

## 肋板对吸能构件耐撞性的影响及优化设计

马 箫, 苗诗梦

(沈阳航空航天大学 民用航空学院, 辽宁 沈阳 110000)

**摘要:** 为了提高单胞薄壁吸能构件的耐撞性, 设计了外接附加肋板的单胞薄壁吸能构件, 并且研究了肋板形状对构件的耐撞性的影响。首先, 基于 ABAQUS 的动力显示分析, 模拟了不同肋板形状的铝合金薄壁圆管在轴向压缩下的吸能特性及破坏模式, 发现外加三角形肋板的吸能构件的破坏模式稳定、吸能高。然后, 利用响应面模型对吸能构件进行了优化, 并提出了评价吸能构件耐撞性的新指标——耐撞性指数  $P$ 。结果表明: 优化后的吸能构件的基础单元圆管厚度为 2.07 mm, 三角形肋板厚度为 0.98 mm, 耐撞性指数  $P$  较优化前提高了 9.5%, 此时构件的比吸能和平均承载力分别为  $47542.1 \text{ kJ} \cdot \text{g}^{-1}$  和 12760.300 kJ。

**关键词:** 吸能构件; 附加肋板; 屈曲模式; 耐撞性; 吸能特性

**DOI:** 10.13330/j.issn.1000-3940.2023.05.041

**中图分类号:** O342 **文献标志码:** A **文章编号:** 1000-3940 (2023) 05-0314-07

## Influence of ribs on impact resistance for energy-absorbing components and optimal design

Ma Xiao, Miao Shimeng

(Civil Aviation College, Shenyang Aerospace University, Shenyang 110000, China)

**Abstract:** In order to improve the impact resistance of single-cell thin-walled energy-absorbing component, a single-cell thin-wall energy-absorbing component with external additional ribs was designed, and the influence of rib shape on the impact resistance of component was investigated. Firstly, based on the ABAQUS dynamic display analysis, the energy absorption characteristics and damage modes of aluminum alloy thin-walled circular tubes with different rib shapes under axial compression were simulated. And the results show that the damage mode model of the energy-absorbing component with external additional triangular ribs is stable and the energy absorption is high. Then, the energy-absorbing component was optimized by the response surface model, and a new index for evaluating the impact resistance of the energy-absorbing component of impact resistance index  $P$  was proposed. The results show that after optimization, the thickness of circular tube for the base unit of the energy-absorbing component is 2.07 mm, the thickness of the triangular rib is 0.98 mm, the impact resistance index  $P$  is increased by 9.5% compared with that before optimization. At this time, the specific energy absorption and the average bearing capacity of component are  $47542.1 \text{ kJ} \cdot \text{g}^{-1}$  and 12760.300 kJ, respectively.

**Key words:** energy-absorbing components; additional ribs; buckling mode; impact resistance; energy-absorbing property

汽车发生碰撞时, 主要通过吸能构件自身的屈曲变形来吸收能量, 而耐撞性是指吸能构件在碰撞事故发生后, 减弱撞击伤害、保护行人及乘员安全的能力<sup>[1]</sup>。吸能构件在设计时应同时满足质量较轻、吸收能量大和碰撞过程发生轴向溃缩而不弯曲等各项要求; 同时, 吸能构件在溃缩时压缩行程不能太大, 以免引起后纵梁和安装板等相关部件发生

较大的塑性变形<sup>[2]</sup>。

由于制造工艺简单、造价低廉, 传统的吸能构件大都选择使用薄壁方管或圆管作为能量吸收装置。但薄壁空管承受非轴向载荷的能力较弱, 而且容易发生欧拉屈曲, 导致吸能不充分<sup>[3]</sup>。而多胞管的耐撞性较相对应的单胞管的耐撞性更好, 主要原因为角元素的增加。在对三角形、方形、六边形和八边形多胞薄壁结构进行分析研究后, 验证了这一说法<sup>[4]</sup>。Faruque O 等<sup>[5]</sup>研究了在薄壁管内部添加肋板的多胞管, 得到其在轴向压缩过程中吸能效率显著高于对应普通薄壁圆管的结论。但是, 在实际工程应用中, 多胞管的细胞数量较大、成本过高, 因此, 进一步研究如何提高单胞薄壁管的耐撞性具有

收稿日期: 2022-03-17; 修订日期: 2022-06-18

基金项目: 校引进人才科研启动基金项目 (19YB18)

作者简介: 马 箫 (1987-), 女, 博士, 讲师

E-mail: 540721373@qq.com

通信作者: 苗诗梦 (1996-), 女, 硕士研究生

E-mail: 2050598542@qq.com

重要意义。

综上所述, 目前多数研究都是通过加装内肋板使得圆管内部胞室增多以提高耐撞性, 但是研究肋板形状对单胞薄壁吸能构件的耐撞性影响的研究较为少见。本文研究设计了几种新的吸能结构, 在薄壁圆管内、外侧加装不同形状的薄壁肋板, 并对不同结构的吸能构件在轴向压缩下的破坏模式及吸能特性进行了分析与研究。

## 1 吸能构件几何结构与材料参数设计

### 1.1 几何结构设计

对吸能构件进行尺寸设计时, 一个重要的原

则为: 为了吸收更多的能量, 吸能构件应该提供足够长的变形行程, 且变形后不应占用过大的空间<sup>[6]</sup>。

对具有不同截面形状(圆形、方形、矩形、六边形、三角形、金字塔形、圆锥形)的薄壁管在轴向压缩下的变形行为及吸能特性进行分析与研究后发现, 在轴向冲击下, 相较其他截面形状的薄壁管, 薄壁圆管的缓冲吸能最大、比吸能最高<sup>[7]</sup>。因此, 本文设计了几种基于薄壁圆管并加装肋板的吸能构件, 研究其在准静态轴向压缩下的破坏模式及吸能特性, 以提高其吸能量, 并使其屈曲效果更加稳定, 保证能量传递更加平稳。图1为不同肋板形状的金属薄壁圆管吸能构件的结构设计图。

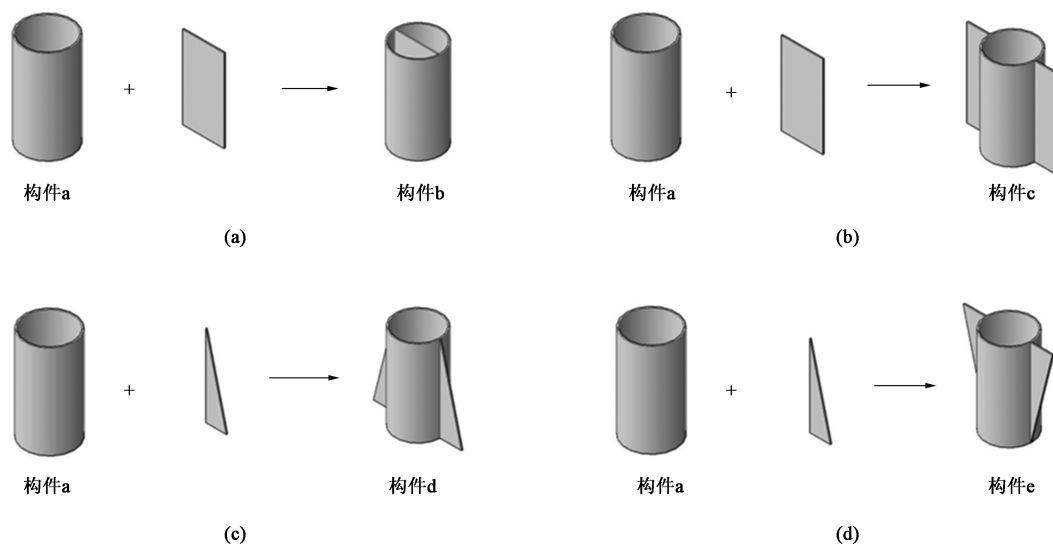


图1 不同的吸能构件结构设计图

(a) 构件 b (b) 构件 c (c) 构件 d (d) 构件 e

Fig. 1 Structural design diagrams of different energy-absorbing components

(a) Component b (b) Component c (c) Component d (d) Component e

图1中构件a为未加装肋板的普通铝合金薄壁圆管, 为原始对照组。薄壁圆管内径为 $\Phi 80$  mm, 壁厚为2 mm, 管长为160 mm。构件b则在对照组的基础上在管内部加装了一个长方形肋板, 肋板高度为160 mm、宽度为80 mm、厚度为2 mm; 构件c则将整块肋板均分为两块, 将其对称地安装在薄壁圆管外侧的中心轴线处; 构件d则将构件b中的长方形肋板均分为两个直角三角形, 将其对称地加装在圆管直径外侧, 且三角形尖部安装在靠近自由端的一侧; 构件e与构件d类似, 在轴线处对称地加装两个倒装直角三角形, 但三角形肋板的尖部靠近固定端。

### 1.2 材料参数设计

除截面形状、几何尺寸和壁厚等因素外, 材料属性也是影响薄壁圆管吸能构件变形模式及缓冲吸能特性的重要影响因素<sup>[8]</sup>。6061-T6铝合金属于Al-Mg-Si系合金, 是一种可以热处理强化的中高强度铝合金, 具有较高的比强度。本文选择用6061-T6铝合金进行模拟研究, 其密度为 $2.7 \times 10^{-6} \text{ g} \cdot \text{mm}^{-3}$ , 弹性模量为69 GPa, 泊松比为0.33。

同等实验条件下, 采用6061-T6铝合金制造的防撞梁在满足模态、强度和刚度要求的同时, 较钢制防撞梁减重55.4%, 可以提高整车的平稳性和耐撞性<sup>[9]</sup>。这说明在一定程度下, 6061-T6铝合金能

够减轻车重、减少油耗,满足了车身轻量化的设计要求。该材料的真实应力-真实应变曲线如图 2 所示。

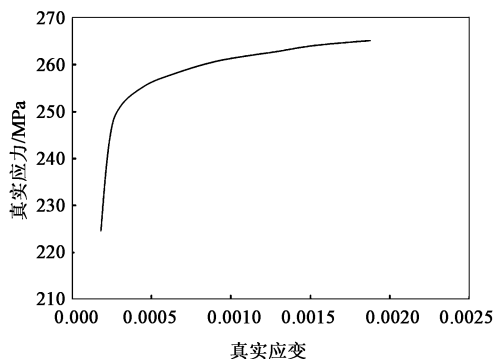


图 2 6061-T6 铝合金的真实应力-真实应变曲线

Fig. 2 True stress-true strain curve of 6061-T6 aluminum alloy

## 2 有限元模型建立

吸能构件的轴向压溃属于短时间内的大变形问题,本文选用有限元软件 ABAQUS/Explicit 对不同肋板形状的吸能构件进行有限元模拟仿真,通过对耐撞性评价指标及载荷-位移曲线进行分析比较,判断各构件的吸能性能。图 3 为未加装肋板的铝合金薄壁圆管,即构件 a,在准静态轴向压缩下的有限元模拟屈曲图。将薄壁圆管与肋板均设置为壳体,上、下钢板为离散刚体,构件位于两个离散刚体之间,上板为自由端,施加位移边界条件,下板为固定端,与圆管绑定,不可移动。在定义部件间的相互作用时,圆管与肋板的连接为压溃失效的主要区域。由于需要将肋板与圆管绑定在一起,在分析过程中不被分开,因此,采用绑定约束将两者连接在一起,相当于将两者焊在一起。薄壁圆管在压密阶段前的最小压溃位移约为管长的 80%<sup>[10]</sup>,故本文允许自由端沿 Z 轴方向向下最大压缩的行程为 140 mm。

吸能构件结构设计的主要目标是能够大量吸收由于撞击产生的能量,以保护汽车和乘客安全。因此,对薄壁圆管的吸能特性进行定量化评价时,通常引入以下各项指标。

(1) 初始压溃峰值  $F_m$ : 指在轴向压缩下吸能构件产生形变时所能承受的极限载荷。初始压溃峰值的减小,对于乘客的安全保护非常重要<sup>[11]</sup>,其为反应吸能构件压缩难易程度的评价指标。

(2) 总吸能  $EA$ : 指在轴向压缩过程中吸能构件所吸收的总能量。发生轴向压缩时,构件通过自身形变来吸收能量,并将其转化为内能。

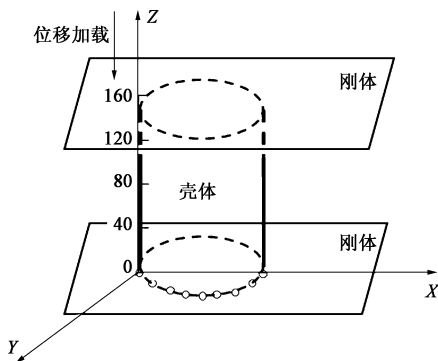


图 3 构件 a 的轴向压缩示意图

Fig. 3 Schematic diagram of axial compression for component a

(3) 比吸能  $SEA$ : 指单位质量的吸能构件在发生轴向压缩时所能吸收的能量。该指数体现了吸能构件在不同构造和材质下吸能能力的大小<sup>[12]</sup>。

$$SEA = \frac{EA}{m} \quad (1)$$

式中:  $m$  为薄壁圆管的质量。

## 3 轴向载荷下加装肋板的吸能构件的有限元分析

为了准确地分析并比较不同吸能构件在轴向压缩下的破坏模式及能量吸收特性,除构件 a 外,其余构件加装的肋板大小相同,以保证各构件质量相一致,且在有限元软件中的各项参数均一致。

### 3.1 吸能构件压溃屈曲变形模式

图 4 给出了 4 种不同肋板形状的吸能构件的自由端在受到轴向载荷时,分别下压 0 (即自由端不动)、80、120 和 140 mm 时构件的轴向屈曲变形图。

由于几何参数的比例以及材料属性的不同,吸能构件在轴向压缩下存在多种变形模式。一般来说,变形模式包括塑性屈曲和渐进折皱(可能是轴对称或非对称)<sup>[13]</sup>。

从图 4 中各构件的压缩变形情况可知:在自由端下压 80 mm 之前,各构件均先产生稳定的轴对称变形;随着下压位移的增大,当自由端下压 120 mm 时,构件 b 和构件 e 开始出现非轴对称金刚石模式变形,产生金刚石状的褶皱形状;随着下压位移进一步增大,构件 c 也开始出现不规则褶皱,只有构件 d 始终保持轴对称的圆环变形模式。

构件 d 与构件 e 的变形均从三角形的尖端开始,前期产生轴对称的褶皱,变形模式较为稳定。但是,构件 e 在变形后期产生了不规则褶皱。虽然这 4 个

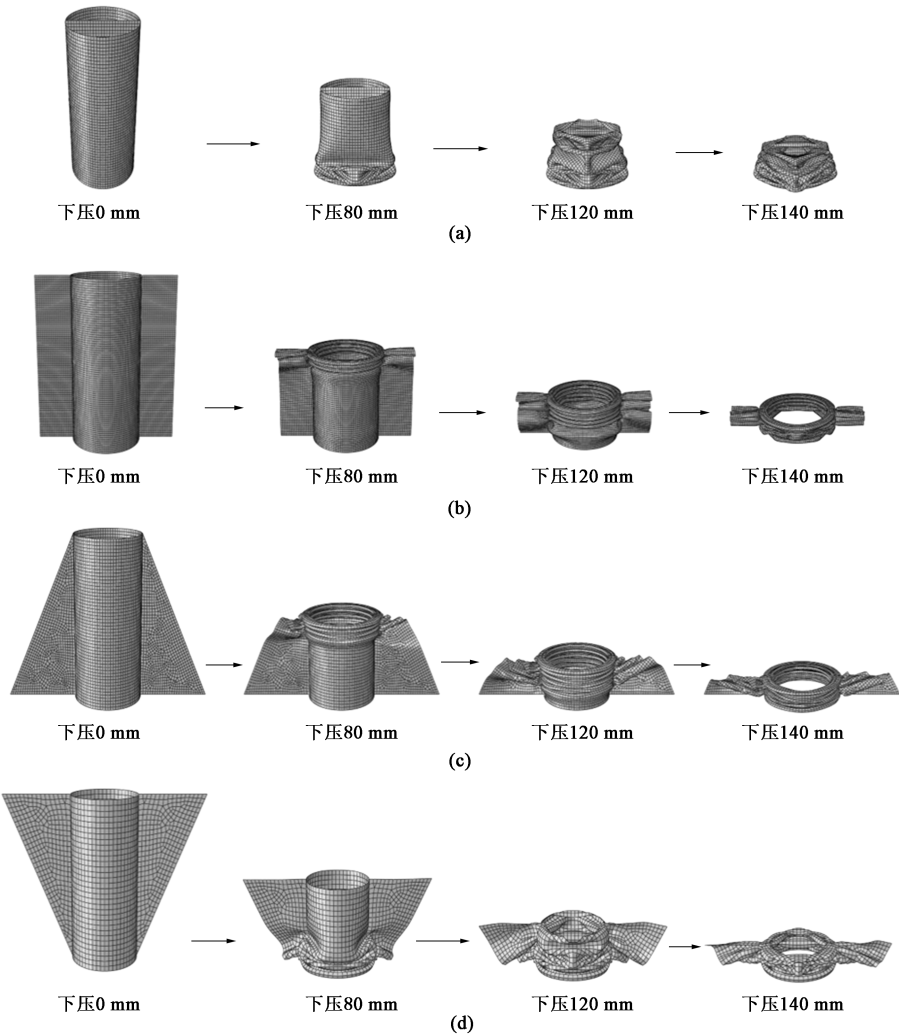


图 4 加装肋板的吸能构件的轴向屈曲变形图  
(a) 构件 b (b) 构件 c (c) 构件 d (d) 构件 e  
Fig. 4 Axial buckling deformation diagrams of energy-absorbing components with ribs  
(a) Component b (b) Component c (c) Component d (d) Component e

构件的变形模式有所差别，但在自由端下压 140 mm 时所产生的褶皱数差别不大，均为 6~7 个。

通过对比发现，外接肋板相比内接肋板出现的不规则褶皱更少，变形更加稳定。比较构件 d 和构件 e 的变形情况可知，当外接肋板为三角形时，压缩变形总是从三角形的尖端开始。

3.2 吸能特性分析

利用有限元软件模拟得出各构件的载荷-位移曲线，如图 5 所示，观察 5 种构件的吸能特性曲线的变化可知，吸能构件在受到轴向撞击后的变形过程可分为 3 个阶段。

当金属薄壁圆管受到准静态轴向冲击载荷时，加载初期，载荷随着位移的增加呈现线性增加，自由端下压 2.1 mm 左右时，达到初始峰值载荷，此

时为初始弹性屈曲阶段。之后随着自由端继续向下压缩，圆管开始出现褶皱，轴向负载非线性增加，进入相对稳定的渐进屈曲阶段。在此阶段，随着自由端的持续向下压缩，载荷会在平均载荷附近上下波动，并持续较长时间，这个阶段是薄壁圆管能量吸收的主要阶段，曲线上每出现一个峰值即代表着一个褶皱的产生。随着载荷的进一步增大，自由端下压 120 mm 左右时，构件不再产生新的褶皱，载荷-位移曲线出现明显上升时，结构进入密实阶段。

从图 5 中可以观察到：构件 b 与构件 c 的初始压溃峰值明显高于其他构件；构件 d 与构件 e 的初始压溃峰值与普通薄壁圆管相差不大，但是构件 d 在自由端压缩大约 55 mm 之后，曲线逐渐趋于平



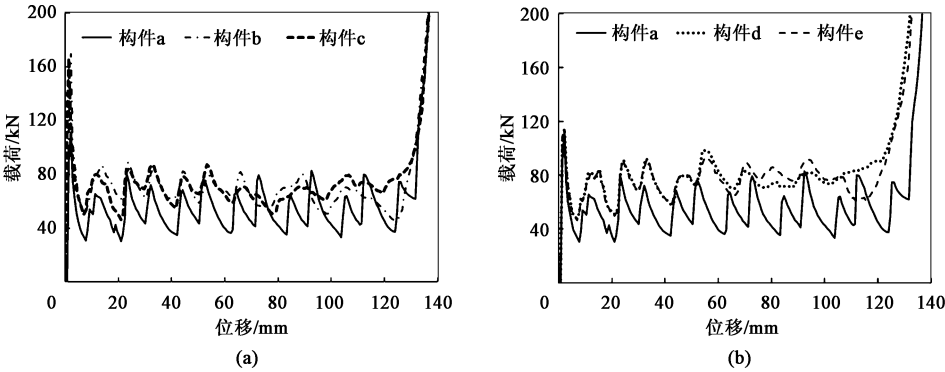


图 5 吸能构件的位移-载荷曲线  
(a) 加装长方形肋板 (b) 加装三角形肋板  
Fig. 5 Displacement-load curves of energy-absorbing components  
(a) Adding rectangular ribs (b) Adding triangular ribs

稳, 吸能状态较为稳定, 是一种良好的能量吸收模式。相较于其他形式的构件, 构件 d 的破坏模式更加稳定, 能量吸收也更加平稳。

将不同的吸能构件在准静态轴向压缩下得到的数据汇总, 可以得到不同结构吸能构件的初始压溃峰值、总吸能、比吸能, 见表 1。

表 1 耐撞性评价指标比较  
Table 1 Comparison of impact resistance indicators

构件	初始压溃峰值 $F_m/\text{kN}$	总吸能 $EA/\text{kJ}$	比吸能 $SEA/(\text{kJ} \cdot \text{g}^{-1})$	耐撞性指数 $P$
a	111.497	8512.320	37665.1	26399.02
b	169.665	11596.500	39177.3	27475.01
c	166.203	11921.200	40274.3	28241.87
d	114.690	13381.800	45208.7	31680.50
e	112.056	12848.800	43408.1	30419.29

在评价构件的能量吸收特性时, 期望构件总吸能最大, 但初始压溃峰值尽可能的小<sup>[14]</sup>。要使得两者均达到最佳, 可利用权重法转化为单目标问题。为了比较各构件的能量吸收特性, 引入耐撞性指数  $P$ ,  $P$  的计算公式如式 (2) 所示。

$$P = l \times EA + k \times F_m \quad (2)$$

式中:  $l$ 、 $k$  为权重系数, 根据各优化目标在系统中的重要程度,  $l$  取 0.7,  $k$  取 0.3。

对比各构件的比吸能后发现, 增加肋板后的吸能构件较普通圆管的  $SEA$  值普遍有所提高。与此同时, 加装肋板后的构件的初始压溃峰值均较普通圆管的大。其中, 构件 b 与构件 c 的初始压溃峰值较大, 初始压溃峰值越大, 耐撞性越低, 乘客的安全

指数越低。但是, 通过对比构件 b 和构件 c 的数据发现, 在为薄壁圆管加装肋板时, 外接肋板较内接肋板构件的比吸能更大, 并且初始压溃峰值较小, 说明外接肋板的构件变形更为稳定。

对比耐撞性指数  $P$  后发现, 加装三角形肋板的构件的吸能特性总体较加装长方形肋板更为优秀。而且同为加装三角形肋板, 在一定的变形行程内, 构件 d 与构件 e 的耐撞性相差不大, 且两者均从三角形尖端开始变形。但是, 在对比耐撞性指数  $P$  之后, 构件 d 的耐撞性指数  $P$  更为优秀。

3.3 有限元模型的准确性验证

通过计算伪应变能与内能比值可以判断模型是否进入沙漏模式, 沙漏模式是缩减积分算法的结果, 如果计算出的沙漏能过大, 会导致系统能量不守恒。沙漏现象在有限元模型中一般是指网格的刚度变为 0 并且网格变成了锯齿状。伪应变能与内能的比值越小, 说明沙漏现象越不明显, 当有限元模型的伪应变能与内能比值大于 10% 时, 会导致模型刚度偏低, 严重影响仿真效果<sup>[15]</sup>。为了保证数值模拟和实际情况相吻合, 必须减小沙漏现象产生的可能性。以构件 d (外接三角形肋板的薄壁构件) 为例研究伪应变能与内能比值, 如图 6 所示。

由图 6 可知, 构件 d 的伪应变能与内能比值约为 6%, 说明模型未出现明显沙漏现象, 有限元网格划分和计算结果较为可靠。

4 吸能构件尺寸优化

4.1 优化问题定义

薄壁圆管厚度对其耐撞性具有重要影响, 厚度

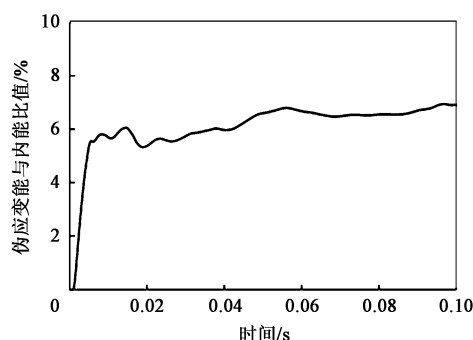


图6 构件d的伪应变能与内能比值

Fig.6 Ratio value of artificial strain energy and internal energy for component d

太大会导致薄壁圆管无法有效变形,且产生较大的初始压溃峰值;厚度太小会使得薄壁圆管容易完全压溃而导致其吸能不足<sup>[16]</sup>。因此,本文以薄壁圆管的壁厚及肋板厚度作为设计变量,以构件的比吸能最大、初始压溃峰值最小为目标函数,进行薄壁圆管吸能构件在轴向压缩的多目标优化。

薄壁圆管的轴向碰撞问题属于非线性问题,解决此类碰撞问题,近似模型的方法已经被证明是一种有效的方法,被广泛应用于薄壁圆管的优化设计中,如响应面模型(Response Surface Model, RSM)<sup>[17]</sup>。

为了获取性能最优的尺寸参数组合,优化设计以构件e为设计基础,对不同尺寸参数下的吸能构件进行多目标优化。轴向压缩下金属薄壁圆管吸能结构的吸能特性的数学优化模型如式(3)所示。

$$\begin{cases} \text{Max: } f_1 = SEA(h_1, h_2) = a_1 + a_2h_1 + a_3h_2 + a_4h_1h_2 + a_5h_1^2 + a_6h_2^2 \\ \text{Min: } f_2 = F_m(h_1, h_2) = b_1 + b_2h_1 + b_3h_2 + b_4h_1h_2 + b_5h_1^2 + b_6h_2^2 \\ \text{s. t. } \begin{cases} 0.5 \text{ mm} \leq h_1 \leq 2.5 \text{ mm} \\ 0.5 \text{ mm} \leq h_2 \leq 2.5 \text{ mm} \end{cases} \end{cases} \quad (3)$$

式中:  $f_1$  和  $f_2$  为关于薄壁圆管壁厚  $h_1$  和肋板厚度  $h_2$  的二次响应函数;  $SEA(h_1, h_2)$  为比吸能函数;  $F_m(h_1, h_2)$  为初始压溃峰值函数;  $a_1 \sim a_6$ 、 $b_1 \sim b_6$  为待定系数。

## 4.2 构建近似模型

设置吸能构件的其他参数保持不变,对其进行准静态轴向压缩,在  $0.5 \text{ mm} \leq h_1 \leq 2.5 \text{ mm}$ ,  $0.5 \text{ mm} \leq h_2 \leq 2.5 \text{ mm}$  的设计区间内选取9个样本点。

由于比吸能  $SEA$  和初始压溃峰值  $F_m$  的数值非一个量级,直接优化精确度不高,因此,将其进行

归一化处理,从而得到无量纲函数  $y_1$  和  $y_2$ 。

$$y_1 = \frac{SEA(h_1, h_2) - SEA_{\min}}{SEA_{\max} - SEA_{\min}} \quad (4)$$

$$y_2 = \frac{F_m(h_1, h_2) - F_{m\min}}{F_{m\max} - F_{m\min}} \quad (5)$$

式中:  $SEA_{\min}$  为比吸能的最小值;  $SEA_{\max}$  为比吸能的最大值;  $F_{m\min}$  为  $F_m$  的最小值;  $F_{m\max}$  为  $F_m$  的最大值。

基于9组具有不同  $h_1$  和  $h_2$  的构件e的仿真数据,根据序列化最小二乘法拟合出  $y_1$  和  $y_2$  的函数,如式(6)和式(7)所示。

$$y_1 = -3.091 + 3.492h_1 - 0.215h_2 + 0.270h_1h_2 - 0.800h_1^2 - 0.145h_2^2 \quad (6)$$

$$y_2 = -1.561 + 0.741h_1 + 0.315h_2 - 0.035h_1h_2 + 0.075h_1^2 - 0.054h_2^2 \quad (7)$$

由于比吸能和初始压溃峰值在吸能构件的吸能评价指标中的重要程度不一样,因此,引入权重系数,最终的多目标优化问题可以写为:

$$\text{Max}[y(*)] = uy_1 - vy_2 \quad (8)$$

式中:  $y(*)$  为不同薄壁圆管壁厚和肋板厚度下的比吸能和初始压溃峰值的综合评价指标;  $u$ 、 $v$  为权重系数,分别为0.7和0.3。

该多目标问题的最优解为  $h_1 = 2.07 \text{ mm}$ ,  $h_2 = 0.98 \text{ mm}$ 。得出比吸能  $SEA$  的内部拟合优度  $R^2$  为0.999,初始压溃峰值  $F_m$  的内部拟合优度  $R^2$  为0.935。这两个数据与1.000接近,说明响应面模型拟合精度较高。

将基于这一组最优解产生的构件在有限元软件中建模并进行轴向压缩,模拟  $h_1 = 2.07 \text{ mm}$ 、 $h_2 = 0.98 \text{ mm}$  的吸能构件的压缩工况,得出尺寸优化后构件的能量吸收情况。优化后的构件与原始构件(设计模型)的比吸能、初始压溃峰值的比较结果如表2所示。

表2 优化模型与设计模型性能对比

Table 2 Comparison of performance between optimization and design models

参数	设计模型	优化模型	变化幅度/%
EA/kJ	12848.800	12760.300	0.96
m/kg	0.29640	0.268406	-10.40
SEA/(kJ·g <sup>-1</sup> )	43408.1	47542.1	5.30
F <sub>m</sub> /kN	112.056	114.875	0.16
P	30419.29	33313.93	9.50

从能量吸收角度来看,优化模型质量减轻 10.4%,比吸能提高了 5.3%,满足构件的轻量化需求;而初始压溃峰值较原始设计模型有所增加,但是幅度较小;耐撞性指数  $P$  增加了 9.5%,证明优化模型耐撞性有了一定的提高。

## 5 结论

(1) 单位质量下,加装肋板的构件的吸能特性较普通薄壁圆管更为高效,但是初始压溃峰值也随之增高。

(2) 相较于内接肋板,外接肋板构件的失效模式更为稳定;相较于长方形肋板,加装三角形肋板的构件的总吸能更高。

(3) 基于响应面法,利用有限元仿真分析得出的数据建立函数模型,优化模型较原始模型的耐撞性指数  $P$  提高了 9.5%。说明优化模型的耐撞性有了一定的提升。

### 参考文献:

- [1] 白少璞. CFRP 薄壁管吸能特性研究及优化设计 [D]. 辽宁: 大连理工大学, 2019.
- Bai S P. Energy Absorption Characteristics and Optimization Design of CFRP Thin-walled Tube [D]. Liaoning: Dalian University of Technology, 2019.
- [2] 孙成智, 曹广军, 王光耀. 为提高低速碰撞性能的轿车保险杠吸能盒结构优化 [J]. 汽车工程, 2010, 32 (12): 1093–1096, 1101.
- Sun C Z, Cao G J, Wang G Y. Structural optimization of car bumper crash box for improving low-speed crash performance [J]. Automotive Engineering, 2010, 32 (12): 1093–1096, 1101.
- [3] 李志斌, 虞吉林, 郑志军, 等. 薄壁管及其泡沫金属填充结构耐撞性的实验研究 [J]. 实验力学, 2012, 27 (1): 77–86.
- Li Z B, Yu J L, Zhen Z J, et al. An experimental study on the crashworthiness of thin-walled tubes and their metallic foam-filled structures [J]. Journal of Experimental Mechanics, 2012, 27 (1): 77–86.
- [4] Nia A A, Parsapour M. Comparative analysis of energy absorption capacity of simple and multi-cell thin-walled tubes with triangular, square, hexagonal and octagonal sections [J]. Thin-walled Structures, 2014, 74: 155–165.
- [5] Faruque O, Saha N, Guimberteau T. Extruded Aluminum Crash can Topology for Maximizing Specific Energy Absorption [R]. Detroit: SAE, 2008.
- [6] 余同希. 结构的耐撞性和能量吸收装置 [J]. 力学与实践, 1985, (3): 2–9.
- Yu T X. The crash resistance and energy absorption device of the structure [J]. Mechanics in Engineering, 1985, (3): 2–9.
- [7] Nia A A, Hamedani J H. Comparative analysis of energy absorption and deformations of thin walled tubes with various section geometries [J]. Thin-Walled Structures, 2010, 48 (12): 946–954.
- [8] 张立玲, 林逸, 高峰. 不同材料薄壁圆管准静态轴压变形特性 [J]. 塑性工程学报, 2010, 17 (4): 62–65.
- Zhang L L, Lin Y, Gao F. Axial collapsed behavior analysis of thin-walled circular tubes with different materials [J]. Journal of Plasticity Engineering, 2010, 17 (4): 62–65.
- [9] 张西富, 马鸣图, 王刚刚. 6061T6 铝合金前防撞梁的开发与应用 [J]. 铝加工, 2018, (5): 15–20, 37.
- Zhang X F, Ma M T, Wang G G. Development and application of front anti-collision beam for 6061T6 aluminum alloy [J]. Aluminium Fabrication, 2018, (5): 15–20, 37.
- [10] 尹华伟, 王陈凌, 段金曦, 等. 新型薄壁管耐撞性分析及优化设计 [J]. 高压物理学报, 2021, 35 (3): 100–110.
- Yi H W, Wang C L, Duan J X, et al. Crashworthiness analysis and optimization design of new thin-walled tube [J]. Journal of High Pressure Physics, 2021, 35 (3): 100–110.
- [11] 柳艳杰. 汽车低速碰撞吸能部件的抗撞性能研究 [D]. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学, 2012.
- Liu Y J. Study on Crashworthiness of Automobile Energy-absorbing Components in Low Speed Collision [D]. Harbin: Harbin Engineering University, 2012.
- [12] 李晓阳. 低速碰撞下汽车吸能装置的性能研究 [D]. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学, 2008.
- Li X Y. Research on Properties of Automobile Energy Absorber under Low Speed Impact [D]. Harbin: Harbin Engineering University, 2008.
- [13] Guillow S R, Lu G, Grzebieta R H. Quasi-static axial compression of thin-walled circular aluminium tubes [J]. International Journal of Mechanical Sciences, 2001, 43 (9): 2103–2123.
- [14] Avalle M, Chiandussi G. Optimization of a vehicle energy absorbing steel component with experimental validation [J]. International Journal of Impact Engineering, 2007, 34 (4): 843–858.
- [15] Chen W G, Wierzbicki T. Relative merits of single-cell, multi-cell and foam-filled thin-walled structures in energy absorption [J]. Thin-Walled Structures, 2001, 39 (4): 287–306.
- [16] 魏昆坤. 轿车保险杠吸能特性分析与试验研究 [D]. 重庆: 重庆理工大学, 2012.
- Wei X K. Absorption Characteristic Analysis and the Experimental Research of the Car Bumper [D]. Chongqing: Chongqing University of Science and Technology, 2012.
- [17] Yin H F, Wen G L, Hou S J, et al. Crushing analysis and multiobjective crashworthiness optimization of honeycomb-filled single and tubular polygonal tubes [J]. Materials & Design, 2011, 32 (8–9): 4449–4460.