

含湿气体横掠管束的凝结对流换热实验研究

李俊, 吴新, 王帅, 刘宣义

(东南大学能源热转换及其过程测控教育部重点实验室, 江苏南京 210096)

摘要: 在水平单列铜管管束式的换热实验装置上, 研究了含湿气体的流速、水蒸气质量分数、冷却水流量对 120 °C 的常压混合气体的凝结水产率和换热系数的影响。结果表明: 混合气体流速和水蒸气质量分数能显著提高凝结水产率和换热系数; 冷却水流量增加, 凝结水产率和气侧换热系数无明显的增加或减少的趋势, 而液侧换热系数明显变大, 从而导致总换热系数增加。最后, 根据实验研究结果, 提出了含湿气体横掠管束的凝结对流传热实验关联式, 此公式能较好地 将实验值与预测值的偏差控制在 10% 之内。

关键词: 含湿气体; 管束; 凝结水产率; 换热系数

中图分类号: TK 文献标识码: A
DOI:10.16146/j.cnki.rndlgc.2015.02.012

引言

目前, 许多工矿企业都存在工业余热, 工业余热属于二次能源, 我国主要工矿企业的余热资源的回收率仅仅为 34.9%, 节能的空间和潜力是非常大的。因此, 充分利用余热资源是企业节能减排的主要内容和手段之一^[1]。

中低温烟气的温度较低, 能量的品质较低, 余热利用过程中换热温差小, 需要更多的换热面积, 投资成本相对较大^[2]。传统锅炉为了避免低温酸腐蚀, 排烟温度一般都在 150 °C 以上, 甚至高达 200 °C。如此高的排烟温度, 使烟气中的水蒸气不能凝结, 造成了极大的热损失^[3]。20 世纪 70 年代以来, 西欧和美国相继研制了冷凝式锅炉, 将排烟温度降到 40-50 °C, 使烟气中的水蒸气冷凝下来并释放潜热, 可以使热效率提高到 100% 以上(以低位发热量计算)。同时研究发现, 在烟气冷凝时烟气中的 SO_x、NO_x、CO₂、CO 以及飞灰和烟尘能部分或者全部溶解于水中, 这样就使排入大气中的有害物质大大减少^[4]。

目前, 对含有不凝气体的水蒸气对流凝结换热已经开展了大量的理论及实验研究。Colburn 和

Edison 最早进行了研究, 并提出著名的气液相界面质扩散理论, 之后的学者, 如贾力、管鹏、吴冬梅、A. Dehbi 等人丰富并发展了此理论模型^[5-8]。齐巍、陈作义、孙启鹏、Gianfranco Caruso、Masahiro Osakabe 等人对混合气体的换热特性进行了大量的实验研究, 并提出了相应的实验关联式^[9-13]。从上面研究发现, 学者主要集中研究了含少量不凝气体的水蒸气和天然气燃烧产生的烟气的凝结换热过程。

本研究通过加湿热空气的方法, 模拟燃气热水锅炉烟气的余热回收利用过程, 研究了 120 °C 常压混合气体在不同的水蒸气质量分数、混合气体流速和冷却水流量条件下与水平管束之间的对流凝结换热特性, 并提出管束表面换热系数的实验关联式。

1 实验系统及方法

1.1 实验系统

根据研究内容的要求, 建立如图 1 所示的含湿气体对流凝结换热过程的可视化实验台。整个实验系统由湿空气发生系统、冷却水系统、温度测量与控制系统、流量测量系统、水平管束换热器、信号采集系统、冷却水收集装置及含湿量测量设备组成。实验采用管内走冷却水、管外走含湿混合气体的气-水换热方式, 冷空气通过空气压缩机吹入, 通过电加热器加热到一定温度, 给水经电加热蒸汽发生器加热后成为蒸汽, 与热空气一起进入对流凝结实验段, 为保证进入换热器的混合气体的温度恒定和防止水蒸气的液化, 在入口处由带有数显的可控硅温度器控制。实验段的尺寸为 880 mm × 200 mm × 30 mm, 水平布置了 20 根管径 $\varphi = 15.88$ mm, 壁厚 $\delta = 1$ mm, 单根有效换热长度 $l = 200$ mm 的单列铜管, 含湿气体在换热器内横掠水平管束, 冷却水在管内流动, 与混合气体成逆流布置, 被加热后流入蒸汽发生

收稿日期: 2015-01-21; 修订日期: 2015-01-22

基金项目: “十二五”国家科技支撑计划资助项目(2012BAA02B01-02)

作者简介: 李俊(1989-), 男, 江苏淮安人, 东南大学硕士研究生。

器水箱。实验段混合气体的进、出口含湿量由温湿度计测得, 气体进出口温度、冷却水进出口水温采用铜—康铜热电偶精确测量, 气体进口压力用 U 型管压力计测量。空气混合前流量、冷却水流量均采用转子流量计测量, 凝结水的产率通过一段时间内容器收集的水的质量计算所得。实验时, 同时打开风机、电加热器及相应的阀门, 加热空气至一定温度, 此外, 开启蒸汽发生器, 将产生的蒸汽与热空气混合, 控制冷却水侧的流量及进口温度, 待混合气体侧、冷却水侧均稳定后记录各测点的温度、流量和压力的读数。保证其它影响因素不变的情况下, 分别改变空气流量、电加热蒸汽发生器给水流量和冷却水进口流量大小, 研究不同工况下的对流凝结传热情形。

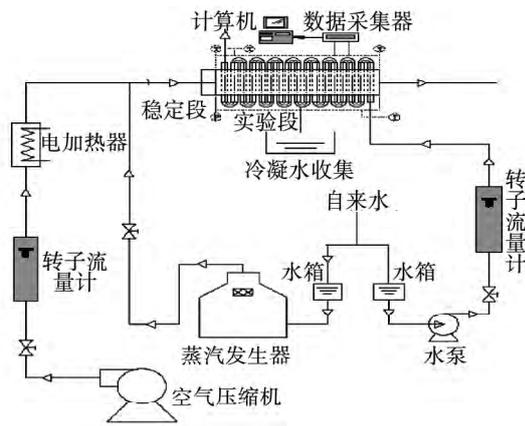


图 1 含湿气体凝结对流换热系统示意图

Fig. 1 Schematic diagram of condensation-convection for wet air system

1.2 换热系数的计算

假定换热管的轴向导热不计, 实验段保温很好, 散热不计。根据冷却水的流量 V_L 和进出口温度 t_1 、 t_2 , 可计算出实验段的换热量 Q_1 :

$$Q_1 = cV_L(t_2 - t_1) \quad (1)$$

式中: c —定性温度下冷却水的比热容, $J/(kg \cdot ^\circ C)$; V_L —水的质量流速, kg/s ; 定性温度为 $(t_1 + t_2) / 2$ 。

湿空气侧的换热量 Q_a :

$$Q_a = q_a(h' - h'') \quad (2)$$

式中: q_a —湿空气中干空气的质量流量, kg/s ; h' 、 h'' —湿空气进出口焓值, J/kg (干空气)。

实验过程中, 由于测量误差不可避免, 实际上计算出的放热量与吸热量不是完全相等的, 所以实验段的总换热量 $Q = (Q_1 + Q_a) / 2$ 。

1.2.1 液侧对流换热系数的计算

根据本实验雷诺数 Re 和普朗特数 Pr 的大小,

采用管槽内强制对流传热的 Gnielinski 公式^[14], 可得到液侧流体的 Nu_l , 进而计算出液侧对流换热系数 h_l :

$$h_l = \frac{Nu_l \cdot \lambda_l}{d_i} \quad (3)$$

式中: λ_l —冷却水的导热系数, $W/(m \cdot K)$; d_i —管内径, m 。

1.2.2 气侧换热系数的计算

气侧对流凝结的复合换热系数 h_a 可由以下公式计算得到:

$$h_a = \frac{Q}{A\Delta t} = \frac{Q}{\pi d_o l \Delta t} \quad (4)$$

$$\Delta t = (T_1 - T_2) / (\ln \frac{T_1 - t_b}{T_2 - t_b}) \quad (5)$$

式中: d_o —管外径, m ; Δt —对数平均温差, $^\circ C$; T_1 、 T_2 —进出口湿空气的温度, $^\circ C$; t_b —管壁的平均温度, $^\circ C$ 。

1.2.3 总换热系数的计算

在本实验中, 忽略传热管表面上的污垢热阻, 以管外侧面积为基准的总换热系数可以用热阻的形式表示为:

$$h = \frac{1}{\frac{1}{h_l} \frac{d_o}{d_i} + \frac{d_o}{2\lambda} \ln \frac{d_o}{d_i} + \frac{1}{h_a}} \quad (6)$$

式中: λ —管壁的导热系数, $W/(m \cdot K)$ 。

下面将分别讨论混合气体的流速 V_a 、水蒸气质量分数 X_v 、冷却水流量 V_L 对凝结水产率 D 和换热系数的影响, 并拟合出实验关联式。

2 实验结果及分析

在含湿气体的对流凝结换热的实验中, 凝结水产率能直接反映传热情况, 是衡量实验装置性能的重要标准, 可以为传热系数的研究打下基础。实验过程中, 保持冷却水进口温度为 $11^\circ C$ 。

2.1 水平管束外凝结水产率的影响因素

2.1.1 混合气体流速的影响

图 2 给出了在冷却水流量为 $135 L/h$ 的情况下, 凝结水产率随着混合气体流速变化的规律。从图中可以发现, 随着气体流速的增加, 凝结水的产率明显增大, 这主要由于混合气体的扰动加强, 更有利于传热边界层的破坏, 减少了水蒸气穿过空气层到达冷凝界面的阻力, 加快了水蒸气的凝结^[15]。

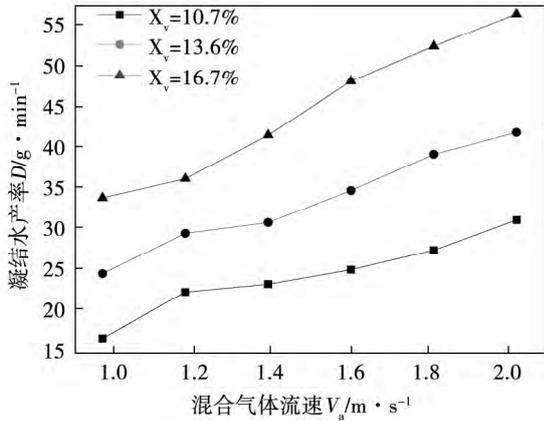


图 2 混合气体的流速对凝结水产率的影响
Fig. 2 Effect of mixed gas velocity on condensation production

2.1.2 水蒸气质量分数的影响

从图 3 中可以看出,在冷却水流量为 135 L/h 的情况下,随着水蒸气含量的增加,凝结水产率明显增大。水蒸气含量的增加很大程度上加大了冷凝传热量,使凝结水产率迅速上升。这是由于水蒸气含量增加时,一方面由于空气含量的变小,蒸汽分子向冷凝界面的扩散阻力变小,另一方面也使得混合气体的饱和温度增加,从而导致铜管内外侧间的总传热温差增大。

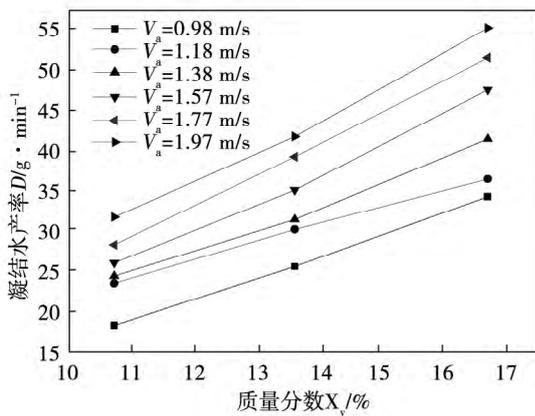


图 3 水蒸气质量分数对凝结水产率的影响
Fig. 3 Effect of vapor concentration on condensation production

2.1.3 冷却水流量的影响

由图 4 可知,在混合气体流速为 0.98 m/s 时,只改变冷却水流量,凝结水产率出现波动,只有轻

微的增加。就单一曲线而言,各点相对于其算术平均值的波动很小,可见凝结水产率随冷却水流量的变化确实很小。这是因为冷却水流量的增加几乎未能改变冷凝传热量,因此凝结水产率基本不发生改变。

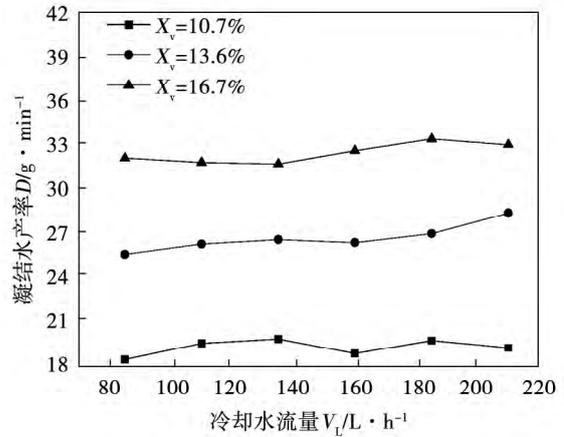


图 4 冷却水流量对凝结水产率的影响
Fig. 4 Effect of coolant flow rate on condensation production

2.2 水平管内液侧对流换热系数的影响因素

从图 5 可以发现,保持混合气体流速 0.98 m/s 不变,冷却水流量增加 1.3 - 2.5 倍时,液侧对流换热系数相应地增加了 1.5 - 3.1 倍。主要因为冷却水流量越大,热边界层越薄,当边界层内、外侧温差一定时,温度梯度愈大,从而使得对流换热系数愈大。

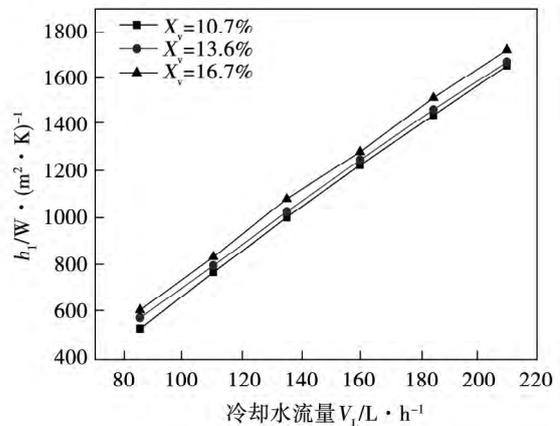


图 5 冷却水流量对液侧对流换热系数的影响
Fig. 5 Effect of coolant flow rate on inside heat transfer coefficients

2.3 水平管束气侧换热系数的影响因素

2.3.1 混合气体流速的影响

从图 6 可以得到, 在冷却水流量为 135 L/h 时, 气侧换热系数随着气体流速的增加而增加, 这主要是由于气流对传热边界层扰动加强, 减小了传热热阻, 从而强化了换热过程。

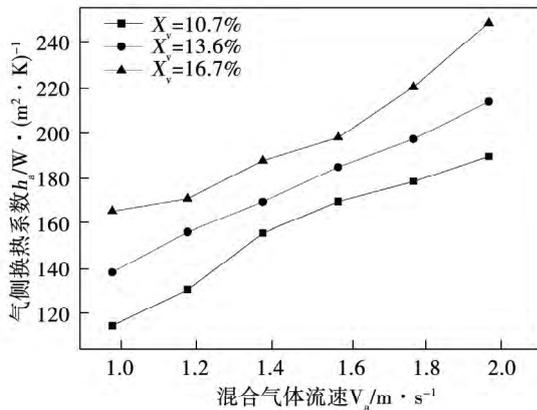


图 6 混合气体的流速对气侧换热系数的影响
Fig. 6 Effect of mixed gas velocity on outside heat transfer coefficients

2.3.2 水蒸气质量分数的影响

由图 7 可知, 在冷却水流量为 135 L/h 时, 水蒸气的质量分数愈大, 气侧换热系数愈大。

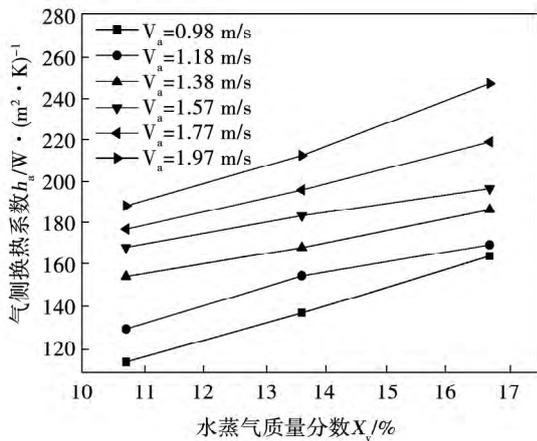


图 7 水蒸气质量分数对气侧换热系数的影响
Fig. 7 Effect of vapor concentration on outside heat transfer coefficients

这是由于混合气中水蒸气的含量越低, 相应的界面传热阻力越大, 对传热过程的恶化程度越大。一方面, 空气在界面附近的聚集增加了蒸汽分子向

界面的扩散阻力, 另一方面, 由于界面饱和温度的下降导致了有效传热温差的降低。

2.3.3 冷却水流量的影响

由图 8 可知, 在混合气体流速为 0.98 m/s 时, 随着冷却水流量的增加, 气侧换热系数出现波动而无明显增大或减少的趋势。

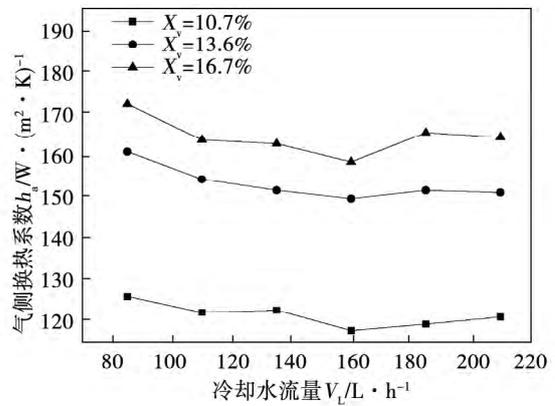


图 8 冷却水流量对气侧换热系数的影响
Fig. 8 Effect of coolant flow rate on outside heat transfer coefficients

2.4 水平管束总换热系数的影响因素

2.4.1 混合气体的流速的影响

从图 9 可以得到, 在冷却水流量为 135 L/h 时, 总换热系数随着气体流速的增加而增加, 这与气体流速对气侧换热系数的影响一致, 主要是气流对传热边界层扰动加强, 减小了传热热阻, 从而提高了换热系数。

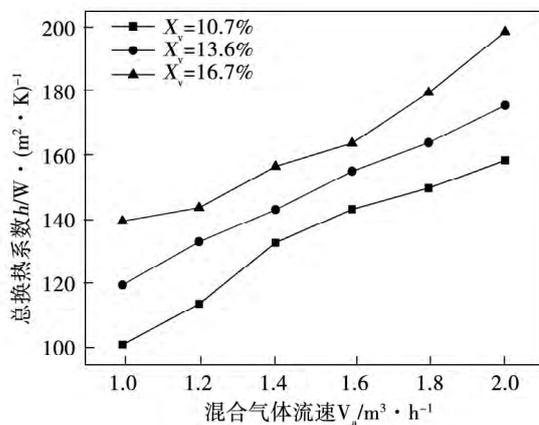


图 9 混合气体的流速对总换热系数的影响
Fig. 9 Effect of mixed gas velocity on overall heat transfer coefficients

2.4.2 水蒸气质量分数的影响

由图 10 可知,在冷却水流量为 135 L/h 时,水蒸气含量的增加,总对流换热系数呈上升趋势,这与水蒸气含量对气侧换热系数的影响是一致的。由式(6)可以看出,换热管的导热系数 λ 是一定的,当液侧和气侧传热系数 h_l 、 h_a 同时增大时,总对流换热系数 h 必然增大。

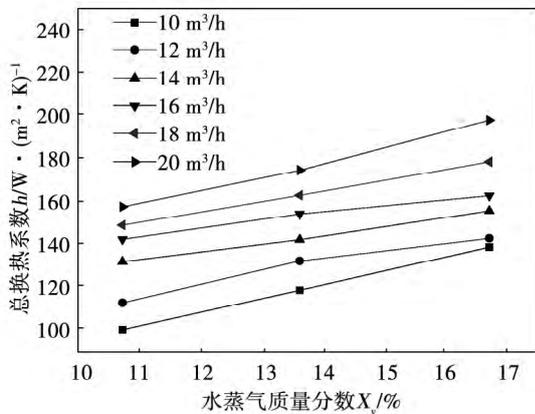


图 10 水蒸气质量分数对总换热系数的影响
Fig. 10 Effect of vapor concentration on overall heat transfer coefficients

2.4.3 冷却水流量的影响

从图 11 可以发现,在混合气体流速为 0.98 m/s 时,总换热系数随着冷却水流量的增大只有很小的增幅。这是由于冷却水流量增大时,热边界层变薄,使得液侧对流换热系数变大。因此,增加冷却水流量基本无助于提高总对流换热系数。

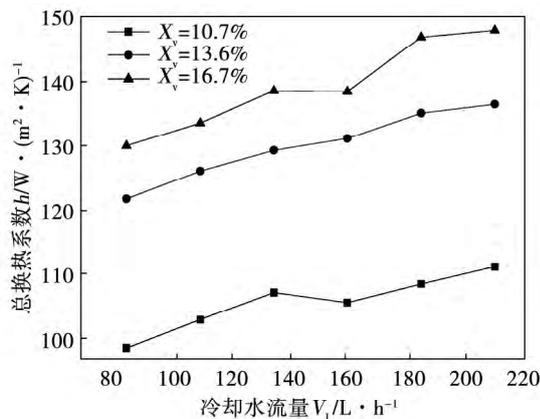


图 11 冷却水流量对总换热系数的影响
Fig. 11 Effect of coolant flow rate on overall heat transfer coefficients

2.5 水平管束外表面凝结对流换热系数的实验关联式

通过对上述实验数据进行整理和回归,并引入冷凝因子 Ln ^[4],得到了水平管束外表面换热系数的实验关联式:

$$Nu = 7.487 Re^{0.6153} Pr^{1/3} Ln^{1.975}$$

$$\text{其中 } Ln = \frac{T_{sat(p_v)} - t_l}{T_l - t_l}$$

式中: $T_{sat(p_v)}$ —水蒸气在分压力 p_v 下的饱和温度,℃; t_l 、 T_l —冷却水进口温度和湿空气进口温度,℃。

关联式预测值与实验值的比较如图 12 所示,可以看出,根据关联式计算出的换热系数值与实验值的之间的误差几乎都在 10% 之内,最大误差为 10.8%,最小误差为 0.35%。

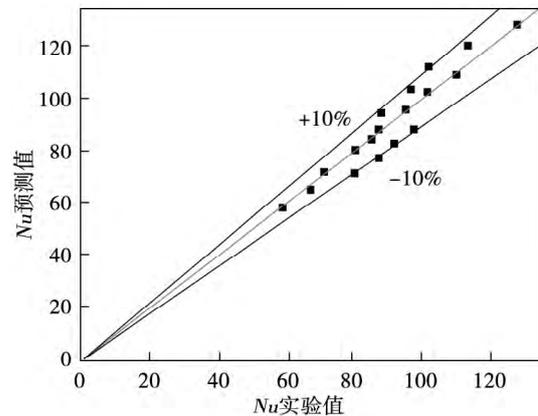


图 12 努赛尔数预测值与实验值比较
Fig. 12 Comparison of calculated results with experimental data of heat transfer coefficient

3 结 论

(1) 混合气体流速越快,气流的扰动加强,减小了传热热阻,使得凝结水产率、气侧换热系数和总换热系数提高。

(2) 当水蒸气质量分数在 10.7% - 16.7% 范围内变化时,随着水蒸气的质量分数增加时,凝结水产率、气侧换热系数和总换热系数也增加。

(3) 冷却水流量的增加时,液侧换热系数明显变大,从而导致总换热系数增加,而凝结水产率和气侧换热系数无明显的变化。

(4) 给出了水平管束外换热系数的实验关联

式 此公式能较好地 将实验值与预测值的偏差控制在 10% 之内。

参考文献:

- [1] 胡深亚. 中低温烟气余热利用系统优化和换热特性的研究 [D]. 上海: 上海电力学院, 2007.
Hu Shenyua. Study on optimization and heat transfer characteristics of low-temperature gas waste heat utilization system [D]. Shanghai: Shanghai University of Electric Power, 2007.
- [2] 车得福, 刘艳华. 烟气热能梯级利用 [M]. 北京: 化学工业出版社, 2006.
Che Defu, Liu Yanhua. The flue gas heat energy cascade utilization [M]. Beijing: Chemical Industry Press, 2006.
- [3] 李慧君, 林宗虎. 燃气锅炉烟气余热回收实验分析 [J]. 工业锅炉, 2004(5): 1-4.
Li Huijun, Lin Zonghu. Experiment and analysis of reclaiming the residual heat of the flue gas of gas-fired boiler [J]. Industrial Boiler Magazine, 2004(5): 1-4.
- [4] 笪耀东, 车得福, 庄正宁, 等. 高水分烟气对流冷凝换热模拟实验研究 [J]. 工业锅炉, 2003(1): 12-15.
Da Yaodong, Che Defu, Zhuang Zhengning, et al. An experimental study on forced convection-condensation heat transfer of flue gas with high moisture [J]. Industrial Boiler Magazine, 2003(1): 12-15.
- [5] 贾力, 彭晓峰. 具有凝结的混合气体传热理论研究 [J]. 热科学与技术, 2002, 1(1): 15-19.
Jia Li, Peng Xiaofeng. Theoretical analysis on heat transfer in flue gas with vapor condensation [J]. Journal of Thermal Science and Technology, 2002, 1(1): 15-19.
- [6] 管鹏, 贾力, 齐巍. 水平翅片管外混合气体对流冷凝传热的理论研究 [J]. 热科学与技术, 2010, 9(4): 295-301.
Guan Peng, Jia Li, Qi Wei. Theoretical investigation of convection-condensation for mixed gas on horizontal fin tube [J]. Journal of Thermal Science and Technology, 2010, 9(4): 295-301.
- [7] 吴冬梅, 贾力. 水平单管外混合气体对流冷凝换热的理论研究 [J]. 工业加热, 2006, 35(6): 1-4.
Wu Dongmei, Jia Li. Theoretical research on convection-condensation for mixture gas on a horizontal tube [J]. Industrial Heating, 2006, 35(6): 1-4.
- [8] A. Dehbi, S. Guentay. A model for the performance of a vertical tube condenser in the presence of noncondensable gases [J]. Nuclear Engineering and Design, 1997, 177(1997): 41-52.
- [9] 齐巍. 含湿混合气体横掠翅片管的换热研究 [D]. 北京: 北京交通大学, 2007.
Qi Wei. Study of heat transfer for wet mixture gas flowing over a finned tube [D]. Beijing: Beijing Jiaotong University, 2007.
- [10] 陈作义. 横掠翅片管束凝结换热的研究 [J]. 广东第二师范学院学报, 2013, 33(3): 53-57.
Chen Zuoyi. A research on condensation heat transfer in fluid flowing across finned tube bundles [J]. Journal of Guangdong Education Institute, 2013, 33(3): 53-57.
- [11] 孙启鹏. 水蒸汽-空气混合物水平管束外凝结对流换热的试验研究 [D]. 河南: 河南科技大学, 2008.
Sun Qipeng. Experimental study of heat transfer during condensation of steam-air mixture on horizontal tubes [D]. Henan: Henan University of Science and Technology, 2008.
- [12] Gianfranco Caruso, Damiano Vitale Di Maio, Antonio Naviglio. Condensation heat transfer coefficient with noncondensable gases inside near horizontal tubes [J]. Desalination, 2012, 309(2012): 247-253.
- [13] Masahiro Osakabe, Kazuhiko Ishida, Kiyoyuki Yagi, Tugue Itoh, Kunimitsu Ohmasa. Condensation heat transfer on tubes in actual flue gas [J]. Heat Transfer—Asian Research, 2001, 30(2): 139-151.
- [14] 杨世铭, 陶文铨. 传热学(第四版) [M]. 北京: 高等教育出版社, 2006.
Yang Shiming, Tao Wenquan. Heat transfer (4th Edition) [M]. Beijing: Higher Education Press, 2006.
- [15] 王立国. 含大量不凝气的蒸汽冷凝传热实验研究 [D]. 天津: 天津大学, 2005.
Wang Ligu. A study on the heat transfer of condensation in the humidified air [D]. Tianjin: Tianjin University, 2005.

(丛敏 编辑)

design and through a iterative calculation the flow rate inside the conveying tube of each lifting tubes in the bubble pump was determined and the initial submerging ratio was chosen thus the dimensions of each lifting tube were obtained. According to the operation characteristics of the bubble pump the two-phase flow calculation method and the flow head check and performance formulae the structure of the multiple tube bubble pump was determined: lifting tubes total three diameter of each lifting tube is 20.5 mm their length is 237 mm and the submerging ratio is 0.67.

Key Words: bubble pump pressure drop two-phase flow submerging ratio

进气方式对空气提升泵性能影响的实验研究 = **Experimental Study of the Influence of the Air Admission Mode on the Performance of an Air-lifting Pump** [刊, 汉] ZHAO Rong-xiang, LIU Dao-ping, CHEN Yong-jun, LU Yin-zhe (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. - 2015, 30(2). - 218 - 221

Experimentally studied was the influence of various air admission modes (top and lateral admission) on the performance of an air lifting pump. With cold-state water serving as the working medium during the test through measuring the amount of liquid lifted in a unit time the influence of various air admission modes on the amount of liquid lifted of a flow guide type air lifting pump was analyzed under the condition of the submerging ratio and the amount of air transmitted being different. The test results show that no matter what kind of air admission mode is adopted, the bigger the submerging ratio the larger the amount of liquid lifted. The amount of liquid lifted will first increase and then decrease with an increase of the amount of air admitted however there will exist an extremum for the lifting. When the submerging ratio is 0.5 and the amount of air transmitted is 1 - 4 L/min the amount of liquid lifted by adopting a lateral admission mode can be higher than that by adopting another admission mode by 41.45% to the most outside. When the amount of air transmitted is 5 - 25 L/min the amount of liquid lifted by adopting the top direct admission mode can be higher than that adopting another mode by 12.75% to the most outside. In general the top direct admission mode can achieve a relatively good overall lifting effectiveness. **Key Words:** air admission mode air lifting pump two-phase flow submerging ratio air bubble pump cold-state test

含湿气体横掠管束的凝结对流传热实验研究 = **Experimental Study of the Condensing Convection Heat Transfer of a Humidified Gas Laterally Sweeping Across a Tube Bundle** [刊, 汉] LI Jun, WU Xin, WANG Shuai, LIU Xuan-yi (Education Ministry Key Laboratory on Energy Source Heat Conversion and Its Process Meas-

urement and Control, Southeast University, Nanjing, China, Post Code: 210096) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -2015, 30(2). -222 -227

On a horizontal single-row copper tube bundle type heat exchange test rig, studied was the influence of the flow speed, steam mass fraction and cooling water flow rate on the condensate water production capacity and heat exchange coefficient of a hybrid gas at normal pressure at 120 °C. It has been found that the flow speed and steam mass fraction of the hybrid gas can notably enhance the condensate water production capacity and heat exchange coefficient. To increase the cooling water flow rate has no conspicuous tendency to increase or decrease the condensate water production capacity and the heat exchange coefficient at the gas side, however, the heat exchange coefficient at the liquid side becomes bigger obviously, thus leading to an increase of the overall heat exchange coefficient. Finally, according to the test and research results, a condensing convection heat transfer experimental correlation formula for humidified gas laterally sweeping across a tube bundle was proposed and the formula under discussion can control relatively well the deviation between the test value and the prediction one within a range of 10%. **Key Words:** humidified gas, tube bundle, condensate water production capacity, heat exchange coefficient

超临界朗肯循环热力性能研究 = **Study of the Thermodynamic Performance of a Supercritical Rankine Cycle** [刊, 汉] ZHANG Xin, ZHAO Xian-cong, LI Meng-qi, BAI Hao, CANG Da-qiang (College of Metallurgical and Ecological Engineering, Beijing University of Science and Technology, Beijing, China, Post Code: 100083), ZHANG Xin (China International Engineering Consulting Corporation, Beijing, China, Post Code: 100048), WANG Jing-fu (CSIC No. 703 Research Institute, Harbin, China, Post Code: 150036) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -2015, 30(2). -228 -232

With a view to recovering and utilizing the low temperature waste heat below 140 °C, from the viewpoint of the first and second law of thermodynamics, the authors conducted an analysis of the performance of a supercritical Rankine cycle system. With five kinds of working medium (R22, R115, R134a, R125 and CO₂) serving as the object of study, the authors also calculated such parameters as the net output power, amount of heat absorbed, thermal efficiency, exergy loss and efficiency etc. The calculation results show that when the pressure at the inlet of the turbine is relatively low (8 - 11 MPa), the comprehensive performance of the system is the best when organic working medium R22 is used. When the pressure at the inlet of the turbine is relatively high (11 - 26 MPa), the comprehensive performance of the system is the best when organic working medium CO₂ in its supercritical state is used. **Key Words:** low temperature waste heat, supercritical Rankine cycle, thermodynamic performance, working medium