

异型高温真空集热管的热损分析

黄小娜, 裴 刚, 王其梁, 杨洪伦

(中国科学技术大学热科学和能源工程系, 合肥 230027)

摘 要: 为减少真空集热管热损, 提出内吸热管次吸热面扁平设计(管型 I)和内吸热管主、次吸热面均扁平设计(管型 II)的 2 种异型内吸热管结构, 通过减小其表面积来减少辐射热损。利用辐射换热的光谱分布模型, 计算分析原型和异型真空集热管的热损, 同时对原型管和管型 II 的能流密度和温度分布进行模拟分析。结果表明: 2 种异型管相对原型管热损分别减少约 8.8%、14.5%, 当集热温度分别为 300、400、500、600 °C 时, 管型 I 热损减少量分别为 7.2、19.5、45.8 和 96.4 W/m, 管型 II 热损减少量分别为 11.8、32.0、75.3 和 158.5 W/m; 管型 II 内吸热管主吸热面能流密度在可承受范围内, 温度分布受结构变化影响较小。

关键词: 太阳能吸热管; 热损; 能流密度; 异型吸热管; 温度

中图分类号: TK512

文献标识码: A

0 引 言

槽式太阳能热发电技术是当前最经济的大规模商业化太阳能热发电技术^[1], 其中槽式太阳能真空集热管是槽式太阳能聚光集热器的关键部件, 其热性能直接影响整个系统的效率和经济性。太阳能热发电效率随集热器运行温度的升高而升高。目前商业化槽式太阳能热发电使用导热油作为传热工质, 运行温度最高为 400 °C, 限制了太阳能热发电效率的进一步提高。为了提高太阳能热发电效率, 提高真空集热管的集热温度是当前槽式太阳能技术发展的必然趋势。其中以熔融盐为导热工质的意大利 Archimede 示范电站, 熔融盐出口温度可达 550 °C^[2]。

热损失是衡量真空集热管热性能的重要指标之一, 其中辐射热损是其热损的主要部分。随着集热器运行温度的升高, 辐射热损急剧增大, 同时真空集热管吸热管的太阳能选择性涂层平均发射率增大, 进一步增大了辐射热损, 因此在高温时减少辐射热损更为重要。为了减少辐射热损, 可研究性能更好的太阳选择性吸收涂层^[3,4]; 可在辐射体间增设物体, 如闵子建等^[5]研究了背面增设遮热板的普

通全玻璃真空集热管的热损情况等。此外, 一种简单有效的减少吸热管辐射热损的方法是减少吸热管辐射面积。本文提出 2 种异型槽式太阳能真空集热管, 采用辐射热阻网络方法, 建立光谱辐射换热模型, 对异型管和原型管热损进行对比分析。同时模拟分析原型管和异型管中管型 II 的能流密度和温度分布。

1 真空集热管传热理论模型

槽式太阳能真空集热管由内吸热管、外玻璃管、波纹管组成。内吸热管外壁面涂有太阳选择性吸收涂层, 以降低工作温度时的发射率。内吸热管和外玻璃管之间为真空环形空间, 以抑制环形空间内的热传导和热对流。本文提出 2 种异型管结构, 通过减少内吸热管辐射面积来减少辐射热损。

在真空集热管中, 主吸热面指内吸热管外表面有聚光光斑的一侧, 次吸热面指内吸热管外表面无聚光光斑的一侧。新型内吸热管横截面为由圆弧和线段组成的封闭曲面。由于次吸热面无聚光光斑, 只有太阳一倍辐照, 结构改变对热流密度分布影响很小, 因此选取次吸热面扁平设计对应圆心角为 140°; 主吸热面有聚光光斑, 局部聚光比最高达

收稿日期: 2017-02-10

基金项目: 国家自然科学基金(51476159); 东莞市引进创新科研团队计划(2014607101008); 国家科技支撑计划(2015BAD19B02); 安徽省科技厅国际科技合作计划(BJ2090130038)

通信作者: 裴 刚(1975—), 男, 博士、教授, 主要从事太阳能、热力循环和制冷热泵方面的研究。peigang@ustc.edu.cn

约 70°, 为使聚光光斑大部分位于扁平面内, 选取主吸热面扁平设计对应圆心角为 120°。图 1 所示为简化的原型管和异型管一维传热模型(图中 s 为真空集热管内吸热管, g 为真空集热管外玻璃管, HTF 为导热工质, a 代表环境, sky 代表天空)。管型 I 为次吸热面扁平设计, 管型 II 为主、次吸热面均扁平设计, 如图 1b、图 1c 所示。

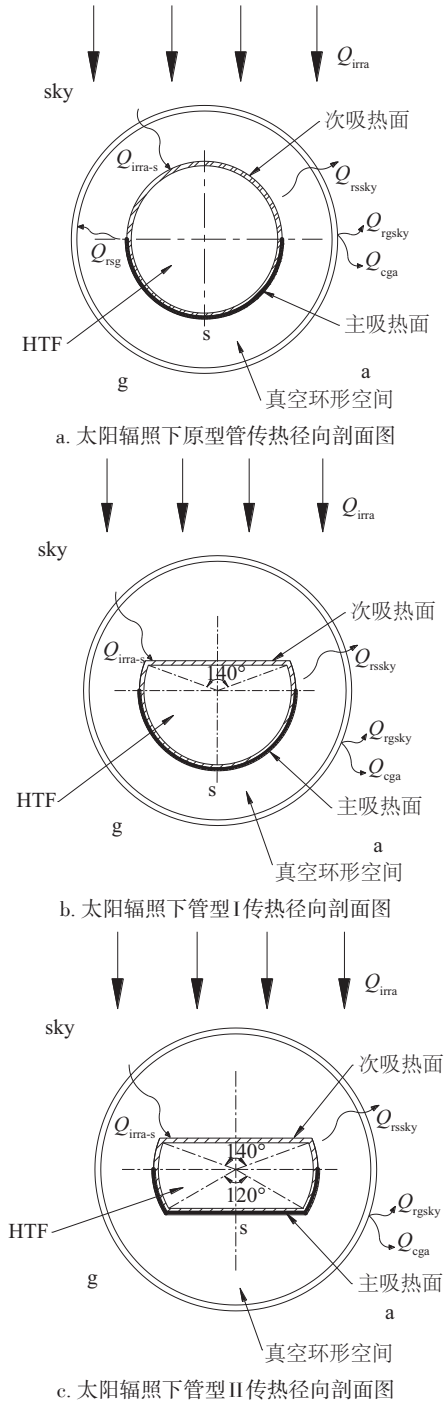


图 1 一维传热模型

Fig. 1 1D heat transfer model

为简化模型, 作如下假设:

- 1) 忽略真空集热管两端端口及波纹管热损, 把集热管的辐射换热视为一维换热;
- 2) 外玻璃管厚度较小, 忽略外玻璃管的温度差异;
- 3) 所有表面为漫射表面;
- 4) 内吸热管和外玻璃管之间被抽成真空, 忽略环形空间内热传导和热对流。

1.1 集热管热损计算模型

本文采用光谱参数方式的辐射热阻网络方法进行计算^[6], 辐射热阻网络见图 2, 对应热阻^[7]见表 1。图表中, $E_{\lambda bs}$ 、 $E_{\lambda bg}$ 、 $E_{\lambda bsky}$ 为内吸热管、外玻璃管、天空的光谱黑体发射功率, $W/(m^2 \cdot \mu m)$; Q_{irrag} 、 Q_{cga} 为外玻璃管吸收的太阳辐射量和外玻璃管与环境的对流换热量, W/m ; $R_{\lambda s}$ 、 $R_{\lambda g}$ 、 $R_{\lambda g}'$ 为内吸热管、外玻璃管内表面、外玻璃管外表面的表面辐射热阻; $R_{\lambda sg}$ 、 $R_{\lambda gsky}$ 、 $R_{\lambda ssky}$ 为内吸热管到外玻璃管、外玻璃管到天空、内吸热管到天空的空间热阻; $\varepsilon_{\lambda s}$ 、 $\varepsilon_{\lambda g}$ 为内吸热管、外玻璃管的光谱发射率; A_s 、 A_g 为内吸热管、外玻璃管表面积, m^2 ; F_{sg} 、 F_{gsky} 、 F_{ssky} 为内吸热管对外玻璃管、外玻璃管对天空、内吸热管对天空的视角系数; $\rho_{\lambda g}$ 、 $\tau_{\lambda g}$ 为外玻璃管的光谱反射率和光谱透过率。

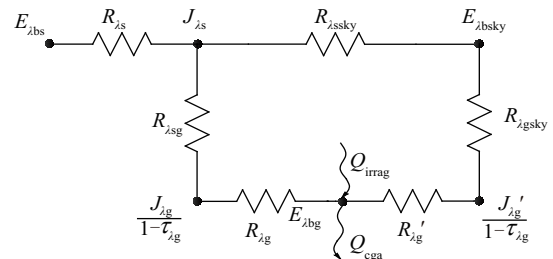


图 2 辐射热阻网络

Fig. 2 Radiation resistor network

表 1 辐射热阻网络等效热阻

Table 1 Value of equivalent resistors

名称	表达式	名称	表达式
$R_{\lambda s}$	$(1 - \varepsilon_{\lambda s}) / (\varepsilon_{\lambda s} A_s)$	$R_{\lambda ssky}$	$1 / (A_s F_{ssky} \tau_{\lambda g})$
$R_{\lambda sg}$	$1 / [A_s F_{sg} (1 - \tau_{\lambda g})]$	$R_{\lambda g}$	$\rho_{\lambda g} / [\varepsilon_{\lambda g} A_g (1 - \tau_{\lambda g})]$
$R_{\lambda gsky}$	$1 / [A_g F_{gsky} (1 - \tau_{\lambda g})]$	$R_{\lambda g}'$	$\rho_{\lambda g} / [\varepsilon_{\lambda g} A_g (1 - \tau_{\lambda g})]$

本文已知环境温度 T_a , 天空温度 T_{sky} , 内吸热管温度 T_s , 并假定外玻璃管温度 T_g , 将 0.25~100 μm

波段分为连续间隔 $0.01 \mu\text{m}$ 的小波段计算辐射网络,累加计算各部分辐射热流,通过外玻璃管热平衡方程,迭代计算出外玻璃管温度和真空集热管热损。

真空集热管各部分辐射热流为:

$$Q_{\text{rssky}} = \sum_{\lambda=0.25}^{100} \frac{J_{\lambda s} - E_{\lambda \text{bsky}}}{R_{\lambda \text{ssky}}} \times 0.01 \quad (1)$$

$$Q_{\text{rsq}} = \sum_{\lambda=0.26}^{100} \frac{J_{\lambda s} - E_{\lambda \text{bg}}}{R_{\lambda \text{sq}} + R_{\lambda \text{g}}} \times 0.01 \quad (2)$$

$$Q_{\text{rgsky}} = \sum_{\lambda=0.25}^{100} \frac{E_{\lambda \text{bg}} - E_{\lambda \text{bsky}}}{R_{\lambda \text{gsky}} + R_{\lambda \text{g}}} \times 0.01 \quad (3)$$

$$Q_{\text{irrag}} = A_g \alpha_{\lambda g} \times Q_{\text{irra}} \quad (4)$$

式中, Q_{rssky} 、 Q_{rsq} 、 Q_{rgsky} ——内吸热管与天空、内吸热管与外玻璃管、外玻璃管与天空之间的辐射换热量, W/m ; Q_{irra} ——太阳辐照度, W/m^2 。

外玻璃管热平衡方程为:

$$Q_{\text{rgsky}} + Q_{\text{ega}} = Q_{\text{rsq}} + Q_{\text{irrag}} \quad (5)$$

真空集热管热损为:

$$Q_{\text{loss}} = Q_{\text{rgsky}} + Q_{\text{ega}} + Q_{\text{rssky}} \quad (6)$$

异型管和原型管计算方法相同,其中内吸热管面积 A_s 分别使用相应的管型 I 和管型 II 内吸热管面积进行计算。

1.2 光谱发射功率

黑体光谱发射功率^[8]为:

$$E_{\lambda, b}(\lambda, T) = \frac{C_1}{\lambda^5 \{\exp[C_2/(\lambda T)] - 1\}} \quad (7)$$

式中, T ——黑体的绝对温度, K ; C_1 、 C_2 ——第一、第二辐射常数, $C_1 = 3.742 \times 10^8 \text{ W} \cdot \mu\text{m}^4/\text{m}^2$, $C_2 = 1.439 \times 10^4 \mu\text{m} \cdot \text{K}$ 。

1.3 外管与外界环境的热对流

根据牛顿冷却公式:

$$Q_{\text{ega}} = h_c (T_g - T_a) A_g \quad (8)$$

$$h_c = \frac{K}{D_g} Nu_D \quad (9)$$

式中, h_c ——外玻璃管与环境的对流换热系数, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$; K ——环境空气热导系数, $\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$; D_g ——外玻璃管直径, m ; Nu_D ——以外玻璃管直径为特征长度的努塞尔数。

无风时,外玻璃管和环境通过自然对流进行换热,努塞尔数计算关系式为^[8]:

$$Nu_D = \{0.60 + \frac{0.387 Ra_D^{1/6}}{[1 + (0.559/Pr)^{9/16}]^{4/5}}\}^2 \quad (10)$$

式中, Ra_D ——以外玻璃管直径为特征长度的环境空气瑞利数; Pr ——环境空气的普朗特数。

有风时,外玻璃管和环境通过强迫对流进行换热,努塞尔数计算关系式为^[8]:

$$Nu_D = C Re_D^m Pr^n \left(\frac{Pr}{Pr_s}\right)^{1/4} \quad (11)$$

式(11)的适用范围为 $0.7 < Pr < 500$, $1 < Re_D < 106$ 。当 $Pr \leq 10$ 时, $n = 0.37$; $Pr > 10$ 时, $n = 0.36$ 。常数 C 和 m 取值列于表 2 中。

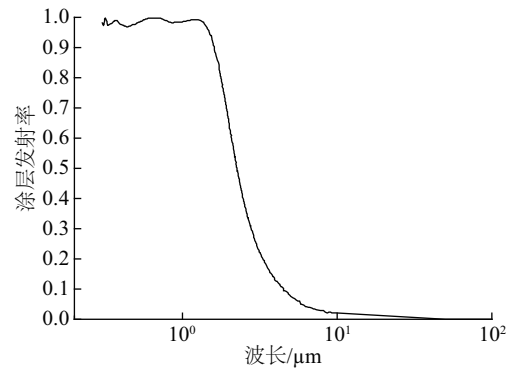
表 2 C 和 m 随 Re_D 变化值

Table 2 Values of C and m with the changes of Re_D

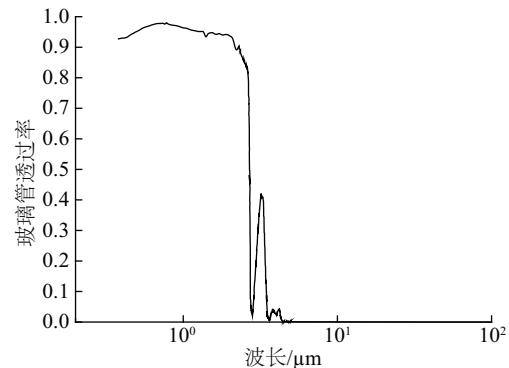
Re_D	C	m	Re_D	C	m
0.4~40.0	0.750	0.4	1000~ 2×10^5	0.260	0.6
40~1000	0.510	0.5	$2 \times 10^5 \sim 10^8$	0.076	0.7

1.4 PTR70 真空集热管的基本参数

本文使用德国 Schott 公司生产的 PTR70 集热管的太阳选择性吸收涂层光谱发射率和外玻璃管光谱透过率数据进行计算。图 3 为其光谱物性参数



a. 太阳能选择性吸收涂层光谱发射率



b. 外玻璃管光谱透过率

图 3 光谱物性参数性质

Fig. 3 Spectral properties of physical parameter

性质。PTR70 集热管内吸热管内径 0.066 m, 外径 0.070 m, 外玻璃管内径 0.115 m, 外径 0.120 m。

2 热损性能分析

取环境温度 $T_a = 24\text{ }^{\circ}\text{C}$, 天空温度 $T_{\text{sky}} = 15\text{ }^{\circ}\text{C}$, 太阳辐照度 $Q_{\text{irra}} = 800\text{ W/m}^2$, 风速 2.5 m/s 对原型管和异型管进行计算, 计算结果如表 3。

2.1 原型管热损分析

美国可再生能源实验室(NREL)对 Schott 2008

PTR70 真空集热管热损进行了测试^[9], 测试结果和模拟结果对比如图 4 所示。由图 4 可知, 真空集热管热损模拟结果和美国可再生能源实验室测试结果吻合较好。随着内吸热管温度的升高, 真空集热管热损以越来越快的速率增大。主要原因是根据斯蒂芬-玻尔兹曼定律, 物体对外辐射热量与其温度的 4 次方相关^[10], 同时内吸热管外壁面的选择性吸收涂层的平均发射率随温度的升高而增大, 可见高温时减少真空集热管热损更加必要。

表 3 热损失模型计算结果
Table 3 Figure results of heat loss model

内吸热 管温度/ $^{\circ}\text{C}$	原管型		管型 I				管型 II			
	总热损/ $\text{W}\cdot\text{m}^{-1}$	外玻璃 管温度/ $^{\circ}\text{C}$	总热损/ $\text{W}\cdot\text{m}^{-1}$	外玻璃 管温度/ $^{\circ}\text{C}$	热损 减少量/ $\text{W}\cdot\text{m}^{-1}$	热损比 原型管 减少/%	总热损/ $\text{W}\cdot\text{m}^{-1}$	外玻璃 管温度/ $^{\circ}\text{C}$	热损 减少量/ $\text{W}\cdot\text{m}^{-1}$	热损比 原型管 减少/%
160	17.3	25.9	16.1	25.7	1.2	7.1	15.3	25.7	2.0	11.6
200	27.9	26.9	25.7	26.7	2.2	7.8	24.3	26.6	3.6	12.8
240	44.1	28.5	40.5	28.1	3.6	8.2	38.2	27.9	5.9	13.5
280	68.3	30.6	62.6	30.1	5.8	8.4	58.9	29.7	9.5	13.9
320	103.5	33.5	94.6	32.7	8.9	8.6	88.9	32.2	14.6	14.1
360	153.4	37.3	140.0	36.2	13.3	8.7	131.5	35.4	21.9	14.3
400	222.5	42.0	203.0	40.5	19.5	8.8	190.5	39.5	32.0	14.4
440	316.4	47.8	288.6	45.8	27.8	8.8	270.7	44.5	45.7	14.5
480	441.8	54.8	402.8	52.2	39.0	8.8	377.7	50.5	64.0	14.5
520	606.2	62.9	552.6	59.7	53.6	8.8	518.1	57.6	88.1	14.5
560	818.6	72.2	746.1	68.2	72.4	8.8	699.5	65.7	119.0	14.5
600	1088.9	82.6	992.5	77.9	96.4	8.9	930.4	74.8	158.5	14.6

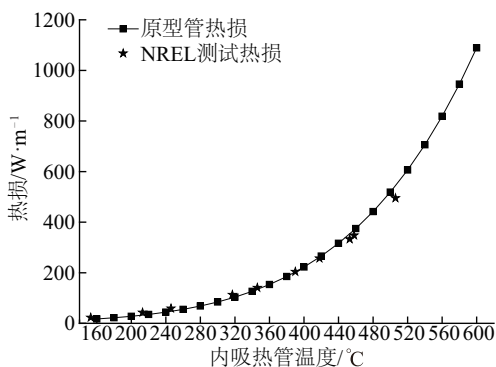


图 4 原型管热损

Fig. 4 Heat loss of original collector

2.2 原型管和异型管对照分析

原型管和异型管模拟结果对比图如图 5 所

示。由图 5a 可知, 随着内吸热管温度的升高, 真空集热管热损与外玻璃管温度变化趋势一致, 以越来越快的速率增大。随着内吸热管温度的升高, 异型管和原型管的热损增长趋势相同, 其中原型管热损最大, 管型 I 次之, 管型 II 最小; 同时, 异型管和原型管的外玻璃管温度增长趋势相同, 其中原型管外玻璃管温度最高, 管型 I 次之, 管型 II 最低。减小内吸热管面积使真空集热管的外玻璃管平衡温度降低, 且随着内吸热管温度的升高, 外玻璃管温度降低越来越明显。外玻璃管温度降低对应真空集热管热损的降低, 外玻璃管温度变化与真空集热管热损变化相吻合。

由图 5b 可知, 异型管相对原型管热损减少量始终大于零, 说明改变吸热管结构对减少真空集热管热损在低温和高温时均有效果。热损减少占比与内吸热管温度相关不大, 基本与减少内吸热管面积占比相同, 但热损减少量随内吸热管温度的升高而迅速增大。原因是低温时真空集热管辐射热损小, 随着内吸热管温度的升高辐射热损急剧增大, 改变内吸热管结构使在高温下减少的热损量远远大于低温时减少的热损量。因此, 在高温下使用异型管减少辐射热损更有意义。

同, 但热损减少量随内吸热管温度的升高而迅速增大。原因是低温时真空集热管辐射热损小, 随着内吸热管温度的升高辐射热损急剧增大, 改变内吸热管结构使在高温下减少的热损量远远大于低温时减少的热损量。因此, 在高温下使用异型管减少辐射热损更有意义。

3 内吸热管能流密度和温度分析

真空集热器内吸热管放置在抛物型聚光器的焦线上, 用以吸收聚集的太阳辐射, 其主吸热面能流密度很大。本文管型 II 对真空集热管内吸热管主吸热面做扁平处理, 不可避免地会影响主吸热面的能流密度分布, 进而影响内吸热管管壁温度。下文详细叙述管型 II 内吸热管结构变化对其主吸热面能流密度分布和内吸热管管壁温度的影响。

引入数理统计上的相对标准偏差来表示光强分布和温度分布的不均匀性。

$$RS_j = \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (j_i/j - 1)^2}, \quad j = q, t \quad (12)$$

式中, j_i —— 每个数据点物理量值; j —— 所有数据点物理量值的算术平均值; n —— 数据总数; q —— 能流密度; t —— 温度。

3.1 能流密度分布

本文在太阳辐照度为 800 W/m^2 时, 考虑太阳光不平行夹角 $16'$ 和聚光器的跟踪误差 0.1° , 采用 TracePro 软件对采用欧洲槽 ET150^[11] 和 PTR70 集热管的集热器进行光学模拟。模拟结果显示, 主吸热面入射光线原管型为 680506 条, 异型管为 680442 条。基于蒙特卡洛光线追踪方法的模拟过程不可避免地会有随机误差, 因此可视为内吸热管结构改变对其主吸热面接受光线无影响。原型管内吸热管主吸热面和管型 II 内吸热管主吸热面扁平部分沿图中水平方向能流密度分布如图 6 所示。由图 6 可知, 原型管能流密度峰值为 61743 W/m^2 , 出现在长度约为 $\pm 22 \text{ mm}$ 处, 管型 II 能流密度峰值为 86355 W/m^2 , 出现在长度为 0 mm 处。可看出管型 II 相对原型管能流密度由 2 个峰变为 1 个峰, 且峰值增大。由式(12)计算得到主吸热面能流密度分布的相对标准偏差: 原型管为 $RS_{q0}=0.2147$, 管型 II 为 $RS_{qII}=0.4624$ 。能流密度分布的相对标准偏差增加了 1 倍多, 但能流密度峰值在可承受范围内。

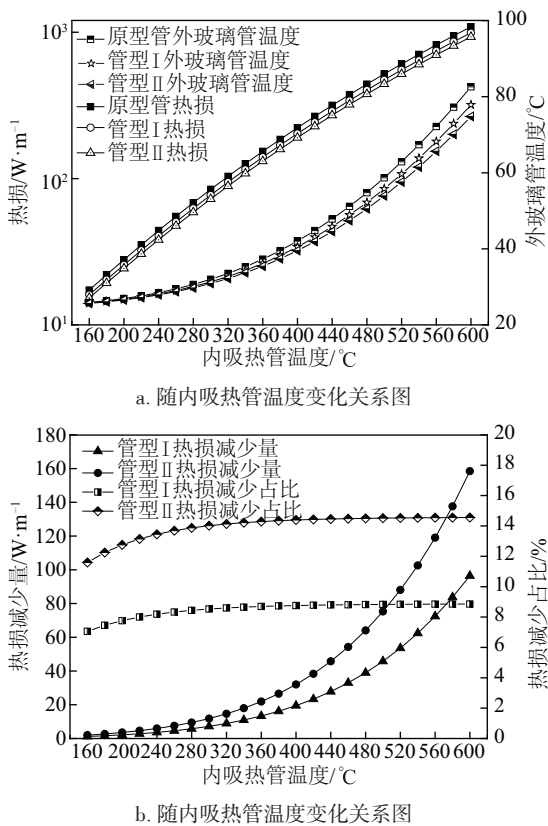


图 5 各管型模拟计算结果

Fig. 5 Simulation results of all kinds of collectors

2 种异型管相对原型管热损减少量始终大于零, 说明改变吸热管结构对减少真空集热管热损在低温和高温时均有效果。热损减少占比与内吸热管温度相关不大, 基本与减少内吸热管面积占比相

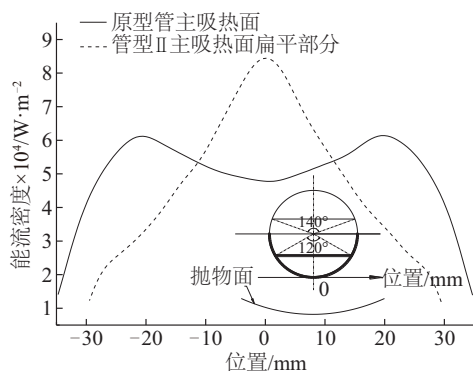


图6 水平方向能流密度分布

Fig. 6 Heat flux distribution in horizontal direction

3.2 温度分布

将图6所示的主吸热面能流密度分布作为边界条件,利用有限元软件 FLUENT 计算内吸热管温度分布。采用 Therminol VP-1 导热油,考虑其物性随温度变化^[12],入口温度 390 °C,入口流速 3 m/s,模拟集热管管长 1 m,得到原型管和管型 II 内吸热管主吸热面部分沿图中水平方向温度分布如图 7。由图 7 可知,原型管和管型 II 内吸热管主吸热面温度分布与能流密度分布趋势类似,管型 II 相比原型管最高温度升高 5.2 °C,两者最大温差约为 10 °C,管型 II 吸热管结构变化并不会使其主吸热面局部温度过高而损坏。由式(12)计算得到主吸热面温度分布的相对标准偏差:原型管为 $RS_{10}=0.0139$,管型 II 为 $RS_{11}=0.0146$ 。由此可知,在能流密度分布的相对标准偏差增加约 1 倍的情况下,温度分布不均匀性略有增加,可知内吸热管结构变化对其主吸热面温度分布影响较小。

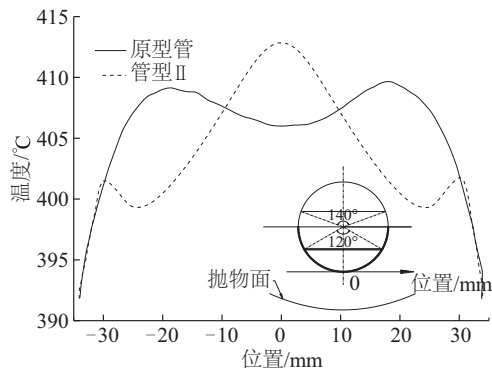


图7 水平方向温度分布

Fig. 7 Temperature distribution in horizontal direction

4 结 论

本文提出对内吸热管做扁平处理的 2 种管型,

通过建立集热管热损计算模型,对原型管和 2 种异型管的热损进行对比分析,同时分析由于内吸热管结构变化引起的管型 II 主吸热面能流密度和温度分布的变化。改变内吸热管结构对减少真空集热管热损在低温和高温时均有效果,高温时管型 I 和管型 II 热损减少占比基本稳定在 8.8% 和 14.5%;原型管和管型 II 的主吸热面能流密度分布的相对标准偏差分别为 0.214 和 0.462,主吸热面温度分布的相对标准偏差分别为 0.0139 和 0.0146,管型 II 相比原型管内吸热管结构变化对其主吸热面温度分布影响较小。

[参考文献]

- [1] Price H, Lufert E, Kearney D, et al. Advances in parabolic trough solar power technology[J]. Journal of Solar Energy Engineering, 2002, 124(2): 109—125.
- [2] Maccari A, Bissi D, Casubolo G, et al. Archimede solar energy molten salt parabolic trough demo plant: A step ahead towards the new frontiers of CSP[J]. Energy Procedia, 2015, 69: 1643—1651.
- [3] Kennedy C E. Review of mid-to high-temperature solar selective absorber materials [M]. Golden, Colo, USA: National Renewable Energy Laboratory, 2002.
- [4] Atkinson C, Sansom C L, Almond H J, et al. Coatings for concentrating solar systems-A review[J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2015, 45: 113—122.
- [5] 闵子建, 葛洪川, 孙 伟. 带内遮热板真空集热管的研究[J]. 太阳能学报, 2007, 28(8): 865—869.
- [5] Min Zijian, Ge Hongchuan, Sun Wei. A study on all-glass evacuated collector tubes with radiation shield[J]. Energiae Solaris Sinica, 2007, 28(8): 865—869.
- [6] Cordero N, Ginige R, Corbett B, et al. Thermal modelling of TPV systems[A]. Eighth Intersociety Conference on Thermal and Thermomechanical Phenomena in Electronic Systems[C], San Diego, CA, USA, 2002.
- [7] Holman J P. Heat transfer (Eighth SI Metric Edition) [M]. Mc Gran-Hill Book Company, 2001.
- [8] Incropera F P, Dewitt D P. Fundamentals of heat and mass transfer(sixth edition)[M]. New York: John Wiley and Sons, 1990.
- [9] Burkholder F, Kutscher C F. Heat loss testing of Schott's 2008 PTR70 parabolic trough receiver[M]. National Renewable Energy Laboratory, 2009.
- [10] Bergman T L, Lavine A S, Incropera F P, et al.

- Fundamentals of heat and mass transferA (seventh Edition)[M]. New York: John Wiley & Sons, 2011.
- [11] Fernández- García A, Zarza E, Valenzuela L, et al. Parabolic-trough solar collectors and their applications [J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2010, 14(7): 1695—1721.
- [12] Benoit H, Spreafico L, Gauthier D, et al. Review of heat transfer fluids in tube-receivers used in concentrating solar thermal systems: Properties and heat transfer coefficients[J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2016, 55: 298—315.

HEAT LOSS STUDY ON PROFILED HIGH TEMPERATURE EVACUATED TUBE COLLECTOR

Huang Xiaona, Pei Gang, Wang Qiliang, Yang Honglun

(Department of Thermal Science and Energy Engineering, University of Science and Technology of China, Hefei 230027, China)

Abstract: The study introduces a new parabolic trough collector (PTC) with a profiled tube in order to decrease the heat loss of evacuated tube collector by reducing the radiation area. Two types of profiled tube are analyzed. One is that the secondary heat absorbing surface is designed to be flat (tube I), and the other is that the secondary heat absorbing surface and the main heat absorbing surface are both designed to be flat (tube II). The paper presents numerical performance evaluation and comparative analyses on the heat loss of PTC with original tube and profiled tube and on heat flux and temperature distribution of original tube and tube II based on spectrum parameter model of radiation heat transfer. The results show that, the heat loss from the evacuated collector with tube I and tube II is less than that with original tube as much as 8.8% and 14.5% respectively. When the tube working temperature is 300, 400, 500 and 600 °C, the heat loss reduction of PTC with tube I is 7.2, 19.5, 45.8 and 96.4 W/m respectively, and the heat loss reduction of PTC with tube II is 11.8, 32.0, 75.3 and 158.5 W/m respectively. In the main heat absorbing surface of tube II, heat flux is within the acceptable range, and temperature distribution is slightly affected by tube structural change.

Keywords: solar absorbers; heat losses; heat flux; profiled tube; temperature