

冲击载荷形状对阻尼介质中 结构最终塑性变形的影响*

王铁锋 张善元 树学锋

(太原工业大学应用力学研究所 太原市 030024)

摘要 分析了在阻尼介质中当保持相关参量相同时,冲击载荷形状对简支刚塑性圆板和圆柱薄壳的最终塑性变形的影响。在结构物高载阶段的运动中,考虑了阻尼介质对塑性铰区移动的影响。结果表明:在阻尼介质中,文献[6]中相关参量的概念仍然可以沿用,但结构的最终塑性变形与相关参量的关系式 $W_{or} = I_e^2 G(P_e)$ 应由更一般的表达式来代替。

关键词 塑性动力响应 冲击载荷形状 阻尼介质 相关参量

中图分类号 O 347.1

1 引言

众所周知,载荷形状对结构的塑性动力响应有很大的影响^[1~3]。Symonds^[4],Hopkins和Prager^[5]曾在这方面做了许多工作,但都未得到满意的解答。为解决这个问题,Youngdahl^[6]引入了两个相关参量:等效载荷 P_e 和等效冲量 I_e ,定义如下:

$$I_e = \int_{t_f}^{t_j} P(t) dt \quad (1)$$

$$P_e = \frac{I_e}{2t_{\text{mean}}} \quad (2)$$

式中: $t_{\text{mean}} = (1/I) \int_{t_f}^{t_j} (t - t_f) P(t) dt$, $I \approx P_0(t_j - t_f)$, t_f 是指外加脉冲载荷 $P(t)$ 达到结构静力极限载荷 P_0 时塑性变形开始的时刻, t_j 是塑性变形结束的时刻,事先是未知的。Youngdahl 指出:当保持冲击载荷的相关参量相等时,在简支梁、简支圆板和圆柱壳的塑性动力响应中,载荷形状的影响可以忽略不计,结构的最终塑性变形 W_{or} 与相关参量的关系为

$$W_{or} = I_e^2 G(P_e) \quad (3)$$

其中 G 是由结构动力特性决定的函数。进一步的研究表明:当横向剪力对结构的动力响应有重要影响时,方程(3)仍然适用^[7]。

近年来,阻尼介质对结构塑性动力响应的影响受到了较多的关注^[8~10]。该问题属于流体与固体的耦合运动,分析表明^[9]:忽略流体阻力的影响可能导致错误结果。为进一步验证Youngdahl提法的正确性,同时确定其适用范围,文中分析了在阻尼介质中当保持

* 国家自然科学基金资助项目。

1994年8月8日收到原稿,12月20日收到修改稿。

相关参量相同时,冲击载荷形状对结构塑性动力响应的影响。

2 问题的求解

2.1 圆板问题

阻尼介质中简支刚塑性圆板承受均布脉冲载荷(图 1),为简化计算,采用以下无量纲形式:

$$\left. \begin{aligned} m_r &= \frac{M_r}{M_0}, m_\theta = \frac{M_\theta}{M_0}, \xi = \frac{r}{R}, \tau = \frac{t}{I^*/P_0} \\ \bar{W} &= \frac{W}{I^{*2}/\mu P_0}, \bar{P} = \frac{P}{P_0}, \beta = \frac{I^*}{\mu P_0} \alpha \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

式中: R 为圆板半径; I^* 为载荷冲量; $P(t)$ 为冲击载荷($\dot{P}(t) \leq 0$); $P_0 = 6M_0/R^2$ 是圆板的静力极限均布载荷; μ 为圆板单位面积上的质量; $W(r, t)$ 是圆板的横向挠度; M_r 和 M_θ 分别是径向和环向的弯矩; M_0 为静力极限弯矩; α 为阻尼系数。

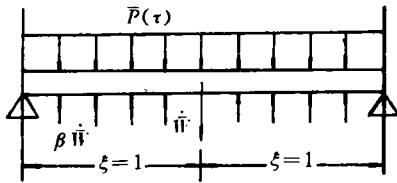


图 1 冲击加载下的简支圆板
Fig. 1 The simply supported circular plate under impact impulse

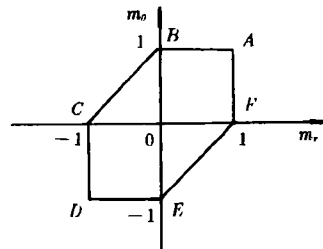


图 2 圆板的屈服曲线
Fig. 2 The yield curve of circular plate

板单位面积上的流体阻力 \bar{f} 表示为

$$\bar{f} = \beta \dot{\bar{W}} \quad (5)$$

圆板的运动方程为

$$\frac{\partial(\xi m_r)}{\partial \xi} - m_\theta = -6 \int_0^\xi [\bar{P}(\tau) - \ddot{\bar{W}} - \beta \dot{\bar{W}}] \xi d\xi \quad (6)$$

采用 Tresca 屈服条件(图 2)。脉冲载荷形式如图 3 所示。

初始条件:

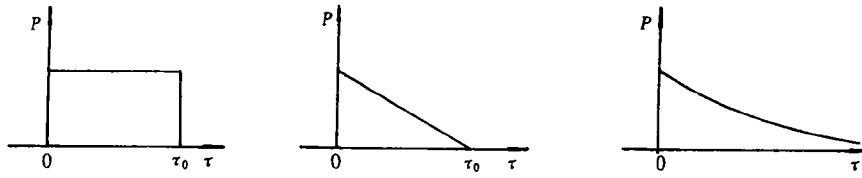
$$\bar{W}(\xi, \tau)|_{\tau=0} = 0, \quad \dot{\bar{W}}(\xi, \tau)|_{\tau=0} = 0 \quad (7)$$

根据载荷初值的不同,圆板的运动可分为以下两种类型。

1) 中载荷 ($1 < \bar{P}(0) < 2$)

速度场线性分布(图 4a)。

$$\dot{\bar{W}} = \dot{\bar{W}}_0(1 - \xi) \quad 0 \leq \xi \leq 1 \quad (8)$$



(a) 矩形脉冲 (a) Rectangular shaped impulse (b) 线性脉冲 (b) Linear impulse (c) 指数脉冲 (c) Exponential impulse

图 3 三种载荷形式

Fig. 3 Three kinds of pressure-time histories

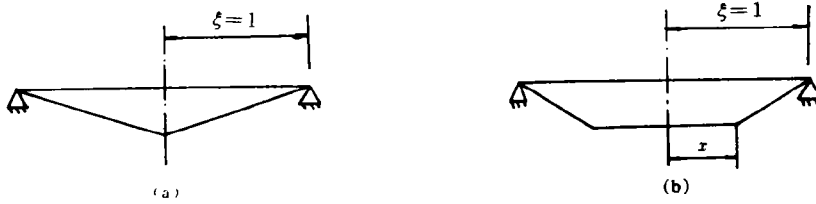


图 4 圆板的初始速度场分布图

Fig. 4 Initial velocity profiles of the circular plate

考虑 $m_r(\xi=0)=1, m_r(\xi=1)=0$, 由方程(6)解得

$$\ddot{W}_0 + \beta \dot{W}_0 = 2(\bar{P} - 1) \tag{9}$$

对于给定载荷形式, 联立方程(1)和(2), 在初始条件(7)下, 由方程(9)即可求出 $\dot{W}_0 = (I_c/I^*)^2 \cdot G(P_c/P_0, \beta)$ 曲线。

2) 高载荷($\bar{P}(0) > 2$)

高载下的变形机构如图 4b 所示。运动分为两个阶段。

(1) $0 \leq \tau \leq \tau_1$

速度场如下分布

$$\dot{W} = \begin{cases} \dot{W}_0 & 0 \leq \xi \leq x \\ \dot{W}_0 \frac{1-\xi}{1-x} & x < \xi \leq 1 \end{cases} \tag{10}$$

式中 x 为间断面位置。

在 $0 \leq \xi \leq x$ 区域内, 恒有 $m_r(\xi)=1$, 由式(6)得

$$\ddot{W}_0 + \beta \dot{W}_0 = \bar{P} \tag{11}$$

在 $x < \xi \leq 1$ 区域, $m_r(\xi=x)=1, m_r(\xi=1)=0$, 由方程(6)解得塑性铰圆的运动规律

$$x^3 - x^2 - x + 1 = \frac{2}{\beta \dot{W}_0} [1 - \exp(-\beta\tau)] \tag{12}$$

式中 \dot{W}_0 由式(11)确定。(12)式反映了阻尼介质对铰圆移行的影响。令 $x=0$, 可由(12)式求出铰圆半径收缩为零的时刻 τ_1 。

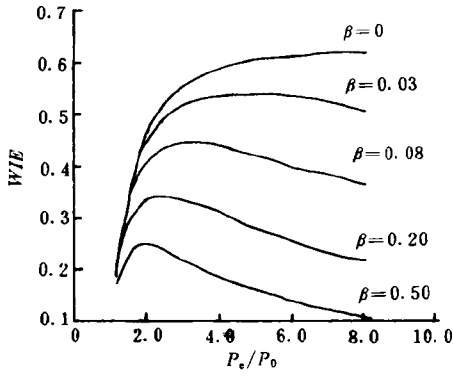


图 5 指数脉冲载荷 ($\tau_0=1.0$) 作用下的 $G(P_e/P_0, \beta)$ 曲线

Fig. 5 $G(P_e/P_0, \beta)$ curves under exponential impulsive loading ($\tau_0=1.0$)

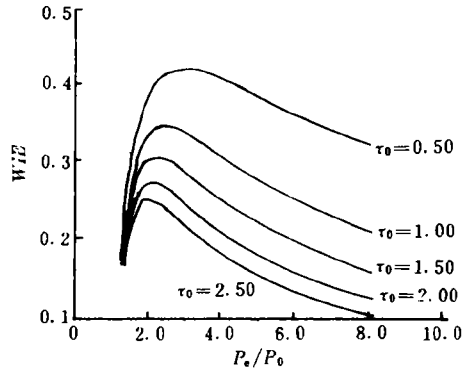


图 6 指数脉冲载荷 ($\beta=0.2$) 作用下的 $G(P_e/P_0, \beta)$ 曲线

Fig. 6 $G(P_e/P_0, \beta)$ curves under exponential impulsive loading ($\beta=0.2$)

(2) $\tau_1 < \tau \leq \tau_f$

此时的解由方程(9)给出,与中载条件下相仿,可求出 $\bar{W}_{of} = (I_c/I^*)^2 G(P_e/P_0, \beta)$ 。

图 5~7 给出了 $WIE = \bar{W}_{of}/(I_c/I^*)^2 = G(P_e/P_0, \beta)$ 曲线。图(5)表明 WIE 随阻尼系数 β 的增大而减小,图(6)表明在给定的阻尼介质中, WIE 随载荷特征作用时间 τ_0 的增大而减小。这个结论可推广到一般的冲击载荷。

在图(7)中,对于给定的阻尼介质,由载荷形状的不同而引起的 $G(P_e/P_0, \beta)$ 曲线中的最大差异是 6.13%。因此可以认为当保持 P_e 和 I_c 相同时,由载荷形状引起的圆板最终塑性变形的差异可以忽略不计。

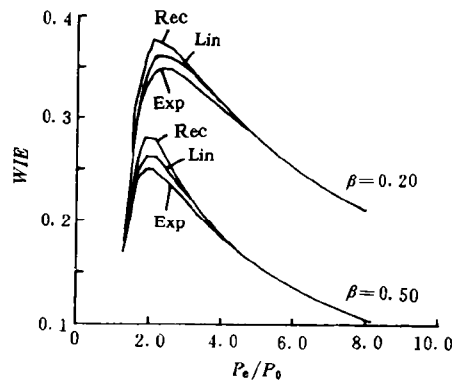


图 7 脉冲载荷形状对圆板最大的残余塑性变形的影响

Fig. 7 Effects of the impulse shape on the maximum residual plastic deformation of the circular plate

2.2 圆柱壳问题

阻尼介质中简支刚塑性圆柱壳承受均布环形冲击载荷的作用(图 8),采用以下无量纲形式进行分析。

$$\left. \begin{aligned} n &= \frac{N_p}{N_0}, m = \frac{M_t}{M_0}, \bar{P} = \frac{Pa}{N_0}, \xi = \frac{r}{L} \\ \bar{W} &= \frac{\mu a W}{N_0 I^{*2}/P_0^2}, \tau = \frac{t}{I^*/P_0}, \beta = \frac{I^*}{\mu P_0} \alpha, C = \frac{L}{\sqrt{ah}} \end{aligned} \right\} \quad (13)$$

式中: a 为壳体半径,壁厚为 $2h$,壳体长 $2L$, I^* 为载荷冲量, N_0 为静力极限环向轴力, M_0 为静力极限弯矩, W 为壳体横向位移(中面法线方向,向壳体外部为正), P_0 为壳体静力极限

压力, μ 是壳体中面单位面积上的质量, α 为阻尼系数, C 是壳体长度参数, 文中仅分析 $0 \leq c^2 \leq 6$ 的情形。

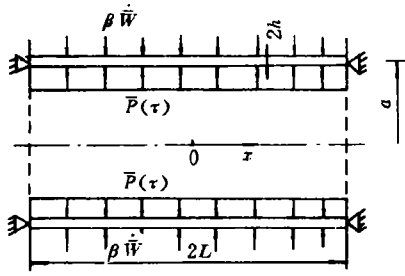


图 8 冲击加载下的圆柱壳

Fig. 8 The cylindrical shell under impact impulse

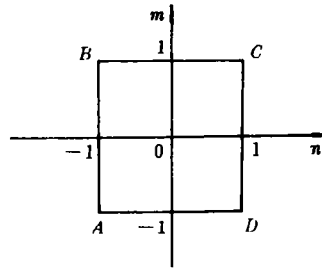


图 9 壳体的屈服曲线

Fig. 9 Yield curve of the cylinder

采用壳体的弱作用屈服条件(图 9)。脉冲载荷形式如图 3 所示, 初始条件如(7)式。壳体中面单位面积上的流体阻力为

$$\bar{f} = \beta \dot{\bar{w}} \tag{14}$$

壳体的运动方程为

$$\frac{m''}{2C^2} + n + \bar{P}(\tau) = \ddot{\bar{w}} + \beta \dot{\bar{w}} \tag{15}$$

不妨取 $n = -1$, 据载荷初值的不同, 壳体的运动分为以下两个类型。

1) 中载荷 ($\bar{P}_0 = 1 + 1/C^2 < \bar{P}(0) < \bar{P}_0 = 1 + 3/C^2$)

速度场线性分布(图 10a)

$$\dot{\bar{w}} = \dot{\bar{w}}_0(1 - \xi) \quad 0 \leq \xi \leq 1 \tag{16}$$

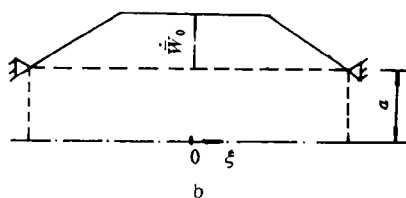
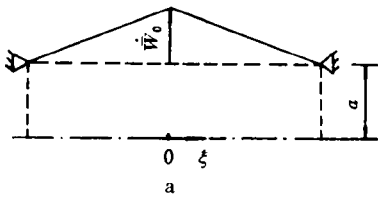


图 10 壳体的初始速度场分布图

Fig. 10 Initial velocity profiles of the cylinder

考虑 $m(\xi = 0) = 1, m(\xi = 1) = 0$, 由方程(15)解得

$$\begin{cases} \ddot{\bar{w}}_0 + \beta \dot{\bar{w}}_0 = \frac{3}{2} (\bar{P} - 1 - \frac{1}{C^2}) \\ \dot{\bar{w}}_0(\tau = 0) = 0 \end{cases} \tag{17}$$

对于给定的载荷形式, 结合方程(1)和(2), 由方程(17)可求出 $\bar{w}_{0t} = (I_c/I^*)^2 G(P_c a/N_0)$,

β)。

2) 高载荷($\bar{P}(0) \geq \bar{P}_0 = 1 + 3/C^2$)

运动分两个阶段:

(1) $0 \leq \tau \leq \tau_1$

速度场如下分布(图 10b)

$$\dot{\bar{W}} = \begin{cases} \dot{\bar{W}}_0 & 0 \leq \xi \leq x \\ \dot{\bar{W}} \frac{1-\xi}{1-x} & x < \xi \leq 1 \end{cases} \quad (18)$$

式中 x 为间断面位置。

将(18)式代入方程(15),考虑屈服条件,解得

$$\ddot{\bar{W}}_0 + \beta \dot{\bar{W}}_0 = \bar{P} - 1 \quad (0 \leq \xi \leq x) \quad (19)$$

$$m = 1 - 2C^2(\bar{P} - 1)\left(\frac{\xi^2}{2} - x\xi\right) - (\bar{P} - 1)x^2C^2 + \left[\frac{\xi^2}{2} - \frac{\xi^3}{6} - \left(x - \frac{x^2}{2}\right)\xi + \frac{x^2}{2} - \frac{x^3}{3}\right] \frac{2C^2(\bar{P} - 1)(1-x) + \dot{x}\dot{\bar{W}}_0}{(1-x)^2} \quad (x < \xi \leq 1) \quad (20)$$

式中 $\dot{\bar{W}}_0$ 由(19)和(7)式确定。将 $m(1) = 0$ 代入(20)式,得

$$\frac{3}{C^2} = (\bar{P} - 1)(x - 1)^2 + 2x\dot{\bar{W}}_0(x - 1) \quad (21)$$

令 $y = (x^2/2) - x + (1/2)$, 则上式可化为:

$$\frac{dy}{d\tau} + \frac{\bar{P} - 1}{\dot{\bar{W}}_0} y = \frac{3}{2C^2\dot{\bar{W}}_0} \quad (22)$$

解方程(22),得塑性铰区的运动规律

$$(x - 1)^2 = \frac{3}{C^2\dot{\bar{W}}_0} [1 - \exp(-\beta\tau)] \quad (23)$$

式中 $\dot{\bar{W}}_0$ 由方程(19)确定。式(23)反映了阻尼介质对塑性铰区移行的影响。令 $x=0$,即可求出铰区半径收缩为零的时刻 τ_1 。可以证明,以下解是完全解。

(2) $\tau_1 < \tau \leq \tau_f$

此阶段壳体的运动与中载下相仿, τ_f 由 $\dot{\bar{W}}_0 = 0$ 给出。对于给定的载荷形式,不难求出关系式 $\bar{W}_{of} = (I_e I^*)^2 G(P_e a/N_0, \beta)$ 。

图 11 给出了 $WIE = \bar{W}_{of}/(I_e/I^*)^2 = G(P_e a/N_0, \beta)$ 曲线。在图中,由于载荷形状的不同而引起的曲线中的最大差异是 5.69%,因此可以认为当保持 I_e 和 P_e 相同时,载荷形状对圆柱壳最终塑性变形的影响可以忽略不计。

值得注意的是:

高载下,由于阻尼介质的影响,在矩形脉冲载荷作用期间($0 \leq \tau \leq \tau_0$),塑性铰区就开始移行,这一点与空气中的情形不同^[1]。

高载下,冲击载荷特征作用时间 τ_0 的长短对壳体的最终塑性变形有影响。以线性脉

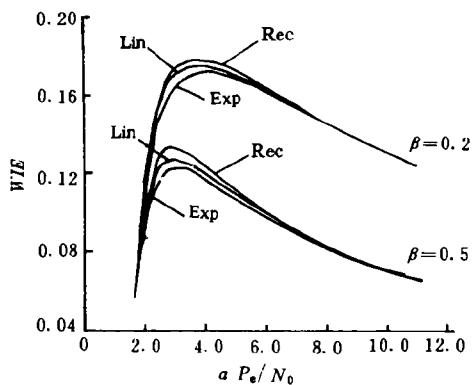


图 11 脉冲载荷形状对圆柱壳最大的残余塑性变形的影响 ($C=\sqrt{2}$)
 Fig. 11 Effects of the impulse shape on the maximum residual plastic deformation of the cylindrical shell ($C=\sqrt{2}$)

冲载荷为例,分析如下:

由方程(19)解得

$$\dot{W}_0 = \frac{\bar{P}(0) - 1}{\beta} [1 - \exp(-\beta\tau)] - \frac{\bar{P}(0)}{\beta^2 \tau_0} [\beta\tau - 1 + \exp(-\beta\tau)] \quad (24)$$

设 $\bar{P}(0) = \bar{P}_{cr}$ 时, $\tau_1 = \tau_0$ 。将(24)式代入(23)式,得

$$\bar{P}_{cr} = \frac{\beta\tau_0\bar{P}_0[1 - \exp(-\beta\tau_0)]}{1 - (\beta\tau_0 + 1)\exp(-\beta\tau_0)} \quad (25)$$

如 $\bar{P}(0) > \bar{P}_{cr}$, 则 $\tau_0 < \tau_1$, 对于线性脉冲载荷, 这表明当 $\bar{P}(\tau) = 0$ 时, 塑性铰区仍未收缩到零。所以壳体的最终塑性变形为

$$\bar{W}_{or} = \int_0^{\tau_0} \dot{W}_0 d\tau + \int_{\tau_0}^{\tau_1} \dot{W}_0 d\tau + \int_{\tau_1}^{\tau_2} \dot{W}_0 d\tau \quad (26)$$

如 $\bar{P}(0) \leq \bar{P}_{cr}$, 则 $\tau_0 \geq \tau_1$, 塑性铰区在 $0 \leq \tau \leq \tau_0$ 段内已收缩成一个塑性铰, 此时

$$\bar{W}_{or} = \int_0^{\tau_1} \dot{W}_0 d\tau + \int_{\tau_1}^{\tau_0} \dot{W}_0 d\tau + \int_{\tau_0}^{\tau_2} \dot{W}_0 d\tau \quad (27)$$

3 结 论

在阻尼介质中, 当保持等效载荷 P_e 和等效冲量 I_e 相等时, 冲击载荷形状对结构的最终塑性变形的影响甚微。由于阻尼介质的影响, 关系式 $W_{or} = I_e^2 G(P_e)$ 已不再适用, 应由更一般的 $W_{or} = I_e^2 G(P_e, \beta)$ 来代替。

参 考 文 献

- 1 Hodge P G. The Influence of Blast Characteristics on the Final deformation of Circular Cylindrical Shells. J Appl Mech, 1956, 23(5): 617~625
- 2 Youngdahl C K. Correlation Parameters for Eliminating the Effect of Pulse Shape on Dynamic Plastic Deformation. J Appl Mech, 1970, 37(7): 744~752
- 3 Jones N. Structural Impact. Cambridge Univ Press, 1989
- 4 Symonds P S. Dynamic Load Characteristics in Plastic Bending of Beams. J Appl Mech, 1953, 20(4): 475~481
- 5 Hopkins H G, Prager W. On the Dynamics of Plastic Circular Plates. J Appl Mathematics and Physics,

- 1954,5(2):317~324
- 6 Youngdahl C K. Influence of Pulse Shape on the Final Plastic Deformation of a Circular Plate. *Int J Solids Struct*, 1971,7(21):1127~1141
- 7 Li Q M, Jones N. Impact Research Centre Report No. ES/79/91. Department of Mechanics Engineer, University of Liverpool, 1991.
- 8 Kumar A, Hedge M. Dynamic Response of Rigid-Plastic Circulars in a Damping Medium. *J Appl Mech*, 1982,6(49):240~241
- 9 Krajcinovic D. Dynamic Response of Circular Rigid-Plastic Plates Resting on Fluid. *J Appl Mech*, 1976,11(43):102~106
- 10 李庆明. 冲击载荷作用下阻尼介质中刚塑性圆板的动力响应. *固体力学学报*, 1991,12(1):66~70

EFFECTS OF THE PULSE SHAPE ON THE FINAL PLASTIC DEFORMATIONS OF BLAST LOADED STRUCTURES IN DAMPING MEDIUM

Wang Tiefeng, Zhang Shanyuan, Shu Xuefeng

(*Institute of Applied Mechanics, Taiyuan University of Technology, Taiyuan, Shanxi, 030024*)

ABSTRACT A theoretical model is developed for discussing the influence of blast characteristics on the final plastic deformation of structures in damping medium. The influences of damping medium on the motion of plastic hinge zone are considered in structural moving stage under high loading. It shows that the relationship between maximum final deformation of structures and Youngdahl's correlation parameters of loading^[6], $W_{of} = I_0^2 \cdot G(P_e)$, does not exist when damping effects are considered. However, the two parameters may still be used to eliminate the pulse shape effects for structures in damping medium.

KEY WORDS plastic dynamic response, blast loading shape, damping medium, correlation parameter