

蓄热式高温带压蒸汽发生器设计

高宁博^{1,2} 李爱民^{1,2} 宋庆彬¹

(1. 大连理工大学环境与生命学院, 工业生态与环境工程教育部重点实验室, 大连 116024

2. 大连理工大学能源与动力学院, 大连 116024)

摘要 介绍了自制蓄热式高温带压蒸汽发生器的工作原理及运行过程, 对炉体结构进行了设计计算, 设计并计算了保温层的厚度, 通过部分热态实验, 验证了高温带压蒸汽发生器设计的合理性和系统运行的可靠性。试验结果表明, 经过高温带压蒸汽发生器蓄热室的换热, 可以生产出压力在 0.2~0.4 MPa 温度在 650℃以上的高温过热水蒸气。从而说明系统的整体设计能满足要求。

关键词 高温带压蒸汽发生器 高温过热蒸汽 火道 耐火材料 气化

中图分类号 TK51 文献标识码 A 文章编号 1673-9108(2008)10-1433-04

Design of regenerative high temperature pressured steam generator

Gao Ningbo² Li Ajin² Song Qingbin¹

(1. School of Environmental & Biological Science & Technology Dalian University of Technology Key Laboratory of Industrial Ecology and Environmental Engineering MOE Dalian 116024

2. School of Energy & Power Engineering Dalian University of Technology Dalian 116024)

Abstract This paper introduced the operational principle of the high temperature pressured steam generator. The stove structure and insulating layer were designed and computed. To verify the rationality of stove designing and the reliability of system running, parts of hot condition experiments were performed. The results of experiments showed that by means of high temperature pressured steam generator heat exchange, the system produced high temperature superheated steam with 0.2~0.4 MPa at over 650℃. It proved that the whole system was in agreement with design.

Key words high temperature pressured steam generator; high temperature superheated steam; quick refractory material; gasification

生物质水蒸气气化制氢技术, 是利用水蒸气作为气化介质, 将生物质类物质转换为富含氢气的办法, 水蒸气气化制氢技术也是当前国内外研究的一个热点^[1~4]。由于高温过热水蒸气制备存在很多困难, 本文对此进行了研究。高温带压水蒸气发生器作为生物质气化系统的一部分, 是整个系统的关键部件, 它的主要功能是产生温度在 600~1 000℃的过热水蒸气。这些高温过热水蒸气为后续气化过程提供能量和气化剂。

本文中的反应炉以陶瓷为材料, 具有耐高温, 耐腐蚀, 强度高特点, 可以满足高温蒸汽的生产。本文主要介绍高温蒸汽发生器的炉体设计研究工作。

1 高温带压蒸汽发生器的组成及原理

高温蒸汽发生器是进行高温蒸汽气化的必不可少的设备, 它不仅可以为固定床气化炉, 移动床气化炉提供高温过热水蒸气, 又因为其产生的高温过

热水蒸气具有至少 0.2 MPa 的压力, 可以作为流化床反应器的气化剂和流化介质。其主要由供气系统、燃烧喷嘴、燃烧室、蓄热室、切换系统、引风机和温度检测系统组成。由于多孔蜂窝陶瓷比表面积大、质量、压力损失小, 换向时间长、蓄热能力强、换热充分等优点, 选用多孔蜂窝陶瓷作为高温蒸汽发生器的换热器。换热器、燃烧喷嘴和燃烧室成对称结构, 左右各一个。由于本设备是一个小型装置(燃烧室体积为 100 mm×100 mm×200 mm), 为了使燃烧室内压力平衡, 在两侧燃烧室上开一个直径为 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。燃烧的时候电磁阀打开,

基金项目: “985”二期工程资助(1000-872A01)

收稿日期: 2007-10-15 修订日期: 2008-02-27

作者简介: 高宁博(1978~)男, 博士研究生, 研究方向为生物质气化。E-mail: nboga@163.com

从而使燃烧室与外界形成通路。工作原理如图 1 所示。

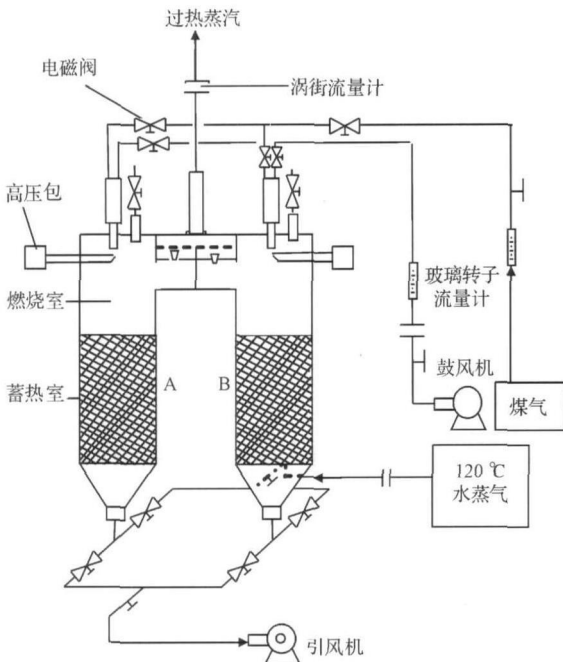


图 1 高温过热蒸汽发生器系统图

Fig 1 Schematic diagram of high temperature pressured steam generator

高温蒸汽发生器工作时, 经过流量计调节的燃气和空气在 A 侧燃烧喷嘴处混合, 形成预混气体进入燃烧室, 燃烧喷嘴的末端的高压包产生的高压电火花将预混气体点燃, 预混气体在燃烧室内稳定燃烧, 产生 1 200~1 400℃的高温烟气, 高温烟气经过燃烧室进入蓄热室, 与蓄热室中的多孔陶瓷体充分进行热量交换, 陶瓷体吸收烟气中的热量温度上升至 1 000℃以上, 而烟气温度则迅速冷却至 200℃以下, 经引风机排出系统。与此同时, 从低温蒸汽发生器中产生的 120℃的低温饱和水蒸气, 经由电磁阀送入 B 侧的蓄热室, 和 B 侧蓄热室中的多孔陶瓷体进行换热, 水蒸气和多孔陶瓷体充分换热后, 温度迅速提高到 800~1 000℃, 形成高温过热蒸汽, 在压力的作用下, 将 B 侧的封闭阀顶开, 流出口。这时经过换热的 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。为了解决燃烧初期由于残留在燃烧室内的水蒸气浓度过高会导致点火困难的问题, 燃烧喷嘴处用于平衡压力的电磁阀比控制输入燃料的电磁阀先打开 3~5 s, 通过引风机将燃烧室内的水蒸气排除, 这样有利于点火。

2 燃烧的稳定和火道设计

2.1 预混火焰的稳定

对于紊流预混燃烧, 火焰燃烧的稳定性的一个需要解决的问题。在高温蒸汽发生器系统的燃烧室中, 由于燃烧室腔体较小, 燃烧的稳定性的一个需要解决的关键问题。为了使火焰稳定, 应当在燃烧室中保持气流速度和火焰传播速度之间的平衡^[5]。因此, 为了保持燃烧室内的压力平衡, 在燃烧室的顶部设置了一个压力平衡孔, 以维持燃烧室内的压力平衡, 在燃烧中如果发生微小的压力波动, 可以通过这个平衡孔增加或者减小燃烧室内的气体量从而改善预混燃烧的燃烧状态。另外, 由于燃烧周期结束后, 高温蒸汽要通过燃烧室流出系统形成高温过热水蒸气, 所以在此出口的外端处安装了电磁阀, 当燃烧室燃烧时电磁阀打开; 燃烧结束后, 电磁阀关闭, 水蒸气经燃烧室流出。

2.2 火道的计算

进行完全混合燃烧的条件一是燃气和空气在着火前预先按照一定比例混合均匀, 二是设置专门的火道, 使燃烧区内保持稳定的高温。完全预混可燃物的燃烧速度很快, 但稳定性差^[5]。完全预混式燃烧过程的热强度与火道有很大的关系。正确设计火道不仅提高了燃烧稳定性, 增加了燃烧强度, 而且高温火道对迅速燃尽也起了很大的作用。

以每小时气化 10 kg 生物质需要 4.7 kg 水蒸气为例, 4.7 kg 水蒸气在 0.1~0.4 MPa 下, 从 100℃升高到 1 050℃的过热蒸汽所需热量为 9 365 kJ 则功率为 2.6 kW。对喷头的计算如下: 喷头出口速度为:

$$v = m_1 m_2 v_1^{\max} \quad (1)$$

其中: v ——喷头气出口速度 (m/s); v_1^{\max} ——燃气回火极限速度 (m/s), 按照试验数据选用, 本文取 $v_1^{\max} = 1.15$ m/s; m_1 ——温度系数, 对不冷却喷头头部 $m_1 = 1.2 \sim 1.5$ 取 $m_1 = 1.5$; m_2 ——负荷调节比, 对工业炉和小型锅炉 $m_2 = 2 \sim 4$ 取 $m_2 = 3$; $v = m_1 m_2 v_1^{\max} = 5.175$ m/s

喷头直径为:

$$d = \sqrt{\frac{I_g (1 + \alpha \gamma)}{0.36 \cdot \frac{\pi}{4} \gamma}} \quad (2)$$

其中: d ——喷头直径 (m); I_g ——燃气流量 (m³/h), $I_g = \frac{P}{H_1}$ 其中 H_1 为燃气低热值, 对以煤气作为燃气为例, 取煤气的低热值 $H_1 = 46.11$ MJ/m³; γ ——

喷头出口速度 (m/s), $V_0=5.175 m/s$; α ——过剩空气系数, $\alpha=1.05$; V_0 ——理论空气需要量 (m^3/m^3), $V_0=12.36 m^3/m^3$ 。

计算有 $d=0.0145 m$ 取 $d=0.015 m$ 。

根据火道设计的实际经验, 依次取火道直径为喷头直径以及火道长度为火道直径的 2.5 倍为系数^[5], 可得:

$$\text{火道直径为 } D_c=2.5 \times d=0.0375 m \quad (3)$$

$$\text{火道长度为 } l=2.5D_c=0.09375 m \quad (4)$$

3 水蒸气热量平衡计算

以 60 s 为一个燃烧循环周期。以一个燃烧室为研究对象, 则单个燃烧室燃烧时间为 30 s 相应的水蒸气换热时间为 30 s 则燃烧放热为:

$$Q = P \cdot t = 2.6 \times 30 = 78 \text{ kJ} \quad (5)$$

式中: P ——燃烧功率 (kW); t ——燃烧时间 (s)。

由于水蒸气的流速为 $0.73 m/s$ 则水蒸气 30 s 内的体积 V 为:

$$V = vAt\beta = 0.049 m^3 \quad (6)$$

式中: A ——面积, $A=0.01 m^2$; β ——温度修正系数,

$$\beta = \frac{1.323}{293} = 4.5$$

则水蒸气的吸热量为:

$$Q = \int_{373}^{1323} c_p(T) \frac{18V}{22.4} dT = 77.7 \text{ kJ} \quad (7)$$

式中: c_p ——蒸汽比热 ($kJ/(kg \cdot K)$), $c_p=1.833+0.0003111 T^{0.6}$; T ——温度 (K)。

由 $Q \approx Q$, 所以蒸汽换热热量平衡。

4 材料的选择和计算

4.1 耐火材料的选择

根据系统特性, 要求所用的耐火材料和蜂窝陶瓷体具有以下几个特点:

(1) 耐高温, 对内衬要求最高耐温 $1600^\circ C$, 外层保温材料耐温在 $1000^\circ C$ 以上;

(2) 保温性能好, 导热系数低;

(3) 耐冲刷, 燃烧室和蓄热室要承受重复的燃气和水蒸气的冲刷, 所以要求材料具有耐冲刷性能;

(4) 炉体内衬要有一定的耐压度, 因为系统生产具有 $0.2 \sim 0.4 MPa$ 的带压水蒸气, 要求炉膛内衬具有一定的强度;

(5) 由于循环往复的高温——低温变化, 因此要求耐火材料和蜂窝陶瓷体具有良好的耐热冲击性能。

根据以上几个特点, 选用刚玉、莫来石聚轻砖和含锆保温纤维分别作为炉膛内衬、夹层和外层的耐

火材料。

蓄热室内部所用的蜂窝陶瓷体要求具有透气性好、耐高温和耐冲刷等特点, 选用堇青石蜂窝陶瓷蓄热体作为蓄热材料。所用材料的热物性参数见表 1。

表 1 耐火材料性质
Table 1 Properties of heat insulator

| 项目 | 密度 (kg/m^3) | 导热系数 ($W/(m \cdot K)$) | 最高耐温度 ($^\circ C$) | 耐压度 (MPa) |
|---------|--------------------|-----------------------------|-------------------------|------------------|
| 莫来石聚轻砖 | 800~1000 | 0.3~0.35 | 1400 | 3~3.5 |
| 刚玉 | 2700~3000 | 26~28 | 1700 | 80 |
| 含锆保温纤维 | 120~160 | 0.17~0.22 | 1350 | — |
| 堇青石蜂窝陶瓷 | 1900~2000 | 0.3~0.45 | 1500 | 1.4 |

4.2 耐火材料尺寸的计算

高温蒸汽发生器的各部件的耐火材料的选择主要依据各部件在系统中的作用而定。炉体内衬由于直接和高温火焰、高温烟气、蒸汽接触, 故选用耐高温, 强度大的刚玉作为材料。内衬外面用含锆保温纤维作为中间保温层, 在炉体外部用莫来石聚轻砖作为外部保温层。蓄热室用堇青石蜂窝陶瓷作为蓄热体。

根据设计要求和经验值^[7], 取炉体外壁面温度为 $50^\circ C$, 对流换热系数取 $11631 W/(m^2 \cdot K)$, 外部环境温度为 $20^\circ C$ 。则对外保温层, 散热量为:

$$Q_{out} = 3 \cdot A h \Delta t \quad (8)$$

其中: Q_{out} ——总散热量, W ; A ——外壁面总面积, m^2 ; h ——空气与外壁的对流换热系数, $W/(m^2 \cdot K)$; Δt ——外壁面与空气温度之差。

根据炉体设计尺寸, 燃烧火焰温度, 确定保温层总厚度, 设定燃烧室内壁最高温度, 因为蓄热室处于燃烧的下部, 燃烧时稳定小于燃烧室内壁温度, 为了制造的简单, 将燃烧室和蓄热室作为一体, 故这里计算时按照燃烧室进行计算即可。然后假设各保温层的厚度, 使各保温层厚度之和等于总厚度, 然后按照下面的公式进行计算。

$$Q_{in} = \frac{T_{in} - T_{out}}{R_1 + R_2 + R_3} \quad (9)$$

其中: Q_{in} ——内部热损失, W ; T_{in} ——内壁面温度, $^\circ C$; T_{out} ——外壁面温度, $^\circ C$; R_1, R_2, R_3 ——各保温层热阻, $^\circ C/W$ 。

对于平壁保温层来说:

$$R = \frac{\delta}{A \lambda_i} \quad (10)$$

式中: δ ——各保温层厚度, m ; λ_i ——各保温层导热系数, $W/(m \cdot K)$; A ——各保温层面积。

计算时, 先假定各保温层厚度, 确保各层厚度之

和等于保温层设计总厚度尺寸,计算出外部散热量 $Q_{\text{外}}$,然后计算内部热损失 $Q_{\text{内}}$,对这2个热量进行比较如果 $Q_{\text{内}} = Q_{\text{外}}$,则认为保温层厚度设计合理,否则,重新调整保温层厚度。这个过程的计算比较冗繁,通过计算机编程可以大大减少计算量。

经过计算,参考实际经验,莫来石聚轻砖厚度取 0.1 m ;根据计算和厂家提供的规格,用含锆保温纤维作中间层的厚度确定为 0.03 m 最里层是炉膛尺寸,因为炉膛选材为刚玉,考虑到炉膛具有压力,高温,重复冲刷等特点,结合计算值,最终确定炉膛壁厚为 0.03 m 。

5 运行特性及其结果

根据炉体设计计算,建造了高温带压过热水蒸气发生炉,并进行了热态试运行试验,从系统的运行状态以及产气结果方面来看,系统可以正常运行,基本满足了设计要求,可以生产至少压力为 $0.2 \sim 0.4 \text{ MPa}$ $650 \text{ }^\circ\text{C}$ 以上的高温过热水蒸气。图2为高温蒸汽发生炉的燃烧特性曲线。在图2中,燃烧室内的温度可以达到 $1050 \text{ }^\circ\text{C}$ 以上,实际上,由于系统所使用的耐火材料的比热较大,从常温升温到工作温度,所需时间较长,由于材料的蓄热性强,一旦达到工作温度以后,炉体的温度会保持稳定。

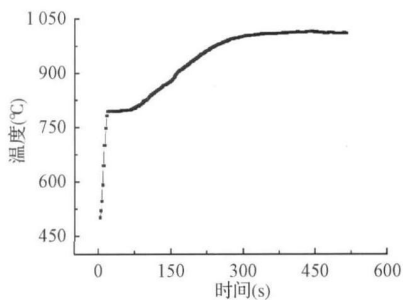


图2 燃烧时燃烧室内温度曲线

Fig 2 Temperature curve of burning chamber

图3是在一个周期(70 s)内炉体的换热曲线图。从图3中可以看出,B侧燃烧室燃烧时,炉体A侧管路进行水蒸气的换热。在前10 s左右,由于低温饱和水蒸气的反吹,蓄热室储蓄的热量得到释放,低温蒸汽经过多孔蜂窝陶瓷进行充分换热,水蒸气温度从 $660 \text{ }^\circ\text{C}$ 逐渐上升到 $700 \text{ }^\circ\text{C}$ 。低温蒸汽转化为高温过热水蒸气。随着换热时间的延长,蓄热体蓄热量减少,热回收效率下降,水蒸气温度逐渐降低。B侧燃烧室内的温度则经历一个先下降后上升的过程,由于A侧水蒸气反向经过造成了对B侧燃烧的扰动,从而使燃烧前期温度降低,但随着水蒸气流通

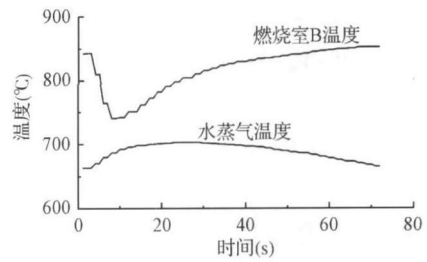


图3 一个周期内炉体换热曲线

Fig 3 Temperature of generator in one heat exchange period

的逐渐稳定,燃烧室介质温度开始逐渐上升。在一个周期内由于蓄热体良好的蓄热性能,在烟气出口处,烟气的排放温度较低,最大达到 $145.5 \text{ }^\circ\text{C}$,说明烟气热量吸收充分,有利于大幅提高热效率。

6 结束语

高温带压蒸汽发生器是进行生物质高温气化制氢技术的基础设备,通过对高温带压蒸汽发生器炉体的设计和计算,研制出了小型实验用制取高温过热水蒸气发生炉。本系统作为一种新技术,已经申请了国家发明专利(专利申请号 200610200415.9),通过部分热态实验,实验结果表明炉体设计合理、运行可靠,达到了设计要求。

参考文献

- [1] Pian C C P, Yoshikawa K. Development of a high temperature air blown gasification system. *Bioresour Technol* **2001** 79(3): 231~241
- [2] Bogdanovi B, Ritter A, Spliethoff B, et al. A process steam generator based on the high temperature magnesium hydride/magnesium heat storage system. *Hydrogen Energy* **1995** 20(10): 811~822
- [3] Sugiyama S, Suzuki N, Kato Y, et al. Gasification performance of coals using high temperature air. *Energy* **2005** 30(2~4): 399~413
- [4] Yoshikawa K, Ootsuka T, Katsushima H, et al. High temperature air coal combustion utilizing multi-staged enthalpy extraction technology. In: L. K. A. C., editors. *International Joint Power Generation Conference*. New York, USA: **1997**. 279~285
- [5] 姜正侯,等. 燃气燃烧与应用. 北京: 中国建筑工业出版社, **2000**. 164~184
- [6] 沈维道, 蒋智敏, 童钧耕. 工程热力学(第3版). 北京: 高等教育出版社, **2001**
- [7] 曹小玲, 李远录, 蒋绍坚. 高温空气发生器研制过程中耐火材料的设计. *工业炉*, **2003** 25(3): 4~7