

DOI:10.20035/j.issn.1671-2668.2023.06.001

双挂汽车列车操纵稳定性优化研究*

龙军, 姚实聪, 肖伟, 黄超智

(中国汽车工程研究院股份有限公司, 重庆 401122)

摘要: 针对 B 类双挂汽车列车操纵稳定性道路试验结果不理想的问题, 利用 MATLAB 建立双挂汽车列车动力学模型进行仿真试验, 根据相关文献研究结果及实际情况调整车轮侧偏刚度和挂车轴距进行正交试验, 分析车轮侧偏刚度和挂车轴距的最优组合, 结果表明, 车轮侧偏刚度和挂车轴距调整为牵引车前轮侧偏刚度的 1.25 倍、牵引车后轮侧偏刚度的 1.50 倍、1 挂车轮侧偏刚度的 1.50 倍、2 挂车轮侧偏刚度的 1.25 倍、2 挂车轴距的 0.50 倍时双挂汽车列车的操纵稳定性最优。对轮胎侧偏刚度、挂车轴距进行优化后进行验证试验, 结果显示优化效果明显。

关键词: 汽车; 双挂汽车列车; 操纵稳定性; 动力学仿真; 正交试验; 侧偏刚度

中图分类号: U469.54

文献标志码: A

文章编号: 1671-2668(2023)06-0001-08

1 研究背景

双半挂汽车列车(以下简称双挂汽车列车)作为大容量、高效率、低成本的先进车型, 在欧洲、美国、澳大利亚等发达国家和地区得到了大量应用。中国大多采用半挂汽车列车, GB 1589—2016《汽车、挂车及汽车列车外廓尺寸、轴荷及质量限值》^[1]增加了中置轴挂车, 用来运输轿车等。

目前中国公路运输条件不断改善, 公路货运供给能力大幅度增加, 但存在效率低、成本高等问题。提高运输效率, 降低物流成本, 降低能耗和排放, 对推动交通运输行业安全、便捷、高效、绿色、经济发展具有重要意义。中国双挂汽车列车产品技术储备不足, 相关研究尚处于起步阶段, 开展双挂汽车列车行驶安全性研究对产品开发、试点应用及示范推广等至关重要。

双挂汽车列车具有车身高、载质量大的特点, 其失稳形式主要为折叠、甩尾和侧翻。图 1 为欧洲双挂汽车列车的典型结构形式。

20 世纪 30 年代, 国外开始研究汽车列车的行驶稳定性, 目前已形成了较完善的行驶稳定性控制理论、试验规程与评价体系。

中国对双挂汽车列车操纵稳定性的研究起步较晚。2016 年, 郝辰杰从车辆设计的角度提出双挂汽车列车通过性改进方案, 在挂车之间增加差速装置, 结果显示该方案可明显提高整车的几何通过性^[2]。

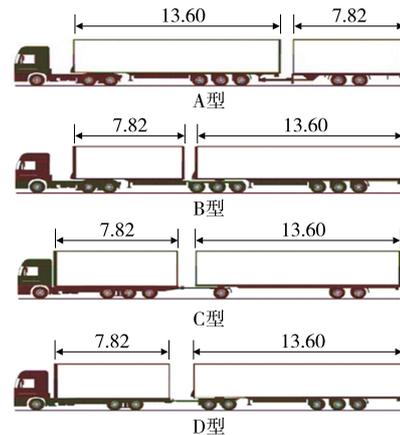


图 1 双挂汽车列车典型结构形式(单位:m)

2017 年, 张义花针对双挂汽车列车在高速行驶中易出现的失稳形式, 建立动力学模型进行仿真及控制策略研究, 解决了车辆易发生蛇行失稳的问题^[3]。2018 年, 茹强对双挂汽车列车稳定性进行研究, 通过控制两侧车轮的制动力调整车体行驶过程中后部放大系数值, 提高整车行驶稳定性, 保障行车安全^[4]。2019 年, 贾梦泽针对四节六车轴汽车列车, 提出基于线性二次型调节器(LQR)控制原理的汽车列车多节挂车主动转向控制方法^[5]。2020 年, 李月基于 TruckSim 仿真模型开展双挂汽车列车稳态回转试验、单车道变换试验和蛇行试验, 分析影响双挂汽车列车行驶稳定性的使用参数与结构参数, 提出改进建议, 并进行 D 类双挂汽车列车实车道路试

* 基金项目: 中央级公益性科研院所基本科研业务费专项资金项目(2021-9036b)

验,验证 TruckSim 模型的精度^[6]。对双挂汽车列车实车道路试验的研究较少,相关国家标准、行业标准等法规还在制定和修订中。本文对 B 类双挂汽车列车进行操纵稳定性道路试验,根据试验结果,结合 MATLAB 动力学仿真模型优化相关参数并进行道路验证试验。

2 试验结果分析

依据 GB/T 6323—2014《汽车操纵稳定性试验方法》^[7]、QC/T 480—1999《汽车操纵稳定性指标限值与评价方法》^[8]进行蛇行试验、稳态回转试验、转向回正性能试验与评价。采用固定式风速测试法进行试验,试验设备包括方向盘力角度仪和 RT 陀螺仪等。

2.1 试验场地及试验样车

试验在中国汽车工程研究院(重庆)汽车检测有限公司智能网联试验基地(大足)动态广场进行。该广场半径为 150 m,纵坡为零;扫频试验道长 575 m,宽 40 m,纵坡为零;加速道长 1 165 m,宽 8 m。

试验样车见图 2,部分参数见表 1。分别对牵引车、1 挂车、2 挂车进行试验评价。



图 2 试验样车

表 1 双挂汽车列车的部分参数

技术参数	参数值
总质量/kg	74 000
第 1 轴质量/kg	7 000
第 2、3 轴(二轴组)质量/kg	19 000
第 4、5、6 轴(三轴组)质量/kg	24 000
第 7、8、9 轴(三轴组)质量/kg	24 000
总长/mm	21 973

2.2 蛇行试验

按仪器操作规程正确安装、固定、连接仪器,并

预热样车。根据车型确定标桩间距为 50 m、基准车速 v 为 50 km/h,在场地上按图 3 所示布置标桩 10 根。

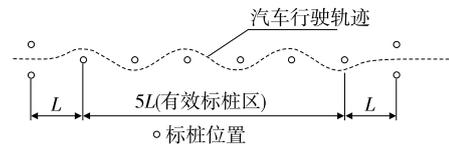


图 3 试验轨迹

样车满载,以 1/2 基准车速并四舍五入为 10 的整数倍的稳定车速直线行驶,蛇行通过试验路段,记录各测量变量的时间历程及通过有效标桩区的时间^[7]。

逐次增加车速,直到所能做到的最高车速为止,共进行 10 次。最高车速不超过 80 km/h。撞倒标桩的试验数据不予记录,并要求重新进行试验。参考车速为 30 km/h、40 km/h、45 km/h、50 km/h、55 km/h、60 km/h、65 km/h、70 km/h、75 km/h、80 km/h。

根据基准车速 50 km/h 的测试结果进行评分。分别按式(1)、式(2)对平均横摆角速度峰值 r 、平均方向盘转角峰值 θ 进行评分,按式(3)对蛇行试验结果进行综合评分^[8],评价结果见表 2。

$$N_r = 60 + \frac{40}{r_{60} - r_{100}}(r_{60} - r) \quad (1)$$

式中: N_r 为平均横摆角速度峰值的评分; r_{60} 为平均横摆角速度峰值下限, $r_{60} = 10$ ($^{\circ}$)/s; r_{100} 为平均横摆角速度峰值上限, $r_{100} = 4$ ($^{\circ}$)/s; r 为车速为 50 km/h 时平均横摆角速度峰值的试验值。

$$N_{\theta} = 60 + \frac{40}{\theta_{60} - \theta_{100}}(\theta_{60} - \theta) \quad (2)$$

式中: N_{θ} 为平均方向盘转角峰值的评分; θ_{60} 为平均方向盘转角峰值下限, $\theta_{60} = 180^{\circ}$; θ_{100} 为平均方向盘转角峰值上限, $\theta_{100} = 60^{\circ}$; θ 为车速 50 km/h 时平均方向盘转角峰值的试验值。

$$N_s = \frac{N_{\theta} + 2N_r}{3} \quad (3)$$

由表 2 可知:蛇行试验中,1 挂车、2 挂车的平均横摆角速度峰值评分过低。

2.3 稳态回转试验

按照仪器操作规程正确安装、固定、连接试验仪器,并预热样车。样车满载,操纵样车以最低稳定速度沿半径 25 m 的圆周行驶,待安装于汽车纵向对称面上的车速传感器在半圈内都能对准地面所画圆

表2 蛇行试验结果的评分

测试对象	平均横摆角速度 峰值/ $[(^{\circ}) \cdot s^{-1}]$	平均横摆角速度 峰值评分	平均方向盘转角 峰值/ $(^{\circ})$	平均方向盘转角 峰值评分	蛇行试验结果 综合评分
牵引车	8.151	72.327	133.592	75.469	73.374
1挂车	9.991	60.060	132.853	75.716	65.279
2挂车	9.913	60.580	132.671	75.776	65.645

周时,固定转向盘转角不动,停车并记录各变量的零线。样车起步,缓慢均匀加速(纵向加速度不超过 0.25 m/s^2),直至汽车的侧向加速度达到 6.5 m/s^2 (或受发动机功率限制所能达到的最大侧向加速度或汽车出现不稳定状态)为止。试验按向左转和向右转两个方向进行,每个方向试验3次^[7]。评价指标为中性转向点侧向加速度 a_n 、不足转向度 U 、车厢侧倾度 K_{\varnothing} 。

中性转向点侧向加速度 a_n 是指样车前后轴侧偏角差值与侧向加速度关系曲线的斜率为零的位置对应的侧向加速度,如果在测试范围内未能找到这一点,则运用最小二乘法拟合曲线的三次多项式方程进行计算^[7]。按式(4)对 a_n 进行评分^[8]。

$$N_{a_n} = 60 + \frac{40}{a_{n100} - a_{n60}} (a_n - a_{n60}) \quad (4)$$

式中: N_{a_n} 为中性转向点侧向加速度的评分; a_{n100} 为中性转向点侧向加速度的上限, $a_{n100} = 6 \text{ m/s}^2$; a_{n60} 为中性转向点侧向加速度的下限, $a_{n60} = 3 \text{ m/s}^2$; a_n 为中性转向点侧向加速度试验值。

不足转向度 U 是指前后轴侧偏角差值与侧向加速度关系曲线上侧向加速度为 2 m/s^2 处的平均斜率(纵坐标值除以横坐标值)。按式(5)对 U 进行评分^[8]。

$$N_U = 60 + \frac{40(U_{60} - U)(\lambda - U)U}{(U_{60} - U_{100})(\lambda - U_{100})U_{100}} \quad (5)$$

式中: N_U 为不足转向度的评分; U_{60} 为不足转向度的下限, $U_{60} = 1.2 (^{\circ})/(m \cdot s^2)$; U_{100} 为不足转向度的上限, $U_{100} = 0.5 (^{\circ})/(m \cdot s^2)$; U 为不足转向度试验值。

车厢侧倾度 K_{\varnothing} 是指侧向加速度为 2 m/s^2 时,车厢侧倾角和侧向加速度关系曲线的平均斜率。按式(6)对 K_{\varnothing} 进行评分^[8]。

$$N_{K_{\varnothing}} = 60 + \frac{40}{K_{\varnothing60} - K_{\varnothing100}} (K_{\varnothing60} - K_{\varnothing}) \quad (6)$$

式中: $N_{K_{\varnothing}}$ 为车厢侧倾度评分; $K_{\varnothing60}$ 为车厢侧倾度下限, $K_{\varnothing60} = 1.2 (^{\circ})/(m \cdot s^2)$; $K_{\varnothing100}$ 为车厢侧倾度上限, $K_{\varnothing100} = 0.7 (^{\circ})/(m \cdot s^2)$; K_{\varnothing} 为车厢侧倾度试

验值。

按式(7)对稳态回转试验结果进行综合评分^[8],结果见表3~5。

$$N_w = \frac{N_U + N_{K_{\varnothing}} + N_{a_n}}{3} \quad (7)$$

表3 牵引车稳态回转试验结果的评分

试验项目	评价指标	测试结果	指标评分	项目评分	总评分
左转	a_n	3.247 m/s^2	63.293		80.813
	U	$0.150 (^{\circ})/(m \cdot s^2)$	79.145	80.813	
	K_{\varnothing}	$0.577 (^{\circ})/(m \cdot s^2)$	100.000		
右转	a_n	3.251 m/s^2	63.347		86.091
	U	$0.350 (^{\circ})/(m \cdot s^2)$	94.927	86.091	
	K_{\varnothing}	$0.613 (^{\circ})/(m \cdot s^2)$	100.000		

表4 1挂车稳态回转试验结果的评分

试验项目	评价指标	测试结果	指标评分	项目评分	总评分
左转	a_n	3.293 m/s^2	63.907		69.798
	U	$0.003 (^{\circ})/(m \cdot s^2)$	60.447	69.798	
	K_{\varnothing}	$0.887 (^{\circ})/(m \cdot s^2)$	85.040		
右转	a_n	3.284 m/s^2	63.787		82.993
	U	$0.212 (^{\circ})/(m \cdot s^2)$	85.191	82.993	
	K_{\varnothing}	$0.243 (^{\circ})/(m \cdot s^2)$	100.000		

表5 2挂车稳态回转试验结果的评分

试验项目	评价指标	测试结果	指标评分	项目评分	总评分
左转	a_n	3.309 m/s^2	64.120		79.637
	U	$0.111 (^{\circ})/(m \cdot s^2)$	74.792	79.637	
	K_{\varnothing}	$0.543 (^{\circ})/(m \cdot s^2)$	100.000		
右转	a_n	3.319 m/s^2	64.253		79.914
	U	$0.117 (^{\circ})/(m \cdot s^2)$	75.490	79.914	
	K_{\varnothing}	$0.363 (^{\circ})/(m \cdot s^2)$	100.000		

由表3~5可知:稳态回转试验中,1挂车的左转不足转向度评分过低。

2.4 转向回正性能试验

该双挂汽车列车的最高速度低于100 km/h,因此只进行低速回正性能试验。

按仪器操作规程正确安装、固定、连接仪器,并预热样车。在半径为15 m的圆周上行驶,调整车速,使侧向加速度达到 $(4 \pm 0.2) \text{ m/s}^2$,保持方向盘转角不变,车速稳定后记录速度、侧向加速度、横摆角速度数据3 s;驾驶员突然松开方向盘,记录松手后4 s左右的运动情况^[7]。

以残留横摆角速度的绝对值 Δr 进行评价,计算公式如下^[8]:

$$N_{\Delta r} = 60 + \frac{40}{\Delta r_{60} - \Delta r_{100}} (\Delta r_{60} - \Delta r) \quad (8)$$

式中: $N_{\Delta r}$ 为残留横摆角速度绝对值的评分; Δr_{60} 为残留横摆角速度绝对值下限, $\Delta r_{60} = 6 (\text{°})/\text{s}$; Δr_{100} 为残留横摆角速度绝对值上限, $\Delta r_{100} = 0$; Δr 为松开方向盘3 s时残留横摆角速度绝对值的试验值。

以残留横摆角速度方差 E_r 进行评价,计算公式如下^[8]:

$$N_{E_r} = 60 + \frac{40}{E_{r60} - E_{r100}} (E_{r60} - E_r) \quad (9)$$

式中: N_{E_r} 为横摆角速度方差的评分; E_{r60} 为横摆角速度方差的下限, $E_{r60} = 0.90 \text{ s}$; E_{r100} 为横摆角速度方差的上限, $E_{r100} = 0.45 \text{ s}$; E_r 为横摆角速度方差试验值。

按式(10)对转向回正性能进行综合评分^[8],结果见表6。

$$N_H = \frac{N_{\Delta r} + N_{E_r}}{2} \quad (10)$$

表6 牵引车低速转向回正性能试验结果的评分

试验项目	评价指标	试验平均值	评分	项目评分	综合评分
左转	Δr	2.651 (°)/s	82.327	66.764	66.764
	E_r	0.999 s	51.200		
右转	Δr	2.924 (°)/s	80.507	67.098	
	E_r	0.971 s	53.689		

由表6可知:转向回正性能试验中,牵引车的横摆角速度方差评分过低。

3 理论分析及优化

3.1 理论分析

为改善该双挂汽车列车操纵稳定性道路试验结

果,对其进行理论分析^[9]。根据图4,有:

$$\begin{aligned} L_1 &= a_1 + b_1, L_2 = a_2 + b_2 \\ L_{dq} &= a_q + d_q, L_{d1} = a_1 + d_1 \end{aligned} \quad (11)$$

式中: L_1 为1挂车的轴距(m); a_1 为1挂车质心到前方铰接点的水平距离(m); b_1 为1挂车质心到后轴中心的水平距离(m); L_2 为2挂车的轴距(m); a_2 为2挂车质心到前方铰接点的水平距离(m); b_2 为2挂车质心到后轴中心的水平距离(m); L_{dq} 为牵引车前轴中心到1挂车前方铰接点的水平距离(m); a_q 为牵引车质心到前轴中心的水平距离(m); d_q 为牵引车质心到1挂车前方铰接点的水平距离(m); L_{d1} 为1挂车、2挂车前方铰接点的水平距离(m); d_1 为1挂车质心到2挂车前方铰接点的水平距离(m)。

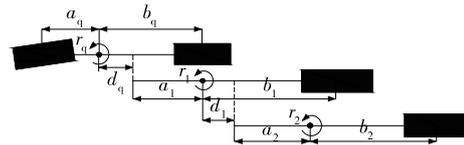


图4 双挂汽车列车受力分析示意图

在铰接角很小的前提下,半挂车后轴侧向速度为:

$$\begin{aligned} v_{y1r} &= v_{xq} \sin \theta_1 + v_{yq} - (d_q + L_1) r_q + L_1 \dot{\theta}_1 \approx \\ & v_{xq} \theta_1 + v_{yq} - (d_q + L_1) r_q + L_1 \dot{\theta}_1 \end{aligned} \quad (12)$$

式中: v_{y1r} 为1挂车后轴横向速度(m/s); v_{xq} 为牵引车纵向速度(m/s); θ_1 为牵引车和1挂车的铰接角(rad); v_{yq} 为牵引车横向速度(m/s); r_q 为牵引车横摆角速度(rad/s); $\dot{\theta}_1$ 为牵引车和1挂车的铰接角速度(rad/s)。

同理可得:

$$\begin{aligned} v_{y2r} &= v_{xq} \theta_1 + v_{xq} \theta_2 + v_{yq} - (d_q + L_{d1} + L_2) r_q - \\ & (d_1 + L_2) r_1 + (L_{d1} + L_2) \dot{\theta}_1 + L_2 \dot{\theta}_2 \end{aligned} \quad (13)$$

式中: v_{y2r} 为2挂车后轴横向速度(m/s); θ_2 为1挂车和2挂车的铰接角(rad); $\dot{\theta}_2$ 为1挂车和2挂车的铰接角速度(rad/s)。

半挂车后轴轮胎侧偏角、横向力为:

$$\begin{cases} \alpha_1 = -\frac{v_{y1r}}{v_{xq}}, \alpha_2 = -\frac{v_{y2r}}{v_{xq}} \\ F_{y1} = k_1 \alpha_1, F_{y2} = k_2 \alpha_2 \end{cases} \quad (14)$$

式中: α_1 为1挂车后轮侧偏角(rad); α_2 为2挂车后轮侧偏角(rad); F_{y1} 、 F_{y2} 分别为1挂车、2挂车后轮横向力(N); k_1 、 k_2 分别为1挂车、2挂车后轮侧偏刚度(N/rad)。

1 挂车侧向加速度为:

$$a_{y1} = a_{yq} - (d_q + a_1)\dot{r}_q + a_1\ddot{\theta}_1 \quad (15)$$

式中: a_{y1} 为 1 挂车侧向加速度(m/s^2); a_{yq} 为牵引车侧向加速度(m/s^2); \dot{r}_q 为牵引车横摆角速度导数(rad/s^2); $\ddot{\theta}_1$ 为牵引车和 1 挂车的铰接角速度导数(rad/s^2)。

同理可得:

$$a_{y2} = a_{yq} - (d_q + L_{d1} + a_2)\dot{r}_q - (d_1 + a_2)\dot{r}_1 + a_2\ddot{\theta}_2 \quad (16)$$

式中: a_{y2} 为 2 挂车侧向加速度(m/s^2); \dot{r}_1 为 1 挂车横摆角速度导数(rad/s^2); $\ddot{\theta}_2$ 为 1 挂车和 2 挂车的铰接角速度导数(rad/s^2)。

1 挂车横摆角速度及其导数为:

$$r_1 = r_q - \dot{\theta}_1, \dot{r}_1 = \dot{r}_q - \ddot{\theta}_1 \quad (17)$$

式中: r_1 为 1 挂车横摆角速度(rad/s)。

同理可得:

$$r_2 = r_1 - \dot{\theta}_2 = r_q - \dot{\theta}_1 - \dot{\theta}_2 \\ \dot{r}_2 = \dot{r}_1 - \ddot{\theta}_2 = \dot{r}_q - \ddot{\theta}_1 - \ddot{\theta}_2 \quad (18)$$

式中: r_2 为 2 挂车横摆角速度(rad/s); \dot{r}_2 为 2 挂车横摆角速度导数(rad/s^2)。

由侧向力平衡可得:

$$m_q a_{yq} + m_1 a_{y1} + m_2 a_{y2} = F_{yqf} + F_{yqr} + F_{y1} + F_{y2} \quad (19)$$

式中: m_q 、 m_1 、 m_2 分别为牵引车、1 挂车、2 挂车质量(kg); F_{yqf} 、 F_{yqr} 分别为牵引车前后轮横向力(N)。

对牵引车质心求力矩,由侧向力矩平衡可得:

$$I_{zq}\dot{r}_q + I_{z1}\dot{r}_1 + I_{z2}\dot{r}_2 - (d_q + a_1)m_1 a_{y1} - (d_q + L_{d1} + a_2)m_2 a_{y2} = a_q F_{yqf} - b_q F_{yqr} - (d_q + L_1)F_{y1} + (d_q + L_{d1} + L_2)F_{y2} \quad (20)$$

式中: I_{zq} 、 I_{z1} 、 I_{z2} 分别为牵引车、1 挂车、2 挂车的转动惯量($\text{kg} \cdot \text{m}^2$)。

去除牵引车,对 1 挂车铰接点求力矩,由侧向力矩平衡可得:

$$I_{z1}\dot{r}_1 + I_{z2}\dot{r}_2 - a_1 m_1 a_{y1} - (L_{d1} + a_2)m_2 a_{y2} = -L_1 F_{y1} - (L_{d1} + L_2)F_{y2} \quad (21)$$

去除牵引车、1 挂车,对 2 挂车铰接点求力矩,由侧向力矩平衡可得:

$$I_{z2}\dot{r}_2 - a_2 m_2 a_{y2} = -L_2 F_{y2} \quad (22)$$

综上,双挂汽车列车动力学模型如下:

$$\begin{cases} m_q a_{yq} + m_1 a_{y1} + m_2 a_{y2} = F_{yqf} + F_{yqr} + F_{y1} + F_{y2} \\ I_{zq}\dot{r}_q + I_{z1}\dot{r}_1 + I_{z2}\dot{r}_2 - (d_q + a_1)m_1 a_{y1} - (d_q + L_{d1} + a_2)m_2 a_{y2} = a_q F_{yqf} - b_q F_{yqr} - (d_q + L_1)F_{y1} + (d_q + L_{d1} + L_2)F_{y2} \\ I_{z1}\dot{r}_1 + I_{z2}\dot{r}_2 - a_1 m_1 a_{y1} - (L_{d1} + a_2)m_2 a_{y2} = -L_1 F_{y1} - (L_{d1} + L_2)F_{y2} \\ I_{z2}\dot{r}_2 - a_2 m_2 a_{y2} = -L_2 F_{y2} \end{cases} \quad (23)$$

参考文献[9-10],所有操纵稳定性问题都是动态反应问题,一定的稳态特性是使汽车具有良好的动态特性的必要条件。若操纵试验指令能实现瞬时阶跃,则可由阶跃试验结果推断任意输入反应。由于涉及的变量、参数较多,转化为矩阵在 MATLAB 中编程进行处理。输入该双挂汽车列车的参数,进行转向盘角阶跃及稳态圆周运动动力学仿真。将式(23)转化为矩阵:

$$\mathbf{P}\mathbf{X}^T + \mathbf{Q}\mathbf{X} = \mathbf{R}\mathbf{U} \quad (24)$$

得:

$$\begin{cases} \mathbf{X}^T = -\mathbf{P}^{-1}\mathbf{Q}\mathbf{X} + \mathbf{P}^{-1}\mathbf{R}\mathbf{U} \\ \mathbf{Y} = \mathbf{C}\mathbf{X} + \mathbf{D}\mathbf{U} \end{cases} \quad (25)$$

$$\mathbf{X} = [v_{yq} \quad r_q \quad \dot{\theta}_1 \quad \theta_1 \quad \dot{\theta}_2 \quad \theta_2]^T \quad (26)$$

$$\mathbf{Y} = [v_{yq} \quad r_q \quad \dot{\theta}_1 \quad \theta_1 \quad \dot{\theta}_2 \quad \theta_2 \quad v_{y1} \quad r_1 \quad v_{y2} \quad r_2]^T \quad (27)$$

式中: \mathbf{X} 、 \mathbf{Y} 为变量矩阵,其余矩阵均为参数或常数。

3.2 动力学仿真及优化

与操纵稳定性试验相关的参数主要有轮胎侧偏刚度及轴距^[11-12]。在转向盘角阶跃及稳态圆周运动动力学仿真中,以牵引车横摆角速度方差、1 挂车不足转向参数、1 挂车横摆角速度峰值、2 挂车横摆角速度峰值作为优化目标。选取牵引车前轮侧偏刚度、牵引车后轮侧偏刚度、1 挂车轮胎侧偏刚度、2 挂车轮胎侧偏刚度、2 挂车轴距 5 种因素,设置各因素的 0.50 倍、0.25 倍、1.25 倍、1.50 倍 4 个水平,各因素的水平之间全部可能组合为 $4^5 = 1\,024$ 种,全面试验包含的水平组合数量较多,工作量过大。因此,采用正交试验^[13-15]代替全面试验(见表 7)。由于正交表的正交性,正交试验的试验点必然均衡地分布在全面试验点中,具有很强的代表性,部分试验寻找的最优组合与全面试验所找的最优组合具有一致的趋势。

对比 16 组试验结果与初始状态时的试验结果,

表7 L₁₆(4⁵)正交试验表

试验组号	各因素的水平				
	牵引车前轮侧偏刚度	牵引车后轮侧偏刚度	1挂车轮胎侧偏刚度	2挂车轮胎侧偏刚度	2挂车轴距
1	1	1	1	1	2
2	1	2	2	3	4
3	1	3	3	2	1
4	1	4	4	4	3
5	2	1	3	3	3
6	2	2	4	1	1
7	2	3	1	4	4
8	2	4	2	2	2
9	3	1	2	4	1
10	3	2	1	2	3
11	3	3	4	3	2
12	3	4	3	1	4
13	4	1	4	2	4
14	4	2	3	4	2
15	4	3	2	1	3
16	4	4	1	3	1

在牵引车前轮侧偏刚度的1.25倍、牵引车后轮侧偏刚度的1.50倍、1挂车轮胎侧偏刚度的1.50倍、2挂车轮胎侧偏刚度的1.25倍、2挂车轴距的0.50倍时取得最佳性能,该组合为最优组合。优化效果见图5~7。

1挂车稳态横摆角速度增益为:

$$\frac{r_1}{\theta_1} = \frac{v_{xq}}{L_1 - (b_q - d_q) + \kappa_1 v_{xq}^2} \quad (28)$$

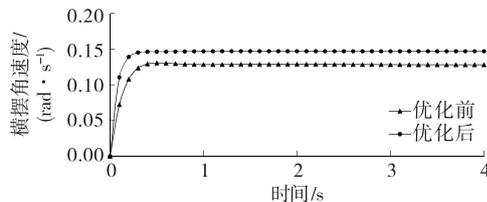


图5 牵引车动力学仿真横摆角速度优化前后对比

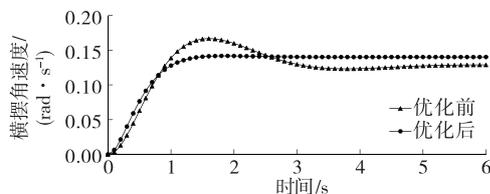


图6 1挂车动力学仿真横摆角速度优化前后对比

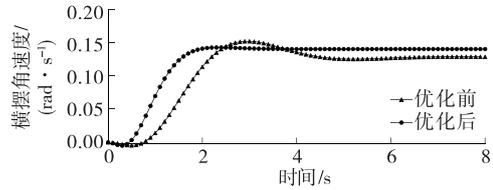


图7 2挂车动力学仿真横摆角速度优化前后对比

1挂车的不足转向参数为:

$$\kappa_1 = \frac{m_q a_q}{L_q k_{qr}} + \frac{m_1}{L_1} \left(\frac{L_{dq} b_1}{L_q k_{qr}} - \frac{a_1}{k_1} \right) + \frac{m_2 b_2}{L_1 L_2} \left(\frac{L_{dq} b_1 - d_1}{L_q k_{qr}} - \frac{L_{d1}}{k_1} \right) \quad (29)$$

式中: k_{qr} 为牵引车后轮侧偏刚度(N/rad)。

优化前后1挂车不足转向参数分别为0.004、0.049。

4 验证试验

根据优化分析结果,选取轴距更短的3挂车进行试验,同时更换牵引车、1挂车、3挂车的轮胎。验证试验样车见图8,部分参数见表8。

表8 验证试验所用汽车列车的部分参数

技术参数	参数值
总质量/kg	74 000
第1轴质量/kg	7 000
第2、3轴质量(二轴组)/kg	19 000
第4、5、6轴质量(三轴组)/kg	24 000
第7、8、9轴质量(三轴组)/kg	24 000
总长/mm	17 499



3挂车为优化后的2挂车

图8 验证试验样车

4.1 蛇行试验

优化后蛇行试验结果见表9,各评价指标评分及综合评分优化百分比见表10。

表 9 优化后蛇行试验结果

测试对象	平均横摆角速度峰值/ [$(^{\circ}) \cdot s^{-1}$]	平均横摆角速度 峰值评分	平均方向盘转角 峰值/ $(^{\circ})$	平均方向盘转角 峰值评分	蛇行试验结果 综合评分
牵引车	9.162	65.587	130.513	76.496	69.223
1 挂车	8.552	69.653	130.151	76.616	71.974
3 挂车	8.982	66.787	129.572	76.809	70.128

表 10 优化后蛇行试验结果评分的提升比例

单位: %

测试对象	平均横摆角速度峰值评分提升比例	平均方向盘转角峰值评分提升比例	蛇行试验综合评分提升比例
牵引车	-9.319	1.361	-5.657
1 挂车	15.972	1.189	10.256
3 挂车	10.246	1.363	6.829

表 12 优化后 1 挂车的稳态回转试验结果

试验项目	评价指标	测试结果	指标评分	项目评分	总评分
左转	a_n	3.229 m/s^2	63.053	74.569	74.569
	U	0.061 $(^{\circ})/(m \cdot s^2)$	68.574		
	K_{\varnothing}	0.799 $(^{\circ})/(m \cdot s^2)$	92.080		
右转	a_n	3.279 m/s^2	63.720	83.738	83.738
	U	0.239 $(^{\circ})/(m \cdot s^2)$	87.495		
	K_{\varnothing}	0.189 $(^{\circ})/(m \cdot s^2)$	100.000		

表 13 优化后 3 挂车的稳态回转试验结果

试验项目	评价指标	测试结果	指标评分	项目评分	总评分
左转	a_n	3.287 m/s^2	63.827	76.945	76.945
	U	0.078 $(^{\circ})/(m \cdot s^2)$	70.769		
	K_{\varnothing}	0.747 $(^{\circ})/(m \cdot s^2)$	96.240		
右转	a_n	3.289 m/s^2	63.853	79.033	79.033
	U	0.098 $(^{\circ})/(m \cdot s^2)$	73.245		
	K_{\varnothing}	0.697 $(^{\circ})/(m \cdot s^2)$	100.000		

由表 9、表 10 可知:蛇行试验中,优化后牵引车综合评分略有下降,但仍远超限值,性能影响不大;1 挂车平均横摆角速度峰值评分提升约 16%,综合评分提升约 10%;2 挂车调整为 3 挂车后,平均横摆角速度峰值评分提升约 10%,综合评分提升约 7%。优化效果明显。

4.2 稳态回转试验

优化后稳态回转试验结果见表 11~13,各评价指标评分及综合评分的提升比例见表 14~16。

表 11 优化后牵引车的稳态回转试验结果

试验项目	评价指标	测试结果	指标评分	项目评分	总评分
左转	a_n	3.211 m/s^2	62.813	83.490	83.490
	U	0.241 $(^{\circ})/(m \cdot s^2)$	87.657		
	K_{\varnothing}	0.511 $(^{\circ})/(m \cdot s^2)$	100.000		
右转	a_n	3.250 m/s^2	63.333	86.753	86.753
	U	0.390 $(^{\circ})/(m \cdot s^2)$	96.925		
	K_{\varnothing}	0.573 $(^{\circ})/(m \cdot s^2)$	100.000		

表 14 优化后牵引车稳态回转试验评价指标

评分的提升比例 单位: %

试验项目	评价指标	指标评分提升比例	综合评分提升比例
左转	a_n	-0.758	3.313
	U	10.755	
	K_{\varnothing}	0.000	
右转	a_n	-0.022	2.105
	U	2.105	
	K_{\varnothing}	0.000	

由表 11~16 可知:稳态回转试验中,优化后牵引车的综合评分提升约 3%,性能影响不大;1 挂车左右转中性转向点评分略有下降,性能影响不大;左转不足转向度评分提升约 13%;2 挂车调整为 3 挂车后,综合评分略有下降,性能影响不大。综合分析,优化效果较明显。

4.3 转向回正性能试验

优化后牵引车的低速稳态回正性能试验结果见

表 17,各评价指标评分及综合评分的提升比例见表 18。

由表 17 和表 18 可知:低速稳态回正性能试验

表 15 优化后 1 挂车稳态回转试验评价指标

		评分的提升比例		单位: %
试验项目	评价指标	指标评分提升比例	综合评分提升比例	
左转	a_n	-1.336		
	U	13.445		
	K_{ϕ}	8.278		6.835
右转	a_n	-0.105		
	U	2.705		
	K_{ϕ}	0.000		

表 16 优化后 3 挂车稳态回转试验评价指标

		评分的提升比例		单位: %
试验项目	评价指标	指标评分提升比例	综合评分提升比例	
左转	a_n	-0.457		
	U	-5.379		
	K_{ϕ}	-3.760		-3.380
右转	a_n	-0.623		
	U	-2.974		
	K_{ϕ}	0.000		

表 17 优化后牵引车低速稳态回正性能试验结果

试验项目	评价指标	试验平均值	指标评分	项目评分	综合评分
左转	Δr	2.825 (°)/s	81.167	74.539	74.539
	E_r	0.811 s	67.911		
右转	Δr	2.631 (°)/s	82.460	74.697	
	E_r	0.822 s	66.933		

表 18 优化后牵引车低速稳态回正性能试验结果

		评分的提升比例		单位: %
试验项目	评价指标	指标评分提升比例	综合评分提升比例	
左转	Δr	-1.409		
	E_r	32.639		11.645
右转	Δr	2.426		
	E_r	24.668		

中,优化后牵引车左右转横摆角速度方差评分分别提升约 33%、25%,综合评分提升约 12%,优化效果明显。

5 结语

对 B 类双挂汽车列车进行操纵稳定性道路试验,结果不理想。根据《汽车理论》分析对操纵稳定性影响较大的参数,结合该双挂汽车列车的实际情况,选取车轮侧偏刚度、挂车轴距进行分析。利用 MATLAB 建立双挂汽车列车动力学模型进行仿真分析,调整车轮侧偏刚度、挂车轴距,采用正交试验代替全面试验,正交试验最优组合为牵引车前轮侧偏刚度的 1.25 倍、牵引车后轮侧偏刚度的 1.50 倍、1 挂车轮胎侧偏刚度的 1.50 倍、2 挂车轮胎侧偏刚度的 1.25 倍、2 挂车轴距的 0.50 倍,此时该双挂汽车列车操纵稳定性提升明显。

GB 1589—2016《汽车、挂车及汽车列车外廓尺寸、轴荷及质量限值》中,最长的车辆为中置轴车辆运输列车,其长度最大限值为 22 000 mm,该双挂汽车列车优化前后长度分别为 21 973 mm、17 499 mm,满足规范要求。

参考文献:

- [1] 中国汽车技术研究中心,交通运输部公路科学研究院,公安部交通管理科学研究所.汽车、挂车及汽车列车外廓尺寸、轴荷及质量限值:GB 1589—2016[S].北京:中国标准出版社,2016.
- [2] 郝辰杰.双挂汽车列车的通过性研究及改进[D].太原:中北大学,2016.
- [3] 张义花.双挂汽车列车横向失稳机理分析及在环控制策略研究[D].长春:吉林大学,2017.
- [4] 茹强.双挂汽车列车稳定性控制策略研究[D].西安:长安大学,2018.
- [5] 贾梦泽.多节铰接汽车列车挂车主动转向控制研究[D].厦门:厦门理工学院,2019.
- [6] 李月.新一代货运挂车列车:双挂汽车列车行驶稳定性研究[D].北京:交通运输部公路科学研究院,2020.
- [7] 中国第一汽车集团公司技术中心,吉林大学汽车动态模拟国家重点实验室.汽车操纵稳定性试验方法:GB/T 6323—2014[S].北京:中国标准出版社,2014.
- [8] 长春汽车研究所.汽车操纵稳定性指标限值与评价方法:QC/T 480—1999[S].北京:中国标准出版社,1999.
- [9] 郭孔辉.汽车操纵动力学原理[M].南京:江苏科学技术出版社,2011:10—110.
- [10] 姚实聪.某车型悬架系统匹配研究[D].成都:西南交通大学,2015.

(下转第 43 页)

(2) 缩小环岛,保留中心景观建筑。人民路环岛直径约 60 m,由内到外分为棱柱体花岗岩建筑本体、中间硬质铺装和外侧植草绿化带 3 个圈层。改造方案保留中心景观建筑本体和硬质铺装,拆除外侧绿化带,将中心环岛直径减小至 25 m,减少对改造后交叉口内部车辆通行空间的干扰。

(3) 交叉口渠化组织调整,增设信号灯控制。采用十字平交路口交通组织方式,左转车辆切中心环岛直接通过交叉口,4 个象限均设置右转渠化岛提前分流右转车辆。右转车道与非机动车道中间采用隔离栏分隔,并对交叉口范围内的非机动车道设置红色铺装进行区分。左转非机动车随人行横道按两次直行方式“二次”过街。人行过街横道结合右转渠化岛设置。交叉口采用常规四相位信号控制,并在路口范围内施划左转导流线。

2.3 改造效果评价

历时 3 个月,人民路环岛及东阳江大桥改造工程于 2021 年底同步完工。图 4 为改造后的人民路环岛。



图 4 东阳市人民路环岛改造后航拍图

根据现场交通调查,改造后人民路环岛节点的通行效率和交通运行状况得到明显改善,高峰期交通运行水平由 E 级提升至 C 级,最大排队长度由 485 m 降低至 245 m,人民路环岛—东阳江大桥路段机动车平均运行速度由 19.4 km/h 提升至

30.2 km/h。

3 结语

相比于常规环形交叉口,中心景观类环形交叉口改造在提升节点通行能力、改善交通运行秩序的同时,还需要重点关注中心景观建筑的保护和延续。本文以东阳市人民路环岛为例,在对周边路网充分挖潜的基础上,缩小环岛半径,保留中心景观建筑,并采用十字平交路口信号控制方式进行交通组织,引导左转车辆切环岛通行。改造后人民路环岛节点的通行效率和交通运行状况得到明显改善,改造方案对其他类似中心景观类环形交叉口改造具有一定借鉴意义。

参考文献:

- [1] 杨洁.中心景观交叉口信号配时与空间组织研究[D].北京:北京交通大学,2010.
- [2] 高欣,朱荣军,金文刚.城市道路环形交叉口的改造设计[C]//全国城市公路学会.全国城市公路学会第十八届学术年会论文集.北京:人民交通出版社,2009:133-136.
- [3] 赵强,赵永.五路环形交叉口交通改善方法与案例分析[J].城市道桥与防洪,2017(6):1-6.
- [4] 杜桥,邹礼泉,薛菁菁.中心景观类交叉口交通组织方案研究:以南京新街口广场为例[J].交通工程,2017,17(6):25-28+48.
- [5] 黄飞.宜昌市北山坡环岛交通组织改善研究[J].湖南交通科技,2020,46(1):122-124.
- [6] 丛晓祎,刘建军.上海五角场环形交叉口环岛综合改造设计[J].山东建筑大学学报,2019,34(3):89-94.
- [7] 刘鹏飞,青伟,申绍君.道路交通事故热点鉴别方法研究[J].公路与汽运,2022(6):41-43+59.

收稿日期:2022-12-13

(上接第 8 页)

- [11] 余志生.汽车理论[M].5 版.北京:机械工业出版社,2009:10-121.
- [12] 姚实聪,万里翔,王波,等.汽车悬架性能评价研究[J].科学技术与工程,2017,17(21):313-323.
- [13] 王慧.正交设计的优良性[D].上海:华东师范大学,2010.

- [14] 姚实聪,张明德,周金应,等.遗传算法在国 VI 固定式风速仪行驶阻力测试中的应用[J].中国测试,2022,48(6):1-7.
- [15] 郑义彬,邱兴宇,孙源泽,等.基于遗传算法的冷链物流配送路径优化研究[J].公路与汽运,2020(3):49-52.

收稿日期:2023-01-10