

基于 TEC 的空间站末端回路温控系统 建模及其热力学性能分析

王俊强¹, 高利军¹, 李运泽^{1,2}

(1. 邢台职业技术学院 航空航天技术研究所, 河北 邢台 054035;

2. 北京航空航天大学 航空科学与工程学院, 北京 100191)

摘 要: 针对空间站中间回路温度波动过大, 高温时导致科学载荷工作温度超出允许范围的问题, 设计了一种基于热电制冷器(TEC)的末端单向流体回路温控系统。该系统包含一个 TEC 温控模块, 当中间回路温度过高, 末端回路冷却功率不足时, 该模块可提供额外的制冷量, 降低流入冷板的工质温度, 形成针对科学载荷的相对低温区域, 恢复回路的冷却能力。分别建立了温控系统数学模型与数值仿真模型, 并完成了热负载扰动、中间回路温度扰动、末端回路流量扰动和并联支路热扰动等 4 种扰动对系统热力学特性影响的仿真分析, 验证了 TEC 模块的温控性能。结果表明: 在科学载荷发热功率增加 30%、中间回路的温度升高 5 K、末端回路流量减小至 0.0015 kg/s 等多种工况下, 所设计的温控系统能够将载荷温度控制在 1 K 以内, 实现科学载荷精确温控。

关 键 词: 空间站; 科学载荷; 温控系统; 末端回路; 热电制冷器

中图分类号: V444.3

文献标志码: A

Modeling and thermodynamic performance analysis of thermal control system based on terminal circuit with TEC in space station

WANG Junqiang¹, GAO Lijun¹, LI Yunze^{1,2}

(1. Institute of Aerospace Technologies,
Xingtai Polytechnic College, Xingtai Hebei 054035, China;

2. School of Aeronautic Science and Engineering,
Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100191, China)

Abstract: A thermal control system was designed based on terminal single phase fluid circuit with thermoelectric cooler (TEC), which was capable of solving the problem of over-ranging temperature of science loads, when the intermediate circuit temperature fluctuated greatly. A thermal control module based on TEC was presented for improving the cooling ability of the fluid circuit, to recover its cooling capacity. Extra cooling power was provided to lower the working fluid temperature of inlet flows through the cold plate, providing a relative lower temperature region around science load, when the fluid circuit power was insufficient because of the high temperature of the intermediate circuit flow. Moreover, a mathematical model and a numerical simulation model were established separately for the proposed

收稿日期: 2018-12-15

基金项目: 国家自然科学基金(50506003)

作者简介: 王俊强(1982—), 男, 讲师, 博士, 主要从事航空航天器热管理与智能控制技术研究。

引用格式: 王俊强, 高利军, 李运泽. 基于 TEC 的空间站末端回路温控系统建模及其热力学性能分析[J]. 航空动力学报, 2019, 34(7):1483-1492. WANG Junqiang, GAO Lijun, LI Yunze. Modeling and thermodynamic performance analysis of thermal control system based on terminal circuit with TEC in space station[J]. Journal of Aerospace Power, 2019, 34(7):1483-1492.

thermal control system. Furthermore, the thermal control performance of the TEC module was verified in the cases of four thermal disturbances, such as heat load disturbance of science load, temperature disturbance of the intermediate circuit, mass flow rate disturbance of the terminal circuit, and heat disturbance of parallel branches. Simulation work shows that: the designed thermal control system keeps the temperature fluctuation margin of science load below 1 K for strict cooling requirement, in several conditions such as: science load heating power increase by 30%, intermediate circuit temperature increase by 5 K, terminal circuit mass flow rate decrease to 0.0015 kg/s.

Key words: space station; science load; thermal control system; terminal circuit; thermoelectric cooler

实验载荷柜^[1-2]是空间站^[3]实验舱内重要的模块单元,柜内设有多个载荷抽屉,可进行特定的空间科学实验。随着科学实验的复杂程度越来越高,科学载荷(科学仪器、装置)的发热量日趋增大,对温度环境的要求也更为特殊和严格。而传统的仅依靠结构或空气循环散热^[4]的方法已经难以提供足够的冷却能力,因此需要设计更大功率的末端温度控制系统以保证实验条件^[5]。

单向流体回路因其热量排散能力强、能量消耗低、温控精度高等优点^[6-7],在超声速飞机^[8]、空间站^[9]、大型航天器^[10]上获得了广泛应用^[11],因此也适用于柜内科学载荷的温度控制。但是由于空间热环境复杂,一方面,科学载荷发热情况不规律、热负荷波动幅度大;另一方面,随着空间站在轨运行交替经历光照区和阴影区,冷却回路温度呈周期性高低温波动,高温时回路工质温度升高,冷却能力骤降^[12],致使科学载荷的工作温度超出允许范围。这些问题都对基于单向流体回路的末端回路温控系统设计提出更高的要求。

典型的单向流体回路控制策略包括:①按照可能经历的最大热负荷设计回路流量,但这种方式耗能大,会造成能源浪费^[13];②按需改变回路流量,以保证温控对象温度处于可接受范围内,但会导致回路结构复杂,降低系统可靠性和经济性^[14-15]。另外,集中控制策略难以针对单个冷板进行精确温控,降低了末端回路的差异化温控能力;而分布式控制策略则同样会显著提高系统的复杂程度。

热电制冷器(thermoelectric cooler, TEC)因其体积小、无机械转动部件、无振动和噪声等优点^[16],在精密温度控制领域得到广泛应用^[17]。在航天器方面,王镇锐等^[18]针对天舟一号货运飞船在轨飞行期间的微重力流体蒸发和冷凝实验研究需求,采用 TEC 和泵驱两相回路相结合的温控系

统实现了冷凝台在 268.15~313.15 K 范围内±0.2 K精度的温控要求。为模拟用于星载电荷耦合器件(CCD)低温性能测试的低温环境,丛山等^[19]设计了基于 TEC 的低温环境装置,满足了宇航用 CCD 测试的高精度、高可靠需求。刘东晓等^[20]围绕纳卫星等效空间热沉问题,以 TEC 为核心部件,结合控制算法及硬件电路建立地面模拟实验平台,并完成了纳卫星温控策略的地面实验研究。同理,将 TEC 应用于空间站末端回路温控系统,可在保留单向流体回路传统优势的基础上,降低温控系统的复杂程度,减少能量消耗,并可提高单个冷板的独立温控精度。

本文将 TEC 与单向流体回路相结合,在空间站中间回路温度过高,末端回路温控效果不佳的情况下,使用 TEC 降低科学载荷的温度。设计了基于 TEC 的末端回路温控系统,并详细介绍了 TEC 温控模块;建立温控系统的数学模型和数值仿真模型,并详细描述了 TEC 模型的制冷特性;最后通过热负载扰动、中间回路温度扰动、末端回路流量扰动和并联支路热扰动等多种扰动仿真验证了系统的温控效果。

1 温控系统设计

1.1 末端回路温控系统

针对末端回路的温控特点,设计了一套基于 TEC 的温控系统。如图 1 所示,该系统包括末端换热器、科学载荷、TEC 温控模块和流体回路组件 4 个主要部分。各部分的组成与功能如下。

1) 末端换热器。负责末端回路与中间回路之间的热量交换。在末端换热器内,末端回路的高温工质将热量传递给中间回路工质带走,得到低温末端回路流体,作为系统的冷源。

2) 科学载荷。科学实验热负载,系统的调温

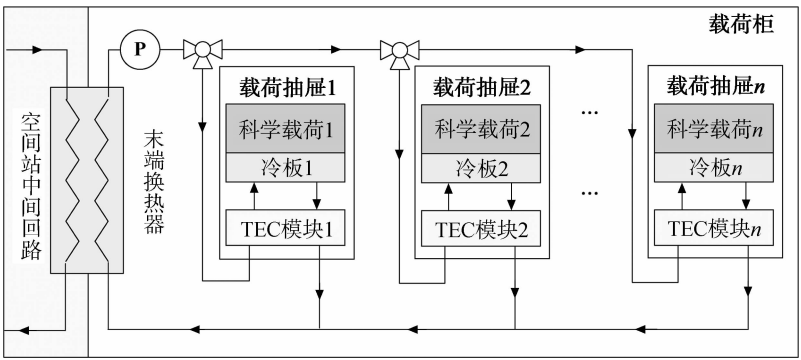


图 1 末端回路温控系统原理图

Fig.1 Schematic diagram of the thermal control system based on terminal circuit

对象。

3) TEC 温控模块。负责收集科学载荷的热量并传递给流体回路带走。当流体回路不能满足科学载荷的温控需求时,TEC 开始工作,增强流体回路的冷却能力。

4) 流体回路组件。含流量泵、流量阀、流体管路等,负责将收集的热量输送至末端换热器,实现系统内外的热量交换。

系统中,TEC 温控模块与一部分流体回路组成 TEC 温控支路,该支路以并联方式置于载荷柜内的各个抽屉。回路中的工质经 TEC 模块后,流过科学载荷下方的冷板,收集热量,再输送至末端换热器传递给中间回路带走。

1.2 TEC 温控模块设计

TEC 温控模块的结构如图 2 所示,TEC 温控模块由 TEC、制冷板和散热板 3 部分组成,制冷板、散热板分别与 TEC 通过导热硅脂连接。科学载荷与冷板之间的连接方式与 TEC 相同。冷板入口和出口分别与 TEC 模块的制冷板出口、散热板入口连接,工质依次流过制冷板、冷板、散热板,

组成流体回路的一部分。

TEC 温控模块的工作原理是:通过 TEC 的热量转移功能,将回路中的热量从制冷板处直接转移至散热板,从而降低冷板入口处的回路工质温度,形成针对科学载荷的局部低温区域,增强冷板与流过工质之间的换热能力,从而保证对科学载荷的有效冷却能力。

TEC 温控模块的工作流程如下:当科学载荷发热量增大,或中间回路温度升高,导致末端回路冷却能力不足时,TEC 通电,一端制冷,吸收制冷板的热量;另一端放热,将吸收的热量释放至散热板,从而将流过制冷板的工质热量直接转移至散热板的工质上,进而降低冷板入口的工质温度,最终保证回路工质与冷板之间的最佳温差,实现科学载荷的热量通过冷板向回路工质的顺利传递,达到所需温控效果。

因此,基于 TEC 的末端回路温控系统较传统流体回路的最主要特点是:在回路中增加了 TEC 模块,能够在回路冷却能力不足时,为其提供额外的制冷量,形成针对科学载荷的局部低温区,保证针对科学载荷的温控能力。

2 温控系统建模

2.1 系统数学模型

将图 1 和图 2 所示系统中的各个组件热参数用以节点为代表的集总参数法表示,利用节点之间的各种热阻表达系统内各单元之间的热辐射、热传导或对流换热过程。基于能量守恒定律,建立系统各节点的热平衡方程。系统中的重要节点包括:科学载荷、冷板、TEC 制冷板、TEC 散热板、高温流体汇合点、末端换热器。另外,还需建立 TEC 冷端和热端的热力学方程。

1) 科学载荷。科学载荷产生的热量通过 3

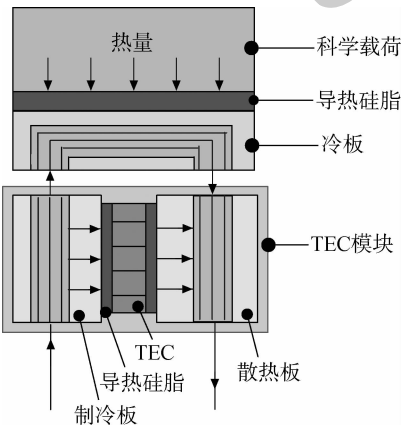


图 2 TEC 温控模块结构示意图

Fig.2 Structural diagram of TEC thermal control module

种途径散掉:①通过热传导传递给冷板;②通过空气对流传递给载荷柜;③通过热辐射传递给载荷柜。热平衡方程可表示为

$$m_{\text{load}} c_{\text{load}} \dot{T}_{\text{load}} = Q_{\text{load}} - \frac{T_{\text{load}} - T_{\text{cp}}}{R_{\text{load, cp}}} - \quad (1)$$

$$Q_{\text{load, cb, c}} - Q_{\text{load, cb, r}}$$

式中 m_{load} 、 c_{load} 、 T_{load} 和 Q_{load} 分别为科学载荷的质量、比热容、温度和产生的热量; T_{cp} 和 $R_{\text{load, cp}}$ 分别为冷板的温度、冷板与科学载荷间的热阻; $Q_{\text{load, cb, c}}$ 、 $Q_{\text{load, cb, r}}$ 分别为科学载荷通过空气对流和辐射向载荷柜传递的热量, 由于数值较小且不是本文的研究重点, 因此取值为零。

2) 冷板。冷板的热量来自科学载荷, 通过 3 种途径散掉:①通过末端回路带走;②通过空气对流传递给载荷柜;③通过热辐射传递给载荷柜。热平衡方程可表示为

$$m_{\text{cp}} c_{\text{cp}} \dot{T}_{\text{cp}} = Q_{\text{load, cp}} + \xi_{\text{w, cp}} q_{\text{m, w, i}} c_{\text{w}} (T_{\text{w, i, cp, in}} - T_{\text{cp}}) - Q_{\text{cp, cb, c}} - Q_{\text{cp, cb, r}} \quad (2)$$

式中 m_{cp} 、 c_{cp} 分别为冷板的质量、比热容; $Q_{\text{load, cp}}$ 为科学载荷传导来的热量; $\xi_{\text{w, cp}}$ 为冷板与流体回路工质间的传热效率, 计算公式可参阅文献[21]; $q_{\text{m, w, i}}$ 、 c_{w} 、 $T_{\text{w, i, cp, in}}$ 为第 i 条支路的工质流量、比热容和冷板入口工质温度; $Q_{\text{cp, cb, c}}$ 、 $Q_{\text{cp, cb, r}}$ 分别为冷板通过空气对流和辐射向载荷柜传递的热量, 同样取值为零。

3) TEC 制冷板。在制冷板处, TEC 吸收热量为流过的回路工质降温, 热平衡方程可表示为

$$m_{\text{tecc}} c_{\text{tecc}} \dot{T}_{\text{tecc}} = \xi_{\text{w, tecc}} q_{\text{m, w, i}} c_{\text{w}} (T_{\text{w, i, tecc, in}} - T_{\text{tecc}}) - Q_{\text{c}} \quad (3)$$

式中 m_{tecc} 、 c_{tecc} 、 T_{tecc} 分别为 TEC 制冷板的质量、比热容和温度; $\xi_{\text{w, tecc}}$ 为 TEC 制冷板与流体回路工质间的传热效率; $T_{\text{w, i, tecc, in}}$ 为第 i 条支路的 TEC 制冷板入口工质温度; Q_{c} 为 TEC 冷端吸热量。

4) TEC 散热板。在散热板处, TEC 释放热量, 为流过散热板的回路工质升温, 热平衡方程可表示为

$$m_{\text{tech}} c_{\text{tech}} \dot{T}_{\text{tech}} = Q_{\text{h}} + \xi_{\text{w, tech}} q_{\text{m, w, i}} c_{\text{w}} (T_{\text{w, i, tech, in}} - T_{\text{tech}}) \quad (4)$$

式中 m_{tech} 、 c_{tech} 、 T_{tech} 分别为 TEC 散热板的质量、比热容和温度; $\xi_{\text{w, tech}}$ 为 TEC 散热板与流体回路工质间的传热效率; $T_{\text{w, i, tech, in}}$ 为第 i 条支路的 TEC 散热板入口工质温度; Q_{h} 为 TEC 热端放热量。

5) 高温流体汇合点。末端回路各个并联支

路在完成科学载荷的热量收集后, 于末端换热器入口前汇合, 汇合点的热平衡方程可表示为

$$m_{\text{mean}} c_{\text{mean}} \dot{T}_{\text{mean}} = c_{\text{w}} \sum_{i=1}^n q_{\text{m, w, i}} (T_{\text{w, i, out}} - T_{\text{mean}}) \quad (5)$$

式中 m_{mean} 、 c_{mean} 、 T_{mean} 分别为高温流体混合后的质量、比热容和温度; $T_{\text{w, i, out}}$ 为第 i 条支路的高温工质温度; n 为支路数量。

6) 末端换热器。末端回路和中间回路在末端换热器内部相向流过, 进行热量交换, 热平衡方程可表示为

$$m_{\text{hx}} c_{\text{hx}} \dot{T}_{\text{hx}} = \xi_{\text{w, hx}} q_{\text{m, w, ec}} c_{\text{w, ec}} (T_{\text{w, hx, in, ec}} - T_{\text{hx}}) + \xi_{\text{w, hx}} q_{\text{m, w, ic}} c_{\text{w, ic}} (T_{\text{w, hx, in, ic}} - T_{\text{hx}}) - Q_{\text{leak}} \quad (6)$$

式中 m_{hx} 、 c_{hx} 、 T_{hx} 分别为末端换热器的质量、比热容和温度; $\xi_{\text{w, hx}}$ 为末端换热器与流体回路工质间的传热效率; $q_{\text{m, w, ec}}$ 、 $c_{\text{w, ec}}$ 、 $T_{\text{w, hx, in, ec}}$ 为末端回路的工质流量、比热容和末端换热器入口温度, $c_{\text{w, ec}} = c_{\text{mean}}$, $T_{\text{w, hx, in, ec}} = T_{\text{mean}}$; $q_{\text{m, w, ic}}$ 、 $c_{\text{w, ic}}$ 、 $T_{\text{w, hx, in, ic}}$ 为中间回路的工质流量、比热容和末端换热器入口工质温度; Q_{leak} 为末端换热器的漏热。

7) TEC 冷端、热端。TEC 通电后, 冷端吸收热量, 热端释放热量, 热力学方程可表示为

$$Q_{\text{c}} = \alpha_{\text{t}} T_{\text{c}} I - \frac{1}{2} I^2 R - \frac{1}{R_{\text{t}}} (T_{\text{h}} - T_{\text{c}}) \quad (7)$$

$$Q_{\text{h}} = \alpha_{\text{t}} T_{\text{h}} I + \frac{1}{2} I^2 R - \frac{1}{R_{\text{t}}} (T_{\text{h}} - T_{\text{c}}) \quad (8)$$

式中 α_{t} 、 R 、 R_{t} 分别为 TEC 的 Seebeck 系数、电阻和热阻; I 为流过 TEC 的电流; T_{c} 、 T_{h} 分别为 TEC 的冷端和热端温度。

2.2 TEC 最佳制冷效率分析

最大制冷量、最大温差、最佳制冷效率(COP, 记为 η_{cp}) 是 TEC 的 3 个重要指标。其中 COP 的计算公式为

$$\eta_{\text{cp}} = Q_{\text{c}} / (Q_{\text{h}} - Q_{\text{c}}) \quad (9)$$

将式(7)和式(8)带入式(9), 可得

$$\eta_{\text{cp}} = \frac{\alpha_{\text{t}} T_{\text{c}} I - \frac{1}{2} I^2 R - \frac{1}{R_{\text{t}}} (T_{\text{h}} - T_{\text{c}})}{I^2 R} \quad (10)$$

依据式(10), 制冷量(Q_{c})与流过 TEC 电流(I)、冷端面稳态温差($\Delta T = T_{\text{h}} - T_{\text{c}}$)的关系如图 3 所示, η_{cp} 与 TEC 电流、冷端面稳态温差之间的关系如图 4 所示(采用 spline 差值绘制)。

图 3 表明, TEC 转移热量能力随电流的增大而增加, 达到峰值后逐渐减小, 在电流为 8 A 附近 Q_{c} 达到峰值, 整个 Q_{c} 值随冷端面稳态温差增大

而逐渐减小。图 4 表明,TEC 的 COP 在前期随 TEC 电流的增大而急剧上升,达到峰值后随 TEC 电流的增大而逐渐减小,COP 峰值对应 1~3 A 的小电流范围,并随温差增大向大电流方向偏移;整个 COP 值随冷热面稳态温差增大而逐渐减小。

由于 Q_c 与 COP 波峰值对应的 TEC 电流值不重叠,在最大制冷量状态下,制冷量虽然达到最大值,但是 COP 较低;而在最大 COP 状态下,制冷量较小。由于 TEC 工作在 COP 状态工作时,不仅耗电量低、效率高,其自身发热量也少,因此应用 TEC 时,应在制冷量满足要求的情况下,选择 COP 值最高时的工作电流(流过 TEC 的电流)。

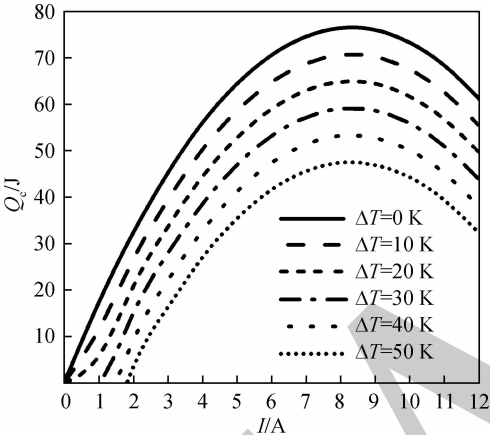


图 3 制冷量与 TEC 电流、冷热面稳态温差关系图
Fig. 3 Relational graph of refrigerating capacity, TEC electric current and temperature difference between cold and hot plates

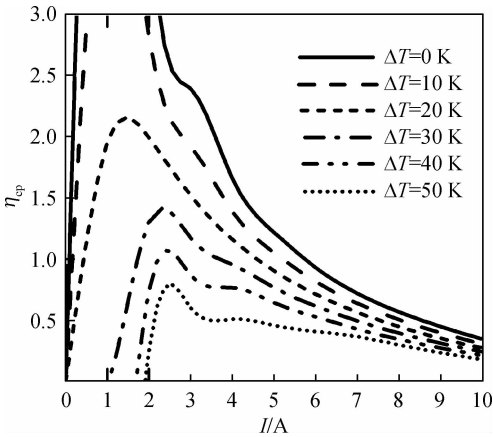


图 4 COP 与 TEC 电流、冷热面稳态温差关系图
Fig. 4 Relational graph of COP, TEC electric current and temperature difference between cold and hot plates

2.3 系统数值仿真模型

依据系统的数学模型,分别建立各个子模块的数值仿真模型,再将其连接成整个温控网络模型系统,可获得末端回路温控系统的数值仿真模型。如图 5 所示,整个系统包括 7 个主要子模块:中间回路模块、末端换热器模块、低温工质分配模块、TEC 支路模块 1、TEC 支路模块 2、TEC 支路模块 3 和高温工质汇合模块。图中 $q_{m,mean}$ 为高温流体混合后的流量, $T_{w,hx,out,ec}$ 为流过末端换热器后的末端回路低温工质温度, $T_{w,hx,out,ic}$ 为流过末端换热器后的中间回路高温工质温度,其他符号定义见 2.1 节。其中 TEC 支路模块表示图 1 中的载荷支路和图 2 中的 TEC 模块,取 3 条支路建模,其内部模块组成与连接关系如图 6 所示。

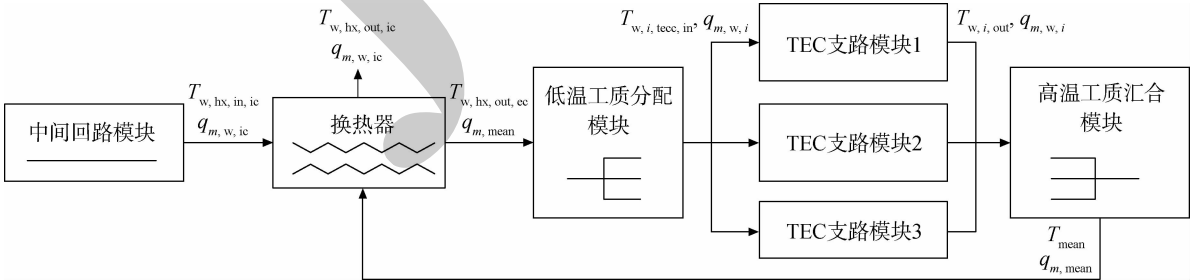


图 5 温控系统数值仿真模型
Fig. 5 Numerical simulation model for thermal control system

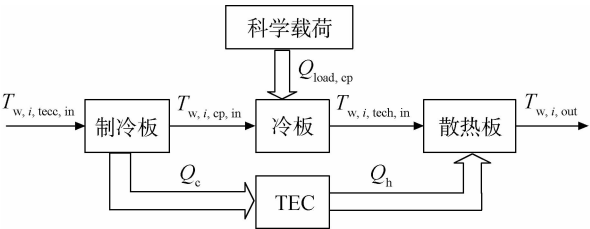


图 6 TEC 支路模块模型
Fig. 6 Model of TEC-branch module

3 温控系统仿真

3.1 仿真工况设计

末端回路采用乙二醇水溶液作为冷却剂,认为系统内所有组件的比热容均与铝相同。系统主要仿真参数如表 1 所示。

表 1 系统主要参数
Table 1 Main parameters of system

所属模块	参数	数值
中间回路	工质温度/K	293.15
	流量/(kg/s)	0.5
末端回路	组件比热容/(J/(kg·K))	904
	工质比热容/(J/(kg·K))	3300
TEC 支路	科学载荷发热功率/W	100
	科学载荷初始温度/K	307.2
	科学载荷质量/kg	1
	冷板质量/kg	0.5
	制冷板、散热板质量/kg	0.2,0.2
TEC 模块	工质初始流量/(kg/s)	0.003
	Seeback 系数/(W/(K·A))	0.051 ^[22]
	电阻/ Ω	2.22 ^[22]
TEC 模块	热阻/(W/K)	0.5808 ^[22]
	漏热/W	0

3.2 热扰动与 TEC 控制仿真

3.2.1 热负载扰动仿真

在系统稳定情况下,TEC 支路中的科学载荷发热功率增加 30%,即由 100 W 增加至 130 W;系统稳定后,TEC 供电,电流为 1~10 A。按此工况构建 MATLAB/Simulink 程序完成仿真计算,得到 TEC 控制结果。

取 TEC 电流 $I=2,4,6,8,10$ A,绘制科学载荷的温度变化曲线。如图 7 所示,随着发热量增加,回路冷却能力不足,科学载荷温度迅速上升;TEC 供电后,载荷温度显著下降。其中 $I=4$ A

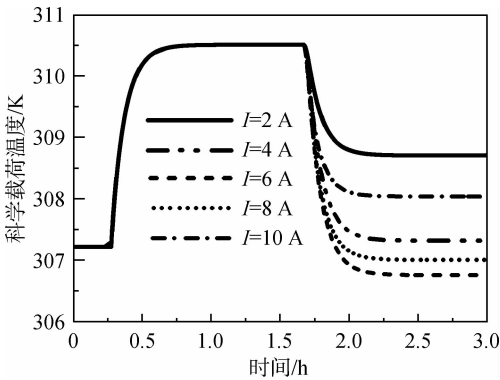


图 7 不同 TEC 电流时的科学载荷温度曲线
Fig. 7 Graphs of science load temperature with several TEC electric current

可将载荷恢复至初始温度附近; $I=6$ A 时的温度下降幅值最大。

取 TEC 电流 $I=1\sim10$ A,绘制科学载荷温度下降幅度与 TEC 电流之间的关系图。如图 8 所示,科学载荷温度降幅随 TEC 电流变化,呈先上升后下降的趋势,在 6 A 时达到最大降幅,幅值为 3.75 K。其原因应为 TEC 在执行热量转移的过程中,其自身的发热量随电流增加而增加,这部分额外热量会导致 TEC 模块的代偿效果下降。

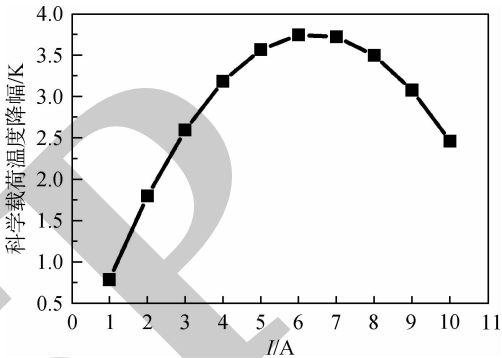


图 8 科学载荷温度降幅随 TEC 电流变化曲线
Fig. 8 Graph of the science load temperature drop varying with TEC electric current

3.2.2 中间回路温度扰动仿真

在系统稳定情况下,中间回路的温度升高 5 K,即:由 293.13 K 增加至 298.13 K;待系统重新稳定后,TEC 供电,电流分别为 2、4、6、8、10 A。按此工况完成仿真计算,得到 TEC 控制结果。

TEC 电流为 6 A 时,科学载荷的温控效果如图 9 所示,该电流值时可将科学载荷的温度恢复至初始温值。

TEC 支路上各位置的工质温度图 10 所示,

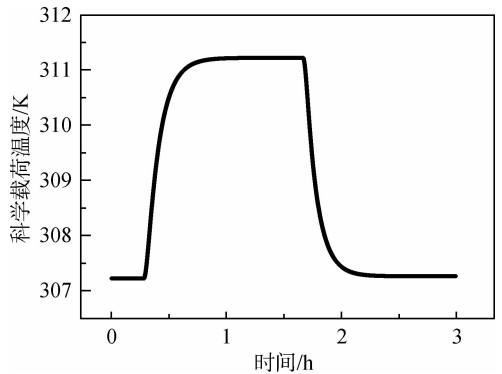


图 9 中间回路温度扰动时的科学载荷温度曲线($I=6$ A)
Fig. 9 Graph of the science load temperature for the temperature disturbance of the intermediate circuit ($I=6$ A)

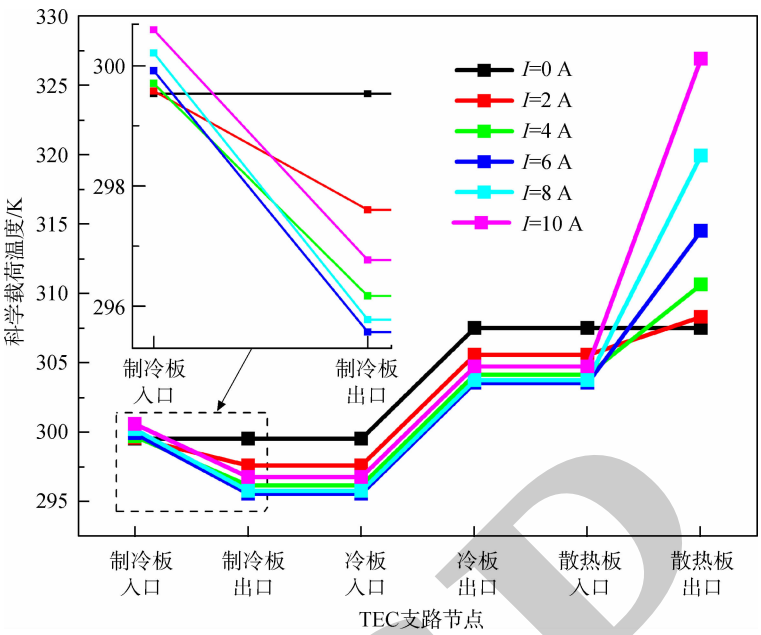


图 10 TEC 支路各位置的工质温度

Fig. 10 Graphs of the working fluid temperature at various points in the TEC-branch

结果分析如下：

1) 回路工质温度整体上呈先下降后上升的趋势,在冷板入口(制冷板出口)处最低,可实现对科学载荷降温。

2) 工质进入制冷板后,因被 TEC 吸收热量而降温,降温幅度由小到大对应的 TEC 电流依次为 2、10、4、8、6 A。

3) 工质进入冷板后,吸收科学载荷热量而升温,由于流量不变,因此升温幅度相同。

4) 工质进入散热板后,因被 TEC 加热而升。该热量中除 TEC 从制冷板吸收的热量外,还包括 TEC 本身的发热量,且该热量以电流 2 次幂的形式增加,因此电流越大,工质温度升幅越明显。

5) TEC 电流越大,TEC 支路入口(制冷板入口)处温度越高。原因应为科学载荷和 TEC 的热量并没有被中间回路完全带走,一部分热量留在末端回路系统内部,进入下一轮循环,导致回路开始端的低温流体工质温度稍微上升。

3.2.3 末端回路流量扰动仿真

当流量减小时,末端回路散热能力下降,利用 TEC 冷端的吸热能力,可降低进入冷板的工质温度,作为辅助冷却能力,保证载荷所需温度。表 2 为不同回路流量工况下的最佳 TEC 电流值,对应的回路冷却功率比、TEC 冷却功率比,以及获得的科学载荷温度值如图 11 所示。

1) 随着回路流量增加,回路冷却能力逐渐增

强,保证科学载荷预设温度所需的 TEC 功率逐渐下降;当流量达到 0.003 00 kg/s 时,回路冷却能力可完全满足科学载荷的散热需求,可不开启 TEC 模块。

2) 当工质流量小于 0.0015 kg/s 时,TEC 电流为 6 A,是其最佳冷却电流,但两者功率之和仍旧无法将科学载荷的温度稳定在 307.2 K,因此末端回路流量不应小于 0.0015 kg/s。

表 2 不同工质流量工况下的最佳 TEC 电流值
Table 2 Optimal TEC electric current under various conditions of mass flow rates

工况	工质流量/(kg/s)	最佳 TEC 电流值/A
1	0.001 00	6.00
2	0.001 50	6.00
3	0.001 75	4.30
4	0.002 00	2.90
5	0.002 25	2.00
6	0.002 50	1.30
7	0.002 75	0.76
8	0.003 00	0
9	0.003 25	0

3.2.4 并联支路热扰动仿真

在系统稳定情况下,图 5 中的支路 2 和支路

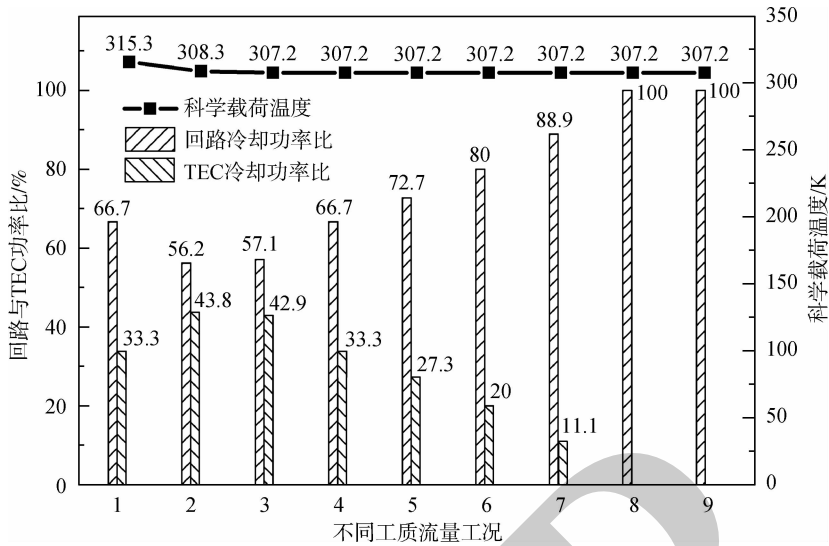


图 11 不同 TEC 电流下的回路 与 TEC 冷却功率比
Fig. 11 Cooling power ratio at various TEC electric current levels

3 的科学载荷发热功率增加 30%；系统稳定后，两条支路的 TEC 供电，电流为 6 A；系统再次稳定后，支路 1 的 TEC 供电，电流为 0.7 A。按此工况完成仿真计算。其他支路热扰动对支路 1 的影响以及 TEC 控制效果如图 12 所示。图中，实线(上部)为科学载荷温度(306.6~307.8 K)，虚线(下部)为支路 1 入口处温度(294.5~295.3 K)。可知：

1) 当其他支路科学载荷发热量增加时，本支路入口处温度随之上升(曲线第 1 次上升)；当其他支路 TEC 通电工作时，本支路入口处温度再次上升(曲线第 2 次上升)。

2) 随着支路入口处工质温度两次上升，回路

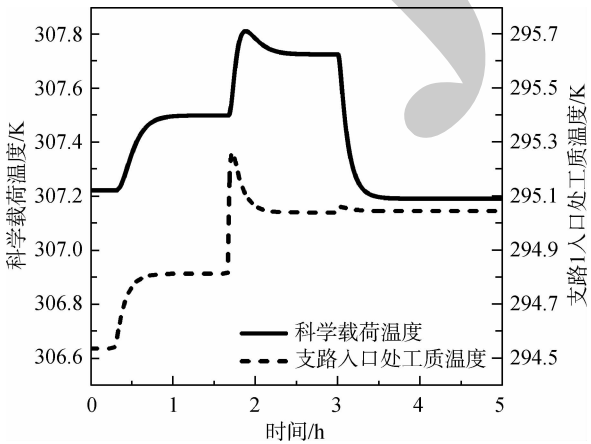


图 12 并联支路热扰动对支路 1 的影响以及 TEC 控制效果
Effect of parallel branch thermal disturbance on branch 1 and TEC control effect

Fig. 12 Influence on branch 1 by thermal disturbance from parallel 1 and the control effect by TEC module

冷却能力逐次下降，科学载荷温度随之上升。

3) 当本支路 TEC 通电工作时，科学载荷温度下降至初始温度附近，同时支路入口处温度出现向上的微小波动后稳定。波动原因应为本条支路 TEC 发热所致。

4) 其他支路发生热扰动后，科学载荷温度上升 3.75 K(图 1)，需要 6 A 电流才能将科学载荷恢复至初始温度附近(图 7)，而相应地，本支路科学载荷温度升幅仅为 0.5 K，且仅需要 0.7 A 电流即可恢复至初始温度。

出现以上现象的原因可归纳如下：

1) 其他支路热扰动影响与中间回路温度扰动影响的趋势相同，但是由于末端换热器的存在，整个回路的热量大部分被中间回路带走，稳定了末端回路的低温工质分配点位置的温度，使所有支路入口处的温度波动幅度不大。

2) 各支路间为并联关系，不存在串联时的上下游直接热扰动影响；同时，由于中间回路冷却能力较强，对末端高温工质降温效果明显，可保证末端回路开始端低温工质的温度基本稳定，因此各支路之间的相互热扰动影响不大。

4 结 论

针对科学载荷工作温度超出允许范围的情况，面向空间站科学载荷的精确温控问题，设计了基于 TEC 温控模块的末端回路温控系统，建立了温控系统数学模型和数值仿真模型，完成了多种热/流扰动对系统的影响仿真，并验证了 TEC 模

块的温控效果。结果表明,相比与单纯的流体回路系统,基于 TEC 的温控系统将 TEC 与单向流体回路相结合,在科学载荷发热功率增加 30% 以内,中间回路的温度升高 5 K 以内,末端回路流量减小至 0.0015 kg/s 以上等工况下,利用 TEC 提供额外制冷量,可将科学载荷的温度控制在 1 K 以内,温控效果明显。

本研究可为空间站末端冷却散热系统的设计提供参与方法,为空间站高精度实验环境的建设提供技术支持。

参考文献:

[1] SCHAEFER D,KING R,COBB S. First materials science research facility rack capabilities and design features[R]. AIAA-2001-4996,2001.

[2] 郭文瑾,陈溶波,王俊. 国际空间站及机柜有效载荷支持系统研究[C]//第二十三届全国空间探测学术交流会. 北京:中国空间科学学会,2010:1-15.

[3] 廖小刚,王岩松,宋尧. 2017 年国外载人航天发展综述[J]. 载人航天,2018,24(2):279-284.

LIAO Xiaogang,WANG Yansong,SONG Yao. Review of human spaceflight development abroad in 2017[J]. Manned Spaceflight,2018,24(2):279-284. (in Chinese)

[4] 韩海鹰,姜军. 抽屉式标准机柜换热性能仿真及设计[J]. 宇航学报,2009,30(1):332-337.

HAN Haiying,JIANG Jun. The simulation of heat exchange performance and design of drawer standard chassis [J]. Journal of Astronautics,2009,30(1):332-337. (in Chinese)

[5] 戚发轫. 载人航天器技术[M]. 北京:国防工业出版社,2003.

[6] HANG Q,YE H. A comparative study of thermal control systems using a liquid or gas working medium[J]. Energy Procedia,2017,142:2323-2328.

[7] 巩萌萌,王瑾,李运泽,等. 基于蜡式自驱动温控阀的在轨卫星热控方法分析[J]. 航空动力学报,2015,30(9):2271-2277.

GONG Mengmeng,WANG Jin,LI Yunze,et al. Analysis on thermal control method of satellite in orbit based on self-driven thermostatic valve with sensitive wax[J]. Journal of Aerospace Power,2015,30(9):2271-2277. (in Chinese)

[8] 于喜奎,毛羽丰. 高超声速飞机热管理系统控制模型构建与仿真[J]. 航空动力学报,2018,33(3):741-751.

YU Xikui,MAO Yufeng. Research and simulation of hypersonic aircraft thermal management system and its control mode[J]. Journal of Aerospace Power,2018,33(3):741-751. (in Chinese)

[9] VACCANE P,GOTTERO M. The thermal environmental control (TEC) of the fluid science laboratory (FSL): a combined (water/air) thermal design solution for a colum-

bus active rack[C]// Proceedings of 31st International Conference on Environmental Systems. Orlando, US:SAE International,2001:1-12.

[10] 黄家荣,范宇峰,禹颂耕,等. 神舟七号飞船单相热控流体回路在轨性能评价[J]. 航天器工程,2009,18(4):37-43.

HUANG Jiarong,FAN Yufeng,YU Songgeng,et al. On-orbit performance evaluation of single-phase fluid loop system for Shenzhou-7 spaceship[J]. Spacecraft Engineering,2009,18(4):37-43. (in Chinese)

[11] 徐向华,程雪涛,梁新刚. 载人航天器主动热控制系统流体回路的优化设计[J]. 宇航学报,2011,32(10):2285-2293.

XU Xianghua,CHENG Xuetao,LIANG Xingang. Design and optimization for fluid loops of active thermal control system in manned spacecraft[J]. Journal of Astronautics,2011,32(10):2285-2293. (in Chinese)

[12] 范含林. 载人航天器热管理技术发展综述[J]. 航天器工程,2007,16(1):28-32.

FAN Hanlin. Manned spacecraft thermal management technologies development overview[J]. Spacecraft Engineering,2007,16(1):28-32. (in Chinese)

[13] 靳健,何振辉,吕树申,等. 空间站耦合式热管理系统性能分析[J]. 载人航天,2012,18(1):60-67.

JIN Jian,HE Zhenhui,LÜ Shushen,et al. Performance analysis of coupled thermal control system of space station [J]. Manned Spaceflight,2012,18(1):60-67. (in Chinese)

[14] ZHOU B,CHENG X T,LIANG X G. Conditional extremum optimization analyses and calculation of the active thermal control system mass of manned spacecraft[J]. Applied Thermal Engineering,2013,59(1/2):639-647.

[15] WANG J X,LI Y Z,ZHANG H S,et al. A highly self-adaptive cold plate for the single-phase mechanically pumped fluid loop for spacecraft thermal management[J]. Energy Conversion and Management,2016,111:57-66.

[16] HE Wei,ZHANG Gan,ZHANG Xingxing,et al. Recent development and application of thermoelectric generator and cooler[J]. Applied Energy,2015,143:1-25.

[17] ENESCU D,VIRJOGHE E O. A review on thermoelectric cooling parameters and performance[J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews,2014,38:903-916.

[18] 王镇锐,张兴斌,温世喆,等. 结合 TEC 的泵驱两相温控系统的空间应用[J]. 宇航学报,2018,39(10):1176-1184.

WANG Zhenrui,ZHANG Xingbin,WEN Shizhe,et al. Space applications of pumped two-phase temperature control system combined with TEC[J]. Journal of Astronautics,2018,39(10):1176-1184. (in Chinese)

[19] 丛山,张大宇,常明超,等. 基于半导体制冷的星载 CCD 测试用低温环境装置设计[J]. 航天器环境工程,2019,36(1):95-102.

CONG Shan,ZHANG Dayu,CHANG Mingchao,et al. Design of a low-temperature equipment for spaceborne CCD test based on semiconductor refrigeration[J]. Spacecraft Environment Engineering,2019,36(1):95-102. (in Chinese)

[20] 刘东晓,李运泽,李运华. 纳卫星等效空间热沉的 PWM 控制及其在地面模拟试验中的应用研究[J]. 机械工程学报, 2010,46(16):148-155.
LIU Dongxiao, LI Yunze, LI Yunhua. PWM control and application research on ground simulation experiment of equivalent space heat sink for nano-satellite[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2010, 46(16): 148-155. (in Chinese)

[21] LI Y Z, LEE K M. Thermohydraulic dynamics and fuzzy coordination control of a microchannel cooling network for space electronics[J]. IEEE Transactions on Industrial Electronics, 2011,58(2):700-708.

[22] LI Y Z, LEE K M, WANG J. Analysis and control of equivalent physical simulator for nanosatellite space radiator[J]. IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, 2009, 15(1):79-87.

(编辑:陈 越)