行人头部保护关键重点零件分析及改进

□ 南京工业大学浦江学院/王源绍
□ 东风汽车公司技术中心/吴祥清
□ 江铃汽车股份有限公司产品开发技术中心/刘豪

通过对研究碰撞区域内关键重点零件的布置方式和结构特性进行分析，对相关零部件进行设计改进优化，使其满足法规碰撞要求，最终通过实车碰撞试验结果与仿真分析结果对比，验证了仿真分析数据的可靠性有效，以及改进方案可以有效提高对行人头部保护效果，并达到GTR法规出口要求。

在人车交通事故中，行人所受伤害几率最大的两个部位为头部和下肢。腿部伤害往往导致行人残疾，头部损伤常常造成行人死亡。为了保证道路交通中行人安全，各国相继制订了行人保护的技术法规和评价体系，如2003年欧洲议会颁布了行人保护法规2003/102/EC，2007年GTR全球技术法规制定行人保护法规。

由于欧洲市场是产品的目标市场之一，为了满足出口市场需求，GTR法规是车型设计中必须满足的标准。鉴于此，对其行人头部保护碰撞性能进行仿真评估，针对碰撞测试区域存在的对头部造成严重伤害的风险，在对关重零件的布置形式和结构特性分析的基础上，提出具有变形吸能作用的结构优化改进，并通过实车试验验证了该行人头部保护设计的合理性，且达到了某车出口的设定目标。

行人头部保护法规

为保证道路交通中行人安全，GTR全球技术法规中就制定了相应的行人保护标准，并对行人头部保护测试条件及要求做了明确规定，见表1。

人体头部由颅骨、皮肤和其他软组织组成，是一个较为复杂的系统。其损伤的生理机理非常复杂，通常采用HIC值来预测头部损伤风险。所谓HIC值，它是有效减速度和

表1 行人头部保护测试条件及要求

法规		头型质量/kg	碰撞速度/km·h^{-1}	碰撞角度（°）	头部伤害要求
GTR	儿童	3.5	35	50	2/3测试区域且1/2儿童测试区域<1 000，其他区域< 1 700
	成人	4.5	35	65	

持续冲击时间的函数，如下式所示：

$$HIC=[(t_2-t_1)\times(\frac{1}{t_2-t_1}\int_{t_1}^{t_2}\frac{a}{g}dt)^{2.5}]_{max}$$

其中，g为重力加速度；a为碰撞过程中头部合成减速度；t_1和t_2为在冲击过程中两个时刻，表示记录开始与记录结束两个时刻之间的某一时间间隔，在该时间间隔内HIC值取最大值（t_2- t_1<15ms）。

某车型行人头部保护性能分析

1.行人头部保护有限元模型

车辆行人头部保护有限元模型是在整车正面碰撞模型的基础上进行更改，为了保证碰撞结果的准确性以及提高计算效率，保留整车模型A柱以前所有部件，如图1所示。

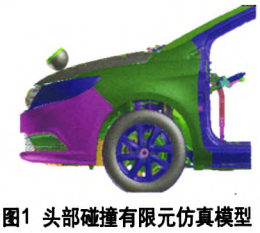


图1 头部碰撞有限元仿真模型

2.头部碰撞性能分析

按照GTR标准对有限元模型进行碰撞区域划线，并依据发动机罩的几何特征和前舱零部件分布，选出77个具有代表性的测试点并进行仿真计算，分析结果如图2所示。其中，考虑仿真与试验的相对误差，一般将安全余地控制为20%。即头部伤害值>1 360，以红色进行标示；头部伤害值在800～1 360范围间，以黄色进行标示；头部伤害值小于800，以绿色进行标示。

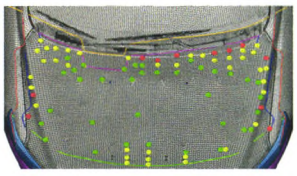


图2 头部测试点选择示意图

从图2可以得出，锁扣区域的HIC值大于800，最大值为1 093；翼子板分缝线区域的HIC值大于1 360，最大值为1 652；雨刮区域内的HIC值大于1 360，最大值为1 799；机罩铰链区域的HIC值大于1 360，最大值为1 612。依照伤害值的分布情况，得出HIC值小于800的面积比例为57.38%，如图3所示。因此，按照表1中的法规要求，该车行人头部保护性能未能达标，需要做进一步的改善。

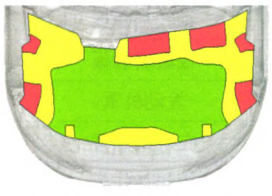


图3 测试区域头部伤害示意图

关重零件分析及设计改进

1.关重零件分析

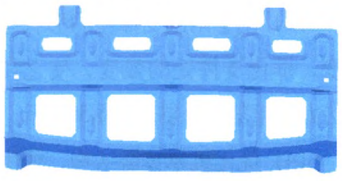
原车型结构方面主要存在几个问题：

（1）机罩锁扣加强板刚度过大，如图4a所示。

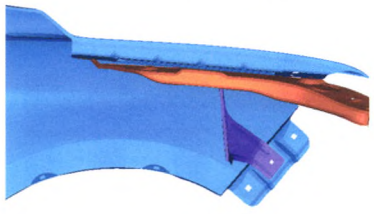
（2）翼子板分缝线区域几乎没有可溃缩空间，如图4b所示。

（3）雨刮机构整体刚度过大，尤其是支撑座结构，如图4c所示。

（4）机罩铰链的垂向刚度较大，如图4d所示。



（a）原车型锁扣加强板



（b）原车型翼子板安装板

（c）原车型雨刮结构

（d）原车型机罩铰链

图4 原车型结构

2.关重零件优化改进

根据上述公式，可以得出以下结论：在行人头部质量m和碰撞速度v一定的情况下，要降低头部加速度a，就必须降低头部冲击力F。而头部冲击力F主要是受结构刚度K和惯性质量M的影响。其中，发动机罩等部件的大小、安装方式和结构形式是决定结构刚度K的主要影响因素。发动机罩等部件的材料、厚度等则是影响惯性质量的主要因素。

因此，对上述结构进行如下改进。

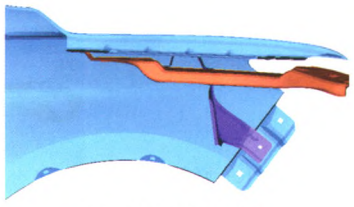
（1）在满足锁扣区域抗凹、强度等性能的前提下重新设计锁扣加强板，降低其刚度，如图5a所示。

（2）优化翼子板安装板结构及安装方式，使之容易产生压溃变形，如图5b所示。

（3）调整雨刮支撑座的形状与厚度，弱化支撑处的强度，使之在冲击力下能发生断裂，如图5c所示。

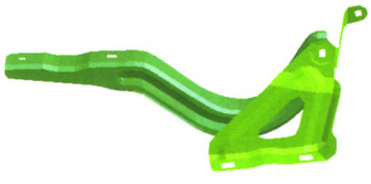
（4）优化机罩铰链结构，弱化铰链的垂向刚度，使之能够产生压溃变形，如图5d所示。

（a）新锁扣加强板



（b）新翼子板安装板

（c）新雨刮结构



（d）新机罩铰链

图5 改进后的车型结构

改进方案的验证

1.行人头部保护试验

根据发动机罩几何特征和前舱部件分布情况，选出19个具有代表性的试验点，如图6所示。

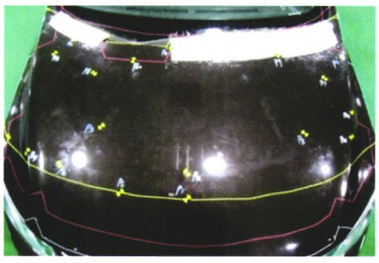


图6 行人头部保护测试划线及碰撞位置

2.改进方案仿真分析结果及试验对比

该车行人头部保护仿真分析与试验结果的对比情况，如表2所示。其中，绝大部分碰撞点的头部伤害值误差在13%以内，部分点存在结构断裂失效，其伤害值误差为20%左右，这些表明该碰撞有限元模型基本能够反映试验车辆结构特性，其仿真分析结果也是可靠有效的。

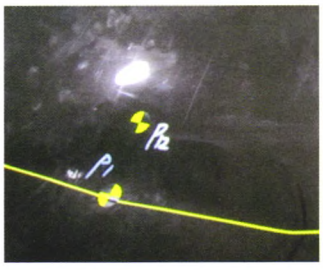
为验证关重零件优化方案的效果，以锁扣处P01、左翼子板前端P18、右侧雨刮轴P17和左侧机罩铰链P02的碰撞伤害情况为分析重点，其对标结果如图7所示。通过头部加速度曲线匹配对比，可以得出仿真与试验基本一致，优化后的头部伤害值也得到了有效的降低。

3.优化后的行人头部保护性能

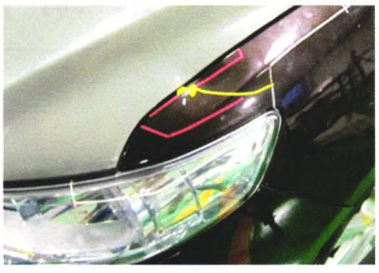
通过对原方案中锁扣、翼子板、雨刮和机罩铰链危险碰撞区域内关重件的优化改进，其头部保护性能得到极大的改善，大大降低了这些区域内的头部伤害。从表2中可以得出，实车试验中头部伤害最大的碰撞点为左侧机罩铰链，其HIC值为1 442，满足GTR法规中＜1 700的要求。此外，依照试验中头部伤害的分布，并结合仿真与

表2 头部碰撞仿真与试验结果对比

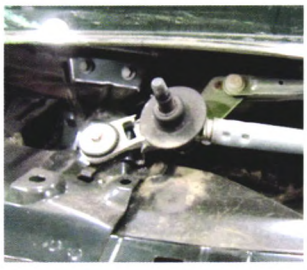
测点	碰撞位置	原方案	优化方案		
		仿真值	仿真值	试验值	误差率（%）
1	机罩锁扣	1 093	862	764	-12.82
2	左侧铰链	1 615	1 401	1 442	2.84
3	机罩加强筋	473	473	423	-11.82
4	右雨刮摆臂	1 155	815	676	-20.56
5	蓄电池支柱	605	605	603	0.33
6	锁扣加强板	870	773	689	-12.19
7	铰链安装板	987	685	649	-5.54
8	发动机罩	478	478	465	-2.79
9	左雨刮摆臂	981	818	689	-18.72
10	锁扣加强板	875	802	711	-12.79
11	右风窗盖板	916	916	801	-14.35
12	锁扣加强板	991	802	710	-12.95
13	左翼子板中部	1 607	1 273	1 146	-11.08
14	右缓冲块	632	632	722	12.46
15	机罩棱边	1 141	1025	939	-9.15
16	右翼子板后端	863	831	781	-6.41
17	右雨刮轴	1 691	849	701	21.12
18	左翼子板前端	1 652	1 433	1 419	-0.98
19	左雨刮轴	1 799	1 310	1 172	-11.77



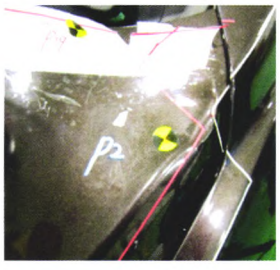
(a) 锁扣处头部伤害



(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