

## 参 考 文 献

- [1] Barrett H H and Swindell W. Radiological Imaging. The theory of image formation, deflection and processing. Vol. 2, Academic Inc 1981
- [2] Cagnasso A and Latière H J. Tomographic measurement at plastic strains and internal damage of solids. Trans. SMiRT-7, Chicago: 1983, L: 385-394
- [3] Latière H J and Mazerolle F. The X-ray scanner: a tool for the examination of the intravoluminal crystalline state of aluminum. *Eng Fract Mech*, 1987, 27(4)
- [4] Cagnasso A and Sawczuk A. Tomography in application to evaluation of material deterioration in plastically strained solid. *Bull. Acad Sci Polon, C1 IV*, 1984
- [5] Cagnasso A and Sawczuk A. Influence of plastic deformation on the tomographic image of material properties. *Eng Fract Mech*, 1985, 21(4)
- [6] 王梓坤. 概率论基础. 科学出版社, 1976
- [7] 张尧庭, 方开泰. 多元统计分析引论. 科学出版社, 1982

(本文于 1992 年 11 月 17 日收到)

# 螺旋错绕式高压容器层间摩擦力的研究<sup>1)</sup>

郑津洋 朱国辉 黄载生

(浙江大学化工机械研究所, 杭州 310027)

**摘要** 本文用带宽方向有效正应力和剪应力概念来描述层间摩擦力的加强作用, 由此导出的爆破压力公式的计算值和一组实测值相当吻合。

**关键词** 扁平绕带容器, 螺旋绕板容器, 层间摩擦力, 爆破压力

## 1. 引言

在仅占总壁厚 10%~25% 的薄内筒外面大倾角螺旋错绕宽为 80~160mm 扁平钢带或宽为 400~2500mm 薄钢板的螺旋错绕式高压容器(图 1), 避免了厚缝焊接、型带扣合、厚板热卷、重型锻造等困难的高压容器制造技术, 具有制造简便、成本低廉、设计灵活、适用性广和使用特别安全等优点, 已创造了数以亿计的巨大经济效益和社会效益<sup>[1]</sup>。

若不考虑层间摩擦力, 螺旋错绕式高压容器应该由于轴向强度较弱而在较低的压力下爆破, 而实际上都能在设计的压力下发生环向破坏, 这说明层间摩擦力对其轴向加强作用是很显著的<sup>[2]</sup>。

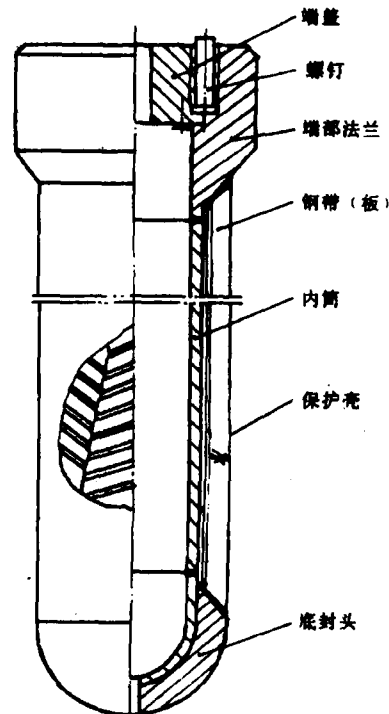


图1 螺旋错绕式高压容器

<sup>1)</sup> 国家自然科学基金和博士点专项科研基金资助课题。

Pavel Gdaliievich Pimshtein<sup>[3]</sup>、Л. Г. 皮姆塞金<sup>[4]</sup>等认为螺旋绕板式高压容器的轴向总摩擦力随着钢板层数和摩擦表面轴向长度的增加而增加。而该型容器的轴向总摩擦力应与容器长短无关,与层数也基本无关,这是不言而喻的,故这种观点的概念有误。

我国对扁平绕带式高压容器层间摩擦力作用的研究方法大致可分为两类<sup>[2]</sup>。一类是不研究摩擦力的具体分布形态,直接根据爆破试验观察到的现象,来研究摩擦力的加强作用,如内筒轴向应力承力面积修正计算法和带宽方向等效摩擦力模型。另一类是力图通过揭示邻层钢带交叠成的菱块中摩擦力的分布形态来研究摩擦力的加强作用,如按邻层钢带应变差、利用邻层钢带相对位移法和根据邻层钢带相对扭转方向确定摩擦力在菱块中分布形态的力学模型。

承力面积修正法未把摩擦力引入到微体平衡方程,只能求出极限轴向承载能力。基于菱块中摩擦力分布形态的力学模型分析,均会得到钢带愈薄,层数越多,钢带层极限压力越大的不合理结论。

作者认为,螺旋错绕式高压容器的层间摩擦力分布是极其复杂的,它与钢带(板)贴合质量和表面质量、应力分布状态及变形特性等诸多因素有关,很难揭示其真实分布形态。因此,从设计角度来看,有必要从工程角度对该型容器的层间摩擦力作深入研究。

## 2. 层间摩擦力模型

### 2.1 承力原理

若不考虑层间摩擦力加强作用,且设钢带(板)仅承受长度方向的拉应力,则只有当倾角 $\alpha_0 = 35^\circ 16'$ 时,没有内筒的绕层才能达到平衡。若按小于 $\alpha_0$ 的倾角缠绕,在内压作用下绕层将轴向伸长,直径减小,直到 $\alpha_0$ 为止;反之,绕层将轴向缩短,直径增大,直至 $\alpha_0$ 为止。

然而,若将钢带(板)按一定倾角错绕在内筒外面,绕层直径和长度的变化必将在一定程度上受到阻碍。当绕层随内筒一起膨胀

时,绕层轴向有缩短的趋势,这种缩短的趋势将受到内筒的阻碍;当绕层随内筒轴向伸长时,绕层内径有缩小的趋势,由于内筒的阻碍作用,将引起附加的径向应力。这二种相互影响、相互制约的作用,保证了绕层可与内筒一起承压,只要选择适当的内筒厚度和钢带(板)缠绕倾角,绕层均可处于平衡状态。

### 2.2 层间摩擦机理

螺旋错绕式高压容器中某根钢带(板)的轴向长度 $H$ 和缠绕倾角 $\alpha$ 有如下关系

$$H = \pi D N \operatorname{tg} \alpha \quad (1)$$

式中 $N$ 为钢带(板)沿容器轴向缠绕的圈数; $D$ 为钢带(板)圈的中径(m)。对式(1)求全微分,并利用轴向应变 $\epsilon_z = \frac{dH}{H}$ ,环向应变 $\epsilon_\theta = \frac{dD}{D}, \frac{dN}{N} = 0$ 得

$$d\alpha = (\epsilon_z - \epsilon_\theta) \sin \alpha \cos \alpha \quad (2)$$

一般情况下,内压引起的绕层环向应变和轴向应变并不相等,由式(2)可见,钢带(板)的倾角将发生变化。故在内压作用下,相互压紧的相邻错绕钢带(板)有相对转动趋势,这就在层间产生了摩擦力,其方向取决于轴向应变和环向应变的相对大小。

然而,即使相邻错绕钢带(板)之间不存在相对转动趋势,层间摩擦力也是存在的。这是因为在内压作用下,相邻错绕钢带(板)在其长度方向,尤其是宽度方向的变形情况是不一致的,但由于各自的变形必须协调一致成为整体,层间必然出现变形的相对制约,这就会通过层间相互作用,产生使变形协调且自平衡的层间摩擦力。

可见,在内压作用下,螺旋错绕式高压容器绕层间的摩擦力是由邻层错绕钢带(板)沿其长度方向尤其是宽度方向变形不一致及相对转动趋势所引起的。

### 2.3 层间摩擦力模型

下面利用带宽方向有效正应力和剪应力的概念来描述层间摩擦力的加强作用。

若绕层间不存在摩擦力, 则钢带(板)只受到长度方向的拉应力和径向压应力; 若将层间的间隙完全塞焊, 则螺旋错绕式高压容器就如同单层厚壁容器, 在图2所示的螺旋坐标中, 绕层上存在宽度方向的应力  $\sigma'_B$ 、长度方向的拉应力  $\sigma'_T$ 、径向压应力  $\sigma'_r$  和剪应力  $\tau'_{BT}$ . 由 Lamé 公式和转轴时应力分量的变换公式知,  $\sigma'_B$ 、 $\tau'_{BT}$  和  $\sigma'_T$ 、 $\sigma'_r$  间存在如下关系

$$\sigma'_B = \frac{(1 + \sin^2 \alpha)\sigma'_T + \sigma'_r \cos 2\alpha}{1 + \cos^2 \alpha} \quad (3a)$$

$$\tau'_{BT} = \frac{\sigma'_T - \sigma'_r}{1 + \cos^2 \alpha} \sin \alpha \cos \alpha \quad (3b)$$

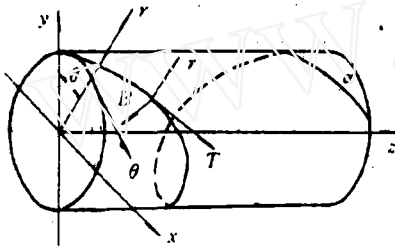


图2 螺旋坐标  $(r, B, T)$

大量工业规模试验研究表明, 螺旋错绕式高压容器的钢带(板)上存在带宽方向的正应力和剪应力<sup>[2]</sup>. 显然, 这是分布复杂的层间摩擦力作用的结果, 它应介于上述二种极端情况之间, 且随摩擦系数的增加而增大. 因此, 跟单层厚壁容器相类似, 由于层间摩擦力加强作用而引起的钢带(板)宽度方向有效正应力  $\sigma_B$  和剪应力  $\tau_{BT}$  同长度方向应力  $\sigma_T$  和径向应力  $\sigma_r$  的关系可表示为

$$\sigma_B = m\sigma_T + n\sigma_r \quad (4a)$$

$$\tau_{BT} = g(\sigma_T - \sigma_r) \quad (4b)$$

式中

$$m = f \frac{1 + \sin^2 \alpha}{1 + \cos^2 \alpha}$$

$$n = f \frac{\cos 2\alpha}{1 + \cos^2 \alpha}$$

$$g = f \frac{\sin \alpha \cos \alpha}{1 + \cos^2 \alpha}$$

$f$  为跟静摩擦系数、层间贴合质量和变形特性有关的系数.

### 3. 爆破试验验证

#### 3.1 理论分析

##### 1) 绕层的极限承载压力 $P_{ds}$

在图2所示的螺旋坐标  $(r, B, T)$  中, 平衡方程为

$$r \frac{d\sigma_r}{dr} + k\sigma_r - k'\sigma_T = 0 \quad (5)$$

式中

$$k = 1 - n \sin^2 \alpha + g \sin 2\alpha$$

$$k' = \cos^2 \alpha + m \sin^2 \alpha + g \sin 2\alpha$$

绕层屈服后, 对于理想弹塑性材料有

$$\sigma_T = \frac{h}{2e} \sigma_r + \frac{1}{\sqrt{e}} \sqrt{\sigma_{ds}^2 - \left(d - \frac{h^2}{4e}\right) \sigma_r^2} \quad (6)$$

式中  $\sigma_{ds}$  为绕层材料的屈服强度 (MPa);

$$d = 1 - n + n^2 + 3g^2;$$

$$e = 1 - m + m^2 + 3g^2;$$

$$h = 1 + n + m - 2nm + 6g^2$$

将式(6)代入式(5)得

$$r \frac{d\sigma_r}{dr} = \frac{k'}{\sqrt{e}} \sqrt{\sigma_{ds}^2 - q\sigma_r^2} - p\sigma_r \quad (7)$$

式中  $p = k - \frac{hk'}{2e}$ ,  $q = d - \frac{h^2}{4e}$ .

当  $f = 1$  时, 式(7)可化为  $r \frac{d\sigma_r}{dr} = \frac{2}{\sqrt{3}} \sigma_{ds}$ , 这是利用 Mises 屈服准则求单层厚壁圆筒全屈服压力的基本方程.

当  $f \neq 1$  时, 利用分离变量法积分得绕层的全屈服压力  $P_{ds}$  所满足的方程

$$\begin{aligned} k'' \arcsin y_s + p \ln \left( \sqrt{1 - y_s^2} + \frac{p}{k''} y_s \right) \\ = (k''^2 + p^2) \ln K_2 \end{aligned} \quad (8)$$

式中  $y_s = \frac{\sqrt{q} P_{ds}}{\sigma_{ds}}$ ,  $k'' = k' \sqrt{\frac{q}{e}}$ ,  $K_2$  为绕层外半径与内半径之比.

由式(8)可知,  $y_s$  是由绕层几何参数及静摩擦系数决定的. 对于实际绕层材料, 设其极限承载压力  $P_{db}$  在  $\frac{\sigma_{ds}y_s}{\sqrt{q}}$  和  $\frac{\sigma_{db}y_s}{\sqrt{q}}$  之间, 并随材料的屈强比  $\frac{\sigma_{ds}}{\sigma_{db}}$  呈线性变化, 所以

$$P_{db} = \frac{\sigma_{ds}y_s}{\sqrt{q}} \left( 2 - \frac{\sigma_{ds}}{\sigma_{db}} \right) \quad (9)$$

式中  $\sigma_{db}$  为钢带(板)材料的抗拉强度(MPa)

#### 2) 薄内筒的极限承载压力 $P_{nb}$

本文中用中径公式计算薄内筒的极限承载压力  $P_{nb}$

$$P_{nb} = 2\sigma_{nb} \frac{K_1 - 1}{K_1 + 1} \quad (10)$$

式中  $\sigma_{nb}$  为内筒材料的抗拉强度(MPa),  $K_1$  为内筒外半径与内半径之比.

复合圆筒各层同时发生塑性破坏时的压力可根据各层的塑性破坏压力总和确定<sup>[5]</sup>. 故螺旋错绕式高压容器的爆破压力  $P_b$  为

$$P_b = 2\sigma_{nb} \frac{K_1 - 1}{K_1 + 1} + \frac{\sigma_{ds}y_s}{\sqrt{q}} \left( 2 - \frac{\sigma_{ds}}{\sigma_{db}} \right) \quad (11)$$

### 3.2 爆破试验验证

绕层中的钢带(板)除最外面一层外均受到二面摩擦力的作用, 经测试分析, 系数  $f$  可取 0.3. 内径从  $\phi 49\text{mm}$  至  $\phi 1000\text{mm}$  的 9 台典型扁平绕带容器的爆破压力实测值和按式(11)求得的计算值的比较见表 1<sup>[2]</sup>.

表 1 爆破压力理论值与实测值的比较 (MPa)

内径 (mm)	49	49	49	141	141	500	1000	500	450
实测值	208.9	207.9	209.7	51.0	51.7	95.6	90.2	94.6	55.7
理论值	210.3	210.3	210.3	52.8	52.8	102.6	96.1	95.2	56.1
相对误差 %	0.67	1.15	0.29	3.53	2.12	7.32	6.54	0.63	0.72

(上接第 28 页)

- [2] 任兴民, 顾家柳. 带挤压油膜阻尼器的转子系统瞬态动力响应计算方法. 西北工业大学学报, 1991, 9(3): 290-297
- [3] Subbiah R, Rieger N F. *J of Vibration, Acoustics, Stress and Reliability in Design*, 1988, 110(4): 507-514

由表 1 可见, 本文提出的爆破压力公式计算值与模型容器和实物容器的实测值都相当吻合, 证明用宽度方向有效正应力和剪应力来描述螺旋错绕式高压容器层间摩擦力的加强作用是合理的.

### 4. 基本结论

(1) 螺旋错绕式高压容器的层间摩擦力是由邻层错绕钢带(板)沿其长度方向尤其是宽度方向变形不一致及其相对转动趋势所引起的.

(2) 建立在宽度方向有效正应力和剪应力基础上的爆破压力公式(11)的计算值与一组实测值相当吻合, 说明本文提出的螺旋错绕式高压容器层间摩擦力模型是合理的, 可用式(11)设计该型容器.

(3) 本文提出的层间摩擦力模型具有概念清晰、直观简便的特点, 可用于螺旋错绕式高压容器的应力分析, 有关应力分析将在另文中给出.

### 参 考 文 献

- [1] 朱国辉. “中国绕带压力容器技术”体系及其效益. 化工机械, 1989, 16(2): 120-124
- [2] 郑津洋. 扁平绕带式压力容器优化设计理论及工程应用研究. 浙江大学博士学位论文, 1992, 8
- [3] Pavel Gdaliievich Pimshtein et al. Multilayer Pressure Vessel. U.S. Patent, Mar 8, 1977, No.4010864
- [4] Л. Г. 皮姆塞金等. 螺旋绕板式容器的强度计算. 化工与通用机械, 1981(1): 59-63
- [5] 秋田好雄. 高压多层圆筒の研究第 2 报理论的研究. 石川岛播技报, 1969(9): 376-380

(本文于 1992 年 6 月 8 日收到第一稿,  
1992 年 12 月 7 日收到修改稿)

- [4] Rao J S, Sarma K V B and Gupta K. Transient analysis of rotors by transter matrix method. *ASME Rotating Machinery Dynamics*, 1987, 1: 545-552
- [5] Nelson H D, Mcvaugh J M. *ASME J of Engr. for Industry*, 1976, 98(2): 593-600

(本文于 1992 年 10 月 27 日收到第一稿,  
1993 年 5 月 28 日收到修改稿)