

受压容器设计资料

(译文集)

第八輯

上海化学工业设计院石油化工设备设计建设组

68

内 容 提 要

本资料系根据 1969 年“第一届国际压力容器会议论文集”有关文章
选译,可供压力容器的设计、制造和科研人员参考。

受压容器设计资料(译文集)

(八)

上海化学工业设计院石油化工设备设计建设组

(上海南京西路 1856 号)

国 营 海 峰 印 刷 厂 印 刷

一九七四年二月

工本费: 0.50 元

说 明

本设计资料系根据 1969 年“第一届国际压力容器会议论文集”(First International Conference on Pressure Vessel Technology) 有关文章选译。原书共三册(英文), 包括了石油、化工受压容器的设计、制造、检查等有关文章。在一定程度上反映了最近的国外水平。遵照伟大领袖毛主席关于“洋为中用”的教导, 我们选择其中实用价值较大的文章, 组织有关科研、设计、学校及工厂等单位翻译, 本资料分九辑陆续出版。在每篇译文后附有该篇文章在原书中的序号, 便于读者查对。

对于一切外国的东西, 必须根据我国具体情况, 决不能生吞活剥地毫无批判地吸收, 本设计资料仅供设计参考。本资料在内容上和翻译上有不妥的地方, 请随时给我们提出, 以便今后进一步改进。

在翻译过程中得到有关单位的大力支持, 特此致谢。

上海化学工业设计院石油化工设备设计组

1973.10.

目 录

1. 带接管受压容器的蠕变断裂试验.....	1
2. 具有补强开孔圆板的爆破强度.....	7
3. 在钢标准中高温实用弹限应力的导出.....	15
4. 超声波探伤法在受压力容器上的应用.....	29
5. 材料和断裂的危险.....	35

带接管受压容器的蠕变断裂试验

引言

机械性能试验通常从二方面来考虑；其一是在一般受简单应力的试样上做试验以确定各种机械性能如屈服强度、极限强度、疲劳强度或蠕变断裂应力等。另一种是在复杂的试样，往往是整体或某部件上的试验。这些试验的显著特点是其与实际操作条件十分相近。

试样用实际使用的形状和条件试验消除了试验条件和实际使用条件之间较大的差别。这一事实早已为疲劳试验领域所觉察。确实，疲劳性能在很大程度上取决于试样形式。目前在脆性断裂试验方面也是如此，在全厚度宽板上试验的兴趣正日益增长。将单向蠕变资料用于实际设计是很困难的而且它涉及到许多不定的因素。因此有必要对全尺寸试样作一番实验。

全尺寸试样的蠕变试验结果很少见，关于带接管受压容器蠕变行为方面的资料基本上无处可觅。由于这样才促使比利时工业界对圆筒形带接管受压容器进行疲劳强度试

验。于是比利时机械制造工业科技研究中心站拟订了试验方案。起初没有试验设备，新设备的设计和制造已由肯恩特大学材料强度试验室完成。

本文为该设备的说明。迄今仅做了一个3000小时的试验并给出了一些试验结果。现二台设备正正常工作，一台在作10000小时试验而另一台在作3000小时试验；另有四台设备预期于1969年末投入试验。

概述

按科技研究中心站的受压容器试验纲要对设备的要求作如下的规定：

(1) 试验炉膛应能严格地将试样保温在 $\pm 2.5^{\circ}\text{C}$ 范围内，直至 650°C 止。

(2) 加压系统允许压力稳定在0.5%范围内，直至500公斤/厘米²止。

(3) 若试样发生破坏，设备应能防爆(实际上，每次试验都要作至试样破坏为止)。

(4) 试验炉的尺寸应足以容纳图1所示尺寸的试样。

试验炉内部气氛的选择和试样直接影响

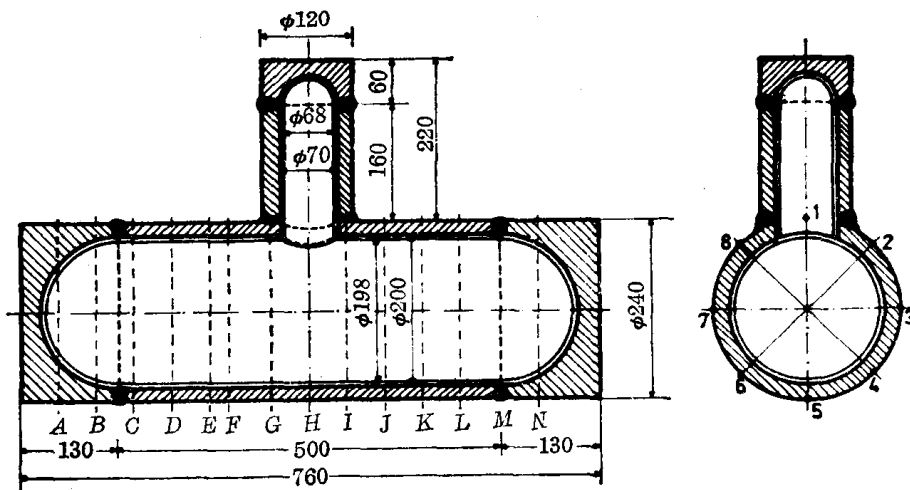


图1 蠕变——断裂试验试样尺寸

到设备设计，而气氛的选择决定于计划试验的目的。例如，当我们希望对蒸汽管道的蠕变行为进行研究时，用蒸汽作介质为宜，并尽可能与实际运行工况相似。

本纲要目的是检验各种接管与筒身间的蠕变行为并根据这些数据得出最理想的设计。我们决定使用非腐蚀性的内部气氛。液态铅常被用来作为高温加压介质，当考虑到断裂时所释的爆炸力，选用液态铅是合适的。然而，液态铅作为压力介质对蠕变——断裂寿命的影响如何难以掌握。另一些常用的高温液体如矿物油、水银、联二苯，邻二氯苯以及熔盐混合物都因各种原因而不被采纳，如有毒性、腐蚀性及最大使用温度等。最后，选择范围缩小至气态介质，决定采用氩气作为高温高压环境介质。

在高温时以气体作为压力介质较之用液体危险得多。在气体压力为 500 公斤/厘米²，容积为 1 分米³ 体积断裂时所释放的能量约

为 7000 公斤/米，因此，图 1 所示试样体积约 20 分米³ 被减至 0.6 分米³，它采用在试样内塞一根芯，芯与内壁间隙很小，约 1 毫米左右。甚至在这种情况下，蠕变时的膨胀在爆炸时可能引起增加 4 分米³ 容积。

为避免受压容器外表面的氧化，最好以氩气作为外加热介质。上述考虑因素均包括在本设备设计中。起初问题大多数出现在压缩氩气中所储藏的能量上，鉴于人身安全与设备保护是必要的，故采取如下措施（图 2）。

（1）受压容器宜置于能抵抗预计爆破力的掩体内。

（2）贵重控制仪及试验炉要件不宜置于离受压容器很近的位置。

（3）只要对试验炉整体给以适当的保护，允许其零件遭受损坏，受损件应是廉价及易换件。

本设备的显著特点是将所有部件进行合理布置而得到足够的安全性。

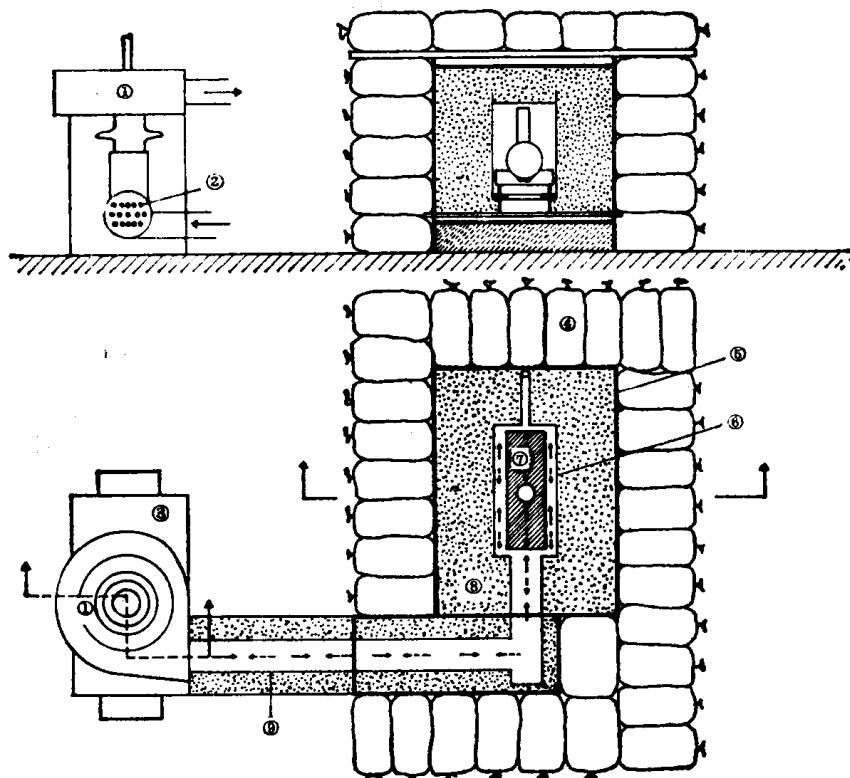


图 2 炉子及其保护装置示意图

1—风房；2—电加热丝圈；2—炉子；4—沙袋；5—柜内边的10毫米板；6—轻而薄的金属制的炉子部分；7—试样；8—绝缘材料；9—3毫米18-8薄板

其主要部件炉膛、掩体和加压系统简述如下。

炉 膛

通常地试验炉不能抵抗爆炸性冲击。所以在设计炉时考虑如下原则。

自由对流和直接辐射很少能保证无梯度温度分配。因此，氩气必须由电扇强迫循环。

离爆炸中心愈远，爆炸影响愈小，因此炉膛所有贵重部件设置位置尽可能离试样远些。

断裂瞬间所释放的能量应该被吸收掉，不宜用厚加强层的炉壁，相反试样周围的炉壁应由轻而薄的金属构成。这些吸收大量能的板在冲击下易变形且反射的冲击波几乎全部消除。气体通过大的背压阀泄出炉膛，此阀在 0.02 公斤/厘米² 压力时动作。

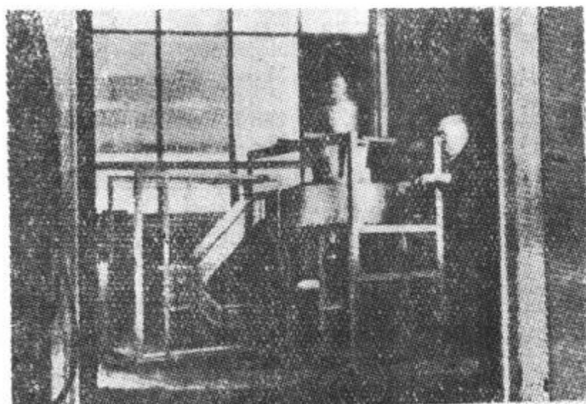


图3 在车间装配时的炉子

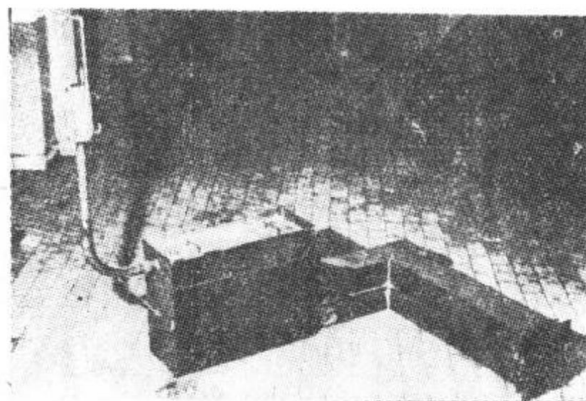


图4 内装压力容器的炉子部件

试验炉包括两个主要零件，主件是 24 瓩的电阻加热丝与电扇（图3）。图4示出第二个零件包括试样在内。它由 0.5 和 1 毫米的轻而薄板金属制成；制造容易，每次爆炸后即掉换。

使用氩气作压力介质需要专门的装置以使泄漏为最小。此问题解决之法是将所有部件焊好封住。为保证试样入口某些焊接头设计成可于磨后容易地打开和封住，在炉膛零件必须更换前可打开和封住十五次左右。炉温用Ⅲ型指示仪控制，其由位于电扇附近的热电偶驱动。图5为加热时典型的温度记录，曲线1给出炉内气氛之温度；曲线2给出试样温度（ 12 只热电偶的平均值而曲线3表明试样最高与最低温度的差别（最高温度由接管头部测得，最低温度则于受压力容器头部测得）。这一数字表明大温度梯度仅在加热阶段

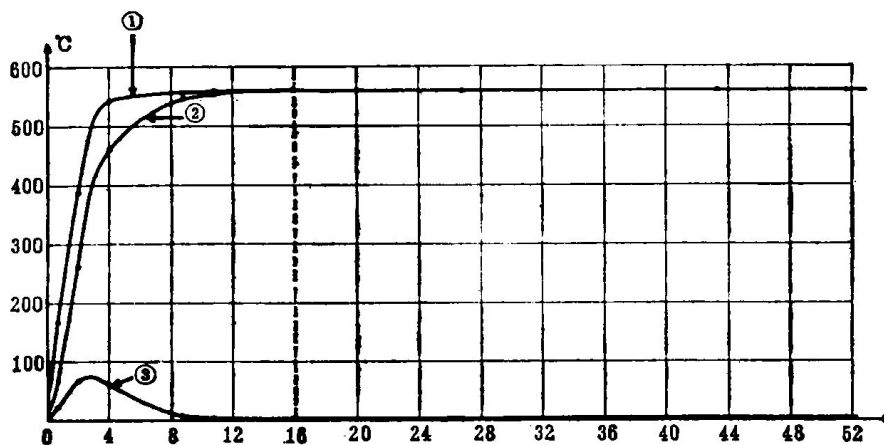


图5 升温阶段的温度-时间曲线

1—内部气体温度；2—试样温度；3—试样最高温度和最低温度之差

貌图。此掩体可承受释放能量为 35000 公斤米的压力容器的爆破试验。

加 压 系 统

图 8 所示为压力系统图。氩气并原来压力为 200 公斤/厘米²，将氩气供给无污压缩机 (contaminant-free compressor)，压缩机将 20 分米³贮气筒升压到 500 公斤/厘米²，反过

来它使试样又升压。然后关闭压缩机与贮气筒。置于恒温油套中的第二个贮气筒与试样相连并维持内压恒定。断裂瞬间，贮气筒和试样之间的自锁阀 (surge-check valve) 切断，自动防止第二个贮气筒中的氩气损失并为保持压力稳定在 1% 范围之内，须时时用压缩机补充压力。

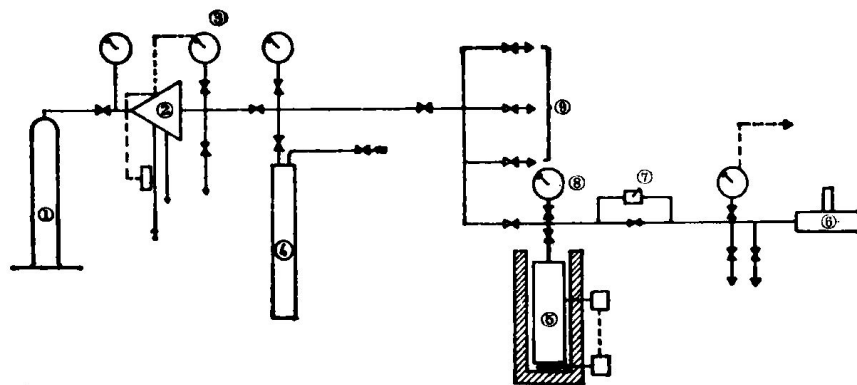


图 8 高温蠕变试验的压力系统

1—氩气瓶；2—压缩机；3—压力表；4—20 分米³贮气筒；5—10 分米³贮气筒；
6—试样；7—自锁阀；8—压力表；9—另外三个设备的管道和附件

操 作 步 骤

测压采用 0.5% 精度的压力表，压力须天天检查，必要时进行修正。试验时，温度由四根热电偶测量，其中一根置于试验炉气氛中，另三根直接焊于试样上。这一有限量的热电偶一般来说是足够的，因为以前的试验证明试验期间的温度分布很均匀。

应考虑每天甚至每小时测量一下蠕变变形。至今为止，如果长时间测量，高温应变仪恐怕不行。原则上，直径变化可用弹簧负荷顶住炉内试样的操纵杆上的千分表来测量。而现有炉膛以及保护状况不足以有许多测点。另外的机械或光学方法太复杂。因此，决定于给定时间后中断试验。试样外形尺寸用千分表测量，以同等高度的杆为基准，每转 45° 测一次（见图 9）。沿试样轴向，每隔 50 毫米测直径读数。这些测量值较以前的相比有助于我们理解试验容器在 0.01 毫米之

内的膨胀。

用波纹法 (morie-method)，研究接管周围的局部变形，由于轻微氧化皮不可避免地要产生，它带来了很大的困难。所刻的格质量迅速变坏，波型消失了。希望于所刻格上使用保护层加以补救。



图 9 外形测量操作情况

结 论

图 10 与图 11 中给出若干结果：温度为 575°C，内压为 135 公斤/厘米²，2.25Cr-1Mo

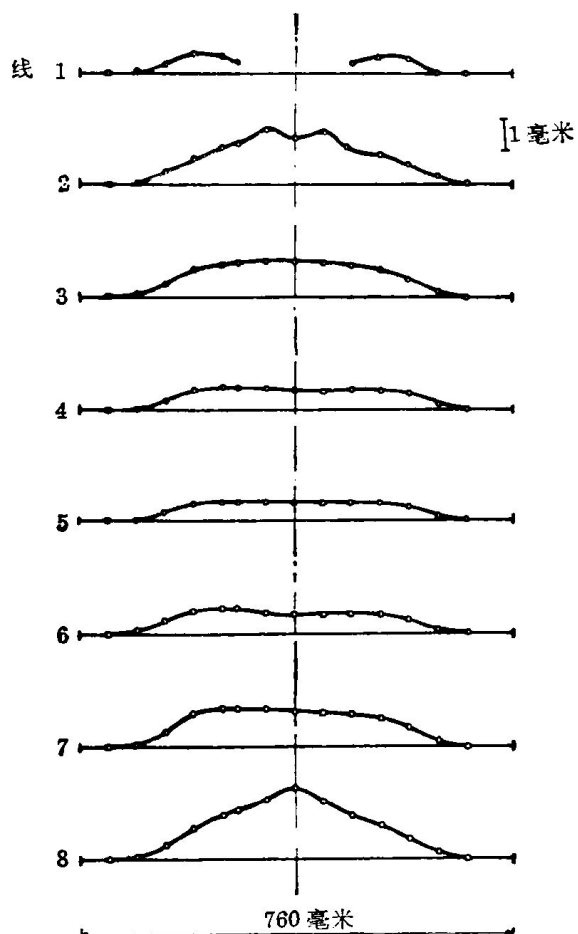


图 10 沿径线半径的增加(1200 小时后, 温度 575°C , 内压 153 公斤/厘米²)

钢试样的尺寸如图 1 所示。图 10 示出了 1200 小时后沿着 8 条纵线的直径增值 (纵线见图 1)。图 11 示出了四个变形截面 (截面位置示于图 1)。图 12 则给出了近 2200 小时后出现于接管区的裂纹示图, 试样于 2760 小时后在

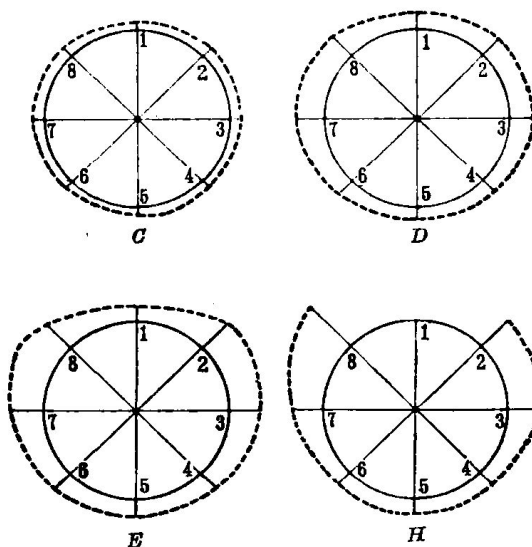


图 11 变形后的断面(1200 小时 575°C , 153 公斤/厘米²)

接管与筒体焊缝处破坏, 没有发生猛烈的爆破。

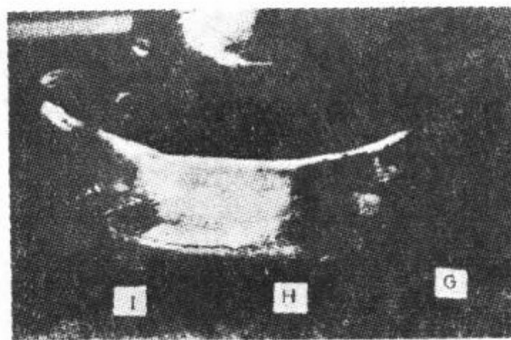


图 12

(原文 11-63, 上海锅炉厂译
上锅所技术情报组校)

具有补强开孔圆板的爆破强度

摘 要

本文对延性板受压力载荷时补强开孔对爆破强度的影响进行了实验和理论的探讨。研究对象是有圆孔的圆板,此圆孔用同心环来补强,环的面积置换比(area-replacement ratio)从1.0至2.5。数学解法是假设圆板为一薄膜并考虑了大应变、大位移和变形硬化的效应。

数学求解的结果和实验观察得的结果十分符合。两者都表明:当补强的刚性(即面积置换比)增加时,爆破强度就下降。理论和实验还表明,在重补强(heavy reinforcement)的情况下,失效属于不稳定型,原因是由于在补强边缘产生了局部的变薄。

引 言

反应器的外壳设计必须能承受一种在该设备的整个存在期间可能会只出现一次的内压载荷。因此,为容器的设计准备合理基础,对容器爆破强度的了解是有用的。火箭发动机和导弹外壳是这类容器的另一例子。对于圆筒形薄壳的爆破强度,已进行过一些分析,其根据是假设塑性材料具有刚硬化(rigid-strain hardening)特性^[1-4]。这些研究表明,并经试验证实^[4],爆破压力大于初始屈服所需压力的两倍以上。但是,设计者除非能够知道开孔对容器强度削弱的程度,否则不可能应用上述的研究结果。

在旋转薄膜壳体中,补强开孔的存在使求解大为复杂。在本文中,对最简单的情况,即圆形薄膜平板的中心有一个补强的开孔,进行求解以便获得补强程度与爆破强度关系的某些认识。本文假设了塑性材料的刚性变

形硬化特性和采用了米赛斯(Mises)的屈服准则以及有关的流动法则。对变形硬化符合指数定律的那些材料,在本文中导出逐步法数字求解的步骤。

本文报导在有补强开孔的圆形平板中进行一系列实验的结果并与理论的推算相比较。在本试验中,补强的程度和孔径都是变化的。

理 论 分 析

本文导出有中心补强开孔的受压、轴对称薄膜壳体在大挠度时的求解方法。在初始状态时是平的圆形薄膜也包括在内。假定壳体的外边缘被固定如图1所示。补强的形状是同心环,并在其外边缘承受每单位长度为 $Pd/2$ 的轴向力,其中 P 为压力, d 为同心环的外半径。同心环的内边缘是无应力的。因此,合成载荷是处于同心环的平面上。同心环变形的分析见于文献[5],本文将不予讨论。

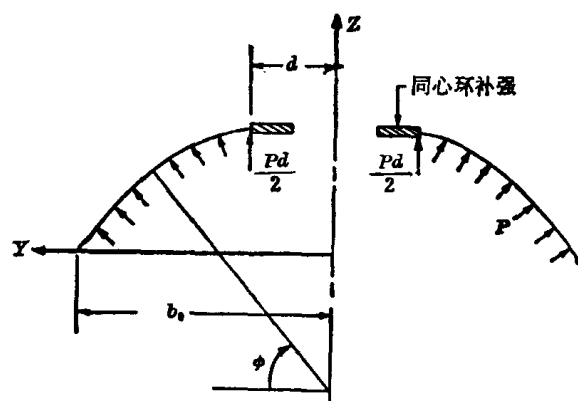


图1 有补强开孔的薄壳的几何图形

假设塑性材料具有刚硬化特性,并应用下述指数定律:

$$\sigma = K\epsilon^n \quad (1)$$

对于符合米赛斯屈服情况的材料,已经导出

数字步骤以便于用增量理论来求解。这一步骤已经排成程序用计算机计算，并已在有一个补强开孔的平板这个特例中得出数字计算结果。

基本方程式

设有开始时为圆形的薄膜，如图 1 所示，在无变形的状态下，其壁厚为 t_0 。一个质点的原始座标为 r_0 及 z_0 ，其座标轴见于图上。在变形的状态下，相应的座标为 r 及 z ，壁厚为 t 。在受内压而产生变形的情况下，平衡方程式可写为：

$$\sigma_\phi = Pr_0/2t \quad (2)$$

$$\sigma_\phi/r_\phi + \sigma_\theta/r_\theta = P/t \quad (3)$$

式中 $\sigma_\phi, r_\phi, \sigma_\theta$ ，及 r_θ 分别为经线方向与周向的薄膜应力及曲率半径。从几何关系，得到：

$$r_\theta = r \sec \phi \quad (4)$$

$$d\phi/ds = 1/r_\phi \quad (5)$$

式中 s 为变形经线的弧长，当 ϕ 增加时，其值为正。表述真实薄膜应变的公式如下：

$$\begin{aligned} \epsilon_\theta &= \log r/r_0 \\ \epsilon_\phi &= \log ds/ds_0 \\ \epsilon_n &= \log t/t_0 \end{aligned} \quad (6)$$

塑性的应力应变关系

对于前述的平面应力，米赛斯的屈服准则变为：

$$(\sigma_\phi^2 - \sigma_\phi \sigma_\theta + \sigma_\theta^2)^{1/2} = \sigma \quad (7)$$

式中 σ 为拉伸屈服应力，按照指数定律(1)，为有效应变 ϵ 的函数，而 ϵ 的定义则为：

$$\epsilon = \frac{2}{\sqrt{3}} \Sigma (\Delta \epsilon_\phi^2 + \Delta \epsilon_\phi \epsilon_\theta + \Delta \epsilon_\theta^2)^{1/2} \quad (8)$$

根据流动法则，应变增量 $\Delta \epsilon_\phi$ 及 $\Delta \epsilon_\theta$ 有如下关系：

$$\Delta \epsilon_\phi = \Delta \epsilon_\theta (2\sigma_\phi - \sigma_\theta) / (2\sigma_\theta - \sigma_\phi) \quad (9)$$

而厚度方向应变(thickness strain)的增量 $\Delta \epsilon_n$ 为不可压缩条件所确定，即

$$\Delta \epsilon_\phi + \Delta \epsilon_\theta + \Delta \epsilon_n = 0 \quad (10)$$

同时，器壁厚度可用(6)式表示如下：

$$t = t_0 e^{-\epsilon_\phi - \epsilon_\theta} \quad (11)$$

以此式代入(2)式，并应用(4)式及(6)式得：

$$\sigma_\phi = Pr_0/2t_0 e^{2\epsilon_\theta + \epsilon_\phi \sec \phi} \quad (12)$$

流动法则，硬化定律及屈服情况可概括为下式：

$$\sigma_\phi = \frac{2(2\Delta \epsilon_\phi + \Delta \epsilon_\theta)}{3\Delta \epsilon} K \log^n \epsilon \quad (13)$$

(13)式的 σ 和 σ_ϕ 值是指增量开始时的应力状态。在计算中，应用此值较应用增量终了时的数值，即 $\bar{\sigma}_\phi = \sigma_\phi + \Delta \sigma_\phi$ 及 $\bar{\sigma} = \sigma + \Delta \sigma$ 为方便。对于某一压力增量 ΔP ，应变增量必须满足由(12)式及(13)式消去 $\bar{\sigma}_\phi$ 而得到的下式：

$$\begin{aligned} \sec \phi \bar{P} r_0 / 2t_0 e^{2\epsilon_\theta + \epsilon_\phi} \\ = \frac{2(2\Delta \epsilon_\phi + \Delta \epsilon_\theta)}{3\Delta \epsilon} K \log^n \bar{\epsilon} \end{aligned} \quad (14)$$

式中 $\bar{P} = P + \Delta P$ ， $\bar{\epsilon}_\phi = \epsilon_\phi + \Delta \epsilon_\phi$ ，余类推。

对于每一压力增量，修正的流动法则的应用导致变形理论的求解。随着压力增量趋近于零，增量理论的差别就会消失。

求解步骤

求解的办法是以一系列的切线、圆弧来近似的表达实际轮廓线(actual profile)。将初始的轮廓线分为许多相等的单元段(segments)，其弧长各为 Δs_0 ，在变形时，假定每一单元段的径线应变是均匀的，经线曲率也是恒定的，如图 2 所示。在单元段之间，壁厚和曲率可以是不连续的。在变形的壳体中，第 n 个单元段的长度为：

$$\Delta s_n = e^{\epsilon_n} \Delta s_{0n} \quad (15)$$

单元段切线之间在其终点的角度为：

$$\Delta \phi_n = \Delta s_n / r \phi_n \quad (16)$$

根据几何，第 $(n+1)$ 个交点的座标可用下式表示：

$$\begin{aligned} z_{n+1} &= z_n + r_{\phi n}(\sin \phi_{n+1} - \sin \phi_n) \\ r_{n+1} &= r_n - r_{\phi n}(\cos \phi_n - \cos \phi_{n+1}) \end{aligned} \quad (17)$$

式中 $r_{\phi n}$ 为第 n 个单元段的经线曲率半径。

为了求解，将壳体分为 n 个相等的单元段，其交点共有 $(n+1)$ 个。在固定边缘处的边界条件为：

$$\text{在 } i=1 \text{ 时, } \epsilon_{\theta i} = 0 \quad (18)$$

在同心环边缘处必须满足的边界条件为：

$$\text{在 } i=n+1 \text{ 时, } (t\sigma_{\phi} \sin \phi)_i = F(r_i) \quad (19)$$

式中 F 表示作用在同心环外边缘的平面力和外半径之间的函数关系。应用在文献[5]中所述的步骤，可以得出这函数的数字形式。

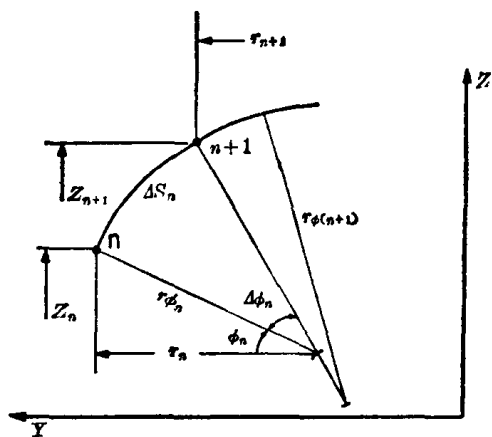


图2 壳体的单元(element)

对于每一载荷增量 ΔP ，求解是从固定的边缘开始，为此，选择一个试差的 ϕ_i 值。由于在边缘处， $\Delta\epsilon_{\theta} = 0$ ，应用牛顿-赖夫松 (Newton-Raphson) 方法，从(14)式可以求出 $\Delta\epsilon_{\phi}$ 。这样， $\bar{\sigma}_{\phi}$ 和 $\bar{r}_{\theta}$ 值就可分别从(12)式及(4)式求得。在从(11)式求出 t 后，第一单元段的 $\bar{r}_{\phi}$ 值自(3)式解出。然后用(15)及(16)式以求出第一单元段的 $\Delta\phi$ 。最后，用(17)式求出第二交点的新座标。随着已知道经向的座标，第二交点的 $\Delta\epsilon_{\theta}$ 值可以从(6)式中的第一式求出。上述步骤又再重复一遍以求出下一交点的座标。当求到最后一个交点时，必须符合边界条件(19)式。若不符合的程度超出了规定的允许值，则重新选择外边缘的 ϕ 值，重复整个过程。应用牛顿-赖夫松步

骤以加快计算的收敛。当同心环边缘处的边界条件得到满足时，确定首次 n 个交点的应力和变形状态所需的数值就送入永久贮存以代替前一次的数值。然后开始下一个压力增量的求解。

若对某一压力增量无法获得求解，则把增量变小，直到得到求解为止。当这种办法失败时，就假定已经达到不稳定压力了。

试验步骤

试验板的直径为 17 吋，0.100 吋厚，开孔直径为 2.0 及 4.0 吋。表 1 绘出补强尺寸及其面积置换比（面积置换比的定义是补强的截面积与挖去材料截面积之比）。试件材料是 A285 碳钢——C 级，在机械加工后均经退火使其变软。

进行了两系列的试验。在第一系列中，进行面积置换比为 1.0 的试验，因为这面积置换比一般用于当材料在弹性范围内使用时的补强设计。在此系列中，补强的形状比 (aspect ratio) (高度/宽度的比例) 从 1:5 到 5:1。第二系列补强的高度较第一系列为大，而其宽度则一样，以观察增加补强刚度的影响。这些试件的面积置换比从 1.67 到 2.50。对于无孔的板(试件 A-1 及 A-2)以及实际上是完全刚性补强的具有 0.6 吋厚中央强化 (central bosses) 的板(试件 A-6 及 A-9) 均进行试验。

板的边缘用重型的夹紧环夹住并用螺钉紧固在设备的底部以避免边缘的滑动。开孔的密封是用一块放在补强下面的板。这板的直径较补强的外径略大以防止同心补强环的弯曲，并使其维持平面应力状态以符合分析问题时的假设。孔塞 (plug) 和补强都经光滑加工以减少摩擦。

压力载荷的施加是通过一个主油缸将缸油注入，此主油缸是放置在万能材料试验机之上。载荷是按 50 到 100 磅力/吋² 的增量而增加的。每一载荷在 3 分钟内维持恒定，然

后卸压，再施加下一个压力增量。

在每一压力增量之后，测量轮廓线和补强的外径。轮廓线的测量是用一台标度仪 (dial gauge)，沿板直径等距离的放置。标度仪的支承装置是可以移动的以便于沿着一个以上的直径进行测量。测量是沿着两垂直线，

并采取其平均值。一般来说，试件的变形到失效点为止是轴对称的。

为了确定强度系数 K 以及硬化常数 n 的数值，在材料上进行多次试验，其结果见于图 3。这些材料常数的数值是为了得到数字的求解结果。

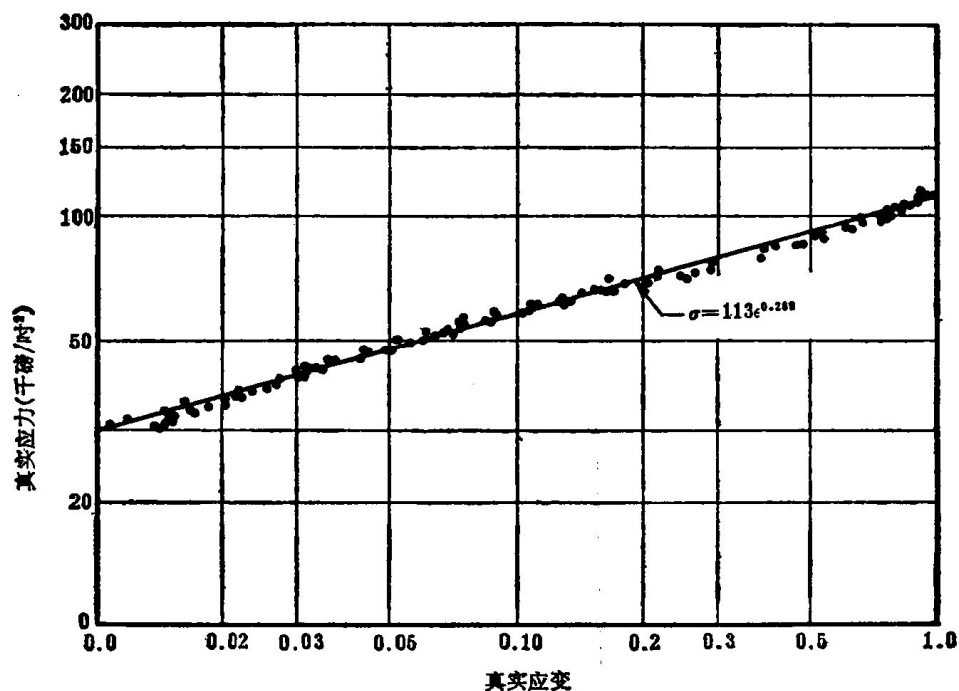


图 3 A285 碳钢——C 级的拉伸试验数据

结 果

表 1 绘出观察得的爆破压力，爆破处的鼓起高度，开孔直径(补强的内径)增大的百分数以及注明失效的类型。这些结果表明，当补强的面积置换比为 1 时，爆破压力只稍

低于无孔板。但对于重补强的板，爆破压力就大为下降，只略高于具有完全刚性补强的板。

对于轻补强(light reinforcement)的板，在爆破时的鼓起高度及开孔的胀大均较重度补强的板大得多。图 4 的照片说明两类补强

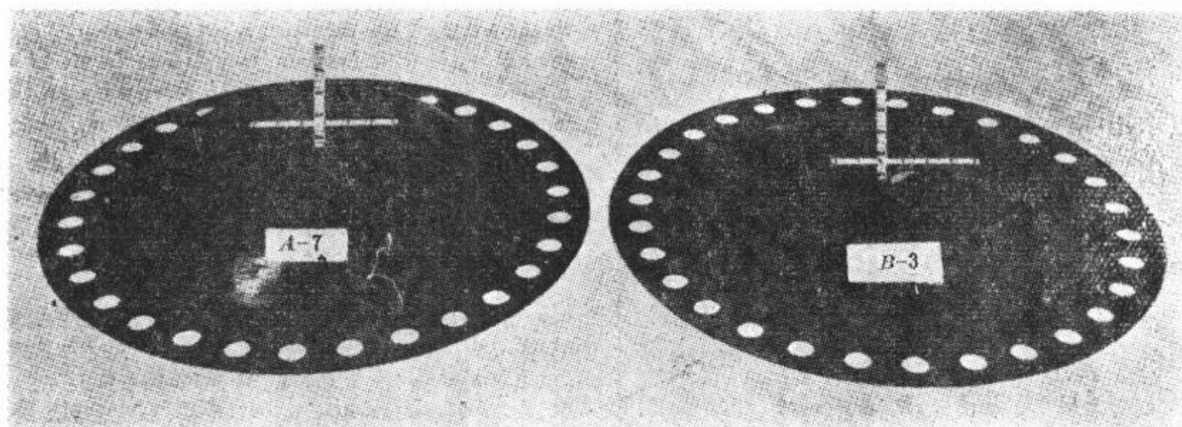


图 4 在试验之后的 A-7 及 B-3 试件

板在这方面的差别。

对试验的所有试件均进行理论计算。计算结果和实测数据的比较表明,对于计算在载荷过程中的变形而言,理论是十分成功的。

图 5 给出试件 A-5 在多种载荷下,变形壳体轮廓线(译者注:原文为 cross section,但图中 profile,故译为轮廓线)的实验值和理论值。轻补强试件 A-4 和重补强试件 B-3 的补

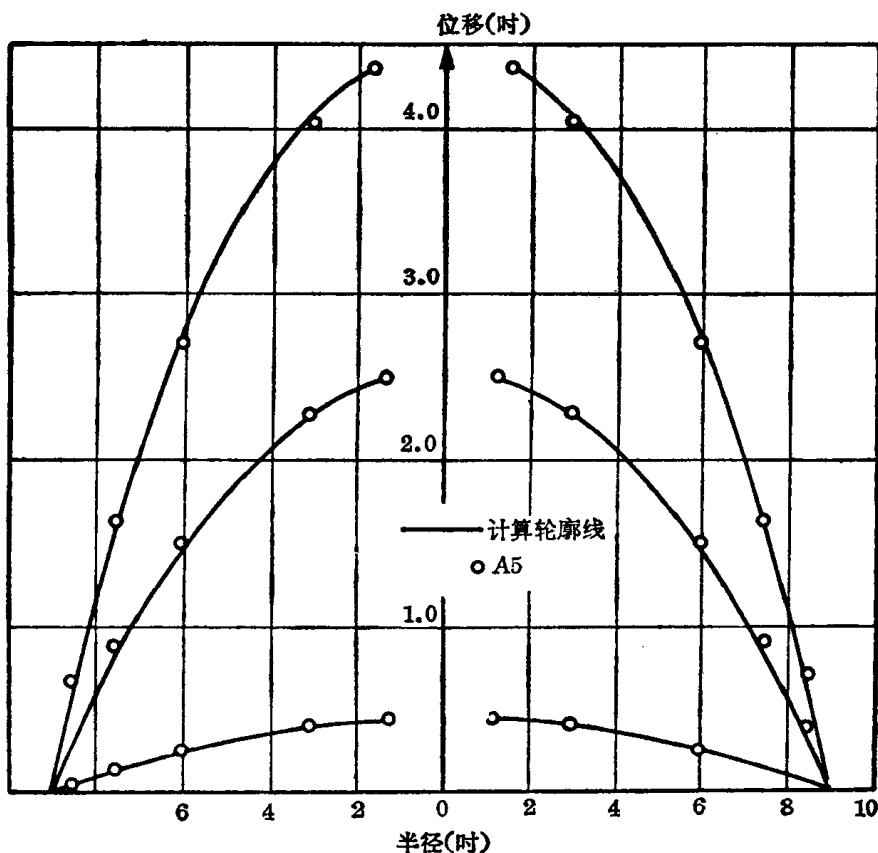


图 5 试件 A-5 的实测和计算轮廓线的比较

强垂直位移(鼓起高度)的实测和计算值在图 6 分别进行比较。两组结果对其它试件而言都是典型的。

在轻补强板和重补强板中对补强外边缘径向胀大的实验结果和计算结果见于图 7 及图 8。特别对于重补强,理论计算的开孔胀大有较实测值为高的倾向。产生这种不一致性的部分原因可能是补强和孔塞之间的摩擦。

表 1 列出计算的和实测的爆破压力。二者常相差 10% 以内,互相符合的程度是中等。对于轻补强,理论计算的爆破压力有较实测值为高的倾向。对于重补强,则理论值较实测值为低。实测爆破压力和理论计算值之差,对重补强板来说,部分原因是面积置

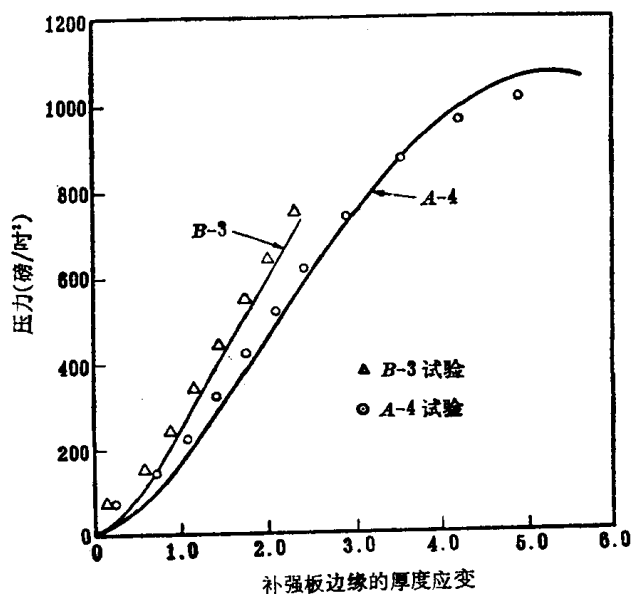


图 6 轻补强板和重补强板鼓起高度的实验及计算结果

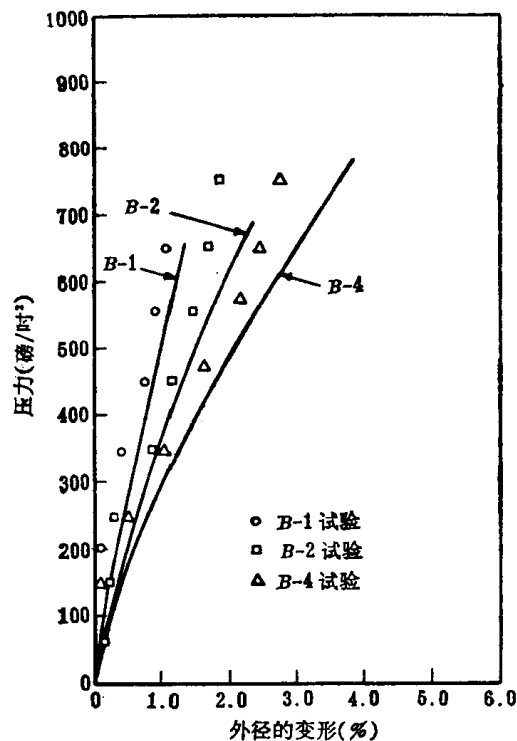
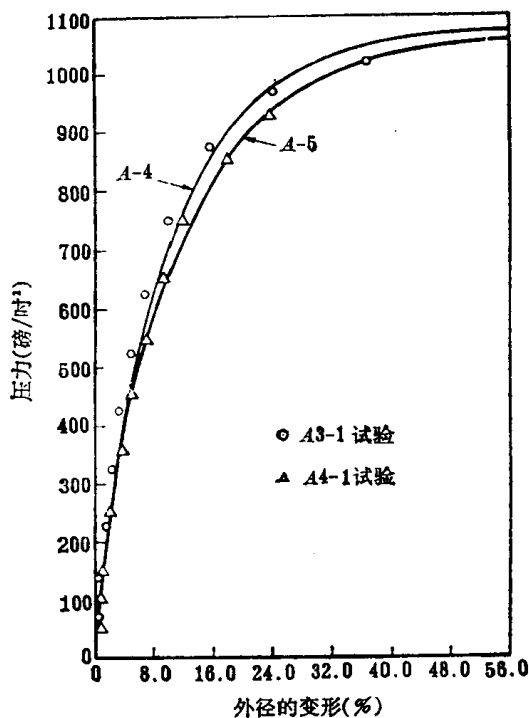


图7 轻补强的径向胀大理论值和实测值的比较

图8 重补强边缘的径向胀大理论值和实测值的比较

表1 试验结果及与爆破压力的比较

试件号	孔径 (吋)	补 宽(吋)	强 高(吋)	面积置换比	鼓起的高度 (吋)	孔径的增大 (%)	失效型式*	爆 破 压 力 实测值	计算值
A-1	无	无	无				在极部破裂	1050	
A-2	无	无	无				"	1035	
A-3	2.00	1.00	0.200	1.0	4.3	60	周向破裂	1000	1086
A-4	2.00	0.40	0.350	1.0	4.2	70	径向破裂	1030	1073
A-5	2.00	0.20	0.600	1.0	4.1	115	"	1020	1067
A-6	实心孔塞 (Solid plug)	2.00	0.600				周向破裂	700	670
A-7	4.00	1.50	0.233	1.0	4.0	31	径向破裂	1040	1130
A-8	4.00	0.40	0.060	1.0	4.6	33	周向破裂	1010	1075
A-9	实心孔塞 (Solid plug)	4.00	0.060				"	730	683
B-1	2.00	1.00	0.350	2.5	3.0	3	"	780	646
B-2	2.00	0.40	0.600	2.0	3.1	3	"	775	670
B-3	4.00	1.50	0.400	2.25	2.8	3	"	700	728
B-4	4.00	0.67	0.600	1.67	3.0	4	"	825	778
B-5	4.00	0.40	1.000	1.8	3.1	2	"	750	731

* 所有板上的周向破裂出现于补强的边缘。

换比的增加只是由于增加了高度。因此,在这种补强情况下,应用同心环模型会过高的估计其刚性,故计算的爆破压力较实测的为低。显然,对于形状比较高的补强,把截面的弯曲考虑进去可能是合适的。

如图6及7所示,对于轻补强,在靠近

爆破点时其鼓起高度和补强的外径随压力的增大而迅速增加。这种迅速增加清楚的表明在此情况下所观察到的失效是由于不稳定(instability)。

但对重补强板的失效就没有预先出现鼓起高度和孔径的迅速增加。因此,从这些结

果看来, 拉伸不稳定(tensile instability)的存在是不明确的。在前一段已讨论过, 数字计算步骤是按增量来进行。对于每一步骤, 板的外边缘的斜率 ϕ 是按增量而增加, 并用迭代步骤(iterative procedure)来求出相应压力以及其解。当某一斜率 ϕ 按数字步骤计算得不到解时, 就意味着爆破压力(不稳定压力)已经达到; 而与前一个尚能得到解的 ϕ 角相

应的压力就称为理论的爆破压力。显然, 求解不能收敛并不确实表明是不稳定。但如在图9所示, 在板的补强边缘的厚薄应变的计算值表明在爆破时边缘厚度迅速减少。这种减少表明, 甚至在重补强时, 失效的原因是拉伸不稳定。由于这种减薄对重补强板而言是十分局部的, 故鼓起高度的增加率没有受到影响。

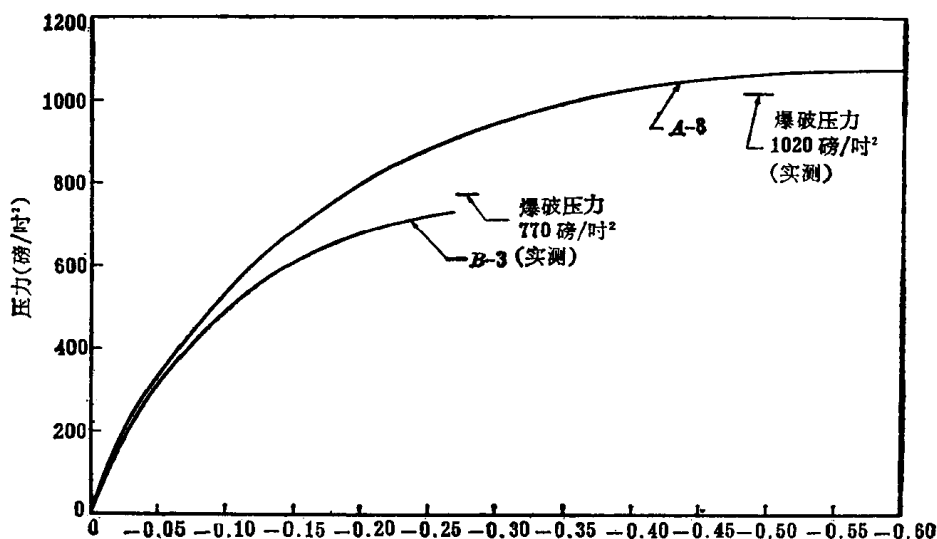


图9 板的补强外边缘的厚度方向应变理论值

本试验没有测量应变或厚度, 但少数试件在完成试验之后沿经线将其剖开为两半。在其中观察到厚度是平滑地改变着, 在外边缘处为最厚, 在补强边缘处为最薄。此外, 也观察到, 重补强板的补强边缘变薄得更加明显。

观察到的失效型式也验证了重补强板局部变薄的理论。重补强板的失效常常表现为补强边缘上的周向裂开。而轻补强板的失效则表现为周向和经线方向同时裂开。

结 论

本文在实验上和理论上都表明具有补强开孔的板的爆破强度随补强刚性的增加而降低。强度的降低是由于补强边缘上的应变集中(厚度的局部变小)。

由上述结果可以得出, 开孔容器的爆破

压力一定比无孔容器降低很多, 除非补强比较轻, 能作一定程度的胀大。但是, 容器要有足够密封, 密封的困难会使轻补强的应用复杂化; 在大多数实践中, 密封问题限制了开孔的允许胀大程度。

开孔的最宜补强是使容器强度为最高, 同时使开孔的胀大维持在预先确定的极限之内。对于本文研究的同心环, 面积置换比的增加导致爆破压力的下降和开孔胀大的减小。图10的曲线表示对于具有理想补强环的板, 即具有宽度为零的同心环补强的板, 在恒压力下, 开孔的胀大与面积置换比的关系。板的尺寸及材料和试件相同, 开孔直径为2吋。曲线表明, 在某一压力下, 面积置换比的增加是如何减少开孔的胀大。根据这些结果构成如图11所示的设计图。图中的A点和B点分别给出, 当开孔胀大的最大值限制在