

文章编号: 0253-4339(2010)06-0001-05

DOI编码: 10.3969/j.issn.0253-4339.2010.06.001

基于再生水源热泵的城市污水处理厂冷热联供系统

田磊¹ 史琳¹ 吴静² 安青松¹ 施汉昌²

(1 清华大学热科学与动力工程教育部重点实验室 北京 100084;

2 清华大学环境模拟与污染控制国家重点实验室 北京 100084)

摘要 城市污水处理厂高耗能限制其运转及发展, 基于能耗分析提出了污水处理厂资源能源综合利用技术路线。再生水源热泵回收污水厂外排水低温余热, 将其提升后满足污泥高温消化等需热工艺; 被吸取热量后低温水用于建筑制冷, 形成再生水源热泵冷热联供系统。研究了冷热联供系统工况, 以系统联合负荷收益性能系数为指标, 提出夏季工况下联供系统最优制冷量即热泵蒸发侧吸热量, 分析了蒸发温度对制冷效率影响。整体能流分析表明, 再生水源热泵冷热联供系统可降低城市污水厂污泥厌氧消化处理工艺和建筑制冷供暖能耗, 夏季和冬季工况节能率分别可达30%、40%。

关键词 热工学; 再生水源热泵; 污泥高温厌氧消化; 冷热联供系统

中图分类号: TQ051.5; TB69

文献标识码: A

Combined Heating and Cooling System with Reclaimed Water Source Heat Pump

Tian Lei¹ Shi Lin¹ Wu Jing² An Qingsong¹ Shi Hanchang²

(1. Key Laboratory for Thermal Science and Power Engineering of Ministry of Education, Tsinghua University, Beijing, 100084, China; 2. State Key Joint Laboratory of Environment Simulation and Pollution Control, Tsinghua University, Beijing, 100084, China)

Abstract From the analysis on energy consumption, a reclaimed water source heat pump based combined heating and cooling system was proposed to use the energy in available resources from wastewater treatment plants. In the present system, a reclaimed water source heat pump is used to absorb the heat of wastewater from the plant to meet the heating need in the thermophilic anaerobic digestion process. Then the wastewater with lower temperature is applied to cool the plant buildings in summer. The effect of the evaporating temperature on the system efficiency was analyzed on the basis of the energy efficiency index. The calculation results indicate that the combined heating and cooling system proposed can reduce the energy consumption for the thermophilic anaerobic digestion process and the building cooling in municipal wastewater treatment plants by 30% in summer and 40% in winter.

Keywords Pyrology; Reclaimed water source heat pump; Sludge thermophilic anaerobic digestion; Combined heating and cooling

城市污水处理厂的外排产物二级出水是一种可再生利用的资源^[1], 除常规的水回用外, 其中蕴含着大量的低品位热能。再生水源热泵以二级出水为冷热源, 回收其中余热用于建筑物供暖、生活热水制取、工艺加热等, 将外排二级出水资源化, 是具有现实意义的节能环保技术和资源循环利用方式, 应用前景广阔。

国外自上世纪80年代开始再生水源热泵系统的研究与应用^[2-3], 我国自2000年起在北京、天津等建立起示范性系统^[4-5], 其后随着奥运村再生水

热泵冷热源工程^[6]等项目推动国内再生水源热泵发展迅速。但目前再生水源热泵功能单一、主要为建筑制冷供暖, 尚未拓展到工业应用, 限制了其进一步应用。

城市污水处理厂是污水处理过程的载体, 也是再生水热能资源、污泥资源的集中地, 将再生水热能回用与污泥资源化利用在城市污水厂内就地结合是实现资源优化配置、高效综合利用的有效途径。文献[7]中提出了污水处理厂为中心的节能减污技术路线, 主要是用再生水源热泵回收污水处理

基金项目: 国家自然科学基金项目(50976060); 国家重点基础研究发展计划(973计划)资助项目(2010CB227305)。(The project was supported by National Nature Science Foundation of China (50976060) and National Basic Research Program of China (973 Program) (2010CB227305).)

收稿日期: 2010年3月18日

厂外排再生水所含低温余热, 将其提升后满足污泥高温厌氧消化供热要求, 同时消化产出沼气可供给用作污水处理曝气流程的风机动力源。进一步将技术路线扩展到厂内建筑物的制冷和供暖, 在分析冷、热需求基础上依据热泵系统能量搬运作用特性提出再生水源热泵冷热联供系统, 形成了一套适用于现阶段我国污水处理厂的资源、能源综合利用技术路线, 重点对再生水源热泵冷热联供系统特性进行分析。

1 污水处理厂资源能源综合利用技术路线

污水处理是能源密集型的综合技术, 污水处理厂能耗巨大^[8]。对采用厌氧消化工艺处理污水伴生产物污泥的城市污水处理厂, 其能耗主要包括三方面: 一是污水处理过程耗能, 主要用于污水提升、生物处理过程曝气等, 以电能为主; 二是污泥处理过程耗能, 主要用于污泥加热、脱水等, 以热能为主; 三是厂内建筑制冷供暖。

基于能耗分析, 通过将再生水源热泵技术和污泥厌氧消化技术有机结合, 提出污水处理厂的资源、能源综合利用技术路线。在污水厂内就地采用再生水源热泵, 热泵从再生水中提取低温热量, 所产高温热水用于加热进行高温厌氧消化反应的污泥和厂内建筑物的冬季供暖, 而被吸取热量后温度降低的再生水可用于厂内建筑夏季制冷, 实现再生水余热综合回收利用; 污泥进行高温厌氧消化灭菌、

减量的同时产出沼气, 实现污泥资源化; 同时所产沼气可用作污水曝气处理环节中的风机动力源, 替代原有外部输入的电能等, 实现污水处理工艺节能降耗, 技术框架如图1所示。

再生水源热泵是系统核心部分, 满足两方面需求: 污泥厌氧消化系统一年内稳定存在的热需求和建筑物的夏季制冷、冬季供暖负荷。根据冷、热负荷需求特点, 并借助热泵系统能量搬运作用特性, 提出再生水源热泵系统的冷热联供系统。

2 再生水源热泵冷热联供系统

再生水源热泵冷热联供系统具备两个层次的冷、热联供作用: 一是常规的建筑物夏季制冷、冬季供暖; 二是根据城市污水处理厂生产需要而提出的夏季工况下建筑制冷和污泥厌氧消化供热。

冬季工况下, 再生水源热泵系统产出的70℃热水除满足厌氧消化反应外, 可直接通入建筑物供暖系统, 且热泵出水温度可在较大范围内可调, 较好地满足不同地区的供暖需求。在文章[7]中已比较再生水热泵系统与传统的燃煤、燃气供热系统, 冬季热泵系统COP_h值取4时, 再生水源热泵方式能源利用率相比其他方式高出40%。同时再生水源热泵系统效率高、污染物排放少, 具有良好的环保特性。

夏季工况下, 污泥厌氧消化供热要求60~63℃^[9], 办公建筑制冷要求冷媒水最低7℃, 利用低温的中间换热循环水作为冷源为建筑制冷, 与为厌氧反应

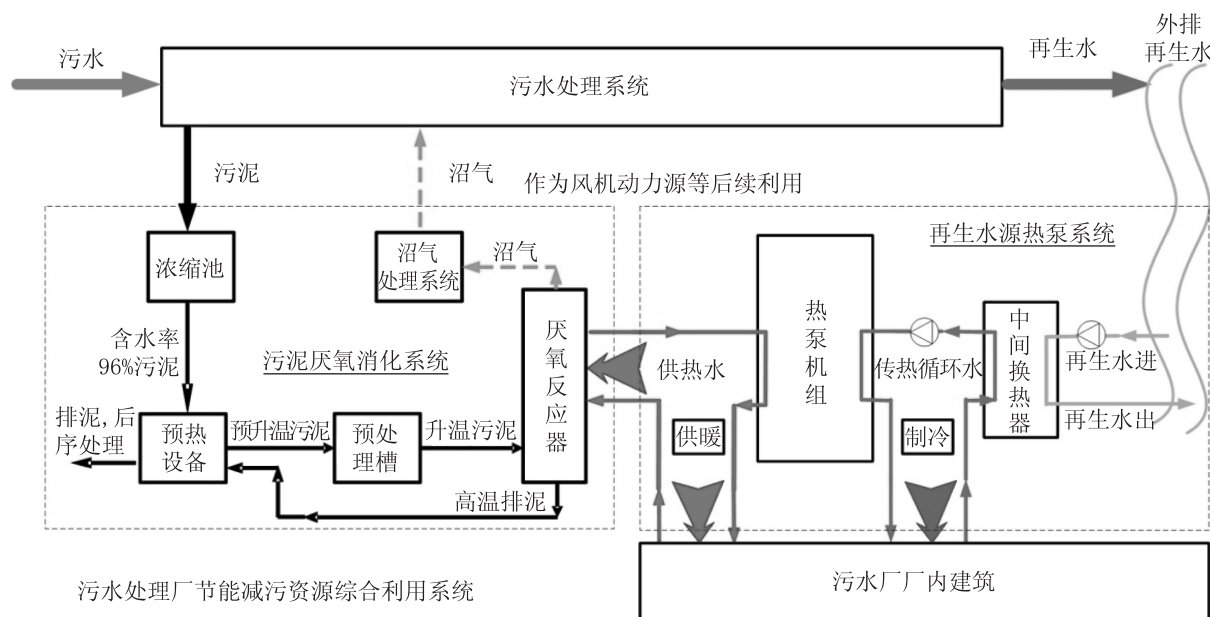


图1 污水处理厂节能减污资源综合利用系统

Fig.1 A New Energy Efficient Joint Treatment System of Municipal Wastewater Treatment Plant

供热一起形成联合制冷供热循环。在间接式热泵系统中,因传热温差的存在,中间传热循环清水温度低于再生水,且水质好可以直接进入房间制冷末端,因此循环水更适宜作为冷源;且通过调节热泵蒸发温度可使循环水温度满足设定的制冷工况。

夏季工况下污水厂内冷、热需求同时存在是热泵系统冷热联供方案提出的根本,也使热泵系统能量搬运作用的特性在冷、热两端均得到了体现。以下着重分析夏季工况下冷、热联供系统特性。

2.1 联供系统最优制冷量

夏季工况下热泵蒸发器需热量一部分来自再生水、另一部分则来自建筑内空气,与一般水环热泵的区别在于利用单台热泵即可同时实现制冷供热。在基本技术已成熟情况下两者比例分配问题成为使整个系统运行效率优化的关键因素。以下从能量平衡角度,以广义的COP为指标来评价系统运行的热力经济性,并计算在保证供热负荷下系统可为建筑提供的最大冷量,也即系统最优制冷量。

定义整个系统的评价指标为联合负荷收益性能系数COP_{unite}:

$$\text{COP}_{\text{unite}} = \frac{\text{收益}}{\text{代价}} = \frac{Q_h + Q_{\text{air}}}{P} \quad (1)$$

$$Q_{\text{Evaporator}} = Q_{\text{air}} + Q_{\text{re-water}} \quad (2)$$

$$\eta = \frac{Q_{\text{air}}}{Q_{\text{Evaporator}}} \quad (3)$$

式中: Q_h 为系统提供的热负荷, Q_{air} 为制冷末端从房间内吸热量即系统可同时对外提供的冷量,代价 P 主要包括压缩机电耗、换热相关能耗(主要指水泵、风机电耗)等。 Q_{air} 与从再生水内取热量 $Q_{\text{re-water}}$ 之和为热泵蒸发器吸热量 $Q_{\text{Evaporator}}$ 。取 Q_{air} 与 $Q_{\text{Evaporator}}$ 之比为 η , $0 \leq \eta \leq 1$ 。若系统完全从再生水吸热, $\eta=0$; 系统完全从房间内吸热, 即 $\eta=1$ 时, 不计传热损失下 $Q_{\text{Evaporator}}$ 为系统可提供的最大冷负荷。

不同取热方式的能耗不同,对再生水取热方式其耗能集中在再生水泵、循环水泵的电耗,对以风机盘管为制冷末端的空气取热方式除循环泵耗电外还包括风机电耗。

$$\begin{aligned} P_{\text{re-water}} &= (m_{\text{re-water}} + m_{\text{cyc-water}})e_{\text{pump}} \\ &= \left(\frac{Q_{\text{re-water}}}{c_{\text{re-water}} \Delta T_{\text{re-water}}} + \frac{Q_{\text{cyc}}}{c_{\text{water}} \Delta T_{\text{cyc}}} \right) e_{\text{pump}} \quad (4) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} P_{\text{air}} &= m_{\text{air}} e_{\text{fp}} + m_{\text{cyc-air}} e_{\text{pump}} \\ &= \frac{Q_{\text{air}}}{c_{\text{air}} \Delta T_{\text{air}}} e_{\text{fp}} + \frac{Q_{\text{air}}}{c_{\text{water}} \Delta T_{\text{cyc}}} e_{\text{pump}} \quad (5) \end{aligned}$$

再由热泵循环制热系数 $\varepsilon = \frac{Q_h}{P_{\text{compressor}}}$ 可得:

$$\begin{aligned} \text{COP}_{\text{unite}} &= \frac{Q_h + Q_{\text{air}}}{P} = \frac{Q_h + \eta Q_h \frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon}}{P_{\text{compressor}} + P_{\text{water}} + P_{\text{air}}} \\ &= \frac{\eta(\varepsilon - 1) + \varepsilon}{1 + (\varepsilon - 1)[\eta(C - A) + A + B]} \quad (6) \end{aligned}$$

其中 $A = \frac{e_{\text{pump}}}{c_{\text{water}} \Delta T_{\text{water}}}$, $B = \frac{e_{\text{pump}}}{c_{\text{water}} \Delta T_{\text{cyc}}}$, $C = \frac{e_{\text{fp}}}{c_{\text{air}} \Delta T_{\text{air}}}$, 下标 re-water、air、cyc 分别表示再生水、空气和传热循环水, e_{pump} 、 e_{fp} 表示单位流量下的水泵和风机能耗, 取单位为 kW/m^3 。

由此可知影响系统 COP_{unite} 因素主要包括: 1) 热泵自身性能, 直接反映在热泵循环制热系数 ε ; 2) 取热方式的能耗。对一台确定的热泵机组, 一定工况下 ε 为定值, A、B、C 决定于工程实际, 系统形式确定后也可视为定值。则 COP_{unite} 随冷负荷比例 η 的变化趋势:

$$\frac{d\text{COP}_{\text{unite}}}{d\eta} = \frac{\varepsilon - 1 - \varepsilon(\varepsilon - 1)(C - A) + (\varepsilon - 1)^2(A + B)}{\{1 + (\varepsilon - 1)[\eta(C - A) + A + B]\}^2} \quad (7)$$

可看出联合负荷收益性能系数随冷负荷比例呈现单调变化。实际运行中一般 $e_{\text{fp}} < 1$, $e_{\text{pump}} < 1$, $\varepsilon > 1$, 则 $\frac{d\text{COP}_{\text{unite}}}{d\eta} > 0$, 即承担冷负荷的收益量增速快于对应耗电量的增速, 所以随着冷负荷比例 η 的增加, 整个系统收益率增加。 $\eta=1$ 时, 系统完全从房间内吸热, 此时系统可对外提供最大冷负荷, 也即对应系统整体收益率最优的冷负荷。

$$\begin{aligned} \eta=1, Q_{\text{air}} &= Q_{\text{Evaporator}} \\ \text{COP}_{\text{unite}} &= \frac{Q_h + Q_{\text{air}}}{P} = \frac{Q_h + Q_h \frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon}}{P_{\text{compressor}} + Q_{\text{air}} e_{\text{air}}} \\ &= \frac{2\varepsilon - 1}{1 + (C + B)(\varepsilon - 1)} \quad (8) \end{aligned}$$

2.2 联供系统工况分析

在最优制冷量下, 冷热联供系统完全从房间内吸热, 联合负荷收益性能系数如式(8)所示。忽略其他因素, 热泵循环制热系数 ε 可表示为蒸发温

度 T_c 及冷凝温度 T_c 的函数。在固定热需求, 即热泵冷凝温度一定情况下, 循环理论制热系数 ε 与蒸发温度 T_e 关系密切。同时蒸发温度决定了循环水的供水水温, 即 ΔT_{cyc} 、 ΔT_{air} 也决定于热泵蒸发温度。

$$COP_{unite} = f(\varepsilon, \Delta T_{cyc}, \Delta T_{air}) \propto f(T_e) \quad (9)$$

以蒸发温度 T_e 为变量, 绘制热泵循环制热系数 ε 、联合负荷收益性能系数 COP_{unite} 、热泵单独制热性能系数 COP_h 变化曲线如图2, 计算中冷凝温度取 65°C (满足污泥加热需要), ε 由NIST Cycle_D计算, 其余由上述公式计算。

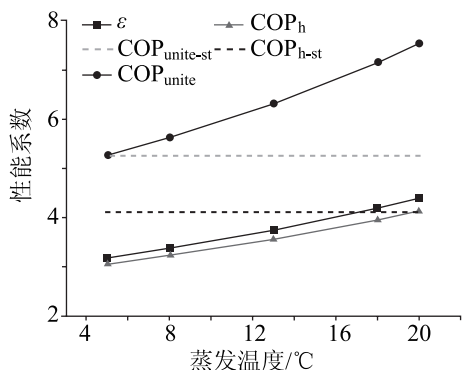


图2 不同蒸发温度下 ε 、 COP_h 、 COP_{unite}

Fig.2 ε , COP_h , COP_{unite} at different evaporation temperature

图2中 ε 只反映热泵机组循环效率, 计算中未考虑取热的功耗, 直观表示了冷凝温度一定时蒸发温度对制冷循环效率的影响; COP_h 为系统单独供热、即完全从再生水中取热时系统收益系数, 可以看出随着 T_e 的提高三者均呈现上升趋势, 相同蒸发温度下 COP_{unite} 高于 COP_h 说明了联合制冷、供暖系统的收益高效性。但联供系统和原供热系统额定工况不同, 制冷额定工况要求冷水供回水温度为 $7^\circ\text{C}/12^\circ\text{C}$, 取 2°C 传热温差时要求蒸发温度 T_e 为 5°C , 将此时系统 COP_{unite} 值规定为联供系统制冷额定工况联合负荷收益性能系数 $COP_{unite-st}$, 即图中 $COP_{unite-st}$ 线, 其值为5.3。单独供热系统再生水进水水温夏季可达 28°C , 即对应夏季供热额定工况下蒸发温度 22°C , 将此时对应 COP_h 值规定为供热额定工况热泵单独制热性能系数 COP_{h-st} , 即图中 COP_{h-st} 线, 其值为4。两值对比说明了联合系统即使在蒸发温度远低于单独供热系统、热泵机组循环效率较低情况下由于能同时提供冷、热负荷, 能量利用效率也优于单独供热系统。

随着蒸发温度的提高, 热泵可提供的最大冷量逐渐增大, 如图3所示, 计算条件同图2。主要因为 ε 的增加使蒸发器需热量增大, 高蒸发温度下的冷负荷比较高。但同时需要指出的是虽然制冷量在

逐渐增大, 可获得的最低制冷温度也在上升, 可视具体制冷要求进行调节。

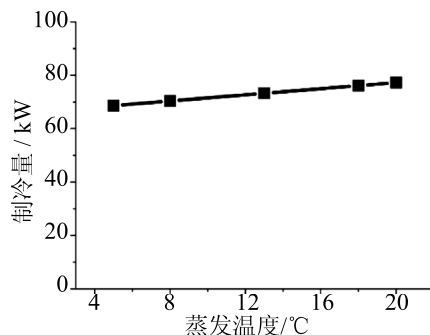


图3 联供系统制冷量随蒸发温度变化

Fig.3 Cooling capacity of the combined system varies with evaporation temperature

对比热泵冷热联供系统和常规分立系统, 如表1所示。100kW供热的热泵联供系统在冷水供回水温度为 $7^\circ\text{C}/12^\circ\text{C}$ 时, 可提供冷负荷70kW, 联合收益系数 COP_{unite} 可达5.3, 比常规分立系统高出30%。

以上分析可看出, 再生水源热泵系统在稳定供热的同时可以提供一定的冷负荷, 以联合负荷收益性能系数为评价指标时冷负荷比例越大, 整个系统的收益越高, 最大冷负荷为热泵蒸发器的需热量; 同时联合负荷收益性能系数随热泵蒸发温度的提高而增加, 在制冷要求不高的场合可适当提高蒸发温度提升系统收益率。

当然, 系统分析仅考虑了热力学的能量交换, 未考虑空冷和水冷对换热的影响, 以及在较高温度制冷时所需要末端系统的增加。在实际系统设计时, 应根据用户的冷热负荷的具体需求设计系统。

3 结论

1) 通过将再生水源热泵同时应用于污水处理厂污泥厌氧消化处理和厂内建筑物供暖制冷, 建立了一套以再生水源热泵技术为核心的污水处理厂的资源、能源综合利用技术路线。再生水源热泵在稳定满足污泥加热负荷的同时, 可承担厂内建筑的夏季制冷及冬季供暖负荷, 实现冷热联供。

2) 以收益与代价之比的广义COP为评价指标, 在保证污泥处理系统热负荷下, 再生水源热泵冷热联供系统的最优制冷量即系统吸热量; 同时随着热泵蒸发温度的提高, 冷热联供系统制冷量增大, 可获得的最低制冷温度随之上升。

3) 再生水源热泵冷热联供系统相对于分立方式, 夏季工况下节能超过30%, 冬季工况能源利用

表1 夏季工况冷热联供系统与常规分立系统能耗比较

Tab.1 Energy consumption comparison between combined system and conventional systems

系统形式	热泵联供系统	常规分立系统1 (再生水热泵+空冷空调)	常规分立系统2 (燃煤锅炉+空冷空调)	常规分立系统3 (燃气锅炉+空冷空调)
热负荷/kW			100	
供热温度/°C			60	
冷负荷/kW			70	
制冷温度 (冷媒水出水温度)/°C	7	-	-	-
效率	热泵循环 制热系数 $\varepsilon=3.2$;	再生水热泵 $COP_h=4.1$; 空冷空调 $COP=2.8$	燃煤锅炉额定热效率 $\eta=0.78$; 空冷空调 $COP=2.8$	燃气锅炉额定热效率 $\eta=0.89$; 空冷空调 $COP=2.8$
系统能耗(折算电耗)/kW	32	49	63	58
联合负荷收益性能系数 COP_{unite}	5.3	3.5	2.7	2.9

注: 发电与输配电效率取0.3

率高出40%, 同时可减少污染物排放, 对污水厂自身资源回收利用、实现节能减排有积极意义。

参考文献

- [1] 金兆丰, 徐竟成. 城市污水回用技术手册[M]. 北京: 化学工业出版社, 2004: 59-74. (Jin Zhaofeng, Xu Jingcheng. Urban Wastewater Reuse Technical Manual[M]. Beijing: Chemical Industry Press, 2004: 59-74.)
- [2] Jacobsen Chris, Bratt Ake. Sewage water, treated and untreated, a heat source for heat pumps[C]// Pompes a Chaleur et Circulation d'Air dans les Locaux C-limatises. Essen: Inst Int du Froid, 1981: 317-323.
- [3] N. Funamizu, M. Lida, Y. Sakakura, et al. Reuse of heat energy in wastewater: implementation examples in Japan[J]. Water Science and Technology, 2001, 43 (10): 277-285.
- [4] 高琼, 吴春江, 杨士安. 卢沟桥污水厂二级出水热泵系统的运行经验[J]. 中国给水排水, 2006, 22(20): 57-60. (Gao Qiong, Wu Chunjiang, Yang Shian. Operation Experience of Reclaimed Water Source Heat-pump System in Lugouqiao Municipal Wastewater Treatment Plant[J]. China Water & Wasterwater, 2006, 22(20): 57-60.)
- [5] 周文忠. 污水源热泵空调系统在污水处理厂的应用[J]. 暖通空调, 2005, 35(1): 83-86. (Zhou Wenzhong. Application of sewage source heat-pump system in municipal wastewater treatment plant[J]. Heating Ventilating & Air Conditioning, 2005, 35(1): 83-86.)
- [6] Shi L, Zan C. Large-scale application of municipal reclaimed water source heat pump to a DHC system in the Beijing Olympic village[C]// 9th IEA Heat Pump Conference, 2008, Zurich.
- [7] 田磊, 史琳, 吴静, 等. 再生水源热泵应用于污泥厌氧处理的能流分析[J]. 华北电力大学学报, 2009, (4): 47-50.

(Tian L, Shi L, Wu J, et al. Analysis on energy flow of sludge anaerobic digestion system equipped with reclaimed water source heat pump[J]. Journal of North China Electric Power University, 2009, (4): 47-50.)

- [8] 高旭, 龙腾锐, 郭劲松. 城市污水处理能耗能效研究进展[J]. 重庆大学学报(自然科学版), 2002, (06): 143-146. (Gao Xu, Rong Tengru, Guo Jinsong. Research Advances on Energy Consumption and Energy Efficiency in Municipal Wastewater Treatment Process [J]. Journal of Chongqing University (Natural Science Edition), 2002, (06): 143-146.)
- [9] Young-chae Song, Sang-Jo Kwon, Jung-hui Woo. Mesophilic and the thermophilic temperature co-phase anaerobic digestion compared with single-stage mesophilic and thermophilic digestion of sewage sludge [J]. Water Research, 2004, 38 (7): 1653-1662.

作者简介:

田磊, 男(1986-), 博士生, 清华大学热能工程系工程热物理研究所, 北京市海淀区清华园, 100084, (010)62794535, E-mail: tian-l07@mails.tsinghua.edu.cn. 主要从事再生水源热泵研究, 参与的研究项目: 国家自然科学基金“热泵工况下再生水在换热表面形成混合污垢的动态变化过程研究”和国家973项目“多能源互补的分布式冷热电联供系统基础研究”。

About the author:

Tian Lei (1986-), male, Ph. D. Candidate, Department of Thermal Engineering, Tsinghua University, Beijing, China, 100084, (010) 62794535, E-mail: tian-l07@mails.tsinghua.edu.cn. Research fields: Sewage and reclaimed water heat pump. The author participates in Project “Evolution of composite fouling on heat transfer surface” supported by National Natural Science Foundation of China and National Basic Research Program of China (973 Program) “Distributed combined cooling, heating and power system”.