

大容积钢质内胆环向缠绕气瓶的设计与应力分析

成志钢*

(浙江蓝能燃气设备有限公司)

摘 要 根据 ISO 11515:2013 标准, 对大容积钢质内胆环向缠绕气瓶进行了设计, 并论述了其与传统 CNG 环向缠绕气瓶的区别。采用有限元分析软件对设计进行了验证, 根据有限元计算结果对其疲劳性能进行了预测。分析认为, 该设计完全满足 ISO 11515:2013 对大容积钢质内胆环向缠绕气瓶的要求。

关键词 气瓶 钢质内胆 有限元 疲劳性能 压力容器 天然气

中图分类号 TQ 050.2

Design and Stress Analysis of the Hoop-wrapped Gas Cylinder with Large Volume Steel Liner

Cheng Zhigang

Abstract: Designed the hoop-wrapped gas cylinder with large volume steel liner according to ISO 11515:2013, and discussed the differences between it and common hoop-wrapped cylinders for CNG (compressed natural gas). Verified the design by finite element analysis software, and predicted the fatigue property based on the analysis results. It was concluded that the design corresponded with the requirement for hoop-wrapped gas cylinder with large volume steel liner in the standard ISO 11515:2013.

Key words: Gas cylinder; Steel liner; Finite element; Fatigue property; Pressure vessel; Natural gas

到目前为止, 我国还没有关于大容积钢质内胆环向缠绕气瓶的标准, 国际上可参照的标准为 ISO 11515:2013 《Gas cylinders—Refillable composite reinforced tubes of water capacity between 450 L and 3000 L —Design, construction and testing》^[1]。本文根据 ISO 11515:2013 标准, 对大容积钢质内胆环向缠绕气瓶进行设计。为了在保证安全的前提下, 尽量减少气瓶的整体质量, 对气瓶进行了有别于常规 CNG (compressed natural gas, 压缩天然气) 环向缠绕瓶的特殊设计, 做到既保证轻质, 又保证安全性能高于常规的 CNG 环向缠绕瓶。

同时, 采用有限元分析软件 ANSYS 进行了分

析。分析其在自紧压力、零压力、工作压力、疲劳试验压力、最小爆破压力下的应力, 并通过应力-疲劳曲线对疲劳性能进行了预测。

1 气瓶的设计

1.1 设计条件和材料性能参数

根据 ISO 11515:2013 对大容积钢质内胆环向缠绕气瓶的要求, 结合具体产品确定设计条件, 如表 1 所示。

根据 ISO 11515:2013 标准, 大容积钢质内胆环向缠绕气瓶材料的性能参数如表 2 所示。158B 450 玻璃纤维/环氧树脂复合材料的弹性常数

* 成志钢, 男, 1979 年生, 工程师。上虞市, 312369。

如表3所示。

表1 大容积钢质内胆环向缠绕气瓶设计条件

内胆外径/ mm	工作压力/ MPa	内胆最小爆 破压力/MPa	疲劳试验 压力/MPa	最小设计爆 破压力/MPa
559	25	31.875	32.5	75

表2 大容积钢质内胆环向缠绕气瓶材料性能参数

牌号	弹性模量 /GPa	泊松比	屈服强度 /MPa	拉伸强度 /MPa	延伸率 (%)
30CrMo ¹⁾	206	0.29	≥710	≥836, ≤950	14
158B 450	≥70	-	-	≥2100	≥2.5

注: 1) 复合材料拉伸强度为≥1000 MPa。实测屈服强度为790 MPa, 拉伸强度为880 MPa。

表3 玻璃纤维复合材料弹性常数

E_x /GPa	E_y /GPa	E_z /GPa	V_{xy}	V_{yz}	V_{xz}	G_{xy} /GPa	G_{yz} /GPa	G_{xz} /GPa
47.33	8.97	8.97	0.26	0.25	0.26	6.20	3.59	6.20

1.2 设计讨论

ISO 11515 标准对内胆的爆破压力规定为不小于气瓶水压试验的0.85倍。从本例来说, 内胆爆破压力为31.875 MPa, 而气瓶的爆破压力要求为75 MPa, 这就有别于常规的CNG环向缠绕气瓶中对内胆与气瓶爆破压力的要求。比如在ISO 11439: 2000^[2]与GB 24162—2009^[3]中对内胆爆破压力要求不小于公称工作压力的1.3倍, 即内胆爆破压力为32.5 MPa, 气瓶爆破压力为62.5 MPa。根据力学原理, 气瓶在受到内压情况下, 环向应力为轴向应力的2倍, 故常规CNG环向缠绕气瓶的内胆轴向应力可承受65 MPa, 大于气瓶爆破压力62.5 MPa, 满足气瓶要求。而在本例中, 大容积钢质内胆轴向可承受的应力为63.75 MPa, 小于气瓶爆破压力75 MPa。

为了解决这个矛盾, 最简单的办法是增加大容积钢质内胆的厚度, 使内胆爆破压力大于气瓶爆破压力的一半, 即37.5 MPa。但如此简单的处理, 将会增加内胆的质量, 使得整个大容积钢质内胆环向缠绕气瓶与纯大容积钢质无缝气瓶的重量优势不够明显, 并大大增加了容重比。所以需要在结构上重新进行优化设计。

根据常规CNG环向缠绕气瓶的设计经验, 如果不增加内胆的厚度, 只增加玻璃纤维缠绕层的厚

度, 内胆的最大应力出现在内胆的封头与筒体过渡区, 并且随着缠绕层厚度的增加, 内胆的应力将会超过内胆材料拉伸强度值。通过改进缠绕设计, 增加封头与筒体过渡区域的缠绕层, 承接部分内胆受到的载荷, 使得在不增加内胆的厚度的情况下, 在最小爆破压力下, 内胆的最大应力仍在气瓶的筒体部位, 缠绕层的环向应力大于螺旋应力。

在此情况下, 我们认为此设计仍属于ISO 11515: 2013标准定义的2型缠绕气瓶, 而非3型缠绕气瓶, 因为缠绕层只对过渡区域进行增加, 并未缠绕气瓶的瓶颈部位, 同时, 内胆的强度满足ISO 11515: 013标准对2型缠绕气瓶的规定 (ISO 11515: 2013对3型缠绕气瓶内胆要求为爆破压力大于等于5%的最小爆破压力, 即3 MPa)。

据此我们对大容积钢质内胆环向缠绕气瓶的缠绕层设计如表4所示。

表4 缠绕层设计

总厚度 /mm	环向缠绕层 厚度/mm	高角螺旋 缠绕层厚度 /mm	高角螺旋 缠绕角 (°)
15~18	8~12	5~7	45~65

2 有限元计算

2.1 有限元模型

有限元分析使用ANSYS软件, 内胆采用solid 95单元, 复合层采用shell 99单元。分析中考虑了内胆材料的非线性和大变形的几何非线性。同时, 对过渡区域的shell单元简化处理, 默认过渡区单元厚度相同, 缠绕角相同, 如图1所示。



图1 有限元分析模型

取180°剖面, 采用轴对称处理, 约束其对称轴上的法向位移为零。瓶嘴端应力等效为瓶口端面轴向拉应力。其受力与边界条件如图2所示。

2.2 各压力下内胆与缠绕层的应力

升压过程为: 自紧压力→0 MPa→25 MPa→32.5 MPa→37.5 MPa→75 MPa。其中自紧压力范围在41~50 MPa范围内进行优化选择。

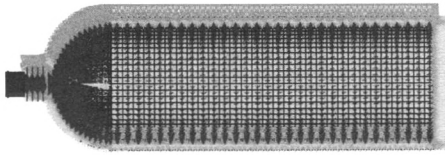


图 2 载荷与边界条件

图 3~图 10 为进行优化设计后, 在规定自紧压力下内胆与缠绕层的应力图, 由于篇幅所限, 本文只给出了内胆的 Von-Mise 应力与纤维缠绕层环向应力的应力图, 其余应力以表格形式给出。

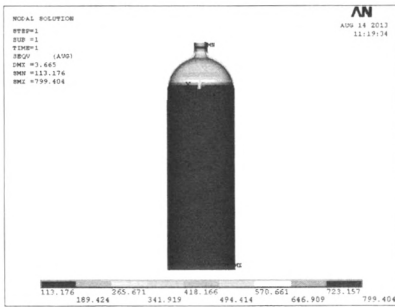


图 3 自紧压力下内胆 V-Mise 应力

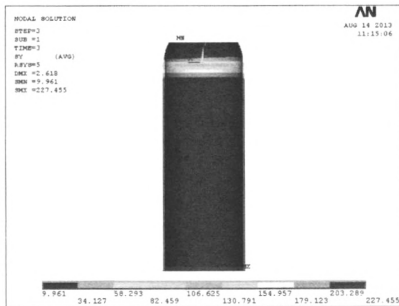


图 4 自紧压力下纤维环向应力

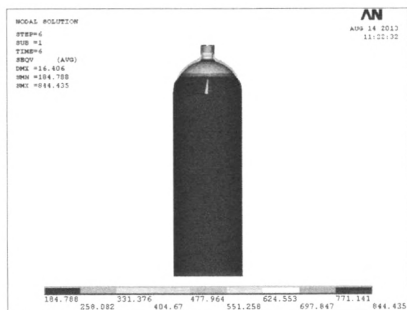


图 5 工作压力 25 MPa 下内胆 V-Mise 应力

各压力下内胆应力如表 5 所示。

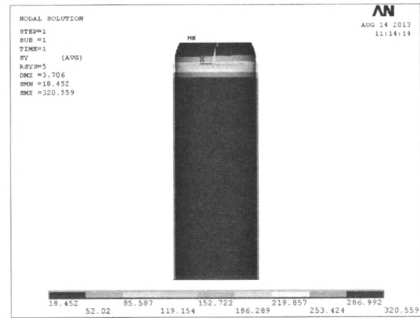


图 6 工作压力 25 MPa 下纤维环向应力

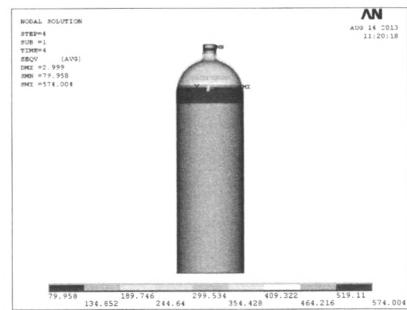


图 7 疲劳压力 32.5 MPa 下内胆 V-Mise 应力

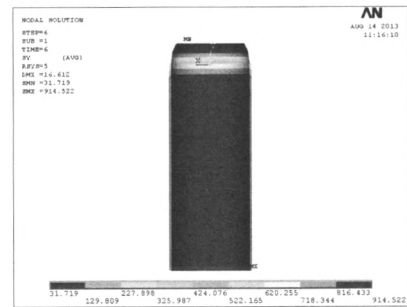


图 8 疲劳压力 32.5 MPa 下纤维环向应力

各压力下纤维环向应力如表 6 所示。

3 有限元计算结果分析

(1) 自紧压力下, 内胆 V-Mise 应力为 799.404 MPa, 内胆已屈服 (实际屈服应力 790 MPa)。

(2) 各压力下, 内胆 V-Mise 应力均小于内胆实测拉伸强度, 且在最小设计爆破压力下, 内胆最大 V-Mise 应力处于气瓶筒体部位。

(3) 各压力下, 纤维缠绕层最大环向应力均处于气瓶筒体部位。最小爆破压力下纤维缠绕层环向最大应力为 914.522 MPa, 小于复合材料拉伸强度 1000 MPa。

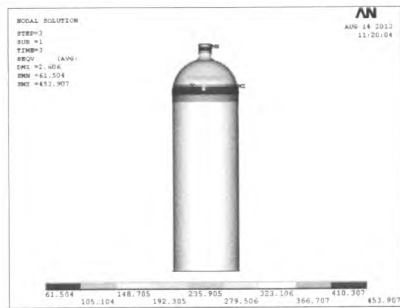


图9 最小爆破压力75 MPa下内胆V-Mise应力

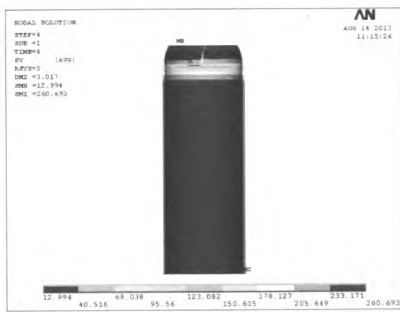


图10 最小爆破压力75 MPa下纤维环向应力

表5 各压力下内胆应力 (MPa)

自紧应力	零压力应力	工作压力应力	疲劳压力应力	最小爆破压力	
V-Mise/Sint	V-Mise/环向应力	V-Mise/Sint	V-Mise/Sint	V-Mise/Sint	
799.404	183.262/ 207.453	-207.928	453.907/ 498.856	574.004/ 635.734	821.478/ 909.523

表6 各压力下纤维环向应力 (MPa)

自紧应力	零压力应力	工作压力应力	疲劳压力应力	最小爆破压力
320.559	116.660	227.455	260.693	914.522

(4) 最小设计爆破压力下，内胆V-Mise应力与纤维环向应力最大值均处于气瓶筒体部位。气瓶爆破破口位置位于气瓶筒体部位，符合ISO 11515: 2013标准要求。

(5) 最小爆破压力与工作压力下纤维缠绕层环向应力比为4.02，大于气瓶最小爆破压力与工作压力比3，符合设计要求。

有限元分析结果表明，在不增加内胆厚度的前提下，通过在内胆封头与筒体过渡区增加缠绕层，改善内胆封头与筒体过渡区域的应力，使得大容积

钢质内胆环向缠绕气瓶的设计满足ISO/FDIS 11515标准要求。

4 气瓶的疲劳性能和不足之处

根据JB 4732 [4] 附录C规定，应力幅度值 $\Delta\sigma/2$ 为32.5 MPa下应力强度减去0 MPa下应力强度的差值的一半。在本设计中，应力强度Sint为214.141 MPa。根据JB 4732附录C中的许用应力幅度-循环次数曲线对车用缠绕瓶疲劳寿命进行计算，疲劳次数约为40 000次。ISO 11515: 2013标准中对20年使用寿命的大容积钢质内胆环向缠绕气瓶疲劳次数要求为10 000次，满足标准要求。

由图3~图10可见，虽然纤维缠绕环向应力最大值均位于筒体部分，但内胆在工作压力与疲劳试验压力下，最大V-Mise位于内胆封头与筒体过渡区。因此疲劳试验时泄漏点很可能位于过渡区。如何进一步改善过渡区的应力状态，是需要继续研究的。JB 4732标准主要用于压力容器的疲劳判定，对于气瓶行业来说，其应力幅度-循环次数曲线是过于保守的。陈璐启 [5] 研究了车载高压天然气钢瓶瓶体应力与实际气瓶疲劳次数的关系，并拟合出应力幅-寿命曲线，更符合气瓶领域的疲劳判定。

5 结论

(1) 此次大容积钢质内胆环向缠绕气瓶的设计满足ISO 11515: 2013标准的要求。

(2) 在不增加内胆质量的情况下，可通过优化缠绕层设计来达到ISO 11515: 2013标准的要求。

(3) 疲劳性能满足ISO 11515: 2013标准的要求，并有很大的富余。

参考文献

- [1] ISO 11515: 2013. Gas cylinders—Refillable composite reinforced tubes of water capacity between 450 L and 3000 L—Design, construction and testing [S].
- [2] ISO 11439: 2000. Gas cylinders—High pressure cylinders for the on-board storage of natural gas as a fuel for automotive vehicles [S].
- [3] GB 24162—2009. 汽车用压缩天然气金属内胆纤维环缠绕气瓶定期检验与评定 [S].
- [4] JB 4732—1995. 钢质压力容器——分析设计标准 [S].
- [5] 曾凡苏, 章鹏兴, 郝静, 等. 汽车用CNG钢瓶应力与疲劳寿命分析 [J]. 压力容器, 2011, 28 (3): 38-42.

(收稿日期: 2013-12-14)