我国高压物理领域

唯 一 专 业 期 刊

高压物理学报

CHINESE JOURNAL OF HIGH PRESSURE PHYSICS

高压下材料或结构的力学性能和动态响应

2018

中 国 物 理 学 会
高压物理专业委员会 主 办

高 压 物 理 学 报

GAOYA WULI XUEBAO

1987 年 9 月创刊

2018 年主题专刊

·高压下材料和结构的力学性能和动态响应·

目　　次

官方网站：www. gywlxb. cn
官方邮箱：gaoya@caep. cn
联系电话：0816-2490042

高压物理学报
CHINESE JOURNAL OF HIGH PRESSURE PHYSICS

第 32 卷 第 1 期
2018 年 2 月

高 压 物 理 学 报
CHINESE JOURNAL OF HIGH PRESSURE PHYSICS

Vol. 32, No. 1
Feb., 2018

DOI: 10.11858/gywlxb.20170529

Prediction of Ballistic Limit of Composite GFRP Sandwich Panels under Hypervelocity Impact*

LI Siyu[1], LI Xiaobin[1], ZHAO Pengduo[2], GAO Songlin[1]

(1. *Departments of Naval Architecture, Ocean and Structural Engineering, Wuhan University of Technology, Wuhan* 430063, *China*;
2. *Navy Research Center, Beijing* 100073, *China*)

Abstract: In the present study, analytical solutions were presented for the prediction of the penetration and perforation of composite glass fiber-reinforced plastic (GFRP) sandwich panels struck normally by flat-nosed cylindrical projectiles over a wide range of impacting velocities, projectile mass and core thickness. The analysis model involved a three-stage perforation process including perforation of the front steel skin, the GFRP core, and the back steel skin. The formulation were based on assumptions that the deformations of steel skins are localized and the projectile is considered as a rigid body in the perforation of GFRP composite laminate. The energy absorption of the front and back steel skins and the GFRP core were estimated with the upsetting effect of the projectile and the adiabatic shear effect of the steel skins taken into consideration. In addition, based on the energy balance, the ballistic limit of the sandwich panel were obtained and compared with the available experimental results. The results show that the analytical predictions are in good agreement with the available experimental data.

Keywords: ballistic impact; sandwich panel; glass fiber reinforced; ballistic limit

CLC number: O385; TB33 **Document code**: A

Sandwich composite structures are increasingly used in marine, military and aerospace fields due to their lightweight, high strength and energy absorption capability[1-5]. A sandwich structure usually consists of two thin and stiff skins (the front skin and the back skin) and a thick and light core. The main function of the skins in a sandwich composite is to carry the bending moment while the core undertakes the duty of fixing the separated skins, carrying the transverse shear load, and performing otherstructural or functional duties such as impact tolerance, radiation shielding, etc[6]. Because of military demand, the sandwich structures are frequently subjected to impact loadings such as fragments from blast debris, shrapnel and bullets. In these cases, the sandwich panel with steel skins and a fabric-reinforced plastic (FRP) composite core is an obvious choice.

A variety of FRP sandwich composites have been used for armor construction due to their highly complex processes, but the prediction of the residual velocity after penetration remains to be a tough problem because of its complicate process. A number of studies on the ballistic limit of sandwich structures are based on experimental tests[7-8]. The experimental method requires a broad test program, which is time-consuming and costly. Numerical simulations may be useful in solving this problem but,

* **Received date**: 2017-01-12; **Revised date**: 2017-03-27
Foundation item: National Natural Science Foundation of China(11302259)
Biography: LI Siyu(1991—), male, master, major in structural safety and reliability. E-mail: lisiyufly@163.com
Corresponding author: LI Xiaobin(1971—), male, doctor, professor, major in structural safety and reliability. E-mail: lxbmark@163.com

unfortunately, they still require considerable resources in terms of computing time (CPU) and manpower. To reduce the cost and time, it is essential to use the analytical method.

Researchers have done many experimental and analytical studies on the ballistic impact behavior of composites[9-17]. Wen[9-10] presented simple relationships for predicting the penetration and perforation of monolithic FRP laminates struck normally by projectiles with different nose shapes over a wide range of impact velocities. Gu[11] presented an analytical model to calculate the decrease of the kinetic energy and residual velocity of a projectile penetrating the targets composed of multi-layered planar woven fabrics. Naik *et al*.[12-13] studied the energy absorbed by different mechanisms, ballistic limit velocity and contact duration of typical woven fabric E-glass/epoxy thick composites using an analytical method. Gama and Gillespie[14] found that the ballistic damage mechanisms can be mimicked by conducting a series of quasi-static punch shear experiments at different support spans. In their study, a quasi-static punch shear test (QS-PST) methodology was developed to quantify and partition the penetration energy into elastic and absorbed energies as a function of penetration displacement and support span. Besides, some researchers used the numerical simulation method to determine the ballistic limit of composite materials[15-17], and the simulation results usually show good agreement with the test data.

Lots of work has been done on the problem of the ballistic limit of composite sandwich panels by many researchers[7,18-24]. Goldsmith *et al*.[18] investigated the ballistic limit of cellular sandwich plates with honeycomb or flexible sheets of aluminum cores using the experiment. They found that the ballistic limit of the sandwich plates was not significantly affected by the type, cell size or wall diameter of the composite, as the principal mechanism resisting the perforation of the composite was piercing the facing plates.

Zhou and Stronge[20] studied the effect of the impact angle and nose shape on the ballistic limit by experimental and numerical methods. The results suggested that during the perforation by a flat-nosed projectile, layered plates caused more energy loss than monolithic plates of the same material and total thickness. There was no significant difference in the measured ballistic limit speed between the monolithic plates and the layered plates at the oblique impact by a hemispherical-nosed projectile.

Skvortsov *et al*.[19] developed an analytic model to deal with the partition of the energy of absorption, allowing for quantitative estimation of the energy fraction consumed via elastic response of the panel and the one consumed via irreversible damage. Numerical results are corroborated with experimental data obtained from intermediate-velocity impact tests performed for sandwich panels with FRP composite laminate faces and foam cores.

Buitrago *et al*.[22] analyzed the perforation of composite sandwich structures subjected to high-velocity impact using the finite element model (FEM). The FEM was validated with experimental tests by comparing the numerical and experimental residual velocity, ballistic limit and contact time.

Researchers such as Jover *et al*.[7], Ryan *et al*.[21], García-Castillo *et al*.[23] and Feli *et al*.[24] also have done some meaningful work. However, all these previous research works focused mainly on the ballistic limit of composite sandwich panels with honeycomb, foam or balsa cores, while studies on composite sandwich panels with glass fiber-reinforced plastic (GFRP) cores and steel skins were relatively few.

The objective of this work is to develop an analytical model for the ballistic limit of the composite sandwich panels with a GFRP core subjected to high-velocity impact of a flat-nosed cylindrical projectile. The front and back skins of the sandwich panel are made from steel. The perforation process is divided into three stages based on which the energy absorption and ballistic limit of the composite GFRP sandwich panels are estimated with the upsetting effect of the projectile taken into consideration. The analytical model is validated by comparing the analytical solutions with the experimental results.

1 Analytic Model

1.1 Problem and Assumptions

The impact problem under consideration is described in Fig. 1. The composite sandwich panel consists of FRP composite laminate cores sandwiched between two thin steel plates. The projectile considered is a steel cylindrical projectile with a flat nose. According to the law of conservation of energy, the conservation of energy reads

$$\frac{1}{2}mv_i^2 = E_{abs} + \frac{1}{2}m_c v_r^2 \tag{1}$$

where m is the mass of the projectile, m_c is the mass of combination projectile, E_{abs} is the total energy absorption during the penetration, v_i and v_r are the initial and residual velocity of the projectile, respectively.

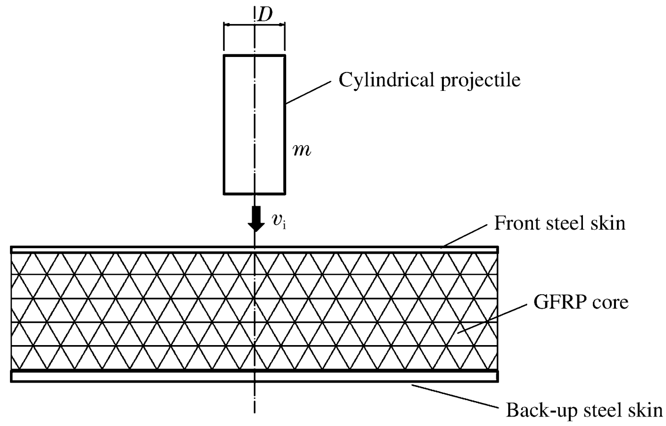


Fig. 1 Schematic diagram of composite sandwich panels under impact of flat-nose cylindrical projectile

The analytical model is based on the following assumptions: (1) The interfaces between front and back skins and GFRP composite laminate core are negligible and the energy absorptions of sheets and core are considered to be relatively independent; (2) The projectile is considered as a rigid body when penetrating the GFRP composite laminate; (3) The thickness of GFRP composite sandwich panel is uniform; (4) Only local deformation of steel skin is taken into consideration.

With different impact velocities and thicknesses, simply using the same calculation method on the front and back steel skins is unreasonable. With the above assumptions, the perforation process is divided into three stages (as shown in Fig. 2):

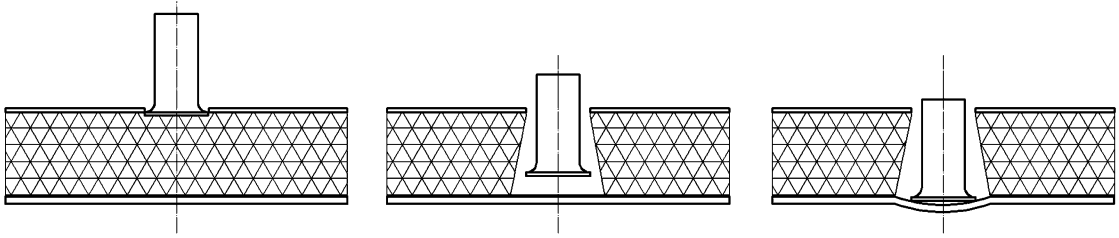


Fig. 2 Three stages of perforation

Stage 1: perforation of the front steel skin.

Stage 2: perforation of the GFRP composite laminate core.

Stage 3: perforation of the back steel skin.

The overall absorption energy consists of three parts

$$E_{\mathrm{abs}} = E_{\mathrm{fro}} + E_{\mathrm{cor}} + E_{\mathrm{bac}} \tag{2}$$

where E_{fro}, E_{cor}, E_{bac} stand for the energy absorption of stage 1, stage 2 and stage 3, respectively.

1.2 Perforation of Front Steel Skin

In the process of the projectile penetration, the overall deformation of the front steel skin is so small because of the support of the GFRP composite laminate that it can be neglected. Under the high-speed projectile impact, the projectile and the sheared part of the front skin form a closed region where most of the plastic work is converted into heat instead of getting lost instantly into the surrounding area. The temperature of the shear area increases rapidly, along with the effects of strain hardening, strain rate enhanced and thermal softening. The failure mode of the front steel skin is considered as localized adiabatic shear plugging.

When the cylindrical projectile starts to penetrate, the front skin is gradually extruded by the projectile. With the deepening of the penetration, the projectile velocity gradually decreases with the increase of the velocity of the plug block. Due to the compression, the axial compression deformation is produced by the projectile (as shown in Fig. 2). Assuming that the projectile and the plug block move together at a common speed, the diameter of the projectile after having the upsetting is d, and the common speed is v_{c}, then, according to the law of conservation of momentum, we have

$$m v_{\mathrm{i},1} = (m + m_{\mathrm{f}}) v_{\mathrm{c}} \tag{3}$$

Here $v_{\mathrm{i},1}$ is the initial velocity of the ptojectile in the first stage, m_{f} is the mass of the plug block which can be expressed as

$$m_{\mathrm{f}} = \pi d^2 h_{\mathrm{f}} \rho_{\mathrm{f}} / 4 \tag{4}$$

where h_{f} and ρ_{f} are the thickness and density of the front skin, respectively.

Based on the stress wave theory, the relation of the diameters of the projectile before and after the upsetting can be expressed as[25]

$$\begin{cases} c_1 = d^2 / D^2 \\ c_1 = k_1 + 1 + \sqrt{k_1^2 + 2k_1} \\ k_1 = 3\rho v_{\mathrm{i},1}^2 / (8\sigma_{\mathrm{y}}) \end{cases} \tag{5}$$

where D is the initial diameter of the projectile, ρ is the density of the projectile, and σ_{y} is the dynamic yield strength of projectile.

Regardless of the energy loss of collision, according to the law of conservation of energy, the energy loss in the penetration process is equal to

$$E_{\mathrm{fro}} = \frac{m + m_{\mathrm{f}}}{2} (v_{\mathrm{i},1}^2 - v_{\mathrm{r},1}^2) = \pi d h_{\mathrm{f}} \int_0^{P_{\mathrm{m}}} \tau \, \mathrm{d}P \tag{6}$$

where $v_{\mathrm{r},1}$ is the residual velocity of the projectile after the penetration of the front steel skin, and P_{m} is the maximum penetration depth when the adiabatic shear occurs. Based on the Bai-Johnson thermal-plastic constitutive relation[25], τ can be written as

$$\tau = \tau_{\mathrm{M}} \left(\frac{\gamma}{\gamma_{\mathrm{i}}} \right) \exp\left\{ \frac{n}{n+1} \left[1 - \left(\frac{\gamma}{\gamma_{\mathrm{i}}} \right)^{n+1} \right] \right\} \tag{7}$$

The Bai-Johnson thermal-plastic constitutive relation is shown in Fig. 3, where τ_{M} is the critical stress of the adiabatic instability of the front skin, γ_{i} is the corresponding shear strain of the critical stress, and n is the strain hardening index.

The ultimate shear stress of the front steel skin can be written as[26]

$$\tau_u = \sigma_u (0.41H/D + 0.42) \tag{8}$$

where τ_u is the ultimate shear stress, σ_u is the ultimate tensile stress, H is the thickness of the front steel skin, and $H = h_f$. Using $\tau_u = \tau_M$ as a first order approximation, after considering the upsetting effect, substituting Eq. (8) into Eq. (7) gives

$$\tau_u = \sigma_u \left(0.41 \frac{H}{D} + 0.42\right) \left(\frac{\gamma}{\gamma_i}\right)^n \exp\left\{\frac{n}{n+1}\left[1 - \left(\frac{\gamma}{\gamma_i}\right)^{n+1}\right]\right\} \tag{9}$$

The penetration depth can be expressed as[25]

$$P = \frac{nd\gamma_a}{2(1+n)} \tag{10}$$

where γ_a is the shear strain of the contact area of the projectile and the front steel skin. Using $\gamma_a = \gamma_f$, the maximum penetration depth (P_m) at the time when the adiabatic shear plugging failure occurs can be written as

$$P_m = \frac{nd\gamma_f}{2(1+n)} \tag{11}$$

where γ_f is the maximum shear strain of the adiabatic shear band. The crack propagation speed of the front steel skin is faster than the penetrating speed as the flat-nosed projectile penetrates the front steel skin. The experimental results show that the maximum penetration depth (P_m) is less than the thickness of the front steel skin[27]. Using $P_m \approx 0.8h_f$, Eq. (11) can be transformed as

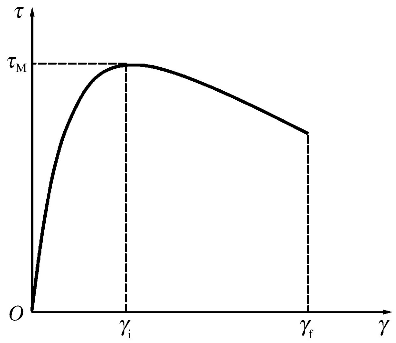


Fig. 3　Bai-Johnson thermal-plastic constitutive model

$$\gamma_f = \frac{n+1}{n}\frac{2P_m}{d} = \frac{1.6(1+n)h_f}{nd} \tag{12}$$

Substituting Eq. (9), Eq. (11) and Eq. (12) into Eq. (6) gives

$$E_{fro} = \frac{\pi}{2} d^2 h_f \sigma_u \left[0.41 \frac{h_f}{d} + 0.42\right] \int_0^{\frac{1.6h_f(1+n)}{nd}} \left(\frac{\gamma}{\gamma_i}\right)^n \exp\left\{\frac{n}{n+1}\left[1 - \left(\frac{\gamma}{\gamma_i}\right)^{n+1}\right]\right\} d\gamma \tag{13}$$

Eq. (13) represents the penetration energy of the projectile in the first stage. The above derivation does not take the energy dissipation of the overall deformation of the front steel skin into account, because the overall deformation of the front skin is very small when the adiabatic shear failure occurs. According to the law of conservation of energy, the residual velocity of the projectile after the penetration of the front steel skin ($v_{r,1}$) can be obtained

$$v_{r,1} = \sqrt{\frac{mv_{i,1}^2 - 2E_{fro}}{m + m_f}} \tag{14}$$

1.3　Perforation of GFRP Composite Laminate

It is assumed that the mean pressure (σ_m) applied normally to the surface of the projectile provided by an GFRP laminate material to resist penetration and perforation by a projectile can be divided into two parts, one being the cohesive quasi-static resistive pressure (σ_s) due to the elastic-plastic deformation of the laminate and the other is the dynamic resistive pressure (σ_d) arising from the velocity effect[9]. Thus we get the following equation

$$\sigma_m = \sigma_s + \sigma_d \tag{15}$$

Assuming that the cohesive quasi-static resistive pressure is equal to the quasi-static linear elastic limit (σ_e) in the through-thickness compression of the FRP laminate, *i.e.* $\sigma_s = \sigma_e$, and that the dynamic resistive pressure is taken to be $\sigma_d = \beta(\rho_c/\sigma_e)^{1/2} v_{i,2}\sigma_e$, then Eq. (14) can be rewritten as

$$\sigma_m = \left(1 + \beta v_{i,2}\sqrt{\frac{\rho_c}{\sigma_e}}\right)\sigma_e \tag{16}$$

where ρ_c is the density of the GFRP composite laminate, $v_{i,2}$ is the initial impact velocity of the projectile in the second stage, here $v_{i,2} = v_{r,1}$, and β is a constant determined empirically.

From the energy conservation, the energy loss of the GFRP cores can be written as

$$E_{cor} = \int_0^{h_c} \sigma_m A \mathrm{d}h \tag{17}$$

where A is the instant cross-sectional area of the projectile and is equal to $\pi d^2/4$. Substituting Eq. (16) into Eq. (17) gives

$$E_{cor} = \frac{1}{4}\pi d^2\left(\sigma_e + 2\sqrt{\frac{\rho_c}{\sigma_e}} v_{r,1}\sigma_e\right) h_c \tag{18}$$

Then the residual velocity of the projectile after the penetration of the GFRP laminate ($v_{r,2}$) can be obtained

$$v_{r,2} = \sqrt{\frac{m v_{i,1}^2 - 2(E_{fro} + E_{cor})}{m + m_f}} \tag{19}$$

1.4 Perforation of Back Steel Skin

The penetration process is shown in Fig. 4. A three-stage model consisting of the simple compression stage, the compression-shear stage and the adiabatic shear stage is used to describe the penetration process of the back steel skin. Assuming that the projectile upsetting deformation only occurs in the simple compression stage and the upsetting length is equal to the penetration depth (h_1), then, based on Eq. (5), the relation of diameters of the projectile before and after upsetting can be expressed as

$$\begin{cases} c_2 = \dfrac{d_2^2}{d^2} \\ c_2 = k_2 + 1 + \sqrt{k_2^2 + 2k_2} \\ k_2 = \dfrac{3\rho v_{i,3}^2}{8\sigma_y} \end{cases} \tag{20}$$

where d_2 is the diameter of the projectile after the upsetting deformation. Then the energy loss of the simple compression stage can be expressed as

$$W_1 = \frac{1}{2}(m + m_f)(v_{i,3}^2 - v_1^2) = \frac{1}{4}\pi d_2^2 \sigma_y h_1 \tag{21}$$

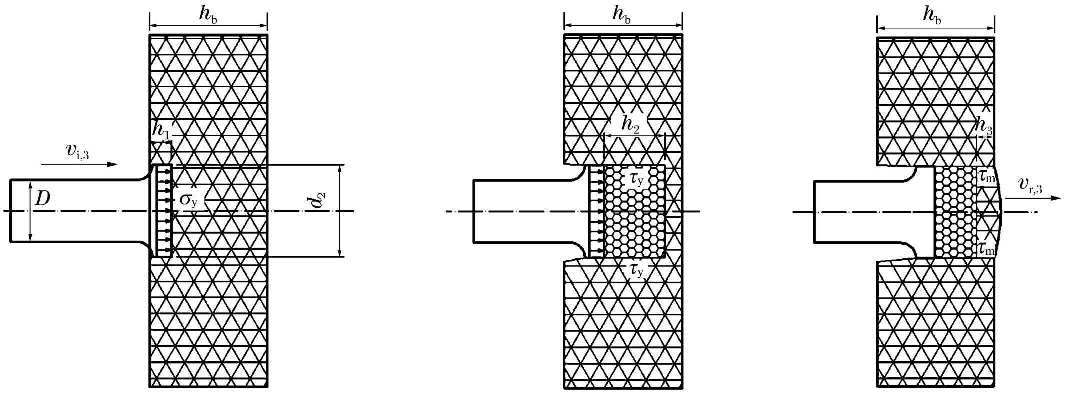
where v_1 is the residual velocity of the projectile after the simple compression stage and can be written as follows

$$v_1 = \sqrt{v_{i,3}^2 - \frac{\pi d_2^2 \sigma_y h_1}{2(m + m_f)}} \tag{22}$$

After the simple compression stage, the projectile continues to compress the back steel skin. The relative movement of the plug block and the back steel skin leads to the existence of shear stress. Under the action of the compression force, the projectile and the shear block will reach the same speed. Assuming that the diameter of the plug block is equal to d_2, the projectile and plug block will reach the same speed under the effect of the compressive stress. According to the law of conservation of momentum, one obtains

$$v_2 = \frac{(m + m_f) v_1}{m + m_f + m_b} \tag{23}$$

Here m_b is the mass of the plug block and can be expressed as



(a) Simple compression stage　(b) Compression-shear stage　(c) Adiabatic shear stage

Fig. 4　Penetration of the back skin

$$m_b = \frac{1}{4}\rho_b \pi d_2^2 (h_b - h_1) \tag{24}$$

where ρ_b and h_b are the density and thickness of the back skin, respectively. Then, according to the law of conservation of energy, the energy loss of the compression-shear stage can be written as

$$W_2 = \frac{1}{2}(m + m_f)v_1^2 - \frac{1}{2}(m + m_f + m_b)v_2^2 \tag{25}$$

With the deepening of the penetration, the temperature as well as the shear strain of the shear zone rises gradually. The material adiabatic instability occurs when the shear strain reaches its critical value (γ_i). Assuming that the penetration depth of the projectile in adiabatic shear stage is h_3, according to Eq. (13), the energy loss of the adiabatic shear stage can be written as

$$W_3 = \frac{\pi}{2} d_2^2 h_3 \sigma_u \left[0.41 \frac{h_3}{d_2} + 0.42\right] \int_0^{h_3} \left(\frac{\gamma}{\gamma_i}\right)^n \exp\left\{\frac{n}{n+1}\left[1 - \left(\frac{\gamma}{\gamma_i}\right)^{n+1}\right]\right\} d\gamma \tag{26}$$

Then the total energy loss of the perforation of the back steel skin is

$$E_{bac} = W_1 + W_2 + W_3 \tag{27}$$

When the initial velocity (v_i) equals to the ballistic limit (v_{bl}), the residual velocity (v_r) of the projectile after the adiabatic shear stage is considered to be zero. Combining Eq. (1) and Eq. (2), one obtains

$$m v_{bl}^2 - 2(E_{cor} + E_{fro} + E_{bac}) = 0 \tag{28}$$

Solving Eq. (28), one can get the ballistic limit of the composite sandwich panel with GFRP core.

2　Experimental Verification of the Analytical Model

To study the ballistic limit of the composite sandwich plate, the experimental study on the ballistic impact and penetration of the composite GFRP sandwich panel is carried out. The sandwich panels are quadratic with the size of 500 mm×500 mm. Panels have steel skins separated by GFRP composite laminate core. The thicknesses of the front skin and back skin are 6.2 mm and 10.6 mm, respectively. The mechanical and geometrical properties of the steel skins are shown in Table 1. The density and quasi-static linear elastic limit of GFRP composite laminate core are 1 650 kg/m^3 and 225 MPa, respectively. The thickness of the GFRP composite laminate varies from 40 mm to 75 mm.

Table 1　Mechanical and geometrical properties of steel skins

h_f/mm	h_b/mm	ρ_f/(kg · m^{-3})	σ_u/MPa	n	γ_i
6.2	10.6	7 850	779	0.586	1.4

The projectile is cylindrical with the mass ranging from 30 g to 50 g and the diameter D=12.8 mm. The density and the dynamic yield strength of the projectile are 7 750 kg/m^3 and 1 280 MPa, respectively. The incident angle is 90°.

The experimental setup is shown schematically in Fig. 5. In order to provide the clamped boundary conditions, the steel skins and the GFRP core are bolt fastened together through 4 ∅10 mm bolts which are located in the 4 corners of the plate.

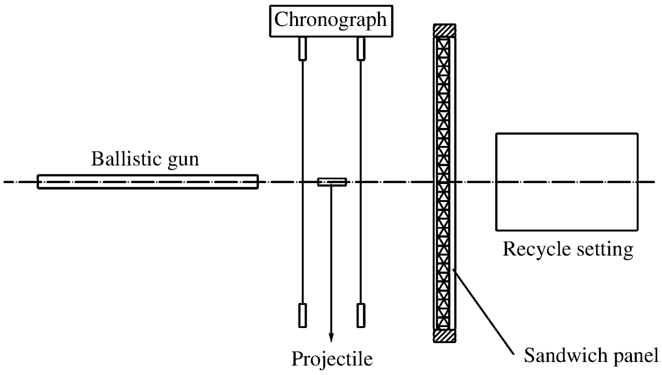
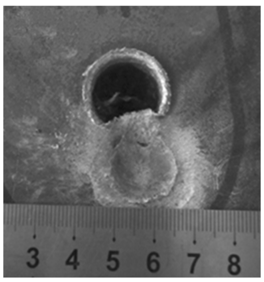


Fig. 5　Experimental setup of the ballistic impact on sandwich panels

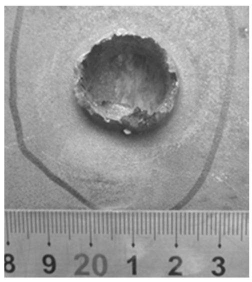
The projectile is fired through the ballistic gun, and the initial velocity (v_i) is measured by the time difference of the projectile passing through the two light-emitter/sensor pairs. A recycle setting is provided to stop the projectile from hitting the back wall when the sandwich panel is perforated. Incident and residual velocities of the projectile are measured with high precision and the ballistic limit of the sandwich panel is estimated using statistical method. Considering the high-speed projectile impact, the initial striking velocity varies from 900 m/s to 1 700 m/s.

2.1　Experimental Study on Damage Mechanisms

Consider the perforation of the sandwich composite plate with a 60 mm thick GFRP core as a typical case. The plastic deformation of the front skin is shown in Fig. 6. A visual examination reveals that the front skin only shows up localized plastic deformation and the diameter of the hole is a bit larger than the diameter of the projectile. It is illustrated that the upsetting phenomenon occurs on the projectile during perforation of the front skin. Fig. 6(a) shows the plug block is produced and Fig. 6(b) presents an obvious adiabatic shear band which proves the failure mode of the front skin to be local adiabatic shear-plugging failure.



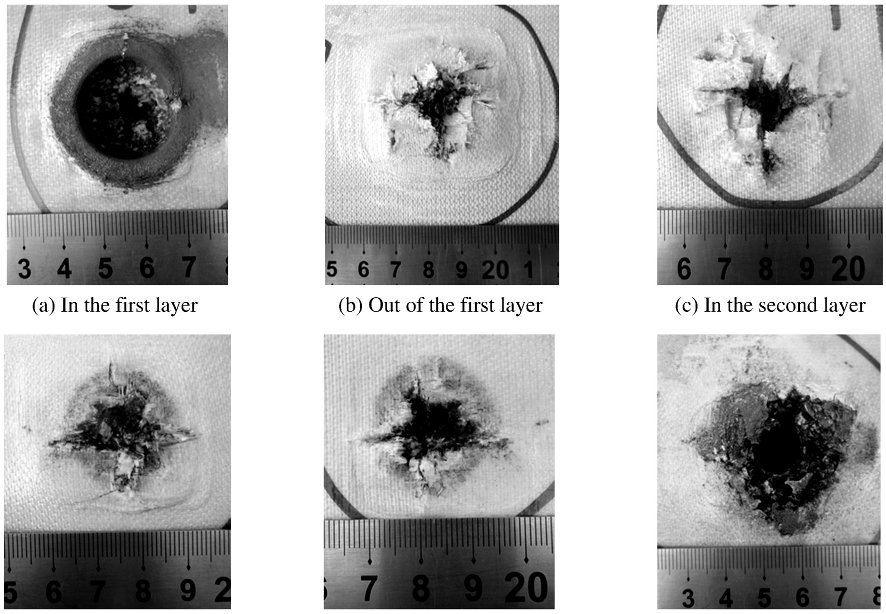
(a) In the front skin



(b) Out of the front skin

Fig. 6　Plastic deformation of the front skin

The 60 mm thick GFRP core consists of 3 layers of 20 mm thick composite laminates. The plastic deformation of each layer is shown in Fig. 7. It is illustrated that the overall deformation of the first layer is very small, which gives a good support to the front skin. The failure mode of the front side fiber under high-speed projectile impact is compression shear failure while the failure mode of the back side fiber is tensile failure. With the deepening of the penetration, the overall deformation of the GFRP composite laminate gradually increases due to the compression and shearing between the projectile and the composite laminate. However, the existence of the back skin imposes a restriction on this trend. Besides, a large amount of heat produced by the hypervelocity penetration leads to the firing of the fibers.

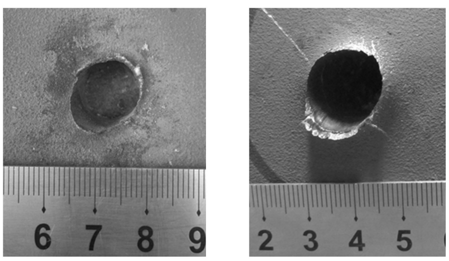


(a) In the first layer　(b) Out of the first layer　(c) In the second layer

(d) Out of the second layer　(e) In the third layer　(f) Out of the third layer

Fig. 7　Plastic deformation of GERP core

The plastic deformation of the back skin is shown in Fig. 8. As is shown, except for the localized plastic shear deformation, a small overall deformation occurred to the back steel skin as a result of the compression between the projectile and the back skin. After the penetration of the face skin and the GFRP core, the speed of the projectile is relatively low when the projectile penetrates the back skin. The shape of the projectile after the perforation of the back skin is shown in Fig. 9. The shapes of the projectile and bullet hole show that the main failure mode of the back skin is the simple shear plugging failure, which is similar to the penetration characteristics of the mid-thick steel plate. However, a small adiabatic shear band exists in the edge of the bullet hole (shown in Fig. 8(b)).



(a) In the back skin　(b) Out of the back skin

Fig. 8　Plastic deformation of the back skin

Fig. 9　Shape of projectile after perforation of back skin

The experiment results show that the failure mode of the composite sandwich plate is consistent with the theoretical model established in this paper. The front and back steel skins will produce a large deformation when subjected to the projectile impact due to their good ductility. The tensile strength of the fiber reinforced composite material is higher than that of the steel whereas, however, little plastic deformation occurs before reaching its tensile strength. This kind of characteristic effectively restrains the deformation of the steel skins. The existence of the back skin can provide a last barrier to resist against the projectile as much as possible. Therefore, the steel skins are typically responsible for bearing the in-plane load, whereas the GFRP core serves to transfer the shear between the front and back skins and restrain the overall deformation of the composite sandwich plate.

2.2 Comparison of Results and Discussion

One may find a summary of the experimental data for the sandwich composite panels with a 60 mm thick GFRP core in Fig. 10 where the ballistic limit is marked up using a red line. The conditions between exact perforation and near perforation are considered as the critical state of which the corresponding incidence velocity is considered as the critical velocity. Obviously, there are 15 cases conducted, the ballistic limit is obtained using the statistical method from the critical values. The standard deviation of the ballistic limit is 18.91 m/s.

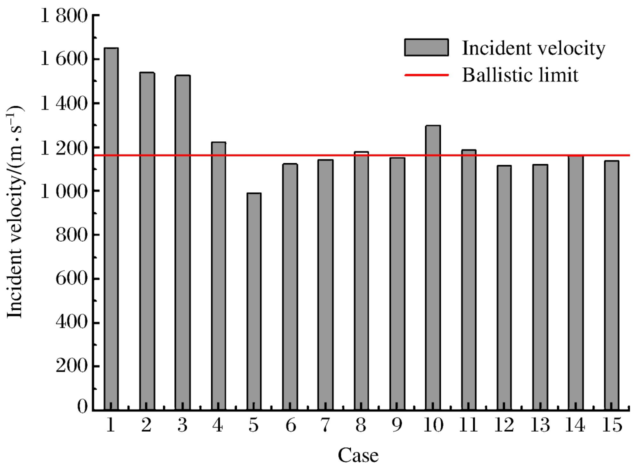


Fig. 10　Experimental data of sandwich composite panels with a 60 mm thick GFRP core under impact of flat-nosed cylindrical projectile

As it is shown in Table 2, five ballistic tests with 3 different core thicknesses and 3 different projectile masses are conducted. Due to the constraints, we failed to gain the data for two conditions of the five. The test values of the two failed conditions given in Table 2 are the maximum speed of the projectile, one projectile of which is almost through the panel while the other is not. The theoretical values of the ballistic limits are calculated following Eq. (28). Comparison of the test and theoretical results is listed in Table 2.

Notice that the errors of the ballistic limit between the test results and the theoretical results is less than 11%, which is within the limit of engineering requirements. It should be mentioned that the experimental evaluation of the ballistic limit is uncertain to some degree for the limited amount of data and measurement error. The calculated value of the ballistic limit of the sandwich plate with a 40 mm thick core is relatively large. This is because the support effective of GFRP cores is relatively weaker than the other conditions so that the bearing capacity of the front skin has been overestimated.

In order to further explore the ballistic impact characteristics of the composite GFRP sandwich panels, some numerical results are obtained based on the theoretical formula in this paper. The energy absorption ratio of each stage under the condition of the ballistic limit velocity is shown in Table 3. It is shown that more than 90% energy is absorbed by the GFRP composite laminate and less than 10% by the steel skins. Only very little plastic deformation occurred to the steel skins of both sides because of its low energy absorption. It is also proved that the energy absorption of the fiber compression and fracture is much larger than the shear energy dissipation of the steel skins.

Table 2 Comparison of ballistic limit computed by theoretical model with experimental results

Mass/g	Core thickness/mm	Exp. value/($m \cdot s^{-1}$)	Calc. value/($m \cdot s^{-1}$)	Error/%
40	40	753.8	831.9	10.7
30	60	1422.9	1402.9	—
40	60	1162.7	1132.4	2.6
50	60	974.1	958.1	1.6
50	75	879.0	1144.7	—

Fig. 11 shows that the ballistic limit of the composite GFRP sandwich panel presents a linear increase trend with the increase of the core thickness. On the other hand, a nonlinear decline of the ballistic limit of the composite GFRP sandwich panel with the increase of the mass of projectile is shown in Fig. 12. It is evident from these two figures that the theoretically predicted ballistic limits are in good agreement with the experimental data. As a matter of fact, the mass of both the projectile and the core thickness exerts a significant influence on the ballistic limit, which provides a reference for the penetration resistance design standards.

Table 3 Energy absorption ratio of composite GFRP sandwich panels under impact of flat-nosed cylindrical projectile with ballistic limit velocity

Mass/g	Core thickness/mm	(E_{fro}/E_{abs})/%	(E_{cor}/E_{abs})/%	(E_{bac}/E_{abs})/%
40	40	2.9	90.7	6.4
30	60	1.6	95.0	3.4
40	60	1.4	95.7	2.9
50	60	1.8	94.4	3.8
50	75	1.2	96.1	2.7

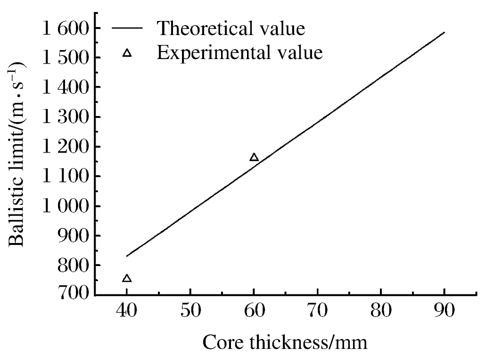


Fig. 11 Ballistic limit changing with the GFRP core thickness under impact of a 40 g flat-nosed cylindrical projectile

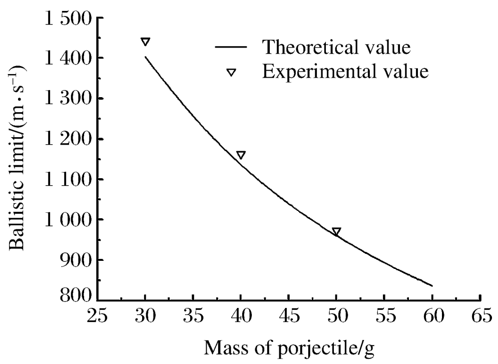


Fig. 12 Ballistic limit of composite GFRP sandwich panels with a 60 mm thick core changing with the mass of projectile

3 Conclusions

In this study, a theoretical approach is developed for the penetration and perforation of the composite GFRP sandwich panels struck transversely by the cylindrical projectiles with a flat nose over a wide range of impact velocity, mass of the projectile and thickness of the core. The approach is based upon a three-stage model with the assumption that the deformations of the steel skins are localized and the projectile is considered as a rigid body in the perforation of the GFRP composite laminate. The energy absorption of the sandwich panels is divided into three parts, *i. e.* the energy absorption of the front skin, that of the GFRP core, and that of the back skin. The adiabatic shear model and simple shear model are used to predict the energy absorption of the front skin and the back skin, respectively, with the upsetting effect of the projectile taken into consideration. Analytical solutions have been derived for the penetration depth and the ballistic limit in the case of perforation.

It is demonstrated that the theoretical predictions are in good agreement with the experimental observations for the composite GFRP sandwich panels struck normally by the cylindrical projectiles with a flat nose in terms of the penetration depth and the ballistic limit. Numerical calculation is carried out based on the theoretical formula proposed in this paper, which indicates the significant influences of the projectile mass and the core thickness on the ballistic limit.

References:

[1] JOHNSON W S, MASTERS J E, WILSON D W, et al. Comparison of the low and high velocity impact response of kevlar fiber-reinforced epoxy composites [J]. Journal of Composites Technology & Research, 1999, 21(4): 224-229.

[2] VAIDYA U K, ULVEN C, PILLAY S, et al. Impact damage of partially foam-filled co-injected honeycomb core sandwich composites [J]. Journal of Composite Materials, 2003, 37(7): 611-626.

[3] KEPLER J. Impact penetration of sandwich panels at different velocities—an experimental parameter study: part Ⅰ—parameters and results [J]. Journal of Sandwich Structures & Materials, 2004, 6(4): 357-374.

[4] 曹海要，战再吉. 铜/金刚石复合材料电磁轨道烧蚀特性的实验研究 [J]. 高压物理学报，2016，30(4)：317-322.
CAO H Y, ZHAN Z J. Experimental study of Cu/diamond composite electromagnetic rail ablation characteristics [J]. Chinese Journal of High Pressure Physics, 2016, 30(4): 317-322.

[5] 王志刚，徐亮，李绪海，等. 碳化硅-金刚石超硬复合材料的弹性性质 [J]. 高压物理学报，2015，29(4)：263-267.
WANG Z G, XU L, LI X H, et al. Elastic property of SiC-diamond composite under hydrostatic pressure [J]. Chinese Journal of High Pressure Physics, 2015, 29(4): 263-267.

[6] LI G, JONES N. Development of rubberized syntactic foam [J]. Composites Part A: Applied Science and Manufacturing, 2007, 38(6): 1483-1492.

[7] JOVER N, SHAFIQ B, VAIDYA U. Ballistic impact analysis of balsa core sandwich composites [J]. Composites Part B: Engneering, 2014, 67: 160-169.

[8] NIA A A, RAZAVI S B, MAJZOOBI G H. Ballistic limit determination of aluminum honeycombs—experimental study [J]. Materials Science and Engineering A, 2008, 488(1/2): 273-280.

[9] WEN H M. Predicting the penetration and perforation of FRP laminates struck normally by projectiles with different nose shapes [J]. Composite Structures, 2000, 49(3): 321-329.

[10] WEN H M. Penetration and perforation of thick FRP laminates [J]. Composites Science & Technology, 2001, 61(8): 1163-1172.

[11] GU B. Analytical modeling for the ballistic perforation of planar plain-woven fabric target by projectile [J]. Composites Part B: Engineering, 2003, 34(4): 361-371.

[12] NAIK N K, DOSHI A V. Ballistic impact behaviour of thick composites: parametric studies [J]. Composite Structures, 2008, 82(3): 447-464.

[13] NAIK N K, SHRIRAO P, REDDY B C K. Ballistic impact behaviour of woven fabric composites: formulation [J]. International Journal of Impact Engineering, 2006, 32(9): 1521-1552.

[14] GAMA B A, GILLESPIE J W Jr. Punch shear based penetration model of ballistic impact of thick-section composites [J]. Composite Structures, 2008, 86(4): 356-369.

[15] CHAN S, FAWAZ Z, BEHDINAN K, et al. Ballistic limit prediction using a numerical model with progressive damage capability [J]. Composite Structures, 2007, 77(4): 466-474.

[16] FELI S, YAS M H, ASGARI M R. An analytical model for perforation of ceramic/multi-layered planar woven fabric targets by blunt projectiles [J]. Composite Structures, 2011, 93(2): 548-556.

[17] SILVA M A G, CISMASIU C, CHIOREAN C G. Numerical simulation of ballistic impact on composite laminates

[J]. International Journal of Impact Engineering, 2005, 31(3): 289-306.

[18] GOLDSMITH W, WANG G T, LI K, et al. Perforation of cellular sandwich plates [J]. International Journal of Impact Engineering, 1997, 19(5/6): 361-379.

[19] SKVORTSOV V, KEPLER J, BOZHEVOLNAYA E. Energy partition for ballistic penetration of sandwich panels [J]. International Journal of Impact Engineering, 2003, 28(7): 697-716.

[20] ZHOU D W, STRONGE W J. Ballistic limit for oblique impact of thin sandwich panels and spaced plates [J]. International Journal of Impact Engineering, 2008, 35(11): 1339-1354.

[21] RYAN S, SCHAEFER F, DESTEFANIS R, et al. A ballistic limit equation for hypervelocity impacts on composite honeycomb sandwich panel satellite structures [J]. Advances in Space Research, 2008, 41(7): 1152-1166.

[22] BUITRAGO B L, SANTIUSTE C, SANCHEZ-SAEZ S, et al. Modelling of composite sandwich structures with honeycomb core subjected to high-velocity impact [J]. Composite Structures, 2010, 92(9): 2090-2096.

[23] GARCIA-CASTILLO S K, BUITRAGO B L, BARBERO E. Behavior of sandwich structures and spaced plates subjected to high-velocity impacts [J]. Polymer Composites, 2011, 32(2): 290-296.

[24] FELI S, POUR M H N. An analytical model for composite sandwich panels with honeycomb core subjected to high-velocity impact [J]. Composites Part B, 2012, 43(5): 2439-2447.

[25] BAI Y L, JOHNSON W. Plugging: physical understanding and energy absorption [J]. Materials Science & Technology, 2013, 9(1): 182-190.

[26] LANGSETH M, LARSEN P K. The behaviour of square steel plates subjected to a circular blunt ended load [J]. International Journal of Impact Engineering, 1992, 12(4): 617-638.

[27] BORVIK T, LANGSETH M, HOPPERSTAD O S, et al. Ballistic penetration of steel plates [J]. International Journal of Impact Engineering, 1999, 22(9/10): 855-886.

GFRP 复合三明治板在高速弹体冲击下的弹道极限预测

李思宇[1], 李晓彬[1], 赵鹏铎[2], 高松林[1]

(1. 武汉理工大学交通学院, 船舶、海洋与结构工程系, 湖北 武汉　430063;
2. 海军装备研究院, 北京　100073)

摘要: 研究了玻璃纤维复合三明治板在圆柱形平头弹体打击下的预测弹道极限的理论预测方法。建立了玻璃纤维复合三明治板的三阶段侵彻模型, 包括侵彻面板阶段、侵彻复合材料夹芯层阶段和侵彻内板阶段。基于高速弹体侵彻下靶板的局部变形假设建立了理论关系, 将弹体侵彻复合材料夹心层时视为刚体处理, 面板和背板的侵彻阶段考虑了弹体的墩粗效应和靶板的绝热剪切效应。基于能量平衡原理, 推导了复合材料三明治板的弹道极限, 并将理论计算结果与实验结果进行对比和分析, 研究了不同侵彻速度、弹体质量和夹心层厚度对弹道极限的影响。结果表明, 理论计算结果与实验结果具有较好的一致性。

关键词: 弹道冲击; 三明治结构; 玻璃纤维增强; 弹道极限

中图分类号: O385; TB33　　**文献标志码**: A

高压物理学报
CHINESE JOURNAL OF HIGH PRESSURE PHYSICS

第 32 卷 第 2 期 高 压 物 理 学 报 Vol. 32, No. 2
2018 年 4 月 CHINESE JOURNAL OF HIGH PRESSURE PHYSICS Apr., 2018

DOI: 10.11858/gywlxb.20170596

内部爆炸载荷下泡沫铝夹心柱壳动态响应仿真研究*

张国栋,李翔宇,梁民族,卢芳云

(国防科学技术大学理学院,湖南 长沙 410073)

摘要:泡沫铝夹心柱壳在防爆容器领域具有广阔的应用前景。对泡沫铝夹心柱壳在内部爆炸载荷下的动态响应特性进行了实验研究,并建立了基于 Voronoi 技术的泡沫铝夹心柱壳有限元模型,对其动态响应进行了数值模拟。研究结果表明:仿真结果与实验结果吻合较好,内部爆炸载荷作用下内壳变形量随芯体相对密度增大而减小,外壳变形量随芯体相对密度的增大而增大,且壳体变形量与芯体相对密度近似满足二次函数关系。

关键词:内部爆炸;泡沫铝;夹心柱壳;变形量;Voronoi 技术

中图分类号:O383;O347.1 **文献标识码**:A

泡沫铝材料具有较低的密度和良好的能量吸收性能,是目前冲击防护领域研究热点之一。在实际应用中,常将其作为芯体置于两层面板之间构成夹心结构,以降低载荷的强度、吸收载荷能量,从而达到冲击防护的目的。不同几何形状的夹心结构,其抗冲击性能的影响因素及变形模式也有所不同。对于防爆罐、长途运输的防爆装置等,通常在仿真计算时抽象为内部爆炸载荷下的夹心柱壳结构,以有效地简化模型,减小计算量。

内部爆炸载荷下夹心柱壳动态响应问题是结构抗爆的研究热点之一。倪小军等[1]基于流体弹塑性模型,建立了描述泡沫铝在爆炸载荷下的冲击响应方程,并进行了药柱水下爆炸的一维数值计算,得到了描述泡沫铝夹心柱壳结构在爆炸载荷下的弹塑性模型。Shen 等[2]通过爆炸实验和数值模拟,研究了短尺寸泡沫夹心柱壳在内部爆炸加载下的动态响应,并给出了内外壳体运动的解析解。Liu 等[3]通过数值模拟研究了壳体和芯体的组合对夹心结构能量吸收的影响,发现相同质量条件下泡沫夹心柱壳的外壳最大变形量与能量吸收均大于实心结构。Karagiozova 等[4]研究了芯体压溃和外壳变形过程,提出了夹心柱壳的动态响应理论分析模型。王家维等[5]对分层梯度的泡沫夹心柱壳结构的水下抗爆性能进行了仿真,通过 LS-DYNA 内置的实体单元辅以已知的泡沫铝本构关系得到仿真模型,仿真结果表明,在其他条件相同的情形下,泡沫铝密度沿径向按低高中分布具有最好的能量吸收效果和最小的中心位移量。Liang 等[6-8]也对夹心柱壳的动态响应进行了研究,发现外壳最大变形量与芯体相对密度、内径、厚度以及爆炸当量有关。从文献调研看,当前内部爆炸载荷下泡沫铝夹心柱壳的研究主要集中在理论分析、LS-DYNA 仿真及简单的实验研究方面。

Voronoi 技术可以模拟泡沫材料的生成过程和细观结构,并具有一定随机性,因而广泛适用于建立泡沫材料的仿真模型,但鲜见应用于泡沫铝夹心柱壳。本研究首先进行典型工况的爆炸实验,通过分析实验结果得到内部爆炸载荷下泡沫铝夹心柱壳内外壳体变形量随芯体相对密度的变化趋势;然后采用

* **收稿日期**:2017-06-21;**修回日期**:2017-07-05

作者简介:张国栋(1993—),男,硕士研究生,主要从事泡沫金属冲击防护研究.
E-mail:zhangguodong11@nudt.edu.cn

通信作者:李翔宇(1980—),男,博士,副教授,主要从事高效毁伤技术及其应用、爆炸冲击动力学研究.
E-mail:xiangyulee@nudt.edu.cn

Voronoi 技术建立泡沫铝夹心柱壳的二维仿真模型，并将仿真结果与实验规律进行对比，验证该模型的可靠性；最后对仿真结果进行分析、归纳和拟合，得到壳体变形量随芯体相对密度的变化情况。

1　泡沫铝夹心柱壳在内部爆炸加载下的爆炸实验

为得到内部爆炸载荷下泡沫铝相对密度对泡沫铝夹心柱壳抗爆性能的影响规律，进行了不同爆炸载荷和不同相对密度时泡沫铝夹心柱壳的内部爆炸实验。实验装置见图 1，其中泡沫铝内径为 35 mm、外径为 45 mm，泡沫铝内外各有 1 个厚 1.5 mm 的 45 钢壳，TNT 装药位于圆柱几何中心位置。实验过程中共采用 3 种不同密度的泡沫铝，其相对密度分别为 0.12、0.16、0.26；采用两种不同药量作为内部爆炸载荷，分别为 9.6 g 和 14.1 g，具体工况设计如表 1 所示，其中 m 为装药质量，ρ_R 为相对密度。

图 1　实验装置

Fig. 1　Experimental device

实验后测量内外壳体沿径向的最大变形量，并分析芯体相对密度对壳体变形量的影响规律。不同工况下壳体变形情况及变形量分别如图 2 和表 2 所示，其中 d_{in} 表示内壳变形量，d_{out} 表示外壳变形量。从实验结果可以看出：内壳变形量随芯体相对密度增大而减小，外壳变形量随芯体相对密度增大而增大。

表 1　实验工况设计

Table 1　Experimental designs

Case No.	m/g	ρ_R	Case No.	m/g	ρ_R	Case No.	m/g	ρ_R
J1	9.6	0.12	J3	9.6	0.16	J5	9.6	0.26
J2	14.1	0.12	J4	14.1	0.16	J6	14.1	0.26

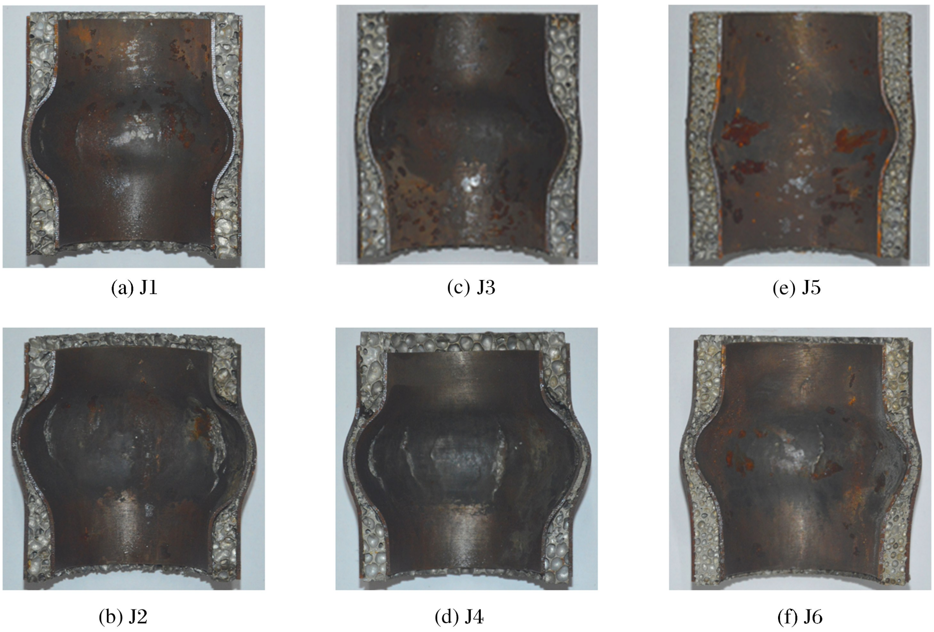


图 2　不同工况下壳体的变形情况

Fig. 2　Deformation of the sandwich cylinders under different work conditions

表 2　实验结果

Table 2　Experimental results

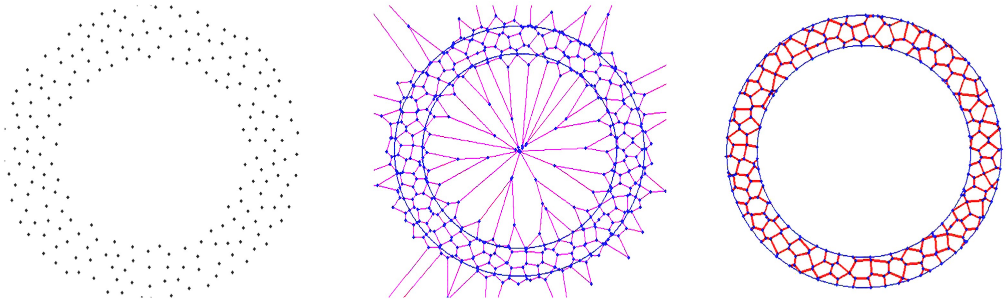
Case No.	d_{in}/mm	d_{out}/mm	Case No.	d_{in}/mm	d_{out}/mm	Case No.	d_{in}/mm	d_{out}/mm
J1	19.7	11.7	J3	18.7	14.9	J5	13.8	15.0
J2	28.6	22.5	J4	27.6	23.6	J6	24.6	24.4

2　基于 Voronoi 技术的泡沫铝夹心柱壳仿真模型

2.1　仿真模型构建

基于 Voronoi 技术构建仿真模型,利用 MATLAB 程序中的 Voronoi 函数生成描述泡沫铝模型的数据,而后将生成的模型描述文件提交仿真软件进行仿真。将仿真结果中的相关数据提取出来,通过与实验结果进行对比,验证模型的可靠性并分析规律。

为了模拟泡沫铝的随机性,首先在所研究的平面区域内随机生成核点,通过控制核点之间的距离下限控制泡沫元胞的尺寸。此外,由于 MATLAB 生成的 Voronoi 图形是不封闭的,因此需要进行进一步的处理,过程大致如图 3 所示。而后将生成的模型几何数据与描述夹心柱壳结构的各项参数一同写入模型描述文件,最终生成泡沫铝夹心柱壳的仿真模型。



(a) Distribution of nucleus points　(b) Unprocessed cells　(c) Processed cells

图 3　Voronoi 图形在 MATLAB 中的生成过程

Fig. 3　Creation process of Voronoi diagram in MATLAB

仿真模型的各项结构参数与实验保持一致,载荷为施加于内壳内表面的脉冲载荷,满足

$$p(t)=\begin{cases} p_0\exp[-(t-\tau_0)/\tau_0] & t>\tau_0 \\ p_0 t/\tau_0 & t\leqslant\tau_0 \end{cases} \tag{1}$$

式中:载荷峰值 $p_0=90$ MPa,$\tau_0=0.02$ ms。仿真中采用的各项材料参数如表 3 所示。

表 3　材料参数

Table 3　Material parameters

Material	Density/(g·cm^{-3})	Young's modulus/GPa	Yield stress/MPa	Poisson's ratio
Aluminum	2.70	69	170	0.3
Steel	7.85	210	410	0.3

2.2　仿真工况设计

由于二维模型与三维实体之间的差异,模型在相对密度的设定上与实际实验装置有所不同,如图 4 所示。在泡沫元胞尺寸一定的条件下,若不考虑元胞的壁厚,二维情况与三维情况的相对密度之比约为 45%;考虑元胞壁厚以后,这一数值约为 50%。因此,实验所用泡沫铝的相对密度对应在二维模型中应为 0.06、0.08 和 0.13,设计仿真工况时相对密度的取值范围应包含这 3 个数值。

全部工况按照元胞孔径分为 3 组,分别为 6.0、4.5 和 3.0 mm。每组工况中泡沫铝相对密度的取值范围为 0.06～0.15,步长为 0.01,如表 4 所示,其中数字为工况编号,3 组工况的示例如图 5 所示。

表 4　仿真工况设计

Table 4　Simulation designs

Relative density	No. of work condition			Relative density	No. of work condition		
	d=6.0 mm	d=4.5 mm	d=3.0 mm		d=6.0 mm	d=4.5 mm	d=3.0 mm
0.06	301	401	501	0.11	306	406	506
0.07	302	402	502	0.12	307	407	507
0.08	303	403	503	0.13	308	408	508
0.09	304	404	504	0.14	309	409	509
0.10	305	405	505	0.15	310	410	510

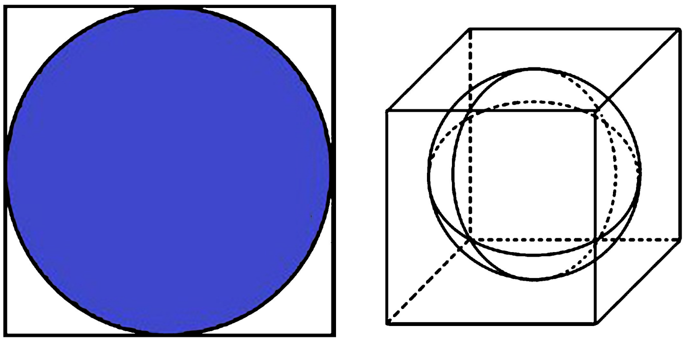


图 4　二维情况与三维情况的相对密度不同

Fig. 4　Difference between relative densities of 2D and 3D models

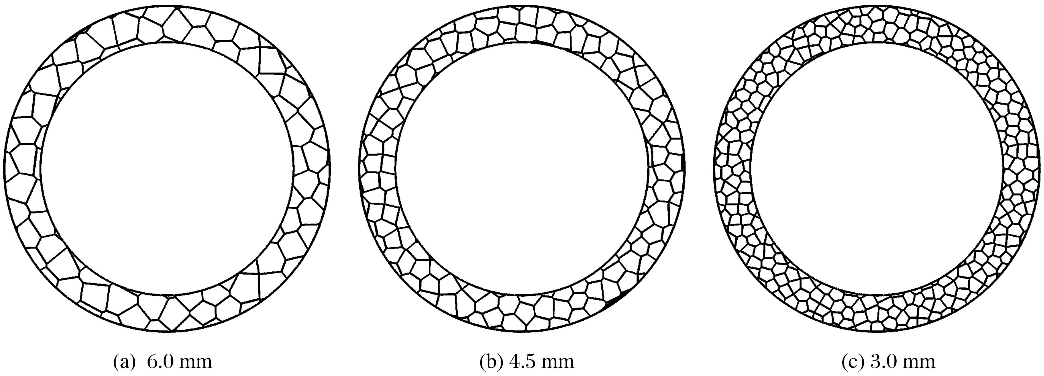


图 5　不同工况的示例

Fig. 5　Different cases

3　动态响应过程及仿真结果分析

3.1　动态响应过程

在仿真模拟中，夹心柱壳结构的动态响应可大致分为 3 个阶段：第 1 阶段，内部爆炸载荷驱动内壳加速，泡沫铝元胞受内壳压力开始变形、压溃，外壳尚无明显变形；第 2 阶段，芯体应力逐渐上升，达到外壳屈服点，内壳、芯体与外壳一起向外运动；第 3 阶段，内壳停止膨胀并与芯体分离，芯体与外壳共同向外运动，并最终停止。典型工况的动态响应过程如图 6 所示。

3.2　仿真结果分析

将从仿真得到的内外壳体变形量对最大值归一化后，得到归一化后变形量随相对密度的变化情况，如图 7 所示。图 7(a)和图 7(b)中元胞孔径为 6.0 mm，图 7(c)和图 7(d)中元胞孔径为 4.5 mm，图 7(e)和图 7(f)中元胞孔径为 3.0 mm。红线为用二次函数拟合的结果。

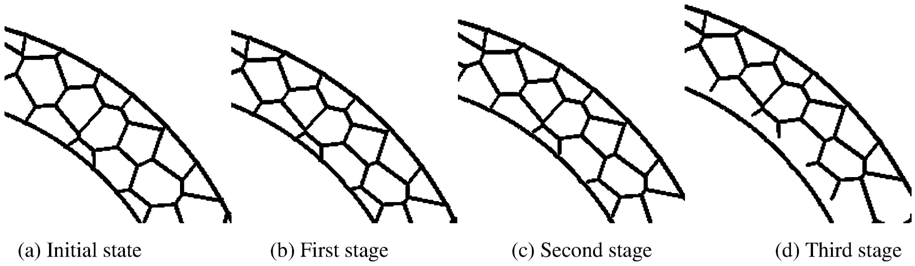


图 6　变形过程

Fig. 6　Deformation process

从仿真结果可以看出,对于 3 组元胞孔径不同的工况,内外壳体的变形量随相对密度的变化趋势与实验结果相符,即内壳变形量随相对密度增大而减小,外壳变形量随相对密度增大而增大。结合 3.1 节中的动态响应过程定性分析可知:泡沫铝的相对密度越大,其压溃过程中的平台应力越大,一方面导致内壳更快地停止膨胀、变形量减小,另一方面外壳更快地达到屈服点、变形量增大。研究结果验证了这一模型在模拟内部爆炸载荷下泡沫铝抗爆性能上的有效性,且从拟合结果的相关系数 R^2 可知,壳体变形量与相对密度近似满足二次函数关系。

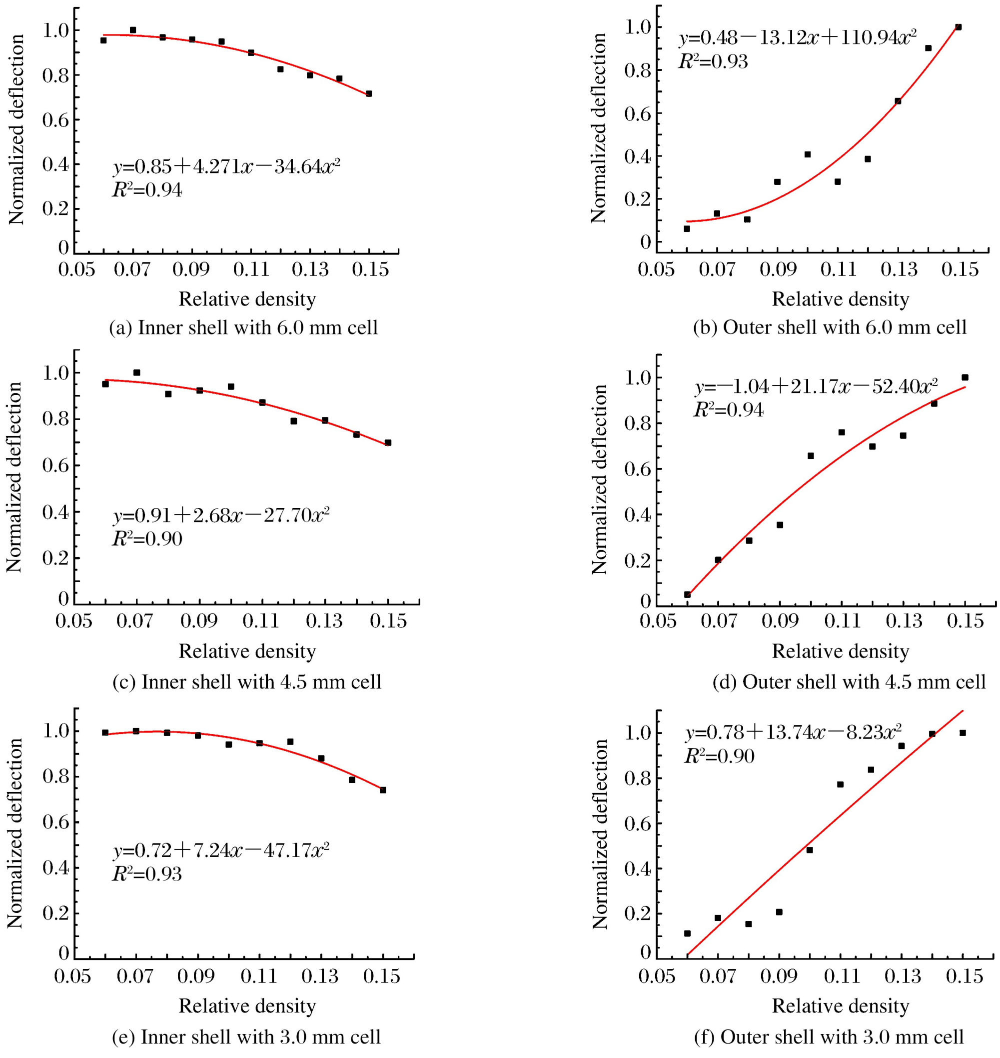


图 7　归一化后的变形量随相对密度的变化

Fig. 7　Relationship between normalized deflection and relative density

4　结　论

进行了泡沫铝夹心柱壳的内部爆炸加载实验，并建立了基于 Voronoi 技术的二维有限元模型，通过对比实验结果和仿真规律得到以下结论：(1) 由于二维图形与三维图形几何特征不同，二维模型的芯体相对密度应设定为实际泡沫金属的 50%左右；(2) 实验与仿真结果均表明，内部爆炸加载下，内壳变形量随相对密度增大而减小，外壳变形量随相对密度增大而增大；(3) 仿真结果表明，内外壳体的变形量与芯体相对密度大致满足二次函数关系，相关系数在 0.90 以上。

参考文献：

[1] 倪小军，马宏昊，沈兆武，等. 泡沫铝柱壳对药柱水下爆炸压力场影响的数值研究 [J]. 高压物理学报，2014，28(2)：175-181.
NI X J，MA H H，SHEN Z W，et al. Effects of Al foam on pressure fields of underwater explosion [J]. Chinese Journal of High Pressure Physics，2014，28(2)：175-181.

[2] SHEN J H，LU G X，ZHAO L M，et al. Short sandwich tubes subjected to internal explosive loading [J]. Engineering Structures，2013，55(4)：56-65.

[3] LIU X R，TIAN X G，LU T J，et al. Blast resistance of sandwich-walled hollow cylinders with graded metallic foam cores [J]. Composite Structures，2012，94(8)：2485-2493.

[4] KARAGIOZOVA D，LANGDON G S，NURICK G N，et al. The influence of a low density foam sandwich core on the response of a partially confined steel cylinder to internal air-blast [J]. International Journal of Impact Engineering，2016，92：32-49.

[5] 王家维，田晓耕. 水中爆炸载荷下夹心圆柱壳的结构优化 [J]. 固体力学学报，2015，36(增刊 1)：1-7.
WANG J W，TIAN X G. Structure optimization of aluminum foam-cored sandwich shell subjected to underwater explosion [J]. Chinese Journal of Solid Mechanics，2015，36(Suppl 1)：1-7.

[6] LIANG M Z，LU F Y，ZHANG G D，et al. Experimental and numerical study of aluminum foam-cored sandwich tubes subjected to internal air blast [J]. Composites Part B：Engineering，2017，125：134-143.

[7] LIANG M Z，ZHANG G D，LU F Y，et al. Blast resistance and design of sandwich cylinder with graded foam cores based on the Voronoi algorithm [J]. Thin-Walled Structures，2017，112：98-106.

[8] LIANG M Z，LU F Y，ZHANG G D，et al. Design of stepwise foam claddings subjected to air-blast based on Voronoi model [J]. Steel and Composite Structures，2017，23(1)：107-114.

Dynamic Response of Sandwich Cylinders Cored with Aluminum Foam under Internal Blast Loading

ZHANG Guodong，LI Xiangyu，LIANG Minzu，LU Fangyun

(*College of Science*，*National University of Defense Technology*，*Changsha* 410073，*China*)

Abstract：Sandwich cylinders cored with aluminum foam have been widely applied in the fabrication of blast protection containers. The experiment under internal blast loading was performed and，based on the Voronoi technique，finite element models of sandwich cylinders were constructed and then used to simulate the deformation process of the sandwich cylinders. The results show that the simulation results agree well with the experiment results. With the increase of the cores' relative densities，the deflections of the inner shells increase and the deflections of the outer shells decrease. Furthermore，the deflections of the shells and the relative density of the cores approximately satisfy a quadratic relationship.

Keywords：internal blast；aluminum foam；sandwich cylinders；deflection；Voronoi technique

第32卷 第3期 高 压 物 理 学 报 Vol.32,No.3
2018年6月 CHINESE JOURNAL OF HIGH PRESSURE PHYSICS June,2018

DOI:10.11858/gywlxb.20170655

闭孔泡沫铝准静态压剪性能研究*

李雪艳,李志斌,张 舵

(国防科技大学理学院,湖南 长沙 410073)

摘要:通过添加斜端面垫块和长方体套筒,利用材料试验机对闭孔泡沫铝进行准静态下的压剪复合加载实验。改变斜端面垫块的角度,得到泡沫铝在不同压剪加载路径下的力学性能。对试样进行受力分析,得到泡沫铝在压剪空间的屈服面。同时采用有限元软件LS-DYNA对闭孔泡沫铝的压剪加载过程进行数值模拟,仿真屈服面与实验屈服面吻合较好。仿真研究表明,密度相同的泡沫铝,在一定孔径范围内,胞孔尺寸越大,屈服应力越大,泡沫铝的承载能力越好。

关键词:压剪复合加载;闭孔泡沫铝;十四面体模型;屈服面;孔径

中图分类号:O341 **文献标识码**:A

闭孔泡沫铝材料由于其重量轻、高比刚度、高比强度和良好的电磁屏蔽性能等优良特性,广泛应用于航空航天、汽车运输、军事等领域[1]。目前对泡沫铝的研究多集中于简单应力状态下的研究[2-4]。然而在实际应用中,泡沫金属材料受到的载荷作用往往是复杂的。例如,轻质泡沫材料在汽车中主要应用在保险杠、车架等部件,而在发生事故时这些部件受到的不会是单纯的拉伸或者压缩作用,材料主要受压剪加载作用而被破坏。因而研究泡沫金属在多轴加载下的宏观力学行为有重要的意义。

Gioux等[5]采用双轴加载和三轴等比例加载装置测量得到了泡沫铝在准静态下的屈服面,Deshpande等[6]引入静水压实现了对Alporas和Duocel两种泡沫铝的多轴加载,Ruan等[7]实现了对5种不同密度CYMAT泡沫铝的三轴压缩。这些装置的应用为泡沫铝复合加载测试积累了重要的实验结果,但多数实验装置过于复杂。为了实现复杂应力状态的研究,一种简单的压剪复合加载的思想得到了关注。崔云霄等[8]通过改进杆系,将入射杆的后端面由原来的平面改为两个与轴线成45°角的楔形面进行了剪切信号的测试;郑文等[9]通过添加对称的两个斜端面垫块实现了准静态和动态压剪复合加载。目前,国内外对于泡沫金属的屈服准则及其本构模型已有了一些研究。Gibson等[10]基于描述泡沫材料的正立方体单胞模型,推导出了泡沫材料理论多轴失效屈服准则。Miller[11]通过改进Drucker-Prager屈服准则提出了一个唯象的泡沫金属各向同性弹塑性本构模型,模型中充分考虑到了材料的拉压屈服强度不对称性和材料的塑性可压缩性。

泡沫金属结构、形状和基体材料的不均匀性,使试件尺寸、加载应变率和胞孔尺寸等因素都会对材料的力学行为造成影响。Nieh等[12]认为胞孔尺寸对材料屈服强度的影响可以忽略,Onck等[13]建立模型进行分析后认为屈服强度随孔径与试件尺寸比值的增加逐渐增大且最终趋向稳定。因此,孔径对材料屈服强度的影响一直存在争议。

基于上述现状,本研究采用实验和数值模拟结合的方法研究闭孔泡沫铝在压剪复合加载下的力学性能,首先通过添加斜端面垫块和套筒对闭孔泡沫铝进行准静态下的压剪复合加载实验,然后利用有限元软件LS-DYNA对压剪加载过程进行数值模拟,验证上述压剪复合加载实验方法所获得数据的可靠性。最后仿真分析了胞孔尺寸对泡沫铝屈服面的影响。

* **收稿日期**:2017-10-09;**修回日期**:2017-11-08
基金项目:国家自然科学基金(11402299)
作者简介:李雪艳(1991—),女,硕士,主要从事材料的动态力学性能研究.E-mail:15073146797@163.com
通信作者:李志斌(1985—),男,博士,讲师,主要从事材料的动态力学性能研究.E-mail:lizhibin@nudt.edu.cn

1　实验装置及原理

1.1　实验方案

通过添加斜端面垫块和长方体套筒，在材料试验机上实现对闭孔泡沫铝的压剪复合加载，如图 1 所示，其中套筒、斜端面垫块是本实验装置的主要改进部分。套筒的材质是工业用聚四氟乙稀，其作用是尽量减小加载过程中斜端面垫块与套筒之间的摩擦力，在整个加载过程中套筒约束了斜端面垫块的运动行程始终在轴线方向。本研究共设计了 6 种倾斜角（10°、20°、30°、40°、50°、60°）的斜端面垫块。为了防止试样在加载过程中发生滑动，通过增大垫块表面的摩擦度来增大试样与垫块之间的摩擦力。试件是底面直径 32 mm、高 10 mm 的圆柱形，具体尺寸和加载条件见表 1，试件的密度为 0.49 g/cm^3。

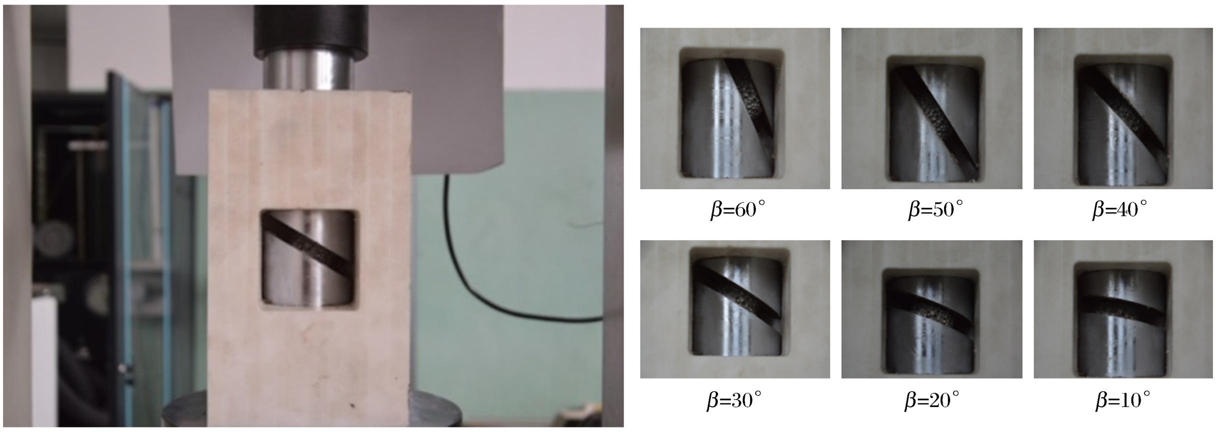


图 1　压剪复合加载实验装置

Fig. 1　Devices for combined compression-shear loading experiment

表 1　试件尺寸和加载条件

Table 1　Specimen size and loading conditions

Diameter/mm	Height/mm	Density/(g·cm^{-3})	Loading angle/(°)	Loading speed/(mm·min^{-1})
32.50	9.88	0.49	10	1
31.92	10.24	0.49	20	1
32.50	10.00	0.49	30	1
31.94	10.06	0.49	40	1
32.00	10.22	0.49	50	1
32.00	10.08	0.49	60	1

1.2　试件受力分析

如图 2 所示，定义垫块的倾角 β 为斜面与底面的夹角，静态实验中试件受力平衡，当垫块倾角为 β 时，若试件受到压力 F，此时泡沫铝试件受到法向的压力 F_n 和切向的剪力 F_s，根据力平衡可以得到

$$F_n\cos\beta + F_s\sin\beta = F \tag{1}$$

再对图 2(b)进行变形分析，若试样长度为 L，轴向变形为 s，因为变形量是小量，且实验中试件与垫块不发生相对滑动，则试件上的法向应变 ε 和切向应变 γ 应满足

$$\varepsilon = \frac{s\cos\beta}{L},\gamma = \alpha \approx \tan\alpha \approx \frac{s\sin\beta}{L} \tag{2}$$

当试件处于弹性状态内，试件应力-应变满足

$$F_n = \sigma A_s = E\varepsilon A_s, F_s = \tau A_s = G\gamma A_s \tag{3}$$

式中：E 和 G 分别是试件的弹性模量和剪切模量，关系为

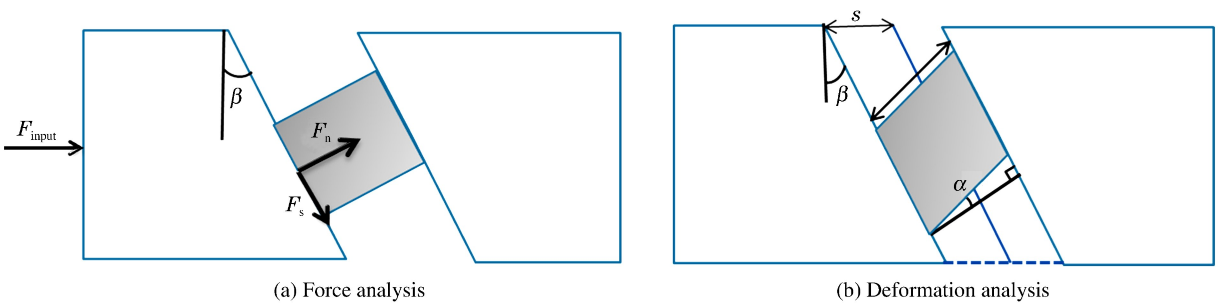


图 2　试样受力分析和位移关系

Fig. 2　Force analysis and deformation analysis for specimen

$$E=2(1+\nu)G \tag{4}$$

式中:ν 是试件的泊松比,将(2)式和(4)式代入(3)式可得

$$\frac{F_s}{F_n}=\frac{\tau A_s}{\sigma A_s}=\frac{G\gamma}{E\varepsilon}=2(1+\nu)\cos\beta \tag{5}$$

将(5)式代入(1)式可得到最终的法向力与切向力的表达式

$$F_n=\frac{2(1+\nu)\cos\beta}{(1+2\nu)\cos^2\beta+1}F \tag{6}$$

$$F_s=\frac{\sin\beta}{(1+2\nu)\cos^2\beta+1}F \tag{7}$$

进一步可以得到法向应力与切向应力的表达式

$$\sigma=\frac{F_n}{A_s}=\frac{2(1+\nu)F\cos\beta}{[(1+2\nu)\cos^2\beta+1]A_s} \tag{8}$$

$$\tau=\frac{F_s}{A_s}=\frac{F\ \sin\beta}{[(1+2\nu)\cos^2\beta+1]A_s} \tag{9}$$

法向应变 ε 和切向应变 γ 由(2)式给出,这样就可以得到在弹性段试件的法向应力-应变曲线和切向应力-应变曲线。

2　实验结果分析和讨论

2.1　表观载荷-位移关系

图 3 给出了密度为 0.49 g/cm^3 的闭孔泡沫铝试件在不同加载角度下压剪复合加载的表观载荷-位移曲线。曲线的形状与单轴压缩实验结果类似。初始峰值载荷定为泡沫铝的屈服载荷。整个载荷-位移曲线可以分为 3 个阶段:第 1 阶段是加载到初始峰值载荷,该阶段的主要材料性能指标是屈服载荷;第 2 阶段是从屈服载荷到材料开始被压实,该阶段的主要指标是塑性平台载荷 P_p;第 3 阶段是载荷急剧上升的压实阶段。在整个平台阶段,曲线上下波动,这种现象与泡沫铝的特殊微观结构有关。

塑性平台载荷通过(10)式确定

$$P_p=\frac{1}{S_d-S_y}\int_{S_y}^{S_d}p\,\mathrm{d}s \tag{10}$$

式中:S_y 是载荷-位移曲线中峰值载荷点对应的位移,S_d 是试样开始进入压实阶段时对应的位移。压实位移通过能量吸收效率曲线 E 确定,当能量吸收效率 E 达到最大时所对应的位移为压实位移,如图 4 所示。能量吸收效率 E 为

$$E=\frac{1}{PS}\int_0^s p\,\mathrm{d}s \tag{11}$$

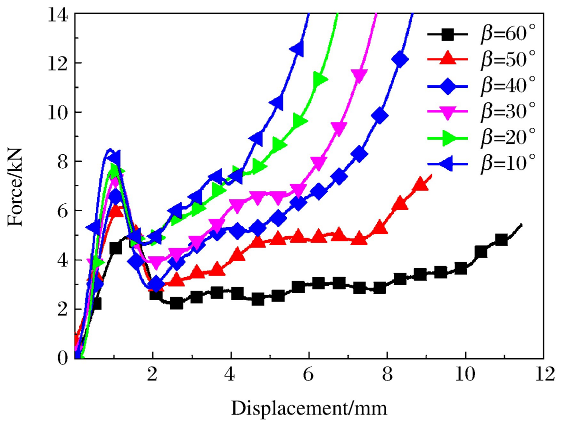


图 3　不同加载角度下的表观载荷-位移曲线

Fig. 3　Overall force-displacement in different loading angles

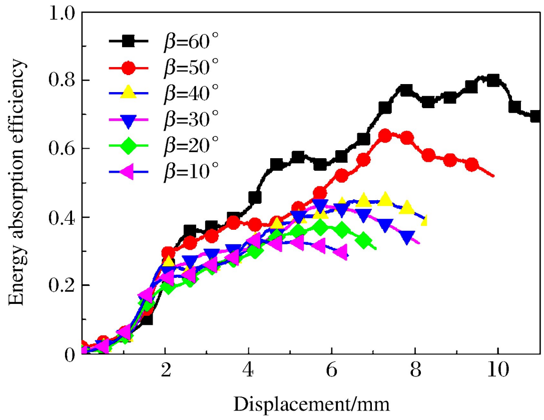


图 4　不同加载角度下的能量吸收效率曲线

Fig. 4　Energy absorption efficiency in different loading angles

图 5 给出了闭孔泡沫铝在不同加载角度下的屈服载荷和塑性平台载荷，从图中可以看出，随着加载角度的增加，屈服载荷和塑性平台载荷逐渐降低。分析原因主要是：随着加载角度的增加，试件所受的剪切载荷分量增加，又因为泡沫铝的剪切强度和刚度远低于抗压强度和刚度，所以加载角度越大，试件承载能力越弱。

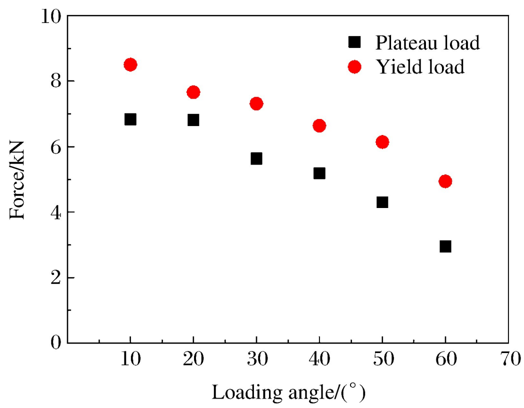


图 5　不同加载角度下的屈服载荷和平台载荷

Fig. 5　Yield load and plastic plateau load in different loading angles

2.2　准静态压缩曲线法向和切向分量

在这里指出，本工作侧重在研究泡沫铝的初始屈服行为。其法向应力和切向应力分别由(8)式和(9)式得到。图 6 给出了闭孔泡沫铝法向方向和切线方向的应力-应变关系曲线。可以看出，随着加载角度的增加，法向屈服应力逐渐减小，而切向屈服应力逐渐增大。由图 6 还可以看出，法向应力-应变曲线的初始斜率基本相等，但是切向应力-应变曲线的初始斜率差别很大，而且随着加载角度的增加，这种差异增大。

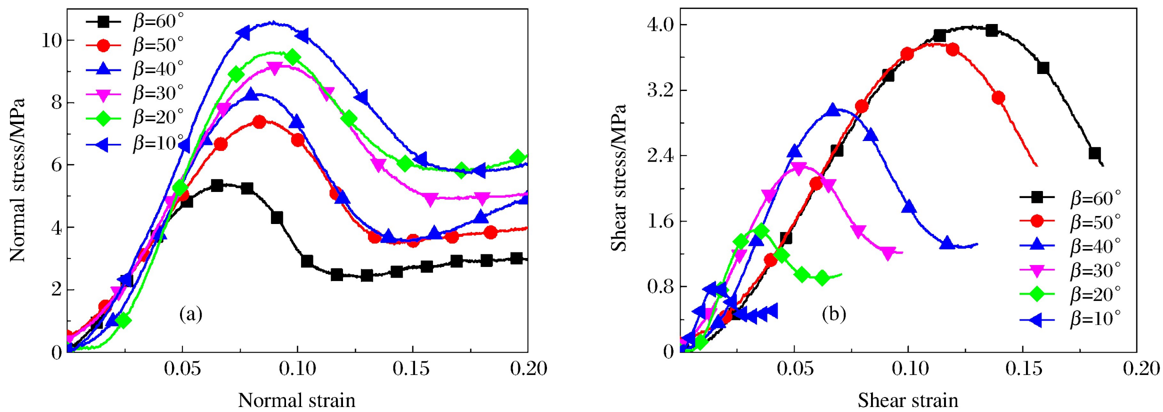


图 6　分解的应力-应变曲线

Fig. 6　Decomposition of quasi-static compression

3　数值分析

3.1　模型建立

为了进一步验证上述压剪复合加载实验所获数据的可靠性,采用有限元软件 LS-DYNA 建立压剪复合加载实验的实体模型,有限元模型如图 7 所示,模型由上斜端面垫块、下斜端面垫块和泡沫铝组成,泡沫铝模型采用 4 节点壳单元,壳单元尺寸为 0.15 mm,垫块采用实体单元,单元尺寸为 0.19 mm。有限元模型网格单元数量总共为 97.5 万。十四面体单胞尺寸设置为 2 mm,十四面体壳单元厚度设置为 0.084 mm,对应的泡沫铝密度为 0.49 g/cm^3(与实验采用的泡沫铝一致)。

应该注意的是,由于聚四氟乙稀材料具有良好的自润滑性和较小的摩擦力,因此本研究忽略了垫块和聚四氟乙稀间的摩擦力,在压剪复合加载实验装置的有限元模型中也没有建立聚四氟乙稀套筒。为了与实验相对照,同样设计了 10°、20°、30°、40°、50°、60°共 6 个加载角度的有限元模型。根据文献[14]结果,3×3×3 的重复堆叠模型的压缩应力-应变关系在三维空间中会明显收敛,本研究建立的压缩模型为 7×7×5,大于 3×3×3 模型,因此模拟结果可信度较高。

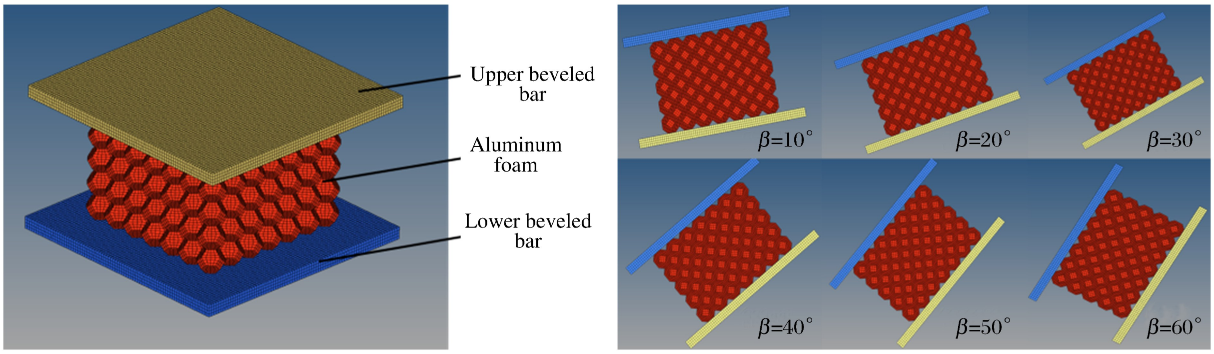


图 7　不同加载角度下的压剪复合加载有限元模型

Fig. 7　Finite element model of combined compression-shear loading in different loading angles

3.2　计算参数与接触设置

有限元模型中材料参数如表 2 所示。斜端面垫块与泡沫铝之间采用罚函数接触(* CONTACT_AUTOMATIC_NODES_TO_SURFACE)定义接触,泡沫铝内部自身接触(* CONTACT_AUTOMATIC_ONE_WAY_SURFACE_TO_SURFACE)。

表 2　各单元材料和材料模型

Table 2　Material and material models for elements

Part name	Material	Density/(g·cm^{-3})	Material model
Upper beveled bar	45 steel	7.83	Rigid
Lower beveled bar	45 steel	7.83	Rigid
Shell element matrix	Aluminum alloy	2.70	PLASTIC_KINEMATIC

下斜端面垫块被施加固定的约束,上斜端面垫块以恒定速度竖直向下压缩,根据文献[15]可知,如果仿真加载速度与实验速度相同(1 mm/min),则模拟时间将会太长。通过增加仿真加载速度可以缩短计算时间,前提是保证动能与内能的比例以及沙漏能与内能的比例都在 5%以下,那么整个加载过程可以看作是准静态压缩过程。因此,本研究也采用提高数值模拟中加载速度的方法,上斜端面垫块加载速度为 0.03 m/s。

3.3　数值模拟结果分析

图 8 给出了 7×7×5 的泡沫铝有限元模型在不同压缩应变下的变形图。从图 8 可以看出，压剪复合加载时变形不再均匀，且胞体的坍塌是一层一层推进的。整个过程是胞壁的屈曲折叠，这和实验所观察到的现象一致。压缩过程中出现明显的压剪带，首先在压剪带位置孔洞被挤压缩小，随后孔洞被压实甚至坍塌，试样在压剪带位置受损最严重。

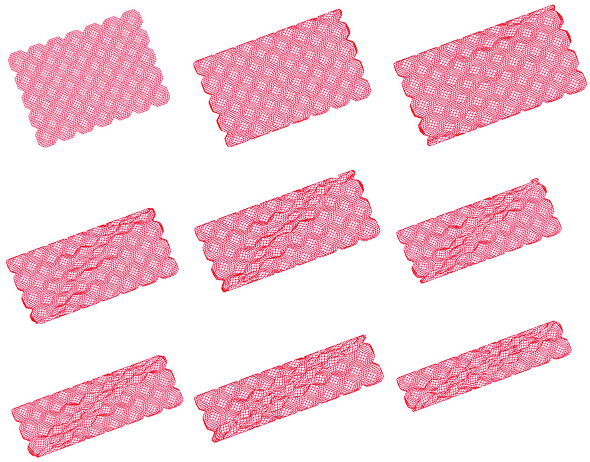


图 8　十四面体模型在不同应变下的变形模式（加载角度 30°）

Fig. 8　Deformation model of tetrakaidecahedron model at different strains (loading angle 30°)

3.3.1　表观压力-位移曲线比较

由于泡沫铝的变形局部化，我们使用表观压力-位移曲线来描述泡沫材料的宏观力学行为。其中压力通过(12)式计算

$$p = F_{\mathrm{input}}/S \tag{12}$$

式中：F_{input}是垫块与泡沫铝之间的竖直方向的接触力，S 是泡沫铝试样的截面积。

将数值模拟获得的压力-位移曲线与实验结果进行比较，如图 9 所示，为了图像的清晰，我们仅列出单轴压缩（加载角度 0°）下和加载角度为 50°两种工况下的比较结果。可以看出，在第 1 阶段，仿真曲线的初始峰值与实验一致，然而，弹性段的斜率有明显的差异；在第 2 阶段，相比较实验曲线，仿真曲线有更多的波动，但二者的平均强度相当；在第 3 阶段，数值曲线与实验曲线一致性较好。

3.3.2　初始峰值强度和平台强度比较

本研究通过初始峰值强度和平台强度两个指标来量化验证数值模拟的可靠性。不同加载角度下的初始峰值强度和平台强度的实验结果和数值模拟结果如图 10 所示。当加载角度为 30°时，数值模拟的初始峰值强度和实验差异最大，相差 8.2%。对于平台强度，数值结果与实验结果有较好的一致性。

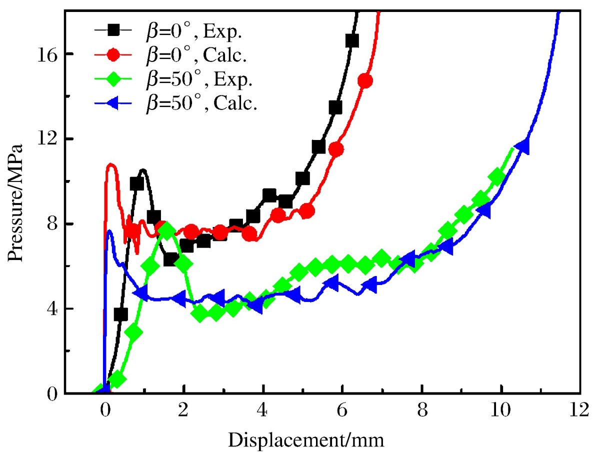


图 9　实验和数值模拟的表观压力-位移曲线比较

Fig. 9　Comparison of numerical and experimental overall pressure-displacement

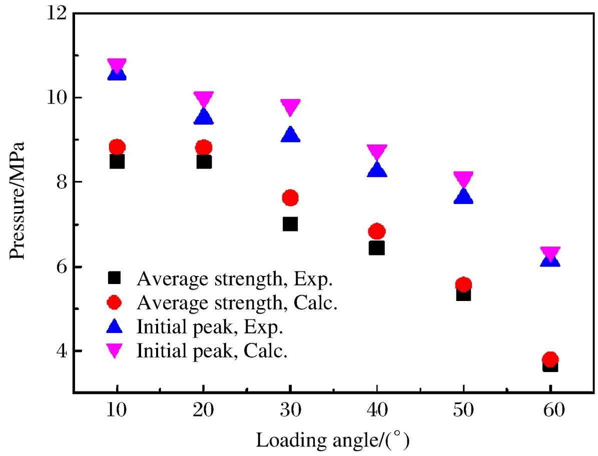


图 10　实验和数值模拟的初始峰值强度、平台强度比较

Fig. 10　Comparison of numerical and experimental initial peak and average strength

3.3.3　实验屈服面与仿真屈服面比较

利用(8)式和(9)式可以得到数值模拟中不同加载角度下泡沫材料屈服时的法向应力和切向应力，将其列于(σ,τ)空间内，可得到图 11 所示的屈服面数值仿真结果。与屈服面实验结果比较发现，仿真屈服面与实验屈服面吻合较好。接下来，采用 LS-DYNA 进一步分析胞孔尺寸对材料屈服面的影响。

3.3.4　胞孔尺寸对屈服面的影响

在有限元模拟中,通过改变十四面体壳单元的厚度来改变泡沫铝的密度。为了研究胞孔尺寸对屈服面的影响,选取四组具有相同密度(0.49 g/cm^3),但是胞孔尺寸不同(0.5、1.0、2.0 和 3.0 mm)的泡沫铝作为研究对象,相应的壳单元厚度为 0.021、0.042、0.084 和 0.126 mm。数值模拟得到不同胞孔尺寸下泡沫铝的屈服面,如图 12 所示,可以看出,在本研究的孔径范围内,胞孔尺寸越大,泡沫铝的屈服应力越大。分析其原因:闭孔泡沫铝主要由胞孔和胞壁组成,当密度相同时,平均孔径越大,则胞壁越厚。而屈服应力基本上与胞壁的厚度正相关。因此,胞孔尺寸越大,屈服应力越大,泡沫铝的承载能力越好。

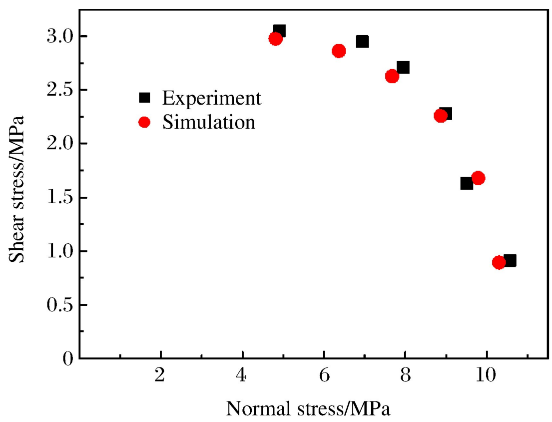


图 11　实验屈服面与仿真屈服面比较

Fig. 11　Comparison of experiment and simulation yield surface

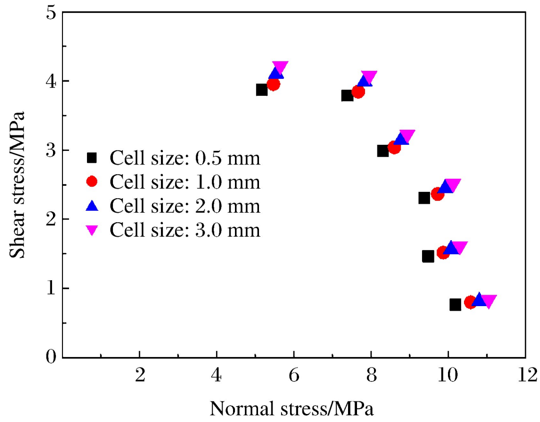


图 12　胞孔尺寸对屈服面的影响

Fig. 12　Effect of cell size on yield surface

4　结　论

通过添加斜面垫块和长方体套筒,在材料试验机上实现对闭孔泡沫铝的压剪复合加载,并进行了加载角度从 10°～60°共 6 种不同加载路径的准静态实验。通过对试样进行受力分析以及实验结果处理,得到了泡沫铝材料在压剪空间的屈服面,同时采用有限元软件 LS-DYNA 分析验证了实验方法的可靠性。主要结论如下:

(1) 随着加载角度的增加,试件所受的剪切载荷分量增加,试件屈服载荷和塑性平台载荷逐渐降低;

(2) 通过比较实验和数值模拟得到的表观压力-位移曲线、屈服载荷和平台载荷等参数,验证了数值模拟结果的可靠性;

(3) 压剪复合加载时泡沫铝变形不再均匀,且胞体的坍塌是一层一层推进的,压缩过程中出现明显的压剪带,试件首先在压剪带位置孔洞被挤压缩小,随后孔洞被压实甚至坍塌,试样在压剪带位置受损最严重;

(4) 相同密度的泡沫铝在一定孔径范围内,胞孔尺寸越大,屈服应力越大,泡沫铝的承载能力越好。

参考文献:

[1]　刘培生,李铁藩,傅超. 多孔金属材料的应用 [J]. 功能材料,2001,32(1):12-15.
LIU P S,LI T F,FU C. Application of porous metal materials [J]. Functional Materials,2001,32(1):12-15.

[2]　胡时胜,王悟,潘艺,等. 泡沫材料的应变率效应 [J]. 爆炸与冲击,2003,23(1):13-18.
HU S S,WANG W,PAN Y,et al. Strain rate effect on the properties foam materials [J]. Explosion and Shock Waves,2003,23(1):13-18.

[3] 潘艺，胡时胜，魏志刚. 泡沫铝动态力学性能的实验研究 [J]. 材料科学与工程，2002，20(3)：341-343.
PAN Y，HU S S，WEI Z G. Experimental study on dynamic behavior of foamed aluminum [J]. Materials Science and Engineering，2002，20(3)：341-343.

[4] 郑明军，何德坪，陈锋. 多孔铝合金的压缩应力-应变特征及能量吸收性能 [J]. 中国有色金属学报，2001，11(专辑 2)：81-85.
ZHENG M J，HE D P，CHEN F. Compressive stress-strain behavior and energy absorption capability of porous aluminum alloy [J]. The Chinese Journal of Nonferrous Metals，2001，11(S2)：81-85.

[5] GIOUX G，MCCORMACK T M，GIBSON L J. Failure of aluminum foams under multiaxial loads [J]. International Journal of Mechanical Sciences，2000，42(6)：1097-1117.

[6] DESHPANDE V S，FLECK N A. Isotropic constitutive models for metallic foams [J]. Journal of the Mechanics and Physics of Solids，2000，48(6/7)：1253-1283.

[7] RUAN D，LU G，ONG L S，et al. Triaxial compression of aluminium foams [J]. Composites Science and Technology，2007，67(6)：1218-1234.

[8] 崔云霄，卢芳云，林玉亮，等. 一种新的高应变率复合压剪技术 [J]. 实验力学，2006，21(5)：584-590.
CUI Y X，LU F Y，LIN Y L，et al. A new combined compression-shear loading technique at high strain rates [J]. Journal of Experimental Mechanics，2006，21(5)：584-590.

[9] 郑文，徐松林，蔡超，等. 基于 Hopkinson 压杆的动态压剪复合加载实验研究 [J]. 力学学报，2012，44(1)：124-131.
ZHENG W，XU S L，CAI C，et al. A Study of dynamic combined compression-shear loading technique based on Hopkinson pressure bar [J]. Chinese Journal of Theoretical and Applied Mechanics，2012，44(1)：124-131.

[10] GIBSON L J，ASHBY M F，ZHANG J，et al. Failure surfaces of cellular materials under multiaxial loads-I. Modeling [J]. International Journal of Mechanical Sciences，1989，31(9)：635-663.

[11] MILLER R E. A continuum plasticity model for the constitutive and indentation behavior of foamed metals [J]. International Journal of Mechanical Sciences，2000，42(4)：729-754.

[12] NIEH T G，et al. Effect of cell morphology on the compressive properties of open-cell aluminum foams [J]. Material Science and Engineering A，2002，283(1/2)：105-110.

[13] ONCK P R，ANDREWS E W，GIBSON L J. Size effects in ductile cellular solids (Part Ⅰ)：modeling [J]. International Journal of Mechanical Sciences，2001，43(3)：681-699.

[14] 卢子兴，张家雷. 低密度闭孔金属泡沫压缩屈服行为的数值模拟 [J]. 北京航空航天大学学报，2009，35(3)：318-321.
LU Z X，ZHANG J L. Numerical simulation on compressive yielding behavior of closed-cell metal foam with low density [J]. Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics，2009，35(3)：318-321.

[15] 时学鹏. 考虑几何不规则度的泡沫金属建模及其本构关系研究 [D]. 广州：华南理工大学，2014.
SHI X P. Study on modeling and constitutive relation considering the geometric irregularity [D]. Guangzhou：South China University of Technology，2014.

Mechanical Behaviors of Closed-Cell Aluminum Foams under Quasi-Static Compression-Shear Loads

LI Xueyan，LI Zhibin，ZHANG Duo

(*College of Science*，*National University of Defense Technology*，*Changsha* 410073，*China*)

Abstract：In the present work，we conducted the quasi-static compression-shear experiments on the closed-cell aluminum foams using an improved testing machine and installing beveled bars and a column sleeve. By changing the angle of the inclined beveled bars we obtained the mechanical properties of the aluminum foams in different compression-shear loading paths，and then figured out the aluminum foam's experiment yield surface from the force analysis of the specimen used. At the same time，we simulated the compression-shear process of the closed-cell aluminum foams using the finite element software LS-DYNA. The simulated yield surface is in good agreement with the experimental yield surface. The results show that，for the aluminum foams of the same density and in a given range of the cell size，the yield strength of the closed-cell aluminum foams increases with the increase of the cell size，and so does its load capacity.

Keywords：compression-shear loading；closed-cell aluminum foams；tetrakaidecahedron model；yield surface；cell size

第 32 卷　第 3 期　　　高　压　物　理　学　报　　　Vol. 32, No. 3
2018 年 6 月　　CHINESE JOURNAL OF HIGH PRESSURE PHYSICS　　June, 2018

DOI:10.11858/gywlxb.20170693

落锤冲击下钢筋混凝土梁响应及破坏的数值模拟*

宋　敏,王志勇,闫晓鹏,王志华

(太原理工大学力学学院材料强度与结构冲击山西省重点实验室,山西 太原　030024)

摘要:钢筋混凝土在动态冲击下表现出与静态加载不同的结构响应,且破坏模式更为复杂。在钢筋三折线本构模型中引入应变率效应,利用 ABAQUS 显式动力分析模块,对钢筋混凝土梁在不同高度冲击下的结构响应进行了数值模拟。得到的冲击力和跨中挠度时程曲线与实验结果吻合较好,验证了模型的有效性。基于该模型,研究了配筋率分别为 2.56%、2.66% 和 2.76% 时,钢筋混凝土梁在不同冲击速度下的结构响应。结果表明:增大配筋率能够提高梁的承载能力;随冲击速度的增大,配筋率对梁抗变形能力的增强效果逐渐减弱;当冲击速度为 4.85 m/s 时,配筋率对梁破坏模式的影响微弱;当冲击速度大于 4.85 m/s 时,随配筋率的减小,破坏模式由剪切破坏转变为弯曲破坏。

关键词:落锤冲击;配筋率;应变率效应;钢筋混凝土

中图分类号:O346.5　　　**文献标识码**:A

钢筋混凝土结构在建筑、桥梁工程中有广泛的应用。混凝土作为非弹性材料,在动态和静态加载条件下会表现出不同的力学特性,且存在明显的加载率效应。国内外许多研究表明,钢筋混凝土结构在高应变率加载条件下具有较高的变形抗力,结构的失效模式也会发生相应的变化。例如,Ožbolt 等[1]将率相关微平面模型引入 3D 有限元模型中,分析了加载速率对锚杆拔出时混凝土失效模式的影响。Travaš 等[2]模拟了素混凝土梁在准静态和动态加载下的结构响应,发现准静态和低速冲击($v=2$ m/s)下梁发生弯曲破坏;当冲击速度大于 2 m/s 时,梁的破坏模式由弯曲破坏转为剪切破坏。付应乾等[3]对钢筋混凝土梁进行三点弯曲试验,探讨了不同冲击高度下钢筋混凝土结构的破坏机理。Saatci 等[4]对钢筋混凝土梁进行不同质量锤头的落锤冲击试验,发现梁可承载的冲击力随抗剪强度的升高而增大。展婷变等[5]对钢筋混凝土梁进行落锤试验,分析了冲击速率对最大承载力和梁变形的影响。Zineddin 等[6]对钢筋混凝土板进行不同高度的冲击试验,发现高速冲击下配筋率对于改善混凝土结构的层裂破坏有较大作用,但对最大承载力影响较小。范向前等[7]开展了非标准钢筋混凝土三点弯曲梁试件断裂试验,认为梁能够承载的最大载荷由配筋情况决定。沈培峰[8]研究了配筋率对钢筋混凝土梁断裂性能的影响以及钢筋在裂缝扩展过程中的限裂作用。落锤试验[9-12]是目前研究钢筋混凝土梁在低速冲击下破坏的有效手段。由于试件制备过程中浇筑技术和温度等外在条件影响,混凝土的力学性能具有一定的离散性。另一方面,实验过程中数据采集和加载条件的控制难免存在误差,因此最终实验结果的可靠性降低。

随着计算机软件的开发和有限元技术的不断成熟,数值仿真计算为实验结果的分析提供了有效的

* **收稿日期**:2017-12-12;**修回日期**:2018-02-09

基金项目:国家自然科学基金(11702186,11390362);山西省应用基础研究项目(201701D221010);山西省“1331 工程”重点创新团队

作者简介:宋　敏(1991—),男,硕士研究生,主要从事冲击动力学、断裂力学研究. E-mail:songmin595@163.com

通信作者:闫晓鹏(1976—),男,博士,副教授,主要从事塑性动力学研究. E-mail:yan.xiaopeng@qq.com

参考依据。李敏等[13]模拟了地震作用范围内加载速率对钢筋混凝土梁影响，姜华等[14]使用弹塑性断裂带模型（EPDC）模拟了钢筋混凝土梁在动态冲击下的结构响应。有限元建模存在本构模型不同、网格划分精细程度不一等差别，与实验结果进行对比后可验证其有效性。本研究基于 ABAQUS 有限元软件，模拟并分析了钢筋混凝土梁在不同高度冲击下的动态响应。通过模拟与实验结果对比，验证了模型的有效性，并讨论了不同冲击速度下，配筋率对钢筋混凝土梁承载力、抗变形能力和破坏模式的影响。

1　有限元模型

付应乾等[3]利用落锤对钢筋混凝土梁进行三点弯曲试验，探讨了不同冲击高度下混凝土结构的破坏机理。本研究对该实验进行有限元建模，所用模型尺寸与参考文献[3]一致，如图 1 所示。混凝土设计强度为 C30，实验用梁长 1.2 m，截面尺寸为 120 mm×120 mm，纵向钢筋采用 HRB335，箍筋采用 HPB235，保护层厚度为 20 mm。

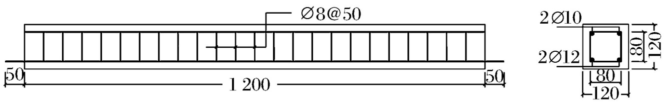


图 1　梁尺寸及配筋截面图（单位：mm）

Fig. 1　Beam size and reinforcement section (Unit: mm)

模型中通过减小锤头的几何尺寸和增大密度来保持冲击能量不变。支座密度为 7 800 kg/m^3，弹性模量为 200 GPa，泊松比为 0.3。为减少计算时间，根据 $v=\sqrt{2gh}$（$1g=9.8\ \mathrm{m/s^2}$），落锤下落高度 1.2、2.4 和 4.8 m，在预定义场中将初始速度分别设为 4.85、6.86 和 9.60 m/s。对锤头约束在只有 y 方向存在位移，锤头与混凝土梁上表面接触为通用接触。支座设置为在 x 方向上（即混凝土梁纵向）存在位移。锤头与混凝土梁上表面初始距离为 1 mm。有限元模型如图 2 所示。模型中混凝土采用 CDP (Crack Damage Plastic)模型，参数[15]如表 1 所示。混凝土采用三维 8 节点缩减积分单元（C3D8R），网格尺寸为 1.2 mm×1.2 mm×1.2 mm。

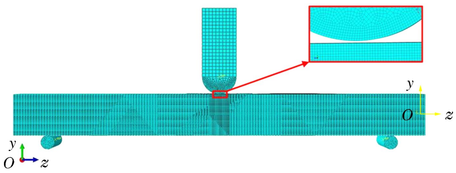


图 2　有限元模型

Fig. 2　Finite element model

表 1　混凝土模型参数[15]

Table 1　Parameters of concrete[15]

Dilation angle/(°)	Eccentricity	f_{b0}/f_{c0}	K	Viscosity parameter	Density/(kg·m^{-3})	E/GPa	ν
30	0.1	1.16	0.666 7	0.000 5	2 400	26.48	0.167

钢筋采用三折线模型，有限元模型中网格单元为三维 8 节点缩减积分单元（C3D8R），网格尺寸为 1.2 mm×1.2 mm×1.2 mm，以 Embed 形式嵌入混凝土基体中。模型中不考虑钢筋与混凝土之间的握裹力和拉拔效应。试验表明[16]，高应变率作用下建筑钢筋的弹性模量 E 保持不变，钢筋 HPB235 的弹性模量为 210 GPa，HRB335 和 HRB400 的弹性模量为 200 GPa。钢筋的屈服强度和极限强度随应变率的增大而提高，其变化规律可表示为

$$\frac{f_{y,d}}{f_{y,st}}=1+\frac{D_1}{f_{y,st}}\ln\frac{\dot{\varepsilon}}{\dot{\varepsilon}_0} \tag{1}$$

$$\frac{f_{u,d}}{f_{u,st}}=1+\frac{D_2}{f_{u,st}}\ln\frac{\dot{\varepsilon}}{\dot{\varepsilon}_0} \tag{2}$$

式中:$\dot{\varepsilon}$ 为钢筋的应变率,$\dot{\varepsilon}_0=0.0003\ \mathrm{s}^{-1}$,$f_{y,d}$ 和 $f_{y,st}$ 分别为钢筋动态和静态加载下屈服强度,$f_{u,d}$ 和 $f_{u,st}$ 分别为钢筋动态和静态加载下极限强度。

林峰等[16]通过实验,得到 HPB235 和 HRB335 的 D_1 和 D_2 分别为 10.05、8.73 和 6.38、6.54。以三折线建筑钢筋模型为例,其应力-应变关系可表示为

$$\sigma=\begin{cases} E\varepsilon & 0<\varepsilon\leqslant\varepsilon_{b,d} \\ f_{y,d} & \varepsilon_{b,d}<\varepsilon\leqslant\varepsilon_{e,d} \\ f_{y,d}+\dfrac{\varepsilon-\varepsilon_{e,d}}{\varepsilon_{u,d}-\varepsilon_{e,d}}f_{u,d} & \varepsilon_{e,d}<\varepsilon\leqslant\varepsilon_{u,d} \end{cases} \tag{3}$$

式中:$\varepsilon_{b,d}$ 和 $\varepsilon_{e,d}$ 分别为屈服平台开始和结束时相应的应变,$\varepsilon_{b,d}=f_{y,d}/E$,$\varepsilon_{e,d}=\varepsilon_{b,d}+(\varepsilon_{e,st}-\varepsilon_{b,st})$;$\varepsilon_{u,d}$ 为极限强度对应的应变,$\varepsilon_{u,d}=\varepsilon_{u,st}$。

钢筋 HRB335 选用 $\dot{\varepsilon}=2.9\ \mathrm{s}^{-1}$ 时的屈服强度和极限强度,HPB235 选用 $\dot{\varepsilon}=6.5\ \mathrm{s}^{-1}$ 时的屈服强度和极限强度,见表 2。

表 2　钢筋参数[16]

Table 2　Parameter of steel model[16]

Reinforced grades	Diameter/mm	ρ/(kg · m^{-3})	E/GPa	ν	Yield strength/MPa	Ultimate strength/MPa
HPB235	8	7 862	210	0.3	400	540
HRB335	10	7 860	200	0.3	438	687
HRB335	12	7 850	200	0.3	438	687

2　有限元模型验证

将模拟得到的冲击力、跨中挠度的最大值与实验结果[3]进行对比,如表 3 所示。不同冲击速度下得到的冲击力和跨中挠度最大值与实验结果吻合较好,且略大于实验值。该现象的原因是实验中梁两端会架设钢板来保持其在冲击过程中不会产生太大位移,而有限元模型中出于简化模型没有建立这些约束条件。另一方面,下落过程中锤头与下滑轨道存在摩擦,导致锤头与混凝土梁上表面接触时的瞬时速度相比计算值较小。这两个方面最终导致实验结果比模拟结果偏小。

随着冲击速度的提高,钢筋在实验中的屈服强度和极限强度与有限元模型中的值接近,冲击力峰值误差逐渐减小。实验中通过激光位移传感器测量锤头位移,默认锤头位移与梁跨中挠度值相同,模拟中提取梁上表面中心点的位移时程曲线。实际工况中锤头位移达到最大值后锤头开始反弹,梁具有少量动能继续向下运动,跨中挠度继续增大,实验测得的锤头位移最大值比梁跨中挠度最大值偏小。随着冲击高度的增加,锤头反弹时梁具有的动能相对增大,跨中挠度增大值相对增大,导致模拟与实验的误差增大。

表 3　模拟与实验结果对比

Table 3　Comparison of results between FEM and experiment

Method	Drop height (m)/Mass (kg)	Impact velocity/(m · s^{-1})	Maximum impact force/kN	Maximum deflection of mid-point/mm
Experiment	1.2/124		104.0	28.3
FEM	—/124	4.85	149.1	30.7
Experiment	2.4/124		94.7	51.2
FEM	—/124	6.86	134.7	56.5
Experiment	4.8/124		173.9	90.4
FEM	—/124	9.60	181.2	102.9

冲击高度为 4.8 m(即 v=9.60 m/s)时的冲击力模拟与实验结果对比如图 3 所示。由图 3 可知,模拟得到的冲击力时程曲线与实验结果变化趋势基本一致,峰值分别为 181.2 和 173.9 kN,模拟值比实验值大 4.2%,该误差在允许范围内。

图 4 为不同冲击速度下跨中挠度时程曲线的模拟与实验结果对比。由图 4 可知,随着冲击速度的提高,跨中挠度不断增大。当第一次冲击结束时,锤头与混凝土梁上表面分离,梁出现轻微回弹效应,跨中挠度达到极值后开始减小。由表 3 可知,模拟得到的最大值比实验值偏大,分别增大 8.5%、10.3%和13.8%,该结果是模拟中冲击速度比实际值偏大导致的。

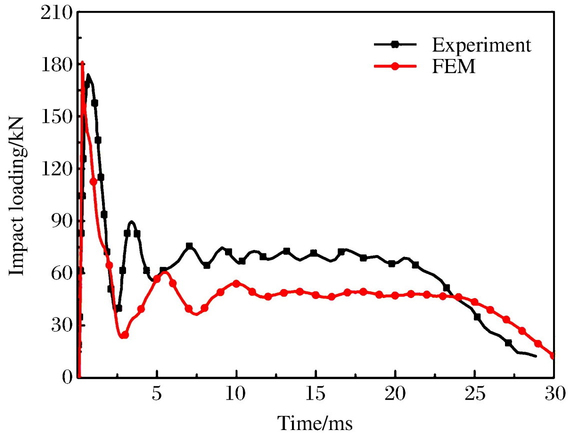


图 3　冲击速度为 9.60 m/s 时的冲击力时程曲线

Fig. 3　Time history curves of the impact forces at v=9.60 m/s

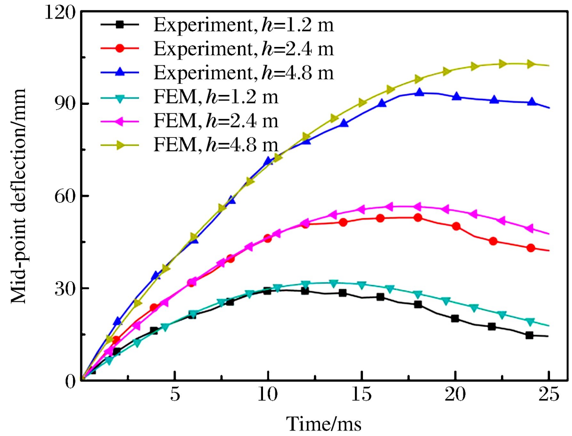


图 4　不同冲击速度下的跨中挠度曲线

Fig. 4　Time history curves of the mid-point deflection at different impact velocities

由图 3 和 4 可知,本研究模型可以很好地模拟出不同冲击速度下钢筋混凝土梁的结构响应。选取 v=4.85 m/s 和 v=9.60 m/s 时的冲击力-跨中挠度曲线与实验结果进行对比,如图 5 所示。模拟与实验得到的曲线变化趋势相同,冲击力在锤头和垫块接触后迅速增大,随后冲击能量减小,一部分能量用于梁的破坏,另一部分被梁的惯性消耗。当冲击速度为 4.85 m/s 时,冲击力随跨中挠度的增大呈振荡发展,梁的破坏模式是弯曲失效;当冲击速度为 9.60 m/s 时,在跨中点形成塑性铰后,冲击力由振荡变化逐渐趋向稳定,梁的破坏模式由弯曲失效转变为局部剪切失效。

图 5 中 h=4.8m 时冲击力峰值的模拟值和实验值分别为 173.9 和 181.2 kN,误差为 4.20%。h=1.2 m 时冲击力峰值的模拟值与实验值分别为 149.1 和 104.0 kN,误差为 43.36%。钢筋应变率随冲击高度的增大而增大,其屈服强度和极限强度均有所增大,且差别较小。有限元模型参考林峰等[16]的实验,钢筋 HRB335 选用 $\dot{\varepsilon}$=2.9 s^{-1}时的屈服强度和极限强度,HPB235 选用 $\dot{\varepsilon}$=6.5 s^{-1}时的屈服强度和极限强度,见表 2。h=1.2 m 时实验中钢筋的屈服强度和极限强度小于模型中的值,导致模型中梁的承载力较高,冲击力峰值误差增大。

实验中通过高速摄影记录了钢筋混凝土梁在不同冲击速度下的变形、损伤及破坏状况。图 6 表示不同冲击高度下跨中挠度达到最大值时梁表面的损伤破坏情况,简图为对高速摄像记录的照片处理后的裂纹分布图,其下方分别是相对应冲击速度下梁的塑性应变云图。由图 6 可知,随着冲击速度的提高,梁的挠度不断增大。冲击速度较低时,裂纹从梁下表面中心处产生且数量较多,此时梁发生弯曲破坏;冲击速度增大时,在跨中发生局部剪切破坏,梁的破坏模式发生改变。

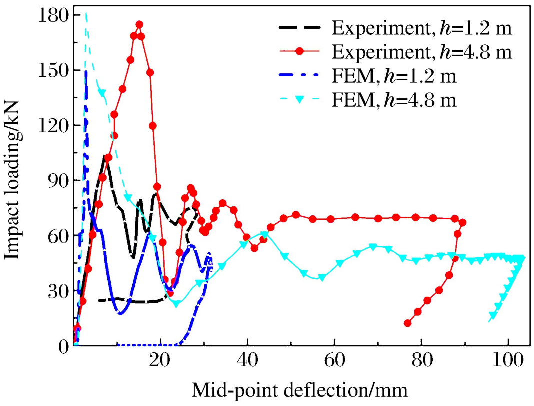


图 5　不同冲击速度下冲击力-跨中挠度曲线

Fig. 5　Time history curves of impact relative to mid-point deflection at different velocities

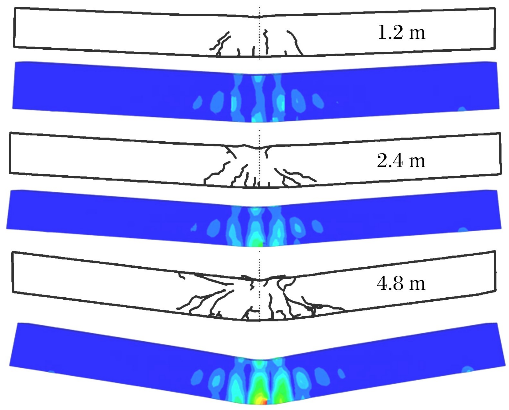


图 6　梁的损伤破坏状况

Fig. 6　Damage and failure of beams at different falling heights

3　配筋率对梁承载力和破坏模式的影响

配筋率是钢筋混凝土构件中纵向受力钢筋面积与构件的有效面积之比,在桥梁工程中,一般指面积配筋率,即受拉钢筋面积与主梁面积之比。计算公式为 $P=A_s/A$,其中 A_s 为纵向受力钢筋截面面积,A 为主梁面积。上述实验中配筋率为 2.66%,根据建筑工程钢筋配筋率规范[17]可知,混凝土强度为 30 MPa,纵向受力钢筋为 HRB335 时,最大配筋率为 2.62%。

基于本研究模型,通过改变单根钢筋直径得到配筋率为 2.56%、2.66%和 2.76%的梁在不同冲击速度下的冲击力时程曲线,如图 7 所示,表 4 为冲击力峰值结果。由图 7 可知,不同配筋率下冲击力变化趋势相同,最大冲击力随着配筋率的增大而增大,且冲击力达到峰值的时间随配筋率的增大而减小。配筋率的增大,显著地提高了梁的承载能力。表 4 中百分比代表配筋率为 2.66%和 2.76%的梁的冲击力相比配筋率为 2.56%的增大百分数。当冲击速度为 4.85 m/s 时,以配筋率 2.56%作为基准,其增大 3.9%($P=2.66\%$)时,梁的承载力最大值增大 30%;增大 7.8%($P=2.76\%$)时,梁的承载力最大值增大 49%。冲击速度为 6.86 m/s 时,配筋率增大 3.9%和 7.8%时梁的承载力最大值分别增大 7.2%和 60.8%。冲击速度为 9.60 m/s 时,配筋率增大 3.9%和 7.8%时梁的承载力最大值分别增大 7.1%和 31.3%。低速冲击下,梁的失效模式主要为弯曲破坏,承载能力随配筋率的增大显著提高。随着冲击速度的增大,梁的失效模式由弯曲破坏转向剪切破坏,钢筋对于提高混凝土梁承载力的效果逐渐减小。

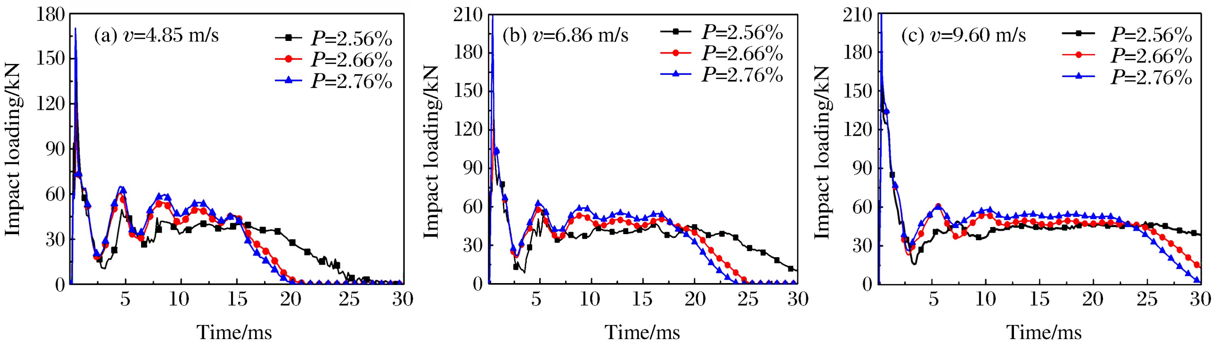


图 7　不同配筋率梁在不同冲击速度下的冲击力时程曲线

Fig. 7　Time history curves of impact force for reinforced beams with different reinforcement ratios at different impact velocities

表 4　冲击力峰值结果对比

Table 4　Comparison of the results of maximum impact force

Impact velocity/ (m·s^{-1})	Reinforcement ratio:2.56%		Reinforcement ratio:2.66%		Reinforcement ratio:2.76%	
	Max. impact force/kN	Time/ms	Max. impact force/kN	Time/ms	Max. impact force/kN	Time/ms
4.85	114	0.66	149(+30.0%)	0.6	170(+49.0%)	0.5
6.86	125	0.50	134(+7.2%)	0.5	201(+60.8%)	0.4
9.60	169	0.33	181(+7.1%)	0.3	222(+31.3%)	0.3

不同配筋率梁在不同冲击速度下的跨中挠度时程曲线和具体数值如图 8 和表 5 所示。同一冲击速度下，梁的抗变形能力随配筋率的增大而提高，变形相对较小，跨中挠度达到最大值的时间随配筋率的增大而减小。表 5 中百分数表示配筋率为 2.66%和 2.76%的梁跨中挠度相对配筋率为 2.56%的减小百分比。冲击速度大于 6.86 m/s 时，配筋率对梁抗变形能力的增强效果随冲击速度的增大而逐渐减弱。

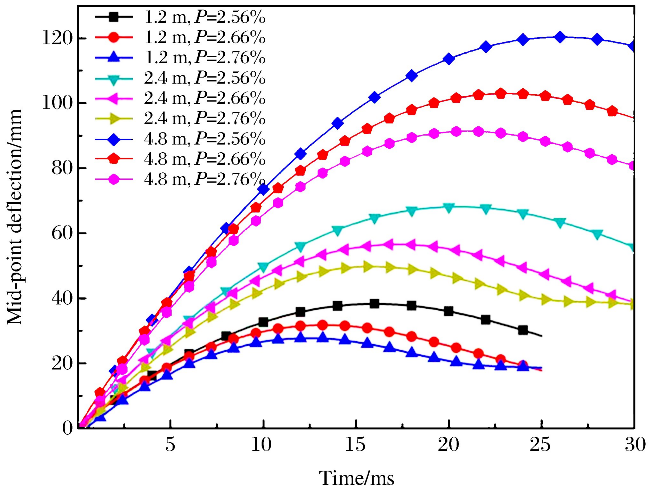


图 8　不同配筋率梁在不同冲击速度下的跨中挠度时程曲线

Fig. 8　Deflection time curves of beams with different reinforcement ratios at different impact velocities

表 5　跨中位移峰值结果对比

Table 5　Comparison of results of maximum mid-point deflection

Impact velocity/ (m·s^{-1})	Reinforcement ratio:2.56%		Reinforcement ratio:2.66%		Reinforcement ratio:2.76%	
	Max. deflection/mm	Time/ms	Max. deflection/mm	Time/ms	Max. deflection/mm	Time/ms
4.85	38.26	16.0	31.72(−17.10%)	13.32	27.70(−27.60%)	12.3
6.86	68.15	25.5	56.56(−17.00%)	17.30	49.73(−27.03%)	15.6
9.60	120.33	26.0	102.94(−14.43%)	25.00	91.37(−24.07%)	21.0

图 9 为不同冲击速度下冲击力-跨中挠度曲线。由图 9 可知，改变配筋率后，冲击力变化趋势一致。冲击速度为 4.85 m/s 时，不同配筋率梁的冲击力随跨中挠度增大呈振荡变化，梁的破坏模式为弯曲失效。冲击速度为 6.86 m/s 时，配筋率较小的梁冲击力在跨中挠度达到 40 mm 后逐渐稳定，梁的破坏模式由弯曲失效转为剪切失效，其他配筋率梁的冲击力随跨中挠度增大保持振荡变化，其发生弯曲破坏。冲击速度为 9.60 m/s 时，配筋率为 2.56%和 2.66%的梁发生剪切失效，配筋率为 2.76%的梁发生弯曲失效。因此，随着配筋率的减小，梁在冲击过程中发生剪切破坏的可能性增大。

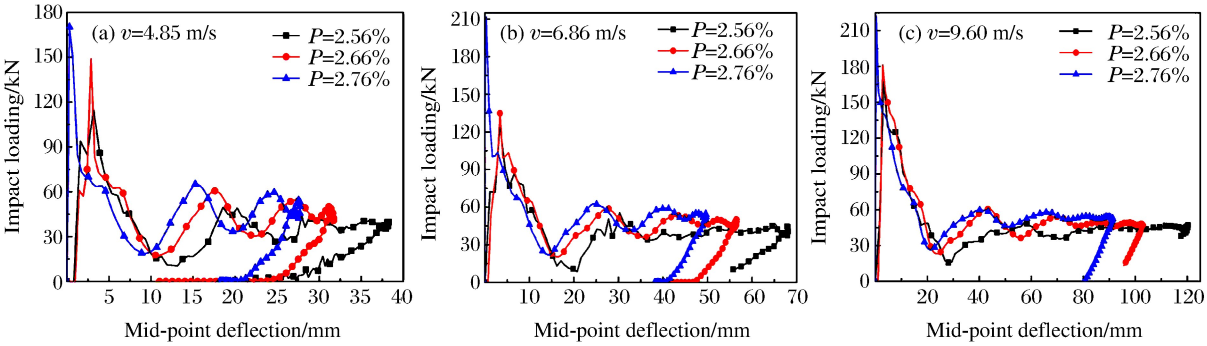


图 9　不同配筋率梁在不同冲击速度下的冲击力-跨中挠度曲线

Fig. 9　Impact loading-mid-point displacement curves for beams with different reinforcement ratios at different impact velocities

4　结　论

在钢筋的本构模型中引入应变率效应,对钢筋混凝土梁进行有限元建模。利用该模型模拟了在不同冲击高度下梁的结构响应,通过对比实验和模拟的冲击力、跨中挠度时程曲线和峰值,验证了模型的有效性。基于该模型模拟了不同配筋率钢筋混凝土梁在不同冲击速度下的结构响应,得到以下结论:

(1) 不同冲击速度下,配筋率的增大提高了梁的承载力,当冲击速度为 4.85 m/s 时,增大配筋率对梁承载力的增强效果更为明显;

(2) 冲击速度一定时,梁的抗变形能力随配筋率的增大而提高,当冲击速度较大时,随着冲击速度的增大,配筋率对梁抗变形能力的增强效果逐渐减小;

(3) 低速冲击下,配筋率对梁的破坏模式影响微弱,当冲击速度较大时,随着配筋率的增大,梁的破坏模式由剪切破坏转变为弯曲破坏。

参考文献:

[1] OŽBOLT J, RAH K K, MEŠTROVIĈD. Influence of loading rate on concrete cone failure [J]. International Journal of Fracture, 2006, 139(2): 239-252.

[2] TRAVAŠ V, OŽBOLT J, KOŽAR I. Failure of plain concrete beam at impact load: 3D finite element analysis [J]. International Journal of Fracture, 2009, 160(1): 31-41.

[3] 付应乾,董新龙. 落锤冲击下钢筋混凝土梁响应及破坏的实验研究 [J]. 中国科学:技术科学, 2016, 46(4): 400-406.
FU Y Q, DONG X L. An experimental study on impact response and failure behavior of reinforced concrete beam [J]. Scientia Sinica: Technological, 2016, 46(4): 400-406.

[4] SAATCI S, VECCHIO F J. Effects of shear mechanisms on impact behavior of reinforced concrete beams [J]. ACI Structural Journal, 2009, 106(1): 78-86.

[5] ZHAN T, WANG Z, NING J. Failure behaviors of reinforced concrete beams subjected to high impact loading [J]. Engineering Failure Analysis, 2015, 56: 233-243.

[6] ZINEDDIN M, KRAUTHAMMER T. Dynamic response and behavior of reinforced concrete slabs under impact loading [J]. International Journal of Impact Engineering, 2007, 34(9): 1517-1534.

[7] 范向前,胡少伟. 不同配筋率对钢筋混凝土三点弯曲梁断裂韧度的影响 [J]. 水电能源科学, 2013, 31(12): 117-121.
FAN X Q, HU S W. Effects of various reinforcement ratio on fracture toughness of reinforced concrete for three-points bending beams [J]. Water Resources and Power, 2013, 31(12): 117-121.

[8] 沈培峰. 配筋率对混凝土断裂参数的影响 [J]. 防灾减灾工程学报, 2013, 33(2): 235-240.
SHEN P F. Influence of reinforcement ratio on concrete fracture parameters [J]. Journal of Disaster Prevention and Mitigation Engineering, 2013, 33(2): 235-240.

[9] BANTHIA N, MINDESS S, BENTUR A, et al. Impact testing of concrete using a drop-weight impact machine [J]. Experimental March, 1989, 29(1): 63-69.

[10] RAO M C, BHATTACHARYYA S K, BARAI S V. Behaviour of recycled aggregate concrete under drop weight impact load [J]. Construction and Building Materials, 2011, 25(1): 69-80.

[11] 任晓虎, 霍静思, 陈柏生. 火灾下钢管混凝土梁落锤冲击试验研究 [J]. 振动与冲击, 2012, 30(20): 110-115.
REN X H, HUO J S, CHEN B S. Anti-impact behavior of concrete-filled steel tubular beams in fire [J]. Journal of Vibration and Shock, 2012, 30(20): 110-115.

[12] 展婷变, 宁建国, 王志华. 冲击载荷下钢筋混凝土力学行为的研究 [J]. 高压物理学报, 2016, 30(2): 109-115.
ZHAN T B, NING J G, WANG Z H. Mechanical behavior of reinforced concrete under dynamic loading [J]. Chinese Journal of High Pressure Physics, 2016, 30(2): 109-115.

[13] 李敏, 李宏男. 钢筋混凝土梁动态试验与数值模拟 [J]. 振动与冲击, 2015, 34(6): 110-115.
LI M, LI H N. Dynamic tests and numerical simulation of reinforced concrete beams [J]. Journal of Vibration and Shock, 2015, 34(6): 110-115.

[14] JIANG H, WANG X, HE S. Numerical simulation of impact tests on reinforced concrete beams [J]. Materials and Design, 2012, 39(15): 111-120.

[15] 刘巍, 徐明, 陈忠范. ABAQUS 混凝土损伤塑性模型参数标定及验证 [J]. 工业建筑, 2014(增刊 1): 167-171.
LIU W, XU M, CHEN Z F. Parameters calibration and verification of concrete damage plasticity model of ABAQUS [J]. Industrial Construction, 2014(Suppl 1): 167-171.

[16] 林峰, 顾祥林, 匡昕昕, 等. 高应变率下建筑钢筋的本构模型 [J]. 建筑材料学报, 2008, 11(1): 14-20.
LIN F, GU X L, KUANG X X, et al. Constitutive models for reinforcing steel bars under high strain rates [J]. Journal of Building Materials, 2008, 11(1): 14-20.

[17] 中国建筑科学研究院. 混凝土设计规范: GB 50010-2010 [S]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2010.

Numerical Simulation of Responses and Failure Modes of Reinforced Concrete Beams under Drop-Weight Impact Loadings

SONG Min, WANG Zhiyong, YAN Xiaopeng, WANG Zhihua

(*College of Mechanics, Shanxi Key Laboratory of Material Strength & Structural Impact, Taiyuan University of Technology, Taiyuan* 030024, *China*)

Abstract: Reinforced concrete structural members subjected to impact loads behave quite differently as compared to those subjected to quasi-static loading, with their failure mode becoming more complex. In this work, by introducing the strain rate effect of reinforcement in the trilinear model of the reinforcement, we simulated the structural responses of reinforced concrete beams under different impact loadings based on the dynamic analysis module of ABAQUS. The curves of impact-time and mid-point deflection-time were observed to agree well with those from the experiments. Based on this model, we simulated the responses of beams with the reinforcement ratios of 2.56%, 2.66%, and 2.76%, respectively. The comparison shows that the bearing capacity and deformation resistance of the beams increased with the increase of the reinforcement ratios; the enhancement effect of the reinforcement ratio weakens gradually as the impact velocity increases; when the impact velocity is 4.85 m/s, the reinforcement ratios have slight effect on the failure mode of beam at low impact velocities; in addition, when the impact velocity is higher than 4.85 m/s, the failure mode changes from shear failure to bending failure with the decrease of the reinforcement ratio.

Keywords: drop weight impact; reinforcement ratio; strain rate effect; reinforced concrete

DOI：10.11858/gywlxb.20170682

两种状态钨合金球力学性能及损伤模式对比试验研究*

孔庆强，周　涛，沈　飞

（西安近代化学研究所，陕西 西安　710065）

摘要：采用静态与动态加载试验的方法，研究了同一牌号、相同尺寸的烧结态与精磨态两种状态的钨合金球的力学性能。同时通过电镜扫描的手段，观察了两种状态的钨合金球试验前表面与内部金相结构及静态试验后表面的损伤模式，并分析了两种状态钨合金球产生力学性能差异的原因。研究结果表明：烧结态钨合金球表面因其钨颗粒与黏结相分布均匀，静态条件下其极限压溃载荷是精磨态钨合金球的 2.02 倍，动态条件下其性能也明显优于精磨态钨合金球。

关键词：钨合金球；力学性能；损伤模式；扫描电镜

中图分类号：O389　　　　**文献标识码**：A

钨合金因具有耐高温、穿甲能力强、密度高、储能性好等材料特性[1-2]，使其在武器系统中作为杀伤破片而被大量使用，又因球形结构具有飞行阻力衰减系数小的特点，使钨合金球型破片的应用最为广泛[3]。目前国军标上对钨合金球的供货状态要求有烧结态与精磨态两种[4]，精磨态钨合金球是将烧结态钨合金球再经过研磨工序后获得。烧结态钨合金球较精磨态钨合金球在生产制造上具有工艺简单、制造成本低等优点，但因其尺寸与质量较难控制，故在武器系统中的使用没有精磨态钨合金球广泛，同时国内、外对钨合金球力学性能的相关研究也主要是以精磨态钨合金球为研究对象[5-6]。本研究以烧结态与精磨态钨合金球为研究对象，通过静态与动态加载试验，对比两种状态的钨合金球的力学性能及损伤模式的差异，并对其原因进行分析。

1　试验研究

1.1　试样材料

选用某钨合金制造厂家所生产的同一批次直径为 7 mm、牌号为 W252（化学成分如表 1 所示）的烧结态与精磨态钨合金球为试验研究对象。

由于制造工艺限制，烧结态钨合金球较精磨态钨合金球在外表上多了一道宽度约为 2 mm 的凸起环带（如图 1 所示）。

为降低环带对试验结果的影响，试验前挑选尺寸相近的两种状态的钨合金球各 6 枚（如表 2 所示），其中 No. 1、No. 2、No. 3 用于静态加载试验，No. 4、No. 5、No. 6 用于动态加载试验。

表 1　钨合金球化学成分

Table 1　Chemical composition of tested tungsten alloy spheres　（%）

Ni	Fe	Co	W
4.3	2.2	0.4	93.1

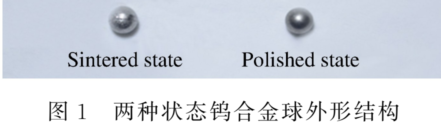


图 1　两种状态钨合金球外形结构

Fig. 1　Two structural states of tungsten alloy spheres

* 收稿日期：2017-11-22；修回日期：2017-12-21
作者简介：孔庆强（1983—），男，硕士，工程师，主要从事战斗部结构设计及加工工艺研究. E-mail：colinkqq@163.com
通信作者：周　涛（1979—），男，博士，高级工程师，主要从事战斗部设计研究. E-mail：33222800@163.com

表 2　参试钨合金球外径尺寸

Table 2　Diameter of tested tungsten alloy spheres

State	Diameter/mm					
	No. 1	No. 2	No. 3	No. 4	No. 5	No. 6
Sintered	7.00-7.09	7.01-7.04	7.00-7.08	7.02-7.10	7.01-7.04	7.03-7.09
Polished	7.00-7.02	7.00-7.01	7.00-7.01	7.00-7.01	7.00-7.02	7.00-7.01

1.1.1　静态加载试验方法

静态加载试验使用国产 WDW-300E 微机控制电子万能试验机进行。将两种状态的钨合金球(共 6 枚)依次放置在试验机上并以 5 mm/min 压缩速度缓慢施加压力,待试验钨合金球压溃时记录其极限压溃载荷及变形量[7]。

1.1.2　动态加载试验方法

动态加载试验利用∅40 mm×80 mm 的 JH-14C 炸药对单枚钨合金球进行爆轰加载,使其高速撞击 4 mm 厚 Q235 钢板,其中钨合金球距钢板距离为 250 mm,在钢板的上方布设两层测速靶(两层测速靶之间距离为 50 mm),用以测量钨合金球的触靶速度[7-8],在钢板的下方布设回收用的多层橡胶板,用以回收穿透钢板的钨合金球。试验后对钨合金球进行回收,观察其变形及破碎情况。试验方法示意图及现场布局如图 2 所示。

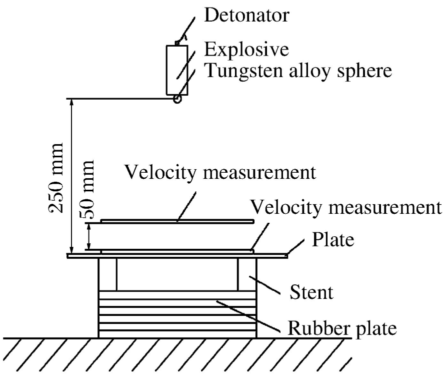


图 2　动态加载试验示意图及现场布局图

Fig. 2　Illustration of dynamic loading test

1.2　电镜观察

使用美国 FEI 公司生产的 QUANTA600F 电镜对两种状态的钨合金球试验前及试验后的表面进行微观组织观察。

2　试验结果

2.1　静态加载试验结果

静态加载试验后,两种状态的钨合金球表面均出现肉眼可见的裂纹,如图 3 所示,试验结果见表 3。通过试验结果可以得到烧结态钨合金球的极限压溃载荷是精磨态钨合金球压溃载荷的 2.02 倍。

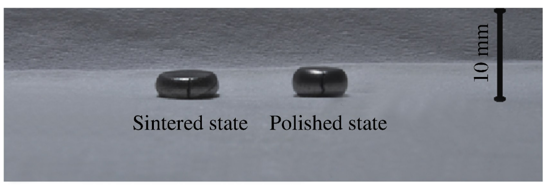


图 3　静态加载试验结果

Fig. 3　Quasi-static loading test results

表 3 静态加载试验结果

Table 3 Results of quasi-static test

State	No. 1		No. 2		No. 3	
	Crushing load/kN	Deformation/%	Crushing load/kN	Deformation/%	Crushing load/kN	Deformation/%
Sintered	157	66.54	163	67.01	155	65.86
Polished	77	50.39	85	51.05	73	51

2.2 动态加载试验结果

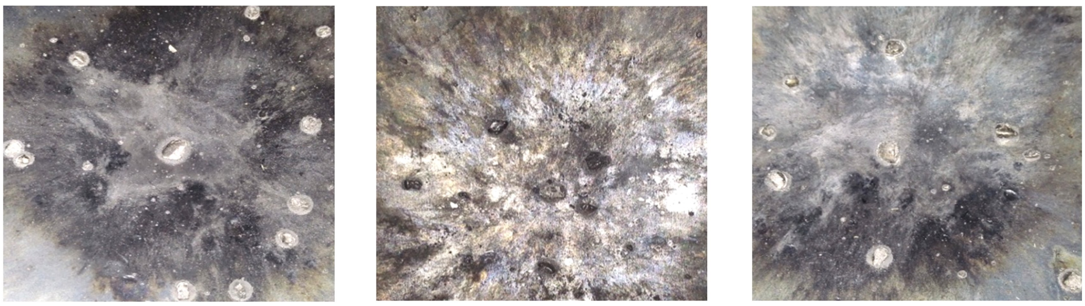
爆轰加载试验钨合金球终点速度如表 4 所示,试验后的钨合金球均镶嵌在钢板上,未能穿过钢板,结果如图 4 所示。

表 4 动态加载试验钨合金球触靶速度

Table 4 Terminal velocity of tungsten alloy spheres

State	Terminal velocity/($m \cdot s^{-1}$)		
	No. 4	No. 5	No. 6
Sintered	468	492	446
Polished	430	447	506

(a) Sintered state



(b) Polished state

图 4 动态加载试验结果

Fig. 4 Dynamic loading test results

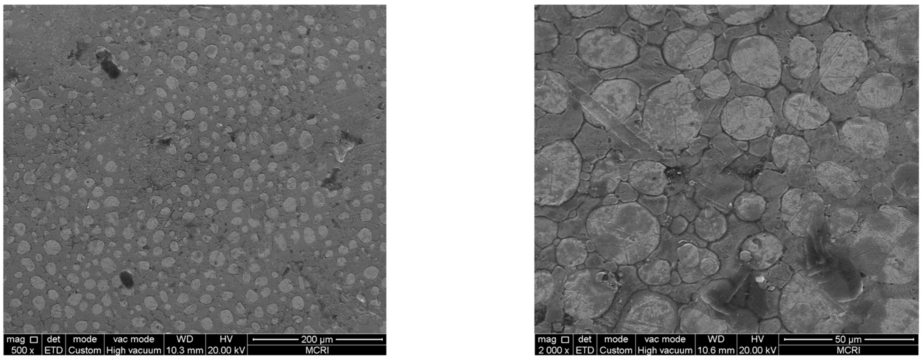
试验后能够非常直观地看到,烧结态钨合金试验后表面有裂纹,或发生局部破碎,但其主体仍然完整;精磨态钨合金球在撞击钢板时发生破碎、解体,最终以碎片的状态镶嵌在钢板上。

通过对比试验结果发现,烧结态钨合金球在经过炸药爆轰与侵彻钢板加载后较精磨态钨合金球完整,可以较为直观地判断烧结态钨合金球动态性能要高于精磨态钨合金球。

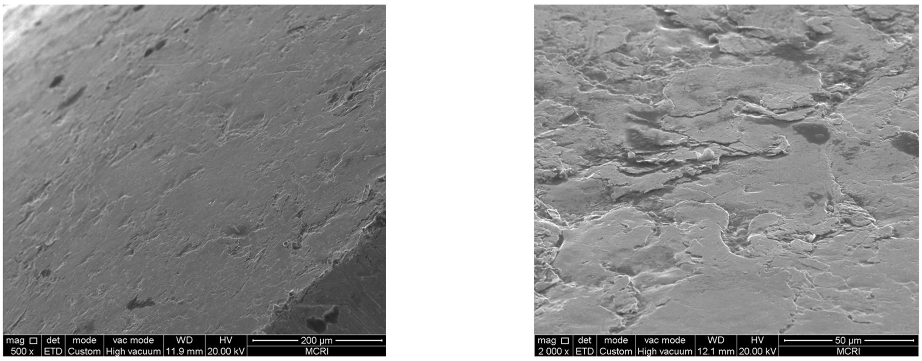
2.3 电镜结果

通过对两种状态的钨合金球表面(图 5)及内部的电镜扫描结果(图 6)可以观察到,烧结态钨合金球表面的钨元素以颗粒的形态被镍-铁元素形成的黏结相包裹,钨颗粒之间通过黏结相连接,精磨态钨合

金球表面均为钨元素，且钨元素以鳞片状态或相互挤压态覆盖在球体的表面，未看到镍-铁元素形成的黏结相[9-10]；而两种状态钨合金球的内部结构相同，均为镍-铁元素形成的黏结相包裹着钨颗粒。



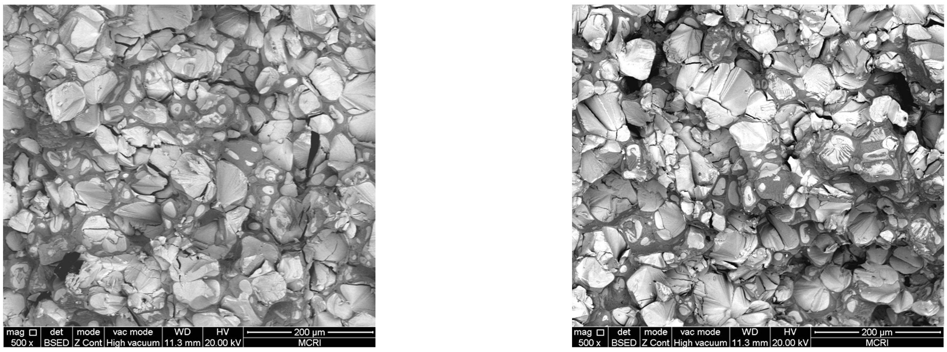
(a) Surface of sintered state tungsten alloy sphere



(b) Surface of polished state tungsten alloy sphere

图 5　钨合金球表面电镜结果

Fig. 5　Result of SEM on surface of tungsten alloy sphere



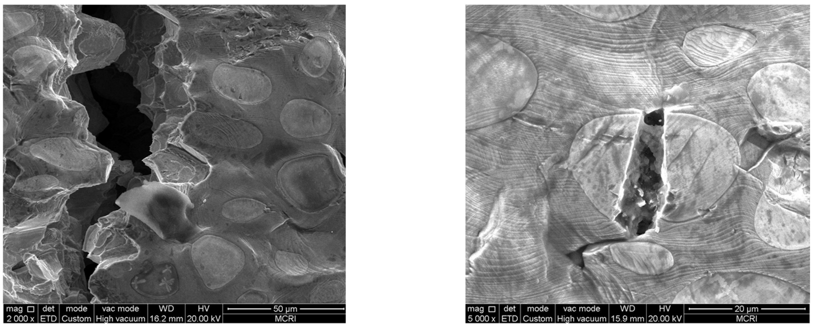
(a) Sintered state　　　　(b) Polished state

图 6　钨合金球内部电镜结果

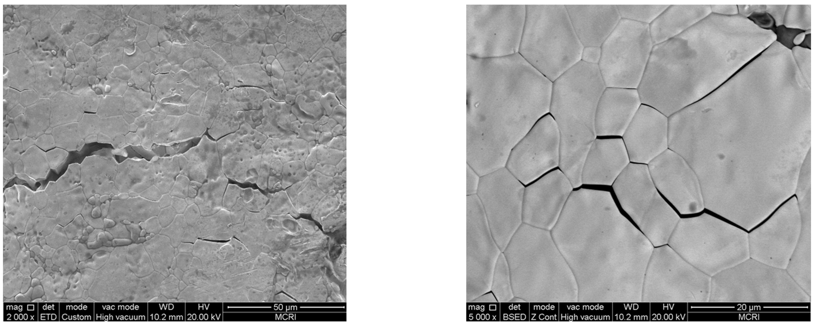
Fig. 6　Result of SEM internal of tungsten alloy sphere

由于动态加载试验后两种状态的钨合金球均镶嵌在钢板上，并已经和钢板材料融合，无法观察到微观的破坏形态，因此只对静态试验后的两种状态的钨合金球的破坏处进行电镜扫描，其结果如图 7 所示。

观察静态加载试验后两种状态的钨合金球的裂纹的电镜结果，可以看到，烧结态钨合金球断裂形式主要为钨颗粒的解理与黏结相撕裂，而精磨态钨合金球断裂形式主要表现为钨-钨界面的开裂，且表层的钨-钨界面层厚度约为 10 μm。



(a) Crack on sintered state tungsten alloy sphere



(b) Crack on polished state tungsten alloy sphere

图 7　静态试验后钨合金球表面裂纹电镜结果

Fig. 7　Result of SEM on surface crack of tungsten alloy spheres after quasi-static loading test

3　结果分析

通过电镜扫描结果可以看出,试验前两种状态钨合金球内部的金相结构是相同的,表面金相结构不同,因此可以判定是因表面金相结构的不同,造成了两种状态钨合金球力学性能的差异。目前已知的钨合金的断裂有 4 种形式:钨颗粒的解理、黏结相撕裂、黏结相与钨颗粒的界面剥离及钨-钨界面的开裂[11]。以往的研究发现,由于钨-钨的结合强度很低,以至往往形成假结合,一旦钨颗粒之间直接接触而形成钨-钨界面,则该界面在变形中常成为裂纹源。German 提出了"钨晶粒连接度"的概念[12],定义为

$$c_{\mathrm{W}}=\frac{s_{\mathrm{W\text{-}W}}}{s_{\mathrm{W}}} \tag{1}$$

式中:c_{W} 为钨晶粒连接度,s_{W} 为单位体积钨颗粒表面积,$s_{\mathrm{W\text{-}W}}$ 为同一体积内钨-钨接触面积。研究表明,c_{W} 越大,该钨合金的抗拉强度与延伸率越低[12-13]。将两种状态钨合金球表面的电镜扫描结果代入(1)式可以求得,烧结态钨合金球表面因镍-铁元素形成的黏结相包裹着的钨颗粒,所以其 c_{W} 值不大于 0.2,而精磨态钨合金球表面几乎全部为钨颗粒相互挤压、接触形成的钨-钨界面,故其 c_{W} 值近似为 1。由此可以证明,因精磨态钨合金球表面力学强度低,在受到载荷作用时,其表面容易提前坏产生裂纹源,当载荷持续作用时,表面裂纹源会向钨合金球内部扩展,从而造成整个钨合金球的破坏。从理论上说明了为什么烧结态钨合金球的力学性能优于精磨态钨合金球。

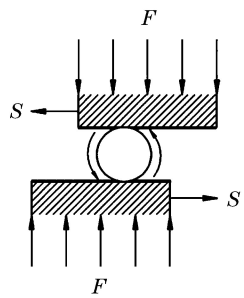


图 8　钨合金球精磨加工示意图

Fig. 8　Schematic diagram of lapping process on tungsten alloy sphere

图 8 为精磨态钨合金球的精磨过程示意图,其过程为其表面受到挤压与磨削的过程,钨颗粒受到挤压后,向周围变形扩展,把镍-铁元素形成的黏结相向表面及内部挤压,由于钨颗粒的硬度大于黏结相的硬度,因此经过磨

削后，钨颗粒破碎且之间相互挤压、覆盖，而黏结相则被磨削消失，导致其表面的钨颗粒与黏结相分布不均匀，最终在其表面形成了一个厚度约为 10 μm 钨-钨界面层，此界面层使精磨态钨合金球表面强度降低，在受到载荷作用时容易开裂形成裂纹源，从而降低了其力学性能。

4 结　论

牌号为 W252、直径为 7 mm 的烧结态钨合金球表面钨颗粒与黏结相分布均匀，而精磨态钨合金球因其受到挤压与研磨的作用，其表面的钨颗粒被挤压变形、黏结相减少，形成了一层钨-钨界面层。这就使烧结态钨合金球在静态条件下其极限压溃载荷是精磨态钨合金球的 2.02 倍，动态条件烧结态钨合金球的力学性能也要优于精磨态钨合金球。在武器系统中使用烧结态钨合金球作为杀伤破片能够增强侵彻能力，从而提高对目标的毁伤效果，同时可以节省加工成本与时间。

参考文献：

[1] 王松，陈宏燕，胡洁琼. 高比重钨合金的现状研究 [J]. 贵金属，2011，32(3)：85-88.
WANG S，CHEN H Y，HU J Q. Research status of tungsten alloys [J]. Precious Metals，2011，32(3)：85-88.

[2] 吴泽卫，徐英鸽，李明. 高密度钨合金的研究现状 [J]. 热加工工艺，2014，43(12)：5-7.
WU Z W，XU Y G，LI M，Research status of high-density tungsten alloy [J]. HOT Working Technology，2014，43(12)：5-7.

[3] 谭多望，王广军，龚晏青. 球形钨合金破片空气阻力系数实验研究 [J]. 高压物理学报，2007，21(3)：235-236.
TAN D W，WANG G J，GONG Y Q. Experimental atudies on air drag coefficient of spherical tungsten fragmnets [J]. Chinese Journal of High Pressure Physics，，2007，21(3)：235-236.

[4] 中国人民解放军总装备部. 军用钨合金珠：GJB3793-1999 [S]. 北京：中国标准出版社，2000.
The General Reserve Department of PLA. Military tungsten alloy pearl：GJB3793-1999 [S]. Beijing：Chinese Standards Press，2000.

[5] 谭多望，李翔，温殿英. 球形钨合金破片终点弹道性能实验研究 [J]. 爆炸与冲击，2003，23(5)：425-429.
TAN D W，LI X，WEN D Y. Experimental investigation of terminal effects of spherical tungsten fragments [J]. Explosion and Shock Waves，2003，23(5)：425-429.

[6] 姜春兰，陈放，李明. 钨球对陶瓷/铝复合靶的侵彻与贯穿 [J]. 兵工学报，2001，22(1)：36-40.
JIANG C L，CHEN F，LI M. Penetration and perforation of ceramic/aluminum composite targets by high-speed tungsten alloy sphere [J]. Acta Armamentarii，2001，22(1)：36-40.

[7] 张兆森，熊湘军，王伏生. 钨合金珠性能测试方法的探讨 [J]. 矿冶工程，2002，22(1)：96-98.
ZHANG Z S，XIONG X J，WANG F S. Investigation of testing methods of tungsten alloy ball's properties [J]. Mining and Metallurgical Engineering，2002，22(1)：96-98.

[8] 米双山，张锡恩，陶贵明. 钨球侵彻 LY-12 铝合金靶板的有限元分析 [J]. 爆炸与冲击，2005，25(5)：477-480.
MI S S，ZHANG X E，TAO G M. Finite element analysis of spherical fragments penetrating LY-12 aluminum alloy target [J]. Explosion and Shock Waves，2005，25(5)：477-480.

[9] FORTUNA E，ZIELINSKI W，SIKORSKI K. TEM characterization of microstructure of a tungsten heavy alloy [J]. Materials Chemistry and Physics，2003，81：469-471.

[10] 陈强，尤清照，葛启录，等. W-Ni-Fe 高比重合金表面强化 [J]. 钢铁研究学报，2000，12(2)：33-35.
CHEN Q，YOU Q Z，GE Q L，et al. Surface harding of W-Ni-Fe heavy alloys [J]. Journal of Iron and Steel Research，2000，12(2)：33-35.

[11] 刘桂荣，刘国辉，王铁军，等. W-Ni-Fe 高比重合金断口形貌研究 [J]. 中国钨业，2004，19(3)：36-38.
LIU G R，LIU G H，WANG T J，et al. Research on fracture surface of W-Ni-Fe tungsten heavy alloy [J]. China Tungsten Industry，2004，19(3)：36-38.

［12］ 黄继华,赖和怡,周国安.高比重钨合金的微观结构和性能的关系［J］.粉末冶金技术,1992,1(2):63-68.
HUANG J H,LAI H Y,ZHOU G A. Relation between microstructures and properties of heavy alloys［J］. Powder Metallurgy Technology,1992,1(2):63-68.

［13］ LEE K H,CHA S I,RYU H J,et al. Effect of two-stagesintering process on microstructure and mechanical properties of ODS tungsten heavy alloys［J］. Materials Science and Engineering A,2007,458(1/2):323-329.

Comparison of Mechanical Properties and Damage Mode of Tungsten Alloy Spheres in Two Different States

KONG Qingqiang,ZHOU Tao,SHEN Fei

(*Xi'an Institute of Modern Chemistry*,*Xi'an* 710065,*China*)

Abstract:In this paper,we studied the mechanical properties of tungsten alloy spheres in sintered and polished states using the quasi static test and the dynamic loading test,observed their metallographic structure and damage mode before and after the test using SEM,and analyzed the causes leading to their difference. The result showed that the surface microstructure of the tungsten alloy sphere in the sintered state was more uniform than that in the polished state,which accounts for its better mechanical properties.

Keywords:tungsten alloy sphere;mechanical properties;damage mode;SEM

DOI: 10.11858/gywlxb.20170610

预应力对陶瓷抗侵彻性能影响规律的数值模拟*

吴　雪，张先锋，丁　力，谈梦婷，包　阔，陈贝贝

（南京理工大学机械工程学院，江苏 南京　210094）

摘要：为研究预应力陶瓷的抗侵彻性能，利用 AUTODYN 仿真软件模拟了对 SiC 陶瓷施加预应力的过程，并开展了长杆弹以不同速度侵彻预应力陶瓷的数值仿真研究，确定了预应力陶瓷的抗侵彻性能。通过对比分析，得到了不同载荷下陶瓷内部的应力分布状态，以及陶瓷抗侵彻性能与预应力的关系。结果表明：对陶瓷施加预应力可以有效提高其抗侵彻能力；但随着加载预应力的进一步提高，即当陶瓷中心部位预应力大于 112 MPa 时，陶瓷的抗侵彻能力反而下降，陶瓷加载的预应力与其抗侵彻性能之间存在最佳匹配关系。

关键词：陶瓷装甲；预应力陶瓷；抗侵彻性能

中图分类号：O385　　　　**文献标识码**：A

陶瓷是一种高硬度、低密度、高抗压性的脆性材料，被越来越多地应用在武装直升机、坦克装甲车辆的防护等领域[1]。利用陶瓷的高硬度、高强度特性，迫使来袭的穿甲弹体破碎消耗能量，大大降低其穿甲能力[2]，因此陶瓷装甲具有较高的抗侵彻能力[3]。与高强度特性相对，陶瓷材料的致命弱点是其较低的抗拉特性，因此在作为装甲材料使用时通常采用复合装甲结构。为进一步提高陶瓷的韧性和抗侵彻能力，国内外学者开展了大量的研究工作，其中施加预应力是提高陶瓷韧性、改善其抗侵彻能力的技术途径之一。预应力陶瓷是指利用物理方式（热膨胀等）使陶瓷内部产生预应力的一种陶瓷。国内外相关研究工作表明：在受压情况下，破碎的陶瓷材料仍具有明显的强度，且随着压力的增加而提高。通过施加约束而使陶瓷内部存有预应力，可以有效改善陶瓷材料低韧性的致命弱点[4]。提高陶瓷的韧性有利于提高其抗侵彻性能。研究结果表明，通过施加约束而使陶瓷内部存有预应力可显著提高其抗弹性能[5]。

国内外学者对预应力陶瓷开展了大量的研究工作。Meyer 等[6]研究了在钛合金钢环（预应力钢环）约束下，陶瓷在被侵彻过程中裂纹的形成以及扩展过程。李平等[7]采用侵彻深度试验研究了三维约束条件下氧化铝陶瓷复合靶板抗长杆弹侵彻的性能。井玉安等[8]对六边形 Al_2O_3 约束陶瓷的抗弹性能进行了系统研究。Chi 等[9]研究了在不同方向（径向、轴向等）施加预应力后陶瓷的抗侵彻性能。综上可知，国内外学者针对预应力陶瓷的研究工作主要集中于对重约束厚陶瓷施加预应力，研究预应力施加方式对陶瓷界面击溃效应的影响规律，而缺乏对具有应用背景的预应力陶瓷抗侵彻剩余穿深（Depth of Penetration，DOP）的研究。

本工作针对现有研究的不足，以有限厚陶瓷加载预应力对其抗侵彻规律的影响为目标，主要从陶瓷加载应力程度、不同撞击速度下侵彻剩余穿深与陶瓷内部应力关系等方面开展研究，从而得到预应力对陶瓷抗侵彻性能的影响规律。在现有关于预应力陶瓷可有效提高抗侵彻能力的研究结论的基础上，利用 AUTODYN 有限元软件建立有限厚陶瓷预应力加载及抗侵彻性能仿真模型，开展预应力施加以及长杆弹侵彻预应力陶瓷的数值仿真研究；并在验证仿真方法可靠性的基础上，分析预应力陶瓷的抗侵彻性能变化规律。

* **收稿日期**：2017-07-06；**修回日期**：2017-07-20

基金项目：国家自然科学基金(11772159)；中组部青年拔尖人才支持计划(2014)；中央高校基本科研业务专项基金(30917011104,30916011305)

作者简介：吴　雪(1991—)，女，硕士研究生，主要从事冲击动力学研究. E-mail：wuxue0911@163.com

通信作者：张先锋(1978—)，男，博士，教授，主要从事高效毁伤与防护研究. E-mail：lynx@njust.edu.cn

1　数值仿真模型

1.1　几何模型及数值仿真模型

根据仿真模型的对称性，利用 AUTODYN 软件建立陶瓷加载的二维模型。侵彻弹体为钨合金长杆弹，全弹长为 115 mm，弹体直径 8 mm。陶瓷为碳化硅（SiC），直径 100 mm，厚度为 20 mm。陶瓷外侧为钢环。图 1 为陶瓷施加预应力的数值模拟模型，图 2 为长杆弹侵彻预应力陶瓷模型。

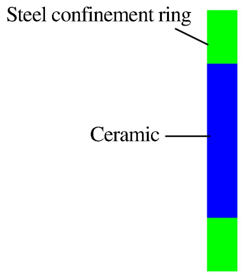


图 1　陶瓷预应力加载模型

Fig. 1　Applying pre-stress on ceramic

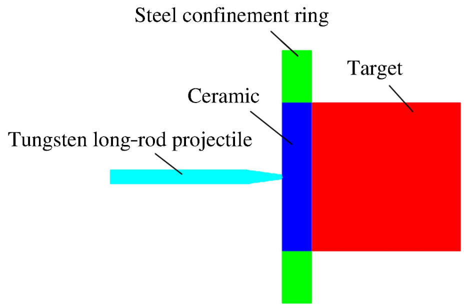


图 2　长杆弹侵彻预应力陶瓷模型

Fig. 2　Long-rod projectile penetrating ceramic

1.2　材料模型与参数

陶瓷是典型脆性材料，冲击破坏过程十分复杂，目前仅有少数模型可用于描述陶瓷材料的冲击破坏行为。本研究选用 Johnson-Holmquist（JH）模型，其中：JH-1 模型中材料完全损伤后即失效；JH-2 模型在 JH-1 模型基础上考虑了材料损伤逐渐积累的过程[10-11]，适用于描述陶瓷材料的冲击破坏过程。碳化硅陶瓷的 JH-2 参数来源于参考文献[10，12-14]。弹体材料为钨合金，约束钢环及后效靶材料为 4340 钢，均采用 Johnson-Cook（JC）本构和损伤模型[15]，参数取自文献[11，16-18]。

2　不同加载条件下陶瓷应力分布数值模拟

与冲击载荷下动态破坏的瞬态特性不同，陶瓷预应力的加载过程是一种准静态作用过程。对陶瓷施加预应力过程进行仿真模拟需要综合考虑软件、控制参数及模拟加载过程的真实性。参考 Chi 等[9]的陶瓷预应力加载方法开展陶瓷预应力加载过程模拟。

2.1　陶瓷预应力加载过程

与传统的直接对陶瓷施加位移产生预应力的作用方式[19]不同，本研究采用对陶瓷的钢约束环外侧施加位移的方式，使钢环产生变形从而间接迫使陶瓷产生预应力。为定量描述预应力幅值，利用钢环外侧的位移量（压缩比 δ）定义预应力加载程度。压缩比 δ 定义为钢约束环外侧位移量（Δd）与钢环外径（D）的比值。图 3 为预应力加载过程，具体如下[9]：

（1）建立陶瓷和钢约束环的 AUTODYN 仿真模型，陶瓷与钢约束环之间无相互作用，通过不同的压缩比 δ 控制陶瓷内部产生不同的预应力值；

（2）给定钢约束环一个径向速度边界条件，钢约束环由此产生径向位移，内部产生应力，当陶瓷与钢约束环接触的地方开始产生位移时，陶瓷内部开始产生预应力；

（3）当钢约束环的位移达到预先定义的位移量

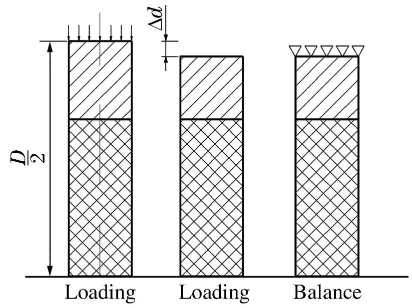


图 3　陶瓷预应力加载过程

Fig. 3　Pre-stress loading process of ceramic

时，陶瓷内部产生相应应力，此时去除钢约束环的边界条件，并固定钢约束外径形成位移约束；

（4）陶瓷内部应力状态经过一个平衡过程后最终达到稳定，从而得到稳定平衡状态的预应力陶瓷。

2.2　加载过程陶瓷内部应力变化过程

利用 AUTODYN 仿真软件建模，采用 1.2 节文献中的材料参数，可以得到不同压缩比下陶瓷内部的应力(σ)分布。鉴于 AUTODYN 模型的对称性，取 1/2 模型的应力云图。图 4 所示为两个典型压缩比 0.002 0、0.003 2 下，加压及压力平衡过程中陶瓷内部的应力云图。

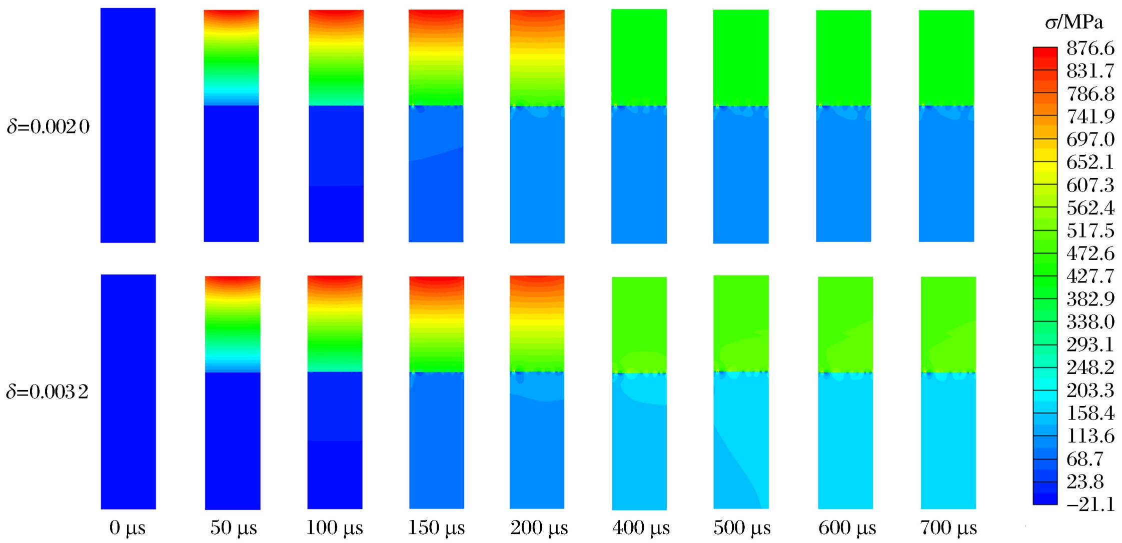


图 4　预应力加载过程中陶瓷内部应力云图

Fig. 4　Stress in ceramic during pre-stress process

从图 4 可以看出，随着压缩比的增加，平衡时间随之变长。开始加压时，钢约束环外径处的应力最大；随着时间的推移，陶瓷内部开始产生应力，直至内部压力达到平衡。图 5 为陶瓷中心点处的应力随时间 t 的变化曲线。

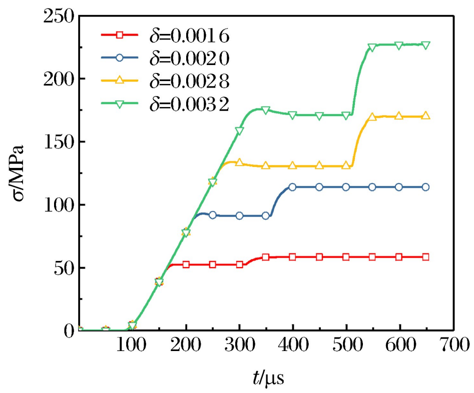


图 5　陶瓷中心点应力-时间曲线

Fig. 5　Stress-time curves of ceramic at the center point

由图 5 可以看出：在对钢约束环施加边界条件初期，陶瓷并未产生位移，因此应力只在钢约束环内产生；当陶瓷产生位移后，陶瓷内部应力迅速上升；当达到定义的压缩比、对钢约束环施加位移约束后，陶瓷随之不再产生位移，因此陶瓷内部应力有一个短暂的平衡期；随着时间的推移，陶瓷自然膨胀，其内部应力再一次上升，直至达到最后的稳定状态。陶瓷内部产生的径向应力随着压缩比的不同而变化。由此可以确定，这种加载方式可以使陶瓷内部保持一个稳定的预应力，同时可以根据定义不同的压缩比而施加不同的预应力。综上所述，本研究使用的加载预应力方法可以得到不同数值的预应力陶瓷。

2.3　不同加载条件下陶瓷靶应力分布

由于是通过施加径向位移而使陶瓷内部产生径向预应力，故陶瓷内部各个位置点的应力值并不完全相同。为研究不同位置的应力状态，取 7 个高斯点 1# ～7#，如图 6 所示。依据 AUTODYN 模型的对称性，取 1/2 模型显示。

图 7 为钢约束环位移达到定义的压缩比并对其进行位移约束后，陶瓷内部预应力平衡过程中 7 个高斯点处的应力分布曲线。

由图 7 可以看出，对于压缩比 $\delta \geqslant 0.0020$，陶瓷已经产生位移，其内部任何位置处均已有一个初始预应力值。对钢约束环施加约束条件后，陶瓷不再有位移，其内部预应力有一个短暂的平衡过程。之后，陶瓷经历一段自然膨胀过程，内部应力再次上升，最终达到稳定平衡状态。从图 7 中可以看出，陶瓷内部不同位置处的应力有一定的差别。由于位移边界条件施加在钢约束环外，所以陶瓷表面（$7^{\#}$）应力上升最快，但最终各处的平衡应力值相差较小。在压缩比 $\delta=0.0016$ 时，陶瓷表面应力小幅度增加后回落，之后逐渐趋于稳定，内部其他位置的应力以较小的幅度增加，然后达到稳定值。综合各个位置的应力趋势，最终陶瓷内部应力达到平衡。

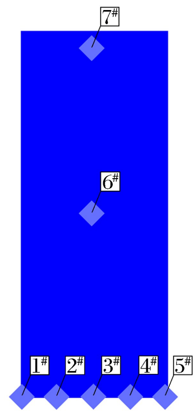
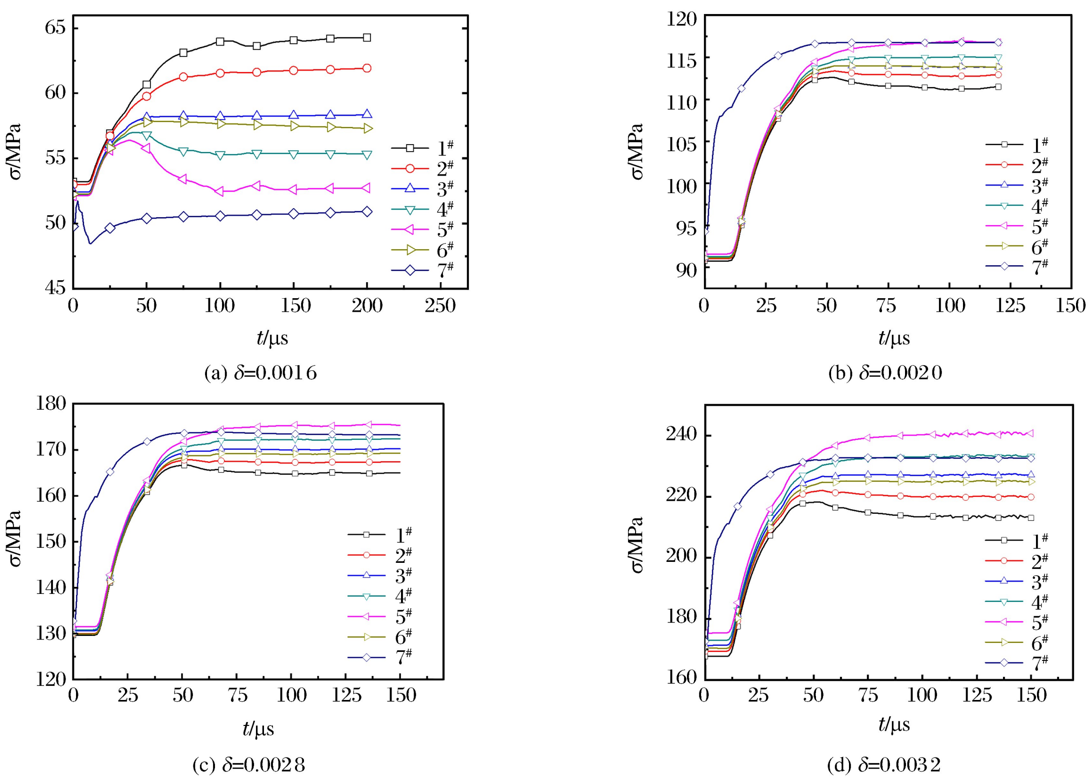


图 6　高斯点分布

Fig. 6　Positions of Gaussian points



(a) δ=0.0016　(b) δ=0.0020　(c) δ=0.0028　(d) δ=0.0032

图 7　陶瓷内部不同高斯点处应力分布

Fig. 7　Stress curves at different Gaussian points inside the ceramic

3　预应力陶瓷抗侵彻性能的数值模拟

在前述陶瓷内部产生稳定平衡的预应力后，建立长杆弹侵彻模型。赋予长杆弹不同速度 v，对内部有不同预应力的陶瓷进行侵彻，得到剩余穿深（DOP）、侵彻速度与预应力之间的关系。

3.1　数值模拟方法验证

参考文献[20]的实验数据，进行长杆弹侵彻带有前置 SiC 陶瓷的 4340 钢靶数值模拟，对比实验和模拟的侵彻穿深。图 8 所示为数值模拟与实验数据的对比。

从图 8 可以看出,在无预应力条件下,不同速度的长杆弹对陶瓷及后效靶进行侵彻时,DOP 随着速度的增加而增加。根据拟合曲线可知,仿真计算所得 DOP 与实验数据的误差在合理范围内,表明所采用的仿真模型及方法是可靠的。

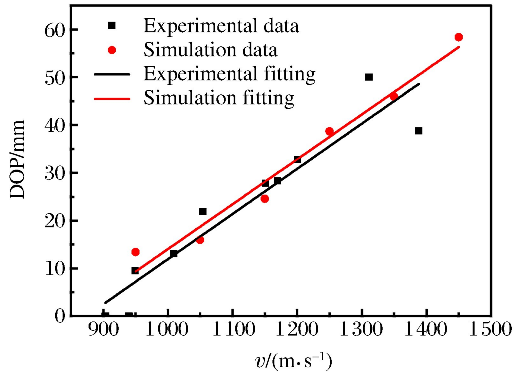


图 8　数值模拟与实验[20]所得 DOP 对比

Fig. 8　Comparison of DOP between simulation and experimental results[20]

3.2　预应力陶瓷抗侵彻作用过程分析

在长杆弹侵彻过程中,陶瓷内部应力会逐渐变化。图 9 为 v=1 350 m/s,典型压缩比为 0、0.002 0、0.003 2 时,侵彻过程中陶瓷内部各时间点的应力分布云图。根据 AUTODYN 仿真模型的对称性,取 1/2 模型显示。

由图 9 可以得出:(1) 在侵彻过程中,长杆弹与陶瓷接触的位置存在应力集中;(2) 当陶瓷内部有预应力时,侵彻过程中陶瓷内部各个位置的应力差会变小,此时陶瓷更不易破碎,即提高了陶瓷的抗侵彻性能;(3) 在压缩比为 0.002 0 时,陶瓷内部的应力差最小,即陶瓷具有最佳抗侵彻性能;当压缩比增大时,陶瓷内部压力差也增大,抗侵彻性能反而降低。

通过应力对比分析可以得出,陶瓷抗侵彻性能并非随其内部预应力的增加而线性提高。陶瓷的抗侵彻性能和预应力之间有最佳对应关系。

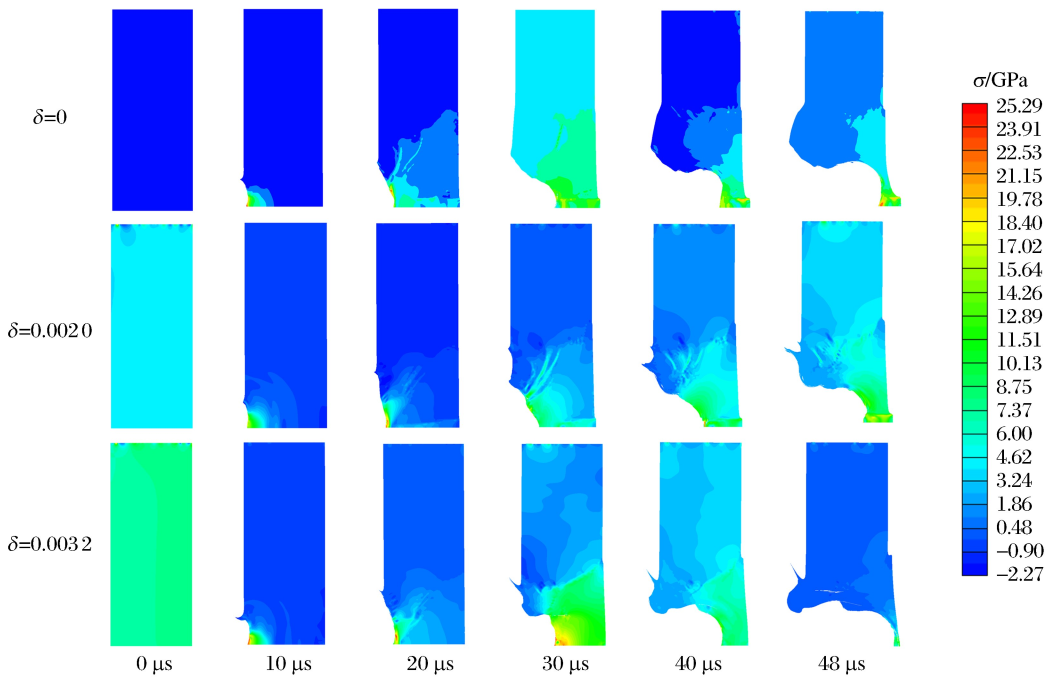


图 9　侵彻过程中陶瓷内部应力分布云图

Fig. 9　Stress cloud in ceramic during penetration process

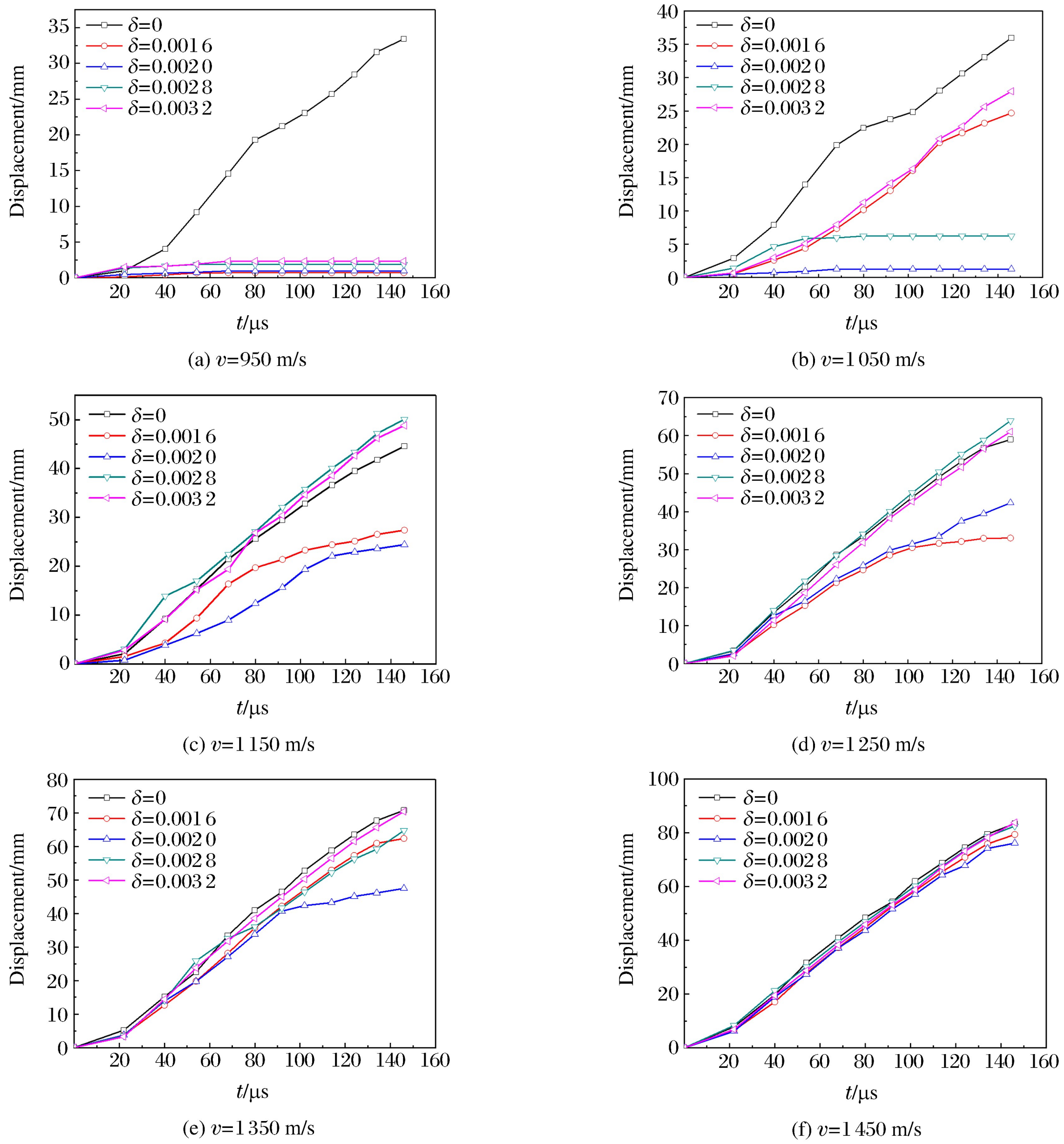
3.3　长杆弹侵彻预应力陶瓷过程参数分析

取长杆弹与陶瓷刚接触的表面为坐标原点,图 10 为不同侵彻速度下长杆弹头部位置随时间变化的侵彻深度-时间曲线图。

由图 10 中可以看出:(1) 当压缩比 $\delta \leqslant 0.002\,0$ 时,陶瓷内部形成预应力后,长杆弹在 v=950 m/s 情况下均不能穿透,v>950 m/s 情况下侵彻深度均小于无预应力陶瓷,表明陶瓷的抗侵彻能力有很大

幅度的提高；(2) 当压缩比 $\delta>0.0020$，即陶瓷内部预应力继续增大时，陶瓷的抗侵彻能力反而下降；长杆弹的速度增大，侵彻深度增大；(3) 随着长杆弹速度的增加，当 $v\geqslant1\,350$ m/s 时，侵彻深度并不随着压缩比的变化而发生明显变化，即在高速侵彻情况下，陶瓷内部的预应力对抗侵彻性能影响变小。

综上可以得出：对陶瓷施加预应力可以有效提高其抗侵彻能力；但当压缩比 $\delta=0.0020$，即陶瓷中心部位的预应力达到 112 MPa（见图 7）时，预应力再增加，陶瓷的抗侵彻能力反而下降，因此陶瓷预应力与抗侵彻性能之间存在最佳匹配关系。



(a) v=950 m/s　(b) v=1 050 m/s

(c) v=1 150 m/s　(d) v=1 250 m/s

(e) v=1 350 m/s　(f) v=1 450 m/s

图 10　长杆弹头位移随时间变化曲线

Fig. 10　Displacement variations of log-rod projectile over time

3.4　不同预应力加载值对陶瓷靶抗侵彻性能的影响规律

压缩比分别为 0、0.001 6、0.002 0、0.002 8、0.003 2 时，陶瓷内部产生不同大小的预应力。通过模拟长杆弹在不同速度下撞击陶瓷及其后的钢靶，可以得到钢靶剩余穿深（DOP），进而可分析得到预应力对陶瓷抗侵彻性能的影响。图 11 为不同速度、不同压缩比时的 DOP 变化图。

从图 11 可以看出：压缩比 $\delta\leqslant0.0020$ 时，DOP 随着预应力的增加而减小；而压缩比 $\delta>0.0020$ 时，DOP 反而增加。即：当陶瓷中心部位预应力小于 112 MPa 时，DOP 随着预应力的增加而增加，表明在

该范围内，预应力的增加可以提高陶瓷的抗侵彻性能；但当预应力超过该数值之后，陶瓷的抗侵彻性能反而降低。

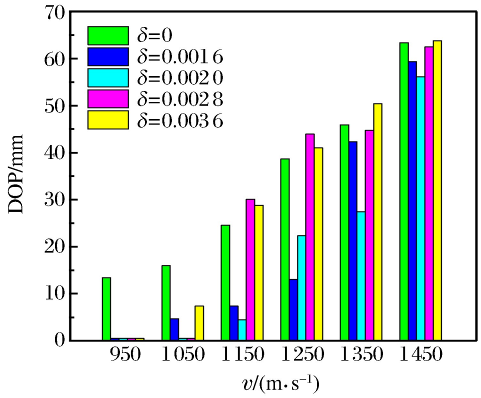


图 11　DOP 随速度、压缩比的变化

Fig. 11　DOP vs. impact velocity and compression ratio

4　结　论

利用 AUTODYN 数值模拟软件对预应力陶瓷的抗侵彻性能进行了仿真模拟研究，得出以下结论。

（1）通过对约束钢环施加径向位移，设定不同的压缩比，可以对陶瓷施加不同的预应力。在陶瓷产生位移从而内部产生预应力时，其内部应力先大幅度增加，在对约束钢环进行约束后，陶瓷内部应力经历平衡过程达到稳定状态。

（2）陶瓷预应力可以改变陶瓷内部应力状态，提高陶瓷的抗侵彻性能。

（3）最佳抗侵彻性能与陶瓷内部预应力之间有最佳匹配关系。在陶瓷中心部位预应力小于 112 MPa，即压缩比 $\delta\leqslant 0.0020$ 时，陶瓷的抗侵彻性能随着预应力的增加而提高；当超过该预应力值时，陶瓷的抗侵彻性能随着预应力的提高反而降低。

（4）当侵彻速度 $v>1\,350$ m/s 时，预应力对陶瓷的抗侵彻性能影响降低，即高速侵彻时，预应力陶瓷的抗侵彻性能不再有显著提高。

参考文献：

[1]　刘桂武，倪长也，金峰，等. 陶瓷/金属复合装甲抗弹约束效应述评 [J]. 西安交通大学学报，2011，45(3)：7-15，24.
LIU G W，NI C Y，JIN F，et al. Review of anti-ballistic confinement effecs of ceramic-metal composite armor [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University，2011，45(3)：7-15，24.

[2]　高举贤，吴玉炎，白蓉裳，等. 陶瓷防弹性能的研究 [J]. 弹箭与制导学报，1986(2)：7-17.

[3]　王为民，傅正义，张金咏，等. 陶瓷材料抗超高速弹丸的侵彻过程研究 [C]//中国空间科学学会空间材料专业委员会 2012 学术交流会议论文(摘要)集，2012.

[4]　LASALVIA J C，MCCAULEY J W. Inelastic deformation mechanisms and damage in structural ceramics subjected to high-velocity impact [J]. International Journal of Applied Ceramic Technology，2010，7(5)：595-605.

[5]　SHERMAN D. Impact failure mechanisms in alumina tiles on finite thickness support and the effect of confinement [J]. International Journal of Impact Engineering，2000，24(3)：313-328.

[6]　MEYER H W，KLEPONIS D S. Modeling the high strain rate behavior of titanium undergoing ballistic impact and penetration [J]. International Journal of Impact Engineering，2001，26(1)：509-521.

[7]　李平，李大红，宁建国，等. Al_2O_3 陶瓷复合靶抗长杆弹侵彻性能和机理实验研究 [J]. 爆炸与冲击，2003，23(4)：289-294.
LI P，LI D H，NING J G，et al. Experimental study on the ballistic performance and mechanism of confined ceramic targets against long rod penetrators [J]. Explosion and Shock Waves，2003，23(4)：289-294.

[8]　井玉安，果世驹，韩静涛. 钢/Al_2O_3 陶瓷/钢轻型复合装甲板抗弹性能 [J]. 北京科技大学学报，2007，29(4)：402-407.
JING Y A，GUO S J，HAN J T. Ballistic property of steel/ceramic/steel composite armor [J]. Journal of University of Science and Technology Beijing，2007，29(4)：402-407.

[9]　CHI R，SERJOUEI A，SRIDHAR I，et al. Pre-stress effect on confined ceramic armor ballistic performance [J]. International Journal of Impact Engineering，2015，84：159-170.

[10]　HOLMQUIST T J，JOHNSON G R. Response of silicon carbide to high velocity impact [J]. Journal of Applied

Physics,2002,91(9):5858-5866.

[11] 谈梦婷,张先锋,何勇,等.长杆弹撞击装甲陶瓷的界面击溃效应数值模拟[J].兵工学报,2016,37(4):627-634.
TAN M T,ZHANG X F,HE Y,et al. Numerical simulation on interface defeat of ceramic armor impacted by long-rod projectile [J]. Acta Armamentarii,2016,37(4):627-634.

[12] ZHU D,YAN S,LI B. Single-grit modeling and simulation of crack initiation and propagation in SiC grinding using maximum undeformed chip thickness [J]. Computational Materials Science,2014,92:13-21.

[13] HOLMQUIST T J,JOHNSON G R. Characterization and evaluation of silicon carbide for high-velocity impact [J]. Journal of Applied Physics,2005,97(9):093502.

[14] CRONIN D S,BUI K,KAUFMANN C,et al. Implementation and validation of the Johnson-Holmquist ceramic material model in LS-DYNA [C]//Proceedings of 4th European LS-DYNA Users Conference. Ontario,Canada: University of Waterloo,2003,1:47-60.

[15] JOHNSON G R,COOK W H. A constitutive model and data for metals subjected to large strains,high strain rates and high temperatures [C]//Proceedings of the 7th International Symposium on Ballistics,1983,21:541-547.

[16] LUNDBERG P,RENSTRÖM R,LUNDBERG B. Impact of conical tungsten projectiles on flat silicon carbide targets:transition from interface defeat to penetration [J]. International Journal of Impact Engineering,2006,32(11):1842-1856.

[17] LEE J K. Analysis of multi-layered materials under high velocity impact using CTH [D]. Air Force Institute of Technology Wright-Patterson AFB OH,Graduate School of Engineering and Management,2008.

[18] JOHNSON G R,COOK W H. Fracture characteristics of three metals subjected to various strains,strain rates,temperatures and pressures [J]. Engineering Fracture Mechanics,1985,21(1):31-48.

[19] HOLMQUIST T J,JOHNSON G R. Modeling prestressed ceramic and its effect on ballistic performance [J]. International Journal of Impact Engineering,2005,31(2):113-127.

[20] SERJOUEI A,GOUR G,ZHANG X,et al. On improving ballistic limit of bi-layer ceramic/metal armor [J]. International Journal of Impact Engineering,2017,105:54-67.

Numerical Simulation of the Effect of Pre-stress on the Ballistic Performance of Ceramics

WU Xue,ZHANG Xianfeng,DING Li,TAN Mengting,BAO Kuo,CHEN Beibei

(*School of Mechanical Engineering,Nanjing University of Science & Technology,*
Nanjing 210094,*China*)

Abstract:In this work we studied the processes of applying pre-stress on SiC ceramics by using the finite element software AUTODYN. We established a model of long-rod projectile of different velocities penetrating ceramics with different pre-stress values to investigate the ballistic performance of the pre-stress ceramic,and obtained the stress distributions in the ceramic under different loading conditions through the comparison and analysis of the results,as well as the relation of different pre-stress and ballistic performance of the ceramic. The simulated results show that the appropriate pre-stress can improve the ballistic performance of ceramic,but the ballistic performance of ceramic is reduced when the pre-stress value is greater than 112 MPa,and that there exists a best matching relationship between the pre-stress value and the ballistic performance of the ceramics.

Keywords:ceramic armor;pre-stress ceramic;ballistic performance

DOI：10. 11858/gywlxb. 20170659

高强度合金钢 30CrMnMoRE/30CrMnSi 的动态力学性能*

贾　宇[1]，刘　彦[2]，梁晓璐[1]，郑　腾[1]

（1. 西安近代化学研究所，陕西 西安　710065；
2. 北京理工大学机电学院，北京　100081）

摘要：针对合金材料在高冲击作用下的力学响应，采用分离式 Hopkinson 压杆（SHPB）系统确定武器弹药中常用的高强度合金 30CrMnMoRE 和 30CrMnSi 在不同应变率下的动态应力-应变关系，得到其动态应力-应变曲线及屈服强度，并结合 Johnson-Cook 模型对其动态本构进行拟合。结果表明，两种材料的应力-应变关系、强度等参数表现出明显的应变率相关性，随着应变率的提升，材料得到进一步强化，30CrMnMoRE 的动态强度提高约 79%，30CrMnSi 的动态强度提高约 50%。

关键词：冲击；分离式霍普金森压杆；高应变率；本构模型

中图分类号：O347. 3　　**文献标识码**：A

合金材料一般具有高强度、高密度、良好的导电导热性、热膨胀系数小、抗氧化耐腐蚀、优良的机械加工性能等特点[1]，而高强度合金材料相比于普通钢材还具有防护材料和结构材料两种特殊功用。30CrMnMoRE(603)和 30CrMnSi 属于具有高强度及韧性、良好的切削加工性和焊接性能的高强度高韧性调质钢，作为防护材料，主要用于制造抵抗各种弹丸、射流及破片侵彻的装甲[2]；作为结构材料，主要用于制造动能侵彻弹、侵爆弹、爆破弹等武器装备战斗部壳体[3]。两种材料性能优良，用途广泛，其基本力学性能见表 1，其中：σ_b 为抗拉强度，σ_s 为屈服点，δ_5 为断后伸长率，η 为断面收缩率。

表 1　30CrMnMoRE 和 30CrMnSi 材料性能

Table 1　Material property of 30CrMnMoRE and 30CrMnSi

Material	σ_b/MPa	σ_s/MPa	δ_5/%	η/%
30CrMnMoRE	≥1 410	≥1 180	≥8	≥50
30CrMnSi	≥1 080	≥885	≥10	≥45

30CrMnMoRE、30CrMnSi 作为防护或结构材料时，由于作用过程的瞬时性，受到动态载荷的作用，此时动态力学性能是表征材料在高应变率下力学行为的关键。目前对于这两种材料的研究主要集中在作为靶标的抗侵彻力学性能和环境、工艺对材料性能的影响方面。杨超等[4]对 4 种不同回火状态的 603、675、685 装甲钢进行了一维压杆动态压缩和剪切性能实验，建立了材料的动态压缩屈服强度与侵彻深度之间的对应关系。王春奎等[5]研究了 100～900 ℃下 30CrMnSi 的力学性能及升温率、应变率和热处理工艺对材料抗拉强度、屈服强度的影响。但是，对于 30CrMnMoRE 和 30CrMnSi，尤其是前者在 10^2～10^4 s^{-1}应变率下的力学特性尚无深入研究。

本工作利用分离式 Hopkinson 压杆（Split Hopkinson Pressure Bar，SPHB）对 30CrMnMoRE 和

*　**收稿日期**：2017-10-12；**修回日期**：2017-12-25

作者简介：贾　宇（1988—），男，助理工程师，主要从事爆破战斗部研究. E-mail：jiayu_jiayu@foxmail. com

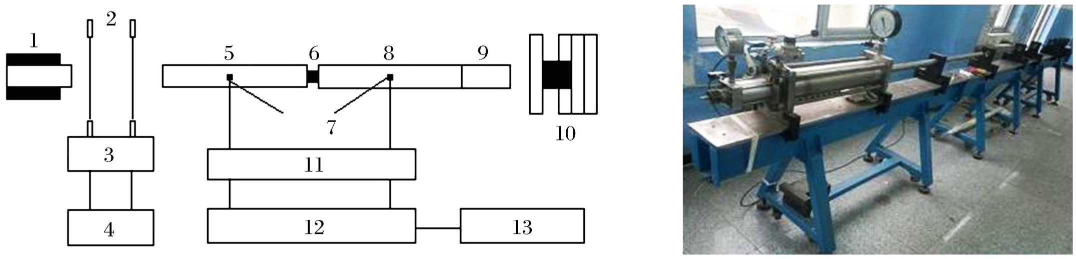
通信作者：郑　腾（1975—），男，研究员，主要从事侵彻、爆破类战斗部技术研究. E-mail：ztcj@sohu. com

30CrMnSi 材料圆柱试件进行压缩实验,研究应变率为 $10^2 \sim 10^4\ s^{-1}$ 之间合金材料的动态力学性能,基于实验数据,利用经典本构方程——Johnson-Cook 模型拟合两种材料的动态本构关系。

1　实验方法

SHPB 系统[6] 主要用于材料动态力学性能的研究,被广泛应用于金属、陶瓷、岩石、混凝土、复合材料、聚合物和泡沫材料的动态力学性能测试中。采用 SHPB 系统对 30CrMnMoRE 和 30CrMnSi 的动态压缩特性进行实验研究,分析不同应变率下材料的应力-应变关系,并拟合出其动态本构关系。

SHPB 主要由空气枪、子弹、入射杆、吸收杆、试件、测速器、动态应变仪、数字化存储器等部分组成[7],如图 1 所示。利用 SHPB 系统可获得材料在 $10^2 \sim 10^4\ s^{-1}$ 应变率范围内的应力-应变关系[8]。



(a) Schematic　　(b) Photo

图 1　SHPB 系统(1. 子弹(撞击杆);2. 平行光源;3. 光控继电器;4. 振荡测速仪;5. 入射杆;6. 试件;7. 应变片;8. 透射杆;9. 吸收杆;10. 阻尼器;11. 超动态应变仪;12. 智能测速分析仪;13. 数据处理系统)

Fig. 1　Configuration of SHPB (1. Strike bar; 2. Source of parallel light; 3. Photorelay; 4. Velometer; 5. Incident bar; 6. Sample; 7. Strain gage; 8. Transmitted bar; 9. Momentum trap bar; 10. Buffer; 11. Amplifier; 12. Intelligent speed analyzer; 13. Data processing system)

SHPB 以应力波传播为理论基础,有两个基本假定[8]:杆中一维应力波假定、短试件应力/应变沿其长度均匀分布假定。根据二波法[9] 可计算出试件的应力 $\sigma(t)$、应变 $\varepsilon(t)$ 和应变率 $\dot{\varepsilon}(t)$

$$\sigma(t) = \frac{E_0 A_0}{A}\varepsilon_t(t) \tag{1}$$

$$\varepsilon(t) = -\frac{2C_0}{L_s}\int_0^t \varepsilon_r(t)\,dt \tag{2}$$

$$\dot{\varepsilon}(t) = -\frac{2C_0}{L_s}\varepsilon_r(t) \tag{3}$$

式中:A 和 A_0 分别为试件和压杆的横截面积;$\varepsilon_i(t)$、$\varepsilon_r(t)$、$\varepsilon_t(t)$ 分别为入射杆和透射杆上测得的输入应变、反射应变和透射应变;C_0 和 L_s 分别为压杆的纵波波速和长度,其中 $C_0 = \sqrt{E_0/\rho_0}$,E_0、ρ_0 分别为压杆的杨氏模量和密度。

在 SHPB 实验中,压杆质点横向运动引起的弥散效应、试件质点横向运动引起的惯性效应、试件与压杆的摩擦效应等都对结果有一定影响。不同学者对惯性效应[10-11] 和波动效应[10] 的研究结果表明,这些效应与材料的尺寸有关。因此本研究采用波形整形技术[12],对两种材料在不同尺寸 SHPB 杆上进行冲击压缩实验,得到不同应变率下的应力-应变曲线、破坏应变、峰值应变、弹性模量。

2　实验设计

实验采用∅25 mm、∅6 mm 两套 SHPB 系统,杆材料是马氏体时效钢,杨氏模量均为 210 GPa,波速分别为 5.20、5.83 km/s。两套系统各部分尺寸如下。

(1) 撞击杆(子弹),∅25 mm×500 mm、∅25 mm×350 mm;入射杆,∅25 mm×1 200 mm;透射杆,∅25 mm×1 200 mm。

(2) 撞击杆(子弹),∅6 mm×200 mm、∅6 mm×150 mm;入射杆,∅6 mm×500 mm;透射杆,∅6 mm×500 mm。

在设计动态压缩实验时,样品长径比的选择要考虑 SHPB 实验过程中样品的惯性效应、摩擦效应、波动效应和二维效应等影响。为了减少压杆与试件的摩擦效应,试件的长径比不宜太小;但是为了满足均匀性假定,减少波动效应引起的误差,则要求试件尽可能薄,这样应力波在试件中入射及反射的过程便可忽略不计,其应力、应变的均匀性也更好,但试件越薄,摩擦效应越显著。综合考虑上述影响因素,试件选取 10 mm 和 3 mm 两种直径。试件尺寸如表 2 所示。

表 2　试件设计

Table 2　Design of specimens

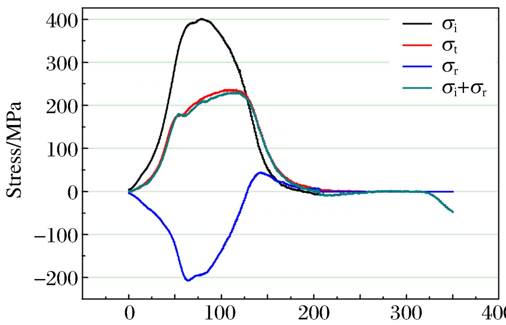
Material	Specimen diameter/mm	Specimen length/mm	Length-diameter ratio
30CrMnMoRE	10	5	0.5
	3	1.5	
30CrMnSi	10	5	0.5
	3	1.5	

3　实验数据及分析

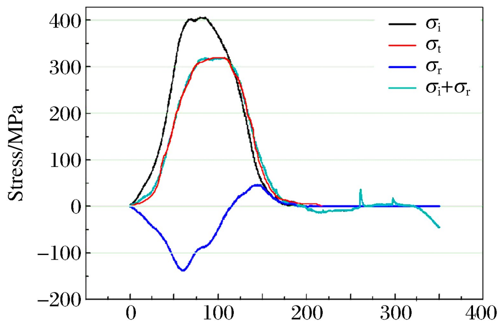
3.1　试件两端应力变化情况

根据 SHPB 系统一维应力波、应力均匀分布的基本假定,通过比较入射杆、透射杆与试样接触端应力的大小,可以验证试样应力的均匀性,从而评价实验的精确性。按照上述实验方法及设计进行了多发动态力学实验,采用二波法处理实验数据,得到了材料入射应力 σ_i、反射应力 σ_r 及透射应力 σ_t 的关系。

图 2 是两种材料在相同条件(0.18 MPa、∅3 mm 试件)下入射应力、反射应力之和与透射应力的吻合情况,根据应力波理论,$\sigma_i+\sigma_r=\sigma_t$,可见试样在实验过程中受力较为均匀。据图 2 可知,实验的设计及过程精度较高,实验数据可以作为判定材料动态力学性能的依据。



(a) 30CrMnMoRE



(b) 30CrMnSi

图 2　试件应力随时间变化关系

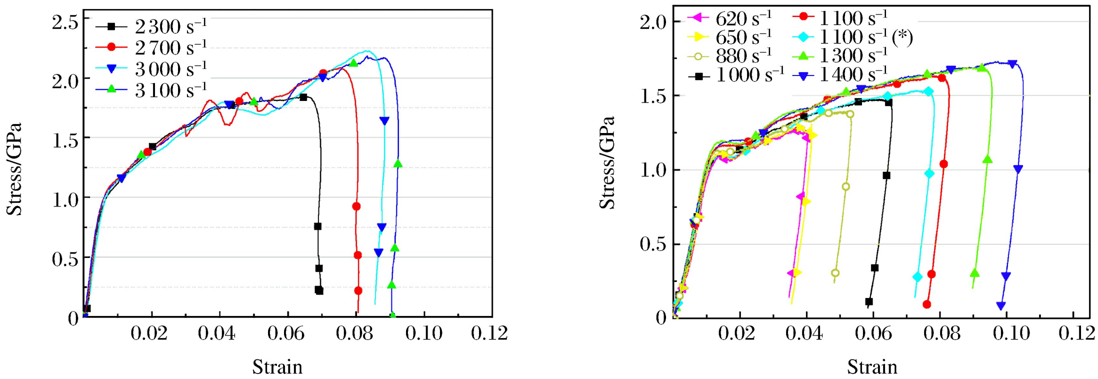
Fig. 2　Relationship between time and stress of test specimen

3.2　SHPB 实验数据分析

3.2.1　30CrMnMoRE

图 3 所示为 30CrMnMoRE 的动态应力-应变关系曲线。∅3 mm 试件实验中,压力范围为 0.18～0.48 MPa,应变率范围为 2 300～3 100 s^{-1},材料屈服强度约为 1 050 MPa。∅10 mm 试件实验中,压力范围为 0.12～0.30 MPa,应变率范围为 620～1 400 s^{-1},屈服强度约为 1 250 MPa;其中,进行了 2 发应变率 1 100 s^{-1}的实验,由于试件均匀性及实验过程一致性的差异,造成该应变率下测得的材料屈服强度不同,但其应力-应变曲线变化趋势基本一致。在低应变率下,材料屈服强度随应变率的提高有明显的

提升;应变率达 2 300 s^{-1}以上后,屈服强度的应变率效应不太明显,而材料的强化效果率效应显著。随着应变率的提高,应力-应变关系呈现强化现象的特征;材料进入强化阶段后,应力随应变的增加而快速增加,应变率为 3 100 s^{-1}时,对应的材料强度约为 2 150 MPa;随后材料卸载,应力随之下降。可知,在 3 100 s^{-1}下材料的应力强化比 620 s^{-1}下高出近 1 000 MPa。



(a) 30CrMnMoRE, ∅3 mm (∅6 mm bar)　　　　(b) 30CrMnMoRE, ∅10 mm (∅25 mm bar)

图 3　∅3 mm 与∅10 mm 30CrMnMoRE 试件动态应力-应变关系

Fig. 3　Stress-strain relation for ∅3 mm and ∅10 mm 30CrMnMoRE

图 4 所示为根据实验结果得到的材料动态强度与应变率的关系。可以看出,随着应变率由 620 s^{-1}提高至 3 100 s^{-1},材料强度也由 1 200 MPa 左右提高至 2 150 MPa,比低应变率时提高了约 79%,可见,在高应变率下,材料强化效果更为显著。

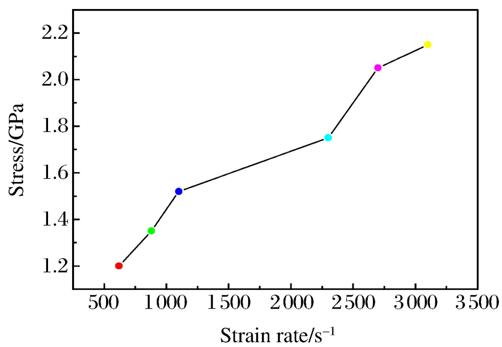
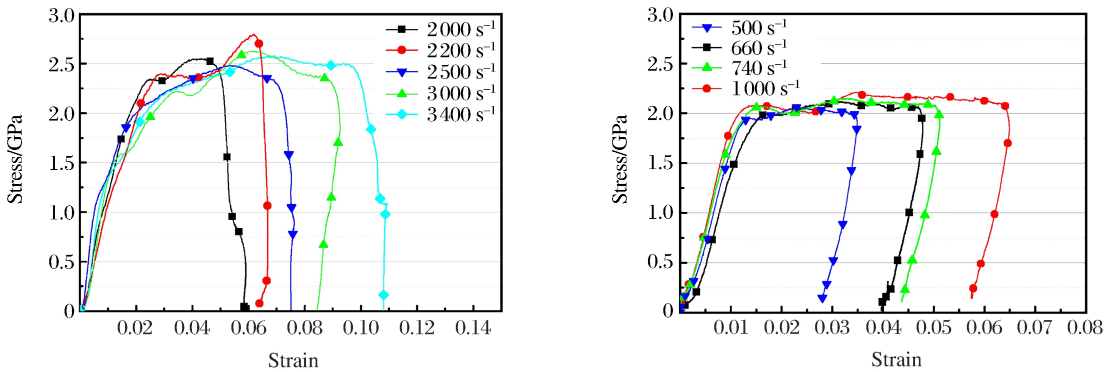


图 4　30CrMnMoRE 材料动态应变率与屈服强度关系

Fig. 4　Relation between strain rate and yield strength for 30CrMnMoRE

3.2.2　30CrMnSi

图 5 所示是∅3 mm 和∅10 mm 30CrMnSi 的动态应力-应变关系曲线。∅3 mm 试件实验中,压力范围为 0.18～0.42 MPa,应变率范围为 2 000～3 400 s^{-1},屈服强度为 1 800 MPa 左右;∅10 mm 试件实验中,压力范围为 0.12～0.21 MPa,应变率范围为 500～1 000 s^{-1},屈服强度为 1 800 MPa 左右。在强化阶段,两组实验的结果有明显区别,但强化阶



(a) 30CrMnSi, ∅3 mm (∅6 mm bar)　　　　(b) 30CrMnSi, ∅10 mm (∅25 mm bar)

图 5　∅3 mm 与∅10 mm 30CrMnSi 试件动态应力-应变关系

Fig. 5　Stress-strain relation for ∅3 mm and ∅10 mm 30CrMnSi

段的历程均随应变率的提高而变长。∅3 mm 实验中，随着应变率的变化，材料应力变化范围为 2 200～2 750 MPa，当应变率高于 1 500 s^{-1} 时，应力随应变迅速提高；∅10 mm 实验中，应力-应变曲线随应变率的波动幅度不大，材料应力变化范围为 1 800～2 200 MPa。随着材料的卸载，应力均下降。

图 6 为 30CrMnSi 材料动态屈服强度随应变率的变化关系。随着应变率由 500 s^{-1} 递增至 3 400 s^{-1}，材料强度由 1 800 MPa 提高至 2 750 MPa 左右，比低应变率时提高了 52%；由实验数据也可看出，30CrMnSi 材料在低应变率下，屈服过程较为清晰，而随着应变率的提高，屈服过程波动明显，材料动态强度提高显著。

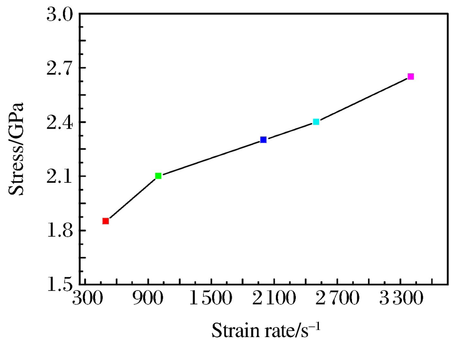


图 6　30CrMnSi 材料动态应变率与屈服强度关系

Fig. 6　Relation between strain rate and yield strength for 30CrMnSi

3.3　本构关系拟合

采用 Johnson-Cook(J-C)模型[13]对∅10 mm 30CrMnMoRE、30CrMnSi 试件在 0.3 MPa 下的动态本构进行拟合。J-C 模型的表达形式为

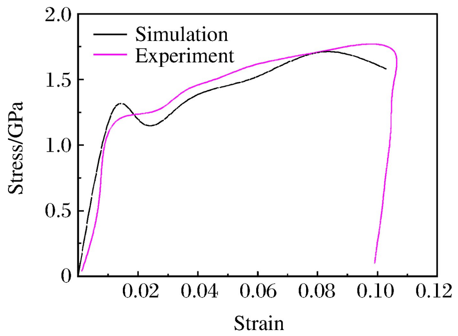
$$\sigma_e = [A + B(\varepsilon_e^p)^n](1 + C\ln\dot{\varepsilon}^*)\left[1 - \left(\frac{T - T_r}{T_m - T_r}\right)^m\right] \tag{4}$$

式中：σ_e 为 von Mises 流动应力；$\dot{\varepsilon}^* = \dot{\varepsilon}_e^p/\dot{\varepsilon}_0$ 为无量纲等效塑性应变率，$\dot{\varepsilon}_e^p$ 为等效塑性应变率；$\dot{\varepsilon}_0$ 为参考塑性应变率，一般取 $\dot{\varepsilon}_0 = 1\ \mathrm{s}^{-1}$；$T_m$、$T_r$ 分别表示熔点和室温。在 J-C 模型表达式中，$A + B(\varepsilon_e^p)^n$、$1 + C\ln\dot{\varepsilon}^*$、$1 - \left(\frac{T - T_r}{T_m - T_r}\right)^m$ 分别描述了材料的加工硬化效应、应变率效应和温度软化效应。该方程中有 5 个需要通过实验确定的参数 A、B、C、n、m，A 为静态实验下材料的屈服强度，B 为应变硬化参数，C 为应变率敏感系数，n 为应变硬化指数，m 为温度敏感系数。本工作主要研究材料在常温下的动态应力-应变关系，故拟合过程中未考虑温度影响，m 为零，因此温度效应项为 1。根据实验数据，拟合得到各项本构关系参数 A、B、C、n，两种材料的动态本构关系如下

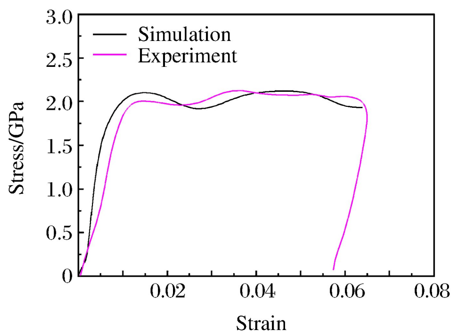
30CrMnMoRE：
$$\sigma_e = [1\,410 + 600(\varepsilon_e^p)^{0.26}](1 + 0.014\ln\dot{\varepsilon}) \tag{5}$$

30CrMnSi：
$$\sigma_e = [1\,080 + 320(\varepsilon_e^p)^{0.23}](1 + 0.009\ln\dot{\varepsilon}) \tag{6}$$

采用数值仿真方法对拟合出的材料本构模型的应力-应变关系进行了计算，并与相同工况下的实验结果进行对比，如图 7 所示。仿真结果与实验结果较吻合，但因为实验的误差以及仿真计算的误差，使计算与实验结果存在一定的差异。



(a) 30CrMnMoRE, ∅10 mm



(b) 30CrMnSi, ∅10 mm

图 7　仿真与实验结果对比

Fig. 7　Comparison of simulation and experimental results

4 结　论

通过进行 30CrMnMoRE、30CrMnSi 两种材料的高应变率动态压缩实验，以及对实验结果的分析，得到如下主要结论。

(1) 采用 SHPB 系统对不同尺寸的合金钢试件进行动态压缩实验，确定了两种材料的动态应力-应变关系、屈服强度等参数均具有应变率相关性。随着应变率的提高，材料的动态强度明显提高，呈现出明显的率敏感性；结合实验结果，拟合了材料在高应变率下的 J-C 本构方程，为两种材料的理论应用和数值模拟提供了参考。

(2) 通过对比不同尺寸的动态压缩实验结果发现，小尺寸试件可有效减轻惯性效应、弥散效应等，实现较高应变率加载，更容易得到更高的应变率。

(3) 30CrMnMoRE 在应变率为 3 100 s^{-1} 下的强度比 620 s^{-1} 下提高约 79%，30CrMnSi 在应变率为 3 400 s^{-1} 下的强度比 500 s^{-1} 下提高 50%，两种材料均有不同程度的强化效应。

此外，温度及热处理工艺对材料的动态力学性能也有着重要的影响，可通过开展高温、低温、不同热处理工艺试件的动态力学性能实验，对比常温下实验结果，更加全面地了解两种材料的力学特点。

参考文献：

[1] 陆利明，壮云乾，蒋国昌. 高氮钢的研究和发展[J]. 特殊钢，1996，17(3)：1-6.
LU L M，ZHUANG Y Q，JIANG G C. Research and development of high nitrogen steel [J]. Special Steel，1996，17(3)：1-6.

[2] 王晓强，朱锡. 舰船用钢的抗弹道冲击性能研究进展 [J]. 中国造船，2010，51(1)：227-236.
WANG X Q，ZHU X. Review on ballistic impact resistance of ship building steel [J]. Shipbuilding of China，2010，51(1)：227-236.

[3] 陈威，李吉峰，朱磊. 聚能射流侵彻下船舰钢与均质钢的等效关系 [J]. 装甲兵工程学院学报，2010，24(2)：45-48.
CHEN W，LI J F，ZHU L. Equivalent relation of ship steel and homogeneous steel under penetration of shaped charge jet [J]. Journal of Academy of Armored Force Engineering，2010，24(2)：45-48.

[4] 杨超，田时雨. 装甲钢动态性能与抗弹性能研究 [J]. 兵器材料科学与工程，2002，25(1)：3-7.
YANG C，TIAN S Y. Study of relation between dynamic characteristics and penetrating resistance of armour steel [J]. Ordnance Material Science and Engineering，2002，25(1)：3-7.

[5] 王春奎，黄晨光，孙原龙，等. 升温率和应变率对 30CrMnSi 拉伸强度的影响 [J]. 金属学报，1995，31(10)：475-478.
WANG C K，HUANG C G，SUN Y L，et al. Influence of heating rate and strain rate of tensile strength of 30CrMnSi [J]. Acta Metallurgica Sinica，1995，31(10)：475-478.

[6] 胡时胜. Hopkinson 压杆实验技术的应用进展 [J]. 实验力学，2005，12(4)：589-594.
HU S S. The application development of experimental technique of Hopkinson pressure bar [J]. Journal of Experimental Mechanics，2005，12(4)：589-594.

[7] 姜锡权，胡时胜. 霍普金森杆试验技术发展综述 [C]//Hopkinson 杆试验技术研讨会会议论文集，2007：147-158.

[8] 王礼立. 应力波基础 [M]. 北京：国防工业出版社，2005：8.
WANG L L. Foundation of stress waves [M]. Beijing：National Defense Industry Press，2005：8.

[9] 宋立，胡时胜. SHPB 数据处理中的二波法与三波法 [J]. 爆炸与冲击，2005，25(4)：368-373.
SONG L，HU S S. Two-wave and three-wave method in SHPB data processing [J]. Explosion and Shock Waves，2005，25(4)：368-373.

[10] DAVIES E D H，HUNTER S C. The dynamic compression testing of solids by the method of the split Hopkinson pressure bar [J]. Journal of the Mechanics and Physics of Solids，1963，11(3)：155-179.

[11] SAMANTA S K. Dynamic deformation of aluminium and copper at elevated temperatures [J]. Journal of the

Mechanics and Physics of Solids,1971,19(3):117-122.

[12] 王璀轶,王扬卫. Al_2O_3 陶瓷分离式霍普金森压杆横应变率动态压缩试验研究[J]. 兵工学报,2009,30(10):1349-1351.
WANG C Y,WANG Y W. SHPB dynamic compression test of Al_2O_3 ceramics under constant strain rates [J]. Acta Armamentarii,2009,30(10):1349-1351.

[13] JOHNSON G R,COOK W H. A constitutive model and data for metals subjected to large strain rates and high temperaturesr [C]//Proceedings of the Seventh International Symposium on Ballistics. Hague, Netherlands: ADPA,1983:541-547.

Dynamic Compression Properties of 30CrMnMoRE and 30CrMnSi

JIA Yu[1], LIU Yan[2], LIANG Xiaolu[1], ZHENG Teng[1]

(1. *Xi'an Modern Chemistry Research Institute*, *Xi'an* 710065, *China*;
2. *College of Mechanical and Electrical Engineering*, *Beijing Institute of Technology*, *Beijing* 100081, *China*)

Abstract: We conducted tests on the dynamic stress-strain relationship of both 30CrMnMoRE and 30CrMnSi at different strain rates using the split Hopkinson pressure bar (SHPB) system to study the mechanical response of alloy metal under high impact, and obtained their dynamic stress-strain curves and yield strength. And combined with the Johnson-Cook model, we obtained the dynamic constitutive model of the two materials. The test results show that the stress-strain relationship and the strength parameters of the two steels have obvious strain rate dependence. With the increase of the strain rate, the dynamic strength of 30CrMnMoRE increased by about 79%, and that of 30CrMnSi increased about by 50%.

Keywords: impact; split Hopkinson pressure bar (SHPB); high strain rate; constitutive model

DOI: 10.11858/gywlxb.20170642

考虑温度效应的泡沫铝准静态压缩本构模型*

李雪艳，李志斌，张　舵

（国防科技大学文理学院，湖南 长沙　410073）

摘要：采用 MTS 材料试验机研究了不同密度（0.322～0.726 g/cm^3）的闭孔泡沫铝在温度范围 25～500 ℃下的准静态压缩力学性能，得到了泡沫铝在不同温度下的单轴压缩应力-应变曲线，分析了密度以及温度对其力学行为的影响。利用 Liu 和 Subhash 提出的本构模型对不同密度泡沫铝的应力-应变曲线进行拟合，分析并确定了模型中各参数随密度变化的函数，再代入 Liu-Subhash 模型，得到了泡沫铝的准静态压缩本构模型。通过引入温度软化项对准静态压缩本构模型进行修正，建立了考虑温度效应的泡沫铝准静态压缩本构模型，对闭孔泡沫铝的工程应用具有指导意义。

关键词：闭孔泡沫铝；准静态压缩；本构模型；温度效应；密度效应

中图分类号：O347；TJ410　　　**文献标识码**：A

泡沫金属质轻，具有较高的比刚度和比强度，以及隔热、电磁屏蔽等物理性能[1]，在汽车交通、铁路、航空航天等领域广泛应用，如用于飞机外壳夹层、汽车防冲档。除此之外，泡沫金属在受到压缩时，由于其应变滞后于应力，压缩应力-应变曲线中有一个很长的低应力平台，可承受较大的塑性变形，因此泡沫金属具有良好的吸能特性，可用于缓和冲击的工程构件、能量吸收和防振构件[2]。

目前，常温下泡沫金属的静/动态本构关系已经得到广泛的研究。Chen 和 Lu[3] 提出了一个依赖于特征应力和总应变的应力势，在此基础上建立了一个唯象的可压缩弹塑性本构模型的框架。该模型避免了人为区分应力-应变的弹塑性区带来的影响。王二恒等[4] 利用 Chen 和 Lu[3] 提出的唯象本构模型框架，建立了一个泡沫金属准静态本构模型，得到了泡沫金属在三维等比例压缩和侧向受约束轴向压缩时的宏观应力-应变曲线。王志华等[5] 提出了一个多参数的非线性弹塑性唯象本构模型，可以全面地描述泡沫金属材料线弹性段、应力平台段和密实段的典型三阶段变形特征。

泡沫金属是一种典型的低成本轻质材料，其复合结构有望作为近空间飞行器中的重要结构部件。但是，近空间飞行器苛刻的应用环境不但要求其结构轻质化，而且要求泡沫金属在高温下有较好的承载、隔热和冲击吸能能力。目前，考虑温度效应的泡沫金属力学行为的研究还比较少。Hakamada 等[6] 开展了 ALPORAS 闭孔泡沫铝及其基体材料在温度范围 573～ 773 K 内的准静态压缩试验，发现闭孔泡沫铝在高温下的变形机制与其基体材料的变形机制本质上是相同的。Aly[7] 开展了 ALPORAS 闭孔泡沫铝在常温和高温下的压缩实验，研究了相对密度和实验温度的影响，研究发现，胞壁屈曲是闭孔泡沫铝的主要变形机制，增大密度与升高实验温度对泡沫金属力学性能的影响刚好相反。Cady 等[8] 研究了 ALPORAS 泡沫铝在不同应变率（0.001～1 800 s^{-1}）和不同温度条件（77～295 K）下的力学性能，结果表明，闭孔泡沫铝的力学性能对温度具有很强的依赖性。

* **收稿日期**：2017-09-18；**修回日期**：2017-11-03
基金项目：湖南省自然科学基金(2017JJ3359)
作者简介：李雪艳(1991—)，女，硕士，主要从事材料的动态力学性能研究. E-mail:15073146797@163.com
通信作者：李志斌(1985—)，男，博士，讲师，主要从事材料的动态力学性能研究. E-mail:lizhibin@nudt.edu.cn

考虑泡沫金属温度效应的本构关系相关研究也比较匮乏。刁会峰等[9]开展了－50～300 ℃范围内不同温度下泡沫铝的静态压缩实验,建立了考虑温度效应的泡沫铝静态压缩本构模型。王鹏飞等[10]基于 Sherwood 和 Frost 提出的本构关系框架,分析了泡沫铝本构方程中温度效应与应变率效应的耦合关系,对本构方程中的应变率敏感系数进行了适当修正,修正后的本构关系与实验结果的重合性较好,在此基础上得到了泡沫铝在一定密度范围内包含温度、应变率影响的较为完备的本构方程。

本研究通过开展不同密度(0.322～0.726 g/cm^3)的泡沫铝在不同温度(25～500 ℃)下的准静态压缩实验,分析泡沫铝在不同温度下的力学性能,测得不同温度下泡沫铝的单轴压缩应力-应变曲线。基于 Liu-Subhash 模型[11],对不同温度下的实验数据进行拟合,建立考虑温度效应和密度效应的泡沫铝准静态压缩本构模型。

1　实验方法及方案

实验材料为闭孔泡沫铝,由上海奥深特金属复合材料科技有限公司提供。本研究采用的闭孔泡沫铝材料原尺寸为 400 mm×400 mm×600 mm,孔径介于 2～5 mm 之间。准静态压缩实验采用线切割技术加工圆柱形试件。为了保证均匀性,排除胞孔尺寸影响,试件高度和直径不小于 5 个胞孔,试件尺寸为∅32 mm×15 mm。实验前,对每个试样进行称量,得到其真实的相对密度,测得试样密度范围为 0.322～0.796 g/cm^3。

准静态实验在 MTS810 材料试验机上进行,加载速率为 0.001 s^{-1}。实验温度分别取 25、200、275、350、425 和 500 ℃,高温实验在 MTS810 自带的高温箱中进行,温度误差为±5 ℃。

2　Liu-Subhash 本构模型

为了准确描述泡沫材料应力-应变曲线的三阶段特征,Liu 与 Subhash[11]提出了一维六参数本构模型

$$\sigma = p_1 \frac{e^{p_2 \varepsilon} - 1}{p_6 + e^{p_3 \varepsilon}} + e^{p_4}(e^{p_5 \varepsilon} - 1) \tag{1}$$

式中:σ 为压缩应力,ε 为压缩应变,p_1、p_2、p_3、p_4、p_5 和 p_6 为用于描述泡沫材料性质的参数。p_1 主要描述压缩时屈服应力的变化;p_2 和 p_3 为无量纲参数,主要描述应力平台阶段的硬化性能;p_4 和 p_5 主要描述密实阶段的起点和密实阶段斜率的大小;p_6 主要描述弹性段斜率的大小。从模型中可以看出,参数 p_6 的作用可以用 p_1 和 p_3 代替。刁会峰等[9]提出简化模型,用常数 1 取代参数 p_6,将其简化为五参数模型

$$\sigma = p_1 \frac{e^{p_2 \varepsilon} - 1}{1 + e^{p_3 \varepsilon}} + e^{p_4}(e^{p_5 \varepsilon} - 1) \tag{2}$$

3　实验结果与分析

3.1　包含密度效应的泡沫铝本构模型

3.1.1　密度对应力-应变曲线的影响

图 1 为不同密度 ρ 下泡沫铝的准静态压缩应力-应变实验曲线。从实验结果来看,泡沫铝的应力-应变曲线的形状及发展趋势相似,呈典型的三阶段特性,即:较小应变下的线弹性阶段、对应于胞壁塑性坍塌而缓缓上升的应力平台阶段和密实后的应力迅速上升阶段。从图 1 中可以看出,泡沫铝材料的初始密度对其应力-应变曲线影响巨大,随着密度的增大,曲线依次抬高,屈服强度也相应增大,但压缩至致密段的最大应变量减小。因此,在基体材料相同的情况下,在一定的密度范围内,泡沫铝材料的力学性能主要由材料的初始密度决定,初始密度越大,材料承载能力越强。

3.1.2　基于 Liu-Subhash 模型的实验数据拟合

基于简化的 Liu-Subhash 模型,对实验得到的常温下不同密度泡沫铝的准静态应力-应变曲线进行拟合,得到不同密度泡沫铝材料的模型参数值,如表 1 所示。实验曲线和拟合曲线如图 2 所示,可见拟合效果较好,可采用该模型描述泡沫铝的单轴准静态压缩应力-应变关系。

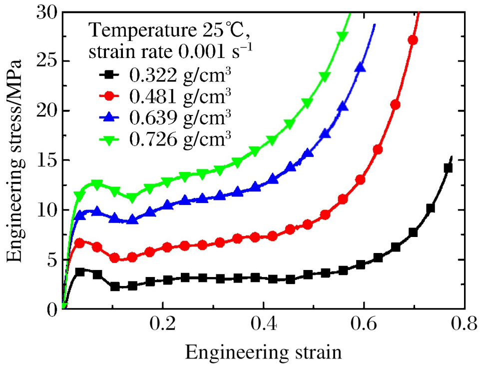


图 1　常温下不同密度泡沫铝的准静态应力-应变曲线

Fig. 1　Quasi-static stress-strain curves of aluminum foam with different densities at room temperature

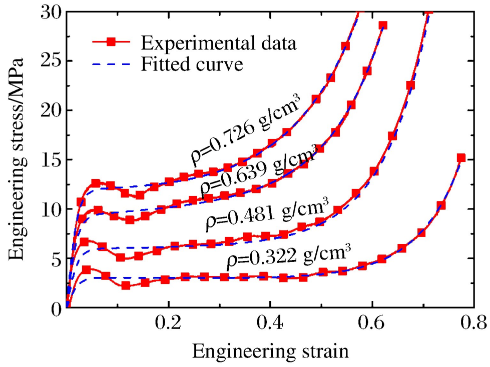


图 2　常温下不同密度泡沫铝的应力-应变曲线拟合情况

Fig. 2　Fitting of stress-strain curves of aluminum foam with different densities at room temperature

表 1　不同密度下的模型参数值

Table 1　Parameter values for different densities

Density/(g · cm^{-3})	Parameter				
	p_1	p_2	p_3	p_4	p_5
0.322	3.08	86.09	86.22	−6.49	11.60
0.481	5.98	90.83	90.74	−4.66	10.98
0.639	9.31	91.20	90.89	−3.00	9.41
0.726	12.01	92.04	92.14	−1.33	7.41

3.1.3　考虑密度效应的修正模型

由表 1 可知,参数 p_1、p_2、p_3、p_4、p_5 随密度的变化而变化,显然这 5 个参数都是密度 ρ 的函数。因此,(2)式可以写成

$$\sigma = p_1(\rho)\frac{\mathrm{e}^{p_2(\rho)\varepsilon}-1}{1+\mathrm{e}^{p_3(\rho)\varepsilon}} + \mathrm{e}^{p_4(\rho)}\left[\mathrm{e}^{p_5(\rho)\varepsilon}-1\right] \tag{3}$$

(3)式即为考虑了密度影响的泡沫铝的常温准静态压缩本构模型。图 3 为模型中 5 个参数随密度的变化情况,对实验数据进行拟合,得到 5 个参数与密度的关系为

$$\begin{cases} p_1(\rho) = 20.34\rho^{1.69} \\ p_2(\rho) = 94.58\rho^{0.08} \\ p_3(\rho) = 94.41\rho^{0.08} \\ p_4(\rho) = 12.34\rho - 10.55 \\ p_5(\rho) = -8.6\rho + 14.68 \end{cases} \tag{4}$$

由(3)式和(4)式得到考虑密度效应的闭孔泡沫铝静态压缩本构模型,该模型可用于描述不同密度下泡沫铝的应力-应变曲线,具体形式如下

$$\sigma=20.34\rho^{1.69}\frac{e^{94.58\rho^{0.08}\varepsilon}-1}{1+e^{94.41\rho^{0.08}\varepsilon}}+e^{12.34\rho-10.55}\left[e^{(-8.6\rho+14.68)\varepsilon}-1\right] \tag{5}$$

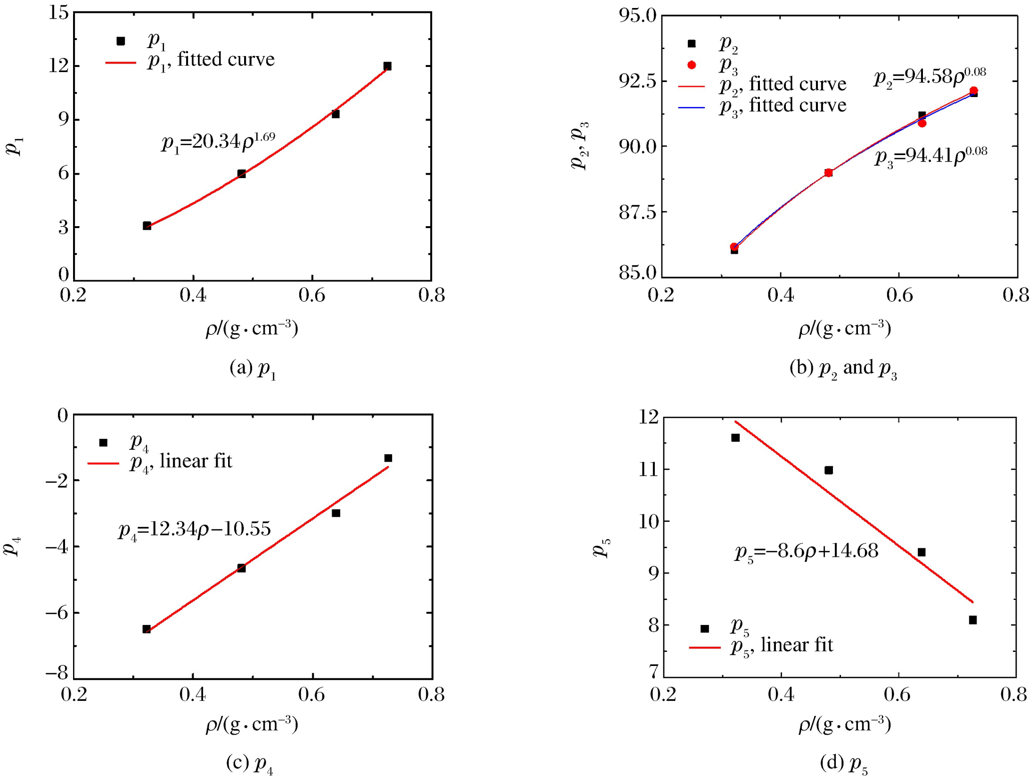


图 3　常温下参数随密度的变化规律

Fig. 3　Variation of parameters with density at room temperature

3.2　包含温度效应的泡沫铝本构模型

3.2.1　温度对应力-应变曲线的影响

图 4 是密度为 0.322 g/cm^3 的泡沫铝在不同温度下的准静态应力-应变曲线。由图 4 可知，随着温度的升高，材料由硬变软，由脆变韧。材料呈现明显的温度软化效应，当温度从 25 ℃上升到 500 ℃时，泡沫铝屈服强度从 4.70 MPa 下降到 0.88 MPa。

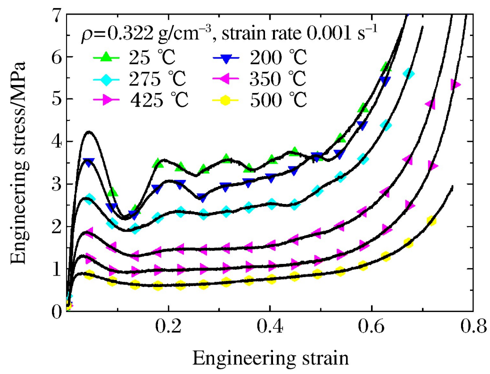


图 4　不同温度下泡沫铝的准静态应力-应变曲线

Fig. 4　Quasi-static stress-strain curves of aluminum foam at different temperatures

3.2.2　考虑温度效应的修正模型

为了得到包含温度效应的泡沫铝本构模型，引入温度软化项

$$H(T)=1-T^{*m} \tag{6}$$

式中：T^* 为无量纲温度项，m 为指数。

$$T^*=\frac{T-T_{\rm room}}{T_{\rm melt}-T_{\rm room}} \tag{7}$$

式中：$T_{\rm room}$ 为室温，$T_{\rm room}=298$ K；$T_{\rm melt}$ 为铝合金的熔点，$T_{\rm melt}=933$ K。

因此，(3)式可进一步写成

$$\sigma=\left\{p_1(\rho)\frac{e^{p_2(\rho)\varepsilon}-1}{1+e^{p_3(\rho)\varepsilon}}+e^{p_4(\rho)}\left[e^{p_5(\rho)\varepsilon}-1\right]\right\}\cdot\left[1-\left(\frac{T-T_{\rm room}}{T_{\rm melt}-T_{\rm room}}\right)^m\right] \tag{8}$$

(8)式即为考虑温度效应和密度效应的泡沫铝准静态本构模型。基于该模型，对不同温度下得到的准

静态压缩应力-应变曲线进行拟合,得到参数 $m=1.31$。不同温度下泡沫铝的应力-应变实验及拟合曲线如图 5 所示。从图 5 中可以看到,应力平台阶段和压实段拟合曲线与实验曲线吻合较好,说明该模型可用于描述不同温度下泡沫铝的应力-应变曲线。但在弹性段,拟合曲线与实验结果吻合得不太好,主要原因是 Liu-Subhash 模型不能很好地描述应力-应变曲线中的应力降现象,另一方面是由于实验时温度控制不精确产生的误差。总体上拟合曲线可以反映实验曲线的特征,拟合得到的参数值是可信的。

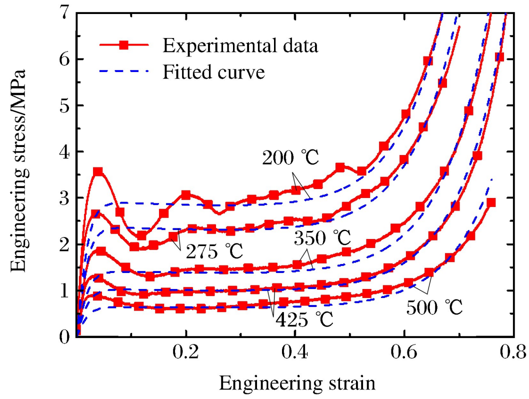


图 5　不同温度下泡沫铝应力-应变曲线的拟合情况

Fig. 5　Fitting of stress-strain curves of aluminum foam at different temperatures

4　结　论

利用 MTS 万能材料试验机研究了不同密度(0.322～0.726 g/cm^3)的闭孔泡沫铝在不同温度(25～500 ℃)下的静态压缩力学性能,实验结果表明:泡沫铝材料的初始密度对其应力-应变曲线影响巨大,随着密度的增大,屈服强度也相应增大,材料承载能力增强;随着温度的升高,泡沫铝材料力学特性由硬变软,呈现明显的温度软化效应。利用 Liu-Subhash 模型对不同密度下的实验数据进行拟合,拟合效果很好,分析并确定了模型中 5 个参数随密度变化的函数,并代入 Liu-Subhash 模型,得到了考虑密度效应的本构模型;又引入温度软化项对本构模型进行修正,建立了综合考虑温度效应和密度效应的泡沫铝准静态压缩本构模型。

参考文献:

[1] 刘培生,李铁藩,傅超. 多孔金属材料的应用 [J]. 功能材料,2001,32(1):12-15.
LIU P S,LI T F,FU C. Application of porous metal materials [J]. Functional Materials,2001,32(1):12-15.

[2] 尚朝秋,王应武. 泡沫铝材料研究现状分析 [J]. 云南冶金,2016,45(3):10-13.
SHANG Z Q,WANG Y W. The research status analysis of aluminum foam material [J]. Yunnan Metallurgy,2016,45(3):10-13.

[3] CHEN C,LU T J. A phenomenological framework of constitutive modelling for incompressible and compressible elastic-plastic solids [J]. International Journal of Solids and Structures,2000,37(52):7769-7786.

[4] 王二恒,虞吉林,王飞,等. 泡沫铝材料准静态本构关系的理论和实验研究 [J]. 力学学报,2004,36(6):673-679.
WANG E H,YU J L,WANG F,et al. A theoretical and experimental study on the quasi-static constitutive model of aluminum foams [J]. Acta Mechanica Sinica,2004,36(6):673-679.

[5] WANG Z H,JING L,ZHAO L M. Elasto-plastic constitutive model of aluminum alloy foam subjected to impact loading [J]. Transactions of Nonferrous Metals Society of China,2011,21(3):449-454.

[6] HAKAMADA M,NOMURA T,YAMADA Y,et al. Compressive deformation behavior at elevated temperatures in a closed-cell aluminum foam [J]. Materials Transactions,2005,46(7):1677-1680.

[7] ALY M S. Behavior of closed cell aluminum foams upon compressive testing at elevated temperatures:experimental results [J]. Materials Letters,2007,61(14):3138-3141.

[8] CADY C M,III G T G,LIU C,et al. Compressive properties of a closed-cell aluminum foam as a function of strain rate and temperature [J]. Materials Science and Engineering A,2001,525(1):1-6.

[9] 习会峰,刘逸平,汤立群,等. 考虑温度效应的泡沫铝静态压缩本构模型 [J]. 哈尔滨工程大学学报,2013,34(8):1000-1005.

XI H F, LIU Y P, TANG L Q, et al. Constitutive model of aluminum foam with temperature effect under the quasi-static compression [J]. Journal of Harbin Engineering University, 2013, 34(8): 1000-1005.

[10] 王鹏飞, 徐松林, 胡时胜. 基于温度与应变率相互耦合的泡沫铝本构关系 [J]. 高压物理学报, 2014, 28(1): 23-28.
WANG P F, XU S L, HU S S. A constitutive relation of aluminum foam coupled with temperature and strain rate [J]. Chinese Journal of High Pressure Physics, 2014, 28(1): 23-28.

[11] LIU Q, SUBHASH G. A phenomenological constitutive model for foams under large deformations [J]. Polymer Engineering and Science, 2004, 44(3): 463-473.

Constitutive Model of Aluminum Foams Considering Temperature Effect under Quasi-Static Compression

LI Xueyan, LI Zhibin, ZHANG Duo

(*College of Liberal Arts and Sciences, National University of Defense Technology, Changsha* 410073, *China*)

Abstract: In this study, we employed the MTS machine to apply a compressive load to the closed cell aluminum foams with different densities (0.322－0.726 g/cm^3) at different temperatures (25－500 ℃) under quasi-static state, and obtained the stress-strain curves of the aluminum foam under uniaxial compression and analyzed the influence of density and temperature on its mechanical behavior. We fitted the stress-strain curves at different densities using the Liu and Subhash constitutive model, and the fitted results accorded well with the experimental curves. Then we analyzed and determined the function between the revised 5 parameters and the varying density, and established a constitutive model of the aluminum foams with density effect taken into consideration. With the temperature softening effect added to the modification of this constitutive model, we eventually established a constitutive model of aluminum foams considering both the temperature effect and the density effect under quasi-static compression.

Keywords: closed cell aluminum foams; quasi-static compression; constitutive model; temperature effect; density effect

第 32 卷 第 4 期
2018 年 8 月

高 压 物 理 学 报
CHINESE JOURNAL OF HIGH PRESSURE PHYSICS

Vol. 32, No. 4
Aug., 2018

DOI：10.11858/gywlxb.20180509

轴向载荷下功能梯度材料 Timoshenko 梁动力屈曲分析*

黄 悦[1]，韩志军[1]，路国运[2]

（1. 太原理工大学力学学院，山西 太原 030024；
2. 太原理工大学建筑与土木工程学院，山西 太原 030024）

摘要：假设功能梯度材料 Timoshenko 梁各项物性参数只沿厚度方向按幂函数进行连续变化，研究了功能梯度材料 Timoshenko 梁的动力屈曲。基于一阶剪切理论，采用 Hamilton 原理推导出轴向载荷作用下，功能梯度材料 Timoshenko 梁动力屈曲的控制方程。利用里兹法与棣莫弗公式相结合，获得了功能梯度材料 Timoshenko 梁在夹支-固支边界条件下动力屈曲临界载荷的解析表达式和屈曲解。应用 MATLAB 编程计算，讨论了功能梯度材料 Timoshenko 梁的几何尺寸、梯度指数、模态数、材料构成、泊松比以及弹性模量对临界载荷的影响。结果表明：功能梯度材料 Timoshenko 梁动力屈曲临界载荷随梁长度的增大而减小，随着梯度指数的增大而减小，随模态数的增大而增大，说明冲击载荷越大，高阶模态越容易被激发；随着泊松比和弹性模量的增大而增大，且泊松比的影响较小，而弹性模量的影响较大。由于剪切项的影响，临界载荷-临界长度的关系曲线在加载端变化趋势平缓。随着模态数的增大，梁的屈曲模态越为复杂。

关键词：功能梯度材料；动力屈曲；临界载荷；里兹法；棣莫弗公式

中图分类号：O344.1；TB333　　　**文献标识码**：A

功能梯度材料是一种集各组分于一体的新型材料，其微观结构和综合性能都呈连续性变化，从而降低了材料的应力集中，提高了材料的性能与功能。因此，功能梯度材料在航天航空、船舶工业、汽车工业、能源工业以及生物医学工业等工程领域有广泛的应用前景，国内外众多学者对功能梯度材料进行了深入的分析和探究[1-3]。Kocaturk 和 Akbaş[4-5] 考虑几何非线性，使用有限元法对不同边界条件下功能梯度材料 Timoshenko 梁在热载作用下的后屈曲进行了分析。Paul[6] 对面内热负荷作用下功能梯度材料 Timoshenko 梁的后屈曲进行了研究。Şimşek[7] 基于 Timoshenko 梁理论，首次对功能梯度材料在双向递变情况下的梁动力屈曲进行了讨论。Eltaher 等[8] 基于 Timoshenko 梁理论和最小势能原理，运用有限元法对功能梯度材料 Timoshenko 梁的动力屈曲进行了分析。Rahimi 等[9] 基于 Timoshenko 梁理论，采用 Von-Karman 非线性应变-位移关系，对功能梯度材料梁的后屈曲进行了研究。Li[10] 比较了轴向载荷作用下功能梯度材料 Timoshenko 梁和欧拉-伯努利梁的临界屈曲载荷之间的关系。Kahya 等[11] 采用有限元软件对功能梯度梁的动力屈曲以及自由振动进行了分析。Kiani[12] 基于欧拉-伯努利梁理论，对不同热载荷作用下功能梯度材料梁的动力屈曲进行了研究。Anandrao[13] 运用里兹法和有限元法对均匀细长功能梯度梁热后屈曲进行了讨论。Akbaş 等[14] 利用 Newton-Raphson 迭代法结合有限元法研究了热载荷作用下功能梯度梁的后屈曲行为。Rychlewska[15] 通过等效梁近似功能梯度梁，对

* **收稿日期**：2018-01-22；**修回日期**：2018-02-06
基金项目：国家自然科学基金(11372209)；山西省研究生教育改革研究课题(2015JG41)
作者简介：黄 悦(1991—)，女，硕士研究生，主要从事非线性动力屈曲研究. E-mail：huangyue_tyut@163.com
通信作者：韩志军(1964—)，男，博士，教授，主要从事非线性动力屈曲研究. E-mail：13073578705@126.com

功能梯度梁进行了动力屈曲分析。综上所述,功能梯度梁的屈曲研究主要以数值计算为主。

本研究基于一阶剪切理论,利用 Hamilton 原理推导出功能梯度材料 Timoshenko 梁动力屈曲的控制方程;采用里兹法结合棣莫弗公式,导出功能梯度材料 Timoshenko 梁在夹支-固支边界条件下动力屈曲临界载荷的解析表达式;应用 MATLAB 软件编程计算,讨论功能梯度材料 Timoshenko 梁的几何尺寸、梯度指数、模态数、材料构成、泊松比以及弹性模量对临界载荷的影响。

1　功能梯度材料物性参数

功能梯度材料 Timoshenko 梁的各项物性参数只沿厚度(z)方向按幂函数连续变化,表示为[16]

弹性模量
$$E_z=(E_c-E_m)\left(\frac{1}{2}+\frac{z}{h}\right)^k+E_m \tag{1}$$

密度
$$\rho_z=(\rho_c-\rho_m)\left(\frac{1}{2}+\frac{z}{h}\right)^k+\rho_m \tag{2}$$

泊松比
$$\mu_z=(\mu_c-\mu_m)\left(\frac{1}{2}+\frac{z}{h}\right)^k+\mu_m \tag{3}$$

剪切模量
$$G_z=\frac{E_z}{2(1+\mu_z)} \tag{4}$$

式中:E_c 是陶瓷的弹性模量,E_m 是金属的弹性模量,ρ_c 是陶瓷的密度,ρ_m 是金属的密度,μ_c 是陶瓷的泊松比,μ_m 是金属的泊松比,k 是梯度指数。

2　动力控制方程的推导

如图 1 所示,功能梯度材料 Timoshenko 梁的长为 l,宽为 b,高为 h,材料各项性质只沿高度方向呈连续性变化,剖面中心线为 x 轴,设其轴向位移为 $u(x,t)$,横向位移为 $w(x,t)$,横截面转角为 φ。基于平截面假定,由一阶剪切理论,Timoshenko 梁的位移及应变[17]可表示为

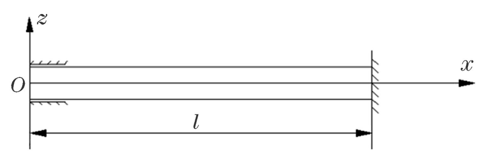


图 1　受轴向载荷作用的 Timoshenko 梁

Fig. 1　Timoshenko beam under axial load

$$\begin{cases}u=u_0-z\varphi\\ w=w_0\end{cases} \tag{5}$$

$$\begin{cases}\varepsilon_x=\varepsilon_x^0+zk_x\\ \gamma_{xz}=\gamma_{xz}^0\end{cases} \tag{6}$$

其中
$$\varepsilon_x^0=\frac{\partial u_0}{\partial x},\quad \gamma_{xz}^0=\frac{\partial w_0}{\partial x}-\varphi,\quad k_x=-\frac{\partial \varphi}{\partial x} \tag{7}$$

式中:u_0 是杆的中性面在 x 轴方向的位移,w_0 是杆的中性面在 z 轴方向的位移,ε_x^0 是杆的中性面在 x 方向的正应变,γ_{xz}^0 是杆的中性面在 xz 方向的切应变,k_x 是杆件任意点在 x 轴方向上的曲率。

其内力、剪力及内力矩可表示为

内力
$$N_x=A_{11}\varepsilon_x^0+B_{11}k_x \tag{8}$$

剪力
$$Q_x=KA_{55}\left(\frac{\partial w_0}{\partial x}-\varphi\right) \tag{9}$$

内力矩
$$M_x=B_{11}\varepsilon_x^0+D_{11}k_x \tag{10}$$

式中:A_{11} 为拉伸刚度系数;B_{11} 为耦合刚度系数;D_{11} 为扭转刚度系数;A_{55} 为剪切刚度系数;K 为剪切修正系数,取 $K=5/6$。

$$A_{11}=\int_{-h/2}^{h/2}\frac{E_z}{1-\mu_z^2}\mathrm{d}z \tag{11}$$

$$B_{11}=\int_{-h/2}^{h/2}\frac{zE_z}{1-\mu_z^2}\mathrm{d}z \tag{12}$$

$$D_{11}=\int_{-h/2}^{h/2}\frac{z^2E_z}{1-\mu_z^2}\mathrm{d}z \tag{13}$$

$$A_{55}=\int_{-h/2}^{h/2}\frac{E_z}{2(1+\mu_z)}\mathrm{d}z \tag{14}$$

应变能
$$U=\frac{1}{2}\int_0^l\int_0^b\int_{-h/2}^{h/2}(N_x\varepsilon_x^0+M_xk_x+Q_x\gamma_{xz})\mathrm{d}x\mathrm{d}y\mathrm{d}z \tag{15}$$

动能
$$T=\frac{1}{2}\int_0^l\int_0^b\int_{-h/2}^{h/2}\rho_z\left[\left(\frac{\partial u}{\partial t}\right)^2+\left(\frac{\partial w}{\partial t}\right)^2\right]\mathrm{d}x\mathrm{d}y\mathrm{d}z \tag{16}$$

外力功
$$W=\frac{1}{2}\int_0^l\int_0^b\int_{-h/2}^{h/2}N_x\left(\frac{\partial w}{\partial x}\right)^2\mathrm{d}x\mathrm{d}y\mathrm{d}z \tag{17}$$

定义广义变量为

$$(I_0,I_1,I_2)=\int_{-h/2}^{h/2}\rho_z(1,z,z^2)\mathrm{d}z \tag{18}$$

将(15)式～(18)式代入 Hamilton 原理,即 $\delta\int_{t_1}^{t_2}(T-U+W)\,\mathrm{d}t=0$,由 u_0、v_0、φ 的变分系数取零可得

$$\delta u_0:-I_0\frac{\partial^2u_0}{\partial t^2}+I_1\frac{\partial^2\varphi}{\partial t^2}+A_{11}\frac{\partial^2u_0}{\partial x^2}-B_{11}\frac{\partial^2\varphi}{\partial x^2}=0 \tag{19}$$

$$\delta w_0:-I_0\frac{\partial^2w_0}{\partial t^2}-N(t)\frac{\partial^2w_0}{\partial x^2}+KA_{55}\frac{\partial^2w_0}{\partial x^2}-KA_{55}\frac{\partial\varphi}{\partial x}=0 \tag{20}$$

$$\delta\varphi:I_1\frac{\partial^2u_0}{\partial t^2}-I_2\frac{\partial^2\varphi}{\partial t^2}-B_{11}\frac{\partial^2u_0}{\partial x^2}+D_{11}\frac{\partial^2\varphi}{\partial x^2}-KA_{55}\varphi+KA_{55}\frac{\partial w_0}{\partial x}=0 \tag{21}$$

不考虑轴向惯性[18],将(21)式对 x 求导可得

$$-I_2\frac{\partial^3\varphi}{\partial t^2\partial x}+D_{11}\frac{\partial^3\varphi}{\partial x^3}-KA_{55}\frac{\partial\varphi}{\partial x}+KA_{55}\frac{\partial^2w_0}{\partial x^2}=0 \tag{22}$$

对(20)式进行偏导计算,得

$$\begin{cases}KA_{55}\dfrac{\partial\varphi}{\partial x}=-I_0\dfrac{\partial^2w_0}{\partial t^2}-N(t)\dfrac{\partial^2w_0}{\partial x^2}+KA_{55}\dfrac{\partial^2w_0}{\partial x^2}\\[2ex] KA_{55}\dfrac{\partial^3\varphi}{\partial x\partial t^2}=-I_0\dfrac{\partial^4w_0}{\partial t^4}-N(t)\dfrac{\partial^4w_0}{\partial x^2\partial t^2}+KA_{55}\dfrac{\partial^4w_0}{\partial x^2\partial t^2}\\[2ex] KA_{55}\dfrac{\partial^2\varphi}{\partial x^2}=-I_0\dfrac{\partial^3w_0}{\partial t^2\partial x}-N(t)\dfrac{\partial^3w_0}{\partial x^3}+KA_{55}\dfrac{\partial^3w_0}{\partial x^3}\\[2ex] KA_{55}\dfrac{\partial^3\varphi}{\partial x^3}=-I_0\dfrac{\partial^4w_0}{\partial t^2\partial x^2}-N(t)\dfrac{\partial^4w_0}{\partial x^4}+KA_{55}\dfrac{\partial^4w_0}{\partial x^4}\end{cases} \tag{23}$$

将(23)式代入(22)式,得到控制方程为

$$\begin{aligned}&\frac{D_{11}}{KA_{55}}\left[-I_0\frac{\partial^4w}{\partial x^2\partial t^2}-N(t)\frac{\partial^4w}{\partial x^4}\right]+D_{11}\frac{\partial^4w}{\partial x^4}+\frac{I_2}{KA_{55}}\left[I_0\frac{\partial^4w}{\partial t^4}+N(t)\frac{\partial^4w}{\partial x^2\partial t^2}\right]-\\&I_2\frac{\partial^4w}{\partial x^2\partial t^2}+I_0\frac{\partial^2w}{\partial t^2}+N(t)\frac{\partial^2w}{\partial x^2}=0\end{aligned} \tag{24}$$

3 动力屈曲临界载荷

3.1 用里兹法化简控制方程

设一端夹支、一端固支梁的动力屈曲解的形式为[19]

$$w=T(t)\left(A\sin\frac{n_1\pi x}{l}+B\sin\frac{n_2\pi x}{l}\right) \tag{25}$$

式中:n_1、n_2 为屈曲的模态阶数,A、B 为待求系数。动力屈曲解要满足下列一端夹支、一端固支梁的边界条件

$$w(0)=\left.\frac{\partial w}{\partial x}\right|_{x=0}=w(l)=\left.\frac{\partial w}{\partial x}\right|_{x=l}=0 \tag{26}$$

将(26)式代入(25)式可得

$$\begin{cases} A\dfrac{n_1\pi}{l}+B\dfrac{n_2\pi}{l}=0 \\ A\dfrac{n_1\pi}{l}\cos(n_1\pi)+B\dfrac{n_2\pi}{l}\cos(n_2\pi)=0 \end{cases} \tag{27}$$

若(27)式有解则 $\cos(n_1\pi)$ 与 $\cos(n_2\pi)$ 奇偶性相同,即 $n_2=n_1+2$。又 $A\dfrac{n_1\pi}{l}+B\dfrac{n_2\pi}{l}=0$,即 $\dfrac{A}{B}=-\dfrac{n_2}{n_1}$ 。取 $A=1, B=-\dfrac{n_1}{n_2}$ 。则梁的动力屈曲解的形式化为

$$w=T(t)\left(\sin\frac{n_1\pi x}{l}-\frac{n_1}{n_2}\sin\frac{n_2\pi x}{l}\right) \tag{28}$$

式中:n_1、n_2 是屈曲的模态阶数,且 $n_1=1,2,3,\cdots;n_2=n_1+2$。

对(28)式求偏导可得

$$\begin{cases} w_{xx}=T\dfrac{n_1\pi^2}{l^2}\left(-n_1\sin\dfrac{n_1\pi x}{l}+n_2\sin\dfrac{n_2\pi x}{l}\right) \\ w_{tt}=T_{tt}\left(\sin\dfrac{n_1\pi x}{l}-\dfrac{n_1}{n_2}\sin\dfrac{n_2\pi x}{l}\right) \\ w_{xxtt}=T_{tt}\dfrac{n_1\pi^2}{l^2}\left(-n_1\sin\dfrac{n_1\pi x}{l}+n_2\sin\dfrac{n_2\pi x}{l}\right) \\ w_{xxxx}=T\dfrac{n_1\pi^4}{l^4}\left(n_1^3\sin\dfrac{n_1\pi x}{l}-n_2^3\sin\dfrac{n_2\pi x}{l}\right) \\ w_{tttt}=T_{tttt}\left(\sin\dfrac{n_1\pi x}{l}-\dfrac{n_1}{n_2}\sin\dfrac{n_2\pi x}{l}\right) \end{cases} \tag{29}$$

3.2　由棣莫弗公式求解临界载荷

由棣莫弗公式 $(\cos\theta+\mathrm{i}\sin\theta)^n=\cos(n\theta)+\mathrm{i}\sin(n\theta)$ 可得

$$\frac{\sin\dfrac{n\pi x}{l}}{\sin\dfrac{\pi x}{l}}=C_n^1\left(\cos\frac{\pi x}{l}\right)^{n-1}-C_n^3\left(\cos\frac{\pi x}{l}\right)^{n-3}\left(\sin\frac{\pi x}{l}\right)^2+\cdots \tag{30}$$

将(29)式除以 $\sin\dfrac{\pi x}{l}$,当梁发生屈曲,即 $x=l$ 时有

$$\begin{cases} \dfrac{w_{xx}}{\sin\dfrac{\pi x}{l}}=T\dfrac{n_1\pi^2}{l^2}(-n_1^2+n_2^2) \\ \dfrac{w_{tt}}{\sin\dfrac{\pi x}{l}}=T_{tt}(n_1-n_1)=0 \\ \dfrac{w_{xxtt}}{\sin\dfrac{\pi x}{l}}=T_{tt}\dfrac{n_1\pi^2}{l^2}(-n_1^2+n_2^2) \\ \dfrac{w_{xxxx}}{\sin\dfrac{\pi x}{l}}=T\dfrac{n_1\pi^4}{l^4}(n_1^4-n_2^4) \\ \dfrac{w_{tttt}}{\sin\dfrac{\pi x}{l}}=T_{tttt}(n_1-n_1)=0 \end{cases} \tag{31}$$

将(31)式代入控制方程得

$$T_{tt}+T(\alpha-\beta)=0 \tag{32}$$

其中

$$\alpha = N(t)\ \frac{D_{11}(n_1^2+n_2^2)\pi^2+KA_{55}l^2}{[-D_{11}I_0+I_2N(t)-I_2KA_{55}]l^2},\quad \beta=\frac{D_{11}(n_1^2+n_2^2)\pi^2KA_{55}}{[-D_{11}I_0+I_2N(t)-I_2KA_{55}]l^2}$$

当 $\alpha-\beta<0$ 时,方程的解为指数形式的发散解,表明系统经受微小的扰动后,运动为无界,因此系统呈现不稳定的状态。当 $\alpha-\beta>0$ 时,表明系统围绕平衡位置做微小振动,因此系统呈现稳定平衡的状态[19]。当 $\alpha-\beta=0$ 时为 Timoshenko 梁屈曲临界状态,由此推出动力屈曲临界载荷的表达式为

$$N_{cr}=\frac{D_{11}(n_1^2+n_2^2)\pi^2KA_{55}}{D_{11}(n_1^2+n_2^2)\pi^2+KA_{55}l_{cr}^2} \tag{33}$$

(33)式表明:剪切项对动力屈曲临界载荷有一定的影响,当临界长度 $l_{cr}=0$ 时,临界载荷为 KA_{55}。

4　数值计算

运用 MATLAB 软件对(33)式进行编程计算,材料选取陶瓷/钛功能梯度材料、陶瓷/铁功能梯度材料和陶瓷/铜功能梯度材料。梁的宽度 $b=2$ cm,厚度 $h=3$ cm。讨论梁厚度、模态数(n)、梯度指数(k)、泊松比(μ)、弹性模量(E)以及材料构成对临界载荷的影响。材料各参数如表 1 所示。

表 1　材料各项参数

Table 1　Material parameters

Material	Elasticity modulus E/GPa	Density ρ/(g·cm^{-3})	Poisson's ratio μ
Ceramic	385	3.96	0.23
Titanium	108.5	4.54	0.41
Iron	155	7.86	0.291
Copper	119	8.96	0.326

图 2 所示为 $n=1$、$k=1/2$ 时,不同材料构成下临界载荷 N_{cr} 与临界长度 l_{cr} 的关系曲线。当 h、n、k、μ 以及 E 一定,材料构成不同时,其 N_{cr} 随着 l_{cr} 的增加而减小。当 l_{cr} 相同时,陶瓷/铁材料的临界载荷值高于陶瓷-钛材料,且陶瓷/钛材料梁与陶瓷/铜材料梁的 N_{cr}-l_{cr} 曲线在 l_{cr} 超过 1 m 时接近重合。由于剪切项的影响,曲线在加载端变化趋势平缓。

图 3 所示为陶瓷/钛功能梯度材料梁在 $n=1$ 时,不同 k 下 N_{cr} 与 l_{cr} 的关系曲线。当梁的 h、n、μ、E 以及材料构成一定,k 不同时,其 N_{cr} 随着 l_{cr} 的增大而减小。当 l_{cr} 相同时,N_{cr} 随着的 k 的增大而减小。由于剪切项的影响,曲线在加载端变化趋势也平缓,如图 2 所示。

图 4 所示为陶瓷/钛功能梯度材料梁在 $k=1/2$ 时,不同 n 下 N_{cr} 与 l_{cr} 的关系曲线。当梁的 h、k、μ、E 以及材料构成一定,n 不同时,其 N_{cr} 随着 l_{cr} 的增大而减小。当 l_{cr} 相同时,N_{cr} 随着 n 的增大而增大。这表明冲击载荷越大,高阶模态越容易被激发。

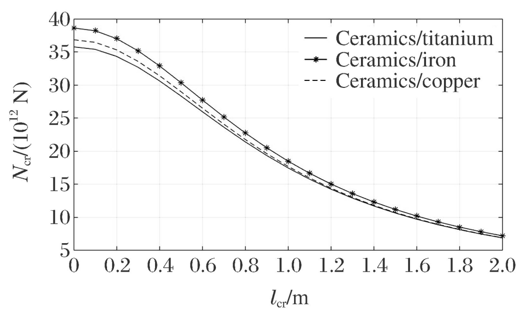


图 2　不同材料构成下临界载荷与临界长度的关系

Fig. 2　Relationship between critical load and critical length for different materials

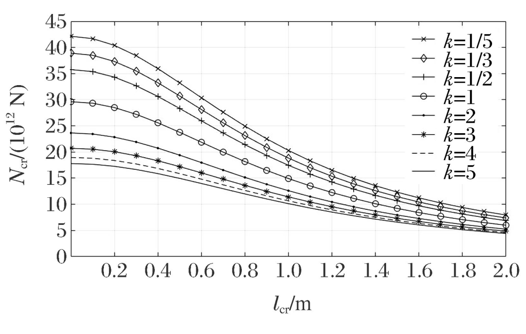


图 3　不同梯度指数下临界载荷与临界长度的关系

Fig. 3　Relationship between critical load and critical length for different gradient indexes

图 5 表示陶瓷/钛功能梯度材料梁在 $k=1/2$、$n=1$ 时，不同 h 下 N_{cr} 与 l_{cr} 的关系曲线。当梁的 n、k、μ、E 以及材料构成一定，h 不同时，其 N_{cr} 随着 l_{cr} 的增大而减小。当 l_{cr} 相同时，N_{cr} 随着 h 的增大而增大。

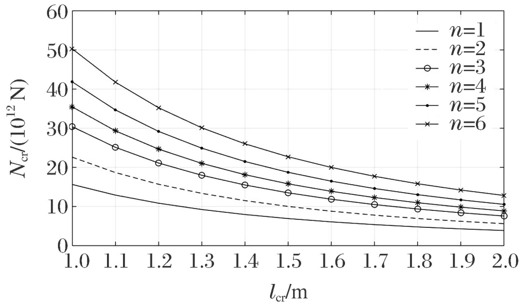


图 4　不同模态数下临界载荷与临界长度的关系

Fig. 4　Relationship between critical load and critical length for different modal numbers

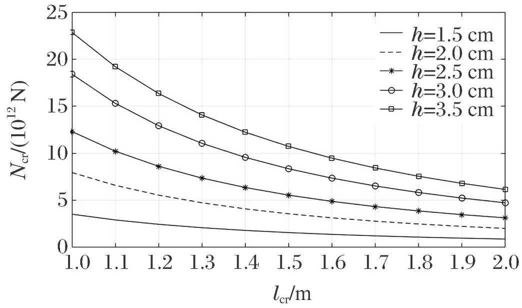


图 5　不同截面高度下临界载荷与临界长度的关系

Fig. 5　Relationship between critical load and critical length for different heights

图 6 表示 $k=1/2$、$n=1$、$\mu=0.41$ 时，不同 E 下 N_{cr} 与 l_{cr} 的关系曲线。当梁的 h、k、μ、n 一定，E 不同时，其 N_{cr} 随着 l_{cr} 的增大而减小。当 l_{cr} 相同时，N_{cr} 随着 E 的增大而增大。

图 7 表示 $k=1/3$、$n=1$、$E=100$ GPa 时，不同 μ 下 N_{cr} 与 l_{cr} 的关系曲线。当梁的 h、k、E、n 一定，μ 不同时，其 N_{cr} 随着 l_{cr} 的增大而减小。当 l_{cr} 相同时，不同 μ 下曲线接近重合，表明 μ 对 N_{cr} 的影响不大。

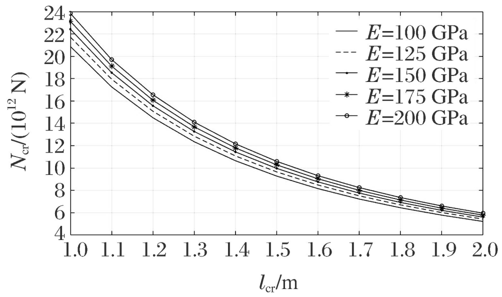


图 6　不同弹性模量下临界载荷与临界长度的关系

Fig. 6　Relationship between critical load and critical length for different elasticity modulus

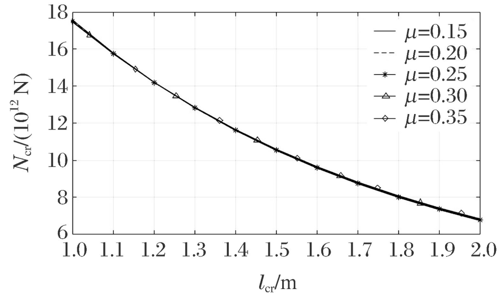


图 7　不同泊松比下临界载荷与临界长度的关系

Fig. 7　Relationship between critical load and critical length for different Poisson's ratios

图 8～图 11 是陶瓷/钛功能梯度材料梁在 $k=1/2$ 时，不同模态数下的屈曲模态图。可见，随着模态数 n 的增大，梁的屈曲模态越发复杂。固定端屈曲模态的幅值较大，对比不同模态下的固支端与夹支端，其幅值比例范围为 1.62～2.88。

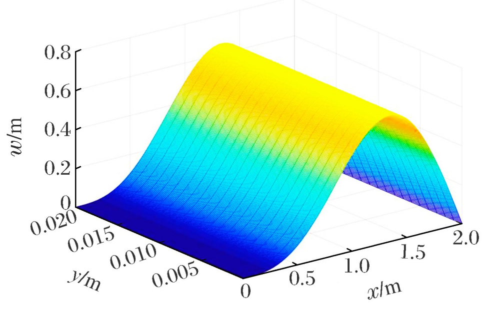


图 8　梁屈曲模态数取 $n=1$ 模态图

Fig. 8　Buckling mode of beam for $n=1$

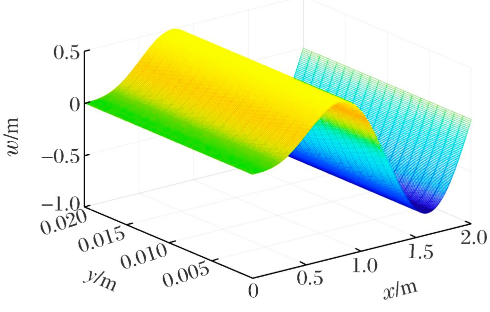


图 9　梁屈曲模态数取 $n=2$ 模态图

Fig. 9　Buckling mode of beam for $n=2$

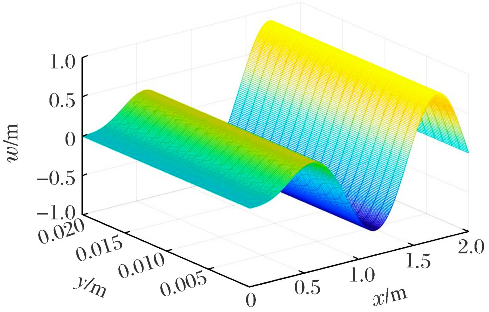


图 10　梁屈曲模态数取 $n=3$ 模态图

Fig. 10　Buckling mode of beam for $n=3$

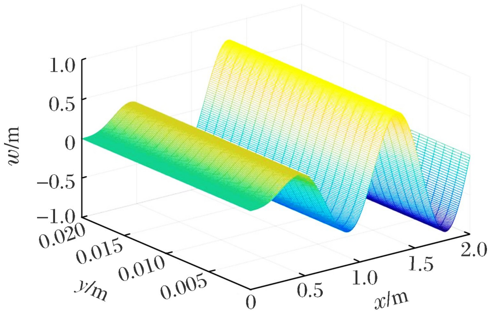


图 11　梁屈曲模态数取 $n=4$ 模态图

Fig. 11　Buckling mode of beam for $n=4$

5　结　论

(1) 基于一阶剪切理论,通过 Hamilton 原理推导出功能梯度材料 Timoshenko 梁的动力屈曲控制方程。

(2) 用里兹法与棣莫弗公式相结合,得到了功能梯度材料 Timoshenko 梁在夹支-固支边界条件下动力屈曲临界载荷的解析表达式及屈曲解。

(3) 应用 MATLAB 软件,讨论了功能梯度材料 Timoshenko 梁的几何尺寸、梯度指数、模态数、材料构成、泊松比以及弹性模量对临界载荷的影响。结果表明:功能梯度材料 Timoshenko 梁的动力屈曲临界载荷随着梁长度、梯度指数的增大而减小;临界载荷随模态数的增大而增大,且冲击载荷越大,高阶模态越容易被激发;临界载荷随泊松比及弹性模量的增大而增大,且泊松比的影响不大,而弹性模量的影响较大。由于剪切项的影响,临界载荷-临界长度的关系曲线在加载端变化趋势平缓;随着模态数的增大,梁的屈曲模态越发复杂。

参考文献:

[1] BIRMAN V,BYRD L W. Modeling and analysis of functionally graded materials and structures [J]. Applied Mechanics Reviews,2007,60(5):195-216.

[2] GUPTA A,TALHA M. Recent development in modeling and analysis of functionally graded materials and structures [J]. Progress in Aerospace Sciences,2015,79:1-14.

[3] NAEBE M,SHIRVANIMOGHADDAM K. Functionally graded materials:a review of fabrication and properties [J]. Applied Materials Today,2016,5:223-245.

[4] KOCATURK T,AKBAŞ Ş D. Post-buckling analysis of Timoshenko beams made of functionally graded material under thermal loading [J]. Structural Engineering & Mechanics,2012,41(6):775-789.

[5] KOCATURK T,AKBAŞ Ş D. Post-buckling analysis of Timoshenko beams with various boundary conditions under non-uniform thermal loading [J]. Structural Engineering & Mechanics,2011,40(3):347-371.

[6] PAUL A. Non-linear thermal post-buckling analysis of FGM Timoshenko beam under non-uniform temperature rise across thickness [J]. Engineering Science & Technology:An International Journal,2016,19(3):1608-1625.

[7] ŞIMŞEK M. Buckling of Timoshenko beams composed of two-dimensional functionally graded material (2D-FGM) having different boundary conditions [J]. Composite Structures,2016,149:304-314.

[8] ELTAHER M A,KHAIRY A,SADOUN A M,et al. Static and buckling analysis of functionally graded Timoshenko nanobeams [J]. Applied Mathematics &Computation,2014,229(229):283-295.

[9] RAHIMI G H,GAZOR M S,HEMMATNEZHAD M,et al. On the postbuckling and free vibrations of FG Timoshenko beams [J]. Composite Structures,2013,95(1):247-253.

[10] LI S R. Relations between buckling loads of functionally graded Timoshenko and homogeneous Euler-Bernoulli beams [J]. Composite Structures,2013,95(1):5-9.

[11] KAHYA V, TURAN M. Finite element model for vibration and buckling of functionally graded beams based on the first-order shear deformation theory [J]. Composites Part B: Engineering, 2017, 109: 108-115.

[12] KIANI Y. Thermal buckling analysis of functionally graded material beams [J]. International Journal of Mechanics & Materials in Design, 2010, 6(3): 229-238.

[13] ANANDRAO K S. Thermal post-buckling analysis of uniform slender functionally graded material beams [J]. Structural Engineering & Mechanics, 2010, 36(5): 545-560.

[14] AKBAŞ Ş D, KOCATÜRK T. Post-buckling analysis of functionally graded three-dimensional beams under the influence of temperature [J]. Journal of Thermal Stresses, 2013, 36(12): 1233-1254.

[15] RYCHLEWSKA J. A new approach for buckling analysis of axially functionally graded beams [J]. Journal of Applied Mathematics & Computational Mechanics, 2015, 14(2): 95-102.

[16] FEREZQI H Z, TAHANI M, TOUSSI H E. Analytical approach to free vibrations of cracked Timoshenko beams made of functionally graded materials [J]. Mechanics of Advanced Materials & Structures, 2010, 17(5): 353-365.

[17] 徐华，李世荣. 一阶剪切理论下功能梯度梁与均匀梁静态解之间的相似关系 [J]. 工程力学，2012，29(4)：161-167.
XU H, LI S R. Analogous relationship between the static solutions of functionally graded beams and homogeneous beams based on the first-order shear deformation theory [J]. Engineering Mechanics, 2012, 29(4): 161-167.

[18] KIRCHHOFF G. Ueber das Gleichgewicht und die Bewegung eines unendlich dünnen elastischen Stabes [J]. Journal FüR Die Reine Und Angewandte Mathematik, 2009, 1859(56): 285-313.

[19] 李楠，韩志军，路国运. 基于里兹法研究复合材料层合板的动力屈曲问题 [J]. 振动与冲击，2016，35(10)：180-184.
LI N, HAN Z J, LU G Y. Research on dynamic buckling of laminated composite plates using Ritz method [J]. Journal of Vibration and Shock, 2016, 35(10): 180-184.

Dynamic Buckling of Functionally Graded Timoshenko Beam under Axial Load

HUANG Yue[1], HAN Zhijun[1], LU Guoyun[2]

(1. *College of Mechanics, Taiyuan University of Technology, Taiyuan* 030024, *China*;
2. *College of Architecture and Civil Engineering, Taiyuan University of Technology, Taiyuan* 030024, *China*)

Abstract: In this study, we investigated the dynamic buckling of the functionally graded Timoshenko beam whose property parameters continuously change according to the power function along the thickness direction. Based on the first order shear deformation theory, we derived the governing equation of the dynamic buckling of functionally graded material Timoshenko beams under axial step loading by using the Hamilton's principle. Using the Ritz method combining with the de Moivre's formula, we obtained the buckling solution and the expression of the critical load of the dynamic buckling of functionally graded material Timoshenko beam under the clamped-fixed boundary condition. Then, the influence of geometric size, gradient index, modal number, material composition, Poisson's ratio and elastic modulus on the critical load by MATLAB calculation was discussed. The results show that the critical load of the functionally graded material Timoshenko beam decreases with the increase of beam length and the gradient index, and increases with the increase of the modal number, showing that the higher modal number is more easily excited by the increase of impact load. Furthermore, the critical load increases with the increase of the Poisson's ratio and the elastic modulus, and the effect of elastic modulus is greater than Poisson's ratio. The critical load-critical length curve tends to be gentle at the loading end because of the influence of shear term. Buckling mode of beam becomes more complicated when the modal number increases.

Keywords: functionally graded material; dynamic buckling; critical load; Ritz method; de Moivre's formula

第 32 卷 第 5 期 高 压 物 理 学 报 Vol. 32，No. 5
2018 年 10 月 CHINESE JOURNAL OF HIGH PRESSURE PHYSICS Oct.，2018

DOI：10.11858/gywlxb.20180502

轴向荷载下功能梯度材料圆柱壳的动力屈曲*

周佳华[1]，杨 强[1]，韩志军[1]，路国运[2]

（1.太原理工大学力学学院，山西 太原 030024；
2.太原理工大学建筑与土木工程学院，山西 太原 030024）

摘要：基于 Donnell 壳体理论和经典板壳理论，利用 Hamilton 变分原理得到轴向荷载作用下材料属性呈幂律分布的功能梯度材料圆柱壳的动力屈曲控制方程。根据圆柱壳周向连续性设出径向位移的函数表达，利用分离变量法求解得到功能梯度材料圆柱壳在轴向荷载作用下的动力屈曲临界荷载的解析表达式和屈曲解。利用 MATLAB 软件编程计算，讨论了径厚比、梯度指数、环向模态数、轴向模态数等对功能梯度材料圆柱壳动力屈曲临界荷载的影响。结果表明：圆柱壳的临界荷载随临界长度的增加而减小；冲击端为夹支的临界荷载比冲击端为简支的临界荷载大，说明约束条件对临界荷载有较大影响；圆柱壳的临界荷载随着模态数的增加而增大，说明临界荷载越大，高阶模态越易被激发；屈曲模态图随着模态数的增加而复杂化。

关键词：功能梯度材料；屈曲临界荷载；圆柱壳；Hamilton 原理；模态数

中图分类号：O343 **文献标识码**：A

功能梯度材料（Functionally Graded Materials，FGM）的概念是 1984 年在航空飞机计划中首次提出的[1]，FGM 的特性在于它的组成和结构随着体积的变化而变化，从而导致材料相应性质发生改变。因其材料特性呈幂律分布[2-3]，FGM 被广泛应用于工程领域，如航空航天、机械工程、生物医学等。圆柱壳在联合荷载作用下的屈曲分析备受学术界关注[4-5]。目前，对 FGM 板壳的研究较为深入[6-8]。Beni 等[9]利用改进的偶应力理论，对 FGM 圆柱壳在不同边界条件下的动力屈曲进行了分析；Kargarnovin 等[10]研究了轴向荷载作用下 FGM 圆柱壳的动力屈曲；Sofiyev 等[11]研究了横向压力下功能梯度正交各向异性圆柱壳的动力屈曲，推导出基于一阶剪切变形理论的功能梯度正交各向异性圆柱壳的稳定性和相容性方程；Khazaeinejad 等[12]研究了弹性模量在厚度方向上连续变化的 FGM 圆柱壳在复合外压和轴向压缩载荷作用下的动力屈曲；Khalili 等[13]研究了横向冲击载荷作用下 FGM 圆柱壳的动力屈曲；Alashti 等[14]对变厚度 FGM 圆柱壳外压和轴向压缩的动力屈曲问题进行了分析。

基于以上研究，本研究讨论了 FGM 圆柱壳在轴向荷载作用下的动力屈曲。根据 Donnell 壳体理论和经典板壳理论，利用 Hamilton 变分原理得到 FGM 圆柱壳的动力屈曲控制方程；采用分离变量法求得动力屈曲临界荷载表达式；通过 MATLAB 软件计算动力屈曲临界荷载，讨论由不同材料（陶瓷和钛、陶瓷和铁、陶瓷和铜）组成的 FGM 圆柱壳的径厚比（R/h）、梯度指数（k）、环向模态数（m）、轴向模态数（n）等对临界荷载的影响。

1 FGM 圆柱壳的屈曲控制方程

如图 1 所示，FGM 圆柱壳长度为 l，半径为 R，总厚度为 h，选取柱坐标系（x，θ，z），其相应位移为（u，v，w）。FGM 的材料属性（弹性模量 E、密度 ρ、泊松比 μ 等）呈幂律分布[2-3]，表示为

* **收稿日期**：2018-01-08；**修回日期**：2018-05-22
基金项目：国家自然科学基金（11372209）
作者简介：周佳华（1992－），女，硕士研究生，主要从事非线性动力屈曲研究. E-mail：18234133316@163.com
通信作者：杨 强（1962－），男，博士，副教授，主要从事非线性动力屈曲研究. E-mail：yangqiang62@126.com

$$P(z)=(P_1-P_2)\left(\frac{2z+h}{2h}\right)^k+P_2 \tag{1}$$

式中：P 为物性参数，下标“1”和“2”分别代表组分 1 和组分 2；k 为梯度指数，$k\in(0,\infty)$。圆柱壳内任意点的物性参数为

$$\begin{cases}E(z)=(E_1-E_2)\left(\dfrac{2z+h}{2h}\right)^k+E_2\\ \rho(z)=(\rho_1-\rho_2)\left(\dfrac{2z+h}{2h}\right)^k+\rho_2\\ \mu(z)=(\mu_1-\mu_2)\left(\dfrac{2z+h}{2h}\right)^k+\mu_2\end{cases} \tag{2}$$

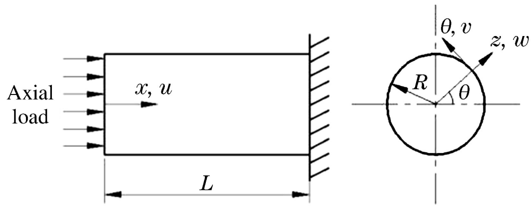


图 1　圆柱壳坐标系统

Fig. 1　Cylindrical shell coordinates

根据 Donnell 壳体理论，圆柱壳的小挠度几何方程为

$$\begin{cases}\varepsilon_x=\varepsilon_x^0+zK_x\\ \varepsilon_\theta=\varepsilon_\theta^0+zK_\theta\\ \gamma_{x\theta}=\gamma_{x\theta}^0+zK_{x\theta}\end{cases},\quad \begin{cases}u=u_0-z\dfrac{\partial w}{\partial x}\\ v=v_0-z\dfrac{\partial w}{R\,\partial\theta}\\ w=w_0\end{cases},\quad \begin{cases}\varepsilon_x^0=\dfrac{\partial u_0}{\partial x}\\ \varepsilon_\theta^0=\dfrac{\partial v_0}{R\,\partial\theta}-\dfrac{w_0}{R}\\ \gamma_{x\theta}^0=\dfrac{\partial u_0}{R\,\partial\theta}+\dfrac{\partial v_0}{\partial x}\end{cases},\quad \begin{cases}K_x=-\dfrac{\partial^2 w_0}{\partial x^2}\\ K_\theta=-\dfrac{\partial^2 w_0}{R^2\,\partial\theta^2}\\ K_{x\theta}=-\dfrac{2\partial^2 w_0}{R\,\partial x\,\partial\theta}\end{cases} \tag{3}$$

式中：ε 为正应变，γ 为切应变，上、下标“0”表示壳体中面，K 为壳体曲率。

根据经典板壳理论，FGM 圆柱壳的内力 $\boldsymbol{N}$ 与内力矩 $\boldsymbol{M}$ 可表示为

$$\begin{pmatrix}N_x\\N_\theta\\N_{x\theta}\\M_x\\M_\theta\\M_{x\theta}\end{pmatrix}=\begin{pmatrix}A_{11}&A_{12}&A_{16}&B_{11}&B_{12}&B_{16}\\A_{21}&A_{22}&A_{26}&B_{21}&B_{22}&B_{26}\\A_{16}&A_{26}&A_{66}&B_{16}&B_{26}&B_{66}\\B_{11}&B_{12}&B_{16}&D_{11}&D_{12}&D_{16}\\B_{21}&B_{22}&B_{26}&D_{21}&D_{22}&D_{26}\\B_{16}&B_{26}&B_{66}&D_{16}&D_{26}&D_{66}\end{pmatrix}\begin{pmatrix}\varepsilon_x^0\\\varepsilon_\theta^0\\\gamma_{x\theta}^0\\K_x\\K_\theta\\K_{x\theta}\end{pmatrix} \tag{4}$$

式中：A_{ij}、B_{ij}、D_{ij}（$i,j=1,2,6$）分别为 FGM 圆柱壳的拉伸刚度、耦合刚度和弯曲刚度系数矩阵分量。$A_{11}=A_{22}=\int_{-h/2}^{h/2}\dfrac{E(z)}{1-\mu^2(z)}\mathrm{d}z$，$A_{12}=A_{21}=\int_{-h/2}^{h/2}\dfrac{\mu(z)E(z)}{1-\mu^2(z)}\mathrm{d}z$，$A_{66}=\int_{-h/2}^{h/2}\dfrac{E(z)}{2[1+\mu(z)]}\mathrm{d}z$，$B_{11}=B_{22}=\int_{-h/2}^{h/2}\dfrac{E(z)}{1-\mu^2(z)}z\,\mathrm{d}z$，$B_{12}=B_{21}=\int_{-h/2}^{h/2}\dfrac{\mu(z)E(z)}{1-\mu^2(z)}z\,\mathrm{d}z$，$B_{66}=\int_{-h/2}^{h/2}\dfrac{E(z)}{2[1+\mu(z)]}z\,\mathrm{d}z$，$D_{11}=D_{22}=\int_{-h/2}^{h/2}\dfrac{E(z)}{1-\mu^2(z)}z^2\,\mathrm{d}z$，$D_{12}=D_{21}=\int_{-h/2}^{h/2}\dfrac{\mu(z)E(z)}{1-\mu^2(z)}z^2\,\mathrm{d}z$，$D_{66}=\int_{-h/2}^{h/2}\dfrac{E(z)}{2[1+\mu(z)]}z^2\,\mathrm{d}z$。FGM 圆柱壳的力学性能为各向同性[15]，那么：$A_{16}=A_{26}=B_{16}=B_{26}=D_{16}=D_{26}=0$。

对于圆柱壳，系统的应变能（不考虑剪力）为

$$U=\frac{1}{2}\int_0^{2\pi}\int_0^l(N_x\varepsilon_x^0+N_\theta\varepsilon_\theta^0+N_{x\theta}\gamma_{x\theta}^0+M_xK_x+M_\theta K_\theta+M_{x\theta}K_{x\theta})R\,\mathrm{d}x\,\mathrm{d}\theta \tag{5}$$

动能为

$$T=\frac{1}{2}\int_{-h/2}^{h/2}\int_0^{2\pi}\int_0^l\rho(z)\left[\left(\frac{\partial u}{\partial t}\right)^2+\left(\frac{\partial v}{\partial t}\right)^2+\left(\frac{\partial w}{\partial t}\right)^2\right]R\,\mathrm{d}x\,\mathrm{d}\theta\,\mathrm{d}z \tag{6}$$

外力功为

$$W=\frac{1}{2}\int_0^{2\pi}\int_0^l N(t)\left(\frac{\partial w_0}{\partial x}\right)^2R\,\mathrm{d}x\,\mathrm{d}\theta \tag{7}$$

Hamilton 变分原理为

$$\delta\int_{t_2}^{t_1}(T-U+W)\mathrm{d}t=0 \tag{8}$$

将(3)式～(7)式代入(8)式中,由 Donnell 壳体理论可知,圆柱壳内力沿环向均匀分布,忽略中面位移[16],由 u_0、v_0、w_0 的变分系数为零,整理得到 FGM 圆柱壳的动力屈曲控制方程为

$$4I_0\frac{\partial^2 w_0}{\partial t^2}-I_2\left(\frac{\partial^4 w_0}{R^2\partial\theta^2\partial t^2}+\frac{\partial^4 w_0}{\partial x^2\partial t^2}\right)=-4A_{22}\frac{w_0}{R^2}-4\frac{B_{12}}{R^2}\frac{\partial^2 w_0}{\partial x^2}-4\frac{B_{22}}{R}\frac{\partial^2 w_0}{R^2\partial\theta^2}-D_{11}\frac{\partial^4 w_0}{\partial x^4}-2(D_{12}+2D_{66})\frac{\partial^4 w_0}{R^2\partial x^2\partial\theta^2}-D_{22}\frac{\partial^4 w_0}{R^4\partial\theta^4}+N(t)\frac{\partial^2 w_0}{\partial x^2}\tag{9}$$

2　控制方程的求解

设径向位移表示为[17]

$$w=Y(x)T(t)\mathrm{e}^{\mathrm{i}m\theta}\tag{10}$$

将(10)式代入(9)式中,分离变量得

$$\begin{cases}Y^{(4)}+\alpha^2Y''+\beta^2Y=0\\ \ddot{T}-\lambda T=0\end{cases}\tag{11}$$

其中

$$\alpha^2=\frac{1}{D_{11}}\left[4\frac{B_{12}}{R^2}+\frac{2}{R^2}(D_{12}+2D_{66})m^2-N(t)-I_2\lambda\right]\tag{12}$$

$$\beta^2=\frac{1}{D_{11}}\left[4\frac{A_{22}}{R^2}+4\frac{B_{22}}{R^3}+\frac{D_{22}}{R^4}m^4+4I_0\lambda-\frac{I_2}{R^2}m^2\lambda\right]\tag{13}$$

当 $\alpha^4>4\beta^2>0$ 且 $\lambda>0$ 时,圆柱壳屈曲[18-20],其动力屈曲解为

$$Y(x)=C_1\sin(k_1x)+C_2\cos(k_1x)+C_3\sin(k_2x)+C_4\cos(k_2x)\tag{14}$$

式中:$C_1\sim C_4$ 为系数,$k_1=\sqrt{\dfrac{\alpha^2-\sqrt{\alpha^4-4\beta^2}}{2}}$,$k_2=\sqrt{\dfrac{\alpha^2+\sqrt{\alpha^4-4\beta^2}}{2}}$ 。

(14)式满足下列两种边界条件:

(1) 对于一端夹支另一端固支的圆柱壳,其边界条件为

$$\begin{cases}Y(0)=Y'(0)=0\\ Y(l)=Y'(l)=0\end{cases}\tag{15}$$

(2) 对于一端简支另一端固支的圆柱壳,其边界条件为

$$\begin{cases}Y(0)=Y''(0)=0\\ Y(l)=Y'(l)=0\end{cases}\tag{16}$$

将(14)式代入(15)式中,整理得到如下齐次线性方程组

$$\begin{pmatrix}0&1&0&1\\ k_1&0&k_2&0\\ \sin(k_1l)&\cos(k_1l)&\sin(k_2l)&\cos(k_2l)\\ k_1\cos(k_1l)&-k_1\sin(k_1l)&k_2\cos(k_2l)&-k_2\sin(k_2l)\end{pmatrix}\begin{pmatrix}C_1\\C_2\\C_3\\C_4\end{pmatrix}=0\tag{17}$$

若要(17)式有非平凡解,其系数行列式必为零,于是

$$2k_1k_2-2k_1k_2\cos(k_1l)\cos(k_2l)-(k_1^2+k_2^2)\sin(k_1l)\sin(k_2l)=0\tag{18}$$

由 k_1 和 k_2 可得

$$\begin{cases}k_1^2+k_2^2=(n_1^2+n_2^2)\pi^2/l^2=\alpha^2\\ k_1^2k_2^2=n_1^2n_2^2\pi^4/l^4=\beta^2\end{cases}\tag{19}$$

将(19)式代入(12)式和(13)式中,得一端夹支另一端固支时 FGM 圆柱壳动力屈曲临界荷载 N_{cr},即

$$N_{\mathrm{cr}}=\frac{D_{11}\pi^2(n_1^2+n_2^2)}{l^2}-\frac{B_{12}}{R^2}+\frac{2(D_{12}+2D_{66})m^2}{R^2}+\frac{h^2(D_{11}n_1^2n_2^2\pi^4R^4-A_{22}l^4R^2+4B_{22}m^2R^2l^4-D_{22}l^4m^4)}{l^4R^2(h^2m^2-12R^2)}\tag{20}$$

式中:$n_1=n=1,2,3,\cdots$;$m=1,2,3,\cdots$;$n_2=n+2$。

同理可得一端简支另一端固支时 FGM 圆柱壳动力屈曲临界荷载

$$N_{cr}=\frac{D_{11}\pi^2(n_1^2+n_2^2)}{l^2}-\frac{B_{12}}{R^2}+\frac{2(D_{12}+2D_{66})m^2}{R^2}+\frac{h^2(D_{11}n_1^2n_2^2\pi^4R^4-A_{22}l^4R^2+4B_{22}m^2R^2l^4-D_{22}l^4m^4)}{l^4R^2(h^2m^2-12R^2)} \tag{21}$$

此时，$n_1=n=1,2,3,\cdots$；$m=1,2,3,\cdots$；$n_2=n+1$。

将 FGM 退化成金属材料，得到金属材料圆柱壳动力屈曲临界荷载

$$N_{cr}=\frac{D_{11}\pi^2(n_1^2+n_2^2)}{l^2}+\frac{2D_{12}m^2}{R^2}+\frac{h^2(D_{11}n_1^2n_2^2\pi^4R^4-A_{22}l^4R^2-D_{22}l^4m^4)}{l^4R^2(h^2m^2-12R^2)} \tag{22}$$

(22)式与文献[16]中的表达式相同。

根据(10)式，取一端夹支另一端固支时圆柱壳动力屈曲解的表达式[16]

$$w=T(t)\left[\sin\left(\frac{n_1\pi x}{l}\right)-\frac{n_1}{n_2}\sin\left(\frac{n_2\pi x}{l}\right)\right]\sin(m\theta) \tag{23}$$

将(23)式代入控制方程(9)式中，计算并化简整理得到临界荷载表达式

$$N_{cr}=\frac{(n_1^2+n_2^2)D_{11}\pi^2}{l^2}+\frac{2m^2(D_{12}+2D_{66})}{R^2} \tag{24}$$

(24)式与不考虑转动惯量时用分离变量得到的结果相同，此时 $n_1=n=1,2,3,\cdots$；$m=1,2,3,\cdots$；$n_2=n+2$。同理可得当边界条件为一端简支另一端固支时的临界荷载表达式，与(24)式相同，此时 $n_1=n=1,2,3,\cdots$；$m=1,2,3,\cdots$；$n_2=n+1$。

3　算例分析

采用 MATLAB 软件编程，对 FGM 圆柱壳动力屈曲临界荷载进行计算。讨论由不同材料(陶瓷-钛、陶瓷-铁、陶瓷-铜)组成的 FGM 圆柱壳(见图 2)的径厚比(R/h)、梯度指数(k)、环向模态数(m)、轴向模态数(n)对临界荷载 N_{cr}的影响。基本材料参数如表 1 所示。

表 1　材料参数

Table 1　Material parameters

Material	E/GPa	ρ/(g · cm^{-3})	μ
Ceramic	385	3.96	0.230
Ti	109	4.54	0.410
Fe	155	7.86	0.291
Cu	119	8.96	0.326

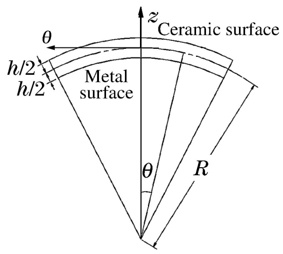


图 2　材料沿壁厚分布

Fig. 2　Distribution of material along wall thickness

图 3 表示 $n=1$、$m=2$、$k=1$、$R/h=20$ 时，不同材料组成下 N_{cr}与临界长度 l(本研究中临界长度即为圆柱壳长度)的关系曲线。从图 3 可以看出：N_{cr}随 l 的增加而减小；当 $l<0.5$ m 时，N_{cr}随 l 的增加而迅速减小；当 $l>0.5$ m 时，N_{cr}随 l 的增大缓慢减小，且逐渐趋于常数；同一 l 下，陶瓷-铜的 N_{cr}最大，陶瓷-铁次之，陶瓷-钛的 N_{cr}最小。以下均以陶瓷-钛为例进行讨论。

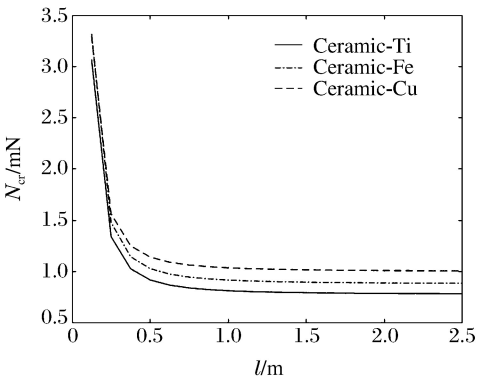


图 3　不同材料组成下临界荷载与临界长度的关系

Fig. 3　Critical load vs. critical length under different material composition conditions

图 4 和图 5 分别表示冲击端为夹支和简支时 $n=1$、$m=2$、$k=1$ 时不同 R/h 下 N_{cr}与 l 的关系曲线。可以看出：当 l 增加时，N_{cr}减小，且逐渐趋于常数；在同一 l 下圆柱壳的 N_{cr}随着 R/h 的增大而减小；当 R/h 和 l 一定时，冲击端为夹支时的 N_{cr}明显比冲击端为简支时的 N_{cr}大，说明约束条件对 N_{cr}有

较大影响。

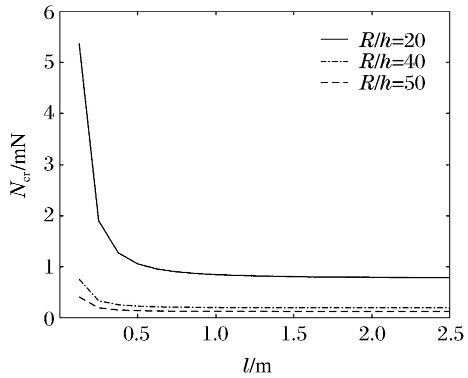


图 4　冲击端为夹支时不同径厚比下临界荷载与临界长度的关系

Fig. 4　Critical load vs. critical length under clamped edge and different diameter-thickness ratios conditions

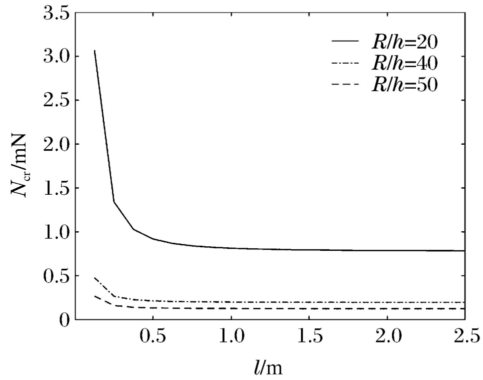


图 5　冲击端为简支时不同径厚比下临界荷载与临界长度的关系

Fig. 5　Critical load vs. critical length under simple support and different diameter-thickness ratios conditions

图 6 和图 7 分别表示冲击端为夹支和简支条件下 $n=1$、$m=2$、$R/h=20$ 时不同 k 下 N_{cr} 与 l 的关系曲线。可见:FGM 圆柱壳的 N_{cr} 随着 l 的增加而减小;在同一 l 下,FGM 圆柱壳的 N_{cr} 随着 k 的增加而增加;当 $l<0.5$ m 时,N_{cr} 随 l 的增加迅速减小,当 $l>0.5$ m 时,N_{cr} 随 l 的增加缓慢减小并逐渐趋于常数;当 $k=1$ 且 l 一定时,冲击端为夹支时的 N_{cr} 明显比冲击端为简支时的 N_{cr} 大,再次说明约束条件对 N_{cr} 的影响较大。

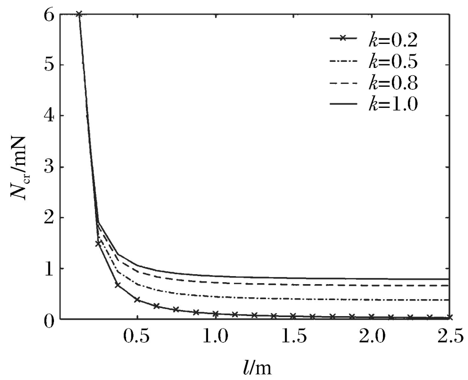


图 6　冲击端为夹支时不同梯度指数下临界荷载与临界长度的关系

Fig. 6　Critical load vs. critical length under clamped edge and different gradient indexes conditions

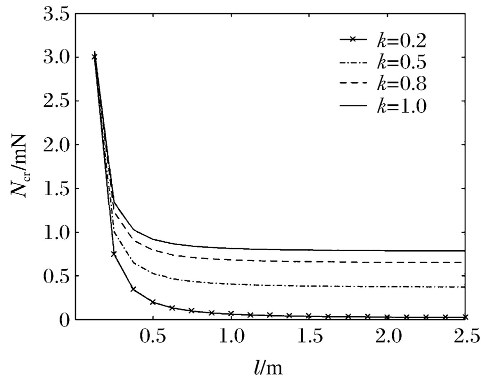


图 7　冲击端为简支时不同梯度指数下临界荷载与临界长度的关系

Fig. 7　Critical load vs. critical length under simple support and different gradient indexes conditions

图 8 和图 9 分别表示冲击端为夹支和简支,$n=1$、$k=1$、$R/h=20$ 时不同 m 下 N_{cr} 与 l 的关系曲线。可以看出:当 l 在一定范围内时,N_{cr} 随 l 的增加而迅速减小,超出这一范围后 N_{cr} 随 l 的增加而缓慢减小且逐渐趋于常数;同一 l 下,随着 m 的增大,FGM 圆柱壳的 N_{cr} 增大,表明 N_{cr} 越大,高阶模态越易被激发。当 $m=6$ 且 l 一定时,冲击端为夹支时的 N_{cr} 明显比冲击端为简支时的 N_{cr} 大,表明约束条件对 N_{cr} 有较大影响。

图 10 和图 11 分别表示冲击端为夹支和简支,$m=1$、$k=1$、$R/h=20$ 时不同 n 下 N_{cr} 与 l 的关系曲线。图 10 和图 11 显示:N_{cr} 随着 l 的增加而减小;不同 n 条件下,N_{cr} 随 l 的增加逐渐趋于同一值;当 $l<1$ m 时,在同一 l 下 N_{cr} 随 n 的增加而增加,说明 N_{cr} 越大,高阶模态越容易被激发。

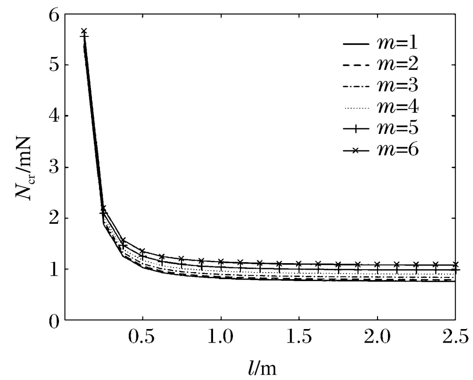


图 8　冲击端为夹支时不同环向模态数下临界荷载与临界长度的关系

Fig. 8　Critical load vs. critical length under clamped edge and different circumferential modal number conditions

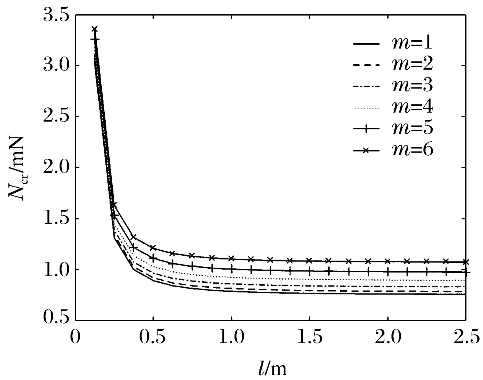


图 9　冲击端为简支时不同环向模态数下临界荷载与临界长度的关系

Fig. 9　Critical load vs. critical length under simple support and different circumferential modal number conditions

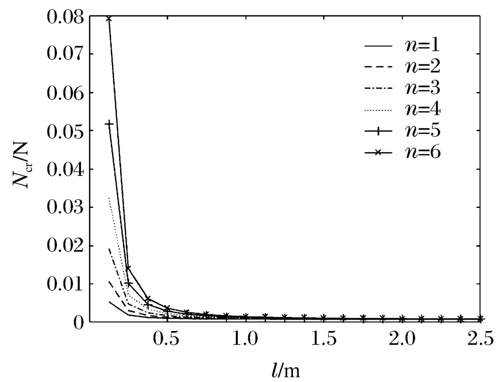


图 10　冲击端为夹支时不同轴向模态数下临界荷载与临界长度的关系

Fig. 10　Critical load vs. critical length under clamped edge and different axial modal number conditions

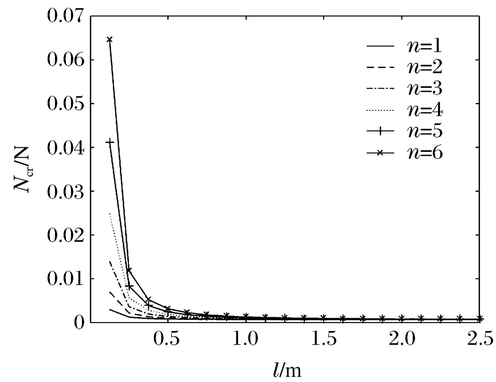
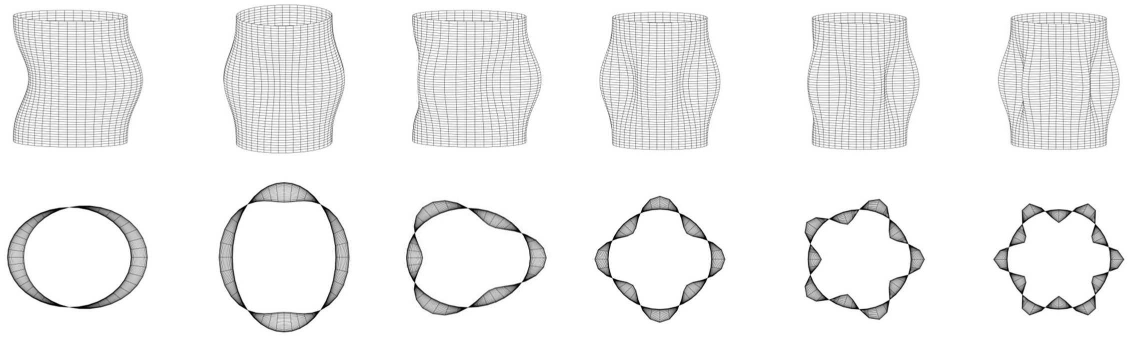


图 11　冲击端为简支时不同轴向模态数下临界荷载与临界长度的关系

Fig. 11　Critical load vs. critical length under simple support and different axial modal number conditions

图 12 为不同环向模态数 m 下 FGM 圆柱壳的动力屈曲模态。可以看出：随着 m 的增大，圆柱壳的模态变得越来越复杂，俯视图由单一形变为多瓣形；当 $m=6$ 时，俯视图为 12 瓣形。

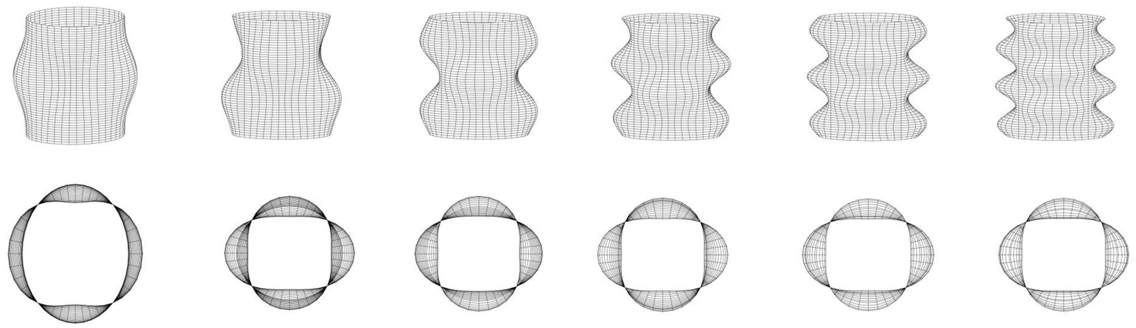


(a) m=1　(b) m=2　(c) m=3　(d) m=4　(e) m=5　(f) m=6

图 12　不同环向屈曲模态图（$n=1$；$m=1,2,3,4,5,6$）

Fig. 12　Different circumferential buckling modes ($n=1$; $m=1,2,3,4,5,6$)

图 13 为不同轴向模态数 n 下 FGM 圆柱壳的动力屈曲模态图。由图 13 可知：随着 n 的增加，模态图变得越来越复杂。由 FGM 圆柱壳的俯视图可知，各阶模态数下动力屈曲模态图为轴对称。



(a) n=1　(b) n=2　(c) n=3　(d) n=4　(e) n=5　(f) n=6

图 13　不同轴向屈曲模态图($m=2$;$n=1,2,3,4,5,6$)

Fig. 13　Different axial buckling modes ($m=2$;$n=1,2,3,4,5,6$)

4　结　论

(1) 根据 Donnell 壳体理论和经典板壳理论,由 Hamilton 变分原理得到轴向荷载作用下 FGM 圆柱壳的动力屈曲控制方程。

(2) 由圆柱壳周向连续性设出径向位移的周向形式,并用分离变量法得到不同约束条件下 FGM 圆柱壳动力屈曲临界荷载的表达式和屈曲解式。

(3) 利用 MATLAB 对临界荷载进行计算,得到:在轴向模态数(n)、环向模态数(m)、梯度指数(k)、径厚比(R/h)一定的情况下,同种材料组成的圆柱壳的临界荷载随着临界长度的增加而减小;在 n、m、k、l 一定的情况下,临界荷载随着径厚比的增大而减小;在 n、m、R/h、l 一定的情况下,临界荷载随着梯度指数 k 的增加而增加;不同约束条件下,冲击端为夹支的临界荷载大于冲击端为简支的临界荷载,表明约束条件对临界荷载有较大影响;圆柱壳的临界荷载随模态数的增加而增大,表明临界荷载越大,越容易激发高阶模态;圆柱壳的动力屈曲模态随模态数的增加变得更为复杂。

参考文献:

[1] KOIZUMI M. The concept of FGM [C]//ZHAI P C,JIANG C R,ZHANG Q J,et al. Ceramic Transactions:Functionally Gradient Materials. Westerville,OH:The American Ceramic Society,1993,34:3-10.

[2] LOY C T,LAM K Y,REDDY J N. Vibration of functionally graded cylindrical shells [J]. International Journal of Mechanical Sciences,1999,41(3):309-324.

[3] SURESH S,MORTENSEN A. Fundamentals of functionally graded materials [M]. The Institute of Materials,1998:18.

[4] ELLINAS C P,CROLL J G A. Elastic-plastic buckling design of cylindrical shells subject to combined axial compression and pressure loading [J]. International Journal of Solids and Structures,1986,22(9):1007-1017.

[5] VAZIRI A,ESTEKANCHI H E. Buckling of cracked cylindrical thin shells under combined internal pressure and axial compression [J]. Thin-Walled Structures,2006,44(2):141-151.

[6] LATIFI M,FARHATNIA F,KADKHODAEI M. Buckling analysis of rectangular functionally graded plates under various edge conditions using Fourier series expansion [J]. European Journal of Mechanics-A/Solids,2013,41(11):16-27.

[7] MANTARI J L,MONGE J C. Buckling,free vibration and bending analysis of functionally graded sandwich plates based on an optimized hyperbolic unified formulation [J]. International Journal of Mechanical Sciences,2016,119:170-186.

[8] LI S R,BATRA R C. Buckling of axially compressed thin cylindrical shells with functionally graded middle layer [J]. Thin-Walled Structures,2006,44(10):1039-1047.

[9] BENI T Y,MEHRALIAN F,ZEIGHAMPOUR H. The modified couple stress functionally graded cylindrical thin shell formulation [J]. Mechanics of Advanced Materials and Structures,2016,23(7):791-801.

[10] KARGARNOVIN M H,HASHEMI M. Buckling analysis of multilayered functionally graded composite cylindrical

shells [C]//Applied Mechanics and Materials. Trans Tech Publications,2012,108:74-79.

[11] SOFIYEV A,DENIZ A,MECITOGLU Z,et al. Buckling of shear deformable functionally graded orthotropic cylindrical shells under a lateral pressure [J]. Acta Physica Polonica A,2015,127(4):907-909.

[12] KHAZAEINEJAD P,NAJAFIZADEH M M,JENABI J,et al. On the buckling of functionally graded cylindrical shells under combined external pressure and axial compression [J]. Journal of Pressure Vessel Technology,2010,132(6):064501.

[13] KHALILI S M R,MALEKZADEH K,DAVAR A. Dynamic response of functionally graded circular cylindrical shells [C]//Advanced Materials Research. Trans Tech Publications,2008,47:608-611.

[14] ALASHTI R A,AHMADI S A. Buckling analysis of functionally graded thick cylindrical shells with variable thickness using DQM [J]. Arabian Journal for Science and Engineering,2014,39(11):8121-8133.

[15] 沈观林,胡更开,刘彬. 复合材料力学 [M]. 2 版. 北京:清华大学出版社,2013.

[16] 孟豪,韩志军,路国运. 复合材料圆柱壳非轴对称动力屈曲 [J]. 振动与冲击,2017,36(11):27-30.
MENG H,HAN Z J,LU G Y. Non-axisymmetric dynamic buckling of composite cylindrical shells [J]. Journal of Vibration and Shock,2017,36(11):27-30.

[17] WANG J Q,HAN Z J,LU G Y. Dynamic buckling of elastic cylindrical shells under axial step load [J]. Applied Mechanics & Materials,2015,751:182-188.

[18] 韩志军. 直杆的撞击屈曲及其应力波效应的实验和理论研究 [D]. 太原:太原理工大学,2005.

[19] YU X H,HAN Z J,KANG Z Y,et al. Computer simulation of cylindrical shell penetrated by rigid projectile [C]//Applied Mechanics and Materials. Trans Tech Publications,2012,152:594-598.

[20] 李楠,韩志军,路国运. 基于里兹法研究复合材料层合板的动力屈曲问题 [J]. 振动与冲击,2016,35(10):180-184.
LI N,HAN Z J,LU G Y. Dynamic buckling analysis of laminated composite plates by using Ritz method [J]. Journal of Vibration and Shock,2016,35(10):180-184.

Dynamic Buckling of Functionally Graded Cylindrical Shells under Axial Loading

ZHOU Jiahua[1], YANG Qiang[1], HAN Zhijun[1], LU Guoyun[2]

(1. *College of Mechanics, Taiyuan University of Technology, Taiyuan* 030024, *China*;
2. *College of Architecture and Civil Engineering, Taiyuan University of Technology, Taiyuan* 030024, *China*)

Abstract: Based on the Donnell shell theory and classical shell theory, we established the dynamic buckling governing equation of functionally graded cylindrical shell under axial load using Hamilton principle. According to the expression of the radial displacement based on the circumferential continuity of cylindrical shell, we also obtained the dynamic buckling critical load expression and the buckling solution of functionally graded cylindrical shell under axial loading using the separation variable method. Using MATLAB, we performed the numerical analysis of functionally graded cylindrical shells, and discussed the influence of the diameter-thickness ratio, the gradient index, the number of circumferential mode and axial mode on the critical load of dynamic buckling. The results show that the critical load of cylindrical shells decreases with the increase of the critical length. The constraint conditions have effects on the critical load, and the critical load of the clamped edges is higher than that of the simple support. Moreover, the critical load of cylindrical shells grows as the modal number increases, indicating that the higher the critical load is, the easier the high-stage mode excites. The dynamic buckling modal diagram becomes more complicated as the modal number increases.

Keywords: functionally graded material; buckling critical load; cylindrical shell; Hamilton principle; modal number

第 32 卷 第 5 期
2018 年 10 月

高 压 物 理 学 报
CHINESE JOURNAL OF HIGH PRESSURE PHYSICS

Vol. 32, No. 5
Oct., 2018

DOI: 10.11858/gywlxb.20180527

内爆载荷作用下圆柱钢壳的动态破碎性能*

陈 虎[1],沈正祥[1,2],王 杜[1],陈定岳[1],袁书强[2]

(1. 宁波市特种设备检验研究院,浙江 宁波 315048;
2. 北方材料科学与技术研究院,浙江 宁波 315103)

摘要:针对高应变率条件下金属壳体破碎性问题,通过内爆加载试验研究了不同装药条件对圆柱钢壳破碎性能的影响规律,探索了一种新的适用于圆柱壳体的破碎性评估准则。实验结果表明:对于不同的给定材料与炸药组合,壳体的单位长度修正 Payman 破碎参数 C_u 和装药与壳体质量比值(C/M 值)之间均存在线性关系;端部效应会使壳体破碎参数降低一固定值;壳体壁厚和无装药部分长度等因素对 C_u 值影响较小,且壳体无装药部分的破碎性较差,只与壳体材料有关。

关键词:柱壳;Payman 破碎参数;装药与壳体质量比;端部效应

中图分类号:O347;TJ412　　　**文献标识码**:A

金属柱壳在内部爆炸加载条件下的动态变形、破碎特性有着重要的理论意义和应用价值。在军事领域,由于柱壳结构在战斗部中较为常见,其在爆炸载荷下的力学响应及终点效应一直是关注的热点[1-2];在公共安全领域,为有效限制爆炸冲击波及爆轰产物的作用范围,对人员和设备实现有效保护,抗爆容器可用于紧急处理疑似爆炸物品[3-4];在石油化工领域,压力容器经常在高温和高压下运行,在突发故障下内部易燃易爆介质可能发生爆炸,产生碎片引发多米诺事故也是不可避免的[5-6]。

国内外早期的研究主要集中在柱壳膨胀后期裂纹形成的物理机制、断裂应变分析和破片统计分布规律。Gurnery[7]根据能量平衡模型估算了柱壳外爆膨胀断裂后的破片速度。Taylor[8]基于拉伸断裂假设及弹塑性理论,提出柱壳内部的应力状态与断裂判据。Hoggatt 等[9]观察到,随着爆轰压力的增加,柱壳的断裂模式由拉伸型向剪切型转变。Mott[10]和 Grady[11]分别从统计学方法和能量守恒观点出发,系统地研究了柱壳破碎后形成大量破片的统计分布规律,并给出相应的破片分布模型。近些年随着计算机技术的进步,数值仿真成为广泛使用的一种研究方法。Hiroe 等[12]基于实验与数值模拟结合的方法,研究了不同材料、缺陷结构、爆炸能量及起爆位置对柱壳变形及破碎行为的影响规律。Tanapornraweekit 等[13]通过数值仿真研究了柱壳自然破碎后其破片初速度、飞散角和质量分布特征,并分析了不同材料性能对柱壳破碎性能的影响。Kong 等[14]利用光滑粒子数值法计算了柱壳在内爆载荷下的动态断裂行为,破片分布及飞散速度与实验结果基本一致。由以上可见,系统研究不同条件下壳体破碎特性的报道并不多见[15]。针对这类强动载柱壳结构,国内外也未形成一种通用的破碎性评估准则。

本工作以圆柱钢壳为研究对象,分析不同装药条件对壳体膨胀断裂行为的影响,探讨破碎特性和装药与壳体质量比 C/M(C 为装药质量,M 为壳体质量)的内在关系,得出一种新的适用于圆柱壳体的破碎性评估准则。

* **收稿日期**:2018-03-15;**修回日期**:2018-04-03
基金项目:浙江省质量技术基础建设项目(20180119)
作者简介:陈 虎(1979—),男,博士,高级工程师,主要从事压力容器安全技术研究. E-mail:chenhu@nbtjy.com
通信作者:沈正祥(1984—),男,博士,副研究员,主要从事爆炸力学研究. E-mail:shenzx84@163.com

1 实 验

1.1 实验方法

试验材料为某典型高强合金钢，其主要化学成分包括0.6%C、1.27%Si、1.15%Mn、0.018%S、0.027%P。装药为B炸药，密度为1.67 g/cm^3。所有圆柱钢壳在水井中爆破，且壳体周围预留足够空气区域供其膨胀断裂，按标准方法将破片回收，回收率均在97%以上。按质量分组并记录各组破片的质量和数量，其中质量小于0.04 g的破片只统计总质量。

1.2 破碎性表征

一般认为，壳体破片的质量分布符合修正Payman直线方程[16]

$$\lg P = 2 - C_0 \frac{m}{M} \tag{1}$$

式中：m为规定的破片分组质量范围的下限；M为回收破片的总质量；P为质量大于m的破片质量百分数（$0 < P \leqslant 100$）；直线的斜率C_0称为修正Payman破碎参数，可用来表征壳体的破碎性能。一般来说，C_0值越大，壳体破片的质量分布越合理，破碎性越好。

研究还发现，修正Payman破碎参数C_0与壳体长度L成正比，即

$$C_u = C_0 / L \tag{2}$$

式中：C_u即为单位长度修正Payman破碎参数，单位cm^{-1}。C_u与壳体长度无关，只与壳体材料、装药类型及C/M比值有关。

2 结果分析与讨论

2.1 壳体破碎性能评估准则

为研究壳体的破碎特性与C/M比值的关系，设计了如图1所示的圆柱壳体，具体尺寸见表1。为消除端部效应，药柱两端均突出壳体约20 mm。共进行5组试验，每组3发壳体。

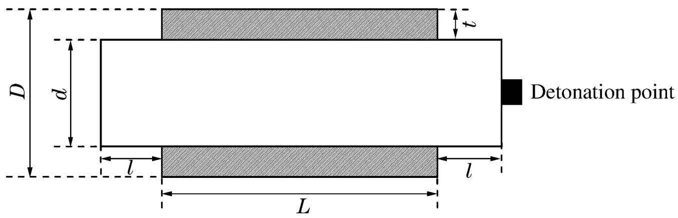


图1 圆柱钢壳结构示意

Fig. 1 Schematic of cylindrical steel shell

表1 壳体尺寸及装药条件

Table 1 Dimensions of shell and charge

No.	D/mm	d/mm	L/mm	C/M
1	30.64	20.64	70	0.18
2	41.99	30.13	70	0.23
3	40.13	30.13	70	0.28
4	50.87	39.52	70	0.33
5	49.52	39.52	70	0.38

破片回收后按质量分拣，并根据(1)式分析其质量分布规律，可得出修正Payman破碎参数C_0与C/M值的关系。如图2所示，随着C/M比值的增加，C_0变大，壳体的破碎性能提高，该现象与壳体断裂及破片形成机制有关，与Reid等[17]的实验结果相符。

对每组 C_0 取平均值并除以壳体长度,可得到单位长度修正 Payman 破碎参数 C_u。如图 3 所示,对 C_u 与 C/M 比值进行线性拟合,拟合直线方程可表示为

$$C_u = 19.1 + 92.8C/M \tag{3}$$

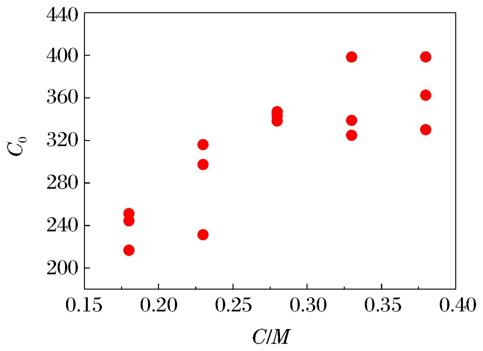


图 2　破碎参数 C_0 与 C/M 值的关系

Fig. 2　Variation of Payman fragmentation parameter C_0 with C/M ratio

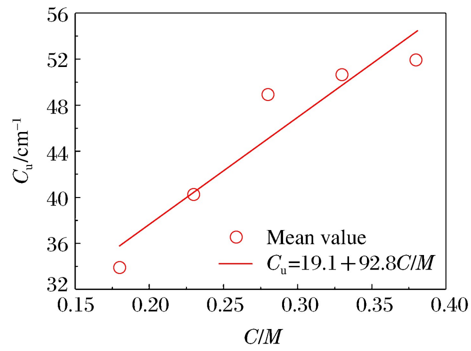


图 3　破碎参数 C_u 与 C/M 比值的关系

Fig. 3　Variation of normalized Payman fragmentation parameter C_u with C/M ratio

因此可认为,内爆炸加载条件下,任何圆柱钢壳与炸药组合一般都存在这类线性关系,即

$$C_u = a + bC/M \tag{4}$$

式中:a 和 b 被称为壳体材料与炸药组合的特征常数。对于给定的材料与炸药组合,a 和 b 为定值。根据壳体破碎的相似性原则,利用(4)式可以评估在相同壳体材料及炸药条件下任何尺寸圆柱壳体的破碎参数,具有广泛的用途。由图 3 还可以看出,当 C/M 比值为 0.33 和 0.38 时,破碎参数 C_u 值偏低。这是因为这两组壳体的直径较大,毛坯热锻后冷却特别慢,温度不均匀导致组织中铁素体含量增多,并呈块状形态,阻碍了裂纹扩展与贯通,最终造成壳体整体的破碎性降低。

2.2　端部效应对破碎性的影响

为研究端部效应对破碎性的影响,设计了如图 4 所示的圆柱钢壳,其特点是起爆端药柱与壳体齐平。所有壳体分为两组:一组壁厚 t 固定,C/M 比值变化,考察 C/M 比值对壳体破碎性的影响;另一组 C/M 比值保持不变,壁厚变化,考察壁厚对壳体破碎性的影响。壳体尺寸如表 2 所示,得到的破碎性结果如图 5 所示。可以看出,当存在端部效应时,壳体破碎性随 C/M 比值的增大而提高,单位长度修正 Payman 破碎参数 C_u 与 C/M 比值同样可拟合成直线关系,其方程可表示为

$$C_u = 4.7 + 93.1C/M \tag{5}$$

图 5 中虚线为(3)式拟合直线,表示壳体不存在端部效应时,其破碎参数 C_u 与 C/M 比值的变化关系。由此可以得出,无论 C/M 比值如何变化,端部效应将导致壳体破碎性能降低。这是因为该条件下装药起爆不能立刻达到最高压力,导致壳体起爆端不能及时断裂形成破片,整体破碎性能变小。需要注意的是,图 5 中两条直线的斜率分别为 92.8 和 93.1,近似相等,意味着不管 C/M 比值多大,由端部效应引起破碎参数 C_u 的降低量是个常数。

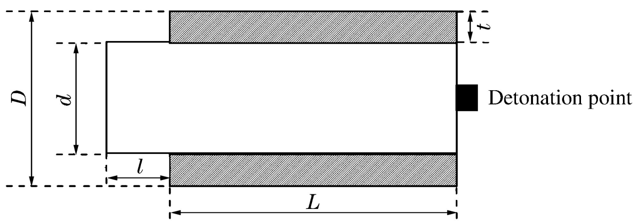


图 4　带端部效应的圆柱钢壳结构

Fig. 4　Schematic of steel shell with end effect

表 2　考虑端部效应的壳体尺寸及装药条件

Table 2　Dimensions of shell with end effect and charge

No.	D/mm	d/mm	L/mm	t/mm	C/M
1	30.64	20.64	60	5	0.18
2	40.13	30.13	60	5	0.28
3	49.52	39.52	60	5	0.38
4	58.84	48.84	60	5	0.48
5	32.11	24.11	60	4	0.28
6	48.16	36.16	60	6	0.28
7	56.19	42.19	60	7	0.28

如果忽略两条直线斜率的微小差别，将(3)式与(5)式相减，即可得到如下关系式

$$C_{\mathrm{u\_end}} = C_{\mathrm{u}} - \frac{3}{4}a \tag{6}$$

式中：$C_{\mathrm{u_end}}$和 C_{u} 分别为相同 C/M 比值条件下存在端部效应和无端部效应的破碎参数，a 为材料与炸药组合的特性常数。

当 C/M 比值保持不变时，破碎参数 C_{u} 随壳体壁厚的变化趋势如图 6 所示。可以看出，C_{u} 与壁厚的关系基本为一条水平直线，具有很小的正斜率，表明端部效应与壁厚无关。

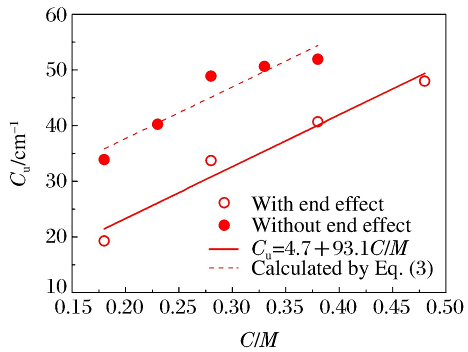


图 5　端部效应对壳体破碎参数 C_{u} 的影响

Fig. 5　Influence of end effect on the normalized Payman fragmentation parameter C_{u}

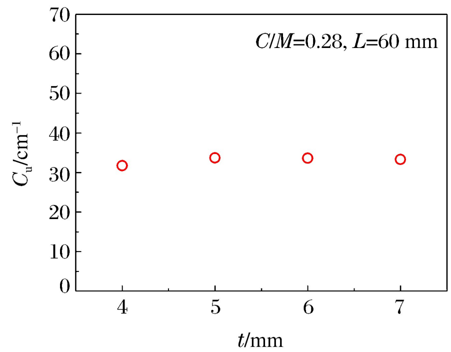


图 6　壁厚对壳体破碎参数 C_{u} 的影响

Fig. 6　Influence of wall thickness on the normalized Payman fragmentation parameter C_{u}

2.3　无装药部分对破碎性的影响

为考察无装药部分对壳体破碎性的影响，设计了如图 7 所示的圆柱钢壳。圆柱钢壳共分为 3 组：(1) 壁厚 t 及无装药部分长度 L' 固定，C/M 比值变化；(2) 壁厚及 C/M 比值固定，无装药部分长度变化；(3) C/M 比值及无装药部分长度固定，壁厚变化。壳体尺寸及装药条件见表 3。

壳体装药部位及无装药部位的单位长度修正 Payman 破碎参数 C_{u} 与 C/M 比值的关系如图 8 所示。可以看出，无装药部分的破碎参数 C_{u} 较小且变化不大，而壳体装药部分的破碎参数 C_{u} 与 C/M 比值之间依然存在线性关系，并且可用下式表示

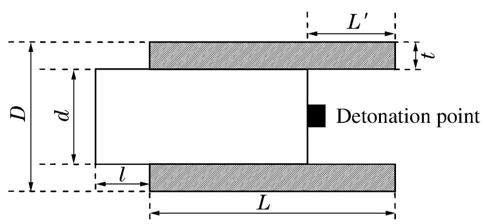


图 7　带无装药部分的圆柱钢壳结构

Fig. 7　Schematic of steel shell with charge vacancy

$$C_u = 4.8 + 91.7C/M \tag{7}$$

将(7)式与(5)式做对比发现,两者的截距及斜率几乎相等,因此可以近似认为壳体装药部分的破碎参数与 C/M 比值的关系和具有端部效应的壳体完全相同,即无装药部分的存在对装药部分的破碎性没有任何影响。对回收的破片仔细观察发现,壳体破碎时主要沿装药与无装药的连接处断裂,不产生既包括装药部分又包括无装药部分的破片,因此装药部分的破碎性与具有端部效应的壳体是等同的。

表 3　考虑无装药部分的壳体尺寸及装药条件

Table 3　Dimensions of shell with charge vacancy and charge

No.	D/mm	d/mm	L/mm	L'/mm	t/mm	C/M
1	30.64	20.64	60	30	5	0.18
	40.13	30.13	60	30	5	0.28
	49.52	39.52	60	30	5	0.38
	58.84	48.84	60	30	5	0.48
2	40.13	30.13	60	10	5	0.28
	40.13	30.13	60	20	5	0.28
	40.13	30.13	60	30	5	0.28
	40.13	30.13	60	40	5	0.28
3	32.11	24.11	60	30	4	0.28
	40.13	30.13	60	30	5	0.28
	48.16	36.16	60	30	6	0.28
	56.19	42.19	60	30	7	0.28

当装药部分的 C/M 比值和无装药部分长度 L' 保持不变时,壳体的破碎参数 C_u 随壁厚的变化关系如图 9 所示。随着壳体壁厚的增加,装药部分及无装药部分的破碎性几乎保持不变,表明壳体壁厚改变时无装药部分对装药部分的破碎性无影响。对于无装药部分长度不同的壳体,其破碎性参数变化如图 10 所示,可以看出,当无装药部分长度增加时,装药部分的破碎参数几乎不变。因此可得出,无装药部分长度不影响壳体装药部分的破碎性能。

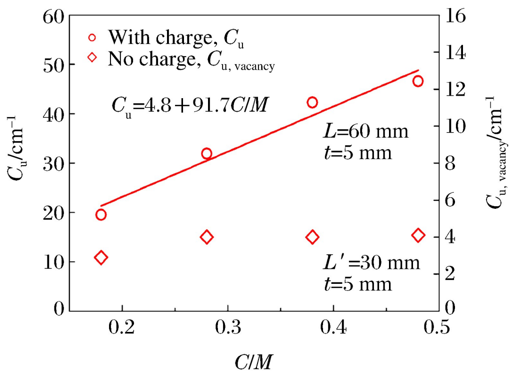


图 8　壳体破碎参数 C_u 与 C/M 比值的关系

Fig. 8　Variation of normalized Payman fragmentation parameter C_u with C/M ratio

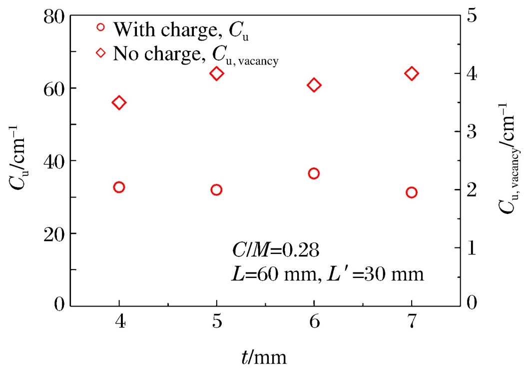


图 9　壳体破碎参数 C_u 与壁厚的关系

Fig. 9　Variation of normalized Payman fragmentation parameter C_u with wall thickness

综合图 8、图 9 和图 10 还可以得出,无装药部分壳体的破碎参数事实上很小。当装药部分壳体向外膨胀时,无装药部分受影响而被"撕裂"成破片。由于两部分壳体向外膨胀的加速度相差悬殊,所以沿两部分的连接处断裂。因此可近似认为,装药部分壳体等效于存在端部效应的壳体。无装药部分的破碎性则主要取决于壳体材料本身性质,C/M 比值即使有影响也不会很明显,而长度和壁厚的变化虽然

会影响壳体质量和破片大小，但总破碎参数 C_0 近似相等，因为 C_0 是经过壳体质量（回收破片总质量）修正过的参数。

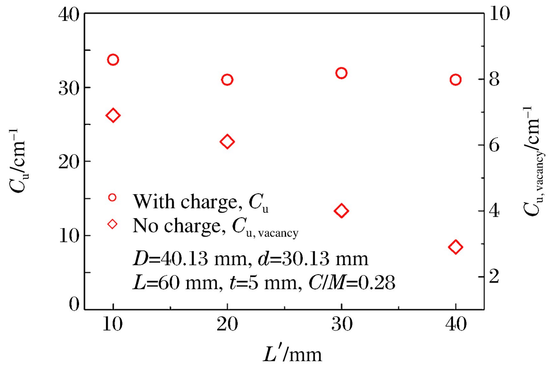


图 10　壳体破碎参数 C_u 与无装药部分长度的关系

Fig. 10　Variation of normalized Payman fragmentation parameter C_u with length of charge vacancy

3　结　论

针对内爆炸载荷作用下金属壳体的动态碎裂问题，通过圆柱钢壳内爆加载试验研究了不同装药条件对破片质量分布的影响规律，得到如下主要结论。

（1）对于不同的给定材料与炸药组合，壳体的单位长度修正 Payman 破碎参数 C_u 与 C/M 比值均存在线性关系，即 $C_u=a+bC/M$，其中 a、b 为与壳体材料和炸药组合有关的特征常数；

（2）无论壁厚和 C/M 比值如何变化，端部效应使壳体的破碎参数 C_u 降低至一个定值 $3a/4$；

（3）无装药部分对壳体的破碎性影响很小，当无装药部分长度或壁厚发生变化时，壳体的破碎参数 C_u 近似不变，且 C_u 与 C/M 比值的线性关系同样成立。

参考文献：

[1]　ARNOLD W，ROTTENKOLBER E. Fragment mass distribution of metal cased explsoive charges [J]. Internatinal Journal of Impacting Engineering，2008，35(12)：1393-1398.

[2]　沈正祥，李亚哲，张宏亮，等. 局部改性弹体低速贯穿金属靶板的破坏形式研究 [J]. 高压物理学报，2017，31(2)：202-207.
SHEN Z X，LI Y Z，ZHANG H L，et al. Experimental studies on failure mode of low speed projectiles by local modification on steel plates [J]. Chinese Journal of High Pressure Physics，2017，31(2)：202-207.

[3]　王志荣，蒋军成，徐进. 气体爆炸载荷作用下抗爆容器的动力学响应 [J]. 石油化工高等学校学报，2006，19(3)：76-80.
WANG Z R，JIANG J C，XU J. Dynamic response of pressure-shock-resistant vessel subjected to gas explosion load [J]. Journal of Petrochemical University，2006，19(3)：76-80.

[4]　辛健，马利，胡洋，等. 内爆载荷作用下不锈钢圆柱壳的断裂失效分析 [J]. 压力容器，2013，30(2)：66-72.
XIN J，MA L，HU Y，et al. Fracture analysis of stainless steel tube under internal blasting loading [J]. Pressure Vessel Technology，2013，30(2)：66-72.

[5]　路胜卓，王伟，张博一. 大型浮顶式储油罐的爆炸破坏机理实验 [J]. 爆炸与冲击，2011，31(2)：158-164.
LU S Z，WANG W，ZHANG B Y. Experimental research on destruction mechanism oflarge-scale floating-roof oil tank under blast loading [J]. Explosion and Shock Waves，2011，31(2)：158-164.

[6]　陈福真，张明广，王妍，等. 油气储罐区多米诺事故耦合效应风险分析 [J]. 中国安全科学学报，2017(10)：111-116.
CHEN F Z，ZHANG M G，WANG Y，et al. Risk analysis of coupling domino effect in petroliferous tank farm [J]. China Safety Science Journal，2017(10)：111-116.

[7]　GURNERY R W. The initial velocities of fragments from bombs，shells and grenades：BRL 405 [R]. Maryland：Army Ballistic Research Laboratory，1943.

[8]　TAYLOR G I. Analysis of the explosion of a long cylindrical bomb detonated at one end [M]//Batchelor G K. The Scientific Papers of Sir Geoffrey Ingram Taylor (Ⅲ). Cambridge：Cambridge University Press，1963：277-286.

[9]　HOGGATT R H，RECHT R F. Fracture behavior of tubular bombs [J]. Journal of Applied Physics，1968，39(3)：1856-1862.

[10] MOTT N F. Fragmentation of shell cases [J]. Mathematical and Physical Sciences，1947，189(1018)：300-308.

[11] GRADY D E. Fragmentation of rings and shells [M]. New York：Springer Verlag，2006.

[12] HIROE T，FUJIWARA K，HATA H，et al. Deformation and fragmentation behavior of exploded metal cylinders and the effects of wall materials，configuration，explosive energy and initiated locations [J]. International Journal and Impact Engineering，2008，35：1578-1586.

[13] TANAPORNRAWEEKIT G，KULSIRIKASEM W. FEM simulation of HE blast-fragmentation warhead and the calculation of lethal range [J]. World Academy of Science，Engineering and Technology，2012，6(6)：411-415.

[14] KONG X S，WU W G，LI J，et al. A numerical investigation on explosive fragmentation of metal casing using smoothed particle hydrodynamic method [J]. Material and Design，2013，51：729-741.

[15] 沈正祥，袁书强，陈炯，等. 局部淬火金属柱壳破碎性的研究 [J]. 高压物理学报，2015，29(4)：293-298.
SHEN Z X，YUAN S Q，CHEN J，et al. Fragmentation of metal cylindrical shell treated by local quenching [J]. Chinese Journal of High Pressure Physics，2015，29(4)：293-298.

[16] GRADY D E，HIGHTOWER M M. Fracture of a 4140 steel cylinder under high explosive loading：Sand-90-0882C [R]. Sandia National Laboratories，1990.

[17] REID W D，WALSH B E. Dynamic fracture properties of a tungsten，3.5%Ni，1.5%Fe alloy under explosive loading conditions [J]. Journal de Physique，1991，1(C3)：597-604.

Dynamical Fragmentation of Steel Cylinders Subjected to Internal Explosive Detonations

CHEN Hu[1]，SHEN Zhengxiang[1,2]，WANG Du[1]，
CHEN Dingyue[1]，YUAN Shuqiang[2]

(1. *Ningbo Special Equipment Inspection & Research Institute*，*Ningbo* 315048，*China*；
2. *Ningbo Branch of Institute of Metal Materials*，*Ningbo* 315103，*China*)

Abstract：Explosively driven fragmentation of material is a highly complex phenomenon. In this study，we evaluated the influence of explosive on the intrinsic fragmentation characteristics using hollow cylindrical steel shells，and investigated a new universal assessment criteria for the fragmentation of cylindrical shells. The results show that there is a linear relationship between the normalized Payman fragmentation parameter C_u of the shell and the charge/mass ratio C/M，for various combinations of shell material and explosive. The fragmentation parameter C_u of columnar part decreases by a constant value for the presence of end effect，while other factors including the shell thickness and the length of charge vacancy，have little effect on the fragmentation parameter C_u. The fragmentation performance of shell with no charge is relatively low and is only determined by shell material properties.

Keywords：cylinder；Payman fragmentation parameter；charge/mass ratio；end effect

第32卷　第5期　　高　压　物　理　学　报　　Vol. 32, No. 5
2018年10月　　CHINESE JOURNAL OF HIGH PRESSURE PHYSICS　　Oct., 2018

DOI：10.11858/gywlxb.20180521

截面几何参数对帽型梁轴向冲击响应的影响*

田　泽[1]，韩　阳[1]，尹晓文[1]，辛　浩[1]，赵隆茂[1]，李志强[1,2,3]

（1. 太原理工大学应用力学与生物医学工程研究所，山西 太原　030024；
2. 太原理工大学力学学院材料强度与结构冲击山西省重点实验室，山西 太原　030024；
3. 力学国家级实验教学示范中心（太原理工大学），山西 太原　030024）

摘要：帽型梁结构作为汽车前纵梁主要部件，其轴向冲击变形模式和吸能特性是汽车被动安全设计的主要参考指标。为此，对带有倒角的帽型梁进行了初始能量为17.8 kJ的落锤轴向冲击实验和数值模拟。保持梁结构的质量不变，对不带倒角和直角弯折的两种截面梁进行同等条件的数值模拟，在一定范围内探讨截面几何参数对帽型梁的变形模式、变形量、吸能总量、峰值载荷、平均碰撞载荷和碰撞力效率的影响。结果表明：对于带有倒角的帽型梁，其变形模式和变形量的计算结果与实验结果基本吻合，验证了计算模型的合理性；倒角的存在使结构变形模式从非紧凑型向紧凑型转变，提高了缓冲效果，降低了峰值载荷；弯折角度由93°变为90°时，对变形模式的影响较小，非直角弯折梁的吸能效果较直角弯折梁好。因此，截面几何参数对帽型梁结构的变形模式和吸能特性有一定影响。

关键词：帽型梁；落锤试验；有限元模拟；变形模式；能量吸收

中图分类号：O347；TG115　　　　**文献标识码**：A

为适应全球范围内节能减排的需求，采用低厚度、高强度的钢板是目前汽车制造业实现轻量化和现代化发展的方向之一[1-2]。汽车碰撞过程中，汽车的前纵梁作为正面冲击的主要吸能部件，一般采用帽型截面薄壁梁结构。这种结构在轴向冲击中主要通过塑性变形吸收能量。研究帽型截面薄壁梁在受到轴向冲击时的变形特点和吸能特性具有重要意义[3]。由于薄壁梁单元在轻质和吸能方面的优势，从20世纪60年代起人们便开始了广泛研究[4]。Wierzbicki等[5]应用宏单元法，提出超折叠单元理论，成为轴向冲击薄壁梁理论分析的基础；他们还根据能量守恒，研究了矩形薄壁梁受到轴向冲击时的压溃行为，并对帽型梁受冲压时的抗压强度进行了验证。White等[6-7]利用超折叠单元理论，对材料为低碳钢的帽型和双帽型梁在准静态轴向加载和动态轴向加载下的平均碰撞载荷进行了理论分析，其理论预测与相关实验结果符合良好。Tarigopula等[8]对DP800双相钢方形截面和帽型截面薄壁梁进行了轴向压溃实验，结合计算机仿真验证了超折叠单元理论。顾纪超等[9]以超折叠单元理论为基础，准确预测了异材异厚的帽型截面薄壁梁在压溃时的平均压溃力，提出了通用帽型梁结构的轴向压溃理论，并通过数值模拟验证了理论的正确性。随着计算机和有限元方法的发展，数值模拟成为研究薄壁构件动态响应的另一种重要手段[10-11]。Rossi等[12]利用LS-DYNA对铝合金挤压多边形截面管受动态轴向冲击的后屈曲变形特性进行了分析，重点研究了冲击能量耗散引起材料轴向起皱的后屈曲变形现象。陈贵江等[13]在考虑成形、回弹及应变率等多种因素的影响下，利用有限元软件对DP800双相钢帽型梁的碰撞过程进行了多种工况的研究。上述研究主要针对特定截面的帽型梁开展材料类型、冲击速度、焊接工艺对其变形模式、能量吸收的影响分析，涉及截面几何参数的研究较少。

* **收稿日期**：2018-03-07；**修回日期**：2018-03-27
基金项目：国家自然科学基金(11672199)；山西省自然科学基础研究项目(201601D011011)
作者简介：田　泽(1992－)，男，硕士研究生，主要从事冲击动力学研究. E-mail：tianze0990@link.tyut.edu.cn
通信作者：李志强(1973－)，男，博士，教授，主要从事冲击动力学和计算力学研究. E-mail：lizhiqiang@tyut.edu.cn

本研究对带有倒角的 DP980 双相钢帽型梁进行落锤轴向冲击实验和数值模拟，得到其压溃模式和最大变形量。为了研究截面参数的影响，保证结构质量不变，设计具有另外两种截面参数的帽型梁，通过数值模拟研究有无倒角以及弯折角是否为直角对变形模式和能量吸收的影响。

1　轴向冲击实验

1.1　实验样品

试样为带有倒角的帽型梁(称Ⅰ型梁)，如图 1 所示。该试样由上下盖板和帽型结构组成，其中帽型结构包括帽型单元和平板单元。帽型结构长 400 mm；为了减轻试件的整体质量，便于观察试件受到冲击后的内部变形模式，上下盖板中心处设有直径为 40 mm 的圆孔。上下盖板厚 3 mm，所用材料为 DC01 钢；帽型单元的厚度为 1.5 mm，所用材料为 DP980 双相钢；平板单元的厚度为 1.5 mm，所用材料为 CR380LA 钢。帽型单元与平板单元之间由点焊焊接，帽型结构和上下盖板由电弧焊焊接。Ⅰ型梁截面形状见图 2，其中弯折角度 θ_1 为 93°，倒角半径 R_1 和 R_2 分别为 4.0 和 8.5 mm。

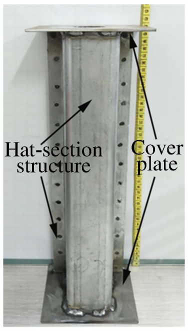


图 1　Ⅰ型梁试件

Fig. 1　Type-Ⅰ beam specimen

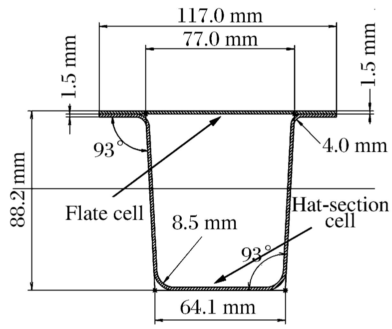


图 2　Ⅰ型梁截面

Fig. 2　Section of Type-Ⅰ beam specimen

1.2　实验装置与测试系统

轴向冲击实验在太原理工大学自行研制的 DHR940 落锤冲击装置上完成。落锤的最大下落高度为 13 m，落锤最大质量为 270 kg，锤头采用高强度钢制作，直径为 80 mm。本实验中，落锤总质量为 241 kg，从 7.55 m 高自由下落冲击Ⅰ型梁，试样受到的初始冲击速度为 12.16 m/s，初始冲击能量为 17.8 kJ。为了使试样顶端均匀受力，在上盖板放置一块尺寸为 260 mm×200 mm×8 mm 的垫板以传递冲击力。试样底端用压板和垫条固定，防止其打滑。试样装配如图 3 所示。

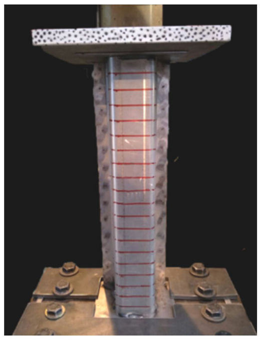


图 3　实验试样装配图

Fig. 3　Specimen assembly of test specimen

本实验采用最大量程为 2 000 kN 的应变式力传感器记录锤头与试样之间的冲击载荷，使用高速摄像机和 DIC 测试系统记录试样的变形模式和位移变化规律。

1.3　实验结果

图 4 给出了Ⅰ型梁轴向冲击变形过程。整个过程分为 3 个阶段，即溃缩变形、回弹和二次撞击。从图 4 中可以观察到：试样受到冲击时，顶部首先发生屈曲，产生第 1 个皱褶；接着变形迅速向下扩展，产生第 2 个和第 3 个皱褶，直到被压溃；之后试样慢慢开始回弹，并与锤头发生分离，试样下部无明显变形，最终残余高度为 193.5 mm，变形模式表现为紧凑型变形。

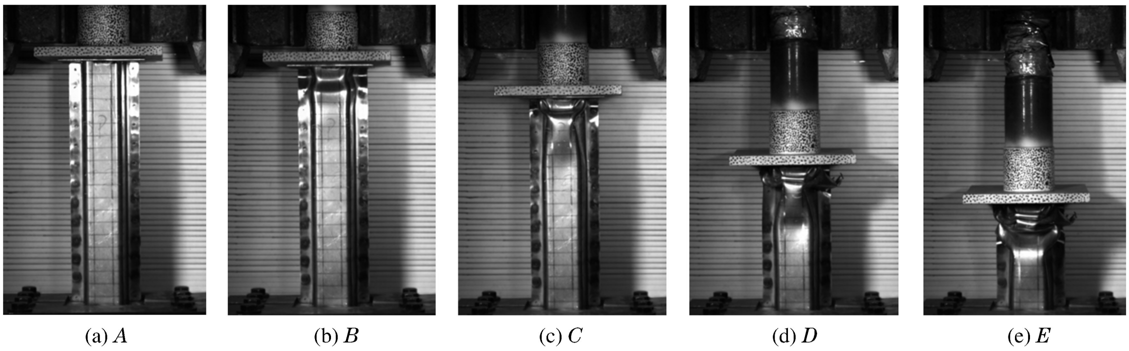


图 4　Ⅰ型梁轴向冲击变形过程

Fig. 4　Deformation sequences of Type-Ⅰ beam under axial impact

图 5 给出了试样所受冲击载荷 F 随时间 t 变化曲线。曲线上标注的 5 个点分别对应图 4 中 5 个变形状态：A 点处，锤头刚接触垫板试件即发生屈曲变形，冲击载荷达到第 1 个峰值，即峰值载荷；B 点、C 点和 D 点分别对应试样形成第 1、第 2 和第 3 个褶皱；E 点则对应试件变形的最终形态。

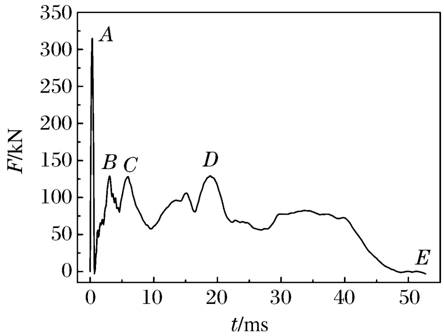


图 5　Ⅰ型梁载荷-时间曲线

Fig. 5　Impact load history curve for Type-Ⅰ beam

2　计算模型建立

采用 LS-DYNA 对Ⅰ型梁试样的冲击实验进行数值模拟，进一步了解结构变形，通过与测试结果进行对比，验证计算模型的准确性。为了研究截面有无倒角和弯折角是否为直角的影响，保持梁的截面周长和结构质量不变，在Ⅰ型梁基础上保证弯折角度不变，去掉倒角，形成不带倒角的帽型梁（称Ⅱ型梁），截面形状如图 6 所示；同样，在Ⅱ型梁基础上，将弯折角改为直角，形成直角弯折帽型梁（称Ⅲ型梁），截面形状如图 7 所示。这 3 类梁的计算模型除截面参数不同之外，材料模型、冲击条件、接触设置等均相同。

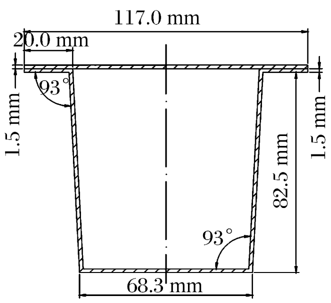


图 6　Ⅱ型梁截面

Fig. 6　Section of Type-Ⅱ beam specimen

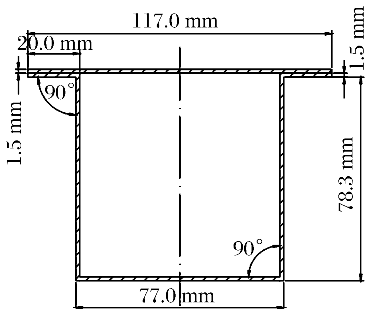


图 7　Ⅲ型梁截面

Fig. 7　Section of Type-Ⅲ beam specimen

2.1　有限元网格划分

基于Ⅰ型梁的轴向冲击实验系统，建立 3 种梁的全尺寸有限元模型，如图 8 所示。有限元模型包含刚性地面、帽型梁、垫块、锤头和配重。帽型梁采用 Belytschko-Tsay 壳单元，垫块、锤头和配重采用实体单元。经过多次试算，帽型单元尺寸选择 4 mm×4 mm，弯折处进行局部细化，上下盖板单元尺寸为 6 mm×6 mm。

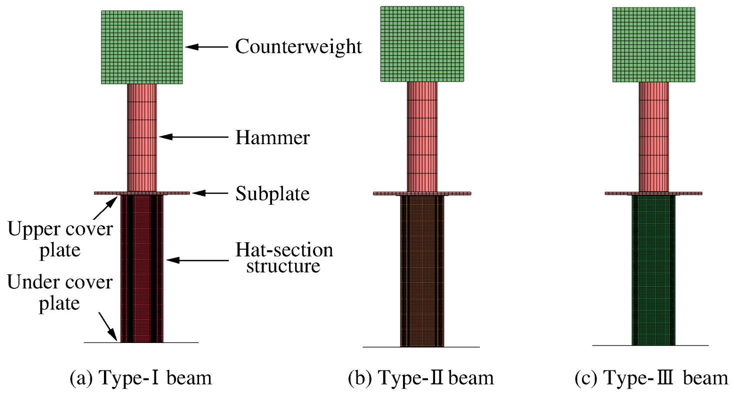


图 8　3 种梁的有限元模型

Fig. 8　Finite element models for 3 different types of beams

2.2　材料模型

上下盖板和平板单元选择随动强化弹塑性模型，帽型单元选择分段线性塑性模型，锤头、配重和垫板选择 Rigid 刚体模型。所有模型参数列于表 1，其中 E 为弹性模量，ν 为泊松比，σ_s 为屈服强度，σ_b 为抗拉强度，δ_1 为延伸率。

表 1　帽型梁的材料参数

Table 1　Material parameters for hat-section beam

Material	E/GPa	ν	σ_s/MPa	σ_b/MPa	δ_1/%
DC01	210	0.3	165	303	47.8
CR380LA	210	0.3	410	524	24.8
DP980	218	0.3	660	1 033	11.0

2.3　初始/边界条件以及焊接和接触设置

下盖板与刚性地面采用固定约束，锤头和配重除轴向外约束其余自由度，初始速度为 12.16 m/s。由于试件产生较大压缩变形，因此在模型中考虑重力做功的影响。帽型单元和平板单元之间的焊点用 CONSTRAINED_SPTWELD 模拟。上下盖板和帽型结构的电弧焊接由 TIE 实现。锤头和配重采用绑定接触，锤头-垫板、垫板-上盖板、上下盖板-帽型结构设置为面-面接触，帽型结构本身设置为自接触，图 8(a)中对有限元模型中的各部分进行了标注。取静摩擦因数和动摩擦因数分别为 0.20 和 0.15。

3　模拟结果与讨论

3.1　有限元模型验证

图 9 给出了Ⅰ型试样载荷-时间曲线的实验和有限元模拟结果。可以看出，试件受到轴向冲击载荷时，实验和模拟获得的载荷随时间变化趋势基本相同，两条曲线吻合较好。

系统能量守恒是验证有限元模拟可靠性和合理性的判断标准之一[14-15]。图 10 给出了 3 种梁的动能、内能、沙漏能和总能量随时间变化曲线。从图 10 可以看出，系统能量基本守恒，沙漏能很小，验证了有限元模型的可靠性和合理性。

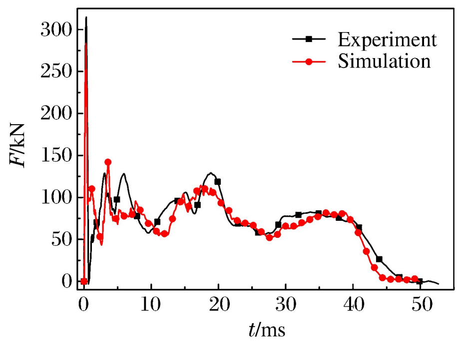
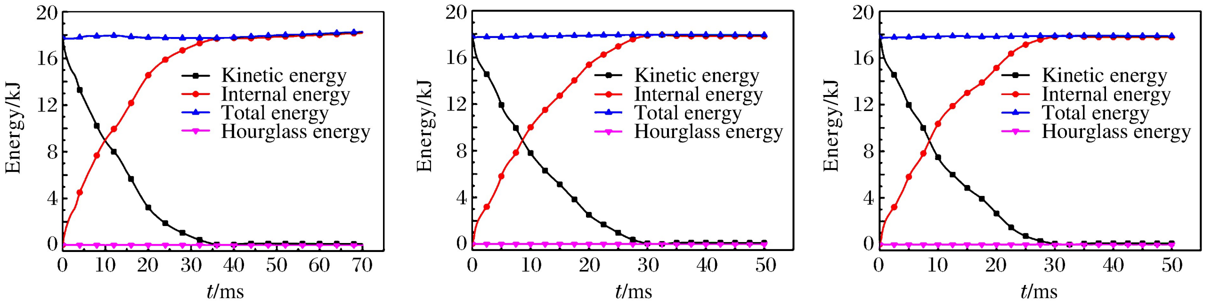


图 9　实验和模拟载荷-时间曲线

Fig. 9　Experimental and simulated load history curves for Type-Ⅰ beam



(a) Type-Ⅰ beam　　　(b) Type-Ⅱ beam　　　(c) Type-Ⅲ beam

图 10　3 种梁的能量时程曲线

Fig. 10　Energy history curves for 3 different types of beams

3.2　变形模式对比

图 11～图 13 分别给出了Ⅰ型梁、Ⅱ型梁和Ⅲ型梁轴向冲击过程中的变形模式，图 14 显示 3 种梁的位移-时间（s-t）曲线。

图 11　Ⅰ型梁的变形过程

Fig. 11　Deformation sequence of Type-Ⅰ beam

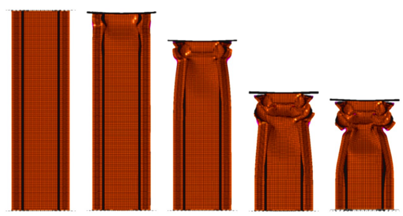


图 12　Ⅱ型梁的变形过程

Fig. 12　Deformation sequence of Type-Ⅱ beam

对比Ⅰ型梁变形的模拟结果（见图 11）和实验结果（见图 4）可以发现：变形都从冲击端向下发生紧凑型压溃变形，共形成 3 个褶皱，试样下部无明显变化，而且试样残余高度的相对误差仅为 2.07%，充分验证了模拟结果的准确性。对比 3 种梁的变形模式可知：它们均由冲击端发生塑性变形并形成褶皱；由于截面形状不同，3 种试样的变形量 δ、载荷作用时间 t_{t}、变形模式并不相同，如表 2 所示，其中 n 为褶皱数。

对比表 2 中Ⅰ型梁和Ⅱ型梁可以看出：Ⅰ型梁受冲击时形成了 3 个褶皱，发生紧凑型变形，变形量为 208.5 mm，冲击载荷持续时间为 50 ms；Ⅱ型梁的第 3 个褶皱未完全形成，发生非紧凑变形，变形量为 184.2 mm，冲击载荷持续时间为 40 ms。非紧凑模式在整体上可能不太稳定，有发生 Euler 屈曲的趋势，这是工程师们不希望出现的能量耗散形式。此外，当初始速度和初始动能相同时，冲击载荷作用时间越长，所要求的制动力越柔和，对吸能结构造成的损伤越小。因此，当帽型梁截面存在倒角时，Ⅰ型梁所受损伤更小，能量吸收更理想。

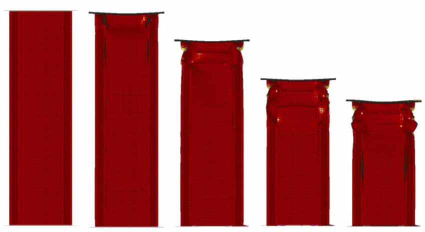


图 13　Ⅲ型梁的变形过程

Fig. 13　Deformation sequence of Type-Ⅲ beam

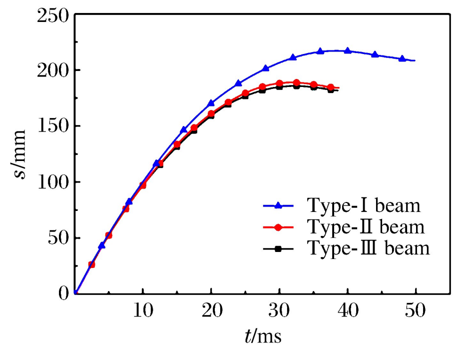


图 14　3 种梁的位移-时间曲线

Fig. 14　Displacement history curves for 3 different beams

表 2　3 种梁的变形模式参数

Table 2　Parameters of deformation modes for 3 different types of beams

Specimen	δ/mm	t_t/ms	n	Deformation mode
Type-Ⅰ beam	208.5	50	3	Compact
Type-Ⅱ beam	184.2	40	2	Non-compact
Type-Ⅲ beam	181.7	40	2	Non-compact

对比表 2 中Ⅱ型梁和Ⅲ型梁可知：当弯折角度改变较小时，弯折角是否为直角对帽型梁受轴向冲击时的变形模式无明显影响。

3.3　能量吸收对比

衡量能量吸收优劣的主要指标有[16]：吸收能量(E_a)、峰值载荷(F_{max})、平均碰撞载荷(F_{mean})和碰撞力效率(Crushing Force Effiencicy，CFE)。

吸收能量 E_a 是结构在变形过程中吸收的能量，在数值上等于载荷-位移曲线与 x 轴围成的面积

$$E_a=\int_0^{\Delta L}F\,\mathrm{d}s \tag{1}$$

式中：ΔL 为试件初始高度与残余高度的差值，也就是变形量 δ。

峰值载荷 F_{max} 一般出现在初始阶段，结构发生弹塑性屈曲，此时为发生屈曲的临界状态。峰值载荷对于结构失效有重要意义，它直接影响碰撞中峰值加速度的大小，在冲击过程中应尽量减小峰值载荷。

平均碰撞载荷 F_{mean} 为单位变形长度的能量吸收，即

$$F_{mean}=E_a/\Delta L \tag{2}$$

平均碰撞载荷是结构吸能能力的总体反映。在吸收相同能量的条件下，平均碰撞载荷越大，变形量越小。

碰撞力效率(η)定义为平均碰撞载荷与峰值载荷的比值

$$\eta=F_{mean}/F_{max} \tag{3}$$

在能量吸收的大变形过程中，应减小峰值载荷，提高平均碰撞载荷，因此理想的吸能结构应具有较大的碰撞力效率，且碰撞载荷的波动较小。

图 15 和图 16 分别给出了 3 种梁的冲击载荷-位移曲线和吸收能量-位移曲线对比，由此获得 3 种梁的能量吸收参数，如表 3 所示。

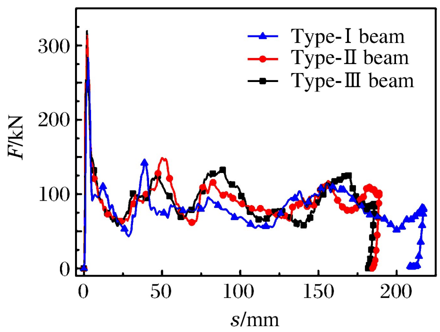


图 15　3 种梁的载荷-位移曲线

Fig. 15　Load vs. displacement for 3 different beams

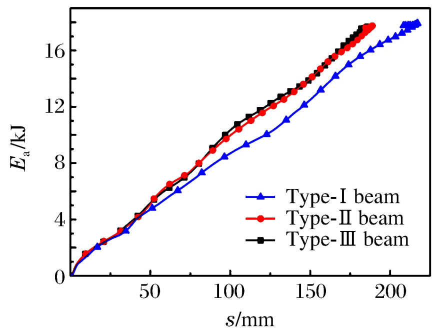


图 16　3 种梁的吸收能量-位移曲线

Fig. 16　Energy vs. displacement for 3 different beams

对比Ⅰ型梁和Ⅱ型梁：从总的能量吸收和峰值载荷来看，Ⅰ型梁结构优于Ⅱ型梁结构；然而，Ⅱ型梁结构的平均碰撞载荷大于Ⅰ型梁结构，主要是因为在相同的初始动能冲击下，帽型梁并未完全压溃，Ⅱ型梁的非紧凑变形模式导致其变形量较小，增大了其平均碰撞载荷。由于Ⅰ型梁和Ⅱ型梁具有相同的碰撞力效率，因此，综合考虑上述 4 个指标，带有倒角的帽型梁在能量吸收方面更具优势。

表 3　3 种梁的能量吸收参数

Table 3　Energy absorption parameters for 3 different types of beams

Specimen	δ/mm	E_a/kJ	F_{max}/kN	F_{mean}/kN	η
Type-Ⅰ beam	208.5	17.777	283.66	85.26	0.30
Type-Ⅱ beam	184.2	17.616	313.79	95.63	0.30
Type-Ⅲ beam	181.7	17.550	319.59	96.59	0.30

对比Ⅱ型梁和Ⅲ型梁，同样从 4 个能量吸收指标分析，结果显示：Ⅱ型梁结构优于Ⅲ型梁（直角型截面帽型梁）结构，说明改变帽型梁弯折角度将对其结构的能量吸收产生影响，并且非直角型截面梁结构的能量吸收更佳。

4　结　论

（1）材料为 DP980、带有倒角的帽型梁在落锤轴向冲击实验中，从冲击端向下发生紧凑型压溃变形，共形成 3 个褶皱，梁的下部无明显变化。

（2）帽型截面梁中倒角的存在使结构变形模式从非紧凑型向紧凑型转变，并且增加结构的总吸收能量，降低峰值载荷和结构受损程度。

（3）就本研究所讨论的弯折角度而言，当弯折角度改变较小时，其对结构变形模式的影响不大；但是帽型截面梁中直角的存在使结构的总吸收能量减少，峰值载荷提高，结构更易受损。

（4）本研究具有一定的局限性，例如，在分析弯折角度对帽型梁轴向冲击响应的影响时，仅考虑了直角和非直角的区别，并未深入探讨弯折角度变化的具体影响。在后续工作中，将对角度变化对帽型梁轴向冲击响应的影响做进一步研究。

参考文献：

［1］ ABEDRABBO N，MAYER R，THOMPSON A，et al. Crash response of advanced high-strength steel tubes：experiment and model [J]. International Journal of Impact Engineering，2009，36(8)：1044-1057.

［2］ ZHANG X W，SU H，YU T X. Energy absorption of an axially crushed square tube with a buckling initiator [J]. International Journal of Impact Engineering，2009，36(3)：402-417.

［3］ 余同希，卢国兴，华云龙. 材料与结构的能量吸收：耐撞性·包装·安全防护 [M]. 北京：化学工业出版社，2006.

［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(4)：727-734.

［6］ 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.

［7］ WHITE M D，JONES N. A theoretical analysis for the dynamic axial crushing of top-hat and double-hat thin-walled sections [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers，Part D：Journal of Automobile Engineering，1999，213(4)：307-325.

［8］ TARIGOPULA V，LANGSETH M，HOPPERSTAD O S，et al. Axial crushing of thin-walled high-strength steel sections [J]. International Journal of Impact Engineering，2006，32(5)：847-882.

［9］ 顾纪超，樊涛，段利斌，等. 异材异厚帽型梁结构轴向压溃理论研究 [J]. 汽车工程学报，2016，6(4)：252-259.
GU J C，FAN T，DUAN L B，et al. Research on axial crushing theory of hat-section beam with different materials and thickness [J]. Chinese Journal of Automotive Engineering，2016，6(4)：252-259.

［10］ BODLANI S B，YUEN S C K，NURICK G N. The energy absorption characteristics of square mild steel tubes with multiple induced circular hole discontinuities－Part Ⅱ：numerical simulations [J]. Journal of Applied Mechanics， 2009,76(4):041013.

[11] 吴永强.复合材料加强薄壁铝梁吸能特性仿真与试验研究[D].长沙:湖南大学,2016:22-32.

[12] ROSSI A,FAWAZ Z,BEHDINAN K. Numerical simulation of the axial collapse of thin-walled polygonal section tubes [J]. Thin-Walled Structures,2005,43(10):1646-1661.

[13] 陈贵江,康永林,朱国明,等.高强度双相钢 DP800 成形件碰撞性能仿真分析[J].塑性工程学报,2010,17(4):91-95. CHEN G J,KANG Y L,ZHU G M,et al. The influence of stamping,springback and strain rate on collision performance of high-strength dual-phase steel DP800 parts [J]. Journal of Plasticity Engineering,2010,17(4):91-95.

[14] 郝文乾.轴向冲击载荷下薄壁折纹管和波纹管的屈曲与能量吸收[D].太原:太原理工大学,2014:43-45.

[15] LIU Z,HAO W,XIE J,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.

[16] 江志勇.基于轿车薄壁构件碰撞的变形及吸能特性的仿真与分析[D].武汉:武汉理工大学,2009:41-43.

Effect of Sectional Geometric Parameters on Axial Impact Response of Hat-Section Beam

TIAN Ze[1],HAN Yang[1],YIN Xiaowen[1],XIN Hao[1],
ZHAO Longmao[1],LI Zhiqiang[1,2,3]

(1. *Institute of Applied Mechanics and Biomedical Engineering, Taiyuan University of Technology, Taiyuan* 030024, *China*;
2. *Shanxi Key Laboratory of Material Strength & Structural Impact, College of Mechanics, Taiyuan University of Technology, Taiyuan* 030024, *China*;
3. *National Demonstration Center for Experimental Mechanics Education (Taiyuan University of Technology), Taiyuan* 030024, *China*)

Abstract: As the major part of the vehicle front side member, the hat-section beam structure's deformation mode and energy absorption characteristics under the axial impact is the main reference index in the design of automobile passive safety. In this study, we carried out a drop hammer axial impact test and numerical simulation with initial energy of 17.8 kJ for the hat-section beam with chamfering. In addition, keeping the total mass constant, we simulated two other beams with different sections of no chamfering and right-angle bend in the same conditions, aiming to investigate the influences of section geometric parameters on these characterizations as deformation modes, amount of deformation, energy absorption, peak load, the average crushing load and crushing force efficiency within a certain scope. The calculation results of the deformation modes and amount of deformation of the hat-section beam with chamfering are consistent with the experimental ones, verifying the rationality of the computation model. Due to the existence of chamfering in the structure, the pattern of structural deformation was transformed from a non-compact mode to a compact mode, the buffering effect was increased, whereas the maximum crushing load was reduced. When the bending angle changed from 93° to 90°, it only has minor influence on the deformation mode, and the energy absorption of the beam with non-right-angle bending is better than that of the beam with right-angle bending. Therefore, the geometric parameters of the cross section have some influence on the deformation mode and energy absorption characteristics of the hat-section beam structure.

Keywords: hat-section beam; drop hammer test; finite element simulation; deformation mode; energy absorption

DOI: 10.11858/gywlxb.20180561

在顶爆作用下含裂隙锚固洞室的损伤演化及动态响应规律*

王光勇[1]，裴晨浩[1]，林加剑[2]

(1. 河南理工大学土木工程学院，河南 焦作　454000；
2. 安徽大学电气工程与自动化学院，安徽 合肥　230601)

摘要：基于相似模型试验，利用数值分析方法研究了含裂隙锚固洞室在顶爆下的损伤演化和动态响应规律，并探讨了裂隙倾角和长度对锚固洞室损伤分布和拱顶位移的影响。随着爆炸应力波的传播，在裂隙表面形成张拉损伤，并在裂隙尖端扩展出翼生裂纹，随后在锚固洞室附近的拱顶自由面、锚固区边界处以及底板中间依次形成较大拉伸损伤区域。随着裂隙倾角从 0°加大到 90°，拱顶锚固区及锚固区边界最大损伤区域面积先减小后增加，裂隙倾角为 45°时面积最小。当裂隙的长度相同时，拱顶峰值位移随裂隙倾角的增大先增加后减小；当裂隙的倾角相同时，裂隙长度越长对应力波的阻碍作用越明显，裂隙长度为 30 cm、倾角为 45°时洞室破坏最小。

关键词：地下工程；爆炸荷载；锚固洞室；张开裂隙；损伤演化；数值分析

中图分类号：TU457　　　**文献标识码**：A

地下洞室在开挖时不可避免地穿过断层、节理等缺陷岩体[1]。这些裂隙对地下结构在爆炸荷载下的稳定性有着重大影响，尤其是当存在张开型贯穿裂隙，如断层节理、开挖裂纹时，爆炸应力波的传播和洞室的动态响应会存在很大的不同。因此研究含裂隙锚固洞室在动载作用下的动态响应是非常有意义的。

目前关于地下锚固洞室的动态响应的研究已成为一个热点问题，国内外学者对不含裂隙的地下锚固洞室的动态响应进行大量的研究[2-9]，并取得了一定成果。对于含裂隙的地下锚固洞室的动态响应学者们也进行了一定的探索。在理论研究方面：王卫华等[10]通过建立解析模型分析了不同应力波在张开节理处的能量衰减规律；基于波阵面动量守恒和节理位移不连续理论，柴少波等[11]分析了柱面波在节理岩体中的传播规律。在试验方面：郭东明等[12-13]利用动焦散试验研究了爆炸荷载下含缺陷巷道的裂纹扩展情况，刘红岩等[14]利用 SHPB 研究了节理特征对岩体动态破坏模式和强度的影响规律，Yang 等[15]分析了不同节理的裂纹扩展路径、应力强度因子变化规律以及翼裂机理。在数值模拟方面：李超等[16]利用 RFPA 2D 对动载下节理岩体的动态破坏过程进行了模拟，表明断续节理破坏过程与节理构造形态和应力波峰值密切相关；杨仁树等[17]利用 ABAQUS 研究了应力波经过节理时岩体的应力状态；张秀丽等[18]利用 DDA 程序研究表明节理面能阻碍波的传播，有利于波的衰减，结果表明，节理面越多，波的反射越强，而波的透射越弱；Deng 等[19]利用数值分析软件分析了在爆破动载作用下含节理圆形巷道的破坏程度及形式。虽然学者对含裂隙的地下锚固洞室的动态响应研究取得一定的成绩，但大多数文献都是对单独的裂隙分析其在动荷载下的力学响应，并没有讨论裂纹参数的影响以及损伤演化过程。本研究基于顶爆作用下锚固洞室相似模型试验，采用数值分析方法，从损伤角度研究含裂隙的地下锚固洞室在动载作用下的损伤演化过程，并探讨裂隙倾角和长度对洞室破坏模式和动态响应的影响。

* **收稿日期**：2018-05-13；**修回日期**：2018-05-30

基金项目：国家自然科学基金(51304067)；河南省高等学校青年骨干教师资助计划项目(2015GGJS-069)

作者简介：王光勇(1977—)，男，博士，副教授，主要从事岩土工程动载试验方面的教学与研究. E-mail: wgy2003@mail.ustc.edu.cn

1　数值模拟

1.1　模型参数

本数值模型基于室内抗爆试验[20]建立，为了方便计算，将其简化为平面应变问题，计算模型如图 1 所示。模型宽×高=240 cm×230 cm，洞室为直墙圆拱形，跨度 60 cm，高 40 cm，圆拱半径 35 cm；锚杆间距 4 cm，长度为 24 cm。爆炸源中心距洞顶为 83 cm，左右边界及模型下部用无限元来模拟半无限体。裂隙为张开型裂隙，设置为狭长的椭圆形，短轴为 0.5 mm，对应于实际洞室中间距为 5 mm 的张开型裂隙。裂隙设置在拱顶 39 cm 处锚固区外，设置不同的倾角 α 和长度 L。倾角 α 取 0°、30°、45°、60°和 90°，长度 L 设置为洞室跨度的 1/2、2/5、1/3、1/4 和 1/5，分别为 30、24、20、15 和 12 cm。图 1 中 P1、P2 是拱顶动载监测点，U1 为拱顶振动位移监测点，U2、U3 为两拱脚振动位移监测点。爆炸压力的加载是由试验测得距装药中心半径 10 cm 的爆腔压力，压力时程曲线如图 2 所示。

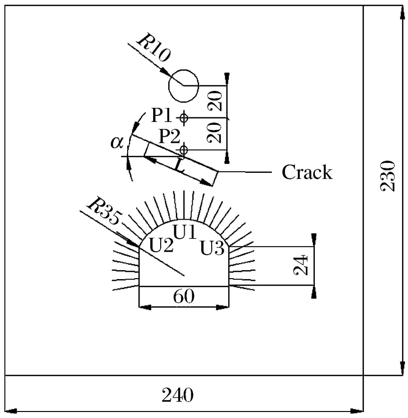


图 1　模型简图(单位:cm)

Fig. 1　Model diagram(unit:cm)

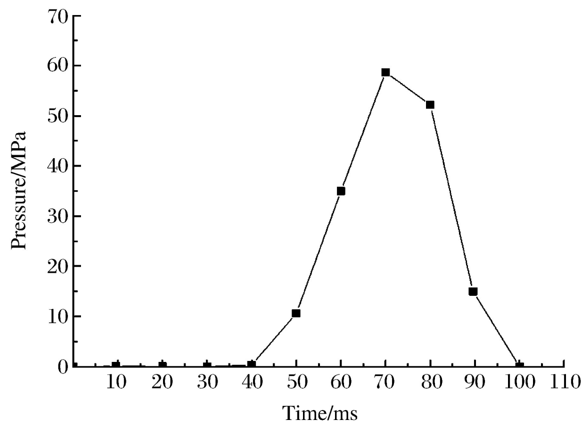


图 2　爆炸压力时程曲线

Fig. 2　Blast pressure time histoy curve

1.2　本构模型及网格划分

岩石的本构模型采用混凝土塑性损伤模型(CDP)，该模型能够较好地反映岩石等准脆性材料在爆炸荷载下的损伤状态。岩石的参数设置见表 1。岩石强度和应变率的关系[21]为

$$\sigma_{\mathrm{d}}=0.4\sigma_{\mathrm{cd}}\dot{\varepsilon}^{1/3} \tag{1}$$

式中：σ_{d} 为动态强度，σ_{cd}为静态强度，$\dot{\varepsilon}$ 为应变率。

锚杆在相似试验中采用铝棒模拟，直径为 1.84 mm，密度为 3 000 kg/m^3，弹性模量为 76 GPa，泊松比为 0.34，用理想弹塑性模型，屈服强度为 0.282 GPa。为了使裂隙更符合实际情况，在裂隙面的切线方向设置 0.2 的摩擦系数。网格的尺寸对岩石动力学的计算影响很大，根据研究成果[22]，当一个载荷波长内的网格数达到 16 个时，计算得到的各物理量的峰值和波形基本趋于稳定。弹性纵波在无限介质中的传播速度为

$$C_{\mathrm{p}}=\sqrt{\frac{E(1-\mu)}{\rho(1+\mu)(1-2\mu)}} \tag{2}$$

式中：E 为材料的弹性模量，μ 为泊松比，ρ 为材料密度。由模型材料的物理参数得到纵波波速 C_{p}=1 096 m/s，加载波的周期 T 约为 0.2 ms，所以波长为 $\lambda=C_{\mathrm{p}}T$=0.22 m，网格尺寸应小于 13 mm，选取网格尺寸为 10 mm。

表 1　CDP 模型参数

Table 1　Parameters of CDP model

Density/(kg·m^{-3})	E/GPa	μ	Dilation angle/(°)	Eccentricity	σ_{b0}/σ_{c0}	K	Viscosity paramenter
1 800	2.03	0.16	25	0.1	1.16	0.666 67	0

2　模拟结果分析

2.1　计算模型准确性验证

为了检验模拟效果的好坏,选取与模型试验相同位置两个测点 P1 和 P2 的压力时程曲线进行对比,如图 3 所示。从图 3 可以看出:模拟曲线和试验曲线的形态和趋势比较相似,数值分析峰值压力比模型试验稍大,但是作用时间较短,这主要是数值分析中材料比较理想化造成的,总体来说模拟结果与试验结果相一致。图 4 是紧密锚杆加固洞室的最终损伤模拟与试验结果的对比图。由图 4 可以知道:数值分析中整个洞室附近破坏最严重的部位主要分布在洞室拱顶自由面附近、锚固区与非锚固区交界处;相似试验中,在拱顶中间锚杆底部出现小块岩石损坏,锚固区与非锚固区交界处形成裂纹,这些都与模拟结果相符合,数值结果正好与试验结果一致。综上所述,通过对比数值分析和模型试验中的压应力时程曲线和损伤破坏图,得到的模拟结果还是比较可靠的。

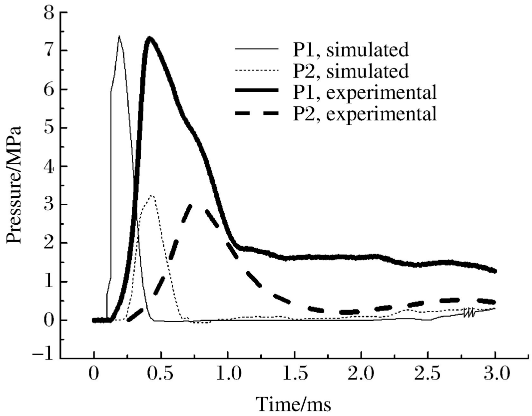
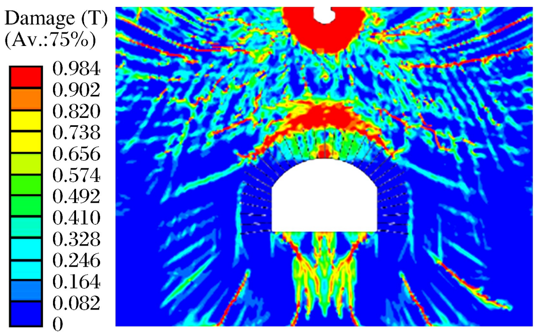


图 3　模拟、实测压应力时程曲线对比

Fig. 3　Comparison of simulated time-history curve of pressure with the experimental data



(a) Simulation

(b) Experiment

图 4　模拟结果与试验损伤对比图

Fig. 4　Comparison of simulated damage with experimental results

2.2　在顶爆作用下含裂隙锚固洞室损伤演化过程

在爆炸荷载作用下,裂隙及洞室附近受压损伤较小,对洞室稳定性影响很小,故在分析中主要考虑拉伸损伤区域。为了使模型更好地收敛,最大拉伸损伤为 0.984 3,此时岩石的拉伸弹模已非常小,所以可以把损伤为 0.98 以上当作为最大拉伸破坏区,此区域会形成裂纹。

由于模拟组数较多,取裂隙倾角 α 为 0°、长度为 30 cm($L/D=1/2$)为例阐述应力波的传播过程及损伤演化过程,如图 5 和图 6 所示。集中装药条件下,爆炸产生了向外扩散的球面波,在爆炸近区,岩石发生剧烈破坏,爆源附近形成粉碎区,应力波能量大幅度衰减,到达裂隙面时应力强度已衰减了93.7%。加载后 0.36 ms,波头首先传到节理上表面中部,此时应力还较小,节理尚未闭合(见图 5(a)),节理面产生反射拉伸波,形成轻微的拉伸损伤,裂隙尖端由于应力集中也开始出现损伤。大约 0.54 ms 时节理面完全闭合(见图 5(c)),裂隙下表面产生了透射波,与裂隙两端的衍射波汇合继续向下传播。应力波传播 0.78 ms 时,由于节理面反射波在节理上方约 15 cm 处形成较大的拉伸损伤,发生“层裂”现象,并且

裂尖处的损伤继续向下扩展。随着应力波断续传播，在拱顶中部锚杆两侧形成较大的损伤区域。当反射波传出锚固区后，由于非锚固岩体抗拉强度相对于锚固区岩体抗拉强度有所减弱，在锚固区边界形成最大拉伸损伤区域。随着应力波作用时间推移，在拱脚和侧墙锚固区外面形成了较小的拉伸损伤区域，当应力波向下绕射过洞室后，在底板处形成了 2 条较长的损伤区域和一些较短的裂纹。

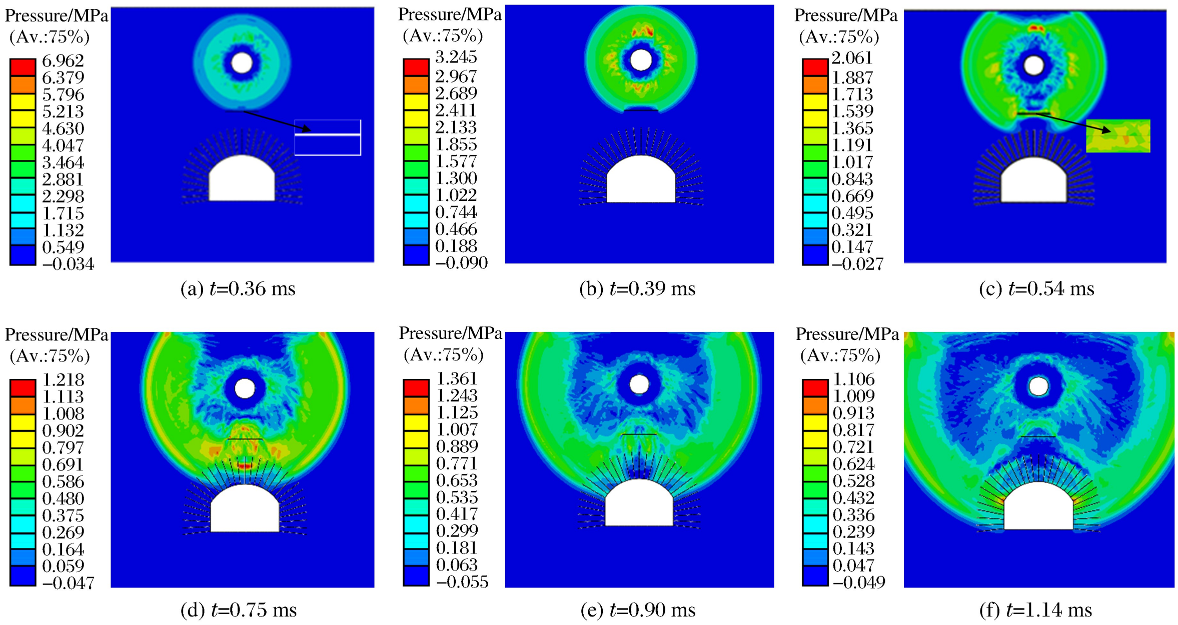


图 5　应力波传播图

Fig. 5　Illustration of stress wave propagation

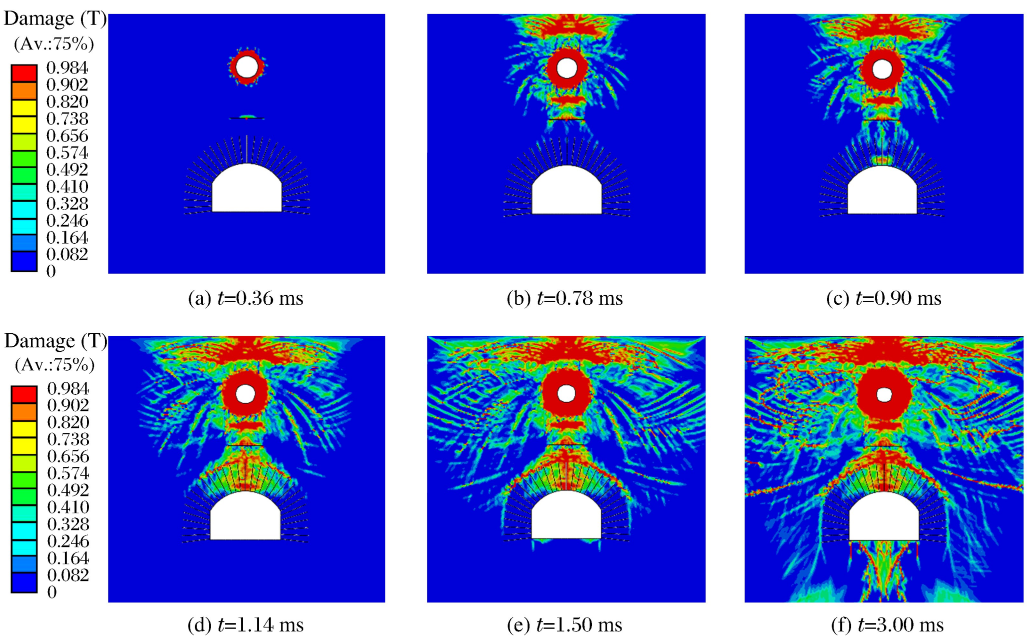


图 6　损伤演化图

Fig. 6　Illustration of damage evolution

2.3　在顶爆作用下裂隙倾角对洞室损伤分布影响

在实际工程中,由于地质构造的作用,裂隙可能呈不同的倾角,对洞室的损伤分布产生较大影响。图 7 为裂隙长度为 30 cm($L/D=1/2$)、不同倾角的洞室损伤分布情况。无裂隙的洞室最大损伤区域主要为拱顶中间自由面附近小块区域、锚固区边界区域、拱脚和底板下方的条形区域。裂隙倾角 α 为 0°时,裂隙上表面形成三角形的拉伸损伤区域,并在距上表面约 15 cm 处形成与裂隙平行的损伤较大的区域。锚固区内的最大损伤集中在中间锚杆两侧的 7 根锚杆区域,与锚固区边界损伤贯通。锚固区边界的最大损伤区域以中间对称分布,从中间向两边最大损伤区域厚度逐渐减小。相对于无裂隙锚固洞室,锚固区的最大损伤区域有所增加,而锚固区边界最大损伤区域有一定的减小。拱脚处上方出现了两条向两侧延伸的损伤区域,底板的损伤因应力波能量的减小而减小。随着裂隙倾角增加,裂隙上尖端扩展的翼生裂纹逐渐变长,裂隙上表面的损伤集中于裂隙下半部,远端的损伤较大区域与裂隙平行,呈一定倾角且面积有所减小,锚固区的损伤变得分散,呈倾斜的层状,面积有所减小。随着裂隙倾角增加,锚固区边界的最大拉伸损伤区域先变薄后变厚,倾角 α 为 45°时拱顶锚固区边界的最大拉伸损伤面积最小,拱脚和底板的损伤因裂隙改变了球面波的传播方向出现了不对称性,右侧的损伤明显小于左侧。当倾角 α 为 90°时,洞室的损伤分布基本与无裂隙洞室相同,裂隙左右两侧的最大损伤区域与锚固区边界最大损伤区域相贯通,使锚固区上方损伤面积变大。

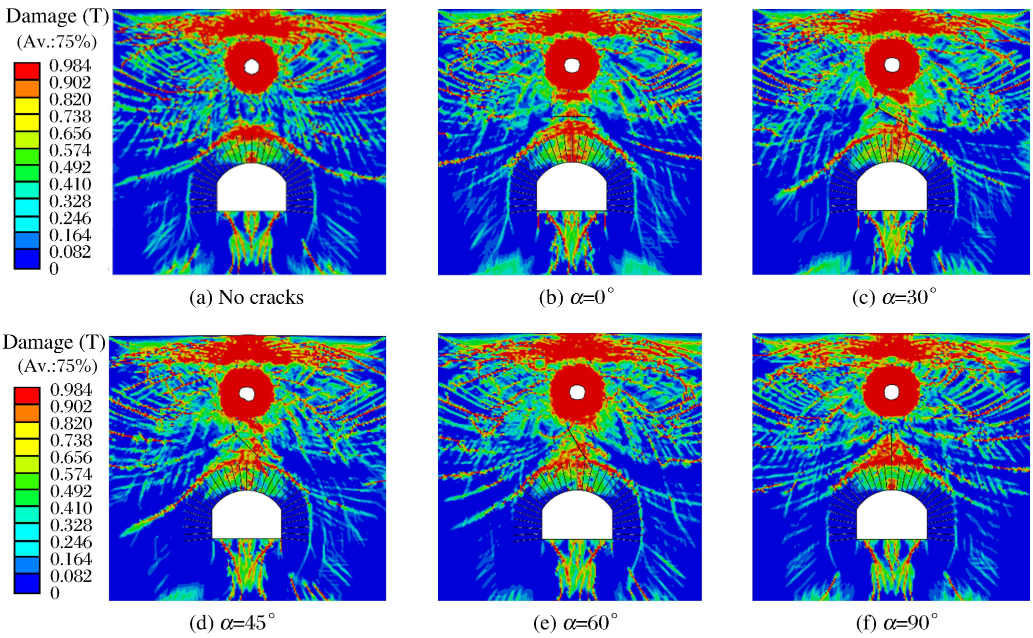


图 7　不同裂隙倾角洞室损伤图

Fig. 7　Damage map of different fracture angle caverns

2.4　在顶爆作用下裂隙倾角对洞室位移影响

拱顶位移可以直接反映洞室的破坏程度,图 8 为裂隙长度 30 cm($L/D=1/2$)时拱顶位移时程曲线。裂隙的存在使拱顶峰值位移相对无裂隙锚固洞室位移有所减小,这是因为裂隙使拱顶的应力波反射了一部分,减弱了应力波的能量,从而减小了位移。随裂隙倾角增大,峰值位移先减小后增大。裂隙倾角为 45°时,拱顶峰值位移最小,为无裂隙时的 65.9%;裂隙倾角为 90°时,裂隙对应力波传播影响最小,拱顶峰值位移值为最大。这是因为虽然倾角为 0°时相对反射面积最大,但由于裂隙很快闭合,透射系数会较大,向下传播的应力波强度没有减弱太多。随着倾角的增大到 45°时,相对反射面积有所减小,但裂隙面上质点闭合位移增大,透射系数减小,能量传递系数反而减小,所以位移也就有所减小。当倾角超过到 45°时,相对反射面积减小到一定程度时,裂隙对波的阻碍作用就显得很小,位移又继续增大。

为了得到不同长度裂隙倾角的拱顶峰值位移变化规律，统计了不同倾角及不同长度裂隙的拱顶峰值位移情况，如图 9 所示。裂隙长度较小(12 cm)时，倾角的改变对拱顶峰值位移变化影响较小，峰值位移最小值出现在倾角为 30°时。随着裂隙长度加长，倾角对峰值位移的影响越剧烈，最小峰值位移均出现在倾角为 45°时。可以看出，除了倾角为 0°时，裂隙长度越长，拱顶峰值位移越小。

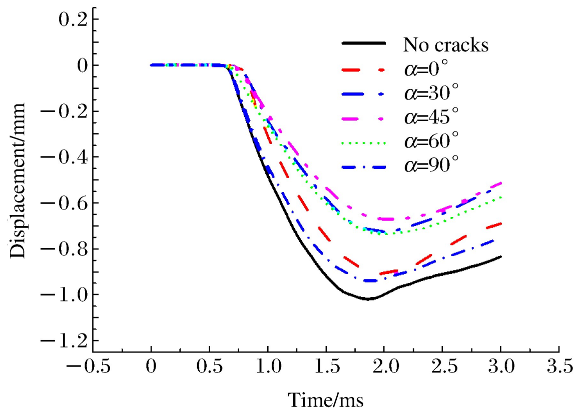


图 8　拱顶位移时程曲线图

Fig. 8　Vault displacement time history curves

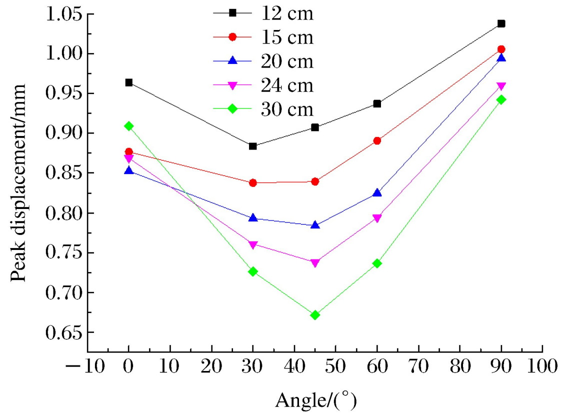


图 9　不同长度裂隙洞室拱顶峰值位移

Fig. 9　Peak vault displacements of caverns with different fracture lengths

拱脚也是洞室容易出现破坏的部位，由于拱脚在水平和竖直方向都有位移，图 10 为裂隙长度为 30 cm时两拱脚的合位移时程曲线。裂隙倾角为 0°和 90°时，因为受力情况对称，左右两拱脚的位移曲线几乎相同，位移峰值较大，达到了 0.35 mm。裂隙为其他倾角时，由于右表面为反射面，所以传到右侧拱脚的应力波强度较小，位移也就比左侧小。倾角为 60°时，两位移曲线相差最大，左侧拱脚比右侧大 0.05 mm；倾角为 45°时，两拱脚平均峰值位移最小，为 0.28 cm。

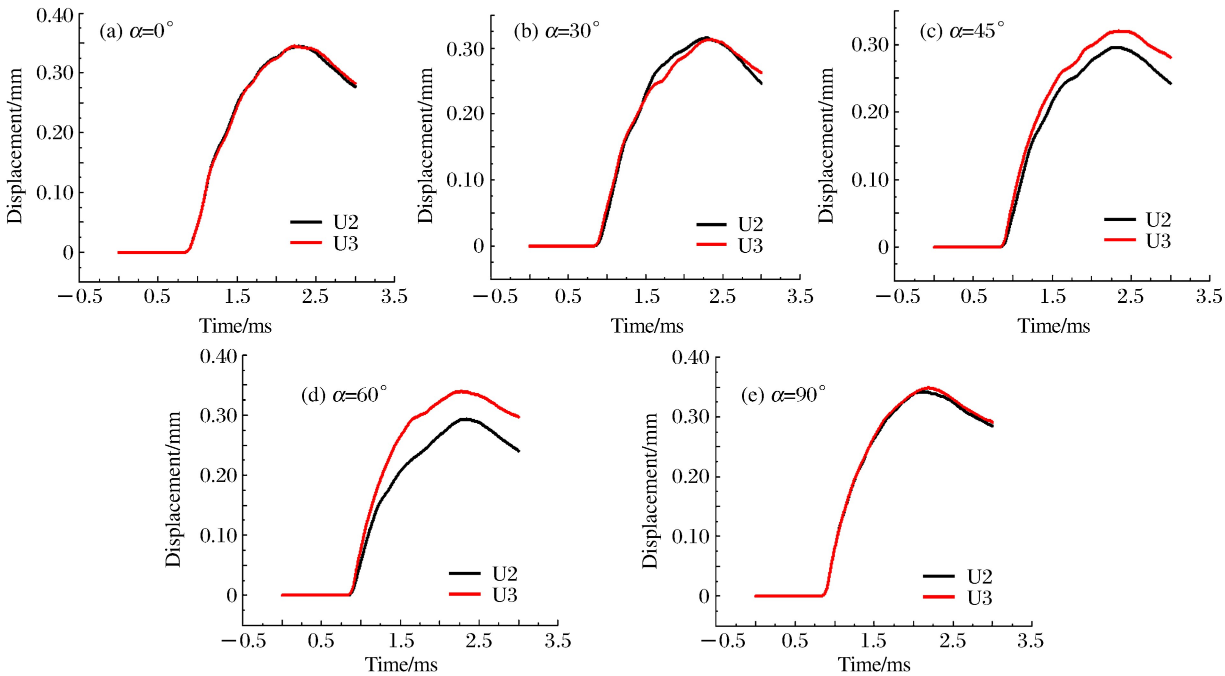


图 10　拱脚位移时程曲线

Fig. 10　Arch foot displacement-time history curves

3　结　论

（1）随着爆炸应力波的传播，首先在裂隙上表面形成拉伸损伤区域，裂隙两尖端扩展出翼生裂纹；随后在锚固洞室的拱顶与裂隙之间形成两个最大拉伸损伤区域，并在底板出现了较短的裂纹。

（2）随着裂隙倾角增加，裂隙上尖端扩展的翼生裂纹逐渐变长，裂隙上表面的最大拉伸损伤集中于裂隙下半部。由裂隙反射产生的最大拉伸损伤区域与裂隙平行，面积有所减小。锚固区的最大拉伸损伤区域变得分散，呈倾斜的层状，面积有所减小。

（3）相对于无裂隙锚固洞室，倾角为 0°的裂隙使锚固区的最大损伤区域加大，而锚固区边界最大损伤区域有一定的减小；倾角为 90°的裂隙使锚固区边界的最大损伤区域加大。随着裂隙倾角增加，拱顶锚固区及锚固区边界最大损伤区域面积先减小后增加，裂隙倾角为 45°时面积最小。

（4）当裂隙长度相同，拱顶峰值位移随裂隙倾角的增大先增加后减小，除了裂隙长度较小（12 cm）时，均以倾角为 45°时的拱顶峰值位移最小。当裂隙的倾角相同时，裂隙长度越长，对应力波的阻碍作用越明显。裂隙长度为 30 cm，倾角为 45°时洞室破坏最小。

参考文献：

[1] 俞缙，钱七虎，赵晓豹. 岩体结构面对应力波传播规律影响的研究进展 [J]. 兵工学报，2009，30(增刊 2)：308-316.
YU J，QIAN Q H，ZHAO X B. Research progress on effects of structural planes of rock mass on press wave propagation law [J]. Acta Armamentarii，2009，30(Suppl 2)：308-316.

[2] 顾金才，陈安敏，徐景茂，等. 在爆炸荷载条件下锚固洞室破坏形态对比试验研究 [J]. 岩石力学与工程学报，2008，27(7)：1315-1320.
GU J C，CHEN A M，XU J M，et al. Model test study of failure patterns of anchored tunnel [J]. Chinese Journal of Rock Mechanics and Engineering，2008，27(7)：1315-1320.

[3] 杨自友. 锚固洞室的抗爆性能研究 [D]. 合肥：中国科学技术大学，2008.
YANG Z Y. Study on the anti-detonating characteristics of underground opening reinforced by rockbolts [D]. Hefei：University of Science & Technology of China，2008.

[4] 马海春. 锚固洞室抗爆能力现场实验研究 [D]. 合肥：中国科学技术大学，2011.
MA H C. Research on explosion resistinhg capacity site tests of underground cavern reinforced by grouted rockbolts [D]. Hefei：University of Science and Technology of China，2011.

[5] 周纪军. 爆炸动载对近区锚杆支护结构影响的试验研究 [D]. 北京：中国矿业大学，2011.
ZHOU J J. Effects of blast loading on rockbolt anchorage structure near the working face in the model test [D]. Beijing：China University of Mining & Technology，2011.

[6] 王光勇，顾金才，陈安敏，等. 锚固洞室在顶爆作用下破坏形式及破坏过程研究 [J]. 岩土工程学报，2015，37(8)：1381-1389.
WANG G Y，GU J C，CHEN A M，et al. Failure modes and process of tunnels reinforced by rockbolts under top explosion [J]. Chinese Journal of Geotechnical Engineering，2015，37(8)：1381-1389.

[7] CHANG X，WANG G Y，TANG C A，et al. Dynamic behavior of cement-mortar cavern reinforced by bars [J]. Engineering Failure Analysis，2015，55：343-354.

[8] 徐干成，袁伟泽，顾金才，等. 地下洞库围岩外加固抗炸弹爆炸性能研究 [J]. 岩石力学与工程学报，2015，34(9)：1767-1776.
XU G C，YUAN W Z，GU J C，et al. Explosive resistivity of anchored cavern surface rock [J]. Chinese Journal of Rock Mechanics and Engineering，2015，34(9)：1767-1776.

[9] 徐景茂，顾金才，陈安敏，等. 锚杆长度和间距对洞室抗爆性能影响研究 [J]. 岩土力学，2012，33(11)：3489-3496.
XU J M，GU J C，CHEN A M，et al. Study of anti-explosion ability of reinforced tunnels with different anchor lengths and spacings [J]. Rock and Soil Mechanics，2012，33(11)：3489-3496.

[10] 王卫华，李夕兵，周子龙，等. 不同应力波在张开节理处的能量传递规律 [J]. 中南大学学报（自然科学版），2006，37(2)：376-380.
WANG W H，LI X B，ZHOU Z L，et al. Energy-transmitted rule of various stress waves across open joint [J]. Journal of Central South University (Science and Technology)，2006，37(2)：376-380.

[11] 柴少波，李建春，李海波. 柱面波在节理岩体中的传播特性 [J]. 岩石力学与工程学报，2014，33(3)：523-530.
CHAI S B，LI J C，LI H B. Propagation characteristics of cylindrical wave in joint rock masses [J]. Chinese Journal of Rock Mechanics and Engineering，2014，33(3)：523-530.

[12] 郭东明，闫鹏洋，杨仁树，等. 爆破开挖中巷道围岩缺陷扩展的动焦散模型试验研究 [J]. 采矿与安全工程学报，2015，32(5)：728-734.
GUO D M，YAN P Y，YANG R S，et al. Dynamic caustics model experimental study on the defects extension of roadway surrounding rock when blasting excavation [J]. Journal of Mining & Safety Engineering，2015，32 (5)：728-734.

[13] 郭东明，刘康，杨仁树，等. 爆炸冲击荷载下相邻巷道裂隙扩展机理模拟试验 [J]. 振动与冲击，2016，35(2)：178-183.
GUO D M，LIU K，YANG R S，et al. Simulation experiments on the mechanism of adjacent tunnel crack extension induced by explosion load [J]. Journal of Vibration and Shock，2016，35(2)：178-183.

[14] 刘红岩，邓正定，王新生，等. 节理岩体动态破坏的 SHPB 相似材料试验研究 [J]. 岩土力学，2014，35(3)：659-665.
LIU H Y，DENG Z D，WANG X S，et al. Similar material test study of dynamic failure of jointed rock mass with SHPB [J]. Rock and Soil Mechanics，2014，35(3)：659-665.

[15] YANG R S，WANG Y B，GUO D M，et al. Experimental research of crack propagation in polymethyl methacrylate material containing flaws under explosive stress waves [J]. Journal of Testing & Evaluation，2016，44(1)：20140055.

[16] 李超，刘红岩，阎锡东. 动载下节理岩体破坏过程的数值试验研究 [J]. 岩土力学，2015，36(增刊 2)：655-664.
LI C，LIU H Y，YAN X D. Numerical experiment of failure process of jointed rock mass under dynamic loading [J]. Rock and Soil Mechanics，2015，36(Suppl 2)：655-664.

[17] 杨仁树，许鹏，杨立云，等. 节理岩体中爆炸应力波传播规律的研究 [J]. 金属矿山，2016，45(6)：49-54.
YANG R S，XU P，YANG L Y，et al. Study of regularity of explosive stress wave propagation in jointed rock mass [J]. Metal Mine，2016，45(6)：49-54.

[18] 张秀丽，焦玉勇，刘泉声，等. 节理对爆炸波传播影响的数值研究 [J]. 岩土力学，2008，29(3)：717-721.
ZHANG X L，JIAO Y Y，LIU Q S，et al. Numerical study on effect of joints on blasting wave propagation in rock mass [J]. Rock and Soil Mechanics，2008，29(3)：717-721.

[19] DENG X F，ZHU J B，CHEN S G，et al. Numerical study on tunnel damage subject to blast-induced shock wave in jointed rock masses [J]. Tunnelling and Underground Space Technology，2014，43(6)：88-100.

[20] 王光勇，顾金才，陈安敏，等. 端部消波和加密锚杆支护洞室抗爆能力模型试验研究 [J]. 岩石力学与工程学报，2010，29(1)：51-58.
WANG G Y，GU J C，CHEN A M，et al. Model test research on anti-explosion capacity of underground openings with end weakened by holes and anchor top reinforced by dense rock bolts [J]. Chinese Journal of Rock Mechanics and Engineering，2010，29(1)：51-58.

[21] PRICE R H，BOYD P J，NOEL J S，et al. Relation between static and dynamic rock properties in welded and nonwelded tuff：SAND 94-0306C [R]. Albuquerque，NM：Sandia National Laboratories，1994.

[22] 王海兵，张海波，田宙，等. 岩石动力学计算中的网格效应及机理研究 [J]. 兵工学报，2016，37(10)：1828-1836.
WANG H B，ZHANG H B，TIAN Z，et al. Mesh size effect and its mechanism research in numerical calculation of rock dynamics [J]. Acta Armamentarii，2016，37(10)：1828-1836.

Damage Evolution and Dynamic Response of Anchorage Caverns with a Crack under Top Explosion

WANG Guangyong[1], PEI Chenhao[1], LIN Jiajian[2]

(1. *School of Civil Engineering, Henan Polytechnic University, Jiaozuo* 454000, *China*;
2. *College of Electrical Engineering and Automation, Anhui University, Hefei* 230601, *China*)

Abstract: Based on the similar model test, the damage evolution and dynamic response law of anchored caverns with a crack under top explosion was studied by numerical analysis, and the influence of crack angle and length on the damage distribution and crown displacement of the anchor caverns was discussed. With the propagation of the explosion stress waves, tensile damage is formed on the surface of the fracture, and a winged crack extends at the tip of the fracture. Subsequently, a large tensile damage zone was formed successively at the vault free surface near the anchoring cavern, at the boundary of the anchoring zone, and in the middle of the floor. As the crack angle increases from 0° to 90°, the area of the largest damage zone at the boundary of the anchorage zone and the anchorage zone first decreases and then increases, and the area at the crack inclination angle of 45° is the smallest. When the cracks have the same length, the peak displacement of the crown increases first and then decreases with the increase of the crack dip angle. When the fracture angle is the same, the longer the crack length is, the more obvious the obstruction of the stress wave is, and the damage of the cavern with the facture 30 cm in length and 45° in inclination angle under top explosion is minimal.

Keywords: underground engineering; blast loads; anchorage caverns; opening crack; damage evolution; numerical analysis

第 32 卷　第 6 期　　高　压　物　理　学　报　　Vol. 32, No. 6
2018 年 12 月　　CHINESE JOURNAL OF HIGH PRESSURE PHYSICS　　Dec., 2018

DOI：10.11858/gywlxb.20180531

舱室模型内爆炸载荷下预制孔板的变形规律*

赵鹏铎[1]，王　庆[1,2]，张　磊[1]，张　鹏[1,2]，黄　松[1,2]，徐豫新[3]

（1. 海军研究院，北京　100161；
2. 中北大学机电工程学院，山西 太原　030051；
3. 北京理工大学爆炸科学与技术国家重点实验室，北京　100081）

摘要：为研究舱室模型内爆炸载荷下预制孔板的动态响应，实验验证舱室模型内偏置孔板和均匀孔板的变形规律，并与无孔板的变形规律对比，同时建立了一种模拟舱室的仿真模型，进行内爆炸载荷下的数值计算，分析典型测点内爆炸冲击波的分布，研究预制孔板的挠度变形规律。结果表明：预制孔板的局部强度减弱对挠度变形的增益大于泄爆效应的影响，内爆冲击波在舱室模型内部存在反射和汇聚现象，并在毫秒量级后期存在准静态特性，模拟结果与实验结果一致，同时预制孔板不同区域减薄率存在差异。研究结果可以为舱内爆炸冲击波-破片耦合损伤作用的机理分析提供依据。

关键词：舱室模型；预制孔板；内爆冲击波；挠度增益；减薄率

中图分类号：O521.9；O383.3　　　**文献标识码**：A

半穿甲反舰导弹是现有大型舰船的主要威胁武器之一，能够穿透舷侧在舱室内部爆炸，导弹战斗部作战效能更高。舱室内爆炸冲击波与空中爆炸冲击波的传播分布显著不同，舱室内爆炸时板架结构的动态响应问题更加复杂。除舱室内爆外，涉及内爆冲击波研究的还有管道内爆[1]、建筑内爆[2]、坑道内爆[3]等。侯海量等[4]采用缩比舱室模型研究舱内爆炸冲击载荷特性；孔祥韶[5]为验证 Autodyn 的 Euler-FCT求解器数值仿真精度，对舱壁有开孔的舱室模型进行了舱内爆炸实验。

Aune 等[6]用激波管代替爆炸载荷加载预制孔板，在考虑边界条件下研究孔板的变形和失效；Rakvåg 等[7]用可控压力装置，对不同形状的预开孔板进行压力载荷实验，并与数值仿真结合，研究冲击波和破片的耦合作用；蒋建伟等[8]在空爆条件下对预制孔靶板的塑性变形规律开展研究，给出靶板中点挠度预测公式。本研究以参考破片尺寸设计的预制孔板为研究对象，采用 Autodyn 有限元软件进行内爆数值模拟，并结合舱室模型内爆实验研究预制孔板在冲击波作用下的变形规律。

1　实　验

1.1　实验预制孔板设计

设计实验预制孔板的主要依据为典型反舰导弹战斗部自然破片的飞散规律和预制板的受载面积，即在无孔原始板上打孔，得到预制孔板。以典型 100 kg 反舰导弹战斗部为例，战斗部壳体爆炸后形成自然破片，根据 Mott 分布计算自然破片总数和所有破片的平均质量，选取平均质量相当的破片为研究对象。由于破片形状有极大的随机性，根据现有破片形状规律，假设战斗部壳体材料为高强度钢，得到破片的展现面积，从而得出预制孔面积。通过上述方法得到预制孔的形状、数目、分布和大小（孔面积）。

拟定实验药量和舱室模型内装药与预制孔板的爆距，根据比例定律，得出 100 kg 战斗部和实验装

* 　**收稿日期**：2018-03-28；**修回日期**：2018-04-10
基金项目：国家自然科学基金（11302259）
作者简介：赵鹏铎（1983—），男，博士，工程师，主要从事舰船爆炸毁伤与防护研究.
E-mail：zhaopengduo@163.com

药峰值超压相同时的等效爆距；选择战斗部自然破片合理的飞散角，得到破片整体作用面积和破片单位面积的分布密度，分布密度单位为个每平方米，再确定实验无孔原始板面积，进而得到预制孔数量。考虑实验情况和工程加工的可操作性，选定预制孔的形状和分布，此时在无孔原始板上的打孔方式已明确，最后得到预制孔板。预制孔板设计流程如图 1 所示。

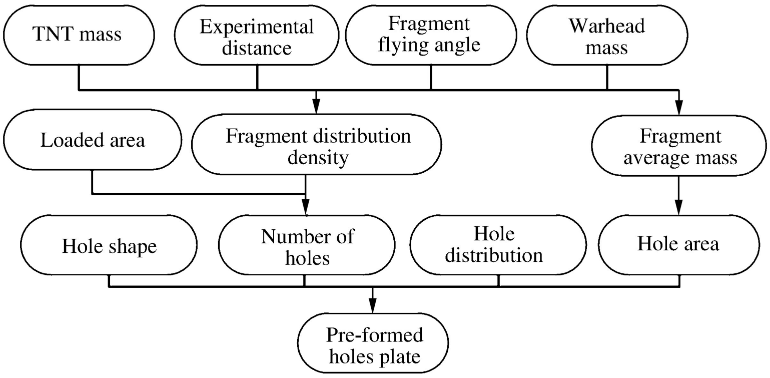


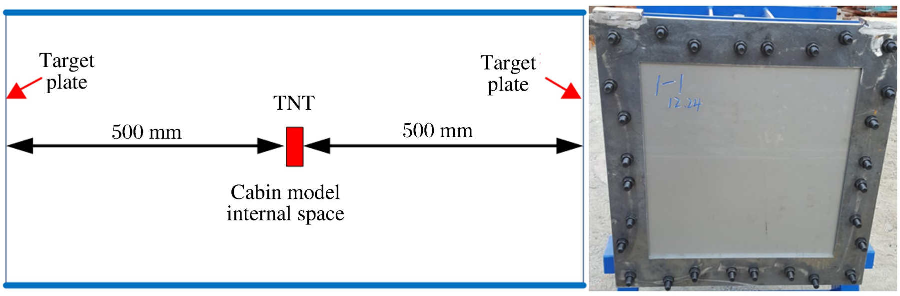
图 1　预制孔板设计流程

Fig. 1　Design flow of pre-formed holes plate

实验用药为 135 g TNT，爆距为 500 mm，预制孔板尺寸为 680 mm×680 mm，预制孔板实际受载面积为 500 mm×500 mm，预制孔形状为圆形，预制孔数量为 9 个，预制孔分布种类有偏置分布和均匀分布两种，预制孔直径为 24 mm。同时预制孔位置避开了目标板的几何中点，当目标板只发生挠曲而没有破口时，这种布置能够方便测量目标板的最大变形挠度。

1.2　实验目标板变形机制分析

实验舱室模型为两端开口型箱体结构，长 1 m，开口面积为 0.5 m×0.5 m，实际受载体积为 1 m×0.5 m×0.5 m。舱室开口处焊有外接法兰板，预制螺栓孔连接目标板，目标板固定在夹板和法兰板中间，夹板内部尺寸保证目标板受载面积和变形区域为 0.5 m×0.5 m，周向 4 个壁面采用 10 mm 厚的高强度钢板和加强肋板组合的形式，保证小当量装药内爆时，舱室模型整体不变形。目标板厚度为 1.8 mm，每组实验左、右两个目标板均一致，实验装药中心放置，从而保证装药到两个目标板的距离相同。第 1 组实验为左、右两个无孔板，编号为 1-1 和 1-2；第 2 组实验为偏置孔板，编号为 2-1 和 2-2；第 3 组实验为均匀孔板，编号为 3-1 和 3-2。实验模型实际作用区域示意图和夹板安装位置分别如图 2(a)和图 2(b)所示。典型无孔板和预制孔板变形效果如图 3 所示，目标板侧视图如图 4 所示。



(a) Actual active area　　(b) Fixing plate installation position

图 2　实验模型

Fig. 2　Experimental setup

由图 3 和图 4 可知，无孔板和预制孔板未出现结构性破坏，变形表现为夹板与目标板结合处出现塑性铰线，塑性铰线处钢板沿夹板出现横向滑移，横向滑移是以塑性铰线为边界的，目标板和夹板相互作

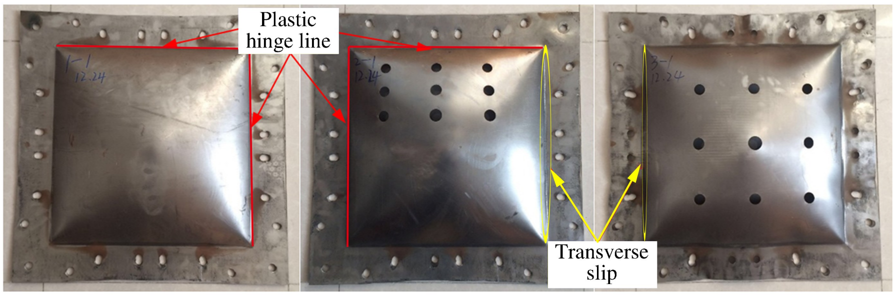


图 3　目标板变形效果

Fig. 3　Deformation of target plates

用而产生的一个区域,为突出效果,图 3 中指示处塑性铰线以线表示,横向滑移以圈表示。目标板有剪切撕裂趋势,钢板受载区域减薄,目标板呈“四坡顶”式[11]变形,最大挠度均出现在平面几何中心处。不难发现目标板横截面均呈平滑式变形,没有出现不规则凹陷或凸起,部分预制孔从最初的圆形被拉伸成椭圆形。另外实验存在边界效应,即螺栓孔被受载区域“牵扯”沿径向变形严重,螺栓孔周围出现由于爆炸物作用而产生的锈蚀现象,边界效应在一定程度上影响了受载区域的变形,导致变形偏大。

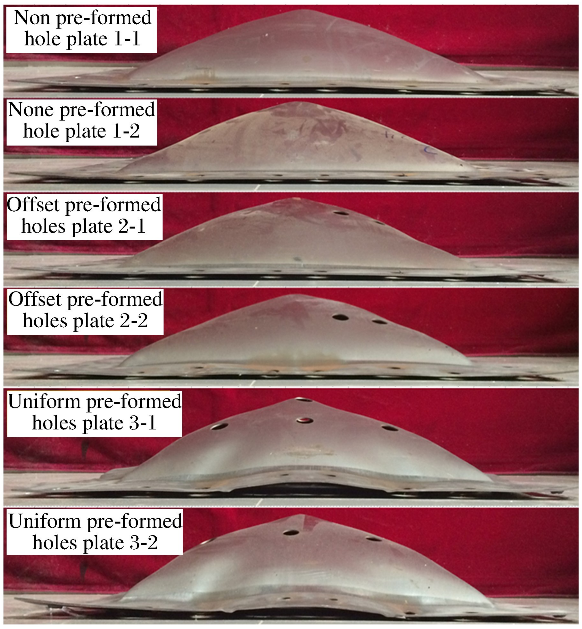


图 4　目标板侧视图

Fig. 4　Side view of target plates

统计 3 组实验共 6 个目标板的挠度变形数据,实验中心最大变形挠度如表 1 所示。表中挠度为每组实验两端目标板的最大挠度,3 组实验挠度值的获取采用相同的修正方法,考虑因螺栓孔处异常变形、夹板连续使用强度降低等因素引起的偏差,进而获得修正值。

表 1 中:无孔板变形挠度最小,偏置孔板变形挠度略大,均匀孔板变形挠度最大。无孔板承受爆炸载荷时无泄爆效应,预制孔板则存在泄爆效应。无孔板整体强度均匀;由于孔的存在,预制孔板局部强度会被削弱。泄爆效应会使挠度变形减小,而局部强度弱化会促使挠度变形增大,泄爆和局部强度弱化两种效应同时存在。由实验挠度数据可知,泄爆和局部强度弱化两种效应叠加,局部强度弱化的预制孔板挠度更大,即局部强度弱化对挠度增益更大。

表 1　实验最大变形挠度

Table 1　Experimental maximum deformation deflection

Target plate	Maximum deformation deflection/mm		
	Measured value	Deviation	Correction value
1-1	85.6	−2.1	83.5
1-2	86.5	−2.1	84.4
2-1	88.8	−2.1	86.7
2-2	92.2	−4.5	87.7
3-1	101.5	−10.3	91.2
3-2	109.8	−15.8	94.0

1.3　实验目标板减薄率分析

如图 5 所示，通过重庆 LEEB 里博公司的超声波测厚仪，测量 3 组实验目标板的减薄率：分别选定目标板顶点（挠度最大点）、中间区域典型点和边缘区域典型点进行测量，无孔板区域划分与均匀孔板相同。各区域点实测平均值如表 2 所示。

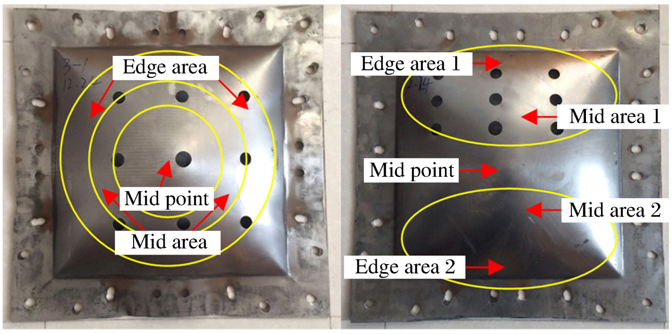


图 5　减薄率测试区域划分

Fig. 5　Area division of thinning rate tests

表 2　减薄率统计

Table 2　Thinning rate statistics

Target plate	Target plate actual thickness/mm	Mid point thickness/mm	The average of Mid area/mm	The average of edge area/mm
1-1	1.76	1.37	1.56	1.62
1-2	1.83	1.37	1.68	1.75
3-1	1.84	1.50	1.56	1.68
3-2	1.77	1.31	1.56	1.68

Target plate	Target plate actual thickness/mm	Mid point thickness/mm	The average of Mid area 1/mm	The average of Mid area 2/mm	The average of edge area 1/mm	The average of edge area 2/mm
2-1	1.82	1.43	1.56	1.56	1.72	1.56
2-2	1.81	1.56	1.62	1.56	1.81	1.62

各区域（点）平均减薄率如图 6 所示，即将编号 2-1 和 2-2 的偏置孔板中间区域和边缘区域点的减薄率求和取平均值。需要注意的是，实际测量时应尽量避开孔边缘区域，主要选取距孔较远的成片区域，以便获得较普遍的规律，同时也方便操作仪器。由图 6 可知：基于本实验模型，舱内爆炸下的固支目标板在爆炸载荷下，顶点即几何中心点的减薄率最大，中间区域减薄率次之，边缘区域减薄率最低；中间区域减薄率区别较大，预制孔板减薄率大于无孔板，边缘区域无孔板减薄率也略低。

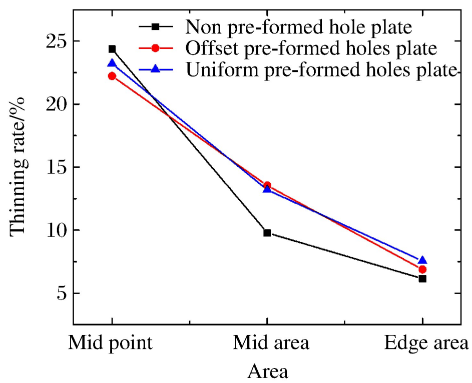


图 6　各区域减薄率

Fig. 6　Thinning rate in different areas

中间区域的减薄率比较典型，以中间区域为例，由于预制孔板板面存在局部缺陷，冲击波作用下容易形成应力集中，应力沿孔边缘分布，孔径被拉大，

圆形孔变为椭圆孔，距离孔较远的区域板厚度并没有大幅度减薄；相反无孔板上应力分布较均匀，冲击波作用下没有明显的应力集中。基于这一规律，可以推测：当破片载荷集中且应力集中区连在一起时，板会出现破口或发生结构性损坏。

2　舱室模型和材料模型

2.1　数值计算模型

采用 AUTODYN 软件进行数值模拟计算，有限元模型由空气域、目标板和炸药组成。通过软件自带的边界特性模拟舱室结构，炸药采用柱形装药，放置于舱室模型中心，数值耦合方式为流固全耦合。由于模型具有对称性，因此采用 1/2 模型，目标板与空气域接触区域即为实际受载区域，考虑目标板会出现变形，空气域在与目标板接触的另外一侧延伸出 100 mm，因此计算模型尺寸为 600 mm×500 mm×500 mm，如图 7 所示。目标板右侧的空气域设置“Flow-out”流出边界；目标板空气域外的部分设置固定边界；目标板内侧空气域边界设置为绝热刚性边界，即 Euler 默认的边界条件，刚性强，无流动，速度等于零，以模拟舱室模型主体结构。预制孔板计算模型如图 8 所示。

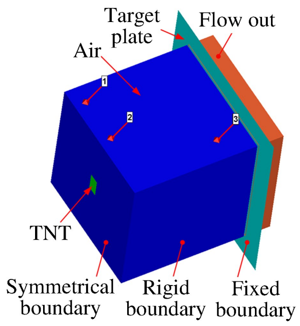


图 7　计算模型

Fig. 7　Numerical model

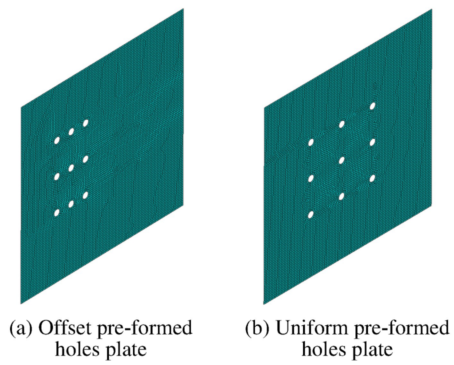


图 8　预制孔板计算模型

Fig. 8　Numerical model of preformed holes plate

考虑计算速度和精度，最终选定空气网格大小为 8 mm，共 2.7×10^5 个网格，同时引入无孔板和两种预制孔板（偏置孔板和均匀孔板）做对比，3 种目标板采用 Shell 单元，由外接 CAE 软件 Hypermesh 导入。板厚度为 1.8 mm，四边形网格的长、宽分别为 6 mm。其中无孔板单元为12 769个，偏置孔板单元为 12 851 个，均匀板单元为 12 770 个。

2.2　材料参数

空气采用理想气体状态方程，状态方程表述如下

$$p=(\gamma-1)\rho e \tag{1}$$

式中：γ 为空气的比热，ρ 为空气密度，e 为空气内能；该模型中取 $\gamma=1.4$，$\rho=1.225\times10^{-3}$ g/cm^3，$e=0.2068$ J。

装药使用 TNT，用 JWL 状态方程描述。JWL 状态方程本质是一个经验公式，其数据来源于一系列的物理实验，能很好地反映产物的体积、压力和能量特性，适用于大多数的高能炸药。爆轰产物的气体压强公式由下式给出

$$p=A_1\left(1-\frac{\omega}{R_1 v}\right)\mathrm{e}^{-r_1 v}+B_1\left(1-\frac{\omega\eta}{R_2 v}\right)\mathrm{e}^{-r_2 v}+\frac{\omega E_0}{v} \tag{1}$$

式中：A_1、B_1、R_1、R_2、ω 均为实验拟合参数；E_0 为炸药初始比内能；$v=\rho_0/\rho$，ρ_0 为炸药初始密度，ρ 为爆轰后某一时刻的密度。

预制孔板材料为 Q235 钢，计算模型中采用 Linear 状态方程和 Cowper-Symonds 强度模型来描述，在 AUTODYN 中对应参数如表 3 和表 4 所示。

表 3　Q235 钢参数

Table 3　Parameters of Q235 steel

ρ/(kg·m^{-3})	EOS	Bulk modulus/GPa	Ref. temperature/K	Specific heat/(J·kg^{-1}·K^{-1})
7 830	Linear	175	293	477

表 4　Cowper-Symonds 强度模型部分参数

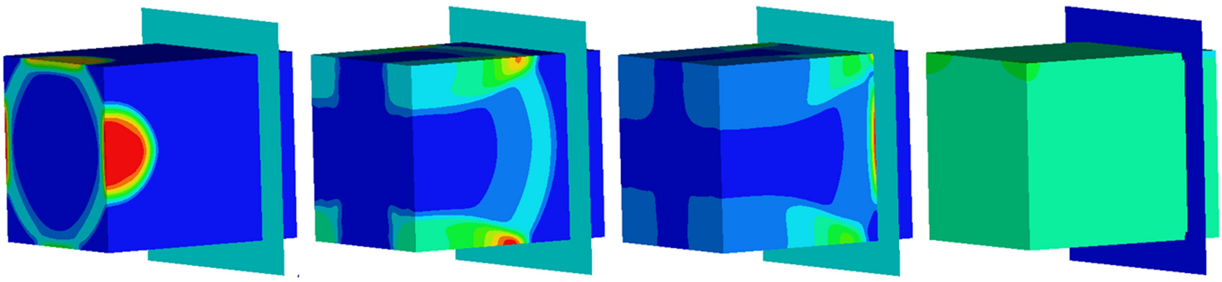
Table 4　Some parameters of Cowper-Symonds strength model

Shear modulus/GPa	Yield stress/MPa	n	D/s^{-1}	q
80	235	0	40	5

3　仿真结果分析

3.1　舱室模型内爆冲击波分析

舱室模型内爆炸冲击波压力云图如图 9 所示。分析舱室模型内爆全过程可以看到：炸药点起爆后，柱形装药爆炸冲击波逐渐变为球形，冲击波开始在舱室模型内部传播，首先冲击波迅速传播到刚性边界处，即近壁面的 4 个舱壁上，如图 9(a)所示；然后冲击波在近壁面的 4 个舱壁上形成反射，并在壁面角隅连接处形成汇聚波，两壁面角隅处汇聚波强度大于沿平面传播的反射冲击波，在 0.25 ms 时，第 1 次反射冲击波开始到达目标板，如图 9(b)所示；在约 0.30 ms 时，第 1 次反射冲击波遇到目标板，然后再次发生反射，如图 9(c)所示；在冲击波的作用下，进行了能量传递和转化，目标板开始发生变形；随着时间的推移，冲击波在舱室模型内部不断反射和汇聚，来回“振荡”，在毫秒量级的后期，舱内压力逐渐趋于稳定，即演化成准静态压力(Quasistatic pressure)，如图 9(d)所示。



(a) 0.10 ms　(b) 0.25 ms　(c) 0.30 ms　(d) 6.00 ms

图 9　内爆冲击波传播云图

Fig. 9　Contour of internal blast shock wave propagation

3.2　典型测点内爆载荷分析

计算模型选取的测点如图 7 所示。为研究舱室模型内爆冲击波的分布和传播，3 个测点分别选取在舱内爆炸典型测点处[10]：测点 1 设置在靠近两壁面连接处，测点 2 设置在顶面平面处，测点 3 设置在三壁面处。各测点冲击波压力时程曲线如图 10 所示。

由图 10 可知，舱室模型内部爆炸冲击波存在多次反射现象，后期冲击波呈现准静态特性。测点 1 和测点 2 首次反射波峰接近，与空中爆炸类似，近爆载荷下，首次反射波峰和爆距有关。测点 2 位于舱室模型顶面平面处，在 1.1 ms 处仍然出现了一个明显的反射波峰，说明在小舱室模型中，各特征区域均会发生反射。测点 3 反射波峰首次出现时间略微滞后于测点 1 和测点 2，根据空爆冲击波和反射冲击波传播速度规律，反射冲击波波阵面传播速度在近爆点位置受爆距影响较大，首次波峰明显低于测点 1

和测点 2，另外测点 3 位于三壁面角隅处，后续出现多次反射汇聚波峰，但峰值均没有超过首次波峰。3 个测点在 1 ms 内、2 ms 内和 6 ms 内的总比冲量如表 5 所示。

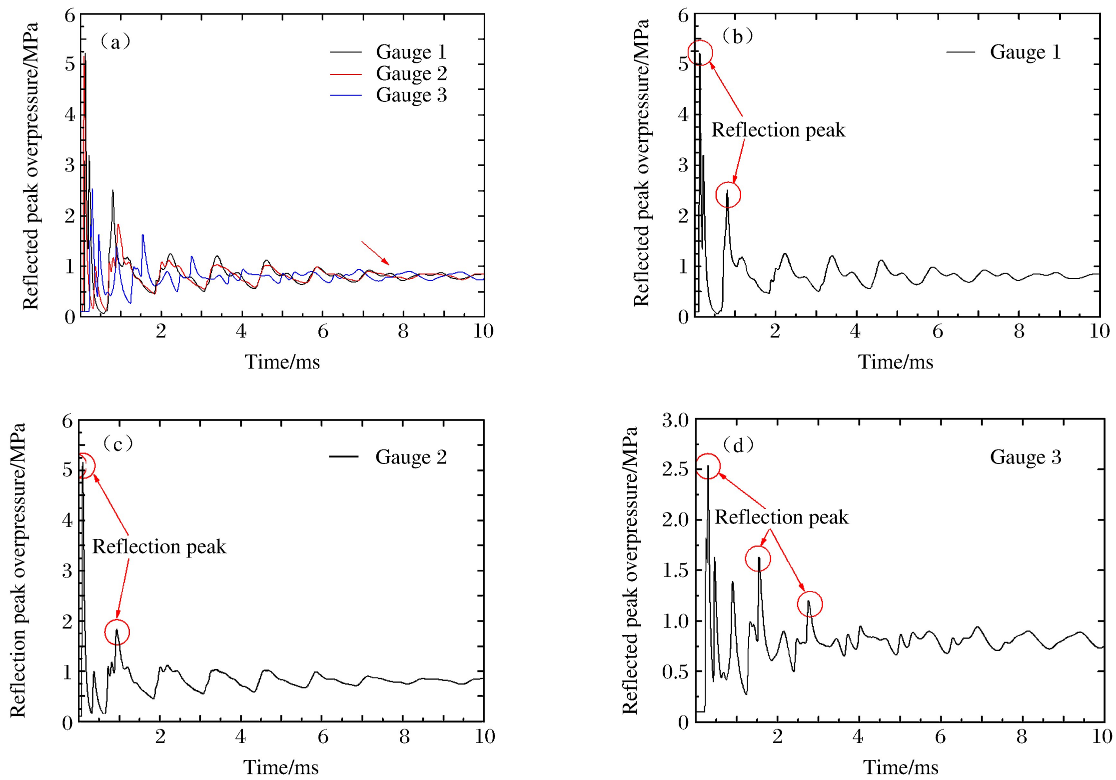


图 10　仿真测点上的冲击波压力时程曲线

Fig. 10　Shock wave overpressure-time history curves at simulated gauge points

表 5　测点冲量对比

Table 5　Impulse comparison between gauge points

Gauge	Total impulse/(Pa • s)		
	in 1 ms	in 2 ms	in 6 ms
1	996.10	1 787.58	5 143.99
2	921.76	1 707.36	5 052.09
3	742.53	1 500.95	4 719.41

由表 5 可知：同一测点处冲量随时间不断升高，在舱内爆炸冲击波载荷下 3 个测点所受冲量和爆距有一定关系，测点 1 和测点 2 处冲量差异不大，测点 3 处总冲量略小，冲量大小差异主要在初始阶段产生，后期变化趋于平稳。

3.3　不同目标板在爆炸载荷下的变形机制分析

计算模型中无孔板和两种预制孔板变形情况和最大挠度统计如图 11 所示，从上至下分别为无孔板、偏置孔板和均匀孔板。3 种目标板变形机制均为受载区域平滑式变形，固定边界和受载区域连接处（实验中夹板和目标板结合处）出现明显塑性铰线，但没有撕裂、吹飞。这与文献[10]中舱室模型角隅处先撕裂并向两端扩展的破坏模式不同，说明当固支钢板承受内爆炸载荷，但未能使钢板出现结构破损时，主要变形机制为整体鼓包，边缘大塑性变形，中点变形挠度最大，无孔板挠度最小；，置孔板挠度变形略大，均匀孔板挠度变形最大。数值模拟结果与实验结果呈现良好的一致性。

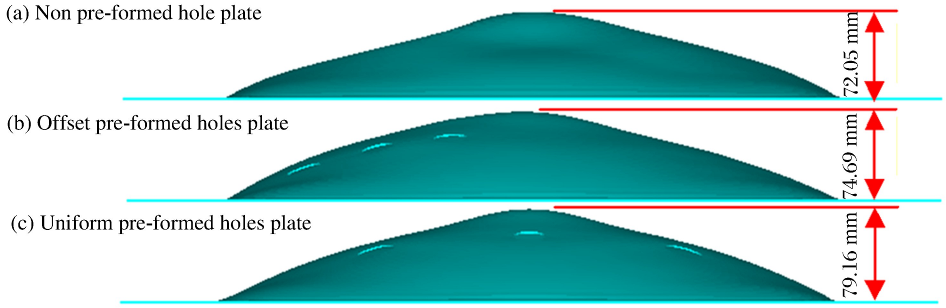


图 11　目标板变形和最大挠度

Fig. 11　Target plates deformation and maximum deflection

3 种目标板中点位移曲线如图 12 所示。无孔板没有泄爆效应，最先达到最大挠度，预制孔板达到最大挠度的时间滞后于无孔板。目标板中点最大挠度的数值模拟和实验对比结果如表 6 所示，实验目标板最大变形挠度为一组实验两个板的挠度平均值。

由表 6 可知，得到的 3 种目标板挠度的变化趋势数值仿真与实验呈现较好的一致性，挠度从小到大依次为无孔板＜偏置孔板＜均匀孔板。模拟挠度较实验普遍偏小，与文献[8]中空爆载荷下预制孔靶板误差更大，说明内爆炸载荷下边界影响更大，除此之外造成误差的因素还有 AUTODYN 软件自身的原因[12-13]，本研究中近场爆炸条件下，模拟网格尺寸限制及模拟软件内置缺陷的影响较大。

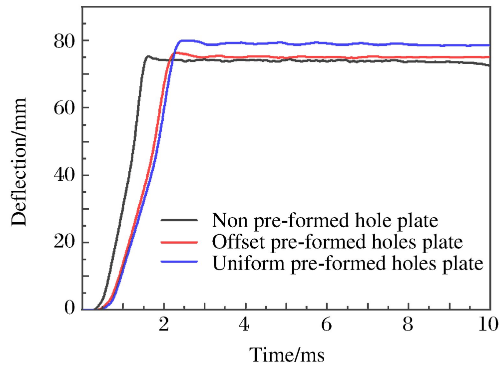


图 12　三种目标板中点位移曲线

Fig. 12　Midpoint displacement-time curve of three target plates

表 6　挠度对比与误差

Table 6　Deflection comparison and deviation

Target plate	Maximum deflection/mm		deviation/%
	Exp.	Sim.	
Non preformed hole plate	83.95	72.05	−14.18
Offset preformed holes plate	87.20	74.69	−14.35
Uniform preformed holes plate	92.60	79.16	−14.51

4　结　论

针对舱室模型内爆炸载荷下预制孔板变形规律的研究，通过数值模拟和实验得到以下结论：

（1）数值模拟方法可行，内爆冲击波在舱室模型内部存在反射和汇聚现象，并在毫秒量级的后期存在准静态特性；

（2）135 g TNT 舱室模型中心起爆时，目标板挠度大小为无孔板＜偏置孔板＜均匀孔板，预制孔板的局部强度减弱对挠度变形的增益大于泄爆效应的影响；

（3）实验预制孔板不同区域减薄率存在差异：顶点即几何中心点的减薄率最大，中间区域减薄率次之，边缘区域减薄率最低，中间区域预制孔板减薄率大于无孔板。

后续计划开展其他预制孔形式和 TNT 不等爆距作用对预制孔板变形规律的研究工作。

参考文献:

[1] RUSHTON N,SCHLEYER G K,CLAYTON A M,et al. Internal explosive loading of steel pipes [J]. Thin-Walled Structuers,2008,46(7/8/9):870-877.

[2] 柏小娜,李向东,杨亚东. 封闭空间内爆炸冲击波超压计算模型及分布特性研究 [J]. 爆破器材,2015,44(3):22-26.
BAI X N,LI X D,YANG Y D. Calculation model and the distribution of wave pressure under internal explosion in closed space [J]. Explosive Materials,2015,44(3):22-26.

[3] FELDGUN V R,KOCHETKOV A V,KARINSKI Y S,et al. Internal blast loading in a buried lined tunnel [J]. International Journal of Impact Engineering,2007,35(3):172-183.

[4] 侯海量,朱锡,李伟,等. 舱内爆炸冲击载荷特性实验研究 [J]. 船舶力学,2010,14(8):901-907.
HOU H L,ZHU X,LI W,et al. Experimental studies on characteristics of blast loading when exploded inside ship cabin [J]. Journal of Ship Mechanics,2010,14(8):901-907.

[5] 孔祥韶. 爆炸载荷及复合多层防护结构响应特性研究 [D]. 武汉:武汉理工大学,2013:52-56.
KONG X S. Research on the blast loadings and the response of multi-laver protective structure [D]. Wuhan: Wuhan University of Technology,2013:52-56.

[6] AUNE V,VALSAMOS G,CASADEI F,et al. On the dynamic response of blast-loaded steel plates with and without pre-formed holes [J]. International Journal of Impact Engineering,2017,108(4):27-46.

[7] RAKVÅG K G,UNDERWOOD N J,SCHLEYER G K,et al. Transient pressure loading of clamped metallic plates with pre-formed holes [J]. International Journal of Impact Engineering,2013,53(3):44-55.

[8] 蒋建伟,侯俊亮,门建兵,等. 爆炸冲击波作用下预制孔靶板塑性变形规律的研究 [J]. 高压物理学报,2014,28(6):723-728.
JIANG J W,HOU J L,MEN J B,et al. Study on deformation of perforated plates under blast loading [J]. Chinese Journal of High Pressure Physics,2014,28(6):723-728.

[9] 黄寅生. 炸药理论 [M]. 北京:北京理工大学出版社,2016.
HUANG Y S. Explosive theory [M]. Beijing:Beijing Institute of Technology Press,2016.

[10] 侯海量,朱锡,梅志远. 舱内爆炸载荷及舱室板架结构的失效模式分析 [J]. 爆炸与冲击,2007,27(2):151-158.
HOU H L,ZHU X,MEI Z Y. Study on the blast load and failure mode of ship structure subject to internal explosion [J]. Explosion and Shock Waves,2007,27(2):151-158.

[11] 刘土光,胡要武,郑际嘉. 固支加筋方板在爆炸载荷作用下的刚塑性动力响应分析 [J]. 爆炸与冲击,1994,14(1):55-65.
LIU T G,HU Y W,ZHENG J J. Dynamic reeponse analysis of rigid perfectly plastic calmped square plates with stiffener subjected to blast loading [J]. Explosion and Shock Waves,1994,14(1):55-65.

[12] 汪维,张舵,卢芳云,等. 大当量 TNT 装药爆轰的远场数值模拟及超压预测 [J]. 弹箭与制导学报,2010,30(1):127-130.
WANG W,ZHANG D,LU F Y,et al. Simulation of thousands kilograms of TNT explosion shock wave in air at distance far away and forecast of the peak overpressure [J]. Journal of Projectiles,Rockets,Missiles and Guidance,2010,30(1):127-130.

[13] 周杰,陶钢,潘宝清,等. AUTO-DYN 模拟炸药爆炸问题的分析 [J]. 火炸药学报,2012,35(5):33-37.
ZHOU J,TAO G,PAN B Q,et al. Analysis of the problems of simulating the explosive blast by AUTO-DYN [J]. Chinese Journal of Explosives & Propellants,2012,35(5):33-37.

Deformation of Plates with Pre-formed Holes under Internal Blast Loading in Cabin Model

ZHAO Pengduo[1], WANG Qing[1,2], ZHANG Lei[1],
ZHANG Peng[1,2], HUANG Song[1,2], XU Yuxin[3]

(1. *Naval Research Academy*, *Beijing* 100161, *China*;
2. *College of Mechatronic Engineering*,
North University of China, *Taiyuan* 030051, *China*;
3. *State Key Laboratory of Explosion Science and Technology*,
Beijing Institute of Technology, *Beijing* 100081, *China*)

Abstract: In order to investigate the dynamic response of plates with preformed holes under internal blast load in the cabin model, the deformations of the plates with offset preformed holes and the plates with uniform preformed holes in the cabin model were experimentally investigated. The results are also compared with that of the plates with non-preformed holes. The numerical calculation of the internal blast load was carried out by using established simulation model of cabin. The distribution of internal blast shock waves at typical gauge points was analyzed and the deformation rules of plates with preformed holes were studied as well. The research results indicate that the effect of gain of deflection deformation obtained from decreasing local strength due to the preformed holes is greater than that of the blast venting. The shock wave exhibits the reflection and convergence phenomena inside the cabin model and a quasi-static feature during the late stage of milliseconds. The simulation results are consistent with the experimental ones. At the same time, there are differences between the thinning rates in different areas of the plates with preformed holes. The current research can provide reference for the analysis of the mechanism of coupling damage between shock wave and fragments in the cabin.

Keywords: cabin model; plates with pre-formed holes; internal blast shock waves; gain of deflection; thinning rate

高压物理学报

《高压物理学报》2018 年主题专刊名录

- ❈ 氢
- ❈ 高压物性实验研究
- ❈ 高压物性第一性原理计算
- ❈ 高压合成新材料
- ❈ 高压地球科学
- ❈ 静高压实验技术
- ❈ 动高压实验技术
- ❈ SHPB 实验技术
- ❈ 高压下材料和结构的力学性能和动态响应
- ❈ 界面不稳定性
- ❈ 高压科学应用——炸药起爆及安全性
- ❈ 高压科学应用——水下爆炸
- ❈ 高压科学应用——侵彻与防护
- ❈ 高压科学应用——破片
- ❈ 高压科学应用——爆燃及燃烧
- ❈ 高压科学应用——高压食品科学

★ 获取地址：http://www.gywlxb.cn/topics

2018 年"高压下材料和结构的力学性能和动态响应"主题专刊论文引用信息

☆ 李思宇，李晓彬，赵鹏铎，等. GFRP 复合三明治板在高速弹体冲击下的弹道极限预测 [J]. 高压物理学报，2018，32(1)：015101.
LI S Y，LI X B，ZHO P D，et al. Prediction of ballistic limit of composite GFRP sandwich panels under hypervelocity impact [J]. Chinese Journal of High Pressure Physics，2018，32(1)：015101.

☆ 张国栋，李翔宇，梁民族，等. 内部爆炸载荷下泡沫铝夹心柱壳动态响应仿真研究 [J]. 高压物理学报，2018，32(2)：024101.
ZHANG G D，LI X Y，LIANG M Z，et al. Dynamic response of sandwich cylinders cored with aluminum foam under internal blast loading [J]. Chinese Journal of High Pressure Physics，2018，32(2)：024101.

☆ 李雪艳，李志斌，张舵. 闭孔泡沫铝准静态压剪性能研究 [J]. 高压物理学报，2018，32(3)：034101.
LI X Y，LI Z B，ZHNAG D. Mechanical behaviors of closed-cell aluminum foams under quasi-static compression-shear loads [J]. Chinese Journal of High Pressure Physics，2018，32(3)：034101.

☆ 宋敏，王志勇，闫晓鹏，等. 落锤冲击下钢筋混凝土梁响应及破坏的数值模拟 [J]. 高压物理学报，2018，32(3)：034102.
SONG M，WANG Z Y，YAN X P，et al. Numerical simulation of responses and failure modes of reinforced concrete beams under drop-weight impact loadings [J]. Chinese Journal of High Pressure Physics，2018，32(3)：034102.

☆ 孔庆强，周涛，沈飞. 两种状态钨合金球力学性能及损伤模式对比试验研究 [J]. 高压物理学报，2018，32(3)：034201.
KONG Q Q，ZHOU T，SHEN F. Comparison of mechanical properties and damage mode of tungsten alloy spheres in two different states [J]. Chinese Journal of High Pressure Physics，2018，32(3)：034201.

☆ 吴雪，张先锋，丁力，等. 预应力对陶瓷抗侵彻性能影响规律的数值模拟 [J]. 高压物理学报，2018，32(4)：044101.
WU X，ZHANG X F，DING L，et al. Numerical simulation of the effect of pre-stress on the ballistic performance of ceramics [J]. Chinese Journal of High Pressure Physics，2018，32(4)：044101.

☆ 贾宇，刘彦，梁晓璐，等. 高强度合金钢 30CrMnMoRE/30CrMnSi 的动态力学性能 [J]. 高压物理学报，2018，32(4)：044102.
JIA Y，LIU Y，LIANG X L，et al. Dynamic compression properties of 30CrMnMoRE and 30CrMnSi [J]. Chinese Journal of High Pressure Physics，2018，32(4)：044102.

☆ 李雪艳，李志斌，张舵. 考虑温度效应的泡沫铝准静态压缩本构模型 [J]. 高压物理学报，2018，32(4)：044103.

LI X Y，LI Z B，ZHANG D. Constitutive model of aluminum foams considering temperature effect under quasi-static compression [J]. Chinese Journal of High Pressure Physics，2018，32(4)：044103.

☆ 黄悦，韩志军，路国运. 轴向载荷下功能梯度材料 Timoshenko 梁动力屈曲分析 [J]. 高压物理学报，2018，32(4)：044104.

HUANG Y，HAN Z J，LU G Y. Dynamic buckling of functionally graded timoshenko beam under axial load [J]. Chinese Journal of High Pressure Physics，2018，32(4)：044104.

☆ 周佳华，杨强，韩志军，等. 轴向荷载下功能梯度材料圆柱壳的动力屈曲 [J]. 高压物理学报，2018，32(5)：054102.

ZHOU J H，YANG Q，HAN Z J，et al. Dynamic buckling of functionally graded cylindrical shells under axial loading [J]. Chinese Journal of High Pressure Physics，2018，32(5)：054102.

☆ 陈虎，沈正祥，王杜，等. 内爆载荷作用下圆柱钢壳的动态破碎性能 [J]. 高压物理学报，2018，32(5)：054202.

CHEN H，SHEN Z X，WANG D，et al. Dynamical fragmentation of steel cylinders subjected to internal explosive detonations [J]. Chinese Journal of High Pressure Physics，2018，32(5)：054202.

☆ 田泽，韩阳，尹晓文，等. 截面几何参数对帽型梁轴向冲击响应的影响 [J]. 高压物理学报，2018，32(5)：054203.

TIAN Z，HAN Y，YIN X W，et al. Effect of sectional geometric parameters on axial impact response of hat-section beam [J]. Chinese Journal of High Pressure Physics，2018，32(5)：054203.

☆ 王光勇，裴晨浩，林加剑. 在顶爆作用下含裂隙锚固洞室的损伤演化及动态响应规律 [J]. 高压物理学报，2018，32(6)：064103.

WANG G Y，PEI C H，LIN J J. Damage evolution and dynamic response of anchorage caverns with a crack under top explosion [J]. Chinese Journal of High Pressure Physics，2018，32(6)：064103.

☆ 赵鹏铎，王庆，张磊，等. 舱室模型内爆炸载荷下预制孔板的变形规律 [J]. 高压物理学报，2018，32(6)：065110.

ZHAO P D，WANG Q，ZHANG L，et al. Deformation of plates with pre-formed holes under internal blast loading in cabin model [J]. Chinese Journal of High Pressure Physics，2018，32(6)：065110.

征 稿 简 则

《高压物理学报》是我国高压物理领域唯一的专业性学术刊物。征稿内容包括：动态及静态高压技术，人工合成新材料，高温高压下材料的力、热、光、电、磁等特性以及物质微观结构的研究，动态及静态高压研究中的测试技术，高温高压下的相变，高温高压物态方程，高压地学，材料动态断裂，冲击和爆轰现象等。《高压物理学报》接受中、英文稿件。

自1987年创刊以来，《高压物理学报》取得了较大成就。2001年，《高压物理学报》被科技部和国家新闻出版总署评为"中国期刊方阵"双效期刊。国际主要检索系统Scopus、JSTChina、CA长期收录《高压物理学报》发表的文章。由北京高校图书馆期刊工作研究会和北京大学图书馆编著的《中文核心期刊要目总览》连续七版把《高压物理学报》列为物理学类核心期刊。

《高压物理学报》一贯秉承服务科学、服务读者、服务作者的办刊理念，慎重对待每一篇来稿，尊重作者劳动。优秀稿件享有快速发表通道，重大创新性成果可在1个月甚至更短时间内刊出。欢迎广大专家学者向《高压物理学报》投稿！

官方网站：www.gywlxb.cn

官方邮箱：gaoya@caep.cn

联系电话：0816-2490042