

PV/T 太阳能热泵系统的性能研究

裴刚, 季杰, 何伟, 孙炜

(中国科学技术大学热科学和能源工程系, 合肥 230027)

[摘要] 提出一种新型的太阳能热泵系统——PV/T-SAHP系统, 该系统具有光电/光热综合利用的功能; 建立了PV/T-SAHP系统的动态模型, 对该系统的运行特性进行了数值模拟。结果显示, PV/T-SAHP系统的电效率和热效率较传统的太阳能系统和热泵系统都有明显提高, 运行能耗较普通热泵大幅度降低; 系统PV/T蒸发器的面积、管间距、倾角等参数的变化对电效率和热性能会产生比较大的影响, 是系统优化设计的关键因素。

[关键词] 太阳能热泵; 光电光热综合利用; PV/T; SAHP

[中图分类号] TK5 **[文献标识码]** A **[文章编号]** 1009-1742(2006)09-0049-08

1 系统概述

在世界范围内, 随着能源紧张和环境问题的日益凸显, 太阳能作为一种清洁的可再生能源, 日益受到人们的重视。太阳能热泵 SAHP 系统 (solar-assisted heat pump, SAHP) 是太阳能利用的一种方式, SAHP 系统将具有热输运性能的热泵装置和太阳能集热结合在一起, 可以同时提高热泵的性能和太阳能的热利用效率。近年来, 美国、日本、墨西哥、中国等国家的一些学者, 对太阳能热泵 SAHP 系统从不同侧面进行了大量的探索^[1-6]。

作者提出一种新型的太阳能热泵系统: 光电/光热综合利用的太阳能热泵系统 (PV/T solar-assisted heat pump, PV/T-SAHP)。在 PV/T-SAHP 系统中, 光伏组件与热泵装置的蒸发器结合成一体, 系统接收到的太阳辐照中, 短波部分被光伏电池转化为电流输出, 长波部分用作热泵蒸发器的热源, 使太阳能从光电、光热两个方面得到综合利用。

PV/T-SAHP 系统原理如图 1 所示。系统主要包括压缩机、冷凝换热器、毛细管、PV/T 蒸发器、风冷蒸发器、控制系统等部分。其中, PV/T 蒸发器包含光伏组件, 提供电流输出, 以供系统热泵运行所需要的全部或者大部分电能需求。热泵循环通

过 PV/T 蒸发器吸收太阳辐照, 在冷凝加热器处输出高温热能, 同时降低了光伏组件的温度, 提高其发电效率。风冷蒸发器是系统的辅助换热器, 在冬季或阴雨天等阳光辐照较弱时开启, 从环境中吸收热量来弥补 PV/T 蒸发器吸热量的不足, 保证热泵系统的正常运行。

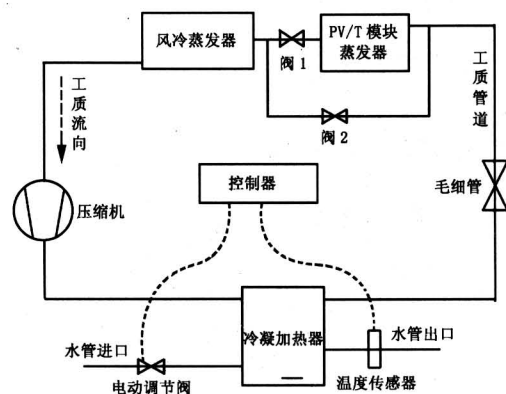


图 1 PV/T-SAHP 系统原理

Fig.1 PV/T solar-assisted heat pump system

PV/T-SAHP 系统可以维持 PV/T 蒸发器在较低温度下工作, 同时提高了 PV/T 蒸发器电效率和热效率。由于辐照强度和热泵循环的综合作用, 光

[收稿日期] 2005-05-04

[基金项目] 国家自然科学基金资助项目 (50478023); 中国科学技术大学青年基金资助项目 (KA134000001)

[作者简介] 裴刚 (1975-), 男, 安徽阜阳市人, 中国科学技术大学博士研究生

伏组件表面温度有时候会低于环境温度。在这种情况下，PV/T 蒸发器不存在任何热损，还可以从环境中吸收热量，作为系统辐照的辅助热源。

2 系统模型

PV/T-SAHP 系统模型主要包括：PV/T 光电光热模型和热泵热力循环模型两部分。系统模型可以模拟在全天过程中 PV/T-SAHP 系统性能参数的动态变化。通过系统模型还可以分析 PV/T 模块的面积、倾斜角、管间距等参数对系统性能的影响，便于系统的优化配置。

2.1 PV/T 蒸发器模型

PV/T 蒸发器由光伏电池、导热铝板、工质盘管、绝热层和铝质框架构成，具体结构如图 2 所示。光伏电池与导热铝板紧密贴合在一起，工质盘管平行焊接在导热铝板的背面，相邻两平行工质盘管之间的距离称为管间距 L_0 。光伏电池、导热铝板、工质盘管三者之间导热良好，铝板的背面有绝热层围护。

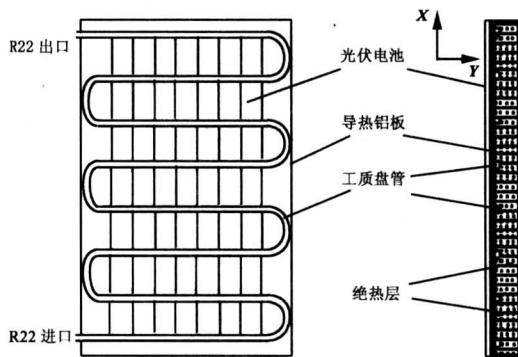


图 2 PV/T 蒸发器结构图^[1]

Fig.2 Diagram of PV/T evaporator

PV/T 蒸发器的局部结构如图 3 所示，由于热泵工质在两相区的温度变化很小，因而可忽略 PV/T 模块在 y 方向的热传导，则对于肋片微元，建立如下方程：

$$\begin{cases} \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{k}{\rho C} \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + [U_i(T_a - T) + I(\tau\alpha)] \\ k \left(\frac{\partial T}{\partial X} \right)_{x=L_0/2} = 0 \\ k \left(\frac{\partial T}{\partial X} \right)_{x=0} = \frac{\pi Dh}{2\delta} (T_r - T_p) \\ T_{\tau=0} = T_a \end{cases} \quad (1)$$

上式中，PV/T 蒸发器与环境的换热系数 U_i 主

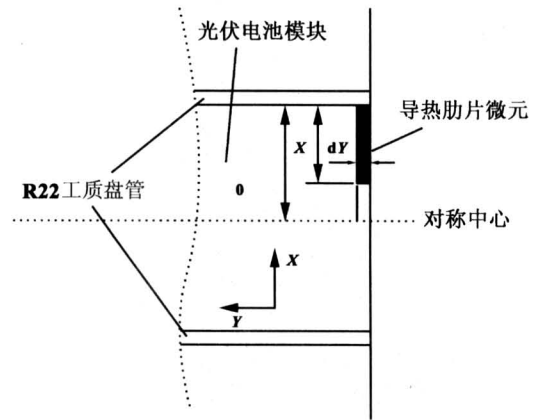


图 3 PV/T 蒸发器局部放大图

Fig.3 Part diagram of PV/T evaporator

要包括两部分：

$$U_i = U_l + U_b \quad (2)$$

其中，PV/T 蒸发器背部有绝热层围护，其背部换热系数 U_b 可忽略；蒸发器上表面的换热系数 U_l 包括对流换热 h_c 和辐射换热 h_r 两部分，分别按下式计算^[7]：

$$h_c = 2.8 + 3.0 V_w \quad (3)$$

$$h_r = \frac{\varepsilon\sigma(T_p^4 - T_{sky}^4)(1 + \cos\beta)}{2(T_p - T_a)} + \frac{\varepsilon\sigma(T_p^4 - T_a^4)(1 - \cos\beta)}{2(T_p - T_a)} \quad (4)$$

$$T_{sky} = 0.055 2 T_a^{1.5} \quad (5)$$

热泵工质 R22 与 PV/T 蒸发器之间的换热，通过导热铝板和工质盘管传递。盘管内壁与 R22 之间的换热系数按 Dittus-boeler 换热关联式计算^[8]：

单相区：

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.3} \quad (6)$$

$$Nu = \frac{hd}{k}, \quad Re = \frac{Gd}{\mu} \quad (7)$$

其中 h 为换热系数 ($W/(cm^2 \cdot k)$)； G 为流量 ($kg/(cm^2 \cdot s)$)；两相区： d 为管径 (m)。

$$h_{ip} = h \left[(1-x)^{0.8} + \frac{3.8x^{0.76}(1-x)^{0.04}}{Pr^{0.38}} \right] \quad (8)$$

光伏组件的发电功率 E 与电池温度相关，其表达式为^[9]：

$$E = \frac{I[a + b(T_p - 298.15)]}{I_e A_e} \quad (9)$$

式中，标定辐照 I_e 为 $970 W/m^2$ ；标定面积 A_e 为 $0.485 m^2$ ；系数 a 为 $66.42 W$ ；系数 b 为 $-0.244 W/K$ 。

PV/T 模块蒸发器的光电光热综合效率 $\bar{\eta}$ 由下式表示:

$$\bar{\eta} = \bar{\eta}_i + \bar{\eta}_e \quad (10)$$

其中, $\bar{\eta}_i$ 和 $\bar{\eta}_e$ 分别表示 PV/T 蒸发器热效率和 PV/T 蒸发器电效率:

$$\bar{\eta}_i = \frac{\int_{r_1}^{r_2} m_{act} (h_{out} - h_{in}) d\tau}{A_c \int_{r_1}^{r_2} I d\tau} \quad (11)$$

$$\bar{\eta}_e = \frac{\int_{r_1}^{r_2} E d\tau}{A_c \int_{r_1}^{r_2} I d\tau} \quad (12)$$

式中 A_c 表示 PV/T 蒸发器的辐照面积, h_{in} , h_{out} 表示热泵工质在 PV/T 蒸发器进、出口的焓值。

2.2 热泵系统模型

PV/T 蒸发器接收到的太阳辐照, 部分转换成电流输出, 其余大部分转换成热能, 作为热泵系统的热源。辐照热能被 PV/T 蒸发器吸收后, 通过热泵装置提高其温度和品质, 在冷凝换热器输出。热泵循环同时还可以降低 PV 组件的温度, 提高其光电转换效率。热泵的热力学循环过程如图 4 所示。

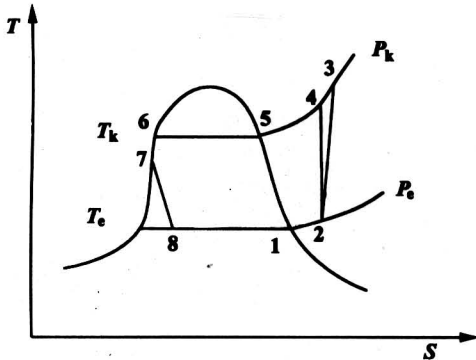


图 4 热泵系统的热力学循环过程

Fig.4 Thermodynamics cycle of heat pump

在冷凝器中被冷凝后的工质 R22, 首先经节流过程 7-8 在膨胀阀或毛细管中被节流降压; 然后, R22 工质进入 PV/T 蒸发器的工质盘管, 在 PV/T 蒸发器中经过程 8-1-2 逐步吸热气化, 充分换热后达到过热状态点 2; 过热气体经压缩机压缩升温后到达压缩机出口状态点 3, 同时进入冷凝换热器入口; 过程 3-5-6-7 为 R22 工质在冷凝换热器内的冷凝过程, 工质 R22 在冷凝器出口点 7 呈过冷状

态; 随后过冷工质又进入毛细管, 开始新的循环。在 PV/T-SAHP 的系统模拟中, 热泵工质 R22 热物性的计算主要采用表 1 中所列的方程^[10]。

表 1 R22 的热物性计算方程

Table 1 Thermodynamics functions of R22

R22 物性函数	计算方程式
定容比热容	$c_{\infty} = 0.04135T_r^4 - 0.21960T_r^3 + 0.29043T_r^2 + 0.31010T_r + 0.20428$
气相区压力	$p = 10RT_c T_r \rho \left[1 + \sum_{i=1}^9 \left(\sum_{j=0}^3 b_{ij} / T_r^j \right) \rho^i \right]$
气相区焓	$h = - \int \left[T_r \left(\frac{\partial p}{\partial T_r} \right)_{\rho} - p \right] \rho^{-2} d\rho + \frac{p}{\rho} + \int c_{\infty} dT + 492.348$
气相区熵	$s = - T_c^{-1} \int \left(\frac{\partial p}{\partial T_r} \right)_{\rho} \rho^{-2} d\rho + \int \frac{c_{\infty}}{T} dT + 4.1745$
饱和液体焓	$h' = h'' - 0.1T_r T_c \left(\frac{1}{\rho''} - \frac{1}{\rho'} \right) \frac{d\rho_s}{dT}$
饱和液体熵	$s' = s'' - 0.1 \left(\frac{1}{\rho''} - \frac{1}{\rho'} \right) \frac{dp_s}{dT}$
饱和液体密度	$\rho' = \rho_c \exp \{ a_1 (1 - T_r)^{1/3} + a_2 (T_r - 1) [0.2(T_r + 1)^2 + 0.5] \}$
湿蒸汽焓	$h_x = xh'' + (1-x)h'$
湿蒸汽熵	$s_x = xs'' + (1-x)s'$
饱和蒸汽压	$p_s = p_c \exp [Ri \ln T_r + (Ri - 4 + P_a) \varphi(T_r)]$
饱和蒸汽压	$\varphi = 4 \{ [(T_r - 1)/T_r] + (T_r - 1) [0.2(T_r + 1)^2 + 0.5] - 5.3 \ln T_r \}$

PV/T-SAHP 系统在运行过程中, PV/T 蒸发器被阳光直接照射, 蒸发温度随阳光辐照的强弱而变化, 热泵装置中的压缩机工况也随之明显波动。文献[11]中提出的压缩机修正模型, 对大范围变工况下工作的压缩机具有较好的计算精度。具体形式如下:

$$m_{act} = m_{th} F_1(T_k, T_e) \quad (13)$$

$$N_{act} = N_{in} F_2(T_k, T_e) \quad (14)$$

$$m_{th} \nu_{suc} = 60 \lambda_v \lambda_p \lambda_T \lambda_D n \pi R^2 L \epsilon (2 - \epsilon) \quad (15)$$

$$N_{th} = V_{th} \lambda \frac{P_{ev} m}{m - 1} \left[\left(\frac{P_{cd}}{P_{ev}} \right)^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right] \quad (16)$$

$$N_{in} = \left(\frac{N_{th}}{\eta_i} + N_m \right) / \eta_{mo} \quad (17)$$

其中: $F_1(T_k, T_e)$ 和 $F_2(T_k, T_e)$ 是关于 T_k, T_e 的拟和修正函数。

毛细管的流量计算用文献[12]给出的关联式:

$$m = C_1 D_2^{C_2} L_k^{C_3} T^{C_4} 10^{C_5 \times DSC} \quad (18)$$

其中, $C_1 = 0.249\ 029$, $C_2 = 2.543\ 633$, $C_3 = -0.427\ 53$, $C_4 = 0.746\ 108$, $C_5 = 0.013\ 922$

3 PV/T - SAHP 系统的性能模拟和结果分析

取合肥市 (东经 117.23°, 北纬 31.87°) 5 月份典型晴天 (2004 年 5 月 9 日) 的气象数据为计算基础, 当天的平均干球温度 22.97℃, 平均直射辐照 661.68 W/m², 平均散射辐照 32.38 W/m², 环境风速取 4.5 m/s。计算气象数据取自清华 3E 暖通空调网站^[13]。全天逐时气象数据如图 5 所示。

系统用单晶硅光电池特性如下: 开路电压 0.627 V, 短路电流 5.115 A, 最大功率 2.402 W, 最大功率点电压 0.529 V, 最大功率点电流 4.583 A, 单片电池效率 15.4 %。测试辐照强度 1 000 W/m², 测试温度 25 °C, 测试电池面积 156.250 cm²。

其他计算参数: 压缩机为滚动转子式, 额定功率为 1 200 W; 热泵工质为 R22; 盘管直径 12 mm; 导热铝板传热系数为 237 W/(m·K); 铜管导热系数 401 W/(m·K); PV 模块上表面的发射率为 0.9; 吸收率为 0.85; 冷凝器进水温度为 20℃; 出水温度 50℃。

为了分析 PV/T - SAHP 系统中不同的 PV/T 蒸发器面积 A_e 、倾斜角 β 和管间距 L_0 对系统性能的影响, 计算中, A_e 分别取 6 m², 9 m², 12 m², 15 m²; β 分别取 0°, 10°, 20°, 30°, 40°, 50°, 60°, 70°, 80°, 90°; L_0 分别取 0.1 m, 0.2 m, 0.3 m, 0.4 m, 0.5 m。以下分析中, 如不特殊说明, 默认对象 A_e 为 9 m²、倾角 30°, 管间距 0.2 M 的系统。计算结果参见图 6~图 15。

3.1 系统的太阳能综合利用效率

从图 7 和图 8 可以看出, PV/T - SAHP 系统的电功率随着太阳辐照强度的增强而升高, 而电效率却随着阳光辐照强度的提高而呈降低趋势。早晨时, PV 组件电效率最高可达 15.4%, 中午降到 13.7%, 下午又逐步回升, 全天平均发电效率 $\bar{\eta}_e$ 为 14.3%。发电功率中午最高时可达 1.1 kW, 全天的平均发电功率约为 0.864 kW。与普通光伏系统的发电效率 12.3% 相比^[9], PV/T - SAHP 系统的提高了 16.3%。

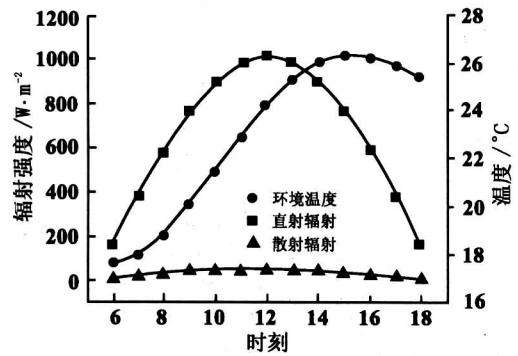


图 5 合肥市 5 月份典型晴天气象数据
Fig.5 Sunshine meteorological data on May in Hefei

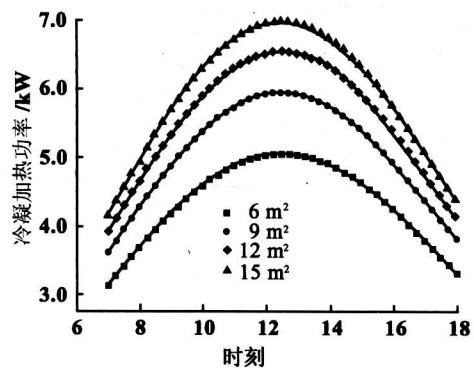


图 6 不同蒸发器面积时冷凝加热功率随时间的变化
Fig.6 Effect of module area on heat power with time

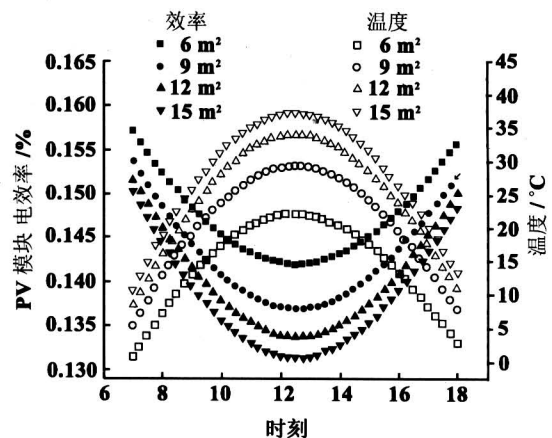


图 7 不同 PV/T 蒸发器面积时光伏电池平均温度、平均电效率随时间的变化
Fig.7 Effect of module area on average temperature and average power output with E-efficiency with time

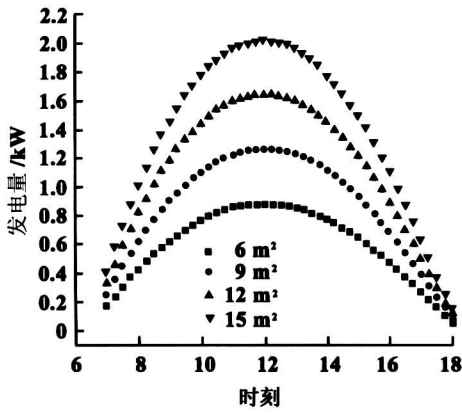


图 8 不同 PV/T 蒸发器面积时光伏电池发电功率随时间的变化

Fig.8 Variation of electrical time for different area of module

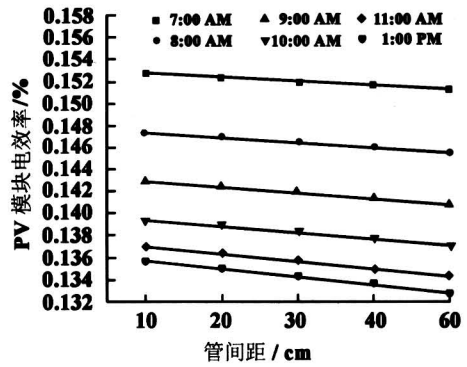


图 11 不同时间系统发电效率随管间距的变化

Fig.11 Effect of space of tube on electrical efficiency with time

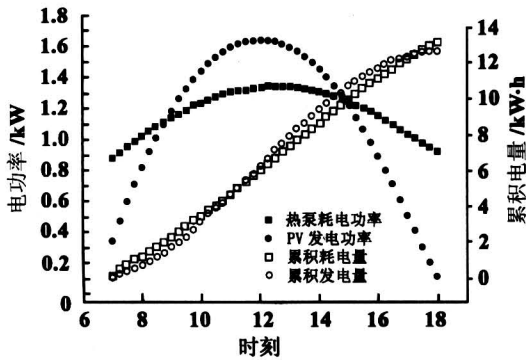


图 9 系统发电特性和耗电特性随时间的变化

Fig.9 Variation of electrical power output and electrical input with time

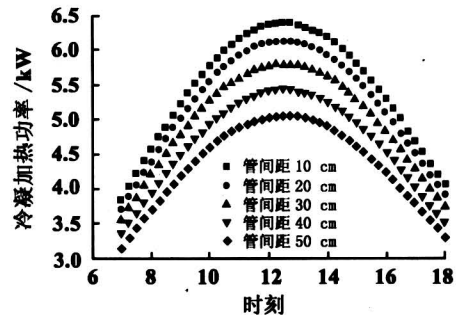


图 12 不同管间距时冷凝加热功率随时间的变化

Fig.12 Effect of space of tube on the condenser heat output with time

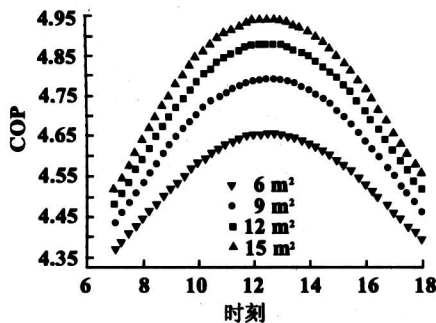
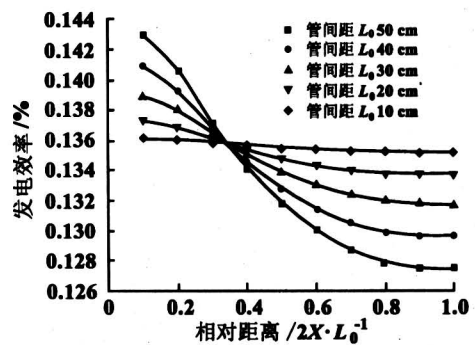


图 10 不同 PV/T 蒸发器面积时 COP 随时间的变化

Fig.10 Variation of COP for different module area with time



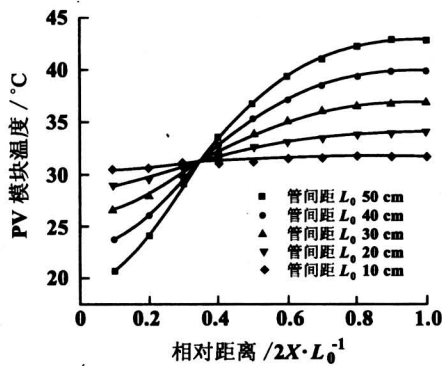
注: X 为 PV 电池微元距管间中心线的距离

图 13 不同管间距系统的光伏发电效率随 X 的变化

Fig.13 Effect of space of tube on electrical efficiency with X

这主要是因为 PV 组件与热泵蒸发器结合成一体, 热泵工质的蒸发吸热使得 PV 组件的温度明显

低于普通光伏 PV 组件的工作温度，光电效率得以提高。



注：X 为 PV 电池微元距管间中心线的距离

图 14 不同管间距系统的光伏电池温度随 X 的变化

Fig. 14 Effect of space of tube on temperature of PV/T module with X

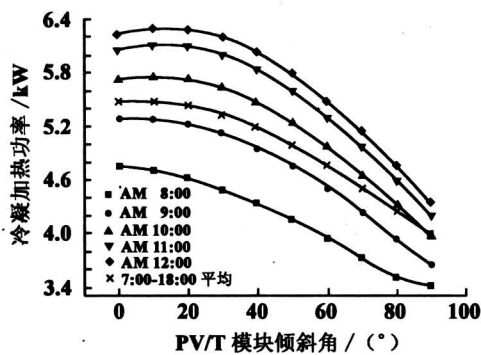


图 15 不同时间冷凝加热功率随倾斜角的变化

Fig. 15 Variation of condenser heat power with tilt angle for different time

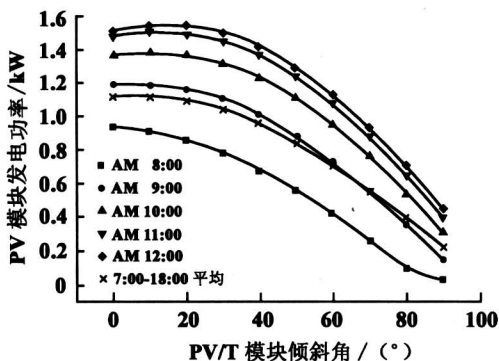


图 16 不同时间发电功率随倾斜角的变化

Fig. 16 Variation electrical power output with tilt angle for different time

计算还显示，全天平均 PV/T 蒸发器热效率 $\bar{\eta}_t$ 为 70.4%，全天的平均电效率 $\bar{\eta}_e$ 为 14.3%，与目前效率较高的热管真空管装置（一般热效率 60.0%）相比，PV/T-SAHP 系统对太阳能的实际利用效率高出了 41.2%。

3.2 PV/T-SAHP 系统的热性能

从图 6 和图 10 可以看出，热泵系统的冷凝加热功率和 COP 都随着太阳辐照的升高而增大。冷凝加热功率由早晨时的 3.5 kW 提高到中午时的 5.7 kW，这种加热功率的大范围变化，主要是因为 PV/T 蒸发器受阳光直接照射，辐照热源的强弱对热泵加热功率有较大影响。光照增强时，加热功率和 COP 都会加强，反之下降。另外，也是因为热泵蒸发器被阳光直接照射，PV/T-SAHP 系统的蒸发温度要高于普通热泵，性能系数 COP 也较普通热泵系统有明显提升。计算表明，PV/T-SAHP 系统全天得到的能量收益为 2.2×10^5 kJ。PV/T-SAHP 系统的平均 COP 为 4.66，明显高于普通热泵的性能系数 3.25（环境温度 25℃）^[14]，相似条件下热泵 COP 提高了 43.0%。

3.3 PV/T-SAHP 系统的运行耗能

对整个系统来讲，热泵装置的运行消耗电能，光伏组件可以输出电能，两者之差是系统的实际耗电量。从图 9 中可以看出，从 8:15 到 15:00 这段时间内，光伏组件的发电功率大于热泵耗电功率；在其余的 4 个多小时，发电功率低于耗电功率。从全天的总量来看，全天累计耗电量为 13.2 kW·h，而发电量为 12.7 kW·h。取光伏逆变、蓄放电装置的效率为 0.75，则系统的全天实际耗电量为 3.8 kW·h。若由普通热泵（COP 取 2.7）来提供同样的热量收益，则需耗费 22.9 kW·h，是 PV/T-SAHP 系统耗电量的 6.0 倍。

实际运行中，如果热泵压缩机间断运行，系统则可以得到一定的净电量输出。例如，热泵压缩机仅在辐照较强的 10:00~14:00 运行，其他时间停止。在这种运行情况下，PV/T-SAHP 系统除了可以满足自身的热泵用电需求外，每天可以输出近 6 kW·h 的电量。

3.4 PV/T 模块结构参数对系统性能的影响

管间距 L_0 的变化不论对系统的整体性能，还是对 PV/T 模块的温度分布、效率分布等局部参数，都会产生明显的影响。图 11 和图 12 显示，管间距的增大会降低系统的平均电效率和冷凝加热功率，

其中, 冷凝加热功率的下降更为明显。在管间距为 10 cm 和 50 cm 的两种系统中, 最大加热功率分别为 5 kW 和 6.4 kW, 两者相差 28%。

图 13 和图 14 给出了不同管间距 L_0 时, 光伏电池的发电效率和温度随相对距离 ($2X/L_0$) 的变化。当管间距为 10 cm 时, 光伏电池温度在 x 方向上的最大温差约为 1.3 °C, 光伏效率最大差异为 0.1%; 而当管间距增大到 50 cm 时, 光伏电池在 x 方向上的最大温差和最大电效率差分别为 22.2 °C 和 1.5%。显然, 较小的温度差异和效率差异, 更有利于光伏电池的稳定运行。

从图 6~图 10 可以看出, 辐照面积增大虽然会导致系统的发电效率的下降, 但会促进发电总量、COP、冷凝加热功率等重要参数的提高。

从图 15、图 16 可以看出, 在合肥地区的 5 月份, 当倾斜角在 0~30°之间变化时, 冷凝加热功率和 PV 发电功率波动很小, 倾斜角变动对系统性能影响不大。但当倾斜角超过了 30°, 特别是增加到 90°, 竖直放置时, 系统的加热功率和发电功率都有较大的下降, 分别只有最大值时的 75% 和 23%, 其中电功率的下降更为明显。当倾斜角在 10~15°之间时, 系统的加热功率和发电功率达到最大值。

4 结论

由分析结果可以得知, PV/T-SAHP 系统可以极大提高单位面积上太阳能的综合利用效率, 系统 PV/T 蒸发器的光电/光热综合效率高达 84.7%, 系统的发电效率与普通光伏系统相比约提高了 16.0%。PV/T-SAHP 系统的性能系数 COP 与普通热泵相比, 提高了 43.0%。在考虑系统的自身发电量后, 运行耗能只及普通风冷热泵的 1/6。

系统中 PV/T 蒸发器的面积、管间距和倾斜角均对系统性能产生一定影响, 但系统结构参数的最优选择, 要根据不同地区的气象参数, 综合考虑年均效率和经济分析后才能最后做出。

符号表

C	热容, J/(kg·K)	T_e	蒸发温度, K
DSC	过冷度	T_k	冷凝温度, K
G	流量, kg/m ² ·s	T_p	PV 模块温度, K
h	换热系数, W/m ² ·K	T_r	对比温度

I	辐射强度, W/m ²	T_{sky}	天空温度, K
k	热传导系数, W/(m·K)	t	时间, s
L	气缸轴向长度, m	U_l	热损, W/m ² ·K
L_0	管间距, m	V_w	风速, m/s
m_{act}	热泵工质实际质量流量, kg/s	x	干度
m_{th}	热泵工质理论质量流量, kg/s	ρ	密度, kg/m ³
m	多变指数	τ	透过率
N_{act}	实际功率, kW	α	吸收率
N_{th}	理论功率, kW	β	倾斜角, (°)
n	转速, r/min	ϵ	发射率; 相对偏心值
P_k	冷凝压力, Pa	δ	厚度, m
P_e	蒸发压力, Pa	μ	动力粘度 Pa·s
R	气缸内半径, m	λ	输气系数
Ri	Riedel 准则数	η_i	指示效率
T	温度, K	η_{mo}	电机效率
T_a	环境温度, K		

参考文献

- [1] Kuang Y H, Wang R Z, Yu L Q. Experimental study on solar assisted heat pump system for heat supply [J]. Energy Conversion and Management, 2003, 44: 1089 ~ 1098
- [2] Hawlader M N A, Chou S K, Ullah M Z. The performance of a solar heat pump water heating system [J]. Applied Thermal Engineering, 2001, 21: 1049 ~ 1065
- [3] Ito S, Miura N, Wang K. Performance of a heat pump using direct expansion solar collectors [J]. Solar Energy, 1999, 65 (3): 189 ~ 196
- [4] Badescu V. First and second law analysis of a solar assisted heat pump based heating system [J]. Energy Conversion and Management, 2002, 43: 2539 ~ 2552
- [5] Morrison G L. Simulation of packaged solar heat-pump water heaters [J]. Solar Energy, 1994, 53 (3): 249 ~ 257
- [6] Chaturvedi S K, Shen J Y. Thermal performance of a direct expansion solar-assisted heat pump [J]. Solar Energy, 1984, 33(2): 155 ~ 162
- [7] Duffie J A, Beckman W A. Solar Engineering of Thermal Processes [M]. 2nd Edition. John Willy & Sons Inc, 1991
- [8] 丁国梁, 张春路. 制冷空调装置仿真与优化 [M]. 北京: 科学出版社, 2001
- [9] Ji Jie, Chow T T, He Wei. Dynamic performance of hybrid photovoltaic/thermal collector wall in Hong Kong [J]. Building and Environment, 2003, 38: 1327 ~ 1334
- [10] 刘志刚, 刘咸定, 赵冠春. 工质热物理性质计算程序的编制及应用 [M]. 北京: 科学出版社, 1992

- [11] Ji Jie, Pei Gang, Chow T T, et al. Performance of multi-functional domestic heat pump system [J]. Applied Energy, 2005, 80: 307 ~ 326
- [12] Jung D, Park C. Capillary tube selection for HCFC22 alternatives [J]. International Journal of Refrigeration, 1999, 22 (8): 604 ~ 614
- [13] www.hvacr.com.cn[EB/OL]. 2004.11.
- [14] Ji Jie, T T Chow, Pei Gang, et al, Domestic air-conditioner and integrated water heater for subtropical climate [J]. Applied Thermal Engineering, 2003, 23: 581 ~ 592

Dynamic Performance of PV/T Solar-assisted Heat Pump System

Pei Gang, Ji Jie, He Wei, Sun Wei

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

[Abstract] PV/T solar-assisted heat pump system (PV/T-SAHP) was presented in this paper and model of the PV/T-SAHP system was made up in this study. Simulation result showed that the electrical efficiency and the thermal performance of PV/T-SAHP is better than the traditional heat pump water heater system or the traditional photovoltaic system. It is proposed that the area of PV/T module, the tilt angle of PV/T module and the distance of refrigerant pipes are the three key factors of the PV/T-SAHP system optimization design.

[Key words] solar-assisted heat pump(SAHP); photovoltaic/thermal system(PV/T)

《中国工程科学》2006 年第 8 卷第 10 期要目预告

- | | | | |
|-------------------------|------|------------------------|------|
| 深空探测与我国深空探测展望 | 叶培建等 | 资源卫星及我国的对地观测体系 | 郭建宁 |
| 中国的探月工程 | | 天基发射与载人登月初探 | 张泽明等 |
| ——中国航天的第三个里程碑 | 栾恩杰 | 高速飞行器气动光学传输效应的工程 | |
| 风云气象卫星的地面应用系统 | 许建民等 | 计算方法 | 殷兴良 |
| 我国天地一体化航天互联网构想 | 沈荣骏 | 关于电子洛仑兹力和能量测量的实验 | 季 灏 |
| 中国通信及导航卫星技术与应用的发展 | 范本尧 | 基于频域的 PID 广义预测控制器的 | |
| 航天测控系统的现状与发展 | 于志坚 | 鲁棒性分析 | 王繁珍等 |
| 中国空间对地观测技术发展现状及未来 | | 自主创新振兴中国大豆加工业 | 李荣和等 |
| 发展的思考 | 姜景山 | 生物质热解液化装置与试验研究 | 朱锡锋等 |
| 中国进入空间能力的发展与展望 | 王小军等 | 回弹法检测潮湿或浸水混凝土 | |
| | | 强度的研究 | 张苏杭 |