

某舰载电子机箱的散热设计*

刘瑞国, 卢 山, 陈年瑞

(长沙湘计海盾科技有限公司, 湖南 长沙 410000)

摘要:舰载电子设备长期处于高温、高湿的恶劣环境,为了满足不断提高的功能和性能要求,设备机箱主要采用密闭机箱的形式。与通风机箱相比,密闭机箱散热困难,特别是小尺寸、大热耗的电子设备,其散热设计难度更大。文中以某舰载大功率密闭机箱为研究对象,通过热学分析和理论计算确定散热方案,再通过Flotherm软件建模、网格划分、仿真分析等验证理论计算的正确性,最后通过试验对仿真结果进行校核。此研究能够为小尺寸、大功率密闭机箱的热设计提供参考。

关键词:热设计;密闭机箱;强迫冷却;热流密度

中图分类号:TN03 **文献标识码:**A **文章编号:**1008-5300(2021)04-0017-04

Thermal Design of a Shipboard Electronic Chassis

LIU Ruiguo, LU Shan, CHEN Nianrui

(Changsha Xiangji-Haidun Technology Co., Ltd., Changsha 410000, China)

Abstract: Shipboard electronic equipment operates in a severe environment of high temperature and high humidity for a long time. In order to meet the increasing requirements of function and performance, the chassis mainly adopts the sealed form. Compared with the ventilation chassis, the sealed chassis is more difficult to dissipate heat, especially for the electronic equipment with small size and large heat consumption. In this paper, a shipboard high-power sealed chassis is studied. The scheme of heat dissipation is determined by the thermal analysis and theoretical calculation. The correctness of the theoretical calculation is verified by Flotherm software modeling, grid division, simulation analysis and so on. Finally, the simulation results are checked by experiments. This study provides a reference for the thermal design of small-size and high-power sealed chassis.

Key words: thermal design; sealed chassis; forced cooling; heat flux

引 言

随着电子技术的发展以及用户对电子设备性能指标的要求不断提高,高密度、大功率、小型化的元器件被广泛应用,设备的总功耗及热流密度不断增大,对电子机箱的散热设计提出了更高的要求。研究表明,55%的电子设备因温度过高而失效^[1],因此合理的散热设计可以提升产品的可靠性。

舰载电子设备长期处于高温、高湿等恶劣环境,同时还需满足不断提高的电磁兼容和可靠性指标要求,因此,电子设备优先采用密闭机箱。在密闭电子机箱散热设计领域,目前主要针对某一类或特定的产品,集中在理论分析、方案优化及试验验证等方面进行单一或多元组合研究,阐述密闭电子机箱散热设计的基本流程及方法^[2-4]。这些研究模型相对简单,仿真分析过程较少,对具体产品研制的指导有限。

本文以某舰载电子密闭机箱为研究对象,针对其机箱尺寸小、内部模块多、热耗大以及部分器件热耗过于集中的问题进行分析,从机箱的结构布局、散热方式选择和散热材料选择3个方面进行理论分析计算,运用Flotherm软件进行仿真分析,并通过试验测试对设计方案和仿真结果进行评价。

1 结构布局

本项目整机外形采用19英寸(1英寸=25.4 mm)上架机箱标准尺寸,高度3U(1U=44.45 mm)。整机由前面板、后面板、密闭腔体、5个模块以及上下两个独立风道组合而成。机箱采用全密闭结构,内部主要包含计算、管理、信号处理、音频以及电源模块。机箱内部的详细布局如图1所示。

电源和音频模块采用3U标准结构,计算、管理及

* 收稿日期:2021-02-23

信号处理模块采用6U标准结构,便于模块维护。各大模块通过锁紧机构与机箱进行固定,并提供模块导冷板与机箱之间的热传导路径。机箱上下表面设计散热齿,增加散热面积,机箱表面的散热齿和盖板共同形成密封腔体,通过前面板与后面板对应位置的通风孔形成机箱上下表面的风道。

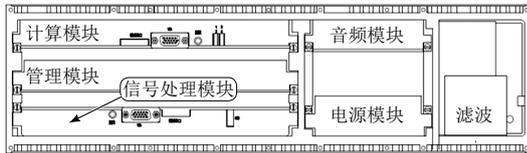


图1 机箱内部结构布局

整机的散热路径分为机箱外部散热和内部散热两种。机箱外部散热主要依靠强迫风冷,采用机箱前面板进风、后面板出风的抽风模式对机箱上下表面及散热齿进行冷却,机箱侧壁主要通过自然对流进行散热,如图2所示。其中,上下模块导冷板紧贴机壳壁,主要通过热传导传递热量至机壳表面,中间模块的导冷板通过两侧锁紧机构传导热量至机箱侧壁。具体来说,计算、信号处理、音频和电源模块主要通过导冷板与机箱壁接触散热,管理模块主要通过两侧锁紧接触面传导热量至机箱侧壁。

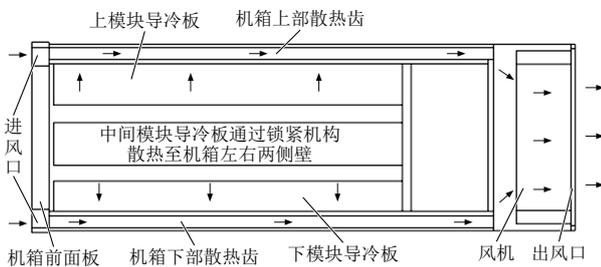


图2 整机散热流程图

机箱内部的散热路径为发热器件→导热垫→导冷板→机箱表面,如图3所示。各个模块均设计有导冷板,导冷板与发热器件之间填充弹性导热橡胶材料,形成热交换通道。发热器件的热量通过热传导传递至导冷板,再通过楔形锁紧机构和紧贴的机箱内壁传导至机箱表面。

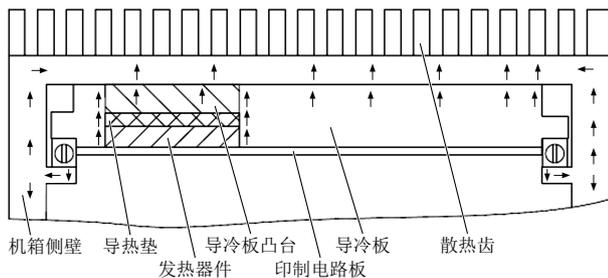


图3 上部模块详细散热示意图

2 热设计

整机散热设计的基本任务是在热源到热沉(大气)之间提供一条低热阻通道,保证热量迅速传递出去,以满足整机正常工作要求。

本项目整机总热耗约为210 W。计算模块:75 W,贴壁安装;管理模块:15 W,机箱内部两侧锁紧;信号处理模块:65 W,贴壁安装;电源模块:30 W,贴壁安装;音频模块:25 W,贴壁安装。

2.1 材料选择

综合材料的导热系数、密度及力学性能,机箱的主要框架采用铝合金材料,机箱内部采用钢、非金属绝缘、橡胶、玻璃镀银等材料,板卡采用CPEX标准规范,印制电路板(Printed Circuit Board, PCB)正面设计导冷板,并用两侧的锁紧机构锁紧,提升板卡的抗振动冲击性能。导冷板采用6系铝合金加工成型并进行阳极氧化处理,提升表面的辐射散热能力。

2.2 冷却方式选择

通过机箱内部布局可知,机箱主要的热源集中于机箱的上下表面。机箱宽度 $W = 42.5$ cm,机箱深度 $D = 36$ cm,高度 $H = 12.25$ cm,上下表面的面积 $A_{\text{上}} = A_{\text{下}} = W \times D = 1530$ cm²。

机箱上表面热量 $\Phi_{\text{上}}$ 主要来自计算模块和音频模块的贴壁传导散热, $\Phi_{\text{上}} = 75 + 25 = 100$ W。上表面的热流密度 $\varphi_{\text{上}} = \Phi_{\text{上}}/A_{\text{上}} = 100/1530 = 0.065$ W/cm²。

机箱下表面热量 $\Phi_{\text{下}}$ 主要来自信号处理模块和电源模块的贴壁传导散热, $\Phi_{\text{下}} = 65 + 30 = 95$ W。下表面的热流密度 $\varphi_{\text{下}} = \Phi_{\text{下}}/A_{\text{下}} = 95/1530 = 0.062$ W/cm²。

热流密度 $\varphi_{\text{上}}$ 和 $\varphi_{\text{下}}$ 的值已经大于温升40 °C时自然冷却允许的最大热流密度0.04 W/cm²,小于强迫空气冷却允许的最大热流密度0.31 W/cm²[5]。因此,机箱上下表面需设计风道,通过强迫风冷进行散热。

整机内部体积热流密度为:

$$\psi = \frac{\Phi}{W \times D \times H} = \frac{210}{42.5 \times 36 \times 12.25} = 0.0114 \text{ W/cm}^3 \quad (1)$$

式中, Φ 为总热耗。 ψ 大于自然冷却时的内部最大体积热流密度0.009 W/cm³,但小于金属传导最大体积热流密度0.12 W/cm³。因此,内部采用金属传导方式,同时选择高导热率的填充材料,导热系数为7 W/(m·K),最大限度提升发热器件的散热效率。

2.3 强迫风冷散热设计

根据热平衡方程,强迫冷却所需风量^[6]为:

$$Q_f = \frac{\Phi}{C_p \Delta t \rho} \quad (2)$$

式中: Q_f 为所需风量, m^3/s ; Φ 为总热耗, W ; C_p 为空气比热, $\text{J}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})$; Δt 为空气进出口的温差, $^\circ\text{C}$; ρ 为空气密度, kg/m^3 。

本项目总热耗 $\Phi = 210 \text{ W}$,环境最高温度为 $55 \text{ }^\circ\text{C}$,进风口温度即环境温度为 $55 \text{ }^\circ\text{C}$,出风口温度为 $65 \text{ }^\circ\text{C}$,空气温升 $\Delta t = 10 \text{ }^\circ\text{C}$,定性温度 $t = \frac{1}{2} \times (55 + 65) = 60 \text{ }^\circ\text{C}$ 。查询 $60 \text{ }^\circ\text{C}$ 空气物理参数^[6]如下:比热 $C_p = 1005 \text{ J}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})$,密度 $\rho = 1.093 \text{ kg}/\text{m}^3$,运动粘度 $\nu = 18.97 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ 。将上述参数代入式(2)可得: $Q_f = 0.0191 \text{ m}^3/\text{s}$ 。

风道长度 $l = 416.7 \text{ mm}$,高度 $h = 5.4 \times 2 = 10.8 \text{ mm}$ 。

风道截面积为:

$$A = l \times h = 4.5 \times 10^{-3} \text{ m}^2 \quad (3)$$

当量直径为:

$$d = \frac{4A}{2 \times (l + h)} = 2.1 \times 10^{-2} \text{ m} \quad (4)$$

风道内空气流速为:

$$\omega = \frac{Q_f}{A} = \frac{0.0191}{4.5 \times 10^{-3}} = 4.24 \text{ m/s} \quad (5)$$

雷诺数:

$$Re = \frac{\omega d}{\nu} = \frac{4.24 \times 2.1 \times 10^{-2}}{18.97 \times 10^{-6}} = 4698.6 \quad (6)$$

$Re > 2200$,空气流动状态为紊流^[5]。为便于计算,假设风道为完全光滑管道,其对应的沿程阻力系数 f 可以近似计算为:

$$f = 0.314 Re^{-0.25} = 0.314 \times 4698.6^{-0.25} = 0.0379 \quad (7)$$

通风机的总压力 P 用来克服通风管道的阻力,并在出口处形成一定的速度头,即:

$$P = f \frac{1}{d} \frac{\omega^2 \rho}{2} + \zeta \frac{\omega^2 \rho}{2} + \frac{\omega^2 \rho}{2} \quad (8)$$

式中, ζ 为局部阻力系数,查文献^[5]可得 $\zeta = 1.5$ 。将上述参数代入式(8)可得风机的总压力 $P = 31.95 \text{ Pa}$ 。

选择风机时,需要考虑的因素很多,如风量、风压、

通风机效率、空气的速度、通风系统的阻力特性、环境条件、噪音、体积和重量等,其中最主要的是风量和风压。整机采用19英寸机柜标准机箱,机箱前面板可拆装,方便模块的安装检修,后面板需安装航插连接器、导销等结构件。综合考虑后选用风量大、风压低的轴流式风机。

强迫通风冷却时,气流的方向及通风机的位置等将影响冷却效果。轴流式鼓风系统的风机位于冷空气入口,将冷空气直接吹入散热风道,提高风道内空气压力,并产生一部分涡流,改善换热性能。但是,鼓风系统中风机自身的热量也被同时带入风道,影响散热效果。轴流式抽风系统从机箱风道内抽走热空气,因此会降低机箱内的空气压力,风机的热量不会进入散热风道内,还可以从整机其他缝隙中吸入一部分冷却空气,提高了冷却效果。

综合比较鼓风和抽风系统的优缺点,根据机箱结构尺寸,同时考虑机箱前面人员操作位的使用习惯,将风机放置于机箱后面板,选择从机箱前面板进风、后面板出风的方式。整机采用抽风系统对机箱上下侧壁进行散热冷却,风机自身的热量不会进入机箱内,无需参与计算。

根据前文的计算可知,风机所需的风量 $Q_f = 0.0191 \text{ m}^3/\text{s}$,风压 $P = 31.95 \text{ Pa}$,同时基于内部热阻及冗余设计的考虑,按照2倍风量选择风机,整机所需总风量为 $0.0382 \text{ m}^3/\text{s}$ 。选定2个轴流风机并联,风机的主要参数为电压 12 V ,风量 $0.0248 \text{ m}^3/\text{s}$,风压 65.762 Pa ,满足散热设计要求。

3 热仿真分析

3.1 仿真建模

基于结构三维模型,运用Flotherm软件对整机进行建模。设定仿真环境温度及设备最高工作温度,即 $55 \text{ }^\circ\text{C}$,所有发热元器件按最大热耗进行设置,确保在最严格的条件下验证热设计方案的可行性。机箱与导冷板的材料按照实际的铝合金型号分别设定材料热参数,PCB为覆铜15%的FR4,发热元器件与散热冷板接触面间隙的填充材料的导热系数为 $7 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$ 。简化对整机散热影响较小的螺丝孔、过小圆角等,便于网格划分。主要假设如下:

1) 主要发热器件按照尺寸大小、在PCB中的实际位置和发热功率进行建模及热参数的设置,假设都为均匀热源;

2) 忽略PCB上的不发热器件和面板连接器,降低模型的复杂度。

3.2 网格划分

划分网格时,对风扇进出口进行网格膨胀,对PCB厚度方向、导热填充材料、散热冷板及机箱厚度方向的网格层数进行限制,对散热齿、翅片间隙、散热基板、发热元器件周边及厚度方向进行单独网格划分^[7]。根据上述规则对建好的模型进行网格划分,网格总数为2745000,最大纵横比为28.7。简化后的热仿真模型及网格划分情况如图4所示。

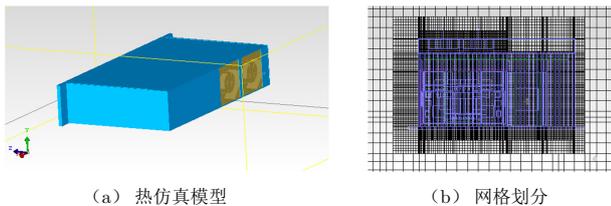


图4 某舰载计算机热仿真模型及网格划分示意图

3.3 仿真结果分析

本次仿真模拟55 °C的高温工作环境,采用稳态情况下的稳流模型进行求解运算,运行时开启辐射进行求解,经过运算后达到收敛状态,进入热平衡状态。整机和各模块的温度分布云图见图5和图6,上下风道的流速分布云图见图7。

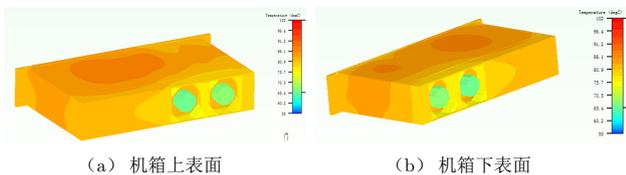


图5 机箱外部温度分布云图

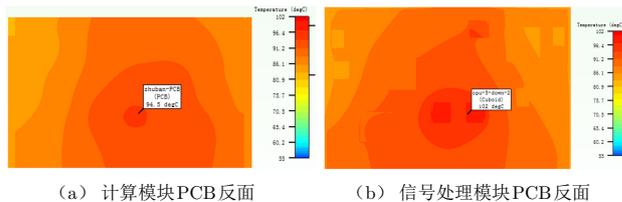


图6 部分模块温度分布云图

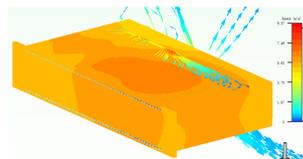


图7 上下风道的流速分布云图

通过上述温度、风速分布云图可知,整机满负荷运行时机箱表面温度梯度小,未出现局部温度过高现象,说明风道设计合理。

由上下风道的流速分布云图可知,机箱上表面左侧风速较大,温度梯度较小;相对而言右侧风速较小,温度梯度偏大,这与风机安装位置有关。风机主要作用于机箱左侧模块传递的热量,使发热量较大的计算模块和信号处理模块的热量能够快速散出。机箱右侧的风速较低,后续可对机箱右侧的散热风道进行优化,提高风速,降低温度梯度。

整机的主要热源分布情况如下:管理模块、电源模块及音频模块温度相对较低,主要发热部位集中于计算模块和信号处理模块,温度最高点位于信号处理模块上,最高温度达102 °C。对主要发热器件的仿真结果进行统计,结果如表1所示。

表1 整机发热器件仿真结果统计表

主要器件	最大热耗/ W	芯片结壳热阻/ (°C·W ⁻¹)	设计允许最高 结温/°C	设计允许最高 壳温/°C	仿真壳温/ °C	是否满足 要求
CPU	10	0.30	105	102.0	89.4	是
GPU	20	0.15	125	122.0	98.6	是
电源1	1	17.00	125	108.0	97.8	是
电源2	2	3.70	125	117.6	98.5	是
电源3	5	2.00	125	115.0	102.0	是

由表1可知,在55 °C环境温度下,主要发热器件的最高壳温均小于器件的设计允许最高壳温,其他发热器件的最高壳温远小于其结温要求,整机热设计满足高温环境下正常工作的要求。

4 试验验证

将整机放入环境试验箱中,外接显示器、鼠标、键盘和温度探测仪。分别在CPU、GPU、电源1、计算模

块散热冷板和出风口设置热电偶用于测温。

测试时,首先将整机在55 °C下保温2 h,然后运行压力测试软件使CPU处于100%满负荷状态。整机在最大功耗状态下工作2 h,系统未出现死机、关机、黑屏等异常现象,工作正常,整机通过了55 °C高温热环境考核。选择整机稳定运行、系统达到热平衡状态后各监测点的稳定温度值作为最终温度:CPU为82.3 °C,

(下转第56页)

模板孔,使图形模板孔与锥销同心(同样插入前锁定气控柔性浮动器),记录这一位置的机器人末端中心坐标值(X_a, Y_a),保持图形模板不动,提起锥销,再一次操控机器人,观察相机图像,使相机图像中心与已定位的孔中心重合,读取此刻的机器人末端中心坐标值(X_b, Y_b),则相机成像中心与机器人末端中心的平面偏差由式(14)和式(15)获得。

$$\Delta X = X_a - X_b \quad (14)$$

$$\Delta Y = Y_a - Y_b \quad (15)$$

4 结束语

本文通过增加第七轴运动系统和基于机器视觉的独立误差修正机构解决机器人覆盖范围小以及绝对定位精度低的问题,其工作原理及设计调试技术已在基于工业机器人的水接头装配系统中得到验证。该设备已用于产品生产,实现了水接头装配的全部工艺要求,运行平稳可靠,装配质量满足产品生产装配要求。目前装配效率为3个/min,水接头组装良率为98.9%,螺丝锁附良率为99.2%,后期拟通过优化控制策略,同时适当提高运动速度,缩短运动时间,进一步提高组装效率。文中提出的在无法多次测量定位误差的条件下提高工业机器人绝对运动定位精度的基于机器视觉的独立误差修正机构及其标校方法,相比于其他误差补偿方法,具有实施成本低、调试简单、运行可靠、工程实用性强的优点。

(上接第20页)

GPU为99.6℃,电源3为98.1℃,计算模块散热冷板为91.3℃,出风口为64.2℃。

5 结束语

本文针对某舰载机箱尺寸小、热耗大、热源集中的问题,运用传热学理论确定机箱整体的散热方式,计算出散热所需的风量和风压,确定对应的风机,运用Flotherm进行仿真分析,并与试验结果进行对比,缩短了产品的研制周期。

文中提供的计算选型、仿真建模、网格划分和试验测试方法具有通用性,可广泛应用于电子设备散热分析过程中。研究中暂未发现难以解释的问题,与其他关于密闭机箱的散热分析相比,本文提供的研制方法更具指导意义,可有效提升产品的热设计水平。后续将对同类产品的散热材料、散热齿高和齿距、机箱风道和风机位置进行研究,提升密闭机箱的散热能力。

参考文献

- [1] 周炜,廖文和,田威. 基于空间插值的工业机器人精度补偿方法理论与试验[J]. 机械工程学报, 2013, 49(3): 42-48.
- [2] 刁常堃. 基于旋量的SCARA工业机器人精度研究[D]. 杭州: 浙江大学, 2011.
- [3] 罗润馨. 工业机器人末端精确定位技术[D]. 南京: 南京航空航天大学, 2017.
- [4] 杨文韬,詹军,余勇,等. 工业机器人绝对定位精度优化方法综述[J]. 表面工程与再制造, 2019(2): 28-32.
- [5] 周炜. 飞机自动化装配工业机器人精度补偿方法与实验研究[D]. 南京: 南京航空航天大学, 2012.
- [6] 郝永平,王永杰,张嘉易,等. 面向视觉测量的像素当量标定方法[J]. 纳米技术与精密工程, 2014, 12(5): 373-380.
- [7] 朱金权. 桁架式机器人的机械设计与研究[J]. 中国新技术新产品, 2014(17): 18-21.
- [8] 田锐,李传伟,赵宇. 桁架式机器人台架设计[J]. 中国矿业, 2019, 28(S2): 223-225.
- [9] 石文昌. 三菱工业机器人螺钉自动装配夹具设计[J]. 工程技术研究, 2019(24): 1-3.
- [10] 余凤燕. 基于绘图快速获取V型块定位误差的方法[J]. 企业技术开发, 2019, 38(2): 45-46, 54.
- [11] 张舞杰,叶锋. 基于机器视觉的机械手装配系统设计[J]. 计算机测量与控制, 2018, 26(8): 168-171, 176.

王旭敏 男,1966年生,高级工程师,主要从事工装和非标设备设计工作。

参考文献

- [1] 仁恒,刘万钧,黄靖,等. 基于Icepak的机箱热设计研究[J]. 电子科学技术, 2015, 2(6): 639-644.
- [2] 李增辰,褚俐. 某密闭电子设备的热设计[J]. 电子机械工程, 2009, 25(4): 7-9, 53.
- [3] 赵文,祝崇辉,陈松松,等. 高机动雷达密闭式机箱的热设计[J]. 机械与电子, 2019, 37(9): 12-15.
- [4] 刘云娟. 某密封机箱结构热设计研究[J]. 数字化用户, 2019, 25(15): 239-240.
- [5] 国防科学技术工业委员会. GJB/Z 27-92 电子设备可靠性热设计手册[S]. 1992.
- [6] 邱成梯,赵婷旻,蒋全兴. 电子设备结构设计原理[M]. 南京: 东南大学出版社, 2001.
- [7] 李波. FloTHERM软件基础与应用实例[M]. 北京: 中国水利水电出版社, 2014.

刘瑞国 男,1987年生,硕士,工程师,主要从事军用电子设备结构和热设计方面的工作。