

# 高速动车组车轮型面多目标优化镟修

张宝安, 陆正刚, 唐 辰

(同济大学 铁道与城市轨道交通研究院, 上海 201804)

**摘要:** 提出一种新的高速动车组车轮型面优化镟修方法, 以与车辆系统动力学中的临界速度、影响轮轨系统磨损接触疲劳的接触应力和车轮名义滚动圆直径大小相关的三个函数为目标函数, 以车轮外形曲线控制点的纵坐标为设计变量, 样条曲线控制点的纵坐标上下界作为曲线的附加条件, 以车轮型面的轮缘高、轮缘厚、接触角参数及样条曲线的导数作为车轮外形的几何约束参数, 建立了高速动车组车轮型面多目标优化镟修模型。优化结果表明: 基于多目标优化镟修模型, 可以使得磨耗后的车轮不必镟修到标准型面就可以达到接近于标准型面时的综合性能, 并且减少了车轮外形的镟修量, 延长了车轮的使用寿命。

**关键词:** 高速动车组; 车轮型面; 镟修; 多目标优化

**中图分类号:** U271.91

**文献标志码:** A

## Wheel Reprofile of High-speed EMU Based on Multi-objective Optimization Strategy

ZHANG Baoan, LU Zhenggang, TANG Chen

(Urban Mass Transit Railway Research Institute, Tongji University, Shanghai 201804, China)

**Abstract:** A new approach was presented to optimize worn wheel reprofiling of the high-speed electric multiple unit (EMU), and three functions were selected respectively, which were related to the critical velocity of vehicle system dynamics, the contact stress affecting the contact fatigue of wheel-rail wear and the diameter of the nominal rolling circle of a wheel, as the objective functions. The vertical coordinates of control points on the wheel profile curve served as the design variables and their upper and lower values as corresponding additional conditions. The height, thickness and contact angle of the wheel flange as well as the derivative of the wheel profile curve were employed as geometric constraint parameters. A model of multidisciplinary optimization was established for wheel reprofiling of high-speed EMU. Subsequently, a comparative study was made.

Results show that based on the reprofiling model of multi-objective optimization, the comprehensive performance of a standard wheel profile can be closely obtained without reprofiling the worn wheel to the standard profile, and the amount of wheel reprofiling is reduced and the service life of wheelset is prolonged.

**Key words:** high-speed electric multiple unit; wheel profile; reprofiling; multi-objective optimization

高速动车组在运行一定里程后, 车轮踏面及轮缘处会出现不同程度的磨损, 磨耗后的车轮对高速动车组的运行平稳性、行车安全性、乘坐舒适性以及钢轨使用寿命都有重要影响, 因此, 必须对磨损的动车组车轮进行及时的镟修或更换, 确保车轮型面的圆整度, 减小轮轨之间的相互作用力和接触应力, 从而减小车轮和钢轨的磨耗, 提高列车运行的平稳性和安全性。然而, 动车组轮对的维修费用是动车组车辆维修费用的主要组成部分<sup>[1]</sup>, 如何使轮对磨耗始终处于安全限度范围, 减少车轮与钢轨的磨耗量, 并且延长轮对使用寿命和降低轮对维修费用, 一直是机车车辆研究人员和铁路运营者关注的重点问题。

已有相关文献研究了轮对磨耗模型及镟修策略和车轮外形设计及优化。文献[2-3]只是对车轮镟修决策优化进行定性探讨, 没有定量地给出轮对镟修策略的建模和优化方法。文献[4-5]虽然建立了基于磨耗模型的镟修策略, 预测了轮对剩余寿命, 但是没有考虑轮对镟修后对车辆动力学性能和轮轨之间的接触应力大小的影响。文献[6-9]研究了基于接触角和轮径差两个动力学参数来设计一种新的车轮型面, 而没有考虑影响车轮磨耗的轮轨接触应力因素, 文献[10-13]在此基础上建立了多目标优化模型, 考虑了与车辆动力学和轮轨磨耗相关的因素, 设计了一种新的踏面外形。

收稿日期: 2012-03-20

基金项目: 国家自然科学基金(51175381)

第一作者: 张宝安(1987—), 男, 博士生, 主要研究方向为车辆动力学。E-mail: doc.zba@gmail.com

通讯作者: 陆正刚(1966—), 男, 教授, 工学博士, 博士生导师, 主要研究方向为车辆动力学。E-mail: luzhenggang@tongji.edu.cn

本文提出一种新的高速动车组车轮型面优化镟修方法,以提高车辆系统动力学中的临界速度、降低轮轨接触应力和最大化车轮名义滚动圆直径为目标,以车轮外形曲线控制点的纵坐标为设计变量,样条曲线控制点的纵坐标上下界作为曲线的附加条件,以车轮型面的轮缘高、轮缘厚、接触角参数及样条曲线的导数作为车轮外形的几何约束参数,建立了高速动车组车轮型面多目标优化镟修模型,因此既保证了车轮轮缘外形综合参数的限度,又同时减少了车轮踏面名义滚动圆直径方向的镟修量,从而增加了车轮的可镟轮次数,降低了轮对的维修费用,延长了轮对的使用寿命。

## 1 高速动车组轮对磨耗及镟修策略

轮对磨耗主要表现为踏面磨耗和轮缘磨耗(主要指轮缘厚度的磨耗),随着高速动车组车辆运行里程的不断增加,轮对的轮缘和踏面处会出现不同程度的磨耗,图 1 为中国高速铁路(CRH)动车组头车导向轮对的右车轮在列车运行不同里程后车轮外形。为了保证轮对形面的尺寸参数在规定的范围内,必须对磨耗的轮对进行及时的镟修,以确保高速动车组运行平稳性和安全性,减少车轮和钢轨的磨耗。目前采用两种镟修方法,一种方法是把磨耗后的车轮外形镟修到新轮踏面外形,也就是轮对形面的尺寸参数(如轮缘厚  $d_s$ 、轮缘高  $h_s$ 、轮缘角参数  $R_q$ )必须和新轮的一致;另一种方法是设计一系列不同轮缘厚度的车轮踏面外形作为不同等级的标准外形,这样可以根据轮缘厚度的实际情况和使用的需要,

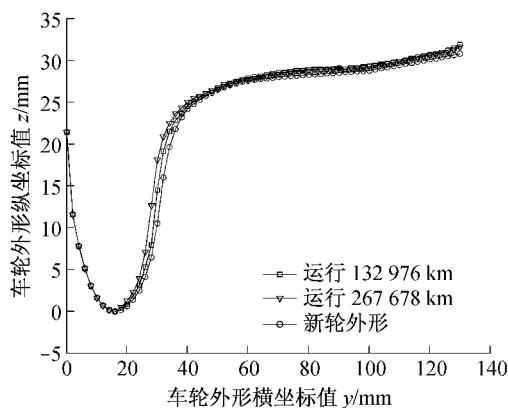


图 1 CRH 高速动车组头车导向轮对的右车轮在运行不同里程后的车轮外形

Fig.1 The right wheel profiles of the leading wheelset of CRH high-speed electric multiple unit (EMU) with different travelling distances

灵活地选择不同等级镟修,充分利用磨耗后的轮缘和踏面形状,尽可能地减少车轮名义滚动圆处直径方向上的镟修量。在表 1 中,实测车轮外形的轮缘厚为 30.198 mm,对比了采用这两种镟修方法在车轮踏面名义滚动圆处直径方向上的镟修量。图 2 为用不同镟修标准切削的车轮外形。

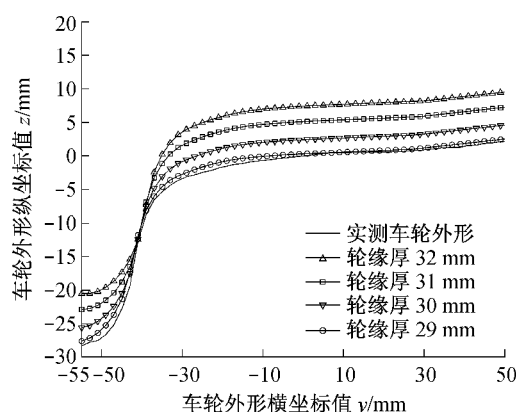


图 2 CRH 高速动车组导向轮对的车轮用不同镟修标准切削的车轮外形

Fig.2 The leading wheelset wheel profiles of CRH high-speed EMU by different wheel reprofiling strategies

表 1 采用不同镟修方法名义滚动圆直径切削量

Tab.1 The reduction of nominal rolling circle diameter via different wheel reprofiling strategies

|                 | 轮缘厚/mm |        |       |       |
|-----------------|--------|--------|-------|-------|
|                 | 32     | 31     | 30    | 29    |
| 名义滚动圆直径上的切削量/mm | 14.898 | 10.274 | 4.858 | 0.636 |

## 2 车轮型面多目标优化镟修的数学模型

通过上述研究发现,虽然采用  $d_s = 30$  mm 的镟修方法能够保证车轮外形轮缘厚最接近于实测轮缘厚值,但是在名义滚动圆直径方向上的切削量是  $d_s = 29$  mm 镟修方法的 8 倍。故为了设计一种既能保证轮缘厚度最大化,又要保证在车轮名义滚动圆直径方向上切削量最小的折中的车轮镟修外形,参照文献[14]的多目标优化数学模型,建立了高速动车组车轮外形多目标优化镟修的数学模型:

$$\begin{aligned}
 & \min_{z_{il} \leq z_i \leq z_{iu}} \left\{ f_1(z_1, z_2, \dots, z_n), f_2(z_1, z_2, \dots, z_n), \dots, f_i(z_1, z_2, \dots, z_n) \right\}, \quad i = 1, 2, \dots, n \\
 & \text{s. t. } \left\{ c_1(z_1, z_2, \dots, z_n) \leq 0, c_2(z_1, z_2, \dots, z_n) \leq 0, \dots, c_J(z_1, z_2, \dots, z_n) \leq 0 \right\} \quad (1)
 \end{aligned}$$

式中:  $z_{il}$  和  $z_{iu}$  分别为  $z_i$  的下限值和上限值;  $f_1(z_1, z_2, \dots, z_n), f_2(z_1, z_2, \dots, z_n), \dots, f_l(z_1, z_2, \dots, z_n)$  为目标函数;  $c_1(z_1, z_2, \dots, z_n), c_2(z_1, z_2, \dots, z_n), \dots, c_f(z_1, z_2, \dots, z_n)$  为约束函数;  $z_1, z_2, \dots, z_n$  为设计变量。

## 2.1 设计变量

通过对车轮外形曲线拟合分析,选择14个横坐标分别为-54, -50, -46, -43, -40, -35, -30, -20, -10, 0, 10, 20, 30, 40 mm 控制点对应的纵坐标为设计变量,即  $n=14$ ,而14个设计变量的上下限分别为等级镟修标准外形对应控制点的纵坐标和实测车轮外形对应控制点的纵坐标。这14个控制点可使设计出来的车轮型面能够满足车轮型面的单调性和凸凹性的要求。

## 2.2 目标函数

车辆的临界速度是反映车辆蛇形运动稳定性的重要指标,轮轨接触应力的的大小直接影响车轮和钢轨磨损程度,在车轮名义滚动圆直径方向上的切削量决定了车轮镟修次数和轮对使用寿命。所以,选择以与车辆系统动力学中的临界速度、影响轮轨系统磨损接触疲劳的接触应力和车轮名义滚动圆直径大小相关的三个函数为目标函数。

与车辆临界速度相关的目标函数为

$$f_1(z_1, z_2, \dots, z_n) = -V_c \quad (2)$$

式中,  $V_c$  为车辆的临界速度。

用矩阵组装机确定了车辆系统的运动微分方程组如下:

$$M\ddot{q} + \left(C + \frac{C_{WR}}{V}\right)\dot{q} + \{K + K_{WR}\}q = 0 \quad (3)$$

式中:  $M$  为惯性矩阵;  $C$  为粘性阻尼矩阵;  $C_{WR}$  为蠕滑阻尼矩阵;  $K$  为刚度矩阵;  $K_{WR}$  为蠕滑刚度和接触刚度矩阵;  $q$  为广义坐标列矩阵;  $V$  为车辆运行速度。令  $y = [\dot{q} \quad q]^T$ , 经过新变量变换后得到车辆系统的状态方程和动力学矩阵:

$$\dot{y} = Ay \quad (4)$$

式中,  $A$  为多自由度系统的动力学矩阵,采用分块矩阵的形式表示如下:

$$A = \begin{bmatrix} A_1 & A_2 \\ A_3 & 0 \end{bmatrix} \quad (5)$$

式中,  $A_1 = -M^{-1}\left(C + \frac{C_{WR}}{V}\right)$ ,  $A_2 = -M^{-1}(K + K_{WR})$ ,  $A_3 = I$ , 为对角线为1的单位矩阵。根据Hamilton定理可知,求解特征方程(4)的根时就是求  $A$  的特征值。当全部特征值中存在一个正的实部时,说明车辆系统已处在蛇形不稳定状态,从而确定车辆的临界

速度。

与轮轨接触应力相关的目标函数为

$$f_2(z_1, z_2, \dots, z_n) = P_{\max} = \frac{3P}{2\pi ab} \quad (6)$$

式中:  $P_{\max}$  为轮轨接触的最大 Hertz 接触应力;  $P$  为法向力;  $a$  为椭圆斑长半轴;  $b$  为椭圆斑短半轴。

Hertz 接触应力最大值计算方法如下:采用最小距离搜索法计算轮对在不同横移量下轮轨接触点位置,分别计算出接触点处车轮和钢轨曲面的主曲率,再计算  $B+A$ 、 $B-A$  和  $\theta$ ,从而计算出轮轨接触椭圆斑的长半轴和短半轴,得到最大接触应力,其中  $A$  和  $B$  是具有相同符号的常数,它们的数值取决于车轮和钢轨主曲率大小,  $\cos \theta = \frac{B-A}{A+B}$ 。

与车轮名义滚动圆直径大小相关的目标函数为

$$f_3(z_1, z_2, \dots, z_n) = \Delta z \quad (7)$$

式中,  $\Delta z$  为在车轮名义滚动圆直径方向上的切削量。要保证车轮名义滚动圆直径最大值,应该使得  $y=0$  控制点处的纵坐标变化量最小,即  $\Delta z$  最小。

## 2.3 约束条件

根据优化后的车辆临界速度应该优于采用等级镟修标准的车辆临界速度,轮轨最大接触应力不应超过车轮材料剪切强度的3倍<sup>[15]</sup>,确定车辆临界速度和轮轨最大接触应力的约束条件。为了满足车轮型面曲线单调性和凸凹性以及镟修后车轮型面的几何控制参数在规定范围内的要求,选择了车轮型面的轮缘高、轮缘厚、接触角参数及样条曲线的导数作为车轮外形的几何参数约束。

### 2.3.1 与车辆临界速度相关的约束条件

应该使优化后的车辆临界速度不能小于按等级镟修后的车辆临界速度,也必须大于磨损后的车辆临界速度,否则就失去了实际应用价值。如果定义  $c_1(z_1, z_2, \dots, z_{14}) \leq 0$  为与车辆临界速度相关的约束条件,则有

$$c_1(z_1, z_2, \dots, z_{14}) = V_{c, \text{orig}} - V_{c, \text{opt}} \leq 0 \quad (8)$$

式中:  $V_{c, \text{orig}}$  为磨损后的车辆临界速度,  $V_{c, \text{opt}}$  为优化后的车辆临界速度。

### 2.3.2 与轮轨最大接触应力相关的约束条件

如果定义  $c_2(z_1, z_2, \dots, z_{14}) \leq 0$  为与轮轨最大接触应力相关的约束条件,则有:

$$c_2(z_1, z_2, \dots, z_{14}) = P_{\max} - 3\sigma_{sh} \leq 0 \quad (9)$$

式中,  $\sigma_{sh}$  为车轮材料的剪切强度。

### 2.3.3 与车轮型面曲线单调性和凸凹性相关约束

为了使优化后的车轮型面保持光滑平整不至于出现奇异点及波浪型曲线,要增加车轮型面曲线单

调性和凹凸性的约束条件. 如果采用图2中的坐标系, 设车轮型面曲线拟合函数为  $z = g(y)$ , 定义  $c_3(z_1, z_2, \dots, z_{14}) \leq 0$  为与车轮型面曲线单调性相关的约束条件, 则有:

$$c_3(z_1, z_2, \dots, z_{14}) = -g'(y) \leq 0, \quad -50 \leq y \leq 40 \quad (10)$$

定义  $c_4(z_1, z_2, \dots, z_{14}) \leq 0$  为与车轮型面曲线凹凸性相关的约束条件, 则有:

$$c_4(z_1, z_2, \dots, z_{14}) = \begin{cases} -g''(y), & -50 \leq y \leq -39, 6 < y \leq 11, \\ & 22 < y \leq 39 \\ g''(y), & -39 < y \leq 6, 11 < y \leq 22 \end{cases} \quad (11)$$

### 2.3.4 与车轮型面几何控制参数相关的约束条件

根据相关镟修标准可知, 镟修后的车轮型面几何参数不能超过标准规定的限度值, 必须在其对应的上下限范围内, 若超过标准的限度值, 就必须更换

新的轮对. 若定义  $c_5(z_1, z_2, \dots, z_{14}) = d_s$ 、 $c_6(z_1, z_2, \dots, z_{14}) = h_s$  和  $c_7(z_1, z_2, \dots, z_{14}) = R_q$  分别为与车轮轮缘厚度、轮缘高度和接触角参数相关的约束函数, 则根据相关标准可知, 分别对应  $d_{sl} < d_s < d_{su}$ 、 $h_{sl} < h_s < h_{su}$  和  $R_{ql} < R_q < R_{qu}$ , 其中下标 l 代表下限值, u 代表上限值.

## 3 车轮型面多目标优化镟修算例

对 CRH 高速动车组在运行 267 678 km 后的导向轮对右车轮型面进行多目标优化镟修计算, 动车组车轮外形采用 LMA 车轮型面, 与之匹配的钢轨采用 CHN60 钢轨外形. 根据动车组轮对踏面镟修尺寸限度标准可知,  $d_{sl} = 27.5 \text{ mm}$ ,  $d_{su} = 33 \text{ mm}$ ,  $h_{sl} = 22 \text{ mm}$ ,  $h_{su} = 35 \text{ mm}$ ,  $R_{ql} = 6.5 \text{ mm}$ ,  $R_{qu} = 11 \text{ mm}$ , 多目标优化镟修车轮型面计算流程如图3所示.

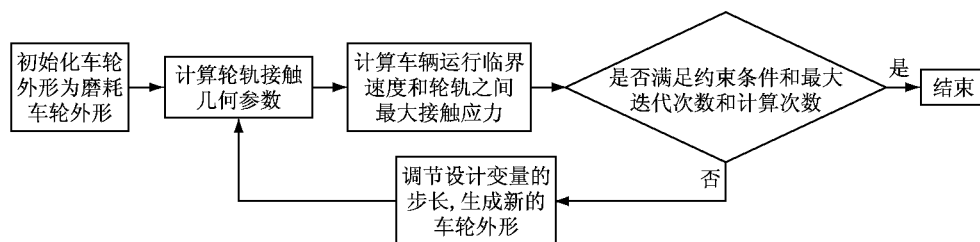


图3 多目标优化镟修车轮型面计算流程图

Fig.3 Flowchart of wheel reprofiling based on multi-objective optimization

图4为磨损后的动车组车轮外形多目标优化镟修结果. 对基于多目标优化策略的优化车轮外形进行轮轨接触几何参数的计算, 图5为接触角半径差随横移量的变化, 图6为滚动圆半径差随横移量的变化, 通过与轮缘厚为30 mm的标准车轮外形几何

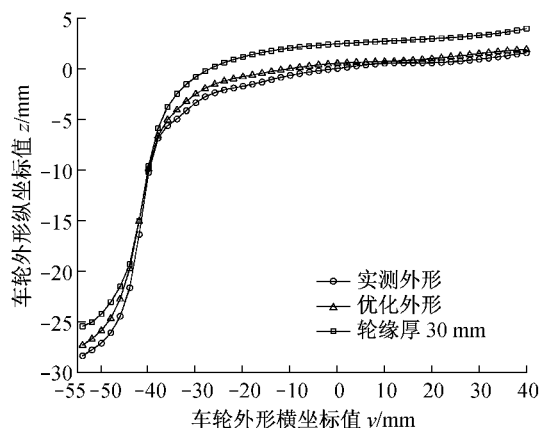


图4 磨损后的动车组车轮外形多目标优化镟修结果

Fig.4 Reprofiled result of worn wheel profile of EMU based on multi-objective optimization

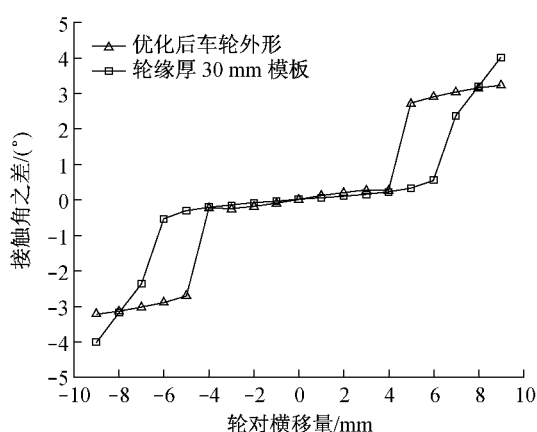


图5 接触角之差随横移量的变化

Fig.5 The difference of contact angle related to lateral displacement

参数对比可知, 优化后的镟修车轮外形具有良好的轮轨接触几何关系. 在车轮名义滚动圆直径方向上的优化最小镟修量为 0.362 mm, 明显小于采用轮缘厚为 30 mm 车轮外形镟修对应的镟修量.

车轮外形变化和左右轮径差的不同都会导致轮

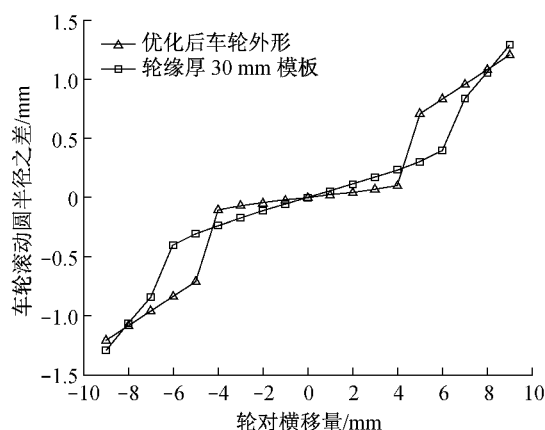


图6 滚动圆半径之差随横移量的变化

Fig.6 The difference of rolling circle radius related to lateral displacement

轨接触几何关系的非线性增强及等效锥度的增大,最终会影响到车辆非线性临界速度.计算时,先设定一段长为30 m的无激励的轨道,后接一段长度为250 m的随机不平顺激励轨道,再接一段无激励的直线轨道.采用国内某干线实测轨道激励作为轨道线路的不平顺.高速动车组运行在该轨道上,通过对导向轮对的横向位移收敛情况判断车辆是否失稳.经计算得到,车轮外形为优化镟修的车辆非线性临界速度为 $248.4 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ ,标准车轮外形的车辆非线性临界速度为 $252 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ ,两者相差仅仅为 $3.6 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ .图7为导向轮对横移量在非线性临界速度下的变化曲线.

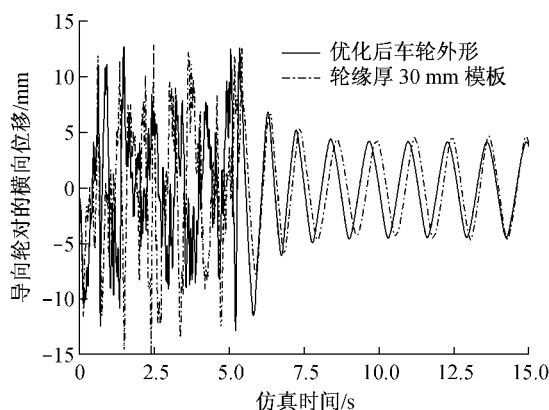


图7 导向轮对横移量在非线性临界速度下的变化曲线

Fig.7 Lateral displacement of leading wheelset running at nonlinear critical speed

## 4 结论

(1)建立了以车辆临界速度、轮轨接触应力和车轮名义滚动圆直径为优化目标的磨耗车轮镟修模型,用这种多目标镟修优化方法对高速动车组导向

轮对的右车轮进行了镟修优化计算,得到了磨耗车轮镟修的新外形,验证了此模型的正确性和可行性,具有目的明确和易于实施特点.

(2)通过以上优化镟修算例的结果可以看出,车轮名义滚动圆直径减少量为 $0.362 \text{ mm}$ ,明显小于标准或等级镟修所对应的减少量.所以采用镟修优化可以减少名义滚动圆直径的切削量,从而增加了车轮的镟修次数,降低了轮对的维修费用,延长了轮对的使用寿命.

(3)新轮和优化镟修后车轮在车辆稳定性(临界速度)方面差别不大,仅相差 $3.6 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ .临界速度关系到车辆运行安全,因此需要加强对车轮磨耗情况的监控,保障车辆的运行安全.

## 参考文献:

- [1] De Arizon J, Verlinden O, Dehombreux P. Prediction of wheel wear in urban railway transport comparison of existing models [J]. Vehicle System Dynamics, 2007, 45(9): 849.
- [2] Braghin F, Lewis R, Dwyer-Joyce R S, et al. A mathematical model to predict railway wheel profile evolution due to wear [J]. Wear, 2006, 261: 1253.
- [3] 员华, 肖胜强, 汪洋. 基于磨耗量统计的轮对等级镟修可行性分析[J]. 城市轨道交通研究, 2006, 1: 43.  
YUAN Hua, XIAO Shengqiang, WANG Yang. Feasible analysis of wheelset class-lathing on the statistics of wheelset wearing [J]. Urban Mass Transit, 2006, 1: 43.
- [4] 许宏, 员华, 王凌, 等. 基于高斯过程的地铁车辆轮对磨耗建模及其镟修策略优化[J]. 机械工程学报, 2010, 46(24): 88.  
XU Hong, YUAN Hua, WANG Ling, et al. Modeling of metro wheel wear and optimization of the wheel re-profiling strategy based on gaussian processes [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2010, 46(24): 88.
- [5] 王凌, 员华, 那文波, 等. 基于磨耗数据驱动模型的轮对镟修策略优化和剩余寿命预报[J]. 系统工程理论与实践, 2011, 31(6): 1143.  
WANG Ling, YUAN Hua, NA Wenbo, et al. Optimization of the re-profiling strategy and remaining useful life prediction of wheels based on a data-driven wear model [J]. Systems Engineering—Theory & Practice, 2011, 31(6): 1143.
- [6] Marcotte P. Test report on the comparative curving performance of freight car trucks on special wheel profiles[R]. Montréal: Technical Research Centre of Canadian National Railways, 1975.
- [7] 沈钢, 叶志森. 用接触角曲线反推法设计铁路车轮踏面外形[J]. 同济大学学报: 自然科学版, 2002, 30(9): 1095.  
SHEN Gang, YE Zhisen. Unique design method for wheel profile considering contact angle function [J]. Journal of Tongji University: Natural Science, 2002, 30(9): 1095.
- [8] 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.
- [9] 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.  
SHEN Gang, ZHONG Xiaobo. Inverse method for design of wheel profiles for railway vehicles[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2010, 46(16):41.
- [10] Heller R, Lawe H. Optimizing the wheel profile to improve rail vehicle dynamic performance [C]//Proceedings of the 6th IAVSD Symposium Technical. Berlin: University Berlin, 1979: 179-195.
- [11] Wu H M. Investigations of wheel/rail interaction on wheel flange climb derailment and wheel/rail profile compatibility [D]. Chicago: The Graduate College of Illinois Institute of Technology, 2000.
- [12] 成棣, 王成国, 刘金朝. 客车车轮型面的多目标优化设计模型研究[J]. 中国铁道科学, 2011, 32(2):77.  
CHENG Di, WANG Chengguo, LIU Jinzhao. Research on the multi-objective optimization design model of wheel profile for railway passenger car[J]. China Railway Science, 2011, 32(2):77.
- [13] 成棣, 王成国, 刘金朝, 等. 以圆弧参数为设计变量的车轮型面优化数学模型研究[J]. 中国铁道科学, 2011, 32(6):107.  
CHENG Di, WANG Chengguo, LIU Jinzhao, et al. Research on the mathematical model for wheel profile optimization with arc parameters as design variables[J]. China Railway Science, 2011, 32(6):107.
- [14] Deb K. Multi-objective optimization using evolutionary algorithms[M]. New York: John Wiley & Sons, 2001.
- [15] Magel E, Kalousek J. The application of contact mechanics to wheel/rail profile design and rail grinding[J]. Wear, 2002, 253(1-2): 308.

### (上接第 436 页)

即出现连通性冗余,但能力冗余将取决于整体布局:

(1)当添加连通管道成环后,连通管段所在基环内的各管段重要性受到影响,但重要性数值升高或者降低需进一步确定;

(2)环状管网基环数目依次增多时,即存在连通管段的局部效应;在所添加连通管道附近的管段重要性受到影响,但远离小环部分的管段重要性未受影响;

(3)随着供水压力的升高,成环部分各管段重要性下降,管网的能力冗余提高;

(4)当连通管道的管径由大变小时,连通管段同样存在局部效应,即与连通管道相邻的管段重要性受到影响(由小变大),其余管段重要性受影响较小.

当管网由单水源改为多水源供水时,管网中管段的重要性显著降低,管网供水可靠性明显提高.

(1)对于枝状管网,具有多方向、多水源供水的节点,与其相连的管段重要性降低;而单向供水的节点,与其相连的管段重要性没有受到影响;

(2)对于环状管网,由于管网内环路影响,节点通过双向供水的可能性提高,与节点相连的管段重要性降低.

基于本研究,提出以下建议:

(1)给水管网的正常功能需要从结构、水力和水质三方面分析,因此管段重要性评价不仅仅体现对水力特性的衡量,也应探讨并体现结构和水质方面的特性;

(2)给水管网水力分析采用了基于需水量的模

型,即管网分析中通常认为用户需水量是与管网供水压力无关的;事实上,当管网压力低于特定临界水平时,仍可能具有一定的水量输送到用户,因此如果采用基于压力的管网模型,计算结果可能更具有现实意义;

(3)真实给水管网的拓扑结构、供水模式等方面更加复杂,因此需要利用更多的管网实例进行分析,便于提出更具有指导意义的管段重要性理论.

### 参考文献:

- [1] 严煦世, 刘遂庆. 给水排水管网系统[M]. 2版. 北京: 中国建筑工业出版社, 2008.  
YAN Xushi, LIU Suiqing. Water distribution and drainage systems [M]. 2nd ed. Beijing: China Architecture and Building Press, 2008.
- [2] 李树平, 刘遂庆. 城市给水管网系统[M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2012.  
LI Shuping, LIU Suiqing. Urban water distribution system[M]. Beijing: China Architecture and Building Press, 2012.
- [3] Goulter I, Walski T M, Mays L W, et al. Reliability analysis for design[C]//Water Distribution Systems Handbook. New York: McGraw-Hill Companies Inc, 2000: 18.1-18.52.
- [4] Martínez-Rodríguez J B, Montalvo I, Izquierdo J, et al. Reliability and tolerance comparison in water supply networks [J]. Water Resource Management, 2011, 25(5): 1437.
- [5] Rossman L A. EPANETH2 user manual [M]. Cincinnati: Environmental Protection Agency Risk Reduction Engineering Laboratory, 2000.