

光伏电池覆盖率和玻璃盖板对光伏 太阳能热泵系统综合性能的影响

何汉峰, 季杰, 裴刚, 何伟, 刘可亮

(中国科学技术大学热科学和能源工程系, 安徽合肥 230027)

摘要: 光伏太阳能热泵(PV-SAHP)系统具备光电、光热综合利用能力. 在该系统中, 光伏电池覆盖率的改变, 会对系统的光电性能和光热性能产生完全相反的影响: 覆盖率减小, 系统得热增加, 光电输出功率则减小; 另一方面, 在蒸发器表面加置玻璃盖板, 同样会对系统的光电、光热性能产生类似的影响. 为此, 基于系统的动态分布参数模型, 参考热力学第二定律, 以系统的㊦效率为判据, 研究光伏电池覆盖率和蒸发器玻璃盖板对系统综合性能的影响. 结果显示, 覆盖率的增大能够明显提高系统的综合性能; 而加置玻璃盖板则会导致系统综合性能的下降.

关键词: 光伏太阳能热泵; 玻璃盖板; 光伏电池覆盖率; 光电光热性能; ㊦效率

中图分类号: TK514; TK511⁺. 2 **文献标识码:** A

Influence of cover ratio of PV cells and glass cover on the performance of the PV solar assisted heat pump

HE Han-feng, JI Jie, PEI Gang, HE Wei, LIU Ke-liang

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

Abstract: The PV solar assisted heat pump (PV-SAHP) can generate electricity and thermal energy from solar radiation simultaneously. Change in the cover ratio of PV cells leads to an opposite influence on the photovoltaic and thermal performance: the increase of the PV cells' cover ratio is advantageous to the photovoltaic process but adverse to the photothermic process. Additionally, the use of glass cover also leads to a similar influence. To evaluate the performance of PV-SAHP, based on the dynamic distributed parameter model of the system and the second law of thermodynamics, the effects of PV cells' cover ratio and glass cover were contrastively analyzed. The results show that the increase of the PV cells' cover ratio is advantageous to the performance of the system, while the use of glass cover is adverse to the performance of the system.

Key words: PV solar assisted heat pump; glass cover; cover ratio of PV cells; photovoltaic and thermal performance; exergy efficiency

收稿日期: 2007-08-16; 修回日期: 2007-11-08

基金项目: 国家自然科学基金(50708105)和安徽省自然科学基金(070414161)资助.

作者简介: 何汉峰, 男, 1980年生, 博士生. 研究方向: 太阳能光电光热综合利用、热泵. E-mail: lomua@mail.ustc.edu.cn

通讯作者: 季杰, 博士/教授. E-mail: jijie@ustc.edu.cn

0 引言

光伏太阳能热泵 (PV solar assisted heat pump, PV-SAHP) 将光伏发电技术与直膨式太阳能热泵系统有机结合: 借鉴传统 PV/T 太阳能集热器的加工工艺, 在直膨式蒸发器表面层压光伏电池制成光伏蒸发器, 利用制冷工质在蒸发器中的蒸发吸热对光伏电池进行冷却, 不仅降低了光伏电池的工作温度, 提高了其发电效率, 而且利用热泵系统优越的热输运性能, 得到远高于功耗的有效热能, 提高了系统对太阳能的综合利用效率并降低系统的综合成本. 对 PV-SAHP 系统的初步研究结果显示, 该系统具备较高的光电光热性能^[1]. 作者在之前的工作中, 建立了系统的动态分布参数模型, 并对系统在无玻璃盖板工况下, 全天的光电光热性能进行了数值模拟^[2], 本文的工作主要是在此基础上, 采用分析的方法, 对光伏电池覆盖率和玻璃盖板对系统性能的影响情况进行分析和探讨.

Kern 和 Russell^[3]于 1978 年首次提出了 PV/T 系统的概念: 以水为冷却介质对光伏电池进行冷却. 此后, 国内外众多学者对以水或者空气为冷却介质的 PV/T 系统进行了深入的理论和实验研究. 其中 Huang^[4]、Zakharchenko^[5]、Bakker^[6]等学者的研究主要是针对无玻璃盖板的 PV/T 系统, 而 Bjørnar Sandnes^[7]、Chow^[8]、季杰^[9]等则主要以带玻璃盖板的 PV/T 为研究对象. 在传统的光热系统中, 玻璃盖板能够提高系统热性能, 因此被广泛采用. 但是在 PV/T 系统中, 玻璃盖板的存在对系统光电性能和光热性能的影响存在矛盾性: 玻璃盖板能够减小 PV/T 集热器的热损, 提高系统的热性能; 同时也因为减小了到达光伏电池表面的太阳辐照, 而导致系统光电性能的下降. Fraisse^[10]对有、无玻璃盖板两种不同工况下 PV/T 热水模块的性能进行了研究, 并与普通 PV 模块进行了对比, 研究结果表明: 有盖板 PV/T 模块的光电转换效率相对于普通 PV 模块下降 28%; 无盖板 PV/T 模块相对于普通 PV 模块光电转换效率提高 6%, 但系统的热性能有了一定的下降. Tripanagnostopoulos^[11]对三种不同结构的 PV/T 空气系统在有、无玻璃盖板不同工况下的性能进行了理论和实验研究, 得到了与 Fraisse 类似的结论. 由于光伏蒸发器的工作温度较低, 其热损明显低于传统的 PV/T 集热器, 因此是否需要在光伏蒸发器表面加置玻璃盖板以提高系统热性能则需要进

一步的探讨.

另一方面, 由于光伏电池封装工艺的要求和电池自身尺寸的限制, 在光伏蒸发器中, 光伏电池的面积小于集热板的面积. 光伏电池覆盖率的变化同样会对系统的光电、光热性能产生一定的矛盾性影响. 随着光伏电池覆盖面积减小, 更多的太阳能被转化成热能输出, 而转化成电能的份额减少. 不仅如此, 系统得热量的增加还会导致光伏电池工作温度的升高, 光电转换效率下降. 因此在研究系统光电光热性能时必须考虑光伏电池覆盖率的变化对系统性能所带来的影响.

从目前关于传统 PV/T 系统的研究情况来看, 更多的是将系统的电能和热能分开考虑, 或者是将电能和热能直接相加作为评价系统性能的标准. 但是电能和热能属于不同品质的能源, 如果不考虑其本质区别, 仅以能量数量为标准来评价系统的性能是不够合理的. 为此, 国际上部分学者提出了一些综合评价 PV/T 系统性能的方法, 使用得最广的是 Huang^[4]所提出的一次节能效率的评价方法, 在该方法中引入普通火电厂的热电转换效率, 将电能和热能从品质和数量上进行统一.

焓分析是从能量的品质出发对系统性能进行分析评价的方法, 长期以来在太阳能热泵研究领域占据重要地位^[14~16]. 而在 PV/T 研究领域, 仅有 Fujisawa^[12]、Joshi^[13]等部分学者应用该方法进行过相关的研究, 而且在他们各自的研究中均没有考虑光伏电池覆盖率对系统性能的影响, 也没有对有、无玻璃盖板的不同工况进行对比. 本文以系统的动态分布参数模型为基础, 根据热力学第二定律, 采用焓分析的方法, 综合能量的数量和品质, 以焓效率作为判据, 研究光伏电池覆盖率和玻璃盖板对 PV-SAHP 系统综合性能的影响情况.

1 PV-SAHP 系统的结构

光伏蒸发器是 PV-SAHP 系统的核心部件, 其具体结构如图 1、图 2 所示. 单个蒸发器模块尺寸为 $1.01\text{ m} \times 0.73\text{ m}$; 底板由厚度为 1.5 mm 的铝合金板和 0.5 mm 的薄铝板粘贴构成; 制冷管道长为 6 m , 内外径分别 6 mm 和 8 mm , 管间距 $W=0.13\text{ m}$. PV-SAHP 系统的蒸发器阵列由 9 块蒸发器模块构成, 其中每 3 块蒸发器串联成一路, 3 路再进行并联, 总集热面积 5.49 m^2 . 整个蒸发器阵列朝向正南, 倾角为 35° .

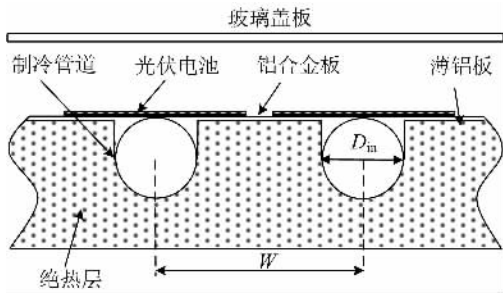


图 1 光伏蒸发器模块局部剖面图

Fig. 1 Cross-section of the PV evaporator

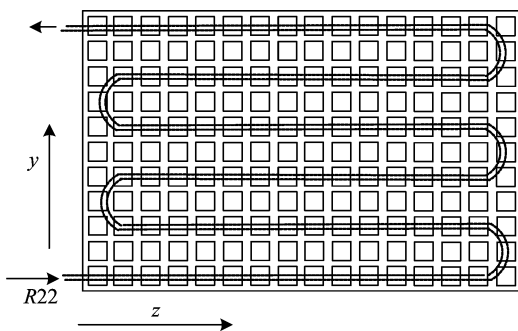


图 2 光伏蒸发器模块示意图

Fig. 2 Front view of a PV evaporator module

PV-SAHP 系统由光伏蒸发器、套管式水冷冷凝器、压缩机和电子膨胀阀组成,系统结构示意图如图 3 所示。照射到光伏蒸发器表面的太阳能部分被转化成电能输出,其余大部分则被制冷工质所吸收,并以热能的形式在冷凝器输出。

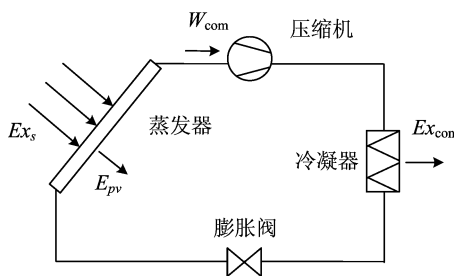


图 3 PV-SAHP 系统的流图

Fig. 3 Exergy flows of the PV-SAHP

2 PV-SAHP 系统的理论模型

分布式参数模型能够详细描述制冷工质各种参数(干度、空泡系数、速度、密度、比焓等)在蒸发器和冷凝器中的分布情况,因此许多学者在研究空气源空调/热泵性能时均采用分布式参数法进行建模^[17~19]。PV-SAHP 系统的动态分布参数模型由四个部分组成:压缩机模型;冷凝器模型;电子膨胀阀

模型和蒸发器模型。其中,蒸发器模型是整个系统模型的核心,光伏电池覆盖率和玻璃盖板对系统性能的影响就是通过蒸发器模型来体现的。有、无玻璃盖板两种不同工况下蒸发器模型的区别主要体现在光伏电池能量守恒方程和蒸发器集热板二维传热模型。

2.1 有玻璃盖板工况

玻璃盖板能量守恒方程

$$l_g \rho_g c_g \frac{\partial T_g}{\partial t} = G \beta_g + \alpha_{a-g} (T_a - T_g) + \alpha_{r,sky-g} (T_{sky} - T_g) + (1 - \xi) (\alpha_{g-c} + \alpha_{r,g-c}) (T_c - T_g) + \xi (\alpha_{g-pv} + \alpha_{r,g-pv}) (T_{pv} - T_g) + \lambda_g l_g \frac{\partial^2 T_g}{\partial y^2} \quad (1)$$

式中, l_g/m 为盖板厚度; $\rho_g/(kg \cdot m^{-3})$ 为玻璃盖板密度; $c_g/(J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1})$ 为玻璃盖板比热容; $G/(W \cdot m^{-2})$ 为太阳辐照度; β_g 为玻璃盖板吸收率; T_{sky}/K 为天空温度^[21]; ξ 为光伏电池覆盖率; $\lambda_g/(W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1})$ 为玻璃盖板的导热系数。 $\alpha_{a-g}/(W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1})$ 为玻璃盖板与环境的对流换热系数,采用 Watmuff 提出的经验公式^[20]; $\alpha_{g-c}/(W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1})$ 和 $\alpha_{g-pv}/(W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1})$ 分别为玻璃盖板与集热板和光伏电池的对流换热系数。玻璃盖板与光伏蒸发器之间的对流换热可以近似为倾斜矩形腔体冷、热表面之间的自然对流换热,因此玻璃盖板与光伏电池和集热板之间的对流换热系数采用 Hollands 等^[21]所提出的关系式。 $\alpha_{r,sky-g}/(W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1})$, $\alpha_{r,g-c}/(W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1})$ 和 $\alpha_{r,g-pv}/(W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1})$ 分别为玻璃盖板与天空、集热板和光伏电池的辐射换热系数,表达式为

$$\alpha_r = \bar{\epsilon} \sigma (T_g^2 + T^2) (T_g + T) \quad (2)$$

计算 $\alpha_{r,sky-g}$ 时, $T = T_{sky}$, $\bar{\epsilon} = \epsilon_g$; 计算 $\alpha_{r,g-c}$ 时, $T = T_c$, $\bar{\epsilon} = (1/\epsilon_c + 1/\epsilon_g - 1)^{-1}$; 计算 $\alpha_{r,g-pv}$ 时, $T = T_{pv}$, $\bar{\epsilon} = (1/\epsilon_{pv} + 1/\epsilon_g - 1)^{-1}$ 。

由于光伏电池的温度对其电性能有较大影响,因此将光伏电池与集热板分开建模。

光伏电池能量守恒方程

$$l_{pv} \rho_{pv} c_{pv} \frac{\partial T_{pv}}{\partial t} = G (\tau \beta)_{pv} - E_{pv} + (\alpha_{g-pv} + \alpha_{r,g-pv}) (T_g - T_{pv}) + \frac{T_c - T_{pv}}{R_{pv-c}} \quad (3)$$

式中, R_{pv-c} 为光伏电池与集热板的接触热阻,其数值通过实验回归获得,在文中取 $0.04 m^2 \cdot K \cdot W^{-1}$;

$(\tau\beta)_{pv}$ 是光伏电池的有效吸收率^[20]; E_{pv}/W 为光伏电池的输出功率.

$$E_{pv} = G\tau_g\eta_{ref}[1 - \kappa(T_{pv} - 298.15)] \quad (4)$$

式中, τ_g 为玻璃盖板的有效透过率; η_{ref} 和 κ 分别为光伏电池在基准条件 ($G = 1\,000\text{ W}\cdot\text{m}^{-2}$, $T_{ref} = 25\text{ }^\circ\text{C}$) 下的光电转换效率和温度系数.

如图 2 所示, 蒸发器集热板包含铝合金板、薄铝板以及制冷管道, 由于三者之间接触良好, 具有良好的热传导性能, 因此忽略其接触热阻, 以同一截面上三者的温度平均值作为集热板在该节点的温度. 对蒸发器进行初步的实验和理论研究发现, 这种假设是可行的.

集热板的二维传热模型

$$\begin{aligned} m_c c_c \frac{\partial T_c}{\partial t} &= G(\tau\beta)_c (1 - \xi) A_c + \\ &(\alpha_{g-c} + \alpha_{r,g-c}) (1 - \xi) A_c (T_g - T_c) + \\ &\xi A_c \frac{T_{pv} - T_c}{R_{pv-c}} + \alpha_r A_r (T_r - T_c) + A_c \frac{(T_a - T_c)}{R_b} + \\ &\lambda_{c,y} l_{c,y} A_c \frac{\partial^2 T_c}{\partial y^2} + \lambda_{c,z} l_{c,z} A_c \frac{\partial^2 T_c}{\partial z^2} \end{aligned} \quad (5)$$

式中, A_c/m^2 为集热板单元节点的面积; $R_b/(\text{m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{W}^{-1})$ 为集热板背部与环境之间的热阻; $(\tau\beta)_c$ 为集热板的有效吸收率; $\alpha_r/(\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1})$ 为制冷工质与管壁的对流换热系数; $l_{c,y}/\text{m}$, $l_{c,z}/\text{m}$ 分别为集热板沿 y 方向和 z 方向 (工质流动方向) 的有效厚度.

2.2 无玻璃盖板工况

光伏电池能量守恒方程

$$\begin{aligned} l_{pv} \rho_{pv} c_{pv} \frac{\partial T_{pv}}{\partial t} &= G(\tau\beta)_{pv} - E_{pv} + \alpha_{a-pv} (T_a - T_{pv}) + \\ &\alpha_{r,a-pv} (T_{sky} - T_{pv}) + \frac{T_c - T_{pv}}{R_{pv-c}} \end{aligned} \quad (6)$$

集热板的二维传热模型

$$\begin{aligned} m_c c_c \frac{\partial T_c}{\partial t} &= G(\tau\beta)_c (1 - \xi) A_c + \\ &\alpha_{a-c} (1 - \xi) A_c (T_a - T_c) + \\ &\alpha_{r,a-c} (1 - \xi) A_c (T_{sky} - T_c) + \xi A_c \frac{T_{pv} - T_c}{R_{pv-c}} + \\ &\alpha_r A_r (T_r - T_c) + A_c \frac{(T_a - T_c)}{R_b} + \\ &\lambda_{c,y} l_{c,y} A_c \frac{\partial^2 T_c}{\partial y^2} + \lambda_{c,z} l_{c,z} A_c \frac{\partial^2 T_c}{\partial z^2} \end{aligned} \quad (7)$$

2.3 热泵系统其他部件模型

在有无玻璃盖板两种不同工况以及不同电池覆盖率的情况下, 系统其他部件的模型是相同的, 如下所示.

制冷工质的质量、动量和能量守恒方程

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial z} = 0 \quad (8)$$

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u^2)}{\partial z} = -\frac{\partial p}{\partial z} - \left(\frac{\partial p}{\partial z}\right)_f \quad (9)$$

$$\frac{\partial(\rho h)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u h)}{\partial z} = \frac{\pi D_m}{A} \alpha_r (T_p - T_r) \quad (10)$$

式中, $\rho/(\text{kg} \cdot \text{m}^{-3})$ 为工质的平均密度; $\left(\frac{\partial p}{\partial z}\right)_f$ 为工质的摩擦压降; D_m/m 为管壁的内径; $h/(\text{J} \cdot \text{kg}^{-1})$ 为工质的平均比焓; $\alpha_r/(\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1})$ 为管壁与制冷工质的对流换热系数, 在单相区, 采用 Dittus-Boelter 关系式进行计算, 两相区则采用 Wang^[18] 所提到的经验公式进行计算.

压缩机模型

$$N_m = \frac{N}{\eta_m \eta_{mo} \eta_i} \quad (11)$$

$$N = n V_d p_{in} \frac{\kappa}{\kappa - 1} \left[\left(\frac{p_{out}}{p_{in}}\right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} - 1 \right] \quad (12)$$

式中, N_m/W 为实际输入功率; N/W 为理论功率; η_m 为机械效率; η_{mo} 为电动机效率; η_i 为指示效率; p_{in}/Pa 和 p_{out}/Pa 分别为压缩机进出口压力; n 为压缩机转速; V_d/m^3 为气缸容积; κ 为工质绝热压缩指数.

电子膨胀阀模型

$$m = CA \sqrt{2\rho_{in}(p_{in} - p_{out})} \quad (13)$$

式中, A/m^2 为膨胀阀开度; C 为膨胀阀流量系数.

$$h_{in} = h_{out} \quad (14)$$

系统所采用的冷凝器是套管式水冷冷凝器, 外管走水, 内管走工质, 则冷凝器模型为:

冷凝水能量守恒方程

$$\begin{aligned} m_w c_w \frac{\partial T_w}{\partial t} + \dot{m}_w C_w (T_{w,out} - T_{w,in}) &= \\ \alpha_w A_{p,o} (T_p - T_w) + U_{wa} A_{wa} (T_a - T_w) \end{aligned} \quad (15)$$

式中, m_w/kg 为冷凝器中冷凝水质量; $\dot{m}_w/(\text{kg} \cdot \text{s}^{-1})$ 为冷凝水的质量流量; $T_w = (T_{w,out} + T_{w,in})/2$ 为冷凝水的平均温度; $\alpha_w/(\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1})$ 为冷凝水与管壁的换热系数; $U_{wa}/(\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1})$ 为冷凝水与环境的总传热系数.

管壁能量守恒方程

$$\begin{aligned} m_p c_p \frac{\partial T_p}{\partial t} &= \alpha_w A_{p,o} (T_w - T_p) + \\ &\alpha_r A_{p,in} (T_r - T_p) + \lambda_p l_p A_p \frac{\partial^2 T_p}{\partial x^2} \end{aligned} \quad (16)$$

采用有限差分的方法对上述蒸发器模型、冷凝器模型和工质的守恒方程进行离散,并结合压缩机模型和膨胀阀模型,可以求解出系统的功耗、输出的热能和电能以及工质在系统中的分布状况。

3 PV-SAHP 系统的焓分析

焓分析方法是从事力学第二定律出发,综合能量的数量和品质对系统的性能进行评价的方法。如图 3 所示,系统的焓平衡方程和焓效率的表达式分别为:

$$Ex_{\text{con}} + \xi A_c E_{pv} = W_{\text{com}} + A_c Ex_s - I_r \quad (17)$$

$$\eta_e = \frac{Ex_{\text{con}} + \xi A_c E_{pv}}{A_c Ex_s + W_{\text{com}}} \quad (18)$$

式中, $Ex_s/(W \cdot m^{-2})$ 为单位面积太阳辐照所包含的焓; Ex_{con}/W 为系统在冷凝器输出的热量焓; I_r/W 为系统的焓损失。

$$Ex_s = G \left(1 - \frac{T_a}{T_s} \right) \quad (19)$$

式中, T_s 为太阳温度,取 5 777 K。

$$Ex_{\text{con}} = Q_{\text{con}} \left(1 - \frac{T_a}{\bar{T}} \right) \quad (20)$$

式中, \bar{T} 为冷凝水进出口的对数平均温度,表达式如下:

$$\bar{T} = \frac{T_{\text{out}} - T_{\text{in}}}{\ln(T_{\text{out}}/T_{\text{in}})} \quad (21)$$

4 计算结果及分析

根据系统模型,编制相应计算程序,以图 4 所示的太阳辐照度和环境温度为外界输入条件,对 PV-SAHP 系统在不同电池覆盖率,有、无玻璃盖板等不同工况下全天的光电光热性能进行计算。

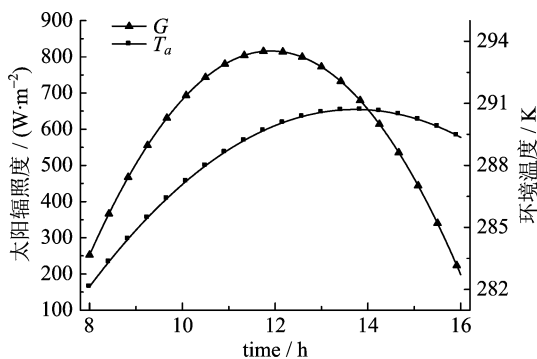


图 4 太阳辐照强度和环境温度

Fig. 4 The solar irradiation and ambient temperature

4.1 光伏电池覆盖率对系统性能的影响

无玻璃盖板工况,冷凝器进口水温恒定为 $T_w =$

323 K,光伏电池覆盖率分别为 $\xi = 0.5$ 和 $\xi = 0.85$,对 PV-SAHP 系统全天的光电光热性能进行模拟。

图 5 给出了系统输出的焓和光电转换效率随时间的变化曲线。对比图 4、图 5 可以看出,系统输出的热量焓和光电焓的变化趋势与太阳辐照一致,光电焓在全天的变化幅度明显大于热量焓。

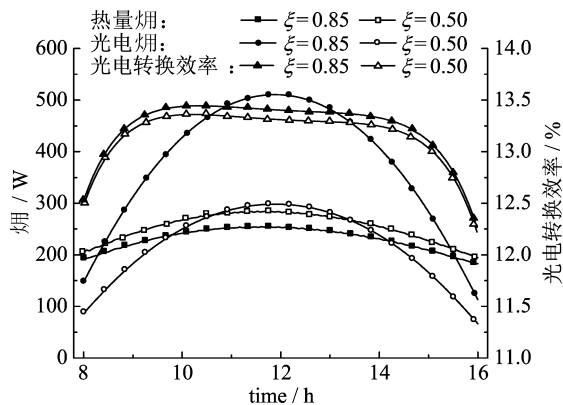


图 5 不同电池覆盖率下的光电焓、热量焓和光电转换效率

Fig. 5 The output electrical and thermal exergy and PV efficiency under different cover ratio of PV cells

随着光伏电池覆盖面积的增大,更多的太阳能被转化成电能,提高了光电的输出;另一方面,覆盖率的增加也导致系统得热下降,输出的热量减小。从图 5 中可以看出,覆盖率对光电焓的影响明显大于热量焓;当 $\xi = 0.85$ 时,光电焓的最大值可达 510.5 W,比 $\xi = 0.5$ 时的 298.2 W 提高了 71.2%;而对应的热量焓大约降低了 10.36%。

覆盖率的增大降低了光伏电池的工作温度,提高了光电转换效率。覆盖率的增大对光电转换效率的影响远小于对光电和热量的影响,当覆盖率从 0.5 增大到 0.85 时,系统光电转换效率提高的最大幅度约为 0.75%(相对值)。

图 6 给出了光伏电池覆盖率 $\xi = 0.85$ 和 $\xi = 0.5$ 时,系统焓效率的变化曲线。随着太阳辐照度的增大,蒸发器的工作温度升高,系统的热损增加,导致系统的焓效率呈现如图所示的先下降后上升的变化趋势。

电池覆盖率的增大,提高了系统的光电输出(光电焓),这对于系统的性能是有利的;但是,光电输出的增大必然导致系统得热(热量焓)的降低,这对于系统的性能是不利的。从图中可以看出,系统的焓效率随着覆盖率的增大有了明显提高;即覆盖率增大对系统的有利影响超过了不利影响。因此对于

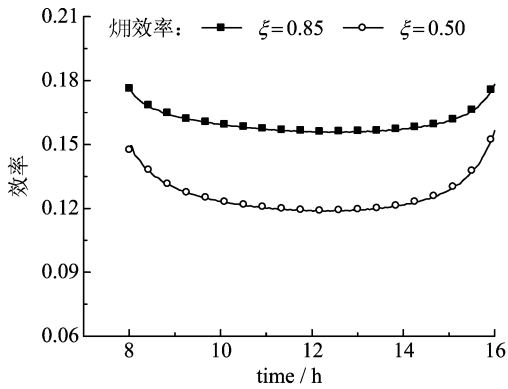


图 6 不同电池覆盖率下的焓效率

Fig. 6 The exergy efficiency under different cover ratio of PV cells

PV-SAHP 系统而言,应该在加工工艺允许的情况下,尽可能增大光伏电池的覆盖率。

4.2 玻璃盖板对系统性能的影响

光伏电池覆盖率 $\xi = 0.85$, 冷凝器进口水温 $T_w = 323 \text{ K}$, 对系统在有、无蒸发器玻璃盖板两种不同情况下全天的光电光热性能进行模拟。

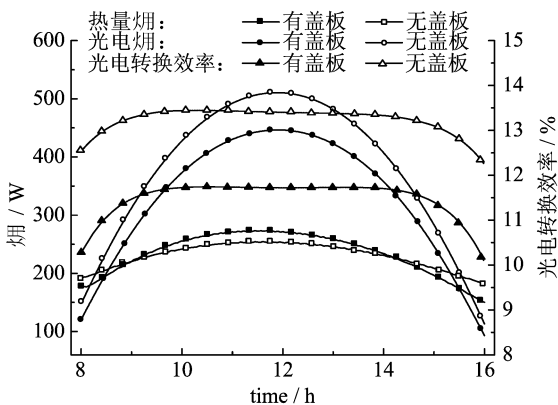


图 7 有、无玻璃盖板工况下的光电焓、热量焓和光电转换效率

Fig. 7 The output electrical and thermal exergy and PV efficiency with and without glass cover

从图中可以看出,加置玻璃盖板以后,系统的光电性能明显下降,全天的平均光电焓和光电转换效率分别为 335 W 和 11.5% , 与无玻璃盖板的工况 (385 W 和 13.25%) 相比分别下降了 13% 和 13.21% (相对值)。

玻璃盖板对系统热性能的影响主要有两方面:一是减小了到达蒸发器表面的太阳辐照,这对于系统热性能是不利的;二是当蒸发器温度高于环境温度时,能够减小蒸发器的热损,这对系统热性能是有

利的,但是当蒸发器温度低于环境温度时,玻璃盖板的存在则使得蒸发器很难从环境中吸取热量,这对系统热性能是不利的。从本文的算例可知,9:00 以前和 14:00 以后,蒸发器与环境之间的温差较小(或蒸发器温度小于环境温度),而且玻璃盖板透过率较低(太阳光入射角较大所导致)^[20],此时玻璃盖板的不利影响起主导作用,导致系统输出的热量焓小于无玻璃盖板的工况;随着蒸发器与环境温差的增大以及盖板透过率的增大,盖板的有利影响起主导作用,使得系统输出的热量焓在 9:00~14:00 时间段大于无玻璃盖板的工况。

图 8 给出了 PV-SAHP 系统在有、无玻璃盖板两种不同工况下,焓效率的变化曲线。从图中可以看出,加置玻璃盖板后,系统的焓效率明显下降,全天平均值为 0.148 , 比无盖板工况 (0.160) 降低了 7.9% 。可见,加置玻璃盖板对系统所产生的负面影响超过了正面影响。因此在光伏蒸发器上方不宜加置玻璃盖板。

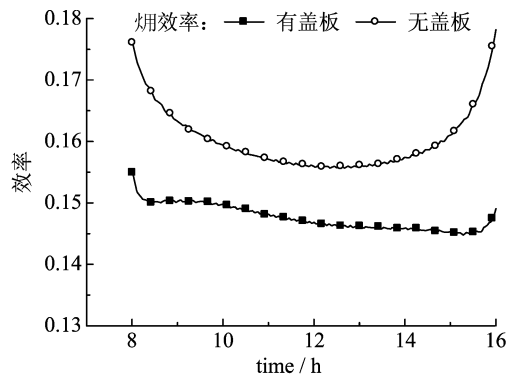


图 8 有、无玻璃盖板工况下的焓效率

Fig. 8 The exergy efficiency with and without glass cover

5 结论

光伏电池覆盖率的改变,对系统光电、光热性能的影响存在着矛盾性。随着光伏电池覆盖面积的增大,更多的太阳能被转换成电能,增大了系统的光电焓,但同时也导致了系统热量焓的减小,降低了系统的热性能。根据热力学第二定律,以焓效率作为判断依据可以发现,电池覆盖率的增大使得系统的综合性能得到了明显的提高。因此,在加工工艺允许的情况下应该尽可能增大光伏电池的覆盖率。

玻璃盖板对系统性能的影响同样存在矛盾性。玻璃盖板的存在减小了到达蒸发器表面的太阳辐照,这对于系统光电性能、光热性能是不利的;另一

方面,当蒸发器温度高于环境温度时,玻璃盖板能够有效减小蒸发器的热损,这对系统热性能是有利的,但是当蒸发器温度低于环境温度时,玻璃盖板的存在使得蒸发器很难从环境中吸取热量,这对系统热性能则是不利的.由于光伏蒸发器的工作温度明显低于传统的PV/T集热器,使得玻璃盖板的负面影响明显超过了正面影响,因此,在光伏蒸发器上方不宜加置玻璃盖板.

参考文献(References)

- [1] 裴刚,季杰,刘可亮,等. 光伏-太阳能热泵在不同冷凝水温下的特性[J]. 中国科学技术大学学报,2006,36(10): 1 044-1 050.
- [2] 何汉峰,季杰,裴刚,等. 基于动态分布参数模型的光伏太阳能热泵系统的数值模拟[J]. 太阳能学报,2008,29(8).
- [3] Kern Jr E C, Russell M C. Combined photo-voltaic and thermal hybrid collector system[C]//Proc. Thirteenth IEEE Photovoltaic Specialists Conference. IEEE, 1978;1 153-1 157.
- [4] Huang B J, Lin T H, Hung W C, et al. Performance evaluation of solar photovoltaic/thermal systems[J]. Solar Energy, 2001, 70(5): 443-448.
- [5] Zakharchenko R, Licea-Jimenez L, Perez-Garcia S A. Photovoltaic solar panel for a hybrid PV/thermal system[J]. Solar Energy Materials & Solar Cells, 2004, 82: 253-261.
- [6] Bakker M, Zongdag H A, Elswijk M J, et al. Performance and costs of a roof-sized PV/thermal array combined with a ground coupled heat pump[J]. Solar Energy, 2005, 78: 331-339.
- [7] Bjornar Sandnes, John Rekstad. A photovoltaic/thermal (PV/T) collector with a polymer absorber plate: Experimental study and analytical model[J]. Solar Energy, 2002, 72(1): 63-73.
- [8] Chow T T, He W, Ji J, et al. Performance evaluation of photovoltaic thermosyphon system for subtropical climate application[J]. Solar Energy, 2007, 81(1): 123-130.
- [9] 季杰,韩崇巍,陆剑平,等. 扁盒式太阳能光伏热水一体墙的理论研究[J]. 中国科学技术大学学报,2007,37(1): 46-52.
- [10] Fraisse G, Menezo C, Johannes K. Energy performance of water hybrid PV/T collectors applied to combisystems of Direct Solar Floor type[J]. Solar Energy, 2007.
- [11] Tonui J K, Tripanagnostopoulos Y. Air-cooled PV/T solar collectors with low cost performance improvements[J]. Solar Energy, 2006.
- [12] Toru Fujisawa, Tatsuo Tani. Annual exergy evaluation on photovoltaic-thermal hybrid collector[J]. Solar Energy Material & Solar Cells, 1997, 47: 135-148.
- [13] Anand S Joshi, Arvind Tiwari. Energy and exergy efficiencies of a hybrid photovoltaic-thermal(PV/T) air collector[J]. Renewable Energy, 2007, 32: 2 223-2 241.
- [14] Torres R E, Picon Nuñez M, Cervantes J G. Exergy analysis and optimization of a solar-assisted heat pump[J]. Energy, 1998, 23(4): 337-344.
- [15] Li Y W, Wang R Z, Wu J Y, et al. Experimental performance analysis and optimization of a direct expansion solar-assisted heat pump water heater[J]. Energy, 2007, 32: 1 361-1 374.
- [16] Huseyin Gunerhan, Arif Hepbasli. Exergetic modeling and performance evaluation of solar water heating systems for building applications [J]. Energy and Buildings, 2007, 39: 509-516.
- [17] MacArthur J W, Grald E W. Unsteady compressible two-phase flow model for predicting cyclic heat pump performance and a comparison with experimental data [J]. International Journal of Refrigeration, 1989, 12: 29-41.
- [18] Wang H, Toubert S. Distributed and non-steady-state modeling of an air cooler[J]. International Journal of Refrigeration, 1991, 14(2): 98-111.
- [19] Jia X, Tso C P, Jolly P, et al. Distributed steady and dynamic modeling of dry-expansion evaporators[J]. International Journal of Refrigeration, 1999, 22: 126-136.
- [20] Duffie J A, Beckman W A. Solar Engineering of Thermal Processes [M]. 2nd Edition. New York: Wiley, 1991.
- [21] Hollands K G T, Unny S E, Raithby G D, et al. Free convective heat transfer across inclined air layers[J]. Journal of Heat Transfer, 1976,98:189-193.