

滚动轴承保持架-滚动体接触动力学 建模与接触特性

罗 丫¹, 杨本梦², 涂文兵²

- (1. 华东交通大学 轨道交通基础设施性能监测与保障国家重点实验室, 南昌 330013;
2. 华东交通大学 机电与车辆工程学院, 南昌 330013)

摘 要: 采用非线性弹簧单元、阻尼单元模拟保持架与滚动体之间的碰撞接触, 并综合考虑碰撞接触、摩擦以及兜孔间隙等非线性因素, 建立了滚动轴承动力学分析模型。通过动力学仿真研究了保持架与滚动体之间的碰撞接触特性及轴承载荷、转速对保持架接触特性的影响。研究表明: 滚动体与保持架兜孔前、后端交替产生非连续性碰撞接触并造成保持架转速出现不规则的波动。滚动体与保持架兜孔前、后端接触力的最大值和保持架转速的波动范围随着轴承径向载荷的增加而减小, 随轴承转速的增加而增大。所建立模型可为滚动轴承的设计及保持架的失效分析提供理论依据。

关 键 词: 滚动轴承; 保持架; 接触模型; 动力学; 接触特性

中图分类号: V232; TH133.33

文献标志码: A

Dynamic modeling of the contact between cage and rolling element in rolling bearing and contact characteristics

LUO Ya¹, YANG Benmeng², TU Wenbing²

- (1. State Key Laboratory of Performance Monitoring and Protecting of Rail Transit Infrastructure,
East China Jiao Tong University, Nanchang 330013, China;
2. School of Mechatronic and Vehicle Engineering,
East China Jiao Tong University, Nanchang 330013, China)

Abstract: Nonlinear spring element and damping element were used to simulate the collision contact between the cage and the rolling element, and a dynamic model of rolling bearing was proposed considering some nonlinear factors such as collision contact, friction, cage pocket clearance, etc. Collision contact characteristics between the cage and the rolling element were investigated by dynamic simulation, the influences of bearing load and rotational speed on the cage contact characteristics were also analyzed. The results showed that discontinuous collision contacts appeared between the rolling element and cage pocket front bar or rear bar alternately, and the rotational speed of the cage fluctuated irregularly because of the contact forces. The maximum contact force and the fluctuation range of cage rotational speed decreased with the increase of bearing radial load, and increased with the increase of rotational speed of bearing. The proposed model can provide a theoretical basis for the design of rolling bearing and failure analysis of the cage.

收稿日期: 2022-08-03

基金项目: 国家自然科学基金(51965018); 江西省教育厅科学技术研究项目(GJJ200613)

作者简介: 罗丫(1985—), 女, 工程师, 硕士, 主要从事轴承动力学研究。

通信作者: 涂文兵(1983—), 男, 副教授、硕士生导师, 博士, 主要研究方向为轴承动力学、振动噪声与结构有限元分析。

E-mail: twb-2001@163.com

引用格式: 罗丫, 杨本梦, 涂文兵. 滚动轴承保持架-滚动体接触动力学建模与接触特性[J]. 航空动力学报, 2022, 37(12): 2887-2895. LUO Ya, YANG Benmeng, TU Wenbing. Dynamic modeling of the contact between cage and rolling element in rolling bearing and contact characteristics[J]. Journal of Aerospace Power, 2022, 37(12): 2887-2895.

Keywords: rolling bearing; cage; contact model; dynamic; contact characteristic

滚动轴承是旋转机械系统中必不可少的关键支撑部件,其失效将导致这个机械系统失效,进而产生巨大的安全事故和经济损失。准确模拟滚动轴承内部的接触特性及各零件的运动特性是分析滚动轴承动态性能的关键,可为滚动轴承的优化设计、服役性能维护及故障诊断提供重要的理论依据。

保持架在轴承内部是浮动的,在滚动轴承中极易损坏^[1],保持架运动不稳定会导致摩擦磨损加剧,产生啸叫声,甚至保持架断裂,从而引起轴承精度丧失或使主轴轴承卡死。因此,许多学者对保持架的动力学特性展开了大量的研究工作。Kingsbury^[2]最早通过实验研究了球轴承保持架的运动行为,揭示了力矩波动与保持架不稳定涡动之间的关系。Gupta^[3-4]建立了滚动轴承的动力学模型,编制了滚动轴承动力学分析软件 ADORE,并研究了保持架兜孔间隙、引导间隙、摩擦因数和不平衡等对保持架运动稳定性的影响。Ghaisas等^[1]考虑引导间隙和兜孔间隙,建立六自由度动力学模型,研究了滚道不对中、非对称保持架以及滚子尺寸对高速轻载圆柱滚子轴承保持架稳定性的影响。陈世金等^[5]通过模型分析得出保持架的运动不稳定性会随着轴向载荷以及转子振动的增强而增大。

邓四二等^[6]建立了高速圆柱滚子轴承动力学模型,研究了不同保持架引导方式对高速圆柱滚子轴承保持架动态响应的影响规律。姚廷强等^[7]考虑钢球、套圈和保持架的三维动态接触关系,建立了角接触球轴承多体接触动力学模型,分析了变预紧量、变速度、变加速和变载荷等工况下球轴承的动力学特性和保持架的运动稳定性。孙雪等^[8]考虑轴承柔性套圈的弹性变形,建立了弹性支承下高速圆柱滚子轴承动力学分析模型,研究了弹性支承的结构参数与轴承工况参数对圆柱滚子轴承保持架稳定性的影响。

Liu等^[9]建立了一个滚动轴承的打滑动力学模型,揭示了增加保持架质量块之间的连接刚度可以有效缓解打滑现象。涂文兵等^[10-11]建立了转速波动工况下滚动轴承打滑动力学模型,并通过实验验证了所提出的动力学模型的正确性,研究了转速波动对轴承打滑的影响,并得出轴承启动的初始阶段,滚子与保持架的接触力变化剧烈,

且随内圈角加速度的增大而增大。曹伟等^[12]建立了考虑加速度、运行工况、结构参数以及润滑剂流变特性等参数的圆柱滚子动力学模型,得出加速度越大,轴承滚子和保持架打滑越严重,轴承在加速过程中,滚子转速随时间呈阶梯上升,而保持架转速呈线性增大。Zhang等^[13]对四种润滑油的弹流拖动系数进行了测试,并建立动力学模型研究了不同润滑油对高速圆柱滚子轴承保持架动态行为的影响。高帅等^[14]考虑了保持架及滚珠的打滑程度,得出乏油润滑下保持架总体打滑率低于满油润滑。

Shi等^[15]研究有裂纹的保持架的动力学特性,分析了保持架连接处表面的冲击力,并讨论了保持架的振动。张文虎等^[16]分析了轴承工况参数与结构参数对轴承保持架振动特性的影响,研究结果表明存在一个最佳的保持架引导间隙和兜孔周向间隙范围能够有效地降低保持架的振动。Leblanc等^[17]研究了圆柱滚子轴承套圈与保持架弹性变形对轴承保持架质心轨迹及振动频谱的影响。黄运生等^[18]考虑滚动轴承受到的车轮扁疤对列车系统产生的冲击载荷作用,研究了冲击载荷对铁路轴箱轴承保持架动态性能、滚子与保持架之间作用力以及保持架应力分布的影响。Cui等^[19]考虑了滚子的动态不平衡建立高速圆柱滚子轴承的动力学模型,研究了保持架的非线性动态特性。Niu等^[20]基于动力学仿真研究了球轴承中保持架的涡动规律,分析了稳定和非稳定工况下的保持架作用力和球间距特性。刘延斌等^[21]研究了高速轻载工况下滚子打滑和保持架涡动规律,分析了兜孔的弧面偏置角、弧面半径的影响。Zhang等^[22]通过比较不同工况下保持架的中心点涡流速度和滑移率的偏差率,研究了保持架引导方式对角接触球轴承保持架运动特性的影响。

目前,国内外对保持架的动力学特性的研究较为深入,主要集中在运动稳定性和振动特性方面。然而保持架的运动特性主要取决于与滚动体的接触力^[21],对于保持架接触特性的研究却极为匮乏,缺乏相应的理论模型。涂文兵等^[23]虽然阐述了变转速工况下滚动体与保持架的接触特性会产生变化,但是没有揭示其接触特性的变化趋势,同时缺乏变载荷情况下滚动体与保持架接触特性影响分析。为弥补此不足,本文以深沟球轴承为

例,建立了保持架-滚动体接触模型和滚动轴承动力学模型,对深沟球轴承运行过程中保持架与滚动体接触的力学特性进行了研究。

1 保持架-滚动体碰撞接触模型

保持架的主要作用是使滚动体在滚道圆周上均布,以防止滚动体之间相互碰撞和摩擦。兜孔尺寸大于滚动体直径,两者之差称为兜孔间隙 c_p 。由于兜孔间隙的存在,滚动体在兜孔中存在一定的活动量,从而造成滚动体与保持架兜孔之间可能存在三种接触状态,即滚动体与兜孔前端接触(相对保持架运动方向)、滚动体与兜孔后端接触和两者不发生接触,如图 1 所示。这三种接触状态在滚动轴承运行过程中是相互转化的,具有很强的非连续性和不确定性。

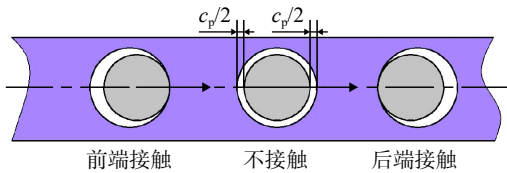


图 1 滚动体与保持架兜孔的三种接触状态

Fig. 1 Three contact states of rolling element and cage pocket

为模拟滚动体与保持架兜孔之间的相互作用,建立保持架-滚动体碰撞接触模型,如图 2 所示。模型中,滚动体和保持架都假定为刚体(接触区域除外),把滚动体与保持架兜孔之间的接触简化为非线性弹簧-阻尼模型。假定初始位置滚动体中心与保持架兜孔中心重合, t 时刻第 j 个滚动体的公转角度为 θ_{mj} ,保持架公转角度为 θ_c ,如图 3 所示。

第 j 个滚动体的公转速度 ω_{mj} 和保持架转速 ω_c 可表示为

$$\omega_{mj} = \frac{d\theta_{mj}}{dt} \quad (1)$$

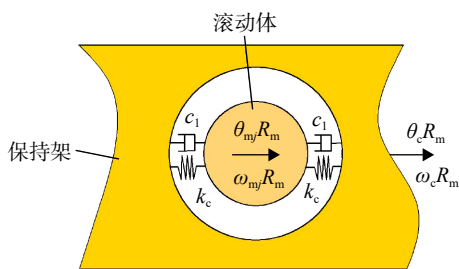


图 2 保持架-滚动体碰撞接触模型

Fig. 2 Collision contact model of cage and rolling element

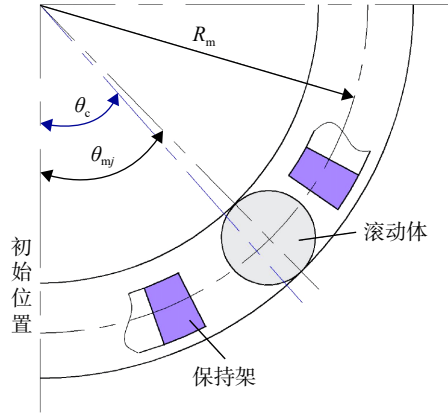


图 3 滚动体与保持架兜孔的位置关系

Fig. 3 Relationship between the rolling element and cage pocket position

$$\omega_c = \frac{d\theta_c}{dt} \quad (2)$$

根据滚动体与保持架兜孔之间的位置和运动关系,第 j 个滚动体与保持架兜孔之间的接触变形 δ_{cj} 可表示为

$$\delta_{cj} = [\lambda(\theta_{mj} - \theta_c)R_m - c_p/2]_+ \quad (3)$$

式中 R_m 为轴承节圆半径;“+”号表示当括号内的值不能小于零,若小于零则令其等于零。系数 λ 通过下式确定:

$$\lambda = \begin{cases} 1 & \theta_{mj} \geq \theta_c \\ -1 & \theta_{mj} < \theta_c \end{cases} \quad (4)$$

第 j 个滚动体与保持架兜孔之间的接触力 N_{cj} 为弹性力和阻尼力的合力,其表达式为

$$N_{cj} = \tau k_c \delta_{cj}^{3/2} + c_1 \dot{\delta}_{cj} \quad (5)$$

式中 k_c 表示接触刚度系数, c_1 为接触阻尼系数。系数 τ 通过下式确定:

$$\tau = \begin{cases} 1 & \theta_{mj} > \theta_c + \frac{c_p}{2d_{orj}} \\ -1 & \theta_{mj} < \theta_c - \frac{c_p}{2d_{orj}} \\ 0 & \text{其他} \end{cases} \quad (6)$$

式中 d_{orj} 为第 j 个滚动体中心到外圈中心的距离。

2 滚动轴承非线性动力学模型

2.1 滚动体与套圈的非线性弹性接触

假定轴承外圈固定不转,内圈以转速 ω_i 旋转并承受径向载荷 W 。受载前后第 j 个滚动体与内、外圈的位置关系如图 4 所示,假定内圈中心和外圈中心的初始位置重合于 O 点,滚动体中心的初始位置为 O_{r1} 点,轴承运转过程中内圈中心移动

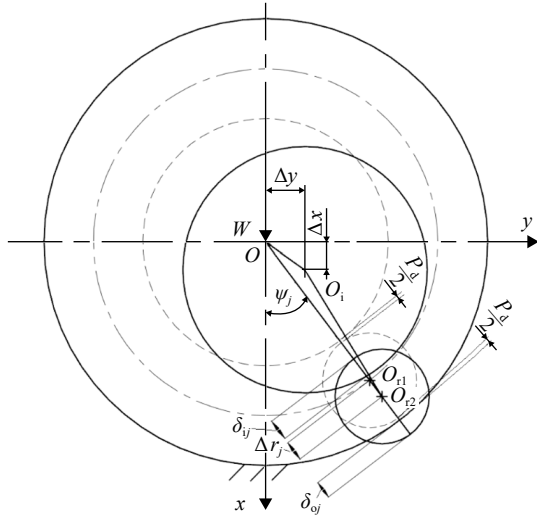


图 4 滚动体与内、外圈之间的相对位置关系

Fig. 4 Relative position between the rolling element and inner and outer raceways

至 O_i 点, 滚动体中心移动至 O_{r2} 点。

由图 4 可知, 第 j 个滚动体中心与外圈中心之间的距离可表示为

$$d_{orj} = \Delta r_j + R_m \quad (7)$$

式中 Δr_j 表示第 j 个滚动体的径向位移。

第 j 个滚动体中心与内圈中心之间的距离 d_{irj} 可通过下式确定:

$$d_{irj} = \sqrt{(d_{orj} \sin \psi_j - \Delta y)^2 + (d_{orj} \cos \psi_j - \Delta x)^2} \quad (8)$$

式中 Δx 和 Δy 分别表示内圈中心在 x 和 y 方向的位移。 ψ_j 表示第 j 个滚动体的角位置, 通过下式计算:

$$\psi_j = (j-1) \frac{2\pi}{Z} + \theta_{mj} \quad (9)$$

其中 Z 表示滚动体数量。

第 j 个滚动体与内、外圈之间的接触变形取决于轴承径向游隙、滚动体的运动及其与内、外圈中心之间相对位置关系, 可表示为

$$\delta_{ij} = \left(R_m - d_{irj} - \frac{P_d}{2} \right)_+ \quad (10)$$

$$\delta_{oj} = \left(\Delta r_j - \frac{P_d}{2} \right)_+ \quad (11)$$

式中 P_d 表示轴承的径向游隙。

根据赫兹接触理论, 第 j 个滚动体与内、外圈之间的接触力与接触变形的关系式为

$$N_{ij} = k_i \delta_{ij}^{3/2} \quad (12)$$

$$N_{oj} = k_o \delta_{oj}^{3/2} \quad (13)$$

式中 k_i 和 k_o 分别表示滚动体与内、外圈之间的接触刚度系数。

2.2 润滑摩擦模型及摩擦力计算

保持架的运动主要取决于与滚动体之间的相互作用, 而滚动体的转动主要由摩擦力驱动。因此, 摩擦力对滚动体和保持架的运动起至关重要的作用。摩擦力可根据弹流润滑理论进行计算, 即通过对相对滑动的两接触表面间的润滑油中的剪应力进行积分^[24]。然而, 这种方法比较复杂, 且非常耗时。因此, 很多学者采用经验公式来确定两相对滑动表面间的摩擦因数^[25]。一种典型的润滑摩擦模型^[26]如图 5 所示, 摩擦因数主要取决于接触表面间的滑移速度, 随着滑移速度的增加, 摩擦因数快速增加, 当滑移速度增加到 $\Delta v_{\max}$ 时, 摩擦因数达到最大值 $\mu_{\max}$, 而后略有减小, 当滑移速度足够大时, 摩擦因数基本保持在一稳定值 μ_{∞} 。这种润滑摩擦模型经常被用于滚动轴承动态特性的研究中^[13, 26-27], 其摩擦因数 μ 的表达式为

$$\mu = (A + B|\Delta v|) e^{-C|\Delta v|} + D \quad (14)$$

式中 Δv 表示两接触表面间的滑移速度, A 、 B 、 C 、 D 是润滑油系数, 取值参考文献^[27]。

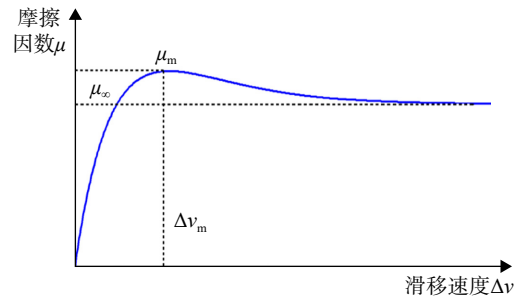


图 5 润滑摩擦模型

Fig. 5 Lubrication and friction model

滚动体与内、外圈之间的滑移速度主要取决于滚动体和保持架的运动速度和轴承的结构参数, 根据滚动轴承各运动部件的运动学关系, 可确定第 j 个滚动体与内、外圈及保持架间接接触表面的滑移速度:

$$\Delta v_{ij} = R_m [(1-\gamma)(\omega_i - \omega_{mj}) - \gamma\omega_{rj}] \quad (15)$$

$$\Delta v_{oj} = R_m [(1+\gamma)\omega_{mj} - \gamma\omega_{rj}] \quad (16)$$

$$\Delta v_{cj} = R_r \omega_{rj} \quad (17)$$

式中 ω_i 表示内圆转速, 系数 $\gamma = R_r/R_m$, R_r 表示滚动体的半径。 ω_{mj} 表示第 j 个滚动体的自转转速, 可

表示为

$$\omega_{rj} = \frac{d\theta_{rj}}{dt} \quad (18)$$

其中 θ_{rj} 表示第 j 个滚动体的相对初始位置的自转角度。

在接触力与摩擦因数确定的基础上, 可进一步确定滚动体与内、外圈和保持架之间的摩擦力:

$$F_{ij} = \mu N_{ij} \quad (19)$$

$$F_{oj} = \mu N_{oj} \quad (20)$$

$$F_{cj} = \mu N_{cj} \quad (21)$$

2.3 运动微分方程

对滚动体而言, 本文考虑其自转、公转和径向移动三个运动自由度。考虑滚动体所受的重力、离心力与润滑油的黏性阻力等, 由牛顿运动定律可以得到第 j 个滚动体的运动微分方程组为

$$J_r \ddot{\theta}_{rj} = (F_{ij} + F_{oj} - F_{cj}) R_r \quad (22)$$

$$(J_r + m_r R_m^2) \ddot{\theta}_{mj} = F_{ij} R_i - F_{oj} R_o - (N_{cj} + F_{dj} + m_r g \sin \psi_j) R_m \quad (23)$$

$$m_r \Delta \ddot{r}_j = N_{ij} - N_{oj} + F_{\omega j} - F_{cj} + m_r g \cos \psi_j \quad (24)$$

式中 m_r 为滚动体的质量; J_r 为滚动体的转动惯量; g 表示重力加速度; $F_{\omega j}$ 表示第 j 个滚动体的离心力, $F_{\omega j} = m_r \omega_{mj}^2 R_m$; F_{dj} 表示第 j 个滚动体受到的润滑油的黏性阻力, 其表达式为

$$F_{dj} = \frac{1}{2} \pi \rho_e c_v (R_m R_r \omega_{mj})^2 \quad (25)$$

其中 ρ_e 表示润滑油密度, c_v 表示阻力系数。

对保持架而言, 只考虑其绕轴承轴线的旋转自由度, 其所受作用力为所有滚动体对其的碰撞力, 根据牛顿运动定律可得保持架的运动微分方程为

$$J_c \ddot{\theta}_c = R_m \sum_1^Z N_{cj} \quad (26)$$

式中 J_c 为保持架的转动惯量。

对内圈而言, 考虑其在 x 、 y 方向的平移自由度, 受到来自所有滚动体的接触力和摩擦力, 内圈的运动微分方程组为

$$m_i \Delta \ddot{x} + \sum_{j=1}^Z (N_{ij} \cos \psi_j - F_{ij} \sin \psi_j) + c \Delta \dot{x} = W \quad (27)$$

$$m_i \Delta \ddot{y} + \sum_{j=1}^Z (N_{ij} \sin \psi_j + F_{ij} \cos \psi_j) + c \Delta \dot{y} = 0 \quad (28)$$

式中 m_i 表示内圈及转子的质量, c 表示阻尼系数。

综上所述, 滚动轴承动力学模型的基本未知量为滚动体的自转、公转角度和径向位移、保持架的转角以及内圈的位移, 滚动轴承各元件的受力及其运动学参数都是这些变量的函数。采用四阶 Runge-Kutta 法求解运动微分方程组可得滚动体和保持架的受力及运动特性, 从而分析滚动体与保持架之间的接触特性。

3 结果与讨论

以深沟球轴承 6309 为研究对象, 其主要结构参数和润滑油参数如表 1 所示。采用上述动力学模型对滚动轴承运动过程进行动力学仿真, 分析滚动体与保持架的接触特性。

表 1 深沟球轴承 6309 主要结构参数及润滑油参数

Table 1 Geometric parameters and lubrication oil parameters of 6309 deep groove ball bearings

参数	数值
外圈滚道半径 R_o/mm	43.75
内圈滚道半径 R_i/mm	28.75
轴承节圆半径 R_m/mm	36.25
滚动体半径 R_r/mm	7.5
滚子个数 Z	11
径向游隙 $P_d/\mu\text{m}$	20
保持架兜孔间隙 c_p/mm	0.25
滚动体转动惯量 $J_r/10^{-7} (\text{kg} \cdot \text{m}^2)$	3.1
保持架转动惯量 $J_c/10^{-5} (\text{kg} \cdot \text{m}^2)$	3.5
润滑油密度 $\rho_e/(\text{kg}/\text{m}^3)$	860
阻力系数 c_v	0.05
接触阻尼系数 $c_t/(\text{N} \cdot \text{s}/\text{m})$	7
阻尼系数 $c/(\text{N} \cdot \text{s}/\text{m})$	300

3.1 模型验证与接触力分析

平稳工况 ($W=1\ 000\ \text{N}$, $\omega_i=3\ 000\ \text{r}/\text{min}$) 下滚动体与保持架的接触力随时间变化曲线如图 6 所示, 图 6(a) 为动力学模型的仿真曲线, 图 6(b) 为文献 [28] 给出的实验结果。从图 6 可以看出滚动体与保持架的接触力曲线由一系列非连续性的冲击组成, 其中正值表示滚动体与保持架兜孔的前端接触, 负值表示滚动体与保持架兜孔后端接触, 滚动体与保持架兜孔前、后端交替非连续性碰撞,

且每次碰撞的接触力幅值各不相同,说明滚动体与保持架兜孔之间的碰撞接触存在一定的不确定性,这就造成了保持架转速产生不规则的波动,如图7所示。通过仿真曲线与实验结果的对比可以看出,仿真结果与实验结果的一致性较好,从而验证了本文所提出的保持架-滚动体碰撞接触模型和滚动轴承动力学模型的有效性。仿真结果与实验结果差异产生原因可能是:①保持架的刚性假设,模型中没有考虑保持架自身的变形问题;②实验结果中存在一些干扰噪声,测试结果中不全是滚动体与保持架兜孔碰撞接触力的信息;③实验轴承的保持架安装在空气静压主轴上,导致保持架的转动惯量比实际大很多。

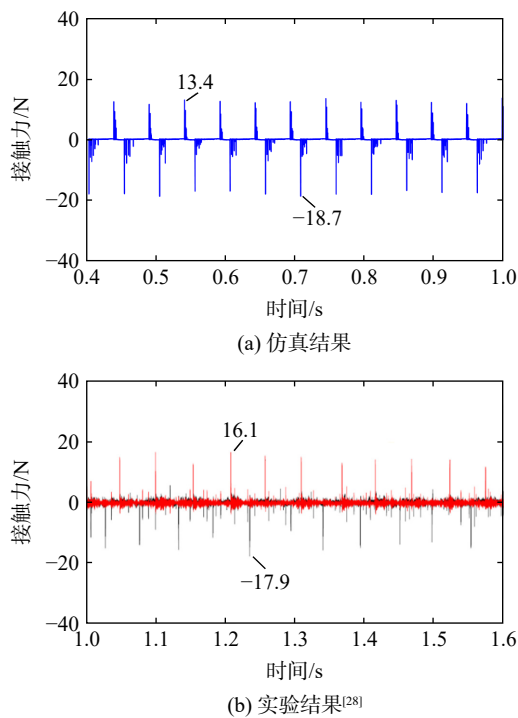


图6 平稳工况下接触力随时间变化曲线

Fig. 6 Contact force variation curves with time under stable working conditions

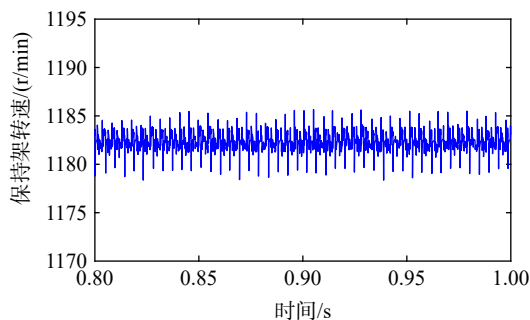


图7 保持架转速随时间变化曲线

Fig. 7 Cage rotational speed curve with time

图8为滚动体与保持架的接触力在滚动体公转一周内随滚动体角位置的变化曲线。从图8中可以看出滚动体与保持架的碰撞大约发生在承载区的后半段及非承载区的中部位置附近。位于承载区的滚动体与保持架兜孔前端接触,说明滚动体推动保持架向前运动,这主要是因为此时滚动体受到载荷作用,虽然滚动体在承载区的前半段也受到载荷作用,但由于兜孔间隙的存在,滚动体在承载区的后半段才能与保持架接触上;而位于非承载区的滚动体与保持架兜孔后端接触,此时滚动体失去载荷作用转速开始下降,当兜孔间隙消除后被保持架推动前进。且非承载区接触力的最大值大于承载区接触力的最大值,这可能是由于失去载荷作用,非承载滚动体的运动更不稳定,导致滚动体与保持架的碰撞更激烈。

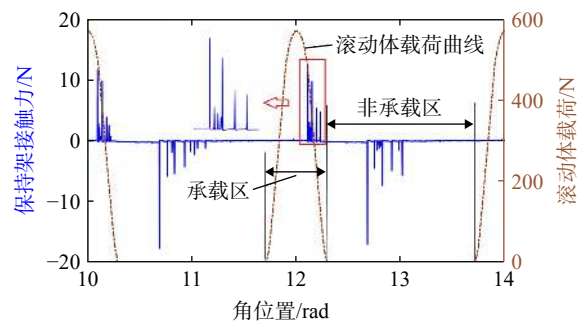


图8 平稳工况下接触力随滚动体角位置变化曲线

Fig. 8 Variation curves of contact force with angular position of rolling element under stable working condition

3.2 载荷的影响

滚动体与保持架前、后端接触力的最大值随径向载荷的变化曲线如图9所示。滚动体与保持架兜孔前、后端接触力的最大值随着径向载荷的增加呈递减趋势,这主要是因为滚动体与内圈的滑移速度随着轴承径向载荷的增加而减小(如图10所示),滚动体打滑越小,其运动越稳定。由

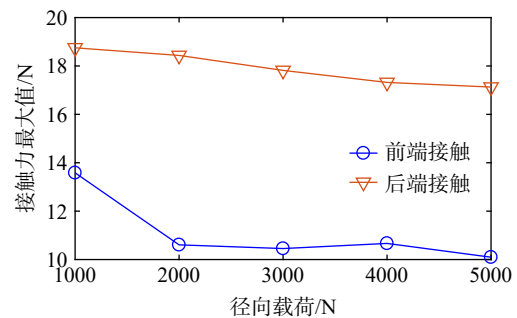


图9 最大接触力随径向载荷变化曲线

Fig. 9 Maximum contact force variation curves with radial load

于滚动体与保持架兜孔之间接触力随轴承径向载荷的增加而减小, 保持架的转速随着载荷的增加而更加稳定, 如图 11 所示, 保持架转速随轴承径向载荷的增加其平均值越大, 越接近理论转速, 且其波动的范围越小。

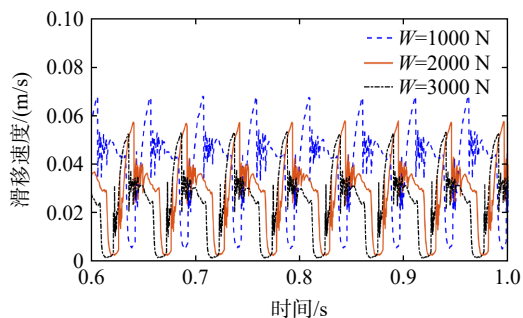


图 10 不同径向载荷下滚动体与内圈的滑移速度曲线

Fig. 10 Slip speed curves of rolling element and inner raceway under different radial loads

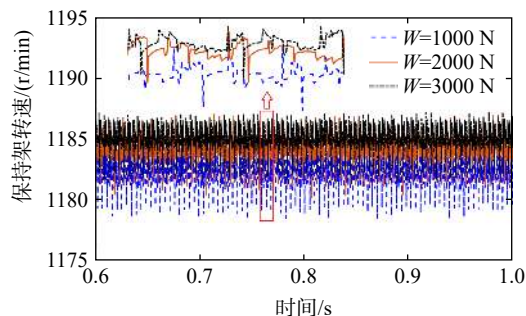


图 11 不同径向载荷下保持架转速曲线

Fig. 11 Cage rotational speed curves under different radial loads

3.3 转速的影响

滚动体与保持架前、后端接触力的最大值随轴承转速的变化曲线如图 12 所示。滚动体与保持架兜孔前、后端接触力的最大值随着轴承转速的增加而增大, 这主要是因为随着轴承转速的增加, 滚动体与内圈的滑移速度增大(如图 13 所示), 滚动体打滑越严重, 其运动越不稳定。且轴承转速增加到一定程度以后, 滚动体与保持架兜孔后端的接触力最大值将小于与保持架兜孔前端的接触力最大值, 这主要是因为随着轴承转速的增大, 滚动体所受的离心力越大, 滚动体在非承载区越紧贴外圈而使其运动更加稳定。此外, 由于滚动体与保持架兜孔之间接触力随轴承载荷的增加而增加, 保持架的转速随着轴承转速的增加波动范围变大, 如图 14 所示。

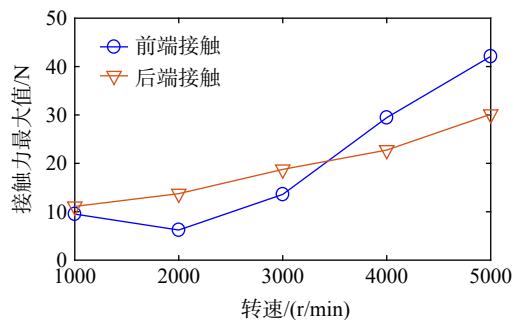


图 12 最大接触力随轴承转速变化曲线

Fig. 12 Maximum contact force variation curves with bearing rotational speed

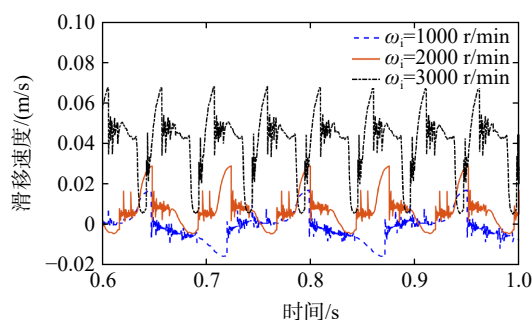
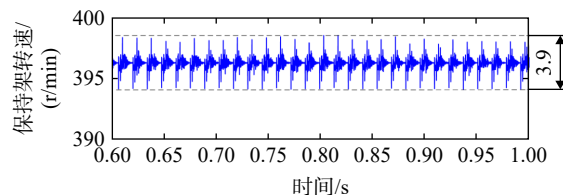
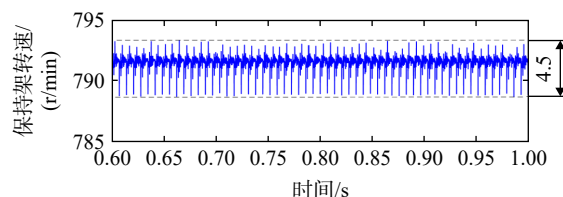


图 13 不同轴承转速下滚动体与内圈的滑移速度曲线

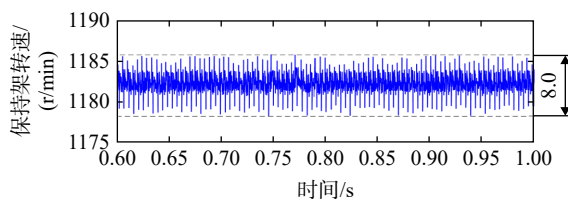
Fig. 13 Slip speed curves of rolling element and inner raceway with different bearing rotational speeds



(a) 轴承转速为1 000 r/min



(b) 轴承转速为2 000 r/min



(c) 轴承转速为3 000 r/min

图 14 不同轴承转速下保持架转速曲线

Fig. 14 Cage rotational speed curves under different bearing rotational speeds

4 结 论

本文采用非线性弹簧、阻尼单元建立了保持架与滚动体之间的碰撞接触模型,综合考虑非线性非连续性接触、摩擦与滑移速度的非线性关系以及兜孔间隙等因素,建立了滚动轴承的动力学模型,并通过与实验结果对比验证了本文所提出模型的有效性。在此基础上,研究了保持架与滚动体之间的碰撞接触特性及轴承载荷、转速的影响。主要结论如下:

1) 在轴承运行过程中,滚动体与保持架兜孔前、后端交替非连续性碰撞,且碰撞接触力存在一定不确定性,造成保持架转速出现不规则的波动。

2) 滚动体与保持架兜孔前、后端接触力的最大值和保持架转速的波动范围随着轴承径向载荷的增加而减小,增加轴承径向载荷有利于保持架的稳定运行。

3) 滚动体与保持架兜孔前、后端接触力的最大值和保持架转速的波动范围随着轴承转速的增加而增大,轴承转速的提高将恶化保持架的运动状态。

参考文献:

- [1] GHAISAS N, WASSGREN C R, SADEGHI F. Cage instabilities in cylindrical roller bearings[J]. *Journal of Tribology*, 2004, 126(4): 681-689.
- [2] KINGSBURY E P. Torque variations in instrument ball bearings[J]. *ASLE Transactions*, 1965, 8(4): 435-441.
- [3] GUPTA P K. Modeling of instabilities induced by cage clearances in cylindrical roller bearings[J]. *Tribology Transactions*, 1991, 34(1): 1-8.
- [4] GUPTA P K. Cage unbalance and wear in ball bearings[J]. *Wear*, 1991, 147(1): 93-104.
- [5] 陈世金, 王瑞祥, 陈晓阳, 等. 不同工况下高速角接触球轴承-刚性转子系统动力学耦合特性分析[J]. *航空动力学报*, 2022, 37(2): 344-355.
CHEN Shijin, WANG Ruixiang, CHEN Xiaoyang, et al. Analysis of dynamic coupling characteristics of high speed angular contact ball bearing-rigid rotor system under different working conditions[J]. *Journal of Aerospace Power*, 2022, 37(2): 344-355. (in Chinese)
- [6] 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)
- [7] 姚廷强, 王立华, 刘孝保, 等. 变工况下角接触球轴承保持架稳定性分析[J]. *振动与冲击*, 2016, 35(18): 172-180.
YAO Tingqiang, WANG Lihua, LIU Xiaobao, et al. Dynamic stability analysis on the cage of ball bearing under varying working environment[J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2016, 35(18): 172-180. (in Chinese)
- [8] 孙雪, 邓四二, 陈国定, 等. 弹性支承下圆柱滚子轴承保持架稳定性分析[J]. *航空动力学报*, 2018, 33(2): 487-496.
SUN Xue, DENG Sier, CHEN Guoding, et al. Analysis of cage's stability in a cylindrical roller bearing with elastic support[J]. *Journal of Aerospace Power*, 2018, 33(2): 487-496. (in Chinese)
- [9] LIU Y, CHEN Z, TANG L, et al. Skidding dynamic performance of rolling bearing with cage flexibility under accelerating conditions[J]. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2021, 150: 107257.1-107257.21.
- [10] 涂文兵, 杨锦雯, 罗丫, 等. 转速波动工况滚动轴承打滑动力学特性分析[J]. *振动、测试与诊断*, 2019, 38(6): 1193-1198, 1294.
TU Wenbing, YANG Jinwen, LUO Ya, et al. Skidding dynamic characteristics of rolling bearing under rotational speed fluctuations[J]. *Journal of Vibration, Measurement and Diagnosis*, 2019, 38(6): 1193-1198, 1294. (in Chinese)
- [11] 涂文兵, 杨锦雯, 罗丫, 等. 高速列车轴箱圆柱滚子轴承启动过程的打滑动力学特性[J]. *振动与冲击*, 2020, 39(10): 127-132.
TU Wenbing, YANG Jinwen, LUO Ya, et al. Skidding dynamic characteristics of axle box roller bearing of high-speed trains during start-up[J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2020, 39(10): 127-132. (in Chinese)
- [12] 曹伟, 王家序, 蒲伟, 等. 加速工况下圆柱滚子轴承运动特性[J]. *中南大学学报(自然科学版)*, 2018, 49(3): 583-591.
CAO Wei, WANG Jiaxu, PU Wei, et al. Kinetic characteristics of cylindrical roller bearing during acceleration[J]. *Journal of Central South University (Science and Technology)*, 2018, 49(3): 583-591. (in Chinese)
- [13] ZHANG W, DENG S, CHEN G, et al. Influence of lubricant traction coefficient on cage's nonlinear dynamic behavior in high-Speed cylindrical roller bearing[J]. *Journal of Tribology*, 2017, 139(6): 1-11.
- [14] 高帅, 韩勤锴, 褚福磊. 考虑热流固耦合的角接触滚动轴承动力学特性及打滑状态分析[J]. *机械工程学报*, 2022, 58(9): 87-97.
GAO Shuai, HAN Qinkai, CHU Fulei. Analysis of dynamic characteristics and skidding state of angular contact bearing by thermo-hydro-elasto-dynamic coupling model[J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2022, 58(9): 87-97. (in Chinese)
- [15] SHI Z, LIU J, LI H, et al. Dynamic simulation of a planet roller bearing considering the cage bridge crack[J]. *Engineering Failure Analysis*, 2022, 131: 105849.1-105849.14.
- [16] 张文虎, 胡余生, 邓四二, 等. 高速圆柱滚子轴承保持架振动特性研究[J]. *振动与冲击*, 2019, 38(22): 85-94.
ZHANG Wenhui, HU Yusheng, DENG Sier, et al. Cage vibration behaviors of high-speed cylindrical roller bearings[J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2019, 38(22): 85-94. (in Chinese)
- [17] LEBLANC A, NELIAS D, DEFAYE C. Nonlinear dynamic analysis of cylindrical roller bearing with flexible rings[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2009, 325(1): 145-160.
- [18] 黄运生, 邓四二, 张文虎, 等. 冲击载荷对铁路轴箱轴承塑料保持架动态性能影响研究. *振动与冲击*, 2018, 37(1): 172-180.
HUANG Yunsheng, DENG Sier, ZHANG Wenhui, et al. Influence of impact loads on the dynamic characteristics of plastic cages in railway axle bearings [J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2018, 37(1): 172-180. (in Chinese)
- [19] CUI Y, DENG S, ZHANG W, et al. The impact of roller dynamic

- unbalance of high-speed cylindrical roller bearing on the cage non-linear dynamic characteristics[J]. *Mechanism and Machine Theory*, 2017, 118: 65-83.
- [20] NIU L, CAO H, HE Z, et al. An investigation on the occurrence of stable cage whirl motions in ball bearings based on dynamic simulations[J]. *Tribology International*, 2016, 103: 12-24.
- [21] 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)
- [22] ZHANG X, YAN K, WANG M, et al. Analysis on the influence of guidance mode on the motion characteristics of angular contact ball bearing cage[C]//International Conference on Mechanical Design. Singapore: Springer, 2021: 433-445.
- [23] 涂文兵, 梁杰, 杨锦雯, 等. 变工况下滚动轴承保持架碰撞接触动力学特性分析[J]. *振动与冲击*, 2022, 41(4): 278-286.
TU Wenbing, LIANG Jie, YANG Jinwen, et al. Dynamic analysis of impact contact characteristics of the cage of a rolling bearing under variable working conditions[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2022, 41(4): 278-286. (in Chinese)
- [24] 王云龙, 王文中, 卿涛, 等. 角接触球轴承-转子加减速过程动力学分析[J]. *机械工程学报*, 2018, 54(9): 9-16.
WANG Yunlong, WANG Wenzhong, QING Tao, et al. Dynamic analysis of angular contact ball bearing-rotor system during start up and shut down[J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2018, 54(9): 9-16. (in Chinese)
- [25] HONG S W, TONG V C. Rolling element bearing modeling: a review[J]. *International Journal of Precision Engineering and Manufacturing*, 2016, 17(12): 1729-1749.
- [26] GUPTA P K. Transient ball motion and skid in ball bearings[J]. *Journal of Lubrication Technology*, 1975, 97(2): 261-269.
- [27] LI Y, CAO H, NIU L, et al. A general method for the dynamic modeling of ball-bearing rotor systems[J]. *Journal of Manufacturing Science and Engineering*, 2015, 137(2): 021016.1-021016.12.
- [28] QIAN W. Dynamic simulation of cylindrical roller bearings[D]. Aachen, Germany: RWTH Aachen University, 2014.

(编辑: 陈 越)