

新能源动力技术

文章编号: 1001-2060(2016)04-0117-10

平板式太阳能集热器稳态热性能数值模拟研究

孙可亮, 朱跃钊, 杨谋存

(南京工业大学 能源学院, 江苏 南京 211816)

摘要: 采用有限容积法研究了平板式太阳能集热器的稳态热性能, 分析了环境温度、工质入口温度、集热管间距及集热管管径对平板式太阳能集热器热性能的影响。建立翼管式平板式太阳能集热器的物理模型, 对该模型进行数值模拟, 并将模拟结果与实验研究结果进行对比分析。研究结果表明: 随环境温度升高, 工质入口温度降低, 可显著提高集热器的瞬时效率。太阳辐射强度为 740 W/m^2 , 环境风速为 4 m/s 时, 环境温度从 $0 \text{ }^\circ\text{C}$ 增加到 $30 \text{ }^\circ\text{C}$ 时, 集热器的瞬时效率从 35.85% 增加到 82.19% ; 工质入口温度从 $50 \text{ }^\circ\text{C}$ 降低到 $10 \text{ }^\circ\text{C}$ 时, 集热器的瞬时效率从 23.24% 增加到 79.78% 。减小集热管间距, 增加集热管管径都有利于提高集热器的瞬时效率。太阳辐射强度为 740 W/m^2 , 环境风速为 4 m/s 时, 集热管间距从 180 mm 减小到 40 mm 时, 集热器瞬时效率从 58.23% 增加到 65.78% ; 集热管管径从 8 mm 增加到 20 mm 时, 集热器瞬时效率从 59.47% 增加到 66.78% 。该研究结果有利于对平板式太阳能集热器的设计参数进行优化设计。

关键词: 太阳能; 集热器; 平板; 数值模拟

中图分类号: TK512 文献标识码: A

符号说明

- A —集热器平板面积, m^2
- b —玻璃盖板厚度, mm
- c —玻璃盖板到吸热板距离, mm
- c_μ —经验常数, $c_\mu = 0.09$
- c_1 —经验常数, $c_1 = 1.44$
- c_2 —经验常数, $c_2 = 1.92$
- C_b —管板结合处的热阻, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$
- C_p —流体的比热容, $\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$
- D —集热管外径, μm
- D_i —集热管内径, μm
- e —保温层厚度, mm
- f —沿程长度
- f_x —质量力
- \vec{f} —方向向量
- \vec{f}' —散射方向向量

- F —翅片效率
- F_R —集热器热迁移因子
- F' —集热器效率因子
- g —重力加速度, m/s^2
- $h_{f,i}$ —传热工质与管壁的换热系数, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$
- h_w —环境空气与透明盖板的对流换热系数, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$
- I —太阳辐射强度, W/m^2
- k —湍流动能
- L —集热管长度, mm
- n —折射系数
- N —透明盖板层数
- m —工质的总质量流量, $m = m_s \cdot z$, 其中 m_s 为单根集热管内工质质量流量, kg/s ; z 为集热管数量
- P —静压强, Pa
- P_{out} —出口压力, $P_{\text{out}} = 0$
- Q —单位时间内入射在集热器上的太阳辐射能, W
- Q_u —单位时间内工质吸收的有用能, kJ/h
- \vec{r} —位置向量
- s —集热管壁厚, mm
- S_ϕ —广义源项
- t —吸热板厚度, mm
- T —温度, $^\circ\text{C}$
- T_a —环境温度, $^\circ\text{C}$
- $T_{f,i}$ —工质入口温度, $^\circ\text{C}$
- T_p —吸热板温度, $^\circ\text{C}$
- T_0 —温度(常数), $^\circ\text{C}$
- T' —当地温度, $^\circ\text{C}$
- u — x 方向速度, $\mu\text{m/s}$
- u_{in} —水和空气在 x 方向上进口速度, $\mu\text{m/s}$
- U —流体的速度矢量
- U_L —集热器总热损系数, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$
- U_t —顶部热损系数
- v — y 方向速度, $\mu\text{m/s}$
- v' —环境风速, $\mu\text{m/s}$
- w — z 方向速度, $\mu\text{m/s}$
- W —集热管间距, μm

收稿日期: 2015-06-12; 修订日期: 2015-07-14

基金项目: 国家科技支撑计划基金资助项目(2014BAJ01B06); 国家自然科学基金资助项目(51276086); 江苏省“六大”人才高峰项目; 江苏省普通高校研究生科研创新计划资助项目(CXLX13-410) 资助课题

作者简介: 孙可亮(1989-), 男, 江苏盐城人, 南京工业大学硕士研究生。

通讯作者: 朱跃钊(1958-), 男, 南京工业大学教授, 博士。

- x —直角坐标系
- α —吸热板吸收率, %
- α' —吸收系数
- β —热膨胀系数
- β_f —散射系数
- ε —湍流耗散率
- ε_g —透明盖板发射率, %
- ε_p —吸热板发射率, %
- φ —通用变量
- η —集热器瞬时效率
- λ —导热系数, $W/(m \cdot k)$
- μ —动力粘度, $kg/(m \cdot s)$
- μ_t —湍流粘度, $kg/(m \cdot s)$
- ρ —流体密度, kg/m^3
- ρ_0 —温度为 T_0 时对应的流体密度(常数), kg/m^3
- σ —斯蒂芬-玻尔兹曼常量, 其值为: $5.67 \times 10^{-8} W/(m^2 \cdot ^\circ C^4)$
- σ_k —与湍流动能对应的 Prandtl 数 $\sigma_k = 1.0$
- σ_ε —与湍流耗散率对应的 Prandtl 数 $\sigma_\varepsilon = 1.3$
- τ —盖板透过率, %
- ξ —本文模拟值与文献中实验值与模拟值误差, %
- ψ —瞬时效率误差, %
- Φ —相位函数
- Γ_φ —广义扩散系数
- Ω —空间立体角

DOI: 10.16146/j.cnki.rndlge.2016.04.020

引 言

太阳能的开发利用主要有光电转换和光热转换两种形式,其中太阳能热水器的光热转换技术无疑是比较成熟的,至今已经出版了许多关于太阳能热利用方面的国家标准和专著^[1~4]。

平板式太阳能集热器是太阳能热利用系统中应用非常广泛的一种集热器,其具有结构简单、承压、耐用等优点,并随着太阳能建筑一体化要求越来越高而将成为未来太阳能热水器的发展趋势^[5~7];在过去几十年里已有许多研究人员对平板式太阳能集热器热性能方面作了大量的实验和理论研究^[8~13]。也有研究人员运用数值模拟的方法对平板式太阳能集热器热性能进行了研究。倪贝等人运用数值模拟的方法研究了定温放水型直流系统中平板式太阳能集热器的工作状况^[14],在非稳态传热条件下讨论了集热器的管径和管中心距对集热器效率和单位面积产水量的影响;孔祥强等人对平板太阳集热器进行了热性能分析及优化设计,编制了稳态热性能模拟程序并进行了模拟分析^[15]; Alvarez A 利用有限元分析方法,对一种新型波纹管平板式太阳能集热器建

立了数学模型对其进行了研究^[16]; Hanane Dagdougui 等人针对摩洛哥地区的平板式太阳能集热器,模拟分析了盖板层数和盖板类型对平板式太阳能集热器顶部热损失等热性能参数的影响,并对集热器几何尺寸及流量进行了优化设计^[17]; Molero Villar N 等人运用数值模拟方法对平板式太阳能集热器进行了模拟研究,并在非均匀流动条件下对平行管式平板集热器性能进行了研究分析^[18]; Mohamed Selmi 等人对平板式太阳能集热器进行了实验和数值模拟研究,得出了模拟结果与实验结果非常吻合^[19]。

虽然针对平板式太阳能集热器的研究还有很多,但绝大部分都是通过实验和理论方法对其进行研究的,运用数值模拟方法对其进行研究的论文还甚少。本研究运用数值模拟的方法对平板式太阳能集热器的热性能进行了研究,为实际生产提供借鉴。

1 计算模型的构建及验证

1.1 几何模型

本研究的数值模拟是在一个由翅片、集热管、玻璃盖板及保温层组成的三维通道中进行的。平板式太阳能集热器结构示意图如图 1 及图 2(图 2 为图 1 中虚线框放大图)所示,建立一个水平放置的平板式太阳能集热器,集热器长度及厚度分别为 2 060 mm 和 65 mm,宽度随集热管个数变化。集热器的结构尺寸如表 1 所示。

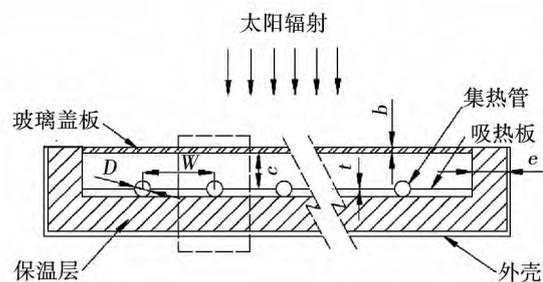


图 1 平板式太阳能集热器结构示意图

Fig. 1 Schematic diagram of a flat-plate solar collector

表 1 集热器结构尺寸(mm)

Tab. 1 Dimensions of the collector (mm)

L	W	D	S	t	e	b	c
2 000	100	12	1	1	30	4	30

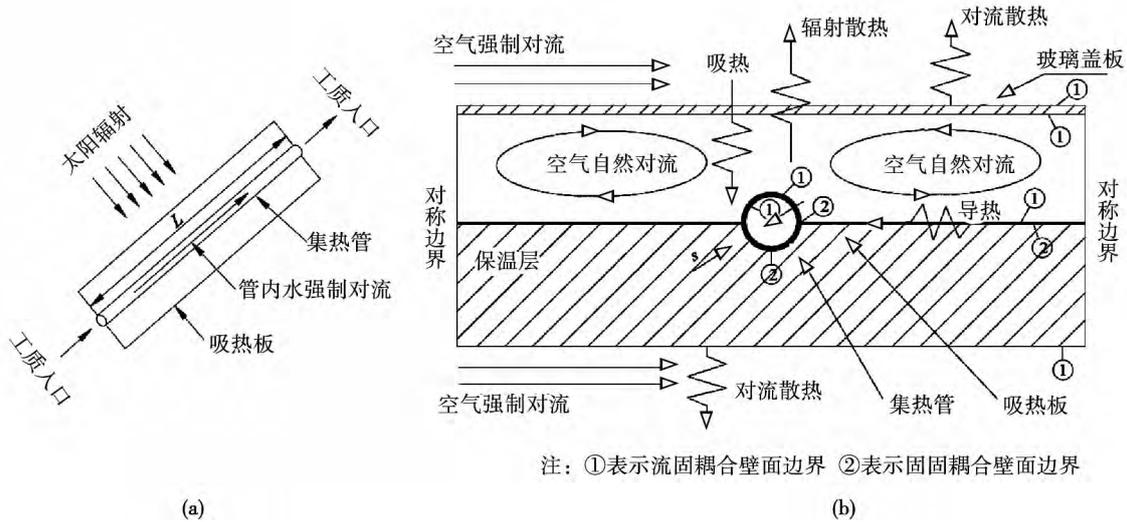


图 2 平板式太阳能集热器单元结构示意图

Fig.2 Unit structure diagram of a flat-plate solar collector

1.2 物理模型

本研究模拟的平板式太阳能集热器集热管材料为铜, 吸热板材料为铝, 保温层材料为岩棉, 采用单层玻璃盖板。材料的物性参数如表 2 所示。

表 2 材料的物性参数

Tab.2 Physical parameters of the materials

材料	铝	铜	岩棉	玻璃盖板
密度/ $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$	2 770	8 800	140	2 220
比热容/ $\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{°C}^{-1}$	875	420	1 220	830
导热系数/ $\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$	177	401	0.035	0.76
透过率	0	0	0	0.9
发射率	0.2	0.2	—	0.9
吸收率	0.9	0.9	—	0.1

集热管内工质为水, 工质入口温度为 20 °C , 环境温度为 15 °C , 单根集热管内工质质量流量为 0.004 kg/s 。平均太阳辐射强度为 740 W/m^2 , 环境风速为 4 m/s (三级风)。在数值模拟过程中忽略了吸热板与集热管的接触热阻, 计算区域中的流动与换热是稳态的, 吸热板与集热管的导热系数为常数。考虑到平板式太阳能集热器结构的对称性, 选取平板式太阳能集热器中一个最小重复单元, 进行数值模拟研究, 如图 2 所示。

1.3 数学模型

根据上面的假设, 在数学模型中所需求解的控制方程包括:

(1) 流动与传热问题通用控制方程为^[20]:

$$\text{div}(\rho U \varphi) = \text{div}(\Gamma_{\varphi} \text{grad} \varphi) + S_{\varphi} \quad (1)$$

(2) k 方程及 ε 方程分别为^[21]:

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k - \rho \varepsilon \quad (2)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{\varepsilon}} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \frac{c_1 \varepsilon}{k} G_k - \frac{c_2 \rho \varepsilon^2}{k} \quad (3)$$

式中: G_k 一由于平均速度梯度而引起的湍流动能 k 的产生项, 计算式:

$$G_k = \mu_t \left\{ 2 \left[\left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial z} \right)^2 \right] + \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right)^2 \right\} \quad (4)$$

$$\mu_t = \rho c_{\mu} \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (5)$$

(3) 固体导热方程为^[21]:

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} = 0 \quad (6)$$

(4) Boussinesq 假设方程^[22]:

$$(\rho - \rho_0) g \approx -\rho_0 \beta (T - T_0) g \quad (7)$$

(5) 对于具有散射、吸收、发射性质的介质, 在

位置 \vec{r} 处沿着方向 \vec{f} 的辐射传递方程为^[22]:

$$\nabla \cdot (I(\vec{r}, \vec{f}) \vec{f}) + (\alpha' + \beta_f) I(\vec{r}, \vec{f}) = \alpha' n^2 \frac{\sigma T^4}{\pi} + \frac{\beta_t}{4\pi} \int_0^{4\pi} I(\vec{r}, \vec{f}') \Phi(\vec{f} \cdot \vec{f}') d\Omega \quad (8)$$

1.4 数值模型

在数值计算中采用速度进口边界条件,指定水和空气进口边界上各个节点的速度值,即: $u = u_{in}$, $v = 0$, $w = 0$ 。出口为压力出口边界条件,即 $P = P_{out}$ 。壁面采用无滑移边界条件,即贴近壁面处流体: $u = v = w = 0$ 。

模型两侧设为对称边界条件(如图 2(b)所示),在模拟过程中采用 Boussinesq 假设。采用有限容积法对控制方程进行离散,离散方程选择二阶迎风格式,使用 SIMPLE 算法处理压力与速度的耦合。流-固及固-固接触面为耦合壁面边界。在湍流入口状态时,采用标准 $k-\epsilon$ 双方程模型进行计算。选择 Discrete Ordinates 辐射模型进行计算。在求解过程中,当连续性方程、动量方程、 k 方程及 ϵ 方程中变量残差小于 10^{-3} 和能量方程及辐射方程中变量残差小于 10^{-7} 时,认为计算收敛。

1.5 网格独立性检验

采用六面体结构化网格进行划分。以表 3 中模型参数为例,在不同网格数下计算结果如表 4 所示。由式(9)得:在网格数为 448.2 万时计算结果与网格数为 388.1 万时计算结果之间瞬时效率误差仅为 0.015%。

$$\psi = \frac{|\eta_{M+1} - \eta_M|}{\eta_{M+1}} \quad (M = 1, 2, 3 \dots) \quad (9)$$

表 3 模型参数(mm)

Tab. 3 Model parameters (mm)

W	D	L	t	e	b	c
100	12	2 000	1	30	4	30

表 4 瞬时效率随网格数的变化

Tab. 4 Diagram of instantaneous efficiency changes with the grid number

M	网格数/万	η /%	误差 ψ /%
1	53.3	72.154 92	—
2	139.8	70.675 9	2.1
3	210.3	67.295 29	5.0
4	316.9	63.914 68	5.3
5	388.1	62.963 88	1.5
6	448.2	62.932 19	0.015

因此通过比较发现,网格数在 380 万左右时能够满足计算精度的要求,即已经得到了网格独立性

的解。对于集热管管径及集热管间距不同的模型也进行类似的网格独立性分析,具体过程这里不再详述。

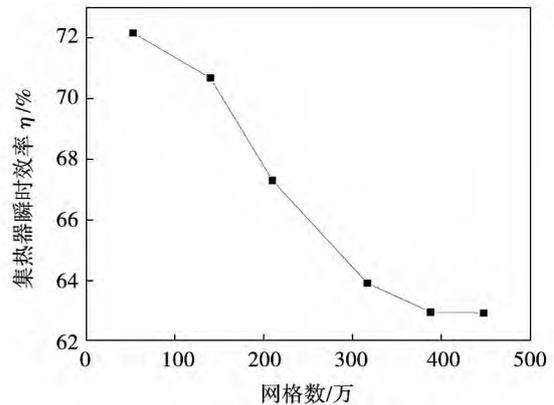


图 3 网格独立性分析

Fig. 3 Grid independence analysis

1.6 参数定义

平板式太阳能集热器在稳态工况下运行时,单位时间内工质吸收到的有用能为^[16]:

$$Q_u = AF_R [I(\tau\alpha) - U_L(T_{f,i} - T_a)] \quad (10)$$

热迁移因子可以通过式(11)计算:

$$F_R = \frac{mC_p}{AU_L} \left[1 - \exp\left(-\frac{F'U_L A}{mC_p}\right) \right] \quad (11)$$

效率因子可以通过式(12)计算:

$$F' = \frac{1/U_L}{W \left[\frac{1}{U_L[D + (W - D)F]} + \frac{1}{C_b} + \frac{1}{\pi D_i h_{f,i}} \right]} \quad (12)$$

平板式太阳能集热器的瞬时效率定义为:单位时间内工质吸收到的有用能与单位时间内入射在集热器平板面积上的太阳辐射能之比:

$$\eta = \frac{Q_u}{I \cdot A} \quad (13)$$

结合式(10)集热器在稳态工况下的瞬时效率可以表示为:

$$\eta = F_R(\tau\alpha) - F_R U_L \frac{(T_{f,i} - T_a)}{I} \quad (14)$$

1.7 计算模型的验证

为了验证计算结果的准确性,将模拟计算值与文献[19]中实验值和模拟值进行对比,对比结果如图 4 所示。根据式(15)可以计算出本研究的模拟值与文献中实验值和模拟值的相对偏差:

$$\xi = \frac{|T_{f,p} - T'_{f,p}|}{T'_{f,p}} \times 100\% \quad (15)$$

式中: $T_{f,p}$ —集热器出口温度模拟值, $T'_{f,p}$ —文献 [19] 中集热器出口温度实验值和模拟值。通过计算得出本模拟值与文献 [19] 中实验值和模拟值最大偏差分别为 3.40% 和 1.29%。由图 4 可知: 本研究的模拟值与文献 [19] 中的实验值和模拟值吻合较好, 说明本研究的模型是正确的, 可以用于平板式太阳能集热器的数值模拟研究。图 4 中 T_{in} 为集热器入口温度, $T_{out,exp}$ 及 $T_{out,sim}$ 分别为文献 [19] 中集热器出口温度实验值和模拟值, $T_{out,sim}$ 为本研究中集热器出口温度模拟值。

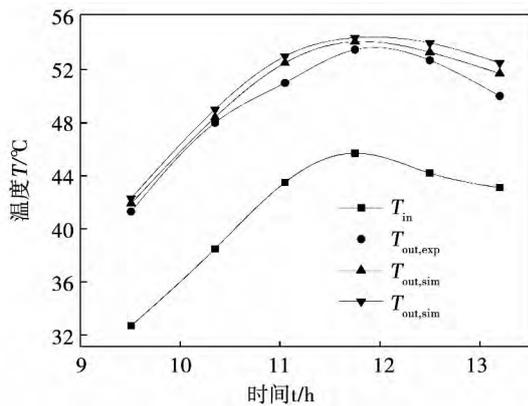


图 4 工质出口温度的模拟值与实验值对比
Fig. 4 Comparison of simulation and experimental values of the working fluid outlet temperature

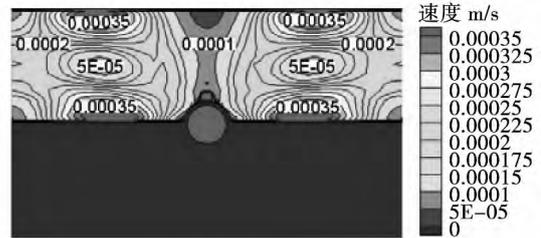
2 计算结果与分析

2.1 集热器流动特性及换热性能分析

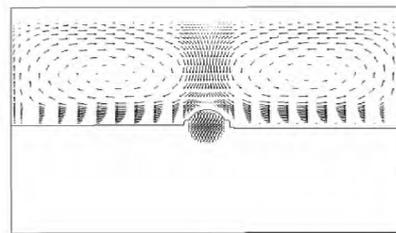
图 5 是环境温度为 15 °C, 工质入口温度为 20 °C, 集热管间距为 100 mm, 集热管管径为 12 mm, 距离工质入口 1 800 mm 横截面处的集热器内部空气速度场。

从图 5 中可以看出: 在集热管左右两边空气各产生了一个运动方向相反的漩涡, 这是由于在相邻两个集热管中间处的吸热板温度较高, 而靠近集热管周围处温度较低, 使得靠近相邻两个集热管中间处的空气受热向上运动, 空气遇到玻璃盖板后向两侧运动, 空气运动到集热管上方冷却后再向下运动到吸热板上, 然后空气在吸热板上再次受热形成连续的运动现象, 最终产生如图 5 所示的漩涡。从图

中还可以看出空气最大流速发生在距离集热管水平方向 25 mm 左右处且贴近吸热板和玻璃盖板表面处, 最高流速接近 0.000 35 m/s, 形成了较强的漩涡, 说明集热器内部空气对流现象较强烈, 增加了集热器顶部热损失。



(a) 速度云图



(b) 速度矢量图

图 5 距离工质入口 1 800 mm 横截面处集热器内部空气速度场

Fig. 5 Air velocity field in the cross-section plane inside the solar collector and 1 800 mm away from working fluid inlet

图 6 是环境温度为 15 °C, 工质入口温度为 20 °C, 集热管间距为 100 mm, 集热管管径分别为 8 和 20 mm, 距离工质入口 1 800 mm 横截面处的集热器内部温度分布图。

从图 6 中可以看出: 越靠近集热管处吸热板温度越低, 这是由于越靠近集热管处的吸热板上的热量越容易传递给集热管中的工质。集热管管径为 8 mm 时, 管内工质温度大约为 25 °C, 贴近玻璃盖板内表面处的空气夹层温度约为 23 °C; 而集热管管径为 20 mm 时, 管内工质温度大约为 26 °C, 贴近玻璃盖板内表面处的空气夹层温度约为 22 °C。可以看出集热管管径大的集热器玻璃盖板与吸热板之间的空气夹层温度, 明显低于管径小的集热器盖板与吸热板之间空气夹层的温度, 而且管径大的集热器集热管内工质还可以获得更多的热量。这是由于管径的增加, 使得工质与集热管的换热面积增加, 换热效

果增强,从而使得工质能够获得更多吸热板的热量,散失到集热器空气夹层中的热量就会减少,空气夹层升温降低使得与外部环境温差就会降低,从而降低了热量损失,提高了集热器的效率。

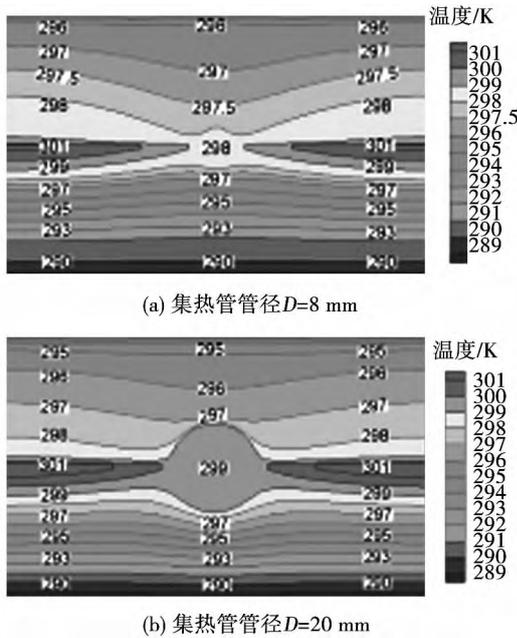


图 6 距离工质入口 1 800 mm 横截面处 不同集热管管径的集热器内部温度分布图

Fig. 6 Temperature distributions of the cross-section plane inside the solar collector and 1 800 mm away from working fluid with different collector diameters

在太阳辐射强度为 740 W/m^2 情况下,集热管管径 D 从 8 mm 增加到 20 mm 时,集热器的热量损失从 166.75 W/m^2 降低到 117.30 W/m^2 。在这种情况下,无限增大集热管管径其极限形式将变成扁盒式集热器。

图 7 是环境温度为 $15 \text{ }^\circ\text{C}$,工质入口温度为 $20 \text{ }^\circ\text{C}$,集热管管径为 12 mm,集热管间距分别 100 mm 和 140 mm,距离工质入口 1 800 mm 横截面处的集热器内部温度分布图。

从图 7 中可以看出:集热管间距为 100 mm 的集热器吸热板最高和最低温度分别约为 28 和 26 $^\circ\text{C}$,空气夹层最高和最低温度分别约为 25 和 22 $^\circ\text{C}$ 。而集热管间距为 140 mm 的集热器吸热板最高和最低温度分别约为 32 和 28 $^\circ\text{C}$,空气夹层最高和最低温度分别约为 28 和 25 $^\circ\text{C}$ 。可以看出集热管间距小的集热器吸热板平均温度和空气夹层平均温度都明显低于集热管间距大的集热器。这是由于集热管间

距小的集热器较集热管间距大的集热器管翼吸收的太阳辐射量少,除去向管中流体传递的热量,管翼本身所剩热量较少,相应吸热板温度也较集热管间距大的集热器低,吸热板向空气夹层散失的热量也就相应地减少。由公式(16)可以看出:吸热板温度对集热器的热损有重要的影响,吸热板温度低,集热器热损小;吸热板温度高,集热器热损大。由此可以得出结论:管翼长度大的集热器效率低;相反,管翼长度小的集热器效率高。

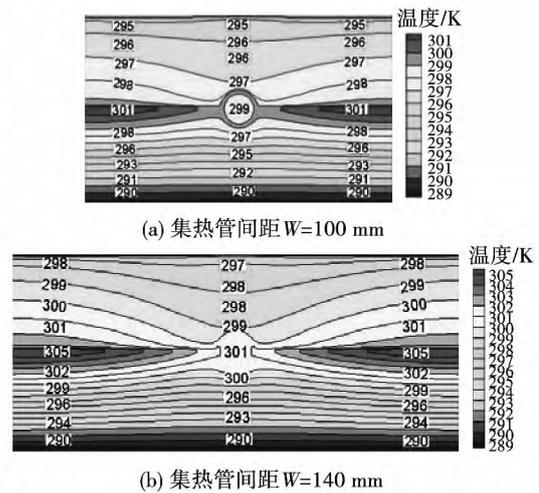


图 7 距离工质入口 1 800 mm 横截面处 不同集热管间距的集热器内部温度分布图

Fig. 7 Temperature distribution of the cross-section plane inside the solar collector and 1 800 mm away from working fluid with different collector tube pitches

在太阳辐射强度为 740 W/m^2 情况下,集热管间距 W 从 140 mm 降低到 100 mm 时,集热器的热量损失从 164.07 W/m^2 降低到 146.35 W/m^2 。在这种情况下,无限减小管翼长度,集热器形式将变成扁盒式。

$$U_i = \left[\frac{N}{\frac{344}{T_p} \times \left(\frac{T_p - T_a}{N + f} \right)^{0.31} + \frac{1}{h_w}} \right]^{-1} + \frac{\sigma(T_p + T_a) \times (T_p^2 + T_a^2)}{\frac{1}{\varepsilon_p + 0.0425N(1 - \varepsilon_p)} + \frac{2N + f - 1}{\varepsilon_g} - N} \quad (16)$$

其中:

$$f = (1.0 - 0.04h_w + 5.0 \times 10^{-4}h_w^2) + (1 + 0.058N) \quad (17)$$

$$h_w = 5.7 + 3.8v' \quad (18)$$

2.2 环境温度 T_a 对集热器瞬时效率 η 的影响

图 8 给出了不同太阳辐射强度 I 下的平板式太阳能集热器瞬时效率 η 随环境温度 T_a 的变化关系。从图中可以看出: 集热器的瞬时效率 η 随环境温度 T_a 的升高而增加。这是由于环境温度 T_a 的升高使集热器向外界环境散失的热量减少或从外界环境吸收的热量增加, 导致集热器瞬时效率不断增加。

从图中还可以看出, 在环境温度 T_a 保持不变的情况下 $0\text{ }^\circ\text{C} < T_a < 20\text{ }^\circ\text{C}$ 之间时, 瞬时效率 η 随太阳辐射强度 I 的增大而增大; 而 $20\text{ }^\circ\text{C} < T_a < 30\text{ }^\circ\text{C}$ 之间时, 瞬时效率 η 随太阳辐射强度 I 的增大而减小。由公式(14)可以看出, 工质入口温度 $T_{f,i}$ 高于环境温度 T_a 时, 集热器向周围环境散失热量, 太阳辐射强度 I 的增大导致瞬时效率 η 增大; 工质入口温度 $T_{f,i}$ 低于环境温度 T_a 时, 集热器向周围环境吸收热量, 太阳辐射强度 I 的增大导致瞬时效率 η 减小。

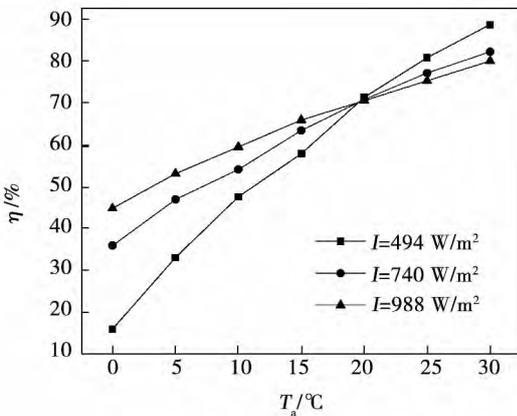


图 8 瞬时效率随环境温度的变化

Fig. 8 Instantaneous efficiency variation with the environment temperature

环境温度 T_a 从 $0\text{ }^\circ\text{C}$ 增加到 $30\text{ }^\circ\text{C}$ 时时, 太阳辐射强度分别为 $494、740、988\text{ W/m}^2$ 的集热器瞬时效率 η 分别从 15.83% 增加到 88.74% ; 35.85% 增加到 82.19% ; 44.70% 增加到 80.02% 。

2.3 工质入口温度 $T_{f,i}$ 对集热器瞬时效率 η 的影响

图 9 给出了不同太阳辐射强度 I 下的平板式太阳能集热器瞬时效率 η 随工质入口温度 $T_{f,i}$ 的变化关系。从图中可以看出: 集热器的瞬时效率 η 随工

质入口温度 $T_{f,i}$ 的升高而降低。这是由于随工质入口温度 $T_{f,i}$ 的升高使集热器向外界环境散失的热量增加或从外界环境吸收的热量减少, 导致集热器效率 η 不断降低。而且从图 9 中还可以看出, 在低太阳辐射强度 I 下, 集热器的瞬时效率 η 随工质入口温度 $T_{f,i}$ 的升高而降低的幅度远远大于在高太阳辐射强度下降低的幅度。

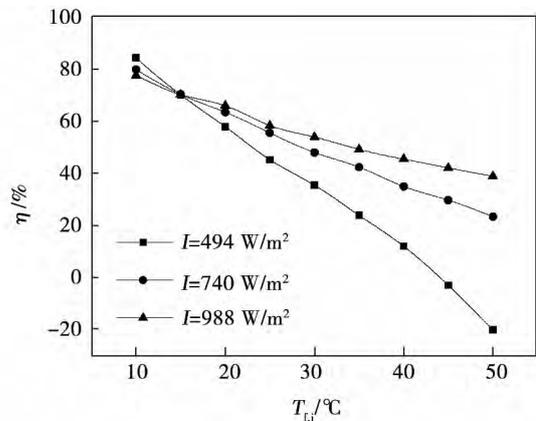


图 9 瞬时效率随工质入口温度的变化

Fig. 9 Instantaneous efficiency variation with inlet temperature of the working fluid

在工质入口温度 $T_{f,i}$ 保持不变的情况下, $10\text{ }^\circ\text{C} < T_{f,i} < 15\text{ }^\circ\text{C}$ 时, 瞬时效率 η 随太阳辐射强度 I 的增加而降低; 而 $15\text{ }^\circ\text{C} < T_{f,i} < 50\text{ }^\circ\text{C}$ 时, 瞬时效率 η 随太阳辐射强度的增加而增加。由公式(14)可以看出, 工质入口温度 $T_{f,i}$ 低于环境温度时, 集热器从周围环境中吸收热量, 太阳辐射强度 I 增大导致集热器瞬时效率 η 降低; 工质入口温度 $T_{f,i}$ 高于环境温度时, 集热器向周围环境散失热量, 太阳辐射强度 I 增大导致集热器瞬时效率 η 增加。在工质入口温度 $T_{f,i} = 15\text{ }^\circ\text{C}$ 时(即工质入口温度 $T_{f,i}$ 等于环境温度 T_a)时, 瞬时效率 η 不随太阳辐射强度 I 变化而变化。这时, 是由于集热器不向环境散失热量也不从环境中吸收热量。

工质入口温度 $T_{f,i}$ 从 $10\text{ }^\circ\text{C}$ 增加到 $50\text{ }^\circ\text{C}$ 时, 太阳辐射强度分别为 $494、740、988\text{ W/m}^2$ 的集热器瞬时效率 η 分别从 84.33% 降低到 -20.20% ; 79.78% 降低到 23.24% ; 77.56% 降低到 38.82% 。

图 10 给出了在不同太阳辐射强度 I 下的平板式太阳能集热器热损失 Q_L 随工质入口温度 $T_{f,i}$ 的变化关系。从图中可以看出: 集热器热损失 Q_L 随工

质入口温度 $T_{i,j}$ 的升高而增加。这是由于随着工质入口温度 $T_{i,j}$ 的增加,吸热板温度相应升高,使得集热器热损失 Q_L 增加。在工质入口温度 $T_{i,j}$ 保持不变的情况下, $10\text{ }^\circ\text{C} < T_{i,j} < 40\text{ }^\circ\text{C}$ 时,集热器热损失 Q_L 随太阳辐射强度 I 的增加而增加; $40\text{ }^\circ\text{C} < T_{i,j} < 50\text{ }^\circ\text{C}$ 集热器热损失 Q_L 随太阳辐射强度 I 的增加而降低。

工质入口温度 $T_{i,j}$ 从 $10\text{ }^\circ\text{C}$ 增加到 $50\text{ }^\circ\text{C}$ 时,太阳辐射强度分别为 $494、740、988\text{ W/m}^2$ 的集热器热损失 Q_L 分别从 -17.6 W/m^2 增加到 533.95 W/m^2 ; 9.65 W/m^2 增加到 457.1 W/m^2 ; 36.20 W/m^2 增加到 444.50 W/m^2 。

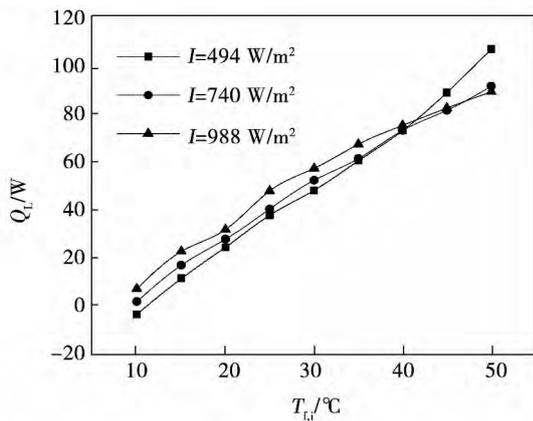


图 10 热损失随工质入口温度的变化

Fig. 10 Heat loss variation with inlet temperature of the working fluid

2.4 集热管间距 W 对集热器瞬时效率 η 的影响

图 11 给出了在不同的太阳辐射强度 I 下集热器瞬时效率 η 随集热管间距 W 的变化关系。从图中可以看出:在太阳辐射强度 I 不变的情况下,集热器的瞬时效率 η 随集热管间距的增加而降低。这是由于集热管间距增加导致集热管有效换热面积减少,换热效果减弱,管内工质获得的有用能占吸热板总能量比例降低。

集热管间距 W 从 40 mm 增加到 180 mm 时,太阳辐射强度分别为 $494、740、988\text{ W/m}^2$ 的集热器瞬时效率 η 分别从 61.03% 降低到 54.37% ; 65.78% 降低到 58.23% ; 69.16% 降低到 62.25% 。因此减小集热管间距 W 能够有效的提高集热器瞬时效率 η 。

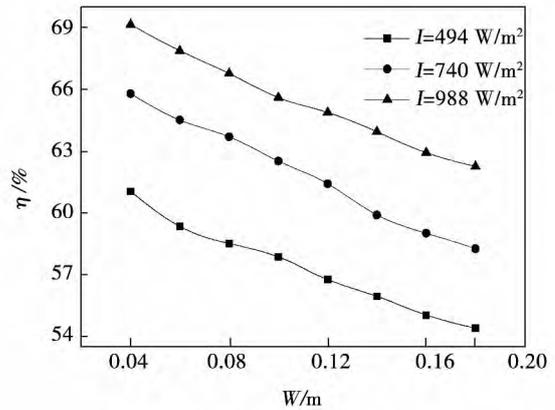


图 11 瞬时效率随集热管间距的变化

Fig. 11 Instantaneous efficiency variation with the pitch of collector tube

2.5 集热管管径 D 对集热器瞬时效率 η 的影响

图 12 给出了在不同的太阳辐射强度 I 下集热器瞬时效率 η 随集热管管径 D 的变化关系。从图中可以看出:在太阳辐射强度 I 不变的情况下,集热器的瞬时效率 η 随集热管管径 D 的增加而升高。这是由于集热管管径的增加,一是使得流体与管壁的接触面积增加导致换热效果增强;二是增加了管的外表面积从而增加了有效吸热面积,使得流体能够获得更多的热量。

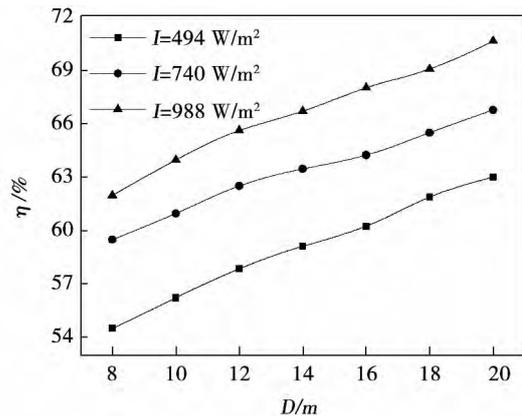


图 12 瞬时效率随集热管直径的变化

Fig. 12 Instantaneous efficiency variation with the diameter of collector tube

集热管管径 D 从 8 mm 增加到 20 mm 时,太阳辐射强度分别为 $494、740、988\text{ W/m}^2$ 的集热器瞬时效率 η 分别从 54.49% 增加到 63.00% ; 59.47% 增加到 66.78% ; 61.96% 增加到 70.66% 。因此增加

集热管管径 D 能够有效的提高集热器瞬时效率 η 。

3 结 论

通过结合已有的实验数据和理论方法,采用 CFD 数值模拟技术对平板式太阳能集热器进行了数值模拟研究。研究结果表明:

(1) 环境温度的增加可显著提高集热器的瞬时效率。在太阳辐射强度 $I = 740 \text{ W/m}^2$ 时,环境温度 T_a 从 $0 \text{ }^\circ\text{C}$ 增加到 $30 \text{ }^\circ\text{C}$ 时,集热器瞬时效率 η 从 35.85% 增加到 82.19% 。太阳辐射强度对集热器瞬时效率的影响跟集热器与环境之间的热量交换有关。

(2) 随着工质入口温度的增加,集热器瞬时效率呈现明显的线性下降趋势。太阳辐射强度 $I = 740 \text{ W/m}^2$ 时,工质入口温度 $T_{f,i}$ 从 $10 \text{ }^\circ\text{C}$ 增加到 $50 \text{ }^\circ\text{C}$ 时,集热器的瞬时效率 η 从 79.78% 下降到 23.24% 。

(3) 集热器的瞬时效率随集热管间距的减小而增加。太阳辐射强度 $I = 740 \text{ W/m}^2$ 时,集热管间距 W 从 180 mm 减小到 40 mm 时,集热器瞬时效率 η 从 58.23% 增加到 65.78% 。因此尽量减小集热管间距是提高集热器瞬时效率的有效措施。

(4) 增加集热管管径有利于提高集热器的瞬时效率。太阳辐射强度 $I = 740 \text{ W/m}^2$ 时,集热管管径 D 从 8 mm 增加到 20 mm 时,集热器瞬时效率 η 从 59.47% 增加到 66.78% 。因此尽量增加集热管管径是提高集热器瞬时效率的有效措施。

(5) 从以上讨论的集热管间距和集热管管径两种情况中可以看出:其极限形式均为扁盒式集热器,表明扁盒式集热器具有较高的瞬时效率。

参考文献:

[1] GB/T 12936-2007, 太阳能热利用术语[S].
GB/T 12936-2007 SolarThermal Terminology [S].

[2] NY/T 514-2002, 家用太阳能热水器储水箱[S].
NY/T 514-2002, DomesticSolar Water Heater Storage Tank [S].

[3] 刘共青, 肖俊光. 小型太阳能热水工程的安装、使用与维修[M]. 北京: 化学工业出版社 2013.
LIU Gong-qing, XIAO Jun-guang. Small solar hot water projects installation using and maintenance [M]. Beijing: Chemical Industry Press 2013.

[4] 郑瑞澄, 路宾, 李忠. 太阳能供热采暖工程应用技术手册[M]. 北京: 中国建筑工业出版社 2012.
ZHENG Rui-cheng, LU Bin, LI Zhong. Solar heating engineering application manual [M]. Beijing: China Building Industry Press 2012.

[5] YANG Yu-guo, WANG Qi-chun, XIU Da-peng. A building integrated solar collector: all-ceramic solar collector [J]. Energy and Buildings, 2013, 62: 15-17.

[6] Hestnes AG. Building integration of solar energy systems [J]. Solar Energy, 1999, 67: 181-187.

[7] Zhai XQ, Wang RZ, Dai YJ, et al. Solar integrated energy system for a green building [J]. Energy and Buildings, 2007, 39: 985-993.

[8] Rodríguez HMC, Rodríguez Aumente PA, Lecuona A, et al. Flat plate thermal solar collector efficiency: transient behavior under working conditions. Part I: model description and experimental validation [J]. Applied Thermal Engineering, 2011, 31(14-15): 2394-2404.

[9] Abdullah AH, Abou-Ziyan HZ, Ghoneim AA. Thermal performance of flat plate solar collector using various arrangements of compound honeycomb [J]. Energy Conversion and Management, 2003, 44: 3093-3112.

[10] 李敬洪, 江晴. 一种高效平板太阳能集热器试验研究[J]. 太阳能学报, 2001, 22(2): 131-135.
LI Jian-hong, JIANG Qing. Experimental study of an efficient flat plate solar collector [J]. Acta Energetica Solaris Sincia, 2001, 22(2): 131-135.

[11] 陈则韶, 陈熹, 葛新石. 关于平板集热器的最佳间距和蜂窝结构热性能的实验研究[J]. 太阳能学报, 1991, 12(2): 109-114.
CHEN Ze-shao, CHEN Xi, GE Xin-shi. Experimental studies of the thermal performance of the optimal spacing and the honeycomb structure of the flat-plate collector [J]. Acta Energetica Solaris Sincia, 1991, 12(2): 109-114.

[12] Akhtar N, Mullick SC. Computation of glass-cover temperatures and top heat loss coefficient of flat-plate solar collectors with double glazing [J]. Energy, 2007, 32: 1067-1074.

[13] 赵军, 马一太, 马远. 分析太阳能平板集热器吸热板芯传热性能的一种简易方法[J]. 太阳能学报, 2001, 22(4): 440-442.
ZHAO Jun, MA Yi-tai, MA Yuan. A simple way to analysis of flat plate solar collector heat transfer performance of absorber plate [J]. Acta Energetica Solaris Sincia, 2001, 22(4): 440-442.

[14] 倪贝, 丁昀, 杨庆. 直流感系统中平板型太阳集热器数

值模拟研究[J]. 节能技术 2011 29(1): 20-23.

NI Bei ,DING Yun ,YANG Qing. Numerical simulation study on flat plate solar collector in series-connected system [J]. Energy Conservation Technology 2011 29(1): 20-23.

[15] 孔祥强 林 琳 李 瑛,等. 平板太阳集热器热性能模拟分析[J]. 太阳能学报 2013 38(8): 1404-1408.

KONG Xiang-qiang ,LIN Lin ,LI Ying ,et al. Simulation analysis of flat plate solar collector thermal performance [J]. Acta Energiæ Solaris Sincia 2013 38 (8) : 1404 - 1408.

[16] Alvarez A ,Cabeza O ,Muñiz MC ,et al. Experimental and numerical investigation of a flat-plate solar collector [J]. Energy 2010 , 35(9): 3707-3716.

[17] Dagdougui H ,Ouammi A ,Robba M ,et al. Thermal analysis and performance optimization of a solar water heater flat plate collector: application to te'touan(Morocco) [J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews 2011 ,15(1) : 630 - 638.

[18] VillarMN ,Cejudo Lo'pez JM ,Dom'nguez Muñoz F ,et al. Numerical 3 - D heat flux simulations on flat plate solar collectors [J]. Solar Energy 2009 83: 1086 - 1092.

[19] SelmiM ,Al-Khawaja MJ ,Marafia A. Validation of CFD simulation for flat plate solar energy collector [J]. Renewable Energy 2008 , 33: 383 - 387.

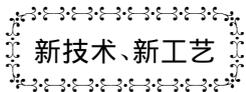
[20] Patankar SV. NumericalHeat transfer and fluid flow [M]. New York: McGraw-Hill ,1980.

[21] 陶文全. 数值传热学[M]. 西安: 西安交通大学出版社 2001.

TAO Wen-quan. Numerical heat transfer [M]. Xi'an: Xi'an Jiaotong University Press 2001.

[22] Fluent Inc. Fluent theory guide fluent Inc 2000.

(姜雪梅 编辑)



Siemens 将给马耳他提供 SGT - 800 燃气轮机

据《Diesel & Gas Turbine Worldwide》2015 年 3 月刊报道 ,Siemens 将供应 3 台 SGT - 800 燃气轮机、3 台余热锅炉和 1 台 SST - 900 汽轮机 ,用于由马耳他电力煤气公司总承包建造的一个用天然气作为燃料的 200 MW 联合循环电站。

SGT - 800 简单循环的技术规范和额定性能:

推出年份	ISO 基本负荷额定功率/kW	热耗率 kJ/kWh	效率 %	压比	流量 kg/s	涡轮转速 r/min	排气温度 °C	大约的重量/kg	大约的尺寸 L×W×H(长×宽×高) /m	说明
2007	47 000	9 596	37.5	20.0	131.5	6 608	544	171 914	17.1×4.6×4.0	用于 50/60 Hz 电力生产

基于 SGT - 800 组成的 SCC - 800 1×1 联合循环的技术规范和额定性能:

推出年份	装置净输出功率/kW	热耗率 kJ/kWh	装置净效率/%	燃气轮机功率/kW	汽轮机功率/kW	燃气轮机数量和型号	说明
1998	66 100	6 759	53.7	46 000	21 000	1 台 SGT - 800	双压 没有再热 , 用于 50/60 Hz 电力生产

(吉桂明 摘译)

at the end of structural model and formulas of spring constant were put forward. The matrix displacement method was adopted to solve beam-strip structural model and appropriate software was developed based on the model establishing and problem solving and used to analyze the effects of tubesheet thickness and structural bar. It indicates that tubesheet thickness and structural bar have significant effect on the results. Enlarging tubesheet thickness can dramatically lower the maximum stress of tubesheet, while enlarging spring constant can dramatically lower the maximum deformation of tubesheet and structural bar. **Key words:** condenser, tubesheet, stiffness-strength, mechanical model

CO₂ 气流对几种钢材的飞灰冲蚀磨损的试验研究 = **Experimental Study on Flying-ash Erosion of Steels in Air-flow Containing CO₂** [刊 汉] ZHAO Xian-ping, ZHU Chong-wu, YE Gui-lin, PAN Wei-guo (College of Energy and Mechanical Engineering, Shanghai University of Electric Power, Shanghai, China, Post Code: 200090) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -2016 31(4). -112 ~ 116

The hot-state erosion-wear experiments of 20 carbon steel, 12Cr1MoV and 15CrMo alloy steel, which are commonly used in power boilers, were conducted at a temperature range of 250 °C ~ 500 °C and with the air-flow mixed with CO₂. The experimental results of all three kinds of materials under study show that the relative erosion rate decreases first and then increases as the temperature rises. Under the interaction between the oxidation corrosion and erosion, the injection of air-flow containing CO₂ gas significantly accelerates the erosion wear in 20 carbon steel, 12Cr1MoV and 15CrMo alloy steel. The erosion resistant performance of 12Cr1MoV is better than 15CrMo, and 15CrMo is better than 20 carbon steel. **Key words:** Flying-ash erosion, CO₂, Metals, coal-fired boiler

平板式太阳能集热器稳态热性能数值模拟研究 = **Numerical Simulation of Steady-state Thermal Performance for Flat Plate Solar Energy Collector** [刊 汉] SUN Ke-liang, ZHU Yue-zhao, YANG Mou-cun (The College of Energy, Nanjing Tech University, Nanjing, China, Post Code: 211816) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -2016 31(4). -117 ~ 126

In this paper, based on finite volume method, the steady-state thermal performances of the flat-plate solar collector are investigated by taking account of the ambient temperature, the inlet temperature of the working fluid, collector tube spacing and collector tube diameter. A physical model of wing tube flat-plate solar collector is built, and then numerically simulated. The simulation results are analyzed and compared with experimental results. The results show that as the ambient temperature becomes higher and the inlet temperature of the working fluid becomes lower, the instantaneous efficiency of the collector can be significantly improved. With the solar radiation intensity of 740 W/m^2 and the environmental speed of 4 m/s , as the ambient temperature increases from $0 \text{ }^\circ\text{C}$ to $30 \text{ }^\circ\text{C}$, the collector instantaneous efficiency increases from 35.85% to 82.19% . As the inlet temperature of the working fluid decreases from $50 \text{ }^\circ\text{C}$ to $10 \text{ }^\circ\text{C}$, the collector instantaneous efficiency increases from 23.24% to 79.78% . Reducing the collector tube spacing and increasing collector tube diameter are both conducive to improve the instantaneous efficiency of the collector, the instantaneous efficiency increases from 58.23% to 65.78% as the collector tube spacing decreases from 180 mm to 40 mm , and increases from 59.47% to 66.78% as the collector tube diameters increase from 8 mm to 20 mm . These results are expected to be helpful in the design parameter optimization for the flat-plate solar collector. **Key words:** solar collectors, flat plate, numerical simulation

太阳能斯特林发动机气缸系统振源特性分析 = **Analysis of Vibration Characteristics of Cylinder System in Solar Stirling Engine** [刊, 汉] DAI Xue, PENG You-duo (Hunan University of Science and Technology, Key Laboratory of health maintenance of mechanical equipment, Xiangtan, Hunan, Post Code: 411201), WANG Min-hui, TAN Xin-hua (The solar Department of Hunan Electric Group, Xiangtan, Hunan, Post Code: 411100) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -2016, 31(4). -127 ~ 132

For the vibration sources in internal cylinder system refrigerant and piston assembly, the 38 KW four-cylinder double-acting Stirling solar swash plate engine was used to create 3D model, and the flow characteristics of engine cylinder inner refrigerant and the characteristics of pulse parameters were study in terms of time and frequency domains, the inertia force, inertia moment and the gas force characteristics of the piston assembly by using Fluent software. The results show that the pressure fluctuation of the working fluid inside the cylinder is significant, with the pulse