

# 太阳能平板空气集热器内部流动与传热分析

胡建军<sup>1</sup> 孙喜山<sup>1</sup> 徐进良<sup>2</sup>

( 1. 燕山大学 建筑环境与设备工程系 河北 秦皇岛 066004;

2. 华北电力大学 新能源与可再生能源北京市重点实验室 北京 102206)

**摘 要:** 基于雷诺时均的三维定常粘性  $N-S$  方程及能量方程, 对内设挡流板的太阳能平板空气集热器内部流动和传热特性进行数值分析和实验验证。模拟结果与实验测量结果显示出良好的一致性。研究表明: 挡流板的存在致使内部流动非常复杂, 挡流板背侧发生显著的流动分离与再附着现象, 同时对温度场产生重要影响, 因此消除各种涡流是提高集热效率的有效途径之一; 气流在挡流板末端发生  $180^\circ$  偏转形成的二次流增加了流动损失, 但同时实现了冷热流体的掺混, 强化了换热; 集热板的多种换热方式中对流换热占主导, 辐射换热占总换热量的  $1/7$ , 为提高集热效率, 应设法进一步降低集热板平均温度。

**关 键 词:** 太阳能; 空气集热器; 流动与传热

中图分类号: TK513

文献标识码: A

符号说明

$\lambda$ —玻璃盖板导热系数/ $W \cdot (m \cdot K)^{-1}$

$\rho$ —玻璃盖板密度/ $kg \cdot m^{-3}$

$C_p$ —玻璃盖板比热/ $J \cdot (kg \cdot K)^{-1}$

$h_f$ —玻璃盖板外侧对流换热系数/ $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$

$t_f$ —玻璃盖板外侧空气温度/ $^\circ C$

$\epsilon_c$ —集热板发射率

$\epsilon_g$ —玻璃盖板板发射率

$\eta_c$ —集热效率

$\xi$ —总压损失系数

## 引 言

近年来, 国内外学者从不同角度对太阳能空气集热器 (Solar Air Collector, SAC) 进行了大量研究<sup>[1~3]</sup>。Zhai 等人对自然通风下的 SAC 进行了实验研究和理论分析<sup>[4]</sup>, 阐明了加热功率、倾角、间层厚度等因素对集热器性能的影响。Ucar 等人通过改变吸热板的形状和布置方式强化集热腔内换热过程<sup>[5]</sup>, 并对此过程进行了烟分析, 证明传统的 SAC 不可逆损失较大是其集热效率较低的主要原因。Romdhane 等人提出通过设置障碍物或挡板等手段

增加湍流强度<sup>[6]</sup>, 强化腔内换热过程, 在空气流率为  $50 m^3 / (h \cdot m^2)$  的条件下, 获得集热效率为 80%, 出口温升  $70^\circ C$ 。Gao 等人对波纹吸热板与波纹底板垂直交错布置的 SAC 进行了参数分析和实验研究<sup>[7]</sup>, 表明采用交错式波纹板的集热效果明显优于平板式。El - Sawi 等人将运用连续折叠技术获得的人字型金属吸热板应用于 SAC<sup>[8]</sup>, 并与平板、V 型槽板进行了对比实验研究, 采用人字型吸热板在某些工况下集热效率可增加 20%, 出口温度增加  $10^\circ C$ 。王志峰和袁旭东等人较早开展了针对 SAC 的数值模拟研究<sup>[9~10]</sup>, 为后来太阳能空气集热器进一步研究做了理论铺垫。王崇杰等人将 CFD 模拟技术引入 SAC 设计领域, 对某渗透型空气集热器工作特性进行了模拟分析<sup>[11]</sup>, 显示了 CFD 工具在空气集热器设计研究领域的独特优势。

本研究对燕山大学太阳能综合热利用课题组自行设计的内设挡流板的平板型 SAC 内部流动和传热过程进行了稳态数值模拟, 并进行了实验验证。揭示了其内部流场细节及换热特性, 为该类集热器的结构优化、效率提高提供了理论支持。

## 1 物理模型

研究对象为自主设计的内设挡流板太阳能平板空气集热器, 实验装置如图 1 所示。其腔内尺寸  $1 m \times 2 m \times 0.12 m$ , 内设挡流板 4 块, 长度为  $0.7 m$ , 自下往上分割出 5 个集热腔, 增设挡流板的目的是增加空气在加热腔内的驻留时间, 保证空气被充分加热, 提高集热效率。空气自下端开口进入, 沿挡流板形成的蛇形通道, 自上端开口排出。底部吸热板为紫铜基底, 表面为选择性黑铬涂层, 对日射辐射的总吸收率可达  $0.97 (\pm 0.02)$ , 长波辐射发射率仅

收稿日期: 2010 - 09 - 26; 修订日期: 2010 - 10 - 20

基金项目: 秦皇岛市科学技术研究与发展计划( 200901A017) 基金资助项目; 河北省自然科学基金青年基金( E2011203094) 资助项目; 国家自然科学基金杰出青年基金资助项目( 50825603)

作者简介: 胡建军( 1982 - ), 男, 黑龙江虎林人, 燕山大学讲师, 硕士。

为  $0.1 (\pm 0.02)$  (数据取自产品样本手册), 四周及底部维护结构均采用 60 mm 厚聚苯板进行绝热, 上部盖板为 4 mm 普通单玻。



图 1 实验装置  
Fig. 1 Test device

## 2 计算模型

### 2.1 建模及网格划分

运用 GAMBIT 软件建模并进行网格划分, 如图 2 所示。采用分块结构化网格, 近壁区进行网格加密, 无量纲壁面距离  $y^+$  的最大值为 28, 经网格无关性考察, 计算网格数取为 792000。

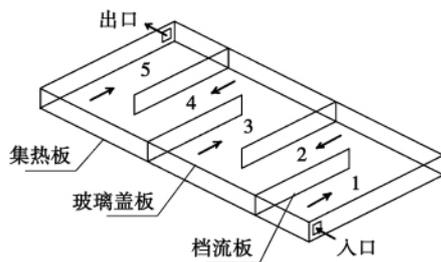


图 2 计算及网格划分三维模型  
Fig. 2 Three dimensional model for calculation and grid division

### 2.2 边界条件及物性

集热器内部流动近似为管道流, 通过计算其雷诺数, 判断其内部流动为湍流。由于流体在流动过程中发生  $180^\circ$  偏转, 易出现流动分离, 因此湍流模型选取 Realizable  $k-\epsilon$  模型, 该模型在负压力梯度流动、分离流及复杂二次流的预测方面更具有优势<sup>[12]</sup>。

集热器内部的传热过程较为复杂, 忽略次要因

素, 其换热过程主要包括集热板与腔内空气的对流换热, 集热板与玻璃盖板的辐射换热, 玻璃盖板与两侧空气的对流换热以及玻璃盖板与外界环境的辐射换热, 其中集热板与玻璃盖板的辐射换热模拟采用 surface to surface (S2S) 模型, 为减少计算量并保证必要的计算精度, 每 100 个网格划为一个面簇。

由于内部空气流速较低, 可按不可压流体处理, 但温度变化较大并导致密度变化, 因此其物性采用 Boussinesq 假设。试验台与水平面有  $45^\circ$  夹角, 计算时需考虑浮升力影响。进出口、集热板、四周维护结构以及玻璃盖板的边界条件及物性如表 1 所示。其中, 空气入口边界条件取值为实测值; 集热板热流密度取值为透过 4 mm 普通单玻的太阳辐射辐射照度, 根据《采暖通风与空气调节设计规范》(GB50019-2003) 北纬  $40^\circ$  通过标准玻璃的逐时太阳辐射照度、实验当天大气透明度以及玻璃的遮挡系数  $C_s$  获得。

表 1 边界条件及材料物性

Tab. 1 Boundary conditions and material physical properties

	边界条件	物性
	温度 $15^\circ\text{C}$	
入口	速度入口 $3\text{ m/s}$ 湍流强度 1%	Boussinesq 假设
出口	出流边界 (outflow)	—
集热板	热流密度 $765\text{ W/m}^2$	$\epsilon_c = 0.1$
	混合边界条件	
玻璃盖板	$h_f = 20\text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)}$ $t_f = 15^\circ\text{C}$ $\epsilon_g = 0.9$	$\rho = 2\,500\text{ kg/m}^3$ $C_p = 800\text{ J/(kg} \cdot \text{K)}$ $\lambda = 0.077\text{ W/(m} \cdot \text{K)}$
其它壁面	绝热	—

### 2.3 数值模拟正确性验证

将特定位置实测的温度值与计算结果进行对比, 用以验证模拟结果的正确性。实验中设置温度测量点共 7 个, 其中集热器内部设置 5 个, 位置如图 3 所示, 进出口各设置一个。温度测量采用酒精温度计, 误差为  $\pm 0.5^\circ\text{C}$ , 能够满足工程应用的精度要求。为保证测温准确, 感温包处制作铝箔遮热罩, 以排除辐射换热影响。进出口风速测量采用热球风速仪。采集数据之前打开风机, 系统预热 30 min, 待数据稳定后每 30 min 记录一次。验证数据取自 2010 年 4 月 6 日 8:30-15:00 的实验, 其中温度对比取样值为中午 11:00 所测温度。对比表明, 实验测量结果与数值计算结果符合很好, 内部各测量点温度

值与计算值最大差别仅为 3.3% ,进出口温差测量值与模拟值差别为 5.8% 。此外 ,还对不设挡流板的集热器进行了对比实验研究 ,测量结果与数值结果仍显示出良好的一致性 ,以此验证了数值方法的正确性。

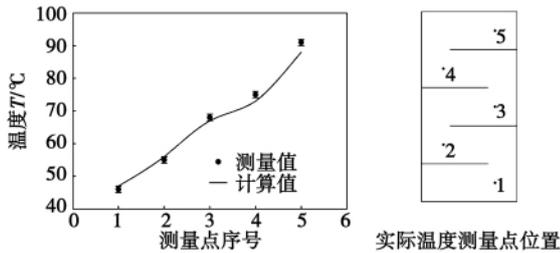


图 3 温度实际测量值与数值计算值比较  
Fig. 3 Comparison of the actually measured temperature with the numerical calculation result

### 3 计算结果及分析

模拟采用 Fluent 商业软件包并开启并行计算功能(2 × 2.66 GHz 酷睿核心)。用有限体积法离散控制方程 ,二阶迎风格式离散对流项 ,一阶迎风格式离散扩散项 ,采用基于 Simple 算法的数值求解方法和分离式求解器。计算过程中 ,除能量方程外 ,其它方程残差下降 5 个数量级 ,同时出口空气质量平均温度波动 ≤ ±10<sup>-2</sup> °C 时 ,视为收敛。

#### 3.1 集热器内部流动特性

##### 3.1.1 中截面流场与温度分布特性

中截面上的流动受固体壁面的影响最小 ,因此可以用来反映主体流动( bulk flow) 特性。图 4 为中截面的流线图。如图中所示 ,挡流板的存在致使流动过程较为复杂 ,多种涡系并存 ,并存在强烈的流动分离( flow separation) 和再附着( reattachment) 现象。流动沿挡流板向前发展 ,具有较强的贴附效应 ,气流在挡流板末端发生 180° 偏转 ,同时在挡流板的背侧形成显著分离涡( separation vortex) ,在背侧 90° 内拐角处形成角隅涡( corner vortex) 。

集热腔内空气流动状况对温度分布具有重要影响 ,图 5 为中截面温度分布云图。观察可知 ,5 个集热腔的平均温度自下而上不断升高。每个集热腔中 ,高温区恰好对应流动的涡流区 ,低温区对应流动的直流区。涡流区温度较高的原因在于 ,涡流的存在致使空气在局部位置旋转、滞留 ,不断被集热板所加热。

$$\text{定义集热效率为 } \eta_c = \frac{Q_{\text{absorb}} - Q_{\text{loss}}}{Q_{\text{absorb}}} \times 100\% \text{ ,其}$$

中  $Q_{\text{absorb}}$  为集热板吸收的太阳辐射热 , $Q_{\text{loss}}$  为集热器的热损失 ,主要来自玻璃盖板向外界散失的对流热与辐射热。涡流区对应的玻璃盖板温度较高 ,散热损失较大 ,从而会对集热效率产生不利影响。因此 ,消除各种涡流区 ,是提高集热效率的有效途径之一。

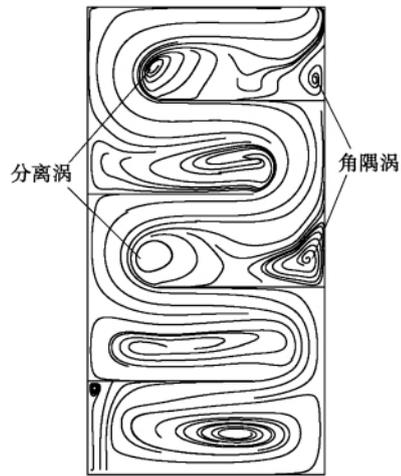


图 4 中截面流线图  
Fig. 4 Streamline middle section drawing

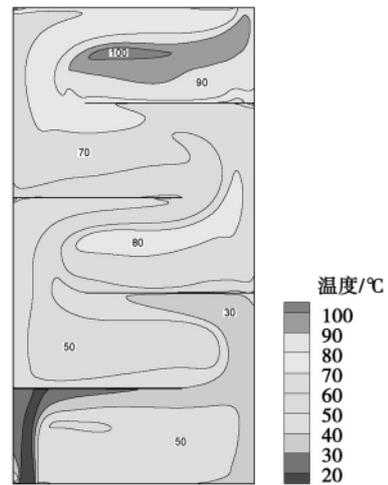


图 5 中截面温度分布  
Fig. 5 Temperature distribution in the middle section

##### 3.1.2 沿主流方向二次流发展变化情况

通过作垂直于主流方向的切片可以反映二次流的发展变化情况 ,如图 6 所示。切片编号顺序如图中所示 ,其中轮廓线代表二次流速度等值线 ,箭头矢量代表二次流速度大小及方向。由于二次流在转弯处表现较为明显 ,因此取出切片 2、4、6、8 进行比较

分析。观察发现,切片 2、4、6 中速度等值线始终向流动方向的内转角上方收缩,这主要是因为计算模型中考虑了浮升力作用,而在等温或无重力流中速度等值线应为上下对称分布。浮升力的存在对速度轮廓线分布具有重要影响,说明在计算模型中将浮升力考虑进去是合理的,同时也与实际情形相符。切片 8 中等值线分布上下基本对称,主要是因为流动发展到此处,掺混作用使得上下温度接近一致,浮升力的影响逐渐可以忽略。

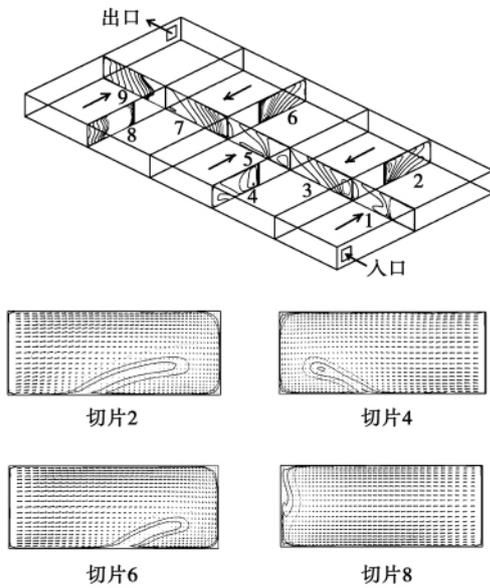


图 6 沿主流方向二次流发展情况切片图  
Fig. 6 Sectional drawing of the secondary flow development along the main stream direction

### 3.1.3 沿主流方向总压损失系数变化情况

总压损失系数  $\xi$  是衡量特定流通通道造成流动损失(总压损失)能力的无量纲参数,其定义为:

$$\xi = \frac{P_{total} - P_{local}}{\frac{1}{2} \rho_{out} \times \bar{U}_{out}^2}$$

式中:  $P_{total}$  ——进口总压;  $P_{local}$  ——当地总压;  $\rho_{out}$  ——出口平均密度;  $\bar{U}_{out}$  ——出口平均速度。

图 7 反映了沿流动方向各切片断面的平均总压损失系数变化情况,切片定义与图 6 中相同。由图 7 可知,各切片的平均总压损失系数沿流动方向逐渐增加,这主要是由于气流掺混的范围和强度越来越大,但增加的趋势逐渐变缓,说明流动发展到后期,掺混已基本完成。这与前述切片 8 中二次流速度等值线上下对称分布是因为掺混完成的解释是一致的。

另外,还对不带挡流板的集热器进行了对比计算,当其它条件相同时,不带挡流板的集热器进出口总压损失为 5.6 Pa,集热效率为 50.2%;带挡流板的集热器进出口的总压损失为 7.8 Pa,集热效率变为 63.5%,说明增加挡流板不会造成总压损失的大幅上升,但却可以延长空气在集热器内驻留时间,增加高、低温流体的掺混,提高出口温度,增加集热效率。因此,二次流在造成流动损失的同时,强化了换热。

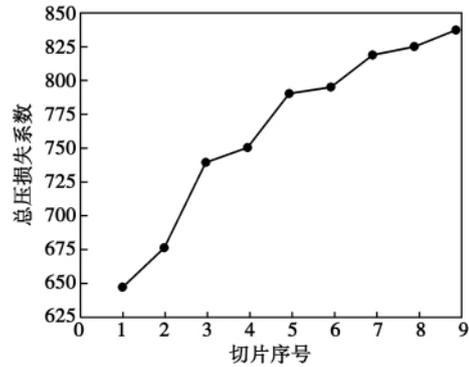


图 7 沿主流方向平均总压损失系数变化情况  
Fig. 7 Change of the total pressure average loss coefficient along the main stream direction

## 3.2 集热器内部换热特性

### 3.2.1 集热板温度分布及换热特性

图 8 反映了集热板的温度和努谢尔数分布情况。集热板下部在入口喷吹冷却的作用下,温度较低,尤其在气流路径上的板面温度更低,随着气流逐渐被加热,上部板面温度逐渐升高,最高达 150 °C。

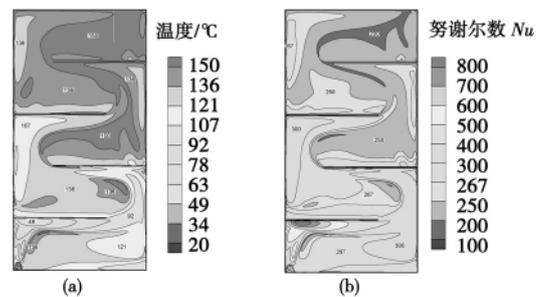


图 8 集热板温度和努谢尔数分布  
Fig. 8 Distribution of temperature and Nusselt number on the heat accumulator plates

由于集热器内空气层较薄,对于集热板放出长波辐射的吸收可忽略不计,同时认为长波辐射全部被玻璃盖板所吸收而没有透过。这样集热板放出热

量的途径只有与腔内空气的对流换热(有用热)以及与玻璃盖板的辐射换热(热损失)。由图 8(a)、8(b)可知,努谢尔数作为无量纲的对流换热系数与集热板的温度分布趋势恰好相反,同时计算表明,集热板平均辐射热流密度为  $109.3 \text{ W/m}^2$ , 占总热流密度的约  $1/7$ , 说明在这两种换热方式中, 对流换热占主导。如要提高集热效率, 还应设法进一步降低集热板温度, 减少其与玻璃盖板的辐射换热。

### 3.2.2 玻璃盖板温度分布及换热特性

玻璃盖板的换热方式较为复杂, 主要包括与两侧空气的对流换热以及与集热板和外界环境之间的辐射换热。玻璃板透过的光线是集热器唯一的能量来源, 同时玻璃板本身也是最主要的热量损失部件。如图 9 所示, 在多种换热方式共同作用下, 玻璃板的平均温度自下往上逐渐升高, 最上面的集热腔玻璃盖板主体温度达到  $45 \text{ }^\circ\text{C}$  左右, 总热流损失达  $550 \text{ W/m}^2$ 。计算表明, 玻璃盖板平均总热流损失为  $279.0 \text{ W/m}^2$ , 其中平均辐射热流损失为  $82.7 \text{ W/m}^2$ , 说明对流换热损失占主要方面。

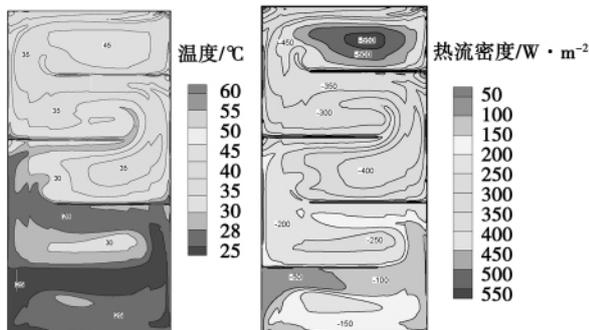


图 9 玻璃盖板温度、总热流密度分布  
Fig. 9 Distribution of temperature and total heat flux of top glass cover

### 3.2.3 Z 方向与沿流动方向温度变化情况

图 10 反映了集热腔内厚度方向(Z 方向)温度变化情况, 位置 1-5 分别代表自下往上每个集热腔的中央位置, 由图可知, 温度梯度主要发生在近壁区, 主流部分的温度梯度并不大, 随着流动向前发展, 温度分布曲线也逐渐向右平移, 同时主流的温度梯度进一步减小。值得注意的是, 集热腔 3 温度曲线出现在集热腔 4 温度曲线的右侧, 这主要是因为各个腔内均存在回流区, 而回流区的特点是温度较高, 由图 4 中截面流线图可知, 位置 3 恰好处在回流区, 位置 4 介于回流区与直流区之间。

图 11 反映了垂直于主流方向各流通截面的平

均温度变化情况, 截面位置与图 6 中相同。观察发现, 沿主流方向各截面的平均温度基本成线性上升的趋势, 这与图 10 所反映的现象并不矛盾, 虽然在个别位置上游温度可能高于下游温度(主要是由于局部涡流的存在), 但沿流动方向, 其平均温度一定是逐渐升高的。

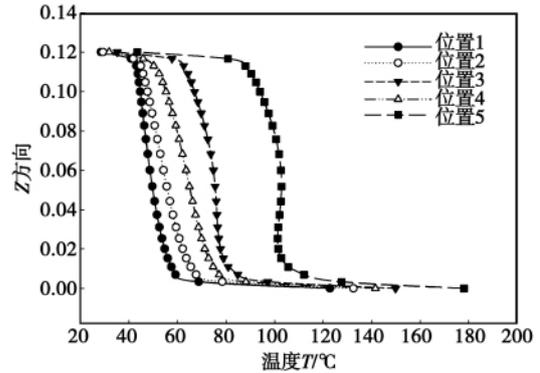


图 10 Z 方向温度变化情况  
Fig. 10 Change of the temperature along the Z direction

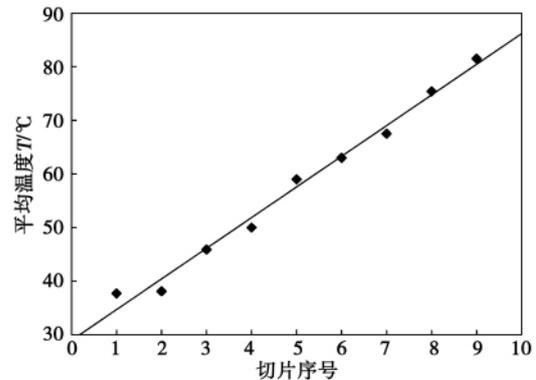


图 11 沿流向平均温度变化情况  
Fig. 11 Change of the average temperature along the flow direction

## 4 结 论

对内设挡流板的太阳能平板空气集热器内部流动和传热特性进行了数值分析, 并对数值结果进行了实验验证, 得到以下结论:

(1) 挡流板末端出现显著的流动分离和再附着, 分离所衍生的分离涡对温度分布和传热特性产生重要影响。

(2) 二次流在造成流动损失的同时却强化了换

热 应对其合理利用 ,以提高集热效率。

(3) 集热板的传热方式中 ,对流换热占主导 ,因此可通过加密挡流板 ,提高空气滞留时间 ,或增加扰动 ,提高近壁面对流换热努塞尔数等手段 ,进一步增加对流换热热量。同时 ,应设法进一步降低集热板平均温度 ,以减少辐射热损失。

(4) 玻璃盖板的主要热损失方式为对流换热 ,环境温度以及风速的改变会对玻璃盖板的散热有较大影响 ,因此集热器在工作时最好能背风或有效避风。

(5) 各种涡流的存在 ,致使气流滞留 ,持续被集热板加热 ,局部温度很高 ,热损失严重 ,因此 ,合理进行结构设计 ,消除各种涡流区 ,是提高集热效率的有效途径之一。

参考文献 :

[1] 季 杰 ,罗成龙 孙 炜 等. 与建筑一体化太阳能双效集热器系统在夏季工作时对建筑负荷的影响[J]. 科学通报 ,2010 ,55(3) : 289 - 295.  
JI Jie ,LUO Cheng-long ,SUN Wei ,et al. Influence of an integrated dual-function solar heat collector system on the load of a building in summer[J]. Science Bulletin ,2010 ,55(3) : 289 - 295.

[2] KARIM M A ,HAWLADER M N. Performance evaluation of a v-groove solar air collector for drying applications [J]. Applied Thermal Engineering 2006 ,26: 121 - 130.

[3] 张东峰 ,陈晓峰. 高效太阳能空气集热器的研究[J]. 太阳能学报 2009 ,30(1) : 61 - 63.  
ZHANG Dong-feng ,CHEN Xiao-feng. Study of a high efficiency solar air collector [J]. Journal of Solar Energy ,2009 ,30(1) : 61 - 63.

[4] ZHAI X Q ,DAI Y J ,WANG R Z. Experimental investigation on air heating and natural ventilation of a solar air collector [J]. En-

ergy and Buildings ,2005 ,37: 373 - 381.

[5] UCAR A ,NALLI M. Thermal and exergy analysis of solar air collectors with passive augmentation techniques [J]. International Communications in Heat and Mass Transfer ,2006 ,33: 1281 - 1290.

[6] ROMDHANE B S. The air solar collectors: Comparative study , introduction of baffles to favor the heat transfer [J]. Solar Energy , 2007 ,81: 139 - 149.

[7] GAO W F ,LIN W X ,LIU T ,et al. Analytical and experimental studies on the thermal performances of cross - corrugated and flat-plate solar air collectors[J]. Applied Energy 2007 ,84: 425 - 441.

[8] EI-SAWI A M ,WIFI A S ,YOUNAN M Y ,et al. Application of folded sheet metal in flat bed solar air collectors [J]. Applied Thermal Engineering 2010 ,30: 864 - 871.

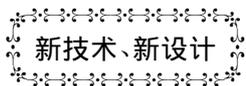
[9] 王志峰 ,SUN H W. 全玻璃真空管空气集热器管内流动与换热的数值模拟[J]. 太阳能学报 2001 ,22(1) : 35 - 39.  
WANG Zhi-feng ,SUN H W. Numerical simulation of the flow and heat exchange inside an all-glass vacuum-tube-based solar air collector[J]. Journal of Solar Energy 2001 ,22(1) : 35 - 39.

[10] 袁旭东 ,田 玫 ,黄素逸 等. V 型太阳能空气集热器热过程的数值模拟[J]. 华中科技大学学报 2001 ,29(10) : 86 - 89.  
YUAN Xu-dong ,TIAN Mei ,HUANG Su-yi ,et al. Numerical simulation of the thermodynamic process of a V-type solar air collector[J]. Journal of Huazhong University of Science and Technology 2001 ,29(10) : 86 - 89.

[11] 王崇杰 ,管振忠 ,薛一冰 等. 渗透型太阳能空气集热器集热效率研究[J]. 太阳能学报 2008 ,29(1) : 35 - 39.  
WANG Chong-jie ,GUAN Zhen-zhong ,XUE Yi-bing ,et al. Study of the heat accumulation efficiency of a penetration type solar air collector [J]. Journal of Solar Energy 2008 ,29(1) : 35 - 39.

[12] FLUENT User ' s Guide [S]. Version 6. 2 ,Fluent Inc. ,Centerra Resource Park ,Lebanon ,NH 2005.

(编辑 陈 滨)



### 温度控制阀

阿莫特公司已经推出了新型的 G 型温度控制阀 ,设计直接安装于发动机装置以及周围的管道上。该阀门的特点: 提高电动驱动器振动和温度阻力。温度控制阀外壳尺寸小 ,重量轻 ,大小在 50. 8 到 457 mm 之间 ,端口配置 ,快速和精确调节流体温度高达 100℃。该阀门适用于混合和转移用途 ,主要用于大型船用和发电柴油机或燃气轮机上进行流体温度控制。

摘译自柴油机和燃气轮机世界 2011 年 3 月刊

071003) //Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -2011 26(5) . -604 ~608

With limesone at two finenesses serving as the desulfurization agent , experimentally studied were the desulfurization characteristics of a sprinkling type desulfurization tower. The test results show that at a definite flue gas flow speed , the desulfurization efficiency will increase with an increase of the liquid-gas ratio. At a high flue gas flow speed , the tendency increasing the desulfurization efficiency with the liquid-gas ratio will be even more remarkable. The desulfurization efficiency will also increase with an increase of the pH value of the slurry and decrease with an increase of the SO<sub>2</sub> concentration of the flue gas at the inlet. The smaller the particle diameter of the limestone , the better the dissolvability , more favorable to improving the desulfurization efficiency. In combination with the drag force characteristics in the absorption section , an optimal operating point of the device was obtained from an analysis. When the flue gas flow speed is 2.31 m/s , the circulating slurry flow rate is 50 m<sup>3</sup>/h and the PH value in the slurry pool ranges from 5.6 to 5.8 , the desulfurization efficiency hits 93.9% . **Key words:** sprinkling tower , wet-method flue gas desulfurization , desulfurization characteristics , experimental study

污水污泥的燃烧特性及动力学研究 = **Combustion Characteristics and Dynamic Study of Sewage Water and Sludge** [刊 汉] HE Yan-feng , ZUO Jian-kun , LI Shui-qing , YAO Qiang ( Department of Thermal Energy Engineering , Tsinghua University , Beijing , China , Post Code: 100084 ) //Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -2011 26(5) . -609 ~614

By making use of the thermogravimetric method , studied were the combustion characteristics and dynamic regularities of four kinds of sewage water and sludge present in Chengdu City , Sichuan Province. It has been found that the combustion process of sewage water and sludge can be divided into three stages: water content separation stage , volatile content separation stage and fixed carbon combustion stage. For the main volatile content separation stage , a two-stage reaction model was used to obtain the combustion reaction of four kinds of sludge , which can not be described purely by using a single stage reaction. The activation energy at the low and high temperature stage was 36.65 ~ 67.34 kJ/mol and 50.47 ~ 84.51 kJ/mol respectively. The test and calculation value of the sludge transformation rate had a very high degree of fitting with their correlation coefficient being more than 0.998. The ignition temperature of the sludge ranged from 496.35 to 512.85 K , being relatively low and easy to ignite and burn. The comprehensive combustion characteristic index of the four kinds of sludge was  $(2.75-9.31) \times 10^{-10} \text{ mg}^2 / (\text{K}^3 \cdot \text{min}^2)$  , far below that of a coal , showing that the comprehensive combustion performance of the sludge is not very high. **Key words:** sewage water and sludge , combustion characteristics , comprehensive combustion characteristic index , thermogravimetric analysis , dynamics

太阳能平板空气集热器内部流动与传热分析 = **Numerical Study of the Flow and Heat Transfer Inside a Solar Energy Flat-plate-based Air Heat Accumulator** [刊 汉] HU Jian-jun , SUN Xi-shan ( Department of Architectural Environment and Equipment Engineering , Yanshan University , Qinhuangdao , China , Post Code: 066004 ) ,

XU Jin-liang( Beijing Key Laboratory on New and Renewable Energy Sources ,North China University of Electric Power ,Beijing China ,Post Code: 102206) //Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2011 26( 5) . - 615 ~ 620

Through seeking solutions to the Reynolds-time-average-based 3D steady viscid  $N - S$  equation and energy equation , numerically analyzed and experimentally verified were the flow and heat transfer characteristics inside a solar energy flat-plate-based air heat accumulator with baffle plates being provided inside. The simulation and test measuring results were in good agreement. The simulation results indicate that the presence of baffle plates results in a very complex inner flow and a remarkable flow separation and re-attachment phenomenon appear on the back of the baffle plates. In the meantime , an important influence on the temperature field is produced. Therefore , to eliminate various vortexes is regarded as one of effective approaches to improve the heat accumulation efficiency. The secondary air flow formed by a 180-degree deflection at the end of the baffle plates increases the flow losses , realizing a mixing and dilution of the cold and hot fluid simultaneously and intensifying the heat exchange. Among multifarious heat exchange modes of heat accumulation plates , the convection heat exchange will dominate and the radiation heat exchange quantity will account for 1/7 of the total heat exchange quantity. To enhance the heat accumulation efficiency , one should manage to further lower the average temperature of the heat accumulation plates. **Key words:** solar energy , air heat accumulator , flow and heat transfer

应用废弃油气井获得地热能 = **Geothermal Energy Obtained From Obsolete Oil and Gas Production Wells** [刊 汉]BU Xian-biao , MA Wei-bin , HUANG Yuan-feng( Chinese Academy of Sciences Key Laboratory on Renewable Energy Sources and Natural Gas Hydrates , Guangzhou Energy Source Research Institute , Chinese Academy of Sciences , Guangzhou , China , Post Code: 510640) //Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2011 26( 5) . - 621 ~ 625

To effectively utilize the thermal energy currently existing in the obsolete oil and gas production wells in a large quantity , established were a flow heat exchange formulae for circulating fluids in obsolete oil and gas production wells and a formulae for the heat exchange between the circulating fluids and rocks. Subsequently , a numerical method was used to seek solutions. The calculation results show that the flow rate of the circulating fluid and the geothermal temperature gradient are two most important factors influencing the heat exchange quantity , when the geothermal temperature gradient  $T_g$  is 25 , 45 and 65  $^{\circ}\text{C}/\text{km}$  respectively , the maximal heat exchange quantity is 184. 12 , 394. 22 and 604. 96 kW respectively. For a definite geothermal temperature gradient , there always exists an optimal flow speed to result in a largest amount of heat exchange or power generation. A geothermal energy production system can be stably in operation for a long time , for the operating condition of which  $T_g = 45^{\circ}\text{C}/\text{km}$  , the temperature of the fluid remained in a well will be 100. 38 and 99. 48  $^{\circ}\text{C}$  at the first and eighth year respectively. The minimum spacing between any two wells should not be less than 20 m. The calculation results verified the feasibility that hot fluids produced from obsolete oil and gas production wells can be used for power generation or heating or as a hot spring. **Key words:** obsolete oil and gas production well , geothermal heat , power generation , heating