

doi:10.3969/j.issn.1671-5152.2026.07.007

燃气锅炉余热回收技术经济性分析

毛 祥, 刘 蕾, 滕小果, 葛 鑫, 许雨若

北京市燃气集团有限责任公司

摘 要: 针对北京市某燃气锅炉房5.6MW锅炉排烟余热回收, 利用二次网低温回水条件, 设计直接换热与电压缩式热泵两种烟气余热深度回收方案, 实测运行参数, 提出基于峰谷电价的混合运行模式, 并对3种模式进行技术经济性评价。结果表明, 直接回收模式系统简单、系统能效比高, 但排烟温度较高; 热泵回收需3台及以上压缩机方可实现更大换热量与更低排烟温度。在直接回收模式下, 第一片换热器承担主要温降, 低负荷时单片即可满足需求。直接回收投资回收期仅1.47年, 经济性最优; 混合运行模式可平衡初投资与运行收益, 将含热泵系统的回收期由11.82年缩短至4.59年。该系统每年可减少碳排放 $29.18\text{tCO}_2 \sim 65.01\text{tCO}_2$ 。

关键词: 燃气锅炉; 烟气余热回收; 水源热泵; 经济性分析

Techno-Economic Analysis of Waste Heat Recovery Technology for Gas-Fired Boilers

MAO Xiang, LIU Lei, TENG Xiaoguo, GE Xin, XU Yuruo

Beijing Gas Group Co., Ltd.

Abstract: Focusing on waste heat recovery from the flue gas of a 5.6 MW gas-fired boiler in a heating plant in Beijing, this study designs two deep flue gas heat recovery schemes—direct heat exchange and electric vapor-compression heat pump—leveraging the low-temperature return water conditions of the secondary heating network. Based on measured operational parameters, a hybrid operation mode incorporating peak–valley electricity pricing is proposed, and a techno-economic evaluation is conducted on three operation modes. The results indicate that the direct recovery mode offers a simpler system configuration and higher system energy efficiency ratio, yet results in relatively higher exhaust gas temperatures. In contrast, the heat pump recovery mode requires three or more compressors to achieve greater heat exchange capacity and lower exhaust temperatures. Under the direct recovery mode, the first heat exchanger bears the majority of the temperature drop, and a single unit suffices under low-load conditions. The direct recovery mode demonstrates the best economic performance, with a payback period of only 1.47 years. The hybrid operation mode balances initial investment and operational revenue, shortening the payback period of the heat pump-involved system from 11.82 years to 4.59 years. The system can reduce carbon emissions by 29.18 tCO_2 to 65.01 tCO_2 annually.

Keywords: gas-fired boiler; flue gas waste heat recovery; water-source heat pump; economic analysis

1 概述

燃气锅炉排烟温度一般高于露点温度, 烟气不仅带走一部分显热, 同时还将占天然气热值约

10%的潜热随烟气直接排放^[1]。因此, 实施烟气余热深度回收, 将排烟温度降至露点以下充分回收余热, 是进一步挖掘锅炉节能潜力、降低运行成本的重要路径之一。目前, 燃气锅炉烟气余热回收主要

[第一作者简介] 毛祥, 工程师, 从事新能源供热、节能改造研究工作。

面临3个难题：一是排烟温度降至露点以下时产生的酸性冷凝水对换热器腐蚀严重，影响设备寿命^[2]；二是利用电压缩式热泵回收烟气余热可以解决锅炉给水回收余热时给水温度较高的问题，但其经济性受到锅炉负荷、热泵性能、电价等多种因素的影响，实际效果有待考察^[3]；三是小型锅炉房安装空间狭窄，对换热器的紧凑性和换热效率要求更高。

微通道换热器凭借紧凑结构和高传热系数，能够在有限空间内实现高效换热，且配合防腐处理可应对冷凝腐蚀问题，为解决上述难题提供了可行路径。在实际燃气锅炉房中可采用二次网回水直接回收与耦合热泵回收两种技术路线，其初投资、运行成本、回收深度和适用场景差异显著。目前缺乏基于实测数据的系统性对比与选型判据，为工程设计提供定量依据。本文依托实际燃气锅炉节能改造项目，测试新型微通道换热器换热性能，并对利用锅炉房侧二次网回水和热泵的两种余热回收方案进行技术经济性对比分析，旨在明确不同边界条件下的最优技术方案，为燃气锅炉烟气余热深度回收的工程决策提供依据。

2 余热回收系统

2.1 项目情况

项目位于北京市丰台区某供暖锅炉房，安装有2台4.2MW和1台5.6MW燃气真空热水锅炉。选取5.6MW锅炉进行节能改造。供热系统为间接供热的地暖系统，共设3个换热站。其中位于锅炉房内的换热站设计供热量4.8MW，一次侧供/回水设计温度55℃/45℃，二次侧供/回水设计温度45℃/35℃，设计压力均为1.0MPa。5.6MW锅炉主要运行参数见表1，计算得70%负荷率下锅炉热效率为91.7%。

表1 锅炉运行参数

锅炉回水流量 (m³/h)	324.85
回水温度 (℃)	38.59
供水温度 (℃)	47.54
燃气消耗量 (Nm³/h)	398.15
负荷率 (%)	70

2.2 系统工艺

由于其中一个换热站在锅炉房内，二次网回水温度低，可以直接引入，深度余热回收系统如图1所示。系统有两种运行模式，直接回收模式：热泵机组及循环水泵关闭，低温二次网回水直接进入烟气换热器，与烟气换热升温后返回二次网回水总管。热泵回收模式：烟气换热器连接二次网回水的阀门关闭，中介循环水将烟气热量传递至水源热泵蒸发器，热泵冷凝器加热部分二次网回水。

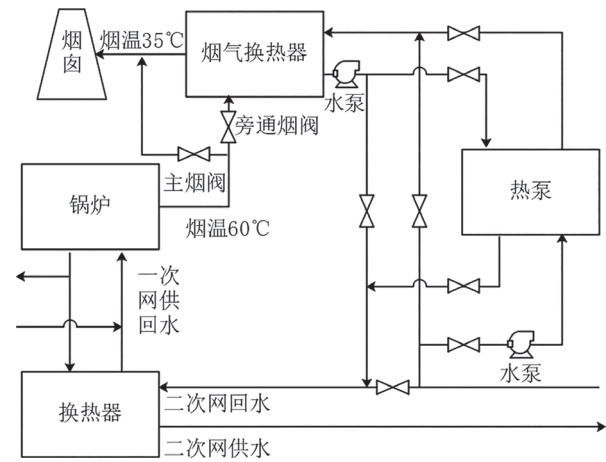


图1 燃气锅炉余热回收系统

系统配置两台额定制热量180kW的水源热泵，工质为R410a，每台机组含4台定频压缩机，通过调节压缩机开启台数匹配锅炉负荷变化，热泵性能参数见表2。

表2 水源热泵性能参数

项目	标准制热工况
名义制热量 (kW)	180
输入功率 (kW)	54.5
热源侧制冷量 (kW)	125.5
热水进/出温度 (℃)	55/60
热水额定流量 (m³/h)	21.6
热水侧水路压降 (kPa)	≤50
冷水进/出温度 (℃)	20/15
冷水额定流量 (m³/h)	31.0
冷水侧水路压降 (kPa)	≤50
外形尺寸 (mm)	2050×1450×1006

在5.6MW锅炉尾部烟道上加装新型防腐微通道

换热器,换热器尺寸为1 012mm*1 125mm*1 450mm (包括变径)。面对直径800mm的锅炉尾部烟道,通过简单变径即可接入,占用空间极少,尤其适合尾部空间受限的改造项目。换热器内部有3片微通道换热器,微通道换热器总重48.9kg。加上外壳和变径段,换热器整体重量远低于同工况的传统换热器,安装时对烟道支架的附加载荷小,现场吊装、检修更省力。换热器金属表面做电泳处理,形成一层均匀的防腐蚀涂层,具有良好的耐腐蚀性。

3 数据计算

3.1 性能计算

烟气余热回收量即为热泵蒸发器侧的吸热量。热泵冷凝侧的放热量依据实验收集的二次网供水数据计算。系统综合能效比(COPs)分别按以下式(1)(2)计算:

$$Q_c = m_{w,c} c(t_{c,out} - t_{c,in}) \quad (1)$$

$$COP_s = \frac{Q_c}{W + W_p} \quad (2)$$

式中, Q_c 为热泵冷凝侧放热量,kW; $m_{w,c}$ 为冷凝侧水的质量流量,kg/s; $t_{c,in}$ 、 $t_{c,out}$ 为冷凝侧进、出水温度,℃; W 为压缩机耗功,kW; W_p 为水泵耗功,kW。

3.2 经济性计算

系统固定投入包括设备购置和安装投入。余热回收系统的主要设备包括:(1)烟气换热器;(2)热泵机组;(3)其他设备,包括管路管架、水泵、仪表、控制系统等。系统的补水直接接入锅炉房补水系统。系统安装投入包括设备安装调试、烟道改造。各项费用详见表3。

表3 两种模式的固定投入

	类别	直接回收模式	热泵回收模式
设备投入	烟气换热器(万元)	1.8	1.8
	热泵(万元)	/	15
	其他设备(万元)	2	3
	小计(万元)	3.8	21.8
安装投入	安装改造(万元)	10	20
合计(万元)		13.8	39.8

余热回收模式需核算电费,水费,人工和维护费用。其中,电费包括水泵、热泵耗电。该模式水耗少,不考虑水费。相较于锅炉日常运维,该模式无需考虑人工费用。热泵年维护费用按热泵投入的1%计算。热年节约费用C是余热回收系统供热量折算的天然气费用,按照下式(4)计算。

$$C = \frac{3\,600Qt}{\eta H_L} \quad (3)$$

式中, Q 为余热回收量,kW; t 为锅炉年小时利用数,h; η 为锅炉热效率,%; H_L 为天然气低热值,kJ/Nm³; P 为天然气价格,元/Nm³。

二次网回水温度范围31℃~36℃,波动较小,忽略热泵性能修正。热泵用电量按照回收热量进行估算,供暖季期间系统开启时水泵用电量基本不变。

2025年—2026年度锅炉用气量为122.3×10⁴m³,平均负荷率为68%,中日平均负荷率65%~84%天数达到88天,占供暖季主要时段。由于锅炉长期在70%负荷附近运行,因此采用该工况下的余热回收能力去推算系统全年性能表现,折算得到70%负荷下锅炉年利用小时数为2 807h。

燃气价格按照北京市供暖用气价格2.89元/m³,电价按照北京市工商业用电峰谷价格。天然气低位热值为33.45MJ/m³。根据生态环境部发布的《关于发布2023年电力二氧化碳排放因子的公告》,电力平均二氧化碳排放因子取0.555 4kgCO₂/kWh。按照《北京市企业(单位)二氧化碳排放核算和报告指南》,天然气因子取1.992 kgCO₂/m³。

4 结果与讨论

4.1 运行模式对系统性能的影响

在70%锅炉负荷和主烟阀60%开度下进行两种系统模式测试,主要运行参数如表4所示。

在直接回收模式下,仅靠循环水泵驱动二次网回水流经3片并联换热器吸收烟气余热,余热回收量为68.6kW,烟气温降为17.0℃,换热器进水温度为31.1℃。此时系统COPs达到18.54,但排烟温度为34℃仍较高,烟侧与水侧出口温差为3.1℃,余热利用深度有限。

在热泵回收模式下,当仅开启2台压缩机时,

表4 不同运行模式下余热回收系统运行数据

模式	压缩机开启台数(台)	烟气入口为温度(℃)	烟气出口为温度(℃)	烟气温降(℃)	换热器进水温度(℃)	余热回收量(kW)	制热量(kW)	系统耗功(kW)	COP _s
直接回收	0	51	34	17	31.1	68.6	68.6	3.7	18.54
热泵回收	2	52.7	37.1	15.6	34.7	55.66	70.03	20.5	3.42
	3	52.4	28.9	23.5	26.6	70.51	89.68	28.9	3.10
	4	50.8	21.6	29.2	17.8	89.31	115.02	36.7	3.13
	5	50.6	15.3	35.3	13.1	107.83	144.9	45.2	3.21
	6	50.8	12.1	38.7	8.1	122.25	174.14	52.7	3.3

余热回收量为55.66kW，反而低于直接回收余热回收量，这是因为2台压缩机的功率不足以驱动足够的制冷剂循环，使得蒸发器的吸热能力和烟气侧的余热回收潜力无法匹配，此时换热器进水温度为34.1℃，高于直接回收下进入换热器的二次回水温度，导致换热器烟侧与水侧换热温差减小，换热量减小。当压缩机台数增加至3台时，换热器进水温度可降至26.6℃，余热回收量为70.51kW，略高于直接回收。当压缩机台数增加至4台时，换热器进水温度可大幅降至17.8℃，余热回收量为89.68kW。当压缩机台数增加至5台、6台时，换热器进水温度分别降至13.1℃、8.1℃，余热回收量分别为107.83kW、122.25kW。且随着压缩机台数增加，排烟温度显著降低，制热量显著增加且增加趋势增大，COP_s在3.1℃~3.42℃之间。

由此可知，直接回收模式系统简单且COP_s高，但回收深度有限；并联3片换热器热泵回收模式需开启3台及以上压缩机系统余热回收效果才能超越直接回收模式，且随台数增加优势更显著，但系统COP_s会小幅降低。若需要更大的余热回收量和更低的排烟温度，可考虑采用热泵回收；若只需要回收大部分余热且电费较贵时，则优先选择直接回收模式。

4.2 烟气量对系统性能的影响

表5为不同主烟阀开度下直接回收模式运行数据，换热器进水流量控制在15m³/h，换热器是并联安装。随着主管路烟阀开度减小，烟气量增加，制热量从36.10kW增加到83.71kW。尤其在小烟气流量（主烟阀全开）时第一级温降占比更大。在主烟阀全开时，第一片换热器烟气温降达到15.96℃，

占总温降的92%。并且烟气出第一片换热器时温度已降至36.16℃，与进水温度温差降低，后两片换热器对数温差减小，此时后两片换热器对总制热量的增量贡献非常有限。在主烟阀全开时，第一片换热器前后烟气温降为10.6℃，占总温降的比例降至69%。因此，在多数运行工况下，第一片换热器前后烟气温降占比最大，尤其是烟气流量小时。当锅炉容量小或长期在中低负荷运行，余热回收量需求较小时，单片换热器余热回收效率已经很高，增加片数对提升余热回收量作用小，反而增加设备投入与烟侧压降，因此，建议采用单片。当锅炉负荷较高，余热回收量需求较高时，余热回收量>50kW时，此时采用双片或3片换热器能显著提升系统整体余热回收深度。

4.3 经济性分析及运行优化

热泵回收模式有更高的余热回收率，但耗电量较高。基于两种模式提出混合运行模式，在谷电时段开启热泵回收模式，其他时段关闭热泵，开启直接回收模式。对比直接回收、热泵回收及混合运行3种模式的年运行费用、回收期及降碳量，见表6。

3种模式的年节约燃气量分别为3.56万m³（直接）、4.16万m³（混合）和5.61万m³（热泵）。直接回收模式节能率相对较低；热泵回收模式凭借深度冷凝，可回收大量潜热，节气量较前者提升约57.35%。然而受电力排放因子影响，热泵回收模式因耗电量较大，年降碳量仅为29.18tCO₂，远低于直接回收模式和混合运行模式，环境效益反而最差。直接回收模式经济性表现最佳，尽管节气量最小，但年用电量仅1.07万kWh，电费成本低（0.93万元），最终年净收

表5 不同主烟阀开度下余热回收系统运行数据

主烟阀开度 (%)	烟气入口为温度 (°C)	第一片换热器、出口温度 (°C)	第二片换热器出口温度 (°C)	第三片换热器出口温度 (°C)	烟气温降 (°C)	换热器进水温度 (°C)	换热器出水温度 (°C)	制热量 (kW)
100	52.12	36.16	34.72	32.30	17.38	33.27	35.34	36.10
65	52.12	40.26	36.38	34.78	17.34	32.22	35	48.48
45	52	40.36	36.58	35.08	16.92	32.16	35.74	62.44
0	51.96	41.36	38.6	36.7	15.24	32.1	36.9	83.71

表6 3种模式的运行费用、回收期及降碳量

	直接回收模式	热泵回收模式	混合运行模式
年用电量 (kWh)	1.07×10^4	14.86×10^4	5.09×10^4
年电费 (万元)	0.93	12.84	3.35
年制热量 (kWh)	30.46×10^4	47.93×10^4	35.56×10^4
年节约燃气 (m^3)	3.56×10^4	5.61×10^4	4.16×10^4
年节约费用 (万元)	10.30	16.20	12.02
年收益 (万元)	9.37	3.37	8.68
回收期 (a)	1.47	11.82	4.59
年降碳量 (tCO_2)	65.01	29.18	54.56

益达9.37万元,静态投资回收期仅1.47年,是经济性最优方案。混合模式通过优化运行策略,将热泵回收模式的年用电量从14.86万kWh降至5.09万kWh,电费压缩至3.35万元,年净收益达8.68万元,接近直接回收模式。回收期也从11.82年缩短至4.59年,有效平衡了节能深度与运行成本。

若以经济效益为首要目标,直接回收模式应为工程首选,其回收期短、系统简单、运维成本低。若有峰谷电价政策支持,可考虑混合运行模式,作为兼顾节能与投资的替代方案。纯热泵回收模式在当前北京工商业电价、供暖用气价格下暂不推荐。仅当气价上涨、电价下降或有充足财政补贴时,才具备推广价值。

5 结论

(1) 直接回收模式系统简单、 COP_s 高,但排烟温度较高;热泵回收模式需3台及以上压缩机方可实现更大换热量与更低排烟温度,但 COP_s 有所降低。实际选用应根据对余热回收深度与经济性的侧重进行权衡。

(2) 在直接回收模式下,第一片换热器承担了主要温降,尤其在小烟气流量时占比可达90%以上。因此,当锅炉容量小或长期中低负荷运行、余热回收需求小时,推荐采用单片换热器;仅在高负荷、余热回收量超过50kW时,采用双片或3片能够有效提升回收深度。

(3) 利用二次网低温回水进行烟气余热回收具备显著的技术可行性与经济潜力。直接回收模式系统简单,静态投资回收期仅为1.47年。混合运行模式有效平衡了热泵初投资、余热回收量与运行成本,将包含热泵的系统回收期从11.82年缩短至4.59年。

参考文献

- [1]张群力,张秋月,曹明凯,等.燃气锅炉烟气余热回收利用技术研究[J].建筑科学,2016,32(06):133-41.
- [2]郭勇,王发现,田学军,等.燃气锅炉烟气余热回收技术及其发展方向[J].工业炉,2025,47(01):24-8.
- [3]邓世丰,张浩远,郭辉,等.压缩式热泵回收燃气锅炉烟气余热的实验研究[J].动力工程学报,2025,45(07):1144-52.