

储热储冷多场景应用专刊



电力驱动冷热双供耦合供能系统经济性分析

姜志鹏^{1,2}, 李帅旗^{1,2}, 何世辉¹, 宋文吉^{1,2}, 冯自平^{1,2}

(¹中国科学院广州能源研究所, 广东 广州 510640; ²中国科学技术大学能源科学与技术学院, 安徽 合肥 230027)

摘要: 针对工业园区化石能源供热和制冷主机结合冷却塔供冷的冷热独立供应现状, 为实现低碳供能的发展目标, 本研究提出一种基于热泵与蓄能的电力驱动冷热双供耦合供能系统。通过结合能源现状, 建立了该系统的数值模型, 研究了供冷温度(7~20℃)和供热温度(50~120℃)对热力性能的影响, 且从是否兼顾制冷需求两个维度对比了该系统与传统的燃煤、燃气及电锅炉供能方案的经济性和环境效益。研究结果表明, 在性能分析中, 当制热温度为120℃、制冷温度为7℃时, 系统的性能系数(COP)最大时中间温度为71℃, 对应值为1.733。在经济性分析中, 兼顾制冷需求时, 该系统在50~120℃温区的全寿命周期成本最低, 其日运行成本相比于电锅炉、燃煤锅炉和燃气锅炉分别节省了73.9%、57.4%和80%。在碳排放方面, 该系统的碳排放量显著低于电锅炉和燃煤锅炉, 当供热温度为60℃时, 其碳排放仅为电锅炉的24%, 在大多数应用场景下亦优于燃气锅炉方案。综上, 从经济效益与环境效益评估来看, 热泵在制冷与供热需求并存的场景中最具优势。

关键词: 冷热双供; 热泵; 锅炉; 性能分析; 经济性分析; 碳排放

doi: 10.19799/j.cnki.2095-4239.2026.0073

中图分类号: TK 14; TU 83

文献标志码: A

文章编号: 2095-4239 (2026) 03-971-12

Economic analysis of electrically driven coupled heating and cooling energy supply system

JIANG Zhipeng^{1,2}, LI Shuaiqi^{1,2}, HE Shihui¹, SONG Wenji^{1,2}, FENG Ziping^{1,2}

(¹Guangzhou Institute of Energy Conversion, Chinese Academy of Sciences, Guangzhou 510640, Guangdong, China; ²School of Energy Science and Engineering, University of Science and Technology of China, Hefei 230027, Anhui, China)

Abstract: In response to the current situation in industrial parks where fossil energy is used independently for heating and cooling, with cooling towers providing cooling, and to achieve the goal of low-carbon energy supply, this paper proposes an electricity-driven dual heating and cooling energy coupling system based on heat pumps and energy storage. Based on current energy conditions, a numerical model of the system was established to study the impact of cooling temperatures (7—20℃) and heating temperatures (50—120℃) on thermodynamic performance. The system's economic and environmental benefits were also compared with traditional coal-fired, gas-fired, and electric boiler energy supply schemes, with and without consideration of cooling demand. The results indicate that, in the performance

收稿日期: 2026-01-23; 修改稿日期: 2026-02-09。

基金项目: 广州市重点研发项目(2025B03J0023)。

第一作者: 姜志鹏(2000—), 男, 硕士研究生, 研究方向为高温热泵, E-mail: jiangzhipeng@mail.ustc.edu.cn; 通信作者: 李帅旗, 高级工程师, 研究方向为先进热泵技术及应用, E-mail: lisq@ms.giec.ac.cn。

引用本文: 姜志鹏, 李帅旗, 何世辉, 等. 电力驱动冷热双供耦合供能系统经济性分析[J]. 储能科学与技术, 2026, 15(3): 971-982.

Citation: JIANG Zhipeng, LI Shuaiqi, HE Shihui, et al. Economic analysis of electrically driven coupled heating and cooling energy supply system [J]. Energy Storage Science and Technology, 2026, 15(3): 971-982.

analysis, when the heating temperature is 120°C and the cooling temperature is 7°C, the system achieves a maximum coefficient of performance (COP) of 1.733 at an intermediate temperature of 71°C. In the economic analysis, when cooling demand is considered, the system has the lowest total life-cycle cost over the 50—120°C temperature range, and its daily operating cost is reduced by 73.9%, 57.4%, and 80% compared to electric boilers, coal-fired boilers, and gas-fired boilers, respectively. In terms of carbon emissions, the system's emissions are significantly lower than those of electric boilers and coal-fired boilers. When the heating temperature is 60°C, its carbon emissions are only 24% of those of electric boilers; in most scenarios, it also outperforms gas boiler schemes. In summary, based on economic and environmental benefit assessments, heat pumps are the most advantageous solution in scenarios where both cooling and heating demands coexist.

Keywords: dual heating and cooling supply; heat pump; boiler; performance analysis; economic analysis; carbon emissions

在“3060”双碳目标的战略引领下,提升用能电气化水平与能源清洁化率已成为核心发展路径。国家电网公司提出的“两个50%”目标及“供电+能效服务”模式,也凸显了在用户侧推广高效电驱动供能技术的紧迫性。当前,传统工业供能系统普遍采用“热冷分治”模式,供热依赖碳排放高的燃煤或燃气蒸汽管网,而制冷则通过电力驱动的制冷机组实现。但目前制冷机组存在产生的冷凝热多经冷却塔直接排散,导致系统整体能效低下,且存在燃煤锅炉碳排放过高和燃气锅炉运行成本过高的问题。在此背景下,集成度高、能效卓越且低碳的“热泵+蓄能”冷热双供系统,正成为破解上述矛盾和替代传统化石能源供能方式的关键技术方案。

针对上述问题,学术界和工业界已在相关领域开展了广泛研究,为系统优化提供了多角度的理论工具与实践参考。Yang等^[1]通过实验,研究了一种基于跨临界CO₂循环的热泵系统,旨在优化其高温制热性能并实现冷热联供,该跨临界CO₂热泵能够有效地同时满足冷却和加热需求,为CO₂工质在宽温域冷热联供场景中的应用提供了实验依据。Cho等^[2]研究了一种混合型吸收式制冷机并将其集成到冷热电联产系统中,通过优化冷热电耦合实现了系统运行方式的灵活性与能效的协同提高。Ma等^[3]针对冷热电联产系统提出一套适用于冷热电联产系统的能效评价指标,能够更科学地衡量系统在同时输出冷热电时的综合能源转换与利用效率。De Raad等^[4]研究了如何应用焓成本最小化方法来识别蒸汽发生热泵(可产生120°C蒸汽)的技术经济改进潜力。

蔡亦竹等^[5]综述了全寿命周期成本技术在电力系统中的应用,论证了其在实现项目全周期经济效益最优方面的科学价值。白芳等^[6]则对利用低谷电储能的冷热双供系统进行了技术经济分析,证明了其通过移峰填谷降低运行成本的优势。在系统集成与实践层面,姚建华等^[7]对结合光伏光热、热泵和谷电蓄热的供热系统进行了性能研究,验证了其良好的热性能与经济潜力;Pan等^[8]提出了一个方程导向的热力学优化框架,用于在工业余热回收系统中集成热泵,旨在实现成本与碳排放的协同最小化。Wei等^[9]针对工业热泵,提出了一种同时考虑全生命周期成本和温室气体排放影响的制冷剂筛选方法,为选择兼具经济性与环保性的工质提供了决策工具。马奎伦等^[10]基于全寿命周期成本,对“电转热设备”与传统锅炉联合供热系统的容量配置进行了优化研究。

综合现有研究来看,多数研究侧重于供电侧与负荷的匹配分析,对冷热双供系统的动态性能和经济性分析研究较少。针对能够同时满足工业高温用热与低温供冷需求的大温差冷热双供系统的研究尚不充分,现有文献较少系统性地分析冷热双供系统在不同热源温度下的性能演变规律,也缺乏在相同负荷条件下,在不同供热温度将其与传统供能系统进行全生命周期经济性与碳排放的对比分析。鉴于此,本研究构建了一套冷热双供耦合供能系统,重点探究系统不同中间运行参数及不同供冷供热温度对其热力性能的影响规律,并限定在相同的热负荷条件下,从是否兼顾制冷需求两个维度,对冷热双

供耦合供能系统与传统燃煤、燃气及电锅炉供能系统进行全面的全寿命周期经济性分析与碳排放对比分析，以期为工业园区的低碳高效供能提供具体的理论依据。

1 系统描述

1.1 系统概述

基于前期调研结果，为满足工业用户的不同用冷和用热温度需求，拟搭建一套“热泵+蓄能”的冷热电耦合供能系统，采用两级环保热泵循环，第一级热泵一侧供应7~20℃工艺冷水，另一侧供应50~80℃中温热水，第二级热泵以中温水为热源，供应85~120℃高温带压热水或高温蒸汽；由于取消了冷却塔，为了满足工业用户的不同用冷和用热负荷需求，系统设置三级蓄冷蓄热装置，分别为蓄冷水箱、中温蓄热水箱和高温承压蓄热罐。

低温级热泵的蒸发器吸热制备冷水储存在蓄冷水箱，通过供冷管道输出冷量；低温级冷凝器与高温级蒸发器共享同一循环水路，低温级冷凝器通过两个比例调节阀将热量输送给中温蓄热水箱和高温级蒸发器，调节方式根据低温级和高温级负荷开展PID调节，中温水箱作为蓄热和供应中温热水使用；高温级冷凝器采用直接蒸发式蒸汽发生器，底部制备高温热水，顶部制备低压饱和蒸汽，冷凝器放热制备80~120℃热水储存在高温承压蓄热罐，用以实现蓄热的目的，当需要高温热水供应时，打开高温热水供水管道阀门供应；当需要低压蒸汽供应时，切断高温热水供热阀门，打开低压蒸汽供应阀门，生成蒸汽并通过蒸汽管道供应工业用户。系统流程示意图和温熵图如图1所示。

制冷剂是蒸汽压缩式热泵循环的循环介质，其临界温度和物理特性等对热泵系统性能参数具有重要影响，选择时应综合考虑其热力、传递、物化性质以及其环境特性指标，包括臭氧消耗潜能(ODP)、全球变暖潜能(GWP)等。系统的低温和高温循环工质分别为R515B和R1233zd(E)，载冷载热工质为R718(水或蒸汽)，三种工质的物性如表1所示。

1.2 系统运行策略

梯度用能策略如图2所示，运行模式是基于用能温度梯度和供冷供热需求进行设计，将供冷、供热以及冷热双供分为7种用能运行模式，分别与家用供热温度60℃、工业热水温度95℃以及工业饱

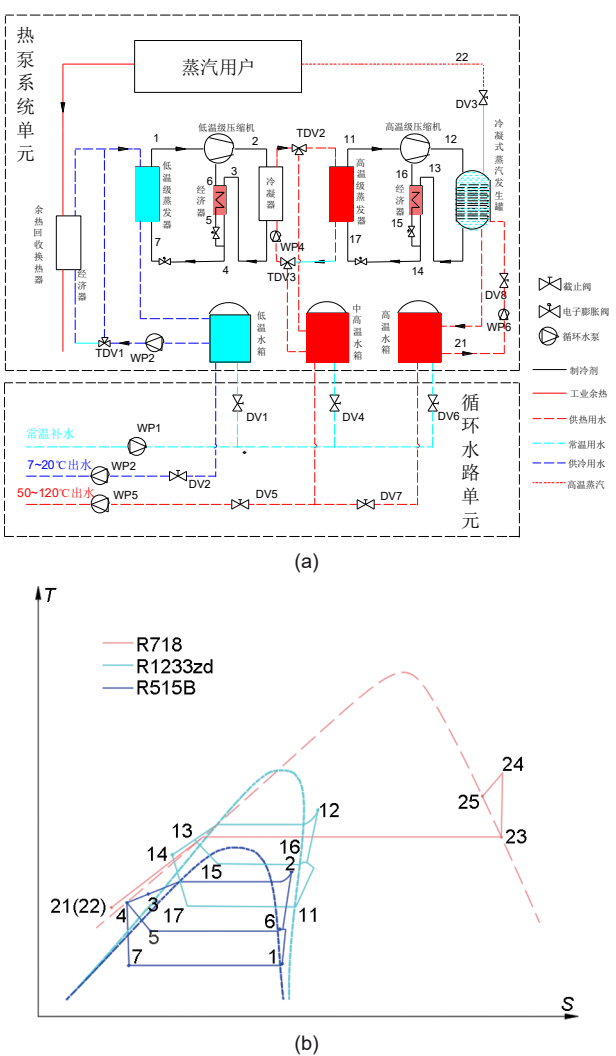


图1 (a) 流程示意图和 (b) 温熵图
Fig. 1 (a) Process diagram and (b) Temperature entropy diagram

表 1 制冷剂特性表^[11-12]

Table 1 Refrigerant characteristic table^[11-12]

工质	R515B	R1233zd(E)	R718
单位摩尔质量/(g/mol)	102	130.5	18
临界温度/℃	108.7	166.45	373.9
临界压力/MPa	3.56	3.6237	22.06
GWP	299	1~7	0
ODP	0	0	0
ASHARE 安全等级	A1	A1	A1
常压下沸点/℃	-18.78	18.32	100

和蒸汽 120℃三种传统供热工况进行对比，系统在供热温度大于65℃采用双机运行模式，因为双机运行模式可以减小压缩机的压比，提高其能源转化效率，并且双开的情况下通过调节中间温度使得系

统COP最大;同时通过低温级负荷调节和蓄热蓄冷模块,减缓短时间冷热不平衡的现象,通过以热定冷方式,满足用冷用热工艺的负荷。具体各运行模式运行工况如下:

(1) 制冷蓄热模式(供冷): 单机运行模式,高温侧为常温35℃/40℃蓄热,低温侧12℃/7℃供冷。

(2) 中温制热蓄冷模式(供热): 单机运行模式,高温侧为55℃/60℃供热,低温侧20℃/15℃蓄冷。

(3) 余热利用高温热水模式(供热): 双机运行模式,高温侧90℃/95℃供热,低温侧40℃/35℃余热。

(4) 余热利用蒸汽模式(供热): 双机运行模式,高温侧115℃/120℃供热,低温侧40℃/35℃余热。

(5) 冷热双供中温模式(冷热双供): 单机运行

模式,高温侧为55℃/60℃供热,低温侧12℃/7℃供冷。

(6) 冷热双供高温模式(冷热双供): 双机运行模式,高温侧为90℃/95℃供热,低温侧12℃/7℃供冷。

(7) 冷热双供蒸汽模式(冷热双供): 双机运行模式,高温侧为115℃/120℃供热,低温侧12℃/7℃供冷。

冷热双供根据不同温区划分为中温、高温和蒸汽三种模式,且在单日热容量与冷容量随时序变化如图3所示,在0:00—8:00谷电时间段蓄冷蓄热,在8:00—24:00非谷电时间段供冷供热,该图数据基于热泵性能仿真获取制冷量和制热量,再通过对水罐的蓄热放热和蓄冷放冷进行仿真获取,水罐内热容量和冷容量的焓值计算零点以常温水20℃为基准,冷容量取绝对值以正数进行展示。

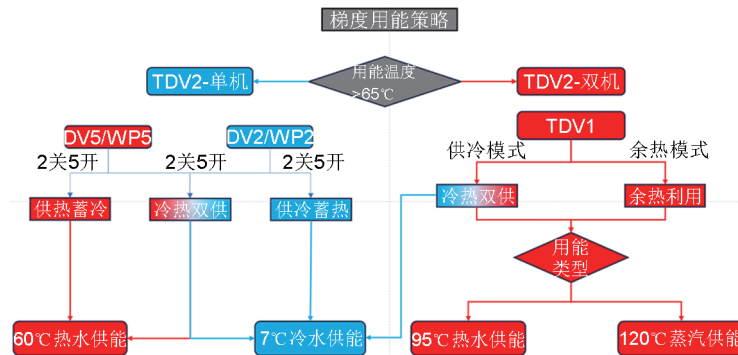


图2 梯度用能策略图

Fig. 2 Gradient energy usage strategy diagram

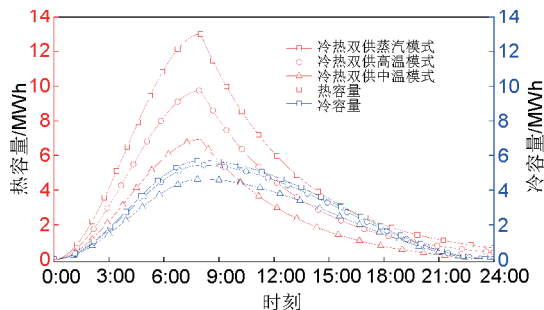


图3 冷热双供模式下热容量和冷容量随时序变化图

Fig. 3 Graph of heating capacity and cooling capacity changes over time under dual heating and cooling mode

2 数学分析方法

2.1 性能分析方法

热泵作为将低品位热量转换为高品位热量的设

备,其本身具有制冷和制热的功能,其制热量和制冷量是评估热泵系统负荷能力的重要参数,其热水制热量计算式为:

$$Q_h = q_{\text{hot}_w} c_{p_{\text{hot}}} (t_{\text{hot}_{\text{out}}} - t_{\text{hot}_{\text{in}}}) \quad (1)$$

式中, q_{hot_w} 为热水质量流量,单位为kg/s; $c_{p_{\text{hot}}}$ 为热水定压比热容,单位为kJ/(℃·kg); $t_{\text{hot}_{\text{in}}}$ 和 $t_{\text{hot}_{\text{out}}}$ 为热水进出口温度,单位为℃。

饱和蒸汽制热量计算式为

$$Q_{\text{st}} = q_{\text{st}} (h_{\text{steam}_{\text{out}}} - h_{\text{water}_{\text{in}}}) \quad (2)$$

式中, q_{st} 为蒸汽质量流量,单位为kg/s; $h_{\text{steam}_{\text{out}}}$ 为蒸汽出口焓,单位为kJ/kg; $h_{\text{water}_{\text{in}}}$ 为水路进口焓,单位为kJ/kg。

冷水制冷量计算式为:

$$Q_c = q_{\text{cold}_w} c_{p_{\text{cold}}} (t_{\text{cold}_{\text{in}}} - t_{\text{cold}_{\text{out}}}) \quad (3)$$

式中, q_{cold_w} 为冷水质量流量, 单位为 kg/s ; $c_{p_{\text{cold}}}$ 为冷水定压比热容, 单位为 $\text{kJ}/(\text{C} \cdot \text{kg})$; t_{cold_m} 和 t_{cold_out} 为热水进出口温度, 单位为 $^{\circ}\text{C}$ 。

系统的耗电功率基于能量守恒进行计算, 其计算式为

$$W_{\text{sum}} = Q_h + Q_{\text{st}} - Q_c + W_{\text{pump}} \quad (4)$$

式中, W_{pump} 为水泵功率, 单位为 kW 。

热泵制热性能系数(COP)是评估热泵系统热效率的重要参数, 其计算式为:

$$\text{COP} = \frac{(Q_h + Q_{\text{st}})}{W_{\text{sum}}} \quad (5)$$

2.2 经济性分析方法

将冷热双供耦合供能系统方案与传统燃煤锅炉、燃气锅炉和电锅炉系统进行运行成本经济性对比分析, 参考当地动力煤、天然气和低谷电的能源价格, 如表2所示。

表2 能源价格

Table 2 Energy prices

项目	低谷电	动力煤	燃气
单位价格	0.2378 元/kWh	1.08 元/kg	3.18 元/m ³
单位热值	1 kWh	8.14 kWh/kg	10 kWh/m ³

年维护成本主要由设备维护过程中产生的材料成本和人工成本构成, 其中人工成本依据当地劳动力的薪资水平来计算。通常情况下, 年维护成本被设定为设备购置成本的2%。

折旧成本反映了设备在使用中由于时间流逝和实际使用造成的价值损耗, 常采用年数总和法等会计方法进行计算。在本研究中, 折旧成本均依据设备的初始投资成本进行估算, 计算式^[10]如下:

$$C_o = \frac{8000}{\eta_q} \cdot C_p \cdot 365 \quad (6)$$

$$C_D = \sum_{i=0}^{i=y} C_i (1-a) \cdot \left[\frac{n-i}{\sum_{j=0}^{j=n} j} \right] \quad (7)$$

$$C_{CC} = \sum_{i=0}^{i=y} (1+r)^i (C_o + C_m) + \frac{C_D}{(1+r)^y} \quad (8)$$

$$C_{LCC} = \sum_{i=0}^{i=n} (1+r)^i (C_o + C_m) + \frac{C_D}{(1+r)^n} \quad (9)$$

式中, C_p 为能源单位价格, 单位为元/kWh; η_q 为设备热效率^[13-14], 电锅炉用热效率97%、燃煤锅炉用热效率90.77%和燃气锅炉用热效率92.75%。 C_{LCC} 、 C_{CC} 、 C_i 、 C_o 、 C_m 、 C_D 分别为系统的全寿命周期成本、当前累计成本、一次性初始投

资成本、年运行成本、年维护成本与折旧成本, 单位为元; i 、 j 为求和变量; y 为当前使用年数; n 为工程寿命; r 为年利率; a 为残值率。

2.3 环境分析方法

用污染物减排率指标对冷热双供耦合供能系统进行研究, 分析各系统碳指标, 根据国家温室气体排放因子数据库^[15]对预测模型的碳排放以及相对原供能设备的减排率进行计算, 计算式^[16]如下:

$$m_g = u_g E \quad (10)$$

$$\eta_{hp} = \frac{m_{g_i} - m_{g_{hp}}}{m_{gt}} \times 100\% \quad (11)$$

式中, m_g 为碳排放量, 单位为 kg ; u_g 为碳排放因子, 电力碳排放因子为 0.5153 kg/kWh , 一般烟煤碳排放因子为 $94.6 \text{ t CO}_2/\text{TJ}$, 天然气碳排放因子为 $56.1 \text{ t CO}_2/\text{TJ}$ 。 E 为系统输出能量, η_{hp} 为热泵相对减排率, m_{g_i} 为原供能设备的碳排放量, 单位为 kg ; $m_{g_{hp}}$ 为热泵碳排放量, 单位为 kg 。

2.4 寻优方法

为提升冷热双供系统的性能, 本研究围绕系统COP进行了间接运行参数的优化方法对比分析。在研究的第一阶段, 采用遗传算法, 专注于中间温度作为优化变量。研究结果显示, 单变量优化策略的效果存在一定局限性, 其寻优结果与通过穷举法对中间温度进行的枚举结果非常接近, 二者的差异始终保持在0.01以内。

为了进一步优化系统性能, 第二阶段的研究引入了高温级压缩机的吸气过热度, 构建了双参数优化模型。图4(a)展现了该优化策略带来的显著改进: 在 $60 \sim 120^{\circ}\text{C}$ 的供热区间内, 优化后的COP与穷举法结果相比, 最大提升达0.071, 性能提升幅度达到5.6%; 在 $50 \sim 100^{\circ}\text{C}$ 区间内, COP的平均提升率为3.7%。优化过程同时揭示了关键运行参数的变化规律。如图4(b)和(c)所示, 随着蒸发温度的上升, 系统的最佳中间温度呈现增高趋势, 同时最佳过热度则逐渐下降。综上所述, 与单一参数优化相比, 对中间温度及过热度的协同优化策略能够更有效地提升系统整体性能。

3 系统评价指标结果分析

3.1 性能分析结果

3.1.1 不同中间温度性能分析

中间温度是冷热双供系统处于双机运行中的关

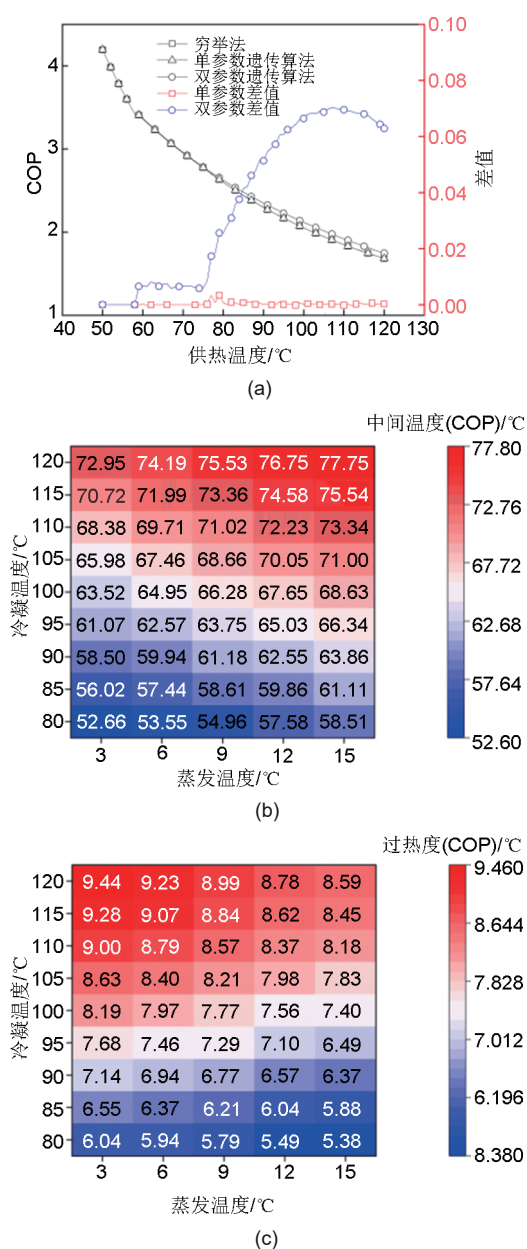


图4 (a) COP随供热温度的变化图; (b) 中间温度和 (c) 过热度在不同温域的热值图

Fig. 4 Diagram of (a) COP changes with heating supply temperature; Calorific value diagrams of (b) Intermediate temperature and (c) Superheat in different temperature ranges

键参数, 根据不同的运行目标和运行工况存在最佳中间温度, 选择在系统供冷温度 7~20℃、供热温度 120℃ 的工况下, 分析中间温度在 50~100℃ 范围内对系统 COP、功率、制热量和制冷量的变化规律分析。

图 5(a) 为不同工况的 COP 随中间温度的变化情况。可以看出, 随着中间温度的增加, COP 呈

现先上升后下降的趋势, 同时随着供冷温度的升高, COP 最大值对应的中间温度也呈上升趋势, COP 最大值呈上升趋势。供冷温度为 7℃ 时, 系统最大 COP 为 1.733, 对应的中间温度为 71℃; 而供冷温度为 20℃ 时, 系统最大 COP 为 1.992, 对应的中间温度为 77℃。图 5(b) 为不同工况的功率随中间温度的变化情况, 可以看出, 随着中间温度的增加, 功率呈现先下降后上升再下降再上升的趋势, 同时随着供冷温度的升高, 最佳中间温度呈上升趋势, 最佳功率呈下降趋势。这主要是由于供冷温度升高时, 低温级压缩机的吸气压力增大, 压缩比减小, 低温级的压缩功耗降低, 并且蒸发器的吸热能力增强, 热量传递需求增加。提高中间温度可以增强级间换热器的传热能力, 实现高低温级之间的合理热力匹配。最佳中间温度随蒸发温度相应提高, 可以使两级压缩机的负荷更加合理分配, 从而获得更优的系统性能。因此, 随着蒸发温度的升高, 最佳中间温度呈现增大的趋势。

图 5(c) 和图 5(d) 为不同工况的制热量和制冷量随中间温度的变化情况。可以看出, 随着中间温度的增加, 制热量呈现先下降再上升后下降的趋势, 而制冷量呈现先上升再下降的趋势, 同时随着供冷温度的升高, 制热量最大值对应中间温度呈上升趋势, 制热量和制冷量也呈上升趋势。本研究发现在相同工况下, 制热量和制冷量最大值对应的中间温度是一致的, 说明两端热负荷在最大值附近的趋势规律是一致的。供冷温度 7℃ 时, 系统最大制热量为 1352.67 kW, 最大制冷量为 569.22 kW, 对应的中间温度为 74℃, 供冷温度为 20℃ 时, 系统最大制热量为 1671.41 kW, 最大制冷量为 819.36 kW, 对应的中间温度为 83℃。这主要是由于供冷温度升高时, 低温级的制热负荷上升, 热力传递需求增加, 其对应高温级的制热需求上升, 对应的高温级的冷媒流量上升, 所以热负荷对应的蒸发温度上升, 其制热量最大值对应的中间温度随供冷温度的上升而上升。制热量在小于最大值对应的中间温度的工况下基本为最大负荷运行, 即高温级最大热负荷无法满足低温级的热量传递, 所以不同的制冷温度, 在 50~70℃ 的中间温度段制热量完全一致。

3.1.2 不同供能温度性能分析

供能温度是决定系统低温循环蒸发温度和高温循环冷凝温度的重要参数。图 6 为供热温度 80~

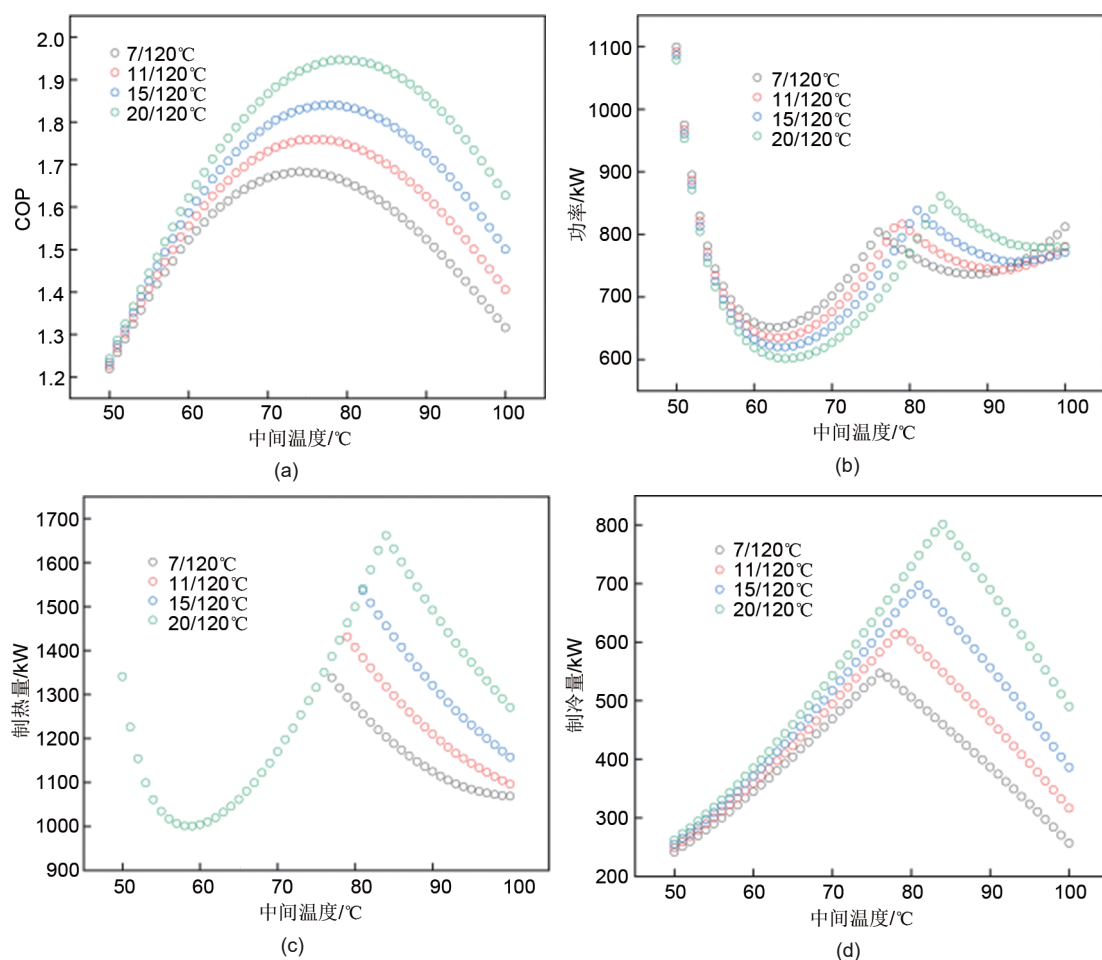


图5 性能指标随中间温度的变化: (a) COP; (b) 功率; (c) 制热量; (d) 制冷量

Fig. 5 Performance indicators with varying intermediate temperatures (a) COP; (b) Power; (c) Heating capacity; (d) Cooling capacity

120°C与供冷温度7~20°C正交匹配的COP、功率和制热量数据图。由图6(a)可以看出系统COP随供热温度的升高而下降。在供热温度80°C、90°C、100°C、110°C和120°C的工况下,随着供冷温度由7°C升高到20°C,系统最佳COP分别从2.63、2.35、2.12、1.92和1.75上升到3.15、2.80、2.49、2.23和2.01,上升幅度为16%~20%。由图6(b)看出工况最小功率随供冷温度的升高而下降,随着供冷温度由7°C升高到20°C,工况最小功率分别从223 kW、282 kW、353 kW、432 kW和529 kW下降到204 kW、260 kW、327 kW、402 kW和490 kW,下降幅度为6%~9%。由图6(c)看出工况最大制热量随供冷温度的升高而上升,随着供冷温度由7°C升高到20°C,工况最大制热量分别从959 kW、991 kW、1031 kW、1074 kW和1132 kW上升到1266 kW、1288 kW、1320 kW、

1352 kW和1382 kW,上升幅度为22%~32%。供冷温度增加,在供热温度不变的情况下,即高温级冷凝温度不变,低温级蒸发温度上升,制冷量上升,高温级蒸发温度上升,高温级循环流量上升导致其制热量上升,但两级压比减小,两级压缩机功率下降,高温级制热量上升的能量来源于低温级制冷量上升,所以最佳COP随着供冷温度增加而上升,工况最小功率随着供冷温度增加而下降,工况最大制热量随供冷温度增加而上升。

3.1.3 用能策略工况对应性能结果

表3展现了热泵系统用能模式对应工况点的性能数据,在不同的热源工况点其数据意义不同,可以看出冷热双供模式的COP普遍低于单独供热模式。这是因为冷热双供模式的供冷温度工况为12°C/7°C,蒸发温度为2°C,比单独供热模式的温差高,使其压缩机工况的压比较高。热泵单独供热

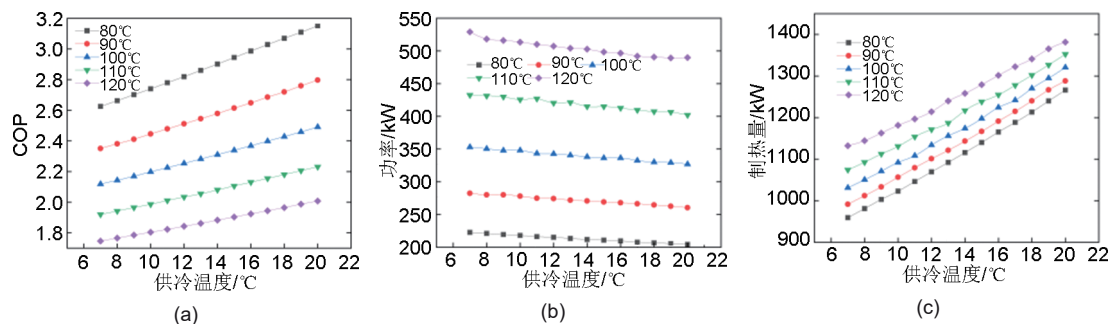


图6 冷热双供系统随供冷温度的性能变化曲线: (a) COP; (b) 功率; (c) 制热量

Fig. 6 Performance variation curves of the dual heating and cooling system with supply cooling temperature: (a) COP; (b) Power; (c) Heating capacity

模式的COP相较于冷热双供模式提升了20.2%、47.5%和41.1%，可以看出三种工况中95℃高温热水工况冷热双供性能下降最明显。

表3 热泵用能模式性能表

Table 3 Energy mode performance table for heat pump			
名称	COP	制热量/kW	功率/kW
中温制热蓄冷模式	4.04	1009.6	249.8
余热利用高温热水模式	3.2	1306	409.5
余热利用蒸汽模式	2.37	1479.5	626.5
冷热双供中温模式	3.36	775.8	230.74
冷热双供高温模式	2.17	1112	512.8
冷热双供蒸汽模式	1.68	1303	774.3

3.2 经济效益分析

3.2.1 初始投资成本

各供能系统的初始投资成本见表4，制冷机组对应成本按照40万元/MW进行换算。由于热泵和制冷机组利用8小时谷电运行，而锅炉一般为24 h运行，所以锅炉装备初投资按1/3 MW容量的成本计算。

表4 供能系统初始投资成本^[10]

Table 4 Initial investment cost of the energy supply system ^[10]					
供能系统	机组购置成本/万元				
	冷热双供系统	电锅炉	燃煤锅炉	燃气锅炉	制冷机组
用热点60℃用冷点7℃	201.5	20	13.8	6.2	28.1
用热点95℃用冷点7℃	140.6	20	13.8	6.2	21.6
用热点120℃用冷点7℃	120	20	13.8	6.2	16.2

3.2.2 运行成本

图7比较分析了在无制冷机组和含制冷机组的情况下冷热双供系统与锅炉供热于不同用热点的运

行成本。无制冷机组时，在用热点60℃、95℃和120℃时，热泵相对于电锅炉成本节省率为70.3%、54.8%和43.5%，相对于燃煤锅炉成本节省率为46.7%、19%和-1.2%，相对于燃气锅炉成本节省率为77.8%、66.2%和57.8%。含制冷机组时，冷热双供系统相对于电锅炉成本节省率为73.9%、59.1%和47.6%，相对于燃煤锅炉成本节省率为57.4%、31.9%和11.1%，相对于燃气锅炉成本节省率为80%、68.7%和60%。无制冷机组时，运行成本在用热点60℃、95℃和120℃时，只有燃煤锅炉运行成本低于冷热双供系统，其余用热点冷热双供系统运行成本均低于传统供能设备，其冷热双供系统在三个用热点日运行成本565.7元/MW、877.2元/MW和1130.5元/MW，电锅炉为1902.4元/MW、1941.2元/MW和2002.5元/MW。燃煤锅炉为1061.3元/MW、1083元/MW和1117元/MW。燃气锅炉为2544元/MW、2595.9元/MW和2677.9元/MW。若包含制冷机组，冷热双供系统日运行成本保持不变，电锅炉为2169.7元/MW、2801元/MW和2832.2元/MW。燃煤锅炉为1328.6元/MW、1280.1元/MW和1271.5元/MW。燃气锅炉为2811.3元/MW、2801元/MW和2832.2元/MW。所以将制冷机组成本考虑在内，三个用热点均为冷热双供系统日运行成本最低。

3.2.3 全寿命周期成本

图8(a)和(b)为冷热双供系统用热点60℃、95℃和120℃与锅炉供能在使用年数为0~20年的累计成本以及单位热成本变化图。由图8(a)和(b)可知，冷热双供系统单位热成本随着使用年数上升而下降，而传统供热设备的单位热成本随着使用年数上升而上升，只是由于热泵初始投资成本较高，前期

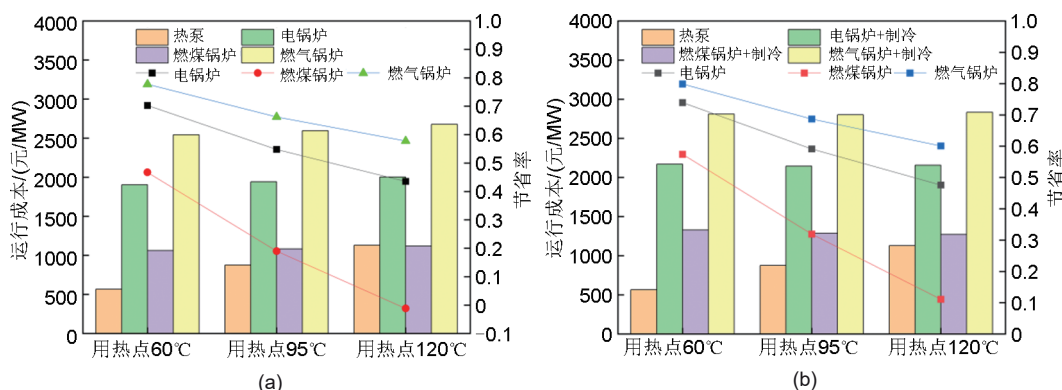


图7 运行成本结果图: (a) 无制冷; (b) 含制冷

Fig. 7 Operating cost result chart: (a) Without cooling; (b) With cooling

折旧成本高于热泵运行成本和维修成本。在0~6年内燃煤锅炉单位热成本和累计当前成本最低,但随着使用年数的增长,在7~20年内用热点60℃时冷热双供系统单位热成本和累计当前成本均低于燃煤锅炉,第7年燃煤锅炉累计成本为341.6万元,而60℃冷热双供系统为335.4万元,实现了反超。

图8(c)为不同供热温度冷热双供系统的全寿命周期成本与锅炉系统的对比,设备寿命均为20年,分析了在50~120℃供热温度时冷热双供系统的全寿命周期成本。可以看出随着供热温度上升,冷热双供系统的全寿命周期成本近似于线性上升。这是由

于随着供热温度上升,冷热双供系统的运行成本受温差因素影响较大,温差越大,相同制热量所消耗的电量越大,运行成本越高,所以其全寿命周期成本逐渐上升。可以看到在供热温度为108℃时冷热双供热泵的全寿命周期成本为1123.9万元,超过了燃煤锅炉的1120.2万元,说明从全寿命周期成本的角度分析,冷热双供系统在供热温度区间50~107℃经济性占优。在120℃时成本仍低于电锅炉和燃气锅炉,但根据冷热双供系统全寿命周期成本上升趋势预测随着供热温度上升,预计在供热温度170℃与电锅炉成本相近,220℃与燃气锅炉成本相近。

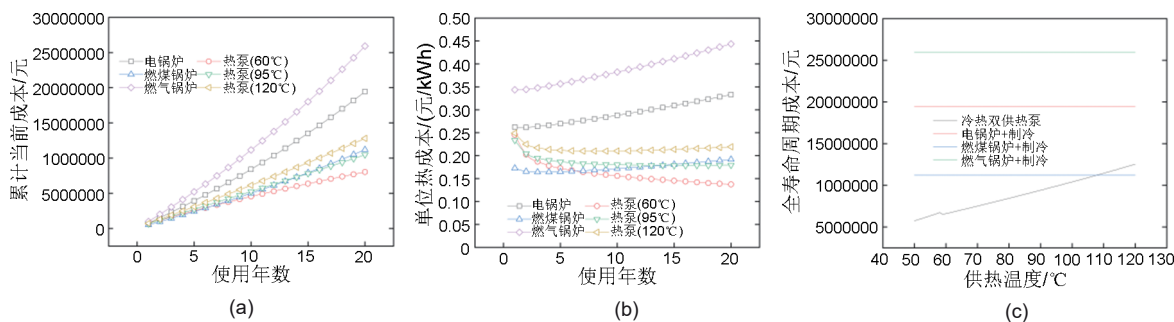


图8 热泵与传统供能设备成本比较(无制冷): (a) 累计当前成本; (b) 单位热成本; (c) 全寿命周期成本

Fig. 8 Comparison of costs between heat pumps and traditional energy supply equipment (without cooling): (a) Cumulative current cost; (b) Unit heat cost; (c) Total life cycle cost

图9(a)和(b)为冷热双供系统用热点60℃、95℃和120℃与锅炉供能和制冷机组结合计算在使用年数为0~20年的累计成本以及单位热成本。与图8的区别主要是由于传统供能设备成本计算并入了制冷机组的初投资成本以及运行成本。结果表明,图9(a)和(b)中在使用年数为3年时,冷热双供系统累计当前成本和单位热成本便低于燃煤锅炉,

其累计成本为118.2万元,而燃煤锅炉累计成本为120.4万元。图9(c)为不同供热温度冷热双供系统的全寿命周期成本与锅炉供能和制冷机组结合计算的对比。从图9(c)中可以看出,在50~120℃供热温度内冷热双供系统全寿命周期成本均为最低,即考虑制冷成本时,冷热双供系统在50~120℃是经济性最佳的选择。

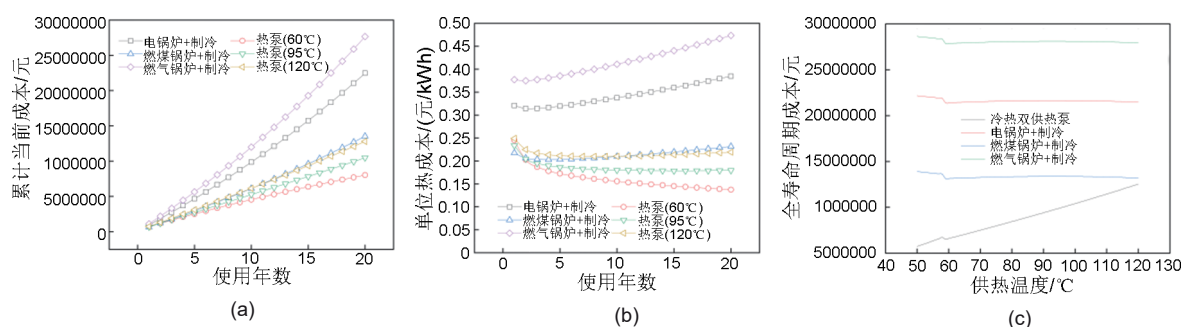


图9 热泵与传统供能设备成本比较(含制冷): (a) 累计当前成本; (b) 单位热成本; (c) 全寿命周期成本
Fig. 9 Cost comparison of heat pumps and traditional energy supply equipment (Including cooling):
(a) Cumulative current cost; (b) Unit heat cost; (c) Total life cycle cost

3.3 环境分析结果

图10为冷热双供模式与原能设备系统的碳排放比较图。由图10(a)可知,无制冷机组时,在用热点60°C、95°C和120°C,热泵相对于电锅炉减排率为71.2%、55.3%和42.3%,相对于燃煤锅炉减排率为61.4%、40%和22.7%,相对于燃气锅炉减排率为29.7%、-9%和-40.8%。从图10(b)可以看出含制冷机组时,热泵相对于电锅炉减排率为74.6%、66.2%和41.0%,平均升高了5.25%,相对于燃煤锅炉减排率为66.2%、47.5%和32.2%,平均提高了7.2%,相对于燃气锅炉减排率为41%、8.5%和-18.1%,平均提高了17.2%,无制冷时,只有燃气锅炉在95°C和120°C的用热点碳排放低于冷热双供系统,其余工况点冷热双供系统碳排放均低于传统供热设备,含制冷时,仅存在燃气锅炉120°C用热点的碳排放低于冷热双供系统,但随着国家绿电占比逐渐上升,电力碳排放因子逐渐降低,冷热双供系统部分用热工况相对于燃气锅炉减排率会随着电力碳排放因子的降低逐渐升高从负值变为正值。

假设不考虑供冷,热泵系统设计中相对对应的单独供热模式,热泵不同用能方案与传统供能设备在对应用能工况的碳排放比较分析如表5所示。在无制冷时,热泵系统单独供热模式比采用冷热双供模式的排放量减少,这是由于单独供热模式的COP分别比冷热双供三种用能模式高,在相同制热量上消耗更少的电能,所以碳排放量显著降低,使其在120°C蒸汽模式中比燃气锅炉排放量低,在120°C以内供热均比传统功能设备的碳排放量低。

4 结论

本研究提出了一种基于热泵技术的冷热双供梯

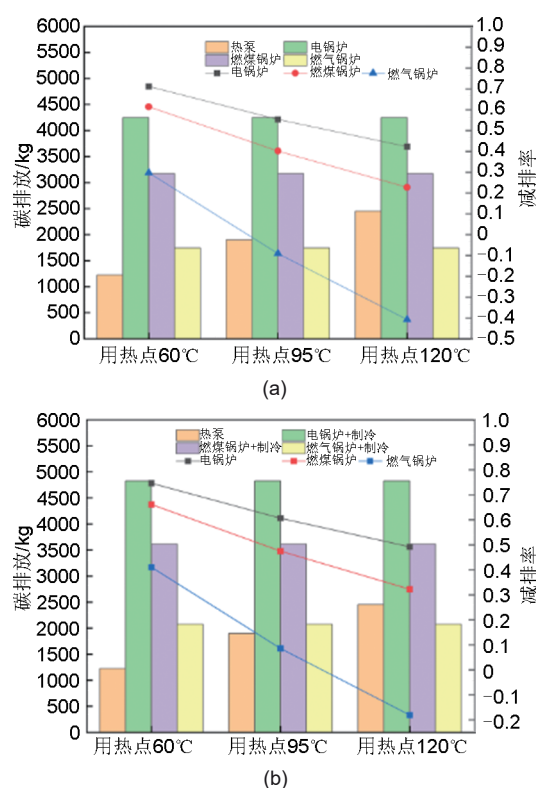


图10 不同供能设备碳排放量与减排率: (a) 无制冷; (b) 含制冷

Fig. 10 Carbon emissions and reduction rates of different energy supply devices: (a) Without cooling; (b) With cooling

度用能系统并建立了热力学模型,并通过与传统供能系统进行对比,进行了详细的性能分析、经济性分析和环境分析,探究了系统中不同供热温度对其用能成本、经济效益以及环境效益的影响。本研究的主要结论如下:

(1) 冷热双供系统在负荷端工况一定时,性能受中间温度与过热度协同影响,中间温度和过热度存在使COP最大化的最佳值,且中间温度随蒸发

表 5 热泵供能与传统供能设备碳排放表

Table 5 Carbon emissions table of heat pump energy supply and traditional energy supply equipment

用能工况	传统供能设备	CO ₂ 排放量/kg	系统供能模式	CO ₂ 排放量/kg
60℃ 供热	电锅炉	4247	中温制热蓄冷模式	1020
95℃ 供热	燃煤锅炉	3173	余热利用高温热水模式	1288
120℃ 蒸汽	燃气锅炉	1742	余热利用蒸汽模式	1738
7℃ 供冷+60℃ 供热	制冷机组+电锅炉	4826	冷热双供中温模式	1224
7℃ 供冷+95℃ 供热	制冷机组+燃煤锅炉	3617	冷热双供高温模式	1899
7℃ 供冷+120℃ 蒸汽	制冷机组+燃气锅炉	2076	冷热双供蒸汽模式	2452

温度升高而上升，过热度随蒸发温度升高而下降。提升供冷温度能有效改善系统能效，在供热温度 80℃、90℃、100℃、110℃ 和 120℃ 的工况下，供冷温度由 7℃ 上升到 20℃，系统 COP 可提升 16%~20%。在 120℃ 供热工况下，系统 COP 随供冷温度升高可从 1.75 提升至 2.01，明确了通过调节运行温度提升能效的路径。比较热泵不同的运行模式，冷热双供模式因蒸发温度较低，其 COP 低于单独制热模式。热泵单独供热模式的 COP 相较于冷热双供模式提升了 20.2%、47.5% 和 41.1%。

（2）冷热双供系统具有高初始投资和低运行成本特点。在 50~120℃ 供热范围内，考虑制冷需求时，其全寿命周期成本最低，经济性最优；若无制冷需求，在约 107℃ 以下温区仍具经济优势。经济性随供热温度升高而降低。运行成本对比显示，在含制冷场景下，其日运行成本相比传统电锅炉系统可节省 47.6%~73.9%，且在全生命周期分析中，约在第三年即可在累计成本上优于燃煤锅炉方案，投资回收期明确。

（3）在绝大多数对比工况下，热泵系统碳排放显著低于电锅炉与燃煤锅炉，但在高温 120℃ 时且无制冷需求时碳排放比燃气锅炉较高，但如果将制冷机组和供冷功能考虑在内，冷热双供系统减排竞争力均高于三种传统供能设备。数据分析表明，在 60℃ 单独供热工况下，该系统碳排放量(1020 kg)仅为电锅炉方案(4247 kg)的 24%，减排效果突出，展现了在实现工业供热电气化过程中的显著低碳价值。

（4）从经济效益与环境效益评估来看，热泵在制冷与供热需求并存的场景中最具优势。相较于单一供能模式，在化工、食品加工等对冷、热负荷均有持续要求的场景能够更充分地发挥热泵在能效转换方面的特性，达成能量的分级利用与高效循环。

冷热双供系统不仅是推动用电电气化升级的可行技术方案，其冷热联供的运行机制也使其在全生命周期范围内展现出较传统化石能源系统更强的整体竞争力。

参考文献

[1] YANG L X, WANG X, XU B, et al. Experimental study on combined cooling and heating supply of a transcritical CO₂ heat pump based on high-temperature heating optimization[J]. Energy, 2025, 337: 138660. DOI:10.1016/j.energy.2025.138660.

[2] CHO H, CHO Y, JEONG J H. Hybrid absorption chiller to improve energy efficiency in combined cooling, heating, and power system [J]. Applied Thermal Engineering, 2025, 272: 126440. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2025.126440.

[3] MA W W, FAN J Q, FANG S, et al. Energy efficiency indicators for combined cooling, heating and power systems[J]. Energy Conversion and Management, 2021, 239: 114187. DOI:10.1016/j.enconman.2021.114187.

[4] DE RAAD B, VAN LIESHOUT M, STOUGIE L, et al. Identifying techno-economic improvements for a steam-generating heat pump with exergy-based cost minimization[J]. Applied Thermal Engineering, 2025, 267: 125632. DOI: 10.1016/j.applthermaleng. 2025. 125632.

[5] 蔡亦竹, 柳璐, 程浩忠, 等. 全寿命周期成本(LCC)技术在电力系统中的应用综述[J]. 电力系统保护与控制, 2011, 39(17): 149-154. DOI: 10.3969/j.issn.1674-3415.2011.17.029.

CAI Y Z, LIU L, CHENG H Z, et al. Application review of life cycle cost (LCC) technology in power system[J]. Power System Protection and Control, 2011, 39(17): 149-154. DOI: 10.3969/j. issn.1674-3415.2011.17.029.

[6] 白芳, 陈旭东, 尹少武, 等. 低谷电储能冷热双供系统分析[J]. 储能科学与技术, 2017, 6(4): 726-729.

BAI F, CHEN X D, YIN S W, et al. Electricity load analysis on a dual heating and cooling system with off-peak thermal energy storage[J]. Energy Storage Science and Technology, 2017, 6(4): 726-729.

[7] 姚建华, 颜怀哲, 王林, 等. PV/T-热泵-谷电蓄热供暖系统性能研究 [J]. 太阳能学报, 2025, 46(10): 476-486. DOI: 10.19912/j.0254-0096.tynxb.2024-1043.

YAO J H, YAN H Z, WANG L, et al. Study on performance of

- heating system using PV/T-heat pump-thermal storage by off-peak electricity[J]. *Acta Energetica Sinica*, 2025, 46(10): 476-486. DOI:10.19912/j.0254-0096.tynxb.2024-1043.
- [8] PAN T, ZHANG S H, CHANG C L, et al. Equation-oriented thermodynamic optimisation of heat pump integration in industrial heat recovery systems: A system-level pathway to cost and emission reduction[J]. *Energy*, 2025, 335: 137936. DOI:10.1016/j.energy.2025.137936.
- [9] WEI F L, WANG B L, CUI M D. Refrigerant screening method based on life cycle expense considering greenhouse gas emission for industrial heat pump[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2025, 265: 125643. DOI:10.1016/j.applthermaleng.2025.125643.
- [10] 马奎伦, 樊小朝, 史瑞静, 等. 基于全寿命周期成本的电转热-燃煤/气锅炉联合供暖容量优化配置[J]. *热力发电*, 2022, 51(7): 17-22. DOI: 10.19666/j.rld.202203024.
- MA K L, FAN X C, SHI R J, et al. Optimal allocation of heating capacity for electric heat transfer-coal/gas boilers based on life cycle cost[J]. *Thermal Power Generation*, 2022, 51(7): 17-22. DOI:10.19666/j.rld.202203024.
- [11] 姜志鹏, 李帅旗, 林雄, 等. R515B变频高温热泵系统热力性能试验研究[J]. *新能源进展*, 2025, 13(5): 582-590.
- JIANG Z P, LI S Q, LIN X, et al. Experimental study on the thermal performance of R515B inverter high-temperature heat pump system[J]. *Advances in New and Renewable Energy*, 2025, 13(5): 582-590.
- [12] WU D, WEI J Z, HU B. Theoretical analysis, experimental research and industrial verification of high temperature heat pump based on R1233zd(E)[J]. *Energy*, 2025, 319: 135175. DOI: 10.1016/j.energy.2025.135175.
- [13] 贾楠, 路晓雯, 卞金飞, 等. 燃煤工业锅炉热效率与节能改造技术[J]. *节能*, 2021, 40(9): 27-29. DOI: 10.3969/j.issn.1004-7948.2021.09.008.
- JIA N, LU X W, BIAN J F, et al. Thermal efficiency and energy-saving technological of industrial coal-fired boilers[J]. *Energy Conservation*, 2021, 40(9): 27-29. DOI: 10.3969/j.issn.1004-7948.2021.09.008.
- [14] 叶旭放, 陈志刚, 许崇涛, 等. 工业锅炉能效分析与节能降碳路径探讨[J]. *节能技术*, 2025, 43(5): 449-453. DOI:10.3969/j.issn.1002-6339.2025.05.011.
- YE X F, CHEN Z G, XU C T, et al. Analysis of energy efficiency in industrial boilers and exploration of energy conservation and carbon reduction pathways[J]. *Energy Conservation Technology*, 2025, 43(5): 449-453. DOI:10.3969/j.issn.1002-6339.2025.05.011.
- [15] 中华人民共和国生态环境部. 国家温室气体排放因子数据库[DB]. <https://data.ncsc.org.cn/factories/index>.
- [16] 李家元, 鲍玲玲, 张强, 等. 基于低谷电的PV/T-中深层地源热泵供暖系统运行策略研究[J/OL]. *太阳能学报*, 1-10[2026-01-06]. <https://doi.org/10.19912/j.0254-0096.tynxb.2025-0977>.
- LI J Y, BAO L L, ZHANG Q, et al. Research on operation strategy of PV/T-medium-deep ground source heat pump heating system based on off-peak electricity[J/OL]. *Acta Energetica Sinica*, 1-10[2026-01-06]. <https://doi.org/10.19912/j.0254-0096.tynxb.2025-0977>.