

车轮多边形激励下转向架齿轮箱轴承内部接触特性研究

付海阔¹, 杨 岐¹, 段同江², 王美令¹

¹大连交通大学詹天佑学院(中车学院), 辽宁 大连

²瓦房店轴承集团特种精密轴承有限责任公司, 辽宁 大连

收稿日期: 2025年3月30日; 录用日期: 2025年4月23日; 发布日期: 2025年4月30日

摘 要

转向架齿轮箱轴承作为列车走行部中的关键核心部件, 其内部接触特性直接影响轴承的正常运行, 进而影响列车走行部的安全稳定。除齿轮箱内部的激励外, 实际运行中还受到轮轨激励的显著影响, 如车轮踏面磨损等, 其中车轮多边形为最常见的激励形式。本文以转向架齿轮箱输入端的圆柱滚子轴承为研究对象并建立其动力学模型, 并通过内部零件的速度特征验证了模型的有效性。同时, 提出了基于转向架轮轨耦合动力学模型的轮轨激励获取方法。在此基础上对比分析了不同车轮多边形激励幅值和阶次作用下转向架齿轮箱轴承的内部接触载荷特性的变化规律。结果表明: 车轮多边形激励会导致在承载区内滚子与外圈接触载荷发生冲击现象, 随着多边形阶次的增加, 滚子与外圈接触载荷的冲击越频繁, 随着幅值的增加, 滚子与外圈接触载荷的冲击幅度越大; 滚子与保持架的碰撞力已表现出显著的随机波动特性, 引入车轮多边形激励后, 随着车轮多边形阶次和幅值的增加, 碰撞力的随机波动程度进一步增强。

关键词

转向架, 齿轮箱轴承, 车轮多边形, 接触载荷特性

Study on Internal Contact Characteristics of Bogie Gearbox Bearings under Wheel Polygon Excitation

Haikuo Fu¹, Qi Yang¹, Tongjiang Duan², Meiling Wang¹

¹Zhan Tianyou College (CRRC College), Dalian Jiaotong University, Dalian Liaoning

²Wafangdian Bearing Group Special Precision Bearing Co., Ltd., Dalian Liaoning

Received: Mar. 30th, 2025; accepted: Apr. 23rd, 2025; published: Apr. 30th, 2025

文章引用: 付海阔, 杨岐, 段同江, 王美令. 车轮多边形激励下转向架齿轮箱轴承内部接触特性研究[J]. 机械工程与技术, 2025, 14(2): 245-256. DOI: 10.12677/met.2025.142024

Abstract

As a key core component of the train running gear, the gearbox bearing of the bogie directly affects its normal operation through internal contact characteristics, which in turn impacts the safety and stability of the running gear. In addition to internal excitations from the gearbox, it is also significantly influenced by wheel-rail excitations during actual operation, such as wheel tread wear, with wheel polygonization being the most common excitation form. In this paper, taking the cylindrical roller bearing at the input end of the bogie gearbox as the research object, a dynamic model is established, and the model's validity is verified through the velocity characteristics of internal components. Furthermore, a method for obtaining wheel-rail excitation based on the bogie-wheel-rail coupled dynamic model is proposed. On this basis, the variation patterns of internal contact load characteristics of the bogie gearbox bearing under different wheel polygon excitation amplitudes and orders are comparatively analyzed. The results show that wheel polygon excitation induces impact phenomena in the contact load between the rollers and the outer race within the load-bearing region. As the polygon order increases, the impact frequency of the roller and the outer ring contact load rises, and as the excitation amplitude increases, the impact magnitude of the roller and the outer ring contact load becomes larger. Additionally, the collision force between the rollers and the cage exhibits significant random fluctuation characteristics, which intensify with the increase in wheel polygon order and amplitude when wheel polygon excitation is introduced.

Keywords

Bogie, Gearbox Bearing, Wheel Polygon, Contact Load Characteristics

Copyright © 2025 by author(s) and Hans Publishers Inc.

This work is licensed under the Creative Commons Attribution International License (CC BY 4.0).

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>



Open Access

1. 引言

转向架齿轮箱轴承是列车走行系统的关键部件,既要承受齿轮传动系统内部的激励,同时也受到外部轮轨激励的影响。随着列车速度的提高、载重量的增加,轮轨激励对传动系统的影响更为显著。车轮多边形作为典型的轮轨激励,加剧转向架齿轮传动系统轴承载荷的动态波动与冲击,使其受力更加复杂,进而影响其内部接触特性以及系统运行的稳定性。

目前,国内外学者已广泛研究轴箱轴承在轮轨激励作用下的内部接触载荷特性,然而,对于转向架齿轮箱轴承在轮轨激励下的载荷特性研究相对有限。由于研究关注较少,其在轮轨激励作用下的动力学响应机制尚不明确,轴承内部载荷的变化规律及其与系统的相互影响尚未得到系统性研究。借鉴轴箱轴承在轮轨激励下的研究经验,可为齿轮箱轴承的动力学特性分析提供理论参考,有助于揭示其在复杂载荷条件下的内部载荷演化规律及系统耦合效应。目前关于轴箱轴承的研究主要集中在载荷特性分析,针对转向架轴箱轴承研究考虑了轮轨激励:Wang 等[1]建立了包含轴承的三维车辆轨道耦合动力学模型。查浩等[2]-[5]通过数值仿真的手段建立了包含轴承的车辆轨道耦合动力学模型,研究了轨道激励、车轮扁疤等工况条件下对轴箱轴承内部接触载荷的影响。马巧英等[6]通过 UM 与 Matlab 联合仿真的手段,通过相互作用力实现了二者的耦合关系,详细分析了轮轨激励以及轴承故障对轴箱轴承振动特性和油膜刚度特性的影响。邓飞跃等[7]通过 UM 软件建立了车辆轨道动力学模型,获取了复杂激励下轴箱轴承所受的垂向、纵向和横向载荷,然后通过 ADAMS 软件建立了轴箱轴承内圈剥离故障模型,研究了轴承内部接触载荷以及保持架在轨道激励下的变化规律。郑志伟等[8]通过 Simpack 建立的车辆轨道耦合动力学模型

来获取轴箱轴承在轨道激励下所受到的激励作为 Recurdyn 软件中所建立的轴箱轴承动力学模型的外部激励,研究了线路条件对轴承内部接触载荷的影响。吕银辰等[9]基于 Ansys 与 Simpack 联合仿真平台分别建立了轨道车辆动力学模型和考虑外圈局部故障的轴承座-轴承有限元模型,分析了轨道不平顺激励以及外圈局部故障条件下轴承接触载荷特性。杨晨等[10]通过 Simpack 建立了包含轴承的轴承-车辆-轨道-结构刚柔耦合动力学模型,对比了典型轮轨激励下传统铰接模型与耦合模型的差异,但模型中未考虑保持架的作用。李伟等[11]通过高速动车组单轴滚动振动试验台进行了轮轨激励下轴箱振动信号的采集,并对轴箱振动特性进行了分析。针对齿轮箱轴承的研究主要有:周越等[12]借助齿轮箱传动系统试验台架,在多种扭矩与转速工况下,开展了高速列车齿轮箱箱体振动响应及齿轮箱轴承载荷测试试验。于亦浩[13]针对内外激励下的齿轮箱轴承精细化动力学建模与振动分析展开研究,针对研究对象构建有效的动力学模型分析手段,研究多模式内部故障激励演化对振动特征的影响。Wang 等[14]等通过台架试验测试了下车轮多边形激励下齿轮箱的振动加速度,但未能考虑齿轮啮合激励的作用。Wei 等[15]等测试了齿轮啮合内部激励作用下,齿轮箱轴承座在不同转速工况下的振动行为,但未能考虑不同扭矩工况的影响。

本文针对转向架齿轮箱输入端的圆柱滚子轴承,基于多体动力学理论,利用 ADAMS 参数化建模方法,建立其动力学模型,并通过内部零件的速度特征验证了模型的有效性。同时,提出了基于转向架轮轨耦合动力学模型的轮轨激励获取方法。在此基础上对比分析了不同车轮多边形激励幅值和阶次以及在轨道不平顺和车轮多边形共同作用下转向架齿轮箱轴承的内部接触载荷特性。

2. 轮轨激励下转向架齿轮箱轴承动力学模型的构建

2.1. 转向架齿轮箱轴承动力学模型的建立

以转向架齿轮箱输入端 NU214 型圆柱滚子轴承为研究对象,该轴承主要用于支撑齿轮箱输入轴,并承受其传递的载荷。由于内圈与输入轴采用过盈配合,轴承能够随着输入轴的高速旋转而同步运转,而外圈则固定在轴承座内,从而保证传动系统的稳定性。

考虑轴承内外圈、滚子和保持架的几何关系,利用 ADAMS 建立圆柱滚子轴承参数化几何模型,如图 1 所示。在建模过程中作出如下基本假设:

- 1) 轴承中各零部件的质心和几何中心重合;
- 2) 轴承各部件考虑为刚体,忽略变形;
- 3) 模型考虑轴承游隙和滚动体与保持架兜孔的形状,其中保持架兜孔形状设置为矩形;
- 4) 不考虑轴承内部温度变化的影响。

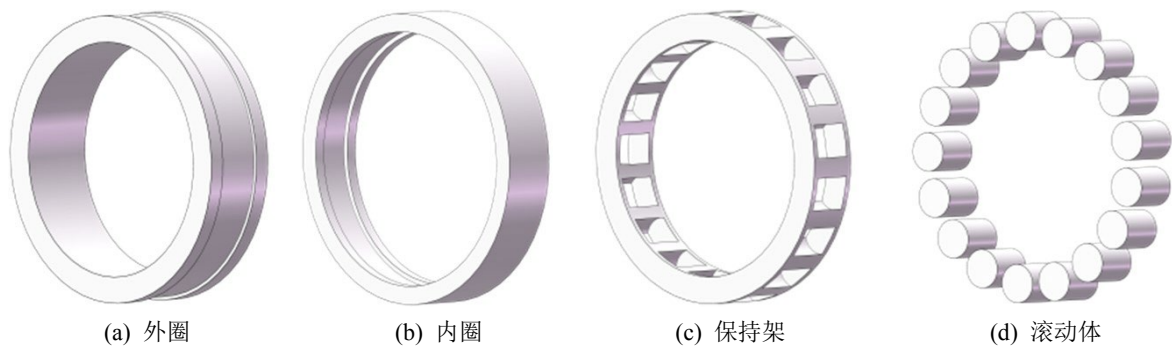


Figure 1. Parametric geometric model of cylindrical roller bearing

图 1. 圆柱滚子轴承参数化几何模型

在轴承动力学分析中采用以下坐标系: 惯性坐标系 O-XYZ, 坐标原点 O 固定在轴承的中心位置, Z

轴方向与轴承的旋转轴(输入轴方向)重合, XY 平面与轴承的径向平面重合。

局部坐标系包括保持架质心坐标系 $\{o_c; x_c, y_c, z_c\}$ 、内圈质心坐标系 $\{o_i; x_i, y_i, z_i\}$ 、滚动体质心坐标系 $\{o_r; x_r, y_r, z_r\}$, 用以描述它们相对于全局坐标系的运动, 如图 2 所示。

建立的圆柱滚子轴承动力学模型有 $4N + 6$ 个自由度(N 为滚子的数量), 其中内圈与保持架在径向平面内具有平动自由度和绕自身轴线的转动自由度各 3 个自由度; 每个滚子具有绕自身轴线 z_r 和绕内圈轴线 Z 的转动自由度以及径向平面内的平动自由度共 4 个自由度。

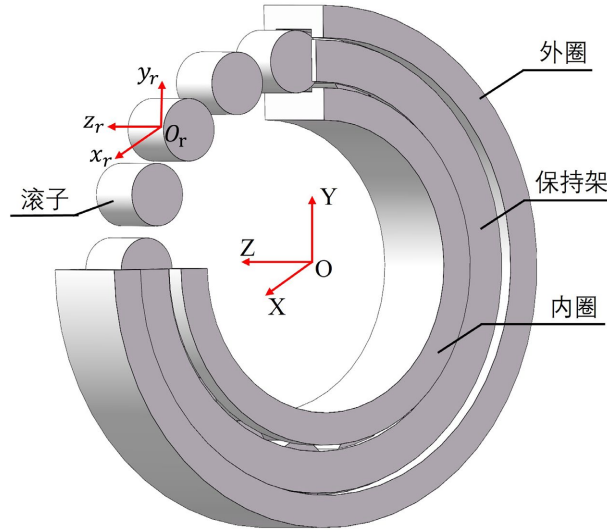


Figure 2. Schematic diagram of coordinate system of cylindrical roller bearing
图 2. 圆柱滚子轴承坐标系示意图

圆柱滚子轴承各部件内部接触包括内圈与滚子、外圈与滚子、保持架与滚子的接触, ADAMS 中利用 CONTACT 模块计算接触力时, 分别利用赫兹接触理论和库仑摩擦理论, 计算获得接触法向力和切向摩擦力:

$$F_{\text{normal}} = k_{\text{contact}} \delta^{3/2} \quad (1)$$

$$F_{\text{friction}} = \mu F_{\text{normal}} \quad (2)$$

式中, F_{normal} 是法向接触力, k_{contact} 是法向接触刚度, δ 是法向接触压缩量。 F_{friction} 是摩擦力, μ 是摩擦系数。

1) 基于 ADAMS 中的宏命令[16], 通过刚度、阻尼、碰撞系数、切入深度等设计变量控制接触参数, 建立滚动体与内外圈及保持架的接触 $3N$ 个。对于旋转物体的碰撞, 其刚度系数 k 和阻尼系数可以近似用以下方法[17]进行确定,

$$k = \frac{4}{3} R^{0.5} E^* \quad (3)$$

$$\frac{1}{R} = \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \quad (4)$$

$$\frac{1}{E^*} = \frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \quad (5)$$

式中, R_1 、 R_2 分别为量碰撞物体的接触半径; ν_1 、 ν_2 分别为两物体的泊松比; E_1 、 E_2 分别为物体的弹性

模量；

- 2) 阻尼系数通常设置为刚度系数的 0.1%~1%；
- 3) 切入深度表示当两接触物体碰撞阻尼达到最大值时互相侵入深度，切入深度取值一般为接触物体尺寸的 0.01%~1%，具体数值取决于材料性质、载荷情况和仿真需求。本文切入深度设置为 0.1 mm；
- 4) 碰撞系数反映了接触材料的非线性程度，在 ADAMS 中金属与金属之间的碰撞系数通常设置为 1.5 (基于 Hertz 接触理论)；
- 5) 在 ADAMS 中，接触物体间摩擦力的定义采用库伦法[18]，没有润滑的条件下，轴承部件钢与钢之间的静摩擦系数通常设置为 0.1，动摩擦系数设置为 0.05。

如图 3 所示，为模拟转向架齿轮箱轴承在运行过程中的受载情况，在内圈质心添加径向、轴向的单向力 F_x 、 F_y 来模拟外加载荷，其中 F_x 、 F_y 基于 2.2 节中的转向架轮轨耦合动力学模型获得，并以点驱动的方式为轴承内圈施加转速。

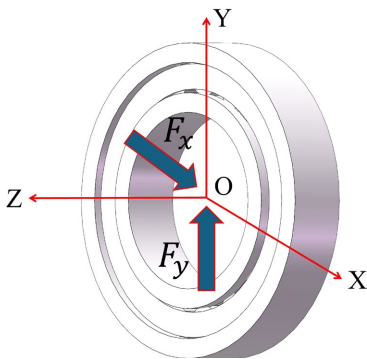


Figure 3. Load of cylindrical roller bearing
图 3. 圆柱滚子轴承所受载荷

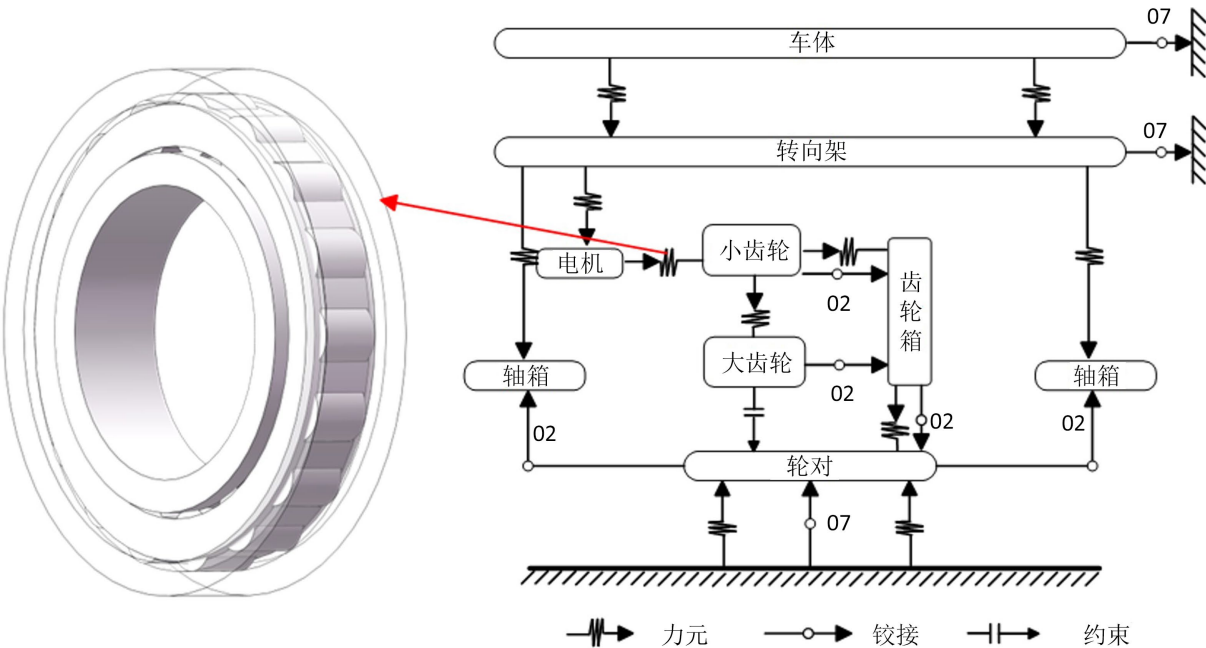


Figure 4. Topology diagram of the vehicle model
图 4. 车辆模型拓扑图

2.2. 转向架轮轨耦合动力学建模

基于 Simpack 和多体动力学理论, 建立多刚体转向架轮轨耦合动力学模型。模型包括 1 个车体、2 个构架、4 个轮对、4 个齿轮箱、8 个大齿轮、8 个小齿轮和 8 个轴箱。其中, 车体、构架与轮对均与大地采用 7 号铰接, 该铰接具有 6 个自由度; 轴箱、齿轮箱与轮对、大小齿轮与齿轮箱采用 2 号铰接, 该铰接仅具有绕车辆横向转动的自由度。齿轮箱、大小齿轮之间采用单级斜齿轮传动, 大齿轮与轮对通过约束固结, 小齿轮轮轴与电机刚性连接, 齿轮内部的啮合特性以 255 号力元的形式施加于大小齿轮之间。车辆模型拓扑图如图 4 所示。

基于上述转向架动力学模型, 通过谐波函数模拟车轮多边形激励[19], 即:

$$\begin{cases} \Delta r = A \cdot \sin(n \cdot \beta + \beta_0) \\ r = R - \Delta r \end{cases} \quad (6)$$

式中, Δr 为车轮圆周不圆顺轮径差; A 为车轮多边形磨损幅值, 即波深; n 为车轮多边形阶数; β 为车轮转过的角度; β_0 为初始相位角; r 为实际车轮半径; R 为车轮滚动圆名义半径。通过改变幅值 A 和阶次 n 来模拟不同车轮多边形激励。

模型中的轨道采用离散型轨道模型, 车轮踏面为 LMA, 钢轨外形为 CN60 轨。

通过获取齿轮箱小齿轮输入轴圆柱滚子轴承内圈质心处的载荷 F_x 和 F_y 作为转向架齿轮箱轴承的边界载荷, 计算轴承在车轮多边形激励下滚动体与内外圈接触载荷以及与保持架碰撞力的变化情况。载荷激励的传递示意图如图 5 所示。

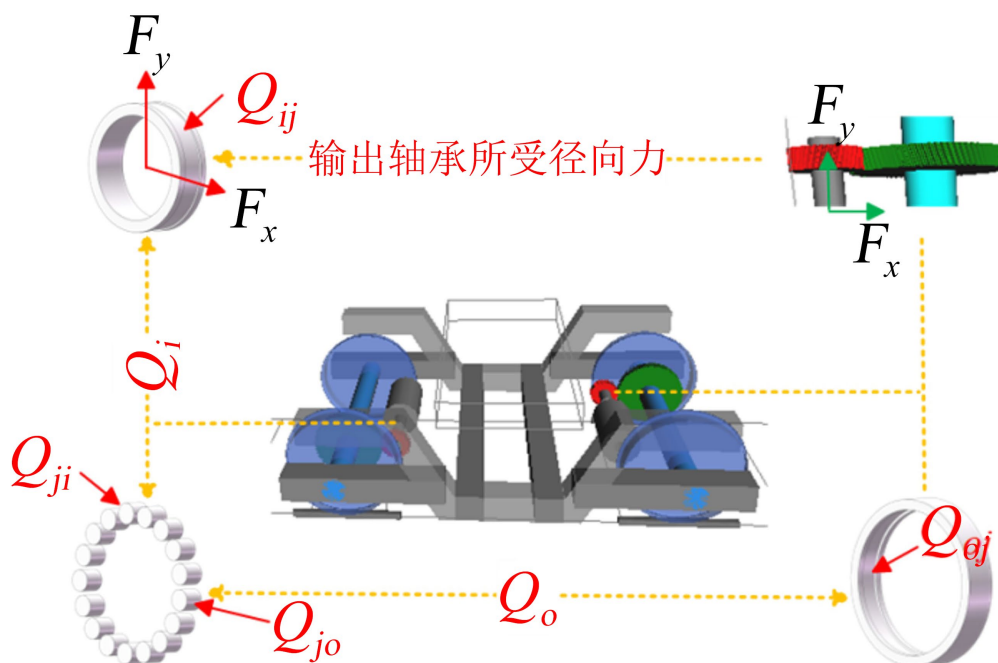


Figure 5. Schematic diagram of load excitation transmission
图 5. 载荷激励的传递示意图

3. 算例参数及模型验证

以 CRH380B 转向架齿轮箱输入端的圆柱滚子轴承 NU214 为例, 并验证模型的有效性。轴承的主要结构参数如表 1 所示, 转向架及齿轮副的主要结构参数如表 2、表 3 所示。

Table 1. Bearing parameters
表 1. 轴承参数

参数	数值	参数	数值
内滚道直径/mm	83.5	滚动体数量	17
外滚道直径/mm	113.5	径向游隙/mm	0.05
节圆直径/mm	98.5	接触角/(°)	0
滚动体直径/mm	15	轴承材料	钢

Table 2. Main parameters of the bogie
表 2. 转向架主要参数

参数	数值	参数	数值
轴距/mm	83.5	一系弹簧垂向刚/(kN/m)	886
轨距/mm	1435	二系空簧水平刚/(kN/m)	124
轮径/mm	860	二系空簧垂向刚/(kN/m)	182
一系弹簧水平刚度/(kN/m)	919	齿轮传动比	2.429

Table 3. Gear pair meshing parameters
表 3. 齿轮副啮合参数

参数	主动齿轮	被动齿轮
齿数	35	85
变位系数	0.225	0.024
法面压力角/(°)	20	20
法面模数	6	6
中心距/mm	380	380
螺旋角/(°)	18	18
齿宽/mm	65	65

在车辆运行速度为 200 km/h 不考虑轮轨激励时通过对比分析保持架角速度与滚动体自转角速度仿真结果与理论计算值, 验证所建立模型的有效性。保持架角速度 ω_c 和滚动体自转角速度 ω_{bj} 的理论计算值 [20] 分别为:

$$\omega_c = \frac{\omega_i}{2} \left(1 - \frac{D_w}{d_m} \cos \alpha \right) \quad (7)$$

$$\omega_{bj} = \frac{\omega_i d_m}{2D_w} \left(1 - \left(\frac{D_w}{d_m} \cos \alpha \right)^2 \right) \quad (8)$$

式中, α 为接触角。

基于所建立的模型获得的保持架角速度和滚动体自转角速度与理论值的比较结果如图 6 所示。

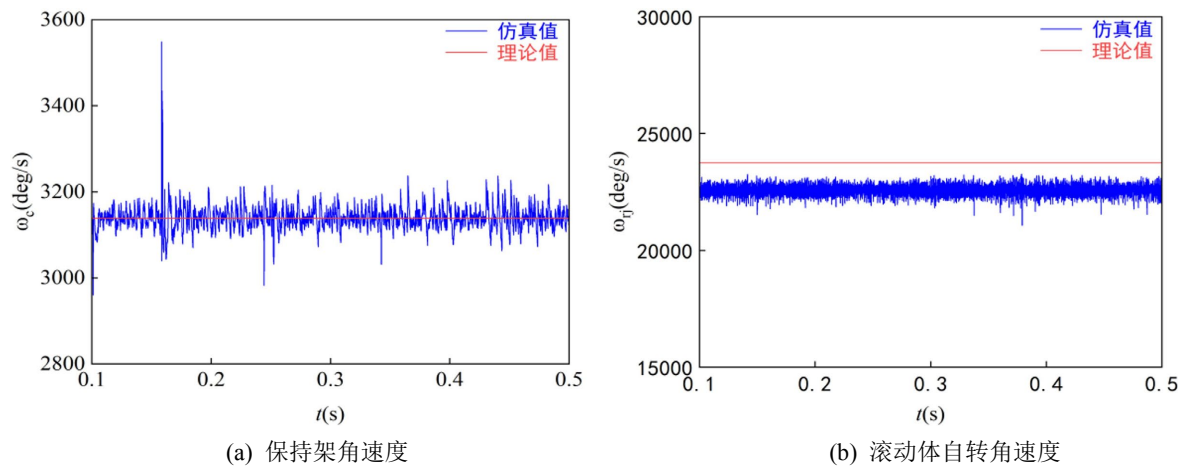


Figure 6. Comparison results of simulated and theoretical values of the angular velocity of cage and rolling elements
图 6. 保持架和滚动体角速度仿真和理论值比较结果

Table 4. Error comparison of cage rotation speed
表 4. 保持架转速误差对比

转速(deg/s)	仿真转速平均值(deg/s)	理论转速(deg/s)	差值(deg/s)	相对误差
7404	3139.39	3138.28	1.11	0.05%

Table 5. Error comparison of rolling body rotation speed
表 5. 滚动体转速误差对比

转速(deg/s)	仿真转速平均值(deg/s)	理论转速(deg/s)	差值(deg/s)	相对误差
7404	22563.88	23741.1	1177.22	4.9%

保持架角速度的理论值为 3138.28 deg/s, 仿真值的平均值为 3139.98 deg/s, 误差为 0.05%; 滚动体自转角速度的理论值为 23741.1 deg/s, 仿真的平均值为 22563.88 deg/s, 误差为 4.9%。本模型保持架角速度和滚动体自转角速度仿真值和理论值较为一致, 验证了本文模型的有效性。

表 4、表 5 中显示, 滚动体转速的相对误差与保持架转速的相对误差趋势是相似的, 但是滚动体的相对误差却要大于保持架的相对误差, 主要原因是在承载区, 由于滚动体打滑所导致的。因此, 虽然滚动体的转速波动范围比较大, 但是误差仍然在可以接受的范围内, 进一步验证了模型的准确性。

4. 车轮多边形激励下齿轮箱轴承动力学分析

为分析车轮多边形对齿轮箱轴承动力学特性的影响, 在车辆运行速度为 200 km/h, 分别选取表 6 所示的工况讨论不同的多边形阶次和幅值对轴承接触载荷特性和轴承振动特性的影响。

Table 6. Analysis of working conditions
表 6. 分析工况

工况	车轮多边形阶次	车轮多边形幅值/mm
工况 1	无	无
工况 2	5	0.1
工况 3	3	0.05
工况 4	3	0.1
工况 5	3	0.15

4.1. 车轮多边形阶次对轴承接触载荷特性的影响

为了分析车轮多边形阶次对轴承接触载荷的影响,选取相同幅值车轮多边形,在不同车轮多边形阶次条件下,研究了滚子与外圈接触载荷的变化规律,结果如图7所示。

车轮多边形阶次的增加显著影响滚子与外圈的接触载荷分布特性,在无车轮多边形激励时,滚子与外圈的接触载荷呈现周期性变化,承载区与非承载区交替出现,且接触载荷峰值较低,分布较为均匀。引入车轮多边形激励后,承载区内接触载荷表现出明显的冲击特征,并随着阶次的增加,冲击频率和载荷峰值均显著提升。具体而言,在无车轮多边形激励工况下,滚子与外圈接触载荷的最大值为 782 N,而在 3 阶和 5 阶车轮多边形激励下,该值分别增至 1393 N 和 1834 N,表明高阶次多边形激励导致更强烈的冲击效应。为进一步量化接触载荷分布特性,采用最大值、均值、峭度等指标进行分析。结果表明,承载区内接触载荷的峭度随车轮多边形阶次的提高而增大,从无激励时的 2.3966 上升至更高水平,表明接触载荷分布向更尖锐化方向发展,极端载荷事件增多。同时,接触载荷的均值呈下降趋势,反映出接触应力分布的不均匀性增强,冲击效应进一步加剧。

综上,图7不仅揭示了车轮多边形阶次对滚子与外圈接触载荷的影响规律,还确立了最大接触载荷、均值、峭度等表征指标,用于量化冲击强度及载荷分布特性。研究结果表明,车轮多边形阶次的增加不仅加剧了滚子与外圈接触载荷的动态冲击,还导致接触载荷分布的不均匀性上升,进而可能对轴承寿命和运行稳定性产生不利影响。

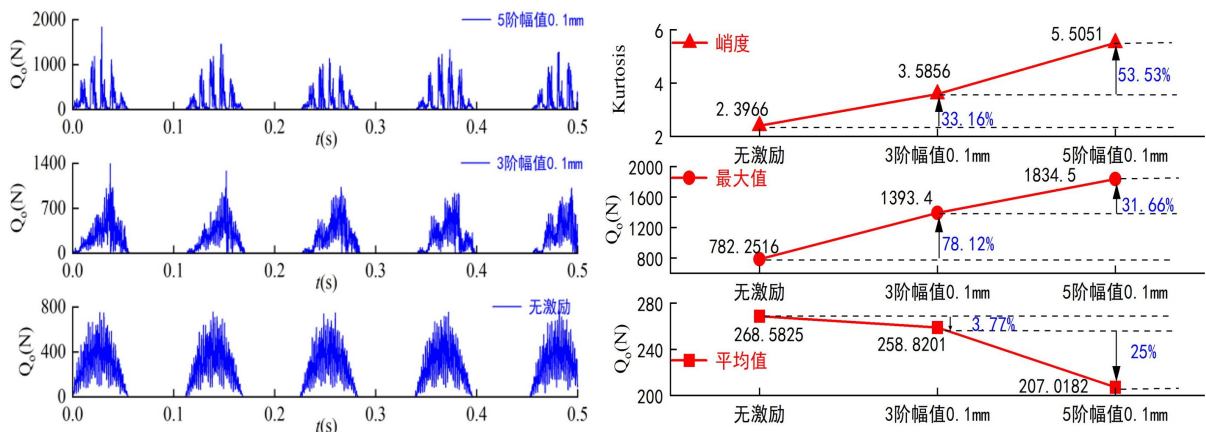


Figure 7. Contact load β_o of rollers with outer ring at different orders

图7. 不同阶次滚子与外圈接触载荷 β_o

从图8可见,相较于滚子与外圈接触载荷的周期性变化特征,滚子与保持架的碰撞力呈现显著的非周期性波动。在无车轮多边形激励的情况下,滚子与保持架的碰撞力峭度值高达 13.855,远超标准正态分布的阈值 3,表明碰撞力分布高度离散,具有强烈的脉冲冲击特征,且存在大量极端载荷事件。为定量分析碰撞力特性,确立了峰值、均值、峭度等表征指标。这进一步揭示了在正常工况下,滚子与保持架之间已存在剧烈的非均匀冲击,使得保持架承受高动态载荷,是其成为轴承易损部件的重要原因之一。

当引入车轮多边形激励后,滚子与保持架的碰撞力特性进一步恶化,表现为均值、峰值以及峭度的显著增长。具体来看,在无车轮多边形激励工况下,碰撞力峰值相对较小,而在 3 阶和 5 阶多边形激励下,峰值增幅显著,表明车轮多边形诱导的冲击加剧了滚子与保持架之间的随机冲击效应。此外,随着多边形阶次的提高,碰撞力的峭度值进一步增大,表明碰撞载荷的极端值增多,非线性动力学扰动更强,使局部应力集中和材料疲劳损伤加剧。

综上, 车轮多边形激励显著增强了滚子与保持架之间的非均匀冲击特性, 尤其是高阶次多边形激励, 会进一步提高碰撞力的不均匀性, 使保持架承受更大幅度的变动载荷, 从而加速疲劳累积和失效过程。本研究确立了峰值、均值、峭度等关键指标, 以量化碰撞力的动态特性, 为轴承失效机理及保持架设计优化提供了重要的理论依据。

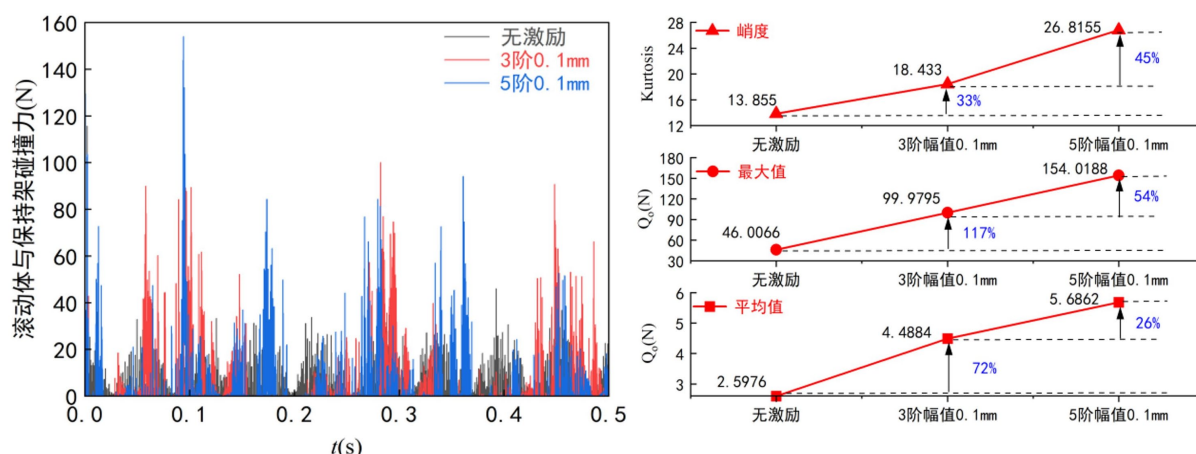


Figure 8. Collision forces between rollers of different orders and the cage

图 8. 不同阶次滚子与保持架碰撞力

4.2. 车轮多边形幅值对轴承接触载荷特性的影响

为了分析车轮多边形幅值对轴承接触载荷的影响, 选取车轮多边形阶次为 3 阶时不同车轮多边形幅值对轴承滚子与内外圈接触载荷以及滚子与保持架碰撞力的影响。无车轮多边形激励和车轮多边形幅值为 0.05 mm、0.15 mm 三种工况下滚子与内外圈接触载荷以及与保持架碰撞力的结果如图 9、图 10 所示。

从图 9 可以看出, 与增加车轮多边形阶次不同的是增加幅值滚子与外圈的冲击次数不会增加, 但在承载区内随着车轮多边形幅值的增加, 滚子与外圈接触载荷的冲击幅度显著增加。3 阶车轮多边形激励下幅值从 0.05 mm 增加到 0.15 mm, 承载区内滚子与外圈接触载荷的峭度值增加了 29%, 最大值增加了 26%, 足以说明车轮多边形幅值的增加, 增大了滚子与外圈接触载荷的冲击波动。表明较大的车轮多边形幅值会使滚子在接触过程中经历更剧烈的载荷变化, 从而加剧轴承的疲劳损伤。

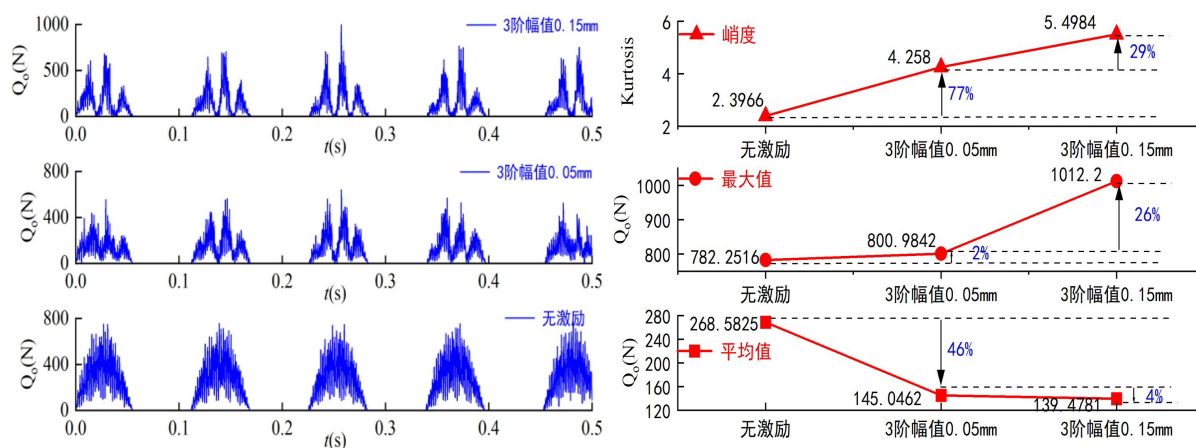


Figure 9. Contact loads between rollers and outer ring at different amplitudes

图 9. 不同幅值滚子与外圈接触载荷

此外,从图 10 可以观察到滚子与保持架的碰撞力的变化情况与增加车轮多边形阶次的变化规律相似,增加车轮多边形幅值,滚子与保持架的碰撞力显著增强。在无车轮多边形激励时,滚子与保持架的碰撞力已表现出较大的不均匀性,在引入车轮多边形激励幅值增加的情况下,碰撞力的瞬态峰值进一步提高,表明滚子对保持架的冲击更加强烈。

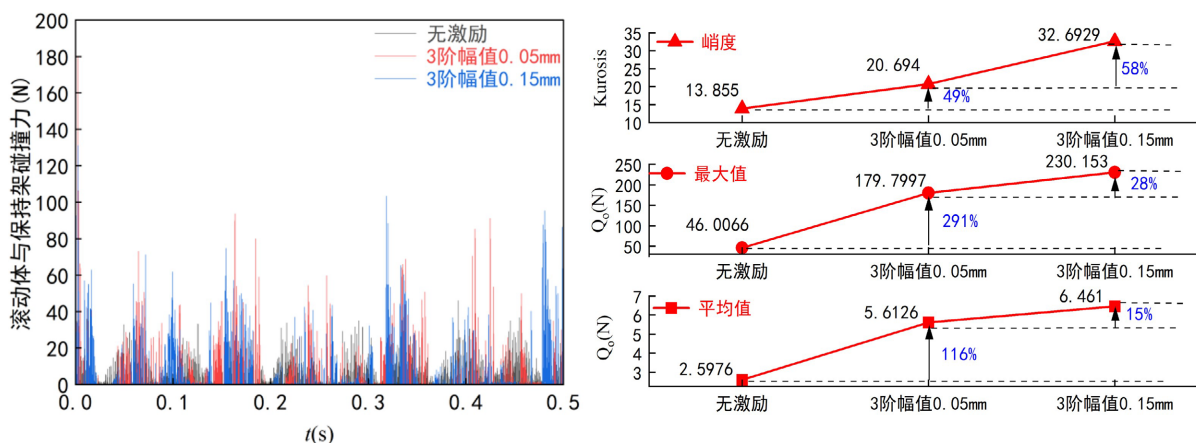


Figure 10. Collision forces between rollers and cage at different amplitudes

图 10. 不同幅值滚子与保持架碰撞力

5. 结论

本文针对转向架齿轮箱输入端的圆柱滚子轴承,基于 ADAMS 建立了其动力学模型,并通过验证内部零件的速度特征确认了模型的有效性。同时,提出了一种获取齿轮箱轴承所受外部激励的仿真方法,分析了考虑车轮多边形激励下的齿轮箱轴承内部载荷的接触特性,对比分析了不同车轮多边形阶次和幅值作用下转向架齿轮箱轴承内部接触载荷的变化规律。得出以下结论:

1) 车轮多边形激励会引起滚子与外圈接触载荷发生冲击现象,随着车轮多边形阶次的增加,接触载荷的冲击频次逐渐增加;而随着车轮多边形幅值的增大,接触载荷的冲击幅度亦呈现显著增大趋势。这是由于车轮多边形激励导致接触力的周期性变化,特别是在高阶次和大幅值的情况下,接触载荷的冲击效果更加明显,从而可能加速轴承内部的磨损和损伤。

2) 在无车轮多边形激励条件下,滚子与保持架的碰撞力已呈现较大的不均匀性。引入车轮多边形激励后,随着车轮多边形阶次与幅值的增加,滚子与保持架的碰撞力的瞬态峰值显著升高,表明滚子与保持架之间的冲击强度显著增强。这种现象加剧了保持架承受的瞬时载荷波动,是导致保持架成为轴承最易损坏部件之一的关键因素。

本研究成果对高速铁路转向架齿轮箱轴承的结构设计、选型及运维策略制定,具有重要的工程指导意义,具体体现在以下几个方面:针对多边形激励对保持架冲击强度的放大效应,建议优化保持架的材料强度与抗冲击性能,或采用减振型保持架设计;通过适当调整滚子与外圈的接触角或表面处理工艺,提升其抗冲击疲劳能力;在轮对检修与检测过程中,重点监控轮对圆度误差与多边形磨损指标,合理制定轮对重轮与打磨周期;可在轴承监测系统中引入冲击载荷与瞬态碰撞力的阈值指标,实现对保持架异常冲击的早期预警等。

参考文献

- [1] Wang, Z., Zhang, W., Yin, Z., Cheng, Y., Huang, G. and Zou, H. (2018) Effect of Vehicle Vibration Environment of High-

- Speed Train on Dynamic Performance of Axle Box Bearing. *Vehicle System Dynamics*, **57**, 543-563. <https://doi.org/10.1080/00423114.2018.1473615>
- [2] 查浩, 任尊松, 徐宁. 高速动车组轴箱轴承滚道载荷特性研究[J]. 机械工程学报, 2020, 56(4): 135-142.
- [3] 查浩, 任尊松, 徐宁. 高速动车组轴箱轴承振动特性[J]. 机械工程学报, 2018, 54(16): 144-151.
- [4] 查浩, 任尊松, 薛蕊, 等. 高速动车组轴箱轴承累积损伤与疲劳寿命研究[J]. 铁道学报, 2018, 40(10): 30-35.
- [5] 查浩, 任尊松, 徐宁. 车轮扁疤激起的轴箱轴承冲击特性[J]. 交通运输工程学报, 2020, 20(4): 165-173.
- [6] 马巧英, 杨绍普, 刘永强. 轮轨激励下轨道车辆轴箱轴承振动与润滑特性分析[J]. 中国机械工程, 2024, 35(4): 580-590.
- [7] 邓飞跃, 王红力, 高瑞洋, 等. 轮轨激励条件下轴箱轴承内圈故障振动特性分析[J]. 河北大学学报(自然科学版), 2023, 43(6): 561-570.
- [8] 郑志伟, 易彩, 廖小康. 线路条件对高速列车轴箱轴承载荷特性影响研究[J]. 机械工程学报, 2024, 60(20): 251-260.
- [9] 吕银辰, 廖爱华, 师蔚, 等. 考虑轨道不平顺激励的轴箱轴承振动特性分析[J]. 轴承, 2024(6): 16-24.
- [10] 杨晨, 池茂儒, 吴兴文, 等. 基于车辆动力学的动车组轴箱轴承动态载荷计算方法[J]. 机械工程学报, 2023, 59(14): 179-189.
- [11] 李伟, 徐文海, 杜昭童, 等. 轮轨激励下高速动车组轴箱轴承故障特征解调方法研究[J]. 铁道车辆, 2024, 62(5): 39-48+89.
- [12] 周越, 王曦, 侯宇, 等. 内部激励下高速列车齿轮箱振动行为及轴承载荷特性实验研究[J]. 振动与冲击, 2023, 42(13): 242-250.
- [13] 于亦浩. 内外激励下齿轮箱轴承动力学建模及振动响应分析[D]: [硕士学位论文], 苏州: 苏州大学, 2023.
- [14] Wang, Z., Mei, G., Zhang, W., Cheng, Y., Zou, H., Huang, G., *et al.* (2018) Effects of Polygonal Wear of Wheels on the Dynamic Performance of the Gearbox Housing of a High-Speed Train. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit*, **232**, 1852-1863. <https://doi.org/10.1177/0954409717752998>
- [15] Wei, J., Zhang, A.Q., *et al.* (2018) A Study of Nonlinear Excitation Modeling of Helical Gears with Modification: Theoretical Analysis and Experiments. *Mechanism and Machine Theory*, **128**, 314-335.
- [16] Singh, S., Köpke, U.G., Howard, C.Q. and Petersen, D. (2014) Analyses of Contact Forces and Vibration Response for a Defective Rolling Element Bearing Using an Explicit Dynamics Finite Element Model. *Journal of Sound and Vibration*, **333**, 5356-5377. <https://doi.org/10.1016/j.jsv.2014.05.011>
- [17] 吕晓菲, 山鹰, 王萌. 基于 ADAMS 的圆锥滚子轴承仿真分析[J]. 哈尔滨轴承, 2014, 35(2): 5-7+12.
- [18] 郑涛. 铁路货车轴承的显式动力学仿真与故障特征分析[D]: [硕士学位论文]. 石家庄: 石家庄铁道大学, 2014.
- [19] Wang, Z., Allen, P., Mei, G., Wang, R., Yin, Z. and Zhang, W. (2019) Influence of Wheel-Polygonal Wear on the Dynamic Forces within the Axle-Box Bearing of a High-Speed Train. *Vehicle System Dynamics*, **58**, 1385-1406. <https://doi.org/10.1080/00423114.2019.1626013>
- [20] Arya, U., Sadeghi, F., Conley, B., Russell, T., Peterson, W. and Meinel, A. (2022) Experimental Investigation of Cage Dynamics and Ball-Cage Contact Forces in an Angular Contact Ball Bearing. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*, **236**, 2522-2534. <https://doi.org/10.1177/13506501221077768>