

半挂汽车列车挂车转向控制方法

王 硕, 王文军, 成 波

(清华大学 车辆与运载学院, 北京 100084)

摘 要:为解决半挂汽车列车低速转向轨迹偏差和高速移线稳定性问题,采用半挂车转向控制方法,根据车间夹角推导出半挂车车轮转角,通过半挂车转向解决其低速转向时的轨迹偏差问题。同时,参考半挂车横摆角速度反馈计算半挂车车轮转角,通过半挂车转向控制解决其高速移线工况下的横向稳定性问题。最后,采用 TruckSim 中的半挂汽车列车动力学模型,分别在低速圆形转弯工况和高速单移线工况下进行仿真。仿真结果表明:本文提出的半挂车转向方法可将轨迹跟随偏差减小 92.3%,将半挂车的横摆角速度降低 33.4%。本研究为半挂汽车列车的轨迹偏差和稳定性控制提出了一种解决方案,并为进一步发展大型、长编组汽车列车提供参考。

关键词:动力学模型;半挂车;控制;轨迹偏差;稳定性

中图分类号:U469 **文献标志码:**A **文章编号:**1671-5497(2026)01-0054-10

DOI:10.13229/j.cnki.jdxbgxb.20240700

Semitrailer steering control method for tractor-semitrailers

WANG Shuo, WANG Wen-jun, CHENG Bo

(School of Vehicle and Mobility, Tsinghua University, Beijing 100084, China)

Abstract: To solve the problem of low-speed off-tracking and high-speed single lane change stability of tractor-semitrailer, this paper adopted the semitrailer steering control method. The steering angle for the wheels of the semitrailer were deduced according to the articulation angle. And the off-tracking problem could be solved by semitrailer steering control. At the same time, the steering angle was calculated by referencing its yaw rate feedback. And the lateral stability problem can be solved with semitrailer steering control under single lane change condition at high speeds. Finally, the dynamic model of tractor-semitrailer vehicle was used to do simulations under a circle case and a single lane change operation. The simulation results show that the semitrailer steering control methods reduce the off-tracking by 92.3% and the yaw rate of semitrailer by 33.4% respectively. This study proposes a solution for solving the off-tracking and lateral stability problems and provide a reference for the further development of long combination vehicle (LCV).

Key words: dynamic model; semitrailer; control; off-tracking; stability

收稿日期:2024-06-23.

基金项目:国家自然科学基金项目(52394261).

作者简介:王硕(1996-),女,博士研究生.研究方向:车辆动力学与控制. E-mail: wangshuo22@mails.tsinghua.edu.cn

通信作者:王文军(1978-),副教授,博士.研究方向:车辆动力学与控制,驾驶行为,车辆智能安全,轨道车辆动力学. E-mails: wangxiaowenjun@tsinghua.edu.cn

0 引 言

半挂汽车列车由一辆牵引车和一辆或多辆半挂车组成,是一种重型汽车列车。瑞典交通研究所的一项调查表明,使用半挂汽车列车相对单节货车平均可减少15%的燃油消耗,节约23%的成本^[1]。随着货物运输需求的增加,半挂汽车列车因其具有运输效率高、节能环保等优势,在物流行业中发挥着越来越大的作用。

尽管半挂汽车列车具有上述优势,但其在我国的发展仍受到一定限制,主要原因有以下两个。第一,与牵引车轴距和与挂车销轴距相关的轨迹偏差累积问题,使各车辆单元车轴的运动轨迹重合度较低,在转弯过程中所需曲线通道宽度较大,转向机动性较差,导致其可通行的路网和应用场景受限^[2]。过大的轨迹偏差也给其他交通参与者的安全埋下一定隐患,对于车辆单元数较多的长编组汽车列车,该问题更为突出。第二,相比较单节汽车,半挂汽车列车的横向动力学更加复杂^[3,4],牵引车的稳定性受到后方半挂车动力学特性的影响较大^[5]。在高速行驶过程中,半挂汽车列车存在后部车辆单元横向运动参数响应大于前部车辆单元的“后部放大”现象,导致其行驶稳定性变差,严重时车辆发生甩尾、折叠、侧翻等失稳问题^[6],造成严重的交通事故。因此,如何提高半挂汽车列车的行驶安全性便成了亟待解决的问题^[7]。为解决以上两大问题,本文基于半挂车可转向的方法,设计了用于解决低速行驶时的轨迹偏差累积问题和高速行驶时挂车动力学响应放大问题的挂车主动转向控制器。

国内外学者针对半挂汽车列车的轨迹偏差累积问题和高速稳定性问题开展了大量研究,常用的控制方法主要有差动制动^[8-11]/驱动主动转向^[12-15]。其中主动制动/驱动受到制动器或路面条件的限制,导致对轨迹偏差问题的改善效果有限,因此,针对轨迹偏差问题,主要通过挂车随动转向和主动转向来提高车辆的通过性,文献^[16,17]提出了挂车随动转向技术,该技术一定程度上可以改善挂车对牵引车轨迹的跟随能力,但由于随动转向角度较小,因此,改善效果有限。主动转向是指基于控制规则计算挂车转向角,可根据车辆状态实时计算挂车的转向和转角大小,且挂车转角范围较大,理论上可以实现挂车对牵引车更好的轨迹跟踪^[18]。文献^[19]采用半挂汽车列车线性

动力学模型设计了一种线性二次型调节器,一定程度上抑制了轨迹偏差累积问题,但由于在小半径工况下,车轮转向角较大,线性动力学模型精度不够,因此,该线性二次型调节器不适用于解决小半径工况下的轨迹偏差累积问题。文献^[20]根据挂车实际路径与目标路径间的偏差量调整挂车轮转角以提高挂车对牵引车路径的跟随性。文献^[21]设计了一种基于线性动力学的挂车附加横摆力矩控制器,通过模糊控制规则,根据牵引车与半挂车的轨迹偏差和轨迹偏差的变化率输出挂车单元应施加的附加横摆力矩。

针对横向稳定性问题,现有研究主要采用主动转向、主动制动控制和直接横摆力矩控制等方法来改善其横向稳定性,并取得了一定成果,但频繁的制动控制会在一定程度上影响到驾乘员的舒适性^[22]。为了解决其横向稳定性问题,针对挂车主动转向控制方法进行了大量研究,文献^[23]提出了一种线性二次型最优控制方法,通过主动转向控制改善了高速工况下的挂车响应放大现象。文献^[24]提出了模型预测方法,通过控制最后一节挂车主动转向提高了半挂汽车列车高速工况下的稳定性。文献^[25]提出了对牵引车和挂车同时进行主动转向控制的方法,抑制牵引车和挂车横摆角速度响应,从而提高半挂汽车列车的高速稳定性。

综上所述,现有半挂汽车列车的稳定性控制方法存在以下几个问题。第一,依赖于精确的汽车列车动力学模型,会导致控制算法的实际应用效果受限;第二,控制器依赖参数较多,包括质心侧偏角、侧向速度、轨迹与目标路径偏差等;第三,同时将牵引车后桥和半挂车桥设置为转向桥成本高昂,且由于我国牵引车和半挂车为不同厂家分开设计、生产和销售的现状,导致其实际推广和应用困难。

针对现有研究方法的不足,本文分别设计了基于运动学几何关系的轨迹偏差控制器和基于半挂车横摆角速度的高速稳定性反馈控制器。其中,轨迹偏差控制器参考铰接角对挂车进行主动转向控制,通过挂车与牵引车轨迹重合时所满足的几何关系,计算出挂车转角与铰接角的关系,铰接角可通过传感器获取。横向稳定性控制器仅参考半挂车的横摆角速度作为输入参数,输出半挂车的主动转向角。此外,本文分析了横向稳定性

与控制器反馈参数之间的关系,并给出了不同车速下的最佳反馈参数选取方法。横向稳定性控制器仅需在半挂车上安装横摆角速度传感器,测量其横摆角速度,结合车辆当前车速和给出的控制器反馈参数对半挂车进行转向控制。最后,分别选取低速下的圆周工况和高速下的移线工况,并利用 TruckSim 软件中的半挂汽车列车模型对本文控制策略的有效性进行验证。本文主要的创新点如下:

(1)设计了一种基于铰接角度的挂车主动转向控制方法,改善了半挂汽车列车轨迹偏移问题。在铰接点处安装铰接角传感器,通过测量铰接角度直接计算出半挂车的主动转向角度,不依赖车辆动力学模型。

(2)设计了一种仅基于半挂车横摆角速度反馈的横向稳定性控制器,单独对半挂车进行主动转向控制,并分析了控制器反馈系数与车辆稳定性的关系,给出了反馈参数选取原则。该控制器不依赖车辆模型,不需要车间通信,仅需半挂车进行控制,可迁移性强。

1 半挂汽车列车动力学模型

为了研究半挂汽车列车的动力学特性,本文借鉴半挂汽车列车多自由度动力学建模方法^[26],建立了包括牵引车侧向速度、横摆角速度、牵引车-半挂车铰接角度、铰接角速度状态变量在内的线性动力学模型。图 1 为半挂汽车列车结构示意图。图 1 中 x_1 - y_1 - z_1 和 x_2 - y_2 - z_2 分别为固结于牵引车和半挂车质心的车辆坐标系。

图 2(a)(b)分别为牵引车和半挂车受力分析示意图,其中 β_1 为牵引车质心侧偏角; β_2 为半挂车质心侧偏角; O_1 为牵引车质心; O_2 为半挂车质心。其他设计参数见表 1。

由受力分析可知,牵引车和半挂车的横向和横摆运动微分方程如式(1)~(4)所示:

表 1 半挂汽车列车参数

Table 1 Parameters and values of tractor-semitrailer

符号	含义说明	数值	单位	符号	含义说明	数值	单位
m_1	牵引车质量	10 219	kg	I_1	牵引车横摆转动惯量	39 951.5	$\text{kg}\cdot\text{m}^2$
m_2	半挂车质量	12 665	kg	I_2	半挂车横摆转动惯量	67 928	$\text{kg}\cdot\text{m}^2$
a_1	牵引车前轴到其质心的距离	1.11	m	c_{s1}	牵引车前轴等效侧偏刚度	-349 430	N/rad
b_1	牵引车后轴到其质心的距离	2.79	m	c_{s2}	牵引车后轴等效侧偏刚度	-491 540	N/rad
a_2	半挂车质心到铰接点的距离	5.221	m	c_{s3}	半挂车轴等效侧偏刚度	-333 890	N/rad
b_2	半挂车后轴到其质心的距离	4.779	m	$L_{f(i=1,2)}$	牵引车轴距和半挂车销轴距	3.9, 10	m
d	牵引车后轴到铰接点的距离	0.5	m				

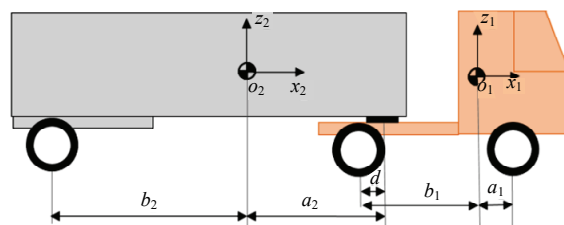
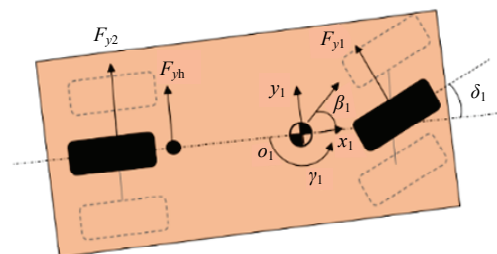
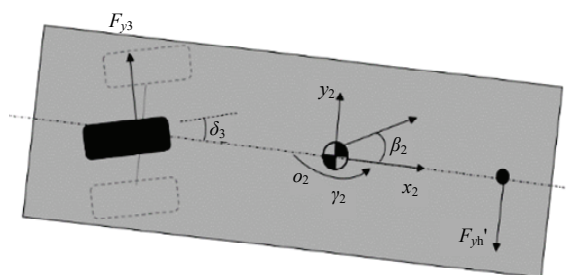


图 1 半挂汽车列车结构示意图

Fig. 1 Semitrailer structure schematic diagram



(a)牵引车



(b)半挂车

图 2 牵引车和半挂车受力分析示意图

Fig. 2 Schematic diagram of tractor and semitrailer force analysis

$$m_1(\dot{v}_1 + u_x r_1) = F_{y1} + F_{y2} + F_{yh} \quad (1)$$

$$I_1 r_1 = F_{y1} a_1 - F_{y2} b_1 - F_{yh} c \quad (2)$$

$$m_2(\dot{v}_2 + u_x r_2) = -F_{yh} + F_{y3} \quad (3)$$

$$I_2 r_2 = -F_{y3} b_2 - F'_{yh} a_2 \quad (4)$$

式中: F_{yh} 、 F'_{yh} 为铰接点处的相互作用力; u_x 为半挂汽车列车纵向车速; v_1 、 v_2 分别为牵引车和半挂车质心处的侧向速度; F_{yi} ($i=1, 2, 3$) 为各轴的轮胎侧

偏力。

半挂车和牵引车在铰接点处的运动约束关系如下:

$$\dot{v}_2 = -u_x \dot{\theta} + \dot{v}_1 - c\dot{r}_1 - a_2 \dot{r}_1 - a_2 \ddot{\theta} \quad (5)$$

式中: θ 为牵引车与半挂车间的铰接角; c 为牵引车质心到铰接点距离, 且 $c = d + b_1$; 轮胎侧偏力为:

$$F_{yi} = C_{si} \alpha_i \quad (6)$$

式中: $C_{si}(i=1, 2, 3)$ 为各轴的等效侧偏刚度; α_i 为各车轮轮胎侧偏角。

各轴等效轮胎的侧偏角分别由式(7)(8)(9)计算:

$$\alpha_1 = \frac{v_1 + a_1 r_1}{u_x} - \delta_1 \quad (7)$$

$$\alpha_2 = \frac{v_1 - b_1 r_1}{u_x} \quad (8)$$

$$\alpha_3 = \frac{v_2 - b_2 r_2}{u_x} - \delta_3 \quad (9)$$

半挂汽车列车的状态向量表示为:

$$X = [v_1, r_1, \theta, \dot{\theta}]^T \quad (10)$$

则其动力学模型的状态空间方程可表示如下:

$$\dot{X} = AX + BU + C\delta_1 \quad (11)$$

式中: $A = M^{-1}N$, $B = M^{-1}P$, $C = M^{-1}T$ 。 $U = [\delta_3]$ 为系统输入参数矩阵。

矩阵 M 、 N 、 T 、 P 的具体表达式如下:

$$M = \begin{bmatrix} m_1 + m_2 & -m_2(c + a_2) & -m_2 a_2 & 0 \\ -m_2 c & I_1 + m_2(c + a_2) & m_2 a_2 c & 0 \\ -m_2 a_2 & I_2 + m_2 c(c + a_2) & I_2 + m_2 a_2^2 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}, P = \begin{bmatrix} -C_{s2} & -C_{s3} \\ C_{s2} b_1 & C_{s3} c \\ 0 & C_{s3}(a_2 + b_2) \\ 0 & 0 \end{bmatrix}, T = \begin{bmatrix} -C_{s1} \\ -C_{s1} a_1 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix},$$

$$N = \begin{bmatrix} \frac{C_{s1} + C_{s2} + C_{s3}}{u_x} & -(m_2 + m_3)u_x + \frac{C_{s1} a_1 - C_{s2} b_1 - C_{s3}(a_2 + b_2 + c)}{u_x} & -\frac{C_{s3}(a_2 + b_2)}{u_x} & -C_{s3} \\ \frac{C_{s1} a_1 - C_{s2} b_1 - C_{s3} c}{u_x} & \frac{C_{s1} a_1^2 + C_{s2} b_1^2 + C_{s3}(a_2 + b_2 + c)c}{u_x} + m_2 u_x c & \frac{C_{s3} c(a_2 + b_2)}{u_x} & C_{s3} c \\ -\frac{C_{s3}(a_2 + b_2)}{u_x} & \frac{C_{s3}(a_2 + b_2 + c)(a_2 + b_2)}{u_x} + m_2 u_x a_2 & \frac{C_{s3}(a_2 + b_2)^2}{u_x} & C_{s3}(a_2 + b_2) \\ 0 & 0 & 1 & 0 \end{bmatrix}$$

根据表 1 中动力学参数值, 采用 TruckSim 建立半挂汽车列车动力学模型, 通过仿真对比验证本文建立的线性模型的正确性。选择车速为 88 km/h, 牵引车前轮转角幅值为 1° 且频率 0.1 Hz 的单周期正弦输入作为仿真工况。

图 3 给出了本文所建立的半挂汽车列车 3 自由度动力学模型与 TruckSim 中非线性动力学模

型的侧向加速度与横摆角速度的响应结果。由图 3 中两种半挂汽车列车侧向加速度和横摆角速度响应结果对比可知, 本文建立的半挂汽车列车的线性动力学模型与基于 TruckSim 建立的非线性模型动力学响应规律相同, 且偏差较小, 因此, 该线性模型在满足小侧向加速度和铰接角假设的情况下能够较好地反映车辆的运动特性。

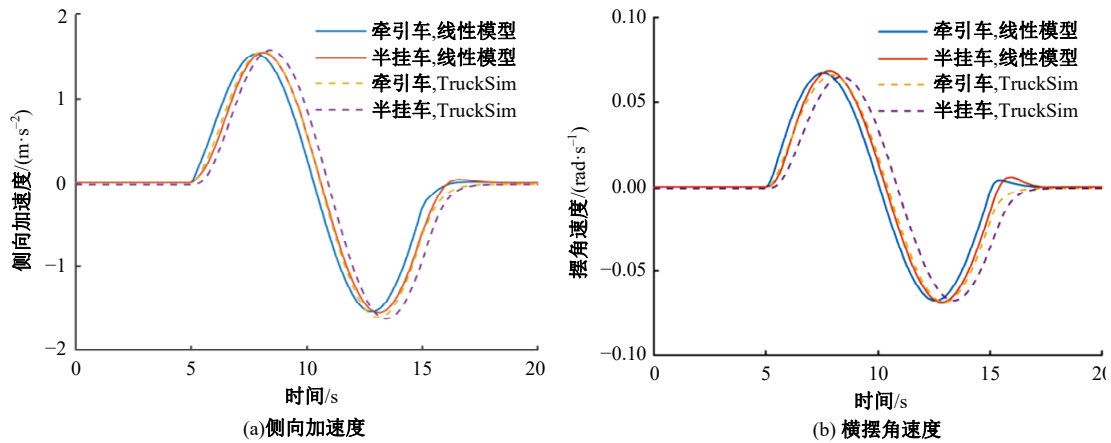


图 3 半挂汽车列车横向动力学响应对比结果

Fig. 3 Comparison results of lateral dynamic responses of tractor-semitrailer vehicle

2 轨迹偏差控制器设计

本文提出基于牵引车与半挂车之间铰接角的半挂车主动转向控制方法以抑制其转弯过程中牵引车与半挂车的轨迹偏差问题。该控制方法只需在铰接点处安装铰接角度传感器来获取铰接角,并根据铰接角计算出半挂车所需的主动转向角度。

假设铰接点距离牵引车后轴的纵向距离忽略不计,确保转向过程中半挂车车轴与铰接点轨迹重合,则可推算出半挂车轴转向角,图4中 R 表示半挂车轴中心的行驶轨迹半径。

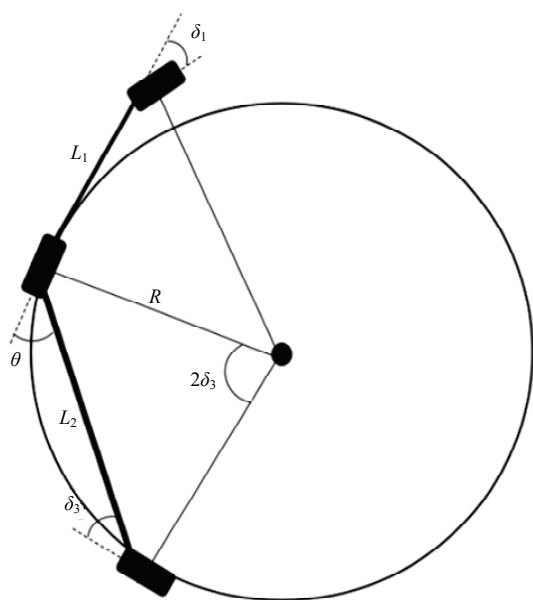


图4 半挂汽车列车轨迹示意图

Fig. 4 Schematic diagram of tractor-semitrailer trajectory

如图4所示,转向过程中半挂车轴中心与铰接点轨迹重合时存在式(12)和式(13)所示关系。

$$\pi - 2\delta_3 = 2\left(\frac{\pi}{2} - \theta\right) \quad (12)$$

$$\delta_3 = \theta \quad (13)$$

通过角度传感器检测半挂汽车列车的车间夹角 θ ,然后根据式(13)实时计算所得的转角对半挂车进行主动转向控制。

3 横向稳定性控制器设计

通过对半挂汽车列车线性动力学模型系统矩阵 A 的特征根分布,对半挂汽车列车的稳定性进行分析。

图5给出了半挂汽车列车在5~120 km/h车速范围内系统特征根 λ 随车速的变化情况,黑色

方形和圆形分别代表纵向车速为20 km/h和120 km/h时系统特征根的位置。箭头表示随着车速加快系统特征根的变化趋势,可以看出,随车速加系统特征根越接近虚轴,即稳定性裕量越小。当车速超过第一特征车速 v_1 (车速 $v_1=19$ km/h对应的系统的4个特征根分别为: $\lambda_1=-25.6814i$, $\lambda_2=-0.533$, $\lambda_3=-10.2286+0.4615i$, $\lambda_4=-10.2283+0.4615i$)后,系统开始出现复数特征根,牵引车的响应开始出现振荡现象;当车速大于等于第二特征车速 v_2 (车速 $v_2=54$ km/h对应的系统特征根分别为 $\lambda_1=-5.7559+3.1518i$, $\lambda_2=-2.4550+0.1578i$, $\lambda_3=2.4550+0.1578i$, $\lambda_4=-2.4550-0.1578i$),系统的两对特征根均变为复数根,牵引车和半挂车的横向动力学响应均出现振荡现象。

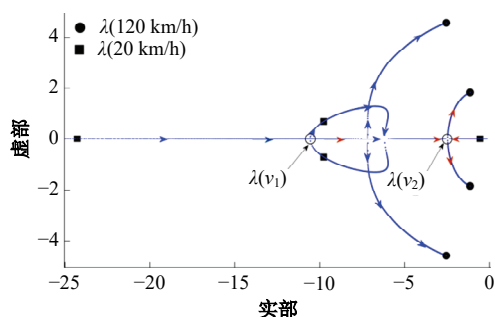


图5 半挂汽车列车特征根随车速变化关系

Fig. 5 Relationship between the eigenvalues and the forward speeds of tractor-semitrailer vehicle

根据以上对半挂汽车列车横向动力学系统稳定性的分析结果,本文提出了基于半挂车横摆角速度的反馈控制方法,对半挂车进行主动转向控制,提高半挂汽车列车高速移线工况下的稳定性。首先,单独在半挂车上安装横摆角速度传感器,通过检测其横摆角速度的变化率识别移线过程,当横摆角速度变化率较大或正负发生变化时,半挂汽车列车在进行高速移线运动;横摆角速度变化率较小或不变时,其在稳态转向运动。当检测到半挂汽车列车处于高速移线过程中,启动基于横摆角速度的稳定性控制算法。根据当前车速和本文提出的控制器反馈参数的选择方法确定合适的控制器参数;根据横摆角速度反馈信息和所设计的控制器输出挂车的转角;最后,对半挂车进行主动转向控制。该基于半挂车横摆角速度进行反馈,如式(14)所示:

$$\delta_3 = -k_x r_2 \quad (14)$$

为了研究不同反馈参数 k_x 下汽车列车的稳

定性,对半挂汽车列车的反馈闭环控制系统进行稳定性分析,根据式(14)可将反馈控制输入改写为式(15):

$$\delta_3 = -k_x(r_1 + \dot{\theta}) \quad (15)$$

将反馈控制输入改为向量形式,如式(16)所示:

$$U = [\delta_3] = -[0, k_x, k_x 0] [v_1, r_1, \dot{\theta}, \theta]^T \quad (16)$$

令 $K_c = [0, k_x, k_x 0]$, 故 $U = -K_c X$ 。将其代入状态空间方程(11)可得闭环车辆系统的状态空间方程为:

$$\dot{X} = (A - BK_c)X + C\delta_1 \quad (17)$$

其次,对式(17)所示的半挂汽车列车的反馈闭环系统稳定性进行分析,指出控制器反馈参数对半挂汽车列车稳定性的影响。图6给出了选择不同控制器参数 k_x 时,半挂汽车列车闭环系统 $\tilde{A} = A - BK_c$ 根轨迹的变化情况(彩图见电子版,下同)。

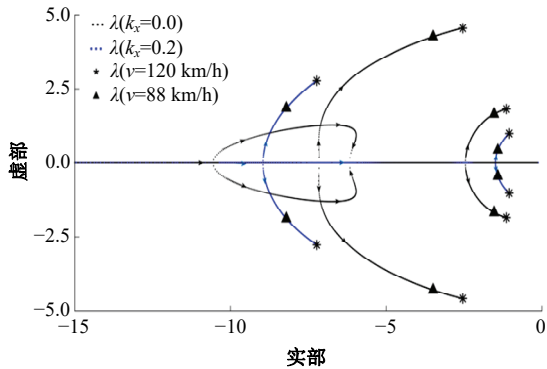
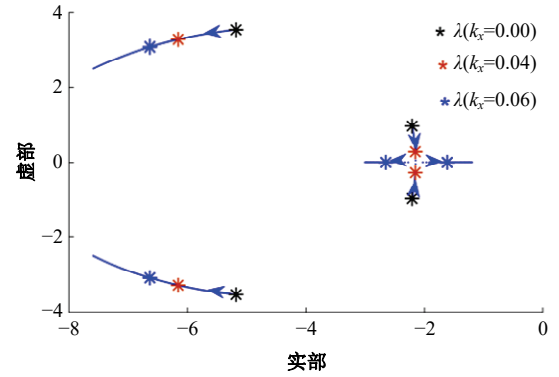


图6 不同反馈参数时特征根随速度的变化关系

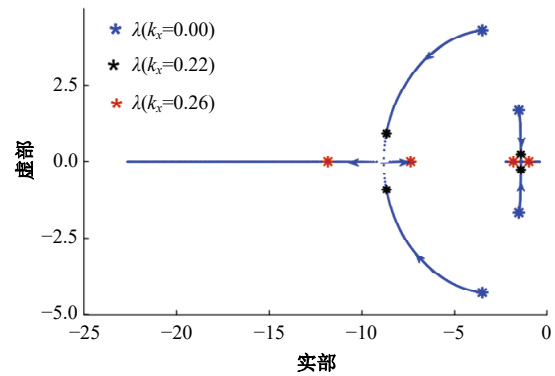
Fig. 6 Eigenvalues versus forward speeds for different feedback parameters

黑色线条代表 $k_x = 0$, 即无反馈控制时系统特征根随车速的变化情况;蓝色线条代表 $k_x = 0.2$, 即系统特征根随速度的变化情况。可以看出,反馈控制参数的选取对右侧一对特征根实部的影响较小,即对系统稳定性影响较小;对左侧一对特征根影响明显,使左侧一对特征根远离虚轴,提高系统的稳定性裕量。

图7为半挂汽车列车在车速分别为60 km/h和88 km/h时闭环系统特征根随 k_x 变化的轨迹,箭头表示特定车速下随 k_x 的增加系统特征根的移动方向。由图7(a)可以看出,当车速较低时,随着 k_x 的增加左侧一对特征根与虚轴的距离显著增大,右侧一对特征根沿虚轴方向靠近实轴,且率先变为一对相等的实根。此后继续增加 k_x ,左



(a)车速为60 km/h



(b)车速为88 km/h

图7 不同车速时系统特征根分布与控制器反馈参数 k_x 的关系

Fig. 7 Relationship between eigenvalues and controller feedback parameters at different forward speeds

侧一对特征根继续远离虚轴,右侧一对特征根之一则开始沿实轴靠近虚轴,对系统的稳定性裕量产生不利影响。因此,在车速相对较低工况下,以右侧一对特征根变为实数且不再靠近虚轴,同时使左侧一对特征根尽可能远离虚轴作为 k_x 的选定原则。

由图7(b)可以看出,当车速较高时,随着 k_x 的增加右侧一对特征根以较慢速度向实轴方向靠近,与虚轴的距离基本不变;左侧一对特征根则快速向远离虚轴方向移动,且率先调整为一对相等的实根。此后,继续增加 k_x ,虽然右侧一对特征根仍继续靠近实轴,与虚轴的距离基本保持不变,但左侧一对特征根之一则开始沿实轴向虚轴方向移动,对系统的稳定性裕量产生不利影响。因此,在车速相对较高的工况下,以左侧一对复数特征根调整为实数根并不再向虚轴靠近作为 k_x 的选定原则。

由图5可知,半挂汽车列车车速达到 v_2 ,两对特征根都变为复数,牵引车和半挂车均呈现振荡

特性。鉴于此,本文提出在车速高于 v_2 时开始施加挂车主动转向控制,以保证车辆的稳定性。结合前述控制器的 k_x 选定原则,图8中给出了车速大于 v_2 时 k_x 的值。

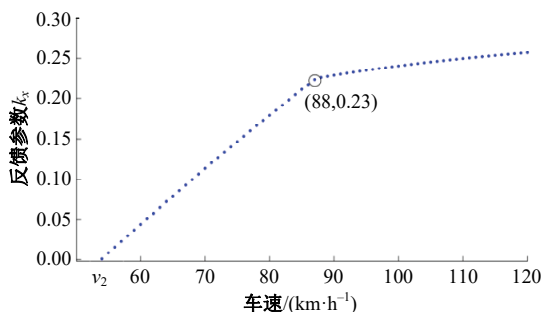


图 8 不同车速时反馈参数选取值

Fig. 8 Feedback parameters at different speeds

4 主动转向控制联合仿真验证

由图5分析可知,车速低于 v_1 时两对特征根均为实数,系统不呈现振荡特性;车速大于 v_2 时两对特征根均为复数,系统振荡加剧。结合第3节对车辆稳定性及其控制方法的分析,本文提出车速低于 v_1 时进行轨迹偏差控制,车速高于 v_2 时进行稳定性控制的半挂车汽车列车挂车主动转向整体控制策略。

4.1 低速圆形道路工况仿真

根据 GB 1589—2016^[27]规定,设置圆形路况进行仿真验证。图9给出了 TruckSim 中半挂车汽车列车以 10 km/h 在圆形道路转弯过程中,半挂车无控制和有转向控制时的运动轨迹,图中多个半挂列车代表不同时刻的车辆姿态,实际运行仿真过程中仅一辆半挂车汽车列车。可以看出,对半挂车施加主动转向控制后,其通道圆宽度^[27]明显减小。

图10为半挂车转向控制前后各车轴中心的运动轨迹。由图10可知,车辆在未施加挂车转向控制时,牵引车前轴中心轨迹半径为 11.5 m,半挂车轴中心轨迹半径为 5.37 m,与牵引车前轴轨迹偏差 6.13 m;半挂车转向控制后,牵引车前轴中心轨迹半径不变,半挂车车轴轨迹半径变为 11.18 m,与牵引车轨迹偏差为 0.45 m,即采用本文提出的半挂车主动转向控制方法,其半挂车车轴中心与牵引车前轴中心轨迹偏差减小了 92.3%,通道圆宽度变小,证明了该轨迹偏差控制方法的有效性。

由图11可知,低速行驶时半挂车的转向角与

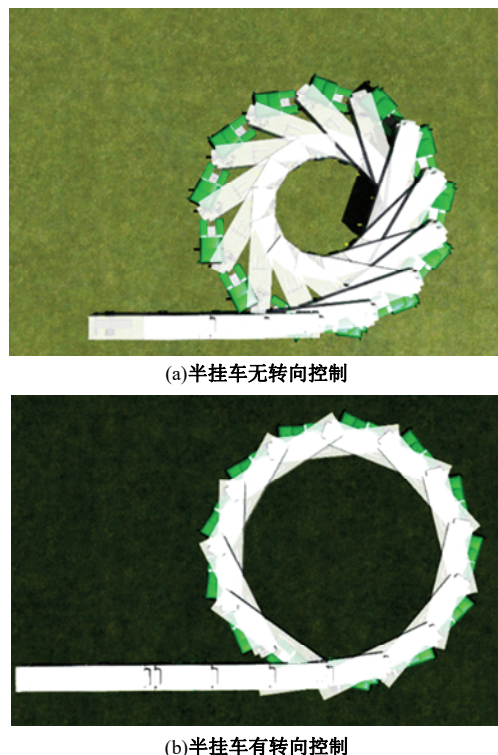


图 9 TruckSim 内部半挂车汽车列车半挂车主动转向控制前后仿真动画

Fig. 9 Simulation animation before and after active steering control of tractor-semitrailer vehicle in TruckSim

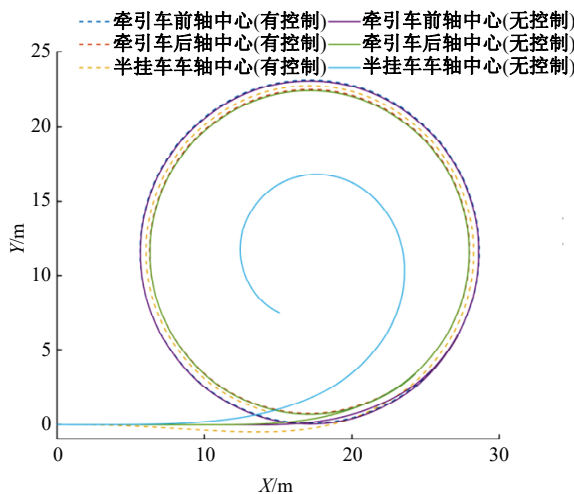


图 10 TruckSim 内部半挂车汽车列车转向控制前后各车轴中心轨迹

Fig. 10 Trajectories of each axle center of tractor-semitrailer vehicle before and after active steering control within TruckSim

牵引车前轴转向角相反,这是因为车辆低速行驶过程中,后方车轮反向转向可以改善车辆的操作轻便性,减小转弯半径,提高其机动性。

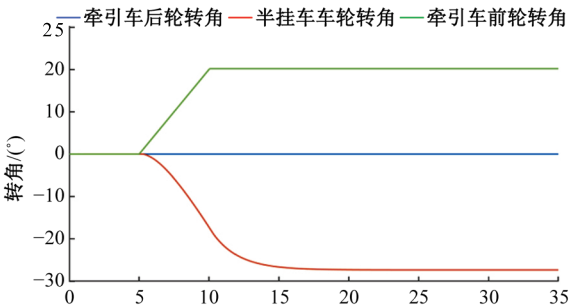


图 11 半挂汽车列车各车轴车轮转角
Fig. 11 Steering angles of tractor-semitrailer vehicle

4.2 高速单移线仿真

根据标准 ISO 14791^[28],选择车速为 88 km/h 的单移线工况,该车速下控制器反馈参数选择 0.23。采用后部放大系数(Rearward amplification, RWA)作为衡量稳定性的评价指标。RWA 定义为在单移线过程中,最后一节车辆单元的横摆角速度峰值与第一节车辆单元的横摆角速度峰值的比值^[27]。图 12 给出了半挂汽车列车的目标轨迹。

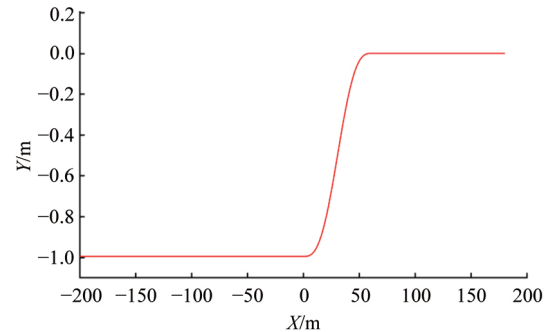


图 12 目标轨迹
Fig. 12 Target trajectory

为进一步对比本文所提控制算法的有效性,同时采用线性二次型(Linear quadratic regulator, LQR)算法对半挂汽车列车的移线稳定性进行控制。图 13 给出了半挂汽车列车无控制,采用反馈算法和 LQR 算法对半挂车进行转向控制时的侧向加速度和横摆角速度响应。由图 13(a)中侧向加速度响应对比可知,无转向控制,反馈控制和采用 LQR 控制时对应的半挂车侧向加速度最大值分别为 0.84、0.86 和 0.75 m/s²,牵引车侧向加速度无明显变化。由图 13(b)可知,无转向控制,反馈控制和采用 LQR 控制时对应的横摆角速度最大值分别为 0.038、0.025 和 0.035 rad/s(2.18、1.43 和 2.01 %/s),牵引车横摆角速度无明显变化,因此,反馈控制和 LQR 控制半挂车转向均可改变半挂车的横摆角速度,分别使半挂车横摆角

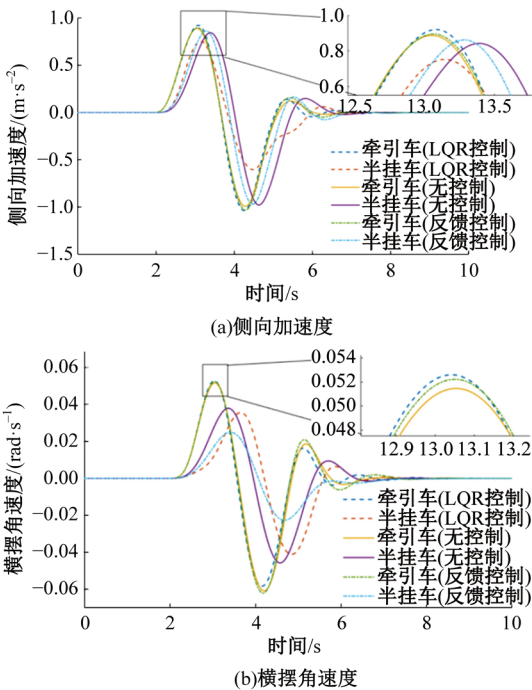


图 13 半挂车控制前后横向动力学响应
Fig. 13 Lateral dynamics responses of semitrailer before and after control

速度下降了 34.4% 和 7.8%。
由表 1 可知,相比于 LQR 控制算法,本文反馈控制算法可显著减弱半挂车的横摆角速度效应,RWA 由 0.74 减小至 0.48。由此可知,本文提出的基于半挂车横摆角速度的反馈控制有效改善了其横向稳定性。且相比于采用 LQR 控制算法,本文所提的基于半挂车横摆角速度的反馈算法不依赖模型的准确性和车辆的相关的参数,所需参考参数较少,因此,具有更高的实用性。

表 1 半挂车控制前后侧向动力学响应对比

Table 1 Comparison of lateral dynamic responses before and after semitrailer control						
类别	无控制		LQR 控制		反馈控制	
	$a_y/(m \cdot s^{-2})$	$r(\text{rad} \cdot s^{-1})$	$a_y/(m \cdot s^{-2})$	$r(\text{rad} \cdot s^{-1})$	$a_y/(m \cdot s^{-2})$	$r(\text{rad} \cdot s^{-1})$
牵引车	0.886	0.051	0.919	0.053	0.895	0.052
半挂车	0.841	0.038	0.751	0.035	0.861	0.025
RWA	0.95	0.745	0.82	0.66	0.96	0.48

图 14 给出了在半挂车无反馈的转向控制和有反馈的转向控制时半挂汽车列车各车轴中心的运动轨迹。可以看出,在对半挂车施加主动转向控制后,牵引车对目标轨迹跟随效果保持不变;但在转弯过程中半挂车与目标轨迹的偏差由转向控制前的 0.06 m 减小为 0.04 m,即对半挂车施加主

动转向控制提高其稳定性的同时保证了其轨迹的重合度。

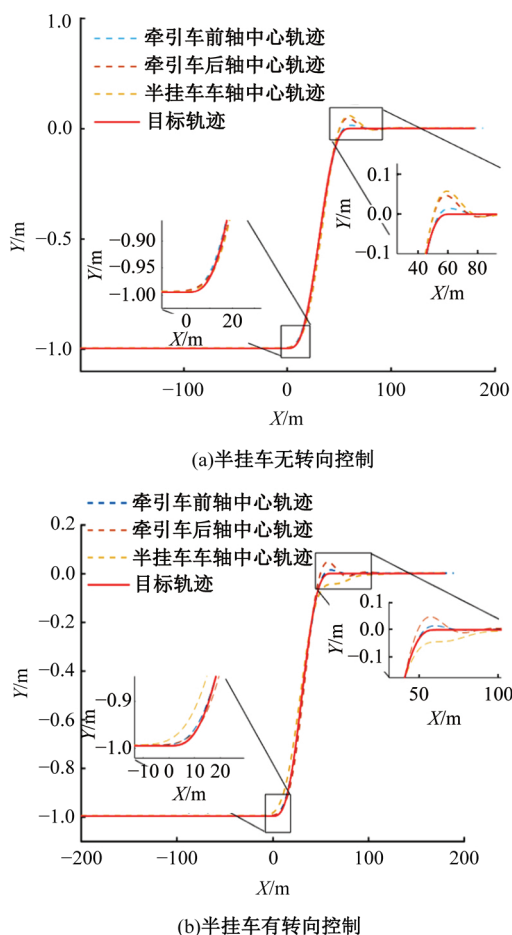


图 14 半挂车转向控制前后各车轴中心运动轨迹图

Fig. 14 Trajectory of each axle center before and after steering control of the tractor-semitrailer vehicle

5 结 论

(1) 半挂汽车列车低速转向过程中采用半挂车与车间夹角相等的转向控制方法,可有效改善低速转向工况下的轨迹偏差问题。

(2) 提出基于半挂车横摆角速度的反馈控制,控制器反馈参数的选择可提高系统的稳定性,但并非反馈参数越大系统稳定性越好。

(3) 随纵向车速的加快,反馈控制器参数选择增加,但针对特定车速下,反馈控制器的选择可通过保证系统稳定裕度最大确定,从而提高移线工况下的稳定性。

参考文献:

[1] Backman H, Nordstroem R. Improved performance of European long haulage transport[R]. Linköping:

TFK Rapport, 2002.

- [2] Jujnovich B A, Cebon D. Path-following steering control for articulated vehicles[J]. Journal of Dynamic Systems Measurement & Control, 2013, 135(3): No. 031006.
- [3] Bako S, Dogo J N, Umar M B, et al. Improving the stability of semi-trailer articulated vehicles[J]. International Journal of Research in Science & Engineering (IJRISE), 2023, 3(4): 2394-8299.
- [4] Esmaeili N, Kazemi R, Tabatabaei Oreh S H. Design of a new integrated controller (braking and steering) to maintain the stability of a long articulated vehicle[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, 2020, 234(5): 981-1013.
- [5] Wenwei W, Wei Z, Hanyu Z, et al. Yaw stability control through independent driving torque control of mid and rear wheels of an articulated bus[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 2020, 234(13): 2947-2960.
- [6] Deng Z W, Zhao Q X, Zhao Y Q, et al. Active LQR multi-axle-steering method for improving maneuverability and stability of multi-trailer articulated heavy vehicles[J]. International Journal of Automotive Technology, 2022, 23(4): 939-955.
- [7] Kharrazi S, Lidberg M, Fredriksson J. A generic controller for improving lateral performance of heavy vehicle combinations[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 2013, 227(5): 619-642.
- [8] Li B, Rakheja S. Jackknifing prevention of tractor-semitrailer combination using active braking control [C]//SAE Paper, 2015-2746.
- [9] 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.
- [10] Shamim R, Islam M M, He Y. A comparative study of active control strategies for improving lateral stability of car-trailer systems [C]//SAE Paper, 2011-0959.
- [11] Vempaty S, He Y, Zhao L. An overview of control schemes for improving the lateral stability of car-trailer combinations[J]. International Journal of Vehicle Performance, 2020, 6(2): 151-199.
- [12] Wang B, Zha H, Zhong G, et al. Integrated active steering control strategy for autonomous articulated vehicles[J]. International Journal of Heavy Vehicle

- Systems, 2020, 27(5): 565-599.
- [13] Cheng C, Cebon D. Improving roll stability of articulated heavy vehicles using active semi-trailer steering [J]. Vehicle System Dynamics, 2008, 46(Sup. 1): 373-388.
- [14] Kim K, Guan H, Wang B, et al. Active steering control strategy for articulated vehicles[J]. Frontiers of Information Technology & Electronic Engineering, 2016, 17(6): 576-586.
- [15] Milani S, Samim Ünlüsoy Y, Marzbani H, et al. Semitrailer steering control for improved articulated vehicle manoeuvrability and stability[J]. Nonlinear Engineering, 2019, 8(1): 568-581.
- [16] 宋年秀, 苏建, 苏丽俐, 等. 半挂汽车列车弯道行驶工况下轴偏角对行驶稳定性影响的仿真分析[J]. 汽车技术, 2010(2): 33-37.
- Song Nian-xiu, Su Jian, Su Li-li, et al. Analysis on the influence of axial deviation angle on driving stability when semi-trailer train running in a curve[J]. Automobile Technology, 2010(2): 33-37.
- [17] 徐晓美, 石静, 王芑, 等. 拖挂式运材车挂车后轮转向技术研究[J]. 林业工程学报, 2017, 2(6): 110-115.
- Xu Xiao-mei, Shi Jing, Wang Peng, et al. Rear wheel steering technology study on the trailer of timber transport vehicles[J]. Journal of Forestry Engineering, 2017, 2(6): 110-115.
- [18] Islam M M, Ding X, He Y. A closed-loop dynamic simulation-based design method for articulated heavy vehicles with active trailer steering systems[J]. Vehicle System Dynamics, 2012, 50(5): 675-697.
- [19] 邓召文, 孔昕昕, 高伟. 半挂汽车列车多轴主动转向控制策略研究[J]. 重庆交通大学学报: 自然科学版, 2023, 42(8): 139-146.
- Deng Zhao-wen, Kong Xin-xin, Gao Wei. Multi-axis active steering control strategy of semi-trailer trains [J]. Journal of Chongqing Jiaotong University(Natural Science Edition), 2023, 42(8): 139-146.
- [20] 徐晓美, 张磊, 刘凯, 等. 半挂汽车列车挂车主动转向控制研究[J]. 汽车技术, 2018(11): 36-40.
- Xu Xiao-mei, Zhang Lei, Liu Kai, et al. Research on active steering control of trailer wheels for a tractor-semitrailer[J]. Automobile Technology, 2018 (11): 36-40.
- [21] 代馥光. 半挂汽车列车路径跟随控制研究 [D]. 长春: 长春工业大学机电工程学, 2018.
- Dai Fu-guang. Research on the path following control of tractor-semitrailer[D]. Changchun: School of Mechanical and Electrical Engineering, Changchun University of Technology, 2018.
- [22] 张楷祥, 周庆辉. 半挂汽车列车高速变道横向稳定性控制研究[J]. 现代制造工程, 2022(4): 68-75.
- Zhang Kai-xiang, Zhou Qing-hui. Lateral stability control of high-speed lane change of semi-trailer train [J]. Modern Manufacturing Engineering, 2022(4): 68-75.
- [23] Milani S, Samim Ünlüsoy Y, Marzbani H, et al. Semitrailer steering control for improved articulated vehicle manoeuvrability and stability[J]. Nonlinear Engineering, 2019, 8(1): 568-581.
- [24] Bahaghighat M K, Kharrazi S, Lidberg M, et al. Predictive yaw and lateral control in long heavy vehicles combinations[C]//The 49th IEEE Conference on Decision and Control(CDC), Atlanta, USA, 2010: 6403-6408.
- [25] Emheisen M A, Emirler M T, Ozkan B. Lateral stability control of articulated heavy vehicles based on active steering system[J]. International Journal of Mechanical Engineering and Robotics Research, 2022, 11(8): 575-582.
- [26] 李洪雪, 李世武, 孙文财, 等. 考虑垂向-侧向运动的半挂列车动力学建模及分析[J]. 吉林大学学报: 工学版, 2021, 51(2): 549-556.
- Li Hong-xue, Li Shi-wu, Sun Wen-cai, et al. Dynamic modeling and analysis of semi-trailers considering ride and lateral motions[J]. Journal of Jilin University(Engineering and Technology Edition), 2021, 51 (2): 549-556.
- [27] GB1589—2016. 汽车、挂车及汽车列车外廓尺寸、轴荷及质量限值[S].
- [28] ISO 14791:2000-04. Road vehicles—Heavy commercial vehicle combinations and articulated buses—Lateral stability test methods[S].