

外 压 容 器 的 设 计

浙 江 工 学 院

张 康 达

天 津 市 轻 工 业 设 计 院 翻 印

一、椭圆形封头.....	1
二、内压蝶形封头.....	7
三、外压凸形封头计算.....	14

外压容器的设计

在化工和石油生产中经常会遇到许多承受外压的设备，如在真空下工作的减压塔、蒸发器、冷凝器等，也有带夹套的设备，需要在夹套层中通入蒸汽等介质进行加热，当夹套内的压力超过设备内的压力时，设备器壁就承受外压。

承受外压的设备在器壁上将产生双向压应力，其数值与内压的计算结果相同，但方向相反，不过对于这种外压设备来说，更严重的却是在周向压应力作用下，由于出现弹性不稳定而造成壳体的压瘪，因此，这是外压设备设计中必须考虑的一个重要问题。

外压圆筒的丧失稳定性与其它物件丧失稳定性一样，是独立于强度以外的问题，它只与材料的弹性性能（弹性模数 E ，波桑比 μ ）和几何尺寸（圆筒的直径 D 、壁厚 S 、圆筒的长度 L ）有关，但在出现了非弹性失稳现象时，它还和材料的屈服限 σ_s 有关。筒体丧失稳定性以后，将会出现两个以上的波形。若只有筒体自身的刚性来抵抗外压，通常就称它为长圆筒，失稳后只出现两个波形。若除了筒体自身刚性的作用以外，两端的固定也提高了承受外压的能力，则在失稳以后，将出现三个以上的波形，这种圆筒称为短圆筒。

一、稳定性理论与计算

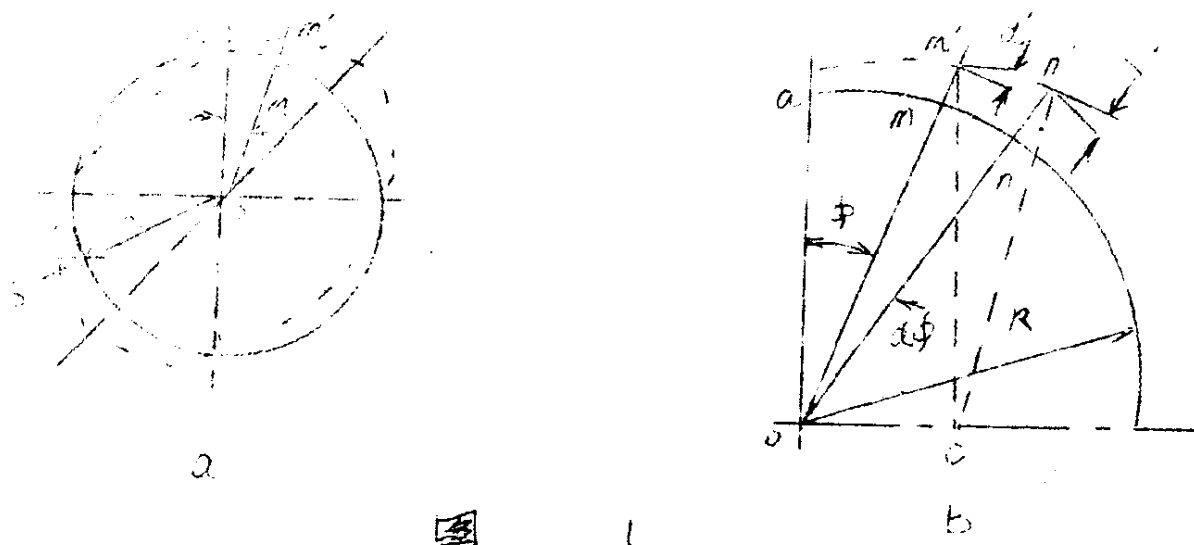
1、长圆筒的理论分析：

长圆筒承受外压以后，由于只有筒体自身的刚性来保持自己的

形状，所以可以在这个圆筒中切出一个圆环来分析它的稳定性问题。

半径为 R 、壁厚为 S 的圆环，失稳以后将出现图 1 a 中的虚线所处的位置。

现在分析在圆环上的 $\widehat{mn}$ 弧形线段。设 Oa 为极坐标角度 φ 的



起始线，则 $\widehat{mn}$ 弧位于 φ 角处，而弧线的夹角为 $d\varphi$ 。变形以后的位置是 $\widehat{m'n'}$ ， $\widehat{mm'}$ 和 $\widehat{nn'}$ 是径向位置。设 $\widehat{mm'} = W$ ，则 $\widehat{nn'} = W + \frac{dW}{d\varphi} d\varphi$ 。变形前，弧 $\widehat{mn}$ 的曲率中心在 O 点，曲率半径为 R 。变形后，弧 $\widehat{m'n'}$ 的曲率中心移至 C ，曲率半径为 R' 。现在需要确定新的曲率半径和径向位移 W 间的关系。

m' 点的弧线转动角 (m' 点的切线 t 和 m 点的切线间的夹角 α 是 $\frac{dW}{ds}$ ， s 是弧线长度。依函数增值定理，可推出 n' 点的弧线转动角 α_1 ，

$$\alpha_1 = \frac{dW}{ds} + \frac{d^2W}{ds^2} ds。$$

而 $\angle m'cn' =$ 切线 t 和 t_1 间的夹角。

因 m 点的切线和 n 点的切线间的夹角是 $d\varphi$ ，故切线 t 和 t_1 间的夹角是

$$d\varphi + \frac{dw}{ds} - \left(\frac{dw}{ds} + \frac{d^2w}{ds^2} ds \right) ds - \frac{d^2w}{ds^2} ds$$

所以 $\angle m'cn' = d\varphi - \frac{d^2w}{ds^2} ds$

弧线 $m'n' \cong (R+w)d\varphi$ ，于是新的曲率半径是：

$$R' = om' = \frac{(R+w)d\varphi}{d\varphi - \frac{d^2w}{ds^2} ds} = \frac{R+w}{1 - R \frac{d^2w}{ds^2}}$$

确定新的曲率半径以后，就可以通过曲率半径的变化来计算 m' 点的弯矩。

$$\begin{aligned} M &= D \left(\frac{1}{R'} - \frac{1}{R} \right) = D \left(\frac{1 - R \frac{d^2w}{ds^2}}{R+w} - \frac{1}{R} \right) \\ &= -D \left[\frac{R^2 \frac{d^2w}{ds^2} + w}{(R+w)R} \right] \approx -\frac{D}{R^2} \left[\frac{d^2w}{ds^2} + w \right] \quad (1) \end{aligned}$$

很显然，我们可以取任何一条幅线作为 φ 角的起始线，而方程(1)是不变的。

现在我们取变形后的最大半径 OA 作为 φ 角的起始线。见图 2a。我们来分析弧线段 AC 的平衡条件。

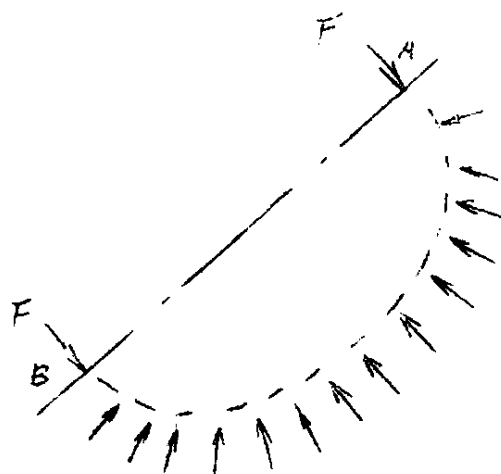
作用在 A 点的压力可由图 2 看出是等于

$$\frac{P}{2} AB = \frac{P}{2} (2R + 2W_A) = P(R + W_A), \quad W_A \text{ 是 } A \text{ 点的半径增值。}$$

... 3 ...



a



b

图 2

作用在弧线段 AC 的外压力 P 有一个合力等于 $P \cdot AC$, 而此合力对 C 点的力臂是 $\frac{1}{2} \overline{AC}$.

F 力对于 C 点的力臂是 $\overline{AD} = \overline{OA} - \overline{OC} \cdot \cos \varnothing (R + W_A) - (R + W_C) \cos \varnothing$.

于是根据平衡条件, 可写出 C 点的力矩:

$$\begin{aligned}
 M &= M_A - F \cdot \overline{AD} + P \cdot \frac{\overline{AC}^2}{2} \\
 &= M_A + \frac{P}{2} (\overline{AD}^2 + \overline{CD}^2) - P(R + W_A) [(R + W_A) - (R + W_C) \cos \varnothing] \\
 &\quad \cos \varnothing \\
 &= M_A - P(R + W_A) - [(R + W_A) - (R + W_C) \cos \varnothing] + \\
 &\quad \frac{P}{2} \{ [(R + W_A) - (R + W_C) \cos \varnothing]^2 + (R + W_C)^2 \sin^2 \varnothing \} \\
 &= M_A + \frac{P}{2} [(R + W_C)^2 - (R + W_A)^2]
 \end{aligned}$$

.... 4

$$= M_A + \frac{P}{2} (W_c - W_A) (2R + W_c - W_A)$$

由于 $R > W_A$ 与 W_c 。

$$\text{所以 } M = M_A - PR(W_A - W_c) \quad (2)$$

由于(2)式适用于任何一点, 即 $W_c = W$, 所以(1)与(2)式应相等,

$$-\frac{D}{R^2} \left(\frac{d^2 W}{d\phi^2} + W \right) = M_A - PR(W_A - W)$$

$$\text{可简化为 } \frac{d^2 W}{d\phi^2} + \left(1 + P \frac{R^2}{D} \right) W = \frac{PR^3}{D} W_A - \frac{M_A R^2}{D} \quad (3)$$

令 $1 + P \frac{R^2}{D} = n$ 则微分方程(3)的解为

$$W = A \cosh n\phi + B \sinh n\phi + \frac{1}{n^2} \left(\frac{PR^3}{D} W_A - \frac{M_A R^2}{D} \right) \quad (4)$$

上式的最后一项为常数项, 本问题的本质要求是 $W_A = W_B$ 。

$$\text{即 } W_{\phi=0} = 0 = W_{\phi=\pi} = W_{\phi=2\pi}$$

所以知 $n=2$ 。于是

$$1 + P \frac{R^2}{D} = 4 \quad \text{即 } P \frac{R^2}{D} = 3$$

$$P_{cr} = \frac{3D}{R^3} = \frac{3ES^2}{12(1-\mu^2)R^3} = \frac{E}{4(1-\mu^2)} \left(\frac{S}{R} \right)^2 \quad (5)$$

这就是长圆筒稳定计算中的通用公式, 常称为勃莱斯公式。

2. 短圆筒计算公式,

短圆筒失稳时, 不仅筒体自身的刚度, 而且两端的固定也使其

保持原来的圆形，因此，在分析时要比长圆筒复杂得多。现在不作详细推演，常用于工程计算的最后结果为：

$$P_{c r} = \frac{E S}{R(n^2 - 1) \left[1 + \left(\frac{n L}{\pi R} \right)^2 \right]^2} + \frac{E}{12(1 - \mu^2)} \left(\frac{S}{R} \right)^3$$

$$\left[(n^2 - 1) + \frac{2n^2 - 1 - \mu}{1 + \left(\frac{n L}{\pi R} \right)^2} \right] \quad (6)$$

式中：R——圆筒半径；

L——圆筒长度；

n——波形数。

这一公式通常称为米西斯公式。在使用时，先假设波形数 n，然后计算 $P_{c r}$ ，逐步增大 n，直到 $P_{c r}$ 出现相反的增加趋势时为止。计算出的 $P_{c r}$ 最小值就是该圆筒的临界压力值，相应的波形数，就是失稳时的实际波形数。

以上计算方式十分繁锁，因此，在实用时常将其简化。简化的方法是将米西斯公式中略去一些数量级较小的项，然后，对波形数 n 求导，令其等于 0，即得最小临界压力时的波数 n 为

$$n = \sqrt[4]{\frac{7.06 X}{y^2}} \quad (7)$$

式中： $X = \frac{D}{S}$ ； $y = \frac{L}{D}$

将来得的最小波形数代入，就可求出最小 $P_{c r}$ 。

$$P_{cr} = \frac{259 E S^2}{L D \sqrt{D/S}} \quad (8)$$

这一公式简化了短圆筒的计算通常称为拉默公式。

根据拉默公式和勃莱斯公式，可以方便地得到长短圆筒分界的临界长度，它应是：

$$L_{cr} = 1.17 D \sqrt{\frac{D}{S}} \quad (9)$$

若圆筒长度超过 L_{cr} ，则以勃莱斯公式计算临界压力；若圆筒长度小于 L_{cr} ，则以米西斯公式或拉默公式计算临界压力。

二、几种国外规范的介绍：

由于外压计算方法比较繁复，所以一般规范介绍的计算方法都依据这些基本理论进行简化而得，这样使用起来比较方便。现将几种主要的国外规范中的相应规定作简要的介绍：

1、西德 AD 规范 (B 8—77.2)：

外压计算分两方面进行：

a、弹性稳定计算，

使用的计算公式为米西斯公式

$$P = \frac{E}{S K} \left\{ \frac{20}{(n^2 - 1) \left[1 + \left(\frac{n}{2} \right)^2 \right]^2} \times \frac{S_e - C_1 - C_2}{D a} + \frac{80}{12(1 - \mu^2)} \right. \\ \left. \times \left[n^2 - 1 + \frac{2n^2 - 1 - \mu}{1 + \left(\frac{n}{2} \right)^2} \right] \left(\frac{S_e - C_1 - C_2}{D a} \right)^3 \right\} p_{ar} \quad (10)$$

式中: S_K ——抗弹性失稳的安全系数, 取为 3.0. $Z=0.5 \frac{\pi D_a}{l}$

l ——容器失稳长度, mm;

D_a ——容器外径 mm;

C_1, C_2 ——分别为考虑壁厚减薄和腐蚀的附加量, mm;

S_e ——设计壁厚, mm;

E ——材料的弹性模数, N/mm^2 ;

μ ——材料的波桑数;

n ——失稳后的波形数;

计算时 n 应取整数并 ≥ 2 。

为设计计算的方便, 规范中将以上结果取 $\mu = 0.3$ 作图。图的

纵座标取为 $\frac{D_a}{(S_e - C_1 - C_2) \cdot 10^2}$; 横座标取为 $\frac{P S_K}{E} \cdot 10^6$;

圆筒长度是用一组曲线来表示, 每一根曲线为一个 $\frac{D_a}{l}$, 见图 3。

b、塑性变形的计算:

在这一部分里考虑了椭圆度的影响和屈服限的数值。

在 $\frac{D_a}{l} \leq 5$ 时,

$$P = P = \frac{20K}{S} \cdot \frac{S_e - C_1 - C_2}{D_a} \cdot \frac{1}{1 + \frac{1.5u(1 - 0.2 \frac{D_a}{l}) D_a}{100(S_e - C_1 - C_2)}} \quad \text{bar (II)}$$

式中: K ——材料的强度指标, N/mm^2 ;

S ——安全系数, 见表 1;

$$u = 2 \cdot \frac{D_{\max} - D_{\min}}{D_{\max} + D_{\min}} \cdot 100$$

$D_{\max}$, $D_{\min}$ ——分别为容器的最大和最小的外径, mm ;

其它附号与前述的一致。

该式也有相应的图表可以查得, 见图 4。

该图是根据 $u = 1.5\%$ 绘制的。

对于 $\frac{D_a}{l} > 5$ 的容器以 (12), (13) 式计算出较大值为许用的压力值:

$$P = \frac{2.0 K}{S} \cdot \frac{S_e - C_1 - C_2}{D_a} \text{ bar} \quad (12)$$

$$P = \frac{3.0 K}{S} \cdot \left(\frac{S_e - C_1 - C_2}{D_a} \right)^2 \text{ bar} \quad (13)$$

表 1 安全系数 S 的数值

材 料	按屈服、蠕变或持久限计算的安全系数	
1. 轧钢和锻钢	1.6	
2. 铸钢 钢	2.0	
3. 球墨铸铁 DIN1693	退火	未退火
GGG-70, GGG-60	5.0	6.0
GGG50	4.0	5.0
GGG40	3.5	4.5
GGG40.3, GGG35.3	3.0	4.0
4. 铝及其合金	1.6	

	按抗强度计算的安全系数
5、灰铸铁 DIN1891	6.6
6、铜及其合金	4.0

因此，A D规范在使用时没有限制椭圆度的大小，这是这一规范的一个特点。

另外，关于加强环的尺寸，A D规范提出应达到以下要求，
平面惯性矩

$$I \geq \frac{0.124 P D_a^3 \sqrt{D_a (S_e - C_1 - C_2)}}{10 E} \text{ mm}^4 \quad (14)$$

横截面积

$$A \geq \frac{0.75 P D_a \sqrt{D_a (S_e - C_1 - C_2)}}{10 K} \text{ mm}^2 \quad (15)$$

式中的符号意义与前述的一致。

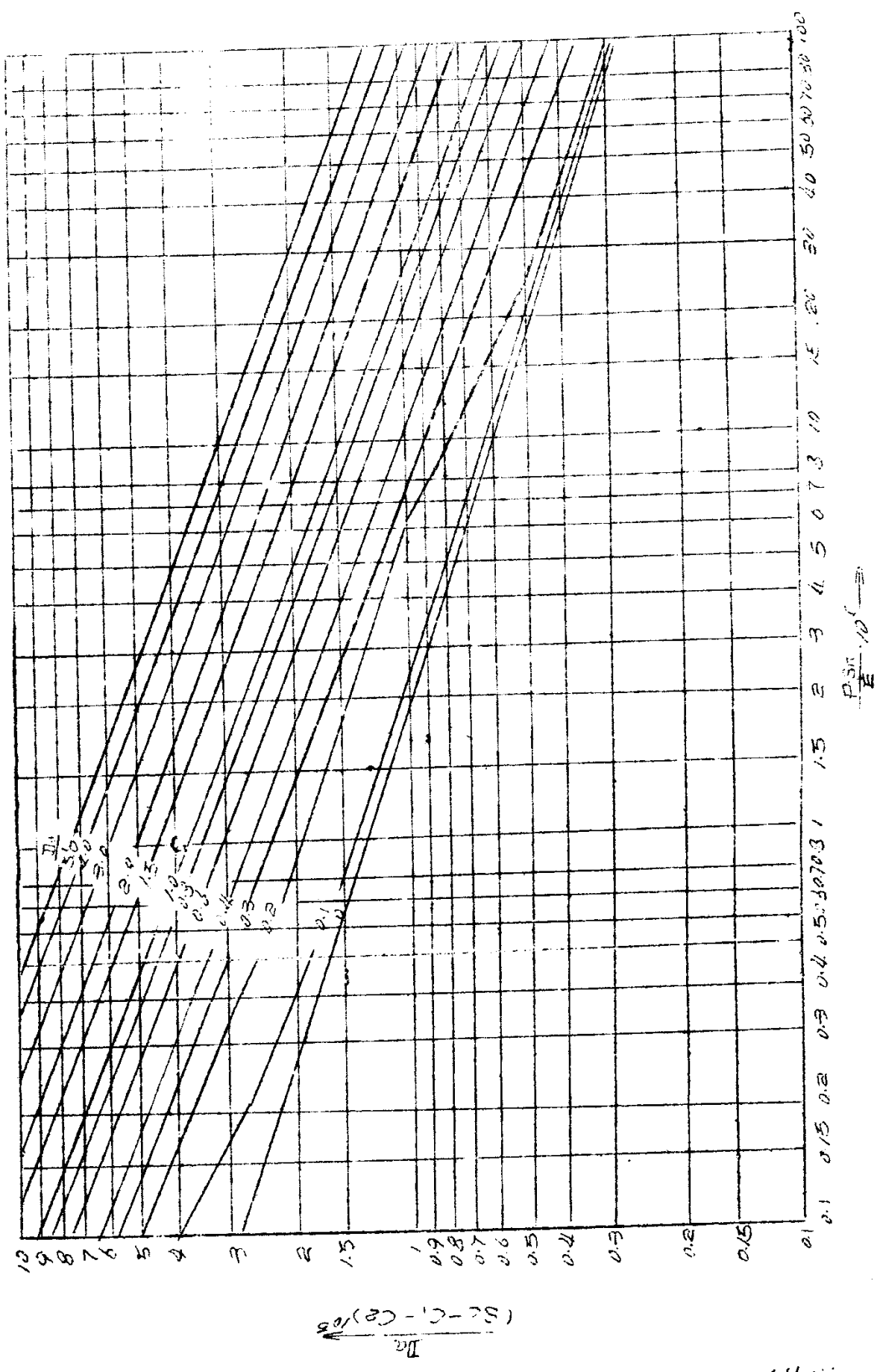
2、美国机械工程师协会 (A S M E) 设计方法:

在美国规范中一直是使用一组曲线图表来进行外压容器的设计计算，它的基本原理是:

由于外压失稳的临界压力计算公式都可以归纳为以下形式:

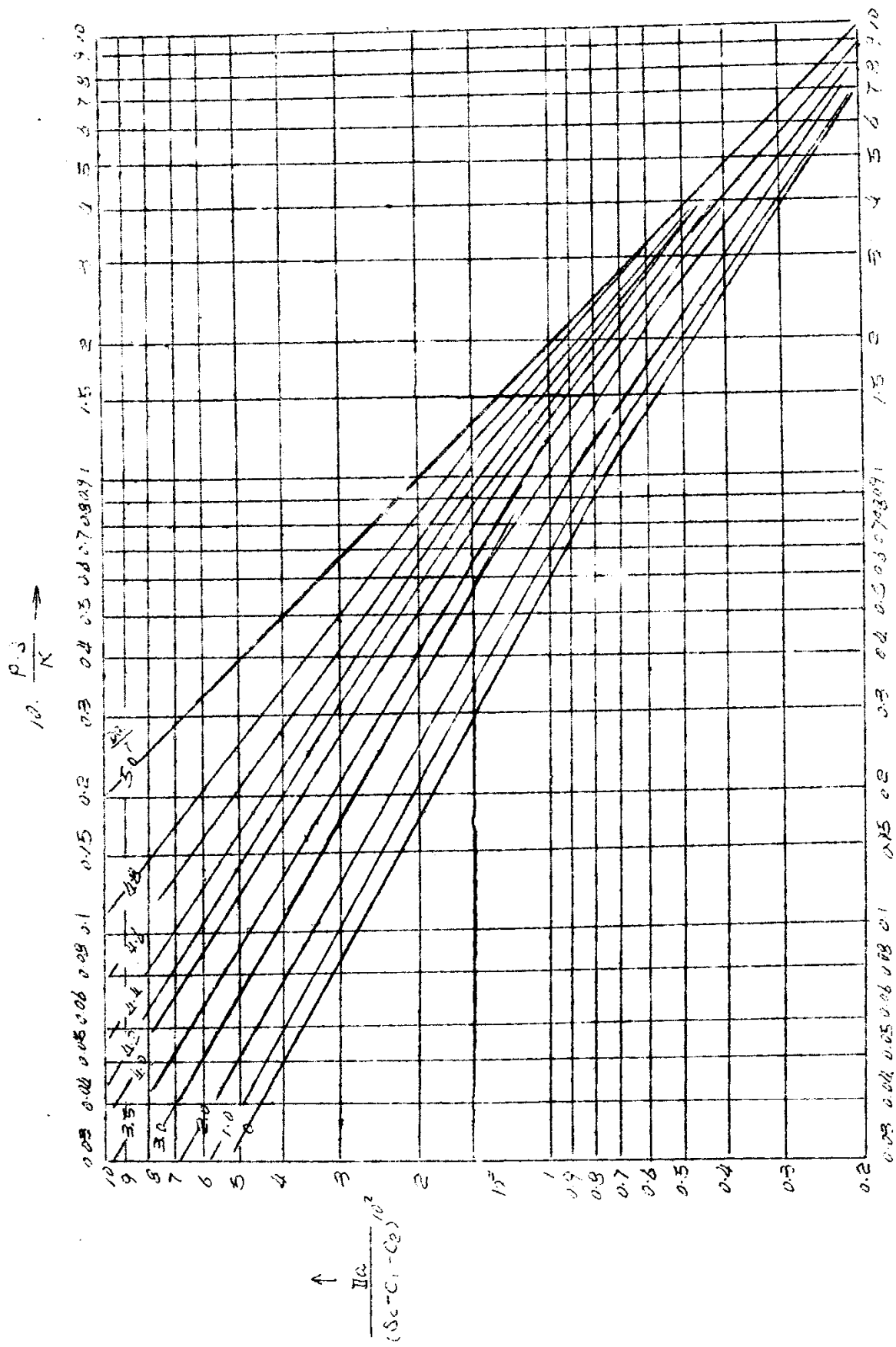
$$P_{cr} = K E \left(\frac{S}{D} \right)^3$$

而式中的 $K = f \left(\frac{L}{D}, \frac{S}{D} \right)$ 。对长圆筒则 $K = f \left(\frac{S}{D} \right)$ 。根据 ASME



弹性块体应力球壳的厚度

12



弹性变形时板中各点的位移 S (圆板 $\nu=1.5$)

的规定，在 71 年版以前稳定安全系数 $m = 4.0$ ，所以(16)式可以写为

$$[P] = \frac{K}{4} E \left(\frac{S}{D} \right)^3 \quad (17)$$

但在这 $[P]$ 的作用下，将会出现的周向应力为：

$$\sigma = \frac{[P] D}{2 S} \quad (18)$$

考虑到 $\rho = \Sigma E$ ，所以将(17)与(18)式联系起来有以下关系：

$$\frac{\sigma}{E} = \Sigma = \frac{K}{2} \left(\frac{S}{D} \right)^2 \quad (19)$$

现将这一关系绘成图表，可用两张曲线图分别表示这两个不同的等式。

前一等式实际上就是材料的拉伸曲线， $\sigma - \varepsilon$ 关系，如图 5 a 所示，后一等式是以同一个 $\frac{D}{S}$ 在横坐标上为 ε ，纵坐标为 $\frac{L}{D}$ 所作的图，如图 5 b 所示。由于这两个曲线图有公共的横坐标 ε ，所以在过去的 A S M E 规范中都将它们在同一张图上来标绘，而纵坐标却有两个刻度。因此，使用时，可以从 $\frac{L}{D}$ 的数值出发，找到相应的 $\frac{D}{S}$ ，再经同一横坐标上的数值，找到相应的材料拉伸线，就可以在另一纵坐标上查得 σ 。这一应力值与一定的 $[P]$ 相对应。它们的关系为：

$$P = m [P] \frac{2 \sigma S}{D}$$

所以

$$[P] \left(\frac{D}{S} \right) = \frac{2\sigma}{m} = B$$

当 $m = 4.0$ 时, $B = \frac{\sigma}{2}$

为了适应不同的 $\frac{D}{S}$ 比值的需要, 就有一组 $\frac{D}{S}$ 数值的曲线; 同时, 又为了获得不同温度下材料性能变化的数据, 又有另一组表示不同温度的曲线。材料的品种的差别, 则依靠不同的图来解决。所以

ASME 规范就有 40 张不同牌号材料的图表 (74 年版)。

但是近几年来, 77 版和 80 版中有关外压的计算有较大的变化, 主要表现在以下几个方面:

a 图表的表示方法

... 1 4 ...

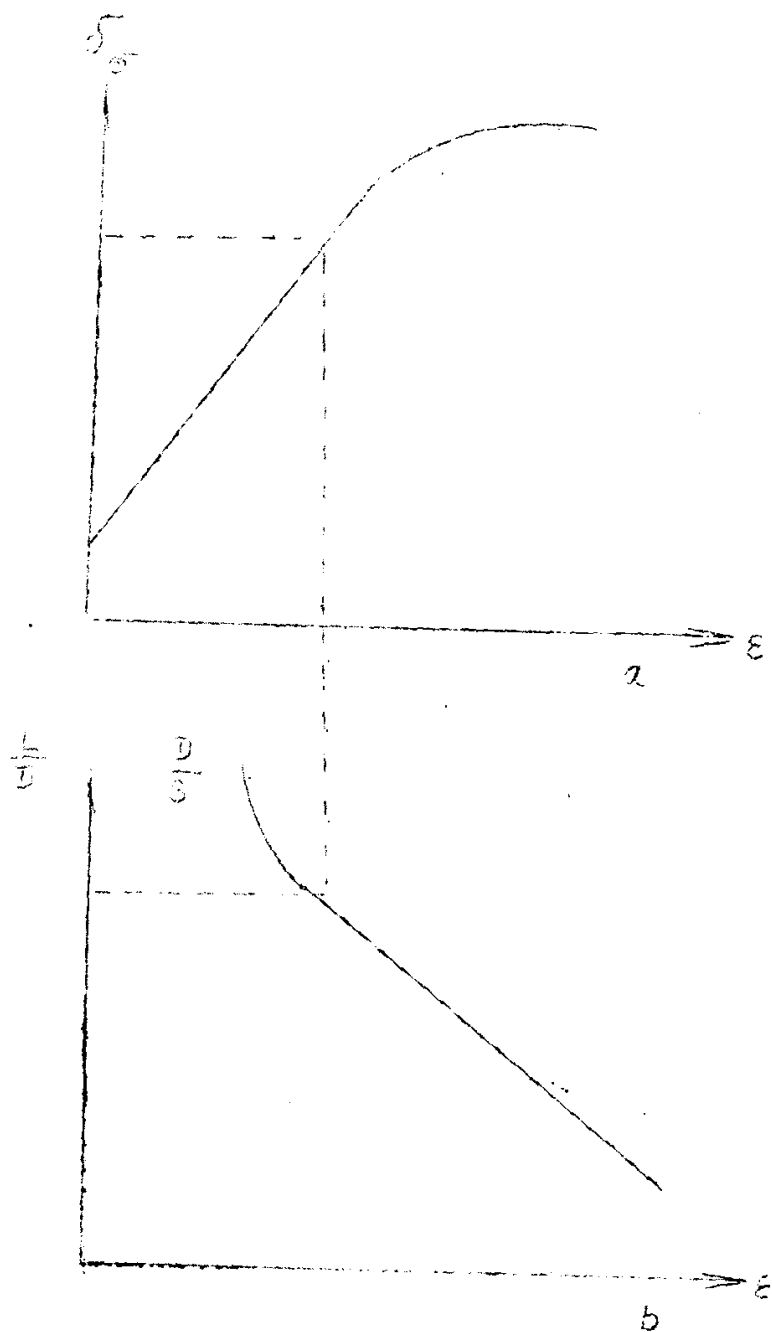


图 5

为了适应材料品种日益增多的需要，已将两组曲线分开，见图 8.7。一张表示 ε 与 $\frac{L}{D}$ 、 $\frac{D}{S}$ 关系的曲线图，对各种材料都是通用的。另外配合了各种材料的性能曲线图，只画出曲线的非直线段，这样减少了图面的幅度。

b 在计算方法上也作了相应的改变。先是用假设的 D/S 、 L/D 在一张通用的图上查得横座标上的数值 A （实际就是 ε ），然后在第二张图上查得 B ，从 B 计算

$$P_a = \frac{4B}{3(D_a/S)} \quad (21)$$

式中乘以 $4/3$ ，是因为稳定安全系数已从原来的 4.0 减少到 3.0。若在第二张图上从 A 查 B 值时，已落在材料温度线的左侧，则用以下公式直接计算许用的压力：

$$P_a = \frac{2AE}{3(D/S)} \quad (22)$$

c 对于 $D/S < 10$ 的圆柱壳（如管子），它的外压计算方法也有了改变。原来与我们的两部规范一样，采用设计应力与设计压力关系的图表查得。现在是先用下式计算 A ，

$$A = \frac{1.1}{(D/S)^2} \quad (23)$$

若 $A > 0.1$ 以 $A = 0.1$ 计，然后查图得到 B ，并用下式分别计算

T_{a2} ， P_{a1} ：