

# 考虑车轮多边形演化的动车组轴箱轴承载荷及寿命分析

杨晨<sup>1</sup>, 池茂儒<sup>1</sup>, 吴兴文<sup>2</sup>, 蔡吴斌<sup>3</sup>, 周亚波<sup>1</sup>, 梁树林<sup>1</sup>

(1. 西南交通大学牵引动力国家重点实验室, 四川 成都 610031; 2. 西南交通大学机械工程学院, 四川 成都 610031; 3. 电子科技大学系统可靠性与安全性研究中心, 四川 成都 611731)

**摘要:** 以某型 250 km/h 级动车组为研究对象, 考虑轴箱轴承的时变刚度特性、轮对轴箱与轨道的柔性, 建立了轴承-车辆-轨道刚柔耦合动力学模型, 研究了实测车轮多边形演化下轴承滚道载荷与疲劳寿命的发展规律, 揭示了车轮多边形对轴承载荷的影响机理。结果表明, 随着运营里程的增加, 车轮多边形磨损幅值总体上不断增大, 导致轴箱轴承外滚道接触载荷最大值与 8 和 9 号滚道的接触载荷标准差均呈现增长趋势; 轴承每千米的损伤值也会不断增大, 最高可达  $1.4 \times 10^{-7}$ , 额定寿命则会不断减少; 车轮经过镟修后, 外滚道最大接触载荷降低了 14%, 9 号滚道载荷标准差降低了 56%, 轴承每千米的损伤值降低了 39%, 故及时镟轮可以明显改善滚道载荷环境, 延长轴承寿命。此外, 当车轮多边形通过频率与钢轨局部弯曲模态产生耦合后, 轴承载荷会更加恶劣。因此, 针对该型动车组, 在运行  $1.5 \times 10^5$  km 后, 应适当增加车轮不平顺的检测频次, 并重点关注 14, 15, 25 和 26 阶多边形磨损幅值。

**关键词:** 动车组; 轴箱轴承; 车辆动力学; 车轮多边形演化; 载荷; 寿命

**中图分类号:** U270.1<sup>+</sup>1; U271.91 **文献标志码:** A **文章编号:** 1004-4523(2023)04-1146-10

**DOI:** 10.16385/j.cnki.issn.1004-4523.2023.04.028

## 引言

轴箱轴承作为高速动车组转向架的核心部件之一, 其疲劳可靠性对列车的安全运行具有重大影响。车辆在长期服役过程中, 边界条件极为复杂, 其中, 车轮多边形磨损作为实际运营中不可避免的问题, 对轮轨载荷影响十分明显<sup>[1]</sup>, 会进一步影响轴箱轴承的内部载荷, 最终影响轴承的疲劳寿命。因此, 研究车轮多边形演化下轴箱轴承的动态载荷与寿命变化规律, 对轴承优化设计与实际运维具有重要意义。

国内外学者针对车轮多边形化对车辆系统的影响开展了大量研究。张富兵等<sup>[2]</sup>和 ZHUANG 等<sup>[3]</sup>发现了车轮多边形化会使得轴箱端盖位置的振动加剧, 揭示了轴箱端盖脱落的原因, 并研究了车轮多边形化对轮轴动应力的影响。王平等<sup>[4]</sup>研究了车轮多边形下车辆通过道岔的动力响应。陈美等<sup>[5]</sup>研究了多边形化车轮通过钢轨焊接区的轮轨动力响应特征。WANG 等<sup>[6]</sup>建立了考虑驱动系统的铁路车辆多体动力学模型, 研究了车轮多边形磨损对高速列车齿轮箱箱体动态性能的影响。WU 等<sup>[7]</sup>从轮轨

力、轴箱垂直加速度和车轴动应力等方面, 评估了车轮多边形化的影响。但是, 目前针对车轮多边形磨损对轴承系统影响的研究仍较少。

此外, 针对轨道车辆轴承接触载荷与寿命评估的研究也很多。在轴承接触载荷方面, 主要采用静力学和动力学两种方式进行计算。王超<sup>[8]</sup>建立了滚子-滚道接触应力与接触载荷静态计算模型, 研究了轴承在滚子母线方向上的应力与载荷分布。李震等<sup>[9]</sup>建立了含有  $5+3n$  个自由度的双列圆锥滚子轴承拟静力学模型, 得到了动车轴箱轴承的内部载荷特征。郝焯江等<sup>[10]</sup>利用 ABAQUS/Explicit 对轴承动力学响应进行了求解, 获得了不同转速条件下轴承内部应力场与位移场。查浩等<sup>[11-12]</sup>构建了包含轴承的车辆-轨道动力学模型, 研究了车轮扁疤、轨道谱激励下, 轴承振动及内部动态受载等规律。涂文兵等<sup>[13]</sup>建立了考虑内圈、滚子和保持架自由度的圆柱滚子轴承动力学模型, 研究了轴承启动过程中的运动学特性和力学行为。HUO 等<sup>[14-15]</sup>考虑轴的柔性变形、轴承时变非线性接触载荷、轨道不平顺性等, 建立了耦合动力学模型, 研究了随机载荷作用下轴承内部接触载荷与接触应力特性。WANG

**收稿日期:** 2021-11-23; **修订日期:** 2022-01-18

**基金项目:** 国家自然科学基金资助项目(51805450); 国家重点研发计划资助项目(2018YFE0201401-01); 中国科协青年托举工程资助项目(2019QNRC001); 四川省应用基础研究资助项目(2020YJ0075)。

等<sup>[16-17]</sup>建立了含轴承的三维车辆-轨道耦合动力学模型,研究了轨道谱激励下和车轮多边形激励下轴箱轴承的内部载荷特征。LU等<sup>[18]</sup>提出了一种考虑多缺陷的轴承建模方法,通过将轴承模型与轴端和轴箱运动关节耦合,建立了轴承-车辆闭环模型,对滚子接触载荷进行了分析。

在寿命评估方面,大多基于L-P寿命计算理论或ISO281:2007(E)标准进行。比如,刘德昆等<sup>[19]</sup>基于某动车组实测的弹簧和转臂载荷,结合ISO281:2007(E)标准,对轴箱轴承的寿命进行了预测。查浩等<sup>[20]</sup>基于包含轴承的车辆-轨道耦合动力学模型,根据L-P理论和Palmgren-Miner理论(以下简称Miner理论)对轴箱轴承进行了损伤计算和寿命分析。此外,郑静<sup>[21]</sup>采用车辆动力学与有限元相结合的方式,获得了轴承的一维应力谱,依据Miner理论估计了轴承寿命。

然而,车轮周向不平顺在服役过程中是不断演化的,这就使得轴箱轴承的载荷与寿命特性呈现一定的发展规律,目前针对这方面的研究还很少。因此,本文建立了轴承-车辆-轨道刚柔耦合动力学模型,结合实测车轮多边形磨损数据,研究了车轮多边形演化下,轴箱轴承滚道接触载荷的变化特性与疲劳寿命的发展规律,阐述了车轮多边形对轴承载荷的影响机理。

## 1 轴承-车辆-轨道刚柔耦合动力学模型

车辆在服役过程中,轴承承受随机载荷,表现出时变非线性刚度特性,轮对和轴箱也并非严格的刚体,难免会发生柔性变形和弹性振动<sup>[22]</sup>。此外,钢轨在轮轨激励下,难免也会产生变形和振动<sup>[23]</sup>,上述因素将对轴承边界载荷产生影响,进一步影响轴承内部载荷。因此,本文建立了轴承-车辆-轨道刚柔耦合动力学模型,其本质是在车辆刚柔耦合动力学模型的基础上,结合轴承拟静力学模型与车辆-轨道耦合动力学模型,轴承-车辆-轨道耦合系统示意图如图1所示。其中,车辆模型基于SIMPACK平台搭建,并采用柔性体处理模块(FEMBS)构建柔性轮对与柔性轴箱。基于SIMULINK建立轨道模型与轴承模型,且二者均通过联合仿真模块(SIMAT)与车辆模型进行耦合。

### 1.1 车辆-轨道刚柔耦合动力学模型

图2给出了中国某型高速动车组的车辆-轨道刚柔耦合动力学模型。其中,车辆系统由1个车体、

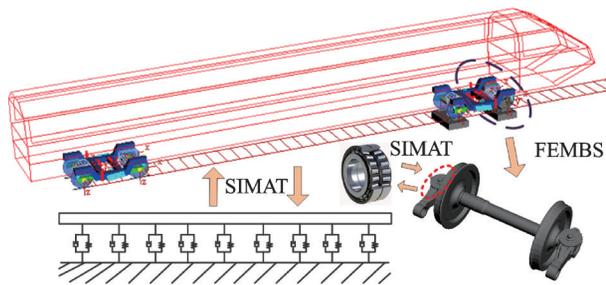


图1 轴承-车辆-轨道耦合系统示意图

Fig. 1 Diagram of bearing-vehicle-track coupled system

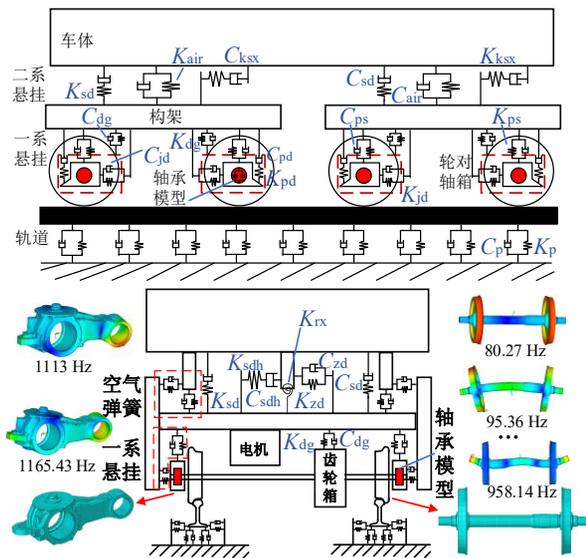


图2 车辆-轨道刚柔耦合动力学模型示意图

Fig. 2 Diagram of vehicle-track rigid-flexible coupled dynamic model

2个构架、4个轮对、8个轴箱转臂、4个电机和4个齿轮箱组成。轮对、轴箱、构架和车体均考虑了纵向、横向、垂向、侧滚、点头和摇头自由度,电机直接固结在构架上,齿轮箱仅考虑点头自由度。轴箱通过轴承模型铰接在轮对两侧的轴颈上,其余各部件之间均采用弹簧阻尼单元连接,其中,减振器与横向止挡的力学特性均考虑为分段线性。

在图2中: $K_{sd}$ 和 $C_{sd}$ 分别为二系垂向减振器刚度和阻尼, $K_{air}$ 和 $C_{air}$ 分别为空气弹簧刚度和阻尼, $K_{kss}$ 和 $C_{kss}$ 分别为抗蛇行减振器刚度和阻尼, $K_{dg}$ 和 $C_{dg}$ 分别为齿轮箱吊杆刚度和阻尼, $K_{jd}$ 和 $C_{jd}$ 分别为转臂定位节点刚度和阻尼, $K_{ps}$ 和 $C_{ps}$ 分别为钢弹簧刚度和阻尼, $K_{pd}$ 和 $C_{pd}$ 分别为二系垂向减振器刚度和阻尼, $K_{sdh}$ 和 $C_{sdh}$ 分别为二系横向减振器刚度和阻尼, $K_{zd}$ 和 $C_{zd}$ 分别为横向止挡刚度和阻尼, $K_p$ 和 $C_p$ 分别为轨下支撑刚度和阻尼, $K_{rx}$ 为抗侧滚扭杆刚度。SIMPACK中的车辆动力学拓扑图如图3所示,表1为拓扑图中的力元说明。

车辆系统的动力学方程可以表示为:

$$M_v \ddot{x}_v + C_v \dot{x}_v + K_v x_v = F_w \quad (1)$$

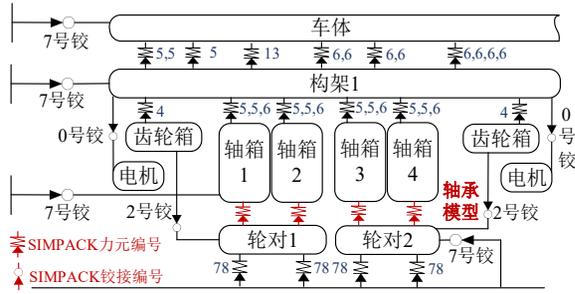


图 3 车辆系统动力学拓扑图

Fig. 3 Topological diagram of vehicle system dynamics

表 1 拓扑图中的力元类型

Tab. 1 Force element type in topological diagram

悬挂元件名称	力元类型	个数	连接部件
空气弹簧	5号	2	车体-构架
横向止挡	5号	1	车体-构架
抗侧滚扭杆	13号	1	车体-构架
二系横向减振器	6号	2	车体-构架
二系垂向减振器	6号	2	车体-构架
抗蛇行减振器	6号	4	车体-构架
转臂节点	5号	4	构架-轴箱
钢弹簧	5号	4	构架-轴箱
一系垂向减振器	6号	4	构架-轴箱
吊杆	4号	2	齿轮箱-构架
轮轨接触	78号	4	轮轨接触

式中  $M_v, C_v$  和  $K_v$  分别为车辆系统的质量矩阵、阻尼矩阵和刚度矩阵;  $\ddot{x}_v, \dot{x}_v$  和  $x_v$  则为车辆系统自由度的加速度、速度和位移向量;  $F_w$  为车辆受到的轮轨力。

为了反映轮对和轴箱在车辆运行过程中的弹性变形及振动,使用模态综合法将 1 位轮对及其两侧轴箱考虑为柔性体<sup>[24]</sup>(见图 2)。针对柔性体任意时刻、任意一点的柔性变形  $x(t)$ ,可采用模态叠加法表示为:

$$x(t) = u \cdot q \tag{2}$$

$$u = \begin{bmatrix} u_1^{(1)} & u_1^{(2)} & \cdots & u_1^{(n)} \\ u_2^{(1)} & u_2^{(2)} & \cdots & u_2^{(n)} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ u_n^{(1)} & u_n^{(2)} & \cdots & u_n^{(n)} \end{bmatrix} \tag{3}$$

$$q = [q_1(t), q_2(t), \dots, q_n(t)]^T \tag{4}$$

式中  $u$  和  $q$  分别表示经模态分析得到的各阶截断模态矩阵和截断模态坐标矩阵。

图 3 的轨道模型中,钢轨被等效为离散支撑的铁摩辛柯梁,考虑其横向、垂向和扭转方向的振动,轨下扣件约束简化为支撑刚度与阻尼,轨道系统的振动微分方程参考文献[24]中的公式(3)~(7)。采用轮轨接触模型将车辆模型与轨道模型耦合起来,轮轨法向力采用 Hertz 接触理论进行计算,切向力

通过 Kalker 简化理论获得,踏面类型为 LMB 10,轨面为 CHN 60 新轨。具体的数值计算过程为:首先, SIMPACK 计算输出车辆轮轨力;其次,通过 SIMAT 接口将其输入到 SIMULINK 中的轨道模型;然后,采用翟方法计算钢轨动态响应;最后,再将其反馈给 SIMPACK 中的车辆模型,进而影响轮轨力。

### 1.2 耦合动力学模型中的轴承建模

#### 1.2.1 轴承等效模型

图 4 给出了该模型高速动车组的双列圆锥滚子轴承的几何示意图。从图 4 中可以看出,该双列轴承为背对背的安装形式,其在车辆运营过程中承受垂向力  $F_z$ 、横向力  $F_y$ 、纵向力  $F_x$ 、侧滚力矩  $M_{ox}$  和摇头力矩  $M_{oz}$ 。

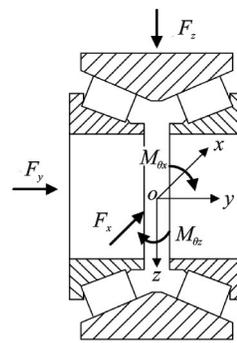


图 4 双列圆锥滚子轴承

Fig. 4 Double row tapered roller bearing

图 5 给出了车辆系统中的轴承模型。其中,轴承质量体仅考虑了轴承的质量参数,通过旋转铰与车轴铰接在一起,轴箱转臂通过等效力元与轴承质量体连接。等效力元可以同时表示轴承的六向等效刚度和六向等效阻尼。在图 5 中,  $K_x, K_y$  和  $K_z$  分别为轴承纵向等效刚度、横向等效刚度和垂向等效刚度,  $K_{ox}$  和  $K_{oz}$  分别为轴承侧滚等效刚度和摇头等效刚度,点头等效刚度  $K_{oy}$  一般取 0。

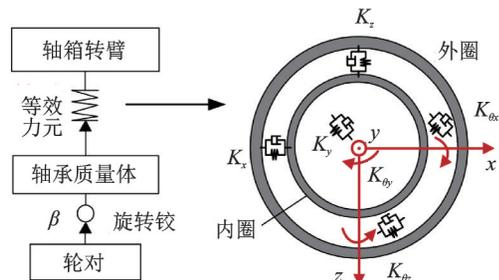


图 5 车辆系统中的轴承模型

Fig. 5 Bearing model in vehicle system

等效刚度指轴承单个方向所受的力载荷与该方向上的内外圈相对变形量的比值。  $K_x, K_y, K_z, K_{ox}$  和  $K_{oz}$  的计算公式为:

$$K_x = \frac{F_x}{\delta_x}, K_y = \frac{F_y}{\delta_y}, K_z = \frac{F_z}{\delta_z}, K_{\theta_x} = \frac{M_{\theta_x}}{\theta_x},$$

$$K_{\theta_z} = \frac{M_{\theta_z}}{\theta_z} \quad (5)$$

式中  $\delta_x, \delta_y, \delta_z, \theta_x$  和  $\theta_z$  分别为内圈相对于惯性坐标系的纵向线位移、横向线位移、垂向线位移、侧滚角位移和摇头角位移。

轴承的等效刚度矩阵可表示为:

$$K = \begin{bmatrix} K_x & & & & & \\ & K_y & & & & \\ & & K_z & & & \\ & & & K_{\theta_x} & & \\ & & & & K_{\theta_z} & \\ & & & & & \end{bmatrix} \quad (6)$$

等效阻尼矩阵可表示为:

$$C = \begin{bmatrix} C_x & & & & & \\ & C_y & & & & \\ & & C_z & & & \\ & & & C_{\theta_x} & & \\ & & & & C_{\theta_z} & \\ & & & & & \end{bmatrix} \quad (7)$$

动态轴承力计算方法如下:

$$F_i = K_{i-1} X_i + C_{i-1} \dot{X}_i + F_n \quad (8)$$

式中  $i$  表示计算子步编号;  $F_i$  为第  $i$  步计算的轴承力矩阵;  $K_{i-1}, C_{i-1}$  分别为  $i-1$  步计算的轴承刚度矩阵、阻尼矩阵;  $F_n$  为初始平衡名义力矩阵;  $X_i, \dot{X}_i$  分别为等效力元变形量向量和变形速度向量。

### 1.2.2 滚子运动分析

图6分析了滚子运动状态,假设不考虑滚子打滑,外圈静止,内圈转速为  $\omega_i$ ,与车轴转速一致,滚子和保持架以公转速度  $\omega_r$  匀速转动,则外圈相对保持架的转速为  $\omega_r$ ,内圈相对保持架的转速为  $(\omega_i - \omega_r)$ 。由于滚子与内圈和外圈滚道的相对滑动速度为0,故有<sup>[25]</sup>:

$$\frac{1}{2} D_r \omega_{gz} = \frac{1}{2} (d_p - D_r) (\omega_i - \omega_r) \quad (9)$$

$$\frac{1}{2} D_r \omega_{gz} = \frac{1}{2} (d_p + D_r) \omega_r \quad (10)$$

式中  $\omega_{gz}$  为滚子的自转角速度;  $D_r$  为滚子的平均直径;  $d_p$  为节圆直径。

式(9)和(10)联立可求滚子相对外圈的公转速

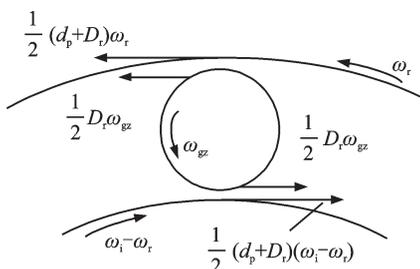


图6 滚子的运动

Fig.6 Movement of roller

度  $\omega_r$ , 则第  $k$  个滚子质心位置向量在  $xz$  平面上的投影与  $z$  轴负半轴之间的夹角,即周向方位角  $\varphi_k$  为:

$$\varphi_k = \text{mod}(\varphi_s + \omega_r t, 2\pi) \quad (11)$$

式中  $t$  表示轴承转动时间;  $k$  表示滚子的编号数;  $\varphi_s$  表示第  $k$  个滚子在  $t=0$  时的周向方位角;  $\text{mod}(\cdot)$  为求余运算。

### 1.2.3 轴承力学平衡方程及其求解

图7给出了滚子的受力分析图。从图7中可以看出,滚子承受外圈接触载荷  $Q_e$ , 挡边载荷  $Q_f$  和内圈载荷  $Q_i$ 。图中,  $\alpha_e$  为滚子与外圈接触角,  $\alpha_f$  为挡边与滚子接触角,  $\alpha_i$  为滚子与内圈接触角,  $\delta_n$  为滚子质心在与外圈的接触法线上的变形。

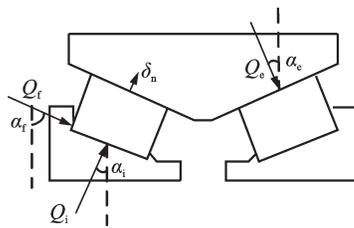


图7 滚子受力分析

Fig.7 Force analysis of roller

依据图7列出滚子受力静态平衡方程<sup>[26]</sup>:

$$Q_i = Q_e \frac{\sin(\alpha_e + \alpha_f)}{\sin(\alpha_i + \alpha_f)} - F_c \frac{\sin \alpha_f}{\sin(\alpha_i + \alpha_f)},$$

$$Q_f = Q_e \frac{\sin(\alpha_e - \alpha_f)}{\sin(\alpha_i + \alpha_f)} + F_c \frac{\sin \alpha_i}{\sin(\alpha_e + \alpha_f)} \quad (12)$$

式中  $F_c$  为滚子所受离心力,  $Q_e$  依据文献[26]中的方法进行求解。在此基础上,求得挡边载荷  $Q_f$  和内圈载荷  $Q_i$ 。轴承外圈的平衡方程可表示为:

$$F_x - \sum_{j=1}^2 \sum_{k=1}^{n_{gz}} Q_{e,x} = 0, F_y - \sum_{j=1}^2 \sum_{k=1}^{n_{gz}} Q_{e,y} = 0,$$

$$F_z - \sum_{j=1}^2 \sum_{k=1}^{n_{gz}} Q_{e,z} = 0, M_{\theta_x} - \sum_{j=1}^2 \sum_{k=1}^{n_{gz}} T_{ex} = 0,$$

$$M_{\theta_z} - \sum_{j=1}^2 \sum_{k=1}^{n_{gz}} T_{ez} = 0 \quad (13)$$

式中  $j$  表示滚子列数编号;  $n_{gz}$  表示单列滚子总个数;  $Q_{e,x}$  表示单个滚子对外圈的纵向力;  $Q_{e,y}$  表示单个滚子对外圈的横向力;  $Q_{e,z}$  表示单个滚子对外圈的垂向力;  $T_{ex}$  表示单个滚子对外圈造成的绕  $x$  方向的侧滚力矩;  $T_{ez}$  表示单个滚子对外圈造成的绕  $z$  方向的摇头力矩。

轴承-车辆系统的数值计算过程为:首先,基于式(11)对当前时刻的滚子周向位置进行计算;其次,依据 SIMPACK 反馈的轴承力得到当前时刻的轴承外圈的平衡方程,见式(13);然后,采用 Newton-Raphson 公式对式(13)求解,得到轴承内圈相对于外圈的

纵向线位移  $\delta_x$ 、横向线位移  $\delta_y$ 、垂向线位移  $\delta_z$ 、侧滚角位移  $\theta_x$  和摇头角位移  $\theta_z$ ; 最后, 基于式(5)计算轴承的等效刚度矩阵  $K$ , 并将其通过 SIMAT 接口反馈给 SIMPACK 车辆动力学模型中的轴承等效力元。

## 2 轴承载荷特性研究

首先, 对滚道区域进行编号, 以便描述该型高速动车组轴箱轴承滚道接触载荷特性, 如图 8 所示。可以看出, 该轴承每列共有 17 个滚子, 以不动的外圈为参照物, 将外滚道划分为 17 个区域。

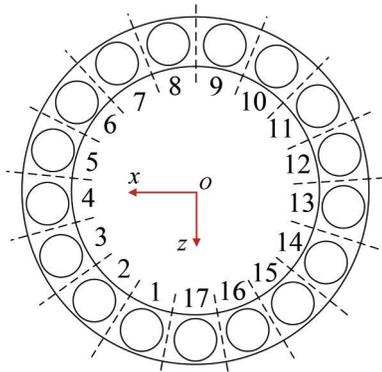


图 8 滚道区域划分

Fig. 8 Area division of raceway

基于轴承-车辆-轨道刚柔耦合动力学模型, 研究车轮多边形演化下轴箱轴承的载荷特性。模型采用实测车轮踏面, 同时考虑实测车轮多边形演变, 施加武广轨道谱激励, 车辆速度设置为 250 km/h, 线路为直线。取右侧轴箱中靠近车轮侧的一列轴承作为研究对象。

### 2.1 车轮实测多边形分析

图 9 给出了该动车组同一车轮运行  $3.4 \times 10^4$ ,  $8.9 \times 10^4$ ,  $1.46 \times 10^5$ ,  $1.74 \times 10^5$ ,  $2.34 \times 10^5$  km 和镟后  $1.2 \times 10^4$ ,  $5 \times 10^4$  km 时测得的车轮周向不平顺。在 SIMPACK 车辆动力学模型中, 将上述 7 个实测车轮不平顺作为 Input Function 依次施加在导向位轮对的两侧车轮周向。

图 10 为实测车轮不平顺的阶次图。从图 10 中可以看出, 车辆运营  $2.34 \times 10^5$  km 时, 车轮出现了明显的多边形化现象, 以 1, 14 和 26 阶多边形为主。此外, 12, 13, 15, 18, 23 和 25 阶也有明显的体现。从运行里程的角度看, 上述几种阶次的粗糙度, 整体上均呈现随运行千米数的增加而增大的现象, 这表明, 车辆在服役过程中出现了车轮多边形磨损幅值增长的现象。通过对比镟修前后的数据可以看出, 镟轮基本消除了车轮的高阶多边形, 仅以 1 阶不圆为主。

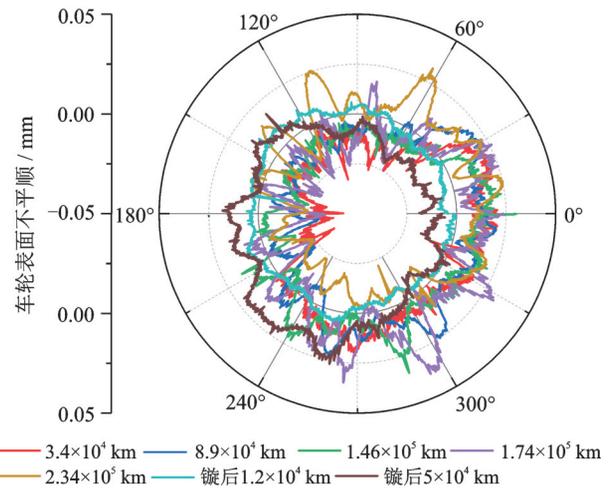


图 9 实测车轮不平顺

Fig. 9 The measured wheel irregularities

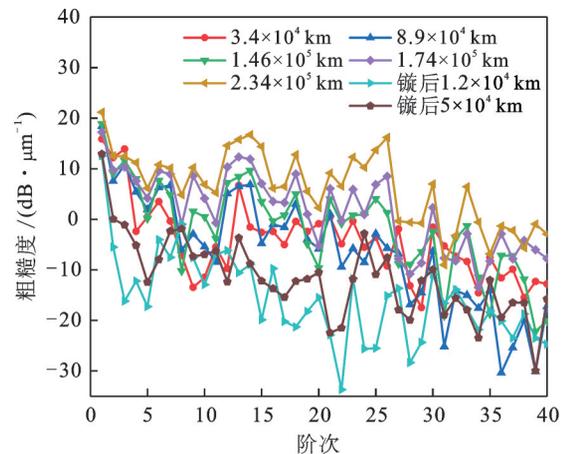


图 10 车轮多边形的阶次

Fig. 10 The order of wheel polygon

### 2.2 滚道接触载荷发展规律

由文献[11, 17]可知, 轴承内、外滚道的接触载荷相差不大, 且滚道接触载荷与挡边接触载荷的变化趋势基本一致。因此, 本节仅将外滚道作为研究对象。通过对轴承-车辆-轨道刚柔耦合动力学模型进行数值积分, 得到车轮多边形演化下轴承外滚道接触载荷最大值和标准差的统计结果, 分别如图 11, 12 所示。值得注意的是, 图中的各节点为对应滚道整个区域载荷的统计结果, 虚线仅为节点的连线, 不具备插值意义。标准差的计算公式为:

$$s = \left[ \frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (14)$$

式中  $s$  为样本的标准差;  $n$  为样本数据个数;  $x_i$  为第  $i$  个样本数据;  $\bar{x}$  为该组数的算数平均值。

从图 11 可以看出, 车辆分别走行至  $3.4 \times 10^4$ ,  $8.9 \times 10^4$  和  $1.46 \times 10^5$  km 时, 滚道接触载荷最大值分别为 9.5, 9.26 和 9.6 kN, 且 3 个时期 1~17 号外滚道的接触载荷差别不大, 整体上看, 运行至  $3.4 \times 10^4$  km 时

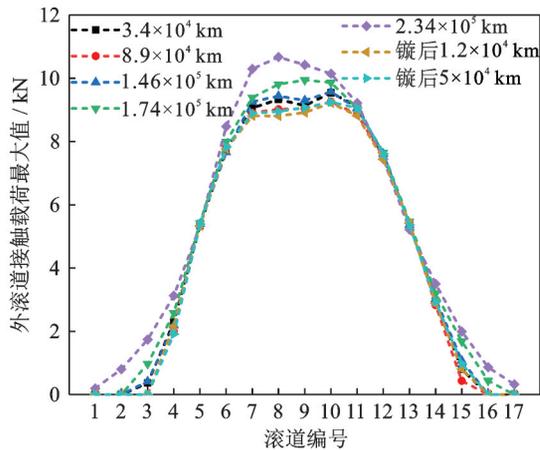


图 11 外滚道接触载荷最大值

Fig. 11 Maximum of contact load of outer raceway

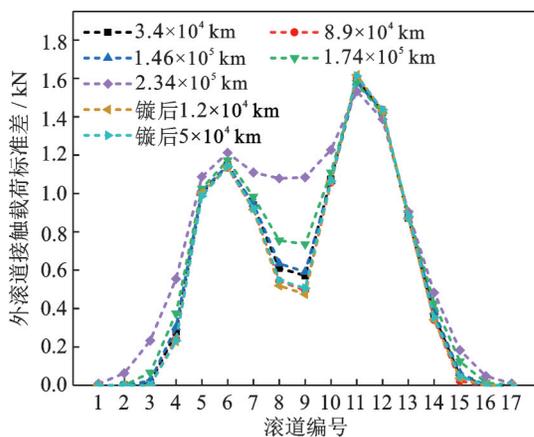


图 12 外滚道接触载荷标准差

Fig. 12 Standard deviation of contact load of outer raceway

轴承的外滚道载荷最大值略大于运行至  $8.9 \times 10^4$  km 时轴承的外滚道载荷最大值,但略小于  $1.46 \times 10^5$  km 时轴承的外滚道载荷最大值。这是因为该动车组由  $3.4 \times 10^4$  km 走行至  $8.9 \times 10^4$  km 的过程中,进行了阶梯式变速运行试验,频繁的变速使得轮轨磨损波长产生波动,难以在车轮圆周累积,车轮高阶多边形发展缓慢<sup>[27]</sup>,两个时期车轮不平顺的各阶次幅值相差不大(见图 10),因此,两个时期的轴承载荷差异不大。当该动车组由  $8.9 \times 10^4$  km 走行至  $1.46 \times 10^5$  km 时,车辆先进行了一段时间的变速运行,而后进行了 250 km/h 匀速运行试验,车轮多边形得到了一定的发展(见图 10),进一步影响了轮轨载荷,故  $1.46 \times 10^5$  km 对应的轴承滚道载荷大于  $8.9 \times 10^4$  km 对应的载荷。

当车辆走行至  $1.74 \times 10^5$  km 时,其外滚道最大接触载荷出现在 9 号滚道,为 10 kN,相比  $1.46 \times 10^5$  km 的接触载荷最大值,增加了 4.2%;  $2.34 \times 10^5$  km 对应的最大接触载荷出现在 8 号滚道,为 10.7 kN,相比  $1.74 \times 10^5$  km 的接触载荷最大值,增加了 7%。从总体上看,在  $8.9 \times 10^4 \sim 2.34 \times 10^5$  km 的区间中,随着运营里程的增加,轴承的滚道接触载荷最大值

呈现增大趋势,这是因为车辆在该时间段内的车轮多边形磨损幅值不断增长,导致轮轨载荷急剧恶化。从图 11 还可以看出,车轮经过镟修后,轴承滚道载荷得到了明显的改善,镟后  $1.2 \times 10^4$  km 对应的最大接触载荷为 9.2 kN,相比镟前降低了 14%,因此,镟轮可以有效地缓解轴承滚道服役载荷环境。

由图 12 可知,外滚道接触载荷标准差的极大值点有两个,分别为 6 号和 11 号滚道,其中,11 号滚道的标准差最大,为 1.6 kN 左右。此外,随着运营里程的增加,外滚道接触载荷标准差的差异主要集中在 8 和 9 号滚道,且在  $8.9 \times 10^4 \sim 1.74 \times 10^5$  km 区间内,呈现随着运营里程增加滚子接触载荷波动程度越大的规律,这也会加剧该滚道区域的磨损。

车辆走行至  $2.34 \times 10^5$  km 时,其 8 号和 9 号滚道载荷标准差分别为 1.07, 1.08 kN,相比  $1.74 \times 10^5$  km 的载荷标准差,分别增加了 42% 和 47%;其余滚道载荷标准差总体上相比其他里程数据,也表现得更为恶化,这均是由于车轮多边形幅值的进一步发展导致的。车轮经过镟修后,8 和 9 号滚道的载荷离散程度相比镟前,分别降低了 52% 和 56%,故及时镟轮有助于缓解外滚道的进一步磨损。

### 2.3 车轮多边形对轴承载荷的影响机理

上述分析表明,轴承滚道载荷的演变情况与车轮多边形的发展密不可分,但和运营里程没有必然的联系。车轮多边形化越严重,滚道接触载荷的最大值与离散程度就越大。为了阐明车轮多边形化对轴承载荷特性的影响机理,现将  $1.46 \times 10^5$ ,  $2.34 \times 10^5$  km 和 磨后  $1.2 \times 10^4$  km 的轴承边界载荷作为研究对象,进行详细分析。基于耦合动力学模型,计算 3 个里程对应的轴承边界垂向载荷,如图 13 所示。这里的边界载荷指轴颈与轴箱之间的总体载荷。在此基础上,通过短时傅里叶变换得到了对应的频谱,如图 14 所示。

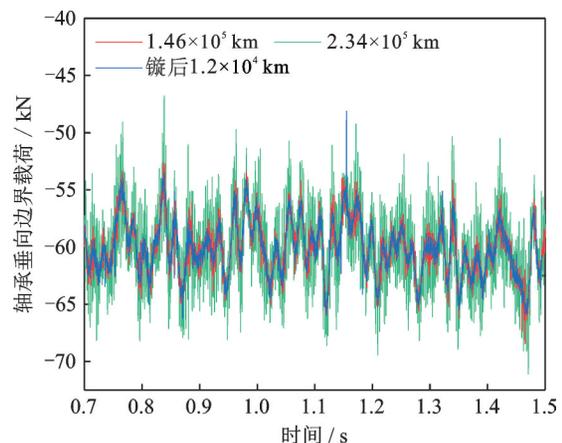


图 13 轴承垂向边界载荷

Fig. 13 Vertical boundary load of bearing

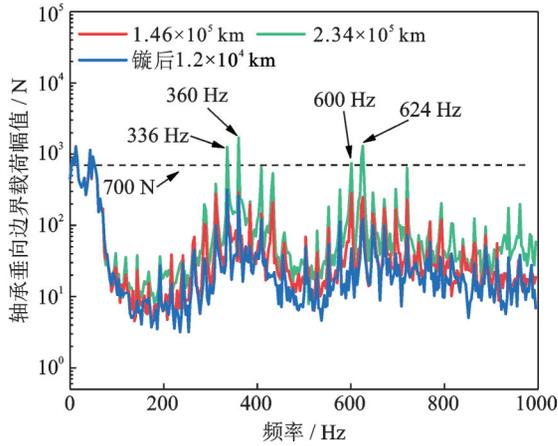


图14 轴承垂向边界载荷的频谱

Fig. 14 The spectrum of vertical boundary load of bearing

从图13可以看出,动车组走行 $2.34 \times 10^5$  km后,其轴箱轴承的垂向边界载荷明显比 $1.46 \times 10^5$  km的载荷恶劣, $1.46 \times 10^5$  km的载荷也大于镟后 $1.2 \times 10^4$  km的载荷。通过2.2节的分析可知,上述结果是由车轮周向不平顺带来的轮轨冲击导致的。但除此之外,也很有可能与轮轨的耦合振动有关。

由图14可知, $1.46 \times 10^5$ ,  $2.34 \times 10^5$  km和镟后 $1.2 \times 10^4$  km对应的频谱的幅值差异主要集中在高频部分。镟后 $1.2 \times 10^4$  km的车轮以1阶不圆为主(见图10),但从频谱上可以看出300~400 Hz和550~650 Hz的频率,这是由于钢轨的2阶和3阶局部弯曲模式导致的<sup>[28]</sup>。此外,镟修前对应的轴承垂向载荷主频有很多,大多为转频的倍频,其中,运行 $2.34 \times 10^5$  km时轴承垂向载荷幅值超700 N的高频有336, 360, 600和624 Hz,分别对应14, 15, 25和26阶车轮多边形的通过频率。这部分频率与钢轨的2阶和3阶弯曲模式频率产生交叉,造成了一定的耦合共振现象,进一步导致了轴承载荷幅值一定程度的放大。这也是 $2.34 \times 10^5$  km对应的滚道接触载荷最大值及其标准差明显大于 $1.74 \times 10^5$  km时的原因之一(见图11, 12)。

综上,轴箱轴承载荷一方面受车轮周向不平顺的影响,另一方面也受轮轨耦合振动的影响。即当车轮多边形不断发展时,随着各阶次的幅值的增加,会导致轴承内部载荷的恶化;同时,当车轮多边形通过频率与钢轨局部弯曲模式产生耦合共振后,轴承载荷也会更加恶劣。因此,在该动车组的运维中,要重点关注容易与钢轨局部弯曲模式产生耦合的多边形阶次及其磨损幅值,即14, 15, 25和26阶多边形。

### 3 轴承寿命演变规律分析

为了研究车轮多边形演化下轴承寿命的演变规律,

本节基于经典的Lundberg-Palmgren理论计算方法<sup>[26]</sup>,结合耦合动力学模型计算得到的滚道接触载荷,对轴承的修正额定疲劳寿命与累积损伤进行估计和拟合。

#### 3.1 计算理论

滚子-滚道的基本额定动载荷为<sup>[9]</sup>:

$$C_i = 552\lambda \frac{(1-\gamma)^{29/27}}{(1+\gamma)^{1/4}} \left(\frac{D_{we}}{D_{pw}}\right)^{2/9} D_{we}^{29/27} L_{we}^{7/9} Z^{-1/4} \quad (15)$$

$$C_o = 552\lambda \frac{(1+\gamma)^{29/27}}{(1-\gamma)^{1/4}} \left(\frac{D_{we}}{D_{pw}}\right)^{2/9} D_{we}^{29/27} L_{we}^{7/9} Z^{-1/4} \quad (16)$$

式中  $C_i$ 和 $C_o$ 分别表示滚子与内、外滚道的基本额定动载荷; $\lambda$ 表示降档系数; $D_{we}$ 表示滚子的平均直径; $D_{pw}$ 表示轴承的节圆直径; $L_{we}$ 表示滚子的有效长度; $Z$ 表示单列的滚子数目; $\gamma$ 表示结构参数, $\gamma = D_{we} \cdot \cos\alpha / D_{pw}$ ,  $\alpha$ 为公称接触角。

内圈旋转滚道的当量载荷为:

$$Q_{ei} = \left(\frac{1}{Z} \sum_{j=1}^Z Q_{i,j}^4\right)^{1/4} \quad (17)$$

式中  $Q_{ei}$ 表示内圈当量载荷; $Q_{i,j}$ 表示第 $j$ 个滚子的内圈接触载荷。

外圈滚道的当量载荷为:

$$Q_{eo} = \left(\frac{1}{Z} \sum_{j=1}^Z Q_{o,j}^{4.5}\right)^{1/4.5} \quad (18)$$

式中  $Q_{eo}$ 表示外圈当量载荷; $Q_{o,j}$ 表示第 $j$ 个滚子的外圈接触载荷。

内圈寿命 $L_i$ 为:

$$L_i = \left(\frac{C_i}{Q_{ei}}\right)^4 \quad (19)$$

外圈寿命 $L_o$ 为:

$$L_o = \left(\frac{C_o}{Q_{eo}}\right)^4 \quad (20)$$

单列滚子轴承的基本额定寿命 $L_{10}$ 为:

$$L_{10} = (L_i^{-9/8} + L_o^{-9/8})^{-8/9} \quad (21)$$

修正后的轴承额定寿命 $L_m$ 为:

$$L_m = b_m^4 L_{10} \quad (22)$$

式中  $b_m$ 为修正系数,双列圆锥滚子轴承取1.1。

双列滚子轴承的修正额定疲劳寿命 $L$ 为:

$$L = (L_{m1}^{-9/8} + L_{m2}^{-9/8})^{-8/9} \quad (23)$$

式中  $L_{m1}$ 和 $L_{m2}$ 分别为轴承第1, 2列的修正后轴承额定寿命。

类比文献[19]中对轴承损伤值的定义,假定在1 km内,轴承的额定疲劳寿命不发生变化,则该距离内的轴承损伤值可以表示为:

$$D_k = \frac{1}{L_{10k}} \quad (24)$$

式中  $D_k$ 为第 $k$ 个1 km内轴承的损伤值; $L_{10k}$ 为第 $k$

个1 km内的双列轴承修正额定疲劳寿命,单位:km。

### 3.2 修正额定疲劳寿命计算

以图11中 $3.4 \times 10^4$ ,  $8.9 \times 10^4$ ,  $1.46 \times 10^5$ ,  $1.74 \times 10^5$ ,  $2.34 \times 10^5$  km和镟后 $1.2 \times 10^4$ ,  $5 \times 10^4$  km对应的滚道最大接触载荷作为输入,基于L-P理论计算双列圆锥滚子轴承7种载荷下的修正额定疲劳寿命(以下简称额定寿命),采用分段三次Hermite法进行插值,如图15所示。

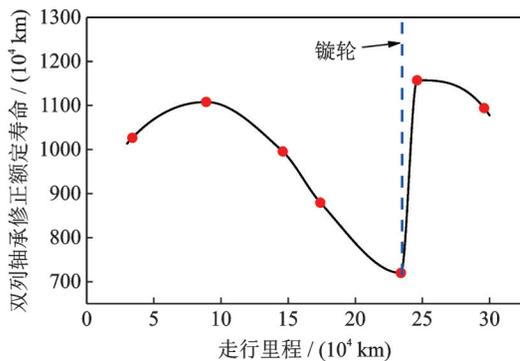


图15 轴承的修正额定寿命

Fig. 15 Modified rating life of bearing

从图15中可以看出,镟轮前轴承的额定寿命呈现先略有增大、后持续减小的规律。这是因为轴承额定寿命主要与当前的滚道载荷大小有关,滚道载荷越大,轴承的额定寿命越小。由2.2节分析可知,  $8.9 \times 10^4$  km之前,车辆进行了阶梯式变速运行试验,车轮高阶多边形发展缓慢,轴承滚道载荷变化不大,但 $3.4 \times 10^4$  km的各滚道载荷最大值略大于 $8.9 \times 10^4$  km的各滚道载荷最大值(见图11),故 $8.9 \times 10^4$  km工况计算的轴承额定寿命比 $3.4 \times 10^4$  km的略大7%; $8.9 \times 10^4$  km之后,车轮高阶多边形得到快速发展,滚道载荷急剧恶化,轴承的额定寿命由 $1.1 \times 10^7$  km下降至 $7 \times 10^6$  km左右。镟轮后,轴承的额定寿命又恢复到了 $1.1 \times 10^7$  km左右的水平,这是因为镟轮大大缓解了轴承的服役载荷边界。

基于式(24),从 $3.4 \times 10^4$  km时开始计算轴承的累积损伤,如图16所示。从图16中可以看出,镟轮前,轴承每千米的损伤值 $D_k$ 先缓慢降低,后快速升高至约 $1.4 \times 10^{-7}$ ;经过镟修后, $D_k$ 值又降低至较低水平,在 $8.5 \times 10^{-8}$ 左右,镟后 $1.2 \times 10^4$  km的 $D_k$ 值相比镟前 $2.34 \times 10^5$  km的 $D_k$ 值降低了39%。

综上,轴承的额定寿命并不一定随着运行里程的增加而减少,这很大程度上取决于当前的车轮多边形磨耗是否严重。当车轮多边形磨耗幅值增长不明显时,如 $3.4 \times 10^4 \sim 8.9 \times 10^4$  km,轴承的每千米损伤值呈现缓慢降低的趋势,轴承额定寿命略有增长。但一般来讲,长时间定速运行会促进动车组车轮多

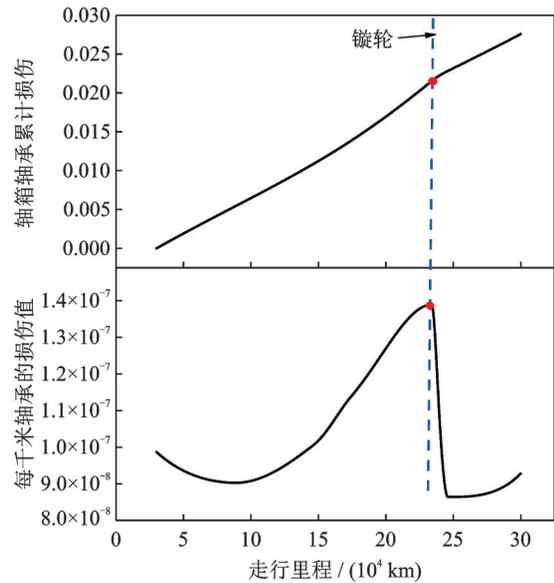


图16 轴承的疲劳损伤

Fig. 16 Fatigue damage of bearing

边形化的不断发展<sup>[29]</sup>,如 $8.9 \times 10^4 \sim 2.34 \times 10^5$  km,轴承每千米损伤值会不断增大,轴承的额定寿命会减少。此外, $1.5 \times 10^5$  km后,轴承每千米损伤值的增长速度明显加快,额定寿命加快减少。因此,针对该动车组, $1.5 \times 10^5$  km后可以适当增加车轮周向不平顺的检测频次,避免由轴承载荷持续过大引发的轴承故障。此外,针对多边形化较为严重的车轮及时镟轮,对轴承延寿具有重要意义。

## 4 结 论

(1) 基于轴承-车辆-轨道刚柔耦合动力学模型,研究了车轮多边形演化下,轴箱轴承载荷与疲劳寿命的发展规律,阐明了车轮多边形化对轴承载荷的影响机理,对轴承寿命评估与工程运维具有一定的指导意义。

(2) 随着该动车组运营里程的增加,车轮多边形磨耗幅值整体上不断增长,导致轴箱轴承外滚道接触载荷最大值不断变大,最高可达10.7 kN,同时8和9号滚道的接触载荷标准差也呈现增长趋势,最大可达1.08 kN。

(3) 车轮多边形磨耗幅值的发展会导致轴承垂向载荷的恶化,当车轮多边形通过频率与钢轨局部弯曲模态耦合后,轴承载荷会更加恶劣。因此,在实际运维中,要重点关注容易与钢轨局部弯曲模态产生耦合的多边形阶次及其幅值。

(4) 随着动车组运行里程的增加,轴箱轴承的额定疲劳寿命不一定会减小。长时间定速运行的动车组,其轴箱轴承累积损伤增长速度会加快,轴承的额定寿命会快速减少。针对该型动车组,在运行

$1.5 \times 10^5$  km后,应适当增加车轮不平顺的检测频次,重点关注14,15,25和26阶多边形磨耗幅值。

(5) 镟轮后,轴承外滚道最大接触载荷降低了14%,每千米的损伤值降低了39%。故当车轮多边形化较为严重时,及时镟轮对改善轴承载荷边界和延寿具有重要意义。

#### 参考文献:

- [1] 吴越,韩健,刘佳,等.高速列车车轮多边形磨耗对轮轨力和转向架振动行为的影响[J].机械工程学报,2018,54(4):37-46.  
WU Yue, HAN Jian, LIU Jia, et al. Effect of high-speed train polygonal wheels on wheel/rail contact force and bogie vibration[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2018, 54(4): 37-46.
- [2] 张富兵,邹平波,吴兴文,等.高速列车车轮多边形对轴箱的影响分析[J].振动、测试与诊断,2018,38(5):1063-1068.  
ZHANG Fubing, WU Pingbo, WU Xingwen, et al. Effects of wheel polygonalization on axle box for high speed train[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2018, 38(5): 1063-1068.
- [3] ZHANG Fubing, WANG Qunsheng, ZHANG Zhenqiao, et al. Research on the influence of wheel polygonization on axle stress[J]. Shock and Vibration, 2021(3): 1-12.
- [4] 王平,张荣鹤,陈嘉胤,等.高速铁路列车车轮多边形化对道岔区动力学性能的影响[J].机械工程学报,2018,54(4):47-56.  
WANG Ping, ZHANG Ronghe, CHEN Jiayin, et al. Influence of polygonal wheels in high-speed trains on dynamic performance of turnout[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2018, 54(4): 47-56.
- [5] 陈美,翟婉明,閻鑫,等.高速铁路多边形车轮通过钢轨焊接区的轮轨动力特性分析[J].科学通报,2019,64(25):2573-2582.  
CHEN Mei, ZHAI Wanming, GE Xin, et al. Analysis of wheel-rail dynamic characteristics due to polygonal wheel passing through rail weld zone in high-speed railways[J]. Chinese Science Bulletin, 2019, 64(25): 2573-2582.
- [6] WANG Zhiwei, MEI Guiming, ZHANG Weihua, et al. Effects of polygonal wear of wheels on the dynamic performance of the gearbox housing of a high-speed train[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit, 2018, 232(6): 1852-1863.
- [7] WU Xingwen, Rakheja S, QU Sheng, et al. Dynamic responses of a high-speed railway car due to wheel polygonalisation[J]. Vehicle System Dynamics, 2018, 56(12): 1817-1837.
- [8] 王超.高铁圆锥滚子轴承滚子与滚道间的接触分析[J].北京交通大学学报,2017,41(4):91-97.  
WANG Chao. Contact analysis between roller and raceway of tapered roller bearing of high-speed rail[J]. Journal of Beijing Jiaotong University, 2017, 41(4): 91-97.
- [9] 李震,商慧玲,张旭,等.高速动车轴箱轴承疲劳寿命计算方法[J].铁道学报,2020,42(3):55-62.  
LI Zhen, SHANG Huiling, ZHANG Xu, et al. Fatigue life calculation method for axle box bearing of high-speed train[J]. Journal of the China Railway Society, 2020, 42(3): 55-62.
- [10] 郝焯江,李强,郑静.基于ABAQUS的列车轴箱轴承动力学分析[J].轴承,2014(3):10-15.  
HAO Yejiang, LI Qiang, ZHENG Jing. Dynamics analysis of train axle box bearings based on ABAQUS[J]. Bearing, 2014(3): 10-15.
- [11] 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.  
ZHA Hao, REN Zunsong, XU Ning. Load characteristics of axlebox bearing raceway of high-speed EMU[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2020, 56(4): 135-142.
- [12] 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.  
ZHA Hao, REN Zunsong, XU Ning. Impact characteristics of axle box bearing due to wheel flat scars[J]. Journal of Traffic and Transportation Engineering, 2020, 20(4): 165-173.
- [13] 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.
- [14] HUO Junzhou, WU Hanyang, ZHU Dong, et al. The rigid-flexible coupling dynamic model and response analysis of bearing-wheel-rail system under track irregularity[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, 2018, 232(21): 3859-3880.
- [15] HUO Junzhou, ZHOU Jianjun, LI Tao, et al. Thermal EHL characteristics investigation on axle box bearings of railway vehicle based on slicing method[J]. Shock and Vibration, 2019(5): 1-14.
- [16] WANG Zhiwei, ZHANG Weihua, YIN Zhonghui, et al. Effect of vehicle vibration environment of high-speed train on dynamic performance of axle box bearing[J]. Vehicle System Dynamics, 2019, 57(4): 543-563.
- [17] WANG Zhiwei, ALLEN P, MEI Guiming, et al. Influence of wheel-polygonal wear on the dynamic forces within the axle-box bearing of a high-speed train[J]. Vehicle System Dynamics, 2020, 58(9): 1385-1406.
- [18] LU Zhenggang, WANG Xiaocha, YUE Keyu, et al. Coupling model and vibration simulations of railway vehicles and running gear bearings with multitype defects[J]. Mechanism and Machine Theory, 2021, 157:

- 104215.
- [19] 刘德昆,李强,王曦,等. 动车组轴箱轴承基于实测载荷的寿命预测方法[J]. 机械工程学报, 2016, 52(22): 45-54.  
LIU Dekun, LI Qiang, WANG Xi, et al. Life prediction method for EMU axle box bearings based on actual measured loadings[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2016, 52(22): 45-54.
- [20] 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.  
ZHA Hao, REN Zunsong, XUE Rui, et al. Study on cumulative damage and fatigue life of axle box bearings in high-speed EMU[J]. Journal of The China Railway Society, 2018, 40(10): 30-35.
- [21] 郑静. 高速列车轴箱轴承疲劳寿命研究[D]. 北京: 北京交通大学, 2014.  
ZHENG Jing. Study on the fatigue life of the axle box bearing for high speed train[D]. Beijing: Beijing Jiaotong University, 2014.
- [22] GUIRAL A, ALONSO A, Giménez J G. Vehicle-track interaction at high frequencies-modelling of a flexible rotating wheelset in non-inertial reference frames[J]. Journal of Sound and Vibration, 2015, 355: 284-304.
- [23] YANG Zhen, BOOGAARD Anthonie, CHEN Rong, et al. Numerical and experimental study of wheel-rail impact vibration and noise generated at an insulated rail joint[J]. International Journal of Impact Engineering, 2018, 113: 29-39.
- [24] WU Xingwen, CHI Maoru, GAO Hao. Damage tolerances of a railway axle in the presence of wheel polygonizations[J]. Engineering Failure Analysis, 2016, 66: 44-59.
- [25] 商慧玲,孙伟,李震,等. 双列圆锥滚子轴承拟动力学分析[J]. 机械设计与制造, 2019(4): 176-180.  
SHANG Huiling, SUN Wei, LI Zhen, et al. Quasi-dynamic analysis of double-row tapered roller bearings[J]. Machinery Design & Manufacture, 2019(4): 176-180.
- [26] 李震,郑林征,张旭,等. 双列圆锥滚子轴承拟静力学分析[J]. 哈尔滨工程大学学报, 2017, 38(2): 276-281.  
LI Zhen, ZHENG Linzheng, ZHANG Xu, et al. Quasi-static analysis on double-row tapered roller bearings[J]. Journal of Harbin Engineering University, 2017, 38(2): 276-281.
- [27] WU Yue, DU Xing, ZHANG Heji, et al. Experimental analysis of the mechanism of high-order polygonal wear of wheels of a high-speed train[J]. Journal of Zhejiang University-SCIENCE A, 2017, 18(8): 579-592.
- [28] CAI Wubin, CHI Maoru, WU Xingwen, et al. Experimental and numerical analysis of the polygonal wear of high-speed trains[J]. Wear, 2019, 440-441: 203079.
- [29] 金学松,吴越,梁树林,等. 车轮非圆化磨耗问题研究进展[J]. 西南交通大学学报, 2018, 53(1): 1-14.  
JIN Xuesong, WU Yue, LIANG Shulin, et al. Mechanisms and countermeasures of out-of-roundness wear on railway vehicle wheels[J]. Journal of Southwest Jiaotong University, 2018, 53(1): 1-14.

## Analysis of load and life of EMU axle box bearing considering wheel polygonization evolution

YANG Chen<sup>1</sup>, CHI Mao-ru<sup>1</sup>, WU Xing-wen<sup>2</sup>, CAI Wu-bin<sup>3</sup>, ZHOU Ya-bo<sup>1</sup>, LIANG Shu-lin<sup>1</sup>

(1.State Key Laboratory of Traction Power, Southwest Jiaotong University, Chengdu 610031, China;

2.School of Mechanical Engineering, Southwest Jiaotong University, Chengdu 610031, China;

3.Center for System Reliability and Safety, University of Electronic Science and Technology of China, Chengdu 611731, China)

**Abstract:** Taking a certain type of 250 km/h EMU as the research object, a bearing-vehicle-track rigid-flexible coupled dynamic model was established, which considered the time-varying stiffness of the bearing, the flexibility of the wheelset, axle box and track. The development laws of bearing raceway load and fatigue life in the presence of measured wheel polygonization evolution were investigated, and the influence mechanism of wheel polygonization on bearing load was revealed. The results show that the amplitude of wheel polygon wear grows with the increase of operating mileage, which causes the increase of maximum contact load of the outer raceway and the load standard deviation of the No. 8 and No. 9 raceways. The damage value of bearing per kilometer will also increase, up to  $1.4 \times 10^{-7}$ , and the fatigue life continues to decrease. After the re-profiling, the maximum contact load of the outer raceway is reduced by 14%, the load standard deviation of the No.9 raceway is reduced by 56%, and the damage value of the bearing per kilometer is reduced by 39%. Re-profiling the wheel in time can thus obviously improve the raceway load environment and prolong bearing life. In addition, when wheel polygonization passing frequency is coupled with the local bending mode of the rail, the bearing load will be more severe. Therefore, the detection density of wheel irregularity should be appropriately increased after 150000 km running for the EMU, and the wear amplitude of 14th, 15th, 25th and 26th order polygonization should be paid more attention.

**Key words:** EMU; axle box bearing; vehicle dynamic; wheel polygonization evolution; load; life

**作者简介:** 杨晨(1997—),男,硕士研究生。电话: 19113596374; E-mail: yangchen2015zz@163.com。

**通讯作者:** 池茂儒(1973—),男,博士,研究员。电话: (028)86466243; E-mail: cmr2000@163.com。