

高温环境下角接触球轴承磨损寿命分析

牛荣军¹, 韩争杰¹, 王玉飞², 李鸿亮², 邓四二¹

(1. 河南科技大学 机电工程学院, 河南 洛阳 471003;

2. 洛阳轴承研究所有限公司 特种轴承事业部, 河南 洛阳 471039)

摘 要: 针对高温环境下轴承材料性质和润滑状态变化, 造成轴承磨损加剧, 过早丧失精度的问题。首先开展高温环境下轴承用材料的摩擦磨损试验, 获取材料的磨损系数。在此基础上, 考虑温度、润滑、轴承材料属性等对轴承磨损性能的影响, 建立高温角接触球轴承磨损模型, 通过数值求解探讨工况参数和结构参数等对轴承磨损性能的影响, 并评估轴承的磨损寿命。结果表明: 对于高温轴承材料无磁合金 GH05, 在高温 300 °C 摩擦状态下平均磨损系数为 $2.5 \times 10^{-7} \text{ mm}^2/\text{N}$; 随着载荷、转速、温度的增加, 轴承内、外滚道的磨损率均不断增大, 其中内圈磨损率大于外圈, 内圈磨损特性决定着轴承的磨损寿命; 载荷和转速是决定轴承磨损寿命的主要因素, 轴承主结构参数对磨损寿命具有重要影响, 通过结构优化可提高轴承磨损寿命。

关 键 词: 高温; 滚动轴承; 摩擦磨损; 轴承寿命; 轴承游隙

中图分类号: V259; TH133.33

文献标志码: A

Wear life analysis of angular contact ball bearing in high temperature environment

NIU Rongjun¹, HAN Zhengjie¹, WANG Yufei²,
LI Hongliang², DENG Sier¹

(1. School of Mechatronics Engineering,

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

2. Special Bearing Business Department,

Luoyang Bearing Research Institute Company, Limited, Luoyang Henan 471039, China)

Abstract: In view of the change of bearing material properties and lubrication state under high temperature environment, the bearing wear was aggravated and the accuracy was lost prematurely. Firstly, the friction and wear tests of bearing materials under high temperature environment were carried out to obtain the wear coefficient of the materials. On this basis, the wear model of high temperature angular contact ball bearing was established by considering the effects of temperature, lubrication and bearing material properties on bearing wear performance. Through numerical solution, the effects of load parameters and structural parameters on the wear performance of the bearing were discussed, and the wear life of the bearing was evaluated. The results showed that: for the bearing material non magnetic alloy GH05, the wear coefficient was $2.5 \times 10^{-7} \text{ mm}^2/\text{N}$ at 300 °C. With the increase of load, speed and temperature, the wear rate of inner and outer rings of bearing increased constantly. The wear rate of the inner ring was greater than that of the outer ring.

收稿日期: 2021-08-21

作者简介: 牛荣军(1977—), 男, 教授, 博士, 主要研究方向为轴承摩擦与润滑。E-mail: niurongjun@163.com

引用格式: 牛荣军, 韩争杰, 王玉飞, 等. 高温环境下角接触球轴承磨损寿命分析[J]. 航空动力学报, 2022, 37(8): 1780-1792. NIU Rongjun, HAN Zhengjie, WANG Yufei, et al. Wear life analysis of angular contact ball bearing in high temperature environment[J]. Journal of Aerospace Power, 2022, 37(8): 1780-1792.

The wear characteristics of the inner ring determine the wear life of the bearing; load and speed are the main factors of determining the bearing wear life. In addition, the main structural parameters of the bearing had an important impact on the wear life. The bearing wear life can be improved through structural optimization.

Key words: high temperature; rolling bearing; friction and wear; bearing life; bearing clearance

在商用核电站的压水反应堆工作中,需要高温高压水进行冷却。其输运机构中所用的主轴轴承要在此高温水介质中运转,而且要具有不导磁、耐磨损和长寿命等特点^[1]。要保障核电站的安全运维,需深入了解轴承在高温水介质中的磨损行为。相比于常规轴承,高温、水介质润滑轴承由于其工况条件的特殊性更易发生磨损^[2-3]。而持续磨损会导致轴承工作游隙过大,轴承的振动与噪声加剧,降低轴承的工作精度,使轴承丧失旋转精度,进而影响整机运行的平稳性和安全性。因而,开展特殊工况下轴承磨损寿命的研究,提出有效的防止轴承过早磨损失效的措施,对延长主机装备的使用寿命,提高其可靠性具有重要现实意义。

目前,国内外对滚动轴承摩擦磨损特性的研究已比较深入。文献[4]估算了在轴向预紧力的作用下角接触球轴承许用磨损寿命,分析了轴向预紧力、转速和结构参数对轴承磨损性能的影响。文献[5]采用拟静力学的方法,建立了基于 Archard 理论的动量轮轴承磨损寿命计算模型。文献[6]结合磨损理论,建立了轴承的动力学模型,对惯导轴承的磨损特性进行分析。文献[7]在拟动力学的基础上建立了受轴向载荷的深沟球轴承磨损寿命分析模型。文献[8]建立了球轴承的磨损寿命模型,并进行了相应的轴承试验验证。文献[9]利用离散数学理论提出了一个研究磨损问题的数值仿真模型。文献[10]建立了轴连轴承组件有限元模型,计算了轴承温度场的分布。文献[11]分析了高速条件下轴承内部的热变形对轴承动态性能的影响,但并没有涉及轴承寿命的计算。

综上所述,基于固体磨损理论已经初步建立了轴承的磨损寿命模型,但前述研究所建立的模型中考虑因素简单,特殊工况下磨损寿命的研究还有待深入。本文根据所研究对象特殊的高温和水介质润滑条件,通过球盘试验获取轴承材料的磨损系数,在此基础上建立高温角接触球轴承磨

损模型,分析高温条件对轴承磨损特性的影响,评估轴承的磨损寿命,可为特殊条件下轴承磨损寿命评估提供理论依据。

1 轴承材料磨损系数确定

1.1 试验试样

所研究对象应用于高温(300 ℃)环境,以轴承实际使用的高温轴承材料无磁合金 GH05 分别制作球(Φ6.3 mm)和盘(Φ50 mm×6 mm)试样,开展高温环境下轴承材料的摩擦磨损性能试验。图 1 为无磁合金 GH05 球盘试样,图 2 为高温轴承材料摩擦磨损试验原理, F_r 为加载载荷, n 为球盘相对旋转速度。



图 1 无磁合金 GH05 球盘试样

Fig.1 Ball-disk sample of nonmagnetic alloy GH05

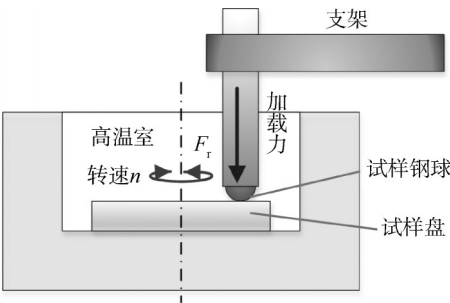


图 2 高温轴承材料试验原理

Fig.2 Test principle of high temperature bearing materials

通过对所研究对象的载荷和运动分析,转换得到的球盘试验载荷水平见表 1 所示。

表 1 材料和载荷水平

Table 1 Sample material and load level		
项目	球试样	圆盘试样
材料	GH05	GH05
弹性模量/ 10^5 MPa	2.09	2.09
泊松比	0.29	0.29
加载载荷/N	50~100	
试验转动速度/(r/min)	80	
润滑剂黏度($t=300\text{ }^{\circ}\text{C}$)	0.006 Pa·s	
试验时间/min	120	

1.2 试验设备

利用球盘试验机完成高温材料摩擦磨损试验。该试验所采用的试验设备是 Rtec 公司的高温摩擦磨损试验机,其最高温度可达 $1\,200\text{ }^{\circ}\text{C}$,加载载荷极限为 $5\,000\text{ N}$,可以实现旋转和往复运动。本研究球盘试验采用旋转式运动,试验设备和运动方式见图 3 所示。

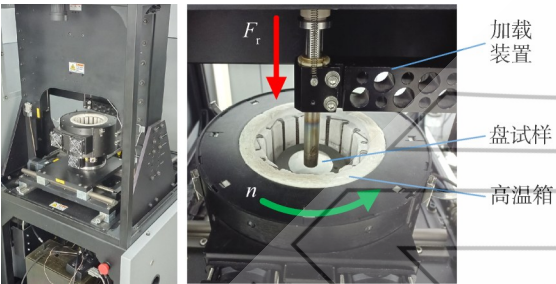


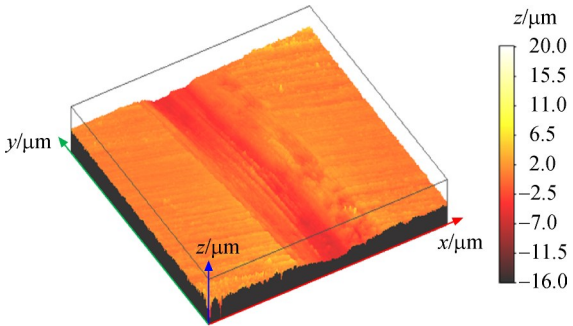
图 3 高温材料摩擦磨损试验设备
Fig.3 Friction and wear test equipment for high temperature materials

通过加载弹簧设置,控制球盘径向加载载荷 F_r ,由电动机驱动转台运动控制钢球与圆盘之间的相对旋转速度 n ,试验过程中通过力传感器可以获取球盘间的实时切向摩擦力。试验后,利用德国 NanoFocus 表面三维形貌光学轮廓仪,对磨损后的试样表面形貌进行扫描,分析磨损系数与载荷和润滑状态间的关系,得到高温无磁合金材料 GH05 的磨损系数,用于轴承磨损模型的建立。

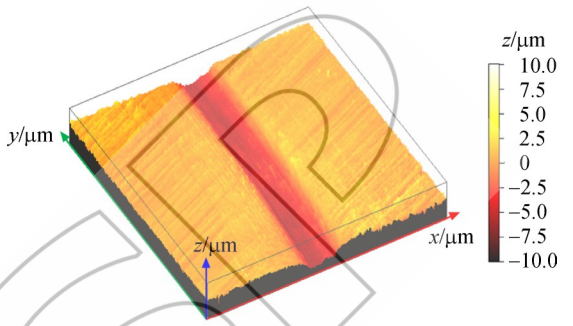
1.3 磨损特性分析

为对比高温环境和低黏度润滑条件对轴承材料磨损性能的影响,图 4 为圆盘试样在表 1 试验工况,3 种(常温干摩擦、高温干摩擦和高温低黏度润滑)摩擦状态下的磨损形貌。

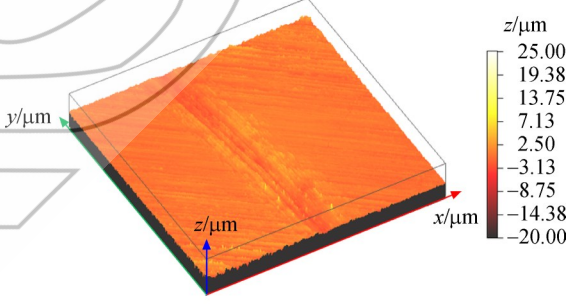
由圆盘试样的磨损形貌图 4 可知:



(a) 常温干摩擦状态



(b) 高温干摩擦状态



(c) 高温低黏度润滑状态

图 4 轴承材料磨损三维形貌

Fig.4 Three-dimensional wear morphology of bearing materials

1) 与常温干摩擦相比,高温干摩擦条件下圆盘试样的磨痕宽度减小,但磨痕加深,磨损程度增加。这表明,高温对无磁合金材料的磨损性能产生明显影响,耐磨性降低;

2) 相比于高温干摩擦试样的磨损形貌,高温低黏度润滑状态下试样的磨痕宽度减小,磨痕变浅,磨损程度减轻。这表明,高温条件下,低黏度润滑介质起到一定的减磨作用,有助于提高材料的耐磨性。

1.4 磨损系数计算

由轴承材料的磨损试验结果,采用形貌仪对试样截面形貌宽度和深度进行数据提取,可得到

3 种摩擦状态下的材料磨损体积, 见图 5 所示。

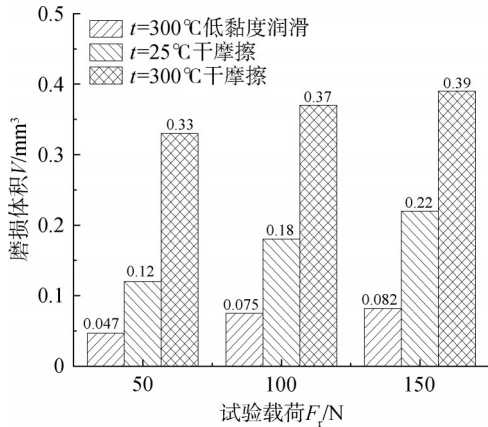


图 5 不同工况条件下的磨损体积

Fig.5 Wear volume under different working conditions

由图 5 可知, 在相同载荷工况下(见表 1), 300 °C 干摩擦条件下材料的磨损体积最大, 300 °C 低黏度润滑条件下材料的磨损体积最小。这说明低黏度润滑介质有助于改善材料的磨损状态, 但高温使材料的抗磨损性能下降, 磨损程度加剧。

依据 Archard 磨损理论^[12], 磨损系数为

$$K = \frac{V}{Qvs} \quad (1)$$

式中 V 为磨损体积, Q 为加载载荷, v 为滑动速度, s 为时间。

将 5 次测试得到的磨损体积(见图 5)带入到式(1)中, 可以得到 3 种摩擦条件下轴承材料的磨损系数 K (见表 2)。

表 2 轴承材料磨损系数试验结果

Table 2 Wear coefficient test results of bearing materials

温度 $t/^\circ\text{C}$	润滑状态	磨损系数/(mm^2/N)
25	干摩擦	$(1.78 \sim 2.89) \times 10^{-7}$
300	干摩擦	$(1.93 \sim 3.02) \times 10^{-7}$
300	低黏度润滑	$(1.09 \sim 2.58) \times 10^{-7}$

2 高温角接触球轴承磨损模型建立

2.1 运动分析

要研究轴承的摩擦磨损性能, 需确定轴承的钢球与滚道之间在接触区域的相对滑动速度, 因此首先对钢球与内外滚道间的运动进行分析, 得

$$\omega_i = \frac{\omega}{1 + \frac{r'_e(d_m/2 - r'_i \cos \alpha_i)(\cos \beta \cos \beta' \cos \alpha_e + \sin \beta \sin \alpha_e)}{r'_i(d_m/2 + r'_e \cos \alpha_e)(\cos \beta \cos \beta' \cos \alpha_i + \sin \beta \sin \alpha_i)}} \quad (6)$$

到其接触区域的滑动速度分布函数。

Houpert^[13]总结了如图 6 所示的钢球与滚道之间的滑动速度分布规律。 a_1 和 a_2 为椭圆接触区域上的纯滚动线, ω_b 为钢球自转速度, R_b 为钢球半径, a 为接触椭圆长半轴, α_e 是外接触角大小。

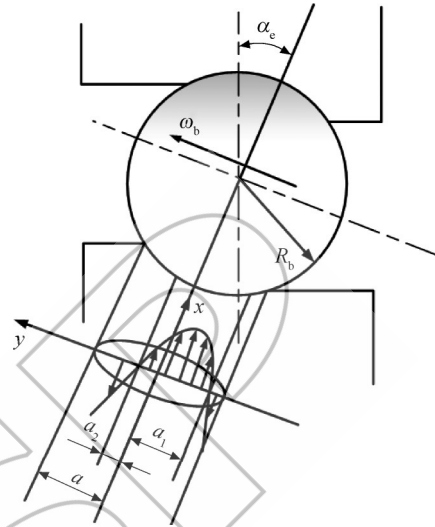


图 6 角接触球轴承滑动速度分布

Fig.6 Sliding speed distribution of angular contact ball bearing

参照滚动轴承运动分析^[8], 在接触点法线方向, 钢球与外圈的角速度分量 ω_{se} 为

$$\omega_{se} = \omega_e \left(\frac{\omega_b}{\omega_e} \cos \beta \cos \beta' \sin \alpha_e - \frac{\omega_b}{\omega_e} \sin \beta \cos \alpha_e - \sin \alpha_e \right) \quad (2)$$

$$\frac{\omega_b}{\omega_e} = \frac{(d_m/2) + r'_e \cos \alpha_e}{r'_e (\cos \beta \cos \beta' \cos \alpha_e + \sin \beta \sin \alpha_e)} \quad (3)$$

在接触点法线方向, 钢球与内圈的角速度分量 ω_{si} 为

$$\omega_{si} = \omega_i \left(\frac{\omega_b}{\omega_i} \cos \beta \cos \beta' \sin \alpha_i + \frac{\omega_b}{\omega_i} \sin \beta \cos \alpha_i + \sin \alpha_i \right) \quad (4)$$

$$\frac{\omega_b}{\omega_i} = \frac{-d_m/2 + r'_i \cos \alpha_i}{r'_i (\cos \beta \cos \beta' \cos \alpha_i + \sin \beta \sin \alpha_i)} \quad (5)$$

假设外圈固定, 内圈以 ω 旋转。则球心的公转速度为 $\omega_b = -\omega_e$ 。内圈的公转速度为 $\omega = \omega_b + \omega_i$ 。从而可以得到, 在此种假设条件下 ω_i 、 ω_e 、 ω_b 的表达式

$$\omega_e = \frac{-\omega}{1 + \frac{r'_i(d_m/2 + r'_e \cos \alpha_e)(\cos \beta \cos \beta' \cos \alpha_i + \sin \beta \sin \alpha_i)}{r'_e(d_m/2 - r'_i \cos \alpha_i)(\cos \beta \cos \beta' \cos \alpha_e + \sin \beta \sin \alpha_e)}} \quad (7)$$

$$\omega_b = \frac{-\omega}{\frac{r'_e(\cos \beta \cos \beta' \cos \alpha_e + \sin \beta \sin \alpha_e)}{(d_m/2 + r'_e \cos \alpha_e)} + \frac{r'_i(\cos \beta \cos \beta' \cos \alpha_i + \sin \beta \sin \alpha_i)}{(d_m/2 - r'_i \cos \alpha_i)}} \quad (8)$$

2.2 受力分析

2.2.1 钢球与滚道间的接触载荷

如图 7 所示,在径向力 F_r 、轴向力 F_a 以及力矩 M 的联合作用下,轴承内、外滚道间产生相对的径向位移 δ_r 、轴向位移 δ_a 以及角向位移 θ 。

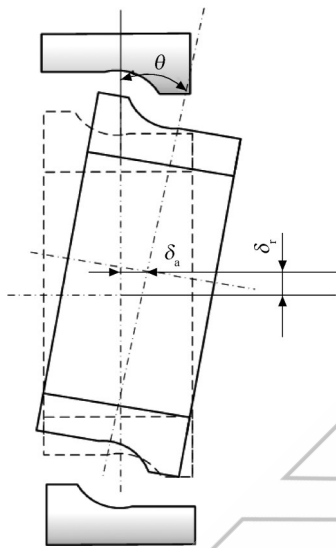


图 7 外力作用下轴承的变形位移

Fig.7 Deformation displacement of bearing under external force

图 8 中, O_b 和 O'_b 分别为球心初始、末位置; O_i 和 O'_i 分别为内沟道曲率中心初始、末位置; O_e 和 O'_e 分别为外沟道曲率中心初始、末位置; S_i 和 S_e 分别为球心与内、外沟道曲率中心末位置的距离; A_r 和 A_a 分别为内、外沟道曲率中心末位置的径向和轴向距离; X_r 和 X_a 分别为钢球中心与外沟道曲率中心末位置的径向和轴向距离; V_r 和 U_a 分别为内沟道曲率中心初始与末位置的径向和轴向距离。

由图 8 中可以得到相容方程

$$\begin{cases} (A_a - X_a)^2 + (A_r - X_r)^2 = s_i^2 \\ X_a^2 + X_r^2 = s_e^2 \end{cases} \quad (9)$$

由内外滚道曲率中心的位置关系,可得到钢球与内、外滚道的接触弹性变形量

$$\begin{cases} \delta_i = s_i - (f_i - 0.5)D_w \\ \delta_e = s_e - (f_e - 0.5)D_w \end{cases} \quad (10)$$

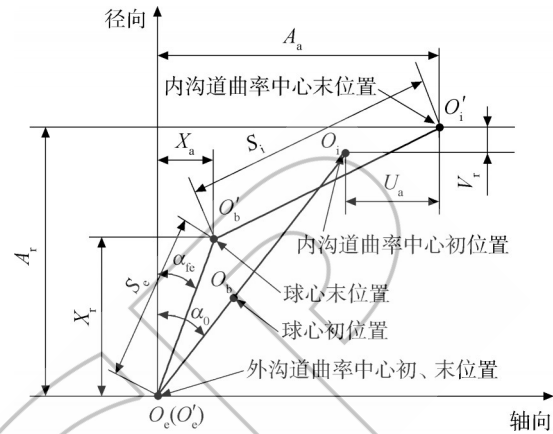


图 8 钢球球心与曲率中心相对位置

Fig.8 Relative position between steel ball center and curvature center of rings

根据赫兹点接触理论^[10],在钢球与内外滚道的接触法向上,球与滚道之间的接触力为

$$Q = K_n [\max(\delta, 0)]^{1.5} \quad (11)$$

其中 K_n 为接触负荷-变形常量,可以通过查文献^[14]确定;弹性钢球与内外滚道的弹性变形量取大于零的值,通过 $\max()$ 函数判断。

2.2.2 钢球与滚道润滑状态及摩擦力

轴承开始运转时,钢球与滚道之间相对滑动速度很低,主要靠分布在轴承滚道表面的剩余润滑剂产生润滑作用,此时认为钢球与滚道间处于干摩擦状态,拖动系数 μ_g 取为

$$\mu_g = 0.1 \quad (12)$$

当轴承转速增大到一定值时,钢球与滚道间处于边界润滑状态,此时拖动系数 μ_b 为^[15-16]

$$\mu_b = (-0.1 + 22.28\lambda)e^{-181.46\lambda} + \mu_g \quad (13)$$

当速度继续增大,即使黏度很低的润滑剂在足够大的速度条件下也可以形成良好的润滑薄膜,轴承所处的润滑状态为弹流润滑,拖动系数 μ_h 为

$$\mu_h = (A + B\lambda)\exp(-C\lambda) + D \quad (14)$$

其中 A 、 B 、 C 、 D 由试验得到^[17]; λ 为球与滚道之间的打滑率。

当球与滚道处于混合润滑状态,等效摩擦因

数计算公式为

$$\mu = \mu_b q_{bd} + \mu_h (1 - q_{bd}) \quad (15)$$

其中 q_{bd} 为粗糙表面微凸体所承受的负荷比。

沿接触长轴的方向,将接触区域划分成若干个窄条,划分的窄条个数设置为 m ,则可以得到每个窄条区域上的摩擦拖动力

$$F_{i(e)j} = \sum_{i=1}^m \mu |Q_{mi(e)j}| \quad (16)$$

其中 $Q_{mi(e)j}$ 、 $F_{i(e)j}$ 分别为第 j 个钢球与内外滚道在接触区域上的第 m 个窄条受到的法向作用力、摩擦拖动力。

2.3 轴承高温热效应的影响分析

针对分析对象的高温特性,需考虑轴承部件热变形的影响。在计算轴承各零部件热变形时,本文采用 Harris 计算公式^[18]

$$u_i = \alpha_i \Delta t d \quad (17)$$

其中 u_i 为热变形; α_i 为热膨胀系数; Δt 为温升; d 为零件特征尺寸,取直径。

考虑转轴热变形时的内圈沟道热变形为

$$u_i = \alpha_{ti} \Delta t_i d_i + \frac{d_i^2}{d_i} [\alpha_{ts} \Delta t_s (1 + \nu_s) - \alpha_{ti} \Delta t_i] \quad (18)$$

其中 Δt_s 为转轴温升, Δt_i 为内圈温升, d_i 为内圈沟底直径, α_{ti} 为轴承内圈的热膨胀系数, α_{ts} 为转轴的热膨胀系数, ν_s 为转轴的泊松比。

考虑轴承座热变形的外圈沟道热变形为

$$u_e = \alpha_{th} \Delta t_h (1 + \nu_h) D_e \quad (19)$$

其中 Δt_e 为外圈温升, Δt_h 为轴承座温升, D_e 为外圈沟底直径, α_{te} 为外圈的热膨胀系数, α_{th} 为轴承座的热膨胀系数, ν_h 为轴承座的泊松比。

钢球温升 Δt_b 产生的热变形为

$$u_b = \alpha_{tb} \Delta t_b D_w \quad (20)$$

其中 α_{tb} 为钢球的热膨胀系数, D_w 为钢球直径。

高温工况下,轴承内、外滚道沟道间的相对径向热变形

$$u'_r = u_e - u_i - 2u_b \quad (21)$$

高温工况下,轴承内、外滚道沟道间的相对轴向热变形

$$u'_a = (\alpha_{th} \Delta t_h L_h - \alpha_{ts} \Delta t_s L_s) / 2 \quad (22)$$

其中 L_s 、 L_h 分别为转轴和轴承腔轴向长度。

高温工况下,考虑钢球热膨胀变形得到的钢球直径为

$$D'_w = D_w + u_b \quad (23)$$

2.4 钢球与滚道间的磨损模型

计算轴承磨损量时,广泛应用 Archard 模型,

磨损体积计算公式为^[11]

$$V = K_v \frac{QL}{H} \quad (24)$$

式中 V 为磨损体积, Q 为接触载荷, L 为滑动位移, H 为布氏硬度。

线磨损率的计算公式如下:

$$W = K_v \frac{Qv}{H} = KQv \quad (25)$$

式中 Q 为瞬时载荷, K 由轴承材料磨损试验确定,根据载荷、温度和润滑取值表 2 数据。

在角接触球轴承中, Qv 计算公式为

$$Qv = \int_{-a}^a \int_{-b[1-(x/a)^2]^{1/2}}^{+b[1-(x/a)^2]^{1/2}} p(x,y) v(x,y) dx dy \quad (26)$$

其中 $p(x,y)$ 为接触区任一点的压力; $v(x,y)$ 为接触区任一点的滑动速度,滑动速度由自旋滑动速度 $v_s(x,y)$ 和差动滑动速度 $v_d(x,y)$ 组成; a 和 b 分别为接触椭圆长短半轴长度; ω_s 为自旋角速度。具体见图 9 所示。

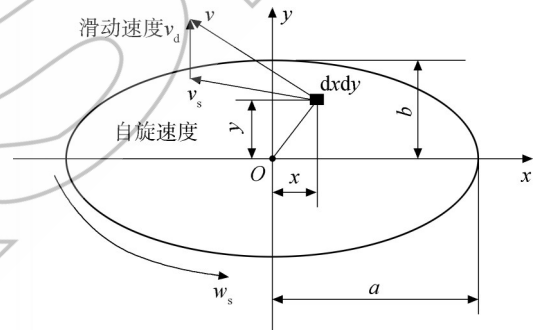


图9 接触区域任一点局部滑动速度

Fig.9 Local sliding velocity at any point in the contact area

单个滚动体相对轴承滚道滚道,在时间 s 内的磨损量 Δ_s 为

$$\Delta_s = sK \int_{-a}^a \int_{-b[1-(x/a)^2]^{1/2}}^{+b[1-(x/a)^2]^{1/2}} p(x,y) v(x,y) dx dy \quad (27)$$

由式(27)可以得到, Z 个钢球相对轴承滚道滚道在时间 s 内的总磨损量 Δ 为

$$\Delta = \sum_{j=1}^Z \left[sK \int_{-a}^a \int_{-b[1-(x/a)^2]^{1/2}}^{+b[1-(x/a)^2]^{1/2}} p_j(x,y) v_j(x,y) dx dy \right] \quad (28)$$

其中 $p_j(x,y)$ 为第 j 个钢球与滚道之间接触区域上任一点的压力, $v_j(x,y)$ 为第 j 个钢球与滚道之间接触区域上任一点的滑动速度, Z 为钢球个数, s 为磨损时间。

2.5 高温球轴承力学平衡方程

参照沟道磨损原理图 10, 假设轴承在高温环境下运行时间 s , 由式(28)可以得到内、外滚道磨损量分别为 Δ_i 和 Δ_e 。磨损导致的内外滚道沟道曲率半径变化量分别为

$$\Delta r_i = \Delta_i \left(\frac{1}{2\pi a_i (d_{im} - D'_w \cos \alpha_{ti})} + \frac{2}{Z\pi D_w'^2} \right) \quad (29)$$

$$\Delta r_e = \Delta_e \left(\frac{1}{2\pi a_e (d_{im} + D'_w \cos \alpha_{te})} + \frac{2}{Z\pi D_w'^2} \right) \quad (30)$$

其中 d'_m 为考虑热变形之后轴承的节圆直径, $d'_m = 0.5(d_i + u'_i + d_e + u'_e)$; D'_w 为热膨胀之后的钢球直径; α_{ti} 、 α_{te} 为考虑温度影响之后的内、外接角; Δr_i 和 Δr_e 分别为磨损后轴承沟道半径的变化量, a_i 、 a_e 分别为钢球与内、外滚道之间接触区域的长半轴。

磨损后的沟道曲率半径系数为

$$\begin{cases} f'_i = (r'_i + \Delta r_i) / D'_w \\ f'_e = (r'_e + \Delta r_e) / D'_w \end{cases} \quad (31)$$

磨损后角接触球轴承的游隙为

$$u'_r = 2(\Delta r_i + \Delta r_e) + u_r \quad (32)$$

其中 u_r 为轴承初始径向游隙。

磨损后角接触球轴承的接触角为

$$\alpha' = \arccos \left[1 - \frac{u'_r}{2D'_w(f'_i + f'_e - 1)} \right] \quad (33)$$

$$\begin{cases} Q_{ij} \sin \alpha_{ij} - Q_{ej} \sin \alpha_{ej} + F_{ij} \cos \alpha_{ij} - F_{ej} \cos \alpha_{ej} = 0 \\ Q_{ij} \cos \alpha_{ij} - Q_{ej} \cos \alpha_{ej} - F_{ij} \sin \alpha_{ij} + F_{ej} \sin \alpha_{ej} + F_{cj} = 0 \end{cases} \quad (41)$$

其中 Q_{ij} 、 Q_{ej} 分别为第 j 个钢球与内、外滚道间法向接触负荷。 F_{cj} 为第 j 个钢球的惯性离心力。

轴承内圈的力平衡方程为

$$\begin{cases} F_a - \sum_{j=1}^Z (Q_{ij} \sin \alpha_{ij} + F_{ij} \cos \alpha_{ij}) = 0 \\ F_r - \sum_{j=1}^Z (Q_{ij} \cos \alpha_{ij} - F_{ij} \sin \alpha_{ij}) \cos \phi_j = 0 \\ M - \sum_{j=1}^Z [(Q_{ij} \sin \alpha_{ij} + F_{ij} \cos \alpha_{ij}) R_i - f_i D'_w F_{ij}] \cos \phi_j = 0 \end{cases} \quad (42)$$

式(29)、式(30)和式(33), 以及式(42)是以 δ_r 、 δ_a 、 θ 、 α_i 、 α_e 、 δ_i 、 δ_e 、 s 为未知量的非线性方程组。采用数值计算方法求解出未知量 δ_r 、 δ_a 、 θ 、 α_i 、 α_e 、 δ_i 、 δ_e 、 s 的值, 再根据上述计算公式, 求解得到任一个滚动体位置处的接触载荷、速度分布、滚动体与滚道间的磨损量以及磨损后的沟道曲率半径变化量, 进而获得由于磨损导致的轴承游隙的变化量及轴承的磨损寿命。

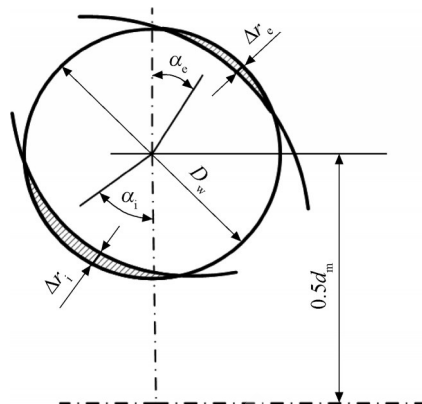


图 10 磨损后沟道曲率半径变化

Fig.10 Change of groove curvature radius after wear

通过上述公式整理, 可以得到新的变形协调方程

$$U'_a = \delta_a + \theta R_i \cos \phi_j + u'_a \quad (34)$$

$$V'_r = \delta_r \cos \phi_j + u'_r \quad (35)$$

$$A'_a = (f'_i + f'_e - 1) D'_w \sin \alpha' + U'_a \quad (36)$$

$$A'_r = (f'_i + f'_e - 1) D'_w \cos \alpha' + V'_r \quad (37)$$

$$s'_i = (f'_i - 0.5) D'_w + \delta_i \quad (38)$$

$$s'_e = (f'_e - 0.5) D'_w + \delta_e \quad (39)$$

$$\begin{cases} (A'_a - X'_a)^2 + (A'_r - X'_r)^2 = s'^2_i \\ X'^2_a + X'^2_r = s'^2_e \end{cases} \quad (40)$$

任一钢球 j 的力平衡方程为

3 计算及结果分析

以核反应堆某支撑结构的角接触球轴承为分析对象, 结构参数见表 3, 轴承运行时受到轴向预紧力 F_{a0} 为 100 N、径向力为 3 000 N、环境温度为 300 °C。

3.1 轴承磨损特性分析

3.1.1 单一工况参数对轴承磨损率的影响

图 11(a) 为径向载荷取 3 000 N, 径向游隙取

0.01 mm,内圈转速取 80 r/min,常温 25 ℃,轴向预紧力在 10~100 N 范围变化对轴承内、外滚道磨损率的影响。图 11(b)为轴向预紧力取 100 N,径向游隙取 0.01 mm,内圈转速取 80 r/min,常温 25 ℃时,径向载荷在 300~3 000 N 范围变化对轴

承内、外滚道磨损率的影响。

由图 11 可以看出:

- 1) 随着轴向预紧力和径向载荷的增加,内圈和外圈的磨损率都呈增加趋势;
- 2) 轴向预紧力与滚道磨损率之间基本呈线性关系,而径向载荷与滚道的磨损率之间的呈明显的非线性关系,载荷增加到一定程度磨损率变化趋于平稳。

对比内、外滚道的磨损率变化可以发现,相同条件下,内圈的磨损率大于外圈,且随着载荷的增加,两者的差异越来越大。这说明,在相同条件下,内圈的磨损情况比外圈严重,内圈的磨损寿命决定着轴承的磨损寿命。

图 12 为径向载荷取 3 000 N,轴向预紧力取 100 N,径向游隙取 0.01 mm,温度为 300 ℃时,内圈转速对内、外滚道磨损率的影响变化。

表 3 某型球轴承结构参数

Table 3 structural parameters of a certain type of ball bearing

参数	数值
外圈外径 D /mm	75
内圈内径 d /mm	45
外圈宽度 B /mm	16
钢球直径 D_w /mm	9
钢球数 Z	15
初始接触角 $\alpha/(^\circ)$	25
初始径向游隙 u_r /mm	0.01

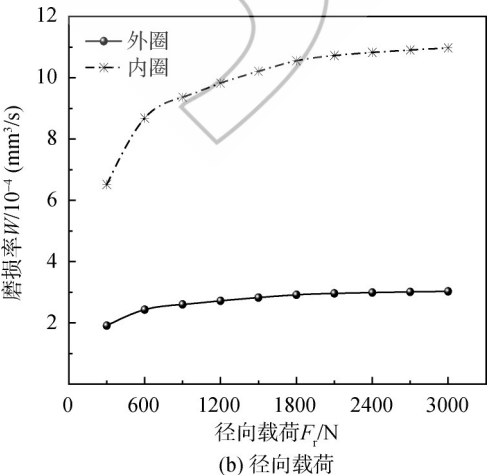
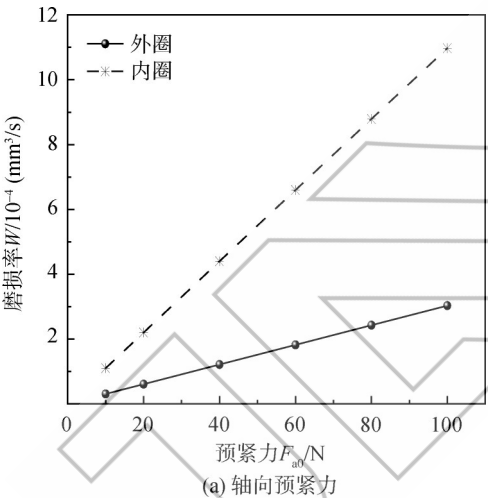


图 11 载荷对轴承滚道磨损率的影响
Fig.11 Effect of load on wear rate of bearing raceway

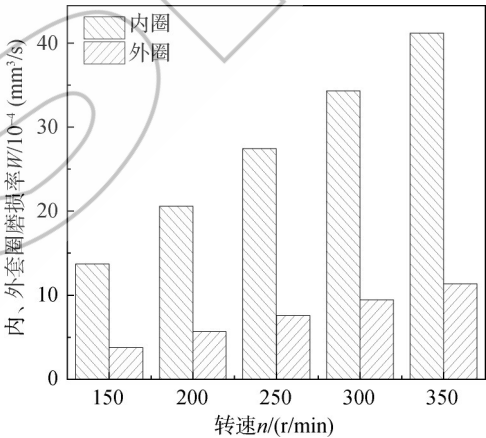


图 12 转速对轴承滚道磨损率的影响
Fig.12 Effect of rotating speed on wear rate of bearing raceway

由图 12 可以发现:

- 1) 转速与内、外滚道磨损率之间均呈线性关系;
- 2) 在相同条件下,内圈磨损率大于外圈,且随着转速的增加,两者的差异越来越大。这是因为,转速的增加导致钢球与滚道接触区域上的 Qv 值(见式(26))变大。由 Archard 磨损模型可知,当接触区域的 Qv 值增大时轴承磨损加剧,从而也证明了本文计算结果的合理性。

3.1.2 单一结构参数对轴承磨损率的影响

图 13 所示为径向载荷 3 000 N,内圈转速 80 r/min,温度 300 ℃时,径向游隙与轴承内、外滚道磨损率之间的关系。由图 13 可以看出:

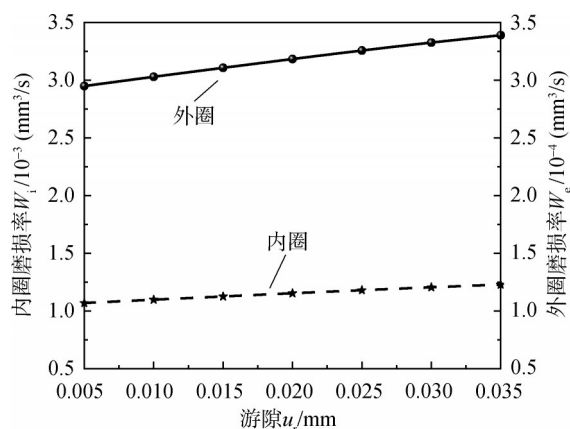


图 13 游隙对滚道磨损率的影响

Fig.13 Effect of clearance on wear rate of ring raceway

1) 在游隙设计范围 0.005~0.035 mm, 随着径向游隙的增加, 内、外滚道的磨损率均呈增加趋势;

2) 相同条件下, 随着径向游隙的增加, 内圈磨损率比外圈磨损率大, 说明内圈磨损受游隙的影响更加明显。

轴承游隙的增加会造成轴承受载区域减少, 轴承接触载荷增加。由式(26)可知, 轴承滚道接触载荷 Q 的增大, 使得滚道接触区域 Qv 增大, 根据磨损式(24), 轴承整体磨损量增大, 加速轴承磨损失效。

图 14 为轴承径向载荷取 3000 N, 轴承内圈转速取 80 r/min, 环境温度 300 °C 条件下, 其内、外滚道磨损率与沟曲率半径系数间的变化关系。

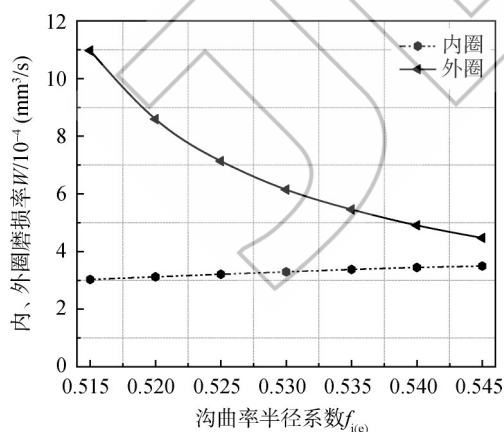


图 14 沟曲率半径系数对滚道磨损率的影响

Fig.14 Effect of groove curvature radius coefficient on ring raceway wear rate

由图 14 可知:

1) 内沟曲率半径系数与内圈磨损率间呈现非线性关系, 而与外圈磨损率之间基本呈线性关

系, 随着滚道曲率半径系数的增大, 内圈磨损率降低, 外圈磨损率增大;

2) 相同条件下, 内圈磨损率的较之于外圈磨损率要高, 但随着曲率半径的增大, 内外圈磨损率有趋于一致趋势, 因此要减小内圈磨损, 可以适当增大内圈的曲率半径系数到 0.540 左右。

滚道曲率半径系数的变化, 会造成钢球与滚道的曲率差增大, 影响轴承内圈滚道的接触载荷分配, 从而造成内外圈磨损量不同趋势的变化。

3.1.3 复合工况参数对轴承磨损率的影响

图 15 为径向游隙取 0.01 mm, 内圈转速取 80 r/min, 温度 300 °C 条件下, 轴向预紧力和径向载荷联合作用下, 轴承内、外滚道磨损率的变化情况。由图 15 可知: 随着复合径向和轴向载荷的增加, 内圈磨损率均变大。这是因为, 当轴承承受的外加载荷变大, 受载滚动体所承受的接触载荷和应力变大, 滚动体与滚道间的摩擦力也随之增加, 轴承摩擦磨损变严重。

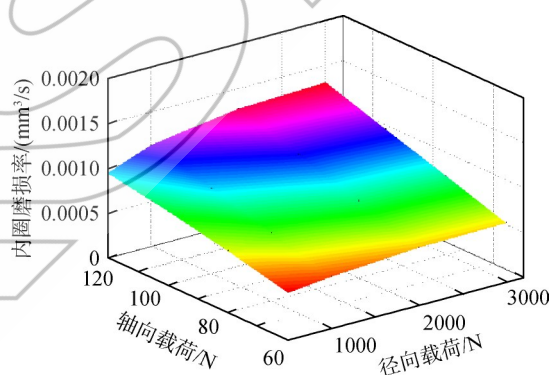


图 15 联合载荷对滚道磨损率的影响

Fig.15 Effect of combined loads on ring raceway wear rate

3.1.4 多结构参数对轴承磨损率的影响

图 16 所示为径向载荷 3 000 N, 轴向预紧力 100 N, 温度 300 °C 时, 钢球个数和钢球直径综合变化对轴承滚道磨损率的影响。

通过图 16 可知:

1) 钢球直径对轴承磨损量的影响变化不大, 但随着滚动体个数的增多, 轴承滚道磨损率整体呈现减小的趋势, 特别是在轴承数目达到 15 个时, 磨损率下降明显;

2) 在钢球数达到 15 个, 钢球直径为 8.5 mm 时, 轴承滚道磨损率曲面出现“凹坑”, 当钢球数超过 15 继续增多时, 滚道磨损率快速下降, 表现在磨损率曲面上为曲面的斜率明显变大。

从整个变化过程来看, 滚道磨损率曲面存在

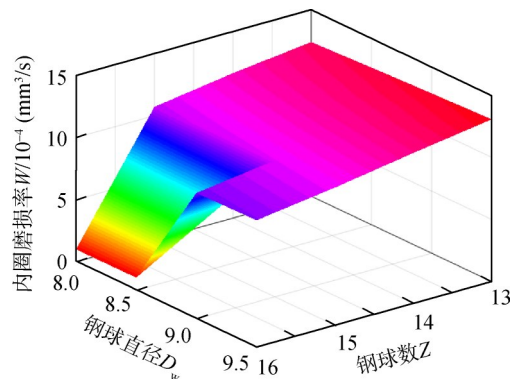


图 16 钢球个数和直径对滚道磨损率的影响

Fig.16 Effect of number and diameter of the steel balls on ring raceway wear rate

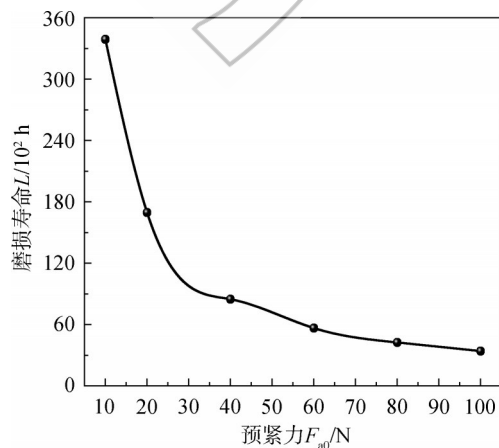
“折叠”和“凹坑”,其影响原因为钢球数目的增加,使轴承承载区间增大,滚道接触载荷下降,有助于减小滚道磨损。但在轴承节圆直径一定的条件下,钢球数量与钢球直径是相互约束关系,钢球数量的增多,必然要减小钢球直径,使得两者结构参数变化出现局部区域“折叠”和“凹坑”现象,说明局部区域存在多个或单个最优值。因此在结构设计时,应综合考虑钢球个数和直径的影响,以达到最优设计。

3.2 轴承磨损寿命评估

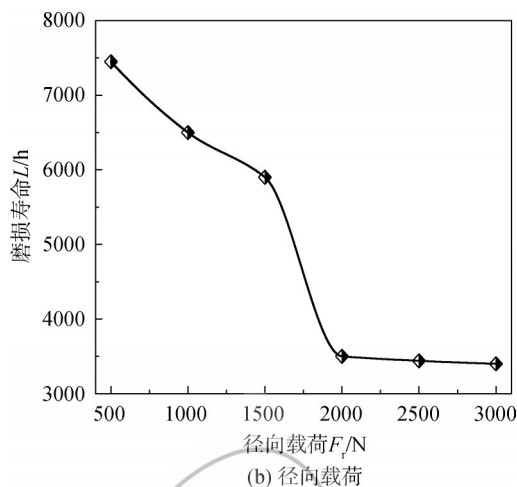
3.2.1 载荷和转速对轴承磨损寿命的影响

图 17(a)为径向载荷 3 000 N,径向游隙 0.01 mm 时,轴承磨损寿命与轴向预紧力间的变化曲线。图 17(b)为轴向预紧力 100 N,径向游隙 0.01 mm 时,轴承磨损寿命与径向载荷之间的变化曲线。

1) 由图 17(a)可知,随着轴向预紧力的增加,轴承磨损寿命的变化曲线斜率逐渐降低。说明在轴向预紧力取值 10~30 N 范围,预紧力对轴承磨



(a) 轴向预紧力



(b) 径向载荷

图 17 载荷对轴承磨损寿命的影响

Fig.17 Effect of load on bearing wear life

损寿命的影响较大。

2) 由图 17(b)可知,当径向载荷在 500~2 000 N 范围内取值时,随着径向载荷的增大轴承磨损寿命下降较快,而当径向载荷超过 2 000 N,随着径向载荷的增加轴承磨损寿命减少的趋势减缓。

轴向预紧力和径向载荷的增加,轴承的磨损寿命都明显下降,说明载荷是影响轴承寿命的主要因素之一,其影响的主要原因是轴承外加载荷的增加,使得钢球与滚道间的接触负载增大,进而导致摩擦副磨损加重,降低轴承的磨损寿命。

图 18 所示为径向载荷 3 000 N,径向游隙 0.01 mm,温度为 300 ℃时,不同转速下角接触球轴承磨损寿命的变化情况。

由图 18 可知,轴承转速在 60~140 r/min 范围时,随着转速的增加,轴承磨损寿命从 4 530 h 降

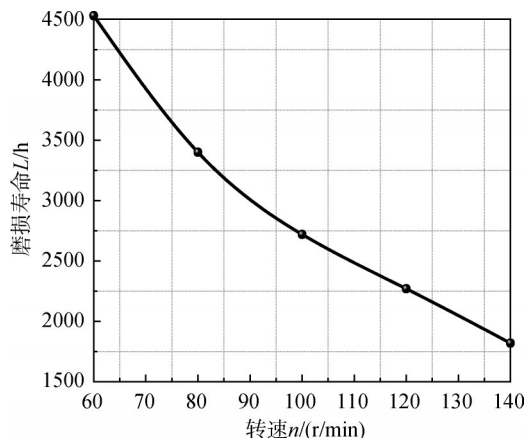


图 18 转速对轴承磨损寿命的影响

Fig.18 Effect of rotating speed on bearing wear life

低到 1 820 h, 转速变化对轴承的磨损寿命产生明显影响。这是因为, 随着转速的增加, 钢球与滚道之间的椭圆接触区域上的 Qv 值增加, 加剧滚道和钢球间的磨损, 最终导致轴承磨损寿命降低。同时, 当转速较低时, 角接触球轴承的磨损寿命曲线斜率较大, 而当转速较大时轴承的磨损寿命曲线斜率较小, 这说明在上述的转速取值范围内, 相比于较高转速, 低转速对轴承磨损寿命的影响更加明显。

3.2.2 游隙对轴承磨损寿命的影响

当径向载荷为 3 000 N, 轴向预紧力为 100 N, 温度为 300 °C 时, 径向游隙对轴承磨损寿命的影响如图 19 所示。

由图 19 可知, 随着径向游隙的增加, 轴承的磨损寿命逐渐减小。参见图 13 的游隙对轴承滚道磨损率的影响可知, 当轴承游隙增大, 轴承滚道的磨损率增加, 从而导致轴承磨损寿命降低。因此, 在提升轴承使用寿命时, 可以考虑游隙对轴承磨损性能的影响, 选取较小的游隙值以达到延长轴承磨损寿命的目的。

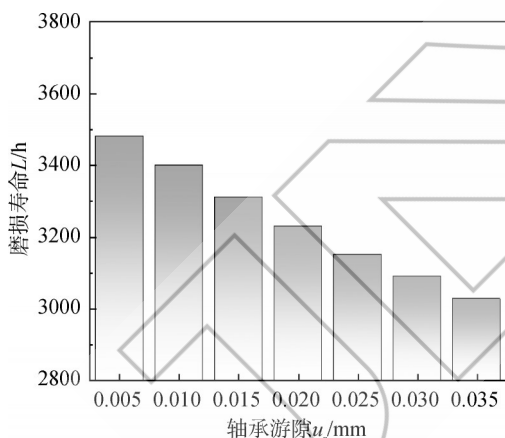


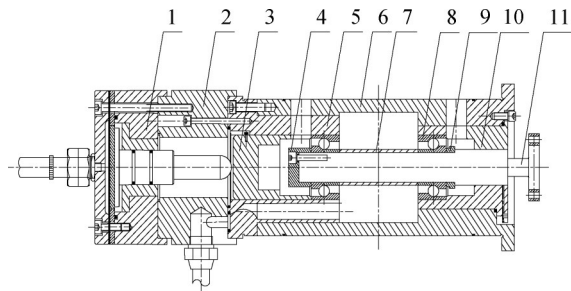
图 19 游隙对轴承磨损寿命的影响

Fig.19 Effect of clearance on bearing wear life

4 计算结果验证

采用 TMs10-17N 型高温轴承试验机开展轴承磨损试验, 图 20 为其主体结构。主要包括加载组件、冷却水组件、试验头和驱动电动机。试验轴系由伺服电动机通过弹性联轴节驱动, 达到试验所需的转速。试验轴承的轴向加载采用薄膜式油缸对轴承施加工作载荷, 径向加载利用偏心套对轴承施加工作载荷。

本试验以某型号的角接触球轴承为试验轴



1 加载装置; 2 连接装置; 3 加载套; 4 压环; 5 左套筒; 6 腔体; 7 隔离套; 8 轴承; 9 垫圈; 10 右套筒; 11 试验轴。

图 20 试验设备主体图

Fig.20 Main appearance of test equipment

承, 为保证性能的可比性, 选用的为同批次轴承。试验轴承的基本参数见表 3, 选用四套轴承进行试验, 其中 1# 轴承为未磨损试验轴承, 2# 轴承为磨损 450 h 后的轴承, 3# 轴承为磨损 750 h 后的轴承, 4# 轴承为磨损 1 200 h 后的试验轴承。

试验加载过程中载荷的施加分阶段实施, 先后启动液压加载、润滑和驱动系统, 通过温度、振动指标监测试验轴承状态, 试验后检测轴承外观质量及尺寸精度, 验证该轴承运转的可靠性。在此基础上, 利用轴承径向游隙测试装置, 测试经过不同磨损时间后的轴承游隙变化, 将测试游隙与基于本文所建立的磨损分析模型求解得到的游隙进行对比, 以验证本文所建立的磨损分析模型的正确性。

角接触球轴承发生磨损后, 径向游隙发生变化, 对四套轴承的径向游隙进行测试。对每套轴承进行 3 次测试, 求取 3 次测试结果的平均值为轴承的游隙值。4 套试验轴承的游隙测试结果如表 4 所示。

表 4 试验轴承游隙测试结果

Table 4 Test bearing clearance test results

试验轴承	第 1 次/ mm	第 2 次/ mm	第 3 次/ mm	平均值/ mm
1#	0.03	0.025	0.035	0.03
2#	0.03	0.045	0.03	0.035
3#	0.04	0.05	0.045	0.045
4#	0.06	0.055	0.065	0.06

基于前述所建立的轴承磨损分析方法, 设置相同试验轴承结构参数以及工况参数, 可求得轴承磨损不同时间后的游隙值。轴承发生磨损后, 游隙的计算结果与试验测试结果如表 5 所示。

表 5 轴承游隙值的试验测试与计算结果
Table 5 Test and calculation results of bearing clearance

轴承磨损 时间/h	仿真计算游隙 值/mm	试验测试游隙 值/mm	误差/%
450	0.030 86	0.035	11.83
750	0.039 59	0.045	12.02
1 200	0.053 19	0.06	11.35

通过表 5 可知,基于数值仿真求解得到的轴承磨损后的游隙值与基于磨损试验后测试得到的游隙值之间的误差不大于 12.02%,试验结果与数值计算结果基本一致,从而也验证了本文所建立的轴承磨损性能分析模型的可靠性。同时可以看出,计算结果与测试结果相比偏小,其原因为:轴承实际测试影响因素较多,造成轴承试验参数变化。同时轴承加工尺寸和形状误差会造成实际轴承的接触润滑性能发生变化,从而造成轴承磨损量增加。后续根据测试结果可以在模型中考虑轴承加工误差因素的影响,提高轴承磨损寿命的预测精度。

5 结 论

- 1) 轴承材料 GH05 合金,高温 300 ℃干摩擦状态下的磨损系数最大,约为 $2.5\times10^{-7}\text{ mm}^2/\text{N}$; 25 ℃干摩擦状态下的磨损系数次之;300 ℃低黏度润滑介质状态下的磨损系数最小。
- 2) 载荷和转速是影响轴承磨损寿命的主要因素,对于所研究轴承,转速在 60~140 r/min 范围时,随着转速的增加,轴承磨损寿命呈线性下降趋势;而径向载荷在超过 2 000 N,轴向预紧载荷大于 40 N 时,随着载荷的增加轴承磨损寿命减少的趋势减缓。
- 3) 随着载荷、转速的增加,轴承的磨损寿命均减小,对于高温、低黏度润滑球轴承,结构参数对其磨损寿命影响重大,在一定范围内存在一套合理的结构参数使得轴承的磨损寿命最优。

参考文献:

[1] 蒋蔚,张蕾,韩涛.高温水轴承的选材与设计[J].轴承,2010(1):15-18.
JIANG Wei,ZHANG Lei,HAN Tao,et al.Material selection and design of rolling bearings used in high temperature water[J].Bearing,2010(1):15-18.(in Chinese)

[2] 王莹,王静波,王均安,等.含硫镍合金的研制及其高温摩擦学特性[J].摩擦学学报,1996,16(4):289-297.

WANG Ying,WANG Jingbo,WANG Junan,et al.Development of nickel containing sulfur alloy and its high temperature tribological properties[J].Tribology,1996,16(4):289-297.(in Chinese)

[3] 韩恩厚,王俭秋,吴欣强,等.核电高温高压水中不锈钢和镍基合金的腐蚀机制[J].金属学报,2010(11):1379-1390.
HAN Enhou,WANG Jianqiu,WU Xinqiang,et al.Corrosion mechanisms of stainless steel and nickel base alloys in high temperature high pressure water[J].Acta Metallurgica Sinica,2010(11):1379-1390.(in Chinese)

[4] 刘良勇,李建华,邓四二,等.飞轮轴承许用磨损寿命估算算法[J].轴承,2011(9):1-5.
LIU Liangyong,LI Jianhua,DENG Sier,et al.Evaluation method for allowable wear life of flywheel bearings[J].Bearing,2011(9):1-5.(in Chinese)

[5] 刘良勇.动量轮轴承磨损寿命研究[D].河南 洛阳:河南科技大学,2011.
LIU Liangyong.Study on wear life of momentum wheel bearing[D].Luoyang Henan:Henan University of Science and Technology,2011.(in Chinese)

[6] 华显伟.惯导轴承动态特性分析[D].河南 洛阳:河南科技大学,2017.
HUA Xianwei.Dynamic characteristics analysis of the inertial navigation bearing[D].Luoyang Henan:Henan University of Science and Technology,2017.(in Chinese)

[7] YU Guangwei,XIA Wei,SONG Zhuoyuan,et al.Wear-life analysis of deep groove ball bearings based on Archard wear theory.[J].Journal of Mechanical Science and Technology,2018,32(7):3329-3336.

[8] LIU C H,CHEN X Y,GU J M,et al.High-speed wear life-time analysis of instrument ball bearings.[J].Journal of Engineering Tribology,2009,223(3):497-510.

[9] 姜绍娜,陈晓阳,顾家铭,等.陀螺框架轴承摩擦力矩分析[J].机械工程学报,2016,52(7):60-68.
JIANG Shaona,CHEN Xiaoyang,GU Jiaming,et al.Analysis of friction moment of gyroscope frame bearing[J].Chinese Journal of Applied Mechanics,2016,52(7):60-68.(in Chinese)

[10] 王燕霜,祝海峰,刘喆.轴连轴承温度场的有限元分析[J].航空动力学报,2012,27(5):1146-1152.
WANG Yanshuang,ZHU Haifeng,LIU Zhe.Finite element analysis on temperature field of bearing with shaft[J].Journal of Aerospace Power,2012,27(5):1146-1152.(in Chinese)

[11] 于洁,李松生,袁伟,等.考虑热变形影响的主轴轴承动态特性[J].航空动力学报,2018,33(2):477-486.
YU Jie,LI Songsheng,YUAN Wei,et al.Dynamic property of spindle bearing considering the effect of thermal deformation[J].Journal of Aerospace Power,2018,33(2):477-486.(in Chinese)

[12] ORLOV A V.Influence of wear on the operational stability of ball bearings[J].Russian Engineering Research,2011,31(11):1078-1083.

[13] HOUPERT L.Ball bearing and tapered roller bearing torque:

- analytical, numerical and experimental results[J]. Tribology Transactions, 2002, 45(3):345-353.
- [14] HARRIS T A. Rolling bearing analysis[M]. 4rd ed, New York:Wiley-Interscience, 1996.
- [15] MEEKS C R, LONG T. Ball bearing dynamic analysis using computer methods:Part I analysis[J]. Journal of Tribology, 1996, 118(1):52-58.
- [16] CREȚU S, BERCEA I, MITU N. A dynamic analysis of tapered roller bearing under fully flooded conditions I theoret-ical formulation[J]. Wear, 1995, 188(1/2):1-10.
- [17] ZHANG Wenhui, DENG Sier, CHEN Guoding, et al. Impact of lubricant traction coefficient on cage's dynamic characteristics in high-speed cylindrical roller bearing[J]. Journal of Tribology, 2017, 30(2):827-835.
- [18] HARRIS T, BARNSBY R M. Life ratings for ball and roller bearings[J]. Journal of Engineering Tribology, 2001, 215(6): 577-595.

(编辑:张 雪)