

文章编号: 0254-0096 (2004) 02-0263-06

太阳烟囱发电系统及其固有的热力学不完善性分析

葛新石, 叶 宏

(中国科学技术大学热科学和能源工程系 可再生能源与节能研究所, 合肥 230027)

摘 要: 简述了太阳烟囱发电系统的工作原理, 指出根据浮力产生的压强差的不同计算方法将得到不同的性能评价。基于这种发电系统的创始人 Schliach 给出的一个 30MW 的算例, 计算了太阳集热棚和烟囱组合的第一定律效率及集热棚和烟囱各自的第二定律效率。说明太阳烟囱发电技术实质上是太阳热发电, 受热力学定律的制约。虽然太阳集热棚的效率相当高, 但其第二定律效率极低, 比第一定律效率低一个量级。由于作为热发电系统热源的热空气的温度很低, 这就导致了即使在理想的条件下系统的发电效率也较难大于 1%。

关键词: 太阳烟囱; 太阳能热发电; 第二定律效率

中图分类号: TK511 文献标识码: A

0 引 言

近年来, 国内外发表了多篇关于太阳烟囱发电系统的文章¹⁻⁷, 有理论分析的, 也有实验研究的。这种发电系统的原理已由 J. Schliach 在其《The Solar Chimney》一书中作了阐述⁸。基于初步的理论分析和已积累的有关风力发电技术的经验, 上世纪 80 年代初在德国科研和技术部 (BMFT) 的资助下, 由西班牙的一家电力公司在马德里以南约 150 公里的门泽纳雷斯 (Manzanres) 建立了一个峰值功率为 50kW 的试验性太阳烟囱发电站。该电站于 1982 年试运行, 1983~1986 年在试验期间先后对集热棚的结构作优化改进机电装置, 1986~1989 年进入长期的完全自动化运行。1989 年春由于固定烟囱的拉杆严重锈蚀, 在一次暴风雨中中断裂, 导致烟囱倒塌。自 1982 年算起, 该电站总共运行了 15000h。基于详细的实测数据, 证实原先的理论分析是可靠的, J. Schliach 认为, 大型太阳烟囱发电站的重要参数已可通过理论计算完成, 其误差可在 $\pm 5\%$ 以内。西班牙太阳烟囱试验电站的成功, 促使 J. Schliach 设计了 10 万和 20 万 kW 的大型电站。1989 年至今已经 15 年, 其间印度于 90 年代后期计划在其西北部的拉贾斯坦邦 (与巴基斯坦相邻) 建立 200MW 大型太阳烟囱发电站, 计划分 5 个阶段建成, 并完成了设计方案。但近 10 年过去了, 至今未见有关此宏大规划进展

的报导。

本文在 J. Schliach 工作的基础上, 简述太阳烟囱发电系统各主要部件的工作特点及它们之间的相互关系; 并通过 Schliach 给出的一个 30MW 电站算例的分析, 基于热力学观点指出这种发电系统存在的固有缺陷。

1 太阳烟囱发电系统的工作原理简述

太阳烟囱发电系统的工作原理示意图 1。

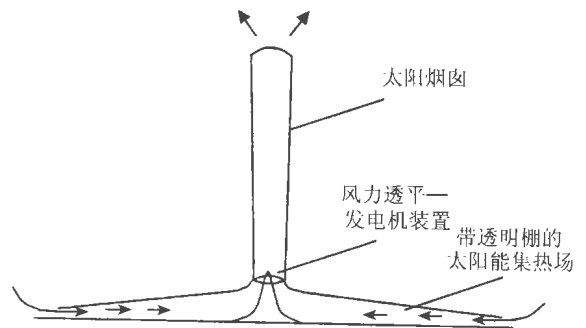


图 1 太阳烟囱发电系统的工作原理示意

Fig. 1 Schematic of the solar chimney electric generation system

太阳烟囱发电站由 3 个主要部件组成: 带透明棚的太阳能集热场 (太阳能空气加热器)、太阳烟囱及风力透平—发电机装置。下面分别介绍它们的工作原理。

1.1 太阳集热场

太阳集热场是一个巨大的空气加热器。集热场的地面吸收太阳辐射后加热空气，使空气在集热场中由环境温度 T_∞ 增高到出口温度 T_{out} 。设空气的质量流率为 m ，定比热容为 c_p ，则单位时间内空气吸收的热能为：

$$Q = mc_p(T_{out} - T_\infty) = mc_p \Delta T \quad (1)$$

式中

$$\dot{m} = \rho_{out} \cdot V_{out} \cdot A_{ch} \quad (2)$$

其中， ρ_{out} 温度 T_{out} 时的空气密度， V_{out} 为集热场出口（烟囱入口）处的空气流速， A_{ch} 是烟囱入口处的横截面积。

设太阳辐照密度为 G ，集热场的采光面积为 A_{coll} ，则集热场的热转换效率 η_{coll} 为

$$\eta_{coll} = \frac{\rho_{out} V_{out} A_{ch} c_p \Delta T}{G A_{coll}} \quad (3)$$

按 H-W-B 公式， η_{coll} 也可用下式计算：

$$\eta_{coll} = (\tau\alpha)_{eff} - \frac{U(T_e - T_\infty)}{G} \quad (4)$$

式中 $(\tau\alpha)_{eff}$ ——由地面和透明棚所组成的集热系统的透过率和吸收率的有效乘积； U ——地面至环境的热损系数， T_e 为集热棚内地面的平均温度。

引入集热场的效率因子 F' ，可利用空气流的平均温度 T 替代 T_e 计算热损项；若假定空气沿流程的温度呈线性变化，则有

$$T = \frac{T_{out} + T_\infty}{2} \quad (5)$$

由此，(4) 式可写为

$$\eta_{coll} = F' \left[(\tau\alpha)_{eff} - \frac{U\Delta T}{2G} \right] \quad (6)$$

集热场的效率因了 F' 与空气流在单层透明盖板与吸热板之间流动的空气集热器的情况相同，其表达式为^[9]

$$F' = \frac{h_r h_c + h_e U_t + h_e h_r + h_c h_e}{(U_t + h_r + h_c)(U_b + h_e + h_r) - h_r^2} \quad (7)$$

其中

$$h_r = \frac{\sigma(T_e^2 + T_c^2)(T_e + T_c)}{1/\epsilon_e + 1/\epsilon_c - 1}$$

式中 h_c 和 h_e 分别为空气流与透明盖板和地面的换热系数， U_t 为透明盖板至环境的热损系数， U_b 为地面至地层的热损系数， ϵ 为发射率，相应的热

网络见 [9]。对于通常的太阳能空气加热器，其吸热面背部均采用隔热措施，故 U_b 一般可不予考虑。对太阳烟囱集热场，地面吸收的太阳能中有一部分会通过导热传至其下部而被贮存，在阴雨天或夜间当地面温度降低时，地层贮存的能量会传回至地面而加热空气。

利用 (3) 和 (6) 式，可建立空气流速与空气温升之间的关系，即

$$\frac{\rho_{out} V_{out} A_{ch} c_p \Delta T}{G A_{coll}} = F' \left[(\tau\alpha)_{eff} - \frac{U\Delta T}{2G} \right]$$

很易得到

$$V_{out} = F' A_{coll} \left[\frac{G(\tau\alpha)_{eff}}{\Delta T} - \frac{U}{2} \right] (\rho_{out} A_{ch} c_p) \quad (8)$$

或写成

$$V_{out} = \frac{F'}{\rho_{out} c_p} \left(\frac{A_{coll}}{A_{ch}} \right) \left(Z - \frac{U}{2} \right) \quad (9)$$

其中 $Z = \frac{G(\tau\alpha)_{eff}}{\Delta T}$ 。

1.2 太阳烟囱

太阳烟囱位于集热场的中央，空气流入烟囱的温度（集热场的空气出口温度） T_{out} 高于环境温度 T_∞ ，烟囱的拔风能力来自温差 $\Delta T = (T_{out} - T_\infty)$ 导致的空气密度差所产生的浮力。有两种不同的方法可计算由浮力造成的压强差，所得结果不同。现分别进行讨论。

(a) 认为烟囱内空气的密度随高度而变化

设烟囱的高度为 H ，则由浮力产生的压强差为

$$\Delta P = g \int_0^H [\rho_\infty - \rho(y)] dy \quad (10)$$

式中 ρ_∞ 和 $\rho(y)$ 分别为环境和烟囱内高度为 y 处的空气密度。流体密度随温度的变化关系通常以体积膨胀系数 β 来表示：

$$\beta = - \frac{1}{\rho} \frac{\partial \rho}{\partial T} \Big|_p$$

对于理想气体， $\beta = 1/T$ 。由 β 的定义，忽略 P 的变化时，有

$$\int_{\rho_\infty}^{\rho} d\rho = - \int_{T_\infty}^T \rho \beta dT = - \rho \beta (T - T_\infty)$$

由此可得

$$\rho_\infty - \rho = \rho \beta (T - T_\infty) \quad (11)$$

式中 $\rho \beta = \frac{1}{T - T_\infty} \int_{T_\infty}^T \rho \beta dT$ 。

以 (11) 式代入 (10), 可得

$$\Delta P = g \int_0^H [\rho \beta (T - T_\infty)] dy \quad (12)$$

设烟囱内的空气温度 T 沿上升方向 y 为线性变化, 即

$$T(y) - T_\infty = \frac{H-y}{H} (T_{\text{out}} - T_\infty) \quad (13)$$

将 (13) 代入 (12), 考虑在温差不大的情况下 $\rho \beta$ 可近似用 $\rho \beta$ 替代, 且 ρ 和 β 可按 T_∞ 或 T 取值^[10], 则有

$$\Delta P = \frac{1}{2} \rho_\infty g H \frac{(T_{\text{out}} - T_\infty)}{T_\infty} = \frac{1}{2} \rho_\infty g H \frac{\Delta T}{T_\infty} \quad (14)$$

上式表明, 烟囱的拔风能力与 H 和 ΔT 成正比, 与 T_∞ 成反比。烟囱中空气柱具有的总功率 P_{tot} 为

$$P_{\text{tot}} = \Delta P \cdot V_{\text{out}} \cdot A_{\text{ch}} \quad (15)$$

写成功能的形式, 为

$$W = P_{\text{tot}} = \frac{1}{2} \dot{m} V_{\text{out}}^2 = \frac{1}{2} [\rho_{\text{out}} \cdot A_{\text{ch}} \cdot V_{\text{out}}] \cdot V_{\text{out}}^2 \quad (16)$$

因此有

$$V_{\text{out}} = [2 \Delta P / \rho_{\text{out}}]^{1/2} \quad (17)$$

以 (14) 式代入上式得

$$V_{\text{out}} = \left[\frac{\rho_\infty}{\rho_{\text{out}}} g H \frac{\Delta T}{T_\infty} \right]^{1/2} \quad (18)$$

(b) 假定烟囱壁绝热且不存在摩擦损失

因此烟囱内的热空气在上升过程中其密度不随高度变化, 保持 ρ_{out} , 则压强 ΔP 的算式 (14) 将为

$$\Delta P' = \rho_\infty g H \frac{\Delta T}{T_\infty} \quad (14)'$$

而烟囱入口处的空气流 V_{out} 将由下式计算:

$$V'_{\text{out}} = \left[2 g H \frac{\Delta T}{T_\infty} \right]^{1/2} \quad (18)'$$

Schliach 即采用上式确定 V_{out} 。

在 $T_\infty = 20^\circ\text{C}$ 和 $T_{\text{out}} = 55^\circ\text{C}$ (即 $\Delta T = 35^\circ\text{C}$) 情况下, 比较 (18) 式和 (18)' 式, 利用空气物性参数^[11], 知 $V'_{\text{out}} = 1.34 V_{\text{out}}$ 。

应指出的是以上的推导只是在烟囱内不存在风机和不考虑烟囱内空气在流动过程中产生的摩擦时才成立。

由于烟囱内空气流动的动能源于空气在集热场

内获得的太阳能 Q , 所以烟囱的效率 η_{ch} 可定义为

$$\eta_{\text{ch}} = \frac{P_{\text{tot}}}{Q} \quad (19)$$

由 (1)、(16) 和 (18) 及 (1)、(16)、(18) 可分别得到 (a) 和 (b) 两种情况下烟囱效率的算式

$$\eta_{\text{ch}} = \frac{1}{2} \frac{\rho_\infty}{\rho_{\text{out}}} \cdot \frac{gH}{c_p T_\infty} \quad (20)$$

$$\eta'_{\text{ch}} = \frac{gH}{c_p T_\infty} \quad (20)'$$

由此可知, 影响烟囱效率的参数主要是烟囱高度 H 和环境温度 T_∞ 。 η_{ch} 随 H 之增高和 T_∞ 之降低而增大。比较 (20) 和 (20)' 式可知, 在 $T_\infty = 20^\circ\text{C}$ 和 $T_{\text{out}} = 55^\circ\text{C}$ 时, $\eta_{\text{ch}} = 0.56 \eta'_{\text{ch}}$ 。

1.3 风机

理论上, 进入烟囱入口的质量流率为 \dot{m} 和流速为 V_{out} 的空气流具有的动能为

$$W_{\text{id}} = \frac{1}{2} \dot{m} V_{\text{out}}^2 = \frac{1}{2} \rho_{\text{out}} A_{\text{ch}} V_{\text{out}}^3 \quad (21)$$

为使风机持续运行, 风机从气流中提取的动能恒小于 W_{id} 。对置于壁面光滑和流线型导流通道内的风机, 基于简单分析可推得当气流在导流通道出口的流速为 $V_{\text{out}}/3$ 时风机的输出功率最大, 其值为^[12]

$$W_{\text{max}} = \frac{8}{27} \rho A_{\text{ch}} V_{\text{out}}^3 \quad (22)$$

W_{max} 与 W_{id} 之比称为功率系数 CP ,

$$CP = \frac{W_{\text{max}}}{W_{\text{id}}} = \frac{16}{27} = 0.593 \quad (23)$$

由此可知理想情况下太阳烟囱中风机可提供的机械能为

$$W_{\text{max}} = (CP) \eta_{\text{coll}} \cdot \eta_{\text{ch}} \cdot A_{\text{coll}} \cdot G \quad (24)$$

设风机叶片、传动机构及电机的效率为 η_{wt} , 则太阳烟囱发电系统最大的输出电功率为

$$W_{\text{sys} \cdot \text{max}} = (CP) \eta_{\text{coll}} \cdot \eta_{\text{ch}} \cdot \eta_{\text{wt}} \cdot A_{\text{coll}} \cdot G \quad (25)$$

2 性能分析及讨论

也许是由于太阳烟囱发电系统的转换效率太低, 因此, 在相关文献阐述较多的是其优点: 结构简单 (Schliach 认为建 1000 米高的烟囱并不困难, 因加拿大早就建成了 600 米高的电视塔, 何况烟囱的结构远较电视塔简单); 取材方便: 风机和电机的制造技术早已成熟; 几乎毋需运行管理人员; 夜

间地层能释放热能, 系统仍可输出少量电力 (在最新的设计方案中, 集热场地面铺设了大量水管, 用以贮热——见 <http://www.sbp.com>); 等等。文献中很少涉及这种发电系统的转换效率及基于热力学的性能讨论。

众所周知, 在利用可再生能源的发电技术方面, 近十年来发展最快的是风能发电。以德国为例, 至 2002 年夏末, 德国风能发电的总装机容量已达 1000 万 kW (三峡水电站建成后的总装机容量为 1820 万 kW)。太阳烟囱发电技术虽然也利用风机, 但这种发电技术路线与传统的自然风发电存在本质上的不同。基于热力学的观点, 自然风的动能和位于高处的水的势能都属于高级能, 也即若机械及电机装置不存在摩擦和电阻热等损失, 理论上它们不受热力学定律的限制而可无损失地做功^[13]。太阳烟囱发电系统是利用“集热棚—烟囱”组合所产生的人造风推动风机。由于太阳表面温度近 6000K, 所以太阳辐射的可用能 (Exergy) 很大, 也即具有很大的做功潜力; 而在集热棚出口 (烟囱进口) 处的空气温度只比环境温度高 30~40℃, 太阳辐射的可用能中的绝大部分变成了无做功能力的无用能, 剩下的可用能已微乎其微, 导致太阳烟囱发电系统的转换效率 η_{sys} 几乎很难大于 1%。

Schliach 曾给出一个 30MW 太阳烟囱电站的设计参数及计算结果。他采用的有关数据为: $H = 750\text{m}$, $D_{\text{coll}} = 2200\text{m}$, 集热棚采光面积 $A_{\text{coll}} = 3751000\text{m}^2$, $G = 1000\text{W}/\text{m}^2$, $T_{\infty} = 20^\circ\text{C} = 293\text{K}$, $\eta_{\text{wt}} = 0.8$, $\eta_{\text{coll}} = 0.6$, 空气比热容 $c_p = 1005\text{J}/\text{kg} \cdot \text{K}$, 重力加速度 $g = 9.81\text{m}/\text{s}^2$, 功率系数 $CP = 2/3$ 。

将以上数据及 (20)' 代入 (25), Schliach 给出此电站的总功率:

$$W_{\text{sys}^* \text{max}} = \frac{2}{3}(0.6) \left[\frac{9.81 \times 750}{1005 \times 293} \right] (0.8) \\ (3751000)(1000) = 30\text{MW}$$

由此可算出系统的转换效率为

$$\eta_{\text{sys}} = \frac{W_{\text{sys}^* \text{max}}}{GA_{\text{coll}}} \doteq 0.8\%$$

如果以 (20) 及 $(CP) = 0.593$ 代入 (25), 则所得结果将更低。

为分析能量转换过程中系统的各环节对转换效率的影响, 可由 (25) 式写出理想情况下系统转换效率

率 η_{sys} 的算式

$$\eta_{\text{sys}} = \frac{W_{\text{sys}^* \text{max}}}{GA_{\text{coll}}} \doteq (CP) \cdot \eta_{\text{coll}} \cdot \eta_{\text{ch}} \cdot \eta_{\text{wt}} \quad (26)$$

由于功率系数 (CP) 和风机—发电机效率 η_{wt} 并不受热力学定律的限制, 所以应重点讨论太阳集热棚和烟囱组合的效率 ($\eta_{\text{coll}} \cdot \eta_{\text{ch}}$)。在 Schliach 给出的算例中, η_{coll} 为 0.6 (对于在单层透明覆盖和吸热之间流动的空气加热器, 此值略高; 但由于集热棚之空气出、入口温差 $\Delta T = (T_{\text{out}} - T_{\infty})$ 一般为 30~40℃左右^[8], 故可认为是合理的。由 (20)' 式, 可算出 η'_{ch} 为:

$$\eta'_{\text{ch}} = \frac{g \cdot H_{\text{ch}}}{c_p T_{\infty}} = \frac{9.81 \times 750}{1005 \times 293} = 0.025$$

由此得

$$(\eta_{\text{coll}} \cdot \eta'_{\text{ch}}) = 0.6 \times 0.025 = 0.015$$

初看以上数据, 很易将转换效率过低完全归咎于烟囱, 实际上, 这是太阳集热棚和烟囱组合所提供的空气流的动能 (高级能) 与投射在太阳辐射能 ($G \cdot A_{\text{coll}}$) 之比; 而 η_{coll} 则是集热棚提供纵给空气流的热能 Q 与 ($G \cdot A_{\text{coll}}$) 之比。若计算集热棚的第二定律效率 $\eta_{\text{coll}, 2\text{nd}}$, 也即可用能效率, 则有

$$\eta_{\text{coll}, 2\text{nd}} = \frac{\eta_{\text{coll}} GA_{\text{coll}} [1 - T_{\infty}/T_{\text{out}}]}{GA_{\text{coll}} [1 - T_{\infty}/T_{\text{sun}}]} \quad (27)$$

式中 T_{sun} 为太阳辐射的有效黑体温度 (在此温度下, 黑体发射的辐射与太阳辐射等同), 为 5777K^[9]。仍设 $T_{\text{out}} = 328\text{K}$, 可算得当 η_{coll} 为 0.6 和 $T_{\infty} = 293\text{K}$ 时, $\eta_{\text{coll}, 2\text{nd}}$ 为 0.067。这表明集热棚的第二定律效率比其第一定律效率小了一个量级, 也即集热棚所提供的热能的潜在作功能力极低。

η'_{ch} 是烟囱的第一定律效率, 很易算出烟囱的第二定律效率 $\eta'_{\text{ch}, 2\text{nd}}$ 为

$$\eta'_{\text{ch}, 2\text{nd}} = \frac{\eta'_{\text{ch}}}{[1 - T_{\infty}/T_{\text{out}}]} = \frac{0.025}{[1 - 273/328]} \approx 0.23$$

也即烟囱的热力学完善性优于集热棚 3 倍多。

基于上述讨论, 可知太阳烟囱发电技术实质上仍是太阳能热动力发电: 太阳集热棚将太阳辐射能转变为热能, 然后利用集热棚和烟囱的组合将空气的热能转变为动能, 再由风力透平和发电机发电。在相同的热源和环境温度下, 任何热发电技术的转换效率都低于卡诺循环效率, 热源和环境的温差愈大, 效率愈高; 太阳集热棚只是温度很低的热源, 这就决定了太阳烟囱发电系统的效率很难提高。

3 结 论

通过简述太阳烟囱发电系统的工作原理, 指出由浮力产生的压强差的不同计算方法将得到不同的性能评价。利用 Schliach 给出的算例, 计算了发电系统的转换效率。着重分析了太阳集热棚和烟囱组合的效率及集热棚和烟囱各自的第一定律效率和第二定律效率, 说明太阳烟囱发电技术实质上是太阳能热动力发电, 其效率受热力学定律的制约。太阳集热棚是温度很低的热源, 这就决定了这种发电技术即使在很理想的情况下也较难取得大于 1% 的转换效率。

致 谢: 作者曾就太阳烟囱发电技术与上海交通大学王如竹教授进行了有益的讨论, 特在此致谢。

符 号 表

A_{ch}	烟囱入口处的横截面积
A_{col}	集热器采光面积
c_p	定压比热容
CP	风机功率系数, 见定义式 (23)
F'	集热场效率因子
g	重力加速度
G	太阳辐照密度
H	烟囱高度
h_c	空气流与透明盖板之间的对流换热系数
h_e	空气流与地面之间的对流换热系数
h_r	地面与透明盖板之间的辐射换热系数
m	空气的质量流率
P	压强
P_{tot}	烟囱中空气柱具有的总功率
Q	单位时间空气在集热场内获得的太阳能
T_c	透明盖板温度
T_e	集热场地面温度
T_{out}	集热场的空气出口 (烟囱入口) 温度
T_{∞}	环境温度
U	地面至环境的热损系数
U_b	地面至地层的热损系数
U_t	透明盖板至环境的热损系数
V_{out}	烟囱入口的空气流速
W_{in}	烟囱入口的空气流具有的动能 (功率)
W_{max}	风机的理论最大输出功率
$W_{sys, max}$	太阳烟囱发电系统的最大输出功率

希腊字母

α ——集热场地面对太阳辐射的吸收比

β ——透明盖板对太阳辐射的透过比

τ ——空气体积膨胀系数

ϵ_c ——透明盖板的发射比

ϵ_e ——地面的发射比

σ ——斯蒂芬-波尔兹曼常数

ρ ——密度

η_{col} ——集热场效率

η_{ch} ——烟囱效率

η_{wt} ——风机叶片、传动机构及电机的效率

η_{sys} ——太阳烟囱发电系统的总效率

[参考文献]

- [1] Pasumathi N, Sherif S A. Experimental and theoretical performance of a demonstration solar chimney model - Part I: Mathematical model development [J]. Int J of Energy Research, 1998, 22: 277-288.
- [2] Pasumathi N, Sherif S A. Experimental and theoretical performance of a demonstration solar chimney model - Part II: Experimental and theoretical results and economic analysis [J]. Int of Energy Research, 1998, 22: 443-461.
- [3] Lodhi M A K. Application of helio-aero-gravity concept in producing energy and suppressing pollution [J]. Energy Conversion & Management, 1999, 40: 407-421.
- [4] 代彦军, 黄海宾, 王如竹. 太阳能热风发电技术应用用于宁夏地区的研究 [J]. 太阳能学报, 2003, 24 (3): 408-412.
- [5] 杨家宽, 李 劲, 肖 波等. 太阳能烟囱发电新技术 [J]. 太阳能学报, 2003, 24 (4): 565-569.
- [6] 杨家宽, 李进军, 张建锋等. 太阳能烟囱发电装置温度场和流场的数值模拟研究 [A]. 21 世纪太阳能新技术 [C]. 上海: 上海交通大学出版社, 2003, 471-474.
- [7] 杨家宽, 张建锋, 李进军等. 太阳能烟囱发电装置建造和试验研究 [A]. 21 世纪太阳能新技术 [C]. 上海: 上海交通大学出版社, 2003, 475-478.
- [8] Schliach J. The solar chimney: electricity from the sun [M], Germany Maurer C, Geisilingen, 1995.
- [9] Duffie J A, Beckman W A. Solar Engineering of Thermal Processes, 2nd edition [M]. N Y John Wiley & Sons, Inc 1991. 296-298.
- [10] Thomas L C. Heat Transfer [M]. Englewood Cliffs, New Jersey, Prentice Hall, 1992.
- [11] Reider J F K, Rabl A. Heating and Cooling of Buildings [M]. N Y: McGraw-Hill, Inc, 1994.
- [12] Renz J H K. Energy Conversion and Utilization, 2nd

Edition [M]. Boston: Allyn and Bacon, Inc, 1984.

Analysis [M]. London: Butterworths Scientific Publ,

[13] Bruges E A. Available Energy and the Second Law

1959.

SOLAR CHIMNEY ELECTRIC GENERATING SYSTEM AND ANALYSIS OF ITS INTRINSIC THERMODYNAMIC DEFECT

Ge Xinshi, Ye Hong

(*Department of Thermal Science and Energy Engineering, University of Science and Technology of China, Hefei 230026, China*)

Abstract: The principle of the solar chimney electric generation system (SCEGS) is described in the paper. It is shown that there are two methods to calculate the pressure difference caused by the density difference of the air and the calculated results are different, it results in different evaluation of the system performance. Based on the design parameters for a 30MW power station given by Schliach the efficiency of the assemble consisting of the solar collection canopy and chimney and the exergy efficiency both the solar collection canopy and chimney are determined. It is worthy to note that the SECEGS is essential a solar thermal power station, so it is restricted by the thermodynamics laws. Since the temperature of the heat source (the warm air provided by the solar collection canopy) is very low, it seems that the system efficiency can not be higher than 1% even in very favorable conditions.

Keywords: solar chimney; solar thermal power; exergy efficiency

联系人 E-mail: xsge@ustc.edu.cn