

DOI:10.19344/j.cnki.issn1671-5276.2024.06.005

间隙对外部激励下轨道车轴轴承内圈动态特性的影响

李宁宁¹, 师玲萍², 刘晶¹, 李峰³

(1. 西安交通工程学院 机械工程学院, 陕西 西安 710399;

2. 西安铁路职业技术学院 机电学院, 陕西 西安 710026;

3. 西安交通大学 机械学院, 陕西 西安 710049)

摘要:根据轴承 HM803149 运行动力学特征, 对轴承内圈不同工况下响应性能开展仿真分析。研究表明:随着轴向间隙持续朝负向增加, 滚子极限角增大, 更多滚子受到载荷作用, 直到最终所有滚子都承受载荷。逐渐增大载荷后, 轴承间隙时域波形呈现同样变化, 时域波形振动信号电压方均根(RMS)参数递增。保持转速不变和间隙 $-3.2\text{ }\mu\text{m}$ 下, 振动加速度呈现小幅变化点。试验验证发现:轴承间隙形成了相同变化特征, 逐渐增加试验轴承间隙后 RMS 先降低后升高。该研究能够有效提高轴承的传动效率, 具有很好的理论研究价值。

关键词:轨道车轴; 轴承内圈; 轴向间隙; 外部激励; 动态特性; 振动加速度

中图分类号:TH133.3 **文献标志码:**A **文章编号:**1671-5276(2024)06-0028-04

Influence of Clearance on Dynamic Characteristics of Inner Ring of Tapered Roller Bearing under External Excitation

LI Ningning¹, SHI Lingping², LIU Jing¹, LI Feng³

(1. School of Mechanical Engineering, Xi'an Institute of Transportation Engineering, Xi'an 710399, China;

2. College of Mechanical and Electrical Engineering, Xi'an Railway Vocational and Technical College, Xi'an 710026, China)

3. School of Mechanical Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract:The response performance of bearing inner ring under different working conditions was analyzed according to the running dynamics characteristics of bearing HM803149. The results show that as the axial clearance continues to increase in the negative direction, the limit Angle of rollers increases and more rollers are subjected to the load until all rollers finally bear the load. After gradually increasing the load, the bearing clearance time domain waveform presents the same change, and the vibration signal voltage root mean square (RMS) of time domain waveform increases. When the rotational speed remains unchanged with clearance being $-3.2\text{ }\mu\text{m}$, the vibration acceleration changes slightly. The experimental verification shows that bearing clearance forms the same change characteristics, and RMS first decreases and then increases after gradually increasing the test bearing clearance. The research effectively improves the transmission efficiency of bearings and has a good theoretical research value.

Keywords:rail axle; bearing inner ring; axial clearance; external incentive; dynamic characteristics; vibration acceleration

0 引言

在当前工业应用领域, 调心滚子轴承已成为一类重要的动力传输部件, 可以实现大载荷承载、高刚性的控制要求, 并且也可以实现轴向、径向的同时承载目标, 对于保障动力系统稳定性与可靠性发挥着关键作用^[1-2]。轴承间隙是影响轴承动态特性结构参数之一, 其结构会直接影响到轴承接触载荷分布、振动噪声、温升及运行寿命等指标^[3]。

根据学者前期的研究工作可知, 当调心滚子轴承实际运行控制性能发生变化时也会引起控制

效果的明显变化, 不同轴承间隙下的刚度也存在较大差异, 导致载荷分布状态产生较明显的变化, 由此形成不同的系统动态特征^[4-6]。现阶段关于轴承间隙参数对滚动轴承动态特性方面的研究文献还较少。ZHUO 等^[7]为滚动轴承系统的运行状态建立了非线性模型, 对轴承外载荷动态特征开展深入探讨, 可以为轴承控制性能优化与系统动力性能分析提供一定的理论参考。DENG 等^[8]采用积分算法模型分析了调心滚子轴承动力学特性, 全面分析了受到轴向载荷以及接触摩擦载荷作用时滚子发生歪斜的程度。向玲等^[9]设计不同

基金项目:西安交通工程学院中青年基金项目(2022KY-35)

第一作者简介:李宁宁(1987—), 女, 甘肃庆阳人, 工程师, 本科, 研究方向为轨道车辆工程, ninglining123@126.com。

间隙参数下齿轮-转子-轴承系统,探讨了齿轮动态侧隙和间隙因素的关系。PARK 等^[10]重点测试了不同轴承结构下减速器载荷变化曲线,针对各输出轴配备了多种结构与间隙参数的滚动轴承,测试了系统运行过程中的齿轮载荷数据。

本文根据学者之前研究成果,以 HM803149 型轴承(精度为 P2 等级)为研究对象(本轴承取自于 GC160 型内燃轨道车的 JY-360 传动轴上),分析了轴承运行过程的动力学特征,再以 Matlab 软件研究了各个工况条件下的轴承内圈响应性能。

1 轴承内圈动力学模型

图 1 是轴承坐标系结构图。在惯性坐标 $S = \{O, x, y, z\}$ 中以外圈质心所在位置坐标作为原点, x 方向和 y 方向分别对应径向和径向保持垂直的方向, z 方向对应轴向^[11]。针对内圈坐标采用上述惯性坐标,并将其坐标原点设定在内圈质心,与内圈保持同步转动的状态。

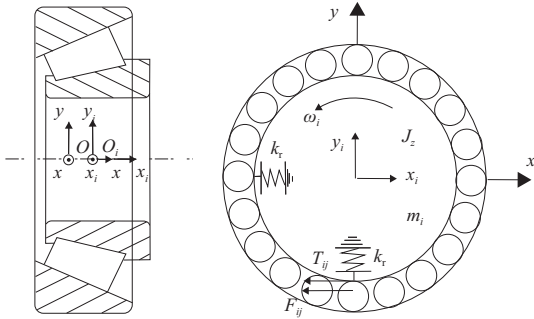


图 1 轴承坐标系

为了对模型算法进行简化处理,设定下述假设条件^[12]:

- 1) 保持内圈和外圈中心处于同一位置,并控制几何平面处于同一平面内;
- 2) 把轴承作为具有局部弹性的刚体结构;
- 3) 轴承不同元件间会产生相互作用,但只分析各元件受到的主要载荷;
- 4) 滚动轴承只承受很小的阻尼载荷,可以忽略其对整体系统产生的影响,建立下述轴承内圈运动方程:

$$\begin{cases} m_i \ddot{y} + k_r \sum_{j=1}^z (y \sin \varphi_j + x \cos \varphi_j - u_r)^{10/9} \sin \varphi_j = F_r + m_i g \\ m_i \ddot{x} + k_r \sum_{j=1}^z (y \sin \varphi_j + x \cos \varphi_j - u_r)^{10/9} \cos \varphi_j = 0 \\ J_z \dot{\omega}_i = \sum_{j=1}^z (T_{ij} l_{xy} + F_{ij} l_{xyf} + M_{gj}) \end{cases} \quad (1)$$

式中: m_i 表示内圈质量; g 表示内圈运行过程的角加速度; l_{xy} 表示内滚道和质心之间的间距; x, y 表示轴承内圈质心产生的水平与垂向位移; J_z 表示轴承内圈转动惯量; F_{ij} 表示滚子与内圈大挡边之间的摩擦载荷; T_{ij} 表示内圈油膜张力作用下形成的拖拽效应; M_{gj} 表示陀螺力矩。

圆锥滚子轴承滚子极限角 $|\varphi_L|$ 计算如下:

$$|\varphi_L| = \arccos\left(\frac{u_r}{2\delta_r}\right) = \arccos\left(\frac{u_a \tan \alpha_e}{\delta_r}\right), |\varphi_L| \leq 180^\circ \quad (2)$$

式中: u_r 表示径向间隙; u_a 表示轴向间隙; δ_r 表示径向变形量; α_e 表示滚子倾角。

2 仿真结果分析

2.1 轴承载荷分布

调心滚子轴承间隙分为径向间隙 u_r 和轴向间隙 u_a ,分别代表指套圈沿径向和轴向从一端移动到另一端极限位置的移动量,其结构如图 2 所示。

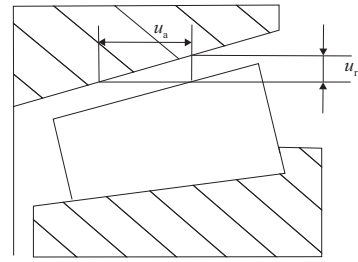


图 2 轴向间隙结构示意图

轴承间隙小于 0 指由预紧力形成的预紧量在轴向,间隙和预紧力的关系如下式,径向同理。

$$F_a = -k_a \cdot u_a^t \quad (3)$$

式中: F_a 表示轴向预紧力; k_a 表示轴向动态刚度; $t = 10/9$ 。

为了对各个测试结果进行对比分析,考虑到列车行驶工况条件,设置如下参数:轴承转速的恒定值为 630 r/min,径向载荷分别为 3 650 N、7 125 N、9 945 N,间隙分别为 0 μm 、-3.2 μm 、-6.4 μm 。

形成负的轴承间隙时,轴承进入预紧状态。为轴承径向设定载荷 $F_r = 8\,250\text{ N}$,形成 0.1 倍额定动载荷 C_r ,图 3 所示变化曲线为调心滚子轴承轴向间隙及其在极限角条件下的情况。从图中可以发现,保持径向载荷不变并且轴向间隙 u_a 为 0 时,滚子在载荷作用下形成了 90° 的极限角;随着轴向间隙 u_a 持续朝负向增加,滚子极限角 $|\varphi_L|$ 也进一步增大为 180° 。以上测试结果表明随着轴向负间隙的增加,更多滚子受到载荷作用。

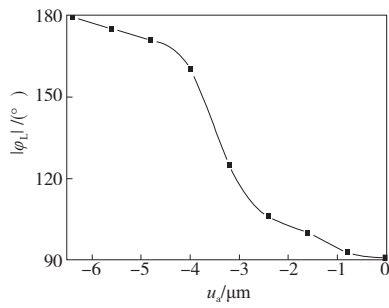


图3 轴向间隙与滚子极限角关系

图4为不同轴向间隙下滚子载荷分布。随着轴向间隙扩展至负方向后,受载分布区域的极限角也持续增加,载荷作用于更多数量的滚子。轴承间隙为负值下,沿间隙负向扩大后,载荷作用于更多滚子,受到最大载荷的滚子对滚道产生更小接触力;进一步提高间隙负向后,预紧力也明显升高,导致滚子都获得更大接触载荷。

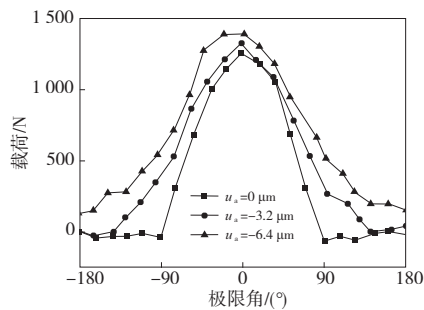


图4 轴向间隙对轴承滚子载荷分布影响

2.2 各载荷工况下轴承间隙对振动的影响

以重载工况为例,图5给出了振动加速度信号的时域波形图,以信号电压方均根(RMS)作为衡量标准,从表1中可以看到以各工况进行仿真生成的加速度参数。

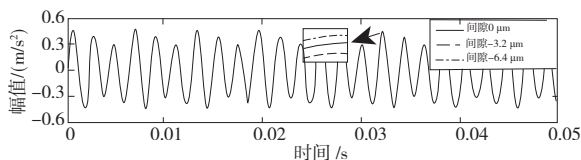


图5 振动加速度信号的时域波形

表1 振动信号电压方均根(RMS)

载荷	F_r/N	$u_a=0\ \mu\text{m}$	$u_a=-3.2\ \mu\text{m}$	$u_a=-6.4\ \mu\text{m}$
轻载	3 650	0.036 8	0.035 2	0.037 4
中载	7 125	0.053 9	0.051 5	0.055 9
重载	9 945	0.086 2	0.079 1	0.087 2

增大载荷后轴承间隙的时域波形呈现同样变化,并且出现时域波形 RMS 参数的递增变化结果;增大载荷,受载滚子接触载荷也随之增加,判断出轴承刚度和载荷也呈现正相关变化特点^[13],此时滚子对载荷区可以发挥更明显振动作用。

2.3 各转速工况下轴承间隙对振动的影响

在进行测试结果对比时,设置下述工况参数:轴承间隙分别为 $0\ \mu\text{m}$ 、 $-3.2\ \mu\text{m}$ 、 $-6.4\ \mu\text{m}$,径向载荷保持固定的 $8\ 250\ \text{N}$ 。针对实际工况,设置轴承转速依次为 $260\ \text{r/min}$ 、 $630\ \text{r/min}$ 、 $1\ 050\ \text{r/min}$ 再进行仿真分析,并测试各工况仿真加速度信号有效值(RMS),结果如表2所示。

表2 振动信号电压方均根(RMS)

转速 $n/(\text{r/min})$	$u_a=0\ \mu\text{m}$	$u_a=-3.2\ \mu\text{m}$	$u_a=-6.4\ \mu\text{m}$
260	0.041 5	0.038 6	0.043 2
630	0.075 2	0.073 6	0.080 5
1 050	0.185 2	0.167 5	0.194 2

在转速保持恒定的条件下,轴承间隙负向增大后,时域波形振动信号电压方均根先下降再升高。当轴承间隙达到 $-6.4\ \mu\text{m}$ 时形成了最大有效加速度;间隙为 $-3.2\ \mu\text{m}$ 时形成了最小加速度。对各个间隙参数下的轴承载荷和刚度进行分析可知,受间隙因素影响引起的振动状态变化特征和相同载荷条件下的振动变化作用效果接近。

在转速由 $260\ \text{r/min}$ 上升至 $1\ 050\ \text{r/min}$ 期间,以不同轴承间隙测定的加速度信号变化特征接近,都表现为时域波形振动信号电压方均根连续提高的特点,其变化也大幅提升。根据以上研究可知,调心滚子轴承振动状态和间隙具有显著对应关系,保持转速不变并设定间隙参数为 $-3.2\ \mu\text{m}$ 的情况下,振动加速度呈现小幅变化的特点,在转速为 $260\ \text{r/min}$ 的情况下获得了最小振动幅度的加速度信号。较低转速对刚度及载荷分布影响较小,其振动幅值增大主要由于滚子与内圈不平衡激励加速度增大导致单位时间冲击增多,振动响应增强所致。

3 试验

3.1 试验方案

试验台系统结构组成部分包括液压机、轴承套、转矩仪、调速电机。可以在 $120\sim1\ 300\ \text{r/min}$ 转速区间内进行电机调速,液压机和液压油缸共

同为系统提供动力,轴承轴向和径向配备压力检测器,同时安装了力显示仪来显示载荷状态,测试5组试验数据取其均值。图6给出了轴承的试验台架结构。在液压站除调节系统的压力作为负载的方式给轴承施加载荷,针对轴承径向载荷检测安装了YMC121A检测器,通过磁座吸附的方法进行固定。提前测量轴承摩擦转矩和轴向载荷之间关系,通过弹簧压力控制在轴承内圈上施加预紧力。

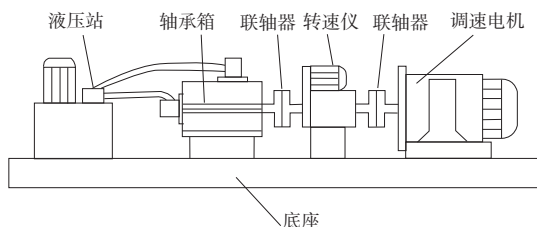


图6 轴承试验示意图

3.2 结果分析

设定轴承转速为630 r/min,加入9 945 N载荷,保持间隙为 $-6.4 \mu\text{m}$,测试得到图7的时域、频域振动信号。对圆锥滚子轴承处于各载荷下振动性能与轴承间隙关系形成振动参数有效值RMS,并进行汇总后得到表3所列结果。

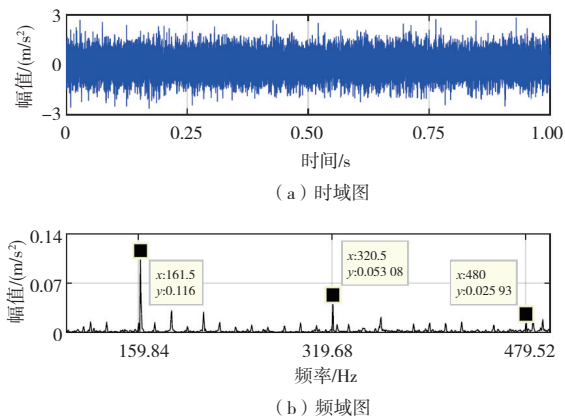


图7 间隙为 $-6.4 \mu\text{m}$ 时重载工况下时域、频域图

表3 振动信号电压方均根(RMS)

载荷	F_r/N	$u_a = 0 \mu\text{m}$	$u_a = -3.2 \mu\text{m}$	$u_a = -6.4 \mu\text{m}$
轻载	3 650	0.042 6	0.036 1	0.048 7
中载	7 125	0.066 1	0.049 4	0.068 7
重载	9 945	0.069 6	0.052 6	0.096 4

根据表3给出的振动信号电压方均根(RMS)。可以发现,保持载荷工况恒定时,逐渐增

加试验轴承间隙后,RMS先降低后升高,在轴承间隙为 $-6.4 \mu\text{m}$ 时形成了最大振动有效值,当间隙为 $-3.2 \mu\text{m}$ 时获得了最小有效振动信号。将载荷从轻载提高至中载,再提高至重载的过程中,3组轴承间隙形成了相同变化特征。试验与仿真结果变化趋势一致,验证了本文仿真的准确性。

4 结语

本文开展间隙对外部激励下轨道车轴轴承内圈动态特性的影响分析,得到如下结论。

1)随着轴向间隙持续朝负向增加,滚子极限角进一步增大,更多滚子受到载荷作用,直到最终所有滚子都承受载荷。

2)逐渐增大载荷后,轴承间隙时域波形呈现同样变化,时域波形RMS参数递增变化。轴承振动状态和间隙具有对应关系,保持转速不变和间隙 $-3.2 \mu\text{m}$ 的条件下,振动加速度呈现小幅变化。

3)试验验证发现:保持载荷工况恒定时,逐渐增加试验轴承间隙后RMS先降低后升高,将载荷从轻载提高至中载,再提高至重载的过程中,3组轴承间隙都形成了相同变化特征。

参考文献:

- [1] 涂文兵,陈超,项云鹏. 高速列车轴箱轴承保持架动态特性研究[J]. 铁道机车车辆,2022,42(6):34-40.
- [2] 慕鑫宇,刘志明. 动车组轴箱轴承保持架动力响应与寿命分析[J]. 轴承,2023(3):18-26.
- [3] 张阿中,刘建新,蔡久凤. 考虑轴承故障高速列车齿轮传动系统振动响应分析[J]. 噪声与振动控制,2022,42(5):165-170.
- [4] 寻麒麟,魏静,吴昊,等. 曲线通过参数对高速列车牵引齿轮传动系统动力学响应影响研究[J]. 振动与冲击,2022,41(13):283-293.
- [5] 豆硕,刘志明,李强,等. 基于台架仿真模型的高速列车齿轮箱轴承动载荷获取方法[J]. 交通运输工程学报,2022,22(2):219-232.
- [6] 何贞志,徐晓冬,邵明辉. 基于Matlab/Simulink的滚动轴承划伤缺陷动力学建模及仿真[J]. 机电工程,2018,35(5):475-480.
- [7] ZHUO Y B,ZHOU X J,YANG C L. Dynamic analysis of double-row self-aligning ball bearings due to applied loads,internal clearance,surface waviness and number of balls[J]. Journal of Sound and Vibration,2014,333(23):6170-6189.
- [8] DENG S E,GU J F,CUI Y C,et al. Dynamic analysis of a tapered roller bearing[J]. Industrial Lubrication and Tribology,2018,70(1):191-200.

(下转第36页)

分布影响因素进行了降维处理,大大减小了所需样本的数目,并进一步采用有限元法获取了大量的数据样本。随后,采用了4种机器学习模型来寻找接触应力分布和影响因素之间的映射关系,这4种模型都呈现出了较高的精确性。本文所提的实时预测方法也可以推广到其他工况,比如考虑内气压作用。此外,因为螺栓连接还存在着很多研究难点,比如疲劳预测等。因此本文所提出的机器学习方法也有解决这些难题的潜能。

参考文献:

- [1] CHANDRASHEKHARA K, MUTHANNA S K. Stresses in a thick plate with a circular hole under axisymmetric loading [J]. International Journal of Engineering Science, 1977, 15(2): 135-146.
- [2] PAU M, BALDI A. Application of an ultrasonic technique to assess contact performance of bolted joints[J]. Journal of Pressure Vessel Technology, 2007, 129(1): 175-185.
- [3] STEPHEN J T, MARSHALL M B, LEWIS R. An investigation into contact pressure distribution in bolted joints[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, 2014, 228(18): 3405-3418.
- [4] MA B B, ZHU Y C, JIN F, et al. A lightweight optimal design model for bolted flange joints without gaskets considering its sealing performance [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part E: Journal of Process Mechanical Engineering, 2018, 232(2): 234-255.
- [5] 李航. 统计学习方法[M]. 北京:清华大学出版社, 2012.
- [6] 周志华. 机器学习[M]. 北京:清华大学出版社, 2016.
- [7] CATBAS F N, MALEKZADEH M. A machine learning-based algorithm for processing massive data collected from the mechanical components of movable bridges[J]. Automation in Construction, 2016, 72: 269-278.
- [8] CHA Y J, YOU K, CHOI W. Vision-based detection of loosened bolts using the Hough transform and support vector machines[J]. Automation in Construction, 2016, 71: 181-188.
- [9] YANG G Q, HONG J, WANG N, et al. Member stiffnesses and interface contact characteristics of bolted joints[C]//2011 IEEE International Symposium on Assembly and Manufacturing (ISAM). Tampere, Finland: IEEE, 2011: 1-6.
- [10] SETHURAMAN R, SASI KUMAR T. Finite element based member stiffness evaluation of axisymmetric bolted joints[J]. Journal of Mechanical Design, 2009, 131(1): 1-5.
- [11] PEDERSEN N L, PEDERSEN P. Stiffness analysis and improvement of bolt-plate contact assemblies# [J]. Mechanics Based Design of Structures and Machines, 2008, 36(1): 47-66.
- [12] NASSAR S A, ABBOUD A. An improved stiffness model for bolted joints [J]. Journal of Mechanical Design, 2009, 131(12): 1.
- [13] MA B B, JIN F, SUN Z, et al. Leakage analysis of bolted flange joints considering surface roughness: a theoretical model[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part E: Journal of Process Mechanical Engineering, 2018, 232(2): 203-233.
- [14] YANG H, GUO X, TANG S, et al. Derivation of heterogeneous material laws via data-driven principal component expansions[J]. Computational Mechanics, 2019, 64(2): 365-379.
- [15] 马奔奔, 朱一超, 丁全, 等. 无垫圈螺栓连接系统优化设计和泄漏率预测[J]. 强度与环境, 2018, 45(4): 38-46.

收稿日期: 2023-04-13

(上接第31页)

- [9] 向玲, 贾轶, 高雪媛, 等. 间隙对齿轮-转子-轴承系统弯扭耦合振动的影响分析[J]. 振动与冲击, 2016, 35(21): 1-8, 35.
- [10] PARK Y J, KIM J G, LEE G H, et al. Effects of bearing characteristics on load distribution and sharing of pitch reducer for wind turbine [J]. International Journal of Precision Engineering and Manufacturing - Green Technology, 2016, 3(1): 55-65.
- [11] 姜万录, 郑直, 朱勇, 等. 基于形态差值滤波和差分熵

的滚动轴承故障诊断[J]. 中国机械工程, 2015, 26(1): 63-70.

- [12] 王峰, 方宗德, 李声晋. 滚动轴承支撑人字齿轮传动系统动力传递过程分析研究[J]. 机械工程学报, 2014, 50(3): 25-32.
- [13] 廖小康, 易彩, 张议, 等. 车轮柔性化对高铁轴箱轴承振动特性分析[J]. 铁道科学与工程学报, 2022, 19(12): 3484-3493.

收稿日期: 2022-09-14