

DOI: 10.3901/JME.2013.12.109

铁道车辆非理想状态下的车轮磨耗行为*

丁军君^{1,2} 黄运华¹ 李芾¹ 戚壮¹ 孙树磊¹

(1. 西南交通大学机械工程学院 成都 610031;

2. 西南交通大学土木工程博士后流动站 成都 610031)

摘要: 为研究铁道车辆在非理想状态下的车轮磨耗行为,以C80型货车为例在SIMPACK中建立车辆-轨道系统动力学模型,基于轮轨半赫兹接触模型、KALKER简化理论和ZOBORY磨耗模型编制车轮磨耗仿真程序,对具有轮对安装偏转角和轮径差时的车轮磨耗行为进行仿真,得到车轮磨耗后的踏面形状、圆周磨耗和轮缘厚度,最后从车轮磨耗的角度分析转向架结构对车辆非理想状态的适应性。计算结果表明:安装偏转角 ψ_0 和轮径差 ΔD 都会导致车轮磨耗寿命减少, $\psi_0=1\sim 3\text{ mrad}$ 时,段修磨耗寿命分别减少了64%、86.2%和93.3%, $\Delta D=2\sim 8\text{ mm}$ 时,段修磨耗寿命分别减少了24%、52.9%、62.1%和72.7%;轮对安装偏转角对车轮磨耗寿命的影响较大,而轮径差主要导致车轮出现偏磨;径向转向架由于前后轮对运动不独立,因此其对轮径差的适应性较摆动式转向架和交叉支撑转向架差。

关键词: 轮轨滚动接触 车轮磨耗 安装偏转角 轮径差 转向架

中图分类号: U260

Wheel Wear Behaviour of the Imperfect Railway Vehicle

DING Junjun^{1,2} HUANG Yunhua¹ LI Fu¹ QI Zhuang¹ SUN Shulei¹

(1. School of Mechanical Engineering, Southwest Jiaotong University, Chengdu 610031;

2. Post-doctoral Station of Civil Engineering, Southwest Jiaotong University, Chengdu 610031)

Abstract: In order to research the wheel wear behaviour of the imperfect railway vehicle, the vehicle-track system dynamical model of C80 wagon is built in SIMPACK and the wheel wear simulation program is implemented based on the wheel/rail semi-hertzian contact model, KALKER's simplified theory and ZOBORY's wear model. Wheel wear behaviours of vehicles which have wheelset deflection angle and radius difference are simulated. Then the worn wheel profiles, wear depths in rolling circle and flange depths are obtained. At last, the adaptability of bogie structures to vehicle's imperfect state are investigated based on the wheel wear behaviour. The results indicate that both the wheelset deflection angle ψ_0 and radius difference ΔD will reduce the wheel wear life, when ψ_0 increases from 1 mrad to 3 mrad, the wheel wear life decreases 64%, 86.2% and 93.3%, and when ΔD increases from 2 mm to 8 mm, the wheel wear life decreases 24%, 52.9%, 62.1% and 72.7%; the wheelset deflection angle mainly influences the wear life and the radius difference mainly leads to the wheel's eccentric wear; because of the dependence of the front and rear wheelsets in radial bogie, swing motion bogie and cross-braced bogie process are better adaptability than radial bogie when vehicles have radius difference.

Key words: Wheel/rail rolling contact Wheel wear Wheelset deflection angle Radius difference Bogie

0 前言

铁道车辆在制造和运用过程中会出现同一轮对轮径不一致等非理想状态,将对车辆的稳定性和安全性产生不利影响。LEARY^[1]等研究了转向架车轴具有不平行度时的动力学行为,结果表明车轴不

平行度会造成车轮磨耗和运行阻力急剧增大;KOBAYASHI等^[2]认为轴安装偏差会使独立旋转车轮的轮缘磨耗和轮轨横向力急剧增加;王卫东等^[3]以轮对偏转误差为例分析了转向架装配误差对铁道车辆直线上运行时平稳性、轮轨作用力和运行稳定性的影响;沈钢等^[4]以具有平面形位偏差的三大件式货车转向架为例,分析了货车在直线上运行时的轮对横移量和磨耗功等参数与转向架对角线偏差和轴距偏差之间的关系;丁军君等^[5]以具有安装偏转角和轮径差的高速列车转向架为例研究了轮对稳定

*国家自然科学基金(50821063)和中央高校基本科研业务费专项资金(SWJTU12CX041)资助项目。20120709 收到初稿,20130220 收到修改稿

后的平衡位置, 并利用 FASTSIM 算法研究了车轮的磨耗率; 李霞等^[6]在考虑轮轨动态接触的基础上, 利用车轮磨耗预测方法对地铁车轮踏面异常磨耗的原因进行分析。

目前对车辆在非理想状态下的研究主要集中在动力学性能方面, 虽然部分作者研究了其对车轮磨耗的影响, 但仅仅从磨耗率的角度进行分析, 没有研究车轮磨耗后的踏面形状和磨耗寿命^[4-5]。本文针对铁道车辆现场运用中最常见的轮径差和轮对安装偏转角这两种非理想工况, 结合车辆系统动力学和车轮磨耗仿真模型研究车轮磨耗行为, 并分析转向架结构对车辆非理想状态的适应性。

1 车轮磨耗仿真模型

车轮的磨耗是一个缓慢和复杂的过程, 对其磨耗过程进行模拟一直吸引着众多学者的关注, 其中 ZOBORY 等^[7-8]在轮轨磨耗试验以及现场统计数据的基础上, 建立了车轮磨耗模型并应用于磨耗模拟。车轮磨耗仿真模型主要包括车辆-轨道系统动力学仿真、轮轨滚动接触分析、材料磨耗计算和车轮踏面更新四个部分, 其中车轮踏面形状是连接车辆-轨道系统动力学和车轮磨耗分析的纽带, 通过车轮踏面形状的变化使整个仿真过程不断迭代, 直到满足要求为止。

1.1 车辆-轨道系统动力学模型

以 C80 型货车为例, 基于多刚体动力学理论在 SIMPACK 中建立车辆-轨道系统非线性系统动力学模型, 如图 1 所示。车轮踏面形状为 LM 型, 钢轨型面为 CHN75 型, 轮轨蠕滑力模型选用 KALKER 简化理论^[9]。为保证计算精度, 考虑了轮轨接触几何关系、蠕滑特性和悬挂特性等非线性因素, 其中悬挂包括弹性悬挂非线性和干摩擦阻尼非线性等。

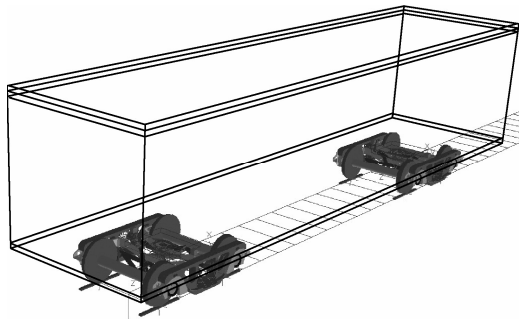


图 1 车辆-轨道系统动力学模型

1.2 轮轨滚动接触模型

轮轨滚动接触是机车车辆的独有特征, 同时也是车轮磨耗产生的根源。赫兹接触理论在轮轨接触

中应用较为广泛, 但当轮轨磨耗后或发生轮缘接触时, 接触斑内车轮和钢轨的曲率不是常数, 赫兹接触条件不再满足。基于有限元法的轮轨接触模型不受弹性半空间假设的限制, 同时能考虑材料塑性变形, 计算结果比较理想, 但其缺点是计算速度较慢。考虑到车轮磨耗模拟中需要进行大量轮轨滚动接触分析, 因此轮轨滚动接触理论的计算精度和计算速度需要综合考虑。

AYASSE 等^[10]发展了一种半赫兹接触理论, 该理论在轮轨滚动方向采用赫兹接触, 而在横向不再采用赫兹接触。原理如下: 将可能的接触区域沿 x 轴方向(轮轨滚动方向)划分为 K 个等宽的条带, 且用 y_i 表示第 i 个条带的中心横坐标($i=1, 2, \dots, K$), Δy 为每个条带的宽度。对于每一个条带, 分别计算相对曲率 κ_{A_i} 和 κ_{B_i} , 采用和赫兹理论相同的方法计算出每个条带上的接触参数 m_i 、 n_i 和 r_i , 并根据式(1)对 κ_{A_i} 和 κ_{B_i} 进行修正, 修正后的相对曲率 $\kappa_{A_{ci}}$ 和 $\kappa_{B_{ci}}$ 分别为

$$\kappa_{A_{ci}} = \kappa_{B_i} n_i^2 / m_i^2 \quad \kappa_{B_{ci}} = \kappa_{B_i} \quad (1)$$

由于接触区内轮轨型面的曲率非常数, 故轮轨间法向间隙表达式为

$$z(x, y_i) = z_w(y_i) - z_r(y_i) + \kappa_{A_{ci}} x^2 \quad (2)$$

式中, $z(x, y_i)$ 为第 i 个条带处的法向间隙; $z_w(y_i)$ 和 $z_r(y_i)$ 分别为车轮和钢轨表面在法向的位置。

当 $z(x=0, y_i)$ 最小时, 该条带被称为母带, 此时法向间隙为 0。各条带满足接触条件的边界条件为

$$h_i = h_0 - z(x=0, y_i) \geq 0 \quad (3)$$

式中, h_i 为各个条带处两接触物体的渗入量; h_0 为母带处的渗入量。

每个条带上纵向半轴长

$$a_i = \sqrt{h_i / \kappa_{A_{ci}}} \quad (4)$$

各个条带上的法向力

$$F_{N_i} = \frac{1}{2} \frac{1}{n_i r_i} \frac{E}{1-\nu^2} \frac{1}{\varepsilon_i} h_i \Delta y \quad (5)$$

式中, $\varepsilon_i = n_i^2 \kappa_{B_{ci}} / [r_i(B_i + A_i)]$; E 为弹性模量; ν 为泊松比。

AYASSE 根据 KALKER 简化理论推导出接触斑上每个条带内的切向和法向接触应力为^[10]

$$\sigma_{x,i} = -\frac{3}{8} GC_{11,i} \xi_{x,i} \left(1 - \frac{x}{a_i}\right) \frac{a_i}{a_0} \quad (6)$$

$$\sigma_{y,i} = -\left[\frac{3}{8} GC_{22,i} \xi_{y,i} + \frac{2}{\pi} \sqrt{\frac{n_i}{m_i}} GC_{23,i} \xi_{z,i} (a_i + x) \right] \left(1 - \frac{x}{a_i}\right) \frac{a_i}{a_0} \quad (7)$$

$$\sigma_{z,i}(x) = \frac{4}{3\pi} \frac{1}{n_i r_i} \frac{E}{1-\nu^2} \left[1 - \left(\frac{x}{a_i} \right)^2 \right] \frac{h_i}{a_i} \frac{a_i}{a_0} \frac{1}{\varepsilon_i} \quad (8)$$

式中, $\sigma_{x,i}$ 和 $\sigma_{y,i}$ 为切向接触应力; $\sigma_{z,i}$ 为法向接触应力; a_0 为母带处的纵向半轴长; G 为切变模量; $\xi_{x,i}$ 、 $\xi_{y,i}$ 和 $\xi_{z,i}$ 分别为每个条带上的纵向、横向和自旋蠕滑率; $C_{11,i}$ 、 $C_{22,i}$ 和 $C_{23,i}$ 分别为每个条带上的蠕滑系数。

半赫兹接触的接触斑形状和接触应力均较赫兹接触更接近于 KALKER 精确理论程序 CONTACT 的计算结果, 同时计算速度较快^[11], 因此本文选用该方法用于轮轨滚动接触分析。

1.3 车轮磨耗模型

本文选用 ZOBORY 磨耗模型计算车轮材料的磨耗量, 在该模型中, 接触斑被分为黏着区 A_a 和滑动区 A_s , 而且磨耗只发生在滑动区内, 如图 2 所示。将接触斑划分为 $n_x \times n_y$ 个单元格, 将单元格 $[i, j]$ 处的磨耗能量流密度描述为^[7]

$$E_d[i, j] = \begin{cases} \sigma_x[i, j]v_x[i, j] + \sigma_y[i, j]v_y[i, j] & [i, j] \in A_s(t) \\ 0 & [i, j] \in A_a(t) \end{cases} \quad (9)$$

式中, E_d 为能量流密度; v_x 、 v_y 分别为纵向和横向滑动速度; $i=1, 2, \dots, n_x$; $j=1, 2, \dots, n_y$ 。

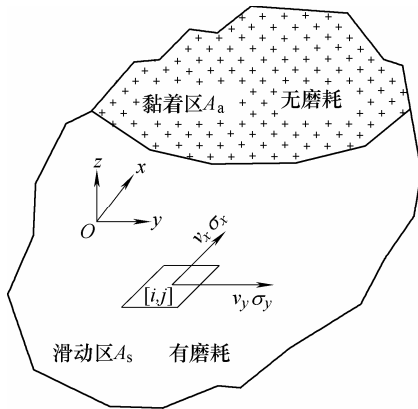


图2 接触斑内黏滑区的分布

单元格 $[i, j]$ 处的磨耗质量流密度

$$m_d[i, j] = k[i, j]E_d[i, j] \quad (10)$$

式中, k 为磨耗系数, 其值的大小与能量流密度有关。

文献[12]利用 ZOBORY 磨耗模型对大秦线和环线不同车型货车的车轮磨耗行为进行仿真, 结果表明采用 ZOBORY 磨耗模型时仿真得到的磨耗率大于实测结果, 于是对 ZOBORY 磨耗模型中的磨耗系数 k 进行修正, 修正后的磨耗系数 k 与能量

流密度的关系如图 3 所示。在本文的车轮磨耗仿真中, 均采用修正后的磨耗系数。

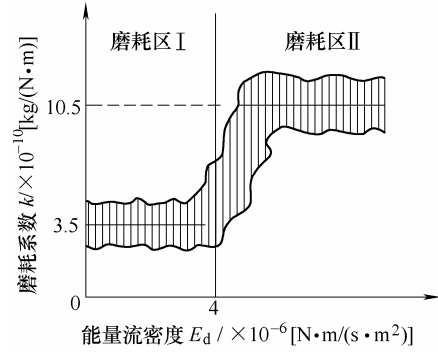


图3 磨耗系数 k 与能量流密度关系

2 车轮磨耗数值模拟

受到生产工艺和维护水平的限制, 车辆在制造和运用过程中不可避免出现非理想状态, 比较常见的有转向架轴距误差、车辆偏载、转向架形位偏差、轮对安装偏转角和轮径差等。本文的研究对象是轮对安装偏转角和轮径差, 如图 4 所示。在仿真过程中, 考虑到左右车轮的磨耗行为不同, 因此只要其中一个车轮达到踏面更新条件, 即对左右车轮同时进行更新。

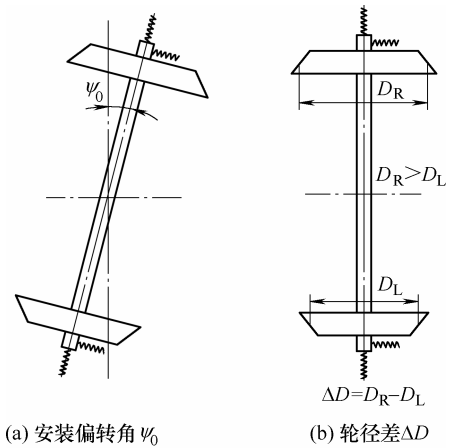


图4 车辆非理想状态示意图

2.1 有轮对安装偏转角时的车轮磨耗行为

当理想状态下的车辆在直线上运行时, 同一轮对左右车轮磨耗后的踏面形状随运行里程的变化如图 5 所示。由图 5 可知, 理想轮对直线上运行时, 左右车轮的磨耗范围均分布在 $-40 \sim 45$ mm, 且磨耗后的车轮形状几乎一致; 当运行 12×10^5 km 后, 左轮的轮径为 828.8 mm, 右轮的轮径为 828.2 mm, 轮径差为 0.6 mm。

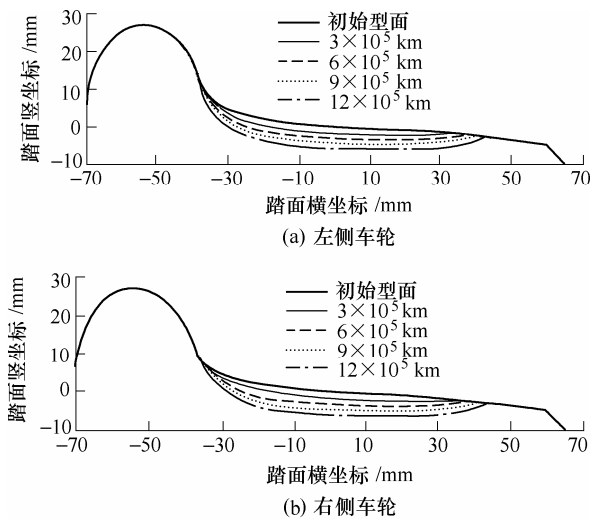
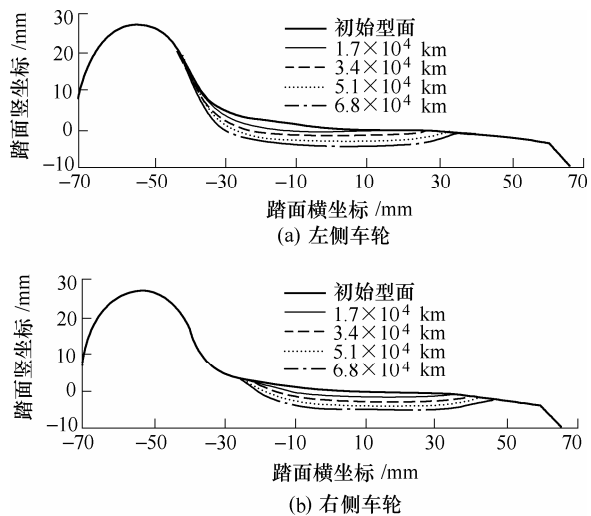


图5 理想状态下车轮磨耗后踏面形状

当轮对安装偏转角 $\psi_0=3$ mrad 时, 同一轮对左右车轮磨耗后的形状随运行里程的变化如图 6 所示, 可见车轮出现了偏磨现象, 左轮出现轮缘磨耗, 磨耗分布在 $-45\sim 35$ mm 范围内, 而右轮上的磨耗只发生在踏面上, 没有轮缘磨耗出现, 分布范围为 $-25\sim 45$ mm; 车辆运行 6.8×10^4 km 后, 左轮轮径为 829.5 mm, 右轮为 830.5 mm, 轮径差为 1 mm。

图6 $\psi_0=3$ mrad 时车轮磨耗后踏面形状

不同轮对安装偏转角下同一轮对左右车轮的圆周磨耗深度和轮缘厚度随运行里程的变化如图 7 所示。可以看出: 轮对安装偏转角 ψ_0 导致车轮磨耗速度急剧上升, 车辆在直线上运行时, 在理想状态下运行 97×10^4 km 后圆周磨耗深度达到段修限度, 而 $\psi_0=1$ mrad 时只需要运行 34.9×10^4 km, $\psi_0=2$ mrad 时为 13.4×10^4 km, $\psi_0=3$ mrad 时为 6.5×10^4 km, 段修磨耗寿命分别减少了 64%、86.2%和 93.3%; 左右侧车轮圆周磨耗深度较为接近, 段修限度内的最大轮径差为 0.94 mm; ψ_0 越大, 轮缘厚度差越大, 理

想状态下的轮缘厚度差最大为 1.58 mm, $\psi_0=1$ mrad 时为 2.1 mm, $\psi_0=2$ mrad 时为 2.5 mm, $\psi_0=3$ mrad 时为 3.0 mm, 说明 ψ_0 越大, 车轮偏磨越严重。

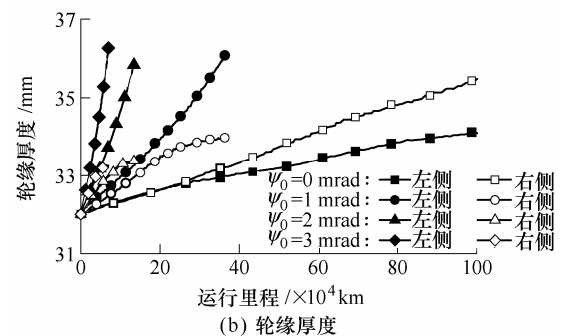
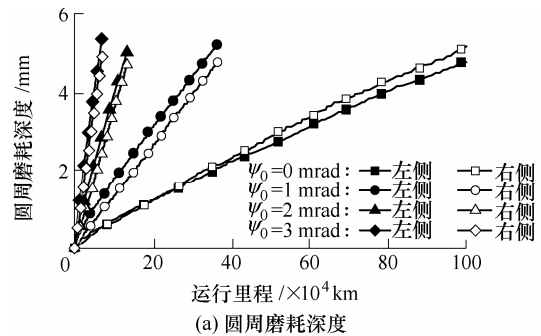
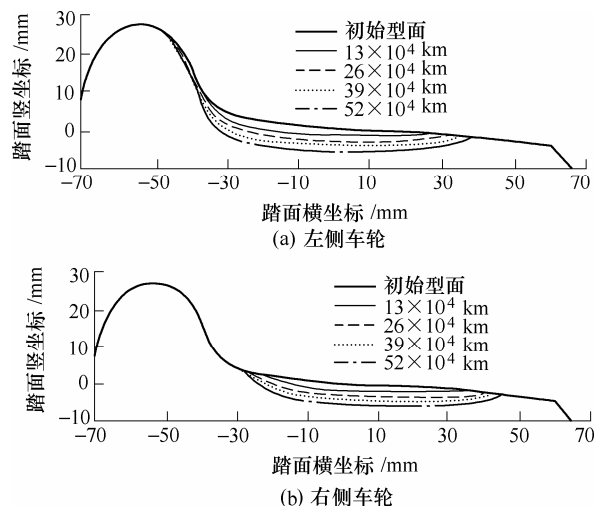


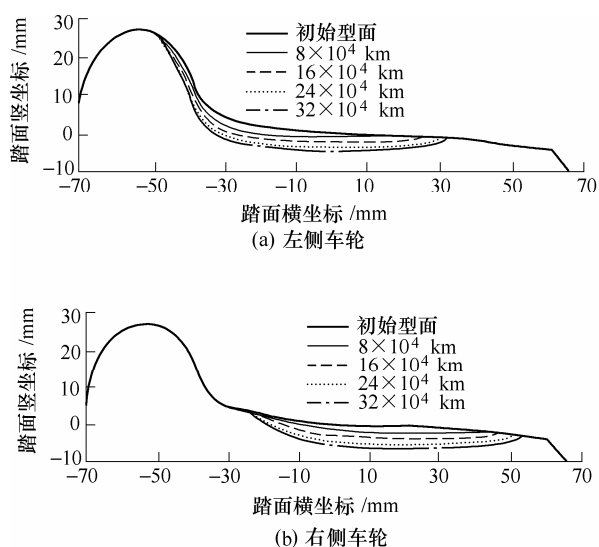
图7 安装偏转角对车轮磨耗参数的影响

2.2 有轮径差时的车轮磨耗行为

车辆在直线上运行时, 轮径差分别为 4 mm 和 8 mm 时车轮磨耗后的踏面形状随运行里程的变化如图 8、9 所示。

图8 轮径差 $\Delta D=4$ mm 时车轮磨耗后踏面形状

从图 8、9 中可以看出, 当轮对存在轮径差时, 车轮出现了严重的偏磨现象, 具体表现为轮径较小一侧的车轮以轮缘磨耗为主, 轮径较大一侧车轮以踏面磨耗为主; $\Delta D=4$ mm 时, 左侧车轮磨耗分布在

图9 $\Delta D=8$ mm 时车轮磨耗后踏面形状

-45~37 mm 范围内, 右侧车轮分布在-27~47 mm 范围内, $\Delta D=8$ mm 时, 左侧车轮磨耗分布在-50~32 mm 范围内, 右侧车轮分布在-24~54 mm 范围内, 说明轮径差越大, 左右车轮磨耗分布范围相差越大, 同时轮径较小一侧的车轮轮缘磨耗越严重。

不同轮径差下同一轮对左右车轮圆周磨耗深度和轮缘厚度随运行里程的变化如图 10 所示。可以看出: 轮径差导致车轮磨耗速度迅速增大, 车辆在直线上运行时, 理想状态下运行 97×10^4 km 后圆周磨耗深度达到车轮段修限度, $\Delta D=2$ mm 时只需要运行 73.7×10^4 km, $\Delta D=4$ mm 时为 45.6×10^4 km, $\Delta D=6$ mm 时为 36.8×10^4 km, $\Delta D=8$ mm 时为 26.5×10^4 km,

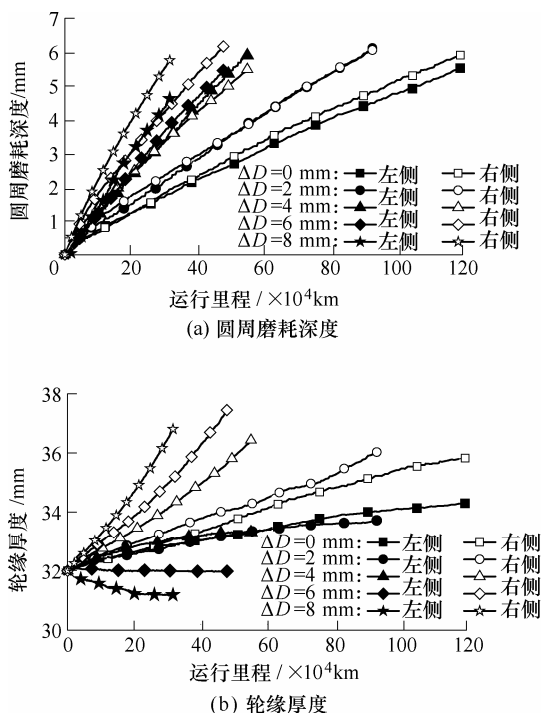


图10 轮径差对车轮磨耗参数的影响

段修磨耗寿命分别减少了 24%、52.9%、62.1%和 72.7%; 左右侧车轮圆周磨耗深度不同, 轮径较大一侧的磨耗主要发生在踏面上, 导致圆周磨耗深度较大, 最终导致左右轮的轮径差减小, 其中初始轮径差为 8 mm 的轮对在运行 31.5×10^4 km 后轮径差减小到 5.7 mm; 左侧车轮轮缘厚度随里程增大逐渐增加, 而右侧车轮轮缘厚度逐渐减小, 说明出现偏磨现象, 而且轮径越大, 左右侧车轮轮缘厚度相差越大。

综上, 安装偏转角和轮径差都会导致车轮磨耗寿命减少, 同时出现偏磨现象。安装偏转角对车轮磨耗寿命的影响较大, 偏磨现象比较轻微, 而轮径差主要导致车轮出现偏磨, 其车轮磨耗寿命的下降幅度不及有安装偏转角时。

3 转向架结构对车辆非理想状态的适应性

为研究转向架结构对车辆非理想状态下车轮磨耗的影响, 以摆动式转向架、交叉支撑转向架和副构架式径向式转向架为例分析轮径差条件下三种转向架车轮的磨耗行为。首先根据文献[5]中的方法分析三种转向架在前轮对有轮径差存在时前后轮对平衡后的冲角和横移量, 结果如图 11 所示。可以看出, 当前轮对有轮径差时, 转向架处于平衡位置后, 前后轮对产生方向相反的冲角, 且前轮对的冲角大于后轮对; 转向架前后轮对产生方向相同的轮对

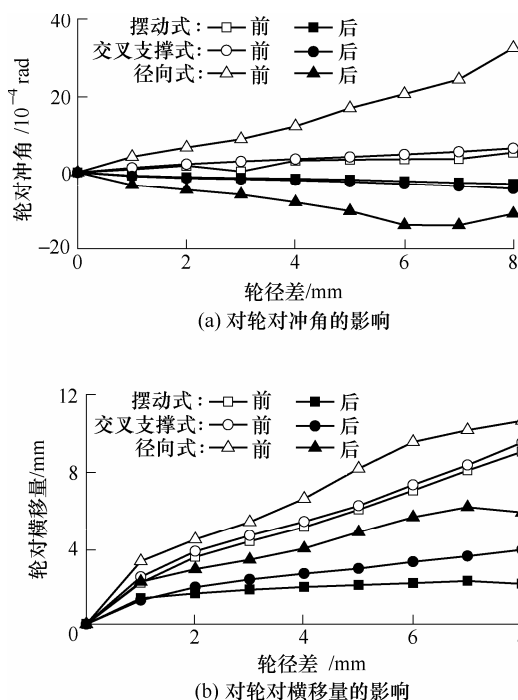


图11 轮径差对平衡位置的影响

横移量,前轮对的轮对横移量也大于后轮对;摆动式转向架的冲角和横移量略小于交叉支撑转向架,而径向式转向架的冲角和横移量最大,原因是径向式转向架前后轮对的运动特别是摇头运动不是独立的,前轮对的摇头和横移会带动后轮对运动,且不容易复原。

以 $\Delta D=4\text{ mm}$ 为例,对分别装用摆动式转向架、交叉支撑转向架和径向式转向架的车辆在直线上运行时的车轮磨耗行为进行仿真,并与理想状态下的车轮磨耗进行比较。左侧车轮圆周踏面磨耗深度和磨耗面积随运营里程的关系如图12所示。

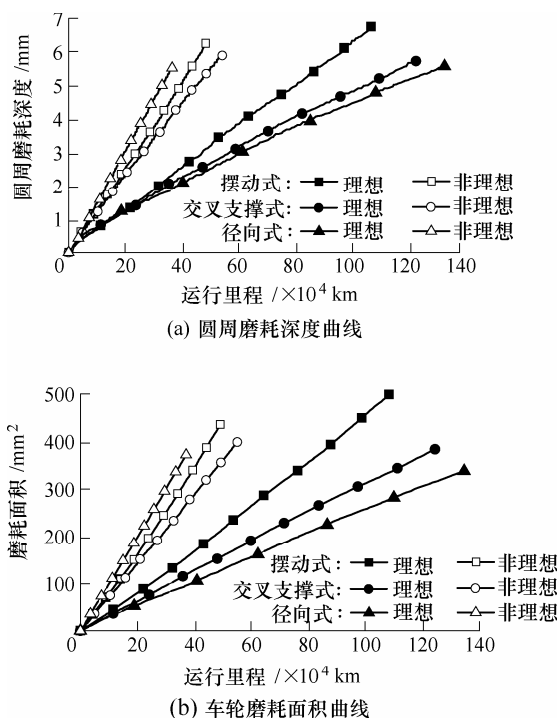


图12 转向架结构对 $\Delta D=4\text{ mm}$ 时车轮磨耗参数的影响

从图12中可以看出,理想状态下的车辆在直线上运行时,摆动式转向架车轮圆周磨耗达到段修限度时需要运行 $81.5\times 10^4\text{ km}$,而 $\Delta D=4\text{ mm}$ 时只需要运行 $40.2\times 10^4\text{ km}$,磨耗寿命减小50.6%;交叉支撑转向架理想状态下的段修磨耗寿命为 $97\times 10^4\text{ km}$, $\Delta D=4\text{ mm}$ 时为 $45.6\times 10^4\text{ km}$,磨耗寿命减小52.9%;径向式转向架在理想状态下的段修磨耗寿命为 $116.2\times 10^4\text{ km}$, $\Delta D=4\text{ mm}$ 时为 $33.4\times 10^4\text{ km}$,磨耗寿命减小71.3%。

车辆在理想状态下,摆动式、交叉支撑和径向式转向架的车轮磨耗面积增加的速度分别为 $4.60\text{ mm}^2/\times 10^4\text{ km}$ 、 $3.12\text{ mm}^2/\times 10^4\text{ km}$ 和 $2.61\text{ mm}^2/\times 10^4\text{ km}$,当 $\Delta D=4\text{ mm}$ 时,车轮磨耗面积增加速度分别为 $8.85\text{ mm}^2/\times 10^4\text{ km}$ 、 $7.23\text{ mm}^2/\times 10^4\text{ km}$ 和 $10.03\text{ mm}^2/\times 10^4\text{ km}$,较理想状态分别增加了0.93倍、1.32倍和2.80倍。

综上,转向架结构对车辆非理想状态下车轮的磨耗行为有较大影响,虽然在非理想状态下车轮的圆周磨耗和磨耗面积都会有不同程度的增加,但摆动式转向架的增加幅度最小,交叉支撑转向架次之,径向式转向架最大。径向式转向架车轮在车辆非理想条件下磨耗增加较大的原因与径向式转向架的结构有关,当前轮对存在径向差,在平衡的过程中前轮对要产生横向位移和冲角,从而带动后轮对形成相反方向的冲角,这对于车轮的磨耗极为不利,所以在运用径向式转向架时需要更多关注其运用状态,充分发挥其径向功能。

4 结论

(1) 车辆在直线上运行时,安装偏转角 ψ_0 和轮径差 ΔD 都会导致车轮磨耗寿命减少; $\psi_0=1\sim 3\text{ mrad}$ 时,段修磨耗寿命分别减少了64%、86.2%和93.3%; $\Delta D=2\sim 8\text{ mm}$ 时,段修磨耗寿命分别减少了24%、52.9%、62.1%和72.7%; ψ_0 对车轮磨耗寿命的影响较大,但车轮偏磨现象比较轻微,而 ΔD 主要导致车轮出现偏磨,其车轮磨耗寿命的下降幅度不及有 ψ_0 时。

(2) 转向架结构对车辆非理想状态下车轮的磨耗行为有较大影响, $\Delta D=4\text{ mm}$ 时,摆动式转向架、交叉支撑转向架和径向式转向架的段修磨耗寿命分别较理想状态时减小50.6%、52.9%和71.3%,磨耗面积分别增加0.93倍、1.32倍和2.80倍;摆动式转向架对车辆非理想状态的适应性最好,交叉支撑转向架次之,径向式转向架较差。

参考文献

- [1] LEARY J F, WILSON N G. Effects of axle misalignments on rolling resistance and wheel wear[C]//ASME Winter Annual Meeting, New York, 1985: 1-8.
- [2] KOBAYASHI H, SOMA H, TANIFUJI K. A study on effects of axle misalignment of a vehicle with independently rotating wheels[J]. Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, 2008(74): 2932-2938.
- [3] 王卫东, 李金森. 转向架轴距误差对车辆直线动力学性能影响的分析[J]. 中国铁道科学, 1995, 16(4): 103-110. WANG Weidong, LI Jinsen. The influence of bogie wheelbase assembly errors upon the vehicle dynamic behavior on straight track[J]. China Railway Science, 1995, 16(4): 103-110.
- [4] 沈钢, 曹志礼, 赵惠祥. 交叉支撑式转向架形位偏差的

- 动力学性能影响[J]. 同济大学学报, 2002, 30(12): 1503-1507.
- SHEN Gang, CAO Zhili, ZHAO Huixiang. Analysis of effects of shape misalignment of 3-piece bogie with cross bar on dynamic performances[J]. Journal of Tongji University, 2002, 30(12): 1503-1507.
- [5] 丁军君, 李芾. 基于轮对安装偏转角和轮径差的高速列车车轮磨耗研究[J]. 铁道学报, 2011, 33(2): 20-25.
- DING Junjun, LI Fu. Study on wheel wear of high-speed train based on wheelset deflection angle and radius difference[J]. Journal of the China Railway Society, 2011, 33(2): 20-25.
- [6] 李霞, 温泽峰, 金学松. 地铁车轮踏面异常磨耗原因分析[J]. 机械工程学报, 2010, 46(16): 60-66.
- LI Xia, WEN Zefeng, JIN Xuesong. Analysis of abnormal wear on metro wheel tread[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2010, 46(16): 60-66.
- [7] ZOBORY I. Prediction of wheel/rail profile wear[J]. Vehicle System Dynamics, 1997, 28(2): 221-259.
- [8] JENDEL T. Prediction of wheel profile wear-comparisons with filed measurements[J]. Wear, 2002, 253(1): 89-99.
- [9] KALKER J J. A fast algorithm for the simplified theory of rolling contact[J]. Vehicle System Dynamics, 1982, 11(1): 1-13.
- [10] AYASSE J B, CHOLLET H. Determination of the wheel rail contact patch in semi-Hertzian conditions[J]. Vehicle System Dynamics, 2005, 43(3): 161-172.
- [11] 丁军君, 李芾, 黄运华. 基于半赫兹接触的车轮磨耗计算[J]. 西南交通大学学报, 2011, 46(2): 195-199, 210.
- DING Junjun, LI Fu, HUANG Yunhua. Calculation of wheel wear based on semi-hertzian contact[J]. Journal of Southwest Jiaotong University, 2011, 46(2): 195-199, 210.
- [12] 丁军君. 基于蠕滑机理的重载货车车轮磨耗研究[D]. 成都: 西南交通大学, 2012.
- DING Junjun. Research on wheel wear of heavy haul freight car based on the creep mechanism[D]. Chengdu: Southwest Jiaotong University, 2012.
-
- 作者简介:** 丁军君, 男, 1985 年出生, 博士, 讲师。主要研究方向为机车车辆系统动力学和轮轨接触关系。
E-mail: dingjunjun@swjtu.edu.cn
- 黄运华, 男, 1973 年出生, 博士, 副研究员。主要研究方向为机车车辆设计理论和城轨车辆系统动力学。
E-mail: fjhyhfj@163.com
- 李芾, 男, 1956 年出生, 博士, 教授, 博士研究生导师。主要研究方向为机车车辆设计理论。
E-mail: lifu@swjtu.edu.cn