

讲 座

爆 炸 容 器

赵士达

(中国科学院力学研究所)

一、绪 言

爆炸容器通常是指一定的爆炸物在其中爆炸时,对周围环境不造成损坏和污染的一种密封压力容器。一般用来进行爆炸加工的车间化生产或作为爆轰及爆炸效应的试验研究之用,也可作为某种特殊要求的安全防护构件。根据使用目的和设计原则来区分,爆炸容器可以分为单次或短期使用和长期重复使用等两大类,虽然两者都要求在使用过程中保证不发生破裂和渗漏现象,但前者可以允许容器塑性变形,后者则要求在任何情形下变形都必须是弹性的。本文主要介绍爆炸加工和科学研究用的爆炸容器。对这类容器的要求是药量大、声响小、安全可靠、操作方便并能作为一项基本设备长期使用。

爆炸加工目前已经由最初的单件或小批量生产逐渐转向大量生产,这就要求能把它作为一种成熟的工艺方法,加入到车间生产流水线中去,采用配备爆炸容器的爆炸车间是解决这一问题的主要途径。早在1961年北京航空学院常荣福教授就提出过这一设想^[1],于1963年在国内首次建成了直径1.4m立式圆柱形的室内爆炸井。苏联科学院西伯利亚分院于1968年开始,对爆炸容器进行了系统的研究^[2-5],并申请了专利^[6-7]。目前苏联已设计和制造出各种不同类型的爆炸容器,允许的药量由100g到50kg不等,操作效率很高,有些半自动爆炸容器,工作循环不超过20~30s^[2],供科学实验用的容器则配备有电、磁、光学和X光高速摄影等测试仪器和设备。到1980年为止,苏联已有20余个企业建有装备爆炸容器的车间或工段^[2,8,9,10]。东德、瑞典^[11]等国也已应用爆炸容器进行多种爆炸加工,瑞典诺贝尔公司(AB Bofors, Nobel Chematur)1982年起已发展出一系列固定和移动式爆炸容器,药量由0.5~25kg TNT不等。美国有采用钢壳爆炸容器进行试验研究工作^[12],但正式用于爆炸加工的容器尚未见报导。我国南昌洪都爆炸机床设备厂1984年已经研制出一台BR1400-1型爆炸容器^[13],目前已在淮南矿业学院安装使用。

本文从爆炸容器的构造、应用、设计计算、车间布置与安全措施等几个方面,对爆炸加工和试验研究用的爆炸容器作一综合介绍。此外,对目前存在的问题和需要进一步研究的内容也进行了初步讨论。

二、结构与应用

爆炸容器有一定针对性,不同的产品要有不同的容器才能充分发挥效率。设计爆炸容器及其附属装置时,要求作到:重量最轻,允许药量最大,符合安全环卫和劳保要求,力求机械化自动化并有安全自锁装置,操作周期短,设计可靠,符合弹性力学和疲劳与断裂力学的要求,振动轻,噪声小,有良好的排风系统并且经济实用。

为了达到上述要求,在结构上首先需要根据药包种类合理选定容器的形状。容器主体多采用球壳或圆柱壳,药包在载物台上放置的部位要使爆炸时容器内壁各处受到的冲量尽可能相等或对称。

1986年12月6日收到原稿,1988年6月20日收到修改稿

当药包爆炸后 1 ~ 2 分钟, 容器内的静超压一般可达 0.07 MPa 左右, 随药量和容器大小而定。另外, 如果爆炸周期为 5 ~ 10 分钟, 则连续爆炸五次之后, 容器壳壁的温度可达到 40 ~ 50 °C^[6], 因此无论容器是否在真空条件下操作都需要注意密封, 通常是在结合面上加装橡胶密封圈以防止漏气,

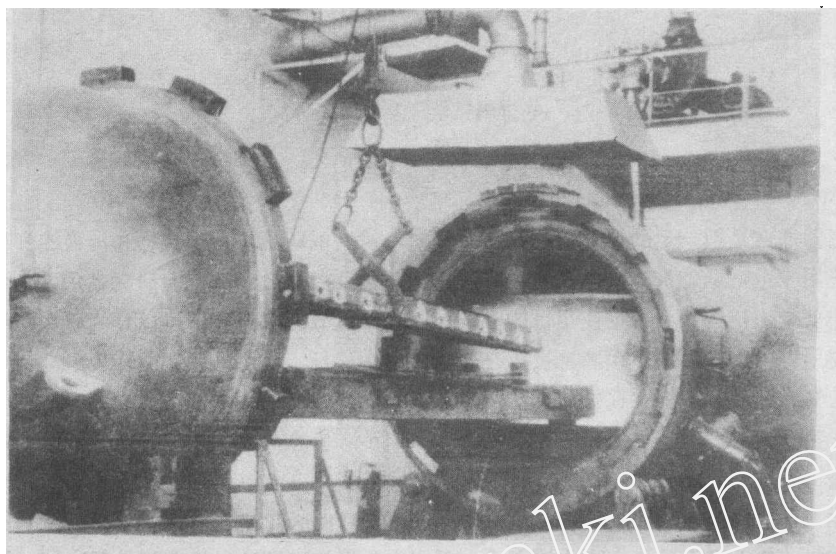


图 1 卧式爆炸容器

Fig. 1 Horizontal blast chamber

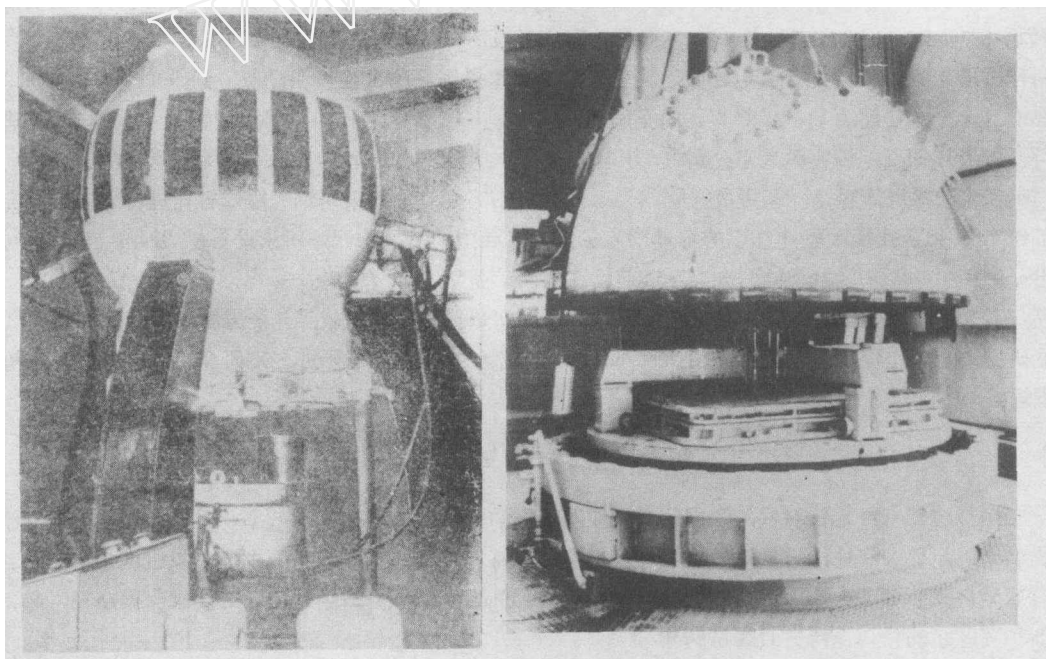


图 2 立式球形爆炸容器

Fig. 2 Vertical spherical blast chamber

图 3 立式爆炸容器及其卡口式锁紧装置

Fig. 3 Vertical blast chamber and its bayonet locking device

密封不良时不仅造成环境污染而且会使噪声加大。为了缩短爆炸加工的循环周期,便于操作,并有利于工件的机械化装卸,柱筒形容器在结构上多采用沿最大直径处拆分的方案如图1^[2]所示。球形容器则多在球底安装进料孔和机械化升降台如图2^[2]。锁紧装置大多采用快装卡口式如图3^[14]。锁紧环的转动由液压^[7]或机械系统驱动^[14],也有用液压密封门的方式^[11,13],如图4^[13],容器开启后,载物台移出于容器之外,这样工作人员不必进入容器又便于机械化操作。为避免工件受爆炸载荷作用后反弹而变形,并减轻对容器的冲击作用,载物台要有良好的缓冲性能并装有固定工件的专用卡具。爆炸后,爆轰产物中的有害气体和尘埃需要迅速排出,因此要备有强力进风、排风系统。爆炸所产生的噪声由容器的隔音外壳吸收,可以作到60~120分贝,约相当于小口径步枪发射时的声响。由于容器是密封的,对地面的振动很小,因此并不需要特别的基础,只考虑设备的自重即可。爆炸容器比较轻巧,通常每公斤药量相应的壳体自重约一吨,比钢筋混凝土爆炸洞要经济和小巧得多。

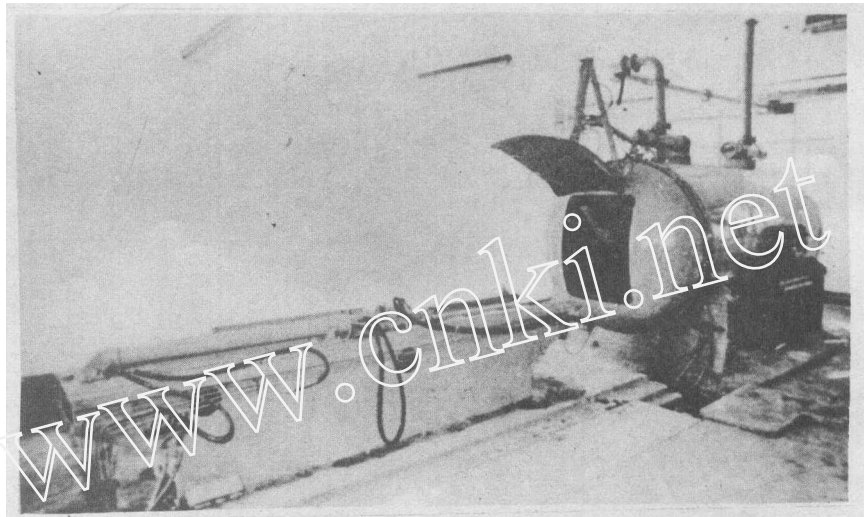


图4 BR-1400 l型爆炸容器及其液压驱动密封门

Fig. 4 BR 1400 l blast chamber and its hydraulic operated gas-tight door

三、强度设计

容器的设计主要涉及爆炸载荷的确定,壳体材料的动态屈服强度,以及结构强度计算,包括构件的位移、应变和应力的确定等三方面的问题。

爆炸载荷的确定,属于封闭容器内爆炸气体动力学的问题。通常假设器壁是绝对刚体,当给定的药包爆炸时,要求确定出作用在球壳或柱壳壁上的激波压力或爆轰产物的作用压力,压力作用时间和单位面积上的冲量。

在容器内爆炸所采用的药包形式多种多样,但可近似地折算成柱形药包和球形药包两类。设 a, b, c 为药包三个边的长度, r_0 为其折算半径,则当 $a \approx b, a \approx c$ 时,

$$r_0 = (bc/\pi)^{1/2} \text{——柱状药包}$$

当 $a \approx b \approx c$ 时,

$$r_0 = (3abc/4\pi)^{1/3} \text{——球形药包}$$

如果 $a \ll b, a \ll c$ 时,则为板状炸药,其分析稍有不同,详见文献[15]。

如果假设强爆炸,亦即气体的初始压力 p_1 与波阵面上的压力 p_2 相比可以忽略不计,因而可

以不考虑反压, 并且假设爆炸的作用可以由药包的能量来完全确定, 这样我们就可以利用瞬时点爆炸的一些结果, 近似估算爆炸载荷, 这对于工程计算通常是允许的。

对应空气中强爆炸的自模拟解和强激波上的条件, 激波速度 D 为^[16]

$$D = \frac{2}{\nu + 2} \left(\frac{\zeta \rho_0 Q_0}{\rho_1} \right)^{1/2} \left(\frac{r_0}{R} \right)^{\nu/2} \quad (1)$$

其中, ρ_0, Q_0, r_0 分别为炸药的密度, 单位质量的爆热和药包的折算半径; ρ_1 是空气的密度; R 是容器的壳体半径; ν 和 ζ 是考虑空间尺度的系数, 球对称时 $\nu = 3, \zeta = 4\pi/3$, 柱对称时则 $\nu = 2, \zeta = \pi$ 。

入射波波阵面上的压力 p_2 为

$$p_2 = \frac{2}{\gamma + 1} \rho_1 D^2 \quad (2)$$

γ 为空气的多方指数, 通常取 1.4, 由 (1) 消去 D 得

$$p_2 = \frac{8}{(\nu + 2)^2 (\gamma + 1)} \zeta \rho_0 Q_0 \left(\frac{r_0}{R} \right)^\nu \quad (3)$$

设刚壁反射压力的峰值为 p_3 , p_3 与 p_2 的关系*为

$$\frac{p_3}{p_2} = \frac{3\gamma - 1}{\gamma - 1} \quad (4)$$

把 (3) 式代入 (4) 式则得

$$p_3 = \frac{8 (3\gamma - 1)}{(\nu + 2)^2 (\gamma^2 - 1)} \zeta \rho_0 Q_0 \left(\frac{r_0}{R} \right)^\nu \quad (5)$$

设反射压力的作用时间为 τ_0 ^[16]

$$\tau_0 \sim \frac{R}{\sqrt{Q_0}}$$

Демчук 建议的经验公式^[4] 为

$$\tau_0 = \eta R / \sqrt{Q_0} \quad (6)$$

其中, η 为经验系数, 球对称时 $\eta = 0.35$, 柱对称 $\eta = 0.5$ 。

如果波阵面后的压力按线性衰减, 则由 τ_0 和 p_3 可以得出单位面积上的冲量 J 为

$$J = \frac{1}{2} p_3 \tau_0 \quad (7)$$

以上关于 p_3, τ_0 和 J 的公式, 文献[4]认为在 $10 \leq R/r_0 \leq 120$ 范围内, 对于工程估算是简便可用的。

另外, 如果忽略爆炸产物所包含的热能, 亦即假设炸药的爆热全部转化为爆炸产物的或激波后面气体的动能, 则单位面积上的冲量 J , 也可以从能量角度简单推导得出^[3]

$$J = \frac{a \rho_0 r_0^3 \sqrt{2 Q_0}}{\nu R^{\nu-1}} \quad (8)$$

其中, a 为经验系数, 表征气体由壳壁反射的程度, $1 \leq a \leq 2$, 可近似取 $a = 2$ 。可以看出, (8) 式与按照强激波自模拟解推导出的公式 (7), 计算结果, 基本相同。

需要指出的是, 估算载荷参数 p_3, τ_0 和 J 的上述公式, 都是在一定简化条件下得出来的, 特别

* 内径 $\phi 3000$ mm 以下的爆炸容器, p_3/p_1 一般都在 25~100 之间, 因此 (4) 式是可用的, 误差不会超过 25%。

是对载荷作用时间的估算, 结果偏小。而对压力峰值的估算, 因为忽略反压的影响计算结果偏高。因此用模型试验的方法进行校核是很有必要的。在几何相似的条件下, 如果炸药品种不变, 只要使药量与 R^3 成正比即可进行模拟试验, 此时大小壳体上的压力峰值相同, 而压力作用时间和单位面积上的冲量值则与壳体的几何尺寸成正比^[31-117]。

容器设计中的第二类问题是材料的动态特性参数的确定。

结构材料, 特别是低碳钢受瞬时强冲击载荷时, 其力学性能与静态时有很大差别。材料的应力、应变和应变率的关系十分复杂, 但是对于爆炸加工等用的爆炸容器, 设计中主要的材料参数是动态屈服应力, 而无需考虑屈服后的应力应变关系, 因此问题也就简化成为确定不同应变率下材料的屈服强度。由于爆炸载荷作用的时间很短, 而且应变率或加载率也是随时间而不断变化的, 因此选择某种与爆炸载荷形式相近的实验方法来测定动态屈服应力, 对容器设计更有实际意义。例如采用环形试件或薄膜试件, 在柱形或球形药包爆炸载荷下测定材料动态屈服应力的方法等, 图 5^[2] 是薄壁环状试件的试验装置^[2], 图 6^[2] 是 $10^{-2} \sim 10^4 \text{ s}^{-1}$ 下各种钢材动态屈服应力的试验曲线^[2], 其中动态屈服应力 σ_d 与应变率 $\dot{\epsilon}$ 的关系服从对数关系

$$\lg \sigma_d = A + m \lg \dot{\epsilon}$$

$$\text{或} \quad \sigma_d = \sigma_T \left(\frac{\dot{\epsilon}}{\dot{\epsilon}_0} \right)^m \quad (9)$$

σ_T 为静态屈服点, 指数 m 如图中所示, 由试验确定。应变率效应对软钢特别明显, 因此选用软钢作为爆炸容器的结构材料是有利的。

关于结构强度计算可以分为容器本身壳体强度的计算和其它附属构件的设计计算两部分。

壳体强度计算与一般抗爆防护构造物设计中所用的方法相同。已知施加在壳体上的爆炸载荷参数 p_{max} (即反射压力峰值 p_s)、 τ_0 、 J 及压力随时间的变化 $p(t)$, 便可求出等效静载 p_e , 有了 p_e 之后即可按照通常的静载设计进行计算。令

$$p_e = p_{max} \cdot C_d \quad (10)$$

其中 C_d 为动载系数, 其值与压力随时间的变化特征、压力作用的持续时间和壳体的自振频率有关。 C_d 通常可由简单的振动理论推导出来。

柱壳或球壳的振动, 可以简化成为一个自由度的无阻尼强迫振动问题来处理, 如图 7。图中弹簧系数为 k , 弹簧质量可以忽略不计, m 为物体的质量, p 为外加干扰力。设此系统的自振周期为 T , 位移为 x , 根据牛顿第二定律

$$m \ddot{x} = -kx + p(t)$$

$$\ddot{x} + \left(\frac{k}{m} \right) x = p(t)$$

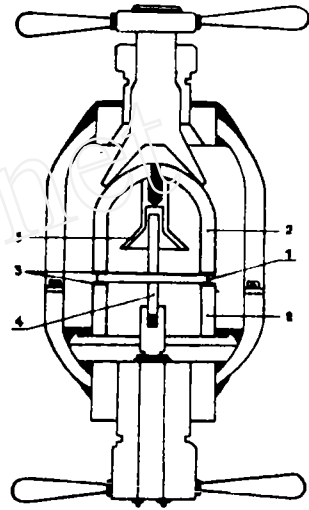


图 5 环形试件爆炸加载试验装置

1—试件, 2—支架, 3—垫圈,
4—药包, 5—定位圈

Fig. 5 Experimental arrangement
for testing rings

1—ring specimen, 2—cylindrical
support, 3—plastic gasket,
4—charge, 5—centering sleeve

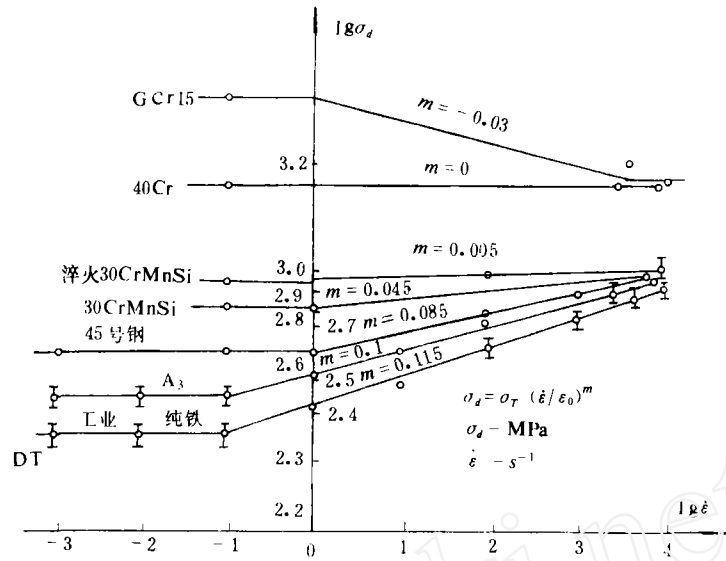


图6 动态屈服应力 σ_d 与应变率 $\dot{\epsilon}$ 的关系

Fig. 6 Dynamic yield stress σ_d and strain rate $\dot{\epsilon}$ relationship for different metals

令 $\omega^2 = k/m$, ω 为圆频率, $\omega = 2\pi/T$, T 为周期,

$$\text{则 } \ddot{x} + \omega^2 x = \frac{1}{m} p(t)$$

若 $t=0$ 时, $x=\dot{x}=0$; 并假设壳体变形很小, 壳体半径无明显变化, 故 ω 可视为常数。这样上式即为一线性微分方程^[18], 根据外加载荷 $p(t)$ 的性质如图 8 (a, b, c), x 有不同的解^[18]

$$(a) \quad 0 \leq t \leq t_1, \quad x = \frac{p_{\max}}{k} (1 - \cos \omega t) \quad (11)$$

$$t \geq t_1, \quad x = \frac{p_{\max}}{k} [\cos \omega (t - t_1) - \cos \omega t] \quad (12)$$

$$(b) \quad 0 \leq t \leq t_1, \quad x = \frac{p_{\max}}{k} \left(1 - \cos \omega t - \frac{t}{t_1} + \frac{\sin \omega t}{\omega t_1} \right) \quad (13)$$

$$t \geq t_1, \quad x = \frac{p_{\max}}{k} \left[-\cos \omega t + \frac{\sin \omega t - \sin \omega (t - t_1)}{\omega t_1} \right] \quad (14)$$

$$(c) \quad 0 \leq t \leq t_1, \quad x = \frac{p_{\max}}{k} \left[\left(1 - \frac{2}{\omega^2 t^2} \right) (1 - \cos \omega t) - \frac{2t}{t_1} + \frac{t^2}{t_1^2} + \frac{2 \sin \omega t}{\omega t_1} \right] \quad (15)$$

$$t \geq t_1, \quad x = \frac{p_{\max}}{k} \left\{ \frac{2}{\omega^2 t^2} [\cos \omega t - \cos \omega (t - t_1)] - \cos \omega t + \frac{2 \sin \omega t}{\omega t_1} \right\} \quad (16)$$

对于爆炸载荷, 如果压力作用时间很短, 则可假设压力不变而以矩形波表示。如果假设压力随

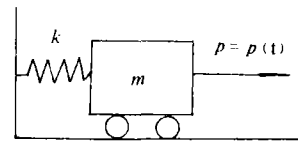


图7 一个自由度的无阻尼强迫振动问题

Fig. 7 Forced vibration of systems having one degree of freedom without damping

时间线性衰减, 可以近似地以三角波表示; 因此我们以方波和三角波为例, 讨论动载系数 C_d 的确定方法。

方波如图8 (a), 首先需要确定在外载未去除之前, 位移 x 达到最大值的时间。如前所述, 当 $0 \leq t \leq t_1$ 时, 为求 $x = x_{\max}$ 时的时间 t , 式(11)取 x 对 t 的微商, 并令 $dx/dt = 0$, 代入 $\omega = 2\pi/T$, 可以得出: $x = x_{\max}$ 时, $t = T/2$, 因此, 如果外力作用的时间小于 $T/2$, 则 x 尚未达到 x_{\max} 时, 外载即已去除, 但由于此时 $\dot{x} \neq 0$, 卸载后由于惯性的作用, x 还要继续加大, 因此等效静载应按照此后自由振荡阶段中的最大位移计算。反之, 如外力作用时间大于 $T/2$, 则 x 达到 x_{\max} , 等效静载则应按照强迫振荡阶段的最大位移计算, 这是因为当 $x = x_{\max}$ 时, $dx/dt = 0$, 随后 $x-t$ 曲线上, x 开始下降, 此后的振荡无论卸载与否都不会使位移 x 超过此最大值。因此

如 $t_1 < \frac{T}{2}$, 取 $t = \frac{T}{2}$ 代入 (11) 式, 则

$$x_{\max} = \frac{p_{\max}}{k} (1 - \cos \frac{\omega T}{2}) = \frac{2 p_m}{k}$$

所以, 等效静载 $p_e = 2 p_m$, 亦即 $C_d = 2$ 。

如 $t_1 > T/2$, 则对式(12)取 x 对 t 的微商, 并令 $dx/dt = 0$, 得出 x 为最大值时的 t 值为

$$t = \frac{\pi + \omega t_1}{2\omega} \quad (17)$$

把式(17)代入式(12), 得

$$x_{\max} = \frac{p_{\max}}{k} \cdot 2 \sin \frac{\omega t_1}{2}$$

所以, 等效静载 $p_e = p_{\max} \cdot 2 \sin \frac{\omega t_1}{2}$, 亦即 $C_d = 2 \sin \frac{\omega t_1}{2}$ 。

对于三角波的情况, 同样首先需要确定出 x_{\max} 出现在卸载之前时 t_1 必须满足的条件, 以及在此条件下, 位移 x 到达最大值的时间, 如前。当 $0 \leq t \leq t_1$ 时, (13) 式对 t 取导数, 并令 $dx/dt = 0$, 则可得出 $x = x_{\max}$ 时的时间 t 为

$$t = \frac{2}{\omega} \tan^{-1} \omega t_1 \quad (18)$$

又因给定条件 $t \leq t_1$, 即 $t_1 \geq 2/\omega \tan^{-1} \omega t_1$, 因此得出 $t_1 \geq T/8$, 此即 x_{\max} 出现在卸载之前时, t_1 必须满足的条件。

同样, 当 $t_1 \geq 3/8 T$ 时, 把式(18)代入式(13)得

$$x_{\max} = \frac{p_{\max}}{k} \cdot 2 [1 - \frac{1}{\omega t_1} \tan^{-1} \omega t_1]$$

所以动载系统

$$C_d = 2 (1 - \frac{1}{\omega t_1} \tan^{-1} \omega t_1)$$

当 $t_1 = (3/8)T$ 时, 式(14)对 t 取导数, 并令 $dx/dt = 0$, 得出 $x = x_{\max}$ 时的时间 t 为

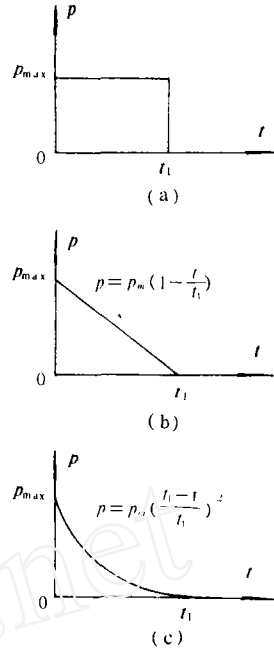


图8 不同的外加载荷 $p(t)$
Fig. 8 Different loading conditions $p(t)$

$$t = \frac{1}{\omega} \tan^{-1} \left[\frac{1 - \cos \omega t_1}{\sin \omega t_1 - \omega t_1} \right] \quad (19)$$

把式 (19) 代入式 (14) 得

$$x_{\max} = \frac{p_{\max}}{k} \sqrt{\left(\frac{\omega t_1}{2}\right)^{-2} \sin^4 \frac{\omega t_1}{2} + \left(\frac{\sin \omega t_1}{\omega t_1} - 1\right)^2}$$

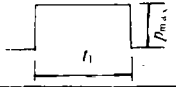

所以动载系数 $C_d = \sqrt{\left(\frac{\omega t_1}{2}\right)^{-2} \sin^4 \frac{\omega t_1}{2} + \left(\frac{\sin \omega t_1}{\omega t_1} - 1\right)^2}$

对于其它形式的加载波形, 处理方法相同。

归纳上述结果, 一并列入表 1

表 1 不同加载条件下的动载系数

Table 1 Dynamic factors under different loading conditions

加载波形	作用时间	C_d ($p_e = p_{\max} \cdot C_d$)
	$t_1 = \frac{T}{2}$	2
	$t_1 = \frac{T}{2}$	$2 \sin \frac{\omega t_1}{2}$
	$t_1 = \frac{3}{6} T$	$2 \left(1 - \frac{1}{\omega t_1} \tan^{-1} \omega t_1\right)$
	$t_1 = \frac{3}{8} T$	$\sqrt{\left(\frac{\omega t_1}{2}\right)^{-2} \sin^4 \frac{\omega t_1}{2} + \left(\frac{\sin \omega t_1}{\omega t_1} - 1\right)^2}$

当载荷的作用时间相对于结构的特征时间 (自振周期) 很短时, 亦即 $t_1 \ll T$, 这时载荷相当于一个脉冲, 因此可以进一步简化, 而按照冲量设计, 此时

$$\ddot{x} + \omega^2 x = \frac{p(t)}{m}, \text{ 可以看作}$$

$$\ddot{x} + \omega^2 x = 0,$$

并令 $t = 0$ 时, $x = 0$, $\dot{x} = J/m$, 其中 J 为单位面积上的冲量, m 为单位面积的质量。解这方程得

$$x = \frac{J}{m\omega} \sin \omega t$$

所以

$$x_{\max} = \frac{J}{m\omega} \quad (20)$$

实际上, 如果在动载系数中考虑到 $t_1 \ll T$ 这一特殊条件, 可以得出同样的结果。对于三角波, 如果 $t_1/T \leq 0.25$, 则按照冲量设计的误差不超过 7%。

求出等效静载 p_e 或壳体的最大径向位移 x_{\max} 之后, 壳体中的应力和应变即可根据一般静态弹性理论计算出来。如前所述, 在计算 p_e 或 x_{\max} 时, 都需要了解壳体的自振周期。对于薄壳, 如果只考虑扩展振动 (即半径作相同周期性变化) 的基频, 则自振周期^[19]如下

柱壳
$$T = 2\pi \frac{R}{\sqrt{E/\rho}}, \text{ 或 } \omega^2 = \frac{E}{\rho R^2}. \quad (21)$$

$$\text{球壳} \quad T = \pi R \sqrt{\frac{2(1-\mu)}{E/\rho}}, \text{ 或 } \omega^2 = \frac{2E}{(1-\mu)\rho R^2} \quad (22)$$

其中, μ 为泊桑比, E 为杨氏模量, ρ 为壳体材料密度, R 为壳体半径。

如果已知壳体的最大径向位移 x_{\max} 和壳体半径 R , 则壳体的最大周向应变 ε 为

$$\varepsilon = \frac{x_{\max}}{R} \quad (23)$$

根据单轴拉伸及双轴拉伸条件下的虎克定律

$$\sigma = E\varepsilon \text{ (柱壳)} \text{ 或 } \sigma = \frac{E\varepsilon}{1-\mu} \text{ (球壳)}$$

即可得出壳体的最大应力 σ_{\max} , 并令

$$\sigma_{\max} = [\sigma]$$

$[\sigma]$ 为根据材料动态屈服应力所确定的许用应力。

如果按照冲量设计, 把冲量 J 的表达式(8)代入式(20), 得出 x_{\max} 后, 代入式(23), 再根据虎克定律和相应的壳体自振周期, 壳体所承受的最大应力即可直接得出

$$[\sigma] = \frac{\rho_0 v_0^2 \sqrt{2Q_0} E}{\rho R \delta a_0} \quad (\text{柱壳})$$

$$[\sigma] = \frac{2}{3\sqrt{1-\mu}} \frac{\rho_0 v_0^2 \sqrt{Q_0} E}{\rho R^2 \delta a_0} \quad (\text{球壳})$$

其中 $a_0 = \sqrt{E/\rho}$ 为壳体材料的声速, δ 为壳体厚度。

另外, 如果已知等效静载 p_e , 可以根据熟知的简单公式, 例如: $\sigma = R p_e / \delta$, 直接把壳体中的应力计算出来。容易证明与由 x_{\max} 出发计算 σ 的结果是一致的。

以下列举苏联科学院西伯利亚分院流体力学研究所对球壳设计的一些结果可供参考^[5], 见表2。

表2 球壳尺寸及允许药量^[5]

Table 2 Dimensions of spherical shells and their max. charges^[5]

球壳内径 (mm)	壳体厚度 (mm)	单次最大药量 (kg)
1284	45	3.5
3490	36	16
3850	45	24
10500	25	80
10500	36	115
16000	36	400

爆炸容器中除壳体本身外, 其它构件例如螺栓、法兰、盖板、载物台等等, 这些不外乎是焊、管、板三大类别, 设计计算的程序首先是根据爆炸载荷确定出构件上所承受的最大压力, 一般可采用

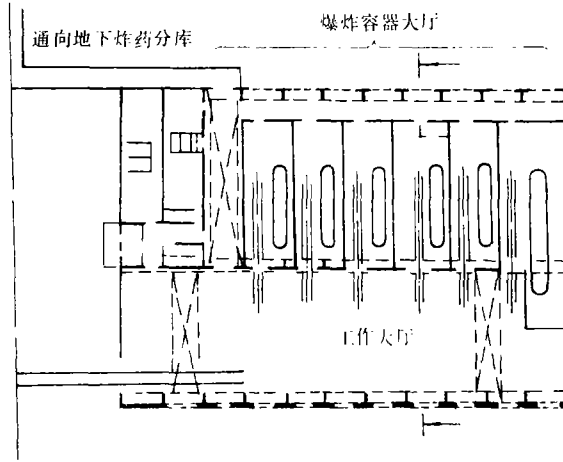


图9 苏联新西伯利亚道岔工厂爆炸硬化车间平面图
Fig.9 Layout of a explosive hardening workshop
in New Siberian Frog Factory, USSR

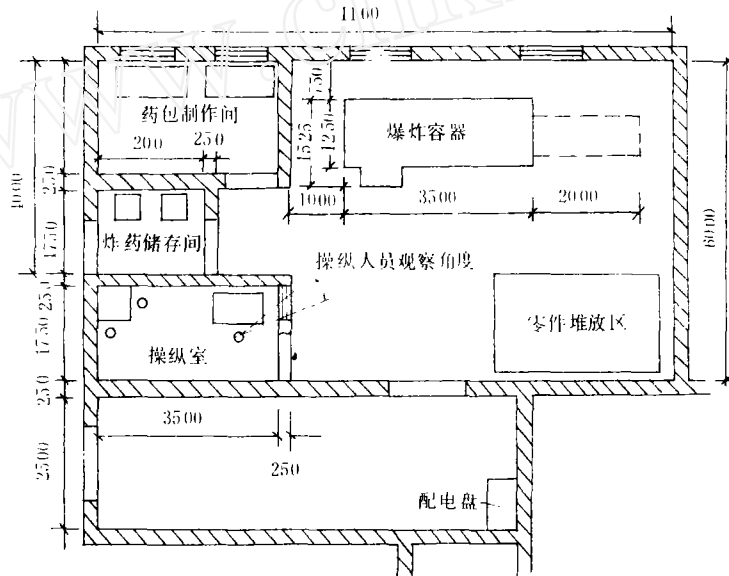


图10 苏联吉尔汽车厂小型爆炸加工车间平面图
Fig.10 Layout of a small workshop for explosive
working in 311.J, USSR

静态设计而用动态设计结果进行校核。爆炸容器的壳体及构件，按照冲量设计时，具体的计算公式可参见文献〔5〕。

四、车间布置与安全措施

设计爆炸车间首先要考虑的是在整个工艺流程中如何把标准生产设备与爆炸容器等非标准设备恰当地联接起来, 其次爆炸车间中放置容器的工段和辅助工段之间要互相联系而又必须彼此隔离, 车间附近要有至少能存放一个工班药量的分药库, 车间与分库之间要有安全通道并保持规定的安全距离。此外爆炸车间与厂区主要车间也要隔开一定安全距离, 但要有方便的运输系统彼此连通。

在安全方面既要注意操作安全, 又必须克服一些无足够根据的传统规定和限制。爆炸容器工段不应作为弹药车间或炸药仓库同等对待。苏联把爆炸容器车间列入三级防火范畴, 在防火和防爆等级中列为正常级, 照明、通风和墙壁均采用常规型式而不是过份地无必要地提高安全级别。

图9是苏联新西伯利亚道岔工厂兴建的高锰钢辙叉爆炸硬化车间^[8], 图10是苏联吉尔汽车制造厂的一个小型爆炸车间平面布置图^[10]。

苏联在技术安全方面除加强管理外, 技术上主要采取了两项措施, 即高压雷管和自锁装置。高压雷管需要特别设计的高压脉冲电源才能引爆, 这种雷管对通常的带电设备并不敏感, 因而也免除了通常雷管与炸药不得同库存放的限制。自锁系统则防止了工作人员可能发生的误动作, 从而保证安全操作。

五、问题和讨论

从已有资料来看, 值得继续研究改进的有以下几个方面的问题:

(1) 衰减压力, 降低荷载, 提高设备的承载能力。曾有不少文献报导^[8, 20, 21], 采用过多种衰减压力的措施, 但是压力衰减往往伴随压力作用时间的延长, 并不一定能降低冲量, 寻求简单有效的降低荷载的方法仍然是爆炸容器研究的主要内容之一, 提高设备承载能力的另一途径是发展新型结构, 例如供用激波通过多孔板衰减的原理, 有采用所谓刺猬式结构的爆炸容器如图11, 容器壁由一端封闭的钢管组焊而成, 形同刺猬。图11所示的尺寸, 据称最大药量可高达200 kg TNT。

(2) 隔音与隔振。爆炸容器作为室内使用的压力容器, 降低噪音是主要问题之一, 目前苏联已作到60分贝, 降到了工业噪音规定的标准以下。至于隔振方面主要是容器内载物台的隔振问题, 常用的是橡皮隔振方法, 但用铁砂作为隔振减振材料是一个有发展前景的方法^[22-24]。容器载物台的具体设计和强度分析及其对壳体强度的影响, 特别在大药量时, 至今还是一个没有很好解决的问题。

(3) 爆炸载荷的分析。已发表的各种公式很多, 但与实测结果不完全一致。苏联使用的公式, 压力峰值与实测值相比有时会高出2~4倍之多, 压力作用时间则小3~4倍, 如果折算成冲量虽然比较接近实际, 但从理论上作为可靠的设计依据, 则根据似嫌不足。

(4) 材料的动态屈服应力是设计的关键数据, 这方面虽然有不少数据发表, 但彼此出入很大, 可能是由于测量技术上的困难以及实验方法和载荷特性的不同造成的, 目前仍然是一个有待深入研究的问题。

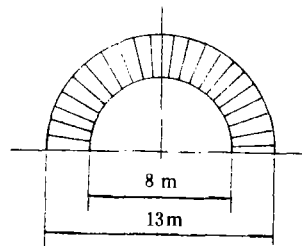


图11 “刺猬”式结构示意图
Fig. 11 Schematic of a "hedgehog" blast chamber

参 考 文 献

- [1] 常荣福等, 北京航空学院科学技术报告, 编号BH-B210, (1965).
- [2] Deribas, A.A., in *Shock Waves and High Strain-Rate Phenomena in Metals, Concepts and Application*, Meyers, M.A. et al. ed., Plenum Press, (1981), 916.
- [3] Демчук, А.Ф., *ЖПМТФ* 5 (1968), 47.
- [4] Демчук, А.Ф., *Proc. II Symp. on Explosive Working of Metals in Czech.*, 2 (1973), 403.
- [5] Крупин, А.В. и др., *Деформация Металлов Взрывом*, Глава VIII, *Металлургия*, Москва, (1975).
- [6] Демчук, А.Ф. и др., *Авторское Свидетельство*, 261140.
- [7] Gambarov, V.S. et al., *U.S. Patent*, 4,100,783, July, 18, (1978).
- [8] Демчук, А.Ф. и др., *Материалы II -го Всесоюзн. Совещания по Обработке Материалов Взрывом*, Новосибирск, (1981).
- [9] Медзяновский, Э. и др., *Техника и Наука*, 5 (1980), 25.
- [10] Козорезов, К., *Сб. Док. V Международн. Симпозиум Обработка Металлов Взрывом*, Чехословакия, (1982), 839.
- [11] Ohlson, J., *Steel Chambers for Research, Testing and Production of Explosives*, AB Bofors, Nobel Chamtur, Sweden.
- [12] UCID-17981, Lawrence Livermore Lab., (1978).
- [13] 章仕表, *爆炸与冲击*, 4(2) (1984), 83, 5(2) (1985), 86.
- [14] 邢维复, *力学进展*, 13(3) (1983), 1.
- [15] Демчук А.Ф. и др., *Импульс Плоского Заряда в Сферической Взрывной Камере*, Док., ИГД. СО. АН СССР., (1981).
- [16] 鲍姆, Ф.А.等著 (众智译), *爆炸物理学*, 科学出版社, (1964), 北京, 6、9、13章.
- [17] Zhao, S.D. et al., *Advances in Surface Treatments. 1. Technology-Application-Effects*, A. Niku-Lari ed., Pergamon Press, (1984), 159.
- [18] Baker, W.E., *J. Appl. Mech.*, Trans. ASME., Ser. E, Mar., (1960), 139.
- [19] 铁摩辛柯等著 (胡人礼译), *工程中的振动问题*, 人民铁道出版社, (1978).
- [20] Neal, T., *Explosive Containment*, in *Materials of 7th Int. AIRAPT Conf.*, Los Alamos, New Mexico, U.S.A..
- [21] Несгеренко, В.Ф. и др., *Применение Простых Материалов для Уменьшения Напряжений в Оболочках Взрывных Камер*, Док., ИГД. СО. АН СССР, (1981).
- [22] Aralikov, et al., *U.S. Patent*, 3868761, (1975).
- [23] Цемахович, Б.Д. и др., *Сб. Док. V Международн. Симпозиум Обработка Металлов Взрывом*, Чехословакия, (1982), 42.
- [24] Tsemakhovich, B.D., *Proc. 8th Int. conf. on High Energy Rate Fabrication*, San Antonio, Texas, U.S.A., (1984), 185.

BLAST CHAMBER

Zhao Shida

(Institute of Mechanics, Academia Sinica)