

采用热管冷却技术的 太阳能光伏电-热一体化系统性能分析

吴双应, 张巧玲, 肖兰, 郭凤华

(低品位能源利用技术及系统教育部重点实验室(重庆大学), 重庆市沙坪坝区 400044)

Analysis on Performance of Solar Photovoltaic-thermal Hybrid System With Heat Pipe Cooling

WU Shuangying, ZHANG Qiaoling, XIAO Lan, GUO Fenghua

(Key Laboratory of Low-grade Energy Utilization Technologies and Systems (Chongqing University),
Ministry of Education, Shapingba District, Chongqing 400044, China)

ABSTRACT: Solar photovoltaic-thermal (PV-T) hybrid system combines photovoltaic cell component with thermal utilization system, which has potential high overall conversion efficiency. A PV-T hybrid system with heat pipe cooling was put forward concerning that heat pipe has high heat transfer performance and uniform working temperature. The thermal to electrical conversion performance of the PV-T hybrid system, such as solar cell plate temperature, outlet temperature of cooling fluid, the electrical and thermal efficiencies, were theoretically analyzed based on the heat transfer characteristics of solar cell plate and the heat transfer effectiveness-number of heat transfer unit ($\varepsilon-N_{TU}$) method of heat exchanger. The results show that, for the heat pipe PV-T hybrid system, the variation of solar cell temperature is within 2.5 °C, and the electrical and thermal efficiencies of system can reach up to 6.99%~7.46% and 51.0%~63.2%, respectively. This theoretical method provides a new approach to study the performance of PV-T hybrid system and can be applied to analyze and discuss the influence of relevant parameters on the thermal to electrical conversion performance of PV-T hybrid system with heat pipe cooling.

KEY WORDS: solar energy; heat pipe; photovoltaic-thermal (PV-T) hybrid system; thermal to electrical conversion

基金项目: 国家自然科学基金项目(51076171); 重庆市自然科学基金(CSTC)(2010BB6062); 中央高校基本科研业务费资助项目(CDJXS)(10141147)。

Project Supported by National Natural Science Foundation of China (51076171); the Natural Science Foundation Project of CQ CSTC (CSTC)(2010BB6062); Supported by Fundamental Research Funds for the Central Universities (CDJXS) (10141147).

摘要: 太阳能光伏电-热(photovoltaic-thermal, PV-T)一体化系统将光伏组件与太阳能热利用系统组合在一起, 具有较高的太阳能综合利用效率。针对热管具有高效传热和均温性能的特点, 提出一种采用热管冷却技术的太阳能光伏电-热一体化系统; 基于光伏电池板传热过程特点及换热器的传热有效度——传热单元数($\varepsilon-N_{TU}$)法, 对热管式 PV-T 系统的电池板温度、冷却流体出口温度以及系统效率和热效率等热电转换性能进行了理论分析和计算。结果表明, 热管式 PV-T 系统的电池温度变化幅度在 2.5 °C 以内, 系统效率和热效率分别达到 6.99%~7.46% 和 51.0%~63.2%。该文提出的理论方法为研究热管式 PV-T 系统热电转换性能提供了一种新的途径, 可用来分析和讨论相关参数对热管式 PV-T 系统性能的影响。

关键词: 太阳能; 热管; 光伏电-热(PV-T)系统; 热电转换

0 引言

随着能源与环境问题的日益突出, 太阳能光伏发电技术作为太阳能利用方式的一种已受到越来越多的重视^[1-2]。在太阳能光伏发电技术中, 太阳能光伏发电只能将光能等于带宽的部分转化成电能, 大于禁带宽度的光能只能以热的形式损失掉。实际上, 目前的太阳电池的光电转换效率只有 20% 以下, 超过 80% 的光能不能转换成有用能量。因此一方面会造成很大的太阳能的热能浪费, 同时没有转换成电能的热能也会造成光伏电池温度的升高, 而根据研究, 光伏电池的转换效率随着转换温度的升高而降低, 据研究, 这种多余的热量

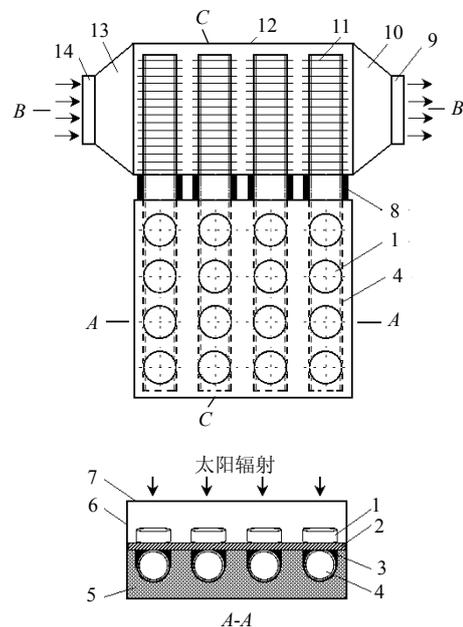
对光伏电池的加热会造成转换效率下降 3%~6%^[3-4],有必要进行冷却,一方面可以提高太阳能的光电转换效率,另一方面通过一定的冷却方式把多余的热量回收起来加以热利用,出现了太阳能的光伏电-热(PV-T)系统。自从 1978 年 Ken 和 Russell^[5]首次提出太阳能光伏电-热一体化系统的概念以来,一些学者对不同形式的太阳能 PV-T 一体化系统进行了研究^[6-9]。

目前采用的太阳能光伏电转换过程的冷却系统,大多为强制对流冷却和自然对流冷却 2 种方式,其中利用水和空气的强制对流冷却被证明为目前较为有效的方式^[10-14]。国内相关学者也对太阳能 PV-T 技术的研究现状进行了综述^[15-17]。然而应当指出的是,冷却流体在流动过程中吸收太阳能光伏电池板的热量后温度上升,而由太阳辐射的等热流密度性、冷却流体分布的不均匀性和太阳能光伏电-热系统内部传热的复杂性(存在导热、对流和辐射换热 3 种热量传递方式),此时太阳能光伏电池板的温度不应该是均匀的,也即太阳能光伏电池的工作温度在沿着流体的流动方向上应该是增加的,因此导致太阳能光伏电池板上的太阳能光伏电冷却效果不均,有时甚至会产生“热点”问题,这对提高太阳能光伏电的光电转换效率是不利的;同时由于太阳能光伏电工作温度的不均匀性,对太阳能光伏电-热系统工作温度的调节也带来了不方便。Pei 等^[18]曾提出一种热管式太阳能 PV/T 系统,并采用数值模拟和实验研究的方法对其性能进行了研究。而本文提出一种结构不同于文献[18]的采用热管冷却的平板型太阳能光伏电-热转换装置,即热管位于太阳能电池下面,且热管的蒸发段和冷凝段的直径相同。一方面充分利用热管工作时的等温性能以及工作温度的方便可调性,另一方面利用热管本身的高效传热性能,不仅可以解决光伏电-热系统中的太阳能光伏电板温度不均匀问题,提高光伏电-热系统的转换效率,而且还可实现太阳能光伏电工作温度的方便可调性。在此基础上,通过分析热管式 PV-T 一体化系统的传热特点,采用不同于文献[18]的理论分析方法,建立相应物理数学模型,对采用热管冷却技术的太阳能光伏电-热一体化系统的热电转换性能进行分析和讨论。

1 系统描述

提出的热管式 PV-T 一体化系统如图 1 所示。其中,玻璃盖板、玻璃侧封和太阳能光伏电板组成封闭空间,太阳能光伏电模块在太阳能光伏电板上呈规则的矩形排列方式,在每排太阳能光伏电模块下面布置吸液芯热管的蒸发段,吸液芯热管的蒸发段与太阳能光伏电板紧密接触,2 者之间充满导热性能优良的导热材料;在吸液芯热管蒸发段和导热材料周围布置有保温材料;如冷却流体为空气等气体介质,在吸液芯热管的冷凝段外表面还可布置径向翅片;在吸液芯热管的蒸发段和冷凝段之间留有绝热段,且吸液芯热管绝热段外表面布置有保温材料,吸液芯热管的冷凝段布置在冷却流体通道中;冷却流体通道进口端布置有冷却流体进口联箱和冷却流体进口接管;冷却流体通道出口端布置有冷却流体出口联箱和冷却流体出口接管。

当太阳辐射照射到光伏电-热转换装置上的玻璃盖板时,太阳能透过玻璃盖板进入由玻璃盖板和玻璃侧封组成的封闭空间,进入封闭空间的太阳能一部分被太阳能光伏电模块吸收转换成电能,另



- 1—太阳能光伏电模块; 2—太阳能光伏电板; 3—导热材料;
4—吸液芯热管; 5—吸液芯热管蒸发段保温材料; 6—玻璃侧封;
7—玻璃盖板; 8—吸液芯热管绝热段保温材料; 9—冷却流体出口接管;
10—冷却流体出口联箱; 11—径向翅片; 12—冷却流体通道;
13—冷却流体进口联箱; 14—冷却流体进口接管。

图1 热管式 PV-T 一体化系统

Fig. 1 Sketch of hybrid photovoltaic-thermal (PV-T) integrated system

一部分加热太阳能光伏电池板，同时还有一部分热量以对流和辐射的方式散失；太阳能光伏电池板被加热后，大部分热量以导热的方式传递给位于吸液芯热管蒸发段与太阳能光伏电池板之间的导热性能优良的导热材料，然后传给吸液芯热管蒸发段的管壁；吸液芯热管的蒸发段受热后，热管中的工质吸热汽化，汽化后的工质流向吸液芯热管的冷凝段；在冷凝段，吸液芯热管的工质把热量释放给冷凝段管外的冷却流体后凝结成液态的工质，液态的工质依靠吸液芯热管中的吸液芯的毛细抽吸力的作用和整个装置倾斜放置时的液态工质所受到的重力作用，通过吸液芯热管的绝热段回流到吸液芯热管的蒸发段，重新吸热汽化；而冷却流体通过冷却流体进口接管进入冷却流体进口联箱后再进入冷却流体通道，在冷却流体通道中，冷却流体通过与吸液芯热管的冷凝段之间进行对流换热的方式吸收来自吸液芯热管的冷凝热量，达到一定的温度后通过冷却流体出口联箱经冷却流体出口接管流出。

2 计算模型

建立如图 2 和图 3 所示的计算模型，其中，光伏电池板上表面有 N 列电池，电池板下方有 N 根热管构成， A_{cell} 为电池上表面积， δ 为电池板厚度， T_a 为环境温度， I_0 为太阳投入辐射。 S 为电池板吸收的太阳投入辐射(无玻璃盖板情况下： $S=I_0\alpha$ ；有玻璃盖板情况下： $S=I_0(\tau\alpha)$ ，其中 τ 为盖板对太阳投入辐射的透过率， α 为电池板表面对太阳投入辐射的吸收率，并假定电池表面与电池板表面对太阳投入辐射的吸收率相等)。 W 为两热管间中心间距， D 为热管外径， L_e 为热管蒸发段长度， L_c 为冷凝段长度，热管与电池板焊接。假设热管与电池板连接区域 A_1-B_1 、 A_2-B_2 、 A_3-B_3 、...、 A_N-B_N 温度均匀，分别为 T_{b1} 、 T_{b2} 、 T_{b3} 、...、 T_{bN} ，且为未知的定值。假设每列电池温度分布均匀，分别为 $T_{cell,1}$ 、 $T_{cell,2}$ 、 $T_{cell,3}$ 、...、 $T_{cell,N}$ 。由于电池与电池板之间连接良好，可看作 $T_{cell,1}\approx T_{b1}$ 、 $T_{cell,2}\approx T_{b2}$ 、 $T_{cell,3}\approx T_{b3}$ 、...、 $T_{cell,N}\approx T_{bN}$ 。热管冷凝段冷却流体进口温度为 T_i (已知)，流经各根热管冷凝段后的温度分别为 T_{01} 、 T_{02} 、 T_{03} 、...、 T_{0N} 。第 1 根热管冷凝段的冷却流体出口温度为第 2 根热管冷凝段的冷却流体进口温度。依次类推，第 $(N-1)$ 根热管冷凝段的冷却流体出口温度

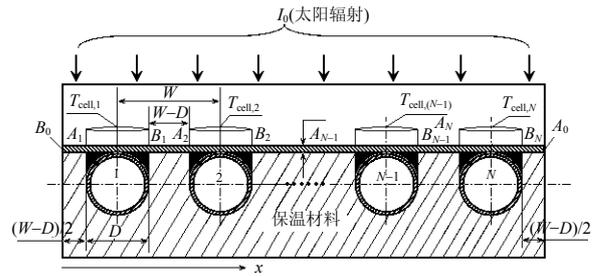


图 2 热管式 PV-T 系统计算模型

Fig. 2 Calculation model of heat pipe PV-T system

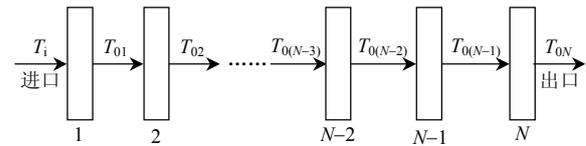


图 3 热管冷凝段冷却流体温度变化

Fig. 3 Temperature variation of cooling fluid in the condenser section of heat pipe

为第 N 根热管冷凝段的冷却流体进口温度。

3 理论分析

3.1 相关假设

在分析两热管间电池板温度分布时，忽略电池板在热管轴向方向上的温度梯度；假定电池板厚度较薄，不考虑电池板厚度方向上的温度梯度，则可以将电池板 B_0-A_1 、 B_1-A_2 、 B_2-A_3 、...、 B_N-A_0 区域的传热问题作为典型的“肋片问题”(图中 B_0 为电池板左侧面， A_0 为电池板右侧面)。本文考虑有玻璃盖板情况。

3.2 B_0-A_1 区域

电池板 B_0-A_1 区域，可看作宽度为 $(W-D)/2$ 的肋片一维稳态导热。取如图 4 所示的宽度为 dx 的电池板微元体为对象，经分析，热量传递方向与坐标方向一致； Q_x 为导入微元体热量； Q_{x+dx} 为导出微元体热量； q_{net} 为外界加给微元体的净热流，可用下式计算：

$$q_{net} = S - U_L(T - T_a) \quad (1)$$

式中 U_L 为电池板表面总的热损失系数。

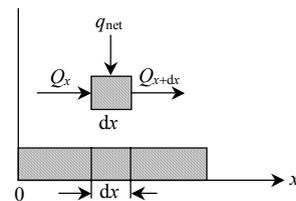


图 4 电池板微元控制体

Fig. 4 Element control volume of solar cell plate

由微元体能量守恒得到电池板导热微分方程:

$$\frac{d^2T}{dx^2} + \frac{S - U_L(T - T_a)}{\lambda\delta} = 0 \quad (2)$$

上述方程通解为

$$T = C_{0,1} \exp(mx) + C_{0,2} \exp(-mx) + (S/U_L + T_a) \quad (3)$$

式中: λ 为导热系数; $m = [U_L/(\lambda\delta)]^{1/2}$; $C_{0,1}$ 、 $C_{0,2}$ 为积分常数, 由以下边界条件而定:

$$dT/dx|_{x=0} = 0, \quad T|_{x=(W-D)/2} = T_{b1} \quad (4)$$

于是得到电池板沿 x 方向的温度分布为

$$T = \frac{\text{ch}(mx)}{\text{ch}(mH/2)} [T_{b1} - (\frac{S}{U_L} + T_a)] + \frac{S}{U_L} + T_a \quad (5)$$

式中 $H=W-D$ 。

A_1 处导入的热流为

$$Q_{A1} = -\lambda\delta L_c \frac{dT}{dx} \Big|_{x=H/2} = \frac{1}{2} HL_c F [S - U_L(T_{b1} - T_a)] \quad (6)$$

式中: F 为肋片效率, $F = [\text{th}(\frac{mH}{2})] / \frac{mH}{2}$ 。

3.3 B_1-A_2 区域

考虑到冷却流体流经每根热管冷凝段后温度升高, 第 1 根热管工作温度 T_{hp1} 到第 N 根热管工作温度 T_{hpN} 也逐渐升高, 忽略电池板与热管管壁间接触热阻, 有 $T_{bn} \approx T_{hpn}$, $n \in (1, 2, 3, \dots, N)$, 则相邻 2 根热管之间的区域 B_1-A_2 、 B_2-A_3 、 B_3-A_4 、 \dots 、 $B_{N-1}-A_N$ 的热流方向与坐标方向相反。同理, 对电池板 B_1-A_2 区域, 可看作宽度为 $(W-D)$ 的肋片一维稳态导热, 其导热方程同式(2), 但边界条件变为: $x=0$, $T=T_{b1}$; $x=W-D$, $T=T_{b2}$ 。结合通解式(3)可求得节点 B_1 处导入的热流为

$$Q_{B1} = -\lambda\delta L_c \frac{dT}{dx} \Big|_{x=0} = -\lambda\delta m L_c (T_{b1} - 2C_{1,2} - \frac{S}{U_L} - T_a) \quad (7)$$

节点 A_2 处导出的热流量为

$$Q_{A2} = -\lambda\delta L_c \frac{dT}{dx} \Big|_{x=W-D} = -\lambda\delta m L_c [C_{1,1} \exp(mH) - C_{1,2} \exp(-mH)] \quad (8)$$

3.4 第 1 列电池的 A_1-B_1 区域

电池板 A_1-B_1 区域得到的太阳辐射热量为

$$Q_{A1B1} = DL_c [S - U_L(T_{b1} - T_a)] \quad (9)$$

通过第 1 根热管冷凝段后冷却流体得到的有用热量为

$$Q_{hp1} = GC_p(T_{01} - T_i) \quad (10)$$

式中: G 为热管冷凝段冷却流体质量流量; C_p 为冷却流体定压比热容; T_i 为冷却流体进口温度; T_{01} 为冷却流体流经第 1 根热管冷凝段后的温度。

第 1 列电池转化的电能^[19]为

$$E_{\text{cell},1} = \eta_{\text{cell},1} A_{\text{cell},1} S = A_{\text{cell},1} I_0 (\tau\alpha) \eta_{\text{ref}} \cdot [1 - \beta_T(T_{\text{cell},1} - T_{\text{ref}})] \quad (11)$$

式中: $A_{\text{cell},1}$ 为电池表面积; $\eta_{\text{cell},1}$ 为光伏电池效率; η_{ref} 为基准温度下光伏电池效率; $T_{\text{cell},1}$ 为电池温度; T_{ref} 为基准温度。

以第 1 列电池的 A_1-B_1 区域为研究对象, 根据能量平衡 $|Q_{A1}| + |Q_{A1B1}| + |Q_{B1}| = Q_{hp1} + E_{\text{cell},1}$ 得:

$$(1/2)HL_c F [S - U_L(T_{b1} - T_a)] + DL_c [S - U_L \cdot (T_{b1} - T_a)] + \lambda\delta m L_c (T_{b1} - 2C_{1,2} - S/U_L - T_a) = GC_p(T_{01} - T_i) + A_{\text{cell},1} S \eta_{\text{ref}} [1 - \beta_T(T_{\text{cell},1} - T_{\text{ref}})] \quad (12)$$

方程(12)的未知数为 T_{b1} 、 T_{b2} 、 T_{01} 等。

3.5 第 $n(=2, 3, 4, \dots, N-1)$ 列电池的 A_n-B_n 区域

对第 $n(=2, 3, 4, \dots, N-1)$ 列电池的 A_n-B_n 区域, 每个区域的传热过程相同, 分析同前述的 A_1-B_1 区域, 同理得到:

$$\lambda\delta m L_c (T_{bn} - 2C_{n,2} - S/U_L - T_a) + DL_c [S - U_L \cdot (T_{bn} - T_a)] = GC_p(T_{0n} - T_{0(n-1)}) + \lambda\delta m L_c \cdot [C_{n-1,1} \exp(mH) - C_{n-1,2} \exp(-mH)] + A_{\text{cell},n} S \eta_{\text{ref}} [1 - \beta_T(T_{\text{cell},n} - T_{\text{ref}})] \quad (13)$$

其中:

$$C_{n-1,1} = T_{b(n-1)} - C_{(n-1),2} - (S/U_L + T_a);$$

$$C_{n-1,2} = \frac{[T_{b(n-1)} - (\frac{S}{U_L} + T_a)] \exp(mH)}{2\text{sh}(mH)} - \frac{[T_{bn} - (\frac{S}{U_L} + T_a)]}{2\text{sh}(mH)};$$

$$C_{n,2} = \frac{[T_{bn} - (S/U_L + T_a)] \exp(mH)}{2\text{sh}(mH)} - \frac{[T_{b(n+1)} - (S/U_L + T_a)]}{2\text{sh}(mH)};$$

$n \in (2, 3, 4, 5, \dots, N-1)$; $T_{b(n-1)}$ 为电池板 $A_{n-1}-B_{n-1}$ 区域温度; T_{bn} 为电池板 A_n-B_n 区域温度; $T_{b(n+1)}$ 为电池板 $A_{n+1}-B_{n+1}$ 区域温度; $T_{0(n-1)}$ 为冷却流体流经第 n 根热管冷凝段前的进口温度; T_{0n} 为冷却流体流经第 n 根热管冷凝段后的出口温度。式(13)中含有未知数 $T_{b(n-1)}$ 、 T_{bn} 、 $T_{b(n+1)}$ 、 T_{0n} 、 $T_{0(n-1)}$ 等。

3.6 第 $N(n=N)$ 列电池的 A_N-B_N 区域

对第 N 根热管的 A_N-B_N 区域的左侧 $B_{N-1}-A_N$ 区域, 根据上述方法可得到节点 A_N 处导出的热流量 Q_{AN} ; 对第 N 根热管的 A_N-B_N 区域的右侧 B_N-A_0 区域,

同样可看作宽度为 $(W-D)/2$ 的肋片一维稳态导热, 其中电池板右侧面绝热, 此时结合通解(3)求得节点 B_N 处导入热量 Q_{BN} 为

$$Q_{BN} = -\lambda \delta L_c \left. \frac{dT}{dx} \right|_{x=0} = -\lambda \delta m L_c (C_{N,1} - C_{N,2}) \quad (14)$$

第 N 列电池 A_N-B_N 区域的能量平衡方程式为

$$|Q_{BN}| + Q_{ANBN} = |Q_{AN}| + Q_{hpN} + E_{cell,N} \quad (15)$$

其中, 通过第 N 根热管冷凝段后冷却流体吸收的有用热量 Q_{hpN} 为

$$Q_{hpN} = GC_p (T_{0N} - T_{0(N-1)}) \quad (16)$$

于是式(15)可进一步改写为

$$\begin{aligned} \lambda \delta m L_c (2C_{N,1} - T_{bN} + S/U_L + T_a) + DL_c [S - \\ U_L (T_{bN} - T_a)] = GC_p (T_{0N} - T_{0(N-1)}) + \lambda \delta m L_c \cdot \\ [C_{N-1,1} \exp(mH) - C_{N-1,2} \exp(-mH)] + \\ A_{cell,N} S \eta_{ref} [1 - \beta_T (T_{cell,N} - T_{ref})] \end{aligned} \quad (17)$$

式(17)的未知数为 $T_{b(N-1)}$ 、 T_{bN} 、 $T_{0(N-1)}$ 、 T_{0N} 等。

3.7 T_{0n} 和 T_{bn} 之间的关系

对第 1 根热管, 由换热器传热有效度 ε 和传热单元数 N_{TU} 定义有:

$$\begin{cases} \varepsilon_1 = 1 - \exp(-N_{TUc1}) \\ N_{TUc1} = (A_{c1} U_{c,01}) / (GC_p) \end{cases} \quad (18)$$

式中 $U_{c,01}$ 为热管冷凝段与冷却流体之间的对流换热系数, 可根据流体横掠热管冷凝段对流换热关联式 $Nu=0.26Re^{0.6}Pr^{1/3}$ 计算^[20]; A_{c1} 为热管冷凝段与冷却流体之间的传热面积。

由 $\varepsilon_1=(T_{01}-T_i)/(T_{c,01}-T_i)$, 其中 $T_{c,01}$ 为热管冷凝段工作温度, 并考虑到热管的等温性和热管内部相变换热系数很大, 以及热管与电池板之间紧密接触并填充有导热性能极好的材料, 一般可认为有 $T_{c,01} \approx T_{b1}$, 则

$$T_{01} = T_i + [1 - \exp(-N_{TUc1})](T_{b1} - T_i) \quad (19)$$

对第 $n(n=2, 3, 4, \dots, N)$ 根热管, 有

$$T_{0n} = T_{0(n-1)} + [1 - \exp(-N_{TUcn})](T_{bn} - T_{0(n-1)}) \quad (20)$$

又由于 $A_{cn}=A_{c01}$, $U_{c,01}=U_{c,0n}$, 有:

$$\varepsilon_1 = \varepsilon_2 = \varepsilon_3 = \varepsilon_4 = \dots = \varepsilon_n = \varepsilon \quad (21)$$

则:

$$T_{01} = T_i + \varepsilon(T_{b1} - T_i) = \varepsilon T_{b1} + (1 - \varepsilon)T_i \quad (22)$$

$$T_{02} = \varepsilon T_{b2} + (1 - \varepsilon)\varepsilon T_{b1} + (1 - \varepsilon)^2 T_i \quad (23)$$

$$T_{0n} = T_i(1 - \varepsilon)^n + (1 - \varepsilon)^{n-1} \varepsilon T_{b1} + (1 - \varepsilon)^{n-2} \cdot$$

$$\varepsilon T_{b2} + \dots + (1 - \varepsilon)\varepsilon T_{b(n-1)} + \varepsilon T_{bn} \quad (24)$$

其中 $n \in (2, 3, 4, \dots, N)$ 。

显然, 根据上述的 T_{0n} 与 T_{bn} 间的关系可知, 由方程(12)(13)和(17)构成的 N 个方程正好有 N 个未知数, 完全可以求得该方程组的封闭解, 即可以求得电池板区域 A_1-B_1 、 A_2-B_2 、 A_3-B_3 、 \dots 、 A_N-B_N 的温度 T_{b1} 、 T_{b2} 、 T_{b3} 、 \dots 、 T_{bN} 或冷却流体流经各根热管冷凝段后的温度为 T_{01} 、 T_{02} 、 T_{03} 、 \dots 、 T_{0N} , 进而可求得PV-T系统的热效率为

$$\eta_t = [GC_p (T_{0N} - T_i)] / (I_0 A_{coll}) \quad (25)$$

式中 $A_{coll}=NWL_c$ 。

由于电池与电池板连接良好, 可看作 $T_{cell,1} \approx T_{b1}$, $T_{cell,2} \approx T_{b2}$, $T_{cell,3} \approx T_{b3}, \dots, T_{cell,n} \approx T_{bn}$ 。则可以求得PV/T系统的电效率为

$$\eta_e = \frac{\sum_{n=1}^N E_{cell,n}}{I_0 A_{coll}} = \frac{\sum_{n=1}^N \eta_{cell,n} S A_{cell,n}}{I_0 A_{coll}} \quad (26)$$

4 结果分析和讨论

为验证上述理论方法的有效性, 并考虑到现有系统实验数据的缺乏, 首先对一个热管式平板型太阳能集热器(与热管式PV-T系统相比, 与太阳能电池相关的项在分析过程中消失)的热性能进行了理论分析。热管式平板型太阳能集热器的结构参数以及太阳辐射、环境温度、入口水温和水的质量流量等参数与文献[21]的实验条件完全一致, 取集热器与环境的热损失系数 $U_L=8.6 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ ^[22]。计算结果与文献[21]实验结果的比较如图5所示。从图中可看出, 当热管的根数为14, 水的质量流量 $G=0.0458 \text{ kg/s}$ 时, 出口水温和热效率的计算值与实验值的偏差分别在 $-0.1\% \sim 0.4\%$ 和 $-1.7\% \sim 7.5\%$, 即采用本文分析方法的理论计算结果与实验结果吻合较好。

以下对热管式PV-T系统的性能进行理论计算, 取PV-T系统结构参数如下: 热管材料为铜, 总长度为 0.92 m , 其中蒸发段长度为 $L_e=0.75 \text{ m}$, 冷凝段为 $L_c=0.1 \text{ m}$, 热管外径 $D=0.108 \text{ m}$; 管间距 $W=0.135 \text{ m}$; 玻璃盖板为 $0.76 \text{ m} \times 1.9 \text{ m} \times 0.004 \text{ m}$; 电池板材料为铜, 长为 1.89 m , 宽为 0.75 m , 电池板涂层假定为阳极氧化铝光谱选择性吸收涂层, 吸收率 $\alpha=0.94$, 玻璃盖板的透射率为 $\tau=0.9$, 热管冷凝段置于冷却流体通道中, 通道长为 1.9 m , 通道截面高为 0.1 m , 宽为 0.255 m , 冷却流体依次横向掠过每根热管冷

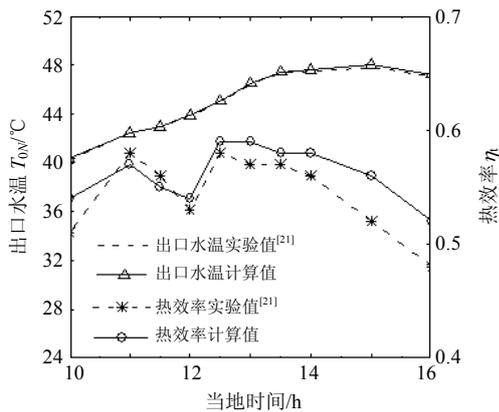


图5 热管式平板型集热器热性能的计算值与实验值比较

Fig. 5 Comparison between the theoretical and experimental values of thermal performance for heat pipe flat plate solar collector

凝段；热管的根数 $N=14$ ，冷却流体为水。电池列数为 14，电池板与环境的热损失系数 $U_L=8.6 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ [22]。取电池参数 $\eta_{\text{ref}}=0.12$ ， $\beta_1=0.0045 \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$ ， $T_{\text{ref}}=25 \text{ } ^\circ\text{C}$ 。假定电池板上一定的温度初值，然后采用高斯-塞德尔(Gauss-Seidel)迭代法求解上述的 N 个方程，计算结果如下。

图6为某一时段环境温度与太阳辐射下，进口水温 $T_i=37 \text{ } ^\circ\text{C}$ ，水的质量流量 $G=0.0458 \text{ kg/s}$ 时的出口温度计算结果。从图6可看出，出口水温与太阳辐射强度和环境温度有关，水的出口温度在11时达到最高($40.67 \text{ } ^\circ\text{C}$)，15时最低($39.02 \text{ } ^\circ\text{C}$)。

图7给出了不同时刻下电池温度随电池列数的变化。从图7可看出，电池温度随着电池列数的增加而升高。在相同进口水温 $T_i=37 \text{ } ^\circ\text{C}$ 下，电池温度在11时最高，15时最低，与图6水的出口水温达到最高和最低的时刻一致。另外，在不同的时刻下，电池温度变化范围分别为 $50.27 \sim 52.48 \text{ } ^\circ\text{C}$ ； $51.93 \sim 54.42 \text{ } ^\circ\text{C}$ ； $51.40 \sim 53.80 \text{ } ^\circ\text{C}$ ； $48.61 \sim 50.55 \text{ } ^\circ\text{C}$ ； $47.79 \sim 49.59 \text{ } ^\circ\text{C}$ ； $45.23 \sim 46.60 \text{ } ^\circ\text{C}$ ，温度变化的幅度不超过 $2.5 \text{ } ^\circ\text{C}$ ，这说明采用热管冷却后，电池温度较均匀。

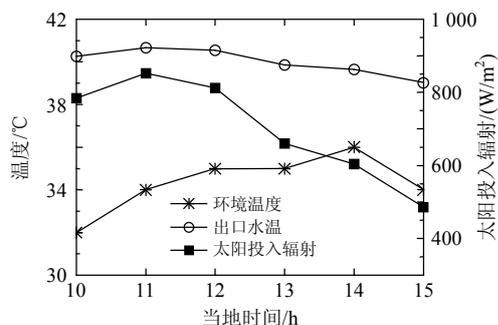


图6 $G=0.0458 \text{ kg/s}$ 时出口水温

Fig. 6 Outlet temperature of water at $G=0.0458 \text{ kg/s}$

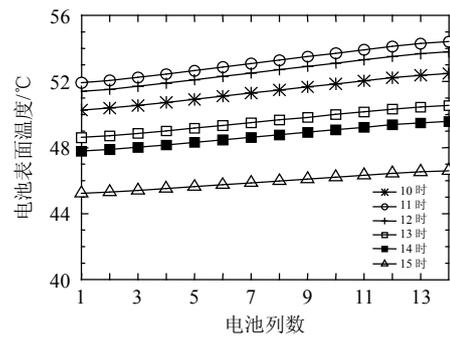


图7 $G=0.0458 \text{ kg/s}$ 时电池温度随电池列数的变化

Fig. 7 Variation of solar cell temperature with cell number of columns at $G=0.0458 \text{ kg/s}$

如图8给出了不同进口水温下(T_i 分别为33, 37和 $41 \text{ } ^\circ\text{C}$)PV-T系统电效率(实线)和热效率(虚线)的计算结果。结果表明，在相同太阳辐射和环境温度下，PV-T系统电效率和热效率随着进口水温升高而降低。不同的进口温度下，不同时刻的电效率变化范围分别为： $7.19\% \sim 7.46\%$ ； $7.09\% \sim 7.36\%$ ； $6.99\% \sim 7.25\%$ 。这是由于随着进口水温的升高，电池温度也升高，电池的光伏电转换效率降低。同样，不同的进口温度下的热效率变化分别为： $59.1\% \sim 63.2\%$ ； $56.1\% \sim 59.2\%$ ； $51.0\% \sim 55.3\%$ 。造成此现象的原因是由于随着进口水温升高，PV-T系统的出口水温升高，但出口水温升高的速率低于进口水温升高的速率。由PV-T系统的热效率计算公式可知，PV-T系统的热效率随着进口水温的升高而降低。

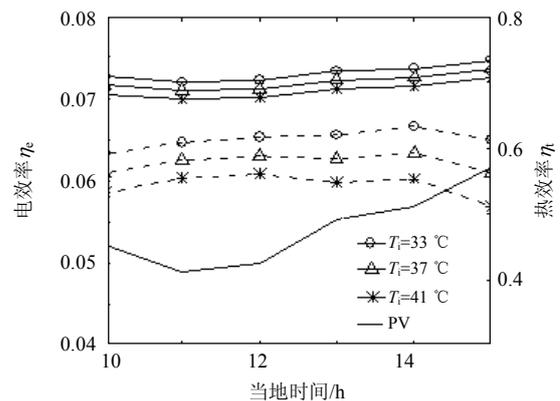


图8 不同进口水温下的系统热效率与电效率

Fig. 8 Thermal and electrical efficiencies of system at different inlet temperature of water

另外，为便于比较有无热管冷却时的太阳能光伏电池效率的变化，图8还给出了无热管冷却时的PV系统电效率曲线，从图8可看出，无热管冷却时的PV系统电效率比PV-T系统的电效率低很多，如以入口水温为 $33 \text{ } ^\circ\text{C}$ 为例，采用热管冷却后，PV-T

系统电效率比没有冷却时的 PV 系统电效率最大可提高 2.285%, 即此时的 PV-T 系统电效率为没有热管冷却时的 PV 系统电效率的 1.47 倍。这正是由于采用热管冷却后, 太阳能电池的工作温度被有效降低的缘故。

5 结论

提出一种热管式 PV-T 一体化系统, 基于电池板传热过程特点以及换热器的传热有效度-传热单元数法, 建立了求解热管式 PV-T 系统的电池板表面温度分布方程以及电池温度与每根热管冷凝段冷却流体温升之间的关系式, 依据太阳投入辐射强度、进口水温和环境温度等参数, 得到了电池温度、冷却流体的出口温度、PV-T 系统电效率和热效率等热电转换性能指标。结果表明: 对热管式 PV-T 系统, 电池温度及出口水温随电池板表面电池列数增加而增加, 且电池温度变化较均匀; 本文提出的理论方法可用于对热管式 PV-T 系统热电转换性能的研究, 可用来分析和讨论太阳热辐射强度、进口水温、环境温度、冷却流体质量流量和结构参数等对 PV-T 一体化系统性能的影响。

参考文献

- [1] 郑颖楠, 王俊平, 张霞. 基于动态等效阻抗匹配的光伏发电最大功率点跟踪控制[J]. 中国电机工程学报, 2011, 31(2): 111-118.
Zheng Yingnan, Wang Junping, Zhang Xia. Maximum power point tracking control in the photovoltaic power generation based on dynamic equivalent impedance matching theory[J]. Proceedings of the CSEE, 2011, 31(2): 111-118(in Chinese).
- [2] 廖志凌, 阮新波. 独立光伏发电系统能量管理控制策略[J]. 中国电机工程学报, 2009, 29(21): 46-52.
Liao Zhiling, Ruan Xinbo. Energy management control strategy for stand-alone photovoltaic power system [J]. Proceedings of the CSEE, 2009, 29(21): 46-52(in Chinese).
- [3] Radziemska E. The effect of temperature on the power drop in crystalline solar cells[J]. Renewable Energy, 2003, 28(1): 1-12.
- [4] Klugmann E. Influence of temperature on conversion efficiency of a solar module working in photovoltaic PV/T integrated system[C]//16th European photovoltaic solar energy conference, Glasgow, UK, 2000.
- [5] Kern E C, Russell M C. Combined photovoltaic and thermal hybrid collector systems[C]//Proceeding of the 13th IEEE Photovoltaic specialists, Washington DC, USA, 1978.
- [6] Hegazy A A. Comparative study of the performances of four photovoltaic/thermal solar air collectors[J]. Energy Conversion and Management, 2000, 41(8): 861-881.
- [7] He W, Chow T T, Li J, et al. Hybrid photovoltaic and thermal solar-collector designed for natural circulation of water[J]. Applied Energy, 2006, 83(3): 199-210.
- [8] Chow T T, He W, Li J. Hybrid photovoltaic-thermosiphon water heating system for residential application[J]. Solar Energy, 2006, 80(3): 298-306.
- [9] Li M, Ji X, Li G L, et al. Performance investigation and optimization of the Trough Concentrating Photovoltaic/Thermal system[J]. Solar Energy, 2011, 85(5): 1028-1034.
- [10] Chow T T. A review on photovoltaic/thermal hybrid solar technology[J]. Applied Energy, 2010, 87(2): 365-379.
- [11] Zondag H A. Flat-plate PV-Thermal collector and system: A review[J]. Renewable and Sustainable Energy Review, 2008, 12(4): 891-959.
- [12] Joshi A S, Dincer I, Reddy B V. Performance analysis of photovoltaic systems: a review[J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2009, 13(8): 1884-1897.
- [13] Hasan M A, Sumathy K. Photovoltaic thermal module concepts and their performance analysis: a review [J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2010, 14(7): 1845-1859.
- [14] Charalambous P G, Maidment G G, Kalogirou S A, et al. Photovoltaic thermal (PV/T) collectors: a review [J]. Applied Thermal Engineering, 2007, 27(2-3): 275-286.
- [15] 王宝群, 姚强, 宋蓄, 等. 光伏/光热(PV/T)系统概况与评价[J]. 太阳能学报, 2009, 30(2): 193-200.
Wang Baoqun, Yao Qiang, Song Qiang, et al. Photovoltaic-thermal (PV/T) systems and their evaluation[J]. Acta Energetica Solaris Sinica, 2009, 30(2): 193-200(in Chinese).
- [16] 卢智恒, 姚强. 平板式太阳能电热联用面板[J]. 太阳能学报, 2006, 27(6): 545-552.
Lu Zhiheng, Yao Qiang. Flat plate solar energy photovoltaic thermal (PV/T) combined panel[J]. Energetica Solaris Sinica, 2006, 27(6): 545-552(in Chinese).
- [17] 王一平, 刘永辉, 田玮. 太阳能电热联用系统研究进展 [J]. 太阳能学报, 2005, 26(5): 639-646.

- Wang Yiping, Liu Yonghui, Tianwei. Research progress on hybrid PV/thermal solar system[J]. *Energiae Solaris Sinica*, 2005, 26(5): 639-646(in Chinese).
- [18] Pei Gang, Fu Huide, Zhang Tao, et al. A numerical and experimental study on a heat pipe PV/T system[J]. *Solar Energy*, 2011, 85(5): 911-921.
- [19] Skoplaki E, Palyvos J A. On the temperature dependence of photovoltaic module electrical performance: A review of efficiency/power correlations[J]. *Solar Energy*, 2009, 83(5): 614-624.
- [20] 张红, 杨峻, 庄骏. 热管节能技术[M]. 北京: 化学工业出版社, 2009: 36.
Zhang Hong, Yang Jun, Zhuang Jun. Energy-saving technology of heat pipe[M]. Beijing: Chemical Industry Press, 1976: 36(in Chinese).
- [21] Hussein H MS. Theoretical and experimental investigation of wickless heat pipes flat plate solar collector with cross flow heat exchanger[J]. *Energy Conversion and Management*, 2007, 48(4): 1266-1272.
- [22] Arvind T, Sodha M S. Performance evaluation of solar PV/T system: an experimental validation[J]. *Solar Energy*, 2006, 80(7): 751-759.



吴双应

收稿日期: 2011-04-06。

作者简介:

吴双应(1968), 男, 博士, 教授, 主要从事传热传质、太阳能热电转换与利用等方面的研究, shuangyingwu@yahoo.com.cn。

(责任编辑 张媛媛)