

DOI:10.11830/ISSN.1000-5013.202005001



寒冷地区空气冷却型 PV/T 系统  
性能模拟分析

罗成, 张媛媛, 秦智胜, 邹鹏, 程远达

(太原理工大学 土木工程学院, 山西 太原 030024)

**摘要:** 针对冷却通道位于光伏板上侧的空气冷却型太阳能光伏光热(PV/T)系统,采用验证后的数值模型模拟研究冷却通道长度、高度及空气入口流速等设计参数对系统性能的影响.结果表明:在寒冷地区夏季典型日工况下,随着气象参数的变化,最佳空气入口流速范围为  $0.8\sim3.2\text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ ,对应的系统炯效率变化范围为  $14.61\%\sim15.24\%$ .

**关键词:** 空气冷却型 PV/T 系统; 数值模拟; 光电转换效率; 热效率; 炯效率

**中图分类号:** TK 519      **文献标志码:** A      **文章编号:** 1000-5013(2020)06-0784-07

Simulation Analysis on Performance of Air-Cooled  
PV/T System in Cold Regions

LUO Cheng, ZHANG Yuanyuan, QIN Zhisheng,  
ZOU Peng, CHENG Yuanda

(College of Civil Engineering, Taiyuan University of Technology, Taiyuan 030024, China)

**Abstract:** For the air-cooled photovoltaic/thermal (PV/T) system with the cooling channel located on the upper side of the photovoltaic panel, the influence of the designed parameters including the length and height of the air-cooled channel and the air inlet velocity on the system performance were simulated and studied by the validated numerical model. The results indicate that with the meteorological conditions changing under the typical daily working conditions in summer in cold region, the optimal air inlet velocity range is  $0.8\sim3.2\text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ , and the corresponding system exergy efficiency change range is  $14.61\%\sim15.24\%$ .

**Keywords:** air-cooled PV/T system; numerical simulation; photoelectric conversion efficiency; thermal efficiency; exergy efficiency

太阳能电池的研究和实际应用中的各种数据表明,光伏电池温度每升高  $1\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,光电转换效率下降约  $0.45\%^{[1]}$ .为提高光伏电池的能源转换效率,学者们提出一种集光伏发电与光热利用为一体的太阳能光伏光热(PV/T)系统<sup>[2]</sup>.根据冷却介质的不同,PV/T 系统可分为空气冷却、水冷却、制冷剂冷却、纳米流体冷却<sup>[3-6]</sup>等类型.相较于其他冷却形式,空气冷却型 PV/T 系统具有以下 3 个优势:1)冷源方便获取,无成本;2)无需考虑液体冷凝膨胀、管道腐蚀现象;3)装置轻巧、安装方便、成本较低.因此,空气冷却型 PV/T 系统得到较为广泛的关注和研究.

Hegazy<sup>[7]</sup>分析单侧空气通道(光伏板上、下)和双侧通道(通道不连通、连通)4 种不同结构形式的空气冷却型 PV/T 系统的性能,结果表明,双侧通道不连通的 PV/T 系统的性能优于其他 3 种结构形式.

**收稿日期:** 2020-05-02  
**通信作者:** 程远达(1985-),男,教授,博士,主要从事可再生能源利用的研究. E-mail:chengyuanda@tyut.edu.cn.  
**基金项目:** 国家重点研发计划项目(2018YFD1100701)

Shan 等<sup>[8]</sup>也对这 4 种结构形式的空气冷却型 PV/T 系统进行理论计算, 结果表明, 仅仅通过改变空气冷却型 PV/T 系统结构来实现系统热效率和光电转换效率的增加较为困难. 王婷<sup>[9]</sup>对空气通道分别位于电池板的上侧和下侧的 PV/T 系统进行模拟研究, 结果表明, 如果 PV/T 系统更看重能量的品质, 或更偏向于电能的输出, 则应具体问题具体分析. Joshi 等<sup>[10]</sup>研究印度地区冬季空气冷却型 PV/T 系统一天内不同时刻的效率变化情况, 发现光伏余热的利用使系统效率增加约 2%~3%. Yazdanpanahi 等<sup>[11]</sup>从热力学第二定律角度对 PV/T 系统焓效率的计算进行修正, 提出从焓损失方向计算系统焓效率更为准确. 目前, 大多数文献侧重于研究辐照强度、环境温度与环境风速等环境参数, 以及空气入口流速和温度等流体状态参数对空气冷却型 PV/T 系统性能的影响. 然而, 各个地区的环境因素不尽相同, 具有各自的特点, 且系统性能受这些因素的综合影响, 不具有普遍适用性. 此外, 冷却通道长度和高度等结构参数对系统性能也有重要的影响, 在前期设计时需尤为关注, 但对这方面的研究目前仍然较少, 有待进一步加强. 为了提高太阳能利用效率, 本文结合太原地区夏季典型日的气象参数, 对冷却通道位于光伏板上侧的空气冷却型 PV/T 系统进行研究, 分析冷却通道长度、高度及空气入口流速等设计参数对系统性能的影响.

### 1 物理及数学模型

冷却通道位于光伏板上侧的空气冷却型 PV/T 系统(简称文中 PV/T 系统)的物理模型, 如图 1 所示. 图 1 中:  $L, H, W$  分别表示空气冷却通道的长度、高度和宽度.

为简化计算模型, 提出以下 5 点假设.

- 1) 系统中各表面均为漫灰表面, 且不考虑系统底面和侧面的热损失.
- 2) 空气不参与辐射换热, 空气的密度设定中开启 Bossinesq 假设.
- 3) 不考虑玻璃盖板及光伏电池板表面灰尘及污垢对采光的影响.
- 4) 空气流动为稳态湍流情形.
- 5) 光伏组件水平放置, 以吸收水平面上的太阳辐射总强度.

文中 PV/T 系统采用的光伏组件和玻璃盖板的物性参数如下: 玻璃盖板厚度  $\delta_g$  为 0.005 m; 玻璃盖板的热导率  $\lambda_g$  为  $0.74 \text{ W} \cdot (\text{m} \cdot \text{K})^{-1}$ ; 玻璃盖板的吸收率  $\alpha_g$  为 0.05; 玻璃盖板的穿透率  $\tau_g$  为 0.91; 光伏组件的热导率  $\lambda_c$  为  $0.647 \text{ W} \cdot (\text{m} \cdot \text{K})^{-1}$ ; 光伏组件的吸收率  $\alpha_c$  为 0.80; 光伏组件的发射率  $\epsilon_c$  为 0.90.

数值模拟计算采用 Fluent 15.0 软件, 计算域包括玻璃盖板、光伏组件及整个通道内的空气区域, 选用标准  $k-\omega$  湍流模型计算冷却通道内部的流动和换热情形<sup>[12]</sup>, 控制方程具体如下.

连续性方程为

$$\frac{\partial(\rho u_j)}{\partial x_j} = 0. \tag{1}$$

动量方程为

$$\frac{\partial(\rho u_i u_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ (\mu + \mu_t) \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{i,j} \right) \right] + \rho g_i. \tag{2}$$

能量方程为

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho u_j c_p T)}{\partial x_j} &= \frac{\partial \left[ \left( \lambda + \frac{\mu_t c_p}{\sigma_T} \right) \frac{\partial T}{\partial x_j} \right]}{\partial x_j} + \\ &\quad \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \left[ (\mu + \mu_t) \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{i,j} \right) \right] + u_j \frac{\partial p}{\partial x_j}. \end{aligned} \tag{3}$$

湍流动能  $k$  方程为

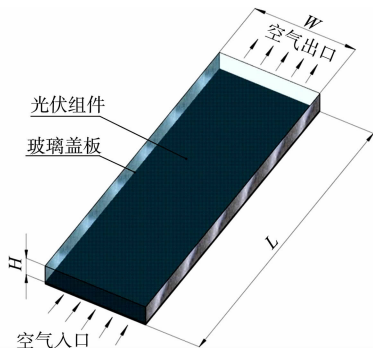


图 1 文中 PV/T 系统的物理模型

Fig. 1 Physical model of PV/T system in paper

$$\frac{\partial(\rho k u_i)}{\partial x_i} = -\frac{\partial\left(\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j}\right)}{\partial x_i} + G_k - Y_k + S_k. \tag{4}$$

湍流耗散率  $\omega$  方程为

$$\frac{\partial(\rho \omega u_i)}{\partial x_i} = -\frac{\partial\left(\Gamma_\omega \frac{\partial \omega}{\partial x_j}\right)}{\partial x_i} + G_\omega - Y_\omega + S_\omega. \tag{5}$$

式(1)~(5)中: $u_i, u_j, u_k$  分别为  $i, j, k$  方向的速度,  $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ ;  $x_i, x_j, x_k$  为坐标分量;  $T$  为为流体温度,  $\text{K}$ ;  $\sigma_T$  为 Prandtl 数;  $\mu, \mu_t$  为湍流粘度,  $\text{Pa} \cdot \text{s}$ ;  $\lambda$  为导热系数,  $\text{W} \cdot (\text{m} \cdot \text{K})^{-1}$ ;  $\rho$  为密度,  $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$ ;  $c_p$  为比热容,  $\text{J} \cdot (\text{kg} \cdot \text{K})^{-1}$ ;  $G_k$  是由层流速度梯度而产生的湍流动能,  $\text{kg} \cdot (\text{mg}^{-3})^{-1}$ ;  $G_\omega$  为湍流耗散率  $\omega$  生成项,  $\text{kg} \cdot (\text{m} \cdot \text{s}^3)^{-1}$ ;  $\Gamma_k, \Gamma_\omega$  分别为  $k, \omega$  的扩散率;  $S_k, S_\omega$  为用户自定义项;  $Y_k, Y_\omega$  分别是由紊流引起的  $k, \omega$  的耗散项,  $\text{kg} \cdot (\text{m} \cdot \text{s}^3)^{-1}$ .

同时,选用离散坐标(DO)辐射模型对冷却通道内部的辐射换热进行计算,沿  $S$  方向传播的辐射方程<sup>[13]</sup>为

$$\nabla(G(\boldsymbol{r}, \boldsymbol{s})\boldsymbol{s}) + (a + \sigma_s)G(\boldsymbol{r}, \boldsymbol{s}) = an^2 \frac{\sigma T_{\text{amb}}^4}{\pi} + \frac{\sigma_s}{4\pi} \int_0^{4\pi} G(\boldsymbol{r}, \boldsymbol{s}')\Phi(\boldsymbol{s}, \boldsymbol{s}')\text{d}\Omega'. \tag{6}$$

式(6)中: $G$  为辐射强度,  $\text{W} \cdot \text{m}^{-2}$ , 依赖于位置向量  $\boldsymbol{r}$  和方向向量  $\boldsymbol{s}$ ;  $a$  为光谱吸收系数;  $n$  为折射率;  $\boldsymbol{s}'$  为散射方向;  $\sigma$  为斯蒂芬·玻耳兹曼常数,  $\sigma = 5.67 \times 10^{-8} \text{ W} \cdot (\text{m}^2 \cdot \text{K}^4)^{-1}$ ;  $\sigma_s$  为散射系数;  $T_{\text{amb}}$  为环境温度,  $\text{K}$ ;  $\Phi$  为相位函数;  $\Omega'$  为空间立体角.

考虑实际条件下光伏电池板自身产生的电能对热流密度的影响,应用用户定义函数(UDF)的初始化功能,以边界条件的形式,把实际情况下光伏电池板面热流密度值加载到光伏电池板表面上.

玻璃盖板采用壁面边界条件中的混合热边界条件. 其中,对流换热系数为玻璃盖板与外界环境间的对流换热系数  $h^{[8]}$ ,  $h = 5.7 + 3.8v_w$ ,  $v_w$  为环境风速; 自由气流温度为环境温度  $T_{\text{amb}}$ ; 外部发射率为玻璃盖板的发射率,取 0.94; 外辐射温度为天空计算温度  $T_{\text{sky}}$ ,  $T_{\text{sky}} = 0.055 \cdot 2T_{\text{amb}}^{1.5}$ . 冷却通道的侧面和底面设定为绝热边界,空气入口设定为速度入口边界,空气出口边界设定为自由出流.

采用绝对速度、分离隐式求解器进行三维稳态计算,采用有限容积法进行方程离散,采用 SIMPLE 算法进行压力-速度的耦合迭代; 动量方程、能量方程、湍流动能  $k$  方程、湍流耗散率  $\omega$  方程均采用二阶迎风格式; 连续性方程、湍流动能  $k$  方程和湍流耗散率  $\omega$  方程的残差收敛标准都设置为  $10^{-5}$ , 能量方程设置为  $10^{-6}$ .

## 2 网格独立性检查与模型验证

采用六面体结构性网格对计算域进行划分. 为了检查网格的独立性,分别对网格数为 139 664, 204 336, 304 760, 481 481, 609 910, 702 455 的系统进行计算.

在模拟工况中,冷却通道长度  $L = 2.4 \text{ m}$ , 宽度  $W = 0.45 \text{ m}$ , 高度  $H = 0.05 \text{ m}$ , 空气入口流速  $v_{\text{in}} = 2.0 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ , 空气入口温度  $T_{\text{in}} = 300.8 \text{ K}$ , 环境温度  $T_{\text{amb}} = 300.8 \text{ K}$ , 环境风速  $v_w = 2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ , 太阳辐射强度固定为  $G = 944.44 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2}$ .

不同网格数下,空气出口流体截面平均温度( $T_{\text{out,ave}}$ )及光伏板平均温度( $T_{\text{PV,ave}}$ ),如表 1 所示. 由表 1 可知:在不同的算例中,模拟结果的计算偏差均小于 5%. 因此,综合考虑运算时间与计算准确性,使用网格数为 481 481 的模型进行模拟计算分析.

通过文献[7]的数据对文中建立的数值模型进行验证,文中建立的数值模型尺寸与文献[7]一致,采用的气象参数与文献[7]中每个时刻一致,验证对象为  $T_{\text{out,ave}}$  和  $T_{\text{PV,ave}}$ .  $T_{\text{out,ave}}$  和  $T_{\text{PV,ave}}$  的对比结果,如图 2 所示.

由图 2 可知:模拟计算结果与文献[7]中的实验数值吻合较好. 经计算可得模拟值与实验值的均方根偏差分别为 2.62% 和 0.88%. 因此,文中采用的数值模型具有可靠性.

表 1 不同网格数下空气出口流体  
截面平均温度及光伏板平均温度

Tab. 1 Average temperature of air outlet fluid cross section and average temperature of photovoltaic panel under different grid numbers		
网格数	$T_{out,ave}/K$	$T_{PV,ave}/K$
139 664	309.68	337.08
204 336	309.73	337.12
304 760	309.76	337.12
481 481	309.79	337.07
609 910	309.81	337.03
702 455	309.68	336.73

3 模拟工况设置及系统评价指标

山西省太原地区夏季典型日辐照强度、环境温度及环境风速的逐时变化曲线,如图 3 所示.图 3 中:  
 $t_{amb}$  为环境温度,为便于说明,环境温度采用摄氏温度.

分析不同长度和高度的冷却通道、不同空气入口  
流速对空冷型 PV/T 系统性能的影响.研究冷却通道  
长度对系统性能的影响时,冷却通道长度  $L$  设置 1.2,  
1.8,2.4,3.0,3.6,4.2 m 等 6 个变量,冷却通道高度  
 $H$  取 0.05 m,空气入口速度取  $2.0\text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ ,气象参数  
取太原地区夏季典型日 12:00 的气象参数.研究其他  
变量的工况设置方法与之类似,不再赘述.模拟工况  
汇总表,如表 2 所示.

采用热效率、平均电效率和焓效率作为系统性能  
的评价指标.

系统的热效率  $\eta_{th}^{[14]}$  为

$$\eta_{th}=\frac{mc_p(T_{out,ave}-T_{in})}{GA_c}\times100\%.\tag{7}$$

式(7)中: $m$  为空气的质量流量,  $\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$ ;  $T_{in}$  为空气入口温度,等于环境温度,  $K$ ;  $A_c$  为光伏电池板的面积, $A_c=W\cdot L$ .

系统的光电转换效率用平均电效率  $\eta_{e,ave}^{[9]}$  进行描述,即

$$\eta_{e,ave}=\eta_c[1-0.004\,5(T_{PV,ave}-298.15)]\times100\%.\tag{8}$$

式(8)中: $\eta_c$  为光伏电池板在标准状况下(光伏电池板温度  $T_{PV}=298.15\text{ K}$ ,  $G=1\,000\text{ W}\cdot\text{m}^{-2}$ )的光电  
转换效率,取  $0.15^{[15]}$ ;光伏电池板的温度系数取  $0.004\,5^{[1]}$ .

表 2 模拟工况汇总表  
Tab. 2 Summary table of simulated working conditions

工况	气象参数	$L/\text{m}$	$H/\text{m}$	$v_{in}/\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$
1	太原地区夏季 12:00	1.2,1.8,2.4,3.0,3.6,4.2	0.05	2.0
2	太原地区夏季 12:00	2.4	0.01,0.02,0.03,0.04,0.05, 0.06,0.07,0.08,0.09,0.10, 0.11,0.12,0.13,0.14,0.15	2.0
3	太原地区夏季 8:00,9:00,10:00,11:00, 12:00,13:00,14:00, 15:00,16:00,17:00	2.4	0.05	0.5,0.8,1.1,1.4,1.7, 2.0,2.3,2.6,2.9,3.2, 3.5,3.8,4.1,4.4

同时,考虑能量的品质,采用净输出焓计算系统的焓效率<sup>[16]</sup>.在 PV/T 系统中,系统的热焓效率  
 $\eta_{ex,th}$  与电焓效率  $\eta_{ex,e,ave}$  分别为

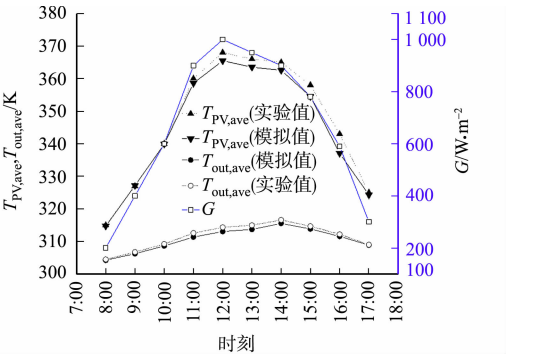


图 2  $T_{out,ave}$  和  $T_{PV,ave}$  的对比结果  
Fig. 2 Comparison results of  $T_{out,ave}$  and  $T_{PV,ave}$

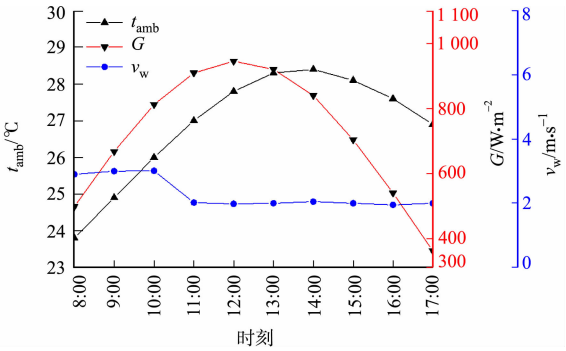


图 3 辐照强度、环境温度及环境风速的逐时变化曲线  
Fig. 3 Hourly variation curve of irradiation  
intensity, environment temperature and  
environment wind speed

$$\eta_{\text{ex,th}} = \frac{mc_p(T_{\text{out,ave}} - T_{\text{in}})\left(1 - \frac{T_{\text{amb}}}{T_{\text{out,ave}}}\right)}{\left[1 + \frac{1}{3}\left(\frac{T_{\text{amb}}}{T_s}\right)^4 - \frac{4T_{\text{amb}}}{3T_s}\right]GA_c} \times 100\%, \tag{9}$$

$$\eta_{\text{ex,e,ave}} = \frac{\eta_{\text{e,ave}}GA_c - Q_F}{\left[1 + \frac{1}{3}\left(\frac{T_{\text{amb}}}{T_s}\right)^4 - \frac{4T_{\text{amb}}}{3T_s}\right]GA_c} \times 100\%. \tag{10}$$

式(9),(10)中: $T_s$  为太阳表面温度,取 5 760 K; $Q_F$  为系统风机所耗电能.

PV/T 系统的烟效率  $\eta_{\text{ex}}$  为

$$\eta_{\text{ex}} = \eta_{\text{ex,th}} + \eta_{\text{ex,e,ave}}. \tag{11}$$

4 结果与讨论

4.1 冷却通道长度对系统性能的影响

设定冷却通道宽度  $W=0.45\text{ m}$ ,高度  $H=0.05\text{ m}$ ,空气入口流速  $v_{\text{in}}=2.0\text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ ,太阳辐照、环境温度及环境风速采用太原地区夏季典型日中午 12:00 的气象参数,冷却通道长度  $L$  分别选取 1.2,1.8,2.4,3.0,3.6,4.2 m(工况 1),进行模拟研究.系统的热效率、平均电效率及烟效率随冷却通道长度的变化情况,如图 4 所示.由图 4 可得以下 3 个结论.

1) 随着冷却通道长度的增加,文中系统的热效率从 50.53%逐渐降低到 41.75%,这是因为空气沿着冷却通道流动,不断与光伏板进行换热,使温度逐渐上升,导致冷却通道中后段的空气与光伏板之间换热温差逐渐减小,削弱空气对光伏板的冷却效果,所以随着冷却通道长度逐渐增大,其弱化换热的光伏板长度占总长度的比例也逐渐增大,导致系统热效率随着冷却通道长度的增大而逐渐降低.

2) 随着冷却通道长度的增加,系统平均电效率从 12.48%逐渐降低到 12.15%,这是因为随着冷却通道长度的逐渐增大,其弱化换热的光伏板长度占总长度的比例也逐渐增大,光伏板温度较高的面积比例逐渐增大,导致光伏板的平均温度逐渐增大,系统的平均电效率逐渐降低.

3) 随着冷却通道长度的增加,系统的烟效率从 14.15%逐渐增加到 14.99%,这是因为随着冷却通道长度的增大,系统热烟效率逐渐增大,虽然系统电烟效率逐渐降低,但较热烟效率的增大值而言,电烟效率的降低值较小,二者共同影响下导致系统的烟效率逐渐增大.

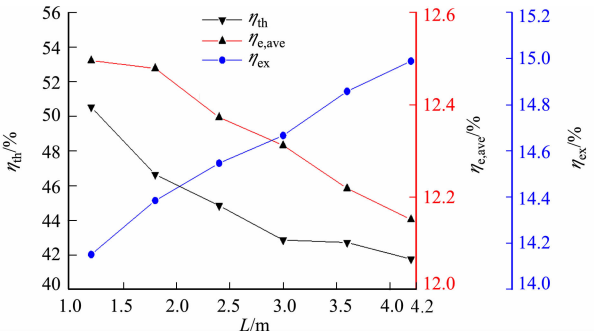


图 4 冷却通道长度对系统性能的影响  
Fig. 4 Influence of cooling channel length on system performance

4.2 冷却通道高度对系统性能的影响

设定冷却通道宽度  $W=0.45\text{ m}$ ,长度  $L=2.4\text{ m}$ ,空气入口流速  $v_{\text{in}}=2.0\text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ ,太阳辐照、环境温度及环境风速取太原地区夏季典型日中午 12:00 的气象参数,冷却通道高度  $H$  选取 0.01~0.15 m(工况 2),进行模拟研究.系统的热效率、平均电效率及烟效率随冷却通道高度的变化情况,如图 5 所示.由图 5 可得以下 3 个结论.

1) 冷却通道高度从 0.01 m 增加到 0.15 m,系统热效率从 29.39%增加到 54.95%,这是因为随着冷却通道高度的逐渐增大,参与换热的冷却气体总量逐渐增多,冷却空气与光伏板间的换热平均温差逐渐增大,增强空气与光伏板之间的换热程度,导致系统热效率随着冷却通道高度的增加而逐渐提高.

2) 随着冷却通道高度的增加,系统平均电效率先缓慢增大,而后维持不变.这是因为冷却通道高度在较小范围内增长时,空气与光伏板之间的平均换热温差显著增大,且显著增强空气对光伏板的冷却效果,光伏板的温度降低,系统平均电效率逐渐升高;随着冷却通道高度进一步增大,空气与光伏板之间换热温差的增大对高度变化的影响逐渐降低,虽然换热量逐渐增大,但光伏板平均温度却基本维持不变.

3) 当冷却通道高度从 0.01 m 增加到 0.15 m,系统烟效率从 16.04%降低到 13.48%,随着冷却通



道高度的增加,空气总热量虽然增多,但空气出口截面平均温度却逐渐减小,使系统热焓效率逐渐减小,而平均电效率基本维持不变,风机耗电量却逐渐增加,因此,电焓效率与焓效率逐渐减小。

### 4.3 不同时刻下空气入口流速对系统性能的影响

设定冷却通道宽度  $W=0.45\text{ m}$ ,长度  $L=2.4\text{ m}$ ,高度  $H=0.05\text{ m}$ ,空气入口流速取工况 3 中的数值,气象参数取太原地区夏季典型日 8:00—17:00 的太阳辐照、环境温度及环境风速。各时刻最佳运行工况及最优焓效率,如图 6 所示。由图 6 可知:最佳空气流速范围为  $0.8\sim3.2\text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ ,对应的系统焓效率变化范围为  $14.61\%\sim15.24\%$ 。以 11:00 和 14:00 为例,说明空气入口流速对系统性能的影响,如图 7 所示。由图 6,7 可得以下 3 个结论。

- 1) 随着空气入口流速的增大,系统热效率逐渐升高,这是因为随着空气入口流速的逐渐增大,空气的紊流程度逐渐增大,空气与光伏板之间的换热程度增强。
- 2) 随着空气入口流速的增大,系统的平均电效率增大,这是因为空气与光伏板之间换热程度逐渐增强,使空气对光伏板具有更优的冷却效果,光伏板平均温度随空气入口流速的增大而逐渐降低,导致系统平均电效率逐渐增大。
- 3) 随着空气入口流速的增大,系统的焓效率先增大后减小,且存在极值点使系统焓效率取得最大

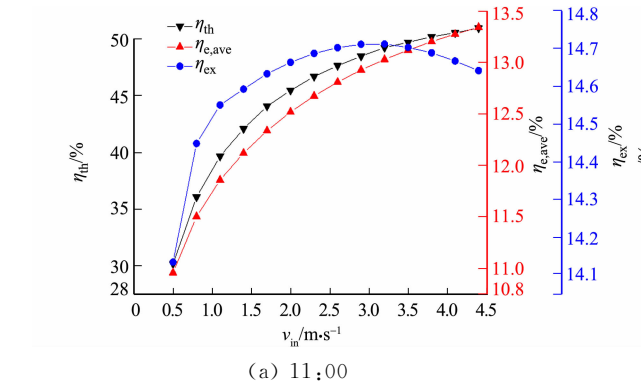


图 7 不同空气入口流速对系统性能的影响

值,这是因为当空气入口流速在小范围内增长时,空气总热量虽然增多,但是空气出口截面平均温度却逐渐减小,导致系统热焓效率逐渐减小,而系统平均电效率却显著增加,导致电焓效率逐渐增大,且热焓效率的减小值小于电焓效率的增大值,所以系统焓效率先增加,但随着空气入口风速进一步增加,风机耗电也逐渐增大,这部分能量对总焓效率的变化趋势起主导作用,在诸多因素的共同影响下,导致系统的焓效率呈现先增大后减小的变化规律。

## 5 结论

对冷却通道位于光伏板上侧的空气冷却型 PV/T 系统性能进行模拟研究,得出以下 4 个结论。

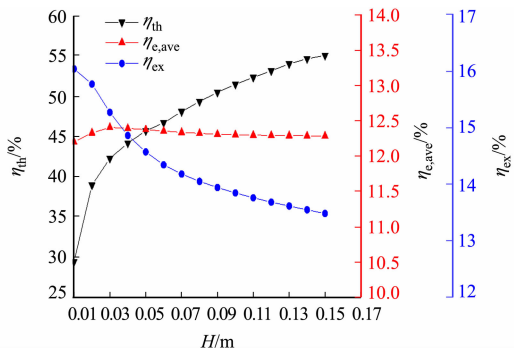


图 5 冷却通道高度对系统性能的影响

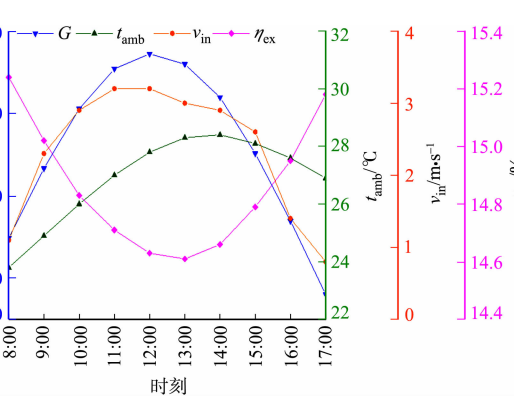
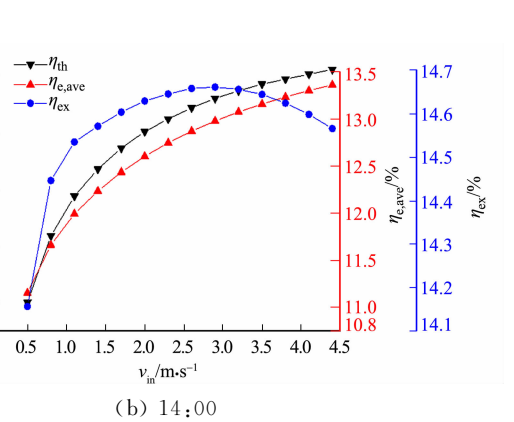


图 6 各时刻最佳运行工况及最优焓效率



- 1) 随着冷却通道长度的增加,系统的热效率和平均电效率逐渐降低,炯效率随着冷却通道长度的增加而逐渐增大.
- 2) 随着冷却通道高度的增加,系统的热效率逐渐增大,平均电效率先缓慢增大后基本维持不变,炯效率则逐渐降低.
- 3) 随着空气入口流速的增大,系统的热效率和平均电效率逐渐增大,炯效率先增大后减小,且存在极值点使系统炯效率取得最大值.在寒冷地区夏季典型日工况下,随着气象参数的变化,最佳空气流速范围为  $0.8\sim3.2\text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ ,对应的系统炯效率变化范围为  $14.61\%\sim15.24\%$ .
- 4) 系统的运行需结合气象参数进行合理的调控,选择最优工况下的运行参数,以期获得最优的运行效果.

参考文献:

[1] 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. DOI: 10. 1016/j. solener. 2008. 10. 008.

[2] KERN J E C,RUSSELL M C. Combined photovoltaic and thermal hybrid collector systems[R]. Lexington:Lincoln Lab,1978.

[3] TONUI J K,TRIPANAGNOSTOPOULOS Y. Performance improvement of PV/T solar collectors with natural air flow operation[J]. Solar Energy, 2008, 82(1): 1-12. DOI:10. 1016/j. solener. 2007. 06. 004.

[4] 荆博龙,蔡颖玲,黄兴华,等. 吹胀微流道式太阳能光伏/光热(PV/T)集热系统春季实验研究[J]. 建筑科学, 2020, 36(4): 123-128. DOI:10. 13614/j. cnki. 11-1962/tu. 2020. 04. 18.

[5] 魏毅立,邓昊翀,马利斌. 太阳能热泵系统仿真与分析[J]. 实验室研究与探索, 2019, 38(5): 102-106. DOI:10. 3969/j. issn. 1006-7167. 2019. 05. 026.

[6] HAN Xinyue,CHEN Xiaobin,SUN Yao,*et al.* Performance improvement of a PV/T system utilizing Ag/CoSO<sub>4</sub>-propylene glycol nanofluid optical filter[J]. Energy, 2020, 192: 1-12. DOI:10. 1016/j. energy. 2019. 116611.

[7] HEGAZY A A. Comparative study of the performances of four photovoltaic/thermal solar air collectors[J]. Fuel and Energy Abstracts, 2000, 41(5): 301. DOI:10. 1016/S0140-6701(00)96620-7.

[8] SHAN Feng,TANG Fang,CAO Lei,*et al.* Comparative simulation analyses on dynamic performances of photovoltaic-thermal solar collectors with different configurations[J]. Energy Conversion and Management, 2014, 87: 778-786. DOI:10. 1016/j. enconman. 2014. 07. 077.

[9] 王婷. 冷却通道位置对空冷型 PV/T 系统传热特性和热电转换性能影响的研究[D]. 重庆:重庆大学, 2018.

[10] JOSHI A S,TIWARI A. Energy and exergy efficiencies of a hybrid photovoltaic-thermal (PV/T) air collector[J]. Renewable Energy, 2007, 32(13): 2223-2241. DOI:10. 1016/j. renene. 2006. 11. 013.

[11] YAZDANPANAHI J,SARHADDI F,ADELI M M. Experimental investigation of exergy efficiency of a solar photovoltaic thermal (PVT) water collector based on exergy losses[J]. Solar Energy, 2015, 118: 197-208. DOI:10. 1016/j. solener. 2015. 04. 038.

[12] 王福军. 计算流体动力学分析 [M]. 北京:清华大学出版社, 2004.

[13] RANGANATHAN S K,ELUMALAI N,NATARAJAN P P. Numerical model and experimental validation of the heat transfer in air cooled solar photovoltaic panel[J]. Thermal Science, 2016, 20(4): 1071-1081. DOI:10. 2298/TS-CII16S4071R.

[14] 常晓琪,杜震宇. 微通道太阳能平板集热器的集热性能试验[J]. 华侨大学学报(自然科学版), 2019, 40(5): 653-660. DOI:10. 11830/ISSN. 1000-5013. 201903032.

[15] 陈琛. 冷却通道位于电池板上方的水冷型 PV/T 系统传热特性及性能的数值模拟[D]. 重庆:重庆大学, 2018.

[16] WU Shuangying,GUO Fenghua,XIAO Lan. A review on the methodology for calculating heat and exergy losses of a conventional solar PV/T system[J]. International Journal of Green Energy, 2015, 12(4): 379-397. DOI:10. 1080/15435075. 2013. 840833.

(责任编辑: 钱筠      英文审校: 刘源岗)