

文章编号: 0254-0096(2009)08-1064-05

太阳能热气流发电系统的热力性能分析

周洲¹, 明廷臻^{1,2}, 潘垣², 刘伟¹, 黄素逸¹

(1. 华中科技大学能源与动力工程学院, 武汉 430074; 2. 华中科技大学电气与电子工程学院, 武汉 430074)

摘要: 对太阳能热气流发电系统的热力学性能进行了分析, 建立了系统的热力学循环, 进一步分析了系统的实际循环效率和理想循环效率, 对不同规模的太阳能热气流发电系统的热力学特性进行了计算比较。结果表明: 大规模太阳能热气流发电系统相应的标准布雷顿循环效率、理想循环效率以及实际循环效率分别为: 35%, 10% ~ 25% 和 0.9% ~ 2.0%。分析结果为太阳能热气流发电技术的设计与商业应用提供理论参考。

关键词: 太阳能热气流发电; 集热棚; 烟囱; 布雷顿循环; 热效率

中图分类号: TB515 **文献标识码:** A

0 引言

太阳能热气流发电技术(SC技术)与现有的其它再生能源发电模式相比, 具有运行连续以及发电和运行成本十分低廉的特点。因此, SC技术在干旱、半干旱地区或发展中国家具有极其广阔的应用前景^[1-2]。目前国内外关于SC技术的研究大多都集中于对中小型系统的理论分析和实验研究^[3-6], 也有关于系统的流动与传热特性数值模拟研究^[7-9]。Gannon等^[10]对系统的热力学循环和系统热效率进行了细致的分析, 文献^[11~13]也分别对系统的热力特性、可用能和循环效率进行了研究。

本文对SC系统的热力性能作进一步分析, 分析SC系统的实际效率与其理想效率之间的差距及造成这种差距的根本原因。

1 系统的热力循环

分析工质在SC系统的热力过程需作如下假定:

- ① 太阳辐射恒定, 不考虑太阳高度角的影响;
- ② 环境温度即进入集热棚的空气进口温度保持恒定;
- ③ 集热棚顶棚的光学性质保持不变;
- ④ 系统处于稳定流动过程;
- ⑤ 分析系统热力过程及热力循环时, 将通过烟囱出口离开系统的工质视为通过集热棚进口进入系统的那部分工质。

图1为SC系统的热力过程示意图^[13]。空气自环境进入集热棚, 从烟囱出口流出, 最后自高空回到集热棚进口, 包括系统和环境形成一个循环。根据工质的热力特性, 将系统分为集热棚、透平和烟囱3个子区域。工质在各子区域进出口的重要状态点如下: 1为集热棚进口状态; 2为集热棚出口、透平进口状态; 3为透平出口、烟囱进口状态; 4为烟囱出口状态; 5为与烟囱出口相同高度处的外部环境状态。

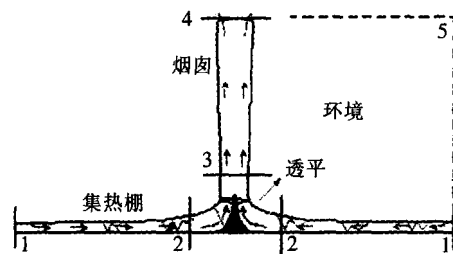


图1 SC系统的热力过程

Fig. 1 Thermodynamic process of SC system

图2所示为包含各种损失的SC系统空气标准循环温熵图。一个封闭的热力循环包括4个基本热力过程: 1-2为集热棚内的可逆定压吸热过程; 2-4为在透平区域有轴功输出以及在烟囱内无轴功输出的绝热膨胀过程; 2-3过程中的温降远低于3-4过程的温降, 图中只是示意性的给出这个不可逆绝热过程; 4-5为烟囱出口至环境高空的可逆定压放热过程; 5-

收稿日期: 2009-04-01

基金项目: 教育部重点基金资助项目(104127)

通讯作者: 明廷臻(1976—), 男, 博士后、讲师, 主要从事新能源发电及强化传热技术方面的研究。mtzhen@163.com

1 为环境高空至集热棚进口处的绝热熵减过程(其中过程 4-5 和过程 5-1 均在环境中进行)。

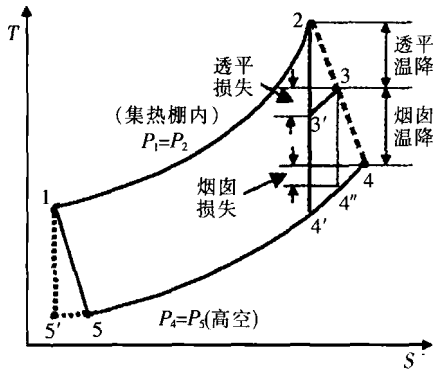


图 2 SC 系统空气标准循环温熵图

Fig.2 Temperature-entropy diagram for air in SC systems

Gannon 等^[10]以总温和总压为基础建立系统热力循环,考虑了动能损失在循环或过程中导致的总压力降。图 2 稍作修正,各点表示的是工质的状态,其循环中各过程的热力学意义以及循环净功和净热量与经典热力学完全相同。显然,SC 系统热力循环是一个典型的布雷顿循环,但其对外做功特性与常规布雷顿循环存在明显区别。123'4'51 为没有任何系统损失的可逆循环,过程曲线所围成的面积为循环净功,过程 1-2 所吸收的热量为过程热量。123451 为包含透平损失和烟囱损失的不可逆实际循环。从图中可以看到,对于可逆循环,循环净功为 123'4'51 所围成的面积。

2 系统的能量转换与利用效率

白天稳定太阳辐射条件下,循环效率 η 为系统单位质量工质输出轴功与其吸热量的比值:

$$\eta = \frac{w_{shaft}}{q_{12}} \quad (1)$$

集热棚内是定压加热过程,注意透平前后压力关系,并引入迈耶公式的推论,整理得:

$$\eta = \frac{(T_1 + \Delta T)}{\Delta T} \left[1 - \left(1 - \frac{\Delta p_{turb}}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right] \quad (2)$$

其中, Δp_{turb} ——透平压降; ΔT ——集热棚内工质的温升。

令 $\pi = \frac{p_1}{p_5}$, $\tau = \frac{T_2}{T_5}$, 根据循环各过程的特性可得:

$$\frac{T_1}{T_5} = \left(\frac{p_1}{p_5} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = \left(\frac{p_2}{p_4} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = \frac{T_2}{T_4} = \pi^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \quad (3)$$

忽略各种损失,系统的理想能量转换和利用效率可表示如下:

$$\eta_{ideal} = \frac{q_{12} - |q_{45}| - |h_{34}|}{q_{12}} \quad (4)$$

于是有:

$$\eta_{ideal} = 1 - \frac{h_4 - h_5}{h_2 - h_1} - \frac{g\Delta z}{h_2 - h_1} \quad (5)$$

将式(5)作进一步整理,将工质视为常物性,可得 SC 系统定压加热理想循环热效率:

$$\eta_{ideal} = 1 - \frac{1}{\pi^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}} - \frac{g\Delta z}{c_p \Delta T} \quad (6)$$

从式(6)可见:①SC 系统的定压加热理想循环热效率取决于在环境中进行绝热压缩过程 5-1 的初、终态压力,或者说取决于循环增压比 π ; π 值的大小取决于烟囱的高度,且取决于大气环境的密度分布。常规的布雷顿循环效率模型认为, π 值越大,系统效率越高,反之越小。但式(6)右边后两项均与烟囱高度有关,需要对其影响进行重新评估;②对于给定的烟囱高度和一定的系统温升,大气环境密度越稀薄, π 值越小,系统效率越低,反之则越高;③系统的理想热效率与工质的绝热指数 κ 有关,若过程进行的是多变过程,亦可采用该数学模型,以多变指数 n 代替 κ 即可,且 n 越大,效率越高;④还有一点与常规的布雷顿循环不同,系统的循环热效率还与集热棚内的温升有关。

由式(3)可得:

$$T_5 = \frac{T_1}{\pi^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}} \quad (7)$$

$$\Delta T = T_2 - T_1 = \tau T_5 - T_1 \quad (8)$$

将式(7)代入式(8),并整理得:

$$\Delta T = \tau \frac{T_1}{\pi^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}} - T_1 = \left(\frac{\tau}{\pi^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}} - 1 \right) T_1 \quad (9)$$

将式(9)代入式(6)得:

$$\eta_{ideal} = 1 - \frac{1}{\pi^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}} - \frac{1}{\left(\frac{\tau}{\pi^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}} - 1 \right) - 1} \frac{g\Delta z}{c_p T_1} \quad (10)$$

显然,由式(10)可以看出,SC 系统的理想循环热效率不仅取决于增压比,也取决于集热棚进口温度。此外, η_{ideal} 是烟囱高度 Δz 的复杂函数。若要求 SC 系统的最高理想循环热效率所对应的烟囱高度,将 η_{ideal} 对烟囱高度求 Δz 偏导并令其为零即可。

3 计算结果及分析

3.1 西班牙试验电站模型计算验证

为验证理论分析的正确性,以西班牙试验电站为例进行计算验证。取西班牙发电系统模型的烟囱高 200m,直径 10m,集热棚半径 122m,从集热棚入口到中心高 2~6m,土壤蓄热层取厚度 2m。数值模拟方法参见文献[8,9]。计算时,取太阳辐射为 $600\text{W}/\text{m}^2$,环境温度 T_1 为 293.15K,设置不同工况下透平的压降,顶棚透过率为 0.85,地面吸收率为 0.8,绝热指数取为 1.4,集热棚进口压力 P_1 为当地环境压力 $1.01 \times 10^5\text{Pa}$ 。计算理论循环效率时,将各转折点参数代入,给定透平压降即可通过式(2)计算得到实际循环效率,计算结果如图 3,图 4 所示。

图 3 为集热棚内高 1m 处径向相对压力分布,从图中可以看出,在整个集热棚内,压力变化非常微小,集热棚进出口压差不超过 4Pa,这主要有两个方面的原因:①流体沿程加热,温度升高,密度减小,浮升力稍有加强;②沿程阻力的作用导致了压力差,但内部流速非常小,沿程阻力很小。因此,对于半径达约 120m 的集热棚,完全可以将其内部视为定压吸热过程,这证明理论分析是正确的。图 3 还可以看到,在集热棚内布置轴流式风力透平是不适合的,因为在集热棚内不能提供足够的压头;同时集热棚内的速度也较小,不能提供足够的动压头。

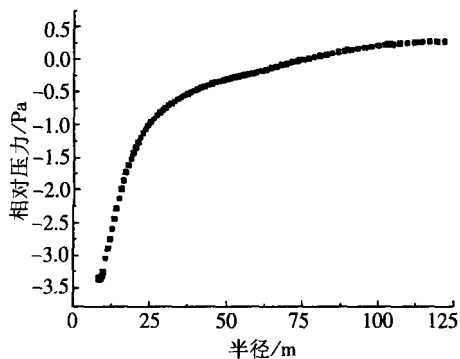


图 3 集热棚内高 1m 处径向相对压力分布

Fig.2 Relative static pressure distribution at a height of 1m inside the collector

图 4 为西班牙 SC 系统的理想循环效率、实际循环效率以及相同增压比下的常规布雷顿循环效率随透平压降之间的变化关系。需要指出,在计算 SC 系统理想循环效率和实际循环效率时,随着透平压降的变化,系统的温升、蓄热层的蓄热量也随之发生变化。图中布雷顿循环效率曲线即为与西班牙太阳能试验电站烟囱底部和顶部压差相同情况下的常规布雷顿循环热效率(以下各图对应的计算曲线意义相

同)。由图可见,该系统的理想循环和实际循环效率都远小于 1.5 状态相同时常规布雷顿循环的效率。造成这个差别的主要原因在于:SC 系统在烟囱内绝热膨胀过程中的绝大部分能量不能用于对外输出轴功,而只能用于克服重力做功。式(6)或式(10)右边最后一项是造成这种差距的根源所在。因此,SC 系统不可能达到常规布雷顿循环的热效率。

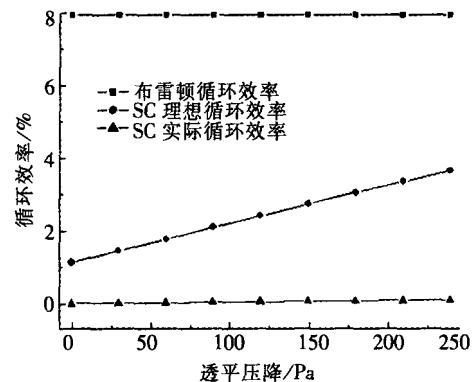


图 4 西班牙太阳能试验电站循环效率

Fig.4 Cycle efficiencies of the SC prototype in Spain

图 4 所示的 SC 理想循环效率曲线是不可能达到的,该系统的理想循环和实际循环效率也存在较大差距,这主要是由于透平压降与工质温升之间的强耦合关系,透平压降提高,系统流量减小,温升显著,造成大量能量以焓的形式通过烟囱出口损失;另一方面,大部分能量被集热棚的蓄热介质所吸收并通过底部散失或者以热能的形式储存在蓄热层中^[9]。此外,SC 系统的实际循环效率和理想循环效率二者之间的差距随着透平压降的增大而扩大,比较式(2)和式(6)可知,随着透平压降的增大,系统流量减小,流速减小,集热棚内流体温升增大,使理想循环效率提高显著,而透平压降的增大以及流量的减小对实际循环效率造成的影响是相反的,这系统的实际循环热效率变化不大。

3.2 商业规模 SC 系统计算结果

对 10MW 和 200MW 两种商业规模的 SC 系统进行热力学分析,计算其输出功率、能量转换与利用效率。10MW 级 SC 系统的几何参数选取如下:集热棚半径 1500m,高度 4~8m,烟囱直径 30m,烟囱高 400m,蓄热层土壤厚度 2m;200MW 级 SC 系统的几何参数选取如下:集热棚半径 3000m,高度 6~25m,烟囱直径 150m,烟囱高 1000m,蓄热层土壤厚度 2m。相关环境参数、太阳辐射参数、物性参数以及系统光

学特性参数的选取与西班牙实验电站相同,对该模型进行能量平衡及效率分析计算。图 5,图 6 为相应的计算结果。

图 5 为 10MW 级 SC 系统的实际循环效率、理想循环效率以及布雷顿循环效率之间的对比。由图可见,10MW 级 SC 系统的理想循环效率与布雷顿循环效率相差约 4%,这说明用于克服重力做功的能量份额减小;而其实际循环效率与理想循环效率相差超过 10%,这说明系统能量损失增大,这部分能量损失主要是工质自身携带、没有被充分转换利用、通过烟囱出口流出的焓损失。

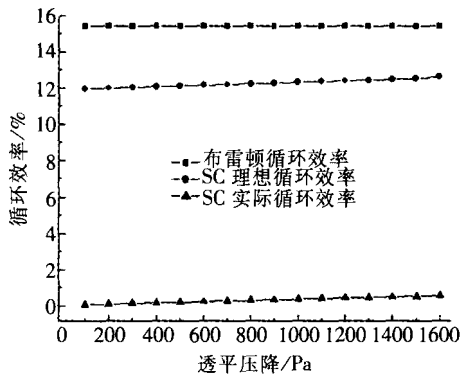


图 5 MW 级 SC 系统循环效率

Fig. 5 Cycle efficiencies of an MW-graded SC system

图 6 为 200MW 大规模 SC 系统的实际循环效率、理想循环效率以及布雷顿循环效率之间的对比图。显然,随着系统规模的增加,其布雷顿循环效率显著增加,这为提高系统实际效率提供了一个较高的上限。另一方面,与中小规模 SC 系统不同,大规模 SC 系统的理想循环效率随着透平压降的增加呈现显著增加的特性。这是因为,对于大规模系统而言,集热棚的半径非常大,工质在其内被加热使进出口温升增大,随着透平压降的增加,系统流量显著减小,流速减小,在棚内加热时间增加,温升更大,从而使理论效率显著提高,计算结果与式(10)相符。此外,计算结果还表明,随着透平压降的增加,大规模 SC 系统的实际效率变化范围为 0.9% ~ 2.0%。其实际循环效率和理想循环效率的差距明显比中小规模系统的大,这主要是由于大规模系统的流量大、温升大、烟囱高,由此造成的损失也大。但即便如此,大规模 SC 系统这个实际效率范围已经可以满足商业要求。

计算表明,对于大规模 SC 系统,除了通过蓄热

层蓄积 30% 的能量之外,通过烟囱出口向外部流出的能量约占 60%。分析表明,从热力学上看,提高系统效率的重要思路就是在其它条件均相同的情况下,提高工质通过透平的温降,尽量控制烟囱的出口焓损失。

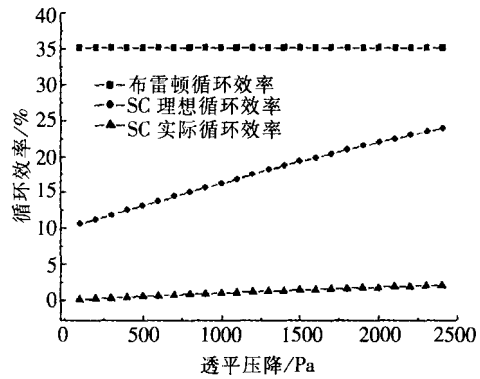


图 6 大规模 SC 系统循环效率

Fig. 6 Cycle efficiencies of large-scale SC systems

4 结 论

对 SC 系统内不同区域工质的流动进行热力学分析,建立了工质自集热棚进口至烟囱出口最后返回集热棚进口整个流动过程中形成的热力循环,建立了理想循环效率、实际循环效率数学模型。对不同规模的 SC 系统进行了计算验证和预测,研究结果表明:

1) SC 系统中的流体在烟囱内要克服重力做功,同时以焓的形式自烟囱出口流出,这是造成实际循环效率低的根源;

2) 大规模 SC 系统相应的常规布雷顿循环效率、理想循环效率以及实际循环效率分别为:35%, 10% ~ 25% 和 0.9% ~ 2.0%。

[参考文献]

- [1] Schlaich J. The solar chimney[M]. Stuttgart: Edition Axel Menges, 1995.
- [2] Haaf H, Friedrich K, Mayer G, et al. Solar chimneys(a) [J]. International Journal of Solar Energy, 1983, 2: 3—20.
- [3] Haaf H, Friedrich K, Mayer G, et al. Solar chimneys(b) [J]. International Journal of Solar Energy, 1984, 2: 141—161.
- [4] Krisst R J K. Energy transfer system[J]. Alternative Sources of Energy, 1983, 63: 8—11.
- [5] Pasumarthi N, Sherif S A. Experimental and theoretical per-

- formance of a demonstration solar chimney model(part I): Mathematical model development[J]. *International Journal of Energy Research*, 1998, 22(3): 277—288.
- [6] Pasumarthi N, Sherif S A. Experimental and theoretical performance of a demonstration solar chimney model(part II): Experimental and theoretical results and economic analysis [J]. *International Journal of Energy Research*, 1998, 22: 443—461.
- [7] Pastohr H, Kornadt O, Gurlebeck K. Numerical and analytical calculations of the temperature and flow field in the upwind power plant [J]. *International Journal of Energy Research*, 2004, 28(6): 495—510.
- [8] Ming T Z, Liu W, Xu G L. Analytical and numerical investigation of the solar chimney power plant systems[J]. *International Journal of Energy Research*, 2006, 30(11): 861—873.
- [9] 明廷臻, 刘 伟, 熊宴斌, 等. 太阳能热气流发电系统的传热与流动数值分析[J]. *太阳能学报*, 2008, 29(4): 433—439.
- [9] Ming Tingzhen, Liu Wei, Xiong Yanbin, et al. Numerical analysis of heat transfer and flow in the solar chimney power generation system[J]. *Acta Energeiae Solaris Sinica*, 2008, 29(4): 433—439.
- [10] Gannon A J, Backstrom T W V. Solar chimney cycle analysis with system loss and solar collector performance[J]. *Journal of Solar Energy Engineering*, 2000, 122: 133—137.
- [11] Michaud L M. Thermodynamic cycle of the atmospheric upward heat convection process[J]. *Meteorology and Atmospheric Physics*, 2000, 72: 29—46.
- [12] Ninic N. Available energy of the air in solar chimneys and the possibility of its ground-level concentration[J]. *Solar Energy*, 2006, 80(7): 804—811.
- [13] 明廷臻, 刘 伟, 许国良, 等. 太阳能热气流电站系统的热力学分析[J]. *华中科技大学学报*, 2005, 33(8): 1—4.
- [13] Ming Tingzhen, Liu Wei, Xu Guoliang, et al. Thermodynamic analysis of solar chimney power plant system[J]. *Journal of Huazhong University of Science and Technology*, 2005, 33(8): 1—4.

ANALYSIS ON THE THERMODYNAMIC PERFORMANCE OF THE SOLAR CHIMNEY POWER GENERATION SYSTEMS

Zhou Zhou¹, Ming Tingzhen^{1,2}, Pan Yuan², Liu Wei¹, Huang Suyi¹

(1. School of Energy and Power Engineering, Huazhong University of Science and Technology, Wuhan 430074, China;

2. College of Electrical and Electronic Engineering, Huazhong University of Science and Technology, Wuhan 430074, China)

Abstract: Theoretical analysis is made on the air flow through various parts of a solar chimney power generation system and a thermodynamic cycle starting from the collector inlet, passing through collector and chimney outlet, and finally back to the collector inlet from the environment is established. Later, numerical models for ideal and actual cycle efficiencies are also established. The research results shows that the Brayton cycle efficiency, ideal cycle efficiency and actual efficiency of standard Brayton cycle corresponding to the large scale solar chimney power generation systems are 35%, 10%-25% and 0.9%-2.0%. The results give a theoretical guidance to the commercial application of solar chimney power generation systems.

Keywords: solar chimney power generation; collector; chimney; Brayton cycle; thermal efficiency