

文章编号:1671-1637(2014)02-0068-07

载荷转移对半挂汽车列车转弯制动稳定性的影响

李 臣^{1,2}, 李兴虎¹, 周 炜², 张红卫²

(1. 北京航空航天大学 交通科学与工程学院, 北京 100191; 2. 交通运输部公路科学研究院, 北京 100088)

摘 要:建立了半挂汽车列车转弯制动的动力学模型,通过实车道路试验验证了模型的可信度。通过模型仿真,分析了转弯制动过程中同轴左、右车轮垂直载荷的变化情况,研究了载荷变化对车轮抱死顺序和制动稳定性的影响与提高制动气压对转弯制动稳定性的影响。仿真结果表明:当制动气压最大值为 0.62 MPa 时,转弯制动过程中牵引车转向轴右侧车轮的垂直载荷由 12.00 kN 增加到 23.00 kN,左侧车轮由 12.00 kN 减小为 0.66 kN,载荷转移明显;制动气压最大值提高后,载荷转移具有相同的规律,影响了同轴左、右车轮的抱死趋势和 ABS 起作用的时间;当制动气压最大值从 0.62 MPa 增加到 1.50 MPa 时,牵引车与半挂车的折叠角由 0.73 rad 减小为 0.67 rad,制动稳定性提高。

关键词:汽车工程;半挂汽车列车;载荷转移;转弯制动;稳定性;制动压力

中图分类号:U461.3

文献标志码:A

Effect of load transfer of tractor-semitrailer on cornering braking stability

LI Chen^{1,2}, LI Xing-hu¹, ZHOU Wei², ZHANG Hong-wei²

(1. School of Transportation Science and Engineering, Beihang University, Beijing 100191, China;

2. Research Institute of Highway of Ministry of Transport, Beijing 100088, China)

Abstract: A cornering braking dynamics model of tractor-semitrailer was established. Its accuracy was verified by comparing its outputs with the test data of tractor-semitrailer. By the model simulation of cornering braking process, the changes of vertical loads on coaxial left and right wheels were analyzed, and their effects on wheel locking order and braking stability were carried out. The effect of brake chamber's pressure increase on cornering braking stability was studied. Simulation result indicates that when the maximum braking pressure is 0.62 MPa, the right wheel vertical load of tractor steering shaft increases from 12.00 kN to 23.00 kN, but the left wheel vertical load decreases from 12.00 kN to 0.66 kN, so load transfer is significant. When the maximum braking pressure increases, the load transfer obeys the same regulation, which affects the locking trends of coaxial left and right wheels and the work time of ABS. When the maximum braking pressure increases from 0.62 MPa to 1.50 MPa, the folding angle of tractor-semitrailer decreases from 0.73 rad to 0.67 rad, so the cornering braking stability improves. 1 tab, 12 figs, 14 refs.

Key words: automotive engineering; tractor-semitrailer; load transfer; cornering braking; stability; braking pressure

Author resumes: LI Chen (1981-), male, doctoral student, +86-10-62079120, c.li@rioh.cn;

收稿日期:2013-12-20

基金项目:交通运输部科技项目(2011 318 223 450)

作者简介:李 臣(1981-),男,山东寿光人,北京航空航天大学工学博士研究生,从事汽车安全性研究。

导师简介:李兴虎(1962-),男,陕西富平人,北京航空航天大学教授,工学博士。

LI Xing-hu(1962-), male, professor, PhD, +86-10-62079120, lxh@buaa.edu.cn.

0 引 言

半挂汽车列车的制动系统由牵引车制动系统和半挂车制动系统 2 部分组成,二者既各自独立,又相互协调。半挂汽车列车转弯制动性能是列车在弯道减速行驶时保持预定路线行驶的能力,通常采用方向稳定性评价。列车制动时方向稳定性不良,将导致制动过程中出现折叠、蛇行和摆振现象,甚至引发道路交通事故^[1-2]。

国外学者自 20 世纪 20 年代以来,在汽车列车的操纵稳定性和制动稳定性方面开展了研究,近年来,开始研究制动控制对提高半挂汽车列车横向稳定性的影响。Chen 等利用半挂汽车列车模型和车辆的行为控制解决车辆在急转弯和紧急避障时出现的折叠和摆振问题^[3-4];Shahmirzadi 等采用基于大脑边缘系统创建的控制算法,针对基于侧滑模型的控制算法在制动、加速和转弯 3 种模式下的控制效果进行了对比研究^[5-6]。国内对半挂汽车列车制动性能研究起步较晚,主要围绕汽车列车弯道制动性能、各轴制动力分配对制动性能的影响与汽车列车的优化设计等方面开展了研究^[7-9]。李开军等分析了半挂汽车列车直线制动时载荷转移对制动性能的影响,得出了载荷转移对不同车轴间车轮抱死顺序有较大影响等结论^[10]。但半挂汽车列车的转弯制动过程相对直线制动过程更复杂,其中一个突出的问题是作用在车辆质心处的惯性力引起同轴车轮间额外的载荷转移,使半挂汽车列车各轮载荷的总和不简单等于车辆本身质量所产生的重力,还应考虑制动减速度和侧向加速度的影响,因此,转弯制动与直线制动时同轴左、右车轮的地面附着力和制动稳定性有别,研究半挂汽车列车转弯制动具有明显的应用价值。

由于半挂汽车列车实车道路试验存在成本高,风险大,耗时长,重复性差等问题,并且极限工况难以模拟,故建立半挂汽车列车弯道制动的动力学模型,并利用模型仿真分析半挂汽车列车转弯制动中载荷变化及其对车轮抱死顺序和制动稳定性的影响。

1 半挂汽车列车弯道制动模型建立

1.1 基本假设

(1)将半挂汽车列车看作 2 个刚体,通过牵引销和牵引座的耦合作用约束二者的运动。

(2)忽略半挂汽车列车转弯制动过程中侧倾和

俯仰 2 个运动自由度,仅涉及由于弯道制动引起的纵向和侧向载荷的转移。

(3)转向时左、右车轮转向角相同。

(4)将牵引车后轴的并装双轴、每侧双胎和半挂车的并装三轴、每侧双胎各自简化为单轴单胎。

1.2 坐标系的建立

牵引车坐标系和半挂车坐标系分别以各自质心为坐标原点,整车坐标系与大地固连,定义车辆前进方向为 x 轴, y 轴指向驾驶员右侧,按照右手法则确定 z 轴垂直向下^[11]。

1.3 半挂汽车列车弯道行驶运动方程

半挂汽车列车弯道制动过程中会受到地面对轮胎的纵向力、侧向力、空气阻力、滚动阻力以及牵引车和半挂车之间的相互作用力等,根据动力学相关理论,推导出牵引车、半挂车与各车轮的运动微分方程依次为

$$\begin{cases} -m_q(\dot{u}_q - v_q r_q) = (F_{x1} + F_{x2})\cos(\delta) + F_{x3} + F_{x4} + \\ (F_{y1} + F_{y2})\sin(\delta) + F_{fq} + F_{wq} - F_{xbq} \\ m_q(\dot{v}_q + u_q r_q) = (F_{y1} + F_{y2})\cos(\delta) - \\ (F_{x1} + F_{x2})\sin(\delta) + F_{y3} + F_{y4} - F_{y bq} \\ I_{zq}\dot{r}_q = [(F_{x2} - F_{x1})\cos(\delta) + (F_{y2} - F_{y1})\sin(\delta)]L_{12}/2 + \\ [(F_{y1} + F_{y2})\cos(\delta) - (F_{x1} + F_{x2})\sin(\delta)]P_{xqg}L_q + \\ (F_{x4} - F_{x3})L_{34}/2 - (F_{y3} + F_{y4})(1 - P_{xqg})L_q + \\ F_{ybq}(P_{xqd} - P_{xqg})L_q \end{cases} \quad (1)$$

$$\begin{cases} -m_b(\dot{u}_b - v_b r_b) = F_{x5} + F_{x6} + F_{xqb}\cos(\beta) + \\ F_{yqb}\sin(\beta) + F_{fb} + F_{wb} \\ m_b(\dot{v}_b + u_b r_b) = F_{y5} + F_{y6} - F_{xqb}\sin(\beta) + \\ F_{yqb}\cos(\beta) \\ I_{zb}\dot{r}_b = (F_{x6} - F_{x5})L_{56}/2 - (F_{y5} + F_{y6})(1 - P_{xbg})L_b + \\ [F_{yqb}\cos(\beta) - F_{xqb}\sin(\beta)]P_{xbg}L_b \end{cases} \quad (2)$$

$$I_w\dot{\omega} = M_w - F_x R \quad (3)$$

式中: m_q 、 m_b 分别为牵引车和半挂车总质量; L_q 、 L_b 分别为牵引车和半挂车轴距; L_{12} 、 L_{34} 分别为牵引车前轮距、后轮距; L_{56} 为半挂车后轮距; P_{xqg} 为牵引车重心到前轴距离与 L_q 的比值; P_{xqd} 为牵引座中心到前轴距离与 L_q 的比值; P_{xbg} 为半挂车重心至牵引销距离与 L_b 的比值; $F_{x1} \sim F_{x6}$ 分别为各轮地面制动力; $F_{y1} \sim F_{y6}$ 分别为各轮地面侧向力; F_{xbq} 、 F_{ybq} 分别为半挂车对牵引车纵、侧向力; F_{xqb} 、 F_{yqb} 分别为牵引车对半挂车纵、侧向力; F_{wq} 、 F_{wb} 分别为牵引车、半挂车的空气阻力; F_{fq} 、 F_{fb} 分别为牵引车、半挂车的滚动

阻力; u_q 、 u_b 分别为牵引车、半挂车前进速度; v_q 、 v_b 分别为牵引车、半挂车侧向速度; r_q 、 r_b 分别为牵引车、半挂车横摆角速度; δ 为牵引车左前轮转角; I_{zq} 为牵引车绕 z 轴转动惯量; I_{zb} 为半挂车绕 z_b 轴的转动惯量; I_w 为车轮的转动惯量; $\dot{\omega}$ 为车轮角加速度; M_w 为车轮的制动力矩; R 为轮胎的滚动半径; β 为半挂车与牵引车的折叠角; F_x 为地面纵向力。

轮胎模型采用“魔术公式”^[12] 表达, 纯制动工况下, 车轮受的纵向力 F_{x0} 为

$$F_{x0} = D_1 \sin \left\{ C_1 \arctan [B_1 \lambda - E_1 (B_1 \lambda - \arctan(B_1 \lambda))] \right\} \quad (4)$$

纯转弯工况下, 车轮受的侧向力 F_{y0} 为

$$\begin{cases} F_{y0} = D_2 \sin \left\{ C_2 \arctan [B_2 H - E_2 (B_2 H - \arctan(B_2 H))] \right\} + S_v \\ H = \alpha + S_h \end{cases} \quad (5)$$

式中: C_1 、 C_2 为曲线形状因子; D_1 、 D_2 为峰值因子; B_1 、 B_2 为刚度因子; E_1 、 E_2 为曲线曲率因子; λ 为纵向滑移率; α 为轮胎侧偏角^[12]; S_v 与 S_h 分别为车轮垂向与水平向漂移。

根据式(4)、(5)可得到在转弯制动工况下车轮所受的纵向力 F_x 、侧向力 F_y 分别为

$$\begin{cases} F_x = \frac{\sigma_x F_{x0}}{\sigma} \\ F_y = \frac{\sigma_y F_{y0}}{\sigma} \end{cases} \quad (6)$$

$$\begin{cases} \sigma = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2} \\ \sigma_x = -\frac{\lambda}{1 + \lambda} \\ \sigma_y = -\frac{\tan(\alpha)}{1 + \lambda} \end{cases} \quad (7)$$

在半挂汽车列车运动过程中, 各轮胎侧偏角分别为

$$\alpha_1 = \arctan[(v_q + P_{xqg} L_q r_q) / (u_q + L_{12} r_q / 2)] - \delta \quad (8)$$

$$\alpha_2 = \arctan[(v_q + P_{xqg} L_q r_q) / (u_q - L_{12} r_q / 2)] - \delta \quad (9)$$

$$\alpha_3 = \arctan \left\{ [v_q - (1 - P_{xqg}) L_q r_q] / (u_q + L_{34} r_q / 2) \right\} \quad (10)$$

$$\alpha_4 = \arctan \left\{ [v_q - (1 - P_{xqg}) L_q r_q] / (u_q - L_{34} r_q / 2) \right\} \quad (11)$$

$$\alpha_5 = \arctan \left\{ [v_b - (1 - P_{xbg}) L_b r_b] / (u_b + L_{56} r_b / 2) \right\} \quad (12)$$

$$\alpha_6 = \arctan \left\{ [v_b - (1 - P_{xbg}) L_b r_b] / (u_b - L_{56} r_b / 2) \right\} \quad (13)$$

式中: $\alpha_1 \sim \alpha_6$ 分别为半挂汽车列车各轮侧偏角。

半挂汽车列车转弯制动时牵引车与半挂车的受力情况分别见图 1、2。根据半挂汽车列车转弯制动受力图可推导出牵引车和半挂车转弯制动过程中各车轮垂直载荷的计算公式, 由于公式占用较大篇幅, 本文只给出牵引车左前轮的垂直载荷计算公式

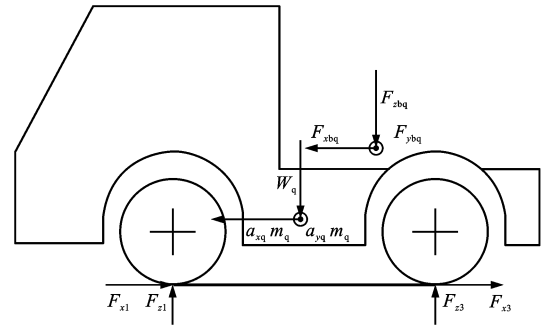


图 1 牵引车受力

Fig. 1 Forces of tractor

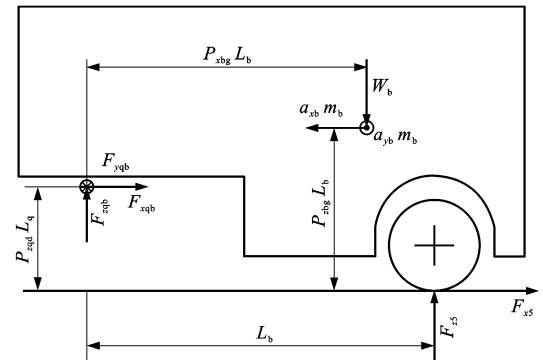


图 2 半挂车受力

Fig. 2 Forces of semitrailer

$$\begin{aligned} F_{z1} = & \frac{(1 - P_{xqg}) W_q}{2} + \frac{(1 - P_{xqd})(1 - P_{xbg}) W_b}{2} + \\ & \frac{F_{wb} P_{xqg} - a_{xq} m_q P_{xqg} - F_{xbq} P_{zqd}}{2} + \\ & \frac{(a_{xb} m_b - F_{wb})(P_{zbg} L_b - P_{zqd} L_q) + (F_{x5} + F_{x6} + F_{fb}) P_{zqd} L_q}{2 L_b} + \\ & \frac{a_{yq} m_q (P_{zqd} L_q - P_{zqg} L_q) (a_{yq} m_q + F_{y bq})}{(a_{yq} m_q + F_{y bq}) L_{12} + [a_{yq} m_q (1 - P_{xqg}) + F_{y bq} (1 - P_{xqd})] L_{34}} - \\ & \frac{\left\{ [(F_{x1} + F_{x2}) \cos(\delta) + (F_{y1} + F_{y2}) \sin(\delta)] P_{zqd} L_q \right\} (a_{yq} m_q + F_{y bq})}{(a_{yq} m_q + F_{y bq}) L_{12} + [a_{yq} m_q (1 - P_{xqg}) + F_{y bq} (1 - P_{xqd})] L_{34}} - \\ & \frac{(F_{x3} + F_{x4}) P_{zqd} L_q (a_{yq} m_q + F_{y bq})}{(a_{yq} m_q + F_{y bq}) L_{12} + [a_{yq} m_q (1 - P_{xqg}) + F_{y bq} (1 - P_{xqd})] L_{34}} \quad (14) \end{aligned}$$

图 1、2 与式(14)中: F_{z1} 为牵引车左前轮垂直载荷; a_{xq} 、 a_{xb} 分别为牵引车、半挂车纵向加速度; a_{yq} 、 a_{yb} 分别为牵引车、半挂车侧向加速度; W_q 、 W_b 分别为牵引车、半挂车的总重力; P_{xqg} 为牵引车重心高度与 L_q 的比值; P_{xqd} 为牵引座中心高度与 L_q 比值; P_{xbg} 为半挂车质心高度与 L_b 比值; $F_{z bq}$ 为半挂车对

牵引车的垂向作用力; F_{zqb} 为牵引车对半挂车的垂向作用力; F_{z3} 与 F_{z5} 分别为牵引车后轮与半挂车车轮垂直载荷。

ABS系统的制动压力控制以车轮角速度 $\dot{\omega}$ 和车轮角速度变化率 $\ddot{\omega}$ 为控制对象^[13],控制升压条件为 $\dot{\omega} \geq -k/R$, $\ddot{\omega} < 0$,降压条件为 $\dot{\omega} < -k/R$, $\ddot{\omega} \geq 0$, k 为控制阈值,其余条件时,制动管路压力不变。

基于半挂汽车列车转弯制动的动力学方程和MATLAB/Simulink软件编制了仿真计算程序。仿真中半挂汽车列车以 $30 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ 的车速进行左转弯制动,以实车试验过程中采集到的制动气室压力作为仿真模型的输入,以车轮速度、侧向加速度与各车轮垂直载荷作为模型输出。

2 实车试验和仿真验证

试验用半挂汽车列车由一汽解放某 6×4 型牵引车和扬州中集通华三轴厢式半挂车组成,列车转弯制动实车道路试验在定远汽车试验场性能广场进行,试验车辆见图3。



图3 半挂汽车列车试验车辆

Fig. 3 Test tractor-semitrailer

试验车辆基本参数见表1,牵引车前轴到第1根后轴的距离为 3.20 m ,牵引车两后轴之间的距离为 1.35 m ;半挂车的轴距是指牵引销中心线至后轮中心线的距离,半挂车牵引销到第1根轴的距离为 8.03 m ,3根并装轴的轴间距离为 1.31 m 。

表1 半挂汽车列车基本参数

Tab. 1 Basic parameters of tractor-semitrailer

参数描述	牵引车	半挂车
整车质量/kg	8 140	39 990
轴距/m	$3.20+1.35$	$8.03+1.31+1.31$
轮距/m	$2.02(\text{前}), 1.83(\text{后})$	1.83
重心高度/m	1.00	2.20

由于中国尚未制定重型商用汽车弯道制动性能试验方法的技术标准,本试验借鉴国际标准化组织制定的ISO 14794法规进行^[14]。汽车列车以 $30 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ 的车速进行左、右各3次转弯制动,试

验过程中采集了方向盘转角、制动气室气压与侧向加速度等参数。

对实车试验数据进行处理并选取方向盘转角和侧向加速度参数对仿真精度进行验证。实车试验和仿真试验的方向盘转角随时间的变化曲线见图4,侧向加速度变化曲线见图5。

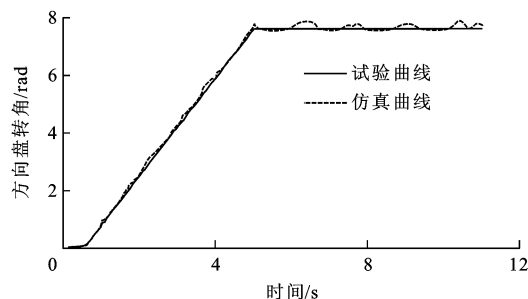


图4 方向盘转角曲线

Fig. 4 Curves of steering angle

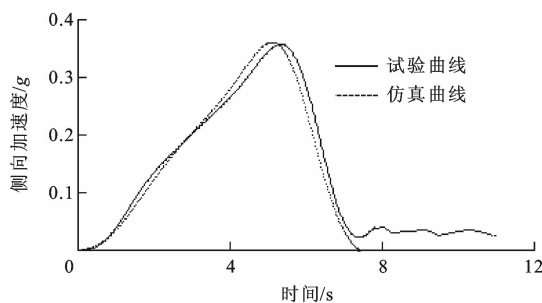


图5 侧向加速度曲线

Fig. 5 Curves of lateral acceleration

从图4、5可以看出,随着方向盘转角的增大,汽车列车的侧向加速度也逐渐增大,仿真曲线在 5.00 s 时达到最大值,为 0.36 g ;由于制动管路气压的延迟,试验曲线最大值点滞后仿真曲线 0.50 s 后达到最大值 0.36 g 。实施制动后,侧向加速度迅速下降,在 7.50 s 时达到最小值,半挂汽车列车在制动时由于车身左右晃动,产生较小的侧向加速度波动。

由上述分析可知,试验曲线和仿真曲线在幅值和线形上具有较好的一致性,说明仿真模型具有较高的精度,可以利用仿真模型进一步分析半挂汽车列车的弯道制动性能。

3 载荷转移分析

在制动气室压力最大值为 0.62 MPa 情况下,半挂汽车列车左转弯,在 6.00 s 时刻踩下制动踏板开始制动,仿真得到制动过程中牵引车前轴(转向轴)垂直载荷随时间的变化曲线见图6。

由图6可以看出,转向前,牵引车前轴左、右车

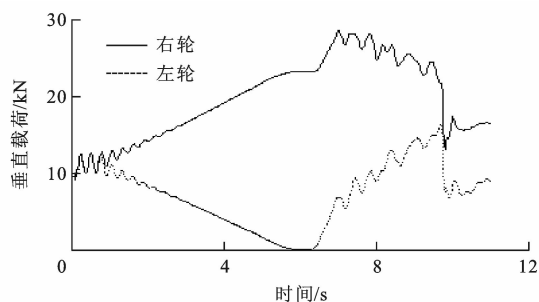


图6 牵引车前轴车轮载荷曲线

Fig. 6 Load curves of front wheels of tractor

轮垂直载荷一致,约为 12.00 kN;从 0.50 s 方向盘转向开始到 5.00 s,右侧车轮垂直载荷在惯性力的作用下逐渐增大,达到 23.00 kN,左侧车轮垂直载荷则逐渐减小为 0.66 kN;从 6.00 s 踩下制动踏板开始,左、右车轮在制动减速度的作用下,垂直载荷都有所增加;在 7.00 s 时,右侧车轮垂直载荷达到最大值 28.60 kN,左侧车轮达到第 1 个峰值 7.30 kN,随后右侧车轮垂直载荷振荡减小,左侧车轮垂直载荷振荡增加,原因是在制动过程中由于左侧车轮垂直载荷变小,在相同地面附着系数路面上,左侧车轮首先具有抱死的趋势,ABS 已经起作用,在较高制动减速度的作用下,垂直载荷逐渐增加,由于垂直载荷较大,在地面摩擦力作用下,右侧车轮没有抱死的趋势,ABS 没有起作用。上述分析可从图 7 车轮速度随时间的变化曲线和图 8 制动气室压力随时间的变化曲线中得到印证。

从图 7、8 中可以看出,制动开始后,左侧轮速振荡下降,表明 ABS 起作用;右侧轮速平滑下降,说明 ABS 没起作用。左侧车轮在 ABS 作用下,制动气压振荡上升,且随着垂直载荷的增加制动气室压力也随之增加;右侧车轮由于没有抱死趋势,气压迅速升到最大值。

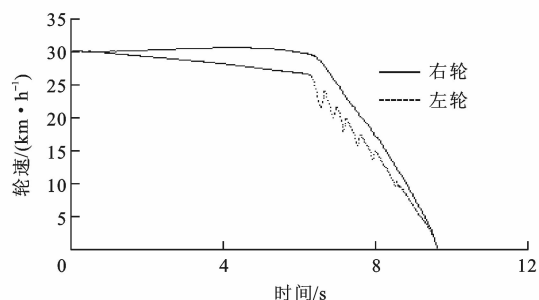


图7 牵引车前轴车轮速度曲线

Fig. 7 Speed curves of front wheels of tractor

由以上分析可知,转弯制动过程中的载荷转移对 ABS 是否起作用产生了重要影响,由于内侧车轮具有抱死趋势,外侧车轮没有抱死趋势,势必会产生

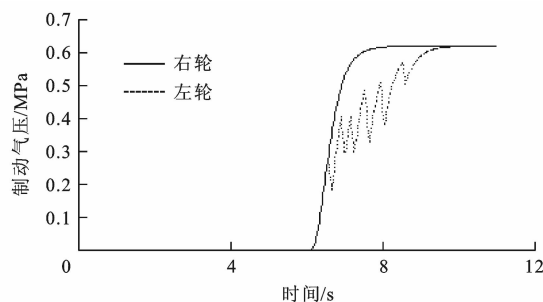


图8 牵引车前轴制动气室压力曲线

Fig. 8 Curves of front axle's braking pressures of tractor

左、右轮的速度差,导致半挂汽车列车容易产生折叠趋势。

4 制动气室压力影响分析

在其他仿真条件不变的情况下,将制动气室气压的最大值由 0.62 MPa 提高到 1.50 MPa,得到牵引车前轴左、右车轮的垂直载荷变化曲线见图 9。由图 9 可以看出,制动之前,牵引车前轴左、右车轮垂直载荷的变化趋势与气压未提高之前一致;踩下制动踏板后,在 6.50 s 时,右侧车轮垂直载荷达到 33.00 kN,左侧车轮达到第 1 个峰值 14.00 kN,随后右侧车轮垂直载荷振荡减小,左侧车轮垂直载荷振荡增加,原因是在提高制动气室压力后,左侧车轮 ABS 迅速起作用,右侧车轮 ABS 也随之起作用。上述分析可从图 10 车轮速度随时间的变化曲线和图 11 制动气室压力随时间的变化曲线中得到印证。

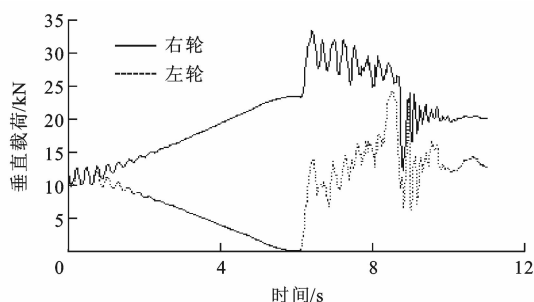


图9 气压提高后牵引车前轴车轮载荷曲线

Fig. 9 Load curves of front axle's wheels of tractor after braking pressure increasing

由图 10、11 可以看出,踩下制动踏板后左、右轮速在 ABS 作用下振荡下降,右侧车轮 ABS 起作用的时间滞后 0.30 s;左侧车轮 ABS 起作用的气压为 0.34 MPa,右侧车轮起作用的气压为 1.04 MPa。由分析可知,制动气室气压的提高可影响半挂汽车列车转弯制动过程中 ABS 的作用,从而提高转弯制动过程的稳定性。

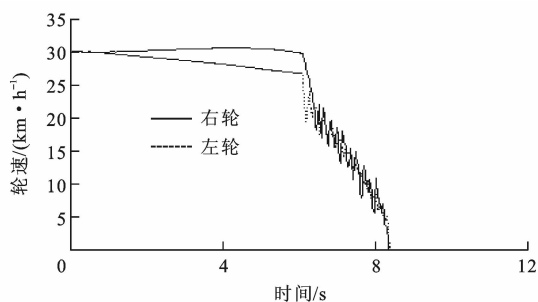


图10 气压提高后牵引车前轴轮速曲线

Fig. 10 Curves of front axle's wheel speeds of tractor after braking pressure increasing

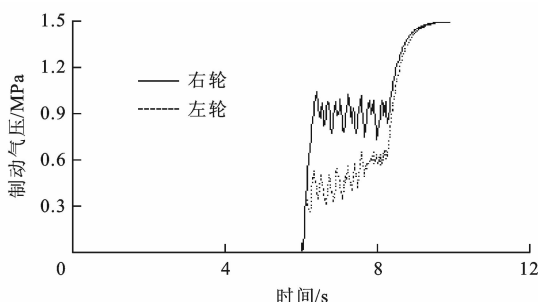


图11 气压提高后牵引车前轴制动气室压力曲线

Fig. 11 Curves of front axle's braking pressures of tractor after braking pressure increasing

5 折叠角分析

半挂汽车列车折叠角是牵引车和半挂车纵轴线的夹角,是表征半挂汽车列车转弯制动稳定性的重要评价指标,折叠角为

$$\beta = \beta_0 - \int_0^t (r_q - r_b) dt \quad (15)$$

式中: β_0 为牵引车和半挂车初始折叠角; t 为时间。

将仿真输出的牵引车和半挂车的横摆角速度等参数代入式(15),可得到半挂汽车列车转弯制动过程中牵引车和半挂车的折叠角随时间的变化曲线,见图12,其中,实线代表制动气室压力提高前的状态,虚线代表制动气室压力提高后的状态。从图12

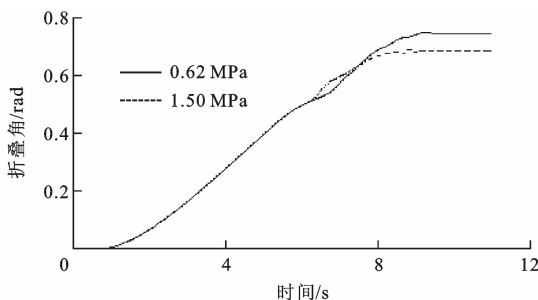


图12 折叠角曲线对比

Fig. 12 Comparison of folding angle curves

中可以看出,制动气室压力升高前牵引车和半挂车夹角最大值为0.73 rad,压力升高后夹角最大值为0.67 rad,制动稳定性有所改善。

6 结 语

(1)通过实车试验和仿真模拟数据对比,表明所建立的半挂汽车列车转弯制动数学模型具有较高的精度。

(2)半挂汽车列车转弯制动时同轴左、右车轮垂直载荷的变化影响ABS起作用的时间,从而造成同轴左、右车轮产生速度差,使半挂汽车列车容易出现折叠的危险工况。

(3)增加制动气室气压可以提高制动效能和改善弯道制动的方向稳定性。

参考文献:

References:

- [1] 夏长高. 汽车高速行驶操纵性柔性多体动力学预测方法[J]. 交通运输工程学报, 2004, 4(4): 30-33.
XIA Chang-gao. Flexible multibody system dynamics predicting method of high-speed vehicle handling[J]. Journal of Traffic and Transportation Engineering, 2004, 4(4): 30-33. (in Chinese)
- [2] 宋秀年, 苏建, 王东杰, 等. 半挂汽车列车弯道行驶制动稳定性[J]. 交通运输工程学报, 2010, 10(1): 50-55.
SONG Nian-xiu, SU Jian, WANG Dong-jie, et al. Braking stability of tractor-semitrailer running on curve[J]. Journal of Traffic and Transportation Engineering, 2010, 10(1): 50-55. (in Chinese)
- [3] CHEN C, TOMIZUKA M. Lateral control of commercial heavy vehicles[J]. Vehicle System Dynamics, 2000, 33(6): 391-420.
- [4] KAGEYAMA I, NAGAI R. Stabilization of passenger car-caravan combination using four wheel steering control[J]. Vehicle System Dynamics, 1995, 24(4/5): 313-327.
- [5] SHAHMIRZADI D, LANGARI R, RICALDE L D, et al. Intelligent vs sliding mode control in rollover prevention of tractor-semitrailers[J]. International Journal of Vehicle Autonomous Systems, 2006, 4(1): 68-87.
- [6] KAR S, RAKHEJA S, AHMED A K W. A normalised measure of relative roll instability for open-loop rollover warning[J]. International Journal of Heavy Vehicle Autonomous Systems, 2006, 13(1/2): 74-97.
- [7] 王德杉, 夏长高. 半挂汽车列车弯道制动效能分析[J]. 汽车技术, 1991(12): 1-8.
WANG De-shan, XIA Chang-gao. Braking efficiency analysis of semitrailer train in a turn[J]. Automobile Technology, 1991(12): 1-8. (in Chinese)
- [8] 夏长高. 半挂汽车列车转弯制动性能的模拟计算[J]. 江苏理工大学学报, 1997, 18(1): 50-55.
XIA Chang-gao. Simulated computation of tractor-semitrailer

- performance on combined steering and braking maneuvers[J]. Journal of Jiangsu University of Science and Technology, 1997, 18(1): 50-55. (in Chinese)
- [9] 徐 达, 吴伟蔚. 半挂汽车列车轴间制动力分配的优化设计[J]. 武汉汽车工业大学学报, 1996, 18(1): 1-5.
XU Da, WU Wei-wei. Optimal design of braking forces distribution on tractor-semitrailer axles[J]. Wuhan Automotive Polytechnic University, 1996, 18(1): 1-5. (in Chinese)
- [10] 李开军, 邓 堃, 夏群生, 等. 半挂汽车列车制动中载荷转移对制动性能的影响[J]. 农业机械学报, 2007, 38(11): 17-21.
LI Kai-jun, DENG Kun, XIA Qun-sheng, et al. Load transfer of the tractor-semitrailer combination when braking and its effect on braking performance[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2007, 38(11): 17-21. (in Chinese)
- [11] SAE J670e, vehicle dynamics terminology[S].
- [12] 李松焱, 闵永军, 王良模, 等. 轮胎动力学模型的建立与仿真分析[J]. 南京工程学院学报: 自然科学版, 2009, 7(3): 34-38.
LI Song-yan, MIN Yong-jun, WANG Liang-mo, et al. Establishment and simulation analysis of tire dynamic model[J]. Journal of Nanjing Institute of Technology: Natural Science Edition, 2009, 7(3): 34-38. (in Chinese)
- [13] 张代胜, 顾勤林, 陈朝阳, 等. 车辆转弯制动防抱死系统仿真[J]. 农业机械学报, 2005, 36(9): 16-20.
ZHANG Dai-sheng, GU Qin-lin, CHEN Chao-yang, et al. Simulation of vehicle antilock braking system based on curved braking[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2005, 36(9): 16-20. (in Chinese)
- [14] ISO 14794, heavy commercial vehicles and buses-braking in a turn-open-loop test methods[S].
-
- (上接第 40 页)
- ZUO Jian-yong, WU Meng-ling, LUO Zhuo-jun. Simulation on air flow field of high-speed train concerning the environment under train[J]. Journal of Tongji University: Natural Science, 2013, 41(11): 1717-1720, 1750. (in Chinese)
- [9] PALMER E, MISHRA R, FIELDHOUSE J. An optimization study of a multiple-row pin-vented brake disc to promote brake cooling using computational fluid dynamics[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 2009(223): 865-875.
- [10] YILDIZ Y, DUZGUN M. Stress analysis of ventilated brake discs using the finite element method[J]. International Journal of Automotive Technology, 2010, 11(1): 133-138.
- [11] SIROUX M, HARMAND S, DESMET B. Experimental study using infrared thermography on the convective heat transfer of a TGV brake disc in the actual environment[J]. Optical Engineering, 2002, 41(7): 1558-1564.
- [12] CHUNG W S, JUNG S P, PARK T W. Numerical analysis method to estimate thermal deformation of a ventilated disc for automobiles[J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2010, 24(11): 2189-2195.
- [13] HWANG P, WU X. Investigation of temperature and thermal stress in ventilated disc brake based on 3D thermo-mechanical coupling model[J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2010, 24(1): 81-84.
- [14] PEVEC M, POTRC I, BOMBEC G, et al. Prediction of the cooling factors of a vehicle brake disc and its influence on the results of a thermal numerical simulation[J]. International Journal of Automotive Technology, 2012, 13(5): 725-733.
- [15] CALINDO-LOPEZ C H, TIROVIC M. Maximising heat dissipation from ventilated wheel-hub-mounted railway brake discs[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit, 2013, 227(3): 269-285.