

文章编号: 1000-8055(2026)10-20250150-17

doi: 10.13224/j.cnki.jasp.20250150

U 形兜孔圆柱滚子轴承动力学特性及 疲劳寿命分析

凌金博¹, 刘延斌^{1,2}, 杨 琨¹, 闫文鑫¹, 白 昂¹

(1. 河南科技大学 机电工程学院, 河南 洛阳 471003;

2. 河南科技大学 机械装备先进制造河南省协同创新中心, 河南 洛阳 471003)

摘 要: 针对航空发动机圆柱滚子轴承保持架打滑、摩擦生热及疲劳破坏的问题, 提出一种 U 形兜孔圆柱滚子轴承, 并对其保持架打滑、摩擦力矩及疲劳寿命展开研究。基于 Hertz 接触理论、流体润滑理论、轴承动力学理论, 建立 U 形兜孔圆柱滚子轴承刚柔耦合动力学仿真模型; 基于 Miner 线性累计损伤理论, 建立保持架疲劳寿命模型, 在此基础上, 研究了轴承结构参数对保持架打滑、摩擦力矩及疲劳寿命的影响规律, 并运用响应面法与 NSGA-II (nondominated sorting genetic algorithm II) 相结合对轴承结构参数进行优化, 对比分析优化前后的轴承保持架打滑率及摩擦力矩。结果表明: 轴承结构参数对轴承性能影响显著, 在相同工况下, 不同轴承结构参数组合对应的保持架打滑率和轴承摩擦力矩最大差值分别达到了 3.65% 和 1 203 N·mm; 在不同工况下, 优化后的轴承保持架打滑率最大降低了 4.74%, 轴承摩擦力矩最大减少了 548 N·mm; 与普通轴承相比, 在不同工况下, 优化后的轴承均表现出更低的保持架打滑率和摩擦力矩。

关 键 词: 圆柱滚子轴承; 保持架打滑; 摩擦力矩; 疲劳寿命; 响应面法; 遗传算法; 多目标优化

中图分类号: V233.4⁺5; TH133.33

文献标志码: A

Dynamic characteristics and fatigue life analysis of U-shaped pocket cylindrical roller bearings

Ling Jinbo¹, Liu Yanbin^{1,2}, Yang Kun¹, Yan Wenxin¹, Bai Ang¹

(1. School of Mechatronics Engineering,

Henan University of Science and Technology, Luoyang Henan 471003, China;

2. Collaborative Innovation Center of Machinery Equipment Advanced Manufacturing, Henan Province,
Henan University of Science and Technology, Luoyang Henan 471003, China)

Abstract: A U-shaped pocket cylindrical roller bearing was proposed to solve the problems of sliding, frictional heating and fatigue failure of cylindrical roller bearing retainer of aero-engine. The sliding, frictional moment and fatigue life of the retainer were analyzed. A rigid-flexible coupling dynamics simulation model of U-shaped pocket cylindrical roller bearings was subsequently established, leveraging Hertz contact, fluid lubrication, and bearing dynamics theories; Based on the Miner linear cumulative damage theory, the fatigue life model of the retainer was established. Based on this, the influences of the bearing structure parameters on the slip, friction moment and fatigue life of the retainer were studied. The response surface method and NSGA-II (nondominated sorting genetic algorithm II) were combined to optimize the bearing structure parameters. The slip rate and friction moment of the

收稿日期: 2025-03-26

基金项目: 河南省科技研发计划联合基金(242103810047); 国家自然科学基金(52175086)

作者简介: 凌金博(1998—), 男, 硕士生, 主要从事滚动轴承结构设计及理论研究。E-mail: Lingjib@stu.haust.edu.cn

通信作者: 刘延斌(1971—), 男, 教授、硕士生导师, 博士, 主要从事轴承摩擦学与动力学研究。E-mail: liuyb2018@haust.edu.cn

引用格式: 凌金博, 刘延斌, 杨琨, 等. U 形兜孔圆柱滚子轴承动力学特性及疲劳寿命分析[J]. 航空动力学报, 2026, 41(10): 20250150. Ling Jinbo, Liu Yanbin, Yang Kun, et al. Dynamic characteristics and fatigue life analysis of U-shaped pocket cylindrical roller bearings[J]. Journal of Aerospace Power, 2026, 41(10): 20250150.

bearing retainer before and after optimization were compared and analyzed. The results showed that the bearing structure parameters had a significant impact on the bearing performance. Under the same working condition, the maximum difference between the cage slip rate and the bearing friction moment corresponding to different bearing structure parameter combinations reached 3.65% and 1 203 N·mm, respectively; under different working conditions, the maximum sliding rate of the optimized bearing retainer was reduced by 4.74%, and the maximum friction moment of the bearing was reduced by 548 N·mm; the optimised bearings showed lower cage slip and friction torques than the plain bearings under different operating conditions.

Keywords: cylindrical roller bearing; cage slippage; frictional torque; fatigue life; response surface method; genetic algorithm; multi-objective optimization

高速圆柱滚子轴承作为航空发动机主轴承载和运动传递的重要组成部件,其性能直接影响整机的服役寿命和可靠性^[1]。打滑和摩擦力矩作为衡量该类轴承性能的重要指标,直接关系到航空器的飞行安全。打滑会引起保持架与滚子接触面发生滑动摩擦、加剧磨损、造成表面划伤^[2],摩擦力矩则会导致轴承温度升高、加速润滑失效,极易使轴承表面发生磨损,甚至缩短轴承寿命及可靠性^[3]。因此研究保持架打滑、轴承摩擦力矩及其影响因素,对控制滚动轴承的打滑现象、降低轴承摩擦生热、提高轴承的寿命及可靠性具有重要的现实意义。

国内外学者针对保持架打滑开展了大量的工作: Harris^[4] 基于弹流润滑理论,建立了圆柱滚子轴承保持架打滑分析模型,探讨了轴承内圈转速、滚子数量、外滚道误差对保持架打滑的影响。Cavallaro 等^[5] 建立了考虑轴承内外圈结构变形的圆柱滚子轴承准动力学模型,分析了不同径向载荷,内外圈转速对轴承打滑的影响。Yoshida 等^[6] 提出了考虑润滑和温升的保持架打滑计算方法,研究了转速和轴向载荷对保持架打滑的影响。Kang 等^[7] 基于流体润滑理论,建立了圆柱滚子轴承全自由度动力学模型,分析了游隙、径向载荷及内圈转速对轴承打滑的影响规律。Selvaraj 等^[8] 通过试验,研究了轴承径向载荷、润滑油黏度、滚子个数和轴承温度对保持架打滑的影响。张家铭等^[9] 基于圆柱滚子轴承打滑试验,分析了内圈转速、径向载荷对保持架打滑的影响规律。袁倩倩等^[10] 建立了考虑润滑的精密轴承保持架动力学模型,研究了预紧力、径向载荷对保持架打滑的影响。邓四二等^[11] 基于滚动轴承动力学理论,研究了保持架引导方式、间隙比对圆柱滚子轴承保持架打滑的影响。在轴承摩擦力矩方面, Palmgren^[12]

基于大量试验数据,推导了不同类型轴承摩擦力矩计算方法,为分析轴承摩擦力矩奠定了基础。Liu 等^[13] 建立了考虑套圈和滚子波纹度的摩擦力矩计算模型,研究了径向载荷、内圈转速、波纹度对圆柱滚子轴承摩擦力矩的影响。Hou 等^[14] 建立了试验数据驱动的人工神经网络模型,分析了不同工况、润滑油黏度对轴承摩擦力矩的影响。Rivera 等^[15] 提出一种改进的圆柱滚子轴承滑动摩擦力矩计算方法,研究了内圈转速、载荷和滚子凸度对圆柱滚子轴承摩擦力矩的影响。邓四二等^[16] 基于拟动力分析理论,建立了轴承的摩擦力矩理论模型,分析了轴承结构参数对轴承摩擦特性的影响。崔永存等^[17] 建立了考虑套圈变形的轴承动力学分析模型,研究了轴承结构参数、套圈变形参数对轴承摩擦力矩的影响规律。在保持架疲劳方面, Yang 等^[18] 建立了含保持架裂纹的圆柱滚子轴承动力学模型,分析了裂纹深度、角度及位置对轴承保持架寿命的影响。刘鲁等^[19] 基于超高周疲劳理论,研究了兜孔圆角对圆柱滚子轴承保持架断裂的影响。欧亮龙等^[20] 采用拉伸试验,分析了圆柱滚子轴承保持架的结构设计及注塑工艺对保持架疲劳断裂的影响。在新型轴承结构设计方面, Pan 等^[21] 提出在滚子间放置滚动隔离体来代替保持架,分析了轴承参数对轴承摩擦力矩的影响。Ozu^[22] 提出在相邻滚子间放置 T 形隔板,相比传统轴承,可以容纳更多滚子,提高了轴承的承载能力。姚齐水等^[23] 提出将聚四氟乙烯嵌入空心圆柱滚动体内,分析了不同填充度对圆柱滚动体的等效应力及振动特性的影响。Liu 等^[24] 提出一种 V 形兜孔圆柱滚子轴承,研究了兜孔倾角对保持架打滑和稳定性的影响。

综上所述,国内外在研究保持架打滑、摩擦力矩及疲劳寿命影响因素大多集中在传统的圆柱

滚子轴承结构,而对新型圆柱滚子轴承结构在打滑、摩擦力矩及疲劳寿命的影响规律研究却较为鲜见。

由于传统圆柱滚子轴承的固有结构特征,轴承在服役状态下极易出现保持架打滑、摩擦生热及疲劳破坏。为此,本文提出一种 U 形兜孔圆柱滚子轴承,并对其打滑、摩擦力矩及疲劳寿命开展研究,通过建立考虑润滑的轴承刚柔耦合动力学仿真模型,分析高转速下轴承结构参数对轴承打滑、摩擦力矩及疲劳寿命的影响,通过响应面法建立轴承结构参数与打滑率、摩擦力矩的回归模型,采用 NSGA-II 算法进行寻优,得到 Pareto 最优解,获得最佳设计方案,对比优化后轴承与同类型普通轴承保持架打滑率及摩擦力矩,并搭建试验平台对 U 形兜孔圆柱滚子轴承性能进行验证。

1 U 形兜孔圆柱滚子轴承结构

本文所提出的轴承保持架采用 U 形兜孔结构,能够实现滚子的周向隔离与径向离心运动约束,促使滚子与内滚道稳定接触,有效抑制滚子与内滚道间的相对滑动,并降低保持架打滑风险。此外,区别于传统设计,本文所提出的保持架为单一薄片结构,显著减小保持架质量及周向转动过程中所受的流动阻力,进而降低轴承运转时的摩擦力矩。

U 形兜孔圆柱滚子轴承示意图如图 1 所示,

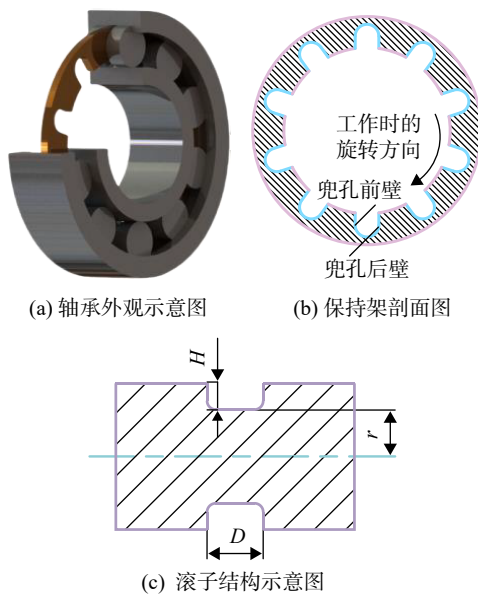


图 1 U 形兜孔圆柱滚子轴承结构示意图

Fig. 1 Schematic diagram of U-shaped pocket hole cylindrical roller bearing structure

图 1(a)为轴承的外观示意图;图 1(b)为保持架剖面图;图 1(c)为滚子结构示意图,其中 H 为滚子槽深, r 为滚子短径, D 为滚子槽宽。

2 轴承动力学模型

2.1 基本假设

为简化计算,对 U 形兜孔圆柱滚子轴承动力学模型做出以下假设:

- 1) 保持架为柔性体,考虑其柔性变形及局部弹性变形。套圈及滚子为刚体,忽略其柔性变形,仅考虑局部弹性变形。
- 2) 轴承外圈保持固定,内圈旋转且转速已知。
- 3) 保持架的引导方式为外圈引导。
- 4) 忽略轴承内部温升影响。

2.2 滚子与保持架相互作用模型

2.2.1 滚子与保持架兜孔相互作用模型

考虑滚子与保持架兜孔的实际润滑状态,将接触区域划分为润滑油入口区、赫兹接触区和润滑油出口区。如图 2 所示, K_0 为入口区的油膜刚度; C_0 为入口区的油膜阻尼; K_c 为接触区的油膜刚度; K_1 为接触区的接触刚度; C_1 为接触区的结构阻尼; U_1 、 U_0 、 U_g 分别为滚子自转速度、保持架转速、滚子公转速度。

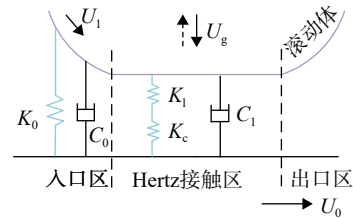


图 2 滚子与保持架兜孔相互作用模型

Fig. 2 Modeling of roller-cage pocket hole interaction

根据 Dowson 等^[25]建立的线接触弹流润滑中心油膜厚度修正公式, Hertz 接触区中的油膜刚度 K_c 表示为:

$$K_c = -0.459Q^{1.13}\beta_0^{-0.54}(\eta_0 u_c)^{-0.7}R^{-0.43}E'^{0.03} \quad (1)$$

式中 Q 为滚子与保持架法向接触载荷; β_0 为润滑油黏压系数; η_0 为润滑油动力黏度; u_c 为滚子的切向速度; R 为接触区等效半径; E' 为滚子与保持架等效弹性模量。

由 Hertz 接触理论和 Palmgren^[26] 线接触理论,在 Hertz 接触区中滚子与兜孔接触刚度 K_1 表示为:

$$K_1 = 0.29 \times 10^5 D^{0.8} Q^{0.1} \quad (2)$$

滚子与保持架兜孔 Hertz 接触区最小油膜厚度 h_1 表示为^[27]:

$$h_1 = 3.533R(E'\beta_0)^{0.57} \left(\frac{Q}{E'R^2} \right)^{-0.13} \left(\frac{\eta_0 u_c}{E'R} \right)^{0.69} \quad (3)$$

由 Reynolds 方程和 Sommerfeld 边界条件^[28], 分析油膜载荷与黏性阻尼之间的关系, 可得到入口区的油膜阻尼 C_0 为:

$$C_0 = 2.12\pi\eta_0 r^{1.5} D h_1^{-1.5} \quad (4)$$

由于入口区的接触刚度远小于 Hertz 接触区的接触刚度, 故可忽略入口区接触刚度的影响^[29]。因此, 整个接触副的等效刚度 K_e 由 Hertz 接触区的油膜刚度 K_c 和接触刚度 K_1 通过串联的方式共同决定, 表示为:

$$K_e = \frac{K_c K_1}{K_c + K_1} \quad (5)$$

整个接触副的阻尼 C_e 为:

$$C_e = C_0 + C_1 \quad (6)$$

若法向穿透深度 $\delta_a < 0$, 则任意时刻第 j ($j = 1, 2, \dots, m$) 个滚子与保持架兜孔接触时的法向力为:

$$F_{npj} = K_e \delta_a^i + C_e \dot{\delta}_a \quad (7)$$

式中 i 为接触力指数。

若法向穿透深度 $\delta_a \geq 0$, 则表示滚子与兜孔没有接触, 此时滚子与兜孔间法向接触力在流体动压作用下^[30] 表示为:

$$F_{npj} = \frac{2.44\eta_0 r D |u_c + u_r|}{\delta_a} \quad (8)$$

式中 u_r 为保持架兜孔的切向速度。

保持架兜孔与滚子间的摩擦力表示为:

$$T_{npj} = \mu_{pr} F_{npj} \quad (9)$$

式中 μ_{pr} 为摩擦因数, 滚子与保持架兜孔间为大滑动率摩擦, 故取 μ_{pr} 为 0.1。

2.2.2 滚子与保持架端面相互作用模型

滚子在运转过程中可能会发生歪斜, 滚子槽端面与保持架端面产生接触。对于滚子与保持架端面接触状态可由式(10)判断:

$$\delta_b = 0.5H_c \left[\cos\left(\frac{\pi}{4} - |\alpha_r|\right) - \cos\frac{\pi}{4} \right] - \frac{C_a}{2} \quad (10)$$

其中

$$H_c = \sqrt{D^2 + d_s^2} \quad (11)$$

$$d_s = H \sqrt{\frac{2(h_{cg} - r_b)}{H/2} - \frac{(h_{cg} - r_b)^2}{(H/2)^2}}$$

式中 α_r 为滚子的歪斜角; C_a 为滚子与保持架端面轴向平均间隙; r_b 为滚子槽底倒角; h_{cg} 为保持架与滚子接触点高度。

当 $\delta_b > 0$ 时, 滚子与保持架端面未产生接触, 仅存在流体动压作用^[31], 其法向作用力为:

$$F_{nfj} = \frac{4}{3} \cdot \frac{R_0}{C_a} R_{cc} \rho_e \beta_0 (w_i - w_g) \sqrt{\left(\frac{H}{2}\right)^2 - \left(\frac{H}{2} - R_{cc}\right)^2} \quad (12)$$

式中 R_0 为滚子与保持架接触点半径; R_{cc} 为保持架外径与内径差; ρ_e 为润滑油密度; w_i 为保持架公转角速度; w_g 为滚子公转角速度。

当 $\delta_b < 0$ 时, 滚子与保持架端面产生接触, 滚子与保持架端面的作用视为 Hertz 点接触和流体动压润滑耦合作用, 滚子与保持架端面的法向作用力^[32] 为:

$$F_{nfj} = \frac{\pi E' k_0}{3} \sqrt{2\varepsilon R_{xy} \left(\frac{\delta_b}{\Gamma}\right)^3} + \frac{4}{3} \cdot \frac{R_0}{C_a} R_{cc} \rho_e \beta_0 (w_i - w_g) \sqrt{\left(\frac{H}{2}\right)^2 - \left(\frac{H}{2} - R_{cc}\right)^2} \quad (13)$$

式中 $k_0 = 1.0339 (R_x/R_y)^{0.636}$, R_x 、 R_y 为滚子与保持架在接触点处的等效曲率半径。

$$\varepsilon = 1.003 + 0.5968 R_x/R_y$$

$$R_{xy} = R_x R_y / (R_x + R_y)$$

$$\Gamma = 1.5277 + 0.6023 \ln(R_x/R_y) \quad (14)$$

滚子与保持架端面间的摩擦力为:

$$T_{nfj} = \mu_{fr} F_{nfj} \quad (15)$$

式中 μ_{fr} 为摩擦因数, 由于滚子与保持架端面同样属于大滑动率摩擦, 所以同样取 μ_{fr} 为 0.1。

关于滚子与滚道的接触模型以及保持架与引导套圈的接触模型已在文献 [33-34] 中进行了详细阐述, 因此本文不再赘述。

2.3 轴承刚柔耦合动力学仿真模型的建立

在多体动力学仿真方面, 传统的有限元接触模型需将模型接触面高精度地离散化, 存在计算量大、求解效率低的难题, 若采用全刚体假设构建轴承动力学模型, 可提升模型求解效率, 但难

以表征保持架结构柔性变形与轴承动态响应间的非线性耦合效应^[35]。为此,构建轴承刚柔耦合动力学仿真模型,在考虑保持架结构变形的前提下,可实现计算效率与仿真精度的协同优化。首先,在 ANSYS 平台对保持架进行柔性化处理,生成模态中性文件(MNF);其次,将 MNF 文件导入 Adams 替代原有的刚性体保持架,建立的 U 形兜孔圆柱滚子轴承刚柔耦合仿真模型如图 3 所示;接着,基于第 2.2 节所建立的接触模型,利用 FORTRAN 语言编制了轴承各零件间接触力的子程序;最后,通过编译生成链接库(DLL),实现 Adams/Solver 隐式积分器与自定义接触算法的数据交互求解。

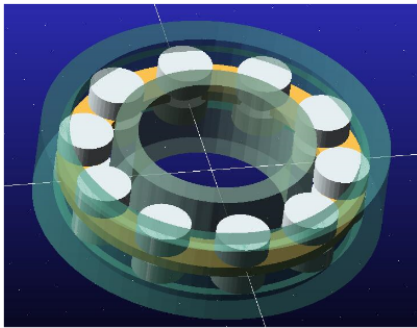


图 3 U 形兜孔圆柱滚子轴承刚柔耦合动力学仿真模型
Fig. 3 Rigid flexible coupling dynamic simulation model of U-shaped pocket hole cylindrical roller bearing

3 轴承的动力学特性分析

3.1 动力学分析可靠性的验证

为验证本文所建立轴承动力学仿真模型的可靠性,采用文献[8]保持架转速的试验数据为比较对象,轴承的结构参数如表 1 所示,运用第 2.3 节中的建模方法构建该轴承的刚柔耦合动力学仿真模型,将本文的仿真数据与文献[8]中的试验

表 1 文献[8]中的轴承参数

Table 1 Bearing parameters in the Ref.[8]

参数	数值
轴承外径/mm	125
轴承内径/mm	70
节圆直径/mm	98.5
径向游隙/mm	0.05
滚子直径/mm	15
滚子长度/mm	22
额定转速/(r/min)	6 000
极限转速/(r/min)	6 300
额定动载荷/kN	180
额定静载荷/kN	193

数据进行对比分析。如图 4 所示,保持架打滑率的仿真结果与文献[8]中的试验结果存在一定的偏差,这主要归因于以下几个方面:一是本文在建立模型时未考虑温升效应及热变形的影响;二是由于参考文献中试验轴承的结构参数存在加工或检测误差;三是参考文献所使用的试验设备在测量保持架转速时,存在一定范围的测量误差;尽管本文的仿真结果与参考文献中的试验结果存在偏差,但偏差较小,表明本文所建立的刚柔耦合动力学模型可靠性较高。

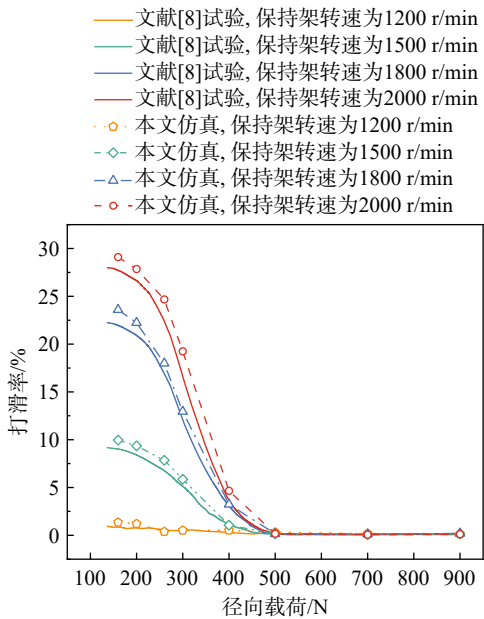


图 4 保持架打滑率试验和仿真数据
Fig. 4 Cage slip rate test and simulation data

3.2 轴承的主要参数

U 形兜孔圆柱滚子轴承的结构、材料及润滑油的关键参数分别如表 2、表 3、表 4 所示。

表 2 轴承的结构参数

Table 2 Structural parameters of bearings

参数	数值
保持架内径/mm	60
保持架外径/mm	79.66
轴承内径/mm	40
轴承外径/mm	90
轴承宽度/mm	23
滚子直径/mm	14
滚子长度/mm	15
额定转速/(r/min)	20 000
极限转速/(r/min)	25 000
额定动载荷/kN	62
额定静载荷/kN	52

表 3 轴承的材料参数			
Table 3 Material characteristics parameters of bearings			
部件	密度/ 10^{-6} (kg/mm ³)	弹性模量/ 10^5 (N/mm ²)	泊松比
保持架	7.46 ×	1.1	0.3
内圈	7.85	2.07	0.29
外圈	7.85	2.07	0.29
滚子	7.85	2.07	0.29

表 4 润滑油主要参数	
Table 4 Main parameters of the lubricant	
参数	数值
密度/ 10^{-7} (kg/mm ³)	8.6
黏压系数/ 10^{-8} (1/Pa)	1.28
动力黏度/ 10^{-2} (Pa·s)	3.3

3.3 保持架打滑及轴承摩擦力矩特性分析

保持架的打滑程度采用保持架的打滑率评价,表示为:

$$S_c = \frac{W_{ct} - W_{cr}}{W_{ct}} \times 100\% \tag{16}$$

式中 W_{ct} 为保持架的理论转速, W_{cr} 为保持架的实际转速。

对不同滚子槽深、滚子个数、滚子槽宽及兜孔间隙与引导间隙的比值(简称间隙比)进行仿真,分析这些参数对轴承打滑及摩擦力矩的影响。

3.3.1 滚子槽深的影响

图 5、图 6 分别表示在滚子个数为 10、滚子槽宽为 3 mm、间隙比为 0.8 的情况下保持架打滑率及轴承摩擦力矩随滚子槽深的变化曲线。

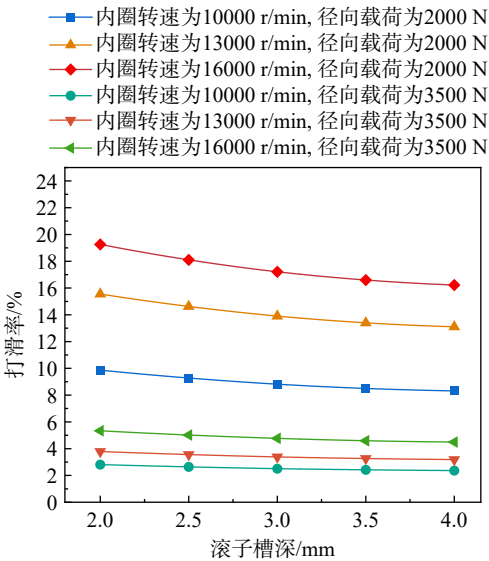


图 5 滚子槽深对保持架打滑率的影响
Fig. 5 Effect of roller groove depth on cage slip rate

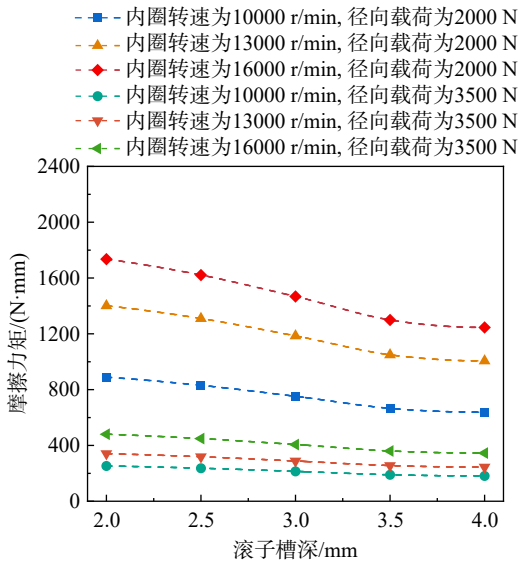


图 6 滚子槽深对轴承摩擦力矩的影响
Fig. 6 Effect of roller groove depth on bearing frictional torque

由图可知:随着滚子槽深的增加,保持架打滑率和轴承摩擦力矩均呈现减小的趋势,这是由于随着滚子槽深的增加,保持架嵌入槽的深度逐渐增加,有利于减少保持架与引导套圈间的碰撞摩擦力,这一作用力对保持架是阻力,阻力减少,保持架转速随之增加,打滑率下降,摩擦力矩减少;随着滚子槽深的增加,保持架对滚子约束力增强,滚子运行更加稳定,滚子与内圈能够更好地接触,使得内圈对滚子的拖曳力增加,进而导致滚子转速升高,保持架打滑率下降,轴承摩擦力矩减少。为降低保持架打滑率和轴承摩擦力矩可适当选择较大滚子槽深,但滚子槽深较大时,滚子短径较小,易使滚子刚度不足,应力集中,引起滚子疲劳寿命下降,因而在考虑滚子承载力及疲劳寿命的情况下应选择合适的滚子槽深。此外,由图 5、图 6 还可以看出随着内圈转速的增加,轴承保持架打滑率和摩擦力矩均会增大。这是因为内圈转速的升高使滚子所受离心力增大,削弱了内圈对滚子的牵引力,进而加剧了保持架打滑,破坏润滑油膜,导致轴承摩擦力矩升高。相反,当径向载荷增加时,保持架的打滑及摩擦力矩均降低。在相同内圈转速下,径向载荷的增加使得内滚道对滚子的拖动力增强,从而有效减少了保持架的打滑并降低了轴承摩擦力矩。

3.3.2 滚子个数的影响

图 7、图 8 分别表示在滚子槽深为 3 mm、滚子槽宽为 3 mm、间隙比为 0.8 的情况下保持架打滑率及轴承摩擦力矩随滚子个数的变化曲线。

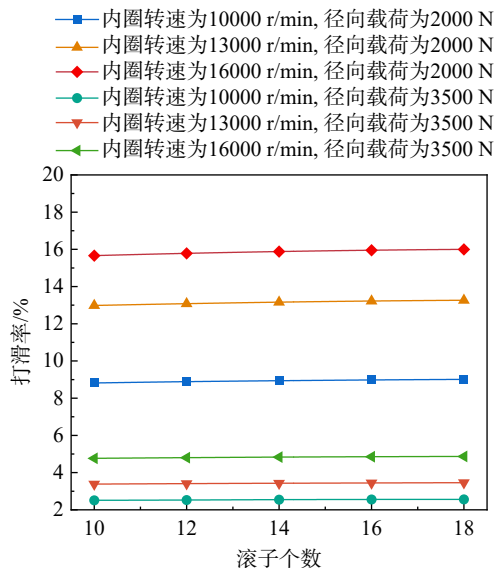


图 7 滚子个数对保持架打滑率的影响

Fig. 7 Effect of roller count on cage slip rate

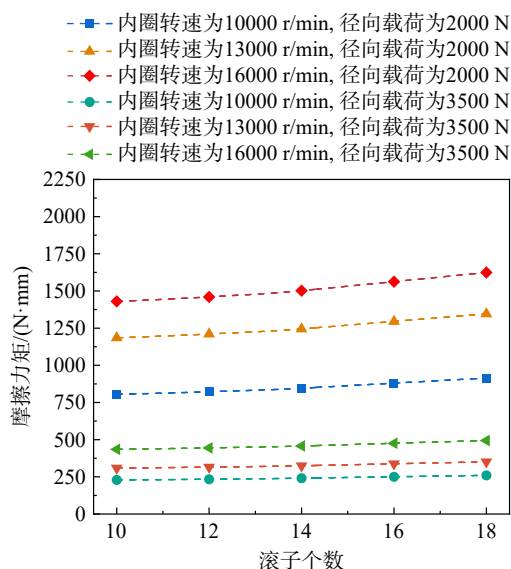


图 8 滚子个数对轴承摩擦力矩的影响

Fig. 8 Effect of number of rollers on bearing frictional torque

由图可知: 保持架打滑率和轴承摩擦力矩均随着滚子数的增加呈现升高的趋势, 这是因为滚子数量的增加, 单个滚子承受的径向载荷减小, 使得每个滚子与内滚道之间的接触力降低, 导致滚子所受拖动力降低, 进而引起滚子打滑、滚子与内外滚道间滑动摩擦增加、轴承摩擦力矩升高; 滚子个数增加, 滚子所受润滑油黏性滚动阻力与油气阻力也随之增加, 滚子运动受阻, 进而引起保持架打滑率升高, 轴承摩擦力矩增大。为降低保持架打滑率及轴承摩擦力矩可适当减少滚子个数, 但滚子数减少, 单个滚子的受力增加, 滚子与滚道的接触应力增加, 使得滚子的疲劳寿命降低。

3.3.3 滚子槽宽的影响

图 9、图 10 分别表示在滚子槽深为 3 mm、滚子个数为 10、间隙比为 0.8 的情况下保持架打滑率及轴承摩擦力矩随滚子槽宽的变化曲线。

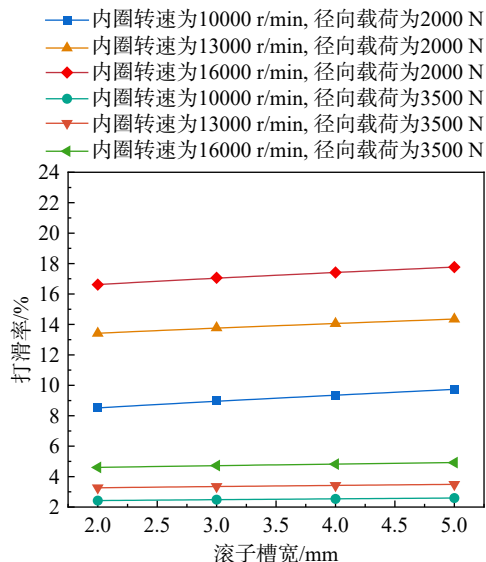


图 9 滚子槽宽对保持架打滑率的影响

Fig. 9 Effect of roller groove width on cage slip rate

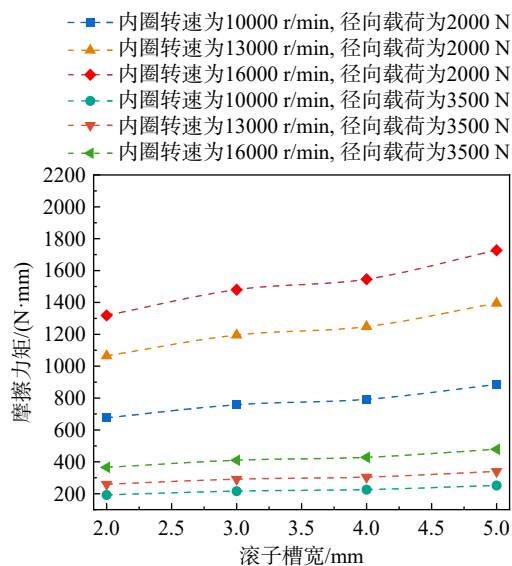


图 10 滚子槽宽对轴承摩擦力矩的影响

Fig. 10 Effect of roller groove width on bearing friction torque

由图可知: 随着滚子槽宽的增大, 保持架打滑率及摩擦力矩均呈现增大的趋势。这是由于随着滚子槽宽的增加, 滚子与保持架间轴向间隙增大, 保持架轴向运动范围增加, 导致保持架偏离理想轨迹、产生摆动或偏移, 从而破坏滚子与保持架间的纯滚动接触, 加剧滑动摩擦; 滚子与保持架轴向间隙增加, 易使保持架振动加剧、运动状态

趋于紊乱,导致滚子槽侧面与保持架端面的碰摩加剧,进而引起保持架打滑率和轴承摩擦力矩升高。因此,当轴承服役工况不变时,应合理设计滚子槽宽,以减少保持架打滑及轴承摩擦力矩。

3.3.4 间隙比的影响

图 11、图 12 分别表示在滚子槽深为 3 mm、滚子个数为 10、滚子槽宽为 3 mm 的情况下保持架打滑率及轴承摩擦力矩随间隙比的变化曲线。

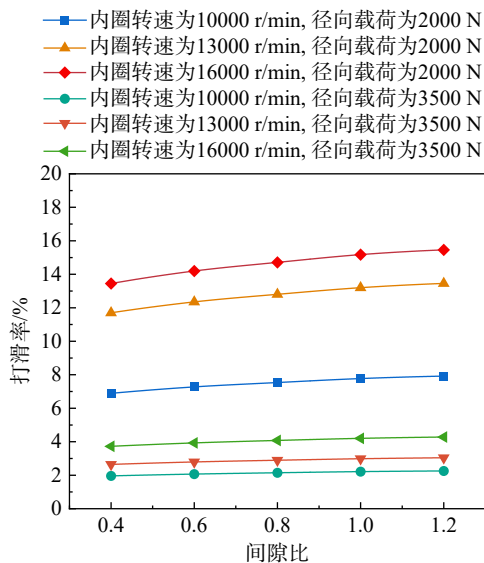


图 11 间隙比对保持架打滑率的影响

Fig. 11 Effect of clearance ratio on cage slip rate

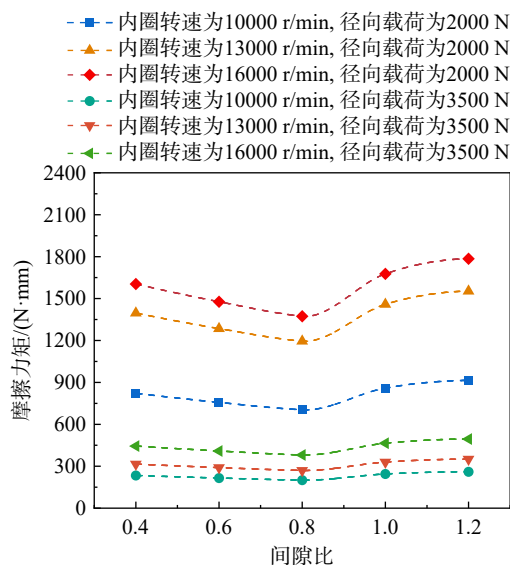


图 12 间隙比对轴承摩擦力矩的影响

Fig. 12 Effect of clearance ratio on bearing friction torque

由图可知:当间隙比从 0.4 增加到 1.2 时,保持架打滑率呈现增大的趋势。这是由于兜孔间隙的增加,削弱了保持架对滚子的约束作用,滚子与保持架更易发生相对滑动,随着兜孔间隙进一

步增大,使得滚子运动范围增加,滚子出现歪斜,导致滚子与保持架间碰摩加剧。因此,间隙比增大引起保持架转速降低,打滑率升高。

轴承的摩擦力矩随着间隙比的增加呈现先减小再增大的趋势且在间隙比等于 0.8 时轴承的摩擦力矩取得最小值。这是由于当间隙比小于 0.8 时,随着兜孔间隙的增大,滚子与保持架接触频率降低,使得滚子与保持架兜孔间摩擦减小,轴承摩擦力矩下降;当间隙比大于 0.8 时,随着兜孔间隙的继续增加,滚子会产生歪斜,滚子槽端面与保持架端面间接触频率加剧,使得轴承摩擦力矩增大;随着引导间隙的进一步减小,使得保持架与外滚道间碰摩加剧,轴承摩擦力矩增加。因此,设计高速圆柱滚子轴承时,以降低轴承摩擦力矩,控制轴承的发热现象,应选择合适的间隙比。

4 保持架疲劳寿命分析

内圈转速为 13 000 r/min、径向载荷为 2 000 N、滚子槽深为 3 mm、滚子个数为 10、滚子槽宽为 3 mm、间隙比为 0.8 时保持架在动态载荷作用下的应力场云图如图 13 所示。由图可见,滚子与保持架的碰撞应力集中于滚子与保持架兜孔接触区域,这是由于当滚子在承载区时,滚子与保持架接触载荷大,内圈能够提供足够的牵引力,滚子转速增加,保持架由滚子驱动,此时保持架会被压缩;当滚子在非承载区,内圈缺乏牵引力来维持滚子公转,此时滚子由保持架驱动,保持架处于拉伸状态。滚子与保持架间周期性碰撞使保持架处于压缩、拉伸的交变应力状态,这会导致保持架表面发生塑性变形,引起保持架结构尺寸变化,进一步使得保持架兜孔与滚子之间的接触应力增大,影响保持架疲劳寿命。

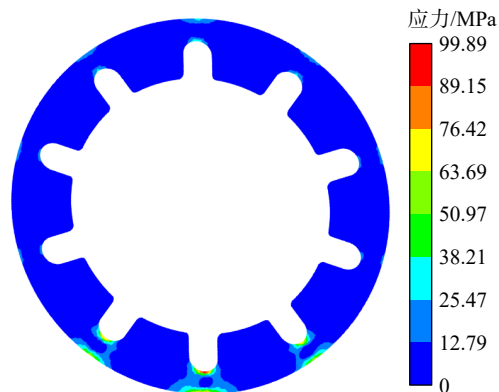


图 13 保持架应力场云图

Fig. 13 Contour plot of cage stress field map

为分析轴承结构参数对保持架疲劳寿命的影响,本文首先利用 Miner 线性累积损伤理论,建立保持架疲劳寿命模型;其次在 Adams Durability 模块提取柔性体保持架节点随时间变化的最大等效应力;然后利用雨流计数法绘制应力谱;最后分析滚子槽深、滚子个数、滚子槽宽、间隙比对保持架疲劳寿命的影响。

4.1 Miner 线性累积损伤理论

疲劳损伤理论是零件在交变应力作用下,由于材料内部损伤不断累积,零件力学性能逐渐衰减的过程,当疲劳损伤累积到临界值时,零件将会发生疲劳破坏。Miner 准则的线性累计损伤理论可表述为:在具有 m 级应力水平的多级交变载荷谱作用下,材料的累计损伤度 L_s 可通过对各级应力水平下的循环进行线性叠加求得,表示为:

$$L_s = \sum_{i=1}^m \frac{n_i}{N_i} \quad (17)$$

式中 n_i 为第 i 级应力水平实际的循环次数; N_i 为材料在第 i 级应力水平的失效循环次数,可由应力-寿命(S-N)曲线获取。

根据 Miner 准则,当材料的累计损伤达到 1 时,零件发生疲劳破坏,因此保持架的疲劳寿命 T 表示为:

$$T = t \frac{1}{L_s} \quad (18)$$

式中 t 为仿真时间。

4.2 轴承结构参数对保持架疲劳寿命的影响

对内圈转速为 13 000 r/min、径向载荷为 2 000 N 及不同滚子槽深、滚子个数、滚子槽宽和间隙比进行仿真,分析这些轴承结构参数对保持架疲劳寿命的影响规律。

4.2.1 滚子槽深的影响

图 14、图 15、图 16 分别表示在滚子个数为 10、滚子槽宽为 3 mm、间隙比为 0.8 的情况下,保持架最大动应力、应力幅值-循环次数及疲劳寿命随滚子槽深的变化。

由图可见随着滚子槽深的增加,保持架最大动应力呈现逐渐减小、应力幅值下降且高频次区域向低应力区偏移、保持架疲劳寿命增大。这是由于随着滚子槽深的增加保持架与套圈的接触频率减少,碰摩作用减弱;滚子槽深的增加,使得保持架嵌入滚子槽的深度增大,从而导致保持架对滚子的约束力增强,减少滚子歪斜产生的应力集

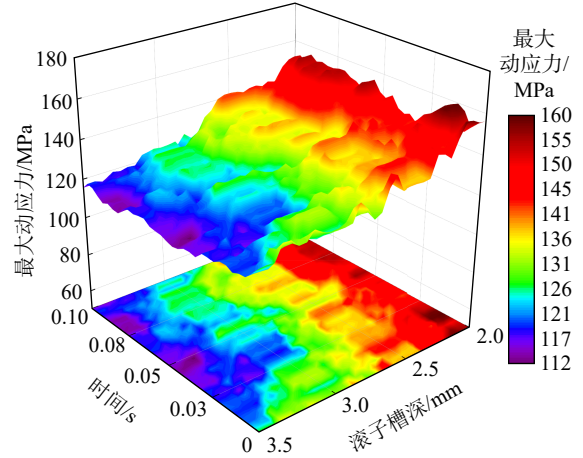


图 14 滚子槽深对保持架最大动应力的影响

Fig. 14 Effect of roller groove depth on the maximum dynamic stress of the cage

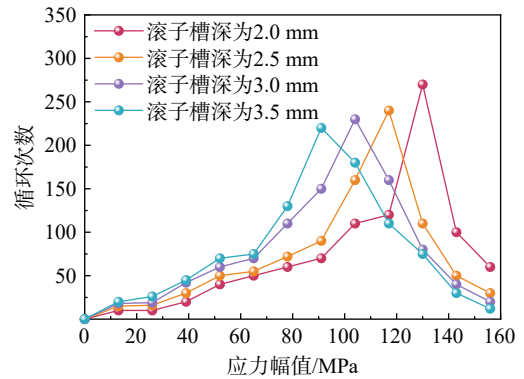


图 15 滚子槽深对保持架应力幅值-循环次数的影响

Fig. 15 Effect of roller groove depth on cage stress amplitude-number of cycles

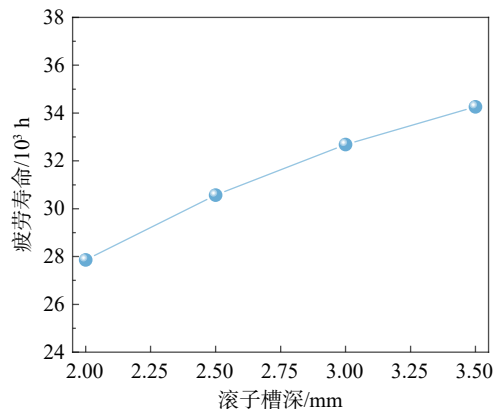


图 16 滚子槽深对保持架疲劳寿命的影响

Fig. 16 Effect of roller groove depth on cage fatigue life

中,进而导致保持架的最大动应力减小,保持架疲劳寿命增加。

4.2.2 滚子个数的影响

图 17、图 18、图 19 分别表示滚子槽深为

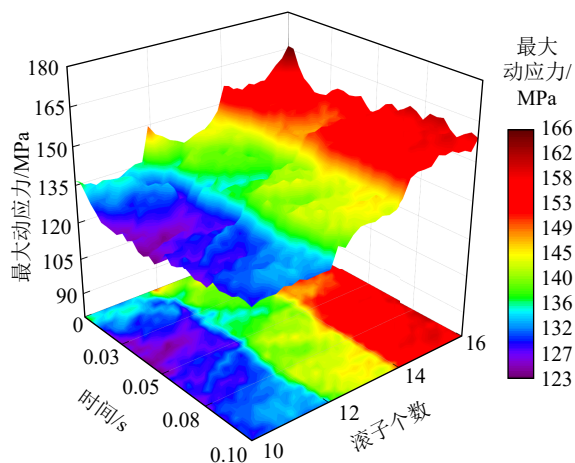


图 17 滚子个数对保持架最大动应力的影响

Fig. 17 Effect of the number of rollers on the maximum dynamic stress of the cage

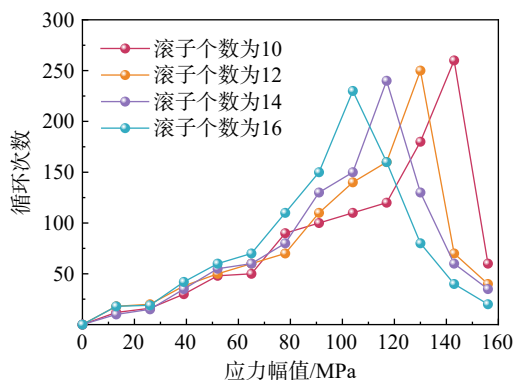


图 18 滚子个数对保持架应力幅值-循环次数的影响

Fig. 18 Effect of the number of rollers on the stress amplitude-cycle number of the cage

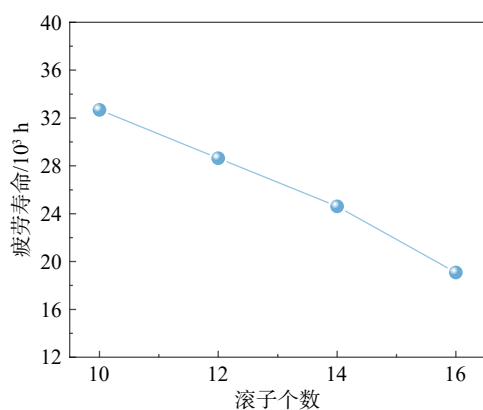


图 19 滚子个数对保持架疲劳寿命的影响

Fig. 19 Effect of number of rollers on cage fatigue life

3 mm、滚子槽宽为 3 mm、间隙比为 0.8 的情况下,保持架最大动应力、应力幅值-循环次数及疲劳寿命随滚子个数的变化图。

如图所示:随着滚子个数的增多,保持架的最

大动应力呈现增大、应力幅值逐渐升高且高频次区域向高应力区偏移、保持架的疲劳寿命呈现减小的趋势,这是因为在高速工况下,滚子个数的增多,导致兜孔数量的增加,保持架整体刚度下降,进而引起保持架等效应力的增大;滚子个数的增加易使滚子与保持架之间的碰撞频率增大,可能引发共振或高频振动,导致保持架疲劳裂纹萌生风险增高、疲劳寿命降低。因此在设计轴承时应选择合适的滚子数量,以增加保持架的耐久性及可靠性。

4.2.3 滚子槽宽的影响

图 20、图 21、图 22 分别表示在滚子槽深为 3 mm、滚子个数为 10、间隙比为 0.8 的情况下,保持架动应力、应力幅值-循环次数及疲劳寿命随滚子槽宽的变化图。

由图可见:随着滚子槽宽的增加,保持架的最大动应力呈现增大、应力幅值逐渐升高且高频次

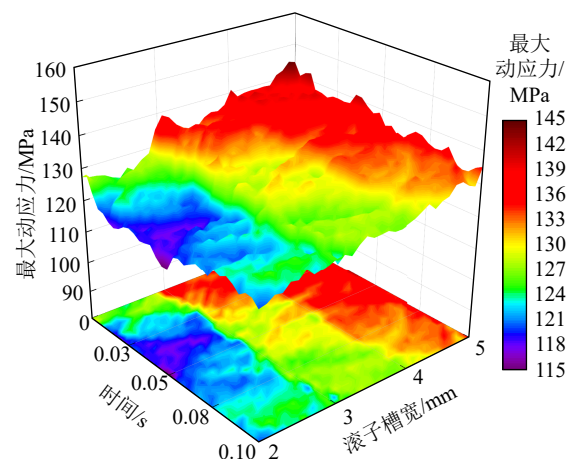


图 20 滚子槽宽对保持架最大动应力的影响

Fig. 20 Effect of roller groove width on the maximum dynamic stress of the cage

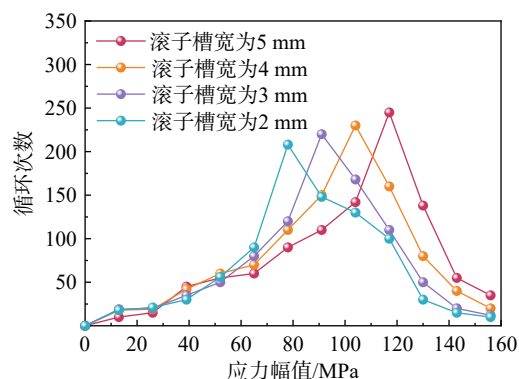


图 21 滚子槽宽对保持架应力幅值-循环次数的影响

Fig. 21 Effect of roller groove width on cage stress amplitude-number of cycles

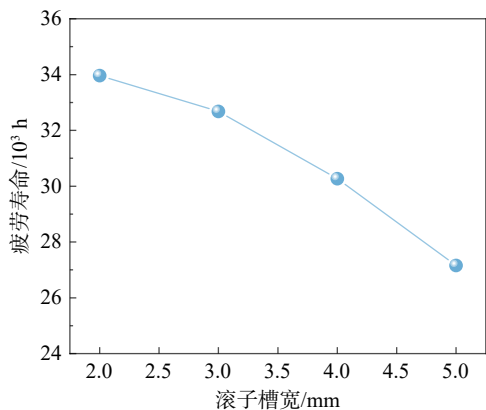


图 22 滚子槽宽对保持架疲劳寿命的影响

Fig. 22 Effect of roller groove width on cage fatigue life

区域向高应力区偏移、保持架的疲劳寿命呈现减小的趋势,这是因为滚子槽宽的增加,保持架与滚子轴向间隙增加,保持架轴向运动范围增大,易使保持架运动不稳定、振动加剧,运动状态处于紊乱,引起滚子槽与保持架端面碰撞频繁,进而导致保持架最大动应力的升高,疲劳寿命下降。

4.2.4 间隙比的影响

图 23、图 24、图 25 分别表示在滚子槽深为 3 mm、滚子个数为 10、滚子槽宽为 3 mm 的情况下,保持架动应力、应力幅值-循环次数及疲劳寿命随间隙比的变化。

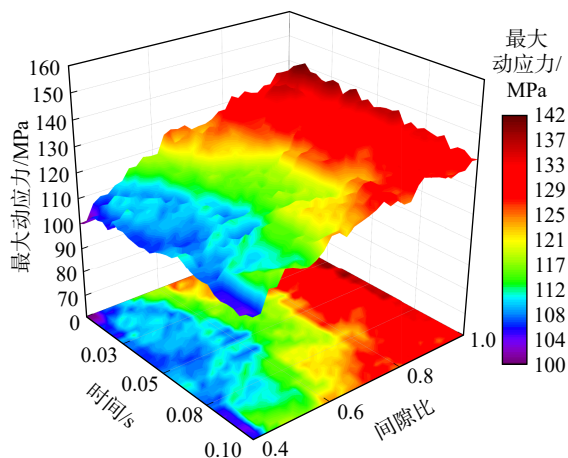


图 23 间隙比对保持架最大动应力的影响

Fig. 23 Effect of clearance ratio on maximum dynamic stress of cage

由图可见:随着间隙比的增加,保持架的最大动应力呈现增大、应力幅值逐渐增大且高频次区域向高应力区偏移、保持架的疲劳寿命呈现减小的趋势,这是由于兜孔间隙的增加,滚子与兜孔间碰撞力增大,显著增加兜孔的应力集中,进而导致保持架动应力增加;兜孔间隙的增加,削弱

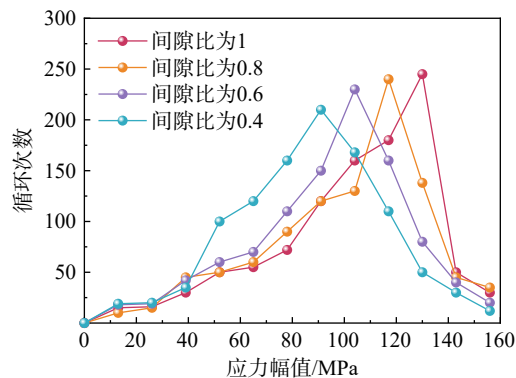


图 24 间隙比对保持架应力幅值-循环次数的影响

Fig. 24 Effect of clearance ratio on stress amplitude-cycle number of cages

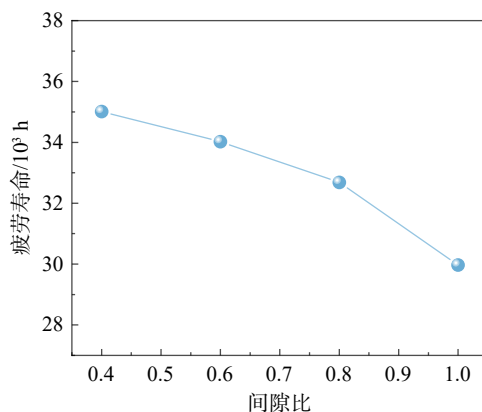


图 25 间隙比对保持架疲劳寿命的影响

Fig. 25 Effect of clearance ratio on cage fatigue life

了保持架侧梁厚度,进而导致保持架侧梁处强度减少,保持架等效动应力增大;此外,间隙比的进一步增加,滚子运行稳定性下降,引发保持架发生振动,加速保持架的疲劳失效。因此,在设计保持架时,应选择合适的间隙比,减少兜孔处的应力集中,提高保持架的结构强度、避免保持架过早失效。

5 轴承结构参数的多目标优化

5.1 多目标优化过程

首先,确定设计变量和优化目标,基于 Box-Behnken design(BBD)的中心组合设计方法,将设计变量分为 27 组仿真设计点;其次,对这 27 组设计点在第 2 章建立的刚柔耦合动力学仿真模型基础上进行仿真,得到优化目标函数的解;然后基于 BBD 方法,构建设计变量与目标函数的回归模型并通过相关系数检验了回归模型的可靠性;最后,基于响应面法获得的回归模型,利用 NSGA-II 遗传算法,得到 Pareto 前沿最优解,确定轴承结

构参数的最佳设计参数。

5.2 基于响应面法轴承结构参数分析

为了优化轴承结构参数,降低保持架打滑率及轴承摩擦力矩,需要建立滚子槽深、滚子个数、滚子槽宽、间隙比与保持架打滑率、轴承摩擦力矩之间的回归模型。

本文以滚子槽深 H 、滚子个数 B 、滚子槽宽 D 、间隙比 G 共 4 个参数作为设计变量,以保持架打滑率 S_c 及轴承摩擦力矩 M_c 作为优化目标,建立设计变量参数表,如表 5 所示,进行四因素三水平的响应面分析。

表 5 设计变量参数

Table 5 Parameters of design variables

因素	水平		
	-1	0	1
滚子槽深 H/mm	2	2.75	3.5
滚子个数 B	10	14	18
滚子槽宽 D/mm	2	3.5	5
间隙比 G	0.4	0.8	1.2

设计方案如表 6 所示,依照该方案设计点参数利用刚柔耦合动力学仿真模型求解,得到表 6 中保持架打滑率及轴承摩擦力矩相应的结果,不同轴承结构参数组合对应的保持架打滑率及摩擦力矩最大差值分别达到了 3.65% 和 1 203 N·mm。

表 6 响应面试验设计及仿真结果

Table 6 Response surface test design and simulation results

序号	H/mm	B	D/mm	G	$S_c/\%$	$M_c/(\text{N}\cdot\text{mm})$
1	2	10	3.5	0.8	15.57	1 772
2	3.5	10	3.5	0.8	13.14	1 377
3	2	18	3.5	0.8	15.85	1 933
4	3.5	18	3.5	0.8	13.4	1 538
⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮
24	2.75	18	3.5	1.2	14.85	2 096
25	2.75	14	3.5	0.8	14.13	1 285
26	2.75	14	3.5	0.8	14.11	1 279
27	2.75	14	3.5	0.8	14.09	1 289

基于上述 BBD 仿真结果,建立滚子槽深、滚子个数、滚子槽宽、间隙比与保持架打滑率、轴承摩擦力矩之间的响应面回归模型如下:

$$\min f(H,B,D,G) = \begin{cases} S_c(H,B,D,G) \\ M_c(H,B,D,G) \end{cases}$$

$$\text{s.t.} \begin{cases} 0.1 \leq H \leq 0.5 \\ 10 \leq B \leq 18 \\ 2 \leq D \leq 5 \\ 0.4 \leq G \leq 1.2 \end{cases} \quad (19)$$

为了验证所建立的响应面模型是否能够用于后续的优化设计,需要对模型的准确性进行评估,由表 7 可见,决定系数 R^2 用于评估回归模型的拟合效果,其值越接近 1,表明响应面模型的拟合效果越佳^[36],修正系数 R_{adj}^2 和预测系数 R_{pre}^2 之间的差值小于 0.2 表明二次多项式模型具有较高的拟合精度。打滑率和摩擦力矩的决定系数 R^2 分别为 99.12% 和 99.59%,且打滑率和摩擦力矩的 R_{adj}^2 和 R_{pre}^2 差值分别为 0.040 1 和 0.014 6,均远小于 0.2,以上数据表明,拟合的二次回归模型具有良好的相关性,能够准确反映整体变化趋势。

表 7 回归模型的相关系数

Table 7 Correlation coefficients of regression models

相关系数	打滑率	摩擦力矩
R^2	0.991 2	0.995 9
R_{adj}^2	0.969 9	0.991 1
R_{pre}^2	0.929 8	0.976 5

回归模型各因素的重要性可由 F 值与 P 值表征,若 P 值小于 0.05,则该因素对模型影响显著且具有参考意义;若 P 值小于 0.000 1,则该因素对模型影响极显著,极具参考意义;由 F 值可将各因素对目标模型的影响程度进行排序,由表 8 可见模型中参数对轴承打滑率影响程度排序为:滚子槽深>间隙比>滚子槽宽>滚子个数,其中滚子槽深对保持架打滑率的贡献率达 45.28%;对摩擦力矩影响程度排序为:间隙比>滚子槽深>滚子槽宽>滚子个数,其中间隙比对轴承摩擦力矩的贡献率达 35.65%。

表 8 方差分析结果

Table 8 Analysis of variance results

参数	打滑率		摩擦力矩	
	F 值	P 值	F 值	P 值
H	43.84	<0.000 1	15.26	0.002 1
B	6.1	0.029 5	2.54	0.137 3
D	9.64	0.009 1	10.65	0.006 8
G	34.13	<0.000 1	23.58	0.000 4
H^2	8.46	<0.000 1	0.488 5	0.497 9
B^2	0.702 7	0.418 3	3.58	0.082 8
D^2	0.486 3	0.498 9	0.368 0	0.555 4
G^2	2.38	0.148 8	34.44	<0.000 1

在响应面回归模型建立的过程中,不同的响应面模型对应的设计变量优化区间存在显著差异性。为了增加多目标优化过程中设计参数的适配性,本文采用 NSGA-Ⅱ 非支配排序遗传算法,通过自适应变异算子构建 Pareto 前沿解集,实现多目标优化。

5.3 基于 NSGA-Ⅱ 算法的轴承结构参数优化

初始空段落

为获得上述响应面回归方程的 Pareto 最优解,根据遗传算法原理^[37],对响应面法获得的回归方程进行寻优,针对所设定的打滑率和轴承摩擦力矩为优化目标,优化模型如式(19)所示。设置相关参数,如最优个体系数为 0.3,种群规模为 100,最大进化代数为 100,适应度函数偏差为 1×10^{-100} ,进行多目标优化并绘制 Pareto 前端,如图 26 所示。

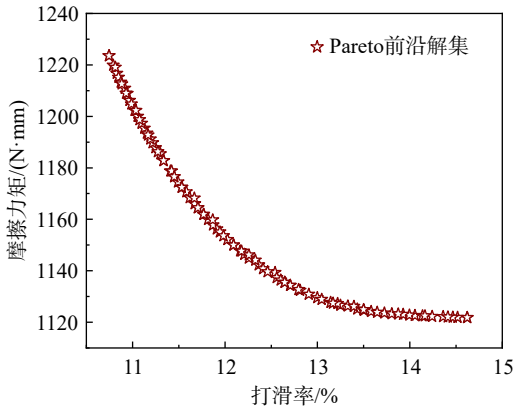


图 26 Pareto 最优前沿分布

Fig. 26 Pareto optimal frontier distribution

根据 NSGA-Ⅱ 优化结果,最优设计参数如表 9 所示:滚子槽深为 3 mm、滚子个数为 10、滚子槽宽为 3.5 mm、间隙比为 0.8 时轴承性能达到最优。

表 9 优化后轴承结构参数

Table 9 Optimized bearing structure parameters mm

参数	数值
保持架内径	60
保持架外径	79.66
滚子槽深	3
滚子个数	10
滚子槽宽	3.5

5.4 优化前后轴承性能对比

初始空段落

在径向载荷为 2 000 N,内圈转速分别为 8 000、10 000、12 000、14 000、16 000 r/min 共 5 种工况下,分别对优化前与优化后的轴承进行刚柔耦合动

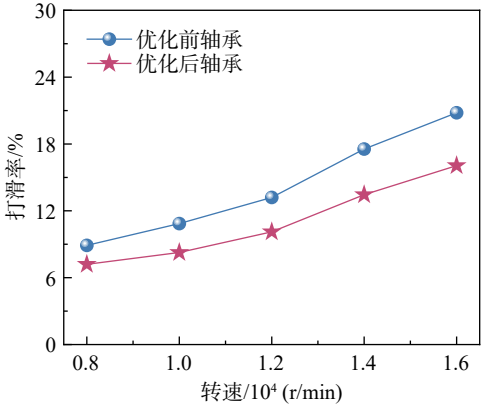


图 27 优化前后轴承打滑率对比

Fig. 27 Comparison of bearing slip rate before and after optimization

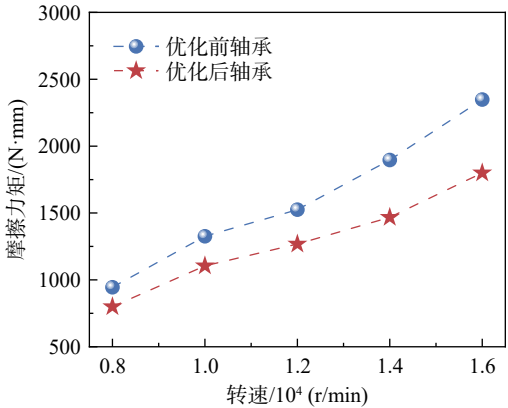


图 28 优化前后轴承摩擦力矩对比

Fig. 28 Comparison of bearing friction moment before and after optimization

力学仿真,由图 27、图 28 所示优化前后的对比结果,可以看出优化后轴承保持架打滑率及轴承摩擦力矩均显著低于优化前轴承,优化前后轴承打滑率最大下降了 4.74%,摩擦力矩最大下降了 548 N·mm,充分展示了轴承结构参数优化对于改善轴承性能的重要作用。

6 试验验证

为验证优化后轴承相比同类型普通轴承的性能提升效果,分别对优化轴承及普通轴承的打滑率及摩擦力矩进行试验验证。由于试验条件限制及 U 形兜孔圆柱滚子轴承结构的特殊性,优化轴承的保持架打滑率难以直接测量,此外文献^[38]通过试验对比航空发动机圆柱滚子轴承保持架和滚子打滑率,指出保持架和滚子打滑率在同工况下两者数值很接近。因此本文采用 U 形兜孔圆柱滚子轴承滚子打滑率和普通直兜孔保持架打滑率的对比来验证优化轴承具有较好的

防滑性能;采用轴承的摩擦温升对比来间接验证优化轴承具有更佳的减摩性能。

高速轴承动态特性试验装置由试验机主体部分、高精度电主轴驱动模块、伺服液压加载机构、循环润滑单元、智能测控系统等核心部件组成,试验机主体部分如图 29 所示。

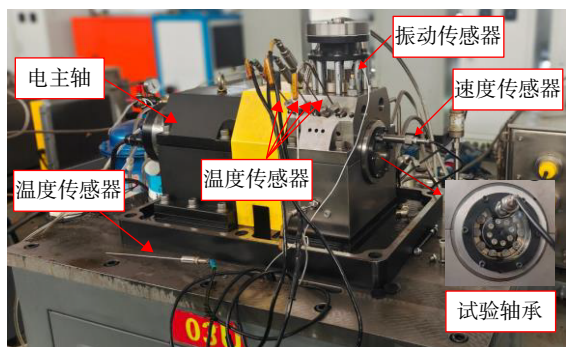


图 29 试验机主体部分

Fig. 29 Main part of the test machine

打滑率的试验方法是:在优化轴承滚子的端面和普通轴承保持架的端面上各镶嵌一个磁性块,如图 30 所示。通过基于霍尔效应原理的磁敏传感器,捕获轴承旋转过程中单位时间内磁块通过的次数,来获得优化轴承滚子转速和普通轴承保持架转速,然后,根据文献 [8] 和式 (16) 分别计算优化轴承滚子打滑率、普通轴承保持架打滑率;轴

承的摩擦温升试验方法是利用温度传感器(型号为 WZPT-31)测量轴承外圈温度变化来实现。轴承结构、材料及润滑油的基本参数如表 9、表 3、表 4 所示。

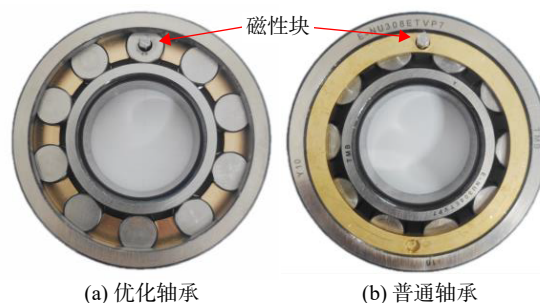


图 30 优化轴承和普通轴承

Fig. 30 Optimized bearings and normal bearings

试验在常温下进行,采用 4109 航空润滑油,其基本参数如表 4 所示。分别给定内圈转速为 10 000、13 000、16 000 r/min,在每种转速下分别施加 4 种径向载荷依次为 2 000、2 500、3 000、3 500 N。

图 31 为不同工况下得到的优化轴承打滑率和普通轴承打滑率曲线,由图可见,12 种工况下优化轴承打滑率均比普通轴承的低,从而很好地验证了 U 形兜孔圆柱滚子轴承的防滑性能。由图 32~图 35 可见各种不同工况下优化轴承的温

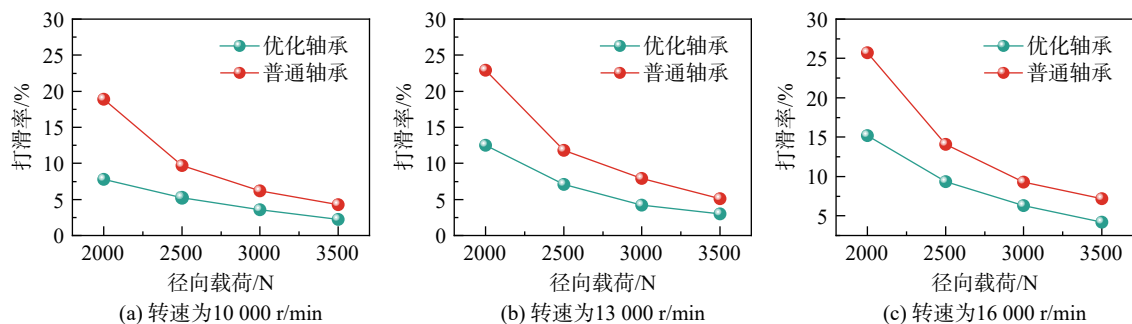


图 31 不同内圈转速下试验轴承打滑率

Fig. 31 Test bearing slippage rate under different rotational speeds of inner ring

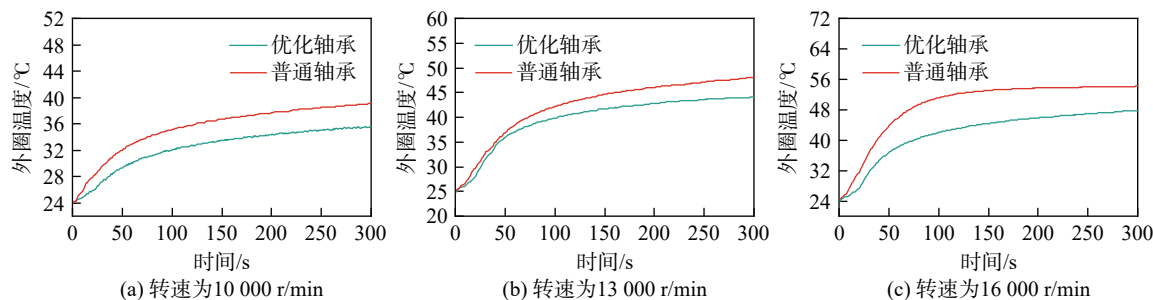


图 32 不同内圈转速下试验轴承外圈温度(径向载荷为 2 000 N)

Fig. 32 Temperature of the outer ring of the test bearing under different rotational speeds of inner ring (radial load of 2 000 N)

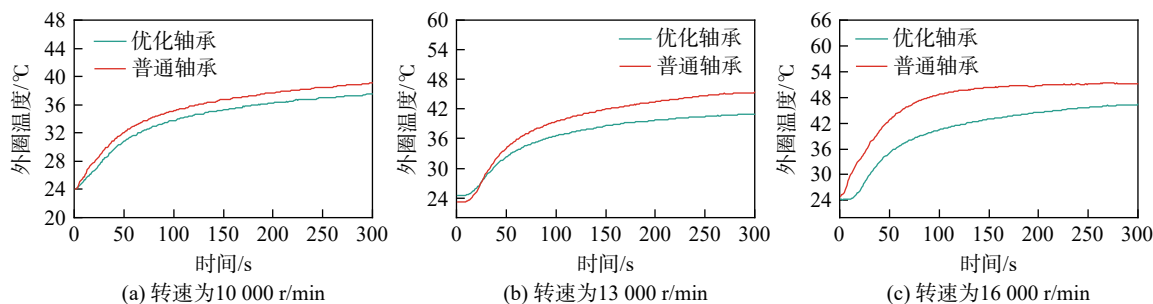


图 33 不同内圈转速下试验轴承外圈温度(径向载荷为 2 500 N)

Fig. 33 Temperature of the outer ring of the test bearing under different rotational speeds of inner ring (radial load of 2 500 N)

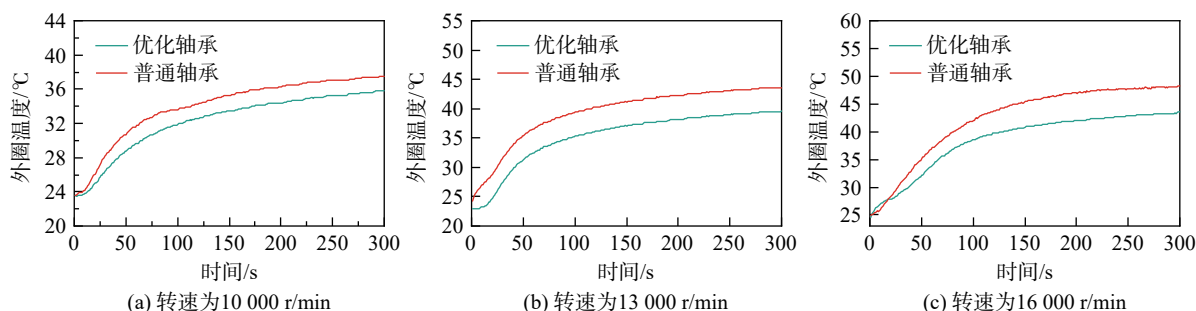


图 34 不同内圈转速下试验轴承外圈温度(径向载荷为 3 000 N)

Fig. 34 Temperature of the outer ring of the test bearing under different rotational speeds of inner ring (radial load of 3 000 N)

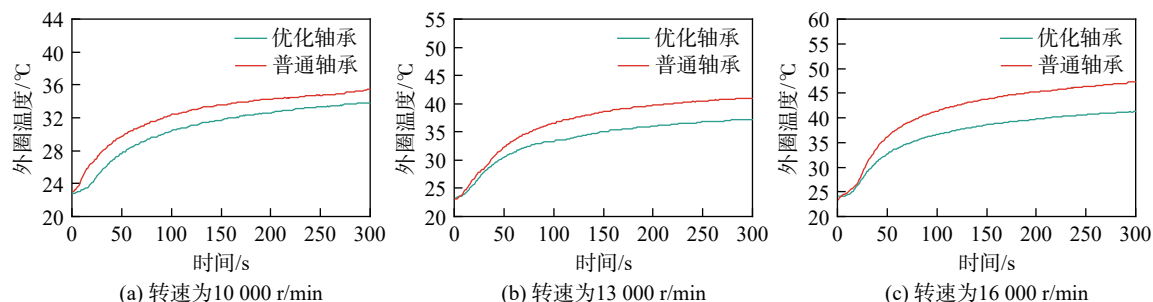


图 35 不同内圈转速下试验轴承外圈温度(径向载荷为 3 500 N)

Fig. 35 Temperature of the outer ring of the test bearing under different rotational speeds of inner ring (radial load of 3 500 N)

度均比普通轴承的低,从而间接验证了 U 形兜孔圆柱滚子轴承的减摩性能。

7 结 论

本文提出了一种 U 形兜孔圆柱滚子轴承,建立了该轴承的刚柔耦合动力学仿真模型,研究了滚子槽深、滚子个数、滚子槽宽、间隙比对保持架打滑率、轴承摩擦力矩、保持架疲劳寿命的影响;基于响应面法及 NSGA-II 优化算法对轴承结构参数进行了多目标优化,并对比了优化后轴承与普通轴承的试验数据,得出如下结论:

1) 保持架打滑率随着滚子槽深的增加而减小;随着滚子个数、滚子槽宽、间隙比的增大而增大;轴承摩擦力矩随着滚子槽深的增加而减小;

随着滚子个数、滚子槽宽的增大而增大;随着间隙比的增大,摩擦力矩先减小后增大。

2) 保持架疲劳寿命随着滚子槽深的增加而升高;随着滚子个数、滚子槽宽、间隙比的增大而减小。

3) 滚子槽深对保持架打滑率影响程度最大,贡献率达 45.28%;间隙比对轴承摩擦力矩影响程度,贡献率达 35.65%。

4) 滚子槽深为 3 mm、滚子个数为 10、滚子槽宽为 3.5 mm、间隙比为 0.8 时保持架打滑率及轴承摩擦力矩达到最优,优化后 U 形兜孔圆柱滚子轴承打滑率最大下降了 4.74%、轴承摩擦力矩平均下降了 548 N·mm。

5) 优化后的 U 形兜孔圆柱滚子轴承打滑及

摩擦性能均低于普通轴承。

参考文献:

- [1] 丁洪福, 王凤涛, 景敏卿, 等. 高速球轴承热稳定性研究[J]. *振动与冲击*, 2017, 36(14): 168-173.
Ding Hongfu, Wang Fengtao, Jing Mingqing, et al. The thermal stability of high-speed ball bearings[J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2017, 36(14): 168-173. (in Chinese)
- [2] 陈超, 曾昭洋, 罗军, 等. 航空发动机主轴轴承失效模式分析[J]. *润滑与密封*, 2020, 45(3): 126-131.
Chen Chao, Zeng Zhaoyang, Luo Jun, et al. Failure mode analysis of aeroengine spindle bearings[J]. *Lubrication Engineering*, 2020, 45(3): 126-131. (in Chinese)
- [3] Wu Can, Yang Kai, Ni Jing, et al. Investigations for vibration and friction torque behaviors of thrust ball bearing with self-driven textured guiding surface[J]. *Friction*, 2023, 11(6): 894-910.
- [4] Harris T A. An analytical method to predict skidding in high speed roller bearings[J]. *ASLE Transactions*, 1966, 9(3): 229-241.
- [5] Cavallaro G, Nelias D, Bon F. Analysis of high-speed intershaft cylindrical roller bearing with flexible rings[J]. *Tribology Transactions*, 2005, 48(2): 154-164.
- [6] Yoshida T, Hirota M, Yoshikawa K. Analysis of cage slip in ball bearings considering non-Newtonian behavior and temperature rise of lubricating oil[J]. *Tribology Online*, 2013, 8(3): 210-218.
- [7] Kang Y S, Evans R D, Doll G L. Roller-raceway slip simulations of wind turbine gearbox bearings using dynamic bearing model[R]. San Francisco, US: STLE/ASME 2010 International Joint Tribology Conference, 2010.
- [8] Selvaraj A, Marappan R. Experimental analysis of factors influencing the cage slip in cylindrical roller bearing[J]. *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 2011, 53(5): 635-644.
- [9] 张家铭, 邱明, 庞晓旭, 等. 高速轻载圆柱滚子轴承打滑特性试验与分析[J]. *航空动力学报*, 2023, 38(12): 2991-2999.
Zhang Jiaming, Qiu Ming, Pang Xiaoxu, et al. Test and analysis of skidding characteristics of high-speed and light-load cylindrical roller bearings[J]. *Journal of Aerospace Power*, 2023, 38(12): 2991-2999. (in Chinese)
- [10] 袁倩倩, 朱永生, 张进华, 等. 考虑润滑碰撞的精密轴承保持架动态特性[J]. *西安交通大学学报*, 2021, 55(1): 110-117.
Yuan Qianqian, Zhu Yongsheng, Zhang Jinhua, et al. Cage dynamic characteristic of precision rolling ball bearings considering lubrication collision[J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2021, 55(1): 110-117. (in Chinese)
- [11] 邓四二, 顾金芳, 崔永存, 等. 高速圆柱滚子轴承保持架动力学特性分析[J]. *航空动力学报*, 2014, 29(1): 207-215.
Deng Sier, Gu Jinfang, Cui Yongcun, et al. Analysis on dynamic characteristics of cage in high-speed cylindrical roller bearing[J]. *Journal of Aerospace Power*, 2014, 29(1): 207-215. (in Chinese)
- [12] Palmgren A. Ball and roller bearing engineering[M]. 3rd ed. Philadelphia, US: Burbank, 1959.
- [13] Liu Jing, Xu Zidan. An optimization design method of a cylindrical roller bearing with the low friction torque[J]. *Journal of Tribology*, 2022, 144(11): 111201.
- [14] Hou Yu, Wang Xi, Xu Bihe, et al. Prediction of frictional moment of cylindrical roller bearing using experimental data-driven artificial neural networks[J]. *Journal of Tribology*, 2023, 145(9): 091103.
- [15] Rivera G, Po P J, Kang C S, et al. Analytical formulation for sliding friction torque in cylindrical roller bearings[J]. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 2024, 38(9): 4669-4682.
- [16] 邓四二, 李兴林, 汪久根, 等. 角接触球轴承摩擦力矩波动性分析[J]. *机械工程学报*, 2011, 47(23): 104-112.
Deng Sier, Li Xinglin, Wang Jiugen, et al. Analysis on the friction torque fluctuation of angular contact ball bearings[J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2011, 47(23): 104-112. (in Chinese)
- [17] 崔永存, 王一铭, 邓四二, 等. 套圈变形诱发的薄壁角接触球轴承摩擦特性[J]. *航空动力学报*, 2023, 38(4): 964-975.
Cui Yongcun, Wang Yiming, Deng Sier, et al. Frictional characteristics induced by ring deformation of thin-wall angular contact ball bearing[J]. *Journal of Aerospace Power*, 2023, 38(4): 964-975. (in Chinese)
- [18] Yang Yang, Qi Xiaoye, Wang Yongjie, et al. Dynamic characteristics of a cylindrical roller bearing with cage cracks[J]. *Lubricants*, 2025, 13(1): 25.
- [19] 刘鲁, 霍帅, 郑凯, 等. 高 DN 值滚子轴承保持架断裂分析[J]. *航空动力学报*, 2020, 35(10): 2115-2122.
Liu Lu, Huo Shuai, Zheng Kai, et al. Analysis of roller bearing cage broken under high DN value[J]. *Journal of Aerospace Power*, 2020, 35(10): 2115-2122. (in Chinese)
- [20] 欧亮龙, 马越, 李鲁江. NJP3220TN1/HG2P54 圆柱滚子轴承保持架断裂原因分析[J]. *理化检验 (物理分册)*, 2016, 52(1): 61-65.
Ou Lianglong, Ma Yue, Li Lujiang. Fracture cause analysis of the cage of NJP3220TN1/HG2P54 cylindrical roller bearing[J]. *Physical Testing and Chemical Analysis (Part A (Physical Testing))*, 2016, 52(1): 61-65. (in Chinese)
- [21] Pan Chengyi, Wang Chuan, Zhao Yanling, et al. Study on design and simulation of a novel isolator cylindrical roller bearing[J]. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 2022, 36(8): 3851-3862.
- [22] Ozu T. High load capacity cylindrical roller bearings[J]. NTN Technical Review, 2006, 74: 90-95.
- [23] 姚齐水, 向磊, 李超, 等. 新型圆柱滚子轴承动态特性分析[J]. *振动工程学报*, 2020, 33(4): 734-741.
Yao Qishui, Xiang Lei, Li Chao, et al. Dynamic characteristics analysis of new cylindrical roller bearings[J]. *Journal of Vibration Engineering*, 2020, 33(4): 734-741. (in Chinese)
- [24] Liu Yanbin, Zhang Zhanli. Skidding research of a high-speed cylindrical roller bearing with beveled cage pockets[J]. *Industrial Lubrication and Tribology*, 2020, 72(7): 969-976.
- [25] Dowson D, Higginson G R. Elastohydrodynamic lubrication[M]. London, UK: Pergamon Press, 1977.
- [26] Palmgren A. Ball and roller bearing engineering[M]. Philadelphia, US: SKF Industries Incorporated, 1945.
- [27] Pan Ping, Hamrock B J. Simple formulas for performance parameters used in elastohydrodynamically lubricated line contacts[J]. *Journal of Tribology*, 1989, 111(2): 246-251.
- [28] 温诗铸. 摩擦学原理[M]. 北京: 清华大学出版社, 1990.
- [29] 陈於学. 基于接触力学的圆柱滚子轴承振动研究[D]. 武汉: 华中科技大学, 2005.
Chen Yuxue. Research on vibrations of cylindrical roller bearings based on contact mechanics[D]. Wuhan: Huazhong University of Science and Technology, 2005. (in Chinese)
- [30] Qian W. Dynamic simulation of cylindrical roller bearings[D]. Aachen, Germany: Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen, 2013.

- [31] Ghosh M K, Majumdar B C, Sarangi M. Fundamentals of fluid film lubrication[M]. New York, US: McGraw-Hill, 2014.
- [32] Kleckner R J, Pirvics J. High speed cylindrical roller bearing analysis, SKF computer program CYBEAN: Volume 1: analysis[R]. NASA-CR-159460, 1978.
- [33] 刘延斌, 邓增辉, 桑得雨. V 形兜孔圆柱滚子轴承的高速动态性能[J]. 航空学报, 2021, 42(7): 424135.
Liu Yanbin, Deng Zenghui, Sang Deyu. High-speed dynamic performance of cylindrical roller bearing with V-shape pocket[J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 2021, 42(7): 424135. (in Chinese)
- [34] 叶振环. 航空发动机高速滚动轴承动力学行为研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2013.
Ye Zhenhuan. Research on dynamic behavior of high-speed rolling bearings in aeroengines[D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2013. (in Chinese)
- [35] 邓四二, 谢鹏飞, 杨海生, 等. 高速角接触球轴承保持架柔性动力学分析[J]. 兵工学报, 2011, 32(5): 625-631.
Deng Sier, Xie Pengfei, Yang Haisheng, et al. Flexible-body dynamics analysis on cage of high-speed angular contact ball bearing [J]. Acta Armamentarii, 2011, 32(5): 625-631. (in Chinese)
- [36] Chen Zhijie, Zuo Wei, Zhou Kun, et al. Multi-objective optimization of proton exchange membrane fuel cells by RSM and NSGA-II [J]. [Energy Conversion and Management](#), 2023, 277: 116691.
- [37] Deb K, Agrawal S, Pratap A, et al. A fast elitist non-dominated sorting genetic algorithm for multi-objective optimization: NSGA-II [C]//Parallel Problem Solving from Nature PPSN VI. Berlin, Heidelberg, Germany: Springer, 2000: 849-858.
- [38] 战明学. 高速滚子轴承中滚子运动规律的试验研究[J]. 辽宁机械, 1982(5): 11-15.
Zhan Mingxue. Experimental study of roller motion law in high-speed roller bearings[J]. Liaoning Machinery, 1982(5): 11-15. (in Chinese)

(编辑: 秦理曼)