•机械工程•
DOI:10.12454/j.jsuese.202400134
本刊网刊

客货共线铁路曲线段钢轨型面多目标优化设计

那　桐[1],陶功权[1],温炳光[1],陈玉洪[1],杜　星[2],温泽峰[1*]

(1.西南交通大学 轨道交通运载系统全国重点实验室,四川 成都 610031;2.西南交通大学 电气工程学院,四川 成都 610031)

摘　要:客货共线铁路上运行着具有不同车轮型面的列车,轮轨匹配关系复杂,现有钢轨型面很难满足所有车轮型面的匹配要求。本文采用钢轨型面多目标优化方法解决客货共线铁路轮轨匹配关系不良的问题。以圆弧参数作为设计变量,以轮轨磨耗数、接触应力和脱轨系数为优化目标,以轮轴横向力、轮重减载率为约束函数,建立客货共线铁路曲线段钢轨型面优化数学模型。为降低优化模型计算时间成本,通过最优拉丁超立方试验设计方法在样本空间提取均匀的样本点,并建立径向基(RBF)代理模型预测设计变量与目标函数间的映射关系,基于NSGA–Ⅱ优化算法对模型进行求解得到优化钢轨型面。针对不同车轮型面,通过权重建立客货共线钢轨磨耗预测模型。从轮轨静态接触特性、车辆动力学性能和钢轨磨耗预测3方面对比分析了优化钢轨型面和60N钢轨型面的各项性能指标。结果表明:与60N钢轨相比,优化钢轨型面缓解了与不同车轮型面的两点接触问题;优化钢轨型面与不同车轮型面匹配下的轮轨接触应力水平、磨耗速率、曲线通过性能普遍优于60N钢轨;车轮80万次通过量下,优化钢轨型面的磨耗范围更宽,最大磨耗量更小。通过该方法优化现有钢轨型面后,能保证车辆运行安全性与曲线通过能力,且能降低轮轨接触应力与磨耗速率。研究结果为客货共线铁路钢轨型面设计与钢轨打磨提供了参考。

关键词:客货共线铁路;钢轨型面设计;多目标优化;车辆动力学;轮轨匹配
中图分类号:U213.4^{+}22　　**文献标志码:**A　　**文章编号:**2096-3246(2026)03-0344-12

客货共线铁路上会运行动车组、机车、货运列车和普通客运列车,不同车轮型面混合运行在同一条线路上,存在复杂的轮轨匹配关系。轮轨匹配是轮轨系统中的关键因素之一[1–4],不合理的轮轨匹配关系将导致车辆运行直线稳定性和曲线通过能力恶化,增大轮轨间的应力和轮轨磨耗,缩短轮轨使用寿命。

优化钢轨型面可以改善轮轨接触关系、减小轮轨接触应力、减缓磨耗速率、改善动力学性能。国外学者Smallwood等[5]以减小轮轨间应力为目标对钢轨型面进行优化,优化后的钢轨型面在曲线高轨处减小了轮轨接触应力并延缓了滚动接触疲劳的生成。Magel等[6]从抗磨耗、抗疲劳、抗钢轨波磨、轮轨横向力最小化、稳定性最优化、噪声最小化6个方面对优化后的钢轨型面进行评价,发现轮轨横向力、磨耗及疲劳降低,有效延长了钢轨使用寿命。Persson等[7]采用遗传算法优化了斯德哥尔摩地铁的钢轨型面,有效控制了车轮与钢轨的滚动接触疲劳。

国内也有大量学者对此类问题展开研究。崔大宾等[8]采用最小化轮轨接触界面法向间隙的方法优化重载铁路钢轨型面,在不降低车辆其他动力学性能的情况下,使轮轨接触应力显著减小,且左右轮轨磨耗程度趋于均衡,有效降低了轮轨磨耗与滚动接触疲劳。周骏等[9]为改善轮轨接触状态,采用轮轨接触角反求法对CHN60钢轨的平均磨耗型面进行优化设计,得到了共形度较高的优化型面,动力学仿真结果表明优化型面可改善接触状态,使列车具有更优的动力学性能。Wang等[10]采用轮轨垂向间隙最小化方法优化了重载铁路钢轨型面;优化后,其与LM车轮型面的共形性提高,且具有较均匀的磨耗特征。王军平[11]认为两点接触和接触点切向力过大是小半径曲线上钢轨侧

收稿日期:2024–02–27　**修回日期:**2024–06–11　**网络出版日期:**2024–07–11
基金项目:国家自然科学基金项目(U21A20167);中国博士后科学基金项目(2021T140571);中国合格评定国家认可委员会科技项目(2022CNAS15)
作者简介:那　桐(2000—),男,硕士生.研究方向:钢轨型面优化.E-mail:15844469868@163.com
* **通信作者:**温泽峰,研究员,E-mail:zfwen@swjtu.edu.cn

磨的主要原因，于是基于RRD曲线设计了钢轨打磨型面，目标型面能使接触点均匀分布，在小半径曲线、大横移量工况下能较好地形成贴合式两点接触，在减小轮轨磨耗的同时有效控制了轮轨接触应力。Wu等[12]将在中国广州地铁实测的20组钢轨型面作为初始种群，使用改进的非均匀有理B样条（NURBS）描述钢轨型面，采用遗传算法求解，找到了磨耗功最小且满足脱轨系数安全要求的钢轨型面。Li等[13]以提高不同横移量下的等效锥度及降低轮轨垂向间隙为目标设计了新的钢轨型面，新型面具备更强的曲线通过性能并降低了钢轨磨耗。张金等[14]提出钢轨打磨廓形设计应采用打磨量最小原则，但并未提及打磨量最小化的具体设计方法。吴磊等[15]分别以轮轨磨耗指数、轮轨接触应力、钢轨打磨量中某几项为优化目标，设计出了不同的优化方案；对比发现，3项全部作为优化目标的方案设计出的钢轨性能较佳且打磨量较小。林凤涛等[16]以降低钢轨磨耗和钢轨打磨量为目标对钢轨型面进行优化，优化型面的动力学性能与原型面相差无几，打磨量下降了64.98%，磨耗速率略微增大，整体上延长了钢轨使用寿命。

2010年，成昆线钢轨出现了斜裂纹及车辆稳定性不良问题，肖杰灵[17]考虑到货运列车的动载作用较大，对轨道的破坏力强于客运列车，故以货运列车为研究对象设计钢轨型面，通过动力学仿真验证了所设计钢轨型面的可行性。胡伟豪[18]以减少打磨量、降低轮轨磨耗量和减小轮轨横向力为目标函数建立客货混跑钢轨型面的多目标优化模型，设计的钢轨打磨型面匹配性能更优且有利于减缓钢轨磨耗。

近30年来，中国客运列车运行速度迅速提高，同时改建、新建了一批设计速度为200 km/h及以上的客货共线铁路。中国货运列车和普通客运列车车轮普遍采用LM型面，机车车轮采用JM3型面，动车组车轮型面更为多样化，包括LMA、LMB10、LMC和LMD等。客货共线铁路必然要面对车轮型面多样化的问题，轮轨匹配关系更为复杂。现有的钢轨型面优化研究大多针对客运专线、货运专线或地铁线路，进行钢轨型面优化设计时只考虑单一车轮型面与钢轨的匹配关系，仅有少部分研究基于普速条件下的客货共线铁路。对设计速度200 km/h的客货共线铁路的钢轨型面优化设计寥寥无几。

本文以设计速度200 km/h的客货共线铁路曲线段为背景，以机车、货车、动车组为研究对象，考虑了车轮型面种类的多样性，建立优化模型，以期找到一种可以兼顾不同车轮型面，降低轮轨接触应力，减缓磨耗速率的钢轨型面。

1　钢轨型面多目标优化设计方法

图1为客货共线铁路曲线段钢轨型面优化流程图。首先，采用最优拉丁超立方试验设计方法在设计变量空间中进行采样，生成一组样本点，基于MATLAB编写钢轨型面圆弧参数化程序，以圆弧参数为设计变量，利用样本数据生成一组钢轨型面。随后，采用多体动力学仿真软件SIMPACK建立货车、动车组、机车动力学模型，计算不同车轮型面的动力学性能。接着，建立客货共线铁路曲线段钢轨型面优化数学模型，将生成的钢轨型面输入车辆动力学模型，计算出目标函数，并将设计变量与目标函数分别作为输入和输出建立径向基（RBF）代理模型。然后，采用多目标优化算法求解数学模型，迭代后将最优参数输入钢轨型面生成程序得到优化钢轨型面opt。最后，通过轮轨静态接触特性、车辆动力学性能及钢轨磨耗速率3个方面对优化钢轨进行评估。

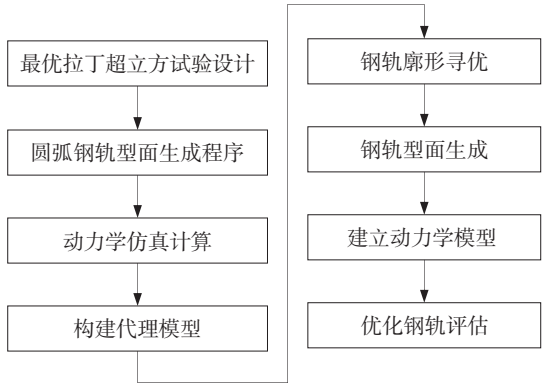


图1　客货共线铁路曲线段钢轨型面优化流程图

Fig. 1　Flowchart of rail profile optimization for combined passenger and freight line curves

1.1　车辆动力学模型

本文使用SIMPACK软件建立货车、机车、动车组的车辆动力学模型，如图2所示。

在车辆系统多体动力学模型中，每节车厢被视为由车体和两个对称的转向架组成。为便于进行车辆仿真分析，对一些次要因素作如下假设：

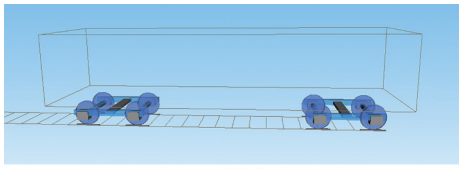
1）将轮对、构架、轴箱和车体等结构部件视为刚体，忽略结构的弹性变形；

2）转向架和车体结构相对垂直地面的轨道中心面对称；

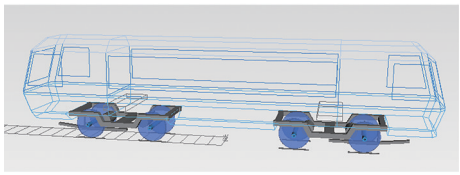
3）忽略钢轨及其以下结构的弹性变形；

4）只对单节车厢进行分析，不考虑相邻车厢的影响。

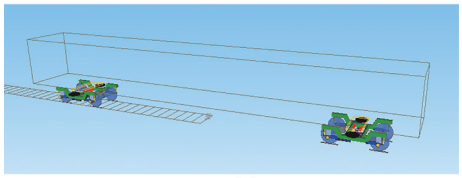
货车动力学模型主要由1个车体、2个摇枕、4个侧架、4条轮对、8个承载鞍及一系和二系悬挂组成，共计68个自由度。其中：车体和轮对考虑6个自由度，包



(a) 货车



(b) 机车



(c) 动车

图2 车辆动力学模型

Fig. 2 Vehicle dynamic model

括伸缩、横移、沉浮、侧滚、点头和摇头运动；侧架考虑5个自由度，包括伸缩、横移、沉浮、点头和摇头运动；摇枕考虑5个自由度，包括伸缩、横移、沉浮、侧滚和摇头运动；承载鞍仅考虑点头自由度。机车动力学模型由4条轮对、4个电机、2个构架、2个牵引杆、1个车体及一系和二系悬挂组成，共计50个自由度。其中：电机仅考虑点头自由度；牵引杆考虑2个自由度，包括点头和摇头运动；车体、构架和轮对考虑6个自由度，包括伸缩、横移、沉浮、侧滚、点头和摇头运动。动车建模时考虑1个车体、2个构架和4个轮对的伸缩、横移、沉浮、侧滚、点头和摇头运动6个自由度，8个轴箱的点头自由度，共计50个自由度。货车车轮型面为LM，动车车轮型面为LMA、LMB10，机车车轮型面为JM3。

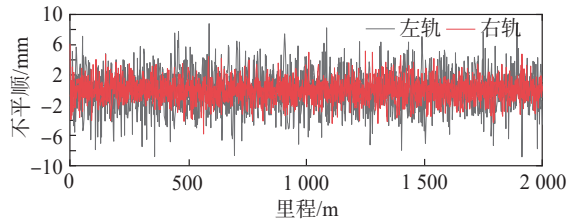
表1为曲线工况设置。表1中的参数根据中国某设计速度为200 km/h的客货共线铁路实际情况与《铁路线路设计规范》(TB 10098—2017)选取。

表1 曲线工况设置

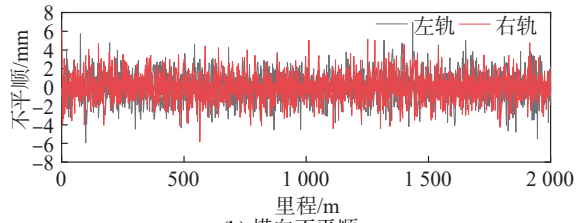
Tab. 1 Curve condition settings

曲线半径/m	缓和曲线长度/m	圆曲线长度/m	超高/m	动车速度/(km·h^{-1})	机车与货车速度/(km·h^{-1})
800	180	400	0.125	120	70
2 800	200	400	0.090	200	100
3 500	160	400	0.070	200	100
4 500	110	400	0.060	200	100
6 000	90	400	0.050	200	100
8 000	80	400	0.045	200	100

为真实模拟设计速度为200 km/h的客货共线铁路轨道的不平顺，参照文献[19]对美国6级谱进行了修正，垂向和横向不平顺分别采用缩放系数0.8和0.5。图3为仿真所用的轨道不平顺。



(a) 垂向不平顺



(b) 横向不平顺

图3 仿真所用的轨道不平顺

Fig. 3 Track irregularity used in simulation

1.2 钢轨型面圆弧参数化方法

采用样条函数描述钢轨型面所需的设计变量多达十余个，同时还需兼顾钢轨型面的单调性及凹凸性，约束函数复杂。采用圆弧参数描述钢轨型面可自动满足钢轨型面的单调性及凹凸性，且设计变量少，计算效率高。李立等[20]采用3个圆弧半径及3个圆弧切点横坐标来设计4段圆弧的非对称钢轨型面，提高了车辆的曲线通过能力。林凤涛等[16]以6个圆弧切点的横纵坐标设计出的7段圆弧钢轨大幅降低了钢轨打磨时的磨削量，延长了钢轨使用寿命。中国经典钢轨型面均由圆弧和直线构成[21]，故本文采用圆弧参数法对钢轨型面进行设计。表2为中国钢轨型面组成。

表2 中国钢轨型面组成

Tab. 2 Composition of China's rail profile

钢轨型面	构成元素	车轮接触部位	直线斜率
CN60	5段圆弧、2段直线	*R*300、*R*80、*R*13	1/20
60N	7段圆弧、2段直线	*R*200、*R*60、*R*16、*R*8	1/20
CN75	5段圆弧、2段直线	*R*500、*R*80、*R*15	1/20
75N	7段圆弧、2段直线	*R*200、*R*50、*R*16、*R*8	1/20

那桐等[22]对比了LM、LMA、LMB10、JM3车轮型面与CN60、60N钢轨间的匹配关系，结果表明在通过小半径曲线(轮对横移量大于6 mm)时，不同车轮型面与60N钢轨匹配时滚动圆半径差、纵向蠕滑率小。经计算，在某些曲线工况下存在两点接触现象，图4显示了不同车轮型面与60N钢轨匹配时的第二接触点轮轨接触应力，接触应力为0表示单点接触。

中国铁路主要铺设60轨，但因轮轨接触点不在理想区[23]，中国铁道科学研究院在60轨的基础上研发了60N钢轨解决了该问题，由于60N钢轨稳定性较好，现新建客货共线、客运专线、地铁等线路普遍铺设60N

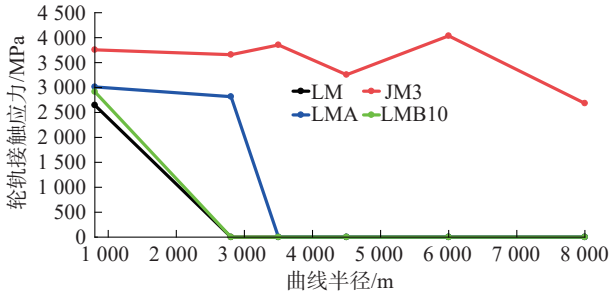


图4　不同车轮型面与60N钢轨匹配时第二接触点轮轨接触应力

Fig. 4　Second contact point wheel-rail contact stress when different wheel profiles are matched with the 60N rail profile

钢轨[24]。故本文以60N钢轨为基础，采取圆弧参数化方法设计7段圆弧钢轨型面。

为建立数值优化模型，对60N钢轨型面进行几何推导，图5为60N钢轨在直角坐标系下的几何表达。轨头由对称分布的7段圆弧及2条斜线段构成，故在钢轨设计时仅改变左侧钢轨几何形状，然后对其进行镜像处理生成右侧钢轨型面。图5中，$\overset{\frown}{AE}$为钢轨型面设计的优化区段，AA'为固定的斜线段，点A'为斜线段上的优化固定点，$\overset{\frown}{AB}$、$\overset{\frown}{BC}$、$\overset{\frown}{CD}$、$\overset{\frown}{DE}$的圆心坐标点O_1、O_2、O_3、O_4分别为(x_{R1},y_{R1})、(x_{R2},y_{R2})、(x_{R3},y_{R3})、(x_{R4},y_{R4})，4段圆弧的半径分别为R_1、R_2、R_3、R_4。点A'～E均为切点，坐标分别为$(x_{A'},y_{A'})$、(x_A,y_A)、(x_B,y_B)、(x_C,y_C)、(x_D,y_D)、(x_E,y_E)。点E为轨顶点且位于对称轴上，组成$\overset{\frown}{AE}$的4段圆弧中$\overset{\frown}{DE}$与$\overset{\frown}{CD}$内切、$\overset{\frown}{CD}$与$\overset{\frown}{BC}$内切、$\overset{\frown}{BC}$与$\overset{\frown}{AB}$内切。斜线段AA'与$\overset{\frown}{AB}$相切且斜率为$k_{AA'}$。利用不同线段、曲线段间的几何关系与解析几何公式可以推导出不同参数间的关系。

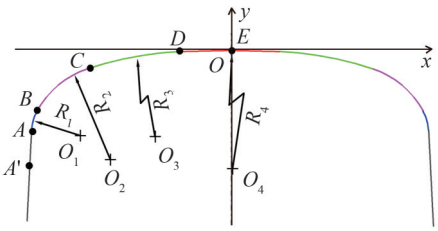


图5　60N钢轨在直角坐标系下的几何表达

Fig. 5　Geometric expression of the 60N rail profile in cartesian coordinate system

斜线段AA'的斜率$k_{AA'}$固定为20。由点E位于对称轴上可确定点E的坐标为$(0,y_E)$，圆心O_4的坐标为：

$$\begin{cases} x_{R4}=0, \\ y_{R4}=y_E-R_4 \end{cases} \tag{1}$$

由$\overset{\frown}{CD}$与$\overset{\frown}{DE}$内切且x_{R4}和y_{R4}已知，可得：

$$y_{R3}=y_{R4}+\sqrt{(R_4-R_3)^2-(x_{R4}-x_{R3})^2} \tag{2}$$

由$\overset{\frown}{BC}$与$\overset{\frown}{CD}$内切且x_{R3}、y_{R3}已知，可得：

$$y_{R2}=y_{R3}+\sqrt{(R_3-R_2)^2-(x_{R3}-x_{R2})^2} \tag{3}$$

由$\overset{\frown}{AB}$与斜线段AA'相切且与$\overset{\frown}{BC}$内切可得：

$$\begin{cases} (x_{R2}-x_{R1})^2+(y_{R2}-y_{R1})^2=(R_2-R_1)^2, \\ \dfrac{k_{AA'}x_{R1}-y_{R1}+b}{\sqrt{1+k_{AA'}{}^2}}=R_1, \\ b=y_{A'}-k_{AA'}x_{A'} \end{cases} \tag{4}$$

式中，b为斜线段AA'的截距。

由钢轨型面的凹凸性可得式(4)的解：

$$\begin{cases} x_{R1}=\dfrac{-b_1+\sqrt{b_1^2-4a_1c_1}}{2a_1}, \\ y_{R1}=y_{R2}+\sqrt{(R_2-R_1)^2-(x_{R2}-x_{R1})^2} \end{cases} \tag{5}$$

其中，

$$\begin{cases} a_1=1+k_{AA'}^2, \\ b_1=2k_{AA'}(b-R_1\sqrt{1+k_{AA'}^2}-y_{R2})-2x_{R2}, \\ c_1=x_{R2}{}^2-(R_1-R_2)^2+(b-R_1\sqrt{1+k_{AA'}^2}-y_{R2})^2 \end{cases} \tag{6}$$

式(5)、(6)中，a_1、b_1、c_1为中间变量。

由式(1)～(6)可知，钢轨的几何形状可由7个设计变量R_1、R_2、R_3、R_4、x_{R3}、x_{R4}、y_{R3}完全表示。因轨距角半径与喉根圆半径接近时有利于减小轮轨接触应力，且车轮型面LM、JM3、LMA、LMB10的喉根圆半径分别为14、15、14、14 mm，故轨距角圆弧半径R_1固定为13 mm。根据钢轨型面的单调性和凹凸性确定6个设计变量的上下限，表3为设计变量的上下限。

表3　设计变量的上下限

Tab. 3　Upper and lower limits of design variable

设计变量	下限/mm	上限/mm
R_2	16.0	20.0
R_3	60.0	100.0
R_4	250.0	350.0
x_{R3}	−21.5	−19.5
x_{R4}	−7.5	−6.5
y_{R3}	−0.5	0

1.3　目标函数

1)改善轮轨接触应力的目标函数f_1：

$$f_1=\sum_i^4\sum_j^6 w_{1\,i,j}(P_{i,j\max}+2P_{_2\,i,j\max}) \tag{7}$$

式中：i为第i种车轮型面，i为1～4分别对应LM、JM3、LMA、LMB10共4种车轮型面；j为第j个仿真工况，j为1～6分别对应曲线半径为800、2 800、3 500、4 500、6 000、8 000 m的仿真工况；$w_{1\,i,j}$为权重系数；$P_{i,j\max}$为轮轨最大接触应力；$P_{_2\,i,j\max}$为第二接触点最大接触应力。

2)减缓轮轨磨耗速率的目标函数f_2：

$$f_2=\sum_{i}^{4}\sum_{j}^{6}w_{2i,j}\mathrm{rms}(w_{\mathrm{eari},j}) \tag{8}$$

式中：$w_{\mathrm{eari},j}$为轮轨磨耗数；$w_{2i,j}$为权重系数；rms(·)为计算均方根的函数，计算公式如下：

$$\mathrm{rms}(w_{\mathrm{eari},j})=\sqrt{\frac{w_{\mathrm{ear1,1}}^2+w_{\mathrm{ear1,2}}^2+\cdots+w_{\mathrm{ear4,6}}^2}{n}} \tag{9}$$

式中，n为数据点的数量。

3）提高车辆运行安全性的目标函数f_3：

$$f_3=\sum_{i}^{4}\sum_{j}^{6}w_{3i,j}(D_{i,j\max}) \tag{10}$$

式中，$D_{i,j\max}$为最大脱轨系数，$w_{3i,j}$为权重系数。

1.4 约束条件

1）轮轴横向力限值：

$$H\le 15+0.3P_0 \tag{11}$$

式中，H为轮轴横向力，P_0为静轴重。

2）轮重减载率限值：

$$\Delta P/P_{\mathrm{st}}\le 0.65 \tag{12}$$

式中，ΔP为轮重减载量，P_{st}为静轮重。

基于上述方法可将钢轨型面优化问题转换为多变量、多目标、多约束的非线性数学优化模型：

$$\begin{cases}\min(f_1,f_2,f_3),\\ \text{s.t. } g_1(x)\le 0\wedge g_2(x)\le 0\end{cases} \tag{13}$$

式中，g_1、g_2为约束条件。

1.5 RBF–NSGA–Ⅱ优化算法

钢轨型面优化这类工程问题非线性强且优化过程中需计算上万个样本，计算时间成本巨大。代理模型是工程优化中常用的方法，当实际问题计算效率低、不易求解时，可使用代理模型加速计算过程。代理模型的本质是利用拟合和插值的方法近似地反映输入（设计变量）与输出（目标函数）的映射关系。文献[25–26]对比了不同代理模型的效率及精度等性能，结果表明RBF代理模型的综合性能较好，故利用该代理模型预测优化模型的设计变量与目标函数的映射关系。

最优拉丁超立方试验设计可以保证所有试验点均匀地分布在设计空间中，有利于代理模型更加准确地拟合设计变量与目标函数间的关系。本文设计变量为6个，综合考虑计算成本与代理模型精度，通过最优拉丁超立方试验设计生成900组钢轨型面数据，在SIMPACK软件中对所有钢轨样本进行计算，得到其对应的目标函数，将其中850组设计变量和目标函数作为代理模型构建函数，另外50组作为待验证样本。参考文献[27]引入相对平均绝对误差（RAAE）和相对最大绝对误差（RMAE）对代理模型的精度进行评估，结果表明，RAAE与RMAE值越小，模型准确性越高。表4为RBF代理模型误差分析。由表4可见，3种误差分析结果均比较理想，证明了该代理模型的准确性。

表4 RBF代理模型误差分析

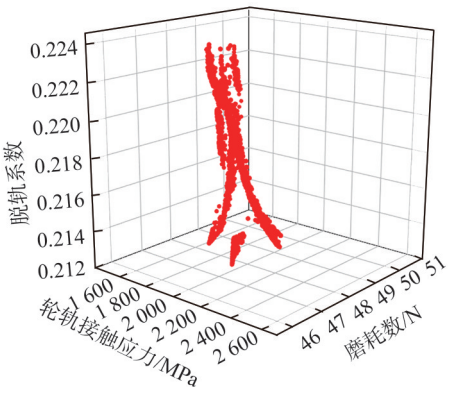
Tab. 4 Error analysis of RBF proxy model

目标函数	相对平均绝对误差	相对最大绝对误差
f_1	0.028	0.09
f_2	0.016	0.10
f_3	0.030	0.21

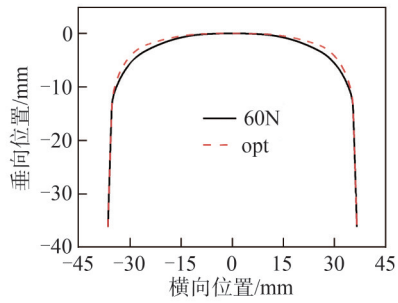
遗传算法具有动态自适应能力、概率化搜索能力及全局寻优能力，被应用于复杂系统优化问题时有较快的计算速度和较好的解集收敛性。与非支配排序遗传算法（NSGA）相比，第二代非支配排序遗传算法[28]（NSGA–Ⅱ）引入了精英策略和拥挤度概念，使其在计算过程中可以把每个种群中优秀的个体保护下来复制到下一代，防止优秀个体在复制、交叉、变异中被破坏，在提高算法效率的同时保证了种群的多样性。故本文采用RBF代理模型与NSGA–Ⅱ遗传算法联合的求解方式（RBF–NSGA–Ⅱ优化算法）对数学模型进行求解。

1.6 钢轨型面优化结果

设置初始种群数量为100，突变概率为0.3，当种群中所有个体均为非支配最优层时停止迭代，实际迭代173次。图6为钢轨型面优化结果。其中，图6(a)为pareto前沿解集，为保证不同车轮型面的曲线通过能力、轮轨磨耗及轮轨接触应力，选取pareto前沿解集



(a) pareto前沿解集



(b) 优化钢轨型面opt与60N钢轨型面对比

图6 钢轨型面优化结果

Fig. 6 Optimized results of rail profile

中综合性能最好的一个，最终确定 113 号样本为最终优化结果。图 6(b)为优化钢轨型面 opt 与 60N 钢轨型面对比。由图 6(b)对比可见，两种钢轨型面轨顶处相差不大，但优化钢轨型面 opt 轨肩处位置更高且斜率更大，这提高了车轮型面的曲线通过能力。表 5 为 RBF 代理模型的最终优化结果误差分析。由表 5 可见，代理模型的预测值与真实值接近。

表 5　RBF 代理模型的最终优化结果误差分析

Tab. 5　Final optimization result error analysis of the RBF proxy model

目标函数	预测值	真实值
f_1	2 173.998	2 257.655
f_2	47.174	46.542
f_3	0.225	0.229

2　优化结果分析

2.1　轮轨静态接触特性

2.1.1　轮轨接触几何分析

将车轮型面 LM、JM3、LMA、LMB10 分别与 60N 钢轨型面、优化钢轨型面 opt 进行匹配，计算得到不同轮轨型面匹配时的轮轨接触点分布、滚动圆半径差及轮轨垂向间隙。计算时取轮对内侧距为 1 353 mm，轨距为 1 435 mm，轨底坡为 1/40。货车采用 LM 车轮型面，名义滚动圆半径取 420 mm；机车采用 JM3 车轮型面，名义滚动圆半径取 625 mm；动车采用 LMA、LMB10 车轮型面，名义滚动圆半径取 460 mm。由于左右轨型面对称，且车辆运行过程中轮对横移量大多分布在 −12.00～12.00 mm，故设置轮对从对中位置以 0.50 mm 为步长向左横移至 12.00 mm，不考虑摇头角。为比较真实地反映轮轨接触时弹性变形的“抹平”效应，计算轮轨接触结合关系时考虑了准弹性接触参数修正[29]。图 7 为不同轮轨匹配时的轮轨接触点分布。图 7 中，Y、Z 分别为轮轨型面的横向和垂向坐标。

由图 7 可见，与 60N 钢轨相比，不同车轮型面与优化钢轨型面 opt 匹配时接触点分布更均匀，尤其在大横移量下，轮轨接触点更靠近轮缘根部。这进一步证明了优化钢轨型面 opt 具备更强的曲线通过能力，且通过曲线时钢轨磨耗更均匀。

车轮滚动圆半径差影响曲线通过能力，在大轮对横移量下，滚动圆半径差越大，车辆曲线通过性能越好。图 8 为滚动圆半径差随轮对横移量的变化关系。由图 8 可见，在小横移量下两种钢轨型面的滚动圆半径差相差不大，随着轮对横移量增加，不同车轮型面与优化钢轨型面 opt 的滚动圆半径差快速增大，提高了曲线通过能力。

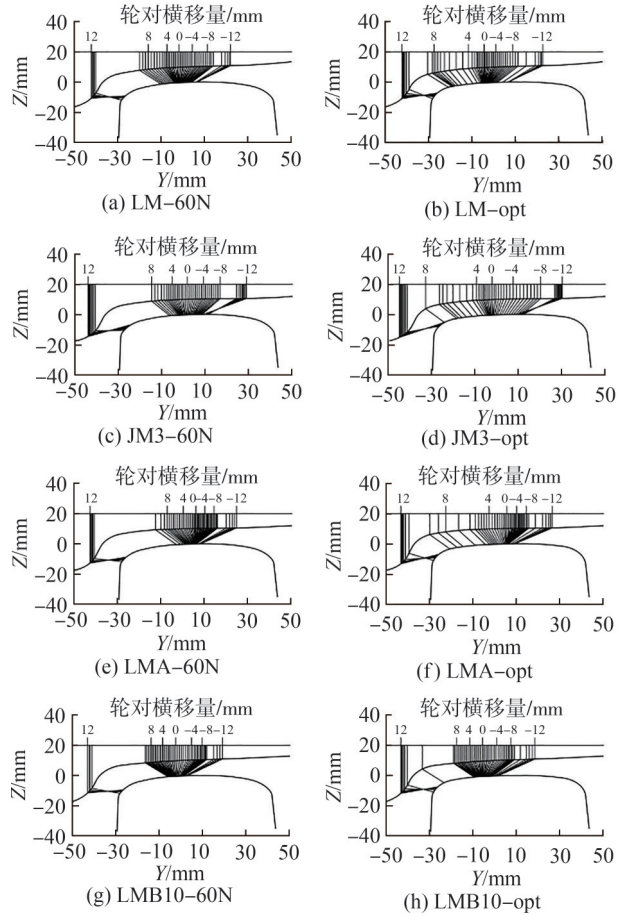


图 7　不同轮轨匹配时的轮轨接触点分布

Fig. 7　Distribution of wheel-rail contact points under different wheel-rail matching conditions

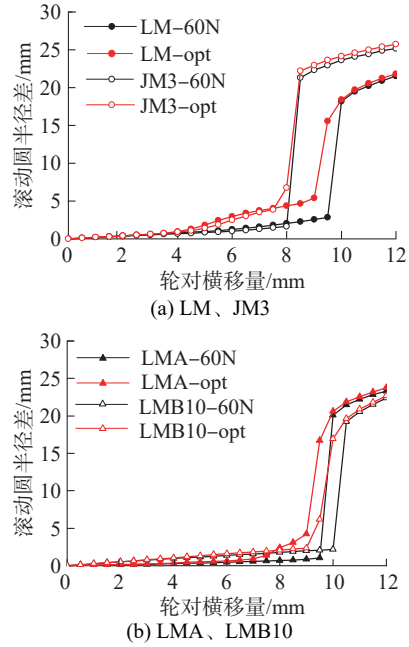


图 8　滚动圆半径差随轮对横移量的变化关系

Fig. 8　Relationship between the change in rolling circle radius difference and the lateral displacement of the wheel set

2.1.2 轮轨静态接触力学特性分析

基于三维非赫兹滚动接触理论及CONTACT程序，计算分析了4种车轮型面在不同钢轨型面下的最大法向应力。设置轴重为17 t，轮轨材料泊松比为0.28，剪切弹性模量为82 GPa，动、静摩擦系数均为0.3。本文轮对向左侧横移，左侧轮对受力均大于右侧，故只选取左侧车轮进行分析。图9为不同轮轨匹配时的最大法向应力。

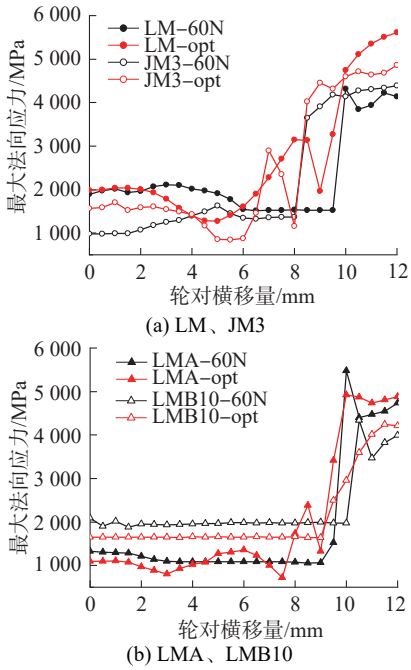


图9 不同轮轨匹配时的最大法向应力

Fig. 9 Maximum normal stress under different wheel-rail matching conditions

由图9可见：车轮型面LM、JM3、LMA与60N钢轨型面匹配时，接触点集中分布在钢轨的轨顶处，车轮上的接触点横向分布范围较窄，所以最大法向应力随轮对横移量的变化不明显；与优化钢轨型面opt匹配时，接触点横向分布范围更宽，接触点均匀分布在钢轨型面的不同半径圆弧上，所以最大法向接触应力随轮对横移量变化比较明显。车轮型面LMB10在两种钢轨型面上的应力变化曲线均相对平缓。

车轮型面LM和JM3与优化钢轨型面opt匹配时，随轮对横移量增大，在轮缘接触前最大法向应力均呈现先减小后增大的趋势，分别在横移量为8 mm和7 mm下达到最大值3 143 MPa和2 896 MPa。车轮型面LMB10与优化钢轨型面opt匹配时发生轮缘接触前，不同横移量下最大法向接触应力均小于60N钢轨。

2.2 车辆动力学性能

为验证优化钢轨型面opt的曲线通过能力、轮轨接触应力以及钢轨磨耗速率，通过第1.1节建立的动力学模型仿真计算了装配车轮型面LM、JM3、LMA及LMB10的车辆分别在60N钢轨型面和优化钢轨型面opt上运行的动力学性能。其中，脱轨系数、轮轴横向力、轮轨接触应力结果均取自1位轮对最大值，磨耗数取自高轨侧轮对的有效值。该线路曲线半径最小为800 m，曲线半径大于8 000 m后的各项动力学性能指标与8 000 m相似，故仅计算了半径曲线为800～8 000 m工况下的动力学性能。

图10为优化钢轨型面下不同车轮型面的第二接触点的轮轨接触应力。由图10可见，仅车轮型面LMB10在曲线半径为800 m时还存在两点接触且第二点接触应力较小，其他车轮型面在不同曲线半径下两点接触问题已不再出现。

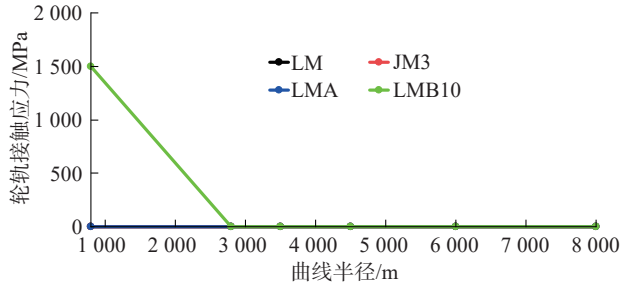


图10 优化钢轨型面下不同车轮型面的第二接触点的轮轨接触应力

Fig. 10 Contact stress at 2nd contact point for different wheels on optimized rail

图11为不同轮轨匹配时的脱轨系数及轮轴横向力。图11～13中，各系列数据点横坐标依次为800、2 800、3 500、4 500、6 000、8 000 m。由图11可见，不同车轮型面与两种钢轨型面匹配时的脱轨系数、轮轴横向力均随曲线半径的增大呈减小的趋势。曲线半径为800 m时，车轮型面LM、JM3、LMA与优化钢轨型面opt匹配时脱轨系数、轮轴横向力均明显降低。在不同曲线半径下，车轮型面JM3与优化钢轨型面opt匹配时脱轨系数和轮轴横向力均有明显改善。

磨耗数可以反映轮轨磨耗速率。图12为不同轮轨匹配时的磨耗数。由图12可见：采用优化钢轨型面后，车轮型面LM在曲线半径为800 m时的磨耗数得到改善，减小了17%；车轮型面JM3在曲线半径为800、2 800、3 500、4 500 m时的磨耗数分别减小了56%、58%、50%、42%；车轮型面LMA在曲线半径为800 m和2 800 m时的磨耗数明显改善，均减小了80%；车轮型面LMB10在曲线半径为800 m时减小了42%。

轮轨接触应力影响滚动接触疲劳裂纹的萌生和发展，降低轮轨接触应力有利于缓解轮轨滚动接触疲劳的发生并减缓轮轨磨耗速率。图13为不同轮轨匹配时的轮轨接触应力。

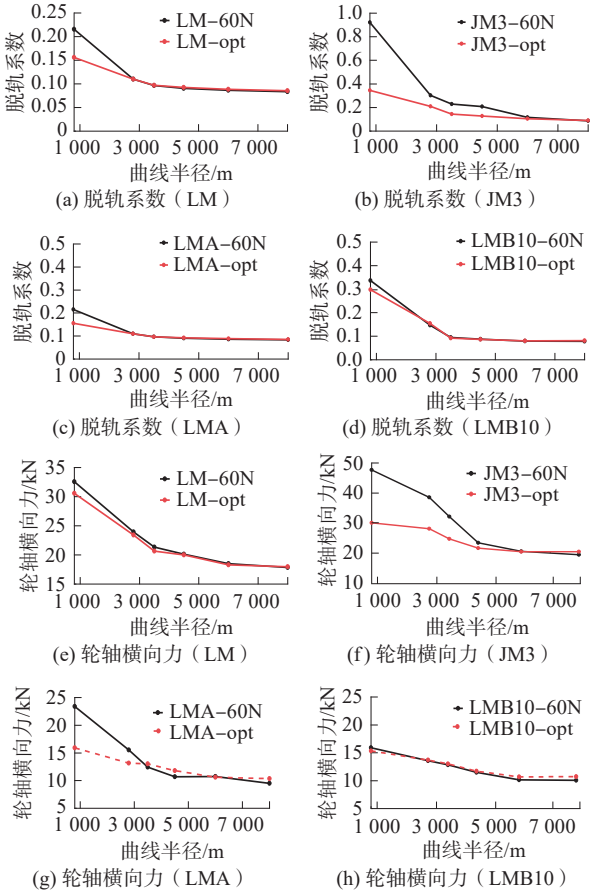


图 11　不同轮轨匹配时的脱轨系数及轮轴横向力

Fig. 11　Derailment coefficients and axle lateral force under different wheel-rail matching conditions

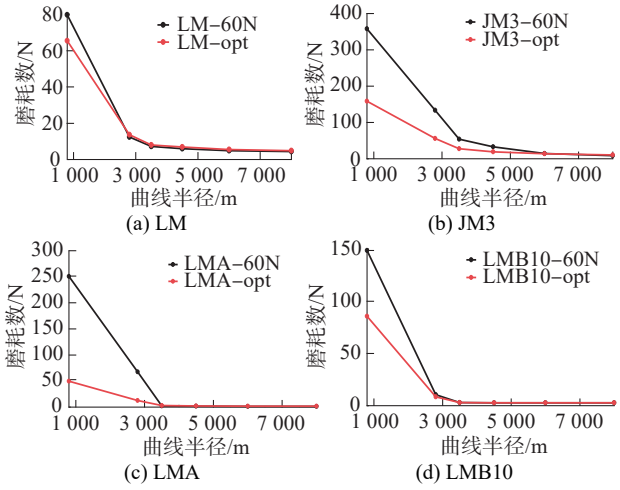


图 12　不同轮轨匹配时的磨耗数

Fig. 12　Wear numbers under different wheel-rail matching conditions

由图13可见，采用优化钢轨型面后，各车轮型面的接触应力均有所减小。车轮型面LMA在曲线半径3 500～8 000 m时接触应力偏低且波动小；半径小于3 500 m时，应力随半径缩小急剧升高；搭配优化钢轨型面opt后，800、2 800 m半径工况下应力均降低59%，改善效果显著。车轮型面JM3与60N钢轨匹配时整体接触应力偏高，更换优化钢轨型面opt后，应力平均下降60%。车轮型面LMB10采用优化钢轨型面opt后，800 m半径处接触应力降低44%、比车轮型面LM降低17%，改善明显。

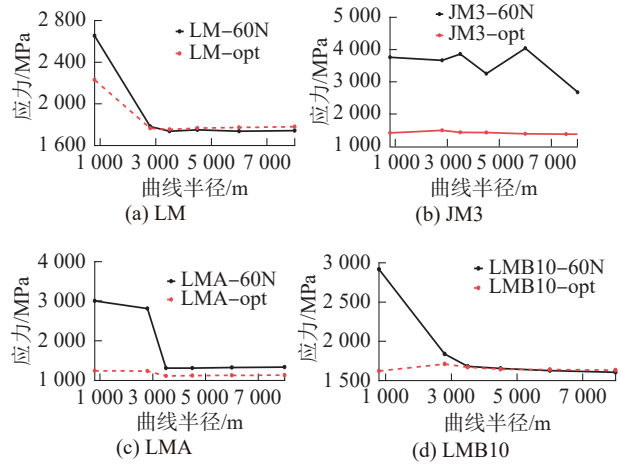


图 13　不同轮轨匹配时的轮轨接触应力

Fig. 13　Wheel-rail contact stress under different wheel-rail matching conditions

2.3　磨耗演变规律

利用文献[30]所建立的钢轨磨耗预测模型并考虑客货共线铁路上所运行的不同类型车轮型面，建立客货共线钢轨磨耗预测模型。图 14 为客货共线铁路钢轨磨耗预测流程图。

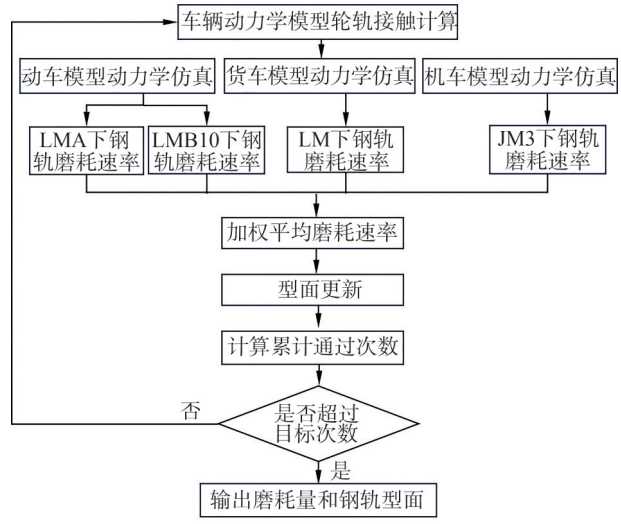


图 14　客货共线铁路钢轨磨耗预测流程图

Fig. 14　Flow chart of rail wear prediction for passenger and freight mixed railway

首先，通过动力学仿真和磨耗预测模型得到某种工况下左右钢轨单次的加权平均磨量 $c_l(y)$、$c_r(y)$；然后，计算单次磨耗下的最大磨耗量 c_{max}：

$$c_{max}=\left\{\max(c_l(y)),\max(c_r(y))\right\} \tag{14}$$

式中：y 为钢轨横向位置，mm。

设置每次迭代下的磨耗深度最大值为0.1 mm，则此次迭代累计车轮通过次数 N 为：

$$N=\frac{0.1}{c_{\max}} \tag{15}$$

左、右钢轨累计车轮通过次数$w_l(y)$和$w_r(y)$为：

$$\begin{cases} w_l(y)=c_l(y)\cdot N, \\ w_r(y)=c_r(y)\cdot N \end{cases} \tag{16}$$

最后，根据钢轨累计磨耗量对钢轨型面进行更新，通过3次样条函数对更新后的型面进行平滑处理后作为下一次迭代的初始型面。

基于客货共线铁路钢轨磨耗预测模型对优化钢轨型面和60N钢轨型面进行80万次车轮通过量的钢轨磨耗预测，验证优化后的钢轨型面能否有效降低曲线段上的磨耗速率。计算时，设置车轮型面LM、JM3、LMA、LMB10的通过次数比为30∶1∶30∶30。图15为不同工况下两种钢轨的磨耗量对比。

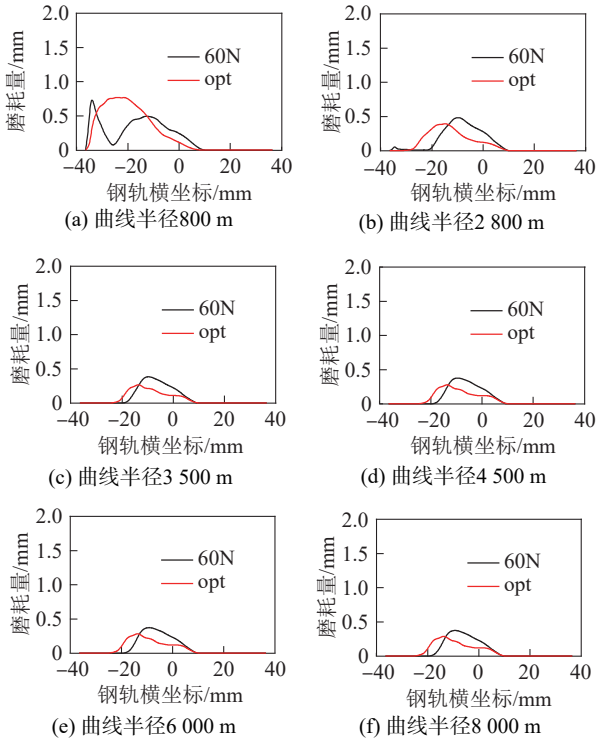


图15 不同工况下两种钢轨的磨耗量对比

Fig. 15 Rail wear under different working conditions

由图15可见，采用优化钢轨解决了曲线半径为800 m、2 800 m时的钢轨侧磨问题。由于不同车轮型面与优化钢轨型面匹配时接触点分布范围均更广，故在其他曲线半径下钢轨磨耗分布范围也更广，且最大磨耗量小于60N钢轨，提高了钢轨的使用寿命。

3 结 论

本文以改善车辆曲线通过性能、降低轮轨接触应力、缓解钢轨磨耗为目的，采用圆弧参数作为设计变量，提出了客货共线铁路曲线段钢轨型面的优化方法。建立了钢轨型面多目标优化数学模型，采用RBF-NSGA-Ⅱ算法求解数学模型，完成钢轨型面的优化设计。从轮轨静态接触力学特性、车辆动力学性能以及钢轨磨耗预测等3个方面对优化型面进行验证。主要结论如下：

1）使用优化钢轨型面后，轮轨接触点分布更均匀，在大横移量下滚动圆半径差更大，车辆曲线通过能力得到提高。

2）采用优化钢轨后，缓解了不同车轮的两点接触问题。JM3车轮型面在所有工况下的脱轨系数、轮轴横向力均有所降低，均满足安全要求且有充分的安全冗余，轮轨接触应力水平、磨耗速率得到明显改善，其他车轮型面在曲线半径为800 m时的各项动力学指标得到了明显改善。

3）采用优化钢轨型面后缓解了曲线半径为800 m、2 800 m工况下出现的钢轨侧磨问题，在其他半径曲线工况下钢轨磨耗分布范围更广且最大磨耗量小于60N钢轨。

参考文献：

[1] Zhao Xin,Wen Zefeng,Wang Hengyu,et al.Research progress on wheel/rail rolling contact fatigue of rail transit in China[J]. Journal of Traffic and Transportation Engineering,2021,21(1):1–35.[赵鑫,温泽峰,王衡禹,等. 中国轨道交通轮轨滚动接触疲劳研究进展[J]. 交通运输工程学报,2021,21(1):1–35.]

[2] Shevtsov I Y, Markine V L, Esveld C. Design of railway wheel profile taking into account rolling contact fatigue and wear[J].Wear,2008,265(9/10):1273–1282.

[3] Gao Ya,Yang Fei,You Mingxi,et al.Research on the the influencing factors of abnormal vibration of conventional railway on curve during operation period[J]. Journal of Railway Science and Engineering,2024,21(4):1412–1423.[高雅,杨飞,尤明熙,等. 运营期普速铁路曲线区段异常晃车影响因素研究[J]. 铁道科学与工程学报,2024,21(4):1412–1423.]

[4] Zhang Xiao,Chi Maoru,Xie Yuchen,et al.Research on nonlinear characteristics of equivalent conicity and its application in wheel tread profile design[J]. Journal of Railway Science and Engineering,2024,21(4):1424–1434.[张笑,池茂儒,谢雨辰,等. 等效锥度非线性研究及其在踏面设计中的应用[J]. 铁道科学与工程学报,2024,21(4):1424–1434.]

[5] Smallwood R, Sinclair J C, Sawley K J. An optimization technique to minimize rail contact stresses[J]. Wear, 1991, 144(1/2):373–384.

[6] Magel E E,Kalousek J.The application of contact mechanics to rail profile design and rail grinding[J]. Wear, 2002,

253(1/2):308–316.

[7] Persson I,Nilsson R,Bik U,et al.Use of a genetic algorithm to improve the rail profile on Stockholm underground[J]. Vehicle System Dynamics,2010,48(sup1):89–104.

[8] Cui Dabin,Li Li,Jin Xuesong,et al.Study on rail goal profile by grinding[J].Engineering Mechanics,2011,28(4):178–184.[崔大宾,李立,金学松,等.铁路钢轨打磨目标型面研究[J].工程力学,2011,28(4):178–184.]

[9] Zhou Jun,Liu Linya,Wan Peng.Optimization of rail profile in curved section of railway passenger dedicated line[J]. Railway Standard Design,2014,58(7):20–23.[周骏,刘林芽,万鹏.客运专线铁路曲线段钢轨型面优化[J].铁道标准设计,2014,58(7):20–23.]

[10] Wang Pu,Gao Liang,Xin Tao,et al.Study on the numerical optimization of rail profiles for heavy haul railways[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit, 2017, 231(6): 649–665.

[11] Wang Junping. Research on rail wear control method based on profile grinding for sharp curve rail[J].Journal of the China Railway Society,2021,43(1):128–134.[王军平.基于廓形打磨的小半径曲线钢轨磨耗控制方法研究[J].铁道学报,2021,43(1):128–134.]

[12] Wu Lei,Liu Jianqiao,Dhanasekar M,et al.Optimisation of railhead profiles for curved tracks using improved non-uniform rational B-splines and measured profiles[J].Wear, 2019,418:123–132.

[13] Li Guofang,Li Xing,Li Meng,et al.Multi-objective optimisation of high-speed rail profile with small radius curve based on NSGA–Ⅱ Algorithm[J].Vehicle System Dynamics,2023,61(12):3111–3135.

[14] Zhang Jin, Yu Zhe, Yang Chao, et al. Optimization design and effect evaluation of rail grinding profile for conventional speed railway[J].Railway Engineering,2020,60(10): 138–141.[张金,俞喆,杨超,等.普速铁路钢轨打磨廓形优化设计及效果评价[J].铁道建筑,2020,60(10):138–141.]

[15] Wu Lei,Kang Yanbing,Dong Yong,et al.Optimal design of heavy-haul rail grinding profile considering grinding amount [J]. Journal of Southwest Jiaotong University, 2022, 57(4): 805–812.[吴磊,康彦兵,董勇,等.考虑打磨量的重载钢轨打磨廓形优化设计[J].西南交通大学学报,2022,57(4): 805–812.]

[16] Lin Fengtao,Deng Zhuoxin,Pang Huafei,et al.Design method of grinding profile of over worn rail[J].Journal of Traffic and Transportation Engineering,2022,22(2):111–122.[林凤涛,邓卓鑫,庞华飞,等.过度磨耗钢轨的打磨廓形设计方法[J].交通运输工程学报,2022,22(2):111–122.]

[17] Xiao Jieling.The theory and test research on rail asymmetric grinding for the passenger and freight railway[D]. Chengdu:Southwest Jiaotong University,2011.[肖杰灵.客货混跑铁路钢轨非对称打磨的理论与试验研究[D].成都:西南交通大学,2011.]

[18] Hu Weihao.Optimization of rail grinding profile and wear prediction of passenger-freight mixed running line[D]. Nanchang:East China Jiaotong University,2020.[胡伟豪.客货混跑线路钢轨打磨廓形优化及磨耗预测[D].南昌:华东交通大学,2020.]

[19] Liu An.Curved dynamic response analysis and rail profile development law of 200 km/h and above passenger-freight common railway[D]. Beijing: Beijing Jiaotong University, 2021.[刘安.200 km/h及以上客货共线铁路曲线动力响应分析及钢轨型面发展规律研究[D].北京:北京交通大学,2021.]

[20] Li Li, Peng Jingkang, Cui Dabin, et al. Design method for asymmetric grinding profile of rails in sharp curves[J]. Journal of Traffic and Transportation Engineering,2022,22(2): 99–110.[李立,彭敬康,崔大宾,等.小半径曲线钢轨非对称打磨廓形设计方法[J].交通运输工程学报,2022,22(2): 99–110.]

[21] 国家铁路局.钢轨 第1部分:43 kg/m ~ 75 kg/m钢轨:TB/T 2344.1—2020[S].北京:中国铁道出版社,2020.

[22] Na Tong,Wen Bingguang,Tao Gongquan,et al.Analysis of wheel-rail static contact characteristics of passenger and freight mixed transportation[J]. Electric Locomotives & Mass Transit Vehicles,2022,45(6):32–38.[那桐,温炳光,陶功权,等.客货混运条件下轮轨匹配静态接触特性分析[J].电力机车与城轨车辆,2022,45(6):32–38.]

[23] Zhou Qingyue,Liu Fengshou,Tian Changhai,et al.Research on wheel/rail profile matching of high-speed railway[J]. Chinese Railways,2012(9):33–36.[周清跃,刘丰收,田常海,等.高速铁路轮轨形面匹配研究[J].中国铁路,2012(9):33–36.]

[24] Zhou Qingyue, Zhang Yinhua, Tian Changhai, et al. Profile design and test study of 60N rail[J]. China Railway Science,2014,35(2):128–135.[周清跃,张银花,田常海,等.60N钢轨的廓型设计及试验研究[J].中国铁道科学,2014,35(2):128–135.]

[25] Mu Xuefeng. Research and application of agent model technology for multidisciplinary design optimization[D]. Nanjing:Nanjing University of Aeronautics and Astronautics,2004.[穆雪峰.多学科设计优化代理模型技术的研究和应用[D].南京:南京航空航天大学,2004.]

[26] Zhao Ziyan.Research on the application and structural optimization design method based on DOE and surrogate model[D]. Xi'an: Xi'an University of Architecture and Technology,2017.[赵紫岩.基于DOE和代理模型的结构优化设计方法及应用研究[D].西安:西安建筑科技大学,2017.]

[27] Jin R,Chen W,Simpson T W.Comparative studies of metamodelling techniques under multiple modelling criteria[J].Structural and Multidisciplinary Optimization,2001,23(1):1–13.

[28] Deb K,Pratap A,Agarwal S,et al.A fast and elitist multiobjective genetic algorithm:NSGA–Ⅱ[J].IEEE Transactions on Evolutionary Computation,2002,6(2):182–197.

[29] Arnold M,Netter H.Apporoximation of contact geometry in the dynamical simulation of wheel-rail[J].Mathematical and Computer Modelling of Dynamical Systems,1998,4(2):162–184.

[30] Wen Bingguang,Wang Shenghua,Tao Gongquan,et al.Prediction of rail profile evolution on metro curved tracks: Wear model and validation[J].International Journal of Rail Transportation,2023,11(6):811–832.

Multi-objective Optimization of a Rail Profile on Curves for A Mixed Passenger and Freight Railway

NA Tong[1], *TAO Gongquan*[1], *WEN Bingguang*[1], *CHEN Yuhong*[1], *DU Xing*[2], *WEN Zefeng*[1*]

(1.State Key Laboratory of Rail Transit Vehicle System, Southwest Jiaotong University, Chengdu 610031, China;
2.School of Electrical Engineering, Southwest Jiaotong University, Chengdu 610031, China)

Abstract:

Objective The mixed passenger and freight railway operates EMUs, locomotives, freight trains, and ordinary passenger trains. Different wheel profiles run on the same line, which results in a complex wheel-rail matching relationship. Rail profile optimization serves as an important approach to improving the wheel-rail matching relationship. Most existing studies on rail profile optimization focus on passenger-dedicated lines, freight-dedicated lines, or metro lines, and they consider only the matching relationship between a single wheel profile and the rail in the optimization design.

Methods Firstly, the vehicle dynamics models of freight cars, locomotives, and bullet trains were established based on the multi-body dynamics simulation software SIMPACK, and the curve operating parameters were selected based on the actual conditions of a domestic passenger-cargo shared railway line with a design speed of 200 km/h and the "TB 10098—2017 Code for Design of Railway Line". The model was used for wheel rail contact geometry analysis and dynamic performance evaluation. Then, based on the tangential relationship between each arc of the rail surface and the tangential relationship between the arc and the straight line, the arc formula of the rail surface was derived, and six arc parameters that fully represented the rail surface were extracted. The arc program was developed using MATLAB, and the arc parameters were utilized as inputs to generate the rail surface composed of discrete points. Using circular arc parameters as design variables, wheel-rail wear number, contact stress, and derailment coefficient as optimization objectives, and axle lateral force and wheel load reduction rate as constraint functions, a mathematical model for rail profile optimization of passenger-cargo railway curve sections was established. The optimal Latin hypercube method was employed to extract uniformly distributed sample points in the sample space to reduce the computational time cost of the optimization model, and the RBF neural network surrogate model was established to predict the mapping relationship between the design variables and the objective functions based on the sample data. The model was solved using the NSGA–Ⅱ optimization algorithm to obtain the optimized rail profile. The rail wear prediction model of the mixed passenger and freight railway was developed to predict the rail wear evolution law, considering the passing frequency of different vehicle types and the passing weight coefficients of different wheel profiles. Finally, the performance indices of the optimized rail profile and the 60N rail profile were compared and analyzed from three aspects to verify the performance of the optimized rail profile: wheel-rail static contact characteristics, vehicle dynamic performance, and rail wear evolution law under 800 000 wheel passes.

Results and Discussions The performance indices of the optimized rail and the 60N rail were compared and analyzed from three aspects to verify the performance of the optimized rail: wheel-rail static contact characteristics, vehicle dynamic performance, and rail wear prediction. The following conclusions were obtained: After applying the optimized rail profile, the distribution of wheel-rail contact points became more uniform, the rolling circle radius difference increased under large lateral displacement, and the vehicle curve negotiation performance improved. Under the R800 m radius curve, the derailment coefficient and axle lateral force were significantly reduced when LM, JM3, and LMA wheel profiles were matched with the optimized rail profile. Under different operating conditions, the derailment coefficient and axle lateral force were improved when the JM3 wheel profile was matched with the optimized rail profile. For the 800 m curve radius, the wear number of the LM wheel profile improved and was reduced by 17%, while the wear numbers of the JM3 wheel profile under 800, 2 800, 3 500, and 4 500 m radius curves were re-

duced by 56%, 58%, 50%, and 42%, respectively. The wear number of the LMA wheel profile under 800 and 2 800 m radius curves improved significantly, with reductions of 80% and 80%, respectively, while the LMB10 wheel profile showed a reduction of 42% under the 800 m radius curve. After applying the optimized rail profile, the wheel-rail contact stress of LMA wheels under 800 m and 2800 m radius curves was significantly reduced by 59% and 59%, respectively. When the JM3 wheel profile was matched with the 60N rail, it exhibited a higher wheel-rail contact stress level under different operating conditions, and the stress level decreased by an average of 60% after applying the optimized rail profile. After applying the optimized rail profile, the wheel-rail contact stress of the LMB10 wheel under the 800 m radius curve was significantly reduced, with a 44% reduction compared to the 60N rail profile and a 17% reduction for the LM wheel. After the optimization of the rail profile, the issue of rail side wear under 800 and 2 800 m radius curve conditions was resolved. Under other curve radius conditions, the rail wear distribution range became wider, and the maximum wear amount was lower than that of the 60N rail.

Conclusions The results indicate that the method is suitable for the optimal design of rail profiles in the curved sections of mixed passenger and freight railways, and it can ensure the safety of vehicle operation and curve-passing performance while reducing wheel-rail contact stress and wear rate after optimizing the existing rail profile. The research findings provide a valuable reference for rail profile design and rail grinding in passenger-cargo railways.

Key words: mixed passenger and freight railway; rail profile design; multi-objective optimization; vehicle dynamics; wheel-rail matching

（编辑　张　琼）

引用格式: Na Tong,Tao Gongquan,Wen Bingguang,et al.Multi-objective optimization of a rail profile on curves for a mixed passenger and freight railway[J].Advanced Engineering Sciences,2026,58(3):344–355.[那桐,陶功权,温炳光,等.客货共线铁路曲线段钢轨型面多目标优化设计[J].工程科学与技术,2026,58(3):344–355.]