

散堆拉西环蓄热室热工特性的数值模拟

刘映辉, 张 治

(安徽工业大学 建筑工程学院 安徽 马鞍山 243002)

摘 要: 提出将拉西环作为蓄热元件用于蓄热室的技术构想, 并建立数学模型对散堆拉西环蓄热室的热工特性进行模拟。结果表明: 不同时刻蓄热体及气体的温度分布大致呈对称曲线; 随换向时间及气体流速的减小、蓄热室长度的增加, 温度效率、热效率逐渐升高; 空气的出口平均温度取决于空气出口最低温度, 烟气的出口平均温度取决于烟气出口最高温度, 要达到较高的余热回收率就要保证有较高的空气出口温度和较低的烟气出口温度。

关 键 词: 蓄热技术; 拉西环; 热工特性; 温度; 效率

中图分类号: TK11+5

文献标识码: A

引 言

高温空气燃烧技术(High Temperature Air Combustion, 简称 HTAC) 又称蓄热式燃烧技术, 能够实现余热资源的深度回收和燃烧废气的低 NO_x 排放, 目前已经得到广泛应用。在该技术中, 蓄热体是其关键部件, 目前应用广泛的球状蓄热体存在流动阻力大、比表面积小, 蜂窝体存在维护困难、抗热震性较差、价格较高等问题。文献[1]对不同形状蓄热体的性能进行了定性比较, 得出短空心圆柱状蓄热体的综合性能最优。文献[2]提到空心圆柱蓄热体已在轧钢加热炉上成功试用, 结果良好, 且已申请国家实用新型专利。鉴于以上原因, 本研究提出将拉西环(高径比为 1 的短空心圆柱)作为蓄热元件用于蓄热室的技术构想, 利用其当量厚度薄、透热深度小、比表面积大、抗热震性好、传热能力大和成本低等优点, 改善蓄热室的综合性能。考虑到散堆形式更有利于强化传热、吸收膨胀^[3], 针对散堆形式进行研究。建立数学模型对散堆拉西环蓄热室的热工特性进行模拟, 分析其热工特性。

1 散堆拉西环蓄热室的数学建模

1.1 模型假设

为合理简化计算, 在建立模型前做如下假设:

(1) 现代高效蓄热室的切换速度相当快, 加热期和冷却期之间的切换过程瞬间完成, 且不发生流体的混合;

(2) 烟气和空气在各自入口处的温度均匀、稳定, 且不随时间变化;

(3) 忽略各个拉西环在形状、尺寸上的微小误差, 散堆拉西环堆积均匀即表面积及质量分布均匀, 在蓄热床任一截面处, 气流分布均匀。在实际中, 对于乱堆的床层, 因各部位颗粒的大小、方向是随机的, 当床层体积足够大或颗粒足够小时可认为床层是均匀的, 各局部区域的空隙率相等, 床层是各向同性的;

(4) 由于拉西环壁薄, 在此条件下, 忽略垂直气流方向的温度变化, 蓄热床在垂直于气体流动方向上的导热系数为无限大, 即在此方向上各截面的温度均匀分布, 蓄热床在流体流动方向上的热传导忽略不计, 而烟气、空气及拉西环的密度、比热容等热物性参数在换热过程中均保持常数;

(5) 由于床层各向同性, 在同一床层径向流入与流出的气体的量相同, 互相抵消, 即假设蓄热室内的气体仅沿轴向流动, 并且在垂直于流动方向上没有质量、动量传递;

(6) 在蓄热体任一位置、任一时刻, 微元体内气体的热焓比蓄热体的小得多, 可以忽略, 即忽略流体内部热传导;

(7) 由于拉西环蓄热体之间的孔隙很小, 换热过程中存在的辐射换热也相当小, 在计算中可忽略; 忽略蓄热室壳体的散热。

1.2 数学模型

蓄热室内以散堆形式充填拉西环, 蓄热室简图如图 1 所示, l 轴代表长度方向, x 轴代表宽度方向。

针对蓄热室长度方向上厚度为 dl 的一层微元体, 在时间 $d\tau$ 内, 以吸热方向为正、放热方向为负, 分别写出加热期内烟气和蓄热体的能量平衡方程:

收稿日期: 2010-09-09; 修订日期: 2010-11-16

作者简介: 刘映辉(1983-), 女, 山东莱阳人, 安徽工业大学助教, 硕士研究生。

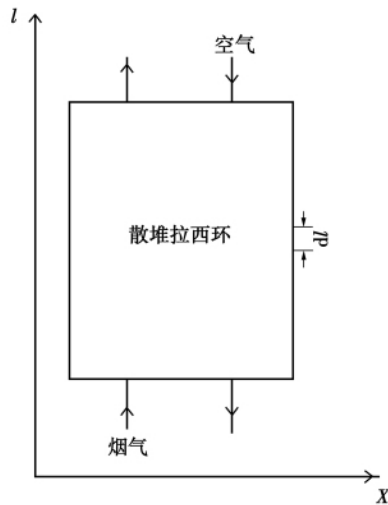


图 1 蓄热室简图

Fig. 1 Sketch of a heat accumulation chamber

$$-\omega_y \cdot \rho_y \cdot C_y \cdot A_r \cdot d\tau \cdot dl \cdot \frac{\partial T_h}{\partial l} = \alpha_h \times A \cdot (T_h - T_{hw}) \cdot d\tau \cdot \frac{dl}{L} \quad (1)$$

$$\rho_m \cdot C_m \cdot (1 - \varepsilon) \cdot V \cdot d\tau \cdot \frac{dl}{L} \cdot \frac{\partial T_{hw}}{\partial \tau} = \alpha_h \times A \cdot (T_h - T_{hw}) \cdot d\tau \cdot \frac{dl}{L} \quad (2)$$

冷却期内空气和蓄热体的能量平衡方程:

$$\omega_k \cdot \rho_k \cdot C_k \cdot A_r \cdot d\tau \cdot dl \cdot \frac{\partial T_c}{\partial l} = \alpha_c \times A \cdot (T_{cw} - T_c) \cdot d\tau \cdot \frac{dl}{L} \quad (3)$$

$$-\rho_m \cdot C_m \cdot (1 - \varepsilon) \cdot V \cdot d\tau \cdot \frac{dl}{L} \cdot \frac{\partial T_{cw}}{\partial \tau} = \alpha_c \times A \cdot (T_{cw} - T_c) \cdot d\tau \cdot \frac{dl}{L} \quad (4)$$

整理式(1)~式(4)后可得:

$$\frac{\partial T_h}{\partial l} = \frac{\alpha_h \cdot A/A_r}{\rho_y \cdot C_{py} \cdot \omega_y \cdot L} \cdot (T_{hw} - T_h) \quad (5)$$

$$\frac{\partial T_{hw}}{\partial \tau} = \frac{\alpha_h \cdot s}{\rho_m \cdot c_m \cdot (1 - \varepsilon)} \cdot (T_h - T_{hw}) \quad (6)$$

$$\frac{\partial T_c}{\partial l} = \frac{\alpha_c \cdot A/A_r}{\rho_k \cdot C_{pk} \cdot \omega_k \cdot L} \cdot (T_c - T_{cw}) \quad (7)$$

$$\frac{\partial T_{cw}}{\partial \tau} = \frac{\alpha_c \cdot s}{\rho_m \cdot c_m \cdot (1 - \varepsilon)} \cdot (T_c - T_{cw}) \quad (8)$$

式中: α_h —烟气与蓄热体间的综合换热系数, $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$; A —蓄热体的总换热面积, m^2 ; L —蓄热室的长度, m ; T_h —烟气的温度, $^\circ C$; T_{hw} —加热期蓄热体的温度, $^\circ C$; C_{py} —烟气的平均定压比热容, $kJ/(kg$

$^\circ C)$; ρ_y —烟气的密度, kg/m^3 ; ω_y —烟气的流速, m/s ; A_r —蓄热室横截面的通道总面积, m^2 ; C_m —蓄热体的比热容, $kJ/(kg \cdot ^\circ C)$; ρ_m —蓄热体的密度, kg/m^3 ; α_c —空气与蓄热体之间的综合换热系数, $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$; T_{cw} —冷却期蓄热体的温度, $^\circ C$; T_c —空气温度, $^\circ C$; C_{pk} —空气的平均定压比热容, $kJ/(kg \cdot ^\circ C)$; ρ_k —空气的密度, kg/m^3 ; ω_k —空气的流速, m/s ; s —蓄热室的比表面积, m^2/m^3 ; ε —蓄热室的孔隙率。

1.3 定解条件

对于式(5)~式(8)可以给出如下定解条件:

蓄热体的初始温度为环境温度:

$$T_m(l) = T_0 \quad (9)$$

式中: $T_m(l)$ —蓄热体的初始温度, $^\circ C$ 。

考虑蓄热体的正常工作状况, 烟气和空气的入口温度应为定值:

$$T'_h = C_1 \quad (10)$$

$$T'_c = C_2 \quad (11)$$

式中: T'_h —烟气入口温度, $^\circ C$; T'_c —空气入口温度, $^\circ C$ 。

由假设条件可知, 蓄热体在加热期终了时刻的温度即为冷却期开始时刻的温度, 冷却期终了时刻的温度即为加热期开始时刻的温度:

$$T_{hw}(l \neq Z) = T_{cw}(l \neq 0); (0 \leq l \leq L) \quad (12)$$

$$T_{hw}(l \neq 0) = T_{cw}(l \neq Z); (0 \leq l \leq L) \quad (13)$$

式中: Z —换向时间, s 。

2 数值计算方法

取规格为 $6.4 \text{ mm} \times 6.4 \text{ mm} \times 0.8 \text{ mm}$ (高 \times 径 \times 厚) 的瓷质拉西环。蓄热体初始温度设为 $30 \text{ }^\circ C$, 烟气入口温度设为 $1200 \text{ }^\circ C$, 空气入口温度设为 $30 \text{ }^\circ C$ 。计算时, 首先假定初始时刻蓄热体的温度分布, 给定蓄热体几何尺寸、蓄热体物性、空气和烟气入口温度、换向时间等初始条件。解方程时, 采用差分法, 由初始给定的假设条件开始计算, 分别沿时间和空间网格方向逐层迭代, 进行周期循环传热计算。

周期稳态传热的判断依据为蓄热周期内烟气的放热量和放热周期内空气的吸热量相等^[4]。求解计算中, 依次计算加热期和冷却期蓄热体的温度分布, 经过多次循环后, 当它们的差值小于给定的常数 (即满足给定精度) 时, 就认为此时蓄热室已经进入了稳定工作状态。循环方式为: 由加热期到冷却期, 再到加热期, 取空间步长 Δl 为 5 mm , 时间步长 Δt

为 0.5 s。计算流程如图 2 所示。

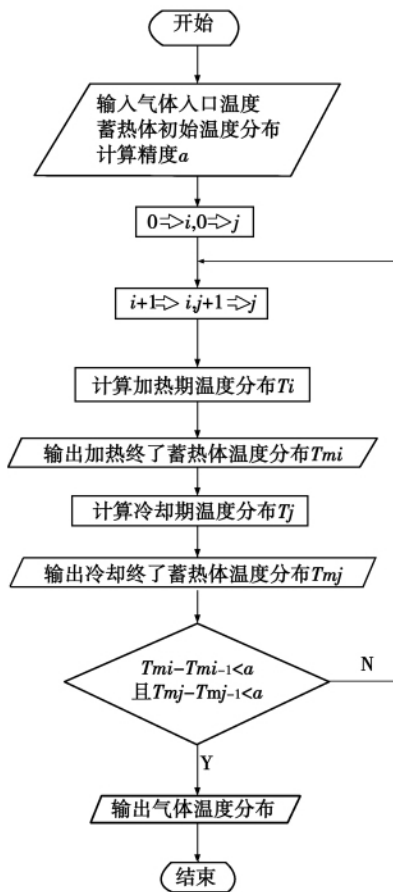


图 2 计算流程图

Fig. 2 Calculation flow path chart

3 计算结果及其讨论

3.1 计算模型的验证

因目前尚无将拉西环作为蓄热体的相关研究文献,为检验运用此计算模型进行数值模拟的准确性,选用与文献 [5] 相同结构参数的蜂窝陶瓷蓄热体、相同运行工况进行数值模拟。并将模拟结果与文献 [5] 的实验结果对比分析,如表 1 所示。其中,温度效率、热效率是按文献 [6] 计算所得。

从表 1 可以看出,各项相对误差均小于 1.6%,在计算相对误差允许的范围内,表明计算采用的物理模型、数学模型以及计算方法是合理的,所用计算模型的准确性得到了验证。

3.2 不同时刻蓄热体及气体的温度分布

图 3 给出了蓄热阶段结束和放热阶段结束时,沿蓄热体纵向各个横截面平均温度的变化曲线。在

工作周期的其它时刻,蓄热体各横截面平均温度在这两条曲线之间变化。由图 3 可见,在蓄热体中部,温度变化较快,在蓄热体端部附近,温度变化较平缓。

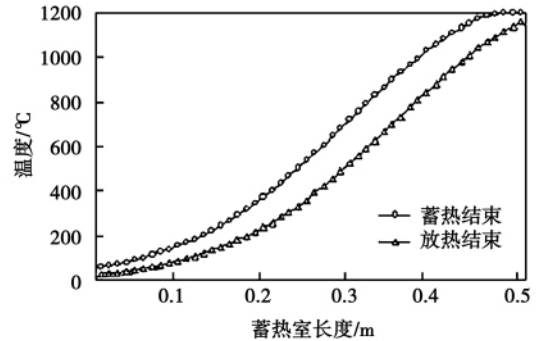


图 3 蓄热体纵向平均温度变化曲线

Fig. 3 Curves showing a change of the mean temperature of the heat accumulation body in the horizontal direction

表 1 数值计算值与实测值的比较

Tab. 1 Comparison of the numerical calculation values with the test ones

	数值计算值	实测值	绝对误差	相对误差/%
预热介质入口温度/°C	748	748	—	—
预热介质出口温度/°C	130.8	129.3	1.5	1.16
被预热介质入口温度/°C	39.4	39.4	—	—
被预热介质出口温度/°C	670.1	679.3	9.2	1.35
温度效率/%	84.3	85.5	1.2	1.40
热效率/%	76.6	77.8	1.2	1.54

图 4 和图 5 分别是不同时刻烟气和空气的温度分布曲线。从图 4 可见,加热时,随着时间的增加,烟气温度逐渐升高,其温度变化曲线大致呈现为对数曲线,这是符合传热学理论也是符合实际情况的。图 5 表示在冷却周期随着时间的增加,预热空气温度逐步降低,并且降温速率加快,其温度变化曲线仍然为对数曲线。

3.3 拉西环蓄热室换向时间对温度及效率的影响规律

在图 6 和图 7 中,分别给出了换向时间对烟气和空气出口平均温度及热效率和温度效率(以下简称效率)影响变化的计算情况。

由图中可以看出:烟气出口平均温度随换向时间的增加而升高、空气出口平均温度逐渐降低。温

度效率和热效率随换向时间的增加逐渐降低。这是因为, 对于一个已经确定的蓄热室, 其所能储存的热量是一定的, 随换向时间的增加, 当蓄热体所存热量达到饱和后, 高温烟气所带来的多余热量未被吸收即排出, 烟气出口温度升高, 造成余热资源的浪费, 热回收率降低。

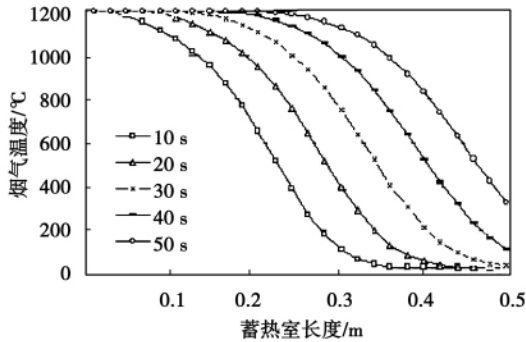


图 4 加热期不同时刻烟气温度随高度的变化曲线
Fig.4 Curves showing a change of flue gas temperature with height at various times during the heating period

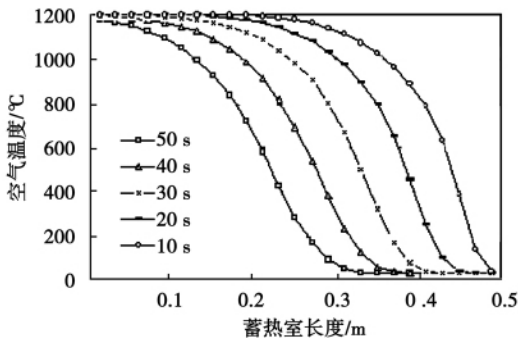


图 5 冷却期不同时刻空气温度随高度的变化曲线
Fig.5 Curves showing a change of air temperature with height at various times during the cooling period

由图 7 可看出, 在换向时间 70 s 之后效率降幅很大, 70 s 之前曲线变化较平缓, 尤其是 30 ~ 50 s 之间效率变化很小, 30 s 时, 温度效率和热效率分别为 97.2% 和 88.2%, 具有较高的热回收率。此时再缩短换向时间对效率的影响很小, 意义不大。而且随换向时间的减小, 换向设备的寿命也在减小, 换向压力损失增大。往往越短的换向时间, 系统达到稳定工作状态所需的循环周期次数越多, 启动过程越长, 在工程实际中, 应需要更多的时间才能提供所要求的空气预热温度, 因此从经济角度以及蓄热体蓄热能力充分利用角度考虑再缩短换向时间也是不合理的。

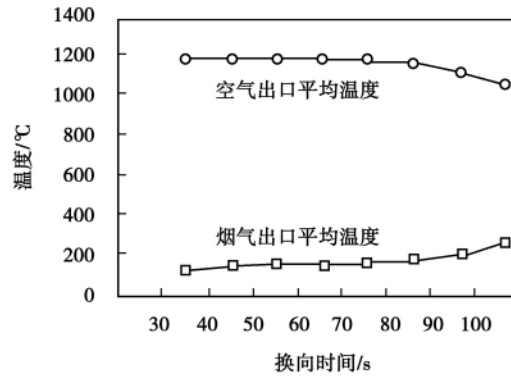


图 6 气体出口均温随换向时间的变化
Fig.6 Change of the mean temperature at the gas outlet with direction-change time

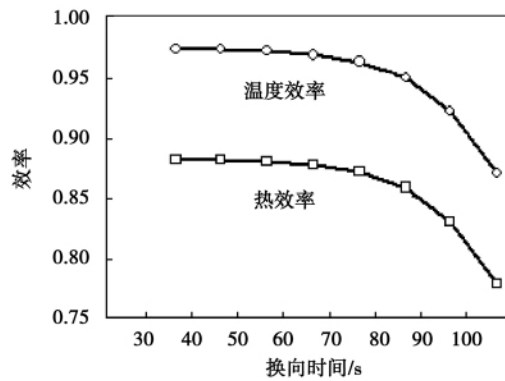


图 7 温度效率、热效率随换向时间的变化
Fig.7 Change of the temperature efficiency and thermal efficiency with the direction-change time

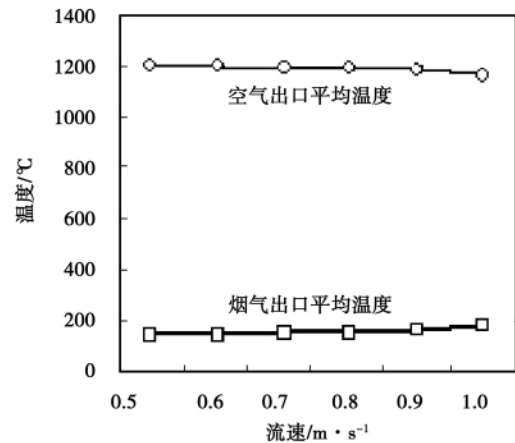


图 8 气体出口均温随流速的变化
Fig.8 Change of the mean temperature at the gas outlet with the flow speed

3.4 气体流速对温度及效率的影响规律

图 8 和图 9 分别是流速对空气、烟气出口平均温度及效率的影响曲线。

从图中可以看出,随着气体流速的增加空气的出口平均温度逐渐下降,烟气的出口平均温度逐渐升高,蓄热室的温度效率和热效率逐渐降低。高流速增加了气体的质量流量,单位时间内带入体系的热量相应增加,而蓄热体的蓄热能力是一定的,流速过高,很容易超过蓄热体的饱和极限,而且烟气的热量来不及被充分吸收即随高速气流排出体系外,使烟气出口平均温度升高,余热回收率降低。同时流速增加还会带来较大的流动阻力损失,尤其是对散堆拉西环蓄热体。但流速过低,则会增加系统尺寸,而且不能充分利用蓄热体的蓄热能力。因此,确定流速大小的原则是既不超过蓄热体饱和极限,又能充分利用其蓄热能力。

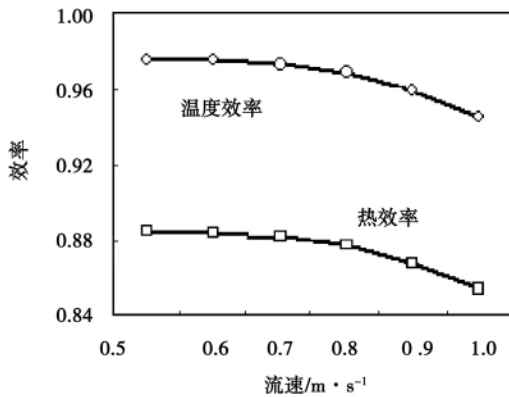


图 9 温度效率、热效率随流速的变化

Fig. 9 Change of the temperature efficiency and thermal efficiency with the flow speed

3.5 蓄热室长度对温度及效率的影响

蓄热室不同长度对气体出口平均温度及效率的影响规律如图 10 和图 11 所示。从图中可明显看出,空气的出口平均温度随着蓄热体长度的增加而升高,烟气的出口平均温度则降低。蓄热室的温度效率及热效率都随蓄热室长度的增加而增加。出现这种结果是必然的,因为当换向时间和气体流量等条件不变时,蓄热室长度的增加相当于增加了蓄热室的换热面积,相应的蓄热体与流体之间的换热量增大,使蓄热室的效率得以提高。但是往往蓄热室不能做得很大,只能在条件允许的范围内,尽可能增大蓄热室的长度。而且,在实际情况中,蓄热室越大散热也越多,应综合考虑蓄热、散热综合作用效果以

及现场条件来选择最佳蓄热室长度。

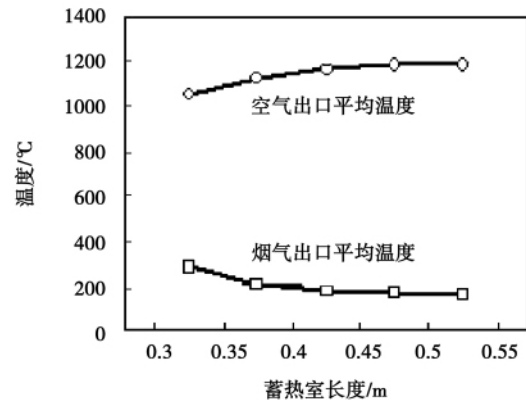


图 10 蓄热室长度对气体出口均温的影响

Fig. 10 Influence of the length of the heat accumulation chamber on the mean temperature at the gas outlet

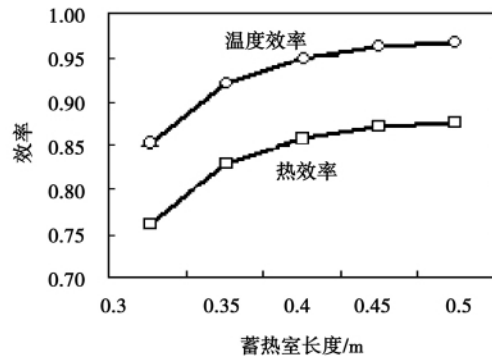


图 11 蓄热室长度对效率的影响

Fig. 11 Influence of the length of the heat accumulation chamber on the efficiency

3.6 气体出口均温随换向时间的变化与其极值温度的关系

气体出口均温及极值温度是指时间上的温度平均值和极值,即烟气和空气各自在放热和吸热周期内的出口平均温度和极值温度。如图 12、13 所示,随换向时间的增加,空气出口最低温度逐渐降低,烟气出口最高温度逐渐升高;而空气出口最高温度及烟气出口最低温度的变化趋势平直,即二者均趋于两个定值,分别为烟气进口温度和空气进口温度。因此空气的平均温度就取决于空气出口最低温度,烟气的出口平均温度则取决于烟气出口最高温度。要达到较高的余热回收率则要保证有较高的空气出口温度和较低的烟气出口温度,因此除了选择合适的换向时间,也要尽可能选择蓄热能力高的蓄热系

统 这些是一个优良的蓄热系统不可或缺的。

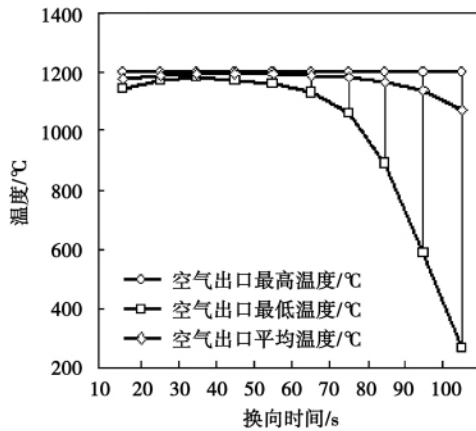


图 12 空气出口均温与其极值温度的关系

Fig. 12 Relationship between the mean temperature at the air outlet and the extreme value temperature

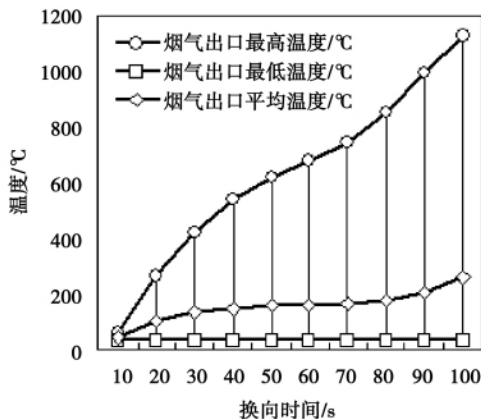


图 13 烟气出口均温与极值温度的关系

Fig. 13 Relationship between the mean temperature at the flue gas outlet and the extreme value temperature

4 结 论

通过数学模型模拟了散堆拉西环蓄热室的热工特性,得出了蓄热体与气体温度分布规律以及不同参数对气体温度及蓄热室效率的影响规律:

(1) 蓄热体温度在中部变化较快,在端部附近变化较平缓。在一个周期内,随换热的进行,烟气温度的逐渐升高,空气温度逐渐降低,二者温度变化曲线大致呈现为对数曲线。

(2) 随换向时间的增加,烟气出口平均温度逐渐升高,空气出口平均温度、温度效率和热效率逐渐

降低。在换向时间 70 s 之后效率降幅很大,70 s 之前曲线变化较平缓,尤其是 30 ~ 50 s 之间效率变化很小,30 s 时,温度效率和热效率分别为 97.2% 和 88.2%,具有较高的热回收率。此时再缩短换向时间对效率的影响很小,意义不大。

(3) 随气体流速的增加,烟气出口平均温度逐渐升高,空气出口平均温度、温度效率和热效率逐渐降低。

(4) 随蓄热室长度的增加,烟气的出口平均温度逐渐降低,空气的出口平均温度、温度效率及热效率逐渐升高。

(5) 空气的出口平均温度取决于空气出口最低温度,烟气的出口平均温度取决于烟气出口最高温度,要达到较高的余热回收率就要保证有较高的空气出口温度和较低的烟气出口温度。

参考文献:

[1] 张先耀,尹丹模,张建国,等.蓄热室新型蓄热体的选用[J].工业炉,1998,20(3):9-12.
ZHANG Xian-yao, YIN Dan-mo, ZHANG Jian-guo, et al. Selection of new type heat accumulation bodies for heat accumulation chambers[J]. Industrial Boilers, 1998, 20(3): 9-12.

[2] 曹丰平.新型高效、低阻、长寿蓄热体的开发与应用[J].工业炉,2007,29(2):48-49.
CAO Feng-ping. Development and application of new type high efficiency, low resistance and longevity heat accumulation bodies[J]. Industrial Boilers, 2007, 29(2): 48-49.

[3] MARIO AMELIO PIETROPAOLO MORRONE. Numerical evaluation of the energetic performances of structured and random packed beds in regenerative thermal oxidizers[J]. Applied Thermal Engineering, 2007, 27: 762-770.

[4] 陈红荣,孙英文,张 灿,等.蜂窝蓄热体温度特性数学解析[J].能源工程,2006(6):13-16.
CHEN Hong-rong, SUN Ying-wen, ZHANG Can, et al. Mathematic analysis of the temperature characteristics of a honeycomb heat accumulation body[J]. Energy Source Engineering, 2006(6): 13-16.

[5] 李朝祥,周灵敏,吴承勇,等.蜂窝状陶瓷蓄热式热交换器的设计计算[J].工业加热,2006,35(6):40-42.
LI Chao-xiang, ZHOU Ling-min, WU Cheng-yong, et al. Design and calculation of a honeycomb ceramic heat accumulation type heat exchanger[J]. Industrial Heating, 2006, 35(6): 40-42.

[6] 王 华,王胜林,饶文涛.高性能复合相变蓄热材料的制备与蓄热燃烧技术[M].北京:冶金工业出版社,2006.
WANG Hua, WANG Sheng-lin, RAO Wen-tao. Preparation of high performance compound phase-change heat accumulation materials and heat accumulation combustion technology[M]. Beijing: Metallurgical Industry Press, 2006.

& Power. - 2011, 26(5). - 551 ~ 554

The majority of working media used in tests by the predecessors to study the heat transfer performance of microchannels pertain to fluids with a low viscosity and very few pertain to fluids with a high viscosity. With aviation kerosene and water serving as the working medium respectively in the test and Reynolds number in the laminar flow state ranging from 10 to 100, the heat transfer performance of two fluids in microchannels was experimentally studied. The aluminium-base microchannel array included 163 microchannels with their section sizes being 1 mm × 1 mm and the length being 400 mm. The length/diameter ratio $l/D_n = 400$. Under the condition of such a length/diameter ratio, the influence of the inlet section on the overall heat transfer performance can be neglected. It has been found from the test results during the test that the average Nusselt numbers of two fluids are all basically not varied with a change of Re , however, smaller than the theoretical predictive values. From such a sense, the heat transfer performances of kerosene and water have no substantial difference. In addition, within the measurement error range, the overall average Nusselt number of aviation kerosene is about 10% higher than that of water and their average Nusselt numbers are 2.80 and 2.59 respectively. **Key words:** microchannel heat sink, liquid cooling, heat transfer intensification, aviation kerosene

散堆拉西环蓄热室热工特性的数值模拟 = **Numerical Simulation of the Thermotechnical Characteristics of a Randomly Packed Rasching Ring Heat Accumulating Chamber** [刊 汉] LIU Ying-hui, ZHANG Zhi (College of Architectural Engineering Anhui Institute of Technology, Ma'anshan, China, Post Code: 243002) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2011, 26(5). - 555 ~ 560

In the light of the problems present in commonly used heat accumulative bodies, presented was a technical imagination for heat accumulative elements destined for heat accumulative chambers. Through establishing a mathematical model, a simulation study was performed of the thermotechnical characteristics of a randomly packed Rasching ring heat accumulative chamber. The research results show that at different times, the temperature distribution of the heat accumulative body and gas roughly assumes the shape of a logarithm curve. With a decrease of the direction diversion duration and the flow speed of the gas and an increase of the length of the heat accumulative chamber, the temperature efficiency and thermal one will gradually rise. The average temperature of air at the outlet depends on the lowest temperature of the air at the outlet while that of the flue gas depends on its highest temperature at the outlet. To attain a relatively high waste heat recovery rate, a relatively high air temperature at the outlet and a relatively low flue gas temperature at the outlet will be necessarily guaranteed. **Key words:** heat accumulative technology, Rasching ring, thermotechnical characteristics, temperature, efficiency

锅炉管内腐蚀结垢过程的实验研究 = **Experimental Study of the Corrosion and Fouling Process In Boiler Tubes** [刊 汉] PEI Wei, WANG Shu-zhong, TONG Zhen-xia (National Key Laboratory on Multi-phase Flows in Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an, China, Post Code: 710049) // Journal of Engineering for