

考虑润滑碰撞的精密轴承保持架动态特性

袁倩倩, 朱永生, 张进华, 杨敏燕, 闫柯, 洪军

(西安交通大学现代设计及转子轴承系统教育部重点实验室, 710049, 西安)

摘要: 保持架作为轴承中的浮动组件,在套圈引导和滚动体撞击作用下随机运动,其动态特性直接影响精密轴承的服役性能。为了准确分析保持架的动态特性,考虑轴承保持架和滚动体之间真实润滑状态和碰撞过程建立了滚动体和保持架润滑碰撞模型及精确的保持架动力学模型,分析了轴承预紧力、径向载荷、内圈转速及引导-兜孔间隙比对精密轴承保持架动态特性的影响规律。实验结果表明,相比于传统的保持架兜孔-滚动体干摩擦模型,考虑润滑的保持架动态特性分析与实验现象更吻合。相同转速下,增大预紧力或径向载荷可以降低保持架打滑率,相比径向载荷,预紧力对保持架打滑的影响更大。保持架在低速和高速下呈现不同的打滑形式,低速下外载荷对保持架打滑影响不大;高速下外载荷对保持架打滑影响较大。相同预紧时保持架打滑率随轴承内圈转速增加而增加,中预紧时转速对保持架打滑影响最小。随着引导间隙-兜孔间隙比的增加,保持架打滑率降低。研究工作可为精密轴承保持架的设计提供一定的依据。

关键词: 保持架;润滑碰撞;动态特性;精密轴承

中图分类号: TH133 **文献标志码:** A

DOI: 10.7652/xjtuxb202101014 **文章编号:** 0253-987X(2021)01-0110-08



OSID 码

Cage Dynamic Characteristic of Precision Rolling Ball Bearings Considering Lubrication Collision

YUAN Qianqian, ZHU Yongsheng, ZHANG Jinhua, YANG Minyan, YAN Ke, HONG Jun

(Key Laboratory of Education Ministry for Modern Design and Rotor-Bearing System,

Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: As the floating component in rolling bearings, the cage moves randomly under the coupling effect of guide ring and rolling elements, and its dynamic characteristics directly affect the service performance of the precision bearing. In order to accurately analyze the dynamic characteristics of the cage, a more accurate dynamic model of the rolling bearings and the lubrication collision model of rolling elements and cage are established. The models consider the real lubrication state and collision process between the cage pocket and the rolling elements. On this basis, the influences of bearing preload, radial load, inner ring speed and guide pocket clearance ratio on the dynamic characteristics of precision bearing cage are analyzed. The experimental results show that compared with the traditional cage-ball dry friction model, the cage dynamic characteristics analysis considering lubrication is more consistent with the experimental phenomenon. At the same speed, increasing the preload or radial load can reduce the cage slip rate. Compared with the radial load, the preload has a greater influence. At low

收稿日期: 2020-07-24 作者简介: 袁倩倩(1986—),女,博士生;朱永生(通信作者),男,教授,博士生导师。 基金项目: 河南省重大科技专项资助项目(191110213300-02)。

网络出版时间: 2020-10-28

网络出版地址: <http://kns.cnki.net/kcms/detail/61.1069.T.20201027.1752.012.html>

speeds, the load has little effect on cage slip. At high speeds, the change of load has greater influence on cage slip. Under the same conditions, with the increase of inner ring speed, cage slip rate increases. Under the middle preload, rotation speed has the minimum impact on cage slip. As the ratio of guide clearance to pocket clearance increases, the slip rate of the cage decreases. This research work provides a certain basis for the design of precision bearing cage.

Keywords: cage; lubrication collision; dynamic characteristics; precision bearing

作为轴承重要组成部件,保持架在滚动体和引导套圈作用下运动。在变速变载复杂工况或高速条件下,滚动体容易出现打滑,引起滚动体与保持架碰撞、保持架运行不稳定、扭矩增大、轴承振动加剧^[1],轴承服役性能降低,并可能导致精密机器过早失效。因此研究保持架打滑等动态特性及其影响因素,对于改善这种现象具有重要意义。

目前,诸多学者已开展了保持架动力学模型研究。在滚动体与保持架相互作用方面,周延泽等分析保持架振动特性时发现冲击是保持架产生振动的直接原因,保持架与滚动体碰撞作用是冲击的主要来源之一,为此采用了质点与杆、梁碰撞假设,建立了保持架和滚动体碰撞模型,并分析了滚动体-保持架碰撞力影响因素^[2-3]。王斌采用干摩擦碰撞模型,分析了轴承工况参数、结构参数等对保持架动态特性的影响^[4]。姚廷强等忽略润滑的作用,建立了考虑保持架碰撞的球轴承动力学模型,并分析了兜孔间隙对保持架运动轨迹的影响^[5]。上述模型从干摩擦碰撞分析了滚动体与保持架之间的相互作用,没有考虑滚动体与保持架之间润滑的影响。刘文秀等认为球与保持架之间的力由 3 部分组成:两者之间的接触载荷、流体作用力和转速不一致引起的碰撞力,并考虑润滑作用建立了滚动体与保持架的碰撞力模型,分析了保持架结构参数对保持架质心轨迹的影响,但在考虑润滑作用时只增加了润滑油膜的阻尼力,没有考虑油膜刚度^[6]。刘秀海分析了润滑作用下滚动体与保持架之间的相互作用力,建立了滚动轴承的动力学分析模型,并分析了轴承结构参数及工况参数对保持架打滑及稳定性的影响,但在建立滚动体与保持架力学模型时采用了简化的 Brewe 公式^[7]。姚譔将保持架与滚动体等效为连续碰撞系统,建立了一维不连续保持架-滚子碰撞系统模型并分析了滚动体与保持架碰撞对轴承性能的影响,但在建模时忽略了油膜的影响^[8]。

在保持架动态特性影响因素研究方面,Gupta 研究了保持架的运动机理,开发了轴承动力学计算程序并推出 Adore 软件,能够分析保持架结构参数

及工况条件等对保持架稳定性的影响^[9-11]。Bovet 等分析轴承内部接触变形、保持架与滚道弹性流体动力接触、内部间隙和保持架跳动等多种现象,提出了一种预测大载荷下滚动轴承内部动态特性的建模方法,将预测结果与实验结果进行比较,吻合较好^[12]。在上述模型的基础上,国内外学者讨论了轴承速度、保持架兜孔间隙、轴承载荷等对保持架动态特性的影响。实验结果表明,预紧力、外载荷、保持架兜孔间隙、轴承转速等是影响保持架动态特性的主要因素^[13-16]。

针对目前保持架动力学分析中没有考虑润滑的问题,本文考虑轴承保持架兜孔和滚动体之间的真实润滑状态和碰撞过程,利用滚动体与保持架润滑碰撞模型建立了更为精确的保持架动力学方程。在此基础上,分析了轴承预紧力、径向载荷、内圈转速及引导-兜孔间隙比对精密轴承保持架动态特性的影响规律。

1 轴承滚动体与保持架碰撞模型

1.1 干摩擦模型

滚动体与保持架在转动过程中由于公转角速度不同会出现间歇性碰撞。滚动体与保持架之间关系如图 1 所示,图中平面 1 为轴承轴向平面,平面 2 为轴向平面正交的另一个主平面, O_p-x_p, y_p 为保持架兜孔坐标系, O_b 为滚动体中心, μ 为滚动体与保持架兜孔间隙, r_{11} 为滚动体在平面 1 上的曲率半径, r_{12} 为滚动体在平面 2 上的曲率半径, r_{112} 为保持架在平面 2 上的曲率半径。在建立球体间弹塑性正碰撞时,将碰撞过程分为弹性压缩阶段、弹塑性压缩阶段和弹性恢复阶段^[17]。

(1)弹性压缩阶段。滚动体与保持架开始接触并产生弹性作用力,使两物体的相对速度逐渐减小,同时两接触表面发生压缩变形。根据赫兹接触理论, t 时刻的弹性压缩阶段滚动体动力学方程如下

$$m \frac{d^2 \delta}{dt^2} = - \left[\frac{8}{9} \frac{\pi^2 J_1 \kappa^2 E'^2}{J_2^3 \sum \rho} \right]^{1/2} \delta^{3/2} \quad (1)$$

式中: m 和 E' 为滚动体与保持架的等效质量和等效

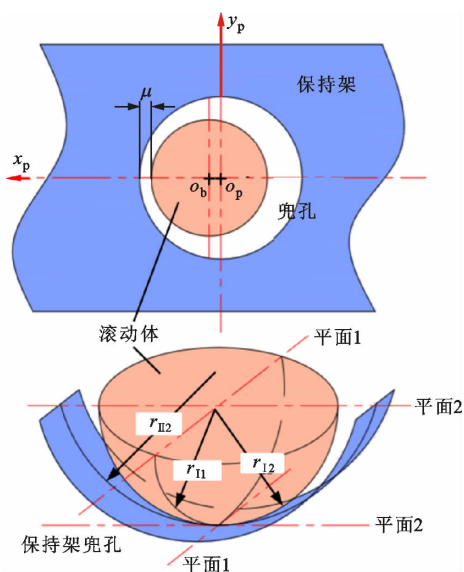


图1 滚动体与保持架的位置关系

弹性模量; δ 为滚动体与保持架间的接触变形; κ 、 J_1 和 J_2 为接触区的椭圆率、第一类完全椭圆积分和第二类完全椭圆积分; $\Sigma\rho$ 为接触区曲率半径和。

弹性压缩阶段结束的标志是滚动体或保持架的接触中心达到屈服应力

$$\sigma_p = \frac{3}{2} \frac{Q_c}{\pi ab} = \min(\sigma_{p1}, \sigma_{p2}) \quad (2)$$

式中: Q_c 为滚动体与保持架接触碰撞载荷; a 和 b 为椭圆接触区的长短轴半径; σ_{p1} 和 σ_{p2} 为滚动体与保持架材料的屈服应力。

(2) 弹塑性压缩阶段。当滚动体与保持架的相对速度足够大时, 两物体的碰撞开始发生塑性变形, 则接触区可以分为外部弹性区和内部塑性区。随着接触碰撞载荷的不断增大, 两个区域的面积都不断增大, 则本阶段的运动方程如下式

$$m \frac{d^2 \delta}{dt^2} = - \left(\frac{2\pi J_1}{J_2 \sum \rho} \sigma_p \delta + \frac{8\sqrt{2}}{3} \pi \frac{\kappa J_1^{5/2} J_2^{1/2}}{(\sum \rho)^{5/2} E'^3} \sigma_p^4 \delta^{-1/2} - 4\pi \frac{\kappa J_1^2 \sigma_p^3}{(\sum \rho)^2 E'^2} \right) \quad (3)$$

弹塑性压缩阶段结束的标志是两物体的相对速度减小至 0, 即

$$\dot{\delta} = 0 \quad (4)$$

(3) 弹性恢复阶段。滚动体与保持架在恢复力的作用下逐渐分离, 相对速度开始反向增加。根据弹性压缩阶段力与位移及接触区变形, 本阶段的运动方程如下式

$$m \frac{d^2 \delta}{dt^2} = - \left[\frac{8}{9} \frac{\pi^2 J_1 \kappa^2 E'^2}{J_2^3 \sum \rho} \right]^{1/2} (\delta - \delta_p)^{3/2} \quad (5)$$

弹性恢复阶段结束的标志是两物体的相对变形减小至塑性变形, 即

$$\delta = \delta_p \quad (6)$$

式中 δ_p 表示滚动体与保持架间的塑性变形。

1.2 考虑润滑状态的滚动体-保持架碰撞模型

轴承滚动体与保持架之间处于半自由状态, 当滚动体公转角速度与保持架公转角速度不一致时, 会发生碰撞, 碰撞力具有瞬时性。轴承在服役过程中, 内部各零件之间存在润滑剂, 滚动体与保持架接触区存在润滑油膜, 润滑碰撞模型将两者之间的碰撞作用等效为刚度和阻尼系统, 如图 2 所示, 图中 K_T 为等效刚度, C_T 为等效阻尼。

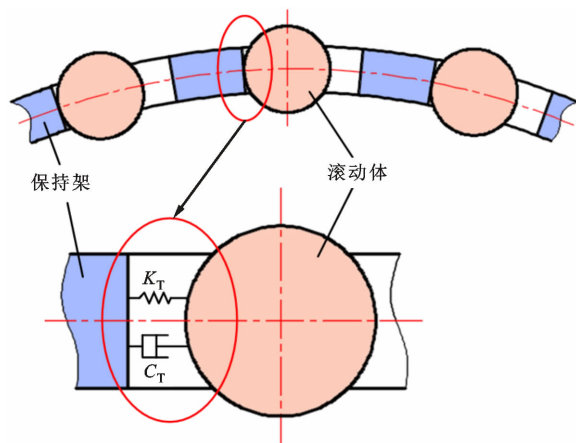


图2 等效碰撞模型

赵联春的研究表明, 当滚动体的自旋速度远大于滚动体和保持架的相对速度时可忽略挤压运动, 采用弹流润滑稳态模型即可满足计算精度^[18]。润滑碰撞模型将碰撞接触区分为入口区、赫兹接触区和出口区, 如图 3 所示, 整个碰撞过程考虑了正向油膜刚度 K_L 、赫兹接触刚度 K_C 、入口区的油膜刚度 K_{ef} 和黏性阻尼 C_{ef} 的影响, U_1 、 U_2 、 U_z 分别为滚动体自转速度、保持架转速、滚动体公转速度。

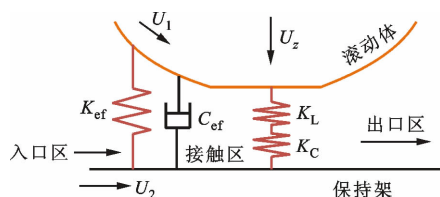


图3 润滑碰撞模型碰撞接触区

根据 Dowson 公式可以计算出等温条件下椭圆接触弹流中心油膜厚度 h_c 的修正公式为

$$h_c = 2.69RU^{0.67}G^{0.53}W^{-0.067}(1 - 0.61e^{-0.73\kappa}) \quad (7)$$

式中: R 为滚动体与保持架在椭圆接触区的有效半

径; U 为无量纲速度, $U = \eta_0 u_s / E' R$, η_0 为润滑剂动力黏度; u_s 为滚动体与保持架在接触点沿滚动方向及椭圆短轴方向的平均速度; G 为无量纲材料参数, $G = \beta_0 E'$, β_0 为润滑剂黏压系数; W 为无量纲载荷, $W = Q / E' R^2$ 。

法向接触载荷分别对接触变形和中心油膜厚度求偏导, 得接触区赫兹接触刚度与正向油膜刚度为

$$K_L = \frac{\partial Q}{\partial \delta} = \frac{3}{2} \left[\frac{2}{9} \frac{\pi^2 J_1 \kappa^2 E'^2}{J_2^3 \sum \rho} \right] \delta^{1/2} \quad (8)$$

$$K_C = \frac{\partial Q}{\partial h_c} =$$

$$\frac{10}{1.8023} E' R [V^{0.67} G^{0.53} W^{-1.067} (1 - 0.61e^{-0.73\kappa})]^{-1} \quad (9)$$

通过分析入口区的油膜载荷与刚度和阻尼之间关系, 得到入口区的油膜刚度和黏性阻尼为

$$K_{ef} = \frac{4\eta_0 u_s R a}{h_c \left(\frac{K_C}{K_L} + 1 \right)} \quad (10)$$

$$C_{ef} = \frac{6\pi\eta_0 R^{3/2} a}{2^{1/2} h_c^{3/2}} \quad (11)$$

由碰撞接触区的刚度和阻尼得到等效刚度和阻尼

$$\left. \begin{aligned} K_T &= \left(\frac{1}{K_L} + \frac{1}{K_C} \right)^{-1} + K_{ef} \\ C_T &= C_{ef} \end{aligned} \right\} \quad (12)$$

任意时刻保持架和滚动体间运动方程为

$$m \frac{d^2 \delta}{dt^2} = K_T \delta + C_T \dot{\delta} \quad (13)$$

2 轴承动力学模型及求解

2.1 碰撞模型求解过程

保持架和滚动体润滑碰撞模型的求解过程如图4所示, 具体步骤如下。

步骤1: 输入初始条件, 包括轴承结构参数、工况条件和初始接触碰撞状态等。

步骤2: 求解碰撞运动的微分方程, 获得下一时刻保持架和滚动体的碰撞状态, 若此时两者间相对速度小于等于0, 则进入步骤3, 否则重复步骤2。

步骤3: 采用数值积分求解方法获得恢复阶段内任意时刻的碰撞状态, 若此时两者间接触变形小于等于0, 则输出最终的结果, 否则重复步骤3。

2.2 轴承动力学模型及求解过程

轴承动力学模型参考文献[7], 将上文建立的滚动体-保持架碰撞模型和轴承其他部件动力学模型耦合, 轴承各部件运动微分方程整理如下。

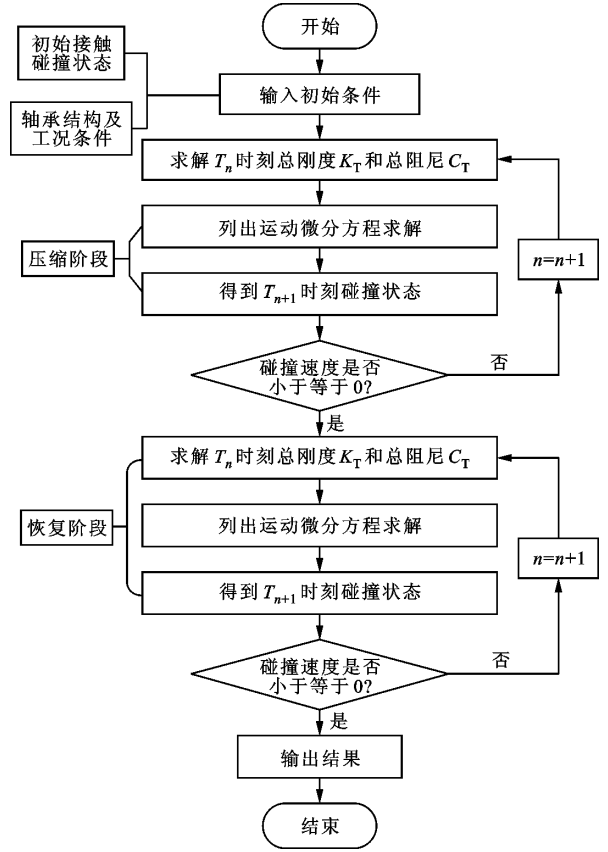


图4 润滑碰撞模型求解过程

(1) 滚动体运动微分方程

$$\left. \begin{aligned} m\ddot{x}_{bj} &= Q_{lxj} + F_{lxj} - Q_{oxj} - F_{oxj} \\ m\ddot{y}_{bj} &= Q_{lyj} - F_{lyj} - Q_{oyj} + F_{oyj} + F_{nj} \\ m\ddot{z}_{bj} &= Q_{lj} - F_{lj} \\ I_x \dot{\omega}_{xj} &= 0.5D(F_{ij} \cos \alpha_{ij} - F_{oj} \cos \alpha_{oj}) \\ I_y \dot{\omega}_{yj} &= 0.5D(F_{oj} \sin \alpha_{oj} - F_{ij} \sin \alpha_{ij}) - I_r \omega_{mj} \omega_{zj} \\ I_z \dot{\omega}_{zj} &= 0.5D(F_{ij} + F_{oj}) + I \dot{\omega}_{mj} \omega_{yj} \end{aligned} \right\} \quad (14)$$

式中: $\ddot{x}_{bj}$ 、 $\ddot{y}_{bj}$ 、 $\ddot{z}_{bj}$ 分别为第 j 个滚动体加速度在方位坐标系 $O-xyz$ 3 个方向上的分量; Q_{lxj} 、 Q_{lyj} 、 Q_{oxj} 、 Q_{oyj} 分别为第 j 个滚动体与内、外滚道接触力在 x 、 y 方向上的分量; F_{lxj} 、 F_{lyj} 、 F_{oxj} 、 F_{oyj} 分别为第 j 个滚动体与内、外滚道摩擦力和油膜拖动力的合力在 x 、 y 方向上的分量; F_{nj} 、 F_{lj} 分别为第 j 个滚动体的惯性力法向和切向分量; I_x 、 I_y 、 I_z 分别为滚动体自转动惯量在方位坐标系 $O-xyz$ 3 个方向上的分量; I_r 为滚动体公转转动惯量, $\dot{\omega}_{xj}$ 、 $\dot{\omega}_{yj}$ 、 $\dot{\omega}_{zj}$ 分别为第 j 个滚动体自转加速度在方位坐标系 $O-xyz$ 3 个方向上的分量; ω_{mj} 为第 j 个滚动体的公转转速; D 为滚动体半径; α_{ij} 、 α_{oj} 分别为第 j 个滚动体与内、外滚道接触角。

(2) 保持架运动微分方程

保持架在惯性坐标系 $O-XYZ$ 中 YZ 平面内的运动微分方程为

$$\left. \begin{aligned} m_c \ddot{Y}_c &= F_{cy} - \sum_{j=1}^Z (Q_{cj} \sin \psi_j) - G_c \\ m_c \ddot{Z}_c &= F_{cz} + \sum_{j=1}^Z (Q_{cj} \cos \psi_j) \\ I_c \dot{\omega}_c &= M_{rcx} - \sum_{j=1}^Z \left(\frac{1}{2} Q_{cj} d_{cr} \right) \end{aligned} \right\} \quad (15)$$

式中: m_c 为保持架质量; F_{cy} 、 F_{cz} 分别为油膜力在 Y 、 Z 方向上的分力; M_{rcx} 为油膜力在保持架表面产生的摩擦力矩; I_c 为保持架转动惯量; Y_c 、 Z_c 分别为保持架在 Y 、 Z 方向上的位移; $\dot{\omega}_c$ 为保持架角加速度; G_c 为保持架重力; ψ_j 为滚动体 j 的位置角。

(3) 内圈运动微分方程

$$\left. \begin{aligned} m_i \ddot{\delta}_X &= F_X - \sum_{j=1}^Z (Q_{ij} \sin \alpha_{ij} + F_{ij} \cos \alpha_{ij}) \\ m_i \ddot{\delta}_Y &= F_Y - \sum_{j=1}^Z (Q_{ij} \cos \alpha_{ij} - F_{ij} \sin \alpha_{ij}) \cos \psi_{ij} \\ m_i \ddot{\delta}_Z &= F_Z - \sum_{j=1}^Z (Q_{ij} \cos \alpha_{ij} - F_{ij} \sin \alpha_{ij}) \sin \psi_{ij} \\ I_{iy} \ddot{\theta}_Y &= M_Y - \sum_{j=1}^Z [Q_{ij} \sin \alpha_{ij} R_i + \\ &\quad F_{ij} \cos \alpha_{ij} (R_i - f_i D)] \sin \psi_{ij} \\ I_{iz} \ddot{\theta}_Z &= M_Z + \sum_{j=1}^Z [Q_{ij} \sin \alpha_{ij} R_i + \\ &\quad F_{ij} \cos \alpha_{ij} (R_i - f_i D)] \cos \psi_{ij} \end{aligned} \right\} \quad (16)$$

式中: m_i 为内圈质量; F_X 、 F_Y 、 F_Z 、 M_Y 、 M_Z 分别为内圈所受 X 、 Y 、 Z 方向力及绕 Y 、 Z 轴力矩; $\ddot{\delta}_X$ 、 $\ddot{\delta}_Y$ 、 $\ddot{\delta}_Z$ 、 $\ddot{\theta}_Y$ 、 $\ddot{\theta}_Z$ 分别为内圈在 X 、 Y 、 Z 方向加速度及绕 Y 、 Z 轴角加速度; Q_{ij} 为第 j 个滚动体与内圈法向接触载荷; F_{ij} 为第 j 个滚动体与内外滚道摩擦力和油膜拖动力的合力; I_{iy} 、 I_{iz} 为内圈在 Y 、 Z 方向上转动惯量; R_i 为内圈沟曲率中心轨迹半径; f_i 为内圈沟曲率半径系数。

根据已知轴承参数和服役条件进行拟静力学模型计算,得到轴承各零件初始运动状态,并作为数值积分初始条件代入积分方程,采用龙格库塔法对方程组进行数值积分。

3 模型验证

3.1 保持架打滑率计算

在高速轻载等特殊工况下,由于轴承滚动体与内外圈接触点处线速度不同,导致滚动体在公转方

向上打滑,滚动体打滑会引起滚道表面蹭伤和磨损,严重时导致轴承失效。保持架转动依靠套圈与滚动体产生的拖动力,当表面拖动力小于滚动体和保持架受到的各种阻力之和时,保持架实际转速便会低于理论值,发生打滑,可以通过测量保持架转速判断轴承是否发生打滑。引入打滑率来评价保持架打滑程度,打滑率越大,保持架打滑越严重。打滑率为

$$S_c = \frac{\omega - \omega_c}{\omega} \times 100\% \quad (17)$$

式中: ω 为保持架理论转速^[19]。

3.2 实验验证

为验证模型的正确性,搭建了保持架转速测量主轴系统实验台,如图5所示,该实验台包括激光转速传感器、反光条、信号采集系统和计算机等。实验采用的激光转速传感器型号为 BK Laser Tacho Probe-MM0360,测量范围为 $0 \sim 3 \times 10^5$ r/min。脉冲信号采集装置为 PAK Mobile MK II 数据采集系统。将反光条粘贴在保持架端面上,激光转速传感器正对保持架端面,保持架旋转一圈返回1个脉冲信号,通过 PAK Mobile MK II 数据采集系统将采集到的转速信号记录到计算机,再进行数据分析。

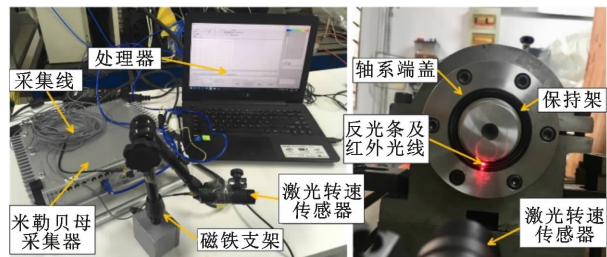


图5 保持架转速测量实验台

本文以国内某轴承企业设计制造的 7008C/P4 滚动球轴承为例,分析轴承工况参数及结构参数对保持架动态特性的影响,轴承具体参数见表1。

本文将不考虑滚动体-保持架润滑(干碰撞模型)和考虑滚动体-保持架润滑(润滑碰撞模型)的仿真结果与正常润滑状态下实验结果进行对比,如图6所示,与干摩擦碰撞模型相比,考虑轴承润滑的润滑碰撞模型更接近实验结果。由图6a可以看出,干摩擦模型保持架转速最大波动量为 105 r/min,润滑碰撞模型保持架转速最大波动量为 52 r/min;干摩擦模型保持架平均转速比润滑模型平均转速大约低 40 r/min。这是由于润滑剂具有吸振作用,使得保持架振动较小,保持架转速波动量降低。同时润滑油使保持架与引导套圈之间的摩擦阻力减小,拖动

表 1 7008C 角接触球轴承的主要参数

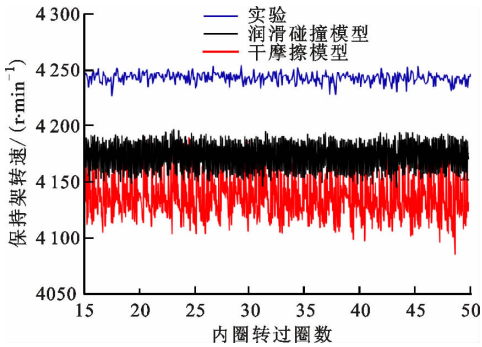
参数	数值
轴承外径/mm	68
轴承内径/mm	40
内圈沟底圆直径/mm	46.006
外圈沟底圆直径/mm	61.994
滚动体数	16
滚动体直径/mm	7.938
内圈滚道沟曲率半径/mm	4.37
外圈滚道沟曲率半径/mm	4.17
保持架外径/mm	58.52
保持架内径/mm	53
保持架兜孔间隙/mm	8.31
套圈材料	低碳钢
滚动体材料	低碳钢
保持架材料	黄铜

4 结果分析

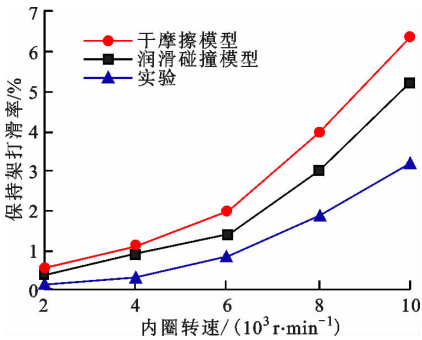
为了分析轴承工况参数、结构参数等对轴承保持架动态特性的影响,根据以上结论,润滑模型与实验结果更吻合,这里采用润滑碰撞模型进行分析。

(1)预紧力对保持架打滑率的影响。不考虑径向力,不同预紧力下保持架打滑率如图 7 所示,由图中可以看出:相同转速下,随着预紧力增大,保持架打滑率降低并趋于 0,但不同转速预紧力对保持架打滑率影响程度不同。转速为 2 000 r/min、预紧力从 50 N 增加到 320 N 时,保持架打滑率从 0.37% 降到 0;转速为 20 000 r/min、预紧力从 50 N 增加到 320 N 时,保持架打滑率从 17.2% 降到 0.225%。低速下预紧力对保持架打滑率影响较小,高速下预紧力对保持架打滑率影响较大;低预紧、高转速时保持架打滑更严重。这是因为高速轻载条件下,由于离心力的作用,滚动体与外圈之间的作用力增大,与内圈的作用力减小,内滚道对滚动体的拖动力不足以抵消滚动体/保持架与内外圈之间的摩擦力,使滚动体发生打滑,保持架转速降低。保持架打滑率随着预紧力的增大而减小,当预紧力大于临界值 300 N 时,保持架打滑率很小,接近于 0,因为当预紧力增加到一定程度时,滚动体和内外圈滚道之间的表面拖动力足以克服各种阻力。保持架转速趋近于理论值,即保持架的打滑率趋近于 0。由此可知,足够的预紧力对防止保持架打滑具有积极的作用。

(2)径向载荷对保持架打滑率的影响。当轴承预紧力为 50 N 时,不同径向载荷对保持架打滑率影响如图 8 所示,由图中可以看出:相同转速下,保持架打滑率随径向载荷的增大而减小。径向载荷对保持架打滑的影响程度受轴承转速的影响,如轴承内圈转速为 8 000 r/min 时,径向载荷从 0 N 增加到 1 000 N,保持架打滑率从 2.93% 下降到 1.69%;轴承内圈转速为 20 000 r/min 时,径向载荷从 0 N 增



(a)不同模型保持架转速



(b)不同模型保持架打滑率

图 6 正常润滑状态下实验与两种碰撞模型结果对比

力一定的情况下,阻力减小保持架转速增大。如图 6b 所示,润滑碰撞模型计算的保持架打滑率更接近实验值;轴承转速为 2 000 r/min 时,两种碰撞模型与实验结果的保持架打滑率相差不大,最大相差 0.42%;轴承转速为 10 000 r/min 时,两种碰撞模型与实验结果相差较大,最大相差 3.25%。

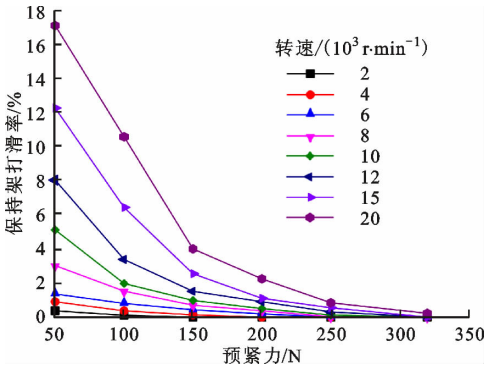


图 7 预紧力对保持架打滑率的影响

加到 1 000 N, 保持架打滑率从 17.2% 下降到 2.84%。高速下, 径向载荷对保持架打滑率的影响程度较大。与预紧力相比, 相同力变化区间, 预紧力对保持架打滑的影响更大。这是由于相同转速下, 径向载荷越大滚道对滚动体的总拖动力越大, 保持架转速越高; 当径向载荷增大到一定程度, 滚动体与滚道间接接触力增大, 滚动体与内外滚道间接接触变形增大, 削弱了离心力对滚动体与内滚道接触力的影响, 内滚道对滚动体的拖动力可以克服滚动体和保持架受到的总阻力, 滚动体与滚道之间出现轻微打滑, 保持架转速接近理论转速, 打滑率降低。

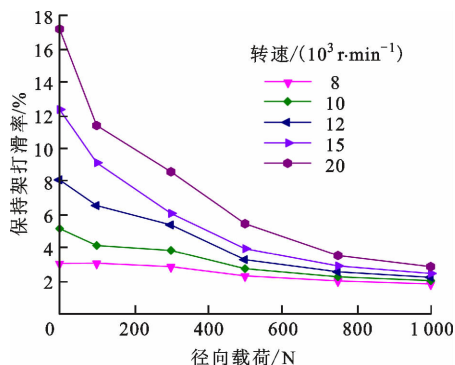


图8 径向载荷对保持架打滑率的影响

(3) 轴承内圈转速对保持架打滑率的影响。不考虑径向载荷, 轴承微预紧力为 50 N、轻预紧力为 100 N、中预紧力为 300 N 3 种预紧状态时, 内圈转速对保持架打滑率的影响如图 9 所示, 由图中可以看出: 预紧力一定的情况下, 内圈转速越高保持架打滑率越大; 不同的预紧力下, 内圈转速对保持架打滑率的影响程度不同, 微预紧下, 转速对保持架打滑率的影响程度最大。微预紧下, 随着内圈转速增大打滑率增加, 高达 16.8%; 轻预紧下, 随着内圈转速增大打滑率增加 10.5%; 中预紧下, 随着内圈转速增大打滑率仅增加 0.23%。这是由于 3 种预紧中微预紧滚动体与内外圈之间接触载荷最小, 拖动力最小, 随着内圈转速增大, 滚动体受到离心力增大, 滚动体与内圈之间拖动力减小, 打滑率增大。适当提高预紧力可以抑制内圈转速对保持架打滑率的影响。

(4) 结构参数对保持架打滑率的影响。保持架在滚动轴承中主要受到滚动体的碰撞力以及与引导面之间的接触摩擦力, 因此引导间隙和兜孔间隙会对保持架性能造成重要影响。轴承预紧力为 50 N、径向载荷为 500 N、内圈转速为 10 000 r/min、轴承其他结构参数不变时, 引导间隙-兜孔间隙比对保持架平均转速及打滑率的影响如图 10 所示。由图中可以看出: 当引导-兜孔间隙比从 0.5 增加到 2 时,

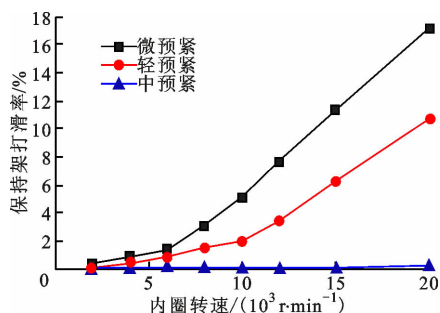


图9 内圈转速对保持架打滑率的影响

保持架打滑率从 4.05% 降到 2.18%, 保持架转速增加。减小兜孔间隙或增大引导间隙能提高保持架平均转速, 降低打滑率。这是由于单独减小兜孔间隙或增大引导间隙, 都会使保持架和引导套圈之间的拖动力增加, 引起保持架转速增加, 打滑率下降。兜孔间隙过小使滚动体与保持架间摩擦发热增大, 轴承温度升高, 考虑轴承工况条件、润滑剂等, 保证轴承使用性能的前提下, 应尽量增大引导-兜孔间隙比。

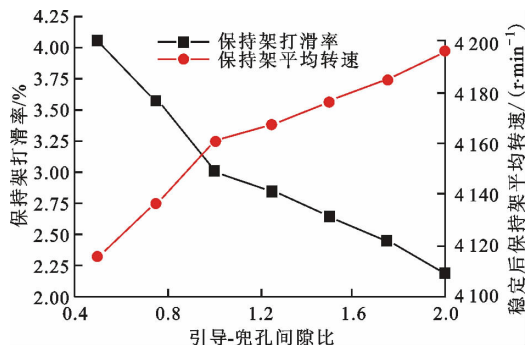


图10 引导-兜孔间隙比对保持架平均转速及打滑率的影响

5 结 论

保持架在引导套圈和滚动体耦合作用下产生随机运动, 其动态特性影响精密轴承的服役性能。为了准确分析保持架的动态特性, 本文考虑轴承保持架兜孔和滚动体之间的真实润滑状态和碰撞过程, 建立了保持架精确动力学模型, 分析了轴承预紧力、径向载荷、内圈转速及引导-兜孔间隙比对精密轴承保持架动态特性的影响规律, 得到如下结论。

(1) 考虑润滑的保持架动态特性分析结果与实验结果更吻合。与保持架兜孔-滚动体干摩擦模型相比, 考虑润滑的保持架平均转速更高, 打滑率更低, 更接近理论值和实验值; 考虑润滑的保持架转速波动量相比传统模型更低, 轴承内圈转速影响保持架打滑率。

(2) 轴承外载荷影响保持架动态特性, 随着轴承预紧力的增大保持架打滑率减小最终趋于 0, 不同

转速下,轴承预紧力对保持架打滑程度的影响不同,高速低速预紧力保持架更容易打滑,在高速下要适当增加预紧力来抑制打滑。随着轴承径向载荷增大,保持架打滑率减小,高速下径向载荷改变比低速下对保持架打滑影响更大。相比径向载荷,预紧力对保持架打滑影响更大。相同预紧状态下,随着内圈转速增加,保持架打滑率增大;3种预紧状态中,中预紧时转速对保持架打滑影响最小。

(3)随着引导间隙-兜孔间隙比的增加,保持架转速增加,打滑率降低。

参考文献:

- [1] 景新,曹宏瑞,陈雪峰. 保持架打滑对航空发动机主轴承故障特征频率的影响[J]. 航空动力学报, 2019, 34(5): 1145-1152.
JING Xin, CAO Hongrui, CHEN Xuefeng. Effect of cage slipping on fault characteristic frequencies of aero-engine main-shaft bearings [J]. Journal of Aerospace Power, 2019, 34(5): 1145-1152.
- [2] 周延泽,王春洁,陆震. 高速滚动轴承保持架自由振动特性研究[J]. 北京航空航天大学学报, 2001, 27(5): 596-599.
ZHOU Yanze, WANG Chunjie, LU Zhen. On the free vibration of high-speed ball bearing retainer [J]. Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2001, 27(5): 596-599.
- [3] 周延泽,陆震. 高速球轴承球/保持架碰撞模型与冲击特性研究[J]. 机械设计, 2001, 18(7): 33-36.
ZHOU Yanze, LU Zhen. Research on impact model and impact characteristics of high speed ball bearing ball-cage [J]. Machine Design, 2001, 18(7): 33-36.
- [4] 王斌. 航空发动机滚动轴承保持架动力学研究[D]. 沈阳:沈阳航空航天大学, 2012: 18-48.
- [5] 姚廷强,王立华,刘孝保,等. 考虑保持架间隙碰撞的球轴承-机构系统动力学分析[J]. 航空动力学报, 2016(7): 1725-1735.
YANG Tingqiang, WANG Lihua, LIU Xiaobao, et al. Dynamics analysis on ball bearing mechanism with clearance and impact of cage [J]. Journal of Aerospace Power, 2016(7): 1725-1735.
- [6] 刘文秀,杨咸启,陈贵. 高速滚子轴承保持架碰撞模型与运动分析[J]. 轴承, 2003(9): 1-5.
LIU Wenxiu, YANG Xianqi, CHEN Gui. Collision model and motion analysis on cage of high speed roller bearing [J]. Bearing, 2003(9): 1-5.
- [7] 刘秀海. 高速滚动轴承动力学分析模型与保持架动态性能研究[D]. 大连:大连理工大学, 2011: 60-114.
- [8] 姚饒. 航空发动机滚动轴承保持架的碰撞振动分析[D]. 哈尔滨:哈尔滨工业大学, 2014: 16-22.
- [9] GUPTA P K. Advanced dynamics of rolling elements [M]. Berlin, Germany: Springer-Verlag, 1984: 135-140.
- [10] GUPTA P. Modeling of instabilities induced by cage clearances in cylindrical roller bearings [J]. ASLE Transactions, 1991, 34(1): 1-8.
- [11] GUPTA P. Modeling of instabilities induced by cage clearances in cylindrical ball bearings [J]. ASLE Transactions, 1991, 34(1): 93-99.
- [12] BOVET C, ZAMPONI L. An approach for predicting the internal behaviour of ball bearings under high moment load [J]. Mechanism and Machine Theory, 2016, 101: 1-22.
- [13] GHASIAS N, WASSGREN C R, SADEGHI F. Cage instabilities in cylindrical roller bearings [J]. Journal of Tribology, 2004, 126(4): 681-689.
- [14] WANG Yunlong, WANG Wenzhong, ZHANG Shengguang, et al. Investigation of skidding in angular contact ball bearings under high speed [J]. Tribology International, 2015, 92: 404-417.
- [15] 叶振环,刘占生,王黎钦. 高速角接触球轴承保持架结构参数优化分析[J]. 煤矿机械, 2015, 36(10): 288-291.
YE Zhenhuan, LIU Zhansheng, WANG Liqin. Optimization analysis on cage geometry parameters of high-speed angular contact ball bearing [J]. Coal Mine Machinery, 2015, 36(10): 288-291.
- [16] 温保岗,韩清凯,乔留春,等. 保持架间隙对角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, HANG 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.
- [17] 杜妍辰,王树林. 两颗粒弹塑性正碰撞的耗散模型[J]. 机械工程学报, 2009, 45(2): 149-156.
DU Yanchen, WANG Shulin. Elastoplastic normal impact dissipation model of two particles [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2009, 45(2): 149-156.
- [18] 赵联春. 球轴承振动的研究[D]. 杭州:浙江大学, 2003: 35-45.
- [19] 邓四二,贾群义,薛进学. 滚动轴承设计原理[M]. 北京:中国标准出版社, 2014: 60-72.

(编辑 武红江)