

大型精密仪器运输包装箱设计及试验

李海连, 李建永, 罗春阳, 王明旭, 高兴华

(北华大学 机械工程学院, 吉林 132021)

摘要: **目的** 为了在控制包装箱整体重量的同时, 提高包装箱的气密性及承压能力, 对大型精密仪器运输包装箱的结构进行设计及优化。**方法** 针对精密仪器运输过程中“气体保护及密封性”的需求, 设计钢骨架与玻璃纤维复合的箱体结构, 并利用有限元仿真对设计方案进行分析评估, 最后进行箱体的承压试验与气密性试验。**结果** 箱体在极端工况下的最大变形量为 4.82 mm, 在建立的箱内温度和大气压补偿模型基础上, 包装箱泄露率仅为 520.5 Pa/48 h。**结论** 采用钢骨架与玻璃纤维复合的箱体结构, 满足了大型精密仪器运输的承压及密封性要求, 为大型密闭箱体设计及试验提供了参考。

关键词: 包装箱; 有限元分析; 气密性; 运输包装

中图分类号: TB482; TB485.3 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-3563(2018)17-0124-05

DOI: 10.19554/j.cnki.1001-3563.2018.17.020

Design and Experiment of the Transportation Packaging Box for Large-scale Precision Instruments

LI Hai-lian, LI Jian-yong, LUO Chun-yang, WANG Ming-xu, GAO Xing-hua

(School of Mechanical Engineering, Beihua University, Jilin 132021, China)

ABSTRACT: The work aims to design and optimize the structure of the large-scale precision instrument transport packaging box to improve the airtightness and pressure bearing capacity of the packaging box while controlling the overall weight of the packaging box. According to the demand of "gas protection and sealing" during the transportation of precision instruments, a packaging box structure combined with steel frame and glass fiber was designed. The finite element simulation was used to analyze and evaluate the design scheme, and finally the pressure test and airtightness test of packaging box were conducted. The maximum deformation of the packaging box under extreme working conditions was 4.82 mm. Based on the in-box temperature and atmospheric pressure compensation model established, the leakage rate of the packaging box was only 520.5 Pa/48 h. In conclusion, the packaging box structure combined with steel frame and glass fiber meets the pressure bearing and sealing requirements for the transportation of large-scale precision instruments, and provides a reference for the design and testing of large sealed containers.

KEY WORDS: packaging box; finite element analysis; airtightness; transport packing

一些大型贵重精密仪器(尤其是军用及航天类)在运输过程中对环境要求较高, 为了防止运输过程中粉尘、水汽等外界环境的污染, 需要一个密闭的箱体对其进行密封保护^[1-5]。一般在运输过程中要对箱体内充入一定压力的高纯度氮气^[6-7], 造成箱体内压力高于外界环境大气压, 这就要求包装箱必

须具有一定的承压能力和气体密封能力^[8]。为了满足这些要求, 文中通过有限元分析优化了箱体的结构设计, 在保证承压能力的同时尽可能的降低箱体重量, 并以此为依据研制了包装箱箱体结构, 开展了承压试验和气密性试验, 通过试验验证其承压能力及密封性能^[9]。

收稿日期: 2018-04-23

基金项目: 国家国防科技工业局项目(2013010011); 吉林省教育厅科学技术研究项目(JJKH20170032K); 二期包装箱研制项目(20161220)

作者简介: 李海连(1982—), 女, 北华大学副教授, 主要研究方向为专用设备研制与开发。

通信作者: 李建永(1971—), 男, 北华大学教授, 主要研究方向为专用设备技术开发。

1 包装箱的结构设计

包装箱的结构要求具有一定的兼容性,可以适用不同型号产品的运输。研究是以某 3 个型号航天器运输为背景,在充分考虑尺寸兼容性&重量限制的前提下,设计了一个具有一定承压能力的密闭的包装箱,其结构尺寸见图 1。

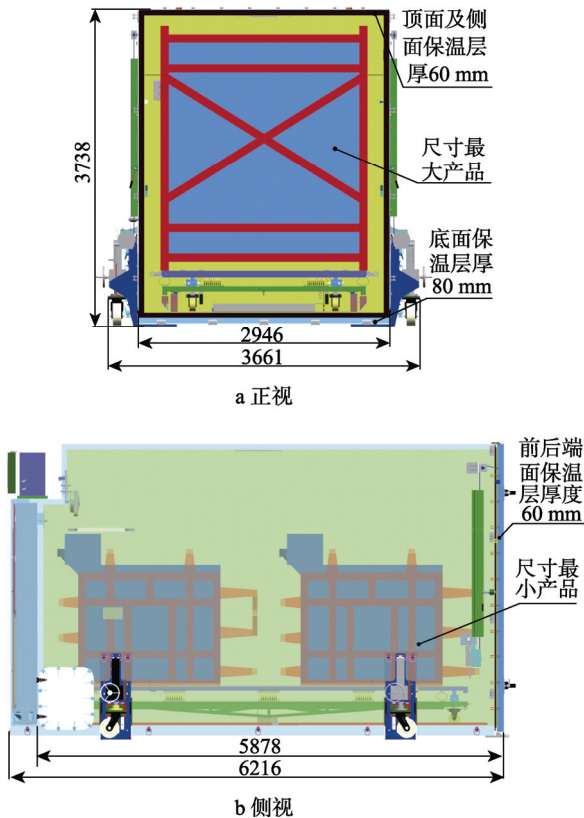


图 1 包装箱结构尺寸
Fig.1 Size of the packaging box structure

包装箱骨架采用 20 钢方管焊接,骨架上预先焊接空调、外行走轮组、吊环等安装预埋件,骨架保证了箱体的整体刚度。在骨架的间隙内填充 60 mm 厚的聚氨酯泡沫板,以达到良好的保温效果。内外蒙皮采用了玻璃钢复合材料^[10]。内层蒙皮主要起到保证气密性作用,玻璃钢厚度为 11 mm,外层蒙皮起到防雨&美观作用,玻璃钢厚度为 3 mm。包装箱侧箱壁结构见图 2。

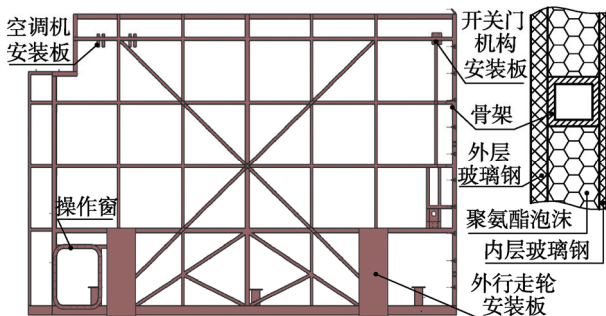


图 2 包装箱侧箱板结构
Fig.2 Lateral boxboard structure of the packaging box

2 有限元分析

以航天器在生产地与发射地之间的转运过程为背景,包装箱在运输过程中受到内部气体压力、箱体自重&箱内载重的共同作用,为了进一步评估设计方案的可行性,利用 Ansys Workbench 软件进行了有限元仿真分析^[11]。

2.1 模型建立

包装箱的简化模型见图 3a,箱体骨架材料为 20 钢,内外蒙皮材料为玻璃钢,2 种材料的力学性能参数见表 1^[12—13]。网格划分采用了六面体单元,其数量为 2 231 912、节点数量为 4 456 448、最小单元尺寸为 7.5 mm、最大单元尺寸为 15 mm。

表 1 包装箱材料力学性能
Tab.1 Mechanical properties of packaging box material

材料类型	弹性模量/GPa	屈服强度/MPa	极限强度/MPa	泊松比	密度/(g·cm ⁻³)
20 钢	200	250	520	0.269	7.85
玻璃钢	13.9	—	210	0.24	1.8

注：表中玻璃钢弹性模量及极限强度均为拉伸参数

根据包装箱的实际使用情况,确定了仿真分析的 2 种工况。

1) 工况 1: 运输工况。此时包装箱受到 3 kPa 的内压和 30 kN 的最大运输载质量作用,箱体底面提供支撑,最大载荷作用区域见图 3b。

2) 工况 2: 场地转运工况。此时包装箱受到自身 (70 kN) 以及 30 kN 的最大运输载质量作用,包装箱以箱体外侧 4 个行走轮组支撑,支撑位置见图 3b。

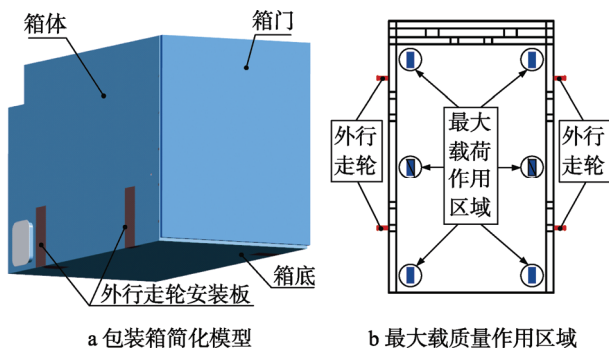


图 3 包装箱示意与最大加载质量 (30 kN) 的内底面 6 个区域位置
Fig.3 Schematic diagram of packaging box and positions of 6 areas of inner bottom surface of the maximum loading (30 kN)

2.2 仿真分析结果

2.2.1 工况 1

1) 刚度分析。在 3 kPa 内压与 3 t 载质量共同

作用的工况下, 骨架及玻璃钢蒙皮最大变形出现在包装箱2个侧面的中间位置, 见图4, 内部骨架的最大变形量为4.06 mm, 玻璃钢蒙皮的最大变形量为4.08 mm。

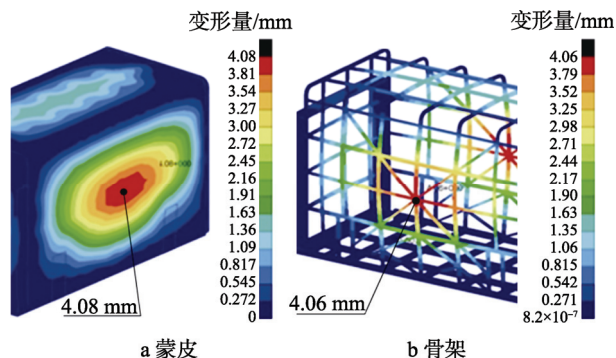


图4 变形分析云图

Fig.4 Deformation analysis nephogram

特种设备包装箱的刚度参数目前没有统一的标准, 按照企业提出的设计需求(内压3 kPa 工况下, 箱体最大变形量不大于5 mm)。可认为包装箱的箱体骨架设计方案的刚度参数合格。

2) 强度分析。在骨架及箱体蒙皮的应力分析中, 整个箱体的应力分布见图5。

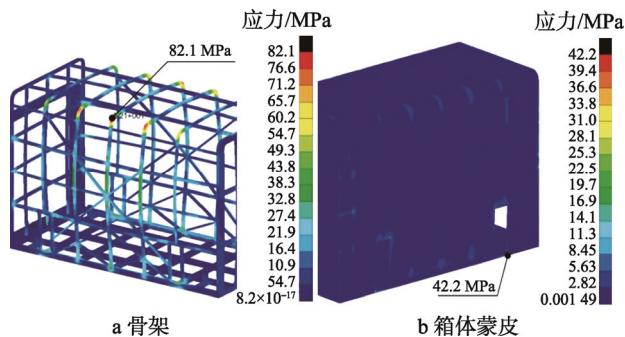


图5 等效应力云图

Fig.5 Equivalent stress nephogram

包装箱骨架材料的最大应力出现在顶部圆弧过渡处, 应力值为82.1 MPa, 按照规定, 弯曲状态屈服校核为静态计算应力乘以1.5倍动荷系数, 再乘以2倍安全系数得出的值为246.3 MPa, 应小于材料的屈服极限250 MPa^[11-14]。骨架所用材料为20钢, 其屈服强度为250 MPa, 因此在第1种工况条件下骨架结构的强度合格。

包装箱箱体蒙皮最大应力出现在箱体底部直角处, 该处应力较为集中, 最大值为42.2 MPa。表面的蒙皮在承受3 kPa 内压的工况下, 主要受到拉应力的作用, 因此以抗拉极限作为其强度的衡量指标。包装箱箱体蒙皮材料为玻璃钢, 其抗拉极限为210 MPa, 所以箱体蒙皮的强度合格。

2.2.2 工况2

1) 刚度分析。包装箱以箱体外侧4个行走轮支撑, 最大变形出现在箱体两侧面的前部支撑处(箱体前端装有电池组及氮气瓶组, 致使箱体重心前移), 箱体蒙皮最大变形为1.14 mm, 骨架最大变形为1.12 mm, 变形分析云图见图6。变形量远小于5 mm, 故满足设备的刚度需求。

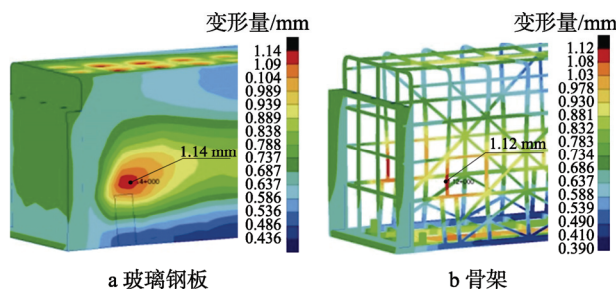


图6 变形分析云图

Fig.6 Deformation analysis nephogram

2) 强度分析。箱体骨架结构是主要的强度保证构件, 在第2种工况条件下, 针对包装箱整体骨架和底部承重骨架分别进行了强度分析, 应力分布见图7。

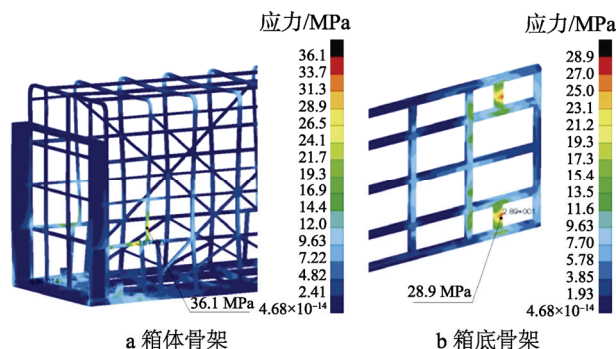


图7 等效应力分布云图

Fig.7 Equivalent stress distribution nephogram

包装箱骨架结构受到的最大应力出现在箱体侧面安装前行走轮处, 最大应力值为36.1 MPa, 按照规定计算得出108.3 MPa (<250 MPa)。在第2种工况条件下骨架结构的强度合格。相较于初始设计的包装箱, 在箱体两侧面增加“米”字形骨架、侧面与顶面改为圆角过渡、外行走轮安装板内侧增加了斜支撑, 这些结构上的优化使包装箱的刚度及强度得到了提升, 满足了设计需求。

3 承压及气密性试验

3.1 承压试验过程与分析

由于包装箱在运输使用过程中, 内部与外界环境之间的大气压差随着温度及大气压的变化将会发生较大的变化, 为了防止压差过大造成包装箱损坏, 要

求包装箱必须具有一定的承压能力,因此在完成包装箱制作后需进行承压试验。

包装箱实物见图 8a,利用包装箱自带的充气系统向箱内进行充气,直到箱内外压差达到 3 kPa,测量打压前后包装箱变形量;保压 24 h 后测量包装箱变形量。测量点为箱体侧面的中心点及底面边框的中点。

承压试验变形量的测量方法见图 8b,在箱体的 2 个侧面居中部位利用脚手架固定 2 个百分表,将百分表探针顶在被测量表面,将表盘指针归零,以便于读取数据。箱体两侧面各放置 2 个百分表,一个用来检测箱体侧壁变形量,一个用来检测箱体底面变形量。

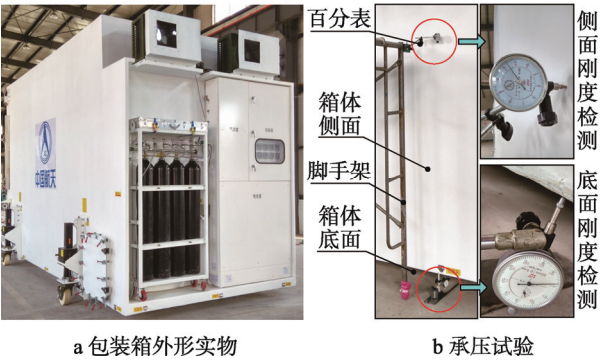


图 8 承压试验
Fig.8 Pressure test

根据上述测量方法,分别进行 3 组测试,获得承压能力的试验数据见表 2。箱体侧面变形量较大,左侧面最大形变量为 4.66 mm,右侧面最大变形量为 4.92 mm,底面未见明显形变(表针读数小于 0.1 mm)。

表 2 承压试验数据
Tab.2 Data for pressure test

检测项目	压强/Pa	测量时机	包装箱变形量/mm		
			左侧	右侧	底部
承压试验 1	3020	打压结束	4.44	4.82	0.02
	2810	保压 24 h	4.12	4.50	0.02
承压试验 2	3080	打压结束	4.56	4.88	0.04
	2890	保压 24 h	4.32	4.62	0.04
承压试验 3	3140	打压结束	4.66	4.92	0.05
	2920	保压 24 h	4.25	4.65	0.04

箱体所有变形均未超过 5 mm,结构件及箱体表面未出现任何损坏,因此可证明所研制包装箱满足承压需求。

3.2 密封试验过程与分析

包装箱在完成电装和总装配后,为了验证箱体保压性能及穿舱件的密封性,应进行密封性试验。实验方法采用充压降压法^[1],将氮气瓶的气体充入包装

箱,使箱内外压差达到 2 kPa,待箱内气压稳定之后,通过温湿度和压力传感器采集箱内数据,关键试验数据见表 3。

表 3 密封试验部分数据
Tab.3 Data for airtightness test

日期	时间	大气压/ kPa	内外 压差/kPa	箱内 温度/℃	箱外 温度/℃
2016-05-14	12:07	99.2	2.21	16.7	16.5
2016-05-15	14:17	98.1	2.06	13.7	14.0
2016-05-16	12:14	97.5	1.99	12.7	14.2

包装箱的容积不变,假设高纯氮气为理想气体,由理想气体状态方程^[15],在不产生泄露的情况下,则有初始压强与经过 t 时间后的压强关于绝对温度的关系式:

$$\frac{P_0}{T_0} = \frac{P_t}{T_t}$$
 (1)

式中: p_0 为初始压强; T_0 为初始绝对温度; p_t 为 t 时间后压强(无泄露状态); T_t 为 t 时间后绝对温度。

实际中必然会产生泄露,则 t 时间内,包装箱泄露量的计算公式:

$$\Delta p = \frac{p_0 \cdot T_t}{T_0} - p_t$$
 (2)

式中: Δp 为泄露压强值; p_t 为传感器实测的 t 时间后压强。

包装箱初始充入压强为 2210 Pa,试验结束时压强为 1990 Pa。经计算包装箱泄露率为 520.5 Pa/48 h。该泄露低于 300 Pa/24 h 的设计标准,故该包装箱漏指标满足技术要求。

4 结语

提出一种依靠钢骨架结构保证刚度及强度,依靠内外表面糊制玻璃钢保证承压及气密性的包装箱,借助有限元仿真分析软件,优化了骨架的结构设计,在保证箱体刚度及强度的同时,尽可能地降低箱体的质量,并通过包装箱产品的实测试验,验证了仿真计算的正确性及产品的承压、密封性能,为大型精密仪器运输包装箱的设计及研制提供了借鉴。

参考文献:

[1] 孔振,李辉,曹雪峰.减振密封包装箱设计及试验分析[J].包装工程,2014,35(3):128—131.
KONG Zhen, LI Hui, CAO Xue-feng. Design and Experimental Analysis of Damping and Sealing Packing Box[J]. Packaging Engineering, 2014, 35(3): 128—131.

- [2] 彭光正, 纪春花, 葛楠. 气密性检测技术现状及发展趋势[J]. 机床与液压, 2008, 36(11): 172—174.
PENG Guang-zheng, JI Chun-hua, GE Nan. Current Status and Future Development of Air Tightness Detection Technique[J]. Machine Tool & Hydraulics, 2008, 36(11): 172—174.
- [3] 杨春. 武器产品的金属包装箱结构设计[J]. 战术导弹技术, 2011(5): 38—40.
YANG Chun. Metal Packaging Box Structural Design of the Weapons[J]. Tactical Missile Technology, 2011(5): 38—40.
- [4] STEVEN B. Modular Transport Container for Satellite: United States. 6237795 B1[P]. 2001.
- [5] 周维, 黄美平, 罗俊杰, 等. 新型玻璃钢包装箱设计与制造[J]. 包装工程, 2004, 25(4): 51—52.
ZHOU Wei, HUANG Mei-ping, LUO Jun-jie, et al. The Design and Preparation of the New-type GFRP Packaging Box[J]. Packaging Engineering, 2004, 25(4): 51—52.
- [6] 丁建龙. 基于水下航行体包装箱的密封结构设计[J]. 机械研究与应用, 2017, 30(1): 115—117.
DING Jian-long. Sealing Structure Design of packaging box Based on Underwater Vehicles[J]. Mechanical Research & Application, 2017, 30(1): 115—117.
- [7] LAVOIE M, LITTLE J. Fungal contamination of H-53 aircraft. NRL /MR/7333-96-7725[R]. Arlington, USA: Naval Research Laboratory, 1996.
- [8] 肖刚, 郝文字, 张国芬, 等. 航天器空运包装箱的研制及其运输试验评价[J]. 航天器环境工程, 2010, 27(6): 795—799.
XIAO Gang, HAO Wen-yu, ZHANG Guo-fen, et al. The Development of Containers for Air Transport of Spacecraft and an Evaluation[J]. Spacecraft Environment Engineering, 2010, 27(6): 795—799.
- [9] 王国亮, 申孝立, 蔡星会, 等. 基于环境补偿的密封舱气密性压力预测模型[J]. 液压与气动, 2011(2): 46—48.
WANG Guo-liang, SHEN Xiao-li, CAI Xing-hui, et al. The Pressure Forecasting Model of Sealed Cab in Leak Tightness Based on the Environmental Compensation[J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2011(2): 46—48.
- [10] 王辉, 韩宇, 简文华. 浅谈 025 成型军用玻璃钢包装箱[J]. 玻璃钢/复合材料, 2012(4): 84—86.
WANG Hui, HAN Yu, JIAN Wen-hua. Discussion on Rtm Forming Military Gfrp Packing Box[J]. Fiber Reinforced Plastics/Composites, 2012(4): 84—86.
- [11] 韦志林, 黄昶春, 林圣存, 等. 壳式客车车身结构设计 with 有限元分析[J]. 机械设计, 2015, 32(3): 29—32.
WEI Zhi-lin, HUANG Chang-chun, LIN Sheng-cun, et al. Structural Design and Finite Element Analysis for Shell-type Bus Body-frame[J]. Journal of Machine Design, 2015, 32(3): 29—32.
- [12] 张勇, 张洪毅, 王晓曼, 等. 试样厚度对手糊玻璃钢力学性能的影响[J]. 建材发展导向, 2017, 12(10): 19—20.
ZHANG Yong, ZHANG Hong-yi, WANG Xiao-man, et al. Effect of Sample Thickness on Mechanical Properties of Artificially Pasted FRP[J]. Development Opment Guide To Building Materials, 2017, 12(10): 19—20.
- [13] 张梅. 单向芳纶/玻璃纤维混杂复合材料板材拉伸性能研究[J]. 玻璃钢/复合材料, 2007(6): 35—37.
ZHANG Mei. Study on Tensile Properties of One-way Kevlar/Glass Fiber Hybrid Composites[J]. Fiber Reinforced Plastics/Composites, 2007(6): 35—37.
- [14] 韦志林, 沈光烈, 黄昶春. 客车骨架有限元计算模型的改进[J]. 机械设计, 2008, 25(6): 60—61.
WEI Zhi-lin, SHEN Guang-lie, HUANG Xu. Improvement on the Finite Element Calculation Model of The Frame Work of Passenger Car[J]. Journal of Machine Design, 2008, 25(6): 60—61.
- [15] 基列夫 B A, 沈梅英. 门捷列夫的理想气体状态方程式[J]. 化学通报, 1955(12): 27—28.
KIRLEV B A, SHEN Mei-ying. Mendeleev's Ideal Gas State Equation[J]. Chemistry, 1955(12): 27—28.