

# 利用反向射流提升无盖板型太阳能集热器性能

胡 桂, 胡建军\*, 金 健, 谈宏莹

(1. 燕山大学河北省建筑低碳清洁供热技术创新中心, 秦皇岛 066004; 2. 燕山大学河北省土木工程绿色建筑与智能运维重点实验室, 秦皇岛 066004)

**摘 要:** 为了进一步提高无盖板型太阳能空气集热器的集热效率, 该研究提出了一种利用 U 型管制造反向射流强化集热板换热的无盖板型太阳能空气集热器。通过试验研究了该型集热器内部的温度分布特性, 以及 2020 年 12 月 10 日和 2021 年 6 月 20 日的集热性能。试验结果表明: 反向冲击射流的冷却作用可以有效降低集热板表面温度, 形成覆盖大部分集热板面积的低温区域, 且温度分布较为均匀; 作为产生反向射流的 U 型管, 还可以充当肋片结构对进入集热腔内的空气进行预热, 夏季晴朗工况下 U 型管的进出口温差可达 3.5℃; 该型集热器在 6 月 20 日的平均集热效率可达到 80%, 而 12 月 10 日的热效率仅为 45%, 冬夏集热效率的差别较大。该研究为无盖板型太阳能集热器性能优化提供了新思路。

**关键词:** 太阳能; 集热器; 无盖板; 集热效率; 射流冲击

doi: 10.11975/j.issn.1002-6819.2022.10.028

中图分类号: TK513

文献标志码: A

文章编号: 1002-6819(2022)-10-0232-07

胡桂, 胡建军, 金健, 等. 利用反向射流提升无盖板型太阳能集热器性能[J]. 农业工程学报, 2022, 38(10): 232-238.

doi: 10.11975/j.issn.1002-6819.2022.10.028 <http://www.tcsae.org>

Hu Gui, Hu Jianjun, Jin Jian, et al. Optimizing the performance of unglazed solar air collector with inverted jet impingement[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2022, 38(10): 232-238. (in Chinese with English abstract) doi: 10.11975/j.issn.1002-6819.2022.10.028 <http://www.tcsae.org>

## 0 引 言

太阳能集热技术被誉为太阳能开发最成熟的技术之一。太阳能空气集热器是一种简单的热交换器, 可将太阳能转化为热能, 并广泛应用于空间加热和作物干燥等领域<sup>[1]</sup>。

空气的密度低、热容量小, 这些物理特性导致流动空气和集热板之间的传热不良, 易降低太阳能空气集热器的利用率。目前不少学者已经针对如何改善太阳能集热器的换热特性、提高热效率进行了各种研究, 可通过 V 型肋片<sup>[2-5]</sup>、W 型肋片<sup>[6]</sup>、半球形凹槽<sup>[7-8]</sup>等新型结构增加表面粗糙度, 还可以通过在集热器内加入交错翅片<sup>[9]</sup>、折流板<sup>[10]</sup>、腔内引入旋流<sup>[11]</sup>等方法增加集热腔内的扰流强度, 这些技术都可以提高集热板和气流之间的换热强度。

射流冲击换热是一种有效强化换热方法<sup>[12]</sup>, 根据传热表面特点释放定向流体可以导致表面和流体之间有效传递大量的热能, 其良好的换热效应被广泛应用在涡轮机匣<sup>[13]</sup>、双层壁冷却结构<sup>[14]</sup>、速冻机<sup>[15]</sup>、太阳能电池<sup>[16]</sup>、高热流密度部件<sup>[17]</sup>、玻璃钢化过程<sup>[18]</sup>等研究中, 包含了钢铁、化工、纺织、汽车、新能源、航空航天等

工业领域。

近年来将射流冲击换热应用在太阳能集热器上的研究不断深入, Sung 等<sup>[19]</sup>研究了配备射流冲击的微通道的冷却性能, 采用圆形和单槽喷射两种配置, 结果表明, 增加流速可以改善传热系数, 同时, 与单槽喷射模式相比, 多个圆形喷嘴在冷却方面要好得多; Chauhan 等<sup>[20]</sup>将冲击式太阳能空气集热器的热效率与传统太阳能空气集热器进行了比较, 结果表明, 冲击射流型太阳能空气集热器在雷诺数的特定范围内优于传统太阳能空气集热器, 可使雷诺数增强 34.54%~57.89%; Nayak 等<sup>[21]</sup>则研究了射流喷嘴直径、喷嘴和集热板间距的优化参数, 并与常规平行板式太阳能空气集热器进行了比较, 数据显示, 喷射板式太阳能空气集热器性能始终高于常规太阳能空气集热器; Aboghrara 等<sup>[22]</sup>利用射流冲击换热原理设计了太阳能空气集热器, 并研究了空气流量和太阳辐射强度对出口空气温度和效率的影响, 结果表明, 射流对波纹板式集热器的冲击作用很强, 促进了传热的增强。

由于传统有盖板集热器存在透明盖板会反射掉部分太阳辐射, 并且集热器保温外框还会遮挡部分阳光, 因此, Erenturk 等<sup>[23-25]</sup>对无盖板集热器进行了研究和分析, 试验显示集热板没有透明盖板遮挡时表面温度会更高, 但同时研究者也发现自然风的对流会带走大量热量。Rad 等<sup>[26]</sup>提出了一种由有盖板和无盖板组合的两级集热器, 该种结构可以发挥无盖板的优点同时减少无盖板热量的散失; 而 Belusko 等<sup>[27]</sup>提出了一种射流型无盖板空气集热器, 在集热器背板上开孔创造射流冲击集热

收稿日期: 2022-01-20 修订日期: 2022-05-06

基金项目: 中央引导地方科技发展资金项目 (No. 226Z1902G), 河北省自然科学基金 (No.E2020203028), 河北省高等学校科学技术研究项目 (No. QN2018137)

作者简介: 胡桂, 研究方向为太阳能热利用。Email: Hugui0101@126.com

\*通信作者: 胡建军, 博士, 教授, 研究方向为太阳能热利用。

Email: kewe729@163.com

板, 试验结果显示射流冲击可以将集热效率提高 20%, 但是该种无盖板型集热器无法解决自然风横掠带来的热损失问题。

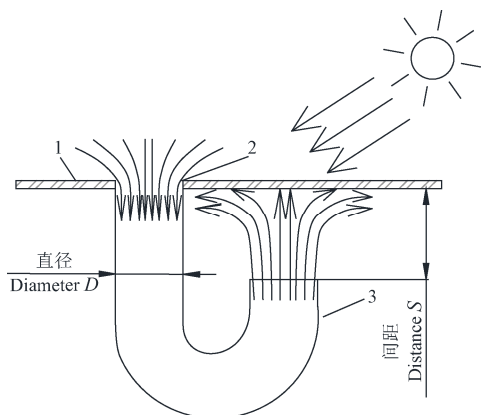
综上, 本文结合无盖板集热器和射流冲击换热的优点, 提出一种直接在集热板表面开孔, 同时利用 U 型管产生反向射流冲击集热板, 以此强化换热的无盖板型集热器。搭建了试验装置并通过试验探究该型集热器的温度分布特性, 并对冬、夏季气象工况下的集热器性能进行了测试, 以验证该种集热器的可行性。

## 1 集热器原理与结构设计

### 1.1 工作原理

本文集热器基于射流冲击换热的优点, 提出将 U 型管连接在开孔集热板上, U 型管的主要作用: 在创造射流强化换热的同时, 还可以充当肋片, 增大换热面积。此外, 集热板表面上的开孔可以吸走孔口附近被集热板加热的空气, 回收一部分热量, 以此减少自然风横掠带来的热损。图 1 为射流强化换热原理图。如图 1 所示, 在集热板上开圆形孔, 再在圆形孔上连接一个 U 型管, 太阳辐射下, 集热板吸收辐射快速升温, 空气在压差的作用下, 从集热板上圆形孔进入 U 型管, 然后从 U 型管的另一端出口射流而出, 垂直冲击于开孔集热板下壁上, 实现气流与开孔集热板的高效换热, 最后气流在风机的压差作用下经腔内流道从出口风管流出。

结合图 1 原理图可知, 集热板和腔内空气的换热强度受 U 型管管径、U 型管出口和集热板间距以及入口风压的影响, 到达集热板处的空气射流速度越大、垂直冲击面积越大则换热强度会越大。



1.集热板 2.集热板上开孔 3.U 型管  
1.Heat absorbing plate 2.Hole in heat absorbing plate 3.U-tube  
图 1 射流强化换热原理图

Fig.1 Schematic diagram of jet enhanced heat transfer

### 1.2 集热器结构设计

在搭建实验台前, 为得到使换热强度最大的 U 型管参数组合, 以及各个参数之间的关系, 选择以表征集热板平均换热强度的面平均努塞尔数为响应值, 应用响应面法对 U 型管结构参数进行了优化<sup>[28]</sup>。优化过程主要分三步进行: 1) 确定优化因素的水平, 制定试验方案; 2) 根据试验方案建立模型, 用 FLUENT 软件进行仿真计算得到结果, 并对响应面试验结果进行拟合和显著性

分析, 得到的拟合结果显示, 管径和入口风压增大时面平均努塞尔数也增大, 而 U 型管出口和集热板之间间距增大时, 则面平均努塞尔数变化不明显; 3) 对结果进行验证, 得到集热板上换热强度最大时, U 型管的最佳直径为 25 mm, U 型管出口到集热板的最佳间距为 70 mm。

集热器腔内净尺寸设计为 1.0 m×0.5 m×0.11 m, 为使 U 型管射流区域合理均匀分布, U 型管进出口连线与集热器径向方向夹角为 45° 布置较佳; 将 U 型管进行均匀阵列, 得到集热板上开孔中心横、纵向间距 130 mm, 数量为 32 个; 再从集热器侧面开孔, 然后外接风机和风管得到集热器整体模型, 集热器结构如图 2 所示。

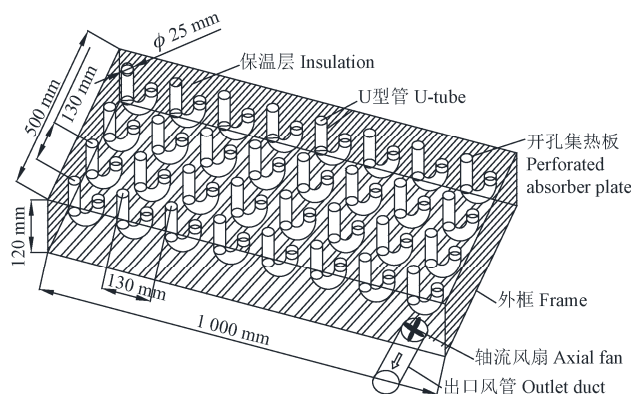
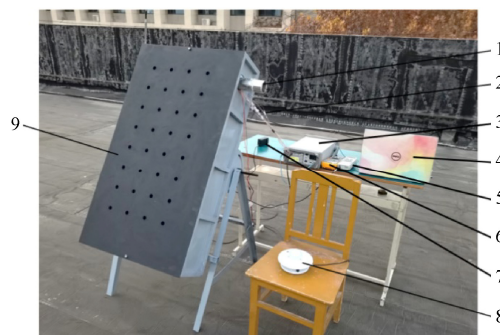


图 2 集热器整体结构图

Fig.2 Overall structure diagram of collector

### 1.3 试验系统

试验系统由集热器装置和数据采集装置组成。试验系统安装在河北省秦皇岛市燕山大学东校区一教屋顶 (39°90'N, 119°55'E), 集热器整体试验装置如图 3 所示。



1.集热器出口 2.热电偶 3.安捷伦采集仪 4.电脑 5.热线风速仪 6.热成像仪 7.总辐射表 8.风扇调速仪 9.集热器装置  
1.Outlet of collector 2.Thermocouple 3.Agilent acquisition instrument 4.Computer 5.Hot wire anemometer 6.Thermal imager 7.Total irradiance meter 8.Fan governor 9.Collector device

图 3 集热器整体试验系统图

Fig.3 Overall experimental system diagram of collector

#### 1.3.1 集热器装置组成

集热器装置主要由开孔集热板、U 型管、保温层、集热器外框、出口风管、轴流风扇组成, 如图 2 所示。

开孔集热板采用的厚度为 3 mm 的铝合金, 铝合金表面涂有吸收率高达 0.9, 发射率仅为 0.1 的选择性吸收涂

层, 该吸收涂层可以有效吸收太阳辐射能, 集热板不断积累热量, 腔室内空气吸收集热板上热量, 使出口空气达到所需的温度。

U 型管在本设计中是产生射流的构件, 同时也是集热器的入口通道, 空气从集热板上开孔进入, 和管发生热交换进行预热后进入腔内, 选用的材料为铝合金, 导热系数为  $234 \text{ W/m}^2$ 。

集热器侧面开有一个直径  $60 \text{ mm}$  的圆孔, 该圆孔外接风管和风机, 作为该集热器的出口。集热器上装有可调节角度的支架。集热器框架内的底部和四周衬有厚度为  $50 \text{ mm}$  的 XPS 聚苯乙烯保温板, 导热系数  $0.028 \text{ W/m}\cdot\text{k}$ , 最高可耐  $85^\circ\text{C}$  的高温。

集热器出口连接了长度为  $200 \text{ mm}$  的不锈钢金属风管。将风扇布置在集热器出口, 装置负压运行, 风扇的转速由风扇调速器调节, 同时本集热器装置的封装采用了玻璃胶对所有缝隙进行了密封。

### 1.3.2 测量装置组成

图 4 为集热器装置和数据采集系统的连接示意图。如图, 将风扇和风扇调速器相连接用于调节风扇的速度, 控制出口风压、风速。采用欧米茄 K 型热电偶布置在集热器各个位置上测量各点温度, 测量范围为  $-200 \sim 260^\circ\text{C}$ ; 精度为  $\pm 0.75\%$ 。集热器上共布置有 17 个热电偶, 各个测点位置如图 5 所示, 其中, 测点 1 布置在集热器装置附近阳光无法直射的位置, 测的是环境温度; 测点 2 布置在集热器装置出口位置, 测的是出口温度; 测点 3、4、5、6、7、8、9 测的是同一射流单元集热板对应的集热板射流区域, 以及 U 型管上的温度分布, 所选射流单元为图 4 中圆圈区域, 该区域温度分布较为均匀, 受边界影响和非均匀抽吸影响较小, 测点 3 为 U 型管出口对应射流区域最中心位置, 测点 4、5 沿半径向外分布, 间距为  $3 \text{ cm}$ ; 测点 14、15、16、17 测的是腔内中间轴线位置的温度分布。

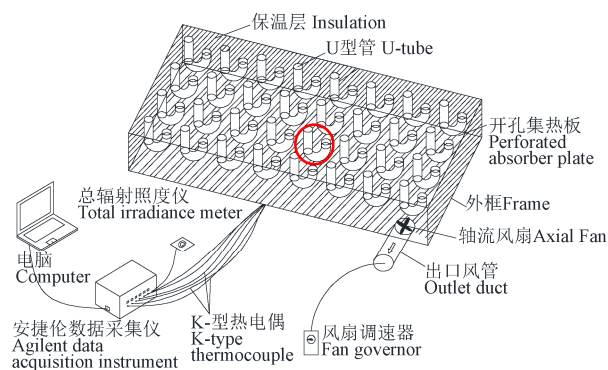


图 4 试验测量原理图

Fig.4 Schematic diagram of experimental measurement

试验用辐射表 TBQ-2 对太阳辐射度进行监测, 输出电压信号  $U$ , 该型辐射表为总辐射表, 包括散射辐射和直射辐射, 所测太阳辐射照度的光谱范围为  $280 \sim 3000 \text{ nm}$ , 精度为  $<5\%$ , 灵敏度为  $8.638 \mu\text{V/Wm}^2$ ; 温度和太阳辐射度电压信号由安捷伦采集仪实时采集, 所用型号为 34972A, 精度:  $0.004\%$ , 采集时间间隔设定为

$1 \text{ min}$ ; 环境风速用 OMEGA 热线风速仪进行采集, 型号为 HHF-SD1, 工作温度范围为  $0 \sim 50^\circ\text{C}$ , 分辨率为  $0.01 \text{ m/s}$ , 量程为  $0.2 \sim 5 \text{ m/s}$ , 精度为  $\pm 0.05 \text{ m/s}$ , 试验时设置每  $1 \text{ min}$  自动记录一次; 出口风速则采用多点测量取平均值的方法获得, 流量数据经平均流速换算得到; 同时, 每隔  $1 \text{ h}$  利用 FLUKE 热像仪记录一次集热板表面的温度分布。

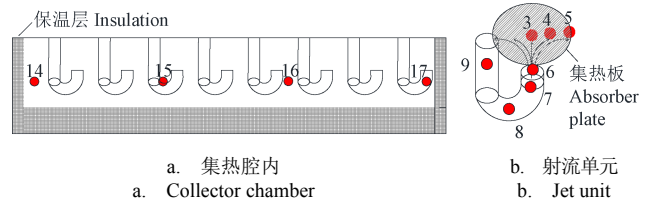


图 5 集热器热电偶温度测点布置图  
Fig.5 Layout of thermocouple temperature measuring points of collector

### 1.3.3 试验设计与方法

本文试验主要测试了射流型无盖板集热器的温度分布情况, 分别于 2020 年 12 月 10 日和 2021 年 6 月 20 日测试了冬、夏季两个晴朗天气下的集热器性能。

在 7:30 前, 将集热器倾角、朝向以及出口流量再次进行调整和测量, 集热器的倾角为  $45^\circ$ , 朝向为正南方向, 出口风速  $9.21 \text{ m/s}$ , 流量为  $93.7 \text{ m}^3/\text{h}$ 。将数据采集装置进行设置, 并开始运行至稳定, 试验从 8:00 开始, 一直进行到 16:00, 测试时间约  $8 \text{ h}$ 。

集热效率表示的是单位时间内由工作介质从集热器内带走的热量与入射到该集热器集热板上的太阳能之比, 联立式 (1) ~ (4) 可计算得出。由于本文集热器采用机械通风, 风扇的驱动力占主导, 温度变化对腔内阻力的影响很小。试验过程中曾对出口风压和风速进行过多次测量, 数据几乎没有变化, 因此认为不需考虑热压对集热效率计算的影响。

$$\eta_t = \frac{\int q_w dt}{\int I_s A_c dt} \quad (1)$$

$$q_w = cm\Delta T \quad (2)$$

$$m = \frac{1}{4} \pi d^2 v \rho \quad (3)$$

$$\Delta T = T_{in} - T_{out} \quad (4)$$

式中  $q_w$  为工质获得的有用功,  $\text{W}$ ;  $A_c$  为集热板面积,  $\text{m}^2$ ;  $c$  为空气比热容,  $1.005 \text{ kJ}/(\text{kg}\cdot^\circ\text{C})$ ;  $I_s$  为太阳辐射强度,  $\text{W/m}^2$ ;  $\Delta T$  为集热器进出口温差,  $^\circ\text{C}$ ;  $m$  为空气质量流量,  $\text{kg/s}$ ;  $\rho$  为空气密度,  $1.29 \text{ kg/m}^3$ ;  $d$  为入口直径,  $60 \text{ mm}$ ;  $v$  为进口风速,  $\text{m/s}$ ;  $T_{in}$  为环境温度,  $^\circ\text{C}$ ;  $T_{out}$  为出口温度,  $^\circ\text{C}$ 。

## 2 试验结果与分析

### 2.1 集热器温度分布特性

以 6 月 20 日测的数据为例进行分析, 该日气象参数曲线如图 6 所示。试验日晴朗、微风, 环境温度最高值



为  $32.5^{\circ}\text{C}$ 、最低温为  $26.4^{\circ}\text{C}$ ，平均值为  $28.8^{\circ}\text{C}$ ；照度最高值  $912\text{ W/m}^2$ ，平均值  $714\text{ W/m}^2$ ，平均环境风速为  $(1.45\pm 1)\text{ m/s}$ ，太阳照度和环境温度都呈抛物线型变化，环境风速呈不规则的波动变化。

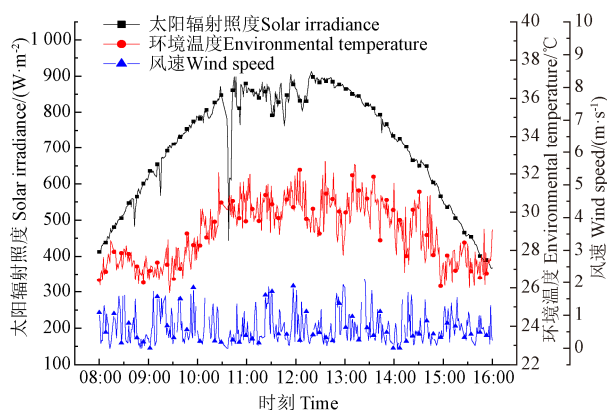


图 6 6月20日气象参数曲线图

Fig.6 Curve of meteorological parameters on June 20

### 2.1.1 集热板上和集热腔内温度分布特性

图 7 为 6 月 20 日正午 12 点拍摄的集热板热成像图，热成像图能直观反映集热板上的温度分布。图像显示，集热板上的低温区域集中在集热板上开孔所围区域（即 U 型管产生射流所覆盖区域），且温度分布均匀，这也表明在 U 型管形成的射流冲击下，集热板上热量能被低温空气充分换热，形成集热板低温区域；而集热板边缘环形高温区域的形成，则是因为该位置放置了厚度为  $5\text{ cm}$  的保温板，导致该处集热板上的热量积聚，形成的一个环形局部高温区域，且环形区域左侧温度要低于右侧温度，这和 U 型管出口的朝向有关。

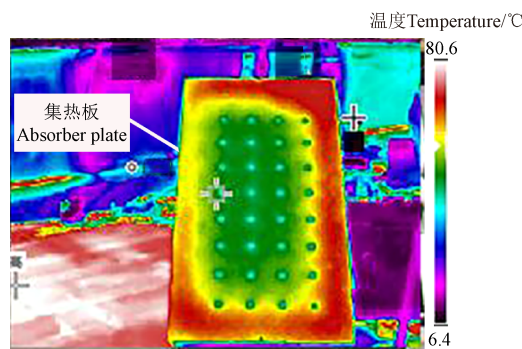


图 7 6月20日12:00集热板的热成像图

Fig.7 Thermal imaging of heat collecting plate at 12:00 on June 20

图 8 为腔内测点温度变化曲线图。数据显示，腔内测点的温度变化趋势和太阳辐射照度一致，集热腔内温度变化受空气射流和集热板的热交换控制，太阳辐射照度的变化直接影响集热板上的热量变化，从而影响集热腔内温度变化。腔内四个测点中测点 17 温度最高，其次分别是测点 14、测点 16、测点 15，按照空气受热上升的原理，应该是越靠近出口温度越高，即测点 14、测点 15、测点 16、测点 17 的温度会逐渐上升，但是在试验数据中，测点 14 的温度高于测点 15 和 16。究其原因，测点 14 靠近保温板边缘位置，该位置附近集热板上温度积聚，且测点 14 所处位置低温空气

冲击不到，空气流动出现阻滞，流动缓慢，所以此处温度偏高，最终测点 14 温度高于测点 15 和 16，仅低于测点 17。

### 2.1.2 射流单元上的温度分布特性

图 9 为集热板上测点 3、4、5 的温度曲线图。数据显示，测点 3、4、5 的温度逐渐增大，即射流中心位置最低，随半径增大温度增高；从 U 型管出来的空气射流中心位置速度最高，和集热板的对流换热强度最大，所以中心位置最低，随射流半径的增大，空气流速降低，换热强度随之降低，集热板上的温度随半径增大而降低。

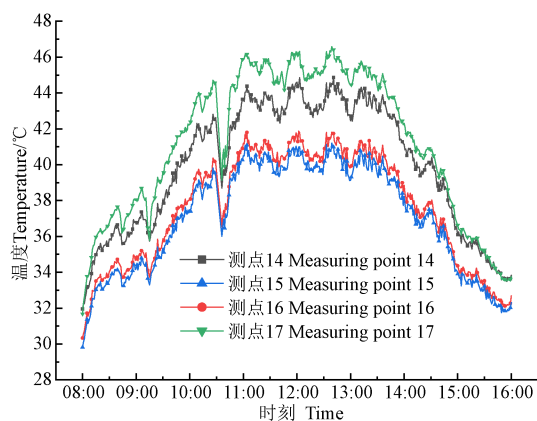


图 8 集热器腔内测点温度曲线图

Fig.8 Temperature curve of measuring points in collector cavity

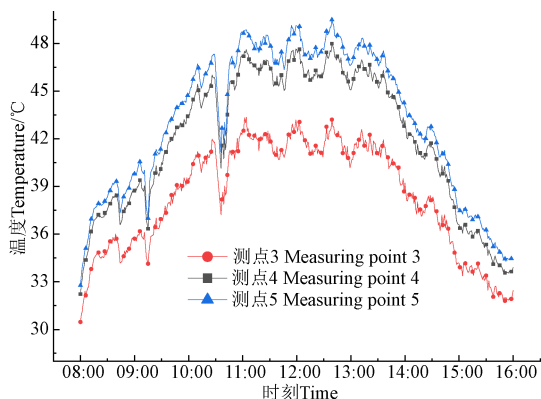


图 9 集热板射流单元测点温度曲线图

Fig.9 Temperature curve of measuring points of collector jet unit

图 10 是射流单元 U 型管上测点 6、7、8、9 的温度曲线图。数据显示，整体上 5 个测点的温度变化趋势和太阳辐射照度变化趋势一致，其中测点 7、8、9 温度逐渐升高，在导热的作用下，U 型管越接近集热板则温度越高；而测点 6 的温度明显高于测点 1，即 U 型管出口温度高于环境温度，说明在外界空气流经 U 型管的过程中实现了预热，且数据表明平均预热温度约为  $3.5^{\circ}\text{C}$ 。

## 2.2 冬、夏季工况下集热器性能分析

### 2.2.1 冬、夏季测试环境

为了探究集热器在冬季和夏季两种不同气象条件下的运行特性，分别在冬季和夏季选取了一个接近秦皇岛当季平均气象特征的试验日进行试验。

冬季集热器运行特性分析选取了 2020 年 12 月 10 日的试验数据，当天气象参数曲线如图 11 所示。环境

温度最高值为  $7.9\text{ }^{\circ}\text{C}$ 、最低值为  $-3.2\text{ }^{\circ}\text{C}$ ，平均值为  $4.6\text{ }^{\circ}\text{C}$ ；平均风速为  $(2.34\pm 1)\text{ m/s}$ ；最高照度为  $950\text{ W/m}^2$ ，平均照度为  $645\text{ W/m}^2$ 。而夏季的集热器运行特性分析则选取了 6 月 20 日的试验数据，当日气象参数曲线如图 6 所示。

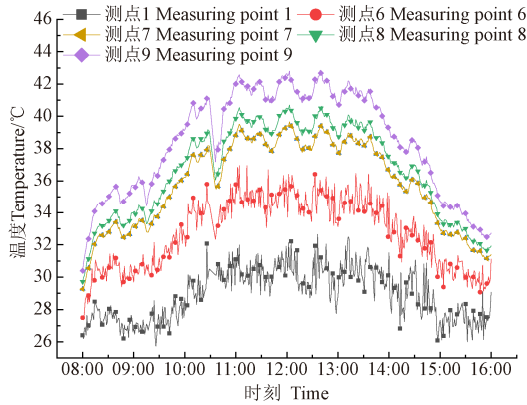


图 10 U 型管上测点温度曲线图

Fig.10 Temperature curve of measuring points on U-tube

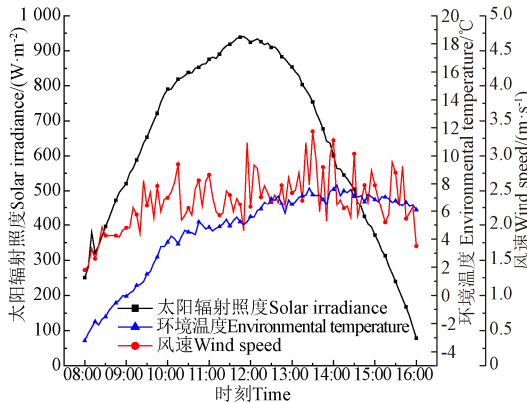


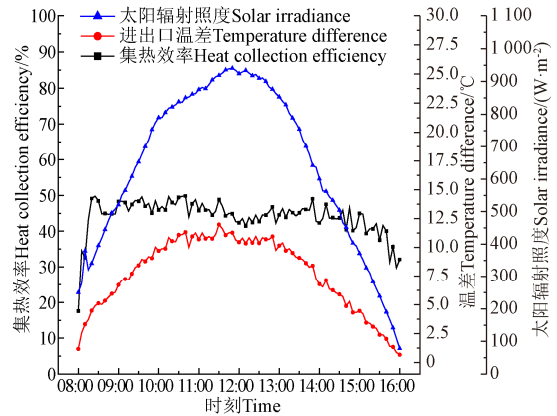
图 11 12 月 10 日气象参数曲线图

Fig.11 Curve of meteorological parameters on December 10

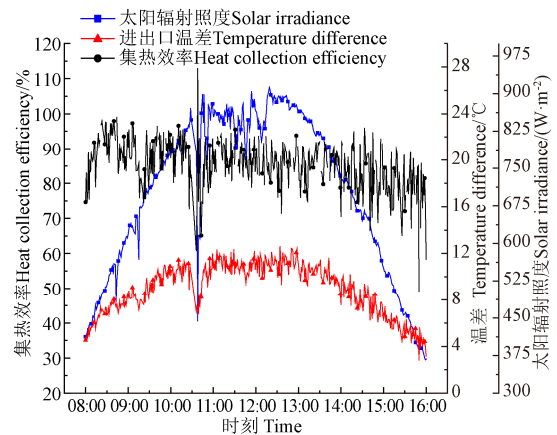
冬、夏季所选试验日气象参数显示，环境风速冬季更大，而夏季则波动更加频繁。冬、夏季太阳照度整体呈抛物线型变化，冬季更为晴朗，照度波动较少；夏季则偶尔会有云朵影响，时有波动，且夏季日出较早，在 8:00 时刻夏季的太阳辐射照度高于冬季。而对于环境温度，冬、夏季整体呈抛物线型变化，冬季的最高温出现在 14:00 左右，夏季最高温出现在 12:30 左右。

### 2.2.2 冬、夏季集热器热性能

根据集热效率计算公式，将所测数据进行整理，得到冬、夏季试验日不同气象参数下的集热效率、进出口温差变化曲线图，如图 12 所示。数据表明，冬季和夏季的进出口温差和太阳辐射照度变化趋势一致，因为出口温升来源于 U 型管射流直接冲击集热板上吸收的太阳辐射热，且速度快、换热强度高，所以进出口温差和太阳辐射照度变化几乎一致。在流量为  $93.7\text{ m}^3/\text{h}$  时，冬季的集热器平均进出口温差约为  $7\text{ }^{\circ}\text{C}$ ，而夏季平均进出口温差约为  $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ ，且冬季和夏季的进出口温度变化曲线表明，环境风速的波动会影响进出口温度的波动，说明环境风速对进出口温度也有一定影响。



a. 冬季  
a. Winter



b. 夏季  
b. Summer

图 12 冬 (2020-12-10)、夏 (2021-6-20) 季

进出口温差、热效率曲线图

Fig.12 Temperature difference and thermal efficiency curve of inlet and outlet in winter (2020-12-10) and summer (2021-6-20)

而冬季的集热效率和夏季集热效率都不随太阳辐射照度呈抛物线变化，而是一直保持平稳状态，这是无盖板型太阳能集热器运行方面的重要特征。冬季和夏季的有效试验数据均取自 8:00 以后，但因夏季日出较早，试验前装置内热量堆积较多，导致夏季初始阶段热效率显著高于冬季相同时刻。但夏季效率上升阶段持续时长较冬季短，很快就达到平稳阶段，说明热量堆积的影响很快就得到消除，对全天热效率的影响可以忽略。

冬季气象下，集热器平均热效率约为 45%，而夏季的集热器平均热效率约为 80%，比相同处理气量下的传统无盖板渗透型太阳能空气集热器高 37%<sup>[29]</sup>。本集热器应用射流冲击特性，换热强度大，集热板吸收的热量能被快速带走，集热板上热损小，故而整天的集热效率能够保持稳定且高效；而冬季热效率偏低是因为冬季气象下环境温度低且试验当天环境平均温度仅为  $4.6\text{ }^{\circ}\text{C}$ ，外界环境风速为  $(2.34\pm 1)\text{ m/s}$ ，比夏季要高约  $1\text{ m/s}$ ，导致集热器热损变大，集热效率严重降低；从夏季的热效率变化曲线也可以看出，夏季的环境风速波动幅度较大，随之集热效率也跟随环境风速的波动而波动，可见环境风速对集热效率影响显著。

但由于真实气象参数难于控制, 后续将考虑采用仿真手段定量探究太阳辐射照度、环境风速、温度等变量对冬季热损失的影响。此外, 随着 U 型管内流速提高, 其阻力损失也会急剧增大, 与其强化换热带来的收益相比是否划算, 值得探讨, 后续将综合考虑阻力损失和集热效率提升, 以期获得最优的 U 型管参数和运行参数。

### 3 结 论

本文提出一种利用射流强化换热的无盖板型太阳能空气集热器, 并采用了试验的方法对其温度分布规律和集热性能进行了分析, 获得了以下结论:

1) 集热板上的低温区域为板上开孔所围区域即射流区域, 说明反向冲击射流的冷却作用可以有效降低集热板表面温度, 形成覆盖大部分集热板面积的低温区域且温度分布较为均匀, 有利于降低集热器的热损失。

2) 射流单元的射流冲击区域中心位置温度最低, 然后随半径增大温度上升, 说明射流冲击的速度越高换热越强; 作为产生反向射流的 U 型管, 其额外作用是对进入集热腔内的空气进行预热, 夏季晴朗高温工况下其预热温度可达 3.5 °C。

3) 冬、夏季工况下, 在流量为 93.7 m<sup>3</sup>/h、集热器运行条件一致时, 集热效率曲线则基本保持高效平稳状态, 这也是本文无盖板集热器最重要的运行特点。冬、夏季的平均集热效率分别为 45%、80%, 夏季平均热效率高于传统无盖板渗透型集热器约 37%, 冬季效率明显低于夏季, 冬季热损失过大是该型集热器下一步需要考虑的问题。

#### [参 考 文 献]

- [1] El-Sebaai A A, Al-Snani H. Effect of selective coating on thermal performance of flat plate solar air heaters[J]. *Energy*, 2010, 35(4): 1820-1828.
- [2] Momin A, Saini J S, Solanki S C. Heat transfer and friction in solar air heater duct with V-shaped rib roughness on absorber plate[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2002, 45(16): 3383-3396.
- [3] Karim M A, Perez E, Amin Z M. Mathematical modelling of counter flow v-grove solar air collector - ScienceDirect[J]. *Renewable Energy*, 2014, 67(4): 192-201.
- [4] Tanda G. Heat transfer in rectangular channels with transverse and V-shaped broken ribs[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2004, 47(2): 229-243.
- [5] Karim M A, Hawlader M. Performance investigation of flat plate, v-corrugated and finned air collectors[J]. *Energy*, 2006, 31(4): 452-470.
- [6] Lanjewar A, Bhagoria J L, Sarviya R M. Heat transfer and friction in solar air heater duct with W-shaped rib roughness on absorber plate[J]. *Energy*, 2011, 36(7): 4531-4541.
- [7] Saini R P, Verma J. Heat transfer and friction factor correlations for a duct having dimple-shape artificial roughness for solar air heaters[J]. *Energy*, 2008, 33(8): 1277-1287.
- [8] 李彬, 王亮, 张录陆. 半圆形波纹吸热板太阳能空气集热器数值模拟[J]. *煤气与热力*, 2019, 39(10): 13-17, 23.  
Li Bin, Wang Liang, Zhang Lulu. Numerical simulation of solar air collector with semicircular corrugated heat absorbing plate[J]. *Gas and Heat*. 2019, 39(10): 13-17, 23.
- [9] Youcef-Ali S. Study and optimization of the thermal performances of the offset rectangular plate fin absorber plates with various glazing[J]. *Renewable Energy*, 2005, 30(2): 271-280.
- [10] Hu J, Liu K, Ma L, et al. Parameter optimization of solar air collectors with holes on baffle and analysis of flow and heat transfer characteristics[J]. *Solar Energy*, 2018, 174: 878-887.
- [11] 胡建军, 郭萌, 张广秋, 等. 利用旋流效应强化平板型太阳能空气集热器性能[J]. *农业工程学报*, 2020, 36(6): 188-195.  
Hu Jianjun, Guo Meng, Zhang Guangqiu, et al. Improving the heat collection performance of baffle type solar air collectors using swirl flow effect[J]. *Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE)*, 2020, 36(6): 188-195. (in Chinese with English abstract)
- [12] 冷浩, 张西民, 郭烈锦, 等. 变压器油圆形浸没射流冲击换热特性[J]. *化工学报*, 2003, 54(11): 1505-1509.  
Leng Hao, Zhang Ximin, Guo Liejin, et al. Impingement heat transfer characteristics of circular submerged jet of transformer oil[J]. *Journal of Chemical Engineering*, 2003, 54(11): 1505-1509. (in Chinese with English abstract)
- [13] 邱长波, 李国栋, 郭涛, 等. 涡轮机匣内部冷却结构换热特性的实验研究[J]. *工程热物理学报*, 2021, 42(9): 2333-2344.  
Qiu Changbo, Li Guodong, Guo Tao, et al. Experimental study on heat transfer characteristics of internal cooling structure of turbine casing[J]. *Journal of Engineering Thermophysics*, 2021, 42(9): 2333-2344. (in Chinese with English abstract)
- [14] 韦宏, 祖迎庆. 双层壁冷却结构中多排射流冲击冷却的换热和流阻特性[J]. *航空动力学报*, 2021, 36(8): 1621-1632.  
Wei Hong, Zu Yingqing. Heat transfer and flow resistance characteristics of multi row jet impingement cooling in double wall cooling structure[J]. *Journal of Aeronautical Power*, 2021, 36(8): 1621-1632. (in Chinese with English abstract)
- [15] 吴昔磊, 许启军, 顾翰文, 等. 上下冲击式速冻机流场和换热特性研究现状[J]. *包装工程*, 2021, 42(11): 33-38.  
Wu Xilei, Xu Qijun, Gu Hanwen, et al. Research status of flow field and heat transfer characteristics of upper and lower impact freezer[J]. *Packaging Engineering*, 2021, 42(11): 33-38. (in Chinese with English abstract)
- [16] 常学鹏. 基于聚光太阳能电池冷却的微射流热沉流动及传热特性的研究[D]. 景德镇: 景德镇陶瓷大学, 2020.  
Chang Xuepeng. Study on Flow and Heat Transfer Characteristics of Micro Jet Heat Sink Cooled by Concentrating Solar Cell[D]. Jing Dezheng: Jingdezhen Ceramic University, 2020. (in Chinese with English abstract)
- [17] 吴逸君, 丁建宁, 孙涛, 等. 狭缝小间距射流冲击移动高温平板的传热特性[J]. *化学工程*, 2021, 49(4): 46-52.  
Wu Yijun, Ding Jianning, Sun Tao, et al. Heat transfer characteristics of narrow spaced jet impinging on a moving high temperature plate[J]. *Chemical Engineering*, 2021, 49(4): 46-52. (in Chinese with English abstract)
- [18] 张石雨. 高热流密度部件散热结构研究[D]. 南京: 南京航空航天大学, 2020.  
Zhang Shiyu. Research on Heat Dissipation Structure of High

- Heat Flux Components[D]. Nanjing: Nanjing University of Aeronautics And Astronautics, 2020. (in Chinese with English abstract)
- [19] Sung M K, Mudawar I. Single-phase and two-phase hybrid cooling schemes for high-heat-flux thermal management of defense electronics[C]. Conference on Thermal & Thermomechanical Phenomena in Electronic Systems, IEEE, 2008.
- [20] Chauhan R, Thakur N S. Heat transfer and friction factor correlations for impinging jet solar air heater[J]. Experimental Thermal & Fluid Science, 2013, 44: 760-767.
- [21] Nayak R K, Singh S N. Effect of geometrical aspects on the performance of jet plate solar air heater[J]. Solar Energy, 2016, 137: 434-440.
- [22] Aboghrara A M, Baharudin B, Alghoul M A, et al. Performance analysis of solar air heater with jet impingement on corrugated absorber plate[J]. Case Studies in Thermal Engineering, 2017, 10(C): 111-120.
- [23] Erenturk S, Erenturk K. Comparisons of novel modeling techniques to analyze thermal performance of unglazed transpired solar collectors[J]. Measurement, 2018, 116: 412-421.
- [24] Cordeau S, Barrington S. Performance of unglazed solar ventilation air pre-heaters for broiler barns[J]. Solar Energy, 2011, 85(7): 1418-1429.
- [25] Njomo D. Unglazed selective absorber solar air collector: Heat exchange analysis[J]. Heat and Mass Transfer, 2000, 36: 313-317.
- [26] Rad H M, Ameri M. Energy and exergy study of unglazed transpired collector-2stage[J]. Solar Energy, 2016, 132: 570-586.
- [27] Belusko M, Saman W, Bruno F. Performance of jet impingement in unglazed air collectors[J]. Solar Energy, 2008, 82(5): 389-398.
- [28] 胡桂. 利用反向射流提升无盖板型太阳能集热器性能的研究[D]. 秦皇岛: 燕山大学, 2022.  
Hu Gui. Performance Improvement of Unglazed Solar Air Collector with Inverted Impingement[D]. Qinhuangdao: Yanshan University, 2022. (in Chinese with English abstract)
- [29] 高立新, 孙绍增, 王远锋. 无盖板渗透型太阳能空气集热器热性能的实验研究[J]. 节能技术, 2012, 127(30): 155-158.  
Gao Lixin, Sun Shaozeng, Wang Yuanfeng. Experimental study on thermal performance of unglazed permeable solar air collector[J]. Energy Saving Technology, 2012, 127(30): 155-158. (in Chinese with English abstract)

## Optimizing the performance of unglazed solar air collector with inverted jet impingement

Hu Gui, Hu Jianjun<sup>\*</sup>, Jin Jian, Tan Hongying

(1. Hebei Province Low-Carbon and Clean Building Heating Technology Innovation Center, Yanshan University, Qinhuangdao 066004, China; 2. Key Laboratory of Green Construction and Intelligent Maintenance for Civil Engineering of Hebei Province, Yanshan University, Qinhuangdao 066004, China)

**Abstract:** A Solar Air Collection (SAC) has been well known as one of the most developed technologies in solar energy industry. Therefore, the SAC heat exchanger has also been widely used to convert the solar radiation into heat energy in a broad range of fields, such as space heating and crop drying. However, the SAC utilization depends mainly on the high density and heat capacity of air, particularly for the better heat transfer between flowing air and absorption plate. Therefore, the high intensity of heat transfer can be improved by increasing the absorption areas and enhancing the turbulence in the collector cavity. Much effort has been made to improve the thermal performance of solar collector, particularly by changing the structure of the absorption plate or the flow channel in the cavity. Specifically, some new structures were proposed to increase the surface roughness, such as V-fins, W-fins, and hemispherical grooves. Furthermore, some staggered fins and baffles were added to introduce the swirling flow for the higher turbulence intensity in the collector cavity. These technologies can be utilized for the better SAC performance of the absorption plate and the air flow. In addition, the jet impact can also be expected to improve the heat exchange intensity of the collector, while the unglazed collector can be used to reduce the reflection loss of heat radiation. But, the main heat loss on the bare cover plate depends mainly on the external wind speed. Therefore, it is necessary to further promote the heat exchange intensity in the unglazed collector, in order to speed up the air in the cavity to take away the heat on the heat absorbing plate, particularly for the reduced heat loss on the plate. In this study, an optimal unglazed solar air collector was proposed for the higher efficiency of heat collection using the U-tube reverse jet for the heat exchange of the collector plate. A systematic experiment was carried out to explore the temperature distribution inside the collector and the heat collection performance under the typical winter and summer conditions. The experimental results show that the optimal cooling performance of reverse impinging jet was achieved to effectively reduce the surface temperature of the collector, particularly for the low-temperature area covering most of the area of the heat absorbing plate. The relatively uniform temperature distribution was greatly contributed to reduce the heat loss of the collector. The U-shaped tube as the reverse jet was also utilized to introduce the additional function for the air preheating, when entering the collector chamber. The relatively small temperature difference of 3.5 °C was found between the inlet and outlet of the U-shaped tube under the typical working conditions. The average efficiency of heat collection reached 80% on the typical working days in summer, while only 45% was obtained in winter. Consequently, the finding can provide a new idea for the performance optimization of solar collector without cover plate.

**Keywords:** solar; collector; unglazed; thermal efficiency; jet impingement