

纤维缠绕气瓶设计分析

陈汝训

(中国航天科技集团公司四院四十一所,西安 710025)

摘要:讨论了具有金属内衬的纤维缠绕气瓶在加压和卸压过程中的变形特性。依据网格理论,给出了纤维缠绕壳体的设计方法。对塑性性能良好的金属材料内衬,可用强度理论中的最大正应变准则进行强度设计。推导出气瓶卸压时内衬不失稳所应满足的条件。为使卸压时内衬不失稳,内衬与纤维缠绕壳体之间应有足够的粘接强度,而且内衬的壁厚应越薄越好。对壁厚较薄的内衬,给出了气瓶卸压时内衬不失稳的最小粘接强度的确定方法。算例表明,文中给出的设计分析方法,可用于具有金属内衬纤维缠绕气瓶的初步设计。

关键词:纤维缠绕气瓶;金属材料内衬;最大正应变准则;失稳;粘接强度

中图分类号: V435⁺. 22 **文献标识码:** A **文章编号:** 1006-2793 (2008) 06-0625-04

Design analysis on the filament-wound gas cylinder

CHEN Ru-xun

(The 41st Institute of the Fourth Academy of CASC, Xi'an 710025, China)

Abstract: The deformation characteristics of the filament-wound gas cylinder with a metal internal liner during pressurization and pressure relief processes were discussed. Based on netting theory, design method for the filament-wound case was presented. For the metal internal liner with excellent plastic property, the maximum normal strain criterion in strength theory can be used for strength design. The unbuckling conditions for internal liner during pressure relief process were derived. In order to make internal liner unbuckling, there should exist enough bonding strength between internal liner and the filament-wound case. Moreover internal liner should be as thin as possible. For the thinner internal liner, determination method of the minimum bonding strength to ensure internal liner unbuckling was given. The calculation examples show that the above method can be used for the preliminary design of the filament-wound gas cylinder with a metal internal liner.

Key words: filament winding gas cylinder; metal internal liner; maximum normal strain criterion; buckling; adhesive strength

1 引言

随着纤维复合材料的发展和應用,航空和航天用金属材料气瓶逐渐被纤维缠绕气瓶所取代,尤其是碳纤维缠绕气瓶,近年来在航空和航天领域里得到广泛应用。纤维缠绕气瓶多采用塑性良好的铝合金或钛合金薄壁壳体作为内衬,该壳体既起密封作用,又是气瓶缠绕成型时的芯模。因此,纤维缠绕气瓶设计必须同时考虑纤维缠绕壳体和内衬壳体结构,及其在内压作用下的相互作用。

气瓶的纤维缠绕结构设计可采用网格理论方法。对于塑性良好的铝合金或钛合金,其强度极限较低,在计算纤维缠绕气瓶的爆破压强时可忽略内衬的作用,直接由网格理论方法确定纤维缠绕壳体的壁厚。文献

[1]指出,具有金属内衬的纤维缠绕气瓶在内压作用下,纤维缠绕壳体还在弹性范围时,内衬已产生较大的塑性变形。因此,应采用塑性较好的材料作内衬,且允许内衬在塑性范围内工作。这样一来,内衬设计宜采用最大正应变理论进行强度校核。另外,气瓶使用时要经历加压和卸压等加载过程。充气加压至最大压强时,内衬发生较大的塑性变形,而纤维缠绕壳体仅发生弹性变形,卸压后该弹性变形得以回复,而产生塑性变形(不能回复)的内衬直径增大,结果将承受一定的外压作用。如果内衬与纤维缠绕壳体之间粘接不牢固,或有局部脱粘、弱粘等缺陷,往往会使内衬在外压作用下失稳而出现塌陷的鼓包,当气瓶再次充压时,鼓包又被压回,卸压后,鼓包又出现,如此反复充压、卸压,会

收稿日期: 2007-11-20。

作者简介:陈汝训(1936—),男,研究员,从事固体火箭发动机结构分析和优化设计研究。

使内衬在低周疲劳下破坏。由此可见,对具有金属内衬的纤维缠绕气瓶,分析其在内压作用下的变形及内衬失稳条件,是纤维缠绕气瓶设计的重要任务。

2 纤维缠绕壳体设计分析

纵向加环向纤维缠绕圆筒(以下简称“纤筒”)形气瓶(图 1)设计的关键是确定其壁厚。在满足均衡型缠绕条件下,其壁厚由式(1)给出^[2]。

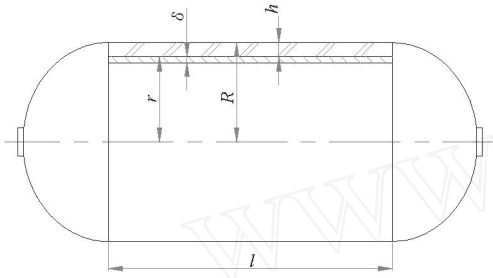


图 1 纤维缠绕气瓶示意图

Fig 1 Schematic diagram of the filament-wound gas cylinder

$$\begin{cases} h_l = \frac{m_b}{2 \cos^2} \\ h_c = \frac{m_b}{2} (2 - \tan^2) \end{cases} \quad (1)$$

式中 h_l 和 h_c 分别为纤筒的纵向和环向纤维厚度; r 为纤筒的内半径(即内衬的外半径); δ 为纵向螺旋缠绕角; p_b 为要求气瓶达到的爆破压强; m_b 为纤维发挥强度。

将式(1)中的两式相加,得纤维总厚度:

$$h_f = h_l + h_c = \frac{3m_b}{2} \quad (2)$$

式(2)表明,在均衡型缠绕条件下,纤筒的纤维总厚度仅与圆筒半径 r 、爆破压强 p_b 和纤维发挥强度 m_b 有关,与纵向缠绕角 δ 无关。由式(1)可见,缠绕角只决定纵向和环向纤维厚度的分配。

由式(2)不难得出纤维/基体复合后的纤筒壁厚为

$$h = h_f / V_f = \frac{3m_b}{2 V_f} \quad (3)$$

式中 V_f 为纤维的体积百分比含量。

将式(1)的两式相除,得

$$h_l / h_c = 3 \cos^2 \delta - 1 \quad (4)$$

式(4)说明,在均衡型缠绕条件下, h_l 、 h_c 和 δ 3个量不能随意给定,它们必须满足式(4)。

为了气瓶的安全使用,要求气瓶爆破不能在封头发生。为此,宜采用椭球比较小(一般不大于 1.7)的封头。另外,由于封头与纤筒纵向缠绕同时成型,为使

封头得以加强,增加纵向缠绕层厚度是最有效的方法。由式(4)(或式(1)的第1式)可见,适当增大纵向缠绕角 δ ,就可使纵向层增大、环向层减小,但纤筒的总厚度不变。

需要说明的是,纤维厚度计算式(1)中的发挥强度 m_b ,在网格理论中是作为纤维强度出现的,但是实际设计计算时,既不能将其取为复丝强度,也不能简单地取为纱带强度。设计计算时,为了能将 m_b 取得符合实际情况,通常是先做模拟纤维缠绕压力容器,进行内压爆破实验,由实测的爆破压强 p_b ,通过式(1)或式(2)反算出 m_b ,以此作为实际气瓶设计的强度指标。用这种方法设计的纤维缠绕气瓶,实测爆破压强与计算预报值一般比较吻合。该方法已成为纤维缠绕压力容器设计的通用而有效的方法。

3 内衬设计分析

3.1 内衬的强度校核

文献[1]对纤维缠绕气瓶的弹性结构分析表明,内压作用下,内衬的环向应力 σ_c 与纤筒的环向应力 σ_r 满足 $\sigma_c / \sigma_r > E/E_c$ 。其中 E 为内衬材料弹性模量, E_c 为纤筒的环向模量。对铝合金和钛合金, $E = 70 \sim 100$ GPa,而玻璃纤维/环氧纤筒的 $E_c = 30 \sim 40$ GPa,即使 T700炭纤维/环氧,其纤筒的 $E_c = 70 \sim 80$ GPa。可见,内衬的环向应力一般都大于纤筒的环向应力。但铝、钛合金内衬的强度极限远小于纤筒环向的复合强度,即在纤筒环向应力远低于其复合强度时,内衬已进入塑性状态。这说明,如按弹性设计,内衬的壁厚将会很大。这是不可取的。因此,通常选用塑性良好,即具有较高延伸率的材料作内衬,并允许内衬在塑性状态下工作。在这种情况下,内衬设计宜采用强度理论中的最大正应变准则。

如果要求内衬的许用应变为 $[\epsilon]$,那么,由最大正应变准则,内衬在气瓶爆破压强下的环向应变 ϵ_c 不超过 $[\epsilon]$ 即可。

由文献[1]、[3],有

$$\epsilon_c = \frac{R^2 p_b}{2 r l E} (2 - \nu) \quad (5)$$

式中 p_b 为气瓶的爆破压强; R 为纤筒外半径; E 和 ν 分别为纤筒环向模量和泊松比。

许用应变 $[\epsilon] = \epsilon_{cb} / k$, ϵ_{cb} 为内衬材料的断裂应变, k 为安全系数。

由式(5)可对纤筒壁厚 h 进行校核,即由 $\epsilon_c < [\epsilon]$ 可得

$$h > \frac{R^2 p_b}{2 r l \nu E} (2 - \nu) \quad (6)$$

最后,为了既满足纤筒的承内压要求,又满足内衬的许用应变要求,纤筒壁厚应选取式(3)和式(6)中的较大者。

3.2 内衬的稳定性校核

气瓶充气至最大工作压强时,纤筒一般处于弹性范围,而内衬往往已进入塑性状态,即产生一定的永久性塑性变形。卸压时,纤筒的弹性变形回复,而内衬只有弹性变形回复,不能回复的塑性变形使内衬直径比原来增大,结果使内衬承受来自纤筒的外压,此外压使内衬产生环向压应力。如果该压应力达到内衬的临界压应力,内衬即失稳。为防止内衬失稳,通常在内衬与纤筒之间用胶粘接。卸压时,该胶粘接力(单位面积上的力)对内衬起外拉作用,此外拉力使内衬产生环向拉应力。

在最大工作压强 p_m 作用下,内衬的最大环向应变为^[1]

$$\epsilon_m = \frac{R^2 p_0}{2rhE} (2 - \nu_z) \quad (7)$$

其中, p_0 为内衬与纤筒之间的压强,由文献[1]给出为

$$p_0 = \frac{hE p_m [(2 - \nu_z)E + 2(1 - \nu_z^2)E_z h]}{2[E^2 - \nu_z^2 + E(E_z + E)h + (1 - \nu_z^2)E_z E h^2]} \quad (8)$$

式中 E 、 ν_z 分别为内衬材料的弹性模量和泊松比; E_z 为纤筒轴向模量; h 为内衬壁厚。

内衬的环向弹性应变为

$$\epsilon_e = \sigma_s / E \quad (9)$$

式中 σ_s 为内衬材料的屈服极限。卸压后,该弹性应变得以回复。

如果内衬与纤筒之间的粘接强度为 σ_b ,则粘接对内衬所能提供的最大环向拉应力为

$$\sigma_t = \frac{r \sigma_b}{l} \quad (10)$$

那么,卸压后,内衬可能产生的最大环向压应力为

$$\sigma_c = (\epsilon_m - \epsilon_e) E - \sigma_t \quad (11)$$

内衬外压失稳的临界压应力 σ_{cr} 可由帕普科维奇公式给出^[41]:

$$\sigma_{cr} = 0.92E \left(\frac{r}{l}\right)^{1.5} \frac{r}{l} \quad (12)$$

式中 l 为内衬圆筒长度。

式(12)的适用范围为中等长度的圆筒。

内衬不失稳的条件为

$$\sigma_c < \sigma_{cr} \quad (13)$$

将式(7)~式(12)代入式(13),得内衬不失稳条件下,其壁厚 h 所应满足的方程为

$$\frac{(2 - \nu_z)R^2 E p_m [(2 - \nu_z)E + 2(1 - \nu_z^2)E_z h]}{4r[E^2 - \nu_z^2 + E(E_z + E)h + (1 - \nu_z^2)E_z E h^2]} - \sigma_s - \frac{r \sigma_b}{l} < 0.92E \left(\frac{r}{l}\right)^{1.5} \frac{r}{l} \quad (14)$$

式(14)是关于 h 的超越不等式,当气瓶的结构参数和材料力学性能参数给定后,式(14)可用数值方法求解。

考察式(14)两端的函数性质,可以发现:

(1)当 $\sigma_b > 0$ 时,增大 σ_s ,减小 E 和 l ,都容易使式(14)得以满足。说明为使内衬不失稳,应选用屈服极限较大而弹性模量较小的材料,而圆筒越短越好。

(2)只要 $\sigma_b > 0$ 时,当 $\sigma_s = 0$ 或 $l \rightarrow \infty$ 都能使式(14)得以满足。可见,对很薄或很厚的内衬,只要内衬与纤筒之间有一定的粘接强度,气瓶卸压后内衬都不易失稳。

(3)如果 $\sigma_b = 0$,由式(14)可见,当 $l \rightarrow \infty$ 时,式(14)能够得以满足,但当 $l \rightarrow 0$ 时就不一定了。说明如果内衬与纤筒之间不粘接,为使气瓶卸压后内衬不失稳,必须取较厚的壁厚。

为提高气瓶的结构效率和使用可靠性,宜采用较薄的内衬,但内衬与纤筒之间必须粘接牢靠,不得有局部脱粘或弱粘,而且要有良好的抗疲劳、抗老化性能。

对屈服极限较高的材料,其塑性性能往往较低,这与内衬应能承受较大变形的要求相矛盾。实践中必须权衡屈服极限与断裂应变之间的取舍。

3.3 近似方程

如果内衬的壁厚与纤筒相比非常薄,或者内衬材料的弹性模量与纤筒相比很小,即当 $h/R \ll 1$ 时,或者 $E/E_z \ll 1$ 、 $E/E \ll 1$ 时,式(14)还可以简化。

将式(8)右端的分子和分母同时除以 h^2 ,或者同时除以 $E_z E$,并忽略含 h/R 或含 E/E_z 和 E/E 的项,在这两种情况下,式(8)都可以化为

$$p_0 = p_m \quad (14)$$

即在这两种情况下,内衬与纤筒之间的压强近似为气瓶的内压强。此时式(14)变为

$$\frac{R^2 p_m E}{2rhE} (2 - \nu_z) - \sigma_s - \frac{r \sigma_b}{l} < 0.92E \left(\frac{r}{l}\right)^{1.5} \frac{r}{l} \quad (15)$$

为使式(15)在气瓶设计时应用方便,令

$$a = \frac{l}{0.92Er} \left[\frac{R^2 p_m E}{2rhE} (2 - \nu_z) - \sigma_s \right]$$

$$b = \frac{l}{0.92Er}$$

$$t = \frac{r}{l}$$

则式 (15)变为

$$b > \frac{t}{b} (a - t^5) \quad (16)$$

给定内衬壁厚 t ,可由式 (16)求解所需要的粘接强度 b 。

应强调指出的是,式 (16)只适用于内衬很薄或内衬材料弹性模量很低的情况。

4 算例

例 1:某卫星用气瓶的尺寸参数为 $r = 165 \text{ mm}$, $l = 400 \text{ mm}$;内衬为 6061 铝合金,其力学性能参数为 $E = 70 \text{ GPa}$, $\nu = 0.3$, $E_s = 0.24 \text{ GPa}$, $\nu_s = 15\%$;纤筒为 T700 碳纤维 环氧树脂复合材料,其力学性能参数为 $E_b = 3.6 \text{ GPa}$, $E_c = 50 \text{ GPa}$, $E_z = 80 \text{ GPa}$, $\nu_z = 0.2$, $V_f = 0.644$;气瓶的最大工作压强为 $p_m = 0.03 \text{ GPa}$,要求达到的爆破压强 $p_b = 0.075 \text{ GPa}$ 。试分别确定纤筒和内衬的壁厚 h 和 δ 。

(1)将已知有关数据代入式 (3),得纤筒壁厚 $h = 8 \text{ mm}$ 。则纤筒的外半径 $R = 173 \text{ mm}$ 。

(2)将已知有关数据代入式 (5),得气瓶爆破时内衬的环向应变为 $\epsilon = 0.019$ 。该应变远低于 6061 铝合金的断裂应变。在爆破压强下,对壁厚为 8 mm 的纤筒,按最大正应变准则校核,内衬不会首先爆破。故从强度考虑,对内衬壁厚不需作具体要求。

(3)为确定内衬壁厚,必须确保气瓶卸压后内衬不失稳,即需满足不失稳条件 (式 (14))。将已知有关数据代入式 (14),得

$$\frac{4 \cdot 1629 + 25 \cdot 4669}{\delta^2 + 14 \cdot 8571 + 47 \cdot 5429} - 0.24 - \frac{165}{b} < 0.012534 \cdot \delta^{1.5} \quad (17)$$

给定不同的粘接强度 b ,对式 (17)求解,得内衬不失稳的壁厚 如表 1所示。

将表 1的解表示在 $\delta - b$ 坐标系中,如图 2所示。

由表 1和图 2可见,当粘接强度为 $0 < b < 1.7023 \text{ MPa}$ 时,对每一个 b 值都对应有两组 δ 值,即很薄或很厚的内衬都能满足不失稳的条件,而且 b 越大, δ 的范围越宽。

图 2类似一抛物线,抛物线以外的区域即为方程 (17)的解。内衬设计时,抛物线以内 (阴影部分)的值不能采用,尤其是与抛物线顶点对应的 $\delta = 1.98 \text{ mm}$ 对任何 b 都不宜采用,因为在相同的安全裕度下,它所要求的粘接强度最大。

从表 1和图 2还可看到,如果 $b = 0$ (即内衬与纤筒之间不粘接),内衬的壁厚必须取为 $\delta >$

4.0331 mm 。而当 $b > 1.7023 \text{ MPa}$ 时,对任何 $\delta > 0$ 都能满足内衬不失稳的条件。可见,内衬与纤筒之间的粘接强度越大,气瓶使用的可靠性越高。

表 1 内衬壁厚与粘接强度的关系

Table 1 Relation of between thickness of internal liner and bonding strength

b / MPa	δ / mm
0	$\delta > 4.0331$
0.2	$0 < \delta < 0.1153$ 和 $\delta > 3.9079$
0.5	$0 < \delta < 0.3051$ 和 $\delta > 3.7033$
0.7	$0 < \delta < 0.4463$ 和 $\delta > 3.5523$
1.0	$0 < \delta < 0.6899$ 和 $\delta > 3.2941$
1.5	$0 < \delta < 1.2794$ 和 $\delta > 2.6810$
1.7023	$0 < \delta < 1.9688$ 和 $\delta > 1.9823$
$b > 1.7023$	$\delta > 0$

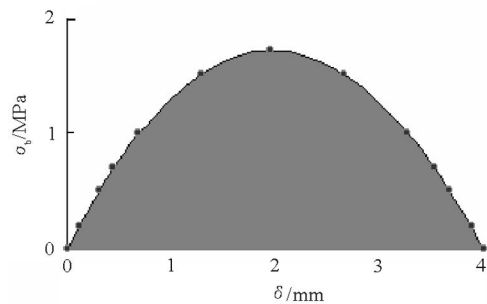


图 2 内衬壁厚与粘接强度的关系

Fig 2 Thickness of internal liner vs bonding strength

图 2表明,只要内衬与纤筒之间有一定的粘接强度,内衬的壁厚越薄,其不失稳的安全可靠性越高。当然,壁厚越厚也能收到同样的效果,但这将使结构质量增加、成本提高。更重要的是,内压作用下,厚壁内衬圆筒与封头连接处的弯矩增大,这将对内衬的结构强度、尤其是疲劳强度不利。从提高气瓶的安全可靠性和结构效率考虑,只要内衬与纤筒粘接牢靠,内衬越薄越好。

例 2:在例 1的基础上,如果内衬的壁厚取为 $\delta = 0.8 \text{ mm}$,试确定内衬与纤筒之间的最小粘接强度 b 。

由于 δ/h 很小,故可采用式 (16)求解。将已知有关数据代入式 (16),得 $b > 1.39 \text{ MPa}$ 。这样的粘接强度,许多粘接剂都能达到,如 Jx-9胶等。

如果取 $\delta = 0.5 \text{ mm}$,则由式 (16)得 $b > 0.88 \text{ MPa}$ 即可。由此可见,在确保内衬不失稳的条件下,内衬越薄,所要求的粘接强度越低。

(下转第 634页)

情况,为今后对搭接区进行计算及力学分析提供参考。

(2) 在轴压载荷作用下,搭接区裙外铺层承受较大轴压载荷,轴向应力较大,易发生压缩破坏,进而导致搭接区失效。搭接区裙外铺层轴向应力极值及裙外铺层承载能力决定了搭接区承载能力。

(3) 在裙尖厚度及直段橡胶长度的交替作用下,随搭接长度的增大,裙外铺层轴向应力极值呈现先减小后增大的趋势,存在最优搭接长度。通过寻优计算,得出所分析发动机壳体最优搭接长度为 45 mm。

(4) 随裙外铺层厚度的增大,直段橡胶对裙外铺层轴向应力的影响有所衰减,裙尖厚度变化的影响相对更加显著,最优搭接长度呈现单调递减的趋势。

(5) 随轴压载荷的增大,直段橡胶对裙外铺层轴向应力影响更加显著,裙尖厚度变化的影响相对有所衰减,最优搭接长度呈现单调递增的趋势。

参考文献:

- [1] 王斌,王路仙,侯晓,张元冲. 复杂载荷下复合材料组合壳体局部补强的数值分析 [J]. 固体火箭技术, 2004, 27(3): 216-219.
- [2] 徐红玉,等. 固体火箭发动机复合材料壳体破坏分析及优化 [J]. 河南科技大学学报(自然科学版), 2005: 8-11.
- [3] 黄克智,等. 板壳理论 [M]. 北京:清华大学出版社, 1987.
- [4] 杜建科,乐发仁,沈亚鹏,何景轩. 固体火箭发动机接头组合件三维弹塑性有限元分析 [J]. 固体火箭技术, 2003, 26(3): 14-17.
- [5] 杜楠,等. 碳纤维/环氧树脂复合材料室温及低温性能对比试验 [J]. 固体火箭技术, 2007, 增刊: 96-99.
- [6] 沈观林,胡更开. 复合材料力学 [M]. 北京:清华大学出版社, 2006.

(编辑:薛永利)

(上接第 628页)

5 结论

(1) 纤维缠绕气瓶应选取高强高模纤维作纤筒,设计时可采用网格理论方法进行均衡型缠绕。纤维发挥强度需用模拟实验压力容器的爆破实验确定。为使封头得以加强,应根据需要选取较大的纵向缠绕角。

(2) 气瓶内衬应选取塑性良好和弹性模量较低的材料,且允许其在塑性范围内工作。内衬的强度校核,宜采用强度理论中的最大正应变准则,即气瓶在爆破压强下的环向应变不得超过内衬材料的断裂应变。

(3) 为使气瓶卸压时内衬不失稳,内衬与纤筒之间应有足够的粘接强度。当粘接强度一定时,内衬越薄,其不失稳的安全可靠性越高。

(4) 如果内衬与纤筒之间不粘接、或粘接不可靠,欲使气瓶卸压后内衬不失稳,内衬必须有足够的壁厚。

但这将增加气瓶的结构质量,且对内衬的疲劳强度不利。

(5) 为确保内衬不易失稳,内衬的圆筒段越短越好。因此,为增加气瓶容积而片面增加圆筒长度的作法是不可取的。

参考文献:

- [1] 陈汝训. 纤维缠绕压力容器结构分析 [J]. 固体火箭技术, 2004, 27(2).
- [2] 陈汝训. 固体火箭发动机设计与研究 [M]. 北京:宇航出版社, 1992.
- [3] 陈汝训. 固体火箭发动机复合材料壳体变形分析 [J]. 固体火箭技术, 2006, 29(4).
- [4] 利津 B·T,皮亚特金 B·A. 薄壁结构设计 [M]. 北京:国防工业出版社, 1983.

(编辑:薛永利)