DOI: 10.3901/JME.2013.16.008

车轮踏面并行反求设计方法*

薛弼一¹ 崔大宾² 李立³ 杜星¹ 温泽峰¹ 金学松¹

(1. 西南交通大学牵引动力国家重点实验室 成都 610031;

2. 西南交通大学峨眉校区机械工程系 峨眉 614202;

3. 西南交通大学机械工程学院 成都 610031)

摘要: 对轮轨接触几何关系进行详细推导, 找出轮轨型面、轮径差和轮轨接触点分布状态之间的关系, 开发基于轮径差反求车轮踏面的并行数值计算程序。根据某线路上实测的高速列车踏面磨耗情况, 分析计算车轮磨耗对踏面等效锥度及临界速度的影响, 并得出临界速度随等效锥度的变化规律。对磨耗踏面的梯度进行比较分析, 找出抑制踏面产生凹形磨耗的方法。根据实测踏面磨耗状态对车轮踏面的初始等效锥度进行合理调整, 用反求设计方法对踏面进行设计, 并对设计前后踏面的接触几何特性、轮轨接触力学特性及车辆的动力学性能进行比较分析。研究结果表明, 该设计方法计算效率高, 可以较好地保证其收敛性; 设计踏面轮轨接触性能及动力学性能良好, 可以满足车辆的高速运行需求; 新设计踏面磨耗后具有较好的动力学性能, 可以有效延长车轮的镟修周期。

关键词: 高速列车 轮轨 踏面设计 并行计算 轮径差

中图分类号: U211

Parallel Inverse Design Method of Wheel Profile

XUE Biyi¹ CUI Dabin² LI Li³ DU Xing¹ WEN Zefeng¹ JIN Xuesong¹

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

2. Department of Mechanical Engineering, Emei Campus of Southwest Jiaotong University, Emei 614202;

3. School of Mechanical Engineering, Southwest Jiaotong University, Chengdu 610031)

Abstract: The relationship among the wheel-rail profiles, rolling circle radius differences and distribution state of the wheel-rail contact points are obtained through wheel-rail contact geometry derivation and the parallel programming is developed to reverse design the wheel profile based on the rolling circle radius difference. According to the measured wheel treads in different period in one re-profile cycle, the effects of wheel wear on equivalent conicity and critical hunting speed is researched, and the regularity between critical speed and equivalent conicity is obtained. The gradient of the worn wheel tread is analyzed, and the strategy for preventing the hollow wear of the tread is put forward. Finally the equivalent conicity is adjusted rationally based on the measured wheel tread, and wheel profile is designed using the parallel programming. The wheel-rail contact geometry characteristics, wheel-rail contact mechanical properties and the vehicle dynamic behaviors are investigated with the new designed wheel tread. The results show that the wheel profile reverse design method has high computation efficiency and good convergence. The wheel-rail contact performances and the vehicle dynamics behaviors are improved and can meet the high speed running requirement. When the wheel is worn, the vehicle has better dynamic behaviors with new designed wheel, and the wheel tread live-span will be expanded.

Key words: High-speed vehicle Wheel-rail Profile design Parallel computing Rolling radius difference

0 前言

随着列车运营速度的不断提高, 轮轨伤损日益

严重, 铁路维修成本将大幅度提高。改进车轮踏面的几何形状是改善轮轨关系的有效方法之一, 而目前对踏面的设计往往采用传统的经验设计法, 设计目标也往往只追求踏面运营初期较好的动力学性能, 对磨耗之后的性能考虑较少。

HELLER 等^[1]提出了一种基于车辆动力学性能的车轮踏面优化设计方法。WU^[2]基于轮轨型面匹配

* 国家自然科学基金(U1134202, 51275427)、国家科技支撑计划(2009BAG12A01-B08-1/B03)、教育部创新团队(IRT1178)和国家重点实验室自主研究课题(2012TPL-T14)资助项目。20121206 收到初稿, 20130628 收到修改稿

的设计概念,提出了一种扩展方法来设计车轮踏面,以达到降低轮轨磨损的目的。PERSSON 等^[3]发展了一种基于遗传算法的车轮踏面设计方法。张剑等^[4]改进了扩展方法并用其对 LMa 踏面进行了局部的改进,对降低轮轨接触应力起到了很好的效果。同济大学的 SHEN 等^[5]研究了一种用接触角曲线反推的方法来设计车轮踏面外形,之后又开发了基于给定滚动圆半径差或接触角差反求车轮外形的程序^[6],该方法能够综合考虑动力学特性与轮轨匹配特性。崔大宾等^[7]提出了一种基于轮轨法向间隙的车轮踏面设计方法以减小轮轨表面接触应力,随后提出了考虑轮轨磨损性能的车轮踏面设计方法^[8]。SHEVTSOV 等^[9-10]基于轮对滚动圆半径差,采用数值优化方法对车轮踏面进行了优化,以提高车辆的动力学性能,但难以保证设计踏面具有较好的轮轨几何匹配性能以实现低磨损低接触应力的滚动接触。POLACH 等^[11]研究了等效锥度对车辆横向稳定性的影响,为车轮踏面设计提供了依据。CUI 等^[12]详细分析了车辆系统参数对高速列车临界速度的影响,研究指出临界速度并不简单地表现为其随等效锥度的降低而升高,而是存在一个与车辆悬挂参数最佳匹配的等效锥度。踏面凹型磨损是铁路车轮中常见的问题,FRÖHNING 等^[13]详细分析了凹形磨损踏面对初始滚动接触疲劳的影响。SAWLEY 等^[14]研究了凹形磨损踏面对车辆横向稳定性的影响。

近年来对车轮踏面的数值优化主要集中在反求法上,此类方法首先设计踏面的性能参数,目的性强。本文通过对轮轨接触几何关系的详细推导和联立使用,获得了根据轮径差反推踏面外形的踏面设计方法。根据实测踏面磨损特性对踏面轮径差进行了设计,求得了性能较好的车轮踏面。

1 计算模型

1.1 模型的建立

铁道车辆轮轨之间存在动态相互接触关系,如图 1 所示。假定轮轨均为刚性体,当轮对出现一定横移量 y 时的轮轨接触几何关系可抽象出图 2 所示的几何模型。

图 1 中, A, B 为左右轮轨接触点; y 为轮对横移量; b 为左右滚动圆间距离之半; L 为轮轨接触点间横向距离之半; r_l, r_r 为分别为左右车轮滚动圆半径; ϕ 为轮对侧滚角。

图1 轮轨接触示意图

图2 轮轨接触几何模型

图 2 所示的抽象模型中, AO, BO' 为左右车轮滚动圆半径; AC 平行于 OO' , 其长度为左右滚动圆间距; AE 为接触点水平距离; BE 为接触点垂向距离; AE 交 BC 于 D 点。设钢轨上 A, B 两点的垂向坐标分别为 Z_{ra}, Z_{rb} , 则图 2 中存在如下几何关系

$$AE = 2L \quad (1)$$

$$AC = 2b \quad (2)$$

$$BE = Z_{rb} - Z_{ra} \quad (3)$$

$$BC = r_l - r_r = \Delta R(y) \quad (4)$$

在直角三角形 ACB 中

$$AC = \sqrt{AB^2 - BC^2} = \sqrt{AE^2 + BE^2 - BC^2} \quad (5)$$

由 $\triangle ACD \approx \triangle BED$ 可得

$$CD = \frac{AC \times AE \times BE - AC^2 \times BC}{BE^2 - AC^2} \quad (6)$$

侧滚角的解析表达式为

$$\phi = \arctan \frac{CD}{AC} = \arctan \frac{AE \times BE - AC \times BC}{BE^2 - AC^2} \quad (7)$$

根据式(1)~(7)可以建立轮轨接触点坐标、滚动圆间距离、轮径差及侧滚角之间的关系。铁道车辆的动力学性能,包括直线运行稳定性、平稳性及曲线通过性能,与轮轨接触几何关系存在密切联系。工程上一般将等效锥度作为间接的动力学性能指标,等效锥度与轮径差存在

$$\gamma = \frac{\Delta R}{2y} \quad (8)$$

将左右轮轨踏面坐标固定在轮对对位位置接触点处。则轮对横移量为零时,轮轨踏面局部坐标

完成重合。设轮轨接触点轨头偏移量函数 δ 已知, 根据轮轨踏面坐标系之间的位置可得在某横移量下车轮上接触点坐标 (Y_{wa}, Z_{wa}) 、 (Y_{wb}, Z_{wb}) 与钢轨上接触点坐标 (Y_{ra}, Z_{ra}) 、 (Y_{rb}, Z_{rb}) 存在以下关系

$$Y_{wa} \cos \phi_y - Z_{wa} \sin \phi_y + r_0 \sin \phi_y - b(1 - \cos \phi_y) = -y + \delta(y) \quad (9)$$

$$Y_{wb} \cos \phi_y + Z_{wb} \sin \phi_y - r_0 \sin \phi_y + b(1 - \cos \phi_y) = -y - \delta(-y) \quad (10)$$

$$Z_{wa} \cos \phi_y + Y_{wa} \sin \phi_y + b \sin \phi_y + r_0(1 - \cos \phi_y) = Z_{ra} \quad (11)$$

$$Z_{wb} \cos \phi_y + Y_{wb} \sin \phi_y + b \sin \phi_y + r_0(1 - \cos \phi_y) = Z_{rb} \quad (12)$$

另外

$$Z_{wb} - Z_{wa} = \Delta R(y) \quad (13)$$

式中, r_0 为轮对横移为零时车轮踏面坐标原点到车轴的距离。在轮轨接触点处, 车轮和钢轨顶面线形导数之间存在

$$g_w(Y_{wa}) + \phi = g_r(Y_{ra}) \quad (14)$$

$$g_w(Y_{wb}) - \phi = g_r(Y_{rb}) \quad (15)$$

假设优化过程中轮轨踏面梯度不变, 在给定钢轨顶面、轨头接触点偏移量函数和轮径差函数的前提下, 根据式(1)~(15)可求出不同横移量下的车轮踏面接触点坐标值, 最后采用三次样条对获得的接触点坐标值进行拟合即可获得踏面曲线外形。

在具体的踏面设计过程中, 可以根据现场经验设计出较合理的轮径差曲线及轨头接触点偏移量曲线, 对车轮踏面进行反求计算。而实际操作中, 上述两性能曲线中的一条改变, 必然会影响另一条。也就是说两条曲线很难同步进行调整; 并且在优化过程中踏面梯度是变化的, 这就决定了采用式(1)~(15)难以得到踏面的准确解析解。

在最近的研究中, 首先根据原轮轨接触状态调整轨头接触点偏移量函数, 确保函数的光滑性与单调性, 但在数值计算中该函数并不优先保证, 需要优先保证的是轮径差函数。这种操作可能导致轮轨接触点的跳跃现象, 如果跳跃现象不严重, 可以在踏面拟合时通过对三次样条控制来避免踏面出现“波浪形”。当给定的接触点偏移量函数与轮径差函数不匹配时, 接触点跳跃现象就会很明显, 而使踏面设计失败, 这就需要重新调整优化目标, 给设计过程带来困难。为解决两曲线不能同步调整而影响设计踏面轮径差与目标轮径差的逼近程度的问题, 在计算中用修正系数 ξ 对侧滚角进行修正, 并采用 Neldes-Mead 方法^[15]对 ξ 进行调整, 得到了较好的设计结果。

1.2 模型的求解

采用 ξ 对侧滚角修正后, 由式(1)~(15)便可得到各轮对横移量下对应的踏面接触点坐标值。所得踏面轮径差与目标轮径差的逼近程度可以用修正系数 ξ 表示, 因此只要寻找满足计算精度的侧滚角修正系数 ξ 便可获得所求踏面。

传统的优化方法都需要计算目标函数的梯度从而确定最佳的搜索方向, 但该问题中轮轨接触点位置采用数值法求得, 这就决定了目标函数很难用具体的函数表达式给出, 也就难以给出目标函数的梯度。测试表明采用数值微分公式近似计算得到的目标函数偏导数存在严重的病态问题, 这就要求采用一种不需要梯度信息的搜索方法对目标函数进行优化。

Neldes-Mead 方法是一种不依赖于梯度信息的局部最小点搜索方法, 其基本思想如下: 根据自变量的个数 n , 选取 $n+1$ 个顶点构成单纯形, 求出这些顶点处的目标函数值, 并加以比较, 确定它们当中目标值最大的点及函数值的下降方向, 再设法找到新的比较好的点, 替换掉目标值最大点, 从而构成新的单纯形。随着这种迭代过程的不断进行, 新的单纯形将向着极小点逼近。这样经过若干次迭代, 即可得到满足收敛准则的近似解。在寻找新的较好点时采用映射、延伸、压缩或减小棱长等^[16-17]步骤。算法的收敛准则为

$$\left\{ \frac{1}{n+1} \sum_{i=1}^{n+1} \left[f(\xi^i) - f(\bar{\xi}) \right]^2 \right\}^{1/2} < \varepsilon \quad (16)$$

式中, ξ^i 为第 i 组修正系数矢量, $\bar{\xi}$ 为 $n+1$ 组修正系数矢量组成的单纯形的形心, f 为优化踏面轮径差与目标轮径差的最大偏移量, ε 为允许误差值。

为避免优化过程搜索到局部最优解, 编制了适合作为初始变量的随机发生器。通过该随机发生器随机获取有限组变量作为优化的初始解, 再利用开发的基于 Neldes-Mead 方法的并行计算程序获得近似全局最优解。

如果初始解足够多, 所覆盖范围足够大, 理论上可以认为所得结果为目标函数的全局最优解。但初始解过多, 计算范围过大都会严重影响计算效率。研究表明, 侧滚角修正系数随轮对横移量的增加严格增大, 且在轮缘帖靠之前, 修正系数小于 2。初始变量的随机发生器中, 首先获得(0, 2)上的随机均匀分布序列, 并将序列中的元素按从小到大顺序排列得有序序列 η , 将 η 作为逐渐增加轮对横移量时的侧滚角修正系数初始解。获得最优侧滚角修正系数 ξ 后, 根据式(1)~(15)便可获得所需车轮踏面。

具体计算流程如图 3 所示, 所增设的线程数量不能超过工作站的 CPU 数量。

图 3 并行 Nelder-Mead 法踏面反求设计流程

图 3 中, $\xi_{k,n}$ 为第 k 次循环中随机发生器获得的第 n 组初始解; $\xi_{k,n}^{end}$ 和 $f_{k,n}^{end}$ 为由初始解 $\xi_{k,n}$ 获得的最优解及最优目标函数值; ξ_k^{end} 、 f_k^{end} 为第 k 次循环中所有线程所得结果中的最优参数及函数值。

为合理控制计算精度与计算效率, 算法采用了以下两种终止准则。

(1) 不改进规则控制法, 即在给定的迭代次数内没有改进目标函数最优解, 则算法终止, 如式(17)所示

$$\min\{f_{k+1}, f_{k+2}, \dots, f_{k+m}\} \geq f_k \quad (17)$$

(2) 时间控制法, 即当前迭代步计算完成后所用时间超过预设时间, 则算法终止。用式(18)表示

$$t_k \geq T \quad (18)$$

2 最佳轮径差选择

在踏面设计时, 习惯上把踏面划分为三个不同的功能区^[18], 如图 4 所示, 其中区域 A 主要影响车辆的运行稳定性, 在踏面设计时应保证该区域具有设定的等效锥度。区域 B 与 C 在轮对出现较大横移量时才会接触, 设计应使 B、C 区域具有较大的接

触角差, 以提高轮对的恢复对中性能。同时各区域还应考虑抗凹形磨耗的能力。

图 4 踏面接触功能区

为找出临界速度随踏面等效锥度的变化关系, 对某既有提速线路上运营的某型动车组的车轮磨耗情况进行了跟踪测试, 如图 5 所示。注意到磨耗深度随运行里程的增加而增大, 踏面磨耗速率逐渐加快。在列车运行 20~25 万 km 时踏面名义滚动圆处磨耗量达 3.5 mm, 凹陷值达 0.8 mm, 这必将严重影响车辆的运行性能。

图 5 实测踏面的磨耗形态

目前有许多对车辆系统稳定性的评价准则^[19-21], 但都存在其局限性^[22-24]。在对轮轨接触几何进行评价时, 通常采用轮对横移 3 mm 处的等效锥度作为踏面的名义等效锥度^[19]。在对踏面性能的研究中发现, 即使 3 mm 横移量下等效锥度相同的两个踏面, 它们的动力学性能也会存在很大差异^[22-24]。本文采用轮对横移量评价标准对各个磨耗时期的车辆的临界速度进行了求解, 如图 6 所示。车辆临界速度判定方法如下, 首先让车辆系统以某一速度在施加了具体不平顺的轨道上运行, 观察车辆系统是否失稳, 如果系统失稳, 则认为此速度高于系统临界速度, 否则再进行非线性失稳速度^[25]的求解。即采用轨道不平顺激励下不失稳时的非线性失稳速度作为车辆系统的临界速度。

图6 等效锥度与临界速度随运行距离的变化

可以看出,初始 LMa 踏面具有较高的临界速度,但随踏面的磨损的增加临界速度迅速降低,这将严重影响车轮的使用寿命。众多研究与现场实践发现,车轮踏面的“凹形磨耗”是导致某些轮轨损伤及车辆失稳的主要原因^[13-14]。抑制凹形磨耗可以有效增加车轮旋修周期。

图7给出了不同磨损时期车轮踏面的梯度曲线,可以明显看出,当车辆运行10万km之后,踏面梯度出现了负值,也就是说踏面变化开始出现非单调情况,即所谓的“凹形磨耗”。踏面梯度曲线上第一个零点,对应于踏面磨损深度最大位置,也就是“凹形磨耗”的谷底。梯度曲线上的第二个零点所对应位置为踏面“凹形磨耗”的结束位置,由于此处的性质与踏面轮缘相似,故被称为“假轮缘”。

图7 不同磨损时期踏面的梯度函数

从图7中还可以看出,踏面磨损10万km里时位于踏面名义滚动圆外约20mm处梯度开始出现负值。随着踏面磨损量的增大,凹形磨耗的谷底向名义滚动圆侧移动。同时梯度的第二个零点向踏面外侧移动,凹形磨耗宽度及深度都有所加大。在一个镟轮周期内,踏面磨损量最大位置处所对应的原始踏面为一段1:40的直线,梯度处于一个较低的水平。随着踏面磨损量的增加,该处梯度最先降低到

零而形成假轮缘。为了抑制假轮缘的形成,必须提高踏面该处的梯度。但提高梯度会相应的增加踏面的等效锥度,当等效锥度达到一定值后,继续增大等效锥度会降低车辆的稳定性,所以踏面的梯度也不能无限制的提高。同时应根据不同磨损时期踏面梯度的变化趋势,设定踏面外侧线条,已达到抑制凹形磨耗的目的。

根据实测的踏面磨损状态,利用车辆轨道耦合动力学模型进行数值仿真,找出了踏面临界速度随等效锥度的变化规律。图8中可以看出,随踏面等效锥度的变化,车辆的临界速度呈先增加后降低的趋势。其最大临界速度所对应的等效锥度被称为最佳等效锥度。根据经验,踏面等效锥度设置不宜超过0.1。图6中给出了实测不同磨损时期踏面等效锥度与临界速度之间关系,可以看出新轮处于最佳等效锥度位置,可以最大限度满足车辆运行需求,但磨损5万km后踏面的等效锥度迅速超出经验值,对应车辆临界速度出现大幅降低,当车辆运行10万km里时,踏面等效锥度增大到0.166。

图8 临界速度随等效锥度的变化

研究发现,为使踏面具有更长的使用寿命,不应过分追求初始踏面处于最佳等效锥度附近,而应全面考虑车轮磨损后的动力学特性。一般认为,如果踏面等效锥度随磨损量的增加而增加,应将初始等效锥度设置在最佳等效锥度的左侧,但从图8中可以看出,最佳等效锥度左侧区域,随等效锥度的降低车辆稳定性迅速下降,即临界速度对等效锥度的变化高度敏感,等效锥度稍稍变化将导致临界速度发生较大的变化。并且踏面等效锥度过低,将给车削加工带来困难。因为车辆稳定性对最佳等效锥度右侧区域的敏感性相对较小,可以保证较好的动力学性能,进而减缓踏面磨损速率,故将初始踏面等效锥度设置在最佳等效锥度与经验线之间。

为提高踏面的恢复对中性能, 将轮对横移 5~8 mm 时车轮接触点处的等效锥度提高到 S1002 踏面水平。根据式(8)求出对应的轮径差曲线, 将该曲线作为优化的目标轮径差曲线。调整前后的踏面轮径差曲线如图 9 所示。

图 9 目标轮径差曲线

目标轮径差在 6~8 mm 存在一定的偏差, 这是由于求解方程中所给定的轮径差曲线及轨头接触点偏移量不协调所致, 并且这种不协调所造成的设计值与目标值的偏差随给定的目标滚动圆半径差函数的插值点数增加而增大。本文的研究中插值步长取 0.25 mm。

图 11 优化踏面轮差与目标值的差异

3 设计结果分析

3.1 设计结果

根据图 9 所示的设计目标对踏面进行了反求设计, 并对图 4 所示的 C 区域进行了调整。根据图 7 所调查的磨耗踏面梯度变化情况, 将 LMa 踏面外侧直线联接点移动至磨耗踏面梯度最先出现零点的位置, 并采用适当的圆弧过渡, 以达到抑制假轮缘产生的目的。图 10 给出了设计前后踏面的对比图, 将新设计踏面以 OPT 表示。由于计算程序中没有对轮缘部分进行设计, 导致新设计踏面轮缘部分与原 LMa 踏面存在较大差异。轮缘部分可以在踏面设计完成后根据车辆运行的安全性要求合理调整。

图 10 设计前后踏面外形

图 11 中可以看出, 新设计踏面的轮径差与目标轮径差吻合性较好, 说明该方法可以根据给定轮径差函数实现踏面的反求设计。但设计踏面轮径差与

图 12 给出了 LMa 车轮踏面磨耗最严重位置的踏面梯度分布曲线。可以看出新设计踏面梯度在名义滚动圆外 10 mm 处降到最低点, 之后踏面梯度逐渐增加, 到 22 mm 处梯度增大到较高水平。从踏面磨耗梯度分布曲线(图 7)上可以看出, 名义滚动圆外 10~22 mm 对应踏面不同磨耗时期磨耗“谷底”的位置。该区域的梯度被提高, 可以减缓磨耗后踏面梯度迅速降低到零线以下, 起到有效抵制踏面凹形磨耗的目的。

图 12 踏面梯度分布

3.2 轮轨接触状态

图 13 给出了设计前后轮轨接触点分布状态。新设计的车轮踏面与 CN60 轨配合时, 接触点分布较为均匀, 接触位置向轮缘根部偏移, 这可以有效降低踏面中部的磨耗, 使整个踏面磨耗趋于均匀。新设计踏面轮缘根部与钢轨的接触次数较 LMa 踏面有了明显的提高, 这会加剧踏面根部的磨耗, 有利于增加车轮踏面磨耗宽度。

图13 轮轨接触点对分布

为比较设计踏面的轮轨接触性能,用 Kalker 的三维弹性体非赫兹滚动接触理论^[26-29]对两种踏面的接触力学特性进行了分析。图 14 给出了轮对对中位置的接触斑正压力密度分布。由图 14 可以看出,在轮对处于对中位置,新设计踏面正压力密度较小,这可以有效减缓踏面对中位置的磨损速度。

图14 轮对处对中位置接触斑正压力密度

图 15 给出了不同横移量下轮轨最大正压力密度。由图 15 可以看出,在轮对横移 6 mm 之内,两种踏面的最大正压力密度相差不大,当横移量为 6~9 mm 时,新设计踏面的正压力密度明显高于 LMa 踏面,这将增加该区域踏面的磨损速度,增加踏面的磨损宽度,可以有效提高磨损后踏面的动力学性能。

图15 轮轨最大正压力密度

3.3 动力学性能

通过时域响应法对车辆的直线运行稳定性进行了分析,找出了安装不同踏面时的车辆运行临界速度。原 LMa 踏面车辆的临界速度为 670 km/h,换用新设计踏面后车辆的临界速度为 633 km/h,较 LMa 踏面略低。

图 16 采用 Sperling 平稳性指标对两种不同车轮车辆的横向平稳性进行了比较分析。可以看出,车辆的横向平稳性指标随运行速度的提高逐渐增大。当车辆以 260 km/h 以下速度行驶时,装有两种踏面的车辆横向平稳性指标相差不大。当速度超过 260 km/h 后,LMa 踏面横向平稳性指标高于新设计踏面,但新设计踏面能够满足车辆以更高速度运行。

图16 横向平稳性指标

虽然许多学者投入轮轨磨损预测工作,并取得了丰硕成果,但由于现有车轮踏面磨损预测模型很难考虑钢轨磨损状态、雨雪和材料硬化等多种因素的影响,数值模拟结果与现场实测数据往往存在较

大差异,加之计算效率等问题也难以精确预测一个铰修周期踏面的磨损外形。本文通过大量现场实测发现,车轮磨损状态除与踏面外形有关外,很大程度上取决于钢轨磨损外形及车辆系统参数。本文根据实测踏面磨损外形反推出新设计踏面不同运行时期的磨损外形,保证相同时期内新设计踏面磨损量与磨损位置与实测踏面相似^[30]。采用轮对横向加速度方均根值对不同运行时期的车辆横向稳定性进行了分析^[19],如图 17 所示。可以看出,新设计踏面等效锥度在前 10 万 km 内较为稳定,之后与 LMa 相似,呈上升趋势。临界速度在前 10 万 km 下降较为缓慢,10 万 km 后临界速度迅速降低。新设计踏面运行 35 万 km 时,其等效锥度与原 LMa 踏面运行 25 万 km 的情况相近,对应临界速度高于原 LMa 踏面运行 25 万 km 时车辆临界速度。从临界速度方面看,新设计踏面可以有效延长车轮铰修周期约 10 万 km。

图 17 设计前后踏面等效锥度与临界速度

4 结论

(1) 对轮轨接触几何关系进行了细致推导,找出了轮径差、轮轨型面以及轮轨接触点轨头偏移函数之间的关系,提出根据轮径差对车轮踏面的并行反求设计方法。

(2) 根据实测的车辆踏面磨损状态,对踏面等效锥度及不同磨损时期踏面的临界速度进行了计算,获得了临界速度随等效锥度的变化关系。对车轮磨损参数进行分析,找出导致车辆稳定性降低的原因,并设置了合理的目标滚动圆半径差曲线。

(3) 利用踏面并行反求算法对车轮踏面进行了优化,并对优化后踏面性能进行了验证。结果表明,该算法可以有效逼近目标轮径差,且所得踏面具有较好的轮轨接触性能及动力学性能,可以有效延长车轮铰修周期。

参 考 文 献

- [1] HELLER R, LAW E H. Optimizing the wheel profile to improve rail vehicle dynamic performance[C]// Proceedings of the 6th IAVSD-Symposium Technical. University Berlin, 1979: 179-195.
- [2] WU H M. Investigations of wheel/rail interaction on wheel flange climb derailment and wheel/rail profile compatibility[D]. Chicago: The Illinois Institute of Technology, 2000.
- [3] PERSSON I, IWNICKI S D. Optimisation of railway wheel profiles using a genetic algorithm[J]. Vehicle System Dynamics, 2004(41): 517-526.
- [4] 张剑, 温泽峰, 孙丽萍, 等. 基于钢轨型面扩展法的车轮型面设计[J]. 机械工程学报, 2008, 44(3): 44-49. ZHANG Jian, WEN Zefeng, SUN Liping, et al. Wheel profile design based on rail profile expansion method[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2008, 44(3): 44-49.
- [5] SHEN G, AYASSE J B, CHOLLET H, et al. A unique design method for wheel profiles by considering the contact angle function[C]// Proceedings of the I MECH E, Part F J. Rail Rapid Transit, 2003(217): 25-30.
- [6] 沈钢, 钟晓波. 铁路车轮踏面外形的逆向设计方法[J]. 机械工程学报, 2010, 46(16): 41-48. SHEN Gang, ZHONG Xiaobo. Inverse method for design of wheel profiles for railway vehicles[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2010, 46(16): 41-48.
- [7] 崔大宾, 李立, 金学松, 等. 基于轮轨法向间隙的车轮踏面优化方法[J]. 机械工程学报, 2009, 45(12): 205-211. CUI Dabin, LI Li, JIN Xuesong, et al. Numerical optimization technique for wheel profile considering the normal gap of the wheel and rail[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2009, 45(12): 205-211.
- [8] CUI Dabin, HUANG Zhaowei, JIN Xuesong, et al. A new wheel profile design method for high-speed vehicle[C]// Proceedings of the 1st international workshop on high-speed and intercity railways. Shenzhen. 2012: 225-241.
- [9] SHEVTSOV I Y, MARKINE V L, ESVELD C. Optimal design of wheel profile for railway vehicles[J]. Wear, 2005(258): 1 002-1 030.
- [10] HAMID J, BEHROOZ F, MOHAMMAD A, et al. A numerical optimization technique for design of wheel profiles[J]. Wear, 2008(264): 1-10.

- [11] POLACH O, VETTER A. Methods for running stability prediction an their sensitivity to wheel/rail contact geometry[C]//The 6th International Conference on Railway Bogies and Running Gears. Budapest, 13-16 Sept. 2004: 191-200.
- [12] CUI Dabin, LI Li, JIN Xuesong, et al. Influence of vehicle parameters on critical hunting speed based on Ruzzicka model[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2012, 25(3): 536-542.
- [13] FRÖHLING R, EKBERG A, KABO E. The detrimental effects of hollow wear-field experience and numerical simulations[J]. Wear, 2008(265): 1283-1291.
- [14] SAWLEY K, URBAN C, WALKER R. The effect of hollow-worn wheels on vehicle stability in straight track[J]. Wear, 2005(258): 1100-1108.
- [15] AVRIEL M. Nonlinear programming: Analysis and methods[M]. New York: Dover Publications Inc., 1976.
- [16] 陈宝林. 最优化理论与算法[M]. 北京: 清华大学出版社, 2005.
CHEN Baolin. Optimization theory and algorithm[M]. Beijing: Tsinghua University Press, 2005.
- [17] 于燕荪, 黄文振. 新单纯形优化算法—准最优方向搜索法[J]. 机械设计与研究, 1985(2): 33-38.
YU Yansun, HUANG Wenzhen. New simplex optimization algorithm- Quasi optimal direction search method[J]. Research and Design of Machinery, 1985(2): 33-38.
- [18] 国际重载协会. 国际重载铁路最佳应用指南—轮轨关系[M]. 北京: 中国铁道出版社, 2009.
International Heavy Haul Association. Guidelines to best practices for heavy haul railway operations—wheel and rail interface issues[M]. Beijing: China Railway Press, 2009.
- [19] International Union of Railways. UIC 518 Testing and approval of railway vehicles from the point of view of their dynamic behavior – Safety – Track fatigue – Ride quality[S]. 2nd ed. Paris, 2003.
- [20] European Committee for Standardization. prEN 14 363 Railway applications – Testing for the acceptance of running characteristics of railway vehicles – Testing of running behavior and stationary tests[S]. Brussels, 2002.
- [21] International Union of Railways. UIC 515 Passenger rolling stock – Trailer bogies – Running gear – General provisions applicable to the components of trailers[S]. Paris, 1993.
- [22] POLACH O. On non-linear methods of bogie stability assessment using computer simulations[J]. Journal of Rail and Rapid Transit, 2006(220): 13-27.
- [23] POLACH O. Influence of wheel/rail contact geometry on the behaviour of a railway vehicle at stability limit[C]// Proceedings of ENOC-2005, Eindhoven University of Technology, The Netherlands, 2005: 2203-2210.
- [24] ORVNÄS A, ANDERSSON E, PERSSON R. Development of track-friendly bogies for high speed-A simulation study[R]. Stockholm: KTH Railway Group, 2007.
- [25] 张曙光. 高速列车设计方法研究[M]. 北京: 中国铁道出版社, 2009.
ZHANG Shuguang. Design methethod of high-speed train [M]. Beijing: China Railway Press, 2009.
- [26] NETTER H, SCHUPP G, RULKA W, et al. New aspects of contact modeling and validation within multibody system simulation of railway vehicles[J]. Vehicle System Dynamics Supplement, 1998(28): 246-269.
- [27] KALKER J J. Three-dimensional elastic bodies in rolling contact[M]. Dordrecht: Kluwer Academic Publishers, 1990.
- [28] 金学松, 温泽峰, 张卫华. 两种型面轮轨滚动接触应力分析[J]. 机械工程学报, 2004, 40(2): 5-11.
JIN Xuesong, WEN Zefeng, ZHANG Weihua. Analysis of contact stresses of wheel and rail with two types of profiles[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2004, 40(2): 5-11.
- [29] 金学松, 温泽峰, 张卫华. 轮对运动状态对轮轨滚动接触应力的影响[J]. 工程力学, 2004, 20(1): 165-173.
JIN Xue-song, WEN Zefeng, ZHANG Weihua. Effect of wheelset motions on the rolling contact stresses of wheel and rail[J]. Engineering and Mechanics, 2004, 20(1): 165-173.
- [30] CUI D B, HUANG Z W, JIN X S, et al. A new wheel profile design method for high-speed vehicle[J]. Lecture Notes in Electrical Engineering, 2012(147): 225-241.

作者简介: 薛弼一, 男, 1966 年出生, 博士, 研究员。主要从事机车车辆设计及理论的研究。

E-mail: ben.xue@aib.cn

崔大宾, 男, 1982 年出生, 博士。主要从事机械设计及理论的研究。

E-mail: cdb1645@163.com

李立, 女, 1965 年出生, 博士, 教授, 博士研究生导师。主要从事机械设计及理论的研究。

E-mail: lili@home.swjtu.edu.cn

杜星, 男, 1984 年出生, 博士研究生。主要从事轮轨关系研究。

E-mail: ado04040001@126.com

温泽峰, 男, 1976 年出生, 博士, 研究员, 博士研究生导师。主要从事轮轨关系的研究。

E-mail: zfwen@home.swjtu.edu.cn

金学松(通信作者), 男, 1956 年出生, 博士, 教授, 博士研究生导师。主要从事轮轨关系的研究。

E-mail: xsjin@home.swjtu.edu.cn