

$$F_{Hx} = F_{xr} - m_2 a_x \quad (4)$$

以挂车为研究对象,有:

$$\sum M_{O_2} = 0, F_{zr} L_2 + F_{xr} z_2 L_2 + m_2 a_x (x_2 L_2 - z_2 L_2) - W_2 n_2 L_2 = 0 \quad (5)$$

$$\sum F_x = 0, F_{Hy} - W_2 + F_{zr} = 0 \quad (6)$$

$$\sum F_y = 0, F_{Hx} - m_2 a_x - F_{xr} = 0 \quad (7)$$

联合式(1)~(7),得车辆牵引车前后轴、半挂车车轴法向载荷为:

$$\begin{aligned} F_{z1} &= W_1(1-n_1) + W_2(1-n_2)(1-y) + \\ & a_x [m_1 x_1 + m_2 z_1 + m_2(x_2 - z_2)(1-y)] + F_{xr} [z_2 - (z_1 + y z_2)] \\ F_{z2} &= W_1 n_1 + W_2(1-n_2)y + \\ & a_x [-m_1 x_1 - m_2 z_1 + m_2 y(x_2 - z_2)] + \\ & F_{xr}(z_1 + y z_2) \\ F_{zr} &= W_2 n_2 - m_2 a_x(x_2 - z_2) - F_{xr} z_2 \end{aligned} \quad (8)$$

1.2 轮胎模型

运用纵滑魔术公式轮胎模型(见图2),车辆制动过程中的动力学方程为:

$$2F_{x1} + 2F_{x2} + 2F_{xr} = (m_1 + m_2) a_x \quad (9)$$

$$F_{xi} = D_i \sin\{C_i \tan^{-1}[B_i S_i - E_i(B_i S_i - \tan^{-1}(B_i S_i))]\} \quad (10)$$

式中: F_{xi} 为各轴单侧轮胎的制动力; a_x 为制动减速度; B 、 C 、 D 由拟合参数作用的轮胎的垂直载荷和外倾角确定。

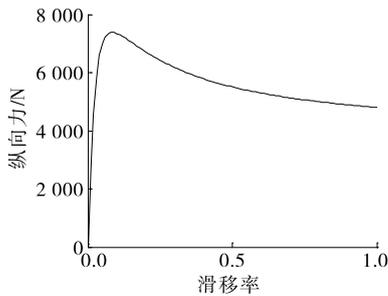


图2 魔术公式轮胎模型

2 基于滑移率的制动力分配

车轮是否抱死及前后轴抱死的先后顺序都对汽车的制动稳定性有影响。汽车制动时,各车轴理想的制动力大小应能随各车轴动载荷的变化而变化,更理想的情况是各轴同时抱死。制动力分配应同时考虑车辆的制动稳定性与制动距离,其中制动稳定性是首要考虑的问题。文献[8]提出的等滑移率制动方法虽能保证制动距离最小,但不能保证车辆有

最好的稳定性。制动过程中如果挂车制动力小于牵引车制动力,挂车将对牵引车产生推动力,车辆易发生折叠;相反,当挂车制动力大于牵引车制动力时,牵引车会给挂车一个拉力作用,半挂车具有较好的制动稳定性。因此,制订半挂车制动力分配方案时应尽量使半挂车产生第二种情况。下面基于经典的约束优化理论研究半挂车制动力分配策略。

2.1 优化方法

目标函数为:

$$f = \sqrt{\omega_1 S_f^2 + \omega_2 S_m^2 + \omega_3 S_r^2 + \omega_4 S_1^2} \quad (11)$$

约束条件为:

$$\begin{aligned} S_1 &= \left(\frac{2F_{xr} - 2F_{xm} - 2F_{xf}}{c} \right) \\ 2F_{xf} + 2F_{xm} + 2F_{xr} - (m_1 + m_2) a_x &= 0 \end{aligned} \quad (12)$$

式中:目标函数 f 是在保证车辆方向稳定性的前提下使滑移率保持在较小值; ω_1 、 ω_2 、 ω_3 、 ω_4 为权重系数; F_{xf} 、 F_{xm} 、 F_{xr} 由魔术轮胎公式计算得出; c 为常数。

利用拉格朗日方法构造拉格朗日函数:

$$g = f + \lambda [2F_{xf} + 2F_{xm} + 2F_{xr} - (m_1 + m_2) a_x] \quad (13)$$

式中: λ 为拉格朗日乘数。

由式(8)~(10)可知,纵向力 F_{xf} 、 F_{xm} 的取值和 F_{xr} 有关,而 F_{xr} 和滑移率 S_r 有关。据此得 $\frac{\partial F_{xm}}{\partial S_f}$ 、

$\frac{\partial F_{xr}}{\partial S_f}$ 、 $\frac{\partial F_{xr}}{\partial S_m}$ 、 $\frac{\partial F_{xf}}{\partial S_m}$ 、 $\frac{\partial F_{xm}}{\partial S_f}$ 的值为零。

$$\frac{\partial g}{\partial S_f} = \frac{\partial f}{\partial S_f} + 2\lambda \left(\frac{\partial F_{xf}}{\partial S_f} + \frac{\partial F_{xm}}{\partial S_f} + \frac{\partial F_{xr}}{\partial S_f} \right) = 0$$

$$\frac{\partial g}{\partial S_m} = \frac{\partial f}{\partial S_m} + 2\lambda \left(\frac{\partial F_{xf}}{\partial S_m} + \frac{\partial F_{xm}}{\partial S_m} + \frac{\partial F_{xr}}{\partial S_m} \right) = 0$$

$$\frac{\partial g}{\partial S_r} = \frac{\partial f}{\partial S_r} + 2\lambda \left(\frac{\partial F_{xf}}{\partial S_r} + \frac{\partial F_{xm}}{\partial S_r} + \frac{\partial F_{xr}}{\partial S_r} \right) = 0$$

$$\frac{\partial g}{\partial \lambda} = 2F_{xf} + 2F_{xm} + 2F_{xr} - (m_1 + m_2) a_x = 0 \quad (14)$$

简化方程组(14)得:

$$\frac{\partial F_{xf}}{\partial S_f} \left[\omega_2 S_m - \frac{\omega_4}{c^2} (F_{xr} - F_{xf} - F_{xm}) \frac{\partial F_{xm}}{\partial S_m} \right] -$$

$$\left[\omega_1 S_f - \frac{\omega_4}{c^2} (F_{xr} - F_{xf} -$$

$$F_{xm}) \frac{\partial F_{xf}}{\partial S_f} \right] \frac{\partial F_{xm}}{\partial S_m} = 0$$

$$2F_{x_f} + 2F_{x_m} + 2F_{x_r} - (m_1 + m_2) a_x = 0$$

$$\frac{\partial F_{x_f}}{\partial S_f} \left[\omega_3 S_r + \frac{\omega_4}{c^2} (F_{x_r} - F_{x_f} - F_{x_m}) \right]$$

$$\left(\frac{\partial F_{x_r}}{\partial S_r} - \frac{\partial F_{x_f}}{\partial S_r} - \frac{\partial F_{x_m}}{\partial S_r} \right) - [(\omega_1 S_f -$$

$$\frac{\omega_4}{c^2} (F_{x_r} - F_{x_f} - F_{x_m}) \frac{\partial F_{x_f}}{\partial S_f}] \cdot$$

$$\left(\frac{\partial F_{x_f}}{\partial S_r} + \frac{\partial F_{x_m}}{\partial S_r} + \frac{\partial F_{x_r}}{\partial S_r} \right) = 0 \quad (15)$$

在求解方程组(15)时,用魔术轮胎公式表示 F_{x_f} 、 F_{x_m} 、 F_{x_r} ,从而得到滑移率 S 与制动减速度 a_x 的关系式。权重系数 ω_i 的取值决定各车轴滑移率所占比重,从而分配各车轴制动力。如图3所示,改变车辆某车轴权重系数,该车轴的滑移率将随之变化。如保持牵引车轴权重系数 ω_1 不变时,随着另外3个车轴权重系数 ω_2 、 ω_3 、 ω_4 的增加,牵引车前轴的滑移率增加。因此,选取合适的权重系数能得到不同减速度下期望滑移率优化值。

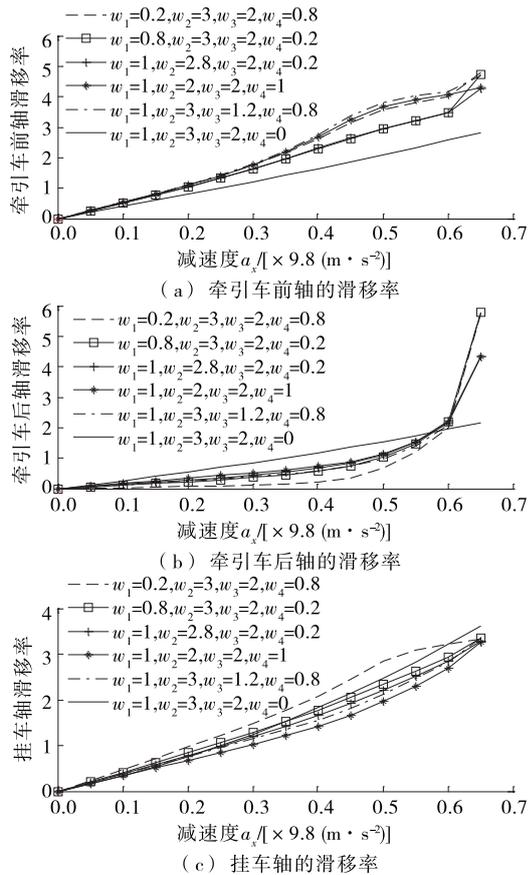


图3 牵引车轴、挂车轴滑移率随减速度的变化

2.2 轮胎力估计

2.2.1 估计模型

优化实现方案中轮胎纵向力的估计采用扩展卡

尔曼滤波法,算法采用文献[9]中的车辆模型。

$$\begin{cases} \dot{x}_1 = v_{y1} r_1 + \frac{1}{m_1} \sum F_{x1} \\ \dot{y}_1 = -v_{x1} r_1 + \frac{1}{m_1} \sum F_{y1} \\ \dot{r}_1 = \frac{1}{I_{z1}} \sum M_{z1} \\ \dot{x}_2 = v_{y2} r_2 + \frac{1}{m_2} \sum F_{x2} \\ \dot{y}_2 = -v_{x2} r_2 + \frac{1}{m_2} \sum F_{y2} \\ \dot{r}_2 = \frac{1}{I_{z2}} \sum M_{z2} \end{cases} \quad (16)$$

式中:

$$\sum F_{x1} = -(F_{x1fl} + F_{x1fr}) \cos \delta_1 - F_{x1rl} - F_{x1rr} - (F_{y1fl} + F_{y1fr}) \sin \delta_1 + F_{x21} \quad (17)$$

$$\sum F_{y1} = F_{y1rl} + F_{y1rr} + (F_{y1fl} + F_{y1fr}) \cos \delta_1 - (F_{x1fl} + F_{x1fr}) \sin \delta_1 - F_{y21} \quad (18)$$

$$\sum M_{z1} = [(F_{x1fr} - F_{x1fl}) \cos \delta_1 + (F_{y1fr} - F_{y1fl}) \sin \delta_1] L_{y1F}/2 + [(F_{y1fl} + F_{y1fr}) \cos \delta_1 - \sin \delta_1 (F_{x1fl} + F_{x1fr})] n_1 L_1 + (F_{x1rr} - F_{x1rl}) L_{y1R}/2 - (F_{y1rl} + F_{y1rr}) (1 - n_1) L_1 \quad (19)$$

$$\sum F_{x2} = -F_{x2rl} - F_{x2rr} - F'_{x12} \cos \beta - F'_{y12} \sin \beta \quad (20)$$

$$\sum F_{y2} = F_{y2rl} + F_{y2rr} - F'_{x12} \sin \beta + F'_{y12} \cos \beta \quad (21)$$

$$\sum M_{z2} = (F_{x2rr} - F_{x2rl}) L_{y2}/2 - (F_{y2rl} + F_{y2rr}) (1 - n_2) L_{x2} + (F'_{y12} \cos \beta - F'_{x12} \sin \beta) n_2 L_{x2} \quad (22)$$

式中: F_{x1fl} 、 F_{x1fr} 、 F_{x1rl} 、 F_{x1rr} 、 F_{x2fl} 、 F_{x2fr} 、 F_{y1fl} 、 F_{y1fr} 、 F_{y1rl} 、 F_{y1rr} 、 F_{y2rl} 、 F_{y2rr} 分别为各轮胎的纵向力和侧向力; δ_1 为前轮转角; β 为牵引角。

各车轮转动方程为:

$$I_{wi} \dot{\omega}_i = M_{\mu} - F_{xi} R_i \quad (23)$$

轮胎力估计模型由式(16)~(23)构成,即:

$$\dot{x}_A = \begin{bmatrix} \dot{x}(t) \\ \dot{F} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} f[x(t), F(t), u(t)] \\ AF(t) \end{bmatrix} +$$

$$w = f_A[x_A(t), u(t)] + w \quad (24)$$

$$y(t) = h_A[x_A(t), u(t)] + v \quad (25)$$

$x_A(t)$ 为扩展向量,由扩展前的状态向量

$x(t)$ 和 $F(t), \dot{F}(t)$ 共 24 个状态变量组成,其中:

$$\begin{aligned} x(t) &= [v_{x1}, v_{y1}, v_{x2}, v_{y2}, r_1, r_2, \omega_{1fl}, \omega_{1fr}, \\ &\quad \omega_{1rl}, \omega_{1rr}, \omega_{2rl}, \omega_{2rr}] \\ F(t) &= [F_{x1fl}, F_{x1fr}, F_{x1rl}, F_{x1rr}, F_{x2rl}, F_{x2rr}] \\ \dot{F}(t) &= [\dot{F}_{x1fl}, \dot{F}_{x1fr}, \dot{F}_{x1rl}, \dot{F}_{x1rr}, \dot{F}_{x2rl}, \dot{F}_{x2rr}] \\ \text{观测方程为:} \\ z(t) &= [a_{x1}, a_{y1}, a_{x2}, a_{y2}, r_1, r_2, \omega_{1fl}, \\ &\quad \omega_{1fr}, \omega_{1rl}, \omega_{1rr}, \omega_{2rl}, \omega_{2rr}]^T = \\ &\quad h[x(t), F(t), u(t)] + n(t) \end{aligned} \quad (26)$$

2.2.2 实现过程

轮胎力估计实现过程如下:1) 车辆状态、轮胎力及轮胎力一阶导数的估计传递[见式(27)];2) 误差协方差估计传递[见式(28)];3) 滤波增益计算[见式(29)];4) 车辆状态、轮胎力及轮胎力一阶导数估计更新[见式(30)];5) 误差协方差估计更新[见式(31)].

$$\begin{aligned} \dot{\hat{x}}_A[t_k(-)] &= \hat{x}_A[t_{k-1}(+)] + \\ &\quad \int_{t_{k-1}}^{t_k} f\{\hat{x}_A[\tau(-)], u(\tau), \tau\} d\tau \end{aligned} \quad (27)$$

$$\begin{aligned} P[t_k(-)] &= P[t_{k-1}(+)] + \int_{t_{k-1}}^{t_k} [F(\tau)P(\tau) + \\ &\quad P(\tau)F^T(\tau) + L(\tau)Q_c(\tau)L^T(\tau)] d\tau \end{aligned} \quad (28)$$

$$\begin{aligned} K(t_k) &= P[t_k(-)]H^T(t_k)\{H(t_k) \cdot \\ &\quad P[t_k(-)]\}H^T(t_k) + R_c(t_k) \end{aligned} \quad (29)$$

$$\begin{aligned} x[t_k(+)] &= \hat{x}[t_k(-)] + K(t_k)\{z(t_k) - \\ &\quad h[\hat{x}[t_k(-)], t_k]\} \end{aligned} \quad (30)$$

$$P[t_k(+)] = [I_n - K(t_k)H(t_k)]P[t_k(-)] \quad (31)$$

2.2.3 算法验证

采用方向盘双移线工况验证上述估计算法的准确性,由轮胎力估计效果(见图4)可看出:所采用的估计算法能估计出车辆的纵向力,满足控制策略实现的要求。

2.3 路面附着系数识别

基于模糊控制方法设计路面识别器,模糊控制的输入为车轮实时滑移率和纵向利用附着系数,经过输入量模糊化、逻辑推理和清晰化过程,通过对比模糊控制的输出与 Burckhardt 轮胎模型路面标准曲线(见图5)的相似程度,由式(32)识别当前路面的附着系数。

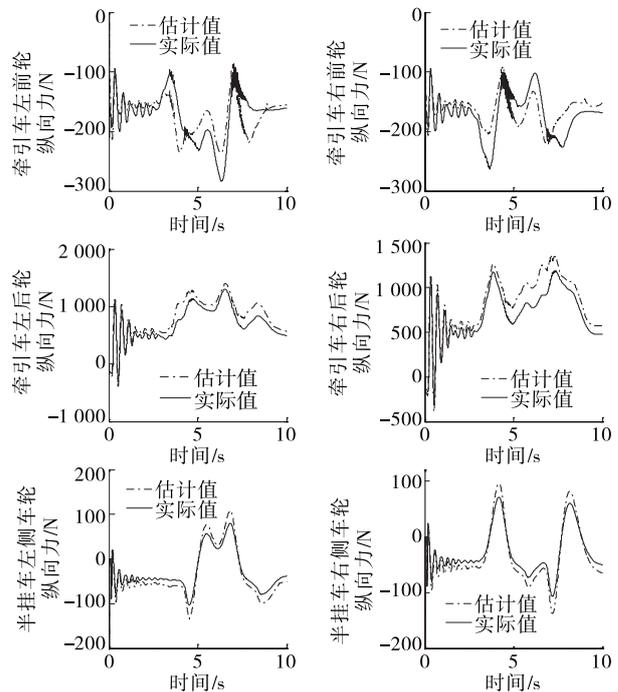


图4 轮胎纵向力估计

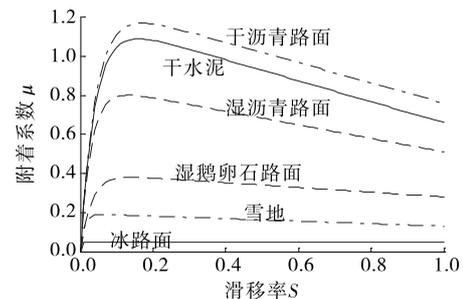


图5 标准路面附着系数-滑移率

$$\begin{aligned} S_{opt} &= \\ &\quad \frac{x_1 S_{opt1} + x_2 S_{opt2} + x_3 S_{opt3} + x_4 S_{opt4} + x_5 S_{opt5}}{x_1 + x_2 + x_3 + x_4 + x_5} \end{aligned} \quad (32)$$

根据图5,当轮胎滑动率低于0.2时,路面附着系数幅值变化较大。为区分这种变化,选取3个模糊子集将该清晰值模糊化为小滑移率、中滑移率和大滑移率,模糊逻辑控制的隶属度函数为三角函数。将模糊逻辑输出的6个权重系数通过高斯型函数,采用面积平分法清晰化,再通过当前路面附着系数得到对应的路面最优滑移率。

2.4 制动力优化分配方案

采用上述基于滑移率优化的方法对半挂汽车列车制动力进行分配,优化控制逻辑方案见图6。先由制动踏板力模型得到期望制动减速度,根据期望

制动力、路面识别模块得到的路面附着系数和由轮胎力估计模块得到的各轮胎实时制动力得出期望滑移率,将其与实际滑移率之差输入制动力分配模块中,再将各轮应分配的制动力矩输入 TruckSim 中,形成一个闭环控制系统。如果挂车轴制动力比牵引车轴制动力大,牵引车会给挂车一个拉力,这时车辆不易发生失稳;反之,当 $w_4 = 0$ 时,挂车轴制动力比牵引车轴制动力小,挂车会给牵引车一个推力,车辆有折叠的危险。因此, $w_4 \neq 0$ 。说明需取合适的权重值来保证最优滑移率。

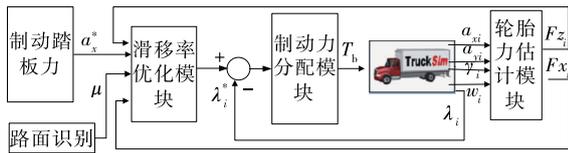


图6 半挂车列车制动力分配方案的逻辑结构

3 仿真试验

半挂车列车的主要参数见表1。

表1 车辆参数

参数名称	牵引车取值(满载)	半挂车取值(空载)
轴距/mm	4 000	10 220
质心距地面距离/mm	1 173	—
绕 x 轴转动惯量/(kg · m ²)	2 287	9 959.7
绕 y 轴转动惯量/(kg · m ²)	35 408	171 336
绕 z 轴转动惯量/(kg · m ²)	34 823	179 992
质心距前轴距离/mm	1 113	5 500
牵引点高度/mm	1 100	1 100
牵引点距前轴距离/mm	3 000	10 220
质量/kg	5 762	7 330

选择干燥沥青路面(路面附着系数 0.8)和湿滑路面(路面附着系数 0.3)、平直路面和半径 150 m 的弯道路面,采用 TruckSim 与 Simulink 对施加文中设计分配方案、未施加制动控制和施加文献[8]中方案的控制效果进行联合仿真,验证文中制动力分配方案的有效性。

3.1 干燥路面仿真结果分析

仿真工况:平直路面下方向盘转角为零,有转向的路况中方向盘转角随路面弯曲程度变化;车辆初始速度取 90 km/h,路面附着系数 μ 取 0.8。

3.1.1 平直路面仿真结果

在平直路面工况下,3种控制方案下牵引车与

半挂车质心侧偏角随时间的变化、横向位移随纵向位移的变化见图7。

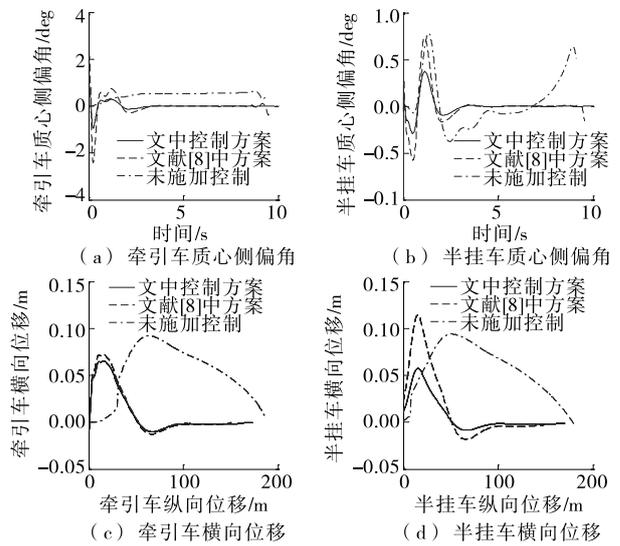


图7 $\mu=0.8$ 时平直路面牵引车、半挂车状态响应

由图7可知:采用文中控制方案,牵引车与半挂车的质心侧偏角、横向位移均小于其他两种方案,且均能在较短时间内趋向于零,即车辆达到稳定状态;与文献[8]中方案相比,文中控制方案更接近于零,证明在该方案控制下车辆稳定性更好。文中制动力分配方案能有效改善半挂车列车的行驶稳定性。

3.1.2 弯道路面仿真结果

在车辆转向的工况下,3种控制方案下牵引车与半挂车质心侧偏角随时间的变化、横向位移随纵向位移的变化见图8。

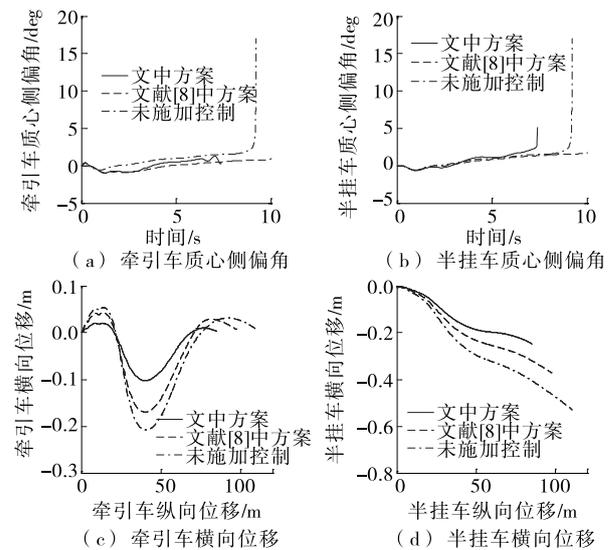


图8 $\mu=0.8$ 时弯道路面牵引车、半挂车状态响应

由图8可知:施加控制时车辆质心侧偏角的变

化小于未施加控制的车辆,且质心侧偏角可控制在较小范围;牵引车与半挂车的横向位移变化幅度小于未施加控制的情况;施加文中控制方案时的横向位移小于其他两种情况,同时制动距离减小。综上,施加制动力分配控制的车辆的行驶稳定性更好,文中控制方案能更有效地抑制车辆的横向位移,使车辆不易偏离行驶路线,并可提高车辆的制动性能。

3.2 低附着路面仿真结果分析

仿真工况:平直路面下方向盘转角为零,有转向的路况中方向盘转角随路面弯曲程度变化;车辆初始速度取 70 km/h,路面附着系数 μ 取 0.3。

3.2.1 平直路面仿真结果

在平直路面工况下,3种控制方案下牵引车与半挂车质心侧偏角随时间的变化、横向位移随纵向位移的变化见图9。

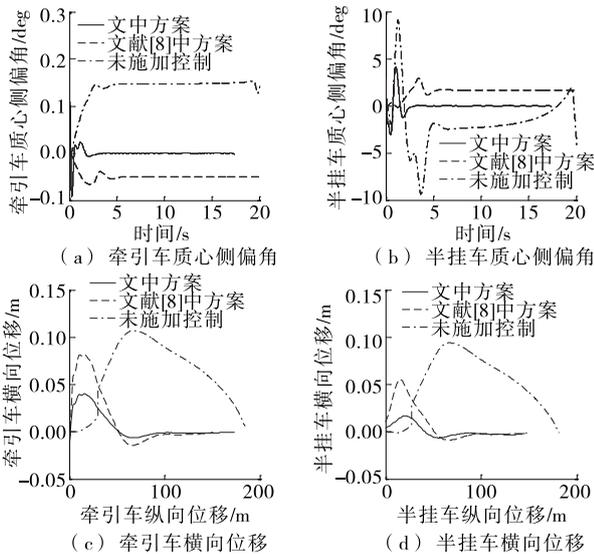


图9 $\mu=0.3$ 时平直路面牵引车、半挂车状态响应

由图9可知:在低附着力的路面情况下,施加文中控制方案的车辆能有效减小质心侧偏角的变化范围,且能最终趋向于零,即达到稳定状态;车辆的横向位移小于未施加控制的车辆,也小于施加文献[8]中控制方案的车辆。因低附着情况下更易出现车辆失稳的情况,故该控制方案对车辆的行驶稳定性有着重要的现实意义。

3.2.2 弯道路面仿真结果

在弯道路面工况下,3种控制方案下牵引车与半挂车质心侧偏角随时间的变化、横向位移随纵向位移的变化见图10。

由图10可知:采取文中控制方案后,车辆在弯道能较好地保持行驶路线,且可有效减小车辆的制

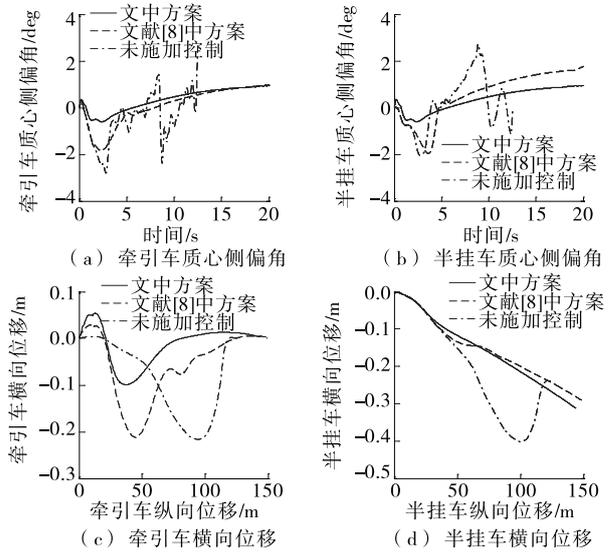


图10 $\mu=0.3$ 时弯道路面牵引车、半挂车状态响应

动距离,对车辆行驶稳定性具有重要意义。

3.3 车辆铰接角响应

干燥和湿滑路面状态下,3种控制方案下牵引车与半挂车的铰接角见图11。

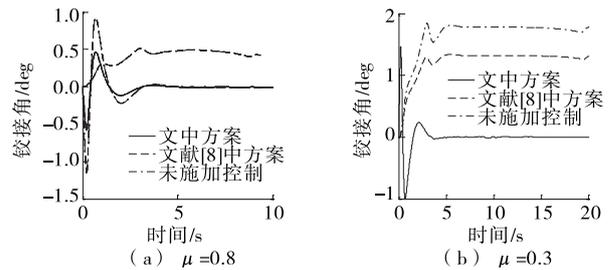


图11 $\mu=0.8, 0.3$ 平直路面牵引车与半挂车铰接角

由图11可知:1) 在高附着力($\mu=0.8$)路面状态下,施加控制车辆的铰接角均在一定时间后趋于零,可保证车辆行驶的横向稳定性。2) 在低附着力($\mu=0.3$)情况下,施加文中控制方案后车辆铰接角可在较小范围内变化,且最终趋向于零。在低附着力情况下,只有文中方案可较好地维持车辆行驶过程的稳定性,避免半挂列车折叠事故的发生。

4 结语

与单体乘用车相比,半挂汽车列车由于其牵引车与挂车的耦合作用,其制动力分配更复杂,其各车轴制动力大小对整车制动性能和方向稳定性的影响非常大。为提高半挂汽车列车的操纵稳定性,该文基于滑移率的优化提出一种制动力分配方案,仿真试验结果表明,半挂汽车列车在复杂道路工况下行

驶时,采用该优化分配方案能较好地改善整车的制动性能,同时在一定程度上提高整车的横向稳定性,提高车辆的行驶安全性。

参考文献:

- [1] 杨秀建,康南,李西涛.基于 Truck Sim-Simulink 联合仿真的半挂汽车列车的稳定性控制[J].公路交通科技,2013,30(3).
- [2] D Hyun.Predictive modeling and active control of rollover in heavy vehicles[D].Texas; Texas A & M University,2001.
- [3] F Kienhofer, D Cebon.Improving ABS on heavy vehicles using slip control[A].9th International Symposium on Heavy Vehicle Weights and Dimensions [C].2006.
- [4] F Kienhofer, J I Miller, D Cebon.Design concept for an alternative heavy vehicle ABS system[J].Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility,2008,46(增刊 1).
- [5] D Hyun, R Langari.Predictive modeling for rollover warning of heavy vehicles[A].ASME 2002 International Mechanical Engineering Congress and Exposition[C].2002.
- [6] D Shahmirzadi, R Langari, L J Ricalde, et al.Intelligent vs. sliding mode control in rollover prevention of tractor-semitrailers [J]. International Journal of Vehicle Autonomous Systems,2006,4(1).
- [7] 张建国.基于闭环控制的半挂汽车列车行驶稳定性研究[D].长春:吉林大学,2010.
- [8] A Goodarzi, M Behmadi, E Esmailzadeh.An optimised braking force distribution strategy for articulated vehicles[J].Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility,2008,46(增刊 1).
- [9] 董金松.半挂汽车列车弯道制动行驶方向稳定性及协调控制策略研究[D].长春:吉林大学,2010.
- [10] 宗长富,李伟,郑宏宇,等.汽车列车电控制动系统制动力分配的控制算法[A].2011 中国汽车工程学会年会论文集[C].2011.
- [11] 郭正康.现代汽车列车设计与使用[M].北京:北京理工大学出版社,2006.
- [12] 张华,王健伟.基于 Simulink 与 Trucksim 联合仿真的多轮独立电驱动客车驱动力控制及分配[J].客车技术与研究,2017(4).
- [13] Kunio Sakata, Masaharu Harada, Kouji Oohata, et al. A study on tractor-trailer stability control by braking force control[J].JSAE Review,1999,20(1).
- [14] Cheng Cai-zhen, Richard Roebuck, Andrew Odhams. High-speed optimal steering of a tractor-semitrailer [J]. Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility,2011,49(4).
- [15] Edgar N Sanchez, Luis J Ricalde, Reza Langari, et al. Prediction and control in heavy vehicles via recurrent neural networks[A].43rd IEEE Conference on Decision and Control[C].2004.

收稿日期:2019-04-12

《公路与汽运》杂志 2020 年征订启事

《公路与汽运》杂志由长沙理工大学主办,是一份介绍汽车、道路、桥梁等公路交通领域科技信息的面向国内外公开发行的技术类科技期刊。国际标准刊号:ISSN1671-2668,国内统一刊号:CN43-1362/U。发行代号:国内 42-95,国外 DK43002。该刊为首届(2006 年)中国高校特色科技期刊、湖南省一级期刊、中国学术期刊综合评价数据库统计源期刊、中国核心期刊(遴选)数据库收录期刊,被中国期刊全文数据库及中文科技期刊数据库全文收录、万方数据—数字化期刊群全文上网,并荣获首届《CAJ-CD 规范》执行优秀期刊奖。该刊立足公路交通系统,报道国内外汽车与公路交通领域的最新研究成果,荟萃汽车运用与维修技术,传播公路交通安全知识,介绍公路运输行业的新技术与管理经验,刊登公路交通工程的新工艺、新技术、新材料。2020 年拟设主要栏目:汽车工程;交通规划与管理;运输与物流;道路工程;桥隧工程;工程经济与管理等。本刊为双月刊,逢单月 25 日出版。每期定价 15 元,全年 90 元。欢迎订阅。读者可在当地邮局订阅,也可直接向本刊编辑部索取订单订阅。订阅款请汇至本刊或银行账号。

通信地址:长沙理工大学云塘校区 8 号信箱

联系电话:0731-85258189(含传真)

开户行:长沙市农行高云支行 户 名:长沙理工大学

邮政编码:410004

联系人:王文

账 号:18-051401040000158