

蓄热式高温水蒸气制备实验研究

高宁博^{1,2}, 李爱民¹

- (1. 大连理工大学工业生态与环境工程教育部重点实验室, 大连 116024;
2. 清华大学固体废物处理与环境安全教育部重点实验室, 北京 100084)

摘要: 利用自制蓄热式高温蒸汽发生器开展了高温水蒸气制备的热态实验研究. 在 20~200 s 范围内, 选取不同换向周期, 进行高温水蒸气制备实验. 考察了不同换向周期以及一个换向周期内的高温介质的温度变化情况, 对不同状况下的尾气余热排放进行了探讨, 并研究了不同工况条件下的温度效率和热回收效率. 结果表明, 温度振幅随换向周期的增大明显增大, 当炉内的烟气温度一定时, 换向周期增大会使蓄热体的温度效率下降, 以水蒸气为介质时 60 s 的换向周期条件下热回收效率最大; 不同换向周期的尾气温度基本维持在 180~200 °C.

关键词: 高温带压蒸汽发生器; 换向周期; 过热水蒸气

中图分类号: TK51 文献标志码: A 文章编号: 1006-8740(2011)02-0170-05

Regenerative High Temperature Steam Production

GAO Ning-bo^{1,2}, LI Ai-min¹

- (1. Key Laboratory of Industrial Ecology and Environmental Engineering, Ministry of Education of China, Dalian University of Technology, Dalian 116024, China; 2. Key Laboratory for Solid Waste Management and Environment Safety, Ministry of Education of China, Tsinghua University, Beijing 100084, China)

Abstract: The operational principle of high temperature pressured steam generator was introduced in this paper. The experiments of high temperature steam production were performed with a high temperature steam generator during different periods with the range of 20—200 s. Temperature variation of high temperature steam and exhaust gas for different switching periods and that in a single switching period were studied. The efficiency of temperature and heat recycle was also investigated. Temperature fluctuation increases with the increase of switch time. At the same exhaust gas temperature, the increased switch periods lead to the decrease of temperature efficiency. The results show that the steam efficiency of heat recycle reaches the maximum with the switching period of 60 s. The exhaust gas temperatures remain within the range of 180—200 °C for different switch periods.

Keywords: high temperature pressured steam generator; switching period; superheated steam

在化工、热能、环保、制氢、冶金等工业生产领域中经常需要高温水蒸气. 工业上常用的水蒸气大多是在高压下产生的饱和水蒸气, 其理论极限温度仅为 374.15 °C^[1]. 要想制取更高温度的水蒸气, 一般采用添加过热器系统加热蒸汽. 很多学者研究了高温空气燃烧方法制取高温空气或水蒸气, 这些方法由于存

在燃烧烟气不能和高温空气或水蒸气有效隔离, 甚至有的过程还需要烟气和预热气体混合, 因此造成了烟气和预热气体不能完全分离, 从而导致预热气体污染的问题^[2-4].

笔者提出的高温带压水蒸气发生器可以克服传统方式中蒸汽温度低, 对材料要求苛刻的问题, 其关

收稿日期: 2010-08-19.

基金项目: 中国博士后科学基金资助项目(20090451264); 清华大学固体废物处理与环境安全教育部重点实验室开放基金资助项目(swmes2009-10).

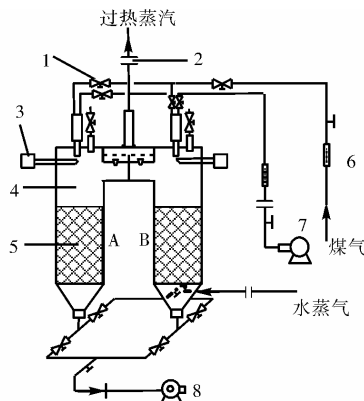
作者简介: 高宁博(1978—), 男, 博士, nbgaod@dlut.edu.cn.

通讯作者: 李爱民, leeam@dlut.edu.cn.

键部分在于利用两个交替开关的陶瓷切换阀解决系统的切换和压力问题,可有效实现对燃烧烟气和高温蒸气的隔离.它的主要功能是产生温度在 $600 \sim 1000 \text{ }^{\circ}\text{C}$ 的过热清洁高温带压水蒸气(压力范围为 $0.01 \sim 0.10 \text{ MPa}$).这些高温过热水蒸气可为生产过程提供能量、压力和介质^[5].

1 实验装置和实验方法

高温蒸汽发生器主要由供气系统、燃烧喷嘴、燃烧室、蓄热室、切换系统、引风机、温度检测系统组成,如图1所示.换热器、燃烧喷嘴和燃烧室成对称结构,左右各一个.由于设备是一个小型装置(燃烧室体积为 $100 \text{ mm} \times 100 \text{ mm} \times 200 \text{ mm}$),为了使燃烧室内压力平衡,在两侧燃烧室上各开一个直径为 10 mm 的小出口,为了保证水蒸气出口的密封性,在出口外端各安装一个常闭电磁阀.燃烧时电磁阀打开,从而使燃烧室与外界形成通路.高温过热蒸汽发生器



1—电磁阀; 2—涡街流量计; 3—高压包; 4—燃烧室; 5—蓄热室;
6—玻璃转子流量计; 7—鼓风机; 8—引风机

图1 高温过热蒸汽发生器系统示意

的工作原理为:高温蒸汽发生器工作时,燃气和空气在A侧燃烧喷嘴处混合形成预混气体,经高压包产生的高压电火花点燃后,在燃烧室内稳定燃烧,所产生的 $1200 \sim 1400 \text{ }^{\circ}\text{C}$ 的高温烟气与蓄热室中的蓄热陶瓷体进行热量交换,陶瓷体温度快速升高,而烟气温度则迅速冷却,并排出系统.与此同时,低温饱和水蒸气经由电磁阀进入B侧的蓄热室与多孔陶瓷体进行换热,迅速形成高温过热蒸汽,经B侧的封闭阀流出.这时B侧的陶瓷体温度下降.换向周期时间到后,系统自动切换,B侧燃烧,A侧进行换热,产生高温过热蒸汽^[6].

由于烟气与水蒸气在不同时间段在不同通道中流通,只有前一个周期炉体中的残余气体以及换向阀切换时有少许气体外,这些气体相对于运行过程中

流通的气体而言微不足道,因此可以认为该系统不存在气体混合现象.实验中采用丙烷为燃料,燃气流量为 $0.35 \text{ m}^3/\text{h}$,过量空气系数为 1.02 ,空气入口温度为 $25 \text{ }^{\circ}\text{C}$.水蒸气的流量为 $5.5 \text{ m}^3/\text{h}$,水蒸气为锅炉蒸汽,体积分数为 100% .实验中,燃烧室与蓄热室中的压力变化不大.

蓄热室内部所用的蜂窝陶瓷体要求具有透气性好、耐高温、耐冲刷等特点,选用堇青石蜂窝陶瓷蓄热体作为蓄热材料.实验系统中蓄热体选用结构为 $100 \text{ mm} \times 100 \text{ mm} \times 150 \text{ mm}$ 的堇青石蜂窝陶瓷,蜂窝细孔截面呈正方形.蜂窝陶瓷的密度为 $1900 \sim 2000 \text{ kg/m}^3$,空隙率为 85% 、蓄热体比热容($20 \sim 1000 \text{ }^{\circ}\text{C}$)为 $950 \sim 1000 \text{ J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$.

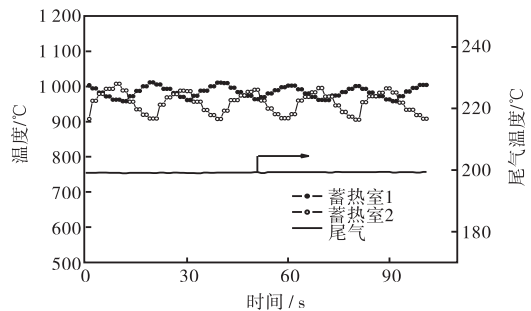
2 结果与讨论

2.1 不同换向周期的影响

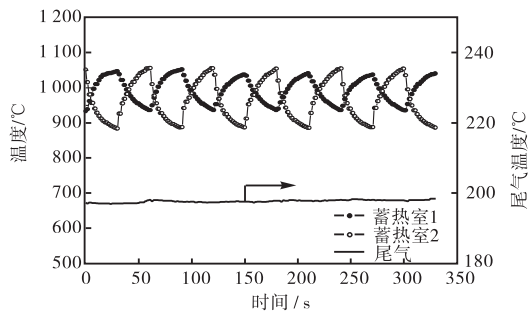
换向周期是影响高温蓄热蒸汽发生器蓄热、放热的重要因素.实验分别以 20 s 、 30 s 、 60 s 、 90 s 、 120 s 和 200 s 为换向周期进行高温过热水蒸气的热态研究,考察各种情况下的温度分布,研究对应的热工指标(温度效率、热回收效率)并寻求最佳换向时间.

图2为不同换向周期时的高温过热蒸汽温度曲线.曲线中的温度升高段为加热部分,时间为半个周期.由于高温蒸汽发生器为对称结构,两侧蓄热室、燃烧室的工作状态相互交替,当蓄热室1处于加热状态时,蓄热室2则处于水蒸气预热状态.由于实际过程中的操作误差以及过程存在的某些干扰,造成了两侧蓄热室的温度曲线不完全一致.从图2中可以看出,尾气温度基本维持在 $180 \sim 200 \text{ }^{\circ}\text{C}$.

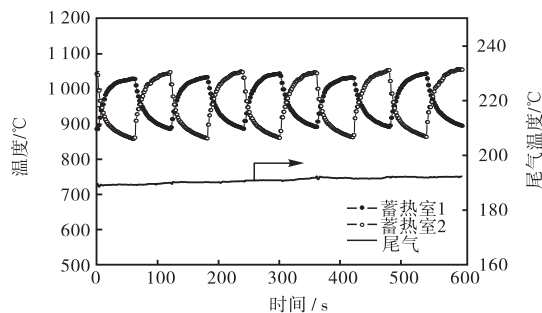
图3为不同换向周期下的温度振幅变化曲线.随着换向周期的增大,蓄热与放热段的温度振幅有增大的趋势.这是因为换向时间延长,蜂窝陶瓷蓄积的热量越多,同时放热时所释放的热量也越多.另外也可以发现,在每个蓄热段和放热段,随着换向时间的增大,温度梯度逐渐减小.蓄热室的温度振幅随换向周期的变化而变化,当换向时间由 20 s 增加为 200 s 时,两侧蓄热室温度波动幅度明显增大.对蓄热室1,温度振幅从 20 s 的 $50 \text{ }^{\circ}\text{C}$ 增加到 200 s 时的 $182.3 \text{ }^{\circ}\text{C}$,蓄热室2从 20 s 的 $81 \text{ }^{\circ}\text{C}$ 增加到 200 s 时的 $197.0 \text{ }^{\circ}\text{C}$.由于连续交替换向燃烧引起炉温波动,换向时间短,蓄热室温度降低/升高的时间也短,因此温度振幅较小,随着换向时间延长,蓄热室进行连续换热的时段也相应增加,持续的换热造成蓄热室温度降低或者增加较大,表现为温度振幅的增加.



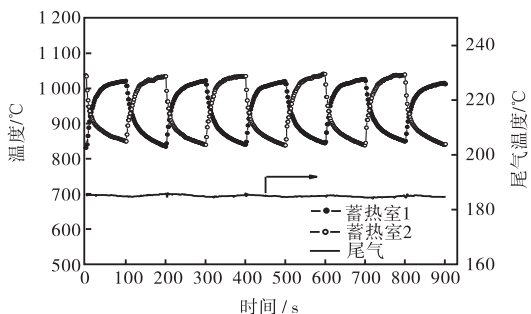
(a) 20 s



(b) 60 s



(c) 120 s



(d) 200 s

图 2 不同换向周期的高温蒸汽温度曲线

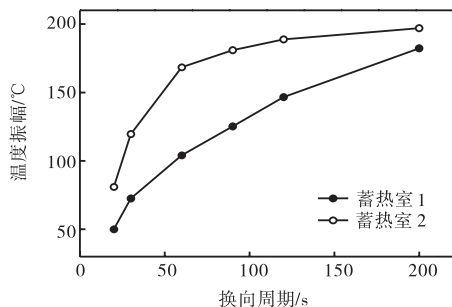


图 3 蓄热室温度振幅随换向周期变化曲线

随着换向周期的延长,在水蒸气通过多孔陶瓷进行换热的过程中,蓄热室内蓄热体热量大幅消耗,蓄热室温度下降.表 1 为不同换向周期时蓄热阶段和放热阶段的温度最值变化.由于蓄热体的蓄热能力有限,虽然有一半周期时间的加热过程,但随着换向时间的延长,蓄热体的蓄积热量小于等段周期的放热量,从而造成蓄热体最小温度下降.

表 2 为不同换向周期内蓄热室的平均温度变化.从表中可以看出,在 20~120 s 换向周期阶段,随着换向周期的延长,烟气和水蒸气平均温度呈规律性变化.而当换向周期增大到 200 s 时,烟气和水蒸气平均温度较 120 s 出现下降.造成这个变化的原因是在蓄热体蓄热能力有限的前提下,蓄热体蓄热量小于放热阶段的放热量.随着加热时间的延长,蓄热体逐渐达到饱和,虽然换向周期延长了,但蓄热体的热量却增加不大.在进入放热段时,由于换热时间的增加导致蓄热体热量的持续减少,在这种情况下,表现出整个换向周期内平均温度下降.

表 1 不同换向周期的温度最值

换向周期/s	蓄热室 1		蓄热室 2	
	$T_{max}/^{\circ}C$	$T_{min}/^{\circ}C$	$T_{max}/^{\circ}C$	$T_{min}/^{\circ}C$
20	1 011.6	961.6	991.0	910.0
30	1 029.1	956.5	1 017.5	897.9
60	1 040.9	936.9	1 054.3	885.9
90	1 035.4	910.2	1 056.2	875.3
120	1 033.4	886.8	1 049.7	860.9
200	1 022.3	840.0	1 035.3	838.3

表 2 不同换向周期平均温度

换向周期/s	蓄热室 1		蓄热室 2		尾气温度/ $^{\circ}C$
	烟气/ $^{\circ}C$	水蒸气/ $^{\circ}C$	烟气/ $^{\circ}C$	水蒸气/ $^{\circ}C$	
20	998.4	980.6	996.2	947.5	194.4
30	1 001.9	981.1	998.6	935.9	198.1
60	1 004.5	973.1	1 008.2	911.2	197.7
90	1 005.2	947.8	1 009.8	900.3	193.5
120	1 007.4	926.7	1 010.3	897.1	190.9
200	991.4	883.9	1 006.9	873.0	185.3

2.2 不同换向周期的热效率

为了评价蓄热体换向性能的优劣,需要对烟气余热利用情况进行研究.为此,通过引入温度效率 η 和热回收效率 ξ 两个指标参数对蓄热体的换热性能进行表征^[7],即

$$\eta = \frac{t_{ao} - t_{ai}}{t_{gi} - t_{ai}} \quad (1)$$

$$\xi = \frac{G_a (c_{p,ao} t_{ao} - c_{p,ai} t_{ai})}{G_g c_{p,gi} t_{gi}} \quad (2)$$

式中: t_{ai} 为水蒸气流入蓄热体的温度, $^{\circ}C$; t_{ao} 为水蒸

气流出蓄热体的温度, °C; t_{gi} 为烟气流入蓄热体的温度, °C; G_a 为水蒸气质量流量, kg/s; G_g 为烟气质量流量, kg/s; $c_{p,ao}$ 为流出蓄热体的水蒸气比定压热容, J/(kg·K); $c_{p,ai}$ 为流入蓄热体的水蒸气比定压热容, J/(kg·K); $c_{p,gi}$ 为流入蓄热体的烟气比定压热容, J/(kg·K).

对于确定的供气条件, 预热水蒸气的出口温度越高, 则温度效率和热回收效率就越大, 说明蓄热体的换热性能越好. 在蓄热体的蓄热能力一定的条件下, 随着过程的不断进行, 蓄热体热量将不断发生变化, 使得气体的出口温度不断发生变化. 计算热回收效率时取水蒸气流量为 5.5 m³/h, 烟气流量为 9.2 m³/h. 水蒸气(饱和)输入温度为 105 °C, 比定压热容为 2.03 kJ/(kg·K), 烟气比定压热容近似为 1.37 kJ/(kg·K). 由于过热水蒸气的比定压热容随温度变化较大, 因此, 过热水蒸气比定压热容为

$$c_p = 1.6477 + 0.0006t \quad (3)$$

不同换向周期的温度效率和热回收效率如图 4 和图 5 所示.

图 4 为不同换向周期下的温度效率曲线, 可以看出, 当炉内的烟气温度一定时, 换向周期增大会使蓄热体的温度效率下降. 由于蓄热体的蓄热能力一定, 当蓄热体处于放热状态对水蒸气进行加热时, 随着换向周期的增加, 其加热能力逐渐下降, 导致温度效率降低. 相应地, 如果换向周期太短, 则可能存在蓄热体热饱和度不高, 蓄热能力不能得到充分利用的现象. 从换热角度看, 蓄热体的热容量和总表面积越大, 热回收效率就越高. 蓄热体本身不可能做成无限大, 受蓄热体自身热容量的限制, 热回收效率小于 100%, 换向时间越短, 热回收效率也就越高.

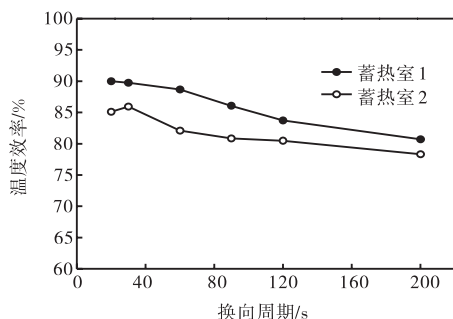


图 4 不同换向周期的温度效率曲线

从图 5 中可知, 热回收效率随着换向周期的增加出现不同程度的下降. 蓄热室 1 的热回收效率在小于 60 s 时, 稍有下降, 当换向周期大于 60 s 时, 热回收效率的下降幅度明显增大. 蓄热室 2 则相反, 在小

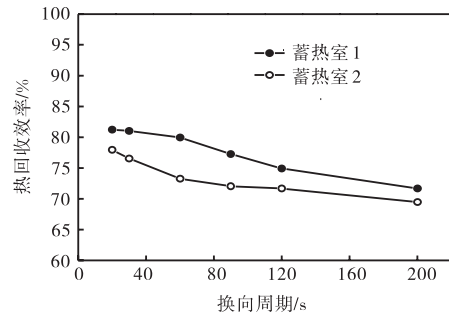


图 5 不同换向周期的热回收效率曲线

于 60 s 换向周期时, 热回收效率随换向周期的增大而减小的幅度较大, 而大于 60 s 时则减小幅度较小. 由于蓄热体的蓄热能力是一定的, 如果切换时间过长, 排烟温度会升高, 导致能源浪费; 但如果切换时间过短, 蓄热体不能被充分加热, 低温水蒸气被加热的能力要受到影响. 显然存在一个最佳换向时间. 原则上, 当蓄热体处于最佳工作状态, 即热回收效率最高时对应的换向时间即为最佳换向时间^[8]. 但从图中可以看出, 20 s 时热回收效率最大, 频繁切换容易造成电磁阀元件的损坏, 也对燃烧产生一定程度的扰动, 虽然蓄热室 2 的温度效率在 30 s 时达到最大值, 但整体温度效率均小于燃烧室 1. 综合考虑各种因素, 可以认为 60 s 是最佳的换向周期时长. 另外, 从蓄热和放热过程来考虑, 换向周期的增长导致蓄热体蓄热量的增加, 相应地, 蓄热体热饱和度增大, 温度升高, 加强了蓄热体与水蒸气之间的对流换热; 另一方面, 换向周期的增长将使流过蓄热体的水蒸气总量增加, 在蓄热量一定的情况下, 单位质量的水蒸气带走的热量必然降低. 这说明最佳换向时间是蓄热和放热两过程共同作用的结果.

2.3 一个换向周期内的换热

图 6 为一个切换周期内的水蒸气预热温度随时间的变化关系. 从图中 6 可知, 蓄热体在放热阶段, 水蒸气余热温度随时间的延长而降低, 蓄热体温度效率下降, 热回收效率降低. 在预热的初期, 水蒸气温度下降幅度较大, 随后下降幅度趋于平缓. 这是由于在预

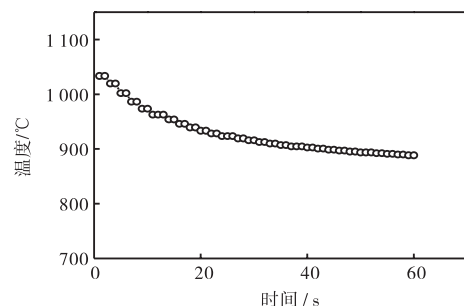


图 6 一个周期内蒸汽预热曲线

热初期低温水蒸气和蓄热陶瓷体之间的温差太大,较大的温度梯度下,虽然水蒸气被加热到 950~1000℃,但蓄热体自身热量也消耗很大,温度急剧下降.随着预热时间的延长,水蒸气预热温度逐渐降低,水蒸气和蓄热体之间的温度梯度下降,表现为水蒸气预热温度趋于平缓.

图 7 为一个换向周期内(加热期)排烟温度随时间的变化关系.在一个换向周期内,蓄热体的加热时间越长排烟温度就越高.因为在加热阶段,加热时间的延长,蓄热体温度不断提高,蓄热体的热饱和度就越大,蓄热能力下降,导致烟气出口温度升高.同理,在放热阶段,随着时间的延长,蓄热体的温度降低,放热能力下降,水蒸气的出口温度也随之降低,当降低到和水蒸气进口温度一样时,蓄热体就丧失了预热作用.图中,加热阶段温度稍有升高,但整体温度较高,达到 190℃左右.

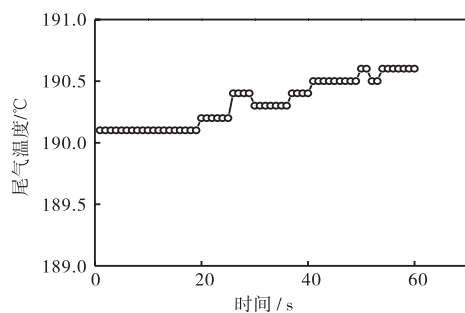


图 7 一个周期内尾气排放温度曲线

3 结 论

(1) 温度振幅随换向周期的增大明显增大,蓄热室的平均温度变化在 20~120s 换向周期内随周期的延长而逐渐增大,而大于 120s 时,烟气和水蒸气平均温度出现下降.当炉内的烟气温度一定时,换向周期增大会使蓄热体的温度效率下降.

(2) 热回收效率在小于 60s 的换向周期时,稍有下降,当换向周期大于 60s 时,热回收效率的下降幅度明显增大;不同换向周期的尾气温度基本维持在 180~200℃.

(3) 在一个换向周期内,蓄热体的加热时间越长排烟温度就越高,但换向周期内温度只有 190℃左右.

参考文献:

- [1] 杨世铭,陶文铨.传热学[M].北京:高等教育出版社,1998.
Yang Shiming, Tao Wenquan. *Heat Transfer*[M]. Beijing: Higher Education Press, 1998 (in Chinese).
- [2] Pian C, Yoshikawa K. Development of a high-temperature air-blown gasification system[J]. *Biore-source Technology*, 2001, 79(3): 231-241.
- [3] Yoshikawa K, Ootsuka T, Katsushima H, et al. High temperature air coal combustion utilizing multi-staged enthalpy extraction technology[C]// *Proceedings of the 1997 International Joint Power Generation Conference*. New York, USA, 1997: 279-285.
- [4] 曹小玲,蒋绍坚,吴创之,等.高温空气发生器热态实验研究[J].中国电机工程学报,2005,25(2): 109-113.
Cao Xiaoling, Jiang Shaojian, Wu Chuangzhi, et al. Hot-state experiment research of high temperature air generator[J]. *Proceedings of the CSEE*, 2005, 25(2): 109-113 (in Chinese).
- [5] 李爱民,高宁博.多孔陶瓷高温带压水蒸汽制备装置:中国,200610200415.9[P].2008-05-07.
Li Aimin, Gao Ningbo. A Device of Porous Ceramic High Temperature Pressured Steam Generator: China, 200610200415.9[P].2008-05-07(in Chinese).
- [6] 高宁博,李爱民,宋庆彬.蓄热式高温带压蒸汽发生器设计[J].环境工程学报,2008,2(10): 1433-1436.
Gao Ningbo, Li Aimin, Song Qingbin. Design of regenerative high temperature pressured steam generator[J]. *Chinese Journal of Environmental Engineering*, 2008, 2(10): 1433-1436 (in Chinese).
- [7] 欧俭平,蒋绍坚,萧泽强.蜂窝型蓄热体传热过程热工特性的数值研究[J].耐火材料,2003,37(6): 348-351.
Ou Jianping, Jiang Shaojian, Xiao Zeqiang. Numerical study of heat transfer process and thermal performance of honeycomb regenerator[J]. *Refractories*, 2003, 37(6): 348-351 (in Chinese).
- [8] 马世平,贾力.陶瓷蓄热式换热器高温空气燃烧的实验研究[J].热科学与技术,2005,4(1): 72-76.
Ma Shiping, Jia Li. Experimental investigation on high temperature air combustion with ceramic regeneration [J]. *Journal of Thermal Science and Technology*, 2005, 4(1): 72-76 (in Chinese).