

开 孔 及 开 孔 补 强

石 油 工 业 部 设 计 管 理 局

顾 振 铭

天 津 市 轻 工 业 设 计 院 翻 印

开孔及开孔补强

石油工业部设计管理局

顾振铭

目

录

一、开孔应力集中现象的分析.....	1
二、允许不另行加强的最大孔径.....	9
三、容器上最大开孔的限制.....	14
四、开孔补强设计方法.....	16
五、开孔补强结构设计.....	29

开孔及开孔补强

在石油化工装置的压力容器上，由于各种工艺和结构上的要求，需要在容器上开孔和安装接管。开孔以后，不但会削弱容器壁的强度，而且在开孔附近造成很高的局部应力集中，其数值通常达到容器壁中基本应力的三倍，甚至可到五、六倍。这样大的局部应力，再加上有时接管上还有各种外载荷所产生的应力和温度应力，以及容器材质和制造缺陷等因素的综合作用，往往成为容器破坏的一个重要原因。因此，必须分析开孔附近的应力集中问题并采用适当的补强措施，以提高容器的强度。

过去，由于对局部应力尚无有效的计算方法，受压容器开孔加强长期以来一直为容器设计中的一个薄弱环节。近期随着分析方法与计算技术的发展，开孔附近的应力集中，补强方法、补强结构设计等问题，在国内外都已进行了大量的理论和实验研究工作。下面就根据上述几方面的问题，结合国内“压力容器设计规定”及国外一些标准和规范进行简单的介绍。

一、开孔应力集中现象的分析

容器开孔以后，孔边附近局部地区的应力增长现象叫“应力集中”。

应力集中区域内最大的应力值叫“应力峰值”。一般情况下为容器薄膜应力的3倍，有时甚至到5~6倍。

开孔处实际应力与容器薄膜应力之比称为“应力集中系数”，以K表示。

为分析容器开孔应力集中，首先研究一块受拉伸的平板开孔应力集中问题。因为，当容器（圆柱壳或球壳）上所开的孔很小（ $a/D < 0.1\sqrt{\frac{D}{2S}}$ ）时，用平板开孔应力集中的研究结果，可以极其近似地用于壳体的开孔应力集中。对于大开孔的情况，平板开孔应力集中现象，也能用来定性分析壳体的开孔应力集中的现象。下面就平板开孔的特性，以及以此为基础沿用到筒体、球壳的依据简单叙述如下：

1. 平板开孔

一块无限大的平板开一直径为 $2a$ 的圆孔时，其板中的应力分量可用弹性力学解得：

$$\left. \begin{aligned} \sigma_r &= \frac{\sigma}{2} \left(1 - \frac{a^2}{r^2} \right) + \frac{P}{2} \left(1 - \frac{4a^2}{r^2} + \frac{3a^4}{r^4} \right) \cos 2\theta \\ \sigma_\theta &= \frac{\sigma}{2} \left(1 + \frac{a^2}{r^2} \right) - \frac{P}{2} \left(1 + \frac{3a^4}{r^4} \right) \cos 2\theta \\ \tau_{r\theta} &= \frac{\sigma}{2} \left(1 + \frac{2a^2}{r^2} - \frac{3a^4}{r^4} \right) \sin 2\theta \end{aligned} \right\}$$

由公式可得出两点结论：

（1）孔边应力随 θ 而变化，

在孔边垂直于拉伸方向的截面

$= 2 =$

上, 应力 σ_θ 最大, 孔边平行于拉伸方向的截面上, 应力 σ_θ 最小。(见图 6-2)

$$r=a \text{ 时 } \sigma_r = \tau_{r\theta} = 0 \quad \sigma_\theta = \sigma (1 - 2 \cos 2\theta)$$

$$\theta = \pm \frac{\pi}{2} \text{ 时 } \sigma_{\theta \max} = 3\sigma$$

$$\theta = 0 \cdot \pi \text{ 时 } \sigma_{\theta \min} = -\sigma$$

(2) 孔边缘的应力集中在距离孔边缘较远处即迅速衰减(见图 6-3)。

$$\theta = \pm \frac{\pi}{2} \text{ 截面上: } \sigma_r = \tau_{r\theta} = 0$$

$$\sigma_\theta = \sigma \left(1 + \frac{a^2}{2r^2} + \frac{3a^4}{2r^4} \right)$$

当 $r/a = 1, 2, 3, \infty$ 时

$$\sigma_\theta = 3\sigma, 1.22\sigma, 1.07\sigma, \sigma$$

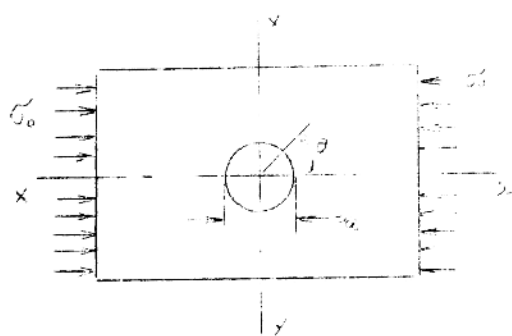


图 6-1

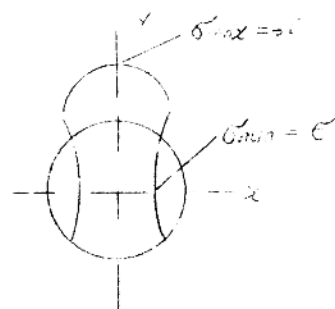


图 6-2

利用上述二个特点，对壳体上开小孔进行分析。

(1) 球壳：系受双向拉伸应力（见 6—4）。

孔边缘：

$$\sigma_{\theta} = 3\sigma_x - \sigma_y = 2\sigma \quad (6-2)$$

可见，球壳开小孔的应力集中系数 $K=2$ 。

根据平板开孔结论(2)，按 6—1 式可得到如下方程：

$$\sigma_{\theta} = \sigma (1 + a^2 / r^2)$$

当 $r=a$ 时 $\sigma_{max} = 2\sigma$

$r=2a$ 时 $\sigma_{max} = 1.25\sigma$

$r=3a$ 时 $\sigma_{max} = 1.11\sigma$

(见图 6—5)

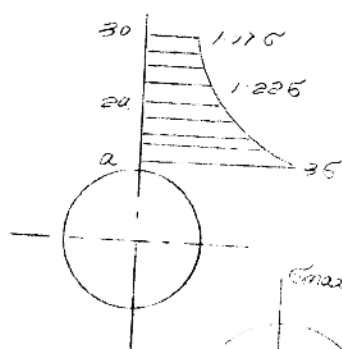


图 6-3

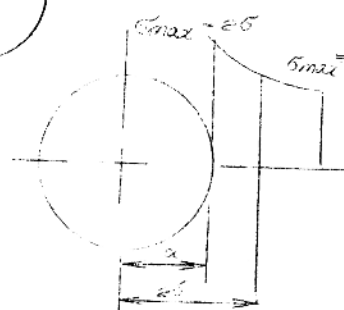


图 6-4

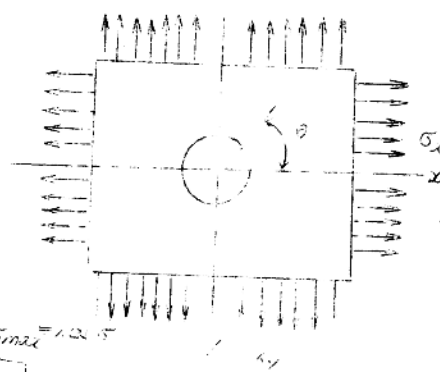


图 6-5

(2) 圆柱壳：系受双向拉伸应力（见图 6-6）

孔边缘：

$$\theta = 0 \cdot \pi \text{ 处}$$

$$\sigma_{\theta} = 3\sigma_y - \sigma_x = 2.5\sigma_y \quad (6-3)$$

$$\theta = \pm \frac{\pi}{2} \text{ 处}$$

$$\sigma_{\theta} = 3\sigma_x - \sigma_y = 0.5\sigma_y \quad (6-4)$$

可见，圆柱壳开小孔的最大应力发生在经向截面上，应力集中系数 $K = 2.5$ 。

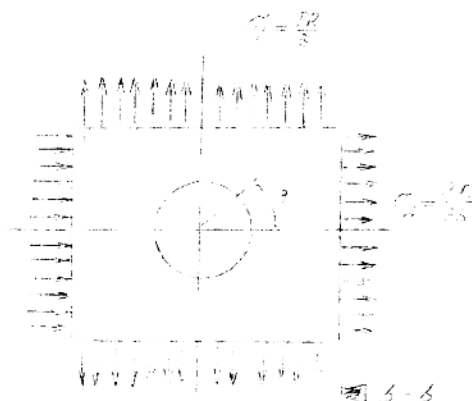


图 6-6

根据平板开孔结论(2)，将 (6-1) 式可推得如下方程：

$$\sigma_{\theta} = \sigma / 4 (4 + 3 a^2 / r^2 + 3 a^4 / r^4) \quad (6-5)$$

$$\text{当 } r = a \text{ 时} \quad \sigma_{\max} = 2.5 \sigma$$

$$r = 2a \text{ 时} \quad \sigma_{\max} = 1.23 \sigma$$

$$r = 3a \text{ 时} \quad \sigma_{\max} = 1.12$$

(见图 6-7)

3. 平板上开椭圆孔

(1) 长轴平行于 y 轴 (见图 6-8)

$$\sigma_A = \sigma (1 + 2 \frac{b}{a}) \quad (6-6)$$

$$\sigma_B = -\sigma \quad (6-7)$$

若 $a/b = 2$ 则 $\sigma_A = 5\sigma$

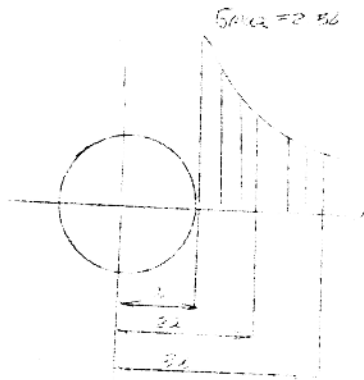


图 6-7

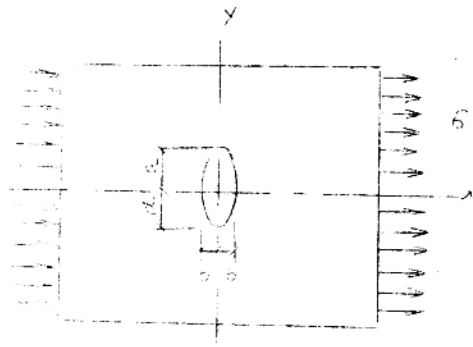


图 6-8

(2) 长轴平行于 X 轴 (见图 6-9)

$$\sigma_A = \sigma \left(1 + 2 \frac{b}{a} \right) \quad (6-8)$$

$$\sigma_B = -\sigma$$

$$\text{若 } b/a = \frac{1}{2}$$

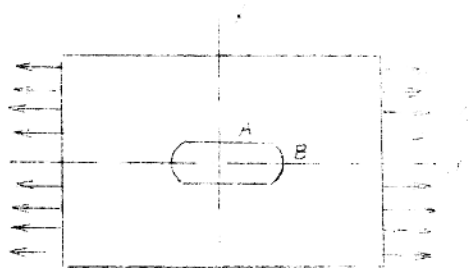


图 6-9

4、无限大平板开多个孔，如图 6-10 开孔，则孔开的愈多
应力集中系数 K 愈小。

$$= 6 =$$

对图 6-11 开孔，则 K 值随孔的密集情况而加大，应力梯度随间距 P 的减小而下降。

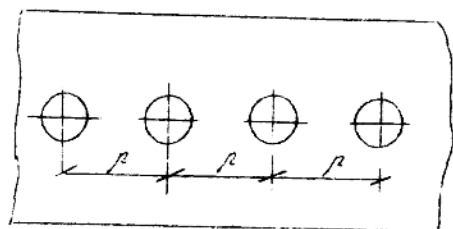


图 6-10

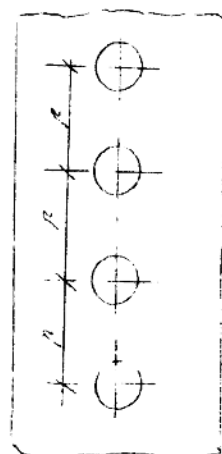


图 6-11

以上都是利用无限大平板开小孔，分析圆筒体及球壳开孔。综上所述可得到以下几点初步概念：

(1) 开孔附近的应力集中是局部应力，衰减很快，作用范围是 $\sqrt{RS}$ 量级；

(2) 孔边应力最高，故在孔边补强最有效益；

(3) 球壳开孔附近的应力集中要小于筒体开孔的应力集中（球壳 $K=2.0$ ，圆柱壳 $K=2.5$ ）；

(4) 在双向应力时，圆柱壳开孔边缘轴向应力集中比周向应力集中大得多；

(5) 多个开孔，随着间距 P 减少，孔边应力梯度也减小，最大应力逐渐接近于按作用面积计算的平均应力。

5、球壳开孔带接管

球壳开孔带有接管并内压 P 的作用时，其应力集中产生的主要原因是开孔接管处，由于结构的连续性被破坏，在薄膜应力的作用下，壳体和接管的变形不一致，变形后不再连在一起。实际上根据变形协调条件这是不允许的，为使二者连接之后变形协调，连接处必产生一组附加的力和力矩，把二者重新拉在一起。由此产生的附加弯曲应力形成连接处局部地区的应力集中。

这组附加的内力分量，可用弹性力学公式求解，并进行确定应力的大小；也可根据弹性力学的基本方程，采用“有限元方法”进行理论计算，求得问题的数值解，其次是进行实物的或模型的应力测量（包括电测和光弹性测量）。这种方法主要是用受力和形状比较复杂的结构，以及比较重要的结构以验证理论分析的可靠性和精确度。

6、圆柱壳开孔接管的应力计算是一个十分复杂的问题，目前，提出了一些经验方法。根据现有的研究表明，通常可将球形容容器上开孔接管的应力计算方法用来计算同样参数下圆筒形容容器开孔接管的应力。其次还可根据圆柱壳容器开孔应力集中系数的实验数据，对球壳的计算曲线进行修正，以得到精确度更高的近似值。

根据应力分析，开孔或接管根部应力集中处的最大应力值一般包括三部分：一次应力、二次应力和峰值应力。按容器的应力集中系数控制在 3 左右，则最大应力为薄膜环向应力的三倍。因此，去

= 8 =

除峰值应力后，一次应力与二次应力之和必然小于三倍的薄膜环向应力，而一般强度设计中将一次薄膜应力强度限制在许用应力 $[\sigma]$ 以下，这样，开孔及接管根部应力集中区的一次与二次应力之和的强度便小于三倍的许用应力，所以，当容器的应力集中系数控制在30左右时，除了疲劳强度外，不会发生一般的强度破裂。

二、允许不另行加强的最大孔径

1、允许开孔不加强的原因

(1) 容器在设计制造中，由于各种原因壳体或封头的厚度往往超过实际强度的需要，厚度增加则薄膜应力减小，并相应地使最大应力值降低。这种情况实际上可看作整体加强，故不必另行补强。

属于此类情况如：

钢板规格的限制使板厚增加；

焊接筒体或封头，因焊缝系数使壁厚增加，若开孔不位于纵焊缝及其附近时，已起整体加强作用；

封头的强度比筒体大，如采用封头与筒体等厚，则封头上的应力就减少，这时封头可作为已被整体加强；

(2) 容器上的开孔一般总有接管相连，其接管壁厚也多于实际需要，多余的金属可起补强的作用，故对一定口径的开孔，不必另行加强。

(3) 根据资料[13]介绍，受压容器的应力集中系数允许在3以下，由大量实验得出碳钢受压容器的计算应力集中系数为：

$$K = 2.5 + (d/D) \sqrt{D/S}$$

按上式可得到在一定的容器直径 D 和壁厚 S 之下，一定范围的 d 可使 $K \leq 3$ 。

2、允许最大不加强孔径的确定

国外规范中允许最大不加强孔径各不相同。（见表 6—1）。或是直接给出具体数据，或是给出计算公式，有的不规定范围。

我国“压力容器设计规定”77年版中，对带有接管的开孔其不另行补强的最大开孔直径是根据容器直径、压力及厚度系数给出具体的数据。本次再版中，依据下述准则进行了复核：

（1）极限分析法，使开孔后的壳体屈服压力等于 98% 的未开孔壳体的屈服压力，以及使开孔周围的不连续应力和一次薄膜应力迭加后小于三倍许用应力。

（2）西德 AD 规范 B 9—1979 年版。

（3）英国 BS 5500—1981 年版。

复核结果，原“设计规定”中表 6—1 的范围全部符合西德 AD 规范 B 9 之要求，并绝大部分满足 BS 5500 和极限分析法的規定。因此，本次再版系在原表的基础上，仅对少数不能通过上述规定的接管直径及超出上述规定外的接管直径，根据以往积累的实践经验进行了调整。其结果见表 6—2。

表 6—1 有关规范关于最大不补强孔径的规定

规范名称	最大不补强孔径的规定	附 注
美国 ASME VIII-1 1980年版	3吋 (76.2 mm) 管子焊在厚度为 3/8 (9.54 mm) 或以下的容器壳体或封头上。 2吋 (50.8 mm) 管子焊在厚度超过 3/8 (9.54 mm) 的容器壳体或封头上。 螺紋、螺栓或胀接，其在容器壳体或封头上的开孔不大于 2 (50.8 mm) 管径。	安全系数 $n_b = 4$ $n_s = 1.6$
美国 ASME VIII-2 1980年版	等面积法 筒体或封头单个开孔 $d \leq 0.2 \sqrt{RS}$ 两个或多个开孔。开孔中心距 CD 应满足下二式中任一式： $0.5 \sqrt{RS} - 0.5(d_1 + d_2) > CD \geq 1.5(d_1 + d_2)$ $CD \geq 2.5 \sqrt{RS} + 0.5(d_1 + d_2)$	安全系数 $n_b = 3$ $n_s = 1.5$ R—筒体或封头开孔位置处的平均半径。 S—开孔处公称壁厚。 d ₁ , d ₂ —开孔直径。吋。

续 表

	组合开孔区域应力集中区之间的边缘距离不小于 $2.5\sqrt{RS}$。 极限分析法: $d \leq 0.14 D_1 \cdot S$	
日本 JIS B— 8243 —1981	不需补强的单个开孔 计算厚度 10 mm 以下的板上开孔 焊接公称直径 3 吋 (76.2 mm) 以下的接管或外径 90 mm 以下的附件; 计算厚度大于 10 mm 的板上开孔 焊接公称直径 2 吋 (50.8 mm) 以下的接管或外径 61 mm 以下的附件; 直径 (螺纹孔时, 为螺纹根径) 61 mm 以下的开孔, 且其直径为筒体内径的 $\frac{1}{4}$ 以下或封头折边部分内径的 $\frac{1}{4}$ 以下。	安全系数 $n_b \geq 4$ $n_s \geq 1.6$
英国 BS 5500 —1978	无接管的开孔: $P = d \sqrt{\frac{D}{2Tr}} \leq 0.1$ 带接管的开孔未给出具体范围。	d—开孔直径 D—球形或圆筒形壳体平均直径; Tr—考虑补强时壳体厚度
西德 AD 规范 B9 79 年	未给具体范围	

表 6—2 “设计规定”中允许不另行补强的最大孔径

P kgf/cm ²	厚度系 数 K	筒体内直径 D_i 或球体内半径 R_i mm				
		≤1000	≤2000	≤3000	≤4000	≤6000
≤ 6	1.0	57×5	57×5	76×6	76×6	76×6
	1.1	76×6	76×6	89×6	89×6	89×6
	1.2	89×6	89×6	89×6	89×6	89×6
	1.3	108×6	108×6	159×7	159×7	159×7
≤ 10	1.0	38×3.5	45×3.5	57×5	57×5	76×6
	1.1	57×5	57×5	76×6	76×6	89×6
	1.2	76×6	76×6	89×6	89×6	108×6
	1.3	89×6	89×6	108×6	159×7	159×7
≤ 16	1.0	32×3.5	38×3.5	45×3.5	57×5	76×6
	1.1	45×3.5	45×3.5	57×5	76×6	89×6
	1.2	57×5	57×5	76×6	89×6	108×6
	1.3	76×6	89×6	89×6	108×6	159×7
≤ 25	1.0	25×3.5	32×3.5	45×3.5	57×5	76×6
	1.1	32×3.5	45×3.5	57×5	76×6	89×6
	1.2	45×3.5	57×5	76×6	89×6	108×6
	1.3	57×5	76×6	89×6	108×6	159×7

三、容器上最大开孔的限制

容器上最大开孔的限制各规定相差不大(见表 8—3)。超过表中限制时, 应按特殊开孔处理。

表 8—3 最大开孔的限制

规范名称	限制范围	附注
美国 ASME 规范—1 —1980年	圆柱壳: $D_i \leq 60$ 吋 (1524 mm) 时, $d \leq \frac{1}{2} D_i$, 且 $d \leq 20$ 吋 (500 mm), $D_i > 60$ 吋 (1524 mm) 时, $d \leq \frac{1}{3} D_i$, 且 $d \leq 40$ 吋 (1000 mm). 封头: $d \leq \frac{1}{2} D_i$	D_i —内径 d —开孔 直径
日本 JIS B8243 —81	筒体: $D_i \leq 1500$ mm 时, $d \leq \frac{1}{2} D_i$, 且 $d \leq 500$ mm $D_i \geq 1500$ mm 时, $d \leq \frac{1}{3} D_i$, 且 $d \leq 1000$ mm 封头: $d < \frac{1}{2} D_i$	
西德 AD 规范 B9 —79	$d / D_i \leq 0.3$	