新型薄壁管耐撞性分析及优化设计

尹华伟 王陈凌 段金曦 刘利民

Crashworthiness Analysis and Optimization Design of New Thin-Walled Tube

YIN Huawei, WANG Chenling, DUAN Jinxi, LIU Limin

引用本文:
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):034202. DOI: 10.11858/gywlxb.20200624
YIN Huawei, WANG Chenling, DUAN Jinxi, et al. Crashworthiness Analysis and Optimization Design of New Thin-Walled Tube[J]. Chinese Journal of High Pressure Physics, 2021, 35(3):034202. DOI: 10.11858/gywlxb.20200624

在线阅读 View online: https://doi.org/10.11858/gywlxb.20200624

第 35 卷　第 3 期
2021 年 6 月
高　压　物　理　学　报
CHINESE JOURNAL OF HIGH PRESSURE PHYSICS
Vol. 35, No. 3
Jun. , 2021

DOI: 10.11858/gywlxb.20200624

新型薄壁管耐撞性分析及优化设计

尹华伟[1,2], 王陈凌[1], 段金曦[3], 刘利民[4]

（1. 湖南大学土木工程学院, 湖南 长沙　410082;
2. 湖南湖大土木建筑工程检测有限公司, 湖南 长沙　410082;
3. 国防科学技术大学指挥军官基础教育学院, 湖南 长沙　410072;
4. 湖南泽天传感科技有限公司, 湖南 长沙　410131）

摘要: 采用 LS-DYNA 仿真软件对新型薄壁管在轴向冲击荷载作用下进行了数值模拟, 分析了上端薄壁圆管长度和波纹型诱导槽半径对其耐撞性及变形模式的影响, 并与普通薄壁圆管进行比较。结果表明: 当上端薄壁圆管长度及波纹形诱导槽半径设计合理时, 新型薄壁管在压溃阶段的最大峰值压溃力、比吸能以及变形模式相比于普通薄壁圆管更优异。为了获得更好吸能效果的新型薄壁管, 以其比吸能和最大峰值压溃力为优化指标, 以上端薄壁圆管长度和波纹形诱导槽半径为动态变量, 建立了新型薄壁管多目标优化方案。基于 Kriging 法构造了目标近似函数, 同时结合 NSGA-Ⅱ算法求解了多目标优化问题。

关键词: LS-DYNA; 新型薄壁管; 耐撞性; 变形模式; 优化设计

中图分类号: O347.3　　　　**文献标识码:** A

薄壁金属构件由于成本低廉、轻质高强且具有能量吸收效率高等特点, 广泛应用于碰撞耗能系统[1–2]。耐撞性是指在受到冲击荷载作用下, 结构中吸能元件能够将碰撞中大部分动能以可预测和可控制的方式转化为其他形式能量的性质[3]。首先, 在薄壁构件耐撞性设计中应以稳定可控的变形方式吸收尽可能多的能量; 其次, 宜最大限度地降低碰撞过程中薄壁构件所承受的压溃力[4]。由于较高的压溃力会使被保护构件受到较高载荷从而受损, 因此碰撞过程中最大峰值压溃力应限制在安全阈值内。

为了更好地控制薄壁管变形模式来提高其吸能量同时尽可能减小其最大峰值压溃力, 人们研制了一系列由薄壁圆管改进的吸能元件, 如刻槽管[5]、波纹管[6–7]、变截面管[8]、仿生物管[9] 等。谭丽辉等[5] 在薄壁管上分别设置圆弧形诱导凹槽、凸槽和凸凹交替的诱导槽进行数值模拟, 结果表明设定合理的诱导槽既能保证吸能量又降低了压溃力。Eyvazian 等[6] 在薄壁管上设计不同尺寸和方向的波纹, 并与简单管进行对比试验研究, 分析了各类波纹管的耐撞性。Liu 等[7] 通过仿真分析了不同波长和幅度的正弦薄壁波纹管在轴向冲击下的变形模式和能量吸收特性。朱江涛等[8] 利用 LS-DYNA 仿真软件对不同厚度的阶梯形薄壁管进行仿真模拟, 结果表明其屈曲模态为轴对称叠缩模式, 比等效厚度的薄壁圆管具有更好的比吸能。Ha 等[9] 数值模拟了仿椰子树轮廓的管状波纹结构, 并探讨了锥角和波长对其变形模式和能量吸收的影响, 同时与薄壁圆管对比发现, 其最大峰值压溃力显著降低, 压溃力-位移曲线波动更平稳。上述研究均为将初始缺陷引入薄壁圆管或改变构件的几何构造, 从而取得较为理想的效果。

本研究在薄壁圆管的基础上设置波纹形诱导槽, 提出一种新型吸能元件。通过 LS-DYNA 仿真软件得到不同几何参数模型的冲击响应, 分析其变形模式和耐撞性。为了提高吸能元件的耐撞性, 同时满足轻量化的设计要求, 以新型薄壁管的比吸能和最大峰值压溃力为优化指标, 以上端薄壁圆管长度和波纹形诱导槽半径为动态变量, 建立薄壁管多目标优化设计方案。运用 Kriging 法构造优化目标的代理模型, 并结合 NSGA-Ⅱ算法求解多目标优化问题。

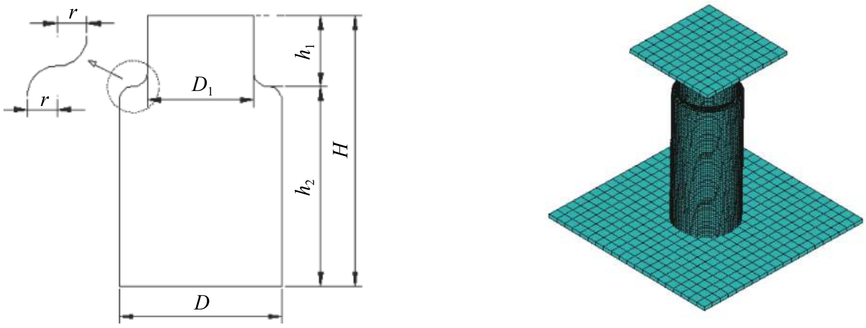
---

*　**收稿日期:** 2020-10-09; **修回日期:** 2020-12-14
基金项目: 国家重点研发计划（2016YFC0701405）
作者简介: 尹华伟（1972—）, 男, 博士, 副教授, 主要从事爆炸与冲击动力学研究. E-mail: yhwzzy@163.com

1　新型薄壁管几何构造及耐撞性评价指标

1.1　新型薄壁管几何构造

新型薄壁管由波纹形诱导槽和薄壁圆管组成，如图 1 所示。新型薄壁管的固定几何参数为：管长 $H = 90$ mm，壁厚 $t = 0.8$ mm，下端薄壁圆管直径 $D = 31$ mm，下端薄壁圆管长度 $h_2 = H - h_1$，上端薄壁圆管直径 $D_1 = D - 4r$。为了研究在轴向冲击荷载作用下，新型薄壁管不同的几何构造对其变形模式和耐撞性的影响，设定：上端薄壁圆管长度 h_1 在 10～40 mm 之间变化，步长为 5 mm；波纹形诱导槽的半径 r 在 0.5～2.0 mm 之间变化，步长为 0.5 mm。为了方便比较各种新型薄壁圆管的吸能特性，试件遵循下列规则命名：以 $h_{10}r_{1.0}$ 为例，表示上端薄壁圆管长度 $h_1 = 10$ mm、波纹形诱导槽半径 $r = 1.0$ mm 的新型薄壁管。另外，h_0r_0 代表普通薄壁圆管。



(a) Configuration of the new thin-walled tube　　(b) Finite element model of the new thin-walled tube

图 1　新型薄壁管示意图

Fig. 1　Schematic diagram of the new thin-walled tube

1.2　耐撞性评价指标

1.2.1　最大峰值压溃力

最大峰值压溃力(Maximum peak crushing force, F_{max})是指薄壁管在压溃过程中产生的最大压溃力。在吸能元件的应用过程中，当 F_{max} 过高时，可能会伤及被保护构件，从而造成严重的安全问题[10]。因此，设计吸能元件时，应将 F_{max} 限制在安全阈值内。

1.2.2　吸能量

吸能量(Energy absorption, E_a)主要用于评估薄壁构件通过塑性变形吸收冲击能量的能力，表达式为

$$E_a = \int_0^{\delta} F(s)\,\mathrm{d}s \tag{1}$$

式中：$F(s)$为压溃力与压溃位移的函数，δ为薄壁构件的压溃位移。

1.2.3　比吸能

比吸能(Specific energy absorption, S_{EA})是指单位质量薄壁构件所吸收的能量，该值越大表示构件轻量化越好，其表达式为

$$S_{EA} = \frac{1}{m}\int_0^{\delta} F(s)\,\mathrm{d}s \tag{2}$$

式中：m 为薄壁构件的质量。

2　有限元模型及可靠性验证

2.1　有限元模型

为了研究新型薄壁管在冲击荷载作用下的变形模式和耐撞性，利用 LS-DYNA 软件进行数值模拟。采用 Belytschko-Tsay 四节点壳单元，厚度方向设置 5 个积分点来模拟管壁的翘曲现象，单元面内

则采用 1 个积分点。新型薄壁管的材料为高强度钢, 密度 $\rho = 7.82 \times 10^3$ kg/m^3, 弹性模量 $E = 207.2$ GPa, 泊松比 $\mu = 0.3$, 屈服应力 $\sigma_0 = 446$ MPa。高强度钢有效应力-应变曲线关系[11] 见图 2, 其材料模型采用分段线性塑性模型。高强度钢的动态变形受材料应变率的影响较大, 需要在材料模型中考虑应变率的影响, 一般采用 Cowper-Symonds塑性材料模型[12]

$$\begin{cases} \dot{\varepsilon} = c(\sigma_{\rm dy}/\sigma_{\rm y} - 1)^n \\ \sigma_{\rm dy} = \sigma_{\rm y}\left[1 + (\dot{\varepsilon}/c)^{1/n}\right] \\ \sigma_{\rm dy} > \sigma_{\rm y} \end{cases} \tag{3}$$

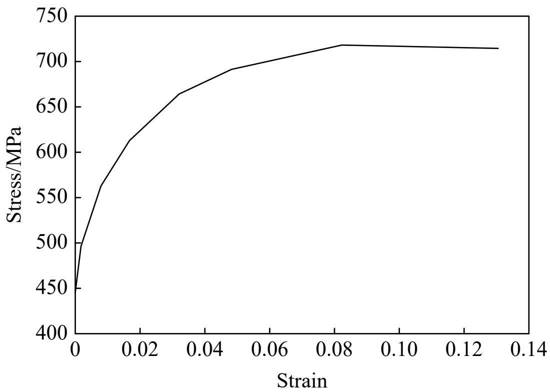


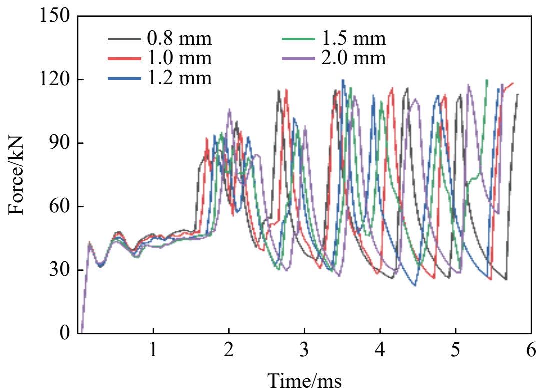
图 2　高强度钢有效应力-应变曲线

Fig. 2　Stress-strain characteristic of high-strength steel

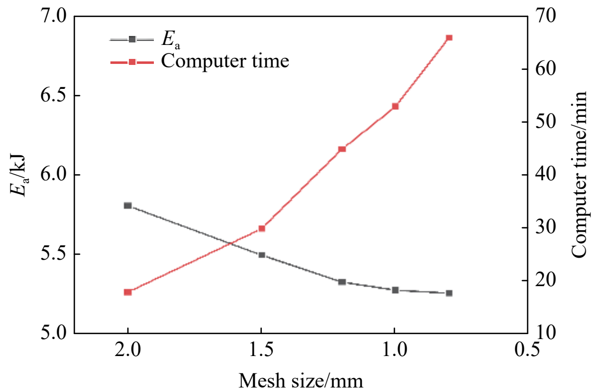
式中: $\dot{\varepsilon}$为真实应变率; $\sigma_{\rm dy}$为考虑应变率之后的动态屈服应力; $\sigma_{\rm y}$为静态屈服应力; c 和 n 为应变率参数, 对于高强度钢, 取 $c = 40$ s^{-1}, $n = 5$[13]。

新型薄壁管底部固定在下端刚性板上, 并约束下端刚性板的所有自由度, 同时也约束上端刚性板除竖向平动以外的所有自由度, 使之沿竖直方向施加冲击荷载。冲击质量为 100 kg, 冲击速度为 15.49 m/s。薄壁管与上、下端刚性体之间设置为点-面接触算法, 其中接触面之间的摩擦系数设置为 1.0; 管壁由于压缩产生皱褶从而自身局部接触产生自摩擦, 采用自接触算法, 其中接触面之间的摩擦系数设置为 0.1。采用刚度式沙漏控制模型来减小沙漏模式的影响, 并用关键字*LOAD_BODY_Y 定义重力加速度, 用关键字*INITIAL_VELOCITY 定义刚体的初速度。

为了获得薄壁管精确的变形模式和能量吸收特性, 数值计算应满足足够高的网格密度, 故用 0.8、1.0、1.2、1.5 和 2.0 mm 5 种不同网格尺寸模拟 $h_{20}r_{1.0}$ 来进行网格灵敏度分析。由图 3(a) 可知, 各网格尺寸下薄壁管压溃力时程曲线的总体波动形式较为相似; 由图 3(b) 可知, 随着网格尺寸减小, 吸能量曲线逐渐收敛于某一水平线。显然, 采用 1.0 和 0.8 mm 的网格尺寸进行仿真计算得到的吸能量更可靠, 两者的吸能量相对偏差小于 0.8%。因此, 在均衡考虑计算时间和数值模型精度后, 采用 1 mm 的网格尺寸来模拟新型薄壁管在冲击载荷下的变形模式和能量吸收特性较合适。



(a) Crushing force curves with different element sizes



(b) E_a and computation time versus element size

图 3　网格灵敏度分析

Fig. 3　Mesh sensitivity analysis

2.2　有限元模型的可靠性验证

为了验证用于冲击作用模拟的 LS-DYNA 软件相关计算参数, 对通过有限元分析得到的结果与文献 [11] 中高强度钢薄壁圆管在轴向冲击载荷作用下的实验值进行比较。文献 [11] 中有 22 组实验值, 本研究仅从中选取 2 组实验进行模拟, 所选取的试件参数见表 1。

表 1　实验试件几何参数及实验细节

Table 1　Geometric parameters of the specimen and the test details

Type	Length/mm	Thickness/mm	Diameter/mm	Impact mass/kg	Impact velocity/(m·s^{-1})	Impact energy/kJ
HS-10	90	0.8	31	200	5.48	3
HS-11	90	0.8	31	100	7.75	3

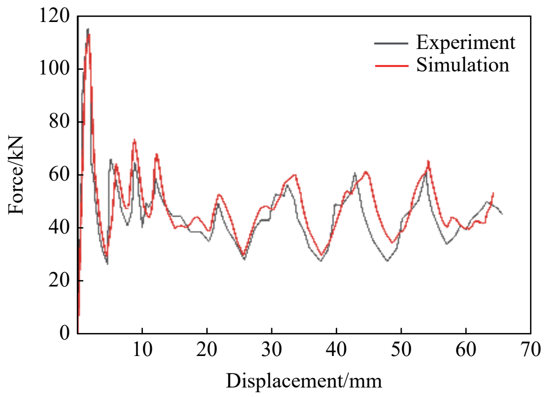
表 2 给出了数值分析得到的薄壁管的最大峰值压溃力、总吸能量、最大压溃位移以及文献 [11] 中对应的实测值，同时将模拟所得的 HS-10 和 HS-11 两组试件的压溃力-位移曲线与实验结果进行比较，如图 4 所示。

表 2　有限元分析结果与实验值对比

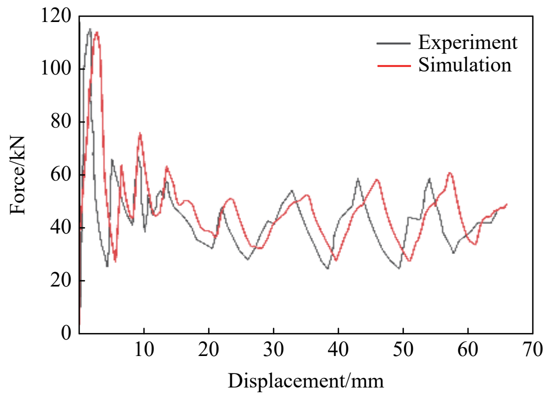
Table 2　Comparisons of experimental results and calculated results

Type	Maximum peak crushing force			Energy absorption			Crushing displacement		
	Exp./kN	Calc./kN	Error/%	Exp./kJ	Calc./kJ	Error/%	Exp./mm	Calc./mm	Error/%
HS-10	114.0	113.2	0.7	2.93	2.92	0.3	66.2	64.2	3.0
HS-11	116.0	114.1	1.6	2.94	2.91	1.0	65.8	63.3	3.8

由表 2 可知，两组数据中最大峰值压溃力、总吸能量以及最大压溃位移的计算值和实测值的相对误差最大值分别为 1.6%、1.0% 和 3.8%。显然，数值模拟结果与实测值较为接近。由图 4 可知，实测和计算得到的压溃力-位移曲线在总体波动趋势上一致，曲线吻合较好，验证了本研究所采用的材料本构模型及各参数取值的正确性，为后续参数分析提供了较可靠的基础。



(a) HS-10



(b) HS-11

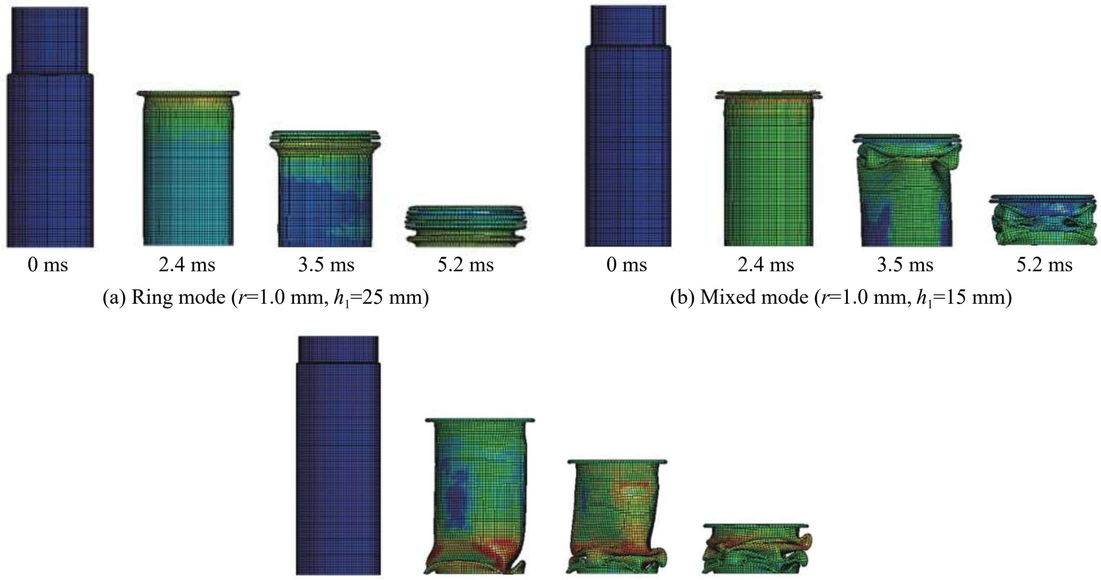
图 4　压溃力-位移的实测值与计算值

Fig. 4　Force-displacement curves of experiment and simulation

3　耐撞性分析

3.1　新型薄壁管的变形模式分析

根据波纹形诱导槽半径 r 在 0.5～2.0 mm 之间变化，步长为 0.5 mm，以及上端薄壁圆管长度 h_1 在 10～40 mm 之间变化，步长为 5.0 mm，总共建立了 28 组新型薄壁管模型。由图 5 所示，新型薄壁管在轴向冲击荷载作用下有 3 种代表性变形模式：轴对称变形模式即圆环模式、轴对称和不对称同时存在的变形模式即混合模式、从底部开始发生变形的不对称变形模式即底部变形模式。



(a) Ring mode (r=1.0 mm, h_1=25 mm)　(b) Mixed mode (r=1.0 mm, h_1=15 mm)

(c) Bottom deformation mode (r=0.5 mm, h_1=10 mm)

图 5　新型薄壁管的 3 种代表性变形模式

Fig. 5　Three representative deformation modes of new thin-walled tubes

由图 6 可知, 当 r = 2.0 mm 时, 新型薄壁管的变形模式均为混合模式, 与 h_1 无关; 当 r = 0.5 mm 且 h_1 = 10 mm 或者 r = 0.5 mm 且 h_1 = 40 mm 时, 其变形模式为底部变形模式; 当 r = 0 或 h_1 = 90 mm 时, 显然都为普通薄壁圆管构件, 变形模式均为混合模式, 故当 20 mm ⩽ h_1 ⩽ 40 mm 且随着 r 在 0～2.0 mm 内递增时或者当 0.5 mm ⩽ r ⩽ 1.5 mm 且随着 h_1 在 15～90 mm 内递增时, 薄壁管的变形模式均有从混合模式过渡到圆环模式最后转变为混合模式的趋势。同时, 当 0.5 mm ⩽ r ⩽ 2.0 mm 且 10 mm⩽ h_1 ⩽ 20 mm 时, 混合模式占新型薄壁管变形模式的主导; 当 0.5 mm ⩽ r ⩽ 1.5 mm 并且 25 mm ⩽ h_1 ⩽ 35 mm 时, 圆环模式占新型薄壁管变形模式的主导。综上所述, 新型薄壁管的变形模式受 h_1 和 r 的共同作用。

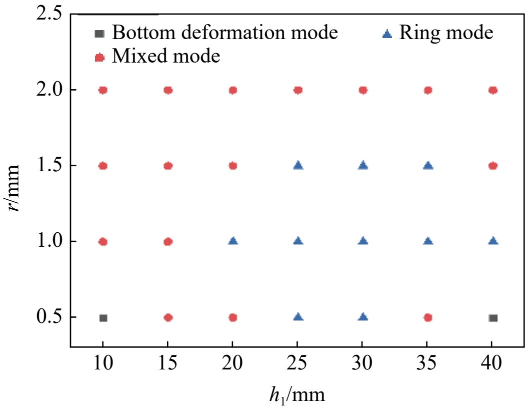
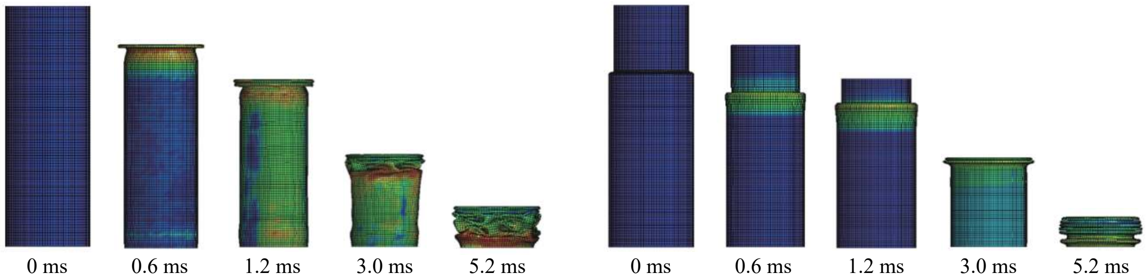


图 6　变形模式分布

Fig. 6　Classification of the deformation modes

图 7 比较了 h_0r_0 和 $h_{25}r_{1.0}$ 在压溃过程中不同时刻的变形模式。显然, h_0r_0 在压溃过程中出现的第 1 次(0.6 ms)和第 2 次(1.2 ms)塑性褶皱遵循轴对称变形模式, 但在随后的渐进变形中转变为不对称变



(a) Crushing deformation mode of h_0r_0　(b) Crushing deformation mode of $h_{25}r_{1.0}$

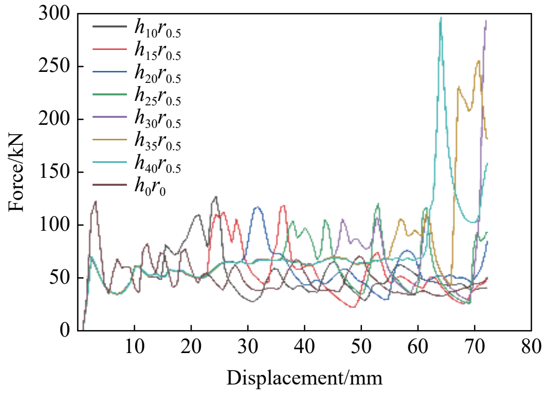
图 7　h_0r_0 和 $h_{25}r_{1.0}$ 在不同时刻下变形模式的比较

Fig. 7　Comparison of deformation modes of h_0r_0 and $h_{25}r_{1.0}$ at different time

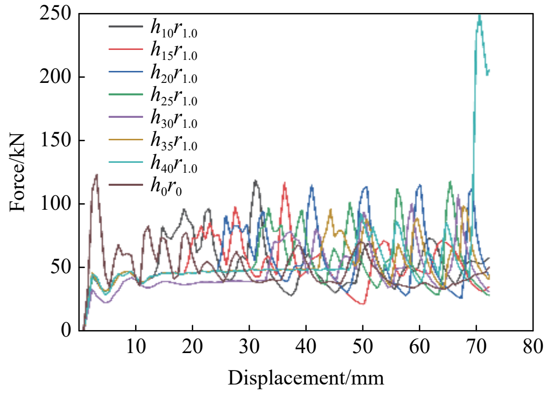
形模式直到压至密实; 而 $h_{25}r_{1.0}$ 在压溃过程中的初始变形为上端薄壁圆管渐进收缩至下端薄壁圆管内, 然后始终保持稳定的轴对称变形模式直到被压至密实。因此, 在普通的薄壁圆管基础上设置波纹形诱导槽而形成的新型薄壁管具有可控稳定的变形模式, 提高了薄壁构件的耐撞性。

3.2　新型薄壁管吸能特性分析

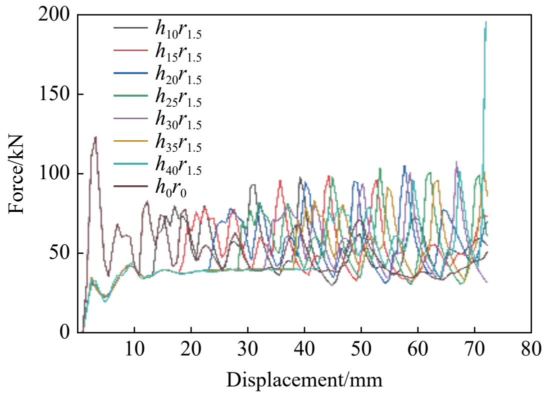
数值模拟结果表明, 28 组新型薄壁管以及普通薄壁圆管在压密阶段前的最小压溃位移约为管长的 80%, 即 72 mm, 故本研究取压溃位移量为 72 mm, 分析各组薄壁管的吸能特性。各组新型薄壁管和普通薄壁圆管在轴向冲击载荷作用下的压溃力-位移曲线如图 8 所示。



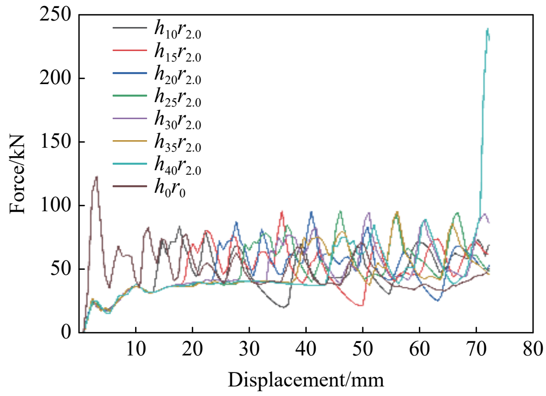
(a) Force-displacement curves with r=0.5 mm and different h_1



(b) Force-displacement curves with r=1.0 mm and different h_1



(c) Force-displacement curves with r=1.5 mm and different h_1

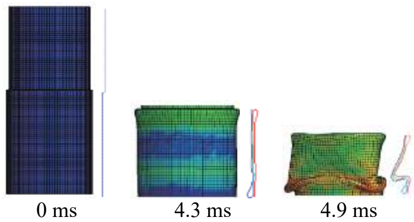


(d) Force-displacement curves with r=2.0 mm and different h_1

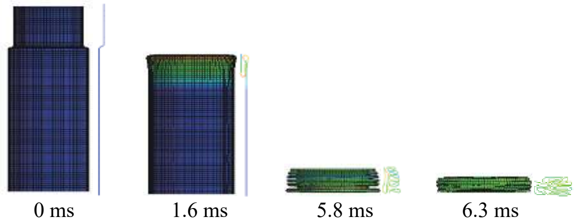
图 8　压溃力-位移曲线

Fig. 8　Force-displacement curves

由图 8 可知, 在 h_1 和 r 的设计域内, 当 $h_1 = 40$ mm以及 $h_{30}r_{0.5}$、$h_{35}r_{0.5}$ 时, 在压溃位移量内产生的最大峰值压溃力 F_{max} 远远大于普通薄壁管以及其他几何参数下的新型薄壁管。这是因为当 $h_1 = 40$ mm 或者 30 mm≤ h_1 ≤ 35 mm 且 $r = 0.5$ mm 时, 薄壁管在较短的压溃位移量内易形成内外薄壁管共同受力状态而产生塑性变形, 从而导致压溃力急剧增大, 如图 9(a) 所示。除了以上 3 类新型薄壁管外, 其他几何参数下的新型薄壁管在压溃位移量内的 F_{max} 均小于普通薄壁管。这是因为新型薄壁管在普通薄壁管的基础上引入了波纹形诱导槽缺陷, 在设计域内除了上述 3 类特殊情况外, 在压溃位移量内其刚度小于普通薄壁管, 因此其 F_{max} 应小于普通薄壁管。而当 h_1 及 r 都设计合理时, 如 1.0 mm ≤ r ≤ 1.5 mm 且 20 mm ≤ h_1 ≤ 35 mm, 新型薄壁管在上端薄壁圆管渐进至完全收缩到下端薄壁圆管内后, 外薄壁管进行渐进轴对称屈曲变形, 内薄壁管随着外薄壁管变形而向下移动至接触底面, 最后内外薄壁管共同压溃至密实, 其变形模式为圆环模式, 如图 9(b) 所示, 同时选取其中一组模型计算结果进行比较。由图 10 可知, 在压溃过程中, $h_{25}r_{2.0}$ 的压溃力-位移曲线波动比 h_0r_0 更平稳, 塑性变形的行程更长, 其最大峰值压溃力比 h_0r_0 减小了 22.3%, 比吸能比 h_0r_0 提高了 6.3%, 因此 $h_{25}r_{2.0}$ 的耐撞性比 h_0r_0 更优异。



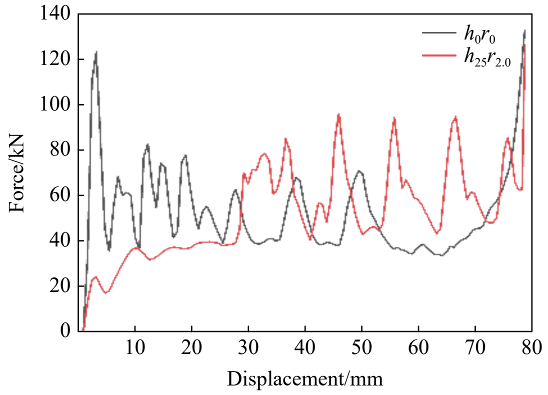
(a) Crushing process of $h_{40}r_{0.5}$



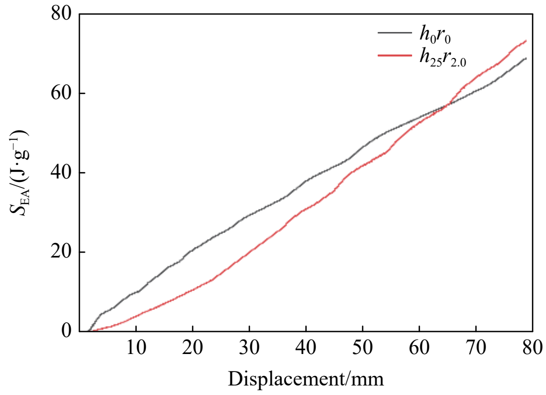
(b) Crushing deformation mode of $h_{20}r_{1.0}$

图 9　新型薄壁管 $h_{40}r_{0.5}$ 和 $h_{20}r_{1.0}$ 的压溃过程

Fig. 9　Crushing processes of $h_{40}r_{0.5}$ and $h_{20}r_{1.0}$



(a) Comparison of force-displacement between h_0r_0 and $h_{25}r_{2.0}$

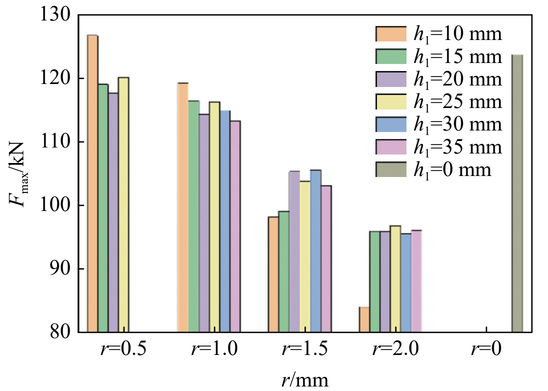


(b) Comparison of S_{EA} between h_0r_0 and $h_{25}r_{2.0}$

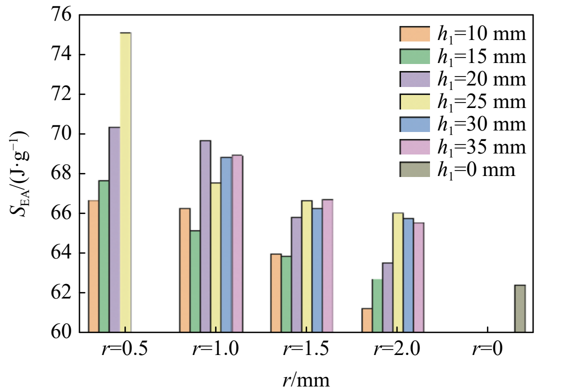
图 10　h_0r_0 和 $h_{25}r_{2.0}$ 的压溃力及比吸能的比较

Fig. 10　Comparisons of crushing force and S_{EA} between h_0r_0 and $h_{25}r_{2.0}$

图 11 显示了新型薄壁管及薄壁圆管的耐撞性评价指标。由于 $h_1 = 40$ mm 以及 $h_{30}r_{0.5}$、$h_{35}r_{0.5}$ 这 3 类新型薄壁管在压溃位移量内产生的 F_{max} 远远大于 h_0r_0 以及其余的新型薄壁管, 不满足吸能元件的基本原则[10], 因此在图 11 中不进行比较分析。



(a) Histogram of F_{max} of thin-walled tubes



(b) Histogram of S_{EA} of thin-walled tubes

图 11　新型薄壁管及薄壁圆管耐撞性评价指标柱状图

Fig. 11　Histogram of crashworthiness evaluation indexes for thin-walled tubes

由图 11(a) 可知, 当 h_1 不变时, F_{max} 随着 r 的增大而减小。实际上, 新型薄壁管的波纹形诱导槽半径越大, 薄壁管的刚度越小, 构件的抵抗力减弱, 因此构件在压溃过程中的 F_{max} 减小。$h_{10}r_{0.5}$ 和 $h_{10}r_{2.0}$ 两者的 F_{max} 差异最大, 差值占两者 F_{max} 较大值的 33.8%。当 r 不变时, 除了 10 mm $\leqslant h_1 \leqslant$ 15 mm 外, F_{max} 随着 h_1 的增加而变化不大, 同组中变化最大的差值约占两者中 F_{max} 较小值的 2%。当 $r = 2.0$ mm 时, 这一现象愈加显著, 其最大差值为 1.19 kN, 占 F_{max} 最小值的 1.2%。与普通薄壁圆管相比, 除了 $h_{10}r_{0.5}$ 的 F_{max} 略大于 h_0r_0 外, 其他类型的新型薄壁管的 F_{max} 都小于 h_0r_0, 表明新型薄壁管能够更好地将碰撞中的

动能转化为其他形式能量, 减小被保护构件所承受的冲击力。此外, $h_{10}r_{2.0}$ 与 h_0r_0 的 F_{max} 相差最大, 占其 F_{max} 的 31.9%, 而 $h_{10}r_{0.5}$ 与 h_0r_0 的 F_{max} 相差最小, 占其 F_{max} 的 2.4%, 同时结合图 11(a) 所示, 可以看出虽然 r 和 h_1 的变化都对薄壁管的 F_{max} 有影响, 但是 r 的变化对 F_{max} 的影响更显著。

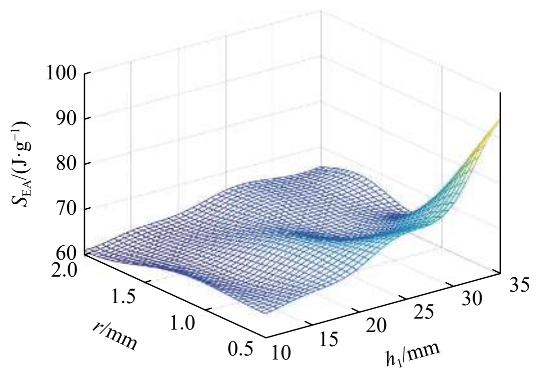
由图 11(b) 可知, 当 h_1 不变时, S_{EA} 随着 r 的增大而减小。实际上, r 的增大会降低薄壁管的刚度, 导致其在压溃过程中屈曲变形吸收冲击能量的能力降低, 虽然 r 的增大也会使薄壁管自身质量减轻, 但是减轻程度远小于吸能量, 故 S_{EA} 减小。例如, 当 $h_1 = 25$ mm 时, 随着 r 从 0.5 mm 增加到 2.0 mm, S_{EA} 从 75.16 J/g 减小到 66.04 J/g, 减小了 13.8%。而当 r 不变时, 结合图 6 中的变形模式分布, 压溃变形模式为圆环模式的新型薄壁管的 S_{EA} 均大于同组的其他类型新型薄壁管的 S_{EA}, 与变形情况相符。此外, 当 r 不变且 $10 \leqslant h_1 \leqslant 15$ mm 时, 构件的 S_{EA} 均为同组的较小值, 例如 $h_{10}r_{2.0}$、$h_{15}r_{2.0}$ 等。与普通薄壁圆管相比, 除了 $h_{10}r_{2.0}$ 的 S_{EA} 略小于 h_0r_0, 差值占其值的 1.9%, 其他类型新型薄壁管的 S_{EA} 均大于 h_0r_0, 其中 $h_{25}r_{0.5}$ 的 S_{EA} 最大, 差值占其值的 20.4%, 这也表明新型薄壁管构件轻量化较好。

综上所述, 相比于 h_0r_0, 在 h_1 和 r 的设计域内, 采用合理的几何参数的新型薄壁管在轴向冲击荷载作用下, 具有轴对称变形模式、较低的 F_{max} 以及较高的 S_{EA}, 可以较好地吸收碰撞中大部分能量。基于上述 28 组模型的数值模拟结果, 为了获得更好的吸能效果以及更合理的新型薄壁管构件, 需要对 h_1 和 r 进行优化设计。

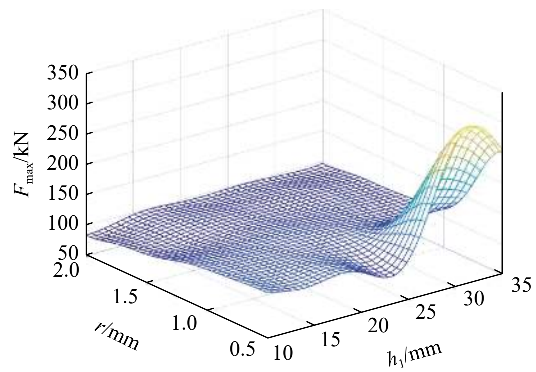
4　耐撞性优化设计

Kriging 法[14] 对高度非线性响应的全局逼近具有较高的精度, 并且成功地应用于薄壁管的耐撞性优化[15−16]。为此, 采用 Kriging 模型来近似表示轴向冲击载荷下新型薄壁结构的耐撞性指标 S_{EA} 和 F_{max} 的响应。

采用全因子试验设计方法对新型薄壁管以最大的 S_{EA} 和最小的 F_{max} 为目标函数进行优化设计, 设计变量为上端薄壁圆管长度 h_1 和波纹形诱导槽半径 r, 优化问题可以描述为在设计域 $10 \leqslant h_1 \leqslant 35$ 及 $0.5 \leqslant r \leqslant 2$ 内得到函数 $S_{EA}(h_1, r)$ 的最大值和 $F_{max}(h_1, r)$ 的最小值。在 h_1 和 r 的设计域内, 通过有限元计算得到了 24 个样本点和响应点, 采用 Kriging 模型得到 S_{EA}、F_{max} 关于 h_1 和 r 的近似响应面, 见图 12。



(a) Relationship of S_{EA} with r and h_1 variables



(b) Relationship of F_{max} with r and h_1 variables

图 12　Kriging 近似模型响应面

Fig. 12　Response surface of Kriging approximate model

优化结果的准确性取决于响应面模拟值和预测值的拟合精度, 因此 Kriging 模型生成之后的预测能力需要评估, 以确保模型的适应性。验证响应面模型的拟合精度可以通过方差分析中的误差平方根 R^2、均方根误差(RMSE)、相对误差(RE)进行判别[17−18]。由表 3 可知, R^2 的数值非常接近 1, RMSE 的最大值小于 0.06, RE 的最大值小于 5%, 由此可以明显地得出 Kriging 代理模型的精确度较高, 符合耐撞性优化设计要求。

表 3　响应面模型精度评估

Table 3　Accuracy evaluations of the response surface model

Index	R^2	RMSE	RE
S_{EA}	0.9967	0.0476	[−0.0476, 0.0464]
F_{max}	0.9814	0.0518	[−0.0362, 0.0437]

由图 12 可知，新型薄壁管的 S_{EA} 和 F_{max} 在整个设计域内随着 h_1 和 r 的变化呈现出一定的非线性关系，不具备单调性。当 $25 \leqslant h_1 \leqslant 35$ mm 且 $0.5 \leqslant r \leqslant 1.5$ mm 时，S_{EA} 和 F_{max} 的波动最大。在 h_1 和 r 的设计域内，当 S_{EA} 达到最大值时，F_{max} 明显没有达到最小值反而较大；而 F_{max} 达到最小值时，S_{EA} 也没有达到最大值反而较小。显然，这两个设计目标有冲突，同时达到最优值是不可能的，只能在两个设计目标之间权衡，尽量取较优值。

为了实现新型薄壁管最大 S_{EA} 和最小 F_{max} 的优化目标，采用 NSGA-Ⅱ 算法[19]进行多目标优化，以寻求耐撞性的最佳参数。经历多次迭代后，得到了新型薄壁管的 Pareto 最优解集，如图 13 所示。由图 13 可知，单目标函数 S_{EA} 的最大值或 F_{max} 的最小值在 Pareto 曲线的端点处，相应地能够得到新型薄壁管 h_1 和 r 的值，即可以解决单目标优化设计问题。同时，从图 13 也可以看出 S_{EA} 和 F_{max} 两个目标函数表现出相互制约的关系，由 Pareto 解集并结合实际要求可以从中选择最理想的解。例如，若 F_{max} 被限制在小于 110 kN，以防止对被保护构件造成较大伤害，则根据图 13 中的 Pareto 曲线，可得到新型薄壁管的最优值为 $h_1 = 30.21$ mm 和 $r = 1.39$ mm，其对应的目标函数值如表 4 所示。优化结果和仿真结果的 S_{EA} 和 F_{max} 的误差分别为 1.0% 和 2.1%，结果吻合良好。同时在保证 F_{max} 满足实际要求的情况下，优化后新型薄壁管的 S_{EA} 比普通薄壁圆管增加了 8.2%，可见优化后构件耐撞性有较大的提高。

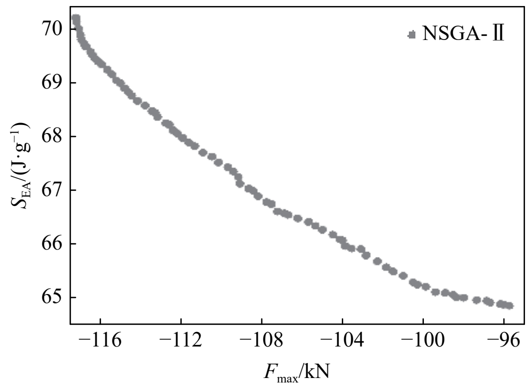


图 13　新型薄壁管比吸能-最大峰值压溃力的 Pareto 前沿

Fig. 13　Pareto front of S_{EA} and F_{max} of new thin-walled tubes

表 4　优化结果、仿真结果和原模型的对比

Table 4　Comparison of optimized results, calculated results and results of original model

Method	h_1/mm	r/mm	$S_{EA}/(J\cdot g^{-1})$	F_{max}/kN
Optimized	30.21	1.39	67.53	109.63
Calculated	30.21	1.39	68.23	111.98
Original model	0	0	62.42	123.89

5　结　论

通过数值模拟对新型薄壁管在轴向冲击荷载作用下的耐撞性和变形模式进行分析，同时以 h_1 和 r 为动态变量，以 S_{EA} 和 F_{max} 为评价指标进行优化设计，得到以下主要结论。

（1）在 h_1 和 r 的变化下，新型薄壁圆管的变形模式有 3 种：圆环模式、混合模式、底部变形模式。

（2）当 h_1 不变时，S_{EA} 和 F_{max} 都随着 r 的增大而减小。虽然 h_1 和 r 的变化都对新型薄壁管的 F_{max} 有影响，但是 r 的变化对 F_{max} 的影响更显著。

（3）当 $1.0 \leqslant r \leqslant 2.0$ mm 且 $10 \leqslant h_1 \leqslant 35$ mm 或 r=0.5 且 $15 \leqslant h_1 \leqslant 25$ mm 时，新型薄壁管在压溃阶段的 S_{EA} 和 F_{max} 比普通薄壁圆管更优异，其最大 S_{EA} 值比普通薄壁管增加了 20.4%，其最小 F_{max} 值比普通薄壁管减小了 31.9%。

(4)根据仿真分析结果,结合 Kriging 法,建立了响应面近似模型,采用 NSGA-Ⅱ算法对 h_1 和 r 进行了优化分析,为新型薄壁管的优化设计提供了初步的数据及分析结果。

参考文献:

[1] ZHANG Y C, XU P, PENG Y, et al. Crashworthiness optimization of high-speed train front multi-cell energy-absorbing structures [J]. Journal of Vibration and Shock, 2017, 36(12): 31–36.

[2] 张雄. 轻质薄壁结构耐撞性分析与设计优化 [D]. 大连: 大连理工大学, 2008: 1−13.
ZHANG X. Crashworthiness analysis and design optimization of light thin-walled structures [D]. Dalian: Dalian University of Technology, 2008: 1−13.

[3] LU G X, YU T X. Energy absorption of structures and materials [M]. Cambridge: Woodhead Publishing Limited, 2003: 3−8.

[4] AVALL 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.

[5] 谭丽辉, 谭洪武, 毛志强, 等. 具有不同诱导槽结构的薄壁圆管抗撞性优化 [J]. 振动与冲击, 2014, 33(8): 16–21.
TAN L H, TAN H W, MAO Z Q, et al. Crashworthiness design optimization of thin-walled cylinders with different inducing grooves [J]. Journal of Vibration and Shock, 2014, 33(8): 16–21.

[6] EYVAZIAN A, HABIBI M K, HAMOUDA A M, et al. Axial crushing behavior and energy absorption efficiency of corrugated tubes [J]. Materials and Design, 2014, 54: 1028–1038.

[7] LIU Z F, HAO W Q, XIE J M, et al. Axial-impact buckling modes and energy absorption properties of thin-walled corrugated tubes with sinusoidal patterns [J]. Thin-Walled Structures, 2015, 94: 410–423.

[8] 朱江涛, 徐鹏, 蔡宣明. 高 *g* 值冲击下阶梯形金属壳缓冲吸能特性研究 [J]. 兵器材料科学与工程, 2016, 39(6): 92–97.
ZHU J T, XU P, CAI X M. Energy absorption characteristics of stepped metal shell under high *g* value [J]. Ordnance Material Science and Engineering, 2016, 39(6): 92–97.

[9] HA N S, LU G X, XIANG X M. High energy absorption efficiency of thin-walled conical corrugation tubes mimicking coconut tree configuration [J]. International Journal of Mechanical Sciences, 2018, 148: 409–421.

[10] WU S, LI G, SUN G, et al. Crashworthiness analysis and optimization of sinusoidal corrugation tube [J]. Thin-Walled Structures, 2016, 105: 121–134.

[11] TAI Y S, HUANG M Y, HU H T. Axial compression and energy absorption characteristics of high-strength thin-walled cylinders under impact load [J]. Theoretical and Applied Fracture Mechanics, 2010, 53(1): 1–8.

[12] Livermore Software Technology Corporation. LS-DYNA keyword user's manual [M]. Livermore, CA: Livermore Software Technology Corporation (LSTC), 2014: 1−10.

[13] MENG Z, SUN Q. Energy-absorption characteristics of thin-walled tube with different axial-section shapes under axial impulsive load [J]. Computer Simulation, 2010, 27(8): 325–329.

[14] ACAR E, RAIS-ROHANI M. Ensemble of metamodels with optimized weight factors [J]. Structural and Multidisciplinary Optimization, 2009, 37(3): 279–294.

[15] ACAR E, GULER M A, GERÇEKER B, et al. Multi-objective crashworthiness optimization of tapered thin-walled tubes with axisymmetric indentations [J]. Thin-Walled Structures, 2011, 49(1): 94–105.

[16] ZHANG Y, SUN G, LI G, et al. Optimization of foam-filled bitubal structures for crashworthiness criteria [J]. Materials and Design, 2012, 38(7): 99–109.

[17] 邓志芳. 双级薄壁吸能管的抗撞性理论推导和实验研究 [D]. 长沙: 湖南大学, 2017: 40−43.
DENG Z F. Crashworthiness research of two-stage thin-walled tube from theoretical derivation and experimental study [D]. Changsha: Hunan University, 2017: 40−43.

[18] 张枝丹. 多胞填充薄壁构件的抗撞性优化设计 [D]. 长沙: 湖南大学, 2013: 15−18.
ZHANG Z D. Optimization design of multi-cell thin-walled components with crashworthiness criterion [D]. Changsha: Hunan University, 2013: 15−18.

[19] KALYANMOY D, AMRIT P, SAMEER A, et al. A fast and elitist multi-objective genetic algorithm: NSGA-Ⅱ [J]. IEEE Transactions on Evolutionary Computation, 2002, 6(2): 182–197.

Crashworthiness Analysis and Optimization Design of New Thin-Walled Tube

YIN Huawei[1,2], WANG Chenling[1], DUAN Jinxi[3], LIU Limin[4]

（1. *College of Civil Engineering*, *Hunan University*, *Changsha* 410082, *Hunan*, *China*;
2. *Civil Engineering Inspection and Test Limited Company of Hunan University*, *Changsha* 410082, *Hunan*, *China*;
3. *College of Basic Education*, *National University of Defense Technology*, *Changsha* 410072, *Hunan*, *China*;
4. *Hunan Zetian Sensing Technology Co.*, *Ltd.*, *Changsha* 410131, *Hunan*, *China*）

Abstract: Numerical simulation of the new thin-walled tube under the axial impact load was obtained by using LS-DYNA. The effects of the length of the upper thin-walled circular tube and the radius of the corrugated inducing groove on its crashworthiness and deformation mode were analyzed, and compared with the ordinary thin-walled circular tube. The results show that when the length of the upper thin-walled circular tube and the radius of the corrugated inducing groove are designed reasonably, the maximum peak crushing force, specific energy absorption and deformation mode of the new thin-walled tube in the crushing stage are superior to those the ordinary thin-walled circular tube. In order to obtain the new thin-walled tube with a better energy absorption effect, a multi-objective optimization scheme was built by using specific energy absorption and the maximum peak crushing force as optimization indicators, and the length of the upper thin-walled circular tube and the radius of the corrugated inducing groove as variables. The objective approximate functions were constructed based on the Kriging method, and the NSGA-Ⅱ algorithm was used to solve the multi-objective optimization problem.

Keywords: LS-DYNA; new thin-walled tube; crashworthiness; deformation mode; optimization design