

基于轮轨接触特征的转辙器区钢轨廓形设计

陈迪来, 沈 钢, 毛 鑫

(同济大学 铁道与城市轨道交通研究院, 上海 201804)

摘要: 针对道岔转辙器区钢轨容易出现伤损及寿命短等问题, 根据轮轨接触理论, 提出了以滚动圆半径差函数和轮轨间接触点均匀分布为主要的目标, 以轮轨接触点的位置为边界条件, 利用欧拉积分方法求解微分方程, 从而获得钢轨打磨的目标廓形的方法, 并编制了相应的计算程序, 进行了实例验证。结果表明, 优化后的钢轨与车轮有更合理的匹配性, 改善了车辆通过道岔时的动力学性能, 减小了轮轨间的接触应力, 使得接触分布和磨耗更加均匀, 从而能延长钢轨使用寿命。

关键词: 转辙器区钢轨; 廓形设计; 滚动圆半径差函数; 接触应力; 动力学

中图分类号: U270.2

文献标志码: A

Design of Rail Profile in Switch Area Based on Wheel / Rail Contact Characteristics

CHEN Dilai, SHEN Gang, MAO Xin

(Institute of Rail Transit, Tongji University, Shanghai 201804, China)

Abstract: In view of existing serious failures and short service life of rails in the switch area of railway turnouts, based on the wheel-rail contact theory, the method employs the rolling radius difference function and the uniform distribution of the wheel-rail contact points for the primary design objectives. Using the position of the wheel-rail contact points as a boundary condition, the Euler method was adopted to solve the differential equation and obtained the target profile of rail grinding. A computer program based on this method was developed and is validated by way of examples. After the optimization, rail and wheel profiles are better matched, which improves the dynamic performance of rail vehicles crossing turnouts and reduces the wheel-rail contact stress. As a result, the distributions of contact points and wear are more uniform, leading to a prolonged rail service life.

Key words: switch rail; profile optimization; rolling radius difference function; contact stress; dynamic

由于道岔区固有的结构不平顺、复杂的轮轨关系, 导致机车车辆在通过道岔时会产生较大的轮轨间相互作用力, 从而加剧钢轨出现伤损^[1]。钢轨打磨技术作为铁路养护的一种重要方法, 能消除和抑制轨面伤损, 延长钢轨的使用寿命。

优化设计的钢轨廓形能保证列车运行安全性、动力学性能以及轮轨磨耗处于一个较为合理的状态, 从而有效地延长钢轨的使用寿命^[2]。国内外很多学者对轮轨型面进行了深入研究, Shevtsov 等^[3]提出了基于滚动圆半径差(RRD, ΔR)函数的车轮踏面优化设计, 采用数值分析方法对车轮踏面进行了优化设计, 改善了车辆运行性能和减小了轮轨磨损。沈钢等^[4-5]以 RRD 函数为设计目标反推铁道车辆车轮踏面, 减小了轮轨接触应力和使得磨耗更加均匀, 并研制了相应的计算程序。毛鑫等^[6]提出了利用 RRD 函数为核心目标, 以预期的轮轨接触分布为设计边界条件的曲线钢轨打磨廓形设计方法, 该方法既可以针对 2 股钢轨同时设计, 也可以只针对单股钢轨进行设计。该方法在反推设计钢轨时, 以车轮接触点为已知条件反推钢轨, 这样设计出来的钢轨外形为连续的线性, 不适用于设计道岔转辙器区的钢轨特有的凹曲线外形。张继恩^[7]采用了多目标(等效锥度、接触角、接触点分布、接触应力大小和滚动疲劳分析)优化设计的方法, 针对神朔重载铁路小半径曲线的钢轨设计了个性化的打磨廓形, 打磨后的廓形改善了轮轨关系, 延长了钢轨的使用寿命。吴仁义^[8]提出了一种“外形斜率差值最小法”的钢轨廓形设计方法, 旨在减小轮轨接触应力。由于道岔区的轮轨接触关系更为复杂, 对道岔区钢轨廓形的优化研究相

收稿日期: 2018-10-31

基金项目: 中国铁路总公司科技研究开发计划(2017G003-A)

第一作者: 陈迪来(1990—), 男, 博士生, 主要研究方向为车辆系统动力学。E-mail: chendilai@163.com

通信作者: 沈 钢(1963—), 男, 教授, 博士生导师, 工学博士, 主要研究方向为车辆动力学。E-mail: elsg163@163.com

对较少. 赵向东^[9]根据轮轨接触理论,提出了以轮轨法向间隙最小为目标的道岔区钢轨廓形的优化设计方法,该方法能有效降低轮轨间的接触应力. 徐井芒等^[10]分析了道岔尖轨取不同轨距角半径对轮轨接触应力、接触斑及尖轨内部应力的影响,从而选取合理的轨距角的圆弧半径. 王平等^[11]利用二次序列的方法减小 RRD,优化道岔转辙器区的尖轨,确保车辆直向高速通过道岔时,具有较高的稳定性,但是该方法只优化了转辙器区的某一截面. Palsson^[12]建立了基于接触压力和轮轨接触中的能量耗散的多目标最小值优化方法,利用遗传性优化算法优化设计了道岔转辙器区的钢轨外形,以改善车辆在过岔时的动力学性能,但在转辙器区的钢轨上增加了垂向载荷.

RRD 函数是描述轮对和钢轨接触的最主要特征之一,它对机车车辆的稳定性、曲线通过性以及轮轨磨耗有着重要的影响,也决定了轮对的动态性能^[5]. 本文以 RRD 函数为主要目标函数,以轮轨接触点的位置为边界条件,提出以优化轮轨动力学性能为核心的道岔转辙器区的钢轨打磨廓形的设计方法,利用欧拉积分方法,依据钢轨上的横坐标直接反推设计钢轨纵坐标,从而获得钢轨的打磨廓形. 利用该方法优化设计 CN60-350-1:12 普速单开道岔(曲线半径 350 m,辙叉角为 1:12),并同时考虑直向过岔和侧向过岔 2 种工况,比较优化前后的轮轨接触几何以及车辆过岔时的动态相互作用.

1 转辙器区钢轨的优化设计

1.1 优化算法的描述

首先给定某车轮外形、待优化设计的钢轨外形、以及轮轨接触计算的基本参数(轨距、轨底坡、轮对内侧距等),根据轮轨接触理论得到 RRD 曲线,考虑车辆运行的要求,将原始 RRD 曲线修改为理想的 RRD 曲线(即目标 RRD 曲线),将优化后的 RRD 曲线作为设计的主要目标函数,并根据轮轨接触时预期的分布,逆向反推设计出接触区段的钢轨外形,再通过与待优化的钢轨外形进行拼接求得全断面的钢轨优化廓形. 然后对设计好的钢轨外形重新进行轮轨接触分析、接触应力分析、动力学性能分析,判断是否满足期望的设计要求. 若不满足要求,则修改某些设计的参数,重新设计钢轨外形,直到满足设计要求. 设计流程如图 1.

理想的 RRD 函数(目标 RRD 函数)须满足三点

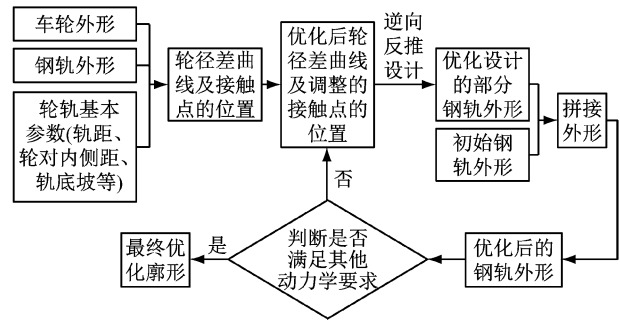


图 1 道岔区钢轨优化设计的流程

Fig.1 Optimization design flow chart of rail in turnouts

要求,即当轮对具有较小横移量时,RRD 应保持较小,从而保证车辆直线上的稳定性;当轮对横移量过大时,RRD 应增大,目的是提高曲线通过性能,降低磨耗,足够的 RRD 能够使得机车车辆在通过曲线时尽可能利用纵向蠕滑率形成的力偶和重力复原力来导向;RRD 函数曲线应保证尽可能地光滑平滑,这样设计出来的廓形能保证接触点较均匀分布,有利于均匀磨耗.

为了方便求解主要问题,给出以下假设:

- (1) 车轮与钢轨均为刚性,不考虑轮轨间的弹性压缩量,这样能避免一个横移量下出现多个轮径差数值,保证设计的结果的唯一性.
- (2) 设计的钢轨外形为凸曲线,即各点切线的斜率单调变化.
- (3) 设计的钢轨区段的横坐标尽量保持单调.
- (4) 设计的钢轨打磨廓形不应该超过原始廓形.

基于以上假设,按照右手定则,轮轨系统坐标系的定义如图 2 所示^[13]. 图中, $Y_r O_r Z_r$ 为系统(轨道系统)坐标系,原点 O_r 坐标为 $(0, 0)$, $Y_w O_w Z_w$ 为轮对坐标系,轮对质心 O_w 在系统坐标系下的坐标为 (y_{w0}, z_{w0}) ,轮对横移量为 y_w ,轮对侧滚角为 ϕ_w .

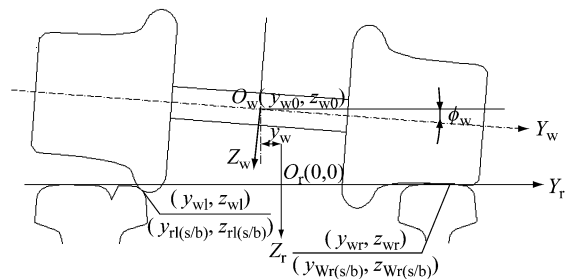


图 2 刚性轮轨单点接触示意

Fig.2 Schematic of single point contact between the rigid wheel and rail

轮对上的接触点在系统坐标系的位置为 $(y_{wl},$

z_{wl} 、 (y_{wr}, z_{wr}) , 钢轨上接触点在系统坐标系中的位置为 $(y_{rl(s/b)}, z_{rl(s/b)})$ 、 $(y_{rr(s/b)}, z_{rr(s/b)})$, 其中下标为 s 代表接触点在基本轨上, 下标为 b 代表接触点在尖轨上. 由于轮轨接触点必重合于空间同一点, 则有

$$\begin{bmatrix} y_{rl(r)(s/b)} \\ z_{rl(r)(s/b)} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos\varphi_w & -\sin\varphi_w \\ \sin\varphi_w & \cos\varphi_w \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} y_{wl(r)} \\ z_{wl(r)} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} y_{w0} \\ z_{w0} \end{bmatrix} \quad (1)$$

由于轮轨接触点必重合于空间上同一点, 说明空间接触点必存在公切面及垂直该面的法线, 使得轮轨外形在各自接触点处的斜率和轮对侧滚角有如下关系:

$$\arctg \frac{dz_{wl(r)}}{dy_{wl(r)}} = \arctg \frac{dz_{rl(r)(s/b)}}{dy_{rl(r)(s/b)}} - \varphi_w \quad (2)$$

轮对侧滚角和其他接触参数的几何关系为

$$\tan \varphi_w = \frac{z_{wl} - z_{wr} - \frac{z_{rl(s/b)} - z_{rr(s/b)}}{\cos \varphi_w}}{|y_{wr}| + |y_{wl}|} \quad (3)$$

RRD 为

$$\Delta R = z_{wl} - z_{wr} \quad (4)$$

为验证 RRD 曲线是否满足预计目标, 定义 RRD 的偏差值为目标函数, 如式(5):

$$f = \min \left\{ \frac{\int_{-y_w \max}^{y_w \max} (|\Delta R_{\text{real}}(y_w) - \Delta R_{\text{opt}}(y_w)|) dy_w}{\int_{-y_w \max}^{y_w \max} \Delta R_{\text{opt}}(y_w) dy_w} \times 100\% \right\} \quad (5)$$

式中: ΔR_{real} 为优化后计算得到的 RRD 函数; ΔR_{opt} 为目标 RRD 函数.

根据上述的假设(1), 轮轨接触点在空间上只有单点接触时, 则有约束条件

$$z_{wl}(y_w) - z_{wr}(y_w) = \min\{z_{wl}(y_w) - z_{wr}(y_w) |_{y=y_w}\} \quad (6)$$

$$\begin{cases} \text{sign}\left(\frac{dz_{wl}}{dy_{wl}}\right) = \text{sign}\left(\frac{dz_{rl(s/b)}}{dy_{rl(s/b)}}\right) \equiv 1 \\ \text{sign}\left(\frac{dz_{wr}}{dy_{wr}}\right) = \text{sign}\left(\frac{dz_{rr(s/b)}}{dy_{rr(s/b)}}\right) \equiv -1 \end{cases} \quad (7)$$

根据假设(2), 钢轨为凸曲线, 则有约束条件

$$\text{sign}\left(\frac{d^2 z_{rl(s/b)}}{dy_{rl(s/b)}^2}\right) = \text{sign}\left(\frac{d^2 z_{rr(s/b)}}{dy_{rr(s/b)}^2}\right) \equiv 1 \quad (8)$$

方程(1)~(4)共有 11 个未知量, 假设已知某侧的钢轨横坐标范围(例如 $y_{rl(s/b)}$)、轮对横移量(y_w)以及目标 RRD 函数($\Delta R(y_w)$), 而车轮外形 y_{wl} 、 z_{wl} 和 y_{wr} 、 z_{wr} 中均只有一个独立变量, 则有 $11 - 3 - 2 = 6$, 因此独立变量个数为 6 个, 与 6 个相互独立的方程正好构成满集的求解条件.

将上述微分代数方程转化为常微分方程, 再利

用欧拉积分方法求解常微分方程.

$$\begin{cases} y_{k+1} = y_k + h \cdot f(x_k, y_k) \\ y_0 = y(x_0) \end{cases} \quad (9)$$

式中: (x_0, y_0) 为微分方程的初始值; h 为积分步长; (x_k, y_k) 为微分方程第 k 次积分的数值; (x_{k+1}, y_{k+1}) 为微分方程第 $k+1$ 次积分的数值; $f(x_k, y_k)$ 为第 k 次积分时的 $y = y(x)$ 导数.

1.2 优化方案

道岔是引导机车车辆改变或跨越所在股轨道的主要设备, 应用最广泛为普通单开道岔. 当直向过岔时(直尖轨贴靠右侧曲基本轨), 如图 3a 所示(虚线表示轮轨接触点可能的位置, 点画线为轨道中心线, 细实线分别为道岔尖轨、尖轨宽度 20 mm、尖轨宽度 50 mm 的位置), 左侧完全由直基本轨承载; 右侧开始由曲基本轨承载(尖轨宽度小于 20 mm), 然后由曲基本轨和直尖轨共同承载(尖轨宽度在 20 mm 到 50 mm 之间), 最后完全由直尖轨承载(尖轨宽度大于 50 mm). 当侧向过岔时(曲尖轨贴靠左侧直基本轨), 如图 3b 所示, 左侧先由直基本轨承载(尖轨宽度小于 20 mm), 然后由直基本轨和曲尖轨共同承载(尖轨宽度在 20 mm 到 50 mm 之间), 然后由曲尖轨完全承载(尖轨宽度大于 50 mm); 右侧曲基本轨完全承载.

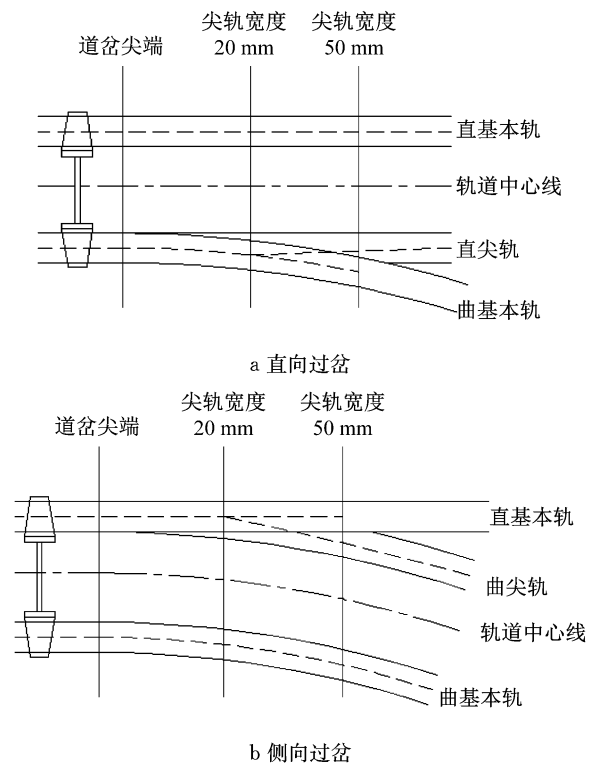


图 3 道岔结构

Fig. 3 Switch structure diagram

尖轨宽度在 20 mm 到 50 mm 之间, 当直向过岔

时,主要优化范围为左侧基本轨全断面及右侧直尖轨,而右侧基本轨则不能理想优化(只有发生轮轨接触的区域,才能被完整地优化设计),这样设计出来的道岔不能很好地满足尖轨降低值的要求.如果为了满足尖轨降低值的要求而简单将右侧曲基本轨向下平移,这样会导致当道岔为曲向时,右侧的基本轨没有得到优化设计.因此,需要同时考虑直向过岔和侧向过岔 2 个工况.

假设直向过岔时,此时尖轨贴靠右侧曲基本轨,第 1 次优化的区域为左侧的基本轨以及右侧的直尖轨区域(粗虚线区域),如图 4a 所示;侧向过岔时,此时尖轨贴靠左侧直基本轨,第 2 次的区域为左侧的尖轨以及右侧的曲基本轨区域(虚线区域),如图 4b 所示.在确保第 1 次优化设计的最大打磨量与第 2 次优化设计的最大打磨量相同时,分 2 种工况进行优化设计,然后将 2 次优化后的区域进行拼接,就能保证优化设计之后的道岔的尖轨降低值仍然满足设计要求.

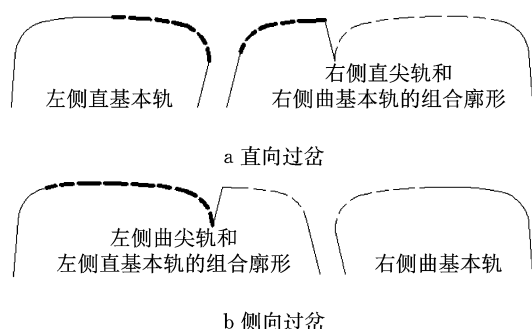


图 4 道岔转辙器区的优化方案

Fig. 4 Optimization plan of rail profiles in switch panel

2 优化实例

2.1 直向过岔

以某 12 号普速单开道岔(CN60-350-1:12,曲线半径为 350 m,道岔辙叉角为 1:12)为例,优化设计了该道岔的关键截面,选取尖轨宽度为 35 mm 的关键截面作为设计实例.轮对踏面为磨损型 LM 踏面.

假设直向过岔时,轮轨原始几何接触特征如图 5 所示,原始轮径差曲线如图 6 实线所示.车轮上接触点与钢轨上接触点的连线依次为轮对横移量为 $-12 \sim 12$ mm,间隔 0.5 mm.

从图 5 中可以看出,轮对横移量在 $[-8, -9]$ mm 和 $[9, 10]$ mm 范围内,轮轨接触点发生了较大的跳跃现象,这会导致列车过岔时产生较大冲击,从而引发安全隐患.列车直向通过道岔,要求具有很高的

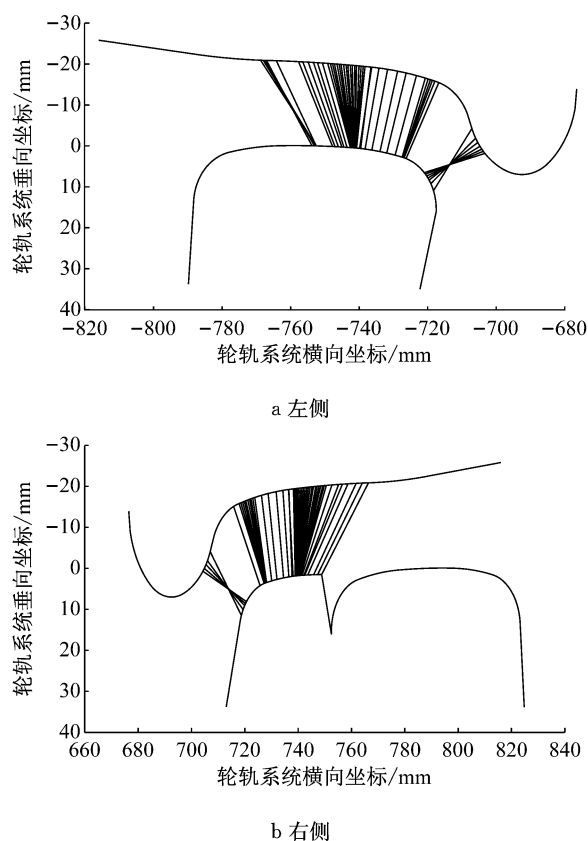


图 5 原始轮轨接触点的分布

Fig. 5 Wheel-rail contact before optimization for a straight turnout

稳定性.目标 RRD 曲线如图 6 虚线所示,要求轮对有较小横移量时 RRD 曲线有较小的斜率,以保证直向通过时的稳定性;较大横移量时,RRD 曲线有较大的数值,具有较高的安全性;且横移量发生变化时,RRD 曲线尽量光滑,使得轮轨接触点尽可能均匀,以减少轮轨磨耗和轮轨冲击.

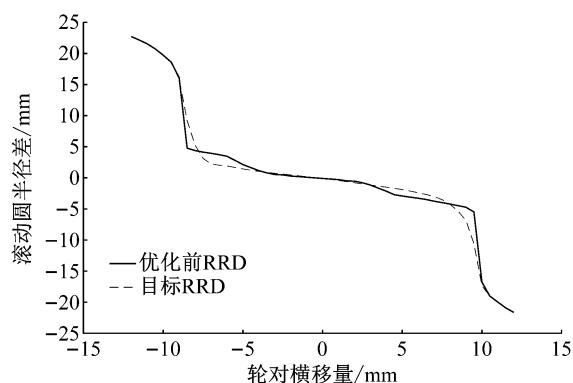


图 6 滚动圆半径差曲线

Fig. 6 RRD curves for a straight turnout

优化设计之后廓形如图 7 所示,左侧钢轨可以优化整个轨头的全部区域,轨距角最大的打磨量为 0.3 mm,而右侧钢轨只能优化尖轨区域,最大打磨

量也为 0.3 mm. 对于右侧的曲基本轨却没有进行优化设计, 这样导致优化后右侧钢轨廓形不满足尖轨降低值的要求.

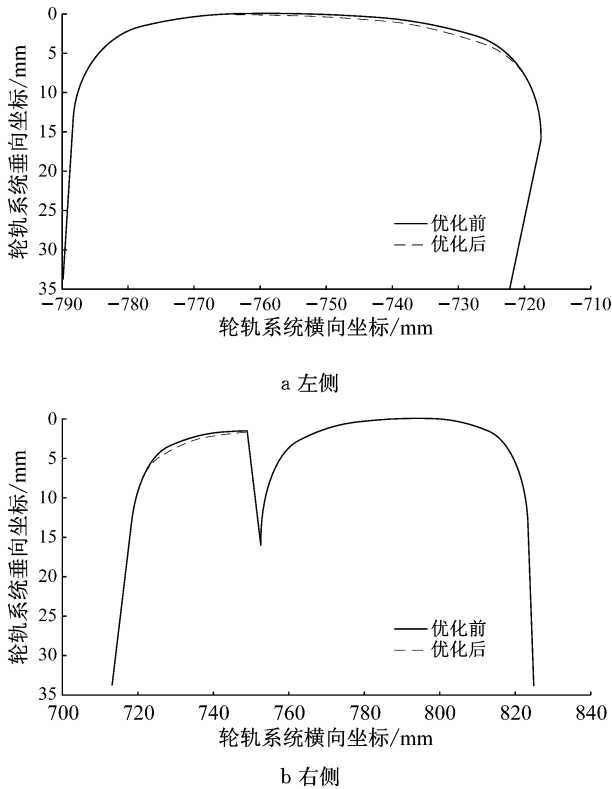


图 7 优化前后廓形对比

Fig. 7 Rail profiles before and after the optimization for a straight turnout

对优化设计后的廓形重新进行轮轨接触计算分析, 如图 8 所示, 从图中可以看出, 左右侧轮轨接触点的分布更加均匀, 能有效降低磨损、增加有效的接触面积, 并且消除了接触点较大的跳跃现象.

从图 9 可见, 优化后的 RRD 曲线与优化设计的目标 RRD 曲线高度一致, 最大误差仅 4.04%, 平均误差仅 2.58%, 因此设计的廓形满足期望目标.

2.2 侧向过岔

为了确保优化设计后的廓形仍然满足尖轨降低值的要求, 需要对右侧的曲基本轨和左侧的曲尖轨进行优化设计. 当侧向过岔时, 其轮轨原始几何接触特征如图 10 所示, 原始轮径差曲线如图 11 实线所示.

从图 10 中可以看出, 轮对横移量在 $[-9, -10]$ mm 和 $[8, 9]$ mm 范围内, 轮轨接触点也存在较大的跳跃现象, 并且在横移量 $[-1, 7]$ mm 和 $[-6, 2]$ mm 范围内, 钢轨上接触点出现明显的集中现象, 这会导致局部磨损过大. 为了确保列车曲向通过时具有较高的安全性, RRD 曲线在横移量较大时需要保证具

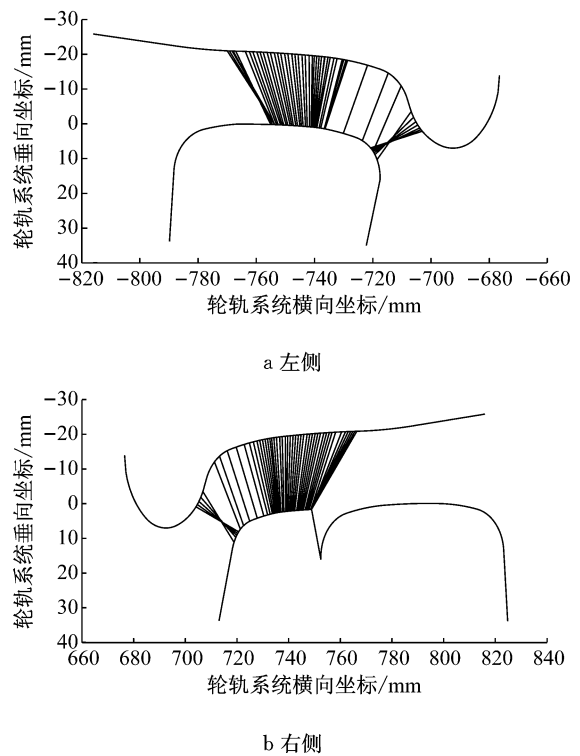


图 8 优化后轮轨接触点的分布

Fig. 8 Wheel-rail contact after optimization for a straight turnout

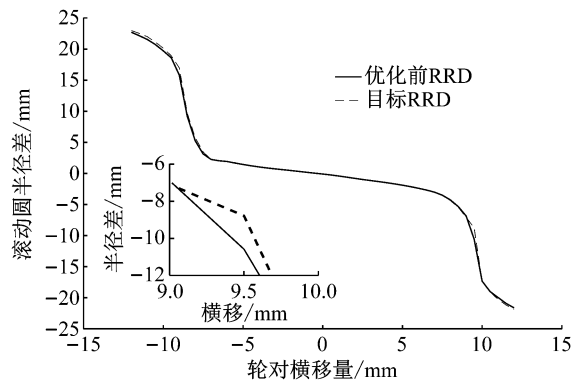


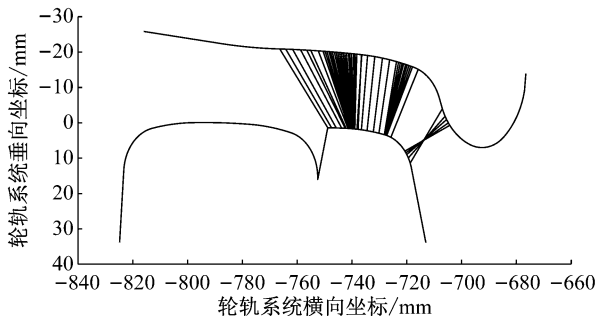
图 9 目标与优化后滚动圆半径差的误差

Fig. 9 Error between of object and optimized RRD for a straight turnout

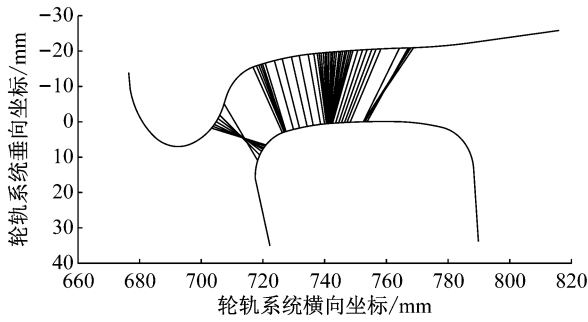
有较大的数值, 且 RRD 曲线尽量光滑. 目标 RRD 曲线如图 11 虚线所示.

优化设计之后廓形如图 12 所示, 并且左右侧钢轨的最大打磨量为 0.3 mm, 这样就能保证左右侧尖轨的降低值满足要求.

对优化设计后的廓形重新进行轮轨接触计算分析, 如图 13 所示. 从图 14 可见, 优化后的 RRD 曲线与优化设计的目标 RRD 曲线高度一致, 最大误差仅 4.23%, 平均误差仅 2.52%, 满足设计要求, 说明优化结果的准确性较高.



a 左侧



b 右侧

图 10 原始轮轨接触点的分布

Fig.10 Wheel-rail contact before optimization for a curved turnout

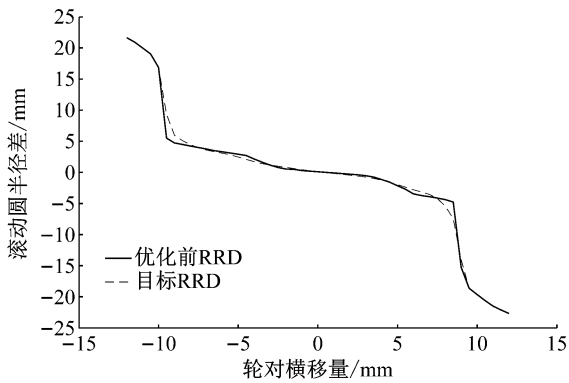


图 11 滚动圆半径差曲线

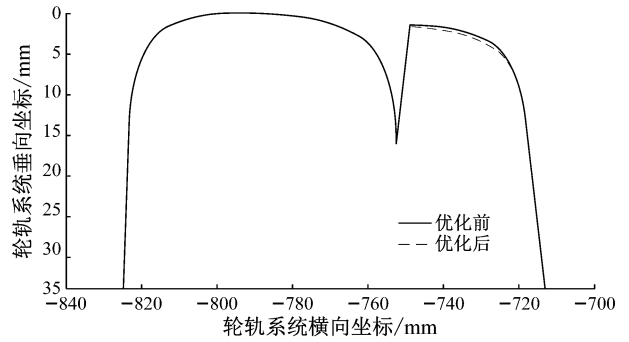
Fig.11 RRD curves for a curved turnout

2.3 道岔区的组合廓形

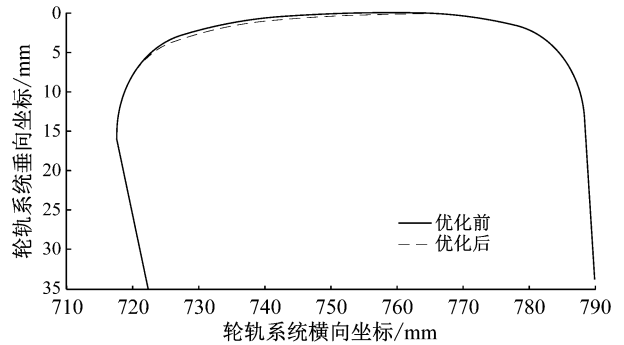
将 2 种工况优化后的钢轨外形进行拼接,得到完整的设计廓形,直向过岔时如图 15 所示.从图中可以看出,右侧直尖轨的最大打磨量为 0.3 mm,右侧曲基本轨的最大打磨量也为 0.3 mm,这样能保证设计后的廓形满足尖轨尖宽为 35 mm 时,尖轨降低值为 1.4 mm.

优化后的接触应力如图 16 所示,从图中可以看出,优化后的轨顶接触区域的应力下降了很多,最大下降了约 45%.

当侧向过岔时,优化后的廓形如图17所示.左



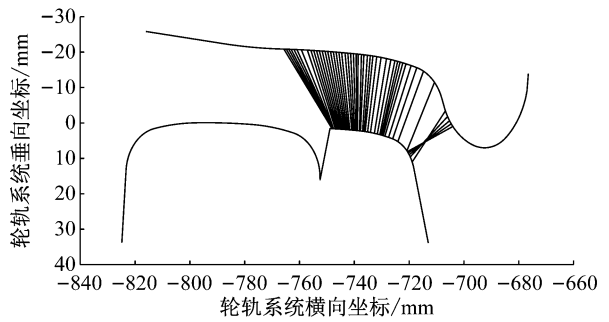
a 左侧



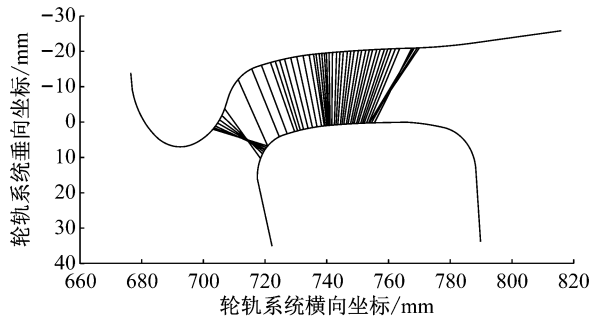
b 右侧

图 12 优化前后廓形对比

Fig.12 Rail profiles before and after the optimization for a curved turnout



a 左侧



b 右侧

图 13 优化后轮轨接触点的分布

Fig.13 Wheel-rail contact after optimization for a curved turnout

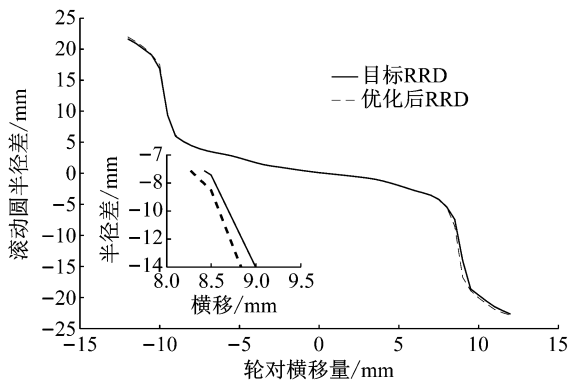


图 14 目标与优化后滚动圆半径差的误差

Fig. 14 Error between of object and optimized RRD for a curved turnout

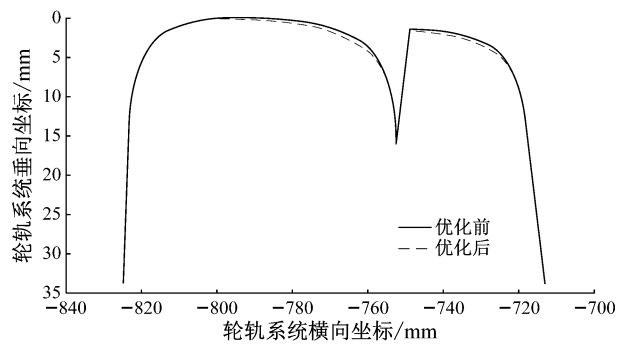


图 17 侧向过岔时优化前后左侧廓形对比

Fig. 17 Left rail profiles before and after the optimization for a curved turnout

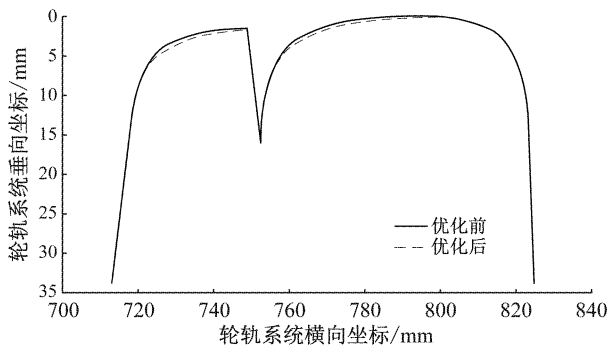


图 15 直向过岔时优化前后右侧廓形对比

Fig. 15 Right rail profiles before and after the optimization for a straight turnout

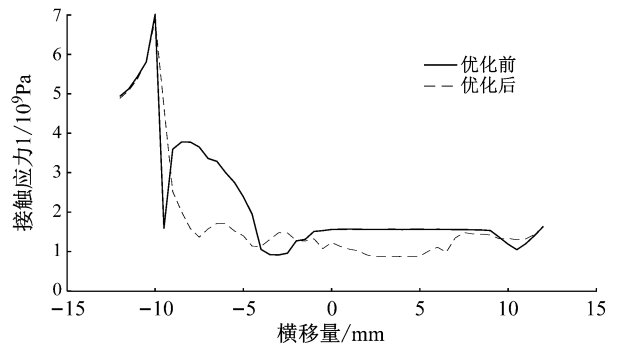


图 18 侧向过岔时优化前后的轮轨接触应力

Fig. 18 Wheel-rail contact stress before and after the optimization for a curved turnout

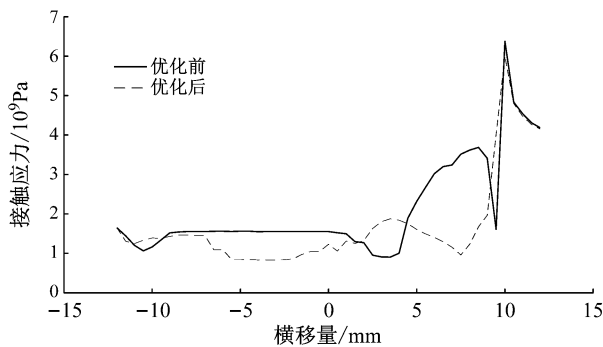


图 16 直向过岔时优化前后的轮轨接触应力

Fig. 16 Wheel-rail contact stress before and after the optimization for a straight turnout

侧直基本轨最大打磨量为 0.3 mm,左侧的曲尖轨的最大打磨量也为 0.3 mm. 拼接后的左侧完整廓形也能满足尖轨在 35 mm 时,尖轨降低值为 1.4 mm,说明设计结果满足要求. 优化后的接触应力如图 18 所示,从图中可以看出,优化后的轨顶接触区域的应力大大降低.

依据上述优化方法,同理可以优化尖轨宽度为 0 mm、20 mm、50 mm、70 mm 等其他关键截面. 单次设计一个截面大约需要 30 s,需要反复修改 3~5 次设计参数才能确保优化设计的结果满足设计要求,这与其他优化方法相比,优化效率高.

在实际打磨作业中,将设计出的打磨廓形与测量廓形对比,非关键截面之间通过插值的方式获得^[14],生成三维的打磨量.

3 动力学性能校验

为了检验车辆通过优化后的道岔时的动力学响应,建立了道岔直向通过和侧向通过模型. 仿真计算了车辆以 120 km · h⁻¹^[15]速度直逆向通过道岔的动力学响应,如图 19 所示. 从图中可以看出,优化前轮轨横向力最大值为 12.5 kN,优化后为 8.5 kN,下降了 32%;优化前轮轨磨耗指数最大值为 34,优化后为 26,下降了 23.5%. 建立了曲线半径为 350 m 曲线通过模型,仿真速度为 50 km · h⁻¹^[15]时的轮轨横向力和轮轨磨耗指数如图 20 所示. 从图中可以看

出,优化后的轮轨横向力比优化前减少了 7.4%,轮轨磨损指数减少了约 23.8%。

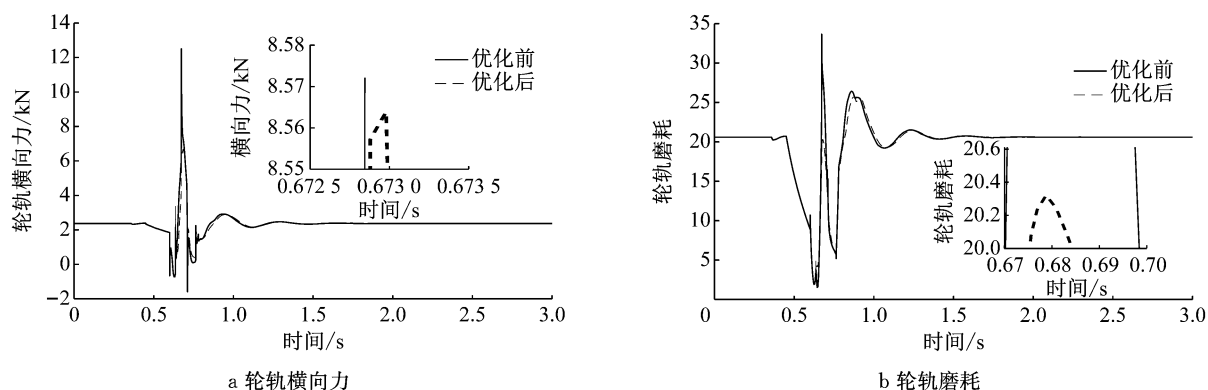


图 19 直向通过时的动力学响应

Fig.19 Dynamic response for a straight turnout

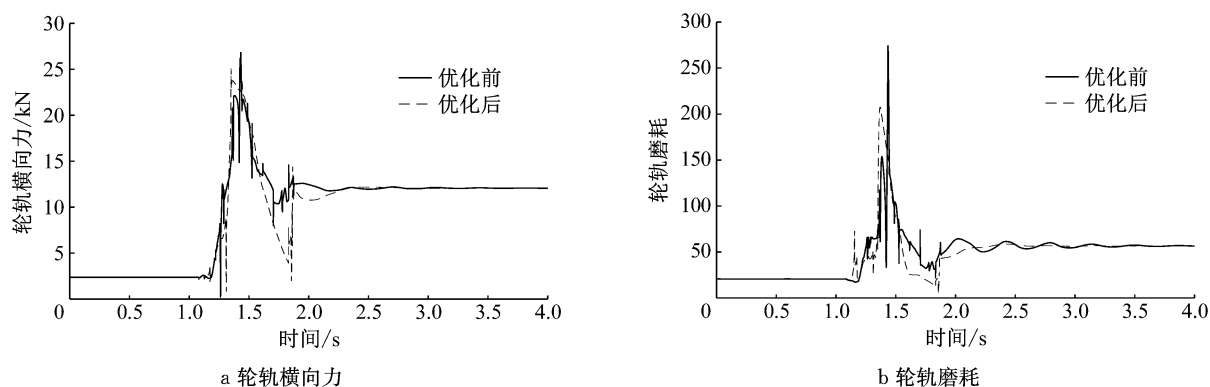


图 20 侧向通过时的动力学响应

Fig.20 Dynamic response for a curved turnout

4 结语

提出了一种以 RRD 函数和轮轨接触点的均匀分布作为主要设计目标、逆向反推设计道岔转辙器区钢轨廓形的方法.该方法突破了传统设计方法的某些局限,将机车车辆通过道岔时的动力学性能和接触应力等的需求直接与钢轨廓形的设计相关联,这样确保了设计结果的准确性,使效率得到了很大提升,并编制了相对应的设计软件,对某道岔进行实例优化设计,优化的结果能达到预期的效果。

该设计方法可以同时考虑道岔直向和侧向通过的情况,确保设计后的廓形满足直向和侧向 2 种工况.该方法不仅可以设计道岔区钢轨的打磨廓形,还能确保设计出的每个截面廓形的最大打磨量一致,以避免出现波浪线线路,并且能满足尖轨降低值的要求.该优化设计方法效率高,还可以设计道岔区的新钢轨廓形。

参考文献:

- [1] 田常海. 我国高速铁路钢轨和道岔打磨技术应用与实践[J]. 中国铁路, 2017(11):15.
TIAN Changhai. Application and practice of grinding technique for rails and turnouts of china high-speed railway[J]. China Railway, 2017(11):15.
- [2] 王军平. 个性化钢轨廓形打磨技术在高速铁路上的应用[J]. 铁道建筑, 2018,58(5):120.
WANG Junping. Application of personalized rail profile grinding technology in high speed railway [J]. Railway Engineering, 2018,58(5):120.
- [3] SHEVTSOV I Y, MARKINE V L, ESVELD C. Optimal design of wheel profile for railway vehicles[J]. Wear, 2005, 258(7): 1022.
- [4] SHEN Gang, ZHONG Xiaobo. A design method for wheel profiles according to the rolling radius difference function[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F, Journal of Rail & Rapid Transit, 2011, 225(5):457.
- [5] 钟晓波, 沈钢. 高速列车车轮踏面外形优化设计[J]. 同济大学学报(自然科学版), 2011, 39(5):710.
ZHONG Xiaobo, SHEN Gang. Optimization for high-speed wheel profiles [J]. Journal of Tongji University (Natural

- Science), 2011, 39(5):710.
- [6] 毛鑫, 沈钢. 基于轮径差函数的曲线钢轨打磨廓形设计[J]. 同济大学学报(自然科学版), 2018, 46(2):253.
MAO Xin, SHEN Gang. Curved rail grinding profile design based on rolling radii difference function[J]. Journal of Tongji University(Natural Science), 2018, 46(2):253.
- [7] 张继恩. 钢轨廓形打磨技术在神朔线小半径曲线的应用研究[J]. 山西建筑, 2018, 44(15):120.
ZHANG Jien. Study on the application of rail profile polishing technology in shen-shuo-railway-line minor-radius curve[J]. Shanxi Architecture, 2018, 44(15):120.
- [8] 吴仁义. 钢轨接触应力分析与廓形优化[D]. 成都:西南交通大学, 2014.
WU Renyi. Rail contact stress analysis and optimization of rail profile shape [D]. Chengdu: Southwest Jiaotong University, 2014.
- [9] 赵向东. 基于轮轨法向间隙的道岔钢轨廓形优化方法[J]. 铁道建筑, 2018, 58(3):83.
ZHAO Xiangdong. Optimization method for turnout rail profile based on normal gap between wheel and rail[J]. Railway Engineering, 2018, 58(3):83.
- [10] 徐井芒, 王平, 徐浩, 等. 尖轨廓形对地铁道岔使用寿命的影响研究[J]. 铁道学报, 2014, 36(3):75.
XU Jingmang, WANG Ping, XU Hao, *et al.* Study on impact of switch rail profile on service life of subway switches[J]. Journal of the China Railway Society, 2014, 36(3):75.
- [11] WANG P, XU J M, WANG J, *et al.* Optimization of rail profiles to improve vehicle running stability in switch panel of high-speed railway turnouts[J]. Mathematical Problems in Engineering, 2017, 2017:1.
- [12] PALSSON B. Design optimisation of switch rails in railway turnouts[J]. Vehicle System Dynamics, 2013, 51(10):1619.
- [13] 沈钢. 轨道车辆系统动力学[M]. 北京:中国铁道出版社, 2015.
SHEN Gang. Railway vehicle system dynamics[M]. Beijing: China Railway Press, 2015.
- [14] 任尊松. 轮轨多点接触及车辆-道岔系统动态相互作用[M]. 北京:科学出版社, 2014.
REN Zunsong. Wheel/rail multi-point contacts and vehicle-turnout system dynamic interactions[M]. Beijing: Science Press, 2014.
- [15] 《常用道岔主要参数手册》编写组. 常用道岔主要参数手册[M]. 北京:中国铁道出版社, 2007.
The Committee of Routine Turnout Main Parameters Handbook. Routine turnout main parameters handbook[M]. Beijing: China Railway Press, 2007.