

DOI:10.19853/j.zgjsps.1000-4602.2022.17.019

基于热管的污泥干化尾气余热回收技术研究

王丽花

(上海城投污水处理有限公司, 上海 200233)

摘要: 采用低温重力热管对污泥干化尾气余热进行回收,以实现80℃左右干化尾气的余热利用。首先针对上海某污泥干化焚烧工程研究了热管回收干化尾气余热的工艺方案,确定了热管换热器的设计方法。然后在工程现场进行了试验,从实际工程中的干化机抽取尾气(流量为200 m³/h)进行余热回收。试验结果表明,热管蒸发段干化尾气从81.1℃下降到50.7℃,换热后新风温度从31.3℃升高到69.5℃,其流量可达2 384.2 m³/h,有效避免了能量浪费。根据现场试验结果,热管的传热系数为79.99 W/(m²·℃),热损失为4.5%。可见,采用低温热管回收污泥干化尾气余热工艺可行,且效果良好。

关键词: 污泥干化; 低温重力热管; 尾气余热回收

中图分类号: TU992 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-4602(2022)17-0112-05

Waste Heat Recovery of Sludge Drying Exhaust Gas Based on Heat Pipe

WANG Li-hua

(Shanghai Chengtou Wastewater Treatment Co. Ltd., Shanghai 200233, China)

Abstract: The waste heat of sludge drying exhaust gas was recovered by low temperature gravity heat pipe, so as to realize the waste heat utilization of sludge drying exhaust gas at approximately 80℃. Firstly, the process scheme of heat pipe recovering waste heat from sludge drying exhaust gas was explored based on a sludge drying and incineration project in Shanghai, and the design method of heat pipe heat exchanger was determined. Then, a field test was carried out, and the exhaust gas (flow rate of 200 m³/h) was extracted from a dryer of an actual project for waste heat recovery. The sludge drying exhaust gas in the evaporation section of the heat pipe decreased from 81.1℃ to 50.7℃, the temperature of fresh air increased from 31.3℃ to 69.5℃ after heat exchange, and the flow rate reached 2 384.2 m³/h, indicating that the heat pipe effectively avoided energy waste. According to the field test results, the heat transfer coefficient of the heat pipe was 79.99 W/(m²·℃), and the heat loss was 4.5%. Therefore, it is feasible and effective to apply low temperature heat pipe to recover waste heat from sludge drying exhaust gas.

Key words: sludge drying; low temperature gravity heat pipe; waste heat recovery from exhaust gas

随着我国社会、经济的快速发展,以及工业化水平的不断提高,城镇污水处理厂的数量和规模不断扩大^[1-2]。与此同时,我国污泥的处置量巨大,未来

污泥产量增长迅速^[3]。通常,污泥因含水率高,成分复杂,且含有多种有机物、无机物、重金属、盐类以及少量的病原微生物和寄生虫等原因^[4],使其处理处

基金项目:上海市科委科技创新行动计划项目(19DZ1204901)

置成本较高,且占用大量土地,易引起环境二次污染,造成资源浪费。污泥干化是通过热源加热,使污泥内部水分蒸发,从而大大减少污泥体积,是污泥后续处理处置过程中极为关键的一环。在污泥干化过程中,污泥吸收热源热量后,由于内部水分蒸发,产生了大量低温低压水蒸气。同时,这些尾气一方面由于温度和压力都很低,采用传统的换热器所需换热面积较大;另一方面由于污泥干化过程中污泥内有机质的分解会产生大量恶臭性气体,且成分复杂,往往具有腐蚀性,导致尾气余热难以利用,造成了大量能量损失^[5]。由于污泥尾气的特殊性,以往的工程项目中,通常采用喷淋塔喷淋对尾气降温后再进行后续处理,或者利用冷凝器将尾气中水蒸气冷凝去除后再对不凝气体进行后续处理。截至目前,污泥尾气余热利用的相关研究较少。在国家大力推进“双碳”政策的背景下,关于污泥干化尾气余热利用技术的开发迫在眉睫。热管是一种将金属管内充以适量工作液体并抽成负压后,密封形成的高效传热元件,管内工质液体沸腾相变和蒸汽流动是热管能快速传热的主要原因。热管的传热速率及导热能力远超目前已知的任何金属^[6]。热管作为一种高效传热技术,具有传热效率高、结构简单、性能稳定、成本低等优点,目前已广泛用于热能转换和利用的各个领域^[7]。笔者依托上海某污泥干化焚烧处理工程,提出利用重力热管对污泥在桨叶式干化机内干化后产生的尾气进行余热回收,并在实际工程中进行了测试,旨在为同类污泥干化工程项目中干化尾气余热回收利用提供参考。

1 热管回收干化尾气的工艺过程

上海某污泥干化焚烧处理工程的设计干基污泥处理量为 150 t/d,入厂污泥含水率为 80% 左右,采用半干化焚烧工艺对污泥进行处理。污泥焚烧产生的高温烟气余热经过利用处理以后形成的高温空气作为一次风进入焚烧炉,饱和蒸汽用于污泥干化。干化机排出的尾气温度为 80~90 ℃,采用洗涤塔进行降温,利用洗涤水收集后送往附近污水厂进行处理。在目前的工艺中,干化尾气的能量全部被洗涤水带走,是整个干化机中能量损失最大的环节。传统污泥干化及尾气处理工艺流程如图 1 所示。本研究提出采用热管回收干化尾气余热的新工艺,取消原有洗涤塔,将干化尾气送入热管进行

换热,将热量传递给冷空气(或者其他可用介质),加热后热空气可以用作焚烧炉的鼓风,有效利用尾气余热。新工艺的流程如图 2 所示。

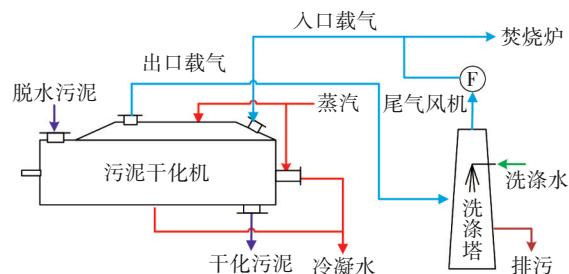


图 1 传统污泥干化及尾气处理工艺示意

Fig.1 Schematic diagram of traditional sludge drying and exhaust gas treatment process

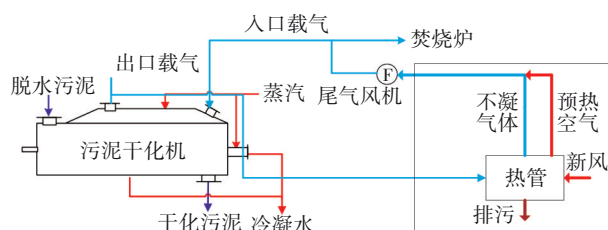


图 2 热管回收干化尾气余热工艺流程

Fig.2 Flow chart of heat pipe recovery of waste heat from drying exhaust gas process

2 热管换热器设计方法

2.1 重力热管的结构原理

对于 80~90 ℃ 的干化尾气而言,如何设计热管换热器是研究的重点,也是新工艺能否发挥作用的关键。采用重力热管回收干化尾气中的余热,主要是考虑到重力热管的结构及传热过程简单、成本较低,且作为换热器在工业中的热量回收利用已经较为成熟^[7],其结构和工作原理如图 3 所示。

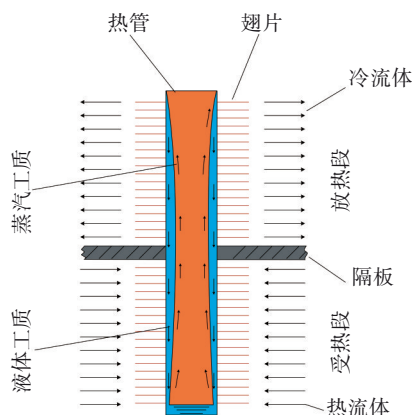


图 3 重力热管的结构与工作原理

Fig.3 Structure and working principle of gravity heat pipe

重力热管分为受热段、绝热段和冷凝段三段。污泥干化尾气进入热管后,受热段吸收尾气的热量,管内工质吸热后沸腾和蒸发转变为蒸汽,蒸汽在压差的作用下上升至放热段,与新风发生热交换后冷却,蒸汽冷凝并向外界放出凝结潜热,新风获得热量,冷凝液依靠重力回到受热侧。

2.2 热管热物性计算

热管热物性的计算分为3个部分:加热段入口、加热段出口和冷凝段。其中加热段入口为未饱和湿空气,可以由含湿量求得水蒸气分压力,进而分别得到加热段入口空气和水蒸气的质量流量、比焓、总焓,以及加热段入口尾气的焓值。通过加热段出口近似为0.1 MPa下所对应的饱和湿空气,可以求得水蒸气分压力、密度等热物性参数。由进、出口空气质量守恒,又可求得加热段出口尾气的体积流量、质量流量、焓值等参数。凝结水的质量流量为加热段进、出口尾气质量流量的差值,而热管换热器冷凝段为室温下新风加热段。依据热管加热段的参数可以求出换热量,进而计算新风的风量。

加热段换热量的计算分为两个部分,第一部分为湿空气显热释放,进而变为当地压力下对应的饱和湿空气过程;第二部分为尾气中湿空气显热继续释放,水蒸气相变释放潜热的过程。其中,第二部分占主导地位。

热管换热器总传热量由式(1)计算。

$$Q_1 = Q_1' + Q_1'' \quad (1)$$

式中: Q_1 为总传热量,kW; Q_1' 为无相变阶段传热量,kW; Q_1'' 为相变阶段传热量,kW。

Q_1' 和 Q_1'' 分别按式(2)和式(3)计算。

$$Q_1' = (H_m' - H_{m,\text{sat}})/3600 \quad (2)$$

$$Q_1'' = (H_{m,\text{sat}} - H_m'' - H_c)/3600 \quad (3)$$

式中: H_m' 为热管入口尾气焓值,kJ/h; H_m'' 为热管中凝结水出现后尾气中水蒸气饱和时尾气焓值,kJ/h; H_c 为凝结水焓值,kJ/h; $H_{m,\text{sat}}$ 为热管中凝结水出现前尾气中水蒸气饱和时尾气焓值,kJ/h。

其中:

$$H_m' = H_{mv}' + H_{ma}' \quad (4)$$

式中: H_{mv}' 为热管入口水蒸气焓值,kJ/h; H_{ma}' 为热管入口湿空气焓值,kJ/h。

$$H_{m,\text{sat}} = h_{mv,\text{sat}} \times m_{mv}' + h_{ma,\text{sat}} \times m_{ma}' \quad (5)$$

式中: $h_{mv,\text{sat}}$ 为入口压力下饱和蒸汽比焓,kJ/kg; m_{mv}' 为入口水蒸气质量流量,kg/h; $h_{ma,\text{sat}}$ 为入口压力下饱和湿空气比焓,kJ/kg; m_{ma}' 为入口湿空气质量流量,kg/h。

$$H_m'' = h_{ma}'' \times m_{ma}'' + h_{mv}'' \times m_{mv}'' \quad (6)$$

式中: h_{ma}'' 为热管出口湿空气比焓,kJ/kg; m_{ma}'' 为出口湿空气质量流量,kg/h; h_{mv}'' 为出口水蒸气比焓,kJ/kg; m_{mv}'' 为出口水蒸气质量流量,kg/h。

$$H_c = m_c \times h_c \quad (7)$$

式中: m_c 为凝结水质量流量,kg/h; h_c 为凝结水比焓,kJ/kg。

空气侧的吸热由式(8)计算。

$$Q_2 = (1 - \xi_0) \times Q_1 \quad (8)$$

式中: ξ_0 为散热损失系数,取10%。

冷凝段新风质量流量由式(9)计算。

$$m_a = 3600 \times Q_2 / [C_{pa} \times (t_a'' - t_a')] \quad (9)$$

式中: C_{pa} 为新风侧平均比热,kJ/(kg·°C); t_a'' 为新风侧出口温度,°C; t_a' 为新风侧进口温度,°C。

依据上述公式和工程需要,抽取污泥干化工程运行条件下,流量为200 m³/h、压强为0.1 MPa的污泥干化尾气进入热管,其中蒸汽分压为0.03 MPa,温度为80 °C,热管出口尾气温度为50 °C。热量以加热室温进行新风回收,新风温度从25 °C升至55 °C。干化尾气经热管后产生24.37 kg/h的冷凝液,热管加热段总换热量为17.56 kW,冷凝段换热量为15.81 kW,新风流量为1459.64 m³/h(标况)。

2.3 热管传热计算

根据热物性计算,热管型式采用重力热管,加缓蚀剂,翅片型式为环形平翅片。其中,热管外径为24 mm、壁厚为2 mm、翅片外径为44 mm、翅片长度为10 mm、翅片厚度为0.35 mm、翅片间距为2.1 mm、热管横向截距为57 mm、纵向截距为49.5 mm。通过对多种设计参数的尝试,选取尾气侧的迎风速度(标况)为0.43 m/s,空气侧的迎风速度(标况)为0.98 m/s,进而求得尾气侧和空气侧的换热器迎风面积,选取换热器高度,从而求得换热器的总高度。

根据热管的设计参数可得,热管换热器宽为0.286 m,受热段高为0.255 m,冷凝段高为0.632 m,热管元件总长度为1.05 m。

管束换热按式(10)计算。

$$h_2 = Nu_2 \times k_a / d_0 \quad (10)$$

式中: Nu_2 为空气侧努塞尔数; k_a 为空气侧导热系数, $W/(m \cdot ^\circ C)$; d_0 为热管外直径,mm。

其中:

$$Nu_2 = 0.1378 \times Re_2^{0.718} \times Pr_2^{1/3} \times (S_f/l_f)^{0.296} \quad (11)$$

式中: Re_2 为空气侧雷诺数; Pr_2 为空气侧普朗特数; S_f 为热管翅片间距,mm; l_f 为热管翅片长度,mm。

$$Re_2 = u_{a,max} \times d_0 \times \rho_a / \eta_a \quad (12)$$

$$Pr_2 = 1000 \times C_{pa} \times \eta_a \times k_a \quad (13)$$

式中: $u_{a,max}$ 为空气侧最窄面流速,m/s; ρ_a 为空气侧入口密度, kg/m^3 ; η_a 为空气侧黏度, $kg/(m \cdot s)$; C_{pa} 为空气侧比热, $kJ/(kg \cdot ^\circ C)$ 。

热管元件热阻按式(14)计算。

$$R_i = \sum R_j \quad (j = 1, 2, \dots, 9) \quad (14)$$

式中: R_1 为热流体对管壁的换热热阻; R_2 为加热段管壁导热热阻; R_3 为蒸发段吸液芯和液体工质组合层热阻; R_4 为蒸发段工质气液界面的相变热阻; R_5 为热管内工质流动传热热阻,可忽略不计; R_6 为冷凝段吸液芯和液体工质组合层热阻; R_7 为冷凝段工质气液界面的相变热阻; R_8 为冷凝段管壁导热热阻; R_9 为冷流体对管壁的换热热阻。

$$R_1 = 1/(h_1 \times \pi \times d_0 \times l_m) \quad (15)$$

$$R_2 = \frac{\ln(d_0/d_i)}{2 \times k_f \times \pi \times l_m} \quad (16)$$

$$R_3 + R_4 = 1/(h_e \times \pi \times d_i \times l_m) \quad (17)$$

$$R_6 + R_7 = 1/(h_c \times \pi \times d_i \times l_a) \quad (18)$$

$$R_8 = \frac{\ln(d_r/d_i)}{2 \times k_f \times \pi \times l_c} \quad (19)$$

$$R_9 = 1/(h_2 \times \beta_2 \times \eta_{02} \times \varepsilon_2 \times \pi \times d_r \times l_c) \quad (20)$$

式中: h_1 为尾气侧对流换热系数, $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$; l_m 为尾气侧换热器高度,m; k_f 为管材的导热系数, $W/(m \cdot ^\circ C)$; d_i 为热管间距,mm; h_e 为蒸发段对流换热系数, $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$; h_c 为冷凝段对流换热系数, $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$; l_a 为空气侧换热系数, $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$; β_2 为翅化比,%; η_{02} 为冷凝段翅化面总效率,%。

传热系数按式(21)计算。

$$K_{0e} = 1/(R_i \times A_{0e}) \quad (21)$$

式中: A_{0e} 为蒸发段管面积, m^2 。

冷凝段选取空气平均温度作为定性温度,计算空气热物性及无量纲参数,并计算冷凝段的对流换热系数。计算单支热管总热阻、对数平均温差、单

支热管平均传热量,并计算所需的热管数,对热管的布置进行设计。调整设计的选用参数,根据实际热管布置,计算实际传热量和流动阻力。根据计算,热管的对数平均温差为22.85 $^\circ C$,传热系数为50.38 $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$,热管总排数为20排,共90支,热管深度为1.24m。

3 现场试验效果

3.1 试验流程及装置

在污泥干化过程中,一台干化机尾气输出管路上旁接尾气输送管路,用尾气风机抽取温度约为80 $^\circ C$ 、工况温度下流速为200 m^3/h 的干化尾气,并通入热管装置,换热后尾气通原尾气主管道。在热管试验装置冷凝段,利用室温(30 $^\circ C$)的新风进行换热,换热后热风可以进入焚烧炉进行能量利用。新风和干化尾气呈逆流形式进行热交换。

监测从干化机引出的尾气余热利用情况,并采集气体的状态参数和热管壁面温度数据,采用水箱收集尾气经过热管以后产生的冷凝液,并由水泵排入原喷淋塔废液管道内,冷凝液流量通过电磁流量计进行监测。

3.2 试验结果

稳定运行时冷热流体的参数见表1。可以看出,热管稳态运行条件下,干化机尾气温度为81.1 $^\circ C$,风量为199.67 m^3/h 。经过热管换热器后,其温度下降至50.7 $^\circ C$,风量降低至163.67 m^3/h ,同时热管产生的冷凝液流量为39.1 kg/h 。另外,热管冷凝段新风温度由31.3 $^\circ C$ 升高至69.5 $^\circ C$,风量为2384.20 m^3/h 。

表1 热管试验中气体和冷凝液的监测参数

Tab.1 Gas and condensate parameters of heat pipe test

项目	温度/ $^\circ C$	水蒸气体积分数/%	风量/ $(m^3 \cdot h^{-1})$	流量/ $(kg \cdot h^{-1})$
尾气进口	81.1	32.0	199.67	—
尾气出口	50.7	2.4	163.67	—
新风进口	31.3	—	—	—
新风出口	69.5	—	2384.20	—
冷凝液	56.0	—	—	39.1

热管换热器产生的冷凝液流量为39.1 kg/h ,热管加热段出口蒸汽分压从0.03 MPa降至0.002 MPa,总换热量为27.44 kW,冷凝段换热量为26.2 kW,新风流量为1900.4 m^3/h 。根据上述计算结果,

最终可得热管的传热系数为 $79.99 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$,热管换热器的实际热量损失系数为4.5%。

从试验结果来看,实际回收的新风量要高于设计值,这是因为设计的新风出口温度低于实际过程的新风温度。根据试验结果计算的传热系数比设计值更高,这是因为试验过程中出口尾气的含湿量较设计值小得多,释放的热量更大。这可能是由于以下3个原因:一是热管内加热段气体由于热管结构导致的流体涡流现象引起的局部气体滞留时间增加,从而加强了尾气余热传递,导致尾气含湿量下降;二是因为尾气进入热管后存在一定的压降,导致饱和蒸汽分压降低;三是因为尾气在管道内的流动,增加了热管与尾气中水蒸气分子发生接触的概率,蒸汽更容易液化发生热传递。热管的热量传递损失系数较设计值(10%)也更小。因此,基于以上分析,试验热管满足设计要求,也验证了通过该方法设计的热管确实能够在一定程度上预测尾气的回收热量。

4 结论

热管换热技术可以在污泥干化过程中充分利用系统原有的余热资源,降低能源消耗,从而达到节能的目的。将污泥干化尾气通入热管换热器装置,以尾气内含有的大量污泥干化过程中蒸发的水蒸气潜热作为热流体、新风作为冷流体,通过提升新风温度后通入焚烧炉作为一次风,进而达到回收系统余热的目的。采用热管回收技术,可以使污泥干化尾气温度从 81.1°C 降至 50.7°C ,并换热给新风,其温度可以从 31.3°C 升至 69.5°C ,有效避免了能量浪费。可以预见,在污泥干化尾气余热回收方面,低温重力热管作为一种余热回收利用装置,具有较大的市场应用和研究价值。

参考文献:

- [1] 孙慧,王佳伟,吕竹明,等. 北京某大型城市污水处理厂节能降耗途径和效果分析[J]. 中国给水排水, 2019, 35(16): 31-34.
SUN Hui, WANG Jiawei, LÜ Zhuming, *et al.* Analysis of approaches and effects of energy saving and consumption reduction in a large scale wastewater treatment plant in Beijing [J]. China Water &

Wastewater, 2019, 35(16):31-34(in Chinese).

- [2] 陈少卿,王飞,池涌,等. 污泥干燥焚烧工程系统质能平衡分析[J]. 环境工程学报, 2017, 11(1): 515-521.
CHEN Shaoqing, WANG Fei, CHI Yong, *et al.* Analysis on mass and energy balance of sludge drying and incineration system [J]. Chinese Journal of Environmental Engineering, 2017, 11(1): 515-521 (in Chinese).
- [3] 王丽花,吕国钧,王飞,等. 污泥干化焚烧系统的节能降耗研究[J]. 中国给水排水, 2021, 37(4): 29-36.
WANG Lihua, LÜ Guojun, WANG Fei, *et al.* Research on energy saving and consumption reduction of sludge drying and incineration system [J]. China Water & Wastewater, 2021, 37(4): 29-36(in Chinese).
- [4] CHEN S Q, WANG F, MILHÉ M, *et al.* Experimental and theoretical research on agitated contact drying of sludge in a continuous paddle dryer [J]. Drying Technology, 2016, 34(16): 1979-1990.
- [5] 李彪,周欣,高波,等. 顺义区污泥干化焚烧处理工程工艺设计[J]. 中国给水排水, 2021, 37(14): 63-68.
LI Biao, ZHOU Xin, GAO Bo, *et al.* Design of sludge drying incineration treatment process in Shunyi District [J]. China Water & Wastewater, 2021, 37(14): 63-68 (in Chinese).
- [6] 马奕新,金字,张虎,等. 翅片重力热管传热性能试验研究[J]. 化工学报, 2020, 71(2): 594-601.
MA Yixin, JIN Yu, ZHANG Hu, *et al.* Experimental study on heat transfer performance of finned gravity heat pipe [J]. CIESC Journal, 2020, 71(2): 594-601 (in Chinese).
- [7] 向俊. 重力热管在燃气锅炉供热系统烟气余热回收中的应用研究[D]. 西安: 西安工程大学, 2019.
XIANG Jun. Application of Gravity Heat Pipe in Flue Gas Waste Heat Recovery of Gas Boiler Heating System [D]. Xi'an: Xi'an Polytechnic University, 2019 (in Chinese).

作者简介:王丽花(1973—),女,山西朔州人,博士,高级工程师,主要研究方向为污水污泥处理的建设和运行。

E-mail: wanglh@shwwt.com

收稿日期: 2022-03-24

修回日期: 2022-06-07

(编辑:任莹莹)