

利用旋流效应强化平板型太阳能空气集热器性能

胡建军^{1,2}, 郭 萌¹, 张广秋¹, 张士英¹, 郭金勇¹, 陈立娟³

(1.燕山大学河北省土木工程绿色建造与智能运维重点实验室, 秦皇岛 066004; 2.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; 3.南京工程学院电力工程学院, 南京 210000)

摘 要: 为了进一步提高平板型太阳能空气集热器热性能, 该文提出一种在集热腔室内引入旋流效应的方法, 并建立数值模型, 分析了旋流类型和旋流强度对集热性能提升效果的影响, 通过对旋流型集热器内部的流动及换热特性进行分析, 揭示旋流强化集热器热性能机理。计算结果表明, 主动旋流的集热性能提升效果明显优于被动旋流; 与无旋流对照模型相比, 主动旋流型集热器的集热效率增长率最高可达23.83%, 且对于特定尺度的集热器, 存在最佳的旋流强度。试验结果表明, 旋流方法对集热器集热性能的提升效果受流量影响较大。在小流量下, 旋流对集热器性能提升较为明显, 集热效率增长率可达13.24%; 大流量下的提升效果则不明显。本文研究结果对平板型太阳能空气集热器的性能优化提供了一种思路。

关键词: 太阳能; 数值模拟; 集热器; 集热效率; 旋流

doi: 10.11975/j.issn.1002-6819.2020.06.022

中图分类号: TK513 文献标志码: A 文章编号: 1002-6819(2020)-06-0188-08

胡建军, 郭 萌, 张广秋, 张士英, 郭金勇, 陈立娟. 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. doi: 10.11975/j.issn.1002-6819.2020.06.022 <http://www.tcsae.org>

Hu Jianjun, Guo Meng, Zhang Guangqiu, Zhang Shiying, Guo Jinyong, Chen Lijuan. 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) doi: 10.11975 / j. issn. 1002-6819.2020.06.022 <http://www.tcsae.org>

0 引 言

作为太阳能光热转化的重要集热元件, 太阳能空气集热器 (solar air collector, SAC) 被广泛用在辅助供暖^[1]、农副产品干燥^[2-5]和溶液除湿^[6-7]等多个领域。太阳能空气集热器的核心部件是吸热板, 而强化吸热板与空气的对流换热对于优化集热器性能具有重要的意义。根据强化的方法是否须要附加动力源, 可以将其分成有源强化技术与无源强化技术2大类。

需要依赖额外机械力或者电磁力来实现的是有源强化技术。Kweon等^[8]研究了均匀电场下电热丝的沸腾, 结果表面电场的引入增强了沸腾的热传递。Kasayapanand等^[9]通过布置各种线电极利用电流体动力学技术来增强传热。Choudun等^[10]提出了一种利用射流冲击优化集热性能的方法, 结果表明带有冲击射流集热器的效率优于传统集热器。Aboghrara等^[11]研究了圆形射流冲击波纹集热板时的换热效果, 结果表明流动冲击对传热强化有重要作用, 平均热效率比传统集热器可提高14%。

除了传送传热流体介质的功率, 不再需要额外附加动力的是无源强化技术。Prasad等^[12]和Zheng等^[13]研究发现人造粗糙度可以改善太阳能空气收集器的集热效率

和干燥性能。Li等^[14]研究了一种带有半球形突起或凹坑吸热板的太阳能空气集热器, 发现半球形具有良好的光学性能和集热性能。Ammari^[15]为提高集热效率开发了一种带有循环空气通道的太阳能空气集热器。Omojaro等^[16]采用钢丝网作为SAC的吸收板表面。Yongsiri等^[17]和Alam等^[18]发现, 引入挡板和穿孔板可以有效增强集热器性能。Romdhane等^[19]研究发现引入适量的折流板的太阳能空气集热器有效的提高了集热效率。Hu等^[20-22]建立了BSAC的试验模型和模拟计算模型, 分析了结构参数和运行参数对集热效率的影响, 开发了带有开孔折流板和窄化集热器首腔的2种集热器以提高集热器性能。但是相对折流板型集热器来说, 限制该类集热器效率提高的重要原因是气流在折流板的末端发生了大角度偏转, 在折流板背侧与拐角处形成了大范围的旋涡和角隅涡, 对应位置的气流被持续加热, 产生了热斑效应。

研究表明, 旋流可有效形成不稳定流动和二次流动, 强化对流传热传质过程。Ruiz等^[23]提出了一种新型螺旋径向流入型散热器, 研究发现旋流引起的二次流可以增加热流密度, 提高传热效率。Taheran等^[24]研究了旋流角度对旋流式管式换热器换热性能、摩擦因数和热工水力性能的影响。结果表明, 采用旋流发生器后可提高对流换热系数与摩擦系数, 降低热工水力性能。Duangthongsuk等^[25-26]对装有5台旋转涡轮作为旋流发生器的圆管在湍流条件下的传热强化和流动特性进行了研究, 实测数据表明, 引入旋流后的局部传热系数和压降均高于普通圆管。旋涡流动是提高混合比^[27-28]、燃烧

收稿日期: 2019-10-13 修订日期: 2019-12-12

基金项目: 国家自然科学基金项目 (51705446, 51890881); 燕山大学大学生创新创业训练计划 (S201910216047)

作者简介: 胡建军, 副教授, 博士, 主要从事太阳能综合利用方面的研究。Email: kewei729@163.com

推进^[29]甚至降低射流噪声^[30]的合理选择,因为旋涡运动产生了更稳定的流型,从而达到混合流体的目的。

为更好地提高折流板型太阳能空气集热器的热效率,本文在腔内引入风扇用以消除腔室内的涡流区,通过制造旋流破坏涡流区,加强流体微团混合,抑制热斑的生成,以获得更高的集热效率。运用数值模拟分析了主、被动旋流对折流板型集热器效率提升的效果,对典型旋流工况下的集热器进行了流动及传热特性的分析,并搭建试验台对引入旋流强化折流板型集热器性能的效果进行验证。

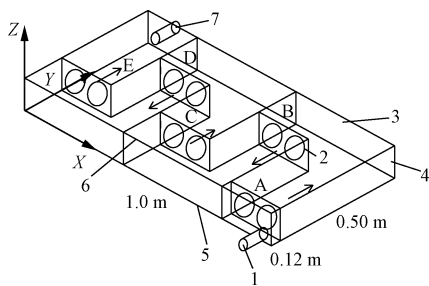
1 旋流型集热器模型建立

1.1 几何模型

本文原始模型为课题组自主设计的折流板型太阳能空气集热器(Baffle plate type solar air collector BSAC),其腔内的净尺寸为1.0 m×0.5 m×0.12 m,进、出口的尺寸为0.06 m×0.06 m。集热器内平均分布4块长度均为0.35 m的折流板。4块折流分割出5个腔室,每个腔室的宽度均是0.2 m。2个风扇(单个风扇断面尺寸为0.09 m×0.09 m)并排放置形成5组风扇A、B、C、D、E分别置于每个腔室入口,其中第一腔内A组风扇距离入口距离为0.045 m,具体布置如图1所示。

后文的模拟计算分析主要对比研究3个计算模型,分别定义为模型I、模型II和模型III。其中,模型I为对照模型(基础型),腔室内只有折流板而没有风扇;模型II为被动旋流型集热器模型,风扇被动旋转,只提供旋流,不提供风压;模型III为主动旋流型集热器模型,每个风扇均匀承担旋流和风压。

运用Gambit软件进行几何建模,由于风扇的引入破坏了集热器几何结构的规整性,因此采用非结构网格离散计算域。



1. 入口 2. 风扇 3. 折流板 4. 围护结构 5. 集热板 6. 玻璃盖板 7. 出口
1. Inlet 2. Fan 3. Baffle plate 4. Periphery structure 5. Absorber plate 6. Glass cover 7. Outlet
注: A~E 为风扇。
Note: A-E is fan.

图1 太阳能空气集热器三维数值模型
Fig.1 3D numerical model of solar air collector(SAC)

网格无关性分析如图2所示,以吸热板表面平均温度为衡量指标,考察了计算结果对网格的依赖性。吸热板面平均温度随网格数增加而减小,吸热板温度在网格数量超过120万后,变化较小,考虑到计算精度和计算量的平衡,后文各计算模型的网格数均约为120万。

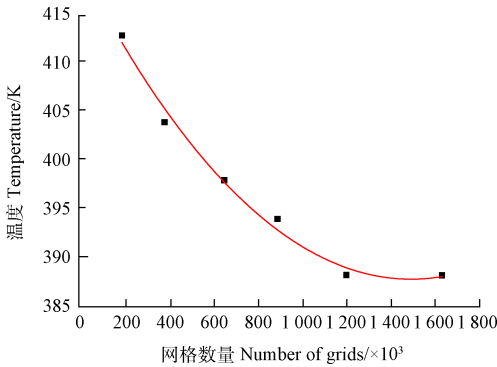


图2 网格无关性检查
Fig.2 Grid independence check

1.2 边界条件及材料物性

集热器内部流动为近似矩形管道流,计算模型分为层流模型和湍流模型。采用层流模型计算的雷诺数低于2 000;湍流模型计算的雷诺数高于2 000。且考虑到风扇与折流板的扰动效应,本文的湍流计算模型选择Realizable *k*-模型,Realizable *k*-模型对负压力梯度流动、分离流及复杂二次流的预测准确度较高。

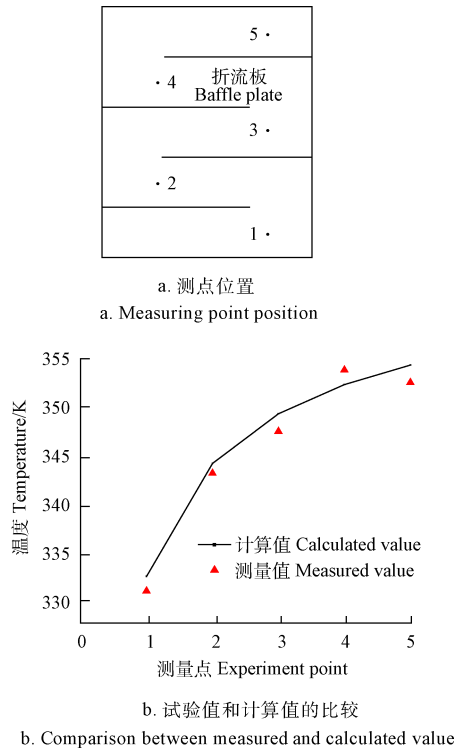
由于集热器内部传热过程较为复杂,采用S2S(surface to surface)模型模拟玻璃盖板与集热板的辐射换热。根据实际模型建立了数值计算模型,其边界条件和物性设定如表1所示。其中,不同旋流强度对集热器集热性能的影响通过调整风扇切向速度和径向速度的比值*n*(旋流强度)来实现。

表1 边界条件及材料参数	
Table 1 Boundary conditions and material properties	
位置 Location	边界条件 Boundary condition
入口(基础型) Inlet(basis model)	温度:288 K
	速度入口:1.5, 2.0, 2.5, 3.5, 5.0 m·s ⁻¹
	湍流强度:0.05
入口(旋流型) Inlet(swirling model)	温度:288 K
	压力入口:0
	湍流强度:0.05
出口 Outlet	压力出口:0
	湍流强度:0.05
风扇 Fan	给定压升
	切向速度,轴向速度
吸热板 Absorber plate	热流密度:650 W·m ⁻²
	辐射率:ε _c =0.1
	辐射吸收率:α _c =0.9
玻璃盖板 Glass cover	密度:ρ=2 500 kg·m ⁻³
	比热:C _p =800 J·(kg·k) ⁻¹
	传导系数:λ=0.18 W·(m·k) ⁻¹
	对流换热系数:h _c =20 W·(m ² ·k) ⁻¹
	辐射率:ε _c =0.9
其他壁面 Other walls	绝热:Heat flux=0

1.3 数值模型正确性验证

以模型II—被动旋流型集热器为试验模型,验证数值模型的正确性。试验地点在河北省秦皇岛市燕山大学

东校区第一教学楼楼顶 (39°90'N — 119°55'E)。试验数据取自 2018 年 11 月 3 日 09:00—14:00 的测量值, 其中温度对比取样值为中午 12:00 所测温度。试验中温度测点的位置如图 3 所示。



注: 1~5 表示测试点。

Note: 1-5 means measuring point.

图 3 测点位置及温度计算和测量结果对比

Fig.3 Measuring point position and comparison of temperature calculation and measurement results

由图 3 可知, 试验测量结果与数值计算结果吻合, 各测量点温度与计算值最大误差仅为 2.68%。测量结果与数值计算结果具有良好的一致性, 验证了数值模型的正确性。

2 结果与分析

2.1 温升及集热效率

集热效率 η_c 表示稳态条件时, 一定时间间隔内由传热工质从集热器内带走能量与相同时间间隔内入射在集热器面积上太阳能之比, 其定义为

$$\eta_c = \frac{mC_p(T_{out} - T_{in})}{AG} \quad (1)$$

式中 m 为集热器空气流量, kg/s; A 为玻璃盖板总面积, m^2 ; G 为太阳的总辐射照度, W/m^2 ; T_{out} 为流动介质出口温度, K; T_{in} 为流动介质入口温度, K; C_p 为空气的定压比热, $J/(kg \cdot K)$ 。

由于集热器模型的边界条件均相同, 热性能的差异可以用集热效率的增长率 ψ 表示, 公式如下:

$$\psi = \frac{(T_{out,i} - T_{in,i}) - (T_{out,I} - T_{in,I})}{(T_{out,I} - T_{in,I})} \times 100\% \quad (2)$$

式中 $T_{in,i}$ 为模型 i ($i=I \sim III$) 进口温度, K; $T_{out,i}$ 为模型 i 出口温度, K; $T_{in,I}$ 为对照模型 I 的进口温度, K; $T_{out,I}$ 为对照模型 I 的出口温度, K。

本文的计算程序用 ANSYS FLUENT 14.0 商业软件包设计并开启并行计算功能。计算过程中, 当各方差残差降至 5 个数量级, 输出空气温度波动 $\leq \pm 0.01$ K 时认为收敛。

2.2 旋流类型对集热性能的影响

通过与对照模型 I 对比, 进一步分析主、被动旋流类型 (模型 III 和模型 II) 对集热器集热性能的影响。计算模型的入口速度分别设为 1.5, 2.0, 2.5, 3.5, 5.0 m/s, 其中流态依据雷诺数判定, 结果如表 2 所示。

由表 2 可知, 与基础模型相比, 在计算工况范围内, 旋流模型效率增长率最大值可达 23.83%, 最小值为 8.80%。这说明引入旋流可以不同程度地提升集热器的热性能, 但提升效果与旋流类型和流量 (流态) 有关。

在层流和紊流状态下, 加入旋流都能在一定程度上提高换热效率。但随着流量增加, 集热器内的流体流动逐渐从层流过渡到紊流, 集热效率增长率逐渐下降。这主要是因为层流状态下流体掺混效果低于紊流状态, 因此以, 相比于紊流状态, 层流状态下引入旋流可以更好地增强流体掺混进而提高换热效果。

由表 2 还可以看出, 在计算流量范围内, 被动旋流模型的效率增长率 ψ 始终低于主动旋流模型, 且层流状态下的强化效果优于临界状态, 临界状态优于紊流状态。以入口速度为 1.5 m/s 的工况为例, 该工况下流体的状态主要为层流, 主、被动旋流的集热性能提升效果差别最大。其中, 主动旋流模型的效率增长率达到了 23.83%, 而被动旋流模型只有 11.25%, 这充分表明主动旋流模型的集热效果提升显著高于相同流量下的被动旋流模型。因此在有条件的情况下, 推荐优先使用主动旋流模型。

表 2 不同流动状态下的温升及集热效率增长率

Table 2 Temperature rise and thermal efficiency growth rate under different flow condition

流体状态 Flow state	入口速度 Inlet velocity/ ($m \cdot s^{-1}$)	雷诺数 Reynolds number	温升 Temperature rise/K			集热效率增长率 Thermal efficiency growth rate $\psi/\%$	
			对照 Control	被动旋流 Passive swirling	主动旋流 Active swirling	被动旋流 Passive swirling	主动旋流 Active swirling
层流 Laminar	1.5	1763.6	37.15	41.33	46.01	11.25	23.83
过渡流 Transition flow	2.0	2351.5	30.32	35.18	36.43	16.03	20.16
紊流 Turbulence	2.5	2939.3	27.03	29.76	30.94	10.08	14.46
紊流 Turbulence	3.5	4115.1	20.65	22.54	23.51	9.14	13.83
紊流 Turbulence	5.0	5878.7	15.36	16.71	17.30	8.80	12.66

2.3 旋流强度对热性能影响

一般流场空间速度用径向速度 w_r 、轴向速度 w_z 和切向速度 w_τ 来描述。对于旋流转流, 用旋流强度 n 来表示射流的旋转强烈程度, 其表达式为

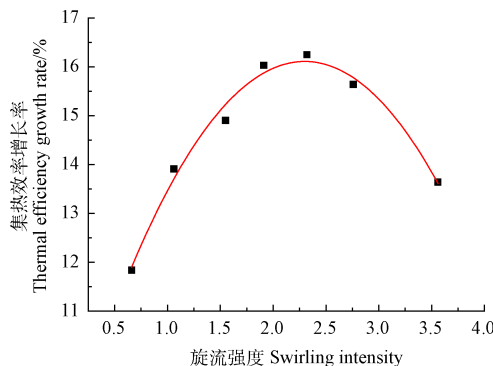
$$n = \frac{G_\phi}{G_x L} \quad (3)$$

式中 G_ϕ 为旋流切向动量矩, $\text{kg} \cdot \text{m}^2/\text{s}^2$; G_x 为旋流轴向动量, $\text{kg} \cdot \text{m}/\text{s}^2$; L 为特征长度, m 。

如果气流入口速度稳定, 即 w_r , w_z 固定不变, 或用平均值来计算, 则 $G_\phi = Qw_\tau r$, $G_x = Qw_z$, 其中 r 为旋转半径, m ; Q 为旋转流的总流量, kg/s 。则旋流强度可以简化为

$$n = \frac{w_\tau r}{w_z L} \quad (4)$$

由式 (4) 可以看出, 旋转半径和特征长度已知情况下, 集热器中的旋流强度可以用旋流切向速度和轴向速度之比表示。图4为入口速度为 2.0 m/s 时 (流量为 $25.92 \text{ m}^3/\text{h}$), 集热效率增长率随旋流强度的变化。计算结果表明, 在特定流量下, 存在最优的旋流强度使得集热效率的增长率最大。起初随着旋流强度增大, 流体掺混作用增强, 换热效果增加, 集热效率有所提高。当旋流强度增大到 2.32 左右时, 旋流的换热强化作用最佳, 集热器的集热效率增长率达到 16.25% 。随着旋流强度进一步增大, 集热效率增长率 ψ 又开始下降。其原因在于, 当旋流强度继续增大后, 气流旋转强烈, 这一方面增强了流体掺混, 但旋转效应则更快速、更直接地将热量从吸热板“搬运”至盖板, 导致了更大的热损失, 致使集热效率降低。就本文模型而言, 当入口速度为 2.0 m/s , 旋流强度在 $1.75 \sim 2.75$ 附近时换热强化效果较明显。实际使用中也不推荐采用较大的旋流强度, 一方面是因为强化效果并不随旋流强度单调增加, 另一方面, 过高的旋流强度在实际过程中也难于实现。



注: 入口流速 $2.0 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ 。

Note: Inlet velocity is $2.0 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$.

图4 热效率增长率随旋流强度的变化

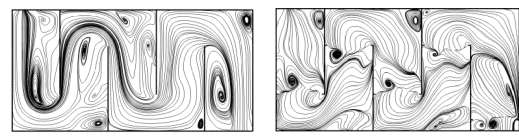
Fig.4 Thermal efficiency growth rate changing with swirling intensity

2.4 流动及换热特性分析

以图4中集热效率增长最大的工况为例 (入口速度为 2.0 m/s , 流量为 $25.92 \text{ m}^3/\text{h}$), 分析主动旋流模型与对

照模型 (无旋流器) 的流场和温度场分布。

由图5a可知, 对于对照模型, 折流板的存在使气流在集热器内不断发生大角度偏转, 在挡流板的背侧及拐角处形成显著的大范围分离涡。特别是在首腔, 因入口射流作用较强, 由于卷吸和夹带作用在首腔形成了2个大尺度涡旋。这样的流动特征必然会导致局部热斑的生成, 恶化集热效率。由图5b可知, 旋流模型因在各腔入口均设置了风扇, 气流到达后被迫重新组织, 致使折流板背侧的分离涡及入口腔的大尺度旋涡被打散甚至消失, 而是一些小尺度的涡旋。这种流动特征的变化显著改变了各腔内部的流动及换热特性。风扇旋流与主流的相互作用产生了更多范围较小的流动涡旋, 引起各种形式的流动掺混, 致使流动过程更为复杂, 大范围的旋涡得以消除, 最终对集热器的热性能有所贡献。



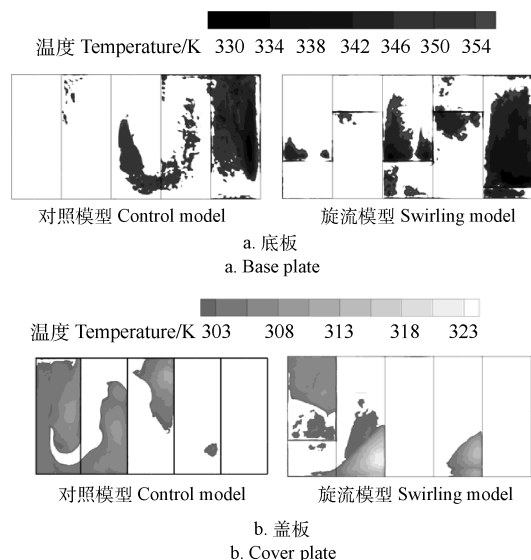
a. 对照模型
a. Control model
b. 旋流模型
b. Swirling model

图5 集热效率增长最大工况 (入口速度 $2.0 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$, 流量 $25.92 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$) 的流线分布

Fig.5 Streamline distribution of the maximum increase of thermal efficiency (inlet velocity $2.0 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ and flow rate $25.92 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$)

图6为底板和盖板的温度分布比较。

图6a底板的温度对比, 为了更清楚地显示旋流冷却效应, 温度大于 355 K 的云图从图中隐去。从图中可以看出, 在每个风扇下游位置, 因为旋流作用, 底板与空气之间的对流换热作用显著增强, 致使风扇下游出现一个明显的低温区域, 最终累积低温区域总面积远多于对照模型, 而底板温度更低有利于降低辐射热损失, 提高集热效率。图6b为盖板温度分布的比较。为了更好地识别高温区域, 温度低于 302 K 云图从图中隐去。计算结果表明, 对照模型的盖板温度介于 $291.6 \sim 312.4 \text{ K}$ 之间, 旋流模型的盖板温度介于 $289.4 \sim 22.9 \text{ K}$ 之间。



b. 底板
b. Base plate
c. 盖板
c. Cover plate

图6 底板和盖板的温度分布

Fig.6 Temperature distribution of base plate and cover plate

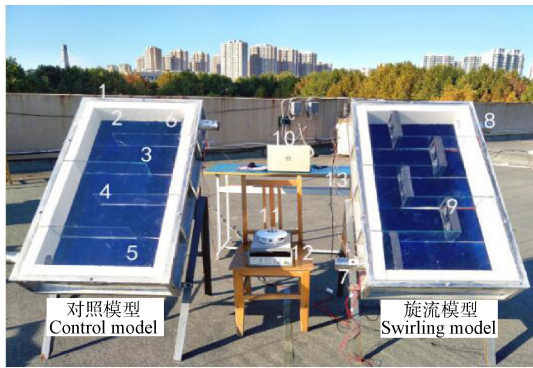
引入旋流后,虽然高温区域面积变化不明显,但盖板温度数值明显变大,特别是在第4腔下游位置,出现了高温热斑,这会对集热效率产生不利影响。以上结果表明,引入旋流在增强底板换热的同时,也增大了盖板的散热。因此,当引入旋流之后,适当强化上部盖板保温能力,可以使旋流型集热器取得更好的集热性能。

3 试验验证

3.1 试验过程

为了证引入旋流对集热器集热性能的提升效果,本文搭建了旋流型太阳能空气集热器试验台,试验台包含了基础折流板型集热器(对照模型)和主动旋流型集热器(旋流模型),试验装置整体结构如图7所示。2个集热器固定倾角均为45°,朝向为正南。

采用的主要测量设备见表3。欧米伽热线风速仪用于入口流量监测,保证2个试验装置的流量相同。总辐射表TBQ-2用于监测试验日的太阳照度。安捷伦34972A用于实时采集测点温度和太阳照度,数据采集时间间隔设定为5 min。热线风速仪用于测量室外风速,采集间隔为10 min。



1.框架 2.安装结构 3.集热板 4.折流板 5.PC盖 6.风扇 7.入口 8.出口 9.风扇 10.计算机 11. TBQ-2 总辐射表 12.安捷伦 34972A 13.K型热电偶

1. Frame 2. Mounting structure 3. Collecting plate 4. Baffle plate 5. PC cover 6. Fan 1 7. Inlet 8. Outlet 9. Fan 2 10. Computer 11. TBQ-2 total radiation meter 12. Aligent 34972A 13. K-type thermocouple

图7 试验装置图

Fig.7 Test device diagram

表3 测量设备及参数

Table 3 Measurement devices and parameters

设备 Equipment	型号 Type	参数 Parameters
安捷伦 Aligent	34972A	精度: 0.004%
总辐射表 Total radiation meter	TBQ-2	敏感度: 8.638 μV W·m ⁻² ;光谱: 280~3 000 nm;精度: <5%
热线风速仪 Hot-wire anemometer	HHF-SD1	工作温度: 0~50 ℃;分辨率: 0.1 ℃;精度: ±0.8 ℃
热电偶 Thermocouple	K-Type	范围: -200~260 ℃;精度: ±0.75%

试验中,基础折流板型集热器采用抽气方案,即在装置出口布置轴流风扇,以消除旋流作用对试验结果的

干扰,该直流风扇可以通过调节供电电压改变试验装置流量,使其与旋流型集热器的流量保持相同。

旋流型太阳能集热器通过在装置内部设置风扇提供流体驱动力并产生旋流效应,2个风扇并排为1组,其中第一个腔内的风扇布置在距离入口处约0.05 m,后4个腔的风扇分别置于每个腔室入口处。所有风扇规格相同,每个腔室内的2个风扇并联连接,可通过调节供电电压改变转速,进而调节装置的流量。

试验时间为2018年11月2日到11月5日,试验取每天10:00—14:00的测量数据,连续进行4 d,每天的集热器入口速度分别为1.5、2.0、3.5和5.0 m/s,换算成集热器的处理进气流量分别为19.44、25.92、45.36和64.80 m³/h。

3.2 误差计算

试验中的误差主要来自温度测量和风速测量。其中K型热电偶经锡池和冰水混合物标定,在0~231.89 ℃温度范围内,测量精度为0.5 ℃。由于试验中用于判定集热器集热性能的进出口最大温差可达39 ℃,此时的温度不确定度小于1.5%。同理,热线风速仪精度为0.01 m/s,计算风速测量的误差为2.5%。由于数据采集仪器(Agilent 34970A)的显示精度较高,采集仪的不确定度可以忽略不计。根据下式计算系统总误差:

$$W_R = \left[\left(\frac{\partial R}{\partial x_1} w_1 \right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial x_2} w_2 \right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial R}{\partial x_n} w_n \right)^2 \right]^{1/2} \quad (5)$$

式中R为x_i (i=1, 2, 3, ..., n)的函数;w_i (i=1, 2, 3, ..., n)为测量仪器i的独立工作误差。

计算结果表明,系统总误差W_R不大于2.91%。满足试验要求。

3.3 结果与分析

试验结果如图8所示。此外,图8还给出了试验当日的气象参数。

由图8可知,4个试验日的风速均存在一定波动,但波动范围基本相同,在0~2 m/s之间。所有试验日的太阳照度曲线基本呈抛物型,均为晴天工况,其中第1和第4试验日的太阳照度较高,第2、3试验日的照度显著较低,主要是由于这2 d的大气透明度较低(雾霾)所致。温度曲线存在一定波动,表明存在短时多云工况。入口速度小于3.5 m/s(流量小于45.36 m³/h)时,除测试起始点和结束点附近外,旋流模型的进出口温差均显著高于同时刻对照模型的进出口温差。不同流量下的集热器集热效率增长率也不尽相同,越接近正午时刻,即日照强度大的条件下,旋流强化的效果越为明显,2个模型的进出口温差差值越大。入口速度为2.0 m/s时(流量为25.92 m³/h),旋流模型与对照模型相比,平均集热效率增长率最大值可达13.24%。

此外,从图8中还可看出,当入口速度达到5.0 m/s时,平均集热效率增长率仅为4.56%,2个模型的进出口温差基本一致,说明旋流引入并未起到明显的强化作用。其原因在于,随着流速增大,内部流动雷诺数增大,流体紊流度增高,流体自身掺混作用增强,旋流掺混作用不再重要,导致换热效果提升不明显。这个结果

表明,在层流流态或者低雷诺数紊流流态引入旋流集热效率提高效果会比较明显,在高雷诺数紊流流态下旋流作用几乎不会产生强化作用。这意味着,在小流量、高温

型空气集热器内采用旋流强化热性能是有效的技术手段。

试验结果与前文数值研究相近,验证了旋流对升平板型太阳能集热器集热性能的有效性。

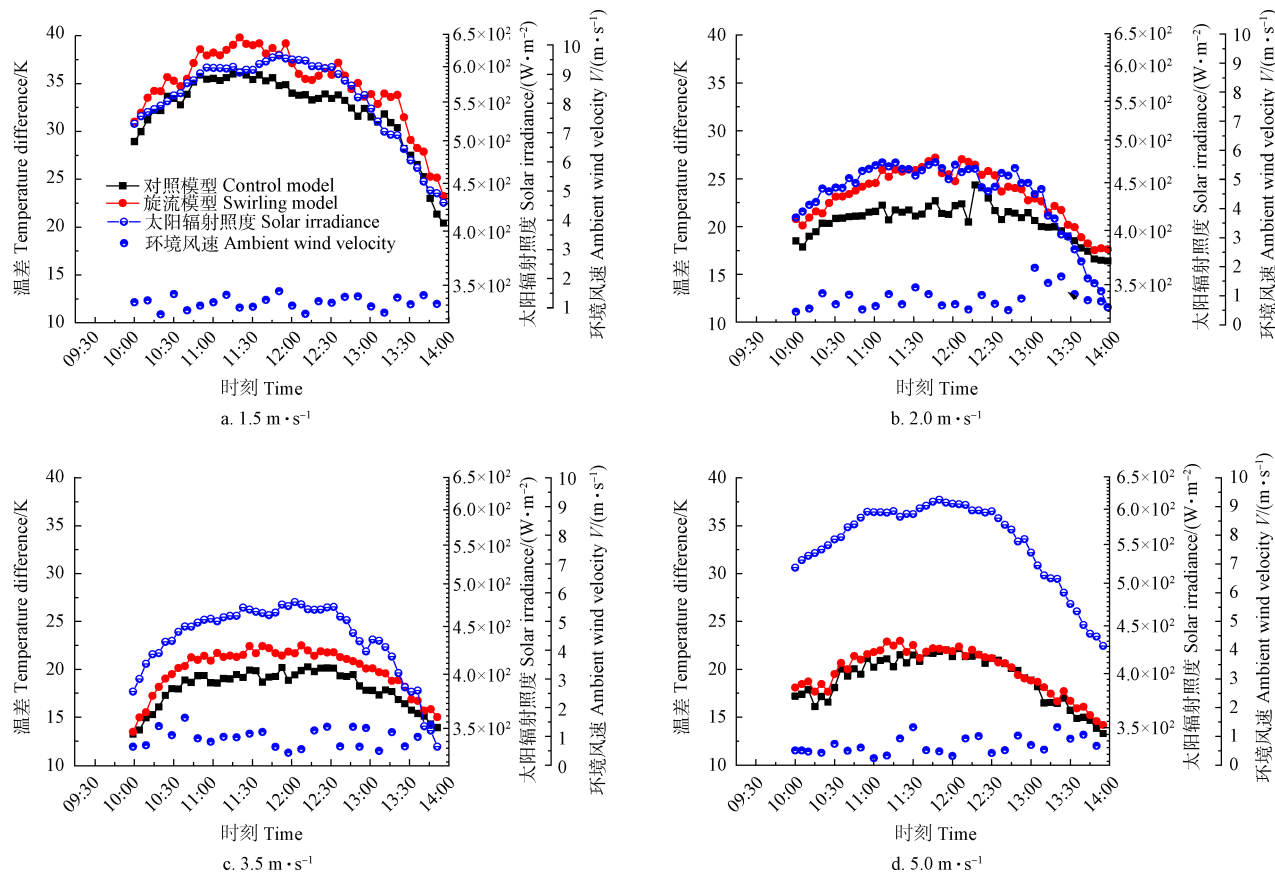


图8 不同入口风速下集热器进出口温差

Fig.8 Temperature difference between inlet and outlet of collector under different inlet velocity

4 结论

本文通过数值模拟和试验验证相结合的方法,对利用旋流效应提升折流板型太阳能集热器热性能进行了研究。获得的主要结论如下:

1) 引入旋流可以有效提高折流板型集热器的热性能。在计算工况内,被动旋流最优工况的集热效率增长率提升为16.03%,主动旋流最优工况的集热效率增长率提升为23.83%;试验工况中,最优模型的集热效率增长率提升为13.24%。

2) 数值模拟计算结果表明,主动旋流的性能提升效果明显优于被动旋流。集热效率增长率随着旋流强度的增加,呈现先增大后减小的趋势,对于特定尺度的集热器,存在最优的旋流强度。

3) 试验结果验证了引入旋流提升集热器热性能的可行性并表明旋流方法的提升效果对内部流态比较敏感,在层流流态或者低雷诺数紊流流态引入旋流提高集热效率效果会比较明显,在高雷诺数紊流流态引用旋流作用几乎不会产生强化作用。

参考文献

[1] Liang Caihua, Zhang Xiaosong, Li Xiuwei, et al. Study on

the performance of a solar assisted air source heat pump system for building heating[J]. Energy and Buildings, 2011, 43: 2188—2196.

[2] Karsli S. Performance analysis of new-design solar air collectors for drying applications[J]. Renewable Energy, 2007, 32(10): 1645—1660.

[3] 张锋伟,戴飞,张克平,等. 基于两级干燥工艺的玉米果穗太阳能集热通风干燥系统设计[J]. 农业工程学报, 2010, 26(8): 338—342.

Zhang Fengwei, Dai Fei, Zhang Keping, et al. Design of maize ear solar heating air aeration-drying system based on two-stage drying process[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering(Transaction of the CSAE), 2010, 26(8): 338 — 342. (in Chinese with English abstract)

[4] Ayadi M, Mabrouk S B, Zouari I, et al. Simulation and performance of a solar air collector and a storage system for a drying unit[J]. Solar Energy, 2014, 107: 292—304.

[5] Gulcimen F, Karakaya H, Aydın Durmus. Drying of sweet basil with solar air collectors[J]. Renewable Energy, 2016, 93: 77—86.

[6] Bhattacharyya T, Anandalakshmi R, Srinivasan K. Heat transfer analysis on finned plate air heating solar collector for its application in paddy drying[J]. Energy Procedia, 2017, 109: 353—360.

- [7] Ben-Amara M, Houcine I, Guizani A A, et al. Efficiency investigation of a new-design air solar plate collector used in a humidification-dehumidification desalination process[J]. *Renewable Energy*, 2005, 30(9): 1309—1327.
- [8] Kweon Y C, Kim M H. Experimental study on nucleate boiling enhancement and bubble dynamic behavior in saturated pool boiling using a nonuniform dc electric field[J]. *International Journal of Multiphase Flow*, 2000, 26(8): 1351—1368.
- [9] Kasayapanand N, Kiatsiriroat T. Optimized electrode arrangement in solar air heater[J]. *Renewable Energy*, 2006, 31(4): 439—455.
- [10] Choudun C, Galg H P. Evaluation of a jet plane solar air heat[J]. *Solar Energy*, 1991, 4(2): 199—209.
- [11] Aboghrara AM, Baharudin BTHT, Alghoul MA, et al. Performance analysis of solar air heater with jet impingement on corrugated absorber plate[J]. *Case Stud Therm Eng*, 2017, 10: 111—20.
- [12] Prasad K, Mullick S C. Heat transfer characteristics of a solar air heater used for drying purposes[J]. *Applied Energy*, 1983, 13(2): 83—93.
- [13] Zheng W, Yang L, Zhang H, et al. Numerical and experimental investigation on a new type of compound parabolic concentrator solar collector[J]. *Energy Conversion and Management*, 2016, 129: 11—22.
- [14] Li Shuilian, Meng Xiangrui, Wei Xinli. Heat transfer and friction factor correlations for solar air collectors with hemispherical protrusion artificial roughness on the absorber plate[J]. *Solar Energy*, 2015, 118: 460—468.
- [15] Ammari H D. A mathematical model of thermal performance of a solar air heater with slats[J]. *Renewable Energy*, 2003, 28(10): 1597—1615.
- [16] Omojaro A P, Aldabbagh L B Y. Experimental performance of single and double pass solar air heater with fins and steel wire mesh as absorber[J]. *Applied Energy*, 2010, 87(12): 3759—3765.
- [17] Yongsiri K, Eiamsa-ard P, Wongcharee K, et al. Augmented heat transfer in a turbulent channel flow with inclined detached-ribs[J]. *Case Studies in Thermal Engineering*, 2014, 3: 1—10.
- [18] Alam T, Saini R P, Saini J S. Heat and flow characteristics of air heater ducts provided with turbulators: A review[J]. *Renewable & Sustainable Energy Reviews*, 2014, 31(31): 289—304.
- [19] Romdhane B S. The air solar collectors: Comparative study, introduction of baffles to favor the heat transfer[J]. *Solar Energy*, 2007, 81(1): 139—149.
- [20] Hu J, Sun X, Xu J, et al. Numerical analysis of mechanical ventilation solar air collector with internal baffles[J]. *Energy and Buildings*, 2013, 62: 230—238.
- [21] 胡建军, 马龙, 刘凯彤, 等. 开孔型折流板太阳能空气集热器参数优化[J]. *农业工程学报*, 2016, 32(14): 227—231.
- Hu Jianjun, Ma Long, Liu Kaitong, et al. Parameters optimization of solar air collector with holes on baffles[J]. *Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering*, 2016, 32(14): 227—231. (in Chinese with English abstract)
- [22] Hu J, Liu K, Guo M, et al. Performance improvement of baffle-type solar air collector based on first chamber narrowing[J]. *Renewable Energy*, 2019, 135: 701—710.
- [23] Ruiz M. Characterization of Single Phase and Two Phase Heat and Momentum Transport in a Spiraling Radial Inow Microchannel Heat Sink[D]. Berkeley: University of California, 2015.
- [24] Taheran E, Javaherdeh K. Experimental investigation on the effect of inlet swirl generator on heat transfer and pressure drop of non-Newtonian nanofluid[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2019, 147: 551—561.
- [25] Duangthongsuk W, Wongwises S. An experimental investigation of the heat transfer and pressure drop characteristics of a circular tube fitted with rotating turbine-type swirl generators[J]. *Experimental Thermal & Fluid Science*, 2013, 45(2): 8—15.
- [26] Duangthongsuk W, Wongwises S. Comparison of the heat transfer performance and friction characteristics between fixed and rotating turbine-type swirl generators fitted in a small circular tube[J]. *Experimental Thermal & Fluid Science*, 2013, 50(12): 222—228.
- [27] Sirine Chouaieb, Wassim Kriaa, HatemMhiri, et al. Swirl generator effect on a confined coaxial jet characteristics[J]. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2017, 42(48): 29014—29025.
- [28] Huang R F, Duc L M, Hsu C M. Flow and mixing characteristics of swirling double-concentric jets influenced by a control disc at low central jet Reynolds numbers[J]. *Int J Heat Fluid Flow*, 2016, 62(Part B): 233—246.
- [29] Musa O, Xiong C, Changsheng Z. Experimental and numerical investigation on the ignition and combustion stability in solid fuel ramjet with swirling flow[J]. *Acta Astronautica*, 2017, 137: 157—167.
- [30] Wei H, Chen X, Wang G, et al. Effect of swirl flow on spray and combustion characteristics with heavy fuel oil under two-stroke marine engine relevant conditions[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2017, 124: 302—314.

Improving the heat collection performance of baffle type solar air collectors using swirl flow effect

Hu Jianjun^{1,2}, Guo Meng¹, Zhang Guangqiu¹, Zhang Shiyong¹, Guo Jinyong¹, Chen Lijuan³

(1. Key Laboratory of Green Construction and Intelligent Maintenance for Civil Engineering of Hebei Province, Yanshan University, Qinhuangdao 066004, China; 2. Hebei Province Low-Carbon and Clean Building Heating Technology Innovation Center, Yanshan University, Qinhuangdao 066004, China; 3. Power Engineering, The Nanjing Institute of Technology, Nanjing 210000, China)

Abstract: As an important device for photo-thermal conversion, solar air collectors (SACs) are widely used in auxiliary heating, crop drying and wood seasoning, and regeneration of liquid or solid desiccant. The absorber plate is the core part of the solar air collectors. It is significance to enhance the convective heat transfer between absorber plate and the working medium for the performance optimization of the collector. The introduction of baffle plate into solar air collector extends the heating time, creates secondary flow continuously, strengthens the mixing of fluid, and effectively improves the thermal efficiency of solar air collector finally. However, it is found that the strong flow separation on the back side of the baffle plate would lead to the generation of local vortices. The absorber plate in the corresponding position can not effectively dissipate heat due to the existence of these vortices resulting in hot spots and serious heat loss. Some studies have shown that the swirling flow can effectively generate unstable flow and secondary flow which can strengthen the convective heat and mass transfer process. In order to improve the thermal efficiency of the baffle type solar air collector(BSAC), swirling flow is introduced into this system to enhance the heat transfer with the purpose of eliminating the vortices in the collector chamber in this paper. Axial fans are adopted to create swirling flow to destroy the vortices, strengthen the mixing of fluid and suppress the formation of hot spots which can promote the thermal performance consequently. Numerical methods are used to compare and analyze the effect of the active and passive swirling methods on the efficiency of the baffle type collector, and explore the collector internal flow and heat transfer characteristics. The experimental table is built to verify the performance of the swirling model collector. Numerical calculation is used to analyze the effects of swirling type and intensity on the performance improvement. By analyzing the flow and heat transfer characteristics, the mechanism for performance improvement of the BSAC is revealed. The results show that the improvement of active swirling flow is better than passive swirling flow. Compared with the prototype, the maximum thermal efficiency growth rate of passive swirling flow is 16.03%, and the maximum thermal efficiency growth rate of active swirling flow is 23.83%. With the increase of swirling intensity, the growth rate of thermal efficiency increases firstly then fall, meaning that there is an optimum swirling intensity for a certain scale BSAC. Furthermore, the internal flow and heat transfer characteristics of the collector are investigated. The results show that the introduction of swirling flow increases the heat transfer of the bottom and the working medium and while also increases the heat dissipation of the cover. Therefore, when swirling flow is introduced, the heat preservation capacity of the upper cover can be strengthened appropriately to achieve better thermal performance of the swirling collector. In order to verify the effect of swirling flow on collector performance in the experimental point, a comparison experiment table was built, including basic baffle type collector(control model) and an active swirling flow collector(swirling model). The experimental results show that the improvement of heat collection caused by swirling flow is sensitive to volume flow rate. Under the condition of small flow rate, the performance of the BSAC improved significantly, and the thermal efficiency growth rate is up to 13.24%. However, the improvement is not obvious under the condition of large flow rate. The experimental results also show that the closer to noon time, that is, under the condition of high sunlight intensity, the difference between the inlet and outlet temperature difference of the two models is larger, and the effect of swirling flow enhancement is more obvious. This study provides a new method for the thermal performance improvement of the baffle type solar air collector.

Keywords: solar energy; numerical simulation; heat collector; heat collecting efficiency; swirling flow