

高速动车组抗蛇行减振器参数优化研究

祁亚运¹, 戴焕云², 桑虎堂², 王瑞安¹

(1. 重庆交通大学机电与车辆工程学院, 重庆 400074;

2. 西南交通大学牵引动力国家重点实验室, 四川 成都 610031)

摘要: 蛇行运动是轨道车辆的固有属性, 随着高速铁路的发展, 高速动车组稳定性问题越来越突出, 抗蛇行减振器对于车辆稳定性具有重要影响, 通过优化抗蛇行减振器参数可以有效提升高速动车组运行性能。本文建立高速动车组车辆动力学模型, 利用超拉丁采样选取减振器设计参数, 并采用 KSM 模型进行动力学响应分析, 最后采用 NSGA-II 算法对抗蛇行减振器参数进行优化, 并对优化前后的动车组动力学性能进行对比。结果表明: 优化后参数下, XP55 标准车轮临界速度提高 15.28%, 达到 463.8 km/h, XP55 磨耗车轮临界速度提高 13.71%。优化后参数进一步提升了车体的平稳性和舒适度, 轮轴横向力减小。同时优化后参数降低了新轮工况和磨耗车轮工况下的车体和转向架横向加速度幅值, 抑制了车辆横向振动。分析了减振器参数优化对接触点位置和车轮磨耗指数的影响, 优化后参数减小了车轮横向接触点横移, 速度为 250 km/h 时, XP55 标准车轮磨耗指数减小 14.65%, XP55 磨耗车轮磨耗指数减小 15.8%。因此, 抗蛇行减振器参数优化后可以有效提高车辆稳定性和运行性能。

关键词: 高速动车组; 稳定性优化; KSM-NSGA-II 算法; 临界速度; 动力学性能

中图分类号: U270.1+1 **文献标志码:** A **文章编号:** 1004-4523(2023)05-1326-09

DOI: 10.16385/j.cnki.issn.1004-4523.2023.05.017

1 概述

中国高速铁路的发展从 2008 年 250 km/h 速度级的京津城际铁路开始, 标志着中国进入了高速铁路时代, 到 2021 年底, 已经开通超 4 万千米, “八纵八横”铁路网进一步完善。速度是高速动车组车辆永恒的追求, 提高车辆临界速度可以有效提高车辆的运营速度。因此, 稳定性问题是高速动车组车辆需要考虑的首要问题。中国高速动车组车辆自运营以来, 逐渐暴露出的稳定性问题越来越多, 运营过程中有些车辆出现了转向架蛇行失稳和车体蛇行失稳等问题^[1-2]。因此, 进一步探究车辆稳定性问题对于动车组安全运营具有重要意义。

国内外学者对于车辆稳定性问题进行了大量研究, 因为轨道车辆蛇行运动是一种自激振动, 如图 1 所示, 一些学者采用非线性动力学方法研究车辆临界速度和分叉图, 从理论上对车辆横向稳定性问题进行探讨和分析。曾京等^[3]通过建立轨道车辆动力学横向振动方程, 对其横向稳定性进行求解。Cheng 等^[4]通过建立整车横向动力学方程, 分析曲线线路上

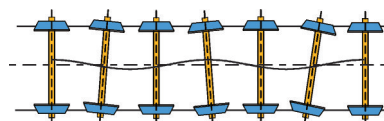


图 1 轮对蛇行运动示意图

Fig. 1 Schematic diagram of the hunting motion of wheelset

的高速动车组稳定性问题。Xia 等^[5]通过建立转向架数值模型和减振器模型, 探究了减振器参数对转向架稳定性的影响。孙建锋等^[6]通过建立抗蛇行减振器动力学模型, 采用数值方法分析了减振器相关参数对稳定性的影响。于曰伟等^[7]通过建立转向架模型分析抗蛇行减振器参数对动力学性能的影响。Zeng 等^[8]通过建立数值模型分析空气动力学因素对稳定性的影响。还有一些学者采用主动控制的方法进一步提高临界速度, Mei 等^[9]通过将主动控制策略应用在独立轮对转向架, 进一步提高稳定性和曲线通过性能。Pearson 等^[10]通过采用主动控制的方法提高高速列车转向架稳定性。Bideleh 等^[11]采用主动作动器进行控制, 提高车辆动力学特性。金天贺等^[12]采用半主动可变刚度和阻尼减振器进一步提高动车组的稳定性和动力学性能。另一些学者主要通过数

收稿日期: 2022-01-24; **修订日期:** 2022-06-17

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51975485, U2268211); 重庆市基础研究与前沿探索项目(cstc2021jcyj-msxmX0621); 中国博士后科学基金资助项目(2021M702978); 公共交通装备设计与系统集成重庆市重点实验室(CKLPTEDSI-KFKT-202110)。

值方法和商业软件计算分析,通过优化悬挂参数提高车辆稳定性。解欢等^[13]采用混合代理模型对轨道车辆悬挂参数进行多目标优化。姚远等^[14]通过建立动车组横向动力学模型,以高锥度和低锥度下的阻尼比为优化目标,进一步优化减振器参数。Ye等^[15]通过建立货车车辆动力学模型,采用KSM-PSO算法优化设计货车悬挂参数,进一步抑制磨损,提升曲线通过性能。Nejlaoui等^[16]通过参数优化提高了车辆小曲线上的曲线通过性能和舒适度。李响等^[17]从踏面锥度和悬挂参数2个角度出发,优化选择适中的锥度和刚度与车体匹配,进而达到提高动车组运行性能。崔利通等^[18]通过高速动车组失稳研究,对动车组悬挂参数进行优化,进一步提升了动力学性能。以上学者对动车组悬挂参数进行一些研究,其中有些是规律性的研究,有些虽然给出了优化参数,但是优化算法需要很多积分时间和迭代步数,效率并不高。动车组运营过程中的抖车和晃车等现象依然存在,蛇行失稳的相关问题并未得到有效解决,KSM代理模型可以快速计算出设计变量和响应之间的相互规律,有效提高了迭代速度和响应的精度,而NSGA-II算法相对于传统GA算法精度更高,优化速度更快。因此,本文从抗蛇行减振器悬挂参数优化的角度,采用基于KSM代理模型和NSGA-II算法进一步分析优化,以提高动车组稳定性。

本文通过建立动车组动力学模型,采用基于代理模型的KSM-NSGA-II优化算法对抗蛇行减振器参数进行优化,进一步提高动车组运行稳定性。并对优化后悬挂参数的动力学性能进行对比分析。

2 车辆动力学模型建立

为了获得高速列车的临界速度和动力学响应,首先在动力学软件SIMPACK中建立了国内运营的某型动车组车辆模型,共有11个刚体,主要包括了4个轮对,4个轴箱,2个构架和1个车体,其中轮对、轴箱、构架和车体考虑6个自由度。采用拉杆式轴箱定位装置,悬挂系统主要包括一系悬挂和二系悬挂:一系悬挂系统包括一系减振器、一系刚弹簧和转臂节点;二系悬挂包括空气弹簧、抗蛇行减振器、二系横向减振器以及牵引拉杆和抗侧滚扭杆等。抗蛇行减振器建立时考虑其节点刚度、油液刚度以及分段线性阻尼。建立车辆动力学模型如图2(a)所示,模型中共有50个自由度。车轮型面采用XP55,轨面采用CHN60廓形,轮轨法向力采用Hertz接触算法,轮轨切向力采用FASTSIM算法,干燥环境下,轮轨间摩擦系数为0.3~0.5,本模型轮轨间摩擦系

数取0.4^[19],轨道激励采用中国高速铁路轨道谱,如图2(b)所示。

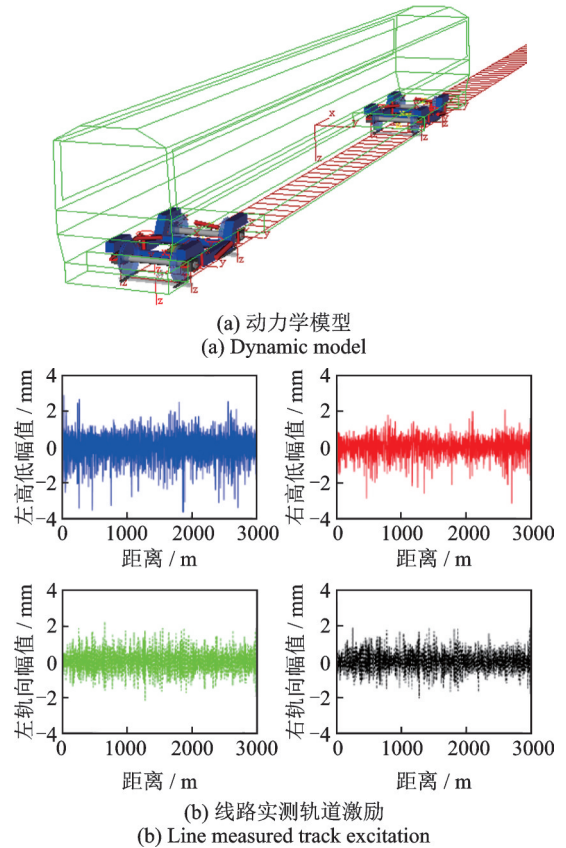


图2 动车组动力学模型及轨道激励

Fig. 2 Dynamics model and track excitation of the high-speed EMUs

3 基于代理模型的优化算法

3.1 KSM模型

代理模型(KSM模型)^[20]是以结构分析和变异函数为基础,采用加权平均方法对待估点进行预测。其中权值的选择标准是使得估计方差最小。采用代理模型可以在约束条件的作用下,建立设计参数和优化目标之间的关系。

假设样本输入参数矩阵 $X=[x_1 x_2 \cdots x_n]$,对应的输出响应为矩阵 $Y=[y_1 y_2 \cdots y_n]$ 。则独立输入变量与响应值的关系式为:

$$y(x) = f^T(x)\beta + z(x) \quad (1)$$

式中 $y(x)$ 为预测响应值矩阵; $f^T(x)$ 为通过已知变量建立的压缩模型; β 为一个未确定系数; $z(x)$ 为高斯随机分布,均值为零,方差为 σ^2 ,协方差可以表示为:

$$\text{Cov}[z(x_i), z(x_j)] = \sigma^2 R(\theta, x_i, x_j) = \exp\left[-\theta \sum_{l=1}^m (x_i^l - x_j^l)^2\right] \quad (2)$$

式中 x_i 和 x_j 为样本空间中的两个样本点, 包括其位置信息; $R(\theta, x_i, x_j)$ 表示样本点 x_i 和 x_j 之间的空间关联性的向量; θ 为相关性系数; l 表示第 l 方向; m 为设计变量的个数。因此, 确定未定系数 β 和方差 σ^2 是构建 KSM 的关键。两者关系如下:

$$\ln(\theta, x_i, x_j) = -\frac{1}{2} \left[n \ln \sigma^2 + \ln |R| + \frac{1}{\sigma^2} (Y - f^T \beta)^T R^{-1} (Y - f^T \beta) \right] \quad (3)$$

由以上公式, 分别取 β 和方差 σ^2 的导数, 得到:

$$\hat{\beta} = (F^T R^{-1} F)^{-1} (F^T R^{-1} Y) \quad (4)$$

$$\hat{\sigma}^2 = (Y - F^T \hat{\beta})^T R^{-1} (Y - F^T \hat{\beta}) \quad (5)$$

式中 $F = [f(x_1) f(x_2) \cdots f(x_n)]^T$ 为矩阵; R 为输入值和响应值之间的相关函数矩阵, 具体如下:

$$R = \begin{bmatrix} R(\theta, x_1, x_2) & \cdots & R(\theta, x_1, x_n) \\ \vdots & & \vdots \\ R(\theta, x_n, x_2) & \cdots & R(\theta, x_n, x_n) \end{bmatrix} \quad (6)$$

当输入的样本值确定后, 响应值就可以根据下式计算:

$$\hat{y}(x) = F^T(x) \hat{\beta} + r(x)^T R^{-1} (Y - F \hat{\beta}) \quad (7)$$

式中 $r(x) = [R(\theta, x_1, x) R(\theta, x_2, x) \cdots R(\theta, x_n, x)]$, 表示待测样本点和每个已知样本点的相关函数矩阵。

3.2 NSGA-II 优化算法

NSGA-II 算法是 NSGA 算法的改进版本^[21]。NSGA-II 算法采用快速非支配排序以及拥挤距离的策略, 将父代种群与其产生的子代种群组合, 共同竞争产生下一代种群, 进一步提高了优化结果的精度。为了能够在具有相同随机输入的个体内进行选择性排序, NSGA-II 算法提出了个体拥挤距离的概念。具体算法流程如图 3 所示。

对排序中间的个体, 求拥挤距离:

$$L[i]_d = L[i]_d + (L[i+1]_m - L[i-1]_m) / (f_m^{\max} - f_m^{\min}) \quad (8)$$

式中 $L[i+1]_m$ 为第 $i+1$ 个个体的第 m 目标函数值; f_m^{\max} 和 f_m^{\min} 分别为集合中第 m 目标函数值的最大值和最小值。

4 优化问题建立

4.1 设计变量

优化设计参数主要选取抗蛇行减振器节点刚度

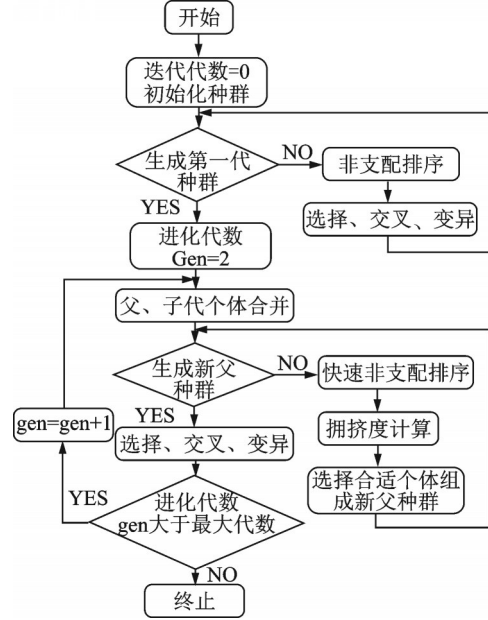


图 3 NSGA-II 算法计算流程

Fig. 3 NSGA-II algorithm calculation flow

K_{jd} 、卸荷速度 v 和卸荷力 F , 3 个参数的选取范围依次为 3~6 MN/m, 0.005~0.02 m/s 和 5~10 kN。采用拉丁超立方抽样^[22], 共选取 40 组参数, 对应的参数取值散点图如图 4 所示。

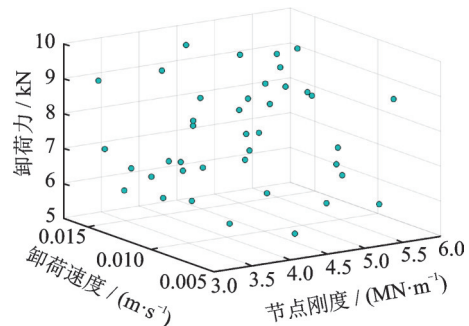


图 4 优化参数选取

Fig. 4 Selection of optimization parameters

4.2 优化目标

高速动车组临界速度是需要考虑的首先因素, 对于稳定性的计算和分析, 本文主要以车辆非线性临界速度、构架横向加速度、车体平稳性指标进行归一化后为最终的优化目标。

4.2.1 非线性临界速度

临界速度是稳定性的重要指标, 本文采用降速法进行非线性临界速度计算。高速动车组设计时一般都会留 1.5~2 倍的速度裕值, 由于运营速度是 250 km/h, 为了能够充分激发出蛇行失稳运动, 选取略大于两倍速度, 即 600 km/h 速度为初始速度。激发高速动车组使其发生蛇行失稳运动, 然后逐步降低速度, 当横移量收敛到 0 时定义为临界速度。

4.2.2 构架横向加速度

UIC-515法^[23]主要通过测试构架横向加速度判定车辆系统的稳定性。在均方根的求解过程中,求解窗口宽度为 100 m,移动步长为 10 m,得出构架横向加速度的 RMS 值 $s\ddot{y}$ 。

当 $s\ddot{y}$ 的值小于下式中的限值时,车辆处于稳定状态,限值计算如下^[23]:

$$s\ddot{y}|_{lim} = 6 - \frac{M_b}{10} \text{ (m/s}^2\text{)} \quad (9)$$

式中 M_b 代表转向架质量。

4.2.3 车辆平稳性指标计算

平稳性指数 W 主要由 Sperling 经验公式计算^[24]。其极限值为:

$$W = 7.08 \sqrt{\frac{A^3}{f} F_R(f)} \leq 2.75 \quad (10)$$

式中 A 和 f 分别为振动加速度和振动频率; $F_R(f)$ 为频率修正系数,修正系数参照标准 GB/T 5599—2019^[24]。

在目标函数中考虑了临界速度、构架横向加速度均方根值(车速为 250 km/h)、车辆平稳性 3 个指标,新定义的优化目标表示为:

$$o = w_1 V_{cr}/400 + w_2 ACC_b/1 + w_3 W/2.5 \quad (11)$$

式中 V_{cr} 为临界速度; ACC_b 为构架横向加速度; w_1, w_2 和 w_3 代表权重系数,考虑到 3 个指标之间的相互影响以及重要程度,依次取为 60%, 20%, 20%, 最后得到综合目标函数。

4.3 约束条件

在设置约束条件时,以常见的动力学指标:轮轨横向力、轮轨垂向力、脱轨系数、轮轨减载率为约束条件,具体限值如下:

$$\begin{cases} Y|_{max} \leq \frac{P_0}{3} + 10 \\ Q|_{max} \leq 90 + Q_0 \\ f_d = \frac{Y}{Q} = \frac{\tan \alpha - \mu}{1 + \mu \tan \alpha} \leq 0.8 \end{cases} \quad (12)$$

式中 P_0 为静态的轴重; Q_0 为一个车轮上的静载荷; α 为轮缘角; μ 为轮轨之间的摩擦系数; f_d 为脱轨系数。

4.4 优化流程和结果

基于以上分析,本文采用的悬挂参数优化流程如图 5 所示。主要包括以下 5 步:

Step 1: 采用超拉丁采样生成 40 组设计变量, 3 个参量在各自范围内取值(参见图 5), 也是 KSM 模型的输入变量。

Step 2: 将生成的悬挂参数代入动力学模型, 利用建立的动车组动力学模型, 分别采用新的悬挂参数进行多体动力学计算, 并输出结果; 主要包括优化目标和约束条件的值。

Step 3: 在 MATLAB 中编写后处理程序计算优化目标值: 先计算临界速度、构架横向加速度、平稳性指数; 并对其权重分配, 得到优化目标 o , 以及约束条件: 轮轨横向力、轮轨垂向力、脱轨系数。通过输入最后得到对应的 KSM 模型响应的输出 $R(o, Y, Q, f_d)$ 。

Step 4: 采用 NSGA-II 优化算法进行动车悬挂参数优化, 优化出最优的悬挂参数。

Step 5: 通过得到的最优悬挂参数进行动力学性能计算, 对比优化前后的动力学性能。

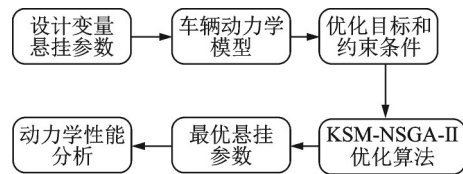


图 5 悬挂参数优化流程

Fig. 5 Optimisation process for suspension parameters

通过图 5 的流程进行动车组抗蛇行减振器悬挂参数的优化分析, 利用 KSM 模型建立 $\alpha(K_{jd}, v, F)$ 与输出 $R(o, Y, Q, f_d)$ 之间的映射关系。采用 KSM-NSGA-II 算法优化出最优值为 1.6372, 如图 6 所示, 对应的节点刚度、卸荷速度和卸荷力的值分别为 5.48 MN/m, 0.0102 m/s 和 6.56 kN。优化前后的抗蛇行减振器参数如表 1 所示。后续章节主要对优化后参数的动力学性能进行分析和计算。

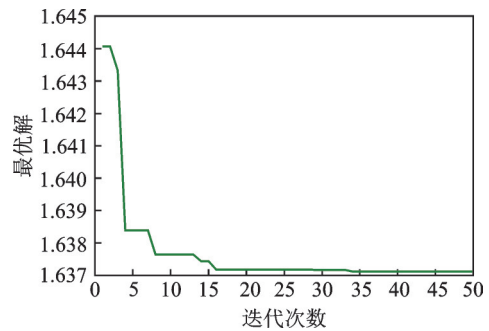


图 6 NSGA-II 算法优化结果

Fig. 6 NSGA-II algorithm optimization results

表 1 优化前后抗蛇行减振器参数

Tab. 1 Anti-yaw damper parameters before and after optimization

	$K_{jd}/(\text{MN}\cdot\text{m}^{-1})$	$v/(\text{m}\cdot\text{s}^{-1})$	F/kN
优化前	3.5	0.025	7.5
优化后	5.48	0.0102	6.56

5 优化前后运行性能对比分析

5.1 动力学性能对比

对比优化前后的动车组车辆临界速度,采用降速法计算原始参数和优化参数的临界速度。临界速度计算时开始以较高的速度运行,激发车轮的蛇行运行,然后纵向施加一个反向力,车辆速度逐渐降低,最后横移量逐渐减小,当横移量减小为0时,定义为车辆的非线性临界速度。

为了验证车轮磨耗后期的动力学性能,同时采用XP55标准车轮型面和XP55磨耗车轮型面进行分析,如图7所示。型面最大磨耗深度为1.23 mm左右,计算3 mm处的等效锥度,磨耗前后锥度分别为0.056和0.39。进一步分析标准车轮和磨耗车轮的临界速度如图8所示。当采用标准车轮时,原始参数对应的临界速度为402.3 km/h,优化后参数对应的临界速度为463.8 km/h,增大15.28%;当采用磨耗车轮时,优化前悬挂参数对应的临界速度为261 km/h,此时已经很接近车辆运营速度250 km/h,优化后悬挂参数对应的临界速度为296.8 km/h,增大13.71%。由于优化后抗蛇行减振器节点刚度和等效阻尼增大,使得车体和转向架之间的刚度和阻尼增大,进一步抑制了转向架和车体之间的相互作用和相对运动,在直线上时进一步增强了其稳定性。由于高速动车组曲线半径较大,对曲线影响较小。增大抗蛇行减振器等效阻尼使得车辆系统阻尼比增大,系统失稳裕度增大。

两种车轮型面在优化前后参数下的平稳性和舒适度分析如图9所示。从图9中可以看出,采用优化参数后,标准车轮横向平稳性指数和磨耗车轮平稳性指数都有所减小,速度为250 km/h时,标准车轮优化参数的平稳性比原始参数减小7.06%,磨耗车轮优化参数的平稳性比原始参数减小4.2%。舒适度指标也有类似规律,速度为250 km/h时,采用标准车轮和优化后参数匹配时,舒适度为0.944,相对

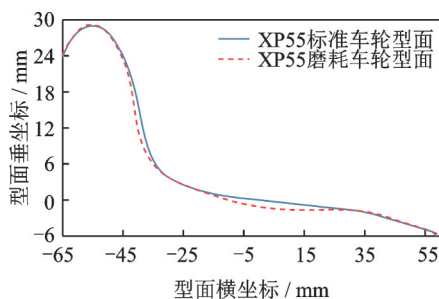
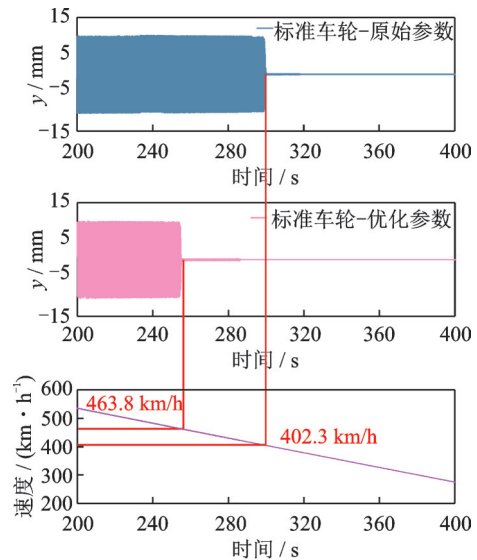


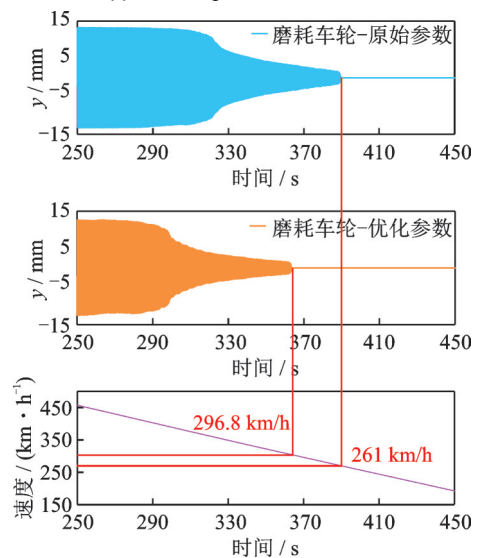
图7 XP55标准车轮型面和20万千米磨耗车轮型面

Fig. 7 XP55 standard wheel profile and 200000 km worn wheel profile



(a) 标准车轮临界速度

(a) Critical speed of a standard wheel



(b) 磨耗车轮临界速度

(b) Critical speed of a worn wheel

图8 临界速度

Fig. 8 Critical speed

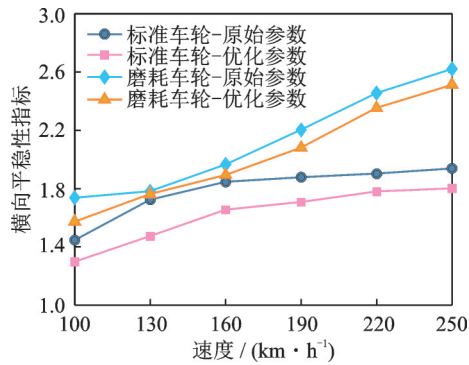
于和原始参数匹配时减小4.7%,采用磨耗车轮和优化后参数匹配时减小6.85%。

图10中给出了1位轮对轮轴导向力之和,当参数优化后,和标准车轮以及磨耗车轮匹配时轮轴导向力之和都有所减小。速度为250 km/h时,优化参数与标准车轮匹配时为7.34 kN,减小15.7%,优化参数与磨耗车轮匹配时为29.5 kN,减小11.8%。

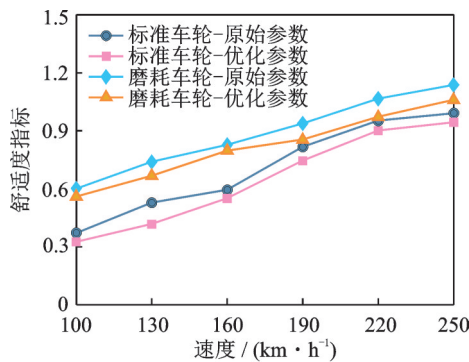
5.2 车体和转向架横向振动分析

不同车轮和优化前后悬挂参数匹配下的车体横向加速度和转向架横向加速度如图11所示。从图11中可以看出,优化后参数有效降低了车体和转向架横向加速度幅值,有效抑制了车体和转向架横向振动。

由于车轮磨耗后锥度较大,引起转向架蛇行运



(a) 平稳性指标
(a) Ride index



(b) 舒适度指标
(b) Comfort index

图 9 平稳性和舒适度指标

Fig. 9 Ride and comfort index

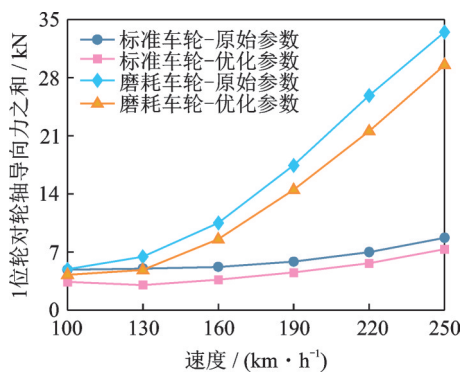


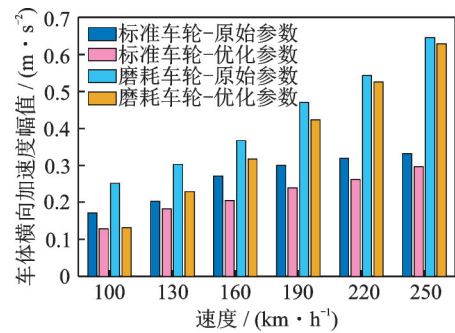
图 10 1位轮对轮轴导向力之和

Fig. 10 Sum wheel axle guiding forces of the 1st wheelset

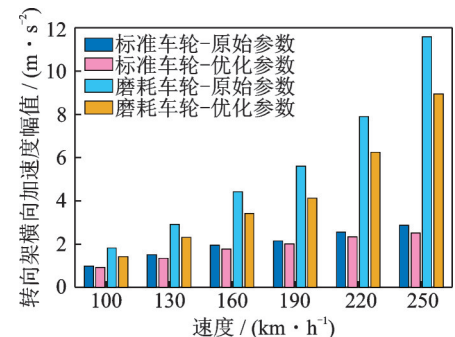
动进而传递至车体,引发车体“抖动”现象。探究优化后抗蛇行减振器对车辆磨耗后期“抖车”现象的抑制作用,计算出其时域和频域图如图 12 所示。从时域图中可以看出,车体横向加速度幅值有所减小。从频域图中可以看出,采用原始参数时 7 Hz 左右振动幅值较大,为 0.07 m/s²,采用优化后参数后,其幅值为 0.056 m/s²,证明抗蛇行减振器参数优化后对车辆抖车现象起到了一定的抑制作用。

5.3 接触点位置和车轮磨耗

为了分析悬挂参数优化后对于轮轨接触和车轮磨耗的影响,分别计算了接触点位置分布和车轮的磨耗指数,图 13 给出了 XP55 标准车轮型面下不



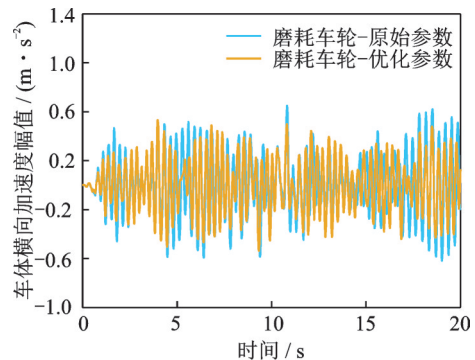
(a) 车体横向加速度
(a) Lateral acceleration of carbody



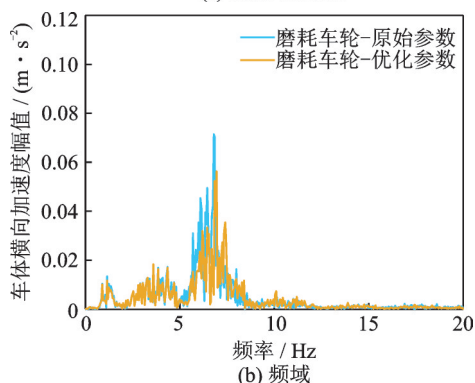
(b) 转向架横向加速度
(b) Lateral acceleration of bogie

图 11 车体和转向架横向加速度

Fig. 11 Lateral acceleration of carbody and bogie



(a) 时域
(a) Time domain



(b) 频域
(b) Frequency domain

图 12 车体横向加速度

Fig. 12 Lateral acceleration of carbody

同参数的左轮接触点位置和磨耗车轮两种参数下的左轮接触点位置。从图 13 中可以看出,由于轮底坡的作用,型面对中接触点位置在滚动圆外侧 6 mm 左右,采用优化后的减振器参数有效减小了

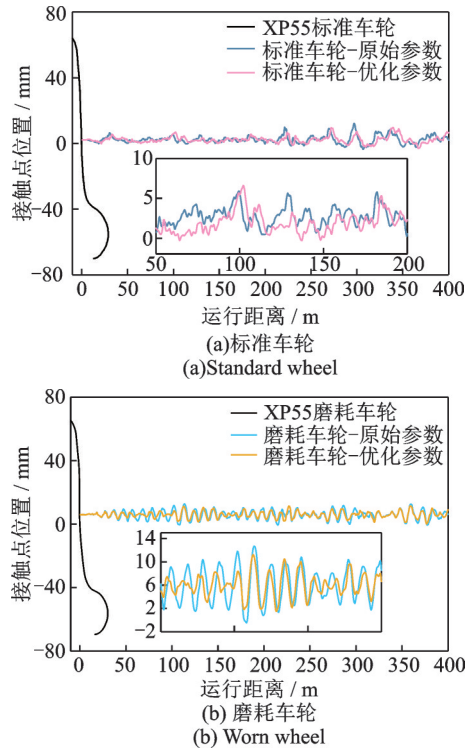


图 13 接触点位置

Fig. 13 Position of contact points

车轮的横移量,降低了横向振动,采用标准车轮时,原始参数和优化后参数的横移量幅值为 8.68 mm 和 7.58 mm,减小 12.7%。采用磨损车轮时,原始参数和优化后参数的横移量幅值为 12.7 mm 和 11 mm,减小 13.38%。导向轮磨损指数如图 14 所示。采用优化参数后,磨损指数整体减小,速度为 250 km/h 时,标准车轮磨损指数减小 14.65%,磨损车轮磨损指数减小 15.8%。证明优化后参数有效减小了车轮磨损。

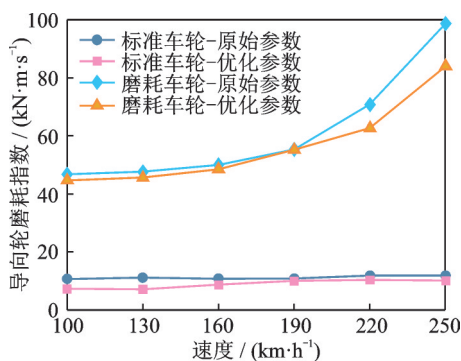


图 14 导向轮磨损指数

Fig. 14 Wear index of guide wheel

6 结 论

为了提高动车组车辆稳定性,本文建立高速动车组车辆动力学模型,采用 KSM-NSGA-II 优化算

法对抗蛇行减振关键参数进行优化,并对优化后的动力学性能进行分析,得到以下结论:

(1) 本文提出了 LHS-KSM-NSGA-II 优化算法,采用 LHS 进行抗蛇行减振器参数采样,利用 KSM 模型计算了设计目标和动力学结果之间的响应关系,最后采用 NSGA-II 优化算法求出最优减振器参数。

(2) 优化后参数有效提高了高速动车组车辆临界速度,采用降速法计算后,XP55 标准车轮型面与 CHN60 匹配时临界速度提高 15.28%,为 463.8 km/h,XP55 磨损车轮与 CHN60 匹配时临界速度提高 13.71%,临界速度为 296.8 km/h。优化后减振器参数对平稳性、舒适度和轮轴导向力都有不同程度的减小。

(3) 优化后参数进一步减弱了车体和转向架横向振动幅值,对“抖车”现象起到一定抑制作用;同时减小了轮对横移量,避免大幅值的车辆蛇行运动,并减小车轮磨损,XP55 标准车轮磨损指数减小 14.65%,XP55 磨损车轮磨损指数减小 15.8%。优化后抗蛇行减振器参数有效提高了某型动车组运行性能。

参考文献:

- [1] 金学松, 赵国堂, 梁树林, 等. 高速铁路轮轨磨损特征、机理、影响和对策——车轮踏面横向磨损[J]. 机械工程学报, 2018, 54(4): 3-13.
JIN Xuesong, ZHAO Guotang, LIANG Shulin, et al. Characteristics, mechanism, influences and counter measures of polygonal wear of high-speed train wheel: transverse wear of wheel tread [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2018, 54(4): 3-13.
- [2] 朱海燕, 曾庆涛, 王宇豪, 等. 高速列车动力学性能研究进展[J]. 交通运输工程学报, 2021, 21(3): 57-92.
ZHU Haiyan, ZENG Qingtao, WANG Yuhao, et al. Research progress on dynamics performance of high-speed train [J]. Journal of Traffic and Transportation Engineering, 2021, 21(3): 57-92.
- [3] 曾京, 郭平波. 车辆系统稳态方程收敛解的数值求解[J]. 铁道学报, 1994, 16(增刊1): 125-130.
ZENG Jing, WU Pingbo. Numerical computations of the hunting bifurcation and limit cycles for railway vehicle system [J]. Journal of the China Railway, 1994, 16 (Sup1): 125-130.
- [4] Cheng Y C, Lee S Y, Chen H H. Modeling and nonlinear hunting stability analysis of high-speed railway vehicle moving on curved tracks [J]. Journal of Sound and Vibration, 2009, 324(1-2): 139-160.
- [5] Xia Z, Zhou J, Gong D, et al. Theoretical study on the

- effect of the anti-yaw damper for rail vehicles[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, 2020, 234(2): 457-473.
- [6] 孙建锋,池茂儒,吴兴文,等.抗蛇行减振器参数对车辆稳定性的影响分析[J].振动、测试与诊断,2018,38(6): 1155-1160.
- SUN Jianfeng, CHI Maoru, WU Xingwen, et al. Analysis of the influence of the yaw damper parameters on the vehicle stability[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2018, 38(6): 1155-1160.
- [7] 于曰伟,周长城,赵雷雷.高速客车抗蛇行减振器阻尼匹配的解析研究[J].机械工程学报,2018,54(2): 159-168.
- YU Yuewei, ZHOU Changcheng, ZHAO Leilei. Analytical research of yaw damper damping matching for high-speed train[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2018, 54(2):159-168.
- [8] Zeng X H, Wu H, Lai J, et al. Influences of aerodynamic loads on hunting stability of high-speed railway vehicles and parameter studies[J]. Acta Mechanica Sinica, 2014, 30(6): 889-900.
- [9] Mei T X, Goodall R M. Robust control for independently rotating wheelsets on a railway vehicle using practical sensors [J]. IEEE Transactions on Control Systems Technology, 2001, 9(4): 599-607.
- [10] Pearson J T, Goodall R M, Mei T X, et al. Active stability control strategies for a high speed bogie[J]. Control Engineering Practice, 2004, 12(11): 1381-1391.
- [11] Bideleh S M M, Mei T X, Berbyuk V. Robust control and actuator dynamics compensation for railway vehicles [J]. Vehicle System Dynamics, 2016, 54(12): 1762-1784.
- [12] 金天贺,刘志明,任尊松,等.高速列车半主动悬挂可变刚度和阻尼减振器适应性研究[J].振动工程学报,2020,33(4): 772-783.
- JIN Tianhe, LIU Zhiming, REN Zunsong, et al. Adaptability of variable stiffness and damping shock absorber for semi-active suspension of high speed train[J]. Journal of Vibration Engineering, 2020, 33(4): 772-783.
- [13] 解欢,杨岳,童林军,等.基于混合代理模型的高速轨道车辆悬挂参数多目标优化[J].铁道科学与工程学报,2016,13(10): 2056-2063.
- XIE Huan, YANG Yue, TONG Linjun, et al. Multi-objective optimization of the suspension parameters for high speed rail vehicle based on a hybrid surrogate model [J]. Journal of Railway Science and Engineering, 2016, 13(10): 2056-2063.
- [14] 姚远,陈相旺,李广,等.高速列车抗蛇行减振器参数的多目标优化研究[J].西南交通大学学报,2021,56(6): 1298-1304.
- YAO Yuan, CHEN Xiangwang, LI Guang, et al. Multi-objective optimization of yaw damper parameters for high-speed train[J]. Journal of Southwest Jiaotong University, 2021, 56(6): 1298-1304.
- [15] Ye Y, Sun Y, Dongfang S, et al. Optimizing wheel profiles and suspensions for railway vehicles operating on specific lines to reduce wheel wear: a case study[J]. Multibody System Dynamics, 2021, 51(1): 91-122.
- [16] Nejlaoui M, Houidi A, Affi Z, et al. Multiobjective robust design optimization of rail vehicle moving in short radius curved tracks based on the safety and comfort criteria[J]. Simulation Modelling Practice and Theory, 2013, 30: 21-34.
- [17] 李响,任尊松,徐宁.基于转向架悬挂参数与踏面锥度优化的高速车辆动力学性能分析[J].铁道学报,2018,40(3): 39-44.
- LI Xiang, REN Zunsong, XU Ning. Dynamic performance analysis of high-speed vehicle based on optimization of bogie suspension parameters and tread conicity [J]. Journal of the China Railway Society, 2018, 40(3): 39-44.
- [18] 崔利通,李国栋,宋春元,等.高速动车组悬挂参数优化研究[J].铁道学报,2021,43(4): 42-50.
- CUI Litong, LI Guodong, SONG Chunyuan, et al. Study on optimization of suspension parameters of high-speed EMU Trains [J]. Journal of the China Railway Society, 2021, 43(4):42-50.
- [19] 金学松,刘启跃.轮轨摩擦学[M].北京:中国铁道出版社,2004.
- JIN Xuesong, LIU Qiyue. Tribology of Wheel and Rail [M]. Beijing: China Railway Press, 2004.
- [20] Simpson T W, Mauery T M, Korte J, et al. Kriging models for global approximation in simulation-based multidisciplinary design optimization [J]. AIAA Journal, 2001, 39: 2233-2241.
- [21] Deb K, Pratap A, Agarwal S, et al. A fast and elitist multi-objective genetic algorithm: NSGA-II [J]. IEEE Transactions on Evolutionary Computation, 2002, 6(2): 182-197.
- [22] Roshanian J, Ebrahimi M. Latin hypercube sampling applied to reliability-based multidisciplinary design optimization of a launch vehicle [J]. Aerospace Science and Technology, 2013; 28(1): 297-304.
- [23] International Union of Railways. Passenger rolling stock-trailer bogies-running gear-general provisions applicable to the components of trailers bogies: UIC 515-1—2003[S]. Paris, 2003.
- [24] 国家铁路局.机车车辆动力学性能评定及试验鉴定规范: GB/T 5599—2019 [S].北京,2019.
- National Railway Administration. Specification for dynamic performance assessment and testing verification of rolling stock: GB/T 5599—2019 [S]. Beijing, 2019.

Optimization study of anti-yaw damper parameters for high-speed EMUs

QI Ya-yun¹, DAI Huan-yun², SANG Hu-tang², WANG Rui-an¹

(1.School of Mechatronics and Vehicle Engineering, Chongqing Jiaotong University, Chongqing 400074, China;

2.State Key Laboratory of Traction Power, Southwest Jiaotong University, Chengdu 610031, China)

Abstract: Hunting motion is an inherent property of rail vehicles. With the development of high-speed railways in China, the stability problem of high-speed EMUs is becoming more and more prominent. The anti-yaw damper has an important impact on the stability of the vehicle and can be optimized to improve the operational performance of high-speed EMUs. The paper firstly establishes the vehicle dynamics model of high-speed EMUs, and selects the anti-yaw damper parameters by using Super Latin sampling. Then, the paper uses the Kriging surrogate model (KSM) for dynamic response analysis, and utilizes the nondominated sorting genetic algorithms II (NSGA-II) to optimize the anti-yaw damper parameters. The dynamic performance of high-speed EMUs is compared before and after parameters optimization. The results show that the optimized parameters increase the critical speed of XP55 standard wheel profile by 15.28%, which reach 463.8 km/h and the critical speed of XP55 worn wheel profile increased by 13.71%. At the same time, the optimized parameters for the ride and comfort index of the carbody are further improved, and the lateral force of the wheel axle is reduced. At the same time, the optimized parameters reduce the lateral acceleration amplitude of the carbody and bogie for the new and worn wheel profiles, and suppress the vehicle lateral vibration. Finally, the effect of anti-yaw damper parameters on the contact point location and wheel wear index was analyzed. The optimized parameters reduced the lateral movement of wheel contact point, the wear index of the XP55 standard wheel profile is reduced by 14.65% at a speed of 250 km/h, and the wear index of the XP55 worn wheel profile is reduced by 15.8%. Therefore, the optimized anti-yaw damper parameters can effectively improve the stability and running performance.

Key words: high-speed EMUs; stability optimization; KSM-NSGA-II algorithms; critical speed; dynamic performance

作者简介: 祁亚运(1990—),男,博士,讲师。电话:(023)62652478; E-mail: yayun_qi@163.com。

通讯作者: 戴焕云(1966—),男,博士,研究员。电话:(028)87600289; E-mail: daihuanyun@163.com。