高速角接触球轴承油膜失效机制及其对主轴系统动态响应影响与监测方法的研究

董艳方[1,2,3] 延紫博[1,2] 邱 明[1,2] 何 恺[1,2] 于 伟[1,2] 张 海[3]
(1. 河南科技大学 机电工程学院, 洛阳 471003)
(2. 机械装备先进制造河南省协同创新中心, 洛阳 471003)
(3. 苏州轴承厂股份有限公司, 苏州 215000)

摘要:【目的】探讨角接触球轴承接触区域油膜失效对主轴动态响应特性的影响,旨在为高速主轴单元的优化设计与状态监测提供支持和实践指导。【方法】首先,通过构建轴承刚度模型,计算轴向和径向等效刚度;其次,采用谐响应分析方法,研究轴承油膜失效对主轴动态特性的影响;最后,提出一种基于振动信号分析的轴承油膜失效实时监测方法。【结果】结果表明,轴承油膜失效会导致主轴共振频率偏移和振动幅值增加,显著降低了主轴运行的稳定性。所提监测方法能够有效捕捉由轴承油膜失效引起的主轴动态特性变化,并可通过识别谐响应频率变化实现轴承故障预警。研究成果为高速主轴单元的优化设计和轴承状态监测提供了重要的指导和工程参考。

关键词: 轴承刚度模型; 油膜厚度; 动态响应; 主轴振动; 实时监测
中图分类号: TH133.33+4 **DOI:** 10.16579/j.issn.1001.9669.2026.10.015

0 引言

旋转机械是工业生产中的重要装备,在航空、化工、能源等领域发挥着关键作用[1]。其中,高速主轴是数控机床的核心部件,其性能直接影响加工质量。主轴将电动机转子与主轴通过过盈配合连接,可有效传递所需转矩,避免传统的带传动或齿轮传动[2],降低了对加工精度和表面质量的负面影响,提高了传动效率。而滚动轴承作为旋转机械的重要部件,其状态监测与故障诊断对机械设备的安全、可靠运行具有重要的作用[3]。

轴承油膜失效会导致摩擦增大、温度升高和磨损加剧,进而影响轴承和主轴的精度和稳定性,增加振动与噪声,显著缩短使用寿命并提升故障风险。Chalageri等[4]采用有限元方法研究了主轴-轴承系统的动力特性,计算了垂直加工中心(Vertical Machining Center, VMC)主轴系统在刀具处因推力引起的不平衡响应。Chen等[5]根据轴承的刚度和阻尼性能,对流固耦合前、后的静压主轴进行了动力学分析,发现在油膜的参与下,主轴的固有频率和峰值响应有所增加,并进行了试验验证。Tian等[6]建立了高速角接触球轴承的热弹流动力学模型,考虑自旋和非牛顿效应,计算了接触力和摩擦力。Tang等[7]采用Abaqus数值模拟方法,对吸能抗冲主轴和常规主轴进行了预应力模态分析和协调响应分析,监测了主轴在不同位置的位移和速度动力响应曲线,确定了主轴的动力响应规律。康辉民等[8]结合连续梁振动理论,应用有限单元法建立了"磁悬浮轴承-主轴-刀具-切屑"时变质量系统的动力学模型。于洋等[9]采用有限元方法,以国产BT40型电主轴为研究对象,通过有限元仿真软件对其动、静态特性进行了系统分析。研究过程中,重点计算了主轴的前6阶固有频率和临界转速。分析结果表明,该电主轴设计合理,能够满足实际应用需求。该研究为电主轴的动力学性能优化提供了重要参考依据。Li等[10]通过对航空发动机高压转子系统支承阻尼和动力特性的深入分析,对航空发动机过临界转速时的振动进行了优化。黄浩等[11]建立了角接触球轴承拟静力学模型,分析了主轴转速和载荷对刚度的影响,以及油膜厚度对几何相容方程的影响。Chen等[12]综合考虑滚动体离心力和热效应的共同作用,探讨了前、后轴承的安装方式和轴向预紧力与轴承刚度之间

收稿日期: 2025-02-25
基金项目: 国家自然科学基金青年项目(52205096); 清华大学高端装备界面科学与技术全国重点实验室开放基金项目(SKLTKF24B09); 河南省教育厅重点科研项目(23A460007)
作者简介: 董艳方,男,1988年生,河南平顶山人,博士,副教授; 主要研究方向为轴承设计、轴承状态监测; E-mail: xiaoqidong104@163.com。
引用格式: 董艳方,延紫博,邱明,等. 高速角接触球轴承油膜失效机制及其对主轴系统动态响应影响与监测方法的研究[J]. 机械强度,2026,48(10):129-137.
Dong Yanfang, Yan Zibo, Qiu Ming, et al. Study on the oil film failure mechanism of high-speed angular contact ball bearings and its impact on spindle system dynamic response with monitoring methods[J]. Journal of Mechanical Strength, 2026, 48(10):129-137.
免费获取

的相互关系。

振动信号检测是轴承状态监测的重要内容[13]，高速角接触球轴承因能同时承受轴向和径向载荷且适用于高转速而应用广泛。然而，现有研究大多未考虑油膜失效对主轴的影响，不利于全面分析主轴动态特性。油膜对降低摩擦、控制温度及维持轴承性能至关重要，其失效会增加摩擦、升高温度并改变主轴动力学特性。本文基于油膜厚度的刚度模型计算接触刚度和油膜刚度，结合Harris方法[14]15获得轴承刚度，并通过Ansys和Adams软件仿真分析不同润滑情况下的振动响应，以评估油膜失效的影响。

1 滚动轴承刚度求解模型

1.1 钢球和内/外圈的接触刚度

角接触球轴承的几何参数如图1所示。图1中，内、外环沟道的曲率半径分别为r_i、r_o；轴承节径为d_m；内、外环沟道的直径分别为d_i、d_o；轴承内、外圈的直径分别为D_i、D_o；钢球直径为D_b。在该模型中，钢球被视作接触体Ⅰ，内、外圈则作为接触体Ⅱ，其中，凸面定义为正，凹面定义为负[15]。

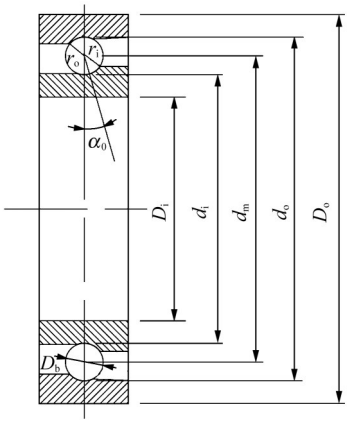


图1 角接触球轴承的几何参数

Fig. 1 Geometric parameters of the angular contact ball bearing

分析接触特性时，首先将与径向平面成α_o夹角的法线平面定义为第1主平面，同时将经过球心的轴向平面定义为第2主平面。在此基础上，可以进一步求出轴承的主曲率ρ、各类曲率及其总和$\Sigma\rho$，最终计算曲率差$F(\rho)$[16]17。

在轴承分析与设计中，不同转速下的计算方法存在显著差异，主要取决于是否考虑滚珠的离心力和陀螺力矩。当考虑这些因素时，滚珠与内、外圈的接触角会出现不相等的情况。假设忽略离心力，联合载荷下的计算模型为

$$K_n = \left(\frac{\pi^2 k^2 E^2 \Sigma'}{4.5\Gamma^3 \Sigma\rho}\right)^{1/2} \tag{1}$$

$$\delta = \left(\frac{4.5\Gamma^3 \Sigma\rho}{\pi^2 k^2 E^2 \Sigma'}\right)^{1/3} Q^{2/3} \tag{2}$$

式中，K_n为钢球与套圈之间的负荷-变形系数；δ为钢球和套圈之间的弹性变形量；k为椭圆参数；E为等效弹性模量；Γ、Σ'分别为第1类和第2类完全椭圆积分，以上参数可根据文献[16]17-18求得；Q为滚动体和滚道之间的接触载荷。

钢球接触副的Hertz接触刚度K_c可由载荷变形关系式求得，即

$$K_c = \frac{3}{2} K_n \delta^{1/2} \tag{3}$$

1.2 钢球和内/外圈接触区域的油膜刚度

滚珠在运动过程中产生卷吸效应和挤压现象，使得润滑剂首先流入Hertz接触区域，随后从该区域向出口区域流动。在此过程中，由于挤压作用，油膜表现出非线性特性。基于这一现象，滚珠与内、外圈之间的摩擦副可以划分为3个区域：润滑剂入口区、Hertz接触区、润滑剂出口区。接触刚度则由Hertz接触刚度和油膜刚度两部分共同决定。

根据弹性流体动力润滑理论，等温且充足供油条件下，滚珠与内、外圈之间的无量纲最小油膜厚度H_{min}为

$$H_{min} = 3.63U^{0.68}G^{0.49}W^{-0.073}(1 - e^{-0.68k}) \tag{4}$$

$$\begin{cases} U = u_y \eta_0 / (ER_x) \\ G = \alpha_1 E \\ W = Q/(ER_x^2) \end{cases} \tag{5}$$

式中，U为无量纲速度参数；G为无量纲材料参数；W为负荷参数；u_y为轴承平均速度；η_0为常压润滑油动力黏度；α_1为黏压系数；R_x为接触物体法向中心平面的综合曲率半径，其计算式为

$$R_x = \frac{D_b}{2}(1 - \gamma) \tag{6}$$

式中，γ为无量纲几何参数。

滚珠与内、外圈之间的油膜厚度为

$$h_{min} = R_x H_{min} = 3.63U^{0.68}G^{0.49}W^{-0.073}(1 - e^{-0.68k})R_x \tag{7}$$

Hertz接触区油膜刚度为

$$K_f = \frac{dQ}{dh_{min}} = C_j h_{min}^{-14.6986} U^{9.36150} G^{6.7123} E R_x^{15.6986} (1 - e^{-0.68k})^{13.6986} \tag{8}$$

式中，C_j为油膜刚度系数。

润滑油入口区的油膜刚度为

$$K_e = \frac{8\eta_0 u_y R_x a}{h_{min}^2 (K_f/K_c + 1)} \tag{9}$$

式中，a为接触椭圆的长半轴长。

Hertz接触刚度和油膜刚度的综合刚度为

$$K_w = (1/K_c + 1/K_f)^{-1} + K_e \tag{10}$$

1.3 钢球和内、外圈接触区域的等效刚度

图2为轴承等效径向接触刚度分布示意图。根据

Harris 等[14]15推导的滚动轴承等效刚度计算式，第 q 个钢球与内、外圈的等效刚度在轴向和径向上的刚度分量分别为

$$K_{a_q} = K_w \sin^2 \alpha_q \tag{11}$$

$$K_{r_q} = K_w \cos^2 a_q \tag{12}$$

式中，α_q 为第 q 个钢球与内、外圈受载后的接触角。

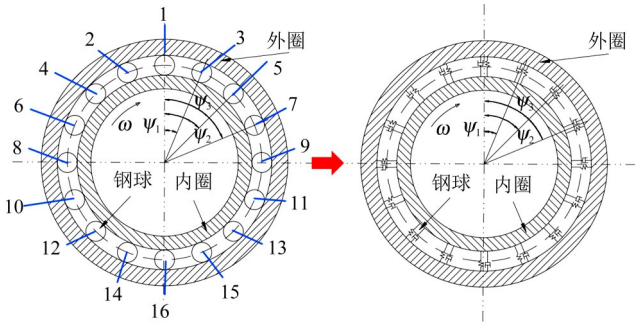


图 2　轴承等效径向接触刚度分布示意图

Fig. 2　Schematic diagram of the equivalent radial contact stiffness distribution of the bearing

对于滚动轴承而言，其轴向刚度和径向刚度可通过每一个钢球与内、外圈的等效刚度叠加获得，即

$$K_a = \sum_{q=1}^{Z} \frac{K_{a_iq} K_{a_eq}}{K_{a_iq} + K_{a_eq}} \tag{13}$$

$$K_r = \sum_{q=1}^{Z} \frac{K_{r_iq} K_{r_eq}}{K_{r_iq} + K_{r_eq}} (q-1)\cos^2 \frac{2\pi}{Z} \tag{14}$$

式中，K_a、K_r 分别为轴承的等效轴向刚度、等效径向刚度；K_{r_iq}、K_{a_iq} 分别为第 q 个钢球与内圈的径向等效刚度、轴向等效刚度；K_{r_eq}、K_{a_eq} 分别为第 q 个钢球与外圈的径向等效刚度、轴向等效刚度；Z 为钢球个数。

2　计算结果和分析

采用 7008C/P4 型高速角接触球轴承，其主要结构及润滑参数如表 1 所示。在轴承动态特性研究中，接触区油膜刚度是影响载荷传递与振动行为的关键参数。基于 Hertz 接触理论，计算了径向载荷 250 N、轴向载荷 500 N 联合作用下的接触刚度参数（油膜失效区刚度 K_c 与良好润滑区综合刚度 K_w）。通过建立钢球与套圈的 2 种润滑状态模型（完全润滑、油膜失效直接接触），采用多体动力学仿真方法（如 Adams 软件或 Ansys 软件仿真），分析钢球与内、外圈滚道的接触力时变曲线，揭示油膜刚度对动态接触行为的调控机制。

钢球与内、外圈之间的接触载荷如图 3 所示。由图 3 可知，在 0. 02~0. 025 s 时间窗口内，油膜刚度显著影响接触载荷分布：润滑条件下钢球与外圈的接触力较内圈增加约 15%~20%，且润滑状态下的接触载荷峰值较干摩擦条件提升 30%~40%。这一现象可归因于润滑油膜通过流体动压效应增大有效接触面积，从而提升承载能力。

表 1　轴承结构与润滑参数

Tab. 1　Structural and lubrication parameters of the bearing

参数	数值
外沟道曲率系数	0.516
内沟道曲率系数	0.545
轴承节圆直径/mm	54
钢球数量	16
动力黏度/(Pa·s)	0.017
黏压系数/Pa^{-1}	1.5×10^{-8}
钢球直径/mm	6.35

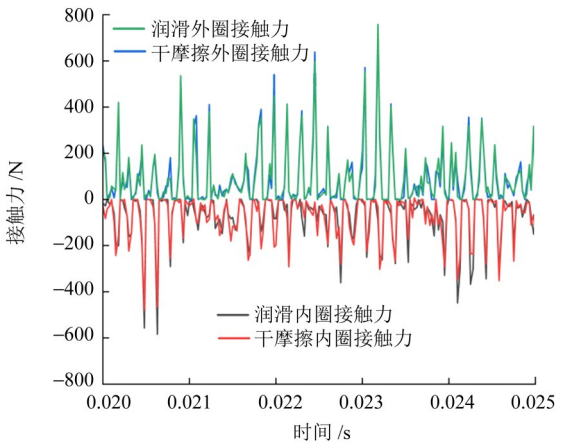


图 3　钢球与内、外圈之间的接触载荷

Fig. 3　Contact load between the steel ball and inner/outer rings

3　油膜刚度对主轴单元响应特性的影响

基于轴承失效机制与文献[17]的仿真结果，提出以下假设。

1）外圈优先失效：由于外圈滚道曲率半径较小，接触应力集中程度更高，且外圈通常为固定部件，散热条件较差，因此外圈油膜更易因高温剪切失效。

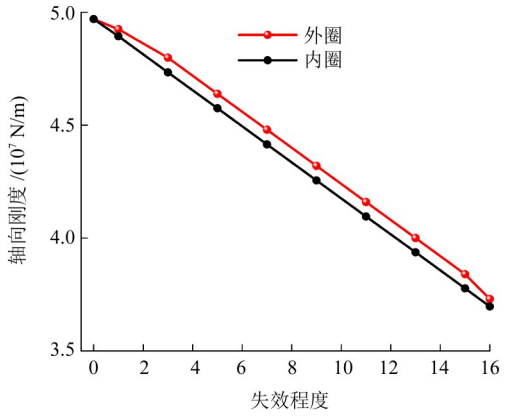
2）应力集中区域触发失效：轴向与径向载荷合力的作用方向（方位角为 0°）导致最上方钢球接触区具有最大等效应力，成为油膜失效的起始点。

3）失效传播路径：首个钢球失效后，相邻钢球因载荷重新分配承受额外应力，导致失效沿周向对称扩展，直至 32 个接触区全部失效。

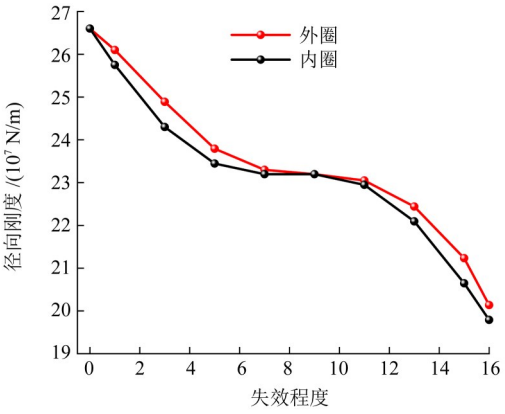
基于 A050 型高温、长寿命试验平台，系统探究轴承-转子系统中油膜失效对主轴动态特性的影响机制。研究对象为 7008C/P4 型角接触球轴承，其 16 个精密滚珠与内、外圈滚道形成 32 个独立接触区域，当 32 个接触区域依次从良好润滑接触变为直接接触时，轴承的刚度变化如图 4 所示。

轴向刚度的线性变化源于对称载荷分布与均匀

失效扩展，而径向刚度的非线性变化由载荷非对称分布、应力集中、几何约束、摩擦状态变化引起。当上半区域失效时，载荷重分配加速刚度下降；失效结束后，接触区对称，刚度平稳。当下半区域失效时，几何形貌畸变、力矩失衡和热效应加剧刚度衰退。主轴动态响应的关键因素包括刚度、质量分布、阻尼。刚度和质量分布决定共振频率和振幅，阻尼主要影响振动幅值的衰减速率和共振峰值。油膜失效改变了刚度，进而影响固有频率和模态振型，虽然油膜失效增加了阻尼（因干摩擦），但其主要作用是降低共振峰值和加速振动衰减。因此，频率分析中可忽略阻尼变化。



（a）轴向刚度



（b）径向刚度

图4 不同油膜失效程度下轴承轴向和径向刚度

Fig. 4 Axial and radial stiffness of the bearing under different oil film failure extents

3.1 构建轴承-转子仿真模型

在建立转子系统动态特性有限元模型时，主轴作为多自由度系统，需考虑其复杂动力学行为。为简化模型并提高效率，通常忽略主轴壳体和定子等固定零件，将转子和转轴视为整体。然而，主轴运行中会受轴向力和径向力作用，需在模型中准确模拟这些载荷。

首先，简化轴承结构。在轴承位置截面插入远程点，并在远程点中插入轴承（A'、B'、C'、D'处）。设置轴承的轴向刚度和径向刚度参数，通过调整刚度参数可获得不同谐响应曲线，这对模型验证至关重要。

其次，设置远程点的远程位移，限制主轴自由度，以模拟实际运行状态。同时，主轴转速须与实际工况一致，以提高模型准确性。

最后，施加轴向力和径向力，载荷大小和方向应根据实际工况确定，通常通过试验或理论计算获得。调整载荷大小可研究其对系统动态特性的影响。

通过以上设置，建立有限元模型（图5），用于分析主轴在不同工况下的动态特性。模型验证需对比试验数据与仿真结果，确保模型准确性，通过对谐响应曲线的分析，可展示模型的应用价值。

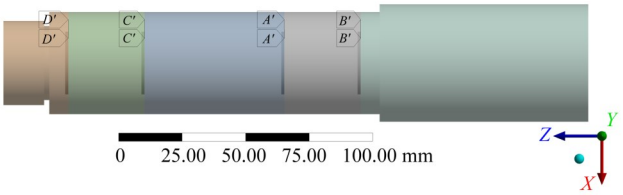


图5 转子系统有限元模型

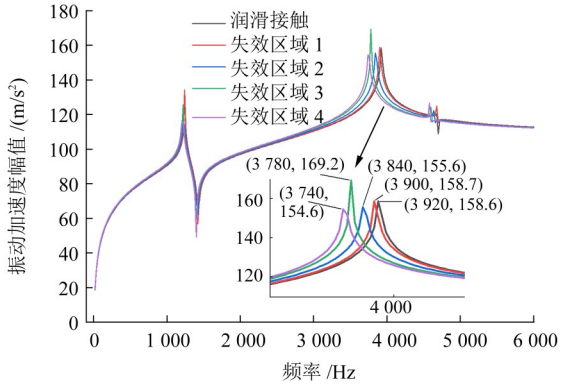
Fig. 5 Finite element model of the rotor system

3.2 钢球与外圈接触区油膜失效

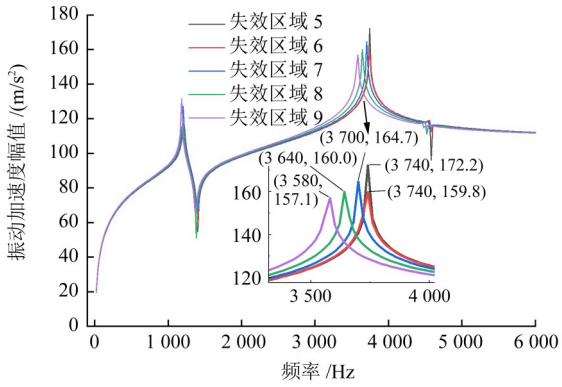
分别用序号1~16对轴承内部16个钢球进行编号（图2），其中，1号为最顶端钢球，根据假设进行轴承失效区域1~9的划分。失效区域1为1号钢球与外圈接触区域发生润滑失效，其余接触区域均正常。失效区域2为1号钢球与内圈、外圈均发生润滑失效，2号、3号钢球仅与外圈发生润滑失效，与内圈仍保持润滑接触，其余位置钢球与内、外圈之间均正常。失效区域3~9按上述规律向两侧逐对扩展。

图6（a）、图6（b）所示分别为主轴在外圈油膜不同失效区域下径向力方向的谐响应特性，图6（c）、图6（d）所示分别为主轴在外圈油膜不同失效区域下轴向力方向的谐响应特性。为突出数据特征，所有响应幅值均采用对数坐标表示。随着钢球与套圈之间油膜失效区域的逐步扩展，主轴系统共振频率发生明显变化；在0~6 000 Hz频率范围内，各阶共振频率的变化规律如图7所示，图7中，A、B、C、D、E分别对应主轴第1~5阶模态。

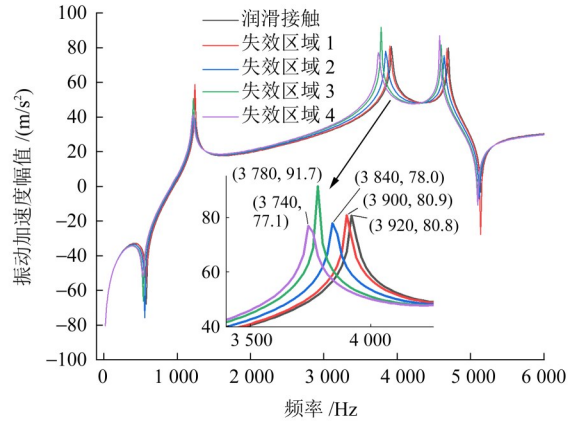
由图7可知，低阶频率（如第1阶A和第2阶B）的变化幅度相对较小，当油膜失效区域比例较小时，其偏移通常小于2%。这是因为低阶模态主要表现为主轴的整体弯曲或扭转振动，其频率特性主要取决于系统的等效刚度和质量分布。当油膜失效区域较小时，系统整体刚度变化不显著，因此低阶频率不易受局部刚度变化的直接影响。相比之下，高阶频率对局部刚度变化更敏感，其模态主要涉及复杂的局部振动模式，与结构局部特性密切相关，因而随油膜失效区域的扩展具有更明显的变化。



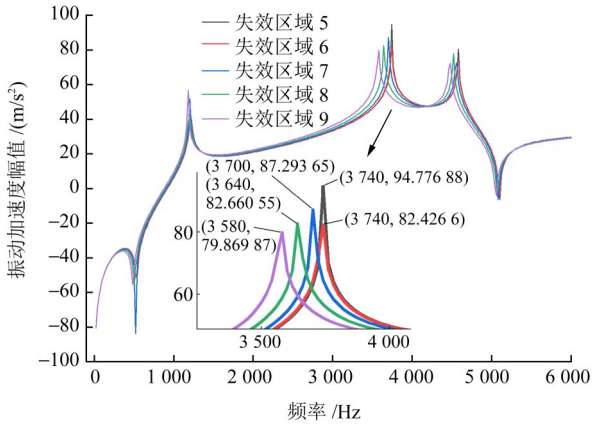
（a）轴承外圈上半区域油膜失效主轴径向方向谐响应曲线



（b）轴承外圈下半区域油膜失效主轴径向方向谐响应曲线



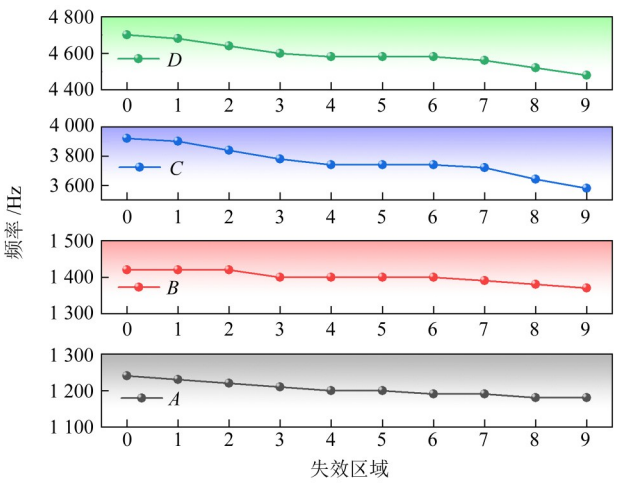
（c）轴承外圈上半区域油膜失效主轴轴向方向谐响应曲线



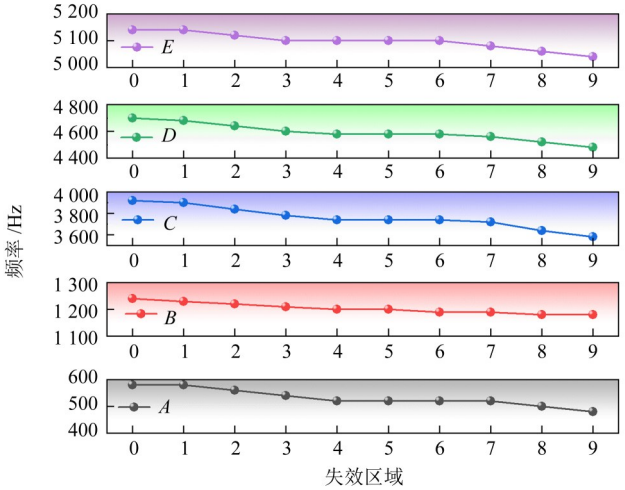
（d）轴承外圈下半区域油膜失效主轴轴向方向谐响应曲线

图 6　轴承外圈油膜失效时主轴径向、轴向谐振特性

Fig. 6　Radial and axial resonance characteristics of the spindle under the oil film failure of the bearing outer ring



（a）主轴径向方向各阶共振频率变化



（b）主轴轴向方向各阶共振频率变化

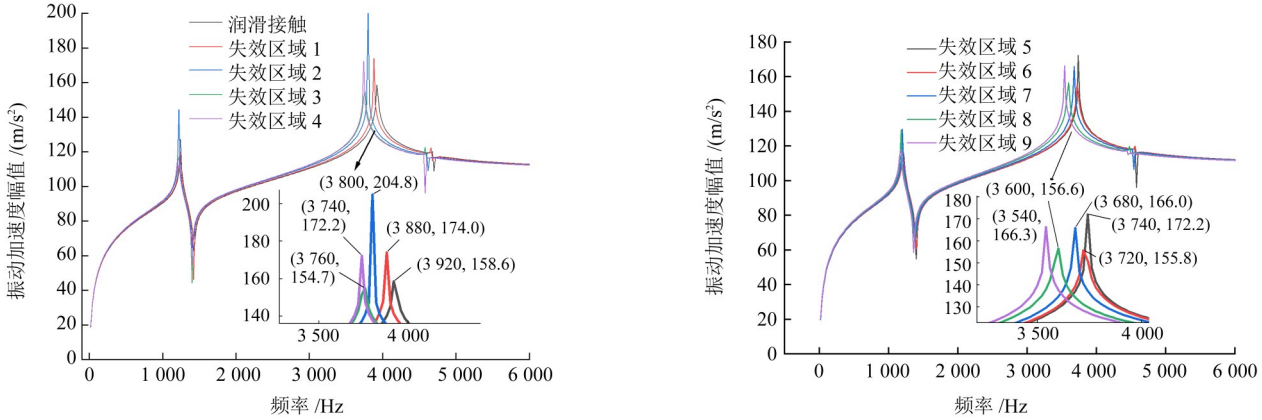
图 7　轴承外圈油膜失效时主轴的径向、轴向振动特性

Fig. 7　Radial and axial vibration characteristics of the spindle under outer-ring oil-film failure

3.3　钢球与内圈接触区油膜失效

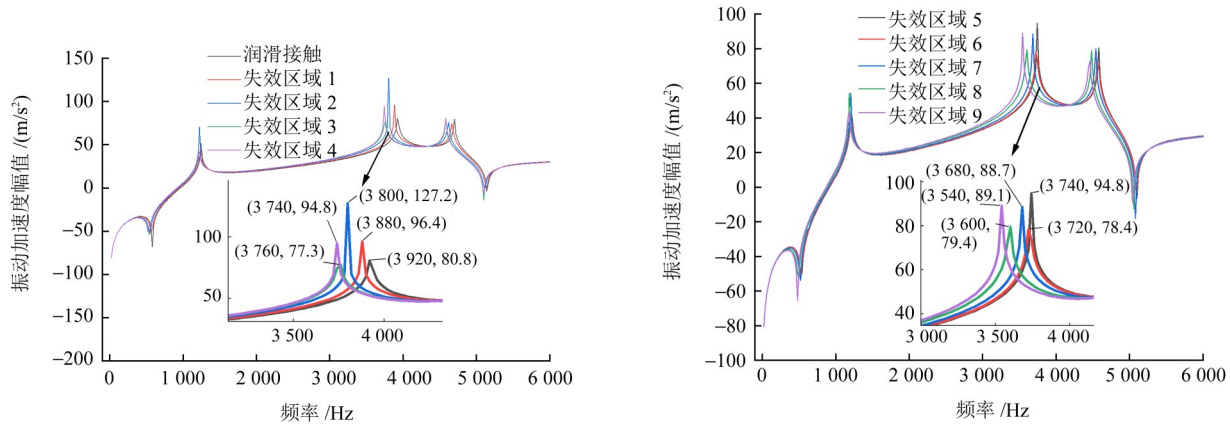
图 8(a)、图 8(b)所示分别为主轴在内圈油膜不同失效区域下径向力方向的谐响应特性，图 8(c)、图 8(d)所示分别为主轴在内圈油膜不同失效区域下轴向力方向的谐响应特性。响应幅值均以对数坐标表示。在 0~6 000 Hz 频率范围内，各阶共振频率的变化规律如图 9 所示。

由图 7、图 9 可知，当轴承由润滑良好（如油膜润滑）向干摩擦过渡时，轴承刚度逐渐降低，主轴的共振频率普遍下降。这是因为润滑油膜的减少导致摩擦



（a）轴承内圈上半区域油膜失效主轴径向方向谐响应曲线

（b）轴承内圈下半区域油膜失效主轴径向方向谐响应曲线

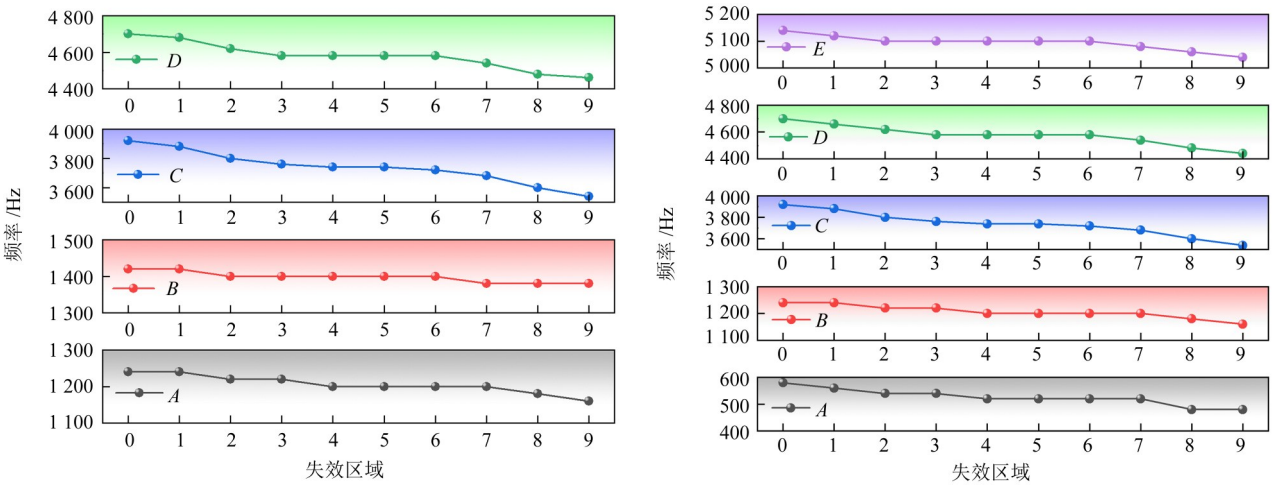


（c）轴承内圈上半区域油膜失效主轴轴向方向谐响应曲线

（d）轴承内圈下半区域油膜失效主轴轴向方向谐响应曲线

图 8　轴承内圈油膜失效时主轴径向、轴向谐振特性

Fig. 8　Radial and axial resonance characteristics of the spindle under the oil film failure of the bearing inner ring



（a）主轴径向方向各阶共振频率变化

（b）主轴轴向方向各阶共振频率变化

图 9　轴承内圈油膜失效时主轴的径向、轴向振动特性

Fig. 9　Radial and axial vibration characteristics of the spindle under the inter-ring oil-film failure

力增大，进而影响了主轴的刚度和质量分布，改变了各阶固有频率的数值。在这一润滑状态下，高阶共振频率通常会较为显著地下降。通过比较不同润滑状态下的共振频率变化曲线可以看出，润滑状态对主轴的振动特性起着关键作用。润滑良好时，主轴各阶共振频率保持较为稳定的状态，而润滑不良时则会导致频率的波动和衰减。当监测到主轴共振频率突然发生变化时，与图 7、图 9 的数据进行比对，可以判别轴承内部

是否发生接触区域润滑失效。若是，应及时增大喷油量。为保证主轴的稳定运行、减少振动，维持适当的润滑状态是至关重要的。

4　试验验证

通过比较主轴轴承振动仿真结果与试验结果，验证模型的合理性和方法的可行性[18]。图 10、图 11 所示分别为搭建的角接触球轴承振动测试试验装置及内部轴承-转子系统。试验机主轴上共安装了 4 套轴承，均为 7008C/P4 型轴承，其中，中间 2 套为陪试轴承，两侧为试验轴承。试验过程中，通过加载装置对每个轴承施加 300 N 的轴向载荷和 500 N 的径向载荷，主轴转速为 10 000 r/min，利用振动加速度传感器采集试验轴承从开始到稳态时的振动加速度信号，采样频率为 25 600 Hz，每 5 min 采集 1 次数据。

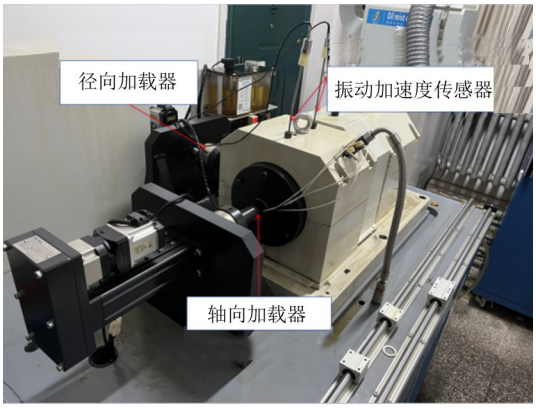


图 10　轴承振动测试试验装置

Fig. 10　Bearing vibration test device

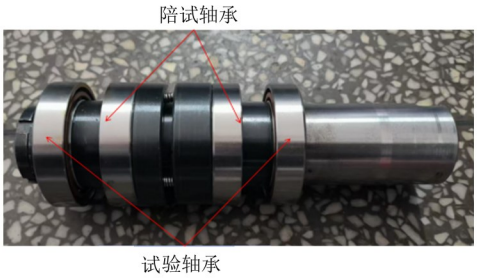


图 11　轴承-转子系统

Fig. 11　Bearing-rotor system

由图 12 可知，在高速精密机床试验机启动过程中，试验轴承由静摩擦状态向动摩擦状态过渡，在此阶段，摩擦因数动态变化与交变载荷耦合作用诱发了显著的初始振动现象，导致振动加速度级呈陡增特性。当主轴达到额定转速并维持稳定运行后，润滑膜层逐渐形成，使摩擦副接触状态改善，振动响应进入非线性衰减阶段，其加速度级幅值呈指数衰减规律，且时域波动范围收敛至±5%区间内。最终，轴承系统进入稳态运行阶段。

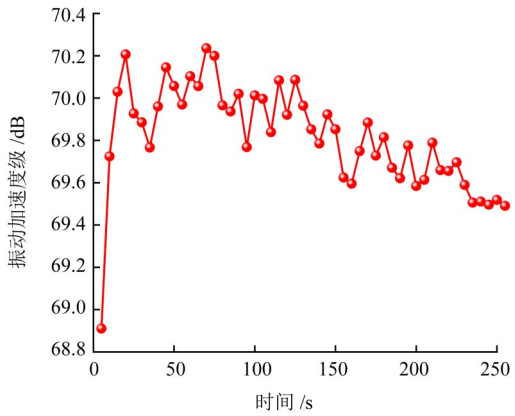


图 12　试验振动加速度级

Fig. 12　Test vibration acceleration level

为进一步验证仿真模型的有效性，采用时域分析技术对实测振动信号进行预处理，提取稳态工况下的振动加速度有效值作为特征参数。图 13 所示为试验与数值仿真结果的时域波形对比。由图 13 可知，试验与仿真结果在时域波形上具有良好的一致性。为验证结果的可靠性，还扩展了不同载荷和转速条件下的测试，试验与仿真稳态振动加速级结果对比如表 2 所示。表 2 中的结果验证了该模型在不同工况下的适用性。由表 2 可知，试验与仿真结果在时域指标方面的相对误差控制在 2%~7%。该误差水平满足机械系统动力学相似准则的要求，充分验证了基于 Hertz 接触理论建立的参数化模型具有良好的工程适用性。

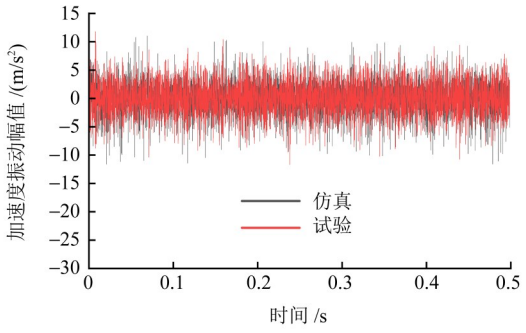


图 13　试验数据与仿真数据对比

Fig. 13　Comparison of test data and simulation data

表 2　试验与仿真稳态振动加速度级结果对比

Tab. 2　Comparison of test and simulation steady-state vibration acceleration level results

稳态轴承实际工况参数	仿真结果/dB	试验结果/dB	相对误差/%
轴向载荷 300 N、径向载荷 500 N、转速 10 000 r/min	73.79	69.49	6.19
轴向载荷 400 N、径向载荷 500 N、转速 10 000 r/min	72.21	68.62	5.23
轴向载荷 300 N、径向载荷 500 N、转速 11 000 r/min	72.27	70.78	2.11

5 结论

通过Ansys软件和Adams软件仿真，分析了轴承考虑油膜刚度和未考虑油膜刚度的动力学特性，以及由油膜失效造成的刚度变化对主轴整体谐响应数据的影响，得出以下主要结论：

1）油膜润滑失效对主轴动态响应的影响显著。油膜润滑失效会导致主轴系统的动态特性发生显著变化，表现为谐响应曲线的幅值增大和频率偏移。不同润滑状态下，主轴的振型频率变化规律明显，尤其是在油膜失效时，主轴的动态响应特性偏离正常状态，表明油膜润滑状态对主轴系统的稳定性具有重要影响。

2）谐响应曲线和振型频率变化可作为监测润滑状态的有效手段。通过分析主轴在不同润滑状态下的谐响应曲线和振型频率变化，可以有效识别油膜润滑失效的发生。这一发现为高速主轴系统的润滑状态监测提供了依据和试验支持。

3）揭示了油膜润滑失效对主轴系统动态响应的影响机制。研究结果对轴承设计和主轴系统优化具有指导意义，为高速角接触球轴承的设计优化和润滑管理提供了重要参考。通过合理设计轴承结构和优化润滑条件，可有效提高主轴系统的运行稳定性和可靠性。

参考文献（References）

[1] 聂彦春，蔚建辉，张雷克，等. 轴承不对中-碰摩耦合故障下双转子系统非线性振动特性分析[J]. 机械强度，2024，46(3)：518-526.
Nie Yanchun，Yu Jianhui，Zhang Leike，et al. Analysis of nonlinear vibration characteristics of dual-rotor system under bearing misalignmentrub-coupling fault[J]. Journal of Mechanical Strength，2024，46(3)：518-526.（In Chinese）

[2] 徐军伟. 高速机床磨削电主轴的结构设计及性能分析[D]. 太原：太原理工大学，2015：1.
Xu Junwei. The construction design and general performance analysis ofGrinding spindle for high-speed machine[D]. Taiyuan：Taiyuan University of Technology，2015：1.（In Chinese）

[3] 王龙凯，麻鹏伟，王艾伦，等. 考虑端齿连接的转子-滚动轴承系统非线性振动特性研究[J]. 机械强度，2023，45(5)：1036-1042.
Wang Longkai，Ma Pengwei，Wang Ailun，et al. Study on nonlinear vibration characteristics for the rotor-rolling bearing system with curvic couplings[J]. Journal of Mechanical Strength，2023，45(5)：1036-1042.（In Chinese）

[4] Chalageri G R，Bekinal S I，Doddamani M. Evaluation of dynamic characteristics of a VMC spindle system through modal and harmonic response. part 1：spindle supported by angular contact ball bearings[C]//Proceedings of the 6th National Symposium on Rotor Dynamics. Singapore：Springer Singapore，2020：29-38.

[5] Chen D J，Zhao Y，Zha C Q，et al. Fluid-structure interaction on the dynamic characteristics of the hydrostatic spindle in micro-scale[J]. Industrial Lubrication and Tribology，2019，72(3)：397-403.

[6] Tian J Y，Zhang C，Liang H，et al. Simulation of the load reduction process of high-speed angular contact ball bearing with coupling model of dynamics and thermo-elastohydrodynamic lubrication[J]. Tribology International，2022，165：107292.

[7] Tang Z，Wu H，Wu Z W，et al. Modal analysis and harmonic response analysis of energy-absorbing and anti-scouring columns[J]. Frontiers in Earth Science，2023，11：1126120.

[8] 康辉民，席家乐，刘厚才，等. 磁悬浮铣削电主轴时变质量系统的旋转惯性特性[J]. 西南交通大学学报，2025，60(4)：954-964.
Kang Huimin，Xi Jiale，Liu Houcai，et al. Study on rotational inertia characteristics of time-varying mass system of magnetic suspension milling motorized spindle[J]. China Industrial Economics，2025，60(4)：954-964.（In Chinese）

[9] 于洋，钟建琳，彭宝营，等. 国产高速电主轴动静态特性分析[J]. 装备制造技术，2021(7)：12-18.
Yu Yang，Zhong Jianlin，Peng Baoying，et al. Analysis of dynamic and static characteristics of domestic high speed motorized spindle[J]. Equipment Manufacturing Technology，2021(7)：12-18.（In Chinese）

[10] Li S M，Wang Y J. Damping optimization of high pressure rotor support based on harmonic response analysis[J]. Journal of Physics：Conference Series，2021，1861(1)：012112.

[11] 黄浩，张鹏顺，温建民. 航空发动机角接触球轴承刚度的一种实用分析方法[J]. 南京航空航天大学学报，2000，32(4)：422-427.
Huang Hao，Zhang Pengshun，Wen Jianmin. An analytical method of stiffness for angular contact ball bearing of aeroengine[J]. Journal of Nanjing University of Aeronautics & Astronautics，2000，32(4)：422-427.（In Chinese）

[12] Chen J S，Chen K W. Bearing load analysis and control of a motorized high speed spindle[J]. International Journal of Machine Tools and Manufacture，2005，45(12/13)：1487-1493.

[13] 张文远，陈金海，花国然，等. 嵌入式智能轴承结构分析与振动监测系统设计[J]. 机械强度，2022，44(6)：1293-1299.
Zhang Wenyuan，Chen Jinhai，Hua Guoran，et al. Research on embedded smart bearing structure analysis and vibration monitoring system design[J]. Journal of Mechanical Strength，2022，44(6)：1293-1299.（In Chinese）

[14] Harris A T，Kotzalas N M. Rolling bearing analysis：essential and advanced concepts：two-volume set[M]. 6th ed. Boca Raton：CRC Press，2016：15.

[15] 李昌，孙志礼. 基于弹流润滑理论的深沟球轴承动态虚拟仿真[J]. 航空动力学报，2009，24(4)：951-956.
Li Chang，Sun Zhili. Dynamic virtual simulation of deep groove ball bearing：based on elastohydrodynamic lubrication theory[J]. Journal of Aerospace Power，2009，24(4)：951-956.（In Chinese）

[16] 赵联春. 球轴承振动的研究[D]. 杭州：浙江大学，2003：17-18.
Zhao Lianchun. Study on vibration of ball bearing[D]. Hangzhou：Zhejiang University，2003：17-18.（In Chinese）

[17] 孙敏杰，赵利锋，张涛. 基于改进球轴承拟静力学算法的多轴承支承轴系模型[J]. 轴承，2024(10)：80-87.
Sun Minjie，Zhao Lifeng，Zhang Tao. Model of shafting supported

by multiple bearings based on improved quasi-static algorithm for ball bearings[J]. Bearing, 2024(10): 80-87. (In Chinese)

[18] 李兰兰，崔永存，周勇勇，等. 高速精密机床主轴轴承振动特性分析[J]. 机床与液压，2024，52(22)：60-66.
Li Lanlan, Cui Yongcun, Zhou Yongyong, et al. Vibration characteristics analysis of spindle bearings for high-speed precision machine tools[J]. Machine Tool & Hydraulics, 2024, 52(22): 60-66. (In Chinese)

Study on the oil film failure mechanism of high-speed angular contact ball bearings and its impact on spindle system dynamic response with monitoring methods

DONG Yanfang[1, 2, 3]　**YAN Zibo**[1, 2]　**QIU Ming**[1, 2]　**HE Kai**[1, 2]　**YU Wei**[1, 2]　**ZHANG Hai**[3]

(1. School of Mechatronics Engineering, Henan University of Science and Technology, Luoyang 471003, China)

(2. Collaborative Innovation Center of Machinery Equipment Advanced Manufacturing of Henan Province, Luoyang 471003, China)

(3. Suzhou Bearing Factory Co., Ltd., Suzhou 215000, China)

Abstract: [Objective] This study investigates the impact of oil film failure in the contact area of angular contact ball bearings on the dynamic response characteristics of spindles, aiming to provide support and practical guidance for the optimal design and condition monitoring of high-speed spindle units. [Methods] Firstly, by establishing a bearing stiffness model, the equivalent axial and radial stiffness values were calculated. Secondly, the influence of bearing oil film failure on spindle dynamic characteristics was examined using harmonic response analysis. Finally, a real-time monitoring method for bearing oil film failure based on vibration signal analysis was proposed. [Results] The results demonstrate that bearing oil film failure leads to a shift in the spindle resonance frequency and an increase in vibration amplitude, significantly compromising the operational stability of the spindle. The proposed monitoring method can effectively captures changes in spindle dynamic characteristics induced by bearing oil film failure, enabling early warning of bearing faults through the identification of harmonic response frequency variations. The findings offer crucial insights and engineering references for the optimal design of high-speed spindle units and bearing condition monitoring.

Key words: Bearing stiffness model; Oil film thickness; Dynamic response; Spindle vibration; Real-time monitoring

Corresponding author: DONG Yanfang, E-mail: xiaoqidong104@163.com

Fund: National Natural Science Foundation Youth Project (52205096); Open Fund Project of the State Key Laboratory of Interface Science and Technology in Advanced Equipment of Tsinghua University (SKLTKF24B09); Key Scientific Research Project of Henan Provincial Department of Education (23A460007)

Received: 2025-02-25　（编辑：李立）