

新型医疗垃圾焚烧炉热力计算及优化

谢 荣, 陆继东, 李 捷

(华中科技大学 煤燃烧国家重点实验室, 湖北 武汉 430032)

摘 要: 对新型控气式医疗废物热解气化焚烧炉进行了热力分析, 针对医疗废物的特点, 利用物料平衡与能量平衡的原理, 对焚烧炉的炉膛整体、一燃室以及二燃室进行了计算分析, 得出总的过量空气系数和一燃室的过量空气系数对焚烧炉出口温度和一燃室出口温度的影响规律, 当总过量空气系数从 1.6 上升到 2.0 时, 一燃室出口温度从 640 °C 上升到 1 150 °C, 同时焚烧炉出口温度 1 000 °C 逐渐降低到 650 °C。当总过量空气系数不变, 一燃室过量空气系数从 0.36 变化到 0.5 时, 一燃室从 700 °C 上升至 1 100 °C, 二燃烧室的温度则维持在 900 °C。在实际医疗焚烧炉上进行了燃烧试验, 试验结果与计算结果符合较好。

关 键 词: 垃圾焚烧炉; 过量空气系数; 优化; 热力计算

中图分类号: X705; R124 文献标识码: A

引 言

医疗垃圾是一种典型的危险废物, 如果处理不当, 会引起环境污染, 严重影响人们的身体健康^[1]。对于医疗垃圾的处理, 由于焚烧法具有方法简单、易于操作、处理周期短、处理效率高等特点, 因而被国内外广泛使用^[2~6]。但是, 我国医疗垃圾焚烧技术还处于起步和探索阶段, 国内医疗垃圾焚烧炉多参照一般工业炉设计, 由生活垃圾焚烧系统直接移植而来, 在工艺设计上没有充分考虑医疗垃圾成分的特殊性, 结果我国大多数医疗垃圾焚烧炉运行不稳定, 处理效率低, 并且医疗废物得不到充分燃烧, 处理难以达到国家排放标准。

本研究正是为解决某厂运行的新型控气式热解气化焚烧炉存在的以上问题, 提出了一种焚烧炉优化运行方法。针对医疗废物的特点, 利用物料平衡与能量平衡的原理, 对焚烧炉整体、一燃室、二燃室进行系统分析与热力计算, 同时通过改变总的过量空气系数和一燃室的过量空气系数, 得出焚烧炉出口温度和一燃室出口温度的变化规律, 为焚烧炉的优化运行提供了有效的依据。

1 新型控气式医疗垃圾焚烧炉

图 1 为该高效控气式热解气化焚烧炉的结构示意图, 结构形式是竖立状炉, 入炉前预处理, 一、二燃室焚烧, 炉渣冷却, 自动破渣卸料所需全部功能优化组合集中一体化整体结构。炉顶上部中心为散状废物烘干室, 炉体中部中心为热解焚烧一燃室, 周边为回旋式“U”型多腔二燃室。下部周边为环形一体粉尘沉降室。

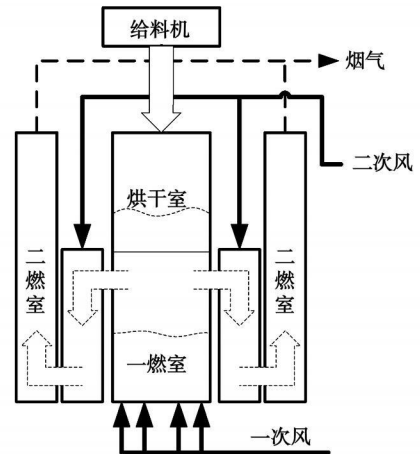


图 1 焚烧炉结构示意图

医疗垃圾通过机械翻自动给料机构连续不断地送入进料通道, 每次送入完毕, 通道自动封闭, 防止烟气溢出。垃圾经过通道进入干燥装置。可调喂料机构将已烘干的垃圾均匀分布喂入一燃室热解气化区, 热解气化后的残留物在一燃室中充分燃烧, 燃尽后的炉渣被炉底进入的一次风冷却, 然后从焚烧炉下部排出炉外。由于一燃室的氧气不足, 热解气化产生的混合烟气中的小部分在一燃室燃烧, 而大部分通过分段通气孔进入与一燃室有一耐火墙之隔的回旋式“U”型多腔二燃室 1/2 部分的腔室内, 热气

流由上向下运动, 经过二次风的补氧进行过氧燃烧。高温火焰又通过“U”型多腔室的其它 1/2 部分腔室由下向上流动, 燃烧产生的高温烟气离开二燃室进入炉顶周边的烘干热气室, 在加热烘干室中的医疗垃圾后, 离开焚烧炉进入余热利用系统, 利用烟气加热二次风。合理的分配一次风量和二次风量, 能够使焚烧炉的燃烧更加稳定和完全, 可以为医疗垃圾焚烧炉的优化运行提供理论指导。

2 热力计算依据

2.1 医疗垃圾的元素分析和工业分析

与生活垃圾一样, 医疗垃圾的成分非常复杂, 并且其组成成分因地区、医院性质和医院规模的不同而差异较大^[2]。医疗垃圾的元素分析与工业分析如表 1 和表 2 所示。

表 1 医疗垃圾的元素分析(干燥无灰基 daF) (%)

C	H	S	O	N	Cl
6.34	66.42	9.00	1.15	8.13	8.96

表 2 医疗垃圾的工业分析(收到基 ar) (%)

水分	灰分	挥发分	固定碳	低位发热值/ kJ·kg ⁻¹
30	10	52	8	12 000

2.2 已知参数

根据实际运行测得的部分参数如表 3 所示。

表 3 已知参数表

	数值
焚烧炉规模/ t·d ⁻¹	8
实际焚烧炉的设计能力/ kg·h ⁻¹	400
一次风温度/ °C	30
二次风温度/ °C	80
焚烧炉有效高度/ m	6
二燃室外壳体表面积/ m ²	24.177
二燃室外壳体表面温度/ °C	45

2.3 焚烧炉的技术性能标准^[7-8]

医疗垃圾是一种危害极大的危险废物, 对它的焚烧技术要求不同于生活垃圾。根据国家标准, 医疗垃圾焚烧炉的技术性能指标如表 4 所示。

表 4 焚烧炉的技术性能指标

	指标
焚烧炉出口烟气中氧气含量/ %	6~10
一燃室焚烧温度/ °C	≥850
二燃室焚烧温度/ °C	≥1 100
热灼减率/ %	< 5
焚毁去除率/ %	99.99
烟气停留时间/ s	≥2.0

3 焚烧炉的能量平衡分析^[9]

从能量转换的观点来看, 焚烧炉是一个能量转换设备, 它将垃圾燃料的化学能, 通过燃烧过程, 转化成烟气的热能, 烟气再通过辐射、对流、导热等基本传热方式, 将热能分配交换给工质或排放到大气中。

结合所研究的医疗垃圾焚烧炉, 焚烧炉整体热量的输入与输出如图 2 所示。

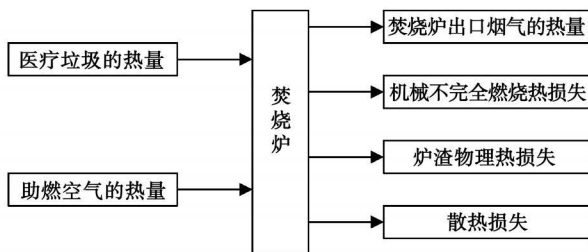


图 2 焚烧炉热量的输入与输出

在稳定工况条件下, 焚烧炉输入输出的热量是平衡的, 即:

$$Q_w + Q_{rk} = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 \quad (1)$$

式中: Q_w —医疗垃圾的热量, kJ/h; Q_{rk} —助燃空气的热量, kJ/h; Q_1 —焚烧炉出口烟气的热量, kJ/h; Q_2 —机械不完全燃烧热损失, kJ/h; Q_3 —炉渣物理热损失, kJ/h; Q_4 —散热损失, kJ/h。

3.1 输入热量

输入焚烧炉的热量包括医疗垃圾的热量 Q_w 和送入炉内的助燃空气的热量 Q_{rk} 。

(1) 医疗垃圾的热量 Q_w (kJ/h)

一燃室的输入焚烧炉的热量为医疗垃圾的热量 Q_w , 在不计垃圾的物理显热情况下, Q_r 等于送入炉内的垃圾量 W_r (kg/h) 与其热值 Q_{dw}^y (kJ/kg) 的乘积:

$$Q_w = W_r \cdot Q_{dw}^y \quad (2)$$

(2) 助燃空气热量 Q_{rk} (kJ/h)

$$Q_{rk} = m_k(h_r - h_v) \quad (3)$$

式中: m_k —焚烧炉助燃空气质量, kg/h; h_r —焚烧炉助燃空气在热风状态下的比焓, kJ/kg; h_v —焚烧炉助燃空气在环境温度下的比焓, kJ/kg;

3.2 输出热量

焚烧炉的输出热量包括出口烟气的热量 Q_1 、机械不完全燃烧热损失 Q_2 、炉渣带走的热量 Q_3 、散热损失 Q_4 。

(1) 出口烟气的热量 Q_1 (kJ/h) 出口烟气的热量即烟气所带走的热量。

$$Q_1 = W_r(h_{py} - h_0) \quad (4)$$

式中: h_{py} —焚烧炉出口烟气的实际烟气焓, kJ/kg; h_0 —烟气在环境温度下的实际烟气焓, kJ/kg。

(2) 机械不完全燃烧热损失 Q_2 (kJ/h), 这是由医疗垃圾中未燃或未完全燃烧的固定碳所引起的热损失。

$$Q_2 = 32700 W_r \cdot \frac{A_{ar}}{100} \cdot \frac{C_b}{100 - C_{lz}} \quad (5)$$

式中: C_{lz} —炉渣中含碳百分比, 即热灼减率, %; A_{ar} —收到基的灰渣含量, %。

(3) 炉渣物理热损失 Q_3 (kJ/h), 医疗垃圾焚烧所产生炉渣的物理显热即为炉渣物理热损失。

$$Q_3 = W_{lz}(c_{lz} \cdot t_{lz} - c_h \cdot t_h) \quad (6)$$

式中: W_{lz} —炉渣的质量, kg/h; c_b —排出炉渣的比热, kJ/(kg·°C); t_b —炉渣温度, °C; c_h —炉渣在环境温度下的比热, kJ/(kg·°C); t_h —环境温度, °C。

(4) 散热损失 Q_4 散热损失为因焚烧炉表面向四周空间辐射和对流所引起的热量损失之和^[9]。

3.3 一燃室和二燃室的能量平衡分析^[11~12]

一燃室和二燃室能量平衡的计算的思想同焚烧炉整体计算相似, 只是某些输入或者输出能量存在不同而已, 其具体计算步骤不再详细叙述。

4 研究方法

对医疗垃圾焚烧炉热力系统进行分析, 通过医疗垃圾焚烧炉中的物质平衡, 根据燃烧化学反应方程式, 计算出与物质平衡有关的参数如理论空气量、送风量、燃烧生成的烟气量等, 然后对焚烧炉的整体、一燃室和二燃室进行能量平衡计算。在平衡计算过程中, 一次风量和二次风量的分配至关重要, 它们必须通过先假定后校核的方法得出。通过平衡分析和热力计算, 对焚烧炉的热力过程有进一步的认识。其研究过程可以通过编程来运行实现。程序流

程如下所述。

首先是输入已知条件, 有些是直接给定的, 有些是根据国家标准设定的。当确定了已知条件后, 开始对焚烧炉内物料平衡进行计算, 得出各理论气体量以及实际气体量等, 物料平衡计算完后, 假定过量空气系数 α 和 α_1 , 对能量平衡进行计算, 输入热量与输出热量之间的误差必须足够小, 设定为 2%, 否则将返回, 重新假定过量空气系数进行计算。由于焚烧炉整体是由一燃室和二燃室组成, 整体和一燃室平衡后, 即可得到二燃室的平衡。能量平衡全部计算完成后, 流程结束。其方法、步骤如图 3 所示。

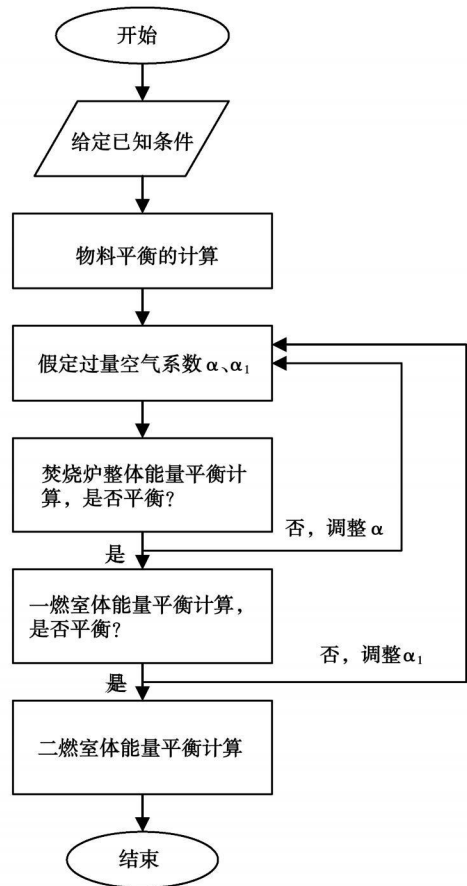


图 3 热力计算流程图

5 结果与分析

总的过量空气系数和一燃室的过量空气系数的变化会改变焚烧炉的能量平衡, 对焚烧炉的稳定运行存在影响。在过量空气系数发生变化的情况下, 通过改变温度, 焚烧炉重新达到能量平衡是至关重要的。

如焚烧炉的工艺流程中所述, 烘干室中的医疗垃圾吸收热气室中高温烟气的热量, 而这部分能量

又相继经过一燃室、二燃室, 然后到达热气室, 由此可知, 这部分能量在循环利用, 一燃室和二燃室在能量平衡中存在一个耦合的关系。因此, 在考察总的过量空气系数和一燃室的过量空气系数对温度的影响时, 一燃室出口温度和二燃室出口温度必须固定其中的一个, 才能得出另一个随过量空气系数的变化关系。取二燃室出口温度 100 °C, 改变总的过量空气系数和一燃室的过量空气系数, 通过焚烧炉能量平衡得出焚烧炉出口温度和一燃室出口温度的变化规律, 可以对优化运行提供指导作用。

5.1 总的过量空气系数与温度的关系

在一燃室的过量空气系数和二燃室出口温度不变的条件下, 改变总的过量空气系数, 计算焚烧炉出口温度和一燃室出口温度的变化规律如图 4 所示。为了与计算结果比较, 我们在实际的焚烧炉内使用医疗垃圾进行燃烧试验, 焚烧炉采用炉底点火, 风机给风方式。通过调节风机转速控制一次、二次风风量。燃烧室出口温度结果试验结果也列于图 4。

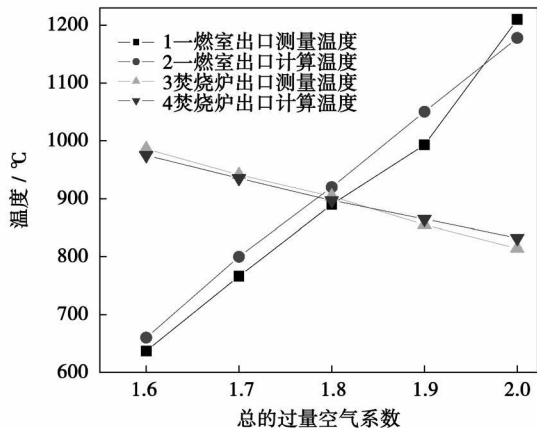


图 4 总的过量空气系数与温度的关系图

考察一燃室出口温度与总的过量空气系数的关系时, 把焚烧炉分开成一燃室和二燃室来考虑。由于焚烧炉出口温度减小, 随总的过量空气系数的增大, 烟气量增大, 热气室中的烟气传递给垃圾的热量也必然增加, 因此一燃室出口烟气的温度升高。一燃室出口温度的测量结果曲线 1 与计算结果曲线 2 符合较好。随总的过量空气系数的增大, 焚烧炉出口温度逐渐降低。这是因为对于焚烧炉整体而言, 相当于把一燃室和二燃室封装在一个黑体中, 垃圾是过氧完全燃烧的, 总的风量的增加, 而它的温度是远远低于烟气温度的, 所以导致了焚烧炉出口温度的降低。实验测量温度也证明了这一点。从图中可以看出焚烧炉出口烟气的测量值曲线 3 比理论计算

曲线 4 值更低一些, 特别是在比较高的过量空气系数的条件下, 这可能是由于风量的增加使得烟气加热二次风的效率下降, 部分未达到预热温度的二次风直接进入二燃室内引起的。

5.2 一燃室的过量空气系数与温度的关系

在总的过量空气系数不变的条件下, 改变一燃室的过量空气系数, 得出焚烧炉出口温度和一燃室出口温度的变化规律如图 5 所示。

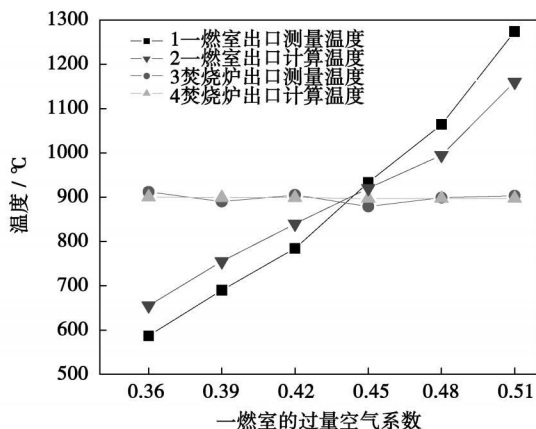


图 5 一燃室的过量空气系数与温度关系图

由图 5 可知, 随一燃室的过量空气系数的增大, 焚烧炉出口温度基本保持不变。这是由于在总的过量空气系数不变的情况下, 改变一燃室的过量空气系数, 只是焚烧炉内部一次风量和二次风量分配的变化, 只会引起一燃室和二燃室燃烧的变化, 而对焚烧炉整体并不会产生影响, 因此焚烧炉出口温度几乎保持不变。而随着一燃室的过量空气系数的增大, 一燃室出口温度显著升高。由于一燃室是缺氧燃烧, 根据化学机理, 增加氧量会提高一燃室中热解气体的燃烧, 释放出更多的热量, 因此一燃室出口温度升高。测试结果表明, 一燃烧室出口温度曲线 1 变化趋势与计算值曲线 2 吻合, 但上升幅度比计算值更剧烈一些, 这可能是由于医疗垃圾中包含大量高挥发份塑料橡胶等有机物质, 大量挥发分的析出加剧了一燃室内的反应剧烈程度。二燃室的测量温度曲线 3 基本维持在 879 ~ 912 °C 之间与计算值曲线 4 吻合。另外, 现场观察, 堆料厚达 3 m 时, 炉子透气性仍然很好, 炉底未出现正压倒烟现象。

6 结 论

目前国内外关于医疗垃圾焚烧炉的热力计算的研究比较少。本研究工作以一具体控气式医疗

垃圾焚烧炉为对象, 对各燃烧室进行了较为详细的热平衡分析, 采用 malab 软件实现了焚烧炉的热力计算, 得出过量空气系数对各燃烧室温度的影响规律。当总过量空气系数增加的情况下, 一燃室出口温度上升明显, 二燃室温度呈现下降趋势, 当总过量空气系数不变, 增大一燃室的过量空气系数, 一燃室出口温度升高, 二燃室出口温度基本维持不变。为验证计算的正确性在实际医疗废物焚烧炉上进行试验, 实际测量的数据与理论计算数据吻合的较好。发生偏离的数据点可能是由于垃圾成分波动较大引起。通过温度随总的过量空气系数和一燃室的过量空气系数的变化规律得出, 在满足国家标准的条件下, 可以通过调节过量空气系数来优化医疗垃圾焚烧炉的运行。

参考文献:

- [1] 商惠英, 贾华清. 医疗垃圾的现状 & 处理对策[J]. 环境污染与防治, 2002, 10(5): 312-313.
- [2] 赵 春. 医疗垃圾焚烧处理技术探讨[J]. 北方环境, 2001, 3: 45-48.
- [3] LEE C G, HUFFMAN G L. Medical waste management incineration

[J]. Journal of Hazardous Materials, 1996 48: 1-30.

- [4] SHAABAN A F. Process engineering design of pathological waste incinerator with an integrated combustion gases treatment unit[J]. Journal of Hazardous Materials, 2007, 145: 195-202.
- [5] JANGSAWANG W, FUNGTAMMASAN B, KERDSUWAN S. Effects of operating parameters on the combustion of medical waste in a controlled air incinerator[J]. Energy Conversion and Management, 2005, 46: 3137-3149.
- [6] NIESSEN WALTER R. Combustion and Incineration Processes[M]. Third Edition, New York; Revised and Expanded, Marcel Dekker, Inc, 2002.
- [7] 中华人民共和国国家标准 GB18484-2001 医疗废物焚烧污染控制标准[S].
- [8] 中华人民共和国国家标准 GB19128-2003 医疗废物焚烧炉技术要求(试行)[S].
- [9] 张 益, 赵由才. 生活垃圾焚烧技术[M]. 北京: 化学工业出版社, 2000.
- [10] 杨世铭, 陶文铨. 传热学(第三版)[M]. 北京: 高等教育出版社, 1998.
- [11] 叶大伦, 胡建华. 实用无机物热力学数据手册[M]. 北京: 冶金工业出版社, 2002.
- [12] 冯俊凯, 沈幼庭, 杨瑞昌. 锅炉原理及计算(第三版)[M]. 北京: 科学出版社, 2003.

(编辑 韩 锋)

新设计、新产品

新一代 LNG 船的主动动力装置—URA 型再热汽轮机装置

据《Kawasaki Technical Review》2008 年 1 月号报道, 川崎造船公司已经研制成用于 LNG(液化天然气)运输船的具有再热循环的高热效率汽轮机推进装置, 被称作“川崎先进的再热汽轮机装置(川崎 URA 装置)”。

该型汽轮机是下一代 LNG 运输船的高热效率和高可靠性的推进装置, 结合了最先进的材料和控制技术, 包括蒸汽条件的改进, 以便提高热效率, 并且是根据迄今已建造的 8 台 UR 型再热循环汽轮机装置设计的。

还对川崎 UR 型汽轮机装置的运行记录数据、川崎 UR 型和 URA 型再热汽机装置的梗概作了介绍。

图示了 URA 型汽轮机装置的基本热力循环、机舱布置。并图示了无再热汽轮机装置、URA 汽轮机装置、双燃料柴油机、带再液化装置的低速柴油机之间燃油消耗量、排气的排放量的比较。

(吉桂明 摘译)

cone gear tooth, with a comprehensive consideration of a marginal contact in the system and errors resulting from the installation mismatch and engagement of various gear pairs in the system, designed was a chart indicating the tooth surface contact footprint and transmission errors of the system, thus, providing a theoretical basis for optimizing the system gear-meshing performance and further analyzing the load-bearing condition of various gear pairs in the system. **Key words:** marine gear, arc-tooth cone gear, flow-dividing transmission system, tooth surface contact pattern, transmission error

温度对污水污泥流化床热解油成分影响的GC-MS分析= **GC-MS Analysis of the Influence of Temperature on Pyrolyzed Oil Constituents in a Sewage Water and Sludge Fluidized Bed**[刊, 汉]/ JIA Xiang-ru, JIN Bao-sheng, LI Rui (College of Energy Source and Environment, Southeast University, Nanjing, China, Post Code: 210096)// Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2009, 24(5). — 656 ~ 660

By adopting a gas-phase chromatogram/mass spectrum joint usage technology, analyzed was the pyrolyzed oil obtained from sewage water and sludge through a pyrolysis in a fluidized bed at different temperatures. Through an analysis by using the above-mentioned technology, more than 100 constituents were identified in the oil from sludge pyrolysis. By employing a peak area method, quantitatively analyzed were various constituents and qualitatively analyzed were 29 constituents with a peak area ratio being greater than 1% in the pyrolyzed oil. Benzene and its compounds, alkene, carboxylic acid, polycyclic aromatic hydrocarbons (PAHs), nitrogen-contained compounds, chlorides and esters are found in the pyrolyzed oil. At 400 °C, esters predominate in the pyrolyzed oil. At 600 °C, the alkene content attains its maximum value and the distribution of various constituents becomes more uniform than at 400 °C. **Key words:** sewage water and sludge, oil, GC-MS analysis, pyrolysis, fluidized bed

新型医疗垃圾焚烧炉热力计算及优化= **Thermodynamic Calculation and Optimization of a New Type Medical Waste Incinerator**[刊, 汉]/ XIE Rong, LU Ji-dong, LI Jie (National Key Laboratory on Coal Combustion, Huazhong University of Science and Technology, Wuhan, China, Post Code: 430034)// Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2009, 24(5). — 661 ~ 665

Thermodynamically analyzed was a novel gas-controlled type medical waste pyrolysis and gasification incinerator. In the light of specific features of medical wastes and by employing a material and energy balance theory, the authors have calculated and analyzed the whole furnace, No. 1 and No. 2 combustion chamber of the incinerator. Obtained was a law governing the influence of the total excess air coefficient and No. 1 combustion chamber excess air coefficient on the outlet temperatures of the incinerator and No. 1 combustion chamber. When the total excess air coefficient increases from 1.6 to 2.0, the outlet temperature of No. 1 combustion chamber will go up from 640 °C to 1 150 °C and in the meantime, the outlet temperature of the incinerator will gradually drop from 1 000 °C to 650 °C. When the total excess air coefficient is kept constant and the excess air coefficient of No. 1 combustion chamber changes from 0.36 to 0.5, the outlet temperature of No. 1 combustion chamber will increase from 700 °C to 1 100 °C and that of No. 2 combustion chamber will be kept at 900 °C. A combustion test was performed on a practical medical waste incinerator, and the test results were in relatively good agreement with the calculated ones. **Key words:** incinerator, excess air coefficient, optimization, thermal calculation

风力发电机大风限速保护方法的研究= **A Study of Wind Speed Limit-related Protection Methods for Wind Turbine Generators During a Gale**[刊, 汉]/ FENG Guo-ying, BAO Dao-ri-na, LIU Zhi-zhang, et al (College of Energy Source and Power Engineering, Inner Mongolia Polytechnic University, Huhhot, China, Post Code: 010051)// Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2009, 24(5). — 666 ~ 669

The most difficult problem faced by a small-sized wind turbine generator is the assurance of reliability, i. e. speed limit-related protection problem when a gale takes place. From the standpoint of energy conservation, the authors have analyzed