

文章编号:1671-1637(2018)02-0072-10

中置轴挂车列车操纵稳定性与参数优化

张京明¹,任泽凯^{1,2},张浩^{2,3},张红卫^{2,3}

(1. 哈尔滨工业大学(威海)汽车工程学院, 山东 威海 264209; 2. 交通运输部公路科学研究院, 北京 100088;
3. 交通运输部公路科学研究院 运输车辆运行安全技术交通行业重点实验室, 北京 100088)

摘要:为了提高中置轴挂车列车的操纵稳定性,分析了其横摆运动、侧倾运动、纵向运动、侧向运动的关系,根据汽车动力学理论,采用 MATLAB/Simulink 建立了列车四自由度动力学仿真模型,采用 TruckSim 搭建了列车的多自由度复杂非线性仿真模型,利用 VBOX 数据采集系统与 RT 陀螺仪构建了列车操纵稳定性测试系统,根据试验标准开展了列车的单车道变换实车试验与仿真试验,并对比分析了仿真与试验结果;基于列车横摆角速度后部放大系数、铰接角速度、侧向加速度后部放大系数、载荷转移率,建立了列车综合评价得分模型;通过均匀试验和多元线性回归分析理论,利用虚拟样机技术,对显著影响列车操纵稳定性的相关参数进行了优化分析。优化结果表明:优化后牵引车、中置轴挂车的相关参数都得到了不同程度的改善,牵引车、中置轴挂车横摆角速度最大值分别由 $0.107\ 2$ 、 $0.140\ 8\ \text{rad} \cdot \text{s}^{-1}$ 降低到 $0.092\ 5$ 、 $0.103\ 7\ \text{rad} \cdot \text{s}^{-1}$,中置轴挂车列车的横摆角速度后部放大系数减小了 15.15% ;牵引车、中置轴挂车侧向加速度最大值分别由 $0.21g$ 、 $0.27g$ 降低到 $0.19g$ 、 $0.20g$,中置轴挂车列车的侧向加速度后部放大系数减小 12.10% ;中置轴挂车列车的最大铰接角速度减小 23.01% ,最大载荷转移率减小了 29.41% ;列车综合评价得分由 86.66 提高到 109.02 ,综合性能得到提高。

关键词:汽车工程;中置轴挂车列车;操纵稳定性;参数优化;仿真分析;均匀试验

中图分类号:U469.5 **文献标志码:**A

Handling stability and parameter optimization of centre axle trailer train

ZHANG Jing-ming¹, REN Ze-kai^{1,2}, ZHANG Hao^{2,3}, ZHANG Hong-wei^{2,3}

(1. School of Automotive Engineering, Harbin Institute of Technology (Weihai), Weihai 264209, Shandong, China;
2. Research Institute of Highway of Ministry of Transport, Beijing 100088, China; 3. Key Laboratory of Operation Safety Technology on Transport Vehicles of Ministry of Transport, Research Institute of Highway of Ministry of Transport, Beijing 100088, China)

Abstract: To improve the handling stability of centre axle trailer train, the relationships among yaw motion, roll motion, longitudinal and lateral motion were analyzed. The 4-degree of freedom (DOF) dynamics simulation model was established by using MATLAB/Simulink based on the theory of vehicle dynamics. The multi-DOF complex nonlinearity simulation model of the train was established by using TruckSim. The handling stability testing system of the train was constructed through VBOX data acquisition system and RT gyroscope. According to the related standard, single lane change tests were carried out in real vehicle test condition and simulation test condition, and the comparative analysis between test result and simulation result was carried

收稿日期:2017-11-09

基金项目:交通运输部应用基础研究项目(2014 319 223 020);中央级公益性科研院所基本科研业务费专项资金项目(2015-9019)

作者简介:张京明(1963-),男,山东莱西人,哈尔滨工业大学(威海)教授,工学博士,从事汽车动力学研究。

out. Comprehensive evaluation score model of the train was proposed based on the rearward amplification(RA) of yaw rate, articulation rate, rearward amplification of lateral acceleration, load transfer ratio(LTR). Through virtual prototyping technology, the related parameters that have significant impacts on the handling stability of the train were optimized based on the theory of uniform test and multiple linear regression analysis. Optimization result shows that the related parameters of tractor and centre axle trailer improve in varying degrees after the optimization. The maximum yaw rates of tractor and centre axle trailer decrease from $0.107\ 2$ and $0.140\ 8\ \text{rad} \cdot \text{s}^{-1}$ to $0.092\ 5$ and $0.103\ 7\ \text{rad} \cdot \text{s}^{-1}$, respectively, and the rearward amplification of yaw rate of centre axle trailer train reduces by 15.15% . The maximum lateral accelerations of tractor and centre axle trailer decrease from $0.21g$ and $0.27g$ to $0.19g$ and $0.20g$, respectively, and the rearward amplification of lateral acceleration of centre axle trailer train reduces by 12.10% . The maximum articulation rate and maximum load transfer ratio of centre axle trailer train reduce by 23.01% and 29.41% , respectively. The comprehensive evaluation score of centre axle trailer train increases from 86.66 to 109.02 , so the comprehensive performance improves. 6 tabs, 19 figs, 26 refs.

Key words: automotive engineering; centre axle trailer train; handling stability; parameter optimization; simulation analysis; uniform test

Author resume: ZHANG Jing-ming(1963-), male, professor, PhD, whjingming@hitwh.edu.cn.

0 引言

随着《汽车、挂车及汽车列车外廓尺寸、轴荷及质量限值》(GB 1589—2016)的公布,中置轴挂车列车作为一种新型运输工具开始发挥重要作用。中置轴挂车列车^[1]是中国货运列车向模块化^[2]较长货车列车(LCV)^[3]方向发展的重要环节,其在欧美、澳大利亚等国家得到了广泛的应用^[4]。

与目前广泛应用的半挂汽车相比,一方面,中置轴挂车具有较低的质心位置,从而能改善车辆的抗侧翻性能;另一方面,中置轴挂车是通过牵引杆与牵引车相连,连接处的阻尼相对较小,高速行驶时更容易发生折叠、摆振等现象^[5]。汽车列车发生事故后所造成的损失更为严重,其运行安全引起研究人员的关注^[6]。其中,利用多体动力学软件^[7]和工程分析方法^[8],通过理论分析^[9]和设计正交试验等手段对汽车列车的参数进行匹配优化^[10],开展相关试验测试^[11],以提高汽车列车的横向操纵稳定性是该领域研究的重点。

杨秀建等通过四自由度单轨模型对半挂汽车列车的横向稳定性与失稳机理进行了研究,发现牵引点的位置是影响列车横向稳定性的重要结构参数,应把列车的牵引角作为研究对象来改善横向稳定性^[12];Sundström等研究了全挂汽车列车的横向稳定性,指出牵引车和挂车的连接位置对汽

车列车的后部放大系数有重要作用,从而影响列车的横向稳定性^[13];Kharrazi等对比了半挂汽车列车、中置轴挂车列车、全挂汽车列车等的横向稳定性,并通过对汽车列车施加控制的方法,提高了汽车列车的横向稳定性^[14],但是没有从改善汽车列车结构参数的角度来考虑提高汽车列车的横向稳定性;Ou等通过设计正交试验,分析了结构参数对半挂列车操纵稳定性的影响,认为应当通过降低半挂车质心至牵引销的距离,增加悬架刚度等措施来提高其操纵稳定性^[15],但是没有将侧向加速度及其后部放大系数、横摆角速度及其后部放大系数进行有机统一,缺乏操纵稳定性的综合评价指标;张学艳等建立了六轮电驱动铰接式自卸车操纵稳定性的数学模型,研究了质心位置与前后轮轴线距铰接点的距离对铰接式自卸车操纵稳定性的影响^[16],但是在研究结构参数对操纵稳定性的影响过程中只是采用了单一的控制变量法,并没有考虑各因素之间交互作用的影响,缺乏对车辆参数设计的指导作用;Yang等对厢式中置轴挂车列车的抗侧翻稳定性、横向稳定性与稳态回转性能进行了仿真分析,并通过实车试验对仿真模型进行了验证,指出牵引车轴距、挂车轴距、悬架刚度等对中置轴挂车列车的行驶稳定性有重要影响^[17],但是在分析横向稳定性的过程中,没有考虑载荷转移率,没能全面地阐述中置轴挂车列车

的横向稳定性,缺乏对相关参数进一步的优化研究。

经过上述分析发现,目前国内对汽车列车的研究主要集中于半挂汽车列车^[18]和拖挂式房车列车^[19],缺乏对中置轴挂车列车操纵稳定性的研究,缺少对中置轴挂车列车综合性能进行评价的指标,没有对中置轴挂车列车结构设计与货物装载的相关指导,因此,本文提出了中置轴挂车列车综合评价得分模型,指出了相关结构参数对其稳定性的影响,旨在为中置轴挂车列车的生产设计、货物装载提供参考,确保其安全运行。

1 模型建立

以牵引车纵向为 x_1 轴,以驾驶人左侧方向为 y_1 轴,以竖向为 z_1 轴,以牵引车质心位置为 O_1 ,建立牵引车坐标系 $O_1x_1y_1z_1$ 。以挂车纵向为 x_2 轴,以挂车左侧方向为 y_2 轴,以挂车竖向为 z_2 轴,以挂车质心位置为 O_2 ,建立中置轴挂车坐标系 $O_2x_2y_2z_2$ 。中置轴挂车列车坐标系见图 1,其中: d_1 为牵引车簧上质心到 z_1 轴的纵向距离; e_1 为牵引车簧下质心到 z_1 轴的纵向距离; d_2 为中置轴挂车簧上质心到 z_2 轴的纵向距离; e_2 为中置轴挂车簧下质心到 z_2 轴的纵向距离; p_1 、 p_2 分别为牵引车与中置轴挂车的侧倾角速度; u_1 、 u_2 分别为牵引车与中置轴挂车的纵向速度; v_1 、 v_2 分别为牵引车与中置轴挂车的侧向速度; r_1 、 r_2 分别为牵引车与中置轴挂车的横摆角速度。

对中置轴挂车列车结构进行简化,将挂车双轴组简化为单轴,双胎简化为单胎,忽略空气阻力、滚动阻力与旋转惯性力矩的影响。根据汽车列车动力学理论^[20],考虑牵引车和挂车的纵向运动、侧向运动、横摆运动与侧倾运动,得到中置轴挂车列车动力



图 1 中置轴挂车列车坐标系

Fig. 1 Coordinate system of centre axle trailer train

学模型见图 2,其中: L_1 为牵引车轴距; L_2 为中置轴挂车轴至牵引环的距离; a_1 、 b_1 分别为牵引车质心到前轴与后轴的距离; a_2 、 b_2 分别为中置轴挂车质心到牵引环与挂车轴的距离; c 为牵引销到牵引车后轴的距离; B_1 、 B_2 、 B_3 分别为牵引车前轴、牵引车后轴、挂车车轴的轮距; F_{y1} 、 F_{y2} 、 F_{y3} 分别为牵引车前轮、牵引车后轮、挂车车轮的侧偏力; F_{L1} 、 F_{R1} 、 F_{L2} 、 F_{R2} 分别为牵引车左前轮、右前轮、左后轮、右后轮的车轮纵向力; F_{L3} 、 F_{R3} 分别为中置轴挂车左侧与右侧车轮的纵向力; F_{A1} 、 F_{T1} 分别为牵引销与牵引环所受纵向力; F_{A2} 、 F_{T2} 分别为牵引销与牵引环所受侧向力; δ 为前轮转角; β_1 、 β_2 分别为牵引车与中置轴挂车质心侧偏角; α_1 、 α_2 、 α_3 分别为牵引车前轮、牵引车后轮、挂车车轮的轮胎侧偏角; θ 为列车铰接角。图 3 为牵引车侧倾运动模型,其中: h_{s1} 为牵引车簧上质心到侧倾轴的高度; m_{s1} 为牵引车簧上质量; g 为重力加速度; φ_1 为牵引车侧倾角; C_1 为牵引车前悬架侧倾角阻尼; τ_1 为牵引车前悬架侧倾角刚度。中置轴挂车的侧倾运动模型与牵引车相同。

根据图 2、3 的受力分析,得到牵引车与中置轴挂车横摆运动方程分别为

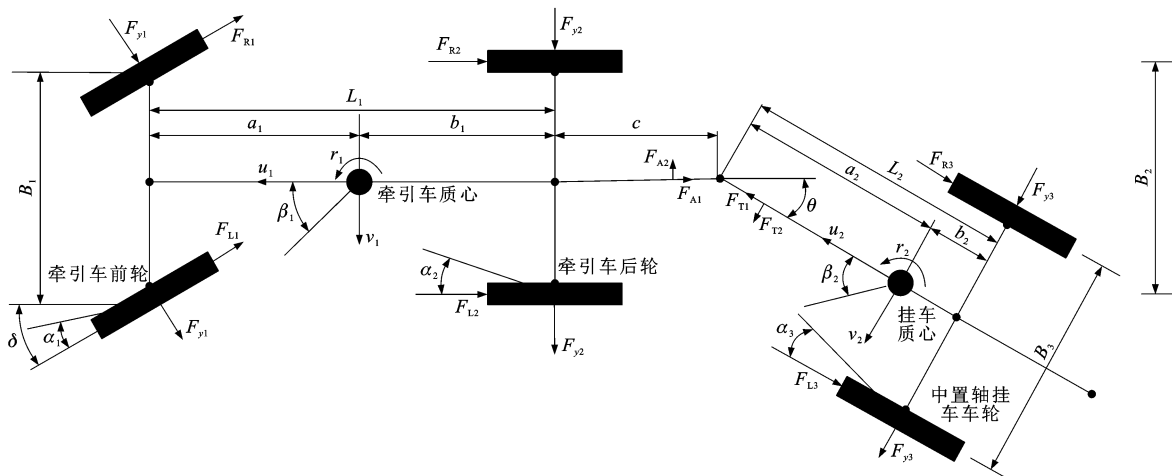


图 2 中置轴挂车列车动力学模型

Fig. 2 Dynamics model of centre axle trailer train

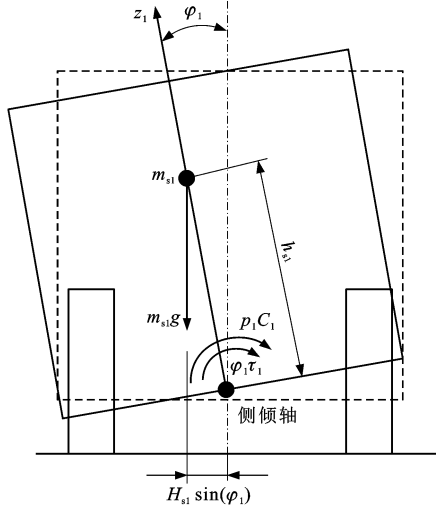


图3 牵引车侧倾运动模型

Fig. 3 Rolling motion model of tractor

$$\begin{aligned} \dot{r}_1 (I_{a1} + I_{c1} + m_{s1} d_1^2 + m_{u1} e_1^2) - \dot{p}_1 (I_{d1} + m_{s1} h_{s1} d_1) = \\ (F_{L1} - F_{R1}) \cos(\delta) \frac{B_1}{2} - (F_{L1} + F_{R1}) \sin(\delta) a_1 + \\ (F_{L2} - F_{R2}) \frac{B_2}{2} + 2F_{y1} \cos(\delta) a_1 - 2F_{y2} b_1 + \\ F_{A2} (b_1 + c) \end{aligned} \quad (1)$$

$$\begin{aligned} \dot{r}_2 (I_{a2} + I_{c2} + m_{s2} d_2^2 + m_{u2} e_2^2) - \dot{p}_2 (I_{d2} + m_{s2} h_{s2} d_2) = \\ F_{T2} a_2 - 2F_{y3} b_2 + (F_{L3} - F_{R3}) \frac{B_3}{2} \end{aligned} \quad (2)$$

式中: I_{a1} 、 I_{a2} 分别为牵引车与中置轴挂车簧上质量绕过其质心且平行于 z_1 、 z_2 轴的转动惯量; I_{c1} 、 I_{c2} 分别为牵引车与中置轴挂车簧下质量绕过其质心且平行于 z_1 、 z_2 轴的转动惯量; m_{s2} 为中置轴挂车簧上质量; m_{u1} 、 m_{u2} 分别为牵引车与中置轴挂车的簧下质量; I_{d1} 为牵引车簧上质量对过其质心且平行于 x_1 与 z_1 轴的惯性积; I_{d2} 为中置轴挂车簧上质量对过其质心且平行于 x_2 与 z_2 轴的惯性积; h_{s2} 为中置轴挂车簧上质心到侧倾轴的高度。

牵引车与中置轴挂车纵向运动方程分别为

$$m_1 (\dot{u}_1 - v_1 r_1) + m_{s1} h_{s1} p_1 r_1 = -F_{L1} \cos(\delta) - F_{R1} \cos(\delta) - 2F_{y1} \sin(\delta) - F_{L2} - F_{R2} - F_{A1} \quad (3)$$

$$m_2 (\dot{u}_2 - v_2 r_2) + m_{s2} h_{s2} p_2 r_2 = F_{T1} - F_{L3} - F_{R3} \quad (4)$$

式中: m_1 、 m_2 分别为牵引车与中置轴挂车的质量。

牵引车与中置轴挂车侧向运动方程分别为

$$m_1 u_1 (\dot{\beta}_1 + r_1) - m_{s1} h_{s1} \dot{p}_1 = -F_{L1} \sin(\delta) - F_{R1} \sin(\delta) + 2F_{y1} \cos(\delta) + 2F_{y2} - F_{A2} \quad (5)$$

$$m_2 u_2 (\dot{\beta}_2 + r_2) - m_{s2} h_{s2} \dot{p}_2 = F_{T2} + 2F_{y3} \quad (6)$$

牵引车与中置轴挂车侧倾运动方程分别为

$$(I_{b1} + m_{s1} h_{s1}^2) \dot{p}_1 - r_1 (I_{d1} + h_{s1} m_{s1} d_1) - h_{s1} m_{s1} (\dot{v}_1 + u_1 r_1) = -(\tau_1 + \tau_2) \varphi_1 +$$

$$m_{s1} g h_{s1} \varphi_1 - (C_1 + C_2) p_1 \quad (7)$$

$$(I_{b2} + m_{s2} h_{s2}^2) \dot{p}_2 - r_2 (I_{d2} + m_{s2} h_{s2} d_2) -$$

$$m_{s2} h_{s2} (\dot{v}_2 + u_2 r_2) = -\tau_3 \varphi_2 +$$

$$m_{s2} g h_{s2} \varphi_2 - C_3 p_2 \quad (8)$$

式中: I_{b1} 、 I_{b2} 分别为牵引车与中置轴挂车簧上质量绕过其质心且平行于 x_1 、 x_2 轴的转动惯量; τ_2 、 τ_3 分别为牵引车后悬架与中置轴挂车悬架侧倾角刚度; C_2 、 C_3 分别为牵引车后悬架与中置轴挂车悬架侧倾角阻尼; φ_2 为中置轴挂车侧倾角。

F_{yi} 为轮胎 i 的侧偏力, i 为 1 对应牵引车前轮, i 为 2 对应牵引车后轮, i 为 3 对应中置轴挂车车轮, 假定轮胎侧偏特性为线性, 其计算公式为

$$F_{yi} = k_i \alpha_i \quad (9)$$

$$\alpha_1 = \beta_1 + \frac{a_1 r_1}{u_1} - \delta$$

$$\alpha_2 = \beta_1 - \frac{b_1 r_1}{u_1}$$

$$\alpha_3 = \theta + \frac{[v_1 - r_1 (b_1 + c)] \cos(\theta)}{u_2} - \frac{r_2 (a_2 + b_2)}{u_2}$$

式中: k_i 为轮胎 i 的侧刚度。

假设牵引车和中置轴挂车通过牵引销与牵引环刚性连接, 得到牵引车和中置轴挂车速度耦合方程为

$$\begin{cases} u_2 = u_1 \cos(\theta) - [v_1 - r_1 (b_1 + c)] \sin(\theta) \\ v_2 = u_1 \sin(\theta) + [v_1 - r_1 (b_1 + c)] \cos(\theta) - a_2 r_2 \end{cases} \quad (10)$$

牵引车和中置轴挂车铰接点力耦合方程为

$$\begin{cases} |F_{A1}| = |F_{T1} \cos(\theta)| + |F_{T2} \sin(\theta)| \\ |F_{A2}| = |F_{T2} \cos(\theta)| - |F_{T1} \sin(\theta)| \end{cases} \quad (11)$$

列车铰接角为牵引车和中置轴挂车车身纵向线所成的夹角, 满足如下关系式

$$\dot{\theta} = r_1 - r_2 \quad (12)$$

中置轴挂车质心侧偏角 β_2 满足

$$\begin{aligned} \dot{\beta}_2 = \dot{\beta}_1 + \dot{\theta} - \frac{\dot{r}_1 (b_1 + c) u_1 - r_1 (b_1 + c) \dot{u}_1}{u_1^2} - \\ \frac{a_2 \dot{r}_2 u_2 - a_2 r_2 \dot{u}_2}{u_2^2} \end{aligned} \quad (13)$$

根据所建立的中置轴挂车列车数学模型, 在 MATLAB/Simulink 中建立列车的仿真模型。

通过汽车动力学软件 TruckSim 建立中置轴挂车列车高精度仿真模型, 见图 4。中置轴挂车列车的基本仿真参数见表 1。

2 整车试验模型验证

2.1 试验方法

根据《道路车辆——重型商用汽车列车和铰接



图 4 中置轴挂车列车 TruckSim 仿真模型

Fig. 4 Simulation model of centre axle trailer train in TruckSim

表 1 中置轴挂车列车仿真参数

Tab. 1 Simulation parameters of centre axle trailer train

参数	数值	参数	数值
牵引车整备质量/t	11.8	挂车整备质量/t	5.3
牵引车满载质量/t	17.0	挂车满载质量/t	18.0
牵引车轴距/m	5.60	挂车双轴组轴距/m	1.31
牵引车轮距/m	1.90	挂车轮距/m	1.89
牵引车前悬/m	1.51	牵引车轮胎规格	295/80R22.5
牵引车后悬/m	3.23	挂车后悬/m	3.21
牵引环直径/m	0.05	挂车轮胎规格	8.25R20
牵引销离地距离/m	0.40	牵引环到挂车轴距/m	5.46

客车横向稳定性试验方法》(GB/T 25979—2010)的要求对试验样车开展了单车道变换试验。试验在列车满载状态下进行,转向盘转角输入为完整的正弦信号,频率为 0.25 Hz,试验车速为 80 km · h⁻¹。

试验过程中,为实现对横摆角速度及其后部放大系数、侧向加速度及其后部放大系数、车身侧倾角等衡量列车操纵稳定性的重要指标^[21]的监测记录,利用 VBOX 数据采集系统、RT 陀螺仪等设备,构建中置轴挂车列车的操纵稳定性测试系统,见图 5,测试系统的实物安装位置见图 6。

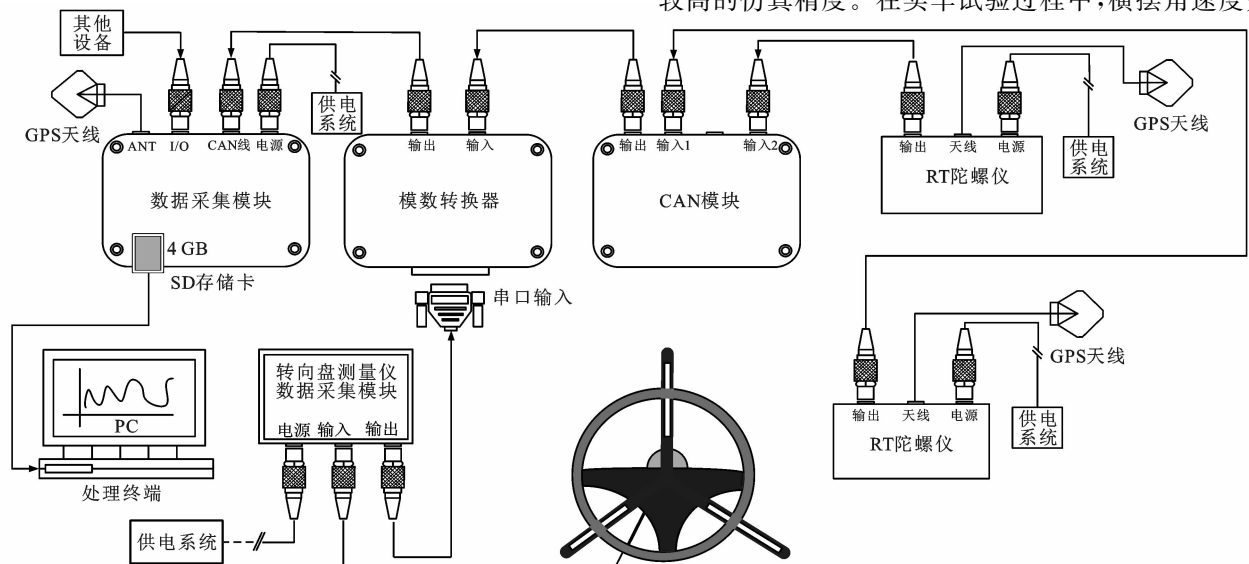


图 5 操纵稳定性测试系统

Fig. 5 Handling stability testing system



图 6 测试系统安装位置

Fig. 6 Testing system installation position

2.2 试验结果与模型验证

按照上述试验方法分别进行实车试验与仿真试验,得到试验与仿真结果见图 7~15,其中:TruckSim 仿真结果为使用汽车动力学软件 TruckSim 所建立的多自由度复杂非线性模型进行仿真得到的结果;Simulink 仿真结果为使用 MATLAB/Simulink 所建立的四自由度模型进行仿真得到的结果。

由图 7~15 可以看出:中置轴挂车列车的横摆角速度、侧向加速度、质心侧偏角的仿真与试验结果基本一致,所建立的 2 种仿真模型均能反映出中置轴挂车列车的横向运动特性;由于在 MATLAB/Simulink 中建立的四自由度模型是经过简化得到,轮胎采用的是线性侧偏特性模型,转向盘输入为标准正弦输入,故其仿真结果与试验结果稍有偏差,而通过汽车动力学软件 TruckSim 建立的多自由度非线性模型则具有较高的仿真精度。在实车试验过程中,横摆角速度是

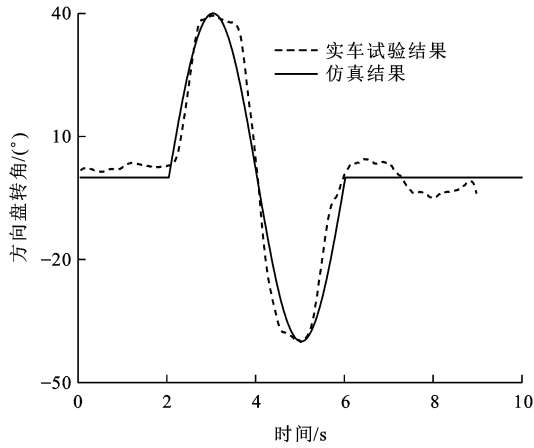


图7 方向盘转角

Fig. 7 Steering wheel angles

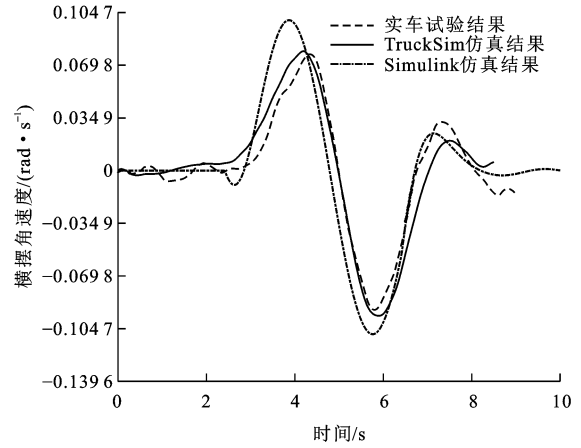


图10 中置轴挂车横摆角速度

Fig. 10 Yaw rates of centre axle trailer

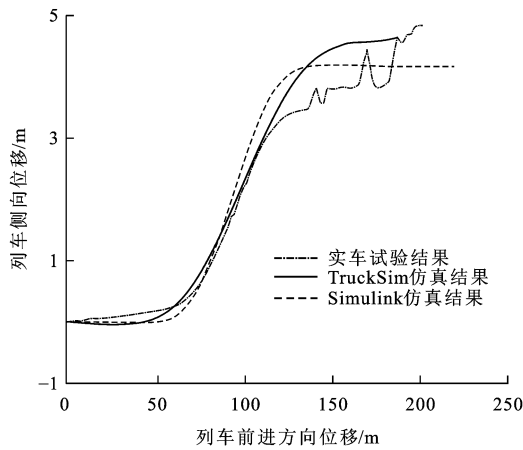


图8 仿真与试验轨迹

Fig. 8 Simulation and testing trajectories

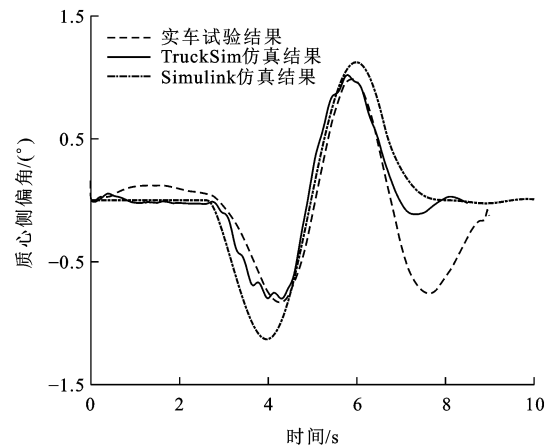


图11 牵引车质心侧偏角

Fig. 11 Centroid side slip angles of tractor

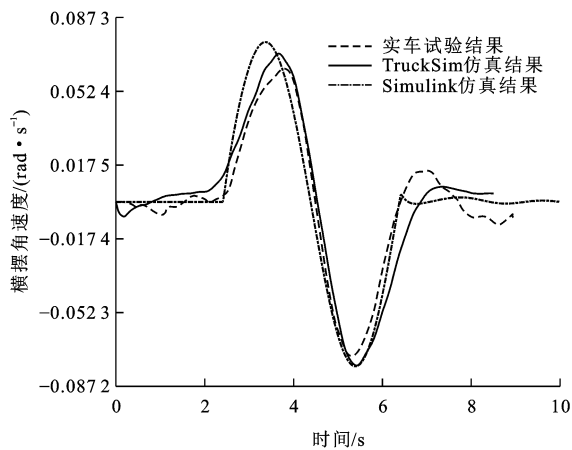


图9 牵引车横摆角速度

Fig. 9 Yaw rates of tractor

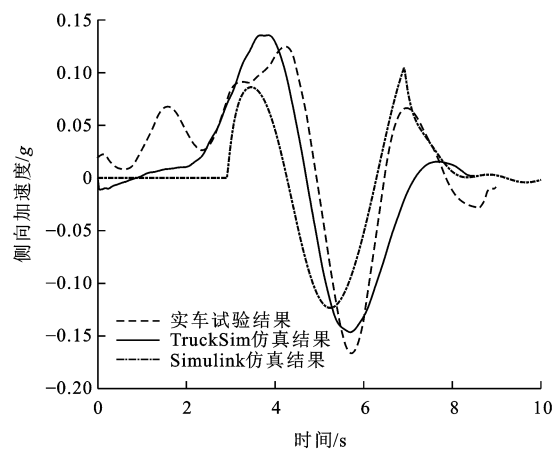


图12 牵引车侧向加速度

Fig. 12 Lateral accelerations of tractor

直接通过陀螺仪测得,试验误差较小,行驶轨迹、侧向加速度、车身侧倾角是利用基于GPS的VBOX测得,受环境影响较大,因此,综合考虑到试验条件、GPS信号误差、测量误差等原因,认为仿真误差在合理范围之内,所建立的中置轴挂车列车模型能反映实车的基

本状况,验证了理论模型的正确性。

3 参数优化

3.1 优化参数选取与优化目标确立

货物装载质心高度、中置轴挂车货物装载纵向

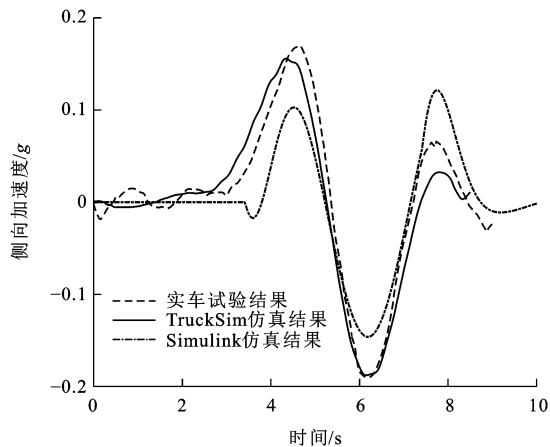


图 13 中置轴挂车侧向加速度

Fig. 13 Lateral accelerations of centre axle trailer

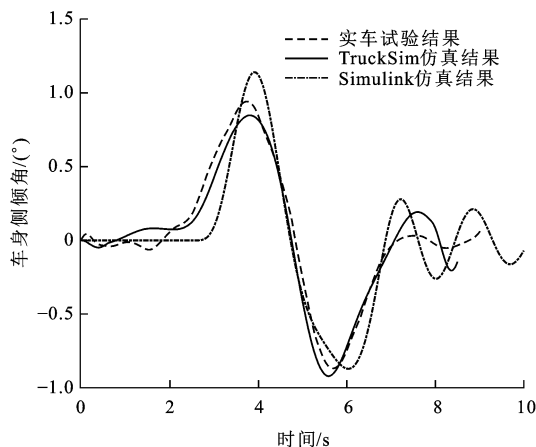


图 14 牵引车侧倾角

Fig. 14 Roll angles of tractor

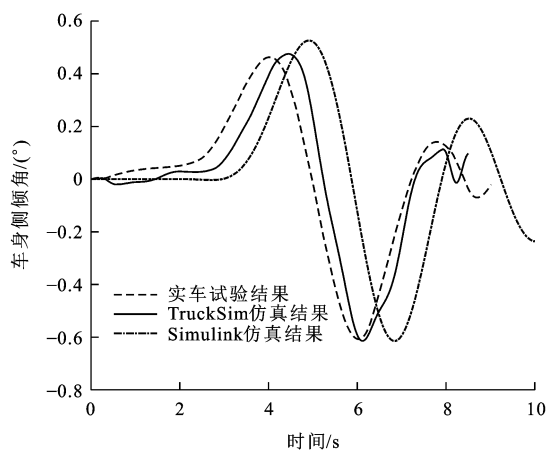


图 15 中置轴挂车侧倾角

Fig. 15 Roll angles of centre axle trailer

位置^[22]等参数对列车的操纵稳定性有重要的影响。选取了 6 个对操纵稳定性影响较大的参数作为研究对象,所选取的各个参数与水平见表 2,其中: l 为中置轴挂车双轴组中前轴至牵引环的距离; f 为中置轴挂车质心至挂车双轴组中前轴的距离; H_1 、 H_2 分

别为牵引车与挂车的装载质心高; K 为牵引车后悬架刚度。

表 2 选取的参数与水平

Tab. 2 Selected parameters and levels

水平	l/m	c/m	f/m	H_2/m	H_1/m	$K/(kN \cdot mm^{-1})$
1	5.30	0.80	1.1	1.55	1.55	1.50
2	5.50	0.93	1.0	1.73	1.73	1.69
3	5.70	1.06	0.9	1.91	1.91	1.88
4	5.90	1.19	0.8	2.09	2.09	2.07
5	6.10	1.22	0.7	2.27	2.27	2.26
6	6.30	1.45	0.6	2.49	2.49	2.45
7	6.50	1.58	0.5	2.63	2.63	2.64
8	5.70	1.71	0.4	2.81	2.81	2.83
9	6.90	1.84	0.3	2.99	2.99	3.02
10	7.10	1.97	0.2	3.17	3.17	3.21
11	7.30	2.10	0.1	3.35	3.35	3.40

目前,国内尚无对挂车列车操纵稳定性的综合评价标准^[23]。参考《汽车操纵稳定性指标限值与评价方法》(QC/T 480—1999),建立中置轴挂车列车的综合评价模型。选取横摆角速度后部放大系数为评价指标 1,铰接角速度为评价指标 2,侧向加速度后部放大系数为评价指标 3,载荷转移率为评价指标 4,分别建立了 4 个指标的单项得分模型为

$$N_j = 60 + \frac{40(n_{\max j} - n_j)}{n_{\max j} - n_{\min j}} \quad (14)$$

式中: N_j 为第 j 个指标的得分; $n_{\max j}$ 为均匀试验样本中第 j 个指标的最大值; $n_{\min j}$ 为均匀试验样本中第 j 个指标的最小值; n_j 为第 j 个指标的数值。

根据公安部交通管理局发布的 2015 年交通事故统计年报推算,汽车列车发生侧翻事故的比例约为 80%,其中折叠事故约为 20%。横摆角速度后部放大系数和铰接角速度直接反映了列车防折叠事故的能力^[24],侧向加速度后部放大系数^[25]和载荷转移率^[26]主要反映了列车的抗侧翻稳定性能,故本文建立综合评价得分模型为

$$N = 0.1N_1 + 0.1N_2 + 0.4N_3 + 0.4N_4 \quad (15)$$

式中: N 为列车操纵稳定性综合评价得分。

3.2 基于均匀试验和线性回归分析的参数优化

针对表 2 中选取的 6 个参数,选取 6 因素 11 水平的均匀试验表,利用 TruckSim 仿真模型进行单车道变换试验。试验车速为 $80 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$,路面附着系数为 0.8,试验得到综合评价得分结果见表 3。

以表 2 中的 6 个参数分别作为自变量,以表 3 中的综合评价得分为因变量,通过回归分析,建立多

表 3 均匀试验结果
Tab.3 Result of uniform test

试验序号	综合评价得分	试验序号	综合评价得分
1	90.21	7	84.77
2	74.28	8	94.62
3	74.03	9	89.67
4	84.29	10	79.52
5	91.91	11	61.19
6	78.69		

元线性回归方程为

$$N=78.42+4.81l-6.95c+20.72f-9.64H_1-4.20H_2+1.92K$$
 (16)

取显著性水平为 0.05,经显著性检验,观测值 $F_0=59.89$,查 F 分布表得 $F_{0.05}(6,4)=6.16$,故满足显著性检验判断标准 $F_0 \geq F_{0.05}(6,4)$;相关系数 R 为 0.99,因此,认为综合评价得分与 6 个优化参数之间存在高度显著的线性回归关系,11 次试验所得样本的方差分析结果见表 4。

表 4 方差分析结果
Tab.4 Variance analysis result

方差来源	平方和	自由度
回归	958.71	6
残差	10.67	4
总计	969.38	10

以所建立的多元线性回归方程式(16)为目标函数进行优化分析。假定挂车空载质心位于挂车轴上方,列车初始长度为 18.75 m,牵引车前悬和中置轴挂车后悬及双轴组轴距保持不变。根据《汽车、挂车及汽车列车外廓尺寸、轴荷及质量限值》(GB 1589—2016)中对列车长度的要求,货车列车长度不应超过 20 m,挂车长度不应超过 12 m,汽车后轴与挂车前轴之间的距离不小于 3 m。则参数优化须满足

$$\begin{cases} 3 \leq l+c \leq 8.37 \\ l \leq 7.48 \end{cases}$$
 (17)

经仿真试验,得到优化结果见表 5。

表 5 参数优化限值与结果
Tab.5 Parameter optimization limits and results

参数	下限	上限	初始值	优化值
l/m	5.00	7.48	5.46	7.48
c/m	0.80	2.10	1.41	0.80
f/m	0.00	1.10	0.42	1.10
H_2/m	1.50	3.35	1.55	1.50
H_1/m	1.50	3.35	1.71	1.50
$K/(\text{kN} \cdot \text{mm}^{-1})$	2.00	3.50	2.50	3.50

3.3 优化结果对比分析

优化前后中置轴挂车列车的横摆角速度、铰接角速度、侧向加速度、载荷转移率的时域响应曲线见图 16~19,各个指标优化前后的数值结果见表 6,从仿真结果可以看出,评价汽车列车操纵稳定性的几个重要参数在优化后都得到了较大改善。

表 6 各指标优化结果
Tab.6 Optimization results of indicators

评价指标与得分	优化前	优化后
牵引车最大横摆角速度/(rad·s ⁻¹)	0.107 2	0.092 5
挂车最大横摆角速度/(rad·s ⁻¹)	0.140 8	0.103 7
横摆角速度后部放大系数	1.32	1.12
牵引车侧向加速度/g	0.21	0.19
挂车侧向加速度/g	0.27	0.20
侧向加速度后部放大系数	1.24	1.09
列车最大铰接角速度/(rad·s ⁻¹)	0.113 8	0.087 6
载荷转移率最大值/%	0.34	0.24
预报综合得分	86.31	117.62
实际综合得分	86.66	109.02

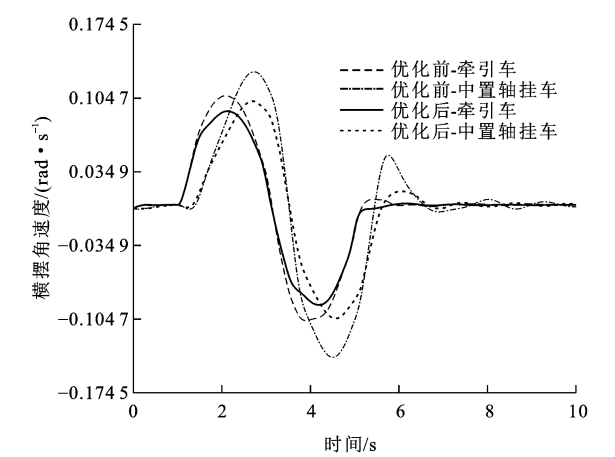


图 16 横摆角速度时域响应曲线
Fig.16 Time-domain response curves of yaw rate

由图 16、17 可见,牵引车、中置轴挂车的最大横摆角速度分别减小 13.68%与 26.39%,中置轴挂车列车的横摆角速度后部放大系数减小 15.15%;最大铰接角速度降低 23.01%。由图 18、19 可以得出:牵引车、中置轴挂车的最大侧向加速度分别减小 9.52%与 25.93%,侧向加速度后部放大系数减小 12.10%;最大载荷转移率减小 29.41%;基于线性回归分析所建立的综合评价得分模型预测较好,优化后实际得分为 109.02,超出均匀试验样本中最优值,列车综合性能得到提高。

结合理论公式和仿真结果可以发现:通过减小式(1)中牵引销至牵引车后轴的距离,可以明显减小

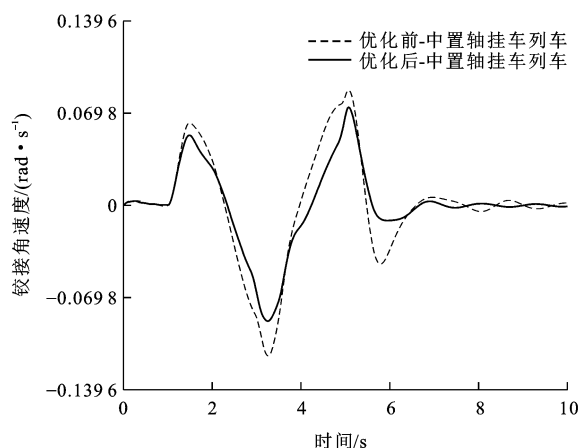


图 17 铰接角速度时域响应曲线

Fig. 17 Time-domain response curves of articulation rate

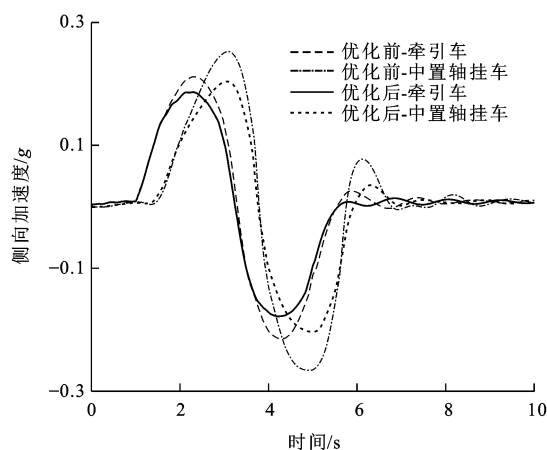


图 18 侧向加速度时域响应曲线

Fig. 18 Time-domain response curves of lateral acceleration

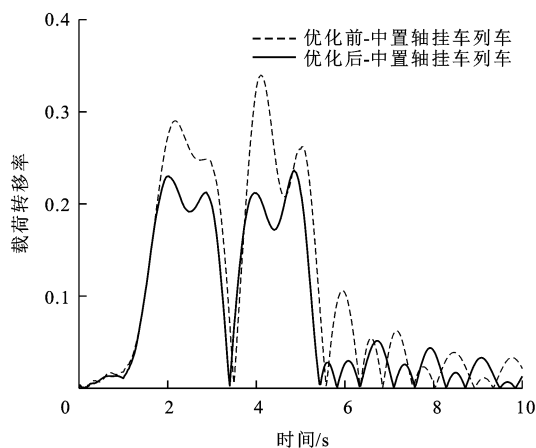


图 19 载荷转移率时域响应曲线

Fig. 19 Time-domain response curves of load transfer ratio

由中置轴挂车对货车牵引车所施加的横摆力偶矩,从而提高货车牵引车的横摆稳定性;与其他形式的铰接列车相似^[20],增加中置轴挂车牵引环至车轴的距离,可以明显减小后部放大系数,从而提高列车整体稳定性;在保证《汽车、挂车及汽车列车外廓尺寸、

轴荷及质量限值》(GB 1589—2016)中对中置轴挂车牵引销处垂直载荷要求的前提下,尽量向前布置中置轴挂车载荷,即通过增大式(2)中 b_2 的数值可以减小相同工况下轮胎侧偏力,提高挂车的横摆稳定性能;通过降低货物装载高度来减小式(7)、(8)中的质心高度,配合增加货车悬架刚度可以明显改善中置轴挂车列车侧倾稳定性。

4 结 语

(1)建立了中置轴挂车列车的动力学模型和基于 TruckSim 的高精度仿真模型,并通过了实车试验验证。从理论上解释了相关参数对中置轴挂车列车操纵稳定性的影响,同时可以为中置轴挂车列车的行驶稳定性控制技术研究提供有效参考模型。此外,使用精度较高的 TruckSim 仿真模型代替样车进行均匀试验研究,可以大大降低试验成本。

(2)利用基于 GPS 的 VBOX 数据采集系统和 RT 陀螺仪等设备,构建了中置轴挂车列车操纵稳定性测试系统。实车试验表明,该系统能够较好地列车相关参数进行测试,具有使用方便、效率高的特点,具有很好的实践意义。

(3)采用均匀试验和多元线性回归理论,建立了中置轴挂车列车综合评价得分模型。以该模型为优化目标进行参数优化,能很好改善中置轴挂车列车的操纵稳定性,为中置轴挂车列车操纵稳定性的综合优化提供了方法。

(4)明确了牵引销、牵引环位置、中置轴挂车装载质心位置等参数对中置轴挂车列车操纵稳定性的影响,为中置轴挂车列车的生产设计与从业人员的货物装载提供了重要参考,具有积极的指导意义。另外,牵引销、牵引环位置等参数也会对中置轴挂车列车的通过性产生很大影响,在提高操纵稳定性的同时满足列车通过性要求将是下一步研究的内容。

参 考 文 献 :

References :

- [1] WIDMER J A. A proposal of an international vehicle design structure for cargo combination vehicles[C]//JACOB B, NORDENG P, O'CONNOR A, et al. Proceedings of the International Conference on Heavy Vehicles. Hoboken: Wiley, 2008: 567-579.
- [2] AURELL J, WADMANT. Vehicle combinations based on the modular concept[R]. Stockholm: Nordic Road Association, 2007.
- [3] GRISLIS A. Longer combination vehicles and road safety[J]. Transport, 2010, 25(3): 336-343.
- [4] PREM H, LAMBERT A. Dynamic stability of double

- b-double road trains[C]//TRB. 7th International Symposium on Heavy Vehicle Weights and Dimensions. Washington DC: TRB, 2002: 375-384.
- [5] SHARAF A M. Directional stability of tractor-semitrailers versus truck-full trailers[J]. International Journal of Heavy Vehicle Systems, 2013, 20(1): 61-75.
- [6] HANLEY P F, FORKENBROCK D J. Safety of passing longer combination vehicles on two-lane highways[J]. Transportation Research Part A: Policy and Practice, 2005, 39(1): 1-15.
- [7] REN Ai-jun, WU Zhi-cheng, BAO Jie. Study on lateral stability of vehicle-trailer system based on multi-body dynamic simulation[J]. Advanced Materials Research, 2013, 765-767: 345-350.
- [8] 蔡世芳. 汽车操纵稳定性评价指标和参数匹配的工程分析方法[J]. 汽车工程, 1985, 7(1): 31-39, 47.
CAI Shi-fang. Engineering analytical method for determining the criteria and desirable parameters of vehicle handling performance[J]. Automotive Engineering, 1985, 7(1): 31-39, 47. (in Chinese)
- [9] 王德杉, 谢进荣. 汽车半挂车稳态转向特性的研究[J]. 汽车工程, 1989, 11(3): 23-31, 22.
WANG De-shan, XIE Jin-rong. Steady turnability of semi-trailer train[J]. Automotive Engineering, 1989, 11(3): 23-31, 22. (in Chinese)
- [10] 孙经来. 重型商用车操纵稳定性分析及参数匹配[D]. 长春: 吉林大学, 2010.
SUN Jing-lai. Analysis and parameter matching of handling stability for heavy-duty truck[D]. Changchun: Jilin University, 2010. (in Chinese)
- [11] ŠUŠTERŠIČ G, PREBIL I, AMBROŽ M. The snaking stability of passenger cars with light cargo trailers[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2014, 60(9): 539-548.
- [12] 杨秀建, 李耀平, 熊 坚. 半挂汽车列车横向稳定性与失稳机理分析[J]. 汽车工程, 2011, 33(6): 486-492.
YANG Xiu-jian, LI Yao-ping, XIONG Jian. Analysis on the lateral stability and instability mechanism of tractor-semitrailer combination[J]. Automotive Engineering, 2011, 33(6): 486-492. (in Chinese)
- [13] SUNDSTRÖM P, ANDREASSON J. Model-based design and control of long heavy vehicle combinations[C]//IEEE. 2016 IEEE Intelligent Vehicles Symposium. New York: IEEE, 2016: 790-795.
- [14] KHARRAZI S, LIDBERG M, FREDRIKSSON J. A generic controller for improving lateral performance of heavy vehicle combinations[J]. Journal of Automobile Engineering, 2013, 227(5): 619-642.
- [15] OU Chuan-Jin, LIU Xian-dong, ZHANG Hong-wei, et al. Parameters match and optimization on controllability and stability of tractor-semitrailers[C]//ASCE. The Twelfth Cota International Conference of Transportation Professionals. Reston: ASCE, 2012: 2368-2378.
- [16] 张学艳, 张文明, 罗维东, 等. 六轮电驱动铰接式自卸车操纵稳定性研究[J]. 汽车工程, 2014, 36(11): 1327-1333, 1344.
ZHANG Xue-yan, ZHANG Wen-ming, LUO Wei-dong, et al. A study on the handling stability of an articulated dump truck with six motor-driven wheels[J]. Automotive Engineering, 2014, 36(11): 1327-1333, 1344. (in Chinese)
- [17] YANG Yu-liang, YANG Yu, SUN Ying, et al. Performance optimization for the centre axle trailer combination[J]. SAE International Journal of Commercial Vehicles, 2017, 10(1): 236-244.
- [18] 朱天军, 郑红艳, 侯红娟. 基于 MATLAB 的半挂汽车列车侧倾稳定性分析[J]. 汽车技术, 2008(11): 16-20, 47.
ZHU Tian-jun, ZHENG Hong-yan, HOU Hong-juan. Roll stability analysis of semitrailer train based on MATLAB[J]. Automobile Technology, 2008(11): 16-20, 47. (in Chinese)
- [19] 韦超毅. 拖挂式房车列车操纵稳定性研究[D]. 镇江: 江苏大学, 2008.
WEI Chao-yi. Study on handling stability of caravan[D]. Zhenjiang: Jiangsu University, 2008. (in Chinese)
- [20] LUIJTEN M F J. Lateral dynamic behaviour of articulated commercial vehicles[D]. Eindhoven: Eindhoven University of Technology, 2010.
- [21] 朱天军, 李 飞, 宗长富, 等. 重型半挂车多目标稳定性控制策略[J]. 农业机械学报, 2011, 42(12): 32-37.
ZHU Tian-jun, LI Fei, ZONG Chang-fu, et al. Multi-objective stability control strategy of heavy tractor semi-trailer[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2011, 42(12): 32-37. (in Chinese)
- [22] HAC A, FULK D, CHEN H. Stability and control considerations of vehicle-trailer combination[J]. SAE International Journal of Passenger Cars Mechanical Systems, 2008, 1(1): 925-937.
- [23] 张义花, 许洪国, 刘宏飞, 等. 双挂汽车列车操纵稳定性评价指标研究[J]. 中国公路学报, 2017, 30(5): 145-151.
ZHANG Yi-hua, XU Hong-guo, LIU Hong-fei, et al. Research on the evaluation index of handling stability of tractor and double trailer combination[J]. China Journal of Highway and Transport, 2017, 30(5): 145-151. (in Chinese)
- [24] 刘宏飞, 许洪国, 曹昕燕, 等. 非典型移线下半挂汽车列车横向稳定性[J]. 江苏大学学报: 自然科学版, 2010, 31(2): 150-154.
LIU Hong-fei, XU Hong-guo, CAO Xin-yan, et al. Lateral stability of tractor-semitrailer under non-typical lane-change[J]. Journal of Jiangsu University: Natural Science Edition, 2010, 31(2): 150-154. (in Chinese)
- [25] 黄乾生. 基于差动制动的半挂汽车列车主动安全控制的仿真研究[D]. 长春: 吉林大学, 2009.
HUANG Qian-sheng. Research on simulation of active safety control of tractor-semitrailer based on differential braking[D]. Changchun: Jilin University, 2009. (in Chinese)
- [26] LARISH C, PIYABONGKARN D, TSOURAPAS V, et al. A new predictive lateral load transfer ratio for rollover prevention systems[J]. IEEE Transactions on Vehicular Technology, 2013, 62(7): 2928-2936.