DOI:10.16450/j.cnki.issn.1004-6801.2024.05.007

车轮扁疤激励下高铁轴箱系统振动特性研究*

廖小康[1]， 易 彩[2]， 张 议[2]， 陈滋利[3]， 林建辉[2]
（1.西南交通大学电气工程学院 成都，610031）
（2.牵引动力国家重点实验室 成都，610031）
（3.西南交通大学数学学院 成都，610031）

摘要 以某型高速列车轮对和轴箱轴承为研究对象，构建包含轮对轴箱轴承的车辆-轨道耦合动力学模型，研究在京津线轨道不平顺激扰及车轮扁疤激扰工况下轴箱系统内部结构的接触振动特性。结果表明：当车轮出现扁疤缺陷时会引起轴箱在垂向和横向的高频振动；随着车轮扁疤长度的增加，轴箱轴承滚子与外圈接触载荷高频段所占成分逐渐增加，引起轴承滚子与外圈的中高频激振，加速轴承的疲劳破坏；扁疤长度超过 30 mm 时，0 号滚道区域的接触载荷变化较大，扁疤长度 50 mm 处轴箱轴承滚子与外圈接触载荷均值与扁疤长度 10 mm 处滚子与外圈接触载荷均值的最大值相比增加了 33.38%；当列车运行速度在 250 km/h 左右时，车轮扁疤长度安全阈应限制在 30 mm 以内，尽量降低车轮较长扁疤引起的轮轨结构高频振动。

关键词 高速列车；车轮扁疤；轴箱系统；振动特性；中高频激振
中图分类号 TH113

引 言

高速列车轴箱系统包括轴箱与双列圆锥滚子轴承。圆锥滚子轴承主要由内外圈、滚子和保持架构成，其内部存在复杂的非线性接触而导致分析异常困难[1-2]。因此，需要建立轴箱系统与车辆耦合动力学模型，以便能迅速准确地反应轴箱系统内部构件之间的相互作用关系。

由于我国高速列车运行速度逐渐提升，轮对与轨道之间的相互耦合接触关系渐进恶化，车轮空转或打滑导致踏面擦伤、剥离而演化形成扁疤的现象时有发生，从而间接导致轴箱系统故障问题频发[3-4]。刘国云等[5]建立了改进的车辆-轨道耦合动力学模型，计算结果表明，车轮扁疤对构架端部垂向振动加速度影响巨大，揭示了车轮扁疤激励下车辆-轨道系统弹性变形的重要性。杨光等[6]建立了弹性车辆系统动力学模型，研究了车轮扁疤损伤激励下高速列车轮轨振动与接触性能的影响。王晨等[7-8]通过现场测试，研究了列车诱发轮对踏面损伤的外在与内在因素，分析了轮对扁疤激励作用下车辆走行部的结构振动问题。查浩等[9]基于包含轴承的车辆-轨道动力学模型，研究了刚性轮对在轨道激扰和列车运行速度下滚子滚道接触载荷的特征，但忽略了柔性轮对轨道激扰对轴箱轴承振动冲击的影响。Wang 等[10-11]基于建立的车辆-轨道耦合动力学模型，研究了在轨道不平顺激励、齿轮啮合作用和横向脉动风等激励下轴箱轴承的振动行为，其轴承动力学模型主要考虑集中质量模型而忽略了双列圆锥滚子轴承内外两侧不同滚子运动差异带来的振动问题。

笔者以某型高速列车为研究对象，建立包含轴箱轴承的车辆-轨道耦合动力学模型，并考虑车轮扁疤缺陷在轨道随机不平顺激扰下对轴箱系统振动冲击的影响。为反映轴箱系统内部结构之间的动态作用，利用轴承内部滚子与内外圈的相互作用来模拟高速列车轴箱系统在服役过程中的振动特性。基于车辆-轨道耦合动力学理论和轴承动力学理论，分析研究轴箱系统在高速列车振动环境下的动态行为，揭示轨道激扰下车轮扁疤缺陷对轴箱轴承与车辆-轨道系统的耦合关系，为高速列车轴箱系统的设计、运营维护提供依据。

* 国家自然科学基金资助项目（52272355）；国家重点研发计划资助项目（2023YFB4302000）；轨道交通运载系统全国重点实验室课题资助项目（2024RVL-T11）；中国博士后基金资助项目（2019M663899XB）；四川省科技计划资助项目（2024NSFTD0011）
收稿日期：2022-01-10；修回日期：2022-06-27

1 轴承-车辆-轨道耦合动力学模型

1.1 车辆-轨道耦合动力学模型

本研究基于经典车辆-轨道耦合动力学理论和轴承动力学理论[12-13]，构建包含轴箱系统的车辆-轨道耦合动力学模型，如图1所示。

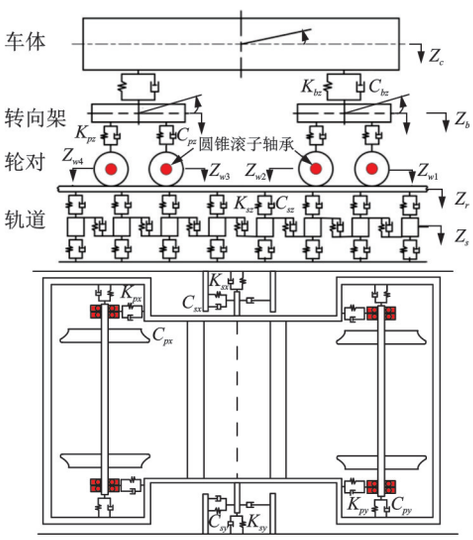

图1 车辆-轨道耦合动力学模型

Fig.1 Vehicle-track coupling dynamic model

由于轨道刚度沿纵向变化呈现不均匀性，笔者采用离散点支承的Timoshenko梁来模拟钢轨的振动行为，包括横向、垂向和扭转振动。轨道板的弹性振动用实体单元方法模拟，钢轨的振动偏微分方程见文献[14]。为计算轮轨接触关系对轴箱轴承振动冲击的影响，选取北京—天津轨道线路实测激励作为轮轨激励输入，如图2所示。

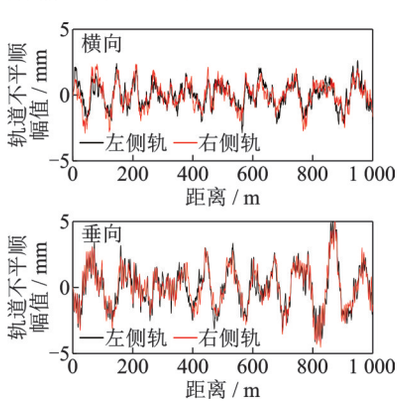

图2 北京-天津轨道线路实测激励

Fig.2 Measured excitation of Beijing-Tianjin rail

1.2 圆锥滚子轴承动力学模型与验证

1.2.1 圆锥滚子轴承动力学模型

高速列车轴箱轴承采用双列的圆锥滚子轴承，将轴承简化为考虑滚子与内、外圈及档边接触的轴承动力学模型，单位长度滚子与滚道之间的接触载荷可表示为

$$q_a = k_a \delta_a^{10/9} \tag{1}$$

其中：k_a，δ_a分别为滚子与滚道间的接触刚度和接触位移量。

假设沿着滚子与滚道接触线的接触位移量保持一致，整个滚子的接触载荷为

$$Q_a = k_a \delta_a^{10/9} l_r = K \delta_a^{10/9} \tag{2}$$

其中：l_r为滚子的有效长度；K为滚子与滚道之间的等效接触刚度。

图3为双列圆锥滚子轴承受力示意图。在考虑初始径向间隙C_r的情况下，两列轴承第j号滚子处于任意旋转角位移处与滚道间的接触位移量为

$$\begin{cases} \delta_{1je} = \\ \quad \left[\delta_r \cos\varphi_{1j} - 0.5C_r\left(1-\cos\varphi_{1j}\right)\right]\cos\alpha_e + \delta_a \sin\alpha_e \\ \delta_{2je} = \\ \quad \left[\delta_r \cos\varphi_{2j} - 0.5C_r\left(1-\cos\varphi_{2j}\right)\right]\cos\alpha_e - \delta_a \sin\alpha_e \end{cases} \tag{3}$$

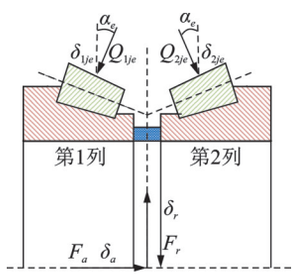

图3 双列圆锥滚子轴承受力示意图

Fig.3 Force diagram of double row tapered roller bearing

其中：δ_{1je}，δ_{2je}分别为第1列和第2列轴承上第j号滚子与滚道接触线法线方向上的总接触位移量；δ_r，δ_a分别为内外圈的径向和轴向相对位移量；α_e为滚子与外圈滚道的接触角。

滚道区域编号如图4所示。第j号滚子在某一旋转角位移处与滚道间的接触载荷可表示为

$$Q_{mje} = \begin{cases} K\delta_{mje}^{10/9} & (\delta_{mje} > 0) \\ 0 & (\delta_{mje} \leqslant 0) \end{cases} \tag{4}$$

其中：m为第1列和第2列滚子；j=−8～8。

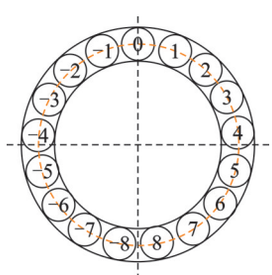

图4 滚道区域编号

Fig.4 Raceway area number

轴箱轴承滚子在轴向和径向上接触力平衡条件[15]可表示为

$$\begin{cases} F_r - \sum_{m=1}^{2}\sum_{j=-8}^{8} Q_{mje}\cos\alpha_e\cos\varphi_{mj} = 0 \\ F_a - \sum_{m=1}^{2}\sum_{j=-8}^{8} Q_{mje}\sin\alpha_e = 0 \end{cases} \tag{5}$$

由于轴箱轴承内圈与车轴端部过盈配合，轴承外圈与轴箱固定，轴箱轴承内外圈与车辆系统之间的位移耦合[16]为

$$\begin{cases} \delta_{xLi} = X_{aLi} - d_w\psi_{wi} \\ \delta_{xRi} = X_{aRi} + d_w\psi_{wi} \end{cases} \quad (i=1,2,3,4) \tag{6}$$

$$\delta_{y(L,R)i} = Y_{wi} - Y_{a(L,R)i} \quad (i=1,2,3,4) \tag{7}$$

$$\begin{cases} \delta_{zLi} = Z_{aLi} - Z_{wi} + d_w\phi_{wi} \\ \delta_{zRi} = Z_{aRi} - Z_{wi} - d_w\phi_{wi} \end{cases} \quad (i=1,2,3,4) \tag{8}$$

其中：X_{aLi}，X_{aRi}分别为第i位轮对左侧轴箱和右侧轴箱的纵向位移；Y_{aLi}，Y_{aRi}分别为第i位轮对左侧轴箱和右侧轴箱的横向位移；Z_{aLi}，Z_{aRi}分别为第i位轮对左侧轴箱和右侧轴箱的垂向位移；d_w为一系悬挂横向距离之半；Y_{wi}，Z_{wi}分别为第i位轮对质心的横向位移和垂向位移；ψ_{wi}，ϕ_{wi}分别为第i位轮对的摇头角和侧滚角。

根据上述方程，当轴箱和轮对在轴承座处的相对位移已知时，可以求出作用于内圈和外圈的作用力。将计算所得的作用力施加到轮对和轴箱上，即可实现轴箱系统与车辆-轨道耦合动力学模型的耦合。某型高速列车轴箱轴承参数如表1所示。

表 1　某型高速列车轴箱轴承参数

Tab.1　Parameters of axle-box bearing of high-speed train

结构参数	数值	结构参数	数值
外圈直径/mm	240	单列滚子数	17
内圈直径 /mm	130	外圈接触角/(°)	11.67
滚子平均直径/mm	26.5	内圈接触角/(°)	10.00

1.2.2　模型验证

车辆在无轮轨激扰条件下匀速直线运行，双列圆锥滚子轴承只承受由于车体构架等部件自重产生的径向载荷，在不考虑初始径向间隙C_r的情况下，m列轴承第j号滚子与外滚道间的法向接触位移为

$$\delta_{mje} = \delta_r\cos\varphi_{mj}\cos\alpha_e \tag{9}$$

假设0号滚子与外滚道的最大接触载荷为$Q_{\max}$，由式(3)和式(9)可得承载区任意一个滚子的接触载荷Q_{mje}与$Q_{\max}$的关系式为

$$Q_{mje} = Q_{\max}\cos\varphi_{mj}^{\ 10/9} \tag{10}$$

根据轴箱轴承滚子在轴向和径向上接触力平衡条件式(5)，可得轴承只承受径向载荷且无径向间隙工况下的理论接触载荷分布模型为

$$F_r - Q_{\max}\cos\alpha_e\sum_{m=1}^{2}\sum_{j=-8}^{8}\cos\varphi_{mj}^{19/9} = 0 \tag{11}$$

轴承-车辆-轨道耦合动力学模型以标准运营速度250 km/h在无轮轨激扰条件下匀速直线运行，计算所得第1列轴承0号滚子与内外滚道接触载荷的历程和分成，分别如图5，6所示。

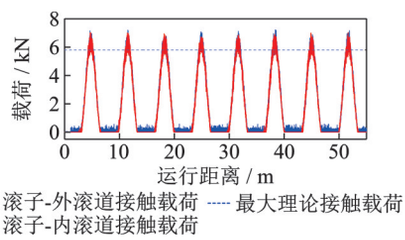

图5　滚子与内外滚道接触载荷历程

Fig.5　Contact load history of roller-raceway contact load

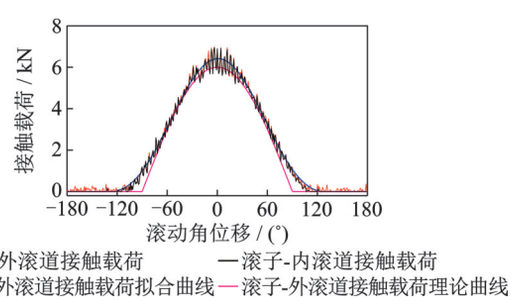

图6　滚子与内外滚道接触载荷分布

Fig.6　Distribution of roller-raceway contact load

由图5可知，在无轮轨激扰工况下，轴承运转平稳，滚子与内外滚道的接触载荷基本一致，且随着车辆运行，载荷呈周期性变化。

由图6可知，滚子与内外滚道接触载荷和理论载荷分布趋势虽大致相同，但也有所差异，仿真计算的滚子提前进入承载区，这与在复杂车辆模型下滚子和内外滚道间非线性碰撞有关。在非承载区中，滚子与内滚道无接触，而滚子在重力和离心力的作用下与外滚道之间存在小幅的接触碰撞；在承载区中，由于滚动体的离心力较小，滚动体与内外滚道的接触载荷基本相等。因此，本研究建立的轴承-车辆耦合动力学模型能够很好地描述轴承滚子与滚道之间的接触载荷特性。

2　车轮扁疤数学模型

随着车辆服役时间逐渐增加，车轮踏面常因各种原因而出现局部擦伤或剥离，以致形成车轮扁疤。车辆运行过程中，车轮旋转至车轮扁疤处，会因

车轮半径的突然变化导致轮轨之间形成冲击振动。不同车轮扁疤长度下轮径的变化量如图7所示。

车轮扁疤沿周向的车轮半径变化量为

$$r=\frac{1}{2}D_f\left[1-\cos\left(2\pi x/L_f\right)\right] \tag{12}$$

其中：x为扁疤上任一点与起点间距离；L_f为扁疤长度；D_f为车轮扁疤深度。

车轮扁疤深度可由长度计算得到，即

$$D_f=L_f^2/16R \tag{13}$$

其中：R为车轮的名义滚动圆半径。

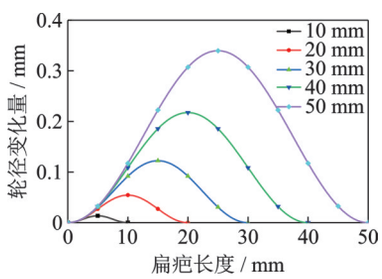

图7 不同车轮扁疤长度下轮径的变化量

Fig.7 Variation of wheel diameter under different flat length

3 扁疤对轴箱系统振动特性的影响

3.1 车轮扁疤对轴箱振动特性的影响

车轮不同扁疤按照图7中的不同轮径变化量进行输入，将用于仿真计算的车辆后转向架第1位轮对右侧车轮扁疤长度设置为10，20，30，40和50 mm，其余车轮均为正常车轮，车辆以250 km/h在轨道不平顺激励下运行，得出车轮扁疤长度对车辆轴箱系统振动特性的影响。

3.1.1 车轮扁疤长度对车辆轴箱横向振动的影响

不同扁疤长度下轴箱横向振动加速度见图8。由图8(a)可知，随着车轮扁疤长度的增加，轴箱的横向振动加速度也相应增大。车轮扁疤长度为50 mm处轴箱的横向振动加速度最大值为13.23 m/s^2，扁疤长度为10 mm处轴箱的横向振动加速度最大值为2.53 m/s^2。

由图8(b)可知，存在扁疤缺陷时，轴箱横向振动加速度频谱主要分布在0～100 Hz的低频段以及500～1 000 Hz的高频段。在500 Hz频率段后轴箱横向振动能量明显增大，在744.88 Hz处出现峰值并存在调制频带，调制频率接近轮对的旋转频率24.03 Hz。当扁疤长度超过30 mm时，轴箱横向振动能量在744.88 Hz频率处显著增强，表明车轮磨损长度较大的扁疤会对轴箱横向振动带来剧烈的影响。

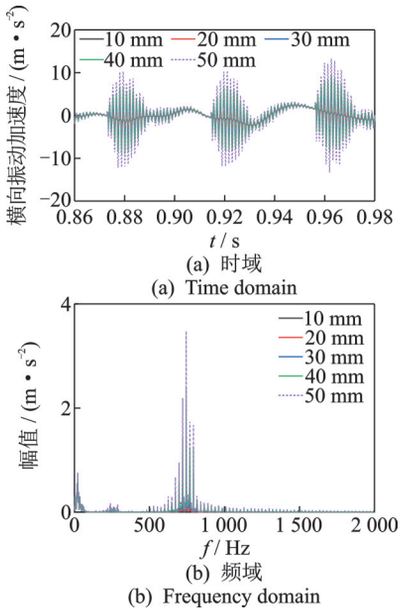

图8 不同扁疤长度下轴箱横向振动加速度

Fig.8 Lateral vibration acceleration of axle-box under different flat length

3.1.2 车轮扁疤长度对车辆轴箱垂向振动的影响

不同扁疤长度下轴箱垂向振动加速度见图9。由图9(a)可知，随着车轮扁疤长度的增加，轴箱的垂向振动加速度也相应增加。当扁疤长度大于30 mm时，垂向振动加速度幅值出现较大增长；当扁疤长度为50 mm时，垂向振动加速度最大值为315.29 m/s^2，其峰值接近扁疤长度为10 mm处轴箱垂向振动加速度最大值12.79 m/s^{2}的23.65倍。

由图9(b)可知，存在扁疤缺陷时，轴箱垂向振动加速度频谱曲线的变化和轴箱横向加速度频谱曲

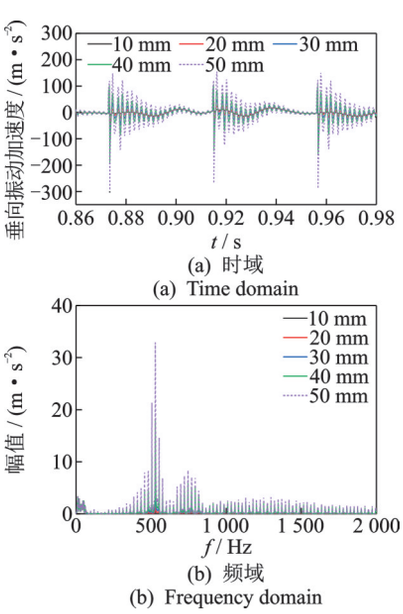

图9 不同扁疤长度下轴箱垂向振动加速度

Fig.9 Vertical vibration acceleration of axle-box under different flat length

线的变化不太一致，轴箱垂向振动加速度能量在200 Hz频率段后明显增大，在528.25 Hz处出现峰值，随后减小又增加，并在744.88 Hz处出现第2次峰值，两处峰值左右均存在以轮对旋转频率为调制频率的调制频带。车轮出现扁疤时对轴箱垂向冲击作用非常明显，会严重影响到乘客的乘坐舒适性。

由图9，10中轴箱横向与垂向加速度时域曲线对比可知，存在扁疤缺陷的车轮在轨道上运行时，轴箱激励主要来自于轨道随机不平顺激扰与车轮扁疤的双重激扰。当车轮出现扁疤缺陷时会引起轴箱在垂向和横向的高频振动，在横向和垂向方向均会对轴箱产生冲击作用，从而恶化轴箱系统服役的振动环境，增强轴箱轴承内部结构之间的动态作用，提高轴箱轴承的失效风险。

3.2　车轮扁疤对轴箱轴承接触载荷特性的影响

不同扁疤长度激励下轴承滚子与外圈接触载荷时域图见图10。可以看出：滚子与外圈接触载荷受扁疤激励出现的尖端波动现象，且扁疤冲击位于接触载荷峰值附近时接触载荷波动较大，车轮扁疤会导致滚子与外圈接触载荷明显增加，且具有一定周期性；随着车轮扁疤长度的增加，轴箱轴承滚子与外圈的接触冲击载荷也在相应增加。车轮扁疤长度为50 mm处轴箱轴承滚子与外圈接触冲击载荷峰值达到12.17 kN，与幅值10 mm处轴箱轴承滚子与外圈接触载荷冲击载荷峰值6.64 kN相比增加了83.28%，表明车轮磨损长度较大的扁疤会间接恶化轴承滚子与外圈的接触环境。

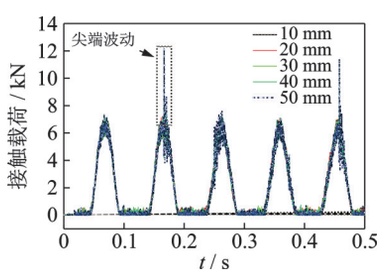

图10　不同扁疤长度激励下轴承滚子与外圈接触载荷时域图

Fig.10　Time domain of roller-outer raceway contact load excited by different flat length

不同扁疤长度激励下轴承滚子与外圈接触载荷频域图如图11所示。可以看出，随着车轮扁疤长度的增加，轴箱轴承滚子与外圈接触载荷也相应增大。存在扁疤缺陷时，轴承滚子与外圈接触载荷频谱主要分布在0～100 Hz的低频段以及400～600 Hz的高频段，其中400 Hz频段之后滚子与外圈接触载荷能量有所增大，在529.22 Hz处出现峰值，这与图10中轴箱垂向振动加速度频谱峰值528.25 Hz较为接近，说明轴箱的垂向振动对轴承滚子与外圈的接触环境影响较大。在529.22 Hz左右存在调制频带，调制频率接近轴承保持架旋转频率10.03 Hz。随着扁疤长度的增加，高频段所占成分逐渐增加，这表明扁疤长度的增加会逐渐引起轴承滚子与外圈的中高频激振，从而加速轴承的疲劳破坏。

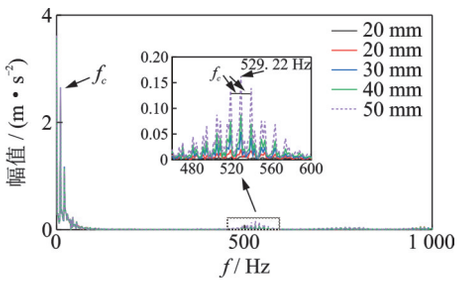

图11　不同扁疤长度激励下轴承滚子与外圈接触载荷频域图

Fig.11　Frequency domain of roller-outer raceway contact load excited by different flat length

笔者研究了车轮扁疤长度对轴箱轴承滚子与外圈接触载荷承载分布的影响，不同扁疤长度激励下滚子与外圈接触载荷随滚道区域变化分布图如图12所示。

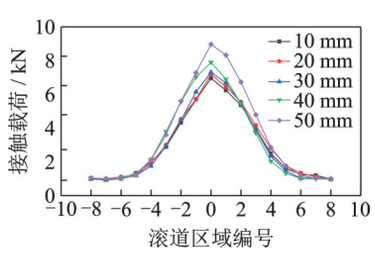

图12　不同扁疤长度激励下滚子与外圈接触载荷随滚道区域变化分布图

Fig.12　Variation distribution of roller-outer raceway contact load with raceway area excited by different flat length

由图12可以看出，当车轮出现不同长度的扁疤时，各滚道区域接触载荷均随车轮扁疤长度的变化而改变。当扁疤长度超过30 mm时，0号滚道区域的接触载荷变化较大，扁疤长度50 mm处轴箱轴承滚子与外圈接触载荷均值的最大值为8.8 kN，与扁疤长度10 mm处均值的最大值6.65 kN相比增加了33.38%。当列车运行速度在250 km/h左右时，车轮扁疤长度需限制在30 mm以内，以尽量降低较长扁疤引起的轮轨结构高频振动以及所造成的相应结构疲劳等问题。因此，在高速列车维护保养过程中，应着重关注车轮扁疤损伤情况并及时进行维修，让轴箱轴承所处的运行环境相对稳定，避免因车轮扁疤引起的冲击造成轴承的破坏。

4 结 论

1) 车轮出现扁疤缺陷后会引起轴箱在垂向和横向的高频振动,对轴箱产生冲击作用,从而恶化轴箱系统服役的振动环境,增强轴箱轴承内部结构之间的动态作用,加大了轴箱轴承的失效风险。

2) 轴箱轴承滚子与外圈接触载荷受扁疤激励会出现尖端波动现象,且扁疤冲击位于接触载荷峰值附近时接触载荷波动较大,车轮扁疤会导致滚子与外圈接触载荷明显增加,且具有一定的周期性。

3) 当列车运行速度在 250 km/h 左右时,车轮扁疤长度需限制在 30 mm 以内,以尽量降低车轮较长扁疤引起的轮轨结构高频振动及相应的结构疲劳等问题。

参 考 文 献

[1] 涂文兵, 杨锦雯, 罗丫, 等. 转速波动工况滚动轴承打滑动力学特性分析[J]. 振动、测试与诊断, 2018, 38(6): 1193-1198.
TU Wenbing, YANG Jinwen, LUO Ya, et al. Skidding dynamic characteristics of rolling bearing under rotational speed fluctuations [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2018, 38(6): 1193-1198. (in Chinese)

[2] 牛治慧. 高速列车轴箱系统振动特性及试验研究[D]. 长春: 吉林大学, 2020.

[3] KUMAGAI N, ISHIKAWA H, HAGA K, et al. Factors of wheel flats occurrence and preventive measures [J]. Wear, 1991, 144(1/2): 277-287.

[4] BARKE D W, CHIU W K. A review of the effects of out-of-round wheels on track and vehicle components [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part F Journal of Rail and Rapid Transit, 2005, 219(3): 151-175.

[5] 刘国云, 曾京, 邬平波, 等. 车轮扁疤所引起的车辆系统振动特性分析[J]. 机械工程学报, 2020, 56(8): 182-189.
LIU Guoyun, ZENG Jing, WU Pingbo, et al. Vibration characteristic analysis of vehicle systems due to wheel flat[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2020, 56(8): 182-189.(in Chinese)

[6] 杨光, 任尊松, 袁雨青. 车轮扁疤伤损对高速列车轮对动力学性能影响[J]. 北京交通大学学报, 2018, 42(3): 103-111.
YANG Guang, REN Zunsong, YUAN Yuqing. Influence of wheel flat on dynamic performance of high-speed train wheelset[J]. Journal of Beijing Jiaotong University, 2018, 42(3): 103-111.(in Chinese)

[7] 王晨, 马卫华, 罗世辉, 等. 机车车辆踏面损伤机理研究[J]. 振动、测试与诊断, 2016, 36(5): 890-896.
WANG Chen, MA Weihua, LUO Shihui, et al. Research on the tread damage of locomotives[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2016, 36(5): 890-896.(in Chinese)

[8] 王晨, 王旭, 罗世辉, 等. 轮对扁疤对高速列车转向架振动特性的影响[J]. 中国机械工程, 2017, 28(2): 246-251.
WANG Chen, WANG Xu, LUO Shihui, et al. Influences of high speed vehicle wheel flat on bogie's vibration characteristics[J]. China Mechanical Engineering, 2017, 28(2): 246-251.(in Chinese)

[9] 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.(in Chinese)

[10] WANG Z W, ZHANG W H, YIN Z H, 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): 1-21.

[11] WANG Z W, MEI G M, XIONG Q, et al. Motor car - track spatial coupled dynamics model of a high-speed train with traction transmission systems[J]. Mechanism and Machine Theory, 2019, 137: 386-403.

[12] 张卫华. 高速列车耦合大系统动力学理论与实践[M]. 北京: 科学出版社, 2013: 45-63.

[13] ZHAI W M, WANG K Y, CAI C B. Fundamentals of vehicle-track coupled dynamics[J]. Vehicle System Dynamics, 2009, 47(11): 1349-1376.

[14] 翟婉明. 车辆-轨道耦合动力学:上册[M]. 4版. 北京: 科学出版社, 2014:68-77.

[15] 廖英英, 刘永强, 杨绍普, 等. 铁道车辆滚动轴承外圈故障数值模拟与实验[J]. 振动、测试与诊断, 2014, 34(3): 539-543.
LIAO Yingying, LIU Yongqiang, YANG Shaopu, et al. Numerical simulation and experimental study of a railway vehicle roller bearing with outer ring faults[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2014, 34(3): 539-543.(in Chinese)

[16] 王志伟. 服役环境下高速列车齿轮及轴承系统动力学建模及耦合振动分析[D]. 成都: 西南交通大学, 2019.

第一作者简介:廖小康,男,1993年5月生,博士生。主要研究方向为高速列车系统动力学。曾发表《A simulation investigation on the effect of wheel-polygonal wear on dynamic vibration characteristics of the axle-box system》(《Engineering Failure Analysis》2022, Vol.139)等论文。
E-mail:lxklsxxh1218@163.com