生物质热解固体热载体高温烟气加热装置设计与试验

王绍庆，李志合，吴厚凯，李宁，柏雪源

（山东理工大学农业工程与食品科学学院/山东省清洁能源工程技术研究中心，淄博255049）

摘要：固体热载体加热生物质是生物质热解制取生物油的工艺手段之一。为解决固体热载体间接加热方式升温慢、效率低问题，设计了一种流化床生物质燃烧的热烟气直接加热固体热载体装置，分析了其结构与原理，开展了固体热载体升温性能和流化床燃烧器的燃烧特性试验研究，并对试验结果进行了热平衡分析。结果表明：流化床高温烟气加热陶瓷球热载体的平均热能利用率为66.3%，流化床燃烧生物质粉产生的高温烟气能够满足热载体加热装置对热源的需求，热载体加热器内的热量传递方式主要是对流换热。陶瓷球热载体与加热器内高温烟气的对流传热系数为475W/(m2·℃)。研究对结果对解决生物质热解液化技术中的固体热载体加热升温关键问题具有重要指导意义。

0引言

生物质具有环境友好，资源可再生等特点，是理想的清洁能源之一[1-2]。生物质能的开发利用，旨在把诸如农林废弃物等固体生物质通过物理或化学方法，使之成为高能量密度的气体、固体或液体燃料[3-5]。生物质热解液化技术是一种热化学手段，利用高温固体介质加热粉状生物质实现生物质快速热解液化，是生产生物油的工艺之一，具有冷却负载小、载体余热回收容易等优点，有着较好的发展前景[6-11]。山东省清洁能源工程技术研究中心开发的陶瓷球热载体加热生物质热解液化工艺技术具有自主知识产权[12]。在生物油的生产中，热载体作为制备生物油的传热介质，其加热时间长，耗能高，然而目前采用的热载体间接加热技术还存在着热载体升温速率慢、效率低、耗能高的问题，因此生产的连续性和规模性受到限制，也严重制约了生物油的低能耗、规模化生产[13-16]。李志合等设计的固体热载体换热器壳体内设有多组换热管，烟气发生炉产生的高温烟气进入壳体内，实现陶瓷球的间接换热，同时硅碳棒与保护套管与换热管垂直布置，作为加热热载体的辅助热源，换热器换热面积大，热效率较高，但能耗过高[17]。曹有为等研究的串联热载体加热装置将2个不同加热方式的加热装置串联在一起，上炉体主要是热载体在列管内间接换热，换热后的热载体进入下炉体与高温烟气直接换热，加热装置具有高效率和传热效率[18]。本文最初采用明火直接加热陶瓷球，加热试验表明陶瓷球会产生烧结现象；同时，生物质热裂解是在缺氧条件下进行的，热解反应器内部要和外部环境隔绝，生物质粉通过燃烧消耗了空气中的氧气，生成的高温烟气再与陶瓷球进行换热，可以保证热解反应系统与外界的独立性。

本文针对“固体热载体加热下降管式裂解液化系统”中的陶瓷球固体热载体加热问题，在原有陶瓷球固体热载体加热研究的基础上，设计制造了流化床高温烟气直接加热陶瓷球热载体的试验装置，利用流化床高温烟气热载体加热系统研究高温烟气加热陶瓷球热载体的规律及最佳工艺参数，以期解决陶瓷球加热生物质裂解液化技术中固体热载体加热升温困难的技术难题，对各部件作深入研究和参数优化等工作。

1固体热载体高温烟气加热装置设计

1.1设计依据

生物质热解液化过程中，热载体与生物质混合质量比为10:1，为满足生物质处理量为30kg/h的热解液化装置的热解需求，热载体的需求量应大于300kg/h，同时生物油生产过程中固体热载体加热一般需要专用的热载体加热炉，为提高固体热载体的换热效率，同时考虑经济性及环境保护的需求，固体热载体加热装置的设计应考虑以下几个方面：

1）炉膛容积热负荷（qv）。其大小主要取决于燃料的挥发分含量高低，挥发分低的无烟煤，不易着火燃烧，qv值

应取小一些，炉膛容积可大一些，延长燃料在炉内的停留时间。而生物质挥发分含量较高，在炉膛内燃烧方式介于层燃与悬浮燃烧之间，qv值可比煤粉炉大，一般取值范围为180～250kW/m^3。

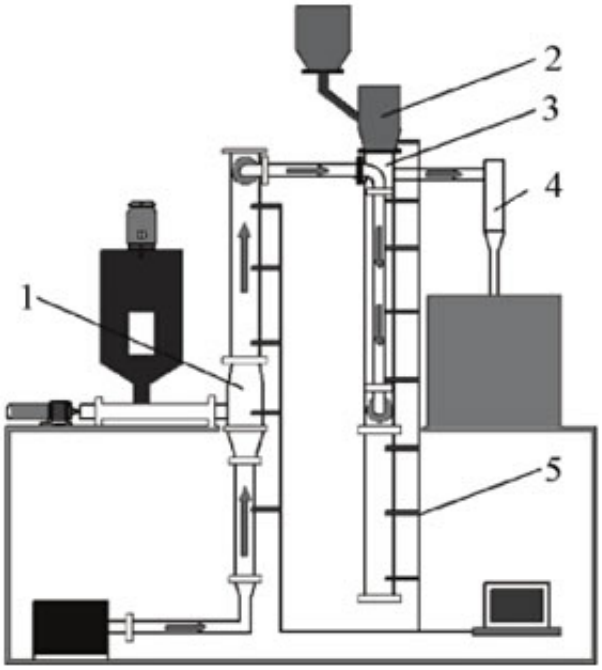
2）加热器出口烟温。其主要取决于生物质燃烧特性和生物质灰熔融特性，一般加热器出口烟温控制在1050～1100 °C[19]。

3）受热面积。加热器内置挡板增加了热载体的滞留时间，进而增加了单位时间内的受热面积，加强了热载体与高温烟气的对流换热。

4）经济性和环保性。流化床燃烧器通过燃烧生物质粉体燃料产生高温烟气，减少污染物的排放，节省能源成本。

1.2整体方案设计

本文设计制造的固体热载体高温烟气加热装置整体结构如图1所示，主要由：高温烟气发生装置、热载体喂料器、热载体加热器、旋风分离系统及温度检测系统等组成，加热装置整体尺寸3.1m×1.5m×4.7m。



1.高温烟气发生装置　2.热载体喂料器　3.热载体加热器　4.旋风分离系统　5.温度检测系统

1.High temperature flue gas generator　2.Heat carrier feeder　3.Heat carrier heater　4.Cyclone separation system　5.Temperature detection system

图 1　热载体加热装置结构示意图

Fig.1　Schematic of heat carrier heating device

1.3高温烟气发生装置设计

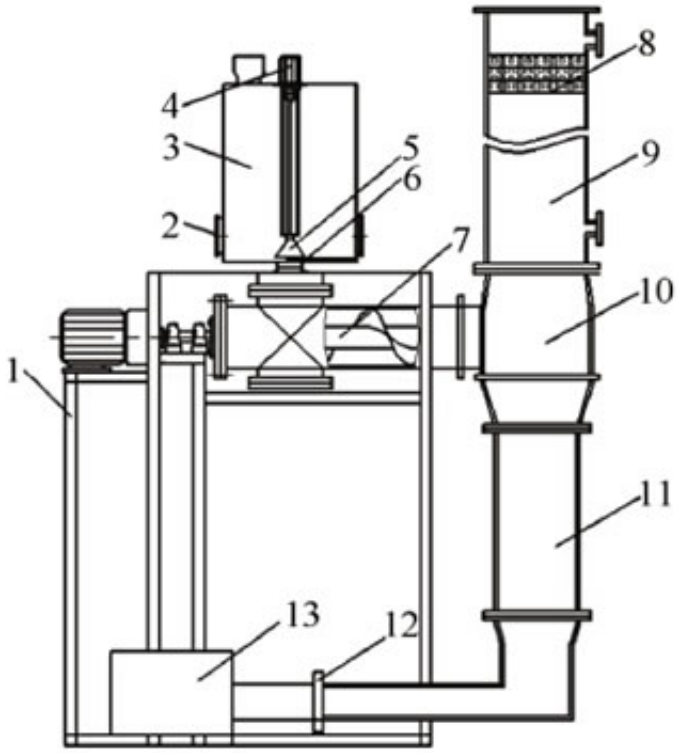
根据 1.1 提到的热载体需求量，通过热量计算公式

$$Q = c \cdot m \cdot \Delta t \qquad (1)$$

陶瓷球比热容为 c=800 J/(kg·K)，m=300 kg，ΔT=500 K，代入相应参数，可得陶瓷球加热到目标温度(500 K)至少需要 1.2×10^5 kJ 热量。

高温烟气是由流化床燃烧器产生，主要由生物质粉喂料器、流化床燃烧炉、进风装备以及温度监控系统等组成，如图2所示。

高温烟气发生装置的原理就是利用生物质粉（产热量可达15550kJ/kg）在流化床燃烧器内的燃烧产生用于热载体加热。生物质粉喂料器采用的是刮板式和螺旋进料相结合的两级喂料装置[20]，能够确保生物质粉连续、稳定、快速的喂入流化床燃烧器。流化床燃烧炉类似于鼓泡流化床燃烧器，主要包括风室、燃烧室、布风板、烟气净化层等组成，试验时打开生物质粉体燃料喂料器和罗茨风机，调节适当的风料比，燃烧室密相区是生物质粉着火和燃烧的主要区域，燃烧室上部为稀相区，生物质粉浓度较低，燃烧产生的高温烟气经过烟气净化层后，通过燃烧炉上部的烟气管道进入热载体加热器内进行热交换。



1.机架　2.观察窗　3.喂料筒　4.变频调速减速机（立式）　5.锥筒　6.刮板器　7.螺旋绞龙　8.烟气净化层　9.燃烧室稀相区　10.燃烧室密相区　11.风室　12.流量计　13.罗茨风机

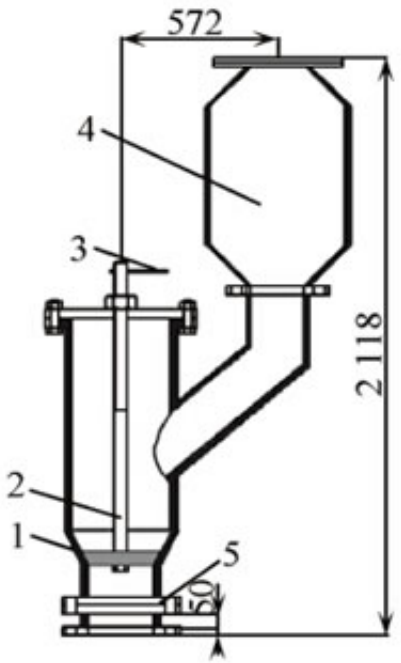
1.Rack　2.Observation window　3.Feeding tube　4.Frequency control of motor speed reducer (vertical)　5.Cones　6.Scraper device　7.Spiral twisted dragon　8.Flue gas purification layer　9.Combustion chamber dilute phase zone　10.Combustion chamber dense-phase zone　11.Wind chamber　12.Flow meter　13.Roots blower

图 2　高温烟气发生装置示意图

Fig.2　Schematic of high temperature flue gas generator

1.4陶瓷球喂料器结构设计

陶瓷球喂料器（如图3）采用螺旋式开关，试验过程中通过把手控制调节杆，逆时针旋转把手，通过调节杆的控制，锥形块向上移动，利用锥形块与斜壁间相对运动来改变他们之间的间隙，进而控制陶瓷球的流量，储料罐的容量为40L，完全保证换热试验陶瓷球用量。陶瓷球喂料试验表明，从料筒出来的陶瓷球流体呈细流状，在陶瓷球出料口50 mm处设置筛网，筛网孔径为8mm，保证陶瓷球下料均匀[21]。



1.锥形块　2.调节杆　3.控制把手　4.储料罐　5.筛网
1.Tapered block　2.Adjust lever　3.Control handle　4.Material storage tank　5.Sieve

图 3　陶瓷球喂料装置示意图

Fig.3　Schematic of feeder for ceramic ball

1.5热载体加热器设计

热载体加热器内陶瓷球吸热量主要由高温烟气提供，热载体加热器的炉膛截面积计算公式为

$$F=\frac{Q_{燃总}}{q_a} \qquad (2)$$

式中 F 为炉膛截面积，m^2；$Q_{燃总}$为燃料每秒提供总热量，kW；q_a 为炉膛的截面热负荷，kW/m^2。选取热载体加热器的截面热负荷 q_a=3 000 kW/m^2，代入相应数据，可求得 F=0.031 m^2，由此得加热器直径 d=0.19 m。

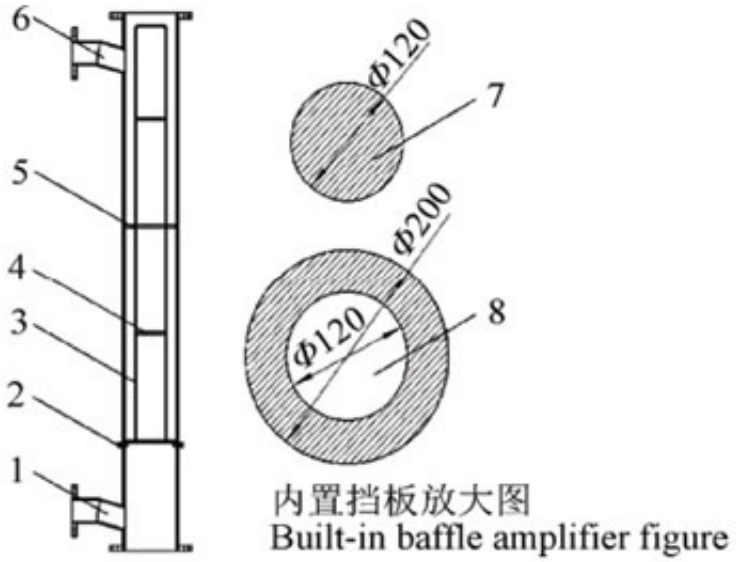
加热器体积计算公式

$$V=\frac{Q_{燃总}}{q_v} \qquad (3)$$

式中 V 为加热器体积，m^3；q_v 为炉膛的体积热负荷，kW/m^3。选取热载体加热器体积热负荷为 250 kW/m^3，代入相应数据，可求得 V=0.057 m^3。

通过理论计算，确定以下主要参数:加热器的外径 200 mm，壁厚 9 mm；外部保温套管外径为 220 mm，壁厚为 9 mm；加热器高度为 2 000 mm。

图4表示的是陶瓷球热载体加热器的结构示意图，该加热器是由竖直管和内置挡板组成，整个加热器分布3个测温点，从上往下分布在600、1000、1400mm共3点；内置挡板是由3根外径为5mm的螺杆相连接，挡板壁厚为10mm，用一对M12的紧固螺钉固定在加热器内部，同时为了降低热量损失，提高换热效果，采用50mm厚的含锆陶瓷喷丝毯对加热器进行保温处理。



1.进烟口　2.紧固螺栓　3.螺杆　4.挡板 A 型　5.挡板 B 型　6.排烟口　7.挡板 A 型剖面　8.挡板 B 型剖面
1.Smoke inlet　2.Tighten bolts　3.Screw　4.Baffle type A　5.Baffle type B　6.Exhaust port　7.Baffle type A section　8.Baffle type B section

图 4　热载体换热器（左）和内置挡板（右）示意图

Fig.4　Schematic of heat carrier heat exchanger (left) and structure diagram chart of built-in baffle (right)

流化床燃烧器产生的高温烟气进入热载体加热器底部向上流动，与加热器内下落的固体热载体进行强制对流换热，同时内置挡板的存在改变了热载体流动速度的大小和方向，增加了固体热载体的换热时间，加热后的固体热载体从加热器底部排出进入储料器。

1.6数据采集系统

测温元件采用大连雷尔达仪表有限公式生产的型号为WRN-130的K型热电偶(测温范围为0～1300°C)，热响应相应时间约为20s，测温精度为1%，测温准确且灵敏度高。数据采集采用的是阿尔泰高级检测系统，可以实时对数据进行采集与监测，主要包括DAM-3038热电偶输入模块、DAM-3058R远端压力输入模块、DAM-3210数据转换模块，DAM-3000M测试系统等。

2性能试验

2.1试验原料

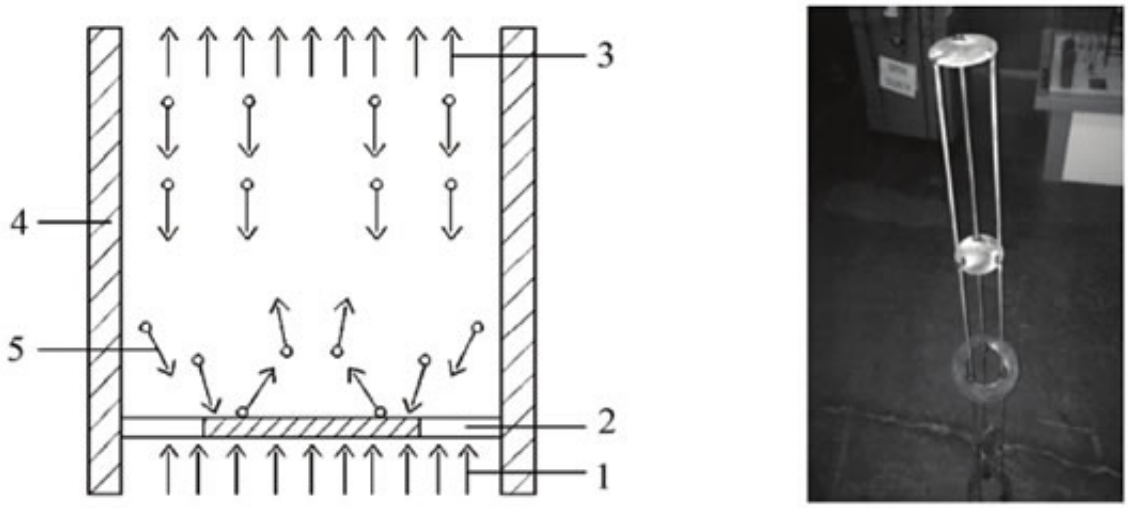
本文所用的生物质燃料选自淄博市张店区的玉米秸秆、小麦秸秆和棉花秸秆，秸秆原料来源广泛，能降低燃料原料的供应成本。试验物料经自然风干、粉碎、筛分后，选取平均粒径为0.177mm（80目）左右的物料放于空气干燥箱中，在105°C下干燥4h备用。

陶瓷球选用山
东省淄博市宇邦陶瓷厂生产的氧
化铝陶瓷球颗粒，陶瓷球直径为3mm，主要成分为Al_2O_3和SiO_2，密度为2000～2400kg/m^3，吸水率小于0.5%，抗压强度为28.13MPa。

2.2试验条件与方法

首先启动流化床燃烧器预热整个系统，待系统温度趋于稳定后，打开陶瓷球喂料器，将陶瓷球定量、匀速的送入加热管内，陶瓷球和高温烟气在管内充分接触，进行强制对流换热，换热结束后，陶瓷球落入热载体储存管中，烟气进入旋风分离器，整个试验过程温度实时记录，以便于陶瓷球的热平衡分析。

陶瓷球在热载体加热器内的
流动与换热过程十分复杂，属于气固两相流动与传热现象[22-24]
，传热模型如图5所示。存在颗粒间、颗粒与挡板之间、颗粒与壁面之间、颗粒与高温烟气之间的对流换热以及加热器内壁对颗粒的辐射等传热方式。通过陶瓷球在竖直管内的可视化研究，除了边壁和挡板处，陶瓷球下落过程中颗粒之间、颗粒与壁面间不存在相互接触，而管壁富有绝热型材料，因此可以忽略颗粒碰撞壁面时的热传导；在加热器内壁温度低于600℃时，对管内辐射传热很小，可以忽略不计；热电偶具有热惯性小，灵敏度高，热容小等特点，可以忽略热电偶吸收的热量。因此为了简化计算，在进行热量分析时只考虑陶瓷球与高温烟气的对流换热。



a. 陶瓷球与高温烟气换热模型
a. Heat transfer model between ceramic balls with high temperature flue gas

b. 挡板实物图
b. Physical map of baffle

1.高温烟气入口　2.内置挡板　3.高温烟气出口　4.竖直管壁　5.陶瓷球
1.High temperature flue gas inlet　2.Built-in baffle　3.High temperature flue gas exports　4.Vertical wall　5.Ceramic ball

图 5　陶瓷球与高温烟气换热模型及挡板实物图
Fig.5　Heat transfer model between ceramic balls with high temperature flue gas and physical map of baffle

3结果与分析

3.1流化床燃烧器燃烧性能分析

生物质燃料中的纤维素、半纤维素、木质素是其主要的易燃部分，生物质在燃烧过程中纤维素和半纤维素会首先释放出挥发分物质，木质素最后转化成炭[25-26]
。生物
质粉体燃料燃
烧过程中没有污染物排放，

是一种清洁能源。根据生物质挥发分含量高、析出迅速的特点[27]，生物质粉体燃料在流化床燃烧器内燃烧主要分为3个阶段。

第1阶段：生物质粉在燃烧室密相区下部被点燃，同时析出所有挥发分；第2阶段：挥发分在燃烧室密相区上部充分燃烧，产生高温烟气；第3阶段：燃烧室稀相区颗粒浓度变小，气流携带的高温烟气通过燃烧室稀相区，然后经过烟气净化层，通过烟气管道进入热载体加热器进行换热，其中燃烧室密相区、稀相区、烟气净化层分别对应于图2中的10、9、8部件。

流化床燃烧的基本原理是燃料颗粒在流态化状态下进行燃烧，是一种介于层燃和悬浮燃烧之间的燃烧方式。风粉溶度（即粉体质量与进风量之比，g/m^3）是燃烧效果的关键参数[28]。为了研究风粉浓度对生物质粉体燃烧的影响，在进风量不变的前提下，改变生物质喂料电机的转速，寻找适宜的风粉浓度，保证流化床燃烧器产生稳定的高温烟气。

图6是风粉浓度与流化床燃烧器不同位置的最高温度的关系。可知风粉质量浓度低于220g/m^{3}时，燃烧器内不能保持连续稳定的燃烧状态，且整个系统温度较低；当粉体质量浓度在280g/m^{3}以上时，排烟口出现深黄色的浓烟，表明燃烧器内空气供氧不足，生物质粉体燃烧不充分，还很容易在点火时出现爆燃现象，炉内瞬间压强增大，不利于整个系统的安全稳定；当风粉质量浓度为240g/m^{3}时，主燃室温度能达到1021℃，排烟口为浅白色的清烟，表明粉体燃料燃烧效果理想。通过燃烧性能试验研究，确定燃烧炉的最佳风粉质量浓度为240g/m^3。

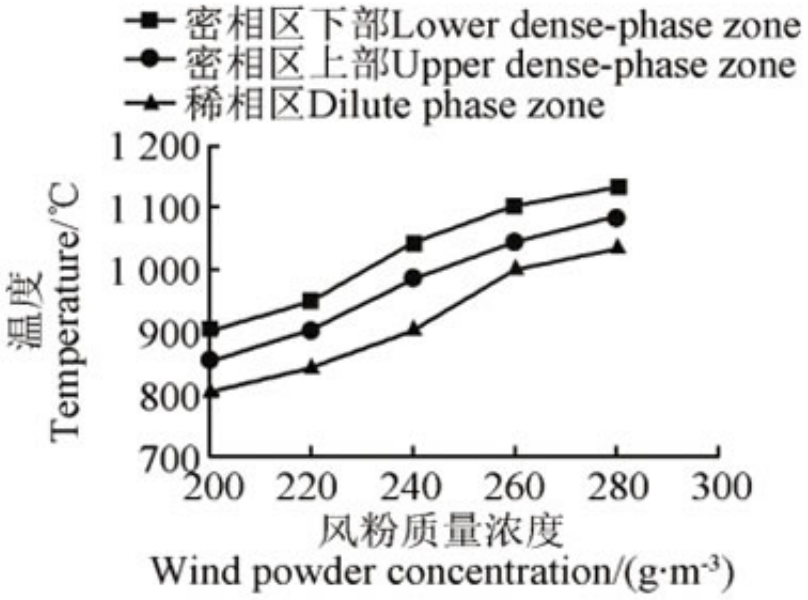


图 6　风粉质量浓度与燃烧器内最高温度的关系

Fig.6　Relationship between wind powder concentration and maximum temperature in burner

图7给出了在最佳风粉浓度下，粉体在燃烧过程中温度场的分布变化关系。从图7中可以看出，燃烧室密相区下部的温度最高，整个燃烧器内的温度由下至上依次降低，温度梯度逐渐增大，但密相区的温度梯度较小，表明生物质粉体燃料主要以体积式悬浮燃烧为主；粉体燃烧15min左右，炉内的温度达到稳定，在达到稳定之前各测试点温度均有所上升，但温升速率会随着时间的增加而有所减少。在整个燃烧过程中，粉体燃烧非常迅猛，在喂料5min后燃烧器内温度迅速升高，15min炉内温度场达到平衡，整个燃烧过程持续稳定，且排烟口为浅白色的清烟，表明生物质粉体燃烧效果理想，燃烧器能连续、稳定的产生高温烟气。

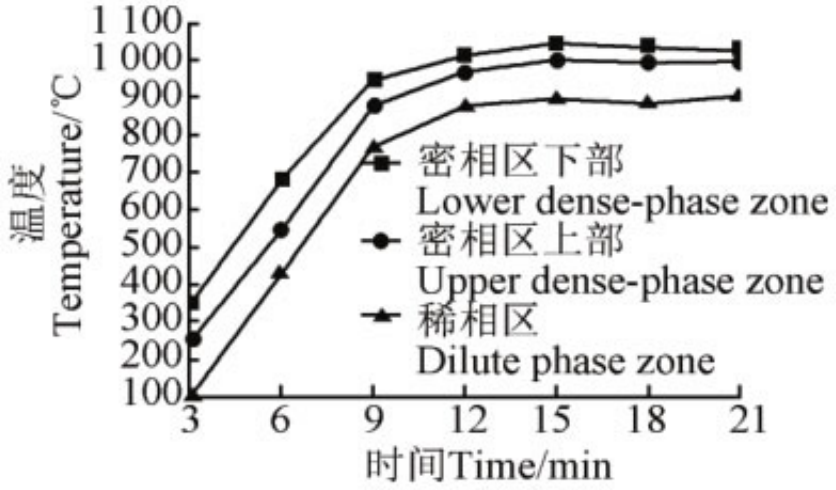


图 7　燃烧器内温度场分布变化

Fig.7　Temperature field distribution within burner

3.2加热器内温度变化分析

当整个热载体加热系统达到稳态后，陶瓷球以3种不同的流量通过加热器，通过改变陶瓷球的质量流量，来研究加热器内高温烟气温度与陶瓷球流量的关系，进而分析陶瓷球与高温烟气在加热器内的对流换热规律。加热器内高温烟气温度变化规律（陶瓷球质量流量为6.4kg/min为例）如图8所示。

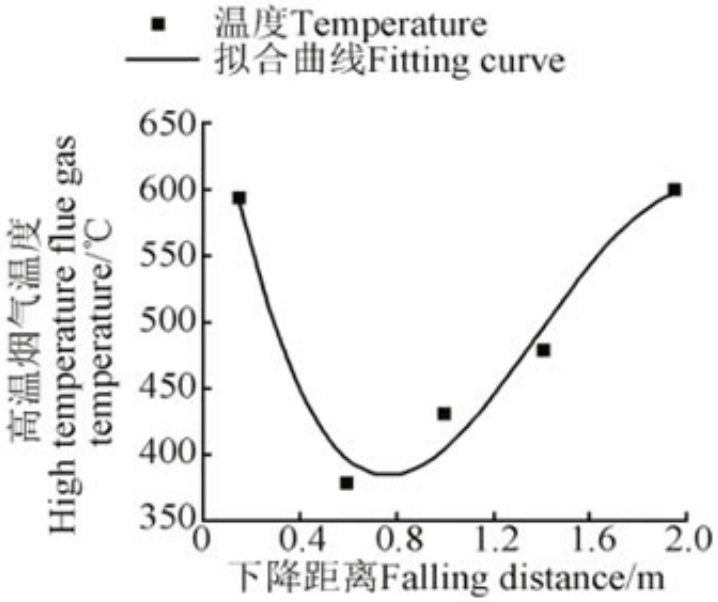


图 8　陶瓷球质量流量为 6.4 kg·min^{-1} 时整管温度拟合曲线

Fig.8　Tube temperature fitting curve with ceramic balls flow rate of 6.4 kg·min^{-1}

根据陶瓷球在整个加热器内的温度变化拟合曲线可以看出，高温烟气经烟气管道进入加热器时温度在750°C左右，加热器内高温烟气开始时降温速率较大，随后迅速减小，最后在接近烟气进口处对流换热较弱。主要是因为开始时陶瓷球和管内高温烟气温差大，陶瓷球通过与高温烟气对流换热得到大量的热量，进而导致高温烟气温度的降低；随着

下降距离的增加，陶瓷球温度升高，两者之间的温差逐渐降低，对流换热强度减弱，陶瓷球的吸热量减少，高温烟气的降温速率减小；在接近烟口处，陶瓷球和高温烟气的温差最小，对流换热量较小。此外，加热器存在边界效应，因为加热器是开口系统，进口处烟气流动剧烈，会加强对流换热的效果[29]。

3.3对流换热系数的计算

不同质量流量的陶瓷球在加热器内经过换热后落入陶瓷球收集管，在距加热器出口100、550、1000mm3处布置热电偶（如图1），将温控系统数据采集时间设定为3000ms，实时检测陶瓷球的温度变化。

根据陶瓷球在加热器内的换热理论分析可知，竖直管内陶瓷球的总表面积就是陶瓷球与管内高温烟气的总换热面积，利用牛顿冷却公式，竖直管内的对流换热量的计算公式

$$Q=c_p m_c \Delta T_c = hA\Delta T_m \tag{4}$$

式中 Q 为对流换热量，kJ；c_p 为陶瓷球的定压比热容，kJ/(kg·℃)；m_c 为陶瓷球的质量，kg；h 为陶瓷球和空气的对流换热系数，W/(m^2·℃)；A 为陶瓷球和高温烟气的换热面积，m^2；ΔT_c 为陶瓷球换热前后温差，℃；ΔT_m 为陶瓷球和高温烟气的对数平均温差，℃。

对数平均温差 ΔT_m 的计算公式[30]如下

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_{\max} - \Delta T_{\min}}{\ln \dfrac{\Delta T_{\max}}{\Delta T_{\min}}} \tag{5}$$

表1表示的是陶瓷球与高温烟气的换热初终温度及两者间对数平均温差，根据假设陶瓷球的吸热量完全来自于高温烟气，忽略热损失，依据能量平衡式（4），可以计算出陶瓷球质量流量分别在6.2、6.4和6.6kg/min时的对流换热系数h分别为481.8、468.2和476.5W/(m^2·℃)，综合3种流量下陶瓷球与高温烟气的对流换热系数，可以得到平均对流换热系数在475W/(m^2·℃)左右。

表 1　陶瓷球与高温烟气换热初终温度

Table 1　Initial and final temperatures of ceramic balls and high temperature flue gas

陶瓷球质量流量 Ceramic ball flow rate/（kg·min^{-1}）	陶瓷球温度 Ceramic balls temperature/℃		烟气温度 Flue gas temperature/℃		对数平均温差 Logarithmic mean ΔT_m/℃
	初温 Initial temperature	终温 Final temperature	初温 Initial temperature	终温 Final temperature	
6.2	20	231.8	742.6	432.1	406.2
6.4	20	228.4	743.7	433.6	411.5
6.6	20	230.2	741.6	431.9	407.6

3.4热能利用率的计算

为检测热载体加热装置的热能利用率，同一天分3个时间段检测热载体加热系统能量的变化，进而计算出装置的热能利用率，计算公式如下

$$\eta = \frac{\text{观测时段热载体吸收总热量}}{\text{观测时段燃料提供总热量}} \times 100\% \qquad (6)$$

检测试验过程中陶瓷球质量流量为6.2kg/min，试验陶瓷球初温为20°C，每组采样的观测时段大约为10min，共3组，检测的结果如表2。通过计算可知，流化床高温烟气加热陶瓷球热载体的试验装置平均热能利用率为66.3%，表明装置有很好的节能特点。

表 2　热载体加热系统检测报告

Table 2　Test report of heat carrier heating system

采样时段 Sampling period	陶瓷球终温 Terminal temperature/℃	载体流量 Carrier flow/(kg·min^{-1})	秸秆消耗量 Straw consumption/(kg·min^{-1})	10 min 载体吸热量 Heat absorption in 10 min/MJ	10 min 燃料总热量 Total heat in 10 min/MJ	热能利用率 Heat energy utilization/%
08:10－08:20	229	6.2	1.53	7.10	10.64	66.7
13:10－13:20	228	6.2	1.52	7.19	10.71	67.2
16:20－16:30	230	6.2	1.58	6.98	10.56	66.1

4结论

1）通过开展生物质粉在流化床燃烧器上的燃烧性能试验，获得了本燃烧炉最适合的风粉质量浓度在240g/m ^{3}左右。

2）固体热
载体高温烟气加热装置实
现了稳定换热，陶瓷球与高温烟气的对流换热系数
大约在475W/(m^2 · °C)左右；装置平均热能利用率为66.3%。实现了设计目标，提高了换热效率。

3）固体热载体高温烟气加热装置利用生物质粉体燃料进行热载体加热，节约了能源资源，为高温固体热载体加热生物质快速热解液化制取生物油工艺的进一步商业化和工业化提供技术支持。

[参 考 文 献]

[1]Saxena R C，Adhikari D K，Goyal H B.Biomass-based energy fuel through biochemical routes：A review[J].Renewable and Sustainable Energy Reviews，2009，13(1):167－178.

[2]袁振宏，吴创之，马隆龙.生物质能利用原理与技术[M].北京：化学工业出版社，2004.

[3]Mohammad N I，Mohammad U H J，SM N H，et al.A Comparative study on pyrolysis for liquid oil from different biomass solid wastes[J].Procedia Engineering，2013，56:643－649.

[4]Bridgwater A V.Review of fast pyrolysis of biomass and product upgrading[J].Biomass and Bioenergy，2012，38：68－94.

[5]董玉平，王理鹏，邓波，等.国内外生物质能源开发利用技术[J].山东大学学报：工学版，2007，37(3)：64－69.

[6]Tao K，Vladimir S，Tim J E.Lignocellulosic biomass pyrolysis：A review of product properties and effects of pyrolysis parameters[J].Renewable and Sustainable Energy Reviews，2016，57(5)：1126－1140.

[7]Alan B，Wu H W.Diagnosis of bed agglomeration during biomass pyrolysis in fluidized-bed at a wide range of temperatures[J].Fuel，2016，179(9)：103－107.

[8]徐莹，王铁军，马隆龙，等.真空热解松木粉制备生物油[J].农业工程学报，2013，29(1)：196－201.

[9]Alan B，Wu H W.Diagnosis of bed agglomeration during biomass pyrolysis in fluidized-bed at a wide range of temperatures[J].Fuel，2016，179(9)：103－107.

[10]Tao K，Vladimir S，Tim J E.Lignocellulosic biomass pyrolysis：A review of product properties and effects of pyrolysis parameters[J].Renewable and Sustainable Energy Reviews，2016，57(5)：1126－1140.

[11]Mohammad N I，Mohammad U H J，SM N H，et al.A Comparative study on pyrolysis for liquid oil from different biomass solid wastes[J].Procedia Engineering，2013，56:643－649.

[12]王祥，李志合，李艳美，等.新型下降管生物质热裂解液化装置的试验研究[J].农机化研究，2015，37(8)：230－233.

[13]张恩惠，王述洋.生物质制燃油用热载体加热设备的研究[J].太阳能学报，2009，30(11)：1577－1581.

[14]周贯平，王述洋，白雪双.生物燃油生产过程中的热载体加热技术[J].林业机械与木工设备，2006，34(7)：15－17.

[15]曹有为，王述洋，乔国朝，等.转锥式生物质热解装置中热载体加热炉理论计算[J].林业机械与木工设备，2006，34(3)：36－40.

[16]张恩惠，王述洋.TRIZ 理论在生物质燃油热载体加热装置设计中的应用[J].可再生能源，2009，27(5)：23－27.

[17]李志合，柏雪源，李永军，等.下降管生物质热裂解液化反应器设计[J].农业机械学报，2011，42(9)：116－119.

[18]曹有为，王述洋，薛国磊，等.串联复合式热载体加热装置的设计与研究[J].安徽农业科学，2013，41(32)：12686－12689.

[19]樊泉贵.锅炉原理[M].北京：中国电力出版社，2008.

[20]李永军，易维明，柏雪源，等.刮板式生物质粉喂料机的喂料特性分析[J].太阳能学报，2014，35(2)：355－358.

[21]殷哲，易维明，李志合，等.陶瓷球颗粒在圆形漏斗中下落速度的PIV研究[J].应用与环境生物学报，2009，15(3)：437－440.

[22]李志合，易维明，刘焕卫，等.垂直下降管内陶瓷球流动与传热的试验[J].农业工程学报，2009，25(2)：72－76.

[23]袁廷壁，易维明，李志合，等.竖直下降管换热实验台改进设计与实验[J].农业机械学报，2009，40(7)：107－111.

[24]连之伟.热质交换原理与设备[M].北京：中国建筑工业出版社，2011.

[25]Salman H，Kjellstrom B.Pneumatic conveying of wood powder by using a steam-jetejector[J].Biomass and Bioenergy，2000，19：103－117.

[26]汪军.工程燃烧学[M].北京：中国电力出版社，2008.

[27]肖波，邹先枚，杨家宽，等.生物质粉体燃烧特性的研究[J].可再生能源，2007，25(1)：47－50.

[28]Paulrud S，Nilsson C.The effects of particle characteristics on emissions from burning wood fuel powder[J].Fuel，2004,83：813－821.

[29]Morris A B，Ma Z，Pannala S，et al.Simulations of heat transfer to solid particles flowing through an array of heated tubes[J].Solar Energy 2016，130(6)：101－115.

[30]杨世铭，陶文铨.传热学[M].北京：高等教育出版社，2006.

原文地址：http://www.china-nengyuan.com/tech/107076.html