

安全气囊框稳健性设计的研究

□ 北京汽车集团越野车有限公司/史新星 赵海英 贾鲢莉

为研究仪表板安全气囊框的设计结构，基于HYPERMESH 13.0和LS-DYNA建立气囊点爆仿真模型，确定出对点爆时铰链应变影响大小的因素依次为铰链长度、气囊框材料牌号、弱化结构厚度和气囊框基础壁厚，为新开发车型安全气囊框的结构分析与优化提供理论依据。

汽车发生正面碰撞时，气囊模块气体发生器起爆，气囊袋充气膨胀，安全气囊框在气囊袋膨胀顶出力的作用下，气囊框上表面的气囊门沿中间弱化结构撕裂，并绕着根部铰链轴旋转打开，使气囊袋冲出仪表板，与乘员接触，从而防止乘员与仪表板直接接触，降低乘员伤害。气囊框弱化结构强度和铰链强度必须控制在合理范围内，弱化结构和铰链太强，则气囊门会延时打开，造成气囊袋完全充满之前就与乘员接触，从而起不到保护乘员的目的。如果弱化结构和铰链太弱，则铰链易发生断裂，气囊门飞向乘员，对乘员造成伤害。除了气囊框本身的设计结构影响点爆结果之外，像气囊模块制造波动、不同的布置位置等不可控因素（即噪声因素）也会影响点爆结果。目前，对气囊框进行多设计因素正交试验验证，以确定抵抗不可控因素影响的最佳组合研究（即稳健性设计）仍

是空白。

针对此问题，以某车型蝴蝶形气囊框为例，基于HYPERMESH 13.0和LS-DYNA建立气囊点爆仿真模型，以田口方法为分析思路，确定理想功能、噪声因素和可控因素，采用内/外表正交实验方法，结合信噪比（S/N）和特性值（y）的分析，找出了气囊框的最稳健设计参数组合。

安全气囊点爆仿真模型的建立

1. 气囊模块反作用力物理实验

气囊模块反作用力测试设备主要由力传感器、盖板和支座组成，将气囊模块固定在支座上，进行点爆，盖板发生旋转，同时传感器采集力，如图1所示。试验结果分别输出角度、角速度、角加速度和反作用力与时间关系的四条曲线，如图2所示。仿真模型里的气囊爆

破力曲线将依据反作用力曲线来拟合。

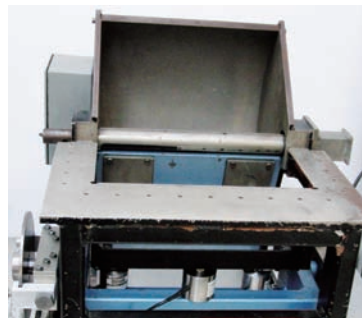


图1 气囊模块反作用力测试设备

2. 仿真模型理论

安全气囊模块的点爆过程主要是求解如下接触碰撞问题：

$$\int_{\Omega} \sigma \delta \epsilon d\Omega - \int_S q \delta u ds - \int_C f \delta \bar{u} dC + \int_{\Omega} \rho a \delta u d\Omega + \sum F_i \delta \bar{u}_i = 0 \quad (1)$$

式中， Ω 为模型体积； σ 为Cauchy应力张量； $\delta \epsilon$ 为虚应变张量； S 为模型受外载荷的面积； q 为作用在 S 上的外载荷向量； $\delta \bar{u}$ 为虚位移； C 为模型自身相互接触面积； f 为作

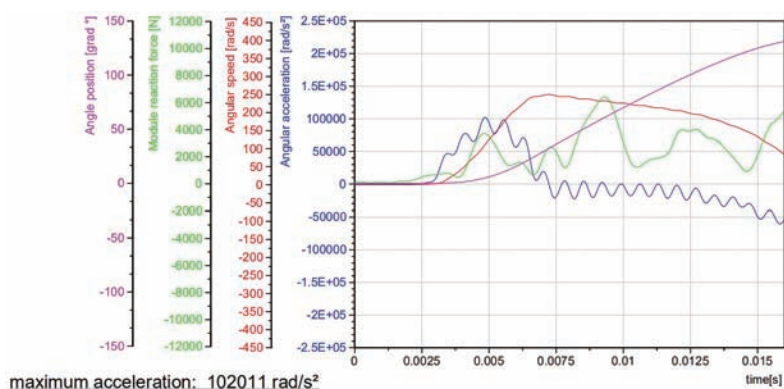


图2 实验结果

用在 C 上的接触力； $\delta \bar{u}_i$ 为与 f 对应的两接触点的相对虚位移； ρ 为密度； a 为加速度； F_i 为内部点载荷； $\delta \bar{u}_i$ 表示对应与 F_i 的虚位移。将式(1)用显示有限元方法离散后可得：

$$MA = Q + F - \Theta \quad (2)$$

式中， M 为质量矩阵； A 为系统加速度； Q 为系统外力向量； F 为接触碰撞力向量； Θ 为系统的内力向量。

从式(2)的求解可知， Q 的计算包括气囊模块上的气体压力和与外界的碰撞力， F 的计算包括气囊袋与其他零部件之间的接触搜寻，同时考虑接触界面上的碰撞力和接触摩擦力， Θ 的计算需确定气囊袋的变形状况和应力应变关系。因而对气囊模块点爆过程的仿真涉及气囊模块模型和接触碰撞模型。在LS-DYNA中，安全气囊袋模拟采用CV法（控制体积法）。该方法将气囊袋视为一个可控制的体积，其表面由膜单元表示，内部充入理想气体，充气量通过与时间相关的质量流量和温度来描述。定义安全气囊袋与气囊框的接触为滑移接触。

3. 仿真模型建立

将反作用力测试设备数据和气囊模块数据导入软件Hypermesh进行网格划分，并根据实际样件的连接方式来模拟。螺栓用beam梁单元代替，长度不能小于2.5mm，焊接用rigidbody刚性单元来代替，一般的冲压件都用shell壳单元处理，shell壳单元的尺寸不小于1mm（为了防止不必要的质量增加），雅各比大于6.5，翘曲不能大于15。材料性能曲线是从实际样件上采下来的样条，通过拉伸实验得到工程应力应变后转化为真实的应力应变。材料属性根据实际零件的厚度来定义，对于可以转动的部位，还需要放开其旋转自由度。将定义好的模型导出为.K格式文件，提交至LS-DYNA运算，仿真模型如图3所示。

依据物理实验中的反作用力-



图3 点爆仿真模型

时间关系曲线，调整气囊模块仿真模型，直至模型输出的力学曲线与物理实验曲线基本一致，如图4所示。

虚线左侧的力学曲线持续上升，气囊袋对气囊门不断施加顶出力使其打开。虚线右侧的曲线，反作用力达到最大后迅速下降，表示气囊袋已经完全从气囊框中弹出，对气囊门不再施力。虚线左侧的力学曲线是有效部分，用此条曲线进行正交实验。

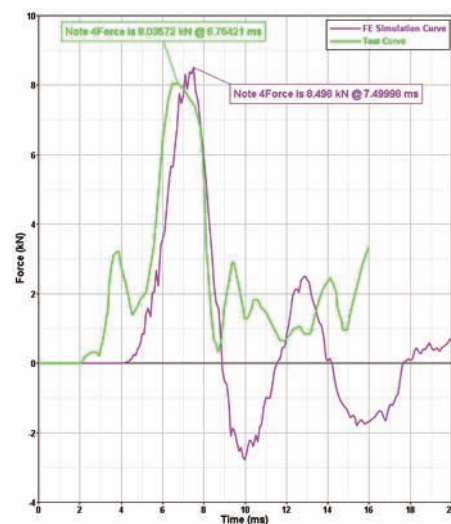


图4 仿真力学曲线与物理实验曲线对比

气囊框稳健性设计

1. 田口方法设计程序

田口方法设计程序如图5所示。

2. 设计目标

在点爆过程中，安全气囊框的气囊门不能断裂飞出，以免对乘员造成伤害，如图6所示。

3. 研究范围

气囊点爆系统包含气囊框（气

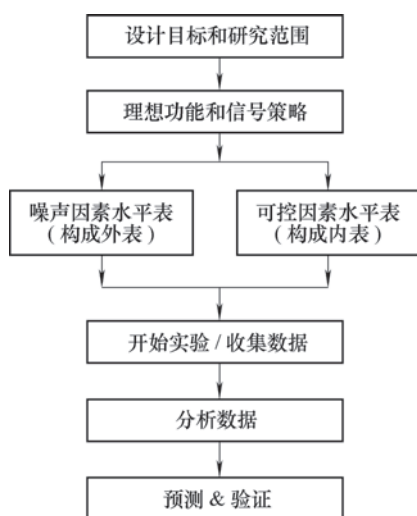


图5 田口方法设计程序

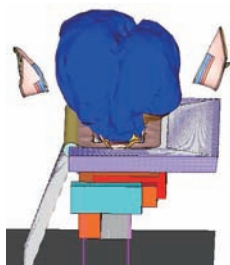


图6 气囊门飞出失效模型

囊门展开以使气囊袋弹出）和气囊模块（提供爆破力和承载气囊袋）的零件如图7所示。

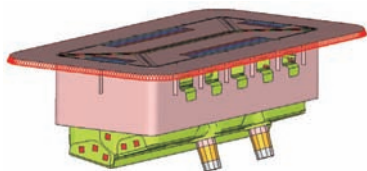


图7 气囊点爆系统相关零件

通过分析物理领域和功能领域，识别出气囊点爆系统主要由气囊框和气囊模块构成。气囊模块提供爆破力和承载气囊袋，使囊袋充气并展开，属于黑匣子零件，非研究对象。结合以往设计经验，确定研究范围是气囊框的结构和材料。

4.理想功能和信号策略

（1）理想功能。第一步，希

望气囊框铰链的实际应变受噪声因素影响小。从正态分布图来看，应变数据集中，分散性小，即方差 σ_2 越小越好；第二步，希望在点爆过程中，铰链的实际应变小于材料的许用应变，并且期望实际应变越小越好，以保证不断裂。气囊理想功能如图8所示。

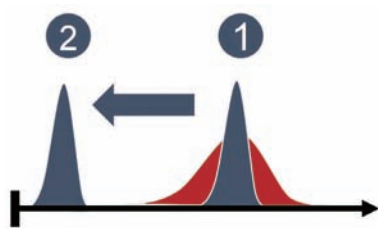


图8 气囊理想功能

（2）信号策略。使用如下信噪比公式来对气囊框铰链的实际应变进行评价。

$$S/N = \frac{\text{信号功率}}{\text{噪声功率}} = 10 \times \log \left(\frac{1}{\frac{1}{n} \sum y^2} \right) \quad (3)$$

$$y = \frac{\text{铰链处的最大应变}}{\text{许用应变}} \quad (4)$$

质量特性值 y 越小，信噪比 S/N 越大，即气囊框铰链抵抗噪声因素影响的能力越强，气囊框的设计结构越稳定。

5.噪声因素水平表

噪声因素是质量特性值波动的原因，是不能被设计者所控制的因

素或者花大量费用才能控制的因素。分为外噪声、内噪声和产品间噪声。

（1）外噪声。由于环境因素和使用条件的波动或变化，引起特性值的波动。例如，温度、湿度、位置等。

（2）内噪声。由于在储存或使用过程中，随着时间的推移，发生材料变质、劣化现象而引起特性值的波动。例如，电器产品绝缘材料的老化等。

（3）产品间噪声。在相同生产条件下，生产制造出来的一批产品，由于人、机、料、法、环的变化，引起质量特性值的波动。

对于气囊框点爆实验，噪声因素见表1。 N_1 为使质量特性值减小的组合， N_2 为使质量特性值增大的组合。

6.可控因素水平表

气囊框所要研究的可控因素水平见表2。

气囊框材料的许用应变见表3。

将可控因素表作为内表，噪声因素表作为外表，建立 $L18(2^1, 3^7)$ 田口正交表，如表5所示。

7.试验并收集数据

表1 气囊框噪声因素水平表

N_1	噪声因素	N_2
25	气囊袋与气囊门的距离/mm	5
-35	环境温度/℃	85
+0.1	弱化结构厚度的制造误差/mm	-0.1
气囊模块的制造误差	低压模块 (爆破力低20%)	高压模块 (爆破力高20%)

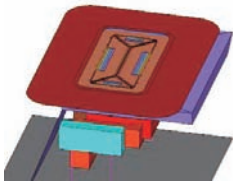
表2 气囊框可控因素水平

序号/因素	水平1	水平2	水平3
A.气囊门B面是否有加强筋	有	无	-
B.气囊框TPO材料牌号	TT850B	TT969NU	TT875NU
C.气囊框基础壁厚/mm	3.0	3.5	4.0
D.气囊框类型	蝴蝶形	蝴蝶形	蝴蝶形
E.弱化结构厚度/mm	0.2	0.3	0.4
F.止断筋长度/mm	5	7.5	10
G.铰链长度/mm	117	159	201
H.首开结构长度（比弱化结构厚度再减薄0.1mm）/mm	0	10	30/20组合

表3 气囊框材料的许用应变

材料类别	许用应变（%）
TT850B_-35℃	38.0
TT850B_85℃	125.0
TT969NU_-35℃	42.0
TT969NU_85℃	200.0
TT875NU_-35℃	42.0
TT875NU_85℃	130.0

对每一组数据创建有限元模型并进行分析，提取4个铰链位置的 N_1 和 N_2 情况下最大应变值，如图9所示。



依据公式1，求解信噪比。同理求解其余17种组合的信噪比和特性值。

8.预测及验证

可控因素A在水平1时的信噪

比为-0.09，在水平2时的信噪比为0.85；可控因素A在水平1时的特性值为0.93，在水平2时的特性值为0.85。同理求解可控因素B-H在不同水平下的平均信噪比和平均特性值。

从信噪比方面进行判断，可以看出，信噪比越大，气囊框越稳定。从特性值（y）方面进行判断，可以看出，特性值越小，实际应变越小，铰链越不容易断裂。

综合考虑信噪比和特性值的最佳组合，以及结合气囊框实际生产制造和装配经验，最终确定优化组合。

根据优化的组合，重新设计气囊框，并进行仿真模拟分析，将模拟值与预测值作对比，以确认预测值的准确性。同时为了对比优化设计较原设计稳健性提升的百分比，也将原设计进行仿真模拟。

对比仿真模拟结果和预测结果可以看到，信噪比相差0.77dB，特性值y相差0.1，两者非常接近，预测结果可信，见表4。

表4 仿真模拟结果和预测结果对比

	预测		仿真模拟	
	S/N	y	S/N	y
原设计	2.90	0.66	1.92	0.77
优化设计	3.88	0.58	3.11	0.68
增加	0.98	-0.08	1.19	-0.09

原设计与优化设计相比，信噪比提升了1.19 dB，计算得出气囊框的稳健性提升了13%。特性值降低0.09，表明铰链受到的实际应变降低，更不容易断裂。

结语

（1）通过田口方法对影响气囊框铰链应变的因素水平进行仿真试验设计与求解，定量化地建立了不同因素水平与气囊框铰链应变的关系。

（2）找出汽车仪表板安全气囊框优化设计的关键影响因素和优化组合A2（气囊框B面无加强筋），B1（气囊框TPO材料牌号为TT850B），C3（气囊框基础壁厚4mm），D1（蝴蝶形），E3（弱化结构厚度0.4mm），F2（止断筋长度7.5mm），G3（铰链长度201mm），H1（首开长度0），为气囊框的稳健性设计提供了工程解决方案。

（3）通过对预测的验证，确认预测结果准确可信，因此可以使用本文的数据和插值方法，对新车型的气囊框结构进行铰链应变计算，以快速判断新的设计能否满足气囊点爆试验要求。AUTO1950