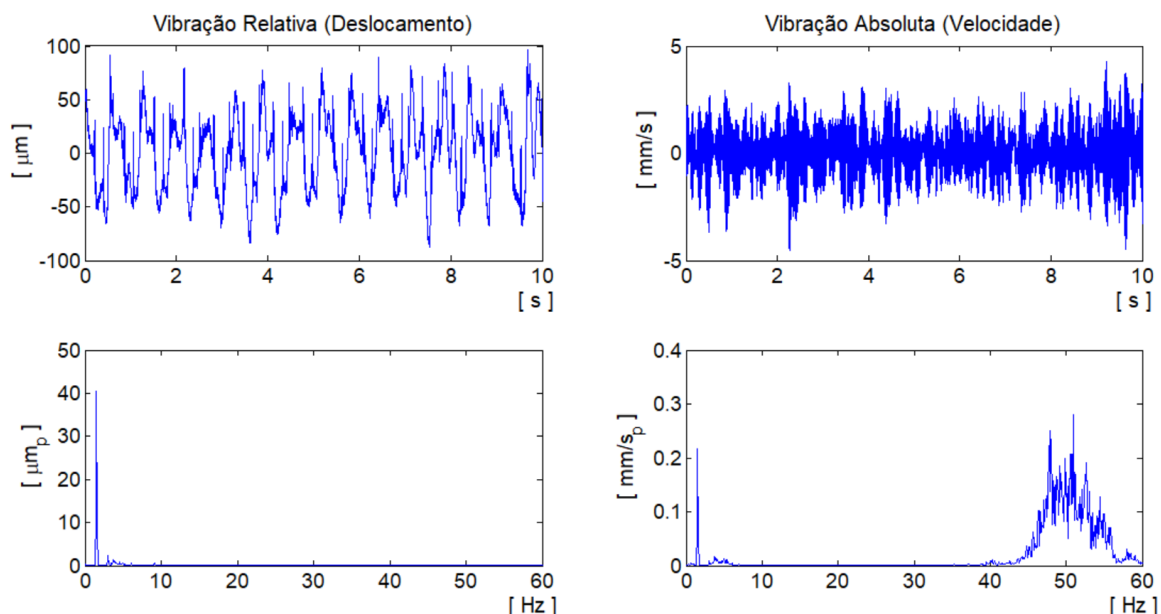


FIGURA 5.15 – VIBRAÇÃO RELATIVA DO EIXO E VIBRAÇÃO ABSOLUTA DO MGS (DIREÇÃO X), MEDIDA COM O HIDROGERADOR OPERANDO EM GIRO MECÂNICO, COM DESBALANCEAMENTO G4,25 NO ROTOR DO GERADOR, NO TEMPO RELATIVO $t_1 + 7$ HORAS

Considerando-se que os valores das rigidezes das cruzetas superior e inferior são $k_{2x} = 1,18 \text{ GN/m}$ e $k_{4x} = 2,22 \text{ GN/m}$ (TABELA 4.4), as rigidezes dos mancais de guia do gerador podem ser estimadas pela equação (4.51) como $k_{ef1xx} = 0,69 \text{ GN/m}$ e $k_{ef3xx} = 0,37 \text{ GN/m}$. Esse processo foi repetido utilizando-se um

conjunto de sinais de vibração adquiridos durante o processo de balanceamento de um hidrogerador. Os resultados obtidos para as rigidezes dos mancais de guia superior e inferior são mostrados, respectivamente, na TABELA 5.2 e na TABELA 5.3. Os resultados foram agrupados conforme a condição do hidrogerador ao longo dos três dias de duração do processo de balanceamento: a) medições realizadas no primeiro dia, com o rotor do gerador desbalanceado com grau ISO G6,65; b) medições realizadas no segundo dia, com massa de calibração no rotor, gerando um desbalanceamento de grau G4,25; c) medições efetuadas no terceiro dia, com rotor balanceado.

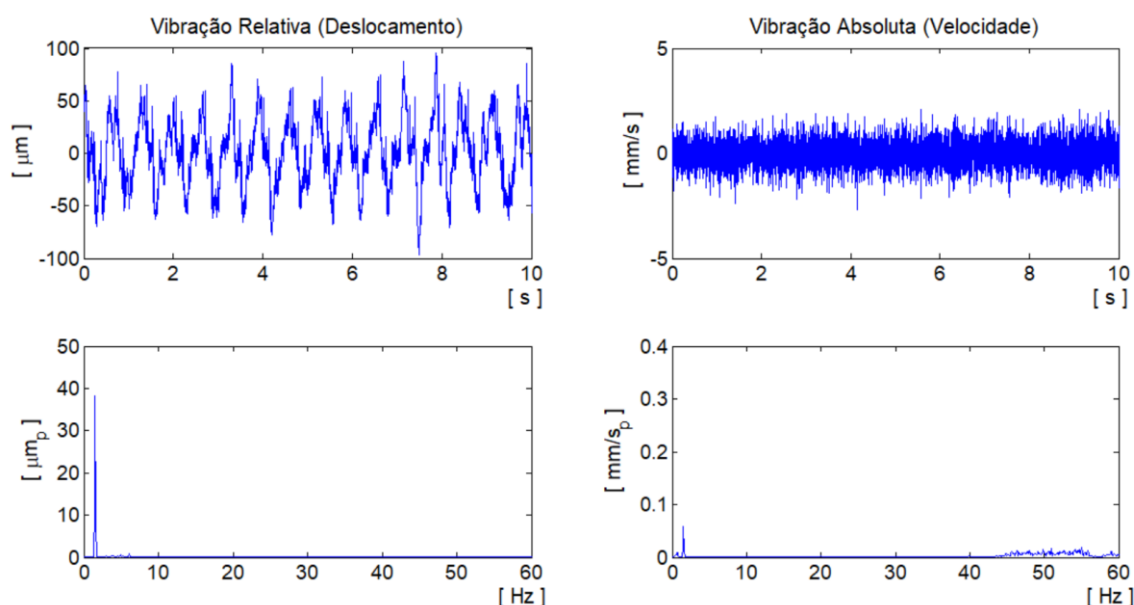


FIGURA 5.16 – VIBRAÇÃO RELATIVA DO EIXO E VIBRAÇÃO ABSOLUTA DO MGI (DIREÇÃO X), MEDIDA COM O HIDROGERADOR OPERANDO EM GIRO MECÂNICO, COM DESBALANCEAMENTO G4,25 NO ROTOR DO GERADOR, NO TEMPO RELATIVO $t_1 + 7$ HORAS

TABELA 5.2 – RIGIDEZES ESTIMADAS PARA O MGS, UTILIZANDO SINAIS ADQUIRIDOS NO PROCESSO DE BALANCEAMENTO DO ROTOR DO GERADOR

Rotor do Gerador Grau ISO	Tempo Relativo	Vibração 1x – Direção X			Vibração 1x – Direção Y		
		Eixo [μm_p]	Mancal [μm_p]	k_{ef1xx} [GN/m]	Eixo [μm_p]	Mancal [μm_p]	k_{ef1yy} [GN/m]
G6,65 (Dia 1)	t_0	55	20	0,44	62	(*)	-
	$t_0 + 0,5h$	40	14	0,42	43	(*)	-
G4,25 (Dia 2)	t_1	89	28	0,37	100	(*)	-
	$t_1 + 5,5h$	48	19	0,47	57	(*)	-
	$t_1 + 6,5h$	42	17	0,49	51	(*)	-
Balanceado (Dia 3)	$t_1 + 7,0h$	41	23	0,67	51	(*)	-
	t_2	23	3,4	0,18	28	(*)	-
	$t_2 + 1,0h$	12	1,9	0,19	18	(*)	-
	$t_2 + 6,5h$	10	2,1	0,26	13	(*)	-

NOTA: (*) Valor muito baixo, praticamente imensurável.

A TABELA 5.2 indica que as vibrações relativas do eixo na direção Y do mancal guia superior têm amplitudes maiores do que as mesmas vibrações na direção X . O comportamento é compatível com a distribuição de folgas elíptica, mostrada na FIGURA 3.23. A TABELA 5.3 mostra que as vibrações do eixo têm amplitudes similares nas duas direções no mancal guia inferior, indicando uma maior isotropia no mancal. Tal comportamento concorda com os resultados dos ensaios especiais, que mostram menor deformação nesse mancal (ITAIPU, 1987).

TABELA 5.3 – RIGIDEZES ESTIMADAS PARA O MGI, UTILIZANDO SINAIS ADQUIRIDOS NO PROCESSO DE BALANCEAMENTO DO ROTOR DO GERADOR

Rotor do Gerador Grau ISO	Tempo Relativo	Vibração 1x – Direção X			Vibração 1x – Direção Y		
		Eixo [μm_p]	Mancal [μm_p]	k_{ef3xx} [GN/m]	Eixo [μm_p]	Mancal [μm_p]	k_{ef3yy} [GN/m]
G6,65 (Dia 1)	t_0	85	4,1	0,11	85	22	0,57
	$t_0 + 0,5h$	71	2,3	0,07	71	14	0,43
	t_1	68	9,6	0,31	74	59	1,78
G4,25 (Dia 2)	$t_1 + 5,5h$	48	5,6	0,26	50	43	1,92
	$t_1 + 6,5h$	44	7,3	0,37	46	41	1,98
	$t_1 + 7,0h$	39	5,4	0,37	41	41	2,22
Balanceado (Dia 3)	t_2	13	0,9	0,15	12	22	3,97
	$t_2 + 1,0h$	12	0,6	0,11	13	20	3,56
	$t_2 + 6,5h$	10	0,7	0,16	8,5	20	5,14

A TABELA 5.2 e a TABELA 5.3 mostram, especialmente nas medições do segundo dia, a redução da vibração relativa do eixo devido à diminuição da força de excitação e ao aumento da rigidez do mancal. O aumento da rigidez é originado pelo balanço de dois processos que ocorrem no aquecimento do mancal, o decréscimo da viscosidade do lubrificante e o decréscimo da folga do mancal. Como verificado na seção 5.1, o primeiro processo reduz a rigidez do mancal, enquanto que o segundo age no sentido contrário.

As vibrações absolutas têm um comportamento distinto. De acordo com a TABELA 5.3, as vibrações na direção Y são pelo menos cinco vezes mais elevadas do que as vibrações na direção ortogonal. Por outro lado, a TABELA 5.2 mostra que as vibrações absolutas na direção Y são tão baixas que não podem ser medidas com confiabilidade. O elevado grau de anisotropia nos dois mancais é suspeito e o comportamento descrito pode estar relacionado com as dificuldades de se medir vibrações de baixa amplitude em baixas frequências, com o uso de acelerômetros piezelétricos, como discutido na seção 3.1.6.

Considerando-se somente as estimativas obtidas com elevados níveis de desbalanceamento no rotor do gerador e descartando-se as estimativas suspeitas, nos casos de vibrações absolutas de baixa amplitude, a TABELA 5.2 mostra que a rigidez média do mancal guia superior é 0,48 GN/m. A TABELA 5.3 mostra que quando o grau de desbalanceamento é G6,65, a rigidez média do mancal guia inferior é similar (0,50 GN/m). Contudo, quando o grau de desbalanceamento é reduzido para G4,25, devido à instalação da massa de calibração, a rigidez média desse mancal aumenta aproximadamente quatro vezes. Essas variações significativas podem ser devidas a mudanças nas condições operativas e nas condições de contorno do mancal, como as alterações na excentricidade do eixo mostradas na FIGURA 3.8. Entretanto, permanecem as incertezas das medições das vibrações absolutas.

5.2.2 Aplicação do método experimental em hidrogerador balanceado

A FIGURA 5.17 e a FIGURA 5.18 mostram as vibrações relativas e absolutas dos mesmos mancais do hidrogerador descrito na seção anterior, operando com 750 MW. Devido à redução significativa das forças de desbalanceamento, o método proposto não funciona adequadamente nessa situação. As reduzidas vibrações relativas do eixo contêm uma incerteza elevada devido ao *runout* elétrico¹⁷ e ao *runout* mecânico¹⁸ do eixo. De outro lado, os acelerômetros geram alguns microvolts com as reduzidas amplitudes das vibrações absolutas dos mancais, conferindo pouca confiabilidade às medições.

Uma alternativa à reduzida força de desbalanceamento é a utilização da força produzida pelos vórtices de carga parcial. A FIGURA 5.19 e a FIGURA 5.20 mostram as vibrações nos mesmos mancais, quando a abertura do distribuidor da turbina é de 45% e o gerador balanceado opera com potência de 320 MW. Agora as vibrações ocorrem principalmente na frequência dos vórtices citados, cerca de um quarto da frequência de rotação ou 0,35 Hz. As vibrações relativas são 68 e 110 μm_p ,

¹⁷ O *runout* elétrico é um ruído inserido no sinal de um transdutor de proximidade, produzido por não uniformidades das propriedades de condutividade elétrica e permeabilidade magnética da superfície do eixo (MUSZYNSKA, 2005).

¹⁸ O *runout* mecânico é um ruído inserido no sinal de um transdutor de proximidade, produzido por imperfeições geométricas do eixo, tais como excentricidade, ovalização, ranhuras e outros defeitos similares (MUSZYNSKA, 2005). A excentricidade e a ovalização do eixo podem produzir vibrações reais nos mancais.

respectivamente para os mancais de guia superior e inferior, enquanto que as vibrações absolutas são 8,9 e 16,8 μm_p , na mesma ordem. Repetindo o processo descrito na seção 5.2.1, após o balanceamento, as rigidezes dos mancais do gerador podem ser estimadas como $k_{ef1xx} = 0,29 \text{ GN/m}$ e $k_{ef3xx} = 0,18 \text{ GN/m}$. Entretanto, deve-se considerar que:

- o conceito de rigidez do mancal deve ser estendido, já que as vibrações relativas do eixo podem superar 50% da folga (vide seção 4.1.2.2);
- os acelerômetros continuam gerando tensões da ordem de microvolts, uma vez que as vibrações ocorrem em frequências ainda menores;
- o método não é aplicável a hidrogeradores de grande porte equipados com turbinas Kaplan, na qual o ajuste da posição das pás minimiza a formação dos vórtices de carga parcial.

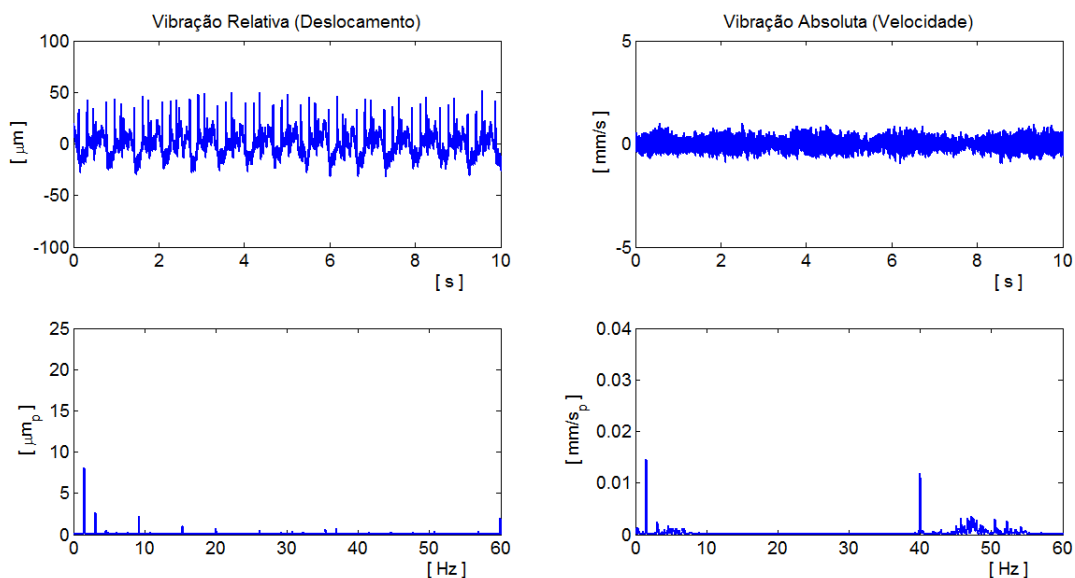


FIGURA 5.17 – VIBRAÇÃO RELATIVA DO EIXO E VIBRAÇÃO ABSOLUTA DO MGS (DIREÇÃO X), MEDIDAS COM O HIDROGERADOR BALANCEADO OPERANDO COM 750 MW

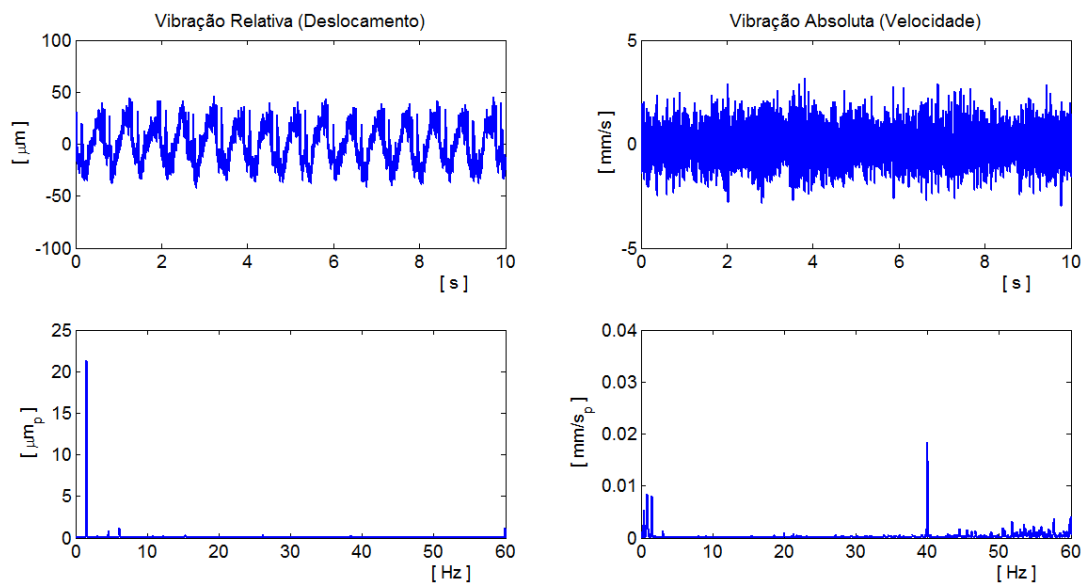


FIGURA 5.18 – VIBRAÇÃO RELATIVA DO EIXO E VIBRAÇÃO ABSOLUTA DO MGI (DIREÇÃO X), MEDIDAS COM O HIDROGERADOR BALANCEADO OPERANDO COM 750 MW

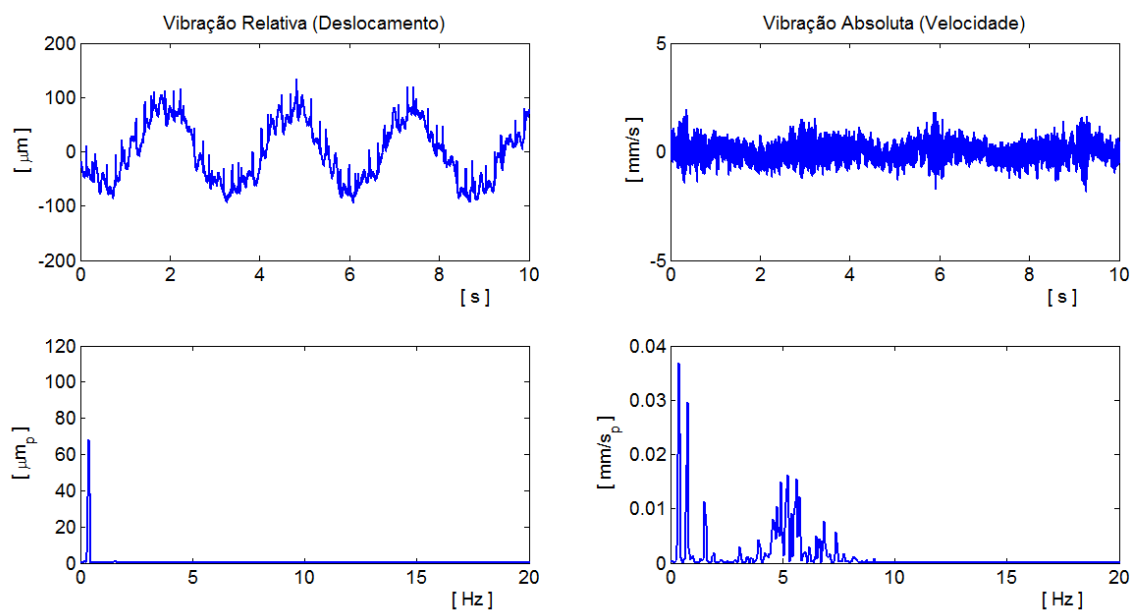


FIGURA 5.19 – VIBRAÇÃO RELATIVA DO EIXO E VIBRAÇÃO ABSOLUTA DO MGS (DIREÇÃO X), MEDIDAS COM O HIDROGERADOR BALANCEADO, OPERANDO COM 45% DE ABERTURA DO DISTRIBUIDOR (320 MW)

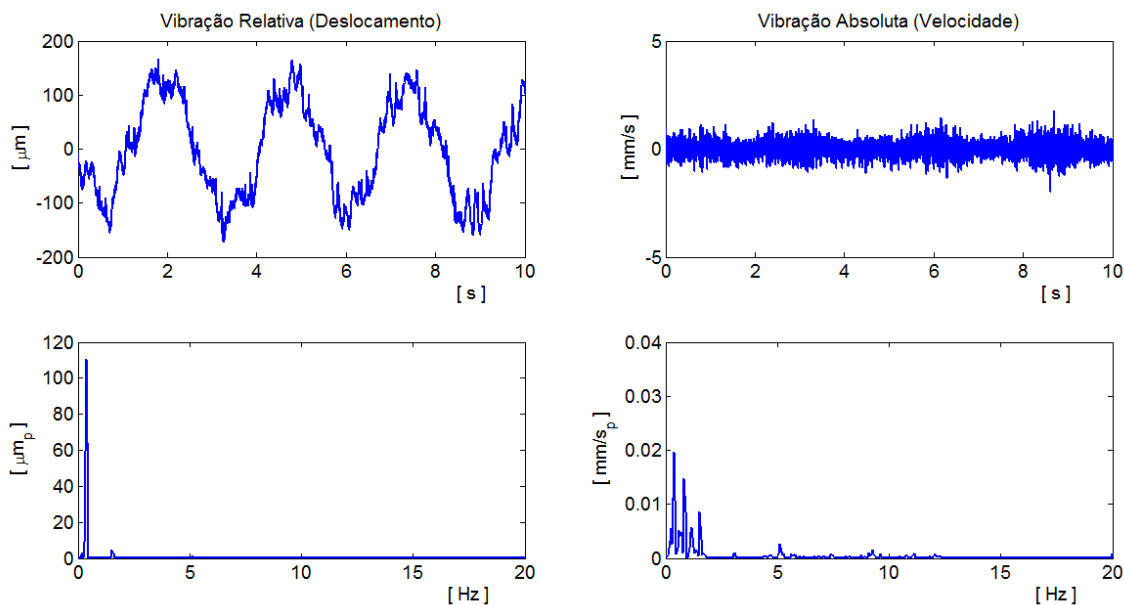


FIGURA 5.20 – VIBRAÇÃO RELATIVA DO EIXO E VIBRAÇÃO ABSOLUTA DO MGI (DIREÇÃO X), MEDIDAS COM O HIDROGERADOR BALANCEADO, OPERANDO COM 45% DE ABERTURA DO DISTRIBUIDOR (320 MW)

5.3 ASPECTOS DA DINÂMICA DE ROTORES

Esta seção exemplifica a utilização dos modelos descritos e validados na seção 4.2 como ferramenta de apoio ao monitoramento da saúde estrutural de hidrogeradores, baseado na análise de vibrações. Em alguns exemplos foram utilizados ambos os modelos, o MRR e o MRF. Entretanto, foi dada ênfase à utilização do MRR, por sua maior simplicidade.

5.3.1 Ajuste do MRR ao hidrogerador modelado

Para atender o objetivo proposto, o MRR foi ajustado para representar o comportamento dinâmico do hidrogerador modelado de forma adequada. O ajuste foi feito nas rigidezes dos mancais radiais, mantendo-se os demais parâmetros do modelo nos valores nominais apresentados na TABELA 4.4. Devido às incertezas significativas nas medições das vibrações absolutas dos mancais, como descrito nas seções 3.1.6 e 5.2.1, o critério de ajuste do MRR foi baseado somente nas vibrações relativas do eixo. As rigidezes dos mancais foram ajustadas até que as vibrações obtidas com o MRR fossem iguais às vibrações relativas do eixo medidas durante o processo de balanceamento do rotor do gerador descrito na seção 5.2.1.

A TABELA 5.4 mostra as vibrações relativas do eixo, medidas e simuladas, imediatamente após a partida de um hidrogerador cujo rotor do gerador possuía um desbalanceamento grau ISO G4,25. Essa tabela mostra também os erros relativos das simulações e os valores ajustados para as rigidezes dos mancais. A TABELA 5.5 mostra os mesmos resultados obtidos sete horas depois, quando o hidrogerador em referência estava praticamente em regime de estabilidade térmica.

A TABELA 5.6 e a TABELA 5.7 apresentam esses mesmos ajustes quando o rotor do gerador citado possuía um desbalanceamento grau ISO G6,65. Os dados da última tabela foram obtidos quando o hidrogerador estava estabilizado termicamente, cerca de 40 minutos depois da medição dos dados mostrados na primeira tabela. Embora tenham sido realizados de forma manual, os ajustes descritos foram rápidos e o erro máximo encontrado é inferior a 2%. Considerando-se a classe de exatidão dos transdutores de proximidade e as incertezas devidas ao *runout* elétrico e ao *runout* mecânico, pode-se concluir que os ajustes do MRR foram satisfatórios em todos os casos.

TABELA 5.4 – VIBRAÇÕES RELATIVAS DO EIXO MEDIDAS E SIMULADAS, ERROS DE AJUSTE E RIGIDEZES DOS MANCAIS AJUSTADAS, COM DESBALANCEAMENTO G4,25 NO ROTOR DO GERADOR, LOGO APÓS PARTIDA DO HIDROGERADOR

Local de Medição	Vibração do Eixo em 1x – Direção X				Vibração do Eixo em 1x – Direção Y			
	Medida [μm_p]	MRR [μm_p]	Erro [%]	k_{efixx} [GN/m]	Medido [μm_p]	MRR [μm_p]	Erro [%]	k_{efiyy} [GN/m]
MGS ($i = 1$)	88,8	88,6	-0,2	0,36	99,5	99,4	-0,1	0,30
MGI ($i = 3$)	67,7	67,3	-0,6	0,48	73,6	73,8	0,3	0,49
MGT ($i = 5$)	15,9	15,9	0,0	1,78	23,0	22,9	-0,4	1,20

TABELA 5.5 – VIBRAÇÕES RELATIVAS DO EIXO MEDIDAS E SIMULADAS, ERROS DE AJUSTE E RIGIDEZES DOS MANCAIS AJUSTADAS, COM DESBALANCEAMENTO G4,25 NO ROTOR DO GERADOR, HIDROGERADOR EM ESTABILIDADE TÉRMICA

Local de Medição	Vibração do Eixo em 1x – Direção X				Vibração do Eixo em 1x – Direção Y			
	Medida [μm_p]	MRR [μm_p]	Erro [%]	k_{efixx} [GN/m]	Medido [μm_p]	MRR [μm_p]	Erro [%]	k_{efiyy} [GN/m]
MGS ($i = 1$)	40,5	40,5	0,0	0,89	51,5	51,4	-0,2	0,59
MGI ($i = 3$)	38,3	38,3	0,0	0,88	41,2	41,3	0,2	1,13
MGT ($i = 5$)	18,8	18,8	0,0	0,85	35,5	35,3	-0,6	0,28

TABELA 5.6 – VIBRAÇÕES RELATIVAS DO EIXO MEDIDAS E SIMULADAS, ERROS DE AJUSTE E RIGIDEZES DOS MANCAIS AJUSTADAS, COM DESBALANCEAMENTO G6,65 NO ROTOR DO GERADOR, 40' ANTES DA ESTABILIDADE TÉRMICA

Local de Medição	Vibração do Eixo em 1x – Direção X				Vibração do Eixo em 1x – Direção Y			
	Medida [μm_p]	MRR [μm_p]	Erro [%]	k_{efixx} [GN/m]	Medido [μm_p]	MRR [μm_p]	Erro [%]	k_{efiyy} [GN/m]
MGS ($i = 1$)	54,9	54,8	-0,2	1,47	62,2	62,3	0,2	1,25
MGI ($i = 3$)	85,2	84,1	-1,3	0,075	85,4	85,2	-0,2	0,13
MGT ($i = 5$)	5,9	5,9	0,0	8,35	7,3	7,3	0,0	6,60

TABELA 5.7 – VIBRAÇÕES RELATIVAS DO EIXO MEDIDAS E SIMULADAS, ERROS DE AJUSTE E RIGIDEZES DOS MANCAIS AJUSTADAS, COM DESBALANCEAMENTO G6,65 NO ROTOR DO GERADOR, HIDROGERADOR EM ESTABILIDADE TÉRMICA

Local de Medição	Vibração do Eixo em 1x – Direção X				Vibração do Eixo em 1x – Direção Y			
	Medida [μm_p]	MRR [μm_p]	Erro [%]	k_{efixx} [GN/m]	Medido [μm_p]	MRR [μm_p]	Erro [%]	k_{efiyy} [GN/m]
MGS ($i = 1$)	39,6	39,7	0,3	1,99	42,8	42,9	0,2	1,80
MGI ($i = 3$)	71,3	71,2	-0,1	0,16	70,9	70,6	-0,4	0,20
MGT ($i = 5$)	7,4	7,4	0,0	5,85	7,0	7,1	1,4	6,00

A TABELA 5.8 e a TABELA 5.9 comparam os valores das rigidezes dos mancais estimadas na seção 5.2 com as rigidezes ajustadas como descrito nos parágrafos anteriores. As incertezas mencionadas no início desta seção se constituem na principal explicação das discrepâncias entre os resultados desses dois processos independentes. De qualquer forma, esses resultados permitem concluir, com elevado grau de certeza, que as rigidezes reais dos mancais radiais de hidrogeradores têm variações expressivas e podem atingir valores significativamente menores do que os valores determinados por cálculos teóricos. A análise desses resultados indica também que as rigidezes dos mancais de guia superior e inferior do gerador aumentam de forma significativa com o aquecimento dos mancais, devido ao balanço dos efeitos da redução das folgas dos segmentos e da diminuição da viscosidade do lubrificante. Por outro lado, o mesmo processo provoca uma diminuição expressiva nas rigidezes do mancal guia da turbina. O comportamento antagônico pode ser explicado pelas diferenças entre os diversos aspectos construtivos desses mancais, bem como pelas diferenças entre as suas condições operativas. A identificação desse e de outros aspectos do comportamento dinâmico do hidrogerador monitorado, feitas através da utilização do MRR, pode ter uma importância significativa na avaliação da condição do equipamento em referência.

TABELA 5.8 – COMPARAÇÃO ENTRE AS RIGIDEZES ESTIMADAS NA SEÇÃO 5.2 E AS RIGIDEZES AJUSTADAS VIA MRR NO MGS

Rotor do Gerador Grau ISO	Condição de Estabilidade Térmica	Rigidezes Estimadas		Rigidezes Ajustadas	
		k_{ef1xx} [GN/m]	k_{ef1yy} [GN/m]	k_{1xx} [GN/m]	k_{1yy} [GN/m]
G6,65	40' antes	0,44	(*)	1,47	1,25
	Sim	0,42	(*)	1,99	1,80
G4,25	7h antes	0,37	(*)	0,36	0,30
	Sim	0,67	(*)	0,89	0,59

(*) Vibrações absolutas dos mancais muito baixas, praticamente imensuráveis

TABELA 5.9 – COMPARAÇÃO ENTRE AS RIGIDEZES ESTIMADAS E AS RIGIDEZES AJUSTADAS VIA MRR NO MGI

Rotor do Gerador Grau ISO	Condição de Estabilidade Térmica	Rigidezes Estimadas		Rigidezes Ajustadas	
		k_{ef1xx} [GN/m]	k_{ef1yy} [GN/m]	k_{1xx} [GN/m]	k_{1yy} [GN/m]
G6,65	40' antes	0,11	0,57	0,075	0,13
	Sim	0,07	0,43	0,16	0,20
G4,25	7h antes	0,31	1,78	0,48	0,49
	Sim	0,37	2,22	0,88	1,13

5.3.2 Influência do grau de desbalanceamento do rotor do gerador

Para analisar a influência do grau de desbalanceamento do rotor do gerador nas vibrações monitoradas, as rigidezes dos mancais foram ajustadas conforme a TABELA 5.7 e foram registradas as respostas do MRR com a variação do grau de desbalanceamento entre 0 a 10. Como esperado, devido à linearidade do modelo, as vibrações aumentam em proporção direta do grau de desbalanceamento, porém com sensibilidades diferentes para cada mancal. A FIGURA 5.21 mostra que as vibrações relativas do eixo no mancal guia inferior são dez vezes mais sensíveis ao desbalanceamento do rotor do gerador do que as mesmas vibrações no mancal guia da turbina. Por outro lado, a FIGURA 5.22 mostra que as vibrações absolutas no mancal guia superior são dez vezes mais sensíveis ao desbalanceamento do que as vibrações absolutas do mancal guia inferior.

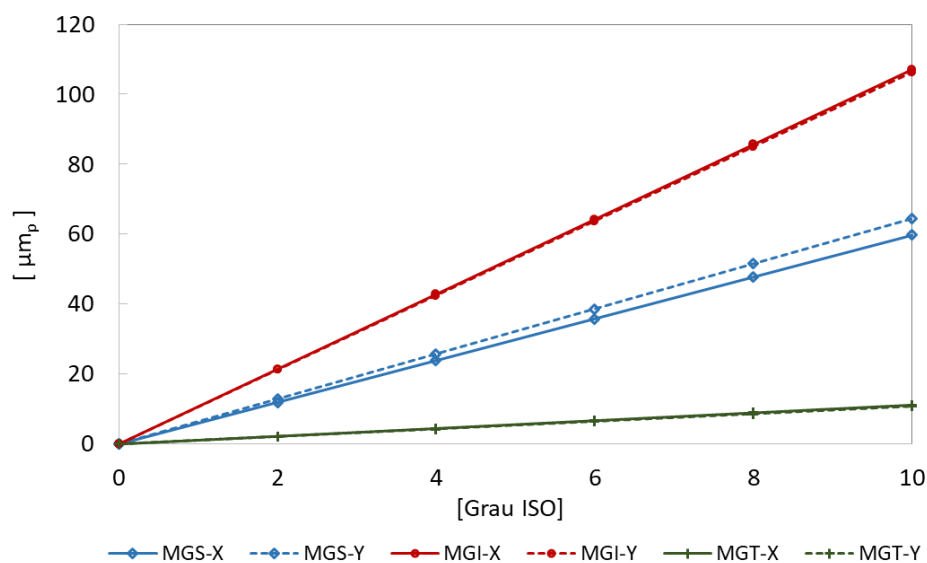


FIGURA 5.21 – INFLUÊNCIA DO DESBALANCEAMENTO DO ROTOR DO GERADOR NAS VIBRAÇÕES RELATIVAS DOS EIXOS (MRR AJUSTADO PELA TABELA 5.7)

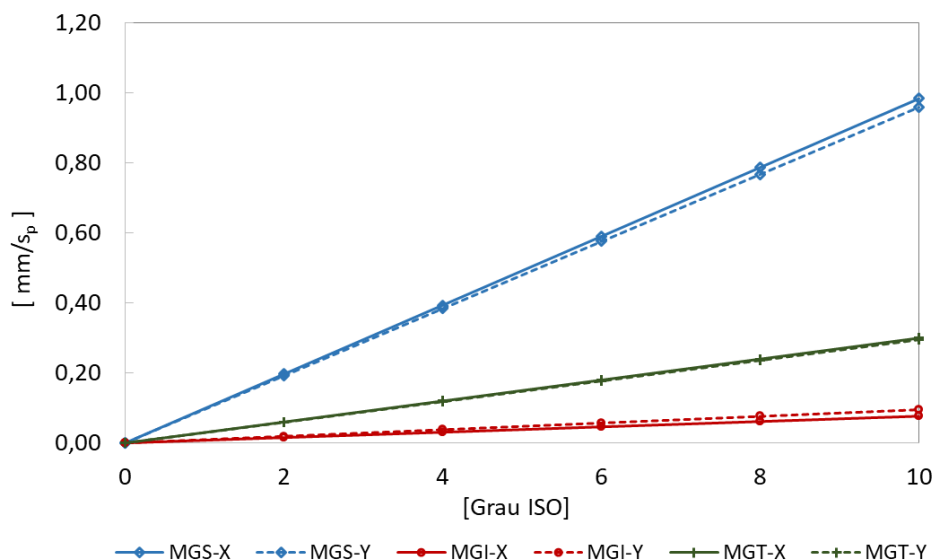


FIGURA 5.22 – INFLUÊNCIA DO DESBALANCEAMENTO DO ROTOR DO GERADOR NAS VIBRAÇÕES ABSOLUTAS DOS MANCAIS (MRR AJUSTADO PELA TABELA 5.7)

O conhecimento dos diversos aspectos do comportamento dinâmico do hidrogerador monitorado, bem como das formas pelas quais ele se altera em razão das mudanças nas condições operativas dos mancais, obtido através de simulações com modelos similares ao MRR, pode ter importância expressiva no monitoramento de hidrogeradores.

5.3.3 Influência do grau de desbalanceamento do rotor da turbina

Com as rigidezes dos mancais ajustadas conforme a TABELA 5.7, o MRR foi utilizado também para avaliar a influência do grau de desbalanceamento do rotor

da turbina nas vibrações monitoradas. A FIGURA 5.23 mostra a variação das vibrações relativas do eixo com a variação do grau ISO de desbalanceamento do rotor da turbina entre 0 e 20. É possível verificar que as vibrações relativas no mancal guia inferior do gerador e no mancal guia da turbina têm maior sensibilidade ao desbalanceamento do rotor da turbina do que o mancal guia superior. Entretanto, todas as vibrações têm amplitudes muito reduzidas, da ordem das intensidades do *runout* elétrico e do *runout* mecânico dos eixos. Assim, as vibrações do eixo são de pouca utilidade na detecção ou no diagnóstico do desbalanceamento no rotor da turbina. Em contrapartida, a FIGURA 5.24 mostra que as vibrações absolutas no mancal guia da turbina respondem de forma expressiva ao defeito, com amplitudes significativas, podendo ser utilizada para detectá-lo e diagnosticá-lo. A figura citada mostra ainda que as vibrações absolutas dos mancais de guia do gerador praticamente não são influenciadas pelo defeito em referência.

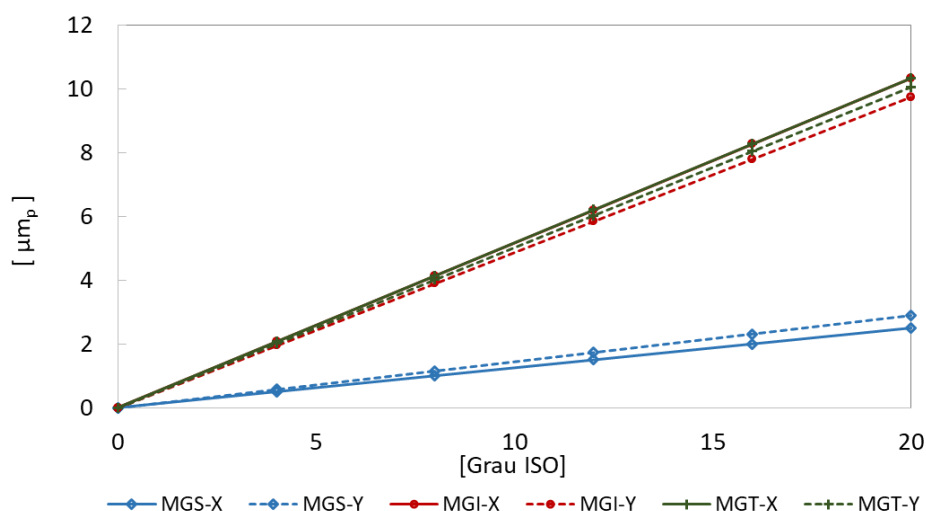


FIGURA 5.23 – INFLUÊNCIA DO DESBALANCEAMENTO DO ROTOR DA TURBINA NAS VIBRAÇÕES RELATIVAS DOS EIXOS (MRR AJUSTADO PELA TABELA 5.7)

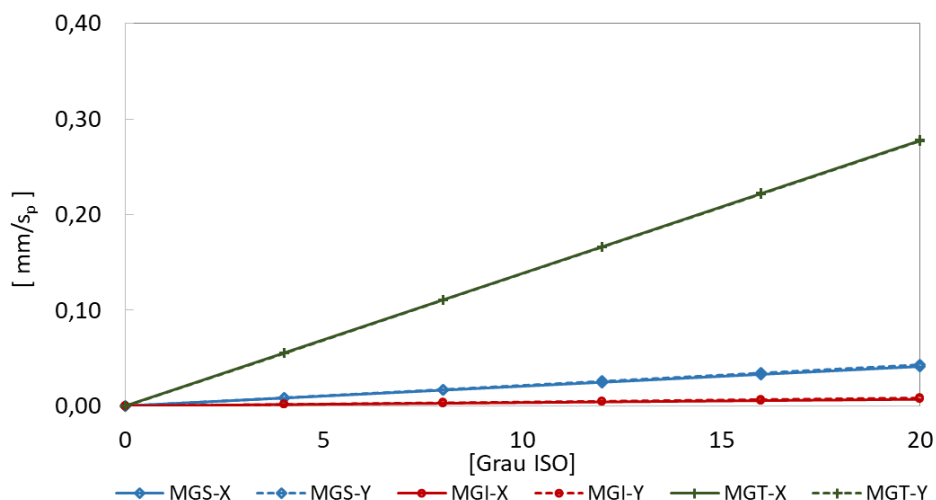


FIGURA 5.24 – INFLUÊNCIA DO DESBALANCEAMENTO DO ROTOR DA TURBINA NAS VIBRAÇÕES ABSOLUTAS DOS MANCAIS (MRR AJUSTADO PELA TABELA 5.7)

5.3.4 Influência da massa efetiva do mancal

Em ambos os modelos, no MRF e no MRR, as cruzetas dos mancais foram representadas como corpos rígidos dotados de uma massa efetiva igual a um terço da respectiva massa real. O procedimento foi adotado por Cardinali (1992), provavelmente baseado na massa efetiva de uma mola oscilante (FOX e MAHANTY, 1970). Esta seção analisa os efeitos da massa efetiva das cruzetas nas vibrações monitoradas. Com tal objetivo, as massas efetivas dos três mancais de guia foram variadas entre 20% e 100% das massas reais. Foi considerado que hidrogerador operava em giro mecânico, com um desbalanceamento grau ISO G6,65 no rotor do gerador. As rigidezes dos mancais foram novamente ajustadas conforme a TABELA 5.7. A FIGURA 5.25 e a FIGURA 5.26 indicam que a variação das massas efetivas dos mancais não tem influência nas vibrações monitoradas na frequência de rotação. A FIGURA 5.27 e a FIGURA 5.28 mostram como essa variação influi nas frequências naturais dos quatro primeiros modos de vibração do hidrogerador. Tendo em vista as alterações expressivas nas frequências naturais observadas durante a operação normal de hidrogeradores, como as alterações descritas na seção 3.2.4, pode-se concluir que as massas efetivas das cruzetas dos mancais praticamente não têm influência nesses dois aspectos das vibrações monitoradas.

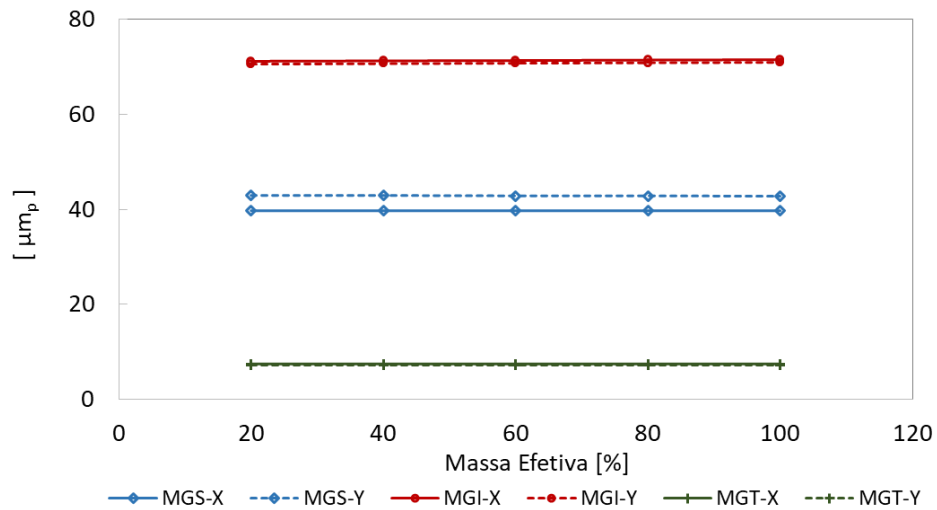


FIGURA 5.25 – EFEITO DA VARIAÇÃO DA MASSA EFETIVA DOS MANCAIS NAS VIBRAÇÕES RELATIVAS DOS EIXOS EM 1× (MRR AJUSTADO CONFORME TABELA 5.7)

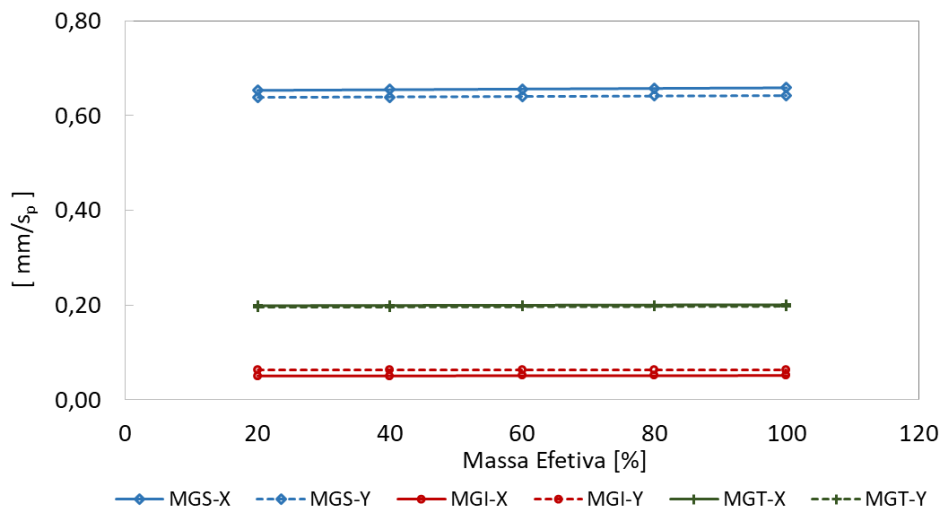


FIGURA 5.26 – EFEITO DA VARIAÇÃO DA MASSA EFETIVA DOS MANCAIS NAS VIBRAÇÕES ABSOLUTAS DOS MANCAIS EM 1× (MRR AJUSTADO CONFORME TABELA 5.7)

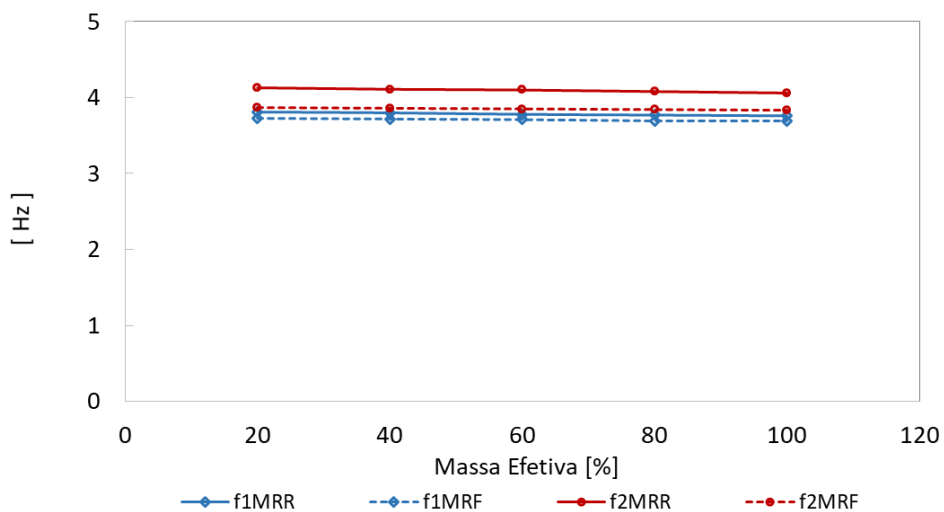


FIGURA 5.27 – EFEITO DA VARIAÇÃO DA MASSA EFETIVA DOS MANCAIS NAS FREQUÊNCIAS NATURAIS DO 1º E DO 2º MODO DE VIBRAÇÃO (MRR E MRF AJUSTADOS CONFORME TABELA 5.7)

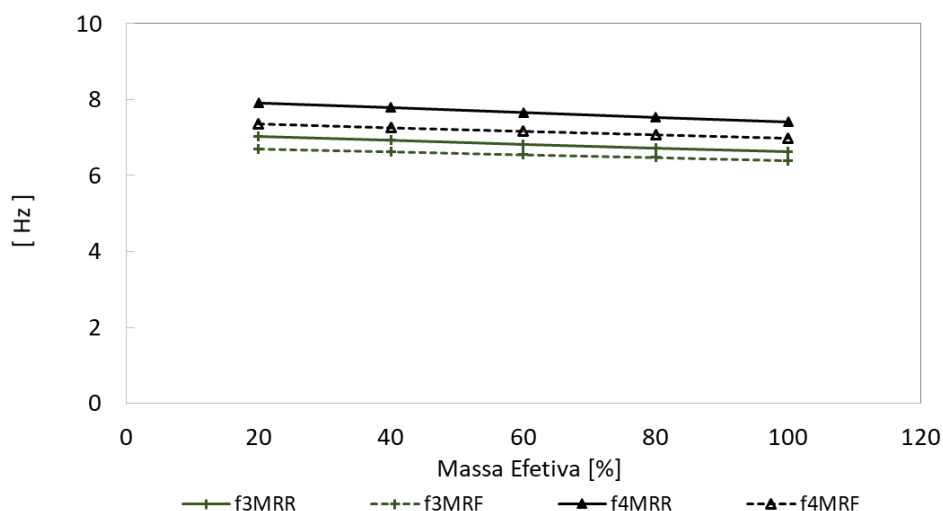


FIGURA 5.28 – EFEITO DA VARIAÇÃO DA MASSA EFETIVA DOS MANCAIS NAS FREQUÊNCIAS NATURAIS DO 3º E DO 4º MODO DE VIBRAÇÃO (MRR E MRF AJUSTADOS CONFORME TABELA 5.7)

Em compensação, a FIGURA 5.29 mostra que a massa efetiva das cruzetas tem significativa influência nas frequências naturais dos modos mais elevados do MRR, modos relacionados com os mancais de guia do hidrogerador. As simulações mostraram que as frequências naturais decrescem em proporção inversa à raiz quadrada da massa efetiva das cruzetas. Da mesma forma, as simulações mostraram que se a massa efetiva for tomada como 1/3 da massa real, haverá quatro frequências naturais entre 45 e 55 Hz. A FIGURA 5.15 e figuras seguintes revelam fortes indícios dessas frequências naturais em medições reais, justificando a massa efetiva adotada e mostrando mais uma vez a validade e a importância da utilização desse tipo de modelo.

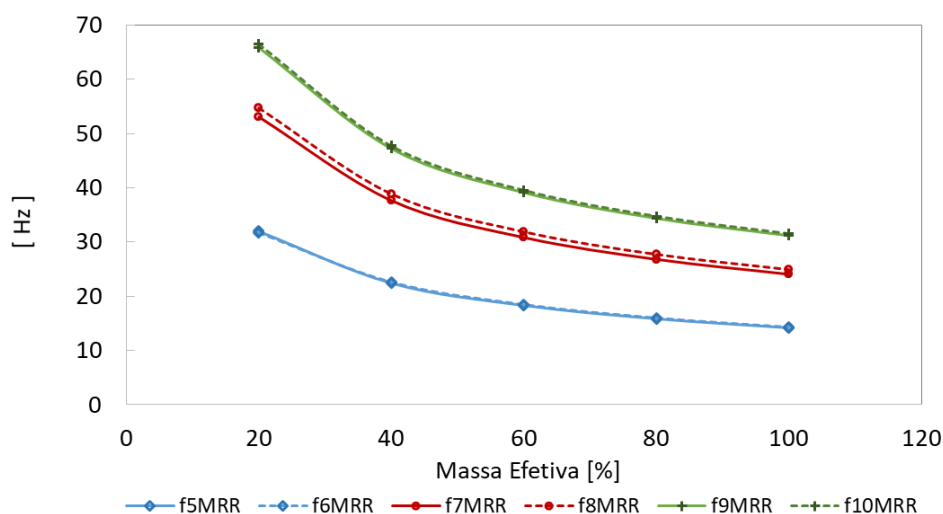


FIGURA 5.29 – EFEITO DA VARIAÇÃO DA MASSA EFETIVA DOS MANCAIS NA FREQUÊNCIA NATURAL DOS MODOS DE VIBRAÇÃO DOS MANCAIS (MRR AJUSTADO CONFORME TABELA 5.7)

5.3.5 Influência da variação da rigidez de um mancal de guia

Para analisar os efeitos da variação da rigidez de um mancal de guia nas vibrações monitoradas foi considerado que um hidrogerador operava em giro mecânico, com um desbalanceamento grau ISO G6,65 no rotor do gerador. O MRR foi ajustado inicialmente conforme a TABELA 5.7. Em seguida, as rigidezes diretas do mancal guia superior foram variadas entre 60 e 140% do valor ajustado, com as rigidezes dos outros mancais constantes. A FIGURA 5.30 e a FIGURA 5.31 mostram que as rigidezes do MGS influem nas amplitudes das vibrações monitoradas com uma intensidade que depende do tipo de vibração e do mancal considerado. As simulações indicaram que defeitos que alteram a rigidez do MGS podem ser detectados pela vibração relativa medida nesse mancal.

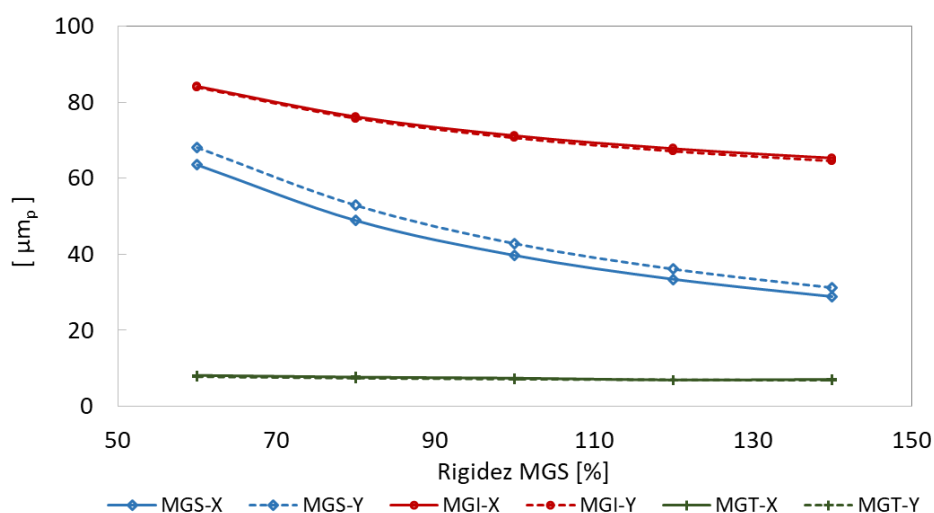


FIGURA 5.30 – EFEITO DA VARIAÇÃO DAS RIGIDEZES DO MGS NAS VIBRAÇÕES RELATIVAS DOS EIXOS EM 1× (MRR AJUSTADO CONFORME TABELA 5.7)

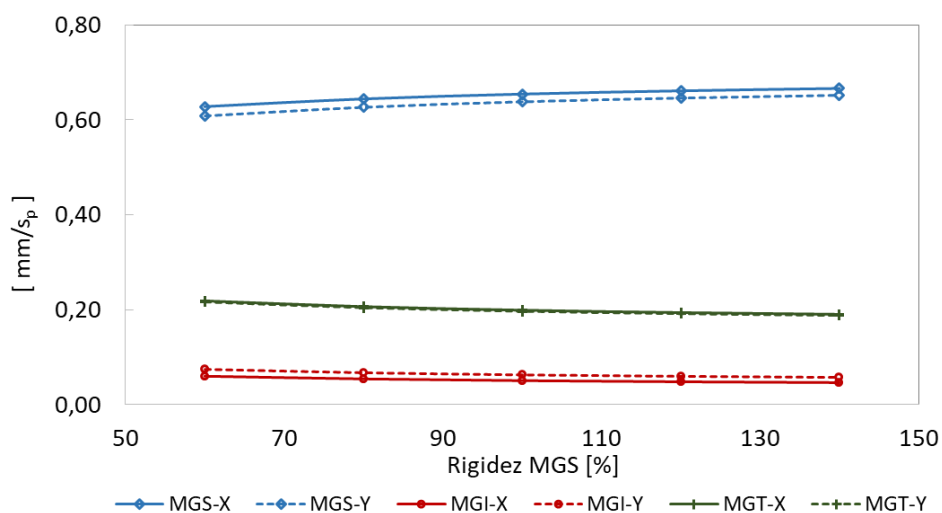


FIGURA 5.31 – EFEITO DA VARIAÇÃO DAS RIGIDEZES DO MGS NAS VIBRAÇÕES ABSOLUTAS DOS MANCAIS EM 1× (MRR AJUSTADO CONFORME TABELA 5.7)

A FIGURA 5.32 e a FIGURA 5.33 mostram que as frequências naturais dos dois primeiros modos de vibração do hidrogerador apresentam um pequeno aumento com a elevação da rigidez do mancal guia superior, enquanto que as frequências naturais do terceiro e do quarto modo permanecem inalteradas.

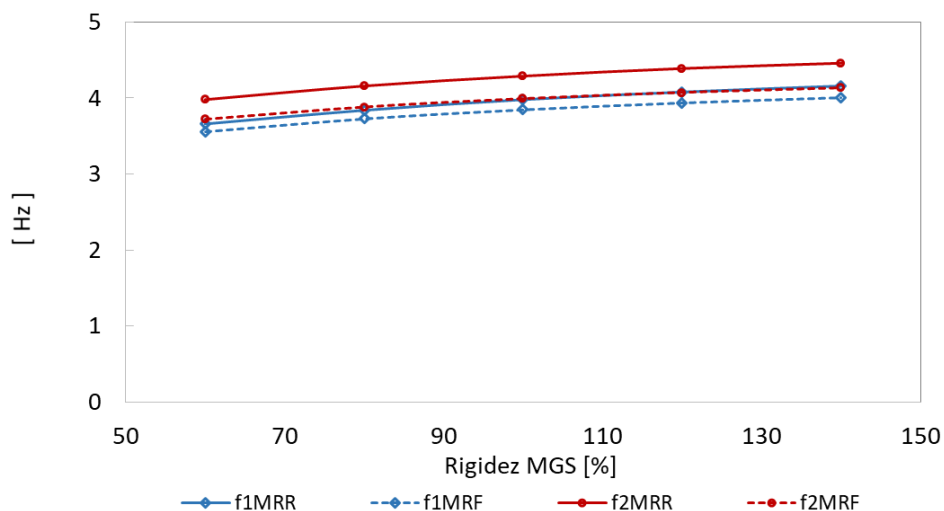


FIGURA 5.32 – EFEITO DA VARIAÇÃO DAS RIGIDEZES DO MGS NAS FREQUÊNCIAS NATURAIS DO 1º E 2º MODO DE VIBRAÇÃO (MRR E MRF AJUSTADOS PELA TABELA 5.7)

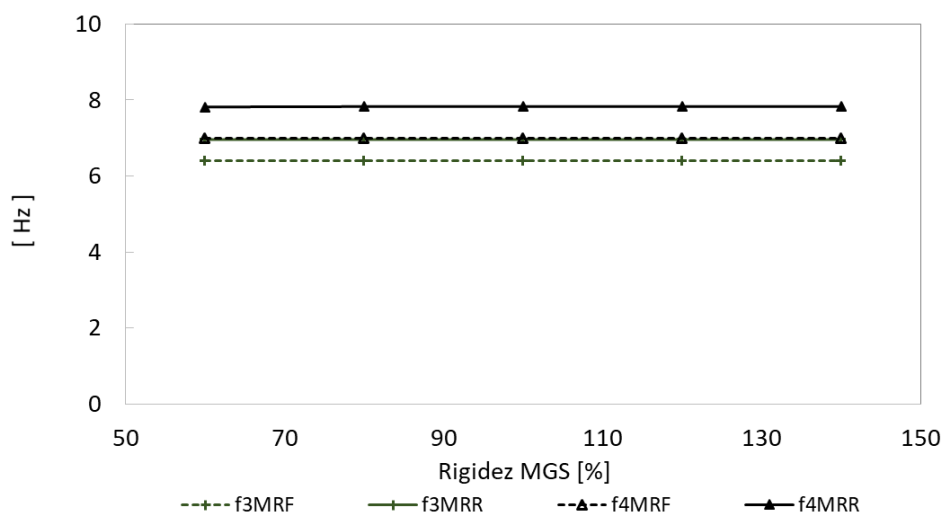


FIGURA 5.33 – EFEITO DA VARIAÇÃO DAS RIGIDEZES DO MGS NAS FREQUÊNCIAS NATURAIS DO 3º E 4º MODO DE VIBRAÇÃO (MRR E MRF AJUSTADOS PELA TABELA 5.7)

5.3.6 Influência da variação da rigidez do mancal de escora

A seção 3.1.4 discorreu sobre incertezas na determinação da rigidez do ME. Para analisar os efeitos dessa rigidez nas vibrações monitoradas, foram avaliadas as respostas dos modelos com a variação da rigidez do mancal de escora entre 60% e 140% do valor nominal. Novamente foi considerado que o hidrogerador operava em giro mecânico, com desbalanceamento grau ISO G6,65 no rotor do gerador. As

rigidezes dos mancais radiais foram mantidas conforme a TABELA 5.7. A FIGURA 5.34 e a FIGURA 5.35 mostram que a rigidez do mancal de escora influi nas amplitudes das vibrações monitoradas com uma intensidade que depende do tipo de vibração e do mancal considerado. Em correspondência, a FIGURA 5.36 e a FIGURA 5.37 revelam que as frequências naturais dos quatro primeiros modos de vibração do hidrogenador sofrem um leve aumento com a rigidez em referência.

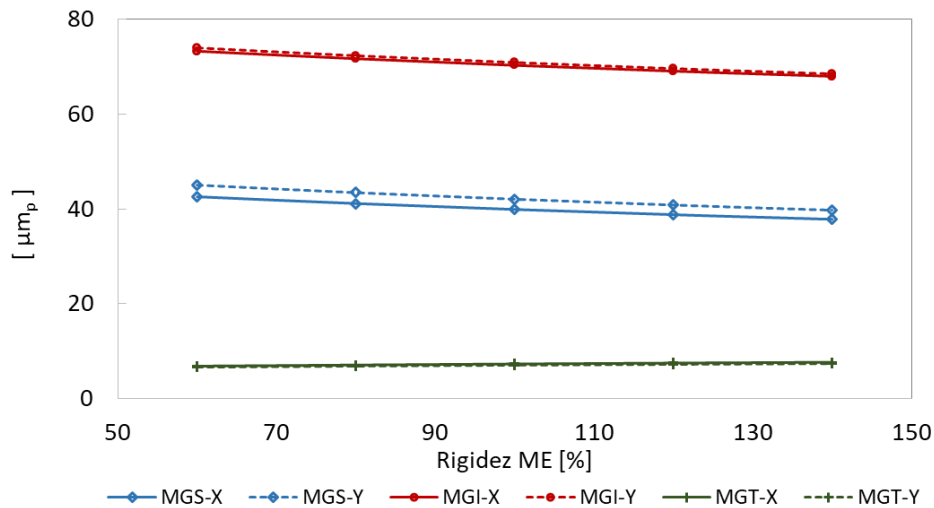


FIGURA 5.34 – EFEITO DA VARIAÇÃO DA RIGIDEZ DO ME NAS VIBRAÇÕES RELATIVAS DOS EIXOS EM 1x (MRR AJUSTADO CONFORME TABELA 5.7)

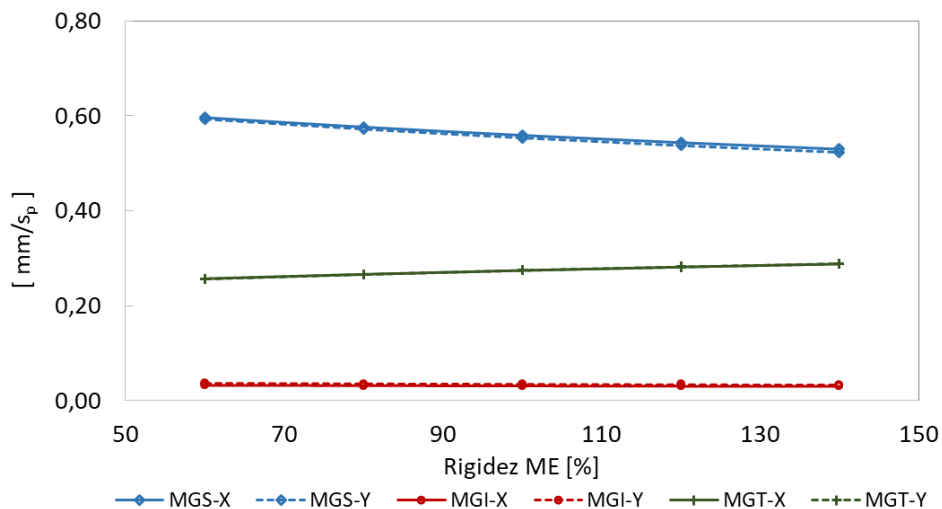


FIGURA 5.35 – EFEITO DA VARIAÇÃO DA RIGIDEZ DO ME NAS VIBRAÇÕES ABSOLUTAS DOS MANCAIS EM 1x (MRR AJUSTADO CONFORME TABELA 5.7)

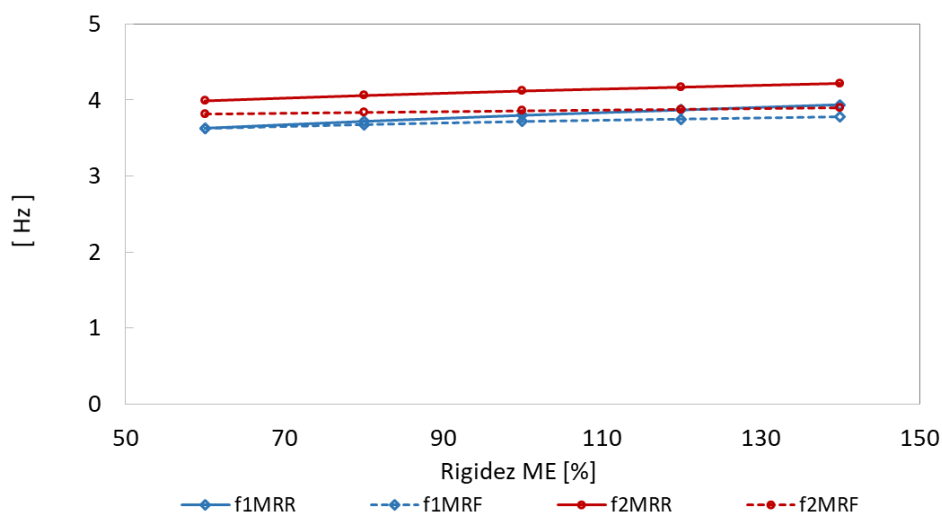


FIGURA 5.36 – EFEITO DA VARIAÇÃO DA RIGIDEZ DO ME NAS FREQUÊNCIAS NATURAIS DO 1º E 2º MODO DE VIBRAÇÃO (MRR E MRF AJUSTADOS PELA TABELA 5.7)

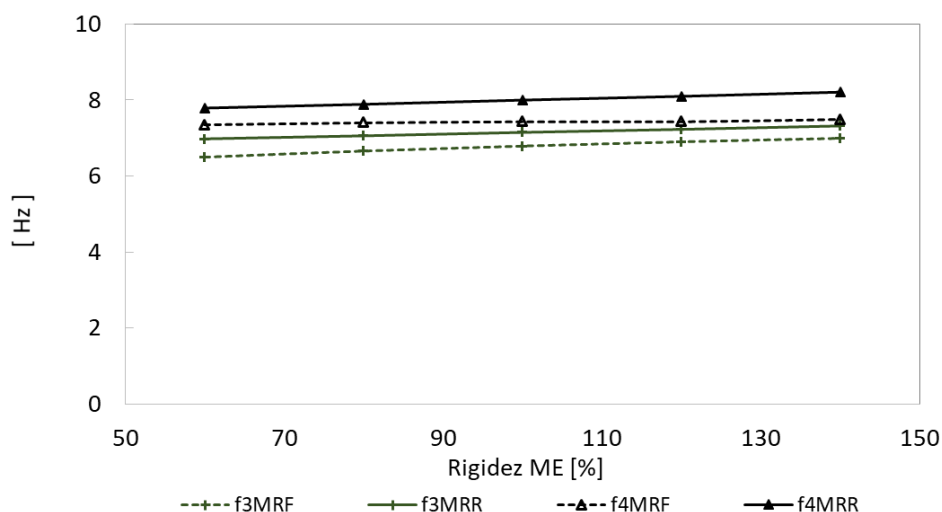


FIGURA 5.37 – EFEITO DA VARIAÇÃO DA RIGIDEZ DO ME NAS FREQUÊNCIAS NATURAIS DO 3º E 4º MODO DE VIBRAÇÃO (MRR E MRF AJUSTADOS PELA TABELA 5.7)

5.3.7 Influência da anisotropia e do acoplamento cruzado na órbita do eixo

A FIGURA 5.38 mostra as órbitas do eixo simuladas com o MRR para os três mancais de guia de um hidrogerador que operava em giro mecânico, próximo da estabilidade térmica, com um grau de desbalanceamento ISO G4,25 no rotor do gerador. As flutuações nas órbitas foram provocadas por um ruído de distribuição gaussiana, adicionado à força de desbalanceamento para simular as perturbações hidráulicas existentes na condição citada, como mostrado na FIGURA 3.15. A sua intensidade é tal que a relação sinal-ruído é 10 dB. As rigidezes dos mancais utilizadas na simulação, mostradas na TABELA 5.5, indicam que os mancais têm uma anisotropia expressiva, embora estejam livres de efeitos de acoplamento

cruzado. É fato conhecido que a anisotropia dos mancais produz órbitas do eixo com formas elípticas (MUSZYNSKA, 2005, p. 911), fato reproduzido pelo MRR, como pode ser constatado através da FIGURA 5.38, em especial no mancal guia da turbina.

A FIGURA 5.39 mostra os mesmos resultados quando foram acrescentados efeitos de acoplamento cruzado aos mancais de guia. Foram utilizadas rigidezes cruzadas da ordem de 20% do menor valor das rigidezes diretas do mancal. Tal valor de acoplamento cruzado é possível em hidrogeradores, como mostrado na TABELA 5.1. Agora, as órbitas têm forma elíptica inclinada, devido ao acoplamento cruzado. Os resultados obtidos mostram que o MRR reproduz adequadamente os efeitos das rigidezes dos mancais de guia nas órbitas dos eixos.

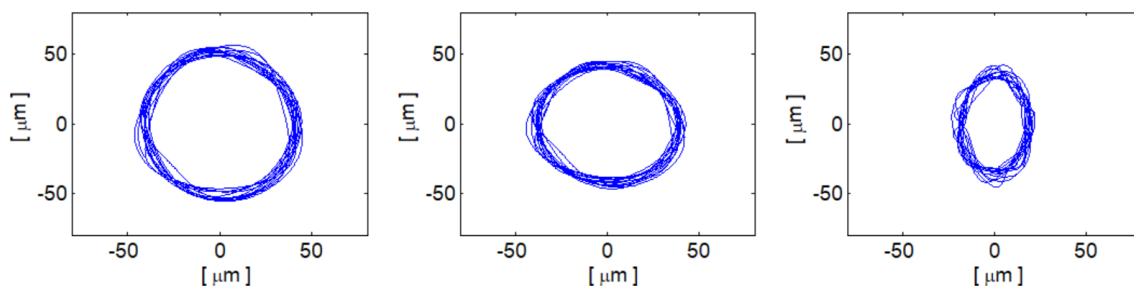


FIGURA 5.38 – ÓRBITA DO EIXO SIMULADA NO MGS (ESQUERDA), NO MGI (CENTRO) E NO MGT (ESQUERDA), ROTOR DO GERADOR DESBALANCEADO (ISO G4,25), RIGIDEZES CONFORME TABELA 5.5, SEM ACOPLAMENTO CRUZADO

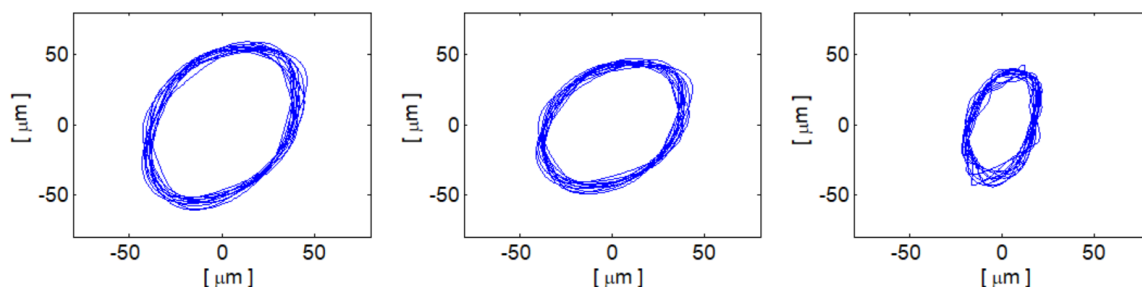


FIGURA 5.39 – ÓRBITA DO EIXO SIMULADA NO MGS (ESQUERDA), NO MGI (CENTRO) E NO MGT (ESQUERDA), ROTOR DO GERADOR DESBALANCEADO (ISO G4,25), RIGIDEZES CONFORME TABELA 5.5, COM ACOPLAMENTO CRUZADO DE 20%

Para ilustrar o assunto, a FIGURA 5.40 mostra as órbitas do eixo medidas nos mancais guia de um hidrogerador que operava nas mesmas condições descritas, com desbalanceamento G4,25 no rotor do gerador. Os sinais medidos foram filtrados com filtro passa-baixa digital de 6ª ordem, com frequência de corte ajustada em 3 Hz. Essa figura mostra que os mancais do gerador têm órbitas elípticas de excentricidade reduzida, indicando que esses mancais são praticamente isotrópicos e estão isentos de efeitos de acoplamento cruzado quando o hidrogerador opera em

giro mecânico. O mancal guia da turbina exibe um comportamento aparentemente caótico. As vibrações do eixo no mancal apresentam componentes elevados nas frequências de 1,0 Hz e 2,4 Hz, resultantes de excitações hidráulicas na turbina nessa condição (0 MW), como pode ser observado também na FIGURA 3.15. A FIGURA 5.41 mostra as órbitas medidas no hidrogerador balanceado, operando com 763 MW. Agora, devido principalmente às deformações na estrutura do mancal guia superior, a excentricidade da órbita é mais elevada e há indicações de acoplamento cruzado significativo.

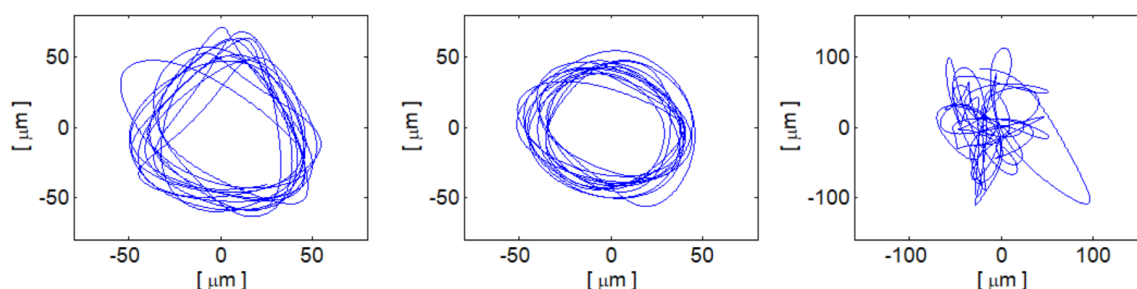


FIGURA 5.40 – ÓRBITA DO EIXO FILTRADA MEDIDA NO MGS (ESQUERDA), NO MGI (CENTRO) E NO MGT (DIREITA), ROTOR DO GERADOR DESBALANCEADO (ISO G4,25) E RIGIDEZES DOS MANCAIS CONFORME TABELA 5.5

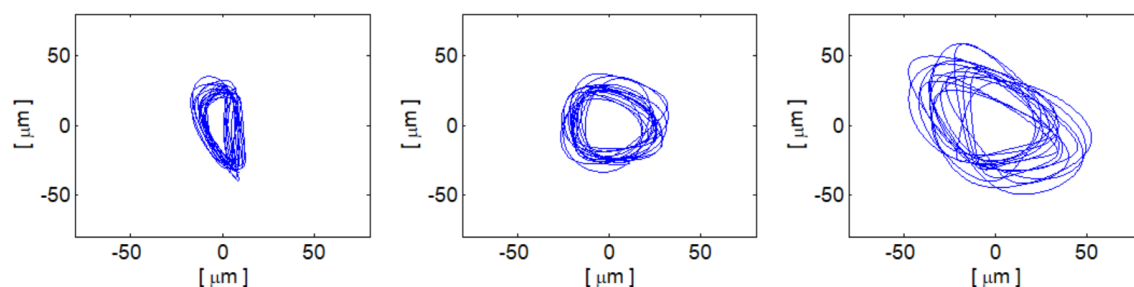


FIGURA 5.41 – ÓRBITA DO EIXO FILTRADA MEDIDA NO MGS (ESQUERDA), NO MGI (CENTRO) E NO MGT (ESQUERDA), COM O HIDROGERADOR OPERANDO COM 763 MW, COM ROTOR DO GERADOR BALANCEADO

5.3.8 Influência da excitação magnética do gerador

O MRR pode ser utilizado para simular os efeitos da excitação magnética do gerador. A TABELA 5.10 e a TABELA 5.11 mostram as intensidades das vibrações monitoradas antes e depois da excitação de um hidrogerador que operava em giro mecânico, em regime de estabilidade térmica, com um desbalanceamento de grau G6,65 no rotor do gerador. Isso significa dizer que as rigidezes dos mancais estavam ajustadas conforme TABELA 5.7 e que as rigidezes magnéticas (rigidezes k_{7x} e k_{7y} da FIGURA 4.10) mudam de um valor nulo para -0,60 GN/m. As tabelas citadas mostram que todas as vibrações monitoradas sofrem um aumento de

aproximadamente 85%, motivo pelo qual os hidrogeradores são sempre balanceados antes de seus geradores serem excitados. A TABELA 5.12 mostra os efeitos da excitação do gerador nas frequências naturais do hidrogerador. Essa tabela indica que as frequências naturais do primeiro e do segundo modo sofrem uma redução de cerca de 25% com a excitação, enquanto que as frequências do terceiro e do quarto modos permanecem praticamente inalteradas.

TABELA 5.10 – EFEITO DA EXCITAÇÃO DO GERADOR NAS VIBRAÇÕES RELATIVAS DO EIXO EM HIDROGERADOR OPERANDO COM DESBALANCEAMENTO G6,65 NO ROTOR DO GERADOR (MRR AJUSTADO PELA TABELA 5.7)

Local de Medição	Vibração do Eixo em 1x – Direção X			Vibração do Eixo em 1x – Direção Y		
	Giro Mecânico [μm_p]	Gerador Excitado [μm_p]	Aumento [%]	Giro Mecânico [μm_p]	Gerador Excitado [μm_p]	Aumento [%]
MGS ($i = 1$)	39,7	72,8	83	42,9	79,4	85
MGI ($i = 3$)	71,2	130,6	83	70,6	130,9	85
MGT ($i = 5$)	7,4	13,6	84	7,1	13,2	86

TABELA 5.11 – EFEITO DA EXCITAÇÃO DO GERADOR NAS VIBRAÇÕES ABSOLUTAS DO MANCAL EM HIDROGERADOR OPERANDO COM DESBALANCEAMENTO G6,65 NO ROTOR DO GERADOR (MRR AJUSTADO PELA TABELA 5.7)

Local de Medição	Vibração do Eixo em 1x – Direção X			Vibração do Eixo em 1x – Direção Y		
	Giro Mecânico [mm/s _p]	Gerador Excitado [mm/s _p]	Aumento [%]	Giro Mecânico [mm/s _p]	Gerador Excitado [mm/s _p]	Aumento [%]
MGS ($i = 1$)	0,65	1,20	85	0,64	1,18	84
MGI ($i = 3$)	0,051	0,093	82	0,063	0,12	91
MGT ($i = 5$)	0,20	0,37	85	0,20	0,36	80

TABELA 5.12 – EFEITO DA EXCITAÇÃO DO GERADOR NAS FREQUÊNCIAS NATURAIS DOS QUATRO PRIMEIROS MODOS DE VIBRAÇÃO DE HIDROGERADOR (MRR AJUSTADO PELA TABELA 5.7)

Modo de Medição	Frequências Naturais MRR			Frequências Naturais MRF		
	Giro Mecânico [mm/s _p]	Gerador Excitado [mm/s _p]	Redução [%]	Giro Mecânico [mm/s _p]	Gerador Excitado [mm/s _p]	Redução [%]
1º Modo	3,98	3,06	-23	3,85	2,80	-27
2º Modo	4,29	3,33	-22	3,99	2,91	-27
3º Modo	6,96	6,92	-0,6	6,40	6,38	-0,3
4º Modo	7,83	7,82	-0,1	6,99	6,98	-0,1

5.3.9 Influência de defeitos nas funções de resposta em frequência

O MRR pode ser utilizado ainda para analisar a influência de defeitos nas funções de resposta em frequência (FRF) do hidrogerador. Por exemplo, a FIGURA 5.42 mostra as FRF obtidas em um hidrogerador que operava em regime de estabilidade térmica, com desbalanceamento de grau G4,25 no rotor do gerador. As rigidezes do mancal estavam ajustadas conforme TABELA 5.5 e, para uma melhor visualização das FRF, considerou-se que os mancais não possuíam amortecimento. Além do desbalanceamento do rotor do gerador referido, o rotor da turbina é excitado por flutuações de pressão na caixa espiral. Para visualizar todas as frequências naturais, os espectrogramas das FRF são mostrados na faixa de 0 a 40 Hz. A FIGURA 5.43 mostra as mesmas FRF na faixa de frequências de 2 a 8 Hz, para uma melhor visualização das frequências naturais dos modos de precessão direta e de precessão retrógrada da parte rotativa do hidrogerador. A FIGURA 5.44 mostra as estimativas da densidade espectral de potência das vibrações do eixo simuladas com o MRR. O aumento gradativo do amortecimento dos mancais indicou que a frequência inferior mostrada na FIGURA 3.13 e na FIGURA 3.14 é provavelmente uma composição da primeira frequência natural do modo de precessão retrógrada com a segunda frequência natural do modo de precessão direta da parte rotativa. Por outro lado, a frequência superior mostrada nas figuras citadas é a terceira frequência natural do modo de precessão retrógrada.

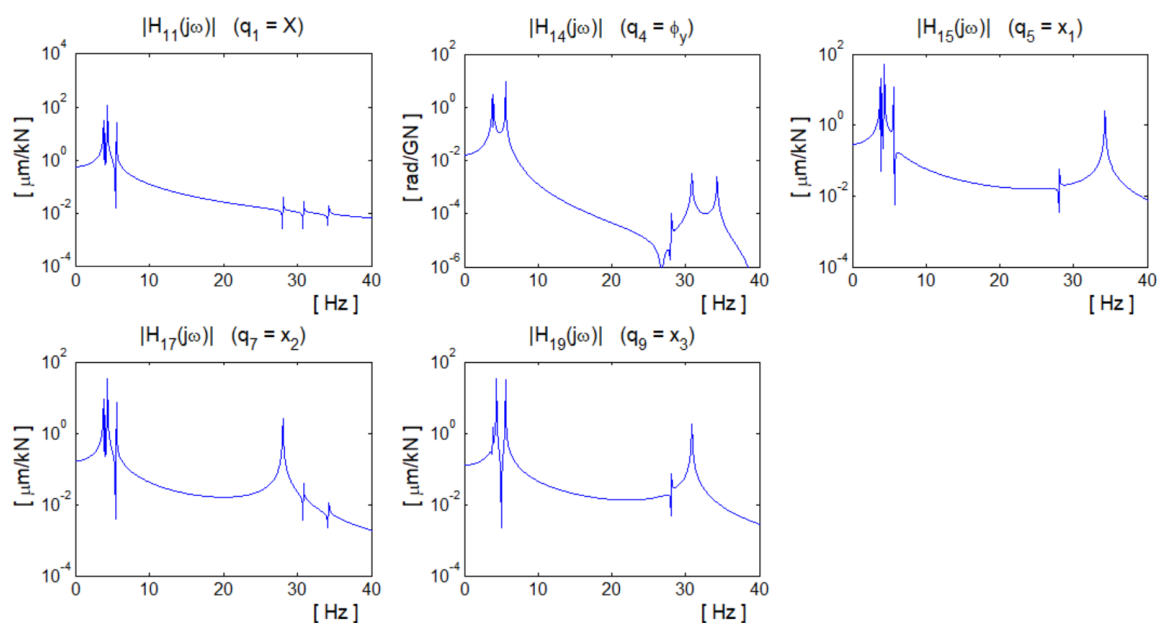


FIGURA 5.42 – FUNÇÕES DE RESPOSTA EM FREQUÊNCIA PARA EXCITAÇÃO DO ROTOR NO PLANO XZ POR FLUTUAÇÕES DE PRESSÃO NA CAIXA ESPIRAL (0 – 40 Hz)

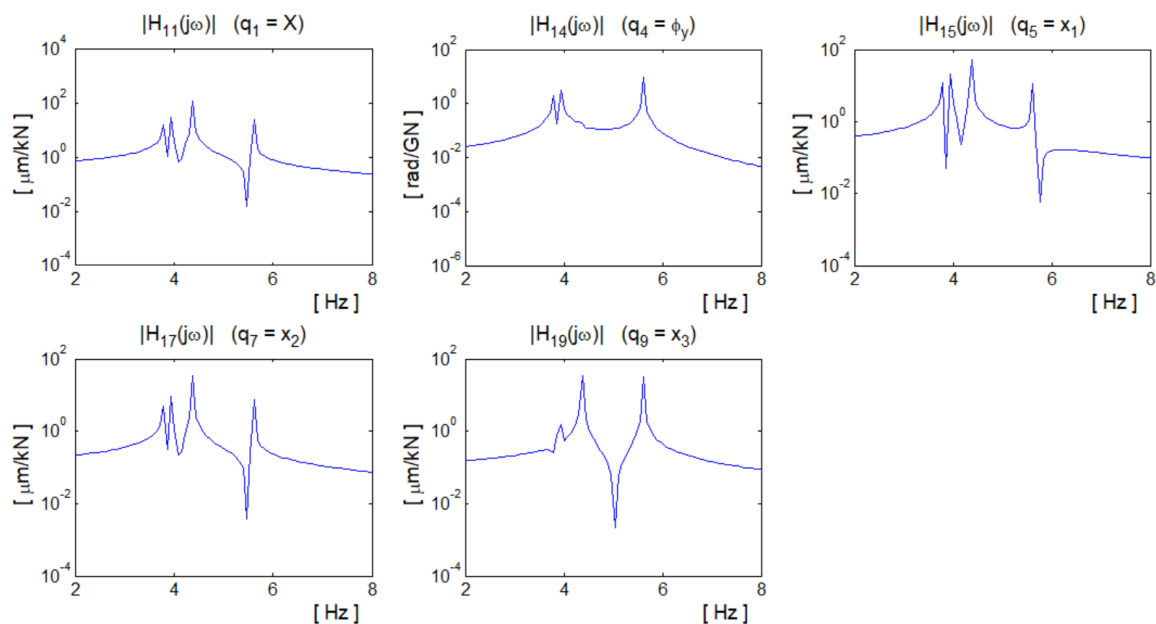


FIGURA 5.43 – FUNÇÕES DE RESPOSTA EM FREQUÊNCIA PARA EXCITAÇÃO DO ROTOR NO PLANO XZ POR FLUTUAÇÕES DE PRESSÃO NA CAIXA ESPIRAL (2 – 8 Hz)

A parte rotativa do hidrogerador é excitada pelas flutuações de pressão na caixa espiral de duas formas distintas. A primeira forma é diretamente, através do rotor da turbina, como foi analisado anteriormente. A segunda forma é indiretamente, através do mancal guia da turbina, como descrito na seção 2.3.1. A FIGURA 5.45 mostra as FRF obtidas com o MRR com a excitação indireta, desconsiderando-se mais uma vez o amortecimento nos mancais. As vibrações do mancal guia da turbina devem ser analisadas considerando-se as duas possibilidades de excitação.

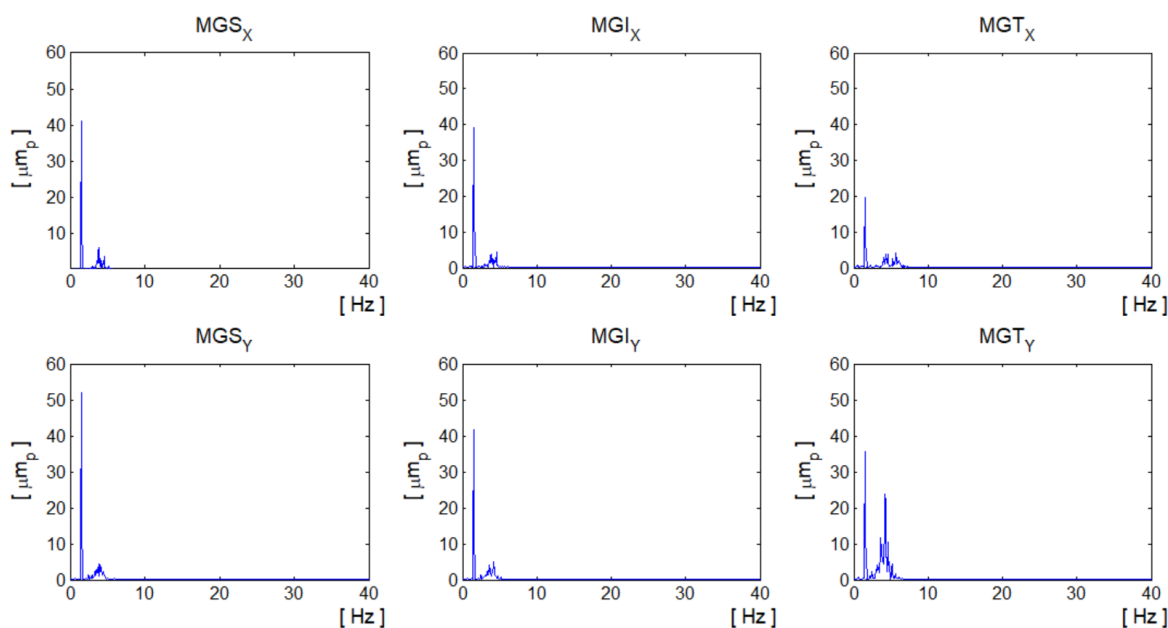


FIGURA 5.44 – VIBRAÇÕES DO EIXO SIMULADAS COM O MRR PARA EXCITAÇÃO DO ROTOR DA TURBINA POR FLUTUAÇÕES DE PRESSÃO NA CAIXA ESPIRAL

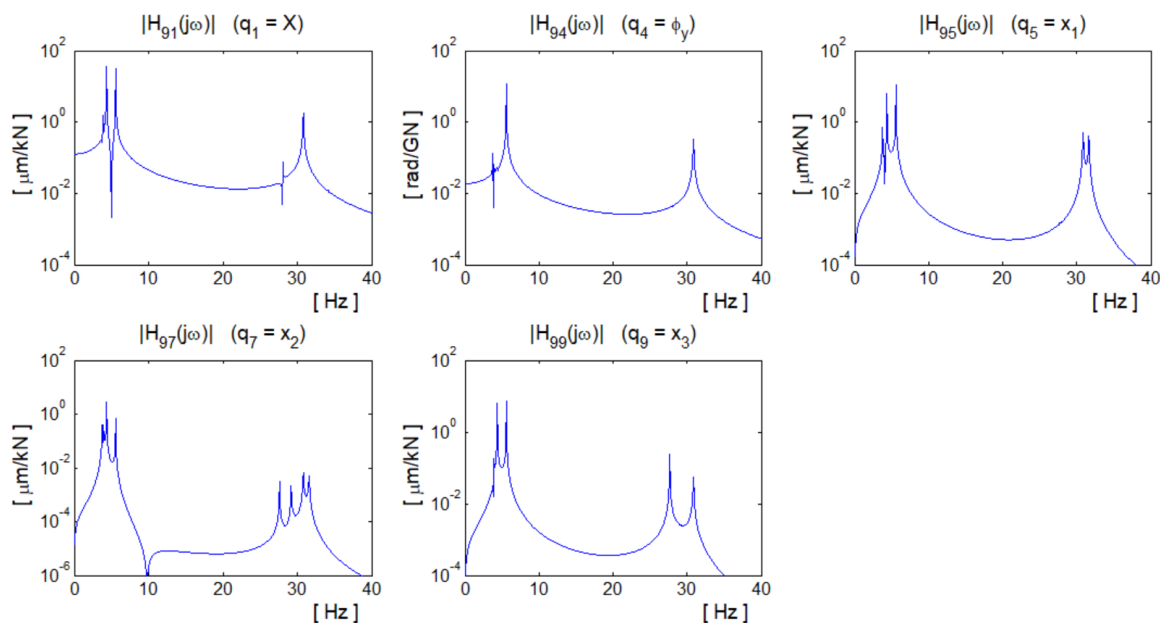


FIGURA 5.45 – FUNÇÕES DE RESPOSTA EM FREQUÊNCIA PARA EXCITAÇÃO DO MGT NO PLANO XZ POR FLUTUAÇÕES DE PRESSÃO NA CAIXA ESPIRAL (0 – 40 Hz)

5.3.10 Estimativa de forças de excitação

O MRR pode ser utilizado também para estimar as forças de excitação. Por exemplo, a seção 5.2.2 descreve as forças de excitação produzidas pelos vórtices gerados no rotor da turbina quando o hidrogerador opera em carga parcial, em aproximadamente um quarto da frequência de rotação. O MRR foi ajustado como mostrado na seção 5.3.1, para reproduzir as vibrações de um hidrogerador operando em 45% da abertura do distribuidor. As rigidezes dos mancais foram variadas a partir dos valores identificados na seção 5.2.2, até que as vibrações simuladas reproduzissem as vibrações medidas. Os resultados obtidos são mostrados na TABELA 5.13, através da qual é possível verificar que todos os erros de ajuste são inferiores a 2%, exceto na direção Y do mancal guia superior, onde o erro tem valor absoluto de 34,5%. Todas as tentativas de minimizar o erro obtido fracassaram e foi observada uma instabilidade no processo de ajuste quando se reduzia a rigidez do mancal guia superior na direção citada, com um aumento súbito das vibrações no mancal guia combinado. Assim, optou-se por ajustar as vibrações nos mancais guia inferior e guia da turbina, concentrando o erro na vibração do mancal guia superior. Ainda não foi determinada a origem dessa instabilidade, mas suspeita-se que ela tenha relação com o fato da rigidez equivalente dos mancais de guia do gerador estarem próximas da rigidez magnética do gerador. Aparentemente, um problema

semelhante foi observado nos hidrogeradores da UHE Ilha Solteira (SPERBER e WEBER, 1991).

Desconsiderando-se o erro descrito, a força rotativa que gerou as vibrações mostradas na FIGURA 5.19 e na FIGURA 5.20 está aplicada no rotor da turbina, como indicado na FIGURA 4.10. Essa força ($F_t(t)$) tem intensidade de cerca de 200 kN na frequência de 0,35 Hz, equivalente a um desbalanceamento de grau ISO G300 no rotor da turbina, gerando um momento de 2,5 MNm em relação ao centro de gravidade do hidrogerador.

TABELA 5.13 – VIBRAÇÕES RELATIVAS DO EIXO MEDIDAS E SIMULADAS, ERROS DE AJUSTE E RIGIDEZES DOS MANCAIS AJUSTADAS EM HIDROGERADOR OPERANDO COM 45% DA ABERTURA DO DISTRIBUIDOR

Local de Medição	Vibração do Eixo em 1x – Direção X				Vibração do Eixo em 1x – Direção Y			
	Medida [μm_p]	MRR [μm_p]	Erro [%]	k_{efixx} [GN/m]	Medido [μm_p]	MRR [μm_p]	Erro [%]	k_{efiyy} [GN/m]
MGS ($i = 1$)	68,0	68,5	0,7	0,200	102,6	67,2	-34,5	0,195
MGI ($i = 3$)	110,4	111,3	0,8	0,205	117,3	118,0	0,6	0,320
MGT ($i = 5$)	100,9	102,2	1,3	2,03	134,0	134,5	0,4	1,47

5.3.11 Simulação de outros efeitos e defeitos

Apesar da sua simplicidade, o MRR pode simular diversos outros efeitos e defeitos. Por exemplo, a inclusão de uma força adicional no mancal da turbina permitirá analisar os efeitos de excitações indiretas na parte rotativa do hidrogerador, causadas por flutuações de pressão da caixa espiral. A estimativa das alterações das rigidezes dos mancais, causadas pelas mudanças na posição de equilíbrio estático do eixo nos mancais de guia, por ação do empuxo magnético no gerador e do empuxo hidráulico na turbina, permitirá analisar a influência desses empuxos no comportamento dinâmico do hidrogerador.

6 CONCLUSÃO

Baseado em observações experimentais em um conjunto constituído por vinte hidrogeradores de 700 MW, compiladas de diversos relatórios técnicos emitidos ao longo de três décadas ou obtidas pelo reprocessamento dos sinais de vibração e de temperaturas registrados em ensaios anteriores, o presente trabalho mostrou as dificuldades significativas encontradas para determinar as condições operativas e as condições de contorno de mancais radiais de hidrogeradores de grande porte com uma exatidão adequada. As cruzetas e as carcaças de grandes dimensões desses mancais são submetidas a alterações dimensionais expressivas e pouco previsíveis, causadas por agentes externos como o campo eletromagnético do gerador ou a água de resfriamento do mancal. Tais alterações dimensionais criam uma distribuição anômala das folgas no mancal, podendo aumentar a folga de um dado segmento em mais de 100% do valor nominal. O efeito citado foi confirmado por simulação estrutural de um mancal, utilizando-se como entradas as temperaturas medidas na sua estrutura.

Este trabalho mostrou também que a excentricidade do eixo em mancais radiais de um hidrogerador saudável, operando em condições estacionárias, pode experimentar mudanças significativas, repentinas e imprevisíveis, sem razões aparentes. Alguns desses fenômenos são reproduzidos ordinariamente em ensaios de comissionamento ou podem ser notados mesmo em operação normal, enquanto que outros são raramente observados ou são detectados somente em ensaios especiais. Todos os fenômenos descritos alteram expressivamente as rigidezes dos mancais. Assim, a principal conclusão decorrente das análises experimentais é a de que as variações aleatórias na intensidade e na frequência de ocorrência desses fenômenos, somadas às incertezas na determinação das condições operativas e condições de contorno dos mancais, tornam pouco exatas as determinações teóricas dos coeficientes de rigidez e de amortecimento dos mancais radiais de hidrogeradores de grande porte, mesmo com o uso dos modelos mais sofisticados. E ainda que fosse possível determinar-se os coeficientes dinâmicos com uma exatidão adequada, deve-se considerar que eles podem sofrer alterações igualmente significativas, repentinas e imprevisíveis, causando mudanças similares no comportamento dinâmico do hidrogerador, mesmo no caso de operação em regime estacionário.

O nível de refinamento demandado por modelos matemáticos destinados ao apoio das atividades de monitoramento pode ser significativamente menor do que o nível exigido dos modelos utilizados na fase de projeto. Tal premissa, somada às possibilidades de se melhorar a caracterização das condições operativas e das condições de contorno dos mancais, através de informações adicionais adquiridas no monitoramento da saúde estrutural de hidrogeradores, levou à proposição de modelos matemáticos simplificados para dar suporte e melhorar o desempenho da atividade referida. Entre os expedientes que podem aprimorar a caracterização das condições operativas se destacam a estimativa da excentricidade do eixo, através do valor médio das vibrações relativas do eixo, bem como a estimativa de uma viscosidade média para o filme lubrificante, a partir das temperaturas dos segmentos e da temperatura do lubrificante na cuba do mancal.

Os defeitos mais frequentes em hidrogeradores mudam as cargas que atuam nos mancais radiais, alterando a viscosidade e a distribuição de folga dos segmentos, tendo como consequência mudanças nos coeficientes dinâmicos dos mancais. Assim, o monitoramento dos coeficientes dinâmicos pode se constituir em procedimento importante na detecção e no diagnóstico de defeitos. Considerando-se que os defeitos afetam de forma similar os coeficientes de rigidez e os coeficientes de amortecimento do mancal, e levando-se em conta que é significativamente mais simples determinar ou identificar os primeiros coeficientes, o trabalho apresentou um modelo hidrodinâmico para determinar os coeficientes de rigidez dos mancais.

O modelo considera que o filme lubrificante tem uma distribuição linear de espessura, o que permite determinar as atitudes dos segmentos de forma direta, sem a necessidade de processos iterativos para esse fim. Ele permite utilizar viscosidade e folga específicas para cada segmento, parâmetros que podem ser estimados com base nas temperaturas do lubrificante e do segmento, temperaturas habitualmente monitoradas em hidrogeradores. A comparação dos resultados fornecidos pelo modelo hidrodinâmico com os resultados obtidos nos ensaios especiais realizados nos mancais dos hidrogeradores da UHE Itaipu mostrou que, apesar das simplificações utilizadas, o modelo é adequado para determinar a distribuição de pressão no filme lubrificante dos segmentos. Adicionalmente, os resultados fornecidos pelo modelo hidrodinâmico na determinação dos coeficientes de rigidez dos mancais dos hidrogeradores citados, são iguais aos resultados obtidos pelo fabricante nos cálculos de projeto. Ambos os resultados validaram o modelo hidrodinâmico proposto como

ferramenta auxiliar no monitoramento da saúde estrutural de hidrogeradores, sempre que as condições operativas e as condições de contorno dos mancais sejam caracterizadas de forma adequada pelas informações adicionais fornecidas pelo sistema de monitoramento.

O modelo hidrodinâmico descrito foi utilizado para simular os efeitos dos fenômenos observados experimentalmente nos coeficientes de rigidez dos mancais. As simulações indicaram que os fenômenos citados podem reduzir os coeficientes de rigidez em uma ordem de grandeza, bem como podem criar expressivos efeitos de anisotropia e de acoplamento cruzado nos mancais, mesmo com excentricidade do eixo reduzida. Tais fenômenos podem ainda diminuir as taxas de aumento da rigidez com a excentricidade do eixo, criando discrepâncias expressivas entre as previsões teóricas e as observações experimentais do comportamento dinâmico de hidrogeradores. As simulações mostraram também que, mesmo com as deformações mais significativas nos mancais, os coeficientes de rigidez continuam variando linearmente com a velocidade do eixo e com a viscosidade do lubrificante, bem como seguem variando de forma proporcional ao inverso do cubo da folga do mancal e decrescendo exponencialmente com o aumento da temperatura do lubrificante. É importante ressaltar que os fenômenos observados podem dificultar a detecção e o diagnóstico de defeitos, pela necessidade de se diferenciar as mudanças normais no comportamento dinâmico do hidrogerador daquelas causadas pelo advento de um defeito. De qualquer forma, a constatação desses fenômenos e seus efeitos, realizada em bases teóricas e experimentais, é provavelmente a contribuição mais relevante do presente trabalho.

As dificuldades para a determinação teórica dos coeficientes de rigidez dos mancais, somadas à necessidade de se comprovar experimentalmente alguns dos resultados das simulações com o modelo hidrodinâmico, levaram à proposição de um método experimental para determinar a rigidez de mancais radiais de hidrogeradores, utilizando-se apenas as vibrações habitualmente monitoradas, ou seja, as vibrações relativas do eixo e as vibrações absolutas do mancal. O método proposto foi derivado de um modelo simplificado de um mancal anisotrópico, com dois graus de liberdade. Embora tenha sido considerado que a cruzeta do mancal é isotrópica, premissa plenamente aceitável para hidrogeradores de grande porte, o método também é válido quando as cruzetas apresentam anisotropia. O método em questão fornece duas rigidezes principais efetivas, similares às rigidezes dinâmicas complexas, obtidas no

domínio da frequência, considerando que as rigidezes de acoplamento cruzado são muito menores do que as rigidezes diretas dos mancais.

Para testar e validar o método descrito foram desenvolvidos dois modelos do comportamento dinâmico de hidrogeradores, um modelo de rotor rígido com 10 graus de liberdade e um modelo de rotor flexível, baseado no MEF, com 94 graus de liberdade. Por sua vez, os modelos do comportamento dinâmico foram validados através de software de referência da área, de simulações do fabricante e de medições de vibração nos hidrogeradores modelados. O método experimental foi então validado para determinar a rigidez de mancais nas diversas condições operativas observadas neste trabalho. O método foi aplicado em um hidrogerador real, utilizando-se as vibrações relativas dos eixos e as vibrações absolutas dos mancais medidas durante o processo de balanceamento do rotor do gerador. Os valores estimados experimentalmente confirmaram as simulações feitas com o modelo hidrodinâmico, as rigidezes reais eram significativamente menores do que as rigidezes determinadas de forma teórica, sem considerar as deformações na estrutura do mancal. Em contrapartida, quando essas deformações eram levadas em conta, os valores teóricos e experimentais eram similares.

A medição das vibrações absolutas dos mancais radiais com acelerômetros piezelétricos, prática adotada na grande maioria dos sistemas de monitoramento de hidrogeradores, constitui-se em deficiência grave do método proposto. As tensões elétricas produzidas por esses acelerômetros são muito reduzidas quando submetidos a vibrações de baixa frequência, mesmo quando essas vibrações têm amplitudes significativamente elevadas. Isso dificulta a aquisição e o processamento dos sinais, afetando a exatidão da medição. Como possível solução para o problema, foram encontrados transdutores de velocidade introduzidos há pouco tempo no mercado, com sensibilidade e resposta em frequência aparentemente adequadas à medição de vibração em hidrogeradores.

O problema é agravado no caso de um hidrogerador saudável, no qual as forças de excitação são reduzidas, devidas apenas ao desbalanceamento residual e insuficientes para a aplicação do método experimental proposto. Em tal situação, existem incertezas significativas até nas vibrações relativas do eixo, devido aos efeitos do *runout* elétrico e do *runout* mecânico do eixo. Para viabilizar a aplicação do método proposto nessa situação, ele foi aplicado em um hidrogerador saudável que operava em carga parcial, com cerca de 45% da potência nominal, excitado pelos vórtices

criados no rotor da turbina. Apesar da frequência de excitação em carga parcial ser aproximadamente um quarto da frequência de rotação do hidrogerador, o que gera dificuldades adicionais ao uso de acelerômetros piezelétricos, a intensidade das forças é elevada o suficiente para permitir a medição da vibração absoluta dos mancais com os referidos transdutores. Os coeficientes de rigidez determinados com essa excitação foram similares aos obtidos com a excitação pelo desbalanceamento, mostrando que a excitação por vórtices de carga parcial tem bom potencial de uso.

O trabalho foi finalizado com exemplos da viabilidade e da importância da utilização de modelos matemáticos do comportamento dinâmico de hidrogeradores no suporte ao monitoramento da saúde estrutural. O ajuste inicial dos modelos de rotor rígido e de rotor flexível, para reproduzir as vibrações medidas no hidrogerador monitorado, foi feito de forma manual. A rapidez do ajuste e a exatidão obtida indicaram que o processo pode originar um método alternativo para a identificação das rigidezes dos mancais, baseado apenas nas vibrações relativas do eixo. Alguns exemplos de aplicação eram simulações realizadas para avaliar a influência dos defeitos mais frequentes nas intensidades das vibrações monitoradas, nas formas das órbitas do eixo nos mancais e nas variações nas frequências naturais do hidrogerador, de modo a identificar os transdutores com maior potencial para detectar os defeitos simulados. Outros exemplos mostraram simulações para determinar os efeitos da excitação do gerador e para estimar as forças hidráulicas atuando no rotor da turbina na operação em carga parcial. Os modelos utilizados mostraram um desempenho satisfatório na análise do comportamento dinâmico do hidrogerador, bem como na detecção e no diagnóstico de defeitos.

A utilização de modelos simplificados similares aos mostrados neste trabalho diretamente pela equipe de engenheiros de manutenção, após um treinamento nas técnicas básicas de modelagem dinâmica de máquinas rotativas, pode elevar a taxa de sucesso no monitoramento da saúde estrutural de hidrogeradores a um nível adequado. Isso pode ser feito através da inclusão de um simulador da dinâmica de hidrogeradores no sistema de monitoramento, onde os engenheiros de manutenção possam ajustar os parâmetros de modelo conforme os resultados da utilização de técnicas de identificação de sistemas pertinentes, propiciando o treinamento adequado da função de diagnóstico automático. Por outro lado, apesar dos resultados promissores obtidos neste trabalho, é importante avaliar os resultados de uma

aplicação extensiva desses modelos simplificados em hidrogeradores reais, antes de se buscar modelos ou simuladores mais refinados.

A continuidade do trabalho inclui a avaliação de transdutores de velocidade adequados na medição das vibrações absolutas dos mancais, o que pode melhorar a exatidão do método proposto para identificar as rigidezes dos mancais e a qualidade do monitoramento em geral. Ainda com relação a esse aspecto, podem ser avaliados métodos mais robustos para a identificação as rigidezes citadas, no domínio do tempo e no domínio da frequência. Finalmente, pode ser desenvolvido o método de identificação com o ajuste das rigidezes dos mancais tendo como referência somente as vibrações relativas do eixo. No que se refere aos parâmetros dos modelos do comportamento dinâmico dos hidrogeradores, podem ser desenvolvidos métodos simplificados para a determinação teórica e para a estimativa experimental da rigidez magnética do gerador e das rigidezes dos selos de labirinto da turbina.

REFERÊNCIAS

ADAMS JUNIOR, M. L. **Rotating machinery vibration - from analysis to troubleshooting**. Cleveland: CRC Press, 2010.

BALACHANDRAN, B.; MAGRAB, E. B. **Vibrações mecânicas**. São Paulo: Cengage Learning, 2011.

BENTLY NEVADA. **Measurement of shaft vibration on hydroelectric turbine generators, Part 1 (dynamic behavior) and Part 2 (instrumentation applications)**. Minden, Nevada, USA, p. 1-12. 1985.

BOLDEA, I. **Synchronous generators**. Boca Raton: CRC Taylor & Francis, 2006.

BOX, G. E. P.; DRAPER, N. R. **Empirical model building and response surfaces**. New York, NY: John Wiley & Sons, 1987.

BRASIL. **Balanco energético nacional 2017 - Ano base 2016**. Rio de Janeiro: Ministério de Minas e Energia - Empresa de Pesquisa Energética, 2017.

BRITO JÚNIOR, G. C. **Comportamento dinâmico de mancais de guia de hidrogeradores de grande porte**. 215 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas. Campinas. 1996.

BRITO JÚNIOR, G. C. Application of simplified statistical models in hydro generating units health monitoring. In: INMAN, D. J., et al. **Damage prognosis - for aerospace, civil and mechanical systems**. Hoboken: John Wiley & Sons, 2005. p. 451-470.

BRITO JÚNIOR, G. C. et al. **Using autoregressive models for damage detection in guide bearings of hydro generating units**. XXXIV CILAMCE - Iberian Latin-American Congress on Computational Methods in Engineering. Pirenópolis: ABMEC. 2013. p. 19.

BRITO JÚNIOR, G. C. et al. Experimental aspects in the vibration-based-condition monitoring of large hydrogenerators. **International Journal of Rotating Machinery**, 2017 Article ID 1805051, 2017a. 14 páginas.

BRITO JÚNIOR, G. C.; ASSIS NETO, J. Q.; CRISTIANI, T. **Using autoregressive models for damage detection on large hdyro generating units condition monitoring**. CMDM 2011 - INTERNATIONAL CONFERENCE ON

CONDITION MONITORING DIAGNOSIS AND MAINTENANCE. Bucharest: Cigré. September 2011. p. 100-110.

BRITO JÚNIOR, G. C.; MACHADO, R. D.; CHAVES NETO, A. Using simplified models to assist fault detection and diagnosis in large hidrogenators. **International Journal of Rotating Machinery**, 2017b. Article ID 9258456 18 páginas.

BRITO JÚNIOR, G. C.; MACHADO, R. D.; CHAVES NETO, A. Experimental estimation of journal bearing stiffness for damage detection in large hidrogenators. **Shock and Vibration**, 2017, 2017c. Article ID 4647868 14 páginas.

BROWN, F. T. **Engineering system dynamics: a unified graph-centered approach**. Second edition. ed. Boca Raton, EUA: CRC Press, 2006.

CARDINALI, R. **Modelagem e aplicações em diagnose de máquinas rotativas verticais**. 106 f. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) - Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas. Campinas. 1992.

CHAN, S. H.; WHITE, M. F. **Experimental determination of dynamic characteristics of a full size gas turbine tilting-pad journal bearing by an impact test method**. Modal analysis, modeling, diagnostics and control: analytical and experimental. DE Vol. 38: ASME. 1991. p. 291–298.

CHILDS, D. W. **Turbomachinery rotordynamics - phenomena, modeling and analysis**. New York: Wiley-Interscience, 1993.

COWPER, G. The shear coefficient in timoshenko's beam theory. **Journal of Applied Mechanics**, Junho 1966. 335-340.

DIMOND, T. W. et al. Identification methods and test results for tilting pad and fixed geometry journal bearing dynamic coefficients - a review. **Shock and Vibration**, 16, 2009. 13-43.

DIMOND, T.; YOUNAN, A.; ALLAIRE, P. A Review of Tilting Pad Bearing Theory. **International Journal of Rotating Machinery**, v. 2011, p. 23, 2011.

DO NASCIMENTO, L. D. P. **Estudos das forças excitadoras e da modelagem matemática de máquinas hidrelétricas**. 120 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas. Campinas. 1987.

DOWNSON, D.; HUDSON, J. D.; MARCH, C. N. **An experimental investigation of the thermal equilibrium of steadily loaded journal bearings**. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Londres, Inglaterra: Volume: 181 issue: 2. 1966. p. 70-80.

EISEMANN, R. C. **Machinery malfunction diagnosis and correction: vibration analysis and troubleshooting for the process industries**. Upper Saddle River: Prentice Hall PTR, 1998.

FARRAR, C. R.; WORDEN, K. **An introduction to structural health monitoring**. Philosophical Transactions of The Royal Society. London: The Royal Society. 2007. p. 303-315.

FOX, J. G.; MAHANTY, J. The effective mass of an oscillating spring. **American Journal of Physics**, 38 - Number 1, 1970.

GENTA, G. **Dynamic of Rotating Systems**. New York, EUA: Springer, 2005.

GUSTAVSSON, R. **Rotor dynamical modelling and analysis of hydropower units**. 57 f. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) - Department of Applied Physics and Mechanical Engineering, Lulea University of Technology. Lulea. 2008.

GUSTAVSSON, R. K.; AIDANPÄÄ, J.-O. Using strain gauges to measure load on hydro generator guide bearings. **Hydro Review Worldwide Magazine**, p. 1-5, 2003.

GUSTAVSSON, R. K.; AIDANPÄÄ, J.-O. Evaluation of impact dynamics and contact forces in a hydropower rotor due to variations in damping and lateral fluid forces. **International Journal of Mechanical Sciences**, 2009.

GUSTAVSSON, R. K.; LUNDSTRÖM, M. L.; AIDANPÄÄ, J.-O. **Determination of journal bearing stiffness and damping at hydropower generators using strain gauges**. Proceedings of PWR2005. Chicago: ASME Power. 2005. p. 1-8.

HAMILL, F. A. Sayano Shushenskaya accident: presenting a possible direct cause. **International Water Power Dam Construction**, November 2010. 30-36.

HAMROCK, B. J.; SCHMID, S. R.; JACOBSON, B. O. **Fundamentals of fluid film lubrication**. Segunda Edição. ed. New York - Basel: Marcel Dekker, Inc, 2004.

INTERNATIONAL ELECTROTECHNICAL COMMISSION. **IEC 994 - Guide for field measurement of vibrations and pulsations in hydraulic machines (turbines, storage pumps and pump-turbines)**. Genebra. 1991.

INTERNATIONAL STANDARD ORGANIZATION. **ISO 10816 - Mechanical vibration - Evaluation of machine vibration by measurements on non-rotating parts**. Part 5 - Machine sets in hydraulic power generating and pumping plants. Genebra. 2000.

INTERNATIONAL STANDARD ORGANIZATION. **ISO 13373 - Condition monitoring and diagnostics of machines - Vibration condition monitoring**. Part I - General procedures. Genebra. 2002.

INTERNATIONAL STANDARD ORGANIZATION. **ISO 1940 - Mechanical vibration - Balance quality requirements for rotors in a constant (rigid) state**. Part 1 - Specification and verification of tolerances balance. Genebra. 2005.

INTERNATIONAL STANDARD ORGANIZATION. **ISO 7919 - Mechanical vibration - Evaluation of machine vibration by measurements on rotating shafts**. Part 5 - Machine sets in hydraulic power generating and pumping plants. Genebra. 2005.

ISHIDA, Y.; YAMAMOTO, T. **Linear and nonlinear rotordynamics - a modern treatment with applications**. 2nd. ed. Singapore: Wiley-VCH Verlag GmbH & Co. KGaA., 2012.

ITAIPU. **Vibrations of rotor-bearing system**. UHE Itaipu, p. 90. 1983. (6210-10-73012-I-R0).

ITAIPU. **Medições especiais nos mancais da unidade 14 - 6210-50-19753-I-R0**. 116 p. Relatório de Ensaio - Superintendência de Operação e Manutenção. UHE Itaipu. 1987.

ITAIPU. **Mancais das unidades geradoras - descrição de funcionamento - SOM**. UHE Itaipu, p. 70. 2002.

ITAIPU. **Medição da deformação axial da aranha do rotor - ensaio de comissionamento da U18A**. UHE Itaipu, p. 10. 2005.

ITAIPU. **Projeto hidrelétrico de Itaipu: características de engenharia**. Porto Alegre: Tab Marketing Editorial, 2009.

JUANG, J.-N.; PHAN, M. Q. **Identification and control of mechanical systems**. Cambridge: Cambridge University Press, 2004.

LALANNE, M.; FERRARIS, G. **Rotordynamics prediction in engineering**. West Sussex, England: John Wiley & Sons, Inc, 1990.

LJUNG, L. Perspectives on system identification. **Annual Reviews in Control**, 34, Abril 2010. 1-12.

LUNENO, J.-C.; AIDANPÄÄ, J.-O.; GUSTAVSSON, R. Model based analysis of coupled vibrations due to the combi-bearing in vertical hydroturbogenerator rotors. **Journal of Vibration and Acoustics, Transactions of the ASME**, 133 (6), 2011.

LUNENO, J.-C.; AIDANPÄÄ, J.-O.; GUSTAVSSON, R. Misalignment in combi-bearing: a cause of parametric instability in vertical rotor systems. **Journal of Engineering for Gas Turbines and Power**, 135, n. 3, 2012. 8.

MCCARTHY, D. M. C. **Sliding bearings for hydropower applications - novel materials, surface texture and EALs**. 45 f. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) - Department of Applied Physics and Mechanical Engineering, Lulea University of Technology. Lulea. 2008.

MCCLELLAN, J. H. et al. **Computer-based exercises for signal processing using Matlab 5**. Upper Saddle River, EUA: Pearson Education, 1998.

MCHUGH, J. D. **Principles of turbomachinery bearings**. Proceedings of the Eighth Turbomachinery Symposium. Houston: Texas A&M University. 1979. p. 135-145.

MEGGIT. **Velocity transducer system for low-frequency measurements type CV 210 + IVC 632**. Fribourg, Suíça, p. 8. 2004. (Vibro-Meter 262-101/04.06/E).

MEGGIT. **Velocity transducer for low-frequency measurements VE-210**. Fribourg, Suíça, p. 10. 2015.

MEIROVITCH, L. **Principles and techniques of vibrations**. Upper Saddle River: Prentice Hall, 2000.

MUSZYNSKA, A. **Rotordynamics**. Boca Raton: Taylor Francis Group, 2005.

NÄSSELQVIST, M. **Simulation and characterization of rotordynamic properties for vertical machines**. 158 f. Tese (Doutorado em Engenharia)-Department of Engineering Sciences and Mathematics, Lulea University of Technology. Lulea, Sweden. 2011.

NÄSSELQVIST, M.; GUSTAVSSON, R. K.; AIDANPÄÄ, J.-O. **Resonance problems in vertical hydropower unit after turbine upgrade**. 24th Symposium on Hydraulic Machinery and Systems. Foz do Iguaçu, PR, Brasil: IAHR. 2008. p. 10.

NÄSSELQVIST, M.; GUSTAVSSON, R. K.; AIDANPÄÄ, J.-O. Bearing load measurement in a hydropower unit using strain gauges installed inside a pivot pin. **Exp. Mech.**, V. 52, n. 4, 2011. 361-369.

NÄSSELQVIST, M.; GUSTAVSSON, R. K.; AIDANPÄÄ, J.-O. A Methodology for Protective Vibration Monitoring of Hydropower Units Based on the Mechanical Properties. **J Dyn Syst Meas Control.**, V. 135, n. 4, July 2013. 71-78.

PEREIRA, J. C. C. **Fundamentos da análise de sistemas dinâmicos**. Florianópolis: Editora UFSC, 2017.

RANDALL, R. B. **Vibration-based condition monitoring - industrial, aerospace and automotive applications**. Hoboken, EUA: John Wiley & Sons, 2011.

RAO, J. S. **History of rotating machinery dynamics**. Chennai, India: Springer Netherlands, 2011.

REYNOLDS, O. **On the theory of lubrication and its application to Mr Beauchamp Tower's experiments, including an experimental determination of the viscosity of olive oil**. *Philosophical Transactions of the Royal Society - Part I*. London: The Royal Society. 1886. p. Part I., 228-310.

ROSENBERG, E. **Magnetic pull in electric machines**. American Institute of Electrical Engineers. New York, EUA, p. 45. 1918.

SAHOO, P. **Engineering tribology**. Delhi: PHI Learning Private Ltd, 2013.

SOHN, H.; FARRAR, C. R. Statistical damage classification under changing environmental and operational conditions. **Journal of Intelligent Material Systems and Structures**, 13 no. 9, September 2002. 561-574.

SOMEYA, T. **Journal-bearing databook**. Berlin. 1989.

SPERBER, A.; WEBER, H. I. Dynamic models of hydroelectric machinery. **Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences**, Rio de Janeiro, RJ, Brasil, v. XIII - No. 1, p. 29-59, 1991.

SZERI, A. Z. **Fluid film lubrication - theory and design**. Cambridge: Cambridge University Press, 1998.

TIMOSHENKO, S. P.; GOODIER, J. N. **Teoria da elasticidade**. 3a Edição. ed. Rio de Janeiro: Editora Guanabara Dois S.A., 1980.

TIWARI, R.; LEES, A. W.; FRISWELL, M. I. Identification of dynamic bearing parameters: a review. **The Shock and Vibration Digest**, v. 36 n. 2, p. 99-124, March 2004.

VANCE, J.; ZEIDAN, F.; MURPHY, B. **Machinery vibration and rotordynamics**. Hoboken: John Wiley & Sons, 2010.

VLADISLAVLEV, L. A. **Vibration of hydro units in hydroelectric power plants**. New Delhi: Amerind Publishing Company, 1979.

WIEDEMANN, E.; KELLENBERGER, W. **Konstruktion elektrischer maschinen**. Berlin: Springer-Verlag, 1967.

WU, L. et al. **Vibration of hydraulic machinery**. Dordrecht: Springer (Mechanisms and Machine Science Serie), 2013.

APÊNDICES

A MODELO DE ROTOR RÍGIDO PARA HIDROGERADORES

Este apêndice detalha a obtenção do Modelo de Rotor Rígido (MRR) para a análise do comportamento dinâmico de hidrogeradores, descrito de forma resumida na seção 4.2.1.

A.1 MATRIZES DE ROTAÇÃO

Esta seção descreve as matrizes de rotação que relacionam o sistema de coordenadas inercial $\mathcal{C}X'Y'Z'$ e o sistema de coordenadas móvel $\mathcal{C}xyz$. O primeiro ângulo de Euler é definido por uma rotação $\varphi_{X'} = \varphi_x$ em torno do eixo X' do sistema $\mathcal{C}X'Y'Z'$, até que o eixo Y' coincida com o eixo y no plano de rotação do hidrogerador. A matriz de rotação correspondente é dada por:

$$[R_x(\varphi_x)] = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos\varphi_x & \text{sen}\varphi_x \\ 0 & -\text{sen}\varphi_x & \cos\varphi_x \end{bmatrix}. \quad (6.1)$$

O segundo ângulo de Euler é definido por uma rotação φ_y em torno do eixo y , de modo que o eixo X' também chegue ao plano de rotação do hidrogerador. A matriz de rotação é dada por:

$$[R_y(\varphi_y)] = \begin{bmatrix} \cos\varphi_y & 0 & -\text{sen}\varphi_y \\ 0 & 1 & 0 \\ \text{sen}\varphi_y & 0 & \cos\varphi_y \end{bmatrix}. \quad (6.2)$$

Na nova posição dos eixos existe apenas um ângulo χ entre o eixo de rotação z e o eixo de simetria do rotor, devido a desajustes de montagem. Como será mostrado na seção A.2.1, o ângulo χ exige uma nova matriz de rotação $[R_\chi(\chi)]$, dada pela equação (6.2) com χ em lugar de φ_y , isto é, $[R_\chi(\chi)] = [R_y(\chi)]$. O sistema de coordenadas resultante está no centro geométrico do rotor rígido e o segue em um movimento de precessão, sem rotação. Tal sistema intermediário é conhecido por sistema de precessão (*whirling*). Se o sistema é posto para girar com velocidade de

rotação φ_z , há uma rotação correspondente ao terceiro ângulo de Euler, designado por φ_z ¹⁹. A matriz de rotação nesse caso é dada por:

$$[R_z(\varphi_z)] = \begin{bmatrix} \cos\varphi_z & \text{sen}\varphi_z & 0 \\ -\text{sen}\varphi_z & \cos\varphi_z & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}. \quad (6.3)$$

O sistema de coordenadas resultante é conhecido por sistema de rotação e precessão. A base dos vetores unitários $(\hat{i}, \hat{j}, \hat{k})$ do sistema móvel $Cxyz$ pode ser obtida a partir dos vetores unitários do sistema inercial (i, j, k) pela seguinte relação:

$$\begin{bmatrix} \hat{i} \\ \hat{j} \\ \hat{k} \end{bmatrix} = \left[[R_z(\varphi_z)] [R_y(\varphi_y)] [R_x(\varphi_x)] \right] \begin{bmatrix} i \\ j \\ k \end{bmatrix} = [R_G] \begin{bmatrix} i \\ j \\ k \end{bmatrix}. \quad (6.4)$$

Pode-se mostrar que, quando que os ângulos φ_x e φ_y são suficientemente pequenos²⁰ e quando os termos de segunda ordem ($\cos\varphi_z \varphi_y \varphi_x$ e $\text{sen}\varphi_z \varphi_y \varphi_x$) são desprezados, a equação anterior é dada por:

$$\begin{bmatrix} \hat{i} \\ \hat{j} \\ \hat{k} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos\varphi_z & \text{sen}\varphi_z & \varphi_x \text{sen}\varphi_z - \varphi_y \cos\varphi_z \\ -\text{sen}\varphi_z & \cos\varphi_z & \varphi_x \cos\varphi_z + \varphi_y \text{sen}\varphi_z \\ \varphi_y & -\varphi_x & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} i \\ j \\ k \end{bmatrix}. \quad (6.5)$$

A.2 BALANÇO DE ENERGIA NO HIDROGERADOR

A.2.1 Energia armazenada na parte rotativa

Não há energia potencial armazenada na parte rotativa, uma vez que ela foi considerada rígida, sem elasticidade. A energia cinética dessa parte do hidrogerador pode ser dividida em duas parcelas, uma devida às velocidades de translação (T_{Rt}) e outra devida às velocidades de rotação (T_{Rr}). Para determinar a primeira parcela deve-se computar a velocidade do centro de massa da parte rotativa, que tem massa m , momento de inércia polar J_p e momento de inércia diametral J_d em torno do centro de massa.

¹⁹ Como a velocidade angular do hidrogerador é mantida constante ($\dot{\varphi}_z = \Omega$), o terceiro ângulo de Euler é dado pela equação (4.27), ou seja, $\varphi_z(t) = \Omega t + \varphi_z(0)$.

²⁰ A consideração é sempre válida para o MRR. Assim, $\text{sen}\varphi_x \approx \varphi_x$, $\cos\varphi_x \approx 1$, $\text{sen}\varphi_y \approx \varphi_y$ e $\cos\varphi_y \approx 1$.

A parte rotativa do hidrogerador sofre um desbalanceamento determinado pela distância $\epsilon = |\mathbf{r}_{PC}|$, onde \mathbf{r}_{PC} é o vetor que interliga o centro geométrico C e o centro de massa P . Para facilidade no desenvolvimento, mas sem perda de generalidade, será considerado que o centro de massa do hidrogerador P está localizado sobre o eixo x . Assim, no sistema móvel tem-se $\mathbf{r}_{PC} = \epsilon \hat{i}$. O vetor posição do centro de massa em relação ao sistema inercial de coordenadas é dado por:

$$\mathbf{r}_{PO} = \mathbf{r}_{CO} + \mathbf{r}_{PC} = X \mathbf{i} + Y \mathbf{j} + Z \mathbf{k} + \epsilon \hat{i}. \quad (6.6)$$

Esse vetor pode ser escrito na base do sistema inercial substituindo-se \hat{i} pela primeira linha da equação (6.5). Assim, obtém-se:

$$\mathbf{r}_{PO} = (X + \epsilon \cos\varphi_z) \mathbf{i} + (Y + \epsilon \sin\varphi_z) \mathbf{j} + [Z + \epsilon (\varphi_x \sin\varphi_z - \varphi_y \cos\varphi_z)] \mathbf{k}. \quad (6.7)$$

A velocidade do centro de massa é obtida derivando-se a equação (6.7) em relação ao tempo, isto é, $\mathbf{v}_{PO} = \dot{\mathbf{r}}_{PO}$. Se o valor da excentricidade ϵ for pequeno, o vetor velocidade pode ser aproximado por:

$$\mathbf{v}_{PO} = (\dot{X} - \epsilon \dot{\varphi}_z \sin\varphi_z) \mathbf{i} + (\dot{Y} + \epsilon \dot{\varphi}_z \cos\varphi_z) \mathbf{j} + \dot{Z} \mathbf{k}. \quad (6.8)$$

A energia cinética de translação da parte rotativa do hidrogerador (T_{Rt}) é dada por:

$$T_{Rt} = \frac{1}{2} m \mathbf{v}_{PO} \cdot \mathbf{v}_{PO}. \quad (6.9)$$

Substituindo-se a equação (6.8) na última equação, obtém-se:

$$T_{Rt} = \frac{1}{2} m [\dot{X}^2 + \dot{Y}^2 + \dot{Z}^2 + \epsilon^2 \dot{\varphi}_z^2 + 2\epsilon \dot{\varphi}_z (\dot{Y} \cos\varphi_z - \dot{X} \sin\varphi_z)]. \quad (6.10)$$

Para determinar-se a energia cinética rotacional do hidrogerador, é necessário obter as velocidades de rotação em relação ao sistema de coordenadas $Cxyz$:

$$\begin{Bmatrix} \omega_x \\ \omega_y \\ \omega_z \end{Bmatrix} = [R_z(\varphi_z)][R_y(\varphi_y)] \begin{Bmatrix} \dot{\varphi}_x \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix} + [R_z(\varphi_z)] \begin{Bmatrix} 0 \\ \dot{\varphi}_y \\ 0 \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ \dot{\varphi}_z \end{Bmatrix}. \quad (6.11)$$

Utilizando-se as equações (6.2) e (6.3) na expressão anterior, obtém-se:

$$\begin{Bmatrix} \omega_x \\ \omega_y \\ \omega_z \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \dot{\varphi}_y \sin\varphi_z + \dot{\varphi}_x \cos\varphi_y \cos\varphi_z \\ \dot{\varphi}_y \cos\varphi_z - \dot{\varphi}_x \cos\varphi_y \sin\varphi_z \\ \dot{\varphi}_x \sin\varphi_y + \dot{\varphi}_z \end{Bmatrix}. \quad (6.12)$$

Além do defeito originado pela excentricidade ϵ entre o centro geométrico C e o centro de massa P da parte rotativa, pode-se considerar também o defeito do desalinhamento entre o eixo de simetria e o eixo de rotação do hidrogerador, de um

ângulo χ em torno do eixo y . Essa última situação é ilustrada na FIGURA 6.1. A combinação desses dois defeitos provoca um desbalanceamento estático (excentricidade ϵ) e um desbalanceamento dinâmico²¹ (desalinhamento angular χ) no hidrogerador. Para determinar as velocidades da parte rotativa do hidrogerador em torno dos seus eixos de simetria (sistema de coordenadas $\mathcal{CS}_xS_yS_z$ na FIGURA 6.1), deve-se fazer uma rotação equivalente ao ângulo χ em torno do eixo y . Como o ângulo χ também é pequeno²², desprezando-se o termo de segunda ordem, tem-se:

$$\begin{cases} \omega_{S_x} \\ \omega_{S_y} \\ \omega_{S_z} \end{cases} = [R_y(\chi)] \begin{cases} \omega_x \\ \omega_y \\ \omega_z \end{cases} = \begin{cases} \dot{\varphi}_y \operatorname{sen}\varphi_z + \dot{\varphi}_x \cos\varphi_z - \chi\dot{\varphi}_z \\ \dot{\varphi}_y \cos\varphi_z - \dot{\varphi}_x \operatorname{sen}\varphi_z \\ \chi(\dot{\varphi}_y \operatorname{sen}\varphi_z + \dot{\varphi}_x \cos\varphi_z) + \dot{\varphi}_x \varphi_y + \dot{\varphi}_z \end{cases}. \quad (6.13)$$

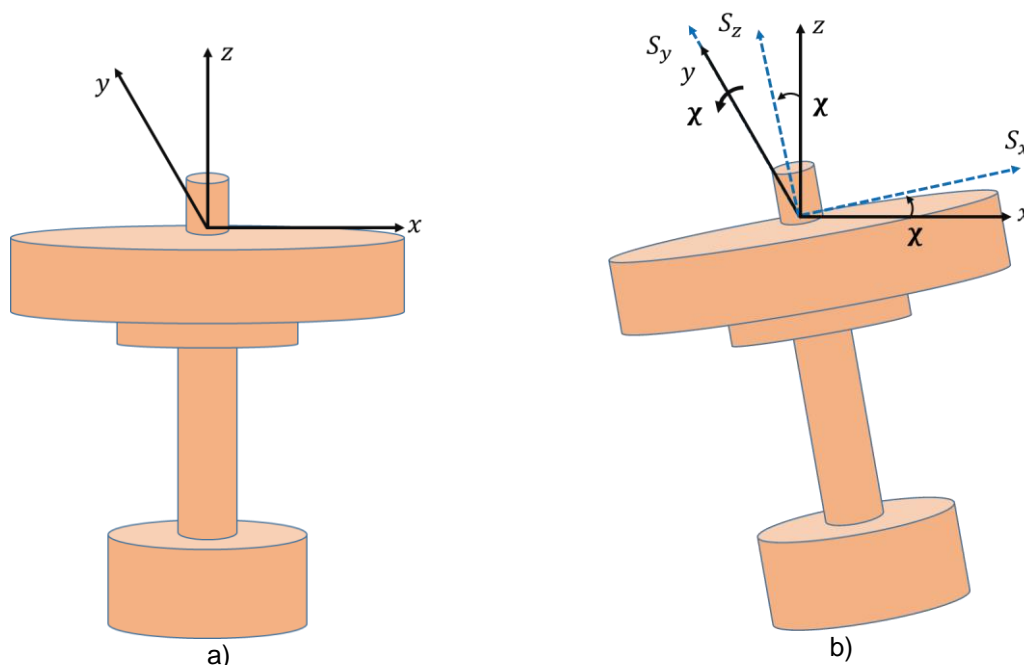


FIGURA 6.1 – EIXOS DE SIMETRIA DA PARTE ROTATIVA DO HIDROGERADOR ($\mathcal{CS}_xS_yS_z$) E SISTEMA DE COORDENADAS ROTATIVO ($\mathcal{C}xyz$): a) SEM DESALINHAMENTO; b) COM DESALINHAMENTO ANGULAR χ

A energia cinética de rotação da parte rotativa do hidrogerador (T_{Rr}) é dada por (BALACHANDRAN e MAGRAB, 2011):

²¹ O desbalanceamento de hidrogeradores de grande porte é localizado principalmente no rotor do gerador (vide seções 5.3.2 e 5.3.3), onde é corrigido. É fato conhecido que o balanceamento deve ser realizado em um único plano, sempre que a relação entre o diâmetro e a altura do rotor for maior do que 4. Como esse é caso da maioria dos hidrogeradores em análise, o desbalanceamento dinâmico é desconsiderado, uma vez que exige a instalação de massas de correção significativas em posições radialmente opostas, algo impraticável nessas máquinas.

²² Assim, $\operatorname{sen}\chi \approx \chi$ e $\cos\chi \approx 1$.

$$T_{Rr} = \frac{1}{2} \{ \omega_{Sx} \quad \omega_{Sy} \quad \omega_{Sz} \} \begin{bmatrix} J_d & 0 & 0 \\ 0 & J_d & 0 \\ 0 & 0 & J_p \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \omega_{Sx} \\ \omega_{Sy} \\ \omega_{Sz} \end{Bmatrix}. \quad (6.14)$$

Utilizando-se a equação (6.13) no desenvolvimento da equação anterior, considerando-se que as velocidades $\dot{\varphi}_x$ e $\dot{\varphi}_y$ também são pequenas o suficiente para desprezar-se os termos de ordem cúbica e superiores da equação citada, obtém-se:

$$T_{Rr} = \frac{1}{2} [J_d(\dot{\varphi}_x^2 + \dot{\varphi}_y^2 + \chi^2 \dot{\varphi}_z^2) + J_p(\dot{\varphi}_z^2 + 2\dot{\varphi}_x \varphi_y \dot{\varphi}_z) + 2\chi \dot{\varphi}_z (J_p - J_d)(\dot{\varphi}_x \cos \varphi_z + \dot{\varphi}_y \sin \varphi_z)]. \quad (6.15)$$

A energia cinética total da parte rotativa do hidrogerador é obtida a partir das equações (6.10) e (6.15). Essa energia é dada por $T_R = T_{Rt} + T_{Rr}$:

$$T_R = \frac{1}{2} m [\dot{X}^2 + \dot{Y}^2 + \dot{Z}^2 + \epsilon^2 \dot{\varphi}_z^2 + 2\epsilon \dot{\varphi}_z (\dot{Y} \cos \varphi_z - \dot{X} \sin \varphi_z)] + \frac{1}{2} [J_d(\dot{\varphi}_x^2 + \dot{\varphi}_y^2 + \chi^2 \dot{\varphi}_z^2) + J_p(\dot{\varphi}_z^2 + 2\dot{\varphi}_x \varphi_y \dot{\varphi}_z) + 2\chi \dot{\varphi}_z (J_p - J_d)(\dot{\varphi}_x \cos \varphi_z + \dot{\varphi}_y \sin \varphi_z)]. \quad (6.16)$$

A.2.2 Energia armazenada nos mancais

A energia cinética armazenada nos mancais T_M é dada diretamente por²³:

$$T_M = \frac{1}{2} m_1 (\dot{x}_1^2 + \dot{y}_1^2) + \frac{1}{2} m_2 (\dot{x}_2^2 + \dot{y}_2^2) + \frac{1}{2} m_3 (\dot{x}_3^2 + \dot{y}_3^2). \quad (6.17)$$

A FIGURA 6.2 mostra as rigidezes do mancal guia superior nas direções X e Y , quando a parte rotativa do hidrogerador sofre uma rotação φ_x em torno do eixo $X \equiv X'$ (parte superior), seguida de uma rotação φ_y em torno do eixo y (parte inferior). Para simplicidade da análise, inicialmente será desconsiderado o acoplamento cruzado nas rigidezes do mancal. Assim, a FIGURA 6.2 mostra apenas as rigidezes principais do mancal, k_{1xx} na direção X e k_{1yy} na direção Y . A estrutura do mancal é representada por um anel rígido de massa m_1 , que envolve todo o eixo superior do gerador. A estrutura do mancal tem deslocamentos horizontais x_1 e y_1 no plano $z_1 = 0$.

²³ Foi realizada uma simplificação do modelo na direção axial. Considerou-se uma única rigidez axial (k_8) representando o mancal de escora e sustentando a parte girante do hidrogerador. Os efeitos da massa do mancal de escora foram desprezados.

A rotação φ_y distende as rigidezes da parte esquerda da FIGURA 6.2 (parte inferior), enquanto comprime as rigidezes do lado direito. A energia potencial armazenada nas quatro rigidezes da direção X (V_{MGSx}) é dada pela expressão:

$$V_{MGSx} = \frac{1}{2} k_{2x} x_1^2 + \frac{1}{2} k_{1xx} (X - x_1 + l_1 \varphi_y)^2. \quad (6.18)$$

Analogamente, considerando a rotação φ_x , a energia potencial armazenada nas quatro rigidezes da direção Y (V_{MGIy}) é expressa por:

$$V_{MGIy} = \frac{1}{2} k_{2y} y_1^2 + \frac{1}{2} k_{1yy} (Y - y_1 - l_1 \varphi_x)^2. \quad (6.19)$$

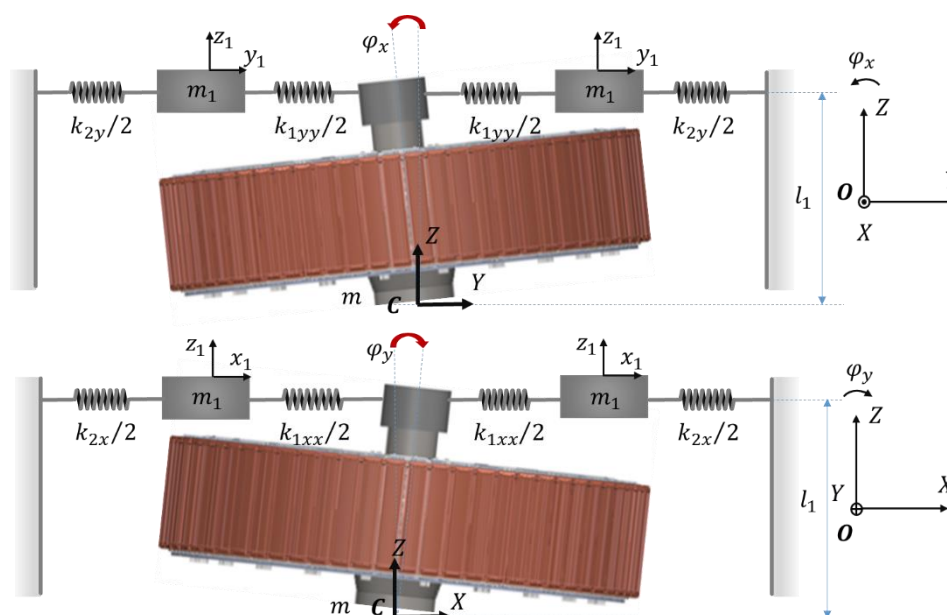


FIGURA 6.2 – ARMAZENAMENTO DE ENERGIA POTENCIAL NO MANCAL GUIA SUPERIOR

Quando se considera o acoplamento cruzado no filme lubrificante, a força atuante na direção X do mancal depende do deslocamento nessa direção (rigidez k_{1xx}) e do deslocamento na direção ortogonal Y (rigidez k_{1xy}). A força na direção Y do mancal tem dependência análoga à descrita, com rigidezes k_{1yx} e k_{1yy} , respectivamente para as direções X e Y . Em geral, as rigidezes de acoplamento cruzado são nulas para mancais de segmentos oscilantes (SOMEYA, 1989). Entretanto, como mostrado na seção 5.1, deformações na estrutura do mancal podem gerar rigidezes de acoplamento cruzado não nulas, com valores significativos. Assim, o desenvolvimento da equação de movimento do hidrogenador será feito considerando a possibilidade de acoplamento cruzado nos mancais de guia. Como o sistema é linear, a matriz de rigidez obtida será simétrica ($k_{iyx} = k_{ixy}$, com $i = 1, 2, 3$)

(MEIROVITCH, 2000, p. 164). Dessa forma, considerando-se as rotações φ_x e φ_y , a energia armazenada nas rigidezes do mancal guia superior (V_{MGS}) é dada por:

$$V_{MGS} = \frac{1}{2}k_{1xx} (X - x_1 + l_1\varphi_y)^2 + \frac{1}{2}k_{1yy} (Y - y_1 - l_1\varphi_x)^2 + k_{1xy} (X - x_1 + l_1\varphi_y)(Y - y_1 - l_1\varphi_x) + \frac{1}{2}k_{2x} x_1^2 + \frac{1}{2}k_{2y} y_1^2. \quad (6.20)$$

Analogamente, a energia potencial armazenada no mancal guia inferior ou combinado (V_{MGI}) é dada por:

$$V_{MGI} = \frac{1}{2}k_{3xx} (X - x_2 + l_2\varphi_y)^2 + \frac{1}{2}k_{3yy} (Y - y_2 - l_2\varphi_x)^2 + k_{3xy} (X - x_2 + l_2\varphi_y)(Y - y_2 - l_2\varphi_x) + \frac{1}{2}k_{4x} x_2^2 + \frac{1}{2}k_{4y} y_2^2; \quad (6.21)$$

enquanto que a energia armazenada no mancal guia da turbina (V_{MGT}) é:

$$V_{MGT} = \frac{1}{2}k_{5xx} (X - x_3 - l_3\varphi_y)^2 + \frac{1}{2}k_{5yy} (Y - y_3 + l_3\varphi_x)^2 + k_{5xy} (X - x_3 - l_3\varphi_y)(Y - y_3 + l_3\varphi_x) + \frac{1}{2}k_{6x} x_3^2 + \frac{1}{2}k_{6y} y_3^2. \quad (6.22)$$

Pode-se observar inversões de sinais na compressão das rigidezes do filme lubrificante, quando se compara as equações (6.20) e (6.21) com a equação (6.22).

Um estudo completo do comportamento dinâmico do mancal de escora, quando dotado de mancal guia combinado, pode ser encontrado em (LUNENO, AIDANPÄÄ e GUSTAVSSON, 2011). Essa referência mostra que podem existir acoplamentos entre a direção axial (Z) e as duas direções radiais (X e Y), acoplamentos originados por dois motivos. O primeiro motivo é que as reações radiais do mancal guia combinado produzem um momento no bloco de escora, uma vez que essas reações são aplicadas acima da superfície de deslizamento do mancal de escora. O segundo motivo é a falta de alinhamento axial entre segmentos e a superfície de deslizamento do mancal de guia. Entretanto, em hidrogeradores de grande porte modernos esses acoplamentos são minimizados pela altura reduzida do bloco de escora e pelo pivotamento axial dos segmentos de guia. Por isso, tais efeitos serão desprezados no presente trabalho.

Na análise que segue, o mancal de escora recebe carga de forma equalizada, em sapatas distribuídas simetricamente. Esse mancal é modelado como uma rigidez axial de valor k_8 , dividida em quatro partes iguais, distribuídas a 90° uma da outra, nos eixos X e Y . A FIGURA 6.3 mostra as deformações das rigidezes que representam o

mancal de escora do hidrogerador, nas direções X (esquerda) e Y (direita). A energia armazenada nas rigidezes da direção X (V_{ME_x}) e da direção Y (V_{ME_y}), são:

$$V_{ME_x} = \frac{1}{2} \frac{k_8}{4} (Z + l_5 \varphi_y)^2 + \frac{1}{2} \frac{k_8}{4} (Z - l_5 \varphi_y)^2 = \frac{1}{2} \frac{k_8}{2} (Z^2 + l_5^2 \varphi_y^2), \quad (6.23)$$

$$V_{ME_y} = \frac{1}{2} \frac{k_8}{4} (Z + l_5 \varphi_x)^2 + \frac{1}{2} \frac{k_8}{4} (Z - l_5 \varphi_x)^2 = \frac{1}{2} \frac{k_8}{2} (Z^2 + l_5^2 \varphi_x^2). \quad (6.24)$$

A energia total armazenada no mancal de escora, considerando também a parcela devida à aceleração da gravidade, é:

$$V_{ME} = V_{ME_x} + V_{ME_y} + mgZ = \frac{1}{2} k_8 \left(Z^2 + \frac{1}{2} l_5^2 \varphi_x^2 + \frac{1}{2} l_5^2 \varphi_y^2 \right) + mgZ. \quad (6.25)$$

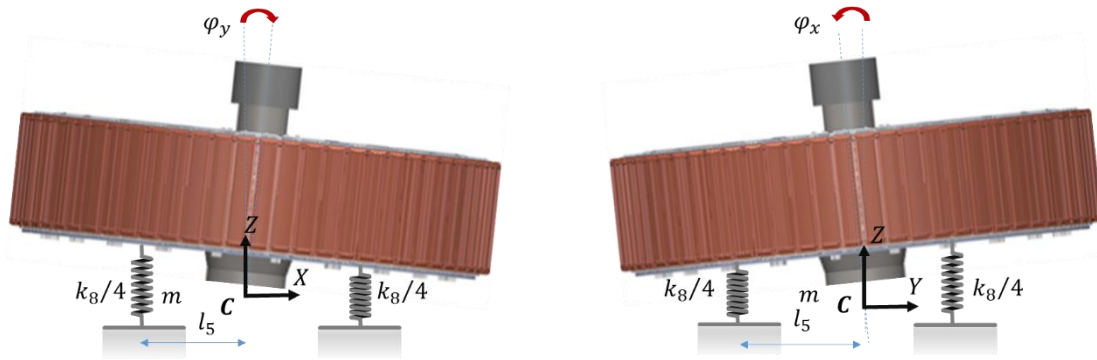


FIGURA 6.3 - ARMAZENAMENTO DE ENERGIA POTENCIAL NO MANCAL DE ESCORA

As rigidezes equivalentes dos selos de labirinto da turbina estão localizadas a uma distância l_4 do centro de massa do hidrogerador (FIGURA 4.10). Como as rigidezes são muito menores do que as rigidezes dos mancais, os efeitos de acoplamento cruzado foram desconsiderados. Assim, a energia armazenada nessas rigidezes é dada por:

$$V_{LT} = \frac{1}{2} k_{9x} (X - l_4 \varphi_y)^2 + \frac{1}{2} k_{9y} (Y + l_4 \varphi_x)^2. \quad (6.26)$$

Com procedimento análogo, a energia armazenada na rigidez magnética equivalente do gerador pode ser determinada como:

$$V_{MAG} = \frac{1}{2} k_{7x} (X + l_0 \varphi_y)^2 + \frac{1}{2} k_{7y} (Y - l_0 \varphi_x)^2. \quad (6.27)$$

A energia potencial total armazenada nos mancais é dada pela soma das parcelas expressas nas equações (6.20), (6.21), (6.22), (6.25), (6.26) e (6.27):

$$V_M = V_{MGS} + V_{MGI} + V_{MGT} + V_{ME} + V_{LT} + V_{MAG}. \quad (6.28)$$

A.2.3 Energia total armazenada no hidrogerador

A energia cinética total T no hidrogerador é obtida pela soma da energia cinética da parte rotativa mostrada na equação (6.16), com a energia cinética dos mancais, indicada pela equação (6.17):

$$\begin{aligned}
 T = \frac{1}{2} m [& \dot{X}^2 + \dot{Y}^2 + \dot{Z}^2 + \epsilon^2 \dot{\varphi}_z^2 + 2\epsilon \dot{\varphi}_z (\dot{Y} \cos \varphi_z - \dot{X} \sin \varphi_z)] \\
 & + \frac{1}{2} [J_d (\dot{\varphi}_x^2 + \dot{\varphi}_y^2 + \chi^2 \dot{\varphi}_z^2) + J_p (\dot{\varphi}_z^2 + 2\dot{\varphi}_x \varphi_y \dot{\varphi}_z) \\
 & + 2\chi \dot{\varphi}_z (J_p - J_d) (\dot{\varphi}_x \cos \varphi_z + \dot{\varphi}_y \sin \varphi_z)] + \frac{1}{2} m_1 (\dot{x}_1^2 + \dot{y}_1^2) \\
 & + \frac{1}{2} m_2 (\dot{x}_2^2 + \dot{y}_2^2) + \frac{1}{2} m_3 (\dot{x}_3^2 + \dot{y}_3^2) .
 \end{aligned} \tag{6.29}$$

Como os eixos e os rotores foram considerados rígidos, a energia potencial total V armazenada no hidrogerador é igual à energia armazenada nos mancais V_M , mostrada na equação (6.28). Assim, V é dada por:

$$\begin{aligned}
 V = \frac{1}{2} k_{1xx} (X - x_1 + l_1 \varphi_y)^2 + \frac{1}{2} k_{1yy} (Y - y_1 - l_1 \varphi_x)^2 \\
 + k_{1xy} (X - x_1 + l_1 \varphi_y) (Y - y_1 - l_1 \varphi_x) + \frac{1}{2} k_{2x} x_1^2 + \frac{1}{2} k_{2y} y_1^2 \\
 + \frac{1}{2} k_{3xx} (X - x_2 + l_2 \varphi_y)^2 + \frac{1}{2} k_{3yy} (Y - y_2 - l_2 \varphi_x)^2 \\
 + k_{3xy} (X - x_2 + l_2 \varphi_y) (Y - y_2 - l_2 \varphi_x) + \frac{1}{2} k_{4x} x_2^2 + \frac{1}{2} k_{4y} y_2^2 \\
 + \frac{1}{2} k_{5xx} (X - x_3 - l_3 \varphi_y)^2 + \frac{1}{2} k_{5yy} (Y - y_3 + l_3 \varphi_x)^2 \\
 + k_{5xy} (X - x_3 - l_3 \varphi_y) (Y - y_3 + l_3 \varphi_x) + \frac{1}{2} k_{6x} x_3^2 + \frac{1}{2} k_{6y} y_3^2 \\
 + \frac{1}{2} k_{7x} (X + l_0 \varphi_y)^2 + \frac{1}{2} k_{7y} (Y - l_0 \varphi_x)^2 + \frac{1}{2} k_{9x} (X - l_4 \varphi_y)^2 \\
 + \frac{1}{2} k_{9y} (Y + l_4 \varphi_x)^2 + \frac{1}{2} k_8 \left(Z^2 + \frac{1}{2} l_5^2 \varphi_x^2 + \frac{1}{2} l_5^2 \varphi_y^2 \right) + mgZ .
 \end{aligned} \tag{6.30}$$

A.2.4 Função de dissipação de Rayleigh

O MRR considera que o amortecimento estrutural da parte rotativa e das estruturas dos mancais é desprezível, que todo o amortecimento do hidrogerador está concentrado no filme lubrificante dos mancais. Os coeficientes de amortecimento do filme lubrificante dos mancais não foram mostrados na FIGURA 4.10 para minimizar

as informações apresentadas nessa figura. Para maior simplicidade do modelo, serão desprezados eventuais efeitos de acoplamento cruzado nesses coeficientes de amortecimento. Essa consideração é razoável para mancais de segmentos oscilantes (SOMEYA, 1989). Os coeficientes nas direções principais para o mancal guia superior, mancal guia inferior e mancal guia da turbina são respectivamente c_{1x} , c_{2x} e c_{3x} para a direção X , assim como c_{1y} , c_{2y} e c_{3y} para a direção Y . A função de dissipação de Rayleigh D para o hidrogerador é dada por:

$$\begin{aligned}
 D = & \frac{1}{2} c_{1x} (\dot{X} - \dot{x}_1 + l_1 \dot{\phi}_y)^2 + \frac{1}{2} c_{1y} (\dot{Y} - \dot{y}_1 - l_1 \dot{\phi}_x)^2 \\
 & + \frac{1}{2} c_{2x} (\dot{X} - \dot{x}_2 + l_2 \dot{\phi}_y)^2 + \frac{1}{2} c_{2y} (\dot{Y} - \dot{y}_2 - l_2 \dot{\phi}_x)^2 \\
 & + \frac{1}{2} c_{3x} (\dot{X} - \dot{x}_3 - l_3 \dot{\phi}_y)^2 + \frac{1}{2} c_{3y} (\dot{Y} - \dot{y}_3 + l_3 \dot{\phi}_x)^2.
 \end{aligned} \tag{6.31}$$

A.3 EQUAÇÕES DE MOVIMENTO

A.3.1 Determinação das equações de movimento

Esta seção mostra a obtenção das equações de movimento do hidrogerador através da utilização da equação de Lagrange (4.31) com a energia cinética, a energia potencial e a função de dissipação de Rayleigh, fornecidas respectivamente pelas equações (6.29), (6.30) e (6.31).

Os efeitos do desbalanceamento estático e dinâmico já haviam sido considerados no MRR, incluídos na energia cinética da parte rotativa do hidrogerador. Para maior generalidade da equação de movimento, são consideradas forças adicionais atuando na parte rotativa, as forças $F_g(t)$ no rotor do gerador e $F_t(t)$ no rotor da turbina, como mostrado na FIGURA 4.10. São também considerados os momentos M_{ϕ_x} , M_{ϕ_y} e M_{ϕ_z} , obtidos após uma rotação $\phi_X \equiv \phi_{X'} \equiv \phi_x$ em torno do eixo $O - X$, ϕ_y em torno do eixo intermediário $O - y$ e ϕ_z do eixo $O - z$, respectivamente. Considerando pequenos ângulos ϕ_y , os momentos generalizados são dados por (BALACHANDRAN e MAGRAB, 2011, p. 353):

$$\begin{Bmatrix} Q_{\varphi_x} \\ Q_{\varphi_y} \\ Q_{\varphi_z} \end{Bmatrix} = [R_y(\varphi_y)]^T \begin{Bmatrix} M_{\varphi_x} \\ M_{\varphi_y} \\ M_{\varphi_z} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos\varphi_y & 0 & \text{sen}\varphi_y \\ 0 & 1 & 0 \\ -\text{sen}\varphi_y & 0 & \cos\varphi_y \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} M_{\varphi_x} \\ M_{\varphi_y} \\ M_{\varphi_z} \end{Bmatrix}, \quad (6.32)$$

ou ainda:

$$\begin{Bmatrix} Q_{\varphi_x} \\ Q_{\varphi_y} \\ Q_{\varphi_z} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} M_{\varphi_x} + \varphi_y M_{\varphi_z} \\ M_{\varphi_y} \\ M_{\varphi_z} - \varphi_y M_{\varphi_x} \end{Bmatrix}. \quad (6.33)$$

Considerando inicialmente que o hidrogerador não tem desbalanceamento ($\epsilon = 0$ e $\chi = 0$) e utilizando todos os 12 graus de liberdade descritos na seção 4.2.1.1, as forças generalizadas Q_j^* e as suas respectivas coordenadas generalizadas q_j^* são dadas, provisoriamente, por:

$$\begin{aligned} Q_1^* &= [-F_g(t)l_0 + F_t(t)l_4] \text{sen } \varphi_z, & q_1^* &= X, \\ Q_2^* &= [-F_g(t)l_0 + F_t(t)l_4] \text{sen } \varphi_z, & q_2^* &= Y, \\ Q_3^* &= F_z(t), & q_3^* &= Z, \\ Q_4^* &= M_{\varphi_x} + \varphi_y M_{\varphi_z}, & q_4^* &= \varphi_x, \\ Q_5^* &= M_{\varphi_y}, & q_5^* &= \varphi_y, \\ Q_6^* &= M_{\varphi_z} - \varphi_y M_{\varphi_x}, & q_6^* &= \varphi_z, \\ Q_7^* &= 0, & q_7^* &= x_1, \\ Q_8^* &= 0, & q_8^* &= y_1, \\ Q_9^* &= 0, & q_9^* &= x_2, \\ Q_{10}^* &= 0, & q_{10}^* &= y_2, \\ Q_{11}^* &= 0, & q_{11}^* &= x_3, \\ Q_{12}^* &= 0, & q_{12}^* &= y_3. \end{aligned} \quad (6.34)$$

Nas equações anteriores deve-se observar que o torque hidráulico da turbina é compensado pelas perdas de ventilação, pelo atrito nos mancais de guia e pelo torque eletromagnético do gerador. Assim, em condições estacionárias tem-se $M_{\varphi_z} = 0$. Também deve-se observar que a força peso e a parcela constante do empuxo axial da turbina são compensadas pela reação axial da cruzeta do mancal de escora. Finalmente, considerando-se as forças e as distâncias mostradas na FIGURA 4.10, tem-se:

$$M_{\varphi_x} = -F_g(t)l_0 + F_t(t)l_4, \quad M_{\varphi_y} = F_g(t)l_0 - F_t(t)l_4. \quad (6.35)$$

O MRR inicialmente requer os 12 graus de liberdade mostrados na equação (6.34) para representar o hidrogerador. Entretanto, aplicando-se a equação de Lagrange nas equações (4.28), (4.29) e (4.30), para $j = 3$ ($q_3 = Z$), obtém-se:

$$m \ddot{Z} + k_8 Z + mg = F_Z(t). \quad (6.36)$$

A equação anterior confirma que a vibração axial do hidrogerador é desacoplada das vibrações radiais (GENTA, 2005, p. 265). Como o objetivo é analisar as vibrações laterais, o MRR pode ser representado por 11 graus de liberdade.

Aplicando-se novamente a equação de Lagrange para $j = 6$ ($q_6 = \varphi_z$), obtém-se:

$$\begin{aligned} (J_p + J_d \chi^2 + m \epsilon^2) \ddot{\varphi}_z + m \epsilon (\ddot{Y} \cos \varphi_z - \ddot{X} \sin \varphi_z) \\ + \chi (J_p - J_d) (\ddot{\varphi}_x \cos \varphi_z + \ddot{\varphi}_y \sin \varphi_z) + J_p \varphi_y \ddot{\varphi}_x \\ + J_p \dot{\varphi}_x \dot{\varphi}_y = M_{\varphi_z} - \varphi_y M_{\varphi_x}. \end{aligned} \quad (6.37)$$

Multiplicando-se todos os termos da equação anterior por φ_y e desprezando-se os termos de ordem superior, tem-se:

$$\varphi_y M_{\varphi_z} = J_p \varphi_y \ddot{\varphi}_z. \quad (6.38)$$

A equação anterior indica que $M_{\varphi_z} = J_p \ddot{\varphi}_z$. Isso significa que quando o hidrogerador opera com velocidade constante tem-se $\dot{\varphi}_z = \Omega$ e $M_{\varphi_z} = 0$.

Aplicando-se uma vez mais a equação de Lagrange, agora para $j = 4$ ($q_4 = \varphi_x$), chega-se a:

$$\begin{aligned} J_d \ddot{\varphi}_x + J_p \dot{\varphi}_y \dot{\varphi}_z + J_p \varphi_y \ddot{\varphi}_z - (c_{1y} l_1 + c_{2y} l_2 - c_{3y} l_3) \dot{Y} \\ + (c_{1y} l_1^2 + c_{2y} l_2^2 + c_{3y} l_3^2) \dot{\varphi}_x + c_{1y} l_1 \dot{y}_1 + c_{2y} l_2 \dot{y}_2 - c_{3y} l_3 \dot{y}_3 \\ - (k_{1xy} l_1 + k_{3xy} l_2 - k_{5xy} l_3) X \\ - (k_{1yy} l_1 + k_{3yy} l_2 - k_{5yy} l_3 + k_{7y} l_0 - k_{9y} l_4) Y \\ + \left(k_{1yy} l_1^2 + k_{3yy} l_2^2 + k_{5yy} l_3^2 + k_{7y} l_0^2 + \frac{1}{2} k_8 l_5^2 + k_{9y} l_4^2 \right) \varphi_x \\ - (k_{1xy} l_1^2 + k_{3xy} l_2^2 + k_{5xy} l_3^2) \varphi_y + l_1 k_{1xy} x_1 + l_1 k_{1yy} y_1 + l_2 k_{3xy} x_2 \\ + l_2 k_{3yy} y_2 - l_3 k_{5xy} x_3 - l_3 k_{5yy} y_3 \\ = -\chi (J_p - J_d) [\ddot{\varphi}_z \cos \varphi_z - \dot{\varphi}_z^2 \sin \varphi_z] + M_{\varphi_x} + \varphi_y M_{\varphi_z}. \end{aligned} \quad (6.39)$$

A equação (6.38) indica que o termo $J_p \varphi_y \ddot{\varphi}_z$ do lado esquerdo na equação (6.39) é cancelado pelo termo $\varphi_y M_{\varphi_z}$ do lado direito dessa mesma equação. Assim, a

equação (6.39) torna-se a equação de movimento para a coordenada generalizada φ_x . O grau de liberdade φ_z já estava determinado pela equação (4.27) quando o hidrogerador tem velocidade constante Ω , sob controle do regulador de velocidade. Portanto, o MRR pode ser representado por apenas 10 graus de liberdade.

Desconsiderando-se as coordenadas generalizadas z e φ_z pelos motivos citados, aplicando-se novamente a equação de Lagrange para as coordenadas faltantes ($j = 1, 2, 5, 7, 8, 9, 10, 11, 12$), obtém-se as 10 equações de movimento do MRR como segue:

$$\begin{aligned}
m\ddot{X} + (c_{1x} + c_{2x} + c_{3x})\dot{X} + (c_{1x}l_1 + c_{2x}l_2 - c_{3x}l_3)\dot{\varphi}_y - c_{1x}\dot{x}_1 - c_{2x}\dot{x}_2 \\
- c_{3x}\dot{x}_3 + (k_{1xx} + k_{3xx} + k_{5xx} + k_{7x} + k_{9x})X \\
+ (k_{1xy} + k_{3xy} + k_{5xy})Y - (k_{1xy}l_1 + k_{3xy}l_2 - k_{5xy}l_3)\varphi_x \\
+ (k_{1xx}l_1 + k_{3xx}l_2 - k_{5xx}l_3 + k_{7x}l_0 - k_{9x}l_4)\varphi_y - k_{1xx}x_1 \\
- k_{3xx}x_2 - k_{5xx}x_3 - k_{1xy}y_1 - k_{3xy}y_2 - k_{5xy}y_3 \\
= m\epsilon\ddot{\varphi}_z\text{sen}\varphi_z + m\epsilon\dot{\varphi}_z^2\text{cos}\varphi_z + F_X(t),
\end{aligned} \tag{6.40}$$

$$\begin{aligned}
m\ddot{Y} + (c_{1y} + c_{2y} + c_{3y})\dot{Y} - (c_{1y}l_1 + c_{2y}l_2 - c_{3y}l_3)\dot{\varphi}_x - c_{1y}\dot{y}_1 - c_{2y}\dot{y}_2 - c_{3y}\dot{y}_3 \\
+ (k_{1xy} + k_{3xy} + k_{5xy})X + (k_{1yy} + k_{3yy} + k_{5yy} + k_{7y} + k_{9y})Y \\
- (k_{1yy}l_1 + k_{3yy}l_2 - k_{5yy}l_3 + k_{7y}l_0 - k_{9y}l_4)\varphi_x \\
+ (k_{1xy}l_1 + k_{3xy}l_2 - k_{5xy}l_3)\varphi_y - k_{1xy}x_1 - k_{3xy}x_2 - k_{5xy}x_3 \\
- k_{1yy}y_1 - k_{3yy}y_2 - k_{5yy}y_3 \\
= -m\epsilon\ddot{\varphi}_z\text{cos}\varphi_z + m\epsilon\dot{\varphi}_z^2\text{sen}\varphi_z + F_Y(t),
\end{aligned} \tag{6.41}$$

$$\begin{aligned}
J_d\ddot{\varphi}_x + J_p\dot{\varphi}_y\dot{\varphi}_z - (c_{1y}l_1 + c_{2y}l_2 - c_{3y}l_3)\dot{Y} + (c_{1y}l_1^2 + c_{2y}l_2^2 + c_{3y}l_3^2)\dot{\varphi}_x \\
+ c_{1y}l_1\dot{y}_1 + c_{2y}l_2\dot{y}_2 - c_{3y}l_3\dot{y}_3 - (k_{1xy}l_1 + k_{3xy}l_2 - k_{5xy}l_3)X \\
- (k_{1yy}l_1 + k_{3yy}l_2 - k_{5yy}l_3 + k_{7y}l_0 - k_{9y}l_4)Y \\
+ \left(k_{1yy}l_1^2 + k_{3yy}l_2^2 + k_{5yy}l_3^2 + k_{7y}l_0^2 + \frac{1}{2}k_8l_5^2 + k_{9y}l_4^2\right)\varphi_x \\
- (k_{1xy}l_1^2 + k_{3xy}l_2^2 + k_{5xy}l_3^2)\varphi_y + l_1k_{1xy}x_1 + l_1k_{1yy}y_1 + l_2k_{3xy}x_2 \\
+ l_2k_{3yy}y_2 - l_3k_{5xy}x_3 - l_3k_{5yy}y_3 \\
= -\chi(J_p - J_d)[\ddot{\varphi}_z\text{cos}\varphi_z - \dot{\varphi}_z^2\text{sen}\varphi_z] + M_{\varphi_x},
\end{aligned} \tag{6.42}$$

$$\begin{aligned}
& J_d \ddot{\varphi}_y - J_p \dot{\varphi}_x \dot{\varphi}_z + (c_{1x} l_1 + c_{2x} l_2 - c_{3x} l_3) \dot{X} + (c_{1x} l_1^2 + c_{2x} l_2^2 + c_{3x} l_3^2) \dot{\varphi}_y \\
& - c_{1x} l_1 \dot{x}_1 - c_{2x} l_2 \dot{x}_2 + c_{3x} l_3 \dot{x}_3 \\
& + (k_{1xx} l_1 + k_{3xx} l_2 - k_{5xx} l_3 + k_{7x} l_0 - k_{9x} l_4) X \\
& + (k_{1xy} l_1 + k_{3xy} l_2 - k_{5xy} l_3) Y - (k_{1xy} l_1^2 + k_{3xy} l_2^2 + k_{5xy} l_3^2) \varphi_x \\
& + \left(k_{1xx} l_1^2 + k_{3xx} l_2^2 + k_{5xx} l_3^2 + k_{7x} l_0^2 + \frac{1}{2} k_8 l_5^2 + k_{9x} l_4^2 \right) \varphi_y \\
& - k_{1xx} l_1 x_1 - k_{1xy} l_1 y_1 - k_{3xx} l_2 x_2 - k_{3xy} l_2 y_2 + k_{5xx} l_3 x_3 \\
& + k_{5xy} l_3 y_3 = -\chi (J_p - J_d) [\ddot{\varphi}_z \text{sen} \varphi_z + \dot{\varphi}_z^2 \text{cos} \varphi_z] + M_{\varphi_y},
\end{aligned} \tag{6.43}$$

$$\begin{aligned}
& m_1 \ddot{x}_1 - c_{1x} \dot{X} - c_{1x} l_1 \dot{\varphi}_y + c_{1x} \dot{x}_1 - k_{1xx} X - k_{1xy} Y + k_{1xy} l_1 \varphi_x \\
& - k_{1xx} l_1 \varphi_y + (k_{1xx} + k_{2x}) x_1 + k_{1xy} y_1 = 0,
\end{aligned} \tag{6.44}$$

$$\begin{aligned}
& m_1 \ddot{y}_1 - c_{1y} \dot{Y} + c_{1y} l_1 \dot{\varphi}_x + c_{1y} \dot{y}_1 - k_{1xy} X - k_{1yy} Y + k_{1yy} l_1 \varphi_x \\
& - k_{1xy} l_1 \varphi_y + k_{1xy} x_1 + (k_{1yy} + k_{2y}) y_1 = 0,
\end{aligned} \tag{6.45}$$

$$\begin{aligned}
& m_2 \ddot{x}_2 - c_{2x} \dot{X} - c_{2x} l_2 \dot{\varphi}_y + c_{2x} \dot{x}_2 - k_{3xx} X - k_{3xy} Y + k_{3xy} l_2 \varphi_x \\
& - k_{3xx} l_2 \varphi_y + (k_{3xx} + k_{4x}) x_2 + k_{3xy} y_2 = 0,
\end{aligned} \tag{6.46}$$

$$\begin{aligned}
& m_2 \ddot{y}_2 - c_{2y} \dot{Y} + c_{2y} l_2 \dot{\varphi}_x + c_{2y} \dot{y}_2 - k_{3xy} X - k_{3yy} Y + k_{3yy} l_2 \varphi_x \\
& - k_{3xy} l_2 \varphi_y + k_{3xy} x_2 + (k_{3yy} + k_{4y}) y_2 = 0,
\end{aligned} \tag{6.47}$$

$$\begin{aligned}
& m_3 \ddot{x}_3 - c_{3x} \dot{X} + c_{3x} l_3 \dot{\varphi}_y + c_{3x} \dot{x}_3 - k_{5xx} X - k_{5xy} Y - k_{5xy} l_3 \varphi_x \\
& + k_{5xx} l_3 \varphi_y + (k_{5xx} + k_{6x}) x_3 + k_{5xy} y_3 = 0,
\end{aligned} \tag{6.48}$$

$$\begin{aligned}
& m_3 \ddot{y}_3 - c_{3y} \dot{Y} - c_{3y} l_3 \dot{\varphi}_x + c_{3y} \dot{y}_3 - k_{5xy} X - k_{5yy} Y - k_{5yy} l_3 \varphi_x \\
& + k_{5xy} l_3 \varphi_y + k_{5xy} x_3 + (k_{5yy} + k_{6y}) y_3 = 0.
\end{aligned} \tag{6.49}$$

As forças generalizadas Q_j e as coordenadas generalizadas q_j , para a parte rotativa ($j=1, \dots, 4$) e para os mancais do hidrogenador ($j=5, \dots, 10$), são dadas por:

$$\begin{aligned}
Q_1 &= m\epsilon \dot{\varphi}_z^2 \text{cos} \varphi_z + [-F_g(t) + F_t(t)] \text{sen} \varphi_z, & q_1 &= X, \\
Q_2 &= m\epsilon \dot{\varphi}_z^2 \text{sen} \varphi_z + [F_g(t) - F_t(t)] \text{cos} \varphi_z, & q_2 &= Y,
\end{aligned} \tag{6.50}$$

$$\begin{aligned}
Q_3 &= \chi(J_p - J_d) \dot{\varphi}_z^2 \operatorname{sen}\varphi_z + [-F_g(t)l_0 + F_t(t)l_4] \operatorname{sen}\varphi_z, & q_3 &= \varphi_x, \\
Q_4 &= -\chi(J_p - J_d) \dot{\varphi}_z^2 \operatorname{cos}\varphi_z + [F_g(t)l_0 - F_t(t)l_4] \operatorname{cos}\varphi_z, & q_4 &= \varphi_y, \\
Q_5 &= 0, & q_5 &= x_1, \\
Q_6 &= 0, & q_6 &= y_1, \\
Q_7 &= 0, & q_7 &= x_2, \\
Q_8 &= 0, & q_8 &= y_2, \\
Q_9 &= 0, & q_9 &= x_3, \\
Q_{10} &= 0, & q_{10} &= y_3.
\end{aligned}$$

A.3.2 Equações de movimento na forma matricial

Como os hidrogeradores serão monitorados em regime estacionário, o que implica em velocidade constante, tem-se $\varphi_z = \Omega t$, $\dot{\varphi}_z = \Omega$ e $\ddot{\varphi}_z = 0$. Assim, os lados direitos das equações (6.40), (6.41), (6.42) e (6.43) são simplificados. As equações de movimento do MRR podem ser representadas de um modo compacto, na forma matricial, como:

$$\mathbf{M} \ddot{\mathbf{x}}(t) + \mathbf{C} \dot{\mathbf{x}}(t) + \Omega \mathbf{G} \dot{\mathbf{x}}(t) + \mathbf{K} \mathbf{x}(t) = \mathbf{F}(t), \quad (6.51)$$

onde a matriz de massa \mathbf{M} é:

$$\mathbf{M} = \begin{bmatrix} m_{1,1} & 0 & 0 & \dots & 0 \\ 0 & m_{2,2} & 0 & \dots & 0 \\ 0 & 0 & m_{3,3} & \dots & 0 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & 0 & 0 & \dots & m_{10,10} \end{bmatrix}; \text{ com } m_{i,j} = 0, \text{ exceto:} \quad (6.52)$$

$$\begin{aligned}
m_{1,1} = m_{2,2} = m, & & m_{3,3} = m_{4,4} = J_d, & & m_{5,5} = m_{6,6} = m_1, \\
m_{7,7} = m_{8,8} = m_2, & & m_{9,9} = m_{10,10} = m_3.
\end{aligned} \quad (6.53)$$

A matriz de amortecimento \mathbf{C} é:

$$\mathbf{C} = \begin{bmatrix} c_{1,1} & c_{1,2} & c_{1,3} & \dots & c_{1,10} \\ c_{2,1} & c_{2,2} & c_{2,3} & \dots & c_{2,10} \\ c_{3,1} & c_{3,2} & c_{3,3} & \dots & c_{3,10} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ c_{10,1} & c_{10,2} & c_{10,3} & \dots & c_{10,10} \end{bmatrix}; \text{ com } c_{i,j} = 0, \text{ exceto:} \quad (6.54)$$

$$c_{1,1} = (c_{1x} + c_{2x} + c_{3x}), \quad c_{1,4} = (c_{1x}l_1 + c_{2x}l_2 - c_{3x}l_3), \quad (6.55)$$

$$c_{1,5} = -c_{1x}, \quad c_{1,7} = -c_{2x}, \quad c_{1,9} = -c_{3x},$$

$$c_{2,2} = (c_{1y} + c_{2y} + c_{3y}) \quad c_{2,3} = -(c_{1y}l_1 + c_{2y}l_2 - c_{3y}l_3), \quad (6.56)$$

$$c_{2,6} = -c_{1y}, \quad c_{2,8} = -c_{2y}, \quad c_{2,10} = -c_{3y},$$

$$c_{3,2} = -(c_{1y}l_1 + c_{2y}l_2 - c_{3y}l_3) \quad c_{3,3} = (c_{1y}l_1^2 + c_{2y}l_2^2 + c_{3y}l_3^2), \quad (6.57)$$

$$c_{3,6} = c_{1y}l_1, \quad c_{3,8} = c_{2y}l_2, \quad c_{3,10} = -c_{3y}l_3,$$

$$c_{4,1} = (c_{1x}l_1 + c_{2x}l_2 - c_{3x}l_3), \quad c_{4,4} = (c_{1x}l_1^2 + c_{2x}l_2^2 + c_{3x}l_3^2), \quad (6.58)$$

$$c_{4,5} = -c_{1x}l_1, \quad c_{4,7} = -c_{2x}l_2, \quad c_{4,9} = c_{3x}l_3,$$

$$c_{5,1} = -c_{1x}, \quad c_{5,4} = -c_{1x}l_1, \quad c_{5,5} = c_{1x}, \quad (6.59)$$

$$c_{6,2} = -c_{1y}, \quad c_{6,3} = c_{1y}l_1, \quad c_{6,6} = c_{1y}, \quad (6.60)$$

$$c_{7,1} = -c_{2x}, \quad c_{7,4} = -c_{2x}l_2, \quad c_{7,7} = c_{2x}, \quad (6.61)$$

$$c_{8,2} = -c_{2y}, \quad c_{8,3} = c_{2y}l_2, \quad c_{8,8} = c_{2y}, \quad (6.62)$$

$$c_{9,1} = -c_{3x}, \quad c_{9,4} = c_{3x}l_3, \quad c_{9,9} = c_{3x}, \quad (6.63)$$

$$c_{10,2} = -c_{3y}, \quad c_{10,3} = -c_{3y}l_3, \quad c_{10,10} = c_{3y}. \quad (6.64)$$

A matriz giroscópica $\Omega \mathbf{G}$ é:

$$\Omega \mathbf{G} = \begin{bmatrix} g_{1,1} & g_{1,2} & g_{1,3} & \dots & g_{1,10} \\ g_{2,1} & g_{2,2} & g_{2,3} & \dots & g_{2,10} \\ g_{3,1} & g_{3,2} & g_{3,3} & \dots & g_{3,10} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ g_{10,1} & g_{10,2} & g_{10,3} & \dots & g_{10,10} \end{bmatrix}; \text{ com } g_{i,j} = 0, \text{ exceto:} \quad (6.65)$$

$$g_{3,4} = \Omega J_p, \quad g_{4,3} = -\Omega J_p. \quad (6.66)$$

A matriz de rigidez \mathbf{K} é dada por:

$$\mathbf{K} = \begin{bmatrix} k_{1,1} & k_{1,2} & k_{1,3} & \dots & k_{1,10} \\ k_{2,1} & k_{2,2} & k_{2,3} & \dots & k_{2,10} \\ k_{3,1} & k_{3,2} & k_{3,3} & \dots & k_{3,10} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ k_{10,1} & k_{10,2} & k_{10,3} & \dots & k_{10,10} \end{bmatrix}; \text{ com } k_{i,j} = 0, \text{ exceto:} \quad (6.67)$$

$$k_{1,1} = (k_{1xx} + k_{3xx} + k_{5xx} + k_{7x} + k_{9x}) \quad k_{1,2} = (k_{1xy} + k_{3xy} + k_{5xy}), \quad (6.68)$$

$$k_{1,3} = -(k_{1xy}l_1 + k_{3xy}l_2 - k_{5xy}l_3), \quad k_{1,4} = (k_{1xx}l_1 + k_{3xx}l_2 - k_{5xx}l_3 + k_{7x}l_0 - k_{9x}l_4),$$

$$k_{1,5} = -k_{1xx}, \quad k_{1,6} = -k_{1xy}, \quad k_{1,7} = -k_{3xx},$$

$$k_{1,8} = -k_{3xy}, \quad k_{1,9} = -k_{5xx}, \quad k_{1,10} = -k_{5xy},$$

$$k_{2,1} = (k_{1xy} + k_{3xy} + k_{5xy}), \quad k_{2,2} = (k_{1yy} + k_{3yy} + k_{5yy} + k_{7y} + k_{9y}), \quad (6.69)$$

$$k_{2,3} = -(k_{1yy}l_1 + k_{3yy}l_2 - k_{5yy}l_3 + k_{7y}l_0 - k_{9y}l_4), \quad k_{2,4} = (k_{1xy}l_1 + k_{3xy}l_2 - k_{5xy}l_3),$$

$$k_{2,5} = -k_{1xy}, \quad k_{2,6} = -k_{1yy}, \quad k_{2,7} = -k_{3xy},$$

$$k_{2,8} = -k_{3yy}, \quad k_{2,9} = -k_{5xy}, \quad k_{2,10} = -k_{5yy},$$

$$k_{3,1} = -(k_{1xy}l_1 + k_{3xy}l_2 - k_{5xy}l_3), \quad k_{3,2} = -(k_{1yy}l_1 + k_{3yy}l_2 - k_{5yy}l_3 + k_{7y}l_0 - k_{9y}l_4) \quad (6.70)$$

$$k_{3,3} = \left(k_{1yy}l_1^2 + k_{3yy}l_2^2 + k_{5yy}l_3^2 + k_{7y}l_0^2 + \frac{1}{2}k_8l_5^2 + k_9l_4^2 \right), \quad k_{3,4} = -(k_{1xy}l_1^2 + k_{3xy}l_2^2 + k_{5xy}l_3^2),$$

$$k_{3,5} = k_{1xy}l_1, \quad k_{3,6} = k_{1yy}l_1, \quad k_{3,7} = k_{3xy}l_2, \\ k_{3,8} = k_{3yy}l_2, \quad k_{3,9} = -k_{5xy}l_3, \quad k_{3,10} = -k_{5yy}l_3, \quad (6.71)$$

$$k_{4,1} = (k_{1xx}l_1 + k_{3xx}l_2 - k_{5xx}l_3 + k_{7x}l_0 - k_{9x}l_4), \quad k_{4,2} = (k_{1xy}l_1 + k_{3xy}l_2 - k_{5xy}l_3),$$

$$k_{4,3} = -(k_{1xy}l_1^2 + k_{3xy}l_2^2 + k_{5xy}l_3^2), \quad k_{4,4} = \left(k_{1xx}l_1^2 + k_{3xx}l_2^2 + k_{5xx}l_3^2 + k_{7x}l_0^2 + \frac{1}{2}k_8l_5^2 + k_9l_4^2 \right),$$

$$k_{4,5} = -k_{1xx}l_1, \quad k_{4,6} = -k_{1xy}l_1, \quad k_{4,7} = -k_{3xx}l_2, \\ k_{4,8} = -k_{3xy}l_2, \quad k_{4,9} = k_{5xx}l_3, \quad k_{4,10} = k_{5xy}l_3, \\ k_{5,1} = -k_{1xx}, \quad k_{5,2} = -k_{1xy}, \quad k_{5,3} = k_{1xy}, \quad (6.72)$$

$$k_{5,4} = -k_{1xx}l_1, \quad k_{5,5} = (k_{1xx} + k_{2x}), \quad k_{5,6} = k_{1xy}, \\ k_{6,1} = -k_{1xy}, \quad k_{6,2} = -k_{1yy}, \quad k_{6,3} = k_{1yy}l_1, \quad (6.73)$$

$$k_{6,4} = -k_{1xy}l_1, \quad k_{6,5} = k_{1xy}, \quad k_{6,6} = (k_{1yy} + k_{2y}), \\ k_{7,1} = -k_{3xx}, \quad k_{7,2} = -k_{3xy}, \quad k_{7,3} = k_{3xy}l_2, \quad (6.74)$$

$$k_{7,4} = -k_{3xx}l_2, \quad k_{7,7} = (k_{3xx} + k_{4x}), \quad k_{7,8} = k_{3xy}, \\ k_{8,1} = -k_{3xy}, \quad k_{8,2} = -k_{3yy}, \quad k_{8,3} = k_{3yy}l_2, \quad (6.75)$$

$$k_{8,4} = -k_{3xy}l_2, \quad k_{8,7} = k_{3xy}, \quad k_{8,8} = (k_{3yy} + k_{4y}), \\ k_{9,1} = -k_{5xx}, \quad k_{9,2} = -k_{5xy}, \quad k_{9,3} = -k_{5xy}l_3, \quad (6.76)$$

$$k_{9,4} = k_{5xx}l_3, \quad k_{9,9} = (k_{5xx} + k_{6x}), \quad k_{9,10} = k_{5xy}, \\ k_{10,1} = -k_{5xy}, \quad k_{10,2} = -k_{5yy}, \quad k_{10,3} = -k_{5yy}l_3, \quad (6.77)$$

$$k_{10,4} = k_{5xy}l_3, \quad k_{10,9} = k_{5xy}, \quad k_{10,10} = (k_{5yy} + k_{6y}).$$

Os vetores $\mathbf{x}(t)$ e $\mathbf{F}(t)$ são dados por:

$$\mathbf{x}(t) = \{X \ Y \ \varphi_x \ \varphi_y \ x_1 \ y_1 \ x_2 \ y_2 \ x_3 \ y_3\}^T, \quad (6.78)$$

$$\mathbf{F}(t) = \{Q_1 \ Q_2 \ Q_3 \ Q_4 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0\}^T, \quad (6.79)$$

onde Q_1, Q_2, Q_3 e Q_4 são obtidos através da equação (6.50).

B MODELO DE ROTOR FLEXÍVEL PARA HIDROGERADORES

Este apêndice detalha a obtenção do Modelo de Rotor Flexível (MRF) para a análise do comportamento dinâmico de hidrogeradores, baseado no MEF e descrito de forma resumida na seção 4.2.2.

B.1 O MEF APLICADO À DINÂMICA DE ROTORES

O MEF é um conjunto de processos de solução de equações diferenciais parciais através da discretização da estrutura ou do domínio modelado em elementos de dimensões finitas. O método tem ampla utilização nas diversas áreas da Engenharia. A teoria do MEF aplicada à dinâmica de rotores está bem detalhada em várias referências bibliográficas, como (LALANNE e FERRARIS, 1990), (CHILDS, 1993), (GENTA, 2005), (RAO, 2011) e (PEREIRA, 2017). Assim, o presente apêndice contém apenas uma breve descrição dessa aplicação do MEF.

B.1.1 Elementos de viga

No MRF, a parte rotativa do hidrogerador será modelada por elementos de viga. A geometria e o sistema de coordenadas do elemento de viga utilizado são mostrados na FIGURA 6.4. O elemento tem altura l , seção transversal A e dois nós localizados nas suas extremidades, o nó 1 e o nó 2. As coordenadas generalizadas (\mathbf{q}) do elemento de viga são dadas por:

$$\mathbf{q} = [u_{x1}, u_{y1}, u_{z1}, \varphi_{x1}, \varphi_{y1}, \varphi_{z1}, u_{x2}, u_{y2}, u_{z2}, \varphi_{x2}, \varphi_{y2}, \varphi_{z2}]^T. \quad (6.80)$$

Hidrogeradores são máquinas rotativas subcríticas, nas quais as frequências naturais axiais e torcionais são muito mais elevadas do que as frequências naturais dos modos de flexão. Desta forma, nessas máquinas usualmente são monitoradas as vibrações laterais do eixo, por serem as vibrações de maior potencial na detecção de danos. Nesse caso, as coordenadas generalizadas importantes são as coordenadas relacionadas com os planos xz (\mathbf{q}_x) e yz (\mathbf{q}_y), descritas a seguir:

$$\mathbf{q}_x = [u_{x1}, \varphi_{y1}, u_{x2}, \varphi_{y2}]^T, \quad \mathbf{q}_y = [u_{y1}, \varphi_{x1}, u_{y2}, \varphi_{x2}]^T. \quad (6.81)$$

Em uma primeira análise Genta (2005, p. 156-200) considera que a parte rotativa e seus suportes são isotrópicos, o que permite a utilização de coordenadas generalizadas complexas, com a conseqüente redução da ordem das matrizes desse sistema dinâmico à metade. A FIGURA 6.4 mostra que o ângulo φ_x tem o sentido oposto do ângulo φ_y , em relação à deflexão do eixo. Assim, as coordenadas generalizadas de flexão são dadas por²⁴:

$$\mathbf{q} = [u_{x1} + i u_{y1}, \varphi_{y1} - i \varphi_{x1}, u_{x2} + i u_{y2}, \varphi_{y2} - i \varphi_{x2}]^T. \quad (6.82)$$

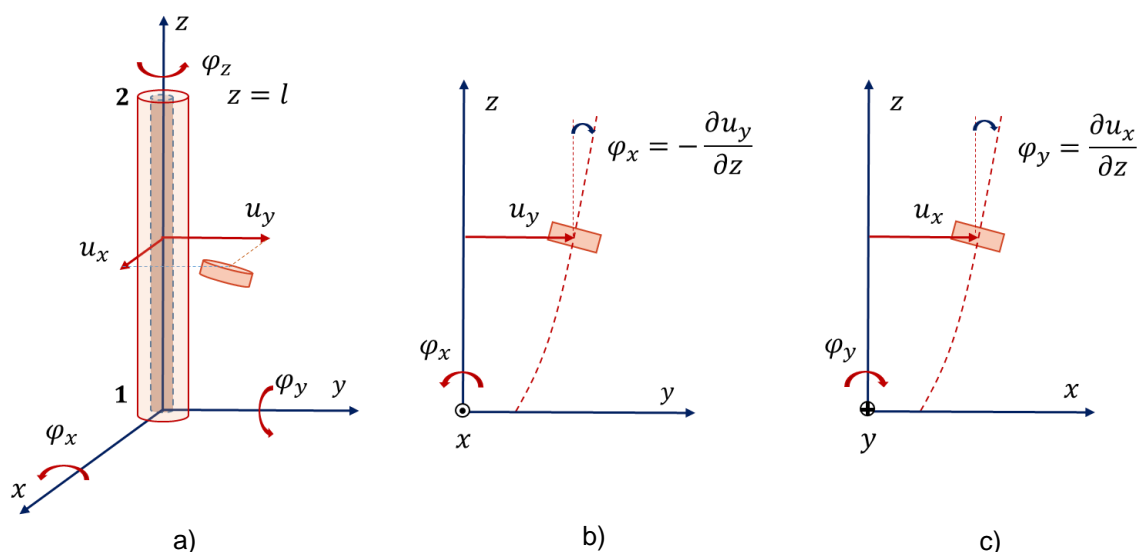


FIGURA 6.4 - ELEMENTO DE VIGA: a) GEOMETRIA E SISTEMA DE COORDENADAS; b) VISTA DO PLANO yz ; c) VISTA DO PLANO xz
 FONTE: ADAPTADO DE (GENTA, 2005)

B.1.2 Funções de forma

O deslocamento $\mathbf{u}(x, y, z, t)$ de um ponto de coordenadas (x, y, z) é obtido como uma combinação linear de um conjunto de funções arbitrárias, denominadas de funções de forma, como mostrado nas equações seguintes:

$$\mathbf{u}(x, y, z, t) = \mathbf{N}(x, y, z) \mathbf{q}(t), \quad (6.83)$$

onde:

$$\mathbf{N} = \begin{bmatrix} \mathbf{N}_1 \\ \mathbf{N}_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} N_{11} & N_{12} & N_{13} & N_{14} \\ N_{21} & N_{24} & N_{23} & N_{24} \end{bmatrix}, \quad (6.84)$$

²⁴ É importante observar a utilização das coordenadas imaginárias $-i \varphi_{x1}$ e $-i \varphi_{x2}$. O sinal negativo faz com que as linhas das matrizes correspondentes às duas direções sejam iguais, permitindo a redução das suas respectivas ordens à metade.

sendo N_{ij} ($i = 1, 2 ; j = 1, \dots, 4$) as funções de forma dadas por (GENTA, 2005, p. 160-161)²⁵:

$$\begin{aligned}
 N_{11} &= \frac{1 + \Phi(1 - \zeta) - 3\zeta^2 + 2\zeta^3}{1 + \Phi}, & N_{12} &= l\zeta \frac{1 + \frac{1}{2}\Phi(1 - \zeta) - 2\zeta + \zeta^2}{1 + \Phi}, \\
 N_{13} &= \zeta \frac{\Phi + 3\zeta - 2\zeta^2}{1 + \Phi}, & N_{14} &= l\zeta \frac{-\frac{1}{2}\Phi(1 - \zeta) - \zeta + \zeta^2}{1 + \Phi}, \\
 N_{21} &= 6\zeta \frac{\zeta - 1}{l(1 + \Phi)}, & N_{22} &= \frac{1 + \Phi(1 - \zeta) - 4\zeta + 3\zeta^2}{1 + \Phi}, \\
 N_{23} &= -6\zeta \frac{\zeta - 1}{l(1 + \Phi)}, & N_{24} &= \frac{\Phi\zeta - 2\zeta + 3\zeta^2}{1 + \Phi}.
 \end{aligned} \tag{6.85}$$

Nas equações anteriores $\zeta = z/l$ é a coordenada adimensional do elemento de viga e a Φ é o coeficiente do efeito de cisalhamento transversal, dado por:

$$\Phi = \frac{12EI_y\chi_c}{GA l^2}, \tag{6.86}$$

onde E o módulo de elasticidade, $I_y = I_x$ o momento de inércia de área transversal, χ_c o fator de cisalhamento, G o módulo de cisalhamento, A a área da seção transversal anular do elemento de diâmetro interno d_i , diâmetro externo d_e e de comprimento l . O momento de inércia de massa polar ($J_p = J_z$) e o momento de inércia de massa transversal ($J_d = J_x = J_y$) desse elemento, cuja massa é dada por $m = \rho A l$, são dados respectivamente por:

$$J_p = \frac{1}{8} m (d_e^2 + d_i^2), \quad J_d = \frac{1}{48} m [3(d_e^2 + d_i^2) + 4l^2]. \tag{6.87}$$

Se o elemento descrito tem coeficiente de Poisson ν , o fator de cisalhamento χ_c pode ser obtido por (COWPER, 1966):

$$\chi_c = \frac{(7 + 6\nu)(1 + m_d)^2 + m_d^2(20 + 12\nu)}{6(1 + \nu)(1 + m_d)^2}, \tag{6.88}$$

onde $m_d = d_i/d_e$. Por exemplo, utilizando-se os parâmetros mostrados na TABELA 4.6, pode-se obter o fator de cisalhamento para o eixo da turbina dos hidrogeradores da UHE Itaipu como $\chi_c = 1,73$.

²⁵ A constante Φ minimiza o problema de travamento da força cortante (*shear locking problem*). Se o elemento de viga é esbelto como assumido no modelo de viga de Euler-Bernoulli, tem-se $\Phi \approx 0$. Caso contrário, tem-se o modelo de viga de Timoshenko.

Os deslocamentos nos planos xz e yz , dados respectivamente por $[u_x, \varphi_y]^T$ e $[u_y, -\varphi_x]^T$, são determinados pelas coordenadas generalizadas dos nós para flexão mostradas na equação (6.81) como segue (GENTA, 2005, p. 161):

$$\begin{Bmatrix} u_x \\ \varphi_y \end{Bmatrix} = \mathbf{N}(x, y, z) \mathbf{q}_x(t) = \begin{bmatrix} N_{11} & N_{12} & N_{13} & N_{14} \\ N_{21} & N_{22} & N_{23} & N_{24} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_{x1} \\ \varphi_{y1} \\ u_{x2} \\ \varphi_{y2} \end{Bmatrix} \quad (6.89)$$

$$\begin{Bmatrix} u_y \\ -\varphi_x \end{Bmatrix} = \mathbf{N}(x, y, z) \mathbf{q}_y(t) = \begin{bmatrix} N_{11} & N_{12} & N_{13} & N_{14} \\ N_{21} & N_{22} & N_{23} & N_{24} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_{y1} \\ -\varphi_{x1} \\ u_{y2} \\ -\varphi_{x2} \end{Bmatrix}$$

As funções de forma podem ser verificadas nas extremidades do elemento de viga, para um fator de cisalhamento qualquer. Para $\zeta = 0$ tem-se:

$$\begin{Bmatrix} u_x \\ \varphi_y \end{Bmatrix} \Big|_{\zeta=0} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_{x1} \\ \varphi_{y1} \\ u_{x2} \\ \varphi_{y2} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} u_{x1} \\ \varphi_{y1} \end{Bmatrix}, \quad (6.90)$$

$$\begin{Bmatrix} u_y \\ -\varphi_x \end{Bmatrix} \Big|_{\zeta=0} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_{y1} \\ -\varphi_{x1} \\ u_{y2} \\ -\varphi_{x2} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} u_{y1} \\ -\varphi_{x1} \end{Bmatrix}.$$

Da mesma forma, para $\zeta = 1$ tem-se:

$$\begin{Bmatrix} u_x \\ \varphi_y \end{Bmatrix} \Big|_{\zeta=1} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_{x1} \\ \varphi_{y1} \\ u_{x2} \\ \varphi_{y2} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} u_{x2} \\ \varphi_{y2} \end{Bmatrix}, \quad (6.91)$$

$$\begin{Bmatrix} u_y \\ -\varphi_x \end{Bmatrix} \Big|_{\zeta=1} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_{y1} \\ -\varphi_{x1} \\ u_{y2} \\ -\varphi_{x2} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} u_{y2} \\ -\varphi_{x2} \end{Bmatrix}.$$

B.1.3 Energia potencial e matrizes de rigidez

B.1.3.1 Matriz de rigidez à flexão

A energia potencial total armazenada em um elemento de viga é dada por (GENTA, 2005, p. 161-162):

$$\begin{aligned}
V = & \frac{EI_y}{2l} \int_0^1 \mathbf{q}_x^T \frac{d}{dz} \mathbf{N}_2^T \frac{d}{dz} \mathbf{N}_2 \mathbf{q}_x d\zeta + \frac{EI_y}{2l} \int_0^1 \mathbf{q}_y^T \frac{d}{dz} \mathbf{N}_2^T \frac{d}{dz} \mathbf{N}_2 \mathbf{q}_y d\zeta + \\
& + \frac{6EI_y}{\Phi l} \int_0^1 \mathbf{q}_x^T \mathbf{N}_3^T \mathbf{N}_3 \mathbf{q}_x d\zeta + \frac{6EI_y}{\Phi l} \int_0^1 \mathbf{q}_y^T \mathbf{N}_3^T \mathbf{N}_3 \mathbf{q}_y d\zeta, \quad (6.92)
\end{aligned}$$

onde \mathbf{N}_1 e \mathbf{N}_2 são a primeira e a segunda linhas da matriz \mathbf{N} , como mostrado na equação (6.84), com $\mathbf{N}_3 = \mathbf{N}_2 - d\mathbf{N}_1/dz$. Essa energia potencial pode ser expressa de uma forma compacta por:

$$V = \frac{1}{2} \mathbf{q}_x^T \mathbf{K}_f \mathbf{q}_x + \frac{1}{2} \mathbf{q}_y^T \mathbf{K}_f \mathbf{q}_y, \quad (6.93)$$

onde \mathbf{K}_f é a matriz de rigidez à flexão dada por:

$$\mathbf{K}_f = \frac{EI_y}{l^3(1+\Phi)} \begin{bmatrix} 12 & 6l & -12 & 6l \\ 6l & (4+\Phi)l^2 & -6l & (2-\Phi)l^2 \\ -12 & -6l & 12 & 6l \\ 6l & (2-\Phi)l^2 & 6l & (4+\Phi)l^2 \end{bmatrix}, \quad (6.94)$$

quando são utilizadas as coordenadas generalizadas mostradas na forma complexa, dadas pela equação (6.82). Entretanto, essas coordenadas são pouco úteis quando os mancais radiais são anisotrópicos por natureza, como é o caso dos mancais hidrodinâmicos. Assim, serão utilizadas as seguintes coordenadas generalizadas:

$$\mathbf{q} = [u_{x1}, u_{y1}, \varphi_{x1}, \varphi_{y1}, u_{x2}, u_{y2}, \varphi_{x2}, \varphi_{y2}]^T. \quad (6.95)$$

Nesse caso, a matriz de rigidez à flexão é dada por (LALANNE e FERRARIS, 1990, p. 54):

$$\mathbf{K}_f = \frac{EI_y}{l^3(1+\Phi)} \begin{bmatrix} 12 & 0 & 0 & -6l & -12 & 0 & 0 & -6l \\ 0 & 12 & 6l & 0 & 0 & -12 & 6l & 0 \\ 0 & 6l & (4+\Phi)l^2 & 0 & 0 & -6l & (2-\Phi)l^2 & 0 \\ -6l & 0 & 0 & (4+\Phi)l^2 & 6l & 0 & 0 & (2-\Phi)l^2 \\ -12 & 0 & 0 & 6l & 12 & 0 & 0 & 6l \\ 0 & -12 & -6l & 0 & 0 & 12 & -6l & 0 \\ 0 & 6l & (2-\Phi)l^2 & 0 & 0 & -6l & (4+\Phi)l^2 & 0 \\ -6l & 0 & 0 & (2-\Phi)l^2 & 6l & 0 & 0 & (4+\Phi)l^2 \end{bmatrix} \quad (6.96)$$

B.1.3.2 Matriz de rigidez geométrica

A rigidez à flexão de uma viga aumenta caso ela seja tensionada por uma força axial. Assumindo uma força axial F_a constante, o incremento de rigidez é dado pela matriz de rigidez geométrica \mathbf{K}_g como (GENTA, 2005, p. 164-165):

$$\mathbf{K}_g = \frac{F_a}{30l(1 + \Phi)^2} \begin{bmatrix} k_1 & lk_2 & -k_1 & lk_2 \\ lk_2 & l^2k_3 & -lk_2 & -l^2k_4 \\ -k_1 & -lk_2 & k_1 & -lk_2 \\ lk_2 & -l^2k_4 & -lk_2 & l^2k_3 \end{bmatrix}, \quad (6.97)$$

onde:

$$\begin{aligned} k_1 &= 36 + 60\Phi + 3\Phi^2, & k_2 &= 3, \\ k_3 &= 4 + 5\Phi + 2,5\Phi^2, & k_4 &= 1 + 5\Phi + 2,5\Phi^2. \end{aligned} \quad (6.98)$$

De modo similar ao procedimento feito para a rigidez à flexão, a matriz de rigidez geométrica para as coordenadas generalizadas mostradas na equação (6.95) é dada por (LALANNE e FERRARIS, 1990, p. 54):

$$\mathbf{K}_g = \frac{F_a}{30l(1 + \Phi)^2} \begin{bmatrix} k_1 & 0 & 0 & -lk_2 & -k_1 & 0 & 0 & -lk_2 \\ 0 & k_1 & lk_2 & 0 & 0 & -k_1 & lk_2 & 0 \\ 0 & lk_2 & l^2k_3 & 0 & 0 & -lk_2 & -l^2k_4 & 0 \\ -lk_2 & 0 & 0 & l^2k_3 & lk_2 & 0 & 0 & -l^2k_4 \\ -k_1 & 0 & 0 & lk_2 & k_1 & 0 & 0 & lk_2 \\ 0 & -k_1 & -lk_2 & 0 & 0 & k_1 & -lk_2 & 0 \\ 0 & lk_2 & -l^2k_4 & 0 & 0 & -lk_2 & l^2k_3 & 0 \\ -lk_2 & 0 & 0 & -l^2k_4 & lk_2 & 0 & 0 & l^2k_3 \end{bmatrix}. \quad (6.99)$$

O empuxo hidráulico da turbina tem um importante papel na tensão axial dos eixos de hidrogeradores. O empuxo é proporcional à potência do gerador e pode sofrer alterações em função do nível de jusante, da pressão no espaço entre o rotor e a tampa da turbina, bem como das folgas dos anéis de desgaste do rotor da turbina. No caso dos hidrogeradores da UHE Itaipu, o valor máximo do empuxo hidráulico medido nos ensaios do modelo reduzido da turbina foi de 6,0 MN (ITAIPU, 2009, p. 12.24).

O efeito do peso próprio do elemento de viga foi desconsiderado no MRF. Entretanto, considerou-se o efeito do peso dos demais elementos sobre ele. Devido ao posicionamento do mancal de escora (vide FIGURA 3.1 e FIGURA 4.11), o

fenômeno foi considerado apenas para os elementos de viga 4 a 9 do eixo da turbina, bem como para os elementos 10 a 15 do eixo inferior do gerador. Considerando-se os pesos desses eixos e do rotor da turbina, para simplicidade das simulações foi adotada uma tensão média de 10 MN nos elementos citados²⁶.

B.1.4 Energia cinética, matriz de massa e matriz giroscópica

No caso de simetria axial do rotor, o que ocorre em hidrogeradores, a energia cinética total armazenada em um elemento de viga é dada por (GENTA, 2005, p. 163-165):

$$\begin{aligned}
 T = & \frac{1}{2} \rho A l \int_0^1 (\dot{\mathbf{q}}_x^T \mathbf{N}_1^T \mathbf{N}_1 \dot{\mathbf{q}}_x + \dot{\mathbf{q}}_y^T \mathbf{N}_1^T \mathbf{N}_1 \dot{\mathbf{q}}_y) d\zeta \\
 & + \frac{1}{2} \rho l_y \int_0^1 (\dot{\mathbf{q}}_x^T \mathbf{N}_2^T \mathbf{N}_2 \dot{\mathbf{q}}_x + \dot{\mathbf{q}}_y^T \mathbf{N}_2^T \mathbf{N}_2 \dot{\mathbf{q}}_y) d\zeta + \rho J_y \Omega^2 \\
 & - 2\rho J_y l \Omega \int_0^1 \dot{\mathbf{q}}_y^T \mathbf{N}_2^T \mathbf{N}_2 \mathbf{q}_x d\zeta .
 \end{aligned} \quad (6.100)$$

A energia cinética pode ser expressa de uma forma compacta por:

$$\begin{aligned}
 T = & \frac{1}{2} \dot{\mathbf{q}}_x^T \mathbf{M}_T \dot{\mathbf{q}}_x + \frac{1}{2} \dot{\mathbf{q}}_y^T \mathbf{M}_T \dot{\mathbf{q}}_y + \frac{1}{2} \dot{\mathbf{q}}_x^T \mathbf{M}_R \dot{\mathbf{q}}_x \\
 & + \frac{1}{2} \dot{\mathbf{q}}_y^T \mathbf{M}_R \dot{\mathbf{q}}_y - \Omega \dot{\mathbf{q}}_y^T \mathbf{G}_e \mathbf{q}_x + \rho J_y l \Omega^2 ,
 \end{aligned} \quad (6.101)$$

onde \mathbf{M}_T e \mathbf{M}_R são as matrizes relacionadas com as inércias de translação e de rotação, respectivamente, sendo \mathbf{G}_e a matriz giroscópica do elemento de viga. O termo $\rho J_y l \Omega^2$ é constante nesse trabalho. As matrizes de massa são dadas por:

$$\mathbf{M}_T = \frac{\rho A l}{420(1 + \Phi)^2} \begin{bmatrix} m_1 & lm_2 & m_3 & -lm_4 \\ lm_2 & l^2m_5 & lm_4 & -l^2m_6 \\ m_3 & lm_4 & m_1 & -lm_2 \\ -lm_4 & -l^2m_6 & -lm_2 & l^2m_5 \end{bmatrix}, \quad (6.102)$$

²⁶ O aumento na rigidez à flexão para o valor de carga axial (10 MN) é desprezível. O fato foi verificado nas simulações com o MRF e com o RotMEF.

$$\mathbf{M}_R = \frac{\rho I_y}{30l(1 + \Phi)^2} \begin{bmatrix} m_7 & lm_8 & -m_7 & lm_8 \\ lm_8 & l^2m_9 & -lm_8 & -l^2m_{10} \\ -m_7 & -lm_8 & m_7 & -lm_8 \\ lm_8 & -l^2m_{10} & -lm_8 & l^2m_9 \end{bmatrix}, \quad (6.103)$$

onde:

$$\begin{aligned} m_1 &= 156 + 294\Phi + 140\Phi^2, & m_2 &= 22 + 38,5\Phi + 17,5\Phi^2, \\ m_3 &= 54 + 126\Phi + 70\Phi^2, & m_4 &= 13 + 31,5\Phi + 17,5\Phi^2, \\ m_5 &= 4 + 7\Phi + 3,5\Phi^2, & m_6 &= 3 + 7\Phi + 3,5\Phi^2, \\ m_7 &= 36, & m_8 &= 3 - 15\Phi, \\ m_9 &= 4 + 5\Phi + 10\Phi^2, & m_{10} &= 1 + 5\Phi - 5\Phi^2, \end{aligned} \quad (6.104)$$

Novamente, as matrizes de massa dadas pelas equações (6.102) e (6.103) são válidas para coordenadas generalizadas complexas. Para as coordenadas utilizadas nesse trabalho, dadas pela equação (6.95), a matriz de massa de translação é dada por (LALANNE e FERRARIS, 1990, p. 53-54):

$$\mathbf{M}_T = \frac{\rho Al}{420(1 + \Phi)^2} \begin{bmatrix} m_1 & 0 & 0 & -lm_2 & m_3 & 0 & 0 & lm_4 \\ 0 & m_1 & lm_2 & 0 & 0 & m_3 & -lm_4 & 0 \\ 0 & lm_2 & l^2m_5 & 0 & 0 & lm_4 & -l^2m_6 & 0 \\ -lm_2 & 0 & 0 & l^2m_5 & -lm_4 & 0 & 0 & -l^2m_6 \\ m_3 & 0 & 0 & -lm_4 & m_1 & 0 & 0 & lm_2 \\ 0 & m_3 & lm_4 & 0 & 0 & m_1 & -lm_2 & 0 \\ 0 & -lm_4 & -l^2m_6 & 0 & 0 & -lm_2 & l^2m_5 & 0 \\ lm_4 & 0 & 0 & -l^2m_6 & lm_2 & 0 & 0 & l^2m_5 \end{bmatrix}. \quad (6.105)$$

Analogamente, a matriz de massa de rotação é dada por:

$$\mathbf{M}_R = \frac{\rho I_y}{30l(1 + \Phi)^2} \begin{bmatrix} m_7 & 0 & 0 & -lm_8 & -m_7 & 0 & 0 & -lm_8 \\ 0 & m_7 & lm_8 & 0 & 0 & -m_7 & lm_8 & 0 \\ 0 & lm_8 & l^2m_9 & 0 & 0 & -lm_8 & -l^2m_{10} & 0 \\ -lm_8 & 0 & 0 & l^2m_9 & lm_8 & 0 & 0 & -l^2m_{10} \\ -m_7 & 0 & 0 & lm_8 & m_7 & 0 & 0 & lm_8 \\ 0 & -m_7 & -lm_8 & 0 & 0 & m_7 & -lm_8 & 0 \\ 0 & lm_8 & -l^2m_{10} & 0 & 0 & -lm_8 & l^2m_9 & 0 \\ -lm_8 & 0 & 0 & -l^2m_{10} & lm_8 & 0 & 0 & l^2m_9 \end{bmatrix}, \quad (6.106)$$

enquanto que a matriz giroscópica \mathbf{G}_e do elemento de viga é dada por:

$$\mathbf{G}_e = \frac{\rho l_y}{15l(1 + \Phi)^2} \begin{bmatrix} 0 & -m_7 & -lm_8 & 0 & 0 & m_7 & -lm_8 & 0 \\ m_7 & 0 & 0 & -lm_8 & -m_7 & 0 & 0 & -lm_8 \\ lm_8 & 0 & 0 & -l^2m_9 & -lm_8 & 0 & 0 & l^2m_{10} \\ 0 & lm_8 & l^2m_9 & 0 & 0 & -lm_8 & -l^2m_{10} & 0 \\ 0 & m_7 & lm_8 & 0 & 0 & -m_7 & lm_8 & 0 \\ -m_7 & 0 & 0 & lm_8 & m_7 & 0 & 0 & lm_8 \\ lm_8 & 0 & 0 & l^2m_{10} & -lm_8 & 0 & 0 & -l^2m_9 \\ 0 & lm_8 & -l^2m_{10} & 0 & 0 & -lm_8 & l^2m_9 & 0 \end{bmatrix} \quad (6.107)$$

B.1.5 Determinação da equação de movimento do elemento de viga

Utilizando-se a expressão da energia potencial, mostrada na equação (6.93), juntamente com a expressão da energia cinética do elemento, dada pela equação (6.101), na equação de Lagrange (equação (4.31)), obtém-se a equação de movimento do elemento de viga, dada por:

$$\mathbf{M}_e \ddot{\mathbf{q}}(t) + \Omega \mathbf{G}_e \dot{\mathbf{q}}(t) + \mathbf{K}_e \mathbf{q}_e(t) = \mathbf{F}_e(t), \quad (6.108)$$

onde \mathbf{M}_e é a matriz de massa total é dada por:

$$\mathbf{M}_e = \mathbf{M}_T + \mathbf{M}_R, \quad (6.109)$$

e \mathbf{K}_e é a matriz de rigidez total dada por:

$$\mathbf{K}_e = \mathbf{K}_f + \mathbf{K}_g. \quad (6.110)$$

Na equação (6.108) \mathbf{G}_e é a matriz giroscópica, $\mathbf{q}_e(t)$ é o vetor das coordenadas generalizadas dos nós do elemento de viga e $\mathbf{F}_e(t)$ o vetor das forças generalizadas atuando nesses nós. O amortecimento estrutural do elemento de viga foi desconsiderado no MRF.

B.2 MODELO MATEMÁTICO DO HIDROGERADOR PELO MEF

B.2.1 Montagem das matrizes globais dos elementos de viga

A montagem das matrizes globais é mostrada em diversas referências, como por exemplo, em (CHILDS, 1993, p. 97-99). Entretanto, como exemplo, a montagem

da matriz de rigidez global é ilustrada a seguir para as coordenadas generalizadas utilizadas nesse trabalho. Seja \mathbf{K}^i a matriz de rigidez do i -ésimo elemento de viga dada pela equação seguinte:

$$\mathbf{K}^i = \begin{bmatrix} k_{11}^i & k_{12}^i & k_{13}^i & k_{14}^i & k_{15}^i & k_{16}^i & k_{17}^i & k_{18}^i \\ k_{21}^i & k_{22}^i & k_{23}^i & k_{24}^i & k_{25}^i & k_{26}^i & k_{27}^i & k_{28}^i \\ k_{31}^i & k_{32}^i & k_{33}^i & k_{34}^i & k_{35}^i & k_{36}^i & k_{37}^i & k_{38}^i \\ k_{41}^i & k_{42}^i & k_{43}^i & k_{44}^i & k_{45}^i & k_{46}^i & k_{47}^i & k_{48}^i \\ k_{51}^i & k_{52}^i & k_{53}^i & k_{54}^i & k_{55}^i & k_{56}^i & k_{57}^i & k_{58}^i \\ k_{61}^i & k_{62}^i & k_{63}^i & k_{64}^i & k_{65}^i & k_{66}^i & k_{67}^i & k_{68}^i \\ k_{71}^i & k_{72}^i & k_{73}^i & k_{74}^i & k_{75}^i & k_{76}^i & k_{77}^i & k_{78}^i \\ k_{81}^i & k_{82}^i & k_{83}^i & k_{84}^i & k_{85}^i & k_{86}^i & k_{87}^i & k_{88}^i \end{bmatrix}. \quad (6.111)$$

A parte da matriz de rigidez global que envolve os dois primeiros elementos, os elementos 1 (k_{ij}^1) e 2 (k_{ij}^2), é dada por:

$$\begin{bmatrix} k_{11}^1 & k_{12}^1 & k_{13}^1 & k_{14}^1 & k_{15}^1 & k_{16}^1 & k_{17}^1 & k_{18}^1 & 0 & \dots \\ k_{21}^1 & k_{22}^1 & k_{23}^1 & k_{24}^1 & k_{25}^1 & k_{26}^1 & k_{27}^1 & k_{28}^1 & 0 & \dots \\ k_{31}^1 & k_{32}^1 & k_{33}^1 & k_{34}^1 & k_{35}^1 & k_{36}^1 & k_{37}^1 & k_{38}^1 & 0 & \dots \\ k_{41}^1 & k_{42}^1 & k_{43}^1 & k_{44}^1 & k_{45}^1 & k_{46}^1 & k_{47}^1 & k_{48}^1 & 0 & \dots \\ k_{51}^1 & k_{52}^1 & k_{53}^1 & k_{54}^1 & k_{55}^1 + k_{11}^2 & k_{56}^1 + k_{12}^2 & k_{57}^1 + k_{13}^2 & k_{58}^1 + k_{14}^2 & k_{15}^2 & \dots \\ k_{61}^1 & k_{62}^1 & k_{63}^1 & k_{64}^1 & k_{65}^1 + k_{21}^2 & k_{66}^1 + k_{22}^2 & k_{67}^1 + k_{23}^2 & k_{68}^1 + k_{24}^2 & k_{25}^2 & \dots \\ k_{71}^1 & k_{72}^1 & k_{73}^1 & k_{74}^1 & k_{75}^1 + k_{31}^2 & k_{76}^1 + k_{32}^2 & k_{77}^1 + k_{33}^2 & k_{78}^1 + k_{34}^2 & k_{35}^2 & \dots \\ k_{81}^1 & k_{82}^1 & k_{83}^1 & k_{84}^1 & k_{85}^1 + k_{41}^2 & k_{86}^1 + k_{42}^2 & k_{87}^1 + k_{43}^2 & k_{88}^1 + k_{44}^2 & k_{45}^2 & \dots \\ 0 & 0 & 0 & 0 & k_{51}^2 & k_{52}^2 & k_{53}^2 & k_{54}^2 & k_{55}^2 + k_{11}^3 & \dots \\ 0 & 0 & 0 & 0 & k_{61}^2 & k_{62}^2 & k_{63}^2 & k_{64}^2 & k_{65}^2 + k_{21}^3 & \dots \\ 0 & 0 & 0 & 0 & k_{71}^2 & k_{72}^2 & k_{73}^2 & k_{74}^2 & k_{75}^2 + k_{31}^3 & \dots \\ 0 & 0 & 0 & 0 & k_{81}^2 & k_{82}^2 & k_{83}^2 & k_{84}^2 & k_{85}^2 + k_{41}^3 & \dots \end{bmatrix} \quad (6.112)$$

Estendo o procedimento a todas as matrizes e todos os elementos de viga da parte rotativa do hidrogerador, obtém-se:

$$\mathbf{M} \ddot{\mathbf{q}}(t) + \Omega \mathbf{G} \dot{\mathbf{q}}(t) + \mathbf{K} \mathbf{q}(t) = \mathbf{F}(t), \quad (6.113)$$

onde \mathbf{M} é a matriz de massa, \mathbf{G} é a matriz giroscópica, \mathbf{K} é a matriz de rigidez, $\mathbf{q}(t)$ é o vetor das coordenadas generalizadas e $\mathbf{F}(t)$ o vetor das forças generalizadas de todos os elementos de viga da parte rotativa do hidrogerador.

B.2.2 Montagem das matrizes globais do hidrogerador

Esta seção descreve a obtenção do modelo matemático do hidrogerador pelo MEF, incluindo os graus de liberdade adicionais devidos aos mancais radiais. Para tanto, a equação (6.113) deve estendida para incluir os efeitos de rigidez e de amortecimento dos mancais radiais, bem como das rigidezes do mancal de escora, do mancal magnético do gerador e dos selos de labirinto da turbina.

B.2.2.1 Rigidez e amortecimento dos mancais radiais

A FIGURA 4.11 mostra as rigidezes dos mancais de guia superior, guia inferior e guia da turbina. Essas rigidezes interligam nós localizados nos eixos com nós localizados nas estruturas das cruzetas dos mancais. No mancal guia superior são interligados os nós 21 (eixo) e 23 (cruzeta), enquanto que são interligados os nós 15 e 24 no mancal guia inferior, além dos nós 6 e 25 no mancal guia da turbina. A FIGURA 6.5 mostra o arranjo típico no plano xz de um mancal radial, com a interligação do nó p (eixo) com o nó q (cruzeta). As rigidezes diretas do mancal são k_{ixx} e k_{iyy} , enquanto que as rigidezes cruzadas são k_{ixy} e k_{ixy} . Embora os coeficientes de amortecimento dos mancais não tenham sido representados na FIGURA 4.10, eles foram considerados na análise que será apresentada, como indicado na FIGURA 6.5. Os coeficientes de amortecimento diretos são $c_{ixx} = c_{ix}$ e $c_{iyy} = c_{iy}$; os coeficientes de acoplamento cruzado foram considerados nulos ($c_{ixy} = c_{ixy} = 0$), para simplicidade da simulação. A figura em análise mostra ainda que a estrutura da cruzeta é um corpo rígido de massa m_{q-1} , interligado à fundação através da rigidez equivalente dos braços da cruzeta e da estrutura civil (k_{px}).

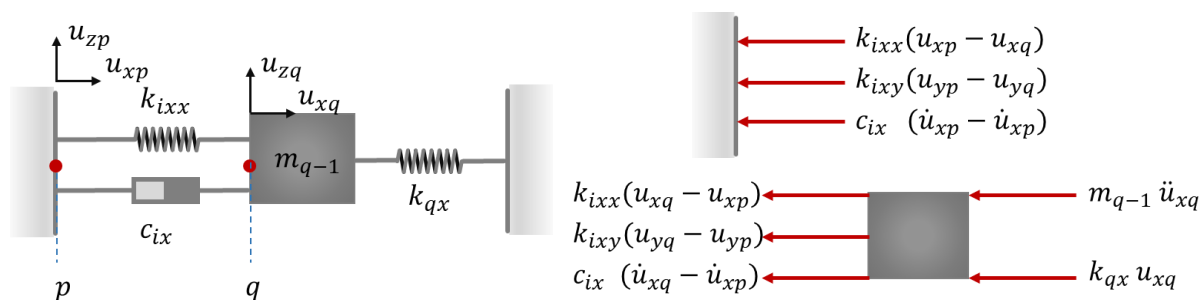


FIGURA 6.5 – MODELO FÍSICO E DIAGRAMA DE CORPOS LIVRES DOS MANCAIS RADIAIS

Para a obtenção das equações de movimento relacionadas com as vibrações laterais do hidrogerador serão utilizados os deslocamentos $[u_{xp}, \varphi_{xp}, u_{yp}, \varphi_{yp}]^T$ para o nó p do eixo, além dos deslocamentos $[u_{xq}, u_{yq}]^T$ para o nó q da cruzeta. Na ausência de forças externas, a equação de movimento para a estrutura da cruzeta (nó q) é dada por:

$$\begin{aligned} \begin{bmatrix} m_{q-1} & 0 \\ 0 & m_{q-1} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{u}_{xq} \\ \ddot{u}_{yq} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} c_{ix} & 0 \\ 0 & c_{iy} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{u}_{xq} \\ \dot{u}_{yq} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} -c_{ix} & 0 \\ 0 & -c_{iy} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{u}_{xp} \\ \dot{u}_{yp} \end{Bmatrix} \\ + \begin{bmatrix} k_{ixx} + k_{px} & k_{ixy} \\ k_{iyx} & k_{iyy} + k_{py} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_{xq} \\ u_{yq} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} -k_{ixx} & -k_{ixy} \\ -k_{iyx} & -k_{iyy} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_{xp} \\ u_{yp} \end{Bmatrix} \quad (6.114) \\ = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \end{aligned}$$

Assim, para representar os efeitos desse mancal, a matriz de rigidez deve ser acrescida dos seguintes termos:

$$\begin{bmatrix} \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ \mathbf{p} & k_{ixx} & k_{ixy} & 0 & 0 & \cdots & -k_{ixx} & -k_{ixy} & \cdots & \vdots \\ \cdots & k_{iyx} & k_{iyy} & 0 & 0 & \cdots & -k_{iyx} & -k_{iyy} & \cdots & \vdots \\ \cdots & 0 & 0 & 0 & 0 & \cdots & 0 & 0 & \cdots & \vdots \\ \cdots & 0 & 0 & 0 & 0 & \cdots & 0 & 0 & \cdots & \vdots \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \cdots & \vdots & \vdots & \cdots & \vdots \\ \mathbf{q} - \mathbf{1} & -k_{ixx} & -k_{ixy} & 0 & 0 & \cdots & k_{ixx} + k_{px} & k_{ixy} & \cdots & \vdots \\ \cdots & -k_{iyx} & -k_{iyy} & 0 & 0 & \cdots & k_{iyx} & k_{iyy} + k_{py} & \cdots & \vdots \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \cdots & \vdots & \vdots & \cdots & \vdots \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \vdots \\ u_{xp} \\ u_{yp} \\ -\varphi_{xp} \\ \varphi_{yp} \\ \vdots \\ u_{xq} \\ u_{yq} \\ \vdots \end{Bmatrix} \quad (6.115)$$

Da mesma forma, a matriz de amortecimento deve ser acrescida dos termos:

$$\begin{bmatrix} \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ \mathbf{p} & \cdots & c_{ix} & 0 & 0 & 0 & \cdots & -c_{ix} & 0 & \cdots \\ \cdots & \cdots & 0 & c_{iy} & 0 & 0 & \cdots & 0 & 0 & \cdots \\ \cdots & \cdots & 0 & 0 & 0 & 0 & \cdots & 0 & -c_{iy} & \cdots \\ \cdots & \cdots & 0 & 0 & 0 & 0 & \cdots & 0 & 0 & \cdots \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \cdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ \mathbf{q} - \mathbf{1} & \cdots & -c_{ix} & 0 & 0 & 0 & \cdots & c_{ix} & 0 & \cdots \\ \cdots & \cdots & 0 & -c_{iy} & 0 & 0 & \cdots & 0 & c_{iy} & \cdots \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \cdots & \vdots & \vdots & \vdots \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \vdots \\ \dot{u}_{xp} \\ \dot{u}_{yp} \\ -\dot{\varphi}_{xp} \\ \dot{\varphi}_{yp} \\ \vdots \\ \dot{u}_{xq} \\ \dot{u}_{yq} \\ \vdots \end{Bmatrix} \quad (6.116)$$

Finalmente, a matriz de massa deve ser acrescida dos termos:

$$\begin{bmatrix}
 & & u_{xp} & u_{yp} & -\varphi_{xp} & \varphi_{yp} & \\
 & & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \\
 \mathbf{p} & \cdots & 0 & 0 & 0 & 0 & \cdots \\
 & \cdots & 0 & 0 & 0 & 0 & \cdots \\
 & \cdots & 0 & 0 & \frac{1}{2}k_{11z} l_5^2 & 0 & \cdots \\
 & \cdots & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{2}k_{11z} l_5^2 & \cdots \\
 & & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots &
 \end{bmatrix}
 \begin{Bmatrix}
 \vdots \\
 u_{xp} \\
 \varphi_{yp} \\
 -\varphi_{xp} \\
 \varphi_{yp} \\
 \vdots
 \end{Bmatrix}$$

(6.119)

onde $p = 65$.

C DEFEITOS, SINTOMAS E DIAGNÓSTICOS

Este apêndice apresenta uma lista de defeitos que podem ter reflexos significativos no comportamento dinâmico dos mancais radiais de hidrogeradores. Essa lista foi baseada em um trabalho mais abrangente, encontrado na documentação interna informal da UHE Itaipu, realizado com o objetivo de relacionar e analisar todos os defeitos possíveis nos hidrogeradores daquela usina. Embora os resultados desse trabalho não tenham sido incluídos na documentação formal, sabe-se que ele foi desenvolvido por uma equipe multidisciplinar, composta de engenheiros de manutenção, de projetistas e de consultores dos fabricantes dos hidrogeradores citados. O trabalho seguiu os preceitos da Análise de Modo e Efeito de Falha (FMEA – *Failure Mode and Effect Analysis*).

A lista de defeitos apresentada nesse apêndice tem foco exclusivo nos mancais radiais. Os defeitos listados no trabalho original foram enriquecidos com o uso de referências bibliográficas, de memoriais de cálculo e outros relatórios técnicos relacionados com os hidrogeradores em referência, não utilizados no desenvolvimento do trabalho original²⁷. Apesar das suas origens, a lista e a classificação dos defeitos, os sintomas e as possíveis formas de diagnóstico, além das falhas e de suas possíveis consequências, refletem unicamente a avaliação do autor do presente trabalho.

C.1 METODOLOGIA

O hidrogerador foi dividido em seus principais componentes, como mostrado na FIGURA 6.6. Cada componente foi analisado com o propósito de determinar os defeitos que podem surgir e que tenham reflexos significativos no comportamento dinâmico dos mancais radiais. Nenhum defeito foi rejeitado, mesmo aqueles com remotas chances de ocorrência ou com consequências de pequena monta. Cada defeito foi relacionado com os sintomas produzidos e com as possibilidades de diagnóstico, considerando-se o conhecimento comum na área de operação,

²⁷ Em especial (VLADISLAVLEV, 1979), (BENTLY NEVADA, 1985), (INTERNATIONAL STANDARD ORGANIZATION, 2005), (ITAIPU, 2009) e (WU, SHENGCAI, *et al.*, 2013).

manutenção e monitoramento de hidrogeradores, bem como os resultados de simulações com os modelos descritos no capítulo 4 e no capítulo 5.

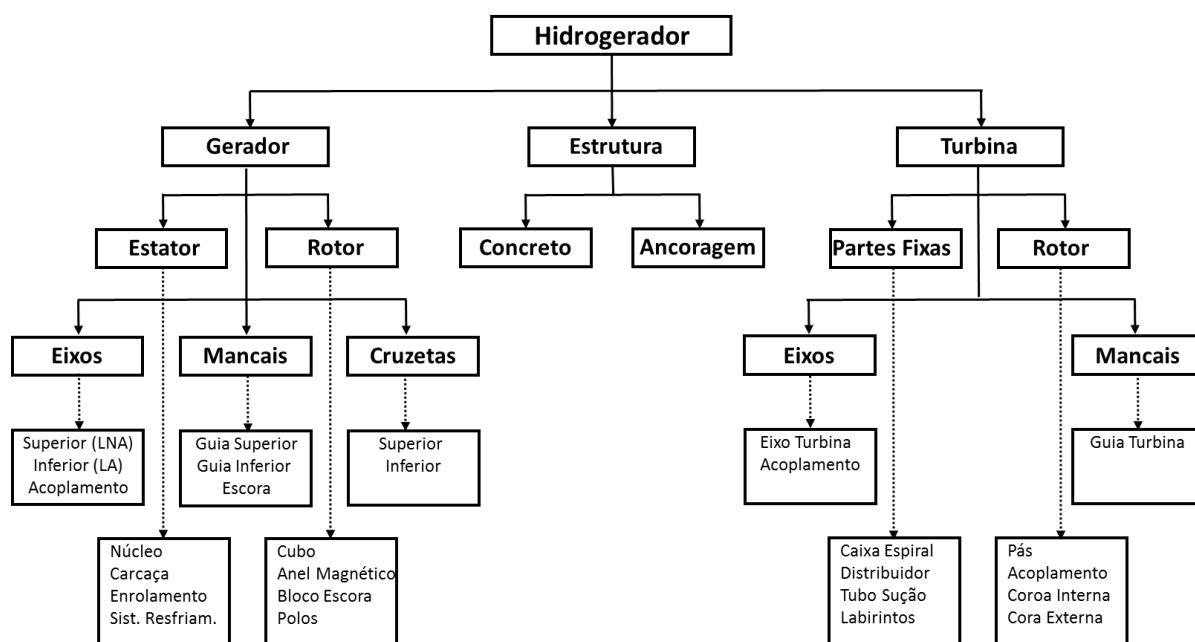


FIGURA 6.6 - PRINCIPAIS COMPONENTES DE UM HIDROGERADOR

Adicionalmente, para cada defeito foram estimados o Índice de Detecção de Defeito (I_{DD}), o Índice de Ocorrência de Falha (I_{OF}) e o Índice de Severidade de Falha (I_{SF}). O índice I_{DD} expressa uma estimativa empírica da possibilidade da detecção do defeito antes da ocorrência de uma falha. Se o defeito é de difícil detecção ou se pode evoluir rapidamente para falha, o índice terá valor 5 (cinco). Defeitos de fácil detecção ou de evolução lenta para falha têm índice de detecção de defeito unitário. O QUADRO 6.1 associa valores do índice I_{DD} às descrições do tipo de defeito.

ÍNDICE DE DETECÇÃO DE DEFEITO (I_{DD})	
Valor	Descrição
5	Possibilidade de detecção muito baixa ou defeito de evolução para falha muito rápida (dias ou semanas).
4	Possibilidade de detecção baixa ou defeito de rápida evolução para falha (semanas ou meses).
3	Possibilidade média de detecção ou defeito de evolução relativamente lenta (vários meses ou anos).
2	Possibilidade de detecção elevada ou defeito de evolução muito lenta (vários anos).
1	Certeza de detecção ou defeito que não evolui para falha.

QUADRO 6.1 – DESCRIÇÃO DOS ÍNDICES DE DETECÇÃO DE DEFEITO

O QUADRO 6.2 descreve e quantifica os índices de ocorrência de falha (I_{OF}). Falhas com remotas chances de ocorrência têm valor unitário, enquanto que falhas de elevada possibilidade de ocorrência têm valor 5 (cinco). Finalmente, o QUADRO 6.3 descreve o índice de severidade de falha (I_{SF}), que tem valores unitários para falhas sem consequências relevantes e valores iguais a 5 (cinco) para falhas de consequências catastróficas.

ÍNDICE DE OCORRÊNCIA DE FALHA (I_{OF})	
Valor	Descrição
5	Possibilidade de ocorrência durante operação muito elevada.
4	Possibilidade de ocorrência elevada.
3	Possibilidade de ocorrência média.
2	Baixa possibilidade de ocorrência.
1	Possibilidade de ocorrência muito baixa ou praticamente nula.

QUADRO 6.2 – DESCRIÇÃO DOS ÍNDICES DE OCORRÊNCIA DE FALHA

ÍNDICE DE SEVERIDADE DE FALHA (I_{SF})	
Valor	Descrição
5	Falha de proporções muito grandes (custos elevados) e de consequências extremamente graves para a disponibilidade da unidade geradora (tempo médio de reparo de muitos meses ou anos).
4	Falha de grandes proporções e de graves consequências para a disponibilidade da unidade geradora (tempo médio de reparo de alguns meses).
3	Falha de médias proporções, com consequências de razoável monta para a disponibilidade da unidade geradora (tempo médio de reparo de muitos dias ou algumas semanas).
2	Falha de pequenas proporções, com consequências de baixa monta para a disponibilidade da unidade geradora (tempo médio de reparo de muitas horas ou de alguns dias).
1	Falha sem consequências significativas.

QUADRO 6.3 – DESCRIÇÃO DOS ÍNDICES DE SEVERIDADE DE FALHA

Esses três índices permitem determinar o Índice de Risco de Falha (I_{RF}), que estima com bases empíricas os riscos envolvidos em cada defeito detectado através do monitoramento da condição baseado na análise de vibrações de hidrogeradores. O I_{RF} é determinado pelo produto dos três índices descritos anteriormente, como mostrado na equação (6.1). Um defeito com possibilidade de ocorrência muito elevada ($I_{OF} = 5$), com potencial de produzir uma falha catastrófica ($I_{SF} = 5$) e de rápida evolução para falha ou de possibilidade de detecção muito pequena ($I_{DD} = 5$), terá o máximo índice de risco de falha ($I_{RF} = 125$). Em contrapartida, um defeito de

possibilidade de ocorrência muito baixa, com potencial para falhas de consequências insignificantes e de detecção certa, terá um índice de risco de falha mínimo ($I_{RF} = 1$).

$$I_{RF} = I_{DD} \cdot I_{OF} \cdot I_{SF} \quad (6.1)$$

C.2 DESCRIÇÃO DOS DEFEITOS, SINTOMAS E DIAGNÓSTICOS

O QUADRO 6.4 apresenta a lista de defeitos, sintomas e diagnósticos, com os respectivos índices de defeito. Esses índices podem variar ao longo do tempo, devido ao envelhecimento do hidrogerador ou devido a variações nas suas condições operativas. Os índices podem piorar, por exemplo, pela não realização de manutenção preventiva devido a restrições do sistema elétrico ou pela indisponibilidade do sistema de monitoramento. Por outro lado, podem melhorar através de reformas. Assim, a lista de defeitos deve ser específica para cada hidrogerador, considerando suas características intrínsecas de projeto, operação, manutenção e monitoramento. Ademais, essa lista deve ser revisada periodicamente, tanto para a reanálise dos índices dos defeitos existentes, como para a inclusão de novos defeitos. Finalmente, é importante observar que existem inúmeros defeitos incipientes em um hidrogerador saudável, em condições de operar sem restrições. Esses defeitos podem ser intensificados pelas variações das condições operativas e condições de contorno do hidrogerador, em especial dos mancais de guia. Assim, os sintomas criados pelo advento de um defeito vão estar sempre acompanhados dos sintomas gerados pelos defeitos incipientes pré-existentes.

ITEM	DEFEITO / MECANISMO / COMPONENTES AFETADOS	ÍNDICES	SINTOMAS	DIAGNÓSTICOS OBSERVAÇÕES
1.	Desbalanceamento mecânico do rotor do gerador Defeito originado pela excentricidade entre o centro de massa e o centro geométrico do rotor do gerador. A força de desbalanceamento gera vibrações excessivas, que podem provocar desgastes e danos aos mancais de guia. Em alguns hidrogeradores o defeito pode ocorrer devido à	$I_{DD} = 2$ $I_{OF} = 1$ $I_{SF} = 2$ $I_{RF} = 4$	S1: Vibrações dos eixos e vibrações dos mancais do gerador com amplitudes elevadas em $1 \times$. Vide comentários detalhados na seção 5.3.2.	Sintoma presente no hidrogerador operando em giro mecânico, estabilizado. As vibrações do eixo e do mancal aumentam quando a velocidade do hidrogerador é elevada acima da velocidade nominal. A força de excitação aumenta de forma

ITEM	DEFEITO / MECANISMO / COMPONENTES AFETADOS	ÍNDICES	SINTOMAS	DIAGNÓSTICOS OBSERVAÇÕES
	<p>retração não uniforme do anel magnético (coroa polar), após flutuação devido a sobrevelocidade (e.g. rejeição de carga). Nesse caso, o defeito pode corrigido através de uma rápida parada do hidrogerador, o que irá forçar a retração total do anel magnético.</p> <p>Rotor do gerador</p>			quadrática com a velocidade, a rigidez do mancal aumenta linearmente.
2.	<p>Desbalanceamento magnético do rotor do gerador</p> <p>Esse defeito pode ser originado pelas forças magnéticas rotativas em $1 \times$, criadas por excentricidade do rotor. É suposto que o desbalanceamento mecânico decorrente dessa situação foi corrigido pela adição de massa</p> <p>Esse defeito também pode ocorrer por curto-circuito nas espiras de um polo ou pelo curto-circuito de um polo. No último caso, as forças de desbalanceamento são muito elevadas e o I_{RF} pode aumentar significativamente.</p> <p>O desbalanceamento gera vibrações excessivas que provocam desgastes e danos aos mancais de guia.</p> <p>Rotor do gerador</p>	$I_{DD} = 3$ $I_{OF} = 1$ $I_{SF} = 3$ $I_{RF} = 18$	S1: Vibrações dos eixos e vibrações dos mancais do gerador com amplitudes elevadas em $1 \times$. Vide comentários detalhados na seção 5.3.2.	<p>Sintoma ausente no hidrogerador operando em giro mecânico, estabilizado. O sintoma surge assim que o gerador é excitado.</p> <p>No caso específico dos hidrogeradores da UHE Itaipu, o defeito pode ser originado também pela substituição de um polo por outro polo de fabricante diferente. Os polos são intercambiáveis, mas os sentidos do enrolamento polar são invertidos.</p>
3.	<p>Desbalanceamento mecânico do rotor da turbina</p> <p>Defeito originado pela excentricidade entre o centro de massa e o centro geométrico do rotor da turbina. A força de desbalanceamento gera vibrações excessivas, que podem provocar desgastes e danos aos mancais de guia.</p> <p>Rotor da turbina</p>	$I_{DD} = 2$ $I_{OF} = 1$ $I_{SF} = 2$ $I_{RF} = 4$	S1: Vibrações dos eixos e vibrações dos mancais da turbina com amplitudes elevadas em $1 \times$. Vide comentários detalhados na seção 5.3.3.	Sintoma ausente no hidrogerador operando de forma estabilizada, em giro mecânico ou com o gerador excitado, sem carga. O sintoma aumenta com a potência do gerador.
4.	<p>Desbalanceamento hidráulico do rotor da turbina</p>	$I_{DD} = 2$ $I_{OF} = 2$	S1: Vibrações dos eixos e vibrações dos mancais da turbina	Sintoma ausente no hidrogerador operan-

ITEM	DEFEITO / MECANISMO / COMPONENTES AFETADOS	ÍNDICES	SINTOMAS	DIAGNÓSTICOS OBSERVAÇÕES
	<p>O desbalanceamento gera vibrações excessivas que provocam desgastes e danos aos mancais de guia.</p> <p>Rotor da turbina</p>	$I_{SF} = 2$ $I_{RF} = 4$	<p>com amplitudes elevadas em $1 \times$. Vide comentários detalhados na seção 5.3.3.</p>	<p>do de forma estabilizada, em giro mecânico ou com o gerador excitado, sem carga. O sintoma aumenta com a potência do gerador.</p>
5.	<p>Deformação anormal da estrutura de mancal de guia</p> <p>A circulação de correntes parasitas elevadas nos braços da cruzeta mais próximas dos terminais do gerador provoca um sobreaquecimento diferencial na estrutura do mancal.</p> <p>Esse mecanismo, mais evidente no mancal guia superior, aumenta as folgas dos segmentos e cria uma distribuição elíptica das folgas do mancal.</p> <p>A estimativa teórica dos efeitos nas folgas dos segmentos é complexa, sendo desconsiderada pelos modelos mais refinados.</p> <p>Como resultado desse mecanismo, os mancais de guia tornam-se anisotrópicos, com rigidezes principais diferentes entre si e muito menores do que as rigidezes calculadas no projeto. As variações sazonais da temperatura da água resfriamento dos mancais podem aumentar ou diminuir esse efeito.</p> <p>Também como resultado, os efeitos de cargas radiais estáticas podem ser potencializados e as velocidades críticas do hidrogerador podem ser reduzidas.</p> <p>Mancais de guia do gerador</p>	$I_{DD} = 4$ $I_{OF} = 4$ $I_{SF} = 2$ $I_{RF} = 32$	<p>S1: Alteração na distribuição das temperaturas dos segmentos do mancal de guia por aumento ou diminuição das folgas. Vide comentários detalhados nas seções 3.2.8 e 3.2.9.</p> <p>S2: Alterações nas amplitudes das vibrações do eixo, devido ao aumento da anisotropia do mancal, com possível elevação dos componentes harmônicos. Vide comentários detalhados na seção 5.3.7.</p> <p>S3: Alterações na órbita do eixo no mancal de guia. Vide comentários detalhados na seção 5.3.7.</p>	<p>O sintoma S1 é caracterizado pelo aumento da temperatura dos segmentos em duas regiões opostas do mancal, com a diminuição das temperaturas dos segmentos das duas regiões ortogonais.</p> <p>As temperaturas de alguns segmentos do mancal podem aumentar com a temperatura da água de resfriamento. Em outros segmentos pode ocorrer um comportamento inverso.</p> <p>O sintoma S2 pode ser verificado no espectro em frequência das vibrações do eixo.</p> <p>O sintoma S3 pode ser verificado nos diagramas de órbita do eixo nos mancais de guia.</p>
6.	<p>Desalinhamento angular excessivo do eixo ou do bloco de escora</p> <p>O desalinhamento angular excessivo de um eixo (árvore)</p>	$I_{DD} = 2$ $I_{OF} = 1$ $I_{SF} = 2$	<p>S1: Vibração aparente do eixo (<i>runout</i> mecânico) e vibração real do mancal, com componente elevadas em $1 \times$</p>	<p>A vibração aparente do eixo se mantém constante quando a velocidade do hidrogerador é variada em</p>

ITEM	DEFEITO / MECANISMO / COMPONENTES AFETADOS	ÍNDICES	SINTOMAS	DIAGNÓSTICOS OBSERVAÇÕES
	<p>com o eixo de rotação do hidrogerador pode provocar forças elásticas significativas entre eixo e mancal, com consequentes avarias nos mancais de guia.</p> <p>Considerou-se que o desalinhamento original estava dentro das tolerâncias; o defeito introduzido em manutenção de grande porte, com desmontagem parcial ou total do hidrogerador.</p> <p>Eixos e mancais de guia do gerador e da turbina</p>	$I_{RF} = 4$	e, possivelmente, em 2 ×.	<p>torno da velocidade nominal (e.g. 0,90 × a 1,10 ×).</p> <p>O desalinhamento excessivo pode ocorrer nos eixos do gerador, no eixo da turbina e no bloco de escora.</p>
7.	<p>Excentricidade excessiva do eixo ou do bloco de escora</p> <p>A excentricidade de um eixo (árvore) com o eixo de rotação do hidrogerador pode provocar avarias no metal patente dos segmentos dos mancais de guia.</p> <p>Considerou-se que a excentricidade original estava dentro das tolerâncias; o defeito introduzido em manutenção de grande porte, com desmontagem parcial ou total do hidrogerador.</p> <p>Eixos e mancais de guia do gerador e da turbina</p>	$I_{DD} = 2$ $I_{OF} = 1$ $I_{SF} = 2$ $I_{RF} = 4$	<p>S1: Vibração aparente do eixo (<i>runout</i> mecânico) e vibração real do mancal, com componente elevadas em 1 × e, possivelmente, em 2 ×.</p> <p>S2: Alterações na órbita do eixo no mancal de guia. Vide comentários detalhados na seção 5.3.7.</p>	<p>A vibração aparente do eixo se mantém constante quando a velocidade do hidrogerador é variada em torno da velocidade nominal (e.g. 0,90 × a 1,10 ×).</p> <p>A excentricidade excessiva pode ocorrer nos eixos do gerador, no eixo da turbina e no bloco de escora.</p>
8.	<p>Carga radial estática anormal</p> <p>Cargas radiais aumentam a rigidez do mancal na direção em que são aplicadas. Essas cargas podem ter origem:</p> <ol style="list-style-type: none"> Mecânica - desalinhamento entre três mancais de guia; Elétrica - desalinhamento entre rotor e estator do gerador; Hidráulica – fluxo não uniforme no distribuidor da turbina. 	$I_{DD} = 2$ $I_{OF} = 2$ $I_{SF} = 2$ $I_{RF} = 8$	<p>S1: A temperatura dos segmentos que suportam a carga radial é mais elevada do que a temperatura dos segmentos na direção oposta.</p> <p>S2: A vibração do eixo e a vibração do mancal têm componentes elevadas ou predominantes em 2 ×.</p> <p>S3: A órbita do eixo é elíptica, com excentricidade elevada; o se-</p>	<p>Se os sintomas estiverem presentes com o hidrogerador em giro mecânico, a carga radial tem origem mecânica.</p> <p>Se os sintomas surgirem apenas com a excitação do gerador, a carga radial é produzida por empuxo magnético (origem elétrica).</p> <p>Caso os sintomas sejam aumentados com</p>

ITEM	DEFEITO / MECANISMO / COMPONENTES AFETADOS	ÍNDICES	SINTOMAS	DIAGNÓSTICOS OBSERVAÇÕES
	Eixos e mancais de guia do gerador e da turbina		meixo menor está alinhado com a carga radial estática. Vide comentários detalhados na seção 5.3.7.	o aumento da potência do gerador, trata-se de empuxo hidráulico.
9.	<p>Ajustes incorretos da folga em um ou mais segmentos de mancal de guia</p> <p>Folgas menores do que as folgas nominais podem causar aquecimento anormal dos segmentos do mancal, com consequentes avarias no metal patente. Folgas maiores do que as folgas nominais podem tornar o segmento ineficaz.</p> <p>Mancais de guia do gerador e da turbina</p>	$I_{DD} = 3$ $I_{OF} = 4$ $I_{SF} = 2$ $I_{RF} = 24$	<p>S1: Distribuição não uniforme das temperaturas dos segmentos.</p> <p>S2: Alterações nas amplitudes das vibrações do eixo, se o ajuste incorreto das folgas do mancal for generalizado.</p> <p>S3: Alterações na órbita do eixo. Vide comentários detalhados na seção 5.3.7.</p>	<p>O sintoma S1 pode ser caracterizado por elevação ou redução nas temperaturas dos segmentos, respectivamente por diminuição ou aumento das folgas correspondentes.</p> <p>O sintoma S2 pode ser caracterizado pelo aumento da vibração do eixo, caso as folgas sejam ajustadas com valores mais elevados do que os corretos. O ajuste das folgas em valores menores causa redução na vibração do eixo, com o aparecimento de componentes harmônicos.</p> <p>O sintoma S3 é caracterizado pela forma da órbita do eixo. A órbita do eixo pode variar sazonalmente, devido à variação da temperatura da água de resfriamento do mancal.</p>
10.	<p>Excitação por vórtices de carga parcial ou baixa carga, no tubo de sucção</p> <p>A operação em carga parcial, entre 25 e 50% da potência nominal do hidrogerador, gera instabilidades no fluxo do tubo de sucção, criando os vórtices de carga parcial ou vórtices tipo "tocha". Devido à sua forma espiral, esses vórtices criam elevadas vibrações do</p>	$I_{DD} = 2$ $I_{OF} = 2$ $I_{SF} = 2$ $I_{RF} = 8$	<p>S1: Vibrações do eixo em frequências sub-harmônicas ($1/4 \times$ ou $1/5 \times$).</p> <p>S2: Vibrações do mancal em frequências sub-harmônicas ($1/4 \times$ ou $1/5 \times$).</p> <p>S3: Flutuações de pressão no tubo de sucção em frequências</p>	<p>A intensidade dos vórtices e das vibrações varia em função do nível de jusante e da potência em que opera o hidrogerador.</p> <p>A operação em baixa carga é limitada em 800 horas por ano.</p>

ITEM	DEFEITO / MECANISMO / COMPONENTES AFETADOS	ÍNDICES	SINTOMAS	DIAGNÓSTICOS OBSERVAÇÕES
	eixo e do mancal, em especial no mancal guia da turbina. A operação prolongada nessa condição pode danificar os mancais de guia do hidrogenador. Rotor da turbina e tubo de sucção		sub-harmônicas (1/4 x ou 1/5 x).	A aplicação adequada de ar comprimido pode atenuar esses vórtices.
11.	Redução na capacidade do sistema de resfriamento do mancal A vazão de água no sistema de resfriamento do mancal pode ser reduzida por obstruções de evolução lenta. Mancais de guia e mancal de escora	$I_{DD} = 2$ $I_{OF} = 2$ $I_{SF} = 2$ $I_{RF} = 8$	S1: Elevação da temperatura dos segmentos do mancal. S2: Elevação da temperatura do lubrificante do mancal. S3: Elevação da temperatura da água de resfriamento na saída do trocador de calor. S4: Redução da vazão de água de resfriamento do mancal. S5: Alteração da rigidez do mancal, por redução da viscosidade do lubrificante e por diminuição da folga.	Os sintomas S1 a S3 tem verificação direta pelas temperaturas. A caracterização do sintoma S4 é dificultada pela exatidão do método de medição da vazão da água de resfriamento. O sintoma S5 deve ser avaliado pela redução da folga e pela redução da viscosidade do lubrificante. A redução da folga pode ser estimada pela diferença da temperatura dos segmentos e da temperatura do lubrificante.
12.	Vazamentos na tubulação de água dentro da cuba do mancal A tubulação de água de resfriamento pode apresentar vazamentos incipientes dentro da cuba do mancal, contaminando o lubrificante pela emulsão de água, comprometendo o desempenho do mancal. Mancais de guia e mancal de escora	$I_{DD} = 3$ $I_{OF} = 5$ $I_{SF} = 2$ $I_{RF} = 30$	S1: Elevação do nível de lubrificante S2: Alteração da rigidez do mancal, pela redução da viscosidade do lubrificante devido à elevação da fração de água.	A análise teórica do desempenho do mancal com uma mistura de água e lubrificante é complexa, requerendo o uso de uma forma estendida da equação de Reynolds (SZERI, 1998, p. 374 a 387). Isso dificulta a análise do sintoma S2 (aumento ou diminuição da rigidez). Entretanto, o sintoma S1 é verificado diretamente pelo medidor de nível de lubrificante no mancal.

ITEM	DEFEITO / MECANISMO / COMPONENTES AFETADOS	ÍNDICES	SINTOMAS	DIAGNÓSTICOS OBSERVAÇÕES
13.	Contaminação do lubrificante Alteração das características físico químicas do lubrificante, em especial viscosidade, por mecanismos diversos (sobreaquecimento do mancal, perda dos aditivos do lubrificante, etc.)	$I_{DD} = 5$ $I_{OF} = 2$ $I_{SF} = 2$ $I_{RF} = 20$	S1: Diminuição da viscosidade do lubrificante. S2: Contaminação do lubrificante por água. S3: Variação do índice de acidez (estabilidade da oxidação). S4: Presença de partículas metálicas e partículas insolúveis. S5: Redução da rigidez do mancal.	Os sintomas S1 a S4 podem ser verificados pelo monitoramento das características do lubrificante, através de ensaios físico-químicos. Algumas contaminações podem causar a diminuição da viscosidade do lubrificante, com consequente redução na rigidez do mancal. Caso ocorra essa redução, a amplitude da vibração do eixo pode aumentar.
14.	Perda da isolação elétrica do eixo A circulação de corrente elétrica pelo mancal pode provocar avarias no metal patente dos segmentos dos mancais de guia e das sapatas do mancal de escora. Eixo e mancal de guia superior do gerador; mancal de escora	$I_{DD} = 4$ $I_{OF} = 1$ $I_{SF} = 4$ $I_{RF} = 16$	S1: Corrente circulando através dos mancais. S2: Desgaste do metal patente dos segmentos e sapatas. S3: Cavidades (<i>pits</i>) no metal patente.	S2: pode ser detectado através de espectrofotografia ou por inspeções. Baixa sensibilidade na detecção de corrente elétrica circulando pelo mancal. O tempo de reparo da falha é longo.
15.	Desprendimento do metal patente dos segmentos A perda de aderência da camada de metal patente pode provocar seu desprendimento, com consequentes falhas nos mancais de guia ou de escora. Eixos, mancais de guia e mancal de escora	$I_{DD} = 1$ $I_{OF} = 2$ $I_{SF} = 2$ $I_{RF} = 4$	S1: Alteração na temperatura dos segmentos. S2: Presença de metal patente no lubrificante. S3: Alterações da órbita do eixo no mancal de guia. Vide comentários detalhados na seção 5.3.7.	S2: pode ser detectado através de análise ferrográfica periódica. Os segmentos são fabricados com aço de baixo teor de hidrogênio para minimizar riscos de desprendimento do metal patente.

QUADRO 6.4 – LISTA DE DEFEITOS, SINTOMAS E FALHAS EM HIDROGERADORES