
Balanceamento de máquinas rotativas utilizando metamodelos Kriging

Marcus Filipe Sousa Reis



UNIVERSIDADE FEDERAL DE UBERLÂNDIA
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
PROGRAMA DE GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

Uberlândia
2021

Marcus Filipe Sousa Reis

**Balanceamento de máquinas rotativas
utilizando metamodelos Kriging**

Dissertação de bacharelado apresentada ao Programa de Graduação da Faculdade de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Uberlândia como parte dos requisitos para a obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Área de concentração: Engenharia Mecânica

Orientador: Aldemir Aparecido Cavalini Junior

Uberlândia

2021

Este trabalho é dedicado aos meus pais.

Agradecimentos

Gostaria de agradecer a toda minha família, em especial meu pai, minha mãe e meu irmão pelo apoio de sempre. À todos meus amigos de curso pelo companheirismo, e por fim, mas não menos importante, a todos os integrantes do laboratório LMEst em especial ao Prof. Dr. Aldemir Aparecido Cavalini Jr. por todas as portas abertas e pelas pesquisas por ele orientadas, ao Leonardo Sicchieri e Vinícius Nunes pelos ensinamentos e contribuições ao presente trabalho. Também gostaria de agradecer ao Leandro Augusto e Vitor Nakayama pelos auxílios prestados.

A todos o meu muito obrigado!

“Viver é como andar de bicicleta: é preciso estar em constante movimento para manter o equilíbrio.”
(Albert Einstein)

Resumo

Atualmente, um dos procedimentos mais aplicados na indústria é o balanceamento, o qual pode ser atingido de diferentes formas. Dentre as técnicas já estudadas, as baseadas em sinais de vibração são as mais utilizadas, como as quatro rodadas sem fase, o balanceamento modal, e o método dos coeficientes de influência. No entanto, estas soluções apresentam alguns pontos negativos como tempo de aplicação extenso e linearização de comportamentos que podem ser não-lineares. Assim, buscando explorar uma possibilidade alternativa, inspirado em pesquisas do ramo e nas metodologias clássicas, e ainda aprimorando o tempo gasto durante estes procedimentos, é proposta neste trabalho uma abordagem de balanceamento utilizando a metodologia Kriging.

Palavras-chave: máquinas rotativas, balanceamento, metamodelos, Kriging, coeficientes de influência.

Abstract

One of the most applied procedures in the industry is balancing, which can be achieved in different ways. Among the techniques already studied, the signal-based are the most used, such as the four rounds without phase, modal balancing, and the influence coefficients method. However, these solutions have some downsides such as extensive application time and linearization of behavior that can be non-linear. Thus, seeking to explore an alternative possibility, inspired by research in the field and classical methodologies, and also improving the time spent during these procedures, in this work a balancing approach using the Kriging methodology is proposed.

Keywords: rotating machines, balancing, metamodels, Kriging, influence coefficients.

Lista de ilustrações

Figura 1 – Fluxo do método CI.	27
Figura 2 – Fluxo de criação do metamodelo.	28
Figura 3 – Bancada de teste.	29
Figura 4 – Resposta no tempo das condições desbalanceada, balanceada pelo metamodelo e pelo método CI, para o test #2.	32
Figura 5 – Resposta no tempo das condições desbalanceada, balanceada pelo metamodelo e pelo método CI, para o test #3.	33
Figura 6 – Amplitudes da bancada de teste balanceada pelo metamodelo e pelo método CI.	34

Lista de tabelas

Tabela 1 – Funções de correlação.	24
Tabela 2 – Número de amostras e métricas de erro, para a massa de correção e posição angular correspondente.	31
Tabela 3 – Métricas de erro do procedimento numérico para os modelos de correlação.	31
Tabela 4 – Métricas de erro do procedimento experimental para os modelos de correlação.	32
Tabela 5 – Estimativas do Metamodelo e Resultados do método de CI.	32
Tabela 6 – Resultados dos testes de validação.	33
Tabela 7 – Percentual de redução de Vibração do Metamodelo e Método CI. . . .	33

Sumário

1	INTRODUÇÃO	19
2	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	21
2.1	Método CI	21
2.2	Metamodelo Kriging	23
3	METODOLOGIA	27
4	RESULTADOS	29
5	CONCLUSÃO	35
	REFERÊNCIAS	37

Introdução

Um dos procedimentos mais aplicados na indústria é o balanceamento, uma vez que máquinas rotativas são imprescindíveis nestes ambientes e estas necessitam de operar balanceadas. O balanceamento é feito através do ajuste da distribuição radial de massa de um rotor, com o objetivo de aproximar o baricentro do centro geométrico do eixo, e, conseqüentemente, reduzindo a amplitude de vibração e a força aplicada sobre os mancais e estruturas adjacentes (EISENMANN; EISENMANN, 1998). Existem diferentes formas de balancear um sistema rotativo, sendo que as técnicas baseadas em sinal de vibração são as mais utilizadas, como, por exemplo, as quatro rodadas sem fase, o balanceamento modal, e o método dos coeficientes de influência (método CI).

As soluções baseadas em sinais de vibração apresentam alguns pontos negativos, ainda que sejam abrangentes no ramo industrial. Estes métodos têm demonstrado consumir um tempo considerável, uma vez que massas de teste devem ser aplicadas sobre os planos de balanceamento, a cada procedimento, em posições específicas afim de se determinar a sensibilidade da vibração às variações do desbalanceamento. Adicionalmente, estas metodologias consideram uma relação linear entre a vibração e o desbalanceamento correspondente. Assim caso exista alguma não linearidade no sistema, os resultados podem não ser satisfatórios. Todos estes pontos fomentam os pesquisadores a encontrar novas metodologias e procedimentos de balanceamento.

Kang et al. (2008) estudaram um método CI aprimorado e sua eficácia. Neste trabalho, os autores observaram uma relação inversa entre a efetividade do balanceamento e o número de condições. Seus resultados demonstraram um procedimento mais robusto quando selecionados planos apropriados para os sensores e as massas de correção

Saldarriaga et al. (2011) apresentaram uma abordagem de balanceamento baseada em modelo para melhorar algumas limitações das técnicas baseadas em sinais de vibração. Resolvendo um problema inverso, os autores foram capazes de encontrar o desbalanceamento. Em sua proposta, um modelo matemático representativo da máquina rotativa é necessário, porém as massas de teste não o são.

A maioria dos processos usuais apresentam grandes gastos de tempo, sejam eles

experimentais ou computacionais. Uma solução para este último problema é uma técnica que vêm sendo utilizada progressivamente no campo da engenharia, conhecida como modelos substitutos ou metamodelos. O objetivo do modelo substituto é representar experimentos numéricos ou físicos com precisão, eficiência, e tempo reduzido, através de um modelo simplificado que é ajustado a partir dos resultados do modelo original ou da própria máquina. Entre os metamodelos mais conhecidos, a metodologia Kriging adquire uma relevância superior, uma vez que este apresenta uma grande flexibilidade de aplicação (SIMPSON et al., 2001).

Nos últimos anos, diversos trabalhos foram desenvolvidos aplicando a metodologia Kriging sobre sistemas rotativos. Sinou, Nechak e Besset (2018) usaram a modelagem Kriging para estimar as velocidades críticas e amplitudes máximas de vibração de um rotor flexível com incertezas. Barbosa e Alves (2018) aplicaram a metodologia Kriging buscando encontrar as respostas do desbalanceamento e as frequências naturais de uma máquina rotativa. Barbosa et al. (2021) aplicaram a metamodelagem Kriging visando representar o comportamento de mancais hidrodinâmicos, obtendo as forças, pressão máxima, temperatura máxima e espessura mínima do filme de óleo.

Como demonstrado por Saldarriaga et al. (2011), é possível realizar um procedimento de balanceamento sem o uso das massas de teste e com modelos matemáticos. No presente trabalho, buscando explorar uma possibilidade alternativa, inspirado no trabalho de Saldarriaga et al. (2011) e nas metodologias clássicas, e ainda aprimorando o tempo gasto durante os procedimentos de balanceamento, é proposto uma abordagem de balanceamento utilizando a metodologia Kriging. As respostas de vibração e as massas de correção, juntamente com as respectivas posições angulares, obtidas através do método CI, são utilizadas como amostras de entrada da formulação Kriging, de maneira que após o ajuste do metamodelo, para quaisquer novos cenários de desbalanceamento, as massas de correção e posição angular correspondente possam ser estimadas. O ponto principal desta abordagem é o uso das massas de teste apenas durante a construção do modelo substituto, ou seja, uma vez finalizado, não há necessidade de se utilizar massas de teste novamente. A eficiência desta proposta é demonstrada numérico e experimentalmente.

Fundamentação Teórica

Nesse capítulo será apresentado a fundamentação teórica adotada, englobando o método de balanceamento utilizado, método CI, e também a metodologia Kriging utilizada.

2.1 Método CI

Este é um dos métodos mais utilizados no processo de balanceamento de rotores flexíveis no campo industrial. Esta metodologia adota como entrada a amplitude de vibração e respectivo ângulo de fase. Adicionalmente, é necessário a definição dos planos de balanceamento, planos de medição e massas de teste. Os planos de balanceamento são aqueles onde ocorre a aplicação das massas de correção. Os planos de medição são os planos em que os sensores estão instalados. As massas de teste são massas fixadas nos planos de balanceamento, com o objetivo de se aplicar um desbalanceamento conhecido no sistema rotativo. Por fim, as massas de correção são aquelas adotadas em posições angulares específicas sobre os planos de balanceamento, para reduzir a amplitude de vibração. As massas, juntamente com suas respectivas posições angulares de correção, são as saídas do método CI (WOWK, 1998).

O desenvolvimento matemático desta metodologia é descrito a seguir. Na Eq. (1) é apresentado a formulação do método CI, onde o desbalanceamento original do rotor \mathbf{U}^p está relacionado as amplitudes de vibração \mathbf{V}^j através dos coeficientes de influência α^{jp} , sendo v o número de planos de medição ($j = 1, \dots, v$) e n o número de planos de balanceamento ($p = 1, \dots, n$). Os coeficientes de influência apresentam valores complexos, contendo informação de amplitude e posição angular, que relacionam a amplitude de vibração resultante medida na posição j , devido à força de desbalanceamento gerada pela massa fixada na posição p .

$$\mathbf{V}_{v \times 1}^j = \alpha_{v \times n}^{jp} \mathbf{U}_{n \times 1}^p \quad (1)$$

Para uma dada velocidade de rotação Ω , Eq. (1) pode ser reescrita como a Eq. (2),

na qual, \mathbf{V}_0 é o vetor de repostas de vibração associado ao vetor de desbalanceamento original \mathbf{U}_0 da máquina rotativa.

$$\mathbf{V}^0 = \begin{Bmatrix} V_0^1 \\ V_0^2 \\ \vdots \\ V_0^v \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \alpha^{11} & \alpha^{12} & \dots & \alpha^{1n} \\ \alpha^{21} & \alpha^{21} & \dots & \alpha^{2n} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ \alpha^{v1} & \alpha^{v2} & \dots & \alpha^{vn} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} U_0^1 \\ U_0^2 \\ \vdots \\ U_0^n \end{Bmatrix} = \boldsymbol{\alpha} \mathbf{U}_0 \quad (2)$$

Afim de determinar a matriz de coeficientes $\boldsymbol{\alpha}$, é adotado uma massa de teste m_t fixada a um primeiro plano de balanceamento $p = 1$. A posição angular de m_t é utilizada como valor de referência para as massas de correção. Estes pesos de teste aplicam uma força de desbalanceamento adicional sobre o sistema dada por $W^1 = m_t h$, com h sendo a excentricidade de aplicação da massa de teste. Considerando a mesma velocidade de rotação Ω , a nova condição de balanceamento do rotor é dada por Eq. (3), onde \mathbf{V}_1 é o vetor de resposta de vibração associado a nova distribuição de balanceamento \mathbf{U}_1 .

$$\mathbf{V}^1 = \begin{Bmatrix} V_1^1 \\ V_1^2 \\ \vdots \\ V_1^v \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \alpha^{11} & \alpha^{12} & \dots & \alpha^{1n} \\ \alpha^{21} & \alpha^{21} & \dots & \alpha^{2n} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ \alpha^{v1} & \alpha^{v2} & \dots & \alpha^{vn} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} U_0^1 + W^1 \\ U_0^2 \\ \vdots \\ U_0^n \end{Bmatrix} = \boldsymbol{\alpha} \mathbf{U}_1 \quad (3)$$

Uma vez que a massa de teste, quando comparada a massa total do sistema, é consideravelmente menor, é possível admitir constante a matriz $\boldsymbol{\alpha}$ nas Eq. (2) e Eq. (3). Assim, a Eq. (4) é obtida pela subtração da Eq. (2) da Eq. (3), como demonstrado:

$$\mathbf{V}^1 - \mathbf{V}^0 = \begin{Bmatrix} V_1^1 - V_0^1 \\ V_1^2 - V_0^2 \\ \vdots \\ V_1^v - V_0^v \end{Bmatrix} = \boldsymbol{\alpha} \begin{Bmatrix} W^1 \\ 0 \\ \vdots \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (4)$$

Em seguida a massa de teste é retirada do primeiro plano de balanceamento e realocada, a cada etapa, nos planos de balanceamento restantes, repetindo o processo acima. Portanto, cada elemento da matriz $\boldsymbol{\alpha}$ pode ser calculado, e esta generalização está apresentada na Eq. (5), onde α , V , e W são valores complexos.

$$\alpha^{jp} = \frac{V_1^j - V_0^j}{W^p} \quad (5)$$

As massas de correção m_c são obtidas por meio da inversão de $\boldsymbol{\alpha}$ e, consequente multiplicação pelo vetor de resposta de vibração inicial \mathbf{V}_0 . Caso o número de planos de balanceamento e de sensores sejam iguais (i.e., $n = v$ na Eq. (1)), $\boldsymbol{\alpha}$ pode ser invertida diretamente, caso contrário, a técnica de pseudo-inversa deve ser aplicada. Também é possível incorporar diferentes velocidades de vibração Ω , para promover uma larga faixa de eficiência de balanceamento. Informações adicionais sobre esta metodologia, podem ser

encontradas em Wowk (1998), Ehrlich (1992), Eisenmann e Eisenmann (1998), Bently e Hatch (2002) e Muszynska (2005).

2.2 Metamodelo Kriging

O metamodelo deve representar a relação entre a variável de entrada e saída do modelo original, para isso este é treinado utilizando amostras já simuladas pelo modelo original ou pelo sistema. Para verificar a efetividade do modelo substituto, uma etapa de validação é realizada através da comparação entre as respostas do metamodelo e as respostas do modelo original/sistema. Após as etapas de treinamento e validação, o metamodelo pode ser utilizado para representar o modelo original, dentro de um espaço amostral apropriado. Neste trabalho, o uso de um metamodelo Kriging, como uma proposta de balanceamento, é discutido.

Os conceitos básicos de Kriging apresentados, são descritos por Xiaobo (2017), Simpson et al. (2001), Wang et al. (2008) e Sinou, Nechak e Besset (2018). Uma formulação mais geral desta metodologia é demonstrada na Eq. (6), a qual consiste no uso de uma função polinomial $f(\mathbf{x})$, que promove uma aproximação global do espaço amostral, e uma função de correlação espacial $Z(\mathbf{x})$, considerando um processo de distribuição normal Gaussiano, com média zero, variância σ^2 e covariância não-nula. O termo $\hat{y}(\mathbf{x})$ representa os resultados estimados associados com um vetor de entrada \mathbf{x} .

$$\hat{y}(\mathbf{x}) = f(\mathbf{x}) + Z(\mathbf{x}) \quad (6)$$

A matriz de covariância $Z(\mathbf{x})$ é apresentada na Eq. (7), na qual a variância do processo e a função de correlação espacial são descritas por, respectivamente, σ^2 e $R(\boldsymbol{\theta}, \mathbf{x}, \mathbf{w})$. Esta última é mostrada na Eq. (8), onde $\boldsymbol{\theta}$ representa os não-conhecidos parâmetros de correlação usados no ajuste do modelo, \mathbf{x} e \mathbf{w} são os vetores de entrada, e k é o tamanho do vetor de entrada. As principais funções de correlação são mostradas na Tabela 1.

$$Cov[Z(\mathbf{x}), Z(\mathbf{w})] = \sigma^2 R(\boldsymbol{\theta}, \mathbf{x}, \mathbf{w}) \quad (7)$$

$$R(\boldsymbol{\theta}, \mathbf{x}, \mathbf{w}) = \prod_{j=1}^k R_j(\theta_j, x_j, w_j) \quad (8)$$

A Eq. (9) possibilita a estimativa a partir de novas entradas, onde $g(\mathbf{x})$ representa a função polinomial (Eq. (10), (11) e (12) ilustram como as estimativas podem ser calculadas para um função em base constante, linear ou quadrática, respectivamente), \mathbf{Y} é o vetor de amostras de saída, e \mathbf{G} é uma matriz ($N_s \times p$) (p é o número do polinômio, e (N_s o número de amostras) contendo a função g (Eq. (13)) aplicada com o vetor de amostras de entrada (Eq. (14)). \mathbf{R} é a matriz de correlação ($N_s \times N_s$) com as entradas definidas por $R_{ij} = R(\boldsymbol{\theta}, \mathbf{s}^i, \mathbf{s}^j)$, $\mathbf{r}(\mathbf{x})$ é o vetor de correlação, de dimensão N_s , entre um novo valor \mathbf{x} e

vetor de amostras de entrada $[\mathbf{s}^1, \dots, \mathbf{s}^{N_s}]$ (Eq. (15)) e, por fim, $\hat{\boldsymbol{\beta}}$ são os coeficientes da função polinomial estimados pela Eq. (16).

Tabela 1 – Funções de correlação.

Modelos de Correlação	$R_j(\theta_j, x_j, w_j)$
Linear	$\max(0, 1 - \theta x_j - w_j)$
Gaussiano	$\exp(-\theta_j x_j - w_j ^2)$
Exponencial	$\exp(-\theta_j x_j - w_j)$

$$\hat{y}(\mathbf{x}) = \mathbf{g}^T(\mathbf{x})\hat{\boldsymbol{\beta}} + \mathbf{r}^T(\mathbf{x})\mathbf{R}^{-1}(\mathbf{Y} - \mathbf{G}\hat{\boldsymbol{\beta}}) \quad (9)$$

Constante $p = 1$:

$$g_1(\mathbf{x}) = 1 \quad (10)$$

Linear $p = k + 1$:

$$g_1(\mathbf{x}) = 1, g_2(\mathbf{x}) = x_1, \dots, g_p(\mathbf{x}) = x_k \quad (11)$$

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

$$\begin{aligned} g_1(\mathbf{x}) &= 1, \\ g_2(\mathbf{x}) &= x_1, \dots, g_{k+1}(\mathbf{x}) = x_k \\ g_{k+2}(\mathbf{x}) &= x_1^2, \dots, g_{2k+1}(\mathbf{x}) = x_1 x_k \\ g_{2k+2}(\mathbf{x}) &= x_2^2, \dots, g_{3k}(\mathbf{x}) = x_2 x_k \\ g_p(\mathbf{x}) &= x_k^2 \end{aligned} \quad (12)$$

$$\mathbf{g}(\mathbf{x}) = [g_1(\mathbf{x}), \dots, g_p(\mathbf{x})]^T \quad (13)$$

$$\mathbf{G} = \begin{bmatrix} \mathbf{g}^T(\mathbf{s}^1) \\ \vdots \\ \mathbf{g}^T(\mathbf{s}^{N_s}) \end{bmatrix} \quad (14)$$

$$\mathbf{r}(\mathbf{x}) = [R(\mathbf{x}, \mathbf{s}^1), R(\mathbf{x}, \mathbf{s}^2), \dots, R(\mathbf{x}, \mathbf{s}^{N_s})]^T \quad (15)$$

$$\hat{\boldsymbol{\beta}} = (\mathbf{G}^T \mathbf{R}^{-1} \mathbf{G})^{-1} \mathbf{G}^T \mathbf{R}^{-1} \mathbf{Y} \quad (16)$$

O melhor modelo Kriging é encontrado resolvendo um problema de otimização não-linear irrestrito dado pela Eq. (18), onde $|\mathbf{R}|$ é o determinante de \mathbf{R} , com a variância estimada pela Eq. (17). O procedimento de otimização adotado é o método de Hooke e

Jeeves Modificado, o qual é um método de busca direta, conhecido por buscar padrões. Mais informações quanto a este procedimento pode ser obtido em Lophaven et al. (2002).

$$\hat{\sigma}^2 = \frac{(\mathbf{Y} - \mathbf{G}\hat{\boldsymbol{\beta}})^T \mathbf{R}^{-1}(\mathbf{Y} - \mathbf{G}\hat{\boldsymbol{\beta}})}{N_s} \quad (17)$$

$$\min_{\boldsymbol{\theta}} \{\Psi(\boldsymbol{\theta})\} \equiv |\mathbf{R}|^{\frac{1}{N_s}} \hat{\sigma}^2 \quad (18)$$

Metodologia

Neste capítulo, todo o procedimento adotado nesta abordagem é descrito. Através do uso de uma máquina rotativa (real ou modelo de elementos finitos, modelo EF) com uma dada condição de desbalanceamento não conhecida, suas respostas de vibração são utilizadas como entrada no método CI, que possui como saída as massas e fases de correção, que são posteriormente aplicadas sobre o sistema para redução da vibração. Este é o procedimento padrão utilizando o método CI. Na Figura 1 é demonstrado o processo.

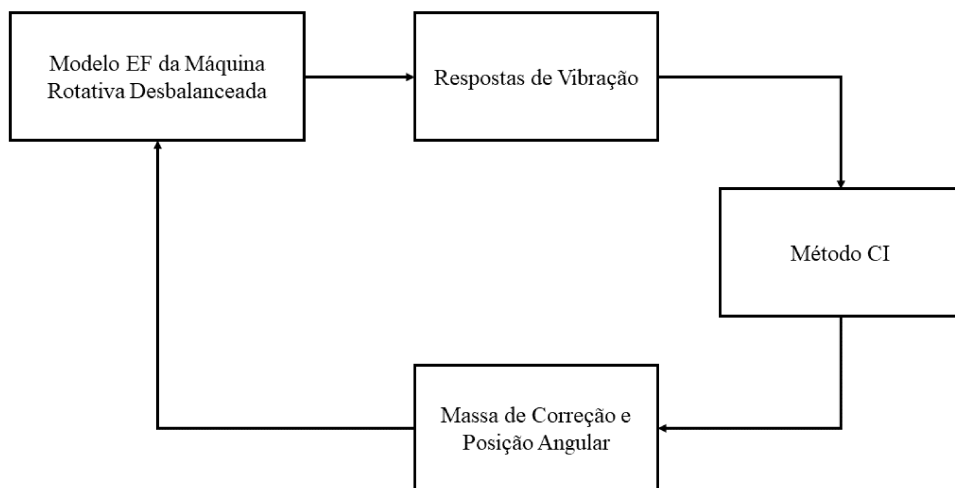


Figura 1 – Fluxo do método CI.

A metodologia proposta utiliza as respostas de vibração do sistema desbalanceado originalmente, e as massas de correção e posições angulares correspondentes como amostras para o modelo substituto Kriging. Se faz necessário alguns procedimentos de balanceamento com o método CI afim de se obter amostras suficientes, para que os resultados do metamodelo desenvolvido apresentem boa eficiência. É recomendado a aplicação de

amostras com boa distribuição de vibração de desbalanceamento, desta forma o meta-modelo será capaz de representar condições de desbalanceamento diversificadas. Uma vez definidas as amostras, o modelo substituto é criado e ajustado, e, por consequência, para novos cenários de desbalanceamento é possível prever a massa de correção e posição angular correspondente. Este procedimento é descrito na Figura 2.

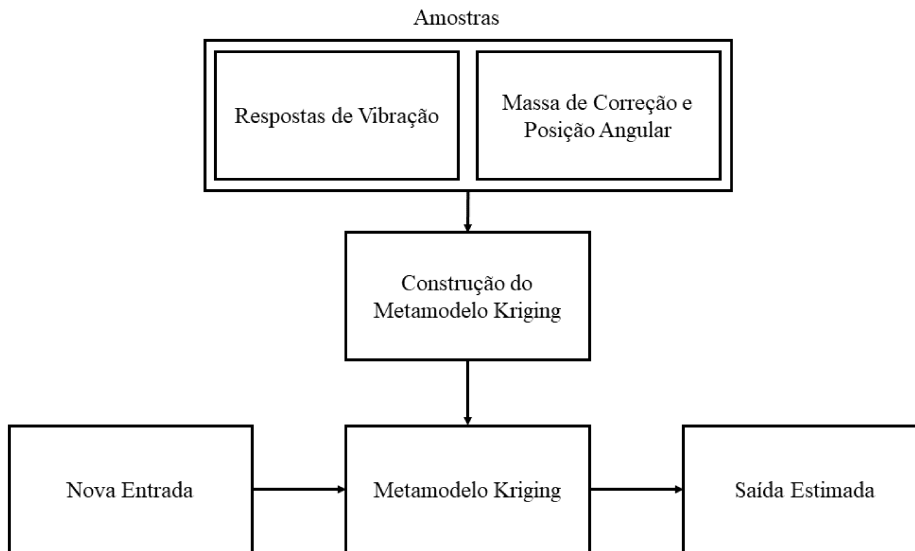


Figura 2 – Fluxo de criação do metamodelo.

No experimento numérico as condições de desbalanceamento aplicadas sobre o modelo EF, a cada procedimento de balanceamento, foram criadas pelo método do hipercubo latino (MINASNY; MCBRATNEY, 2006). No procedimento físico as condições de desbalanceamento foram alcançadas através do uso de massas concentradas aplicadas, sobre os planos de balanceamento, em posições angulares específicas da bancada de testes (que será apresentada no Capítulo 4). Para ambos os processos, tanto numérico quanto experimental, as etapas são as mesmas descritas anteriormente.

Para avaliar a eficiência da metodologia proposta, foram adotadas métricas de erros. Estas métricas foram: o valor RMSE (*Root Mean Square Error* - Raiz do Erro Quadrático Médio), e o Erro Máximo. Esta primeira foi utilizada por ser uma métrica global, a qual é calculada pela Eq. (19), onde $\hat{\mathbf{y}}$ é a saída estimada do metamodelo, \mathbf{y} é a saída do método CI e \mathbf{N} é o número de amostras de validação. A segunda métrica apresenta uma perspectiva local do erro, e é calculada pela Eq. (20).

$$RMSE = \sqrt{\frac{\sum_{k=1}^N (\hat{\mathbf{y}}_k - \mathbf{y}_k)^2}{N}} \quad (19)$$

$$Erro\ Máximo = \max(|\hat{\mathbf{y}} - \mathbf{y}|) \quad (20)$$

Resultados

Afim de verificar a viabilidade deste trabalho, foi utilizado um modelo numérico de uma máquina rotativa, uma vez que possibilita uma maior flexibilidade no número de testes, e também na diversidade destes. O modelo adotado foi feito sobre a bancada apresentada na Figura 3, que é composta por um eixo flexível de aço com comprimento de 914 mm e diâmetro de 17 mm , a qual foi representada por um modelo EF com 33 elementos de eixo, considerando a teoria de Timoshenko (LALANNE; FERRARIS, 1998). As propriedades do material adotadas foram: módulo de Young de 217 GPa , densidade de 7850 kg/m^3 , e coeficiente de Poisson de 0.29.

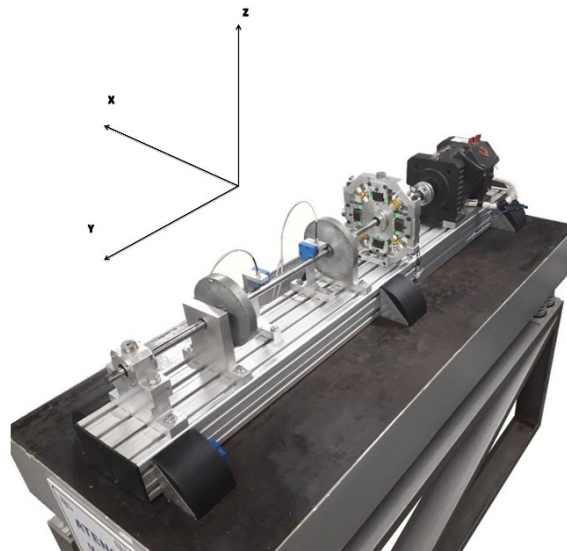


Figura 3 – Bancada de teste.

A bancada de testes possui dois discos, o primeiro (D_1) está em 345 mm a partir do início do eixo, o que corresponde ao nó #13 do modelo de elementos finitos, e o segundo disco (D_2) está em 657 mm , equivalente ao nó #25. Ambos os discos são feitos de aço, e apresentam 150 mm de diâmetro, 20 mm de espessura, densidade de 7850 kg/m^3 e são modelados como discos rígidos (LALANNE; FERRARIS, 1998). O sistema é suportado

por dois mancais de rolamento autocompensadores (B_1 e B_2), localizados em 124 mm e 862 mm , nós #5 e #32, respectivamente. Os mancais foram representados no modelo através de coeficientes locais de rigidez e amortecimento. A bancada de teste apresenta quatro sensores proximetro, dois localizados em 380 mm , nó #15 ($S15_X$ e $S15_Z$), e os demais estão em 614 mm , nó #23 ($S23_X$ and $S23_Z$). Cada par de sensor estão posicionados perpendiculares entre si, permitindo medidas nos eixos X e Z.

O comportamento dinâmico da máquina rotativa, está representado pela equação diferencial em Eq. (21) (LALANNE; FERRARIS, 1998), onde \mathbf{M} é a matriz de massa, \mathbf{D} a matriz de amortecimento, \mathbf{D}_g a matriz de amortecimento giroscópico, \mathbf{K} a matriz de rigidez, \mathbf{W} é o vetor de força peso, \mathbf{F}_u o vetor de força de desbalanceamento, e q é o vetor de deslocamento generalizado. O amortecimento do eixo foi modelado por amortecimento proporcional.

$$\mathbf{M}\ddot{q} + [\mathbf{D} + \Omega\mathbf{D}_g]\dot{q} + \mathbf{K}q = \mathbf{W} + \mathbf{F}_u \quad (21)$$

Na metodologia proposta, foi considerado apenas um plano de balanceamento e um plano de medição. Os dois discos apresentam um total de trinta e seis furos M8, igualmente distribuídos, ou seja, é possível fixar massas nos mesmos de 10 em 10 graus. O plano de balanceamento adotado foi o segundo disco (D_2 , nó #25), com plano de medição no sensor $S23_Z$ (nó #23) na direção do eixo vertical.

Buscando verificar a viabilidade desta metodologia e explorar maiores condições de metamodelagem, o procedimento numérico seguiu duas análises. Para estas, foram criadas 32 condições de desbalanceamento, e para cada uma delas, foi realizado um procedimento de balanceamento com o método CI. Dentre estas amostras, apenas 12 foram utilizadas na construção do metamodelo, sendo as demais consideradas amostras de verificação.

A primeira análise ocorreu para definir o número mínimo de amostras necessárias para criar o metamodelo com boa representatividade. Assim, um total de 4 modelos substitutos foram desenvolvidos, com um número decrescente de amostras usadas. Os resultados de cada metamodelo, com as 20 amostras de verificação, foram comparados e possibilitou observar se a redução na quantidade de amostras impacta na qualidade do metamodelo. Na Tabela 2 é apresentado o número de amostras utilizadas e as métricas de erro adotadas, o Erro Máximo e valor RMSE. Os metamodelos foram construídos com a função polinomial de primeira ordem e a correlação exponencial.

A partir destas métricas, é possível constatar que a qualidade do metamodelo não foi afetada, significativamente, pela redução do número de amostras. Por este motivo, nesta abordagem, o número de amostras para a criação do metamodelo é três, uma vez que no campo industrial, quanto menor o número de amostras, menor a quantidade de procedimentos necessários, e maior sua viabilidade e aplicação.

Na segunda análise verifica-se qual função de correlação apresenta o melhor desempenho. Desta forma, três metamodelos foram construídos utilizando a função de correlação linear,

Tabela 2 – Número de amostras e métricas de erro, para a massa de correção e posição angular correspondente.

N°de amostras	Erro Máximo		RMSE	
	Massa (g)	Posição Angular ($^{\circ}$)	Massa (g)	Posição Angular ($^{\circ}$)
12	1.2056×10^{-5}	0.6227	7.9292×10^{-6}	0.3225
9	1.9390×10^{-5}	0.8950	8.1620×10^{-6}	0.4777
6	1.9451×10^{-5}	1.2689	8.3345×10^{-6}	0.5184
3	2.0538×10^{-5}	1.4461	8.6413×10^{-6}	0.6393

gaussiana e exponencial. Através das amostras de verificação, os respectivos resultados foram comparados, e estão dispostos na Tabela 3, com as métricas de Erro Máximo e valor RMSE.

Tabela 3 – Métricas de erro do procedimento numérico para os modelos de correlação.

Modelo de Correlação	Erro Máximo		RMSE	
	Massa (g)	Posição Angular ($^{\circ}$)	Massa (g)	Posição Angular ($^{\circ}$)
Exponencial	2.0538×10^{-5}	1.4461	8.6413×10^{-6}	0.6393
Gaussiano	2.1959×10^{-5}	1.4627	8.8109×10^{-6}	0.6469
Linear	2.1099×10^{-5}	1.4526	8.8464×10^{-6}	0.6453

Os dados da Tabela 3, demonstram que o comportamento dos modelos de correlação são similares, no entanto, os erros da correlação exponencial são inferiores aos demais, e por esta razão, é o modelo adotado.

Uma vez que a viabilidade do método proposto tenha sido verificada numericamente, foi possível prosseguir com a análise experimental. Nesta etapa, primeiramente, foi necessário realizar um procedimento de balanceamento da bancada de testes e, portanto, o método CI foi aplicado, e uma amplitude de vibração de $1.05899 \mu m$, no sensor $S23_Z$, foi obtida.

As condições de desbalanceamento aplicadas sobre a bancada foram realizadas através de massas concentradas dipostas em diferentes posições angulares, criando uma faixa de amplitudes de vibração desbalanceada e fases correspondentes. Para cada uma destas condições, um procedimento com o método CI foi realizado. Um total de 11 condições diferentes foram aplicadas sobre a bancada, que são o número de amostras colhidas no procedimento experimental. Pela verificação numérica, o número de amostras usadas na construção do metamodelo foi 3, e as 8 restantes foram utilizadas para verificação.

Com estes dados foi possível criar o modelo substituto, considerando a função polinomial primeira ordem, e escolher o melhor modelo de correlação. Novamente, os valores das métricas de erro foram similares, porém o modelo exponencial apresentou melhores resultados, analogamente ao procedimento numérico. Na Tabela 4 estão dispostos os valores RMSE e Erro Máximo para cada modelo. As métricas foram calculadas entre os resultados de massa e fase de correção do metamodelo, e os do método CI, utilizando as 8 amostras de verificação definidas anteriormente.

Finalmente, com o metamodelo ajustado por completo, a bancada de teste foi utilizada

Tabela 4 – Métricas de erro do procedimento experimental para os modelos de correlação.

Modelo de Correlação	Erro Máximo		RMSE	
	Massa (g)	Posição Angular (°)	Massa (g)	Posição Angular (°)
Exponencial	0.5224	4.2693	0.3906	2.5606
Gaussiano	0.6564	4.5824	0.4796	2.7561
Linear	0.5790	4.4852	0.3999	2.6399

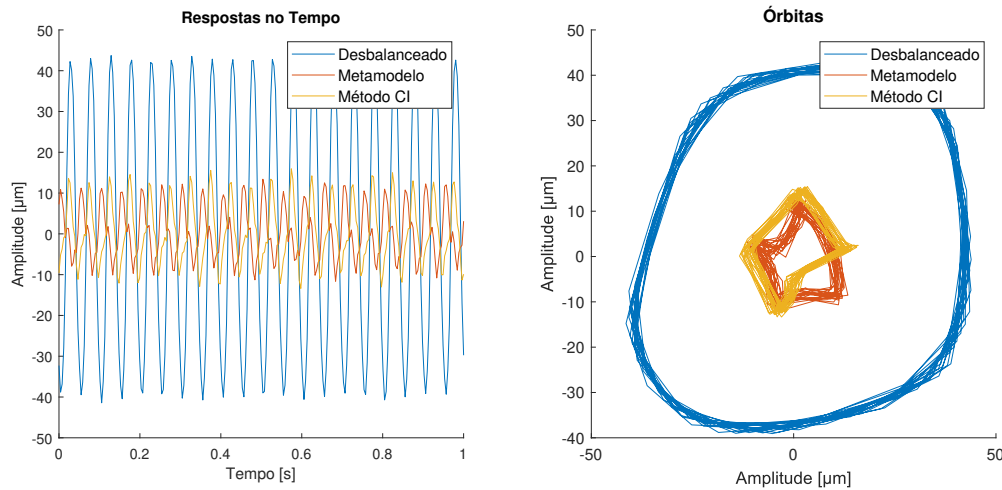


Figura 4 – Resposta no tempo das condições desbalanceada, balanceada pelo metamodelo e pelo método CI, para o teste #2.

para validar a eficiência do balanceamento quando comparada ao método CI. Nesta etapa, similar ao procedimento de obtenção de amostras, diferentes condições de desbalanceamento foram aplicadas sobre a máquina rotativa, e dois procedimentos de balanceamento foram feitos: o primeiro utilizando o metamodelo, e o segundo aplicando o método CI. Na Tabela 5 são apresentados as massas e fases de correção dos dois procedimentos (metamodelo e método CI) para cada um dos quatro testes de verificação.

Tabela 5 – Estimativas do Metamodelo e Resultados do método de CI.

Teste #	Condição Desbalanceada		Estimativa do Metamodelo		Resultado Método CI	
	Amplitude (μm)	Pos. Angular (°)	Massa (g)	Pos. Angular (°)	Massa (g)	Pos. Angular (°)
1	82.3358	104.53	6.1831	137.8655	6.5485	139.3147
2	43.2233	-137.53	3.5783	-99.9135	2.9240	-93.4022
3	119.637	-26.903	8.7598	9.9364	8.4623	7.0260
4	33.4558	-116.091	2.6708	-78.5996	2.2082	-79.9754

Na Figura 4 é apresentada a resposta no tempo, no eixo Z, e sua órbita para a condição desbalanceada (linha azul), resposta no tempo e órbita com a estimativa do metamodelo e resultado do método CI aplicados na bancada (linha laranja e amarela, respectivamente) para o teste #2. A Figura 5 é relativa ao teste #3, porém na mesma estrutura.

Os resultados do teste de validação estão dispostos na Tabela 6. As amplitudes de vibração das condições balanceada pelo metamodelo e pelo método CI, em cada teste estão dispostos na Figura 6.

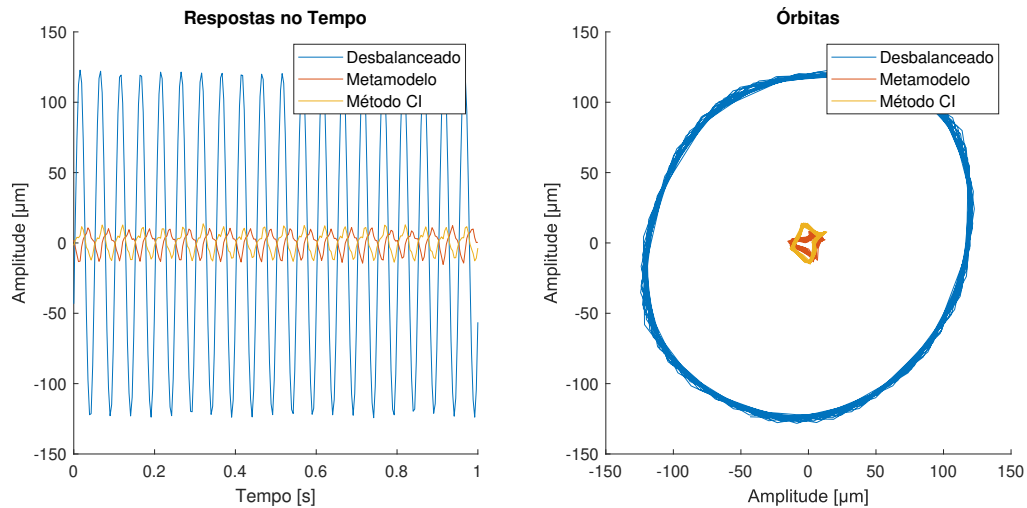


Figura 5 – Resposta no tempo das condições desbalanceada, balanceada pelo metamodelo e pelo método CI, para o test #3.

Tabela 6 – Resultados dos testes de validação.

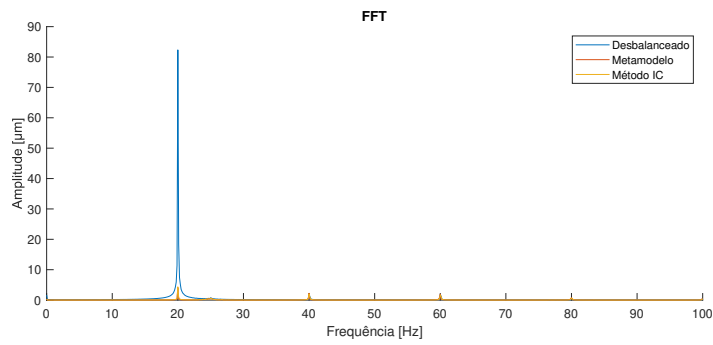
Teste #	Condição Desbalanceada	Metamodelo	Método CI
	Amplitude (μm)	Amplitude (μm)	Amplitude (μm)
1	82.3358	4.02105	4.34211
2	43.2233	8.03039	10.0703
3	119.637	8.82348	9.38421
4	33.4558	5.13407	1.09218

Tabela 7 – Percentual de redução de Vibração do Metamodelo e Método CI.

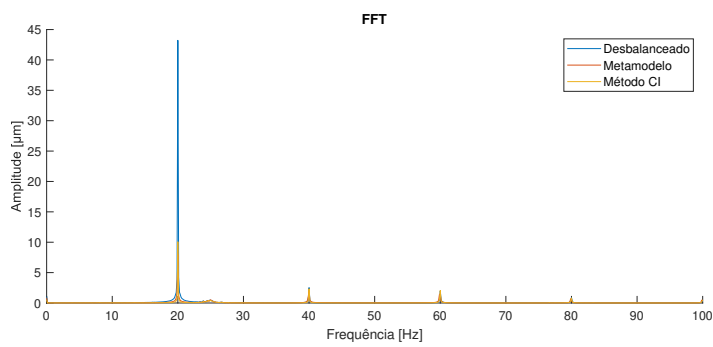
Teste #	Metamodelo	Método CI
	Redução (%)	Redução (%)
1	95.1	94.7
2	81.4	76.7
3	92.6	92.2
4	84.7	96.7
Redução média (%)		90.1

Os múltiplos ($2X$, $3X$ e $4X$) observados na Figura 6, são devidos as baixas amplitudes do sinal balanceado. Ainda assim, estes múltiplos não interferem com o procedimento de balanceamento em si. A partir da Tabela 6, é possível obter a redução percentual da amplitude de vibração para ambos os procedimentos e para cada teste realizado. Estes resultados estão dipostos na Tabela 7, com a presença da redução percentual média.

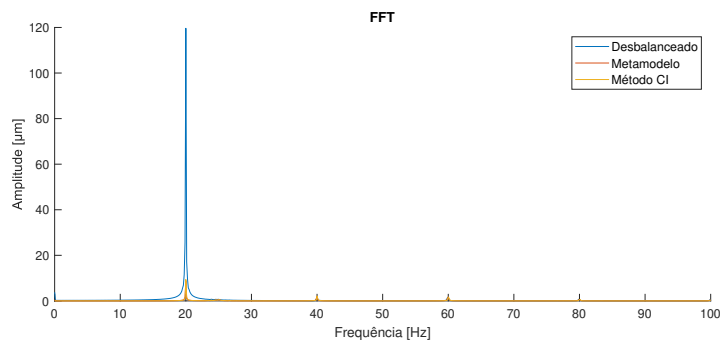
Com a Tabela 7 é possível verificar que o metamodelo obtido foi capaz de reduzir a amplitude de vibração com uma média de 88.5%, enquanto o método CI reduziu em média 90.1%. O desempenho superior do método CI era esperado, visto que a abordagem em estudo é baseada neste método, e por este ser referência em procedimentos de balanceamento.



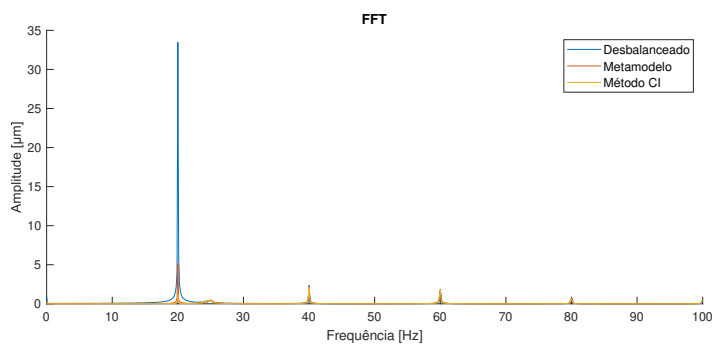
(a)



(b)



(c)



(d)

Figura 6 – Amplitudes da bancada de teste balanceada pelo metamodelo e pelo método CI para: (a) Teste #1; (b) Teste #2; (c) Teste #3; (d) Teste #4.

Conclusão

Os métodos atuais de balanceamento, foram desenvolvidos e, dito finalizados, no início dos anos 2000. Por serem capazes de solucionar os problemas recorrentes na indústria, a busca por novos procedimentos, ou o aprimoramento dos já existentes, deixou de ser vantajosa. No entanto, as escalas de produção tem crescido consideravelmente desde então, fazendo com que as metodologias baseadas em sinais se tornem cada vez mais dispendiosas, visto que durante a aplicação destes procedimentos é necessário interromper o funcionamento das máquinas envolvidas.

Neste trabalho, o intuito principal era desenvolver uma abordagem de balanceamento, que fosse capaz de reduzir o tempo necessário de maquinário parado e as amplitudes de vibração de um sistema eficientemente. Com base nos dados do capítulo anterior, o modelo substituto Kriging para balanceamento apresentou uma diferença, quando comparado ao método CI, de apenas 1.1%. Contudo vale salientar que uma vez desenvolvido, para quaisquer condições de desbalanceamento que o sistema em questão possa vir a apresentar, desde que dentro dos limites de projeto, as massas e fases de correção são obtidas com rapidez, interrompendo o funcionamento da máquina apenas para aplicação da solução. Sendo que nos métodos convencionais, o sistema deve ser interrompido mais de uma vez, devido a necessidade de inserção de massas de testes, o que promove um gasto de tempo elevado em relação a metodologia levantada neste trabalho. Portanto, a proposta de balanceamento através de um metamodelo Kriging, se provou eficaz, viável e vantajosa, por reduzir o tempo de execução do procedimento e balancear eficientemente o sistema analisado.

Referências

- BARBOSA, J. S. et al. Kriging approach dedicated to represent hydrodynamic bearings. **Journal of Engineering for Gas Turbines and Power**, American Society of Mechanical Engineers, v. 143, n. 6, p. 061016, 2021.
- BARBOSA, M. P.; ALVES, W. M. Kriging-based surrogate modeling for rotordynamics prediction in rotor-bearing system. In: SPRINGER. **International Conference on Rotor Dynamics**. [S.l.], 2018. p. 306–321.
- BENTLY, D. E.; HATCH, C. T. Fundamentals of rotating machinery diagnostics. **Bently Pressurized Bearing Company**, Minden, NV, 2002.
- EHRICH, F. F. **Handbook of Rotordynamics**. [S.l.]: McGraw-Hill, 1992.
- EISENMANN, R. C.; EISENMANN, R. C. J. Machinery malfunction diagnosis and correction: Vibration analysis and troubleshooting for process industries. Prentice Hall, Old Tappan, NJ, 1998.
- KANG, Y. et al. Optimal balancing of flexible rotors by minimizing the condition number of influence coefficients. **Mechanism and Machine Theory**, Elsevier, v. 43, n. 7, p. 891–908, 2008.
- LALANNE, M.; FERRARIS, G. **Rotordynamics prediction in engineering**. [S.l.]: Wiley, 1998. v. 2.
- LOPHAVEN, S. N. et al. A matlab kriging toolbox. **Technical University of Denmark, Kongens Lyngby, Technical Report No. IMMTR**, Citeseer, v. 12, 2002.
- MINASNY, B.; MCBRATNEY, A. B. A conditioned latin hypercube method for sampling in the presence of ancillary information. **Computers & geosciences**, Elsevier, v. 32, n. 9, p. 1378–1388, 2006.
- MUSZYNSKA, A. **Rotordynamics**. [S.l.]: CRC press, 2005.
- SALDARRIAGA, M. V. et al. On the balancing of flexible rotating machines by using an inverse problem approach. **Journal of vibration and control**, SAGE Publications Sage UK: London, England, v. 17, n. 7, p. 1021–1033, 2011.
- SIMPSON, T. W. et al. Metamodels for computer-based engineering design: survey and recommendations. **Engineering with computers**, Springer, v. 17, n. 2, p. 129–150, 2001.

SINOUE, J. J.; NECHAK, L.; BESSET, S. Kriging metamodeling in rotordynamics: Application for predicting critical speeds and vibrations of a flexible rotor. **Complexity**, Hindawi, v. 2018, 2018.

WANG, H. et al. Development of metamodeling based optimization system for high nonlinear engineering problems. **Advances in Engineering Software**, Elsevier, v. 39, n. 8, p. 629–645, 2008.

WOWK, V. **Machinery vibration: balancing**. [S.l.]: McGraw-Hill, 1998.

XIAOBO, Z. Comparison of response surface method and kriging method for approximation modeling. In: IEEE. **2nd International Conference on Power and Renewable Energy (ICPRE)**. [S.l.], 2017. p. 66–70.