

文章编号: 1001-1455(2006)01-0059-06

# 双层扁平绕带式压力容器的刚塑性动力响应分析\*

田锦邦<sup>1</sup>, 赵隆茂<sup>1</sup>, 郑津洋<sup>2</sup>

(1. 太原理工大学应用力学研究所, 山西 太原 030024;

2. 浙江大学化工机械研究所, 浙江 杭州 310014)

**摘要:** 采用刚塑性模型对双层“长”扁平绕带式压力容器受径向矩形脉冲内压作用的动力响应进行了分析, 给出了结构在中载和高载作用下的变形模态、极限压力、响应时间和残余位移的表达式。计算结果表明, 该种容器的静态极限压力值低于整体式压力容器的相应值; 绕带层残余位移远大于其内壳和整体式压力容器的残余位移; 当所受高载小于 24.5 MPa 时比整体式压力容器具有更强的抗冲击能力。

**关键词:** 固体力学; 动力响应; 刚塑性模型; 压力容器; 扁平绕带式; 残余位移

**中图分类号:** O344.3; TQ053.2

**国标学科代码:** 130 · 1515

**文献标志码:** A

## 1 引言

扁平绕带式压力容器是在我国首创的一种新型压力容器<sup>[1]</sup>, 是一种由内外壳体组合而成的新型壳体结构, 内壳为一封闭薄壁圆柱壳, 外壳为由缠绕方向相反的偶数层扁平钢带缠绕组成的组合壳。该种容器有着显著的优势<sup>[2]</sup>, 已获国家专利, 并列入 ASME 锅炉压力容器规范。它的力学性能已得到了研究<sup>[3~7]</sup>。但是, 其爆炸动态响应特性、破坏机理, 尚未得到深入研究。

本文中参照文献[8]的方法, 定义  $C$  为内壳长度参数, 当  $C^2 > 6$  时, 称扁平绕带式压力容器为“长”容器, 反之称为“短”容器, 从而采用不同的变形模态进行分析。对由双层钢带缠绕组成的“长”扁平绕带式压力容器受径向均布矩形脉冲内压作用下的动力响应进行分析, 给出基本假设和运动方程, 分析该容器在中载和高载作用下的刚塑性动力响应。得出该种容器的极限压力、响应时间以及残余位移的表达式。

## 2 基本假设和运动方程

### 2.1 基本假设

假设内外壳材料均为理想刚塑性材料, 不计应变率效应和应变强化效应。变形为小变形, 遵守中面直线假设。内壳与外壳、外壳层间的接触均匀且不计摩擦力作用。外壳中同一绕层的钢带与钢带之间既无间隙又无作用力。钢带处于沿长度方向和厚度方向的二向应力状态, 内外壳的两端均焊接在刚度很大的封头和端部法兰上, 不计壳体的轴向位移。设容器的内壳壁厚为  $2H$ , 外壳由每层均为  $2h$  厚的双层钢带缠绕组成。其壳体结构简图如图 1 所示。

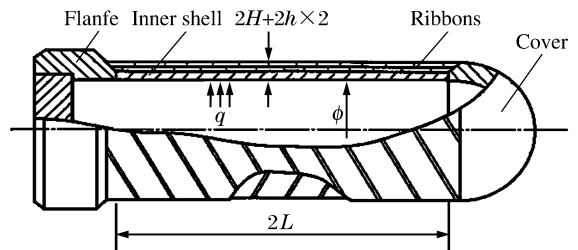


图 1 壳体结构简图

Fig. 1 Shell with flat-wound ribbons

\* 收稿日期: 2004-12-23; 修回日期: 2005-09-07

基金项目: 国家自然科学基金项目(10372091)

作者简介: 田锦邦(1963—), 男, 博士研究生, 高级工程师。

## 2.2 运动方程

在小变形情况下,内壳的轴力可不考虑。对于内壳,如图2所示,可近似地考虑为轴对称问题,其基本内力为广义应力  $M_z$  和  $N_\varphi$  ( $M_z$  为轴向弯矩,使壳体凸面受压为正;  $N_\varphi$  为周向膜力,使壳体受拉为正),壳体的径向位移为  $w$  (向壳体外部为正),均为坐标  $z$  和时间  $t$  的函数。内壳微元体的受力如图3所示。钢带长度方向与内壳周向的夹角均为  $\theta$ ,第  $i$  层钢带(紧靠内壳的为第一层)的基本内力为沿钢带长度方向的膜力  $N_i$  和弯矩  $M_i$ ,钢带的径向位移为  $w_i$  (向壳体外部为正)。

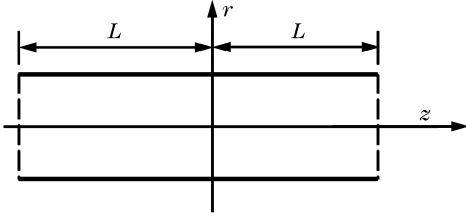


图2 内壳示意图

Fig. 2 The schematic drawing of inner shell

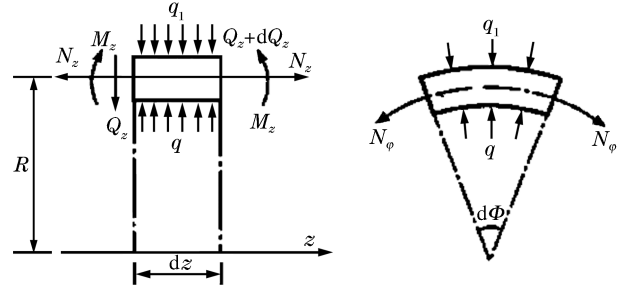


图3 内壳微元体受力图

Fig. 3 The differential element of inner shell

内壳运动方程为

$$\frac{\partial^2 M_z}{\partial z^2} + \frac{N_\varphi}{R} - q + q_1 + \rho \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} = 0 \quad (1)$$

外壳运动方程为

$$\sin^2 \theta \frac{\partial^2 M_i}{\partial z^2} + \cos^2 \theta \frac{N_i}{R_i} - q_i + q_{i+1} + \rho_i \frac{\partial^2 w_i}{\partial t^2} = 0 \quad i = 1, 2 \quad (2)$$

式中:  $\rho$ 、 $\rho_i$  分别为内壳和外壳任一绕带层的单位中面面积上的质量,  $q$ 、 $q_1$  分别为内壳内部和外部的压力,  $q_i$ 、 $q_{i+1}$  分别为第  $i$  绕层内部和外部的压力(向外为正),  $R$ 、 $R_i$  分别为内壳和外壳第  $i$  绕带层的中面半径。引入下列无量纲的量:  $p = (q - q_1) \frac{R}{N_s}$ ,  $x = \frac{z}{L}$ ,  $\tau = \frac{t}{t_0}$ ,  $C = \frac{L}{\sqrt{RH}}$ ,  $C_i = \frac{L}{\sqrt{R_i h}}$ ,  $N_s = 2\sigma_{ns} H$ ,  $M_s = \sigma_{ns} H^2$ ,  $N_{rs} = 2\sigma_{rs} h$ ,  $M_{rs} = \sigma_{rs} h^2$ ,  $n = \frac{N_\varphi}{N_s}$ ,  $m = \frac{M_z}{M_s}$ ,  $n_i = \frac{N_i}{N_{rs}}$ ,  $m_i = \frac{M_i}{M_{rs}}$ ,  $p_i = (q_i - q_{i+1}) \frac{R_i}{N_{rs}}$ ,  $W = \frac{\omega \rho R}{N_s t_0^2}$ ,  $W_i = \frac{\omega_i \rho_i R_i}{N_{rs} t_0^2}$ ,  $\sigma_{ns}$  和  $\sigma_{rs}$  分别为内壳和外壳材料的屈服应力,  $C$  和  $C_i$  分别为内壳和第  $i$  绕带层的长度参数,  $t_0$  为容器内部矩形脉冲压力作用时间。于是,式(1)~(2)可写成

$$\frac{1}{2C^2} m'' + n - p + \ddot{W} = 0 \quad (3)$$

$$\frac{\sin^2 \theta}{2C_i^2} m_i'' + n_i \cos^2 \theta - p_i + \ddot{W}_i = 0 \quad i = 1, 2 \quad (4)$$

式中:  $(\cdot)' = \partial(\cdot)/\partial x$ ,  $(\cdot)\dot{\phantom{x}} = \partial(\cdot)/\partial \tau$ 。

### 2.3 屈服条件的简化

对于内壳,因轴力  $N_z$  不计,因而屈服条件仅与  $N_\varphi$  和  $M_z$  有关。采用 Tresca 屈服准则。为简化计算,采用弱作用屈服面,即精确屈服面(虚线部分)的外接正方形,如图4所示。当应力点位于  $BC$  或  $AD$  上时,  $\dot{W}'' \neq 0$ ,  $\dot{W} = 0$ 。当位于  $AB$  或  $CD$  上时,  $\dot{W}'' = 0$ ,  $\dot{W} \neq 0$ 。当位于角点时,  $\dot{W}'' \geq 0$ ,  $\dot{W} \geq 0$ , 应变率矢量方向位于应变锥之内,如图4中的  $B$  处阴影线所示。对于外壳,也采用 Tresca 屈服准则和弱作用屈服面,与图4同。内壳和外壳的初始条件和边界条件为

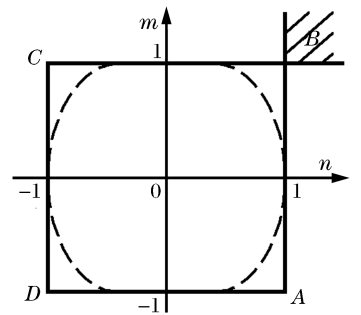


图4 屈服面

Fig. 4 Yield surface

$$\begin{aligned}
 W(x, 0) = 0, \dot{W}(x, 0) = 0, W_i(x, 0) = 0, \dot{W}_i(x, 0) = 0, \\
 W(\pm 1, \tau) = 0, \dot{W}(\pm 1, \tau) = 0, W'(0, \tau) = 0, \dot{W}'(\pm 1, \tau) = 0, m'(0, \tau) = 0, \\
 W_i(\pm 1, \tau) = 0, \dot{W}_i(\pm 1, \tau) = 0, W'_i(0, \tau) = 0, \dot{W}'_i(\pm 1, \tau) = 0, m'_i(0, \tau) = 0
 \end{aligned}$$

### 3 刚塑性动力响应分析

#### 3.1 确定容器静态极限压力

设容器的静态极限压力为  $q_s$ , 内壳的静态极限压力为  $p_s$ 。当  $p \leq p_s$  时, 内壳处于刚性静止状态; 当  $p > p_s$  时, 内壳将开始运动, 内壳处于极限状态时, 应力点全部落在屈服面  $AB$  上, 而且  $x=0$  处的应力点在屈服面  $A$  点,  $x=1$  处的应力点在屈服面  $B$  点。这表明, 内壳在中央处和两端处形成了塑性铰环, 如图 5 所示。经过分析得出

$$p_s = 1 + \frac{2}{C^2} \tag{5}$$

与内壳分析类似, 对整个容器进行分析, 可得

$$q_s = 2H \frac{L^2 + 2HR}{RL^2} \sigma_{ns} + 2h \left( \frac{4h}{L^2} \sin^2 \theta + \left( \frac{1}{R + H + h} + \frac{1}{R + H + 3h} \right) \cos^2 \theta \right) \sigma_{rs} \tag{6}$$

这里假设最外层外侧不受力, 即  $q_3 = 0$ 。

#### 3.2 容器受中载作用下的分析

容器内部受均布矩形脉冲载荷作用, 如图 6 所示。当  $p > p_s$  时, 壳体塑性变形机构和静载下的变形机构相同, 壳体开始运动。在第一相 ( $0 \leq \tau \leq 1$ ), 由于外壳与内壳一起运动, 所以仅分析内壳运动即可。因为内壳关于  $x=0$  平面对称, 所以, 只需分析  $x \geq 0$  一侧的情况。经过分析, 得

$$p \leq p_{s1} = p_s + \frac{4}{C^2} \tag{7}$$

$$q \leq q_{s1} = q_s + \frac{8H^2}{L^2} (\sigma_{ns} + k\sigma_{rs}) \tag{8}$$

即容器受矩形脉冲内压的中载范围是:  $q_s \leq q \leq q_{s1}$ 。

在第二相, 容器的塑性变形模式如图 7 所示。通过分析, 内壳的响应时间  $\tau_f$  和中央残余位移  $W_f$  分别为

$$\tau_f = 1 + \frac{3(C^2(p-1)/2-1)}{C(C+\sqrt{6})} \tag{9}$$

$$W_f = \left( \frac{9C^2}{8(C^2-6)} + \frac{27C^2 \ln(\sqrt{6}/C)}{2(C^2-6)^2} \right) \left( p - \left( 1 + \frac{2}{C^2} \right) \right)^2 + \frac{4}{3} \left( p - \left( 1 + \frac{2}{C^2} \right) \right) \tag{10}$$

对外壳, 有类似内壳的结果, 外壳第  $i$  层的响应时间  $\tau_{fi}$  和相应层中央处的残余位移  $W_{fi}$  分别为

$$\tau_{fi} = 1 + \frac{3(C_i^2(p_i - \cos^2 \theta) - 2 \sin^2 \theta)}{C_i(2C_i \cos^2 \theta + \sqrt{6} \sin^2 \theta)} \quad i = 1, 2 \tag{11}$$

$$W_{fi} = \frac{3HR_i C_i^2}{4Rh} \left( p - \left( 1 + \frac{2}{C^2} \right) \right) + B_i \left( p - \left( 1 + \frac{2}{C^2} \right) \right)^2 \quad i = 1, 2 \tag{12}$$

式中:  $B_i = \frac{9H^2 R_i^2 C_i^2}{8R^2 h^2 (C_i^2 \cos^2 \theta - 6 \sin^2 \theta)} + \frac{27H^2 R_i^2 C_i^2 \ln(\sqrt{6} \tan \theta / C_i)}{2R^2 h^2 (C_i^2 \cos^2 \theta - 6 \sin^2 \theta)^2}$ 。

#### 3.3 容器受高载作用下的分析

由分析可知, 当  $p > p_{s1}$  时, 在第一相  $x=0$  处附近的  $m$  违反屈服条件, 说明原来的变形机构不再适应。在高载情况下, 内壳中部可能有一个  $m=1$  的塑性区。为此, 设壳体在第一阶段的运动中, 存在两

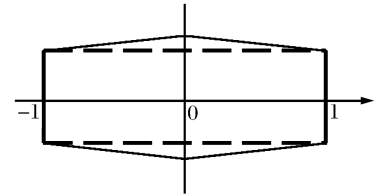


图 5 塑性变形模式

Fig. 5 The model of plastic deformation

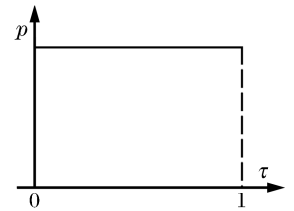


图 6 载荷示意图

Fig. 6 The schematic drawing of load

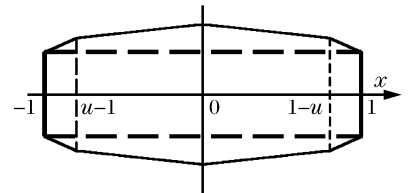


图 7 塑性变形模式

Fig. 7 The model of the plastic deformation

个塑性模态不同的区段(设  $x=u$  为其分界圆),中心部分的应力点在塑性格式 A 点上,其他部分的应力点在塑性格式 AB 线上,如图 8 所示。在第二相,在载荷突然去掉后,内壳与外壳相互间的作用情况与中载情况相类似。经分析可知,在壳体的一半长度内将存在三个塑性变形模态不同的

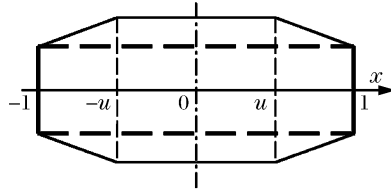


图 8 塑性变形模态

Fig. 8 The model of the plastic deformation

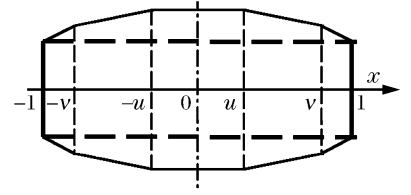


图 9 塑性变形模态

Fig. 9 The model of the plastic deformation

区段。设在  $0 \leq x \leq 1$  内三个区段的分界为  $u$  及  $v$ ,且  $v > u$ 。在  $0 \leq x \leq u$  内,应力点在塑性格式 A 点上,在  $u \leq x \leq v$  内,应力点在塑性格式 AB 线上。在  $v \leq x \leq 1$  内,应力点在塑性格式 BC 线上,如图 9 所示。当  $u$  处的移动铰环到达中央时,即当  $u=0$  时,壳体塑性变形模态又变为如图 9 所示的模式。通过分析,得出内外壳的响应时间和中央处的残余位移分别是

$$\tau_f = \tau_1 + \frac{Cy_1(p - \tau_1)}{Cy_1 + \sqrt{6}} \quad (13)$$

$$W_{fi} = \frac{2p\tau_1 - \tau_1^2 - p}{2} + 6 \left( \frac{Cy_1(p - \tau_1)}{6 - C^2 y_1^2} \right)^2 \ln \frac{\sqrt{6}}{Cy_1} + \frac{C^2 y_1^2 (p - \tau_1)^2}{C^2 y_1^2 - 6} \quad (14)$$

$$\tau_{fi} = \tau_{i1} + \frac{\sqrt{6} \tan \theta - Cy_{wi1}}{C\dot{v}_{wi1}} \quad (15)$$

$$W_{fi} = \frac{6 \sin^2 \theta}{C_i^2 v_{wi1}^2} \ln \frac{\sqrt{6} \tan \theta}{Cy_{wi1}} + \frac{y_{wi1} (Cy_{wi1} - \sqrt{6} \tan \theta) \cos^2 \theta}{C\dot{v}_{wi1}^2} - \frac{(\tau_{fi} - \tau_{i1})^2 + (\tau_{i1} - 1)^2}{2} \cos^2 \theta + \frac{R_i H (2\tau_{i1} - 1)}{2Rh} \quad (16)$$

式中

$$\dot{v}_{wi1} = \frac{6Rh}{C_i^2 R_i H y_{wi1}} \left( \frac{\sin^2 \theta}{p - 1 + Rh(1 - \tau_{i1}) \cos^2 \theta / (R_i H)} + \left( 2 \tan^2 \theta + \frac{C_i^2}{C^2} - 2p \tan^2 \theta \right) \frac{p - 1 + Rh(1 - \tau_{i1}) \cos^2 \theta / (R_i H)}{(p - 1)^3} \right),$$

$$\tau_{i1} = 1 + \frac{R_i H (p - 1)}{Rh \cos^2 \theta} \left( 1 - C \sqrt{\frac{(p - 1)(C_i^2 y_{wi1}^2 - 12 \tan^2 \theta)}{6(C_i^2 + 2C^2 \tan^2 \theta - 2pC^2 \tan^2 \theta)}} \right),$$

$$y_{wi1} = 2\sqrt{3} \frac{C_i + C\sqrt{2(p - 1)} \operatorname{th} A_i \tan \theta}{C_i^2 \operatorname{th} A_i + CC_i \sqrt{2(p - 1)} \tan \theta} \tan \theta,$$

$$A_i = \frac{C_i (C\sqrt{p - 1} - \sqrt{6})}{C\sqrt{3(p - 1)} \tan \theta}$$

将内外壳的具体几何参数分别代入各响应时间和残余位移表达式中,并利用无量纲式,可得到“长”扁平绕带式压力容器的内外壳分别在中载和高载作用下的响应时间和中央残余位移。如果  $\omega_f \leq \omega_{fi}$ ,则说明在第二相中外壳与内壳脱离各自独立运动,上面得到的位移即为真实残余位移;如果  $\omega_f > \omega_{fi}$ ,则说明在第二相中外壳与内壳之间可能存在相互作用力,中央处真实残余位移介于  $\omega_{fi} \sim \omega_f$  之间。

#### 4 数值计算

选取某试验容器进行数值计算,其几何尺寸和力学参数为:内壳的内径为 150 mm,壁厚为 4.5 mm,其材质为 20 钢,杨氏模量  $E=210$  GPa,屈服应力  $\sigma_{ns}=245$  MPa;外壳由 2 层钢带左右交错缠绕而组成,规格为 20 mm×1 mm,材质为 Q195, $E=207$  GPa,屈服应力  $\sigma_{rs}=195$  MPa。 $\rho=\rho_r=7.850$  t/m<sup>3</sup>, $t_0=0.5$  ms。钢带缠绕倾角  $\theta$  一般在  $10^\circ \sim 30^\circ$  之间,本文中分别取  $10^\circ$ 、 $20^\circ$  和  $30^\circ$  进行分析计算。

#### 4.1 极限压力的对比分析

设整体式压力容器的壁厚  $2H_0$ 、内径以及长度分别与扁平绕带式压力容器的相应值相等,且整体式压力容器的中面半径和长度参数分别为  $R_0$  和  $C_0$ 。则其容器的静态极限压力

$$q_s^0 = 2\sigma_{ns} H_0 (1 + 2/C_0^2) / R_0 \quad (17)$$

式中:  $H_0 = H + 2h$ ,  $R_0 = R + 2h$ ,  $C_0^2 = C^2 / ((1 + 2h/R)(1 + 2h/H))$ 。将有关数据分别代入式(6)、(17),得出极限压力与长度参数的关系曲线,如图 10 所示。

由图 10 分析得出,扁平绕带式压力容器的极限压力值低于整体式压力容器的极限压力值;钢带缠绕倾角  $\theta$  越大,扁平绕带式压力容器的极限压力值越小;当长度参数  $C$  小于 15 时,容器极限压力对长度参数  $C$  具有非常强的依赖性。随着  $C$  的增加,其相应的极限压力值急剧下降。当长度参数  $C$  大于 15 时,容器极限压力值趋于常数。可以看出,当容器的长度参数  $C$  超过某一数值后,容器长度的增加基本不影响容器的极限压力值。

#### 4.2 残余位移的对比分析

取容器长度  $2L = 1\ 000$  mm,钢带缠绕倾角  $\theta = 20^\circ$ 。由分析可知,容器为“长”容器,它的中载范围极小, $q$  略大于极限压力就达到高载范围。因此,这里只分析容器在高载作用下的情况。将有关数据代入式(14)、(16),可得到容器残余位移与内部压力的关系曲线,如图 11 所示。

由图 11 分析可知,扁平绕带式压力容器外壳第一绕带层残余位移略小于第二绕带层残余位移,整体式压力容器残余位移和扁平绕带式压力容器内壳残余位移远小于其绕带层残余位移;当内部压力小于约 24.5 MPa 时,扁平绕带式压力容器内壳的残余位移小于整体式压力容器的残余位移,当内部压力大于约 24.5 MPa 时,扁平绕带式压力容器内壳的残余位移大于整体式压力容器的残余位移。后一点非常重要,内壳的完好是避免容器内有害物质泄露引起二次灾难的重要条件,说明扁平绕带式压力容器所受高载小于某一值时比整体式压力容器具有更强的抗冲击能力。

### 5 结论与讨论

对“长”扁平绕带式压力容器受径向矩形脉冲内压作用下的刚塑性动力响应分别进行了分析,给出了结构在中载和高载作用下的塑性变形模态,得到了它的极限压力、响应时间和残余位移的表达式。数值计算结果发现,扁平绕带式压力容器的静态极限压力值低于整体式压力容器的极限压力值;整体式压力容器残余位移和扁平绕带式压力容器内壳残余位移均远小于其绕带层残余位移;扁平绕带式压力容器所受高载小于 24.5 MPa 时比整体式压力容器具有更强的抗冲击能力,这正是该类容器近年来受到广泛关注的主要原因。

给出了两层绕带式容器的分析结果,进行递推分析,可得到更多层绕带的情况。事实上,随着容器壁厚的增加,整体式压力容器的焊接等引起的缺陷急剧增加,抗冲击能力急剧下降。而绕带式容器具有焊缝分散等优点,可避免上述缺陷导致抗冲击能力的急剧下降。多层绕带式压力容器更具有强的自我抑爆抗爆能力。以上结果有助于该类容器的工程设计和实际应用。

所得结论是在小变形假设条件下得出的。如果发生较大的变形时,须考虑轴向膜力对变形的影响。

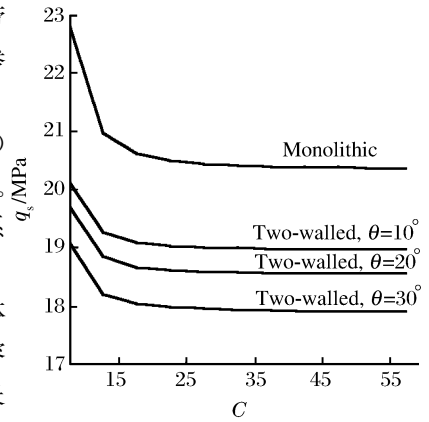


图 10 极限压力与长度系数的关系曲线  
Fig. 10 The curves of limit pressure and length parameter

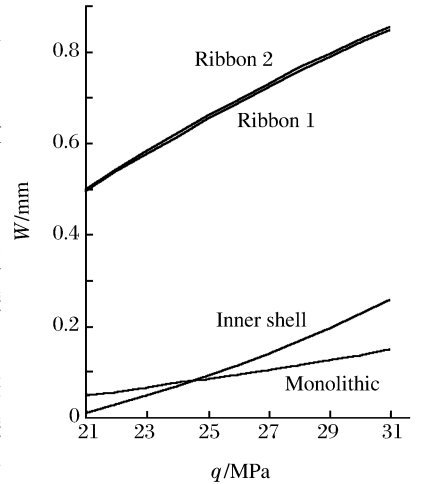


图 11 残余位移与内部压力的关系曲线  
Fig. 11 The curves of residual displacement and inner pressure

为简化分析,给出的载荷是沿轴向均匀分布的矩形冲击载荷,而在实际应用中,可能受到的载荷多为局部区域内的爆炸载荷,因此,必须根据实际情况假设合理的载荷形式进行分析。

### 参考文献:

- [1] 朱国辉. 新型薄内筒扁平绕带式高压容器[J]. 浙江大学学报, 1982, 16(1): 84—89.  
ZHU Guo-hui. New type of pressure vessel with a thin-walled core and wound flat steel ribbons[J]. Journal of Zhejiang University, 1982, 16(1): 84—89.
- [2] 朱国辉, 陈志平, 郑传祥, 等. 新型绕带式压力容器技术的突出发展优势[J]. 化工机械, 2000, 27(3): 162—166.  
ZHU Guo-hui, CHEN Zhi-ping, ZHENG Chuang-xiang, et al. The notable developmental advantage of unique flat steel ribbon wound pressure vessels[J]. Chemical Engineering & Machinery, 2000, 27(3): 162—166.
- [3] 朱国辉, 郑津洋. 新型绕带式压力容器[M]. 北京: 机械工业出版社, 1995.
- [4] 郑津洋. 扁平绕带式压力容器优化设计理论及工程应用分析[D]. 杭州: 浙江大学, 1992.
- [5] Zheng J Y, Hu Y L, Zhu G H, et al. Analysis and design of explosion containment vessels[A]. Proceedings of the 5th Asia-Pacific Conference on Shock & Impact Loads on Structures[C]. Changsha, China, 2003: 487—494.
- [6] 田锦邦, 赵隆茂. 扁平绕带式爆炸容器的弹性动力响应分析[J]. 石油化工设备, 2004, 33(4): 36—39.  
TIAN Jin-bang, ZHAO Long-mao. Analysis of dynamic elastic response of flat ribbon wound explosive containment vessel[J]. Petro-chemical Equipment, 2004, 33(4): 36—39.
- [7] 田锦邦, 赵隆茂. 扁平绕带爆炸容器的力学研究进展评述[J]. 化工机械, 2004, 31(4): 254—257.  
TIAN Jin-bang, ZHAO Long-mao. A review of the mechanical research progress of the flat ribbon-wound explosive vessel[J]. Chemical Engineering & Machinery, 2004, 31(4): 254—257.
- [8] Hodge P G Jr. Impact loading of rigid-plastic cylindrical shell[J]. J Mech Phys Solids, 1955, 3(3): 176—188.

## Analysis on the rigid-plastic dynamic response of two-walled pressure vessels with flat-wound steel ribbons

TIAN Jin-bang<sup>1\*</sup>, ZHAO Long-mao<sup>1</sup>, ZHENG Jin-yang<sup>2</sup>

(1. Institute of Applied Mechanics, Taiyuan University of Technology,  
Taiyuan 030024, Shanxi, China;

2. Institute of Chemical Machinery, Zhejiang University, Hangzhou 310014, Zhejiang, China)

**Abstract:** The dynamic response of two-walled “long” pressure vessels with flat-wound ribbons subjected to an internal pressure with rectangular shape has been analyzed with the rigid-plastic model. The models of plastic deformation are given under middle and high loadings, respectively. The formulas of the limit pressure, response time and residual displacement of the vessels are proposed. Numerical results show that the static limit pressure of the vessel is less than that of monolithic vessel, the residual displacement of the vessel is more than that of the inner shell and monolithic ones, and the shock-resistance of the vessel is greater than that of monolithic vessel under loading pressure less than 24.5 MPa.

**Key words:** solid mechanics; dynamic response; rigid-plastic model; pressure vessel; flat-wound ribbons; residual displacement

---

\* Corresponding author: TIAN Jin-bang  
E-mail address: tianjb135@eyou.com  
Telephone: 0354-3362515