

基于热泵与低温空预器的燃气锅炉尾气 水热回收系统性能研究

侯刚¹, 张东¹, 王铨², 赵克鑫¹

(1. 兰州理工大学 能源与动力工程学院, 甘肃 兰州 730050; 2. 甘肃省第七建设集团股份有限公司, 甘肃 兰州 730030)

摘要: 燃气锅炉排放的烟气中含有大量的水蒸气, 因排烟温度未能降到露点以下而无法有效回收水蒸气的冷凝潜热。本文采用压缩式热泵与低温空预器相结合的方式深度回收燃气锅炉烟气余热, 主要研究了在不同过量空气系数下供热回水流量和供热回水温度对排烟温度、余热回收效率、热泵机组制热性能系数及水蒸气冷凝率的影响。研究表明: 在过量空气系数为1、供热回水流量为80 t/h条件下, 热泵可将供热回水温度从50.0℃提升至65.1℃, 其制热性能系数为4.25; 空气进、出低温空预器的温度分别为-3.8℃和33.0℃, 流量为15 360 m³/h时, 排烟温度从90℃降至20℃, 烟气余热回收效率达到14.8%; 以29 MW的燃气锅炉为研究对象, 按供热面积为5.2×10⁵ m², 供暖151天计算, 烟气中回收的冷凝水量为8 000 t, 占锅炉补水量的54.1%; 该余热回收系统的投资回收期为2.1年, 压缩式热泵烟气余热回收系统节能效果显著。

关键词: 烟气余热回收; 压缩式热泵; 低温空预器; 冷凝水回收

中图分类号: TK11+5

文献标识码: A

DOI: 10.16146/j.cnki.rndlgc.2024.02.011

[引用本文格式] 侯刚, 张东, 王铨, 等. 基于热泵与低温空预器的燃气锅炉尾气水热回收系统性能研究[J]. 热能动力工程, 2024, 39(2): 82-90. HOU Gang, ZHANG Dong, WANG Quan, et al. Study on performance of gas boiler tail gas hydrothermal recovery system based on heat pump and low temperature air preheater[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2024, 39(2): 82-90.

Study on Performance of Gas Boiler Tail Gas Hydrothermal Recovery System based on Heat Pump and Low Temperature Air Preheater

HOU Gang¹, ZHANG Dong¹, WANG Quan², ZHAO Ke-xin¹

(1. School of Energy and Power Engineering, Lanzhou University of Technology, Lanzhou, China, Post Code: 730050;

2. Gansu Seventh Construction Group Co., Ltd., Lanzhou, China, Post Code: 730030)

Abstract: The flue gas emitted by the gas boiler contains a large amount of water vapor, and the condensation latent heat of water vapor cannot be effectively recovered due to the failure of the exhaust gas temperature to fall below the dew point. In this paper, the compressed heat pump combined with low temperature air preheater is used to recover the flue gas waste heat of gas boiler in depth. The effects of heating return water flow rate and heating return water temperature on flue gas temperature, waste heat recovery efficiency, heating performance coefficient of heat pump unit and condensation rate of water vapor under different excess air coefficients are mainly studied. The results show that when the excess air coefficient is 1 and the return water flow rate is 80 t/h, the heat pump can increase the return water temperature from 50℃ to 65.1℃, and the heating performance coefficient is 4.25; when the air inlet and outlet tempera-

收稿日期: 2022-12-12; 修订日期: 2023-01-27

基金项目: 国家自然科学基金项目(51806093); 兰州市城关区科技计划项目(2021JSCX0046); 甘肃省教育厅产业支撑计划项目(2021CYZC-27)

Fund-supported Project: National Natural Science Foundation of China (51806093); Lanzhou City Chengguan District Science and Technology Plan Project (2021JSCX0046); Industry Support Project of Education Department of Gansu Province (2021CYZC-27)

作者简介: 侯刚(1993-)男, 兰州理工大学硕士研究生。

通讯作者: 张东(1985-)男, 兰州理工大学教授。

tures of the low-temperature air preheater are $-3.8\text{ }^{\circ}\text{C}$ and $33.0\text{ }^{\circ}\text{C}$ respectively, and the flow rate is $15\ 360\text{ m}^3/\text{h}$, the exhaust temperature drops from $90\text{ }^{\circ}\text{C}$ to $20\text{ }^{\circ}\text{C}$, and the flue gas waste heat recovery efficiency reaches 14.8% ; for a 29 MW gas boiler with a heating area of $5.2\times 10^5\text{ m}^2$ and 151 days of heating, the amount of condensate recovered from flue gas is 8 000 tons, accounting for 54.1% of the boiler water replenishment rate; the payback period for this waste heat recovery system is 2.1 years. The flue gas waste heat recovery system of compressed heat pump has a significant energy saving effect.

Key words: flue gas waste heat recovery, compressed heat pump, low temperature air preheater, condensation water recovery

引 言

近年来,由于能源短缺和环境污染的原因,燃气锅炉已变得越来越普遍。天然气与石油、煤炭等其他燃料相比,氢的含量比碳的含量高,因此尾气中伴随潜热的水蒸气也更多^[1]。常规燃气锅炉一般不考虑烟气余热回收,其余热的 $30\%\sim 60\%$ 直接排入环境,导致大量的热能直接损失^[2-3]。天然气锅炉烟气余热回收主要包括全热回收和显热回收两大类^[4]。当燃气锅炉的排烟潜热得到充分的回收时,其热效率显著提升^[5]。普通燃气锅炉最终的排烟温度高于水蒸气的露点,只有当排烟温度降低到水蒸气露点温度以下时,烟气潜热才能得到充分回收^[6],这对于烟气余热回收系统提出巨大挑战^[7-8]。

国内外对于烟气余热的回收主要方式为增加冷凝式换热器^[9-10]和空气预热器^[11]。直接接触换热,是指冷却水雾化以后直接与高温烟气进行接触换热,使烟气的温度降低,从而达到烟气余热回收的目的。张硕等人^[12]提出了降膜直接接触式烟气余热回收法,分别对喷淋水量和湿空气的温度与流速等对余热回收效果进行了研究,研究结果表明:降膜直接接触余热回收使换热效率提高 $20.0\%\sim 23.2\%$ 。李志斌等人^[13]采用三维动态模型模拟了直接接触式湿烟气余热回收规律,研究结果表明:当烟气的流速较高时,因不能充分换热而使烟气的换热效率较低;冷凝室的温度与壁面的凝结量成正比,随着烟气流速增加,烟气换热器效率逐渐降低。张群力等人^[14]提出了直接接触式烟气冷凝余热回收

装置,低温液体与高温烟气采取逆流布置方式,进而回收高温烟气的余热,且烟气余热的回收效率为 14% 。在热泵烟气余热回收方面,烟气并非直接与冷凝介质接触,通过高温烟气与低温介质间接接触的方式进行换热,从而降低排烟温度,提高烟气的余热利用率。Lu 等人^[15]提出了一种可根据环境温度调节中间压力的吸收式热泵,与普通吸收系统相比,该系统的 COP 提高了 13% 。孙健等人^[16]采用混合工质的压缩式热泵与间壁式换热器相结合,烟气的余热得到了充分的回收,具有明显的消白效果,实际余热回收功率占锅炉平均功率的 8.7% 。闫敏等人^[17]提出一种沉浸式换热—热泵烟气余热回收系统,排烟温度降低了 $5.5\text{ }^{\circ}\text{C}$,该系统的 COP 为 4.97 。高月等人^[18]在保持加热炉稳定运行的前提下,在烟道外增加了一套烟气余热回收系统,将排烟温度从 $300\text{ }^{\circ}\text{C}$ 以上降低至 $180\text{ }^{\circ}\text{C}$ 以下,实现了烟气余热的回收利用。

由此可见,现阶段烟气余热回收方式主要为使用供热回水对烟气进行降温。由于供热回水温度较高,难以将排烟温度降低至露点温度以下,使得水蒸气的凝结潜热无法有效回收。本文采用压缩式热泵、换热器及低温空预器相结合的方式,与常规燃气锅炉相比,该技术可以将排烟温度降低到露点温度以下,从而回收烟气中大量的潜热,提高锅炉热效率。

1 系统集成原理

为了回收燃气锅炉尾气水热,构建了压缩式热泵烟气余热回收系统,该系统原理如图 1 所示。

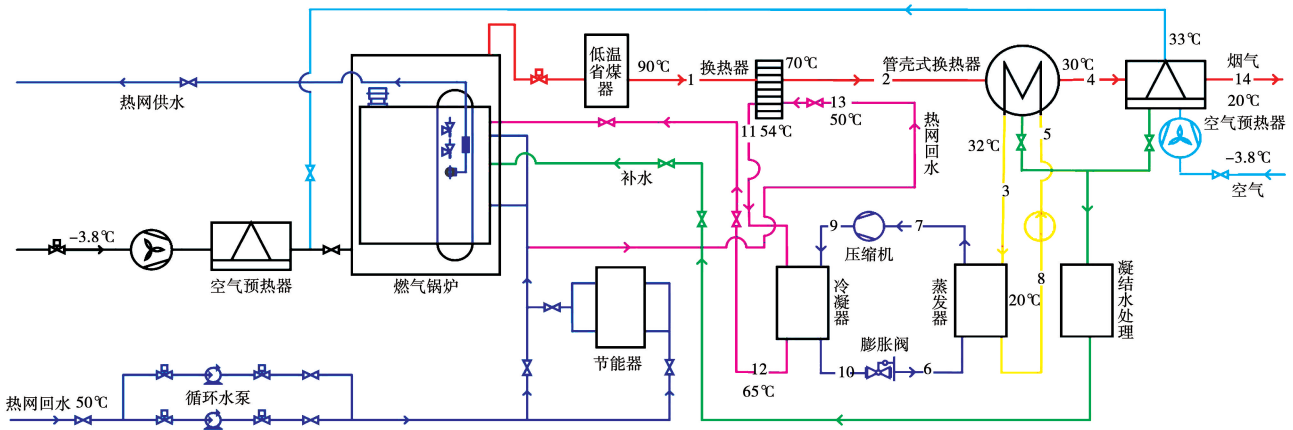


图 1 压缩式热泵烟气余热回收系统原理图

Fig. 1 Schematic diagram of flue gas waste heat recovery system of compressed heat pump

压缩式热泵烟气余热回收系统主要由板式换热器、蒸发器、管壳式换热器、压缩机、凝结水处理装置、循环水泵、冷凝器、膨胀阀、送风机和低温空气预热器等构成了燃气锅炉系统、压缩式热泵热回收系统、凝结水系统和供热系统。

在燃气锅炉系统中烟气首先经板式换热器与供热回水进行换热,再经管壳式换热器与循环水进行换热,最后经低温空气预热器使温度降低后排入大气;而空气经低温空气预热器与烟气换热后进入燃气锅炉作为助燃空气。在压缩式热泵热回收系统中循环水首先在管壳式换热器中与烟气进行换热,再经蒸发器与制冷剂进行换热,换热后的循环水经循环水泵升压后再与烟气进行换热;换热后的制冷剂经压缩机升温升压,在冷凝器中与供热回水进行换热,制冷剂在冷凝器中释放热量冷凝,冷凝后的制冷剂经膨胀阀降压后进入蒸发器再与循环水进行换热;如此循环,降低排烟温度,使供热回水获得热量。在供热系统中,供热回水经换热器及冷凝器后进入燃气锅炉,加热后作为供热用水。在凝结水系统中,烟气在管壳式换热器及低温空预器中冷凝形成的凝结水经凝结水处理装置作为锅炉的补水。

2 系统建模方法

2.1 系统模型

(1) 能量平衡

低温空预器以空气作为介质,对流经其中的烟

气进行冷却,所用到的空气由送风机供给。低温空预器的计算基于空气与烟气间的能量平衡,计算公式为:

$$M_{\text{air}}(H_{\text{out}} - H_{\text{in}}) = M_{\text{process}}(H_{\text{in}} - H_{\text{out}}) \quad (1)$$

式中: M_{air} —空气的质量流量,kg/h; M_{process} —烟气的质量流量,kg/h; H_{in} —流体进口的焓值,kJ/kg; H_{out} —流体出口的焓值,kJ/kg。

换热器通过热传导将部分热量从热流体传递到冷流体。换热器的计算是基于冷、热流体的能量平衡:

$$B_E = [M_{\text{cold}}(H_{\text{cold,out}} - H_{\text{cold,in}}) - Q_{\text{leak}}] - [M_{\text{hot}}(H_{\text{hot,in}} - H_{\text{hot,out}}) - Q_{\text{loss}}] \quad (2)$$

式中: B_E —平衡误差(一般为0); M_{cold} —冷流体质量流量,kg/h; M_{hot} —热流体质量流量,kg/h; H —焓值,kJ/kg; Q_{leak} —热漏,kJ/h; Q_{loss} —热损失,kJ/h。

(2) 质量守恒

由于燃气锅炉的排烟温度较高,只有当排烟温度降低到露点以下时,才能回收烟气中的冷凝潜热。因此在计算烟气潜热时需要减去已经凝结析出的冷凝水,用烟气中剩余的水蒸气量进行计算。

$$M_g = M_{g,1} + M_{H_2O,1} = M_{g,2} + M_{H_2O,2} \quad (3)$$

$$M_{H_2O} = V_{H_2O} \rho_{H_2O} \quad (4)$$

式中: M_g —烟气的总质量,kg; $M_{g,1}$ —烟气经管壳式换热器后的质量,kg; $M_{H_2O,1}$ —烟气经管壳式换热器被冷凝的水蒸气的质量,kg; $M_{g,2}$ —烟气经低温空预器后的质量,kg; $M_{H_2O,2}$ —烟气经低温空预器被冷凝

的水蒸气质量, kg; V_{H_2O} —烟气中水蒸气的体积, m^3 ;

ρ_{H_2O} —水蒸气的密度, kg/m^3 。

(3) 传热系数

传热系数是衡量换热器性能的重要指标,不同结构的换热器,在处理相同的流体时,传热系数是不同的。传热系数的计算公式为:

$$Q = UST_{LM}F_1 \quad (5)$$

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_{out}} + \frac{1}{h_w} + \frac{x_{w,j}}{k_{m,j}} \quad (6)$$

$$Nu = AR e^B Pr^C \quad (7)$$

$$h_w = \frac{Nuk_g}{D_p} \quad (8)$$

式中: Q —换热器的热负荷, kW; U —总传热系数, $W/(m^2 \cdot K)$; S —传热面积, m^2 ; T_{LM} —对数平均温差, K; F_1 —对数平均温差校正因子; h_{out} —管外流体的对流传热系数, $W/(m^2 \cdot K)$; h_w —管内流体的局部传热系数, $W/(m^2 \cdot K)$; $x_{w,j}$ —管道的壁厚, m; $k_{m,j}$ —管道的导热系数, $W/(m \cdot K)$; Nu —努塞尔数; A —管内的换热面积, m^2 ; Re —雷诺数; Pr —普朗特数; k_g —导热系数, $W/(m \cdot K)$; D_p —定性长度, m。

2.2 系统性能参数

(1) 烟气中水蒸气的冷凝率

$$m_{H_2O} = V'_{H_2O} \rho_{H_2O} = \left(V_{H_2O} - \frac{p_s}{p_y} V_y \right) / \left(1 - \frac{p_s}{p_y} \right) \cdot \frac{18}{22.4} \quad (9)$$

$$\phi = \frac{V'_{H_2O}}{V_{H_2O}} \quad (10)$$

式中: m_{H_2O} —烟气中冷凝水蒸气的质量, kg; V_{H_2O} —烟气中总的水蒸气体积, m^3 ; V'_{H_2O} —烟气中冷凝部分水蒸气体积, m^3 ; p_y —烟气压力, Pa; p_s —对应排烟温度下水蒸气饱和压力, Pa; ϕ —水蒸气的冷凝率, %。

(2) 压缩式热泵烟气余热回收率及热泵的性能系数

$$Q_x = CVt \quad (11)$$

$$Q_r = M_{H_2O} r_{H_2O} \quad (12)$$

$$Q = Q_x + Q_r \quad (13)$$

$$Q_{in} = \frac{F_{v, gas}}{3600} Q_{net, ar} \quad (14)$$

$$\eta = \frac{Q}{Q_{in}} \quad (15)$$

$$COP = \frac{Q_{re}}{Pe_{hp} + Pe_{kp}} \quad (16)$$

式中: Q_x —烟气的显热, kJ; C —体积定压热容, $kJ/(m^3 \cdot K)$; V —成分容积, m^3/m^3 ; t —温度, $^{\circ}C$; Q_r —烟气的潜热, kJ; Q —烟气的总余热, kJ; M_{H_2O} —烟气中水蒸气的质量, kg; r_{H_2O} —水蒸气汽化潜热, kJ/kg ; η —烟气余热回收率, %; Q_{in} —锅炉输入热量, kW; $F_{v, gas}$ —燃气体积流量, m^3/h ; $Q_{net, ar}$ —燃气的低位发热量, $36.58 MJ/m^3$; Q_{re} —供热回水在热泵系统中吸收的热量, kW; Pe_{hp} —压缩式热泵耗电功率, kW; Pe_{kp} —循环水泵耗电功率, kW。

(3) 压缩式热泵烟气余热回收系统整个采暖季节约的燃气费与水费^[19]为:

$$q_1 = \frac{Q \times 10^6}{Q_{net, ar}} \eta_1 \quad (17)$$

$$q_2 = \frac{Q_g \times 10^6}{Q_{net, ar}} \eta_2 \quad (18)$$

$$B_t = q_1 - q_2 \quad (19)$$

$$S_{g, t} = B_t A_g \quad (20)$$

$$M_L = q_2 \eta_1 \eta_s m \quad (21)$$

$$S_{g, s} = M_L B_s \quad (22)$$

式中: Q_g —单台锅炉的供热量, kJ; q_1 —改造前锅炉的耗气量, 万 m^3 ; q_2 —改造后锅炉耗气量, 万 m^3 ; B_t —节约的燃气量, 万 m^3 ; A_g —燃气单价, 2.56 元/ m^3 ; η_1 —锅炉热效率, %; η_2 —锅炉热效率与余热回收热效率之和, %; $S_{g, t}$ —节约的燃气费用, 元; M_L —冷凝水量, 万 t; $S_{g, s}$ —节约的水费, 万元; B_s —水费, 4.1 元/ m^3 ; η_1 —冷凝率, %; η_s —冷凝水的实际回收率, 0.6; m —每 1 m^3 天然气充分燃烧后产水量, kg。

3 烟气余热回收效果分析

3.1 系统结构参数

采用兰州市某天然气锅炉实际运行数据开展研究工作。该锅炉房配置 3 台 29 MW 燃气热水锅炉, 锅炉型号为 SZS29-1.6/130/70, 设计压力为 1.6 MPa, 热效率为 95.8%, 供热面积为 156.8 万 m^2 , 供暖天数为 151 天。单台锅炉运行数据归纳如表 1 所示。

表 1 单台锅炉运行参数

Tab. 1 Operation parameters of a single boiler

名 称	数 值
锅炉供热量/GJ	378 345.6
额定循环水量/t·h ⁻¹	413.0
额定水容积/m ³	31.6
燃料消耗量/m ³ ·h ⁻¹	3 092.0
锅炉补水量/t·h ⁻¹	4.1
排烟温度/℃	90.0
供热回水温度/℃	50.0

3.2 工况参数点的确定

根据天然气锅炉的实际运行参数,压缩式热泵烟气余热回收系统内部烟气、循环水、制冷剂及供热回水等物流的状态参数见表 2。

表 2 热泵系统内各物流的状态参数

Tab. 2 State parameters of all logistics in heat pump system

流股	名称	压力/ kPa	温度/ ℃	质量流量/ kg·h ⁻¹
1	低温省煤器至换热器烟气	1.4	90	35 660
2	管壳式换热器进口烟气	1.3	70	50 000
3	蒸发器进口循环水	175.0	32	25 950
4	管壳式换热器出口烟气	1.2	30	35 660
5	管壳式换热器进口循环水	200.0	20	25 950
6	膨胀阀出口制冷剂	300.0	28	10 700
7	压缩机进口制冷剂	290.0	46	10 700
8	蒸发器出口循环水	145.0	20	259 500
9	压缩机出口制冷剂	2050.0	92	10 700
10	膨胀阀进口制冷剂	2000.0	64	10 700
11	换热器出口供热回水	470.0	54	50 000
12	冷凝器出口供热回水	320.0	65	50 000
13	换热器进口供热回水	500.0	50	50 000
14	空气预热器出口烟气	1.1	20	35 660

3.3 水蒸气冷凝率

天然气的主要成分为 CH₄,还含有 C₂H₆、C₃H₈、C₄H₁₀、C₅H₁₂及少量 CO₂和 N₂。天然气的具体组成成分和体积分数详见表 3。

在不同的过量空气系数下,燃气锅炉燃烧后 O₂、N₂、CO₂及 H₂O 在标准状况下的体积流量分别如下:

$$V_{O_2} = 2(\lambda - 1)V_k^0$$

(23)

$$V_{N_2} = 0.79\lambda V_k^0 + 0.01\varphi_{N_2}$$

(24)

$$V_{CO_2} = 0.01(CO_2 + \sum m\varphi_{C_mH_n})$$

(25)

$$V_{H_2O} = 0.01\left[\sum \frac{n}{2}\varphi_{C_mH_n} + 0.124(d_g + \lambda V_k^0 d_a)\right]$$

(26)

式中: V_k^0 —理论空气量,m³/m³; φ_{N_2} 、 φ_{CO_2} 、 $\varphi_{C_nH_n}$ —天然气中相应成分体积分数,%; V_{O_2} 、 V_{N_2} 、 V_{CO_2} 、 V_{H_2O} —相应成分容积,m³/m³; λ —过量空气系数; d_g —燃气含湿量,g/kg; d_a —空气含湿量,g/kg。

表 3 天然气成分

Tab. 3 Natural gas composition

组分	体积分数/%
CH ₄	92.81
C ₂ H ₆	3.64
C ₃ H ₈	0.65
C ₄ H ₁₀	0.24
C ₅ H ₁₂	0.09
N ₂	1.23
CO ₂	1.33

水蒸气的分压力与露点温度之间的关系为:

$$p_{H_2O} = \frac{V_{H_2O}}{V_{O_2} + V_{N_2} + V_{CO_2} + V_{H_2O}} p_{st}$$

(27)

$$\ln(p_{H_2O}) = 16.373\,79 - \frac{3\,876.659}{t_{sa} + 229.73}$$

(28)

式中: p_{H_2O} —水蒸气的分压力; $t_{sa} \in (0, 200\text{ }^\circ\text{C})$ —; $p_{st} = 1.01 \times 10^5\text{ Pa}$ —; V_{O_2} 、 V_{N_2} 、 V_{CO_2} 、 V_{H_2O} —相应成分容积,m³/m³。

在不同过量空气系数下水蒸气分压力与烟气露点温度之间的关系如图 2 所示。

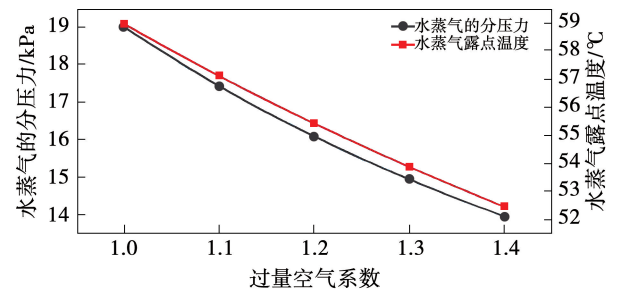


图 2 不同过量空气系数下水蒸气分压力与露点温度之间的关系

Fig. 2 Relationship between water vapour partial pressure and dew point temperature under different excess air coefficients

由图 2 可知,烟气中水蒸气的分压力与露点温度随着过量空气数的增加而逐渐降低。当烟气温度降低到露点温度时,烟气中的水蒸气开始冷凝析出,这是因为随着更多空气的引入,烟气的体积增加,导致其中每种成分的相对含量降低,包括水蒸气。当过量空气系数为 1,1.1 和 1.2 时,水蒸气的露点温度分别为 59,57 和 55 ℃。

不同过量空气系数下排烟温度与烟气中水蒸气冷凝率的关系如图 3 所示。

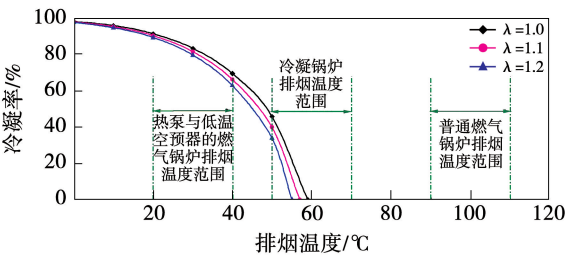


图 3 不同过量空系数下排烟温度与水蒸气冷凝率之间的关系

Fig.3 Relationship between exhaust gas temperature and water vapor condensation rate under different excess air coefficients

由图 3 可知,当排烟温度保持不变时,随着过量空气系数的减小,烟气中水蒸气的冷凝率升高。由于排烟温度与水蒸气的冷凝率成负相关,排烟温度低于近露点温度比远低于露点温度时烟气中水蒸气的冷凝速率快。当过量空气系数为 1,排烟温度为 20 ℃时,烟气中水蒸气的冷凝效果最好,冷凝率为 90.74%。普通燃气锅炉排烟温度为 90 ~ 110 ℃,排烟温度较高,未能降到露点以下而无法有效回收水蒸气的冷凝潜热,造成了能源的浪费;冷凝燃气锅炉,能够把排烟温度降低到 50 ~ 70 ℃,回收了烟气中水蒸气的部分凝结潜热;而基于热泵与低温空预器的燃气锅炉,将排烟温度降低到 20 ~ 40 ℃,充分回收了烟气中的显热和水蒸气的部分凝结潜热,热效率大幅提高。

基于热泵与低温空预器的燃气锅炉尾气水热回收系统能够将排烟温度降至露点温度以下,从而回收烟气中大量的水蒸气。冷凝水占锅炉补水率的关系如图 4 所示。

由于冷凝水呈弱酸性,经凝结水处理装置处理

后可作为锅炉的补水。这样可以节约大量的水资源,从而降低系统运行的成本。由图 4 可知,当排烟温度相同时,过量空气系数与冷凝水占锅炉补水率成反比;当过量空气系数相同时,排烟温度与冷凝水占锅炉补水率成反比。当过量空气系数为 1,排烟温度为 20 ℃时,冷凝水占锅炉补水率为 54.1%。

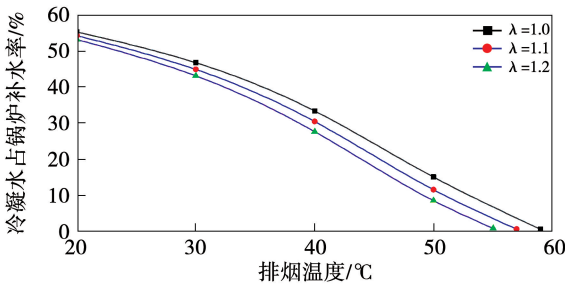


图 4 冷凝水占锅炉补水率

Fig.4 Condensed water accounted for the boiler water replenishment rate

3.4 节约的燃气量

不同过量空气系数下节约的燃气量如图 5 所示。过量空气系数是实际燃烧供给量与理论燃烧供给量的比值。由图 5 可知,当排烟温度保持不变时,节约的燃气量与过量空气系数成反比,这是因为在同一温度下,过量空气系数越大,参与反应的空气量越大,为了充分反应,则需要更多的空气参与。当过量空气系数保持不变时,随着排烟温度的降低,节约的燃气量逐渐增加。当过量空气系数为 1,排烟温度为 20 ℃时,整个采暖季节节约的燃气量为 $1.448 \times 10^6 \text{ m}^3$ 。

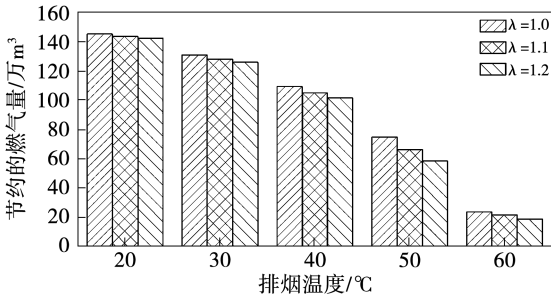


图 5 不同过量空气系数下节约的燃气量

Fig.5 Gas savings under different excess air coefficients

3.5 烟气余热回收率及热泵的性能系数

燃气锅炉的供热性能主要取决于燃气锅炉的供热效率与节能率。影响锅炉供热效率的因素有多

种,但主要影响因素是排烟热损失,造成排烟热损失的主要原因是烟气中含有大量的水蒸气未被冷却到露点温度以下而直接排放。锅炉烟气余热回收率与排烟温度之间的关系如图 6 所示。

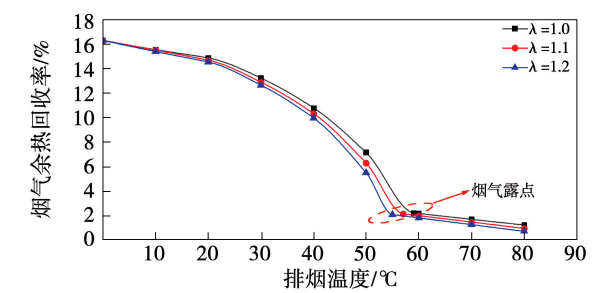


图 6 不同过量空气系数下压缩式热泵烟气余热回收率与排烟温度的关系

Fig. 6 Relationship between flue gas waste heat recovery efficiency and exhaust gas temperature of compressed heat pump under different excess air coefficients

由图 6 可知,燃气锅炉烟气余热回收率随排烟温度的升高而下降,为了提高燃气锅炉烟气余热回收效率应尽量降低排烟温度。当排烟温度保持不变时,燃气锅炉烟气余热回收效率随过量空气系数的增加而减小。排烟温度与烟气余热回收率之间的关系可明显分为两个部分,划分依据为烟气露点温度。

表 4 压缩式热泵烟气余热回收系统初投资

Tab. 4 Initial investment in flue gas waste heat recovery system of compressed heat pump

项目	压缩式热泵	板式换热器	管壳式换热器	低温空预器	安装调试费	辅建费	土建费	总费用
费用/万元	130	70	210	120	38	41	43	652

压缩式热泵烟气余热回收系统维护费主要包括设备维修、备件更换等。设备维修费按初投资的 3% 估算。设备的折旧年限按照 15 年计算,残值率取 3% [20]。

改造后主要新增用电设备为压缩机与循环水泵。电费为 0.72 元/kW·h,则热泵与循环水泵运行成本为:

$$C_{hp} = \frac{62\ 208\ P}{3\ 600} \tag{29}$$

式中: C_{hp} —每天运行成本,元/天; P —热泵与循环水泵每天运行的总电功率,kW。

因系统的初投资与年系统维护费性质不同,不

当过量空气系数为 1,1.1 和 1.2 时,变化比较明显的部分分别为 0~59 °C,0~57 °C 和 0~55 °C,在这些区间烟气中水蒸气的潜热得到回收,且回收的潜热量明显大于烟气的显热量,排烟温度的降低对烟气余热回收率的影响较为明显;另外一部分是从 59~90 °C,57~90 °C 和 55~90 °C,在这些区间中排烟温度高于露点温度,烟气余热回收率的变化较为缓慢。当排烟温度为 20 °C 时,过量空气系数为 1 的情况下,烟气的余热回收效果最好,余热回收率为 14.8%。

热泵的性能系数是指热泵运行过程中的制热量与制热时消耗的功率之比。在相同的工况下,热泵的性能系数越大,其效率越高、性能越好。当过量空气系数为 1,供热回水流量为 80 t/h 时,热泵可将供热回水温度从 50.0 °C 提升至 65.1 °C,热泵的性能系数为 4.25。

4 经济性分析

根据模拟的数据及相关公式计算结果可见,烟气经压缩式热泵烟气余热回收系统后,排烟温度大幅降低,烟气余热得到深度回收,节省了天然气供热成本。通过市场调研了解到,压缩式热泵烟气余热回收系统的初投资为 652 万元,各设备的投资如表 4 所示。

能直接相加,故采用费用年值法分析。

$$Z = C_t \left| \frac{j(1+j)^n}{(1+j)^n - 1} \right| + C_r \tag{30}$$

式中: Z —费用年值,元/年; C_t —初投资费,元; C_r —一年运行维护费,元; j —年利率,取 10%; n —设备寿命,取 15 年。

基于模拟提供的数据及相关公式计算结果可得,当排烟温度为 20 °C 时,不同过量空气系数下节约燃气费与水费的关系如图 7 所示。由图 7 可知,对于 29 MW 的燃气锅炉,供热面积为 156.8 万 m²,供暖 151 天;当排烟温度为 20 °C,当过量空气系数为 1 时,压缩式热泵烟气余热回收系统每个采暖季

节约的燃气费与水费共计最多达 379.6 万元。

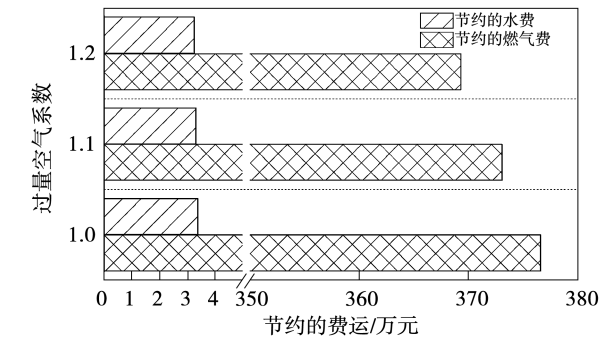


图7 不同过量空气系数下节约燃气费与水费的关系

Fig.7 Relationship between gas and water saving costs under different excess air coefficients

供暖季压缩式热泵烟气余热回收系统运行费用如表 5 所示。

表 5 压缩式热泵烟气余热回收系统运行费用

Tab.5 Operating costs of flue gas waste heat recovery system of compressed heat pump

类别	日常维护	年折旧费	其他费用	热泵运行费用	循环水泵运行费用
费运/万元	19.56	42.16	16.3	81.1	1.4

烟气余热回收系统的投资回收期为^[20]：

$$P_i = N - 1 + \frac{E}{F} \tag{31}$$

式中： P_i —回收成本所需年数； N —累计效益净现值出现正值的年份； E —第 $N - 1$ 年累计效益现值的绝对值； F —第 N 年净效益现值。

根据压缩式热泵烟气余热回收系统整个采暖季的节约的费用计算结果可得,该系统的投资回收期为 2.1 年,经济性较为优越。

5 结 论

针对燃气锅炉大量烟气直接排放带来的环境污染和能源浪费等问题,本文提出了一种压缩式热泵烟气余热回收系统与低温空预器相结合的方式,该方式可实现烟气余热的梯级回收。通过以上分析,当过量空气系数为 1 时,得出以下结论:

(1) 经压缩式热泵烟气余热回收系统排烟温度显著降低,从 90 ℃ 降至 20 ℃,烟气余热回收效率达到 14.8%。

(2) 当供热回水流量为 80 t/h 时,热泵可将供热回水温度从 50.0 ℃ 提升至 65.1 ℃,热泵的制热性能系数为 4.25。

(3) 对于 29 MW 的燃气锅炉,供热面积为 $5.2 \times 10^5 \text{ m}^2$,供暖 151 天时,烟气中回收的冷凝水量为 8 000 t,占锅炉补水量的 54.1%。冷凝水呈弱酸性,经凝结水处理装置处理后可作为锅炉的补水。

(4) 经济分析表明:压缩式热泵烟气余热回收系统每个采暖季可节约的费用为 379.6 万元,投资回收期为 2.1 年。

参考文献:

[1] GAO J,SUN Z,WANG Z,et al. Measurement method and influencing factors of temperature and humidity of condensed flue gas based on in situ flue gas heat tracing [J]. Measurement,2018,120:100 – 106.

[2] MIRÓ L,BRUECKNER S,MCKENNA R,et al. Methodologies to estimate industrial waste heat potential by transferring key figures: A case study for Spain [J]. Applied Energy,2016,169:866 – 873.

[3] 张群力,张晓月,王明爽,等. 热泵型烟气冷凝余热回收系统实验研究 [J]. 建筑科学,2021,37(6):150 – 154.

ZHANG Qun-li,ZHANG Xiao-yue,WANG Ming-shuang, et al. Experimental study on heat pump type flue gas condensation waste heat recovery system [J]. Building Science, 2021, 37 (6) : 150 – 154.

[4] 时国华,刘彦琛,李晓静,等. 天然气烟气余热高效回收技术研究进展 [J]. 热力发电,2020,49(2):1 – 9.

SHI Guo-hua, LIU Yan-chen, LI Xiao-jing, et al. Research advances on waste heat recovery technology of natural gas-fired flue gas [J]. Thermal Electric Generation,2020,49(2):1 – 9.

[5] 黄忠源,李进,安洪光,等. 天然气—蒸汽联合循环—碳捕获机组节能改造及烟气余热利用技术经济研究 [J]. 中国电机工程学报,2017,37(14):4147 – 4155.

HUANG Zhong-yuan, LI Jin, AN Hong-guang, et al. Techno-economic study on energy saving retrofit and flue gas waste heat utilization of natural gas combined cycle-CO₂ capture plant [J]. Proceedings of the CSEE,2017,37(14):4147 – 4155.

[6] 郭江峰,张海燕,崔欣莹,等. 低品位烟气余热回收换热器热力学分析 [J]. 工程热物理学报,2020,41(1):39 – 45.

GUO Jiang-feng,ZHANG Hai-yan,CUI Xin-ying, et al. The thermal analysis of low grade flue gas heat recovery heat exchanger [J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2020, 41 (1) : 39 – 45.

[7] 吴彦丽,陈赞林,赵子萱,等. CO₂ 热泵耦合燃气锅炉供暖系统

- 研究[J]. 热力发电, 2021, 50(5): 133 – 138.
- WU Yan-li, CHEN Zan-lin, ZHAO Zi-xuan, et al. Research on CO₂ heat pump coupling gas boiler heating system [J]. Thermal Power Generation, 2021, 50(5): 133 – 138.
- [8] YANG B, JIANG Y, FU L, et al. Conjugate heat and mass transfer study of a new open-cycle absorption heat pump applied to total heat recovery of flue gas [J]. Applied Thermal Engineering, 2018, 138: 888 – 899.
- [9] TERHAN M, COMAKLI K. Design and economic analysis of a flue gas condenser to recover latent heat from exhaust flue gas [J]. Applied Thermal Engineering, 2016, 100: 1007 – 1015.
- [10] SONG Z, CHEN J, YANG L. Heat transfer enhancement in tubular heater of Stirling engine for waste heat recovery from flue gas using steel wool [J]. Applied Thermal Engineering, 2015, 87: 499 – 504.
- [11] 杨凯旋, 封又琳, 刘 明, 等. 燃煤机组烟气余热和水协同回收系统多参数优化及运行策略 [J]. 中国电机工程学报, 2021, 41(13): 4566 – 4576.
- YANG Kai-xuan, FENG You-lin, LIU Ming, et al. Multi-parameter optimization and operation strategy of flue-gas waste heat and water co-recovery system for coal-fired power plants [J]. Proceedings of the CSEE, 2021, 41(13): 4566 – 4576.
- [12] 张 硕, 闵春华, 何 静, 等. 降膜直接接触余热回收性能研究 [J]. 热能动力工程, 2019, 34(12): 86 – 92.
- ZHANG Shuo, MIN Chun-hua, HE Jing, et al. Study on heat recovery of the falling film and direct contact method [J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2019, 34(12): 86 – 92.
- [13] 李志斌, 阴继翔, 李娜英, 等. 直接接触式湿烟气余热回收传热传递数值研究 [J]. 上海电力大学学报, 2022, 38(4): 361 – 368.
- LI Zhi-bin, YIN Ji-xiang, LI Na-ying, et al. Numerical study on heat and mass transfer of direct contact wet flue gas waste heat recovery [J]. Journal of Shanghai University of Electric Power, 2022, 38(4): 361 – 368.
- [14] 张群力, 张晓月, 曹明凯. 直接接触式烟气冷凝余热回收装置性能实验研究 [J]. 暖通空调, 2020, 50(6): 124 – 128.
- ZHANG Qun-li, ZHANG Xiao-yue, CAO Ming-kai. Experimental study on performance of a direct contact flue gas condensing waste heat recovery device [J]. Heating, Ventilating & Air Conditioning, 2020, 50(6): 124 – 128.
- [15] LU D, CHEN G, GONG M, et al. Thermodynamic and economic analysis of a gas-fired absorption heat pump for district heating with cascade recovery of flue gas waste heat [J]. Energy Conversion and Management, 2019, 185: 87 – 100.
- [16] 孙 健, 霍 成, 马世财, 等. 基于电动热泵的天然气管道余热深度回收研究 [J]. 中国电机工程学报, 2021, 42(11): 1 – 10.
- SUN Jian, HUO Cheng, MA Shi-cai, et al. Research on deep waste heat recovery of natural gas boiler based on electric heat pump [J]. Proceedings of the CSEE, 2021, 42(11): 1 – 10.
- [17] 闫 敏, 李民强, 胡德军, 等. 沉浸式换热 – 热泵烟气余热回收系统应用研究 [J]. 山东建筑大学学报, 2022, 37(3): 44 – 50.
- YAN Min, LI Min-qiang, HU De-jun, et al. Application research of immersive heat exchanger-heat pump flue gas waste heat recovery system [J]. Journal of Shandong Jianzhu University, 2022, 37(3): 44 – 50.
- [18] 高 月, 陈丽娟, 赵 帅, 等. 热轧板坯加热炉烟气余热回收技术的开发和应用 [J]. 热能动力工程, 2020, 35(7): 223 – 228.
- GAO Yue, CHEN Li-juan, ZHAO Shuai, et al. Development and application of flue gas waste heat recovery technology for hot rolled slab heating furnace [J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2020, 35(7): 223 – 228.
- [19] 别尔兰·贾纳依汗. 某燃气锅炉房烟气余热回收应用案例分析 [J]. 石油和化工设备, 2021, 24(9): 101 – 105.
- BIEERLAN J. Application case analysis of flue gas waste heat recovery in gas boiler room [J]. Petroleum and Chemical Equipment, 2021, 24(9): 101 – 105.
- [20] 田秋晨. 济南黄台电厂循环水吸收式热泵供热系统研究 [D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2017.
- TIAN Qiu-chen. Study on the circulating water based absorption heat pump heating system in Huangtai power plant of Jinan [D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2017.

(金圣迪 编辑)