复合材料学报 Acta Materiae Compositae Sinica
第 26 卷 第 1 期 2 月 2009 年
Vol. 26 No. 1 February 2009

文章编号：1000-3851(2009)01-0146-04

伪弹性合金内衬复合材料压力容器的强度分析

边文凤*[1,2]，贾宝贤[2]，杜善义[1]

（1. 哈尔滨工业大学 材料科学与工程博士后流动站，哈尔滨 150001；
2. 哈尔滨工业大学 船舶工程学院，威海 264209）

摘 要： 具有伪弹性合金内衬的纤维缠绕复合材料压力容器的承载能力很大程度上取决于内衬的伪弹性特性，合理地设计合金的伪弹性范围，可使容器具有最佳的承载能力。根据伪弹性合金的相变理论和复合材料弹性力学，并结合强度理论，给出了具有伪弹性合金内衬的复合材料压力容器的强度分析方法以及承载能力的确定方法。研究结果表明：伪弹性合金内衬改变了复合材料压力容器的受力状态，将铝合金的内衬主宰变成了外壳主宰，使复合材料的功能可以得到更充分地发挥；同时可以确保内衬工作在线弹性范围内，卸载时也不会发生受压屈曲现象。所以，具有伪弹性合金内衬的复合材料压力容器能够增加极限承载能力，延长内衬的工作寿命。

关键词： 复合材料；压力容器；伪弹性合金；相变理论；承载能力

中图分类号： TB330.1 **文献标志码：** A

Analysis on the strength of composite pressure vessels with pseudo-elastic inner alloy lining

BIAN Wenfeng*[1,2], JIA Baoxian[2], DU Shanyi[1]

(1. Postdoctoral Flow Station of Materials Science and Engineering, Harbin Institute of Technology, Harbin 150001, China; 2. School of Shipbuilding Engineering, Harbin Institute of Technology, Weihai 264209, China)

Abstract: The loading capacity of filament-wound composite materials pressure vessels with pseudo-elastic inner alloy lining depends on the pseudo-elasticity of the inner lining. The optimum loading capacity of vessels can be obtained by designing the pseudo-elasticity range of the alloy reasonably. Based on the phase transformation theory of the pseudo-elasticity alloy and mechanics of the composite materials with combination of the strength theory, the analytical method of strength and the enhancement conditions of the load-bearing capability of the composite materials pressure vessels with pseudo-elastic inner alloy lining were suggested. The research results show that the pseudo-elastic inner alloy lining can improve the stress state, change the inner lining master into the shell master, and make full use of the functions of the composite materials. Meanwhile, it can ensure that the inner lining works in the linear elastic range, and the pressed buckling phenomenon cannot happen when unloading. So the composite materials pressure vessels with pseudo-elastic inner alloy lining can increase the limit loading capacity and lengthen the work life of the inner lining.

Keywords: composite materials; pressure vessels; pseudo-elastic alloy; phase transformation theory; loading capacity

由于结构功能与性能的需要，纤维复合材料缠绕容器往往需要金属内衬。而且，纤维复合材料缠绕容器的承载能力是否能够得到充分发挥，除缠绕容器的材料、结构形状及缠绕方式外，还有两个重要因素：内衬与封口接头，合理地选取内衬材料，可以更好地解决内衬疲劳、老化、封口联接等问题，还可以更充分地发挥复合材料的承载能力，从而提高容器的整体性能。

由于铝合金材料的弹性模量比纤维复合材料的纵向弹性模量大，如果不对复合材料容器进行预压力设计，那么铝合金内衬的工作应力将比复合材料的工作应力高，这将严重影响复合材料容器的承载能力和疲劳寿命[1-7]。为改善这一状况，本文中考虑使用具有伪弹性的合金材料作内衬。

根据伪弹性合金的相变理论，可以为其设计出纤维缠绕容器所需要的力学特性，使容器在循环工

收稿日期： 2007-12-18；**收修改稿日期：** 2008-03-27
基金项目： 863 计划项目(2007AA03A229-1)
通讯作者： 边文凤，教授，研究方向为复合材料力学 E-mail：bianwf@163.com

作中，整体结构始终处于弹性范围内。

本文作者根据伪弹性合金的相变理论、复合材料弹性力学和强度理论，研究了具有伪弹性合金内衬复合材料容器的强度分析方法及其承载能力。

1 伪弹性合金材料设计

根据内衬的功能和受力特点，为其设计恰当的伪弹性材料，包括组分和工艺等。所谓伪弹性是指试样在高于 A_f 的一定温度区间内，在外力作用下产生远大于其线弹性极限应变量的非线性弹性应变的现象。这是加载与卸载过程中分别发生应力诱发马氏体相变及其逆相变的结果，伪弹性强烈地依赖于晶体取向和织构。

适当设计材料组分、相变温度和加工工艺，如热处理工艺、晶粒尺寸、化学成分及处理状态等，即可得到所需的超弹性特性，如图 1(Ti－49.8Ni，原子分数)[8]所示。

以图 2 所示的镍钛合金的材料为容器内衬，其材料参数如下，弹性模量 $E=20$ GPa，泊松比 $\mu=0.3$，由母相开始转变为马氏体时的相变应力 $\sigma_{M_s}=340$ MPa，完成马氏体相变应力 $\sigma_{M_f}=400$ MPa，逆相变起始应力 $\sigma_{A_s}=200$ MPa，逆相变完成应力 $\sigma_{A_f}=0$，密度 $\rho=6.4\times10^3$ kg/m^3。

2 容器的应力分析[3,7]

根据复合材料弹性力学，可以将复合材料壳体的每一层视为三维弹性体，然后利用其平衡方程、几何方程、物理方程以及边界条件进行分析求解。由于本文中所分析容器较长，故可将三维弹性问题简化为广义平面应变问题(偏轴刚度转化仍按三维理论进行)。

2.1 内衬应力分析

在不计体力的情况下，各向同性弹性体在极坐

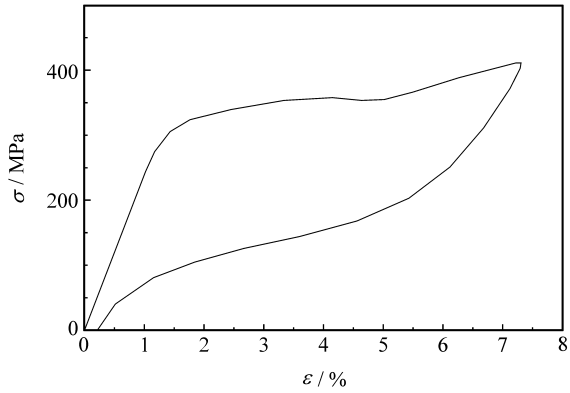

图 2 热轧态 Ti－Ni 合金 30℃下的响应[8]

Fig. 2 Influence of hot-rolled Ti－Ni alloy at 30℃[8]

标系中的基本方程[3,7]分别为

$$\partial\sigma_r/\partial r+(\sigma_r-\sigma_\theta)/r=0 \tag{1}$$

$$\varepsilon_\theta=u_r/r,\ \varepsilon_r=\partial u_r/\partial r,\ \varepsilon_z=\varepsilon_0. \tag{2}$$

$$\sigma_\theta=k[(1-\mu)\varepsilon_\theta+\mu(\varepsilon_r+\varepsilon_z)],$$
$$\sigma_r=k[(1-\mu)\varepsilon_r+\mu(\varepsilon_\theta+\varepsilon_z)],$$
$$\sigma_z=k[(1-\mu)\varepsilon_z+\mu(\varepsilon_\theta+\varepsilon_r)]. \tag{3}$$

式中：σ_r、σ_θ、σ_z 分别为径向、环向、轴向正应力；ε_θ、ε_r、ε_z 分别为环向、径向、轴向正应变；$k=E/[(1-2\mu)(1+\mu)]$；E 为内衬的线弹性模量；μ 为内衬的泊松比；ε_0 为未知常数，可由边界条件求出。

联立式(1)～式(3)可得如下微分方程：

$$\frac{d^2u_r}{dr^2}+\frac{1}{r}\frac{du_r}{dr}-\frac{u_r}{r^2}=0 \tag{4}$$

求解微分方程(4)，可得内衬层的径向位移表达式

$$u_r=c_1r+c_2r^{-1} \tag{5}$$

式中，c_1、c_2 为待定系数，可由边界条件求出。

由式(2)、式(3)、式(5)可得伪弹性合金内衬的应力

$$\sigma_\theta=k[\mu\varepsilon_0+c_1+(1-2\mu)c_2r^{-2}],$$
$$\sigma_r=k[\mu\varepsilon_0+c_1-(1-2\mu)c_2r^{-2}],$$
$$\sigma_z=k[(1-\mu)\varepsilon_0+2\mu c_1]. \tag{6}$$

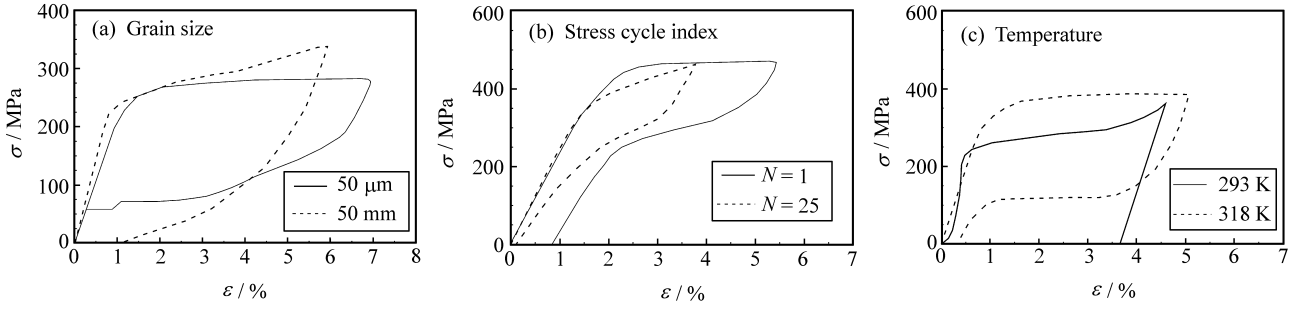

图 1 晶粒尺寸、应力循环及温度对伪弹性的影响

Fig. 1 Influence of crystal grain size, stress cycle index and temperature on pseudo-elasticity

2.2　纤维层应力分析

纤维层为各向异性材料，其在三维状态下的物理方程[3]为

$$\sigma_z = \overline{Q}_{11}\varepsilon_z + \overline{Q}_{12}\varepsilon_\theta + \overline{Q}_{13}\varepsilon_r,$$
$$\sigma_\theta = \overline{Q}_{12}\varepsilon_z + \overline{Q}_{22}\varepsilon_\theta + \overline{Q}_{23}\varepsilon_r,$$
$$\sigma_r = \overline{Q}_{13}\varepsilon_z + \overline{Q}_{23}\varepsilon_\theta + \overline{Q}_{33}\varepsilon_r. \tag{7}$$

式中，$\overline{Q}_{ij}(i, j=1, 2, 3)$为纤维层的偏轴刚度。

联立式(1)、式(2)之前两式和式(7)之前两式可得如下微分方程：

$$\frac{\mathrm{d}^2 u_r}{\mathrm{d}r^2} + \frac{1}{r}\frac{\mathrm{d}u_r}{\mathrm{d}r} - \frac{\overline{Q}_{22}}{\overline{Q}_{33}}\frac{u_r}{r^2} = \frac{\overline{Q}_{12} - \overline{Q}_{13}}{\overline{Q}_{33}}\frac{\varepsilon_0}{r} \tag{8}$$

求解式(8)可得纤维层的径向位移

$$u_r = D_1 r^\beta + D_2 r^{-\beta} + D\varepsilon_0 r \tag{9}$$

式中：$D = (\overline{Q}_{12} - \overline{Q}_{13})/(\overline{Q}_{33} - \overline{Q}_{22})$；$\beta = \sqrt{\overline{Q}_{22}/\overline{Q}_{33}}$；$D_1$、$D_2$ 为待定系数，可由边界条件求出。

将式(9)、式(2)之前两式代入式(7)可得纤维层的应力：

$$\sigma_z = (\overline{Q}_{12} + \beta\overline{Q}_{13})D_1 r^{\beta-1} + (\overline{Q}_{12} - \beta\overline{Q}_{13})D_2 r^{-\beta-1} + (\overline{Q}_{11} + \overline{Q}_{12}D + \overline{Q}_{13}D)\varepsilon_0,$$
$$\sigma_\theta = (\overline{Q}_{22} + \beta\overline{Q}_{23})D_1 r^{\beta-1} + (\overline{Q}_{22} - \beta\overline{Q}_{23})D_2 r^{-\beta-1} + (\overline{Q}_{12} + \overline{Q}_{22}D + \overline{Q}_{23}D)\varepsilon_0,$$
$$\sigma_r = (\overline{Q}_{23} + \beta\overline{Q}_{33})D_1 r^{\beta-1} + (\overline{Q}_{23} - \beta\overline{Q}_{33})D_2 r^{-\beta-1} + (\overline{Q}_{13} + \overline{Q}_{23}D + \overline{Q}_{33}D)\varepsilon_0. \tag{10}$$

2.3　线弹性极限内容器的应力分析

现将容器的平面缠绕层视为一层、环向缠绕层处理为一层，内衬为伪弹性合金。容器内径为 100 mm，壳长为 $L=416$ mm，伪弹性合金内衬厚为 2 mm；平面缠绕层角为 18.9°、层厚为 4 mm；环向缠绕层厚度为 2 mm；对于复合材料，下角标“L”表示沿着纤维方向，下角标“T、Z”表示复合材料的垂直于纤维的方向。材料常数为：纤维向弹性模量 $E_L=45.17$ GPa，垂直于纤维向的弹性模量 $E_T=10.16$ GPa，$E_Z=10.16$ GPa，剪切弹性模量 $G_{LT}=6.185$ GPa，泊松比 $\mu_{12}=\mu_{13}=\mu_{23}=0.28$，纤维向的拉伸强度 $X_t=1062$ MPa，垂直于纤维向的拉伸强度 $Y_t=Z_t=31$ MPa，纤维向的压缩强度 $X_c=610$ MPa，垂直于纤维向的压缩强度 $Y_c=Z_c=118$ MPa，剪切强度 $S=72$ MPa。

设伪弹性合金内衬的内径为 a，外径为 b_1，纤维各层外径分别为 b_2、b_3。各层接触面的位移边界条件为

$$(u_r^{(0)})_{r=b_1} = (u_r^{(1)})_{r=b_1},$$
$$(u_r^{(1)})_{r=b_2} = (u_r^{(2)})_{r=b_2}. \tag{11}$$

式中：$u_r^{(i)}$ 为容器第 i 层的径向位移；$i=0$ 表示伪弹性合金内衬层，$i=1$ 为平面缠绕层，$i=2$ 表示环向纤维层。

容器各层接触面的应力边界条件为

$$(\sigma_r^{(0)})_{r=b_1} = (\sigma_r^{(1)})_{r=b_1},$$
$$(\sigma_r^{(1)})_{r=b_2} = (\sigma_r^{(2)})_{r=b_2}. \tag{12}$$

式中，$\sigma_r^{(i)}$ 为容器第 i 层的径向应力。

容器内、外表面的应力条件如下：

$$(\sigma_r^{(0)})_{r=a} = -p_e,$$
$$(\sigma_r^{(2)})_{r=b_3} = 0. \tag{13}$$

容器轴向应力边界条件为

$$\int_a^{b_1}\sigma_z r\,\mathrm{d}r + \int_{b_1}^{b_2}\sigma_z r\,\mathrm{d}r + \int_{b_2}^{b_3}\sigma_z r\,\mathrm{d}r = a^2 p_e/2 \tag{14}$$

2.4　强度理论

根据 Mises 强度条件，内衬工作在线弹性阶段须满足如下强度条件：

$$\left(\frac{1}{2}\left[(\sigma_\theta^{(0)} - \sigma_z^{(0)})^2 + (\sigma_z^{(0)} - \sigma_r^{(0)})^2 + (\sigma_r^{(0)} - \sigma_\theta^{(0)})^2\right]\right)^{1/2} \leqslant \sigma_{M_s} \tag{15}$$

式中：$\sigma_\theta^{(0)}$ 为内衬层的环向应力；$\sigma_z^{(0)}$ 为内衬层的轴向应力。

纤维层的强度由 Hoffmanl 强度理论[9]进行分析，其强度准则表达式为

$$\alpha_H = C_1(\sigma_T - \sigma_Z)^2 + C_2(\sigma_Z - \sigma_L)^2 + C_3(\sigma_L - \sigma_T)^2 + C_4\sigma_L + C_5\sigma_T + C_6\sigma_Z + C_7\tau_{TZ}^2 + C_8\tau_{ZL}^2 + C_9\tau_{LT}^2 \leqslant 1 \tag{16}$$

其中：$C_1 = \frac{1}{2}\left(\frac{1}{Y_tY_c} + \frac{1}{Z_tZ_c} - \frac{1}{X_tX_c}\right)$，

$C_2 = \frac{1}{2}\left(\frac{1}{Z_tZ_c} + \frac{1}{X_tX_c} - \frac{1}{Y_tY_c}\right)$，

$C_3 = \frac{1}{2}\left(\frac{1}{X_tX_c} + \frac{1}{Y_tY_c} - \frac{1}{Z_tZ_c}\right)$，

$C_4 = \frac{1}{X_t} - \frac{1}{X_c}$，$C_5 = \frac{1}{Y_t} - \frac{1}{Y_c}$，

$C_7 = \frac{1}{(S'')^2}$，$C_8 = \frac{1}{(S')^2}$，$C_9 = \frac{1}{(S)^2}$.

当容器的某一层达到上述强度准则时，认为容器整体达到极限状态。

2.5　算　例

用 MATLAB 语言对上述理论进行编程计算，为了同其他文献进行比较，除内衬材料，本文算例

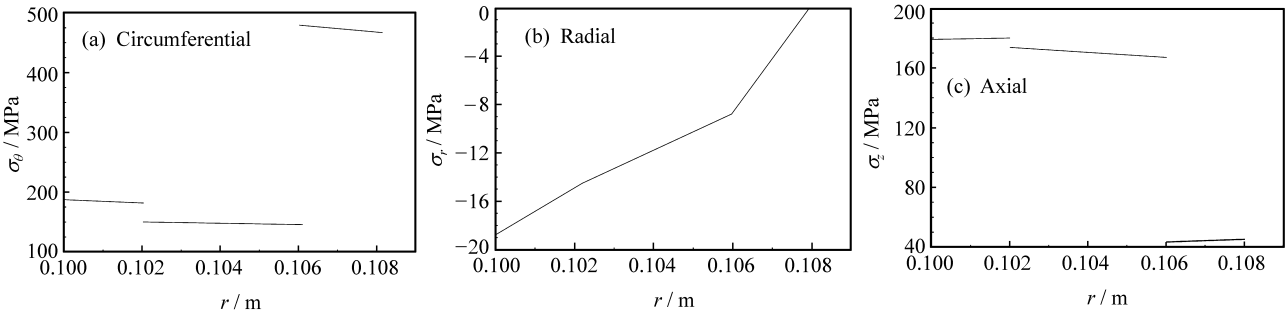

图 3　容器的应力分布图

Fig. 3　Distribution map of stress of the vessel

其它数据与文献[7]相同。分析计算结果表明，纤维的环向缠绕层最先达到极限状态，此时的内压力为 19 MPa，内衬的 Mises 应力为 180 MPa，尚在线弹性范围内工作。与文献[7]比，内压提高了 35%，最重要的是改变了容器的受力状态，将内衬主宰变成了纤维主宰，发挥了纤维的优势。其应力分布图如图 3 所示，图 3 给出了容器内各向应力沿半径方向的分布规律。图 3(a)表明，环向主要承载的是最外侧的环向缠绕层，其应力达到了 480 MPa(环向平均应力 240 MPa)；图 3(c)为 z 轴向应力分布图，此向主要承载为中间的平面缠绕层，其承载应力还可通过改变缠绕角来改变[10]。

3　结　论

研究了具有伪弹性合金内衬的纤维缠绕复合材料压力容器的分析求解方法，结合算例给出了分析结果。结果表明：(1)伪弹性合金内衬的应用改善了容器整体的受力状态，将内衬主宰变成了纤维主宰，使容器的环向缠绕层最先达到极限状态，发挥了复合材料的优势；(2)可保证内衬在弹性范围内工作，卸载时，内衬不会发生受压屈曲现象，从而提高内衬的寿命；(3)与文献[7]相比，除内衬材料外，其它条件相同时，工作内压提高了 35%，提高了容器的承载能力。本文中思想方法和研究方法将为纤维缠绕金属内衬压力容器的选材和设计提供理论依据和方法指导。

参考文献：

[1] 黄再满，蒋鞠慧，薛忠民，黄毓圣. 复合材料天然气气瓶预紧压力的研究[J]. 玻璃钢/复合材料，2001(5)：29-32.
Huang Zaiman, Jiang Juhui, Xue Zhongmin, Huang Yusheng. Auto frettage pressure research on composites natural gas vehicle cylinders [J]. FRP/CM, 2001(5):29-32.

[2] Tong Lili, Chen Hui, Du Shanyi. Residual stress analysis for filament-wound metal-lined composite pressure vessels [C]// Fifth China - Japan - US Joint Conference on Composite Materials, CJAJCC-5 Proceedings. 北京：中国展望出版社，2002.

[3] 边文风，孙　芳，王　彪. 提高金属内衬容器承载能力的预外压法[J]. 固体火箭技术，2005，28(1)：60-64.
Bian Wenfeng, Sun Fang, Wang Biao. External pre-pressure method for in proving the load-bearing of vessels with metallic liner [J]. Journal of Solid Rocket Technology, 2005, 28(1): 60-64.

[4] 胡照会，杜善义，王荣国，赫晓东. 超薄金属内衬 CFRP 压力容器树脂体系固化动力学[J]. 复合材料学报，2007，24(6)：63-67.
Hu Zhaohui, Du Shanyi, Wang Rongguo, He Xiaodong. Cure kinetics of the resin system for CFRP pressure vessel with ultrathin metallic liner[J]. Acta Materiae Compositae Sinica, 2007, 24(6): 63-67.

[5] 佟丽莉，陈　辉，孟松鹤，杜善义. 纤维缠绕复合材料壳体刚度衰减模型数值模拟[J]. 复合材料学报，2004，21(5)：159-164.
Tong Lili, Chen Hui, Meng Songhe, Du Shanyi. Numerical simulation of stiffness degradation model for fiber-winding composite pressure vessels [J]. Acta Materiae Compositae Sinica, 2004, 21(5): 159-164.

[6] 沈　军，谢怀勤，侯涤洋. 纤维缠绕聚合物基复合材料压力容器的可靠性设计[J]. 复合材料学报，2006，23(4)：124-128.
Shen Jun, Xie Huaiqin, Hou Diyang. Reliability design of fiber wound reinforced plastics pressure vessel [J]. Acta Materiae Compositae Sinica, 2006, 23(4): 124-128.

[7] 边文风，王晓燕. 复合材料容器最佳预压力的研究[J]. 固体火箭技术，2007，30(2)：146-149.
Bian Wenfeng, Wang Xiaoyan. Research on the optimum pressure of composite vessels [J]. Journal of Solid Rocket Technology, 2007, 30(2): 146-149.

[8] 赵连城，蔡　伟，郑玉峰. 合金的形状记忆与超弹性[M]. 北京：国防工业出版社，2002.

[9] 王震鸣. 复合材料力学和复合材料结构力学[M]. 北京：机械工业出版社，1990.

[10] 边文风. 纵向平面缠绕壳体几何参数的优化设计[J]. 石油大学学报，1997，21(6)：53-57.
Bian Wenfeng. Optimum design for the geometric parameters of the shell winding at longitudinal direction [J]. Journal of the University of Petroleum, 1997, 21(6): 53-57.