

基于飞行器使用的高压薄壁气瓶的设计可靠性分析

Design Reliability Analysis on High-Pressure Thin-Wall Cylinder Used in Aircraft

中国空空导弹研究院凯迈气源 卢 猛 杨美娟 林乐刚

[摘要] 本文对飞行器使用的承受内压的薄壁气瓶设计计算公式进行了分析,结合可靠性和概率设计理论,考虑压力、径比和材料性能等设计参数的不确定性,应用几个不同的强度设计理论,建立相应失效极限状态方程。之后对高压薄壁气瓶在相同设计输入下的可靠度进行了计算和对比分析,并对设计参数在不同强度设计理论下的敏感性进行了分析。

关键词: 高压薄壁 气瓶 参数敏感性 可靠性分析

[ABSTRACT] Calculation formulas of internal pressure thin-wall cylinder used in aircraft are analyzed, combining with reliability and probability design theory, and considering the uncertainty design parameters of pressure, diameter ratio and material properties, then a corresponding failure limit state equation is set up using several different intensity design theory. The reliability of high-pressured thin-wall cylinder under the same design input is calculated and analyzed, and the sensitivity of the design parameters under different strength design is also analyzed.

Keywords: High pressure thin wall Cylinder Parameter sensitivity Reliability analysis

DOI:10.16080/j.issn1671-833x.2015.07.068

众所周知,对于压力容器,尤其是飞行器使用的高压薄壁气瓶的结构强度与可靠性研究,一直是设计人员着力研究而又未有定论的问题。为了确保气瓶的安全使用,不仅要定检,而且要在设计阶段充分考虑其可靠性。因而,近年来高压薄壁气瓶的可靠性设计与研究显得尤为迫切^[1-2]。

一般情况下,高压薄壁气瓶均按不同强度设计理论则进行设计,承压压力 P 、径比 k 以及许用应力 $[\sigma]$ 等主要设计参数等都被当作常量^[3]。在实际工程应用中,正常工况下,其承载、几何尺寸及材料机械性能并非恒定,而是呈一定分布状态的随机量。而目前国内外所有设计规范几乎均未明确设计参数的不确定性影响,其可靠程度通过应用不同设计准则和安全系数来保证。这种处理方法难以确定各设计理论本身的可靠性,设计得到

的结构可靠性也无法量化,这两方面是直接影响高压薄壁气瓶可靠性的关键。

基于以上分析,本文结合可靠性和概率设计理论,考虑相关设计参数(P 、 k 、 $[\sigma]$)的不确定性,针对不同强度设计理论,建立相应的失效极限状态方程,对高压薄壁气瓶的可靠性进行分析计算,以获得在相同设计工况下,不同设计理论对高压薄壁气瓶可靠性的影响程度;另外,分析和探讨了设计参数对可靠性的敏感性影响,并提出了高压薄壁气瓶设计的相关建议。

1 理论基础

在压力容器设计中,通常定义气瓶外直径 D_o 与其内直径 D_i 之比为 k 。当 $k=D_o/D_i \leq 1.2$ 时,称为薄壁气瓶。薄壁气瓶强度设计的理论基础是旋转壳体的无力矩理论。由无力矩理论^[4-5]所得到的应力是沿壁厚均匀分布的薄膜应力,且忽略了垂直于圆筒壁面的径向应力。气瓶壁总有厚度,故此,用无力矩理论公式只能是一种近似计算方法,但在一定范围的 k 值的条件下,能够获得工程可接受的结果。

1.1 弹性理论

弹性理论就是将应力限制在弹性范围内,不允许气瓶内壁出现屈服。根据资料[6]可知,弹性范围的4个强度理论分别是第一强度理论(最大主应力理论),第二强度理论(最大变形理论),第三强度理论(最大剪应力理论)和第四强度理论(能量理论)。

根据回转壳体的无力矩理论,当气瓶为薄壁气瓶时,若受内压 P ,其器壁中的应力如表1所示,其中: σ_1 、 σ_2 、 σ_3 分别为第一、第二、第三主应力。

表1 薄壁气瓶壁中的应力

	径向应力	轴向应力	周向应力
表达式	$\sigma_3=0$	$\sigma_2 = \frac{P}{k^2 - 1}$	$\sigma_1 = \frac{P(k^2 + 1)}{k^2 - 1}$

根据4个强度理论的定义可以得出各自的当量应力 S_e 的表达式,如表2所示。

按弹性理论设计条件为

$$[S_e]_i \leq [\sigma]_i \quad (i=1,2,3,4), \quad (1)$$

式中, i 为 1、2、3、4 分别表示第一至第四弹性强度理论; $[\sigma]_i$ 表示弹性理论的许用应力, 取屈服强度值。从表 2 可以看出, 对于薄壁高压气瓶而言, 第一强度理论和第三强度理论设计结果是一样的, 因此本文分析和计算只针对第一强度理论, 且均不计安全系数 n , 即 $n=1$ 。由式 (1) 可得

$$X_i = [\sigma]_i - [\sigma] = 0 \quad (i=1, 2, 3, 4), \quad (2)$$

式 (2) 即为弹性强度理论失效极限状态方程。

表2 4个弹性强度理论的当量应力表达式

	第一强度理论	第二强度理论	第三强度理论	第四强度理论
当量应力 S_e	$\frac{P(k^2+1)}{k^2-1}$	$\frac{P(k^2+1-\nu)}{k^2-1}$	$\frac{P(k^2+1)}{k^2-1}$	$\frac{P\sqrt{k^4+k^2+1}}{k^2-1}$

注: 表中 ν 表示材料的泊松比。

1.2 爆破理论

爆破准则就是认为爆破压力是气瓶的最高承载极限, 由表 2 可知: 第四强度理论所计算的爆破压力为极限承载压力。本文亦选定第四强度理论进行可靠性分析, 其失效极限状态方程可表示为:

$$X_5 = \frac{P\sqrt{k^4+k^2+1}}{k^2-1} - [\sigma]_5 = 0, \quad (3)$$

式中, $[\sigma]_5$ 是爆破准则许用应力, 取强度极限值。

1.3 中径公式

将高压薄壁气瓶承受内压时沿壁厚分布的应力分为平均应力和应力梯度, 根据第三强度理论可推得中径公式^[5], 目前已被许多国家设计规范采用。采用中径公式设计时失效极限状态方程为:

$$X_6 = P \frac{k+1}{2(k-1)} - [\sigma]_6 = 0, \quad (4)$$

式中, $[\sigma]_6$ 表示材料在设计温度时的许用应力, 本文分析中 $[\sigma]_6$ 值取屈服强度值。

1.4 可靠度的计算理论

假设强度和应力都为随机变量, 且服从正态分布, 则由强度—应力干涉模型理论^[7-8]得到可靠度值:

$$R = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^{\beta} e^{-\frac{1}{2}t^2} dt \quad (\text{式中, } \beta \text{ 为可靠性指数, 与可靠度一一对应: } \beta = \frac{\mu_r - \mu_s}{\sqrt{\sigma_r^2 + \sigma_s^2}}, \text{ 其中 } \mu_r \text{ 为强度均值; } \mu_s \text{ 为应力均值; } \sigma_r \text{ 为强度标准差; } \sigma_s \text{ 为应力标准差。})$$

2 强度设计理论的可靠性分析

式 (2)、(3)、(4) 为不同强度设计理论下的失效极

限状态方程。一般而言, 压力 P 、外径 D_o 、内径 D_i 及材料强度均可按正态分布进行设计, 本文拟应用强度—应力干涉模型理论对强度设计理论的可靠性进行分析。

为便于定量分析, 本文以某型号薄壁高压气瓶为例进行分析。基本设计参数为: 压力为 35^{+2}_0 MPa, 外径为 $80.4_{-0.05}^0$ mm, 内径 $74.4_{+0.05}^0$ mm, 材料屈服强度为 1357.5 MPa, 拉伸强度为 1428 MPa, 材料性能变异系数为 0.1, 针对以上数据, 利用不同强度设计理论。并采用强度—应力干涉模型理论进行可靠性分析, 利用 Matlab 编制可靠度计算程序进行计算, 计算结果见表 3。由表 3 可见, 在相同设计条件下, 中径公式理论最为保守, 计算得到的可靠度值仅为 0.9969, 其次为第一和第三强度理论, 可靠度值为 0.9999999997; 爆破理论可靠度值最大, 接近于 1。这一结果与高压厚壁气瓶有很大区别。

表3 各种理论计算的可靠度值

强度设计理论	弹性理论				爆破理论	中径公式
	第一理论	第二理论	第三理论	第四理论		
可靠度值	0.99999999 997006	0.99999999 997023	0.99999999 997006	0.99999999 998759	0.99999999 995733	0.99999999 6995794

3 设计参数敏感性分析

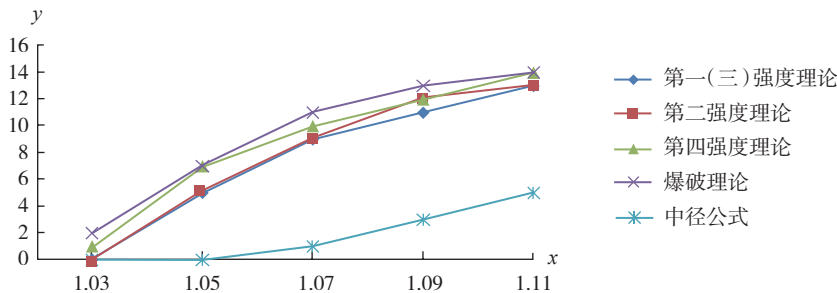
为了充分探讨各参数变化时不同强度设计理论下的可靠度变化规律, 本文利用 Matlab 编制可靠度计算程序, 对设计参数 P 、 k 、 $[\sigma]$ 中某一参数变化时, 薄壁气瓶可靠度变化规律作了定量计算。结果如表 4~6 和图 1~3 所示。表 4 和图 1 表示径比 k 变化, 其他设计参数一定时, 各强度设计理论下的可靠度变化趋势; 表 5 和图 2 表示设计压力 P 变化, 其他设计参数一定时, 各强度设计理论下的可靠度变化规律; 表 6 和图 3 表示许用应力 $[\sigma]$ 变化, 其他设计参数一定时, 各强度设计理论下可靠度的变化规律。

由表 4 和图 1 可知, 在各种强度设计理论下, 随着径比 k 值增加, 薄壁高压气瓶的可靠度值随之增加。其中爆破理论和第四强度理论增加最快, 第一、二、三理论 (从图 1 看出, 第一、三理论和第二理论两条曲线基本重合) 次之, 中径公式增加最慢, 而其他准则可靠度值增加较快, 当 k 值达到 1.09 时, 除中径公式外, 其他理论可靠度值均接近于 1。

在表 5 和图 2 可知, 随着设计压力的增加, 可靠度值均呈逐渐降低的趋势, 第一、三理论和第二理论两条曲线基本重合, 中径公式降低最快; 而其他理论相对下降较慢, 且可靠度值较稳定。

表4 不同径比k时的可靠度值

k	第一(三)强度理论	第二强度理论	第四强度理论	爆破理论	中径公式
1.03	0.846644780 83285138	0.84686839593 334385	0.9868290098 71650354920	0.9954002126 05302455985	0.191277
1.05	0.999997374 97852447	0.99999739395 400479	0.999999361 79392935623	0.999999825 76128332746	0.2212300166 43654621136
1.07	0.999999999 36220534	0.9999999936 632363	0.999999999 78668065399	0.999999999 93228989837	0.9714251004 94065133216
1.09	0.999999999 99761554	0.9999999999 762759	0.999999999 99878699943	0.999999999 99955164904	0.9996493541 17146066734
1.11	0.999999999 99995252	0.9999999999 995271	0.999999999 999965965	0.999999999 999986119	0.9999927476 7298770



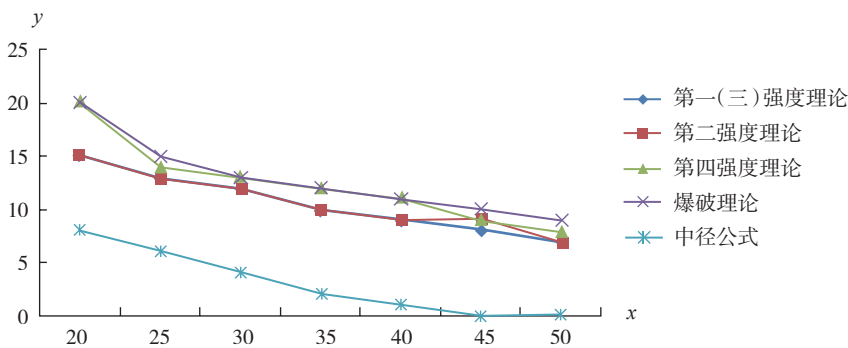
注: x 坐标为 k 的值, y 坐标为 $-\lg(1-n)$, n 为表 4 第 2、3、4 和 5 列中的数值。

图1 不同设计理论的可靠度值随径比k的变化曲线

Fig.1 Changing curve of different design theory reliability values with diameter ratio k

表5 不同承压P下的可靠度值

P/MPa	第一(三)强度理论	第二强度理论	第四强度理论	爆破理论	中径公式
20	0.9999999999999 997326	0.9999999999999 97355	0.9999999999999 99997452	0.9999999999999 99993876	0.999999 998253
25	0.9999999999999 8508	0.9999999999998 519	0.99999999999988 6	0.99999999999995 396	0.999999 4736
30	0.9999999999994	0.99999999999946	0.999999999999688	0.999999999999879	0.999948
35	0.9999999999843	0.99999999998439	0.999999999993169	0.999999999997608	0.998276
40	0.9999999996376	0.9999999996395	0.9999999998737	0.99999999995935	0.97787
45	0.99999993317	0.99999993346	0.999999998029	0.9999999994074	0.87479
50	0.9999990144	0.9999990181	0.99999997402	0.999999992585	0.63326



注: x 坐标为 P 的值, y 坐标为 $-\lg(1-n)$, n 为表 5 第 2、3、4 和 5 列中的数值。

图2 不同设计理论的可靠度值随承压P变化的曲线

Fig.2 Changing curve of different design theory reliability values with pressure P

在表 6 和图 3 可知,随着许用应力 $[\sigma]$ 的增加,可靠度值均呈逐渐增加的趋势,第一、三理论和第二理论两条曲线基本重合,第四强度准则增加最明显,爆破理论次之;中径公式增加最慢。当许用应力达 1500MPa 时,除中径公式外,其他情况下的可靠度值均接近 1。

从表 4、5、6 及图 1、2、3 可以得到:第四强度理论和爆破理论对设计参数变化极为敏感,第一、二、三强度理论次之;中径公式对参数变化最不敏感。各强度设计准则对设计参数敏感性由强至弱大致顺序为:第四强度理论、爆破理论、第二强度理论、第一三强度理论、中径公式。其中,中径公式设计准则最为保守,第四强度理论最不保守。

4 结束语

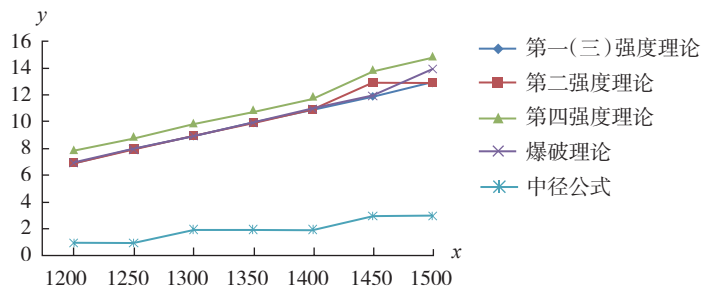
本文分析计算结果表明若不考虑设计参数不确定性,对不同的强度设计准则,在相同设计工况下,可靠程度很不稳定,有些可能偏保守(如中径公式),有些可能偏安全(如第四强度理论)。因此,本文建议对于飞行器使用的薄壁高压气瓶进行可靠性设计时,对重要气瓶(如弹载薄壁高压气瓶)则应采用中径公式进行可靠性设计。

通过本文分析可得到以下几点结论:

- (1) 设计参数当作随机变量处理。
- (2) 对于不同强度设

表6 不同许用应力 $[\sigma]$ 下的可靠度值

$[\sigma]$ MPa	第一(三)强度理论	第二强度理论	第四强度理论	爆破理论	中径公式
1200	0.99999996366	0.9999999638	0.9999999746	0.99999998621	0.95683
1250	0.99999995604	0.99999995624	0.9999999736	0.99999998249	0.97932
1300	0.99999995341	0.99999995364	0.9999999762	0.99999998028	0.990979
1350	0.99999995674	0.999999956991047	0.9999999998161	0.9999999998029	0.996423
1400	0.9999999996483	0.9999999996505	0.99999999998735	0.99999999998253	0.9987127
1450	0.99999999997496	0.99999999997514	0.9999999999992440	0.999999999998627	0.9995799
1500	0.999999999998446	0.999999999998458	0.9999999999996606	0.9999999999990495	0.9998758



注: x 坐标为 $[\sigma]$ 的值, y 坐标为 $-\lg(1-n)$, n 为表 5 第 2、3、4 和 5 列中的数值。

图3 可靠度值随许用应力 $[\sigma]$ 的变化曲线Fig.3 Changing curve of reliability values with allowable stress $[\sigma]$

计理论,由于极限状态的差异,尽管设计工况相同,可靠度值仍具有较大的分散性。

(3) 参数敏感性分析表明,中径公式理论最为保守,第四强度理论最不保守,故对重要设备应采用中径公式进行设计,而对一般设备可采用第四强度理论进行设计。

(4) 考虑经济、合理、安全等因素,建立压力气瓶可靠性设计准则,具有极大的工程应用价值。

参考文献

- [1] 戴树和. 压力容器可靠性工程 90 年代技术展望. 压力容器, 1991,8(6):1-8.
- [2] Tsai C H. Wu W F. On the application of probabilistic fracture mechanics to the reliability and inspection of pressure vessels. Int J Pres Ves&Piping, 1994(59):323-333.
- [3] 余国琮. 化工容器及设备. 北京: 化学工业出版社, 1991:62-66.
- [4] 魏铎. 压力容器设计知识. 北京: 化学工业出版社, 2005:40-47.
- [5] 左民. 承受内压的薄壁压力容器圆筒计算公式. 核工程研究与设计, 2009(2):4-7.
- [6] Hibbeler R C. Mechanics of Materials. Beijing: Publishing House

of Electronics Industry, 2006: 65-85.

[7] 季维英. 压力容器的可靠性设计. 南通职业大学学报, 2005(19): 69-71.

[8] 郝静茹. 机械可靠性工程. 北京: 国防工业出版社, 2008:40-43. (责编 小城)

(上接第 67 页)

化合物。

(3) Cu/Zn-14.1Al-0.9Si/Al 接头和 Cu/Zn-21.5Al-1.5Si/Al 接头的抗剪切强度分别为 60.1MPa 和 55.6MPa, 均具有较好的抗剪切强度。Zn-14.1Al-0.9Si 较 Zn-21.5Al-1.5Si 钎料是理想的 Cu/Al 异种金属钎焊用钎料。

参考文献

- [1] Carlos B, Goni A A, Azpilicueta P B, et al. Study and selection of the most appropriate filler materials for an Cu/Al brazing joint in cooling circuits. Mater. Materials and Manufacturing Processes, 2011(26): 236-41.
- [2] Di Z, Hu S S, Shen J Q, et al. Intermediate layer characterization and fracture behavior of laser-welded copper/aluminum metal joints. Materials and Design, 2014(58): 357-362.
- [3] Ji F, Xue S B, Dai W. Effects of Ti on the brazability of Zn-22Al-xTi filler metals as well as properties of Cu/Al brazing joints. Rare Metal Materials and Engineering, 2013(42): 2453-2457.
- [4] Koyoma K, Shinozaki K J, Ikeda Kenji, et al. Evaluation of brazing properties using Al-Si-Mg-Bi brazing alloy. Development of Brazing Technique for Al-Cu Dissimilar Joint(Part1). Journal of Light Metal Welding and Construction, 2002(40): 403-410.
- [5] Yan X Q, Liu S X, Long W M, et al. Stress corrosion crack of ZnAl15 alloys in hot and humid environment. Materials Letters, 2013(93):183-186.
- [6] 张满, 薛松柏, 姬峰, 等. CuAl2 相对铜铝钎焊接头组织与性能的影响. 焊接学报, 2011, 2(2): 93-96.
- [7] Yong X, Ji H J, Li M Y, et al. Ultrasound-assisted brazing of Cu/Al dissimilar metals using a Zn-3Al filler metal. Materials and Design, 2013(52): 740-747.
- [8] 张启运, 庄鸿寿. 钎焊手册. 北京: 机械工业出版社, 2008.
- [9] 羊浩, 杨文静, 黄继华, 等. 铝 / 铝钎焊用 Al-Si-Zn 系钎料的研究. 焊接, 2014(5): 31-35.
- [10] 张启运, 庄鸿寿. 三元合金相图手册. 北京: 机械工业出版社, 2011.
- [11] 张满, 薛松柏, 戴玮, 等. Al 元素含量对 Zn-Al 钎料性能的影响. 焊接学报, 2010, 31(9): 93-96.
- [12] Huang M L, Kang N, Zhou Q, et al. Effect of Ni content on mechanical properties and corrosion behavior of Al/Sn-9Zn-xNi/Cu Joints. Journal of Materials Science and Technology, 2012(28): 844-852.

(责编 亿霖)