

基于 Hypermesh 汽车吸能盒诱导槽优化设计

王 喆, 韩彦军, 刘 涛

(石家庄铁道大学 机械工程学院, 河北 石家庄 050043)

摘要:根据某汽车吸能盒的结构特点,采用增开双诱导槽的方式,对吸能盒进行优化设计。以双诱导槽的位置和深度为研究对象,采用响应面法和正交实验设计法,以吸能盒的吸能量与载荷峰值为指标,建立结构优化的数学模型。利用 MATLAB 优化工具求得模型的最优解,并采用 Hypermesh 建立优化后的有限元模型进行仿真验证。仿真结果表明:优化后的结构明显降低 B 柱加速度峰值,改善吸能效果,提高汽车的安全性。

关键词:吸能盒;诱导槽;优化设计;碰撞仿真

中图分类号:U461.91 **文献标志码:**A **文章编号:**2095-0373(2018)04-0041-05

0 引言

汽车的所有碰撞形式中,正面碰撞发生的交通事故居于首位。因此,对汽车正面碰撞的研究具有很重要的工程价值。安装在汽车纵梁前端的吸能盒,在碰撞发生时通过其结构的压溃变形,吸收部分碰撞能量,同时降低碰撞过程中对乘员的冲击力,提高汽车的安全性。

本文对某轿车进行正面碰撞仿真,该车在碰撞过程中加速度峰值偏大,通过在纵梁前端增加吸能盒的方法来降低加速度峰值,并对吸能盒结构参数进行优化,最后采用仿真的方法验证优化后的结构。

1 吸能盒模型的建立

由于铝合金质量轻、力学性能好,在汽车上的应用越来越广泛。根据 Clausen et al^[1]的研究表明,在相同力学性能条件下,铝合金的质量比钢材轻 69%,且碰撞过程中吸收的能量比钢材多 50%。因此,选用的吸能盒材料为铝合金 6101,弹性模量为 69 GPa,泊松比为 0.33,密度为 $2.7 \times 10^3 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$ 。

采用 SolidWorks 创建吸能盒的三维模型,如图 1 所示。

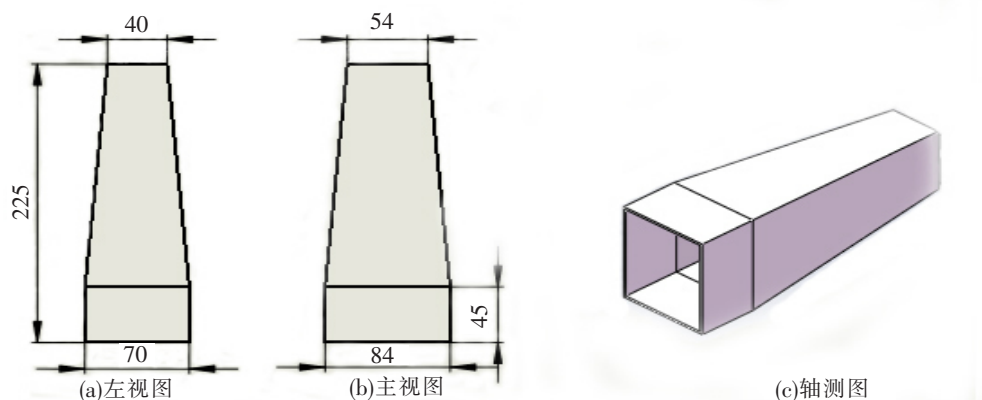


图 1 吸能盒三维模型(单位:mm)

对上述模型利用 Hypermesh 进行网格划分。本文主要采用四边形壳单元来划分网格。一般来说,对

收稿日期:2017-04-18 责任编辑:车轩玉 DOI:10.13319/j.cnki.sjztdxxb.2018.04.07

作者简介:王喆(1989—),男,硕士研究生,研究方向为车辆工程。E-mail:920455636@qq.com

王喆,韩彦军,刘涛.基于 Hypermesh 汽车吸能盒诱导槽优化设计[J].石家庄铁道大学学报:自然科学版,2018,31(4):41-45.

于壳单元网格划分的越小,计算精度越高,但计算时间会增加^[2]。在保证计算精度的前提下合理控制网格的大小。本文设置网格大小为 2 mm。将生成的有限元模型导入整车模型中相连接,并利用 LS-DYNA 求解器求解。

2 仿真结果分析

碰撞时变形通常发生在 B 柱之前的部分,B 柱后面的部分和 B 柱下端的变形量很小,因此在 B 柱下端设置传感器能够得到稳定可靠的速度和加速度曲线,用该处获得的加速度值作为评价汽车安全性的指标能够反映乘员在实际碰撞过程中承受的加速度变化。本文在 B 柱左右两侧下端设置加速度测试点。加速度变化如图 2 所示。

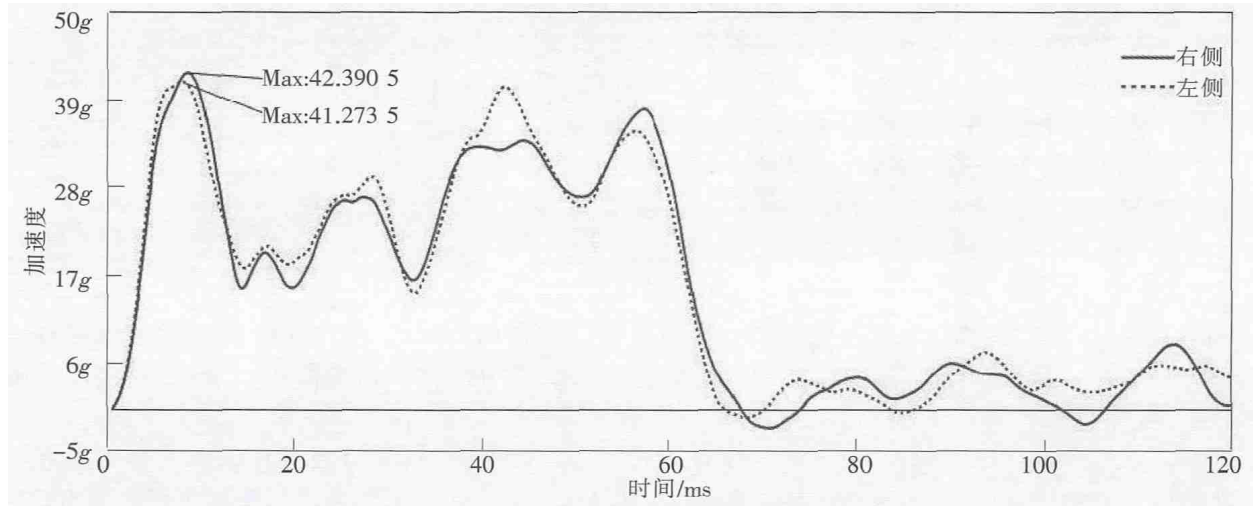


图 2 B 柱两侧加速度曲线

从图 2 可以看出,增加吸能盒后 B 柱加速度峰值出现在碰撞初期,这会导致乘员在碰撞发生较短的时间内感受到很大的冲击力,降低乘员的安全性。B 柱右侧峰值最大约为 42.39g,左侧峰值约为 41.27g。对于安全性能较高的汽车而言 B 柱加速度峰值应低于 40g,安全性能为五星级的汽车加速度峰值通常低于 35g。因此,需进一步优化吸能盒使 B 柱加速度峰值尽可能降低。

3 吸能盒结构优化

诱导槽是指在结构的某一位置利用冲压等技术生成凹槽,使该部位产生应力集中现象。对于薄壁部件通过增加诱导槽的方法,可以引导薄壁部件的压溃变形,使薄壁部件吸收更多的能量。国内外许多专家学者对薄壁梁开设诱导槽的作用进行了大量研究,Chen^[3]认为吸能盒诱导槽的设计参数对纵梁碰撞性能有很大影响。Casselle^[4]的研究结论显示,当诱导槽的位置一定时,诱导槽的尺寸比其形状和方向对吸能量的影响更明显。诱导槽的数量对能量的吸收也有影响,多个诱导槽在碰撞过程中部件吸收的能量多于单个诱导槽的部件,同时能够更好地引导部件的溃缩变形。

综合汽车模型的结构特点,对吸能盒采取增开双诱导槽的方法,通过数值分析与计算机仿真相结合的方法,对诱导槽开设的位置、宽度和深度进行研究。

3.1 优化问题的数学模型

优化问题的数学模型可表达为

$$\begin{cases} \max(\min) f(x) \\ \text{s. t. } g_j(x) \leq 0, \quad (j=1, 2, \dots, m) \\ x_{iL} \leq x_i \leq x_{iU}, \quad (i=1, 2, \dots, m) \end{cases} \quad (1)$$

式中, $f(x)$ 为目标函数; $g_j(x)$ 为约束函数; x_{iL} 、 x_{iU} 分别为设计变量的上、下边界^[5]。

选取的设计变量分别为:第一个吸能盒诱导槽的位置 p ;第二个吸能盒诱导槽的位置 q ;吸能盒诱导

槽的深度 d ; 根据研究表明, 诱导槽宽度对薄壁件的吸能量和载荷值影响并不明显, 因此诱导槽宽度的设定为 20 mm。目标函数为: 吸能盒吸能量 U ; 吸能盒截面载荷峰值 F 。

3.2 优化设计

采用正交实验设计法和响应面法对诱导槽的参数进行优化。

(1) 正交实验设计。它是利用正交表科学地安排与分析多因素试验的方法^[6]。正交实验表是根据正交实验设计原理使用不同的因素和水平作为参考制定的表格。本文选取的正交实验设计因子水平表如表 1。

表 1 正交实验设计因子水平表

实验因素	设计变量	水平 1	水平 2	水平 3
A	第一诱导槽位置	40	60	100
B	第二诱导槽位置	120	160	200
C	诱导槽深度	5	15	30

根据表 1 的因子水平表, 进行正交实验, 实验方案如表 2。

表 2 正交实验设计方案

试验号	实验因素			实验方案
	A	B	C	
1	1	1	1	A1B1C1
2	1	2	2	A1B2C2
3	1	3	3	A1B3C3
4	2	1	2	A2B1C2
5	2	2	3	A2B2C3
6	2	3	1	A2B3C1
7	3	1	3	A3B1C3
8	3	2	1	A3B2C1
9	3	3	2	A3B3C2

根据表 2 进行仿真实验, 得出的仿真结果如表 3 所示。

表 3 仿真结果

试验号	实验方案	吸能量/J	载荷峰值/kN
1	A1B1C1	7 964.7	176.1
2	A1B2C2	7 824.4	163.5
3	A1B3C3	7 661.3	157.6
4	A2B1C2	7 433.9	137.8
5	A2B2C3	7 706.0	142.4
6	A2B3C1	7 652.1	129.7
7	A3B1C3	7 594.6	118.8
8	A3B2C1	7 900.5	152.1
9	A3B3C2	7 845.2	143.6

(2) 响应面函数建立。响应面法是对多因素响应的模型进行分析与研究, 最终得到最优响应结果的方法^[7]。本文采用二次模型来构建响应面函数, 表达式为

$$\eta(x) = a_0 + \sum_{i=1}^n a_i x_i + \sum_{i=1}^n a_{ii} x_i^2 + \sum_{j < i}^n a_{ij} x_j x_i \quad (2)$$

式中, $\eta(x)$ 表达的曲面称为响应表面; a_i 表示调整参数; x_i 、 x_j 为水平因子。根据表 3 的仿真结果采用最

小二乘拟合构造吸能盒的吸能量 U 和载荷峰值 F 的二次响应面函数,数学模型可表示为

$$\begin{cases} F=127.5-0.15p+0.02p^2-0.2q-0.004q^2-0.05d-0.07d^2 \\ U=8885.7-8.7p+0.05p^2-4.6q+0.02q^2-2.7d+0.05d^2 \end{cases} \quad (3)$$

为保证构造的响应面函数的准确性,需对式(3)进行函数的拟合度验证。对响应面函数的拟合度验证通常采用方差分析中的决定系数 R^2 和调整的决定系数 R_{adj}^2 [8]。

$$R^2 = \frac{\sum_{i=1}^n (\hat{y}_i - \bar{y}_i)^2}{\sum_{i=1}^n (y_i - \bar{y}_i)^2} \quad (4)$$

$$R_{adj}^2 = 1 - \frac{\sum_{i=1}^n (y_i - \hat{y}_i)^2 (n-1)}{\sum_{i=1}^n (y_i - \bar{y}_i)^2 (n-m-1)} \quad (5)$$

式中, n 表示设计点的数量; m 为自由度; $y_i, \hat{y}_i, \bar{y}_i$ 分别为响应量测试值、响应量预测值和响应量测试平均值。 R^2 与 R_{adj}^2 越接近 1, 表明模型的拟合度就越高, 越符合实际情况。

通过计算, 吸能量 U 响应函数: $R^2=0.932; R_{adj}^2=0.906$ 。

载荷峰值 F 响应函数: $R^2=0.91; R_{adj}^2=0.871$ 。吸能量 U 和载荷峰值 F 的响应面函数的决定系数 R^2 和调整的决定系数 R_{adj}^2 都比较接近 1, 表明获得的响应面数学模型比较准确。

对数学模型(3)使用 MATLAB 优化可求得: 当 p 为 88.2 mm, q 为 150.4 mm, d 为 13.6 mm 时得到数学模型的最优解。将最优解带入 F 和 U 的表达式(3)中, 求得: $F=147.66$ kN, $U=8288.13$ J。

将吸能盒诱导槽的位置按数学模型优化得到的结果取整建立吸能盒结构并进行仿真计算: p 取 88 mm, q 取 150 mm, d 取 14 mm, 优化后吸能盒的结构示意图如图 3 所示。

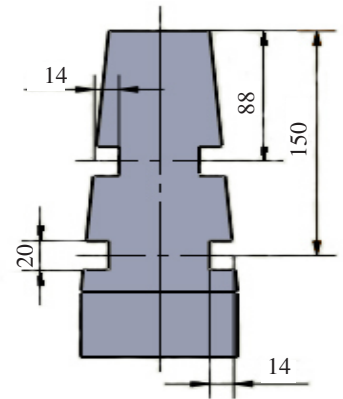


图 3 优化后吸能盒模型(单位:mm)

优化后吸能盒的仿真结果为: $F=149.36$ kN, $U=8269.04$ J。仿真结果与数学模型求解的结果相比, 误差小于 2%, 表明数学模型较为合理。优化前后 B 柱两侧加速度曲线如图 4 所示。

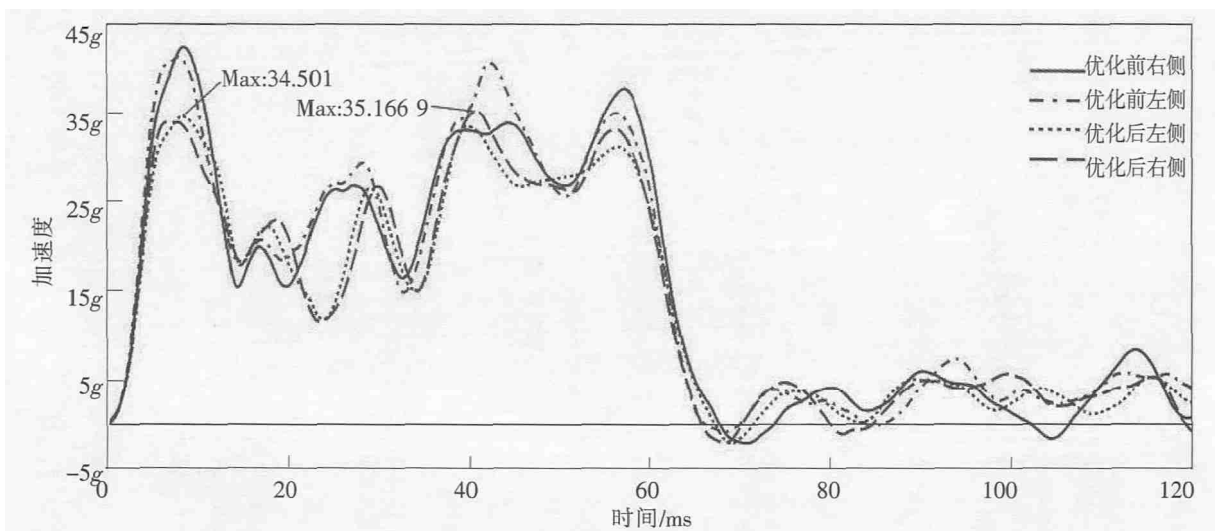


图 4 优化前后 B 柱两侧加速度对比

从图 4 可以看出, 吸能盒结构优化后明显降低了碰撞过程中加速度峰值。优化后碰撞初期的峰值出

现在 B 柱左侧约为 $34.5g$, 相比优化前左侧峰值 $41.27g$ 降低了约 16.4% ; 优化后 B 柱加速度最大值出现在右侧约 $35.17g$, 相比优化前右侧峰值 $42.39g$ 降低了约 17% 。吸能盒优化后明显小于优化前的加速度值, 曲线也更为平滑, 表明加速度变化更加平缓。由此可见, 该优化方案能够明显改善 B 柱右侧加速度值。优化后 B 柱加速度最大值约 $35.17g$, 该值能够满足较高标准的碰撞要求。

4 结论

通过对 B 柱加速度的分析, 将吸能盒吸收的能量和截面力峰值作为优化目标, 采用正交实验设计法和响应面法构建吸能量和截面力与吸能盒诱导槽位置、深度相关的响应面函数, 并对该函数求解得到满足吸能量和截面力的最优解, 从而确定吸能盒诱导槽的位置与深度, 结合仿真的方法对比优化前后 B 柱右侧加速度峰值的变化。优化后的模型 B 柱右侧加速度明显小于优化之前, 曲线也更平滑, 极大地提高了汽车的安全性。

参 考 文 献

- [1] Clausen A H, Hopperstad O S, Langseth M. Stretch bending of a aluminium extrusions for car bumpers[J]. Journal of Materials Processing Tech., 2000, 102(1): 241-248.
- [2] 邓晓龙, 冯国胜, 李鹏飞, 等. 基于 ANSYSWorkbench 的某轿车车身刚度研究[J]. 石家庄铁道大学学报: 自然科学版, 2016, 29(1): 64-68.
- [3] Chen S Y. An approach for impact structure optimization using the robust genetic algorithm[J]. Finite Elements in Analysis & Design, 2001, 37(5): 431-446.
- [4] Casselle O, Tyan T. Effect of trigger variation on frontal rail crash performance[C]//2005 Sae World Congress, 2005: 1-16.
- [5] 武和全, 胡宏伟, 辛勇. 薄壁梁诱导槽结构抗撞性优化设计及应用[J]. 公路交通科技, 2011, 28(1): 120-126.
- [6] 李云雁, 胡传荣. 试验设计与数据处理[M]. 北京: 化学工业出版社, 2008.
- [7] 王四文. 轿车正面偏置碰撞结构安全性研究[D]. 长沙: 湖南大学, 2009.
- [8] 刘文卿. 实验设计[M]. 北京: 清华大学出版社, 2005.

Optimization Design of Energy Absorbing Box Based on Hypermesh

Wang Zhe, Han Yanjun, Liu Tao

(School of Mechanical Engineering, Shijiazhuang Tiedao University, Shijiazhuang 050043, China)

Abstract: According to the structure characteristics of the energy absorbing box, the energy absorber was optimized by adding double induction slots. Taking the position and depth of the energy absorbing box as the research object, the response surface methodology (RSM) and the orthogonal experimental design (OED) are adopted, and the energy absorption and load peak of the energy absorbing box are taken as indicators to establish the optimization model. The optimal solution of the model is obtained by using the Matlab optimization tool, and the optimized finite element model is established through Hypermesh for simulation test. The simulation results show that the optimized structure can obviously reduce the peak acceleration of B-column, as well as improve the energy absorption effect, and enhance the safety of the automobile.

Key words: energy absorbing box; inducing grooves; optimal design; crash simulation