

DOI: 10.19650/j.cnki.cjsi.J2311080

基于动力学模型的滚动轴承磨损特性分析*

曹正^{1,2}, 康梓秦¹, 樊中鼎¹, 刘先增^{1,2}, 刘永斌^{1,2}

(1. 安徽大学电气工程与自动化学院 合肥 230601; 2. 智慧电网数字协同技术安徽省
联合共建学科重点实验室 合肥 230601)

摘要:本文建立了考虑轴承游隙、摩擦力和打滑的非线性滚动轴承动力学模型,并将动力学模型与 Archard 磨损理论结合,对轴承滚道磨损特性进行研究。首先通过动力学方程,计算出滚动轴承运行过程中的非线性接触力与接触表面滑移速度;然后将计算结果带入磨损模型中,获得滚动轴承外滚道磨损分布;根据磨损后的滚动轴承径向游隙,更新动力学模型,研究轴承磨损特性以及轴承振动响应,并研究不同表面粗糙度下轴承磨损分布的变化趋势,结果表明:表面粗糙度对轴承磨损性能有较大影响,轴承表面粗糙度 $\sigma=0.42\ \mu\text{m}$ 时外圈磨损速度是 $\sigma=0.2\ \mu\text{m}$ 的 6.9 倍。本文研究成果为滚动轴承系统运行状态评估与寿命预测提供了理论基础。

关键词: 磨损;打滑;振动响应;磨损预测;动力学分析

中图分类号: TH133.3 **文献标识码:** A **国家标准学科分类代码:** 460.15

Analysis of wear characteristics of rolling element bearings based on the dynamic model

Cao Zheng^{1,2}, Kang Ziqin¹, Fan Zhongding¹, Liu Xianzeng^{1,2}, Liu Yongbin^{1,2}

(1. School of Electrical Engineering and Automation, Anhui University, Hefei 230601, China; 2. Anhui
Joint Key Laboratory of Energy Internet Digital Collaborative Technology, Hefei 230601, China)

Abstract: In this article, a non-linear bearing dynamic model considering bearing clearance, friction and slip is formulated, and the kinetic model is combined with Archard wear theory to investigate the wear characteristics of rolling bearing. Firstly, through the kinetic equations, the non-linear contact force and contact surface slip velocity during the operation of the bearing are calculated. Then, the calculation results are brought into the wear model to obtain the wear distribution of the outer raceway of the bearing. With the radial clearance of the bearing after wear, the kinetic model is updated to study the wear characteristics of the bearing as well as the vibration response of the bearing. The trend of the wear distribution of the bearing under different surface roughness is also studied. The results show the roughness has significant impact on the wear of bearings. The wear rate of the bearing outer race under the roughness of $\sigma=0.42\ \mu\text{m}$ is 6.9 times of that of $\sigma=0.2\ \mu\text{m}$. The research results provide a theoretical basis for the evaluation of the operating condition and life prediction of bearing systems.

Keywords: wear; skidding; vibration responses; wear prediction; dynamic analysis

0 引言

滚动轴承是旋转机械的关键零部件之一,其运行状态直接决定了机械装备的可靠性和安全性。滚动轴承出现过度磨损,就会温度剧增,振动加剧,严重影响滚动轴

承的使用性能。然而,在轴承运行的过程中不可避免的会出现磨损,因此准确预测滚动轴承磨损特性及其对传动系统性能的影响,为滚动轴承的分析、设计与寿命预测提供重要的理论基础,具有重要的工程实际意义。

目前,国内外针对轴承磨损特性已开展了一系列研究。Chasalevris^[1]和 Machado 等^[2]研究了滑动轴承轴颈

收稿日期:2023-02-22 Received Date: 2023-02-22

* 基金项目:中国国家自然科学基金(52105082,52105040,52075001),安徽省自然科学基金(2108085QE224)项目资助

磨损对系统响应的影响,并且设计试验进行了验证。牛荣军等^[3]采用 Archard 磨损原理研究了高温环境下滚动轴承的磨损寿命,发现随着载荷、转速、温度的增加,轴承内、外滚道的磨损率均不断增大,在一定参数范围内修改轴承参数可以使轴承磨损寿命达到最优。Xue 等^[4]使用 X 射线荧光光谱分析法研究以黄铜、铁和尼龙为主要材料的保持架的磨损效果。因为轴承间隙受磨损影响,从而改变旋转系统的特性。冯彦等^[5]考虑真实粗糙表面、弹性变形和润滑的综合影响,研究粗糙度、载荷等参数对球轴承磨损特性的影响。Alves 等^[6]对滑动轴承磨损后的振动响应进行分析,观察不同时期对应的轴承振动特性,建立参数模型以模拟轴承的磨损严重程度。Yang 等^[7]建立了考虑安装误差的滚动轴承滚道磨损模型,并研究了旋转速度、俯仰角和载荷对轴承滚道磨损深度的影响。Yu 等^[8]基于 6000 型深沟球轴承建立准静态模型,针对深沟球轴承进行了一系列研究分析了轴向载荷、旋转速度和结构参数对轴承磨损特性的影响。Fang 等^[9]将磨损后的滚道形状与雷诺方程的油膜厚度相关联,研究了磨损深度对轴承的轴心轨迹、加速度和油膜厚度的影响。

为了更准确地预测轴承的磨损程度,Zhang 等^[10]将轴承动力学与磨损理论结合,建立了轴承瞬态磨损模型,研究轴承承受组合载荷、滚道波动起伏以及滚子直径对磨损的影响。Gao 等^[11]研究了 4 种不同形状的保持架兜孔对保持架-滚子撞击力和磨损分布的影响,他指出相对于矩形和菱形兜孔,圆形兜孔将产生更严重的磨损率。

综上所述,国内外学者针对轴承的磨损特性研究做了较多工作,主要是采用运动学方法计算出轴承滚子滚道之间接触力和滑移速度,并基于 Archard 磨损模型预测轴承磨损特性,仅少量研究将轴承动力学模型和 Archard 磨损模型耦合,然而这些模型没有考虑打滑对轴承动态特性的影响。打滑将导致滚动体和内外圈之间的相对滑动速度变大,加剧轴承磨损^[12-15];另外,现有的轴承动力学模型研究没有考虑游隙、滚子与滚道之间的接触力和表面滑移速度随着磨损程度不同而变化。因此,本文将轴承动力学建模与磨损理论相耦合,考虑了轴承打滑、游隙和润滑状态的影响,计算轴承外圈磨损量,进一步分析磨损对轴承性能的影响,获得轴承的磨损特性,为轴承性能分析、寿命预测与可靠性分析提供理论基础。

1 深沟球轴承动力学模型

假设轴承外圈固定,内圈与旋转轴以固定角速度 ω_i 旋转,径向载荷 F_r ,本文建立固定坐标系 OXY 和随保持架旋转的运动坐标系 xoy ,旋转坐标系的初始位置与固定

坐标系重合。在旋转坐标系 Oxy 中,轴承内圈、外圈和保持架的平动位移分别表示为 $x_k, y_k (k=i, o, c)$,保持架的角位移表示为 θ_c ,第 j 个滚子的平动位移表示为 $x_{r,j}, y_{r,j}$,角位移表示为 $\theta_{r,j}$,因此该轴承动力学模型共有 $(7+3 \times N_r)$ 个自由度,其中 N_r 代表滚子的数量。采用弹簧和阻尼器模型来描述滚子与滚道之间以及轴和壳体的弹性支撑,滚子和内、外圈滚道之间的接触刚度分别用 k_{in} 和 k_{out} 来表示。轴承外圈和外壳之间的接触刚度和扭转刚度分别用 k_s 和 k_{ou} 表示,滚动体和滚道之间的阻尼用 c 表示。深沟球轴承的二维动力学模型如图 1 所示。

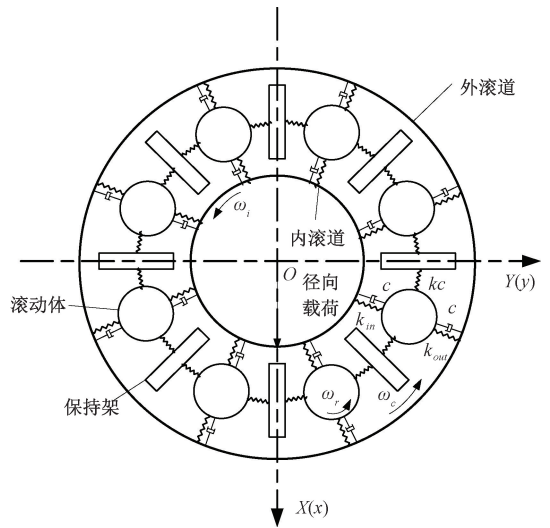


图 1 滚动轴承示意图

Fig. 1 Diagram of rolling element bearing

1.1 滚子-滚道接触力和摩擦力

轴承滚子与内外圈接触如图 2 所示,假设在载荷作用下,内圈中心从轴承中心 O 移动到 O' ,滚子中心从 O_r 或移动到 O'_r 。

由于旋转坐标系随保持架一起转动,所以每个滚子的角位置在坐标系 Oxy 下是不变的,可以表示为:

$$\varphi_j = \varphi_0 + (j - 1) \frac{2\pi}{N_r} \quad (1)$$

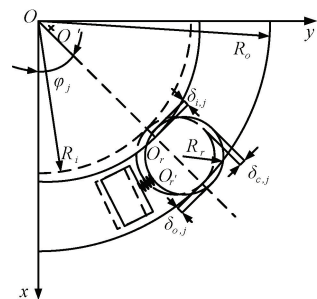


图 2 滚动体与滚道及保持架间的几何关系

Fig. 2 Geometrical relation between rolling element and races

滚子与内滚圈之间的接触变形由内滚圈位移、滚子位移和轴承间隙决定。第 j 个滚子与内圈的接触变形可以表示为:

$$\delta_{i,j} = [(x_i - x_{r,j}) \cos \varphi_j + (y_i - y_{r,j}) \sin \varphi_j - P_d/2]_+ \quad (2)$$

式中:轴承径向间隙 P_d , '+' 号代表括号内值不能小于 0, 如果括号内表达式为负值, 则设置变形为 0。

同理可得滚子与外圈的位移为:

$$\delta_{o,j} = [x_{r,j} \cos \varphi_j + y_{r,j} \sin \varphi_j - P_d/2]_+ \quad (3)$$

根据 Hertz 接触理论, 滚动体-滚道之间的接触力与变形的关系式为^[16-17]:

$$\begin{bmatrix} F_{ij} \\ F_{oj} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} K_{in} \delta_{in,j}^q \\ K_{out} \delta_{out,j}^q \end{bmatrix} \quad (4)$$

其中, K_{in} 、 K_{out} 是滚动体与内、外滚道有效接触刚度系数, q 为接触指数, 对球轴承, $q = 3/2$; 对圆柱滚子轴承, $q = 10/9$ 。

基于运动学分析, 第 j 个滚子与内、外滚道的相对滑移速度可以表示为:

$$\begin{bmatrix} u_{s,i,j} \\ u_{s,o,j} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} R_i(\omega_i - \dot{\theta}_c) + R_r \dot{\theta}_{r,j} \\ R_r \dot{\theta}_{r,j} - R_o \dot{\theta}_c \end{bmatrix} \quad (5)$$

式中: R_i 为轴承内滚道半径; R_o 为轴承外圈半径, $\dot{\theta}_c$ 为保持架的旋转速度, $\dot{\theta}_{r,j}$ 为滚子绕自身轴的旋转速度, 同理滚子与内外表面的卷吸速度可以表示为:

$$\begin{bmatrix} u_{ri,j} \\ u_{ro,j} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{1}{2} \times [R_i(\omega_i - \dot{\theta}_c) - R_r \dot{\theta}_{r,j}] \\ \frac{1}{2} \times (-R_r \dot{\theta}_{r,j} - R_o \dot{\theta}_c) \end{bmatrix} \quad (6)$$

采用 Masjedi 等^[18]提出的方法计算剪切摩擦力:

$$f = \left(Q \frac{L_a}{100} \right) f_c + \Lambda_{lim} P_h \left(1 - \exp \left(\frac{-\eta_{avg} u_s}{\tau_{lim} h_c} \right) \right) \pi a b \quad (7)$$

其中, Q 表示滚道和滚珠之间的接触力; L_a 是粗糙峰承受的载荷占总载荷的百分比(下文简称粗糙峰载荷比); f_c 描述了粗糙表面的摩擦系数; Λ_{lim} 是极限剪应力系数; P_h 是油膜所承受的压力; η_{avg} 是油润滑的平均粘度; u_s 是滚道和滚珠之间相对滑动速度的绝对值; τ_{lim} 是油润滑的极限剪切应力; h_c 是中心油膜厚度; a 和 b 表示椭圆接触区域长轴和半轴长。

粗糙峰载荷比可以表示为^[19]:

$$L_a = 10W^{-0.083} U^{0.143} G^{0.314} [\ln(1 + \sqrt[4]{0.689} V^{0.509} W^{-0.501} U^{-2.9} G^{-2.87})] \quad (8)$$

其中, W 、 U 和 G 分别表示无量纲载荷、无量纲卷吸速度和无量纲材料参数; $\bar{\sigma}$ 表示无量纲表面粗糙度高度,

表示为 $\bar{\sigma} = \sigma/R_x$, σ 为粗糙表面高度的标准差, R_x 为等效接触半径; V 是粗糙度的无量纲硬度, 表示为 $V = v/E'$, v 为接触表面硬度。

接触区域中的粗糙的部分承受的压力(p_a)和油膜承受的压力(p_h)表示为:

$$\begin{cases} p_h = p(1 - L_a/100) \\ p_a = p(L_a/100) \end{cases} \quad (9)$$

其中, p 表示接触面积的平均压力, 表示为 $p = Q/(\pi ab)$ 。接触区域中油润滑的平均粘度 η_{avg} 表示为^[18]:

$$\eta_{avg} = \eta_0 \exp \{ (\ln \eta_0 + 9.67) [-1 + (1 + 5.1 \times 10^{-9} p_h)^z] - K_T \Delta T \} \quad (10)$$

其中, z 表示粘度-压力指数; η_0 是润滑剂粘度; K_T 表示粘温指数; ΔT 为温升, 表示为^[19]:

$$\Delta T = \frac{2b(q_a + q_h)}{\sqrt{\pi} [k_{c1} \sqrt{1 + P_{e1}} + k_{c2} \sqrt{1 + P_{e2}}]} \quad (11)$$

式中: b 表示椭圆接触区的半宽度; q_a 和 q_h 分别是粗糙度和润滑剂引起的热流; k_{c1} 和 k_{c2} 表示轴承和润滑剂的导热系数, 设定为 $k_{c1} = 60.5$ W/MK, $k_{c2} = 0.145$ W/MK; P_{e1} 和 P_{e2} 表示轴承和润滑剂的皮克里特数。

1.2 保持架-滚子接触力和摩擦力

当滚子与保持架之间的位移超过保持架兜孔间隙时会产生接触变形, 保持架在第 j 个滚子处的相对位移可以表示为:

$$\delta_{c,j} = (y_c - y_{r,j}) \cos \varphi_j - (x_c - x_{r,j}) \sin \varphi_j \quad (12)$$

滚动体-保持架之间的接触力与变形的关系式为:

$$F_{c,j} = \begin{cases} K_c(\delta_{c,j} - c_r), & \delta_{c,j} - c_r \leq 0 \\ K_c(\delta_{c,j} + c_r), & \delta_{c,j} + c_r < 0 \end{cases} \quad (13)$$

其中, c_r 为保持架兜孔间隙, K_c 为滚动体和保持架之间的接触刚度。

第 j 个滚动元件与保持架之间的相对滑动是由于滚动元件自旋造成的, 可表示为:

$$\Delta v_{c,j} = R_r \dot{\theta}_{r,j} - (\dot{x}_{c,j} - \dot{x}_c) \sin(\varphi_j) + (\dot{y}_{c,j} - \dot{y}_c) \cos(\varphi_j) \quad (14)$$

因为, 滚子与保持架之间的摩擦力很小, 并且相对滑动速度很大, 因此使用传统方式计算, 第 j 个滚子和滚道之间的摩擦力可以表示为:

$$f_{c,j} = -\mu F_{c,j} \frac{\Delta v_{c,j}}{|\Delta v_{c,j}|} \quad (15)$$

1.3 轴承动力学方程

轴承外圈固定, 内圈的运动受到外加径向载荷、滚动体接触力及其相应摩擦力的直接影响, 在运动过程中内外圈对保持架作用力为零, 并且滚动体与保持

架兜孔前端、后端接触时碰撞力的效果也不同。在固定坐标系下,根据旋转参考系相对运动分析方法的加速度计算方法^[20],建立了球轴承动力学微分方程如下:

1) 内圈的运动微分方程可表示为:

$$\begin{cases} \ddot{x}_i - y_i \ddot{\theta}_c - x_i \dot{\theta}_c^2 - 2y_i \dot{\theta}_c = (F_{rx} \times \cos \theta_c - c_i \dot{x}_i - \\ \sum_{j=1}^z F_{ij} \cos \varphi_j + \sum_{j=1}^z f_{in,j} \sin \varphi_j) / m_i \\ \ddot{y}_i - x_i \ddot{\theta}_c - y_i \dot{\theta}_c^2 - 2x_i \dot{\theta}_c = (F_{ry} \times \sin \theta_c - c_i \dot{y}_i - \\ \sum_{j=1}^z F_{ij} \sin \varphi_j - \sum_{j=1}^z f_{in,j} \cos \varphi_j) / m_i \end{cases} \quad (16)$$

2) 外圈的运动微分方程可以写为

$$\begin{cases} \ddot{x}_o - y_o \ddot{\theta}_c - x_o \dot{\theta}_c^2 - 2y_o \dot{\theta}_c = (c_o \dot{x}_o - \sum_{j=1}^z F_{oj} \cos \varphi_j + \\ \sum_{j=1}^z f_{oj} \sin \varphi_j) / m_o \\ \ddot{y}_o - x_o \ddot{\theta}_c - y_o \dot{\theta}_c^2 - 2x_o \dot{\theta}_c = (c_o \dot{y}_o - \sum_{j=1}^z F_{oj} \sin \varphi_j + \\ \sum_{j=1}^z f_{oj} \cos \varphi_j) / m_o \end{cases} \quad (17)$$

3) 保持架运动微分方程可表示为:

$$\begin{cases} \ddot{x}_c - y_c \ddot{\theta}_c - x_c \dot{\theta}_c^2 - 2y_c \dot{\theta}_c = (-c_c \dot{x}_c - \sum_{j=1}^z F_{c,j} \sin \varphi_j - \\ \sum_{j=1}^z f_{c,j} \cos \varphi_j) / m_c \\ \ddot{y}_c - x_c \ddot{\theta}_c - y_c \dot{\theta}_c^2 - 2x_c \dot{\theta}_c = (-c_c \dot{y}_c - \sum_{j=1}^z F_{c,j} \cos \varphi_j - \\ \sum_{j=1}^z f_{c,j} \sin \varphi_j) / m_c \\ \ddot{\theta}_c = (F_{c,j} \times R_c - c_c \dot{\theta}_c) / J_c \end{cases} \quad (18)$$

4) 滚子的动力学方程可表示为:

$$\begin{cases} \ddot{x}_{r,j} - y_{r,j} \ddot{\theta}_c - x_{r,j} \dot{\theta}_c^2 - 2y_{r,j} \dot{\theta}_c = F_{ij} \cos \varphi_j - f_{ij} \sin \varphi_j - \\ F_{oj} \cos \varphi_j + f_{oj} \sin \varphi_j + F_{cj} \sin \varphi_j + \\ f_{cj} \cos \varphi_j + f_{dj} \sin \varphi_j) / m_r \\ \ddot{y}_{r,j} - x_{r,j} \ddot{\theta}_c - y_{r,j} \dot{\theta}_c^2 - 2x_{r,j} \dot{\theta}_c = F_{ij} \sin \varphi_j - f_{ij} \cos \varphi_j - \\ F_{oj} \sin \varphi_j + f_{oj} \cos \varphi_j + F_{cj} \cos \varphi_j + \\ f_{cj} \sin \varphi_j + f_{dj} \cos \varphi_j) / m_r \\ \ddot{\theta}_{r,j} = (f_{ij} + f_{oj} + f_{cj}) \times R_r - c_r \dot{\theta}_r / J_r \end{cases} \quad (19)$$

式中: $f_{d,j}$ 为润滑油膜阻力。

2 轴承磨损模型

基于考虑润滑状态 Archard 磨损模型^[19,21]建立滚动轴承外圈磨损预测模型,磨损率计算式为^[19]:

$$W = K\psi \left(\frac{L_a}{100} \right) \frac{F \cdot u_{r,o}}{v} \quad (20)$$

其中, K 表示无量纲磨损系数, F 为接触表面载荷,粗糙峰载荷比 L_a 可以通过应用等式(12)来计算, ψ 为薄膜缺陷分数,可由下式计算得到^[19]:

$$\psi = 1 - \exp \left\{ - \left[\frac{a_x}{u_s t_0} \exp \left(- \frac{E_a}{R_g T_s} \right) \right] \right\} \quad (21)$$

其中, R_g 、 a_x 、 E_a 和 t_0 为润滑剂常数,需要通过实验确定。表面温度 T_s 可简单估算为^[19]:

$$T_s = T_0 + \Delta T \quad (22)$$

其中,温升 ΔT 可由等式(15)计算得出。

将式(21)两边同时除以节点接触面积 A (对于点接触 $A = \pi ab$),再对时间进行积分得到轴承外圈接触区一点的磨损深度为^[22]:

$$H = \int_0^t K\psi \left(\frac{L_a}{100} \right) \frac{P \cdot u_s}{v} \quad (23)$$

将轴承外圈离散化,即可根据下式求出轴承外圈上一点的磨损深度:

$$H = K\psi \left(\frac{L_a}{100} \right) \frac{P \cdot u_s}{v} \Delta t \quad (24)$$

式中: Δt 为滚子通过单位磨损节点的时间。

3 数值求解与结果分析

3.1 磨损预测流程

在轴承工作过程中,内滚道以及滚子表面各位置磨损分布均匀,而轴承外圈固定不转,外滚道磨损主要集中在承载区内,使外圈承载区范围的磨损程度远大于内滚道和滚子,因此本文选择轴承外圈磨损进行研究,忽略内圈和滚子的磨损。在计算时以滚子绕轴承中心旋转 1×10^6 转为一个周期,假设在一个周期内,滚子每旋转一圈轴承外滚道磨损量不变。求解滚动轴承动力学方程式(16)~(19)将计算出的轴承内部接触力、摩擦力、以及表面滑移速度等参数输入磨损模型,由式(24)计算出滚动轴承外滚道磨损分布,再根据计算出的外滚道磨损分布对轴承径向游隙进行更新,迭代10个周期后输出滚动轴承外滚道磨损的结果。

3.2 结果分析与讨论

本文以 NSK 6012 型深沟球轴承为例,其参数如表1所示,设置磨合后滚子表面粗糙度为 $0.2 \mu\text{m}$,粗糙表面

硬度为 $v=2.39$ GPa; 润滑油入口温度为 $T_0=293.15$ K, 润滑油参数如表 2 所示^[22]; 压力粘度系数设置为 2.1×10^{-8} m²/N。分阶阶薄膜缺陷参数设置为 $a_x=3 \times 10^{-12}$ m, $E_a=49 \times 10^3$ J/mole, $R_g=8.31$ J/mole K, $t_0=3 \times 10^{-12}$ s; 干磨损系数设置为 $K=5 \times 10^{-4}$; 载荷设置为 500 N, 轴承内圈转速为 2 000 rpm。混合润滑时轴承载荷由滚子与轴承外圈滚道表面的粗糙峰和润滑油膜共同承载, 根据式(8), 改变接触表面粗糙度会对粗糙峰载荷比产生影响, 而粗糙峰承受的载荷会对直接对磨损深度产生影响, 因此选择对不同粗糙度下的磨损进行研究。图 3 是不同粗糙度下轴承外圈各角位置粗糙峰载荷比图, 当外滚道粗糙度 $\sigma=0.2$ μm 时, 粗糙峰在承载区内承受 1.75%~6.13% 的载荷, 当外滚道粗糙度 $\sigma=0.42$ μm 时, 粗糙峰在承载区承受 12.3%~28.6% 的载荷, 由此看出外滚道表面粗糙度增大后, 粗糙峰将会承受更多载荷。从图 3 中还可以看到在角位置 $86^\circ \sim 90^\circ$ 区域, 粗糙峰承受 100% 的载荷, 这是由于在润滑油出口处会形成压力波峰, 使得该角位置范围内油膜厚度几乎减小到 0, 导致两表面粗糙峰直接接触。

表 1 6012 轴承参数

Table 1 Parameters of 6012 bearing

参数	数值
内滚道半径 R_i/m	3.35×10^{-2}
外滚道半径 R_o/m	4.40×10^{-2}
节圆半径 R_c/m	3.88×10^{-2}
滚动体半径 R_r/m	5.225×10^{-3}
保持架转动惯量 $J_c/(\text{kg} \cdot \text{m}^2)$	3.2×10^{-5}
滚动体个数	14
径向间隙 P_d/m	1×10^{-5}
阻尼系数 $c/(\text{N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1})$	100

表 2 润滑油参数

Table 2 Lubrication parameters

参数	数值
润滑油粘度 $\eta_0/(\text{Pa} \cdot \text{s})$	0.046 67
粘度-温度系数 K_T	0.04
润滑油密度 $\rho_v/(\text{kg} \cdot \text{m}^{-3})$	860
阻力系数 c_v	15
极限剪应力系数 A_{lim}	0.04
粘度-压力系数 z	0.6

图 4 为外滚道表面粗糙度分别为 $\sigma=0.2$ μm 和 $\sigma=0.42$ μm 时, 保持架旋转 1×10^8 圈过程中外滚道累计磨损分布。从图 4(a)、(b) 可以看出, 轴承外滚道磨损主

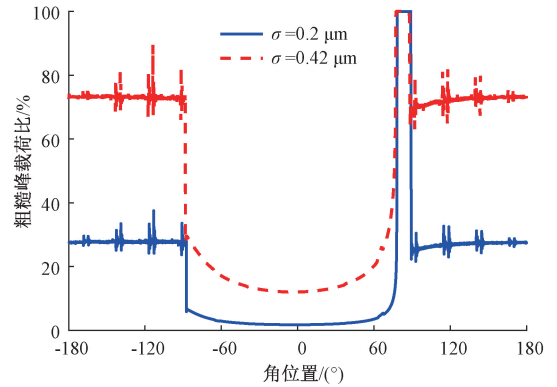


图 3 不同粗糙度下粗糙峰载荷比

Fig. 3 Asperity load ratio under different roughness amplitudes

要集中在承载区, 分别在角位置 -0.2° 和 -0.79° 达到最大磨损深度, 最大磨损深度分别为 0.23 和 1.57 μm 。磨损最深的位置并没有在 0° 角位置的原因是承载区内表面滑移速度不断波动, 而磨损最深的角位置为表面滑移速度的峰值。当滚子离开承载区后, 受离心力的影响, 滚子-外圈滚道之间的接触力最大值为 0.48 N 和 0.66 N, 因此在非承载区内的磨损深度很小, 最大值分别为 0.088 和 0.24 μm 。

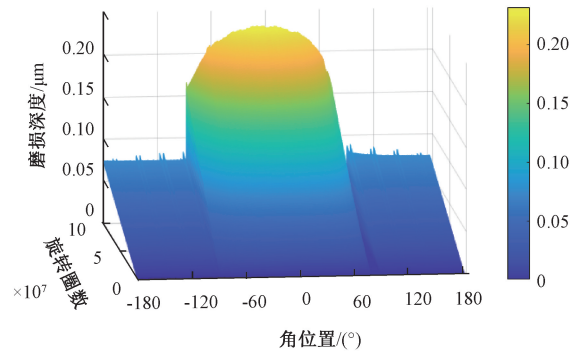
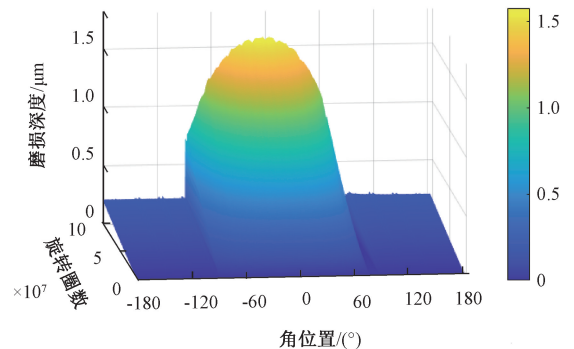
(a) 外滚道表面粗糙度 $\sigma=0.2$ μm 时的磨损分布(a) Wear distribution of outer raceway under surface roughness of $\sigma=0.2$ μm (b) 外滚道表面粗糙度 $\sigma=0.42$ μm 时的磨损分布(b) Wear distribution of outer raceway under surface roughness of $\sigma=0.42$ μm

图 4 轴承外滚道磨损随旋转圈数的变化趋势

Fig. 4 Trend of bearing outer raceway wear with the shaft revolutions

在干摩擦情况下,轴承的磨损量远大于有润滑油膜的情况,因此本文给出保持架旋转 1 000 过程中外滚道磨损分布,外滚道累计磨损深度分布如图 5 所示,在承载区角位置 5.5°和 7.4°处磨损最大,深度分别为 13.46 μm 和 14.55 μm,在非承载区内最大磨损深度为 0.21 和 0.29 μm,可以看出没有润滑油的情况下,承载区内最大磨损深度是非承载区内的 73.76 倍,说明承载区内的磨损深度对润滑状态影响更敏感。与图 4 相比,图 5 中外滚道磨损表面磨损深度出现有间隔的尖峰,这是因为没有润滑油的作用时,两表面之间的滑移速度对磨损深度的影响变大,导致磨损深度随滑移速度不断变化。以外滚道粗糙度 $\sigma=0.2 \mu\text{m}$ 为例,轴承有无润滑油的表面滑移速度如图 6 所示,可以看出干摩擦时,表面滑移速度波动剧烈,由此可以判断在干摩擦时磨损会对轴承外滚到表面造成明显破坏。

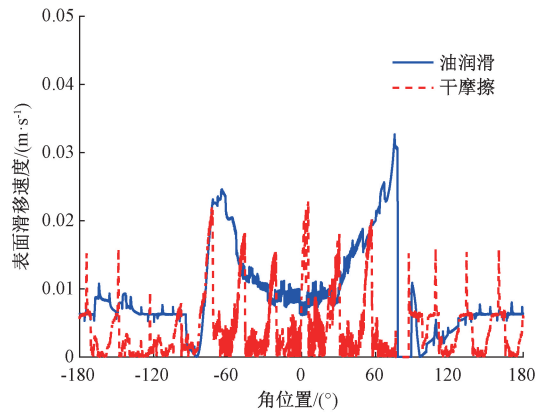
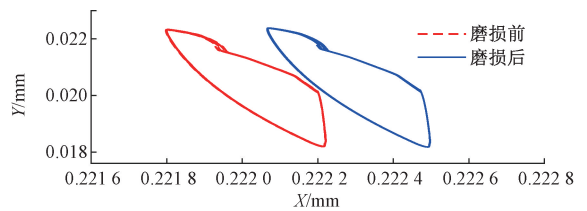
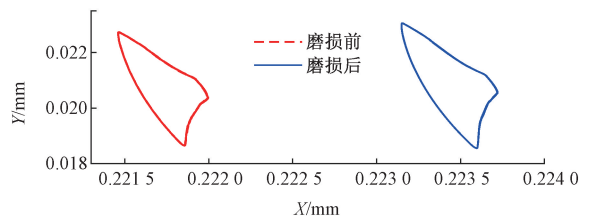


图 6 粗糙度 $\sigma=0.2 \mu\text{m}$ 时滚子与外滚道之间的滑移速度
Fig. 6 Slip velocity between roller and outer raceway under roughness of $\sigma=0.2 \mu\text{m}$

外滚道表面粗糙度 $\sigma=0.2 \mu\text{m}$ 磨损前后轴心轨迹,可以看出与磨损前相比,轴心轨迹整体向 x 轴正方向即竖直向下移动了约 $0.3 \mu\text{m}$,轴心位移范围略有增大。图 7(b)为外滚道表面粗糙度 $\sigma=0.42 \mu\text{m}$ 磨损前后轴心轨迹,可以看出轴心轨迹与磨损前相比整体竖直向下移动了 $1.6 \mu\text{m}$,同时轴心移动范围在 x 和 y 方向上分别增大了 0.1 和 $0.4 \mu\text{m}$ 。对比两种不同表面粗糙度磨损内圈轴承轨迹,在相同时间内,粗糙度越大磨损深度越深就会使轴承内圈与滚子有更大的位移范围,使轴承在运行过程中振动加剧,同时磨损在外滚道分布不均,造成内圈整体向下平移,导致轴承出现偏心的故障,降低轴承系统精度。



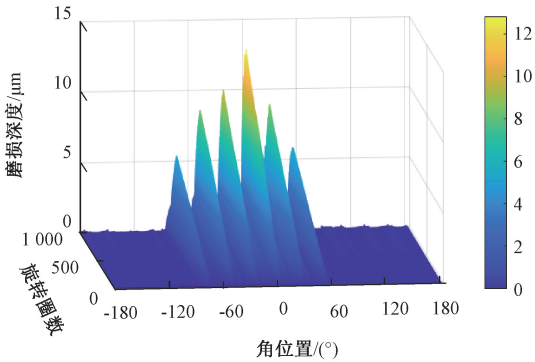
(a) 外滚道表面粗糙度 $\sigma=0.2 \mu\text{m}$ 磨损前后轴心轨迹
(a) Comparisons of shaft trajectory between before and after wear of outer raceway under roughness of $\sigma=0.2 \mu\text{m}$



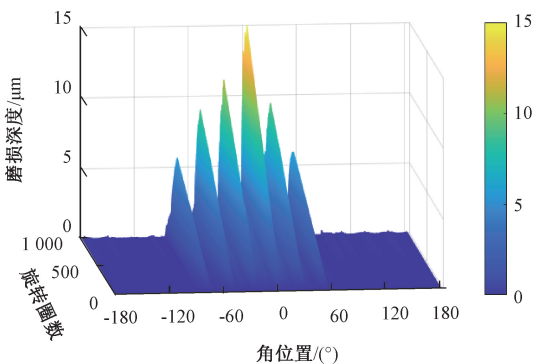
(b) 外滚道表面粗糙度 $\sigma=0.42 \mu\text{m}$ 磨损前后轴心轨迹
(b) Comparisons of shaft trajectory between before and after wear of outer raceway under roughness of $\sigma=0.42 \mu\text{m}$

图 7 轴承内圈轴心轨迹

Fig. 7 Bearing inner race axis trajectory



(a) 外滚道表面粗糙度 $\sigma=0.2 \mu\text{m}$ 时干摩擦的磨损分布
(a) Wear distribution of outer raceway under surface roughness of $\sigma=0.2 \mu\text{m}$ for dry friction condition



(b) 外滚道表面粗糙度 $\sigma=0.42 \mu\text{m}$ 时干摩擦的磨损分布
(b) Wear distribution of outer raceway under surface roughness of $\sigma=0.42 \mu\text{m}$ for dry friction condition

图 5 干摩擦时轴承外滚道磨损随旋转圈数的变化趋势
Fig. 5 Trend of bearing outer race wear with the shaft revolutions for dry friction condition

将有润滑时计算出的两种粗糙度下累计磨损量分别代入动力学方程中,求出磨损后的轴承内圈轴心轨迹并与未磨损的轴承进行对比,结果如图 7 所示。图 7(a)为

准确评估滚动轴承的状态及可靠性对预防设备性能失效具有重大意义^[23-24]。假设轴承外滚道累计磨损深度达到 5 μm 时,轴承达到使用寿命,两种表面粗糙度分别在润滑状态和干摩擦状态下外圈滚道磨损达到 5 μm 所需的时间如图 8 所示,可以看出干摩擦时两种粗糙度下内圈分别旋转 1 404 转和 1 485 转就可以使轴承达到使用寿命,说明在没有润滑的条件下,轴承几乎无法正常工作。当两表面之间有润滑油情况下轴承寿命大幅提升,将外滚道粗糙度 $\sigma=0.2 \mu\text{m}$ 与 $\sigma=0.42 \mu\text{m}$ 情况进行对比,表面粗糙度为 $\sigma=0.2 \mu\text{m}$ 情况下的轴承寿命为 4.3×10^9 转时是 $\sigma=0.42 \mu\text{m}$ 时的轴承寿命 6.25×10^8 转的 6.9 倍。

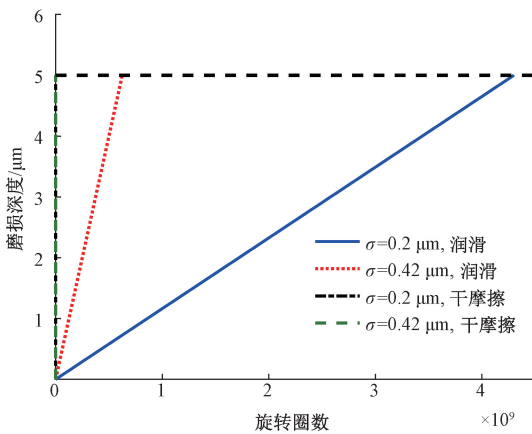


图 8 不同工况下轴承磨损深度对比

Fig. 8 Comparison of bearing wear depth under different working conditions

4 实验验证

采用轴承振动实验台验证提出的轴承磨损振动特性的有效性,试验台如图 9 所示,由 ABLT-1A 实验机、4 个实验轴承、加速度传感器、监控系统和采集程序组成,ABLT-1A 实验机具有润滑系统和负载系统,可以在轴承上加载径向和轴向载荷。

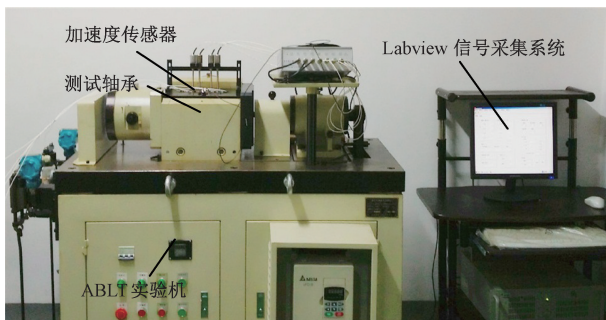


图 9 轴承振动实验台

Fig. 9 Bearing vibration test rig

实验以 NSK6012 球轴承为对象,为了能够更明显地展示 NSK6012 球轴承的磨损特性,在轴承 NSK6012 的外圈加工了一个深度为 1 mm、长度为 2 mm 的磨损区域,通过采集不同径向载荷下轴承的振动加速度信号验证本文模型的有效性。

轴承的工作转速为 2 500 rpm,径向载荷分别为 950、1 425 和 2 575 N 时,轴承振动加速度仿真结果与实验结果对比如图 10 所示。由图 10 所示,实验信号和仿真信号展示较好的一致性,不同的径向载荷下,轴承加速度信号都出现了周期性冲击,这是滚子滚过磨损区域产生的。随着载荷的增大,振动加速度幅值增大。

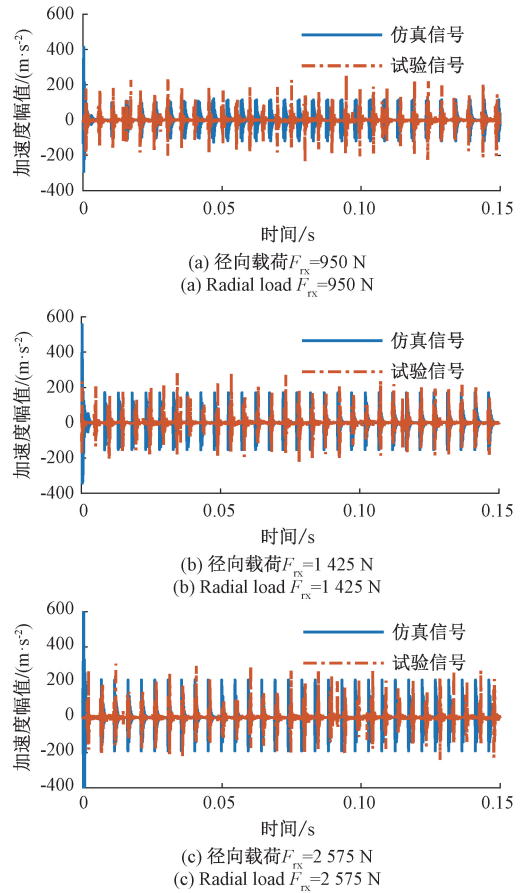


图 10 实验与计算的时域振动信号对比

Fig. 10 Comparison of time-domain vibration signals between experiment and calculation results

径向载荷为 950、1 425 和 2 575 N 时,仿真与实验获得的振动加速度频谱对比如图 11 所示,转速为 2 500 rpm 时 NSK6012 球轴承的理论特征频率为 216 Hz。由图 11 所示,3 种载荷下两者都吻合的较好,一阶特征频率最大相差 2.0%;同时,也能发现无论是仿真信号还是实际信号下轴承的特征频率都低于理论值,这是由于滚子发生了打滑引起的。仿真结果与试验信号吻合良好

验证了本文提出的考虑打滑的滚动轴承动力学模型的有效性。

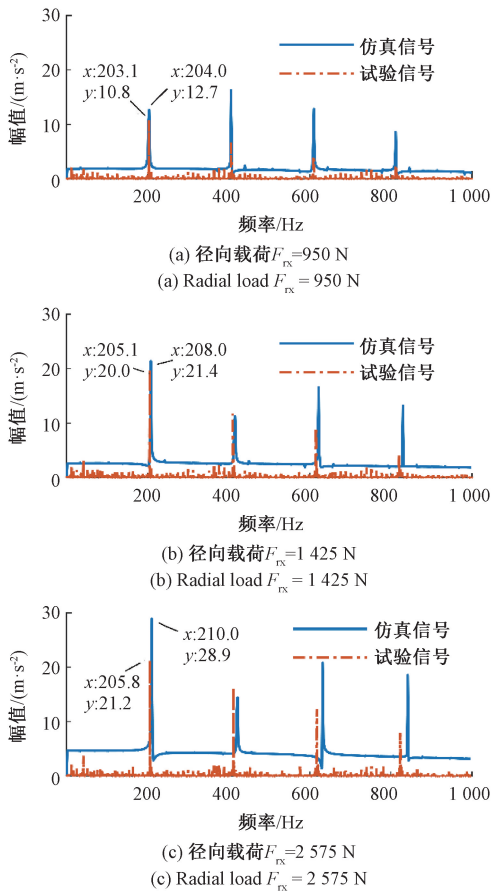


图 11 实验与计算的振动信号频域对比

Fig. 11 Comparison of frequency responses of vibration signals between experiment and calculation results

5 结 论

滚动轴承作为传动机械中的关键部件,在旋转的过程中不可避免地会发生磨损,轴承外圈磨损会使游隙不均,导致轴承系统稳定性下降。本文建立了轴承接触力与外圈磨损的动态关系,并对轴承的磨损特性以及磨损对轴承动力学性能的影响进行深入研究,通过对不同表面粗糙度下轴承外圈磨损分布和滚动轴承振动响应变化的计算分析,得到以下结论:

1) 通过将滚动轴承动力学与磨损模型耦合对滚动轴承外圈进行磨损研究,可以发现在轴承工作过程中,磨损主要发生在承载区,越靠近承载区中心滚子-外滚道之间的接触力越大,磨损深度越深,但是滚子-外滚道之间的表面滑移速度对磨损深度也有显著影响,因此,磨损最深

处与承载区中心位置有几度的差距。在非承载区内滚子-外圈滚道承受的载荷很小,虽然粗糙峰载荷比更大,但是磨损量依旧远小于承载区的磨损。

2) 由轴承内圈轴心轨迹变化规律可知,随着轴承外圈磨损的累计,轴承内圈位移范围不断增大,同时内圈轴心轨迹会发生竖直向下的偏移,说明随着磨损累计游隙非线性增大后,轴承内圈在旋转过程中的振动会显著增大,同时还会造成轴承偏心严重降低了轴承的稳定性,导致传动系统精度下降。

3) 轴承外圈表面粗糙度增大,表面粗糙峰承受更多载荷,会导致相同时间内磨损深度增加,大幅降低轴承寿命。在干摩擦情况下,所有载荷都由粗糙峰承载,并且滚子-外圈滚道接触表面滑移速度变化剧烈,使得外滚道磨损深度分布滚子-外圈滚道表面滑移速度一致而表面粗糙度对干摩擦时轴承使用寿命影响较小。

参考文献

- [1] CHASALEVRIS A C, NIKOLAKOPOULOS P G, PAPAPOPOULOS C A. Dynamic effect of bearing wear on rotor-bearing system response[J]. *Journal of Vibration and Acoustics*, 2013, 135(1): 011008.
- [2] MACHADO T H, ALVES D S, CAVALCA K L. Investigation about journal bearing wear effect on rotating system dynamic response in time domain[J]. *Tribology International*, 2019, 129: 124-136.
- [3] 牛荣军, 韩争杰, 王玉飞, 等. 高温环境下角接触球轴承磨损寿命分析[J]. *航空动力学报*, 2022, 37(8): 1780-1792.
NIU R J, HAN ZH J, WANG Y F, et al. Wear life analysis of angular contact ball bearing in high temperature environment [J]. *Journal of Aerospace Power*, 2022, 37(8): 1780-1792.
- [4] XUE K, WANG X, HUANG H. Analysis of cage wear in rolling bearing greased [J]. *Tribology Online*, 2022, 17(4): 291-299.
- [5] 冯彦, 邱卓一, 史修江, 等. 考虑真实粗糙表面的燃机球轴承磨损与混合润滑耦合机理[J/OL]. *机械工程学报*: 1-11 [2023-07-27]. <http://kns.cnki.net/kcms/detail/11.2187.th.20230712.1111.004.html>.
FENG Y, QIU ZH Y, SHI X J, et al. The coupling mechanism of wear and mixed lubrication for gas turbine

- ball bearing considering real rough surfaces [J/OL]. *Journal of Mechanical Engineering*; 1-11 [2023-07-27]. <http://kns.cnki.net/kcms/detail/11.2187.th.20230712.1111.004.html>.
- [6] ALVES D S, FIEUX G, MACHADO T H, et al. A parametric model to identify hydrodynamic bearing wear at a single rotating speed [J]. *Tribology International*, 2021, 153: 106640.
- [7] YANG Z, ZHANG Y, ZHANG K, et al. Wear analysis of angular contact ball bearing in multiple-bearing spindle system subjected to uncertain initial angular misalignment[J]. *Journal of Tribology*, 2021, 143(9): 091703.
- [8] YU G, XIA W, SONG Z, et al. Wear-life analysis of deep groove ball bearings based on Archard wear theory[J]. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 2018, 32(7): 3329-3336.
- [9] FANG X Q, LIU F N, YANG S P. Nonlinear dynamic analysis of worn oil-lubricated rolling bearings [J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part E: Journal of Process Mechanical Engineering*, 2020, 234(2): 214-221.
- [10] ZHANG X, XU H, CHANG W, et al. A dynamic contact wear model of ball bearings without or with distributed defects[J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, 2020, 234(24): 4827-4843.
- [11] GAO S, HAN Q, ZHOU N, et al. Dynamic and wear characteristics of self-lubricating bearing cage; Effects of cage pocket shape [J]. *Nonlinear Dynamics*, 2022, 110(1): 177-200.
- [12] TU W, YU W, SHAO Y, et al. A nonlinear dynamic vibration model of cylindrical roller bearing considering skidding [J]. *Nonlinear Dynamics*, 2021, 103: 2299-2313.
- [13] HAN Q, LI X, CHU F. Skidding behavior of cylindrical roller bearings under time-variable load conditions[J]. *International Journal of Mechanical Sciences*, 2018, 135: 203-214.
- [14] LIU Y, CHEN Z, TANG L, et al. Skidding dynamic performance of rolling bearing with cage flexibility under accelerating conditions [J]. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2021, 150: 107257.
- [15] 涂文兵, 何海斌, 罗丫, 等. 滚动轴承稳定工况下的滚动体打滑动力学分析[J]. *振动与冲击*, 2019, 38(6): 94-99.
- TU W B, HEN H B, LUO Y, et al. Dynamic skidding behavior of rolling elements under bearing steady working conditions[J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2019, 38(6): 94-99.
- [16] CAO H, SU S, JING X, et al. Vibration mechanism analysis for cylindrical roller bearings with single/multi defects and compound faults [J]. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2020, 144: 106903.
- [17] 雷春丽, 刘凯, 宋瑞哲, 等. 考虑热效应的局部缺陷角接触球轴承动态特性研究 [J]. *振动与冲击*, 2022, 41(18): 33-40.
- LEI CH L, LIU K, SONG R ZH, et al. Dynamic characteristics of angular contact ball bearings with localized defects considering thermal effect [J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2022, 41(18): 33-40.
- [18] MASJEDI M, KHONSARI M M. Theoretical and experimental investigation of traction coefficient in line-contact EHL of rough surfaces [J]. *Tribology International*, 2014, 70: 179-189.
- [19] MASJEDI M, KHONSARI M M. An engineering approach for rapid evaluation of traction coefficient and wear in mixed EHL[J]. *Tribology International*, 2015, 92: 184-190.
- [20] HIBBELER R C. *Engineering mechanics: Statics and dynamics*[M]. Fourteenth Edition. Hoboken: Pearson, 2016: 389-394.
- [21] 景博, 崔展博, 孙宏达, 等. 失效物理与数据驱动融合的燃油泵在线寿命预测[J]. *仪器仪表学报*, 2022, 43(3): 68-76.
- JING B, CUI ZH B, SUN H D, et al. One line life prediction of the fuel pump based on failure physics and data-driven fusion [J]. *Chinese Journal of Scientific Instrument*, 2022, 43(3): 68-76.
- [22] 宁志远, 白争锋, 蒋鑫, 等. 磨损与动力学耦合的行星

传动齿轮动力学研究[J]. 力学学报, 2022, 54(4): 1125-1135.

NING ZH Y, BAI ZH F, JIANG X, et al. Study on dynamics of planetary transmission gear considering wear and dynamics coupling [J]. Chinese Journal of Theoretical and Applied Mechancis, 2022, 54(4): 1125-1135.

[23] LIU J, XU Y, PAN G. A combined acoustic and dynamic model of a defective ball bearing[J]. Journal of Sound and Vibration, 2021, 501: 116029.

[24] 罗亭, 王晓东, 马军, 等. 基于 ICFE 和 WPHM 的滚动轴承健康状态评估[J]. 电子测量与仪器学报, 2021, 35(12): 116-125.

LUO T, WANG X, MA J, et al. Health assessment of rolling bearing based on ICFE and WPHM[J]. Journal of Electronic Measurement and Instrumentation, 2021, 35(12): 116-125.

作者简介



曹正, 分别在 2008 年和 2017 年于重庆大学获得学士学位和博士学位, 现为安徽大学讲师, 主要研究方向为机械系统动力学、振动测试与分析 and 噪声控制。

E-mail: caozheng@ahu.edu.cn

Cao Zheng received his B. Sc. degree and Ph. D. degree both

from Chongqing University in 2008 and 2017, respectively. He is currently a lecturer with the College of Electrical Engineering and Automation at Anhui University. His main research interests include dynamics of mechanical system, vibration testing and analysis, noise reduction.



刘永斌(通信作者), 1999 年于安徽大学获得学士学位, 2004 年于中国科学技术大学获得硕士学位, 2011 年于中国科学技术大学获得博士学位, 现为安徽大学教授, 主要研究方向为设备状态监测与智能运维、智能材料驱动与传感。

E-mail: lyb@ustc.edu.cn

Liu Yongbin (Corresponding author) received his B. Sc. degree from Anhui University in 1999, and the M. Sc. and Ph. D. degrees both from the University of Science and Technology of China in 2004 and 2011, respectively. He is currently a professor with the College of Electrical Engineering and Automation at Anhui University. He is currently a professor with the National Engineering Laboratory of Energy-Saving Motor and Control Technology. His research interests include smart material actuators and machinery condition monitoring and fault diagnosis.