

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

陈世金¹, 王瑞祥¹, 陈晓阳^{1,4}, 顾家铭², 刘朝霞³

- (1. 上海大学 机电工程与自动化学院, 上海 200072;
2. 上海集优机械股份有限公司 上海天虹微型轴承有限公司, 上海 200125;
3. 中国航天电子技术研究院 北京航天控制仪器研究所, 北京 100039;
4. 上海进顺机电技术有限公司, 上海 200072)

摘 要: 根据建立的高速角接触球轴承-刚性转子系统动力学数值仿真模型, 以某仪表轴承支承的转子系统为算例, 分析了考虑转子振动与否对系统动力学性能的影响, 并详细探究了轴向载荷以及转速对转子振动、轴承内部载荷分布及旋滚比、保持架的受力和质心运动以及磨损情况的影响。结果表明: 考虑转子振动时, 在纯轴向载荷下, 轴承各位置处的球载荷也会存在差异, 且保持架质心运动包含内圈频率, 运动稳定性变差; 随着轴向载荷的增大, 转子振动逐渐减弱, 轴承打滑减小, 但由于轴承球载荷的增大, 内、外圈滚道磨损呈现先减小后增大的趋势, 并在轴向载荷为 4 N 时磨损最小; 保持架稳定性和磨损则均随着轴向载荷的增大而增大; 随着转速的增大, 转子振动加强, 内、外圈沟道及保持架磨损均加剧, 保持架稳定性先增强后减弱, 且在转速达到 40 000 r/min 后, 轴承磨损和保持架稳定性急剧恶化。

关 键 词: 轴承-转子系统; 动力学; 保持架; 振动; 载荷; 转速

中图分类号: V241.5⁺9; TH133.33

文献标志码: A

Analysis of dynamic coupling characteristics of high speed angular contact ball bearing-rigid rotor system under different working conditions

CHEN Shijin¹, WANG Ruixiang¹, CHEN Xiaoyang^{1,4},
GU Jiaming², LIU Zhaoxia³

- (1. School of Mechanical and Electrical Engineering and Automation,
Shanghai University, Shanghai 200072, China;
2. Shanghai Tianhong Miniature Bearing Company Limited,
Shanghai Prime Machinery Company Limited, Shanghai 200125, China;
3. Beijing Institute of Aerospace Control Devices,
China Academy of Aerospace Electronics Technology, Beijing 100039, China;
4. Shanghai Jinshun Electromechanical Technology Company Limited, Shanghai 200072, China)

Abstract: According to the established complete dynamic numerical simulation model of

收稿日期: 2021-02-23

基金项目: 国家“十二五”基础科研项目上海大学子项(上海大学编号: D.50-0109-15-001)

作者简介: 陈世金(1993—), 男, 博士生, 主要从事滚动轴承-转子系统动力学研究。

引用格式: 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.

high-speed angular contact ball bearing-rigid rotor system, the effect of rotor vibration on the dynamic performance of the system was analyzed, and the effects of axial load and rotating speed on rotor vibration, load distribution and spin-roll ratio in bearing, cage mass center motion wear were also discussed. The results showed that: when the rotor vibration was considered, the ball load at each position of the bearing differed even under the pure axial load, and for the cage mass center motion including the inner ring frequency, its stability became poor. With the increase of axial load, the rotor vibration and bearing slip decreased. However, with the increase of bearing ball load, the wear of inner and outer raceways first decreased and then increased, and the wear was the minimum when the axial load was 4 N. Both the cage stability and wear increased with the increase of axial load. With the increase of the rotating speed, the vibration of the rotor and bearing wear increased, while the stability of the cage first increased and then decreased. Once the rotating speed reached 40 000 r/min, the bearing wear and the cage stability deteriorated sharply.

Key words: bearing-rotor system; dynamics; cage; vibration; load; rotation speed

作为航空发动机主轴、航天惯性仪表、新能源汽车主轴以及高速精密机床主轴等高速转子系统中重要支撑零部件的高速角接触球轴承^[1],其动态特性直接影响到转子系统甚至是主机性能的好坏,而转子的振动必将对轴承动力学性能产生影响,因此,无论是支承轴承还是转子的设计,都不能再以传统做法把它们作为独立的设计单元,而是应该让轴承和转子都服从系统动态性能设计思想,建立准确的轴承-转子系统动力学模型,以分析轴承和转子之间的耦合动力学特性^[2]。

20世纪70年代,Walters^[3]建立了球4自由度、保持架6自由度的高速球轴承动力学模型,首次通过数值仿真分析了陀螺转子轴承的动力学问题。自此以后,国内外学者们针对轴承摩擦^[4-6]、载荷^[5,7]、速度^[8-10]、间隙比^[4,8,11-12]以及保持架兜孔形状^[13-14]等因素对轴承的动力学分析进行了全面而深入的探讨,但都仅针对单个轴承进行分析。而目前在轴承-转子系统的研究中,主要集中在转子不平衡^[15-18]、轴承波紋度^[19]和间隙^[20-21]等对转子系统的响应的影响,而并非考虑对轴承动力学特性的影响,且一般将轴承简化为刚度阻尼系统,简化方法不仅无法分析轴承的动力学特性,而且对转子系统的响应也存在预测不准的问题。叶振环^[22]、Li等^[23]以及Wen等^[24]各自针对特定问题建立了轴承-转子系统动力学模型,但模型或忽略保持架效应、或未考虑轴承变刚度对转子振动的影响,均进行了较多简化,结果也与试验存在差异。

作者在课题组建立的单个轴承动力学数值仿真模型^[25]基础上,综合考虑轴承各零件与转子之

间的相互作用关系,建立高速角接触球轴承-刚性转子系统动力学耦合模型^[26],并以文献[24]试验结果验证了分析方法的正确性,但限于文章篇幅,仅分析了转子不平衡量对系统耦合特性的影响。作为续篇,本文分析了考虑转子振动与否对系统动力学性能的影响,并详细探究了轴向载荷以及转速对转子振动、轴承内部载荷分布及旋滚比、保持架的质心运动和受力以及磨损情况的影响。

1 角接触球轴承-刚性转子系统动力学模型

轴承各零件以及转子之间相互作用如图1所示。图中 R 表示位置矢量, O 表示不同零件的质心, XYZ 表示建立的不同坐标系, F 表示外力。根据单个轴承的拟静力学分析程序得到轴承各零件的初始位置,然后进行坐标转换得到零件间的相互作用力以及轴承对转子的非线性轴承力和力矩,建立各零件的运动微分方程,图中各参数具体

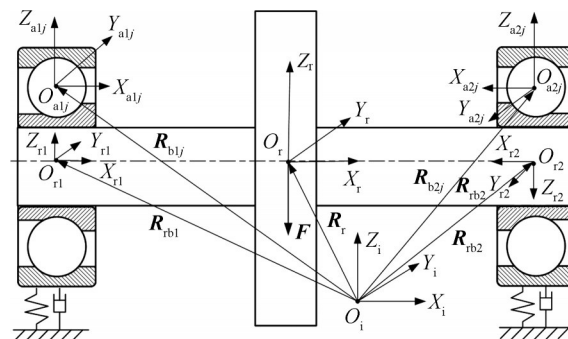


图1 轴承-转子系统相互作用^[26]

Fig.1 Bearing-rotor system interaction^[26]

含义可参看文献[26]。

钢球的质心运动在惯性圆柱坐标系中描述

$$\begin{cases} m_b \ddot{x} = F_x \\ m_b \dot{r} - m_b r \dot{\theta}^2 = F_r \\ m_b r \ddot{\theta} + 2m_b \dot{r} \dot{\theta} = F_\theta \end{cases} \quad (1)$$

套圈和保持架的平动运动在笛卡儿坐标系中描述

$$\begin{cases} m\ddot{x} = F_x \\ m\ddot{y} = F_y \\ m\ddot{z} = F_z \end{cases} \quad (2)$$

各个部件的旋转运动在各自的定体坐标系中用动量矩方程描述

$$\begin{cases} I_1 \dot{\omega}_1 + (I_3 - I_2) \omega_2 \omega_3 = M_1 \\ I_2 \dot{\omega}_2 + (I_1 - I_3) \omega_3 \omega_1 = M_2 \\ I_3 \dot{\omega}_3 + (I_2 - I_1) \omega_1 \omega_2 = M_3 \end{cases} \quad (3)$$

转子的运动方程为

$$\begin{cases} m_r \ddot{X} = F_{br1}^i + F_{cr1}^i \\ m_r \ddot{Y} = mR\omega^2 \cos \omega t + F_{br2}^i + F_{cr2}^i \\ m_r \ddot{Z} = -m_r g + mR\omega^2 \sin \omega t + F_{br3}^i + F_{cr3}^i \\ I_y \ddot{\theta}_y - I_z \omega \dot{\theta}_z = M_{br2}^r + M_{cr2}^r \\ I_z \ddot{\theta}_z + I_y \omega \dot{\theta}_y = M_{br3}^r + M_{cr3}^r \end{cases} \quad (4)$$

式(1)~式(4)中 F 和 M 即为各零件所受的外力和力矩,通过龙格库塔法求解即可得到零件在

不同时刻的位置、速度以及受力等。具体的建模及求解过程可参见文献[26]。

2 结果与分析

轴承和转子参数如表1和表2所示,表1中不平衡量表示偏心质量 m 和偏心距 R 的乘积。此外,由于本文分析的轴承转子系统是对称支撑的,两轴承动态特性完全一致,仅取左侧轴承结果进行分析说明。分析载荷和转速对轴承转子系统动态特性的影响时工况如表3所示。

此外,文中所提到的涡动速度偏差比表示的是保持架质心运动速度的标准差与平均速度的比,比值越小对应的保持架质心运动越稳定。涡动速度偏差比的计算公式为

$$\sigma_v = \frac{\sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (v_i - \bar{v})^2}}{\bar{v}} \quad (5)$$

式中 v_i 表示保持架在各个时刻的涡动速度, $\bar{v}$ 是涡动速度的平均值。

时间平均磨损率的计算公式为

$$W(T) = \frac{1}{T} \int_0^T K \frac{Q(t)V(t)}{H} dt \quad (6)$$

式中 T 表示总的仿真时间; K 和 H 分别表示保持架的磨损系数和硬度,为常数; $Q(t)$ 和 $V(t)$ 分别表示两接触面在 t 时刻的碰撞力以及滑动速度。

表1 轴承-转子系统几何参数

Table 1 Geometric parameters of bearing-rotor system

参数	数值	参数	数值
内径/mm	4	内沟曲率系数	0.535
外径/mm	11	外沟曲率系数	0.585
节圆直径/mm	7.5	保持架内径/mm	6.53
球径/mm	2.0	保持架外径/mm	8.63
球数	7	兜孔间隙/mm	0.135
初始接触角/(°)	20	挡边间隙/mm	0.24
转子直径/mm	4	转子主转动惯量 I_x /(kg·mm ²)	0.095
不平衡量 mR /(g·cm)	0.03	转子主转动惯量 I_y, I_z /(kg·mm ²)	22.93

表2 轴承-转子系统材料参数

Table 2 Material parameters of bearing-rotor system

改变量	弹性模量/MPa	泊松比	密度/(g/cm ³)	布氏硬度/MPa	磨损系数 ^[23] /10 ⁻⁵
载荷	207 000	0.3	7.85	8 470	0.5
转速	5 000	0.36	1.38	70	1.0

表 3 数值仿真分析工况

Table 3 Numerical simulation analysis of working conditions

改变量	载荷/N	转速/(r/min)	不平衡量/(g·cm)
载荷	3~15	30 000	0.03
转速	7	5 000~50 000	0.03

2.1 单个轴承与轴承-刚性转子系统对比

在单个轴承的动力学分析中,为消除球与轴承内、外圈之间的高频振动,球的径向和轴向位置以及内圈的位置一般用平衡方程约束,因此在单个轴承的动力学分析中,内圈位置几乎是固定的,因此未给出结果。而在轴承-刚性转子系统模型中,将内圈与转轴固结在一起并通过求解微分方程得到其在各个时刻的位移,如图 2(a)~图 2(c)所示即为利用轴承-刚性转子系统模型计算得到的转子在不同时刻的位移时域波形图、Y 向位移频谱图以及轴心轨迹(轴承轴向预紧力为 7 N,转

速为 30 000 r/min,转子无偏心量),可以看出,此时转轴会出现周期性的振动,振动频率主要为保持架频率 f_c (也是球的公转频率),这说明此时转轴的振动是由于钢球旋转过程中位置的变化以及保持架与钢球和引导套圈发生碰撞导致轴承刚度发生周期性的改变引起的。

图 3 表示球与内、外圈的接触载荷随时间的变化,可以看出,在单个轴承的动力学分析模型中,由于轴承仅承受轴向载荷,且轴承外圈固定,球的轴向和径向位置以及内圈位置均由平衡方程约束,因此,球与内、外圈之间的接触载荷是不发生任何变化的,这也说明在各个时刻轴承内各个球之间的载荷是完全一致的。而当考虑转子的振动时,球与内、外圈之间的载荷出现周期性波动,一方面说明在同一时刻轴承内各个球之间的接触载荷是不同的,另一方面也说明轴承球载荷随时间是波动的,这就会导致轴承球在旋转一周过程中存在加速和减速过程,增大轴承球的打滑,同时也不利于保持架的稳定性运转(如图 4 所示)。

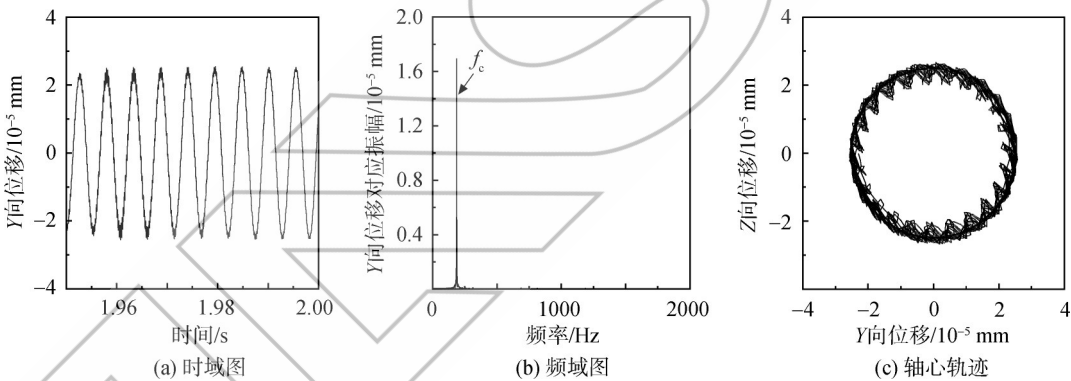


图 2 轴承-刚性转子系统耦合模型得到的转子位移

Fig.2 Rotor displacement of bearing-rigid rotor system coupling model

图 4 表示单个轴承的动力学模型和轴承-刚性转子系统动力学耦合模型得到的保持架质心运动和受力,从保持架的质心轨迹看,两者差别较小,考虑转子振动时保持架质心轨迹重合度略劣于不考虑转子振动,但两者保持架质心轨迹均较规则,保持架的运动较稳定;从保持架 Y 向运动的频谱图可以看出,不考虑转子振动时,保持架的质心运动只有保持架频率 f_c 及其倍频,而考虑转子振动时,还包括内圈频率 f_i 与保持架频率 f_c 的耦合频率,这说明转子的振动对保持架的运动是有影响的。保持架的涡动速度比表示保持架的涡动速度与保持架的自转速度的比值,当比值越接近于 1 时越稳定,从图中可以看出,两者的结果均接

近于 1,因此保持架的运动是比较稳定的,但是不难发现,考虑转子振动时,轴承球在旋转一周过程中存在加速和减速过程,球与保持架兜孔的碰撞力幅值增大(不考虑转子振动时,最大幅值为 0.8 N,而考虑转子振动时达到 1.75 N),这就使得保持架的涡动比波动性增强,保持架的稳定性变差。

从上述分析可以看出轴承在旋转一周过程中由于轴承球位置的变化、保持架与球以及保持架与引导套圈之间的碰撞力等会诱发转子的振动,而转子的振动又会反过来影响轴承内部载荷分布以及保持架的运动等,因此建立轴承-转子系统耦合动力学模型,探讨他们之间的耦合关系是有必要的,下文将详细讨论轴向载荷以及转速对他们

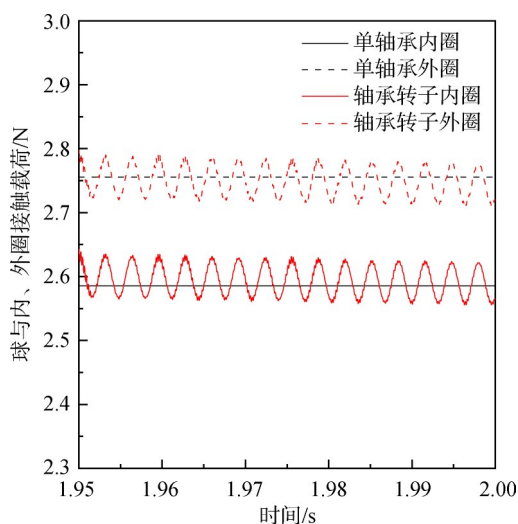


图3 考虑转子振动与否时球与内、外圈接触载荷的对比
Fig.3 Comparison of contact load between ball and inner (outer) ring considering rotor vibration or not

之间耦合效应的影响。

2.2 轴向载荷的影响

图5表示轴向载荷 F_a 对转子振动的影响,可以看出,在不同轴向载荷下,转轴均呈现出周期性的振动,且随着轴向载荷的增大,转子振动幅值逐渐减小,但轴向载荷对振动频率几乎没有影响。从振动频域图可以看出,振动主要包含保持架频率 f_c 、内圈频率 f_i 及其倍频 $k \cdot f_i (k=2, 3, \dots)$,但是很明显内圈频率 f_i 对应的幅值远高于保持架频率

f_c 幅值及其倍频幅值,这说明当转子存在不平衡量时,转子的振动主要是由转子不平衡量引起的,且转子不平衡量引起的振动约为由钢球位置变化及保持架作用引起的转子振动的10倍。为详细分析轴向载荷对转子振动的影响,图6提取了不同轴向载荷下不同频率成分对应的转子振动幅值,图中各线条分别对应保持架频率 f_c 幅值、内圈频率 f_i 幅值以及内圈2倍频 $2f_i$ 幅值。可以看出,随着轴向载荷的增大,内圈频率 f_i 及其倍频 $2f_i$ 对应的幅值逐渐减小,且载荷越大,振动幅值减小的趋势也越小,这说明载荷达到11 N后,继续增大轴向载荷对减小转子的振动影响是有限的。此外,随着轴向载荷的增大,保持架频率 f_c 对应的幅值呈现先减小而后又逐渐增大的趋势,这是因为增大轴向载荷使得轴承各球与内圈之间的载荷更加均匀,且保持架的运动也更加稳定,因此,保持架频率 f_c 对幅值会先逐渐减小,但是继续增大轴向载荷就意味着球与内圈之间的载荷也更大,而由于转子不平衡量的存在,各个球载荷差值减小量很小(轴向载荷使得轴承各球与内圈之间的载荷更加均匀是相对的,载荷绝对值在增大,但是载荷差值变化很小,如图7(a)所示),因此继续增大的球载荷使得保持架频率 f_c 对应的转子振动幅值增加,从而出现先减小后增大的过程。

图7(a)~图7(c)分别表示轴向载荷对轴承球

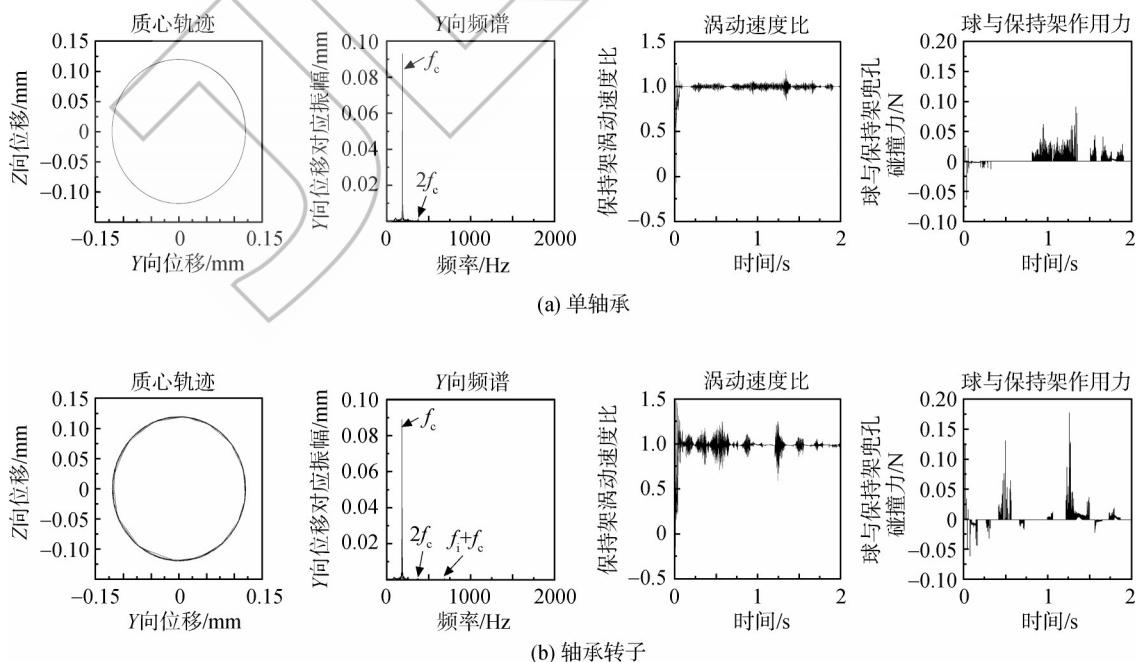


图4 考虑转子振动与否时保持架的质心运动和受力的对比

Fig.4 Comparison of cage mass center motion and cage force considering rotor vibration or not

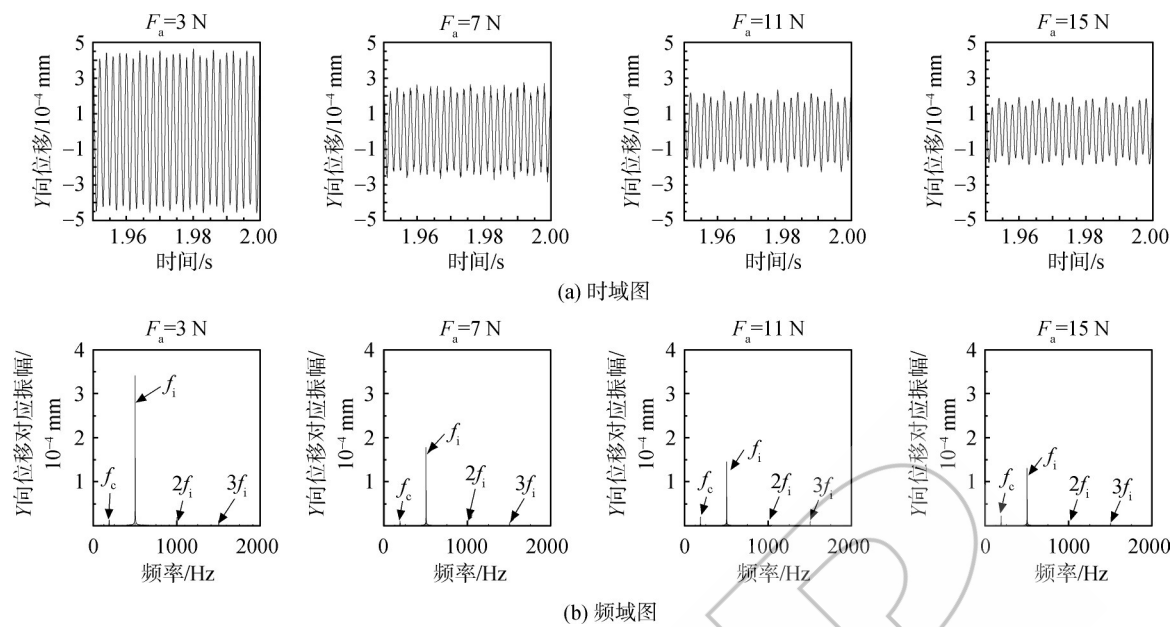


图5 轴向载荷对转子振动的影响
Fig.5 Effect of axial load on rotor vibration

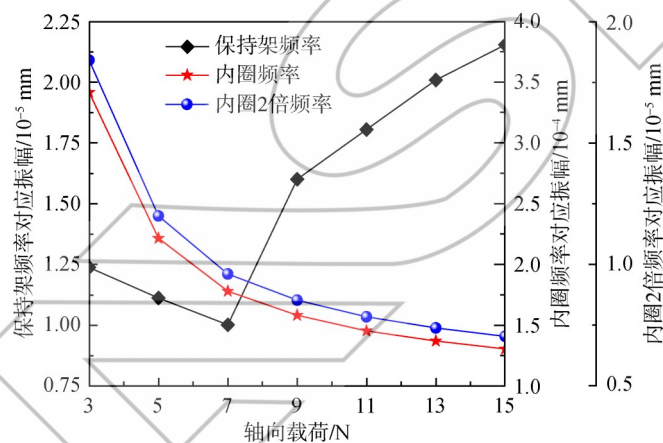


图6 轴向载荷对转子振动幅值的影响
Fig.6 Effect of axial load on rotor vibration amplitude

与内、外圈之间的接触载荷、旋滚比以及时间平均磨损率的影响。需要说明的是,图中柱形图表示的是球在旋转过程中的载荷波动范围以及旋滚比波动范围,图 7(a)中的折线则表示的是最大载荷与最小载荷的载荷差值。可以看出,随着轴向载荷的增大,轴承球与内、外圈之间的接触载荷也明显增大,同时由于转子不平衡量的存在,轴承会承受一定量的旋转径向负荷(约 3 N),因此轴承球在转动的过程中载荷会存在波动,但可以发现轴向载荷的增大对球的载荷差值影响较小;此外,球的离心力使得球与外圈的接触载荷要大于球与内圈的接触载荷,但是内圈与外圈的载荷差值基本上是一致的。图 7(b)表示的旋滚比随着轴向载荷的增大而减小,并且旋滚比的波动范围也明显

是随着轴向载荷的增大而减小的,说明增大轴向载荷不仅有利于减小球与内、外圈之间的打滑,还使得球在不同位置处的打滑情况趋于一致。图 7(c)表示的是球与内、外圈滚道的磨损,可以看出,当轴向载荷小于 4 N 时,增大轴向载荷,球与内、外圈之间的磨损是减小的,当大于 4 N 时,由于增大轴向载荷对于滑动速度减小的影响降低(如图 7(b)所示,旋滚比反应打滑情况),而轴承球与内、外圈之间的接触载荷显著增加,因此球与内、外圈之间的磨损随着轴向载荷的增大而增大,这也就是说从轴承磨损的角度考虑,最佳的轴向载荷是 4 N。并且,在不同轴向载荷下,球与外圈之间的旋滚比以及磨损率均远高于内圈,这是因为外圈沟曲率系数较大为 0.585,抵抗自旋的力矩

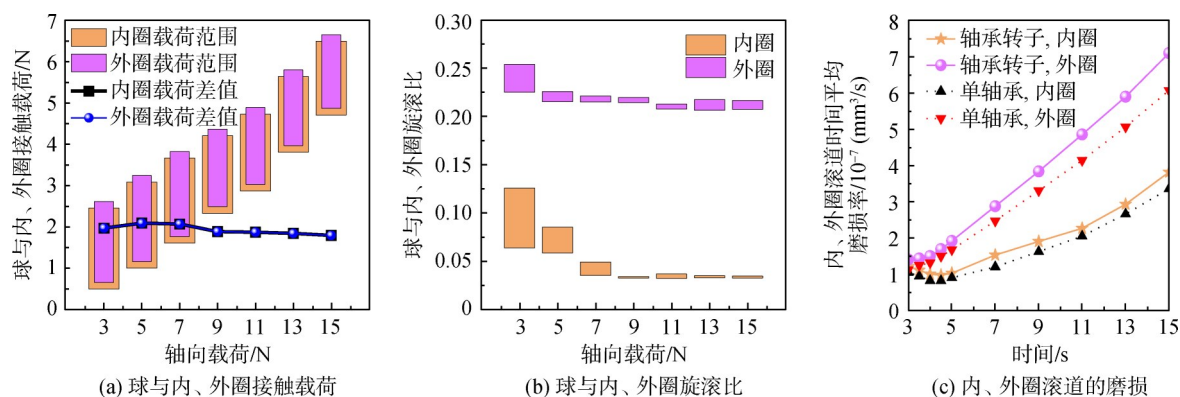


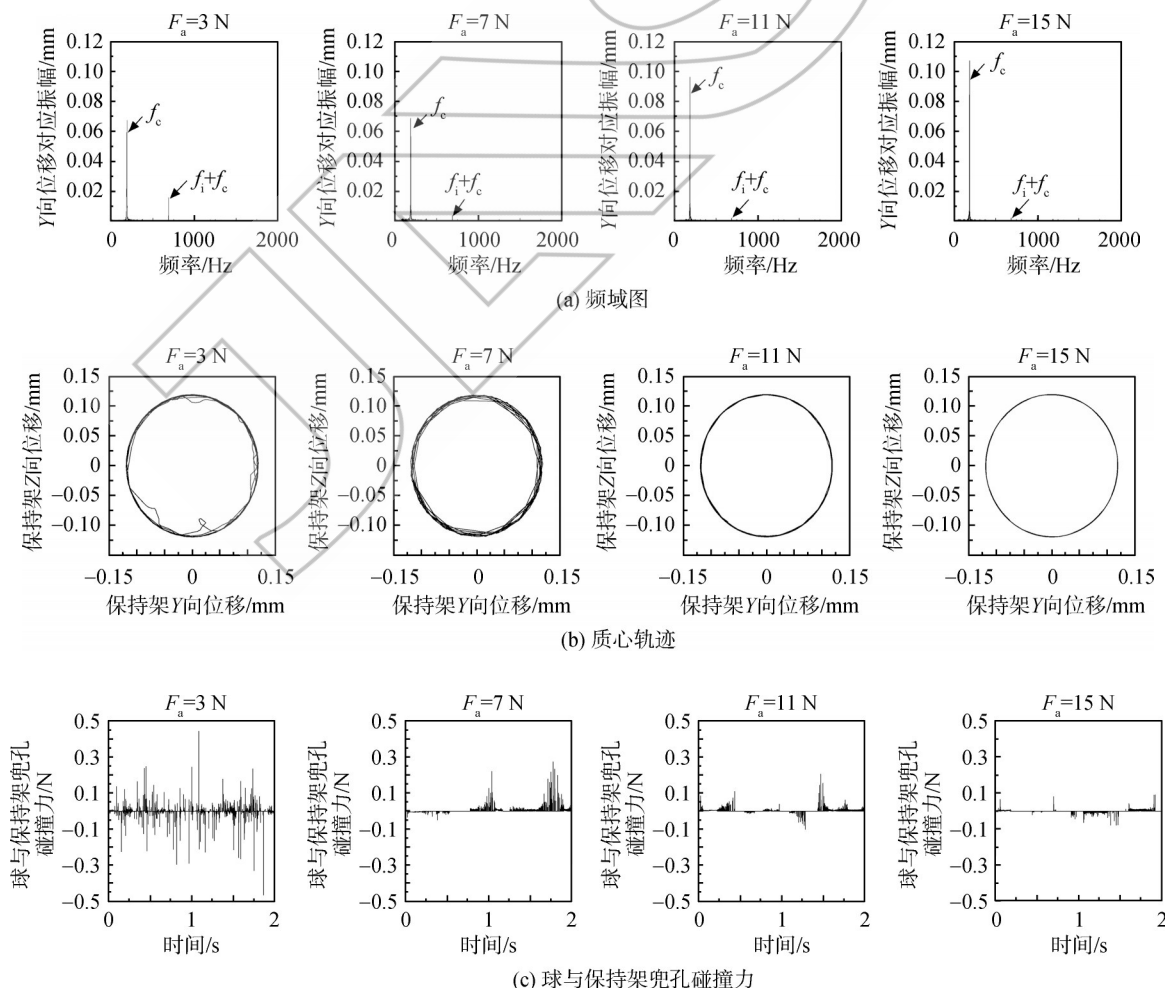
图7 轴向载荷对轴承球的影响

Fig.7 Effect of axial load on bearing ball

较小而易发生自旋。此外,图中还给出了单轴承动力学模型计算得到的内、外圈滚道磨损,可以看出考虑转子振动后,不同轴向载荷下内、外圈滚道的磨损均加剧了。

图8表示轴向载荷对保持架的运动以及受力的影响,随着轴向载荷的增大,保持架质心轨迹越来越规则,重合度也越来越好,这说明保持架的运动越来越稳定,对保持架质心运动的Y向位移进

行频谱分析可以发现,保持架质心运动主要包含保持架频率 f_c 和内圈频率 f_i 与保持架频率 f_c 的耦合频率 f_i+f_c ,且保持架频率对应的幅值远大于耦合频率对应的幅值。随着轴向载荷的增大,保持架频率 f_c 对应的幅值逐渐增大,而耦合频率 f_i+f_c 对应的幅值逐渐减小,说明轴向载荷的增大可以有效地减小了转子不平衡量对保持架运动的影响。图8(c)和图8(d)分别表示球与保持架兜孔的碰撞



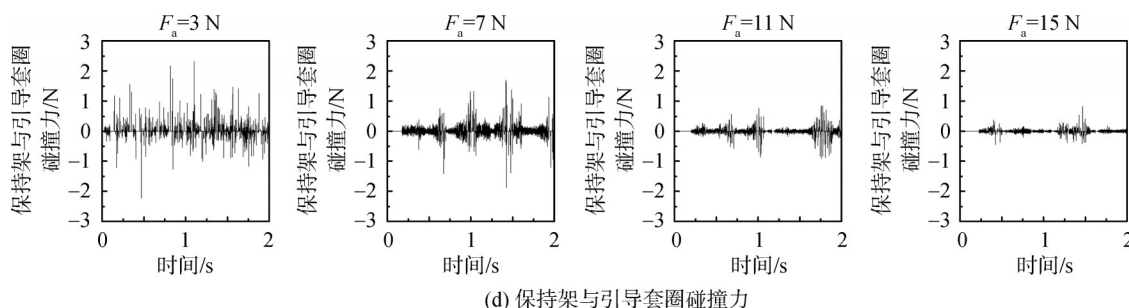


图8 轴向载荷对保持架的影响

Fig.8 Effect of axial load on cage

力以及保持架与引导套圈的碰撞力,可以看出随着轴向载荷的增大,球与保持架兜孔的碰撞力以及保持架与引导套圈的碰撞力均逐渐减小,而碰撞频率则逐渐增大,当轴向作用力较小时,瞬态且较大的碰撞冲击力导致了保持架的不稳定运动。

图9所示的涡动速度偏差比表示保持架质心移动速度的标准偏差与平均速度的比值,值越小保持架越稳定,很明显随着轴向载荷的增大,保持架的运动稳定性逐渐增强,而保持架的时间平均磨损率逐渐增大,这是因为轴向载荷的增大虽然降低了球以及引导套圈对保持架的作用力,但是却使得保持架与他们之间的作用频率大幅提升,因此磨损率反而是增大的,这也说明了保持架的稳定性与磨损率是一对矛盾点,在保持架的设计上需要综合考虑。此外,考虑转子振动时,保持架的稳定性均变差,而磨损率则有所降低。

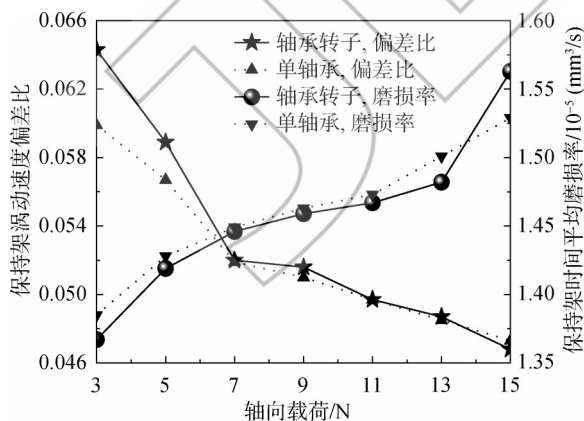


图9 轴向载荷对保持架稳定性和磨损率的影响

Fig.9 Effect of axial load on cage stability and wear rate

2.3 转速的影响

图10表示的是转速对转子振动的影响,可以看出,随着转速的提高,转子振动频率也随之提高,且振动幅值急剧增大。转子振动主要包含保

持架频率 f_c 和内圈频率 f_i ,且保持架频率 f_c 和内圈频率 f_i 对应的幅值均随着转速的提高而增大,这是因为此时由转子不平衡引起的离心力呈指数倍增大,这就使得内圈频率 f_i 对应的振动幅值急剧增大,从而造成如图11(a)所示的球与内、外圈之间接触载荷的增大,且使得不同位置处的球载荷差异更显著,载荷波动性显著增强,而这又反作用于转子并使转子的振动加强,从而导致保持架频率 f_c 对应的振动幅值增大(保持架自转频率与球组公转频率是一样的)。此外,不难看出,随着转速的增大,转子振动的频率成分增多,振动更加复杂。

从图11(b)所示的转速对轴承球与内、外圈接触载荷旋滚比的影响,不难发现,在转速较低时,转速对轴承球旋滚比的影响较小,而当转速升高到40 000 r/min后,由于转子振动的急剧增大,轴承球与内圈之间的旋滚比由低速时的0.05迅速增大到0.5附近,且波动性也显著增强,说明球在不同位置的打滑情况差值也在增大。图11(c)表示的是转速对内、外圈滚道磨损的影响,可以看出,由于低转速时,轴承球与内、外圈的接触载荷以及旋滚比均变化较小,因此内、外圈滚道的磨损率变化也较小,但总体上还是随转速的增大有上涨的趋势。而当转速高于40 000 r/min后,由于转子振动的加剧,球与内、外圈滚道之间的接触载荷以及打滑均显著增加,因此造成了内、外圈滚道磨损的急剧恶化。此外,转速低于40 000 r/min时,外圈磨损高于内圈磨损,而大于40 000 r/min时,则由于球在内圈的打滑加剧,造成了内圈磨损高于外圈。

图12表示的是内圈转速 n_i 对保持架质心运动和受力的影响,可以看出,在转速较低时(转速低于10 000 r/min时),由于保持架的离心力较小,

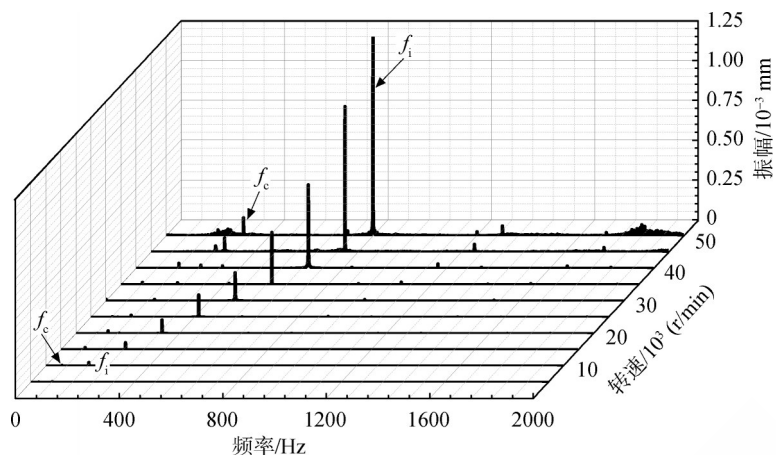


图 10 转速对转子振动的影响

Fig.10 Effect of rotation speed on rotor vibration

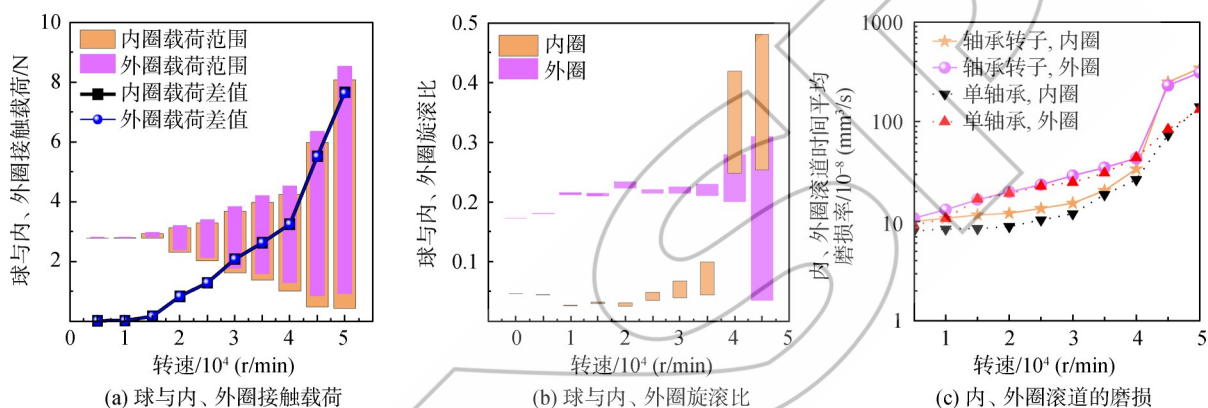
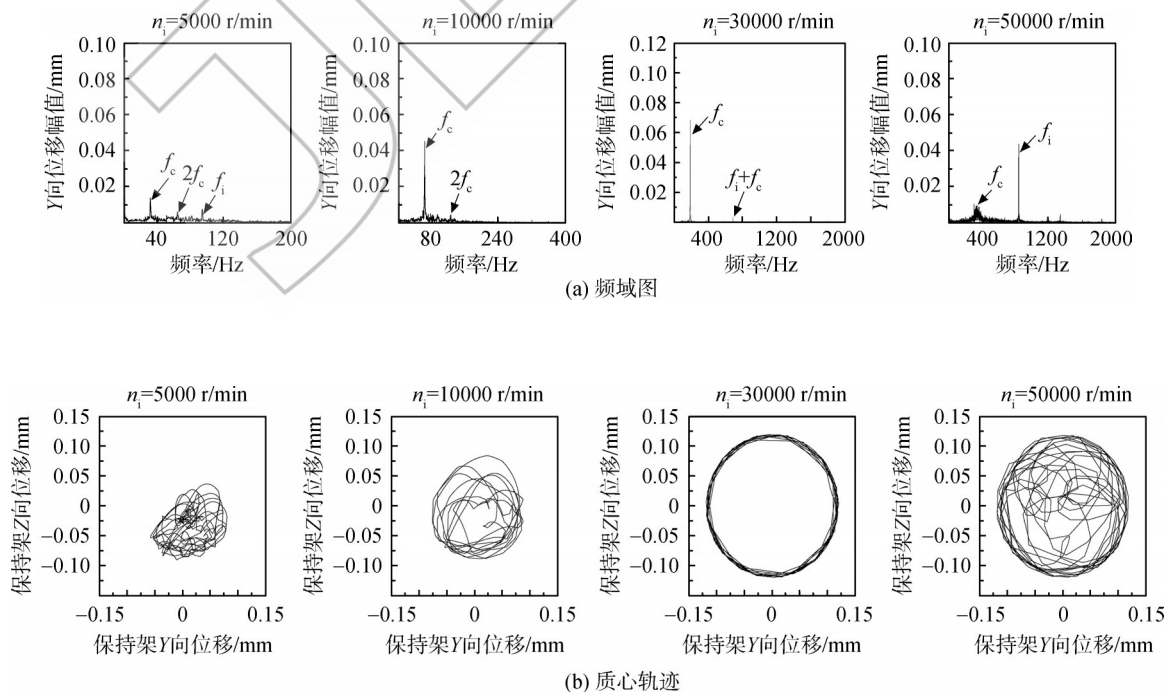


图 11 转速对轴承球的影响

Fig.11 Effect of rotation speed on bearing ball



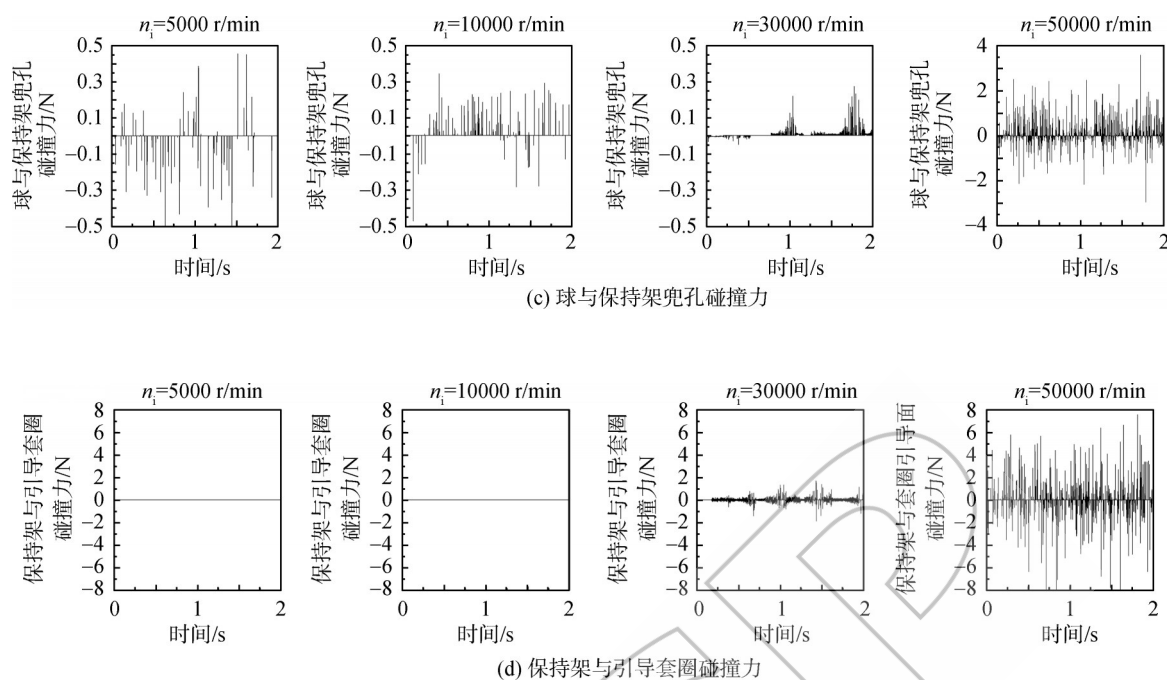


图12 转速对保持架的影响

Fig.12 Effect of rotation speed on cage

保持架的运动被轴承球所限制,无法形成圆形的涡动轨迹,此时球与保持架兜孔之间的碰撞力也较大,但碰撞频率较低,保持架则与引导套圈不接触;而当转速升高时,保持架的离心力增大,保持架进入圆形的涡动轨迹,此时,球与引导套圈接触,保持架的离心力主要由引导套圈承担,球与保持架兜孔之间的碰撞力降低;但当转速继续增大(转速达到 50 000 r/min),一方面由于转速的增大,球和保持架的转速也随之增大从而导致他们之间较大的碰撞冲击力,另一方面转速升高使得转子振动加剧,造成球在旋转一周的过程中存在明显的加速和减速,这也使得球与保持架的碰撞几率及大小大大增加,因此使得保持架的质心轨迹变得非常紊乱。此外,从保持架质心运动的频域图可以看出,在低转速时,保持架的运动主要包含保持架频率 f_c 及其倍频 $2f_c$,此时转子振动较小,对保持架质心运动影响不大;当转速达到 30 000 r/min 时,保持架自身离心力较大,保持架频率 f_c 对应的幅值较大,保持架质心运动轨迹为圆形;当转速进一步增大,转子剧烈的振动对保持架质心运动形成强烈的干扰,内圈频率 f_i 占保持架运动的主要因素,此时保持架的质心运动很紊乱。

图 13 表示的是转速对保持架涡动速度偏差比和磨损率的影响,可以看出,随着转速的升高,

保持架的涡动速度偏差比先逐渐减小而后又逐渐升高,说明保持架的质心运动先逐渐变稳定而后逐渐紊乱,这与图 12(b)所展示的保持架质心运动轨迹是一致的。而保持架的磨损率则随着转速的升高一直增大,且在 40 000~45 000 r/min 附近急剧上升,这是因为随着转速的升高,保持架与球以及引导套圈之间的滑动速度增大,因此磨损率升高,而当转速高于 40 000 r/min 后,转子的剧烈振动使得球与保持架以及保持架与引导套圈之间的作用力仅 10 倍的增加,这就导致了此阶段保持架磨损的快速恶化。

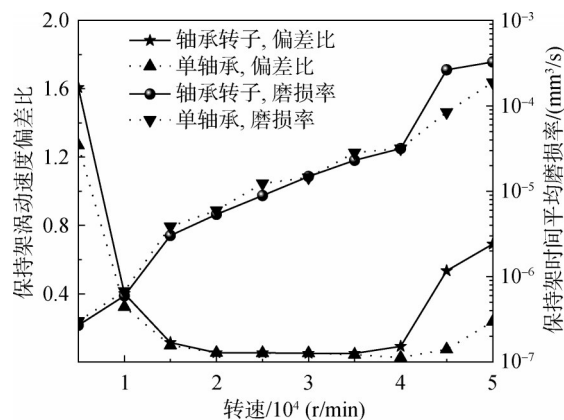


图13 转速对保持架稳定性和磨损率的影响

Fig.13 Effect of rotation speed on cage stability and wear rate

3 结 论

本文利用已被试验验证的高速角接触球轴承-刚性转子系统相互耦合的动力学模型,分析了考虑转子与否对轴承-转子系统动力学性能的影响,在此基础上,深入探讨了轴向预紧力和转速转子振动、轴承内部载荷分布及打滑、保持架的质心运动和受力以及磨损情况的影响,并得出如下结论:

1) 在单个轴承动力学分析结果中,内圈位置由平衡方程约束,内圈位置是固定的,而轴承-刚性转子系统模型中可通过求解微分方程得到转子(内圈)的振动,且转子振动仅包含保持架频率 f_c ;考虑转子振动后,即使在纯轴向载荷下,不同位置的球载荷也会存在差异;此外,考虑转子振动时,保持架质心运动频率成分复杂,包含了内圈频率 f_i 和保持架频率 f_c 的耦合频率 f_i+f_c ,保持架与球的碰撞力增大,运动稳定性变差。

2) 随着轴向载荷的增大,内圈频率及其倍频幅值逐渐降低,而频率幅值呈现先降低后增大的趋势,但内圈频率幅值约为保持架频率幅值的10倍,因此转子振动是明显降低的;球与内、外圈的接触载荷与轴向载荷成正比,而旋滚比则与接触载荷成反比,因此随着轴向载荷的增大,内、外圈滚道磨损先降低后增大,且在轴向载荷为4 N时磨损最小;保持架运动稳定性随着轴向的增大而增强,而磨损则随之恶化。

3) 随着转速升高,转子振动的频率成分增多,且振动幅度增大;球与内、外圈接触载荷波动性随着转速的升高显著增强,而旋滚比在低速时变化不大,当转速升到40 000 r/min后,旋滚比迅速增大,且球由低速时主要在外圈自旋变为主要在内圈自旋,因此内、外圈的磨损在低速时变化不大,而转速高于40 000 r/min后,磨损迅速恶化,且低速时内圈磨损低于外圈磨损,高速时则相反;保持架的运动稳定性随着转速的升高先增强后变差,保持架磨损则随着转速的升高而不断加剧。

参考文献:

[1] 张涛,陈晓阳,顾家铭,等.高速角接触球轴承保持架稳定性研究进展[J].航空学报,2018,39(7):27-39.
ZHANG Tao, CHEN Xiaoyang, GU Jiaming, et al. Progress of research on cage stability of high-speed angular contact ball bearings[J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 2018, 39(7):27-39. (in Chinese)

[2] 李松生.超高速电主轴球轴承-转子系统动力学性能的研究[D].上海:上海大学,2006.
LI Songsheng. Study on dynamic characteristics of ball bearing-rotor system in ultra high speed spindles[D]. Shanghai: Shanghai University, 2006. (in Chinese)

[3] WALTERS C T. The dynamics of ball bearings[J]. Journal of Tribology, 1971, 93(1):1-10.

[4] MEEKS C. The dynamics of ball separators in ball bearings: Part II results of optimization study[J]. American Society of Lubricating Engineers Transactions, 1985, 28(3):288-295.

[5] NOGI T, MANIWA K, MATSUOKA N. A dynamic analysis of cage instability in ball bearings[J]. Journal of Tribology, 2017, 140(1):011101.1-011101.12.

[6] GUPTA P K. Frictional instabilities in ball bearings[J]. Tribology Transactions, 1988, 31(2):258-268.

[7] 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):1-22.

[8] LIU Xiuhai, DENG Sier, TENG Hongfei. Dynamic stability analysis of cages in high-speed oil-lubricated angular contact ball bearings[J]. Transactions of Tianjin University, 2011, 17(1):20-27.

[9] WEN Baogang, REN Hongjun, ZHANG Hao, et al. Experimental investigation of cage motions in an angular contact ball bearing[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers: Part J Journal of Engineering Tribology, 2017, 231(8):1041-1055.

[10] CHEN Shijin, CHEN Xiaoyang, LI Qingqing, et al. Experimental study on cage dynamic characteristics of angular contact ball bearing in acceleration and deceleration process[J]. Tribology Transaction, 2020, 64(1):42-52.

[11] GUPTA P K. Modeling of instabilities induced by cage clearances in ball bearings[J]. Tribology Transactions, 1991, 34(1):93-99.

[12] MASSIMO P S, GIUSEPPE N, WYGACHIEWICZ M. Analysis and monitoring of cage dynamics in ball bearings for space applications[R]. Hatfield, UK: European Space Mechanisms and Tribology Symposium (ESMATS), 2017.

[13] 邓四二,李兴林,汪久根,等.角接触球轴承摩擦力矩特性研究[J].机械工程学报,2011,47(5):114-120.
DENG Sier, LI Xinglin, WANG Jiugen, et al. Frictional torque characteristic of angular contact ball bearings[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2011, 47(5):114-120. (in Chinese)

[14] CHEN Shijin, CHEN Xiaoyang, SHUAI Qiqi, et al. Effects of cage pocket shapes on dynamics of angular contact ball bearings[J]. Tribology Online, 2020, 15(1):343-355.

[15] KARACAY T, AKTURK N. Vibrations of a grinding spindle supported by angular contact ball bearings[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers: Part K Journal of Multi-body Dynamics, 2008, 222(1):61-75.

[16] TIWARI M, GUPTA K, PRAKASH O. Dynamic response of an unbalanced rotor supported on ball bearings[J]. Journal of Sound and Vibration, 2000, 238(5):757-779.

- [17] HARSHA S P. Nonlinear dynamic analysis of an unbalanced rotor supported by roller bearing[J]. *Chaos Solitons and Fractals*, 2005, 26(1):47-66.
- [18] HARSHA S P. Nonlinear dynamic analysis of rolling element bearings due to cage run-out and number of balls[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2006, 289(1/2):360-381.
- [19] KANKAR P K, SHARMA S C, HARSHA S P, et al. Dynamic response of an unbalanced rotor supported on bearing with outer race waviness[M]. New York: American Society of Mechanical Engineers, 2014.
- [20] TIWARI M, GUPTA K, PRAKASH O. Effect of radial internal clearance of a ball bearing on the dynamics of a balanced horizontal rotor[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2000, 238(5):723-756.
- [21] UPADHYAY S H, HARSHA S P, JAIN S C. Analysis of nonlinear phenomena in high speed ball bearings due to radial clearance and unbalanced rotor effects[J]. *Journal of Vibration and Control*, 2010, 16(1):65-88.
- [22] 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 bearing in aeroengines[D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2013. (in Chinese)
- [23] LI Yamin, CAO Hongrui, NIU Linkai, 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.
- [24] WEN Baogang, WANG Meiling, ZHOU Xianwen, et al. Multi-harmonic motions of bearing cage affected by rotor unbalance[J]. *Journal of Mechanical Engineering Science*, 2018, 232(15):2610-2625.
- [25] ZHANG Tao, CHEN Xiaoyang, GU Jiaming, et al. Influences of preload on the friction and wear properties of high-speed instrument angular contact ball bearings[J]. *Chinese Journal of Aeronautics*, 2018, 31(3):597-607.
- [26] 陈世金, 帅琪琪, 陈晓阳, 等. 转子不平衡对角接触球轴承-刚性转子系统动力学耦合特性的影响[J]. *航空动力学报*, 2021, 36(10):2126-2138.
- CHEN Shijin, SHUAI Qiqi, CHEN Xiaoyang, et al. Influence of rotor unbalance on dynamic coupling characteristics of angular contact ball bearing-rigid rotor system[J]. *Journal of Aerospace Power*, 2021, 36(10):2126-2138. (in Chinese)

(编辑:王碧珺)