

双冷源三塔水蒸气泵 天然气燃烧余热回收系统技术研究

王 逊¹, 肖 威¹, 童贵宝²

1.北京优奈特能源工程技术有限公司; 2.湖南东恒工程设计有限公司

摘 要: 本文分别采用双冷源三塔水蒸气泵技术和电压缩式热泵技术, 回收5.6MW锅炉天然气燃烧排烟余热; 采用气液直接接触传热传质模型, 采用流程模拟的方法得到系统主要节点参数和节能、减排、经济指标, 并对比不同系统性能; 分析气、电价格对系统经济性影响, 评价系统适宜条件。结果表明, 电压缩式热泵系统热源效率高, 较常规供热系统提高8.9个百分点、较双冷源三塔水蒸气泵系统提高2个百分点; 双冷源三塔水蒸气泵系统减排性能更好, 技术自身具备降氮功能, CO₂减排率高于压缩式热泵系统; 电压缩式热泵系统经济性受气电价格影响大, 而双冷源三塔水蒸气泵系统受电价影响小; 系统用电按谷价电或光伏发电计价时, 适宜采用电压缩式热泵系统; 按用户加权平均电价0.5元/kWh计价时, 双冷源三塔水蒸气泵系统适宜气价为1.8元/m³~2.9元/m³, 其经济性优于电压缩式热泵系统。

关 键 词: 热源效率; 增量投资回收期; CO₂减排率; NO_x排放; 气价; 电价

1 引言

天然气燃烧排烟中水蒸气潜热占天然气低热值的10%以上, 回收该部分热量可有效提高热源效率, 但由于我国区域供热供回水温度较高, 一定程度上限制了冷凝式锅炉的应用。为使烟气降温至露点以下, 一般采用烟气余热回收装置与热泵结合的余热回收技术^[1-4]。按热泵驱动热源不同, 又分为吸收式、电压缩式两种, 但考虑设备投资、安装空间等因素, 在10MW以下的中小型区域锅炉房中更适宜采用基于电压缩式热泵的余热回收技术^[5]。

近年来, 基于换热器的湿法余热回收技术也得到关注^[6-14], 并已开始在国内外中小锅炉房得到应用^[11-12]。采用烟气潜热回收与低氮燃烧耦合技术对1台7MW 燃气热水锅炉进行改造, 实测结果表明: 改造后锅炉热效率提高6.2% (50%负荷)、锅炉单位热

产品NO_x减排率达80%以上^[11]。采用水蒸气泵余热回收技术^[12-14], 对1台5.6MW燃气热水锅炉进行低氮节能改造, 锅炉热效率提高4.4个百分点 (30%负荷)、NO_x排放低于24mg/m³。

为提出适宜中小型燃气锅炉余热回收的系统, 本文分别采用双冷源三塔水蒸气泵技术和电压缩式热泵技术, 回收5.6MW燃气锅炉排烟余热; 采用气液直接接触传热传质模型, 采用流程模拟的方法得到系统主要节点参数和节能、减排、经济指标, 并对比不同系统性能; 分析气、电价格对系统经济性影响, 评价系统适宜条件。

2 单冷源双塔水蒸气泵余热回收技术

水蒸气泵 (以下简称PAVE) 烟气余热回收系统利用气液直接接触换热, 不仅可回收烟气潜热, 而且

可以显著提高助燃空气含湿量,烟气露点温度也随之提高 $10^{\circ}\text{C} \sim 20^{\circ}\text{C}$,为在较高温度的冷源下回收烟气潜热创造了有利条件。同时水蒸气作为稀释剂可有效降低锅炉 NO_x 排放。已有PAVE系统^[12-14]以空气为冷源,是一种单冷源双塔流程,供热系统如图1所示。该技术以循环喷淋水为中介,经过“烟气—循环喷淋水”直接接触换热器(烟气塔)、“循环喷淋水—空气”直接接触换热器(空气塔),将烟气余热转移给空气。烟气塔中,喷淋冷水从上部向下喷洒,烟气自塔下部进入,在填料段与喷淋液直接接触后降温放热,其中的水蒸气冷凝放出大量潜热,喷淋水吸热温度升高,水蒸气冷凝后进入液相,喷淋水流量增大,自塔底排出,作为喷淋热水进入空气塔,用于空气加湿预热;烟气降温除湿后自塔顶排出,最终通过烟囱排至大气;在空气塔中,来自烟气塔底的喷淋热水进入空气塔顶,与塔下部进入的低温空气在填料段中直接接触,空气被加热,同时含湿量增大,湿空气达到预定温度和含湿量后自塔顶排出,进入锅炉燃烧器;喷淋液汇集到塔下部,少量冷凝液排出系统,大部分作为喷淋冷水返回烟气塔,用于烟气降温除湿。

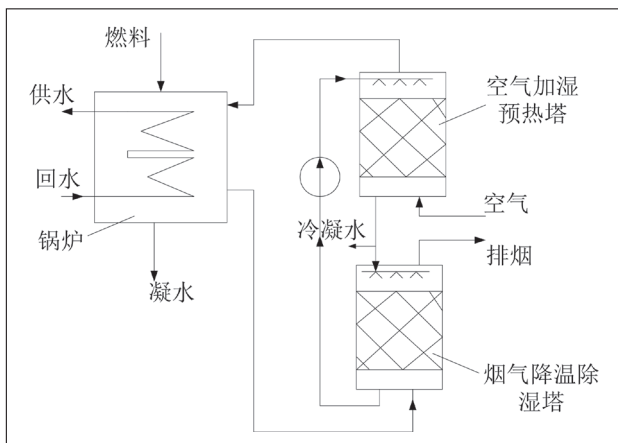


图1 采用单冷源双塔PAVE的锅炉供热系统

图2为烟气冷凝器排烟温度对热源效率、助燃空气温度影响。冷凝器排烟温度为 55°C 时,PAVE供热系统热源效率达到103.5%,较冷凝锅炉热源效率有较大提升,烟气塔排烟温度降至 33.6°C ,达到深度回收烟气余热的目的;在 NO_x 排放方面,已有实验结果表明,在一定范围内提高湿空气含湿量有利于抑制燃烧 NO_x 生成,同时保证稳定燃烧和较低的CO排

放^[6, 7, 9, 11, 15]。对某型号燃烧机,根据运行数据得到助燃湿空气干球温度在 60°C 左右,可以实现 NO_x 排放低于 $30\text{mg}/\text{m}^3$ 。而由图2可见,热源效率达到103.5%时,助燃湿空气温度仅为 42°C 。若考虑 NO_x 排放要求,需要提高助燃湿空气温度至 60°C ,热源效率又仅能达到96%,因此有必要改进PAVE流程,在低氮的同时提高热源效率。

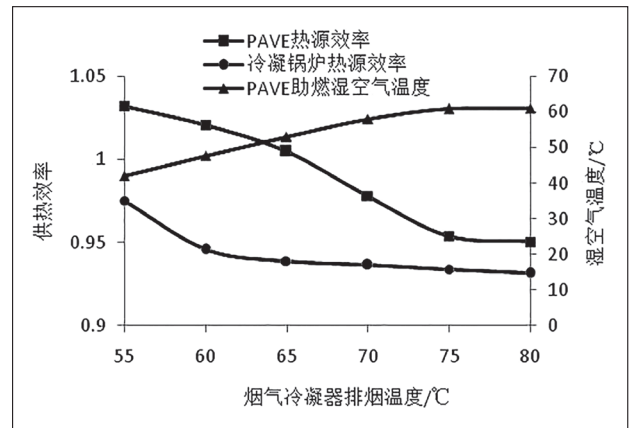


图2 烟温对热源效率、助燃湿空气温度影响

3 双冷源三塔PAVE余热回收系统

3.1 系统流程

在单冷源双塔系统的基础上,本文提出双冷源三塔PAVE余热回收系统(以下简称双冷源三塔PAVE系统),其特点是:①按能量梯级利用的原则将烟气放热分为两部分,并采用空气和二次热网水两种冷源:高温段(塔I)加热温度较高的冷流体,低温段(塔II)加热温度较低的冷流体。高温段以二次热网回水为冷源,温度为 50°C ,低温段以来自加湿塔排水为冷源,温度为 $35^{\circ}\text{C} \sim 50^{\circ}\text{C}$ 。②高温段采用较高的水气比和较大的填料段直径,即充分回收高温段烟气热量,又保证流动要求。低温段进气温度较低,余热回收量小,采用较低水气比,且适当降低填料段直径。③为满足空气加湿塔对入塔喷淋水温度的要求,高温烟气塔排出的热水除加热热网水外,还采出部分用于空气加湿预热。图3为采用双冷源三塔PAVE系统的锅炉供热系统。

锅炉排烟自塔下直接进入烟气塔高温段(烟气塔I),在填料段与喷淋液直接接触后降温放热,其中

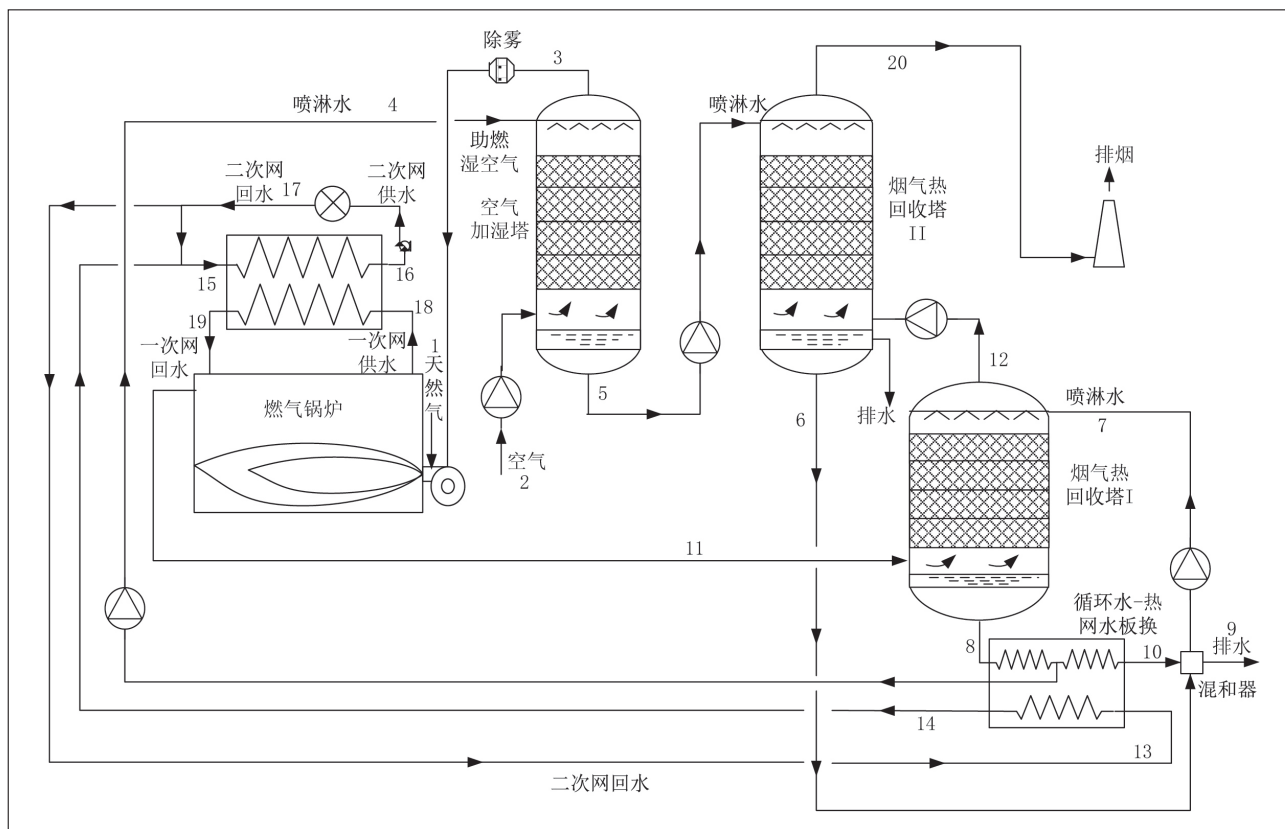


图3 锅炉供热系统（采用双冷源三塔PAVE余热回收技术）

的水蒸气冷凝放出大量潜热，喷淋水吸热温度升高，水蒸气冷凝后进入液相，喷淋水流量增大，自塔底排出，进入“循环水—热网水”板换加热二次热网水，降温至空气塔喷淋水温度后，部分进入空气塔，用于空气加湿预热，剩余部分继续放热后进入混和器；烟气降温除湿后自塔顶排出，进入烟气塔低温段（烟气塔Ⅱ），与来自空气塔的冷水在填料段直接接触，温度和含湿量进一步降低，最后经烟囱排出系统。喷淋水吸收烟气的热量和冷凝水，温度和流量沿流动方向增大，自塔底排出，进入混合器，与来自“循环水—热网水”板换的热侧水混合，排出多余的冷凝水，返回烟气塔高温段（烟气塔Ⅰ）顶；在“循环水—热网水”板换中，高温烟气塔排水与二次热网水换热，高温烟气塔排水降温至空气塔喷淋水温度后，部分进入空气塔，用于空气加湿预热，剩余部分继续放热。水蒸气作为稀释剂可有效降低锅炉 NO_x 排放，因此该流程具有节能、减排的双重作用。

3.2 节点热力参数

本文采用气液直接接触传热传质模型^[16-17]，得到

烟气塔、空气塔沿填料高度的气液温度、流量、压力分布参数，并对供热系统进行流程模拟，得到系统主要节点热力参数，如表1所示。

4 采用压缩式热泵的余热回收技术

4.1 系统流程

如图4所示供热系统，将电压缩热泵用于锅炉排烟余热回收，是目前中小型锅炉余热深度回收的重要技术^[3-4]。用户回水分为3部分：一部分进入烟冷器，被加热至 60°C ；第二部分进入热泵被加热至 60°C ；第三部分与前两部分混合后一起被锅炉一次网热水加热至 70°C 送至用户。采用电驱动的压缩式热泵，制取 20°C 低温水送入烟气—水喷雾式直接接触换热器，锅炉排烟进入喷淋塔底部，与低温水直接接触，烟气降低，析出大量热量。低温水吸收烟气热量，升温至 25°C ，再经循环泵送入热泵蒸发器，放热后降至 20°C ，重新返回喷淋塔。该方案热源效率高，但技术自身无法控制热力 NO_x 生成，因此需要与低氮燃烧器配合使用。

表1 系统主要节点热力参数

序号	物流及气体水蒸气体积分数/%	温度/℃	压力/Bar	流量/ kg $\cdot$ h $^{-1}$
1	天然气	10	1.1	476.2
2	入(空气)塔空气/ 0.15%	5	1.134	8 884.7
3	助燃湿空气/15.6%	60	1.12	9 894.1
4	空气塔喷淋水	65	1.1	28 389
5	空气塔排水	41.83	1.08	27 379.5
6	低温烟气的排水	54.57	1.08	27 980.7
7	高温烟气的循环喷淋水	54.8	1.2	57 130.9
8	高温烟气的排水	65.12	1.18	58 011.9
9	系统排水	54.8	1.08	472.75
10	循环水—热水板换热侧排水	55	1.16	29 622.9
11	锅炉排烟/28.7%	120	1.08	10 370.2
12	高温烟气的排烟/15.97%	57.2	1.07	9 489.02
13	二次网回水	50	9	30 017
14	二次网水	60	9	30 017
15	二次网水	51.2	9	252 071.5
16	二次网回水	70	9	252 071.5
17	二次网供水	50	9	252 071.5
18	一次网供水	95	7	189 007.7
19	一次网回水	70	7	189 007.7
20	低温烟气的排烟/7%	44.4	1.07	8 887.9

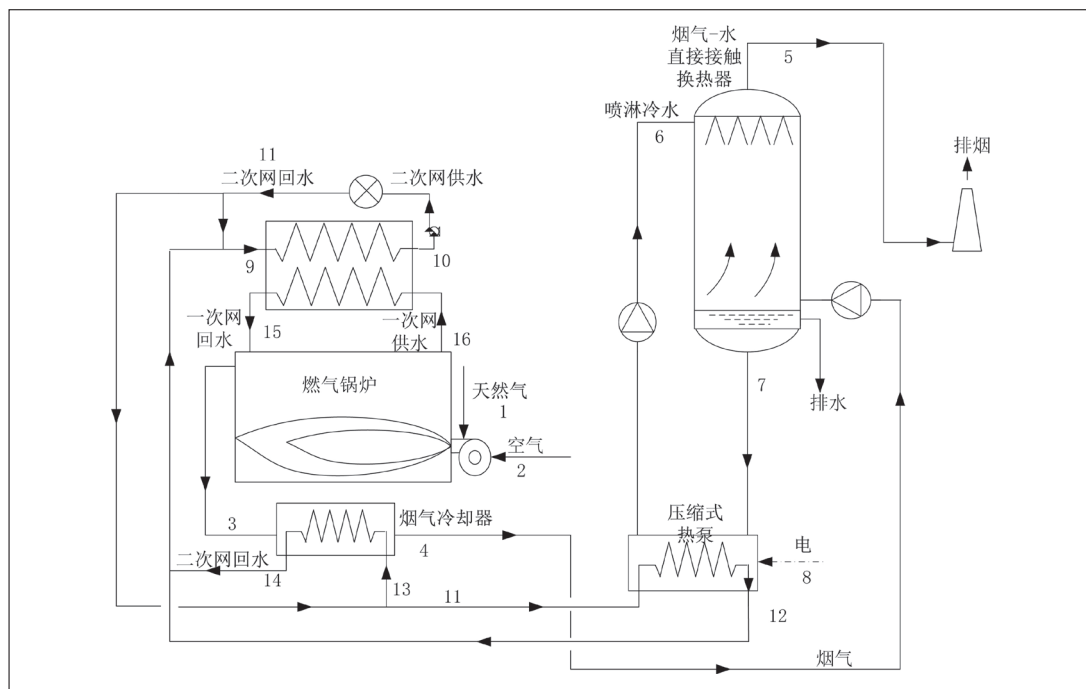


图4 锅炉供热系统(采用电压缩式热泵的余热回收技术)

4.2 节点热力参数

本文采用气液直接接触传热传质模型，得到喷雾式烟塔的气液温度、流量等分布参数，电压缩式热泵COP取4^[3]，对供热系统进行流程模拟得到系统主要节点热力参数，如表2所示。

5 节能及排放指标分析

为对比不同余热回收系统的技术、环保性能，采用如下评价指标。

5.1 主要指标

(1) 供热系统热源效率

系统输入能量同时考虑了天然气输入能量和系统耗电的能耗，即将用电按发电效率折算为系统部分能耗，具体如式(1)。

$$\eta = \frac{Q_{net}}{F \times LHV + \frac{E}{\eta_{power}}}$$

(1)

η ——系统热源效率； Q_{net} ——供热量； F ——系统天然气用量； LHV ——天然气低位发热量，本文取35MJ/Nm³； E ——系统耗电，包括：热泵耗电（对图

4系统）、水泵和风机耗电； η_{power} ——发电效率。

(2) 余热回收率

$$\Delta\beta = \frac{\Delta Q}{F_0 \times LHV}$$

(2)

$\Delta\beta$ ——余热回收率； F_0 ——参考系统天然气用量，本文为610m³/h； ΔQ ——余热回收量，即天然气用量为 F_0 时，采用余热回收的系统与参考系统的供热量之差。

(3) 节气量

锅炉供热系统改造前（以下简称参考系统或常规供热系统）热源效率 η_{conv} 。回收烟气余热后，热源效率为 η ，在天然气用量均为 F_0 的条件下，系统供热量增加 ΔQ ，即相当于若热源供应相同的热量，天然气用量可减少 $\Delta\gamma$ 。

$$\Delta\gamma = \frac{\Delta Q}{LHV} \left(\frac{1}{\eta} - \frac{1}{\eta_{conv}} \right)$$

(3)

(4) CO₂减排率

$$\Delta Y_{CO_2} = \frac{\varphi_{NG} \Delta F_i - \varphi_E \Delta E_i}{\varphi_E E_0 + \varphi_{NG} F_0}$$

(4)

ΔY_{CO_2} 表示采用余热回收后系统CO₂排放的变化率，其中， φ_{NG} ——天然气的CO₂排放因子，本文取

表2 系统的主要节点热力参数

	物流及气体水蒸气体积分数/%	温度/℃	压力/Bar	流量/kg·h ⁻¹
1	天然气	10	1.1	476.16
2	助燃空气/0.15%	5	1.134	8 884.7
3	锅炉排烟/16.6%	120	1.1	9 360.8
4	冷凝器排烟/16.6%	80	1.08	9 360.8
5	烟气热回收塔排烟/4.9%	21	1.037	8 601.1
6	喷淋水	20	1.1	900 000
7	烟气热回收塔底排水	25.7	1.08	90 746.5
8	热泵耗电			198.9kW
9	二次网水	52.9	9	15 073.2
10	二次网供水	70	9	15 073.2
11	二次网回水	50	9.2	68 626.5
12	二次网水	60	9.02	68 626.5
13	二次网回水	50	9.2	9 798.4
14	二次网水	60	9.02	9 798.4
15	一次网回水	70	7	185 933.1
16	二次网回水	95	7	185 933.1

$1.964\ 285\ 7\text{kg/m}^3$; φ_E ——电网 CO_2 排放因子, 本文取 0.817kg/kWh ; $\Delta\gamma$ ——余热回收系统的节气量; ΔE ——较参考系统, 采用余热回收系统的用电量增加; E_0 ——参考系统用电量。

(5) NO_x 排放

根据某燃烧机实测结果, 得到湿空气(饱和状态)干球温度在 60°C 左右, 燃烧产生的 NO_x 可低于 30mg/m^3 , 因此以助燃湿空气温度代表系统 NO_x 排放水平。PAVE技术本身具备降氮节能的作用, 而采用压缩式热泵的系统虽然依靠气液直接接触可减少部分排放, 但消除效果有限, 与低氮燃烧器配合使用后可达到理想的降氮效果。

5.2 计算结果

以某 5.6MW 燃气热水锅炉供热系统为参考系统。该系统天然气用量 $610\text{m}^3/\text{h}$ 、排烟温度 120°C 、热源效率 91.2% 、供热量为 5.41MW 。计算得到采用双冷源三塔PAVE系统(图3)和电压压缩式热泵的系统(图4)的节能、 CO_2 排放指标, 结果如表3所示。

采用电压压缩式热泵进行余热回收, 系统排烟温度更低, 余热回收量约是双冷源三塔PAVE系统的两倍。在不计及热泵用电能耗的情况下, 系统热源效率较参考系统提高15个百分点, 高于双冷源三塔PAVE系统7.6个百分点。但若将热泵耗电按发电效率 60% 折算为能耗后, 热源效率下降至 100.2% , 仍高于参考系

统8.9个百分点, 但与双冷源三塔PAVE系统的差距缩小为2个百分点。可见, 电压压缩式热泵系统受市电能耗影响较大, 如果利用可再生发电, 则可以大幅减少热泵能耗, 保证较高的热源效率。

对 CO_2 排放, 按目前市电的 CO_2 排放因子计算, 得到电压压缩式热泵系统 CO_2 减排率低于双冷源三塔PAVE系统。如果热泵耗电来自可再生能源发电, CO_2 减排率将优于双冷源三塔PAVE系统; 对 NO_x 排放, 由于双冷源三塔PAVE系统助燃湿空气达到 60°C , 可以控制 NO_x 排放小于 30mg/m^3 。而压缩式热泵系统助燃空气温度低, 含湿量低, 需与低氮燃烧器配合使用。

6 经济性指标分析

6.1 增量投资

与参考系统相比, 为锅炉排烟回收余热, 双冷源三塔PAVE系统和电压压缩式热泵系统均需增加设备投资, 相应的安装费用和维护费用也会增加。表4为余热回收系统增量投资计算。双冷源三塔PAVE系统主要新增设备包括: 燃烧器改造费用(提高燃烧稳定性、控制 CO 排放)、填料型空气加湿塔、填料型烟气余热回收塔、烟气冷却器/烟气冷凝器、板式换热器和DCS系统, 此外, 还包括电动调节阀、鼓风机、循环水泵和凝结水泵等。压缩式热泵系统主要新增设

表3 不同系统节能、 CO_2 排放指标对比

	双冷源三塔PAVE系统	电压压缩式热泵系统
天然气用量(Nm^3/h)	610	610
燃料热量/ MW	5.93	5.93
系统供热量/ MW	5.85	6.30
热源效率(不计热泵耗电)/%	98.6	106.2
系统排烟温度/ $^\circ\text{C}$	44.4	21.2
余热回收量/ kW	437.5	887.4
余热回收率/%	7.38	14.96
热泵耗电/ kW		198.9
辅机耗电/ kW	12.5	14.62
热源效率(计入热泵耗电)/%	98.3	100.2
助燃空气进气温度/ $^\circ\text{C}$	60(饱和湿空气)	5
CO_2 减排率/%	7.23	1.9

备包括：低氮燃烧器、喷雾型烟气余热回收塔、烟气冷却器、DCS系统、电动调节阀、鼓风机、循环水泵和凝结水泵等。压缩式热泵系统新增投资较高，热泵在增量投资中占较大比例。对双冷源三塔PAVE系统，DCS系统和燃烧器在增量投资中占50%以上。

6.2 运行费用

北京市采暖期为123天，采暖期室外计算温度为-7.6℃。采暖最大负荷利用小时为2 952h。按照用户平均负荷率68%，年满负荷运行时间为2 016h。

采用双冷源三塔PAVE余热回收技术进行改造，热源效率提高，相当于节约了天然气用量，节气量为 $\Delta\gamma$ ；由于需克服塔内流动阻力、塔间循环水和冷凝水流动、换热介质流动等因素，风机、水泵电耗有所增加。新增维护费用取增量投资的1%。采用电压缩

式热泵余热回收技术进行改造，除风机、水泵电耗和维护费增加外，大部分新增用电来自电压缩式热泵。

按照天然气价2.54元/m³、电价0.78元/kWh，得到系统运行费用变化，如表5所示。

6.3 增量投资回收期

当天然气价为2.54元/m³、电价为0.78元/kWh时，在满足NO_x排放低于30mg/m³的前提下，双冷源三塔流程增量投资回收期为6.95a，低于压缩式热泵系统。增量投资回收期计算结果见表5。

6.4 气、电价格影响分析

由于系统运行费用和增量投资回收期与气、电价直接相关，本文对气、电价格进行灵敏度分析，得到两种系统增量投资回收期的变化。

图5为气价为2.54元/m³，系统增量投资回收期随

表4 余热回收系统增量投资

	双冷源三塔PAVE系统		压缩式热泵系统	
增量投资（10 ⁴ 元）	151.3	占比	203.1	占比
天然气燃烧器	22	14.5%	35	17.2%
DCS系统	49.5	32.7%	39.6	19.5%
空气加湿塔	10.5	6.9%		
烟气余热回收塔	22.9	15.1%	6.7	3.3%
填料	13.8	9.1%		
烟气冷却器			2.6	1.3%
板式换热器	1.51	1.0%		
热泵			86.9	42.8%
其它设备	31.05	20.5%	32.3	15.9%

表5 运行费用变化和增量投资回收期

	双冷源三塔PAVE系统	电压缩式热泵系统
增量投资（10 ⁴ 元）	151.27	203.09
增量投资回收期/a	6.95	12.84
运行费用减少（10 ⁴ 元/a）	21.78	15.81
气减少（m ³ /h）	49.32	100.40
电增加/kW	12.52	213.45
电增加（10 ⁴ kWh/a）	2.52	43.03
满负荷运行时间/a	2 016	2 016
天然气价（元/m ³ ）	2.54	2.54
电价（元/kWh）	0.78	0.78

电价的变化。双冷源三塔PAVE系统（PAVE）增量投资回收期虽然随电价提高而增加，但由于该系统余热回收来自气液直接接触传热传质，因此增量投资回收期受电价影响较小；而电压压缩式热泵系统（E-HP）受电价影响较大。我国非居民销售电价（低谷）一般在0.2元/kWh~0.35元/kWh之间，在谷价电下，电压压缩式热泵增量投资回收期较短，且低于PAVE系统。而电价达到0.44元/kWh，电压压缩式热泵增量投资回收期开始大于PAVE系统，且电价达到平价后，电压压缩式热泵增量投资回收期超过10a。

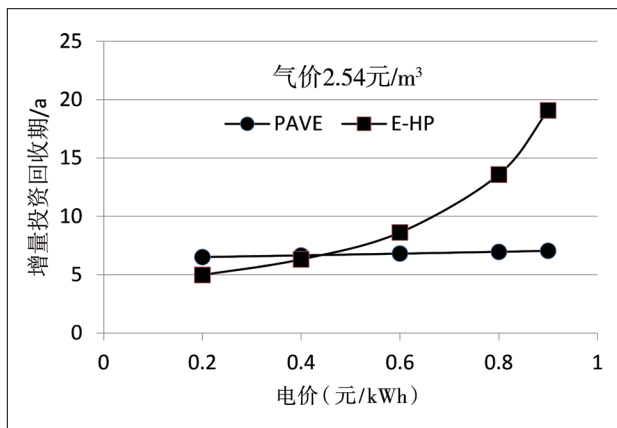


图5 电价对增量投资回收期影响

按学校典型用户热负荷率^[16]，得到加权平均电价为0.5元/kWh。图6分析了气价对二种系统增量投资回收期影响。对PAVE系统，气价大于1.8元/m³后，增量投资回收期可低于10a。气价低于2.9元/m³时，PAVE系统增量投资回收期可低于电压压缩式热泵系统。

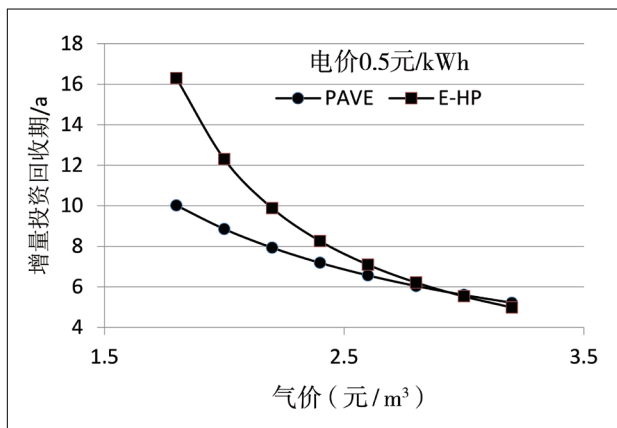


图6 气价对增量投资回收期影响

图7为当双冷源三塔PAVE系统和电压压缩式热泵系统的增量投资回收期相同时，气价与电价的对应关系。由于自2021年起，我国对新备案集中式光伏电站、工商业分布式光伏项目实行平价上网。目前，北京市光伏上网电价为0.359 8元/kWh，由图7可见，其对应的气价为2.07元/m³，高于此气价时，电压压缩式热泵系统增量投资回收期更短。由于燃气销售价格一般高于此值，因此如果电压压缩式热泵与光伏发电配合使用，电压压缩式热泵系统较双冷源三塔PAVE具有更好的经济效益。

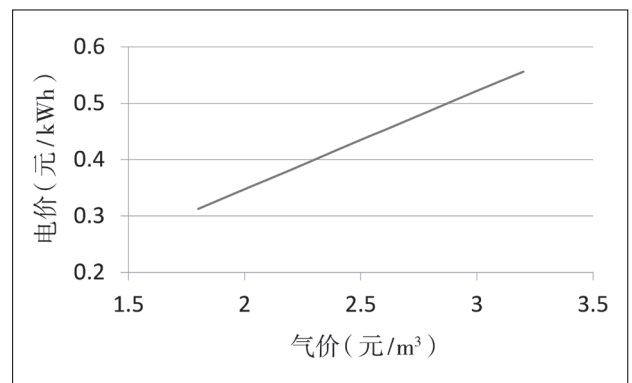


图7 气价与电价的平衡关系

7 结论

本文对比双冷源三塔PAVE技术和电压压缩热泵的余热回收技术，计算其节能、减排、经济效益。分析气、电价格对系统经济性的影响，评价系统的适宜条件。得到：

（1）电压压缩式热泵系统热源效率高，对热泵用电能耗按发电效率60%折算后，仍较常规供热系统提高8.9个百分点，较双冷源三塔PAVE系统提高2个百分点；

（2）双冷源三塔PAVE系统减排性能更好，其助燃湿空气（饱和湿空气）温度达到60℃，可控制锅炉热力NO_x排放低于30mg/m³，技术自身具备降氮的功能；按目前市电CO₂排放因子计算，双冷源三塔PAVE系统CO₂减排率高于电压压缩式热泵系统；

（3）电压压缩式热泵余热回收系统投资高于双冷源三塔PAVE系统，其经济性受气、电价格影响大，而双冷源三塔PAVE系统受电价影响小。热泵用电按

谷价电或光伏发电价（0.2元/kWh~0.4元/kWh）计价时，适宜采用电压缩式热泵系统；按用户加权平均电价0.5元/kWh计算，双冷源三塔PAVE系统适宜气价为1.8元/m³~2.9元/m³，其增量投资回收期低于10a，且低于电压缩式热泵系统。

参考文献

- [1] 安航. 天然气烟气余热回收技术分析及应用[J]. 节能, 2019, 12: 121-124.
- [2] 杜红波, 王庆丰, 张广耀, 等. 吸收式热泵在燃气锅炉烟气余热中的应用案例分析[J]. 区域供热, 2017, 1: 7-16.
- [3] 穆连波. 燃气锅炉烟气余热回收热泵系统应用与分析[J]. 暖通空调HV&AC, 2014, 44(12): 49-54.
- [4] 曹明凯. 喷淋式烟气冷凝余热回收过程数值模拟及实验研究(硕士学位论文)[D]. 北京: 北京建筑大学, 2016.
- [5] Hebenstre B, Schnetzinger R, Ohnmacht R, et al. Techno-economic study of a heat pump enhanced flue gas heat recovery for biomass boilers. Biomass and Bioenergy, 2014, (71): 12-22.
- [6] 赵金姊. 直接接触式空气加湿及NO_x减排理论与实验研究(硕士学位论文)[D]. 北京: 北京建筑大学, 2017.
- [7] 孙东晗. 空气加湿型烟气冷凝余热回收与NO_x净化系统实验研究(硕士学位论文)[D]. 北京: 北京建筑大学, 2019.

- [8] 矫育青. 空气加湿型烟气冷凝余热回收系统实验研究(硕士学位论文)[D]. 北京: 北京建筑大学, 2018.
- [9] 范兴泉. 填料式空气加湿型烟气冷凝余热回收与净化系统实验研究(硕士学位论文)[D]. 北京: 北京建筑大学, 2019.
- [10] Maolin Wei, Lin Fu, Shigang Zhang, Xiling Zhao. Experimental Investigation on Vapor-Pump Equipped Gas Boiler for Flue Gas Heat Recovery[J]. Applied Thermal Engineering, 2019, 147: 371-379.
- [11] 赵亚笛, 王纪晔, 宋光武, 等. 燃气锅炉烟气潜热势利用技术研究[J]. 节能技术, 2019, 37(5).
- [12] 王瑾译. 蒸汽泵[J]. 上海煤气, 1998(3): 44-45.
- [13] R. Guillet. Pompe à vapeur et générateur à condensation[J]. Revue Générale de Thermique, 1991, 30: 388-393.
- [14] J. Kuck. Efficiency of Vapor-Pump-Equipped Condensing Boilers[J]. Applied Thermal Engineering, 1996(3): 233-244.
- [15] 杨玉博, 陶鉴, 宋兴飞, 等. 饱和湿空气低氮燃烧试验研究[J]. 工业锅炉, 2018, 6: 11-16.
- [16] 姜小敏, 孙培雷, 凌志光, 等. 燃气锅炉直接接触式节能装置设计模型研究[J]. 湖南大学学报(自然科学版), 2012, 39(04): 48-52.
- [17] 姚玉英主编. 化工原理. 天津: 天津大学出版社. 1998. 8.
- [18] 陆伟. 城市能源环境中分布式供能系统优化配置研究(硕士学位论文)[D]. 北京: 中国科学院研究生院, 2007.

工程信息

海西天然气管网长乐至福鼎段进气投产

2024年8月16日，国家石油天然气基础设施重点工程——海西天然气管网长乐至福鼎段进气投产。

海西天然气管网长乐至福鼎段起于福州市长乐营前分输站，终至宁德市福鼎末站，途经福州市、宁德市8个区县。线路全长249.82km。这条设计压力为7.5MPa的管网，沿线配备了8座分输站和

7座阀室，年输气能力超过13亿m³。

目前，福建省主干天然气管道总里程超1400km，已实现沿海地市全覆盖，基本形成陆上、海上多气源互保互供和多管道互联互通的能源供应格局。预计到2030年新增天然气管道超1700km，天然气管网调峰能力将得到进一步提升。

(本刊通讯员供稿)