

船舶下水用气囊爆破压强理论计算

刘亚平¹, 吴剑国^{1*}, 孙菊香²

(1. 浙江工业大学 建筑工程学院, 浙江 杭州 310032; 2. 济南昌林气囊容器厂, 山东 济南 250023)

摘要:根据薄膜理论和网格理论, 考虑帘线的强度、密度、缠绕角度及其几何结构的影响, 得到帘线缠绕橡胶气囊在内压作用下的纵向应力和周向应力, 进而推导出其爆破压强的计算公式。通过爆破压强理论值与模型试验值的对比, 验证了计算公式的精确性。

关键词:气囊; 橡胶; 帘线; 爆破压强; 薄膜理论; 网格理论

中图分类号: TQ336.8 **文献标志码:** A **文章编号:** 1000-890X(2014)09-0554-03

船舶气囊下水是一项由我国近些年独创的新型下水技术^[1], 对中小船舶企业发展起到了极大的推动作用。下水用气囊是由帘线和橡胶基体材料经过有效复合而形成的一种典型的具有较高承载能力的柔性复合材料。对于大变形柔性复合材料^[2], 准确预测其爆破压强是较困难的^[3]。

对于薄壳, 壳体具有连续的几何曲面, 所受外载荷连续, 边界支承是自由的, 壳体内的弯曲应力与中间面的拉或压应力相比, 小到可以忽略不计, 认为壳体的外载荷只是由中间面的应力来平衡, 这种理论称为薄膜理论或无力矩理论。这样就将无限不定结构化为静定问题。气囊的壁厚相对于直径、长度来说很小, 满足要求, 可用薄膜理论来求囊体的纵向和周向内力。

与橡胶的弹性模量相比, 帘线的弹性模量是其 1 000 倍以上, 气囊将要爆破时, 基体几乎全部开裂, 已不起加强作用, 只起支撑保护帘线和在帘线间传递荷载的作用。而网格理论的核心就是忽略基体对复合材料强度的贡献, 通过力的平衡求出加强纤维的应力。因此, 在计算气囊爆破压强时忽略橡胶的作用, 仅以不伸长帘线承担内压引起的张力为假定条件, 利用网格理论对囊体进行承载力分析。

本研究意在寻找一种简化的爆破压强计算方法。首先, 合理简化下水用气囊的物理计算模型,

根据薄膜理论^[4] 和网格理论^[5] 推导出气囊的膜内力、应力、帘线力的理论公式, 进而推导出简化的气囊爆破压强理论计算公式; 再将理论公式计算与爆破试验结果作对比, 从而验证理论公式的精确性。

1 理论计算模型的简化计算

1.1 薄膜内力分析

船舶下水用气囊如图 1 所示。根据薄膜理论, 假定: ①气囊囊体及其各单层均处于广义平面应力状态; ②忽略气囊囊体弯曲和扭转刚度的影响。据此假定, 橡胶气囊体就变成了薄膜。轴对称薄膜内力分析如图 2 所示。

一般轴对称气囊的薄膜内力为^[6]



图 1 船舶下水用气囊

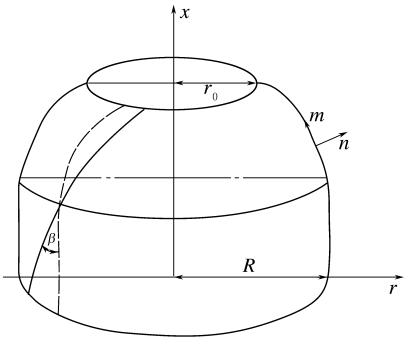


图 2 轴对称薄膜内力分析

作者简介:刘亚平(1988—), 女, 山东济宁人, 浙江工业大学硕士, 现在济宁市公路工程公司工作, 主要从事结构分析研究。

* 通信联系人

$$F_m = (r_\theta \cos^2 \beta)^{-1} \int_0^\beta (P_n \tan \beta - P_m) r_m r_\theta \cos^2 \beta d\beta \quad (1)$$

$$F_\theta = r_\theta (P_n - F_m / r_\theta) \quad (2)$$

$$F_{m\theta} = F_{\theta m} = 0 \quad (3)$$

式中 F_m, F_θ ——纵向、周向单位面积内力；

θ ——柱坐标周向角；

β ——帘线与气囊轴向的夹角；

P_m, P_n ——纵向、法向单位面积载荷；

r_θ, r_m ——周向、纵向回转半径, 计算式为

$$r_m = [1 + (dr/dx)^2]^{3/2} / (dr^2/dx^2)$$

$$r_\theta = r[1 + (dr/dx)^2]^{1/2}$$

式中 r ——轴对称气囊的平行圆半径。

如果橡胶仅承受均匀内压荷载, 即 $P_m = 0$, P_n 为常数, 则薄膜内力分别为

$$F_m = 0.5 P_n r_\theta (1 - r_0^2 / r^2) \quad (4)$$

$$F_\theta = 0.5 P_n r_\theta [2 - r_\theta (1 - r_0^2 / r^2) / r_m] \quad (5)$$

$$F_{m\theta} = F_{\theta m} = 0 \quad (6)$$

式中 r_0 ——胎圈半径。

对于下水用气囊, $r_0 = 0, r_m = \infty$, 则薄膜内力可简化为

$$F_m = \frac{1}{2} P_n r_\theta \quad (7)$$

$$F_\theta = P_n r_\theta \quad (8)$$

$$F_{m\theta} = F_{\theta m} = 0 \quad (9)$$

1.2 帘线应力

由于橡胶的抗拉强度和抗拉模量相对于帘线非常小, 因此在内力计算时忽略橡胶基体的作用, 只考虑帘线的抗拉强度。骨架单元分析如图3所示。

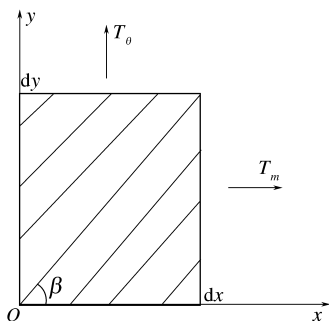


图3 骨架单元分析示意

用网格理论对壳体进行承载能力分析, 将无限静不定结构化为静定问题, 从而简化计算。纵

向与周向帘线缠绕橡胶气囊的周向和纵向内力分别为^[7]

$$T_\theta = \sigma_m h_m \sin^2 \beta + \sigma_\theta h_\theta \quad (10)$$

$$T_m = \sigma_m h_m \cos^2 \beta \quad (11)$$

式中 T_θ, T_m ——气囊在网格意义下的周向、纵向内力；

σ_m, σ_θ ——纵向、周向帘线应力；

h_m, h_θ ——纵向、周向帘线厚度。

济南昌林气囊容器厂提供的气囊产品只有纵向缠绕帘线, 则帘线的内力简化为

$$T_\theta = \sigma_m h_m \sin^2 \beta \quad (12)$$

$$T_m = \sigma_m h_m \cos^2 \beta \quad (13)$$

为方便起见, 用帘线断裂强度来表示^[8]。骨架单元的周向、纵向强度分别为

$$T_\theta = K_m m_0 dx \sin^2 \beta \quad (14)$$

$$T_m = K_m m_0 dy \cos^2 \beta \quad (15)$$

式中 K_m ——单根帘线的断裂强度；

m_0 ——帘线的缠绕密度。

对比式(7)与(8)和式(14)与(15)可知, 周向应力大于纵向应力, 因此只要帘线缠绕角与平衡角相差不大, 周向应力将先达到极限荷载。

由此得到纵向帘线缠绕橡胶气囊在网格意义下的平衡方程：

$$T_\theta = F_\theta$$

因此可得气囊的爆破压力：

$$P_n = \frac{2 K_m m_0 \sin^2 \beta}{R} \quad (16)$$

式中 R ——气囊的计算半径。

从式(16)可以看出, 帘线缠绕气囊的爆破压强不仅与囊体的几何结构有关, 而且还与骨架层的缠绕方式有关。

除此之外, 半径越大, 爆破压强越小。因此, 讨论时暂不考虑气囊圆锥部分, 将气囊简化为圆柱形。

2 理论公式计算与试验结果的对比

由于船舶下水用气囊的体型庞大, 无法进行足尺试验, 作为行业标准起草单位的济南昌林气囊厂曾做过2个气囊的冲水爆破试验, 其尺寸(直径×长度)分别为600 mm×1 800 mm和800 mm×2 400 mm, 且模型中帘线的布置情况与实际气囊

相同。试验气囊的结构和爆破压强如表 1 所示。

表 1 试验气囊的结构和爆破压强

直径/mm	缠绕密度/(根·cm ⁻¹)	爆破压强/MPa
600	9.0	1.67
800	10.5	1.45

根据所提供气囊的有关资料, $K_m=313.6\text{ N}$, $\beta=64^\circ$,代入式(4)进行计算。爆破压强理论计算与试验结果对比如表 2 所示。

表 2 爆破压强对比 MPa

直径/mm	理论计算	试验结果	误差/%
600	1.59	1.67	4.79
800	1.39	1.45	4.14

从表 2 可以看出,理论计算压强与试验结果接近,证明理论计算公式的正确性。另一方面,由于未考虑基体橡胶的作用,因此,理论计算值略小于试验值。

3 结论

(1)通过对下水用气囊囊体的结构进行分析,利用薄膜理论和网格理论得到气囊在内压作用下的纵向应力和周向应力,进而推导出的爆破压强的理论计算公式是较精准的。

(2)帘线缠绕气囊的爆破压强不仅与囊体的几何结构有关,而且还与骨架层的缠绕方式有关。

参考文献:

[1] 吴剑国,孙燕,马剑,等. 气囊下水的安全性研究[J]. 造船技术,2010(4):7-9.

[2] 王作龄. 橡胶复合体的力学性能[J]. 世界橡胶工业,2006,33(10):20-25.

[3] Mistry J, Gibson A G, Wu Y S, et al. Failure of Composite Cylinders under Combined External Pressure and Axial Loading[J]. Composite Structures,1992,22(1):193-200.

[4] Gramoll K C, Gibson A G, Wu Y S. Stress Analysis of Filament Wound Open-ended Composite Shells [A]. AIAA/ASME/ASCE/AHS/ASC. Collection of Technical Papers—AIAA/ASME Structures, Structural Dynamics and Materials Conference. Washington:AIAA,1993: 2733-2741.

[5] 俞洪,周锋,丁剑平. 充气轮胎性能与结构[M]. 广州:华南理工大学出版社. 1998.

[6] 袁春元,周孔亢,吴琳琪,等. 汽车空气弹簧橡胶气囊的结构分析方法[J]. 机械工程学报,2009,45(9):221-225.

[7] 陈汝训. 纤维缠绕壳体设计的网格分析方法[J]. 固体火箭技术,2003(1):30-32.

[8] 帅长庚,何琳. 帘线缠绕增强肘形橡胶软管耐压强度计算[J]. 工程力学,2008(6):230-233.

收稿日期:2014-03-02

Theoretical Calculation of the Burst Pressure of Air-bag for Ship Launching

LIU Ya-ping¹, WU Jian-guo¹, SUN Ju-xiang²

(1. Zhejiang University of Technology, Hangzhou 310032, China; 2. The Factory of Changlin Air-bag Container, Jinan 250023, China)

Abstract: Based on membrane theory and netting theory, and considering the strength, winding density, winding angle and geometric structure of the cord, the formula to calculate the longitudinal stress, circumferential stress and burst pressure of cord wound rubber air-bag under internal pressure were obtained. The accuracy of the formula was good confirmed by comparing test value with theoretical value of burst pressure.

Key words: air-bag; rubber; cord; burst pressure; membrane theory; netting theory

高强度浮选机定子橡胶零件

中图分类号:TQ336.4 文献标志码:D

由西安致泰橡塑工业有限公司申请的专利(公开号 CN 103073764A, 公开日期 2013-05-01)“高强度浮选机定子橡胶零件”,涉及的高强度浮选机定子橡胶零件配方为:21 型氯丁橡胶 50~70,40 型丁腈橡胶 40~60,通用炭黑

80~100,碳酸钙 40~60,氧化锌 5~7,氧化镁 5~6,硬脂酸 2~4,微晶蜡 2,增塑剂 DBP 10~15,防老剂 D 1~1.5,硫黄 1.2~1.5,促进剂 NOBS 1.1,促进剂 DM 1.4~1.6。该配方中极性橡胶 40 型丁腈橡胶的比例增大,从而提高了材料的机械强度。

(本刊编辑部 赵 敏)