

# 凹截面薄壁管轴向冲击时的变形模式 及能量吸收性能研究\*

唐智亮<sup>1</sup>, 高永强<sup>1</sup>, 许卫锴<sup>2</sup>

- (1. 无锡科技职业学院 智能制造学院, 江苏 无锡 214028;
2. 宿迁学院 建筑工程学院, 江苏 宿迁 223800)

**摘要:** 研究了凹截面薄壁管受轴向冲击时的变形模式及能量吸收性能。研究结果展示了凹截面管相比传统凸多边形管在提高能量吸收性能方面的优势。根据数值模拟结果绘制出凹截面薄壁管轴向变形模式分类图, 分析了变形模式随截面参数变化的规律。研究了凹截面薄壁管在轴向冲击及倾斜冲击载荷作用下的变形模式及能量吸收性能。研究表明, 合理设计的凹截面薄壁管较传统凸正多边形薄壁管的能量吸收性能有显著提高。

**关键词:** 凹截面; 薄壁结构; 轴向冲击; 变形模式; 能量吸收

**中图分类号:** O347.3 **文献标志码:** A **DOI:** 10.21656/1000-0887.450049

## Deformation Modes and Energy Absorption Performances of Concave Profile Tubes Under Axial Crash

TANG Zhiliang<sup>1</sup>, GAO Yongqiang<sup>1</sup>, XU Weikai<sup>2</sup>

- (1. *School of Intelligent Manufacturing, Wuxi Vocational College of Science and Technology, Wuxi, Jiangsu 214028, P.R.China;*
2. *School of Civil Engineering and Architecture, Suqian University, Suqian, Jiangsu 223800, P.R.China*)

**Abstract:** The deformation modes and energy absorption performances of thin-walled concave profile tubes subjected to axial crash were investigated, and the advantages of concave tubes over conventional convex polygonal tubes in improving energy absorption performances were demonstrated. The classification of axial deformation modes of concave tubes and their variations with cross-section parameters were studied with the finite element method, and the concave tubes under oblique impact loads were also investigated. The concave tubes show dramatic improvements of energy absorption performances over the conventional square tubes.

**Key words:** concave profile; thin-walled structures; axial crushing; deformation mode; energy absorption

\* 收稿日期: 2024-02-22; 修订日期: 2024-05-15

**基金项目:** 辽宁省自然科学基金(2019-ZD-0229); 宿迁市自然科学基金(K202124)

**作者简介:** 唐智亮(1982—), 男, 讲师, 博士(E-mail: zhltang22@163.com);

高永强(1976—), 男, 讲师, 博士(E-mail: wersan@163.com);

许卫锴(1979—), 男, 教授, 博士, 硕士生导师(通讯作者, E-mail: wkxu@squ.edu.cn).

**引用格式:** 唐智亮, 高永强, 许卫锴. 凹截面薄壁管轴向冲击时的变形模式及能量吸收性能研究[J]. 应用数学和力学, 2025, 46(2): 165-174.

## 0 引言

交通运输工具在现代社会中发挥着日益重要的作用,现代运载器向着高速化、大型化、重载化的方向发展。高速运行的运载器携带大量的动能,发生意外时对动能的管理和耗散依赖于其结构和材料不可逆的能量耗散。薄壁金属结构作为一种低成本、高吸能的构件,广泛应用于汽车、轨道车辆、航空飞行器和轮船等几乎所有交通工具的碰撞动能耗散系统中<sup>[1-2]</sup>。

金属薄壁构件轴向变形耗散能量的能力大约要比横向高一个数量级<sup>[3]</sup>,因此,利用金属薄壁构件在轴向冲击下的渐进压溃来吸收碰撞动能,进而有效保护运载器中乘员的生命和贵重物品安全,是可行且有效的技术形式,长期以来受到了广泛重视,并得到深入研究<sup>[1,3]</sup>。

金属薄壁构件的碰撞吸能与材料性能、横截面形式、壁厚、约束及载荷等因素密切相关。目前,圆形<sup>[4]</sup>、方形<sup>[5]</sup>、正多边形<sup>[6]</sup>及帽形<sup>[7]</sup>等截面由于其便于分析、易于制造而得到较为充分的研究,并广泛地应用于各种吸能体系中。近年来,一些新型凹截面管由于其具备的优异能量吸收性能也引起了研究者日益广泛的关注<sup>[8]</sup>。随着挤压成形技术的成熟和应用,各种复杂截面薄壁构件的制造不再成为问题,而如何提高吸能元件的吸能效率成为备受关注的课题。在影响薄壁构件吸能效率的各因素中材料性能和横截面形式最为关键。

Alexander<sup>[4]</sup>最早研究了圆管在轴向冲击下的吸能特性,给出了压缩平均载荷的理论计算公式;Wierzbicki和Abramowicz<sup>[5]</sup>详细研究了方管的准静态和动态压缩,给出了其压缩平均载荷计算公式。Kim<sup>[9]</sup>认为将更多的材料布置在截面褶皱处有更高的吸收冲击动能的效率,据此设计了一类多胞管,其比方管的吸能效率提高了190%。Chen等<sup>[10]</sup>研究了单胞、二胞和三胞截面管及泡沫铝填充上述多胞管在轴向压缩下的吸能特性,给出了多胞管压溃平均载荷计算公式。数值算例表明多胞管比单胞管有更高的吸能效率,泡沫填充多胞管比泡沫填充方管的吸能效率更高。

Zhang等<sup>[11]</sup>研究了胞元为方形的多胞管的变形模式,将整个截面分为角形部分、十字形部分、T形部分,给出了一个修正的平均载荷计算公式。Tang等<sup>[12]</sup>根据材料在薄壁管折角部位变形更剧烈,从而是主要的能量吸收区域,并且折角存在最优角度范围的现象,提出了一类凹截面薄壁管,这类管比传统的凸多边形管具有显著的能量吸收性能优势,推导了这类管的平均载荷计算公式。Li等<sup>[13]</sup>为引导凹截面管产生稳定的变形模式,将折纸方法引入凹截面薄壁管,诱导管产生渐进稳定的变形模式,从而保持其高能量吸收特性。Wu等<sup>[14]</sup>为进一步提高十字形凹截面薄壁管的能量吸收性能,在十字形凹截面薄壁管内凹的部分引入样条曲线形状,并对曲线参数进行优化,优化后的截面较直边连接的凹十二边形管轴向冲击能量吸收性能有显著的提高。然而,由于凹截面薄壁管的变形模式相比于凸截面薄壁管更加多样,其变形模式以及在倾斜冲击载荷下的能量吸收性能仍然有待进一步研究。

本文在前述研究<sup>[12]</sup>的基础上,采用ABAQUS/Explicit对其在轴向冲击下的响应进行了模拟,讨论了对凹截面薄壁管轴向冲击能量吸收至关重要的变形模式问题,根据数值模拟给出了这类管变形模式分类表。此外,还考虑了在载荷存在一定倾斜角度的条件下,管的能量吸收性能。

## 1 薄壁管能量吸收性能与截面形式

薄壁多边形管,尤其是方管因其结构形式简单、可制造性好而在各种能量吸收结构中得到广泛应用。研究发现多边形管在轴向压溃变形过程中纵向折角附近的变形最为剧烈,能量吸收主要集中在折角附近<sup>[9]</sup>。因此,这类薄壁管的能量吸收效率在很大程度上取决于截面折角的数目,在薄壁构件吸能器中引入较多的纵向褶皱成为一个很自然地提高管的能量吸收的方法。事实上,人们所设计的薄壁构件吸能元件也大都带有一定褶皱,如方管<sup>[8]</sup>、正六边形管<sup>[15]</sup>、帽形管<sup>[16]</sup>、正八边形管<sup>[17]</sup>等。按照前面的分析,在材料相同、几何尺寸一致的情况下,其在轴向压缩下的平均载荷是随纵向褶皱数目的增加而不断提高的。Yamashita等<sup>[18]</sup>的研究证实了这一点,并在对正多边形管的研究中得出了以下基本结论:随着截面边数的增加,其吸能效率呈上升趋势,但在截面边数大于十一后其吸能性能趋近于饱和,如图1所示。图中的横坐标表示管的横截面边数,纵坐标表示冲击平均力,不同的图例符号表示管的不同壁厚。仔细分析正多边形的边角关系发现:随正多边形边数增加,其褶皱两侧壁板的夹角也相应增大。而Wierzbicki等<sup>[19]</sup>和刘旺玉等<sup>[20]</sup>的研究表明对于这类薄壁构件

吸能元件其褶皱两侧壁板夹角的最佳值在 90°~120°之间。

传统凸多边形截面薄壁构件在提高吸能性方面存在一定的局限性,表现在其不满足既增加纵向褶皱数量,又保持褶皱之间的夹角在最佳范围内。要解决这一问题至少可以从内外两个方面着手:

其一,将一部分材料作为纵向肋板分布填充在管体内部,形成胞元为三角形、四边形、六边形等的类蜂窝的多胞管。Chen 等<sup>[10]</sup>和 Zhang 等<sup>[11]</sup>研究发现这类胞元为四边形的多胞管(图 2),比常规的方管有显著提高。

其二,将管的褶皱内翻形成一类凹截面管<sup>[12]</sup>,这样既能增加纵向褶皱数目,又能保持褶皱两侧壁板夹角在上述 90°~120°最有效的范围内。此即为本文所要研究的凹截面薄壁构件(图 3),分别将其命名为凹十二边形管(concave dodecagon)和凹二十边形管(concave icosagon)。

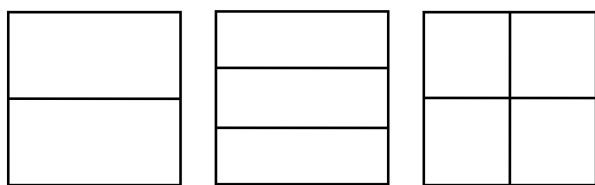


图 2 多胞管横截面示意图

Fig. 2 Multi-cell profiles

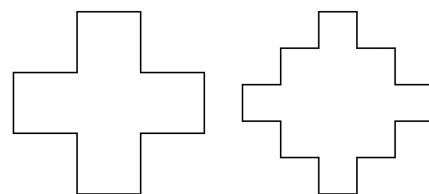


图 3 凹截面管横截面示意图

Fig. 3 Concave profiles

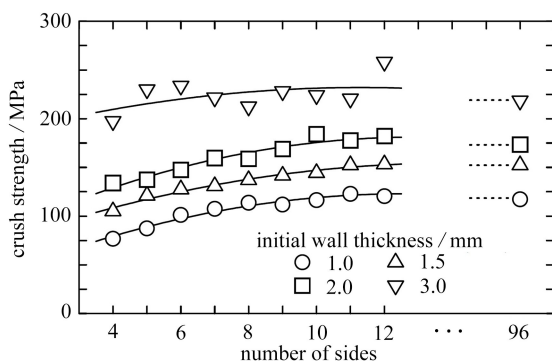


图 1 各种截面管压溃强度<sup>[18]</sup>

Fig. 1 Crush strengths of various cross-sections<sup>[18]</sup>

## 2 能量吸收结构衡量常用性能指标

① 初始峰值力(initial peak crushing force, IPCF), II类结构发生碰撞时,初始碰撞力将出现一个峰值<sup>[1]</sup>,过高的初始峰值力将导致运载器中人员的严重损伤。

② 能量吸收(energy absorption, EA),定义为碰撞过程中结构耗散的总能量,其值越高,则表明该结构吸收能量的能力越强。公式为

$$E_{EA} = \int_0^s F(s) ds, \tag{1}$$

式中,  $F(s)$  为薄壁结构受到的载荷,  $s$  是压溃位移。

③ 比能量吸收(specific energy absorption, SEA),定义为压溃过程中结构单位质量下吸收的能量。公式为

$$E_{SEA} = \frac{\int_0^s F(s) ds}{M} = \frac{EA}{M}, \tag{2}$$

式中,  $M$  为薄壁结构的质量。

④ 平均碰撞力(mean crushing force, MCF),定义为载荷曲线在总的压溃过程中的平均值,可以反映结构能量吸收的基本情况。公式为

$$E_{MCF} = \frac{\int_0^s F(s) ds}{\delta_s}, \tag{3}$$

式中,  $\delta_s$  为结构总的压缩位移。

⑤ 冲击力效率(crushing force efficiency, CFE),定义为平均碰撞力与初始峰值力的比值。公式为

$$\eta_{CFE} = \frac{E_{MCF}}{E_{IPCF}} \times 100\%, \tag{4}$$

冲击力效率越高越好,理想的能量吸收结构冲击力效率为 1,其冲击力-位移曲线为一水平直线。

### 3 非线性有限元数值算例

数值模拟可以得到凹截面薄壁管在轴向冲击下变形过程的详细力学响应,为深入分析管的能量吸收提供定量的信息.采用 ABAQUS/Explicit 分析软件进行数值模拟,模型如图 4 所示.试件下端固定于一刚性板,上端自由,由一具有恒定 10 m/s 速度的刚性板加载.加载刚性板仅保留沿薄壁管轴向的自由度,约束其他方向的自由度.

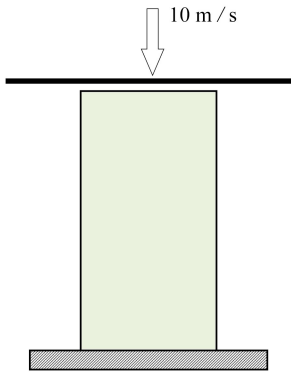


图 4 有限元分析模型示意图

Fig. 4 Schematic of the finite element analysis (FEA) model

薄壁管的单元为四节点壳单元 S4R,壳体厚度方向取 5 个积分点;面内采用单点积分.采用通用接触算法模拟压缩过程中管壁自身变形可能产生的接触及薄壁管与刚性板之间的接触.面与面之间的摩擦采用 Coulomb 摩擦力计算公式计算,摩擦因数取为 0.2.

#### 3.1 几何特性

研究对象为凹十二边形管、凹二十边形管及一个作为对照的方管,截面如图 5 所示.所有管的材料,边界约束条件及冲击加载方式都相同.并且,这些管的高度均为  $L = 150 \text{ mm}$ ,横截面周长  $L_c = 300 \text{ mm}$  及管壁厚为  $t = 1.0 \text{ mm}$ .

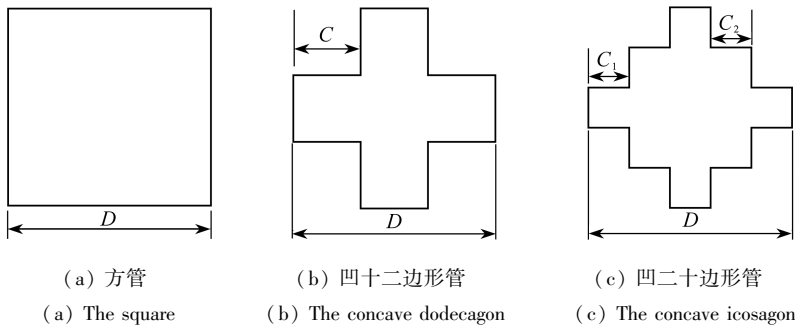


图 5 方管、凹十二边形管和凹二十边形管截面几何尺寸

Fig. 5 Profile of tubes

图 5 中  $D = 75 \text{ mm}$ ,  $C = 25 \text{ mm}$ ,  $C_1 = 15 \text{ mm}$ ,  $C_2 = 15 \text{ mm}$ .为诱导管产生渐进稳定的折叠变形并降低初始峰值力,在距管上端相对的两个面上引入一对深度为 0.5 mm 的凹槽作为变形引发机构.对于方管,凹十二边形管及凹二十边形管,其凹槽长度分别为 75 mm, 25 mm 及 15 mm.其位置由折叠半波长决定,为冲击端往下一个折叠周期的半波长.

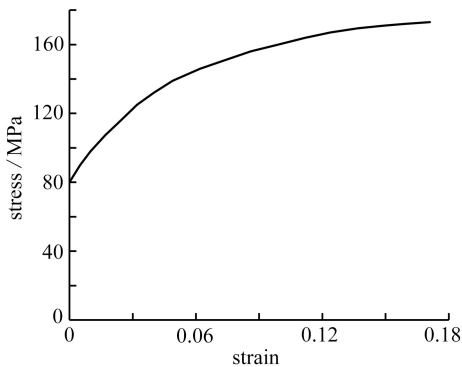


图 6 铝合金 AA6060 T4 单轴拉伸应力-应变曲线

Fig. 6 The tensile stress-strain curve of AA6060 T4

#### 3.2 材料特性

薄壁管的材料为铝合金 AA6060 T4<sup>[21]</sup>,其密度为  $2700 \text{ kg/m}^3$ ,弹性模量为  $E = 68.2 \text{ GPa}$ ,Poisson 比为  $\nu = 0.3$ ,屈服应力为  $\sigma_y = 80 \text{ MPa}$ ,强度极限为  $\sigma_u = 173 \text{ MPa}$ ,幂硬化指数为  $n = 0.23$ ,塑性屈服流动应力为

$$\sigma_0 = \sqrt{\frac{\sigma_y \sigma_u}{1 + n}} \quad (5)$$

图 6 是该材料的有效应力-应变关系曲线.

#### 3.3 网格收敛性分析

分别采用  $1.5 \text{ mm} \times 1.5 \text{ mm}$ ,  $1.0 \text{ mm} \times 1.0 \text{ mm}$ ,  $0.75 \text{ mm} \times 0.75 \text{ mm}$  的网格对方管、凹十二边形管、凹二十边形管进行离散,网格尺寸经收敛性分析发现,当单元尺寸为  $1.0 \text{ mm} \times$



1.0 mm 时具有足够的计算精度,如图 7 所示,因此在本文中采用单元特征尺寸为 1.0 mm×1.0 mm 对薄壁管进行离散.结果表明,无论是平均冲击力、能量吸收还是比能量吸收,凹十二边形管和凹二十边形管较方管均有显著提升<sup>[12]</sup>.然而,针对此类凹截面管的变形模式及倾斜冲击下能量吸收性能的研究仍然不够充分,有必要对其在不同尺寸下的变形模式分类以及在倾斜冲击载荷下的能量吸收性能进行进一步的研究.

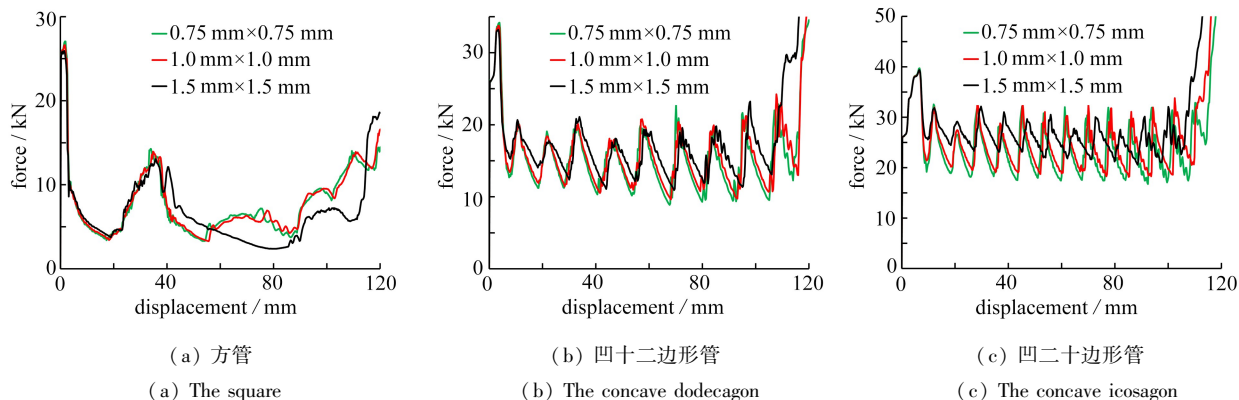


图 7 网格收敛性分析

Fig. 7 Mesh convergency analysis

注 为了解释图中的颜色,读者可以参考本文的电子网页版本,后同.

### 4 凹截面薄壁管的变形模式

凹截面薄壁管由于管壁横向约束较弱,在管的壁厚与横向尺寸比较大时,局部屈曲临界应力高于管壁整体屈曲临界应力,管壁倾向于整体变形,会产生在某个位置整个截面膨胀,在后续较长的折叠半波长位置整体收缩的膨胀-收缩非紧凑变形模式,如图 8(b)所示.凹多边形管的变形模式如图 8 所示,可分为:折叠半波长较短的渐进稳定折叠变形模式(small folds mode, SFM),也称为紧凑变形模式;折叠半波长较长的膨胀-收缩非紧凑变形模式(large folds mode, LFM),也称为非紧凑变形模式;Euler 失稳的不稳定变形模式(unstable mode, UM)以及由上述三种变形模式中的两种或三种逐渐转变的混合变形模式(mixed mode, MM).对于能量吸收器来说,渐进稳定的折叠变形模式由于变形稳定,能量吸收效率高,载荷波动较小,如图 9(a)所示,是较理想的变形模式.此时载荷的波动(数量)与紧凑变形模式的褶皱数目(图 8(a))有对应关系,每一个载荷的峰谷波动周期对应于一个变形的褶皱,这类变形的基本变形机构与文献[5]中方管的紧凑变形模式相同.膨胀-收缩非紧凑变形模式与方管的非紧凑变形模式有显著区别在于凹截面管的横截面内约束较弱,因而呈现出在某个横截面整体膨胀,在折叠的下一个截面又整体收缩,因此,载荷波动大,如图 9(b)所示,能量吸收效率相对较低,并且有发展成 Euler 失稳模式的风险.Euler 失稳由于能量吸收效率低,变形稳定性差,载荷波动极大,如图 9(c)所示,是必须设法避免的变形模式.

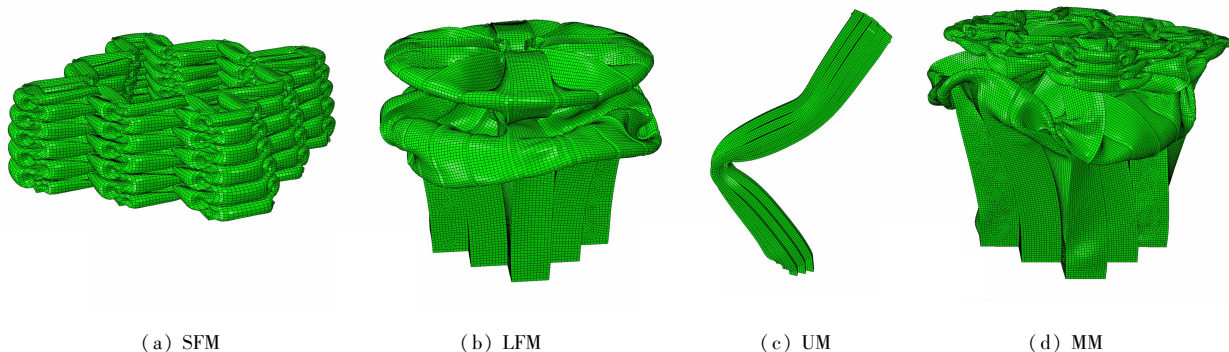


图 8 凹多边形管变形模式

Fig. 8 Deformed modes of concave profiles

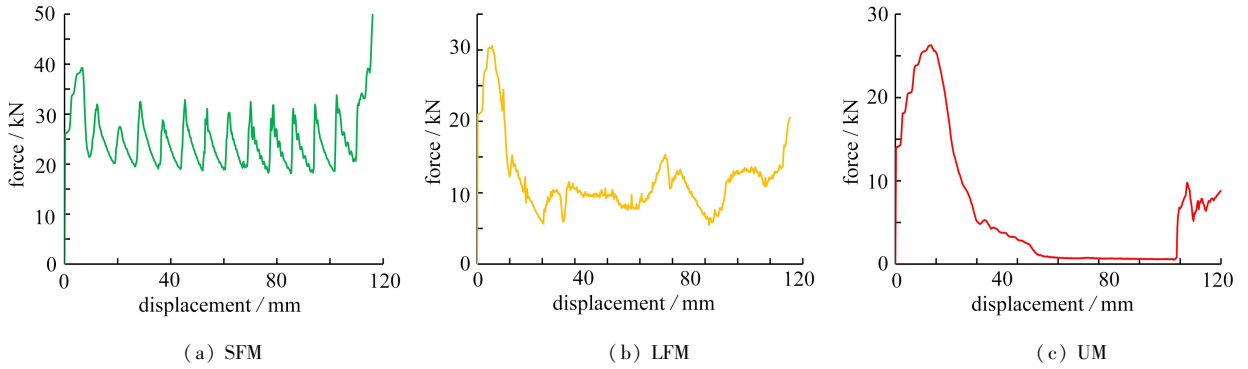


图9 凹多边形管不同变形模式冲击力曲线

Fig. 9 Crushing force curves of concave profile tubes for different deformation modes

研究变形模式随横截面尺寸与壁厚之比 ( $D/t$ ) (简称径厚比) 及管长与横截面尺寸之比 ( $L/D$ ) (简称长细比) 的变化时,为减少研究参数的组合,固定管的壁厚  $t = 1.0 \text{ mm}$ ,改变管的横截面尺寸  $D$  及  $L$ .由此可分别得到方管、凹十二边形管及凹二十边形管的变形模式分类图,如图 10—12 所示。

方管在长细比 ( $L/D$ ) 很大时产生全局 Euler 失稳变形模式 (UM),如图 10 左上角所示;在径厚比 ( $D/t$ ) 很大时会产生折叠长度较大的非紧凑变形模式 (LFM),如图 10 右侧所示;在径厚比较小并且长细比不是太大时产生折叠长度较小的紧凑变形模式 (SFM),如图 10 中间部分所示,在本研究所涉及的长细比及径厚比范围内方管折叠长度较小的紧凑变形模式的范围最广,折叠长度较大的非紧凑变形其次,由紧凑变形模式发展为 Euler 失稳的混合变形模式范围最小。

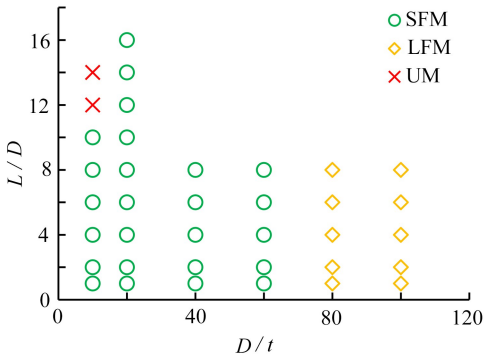


图 10 方管轴向冲击变形模式分类图

Fig. 10 The deformation mode classification of the square tube

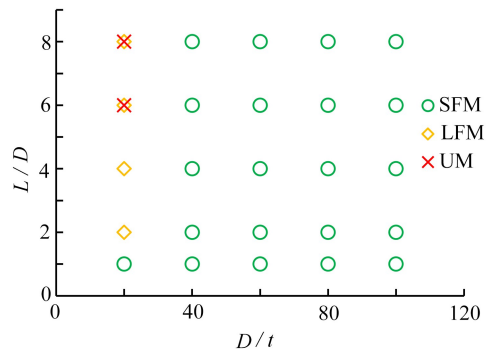


图 11 凹十二边形管轴向冲击变形模式分类图

Fig. 11 The deformation mode classification of the concave dodecagon tube

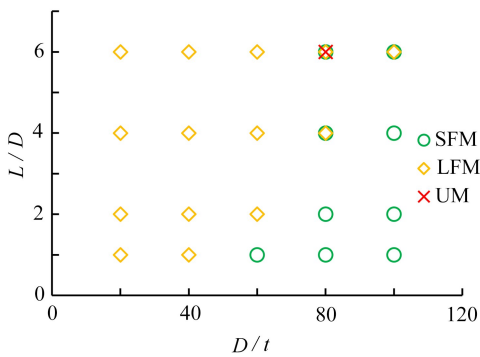


图 12 凹二十边形管轴向冲击变形模式分类图

Fig. 12 The deformation mode classification of the concave icosagon tube

凹十二边形管在长细比 ( $L/D$ ) 很大且径厚比 ( $D/t$ ) 很小时由折叠长度较长的非紧凑变形模式转变为 Euler 失稳的混合变形模式 (MM),图中混合变形模式标记为所存在变形模式的符号叠加,如图 11 左上角所示;在径厚比 ( $D/t$ ) 很小且长细比适中时会产生折叠长度较大的非紧凑变形模式 (LFM),如图 11 最左侧中间所示;其余范围产生折叠长度较小的紧凑变形模式 (SFM).在本研究所涉及的长细比及径厚比范围内凹十二边形管的紧凑变形的范围最广,非紧凑变形和混合变形模式只在径厚比很小时出现。

凹二十边形管在径厚比 ( $D/t$ ) 较小时会产生折叠长度较大的非紧凑变形模式 (LFM),如图 12 左侧所示;在径

厚比较大并且长细比不是太大时产生折叠长度较小的渐进变形模式(SFM),如图 12 右下部分所示;径厚比较大并且长细比较大时产生由折叠长度较小的渐进变形模式转化为折叠长度较大非紧凑变形模式的混合模式(MM),图中混合变形模式标记为所存在变形模式的符号叠加,如图 12 右上部分所示.在本研究所涉及的长细比及径厚比范围内凹二十边形管非紧凑变形模式的范围最广,紧凑变形模式其次,过渡变形模式范围很小.

## 5 倾斜冲击能量吸收分析

实际的碰撞事故中,冲击力往往与管轴向成一定的夹角,薄壁管受到倾斜载荷的作用.在倾斜冲击载荷作用下,薄壁管的变形模式往往会发生改变,从轴向的渐进稳定折叠变形模式转变为整体失稳,极大降低能量吸收能量<sup>[2]</sup>.因此,研究薄壁管在一定倾斜角度下的冲击,设计在倾斜冲击下仍然保持渐进稳定变形模式的能量吸收结构具有重要意义.分别考虑刚性板法向与薄壁管的轴向夹角  $\alpha = 5^\circ$  和  $\alpha = 10^\circ$  两种情况下,凹薄壁管的量吸收情况,如图 13 所示.除了刚性加载板倾斜外,其余边界及初值条件与上节轴向加载模型完全相同.

在冲击载荷倾斜角  $\alpha = 5^\circ$  时,方管、凹十二边形管和凹二十边形管压溃后变形如图 14 所示.由图可知,方管和凹十二边形管,在倾斜角  $\alpha = 5^\circ$  时,变形模式与轴向冲击一样,仍然是渐进稳定的变形模式,只是略有倾斜;而凹二十边形管的变形模式由轴向冲击时的渐进稳定变形模式转变为膨胀-收缩非紧凑变形模式,折叠的半波长也显著增大.

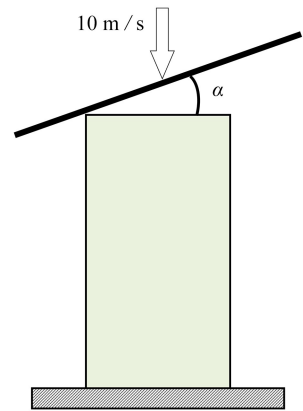
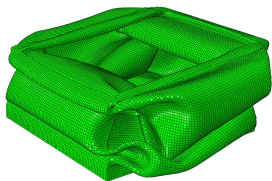
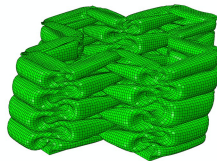


图 13 倾斜冲击有限元模型示意图

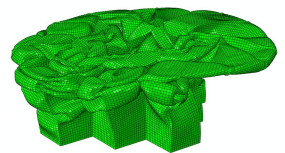
Fig. 13 Schematic of the oblique crash FEA model



(a) 方管  
(a) The square



(b) 凹十二边形管  
(b) The concave dodecagon



(c) 凹二十边形管  
(c) The concave icosagon

图 14 倾斜角为  $5^\circ$  时,管压缩后变形图

Fig. 14 Deformed patterns of tubes under oblique loads for  $\alpha = 5^\circ$

冲击载荷倾斜角  $\alpha = 5^\circ$  时,方管、凹十二边形管和凹二十边形管的冲击力-位移曲线及能量吸收-位移曲线分别如图 15 和图 16 所示.

方管、凹十二边形管和凹二十边形管冲击力和能量吸收从低往高依次增加.方管和凹十二边形管的冲击力-位移曲线随折叠变形上下规律波动;凹二十边形的冲击力-位移曲线波动的周期较长,且波动非常明显,这与其膨胀-收缩非紧凑变形模式相吻合.

冲击载荷倾斜角  $\alpha = 5^\circ$  时,方管、凹十二边形管和凹二十边形管的能量吸收性能如表 1 所示,能量吸收指标取值为取压缩距离为 0.7 倍管原始长时的结果.与轴向冲击相比,冲击载荷倾斜角  $\alpha = 5^\circ$  时,方管、凹十二边形管和凹二十边形管的初始冲击峰值力分别降低 50.15%, 48.16% 和 25.18%; 能量吸收分别降低 14.44%, 13.03% 和 22.64%.冲击载荷倾斜角为  $\alpha = 5^\circ$  时各管初始峰值力较轴向冲击降低,这是因为倾斜冲击管与刚性板是逐渐接触,承载部分也是渐变,有利于减少初始峰值力;能量吸收降低则主要是倾斜冲击下实际被压缩经历严重塑性变形的材料有所减少,凹二十边形管的变形模式改变进一步降低了能量吸收.

在冲击载荷倾斜角  $\alpha = 10^\circ$  时方管、凹十二边形管和凹二十边形管压溃后变形如图 17 所示.由图可知,方管和凹十二边形管在倾斜角  $\alpha = 10^\circ$  时变形模式与轴向冲击一样,仍然是渐进稳定的变形模式,只是倾斜程度比  $\alpha = 5^\circ$  更大;而凹二十边形管的变形模式由轴向冲击时的渐进稳定变形模式转变为 Euler 失稳.

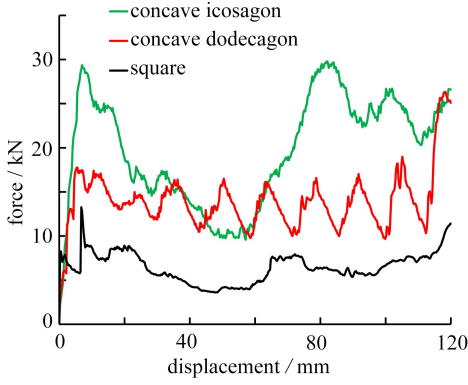


图 15 方管、凹十二边形管及凹二十边形管的载荷-位移曲线 ( $\alpha = 5^\circ$ )

Fig. 15 Crushing force vs. displacement curves of square the tube, the concave dodecagon tube and the concave icosagon tube ( $\alpha = 5^\circ$ )

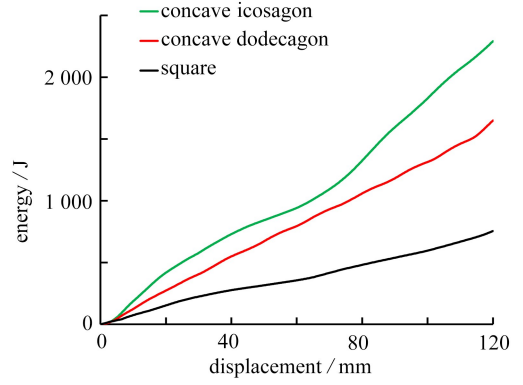


图 16 方管、凹十二边形管及凹二十边形管的能量吸收-位移曲线 ( $\alpha = 5^\circ$ )

Fig. 16 Energy absorption vs. displacement curves of the square tube, the concave dodecagon tube and the concave icosagon tube ( $\alpha = 5^\circ$ )

表 1 倾斜角为  $\alpha = 5^\circ$  时,方管、凹十二边形管及凹二十边形管能量吸收性能

Table 1 Crashworthiness of tubes under oblique loads for  $\alpha = 5^\circ$ : the square tube, the concave dodecagon tube and the concave icosagon tube

profile	MCF/kN	IPCF/kN	EA/J	SEA/(kJ/kg)	CFE/%
square	6.02	13.26	632.94	5.21	45.40
concave dodecagon	13.21	17.49	1 388.34	11.43	75.53
concave icosagon	18.64	29.36	1 959.57	16.13	63.49

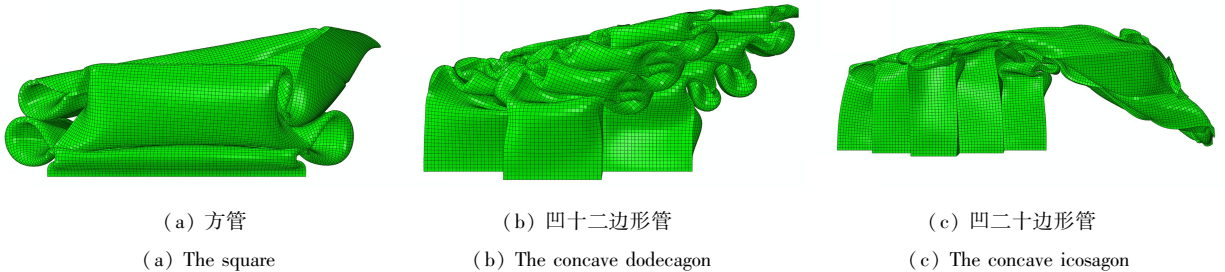


图 17 倾斜角  $\alpha = 10^\circ$  时,管压缩后变形图

Fig. 17 Deformed patterns of tubes under oblique loads for  $\alpha = 10^\circ$

冲击载荷倾斜角  $\alpha = 10^\circ$  时,方管、凹十二边形管和凹二十边形管的冲击力-位移曲线及能量吸收-位移曲线分别如图 18 和图 19 所示.方管和凹十二边形管的冲击力-位移曲线随折叠变形上下规律波动;凹二十边形管的冲击力-位移曲线在经历初始峰值力后急剧下降,这与其 Euler 失稳变形模式相吻合.Euler 失稳的凹二十边形管冲击力和能量吸收显著低于凹十二边形管.

冲击载荷倾斜角  $\alpha = 10^\circ$  时,方管、凹十二边形管和凹二十边形管的能量吸收性能如表 2 所示,能量吸收指标取值为取压缩距离为 0.7 倍管原始长时的结果.与轴向冲击相比,冲击载荷倾斜角  $\alpha = 10^\circ$  时,方管、凹十二边形管和凹二十边形管初始冲击峰值力分别降低 62.97%,47.93%和 42.05%;能量吸收分别降低 22.15%,21.70%和 63.59%.与冲击载荷倾斜角  $\alpha = 5^\circ$  相比,冲击载荷倾斜角  $\alpha = 10^\circ$  时,方管、凹十二边形管和凹二十边形管初始冲击峰值力分别降低 25.72%,提高 0.46%和降低 22.55%;能量吸收分别降低 9.01%,9.97%和 52.94%.不稳定变形模式极大降低了凹二十边形薄壁管的能量吸收能力.



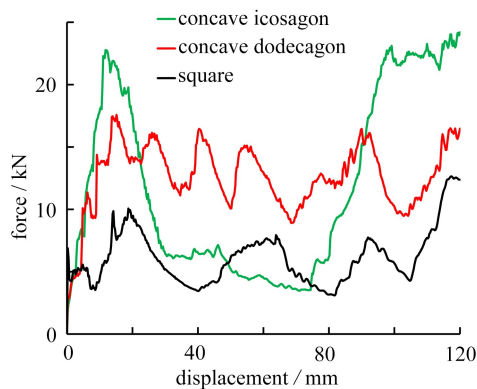


图 18 方管、凹十二边形管及凹二十边形管的载荷-位移曲线 ( $\alpha = 10^\circ$ )

Fig. 18 Crushing force vs. displacement curves of the square tube, the concave dodecagon tube and the concave icosagon tube ( $\alpha = 10^\circ$ )

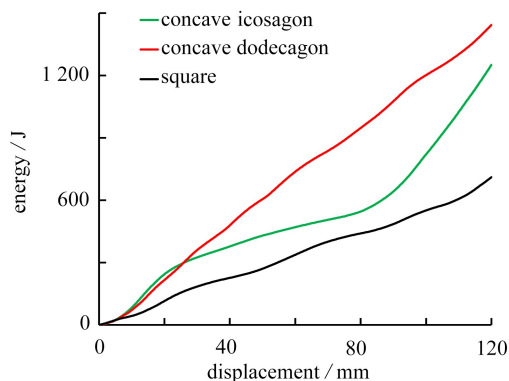


图 19 方管、凹十二边形管及凹二十边形管的能量吸收-位移曲线 ( $\alpha = 10^\circ$ )

Fig. 19 Energy absorption vs. displacement curves of the square tube, the concave dodecagon tube and the concave icosagon tube ( $\alpha = 10^\circ$ )

表 2 倾斜角  $\alpha = 10^\circ$  时,方管、凹十二边形管及凹二十边形管能量吸收性能

Table 2 Crashworthiness of tubes under oblique loads for  $\alpha = 10^\circ$ : the square tube, the concave dodecagon tube and the concave icosagon tube

profile	MCF/kN	IPCF/kN	EA/J	SEA/(kJ/kg)	CFE/%
square	5.48	9.85	575.92	4.74	55.63
concave dodecagon	11.89	17.57	1 249.97	10.29	67.67
concave icosagon	8.77	22.74	922.18	7.59	38.57

## 6 结 论

本文研究了凹截面薄壁管轴向冲击变形模式这一对实际应用至关重要的问题,基于数值仿真结果给出了凹十二边形管和凹二十边形管轴向冲击变形模式分类图,研究了倾斜冲击载荷作用下的凹截面薄壁管能量吸收性能,得到了以下主要结论:

1) 凹多边形薄壁管的变形模式可分为:折叠半波长较短的紧凑变形模式,折叠半波长较长的膨胀-收缩非紧凑变形模式,Euler 失稳不稳定变形模式,以及由上述三种变形模式中的两种或三种逐渐转变的混合变形模式。径厚比值低而长细比值较高的凹截面薄壁管容易产生不稳定变形模式;径厚比值高而长细比值较低的凹截面薄壁管容易产生紧凑变形模式;径厚比和长细比值都较低的凹截面薄壁管容易产生非紧凑变形模式。

2) 凹二十边形薄壁管渐进稳定变形模式范围比凹十二边形管渐进稳定变形模式范围窄,凹二十边形更容易产生非紧凑变形模式和不稳定变形模式。

3) 凹截面薄壁管在倾斜冲击载荷作用下与轴向冲击相比,初始峰值力降低,冲击力效率提高,但是能量吸收也会随之降低。随倾斜角增大,凹截面管的变形模式可能从渐进稳定的紧凑变形变为膨胀-收缩的非紧凑变形甚至 Euler 失稳。

总之,凹截面薄壁管具有比常规凸截面管更多样的变形模式,通过设计凹截面薄壁管,可以产生折叠长度较短的渐进稳定变形模式,该变形模式下凹截面薄壁管具有较高的能量吸收能力和良好的载荷一致性。

致谢 本文作者衷心感谢江苏省职业院校智能装备制造技术“双师型”名师工作室项目对本文的资助。

### 参考文献 (References):

- [1] 余同希, 卢国兴, 张雄. 能量吸收: 结构与材料的力学行为和塑性分析[M]. 北京: 科学出版社, 2019. (YU Tongxi, LU Guoxing, ZHANG Xiong. *Energy Absorption: Mechanical Behavior and Plastic Analysis of Structures and Materials*[M]. Beijing: Science Press, 2019. (in Chinese))

- [2] 李金矿, 万文玉, 刘闯. 形状记忆合金蜂窝结构抗冲击性能研究[J]. 应用数学和力学, 2024, **45**(1): 34-44. (LI Jinkuang, WAN Wenyu, LIU Chuang. Study on impact resistance of shape memory alloy honeycomb structures[J]. *Applied Mathematics and Mechanics*, 2024, **45**(1): 34-44. (in Chinese))
- [3] 杨帆, 王鹏, 范华林, 等. 薄壁管状吸能结构的吸能性能及变形模式的理论研究进展[J]. 力学季刊, 2018, **39**(4): 663-680. (YANG Fan, WANG Peng, FAN Hualin, et al. Review of theoretical models on the energy absorption and deformation modes of the thin-walled tubular structures[J]. *Chinese Quarterly of Mechanics*, 2018, **39**(4): 663-680. (in Chinese))
- [4] ALEXANDER J M. An approximate analysis of the collapse of thin cylindrical shells under axial loading[J]. *The Quarterly Journal of Mechanics and Applied Mathematics*, 1960, **13**(1): 10-15.
- [5] WIERZBICKI T, ABRAMOWICZ W. On the crushing mechanics of thin-walled structures[J]. *Journal of Applied Mechanics*, 1983, **50**(4a): 727-734.
- [6] MAMALIS A G, MANOLAKOS D E, BALDOUKAS A K, et al. Energy dissipation and associated failure modes when axially loading polygonal thin-walled cylinders[J]. *Thin-Walled Structures*, 1991, **12**(1): 17-34.
- [7] WHITE M D, JONES N, ABRAMOWICZ W. A theoretical analysis for the quasi-static axial crushing of top-hat and double-hat thin-walled sections[J]. *International Journal of Mechanical Sciences*, 1999, **41**(2): 209-233.
- [8] HA N S, LU G X. Thin-walled corrugated structures; a review of crashworthiness designs and energy absorption characteristics[J]. *Thin-Walled Structures*, 2020, **157**: 106995.
- [9] KIM H S. New extruded multi-cell aluminum profile for maximum crash energy absorption and weight efficiency[J]. *Thin-Walled Structures*, 2002, **40**(4): 311-327.
- [10] CHEN W, 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.
- [11] ZHANG X, CHENG G, ZHANG H. Theoretical prediction and numerical simulation of multi-cell square thin-walled structures[J]. *Thin-Walled Structures*, 2006, **44**(11): 1185-1191.
- [12] TANG Z L, LIU S T, ZHANG Z H. Energy absorption properties of non-convex multi-corner thin-walled columns[J]. *Thin-Walled Structures*, 2012, **51**: 112-120.
- [13] LI Y, YOU Z. Origami concave tubes for energy absorption[J]. *International Journal of Solids and Structures*, 2019, **169**: 21-40.
- [14] WU S Y, LI G Y, SUN G Y, et al. Crashworthiness analysis and optimization of sinusoidal corrugation tube[J]. *Thin-Walled Structures*, 2016, **105**: 121-134.
- [15] HOU S J, LI Q, LONG S Y, et al. Design optimization of regular hexagonal thin-walled columns with crashworthiness criteria[J]. *Finite Elements in Analysis and Design*, 2007, **43**(6/7): 555-565.
- [16] FYLLINGEN Ø, HOPPERSTAD O S, LANGSETH M. Simulations of a top-hat section subjected to axial crushing taking into account material and geometry variations[J]. *International Journal of Solids and Structures*, 2008, **45**(24): 6205-6219.
- [17] MAMALIS A G, MANOLAKOS D E, IOANNIDIS M B, et al. Finite element simulation of the axial collapse of metallic thin-walled tubes with octagonal cross-section[J]. *Thin-Walled Structures*, 2003, **41**(10): 891-900.
- [18] YAMASHITA M, GOTOH M, SAWAIRI Y. Axial crush of hollow cylindrical structures with various polygonal cross-sections numerical simulation and experiment[J]. *Journal of Materials Processing Technology*, 2003, **140**(1/2/3): 59-64.
- [19] WIERZBICKI T, JONES N. *Structural Failure*[M]. New York: John Wiley and Sons, 1989.
- [20] 刘旺玉, 田鹏飞, 金林, 等. 角单元对薄壁管耐撞性的影响[J]. 华南理工大学学报(自然科学版), 2021, **49**(6): 28-33. (LIU Wangyu, TIAN Pengfei, JIN Lin, et al. Influence of angle element on crashworthiness of thin-walled tubes[J]. *Journal of South China University of Technology (Natural Science Edition)*, 2021, **49**(6): 28-33. (in Chinese))
- [21] SANTOSA S P, WIERZBICKI T, HANSEN A G, et al. Experimental and numerical studies of foam-filled sections[J]. *International Journal of Impact Engineering*, 2000, **24**(5): 509-534.