

新型太阳能光伏-环路热管/热泵热水系统

李 洪, 孙 跃, 付新书

(燕山大学建筑工程与力学学院, 秦皇岛 066004)

摘 要: 以太阳能、环路热管与热泵技术为基础,研究一种新型太阳能光伏-环路热管/热泵热水(PV-LHP/HPWH)系统用以制取生活热水。通过数学建模模拟和室外实验验证相结合的方法,分析3种运行模式下系统典型工况及长期运行性能,并对主要结构及运行参数的影响进行分析。分析结果显示,系统的太阳能光热利用效率与传统PV/T热水系统可比,年均太阳能供热百分比为50.9%,日均供电比例为13.7%。与传统电加热方式相比,该系统节能率达71.3%。

关键词: 太阳能; 热管; 热泵; 模拟; 实验热水系统

中图分类号: TK51

文献标志码: A

0 引 言

目前市场上广泛应用的传统太阳能热水系统普遍存在集热效率低、热损失大等问题,而综合了太阳能热利用系统和热泵技术的太阳能辅助热泵(solar assisted heat pump, SAHP)系统则可以解决上述难题因而引起众多学者的关注^[1-2]。然而,相比于传统的电加热或燃气加热方式,SAHP的初投资更高,而较低的太阳能供热百分比造成其投资回收期较长,从而降低了其经济可行性。

环路热管(loop heat pipe, LHP)^[3]是一种特殊结构的热管,通过两相传热的方式,可利用其毛细或重力式结构在纵向或横向将热量传递数十米的距离,在航空及电子领域应用广泛。近年来,国内外一些学者开始尝试将环路热管技术应用于建筑领域。Huang等^[4]将热管技术与太阳能辅助热泵相结合,提出一种热管强化太阳能辅助热泵(HPSAHP)复合热水系统,发现其COP较单一的SAHP系统提高28.7%。文献[5-6]研究一种热泵辅助嵌入式LHP复合热水系统的运行性能,发现热泵的加入使得LHP的热效率提高了22.2%。

太阳能光伏光热(photovoltaic/thermal, PV/T)利用技术作为一种具有十分广阔应用前景的太阳能复合应用技术,一直是太阳能应用领域的研究热点。张龙灿等^[7]

通过将PV/T技术与LHP、热泵相结合,能够根据太阳辐照的强弱以太阳能热泵和光伏-环路热管两种模式运行,提高了系统对太阳能的利用率且减少了能耗。文献[8]在此基础上进一步提出一种光伏-太阳能辅助热泵/热管(PV-SAHP/HP)系统,该系统将一个空气冷却式换热器与PV/T集热蒸发器并联,从而使系统可在阴雨天吸收空气能加热热水。此外,文献[9-11]提出PV/T技术与热泵相结合的太阳能热泵系统,并采用实验测量及数值模拟等多种研究方法对其进行了研究。

本文将太阳能PV/T集热器进行拓展,将其与环路热管及太阳能热泵技术结合,提出一种新型太阳能光伏-环路热管/热泵热水(PV-LHP/HPWH)系统用以满足建筑生活热水需求。该复合系统将太阳能光热利用、环路热管及太阳能热泵技术有机结合,轻松实现太阳热能从建筑外围至建筑内部的输送,继承了太阳能热泵技术的优点,同时解决热泵运行所需部分电力供应,减少了中间能量输送环节,能明显降低热水系统的耗电量,提高系统的节能效果。

1 系统设计及工作原理

图1a为太阳能PV-LHP/HPWH系统的原理图,该系统主要由太阳能PV-LHP和热泵2个环路组成。太

收稿日期: 2017-10-26

基金项目: 河北省自然科学基金青年基金(E2015203166); 燕山大学青年教师自主研究计划课题理工A类项目(15LGA010)

通信作者: 李 洪(1979—), 女, 博士、副教授, 主要从事太阳能光热利用技术及复合热泵技术等方面的研究。be_leecandy@163.com

阳能 PV-LHP 环路主要包括 PV/T 集热/蒸发器、冷凝器、蒸汽上升管、冷凝液下降管等。其中, PV/T 集热/蒸发器采用单层玻璃盖板平板式太阳能 PV/T 集热/蒸发器, 集热板为 $1.95 \text{ m} \times 0.96 \text{ m}$ 的铝板, 集热管采用直径 10 mm 、壁厚 0.5 mm 的紫铜管, 光伏组件由 56 块 $125 \text{ mm} \times 125 \text{ mm}$ 的单晶硅单元组成。冷凝器为垂直螺旋管沉浸式换热器, 冷凝管为直径 12 mm 、壁厚 1 mm 的紫铜管, 盘管直径 30 mm ; 水箱容积 200 L , 材质为不锈钢。其中, 冷凝器水箱高出 PV/T 集热/蒸发器 0.6 m , 使得盘管中的循环工质(即 R22)在重力驱动下返回 PV/T 集热/蒸发器完成循环。

08:00~15:00 开启阀门 1 和阀门 2, 关闭阀门 3 和阀门 4, 当太阳辐射强度不低于 300 W/m^2 时, 系统以太阳能 PV-LHP 模式运行, 如图 1b 所示。此时, 太阳辐照充足, PV/T 集热/蒸发器能够收集足够的热量用以加热集热管中的工质, 管中工质吸热蒸发, 在浮升力的驱动下, 沿蒸汽上升管进入水箱中的冷凝器并释放出汽化潜热。最终, 在重力的作用下, 液态 R22 沿冷凝液下降管返回 PV/T 集热/蒸发器, 完成一次循环。热泵环路中蒸发器采用无玻璃盖板平直翅片平板式太阳能集热器, 其中集热板为 $2.0 \text{ m} \times 1.5 \text{ m}$ 的铝板, 集热管的材质、尺寸皆与 PV/T 集热/蒸发器相同; 翅片间距和翅片高分别为 5 mm 和 11 mm 。冷凝器与热管环路共用; 压缩机采用滚动转子式, 其排气量为 $21.1 \text{ cm}^3/\text{r}$, 转速 3600 r/min 。

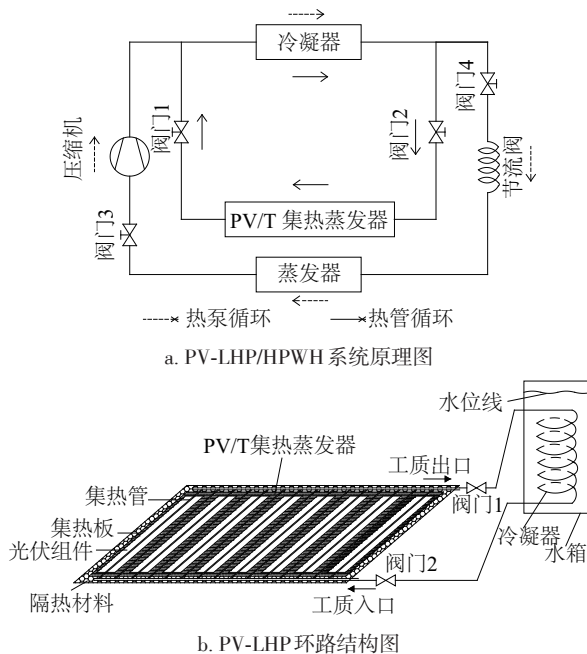


图1 PV-LHP/SAHP 系统图和 PV-LHP 结构图

Fig. 1 Schematics of PV-LHP/SAHP system and PV-LHP loop

在 15:00 之后, 关闭阀门 1 和阀门 2, 开启阀门 3

和阀门 4, 系统由 PV-LHP 模式切换为热泵模式。当太阳辐射强度大于 0 W/m^2 时, 系统运行太阳能/空气能双热源热泵模式; 否则, 热泵环路蒸发器仅吸收空气热能, 系统以空气源热泵模式运行。3 种运行模式采用相同工质, 可独立运行也可相互切换。

2 系统数学模型的建立

根据能量守恒及热力学第一定律, 分别建立太阳能 PV-LHP 和热泵环路模型, 其中太阳 PV-LHP 环路模型主要包括 PV/T 集热/蒸发器的集热模型、集热器各组件方程及冷凝器模型。热泵环路则采用经验拟合模型, 以简化该复合系统的模拟计算。

2.1 太阳能 PV-LHP 集热/蒸发器

该部件的模型主要包括太阳光入射模型, 玻璃盖板、电池组件、吸热板及热管蒸发段能量平衡方程。本文集热器朝正南方向以一定倾角设置, 则照射到集热器表面的太阳辐射量为^[12]:

$$I = I_{\text{bt}} \cos \theta + I_{\text{dt}} \cos^2 \left(\frac{\beta}{2} \right) \quad (1)$$

假设玻璃盖板在厚度方向温度均匀相等, 忽略玻璃盖板在其平面方向的导热, 得玻璃盖板的能量平衡方程^[13]:

$$\rho_{\text{cg}} c_{\text{cg}} l_{\text{cg}} \frac{\partial T_{\text{cg}}}{\partial t} = Q_{\text{cg}} - h_a (T_{\text{cg}} - T_a) - h_r (T_{\text{cg}} - T_a) + (h_{\text{r,p-cg}} + h_{\text{c,p-cg}}) (T_p - T_{\text{cg}}) \quad (2)$$

玻璃盖板与外界环境的对流换热系数 h_a 采用式(3)计算^[14]:

$$h_a = 2.8 + 3.0 u_w \quad (3)$$

玻璃盖板外表面和天空之间的长波辐射传热系数 h_r 由斯蒂芬-玻尔兹曼定律计算得到^[15]:

$$h_r = \sigma \varepsilon_{\text{cg}} \frac{T_{\text{cg}}^4 - T_a^4}{T_{\text{cg}} - T_a} \quad (4)$$

玻璃盖板内表面与光伏组件之间的辐射传热系数为^[13]:

$$h_{\text{r,p-cg}} = \sigma \frac{T_p^4 - T_{\text{cg}}^4}{T_p - T_{\text{cg}}} \left[\frac{\xi}{\frac{1}{\varepsilon_p} + \xi \left(\frac{1}{\varepsilon_{\text{cg}}} - 1 \right)} + \frac{1 - \xi}{\frac{1}{\varepsilon_{\text{TPT}}} + (1 - \xi) \left(\frac{1}{\varepsilon_{\text{cg}}} - 1 \right)} \right] \quad (5)$$

玻璃盖板内表面和光伏组件之间为平板夹层有限空间自然对流换热, 其对流换热系数 ($0^\circ \leq \theta < 60^\circ$) 可由式(6)计算得到^[13]:

$$h_{c,p-cg} = \frac{Nu\lambda_a}{l_a} \quad (6)$$

根据 Hollands 等^[14-16]研究,在底部加热的封闭体高宽比大于 12 时,努塞尔数在倾角小于 70°范围内按式(7)计算:

$$Nu = 1 + 1.44 \left(1 - \frac{1708}{Ra \cdot \cos \beta} \right)^+ \times \left[1 - \frac{1708(\sin 1.8\beta)^{1.6}}{Ra \cdot \cos \beta} \right] + \left[\left(\frac{Ra \cdot \cos \beta}{5830} \right)^{1/3} - 1 \right]^+ \quad (7)$$

为简化计算,假设光伏组件上同一点处太阳能电池板、黑色 TPT 及粘合胶 EVA 这 3 部分的温度均匀一致,忽略 TPT、EVA 的热容。因此,太阳能电池层的能量平衡方程为^[13]:

$$\xi \rho_p c_p l_p \frac{\partial T_p}{\partial t} = Q_p - (h_{c,p-cg} + h_{c,p-cg})(T_p - T_{cg}) - \frac{T_p - T_e}{R_{p,c}} - Q_c \quad (8)$$

式中, $R_{p,c}$ ——集热板与光伏组件之间的传热热阻, ($m^2 \cdot K$)/W。

由于热管良好的导热性,假定热管蒸发段的温度均匀相等,且吸热板沿热管轴向的温度均匀相等。因热管与吸热板接触面积很小,故假设整个吸热板的温度是均匀一致的,因此吸热板能量平衡方程为^[13]:

$$\rho_c c_c l_c \frac{\partial T_c}{\partial t} = \frac{T_p - T_c}{R_{p,c}} - \frac{20A_{bi} T_c - T_{p,c}}{A_c R_{c,b}} - \frac{T_c - T_a}{R_{c,a}} \quad (9)$$

式中, $R_{c,b}$ ——集热板与蒸发段管壁之间的传热热阻, ($m^2 \cdot K$)/W; $R_{c,a}$ ——集热板与室外环境之间的传热热阻, ($m^2 \cdot K$)/W。

环路热管蒸发段的能量平衡方程为^[13]:

$$M_{p,c} c_{p,c} \frac{\partial T_{p,c}}{\partial t} = 20A_{bi} \frac{T_c - T_{p,c}}{R_{c,b}} - \frac{T_{p,c} - T_{p,e}}{R_{e,c}} \quad (10)$$

环路热管蒸发、冷凝段总热阻为:

$$R_{e,c} = R_{e,p} + R_{e,i} + R_{c,p} \quad (11)$$

热管蒸发、冷凝段的总热阻包括蒸发段管壁的径向导热热阻 $R_{e,p}$, 汽液分界面的导热热阻 $R_{e,i}$, 制冷剂蒸汽沿热管蒸发段轴向流动的导热热阻 R_v , 冷凝段管壁的径向导热热阻 $R_{c,p}$ 和冷凝段蒸汽凝结时产生的传热热阻 $R_{c,i}$ 。由于 $R_{e,i}$ 和 R_v 的数量级远远低于其他热阻的数量级^[17],故在计算中将其忽略。

2.2 螺旋管沉浸式冷凝器

环路热管冷凝段能量平衡方程为^[13]:

$$M_{p,c} c_{p,c} \frac{\partial T_{p,c}}{\partial t} = \frac{T_{p,e} - T_{p,c}}{R_{e,c}} - \frac{T_{p,c} - T_w}{R_{c,w}} \quad (12)$$

式中 $R_{c,w}$ ——集热板与水箱中冷却水之间的传热热阻, ($m^2 \cdot K$)/W。

假设水箱保温性能良好,与外界绝热,由此得冷却水能量平衡方程为^[13]:

$$cm \frac{dT_w}{dt} = \frac{(T_{p,c} - T_w)}{R_{c,w}} \quad (13)$$

2.3 太阳能光电、光热性能

太阳能 PV-LHP 模式逐时太阳能光电效率^[18]:

$$\eta_p(j) = \eta_i [1 - B_i(T_p(j) - T_i)] \quad (14)$$

太阳能 PV-LHP 模式逐时太阳能制热量为:

$$Q_c(j) = cm [T_w(j) - T_w(j-1)] \quad (15)$$

该运行模式逐时太阳能光热效率^[18]:

$$\eta_c(j) = \frac{Q_c(j)}{A_c I(j)} \quad (16)$$

其逐时太阳能光电光热综合效率^[18]:

$$\eta_o(j) = \eta_c(j) + \xi \cdot \eta_p(j) \quad (17)$$

2.4 热泵模型

为简化该复合系统的模拟计算,热泵模式采用经验拟合模型。本文依据国内某空气源热泵厂家样本及现有研究^[19-20],考虑热泵模式运行性能主要受室外空气温度、冷凝器端入口水温及太阳辐射 3 种因素的影响,拟合得出 2 种热泵运行模式的运行性能表达式。

双热源热泵运行模式为:

$$COP_{SASHP}(j) = 10^{-3} [72.3T_a(j) - 29.5T_{w,in}(j) + 1.64I(j)] - 9.09 \quad (18)$$

空气源热泵运行模式为:

$$COP_{ASHP}(j) = 10^{-3} [72.3T_a(j) - 29.5T_{w,in}(j)] - 9.09 \quad (19)$$

3 系统性能模拟分析

基于上述模型,模拟分析太阳能 PV-LHP/HPWH 系统在冬、夏及春/秋各季典型工况的运行性能及其主要影响因素,并进一步模拟分析系统长期运行性能的变化特性。

3.1 典型工况运行性能

选择冬、夏及春/秋的晴天作为典型工况,其太阳辐射和环境温度如图 2 所示。其中,平均太阳辐射冬季的最高为 955 W/m²,夏季的最低为 924 W/m²。环境温度平均值在 4.7~24.7 °C 范围内浮动。

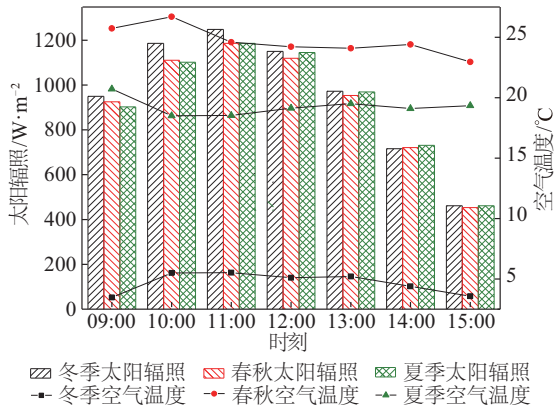


图2 典型工况太阳辐射和室外空气温度

Fig. 2 Variations of solar radiation and ambient temperature in typical conditions

冬季、春秋和夏季工况的初始水温分别设定为 10、15 和 20 °C, PV/T 集热器的安装倾角为 50°, 其吸热管间距为 110 mm, 太阳电池覆盖率为 0.468。由图 3 可知, 夏季、春秋和冬季工况的最终水温分别为 42.9、37.9 和 31.5 °C。为满足用户水温需求(取 45 °C), 3 种工况均需启动热泵继续加热。光热效率呈现先增大后减小的趋势, 这是因为运行初期, 太阳辐射逐渐增加, 系统获得的热量也逐渐增加; 随着水温的升高, 系统与环境间的热损失增大, 而太阳辐射逐渐减弱, 系统获得的热量逐渐减小, 光热效率降低。3 种典型工况中, 春秋光热效率最高, 日平均可达 49.8%, 最大值为 53.2%; 夏季及冬季工况光热效率日平均值分别为 49.5% 和 44.1%。

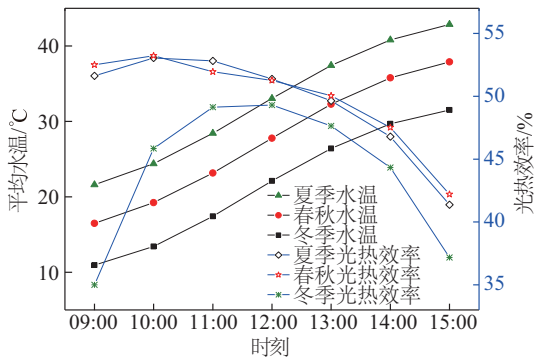


图3 环路热管模式平均水温及光热效率

Fig. 3 Average water temperature and solar thermal efficiency in PV-LHP mode

图 4 为各工况下太阳能光电效率及光电光热综合效率对比情况。可看出, 系统的光电效率在 12:00 之前呈现明显降低趋势, 随后又逐渐升高, 但最终仍低于初始值。这是因为系统从开始运行至正午前电池板温显著上升(如图 5 所示), 且最终温度均高于初始时刻的

值。3 种工况中, 电池板温由高到低依次为夏季、春秋和冬季, 因此冬季光电效率最高, 平均为 12.5%; 春秋工况次之, 夏季工况最低, 分别为 12.1% 和 11.7%。

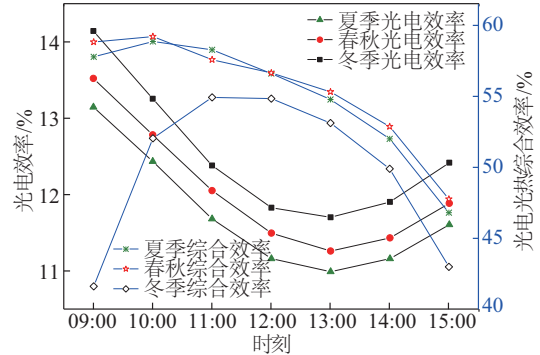


图4 环路热管模式光电效率及光电光热综合效率

Fig. 4 Photoelectric and overall photothermal efficiency in PV-LHP mode

春秋工况的光电光热综合效率最高, 日平均值为 55.5%, 夏季工况稍低为 55.0%, 冬季工况的最低。这是因为系统的光电光热综合效率中以光热效率为主, 因此其变化趋势与光热效率保持一致。由图 5 可知, 冬季工况电池板温最低, 平均为 47.4 °C; 夏季最高, 平均为 59.8 °C。与其他工况相比, 冬季工况室外空气温度较低导致该工况下电池板温变化更为显著。

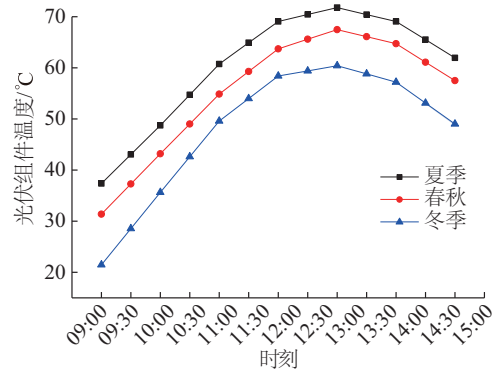


图5 光伏组件温度

Fig. 5 Average temperature of PV panel

综上所述, 本文所研究系统的光热效率夏季较优, 3 种典型工况均与传统 PV/T 热水系统可比。系统的光电效率冬季最优, 系统的光电光热综合效率与 PV/T 复合热泵系统接近。与将环路热管与热泵串联的系统^[21]相比, 光伏组件工作温度稍低, 该特性有利于系统光电光热综合效率的提高。为使水温达标, 系统需在冬季工况下运行热泵模式 1 h, 耗电 1.77 kWh, COP 为 1.90。同时, 系统全天输出电量 0.67 kWh, 日供电比例达

38.0%。对于春秋和夏季工况,热泵模式分别需要运行 1 h 和 30 min,日供电比例均达到 100%。

3.2 影响因素分析

除了太阳辐射及室外空气温度,PV/T 集热/蒸发器结构及系统运行参数均会对系统性能产生不同程度的影响。本文主要针对 PV/T 集热/蒸发器表面的光伏覆盖率及冷凝水箱初始水温进行模拟分析。光伏覆盖率对系统的光热、光电性能的影响如图 6、图 7 所示。由图 6 可知,随着光伏覆盖率的减少,集热器表面的有效集热面积增加,光热效率升高,系统得热量增加,水箱内平均水温上升速度逐渐加快,最终水温逐渐升高。

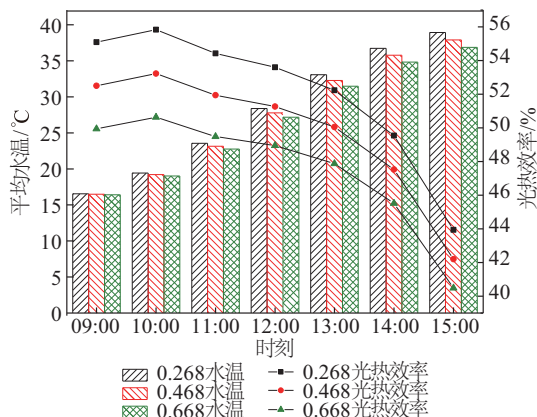


图6 光伏覆盖率对平均水温及光热效率的影响

Fig.6 Impacts of PV cells' coverage factor on system performance

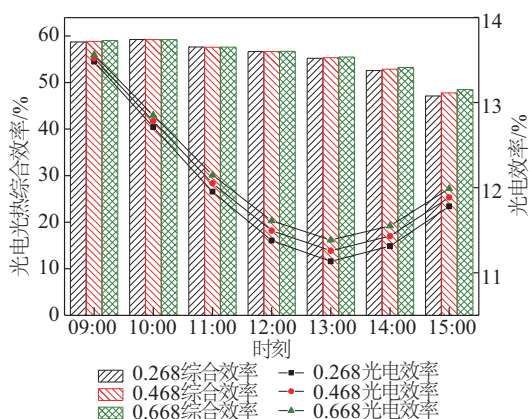


图7 光伏覆盖率对光电及光电光热综合效率的影响

Fig. 7 Impacts of PV cells' coverage factor on photoelectric and overall photothermal efficiency

同样,光伏覆盖率的降低导致太阳电池覆盖面积减少,系统光电效率随之降低(图 7);而光电光热综合效率的变化可忽略不计,这是因为其受光电效率的影响逐渐减小。当光伏覆盖率由 0.668 减至 0.268 时,水箱内

最终水温由 36.9 °C 升至 38.9 °C,系统日平均光热效率由 47.6% 增至 52.1%,光电光热综合效率由 55.7% 降至 55.3%。因此,太阳能 PV-LHP 模式下,在允许范围内尽量减小光伏覆盖率有利于提高系统对太阳能的热利用率。

水箱初始水温对系统性能的影响如图 8、图 9 所示。从图 8 可看出,随着初始水温的增高,最终水温越来越高,系统光热效率的变化趋势则相反,其日平均值从 47.9% 降至 41.3%,这是因为初始水温高导致系统运行温度高而热损大。

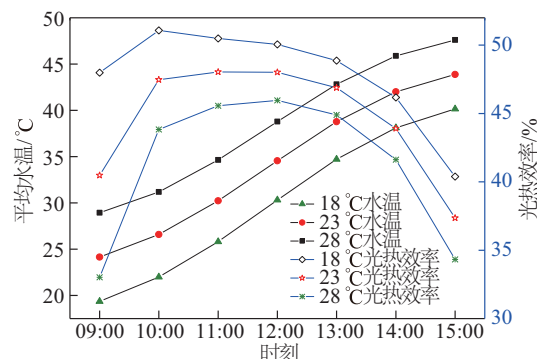


图8 初始水温对平均水温及光热效率的影响

Fig. 8 Operating performance at various inlet water temperatures

由图 9 可知,系统的光电效率及综合效率与光热效率呈现相同变化趋势,系统光电光热综合效率由 53.5% 减小到 46.7%。可看出,水箱初始水温对系统性能影响较为显著。

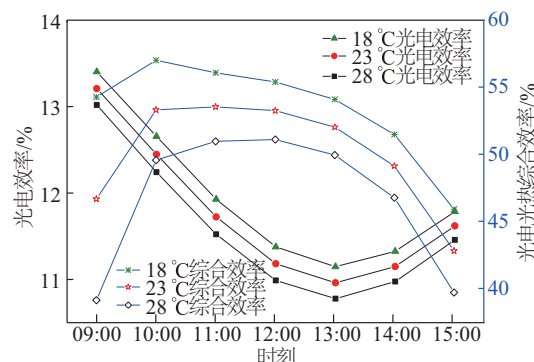


图9 初始水温对光电效率及光电光热综合效率的影响

Fig. 9 Impacts of inlet water temperature on photoelectric and overall photothermal efficiency

3.3 全年运行性能

该系统有 2 种运行模式,本文采用 08:00~15:00 运行环路热管模式,此后转为热泵模式的运行策略。根据北京的典型年气象数据,模拟分析系统全年逐月的平均

性能参数。其中,冬季(1~2月份、11~12月份)单位体积热水耗电量最高,平均为 0.02 kWh/L;夏季(5~8月份)最低,平均为 0.003 kWh/L,全年月平均为 0.01 kWh/L,热泵运行模式全年月平均 COP 为 3.06。这是因为冬季工况对于 2 种运行模式均属于不利工况,环路热管提升水温有限,热泵运行时间较长,且 COP 值较低,耗电量大,而夏季则相反。将环路热管运行模式下的有效集热量、双热源热泵模式下的太阳能集热量以及系统发电量用于热泵运行所得制热量 3 部分热量定义为来自太阳能的供热量,得出系统的全年平均太阳能供热百分比为 50.9%。此外,系统日平均供电比例达 13.7%,全年净耗电量为 729.8 kWh。相比于传统的电加热方式,节能率可达 71.3%。

4 实验验证

为验证所建模型的准确性,针对所研究系统的环路热管运行模式进行室外实验测试。该实验于 2017 年 4 月 21 日在秦皇岛市(北纬 39.95°,东经 119.57°)进行。PV/T 集热/蒸发器朝正南方向布置,安装倾角为 50°,水箱高度为 1 m,所用工质为 R22,充入工质 2.65 kg。试验前,在水箱内的上、中、下部各放置一个 Pt100 热阻用以测量水温,并在 PV/T 集热/蒸发器的左右两侧及中上、中下部分共布置 8 个 Pt100 热阻用于测量太阳电池板温及集热板温。其中,水温及光热效率模拟与测试结果对比情况如图 10 所示。

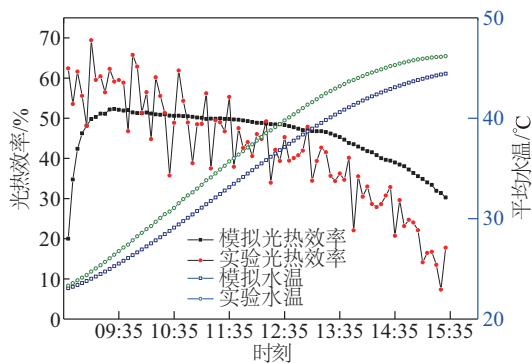


图 10 系统水温及光热效率的模拟与实验值对比

Fig. 10 Comparison of experimental and simulation results in average water temperature and solar thermal efficiencies

实验过程中,空气温度和风速由 HHF-SD1 热线风速仪测得,太阳辐射由 TBQ-2 辐射表测得,其余温度皆由数据采集器 34970A 采集。温度、太阳辐射等独立变量的误差取决于测试仪器的测量精度。非独立变量的误差则通过独立变量的实验误差计算获得。在该测试

工况下,太阳辐射和空气温度的平均相对误差分别为 1.30% 和 1.76%,水温及光热效率的误差为 0.66% 和 8.33%,光电效率和光电光热综合效率的误差则为 1.49% 和 7.15%。系统光热效率的误差偏大,主要是由于实验中主要设备连接管道的保温不到位所致,应在后续实验中予以改进。

5 结 论

本文以太阳能 PV-LHP/HPWH 系统为研究对象,旨在提高热水系统运行性能,提升太阳能利用效率,降低建筑能耗。主要结论如下:

1) 系统的光热效率、光电光热综合效率春秋最优,光电效率冬季最优,3 种工况下 2 种转换效率均与传统 PV/T 热水系统可比。系统的光电光热综合效率与 PV/T 复合热泵系统接近。与将环路热管与热泵环路串联的系统相比,光伏组件工作温度稍低,有利于提高太阳能利用率。

2) 适当调整 PV/T 集热器表面的光伏覆盖率,有利于改善系统光电光热综合运行性能;水箱内初始水温对系统性能影响较为显著,因此在条件允许的工况下应优先考虑以环路热管模式运行。长期性能模拟分析表明,该系统日均供电比例达 13.7%,全年平均太阳能供热百分比为 50.9%。系统全年净耗电量为 729.8 kWh。相比于传统的电加热方式,节能率达 71.3%。

3) 通过实验工况下模拟结果与测试结果的对比发现,所建数学模型精度在工程设计允许范围内,模拟结果可为工程应用提供参考。

符号表

A_{bi}	单根集热管的表面换热面积, m^2
A_e	PV/T 蒸发器的有效集热面积, m^2
B_i	太阳电池的温度系数
c	比热容, $J/(kg \cdot K)$
g	重力加速度, m/s^2
I	太阳辐射量, W/m^2
j	时刻
k_a	空气层中空气的热扩散系数, m^2/s
l	厚度, m
m	冷却水质量, kg
Nu	玻璃盖板与太阳电池层间空气对流的努塞尔数
Pr	普朗特数
Q	各部件吸收的太阳辐射量, W/m^2
Ra	雷利数
T	温度, K

T_w	冷却水温度, K
T_a	室外空气温度, K
u_w	室外风速, m/s
ν	动力黏度系数, m^2/s
η_{is}	汽轮机等熵效率, %
α	吸收率
β	集热器安装倾角, ($^\circ$)
ζ	太阳能电池覆盖率
θ	水平面上的太阳光入射角度, ($^\circ$)
ρ	密度, kg/m^3
λ	导热系数, $\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$
σ	斯蒂芬-玻尔兹曼常数
ε	发射率
η_r	太阳能电池在标准测试温度下的光电转换效率
T_r	太阳能电池的标准测试温度

下标

cg	玻璃盖板
p	光伏组件
c	集热板
a	玻璃盖板与太阳能电池层间的空气
p,e	蒸发段
p,c	冷凝段

[参考文献]

- [1] WANG Q, LIU YQ, LIANG G F, et al. Development and experimental validation of a novel indirect-expansion solar-assisted multifunctional heat pump[J]. Energy & buildings, 2011, 43(2-3): 300-304.
- [2] 王玲珑, 吴薇, 赵士林, 等. 建筑一体化的蓄能型太阳能热泵热水器初步研究[J]. 南京师范大学学报(工程技术版), 2013, 13(3): 45-51.
WANG L L, WU W, ZHAO S L, et al. Preliminary study of storage type solar heat pump water heater integrated with buildings[J]. Journal of Nanjing Normal University: (engineering and technology edition), 2013, 13(3): 45-51.
- [3] WANG Z Y, YANG W S. A review on loop heat pipe for use in solar water heating[J]. Energy and buildings, 2013, 79: 143-154.
- [4] HUANG B J, LEE J P, CHYNG J P. Heat-pipe enhanced solar-assisted heat pump water heater[J]. Solar energy, 2005, 78: 375-381.
- [5] HE W, HONG X Q, ZHAO X D, et al. Theoretical investigation of the thermal performance of a novel solar loop-heat-pipe facade-based heat pump water heating system[J]. Energy and buildings, 2014, 77: 180-191.
- [6] HE W, HONG X Q, Zhao X D, et al. Operational performance of a novel heat pump assisted solar façade loop-heat-pipe water heating system[J]. Applied energy, 2015, 146: 291-297.
- [7] 张龙灿, 裴刚, 张涛, 等. 新型光伏-太阳能环形热管/热泵复合系统[J]. 化工学报, 2014, 65(8): 3228-3236.
ZHANG L C, PEI G, ZHANG T, et al. A new photovoltaic solar-assisted loop heat pipe/heat-pump system[J]. CIESC journal, 2014, 65(8): 3228-3236.
- [8] FU H D, PEI G, JI J, et al. Experimental study of a photovoltaic solar-assisted heat-pump/heat-pipe system[J]. Applied thermal engineering, 2012, 40(6): 343-350.
- [9] 李冠群, 孙晓琳, 陈金峰, 等. 基于光电/光热一体化的太阳能热泵性能分析[J]. 化工学报, 2016, 67(S2): 291-297.
LI G Q, SUN X L, CHEN J F, et al. Performances of PV/T solar-assisted heat pump system[J]. CIESC journal, 2016, 67(S2): 291-297.
- [10] CAI J Y, JI J, WANG Y Y, et al. A novel PV/T-air dual source heat pump water heater system: dynamic simulation and performance characterization[J]. Energy conversion and management, 2017, 148: 635-645.
- [11] 周伟, 张小松, 刘剑, 等. 太阳能-空气光伏/光热一体化热泵热水系统实验特性[J]. 制冷学报, 2016, 37(5): 10-16.
ZHOU W, ZHANG X S, LIU J, et al. Experimental study of solar-air photovoltaic/thermal integrated heat pump water heating system[J]. Journal of refrigeration, 2016, 37(5): 10-16.
- [12] 方荣生, 项立成, 李亭寒, 等. 太阳能应用技术[M]. 北京: 中国农业机械出版社, 1982.
FANG R S, XIANG L C, LI T H, et al. Solar energy application technology[M]. Beijing: China Agricultural Machinery Press, 1982.
- [13] 杨洪兴, 吕琳, 彭晋卿, 等. 太阳能建筑一体化技术与应用[M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2015.
YANG H X, LYU L, PENG J Q, et al. Application of solar energy technologies in buildings[M]. Beijing: China Architecture & Building Press, 2015.
- [14] KALOGIROU S A. Solar energy engineering: processes and systems[M]. Elsevier Science, 2013.
- [15] 章熙民, 任泽霈. 传热学[M]. 第五版, 北京: 中国建筑工业出版社, 2007.

- ZHANG X M, REN Z L. Heat transfer [M]. 5th ed, Beijing: China Architecture & Building Press, 2007.
- [16] DUFFIE J A, BECKMAN W A. Solar engineering of thermal processes[M]. New York: Wiley, 1991.
- [17] REAY D, MCGLEN R, KEW P. Heat pipes: theory, design and applications [M]. Oxford: Butterworth-Heinemann, 2013.
- [18] QIU Z Z, ZHAO X D, LI P, et al. Theoretical investigation of the energy performance of a novel MPCM (microencapsulated phase change material) slurry based PV/T module[J]. Energy, 2015, 87: 686-698.
- [19] 徐国英, 张小松. 太阳能-空气复合热源热泵热水器的性能模拟与分析[J]. 太阳能学报, 2006, 27(11): 1148-1154.
- XU G Y, ZHANG X S. Analysis on the operating characteristic of solar-air source heat pump water heater [J]. Acta energiae solaris sinica, 2006, 27(11): 1148-1154.
- [20] 陈卫星. 双热源太阳能热泵模式研究[D]. 南京: 南京理工大学, 2004.
- CHEN W X. Study on dual source heat pump operating mode [D]. Nanjing: Nanjing University of Science and Technology, 2004.
- [21] ZHANG X X, ZHAO X D, SHEN J C, et al. Design, fabrication and experimental study of a solar PV/LHP based HP system[J]. Solar energy, 2013, 97: 551-568.

A NOVEL SOLAR PHOTOVOLTAIC LOOP HEAT PIPE/HEAT PUMP WATER HEATING SYSTEM

Li Hong, Sun Yue, Fu Xinshu

(School of Civil Engineering and Mechanics, Yanshan University, Qinhuangdao 066004, China)

Abstract: This paper presents a novel solar photovoltaic-loop heat pipe/heat pump water heating (PV-LHP/HPWH) system. With the combination of solar energy, loop heat pipe (LHP) and heat pump technology, the integrated system can operate in the PV-LHP mode, the solar/air source heat pump (SASHP) mode and the air source heat pump (ASHP) mode based on different weather conditions. This system will operate in the PV-LHP mode when solar irradiation is higher than $300\text{W}/\text{m}^2$. The SASHP mode will be started if solar irradiation cannot support the PV-LHP mode. When there is no solar radiation, the system will run in the ASHP mode. The mathematical model of the system is constructed to simulate its operating performance in typical working conditions and in long-term operation. The influences of main structure and operating parameters are also analyzed. The outdoor test rig of the PV-LHP mode was built to verify the accuracy of the mathematical model. Investigation results show that the solar thermal efficiency of the system is comparable with that of the conventional photovoltaic/thermal (PV/T) water heating system. The annual solar heating fraction is 50.9%, and the daily average solar power supply fraction is about 13.7%. Compared with the traditional electrical water heating system, around 71.3% electricity consumption can be saved by the integrated system.

Keywords: solar energy; heat pipe; heat pump; simulation; experiment; water heating system