

变工况下深沟球轴承保持架动态特性分析*

DYNAMIC CHARACTERISTICS ANALYSIS OF DEEP GROOVE BALL BEARINGS' CAGE UNDER VARIABLE WORKING CONDITIONS

董应伟** 余光伟*** 肖 扬 潘友君 李文海

(上海大学 机电工程与自动化学院, 上海 200444)

DONG YingWei YU GuangWei XIAO Yang PAN YouJun LI WenHai

(School of Mechatronic Engineering and Automation, Shanghai University, Shanghai 200444, China)

摘要 新能源电动机运转过程中,以转速波动为主的变工况会对深沟球轴承的动态性能产生重要影响。以6207型深沟球轴承为研究对象,考虑了保持架的柔性变形,在Ansys/Ls-Dyna软件中建立深沟球轴承显式动力学分析模型,分析了不同角加速度加速工况及不同转速波动工况对保持架稳定性和接触特性的影响。研究表明,角加速度增大会导致保持架速度波动变大和稳定性降低;相比于稳定工况,转速波动工况下钢球与保持架接触力以及保持架不稳定性明显增加,转速波动工况对保持架稳定性影响由大到小依次为:矩形波动、三角波动、简谐波动、稳定工况。

关键词 深沟球轴承 动力学 变工况 保持架稳定性

中图分类号 TH133.33

Abstract The dynamic performance of deep groove ball bearings is greatly influenced by the variable operating conditions, mostly the fluctuation of speed of the new energy motor. Taking the 6207 type deep groove ball bearing as the research object, considering the flexible deformation of the cage, the explicit dynamics analysis model of deep groove ball bearings was established in the Ansys/Ls-Dyna software. The influence of different angular acceleration conditions and different rotation fluctuations on the stability and contact characteristics of the cage was analyzed. The results show that the increase of angular acceleration can lead to the increase of velocity fluctuation and the decrease of cage stability. Compared with the stable condition, the contact force and instability between the steel ball and the cage are obviously increased under the rotation fluctuation condition. The influence of speed fluctuation condition on the stability of the cage in descending order is rectangular fluctuation, triangular fluctuation, sinusoidal fluctuation and steady working condition.

Key words Deep groove ball bearing; Dynamics; Variable working condition; Cage stability

Corresponding author: YU GuangWei, E-mail: yuguangweiemail@126.com

Manuscript received 20230324, in revised form 20230418.

0 引言

保持架作为轴承中定位和引导滚动体运动的重要组成部分,运动过程中与滚动体的碰撞和摩擦作用直接影响轴承的动态特性。因此,通过分析保持架的动态特性可以探究滚动体与保持架之间碰撞变化及对保持架稳定性的影响,对提高轴承使用可靠性、优化轴承性能、改善轴承使用寿命都具有十分重要的意义。

目前,滚动轴承保持架动态特性受到了国内外学者的广泛关注,许多学者对其进行了大量的研究。WALTERS C T^[1]首先建立了四自由度、保持架六自由度的高速球轴承动力学模型,首次分析了保持架的涡

动效应。GUPTA P K^[2]建立了六自由度的滚动轴承完全动力学模型,通过保持架质心轨迹分析了保持架的稳定性。NOGI T等^{[3][10][11]}在简化Gupta模型的基础上建立了球轴承动力学模型,提出了保持架失稳的简单理论以及保持架关键摩擦因数公式。王春洁等^[4]在考虑保持架碰撞特性的基础上,建立了冲击振动模型,分析了不同冲击载荷的大小和作用方式对保持架振动特性的影响。叶振环^{[5][70-77]}在完全动力学模型中考虑弹流润滑,分析了多工况下保持架瞬态动力学特性。产文兵等^[6]利用Ansys/Ls-Dyna软件建立了多体接触动力学模型,研究了启动阶段中加速度剧烈变化对保持架动态冲击应力的影响,为保持架动态设计提

*20230324收到初稿,20230418收到修改稿。

**董应伟,男,1996年生,安徽天长人,汉族,上海大学硕士研究生,主要研究方向为球轴承显式动力学仿真分析。

***余光伟(通信作者),男,1967年生,河南南阳人,汉族,上海大学副教授,工学博士,主要研究方向为智能化测控系统与转子系统动力学。

供了参考。张娟等^[7]利用 Adams 软件建立了主轴轴承多刚体动力学模型,研究了启动加速、转速突变和紧急制动三种工况下各个部件之间的接触力。黄运生等^[8]采用离散法建立了柔性保持架模型,研究了冲击载荷对保持架动态特性的影响,结果表明,随着冲击载荷加速度的增加,滚动体与保持架之间的碰撞效果更显著。刘乐平等^[9]采用非线性有限元模型,研究了不同转速波动频率和幅值对圆柱滚子轴承保持架动态特性的影响。崔立等^[10]建立了冲击载荷作用下球轴承保持架动力学模型,研究了保持架自身结构对保持架动力学特性的影响。冯毅杰等^[11]利用 Abaqus 软件建立了角接触球轴承有限元模型,分析了不同转速、轴向载荷以及径向载荷对保持架稳定性的影响。

目前,学者们的研究主要针对轴承动态特性,针对变工况下深沟球轴承动力学特性的研究相对较少,

且变工况运行状态在新能源电动机驱动系统中较为常见。相比于稳定工况,变工况加剧了滚动体与保持架之间的碰撞,降低了保持架的稳定性,直接影响轴承的动态特性,间接导致机械系统运转的不稳定。因此,本文以 6207 型深沟球轴承为研究对象,运用 Ansys/Ls-Dnya 软件建立了深沟球轴承显式动力学仿真模型,将轴承稳定工况下的有限元仿真解与理论解析解进行对比分析,验证本文建立的有限元模型的准确性。基于此模型,重点分析了在新能源电动机工作过程中不同工况对深沟球轴承保持架动态特性的影响,对后期保持架设计改进具有一定的参考意义。

1 深沟球轴承显式动力学模型

1.1 深沟球轴承几何参数

研究对象为 6207 型深沟球轴承,其主要几何参数如表 1 所示。

表 1 6207 型深沟球轴承几何参数
Tab. 1 Geometric parameter of 6207 type deep groove ball bearing

几何参数 Geometric parameter	数值 Value	几何参数 Geometric parameter	数值 Value
轴承内径 Bearing inner diameter d /mm	35	初始接触角 Initial contact angle α /(°)	0
轴承外径 Bearing outer diameter D /mm	72	节圆直径 Pitch diameter d_m /mm	53.5
轴承宽度 Bearing width B /mm	17	保持架外径 Cage outside diameter d_{co} /mm	57.55
内圈沟曲率半径 Radius of curvature of inner ring groove r_i /mm	5.779 0	保持架内径 Cage inside diameter d_{ci} /mm	47.65
外圈沟曲率半径 Radius of curvature of outer ring groove r_o /mm	5.889 5	兜孔直径 Pocket diameter C_p /mm	11.41
钢球直径 Ball diameter D_w /mm	11.112 5	保持架宽度 Cage width B_c /mm	13.6
钢球数量 Ball number N	9	引导间隙 Guide clearance C_g /mm	0.7

1.2 材料参数

轴承材料设置为各向同性线弹性材料;轴承各零件材料设置为轴承钢,其密度为 7 800 kg/m³,弹性模量为 207 GPa,泊松比为 0. 30。

1.3 网格划分

有限元模型中选用 8 节点 solid164 单元及采用等距或者长度等比递增的网格划分;4 节点 shell163 单元进行壳单元网格划分;内外圈、保持

架采用扫掠的网格划分方式,滚动体则采用映射的网格划分方式,其中保持架网格划分先通过切分保持架实体模型,再设置线网格密度后扫掠划分网格,并利用复制命令得到完整保持架网格,如图 1 所示。为了兼顾计算精度和速度,主要对接触区域网格进行局部细化,其他部分单元网格适当较粗^[12]。整个模型如图 2 所示,共计 184 500 个单元,251 688 个节点。

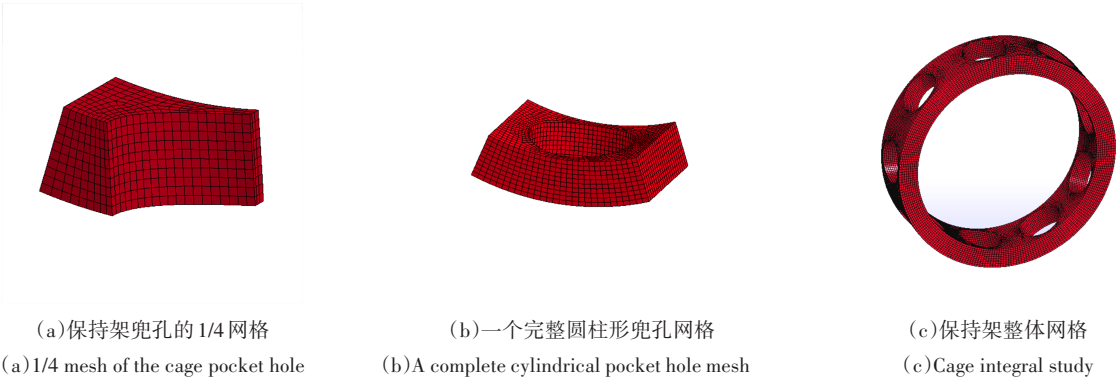


图 1 保持架有限元网格划分
Fig. 1 Finite element meshing of the cage

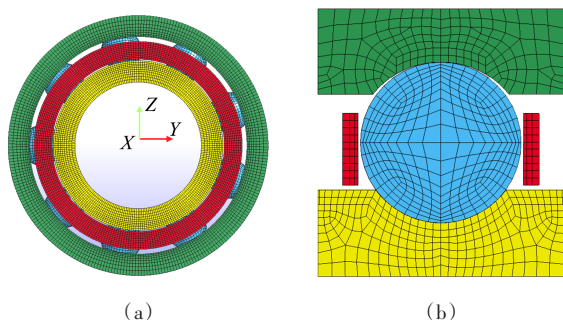


图2 深沟球轴承有限元模型

Fig. 2 Finite element model of the deep groove ball bearing

1.4 边界条件设置

将轴承内圈内表面、外圈外表面定义为刚性面, 在内圈内表面上施加转速, 同时约束内圈三方向平动自由度以及 Y 、 Z 方向旋转自由度; 在外圈外表面上施加径向载荷, 并约束 X 、 Y 方向平动自由度以及三方向旋转自由度。

为了避免接触面之间发生穿透, 将接触方式设置为面接触, 选择罚函数作为接触界面的处理算法。建立钢球与内外圈、钢球与保持架、保持架与内圈表面共计 28 个接触对。根据弹流润滑状态给定摩擦因数, 其中钢球与内、外圈之间的动摩擦因数均设置为 0.02, 钢球与保持架兜孔、保持架与内圈之间的动摩擦因数均设置为 0.05^{[3][11][10]}。

2 模型验证

深沟球轴承重载低速时, 轴承各个零部件运动状态的动态效应相对较弱, 因此, 针对轴承内圈转速 ω_i 为 1 000 r/min, 径向载荷 F 分别为 1 000、3 000、5 000 N 下钢球与轴承内圈之间的接触力仿真结果(图3)与静力学计算得出的理论解析结果进行对照分析, 如表2所示。基于新能源电动机轴承实际工作转速为 16 000 r/min, 对比径向载荷 F 为 1 000 N, 内圈转速 ω_i 分别为 16 000、

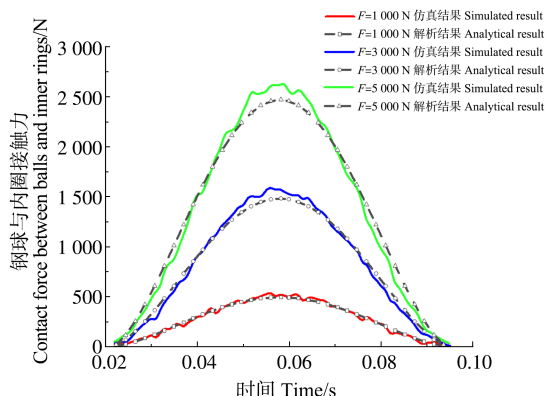


图3 不同径向载荷下钢球与内圈仿真值和解析值载荷分布曲线

Fig. 3 Load distribution curve of simulation and analytical values of balls and inner rings under different radial loads

18 000、20 000 r/min 工况下的仿真结果(图4, 由于仿真过程存在保持架转速加速过程, 取保持架转速稳定后转速幅值进行对照)与轴承运动学保持架理论解析结果(表3), 以验证本文建立的深沟球轴承仿真模型的有效性和可靠性。

滚动轴承接触载荷的静力学^[13]计算式为

$$Q_{\psi} = Q_{\max} \left[1 - \frac{1}{2\varepsilon} (1 - \cos \psi) \right]^{1.5} \quad (1)$$

$$Q_{\max} = K_n \left(\delta_r - \frac{P_d}{2} \right)^{1.5} \quad (2)$$

$$\varepsilon = \frac{1}{2} \left(1 - \frac{P_d}{\delta_r} \right) \quad (3)$$

式中, δ_r 为 $\psi = 0$ 处套圈的径向移动量; P_d 为径向游隙; K_n 为载荷-位移系数; ψ 为方位角; $Q_{\max}$ 为滚动体-滚道最大接触载荷; Q_{ψ} 为不同方位角对应的滚动体-滚道接触载荷。

深沟球轴承外圈固定、内圈旋转时, 根据轴承运动学关系, 保持架理论转速计算式为

$$\omega_{cm} = \frac{1}{2} [\omega_i(1 - \gamma) + \omega_o(1 + \gamma)] = \frac{1}{2} \omega_i(1 - \gamma) \quad (4)$$

$$\gamma = \frac{D_w}{d_m} \cos \alpha \quad (5)$$

式中, α 为接触角; ω_i 为内圈转速; ω_o 为外圈转速; ω_{cm} 为保持架转速。

根据图3、表2可以判断出, 轴承内圈转速较低时, 不同径向载荷下钢球与内圈载荷分布曲线仿真值与理论结果趋势一致, 接触载荷的最大仿真值与理论值基本相等, 误差均在 10% 以下; 同时随着径向载荷的增加, 虽然有限元仿真解与解析解的绝对误差有所增加, 但相对误差不断减小。

根据图4、表3可以得出, 保持架转速的仿真结果随时间在理论值上下波动, 且平均值与理论值差距仅在 1% 以内。综上, 验证了本文建立的显式动力学仿真模型的可靠性, 为后续动力学分析提供理论基础。

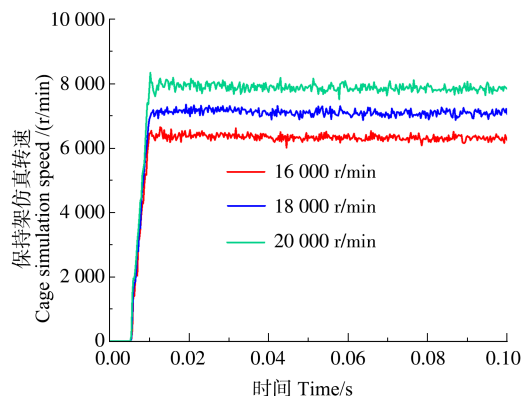


图4 不同内圈转速下保持架仿真转速曲线对比

Fig. 4 Comparison of cage simulation speed curves under different inner rings' speeds

表 2 不同径向载荷下最大接触载荷仿真值和解析值对比

Tab. 2 Comparison of simulation and analytical values of the maximum contact load under different radial loads				
径向载荷 Radial load /N	解析值 Analytical value/N	仿真值 Simulation value/N	绝对误差 Absolute error/N	相对误差 Relative error/%
1 000	494.7	534.7	40.0	8.09
3 000	1 484.2	1 595.3	111.1	7.49
5 000	2 473.7	2 610.8	137.1	5.54

表 3 不同内圈转速下保持架平均转速对比

Tab. 3 Comparison of the cage average speed under different inner rings' speeds			
内圈转速 Inner rings' speeds ω_1 /(r/min)	保持架转速理论值 Theoretical value of cage speed/(r/min)	保持架转速仿真平均值 Average simulation value of cage speed/(r/min)	相对误差 Relative error/%
16 000	6 338.3	6 333.7	0.073
18 000	7 130.6	1 595.3	0.35
20 000	7 922.9	7 879.6	0.55

此外,基于 GUPTA 典型算例、Ye 球轴承动力学模型以及本文建立的显式动力学模型进行对比验证,轴承仿真转速为 20 000 r/min,轴向载荷为 4 448 N。图 5(a)所示为 ADORE^[14]动力学软件模拟保持架质心运动轨迹的结果,图 5(b)所示为 Ye 球轴承动力学模型^{[5]70-77}保持架质心运动轨迹仿真的结果,图 5(c)所示为本文显式动力学模型保持架质心运动轨迹仿真的结果。通过对 3 种不同模型的保持架质心运动轨迹对比可以发现,圆形涡动半径基本在 0.7 mm 左右,且三者的运动轨迹基本一致,验证了显式动力学仿真结果的准确性,说明本文所建立模型适用于保持架动态特性的探究。

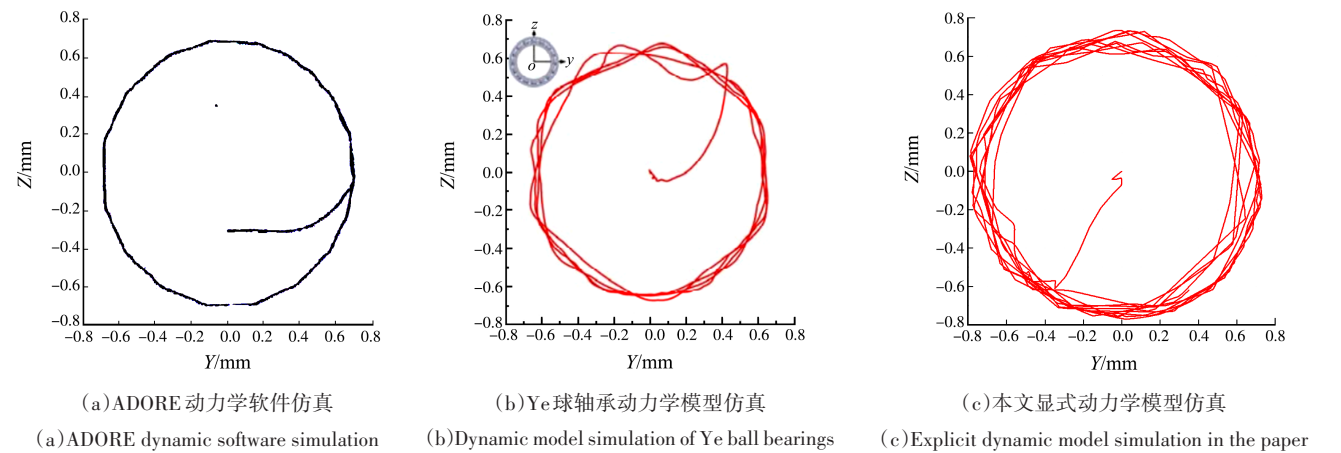


图 5 不同仿真模型的保持架运动轨迹对比结果

Fig. 5 Comparison results of cage motion trajectories of different simulation models

3 计算结果与分析

3.1 角加速度对加速过程轴承保持架动态特性的影响

新能源电动机轴承加速工况受到不同的角加速度影响,图 6 给出了在不同角加速度 349、698、1 047 rad/s² 下 0~0.2 s 过程中的内圈转速曲线,图 7 所示为在不同内圈角加速度下得到的保持架转速曲线,其中轴承承受的径向载荷为 2 500 N。由图 7 可知,当轴承整体受重力载荷且径向载荷一定时,随着内圈角加速度增大,保持架转速值和波动幅度均明显增加。

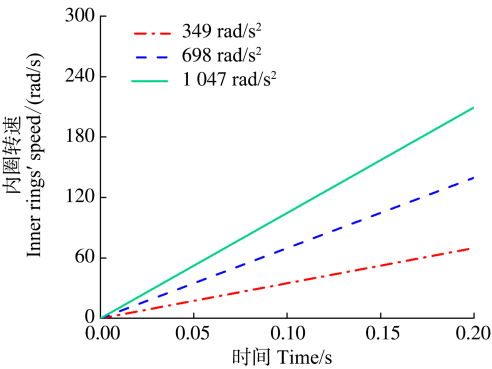


图 6 不同角加速度下内圈转速曲线

Fig. 6 Curves of inner rings' speed under different angular accelerations

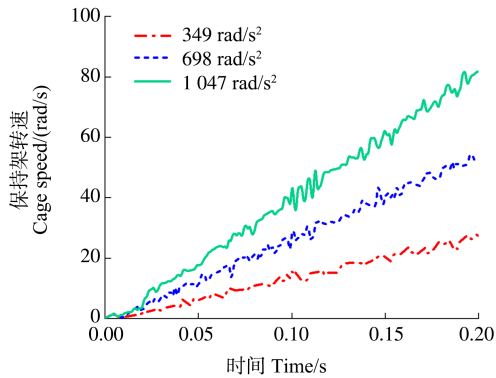


图 7 不同角加速度下保持架转速曲线

Fig. 7 Curves of the cage speed under different angular accelerations

图 8 表示了不同角加速度对保持架质心轨迹的影响。由图 8 可知,在较低转速情况下,保持架受的球与

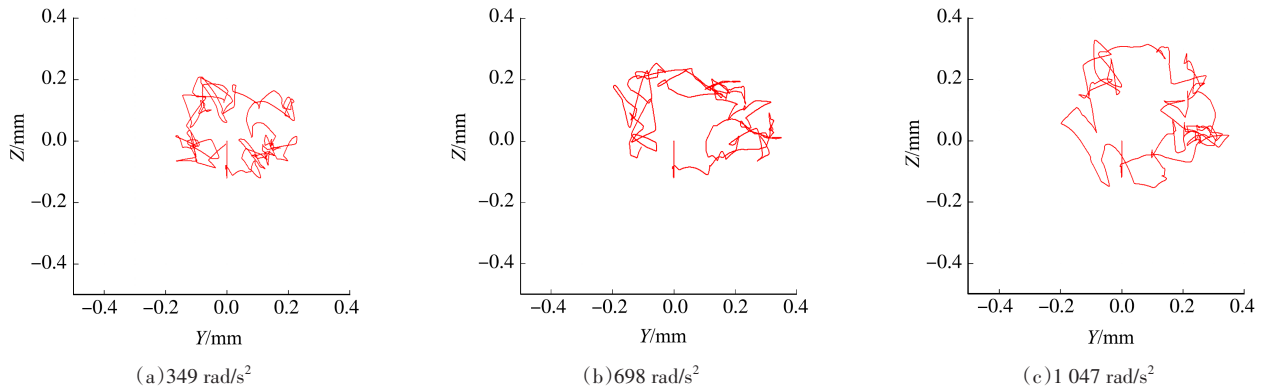


图 8 不同角加速度下保持架质心轨迹

Fig. 8 Centroid trajectory of the cage under different angular accelerations

图 9 所示为不同角加速度下保持架质心涡动速度偏差比。图 9 表明,随着内圈角加速度的增加,保持架质心涡动速度偏差比逐渐增加。定量分析出角加速度的增大不利于保持架的稳定,会加剧保持架与轴承内部其他元件的动态效应。

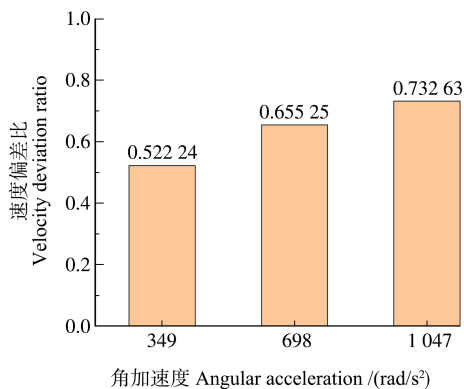


图 9 不同角加速度下保持架质心涡动速度偏差比

Fig. 9 Eddy velocity deviation ratio of the cage centroid under different angular accelerations

3.2 不同转速波动工况对轴承保持架动态特性的影响

在实际工况下,电动机的转速工况会受到外部工

引导套圈的作用力的影响不大,且保持架受到的离心力较小,因而保持架质心轨迹呈现无规则涡动状态。随着角加速度的增加,保持架受到的离心力作用不断增加,保持架质心轨迹逐渐发散,表明保持架运动稳定性逐渐下降。

为了定量分析不同角加速度对保持架稳定性的影响,本文引入 Ghaisas 方法^[15],即将保持架质心涡动速度偏差比作为判定依据,涡动速度偏差比越小,保持架稳定性越好。涡动速度偏差比计算式为

$$\sigma_v = \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (v_i - \bar{v})^2} / \bar{v} \quad (7)$$

式中, v_i 为各个时刻保持架质心的涡动速度; $\bar{v}$ 为其对应的平均速度。

作环境或内部机械系统旋转惯量不均匀等因素的影响,直接导致周期性转速波动的出现,进一步加剧了钢球与保持架之间的碰撞和保持架的磨损。为了探究周期性转速波动工况对保持架动态特性的影响,尤其是对钢球和保持架之间的接触力学特性以及保持架稳定性的影响,本文选用了简谐波、矩形波、三角波以及稳定工况进行分析对比,以模拟实际工况下的保持架动态特性。其中,轴承承受的径向载荷为 2 500 N。当轴承整体受重力载荷且径向载荷一定时,设定内圈转速在 0~0.1 s,先匀加速后匀速;轴承内圈运转 10 圈左右,轴承运转基本达到稳定工况,此时对应转速为 1 570 rad/s;在 0.1~0.2 s,设置内圈转速波动周期为 0.02 s,波动幅值为稳定工况幅值的 10%,波动工况内圈转速变化如图 10 所示。

由图 11 可知,四种典型工况下保持架转速变化曲线呈现周期性变化波动;不同转速波动工况下,保持架转速波动周期与内圈转速波动周期基本相同,且两者转速波动变化趋势基本一致,表明不同转速波动工况下保持架转速曲线与内圈转速曲线具有一致性。

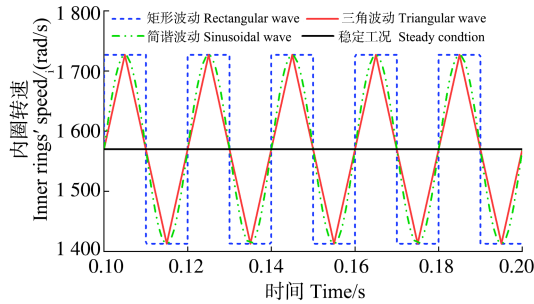


图 10 四种典型工况下内圈转速变化曲线

Fig. 10 Change curves of inner rings' speed under four typical working conditions

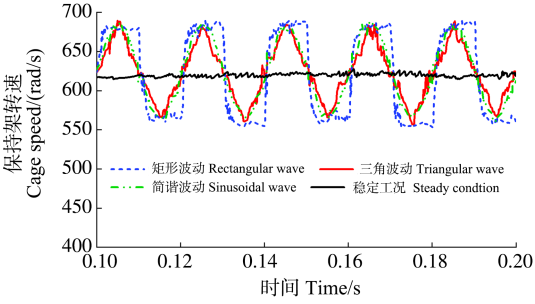


图 11 四种典型工况下保持架转速变化曲线

Fig. 11 Change curves of cages' speed under four typical working conditions

表 4 表示不同转速波动工况下钢球与保持架接触力幅值的统计值。由表 4 可知,转速波动工况下,钢球与保持架的运动状态不断受到内圈转速的影响,不稳定性增加,故两者之间的接触力幅值和平均值均远大于稳定工况的对应值,且变化范围也较大。在矩形、三角和简谐 3 种转速波动工况下,钢球与保持架碰撞

程度也不一样,根据钢球与保持架接触力幅值判断出碰撞程度:最剧烈的是矩形波动工况,其次为三角波动工况,最弱为简谐波动工况。其主要原因是保持架在矩形波动工况中存在脉冲响应,接触力幅值最大;简谐波动工况中存在转速变化较为缓慢的阶段,接触力幅值最小。

表 4 不同转速波动工况下钢球与保持架接触力幅值统计值

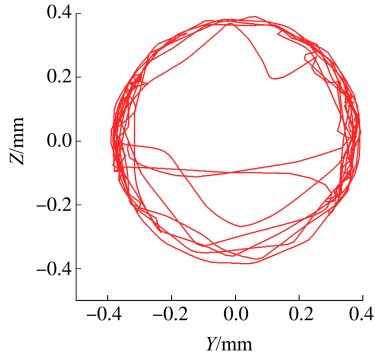
Tab. 4 Statistical value of contact force amplitudes between balls and cages under different rotation wave conditions

模拟工况 Simulation condition	钢球与保持架接触力幅值平均值 Average value of contact force amplitudes between balls and cages/N	钢球与保持架接触力幅值变化范围 Variation range of contact force amplitudes between balls and cages/N
矩形波动 Rectangular wave	122.77	96.09~145.89
三角波动 Triangular wave	70.37	43.11~101.6
简谐波动 Sinusoidal wave	42.15	39.23~45.02
稳定工况 Steady condition	17.59	9.07~29.19

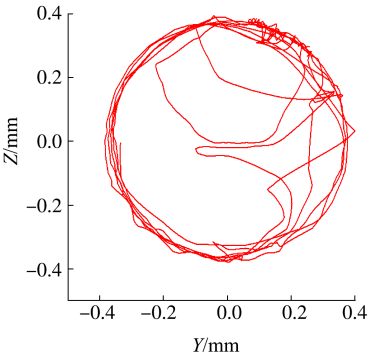
图 12 所示为不同转速波动工况下保持架的质心轨迹,总体上,四种不同典型工况对应的保持架均能形成圆形涡动。相对于稳定工况,由于存在周期性波动,不同波动转速下的质心轨迹涡动周期明显大于稳定工况;不同波动转速下对应的质心轨迹均存在一定程度的紊乱。其中,矩形工况质心轨迹相对集中于圆形涡动左右两侧,三角波动和简谐波动质心轨迹相对集中于圆形涡动的左下和右上两个部

分。由图 12 可知,保持架质心轨迹紊乱程度由强到弱依次为矩形波动、三角波动、简谐波动和稳定工况。

由图 13 可以明显看出,不同转速波动工况对保持架稳定性影响的顺序为矩形波动>三角波动>简谐波动>稳定工况。接触力幅值与保持架稳定特性一一对应,从而说明不同波动转速下,矩形工况对保持架动态特性破坏最为严重。



(a) 矩形波动
(a) Rectangular wave



(b) 三角波动
(b) Triangular wave

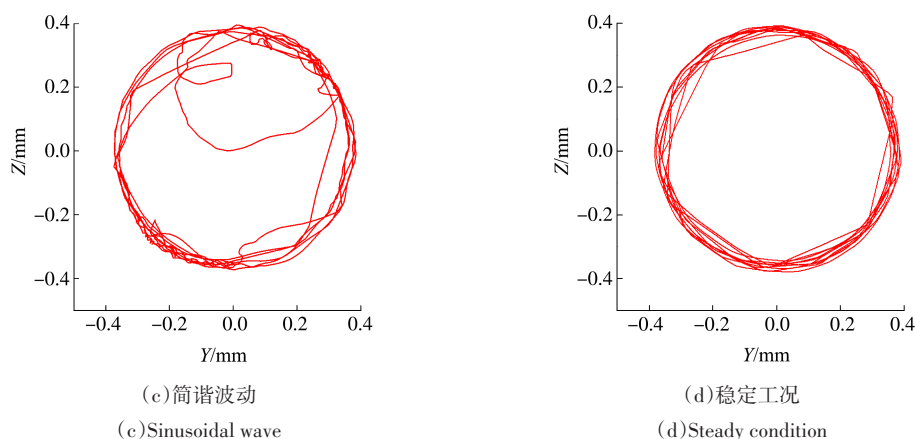


图 12 不同转速波动工况下保持架质心轨迹

Fig. 12 Centroid trajectory of the cage under different rotation wave conditions

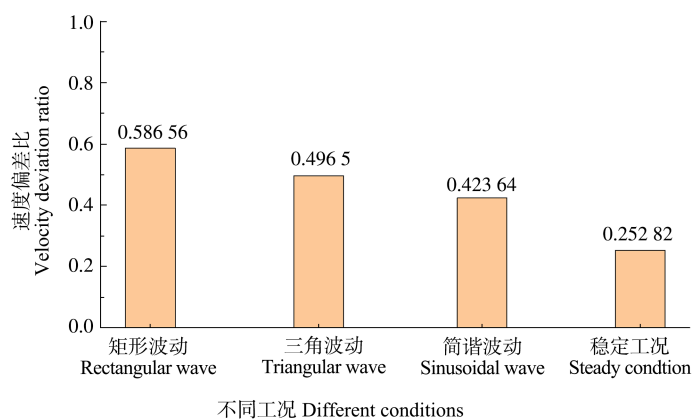


图 13 不同转速波动工况下保持架质心涡动速度偏差比

Fig. 13 Eddy velocity deviation ratio of the cage centroid under different rotation wave conditions

4 结论

本文基于 Ansys/Ls-Dyna 软件建立了 6207 型新能源电动机轴承动力学仿真模型,从不同角加速度和不同转速波动工况对保持架的动态特性进行分析,得出以下结论:

1)有限元仿真结果与理论计算结果一致性良好,验证本文所建立的动力学仿真模型的准确性。在加速阶段,随着内圈角加速度的增大,保持架质心轨迹逐渐发散,保持架稳定性逐渐下降。因此,在实际工作中需要尽量避免在加速过程中较大内圈角加速度对轴承保持架动态特性的影响。

2)相比于稳定工况,转速波动工况下钢球与保持架的接触力幅值明显增加,不同转速波动工况对保持架稳定性的影响由大到小依次为矩形波动>三角波动>简谐波动>稳定工况。因此,新能源电动机轴承实际工作中,需要考虑变工况对轴承保持架动态特性的影响,尽量避免周期性矩形波动工况的产生。

参考文献 (References)

- [1] WALTERS C T. The dynamics of ball bearings [J]. Journal of Lubrication Technology, 1971, 93(1): 1-10.
- [2] GUPTA P K. Dynamics of rolling-element bearings: part III, IV [J]. Journal of Lubrication Technology, 1979, 101(3): 312-326.
- [3] NOGI T, MANIWA K, MATSUOKA N. A dynamic analysis of cage instability in ball bearings [J]. Journal of Tribology, 2018, 140(1): 011101.
- [4] 王春洁, 曾福明, 王东. 航空发动机主轴承中保持架的振动特性分析 [J]. 轴承, 2004(4): 9-11.
WANG ChunJie, ZENG FuMing, WANG Dong. Analysis on vibration characteristic of cages of mainshaft bearings in aero engine [J]. Bearing, 2004(4): 9-11 (In Chinese).
- [5] 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: 70-77.
YE ZhenHuan. Study on dynamic behavior of high speed rolling bearing of aero engine [D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2013: 70-77 (In Chinese).
- [6] 产文兵, 姚廷强, 谢伟, 等. 深沟球轴承动力学有限元仿真分析 [J]. 昆明理工大学学报(自然科学版), 2013, 38(5): 45-51.

- CHAN WenBing, YAO TingQiang, XIE Wei, et al. Dynamics analysis of deep groove ball bearing by FEM [J]. Journal of Kunming University of Science and Technology (Natural Science Edition), 2013, 38(5): 45-51 (In Chinese).
- [7] 张 娟, 赵荣珍, 于荣鹏, 等. 不同工况下风电机组主轴轴承动态特性研究[J]. 机械强度, 2017, 39(6): 1468-1473.
- ZHANG Juan, ZHAO RongZhen, YU RongPeng, et al. Research on dynamic characteristics of wind turbine main shaft bearing under different working conditions [J]. Journal of Mechanical Strength, 2017, 39(6): 1468-1473 (In Chinese).
- [8] 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[J]. 振动与冲击, 2018, 37(1): 172-180.
- HUANG YunSheng, DENG SiEr, ZHANG WenHu, 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).
- [9] 刘乐平, 何海斌, 涂文兵, 等. 简谐转速波动工况下滚动轴承保持架动态特性分析[J]. 机械传动, 2019, 43(3): 114-118.
- LIU LePing, HE HaiBin, TU WenBing, et al. Analysis on cage dynamic characteristic of roller bearing under the condition of simple harmonic rotational speed fluctuation [J]. Journal of Mechanical Transmission, 2019, 43(3): 114-118(In Chinese).
- [10] 崔 立, 任德余, 徐卫责, 等. 冲击载荷条件下高速球轴承保持架动态性能分析[J]. 机械设计, 2020, 37(增刊1): 62-66.
- CUI Li, REN DeYu, XU WeiZe, et al. Dynamic performance analysis of high-speed ball bearing cage under impact load [J]. Journal of Machine Design, 2020, 37(Suppl. 1): 62-66 (In Chinese).
- [11] 冯毅杰, 殷玉枫, 赵春江, 等. 角接触球轴承保持架动态特性有限元分析[J]. 轴承, 2020(6): 1-6.
- FENG YiJie, YIN YuFeng, ZHAO ChunJiang, et al. Finite element analysis on dynamic characteristics of angular contact ball bearing cages [J]. Bearing, 2020(6): 1-6 (In Chinese).
- [12] 袁杜娟, 陈晓阳, 李清清, 等. 安装方向对角接触球轴承保持架动态特性的影响[J]. 摩擦学学报, 2022, 42(4): 822-831.
- YUAN DuJuan, CHEN XiaoYang, LI QingQing, et al. Effects of installation directions on dynamic characteristics of cage to angular contact ball bearing [J]. Tribology, 2022, 42(4): 822-831 (In Chinese).
- [13] HARRIS T A, KOTZALAS M N. 滚动轴承分析(原书第5版): 第1卷—轴承技术的基本概念[M]. 罗继伟, 马伟, 译. 北京: 机械工业出版社, 2010: 135-137.
- HARRIS T A, KOTZALAS M N. Kotzalas. Rolling bearing analysis (original book 5th edition): Volume 1—advanced concepts of bearing technology [M]. LUO JiWei, MA Wei, Jr. Beijing: China Machine Press, 2010: 135-137(In Chinese).
- [14] GUPTA P K. Advanced dynamics of rolling elements [M]. Berlin: Springer-Verlag, 1984: 160-170.
- [15] GHASIAS N, WASSGREN C R, SADEGHI F. Cage instabilities in cylindrical roller bearings [J]. Journal of Tribology, 2004, 126(4): 681-689.