

考虑游隙变化的全陶瓷球轴承动态特性分析*

张 珂^{1,2}, 高刘旺¹, 王 展¹, 张立奇¹

(1. 沈阳建筑大学机械工程学院 沈阳, 110168)

(2. 沈阳工业大学机械工程学院 沈阳, 110870)

摘要 针对轴承游隙随着轴承配合及运行状态不断发生变化而影响轴承的支承刚度、工作寿命等问题, 为研究不同游隙下的全陶瓷球轴承动态特性, 首先, 基于弹性理论计算装配过盈量、离心位移和热位移综合作用下轴承内圈的弹性变形量; 其次, 建立游隙与过盈量之间的映射关系, 详细讨论不同预紧力和游隙变化对全陶瓷球轴承动态特性的影响; 最后, 通过轴承寿命强化试验机进行全陶瓷球轴承振动实验, 验证模型的准确性。结果表明: 在装配过程中, 过盈量为影响轴承游隙的主要因素。轴承游隙降低了轴承的径向刚度, 加大了轴承载荷分布的不均匀性, 而预紧力会削弱轴承游隙对径向刚度以及载荷分布的影响。研究结果为提高全陶瓷球轴承的服役性能和优化其装配参数提供了理论依据。

关键词 全陶瓷球轴承; 过盈配合; 游隙; 预紧力; 动态特性

中图分类号 TH133.33

引 言

全陶瓷球轴承具备高硬度、耐磨损等材料特性, 广泛应用于高精密加工主轴以及航空航天等领域^[1]。然而, 全陶瓷轴承作为支承旋转的核心部件, 其对系统参数的变化非常敏感, 在装配过程中配合参数的变化直接决定着全陶瓷轴承的性能^[2-3]。全陶瓷球轴承通常以过盈配合的方式与钢制转轴连接, 在设计过程中需通过轴承内外圈与滚动体间的游隙来容纳过盈配合产生的应力变形与热变形^[4]。轴承内部游隙的变化会使轴承内部接触关系、轴承刚度等产生非均匀性变化, 导致轴承产生非线性振动, 进而影响运行性能及寿命^[5-6]。因此, 研究内部游隙变化对全陶瓷球轴承动态特性的影响至关重要^[7]。

轴承配合关系变化对轴承性能的影响较大, 国内外学者针对轴承配合机理建模展开了广泛研究^[8]。Liu 等^[9]研究了过盈配合状态下轴承内部几何关系, 分析了过盈配合对主轴轴承系统的影响机理。考虑到轴承内部游隙与装配参数间的关系, Yu 等^[10]研究了过盈量对轴承工作游隙的影响, 建立了滚动轴承可靠性分析模型。栗爽格等^[11]提出了一种不同游隙条件下滚动体与滚道的接触应力算法, 得到了过盈量对滚子轴承接触应力以及轴承轨迹的影响规律。Jiang 等^[12]关注到内部游隙对轴承刚度与

疲劳寿命的综合影响, 并以此为优化目标, 确定了过盈量与预紧力的最佳配合。杨晋等^[13]基于赫兹接触理论建立了轴承数学模型, 明确了安装配合过盈量对轴承寿命的影响规律, 发现配合公差为 p6 时轴承的寿命最长。此外, 蒋云帆等^[14]研究了滚子轴承内外圈配合参数对支承刚度的影响, 发现过盈量越大, 支承刚度越大。Fang 等^[15]基于改进的滚动轴承数学模型, 研究了不同内部游隙对轴承刚度的影响。Gao 等^[16]通过建立高速滚珠轴承的游隙解析模型, 分析了在不同游隙和载荷状态下的轴承动态特性。

综上, 现有文献针对金属轴承的配合关系及内部游隙等方面取得了大量理论成果。然而, 陶瓷轴承与转轴间的配合状态和材料变形使轴承内部游隙变化呈现出一定的特殊性和复杂性。因此, 探究全陶瓷球轴承内部游隙变化规律, 分析内部游隙对全陶瓷球轴承动态特性的影响具有重要研究意义。

本研究中, 基于弹性理论建立轴承游隙与过盈量之间的映射关系, 建立考虑内部游隙变化的全陶瓷球轴承动态模型, 详细讨论不同游隙对全陶瓷球轴承动态特性的影响。通过 ABLT-9 型轴承寿命试验机进行振动实验, 验证模型的准确性。研究结果为改进全陶瓷球轴承配合关系及提升其服役性能奠定了理论基础。

* 国家自然科学基金资助项目(52075348, 52175107, 52275119); 辽宁省兴辽英才创新团队资助项目(XLYC2008016); 辽宁省兴辽英才青年拔尖人才资助项目(XLYC2007031)

收稿日期: 2023-07-31; 修回日期: 2023-09-26

1 内部游隙计算模型

为保证主轴系统的运行精度和可靠性,陶瓷轴承外圈通常固定在轴承座上,内圈和钢制转轴通过过盈配合连接。图1为过盈配合示意图,过盈配合导致转轴和内圈产生弹性变形,使全陶瓷轴承各部件之间的内在联系发生改变,因而有必要建立过盈配合的理论模型。

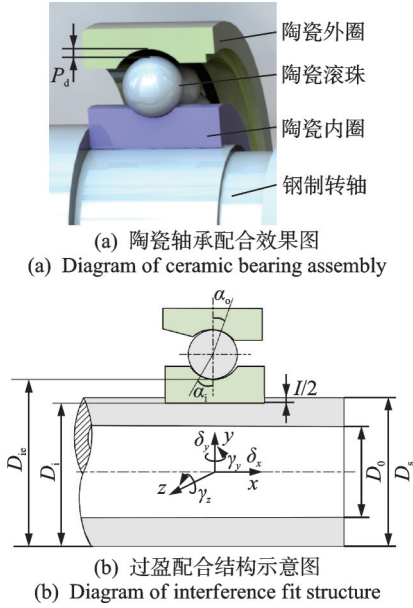


图1 过盈配合示意图

Fig.1 Diagram of interference fit

轴承内圈与转轴的配合状态符合弹性力学厚壁圆环理论,笔者基于该理论计算轴承内圈的弹性变形。如图1(b)所示,对于轴承内圈,假设其与转轴过盈配合时内表面受到均匀的装配压力,内圈滚道不受力,此时轴承内圈内径 D_i 与转轴外径 D_s 大小相等。正常情况下,在过盈量为 I 时,轴承内圈的径向位移^[11]为

$$u_i(r) = \frac{ID_{ie}}{D_i} \left[\frac{(D_i/D_0)^2 - 1}{(D_{ie}/D_0)^2 - 1} \right] \quad (1)$$

由于陶瓷与钢制材料弹性模量 E 和泊松比 ν 等存在差异,且产生的配合应力以及变形不同,因此在陶瓷轴承与钢制转轴配合时, $u_i(r)$ 可表示为

$$u_i(r) = \frac{2ID_i D_{ie}}{E_i(D_{ie}^2 - D_i^2)} \times \left\{ \frac{1}{E_s} \left[\frac{(D_i/D_0)^2 + 1}{(D_i/D_0)^2 - 1} - \nu_s \right] + \frac{1}{E_i} \left[\frac{(D_{ie}/D_i)^2 + 1}{(D_{ie}/D_i)^2 - 1} + \nu_i \right] \right\}^{-1} \quad (2)$$

其中: I 为内圈与转轴的装配过盈量; D_{ie} 为轴承内圈

外径; ν_i 和 ν_s 分别为陶瓷轴承内圈和钢制转轴泊松比; E_i 和 E_s 分别为内圈和钢制转轴弹性模量。

过盈量 I 不是恒定不变的,主轴在高速运转时产生的离心位移和热膨胀均会改变过盈量的大小^[1]。在离心力的作用下,转轴外径和轴承内圈内径均会相应增大,造成轴承内圈与转轴配合过盈量减小。轴承内圈内径变化量 ΔD_i 和转轴外径变化量 ΔD_s 可分别表示为

$$\Delta D_i = \frac{\rho_i \omega^2 [(1 - \nu_i) D_i^3 + (3 + \nu_i) D_i D_{ie}^2]}{32 E_i} \quad (3)$$

$$\Delta D_s = \frac{\rho_s \omega^2 (1 + \nu_s) [(3 - 2\nu_s) D_s D_0^2 + (1 - 2\nu_s) D_s^3]}{32 E_s} \quad (4)$$

其中: ω 为转轴角速度; ρ_s 和 ρ_i 分别为转轴密度和轴承内圈密度。

离心力对过盈量的改变量 ΔI_c 为

$$\Delta I_c = \Delta D_i - \Delta D_s \quad (5)$$

高速运转会使轴承各部件产生热变形,从而改变轴承内圈与转轴的过盈量。陶瓷热膨胀系数 α_c 和钢制热膨胀系数 α_s 不同,两者间会产生不同程度的热胀冷缩。假设轴承温度变化量为 ΔT ,在自由状态下,转轴外径和轴承内圈内径的增大量为

$$\begin{cases} \Delta D_{sT} = D_s \alpha_s \Delta T_s \\ \Delta D_{iT} = D_i \alpha_c \Delta T_i \end{cases} \quad (6)$$

其中: ΔT_s 和 ΔT_i 分别为转轴和轴承内圈的温度变化量。

温度对过盈量的改变量 ΔI_T 为

$$\Delta I_T = \Delta D_{iT} - \Delta D_{sT} \quad (7)$$

综上,当初始过盈量为 I_0 时,全陶瓷球轴承与转轴的实际装配过盈量 I 为

$$I = I_0 - \Delta I_c - \Delta I_T \quad (8)$$

图2为轴承游隙示意图,轴承装配过盈量的变化以及滚珠热变形 ΔD_{bt} 导致了轴承内部游隙 P_d 发生变化。

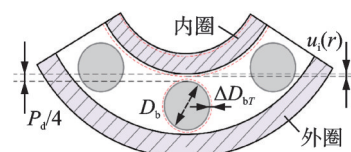


图2 轴承游隙示意图

Fig.2 Diagram of bearing clearance

因此,考虑了过盈配合影响的轴承内部游隙为

$$P'_d = P_d - u_i(r) - \Delta D_{bt} \quad (9)$$

2 动力学模型

为准确描述全陶瓷球轴承各部件之间相对位置和运动关系,建立如图3所示的全陶瓷球轴承各部件相对位置。

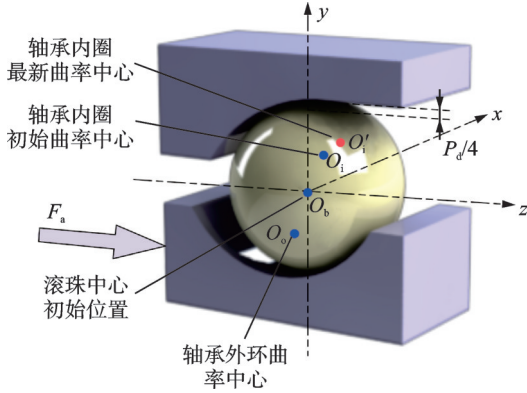


图3 全陶瓷球轴承各部件相对位置

Fig.3 Relative position of the full ceramic ball bearing components

在Jones模型的基础上,考虑了过盈配合后的轴承初始接触角 α_0 为

$$\alpha_0 = \arccos \left[1 - \frac{P_d - u_i(r) - \Delta D_{bT}}{2(r_o + r_i - D_b)} \right] \quad (10)$$

其中: r_i 和 r_o 分别为轴承内、外环的曲率半径。

在过盈配合的基础上,通常还需要对轴承进行预紧,预紧力进一步改变了轴承各部件的接触状态。工作接触角 α 和 α_0 间的关系为

$$\frac{F_a}{ZK_n(r_o + r_i - D_b)^{3/2}} = \sin \alpha \left[\frac{\cos \alpha_0}{\cos \alpha} - 1 \right] \quad (11)$$

在实际工况下,轴承内圈曲率中心和滚珠中心在受载情况下相对于轴承外圈发生移动。图4为滚珠与滚道中心相对位置,滚珠中心从 O_b 移动到 O'_b ,内圈曲率中心从 O_i 移动到 O'_i ,轴承的接触角也从 α

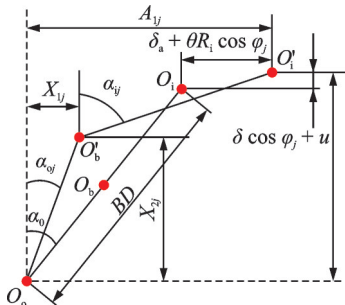


图4 滚珠与滚道中心相对位置

Fig.4 Relative position of ball and raceway center

变化为 α_{oj} ,其中 φ_j 为滚珠的位置角。此时,轴承内、外圈沟道曲率中心的相对距离为

$$\begin{bmatrix} A_{1j} \\ A_{2j} \end{bmatrix} = BD \begin{bmatrix} \sin \alpha_0 \\ \cos \alpha_0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \delta_a \\ \delta + u \end{bmatrix} \quad (12)$$

其中: δ_a 和 δ 为轴承内圈的轴向和径向位移。

u 为离心位移,其计算公式为

$$u = \frac{\rho_i \omega^2 D_h}{32 E_i} [D_i(3 + \nu) + D_h^2(1 - \nu)] \quad (13)$$

考虑滚珠的离心力和陀螺力矩,滚珠受力分析图如图5所示。

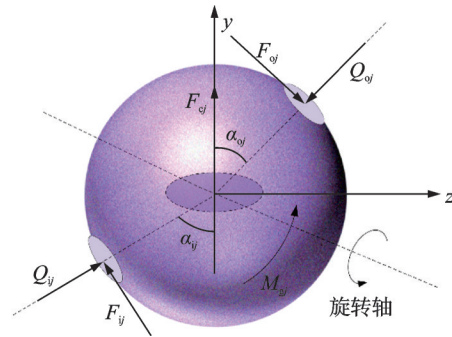


图5 滚珠受力分析图

Fig.5 Force analysis diagram of the ball

滚珠在与内外圈接触力的作用下保持平衡状态,其受力方程为

$$\begin{bmatrix} \sin \alpha_{oj} & -\cos \alpha_{oj} \\ \cos \alpha_{oj} & \sin \alpha_{oj} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} Q_{oj} \\ F_{oj} \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} \sin \alpha_{ij} & -\cos \alpha_{ij} \\ \cos \alpha_{ij} & \sin \alpha_{ij} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} Q_{ij} \\ F_{ij} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ F_{cj} \end{bmatrix} \quad (14)$$

其中: F_{cj} 为滚珠离心力; F_{ij} 和 F_{oj} 分别为滚珠与内、外圈摩擦力。

摩擦力与滚珠陀螺力矩 M_{gj} 、接触力 Q_{ij} 、 Q_{oj} 间的关系式^[16]为

$$\begin{bmatrix} F_{ij} \\ F_{oj} \end{bmatrix} = \frac{2M_{gj}}{(Q_{ij} + Q_{oj})D_b} \begin{bmatrix} Q_{ij} \\ Q_{oj} \end{bmatrix} \quad (15)$$

滚动体离心力 F_{cj} 和滚动体陀螺力矩 M_{gj} ^[15]为

$$\begin{cases} F_{cj} = \frac{1}{2} m_b D_h \omega_i^2 \left(\frac{\omega_g}{\omega_i} \right)_j^2 \\ M_{gj} = J_b \omega_i^2 \left(\frac{\omega_b}{\omega_i} \right) \left(\frac{\omega_g}{\omega_i} \right) \sin \beta \end{cases} \quad (16)$$

其中: m_b 为滚动体质量; J_b 为质量惯性矩。

图6为轴承滚珠与滚道接触角速度矢量关系,转轴以角速度 ω_i 转动,此时滚珠的角速度由公转角速度 ω_g 和自转角速度 ω_b 两部分组成。

不考虑滚道与滚珠之间的相对滑动,角速度 ω_i 、

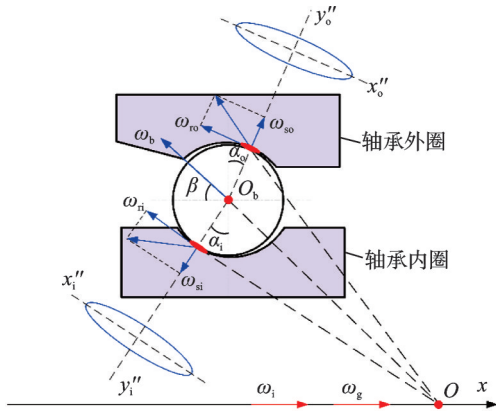


图6 滚珠与滚道接触角速度矢量关系

Fig.6 Angular velocity vector relationship between ball and raceway contact angle

ω_g 和 ω_b 之间的关系为

$$\begin{cases} \frac{\omega_g}{\omega_i} = \frac{(1 - \gamma_i) \cos(\alpha_o - \beta)}{(1 + \gamma_o) \cos(\alpha_i - \beta) + (1 - \gamma_i) \cos(\alpha_o - \beta)} \\ \frac{\omega_b}{\omega_i} = \frac{(1 - \gamma_i)(1 + \gamma_o) D_h}{[(1 + \gamma_o) \cos(\alpha_i - \beta) + (1 - \gamma_i) \cos(\alpha_o - \beta)] D_b} \end{cases} \quad (17)$$

陶瓷轴承滚珠的俯仰角 β 为

$$\tan \beta = \frac{S_1(1 + S_2) \sin \alpha_i + 2 \sin \alpha_o}{S_1(1 + S_2) \cos \alpha_i + 2(\alpha_o + \gamma) + S_3} \quad (18)$$

其中: S_1 、 S_2 、 S_3 是与赫兹接触区域相关的简化参数, 具体计算公式可参考文献[1]。

轴承内圈上的力平衡方程为

$$\begin{bmatrix} F_{sx} \\ F_{sy} \\ F_{sz} \\ M_{sy} \\ M_{sz} \end{bmatrix} = \sum_{j=1}^z \begin{bmatrix} Q_{ij} \sin \alpha_{ij} - F_{ij} \cos \alpha_{ij} \\ (Q_{ij} \cos \alpha_{ij} + F_{ij} \sin \alpha_{ij}) \cos \varphi_j \\ (Q_{ij} \cos \alpha_{ij} + F_{ij} \sin \alpha_{ij}) \sin \varphi_j \\ R_i \left(\sum_{j=1}^z (Q_{ij} \cos \alpha_{ij} - F_{ij} \sin \alpha_{ij}) \cos \varphi_j \right) + F_{ij} r_i \sin \varphi_j \\ - R_i \left(\sum_{j=1}^z (Q_{ij} \cos \alpha_{ij} - F_{ij} \sin \alpha_{ij}) \cos \varphi_j \right) - F_{ij} r_i \cos \varphi_j \end{bmatrix} \quad (19)$$

其中: R_i 为内圈滚道曲率中心半径。

轴承内圈的拟合刚度为

$$[K] = \left[\frac{\partial F}{\partial \delta} \right] \quad (20)$$

忽略转轴的扭转运动, 考虑 3 个平动自由度和 2 个转动自由度建立的 5 自由度动力学模型^[9]为

$$M\ddot{x}(t) + C\dot{x}(t) + Kx(t) + F_s(t) = \begin{bmatrix} F_x & F_y & F_z & M_y & M_z \end{bmatrix} \quad (21)$$

其中: M 为质量矩阵; C 为阻尼矩阵; K 为刚度矩阵; $F_s(t)$ 为综合接触刚度力; $x(t)$ 为时变位移矩阵。

M 、 C 、 K 和 $x(t)$ 的具体式为

$$\begin{cases} M = \text{diag}[m_x & m_y & m_z & I_y & I_z] \\ C = \text{diag}[C_x & C_y & C_z & C_{\theta y} & C_{\theta z}] \\ K = \text{diag}[k_x & k_y & k_z & k_{\theta y} & k_{\theta z}] \end{cases} \quad (22)$$

$$x(t) = \text{diag}[x(t) \quad y(t) \quad z(t) \quad \theta_y(t) \quad \theta_z(t)]^T \quad (23)$$

3 仿真结果与讨论

基于全陶瓷球轴承动态模型, 笔者以 7206CE 全陶瓷球轴承为研究对象, 分析不同预紧状态下过盈配合对全陶瓷球轴承内部接触状态和振动特性的影响。7206CE 全陶瓷球轴承参数如表 1 所示。

表 1 7206CE 全陶瓷球轴承参数

Tab.1 7206CE full ceramic ball bearing parameters

参数	数值
轴承外径 D_o /mm	62
轴承内径 D_i /mm	30
轴承内圈外径 D_{ic} /mm	41
轴承宽度 B /mm	16
滚珠个数 Z	11
初始接触角 α_0 /°	15

图 7 为全陶瓷球轴承径向游隙变化, 装配过盈量和工作转速是影响内部游隙的主要因素。图 7(a) 中, 轴承处于静态时, 内部游隙的变化主要来自过盈装配产生的内圈弹性变形, 内部游隙随着初始装配过盈量的增加而逐渐减小。图 7(b) 中, 轴承处于工作状态, 在确定装配过盈量 ($I=7 \mu\text{m}$) 时, 离心变形

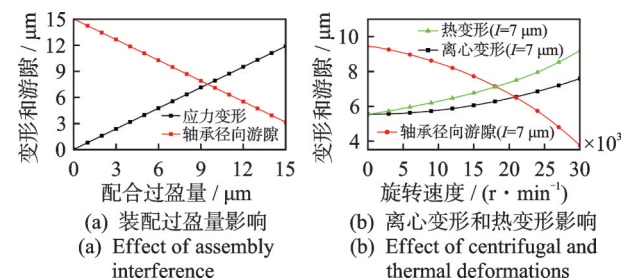


图7 全陶瓷球轴承径向游隙变化

Fig.7 Radial clearance variation of full ceramic ball bearings

和热变形导致轴承的内部游隙进一步减小。随着转速的增加,热变形对于内部游隙的改变比重逐渐增加。当转速为30 000 r/min时,全陶瓷球轴承内圈的离心变形为2.052 2 μm ,热变形位移为3.661 8 μm ,占总游隙变化量的64.16%。

图8为离心位移和热变形对接触状态的影响,展示了离心位移和热变形对轴承内圈(I)和外圈(O)接触状态的影响。图8(a)中,随着转速升高,热效应对接触角的影响显著强于离心效应。在转速为15 000 r/min时,考虑离心力作用时外圈接触角的变化量仅为同时考虑热效应与离心效应情况下的38.69%。这说明高转速下热效应主导着接触角变化,且两者共同作用时,接触角变化幅度趋于稳定。图8(b)中,离心位移与热变形使滚珠与内外圈的接触变形随转速增加而显著增大,同时内外圈之间的热变形差异减小。究其原因在于内圈散热较差,热变形大于外圈,从而影响了整体接触状态。

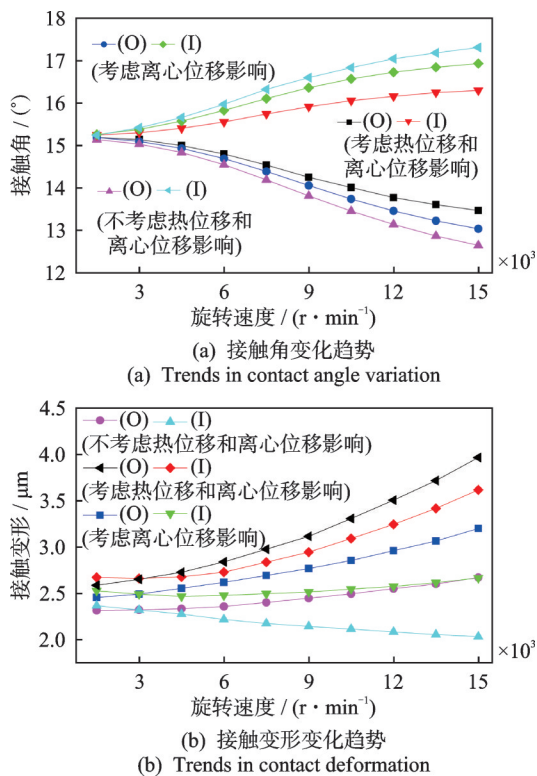


图8 离心位移和热变形对接触状态的影响

Fig.8 Effect of centrifugal displacement and thermal deformation on the contact state

图9为不同预紧力下轴承刚度随转速的变化。在预紧力固定的情况下,随着转速升高,滚珠与内圈的接触变形减小,与外圈的接触变形增大,综合导致轴承刚度软化。随着转速进一步提高,外圈接触变形增长加快,刚度降低趋势趋于平缓,且预紧力越小,轴承刚度趋于平缓所需的转速越低。

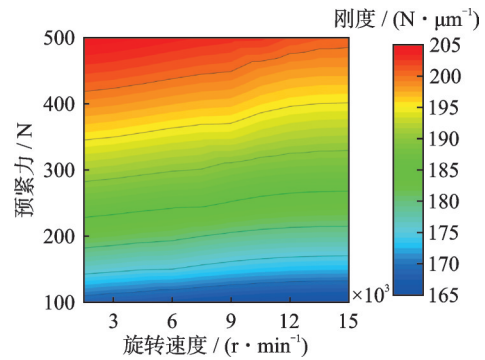
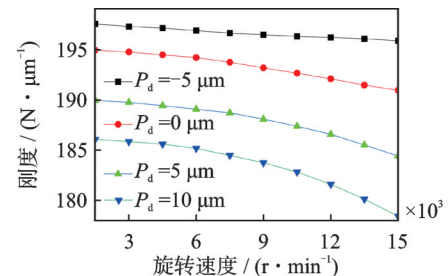


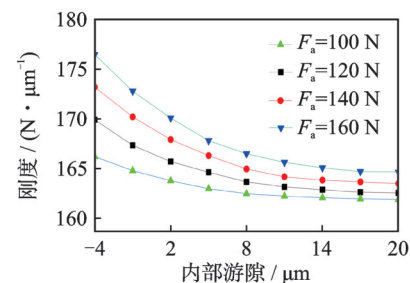
图9 不同预紧力下轴承刚度随转速的变化

Fig.9 Variation of bearing stiffness with speed at different preloads

图10为内部游隙对轴承径向刚度的影响。图10(a)中,在预紧力为500 N时,轴承径向刚度随转速升高呈软化现象,较小的内部游隙可有效抑制刚度衰减。图10(b)中,在转速为12 000 r/min时,径向刚度随内部游隙增加先急剧下降后趋于平缓,且预紧力越大,刚度变化曲线越平缓。这是由于承载区滚珠数量的变化影响了初始阶段的径向刚度发生变化。



(a) Variation of stiffness with speed at different internal clearances



(b) Variation of stiffness with internal clearance at different preloads

图10 内部游隙对轴承径向刚度的影响

Fig.10 Effect of internal clearance on the radial stiffness of bearings

不同内部游隙下全陶瓷轴承动态响应如图11所示。笔者以全陶瓷球轴承正常工作时6 000 r/min的平均转速为例,通过位移波形、频域图和相图分析其在稳态转速下的动态特性。由图11可知,在转速为6 000 r/min时,随着内部游隙增加,轴承径向位移波形逐渐增大,并表现为多激振频率叠加的特征。

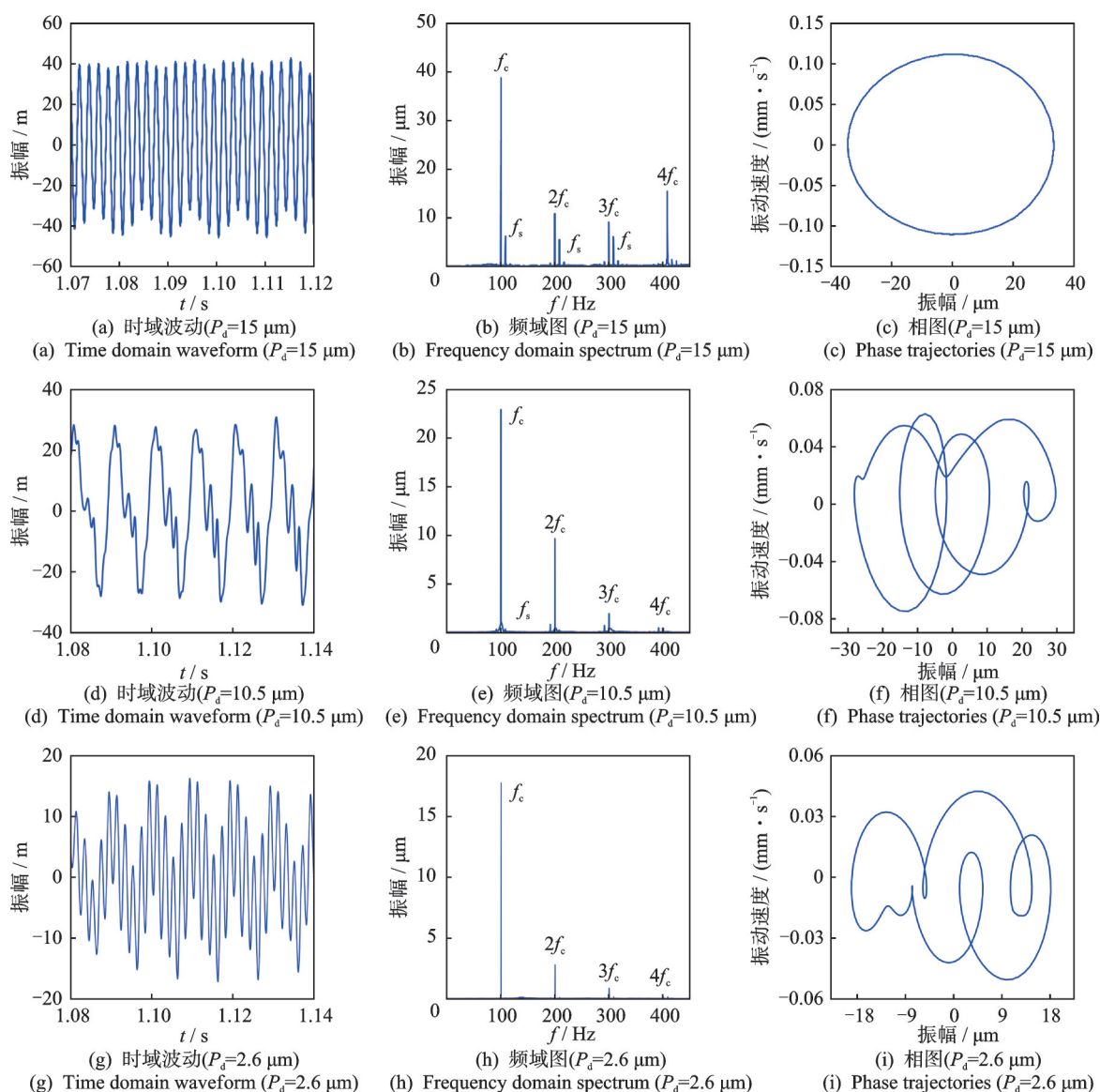


图11 不同内部游隙下全陶瓷球轴承动态响应

Fig.11 Dynamic response of full ceramic ball bearings with different internal clearances

当游隙为 $2.6 \mu\text{m}$ 时,全陶瓷球轴承的最大振幅为 $\pm 18 \mu\text{m}$,振动频率以旋转频率 f_c 为主,并伴有明显的谐波分量。当游隙增大至 $10.5, 15 \mu\text{m}$ 时,振幅逐渐增大,旋转频率及其谐波两侧出现边频 f_s , 尤以下边带更为突出。这是因为游隙的变化导致载荷分布不均,加剧了载荷波动。如图 11(c)、(f) 和 (i) 所示,系统相图呈封闭曲线,且随游隙增大,其范围逐渐扩大,表明支承刚度降低,系统趋于准周期运动状态。

图 12 为不同预紧力下全陶瓷球轴承动态响应,展示了轴承游隙在 $10.5 \mu\text{m}$ 时,全陶瓷球轴承动态特性随预紧力的变化趋势,振动幅值随着预紧力的增加而逐渐降低,表明支承刚度增强有助于降低系统振动。然而,频谱图中旋转频率两侧的边频宽度随预紧力增大而显著增加。这说明,尽管振幅减小,

轴承的不对中现象仍然加剧。从相图演化来看,当预紧力从 200 N 增大至 500 N ,系统相图由封闭曲线变为相互缠绕交叉但不重合的曲线,系统由准周期运动转变为混沌运动状态。

4 实验

为获取全陶瓷球轴承在工作状态下的动态响应,选用 7206CE 型氧化锆全陶瓷球轴承,在 ABLT-9 型轴承寿命强化试验机上开展振动实验,图 13 为全陶瓷球轴承振动实验流程。全陶瓷球轴承通过固定位置预紧,通过锁紧螺母轴向固定于试验头座,转轴于轴承内圈间采用钢制薄片调整过盈配值。试验头通过联轴器与电主轴相连,数据由计算机系统采集,同时用计算机控制电主轴转速。

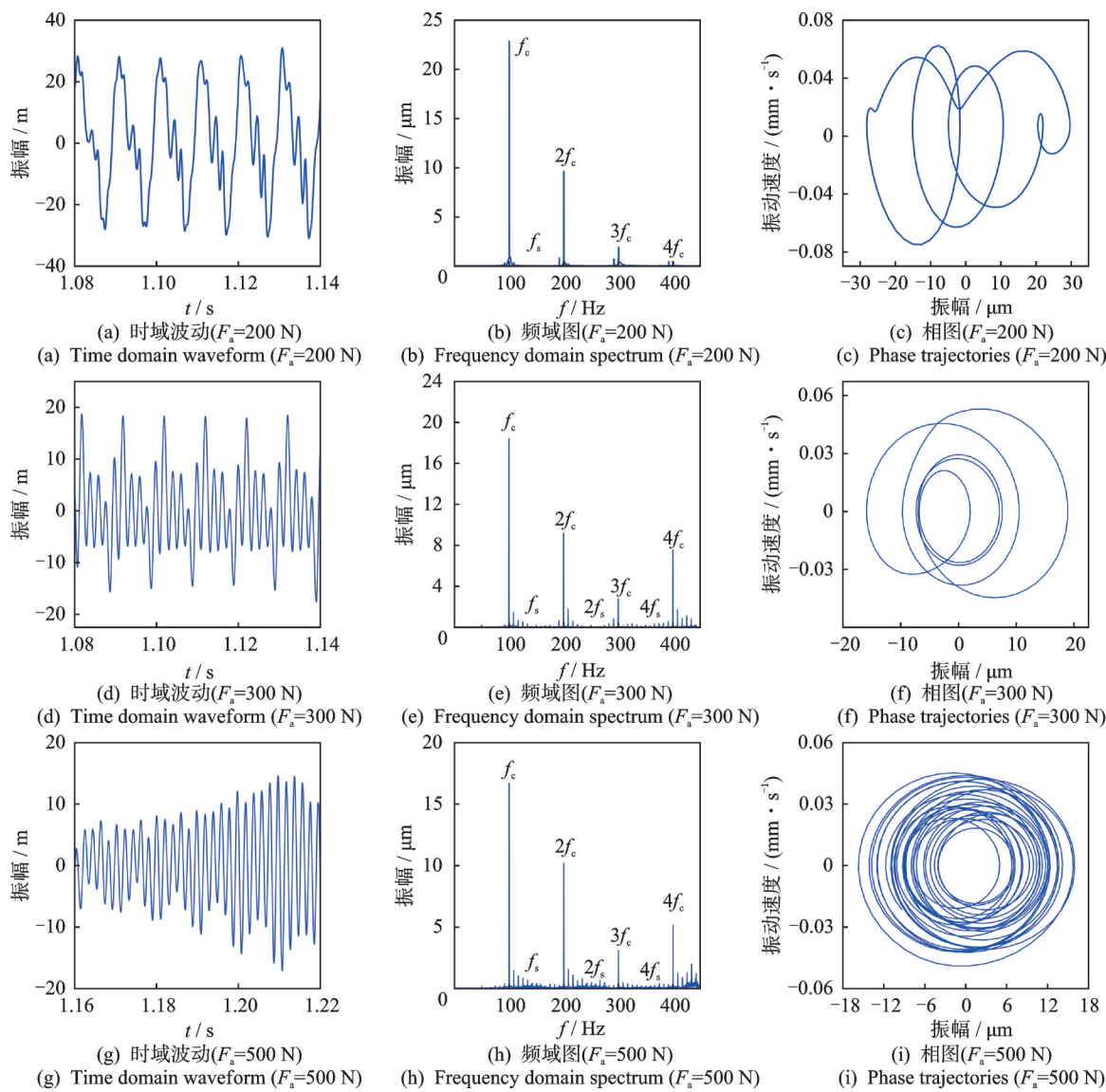


图 12 不同预紧力下全陶瓷球轴承动态响应

Fig.12 Dynamic response of full ceramic ball bearings with different preload forces

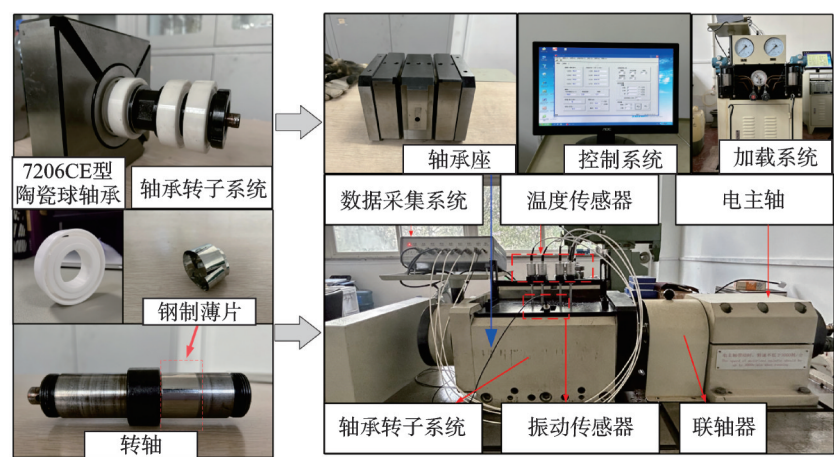


图 13 全陶瓷球轴承振动实验流程

Fig.13 Full ceramic ball bearing vibration experimental procedure

图 14 为实验对比,给出了全陶瓷球轴承在 6 000 r/min 时的时域信号。随着装配过盈量的增
加,实验数据中振动幅值逐渐减小,与仿真结论一致。这是由于增大过盈量,减小了内部游隙,扩大了

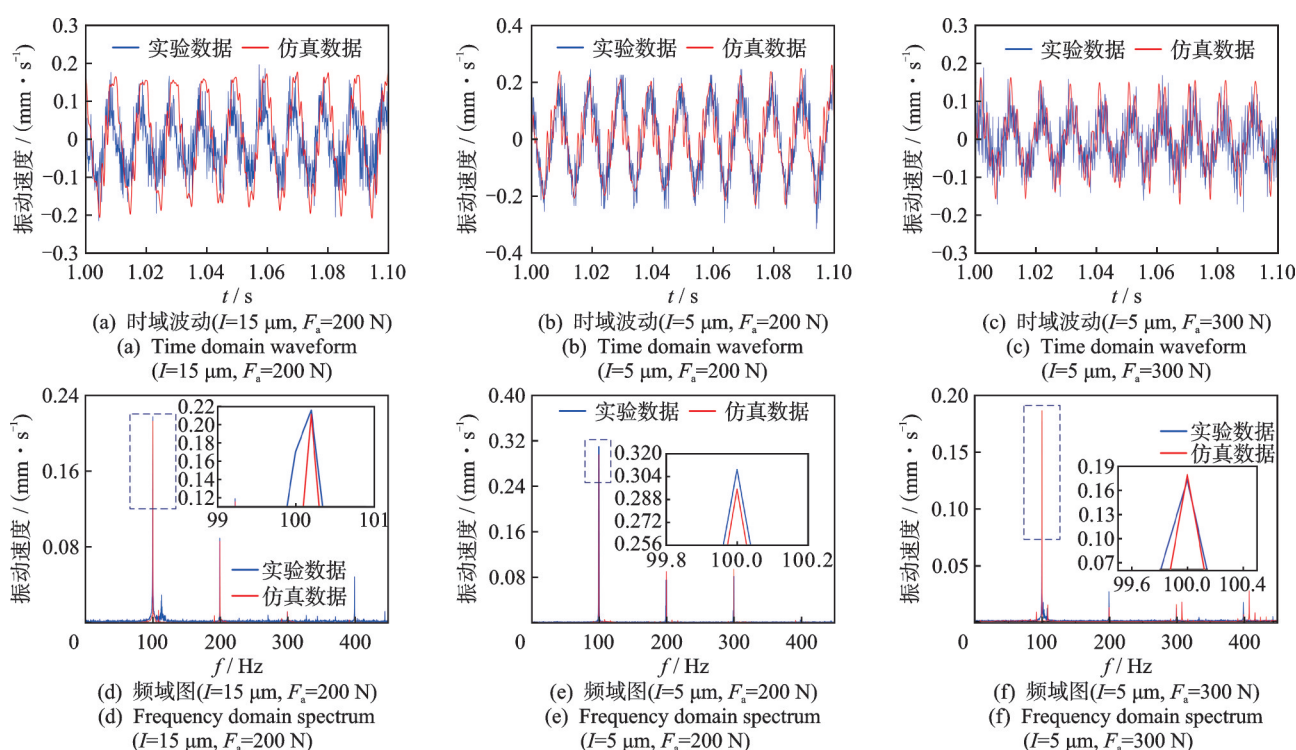


图14 实验对比

Fig.14 Experimental comparisons

承载区,提高了接触刚度,从而有效抑制了振动。通过频谱对比,过盈量的增加使振动频谱更集中,但同时伴随3倍转频分量增强,表明轴承不对中程度有所加剧。由图14(b)、(c)可知,预紧力的增加进一步降低了振动幅值,但边频幅值有所增加,实验数据与仿真分析结果一致。从仿真与实测数据的拟合精度来看,系统在不同装配参数下的响应具有良好一致性。当预紧力为200 N、过盈量为 $5\ \mu\text{m}$ 时,振动峰值误差为5.36%;当过盈量为 $15\ \mu\text{m}$ 时,误差降至3.26%;预紧力为300 N时,误差为4.72%。分析结果验证了建立模型的有效性和精度。

5 结论

1) 建立了装配过盈量、离心位移、热位移与游隙之间的非线性映射关系。过盈量是影响初始游隙变化的主导因素,占总游隙变化量的49.56%。在陶瓷轴承工作时,游隙的变化主要源于离心位移和热位移,在转速为0~30 000 r/min区间内,热变形引起的游隙变化量占总游隙变化量的64.16%。

2) 预紧力削弱了离心力对轴承外圈接触角的影响。预紧力越大,滚珠与轴承外圈的接触变形越大;预紧力越小,接触变形的变化量越大。随着转速增加,轴承刚度出现软化现象,预紧力越大,轴承刚度的变化曲线也越平缓,并且较小的内部游隙可以

有效抑制轴承的刚度衰减。

3) 随着过盈量逐渐减小,轴承内部游隙增加,载荷不均匀分布程度加剧,轴承振动幅值增加,旋转频率及其谐波的两侧出现边频,但不会改变轴承系统的运动状态。预紧力增加了全陶瓷球轴承的支承刚度,降低了振动幅值,但同时也加剧了轴承的不对中程度,导致轴承从周期运动进入混沌运动状态。

参 考 文 献

- [1] 白晓天,石怀涛,张珂,等.滚动体尺寸误差对全陶瓷球轴承辐射噪声影响分析[J].振动与冲击,2020,39(19):55-61.
BAI Xiaotian, SHI Huaitao, ZHANG Ke, et al. Effects of ball size errors on radiated noise of full ceramic ball bearing[J]. Journal of Vibration and Shock, 2020, 39(19): 55-61.(in Chinese)
- [2] 胡平果,刘凯,陈晓峰,等.渐开线花键副齿侧过盈配合分析与试验验证[J].振动、测试与诊断,2022,42(5):1022-1028.
HU Pingguo, LIU Kai, CHEN Xiaofeng, et al. Involute spline pair tooth side interference fit analysis and experimental verification[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2022, 42(5): 1022-1028.(in Chinese)
- [3] 宁峰平,姚建涛,安静涛,等.装配位置偏差对航天精

- 密轴承磨损的影响[J]. 机械工程学报, 2017, 53(11): 68-74.
- NING Fengping, YAO Jiantao, AN Jingtao, et al. Effect of assembly situation variation on wear of space precision bearings[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2017, 53(11): 68-74.(in Chinese)
- [4] 耿民, 徐涛, 邱超军, 等. 考虑轴承游隙变化的高速列车牵引电机轴承疲劳寿命分析[J]. 北京交通大学学报, 2020, 44(2): 136-142.
- GENG Min, XU Tao, QIU Chaojun, et al. Fatigue life analysis of high-speed train traction motor bearing considering the change of bearing clearance[J]. Journal of Beijing Jiaotong University, 2020, 44(2): 136-142. (in Chinese)
- [5] CAO H R, SHI F, LI Y M, et al. Vibration and stability analysis of rotor-bearing-pedestal system due to clearance fit[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2019, 133: 106275.
- [6] 郝旭, 于长鑫, 刘军, 等. 热致轴承刚度与游隙变化特性及其对转子振动响应的影响[J]. 机械工程学报, 2022, 58(13): 147-165.
- HAO Xu, YU Changxin, LIU Jun, et al. Thermal-induced bearing stiffness and clearance variation characteristics and its effect on vibration response of rotor system [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2022, 58(13): 147-165.(in Chinese)
- [7] 李震, 关先磊, 钟锐, 等. 联合载荷下角接触球轴承的动态特性分析[J]. 机械工程学报, 2020, 56(17): 116-125.
- LI Zhen, GUAN Xianlei, ZHONG Rui, et al. Analysis of dynamic characteristics of angle contact bearings with combined loads[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2020, 56(17): 116-125.(in Chinese)
- [8] XIAOLI R, JIA Z, GE R. Calculation of radial load distribution on ball and roller bearings with positive, negative and zero clearance[J]. International Journal of Mechanical Sciences, 2017, 131/132: 1-7.
- [9] LIU G H, HONG J, WU W W, et al. Investigation on the influence of interference fit on the static and dynamic characteristics of spindle system[J]. The International Journal of Advanced Manufacturing Technology, 2018, 99(5): 1953-1966.
- [10] YU A D, HUANG H Z, LI H, et al. Reliability analysis of rolling bearings considering internal clearance[J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2020, 34: 3963-3971.
- [11] 粟爽格, 安琦. 内外圈装配过盈量对圆柱滚子轴承力学性能的影响[J]. 华东理工大学学报, 2020, 46(3): 436-444.
- SU Shuangge, AN Qi. Influences of assembly interference of inner and outer rings on the mechanical properties of cylindrical roller bearings [J]. Journal of East China University of Science and Technology, 2020, 46(3): 436-444.(in Chinese)
- [12] JIANG Y, ZHU T Y, DENG S. Combined analysis of stiffness and fatigue life of deep groove ball bearings under interference fits, preloads and tilting moments[J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2023, 37: 539-553.
- [13] 杨晋, 王建梅, 宁文刚, 等. 配合过盈量对风电齿轮箱轴承疲劳寿命的影响[J]. 轴承, 2023(6): 64-71.
- YANG Jin, WANG Jianmei, NING Wengang, et al. Influence of fit interference on fatigue life of wind turbine gearbox bearings[J]. Bearing, 2023(6): 64-71.(in Chinese)
- [14] 蒋云帆, 廖明夫, 陈静, 等. 发动机轴承装配条件对支承刚度的影响[J]. 振动、测试与诊断, 2020, 40(2): 348-354.
- JIANG Yunfan, LIAO Mingfu, CHEN Jing, et al. The influence of engine bearing assembly conditions on bearing stiffness[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2020, 40(2): 348-354.(in Chinese)
- [15] FANG B, WAN S K, ZHANG J H, et al. Research on the influence of clearance variation on the stiffness fluctuation of ball bearing under different operating conditions [J]. Journal of Mechanical Design, 2021, 143(2): 023403.
- [16] GAO S Z, WANG L T, ZHANG Y M. Modeling and dynamic characteristic analysis of high speed angular contact ball bearing with variable clearance[J]. Tribology International, 2023, 182: 108330.



第一作者简介:张珂,男,1969年9月生,博士、教授。主要研究方向为精密加工技术、精密测量与控制技术。曾发表《Research on fault diagnosis of bearings in walking part of wall-building robot based on roadside acoustic signal》(《Journal of Field Robotics》2023, Vol.40)等论文。
E-mail: zhangke@sjzu.edu.cn

通信作者简介:王展,男,1984年11月生,博士、教授。主要研究方向为转子动平衡理论方法与技术、旋转机械动力学机理建模研究。
E-mail: juven1126@sjzu.edu.cn