

# 纤维缠绕/金属内衬复合材料气瓶应力分析

晏 飞

(上海空间推进研究所, 上海 200233)

**摘 要:** 针对纤维缠绕/金属内衬复合材料气瓶结构复杂、参数多及设计分析困难等问题, 提出了一种面向设计的纤维缠绕/金属内衬复合材料气瓶应力分析方法, 并通过一个碳纤维缠绕/铝合金内衬柱形复合材料气瓶的应力分析, 评估了分析方法的有效性。

**关键词:** 纤维缠绕; 金属内衬; 复合材料气瓶; 应力分析

**中图分类号:** V252-34    **文献标识码:** A    **文章编号:** 1672-9374 (2011) 01-0046-06

## Stress analysis of filament-wound composite gas cylinders with metal liner

YAN Fei

(Shanghai Institute of Space Propulsion, Shanghai 200233, China)

**Abstract:** A stress analysis method for metal liner composite gas cylinders winded with plastic filament is proposed. The analysis method is based on membrane theory, classical laminate theory and Tsai-Wu failure criterion as well. The analysis results of composite gas cylinders wound with the filament is presented and compared with those of convention finite element analyses. Some important conclusions are obtained.

**Keywords:** filament wound; metal liner; composite gas cylinder; stress analysis

## 0 引言

当纤维缠绕复合材料气瓶被设计用于容纳高压气体时, 为了防止泄漏和保证安全, 要求选用金属内衬。其优点之一, 是在气瓶投入使用之前, 可以通过“自紧”在纤维缠绕层和金属内衬中引入预应力<sup>[1-3]</sup>, 提高气瓶的性能。所谓“自紧”, 就是在气瓶使用之前, 于其内部施加一个

高于工作压力的自紧压力, 以使金属内衬产生塑性变形而纤维缠绕层仍然处于其弹性变形状态。在气瓶弹性卸载后, 金属内衬因有残余变形不能恢复原来尺寸而处于压缩状态, 纤维缠绕层力图恢复原来尺寸却受到金属内衬残余变形的阻碍而处于拉伸状态。于是, 纤维缠绕层所受的应力不能完全得到消除, 金属内衬由于受到纤维缠绕层的压迫将产生残余压应力。在随后的载荷循环中, 整个气瓶都在增强的弹性范围内工作。

收稿日期: 2010-10-15; 修回日期: 2010-11-11

基金项目: 总装备部预研项目

作者简介: 晏飞 (1964—), 男, 研究员, 研究领域为空间压力容器

当气瓶承受工作压力之后，由于内压引起的应力与预应力的叠加，降低了金属内衬的应力水平，且使金属内衬的应力沿壁厚分布趋于均匀，因而提高了金属内衬的弹性承载能力和安全寿命。可见，自紧、空载和工作等状态下的应力分析是纤维缠绕/金属内衬复合材料气瓶设计的关键，应采用能用于材料非线性分析的软件，建立计算复合材料力学性能的适当模型，对纤维缠绕/金属内衬复合材料气瓶进行自紧压力、自紧后零压力、工作压力和最小设计爆破压力下的应力分析，确定纤维缠绕层和金属内衬中的应力分布。为此，基于薄膜理论和经典层合板理论，提出了一种面向设计的纤维缠绕/金属内衬复合材料气瓶应力分析方法，旨在提高设计水平和效率。

1 分析模型

1.1 自紧过程

试验显示，纤维缠绕/金属内衬复合材料气瓶固化后的首次增压变形和失效过程大致分成以下几个阶段<sup>[1]</sup>（见图 1，试验应变测点为纤维缠绕层的外表面）：

1) 初始增压阶段

因为金属内衬与纤维缠绕层的热膨胀系数不同，所以气瓶固化后会在金属内衬与纤维缠绕层之间产生一个微小固化间隙  $\Delta w$ 。因此，在较低压力下，气瓶仅有金属内衬承载，直至金属内衬的变形在 a 点抵消固化间隙  $\Delta w$  为止，对应的压力  $p_a$  称为固化间隙闭合压力；

2) 弹性变性阶段

固化间隙抵消后，纤维缠绕层开始参与承受内压载荷。在这一阶段，金属内衬与纤维缠绕层都处于弹性变形状态。随着内压的增大，壳体的变形线性地增大，直至金属内衬在 b 点屈服为止，对应的压力  $p_b$  称为内衬屈服失效压力；

3) 内衬屈服阶段

从 b 点开始，金属内衬因屈服而逐步进入塑性变形状态，而纤维缠绕层仍然处于其弹性变形状态。随着压力的升高，金属内衬的塑性区域不断扩大且承压能力不再增加，其后的压力增量主

要由纤维缠绕层承担；

4) 气瓶失效阶段

若压力进一步升高，纤维缠绕层基体将会逐层横向开裂（分别在 c 和 d 点），直至  $p_b$  纤维断裂导致气瓶爆破（在 e 点）。

1.2 失效模式

从气瓶的“自紧”过程可以看出，纤维缠绕/金属内衬复合材料气瓶可能有三种失效模式：

- 1) 金属内衬的塑性屈服；
- 2) 纤维缠绕层的基体横向开裂；
- 3) 纤维断裂。

只有最后一种失效模式即纤维断裂被认为是气瓶的总体失效，而其他两种失效模式都被认为是气瓶的局部失效，只会导致壳体结构材料某些性能的降低和气瓶泄漏<sup>[9]</sup>。

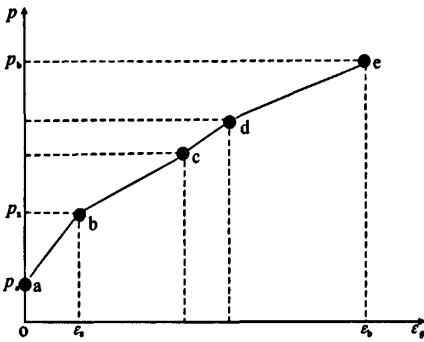


图 1 内压力与环向应变的关系  
Fig. 1 Inner pressure versus circumferential strain

1.3 力学模型

通常空间系统复合材料气瓶的外径与内径之比较小，因此一般均采用薄壁近似假设。当壳壁由对称缠绕层组成时，拉伸与弯曲之间没有耦合，采用薄膜理论计算壳体的应力和应变比较简单且合理。然而，当壳壁由非对称缠绕层组成时，拉伸与弯曲之间存在耦合，将产生曲率改变  $(K_\varphi, K_\theta)$ 。另一方面，因为气瓶的结构和载荷都是轴对称的，所以壳体一般都不会产生曲率改变  $(K_\varphi, K_\theta)$ 。因而，根据复合材料结构力学<sup>[6]</sup>，为了保持非对称壳体的曲率不因内压而发生改变，除了双轴拉伸载荷  $(N_\varphi, N_\theta)$  之外，还必须产生一组自平衡的内力矩  $(M_\varphi, M_\theta)$ 。该力矩不能

作为作用载荷的一部分,也不进入应力和应变计算,因此壳体的应力和应变由薄膜载荷( $N_\varphi$ ,  $N_\theta$ )计算。

金属内衬、纤维缠绕层及其交界面均是与复合材料瓶体同轴的旋转面。因此,在分析纤维缠绕/金属内衬复合材料气瓶的应力和变形时,可以将纤维缠绕层和金属内衬分开考虑,建立如图2所示的力学模型。

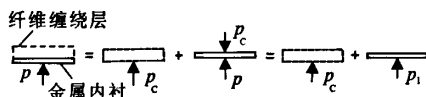


图2 纤维缠绕/金属内衬结构应力分析力学模型

Fig. 2 The stress analysis model of metal liner structures wound with filament

图2中,交界面上的压力 $p_c$ 即为纤维缠绕层所承受的内压,金属内衬承受内压 $p$ 和外压 $p_c$ 。由于金属内衬的厚度相对壳体的曲率半径很小,所以认为它相当于承受一个均匀内压 $p=p-p_c$ 。求得 $p_c$ 和 $p_1$ 之后,即可基于薄膜理论和经典层合板理论对纤维缠绕/金属内衬复合材料气瓶进行应力分析<sup>[3]</sup>。

## 2 应力分析

### 2.1 固化间隙及其闭合压力

纤维缠绕层需要在一定的温度下进行固化才能发挥其强度优势。当固化温度冷却到室温条件时,在纤维缠绕层中将产生残余热应力,在金属内衬与纤维缠绕层之间将产生一个微小的法向固化间隙 $\Delta w$ 。

根据参考文献[1,6],纤维缠绕/金属内衬复合材料气瓶的固化间隙及各单向缠绕层的残余热应变和热应力计算公式分别为

$$\Delta w = (\bar{\alpha}_\varphi r_\theta^c - \alpha_1 r_\theta^1) \Delta T \quad (1)$$

$$\begin{Bmatrix} \sigma_1 \\ \sigma_2 \\ \sigma_{12} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} l^2 & m^2 \\ m^2 & l^2 \\ -2lm & 2lm \end{Bmatrix} \begin{Bmatrix} \bar{\alpha}_\varphi \\ \bar{\alpha}_\theta \end{Bmatrix} - \begin{Bmatrix} \alpha_1 \\ \alpha_2 \\ 0 \end{Bmatrix} \Delta T \quad (2)$$

$$\begin{Bmatrix} \sigma_1 \\ \sigma_2 \\ \sigma_{12} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} Q_{11} & Q_{12} & 0 \\ Q_{12} & Q_{22} & 0 \\ 0 & 0 & Q_{66} \end{Bmatrix} \begin{Bmatrix} l^2 & m^2 \\ m^2 & l^2 \\ -2lm & 2lm \end{Bmatrix} \begin{Bmatrix} \bar{\alpha}_\varphi \\ \bar{\alpha}_\theta \end{Bmatrix} - \begin{Bmatrix} \alpha_1 \\ \alpha_2 \\ 0 \end{Bmatrix} \Delta T \quad (3)$$

其中

$$\begin{Bmatrix} \bar{\alpha}_\varphi \\ \bar{\alpha}_\theta \end{Bmatrix} = \frac{(A_\varphi A_\theta - A_\varphi^2)^{-1}}{\Delta T} \begin{Bmatrix} A_\varphi^c & -A_\varphi^c \\ -A_\varphi^c & A_\varphi^c \end{Bmatrix} \sum_{k=2}^n \begin{Bmatrix} Q_{\varphi\varphi}^k & Q_{\varphi\theta}^k \\ A_\varphi^k & Q_{\theta\theta}^k \end{Bmatrix} \begin{Bmatrix} \alpha_\varphi^k \\ \alpha_\theta^k \end{Bmatrix} t_k \Delta T$$

式中: $r_\theta^c$ 、 $r_\theta^1$ 分别为纤维缠绕层和金属内衬的第二曲率半径; $\Delta T$ 为从固化到室温的温差; $\alpha_1$ 、 $\alpha_2$ 分别为单向缠绕层纵向和横向热膨胀系数; $\alpha_\varphi^k$ 、 $\alpha_\theta^k$ 分别为第 $k$ 单向缠绕层经向和环向热膨胀系数; $\bar{\alpha}_\varphi$ 、 $\bar{\alpha}_\theta$ 分别为纤维缠绕层经向和环向热膨胀系数; $\alpha_1$ 为金属内衬的热膨胀系数; $l$ 、 $m$ 分别为单向缠绕层缠绕角方向余弦和正弦; $t_k$ 为第 $k$ 单向缠绕层的厚度; $Q_{ij}$  ( $i,j=1,2,6$ )、 $Q_{ij}^k$  ( $i,j=\varphi,\theta$ )分别为第 $k$ 单向缠绕层的正轴和偏轴模量系数; $A_{ij}$  ( $i,j=\varphi,\theta$ )为纤维缠绕层薄膜刚度系数; $k=1$ 代表金属内衬。

在弹性变形 $\Delta w$ 之内, $p_c=0$ , $p_1=p$ 。当 $p=p_s$ 时,金属内衬的法向变形正好等于固化间隙 $\Delta w$ 。根据薄膜理论<sup>[3]</sup>,求得固化间隙的闭合压力为

$$p_s = \frac{2E_1 t_1}{S_1} \Delta w \quad (4)$$

其中

$$S_1 = (r_\theta^1)^2 (2 - \nu_1 \mu_1) - \cos \varphi \int \frac{r_\varphi^1 r_\theta^1}{\sin \varphi} [(1 - 2\nu_1) + 2(\nu_1 - 1) \mu_1 + \mu_1^2] d\varphi$$

式中: $r_\theta^1$ 、 $t_1$ 分别为金属内衬的第一曲率半径和厚度; $E_1$ 、 $\nu_1$ 分别为金属内衬材料的弹性模量和泊松比; $\varphi$ 为气瓶壳体的余纬度角; $\mu_1 = r_\varphi^1 / r_\theta^1$ 。

### 2.2 内衬屈服失效压力

当 $p_s < p \leq p_s$ 时, $p_c > 0$ , $p_1 = p - p_c < p$ 。相对于 $p_s$ ,气瓶内压 $p$ 的增量为 $\Delta p_s = p - p_s$ ,由纤维缠绕层和金属内衬共同承受。因此,根据金属内衬与纤维缠绕层之间的变形协调关系,求得纤维缠绕层和金属内衬所承受的压力分别为

$$p_c = \frac{p - p_s}{1 + S_c} \quad (5)$$

$$p_1 = \frac{S_c p + p_s}{1 + S_c} \quad (6)$$

其中

$$S_c = S_{\theta\theta} E_1 t_1 \left( \frac{r_\theta}{r_1} \right)^{\frac{2-\nu_c-\mu_c}{2-\nu_1-\mu_1}}$$

式中:  $\mu_c = r_\theta/r_1$ ;  $\nu_c = -S_{\theta\theta}/S_{\theta\theta}$ ;  $S_{ij}$  ( $i, j = \varphi, \theta$ ) 为气瓶壳体的薄膜柔度系数。

当  $p = p_s$  时, 金属内衬在 b 点因屈服而失效。此时, 壳体的屈服失效压力  $p_s$  由两部分组成: 金属内衬完全屈服需要的压力  $p_1^*$  和纤维缠绕层所承受的压力  $p_c^*$ 。其中, 纤维缠绕层所承受的压力可根据式 (5) 求得

$$p_c^* = \frac{p_1^* - p_s}{S_c} \quad (7)$$

假设金属内衬是理想的弹塑性材料, 则根据各向同性材料的塑性失效准则, 求得金属内衬的屈服压力为

$$p_1^* = 2K_1 f_1^* \sigma_1^* \quad (8)$$

式中:  $\sigma_1^*$ 、 $f_1^*$  分别为金属内衬的材料屈服极限和屈服系数, 由具体选用的强度理论确定<sup>[2]</sup>;  $K_1 = t_1/r_1$ 。将  $p_1^*$  和  $p_c^*$  相加, 求得壳体的屈服失效压力为

$$p_s = \frac{(1 + S_c) p_1^* - p_s}{S_c} \quad (9)$$

事实上, 金属内衬在屈服失效后开始进入材料应变强化阶段, 由于外围的纤维缠绕层仍然处于其弹性变形状态, 将限制金属内衬塑性变形的进一步发展, 因而金属内衬的屈服并不会使壳体破坏。只有当纤维缠绕层发生纤维断裂时, 壳体才达到其极限承载能力, 从而导致气瓶破裂。通常, 由于纤维缠绕/金属内衬复合材料气瓶具有未爆先漏的安全失效模式, 所以在气瓶爆破之前金属内衬往往因疲劳而导致气瓶泄漏, 从而可以避免发生灾难性的破裂。

### 2.3 自紧压力下壳体的应力

假设金属内衬材料是理想的弹塑性材料, 则在自紧压力  $p_r$  下, 内压力的增量  $\Delta p_r = p_r - p_s$  将全部由纤维缠绕层承受。此时, 金属内衬承受的壓力为  $p_1 = p_1^*$ , 纤维缠绕层承受的压力为  $p_c = p_r - p_1^*$ 。因此, 求得金属内衬和纤维缠绕层的应力分别为

$$\begin{Bmatrix} \sigma_\varphi^1 \\ \sigma_\theta^1 \end{Bmatrix} = \frac{p_1^* r_\theta}{2t_1} \begin{Bmatrix} 1 \\ 2 - \mu_1 \end{Bmatrix} \quad (10)$$

$$\begin{Bmatrix} \sigma_1 \\ \sigma_2 \\ \sigma_{12} \end{Bmatrix} = \frac{1}{2} (p_r - p_1^*) r_\theta^c T_c \begin{Bmatrix} 1 \\ 2 - \mu_c \end{Bmatrix} \quad (11)$$

其中

$$T_c = \begin{Bmatrix} Q_{11} & Q_{12} & 0 \\ Q_{12} & Q_{22} & 0 \\ 0 & 0 & Q_{66} \end{Bmatrix} \begin{Bmatrix} l^2 & m^2 \\ m^2 & l^2 \\ -2lm & 2lm \end{Bmatrix} \begin{Bmatrix} S_{\varphi\varphi} & S_{\varphi\theta} \\ S_{\varphi\theta} & S_{\theta\theta} \end{Bmatrix}$$

### 2.4 自紧后零压力下壳体的应力

预应力的应该等于自紧压力作用下的应力减去由于卸载 (载荷改变) 引起的应力改变量。对于内压气瓶, 其卸载为简单卸载, 即各应力分量的改变量是按比例下降的, 应力分量的改变量与应变分量的改变量之间呈弹性关系。于是, 可以建立如下的卸载定理: 以载荷的改变量  $\Delta p_r$  为假想载荷, 按弹性理论计算所得的应力和应变, 实际上就是应力和应变的改变量。

卸载后, 载荷的改变量为  $\Delta p_r = p_r$ 。因此, 在由弹性理论公式 (5) 和式 (6) 求得纤维缠绕层和金属内衬的压力改变量后, 即可求得金属内衬和纤维缠绕层的应力改变量分别为

$$\begin{Bmatrix} \Delta\sigma_\varphi^1 \\ \Delta\sigma_\theta^1 \end{Bmatrix} = \frac{(S_c p_r + p_s) r_\theta}{2(1 + S_c) t_1} \begin{Bmatrix} 1 \\ 2 - \mu_1 \end{Bmatrix} \quad (12)$$

$$\begin{Bmatrix} \Delta\sigma_1 \\ \Delta\sigma_2 \\ \Delta\tau_{12} \end{Bmatrix} = \frac{(p_r - p_s) r_\theta^c}{2(1 + S_c)} T_c \begin{Bmatrix} 1 \\ 2 - \mu_c \end{Bmatrix} \quad (13)$$

进而, 求得金属内衬和纤维缠绕的预应力分别为

$$\begin{Bmatrix} \hat{\sigma}_\theta^1 \\ \hat{\sigma}_\theta^1 \end{Bmatrix} = -\frac{(p_r - p_s)r_\theta K_r}{2\mu_1} \begin{Bmatrix} 1 \\ 2-\mu_1 \end{Bmatrix} \quad (14)$$

$$\begin{Bmatrix} \hat{\sigma}_1^1 \\ \hat{\sigma}_2^1 \\ \hat{\tau}_{12}^1 \end{Bmatrix} = \frac{(p_r - p_s)r_\theta^c K_r}{2} T_c \begin{Bmatrix} 1 \\ 2-\mu_c \end{Bmatrix} \quad (15)$$

其中

$$K_r = \frac{S_c}{1+S_c}$$

称为自紧系数。可以看出, 由于  $p_r > p_s$ , 所以, 卸载后, 金属内衬承受压应力, 纤维缠绕层承受拉应力。

### 2.5 自紧后壳体在工作应力

工作时, 壳体内部的合成应力等于操作压力引起的应力与自紧卸载后残余应力的叠加。因此, 金属内衬和纤维缠绕层的合成应力分别为

$$\begin{Bmatrix} \sigma_\theta^1 \\ \sigma_\theta^1 \end{Bmatrix} = \frac{[p_i - (p_r - p_s)K_r]r_\theta^1}{2\mu_1} \begin{Bmatrix} 1 \\ 2-\mu_1 \end{Bmatrix} \quad (16)$$

$$\begin{Bmatrix} \sigma_1^1 \\ \sigma_2^1 \\ \tau_{12}^1 \end{Bmatrix} = \frac{[p_c + (p_r - p_s)K_r]r_\theta^c}{2} T_c \begin{Bmatrix} 1 \\ 2-\mu_c \end{Bmatrix} \quad (17)$$

其中

$$p_i = Kp$$

$$p_c = p/S_c$$

式中:  $p$  为气瓶的工作压力。

### 2.6 自紧压力的确定

自紧压力应同时满足以下条件:

1) 自紧时, 金属内衬不应因超过材料的极限应变  $\varepsilon_1^*$  而失效, 即满足

$$p_{r1} \leq p_s + \frac{2\mu_1(E_1\varepsilon_1^* - \sigma_1^*)}{(2-\mu_1)r_\theta^1 K_r} \quad (18)$$

2) 自紧后零压力下, 金属内衬不应因预应力发生局部失稳, 即满足

$$p_{r2} \leq p_s + \frac{2\mu_1\sigma_1^*}{(2-\mu_1)r_\theta^1 K_r} \quad (19)$$

3) 自紧后验证压力  $p_t$  下, 金属内衬应处于弹性变形状态, 即满足

$$p_{r3} \geq p_s + p_t - \frac{2\mu_1\sigma_1^*}{(2-\mu_1)r_\theta^1 K_r} \quad (20)$$

则自紧压力应在

$$p_r \in [p_{r3}, \min(p_{r1}, p_{r2})] \quad (21)$$

区间内取值。

## 3 实例应用

气瓶内衬材料为 6061-T6 铝合金, 纤维缠绕层为 Kevlar49/Epoxy。内衬外径 139 mm、壁厚 4.5 mm、总长度 520 mm、极孔外径 43.6 mm、结构质量 3.25 kg。纤维缠绕层由 2 个循环的螺旋缠绕层和 9 个环向缠绕层组成, 螺旋缠绕角为  $18.3^\circ$ , 单层厚度为 0.2 mm, 则其铺层结构为  $[(90)_{1.8} / (\pm 18.3)_{0.8}]$ 。

纤维缠绕层失效由 Tsai-Wu 失效准则确定, 铝合金内衬失效由第三强度理论确定。气瓶的失效过程为:

1) 首先失效的是铝合金内衬, 当内压达到 25.4 MPa 时 (对应于图 1 中的 'b' 点), 内衬发生塑性屈服, 即  $p_r = 25.4$  MPa;

2) 其次失效的是螺旋缠绕层, 当内压达到 39.2 MPa 时 (对应于图 1 中的 'c' 点), 螺旋缠绕层的基体发生横向开裂;

3) 接着失效的是环向缠绕层, 当内压达到 41.5 MPa 时 (对应于图 1 中的 'd' 点), 环向缠绕层的基体发生横向开裂;

4) 最终失效的是螺旋缠绕层, 当内压达到 58.9 MPa 时 (对应于图 1 中的 'e' 点), 螺旋缠绕层的纤维断裂, 气瓶发生爆破。

从上述公式推导可知, 纤维缠绕/金属内衬复合材料气瓶应力分析的关键是计算自紧压力。本例中, 气瓶自紧压力计算值约为 30 MPa~35 MPa, 计算爆破压力约为 59 MPa。将自紧压力代入前述各式, 即可计算出自紧压力、自紧后零压力、工作压力和最小设计爆破压力下的应力。

(下转第 56 页)

的整个过程进行模拟分析, 整阀的电爆工作仿真属非线性课题, 难度与复杂性较大, 需要在许多方面展开工作。

#### 参考文献:

- [1] 刘国球. 液体火箭发动机原理 [M]. 北京: 宇航出版社, 1993.
- [2] 朱宁昌. 液体火箭发动机设计(下) [M]. 北京: 宇航出版社, 1994.
- [3] 金志明. 枪炮内弹道学 [M]. 北京: 北京理工大学出版社, 2004.
- [4] 张柏生, 李云娥. 火炮与火箭内弹道原理 [M]. 北京: 北京理工大学出版社, 1996.
- [5] 刘鸿文. 材料力学 [M]. 北京: 高等教育出版社, 1992.
- [6] 赵海鸥. LS-DYNA 动力分析指南 [M]. 北京: 兵器工业出版社, 2003.
- [7] 付平, 常德功. 密封设计手册 [M]. 北京: 化学工业出版社, 2009.
- [8] 吴成, 于国辉. 电爆活门活塞体驱动过程的研究 [J]. 弹箭与制导学报, 2005, 25 (2): 151-153.
- [9] 郑鑫, 焦志刚. 用 LS-DYNA 模拟柱状弹丸侵彻薄钢板过程 [J]. 沈阳理工大学学报, 2009, 28 (5): 91-94.
- [10] 庄建华, 毛佳, 张为华, 等. 固体火箭发动机枪击过程数值模拟 [J]. 固体火箭技术, 2009, 32 (4): 422-426.

(编辑: 马 杰)

(上接第 50 页)

## 4 结论

应用结果表明, 文中提供的纤维缠绕/金属内衬复合材料气瓶应力分析方法, 是一种有效的面向设计的结构分析方法。该方法基于薄膜理论和经典层合板理论建立分析模型, 可以方便地确定纤维缠绕/金属内衬复合材料气瓶的自紧压力, 并分析纤维缠绕层和金属内衬在自紧压力、自紧后零压力、工作压力和最小设计爆破压力等载荷状态下的应力分布, 为改进气瓶设计、提高设计水平和效率提供了有效手段。

#### 参考文献:

- [1] LIFSHITZ J M. Filament-wound pressure vessel with thick metal liner [J]. Composite Structures, 1995, 32: 313-323.
- [2] 赵正修. 石油化工压力容器设计 [M]. 北京: 石油工业出版社, 1985.
- [3] 晏飞. 空间系统纤维缠绕压力容器结构分析与设计技术研究 [D]. 西安: 西北工业大学, 2003.
- [4] 晏飞, 朱智春. 面向设计的纤维缠绕复合材料压力容器结构分析方法 [J]. 强度与环境, 2003 (4): 21-26.
- [5] TEPLY J L, HERBEIN W C. Failure modes for filament wound aluminum natural gas cylinders [C]// Proc. of Inter. Conf. & Exposition on Fatigue, Corrosion Cracking, Fracture Mechanics and Failure Analysis. Salt Lake City, Utah ASME: [s. n.], 1986: 327-337.
- [6] 张志民. 复合材料结构力学 [M]. 北京: 北京航空航天大学出版社, 1993.
- [7] 刘伟, 徐红艳, 沈同俊. 航天复合材料热导率测量的实验研究 [J]. 低温工程, 2010 (1): 22-24.

(编辑: 马 杰)