

文章编号: 1000-8055(2023)02-0473-09

doi: 10.13224/j.cnki.jasp.20210414

圆柱滚子轴承 V 形兜孔形面的磨损性能

桑得雨¹, 刘延斌^{1,2}, 孙秀照¹, 邓增辉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: 为研究高速轻载工况下兜孔形面几何参数对 V 形兜孔圆柱滚子轴承保持架磨损性能的影响, 建立了考虑兜孔处润滑影响的轴承动力学模型。以基于 Masjedi 磨损模型的时间平均磨损率作为磨损性能的评价标准, 研究了兜孔形面几何参数对 V 形兜孔保持架磨损性能的影响规律, 分析了在不同转速下兜孔壁倾角均为 15° 的 V 形兜孔保持架的磨损性能及打滑特性。结果表明: 兜孔形面几何参数对保持架的磨损性能影响显著, 通过对其优化可有效提升保持架的磨损性能; 保持架的时间平均磨损率随内圈转速的增加而上升; 在内圈转速的范围为 5 000~20 000 r/min 时, 兜孔壁倾角均为 15° 的 V 形兜孔保持架的时间平均磨损率和打滑率均低于普通直兜孔轴承。

关 键 词: 圆柱滚子轴承; 保持架; V 形兜孔; 动力学模型; 磨损性能

中图分类号: V233.4⁺5; TH113

文献标志码: A

Wear performance of geometric parameters of V-shape pocket of cylindrical roller bearing

SANG Deyu¹, LIU Yanbin^{1,2}, SUN Xiuzhao¹, DENG Zenghui¹

(1. School of Mechatronics Engineering,
Henan University of Science and Technology, Luoyang Henan 471003, China;
2. Collaborative Innovation Center of Machinery Equipment Advanced Manufacturing of Henan Province,
Henan University of Science and Technology, Luoyang Henan 471003, China)

Abstract: To study the influence of geometrical parameters of pocket on the wear performance of V-shaped pocket cage of cylindrical roller bearing under high rotational speed and light load conditions, a bearing dynamic model considering the influence of lubrication at pocket was established. Based on the time-averaged wear rate of Masjedi wear model, the influence of geometric parameters of pocket on the wear performance of V-shaped pocket cage was studied. In addition, the wear and slip performances of V-shaped pocket cage with 15° inclination angle at different rotational speeds were analyzed. The results showed that the geometrical parameters of the pocket had remarkable effect on the wear performance of the cage, and the wear performance of the cage can be effectively raised by optimizing the geometrical parameters of the pocket. The time-averaged wear rate of cage increased with the inner ring rotational speed. When the inner ring rotational speed ranged from 5 000 r/min to 20 000 r/min, the time-averaged wear rate and slip rate of V-shaped pocket cage with 15° inclination angle were lower than those of ordinary straight pocket bearings.

收稿日期: 2021-08-03

基金项目: 河南省自然科学基金(182300410273)

作者简介: 桑得雨(1995—), 男, 硕士生, 主要从事滚动轴承保持架设计及理论研究。

通信作者: 刘延斌(1971—), 男, 教授、硕士生导师, 博士, 主要从事滚动轴承动力学研究。E-mail: liuyb2018@163.com

引用格式: 桑得雨, 刘延斌, 孙秀照, 等. 圆柱滚子轴承 V 形兜孔形面的磨损性能[J]. 航空动力学报, 2023, 38(2): 473-481. SANG Deyu, LIU Yanbin, SUN Xiuzhao, et al. Wear performance of geometric parameters of V-shape pocket of cylindrical roller bearing[J]. Journal of Aerospace Power, 2023, 38(2): 473-481.

Keywords: cylindrical roller bearing; cage; V-shape pocket; dynamics model; wear performance

高速圆柱滚子轴承作为支承航空发动机旋转主轴的关键零部件,被普遍使用在航空发动机转子系统。在高 DN 值(轴承内径 D 与转速 N 的乘积)的运转工况下,轴承的滚子与兜孔之间碰撞及摩擦剧烈,兜孔处的磨损也随之加重。作为保持架最严重的磨损区域之一^[1],保持架兜孔的磨损不仅会影响轴承的工作精度,诱发轴承的振动噪声,磨损过度时甚至会引发保持架断裂失效,致使轴承卡死而导致严重事故^[2-3]。

随着越来越多的国内外学者认识到保持架在轴承性能的提升中有着极其重要的制约作用,通过改进滚动轴承保持架的结构设计进而减少接触副的摩擦磨损、改善润滑状态,最终提升轴承的性能和寿命成为现阶段的发展趋势之一^[4]。而保持架兜孔形面的改变势必对兜孔处润滑油膜的形成、滚子与保持架过梁的冲击力大小造成影响,从而影响到保持架的高速动态性能和磨损性能^[5],于是逐渐有部分学者将目光放在了对保持架兜孔的研究上。刘鲁等^[2]对高 DN 值滚子轴承保持架断裂的故障机理进行了分析,发现兜孔圆角的大小对轴承保持架的断裂造成影响。张涛等^[3]建立角接触球轴承的磨损仿真模型,根据时间平均磨损率对保持架的不稳定运动机理进行了探讨。Liu 等^[6]研究了兜孔的前后壁倾角对保持架打滑的影响规律。Sathyan 等^[7]对不同兜孔形状的角接触球轴承保持架进行了试验,发现方形兜孔的保持架在边缘润滑状态下更为稳定。袁倩倩等^[8]建立球与兜孔的润滑碰撞接触模型,对精密球轴承保持架的动态性能进行了研究。Dahiwal 等^[9]基于 Adams 多体仿真环境和弗莱舍磨损定律,对球轴承保持架兜孔的滑动磨损进行了研究,发现兜孔间隙对球轴承磨损的影响较大。刘延斌等^[10-11]针对斜面、圆弧不同兜孔形面参数对圆柱滚子轴承的动态特性进行了较为深入的探究。温保岗等^[12]通过试验研究了保持架兜孔间隙和引导间隙对角接触球轴承保持架磨损的影响。张乐宇等^[13]研究了方形、圆形两种兜孔形状对角接触球轴承保持架稳定性的影响。叶振环等^[14]研究了椭圆兜孔对高速球轴承保持架动态特性的影响。

综上所述,国内外对轴承兜孔的相关研究较少,且多集中于不同兜孔形状或结构参数对轴承动态性能的影响,偶有少量学者对保持架兜孔的磨损进行研究,但也没有针对兜孔形面的几何参

数对磨损性能的影响进行深入研究。同时,大多数学者在研究中仅考虑了滚子与内外圈之间的接触刚度和阻尼,而忽略了兜孔处的接触刚度、阻尼以及润滑的影响,这就导致兜孔和滚子之间计算的力较实际偏大,从而计算结果较实际不够精确。而刘延斌等^[15]在对 V 形兜孔圆柱滚子轴承的高速动态性能进行研究时,发现在高速轻载的工况下,V 形兜孔圆柱滚子轴承的动态性能要远优于普通直兜孔圆柱滚子轴承,但 V 形兜孔形面几何参数对保持架磨损性能的影响却未得到研究。

基于此,本文针对 V 形兜孔形面结构的圆柱滚子轴承探讨了在高速轻载工况下,各兜孔壁的倾角对保持架兜孔的磨损影响,同时也对各兜孔壁倾角优化后的保持架磨损性能及保持架打滑进行了研究。旨在通过研究 V 形兜孔各壁倾角和保持架磨损性能之间的关系,为 V 形兜孔圆柱滚子轴承综合性能的提高提供理论支撑。

1 圆柱滚子轴承 V 形兜孔结构

圆柱滚子轴承的 V 形兜孔结构及几何参数如图 1 所示, O 为滚子中心的理想位置; r 为滚子半径; α 为壁面 a 的倾角, $0^\circ \leq \alpha < 90^\circ$; β 为壁面 b 的倾角, $0^\circ \leq \beta < 90^\circ$; θ 为壁面 c 的倾角, $0^\circ \leq \theta < 90^\circ$; ϕ 为壁面 d 的倾角, $0^\circ \leq \phi < 90^\circ$; ε 为兜孔间隙。

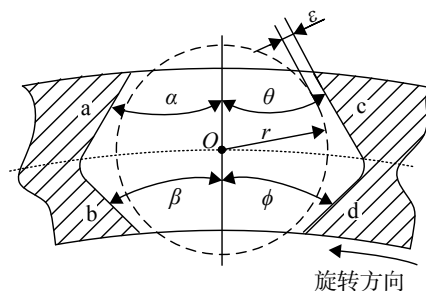


图 1 V 形兜孔的结构及参数示意图

Fig. 1 Structure and parameters diagram of V-shape pocket

2 轴承动力学分析模型

2.1 基本假设

圆柱滚子轴承在高速轻载工况下的动力学机理非常复杂,为突出所研究的问题及简化计算,对轴承的动力学分析模型做以下假设:

1) 如果圆柱滚子轴承在工作中主要承受径向载荷且没有制造误差和安装误差,该情况下轴

承主要在径向平面内进行运动, 为简化计算假设圆柱滚子轴承只在径向平面内的运动, 即滚子、保持架均具有三个自由度。

2) 轴承外圈固定, 内圈转速给定。

3) 轴承在高速轻载工况下稳态运转时所产生的弹性变形较小, 从而在对比分析时对结果的影响较小, 因此假设轴承零件均为刚体, 零件接触时只产生局部变形并忽略局部扭曲和变形导致的兜孔形状的改变。

4) 忽略轴承内部温升的影响。

2.2 滚子与兜孔接触模型

考虑兜孔处润滑的影响, 滚子与兜孔的接触模型主要考虑有: 当滚子与保持架兜孔产生接触时, 滚子表面与兜孔壁的接触变形、滚子和兜孔壁之间的法向力以及切向摩擦力; 当滚子与兜孔壁未发生接触时, 滚子浸泡在润滑油里移动所受的油膜挤压阻尼力。滚子与兜孔的接触模型如图 2 所示, $\{O; x_i, y_i\}$ 为滚子理想坐标系, 由滚子在系统坐标系中的位置确定; $\{O; x, y\}$ 为兜孔坐标系, 其原点在兜孔几何中心上, 随保持架一起移动和转动; $\{O'; x', y'\}$ 为滚子质心坐标系, 绕滚子自身轴线转动。

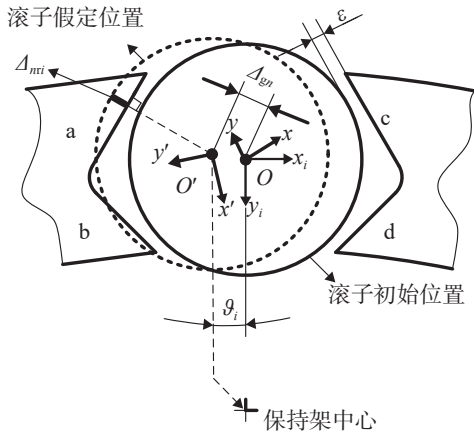


图 2 滚子与兜孔的接触模型

Fig. 2 Contact model of roller and pocket

以兜孔壁面 $n(n=a, b, c, d)$ 与第 $i(i=1, 2, \dots, m)$ 个滚子的接触变形量 Δ_{mri} 来判断滚子与兜孔的接触情况, Δ_{mri} 表示为

$$\Delta_{mri} = \Delta_{gi} - \varepsilon \quad (1)$$

式中 Δ_{gi} 为第 i 个滚子质心在理想坐标系中圆周分量的绝对值。

如果 $\Delta_{mri} \geq 0$, 此时兜孔和滚子发生接触, 对于 a, b, c, d 四个兜孔壁面(见 图 1), Δ_{mri} 和 Δ_{gn} 分别表征为

$$\Delta_{ari} = \Delta_{ga} - \varepsilon, \quad \Delta_{bri} = \Delta_{gb} - \varepsilon$$

$$\Delta_{cri} = \Delta_{gc} - \varepsilon, \quad \Delta_{dri} = \Delta_{gd} - \varepsilon$$

$$\Delta_{ga} = x_{cxi} \cos \vartheta_i \cos \alpha, \quad \Delta_{gb} = x_{cxi} \cos \vartheta_i \cos \beta$$

$$\Delta_{gc} = x_{cxi} \cos \vartheta_i \cos \theta, \quad \Delta_{gd} = x_{cxi} \cos \vartheta_i \cos \phi$$

式中 x_{cxi} 为第 i 个滚子质心在理想坐标系中 x_i 方向上的移动分量; ϑ_i 为第 i 个滚子质心的角位移。

考虑滚子与兜孔之间的实际润滑状态, 润滑油的存在使得滚子与兜孔壁的接触既有 Hertz 弹性接触又有润滑接触。故模型将接触区域分为润滑油入口区、Hertz 接触区和润滑油出口区, 且三个接触区都可等效为弹簧和阻尼器。如图 3 所示, U_z 为滚子的自转速度; U_g 为滚子的公转速度; U_c 为保持架的转速; Q 为法向接触载荷; K_{io} 为入口区的油膜刚度; C_{io} 为入口区的油膜阻尼; K_j 为接触区的接触刚度; K_{jo} 为接触区的油膜刚度; C_{js} 为接触区的结构阻尼。

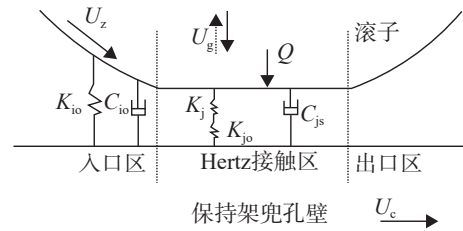


图 3 滚子与兜孔的接触刚度、阻尼及其接触区

Fig. 3 Contact stiffness, damping and area of roller and pocket

由 Hertz 接触理论及 Palmgren 的线接触负荷变形关系模型^[16], Hertz 接触区中的接触刚度 K_j 表示为

$$K_j = \frac{dQ}{d\delta} = 0.29 \times 10^5 l^{0.8} Q^{0.1} \quad (2)$$

式中 δ 为滚子与保持架的接触变形; l 为滚子长度。

根据 Dowson-Higginson 提出的线接触弹流润滑中心油膜厚度有量纲修正公式^[17], Hertz 接触区中的油膜刚度表示为

$$K_{jo} = \frac{dQ}{dh_c} = -0.459 \lambda_0^{-0.54} (\mu_0 u)^{-0.7} R^{-0.43} l^{-0.13} E^{0.03} Q^{1.13} \quad (3)$$

式中 λ_0 为润滑油的黏压系数; R 为接触点等效半径; μ_0 为标准大气压下的润滑油黏度; u 为接触点滚动速度; E 为弹性模量; h_c 为中心油膜厚度。

由 Reynolds 方程和 Sommerfeld 边界条件^[18], 对入口区的油膜载荷与黏性阻尼的关系进行分析, 可得到入口区油膜阻尼 C_{io} 为

$$C_{io} = \frac{dQ}{du} = 3\pi\mu_0 R^{1.5} l h_c^{-1.5} \quad (4)$$

由于出口区压力释放以及 Hertz 接触区的接触刚度要远大于入口区,故忽略出口区阻尼和入口区接触刚度^[19]。如图 4 所示,此时整个接触副的刚度 K_{je} 是由 Hertz 接触区的接触刚度 K_j 和油膜刚度 K_{jo} 串联而成,其表达式为

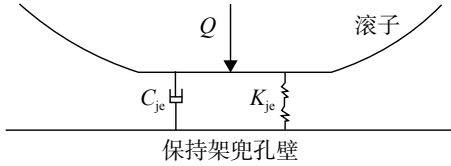


图 4 滚子与兜孔的等效接触刚度和阻尼

Fig. 4 Equivalent contact stiffness and damping of the roller and pocket

$$K_{je} = \frac{dQ}{d\delta + dh_c} = K_j K_{jo} (K_j + K_{jo})^{-1} \quad (5)$$

整个接触副的阻尼 C_{je} 为

$$C_{je} = C_{js} + C_{io} \quad (6)$$

任意时刻第 $i(i=1,2,\dots,m)$ 个滚子与兜孔壁 $n(n=a,b,c,d)$ 之间的法向力为

$$F_{npi} = m \frac{d^2\delta}{dt^2} = K_{je}\delta + C_{je}\dot{\delta} \quad (7)$$

式中 m 为滚子与保持架的等效质量; t 为时间。

如果 $\Delta_{nri} < 0$, 表示兜孔和滚子没有接触, 此时法向力通过油膜挤压阻尼力^[5]进行计算, 其表达式为

$$F_{npi} = 12\mu_0 r^3 \left\{ \frac{r_h (2h_{\min}^2 r + r_h^2) - 4r_h (2h_{\min}^2 r^2 + h_{\min} r r_h^2)}{(2h_{\min}^2 r^2 + h_{\min} r r_h^2) (2h_{\min} r + r_h^2)^2} + \frac{\arctan[r_h / (2h_{\min} r)^{0.5}]}{1.41 (h_{\min} r)^{1.5}} \right\} \quad (8)$$

式中 $r_h = \sqrt{r^2 - [r - (h - h_{\min})]^2}$; h 为油膜厚度; $h_{\min}$ 为最小油膜厚度。

兜孔壁面 $n(n=a,b,c,d)$ 和第 $i(i=1,2,\dots,m)$ 个滚子之间的摩擦力为

$$T_{npi} = \mu_{rp} F_{npi} \quad (9)$$

$$m_i \ddot{\mathbf{r}}_{ri} = F_{ipi} (\mathbf{r}_{ri} - \mathbf{r}_i) / |\mathbf{r}_{ri} - \mathbf{r}_i| + T_{ipi} (\mathbf{p}_{ri} - \mathbf{p}_i) / |\mathbf{p}_{ri} - \mathbf{p}_i| - F_{opi} \mathbf{r}_{ri} / |\mathbf{r}_{ri}| + \text{sgn}(v_{ipi}) T_{ipi} (\mathbf{p}_{ri} - \mathbf{p}_i) / |\mathbf{p}_{ri} - \mathbf{p}_i| + \text{sgn}(v_{opi}) T_{opi} \mathbf{p}_{ri} / |\mathbf{p}_{ri}| + F_{api} \boldsymbol{\kappa}_a - T_{api} \mathbf{S}_a + F_{bpi} \boldsymbol{\kappa}_b - T_{bpi} \mathbf{S}_b + F_{cpi} \boldsymbol{\kappa}_c + T_{cpi} \mathbf{S}_c + F_{dpi} \boldsymbol{\kappa}_d + T_{dpi} \mathbf{S}_d + m_i g \begin{bmatrix} 0 & -1 \end{bmatrix}^T \quad (10)$$

$$J_r \dot{\omega}_{ri} = r [\text{sgn}(v_{ipi}) T_{ipi} - \text{sgn}(v_{opi}) T_{opi} - T_{api} - T_{bpi} - T_{cpi} - T_{dpi}] \quad (11)$$

式中

$$\boldsymbol{\kappa}_a = [\sin(\gamma_c + \tau_i + \alpha) \quad -\cos(\gamma_c + \tau_i + \alpha)]^T$$

$$\boldsymbol{\kappa}_b = [\sin(\gamma_c + \tau_i - \beta) \quad -\cos(\gamma_c + \tau_i - \beta)]^T$$

$$\boldsymbol{\kappa}_c = [-\sin(\gamma_c + \tau_i - \theta) \quad \cos(\gamma_c + \tau_i - \theta)]^T$$

$$\boldsymbol{\kappa}_d = [-\sin(\gamma_c + \tau_i + \phi) \quad \cos(\gamma_c + \tau_i + \phi)]^T$$

$$\mathbf{S}_a = [\cos(\gamma_c + \tau_i + \alpha) \quad \sin(\gamma_c + \tau_i + \alpha)]^T$$

$$\mathbf{S}_b = [\cos(\gamma_c + \tau_i - \beta) \quad \sin(\gamma_c + \tau_i - \beta)]^T$$

$$\mathbf{S}_c = [\cos(\gamma_c + \tau_i - \theta) \quad \sin(\gamma_c + \tau_i - \theta)]^T$$

$$\mathbf{S}_d = [\cos(\gamma_c + \tau_i + \phi) \quad \sin(\gamma_c + \tau_i + \phi)]^T$$

$$\mathbf{r}_{ri} = [x_i \quad y_i]^T, \quad \mathbf{r}_i = [x_{ir} \quad y_{ir}]^T$$

$$\mathbf{p}_{ri} = [-y' \quad x']^T, \quad \mathbf{p}_i = [e_i \quad 0]^T$$

m_i 为滚子的质量; ω_{ri} 为滚子的角速度; J_r 为滚子

的转动惯量; $\mathbf{r}_{ri}$ 为第 i 个滚子在理想坐标系中 x 、 y 坐标分量; $\mathbf{r}_i$ 为内圈中心在系统坐标系中 x 、 y 坐标分量; e_i 为内圈的径向偏移量; v_{ipi} 、 v_{opi} 为第 i 个滚子相对内、外滚道的滑动速度; γ_c 为保持架角位移; τ_i 为初始转角; F_{ipi} 、 F_{opi} 为第 i 个滚子与内、外滚道的法向接触力; T_{ipi} 、 T_{opi} 为第 i 个滚子与内、外滚道的摩擦力; F_{api} 、 F_{bpi} 、 F_{cpi} 、 F_{dpi} 和 T_{api} 、 T_{bpi} 、 T_{cpi} 、 T_{dpi} 分别为第 i 个滚子与 a、b、c、d 四个兜孔壁面的法向接触力和摩擦力。以上滚子与滚道的接触力、摩擦力等参数均按文献 [15] 中的接触模型计算, 本文不做赘述。

2.3 滚子的动力学方程

第 i 个滚子的牛顿方程和欧拉方程为

关于滚子与套圈滚道的接触模型、保持架与内、外圈的接触模型已在文献 [15] 详细叙述, 本文不做赘述。

2.4 保持架动力学方程

保持架的牛顿方程和欧拉方程为

$$m_c \ddot{\mathbf{r}}_c = \mathbf{F}_{cg} - \sum_{i=1}^n (F_{api} \boldsymbol{\kappa}_a + F_{bpi} \boldsymbol{\kappa}_b - T_{api} \mathbf{S}_a - T_{bpi} \mathbf{S}_b) - \sum_{i=1}^n (F_{cpi} \boldsymbol{\kappa}_c + F_{dpi} \boldsymbol{\kappa}_d + T_{cpi} \mathbf{S}_c + T_{dpi} \mathbf{S}_d) + m_c g \begin{bmatrix} 0 & -1 \end{bmatrix}^T \quad (12)$$

$$J_c \ddot{\gamma}_c = \sum_{i=1}^n [F_{api} (r_{ti} - r_c)^T \zeta_a + F_{bpi} (r_{ti} - r_c)^T \zeta_b - F_{cpi} (r_{ti} - r_c)^T \zeta_c - F_{dpi} (r_{ti} - r_c)^T \zeta_d] - M_c - \sum_{i=1}^n \left\{ (T_{api} + T_{cpi}) \left[\left(R_i + r + \frac{1}{2} \delta_0 \right) \sin \alpha - (r + \varepsilon) \right] - (T_{bpi} + T_{dpi}) \left[\left(R_i + r + \frac{1}{2} \delta_0 \right) \sin \beta + (r + \varepsilon) \right] \right\} \quad (13)$$

式中 F_{cg} 为引导套圈对保持架作用力; M_c 为外圈对保持架的摩擦力矩; J_c 为保持架转动惯量; R_i 为内滚道半径; δ_0 为径向游隙; $r_c = [x_c \ y_c]^T$, x_c 、 y_c

为保持架中心在惯性系中的 x 、 y 坐标。

2.5 内圈的动力学方程

内圈的牛顿方程为

$$m_i \ddot{r}_i = \sum_{i=1}^n \{ -F_{ipi} (r_{ti} - r_i) / |r_{ti} - r_i| - \text{sgn}(v_{ipi}) T_{ipi} (p_{ti} - p_i) / |p_{ti} - p_i| \} + Q[0 \ 1]^T + m_i g[0 \ -1]^T \quad (14)$$

式中 m_i 为内圈的质量。

3 轴承磨损性能分析

3.1 分析可靠性的验证

为验证本文动力学分析方法的可靠性, 采用文献 [20] 中的航空发动机主轴高速圆柱滚子轴承的参数和试验数据, 运用上述建模方法建立轴承动力学分析模型, 将仿真结果和文献 [20] 的试验数据进行对比分析。在径向载荷为 2 100 N, 内圈转速范围为 4 000~10 000 r/min 时, 保持架打滑率的仿真数据和试验数据的对比曲线如图 5 所示, 在内圈转速为 7 000 r/min, 径向载荷范围为 600~2 100 N 时, 保持架打滑率的仿真数据和试验数据的对比曲线如图 6 所示。

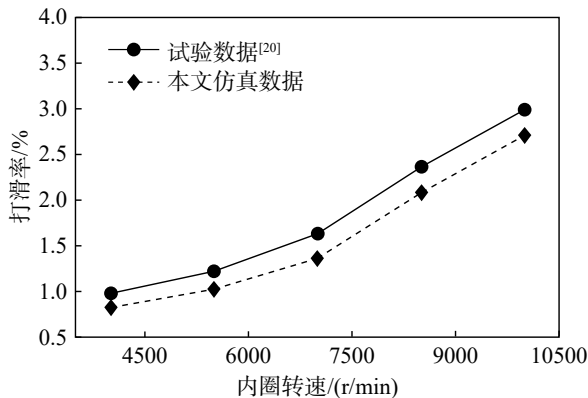


图5 保持架打滑率在不同内圈转速下的变化曲线
(径向载荷为 2 100 N)

Fig. 5 Variation curves of cage slip rate under different inner ring rotational speeds (radial load is 2 100 N)

由图 5、图 6 可见, 保持架打滑率随内圈转速和径向载荷变化的仿真数据同文献 [20] 的试验结果基本一致, 导致仿真结果和试验结果出现偏差的原因较多, 其中主要是轴承零件的刚性假设、未考虑油膜热弹流耦合效应的影响以及试验轴承的制造误差、安装误差等原因, 从而使本文的动

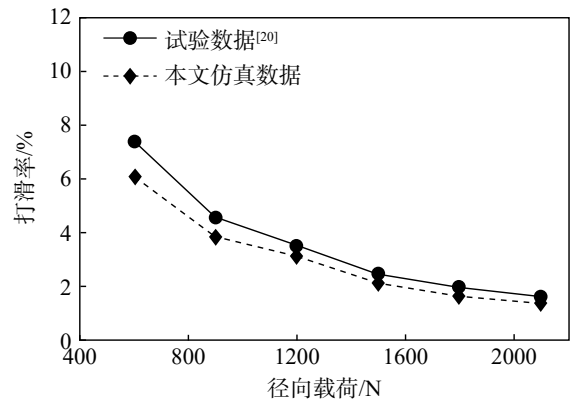


图6 保持架打滑率在不同径向载荷下的变化曲线
(内圈转速为 7 000 r/min)

Fig. 6 Variation curves of cage slip rate under different radial loads (inner ring rotational speed is 7 000 r/min)

力学分析模型与轴承的实际状态有一定的区别, 但本文仿真数据和文献 [20] 试验数据的最大误差不超过 18%, 表明本文动力学分析方法具有较高的可靠性。

3.2 轴承结构参数及工况参数

轴承的主要几何参数及材料参数如表 1、表 2 所示, 润滑油选用 4050 航空润滑油, 其参数如表 3 所示。

表 1 轴承结构参数

Table 1 Geometric parameters of bearing

参数	数值
轴承内径/mm	100
轴承外径/mm	140
轴承宽度/mm	20
滚子数量	26
滚子直径/mm	10
滚子宽度/mm	7
保持架内径/mm	114.46
保持架外径/mm	124.46

表 2 轴承材料特性参数

Table 2 Material performance parameters of bearing

元件	密度/ 10 ⁻⁶ (kg/mm ³)	弹性模量/ 10 ⁵ (N/mm ²)	泊松比
内圈	7.801	2.07	0.290
外圈	7.801	2.07	0.290
滚子	7.801	2.07	0.290
保持架	8.545	1.06	0.324

表 3 4050 航空润滑油参数

Table 3 Parameters of 4050 aviation lubricating oil

参数	数值
常温密度/10 ⁻⁶ (kg/mm ³)	0.970
动力黏度/(Pa·s)	0.055
导热系数/(N/(m·K))	0.096 6
黏压系数/10 ⁻⁸ Pa ⁻¹	2.02

3.3 磨损性能的评价方法

Gupta 基于 Archard 磨损公式^[21]提出时间平均磨损率^[22],用于评价轴承的磨损性能。即通过任意时刻的瞬时磨损率,可得出时间段 T 内的平均磨损率,其表达式为

$$S(T) = \frac{1}{T} \int_0^T \frac{kQ}{H} u_s dt \quad (15)$$

式中 k 为磨损系数; H 为材料的布氏硬度; u_s 为相对滑动速度。

但 Archard 磨损公式是基于干摩擦提出的,并未考虑润滑状态对磨损的影响,因此基于 Archard 磨损公式的时间平均磨损率对轴承的磨损进行评价不够精确。

Masjedi 等^[23]考虑润滑状态对磨损的影响,对 Archard 磨损模型进行改进,提出考虑润滑的 Masjedi 磨损模型,表示为

$$M = k\psi \left(\frac{L_a}{100} \right) \frac{Q}{H} u_s \quad (16)$$

式中 M 为瞬时磨损率; ψ 为油膜破裂比; L_a 为粗糙载荷比,其表达式分别为

$$\psi = 1 - \exp \left[- \left(\frac{X}{u_s t_0} \right) \exp \left(- \frac{E_a}{R_g \Theta_s} \right) \right] \quad (17)$$

$$L_a = 0.05 W^{-0.408} U^{-0.088} G^{0.103}.$$

$$\ln(1 + 4\,470 \bar{\sigma}^{6.015} V^{1.168} W^{0.485} U^{-3.741} G^{-2.898}) \quad (18)$$

式中 X 为与吸附分子相关的面积直径; E_a 为润滑油分子在钢表面的吸附热; t_0 为吸附态分子振动的基本时间; R_g 为摩尔气体常数; Θ_s 为接触温度;

U 为无量纲滑动速度; V 为无量纲表面硬度; W 为无量纲载荷; G 为无量纲弹性模量; $\bar{\sigma}$ 为无量纲表面粗糙度。

基于上述,将 Masjedi 磨损模型和 Gupta 提出的时间平均磨损率相耦合,从而对轴承的磨损性能进行评价更为符合实际,其表达式为

$$W(T) = \frac{1}{T} \int_0^T k\psi \left(\frac{L_a}{100} \right) \frac{Q}{H} u_s dt \quad (19)$$

3.4 兜孔形面几何参数对保持架磨损性能的影响

当内圈转速为 15 000 r/min,径向载荷为 100 N,兜孔壁各倾角 α 、 β 、 θ 、 ϕ 分别取不同值时(考虑到轴承的制造性,仿真时兜孔壁倾角均不高于 45°),轴保持架所有兜孔的时间平均磨损率如图 7 所示。由图 7 可见,保持架的时间平均磨损率呈先急剧上升,后逐渐平缓的趋势,这是因为在轴承启动初期,内圈对滚子的拖动能力随着自身转速增加而增强,使滚子急剧加速,从而导致滚子和保持架之间速度差变大,碰撞激烈,磨损率上升。随着保持架和滚子的速度差逐渐减小,兜孔处的碰撞也随之减小,时间平均磨损率趋于平缓。其中,图 7(a)为壁倾角 α 取不同值,壁倾角 β 、 θ 、 ϕ 为 0° 的情况下的保持架时间平均磨损率曲线;图 7(b)为壁倾角 β 取不同值,壁倾角 α 、 θ 、 ϕ 为 0° 的情况下的保持架时间平均磨损率曲线。由图 7(a)、图 7(b)可见,两图的趋势具有相似性,当滚子的公转速度大于保持架公转速度时,此时滚子推动保持架,在滚子的公转方向上, α 、 β 两个壁倾角对保持架兜孔的时间平均磨损率影响不能忽略,其影响具有非单调性,当 α 、 β 两个壁倾角分别取 15° 时,兜孔处时间平均磨损率下降明显。图 7(c)为壁倾角 θ 取不同值,壁倾角 α 、 β 、 ϕ 为 0° 的情况下的保持架时间平均磨损率曲线;图 7(d)为壁倾角 ϕ 取不同值,壁倾角 α 、 β 、 θ 为 0° 的情况下轴保持架的时间平均磨损率曲线。由图 7(c)、图 7(d)可见,两图的趋势具有相似性,即当保持架公转速度大于滚子的公转速度时,在与滚子公转相反的方向上,此时保持架推动滚子, θ 、 ϕ 两个壁倾角对保持架兜孔的时间平均磨损率影响不能忽略,其影响也具有非单调性,当两个壁倾角分别取 30° 时,兜孔处时间平均磨损率下降明显。由图 7 可见,各兜孔壁倾角对保持架时间平均磨损率的影响存在耦合性,相较于图 7(b)、图 7(d),图 7(a)和图 7(c)中的时间平均磨损率差距较明显,这是因为当内圈旋转外圈固定时,在

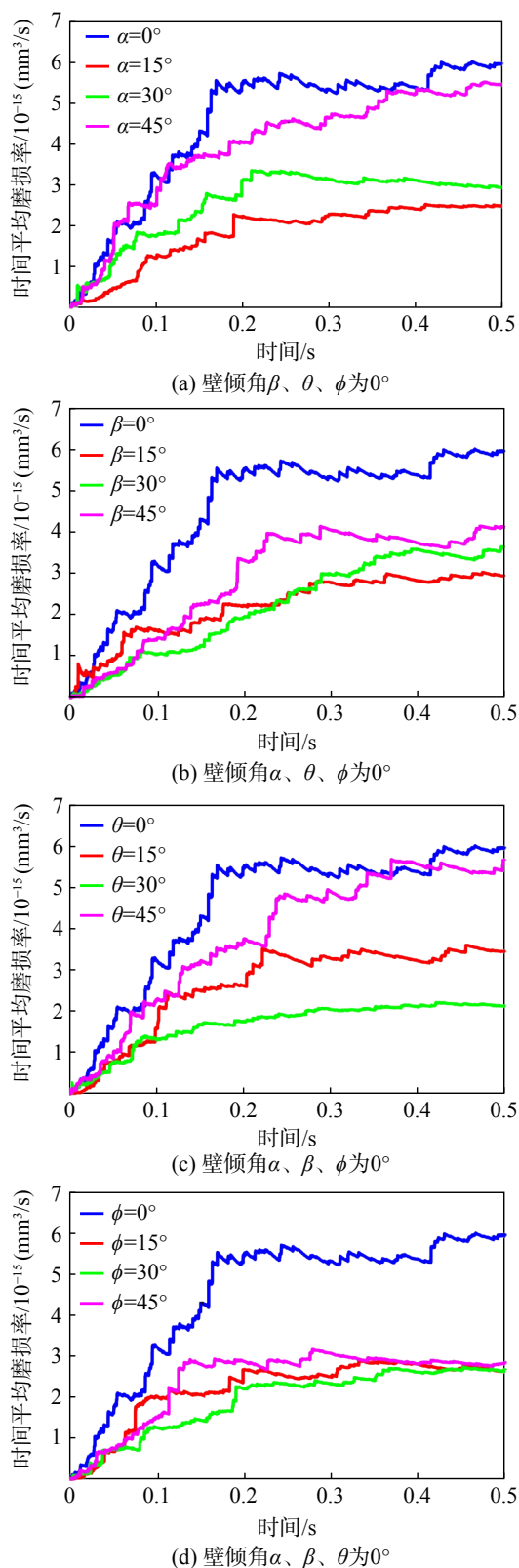


图7 各个壁倾角取不同值时的时间平均磨损率

Fig. 7 Time-averaged wear rate with various inclination angles

径向上靠近外圈的两个兜孔壁面所受的滚子离心力更大,从而导致靠近外圈的两个壁倾角对时间平均磨损率的影响较大。

图8为滚子公转方向上的两个壁倾角及其公转反方向上的两个壁倾角所取不同值时,轴保持架的时间平均磨损率。由图8可见,兜孔壁倾角对保持架磨损性能的影响较大,但影响具有耦合性及非单调性,这是因为在减小应力集中的同时,倾角的增大虽然提升了径向限位,但是降低了过梁的厚度和结构强度,从而影响磨损性能。其中,图8(a)为壁倾角 α 、 β 相等且取不同值,壁倾角 θ 、 ϕ 为 0° 的情况下的保持架时间平均磨损率曲线;图8(b)为壁倾角 θ 、 ϕ 相等且取不同值,壁倾角 α 、 β 为 0° 的情况下的保持架时间平均磨损率曲线。由图8(a)、图8(b)可见,两图时间平均磨损率曲线均具有非单调性,但角度不同时的趋势具有相似性,即滚子公转的方向上的两个壁倾角及其反方向上的两个壁倾角对兜孔的时间平均磨损率影响不能忽略,当两个壁倾角都取 15° 时,兜孔处的时间平均磨损率下降明显。

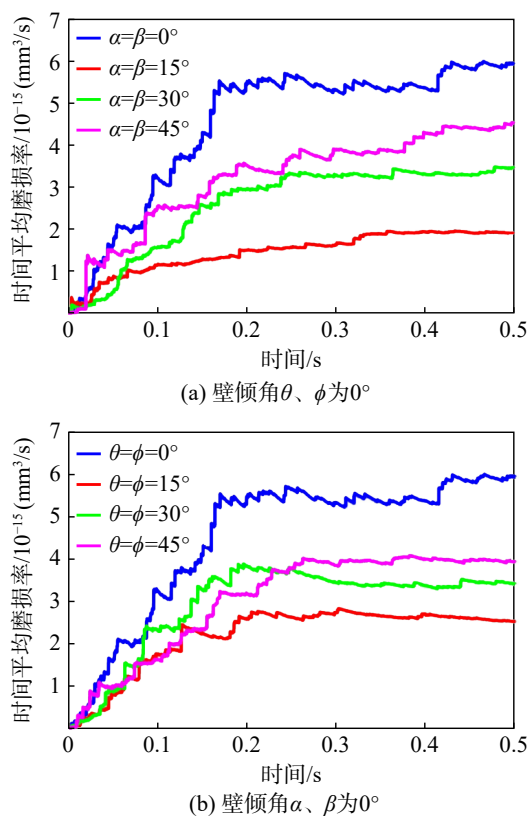


图8 周向上两个壁倾角取不同值时的时间平均磨损率

Fig. 8 Time-averaged wear rate of the two various inclination angles in circumferential direction

3.5 兜孔形面的几何参数优化后的轴承综合性能

根据上述仿真结果,综合考虑各兜孔壁倾角对保持架时间平均磨损率影响的耦合性,以兜孔壁倾角 α 、 β 、 θ 、 ϕ 均为 15° 作为优化轴承,在径向

载荷为 2 000 N, 转速分别为 5 000、10 000、15 000、20 000 r/min 的情况下进行动力学仿真。图 9 为不同转速下优化轴承和普通轴承(α 、 β 、 θ 、 ϕ 为 0°)

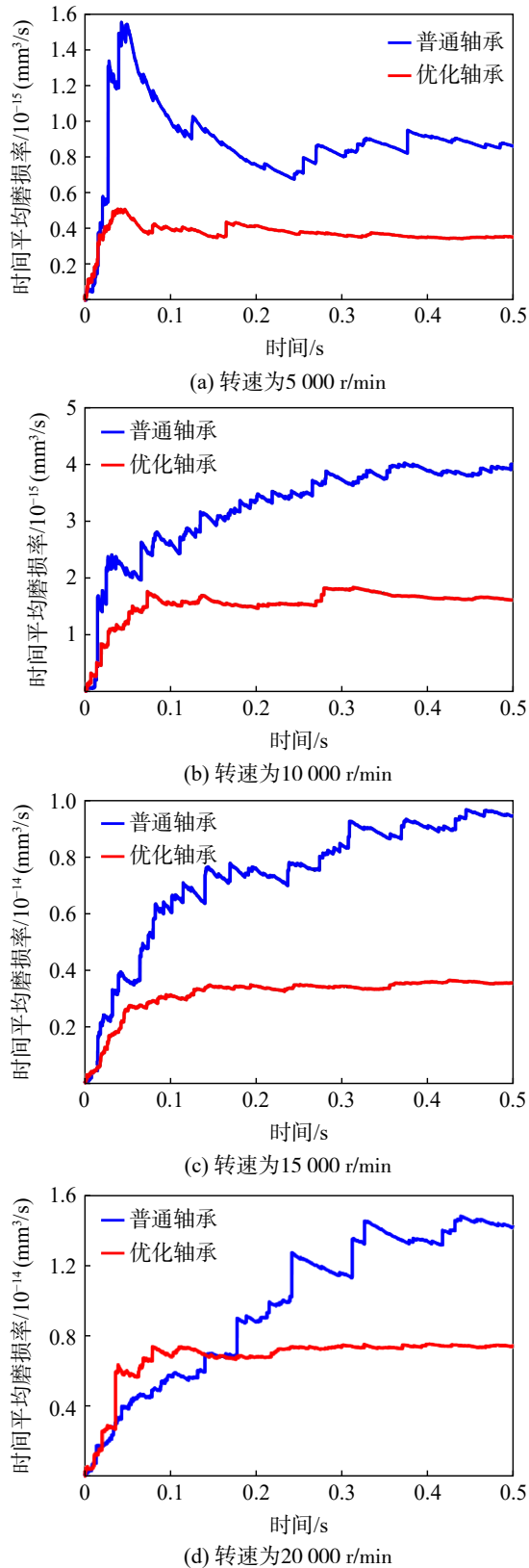


图 9 不同转速下的时间平均磨损率

Fig. 9 Time-averaged wear rate under various rotational speeds

的保持架时间平均磨损率的对比, 由图 9 可见, 优化轴承的保持架的时间平均磨损率均低于普通轴承, 这是因为 V 形兜孔形面的定位和引导精度均优于普通直兜孔轴承, 改善了滚子和兜孔的接触, 使得接触力变小, 从而时间平均磨损率降低。同时, 随着转速的增加, 优化轴承和普通轴承的保持架时间平均磨损率也随之上升, 这是因为内圈转速的提升使得滚子所受离心力变大, 从而增大了滚子与兜孔之间的碰撞与摩擦, 导致保持架时间平均磨损率随内圈转速的增加而上升。

采用保持架打滑率^[1]来对保持架打滑程度进行评价。图 10 为在径向载荷为 2 000 N 时, 优化轴承和普通轴承的保持架打滑率在不同转速下的变化曲线。由图 10 可见, 优化轴承的保持架打滑率均低于普通轴承, 这是因为 V 形兜孔比直兜孔提高了径向限位, 良好的定位使得滚子减小了脱离滚道的可能性, 从而对打滑的抑制性得以提升。

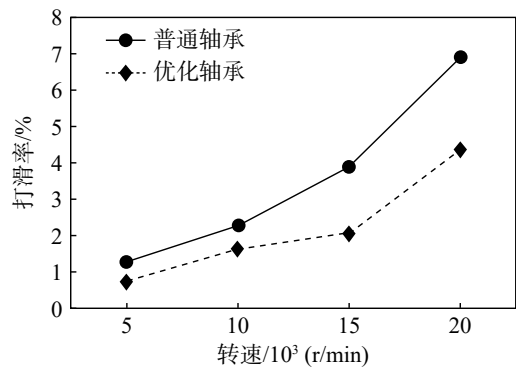


图 10 保持架打滑率在不同内圈转速下的变化曲线

Fig. 10 Variation curves of cage slip rate under various inner ring rotational speeds

4 结 论

本文考虑兜孔和滚子之间的润滑作用, 基于所建立的轴承动力学分析模型, 根据已知参数进行拟静力学计算, 得到各零件的初始状态作为初始条件, 采用预估-校正的 GSTIFF (gear stiff) 变步长积分算法对其动力学微分方程求解。以基于 Masjedi 磨损模型的时间平均磨损率作为磨损性能的评价标准, 研究了 V 形兜孔形面的几何参数对保持架磨损性能的影响, 并对比了优化轴承以及普通轴承在不同转速下的保持架时间平均磨损率和保持架打滑率, 得出以下结论:

1) 兜孔壁倾角对保持架时间平均磨损率的影响显著, 且影响具有耦合性, 通过调整各兜孔

壁倾角可有效提升保持架磨损性能。

2) 外圈引导方式下, 靠近外圈的两个壁倾角 α 和 θ 对保持架磨损性能的影响更为显著。

3) 在兜孔壁各倾角均为 15° 时, 在内圈转速的范围为 $5\,000\sim 20\,000\text{ r/min}$ 时, 兜孔壁倾角均为 15° 的 V 形兜孔保持架的磨损性能和打滑抑制效果均好于普通直兜孔轴承。

参考文献:

- [1] 李鸿亮, 郑艳伟, 谷运龙, 等. 300万 DN 值圆柱滚子轴承优化设计与试验[J]. *航空动力学报*, 2020, 35(6): 1195-1203.
LI Hongliang, ZHENG Yanwei, GU Yunlong, et al. Optimization design and experiment for cylindrical roller bearings to 3 million DN[J]. *Journal of Aerospace Power*, 2020, 35(6): 1195-1203. (in Chinese)
- [2] 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)
- [3] 张涛, 陈晓阳, 顾家铭, 等. 高速角接触球轴承保持架不稳定运动机理分析[J]. *振动与冲击*, 2019, 38(10): 233-241.
ZHANG Tao, CHEN Xiaoyang, GU Jiaming, et al. Analysis on the unstable movement mechanism of high-speed angular contact ball bearing cages[J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2019, 38(10): 233-241. (in Chinese)
- [4] 杨晓蔚. 滚动轴承产品技术发展的现状与方向[J]. *轴承*, 2020(8): 65-70.
YANG Xiaowei. Current situation and direction for technology development of rolling bearing products[J]. *Bearing*, 2020(8): 65-70. (in Chinese)
- [5] QIAN Weihua. Dynamic simulation of cylindrical roller bearings[D]. Aachen, Germany: RWTH Aachen University, 2014.
- [6] LIU Y, ZHANG Z. Skidding research of a high-speed cylindrical roller bearing with beveled cage pockets[J]. *Industrial Lubrication and Tribology*, 2020, 72(7): 969-976.
- [7] SATHYAN K, GOPINATH K, LEE S H, et al. Bearing retainer designs and retainer instability failures in spacecraft moving mechanical systems[J]. *Tribology Transactions*, 2012, 55(4): 503-511.
- [8] 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)
- [9] DAHIWAL R, THIELEN S, SAUER B. Modeling and simulation of cage wear in solid-lubricated rolling bearings[J]. *Tribology Online*, 2020, 15(1): 25-35.
- [10] 刘延斌, 邱明, 张占立. 圆弧兜孔圆柱滚子轴承的动态不稳定规律特性研究[J]. *振动与冲击*, 2019, 38(5): 53-59.
LIU Yanbin, QIU Ming, ZHANG Zhanli. Dynamic unstable law characteristics of cylindrical roller bearings with arc cage pocket[J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2019, 38(5): 53-59. (in Chinese)
- [11] 刘延斌, 张占立, 刘红彬. 斜面兜孔圆柱滚子轴承的高速防打滑特性[J]. *航空动力学报*, 2020, 35(1): 162-168.
LIU Yanbin, ZHANG Zhanli, LIU Hongbin. High-speed skidding suppression characteristics of cylindrical roller bearing with beveled cage pocket[J]. *Journal of Aerospace Power*, 2020, 35(1): 162-168. (in Chinese)
- [12] 温保岗, 韩清凯, 乔留春, 等. 保持架间隙对接接触球轴承保持架磨损的影响研究[J]. *振动与冲击*, 2018, 37(23): 9-14.
WEN Baogang, HAN Qingkai, QIAO Liuchun, et al. Effects of cage clearance on its wear in an angular contact ball bearing[J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2018, 37(23): 9-14. (in Chinese)
- [13] 张乐宇, 肖曙红, 李琦. 角接触球轴承保持架兜孔形状对其稳定性的影响[J]. *润滑与密封*, 2017, 42(6): 40-46.
ZHANG Leyu, XIAO Shuhong, LI Qi. Effect of cage pocket hole shape on stability of angular contact ball bearing[J]. *Lubrication Engineering*, 2017, 42(6): 40-46. (in Chinese)
- [14] 叶振环, 李伟, 曲祥君, 等. 椭圆兜孔对高速球轴承保持架动态性能的影响分析[J]. *机械设计与制造*, 2016(6): 184-187.
YE Zhenhuan, LI Wei, QU Xiangjun, et al. Effect of elliptical pocket on cage dynamic performance of high speed ball bearings[J]. *Machinery Design and Manufacture*, 2016(6): 184-187. (in Chinese)
- [15] 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): 579-590.
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): 579-590. (in Chinese)
- [16] PALMGREN A. Ball and roller bearing engineering[M]. Philadelphia, US: SKF Industries Inc., 1959.
- [17] DOWSON D, HIGGINSON G R. Elastohydrodynamic lubrication [M]. London: Pergamon Press, 1977.
- [18] 温诗铸. 摩擦学原理[M]. 北京: 清华大学出版社, 1990.
- [19] 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)
- [20] 张文虎. 圆柱滚子轴承动力学仿真及半物理试验研究[D]. 西安: 西北工业大学, 2017.
ZHANG Wenhui. Study on the dynamics simulation and semi-physical experiment of cylindrical roller bearing[D]. Xi'an: Northwestern Polytechnical University, 2017. (in Chinese)
- [21] ARCHARD J F. Contact and rubbing of flat surfaces[J]. *Journal of Applied Physics*, 1953, 24(8): 981-988.
- [22] GUPTA P K. Dynamic loads and cage wear in high-speed rolling bearings[J]. *Wear*, 1991, 147(1): 119-134.
- [23] 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.

(编辑: 陈越)