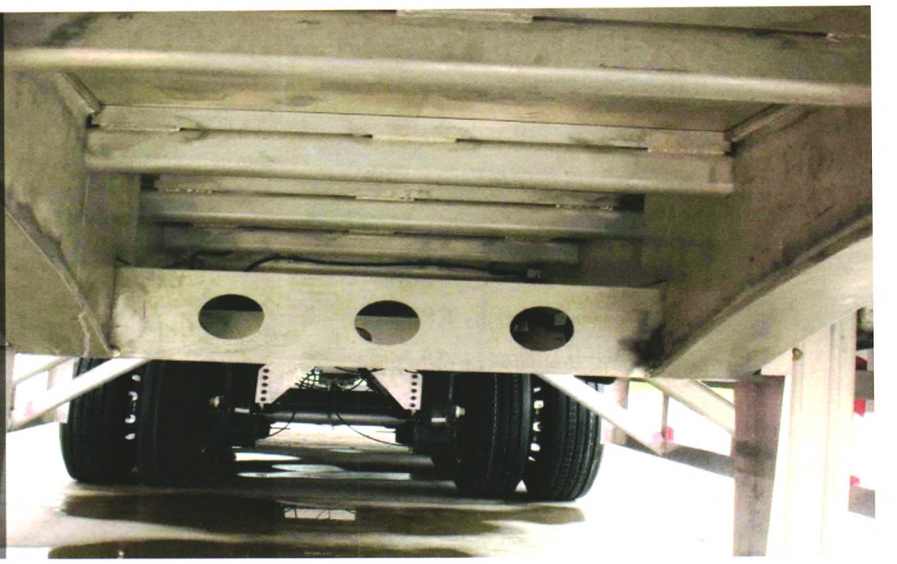
半挂车制动迟滞补偿系统研究

□ 同济大学汽车学院/陈慧 王鹏飞

由于半挂车车身较长，制动时会产生明显的制动迟滞现象，因此给整车的制动性能带来很大不利影响。本文研究了商用半挂车的制动迟滞特性，并据此设计了一套商用半挂车制动迟滞补偿系统，在trucksim上搭建了商用半挂车模型，并与MATLAB/Simulink中的补偿系统模型进行了联合仿真，分析了商用半挂车制动迟滞对车辆制动效能的影响，验证了制动迟滞补偿系统的有效性。



半挂车制动迟滞是指半挂车制动系统制动时滞后于主车制动系统的瞬间，这种现象即半挂车制动迟滞。

半挂车的制动迟滞会导致整车的制动性能受到严重影响，给商用半挂车的行驶安全性带来严重隐患。整车制动时，半挂车对牵引车产生较大惯性冲击作用，这不仅会增大牵引车制动器的负荷，缩短其使用寿命，同时也会大幅降低整车的制动效能，增大整车制动距离，降低整车制动时的稳定性，甚至可能产生制动折叠，造成重大事故。

统计表明，我国现有的商用半挂汽车列车中，半挂车制动动作滞后于主车制动动作的时间均在0.4s以上，高于《机动车运行安全条件》规定的0.2s要求。因此设计一套控制系统，改善目前商用半挂车的制动现状显得非常紧迫。

商用半挂车制动迟滞产生机理

本文以国产某型商用4×2牵引列车行车制动系统为样板车型，建立了牵引车制动系统实验台，来分析其组成及工作原理。该行车制动系统实验台的布局如图1所示。

从制动过程可以了解到，牵引车的制动分为前轴制动和后轴制动两部分，该制动动作可通过调节制动阀上的调节螺钉实现动作的一致性，而半挂车的制动则是制动阀产生控制气体，经挂车阀、30多米长气管、紧急继动阀、紧急继动阀控制的挂车制动气缸及相应管路充放气实现执行机构的动作达到的，因传输管路长及挂车阀和紧急继动阀等阀体的动态响应滞后现象等因素，大大增加了半挂车的制动滞后时间。

商用半挂车制动迟滞补偿系统

由于商用半挂车的制动滞后主要是由控制阀体过多以及控制气管过长导致的，故本文采用了一种电控制动系统来取代原半挂车制动系统来实现商用半挂汽车列车的行车制动，通过电磁阀的通断来控制制动气室的充气和排气。由于电磁阀

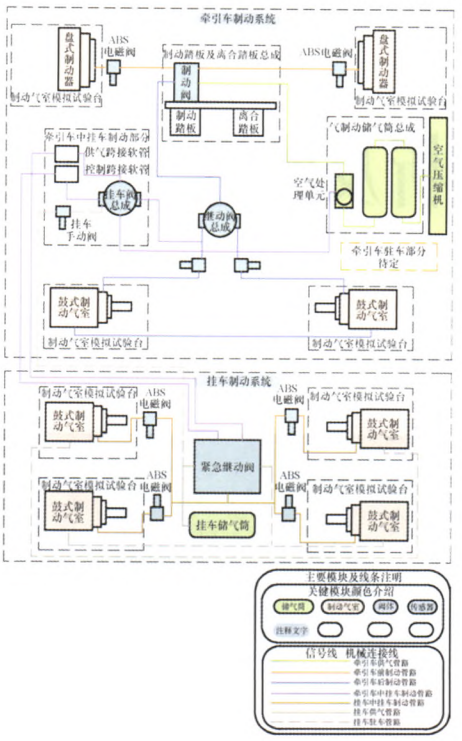


图1 商用半挂车制动系统布局

的响应时间为50ms，且电控信号的传输时间极短，远远少于控制气体的传输时间，故理论上该电控制动迟滞补偿系统能改善整车的制动迟滞，同时能使整车各车轴的制动实现同步，从而增强整车的制动效能。

本文对原车气压制动系的压力调节机构进行改进，设计出一套与原车制动系统的压力调节机构并联连接，能够主动调节制动压力并与原车制动系统具有良好兼容性的气压电控制动迟滞补偿系统。该套商用半挂车制动迟滞补偿系统在保留整车原有的制动系统的基础上，增加了6个电磁阀，通过一对常开和常闭电磁阀的组合，来控制各轴的制动增压和减压。该迟滞补偿系统不仅能消除商用半挂车的制动迟滞现象，还能实现整车的主动制动，该套电控制动迟滞补偿系统的布局如图2所示。

该套制动系统能够实现人工制动和电控制动两种形式的制动。在电控制动中，当系统接收到制动信号后，系统会同时打开常闭电磁阀2、11和13，使储气筒分别与前轴制动气室、继动阀控制气口以及半挂车上紧急继动阀的控制气口接通，从而实现整车的制动，并关闭常开电磁阀4、10和14，防止制动气体经由控制气路及制动阀体的排气口排向大气。当需要保持制动压力时，系统发出控制信号关闭常闭电磁阀2、11和13，切断储气筒与制动气室的通路，实现整车的制动强度的保持，使车辆进入稳定的制动减速阶段；当需要减弱制动强度或解除制动时，控制信号会打开常开电磁阀4、10和14，接通前轴制动气室与制动阀排气口、继动阀与制动阀排气口以及紧急继动阀与挂车阀的排气口，制动控制气体分别从上述三个阀体的排气口中排出，使制动气室的制动气压降低。采用人工制动时，六个电磁阀均处于断电状态，整个制动系统与原车的制动系统完全相同，制动过程也完全相同，故人工制动系统可用作备用的制动系统，确保在电控制动系统失效时整车能够实现有效的制动，从而满足制动系统的安全性及可靠性要求。

上述商用半挂车制动迟滞补偿系统通过几个电磁阀的协同作用，既能实现对各车轴制动响应时间的控制，同时也能实现对各车轴制动气压的连续控制，且在增压制动阶段不会干涉驾驶员常规的制动行为，该装置不破坏原车的双回路制动系结构，能够保证行车安全。

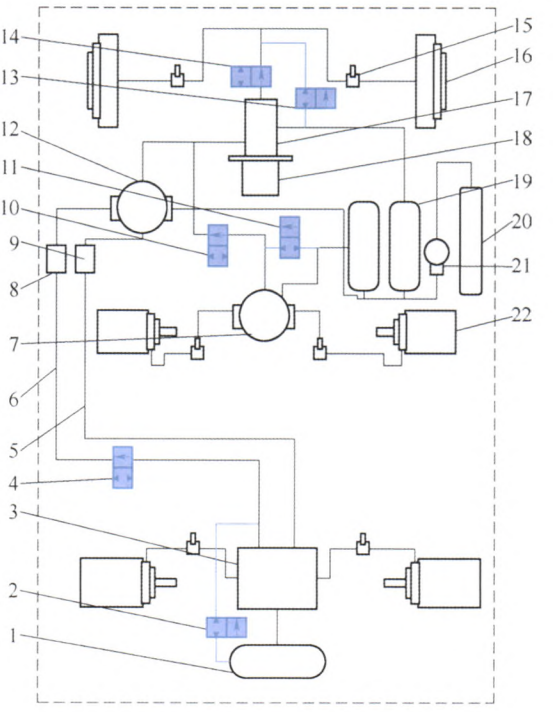
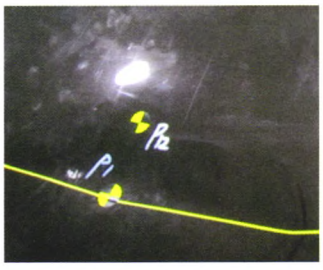


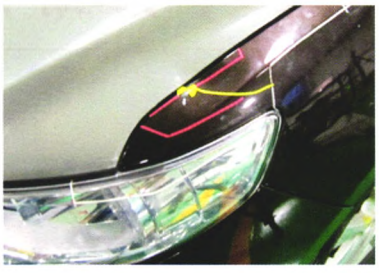
图2 电控制动迟滞补偿系统布局图

1.挂车储气筒 2、11、13.常闭电磁阀 3.紧急继动阀 4、10、14.常开电磁阀 5.充气气管 6.控制气管 7.继动阀 8.控制管路接头 9.充气管路接头 12.挂车阀 15.ABS阀 16.前轴制动气室 17.制动阀 18.制动踏板 19.牵引车储气筒 20.气源 21.空气处理单元 22.牵引车后轴制动气室

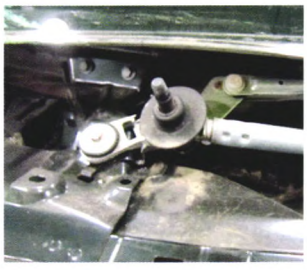
（下转第79页）



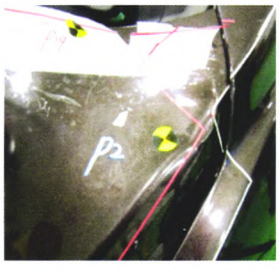
(a) 锁扣处头部伤害



(b) 左翼子板前端头部伤害



(c) 右侧雨刮轴头部伤害



(d) 左侧机罩铰链头部伤害

图7 优化后各部位的碰撞伤害对标示意

试验的对标情况，得出HIC＜1 000的面积比例为80.16%，满足GTR法规中＞66.67%的要求。

结语

本文在分析头部伤害严重的碰撞区域内关重零件结构特性的基础上，对锁扣加强板、翼子板安装板、雨刮安装座和机罩铰链结构进行优化，并对改进方案进行实车试验验证。结果表明，改进优化后的方案大大降低了各碰撞点的头部伤害值，提高了车身对行人头部的保护效果，满足GTR NO.9行人保护的要求，并最终达到出口要求。AUTO1950

（上接第75页）

商用半挂车制动迟滞补偿系统仿真验证

为了定量分析商用半挂车的制动滞后对整车动力学的影响，本文通过MATLAB/Simulink与TruckSim进行联合仿真试验。仿真试验分为两组，其中一组采用原车制动系统，其制动气压输入为实车上常规制动时各轴的制动气压；另一组采用有制动迟滞补偿系统的制动系统。仿真参数设置见表1，未注明的参数设置为系统默认值。

在制动效能的仿真试验中，将路面附着系数设为0.8，仿真工况分别定为：30km/h空载制动距离仿真试验；30km/h满载制动距离仿真试验；90km/h空载制动距离仿真试验；90km/h满载制动距离仿真试验。仿真结果见表2。

由仿真结果可知，加入制动迟滞补偿系统后，在四种工况下，整车的制动距离明显缩短，在满载时，制动距离的减少效果更明显。低速时，制动距离缩短的百分比更大，即相对的制动效能提升更明显；高速时，制动距离减少的值更大，但相对于总的制动距离而言所占比重较小。仿真结果表明，在原车制动系统中加入制动迟滞补偿装置能够显著提升整车的制动性能，提高车辆的行车安全性。

表1 车辆仿真参数

牵引车	质量/kg	质心距前轴距离/mm
	8 800	2 000
半挂车	质量/kg	质心至铰接点距离/mm
	5 500	3 400
货物	质量/kg	质心至铰接点距离/mm
	15 000	6 000

表2 制动距离仿真结果

仿真工况	无迟滞补偿时制动距离/m	有迟滞补偿时的制动距离/ m	制动距离差值/ m	补偿效果(%)
空载30km/h	9.382	7.978	1.404	14.9
空载90km/h	59.7	55.61	4.09	6.8
满载30km/h	10.58	8.417	2.163	20.4
满载90km/h	63.38	56.7	6.68	10.5

结语

本文设计了一套电控商用半挂车制动迟滞补偿系统，并通过仿真试验对补偿装置的功用进行了验证，仿真结果表明，该系统能较好的解决商用半挂车的制动迟滞问题，显著提高整车的制动效能。AUTO1950