

DOI:10.16356/j.1005-2615.2023.04.008

基于热电制冷的机载电子设备冷却舱内自然对流特性研究

余延刚¹, 陈玮玮¹, 李鑫郡¹, 张靖周², 谭晓茗²

(1. 南京师范大学能源与机械工程学院, 南京 210023; 2. 南京航空航天大学能源与动力学院, 南京 210016)

摘要: 通过实验研究和数值模拟的方法探讨了热电制冷器 (Thermoelectric cooler, TEC) 的排布方式对机载电子设备冷却舱内空气自然对流特性的影响。结果表明: 空气遇冷后, 温度降低, 密度变大, 并以缓慢的速度开始下沉, 其运动形式由变形运动逐渐过渡到旋转运动。在舱内顶部布置 TECs 更有利于流场的发展, 但空气下沉到冷却舱底部时易产生振荡解, 出现分岔流和二次流, 流动进入混沌状态。通过 6 种设计案例的对比分析, 给出了具有最小的温度不均匀系数和最低的平均空气温度的最佳机载电子设备冷却舱内 TEC 排布方式。

关键词: 热电制冷器; 航空电子设备; 自然对流; 实验研究; 数值模拟

中图分类号: TB66; TK124

文献标志码: A

文章编号: 1005-2615(2023)04-0634-09

Research on Characteristics of Natural Convection in Cooling Chamber of Airborne Avionics Based on Thermoelectric Refrigeration

YU Yangang¹, CHEN Weiwei¹, LI Xinjun¹, ZHANG Jingzhou², TAN Xiaoming²

(1. School of Energy and Mechanical Engineering, Nanjing Normal University, Nanjing 210023, China; 2. College of Energy and Power Engineering, Nanjing University of Aeronautics & Astronautics, Nanjing 210016, China)

Abstract: The effect of the arrangement of thermoelectric cooler (TEC) on the natural convection characteristics of air in the cooling chamber of airborne avionics is studied by experimental research and numerical simulation. The results show that when the air is cooled, its temperature decreases while its density increases, and it begins to sink at a slow speed. Its motion form gradually transitions from deformation to rotation. It is more beneficial to the development of flow field to arrange all the TECs at the top of the chamber. However, when the air sinks to the bottom of the cooling chamber, it is easy to produce oscillation solutions, fork flow and secondary flow, and the flow enters the chaotic state. Through comparative analysis of six design cases, the best arrangement of TEC in the cooling chamber of the airborne avionics with the minimum temperature inhomogeneity coefficient and the lowest average air temperature is given.

Key words: thermoelectric cooler; avionics; natural convection; experimental study; numerical simulation

近年来,随着航空航天技术的发展,机载电子设备日渐复杂化、集成化和小型化。随之而来的问题是电子设备发热量骤增而其散热面积却越来越小,这给电子设备散热和飞行器热管理系统带来严峻的考验^[1]。在高空机载环境下,电子设备的冷却

系统对重量、尺寸、功耗、稳定性、可控性等有严格的要求,因此选择合适的冷却方法对电子设备高效且稳定地工作至关重要。热电制冷又称半导体制冷,其工作原理是:当直流电通过半导体 P-N 结时,两结的接触面上会发生热电效应(即珀尔帖效应),

收稿日期:2022-04-10;修订日期:2023-05-01

通信作者:陈玮玮,男,讲师, E-mail: chenweiwei@njnu.edu.cn。

引用格式:余延刚,陈玮玮,李鑫郡,等. 基于热电制冷的机载电子设备冷却舱内自然对流特性研究[J]. 南京航空航天大学学报,2023,55(4):634-642. YU Yangang, CHEN Weiwei, LI Xinjun, et al. Research on characteristics of natural convection in cooling chamber of airborne avionics based on thermoelectric refrigeration[J]. Journal of Nanjing University of Aeronautics & Astronautics, 2023, 55(4):634-642.

其中一个接头温度降低并吸热,形成冷端,而另一接头温度上升并放热,形成热端。若将电流方向反过来,则上述冷、热端会发生互换。热电制冷器(Thermoelectric cooler, TEC)作为一种固态主动式制冷器件,相比其他制冷系统有诸多优点,如体积小、重量轻、无制冷剂、无机械运动部件、易于控制(温度可以控制在 $\pm 0.1^\circ\text{C}$ 范围内^[2])以及适应性强等优点^[3-5]。因此,TEC在航空航天领域已获得广泛的应用,并且迅速发展。

文献[6]认为在各种制冷方法中,热电制冷属于固态制冷,具有体积小、重量轻、可靠性高、无噪声、无需维护且抗震性能优良,特别适合替代飞行器在超重状态下不能使用的常规制冷方式。文献[1]对高空机载电子设备的冷却方法进行了讨论,重点分析了不同的制冷技术在高空环境的制约度,发现热电制冷技术最容易适应高空环境,合理解决TEC在高热流密度下散热效率低的问题可以提升其应用潜力。文献[7]基于熵产最小法,对由外部热源与内部工质之间的温差而形成的热漏及内部耗散所产生的传热不可逆性进行了最优化研究,推导出熵产率最小时对应的优化性能特性关系和重要设计参数的最佳值。文献[8]通过控制热端温度、电流和冷热端温差等参量讨论了倾斜角度对元件制冷性能的影响,发现在小功率条件下,制冷量和制冷系数都随倾斜角度的增大而增大,倾斜结构更适用于微小型低功耗热电制冷设备。文献[9]以机载热电制冷系统为平台,在模拟的机载环境下分析了系统处于不同热端温度下的制冷量、制冷系数以及熵产的变化,该研究为机载小功率的热电制冷系统设计提供了理论指导。文献[10]提出了航空电子的热电冷却器的新优化策略,研究结果表明,采用风冷散热的TEC能够适应航空环境,在散热器尺寸非过大的情况下,即便是在最恶劣的条件,优化的热电冷却系统依然能够将发热元件稳定在 100°C 左右的目标温度。文献[11]研究了主动控制的热电制冷系统来提高航空电子设备的可靠性以及降低其整体功耗,采用了PWM控制技术,实验和模拟结果表明,热电冷却是降低功耗和提高航天电子设备可靠性的可行解决方案。文献[12]通过在FloTHERM中建立分析模型,研究了TEC在航空电子设备热管理中的应用;其仿真结果表明,当TEC运行在一个最优的电流值时,薄型散热器对于提高底盘自由对流散热效果是合适的。

由此可见,TEC在航空电子设备的冷却上具有较大的应用潜力,而现有关于机载电子设备的

TEC散热研究多集中于TEC本身性能的优化和TEC冷却方案的研究。为了研究机载电子设备舱内TEC散热的自然对流特性,本文首先设计了机载电子设备模拟舱,实验测量了模拟舱内特定位置的温度分布,验证了数值模拟方法的可行性。然后通过数值模拟获取了TEC冷却舱内温度场、速度场以及涡旋结构的分布特性,分析了TEC排布方式对模拟舱内温度均匀性的影响,得出了TEC在模拟舱最佳的排布方式。

1 实验过程

1.1 实验装置及实验系统

模拟电子设备冷却舱由发泡聚丙烯(Expanded polypropylene, EPP)箱子代替,如图1所示。实验系统主要由直流电源、分线盒、EPP箱子、K型热电偶、温度测量仪以及TEC(由带风扇的翅片热管散热器、热电模块(Thermoelectric module, TEM)、隔热垫片和翅片换热器构成)组成。以上提及的实验装置中,直流电源用来给TEM和风扇供电,直流电源输出总线与分线盒连接,分线盒并联连接各个TEM和风扇。EPP箱子作为实验用的冷却舱,壁面上根据实验方案安装TEC。K型热电偶与热电偶温度测量仪连接,探头穿过箱体的壁面固定在腔室中,测量内部空气的温度。

图2展示了EPP箱子的几何尺寸、TEC的安装位置以及温度测点的位置。箱子的外尺寸为 $480\text{ mm} \times 380\text{ mm} \times 400\text{ mm}$ (长 \times 宽 \times 高),壁厚为 30 mm ,净容量为 45.7 L 。TEM的冷端和热端分别与翅片换热器和翅片热管散热器贴合,接触面上涂上导热硅脂(导热系数为 $6.2\text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$),TEM的四周由隔热垫片包裹。TECs在EPP箱子上的安装方式为嵌入式居中安装,隔热垫片和聚氨酯发泡泡沫起到固定TEC以及保温隔热的作用。在实验中,共布置了8个温度测点,坐标分别为:测点1(300, 310, 220)、测点2(120, 270, 220)、测点3(300, 230, 100)、测点4(120, 190, 100)、测点1'(300, 150, 220)、测点2'(120, 110, 220)、测点3'(300, 70, 100)、测点4'(120, 30, 100)。8个测点在高度方向上均匀分布,彼此间距为 40 mm ,带有相同数字编号的测点,具有相同的 x 和 z 坐标,因此测点被分成4组分布在冷却舱的四周,可实现水平方向的均匀分布。

1.2 实验结果

实验的室内平均温度为 28.0°C ,系统的输入电压为 12.00 V 。实验的总时长为 60 min ,每 2 min 记录一次数据。如图3所示,当接通直流电源后,

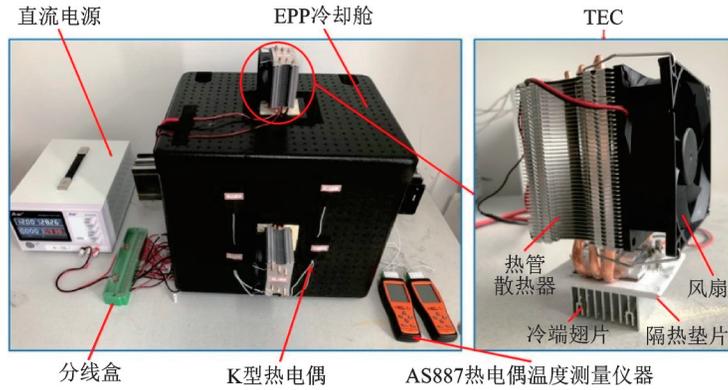
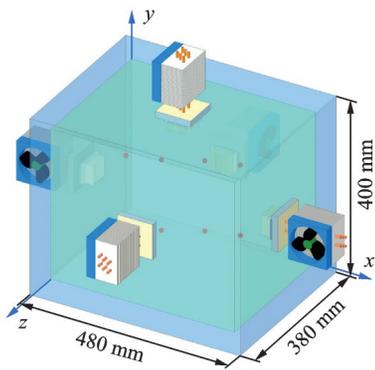
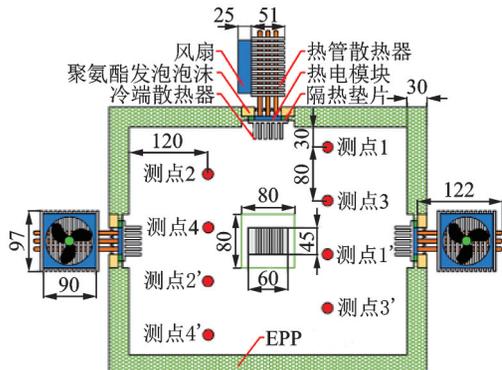


图1 实验系统图

Fig.1 Experimental system diagram



(a) Geometric dimensioning of EPP box and installation locations of TECs



(b) Detailed locations of the temperature measurement points

图2 模拟冷却舱的实验模型图

Fig.2 Diagram of experimental model of imitative cooling chamber

冷端翅片根部温度迅速降低,翅根温度在 10 min 后趋于稳定,温度约为 $-19\text{ }^{\circ}\text{C}$,3个位置上 TECs 的翅根温度变化趋势和温度几乎相同,也就是说 TEC 所处的位置对 TEM 冷端温度几乎没有影响,换言之,TEC 所处的位置对 TEM 热端温度没有影响,实验中的翅片热管散热器在不同位置具有相同的散热效果。

如图 4 所示,当 TECs 进入工作状态后,在前 10 min 内空气温度快速降低,在 10 ~ 40 min 下降幅度较小,在 40 ~ 60 min 温度趋于稳定。最终稳

定下来,测点的温度随高度的降低而降低。测点 4' 的温度最低,为 $4.4\text{ }^{\circ}\text{C}$,测点 1 的温度最高,为 $13.4\text{ }^{\circ}\text{C}$,二者之间的温差为 $9.0\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。

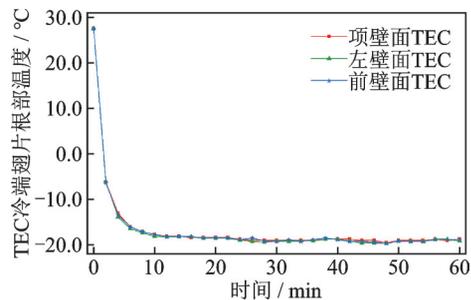


图3 不同位置 TEC 冷端翅片根部温度

Fig.3 Root temperature of TECs cold side fins at different positions

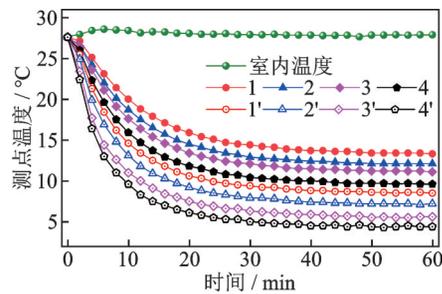


图4 测点温度随时间变化图

Fig.4 Diagram of temperature change over time at measuring points

2 数值过程

2.1 物理模型

为了研究不同 TEC 排布方式对冷却舱内空气自然对流换热温度场和速度场的影响,本研究共创建了长方体内 6 种最常见的排布方式 (Cases 1~6) 的三维计算模型,如图 5 所示,这 6 种计算模型的尺寸为: $300\text{ mm} \times 260\text{ mm} \times 380\text{ mm}$ (长 \times 宽 \times 高),壁厚 30 mm ,冷却舱的大小 $240\text{ mm} \times 200\text{ mm} \times 320\text{ mm}$ (长 \times 宽 \times 高)。腔体保温材料为 EPP,等

效导热系数设为 $0.04 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ 。每个模型中有 6 个 TECs,其在模型的长度和宽度方向上等间距排布。在高度方向上,除了 Case 5 中位于左右侧面上的 TEC,其中心距腔室顶部 120 mm ,其他的 TECs 采用等间距排布。在每个模型中,TEM 的冷端与铜块连接,嵌入到模型的墙壁中,铜块将 TEM 冷端冷量传导至铝制散热器,然后再通过铝制散热器与冷却舱内的空气的自然对流传热来达到制冷的目的。

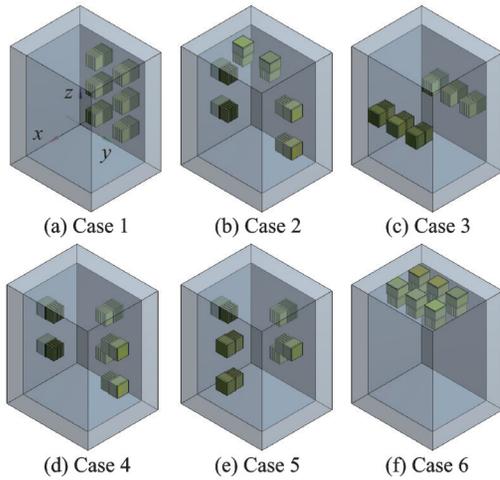


图 5 三维计算模型示意图

Fig.5 Schematic diagram of 3-D computational models

2.2 控制方程

2.2.1 流体区域控制方程

求解冷却舱内空气自然对流情况主要涉及的方程有:质量守恒方程,动量守恒方程,以及能量守恒方程,其中能量守恒方程忽略黏性耗散效应。

质量守恒方程为

$$\nabla \cdot \mathbf{u} = 0 \quad (1)$$

式中 \mathbf{u} 为速度矢量, m/s 。

动量守恒方程为

$$\rho \frac{\partial \mathbf{u}}{\partial \tau} + \rho(\mathbf{u} \cdot \nabla) \mathbf{u} = -\nabla p + \rho \nu \nabla^2 \mathbf{u} - \rho \beta(t - t_0) \mathbf{g} \quad (2)$$

式中: ρ 为空气密度, kg/m^3 ; τ 为时间, s ; p 为空气静压力, Pa ; β 为体积膨胀系数, $1/\text{K}$; ν 为运动黏度, m^2/s ; t 为空气温度, $^\circ\text{C}$; t_0 为室内环境温度, $^\circ\text{C}$; \mathbf{g} 为重力加速度, m/s^2 。

能量守恒方程为

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} + (\mathbf{u} \cdot \nabla) t = \alpha \nabla^2 t - \frac{1}{\rho c_p} \nabla \cdot \mathbf{q}_r \quad (3)$$

式中: α 为热扩散率, m^2/s ; c_p 为定压比热容, $\text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$; \mathbf{q}_r 为辐射热通量, W/m^2 。

在动量方程中, z 方向上,由于温差引起的空气密度差而产生的浮升力采用 Boussinesq 近似来

计算。能量方程中,假定参与辐射的壁面都是灰体并且是漫反射的,冷却舱内的空气是热辐射的透明体,由冷却舱内壁和散热器组成的封闭环境中的热辐射交换可以通过表面到表面(S2S)辐射模型^[13-14]计算。对于不参与的媒介,辐射传输和纳维尔-斯托克斯方程之间的耦合是通过表面之间的辐射热交换完成。采用 S2S 模型计算辐射热通量,其计算式为^[15]

$$q_{\text{out},k} = \epsilon_k \sigma T_k^4 + \rho_k q_{\text{in},k} \quad (4)$$

式中: $q_{\text{out},k}$ 为表面 k 辐射出去的热通量, W/m^2 ; ϵ_k 为表面 k 的发射系数; σ 为斯蒂芬-玻尔兹曼常数, $\text{W}/\text{m}^2\cdot\text{K}^4$,数值上 $\sigma = 5.6697 \times 10^{-8}$; T_k 为表面 k 的温度, K ; ρ_k 为表面 k 的反射比; $q_{\text{in},k}$ 为表面 k 的入射辐射热通量, W/m^2 。

引入“视角因子”的几何功能来解释影响不同表面之间辐射热交换的参数^[15]

$$A_k q_{\text{in},k} = \sum_{j=1}^N A_j q_{\text{out},j} F_{jk} \quad (5)$$

式中: A_k 为表面 k 的面积, m^2 ; N 为表面的数量; A_j 为表面 j 的面积, m^2 ; $q_{\text{out},j}$ 为表面 j 辐射出去的热通量, W/m^2 ; F_{jk} 为表面 j 与表面 k 之间的视角因子。

2.2.2 固体区域控制方程

在固体传热中,冷端散热器、铜板以及壁中没有内热源,因此固体区域的控制方程为

$$\frac{\partial t_s}{\partial \tau} = \frac{\lambda_s}{\rho_s c_{p,s}} \nabla^2 t_s \quad (6)$$

式中: t_s 为固体的温度, $^\circ\text{C}$; λ_s 为固体的导热系数, $\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$; ρ_s 为固体密度, kg/m^3 ; $c_{p,s}$ 为固体的定压比热容, $\text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$ 。

2.3 物性参数及边界条件

固体材料物性参数见表 1,冷却舱内空气的各热物性参数值在所讨论的温度变化范围内变化不大,因此可近似为常数,空气的处理方法采用 Boussinesq 近似,密度为 $1.183 \text{ kg}/\text{m}^3$,热膨胀系数为 0.00335 K^{-1} ,其他为默认参数。

表 1 固体材料物性参数表

Table 1 Physical properties of solid materials

材料	导热系数/ ($\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$)	比热容/ ($\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$)	密度/ ($\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$)
EPP	0.04	1 600	40
铜	387.6	381	8 978
铝	202.4	871	2 719

冷却舱暴露在室内环境,设备外壁面与冷却舱内空气之间进行自然对流传热。因此,采用第三类边界条件,计算式为

$$-\lambda_s \left(\frac{\partial t}{\partial n} \right)_w = h_{w_0,0} (t_0 - t) \quad (7)$$

环境温度设置为 25 °C, 壁面和空气之间的对流换热系数为 $h_{w_0,0} = 3 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ ^[16]。TEM 的冷却能力和冷端温度由直流电源的电流和电压值决定, 且由 1.2 小节的结果可知, TEC 位置的变化对 TEM 冷端温度没有影响, 因此 TEM 冷端采用第一类边界条件, 温度设定为 10 °C。在冷却舱室中, 参与辐射传热的表面包括冷却舱的内壁和散热器的表面, 其表面辐射率分别设定为 0.9 和 0.2。流体和固体域之间的接触面为流体-固体耦合表面, 采用无滑移边界。设置流体域和固体域的初始条件

$$\begin{cases} t(\tau=0) = t_0 \\ t_s(\tau=0) = t_0 \end{cases} \quad (8)$$

2.4 数值方法

经计算, 该三维计算模型中空气自然对流瑞利数较高 ($Ra > 10^8$), 在复杂几何条件下需要消耗大量计算资源, 在这方面, 大涡模拟和直接数值模拟模型的计算成本会非常高, 因此选择较为合理的 RANS 模型^[17]。为了更好地模拟二次流, 本文采用 Realizable $k-\epsilon$ 模型进行仿真计算。空气是热辐射的透明体, 辐射换热发生在封闭腔内各个换热表面之间, 因此本文采用 S2S 辐射模型来计算辐射换热。对于自然对流问题, 流动发展缓慢, 采用支持伪瞬态的 Coupled 算法, 压力项采用体积力加权的处理方法。为了确保计算精度, 本文选择二阶迎风离散格式。

2.5 网格独立性检验和实验验证

网格独立性验证是数值模拟中的重要环节, 直接关系到数值模拟结果的准确性和可靠性。以 Case 1 为例, 时间步长设为 0.5 s, 本文按照单元网格的精细程度不同共产生了 3 种数量的六面体结构网格, 计算了冷却舱内的温度场。如图 6 所示, 370 万个网格数量的计算结果和 474 万个的结果非常接近, 与 231 万个的结果略有不同, 这验证了 370 万个网格的独立性, 因此考虑计算成本和计算精度, 本文选择 370 万个网格数量下的单元网格细度作为计算网格。

为了验证上述数值计算方法的准确性, 本文分别实施了 2 组实验, 一组只开启 EPP 箱子顶部的 TEC (W1), 另一组开启 EPP 箱子上 5 个 TECs (W2), 并将模拟结果和实验数据进行比较。如图 7 所示, 两种方案中, 在测点温度随腔室高度变化的趋势上, 模拟结果与实验相同, 且就测点的温度值而言, 模拟与实验结果相差较小, 最大温差约为 1 °C, 因此以上数值方法准确有效。

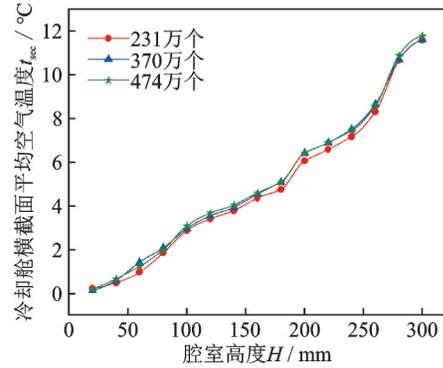


图6 网格独立性检验

Fig.6 Grid independence test

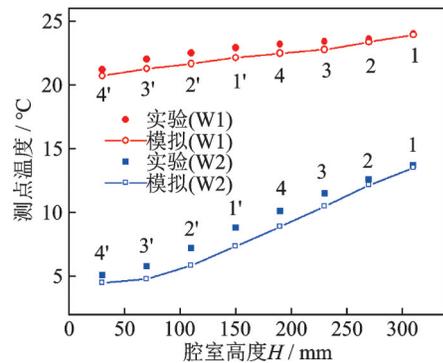


图7 测点温度的模拟与实验对比图

Fig.7 Comparison between simulation and experimental results of measuring point temperature

3 结果与讨论

根据仿真计算结果, 本文以 Case 1 和 Case 2 为例, 针对冷却舱顶部和侧壁上的 TECs, 分别从速度场、 Q 准则以及温度场进行分析, 探讨冷却舱内传热与流动特性; 其次, 通过计算 6 种案例中冷却舱内温度场的不均匀系数和平均空气温度, 分析出最佳的 TECs 排布方式使得冷却舱具有最均匀的温度场和最佳的制冷效果。

3.1 速度场分析

图 8(a) 和图 8(b) 分别呈现了不同 TECs 位置下冷却舱内空气的速度分布云图。由于黏性力的作用, 贴近冷却舱壁面处的空气速度几乎为零, 流速较高的空气主要分布于 TECs 垂直方向上的小部分区域。TEM 进入工作状态后, 在热电效应的作用下, 冷端迅速制冷, 冷量以导热的方式通过铜板传递给散热器, 散热器的温度下降, 与其相接触的空气以自然对流的方式进行换热, 从而获得冷量。获得冷量的这部分空气密度增大, 在重力的作用下自然下沉, 形成了向下发展的空气流。在 Case 1 中, 最高速度可达 0.148 m/s; 在 Case 2 中, 最高速度可达 0.286 m/s。对比两图可以看出, 图 8(b) 冷却舱内的空气流场出现了非对称解, 排除数

值振荡,这种现象是由于 Ra 的增大,流场中出现了客观存在的物理振荡^[18]。顶部的制冷器更有利于空气的自然对流,随着流动速度的增加,空气在冷却舱的底部容易产生振荡,出现分岔流。

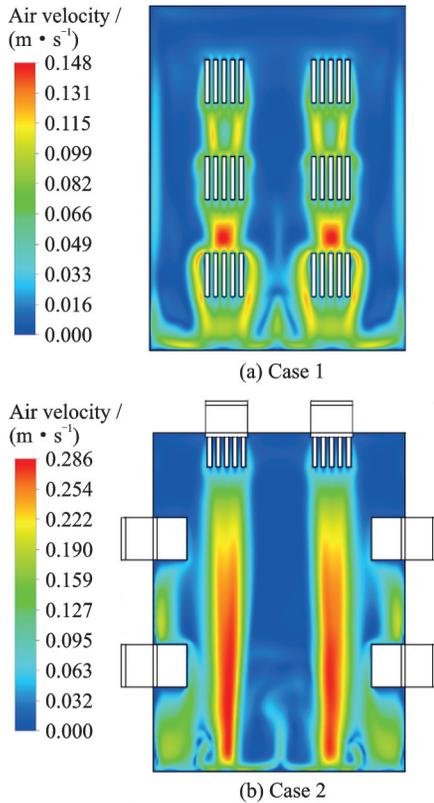


图 8 冷却舱空气速度云图

Fig.8 Velocity contour of cooling chamber section

图 9 给出了不同 TECs 位置下冷却舱截面速度矢量图。从图 9(a)可以看出,当下沉的空气到达冷却舱底部后,将沿着底面进行流动,到达侧壁后,在浮升力的作用下克服重力,向冷却舱顶部流动。从图 9(b)可以看出,出现振荡的流场处于不稳定状态,容易产生二次流,而二次流的产生,会有利于对流换热。总体而言,自然对流模式下,冷却舱内空气的流动速度整体偏小,不同的 TECs 排布方式会产生截然不同的流场,进而影响温度场的分布。

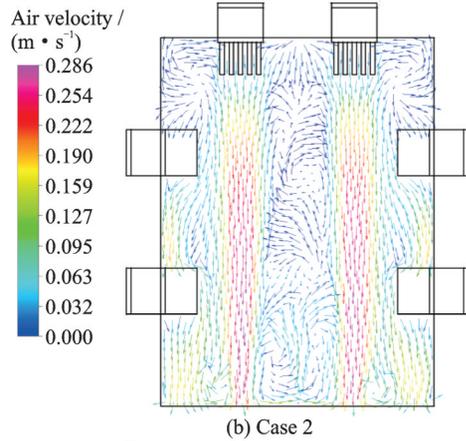


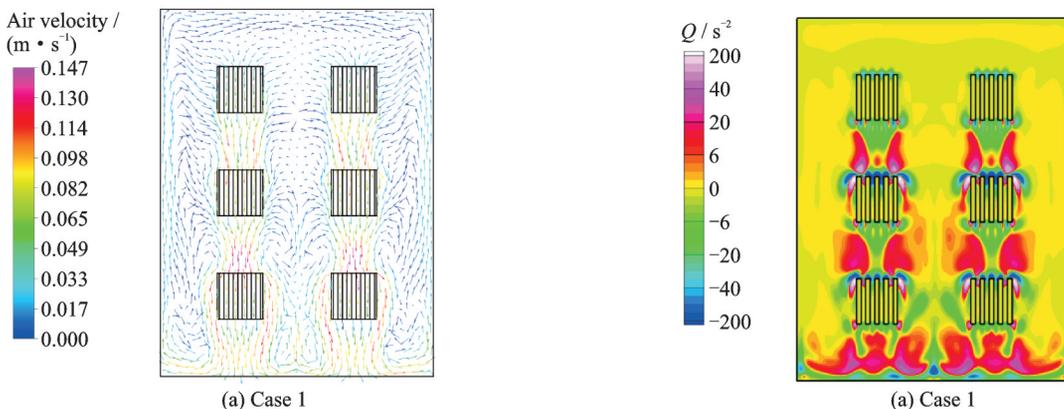
图 9 冷却舱截面速度矢量图

Fig.9 Velocity vector of cooling chamber section

3.2 涡旋结构分析

流体运动中,普遍存在着涡旋结构,涡旋结构的存对对流换热有很大影响。文献[19]提出的 Q 准则,用来识别流体运动中的产生的涡旋区域。 Q 准则反映了流场中涡流结构的旋转和变形之间的一种平衡,当 Q 值大于 0 s^{-2} 时,说明流体的旋转在运动中占主导地位。因此,本文采用 Q 准则来探究冷却舱内空气的涡旋特征。

通过对 Case 1 和 Case 2 两种冷却舱内空气涡旋特征计算知,Case 1 的最小 Q 值为 -431.3 s^{-2} ,最大 Q 值为 330.8 s^{-2} 。Case 2 的最小 Q 值为 -562.8 s^{-2} ,最大 Q 值为 334.9 s^{-2} 。图 10(a)和图 10(b)展示了两种案例下冷却舱 TECs 位置上的 z - y 截面空气涡旋结构云图。从图中可以看出,冷却舱中大部分空气的 Q 值几乎为零,说明了这部分空气在流动过程中不存在旋转运动,在自然对流换热中是相对稳定的流态。在散热器的周围, Q 的绝对值相对较大,说明冷却舱中空气的涡旋区域主要位于这部分区域,空气在这部分区域扰动剧烈,换热充分。空气获得冷量后下沉,起初 Q 值多为负值,空气主要做变形运动,随着流动的发展,空气流速增加,旋转运动逐渐占主导地位,在下沉时遇到散热器或接触冷却舱底部,空气的扰动变得更加



(a) Case 1

(a) Case 1

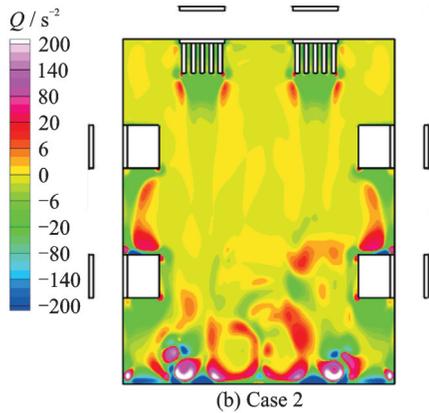


图10 冷却舱截面涡旋结构图

Fig.10 Scroll structure of cooling chamber section

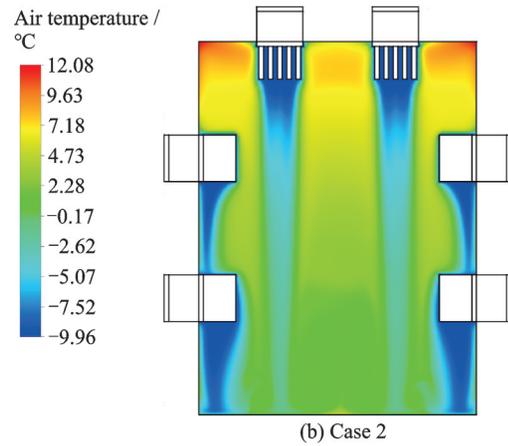


图11 冷却舱截面温度云图

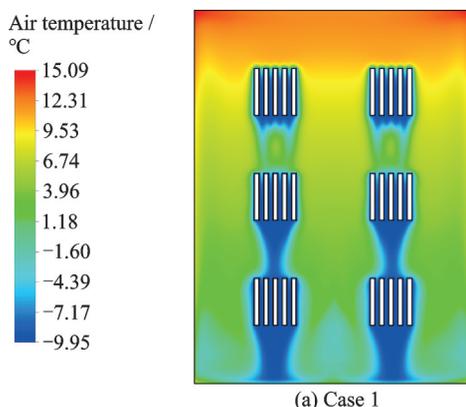
Fig.11 Temperature contour of cooling chamber section

剧烈。为了增加空气的扰动,可以改变散热器翅片的形状,例如采用锯齿形翅片或者波浪形翅片,这能够增加空气与翅片接触的面积,更有利于对流换热,使得冷却舱内的最终平均温度更低。

3.3 温度场分析

温度场模拟结果如图11(a)和图11(b)所示,在散热器垂直方向上的小部分空气,温度较低,在 0°C 以下,这部分空气对应着图8(a)和图8(b)中流速较高的区域,是由于空气获得冷量直接下沉的结果。而冷却舱中流速较小的空气温度较高,是由于流速低的空气对流换热系数较小,热量交换不能充分进行。从纵向来看,越靠近冷却舱底部,空气温度就越低,这是由于冷空气下沉在冷却舱底部堆积的结果。在两种案例中,高度方向上的最大空气温差到了 20°C 以上,尽管温度较高的空气主要集中在冷却舱顶端的角落里,流动性差是这部分空气温度高的根本原因,但足以说明自然对流换热在竖直方向上存在着较大的温度不均匀性。

图11给出了两种案例下冷却舱截面空气温度云图。对比图11(a)和图11(b)后发现,两个案例的最高空气温差为 3.01°C ,说明了在其他条件相同的情况下,制冷器的排布方式不同对冷却舱的空气温度有着直接影响。因此探寻一种最佳的TECs排布方式,是获得最佳空气温度场的关键。



(a) Case 1

3.4 不同TECs排布方式下的温度场分布

图12呈现了Cases 1~6的空气温度分布云图。通过比较6种案例的温度场本文发现,就冷却效果而言,Cases 2、6明显好于另外4个案例,这意味着冷却舱顶部的TECs更有利于空气自然对流换热。表2给出了6种案例的平均空气温度,本文发现Case 6(顶部有6个TECs)的平均空气温度最低,为 1.37°C ,其次是Case 2(腔室顶部有两个TECs,4个TECs在侧面)的 3.67°C ,而另外4个案例的TECs均排布在冷却舱的侧壁面,它们平均温度为 $4.17\sim 5.21^{\circ}\text{C}$,且由于冷却舱上部空气流动性差,换热不充分,导致了温度场呈现出下低上高的分层现象。在这6个案例中,Case 1中的TECs全都排布在冷却舱一个侧壁面,其平均空气温度为 5.21°C ,高于另外5个案例。因此,Case 1是冷却效果最差的一种排布方式。

为了充分探讨TEC排布方式对冷却舱内温度场均匀性的影响,本文采用不均匀系数评价6种案例下的空气温度的分布均匀性,计算公式为

$$k_t = \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (t_i - \bar{t})^2} \quad (9)$$

式中: k_t 为冷却舱空气温度不均匀系数; n 为横截面的节点数; \bar{t} 为冷却舱平均空气温度, $^{\circ}\text{C}$; t_i 为节点 i 处的空气温度, $^{\circ}\text{C}$ 。

不均匀系数越小,意味着空气的速度或者温度的分布越均匀。表3给出了6种案例下冷却舱的空气温度不均匀系数 k_t ,Case 6的不均匀系数最小,为2.73,其次是Case 2的3.30。这说明顶部的制冷器更有利于冷却舱内空气自然对流的发展。而Cases 1、3、5、6的 k_t 数较大,这4种案例的TECs均排布在冷却舱的侧面,TECs全在一个侧面的 k_t 最大,TECs分布在4个侧面上的 k_t 最小,说明分散排

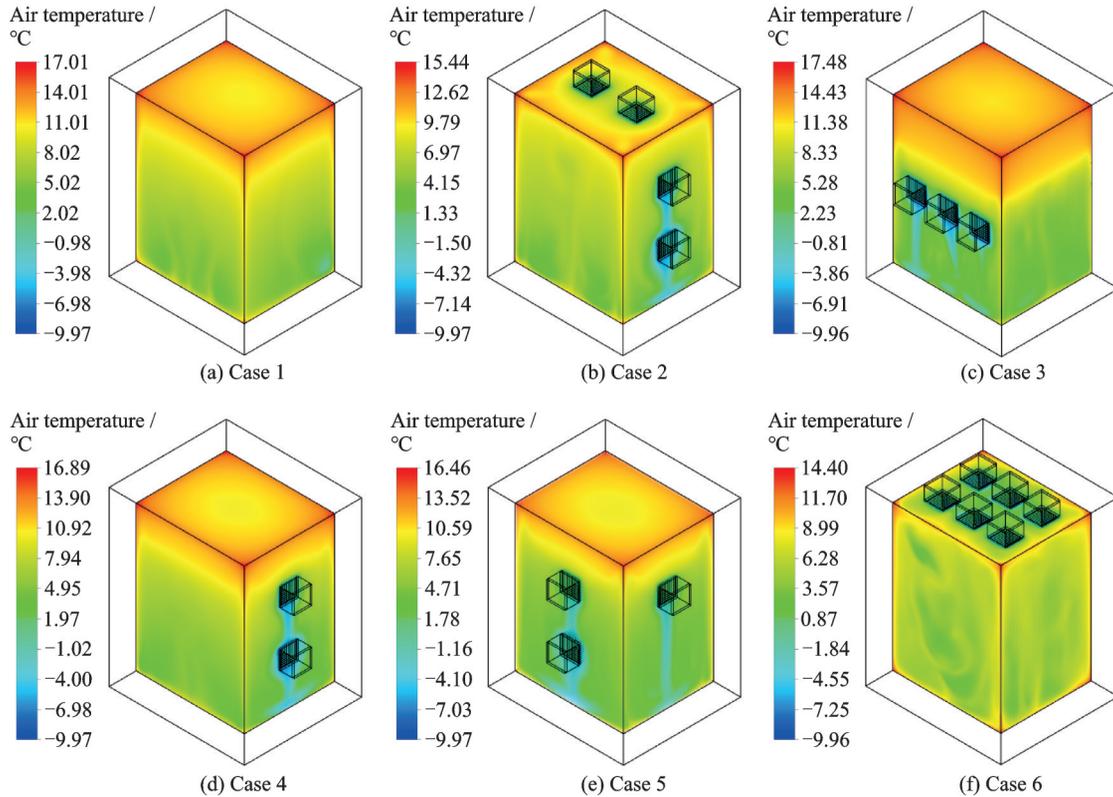


图 12 6 种案例下冷却舱内空气温度分布图

Fig.12 Air temperature distribution in the cooling chamber under six cases

表 2 6 种案例下的腔室平均温度

Case	1	2	3	4	5	6
冷却舱平均空气温度 $t_v / ^\circ\text{C}$	5.11	3.67	5.21	4.52	4.17	1.37

表 3 6 种案例下冷却舱空气温度不均匀系数

Case	1	2	3	4	5	6
k_t	4.41	3.30	5.63	4.65	4.25	2.73

有利于温度场的均匀性。Case 6 具有最优的制冷效果和最均匀的温度场,因此,本文认为 Case 6 是最佳的 TEC 排布方式。

4 结 论

本文采用数值模拟研究了机载电子设备冷却舱内空气自然对流特性,对冷却舱内的速度、涡旋结构以及温度进行了分析,通过比较 6 种案例的温度场,得出了最佳的 TEC 排布方式。

(1)在重力的作用下,翅片附近的空气受冷下沉,速度小于 0.3 m/s,总体而言,冷却舱内的空气速度较小,不利于对流换热。顶部的 TEC 更有利于流场的发展,但空气流动到冷却舱底部易产生振荡解,出现分岔流和二次流,流动进入混沌状态。

(2)空气获得冷量后下沉,起初 Q 值多为负,

空气主要做变形运动,随着流动的发展,空气流速增加,旋转运动逐渐占主导地位,在下沉时遇到散热器或接触冷却舱底部,空气的扰动变得更加剧烈。

(3)6 种计算模型中,所有 TECs 均布于热电制冷箱顶部时(Case 6)具有最小的温度不均匀系数和最低的平均空气温度,因此是最佳的 TECs 排布方式。对于 TECs 均排布在箱体侧面的案例,温度不均匀系数较大,空气温度场呈现出下低上高的分层现象。

参考文献:

[1] 王瑜,牛潜,康娜,等. 高空机载电子设备冷却方法综述与优选[J]. 科学技术与工程, 2021, 21(34): 14459-14470.
WANG Yu, NIU Qian, KANG Na, et al. Comparison and optimization of cooling methods for airborne electric equipment in high-altitude environment[J]. Science Technology and Engineering, 2021, 21(34): 14459-14470.

[2] AHAMAT M A, TIERNEY M J. Timewise temperature control with heat metering using a thermoelectric module[J]. Applied Thermal Engineering, 2011, 31(8/9): 1421-1426.

[3] RIFFAT S B, MA X. Thermoelectrics: A review of present and potential applications[J]. Applied Ther-

- mal Engineering, 2003, 23(8): 913-935.
- [4] ZHAO D, TAN G. A review of thermoelectric cooling: Materials, modeling and applications[J]. Applied Thermal Engineering, 2014, 66(1/2): 15-24.
- [5] 胡浩茫, 葛天舒, 代彦军, 等. 热电制冷技术最新进展: 从材料到应用[J]. 制冷技术, 2016, 36(5): 42-52.
- HU Haomang, GE Tianshu, DAI Yanjun, et al. Up to date development of thermoelectric refrigeration technology: From material to application[J]. Chinese Journal of Refrigeration Technology, 2016, 36(5): 42-52.
- [6] 王小群, 杜善义. 热电制冷技术在航空航天领域的应用[J]. 中国航天, 2006, 10: 22-24.
- WANG Xiaoqun, DU Shanyi. Application of thermoelectric refrigeration technology in aerospace field[J]. Aerospace China, 2006, 10: 22-24.
- [7] CAO Yeling, XIA Wenqing, YU Li. Optimal performance of thermoelectric refrigeration system using entropy generation minimization method[J]. Transactions of Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 2005, 22(4): 339-343.
- [8] 许鹏飞, 唐豪. 倾斜结构热电元件的多物理场耦合研究[J]. 南京航空航天大学学报, 2018, 50(4): 494-500.
- XU Pengfei, TANG Hao. Multiphysics coupling on thermoelectric element with sloping structure[J]. Journal of Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 2018, 50(4): 494-500.
- [9] 王羽白, 张兴娟. 机载小功率热电制冷系统性能分析[J]. 电子机械工程, 2009, 25(3): 14-16.
- WANG Yubai, ZHANG Xingjuan. A study on the performance of an airborne small-power thermoelectric refrigeration system[J]. Electro-Mechanical Engineering, 2009, 25(3): 14-16.
- [10] CAROFF T, SARNO C, HODOT R, et al. New optimization strategy of thermoelectric coolers applied to automotive and avionic applications[J]. Materials Today: Proceedings, 2015, 2(2): 751-760.
- [11] KARAMPASIS E, PAPANIKOLAOU N, VOGLITSIS D, et al. Active thermoelectric cooling solutions for airspace applications: The thermicool project[J]. IEEE Access, 2017, 5: 2288-2299.
- [12] NG Y W, LI K H H. Application of thermo electric cooler (TEC) in avionics for thermal management [C]//Proceedings of the IEEE/AIAA 34th Digital Avionics Systems Conference (DASC). [S.l.]: IEEE, 2015.
- [13] VIKRAM T S, REDDY K S. Investigation of convective and radiative heat losses from modified cavity based solar dish steam generator using ANN[J]. International Journal of Thermal Sciences, 2015, 87: 19-30.
- [14] FILIPOVIĆ P, DOVIĆ D, RANILOVIĆ B, et al. Numerical and experimental approach for evaluation of thermal performances of a polymer solar collector[J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2019, 112: 127-139.
- [15] KHOR Y K, HUNG Y M, LIM B K. On the role of radiation view factor in thermal performance of straight-fin heat sinks[J]. International Communications in Heat & Mass Transfer, 2010, 37: 1087-1095.
- [16] ANDERSON T N, DUKE M, CARSON J K. Experimental determination of natural convection heat transfer coefficients in an attic shaped enclosure[J]. International Communications in Heat and Mass Transfer, 2010, 37(4): 360-363.
- [17] AITHAL S M. Natural convection in a cubical cavity with a coaxial heated cylinder[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2018, 118: 961-975.
- [18] 李贝贝, 王婷婷, 陈建, 等. 方腔内双扩散混合对流非线性格子 Boltzmann 研究[J]. 计算物理, 2016, 33(2): 156-162.
- LI Beibei, WANG Tingting, CHEN Jian, et al. Lattice Boltzmann study of nonlinear characteristics of double diffusive mixed convection in an enclosure[J]. Chinese Journal of Computational Physics, 2016, 33(2): 156-162.
- [19] HUNT J C R, WRAY A A, MOIN P. Eddies, streams, and convergence zones in turbulent flows [C]//Proceedings of the Summer Program 1988. [S.l.]: Center for Turbulent Research, 1988: 193-208.

(编辑:孙静)