

# 热电联供系统中烟气冷凝传热性能试验研究

赵玺灵, 付 林, 张世钢, 杨巍巍

(清华大学 建筑技术科学系, 北京 100084)

**摘 要:** 针对烟气余热不能充分回收的问题, 对能够充分回收烟气余热的新型热电联供系统中的烟气冷凝热回收设备进行试验研究, 重点研究该工况下光滑管烟气冷凝设备的传热性能。研究表明, 在该试验工况下, 干式、冷凝段传热系数可达  $60 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ , 冷凝段传热系数为  $90 \sim 100 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ , 冷凝段传热系数约为干式段传热系数的  $1.5 \sim 1.7$  倍, 并整理了该工况下的传热准则关系式, 为该系统型式的推广应用提供设计与运行依据。

**关 键 词:** 热电联供; 烟气; 冷凝热; 潜热; 传热性能

中图分类号: TK124 文献标识码: A

## 引 言

烟气冷凝热回收技术是余热回收技术的一种, 国内外很多专家和学者对其理论和应用技术做了大量的工作<sup>[1~9]</sup>。当烟气中水蒸气冷凝到  $30 \sim 40 \text{ }^\circ\text{C}$  时才取得较好的热回收效果, 但是在我国的集中供热领域, 热网回水温度一般在  $50 \text{ }^\circ\text{C}$  以上, 达不到充分回收烟气冷凝热的目的。针对以上情况, 清华大学提出了一种在热电联供系统中利用吸收式热泵回收烟气冷凝热的系统, 该冷凝热回收型式具有解决上述问题的潜力<sup>[10]</sup>。该技术作为一种新的冷凝热回收方式, 与燃气锅炉尾部的烟气余热回收利用工况有很大不同。例如热电联供系统中的燃气发电设备(内燃机的过量空气系数在 2 左右, 燃气轮机在 3 以上)的过量空气系数远大于燃气锅炉的过量空气系数, 将会导致烟气中蒸汽的含量有明显不同。且在燃气锅炉尾部等传统冷凝热回收设备的冷凝条件是冷水温度在  $20 \sim 50 \text{ }^\circ\text{C}$  范围内, 并以升高冷水温度为目的, 因此冷水进出口温度变化较大; 在热泵型热电冷联供系统中烟气冷凝热回收的主要目的是回收冷凝热量, 而不是尽可能大的提高冷水的温度, 因此, 冷凝换热过程是在较低的、且稳定的管壁温度下进行的, 即冷水温度为  $15 \sim 25 \text{ }^\circ\text{C}$  范围内, 在此温度

条件下, 冷凝换热效果要比传统冷凝换热器有明显提高。而传统的烟气冷凝设备的设计经验式都具有特定的适用条件, 不适合该工况下使用。

本研究通过试验的方法, 对该种工况下的烟气冷凝热回收设备进行了测试, 研究其传热性能和抗腐蚀性能, 重点研究该工况下设备的传热性能, 并整理了该工况下的传热准则关系式, 为该系统型式的推广应用提供设计与运行依据。

## 1 烟气冷凝换热器的试验研究

试验系统由燃气内燃机、烟气型吸收式热泵、烟气冷凝换热器、冷却水系统、冷冻水系统和冷凝液收集系统等组成, 如图 1 所示。

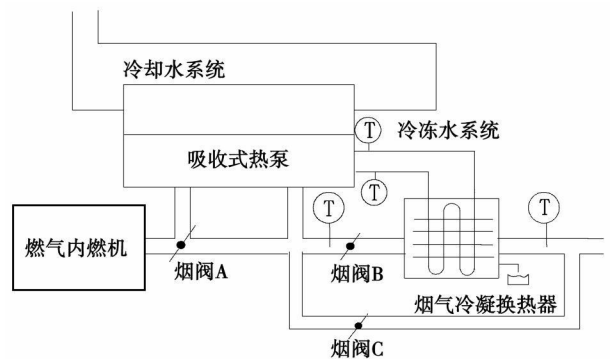


图 1 烟气冷凝热回收试验系统

换热器型式选用了最常见的光管管束, 烟气横掠水管管束, 管束叉排布置, 考虑到烟气冷凝水的腐蚀性, 管子选用了不锈钢材料, 管子外径  $16 \text{ mm}$ , 壁厚  $1 \text{ mm}$ 。换热器一和二回程迎风面积为  $0.215 \text{ m} \times 0.7 \text{ m}$ , 三~六回程迎风面积为  $0.173 \text{ m} \times 0.7 \text{ m}$ 。图 2 为烟气冷凝换热器的侧视截面图, 换热器外形尺寸为  $0.7 \text{ m} \times 0.56 \text{ m} \times 0.7 \text{ m}$ , 烟气侧采用了 3 回程设计, 水侧采用了 6 回程设计, 水流和气流形成逆

收稿日期: 2009-01-13; 修订日期: 2009-06-01

基金项目: 国家 863 高技术基金资助项目(2006AA05Z252); 中国博士后科学基金资助项目(20080430432)

作者简介: 赵玺灵(1980-), 女(蒙古族), 内蒙古多伦人, 清华大学博士研究生。

流。管子数为 735 根, 换热器烟气来流速度为 0.9 m/s, 换热器中烟气最大流速为 3.51 m/s, 换热器平均烟气流速为 3.1 m/s(以 100 °C 计), 换热器出口烟气流速为 0.65 m/s。

为了测试换热器的性能及温度分布, 在制作换热器时在水侧和烟气侧分别设置了 7 个温度传感器, 烟气和水温在经过每个行程后的温度变化均可测到。烟气温度测点布置如图 2 所示,  $T_0 \sim T_6$  能反映烟气由进入换热器至离开换热器后的温度分布, 同时水温测点能反映吸收机冷冻水流经 6 个回程中的各个回程的温度分布。烟气温度和水温传感器均采用 A 级 Pt100 铂电阻, 数据采集采用 Agilent 数据采集仪, 采样周期为 30 s。

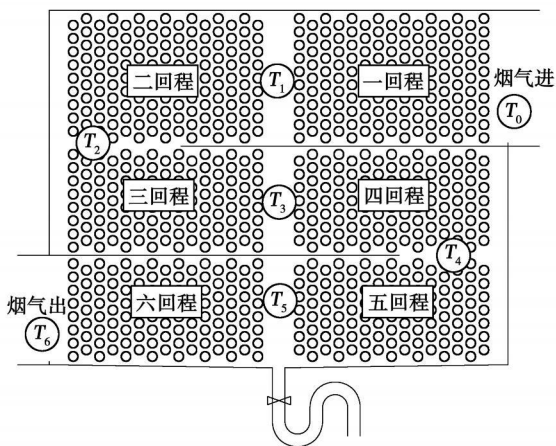


图 2 烟气温度测点布置

## 2 试验结果和讨论

图 3 为换热器内 6 段回程的温度分布情况, 烟气进口的温度  $T_0$  约为 140 °C, 出口温度  $T_6$  为 15.6 °C 左右, 在第一段回程中, 换热量最大, 从 140 °C 降到了 21.5 °C, 此段水温也提升最大。第二回程后的测点  $T_3$  的烟气温度不降反升到 41.8 °C, 究其原因可能是因为管子与外壁面间距受工艺限制只能做到 8 mm, 有一部分烟气未经充分换热直接过流短路达到测点  $T_3$ 。烟气在经过第三和第四段回程后, 温度  $T_4$  下降到 16.17 °C, 烟气温度趋于平缓。第五和第六段行程中, 烟气温度和冷冻水温度基本不变, 换热量非常小。可以看出, 换热器第一段到第三段行程的换热较为明显, 第二段行程的换热主要是从换热器边缘过流短路的烟气, 到第三段行程后, 烟气基本冷却完毕, 第五和第六段行程, 可以认为是多余的换热面积。使用此换热器的面积的 2/3 (17.9 m<sup>2</sup>), 即

可实现出口烟气温度达到 20 °C。

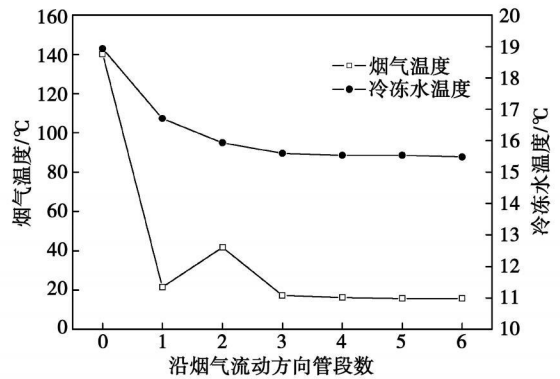


图 3 烟气与冷冻水温度分布

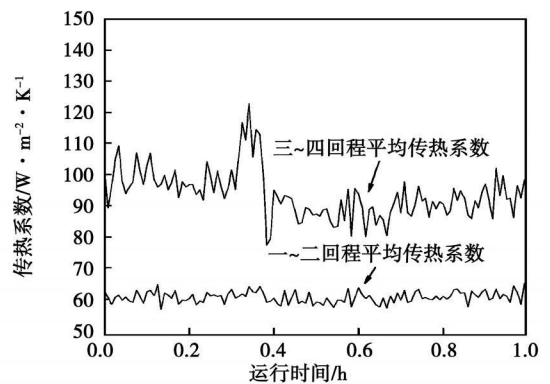


图 4 烟气冷凝换热器平均传热系数

图 4 为冷凝换热器一~二、三~四回程的平均传热系数, 在一~二回程平均传热系数为 60 W/(m<sup>2</sup>·K), 三~四回程平均传热系数为 90~100 W/(m<sup>2</sup>·K)。在一~二回程中烟气由 140~150 °C 降至 40~45 °C, 同时包含了高温段的干式传热和低温段的冷凝传热, 一般干式传热系数小于冷凝传热系数。三~四回程中烟气中水蒸气不断被冷凝析出, 属于冷凝传热。因此一~二回程的传热系数小于三~四回程的传热系数。

该换热器的性能超出了设计, 干式、冷凝段传热系数为 60 W/(m<sup>2</sup>·K), 冷凝段传热系数为 90~100 W/(m<sup>2</sup>·K), 取其换热面积的 2/3 即可实现设计要求。

进一步对光管式烟气冷凝换热器有效换热面积(一~四回程)进行传热系数的分析。在进行理论分析时, 使用双膜模型, 忽略冷凝液膜的热阻, 且忽略液膜与管壁外侧的温差, 对对流传热传质过程进行量纲分析, 采用带无量纲数—冷凝因子的传热准则关联式形式:

$$Nu = CRe^m Pr^n Ch^l \quad (1)$$

式中:  $Ch$ —冷凝因子,  $Ch = \frac{t_{\text{sat}(pv)} - t_w}{t_g - t_w}$ ;  $t_{\text{sat}(pv)}$ —进口水蒸气分压力对应饱和温度;  $t_g$ —混合气体主流温度;  $t_w$ —壁面温度。

总体换热努塞尔数为:

$$Nu = hd / \lambda_g \quad (2)$$

式中:  $\lambda_g$ —混合气体的导热系数,  $W / (m \cdot ^\circ C)$ ;  $h$ —传热系数, 实验测量计算可得,  $W / (m^2 \cdot ^\circ C)$ ;  $d$ —换热器的定型尺寸, 对于横掠圆管(试验状态下), 取管子的外管径作为此换热器的定型尺寸, 本试验中为 0.016 m。  $Re$  数表达式为:

$$Re = ud / \nu \quad (3)$$

式中:  $u$ —烟气的流速,  $m / s$ 。试验中由于冷凝换热器采用了 3 回程设计, 每个回程处的烟气流量与烟气的流通截面积都不尽相同, 此计算中采用了烟气的平均流速。而在需要拟合每一个流程处的准则关联式时, 就需要计算每个流程处的  $u$ , 此时只需要采用所处流程处的烟气流量与烟气的流通截面积即可。  $\nu$  运动粘性系数, 根据混合气体的组分和温度来确定。则  $Pr$  数表达式为:

$$Pr = \mu \cdot c_p / \lambda_g \quad (4)$$

式中: 动力粘度  $\mu$ 、比热  $c_p$  和的导热系数  $\lambda_g$  均按照混合气体的组分和温度来确定。

根据试验结果整理出传热准则关联式为:

$$Nu = 1.121 Re^{0.546} Pr^{1/3} Ch^{0.027} \quad (R = 0.9999) \quad (5)$$

### 3 结 论

对热电联供系统中利用吸收式热泵回收烟气冷凝热的冷凝热回收设备进行了理论和试验系统, 研究表明, 对未采取任何强化传热方式的光滑不锈钢管式冷凝热回收设备:

(1) 在该实验工况下, 干式、冷凝段传热系数可达  $60 W / (m^2 \cdot K)$ , 冷凝段传热系数为  $90 \sim 100 W / (m^2 \cdot K)$ , 冷凝段传热系数约为干式段传热系数的 1.5~1.7 倍。

(2) 在该试验工况下 ( $Re = 3\,000 \sim 4\,000$ ), 传热准则关联式为  $Nu = 1.121 Re^{0.546} Pr^{1/3} Ch^{0.027}$ , 该式可为此种烟气冷凝设备的优化设计、选型提供参考。

(3) 对该冷凝换热设备的试验研究过程中发现, 因为管子与外壁面间距受工艺限制, 此烟气冷凝

设备中, 有一部分烟气未经充分换热直接过流短路, 在今后换热设备的设计过程中, 需要尽可能避免烟气的旁通问题。

本研究对未采取任何强化传热方式的壳管式烟气冷凝热回收设备进行了试验研究, 为了提高该工况下冷凝热回收设备的性能, 需要进一步开展对强化管冷凝热回收设备的研究。

### 参考文献:

- [1] OSAKABE M. Latent heat recovery from oxygen-combustion flue gas // Energy Conversion Engineering Conference and Exhibit [C]. New Jersey: IEEE Journals, 2000. 804-812.
- [2] OSAKABE M. Condensation heat transfer on tubes in actual flue gas [J]. Heat Transfer Asian Research, 2001, 30(2): 139-151.
- [3] 贾力, 陈铁兵, 孙金栋. PTFE 空气预热器的传热分析 [J]. 北京建筑工程学院学报, 1999, 15(3): 1-7.
- [4] 孙金栋, 鲁国丽, 贾力. 新型烟气冷凝节能与脱硫装置研究 [J]. 环境污染治理技术与设备, 2002, 3(8): 79-82.
- [5] 崔永章, 钱申贤. 翅片换热器中天然气烟气的冷凝换热 [J]. 山东建筑工程学院学报, 2000, 15(2): 41-43.
- [6] 笪耀东, 车德福. 高水分烟气对流冷凝换热模拟实验研究 [J]. 工业锅炉, 2003(77): 12-16.
- [7] 王随林. 新型防腐镀膜延期冷凝换热器换热实验研究 [J]. 暖通空调, 2005, 35(2): 71-74.
- [8] 马其良, 曹丽丽, 吕新颜, 等. 碳钢-铝翅片管束复合放热特性及接触热阻的实验研究 [J]. 工业炉, 2005, 27(5): 1-11.
- [9] 曹彦斌, 艾效逸, 郭全, 等. 伴随有水蒸气凝结的烟气对流传热的实验研究 [J]. 工程热物理学报, 2000(6): 729-733.
- [10] 付林, 李辉. 天然气热电冷天然气热电冷联供技术及应用 [M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2007.

(编辑 何静芳)

### · 书 讯 ·

## 《实用锅炉手册》

本书共分 22 章, 主要包括锅炉分类、参数及型号, 燃料、燃烧产物及热平衡计算, 工业锅炉结构, 余热锅炉及特种锅炉的结构设计, 电站锅炉结构, 锅炉水处理, 锅炉通风阻力计算及通风设备, 锅炉测试, 环境保护, 火电厂锅炉的运行及洞察等。

2009 年 7 月出版。

transversely sweeping across a circular cylinder and a square one, the authors have identified the vortex street shedding frequency and the variation of Strouhal number. During the test, the Reynolds number ranges from  $0.9 \times 10^4$  to  $2.3 \times 10^4$  and the sectional gas content has a variation range of 0 to 0.2. The test results indicate that in a certain range of gas content, the vortex-street shedding frequency and Strouhal numbers of the two types of cylinders will increase with an increase of the sectional gas content. The increment gradient of the square cylinder Strouhal number is independent of the Reynolds number while that of the circular one is susceptible to the influence of the Reynolds number. **Key words:** gas-liquid two-phase flow, tube-wall pressure-difference method, square cylinder, circular cylinder, vortex street

气固两相 Y 型分支管网流量分配特性的试验研究与数值模拟 = **Experimental Study and Numerical Simulation of the Flow Distribution Characteristics of a Gas-solid Two-phase Y-shaped Branch Pipe Network** [ 刊, 汉 ] / DUAN Guang-bin, HU Shou-gen, ZHAO Jun, et al (College of Energy Source and Power Engineering, Shanghai University of Science and Technology, Shanghai, China, Post Code: 200093) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2009, 24(6). — 750 ~ 755

By using compressed air as conveyance power and millet as a transport medium in horizontal Y-shaped branch pipes, the solid flow distribution characteristics of the above pipes were studied. The test results show that the change of the included angle between the central axial lines of the branch and main pipes as well as the superficial gas velocity have a relatively big influence on the solid-phase flow distribution characteristics. In the meantime, by adopting Euler-Lagrange two-phase flow research method and a discrete phase model (DPM) for the solid phase, the authors have employed Fluent software to numerically simulate the gas-solid two-phase flow in the Y-shaped branch pipes having three different included angles. The simulation results have predicted relatively well the flow pattern of particles at the branch points, the movement trajectory of the particles inside the branch pipes and the distance required for resuming a uniform distribution of the particle phase flow field. By comparing the numerical simulation results with the test ones of the solid particle mass distribution in the branch pipes, the authors have found that there exists a relatively small error between the two results. **Key words:** gas-solid two-phase flow, Y-shaped branch pipe, flow distribution characteristics, numerical simulation, included angle

热电联供系统中烟气冷凝传热性能试验研究 = **Experimental Study of the Condensation Heat Transfer Performance of Flue Gases in a Heating-and-power Cogeneration System** [ 刊, 汉 ] / ZHAO Xi-ling, FU Lin, ZHANG Shi-gang, et al (Building Technology and Science Department, Tsinghua University, Beijing, China, Post Code: 100084) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2009, 24(6). — 756 ~ 758

Concerning the problem of the inability to fully recover the waste heat in flue gases, experimentally studied was a flue gas condensation heat recovery device of an innovative heating-and-power cogeneration system that could fully recover the waste heat in flue gases. In this connection, the research emphasis was laid on the heat transfer performance of a smooth tube flue-gas condensing equipment item under the relevant operating condition. The research results indicate that under the test operating condition, the heat transfer coefficient of the dry type condensing section can be as high as  $60 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$  with that of the condensing section being  $90$  to  $100 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ . The heat transfer coefficient of the condensing section is about 1.5 to 1.7 times that of the dry type one. The authors have also worked out a heat transfer criterion-based relational expression under the operating condition, thus providing an underlying basis for popularizing the design and operation of the system in question. **Key words:** heating-and-power cogeneration, flue gas, condensation heat, latent heat, heat transfer performance

平行流蒸发器内气液两相流分配均匀性实验研究 = **Experimental Study of the Distribution Uniformity of the Gas-liquid Two-phase Flow in a Parallel Flow Evaporator** [ 刊, 汉 ] / LI Kui-ning, WU Xiao-bo, YIN Ya-ling (College of Power Engineering, Chongqing University, Chongqing, China, Post Code: 400030) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2009, 24(6). — 759 ~ 765