



# 基于熵分析的流体回路辐射器传热优化

刘欣<sup>1,2\*</sup>, 梁新刚<sup>1</sup>

1. 清华大学航天航空学院, 热科学与动力工程教育部重点实验室, 北京 100084;

2. 中国运载火箭技术研究院, 北京 100076

\* E-mail: sunnyliuxin@126.com

收稿日期: 2020-06-14; 接受日期: 2020-10-10; 网络版发表日期: 2021-05-11

**摘要** 为了优化流体回路辐射器的设计, 基于熵理论, 建立了辐射器散热速率与内部传热过程的熵耗散关系, 进而构建了在给定辐射器体积约束条件下对辐射器熵耗散求极值的拉格朗日函数, 并进行了偏导求优, 结果表明辐射器面板内温度梯度大小处处相等, 也就是热流密度处处均匀时, 辐射器散出相同热量, 流体回路工质温度最低, 辐射器传热过程最优. 根据辐射器内热流密度均匀分布的原则和工程应用的方便性, 研究了采用梯形肋片截面的辐射器. 结果表明在控制辐射器面板总体积不变的情况下, 采用梯形截面辐射器面板, 提高辐射器肋根厚度, 可以优化辐射器传热性能, 降低流体回路工质温度, 提高辐射器散热能力.

**关键词** 流体回路辐射器, 熵耗散, 辐射, 优化

## 1 引言

航天器在空间运行时要经受极为恶劣的热环境. 为了保证航天器正常安全工作, 需要采取热控设计, 科学地对航天器的温度进行调节控制<sup>[1,2]</sup>. 航天器热控系统在航天器各系统中占有重要的地位, 热控系统水平直接影响到整个航天器的工作状态、运行可靠性以及使用寿命. 由于航天器在轨运行时处于真空环境之中, 辐射是航天器向空间进行热量排散的唯一途径, 空间辐射器是航天器热控系统的重要组成部分<sup>[3]</sup>. 对空间辐射器而言, 散热能力是其重要的指标之一. 如何优化辐射器散热过程, 最大限度地提高辐射器散热能力, 是辐射器优化设计的重要目标之一.

Haller<sup>[4]</sup>对不同构型的辐射器传热特性进行了研

究, 结果表明采用双翅片的辐射器可以比单翅片辐射器重量更轻. Moss和Bowman<sup>[5]</sup>基于有限差分法对平板热管辐射器传热进行了分析, 建立了热管辐射器翅片设计及评估的方法. Hull等人<sup>[6]</sup>运用遗传算法对辐射器尺寸进行优化设计, 使辐射器在散热能力最大的同时质量最轻. Harris<sup>[7]</sup>分析了辐射器传热特性与辐射器重量之间的关系, 提供了一套辐射器快速评估及优化的方法.

国内研究方面, 张学学等人<sup>[8]</sup>以单位质量辐射器的散热量为优化目标, 对管肋式辐射器的肋片尺寸进行了优化, 得到了最优的辐射器肋片宽度. 余小章<sup>[9]</sup>先后对单面、双面管道——楔形肋片式辐射器进行了详细的热分析, 得到了流体温度以及辐射器管壁温度随流体管道长度的变化关系. 李明海等人<sup>[10]</sup>采用数值模

引用格式: 刘欣, 梁新刚. 基于熵分析的流体回路辐射器传热优化. 中国科学: 技术科学, 2021, 51: 1382–1390

Liu X, Liang X G. Heat-transfer optimization of fluid loop radiator based on entransy analysis (in Chinese). Sci Sin Tech, 2021, 51: 1382–1390, doi: 10.1360/SST-2020-0237

拟的方法建立了不同辐射器参数下辐射器单位面积散热量的变化规律, 得到了辐射器最佳肋片宽度和肋片效率.

对于传热过程的优化, 物理量焓的提出<sup>[11,12]</sup>, 以及焓理论的研究和发展为传热优化开拓了新的方法, 基于这一个物理量和传热过程能量守恒建立焓平衡方程, 引出了焓耗散的概念, 进而获得了系统内部的焓耗散与边界传热温差和传热的净热流之间的关系, 提出了传热过程的焓耗散极值原理和最小热阻原理, 以及一些系统传热过程的焓理论描述<sup>[13-17]</sup>. 这一原理在传热优化中被越来越广泛地应用<sup>[18-21]</sup>.

本文采用焓理论对辐射器的散热过程进行分析, 在辐射器面板总体积不变的约束条件下, 对辐射器传热优化进行了研究, 得到了辐射器传热优化准则, 从而为辐射器的优化设计提供了指导.

## 2 流体回路空间辐射器构型

空间辐射器按照结构和工作特点的不同可以分为被动结构辐射器、热管辐射器、流体回路辐射器等, 其中流体回路辐射器将流体回路与辐射器耦合在一起, 通过流体回路将航天器舱内设备工作时产生的热量传输至辐射器表面散出, 具有传热距离远、散热效率高的优点, 是空间站、飞船、航天飞机等大功率、大尺寸航天器热控散热的主要措施.

流体回路辐射器的结构形式大致可分为矩形导管结构和导管-肋片结构两种. 在实际设计中, 为了减轻质量, 多采用导管-肋片结构. 典型的导管-肋片结构流体回路辐射器如图1所示, 流体管路布局在辐射器结构内, 与辐射器形成一个整体. 辐射器可利用航天器结构的铝蜂窝板进行设计, 蜂窝结构板具有强度高、刚度好且质量轻的特点, 蜂窝板表面覆盖有铝蒙皮面板. 管路与蜂窝板面板通过导热填充物相接触, 热量从管路传递给辐射器铝蒙皮面板, 再通过铝蒙皮面板向空间进行散热. 这种形式的流体回路辐射器结构安装简单, 流体管路埋入辐射器后, 在进行热量传输散热的同时也增强了辐射器的结构强度.

## 3 空间辐射器传热过程的焓耗散分析

流体工质在辐射器管路内流动时, 通过对流将携

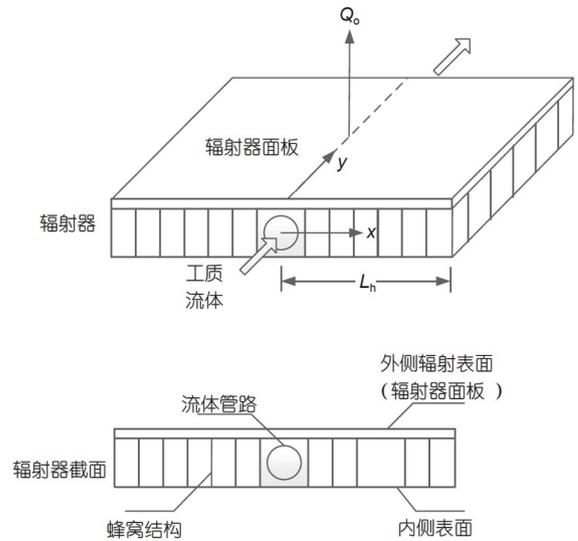


图1 流体回路辐射器示意图  
Figure 1 Schematic diagram of fluid loop radiator.

带的热量传递给辐射器, 热流在辐射器内通过传导从管路传输到辐射器面板表面, 再从辐射器表面向空间进行排散. 将热流通过辐射器导热向空间排散的过程视为一个二维的、稳态导热过程, 其传热过程的能量守恒方程可写为

$$\lambda_r \left[ \frac{\partial}{\partial x} \left( b \frac{\partial T_r}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( b \frac{\partial T_r}{\partial y} \right) \right] - \varepsilon \sigma (T_r^4 - T_{\text{sink}}^4) = 0, \quad (1)$$

式中 $\lambda_r$ 是辐射器面板热导率,  $b$ 是辐射器铝蒙皮面板厚度,  $T_r$ 是辐射器面板温度分布, 为空间坐标的函数,  $T_{\text{sink}}$ 是空间等效热沉温度, 不考虑辐射器面板厚度方向的温差. 对于式(1)所示导热过程能量守恒方程的边界条件为

$$\begin{cases} T_r|_{x=0} = T_h, \\ \frac{dT_r}{dx}|_{x=L_n} = 0, \\ \lambda_r \frac{\partial T_r}{\partial y}|_{y=0} = 0, \\ \lambda_r \frac{\partial T_r}{\partial y}|_{y=L} = 0. \end{cases} \quad (2)$$

辐射器肋宽为 $L_n$ , 流体管路布局于辐射器内的长度为 $L$ , 进一步将方程(1)两边同乘以辐射器的温度 $T_r$ , 可以得到热流在辐射器内部导热传输过程的焓平衡方程:

$$-\varepsilon \sigma (T_r^4 - T_{\text{sink}}^4) T_p - \nabla \cdot (b \dot{q} T_r) + b \dot{q} \cdot \nabla T_r = 0. \quad (3)$$

对于内部的导热热流密度 $\dot{\mathbf{q}}$ , 其表达式为

$$\dot{\mathbf{q}} = -\lambda_r \nabla T_r. \quad (4)$$

在式(3)中, 等号左边第一项为辐射器对外辐射热流与辐射器温度的乘积, 表征辐射表面向外散出的焓流密度; 第二项是热流进出控制体引起的净焓流密度; 第三项的绝对值为热流在辐射器内部导热引起的单位面积焓耗散率. 将式(3)对整个辐射器导热区域 $\Omega$ 积分, 即 $0 < x < L_h$ ,  $0 < y < L$ 的区间, 利用高斯公式将散度的面积分转化为边界积分可得

$$\begin{aligned} & \iint_{\Omega} [-\varepsilon\sigma(T_r^4 - T_{\text{sink}}^4)T_r - \lambda_r b \nabla T_r \cdot \nabla T_r] dA \\ &= \oint_{\Gamma} (b\dot{\mathbf{q}}T_r) \cdot \mathbf{n} dS, \end{aligned} \quad (5)$$

式中 $\Gamma$ 表示辐射器边界. 流体在管路内对流换热时温差较小, 相比于热流在辐射器面板中导热过程的焓耗散, 流体在管道内对流换热产生的焓耗散可以忽略, 式(5)中等号右侧的边界积分就等于流体进出辐射器的焓流变化 $\Delta G$ , 即

$$\Delta G = \frac{1}{2} Q_o (T_{\text{in}} + T_{\text{out}}) = \oint_{\Gamma} (b\dot{\mathbf{q}}T_r) \cdot \mathbf{n} dS, \quad (6)$$

式中 $Q_o$ 为辐射器散热量,  $T_{\text{in}}$ 和 $T_{\text{out}}$ 分别为流体工质进出辐射器温度. 将式(6)代入式(5)中可得

$$\begin{aligned} & \iint_{\Omega} [-\varepsilon\sigma(T_r^4 - T_{\text{sink}}^4)T_r - \lambda_r b \nabla T_r \cdot \nabla T_r] dA \\ &= Q_o \frac{(T_{\text{in}} + T_{\text{out}})}{2}. \end{aligned} \quad (7)$$

根据式(7), 当流体工质流过辐射器散热, 且散热量 $Q_o$ 为定值时, 流体进出辐射器的焓流变化 $\Delta G$ 越小, 也就是从辐射器表面散出的焓流与导热过程的焓耗散之和越小(式(7)左边两项), 流体工质的平均温度越低(式(7)右边第二项), 辐射器的散热性能越好. 因此, 可将式(7)左边两项和作为优化求极值的目标.

#### 4 空间辐射器优化设计准则

以式(7)左边两项的极小值作为辐射器的优化目标, 这个极小值受到两个条件的约束: (1) 辐射器面板总体积为定值; (2) 导热过程的能量守恒方程. 在这两个约束条件下, 求解式(7)左边两项和的极值的数学表述为

$$\begin{cases} \min \left[ \iint_{\Omega} [-\varepsilon\sigma(T_r^4 - T_{\text{sink}}^4)T_r - \lambda_r b \nabla T_r \cdot \nabla T_r] dA \right], \\ \text{s.t.} \iint_{\Omega} b(x, y) dA = \text{const}, \\ \text{s.t.} \iint_{\Omega} [\lambda_r \nabla \cdot (\delta \nabla T_r) - \varepsilon\sigma(T_r^4 - T_{\text{sink}}^4)] dA = 0. \end{cases} \quad (8)$$

对于以上约束极值问题, 采用拉格朗日乘子法构造约束极值泛函:

$$\begin{aligned} X = & \iint_{\Omega} [-\varepsilon\sigma(T_r^4 - T_{\text{sink}}^4)T_r - \lambda_r b \nabla T_r \cdot \nabla T_r] dA \\ & + \lambda_1 \iint_{\Omega} b(x, y) dA \\ & + \lambda_2 \iint_{\Omega} [\lambda_r \nabla \cdot (b \nabla T_r) - \varepsilon\sigma(T_r^4 - T_{\text{sink}}^4)] dA, \end{aligned} \quad (9)$$

式中,  $\lambda_1$ 和 $\lambda_2$ 为拉格朗日乘子, 等式右边第二项关于辐射器体积的约束为等周条件, 所以 $\lambda_1$ 为常数. 等式右边第三项中

$$\lambda_r \nabla \cdot (b \nabla T_r) = \lambda_r \nabla b \cdot \nabla T_r + \lambda_r b \nabla \cdot \nabla T_r, \quad (10)$$

将式(10)代入式(9)有

$$\begin{aligned} X = & \iint_{\Omega} [-\varepsilon\sigma(T_r^4 - T_{\text{sink}}^4)T_r - \lambda_r b \nabla T_r \cdot \nabla T_r] dA \\ & + \lambda_1 \iint_{\Omega} b(x, y) dA \\ & + \lambda_2 \iint_{\Omega} [\lambda_r \nabla b \cdot \nabla T_r + \lambda_r b \nabla \cdot \nabla T_r - \varepsilon\sigma(T_r^4 - T_{\text{sink}}^4)] dA. \end{aligned} \quad (11)$$

将式(11)对辐射器厚度分布函数 $b$ 求变分, 根据泛函变分理论可以得到

$$\begin{aligned} \delta X_b = & \iint_{\Omega} (-\lambda_r \nabla T_r \cdot \nabla T_r + \lambda_1) \delta b dA \\ & + \lambda_2 \oint_{\Gamma} \lambda_r \delta b \nabla T_r dS = 0. \end{aligned} \quad (12)$$

欲使式(12)成立, 可令其关于面积积分和边界积分分别等于零, 可得

$$-\lambda_r \nabla T_r \cdot \nabla T_r + \lambda_1 = 0 \Rightarrow |\nabla T_r|^2 = \frac{\lambda_1}{\lambda_r}. \quad (13)$$

由于 $\lambda_1$ 是实常数, 从而有

$$|\nabla T_r|^2 = \text{const}, \quad (14)$$

式(14)表示辐射器面板内温度梯度大小处处相等. 将式(14)代入式(4)有

$$|\dot{q}| = \text{const.} \quad (15)$$

由式(15)可知, 辐射器内通过单位截面的热流 $\dot{q}$ 处处均匀时, 辐射器的传热性能最优. 辐射器向空间散热过程中, 在辐射器内部的导热热流逐渐减小, 因此要使得辐射器内的热流密度均匀, 则随着辐射器内热流的减小, 辐射器厚度应该逐渐减小, 辐射器的截面厚度应该与辐射器内的热流成正比. 这也是对辐射器进行优化的准则.

## 5 辐射器结构优化及分析

一般情况下辐射器面板较多采用等厚度的矩形截面, 根据焓耗散极值原理得到的优化准则, 辐射器的截面厚度应该与辐射器内的热流成正比. 流体管路和辐射器面板连接的肋根处热流最大, 辐射器厚度应设计的较厚, 离管路越远, 热流越小, 辐射器应设计得越薄. 结合工程实施的可行性, 可考虑在维持辐射器面板总体积不变的情况下, 将辐射器面板设计为截面是梯形的变厚度结构, 如图2所示.

假设某一个航天器在轨道运行时, 舱内仪器设备工作时需要向外排散的热流量为700 W. 采用流体回路辐射器热控系统, 辐射器采用铝蜂窝材料, 流体管路内埋于蜂窝板内. 航天器热控系统构成如图3所示.

辐射器的基本设计参数为辐射器内流体管路总长度为20 m, 管路流道直径为0.01 m, 材质为铝, 辐射器肋宽为0.075 m. 辐射器基板为蜂窝板, 蜂窝板上覆盖铝合金面板, 由于蜂窝板导热率很低, 可认为热流仅通过面板传输; 辐射器表面喷涂低太阳吸收率、高发射率的白漆涂层, 涂层红外发射率 $\epsilon$ 为0.85. 在轨运行时,

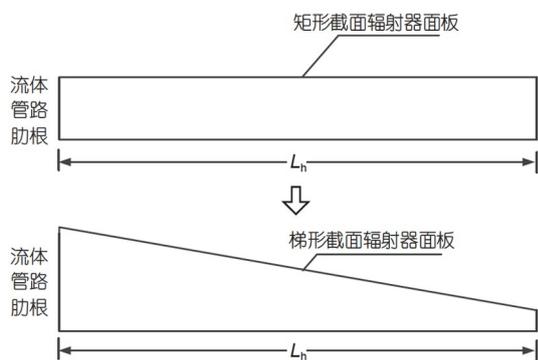


图2 辐射器面板结构优化示意  
Figure 2 Schematic diagram of radiator panel structure optimization.

辐射器表面接受的空间热流为160 W. 流体回路采用乙二醇水溶液作为工质, 工质基本物性如下: 密度为1079.5 kg/m<sup>3</sup>, 热导率0.36 W/(m K), 比热3185.4 J/(kg K), 黏度0.008 Pa s.

假设未优化前辐射器面板为0.3 mm厚的矩形截面, 在维持辐射器面板体积不变的情况下, 如果采用梯形结构, 可采取调整肋根厚度的方式得到不同的梯形截面. 辐射器面板厚度最薄处不能小于0.1 mm, 则肋根厚度可在0.3~0.5 mm之间调节. 接下来对不同肋根厚度情况下辐射器的散热情况进行分析.

### 5.1 辐射器不同截面时内部温度梯度比较

从式(14)可知, 辐射器面板内部温度梯度大小处处相等时, 其热流密度分布处处均匀, 此时辐射器传热性能最优. 首先对辐射器面板采用矩形截面和梯形截面时内部温度梯度的均匀性进行比较. 图4是流体工质入口温度相同时, 相同位置处0.5 m长的一段辐射器不同截面时的温度分布. 其中矩形截面时辐射器面板厚度为0.3 mm, 梯形截面时辐射器面板肋根厚度为

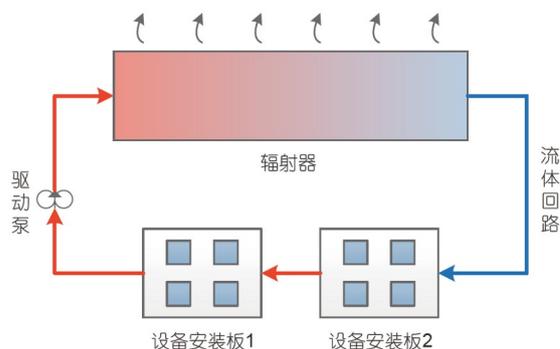


图3 热控系统示意图  
Figure 3 Schematic diagram of thermal control system.

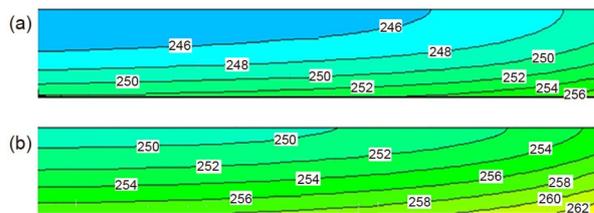


图4 辐射器不同截面时温度分布. (a) 矩形截面温度分布(K); (b) 梯形截面温度分布(K)  
Figure 4 Temperature distribution in different sections of radiator. (a) Temperature distribution of radiator with rectangular section (K); (b) temperature distribution of radiator with trapezoidal section (K).

0.5 mm, 辐射器宽度相同, 总体积相同. 从图中可以看出, 采用梯形截面后, 辐射器面板内温度梯度均匀性得到显著改善.

### 5.2 不同肋根厚度时流体进出辐射器的焓流变化

对于航天器热控而言, 通常情况散热量是已知的, 所要优化的目标是寻求以较低的温度散出相同的热量.

根据式(7), 流体工质进出辐射器的焓流变化越小时, 辐射器传热过程越优. 图5是保持辐射器面板体积不变, 采用梯形截面, 改变辐射器肋根厚度后, 流体工质进出辐射器的焓流变化情况.

从图5中可以看出, 采用梯形截面辐射器后, 随着辐射器肋根厚度的增大, 流体工质进出辐射器的焓流变化减小. 因此, 采用梯形截面辐射器增加辐射器面板肋根厚度可以使传热过程得到优化.

### 5.3 不同肋根厚度时辐射器肋效率分析

肋效率是表征辐射器散热性能的一个关键参数. 肋效率高从一个侧面反映了热量在辐射器内传递时热阻的大小. 肋效率越高时热量在辐射器内传递时热阻越小. 定义辐射器肋效率 $\eta$ <sup>[22]</sup>为

$$\eta = \frac{Q_o}{Q_{\max}}, \quad (16)$$

式中 $Q_o$ 为辐射器实际辐射出去的热流,  $Q_{\max}$ 为辐射器按肋根温度计算辐射出去的热流.

不同肋根厚度辐射器肋效率随管路流程的变化如图6所示. 图中辐射器肋根厚度为0.3 mm时, 为矩形等厚度辐射器. 辐射器肋根厚度为0.4和0.5 mm时辐射器面板为梯形截面. 从图中可以看出, 辐射器面板采用梯形截面后, 辐射器的肋效率随着肋根厚度的增大而逐渐提高.

### 5.4 不同肋根厚度时辐射器传热温差分析

当热量从工质传递给辐射器, 再通过辐射器向空间进行排散时, 经历了对流、导热、辐射三个传热过程. 定义流体流过某一段辐射器的对流换热温差为

$$\Delta T_{d1} = T_i - T_h, \quad (17)$$

式中 $T_i$ 为流体平均温度,  $T_h$ 为这一段的流体管路的平均壁温.

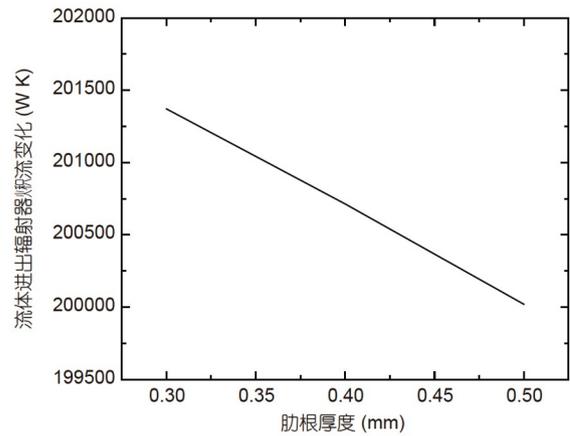


图5 不同肋根厚度时流体工质进出辐射器焓流变化  
Figure 5 Entropy variation rate of cooling liquid in and out of a radiator with different fin root thicknesses.

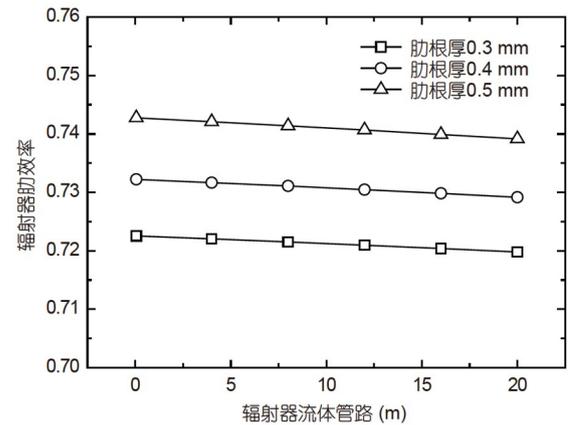


图6 辐射器不同肋根厚度时肋效率沿着管路变化  
Figure 6 Variation of fin efficiency along the pipeline at different fin root thicknesses of radiator.

对于一段辐射器, 假定辐射器均以某一温度向空间进行散热, 定义这一温度为当量辐射温度 $T_{eq}$ <sup>[3]</sup>. 定义热量在辐射器面板内导热过程中, 流体管路温度 $T_h$ 与辐射器表面当量辐射温度 $T_{eq}$ 之间的温差为导热温差:

$$\Delta T_{d2} = T_h - T_{eq}, \quad (18)$$

辐射器向空间散热的辐射温差为

$$\Delta T_{d3} = T_{eq} - T_{\text{sink}}. \quad (19)$$

每个传热过程的温差如图7所示. 图7(a)是改变辐射器肋根厚度后对流换热温差随管路长度的变化. 对于流体工质与管路的对流换热过程, 当工质流速不变

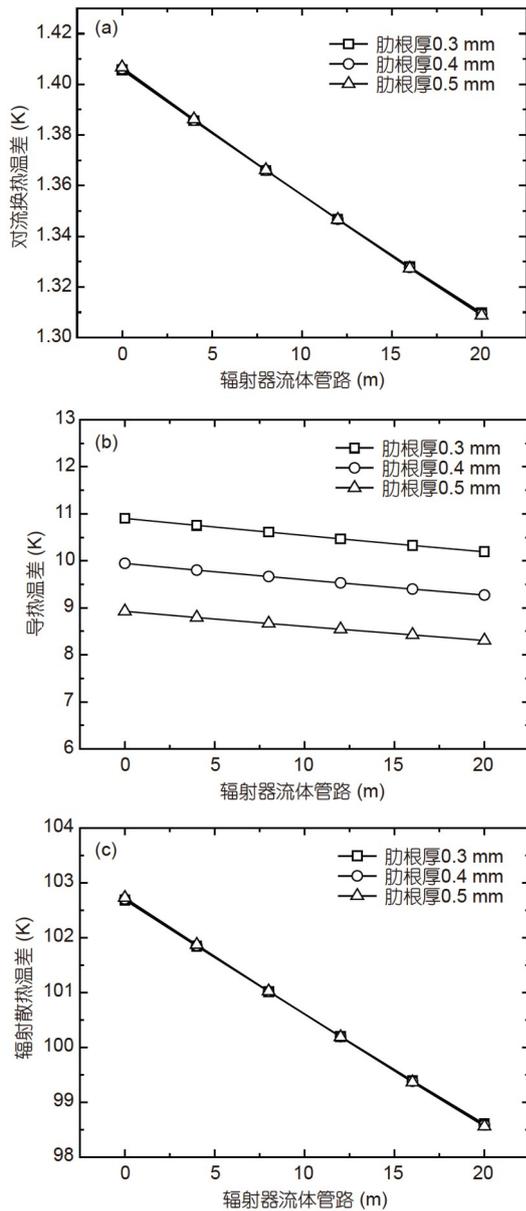


图7 辐射器不同肋根厚度时对流温差(a)、导热温差(b)、辐射温差(c)的变化

Figure 7 Variation of convective temperature difference (a), heat conduction temperature difference (b), and radiation temperature difference (c) at different fin root thicknesses of radiator.

时, 流体与管壁之间的对流换热系数也不发生变化. 因此, 在维持辐射器总体积不变的情况下, 改变辐射器肋根厚度后, 辐射器对流换热过程并不受影响.

图7(b)是改变辐射器肋根厚度后导热温差沿管路长度的变化. 从中可以看出增加辐射器肋根厚度后, 辐射器的肋效率得到提高, 从而使得辐射器导热过程得

到优化, 在散热量相同的情况下, 导热温差随着辐射器肋根厚度的增加而减小.

图7(c)是改变辐射器肋根厚度后辐射温差沿管路长度的变化. 由于空间背景环境维持不变, 辐射器表面的辐射散热特性也没有发生变化, 辐射器散出相同热量时, 辐射器厚度分布的变化并不会对辐射器的辐射散热过程带来改变, 辐射器辐射散热温差不发生变化.

从上面的分析可以看出, 对于辐射器整个传热过程, 保持辐射器面板体积不变, 辐射器采用梯形截面后, 主要使得辐射器的导热过程得到优化, 而辐射器的对流过程和辐射过程则不受影响.

### 5.5 不同肋根厚度工质温度分析

优化辐射器的目的是为了降低流体工质的温度水平, 辐射器散热的背景空间热沉温度为一定值, 当辐射器散热温差减小时, 流过辐射器的流体工质温度也随之降低. 图8是辐射器面板肋根厚度不同时, 辐射器内流体工质温度变化.

从图8中可以看出, 当辐射器采用梯形截面, 且肋根厚度增大时, 辐射器散热过程得到优化, 这也使得流体工质可以以更低的温度散出相同热量. 在维持辐射器面板体积不变的情况下, 辐射器厚度从0.3 mm增加到0.5 mm, 同样散出700 W热流量, 流体温度可降低约2 K. 流体工质温度的降低, 也可以使得热控系统进行温度控制时余量更大.

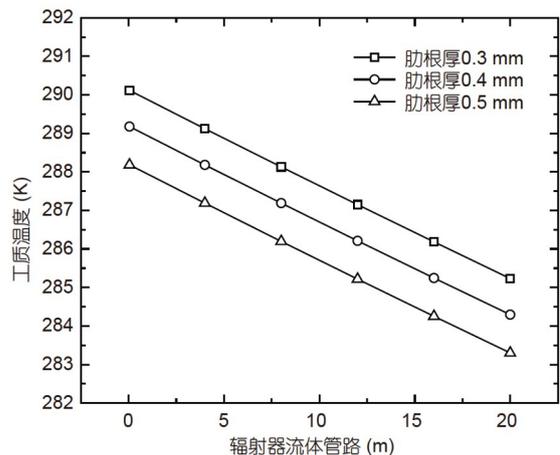


图8 辐射器不同肋根厚度时工质温度变化

Figure 8 Temperature change of cooling fluid at different fin root thicknesses of radiator.

## 5.6 不同肋根厚度时辐射器散热能力分析

通过上面的分析可以看出, 如果散热量一定时, 保持辐射器面板体积不变, 采用梯形截面辐射器, 且提高辐射器肋根厚度, 可以提高辐射器散热性能, 使流体回路系统的温度水平降低. 反之而言, 当流体回路工质温度水平要求相同时, 散热性能越好的辐射器, 其辐射散热所能承担的热量也就越多. 图9是在相同的工质温度要求下, 辐射器面板体积不变, 不同肋根厚度时辐射器

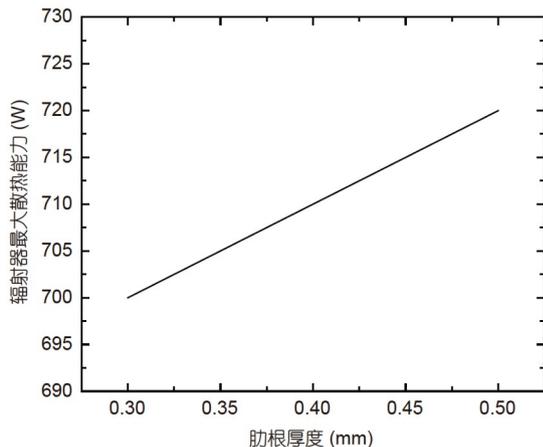


图9 辐射器不同肋根厚度时辐射散热能力  
Figure 9 Radiation heat dissipation capacity of radiator with different fin root thicknesses of radiator.

散热能力的比较. 从图中可以看出, 相比于厚度为0.3 mm的矩形截面, 采用梯形截面后, 辐射器的散热能力增强, 当肋根厚度增加到0.5 mm时, 相同流体工质温度水平下, 辐射器散热能力增加了20 W, 提高了2.9%.

## 6 结论

(1) 本文对辐射器内部导热过程的焓耗散进行分析, 建立了辐射器内部导热和表面辐射的焓平衡方程, 获得了冷却流体散热与辐射器内部导热的焓耗散率与表面辐射焓流的关系. 结果表明, 当给定辐射器散热量时, 辐射器内部导热的焓耗散率与表面辐射焓流越小, 热控流体的平均温度越低.

(2) 以辐射器肋片总体积不变、能量守恒方程为条件建立了约束泛函, 并且通过对辐射器肋片厚度分布函数的变分获得了优化准则, 当辐射器内温度梯度相等, 也就是热流密度处处均匀时, 辐射器传热过程最优.

(3) 根据辐射器内单位截面热流密度均匀分布原则和工程应用的方便性, 研究了采用梯形肋片截面的辐射器. 结果表明在控制辐射器总体积不变的情况下, 采用梯形截面辐射器面板, 增加辐射器肋根厚度, 可以提高辐射器传热性能, 降低流体工质温度.

## 参考文献

- Xu X H, Cheng X T, Liang X G. Design and optimization for fluid loops of active thermal control system in manned spacecraft (in Chinese). *J Astronaut*, 2011, 32: 2285–2292 [徐向华, 程雪涛, 梁新刚. 载人航天器主动热控系统流体回路的优化设计. *宇航学报*, 2011, 32: 2285–2292]
- Peng C, Xu X H, Liang X G. Optimization on heat load arrangement for active thermal control system of manned spacecraft (in Chinese). *J Astronaut*, 2015, 38: 974–980 [彭灿, 徐向华, 梁新刚. 载人航天器主动热控系统热负荷布局优化. *宇航学报*, 2015, 38: 974–980]
- Hou Z Q, Hu J G. *Spacecraft Thermal Control Technology* (in Chinese). Beijing: China Science and Technology Press, 2007 [侯增祺, 胡金刚. 航天器热控制技术. 北京: 中国科学技术出版社, 2007]
- Haller H C. Analysis of a double fin-tube flat condenser-radiator and comparison with a central fin-tube. *NASA Technical Note, NASA-TN-D-2558*, 1964
- Moss T W, Bowman W J. Modeling and performance of a flat plate heat pipe fin space radiator. In: *Proceedings of the 34th AIAA Thermophysics Conference*. Denver, 2000. 19–22
- Hull P V, Kittredge K, Tinker M, et al. In-space radiator shape optimization using genetic algorithms. *Space Technology and Applications International Forum*, Albuquerque, 2006
- Harris D W. A design procedure for the weight optimization of straight finned radiators. *NASA Technical Note, NASA-TN-D-3489*, 1966
- Zhang X X, Liu J, Zhang C. Study on the heat transfer enhancement and the optimization of a fin-tube radiator of aircraft (in Chinese). *J Tsinghua*

- Univ, 1998, 28: 32–34 [张学学, 刘静, 张超. 管肋式空间辐射器强化传热分析与优化设计. 清华大学学报, 1998, 28: 32–34]
- 9 Yu X Z. Calculation of the duct-tapered fin radiator (in Chinese). *J Astronaut*, 1996, 17: 75–76 [余小章. 管道-楔形肋片式空间辐射器性能计算. 宇航学报, 1996, 17: 75–76]
- 10 Li M H, Ren J X, Liang X G, et al. Numerical analysis of heat rejection characteristics and optimum design of fin-tube radiators (in Chinese). *J Eng Thermophys*, 2002, 23: 88–91 [李明海, 任建勋, 梁新刚, 等. 管肋式辐射器排热特性的数值分析与优化设计. 工程热物理学报, 2002, 23: 88–91]
- 11 Guo Z Y, Zhu H Y, Liang X G. Entransy—A physical quantity describing heat transfer ability. *Int J Heat Mass Transfer*, 2007, 50: 2545–2556
- 12 Chen Q, Liang X G, Guo Z Y. Entransy theory for the optimization of heat transfer—A review and update. *Int J Heat Mass Transfer*, 2013, 63: 65–81
- 13 Cheng X T, Liang X G, Guo Z Y. Entransy decrease principle of heat transfer in an isolated system (in Chinese). *Chin Sci Bull*, 2011, 56: 847–854 [程雪涛, 梁新刚, 过增元. 孤立系统内传热过程的焓减原理. 科学通报, 2011, 56: 222–230]
- 14 Guo Z Y, Cheng X G, Xia Z Z. Least dissipation principle of heat transport potential capacity and its application in heat conduction optimization (in Chinese). *Chin Sci Bull*, 2003, 48: 406–410 [过增元, 程新广, 夏再忠. 最小热量传递势容耗散原理及其在导热优化中的应用. 科学通报, 2003, 48: 21–25]
- 15 Cheng X, Liang X. Entransy flux of thermal radiation and its application to enclosures with opaque surfaces. *Int J Heat Mass Transfer*, 2011, 54: 269–278
- 16 Chen Q, Wang M, Pan N, et al. Optimization principles for convective heat transfer. *Energy*, 2009, 34: 1199–1206
- 17 Cheng X T, Liang X G. Entransy functions for steady heat transfer. *Sci China Tech Sci*, 2019, 62: 1726–1734
- 18 Cheng X T, Xu X H, Liang X G. Application of entransy to optimization design of parallel thermal network of thermal control system in spacecraft. *Sci China Tech Sci*, 2011, 54: 964–971 [程雪涛, 徐向华, 梁新刚. 焓在航天器热控系统并联热网络优化中的应用. 中国科学: 技术科学, 2011, 41: 507–514]
- 19 Cheng X T, Xu X H, Liang X G. Theoretical analyses of the performance of a concentrating photovoltaic/thermal solar system with a mathematical and physical model, entropy generation minimization and entransy theory. *Sci China Tech Sci*, 2018, 61: 843–852
- 20 Li Q Y, Chen Q. Application of entransy theory in the heat transfer optimization of flat-plate solar collectors. *Chin Sci Bull*, 2012, 57: 299–306
- 21 Hao J, Chen Q, Hu K. Porosity distribution optimization of insulation materials by the variational method. *Int J Heat Mass Transfer*, 2016, 92: 1–7
- 22 Chang H V. Optimization of a heat pipe radiator design. In: Proceedings of the AIAA 19th Thermophysics Conference. Snowmass Colorado, 1984. 25–28

# Heat-transfer optimization of fluid loop radiator based on entransy analysis

LIU Xin<sup>1,2</sup> & LIANG XinGang<sup>1</sup>

<sup>1</sup> Key Laboratory for Thermal Science and Power Engineering of Ministry of Education, School of Aerospace Engineering, Tsinghua University, Beijing 100084, China;

<sup>2</sup> China Academy of Launch Vehicle Technology, Beijing 100076, China

To optimize the design of a liquid loop radiator based on entransy theory, the relationship between the heat dissipation rate and internal heat transfer process of a radiator was established. Then, the Lagrangian function was constructed to calculate the minimum value of the entransy dissipation of the radiator under limited radiator volume. The results show that the temperature gradient in the radiator panel is equal everywhere, i.e., when the heat flux is uniform everywhere, the radiator heat-transfer process is optimal. Based on the principle of uniform distribution of heat flux in the radiator and considering engineering application convenience, a radiator with a trapezoidal fin section was studied. The results show that when the total volume of the radiator is controlled, using a radiator panel with a trapezoidal section and increasing the thickness of the root of the radiator fin can optimize the heat transfer performance of the radiator, reduce the temperature of the working fluid of the fluid loop, and improve the heat dissipation ability of the radiator.

**liquid loop radiator, entransy dissipation, radiation, optimization**

doi: [10.1360/SST-2020-0237](https://doi.org/10.1360/SST-2020-0237)