

高速列车抗蛇行减振器参数的多目标优化研究

姚 远¹, 陈相旺¹, 李 广¹, 张振先^{1,2}

(1. 西南交通大学牵引动力国家重点实验室, 四川 成都 610031; 2. 中车青岛四方机车车辆股份有限公司, 山东 青岛 266111)

摘 要: 为了研究抗蛇行减振器参数匹配规律以兼顾不同轮轨接触状态下高速列车横向稳定性, 针对国内运行典型结构参数的高速列车, 建立车辆横向动力学简化模型, 分别考虑到高、低锥度两种轮轨接触状态下车辆的横向稳定性, 采用多目标优化方法对抗蛇行减振器刚度和阻尼值进行多参数优化, 并分析最优抗蛇行减振器参数的影响因素. 结果表明: 优化的抗蛇行减振器阻尼值主要取决于车辆二系横向阻尼, 得出两类阻尼值的抗蛇行减振器选配类型, 即当二系横向阻尼较小时, 转向架单侧需匹配较小阻尼值 $600 \sim 1\,000 \text{ kN} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1}$, 或当二系横向阻尼较大时, 匹配大于 $4\,000 \text{ kN} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1}$ 的抗蛇行减振器; 抗蛇行减振器刚度显著影响不同轮轨接触状态下的车辆稳定性, 减小抗蛇行减振器刚度有利于低锥度状态车辆稳定性, 反之亦然.

关键词: 高速列车; 横向稳定性; 抗蛇行减振器; 多目标优化; 参数匹配

中图分类号: U270.11; U270.33 **文献标志码:** A

Multi-objective Optimization of Yaw Damper Parameters for High-Speed Train

YAO Yuan¹, CHEN Xiangwang¹, LI Guang¹, ZHANG Zhenxian^{1,2}

(1. State Key Laboratory of Traction Power, Southwest Jiaotong University, Chengdu 610031, China; 2. CRRC Qingdao Sifang Locomotive and Rolling Stock Co., Ltd., Qingdao 266111, China)

Abstract: In order to study the parameter matching law of yaw damper for the lateral stability of high-speed trains under different wheel-rail contact conditions, a simplified model of vehicle lateral dynamics was established aiming at the typical parameters of high-speed trains operating in China. Considering the lateral stability of vehicles under the high or low wheel-rail contact conicity states respectively, the multi-objective optimization method was used to optimize the stiffness and damping parameters of yaw damper, and the influencing factors of the optimal parameters of yaw damper were analyzed as well. The results show that the optimal damping value of yaw damper mainly depends on the lateral damping of the secondary suspension, and two types of damping value selection for yaw damper are obtained. That is, when the secondary lateral damping is small, a small damping value of $600 \sim 1\,000 \text{ kN} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1}$ in one side of bogie should be selected. On the contrary, the yaw damper greater than $4\,000 \text{ kN} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1}$ should match the vehicle adopting a large secondary lateral damping. The stiffness of yaw damper significantly affects the stability of vehicles in different wheel-rail contact states. A smaller stiffness is conducive to the lateral stability of vehicles in low conicity wheel-rail contact state, and vice versa.

Key words: high-speed train; lateral stability; yaw damper; multi-objective optimization; parameter matching

收稿日期: 2020-02-11 修回日期: 2020-05-29 网络首发日期: 2020-07-07

基金项目: 国家自然科学基金(51675443, 51735012); 国铁集团科研开发计划课题(N2020J026, N2021J028)

第一作者: 姚远(1983—), 男, 研究员, 博士, 研究方向为机车车辆设计理论和车辆系统动力学, E-mail: yyuan@swjtu.edu.cn

引文格式: 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.

在高速列车车体和转向架间沿纵向布置抗蛇行减振器可以增加车体与转向架之间的回转力矩,有效地抑制车辆的蛇行运动,保证车辆系统具有足够的横向运行稳定性,确保了行车安全和旅客乘坐舒适性。作为高速列车的重要悬挂元件,抗蛇行减振器悬挂参数的优化设计显得尤为重要。针对抗蛇行减振器对车辆动力学性能的影响已经开展了诸多研究^[1-4],试图找到减振器参数对车辆动力学性能的影响特点,从而为参数的优化设计提供参考。采用主动抗蛇行减振器虽然可以有效地兼顾车辆横向稳定性与曲线通过性能^[5],但其成本较高、部件繁多、维修保养不便,针对传统的被动悬挂参数进行优化仍是提升车辆动力学性能的有效方法。

机械系统的设计优化旨在从复杂和矛盾的设计标准中寻求有效折衷的设计准则,从而兼顾各项指标,实现良好的性能要求^[6-7]。铁道车辆的悬挂参数设计是典型的多目标优化问题,需要找到合理的悬挂参数,使其兼顾车辆的横向稳定性、曲线通过性能和乘坐舒适性等性能指标。解欢等^[8]以提升车辆运行平稳性和稳定性为目标,选择混合代理模型,通过多目标优化方法获得了优化悬挂参数。Johnsson等^[9]针对车辆的运行安全性、舒适性和车轮磨损问题,对阻尼元件进行多目标优化设计,并加入了自适应控制策略进一步提升车辆性能。Bideleh等^[10]建立了50个自由度的铁道车辆仿真模型,并考虑一、二系悬挂布置方式的对称性,通过参数灵敏度分析选取主要悬挂参数,借助遗传算法解决车辆轮轨磨损和舒适性的优化问题。目前,铁道车辆悬挂参数的优化集中于寻求兼顾车辆稳定性、曲线通过性能、运行平稳性、车轮磨损性能的折衷设计。

高速列车横向稳定性是转向架悬挂参数设计中最为关注的性能,在悬挂参数优化中要考虑车辆在不同结构参数和轮轨接触状态下的稳定性,列车在低等效轮轨接触锥度和高等效锥度时分别容易发生一次蛇行和二次蛇行运动失稳,抗蛇行减振器参数的优化设计需要兼顾列车两种轮轨接触状态下的运行稳定性。本文基于高速列车在高、低两种轮轨接触锥度状态下的线性稳定性,对抗蛇行减振器参数进行多目标优化,同时分析影响抗蛇行减振器参数优化结果的因素,挖掘车辆悬挂参数之间的匹配规律,为抗蛇行减振器的选取提供有效理论支撑。

1 车辆动力学模型与健壮稳定性

1.1 车辆线性动力学模型

针对国内运行的典型高速列车结构参数,建立简化的车辆横向动力学模型,如图1所示,图中: v 为速度; K_{px} 、 K_{py} 分别为一系纵向和横向刚度; K_{sx} 、 K_{sy} 分别为二系纵向和横向刚度; C_{sx} 、 K_{ncsx} 分别为抗蛇行减振器阻尼及其串联关节刚度; C_{sy} 、 K_{ncsy} 分别为二系横向阻尼及其串联关节刚度。模型由7个刚体组成,包括1个车体、2个构架、4个轮对,其中:车体具有横移、摇头、侧滚3个自由度;轮对和构架分别具有横移、摇头2个自由度。一系悬挂位于轮对与构架之间,由横向和纵向定位刚度组成;车体与构架之间设有二系横向、纵向、垂向刚度及阻尼,并考虑了抗侧滚刚度,考虑到液压减振器橡胶节点刚度和液体刚度的影响,二系横向和纵向减振器采用刚度和阻尼串联的Maxwell模型可以满足分析精度要求^[11],该模型共27个自由度。本文主要针对车辆线性稳定性进行分析,用等效锥度来表示轮轨接触几何特征,采用Kalker线性理论计算轮轨切向力。

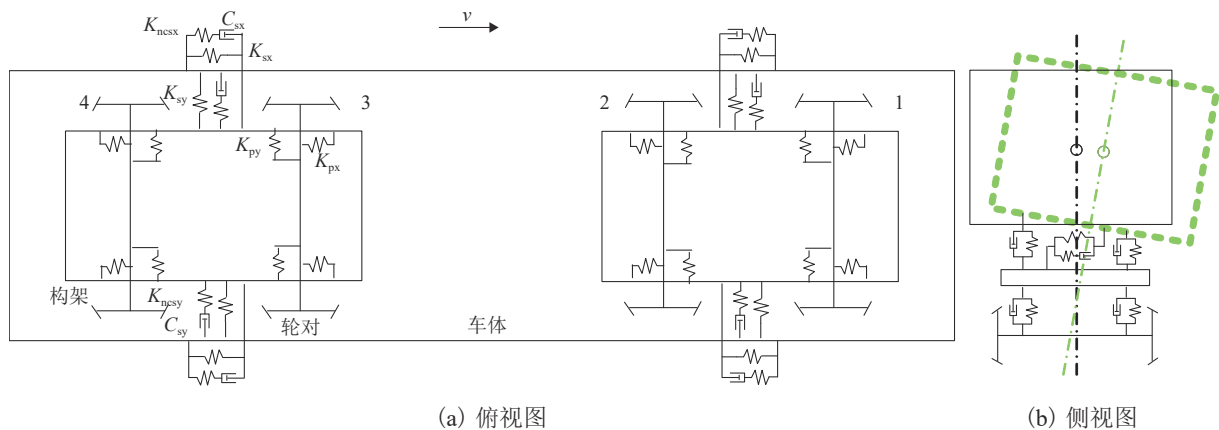


图1 车辆横向动力学简化模型

Fig. 1 Simplified model of vehicle lateral dynamics

车辆系统动力学方程为

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{x}} + \mathbf{C}\dot{\mathbf{x}} + \mathbf{K}\mathbf{x} = \mathbf{Q}, \quad (1)$$

式中: $\mathbf{x}$ 为系统的自由度矩阵; $\mathbf{M}$ 、 $\mathbf{C}$ 、 $\mathbf{K}$ 和 $\mathbf{Q}$ 分别为系统的质量矩阵、阻尼矩阵、刚度矩阵和外力矩阵。

对于弹性定位单个轮对的运动方程, 轮轨切向力作用使得轮对的横移和摇头耦合^[12-13]。 $\mathbf{K}$ 是非对称矩阵, 其非对角线项表示轮轨切向接触引起的轮对横移和摇头运动的耦合作用。阻尼矩阵 $\mathbf{C}$ 与运行速度 v 有关。在蛇行运动的一个周期内, 如果输入能量和消耗能量是相等的, 此时线性系统处于临界稳定状态, 对应的速度称为线性临界速度。

由于刚度矩阵 $\mathbf{K}$ 的非对称特性, 通过传统的模态分析方法不能将式(1)转换为解耦的微分方程组, 而采用复模态变换则可以实现。将式(1)改写成状态空间形式, 如式(2)。

$$\dot{\mathbf{y}}(t) = \mathbf{A}\mathbf{y}(t), \quad (2)$$

式中: $\mathbf{y}$ 为系统状态变量矩阵; $\mathbf{A}$ 为系统矩阵, 如式(3)。

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} \mathbf{0}_{27 \times 27} & \mathbf{I}_{27 \times 27} \\ -\mathbf{M}^{-1}\mathbf{K} & -\mathbf{M}^{-1}\mathbf{C} \end{bmatrix}, \quad (3)$$

式中: $\mathbf{I}$ 为单位矩阵, 通过分析 $\mathbf{A}$ 的特征值和特征向量可以得到车辆系统的线性稳定性指标和模态振型。

1.2 健壮稳定性

抗蛇行减振器对车辆系统动力学性能有重要影响, 主要反映在车辆的横向平稳性、曲线通过性能以及蛇行运动稳定性。而对于高速运行的动车, 车辆蛇行稳定性是最重要的指标, 在转向架悬挂参数的优化中应重点关注。

转向架悬挂元件在设计、制造和维修的过程中会不可避免的出现误差, 液压减振器及其橡胶关节在服役中随着时间推移发生故障或蠕变, 悬挂阻尼或刚度发生变化会直接影响车辆动力学性能; 另外, 轮轨磨损和线路变形导致轮轨接触几何关系改变, 同样会影响车辆的动力学性能。当轮轨接触锥度较低时, 如新轮、新轨状态以及轨底坡增大, 由于较低的蛇行频率与车体振动频率耦合, 车辆容易发生一次蛇行, 车体出现低频横向晃动, 影响车辆乘坐舒适性甚至安全性; 车轮踏面磨损后出现较高的轮轨接触锥度使得车辆稳定性裕度不足, 发生二次蛇行, 导致转向架出现高频横向剧烈振动。因此, 车辆需要在

较宽的速度范围和轮轨接触状态具有足够的稳定性裕度, 以防止悬挂参数改变和等效锥度变化引起的稳定性削弱, 即车辆具有健壮稳定性。对于上述车辆横向线性动力学模型, 通过计算系统矩阵的特征值, 将蛇行运动模态对应特征值的实部与特征值模数的比值, 即系统阻尼比定义为系统线性稳定性指标 ζ 。本文选取较小值作为优化方向, 通常阻尼值为正表明系统是稳定的, 故定义 ζ 为负值对应系统是稳定状态。

本文将速度 200 km/h、轮轨接触低锥度 ($\lambda = 0.05$) 工况和速度 350 km/h、轮轨接触高锥度 ($\lambda = 0.40$) 工况下的稳定性作为优化目标, 分别定义为低锥度稳定性指标 ζ_{low} 和高锥度稳定性指标 ζ_{high} , 值越小对应车辆在该工况下的蛇行运动阻尼越大, 其稳定性就越好。

2 抗蛇行减振器参数多目标优化

2.1 多目标优化设计

对于单目标优化问题, 往往可以找到全局最优解, 使得优化目标最为理想。而对于多目标优化问题, 由于优化目标间可能存在冲突并且无法比较, 所以往往很难找到一个解使得所有目标函数同时最优。一个解对于其中一个目标函数来说是最优的, 而对于其他目标函数可能不是最优, 甚至是最差的, 这样的解就所有目标函数而言没有优劣之分。因此, 在多目标优化问题中, 通常存在着一个解集, 这个解集称为 Pareto 集, 其包含的解称作 Pareto 最优解, Pareto 最优解在目标函数空间中的像称为 Pareto 前沿。根据设计侧重点的不同, 可以人为地在 Pareto 集中选取满足性能要求的优化解。

本文选取 C_{sx} 及 K_{ncsx} 作为优化参数, 取值范围分别为 300~4 000 kN·s·m⁻¹、5~40 kN·mm⁻¹。优化目标为车辆系统的低锥度稳定性指标和高锥度稳定性指标, 此多目标优化问题可以描述为 $\min\{\zeta_{\text{low}}, \zeta_{\text{high}}\}$ 。

NSGA-II 算法是在非支配排序遗传算法 (NSGA) 基础上改进而来, 不再需要参数共享, 能够保持种群的多样性, 提高计算效率, 是目前解决多目标优化问题常用的一种有效算法^[14-15]。因此本文选用带有精英策略的快速非支配排序遗传算法 (NSGA-II) 进行多目标优化设计, 算法中大多数默认设置保持不变, 设置群体数量为 3 000, 代数目为 20。

2.2 多目标优化结果

采用遗传算法 NSGA-II 对抗蛇行减振器的两个设计参数进行多目标优化,通过不断迭代和更新悬挂参数以获取针对优化目标更佳的车辆动力学性能,得到关于此多目标优化问题的 Pareto 前沿和 Pareto 集. 本文首先针对目前国内两种典型的高速列车进行抗蛇行减振器参数优化设计,分别记作 Type 1 和 Type 2,其他的悬挂参数保持不变,详见表 1. 图 2 为得到的 Pareto 优化目标前沿.

表 1 两类高速列车悬挂参数
Tab. 1 Suspension parameters of two types of high-speed trains

类型	$K_{px}/(\text{kN}\cdot\text{mm}^{-1})$	$K_{py}/(\text{kN}\cdot\text{mm}^{-1})$	$C_{sy}/(\text{kN}\cdot\text{s}\cdot\text{m}^{-1})$
Type 1	13.7	5.49	40
Type 2	120.0	12.50	15

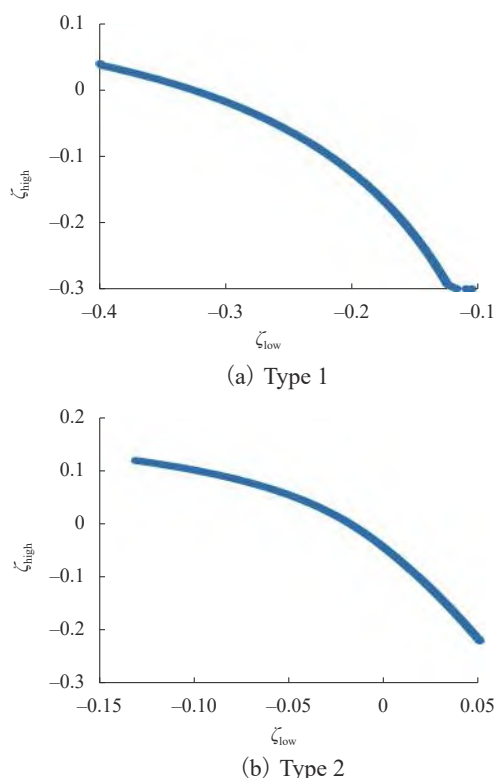


图 2 两种悬挂参数对应的最优线性稳定性指标
Fig. 2 Optimal linear stability indexes corresponding to two types of suspension parameters

Pareto 前沿反映了优化目标 ζ_{low} 和 ζ_{high} 之间的矛盾关系,即车辆的低锥度稳定性越好,其高锥度稳定性就会越差. 这种关系突出了多目标优化设计的重要性,由于低锥度稳定性和高锥度稳定性不能同时取得最优,根据不同的设计选择,或侧重某一稳定

性指标,或兼顾二者,设计人员可以从 Pareto 集中选取满足车辆性能要求的 Pareto 前沿,进而获取对应的抗蛇行减振器优化参数. 据图 2 可知: Type 1 型列车悬挂参数可实现的最小 ζ_{low} 和 ζ_{high} 分别为 -0.40 和 -0.30, 相比于 Type 2 对应的 -0.13 和 -0.20, Type 1 可实现的低锥度稳定性裕度和高锥度稳定性裕度均明显大于 Type 2. 这是由于本文仅对抗蛇行减振器参数进行优化设计,两类动车其他悬挂参数原始取值存在着较大差异,如一系水平定位刚度、二系横向减振器阻尼等,这些悬挂参数对车辆的稳定性也有重要影响. 在给定的抗蛇行减振器参数优化范围内,可以使 Type 1 型悬挂参数的低锥度稳定性和高锥度稳定性均较为理想;对于 Type 2 型悬挂参数不论如何选取优化参数,两个稳定性指标很难同时得到保证,易出现蛇行运动稳定性不足的情况. 在实际服役过程中,允许 Type 2 出现小极限环的蛇行失稳运动,其对车辆的运行安全和旅客乘坐舒适性不会造成太大影响,并且转向架装有轴箱报警装置,可以对车辆运行安全状态进行实时监测; Type 1 一旦出现蛇行失稳,其失稳状态是大幅值的极限环振动,要坚决避免^[16]. 另外,本文选取的优化目标工况对于 Type 2 来说比较极端,在车辆实际运营中通常不会出现. Type 2 型列车新轮的等效锥度为 0.17 左右,随着车辆运行里程的增加其值一般会不断增大,当运行里程达到一定数值后会进行镟轮处理,避免了轮轨间的过高锥度接触,从而不会出现车辆高速行驶时的轮轨接触高锥度失稳问题.

图 3 是对两类列车悬挂参数进行多目标优化后得到的 Pareto 集,反映了最优解的分布和优化目标之间的关系. 由图 3 可知: 对于 Type 1, C_{sx} 的最优解分布较为集中,是给定优化参数的上限,因此,为保证车辆良好的稳定性,需要较大的抗蛇行减振器阻尼 C_{sx} ; 对于 Type 2, C_{sx} 最优解取值较小,分布在 $600\sim 1\,000\text{ kN}\cdot\text{s}\cdot\text{m}^{-1}$; 两类列车目前采用的 C_{sx} 数值与所得到的最优解分布相吻合,反映了本文所采用的多目标优化设计方法的合理与可靠性; Type 1 和 Type 2 对应的 K_{ncsx} 与不同轮轨接触锥度对应的车辆稳定性影响规律完全一致,即最优的 K_{ncsx} 随 ζ_{low} 的减小而减小,为保证良好的低锥度稳定性, K_{ncsx} 的取值应较小,相应地增大 K_{ncsx} 有利于高锥度下的车辆横向稳定性.

2.3 最优悬挂参数影响因素分析

根据车辆动力学理论,一系水平定位刚度 K_{px} 、 K_{py}

和二系横向阻尼 C_{sy} 对车辆蛇行运动稳定性具有显著影响, 且与抗蛇行减振器参数可能存在交互作用, 分析其取值不同对抗蛇行减振器优化参数分布的影响。

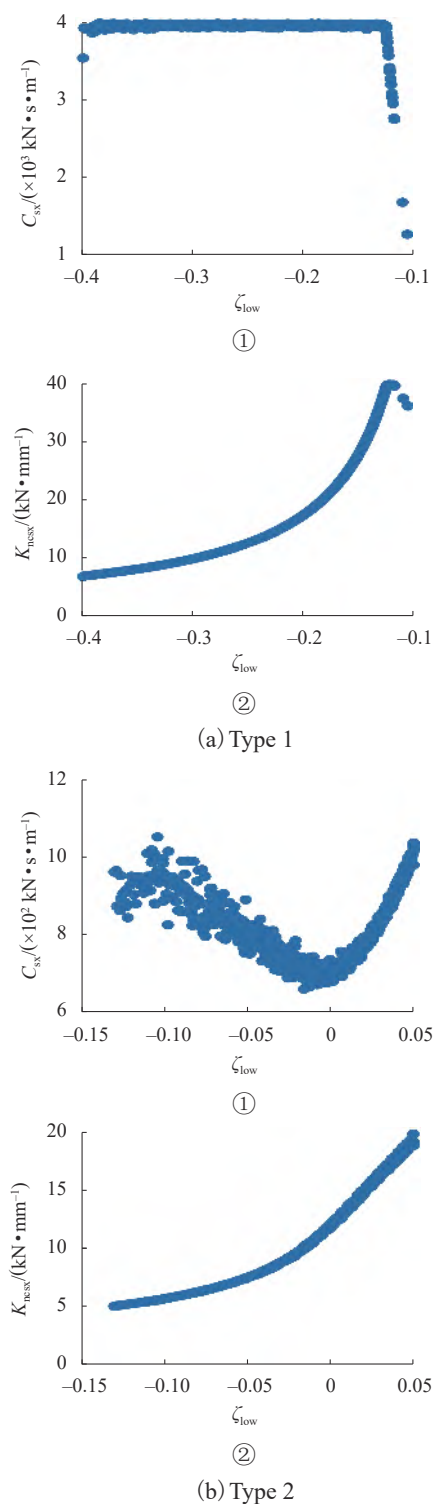


图3 最优的抗蛇行减振器参数

Fig. 3 Optimum parameters of yaw damper

首先分析 K_{px} 对 C_{sx} 和 K_{ncsx} 最优解分布的影响, 设置 K_{px} 的取值范围为 $10 \sim 120 \text{ kN} \cdot \text{mm}^{-1}$, 通过多目标优化得到不同 K_{px} 对应的悬挂参数优化结果。

图4分别是 C_{sy} 为 $40 \text{ kN} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1}$ 和 $15 \text{ kN} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1}$ 时的 Pareto 集, 从图中可以看出: K_{px} 取值对 C_{sx} 最优解分布无明显影响; 在 C_{sy} 为 $40 \text{ kN} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1}$ 时, 不论 K_{px} 取值的大小, 对应 C_{sx} 最优解均较大, 接近优化上限 $4000 \text{ kN} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1}$; 当 C_{sy} 为 $15 \text{ kN} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1}$ 时, 对应不同大小的 K_{px} , C_{sx} 最优解均为较小值; K_{px} 的取值对 K_{ncsx} 最优解的分布有一定影响, 当 K_{px} 取值较小时, 对应的 K_{ncsx} 匹配值要增加; K_{ncsx} 对车辆稳定性的影响与上文一致, 增大 K_{ncsx} , 车辆低锥度稳定性随之降低, 高锥度稳定性随之提升。

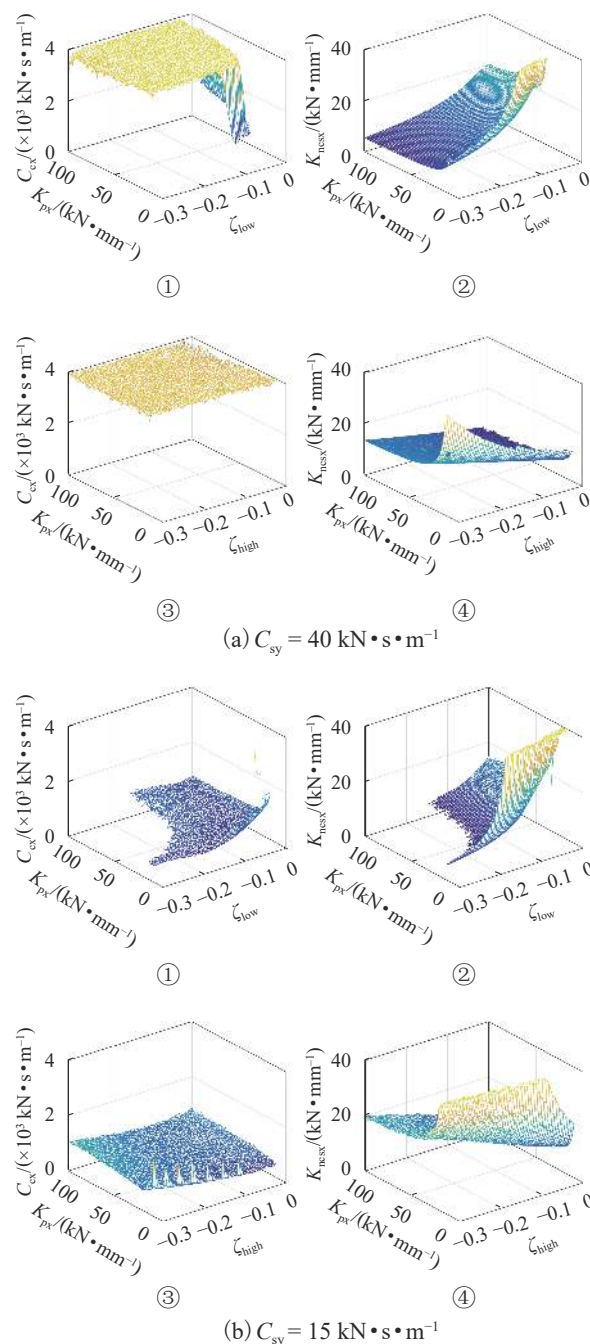


图4 C_{sx} 和 K_{ncsx} 最优解

Fig. 4 Optimal values of C_{sx} and K_{ncsx}

选取 K_{py} 的变化范围为 $3 \sim 15 \text{ kN} \cdot \text{mm}^{-1}$, 分析其取值对抗蛇行减振器参数优化结果的影响, 得到 $C_{sy} = 40 \text{ kN} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1}$ 和 $15 \text{ kN} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1}$ 时的 Pareto 集, 与一系列纵向刚度 K_{px} 的结果类似, K_{py} 的取值对抗蛇行减振器的参数优化结果影响不大; 而 C_{sy} 对抗蛇行减振器参数的最优解影响显著, 较大的二系横向减振器阻尼可实现较好的低锥度稳定性. 为了进一步分析 C_{sy} 对抗蛇行减振器最优解的影响, 图 5 为不同 C_{sy} 数值下得到的 Pareto 集, C_{sy} 的取值范围为 $10 \sim 50 \text{ kN} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1}$. 图 5(a)、(c) 呈阶梯状分布, 随着 C_{sy} 取值的增大, 对应的 C_{sx} 最优解会由较小值突变到较大值, 即: C_{sx} 最优解取决于 C_{sy} 的值, C_{sy} 数值较小时, C_{sx} 最优解取值较小, 大多不超过 $1000 \text{ kN} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1}$; C_{sy} 数值较大时, C_{sx} 最优解集中分布在数值较大区域, 接近 $4000 \text{ kN} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1}$. 因此, 为保证车辆良好的蛇行运动稳定性, 在进行悬挂参数优化匹配设计时, 要注意抗蛇行减振器阻尼和二系横向阻尼之间的匹配, 即二者数值同时取较小值或者同时取较大值. C_{sy} 的取值对 K_{ncsx} 最优解影响不大, 在 C_{sy} 较小时, 可实现的低锥度稳定性裕度小于 C_{sy} 取值较大时.

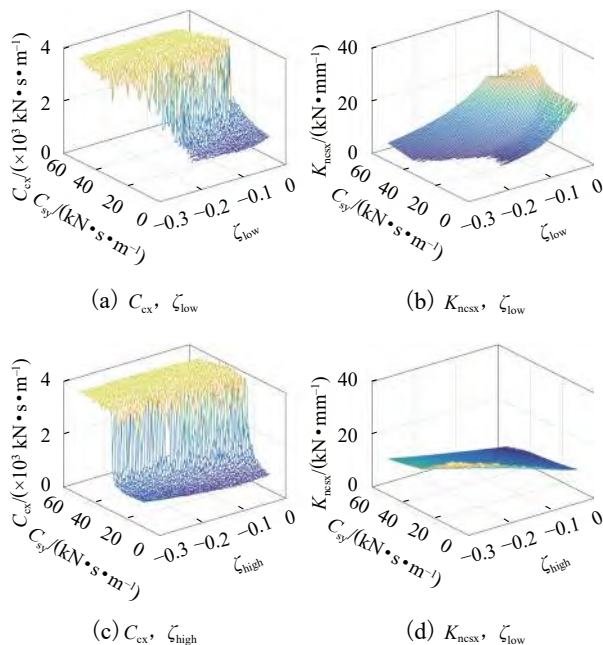


图 5 不同 C_{sy} 对应的 C_{sx} 和 K_{ncsx} 最优解
Fig. 5 Optimal values of C_{sx} and K_{ncsx} corresponding to different C_{sy}

2.4 车辆稳定性根轨迹分析

进一步分析抗蛇行减振器橡胶关节刚度对车辆蛇行运动稳定性的影响, 车辆运行速度为 350 km/h 时, 车辆线性系统根轨迹随着 K_{ncsx} 变化曲线如图 6 所示, 图中: $\bar{\zeta}$ 为模态阻尼比 $\bar{\zeta}$ (系统矩阵特征值的实

部与特征值的模数之比, $\bar{\zeta}$ 为负值表示稳定状态, $\bar{\zeta} > 0$ 时, 车辆的蛇行运动失稳); f 为模态的衰减振动频率, 是特征值的虚部. 每个根轨迹由 26 个特征根组成, K_{ncsx} 变化范围为 $5 \sim 30 \text{ kN} \cdot \text{mm}^{-1}$, 每个 “+” 表示相应的模态, 较大的 “+” 对应较大的 K_{ncsx} . 大多数情况下, 低频蛇行模态 ($1 \sim 5 \text{ Hz}$) 决定了车辆的蛇行运动临界速度.

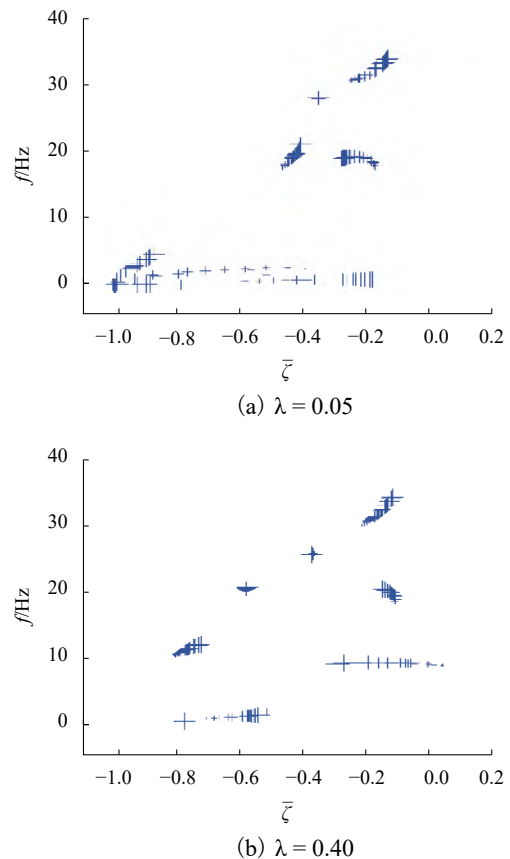


图 6 随 K_{ncsx} 变化的车辆系统根轨迹曲线
Fig. 6 Root loci of the vehicle system with the change of K_{ncsx}

在低等效锥度时, 频率低于 2 Hz 的转向架蛇行模态的稳定性随着 K_{ncsx} 的增大而减小; 在高等效锥度时, 转向架蛇行模态的振动频率接近 10 Hz , 随着 K_{ncsx} 的增大, 蛇行模态的稳定性不断增强. 总之, 增大 K_{ncsx} 可以提升车辆在较高轮轨接触锥度状态时的稳定性, 相反, 减小 K_{ncsx} 可以增强车辆在较低轮轨接触锥度状态时的稳定性, 因此, K_{ncsx} 的选取需要平衡两种状态对应的稳定性. 另外, 抗蛇行减振器关节刚度 K_{ncsx} 对转向架蛇行模态频率几乎无影响.

3 结 论

1) 针对高速列车蛇行运动稳定性, 定义了高、低锥度轮轨接触状态的稳定性指标, 并以此为优化目

标,采用基于 NSGA-II 遗传算法的多目标优化方法对抗蛇行减振器参数进行优化分析,以增强不同轮轨接触状态下的车辆稳定性,提高车辆线路适应能力;

2) 优化的抗蛇行减振器阻尼值主要取决于车辆二系横向阻尼,较大的二系横向阻尼匹配较大的抗蛇行减振器阻尼,反之亦然;得出了两种阻尼值的抗蛇行减振器选配类型,即转向架单侧采用较小阻尼值约 $600 \sim 1000 \text{ kN} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1}$,或者单侧阻尼值采用大于 $4000 \text{ kN} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1}$ 的抗蛇行减振器;而抗蛇行减振器刚度显著影响不同轮轨接触状态下的车辆稳定性,较小的抗蛇行减振器刚度有利于低锥度车辆稳定性,增大刚度有利于车轮踏面磨损后高锥度下的车辆稳定性。

致谢:感谢牵引动力国家重点实验室自主研究课题(2019TPL-Q07,2019TPL-Q08)支持。

参考文献:

- [1] 曾京, 郭平波. 减振器橡胶节点刚度对铁道客车系统临界速度的影响[J]. 中国铁道科学, 2008, 29(2): 94-98.
ZENG Jing, WU Pingbo. Influence of the damper rubber joint stiffness on the critical speed of railway passenger car system[J]. China Railway Science, 2008, 29(2): 94-98.
- [2] 张卫华, 李艳, 宋冬利. 高速列车运动稳定性设计方法研究[J]. 西南交通大学学报, 2013, 48(1): 1-9.
ZHANG Weihua, LI Yan, SONG Dongli. Design methods for motion stability of high-speed trains[J]. Journal of Southwest Jiaotong University, 2013, 48(1): 1-9.
- [3] 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.
- [4] 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.
- [5] BRAGHIN F, BRUNI S, RESTA F. Active yaw damper for the improvement of railway vehicle stability and curving performances: simulations and experimental results[J]. Vehicle System Dynamics, 2006, 44(11): 857-869.
- [6] HE Y P, MCPHEE J. Multidisciplinary optimization of multibody systems with application to the design of rail vehicles[J]. Multibody System Dynamics, 2005, 14(2): 111-135.
- [7] 李奇, 孟翔, 陈维荣, 等. 燃料电池混合动力系统参数匹配与多目标优化[J]. 西南交通大学学报, 2019, 54(5): 1079-1086.
LI Qi, MENG Xiang, CHEN Weirong, et al. Parameter matching and multi-objective optimization of fuel cell hybrid system[J]. Journal of Southwest Jiaotong University, 2019, 54(5): 1079-1086.
- [8] 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.
- [9] JOHNSON A, BERBYUK V, ENELUND M. Pareto optimisation of railway bogie suspension damping to enhance safety and comfort[J]. Vehicle System Dynamics, 2012, 50(9): 1379-1407.
- [10] BIDELEH S M, BERBYUK V, PERSSON R. Wear/comfort pareto optimisation of bogie suspension[J]. Vehicle System Dynamics, 2016, 54(8): 1053-1076.
- [11] ALONSO A, GIMÉNEZ J G, GOMEZ E. Yaw damper modelling and its influence on the railway dynamic stability[J]. Vehicle System Dynamics, 2011, 49(8): 1367-1387.
- [12] YAO Y, YAN Y P, HU Z K, et al. The motor active flexible suspension and its dynamic effect on the high-speed train bogie[J]. Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, 2017, 140(6): 064501.1-064501.7.
- [13] YAO Y, ZHANG XX, LIU X. The active control of the lateral movement of a motor suspended under a high-speed locomotive[J]. Rail and Rapid Transit, 2016, 230(6): 1509-1520.
- [14] YAO Y, LI G, WU G S, et al. Suspension parameters optimum of high-speed train bogie for hunting stability robustness[J]. International Journal of Rail Transportation, 2020, 8(3): 195-214.
- [15] AGRAWAL R B, DEB K, AGRAWAL R B. Simulated binary crossover for continuous search space[J]. Complex Systems, 2000, 9(3): 115-148.
- [16] 董浩. 铁道车辆运动稳定性及分岔类型研究[D]. 成都: 西南交通大学, 2014.

(中、英文编辑: 徐 萍)