DOI: 10.3969/j.issn.2095-509X.2020.07.019

双流道太阳能空气集热器关键参数影响特性分析

张建军[1,2]，王林军[1,2]，张　东[2,3,4]，景金龙[1,2]
(1. 兰州理工大学机电工程学院，甘肃 兰州　730050)
(2. 甘肃省生物质能与太阳能互补供能系统重点实验室，甘肃 兰州　730050)
(3. 兰州理工大学能源与动力工程学院，甘肃 兰州　730050)
(4. 西北低碳城镇支撑技术协同创新中心，甘肃 兰州　730050)

摘要: 针对改型设计的平板型双流道太阳能空气集热器，搭建了实验平台，利用 Fluent 软件开展了关键参数对集热器集热性能的试验及模拟研究。结果表明: 模拟所得太阳能空气集热器集热效率和出口空气温度与实验值具有良好的一致性; 出口空气温度受太阳辐射强度的影响较大，而集热效率受太阳辐射强度影响较小; 最优空气质量流量为 0.06 kg/s; 随着进口空气温度的增加，出口空气温度也增加，但进出口空气的温差在缩小，集热效率在下降; 适当增加吸热板厚度可以有效提高出口空气温度和集热效率，但过量增加吸热板厚度不能持续提升集热系统的性能，推荐的吸热板厚度为 0.35 mm。

关键词: 太阳能; 空气集热器; 双流道; 实验验证; 关键参数; 热力性能
中图分类号: TK211　　**文献标识码:** A　　**文章编号:** 2095-509X(2020)07-0092-05

太阳能空气集热器是一种以空气为介质的太阳能集热装置，可以将太阳能有效转化为热能，其具有结构简单、维护方便等诸多优点，被广泛应用于干燥、采暖、通风等领域[1-2]。由于传统空气集热器中存在空气流动死区，空气和吸热板换热不充分及热损失过大等因素制约了空气集热器的推广，因此围绕空气集热器性能提升和价值推广的研究得到了广泛开展。文献[3]、[4]针对空气集热器存在空气流动死区的结构缺陷提出了增加扰流板及增加空气入口的改进方法。更多的研究主要集中在集热器吸热板结构设计方面，Sing、Razak、Jin 等[5-7]提出在吸热板上布置不同的肋片、人工增加粗糙度以增加空气与吸热板的对流换热，减少系统热损。Ramani[8]提出用高分子吸热板来替代通用的金属吸热板，并进行了理论分析和实验。CFD 软件被广泛应用于建立太阳能空气集热器数值模型，而模拟结果可以为集热器优化提供依据[9-10]。

现阶段国内外学者虽然从实验及模拟两方面对太阳能空气集热器进行了广泛研究，但绝大部分都设计制造了新的结构，增加了产品研制周期及成本。本文对市售的太阳能集热器进行改进设计，将空气进出口布置于集热器宽度方向的对角线上，增加空气在集热腔中的路径长度; 吸热板将集热腔分割成上、下两条空气流道，形成双流道空气集热器。为深入研究关键参数对此类平板型双流道空气集热器热力性能的影响，为其优化与应用提供理论支撑，笔者构建了空气集热器实验测试平台，采用模拟分析与实验研究相结合的方法研究各关键参数对集热器热力性能的影响。

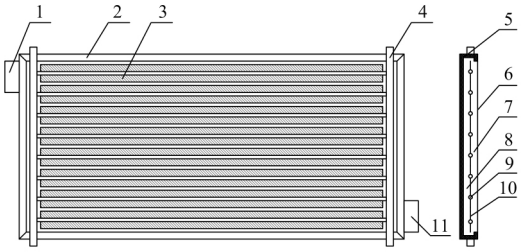
1　物理模型

平板型双流道太阳能空气集热器结构如图 1 所示。总集热面积为 2 m^2，集热腔侧面和底部均用岩棉作为隔热保温材料，底部岩棉厚度为 18.8 mm，集热器上表面覆盖 3.2 mm 厚的单层平板钢化玻璃，空气进出口尺寸为 260 mm × 50 mm。吸热板由 16 块铝锌板组成，每块铝锌板宽 55 mm、厚 0.35 mm，表面镀有选择性吸收涂层。吸热板将空气流道分成上、下两条流道，上流道高 26.2 mm，下

收稿日期: 2019-01-22
基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51806093); 甘肃省自然科学基金资助项目(18JR3RA141)
作者简介: 张建军(1991—)，男，硕士研究生，主要研究方向为太阳能光热利用，942736163@qq.com.
通讯作者: 张东，男，副教授，zhdlgn@126.com.

(C)1994-2020 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved.　http://www.cnki.net

流道高 20.0 mm。



1—空气进口; 2—集热器构架; 3,10—吸热板; 4,9—原水歧管; 5—集热器背面和侧面保温材料; 6—玻璃盖板; 7—空气上流道; 8—空气下流道; 11—空气出口

图 1　平板型双流道太阳能空气集热器示意图

2　数学模型

2.1　能量平衡方程

根据空气在集热器内部换热及集热器与外界环境换热过程,可得到集热器各部分能量平衡方程。玻璃盖板能量平衡方程为:

$$S_1 + h_{r,p-c}(T_p - T_c) + h_1(T_{f1} - T_c) = U_t(T_c - T_a) \tag{1}$$

上流道空气能量平衡方程、吸热板能量平衡方程、下流道空气能量平衡方程和底板能量平衡方程分别如式(2) ~(5) 所示:

$$h_1(T_c - T_{f1}) + h_2(T_p - T_{f1}) = Q_1 \tag{2}$$

$$h_3(T_p - T_{f2}) + h_2(T_p - T_{f1}) + h_{r,p-c}(T_p - T_c) + h_{r,b-p}(T_p - T_b) = S_2 \tag{3}$$

$$h_3(T_p - T_{f2}) + h_4(T_b - T_{f2}) = Q_2 \tag{4}$$

$$h_4(T_{f2} - T_b) + h_{r,b-p}(T_p - T_b) = U_b(T_b - T_a) \tag{5}$$

式中: h_1,h_2,h_3,h_4 分别为上流道空气与玻璃盖板、上流道空气与吸热板、下流道空气与吸热板及下流道空气与底板的对流换热系数,W/(m^{-2}·K); $h_{r,p-c}$,$h_{r,b-p}$ 分别为吸热板与玻璃盖板、吸热板与底板的辐射换热系数,W/(m^{-2}·K); T_a 为环境温度,℃; T_b 为底板温度,℃; T_c 为玻璃盖板温度,℃; T_{f1},T_{f2} 分别为上、下流道空气温度,℃; T_p 为吸热板温度,℃; Q_1,Q_2 分别为上、下流道空气热流密度,W/m^2; U_b,U_t 分别为底部和顶部热损系数,W/(m^{-2}·K); S_1,S_2 分别为玻璃盖板和吸热板所吸收的太阳辐射强度,W/m^2。

$$\rho_p A_p d_p C_p \Delta T_p = S_2 \tag{6}$$

式中: ρ_p 为吸热板材料密度,kg/m^3; A_p 为吸热板面积,m^2; d_p 为吸热板厚度,mm; C_p 为吸热板材料比热容,J/(kg·K); ΔT_p 为吸热板的温度变化量,℃。

雷诺数是判定流体流动模型的重要依据:

$$Re = \frac{\rho_a u d_e}{\nu} \tag{7}$$

$$d_e = \frac{A}{L} \tag{8}$$

式中: Re 为流体雷诺数; ρ_a 为空气密度,kg/m^3; u 为流体在集热器中的流速,m/s; d_e 为流道水力直径,m; ν 为流体运动黏度,m^2/s; A 为集热腔道的横截面积,m^2; L 为空气流道的横截面周长,m。

2.2　集热效率

集热效率 η 为集热器在稳定工况下单位时间内传热工质(空气)获得的能量和投射在集热器表面的太阳辐射能之比。

$$\eta = \frac{m_a C_a (T_o - T_i)}{A_c G_T} \tag{9}$$

式中: m_a 为空气质量流量,kg/s; C_a 为空气定压比热容,J/(kg·K); T_i 为空气进口温度,℃; T_o 为空气出口温度,℃; A_c 为玻璃盖板面积,m^2; G_T 为太阳辐射强度,W/m^2。

3　计算模型

3.1　模拟网格的划分

根据实际物理尺寸运用 SolidWorks 建立本文所研究的双流道空气集热器的三维模型,并导入到 ICEM 中进行网格划分,合理加密近壁区网格,以保证计算时湍流模型近壁区的准确性。

3.2　边界条件及物性参数

将集热器内部的空气流近似为矩形管道流,计算得到空气在集热器内部的雷诺数为 6.368 7 × 10^3,雷诺数大于 4 000,故空气在流道中为湍流。Realizable $k-\varepsilon$ 湍流模型提供了一个考虑低雷诺数流动黏性的解析公式,对近壁区流动边界层可进行更好的模拟计算,故本文采用 Realizable $k-\varepsilon$ 湍流模型。DO 模型适用范围广,可用于计算集热器内部及集热器与环境之间的辐射换热。空气在集热器内部流动时只受摩擦阻力的影响,压降较小,故空气可看作不可压流体。由于空气在集热器中被吸热板加热后密度变小,因此其物性采用 Boussinesq 近似。表 1 列出各部分边界条件及物性参数。

3.3　求解方法

由于空气质量流量可以被准确地测量,因此压力求解采用定常流动常用的 SIMPLEC 算法。空气在集热器内部温度变化较大,在流动过程中应考虑浮升力的影响,因此压力空间分离解算器选用

(C)1994-2020 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved.　http://www.cnki.net

表 1　边界条件及物性参数

边界名称	边界状况	材料物性
空气		密度 1.29 kg/m^3，比热容 1.003 × 10^3 J/(kg·K)
进口	速度入口 (m/s)	Boussinesq 近似
出口	流量出口	Boussinesq 近似
吸热板		铝，吸收率 0.95，发射率 0.05
玻璃盖板	混合边界	玻璃，密度 2 220 kg/m^3，比热容 830 J/(kg·K)，导热系数 0.76 W/(m·K)，吸收率 0.1，透射率 0.9
集热器背板及框架	绝热边界层	

Body Force Weighted 格式。空气在集热器内部的流动较为复杂，为得到更好、更为精确的模拟结果，采用 Secord - order up wide 离散差值格式。

4　模型的验证和结果分析

4.1　数值模拟及实验验证

为验证模拟结果的正确性，搭建实验平台，建立实验测试系统，运用动态测试方法研究空气集热器。实验从上午 9:00 开始到下午 3:00 结束，当天集热器进、出口温度随不同时刻、不同太阳辐射强度的变化如图 2 所示，由图可以看出，空气进、出口温度随太阳辐射强度的变化而发生明显变化，都呈现先升后降的趋势。

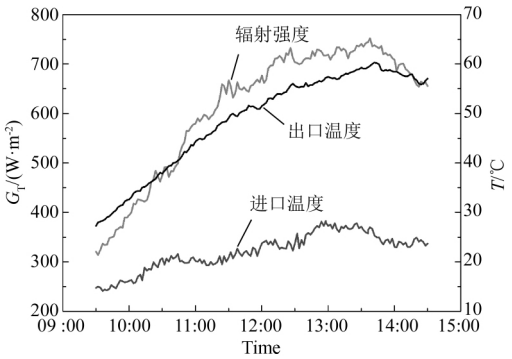


图 2　辐射强度对空气进、出口温度的影响

数值模拟选用和实验系统相同的输入条件，通过与实验获得的集热效率和出口空气温度的对比，来验证数值模型的正确性。不同时刻、不同工况下的实验和数值模拟的集热效率及出口空气温度对比情况如图 3 所示。由图中可以看出，出口空气温度的数值模拟结果与实验结果表现出较好的一致性，最大相对误差为 7.6%。集热效率的最大相对误差为 14.6%，平均相对误差为 2.6%。模拟结果和测试结果具有相同的变化趋势，判定数值模拟结果可信。

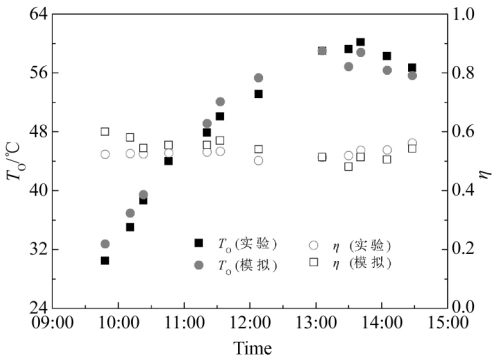


图 3　空气出口温度实验结果与模拟结果对比

4.2　模拟结果分析

利用 Fluent 软件模拟关键参数对空气集热器集热系统的影响。选择下午 1:06 的实测数据作为模拟工况：A_c = 2 m^2，G_T = 725 W/m^2，T_a = 24.5 ℃，T_i = 28 ℃，吸热板厚度 δ_p = 0.35 mm，m_a = 0.024 kg/s，此时太阳辐射强度大，进、出口空气温度稳定，模拟结果和实验结果仅有 0.4% 的相对误差，有很高的准确性。保持其他参数不变，模拟研究单一的关键参数对系统性能的影响。

4.2.1　太阳辐射强度的影响

由图 4 可以看出，在空气集热器运行过程中太阳辐射强度对集热器出口空气温度的影响明显，随着太阳辐射强度从 277 W/m^2 增加到 725 W/m^2，集热器出口空气温度从 32.7 ℃增加到 58.9 ℃，增幅为 80.1%。太阳辐射强度对集热效率的影响较小，集热效率曲线平缓，其值稳定在 52.0% 左右。从图中可以看出，起初集热效率有较快的增加，原因是此阶段太阳辐射起始值较低，无法满足集热器在这一阶段对辐射量的需求，集热器吸热板与空气之间的对流传热及热辐射换热进行得较充分，导致出口空气温度增速大于辐射量增速，因此在起始阶段集热效率有较为明显的增加，而后维持在一个稳定值。根据不同太阳辐射强度下出口空气温度和

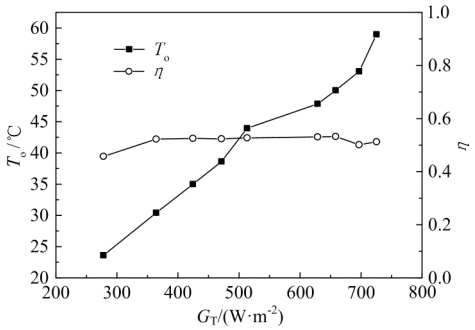


图 4　辐射强度对集热器出口空气温度和集热效率的影响

(C)1994-2020 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved.　http://www.cnki.net

集热效率的变化可以看出: 太阳辐射强度对集热器集热效率的影响较小,而对系统的出口温度有明显的影响。

4.2.2　空气质量流量的影响

空气质量流量对集热效率与出口空气温度的影响如图 5 所示。从图中可以看出,随着空气质量流量的增加,出口空气温度不断降低,集热效率不断增大。这是因为空气质量流量增加使吸热板与空气的对流换热加强,吸热板、玻璃盖板温度降低,集热器与环境空气之间的辐射换热、对流换热减少,系统热损减小,空气带走的热量不断增多,吸热板与外界空气的温差变小,从而使集热器出口的空气温度降低,集热效率增大。从图中可以看出,随着空气流量的增加,出口空气温度和集热效率的变化趋势都有所减缓。空气质量流量由 0.017 kg/s 增加至 0.059 kg/s,空气出口温度由 67.85 ℃下降至 42.08 ℃,降幅为 38.0%; 空气质量流量由 0.059 kg/s 增加至 0.084 kg/s,出口空气温度下降至 38.43 ℃,降幅仅为 18.2%。相同的情况下,集热效率增幅分别为 23.8% 和 5.8%。出口空气温度降幅和集热效率增幅减缓说明集热器对空气流量增量的敏感度在不断下降,空气流量的增加并不能使集热器性能的持续提升。

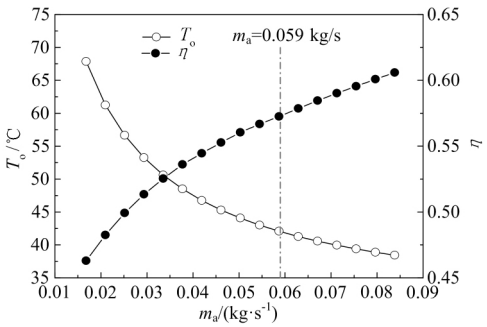


图 5　空气质量流量对集热器出口温度和集热效率的影响

4.2.3　空气进口温度的影响

图 6 显示了集热效率和出口空气温度随进口空气温度的变化关系。从图中可以看出,随着进口空气温度由 0 ℃升高至 50 ℃,出口空气温度由 30 ℃升至 68 ℃,集热效率由 63% 减少到 27%。由于空气介质自身的低密度和低比热容,进口空气温度升高导致集热器内部温度升高,过多的热量没有被转移出集热腔,使集热器温度持续升高,反而加强了集热器与周围环境的对流换热和辐射换热,因而造成热损变大,效率降低。由图 6 可知,随着进口空气温度的增加,空气进口温度与出口温度的温差由 30 ℃减小到 18 ℃,在所模拟的范围内进出口温差降幅为 40%。进、出口空气温度温差变化的趋势表明,随着进口空气温度的升高,进、出口空气温差将进一步减小,最终出口空气温度将无限接近进口空气温度。进口空气温度的持续升高加强了集热器与周围环境的换热,增加了系统的热损失,导致集热效率降低。因此,在实际应用中应选择合适的进口温度,不能因有较高的空气温度需求而一味地提高进口空气温度。

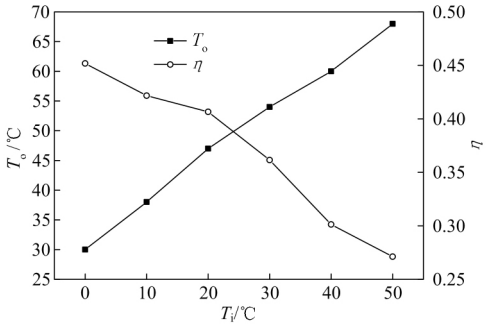


图 6　进口空气温度对集热器出口空气温度和集热效率的影响

4.2.4　吸热板厚度的影响

从图 7 可以看出: 吸热板厚度的增加对集热效率和出口空气温度的影响有相同的变化趋势,都是先增大后趋于平缓。当吸热板的厚度由 0.15 mm 增加至 0.35 mm 时,出口温度由 32 ℃升高到 37 ℃,增幅为 15.6%,集热效率由 33.1% 增加到 40.6%,增幅为 22.7%; 当吸热板厚度由 0.35 mm 增加至 0.65 mm 时,集热器出口空气温度和集热效率分别仅有 2.1% 和 3.0% 的增幅。由此可以看出,0.35 mm 成为影响集热器性能的吸热板厚度的临界点,当吸热板厚度小于 0.35 mm 时,增加吸热板厚度可满足集热器内更大换热的需求,对集热系统性能有积极影响,而吸热板厚度大于 0.35 mm 后,吸热板厚度的增加不会提升集热器集热性能,

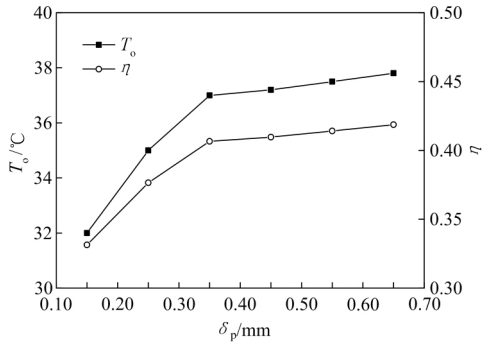


图 7　吸热板厚度对集热器出口空气温度和集热效率的影响

(C)1994-2020 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved.　http://www.cnki.net

反而会造成材料的浪费。

5 结论

本文研究了太阳能辐射强度、空气质量流量、进口空气温度和吸热板厚度对平板型双流道太阳能空气集热器性能的影响，结果表明:

1) 出口空气温度随太阳辐射强度增加而上升，但太阳辐射强度的增加对集热效率没有明显的影响。

2) 空气质量流量对集热系统有明显影响，随着空气质量流量的增加出口空气温度不断降低，而集热效率不断增加。本文研究的集热器推荐最优空气流量值为 0.06 kg/s 。持续地增加空气质量流量不仅降低了出口空气的利用价值，而且造成能量的浪费。

3) 出口空气温度和集热效率受进口空气温度变化的影响明显。随着进口空气温度的不断升高，进、出口空气的温差逐渐缩小，热损增大，集热器效率下降明显。

4) 模拟研究得到最佳的吸热板厚度为 0.35 mm，持续的吸热板厚度增加并不能有效改善集热器集热性能，反而造成材料的浪费。

参考文献:

[1] 马健. 平板式太阳能集热器的发展综述 [J]. 江苏科技信息，2017(22):46 - 49.

[2] 余海. 太阳能利用综述及提高其利用率的途径 [J]. 能源研究与利用，2004(3):34 - 37.

[3] 杨国宁. 太阳能空气集热器吸热板结构优化及其影响因素分析 [D]. 北京: 华北电力大学，2016.

[4] 夏佰林，赵东亮，代彦军，等. 蛇形流道太阳能平板空气集热器集热性能研究 [J]. 太阳能学报，2012，33(9):1561 - 1564.

[5] SINGH S，CHANDER S，SAINI J S. Thermo - hydraulic performance due to relative roughness pitch in V - down rib with gap in solar air heater duct comparison with similar rib roughness geometries [J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews，2015，43:1159 - 1166.

[6] RAZAK A A，MAJID Z A A，AZMI W H，et al. Review on matrix thermal absorber designs for solar air collector [J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews，2016，64:682 - 693.

[7] JIN D，ZHANG M，WANG P，et al. Numerical investigation of heat transfer and fluid flow in a solar air heater duct with multi V - shaped ribs on the absorber plate [J]. Energy，2015，89:178 - 190.

[8] 孙自帅，陶汉中，张建东. 双层玻璃盖板平板太阳能集热器数值模拟 [J]. 热力发电，2016，45(11):54 - 60.

[9] 刘一福，黄坤荣，王玉林. 扰流板型太阳能平板空气集热器数值模拟分析 [J]. 机械研究与应用，2012，25(1):65 - 68.

[10] FISCHER S，PERERS B，BERGQUIST P. Collector test method under quasi - dynamic conditions according to the European Standard EN 12975 - 2 [J]. Solar Energy，2004，76(1):117 - 123.

Analysis on the key influencing parameters characteristics of double - channels solar air collector

Zhang Jianjun[1,2]，Wang Linjun[1,2]，Zhang Dong[2,3,4]，Jing Jinlong[1,2]

(1. School of Energy and Power Engineering，Lanzhou University of Technology，Gansu Lanzhou，730050，China)

(2. Key Laboratory of Complementary Energy System of Biomass and Solar Energy，Gansu Lanzhou，730050，China)

(3. School of Mechanical and Electrical Engineering，Lanzhou University of Technology，Gansu Lanzhou，730050，China)

(4. Technology Cooperative Innovation Center Support by Northwest Low Carbon Town，Gansu Lanzhou，730050，China)

Abstract: In order to strengthen the use of solar energy，an experimental platform is built with the designed flat-plate solar air collector with double-channels to carry out the air heat collection experiment. Fluent software is used to simulate the influence of key parameters on its thermal performance. The results are detail as follows: the simulated air outlet temperature and collector efficiency are in good agreement with the experimental values; outlet temperature is sensitive to the change of solar irradiation，but the collector efficiency is less affected by irradiation intensity; the optimal air mass flow rate of the system should be kept near 0.06 kg/s; the increase of the thickness of absorber plate can effectively improve the air outlet temperature and collector efficiency，the excessive increase of the thickness can't provide continuous performance improvement for the collector system. The recommended thickness of heat absorber plate is 0.35 mm.

Key words: solar energy; air collector; double channels; experimental verification; key parameters; thermal performance

(C)1994-2020 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved. http://www.cnki.net