

混杂纤维 CNG2 气瓶有限元分析及疲劳寿命预测

谢志刚^{1,2}, 陈小芹¹, 卢旭锦¹, 张红星³

(1. 汕头职业技术学院机电工程系, 汕头 515078; 2. 浙江工业大学化工机械设计研究所, 杭州 310014;
3. 嘉兴市特种设备检测院, 嘉兴 314050)

摘要: 推广燃气汽车对于雾霾治理和综合利用清洁能源具有重要意义。在建立碳/玻混杂纤维 CNG2 气瓶有限元模型的基础上, 分析了内胆及纤维层在未经预紧和经过预紧两种情况下的应力差异, 通过提取内胆筒体段危险点在载荷历程中的名义应力强度, 计算了低周疲劳载荷作用下的局部应力应变, 结合 Manson-Coffin 公式计算得到疲劳寿命。计算结果表明, 未经预紧情况下, 碳纤维的混入可以使气瓶的疲劳寿命提高 7%, 同时改善内胆局部应力集中, 而经过预紧工艺的混杂纤维气瓶的疲劳寿命则进一步提高 19%。

关键词: 碳/玻混杂纤维; CNG2 气瓶; 预紧; 疲劳寿命

中图分类号: TB332 文献标识码: A 文章编号: 1003-0999(2019)02-0075-05

目前国内汽车保有量急剧上升, 汽车排放出大量的氮氧化物、碳氢化合物(含有硫化物和铅等), 造成沿海及中部城市空气质量持续下降^[1-3]。推广燃气汽车可以有效地缓解能源短缺和大气污染的双重压力, 但作为燃气汽车的关键设备——车用压缩天然气复合材料气瓶(CNG2)的研究在我国还处于起步阶段^[4], 由于安全事故频发, 严重阻碍了 CNG2 气瓶的推广和应用^[5-7]。混入碳纤维可以降低内胆应变幅值, 从而降低充放气交变应力的幅值, 有益于提高疲劳寿命^[8-12]; 同时, 为防止极端事故的发生, 混入适量的碳纤维还可以提高气瓶的最小爆破压力, 其承压后内胆及混杂纤维层应力分析以及疲劳寿命预测等相关理论研究和工程应用对于我国治理雾霾、大力推广清洁能源、加快区域经济发展和维护社会稳定具有重要意义。

研究表明, 大多数材料在循环载荷下疲劳损伤的根本原因是循环塑性应变, CNG2 气瓶充放气次数达到几万次, 属于低周疲劳, 一般采用应变疲劳法进行研究^[13]。本研究在建立混杂纤维 CNG2 气瓶有限元模型的基础上, 考虑内胆未经预紧和经过预紧两种情况下的差异, 分析内胆及混杂纤维层的应力变化, 运用局部应力应变法理论和 Manson-Coffin 公式来预测其低周疲劳寿命。

1 混杂纤维 CNG2 气瓶有限元模型及分析

1.1 建立混杂纤维 CNG2 气瓶有限元模型

1.1.1 金属内胆及纤维材料性能

气瓶的金属内胆结构由圆柱筒体段、封头以及

气口接头组成, 内胆材料采用 30CrMo, 屈服极限为 690 MPa, 抗拉极限为 810 MPa, 杨氏模量为 206 GPa, 泊松比为 0.296^[14]。为提高内胆的疲劳寿命, 复合材料气瓶普遍采取预紧工艺, 由于预紧载荷远远高于工作载荷, 预紧过程中金属内胆先发生弹性变形, 继而发生局部塑性变形。为方便计算, 一般将弹性变形阶段简化为线性, 因而金属内胆在弹性变形阶段可整体近似地定义为线弹性材料, 而在塑性变形阶段可定义为非线性材料。综合考虑金属内胆的弹塑性特性和简化分析, 本研究假定其双线性各向同性强化, 并遵循 Tresca 综合屈服准则。

内胆筒体段覆盖混杂纤维复合材料, 以环向缠绕方式铺设玻璃纤维和碳纤维, 属于各向异性材料, 由于金属内胆承担着 CNG2 气瓶的轴向强度, 因而环向缠绕的复合材料主要承担环向应力。每层纤维厚度为 0.244 mm, 纤维缠绕角度为 90°, 玻璃纤维和碳纤维材料性能详见表 1, 玻璃纤维的抗拉极限为 938 MPa, 碳纤维的抗拉极限为 2867 MPa, 并遵循最大应力失效准则^[8]。

表 1 玻璃纤维和碳纤维材料性能^[8]
Table 1 Material properties of glass fiber and carbon fiber^[8]

材料	E_x /GPa	E_y /GPa	E_z /GPa	ν_{xy}	ν_{xz}	ν_{yz}	G_{xy} /GPa	G_{xz} /GPa	G_{yz} /GPa
玻纤	46.75	9.32	9.32	0.27	0.27	0.04	6.14	2.1	2.1
碳纤	154.2	11.42	11.42	0.33	0.49	0.49	7.1	3.8	7.1

1.1.2 建立有限元模型

图 1 所示为混杂纤维 CNG2 气瓶结构图, 圆柱

收稿日期: 2018-06-19

基金项目: 汕头市科技计划项目 (2015-108)

作者简介: 谢志刚 (1973-), 男, 博士, 讲师, 主要从事机械结构完整性分析 (包括疲劳、蠕变、断裂等方面) 的研究, xzhg2008@163.com。

筒体段外轮廓直径为 352 mm, 长度为 750 mm。由于 CNG2 气瓶为轴对称结构, 可取 1/4 瓶体进行分析, 运用有限元软件 ANSYS10.0 建立数值分析模型。图 2 为混杂纤维 CNG2 气瓶有限元模型, 采用映射方式划分网格, 金属内胆选用 SOLID95 单元, 同时将筒体段外壁表面设置为纤维层, 且纤维层选用 SHELL91 单元。本课题组前期已开展考虑爆破压力的铺层设计, 相关研究成果已发表在文献 [8] 中, 根据文献 [8] 提出的最优混杂比, 共分 14 层, 靠近内胆的 10 层设置为玻璃纤维, 外面 4 层为碳纤维, 最优混杂比与文献 [15] 和文献 [16] 中的结果接近。

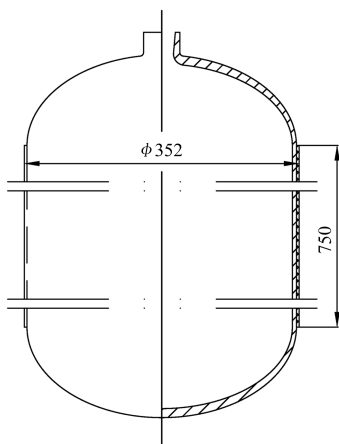


图 1 混杂纤维 CNG2 气瓶结构图
Fig.1 Hybrid fiber CNG2 cylinder structure diagram

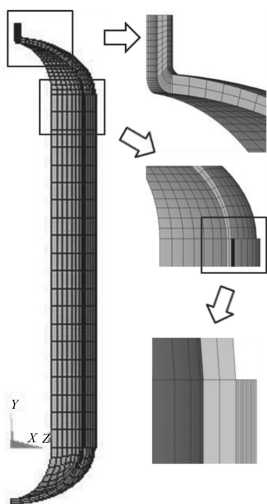


图 2 混杂纤维 CNG2 气瓶有限元模型
Fig.2 Finite element model of hybrid fiber CNG2 cylinder

1.1.3 载荷及边界条件

施加边界条件: 约束内胆轴线的径向位移, 约束内胆气口接头端面的轴向位移, 将 1/4 模型的两侧面设置为对称约束。

施加载荷: 为对比分析未经预紧工艺与经过预

紧工艺的混杂纤维 CNG2 气瓶的疲劳寿命, 可分别施加不同载荷。对于未经预紧工艺的气瓶, 可直接施加工作压力 20 MPa; 对于经过预紧工艺的气瓶, 采用变载荷法施加载荷, 即运用载荷表设置载荷步, 载荷时间历程上设置为 0→34 MPa→0→20 MPa, 进行有限元计算后, 各时间历程的计算结果可运用 ANSYS 后处理的“Read Results→By Pick”读取载荷子步。

1.2 计算结果分析

1.2.1 未经预紧的计算结果及分析

图 3 所示为未经预紧的混杂纤维 CNG2 气瓶应力计算结果, 应力云图显示内胆的圆柱筒体段应力强度最高, 该筒体段大部分内壁的应力强度值达到 522.01 MPa, 此处内胆外壁的玻璃纤维和碳纤维的环向应力数值分别为 190.024 MPa 和 330.081 MPa, 很显然纤维应力较低, 工作状态下, 内胆承担了更多的载荷, 必然造成应力幅值过高, 从而降低疲劳寿命, 纤维层承担载荷的潜力有待进一步挖掘。进一步观察应力云图发现: 在靠近气口接头的上封头中间段, 局部应力强度达到 521.39 MPa, 在气口折弯处, 应力强度为 494.295 MPa; 在下封头中间段, 局部应力强度最高达到 520.62 MPa, 这几处的应力强度与筒体段数值较为接近, 在疲劳过程中极易先发生疲劳破坏, 甚至会造成环向裂纹产生, 引起环向断裂事故。

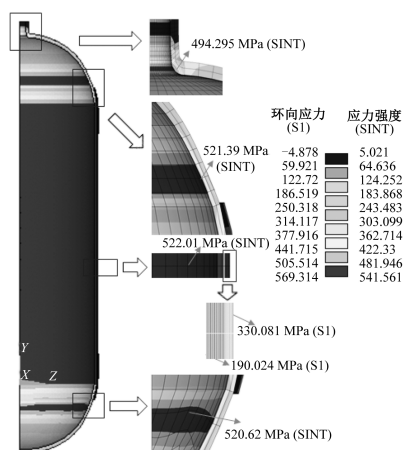


图 3 未经预紧的混杂纤维气瓶应力云图
Fig.3 Stress cloud diagram of hybrid fiber cylinder without preload

1.2.2 经预紧的计算结果

图 4 为经预紧的混杂纤维 CNG2 气瓶应力计算结果, 应力云图的最大值出现在筒体段最外层的碳纤维上(环向应力为 603.011 MPa), 附近的玻璃纤维环向应力为 190.024 MPa, 而内胆应力强度最大值也出现在圆柱筒体段(477.018 MPa), 表明纤维

层尤其是碳纤维层在工作状态下承担了更多的载荷,而内胆的应力强度大幅降低,有利于提高疲劳寿命。进一步观察应力云图发现:在靠近气口接头的上封头中间段,局部应力强度达到 441.03 MPa,在气口折弯处,应力强度为 444.06 MPa;在下封头中间段,局部应力强度最高达到 444.308 MPa,这几处的应力强度与筒体段数值之差相比未经预紧的内胆数值进一步扩大,在疲劳过程中不易先发生疲劳破坏。因此,经过预紧工艺后,混杂纤维 CNG2 气瓶的内胆和纤维受力更加合理,尤其内胆的整体应力强度水平大幅降低,且内胆筒体段的应力强度远高于其他部位,有利于实现所设计的筒体段“未爆先漏”。

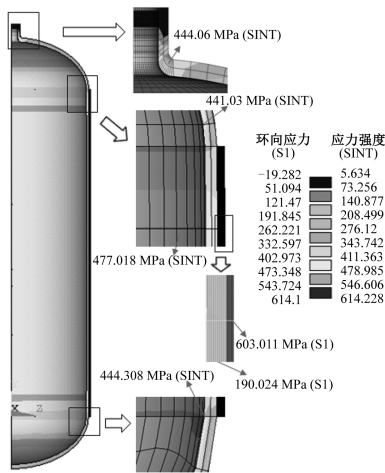


图 4 经预紧的混杂纤维气瓶应力云图
Fig. 4 Stress cloud diagram of pre-tightened hybrid fiber cylinder

2 疲劳寿命预测

2.1 内胆名义应力变程

CNG2 气瓶金属内胆在工作过程中,主要受到反

复充气、放气载荷作用,应力集中部位在筒体段(即纤维缠绕段),其载荷时间历程如图 5 所示。

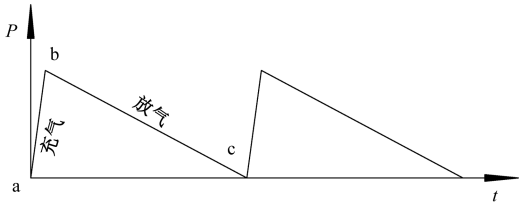


图 5 常幅循环载荷历程

Fig. 5 Constant amplitude cyclic load history

内胆承受常幅循环载荷作用,通过对未经预紧和经预紧工艺施加工作载荷后进行数值分析,考虑筒体段危险点的多轴载荷作用,提取载荷谱上各点名义应力 S (S 即应力强度,且 $S = \sigma_1 - \sigma_3$, σ_1 为最大主应力, σ_3 为最小主应力),名义应力幅值 $\Delta S = |S_{i+1} - S_i|$,即 $\Delta S = \Delta S_{a \rightarrow b} = \Delta S_{b \rightarrow c} = |S_b - S_a|$ 。结合本研究有限元计算结果,将载荷谱上各点的名义应力及名义应力幅值列于表 2。

表 2 载荷谱上各点名义应力及名义应力幅值(单位: MPa)

Table 2 Nominal stress and nominal stress amplitude at each point on the load spectrum (Unit: MPa)				
预紧情况	S_a	S_b	S_c	ΔS
未经预紧	0	522	0	522
经预紧	65	477	65	412

2.2 局部应力应变计算

气瓶充气阶段,内胆局部应力应变遵循稳态循环应力应变曲线,气瓶放气阶段则遵循稳态迟滞回线,结合 Neuber 修正公式,代入内胆未经预紧和经预紧的名义应力幅值,计算结果列于表 3。

表 3 充放气循环(a→b→c) 局部应力应变的计算

Table 3 Calculation of local stress and strain of charging and discharging cycles(a→b→c)

载荷历程	理论公式 ^[13]	计算结果局部应力应变	
	(式中参数: $E=2.06\times10^6$ MPa $K_f=2.45$ $K'=2315$ MPa $n'=0.196$)	(未经预紧 $\Delta S=522$ MPa)	(经预紧 $\Delta S=412$ MPa)
	遵循稳态循环应力应变曲线 并结合 Neuber 修正公式	(点 b)	(点 b)
充气 (a→b)	$\varepsilon_0 + \Delta\varepsilon = \frac{(\sigma_0 + \Delta\sigma)}{E} + \left(\frac{\sigma_0 + \Delta\sigma}{K'}\right)^{\frac{1}{n'}}$	$\sigma_0=0$ $\varepsilon_0=0$	$\sigma_0=65.4$ MPa $\varepsilon_0=0.000412$
		$\Delta\sigma=834.067$ MPa	$\Delta\sigma=706$ MPa
		$\Delta\varepsilon=0.009519$	$\Delta\varepsilon=0.007006$
		$\sigma_b=\sigma_0+\Delta\sigma=834.1$ MPa	$\sigma_b=\sigma_0+\Delta\sigma=771.4$ MPa
	$\Delta\sigma \cdot \Delta\varepsilon = \frac{K_f^2(\Delta S)^2}{E}$	$\varepsilon_b=\varepsilon_0+\Delta\varepsilon=0.009519$	$\varepsilon_b=\varepsilon_0+\Delta\varepsilon=0.007418$
	遵循稳态迟滞回线 并结合 Neuber 修正公式	(点 c)	(点 c)
放气 (b→c)	$\frac{\Delta\varepsilon}{2} = \frac{\Delta\sigma}{2E} + \left(\frac{\Delta\sigma}{2\times K'}\right)^{\frac{1}{n'}}$	$\Delta\sigma=1132.3$ MPa	$\Delta\sigma=948.2$ MPa
		$\Delta\varepsilon=0.007012$	$\Delta\varepsilon=0.005216$
		$\sigma_c=\sigma_b-\Delta\sigma=-298.2$ MPa	$\sigma_c=\sigma_b-\Delta\sigma=-176.8$ MPa
		$\varepsilon_c=\varepsilon_b-\Delta\varepsilon=0.002507$	$\varepsilon_c=\varepsilon_b-\Delta\varepsilon=0.002202$

2.3 疲劳寿命预测

混杂纤维 CNG2 气瓶承受的实际疲劳载荷(充放气)属于非对称应变循环,可将局部应力应变计算结果代入 Morrow 修正的 Manson-Coffin 公式,计算结果详见表 4。

表 4 常幅加载(a→b→c)循环参量和疲劳寿命计算

Table 4 Calculation of cyclic parameters and fatigue life of constant amplitude loading(a→b→c)

参量名称	计算公式 ^[13] (式中参数: $b=0.106$ $c=0.54$, $\sigma_f'=1962$ MPa $\epsilon_f'=0.43$)	计算结果	
		未经预紧	经预紧
循环平均应力 /MPa	$\sigma_m = (\sigma_i + \sigma_{i+1}) / 2$	267.92	297.3
循环应变幅值	$\Delta\epsilon / 2 = \epsilon_i - \epsilon_{i+1} / 2$	0.003506	0.002608
疲劳寿命 N_f /次	$\frac{\Delta\epsilon}{2} = \frac{\sigma_f' - \sigma_m}{E} (2N_f)^b + \epsilon_f' (2N_f)^c$	30728	36510

3 讨 论

未经预紧的混杂纤维 CNG2 气瓶在工作压力下的应变疲劳寿命 N_f 为 30728,而文献[13]中未经预紧的玻璃纤维 CNG2 气瓶的应变疲劳寿命 N_f 为 28623,由于碳纤维的混入提高了纤维层的整体弹性模量,碳纤维承担了更多的载荷,混杂纤维气瓶金属内胆产生的应力强度和弹性变形明显降低,进而名义应力幅值降低,延长了应变疲劳寿命。经过预紧后的混杂纤维 CNG2 气瓶在工作载荷下由于叠加了残余压应力,名义应力幅值进一步降低,最终应变疲劳寿命 N_f 为 36510。本研究计算的 N_f 数据仅仅是裂纹的启裂寿命,不包括裂纹启裂后的扩展寿命(约占疲劳总寿命的 20%)。从有限元分析结果可以观察到,预紧工艺产生的塑形应变充分挖掘了纤维层的承载能力,碳纤维与玻璃纤维变形协调影响了内胆应力的重新分布,气口接头附近以及上下封头的局部应力集中得以改善,值得注意的是,内胆圆柱筒体段应力强度的最大值并非出现在筒体中间位置,而是相对中间位置偏离了一定距离。另外,局部应力应变计算表明,理论上讲,无论预紧与否,工作载荷下内胆圆柱筒体段危险点(指微观尺度范围)的局部应力已超过屈服极限,并产生局部塑性变形,经过多次充放气循环作用,循环塑性应变累积不断增大,内胆材料损伤加剧,循环次数达到裂纹启裂寿命时,局部开始出现微裂纹。

4 结 论

通过建立混杂纤维 CNG2 气瓶有限元模型,分别进行内胆未经预紧和经预紧两种情况下的数值计算,并进行了对比分析。研究结果表明:

(1) 碳纤维的混入可以进一步降低内胆的名义应力幅值,内胆的局部应力分布得以改善;

(2) 内胆未经预紧的混杂纤维气瓶相比同样条件下的玻璃纤维气瓶疲劳寿命提高 7%;

(3) 内胆经过预紧的混杂纤维气瓶相比未经预紧的混杂纤维气瓶疲劳寿命提高 19%;

(4) 运用 Manson-Coffin 公式计算的疲劳寿命为裂纹的启裂寿命,实际的疲劳寿命要高于计算结果。

参考文献

- [1] 王立刚. 特种合金节能减排装置的应用研究与性能优化[D]. 长春: 吉林大学, 2014.
- [2] 林峰, 王月雷. 城市汽车尾气排放的污染问题和控制策略[J]. 时代汽车, 2017(10): 11-12.
- [3] 王泽邦. CNG 加气站控制管理系统的设计[J]. 自然科学: 全文版, 2016(7): 199-199.
- [4] 黄再满, 蒋鞠慧, 薛忠民, 等. 复合材料天然气管预紧压力的研究[J]. 玻璃钢/复合材料, 2001(5): 29-32.
- [5] 方敏, 刘献游, 吕涛. 车用压缩天然气气瓶爆炸事故原因分析[J]. 压力容器, 2015(12): 38-42.
- [6] 张慧. 气瓶爆炸事故在车用压缩天然气的原因分析[J]. 中国标准化, 2017(10).
- [7] 侯庆辉. 一起车用压缩天然气钢质内胆环向缠绕气瓶爆炸事故原因分析[J]. 特种设备安全技术, 2015(3): 28-28.
- [8] 谢志刚, 张效迅, 卢黎明. 环向缠绕混杂碳/玻璃纤维复合材料气瓶最优混杂比有限元分析[J]. 上海工程技术大学学报, 2011, 25(4): 304-308.
- [9] 林再文, 李涛, 孙浩伟, 等. 几种纤维复合材料压力容器的性能对比研究[J]. 纤维复合材料, 2005, 22(1): 21-22.
- [10] 吴泽敏, 马源. 玻-碳纤维复合材料气瓶疲劳性能研究及优化分析[J]. 化工装备技术, 2015(2): 1-5.
- [11] 吴泽敏. 复合材料气瓶应力分析及性能优化[D]. 大连: 大连理工大学, 2015.
- [12] 郭丽敏, 郭志峰, 肖文刚, 等. 复合材料压力容器发展趋势[C]//玻璃钢/复合材料学术年会. 2003.
- [13] 谢志刚, 陈小芹. 车用 CNG2 气瓶金属内胆低周疲劳行为分析[J]. 工业安全与环保, 2014, 40(5): 48-50.
- [14] 谢志刚, 陈小芹, 李方军. CNG2 气瓶爆破机理分析与自紧压力优化设计[J]. 工业安全与环保, 2013(1): 13-15, 37.
- [15] 张小冬, 王耀杰, 邓宗才. 混杂纤维片材拉伸性能研究[J]. 国防交通工程与技术, 2010, 8(1): 21-24.
- [16] 陈汝训. 混杂纤维复合材料受拉构件的最优混杂比研究[J]. 固体火箭技术, 2005, 28(3): 219-221.

(下转第 101 页)

- 尺寸测量中的应用[J]. 光学精密工程, 2009, 17(9): 2269-2275.
- [15] Sheep L A, Logan B F. The fourier reconstruction of a head section [J]. IEEE Trans. Nucl. Sci., 1974, 21(3): 21-34.
- [16] 王倩妮, 苏宇航, 郭广平. 基于工业 CT 图像的空心涡轮叶片壁厚测量方法[J]. 无损检测, 2015, 37(6): 29-32.
- [17] 苏宇航, 王倩妮, 张于北. 航空发动机叶片高能工业 CT 壁厚测量数据自动校准方法[C]//第十界无损检测学会年会论文集. 874-878.
- [18] 刘金钢, 卜昆, 杨小宁. 基于中弧线的空心涡轮叶片壁厚计算方法研究[J]. 中国机械工程, 2012, 23(9): 1025-1028.

STUDY ON THE THICKNESS MEASUREMENT METHOD OF MULTI-LAYER ANNULAR WINDING COMPOSITE MATERIAL BASED ON INDUSTRIAL CT

JIANG Bai-hong, YU Shi-zhang, DONG Jia-ju, ZHANG Kai

(Research Institute of Aerospace Special Materials and Technology, Beijing 100074, China)

Abstract: Focusing on the multi-slice winding composite laminate's thickness measurement, a fast thickness measurement method based on industrial CT technology was proposed. Based on the characteristics of the CT image of annular component section, at first the circle center of the annular component was quickly determined by using two strings. Then, the boundary of different materials in industrial CT image was determined by half-height method. Finally, the thickness of composite material along radius direction is calculated according to the gray curve variation. A double-layer annular contrast standard sample was tested, the thickness measurement of the standard sample was realized by using the proposed method of this paper, and the results were compared with the three-coordinate system's measurement results. The comparisons proved that the proposed method of this paper can realize the rapid measurement of arbitrary layer thickness of multi-layer annular composite components, and the maximum relative error is less than 1% for the measurement of annular contrast standard sample thickness.

Key words: composite material; thickness measurement; industrial CT; half-height method

(上接第 78 页)

FINITE ELEMENT ANALYSIS AND FATIGUE LIFE PREDICTION OF HYBRID FIBER CNG2 CYLINDER

XIE Zhi-gang^{1,2}, CHEN Xiao-qin¹, LU Xu-jin¹, ZHANG Hong-xing³

(1. Department of Mechanical and Electrical Engineering, Shantou Polytechnic College, Shantou 515078, China; 2. Institute of Process Equipment and Control Engineering,

Zhejiang University of Technology, Hangzhou 310014, China;

3. Jiaxing Special Equipment Testing Institute, Jiaxing 314050, China)

Abstract: Promoting gas vehicles is of great significance for haze treatment and use of clean energy. On the base of establishing a carbon/glass hybrid fiber CNG2 gas cylinder finite element model, the stress difference about liner and fiber layer under two conditions, without preloading and preloading, is analyzed. By reading the nominal stress intensity of the dangerous point of the liner cylinder during loading history, the local stress and strain under low cyclic fatigue loading are calculated firstly, and then the fatigue life is calculated by combining Manson-Coffin formula. The calculation results show that blending with carbon fiber can increase the fatigue life of cylinders by 7% in the absence of preloading. Meanwhile, the local stress concentration of the liner is improved. The fatigue life of pre-tightened hybrid fiber cylinders is further increased by 19%.

Key words: carbon/glass hybrid fiber; CNG2 cylinder; preload; fatigue life