

文章编号:0253-4339(XXXX)XX-0001-12
doi: 10.12465/issn.0253-4339.20250823001

基于动态模拟与优化算法的空气源-地源热泵复合系统研究

张智赢¹ 刘寅¹ 董岁具² 陈小龙¹ 聂呈祥¹ 金炜洁¹ 李凯鹏¹

(1 中原工学院智慧能源与环境学院 郑州 451191; 2 郑州热力集团有限公司 郑州 451191)

摘要 针对郑州某办公建筑地源热泵(GSHP)系统仅满足供热、无法兼顾供冷需求的问题,且长期运行导致土壤热失衡与性能衰减,本文基于实测数据首先验证了TRNSYS动态模型的准确性,为后续运行分析与控制策略研究提供可靠基础。在此基础上,分析单一GSHP系统运行过程,提出空气源-地源热泵(ASHP-GSHP)耦合方案,并利用PSO-GPS混合算法,以系统运行经济性及维持土壤热平衡为目标,对双阈值控制策略进行优化设计。结果表明:温度控制策略下10年运行过程年均系统COP稳定在约3.24,年均土壤温度累计升高0.35℃;负荷控制策略下年均系统COP稳定在3.05左右,年均土壤温度累计升高0.38℃,且经济性最佳(投资回收期约为4.26年)。相比原仅供热系统系统COP下降及年均土壤温度下降7.47℃的情况,耦合方案提升系统能效,维持土壤热平衡,并在不同策略下实现年均最高约1.14万kg CO₂的减排。研究结果可为寒冷地区办公建筑冷热联供系统的优化设计与高效运行提供参考。

关键词 空气源-地源热泵耦合;冷热联供系统;运行控制逻辑;PSO-GPS优化算法

中图分类号: TU83; TP18

文献标识码: A

Air-Source - Ground-Source Heat Pump Composite System Based on Dynamic Simulation and Optimization Algorithms

Zhang Zhiying¹ Liu Yin¹ Dong Suiju² Chen Xiaolong¹ Nie Chengxiang¹
Jin Weijie¹ Li Kaipeng¹

(1. School of Smart Energy and Environment, Zhongyuan University of Technology, Zhengzhou, 451191, China;
2. Zhengzhou Thermal Group Co., Ltd., Zhengzhou, 451191, China)

Abstract For an office building in Zhengzhou, the ground-source heat pump (GSHP) system meets only the heating demand, cannot provide cooling, and its long-term operation leads to soil thermal imbalance and performance degradation. Based on measured data, we first verified the accuracy of the TRNSYS dynamic model, providing a reliable basis for subsequent operational analysis and control strategy research. On this basis, the operation process of a single GSHP system was analyzed, an air-source-ground-source heat pump (ASHP-GSHP) coupling scheme was proposed, and a hybrid PSO-GPS algorithm was used to optimize a dual-threshold control strategy with the goals of system economy and soil thermal balance. The results show that under the temperature control strategy, the annual average system COP remained basically stable at about 3.24 over the 10-year operating period, with a cumulative soil temperature rise of 0.35 °C; under the load control strategy, the annual average system COP remained basically stable at about 3.05, with a cumulative soil temperature rise of 0.38 °C, and the economic performance was the best, with a payback period of about 4.26 years. Compared with the original heating-only system, in which the COP declined and the soil temperature dropped by 7.47 °C, the coupling scheme effectively improves system efficiency, maintains soil thermal balance, and reduces CO₂ emissions by approximately 11 000 kg annually. This study provides a reference for the optimal design and efficient operation of cooling and heating cogeneration systems in office buildings located in cold regions.

Keywords ASHP - GSHP coupling; combined heating and cooling system; operational control logic; PSO - GPS optimization algorithm

地源热泵因其高效节能和环保优势,在公共建筑、商业综合体及住宅等领域得到广泛应用^[1-2]。但在部分工程中,受投资或运行策略影响,系统多仅用于冬季供热,长期从土壤提取热量易导致土壤温度逐年下降,削弱系统性能和经济性^[3-4]。

建筑普遍存在夏季制冷需求。若利用地源热泵供冷并将室内余热排放至土壤,可部分缓解冬季热亏损,但长期运行易引发“热堆积”,造成土壤温度升高、性能下降^[5-6]。部分研究尝试引入冷却塔辅助降温^[7-8],但其功能单一,对冬季工况适应性不足。为解

决热平衡问题,国内外学者提出了多种优化策略,地源-空气源复合热泵运行^[9-10]及季节性储能等^[11-12]。其中,复合热泵系统因其灵活性和多源互补特性,被认为是提升系统长期性能的有效途径,但冷热量分配与控制策略研究仍不充分。

本研究基于某实际供热工程,在单一地源热泵系统模型验证的基础上构建地源-空气源热泵复合系统的动态模型,分析了系统在供冷和供热下的性能特征,并重点对负荷分配和温度控制策略进行了优化分析。

1 系统介绍

该系统由空气源热泵机组、地源热泵机组、地理管换热回路及多源切换控制模块组成,具备4种运行模式(如图1所示)。在控制策略下,当供热或供冷负荷率低于设计负荷的10%时,系统保持停机状态;供热工况下末端供水温度维持在45℃,供冷工况下末端供水温度控制在7℃,以保证室内热舒适及系统高

效运行。

1)地源热泵供热/冷模式:开启热泵机组、水泵P2、水泵P3、阀门V2,其余组件关闭。通过地理管换热获取/排放热量,经地源热泵后传递至末端。

2)空气源热泵供热/冷模式:开启热泵机组、水泵P1、水泵P3、阀门V1,其余组件关闭。通过室外空气获取/排放热量,经热泵后传递至末端。

3)空气源耦合地源热泵(温度控制):供热或供冷时,系统根据环境温度设定阈值进行判断,优先选择更适宜的热泵运行。当环境温度有利于空气源热泵运行时,启动空气源热泵、水泵P1、P3和阀门V1;反之,则切换至地源热泵,启动水泵P2、P3和阀门V2。

4)空气源耦合地源热泵(负荷控制):供热或供冷时,系统根据实际负荷率动态调整热泵运行策略。当实际负荷率低于设定阈值时,优先启动地源热泵,开启水泵P2、水泵P3及阀门V2;当实际负荷率高于设定阈值时,超出部分由空气源热泵承担,同时启动水泵P1、水泵P3及阀门V1,以协同满足负荷需求。

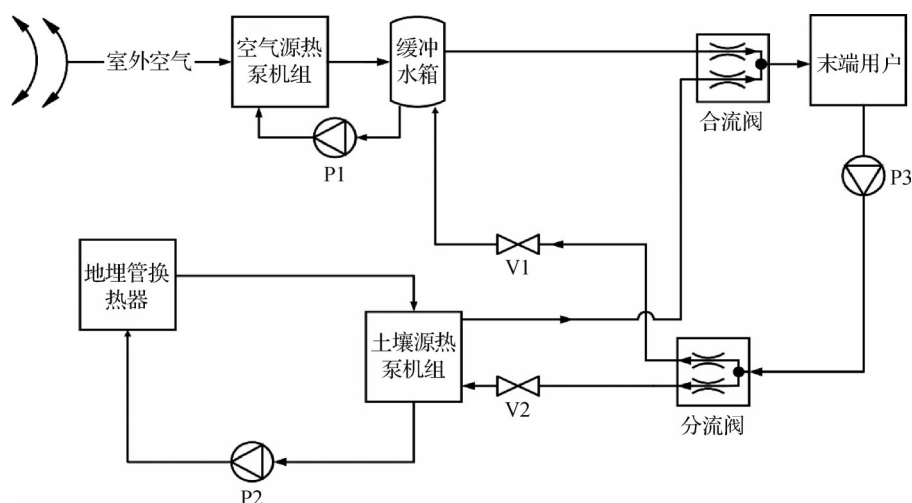


图1 系统原理

Fig.1 Principle of the system

2 系统仿真模型

2.1 负荷计算

研究对象为郑州市管城区的郑州裕中能源有限公司供热主干管工程生产调度楼(如图1所示),建筑面积约为3 874 m²,高为20.40 m,隶属于“城镇绿色清洁能源供热系统应用研究示范工程”项目。建筑几何模型由SketchUp建立,用于描述建筑外形与空间布局(如图2所示);随后利用TRNBuild进行围护结构参数赋值和仿真前处理。建筑围护结构参数符合节能标准要求^[13],具体参数如表1所示,室内设计参数如表2^[14-15]所示。

实际运行中,建筑仅在供热周期(11月15日—次年3月15日)全天24 h运行,系统设计为冬季供热示范工程,夏季未配置供冷工况,建筑夏季制冷由原有独立空调设备承担。为研究建筑在供冷条件下运行性能,设置供冷周期为每年6月1日—10月1日,仅在工作日07:00—18:00运行,由于模型基于示范工程构建,土壤埋管数量保持与实际工程一致,全年运行模拟过程中不作调整。通过TRNSYS软件对建筑全年动态冷热负荷进行模拟分析,结果如图3所示,图中横坐标刻度对应日期为每日00:00。全年逐时最大热负荷为189.75 kW,最大冷负荷为320.81 kW,单位面积热指标为48.69 W/m²,单位面积冷指标为

82.32 W/m²。

图2 建筑模型

Fig.2 Building Model

表1 主要围护结构参数

Tab.1 Main envelope structure parameters

围护结构部位	传热系数/[W/(m ² ·K)]
外墙	0.45
外窗	1.70
玻璃幕墙	1.30
地面	1.00
楼顶	0.35

表2 室内设计参数

Tab.2 Indoor design parameters

室内设计参数	设计值
供冷设计温度/°C	26(工作日07:00—18:00)
相对湿度/%	60
供热设计温度/°C	20(供热季24 h运行)
新风量/[m ³ /(h·人)]	30
人员占有面积/[m ² /人]	10
照明冷负荷/(W/m ²)	9
设备冷负荷/(W/m ²)	15

2.2 系统模型及设备参数

基于TRNSYS建立的系统仿真模型如图4。土壤相关参数如表3所示。空气源热泵冬季实际制热量需结合室外空调计算温度及融霜频率进行修正,修正曲线如图5所示。考虑到设备长期运行能力衰减,供热时,空气源热泵机组制热量根据式(1)计算^[15];供冷时,机组制冷量按设计冷负荷1.1倍计算。对于地源热泵,无论供热或供冷,其热泵制热/冷均按照设计负荷1.1倍进行计算。地源热泵系统配置2台机组,空气源热泵系统配置3台并联运行,其系统整体制热(冷)能力及机组选型参数如表4所示。耦合运行方案在优化前后均保持上述机组台数不变,仅基

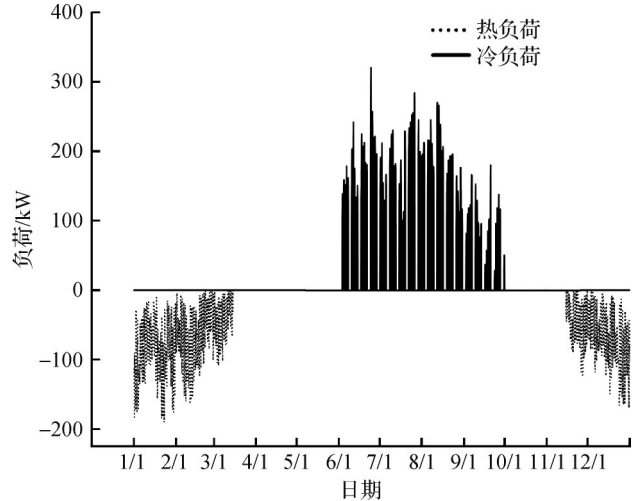


图3 全年冷热负荷

Fig.3 Annual cooling and heating loads

于优化结果对机组容量参数进行调整,以确保不同运行方案之间的工程可比性。

$$Q = qK_1K_2 \quad (1)$$

式中: Q 为机组实际制热量, kW; q 为机组名义制热量, kW; K_1 为室外空调计算干球温度修正系数(根据厂家样本取1); K_2 为机组融霜修正系数(此处取0.9)。

2.3 模型验证

为验证模型实际应用性能,以本项目24 h供热地源热泵系统为对象进行实测数据对比分析。选取了2025年1月8日、9日、10日、11日、12日和18日07:00—21:00系统运行相对稳定时段的地源热泵平均机组COP(性能系数)作为测试结果,模拟与实测数据如图6所示。

模型在所选典型工况下能够较为可靠反映地源热泵机组性能。以1月9日和10日为例,模拟值分别为3.13和2.98,实测值为3.07和3.02,误差幅度分别为0.06和0.04,最大误差出现在1月12日,为0.23。模拟值与实测值变化趋势总体一致,表明系统仿真模型在典型运行条件下具有一定的工程应用价值。为量化模型精度,本文根据式(2)与式(3)计算平均绝对误差(mean absolute error, MAE)和均方根误差(root mean square error, RMSE),结果分别为0.1171和0.1398,说明模型整体偏差较小,能够在典型运行条件下较为合理的反映系统实际运行特性,在此基础上,将模型进一步扩展用于后续复合系统运行特性分析与参数优化研究。

$$E_{MAE} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n |y_p - y_e| \quad (2)$$

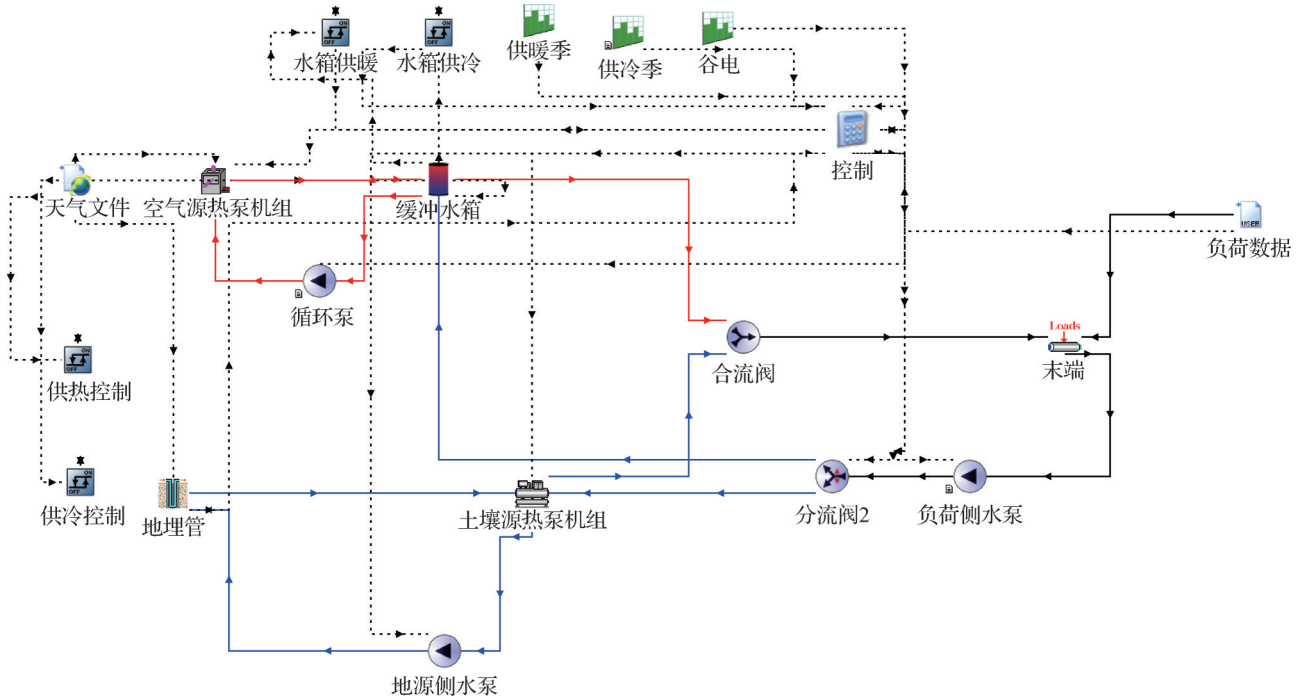


图4 系统仿真模型

Fig.4 Simulation model of the system

表3 土壤参数
Tab.3 Soil parameters

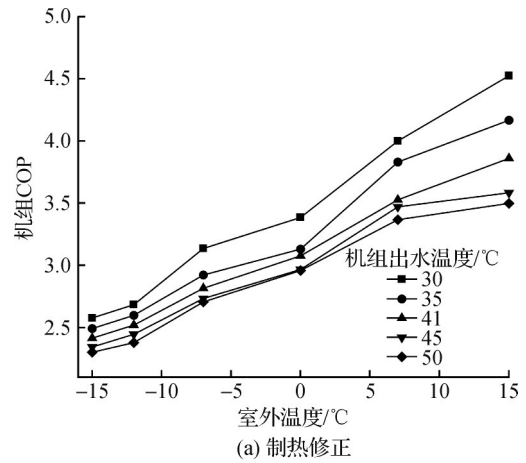
参数	数值
土壤导热系数 $\lambda/[W/(m\cdot K)]$	1.31
U形管外径/mm	32
U形管内径/mm	28
钻孔直径/mm	180
钻孔间距/m	4.5
钻孔深度/m	100
钻孔数量	36
土壤初始温度 $t/^\circ\text{C}$	15

$$E_{\text{RMSE}} = \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (y_p - y_e)^2} \quad (3)$$

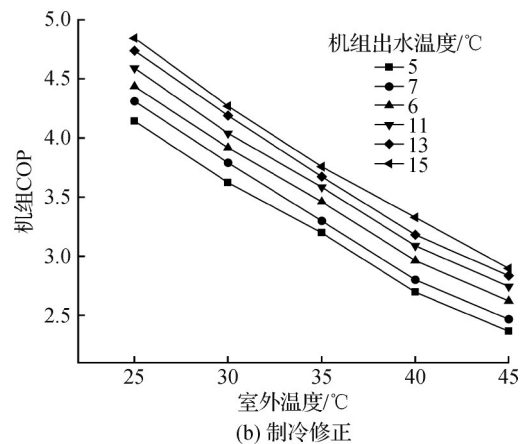
式中： E_{MAE} 为平均绝对误差； E_{RMSE} 为均方根误差； n 为测试数据组数； y_p 为地源热泵机组性能的模拟值； y_e 为地源热泵机组性能的实测值。

3 单一热泵系统模拟结果分析

单一热泵系统10年模拟结果对比如图7所示。与空气源热泵相比，地源热泵在全年运行中能效表现更优。空气源热泵年均系统COP为2.89，系统年耗电量为12.25万kW·h；而地源热泵在仅供热模式下，第1年至第10年年均系统COP从2.59降至2.51，年均土壤温度从13.71℃降至6.24℃，系统年耗电



(a) 制热修正



(b) 制冷修正

图5 机组修正曲线

Fig.5 Unit correction curve

量从7.20万kW·h升至7.44万kW·h。相比之下，供热/冷模式第1年至第10年年均系统COP维持在

表4 设备选型表

Tab.4 Equipment selection parameters

设备	选型
地源热泵机组	机组制热量为 209 kW, 机组蒸发器进水温度为 10 °C, 冷凝器出水温度为 45 °C 时, 其 COP 为 3.46; 名义制冷量为 353 kW, 冷却水进/出水温度为 30 °C/35 °C, 冷冻水进/出水温度为 12 °C/7 °C, 其 EER 为 5.17。
空气源热泵机组	机组名义制热量为 211 kW, 名义制热测试工况室外干球为 -12 °C, 出水温度为 41 °C, COP 为 2.52; 机组名义制冷量为 353 kW, 名义制冷测试工况室外干球温度为 35 °C, 出水温度为 7 °C, EER 为 3.30。

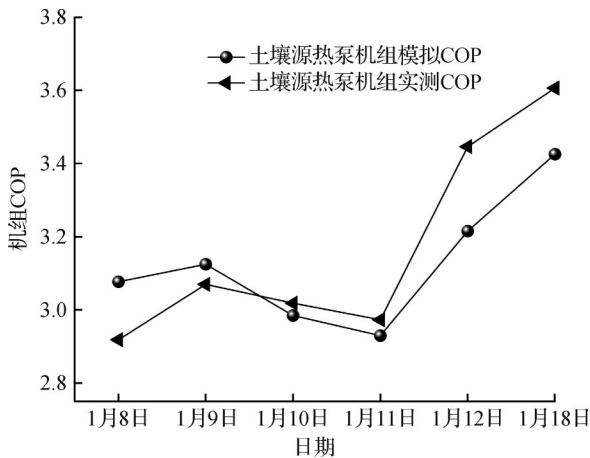


图6 实测数据对比

Fig.6 Comparison measured data

3.10~3.08, 年均土壤温度从 14.33 °C 升至 16.79 °C, 系统年耗电量从 10.32 万 kW·h 升至 10.39 万 kW·h。通过制冷运行有效回灌土壤热量, 系统效率降幅明显低于仅供热模式。此外, 地源热泵系统供热/冷模式综合能效优于空气源热泵, 其运行第 10 年平均系统 COP 较后者高出 6.92%, 并在冷热负荷均衡运行场景中表现出更高稳定性和适用性。

4 空气源-地源热泵复合系统模拟结果分析

4.1 系统优化

系统采用 PSO - GPS 混合优化算法, 分别对室外温度阈值控制与冷热负荷阈值控制进行优化设计, 以替代传统固定阈值方式, 实现系统整体经济性与土壤热平衡。该算法结合 PSO (粒子群优化算法) 的全局搜索能力与 GPS (广义模式搜索算法) 的局部收敛特性, 可在非线性、多变量耦合条件下提高寻优精度与稳定性, 降低陷入局部最优风险, 适用于连续与离散变量协同优化的复杂能量系统参数优化问题。

算法首先在连续变量空间内利用 PSO 进行全局

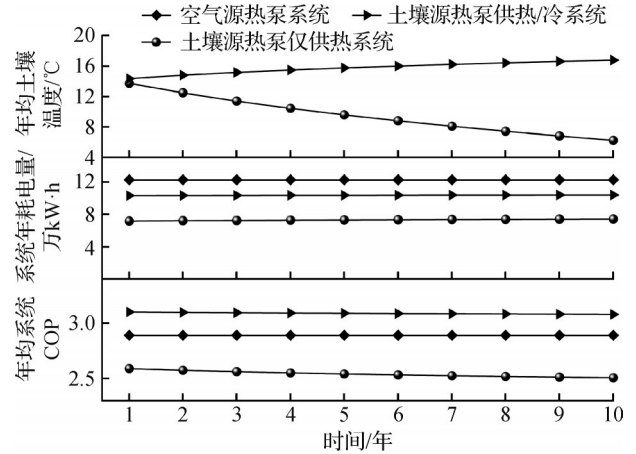


图7 单一热泵系统模拟结果对比

Fig.7 Comparison of simulation results for single heat pump systems

搜索, 获得最优解域:

$$x \in X = \{x \in R^n | l_i \leq x_i \leq u_i\} \quad (4)$$

式中: X 为优化变量的有效搜索空间; R 为实数集; n_c 为连续型变量的个数; x_i 为第 i 个优化变量; l_i 和 u_i 分别为第 i 个优化变量的取值下限和上限。

若含离散变量, 则在确定最优粒子位置后固定其离散分量, 并以该粒子的连续分量为初始点, 采用 GPS 进行局部精细优化, 从而兼顾全局搜索效率与局部收敛精度。

对于混合变量优化问题, 目标函数扩展为 $\int(x_c, x_d)$, 即在连续与离散变量空间内对系统性能指标的积分或全域求解, 用以表征系统的综合优化目标。其中, x_c 表示连续变量集合, x_d 表示离散变量集合, 共同构成优化变量空间 $X = X_c \times X_d$ 。二者实质上对应同一组系统控制参数, 如温度阈值、运行模式及设备启停状态等, 并需满足相应约束条件:

$$\min f(x_c, x_d), (x_c, x_d) \in X_c \times X_d \quad (5)$$

温度控制部分采用 Type2b 滞回机制, 其输出状态 γ_0 由瞬时温差 $(T_H - T_L)$ 、上限死区温差阈值 ΔT_H 、下限死区温差阈值 ΔT_L 及上时刻状态 γ_i 共同决定。

若 $\gamma_i = 1$, 则:

$$\begin{cases} \gamma_0 = 1, & \Delta T_L \leq (T_H - T_L) \\ \gamma_0 = 0, & \Delta T_L > (T_H - T_L) \end{cases} \quad (6)$$

若 $\gamma_i = 0$, 则:

$$\begin{cases} \gamma_0 = 1, & \Delta T_H \leq (T_H - T_L) \\ \gamma_0 = 0, & \Delta T_H > (T_H - T_L) \end{cases} \quad (7)$$

式中: T_H 和 T_L 为控制器的温度输入端变量, 依冬夏工况的不同, 二者其一为实时室外环境温度, 另一项为设定的温度控制变量。

在系统连续 10 年运行优化过程中,需首先满足末端负荷需求。本研究构建了温度控制系统与负荷控制系统 2 类独立策略,并均通过混合优化算法确定最优阈值与运行方案,其整体优化流程如图 8 所示。室外温度作为外界扰动输入用于触发机组切换,阈值优化根据其在气象条件下的变化规律确定最合适的切换点:当温度高于阈值并在一定范围内波动时,

优先启用空气源热泵;当温度低于阈值时,则启用地源热泵,优化过程部分结果如图 9 所示。负荷控制系统则结合夏季与冬季负荷率,按照既定启停顺序实现 2 类机组的协同运行,优化过程部分结果如图 10 所示。系统运行周期设定为每年 11 月 15 日—次年 11 月 15 日,优化目标为运行经济性与土壤热平衡;对于未达到预设要求的解,采用惩罚函数进行约束处理。

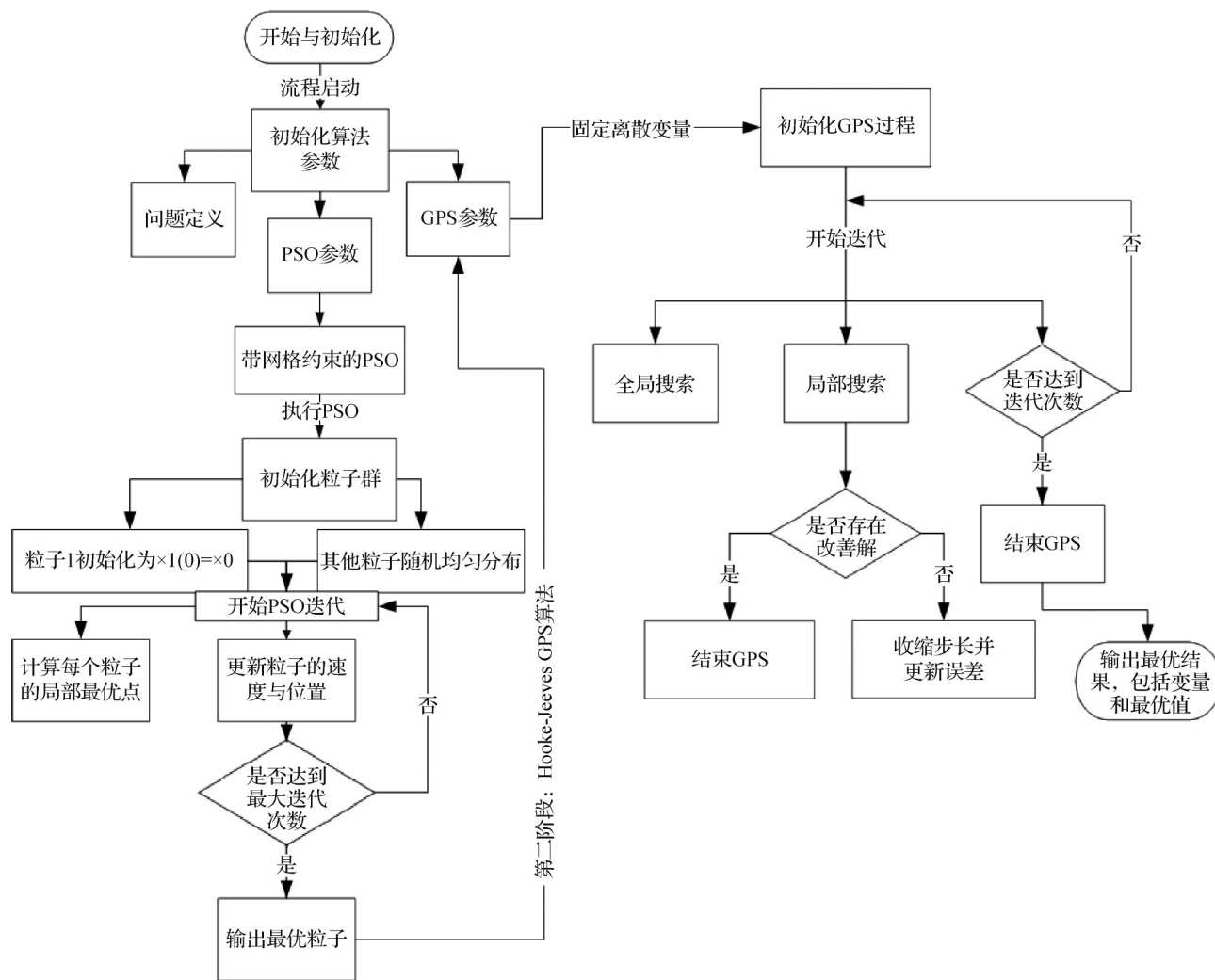


图 8 优化流程

Fig.8 Optimize the process

4.2 优化结果与机组配置

参数优化范围及结果如表 5 所示,表中参数对应的实际控制阈值如下。在温度控制策略下:供热工况时,空气源热泵在室外温度不低于 3 °C 时启动,低于 3 °C 时关闭,其余时段由地源热泵提供;供冷工况时,空气源热泵在室外温度不高于 27 °C 时启动,并在运行状态下当温度超过 31 °C 时关闭,其余时段由地源热泵承担。负荷控制策略下:供热完全由地源热泵承担;供冷工况中,当负荷率不高于 45.25% 时由地源热泵提供,超出部分则由空气源热泵补充。

图 11 所示为全年供热/冷工况下负荷随室外温度的变化。基于该负荷分布特征,本文通过优化方法确定了机组的容量配置,如表 6 所示。在温度控制策略下,空气源热泵与地源热泵的制热量分别为 90 kW 和 209 kW,对应的制冷量分别为 245 kW 和 353 kW;在负荷控制策略下,空气源热泵主要承担 176 kW 的制冷,而地源热泵兼顾 209 kW 的制热与 145 kW 的制冷。该配置能够较好适应全年冷热负荷分布特征,并兼顾系统配置合理性与运行性能。

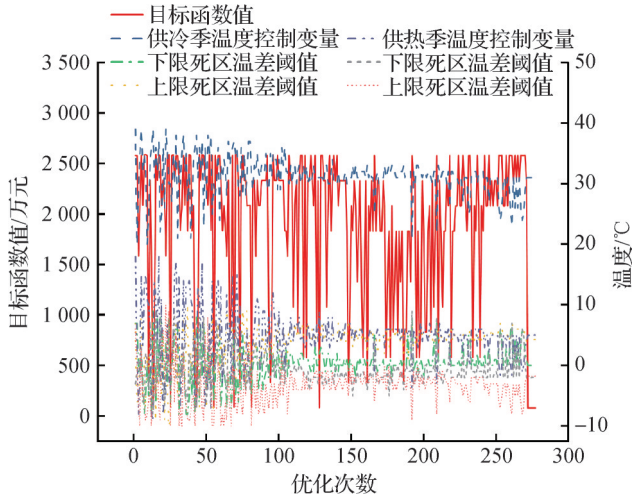


图9 温度控制优化

Fig.9 Temperature control optimization

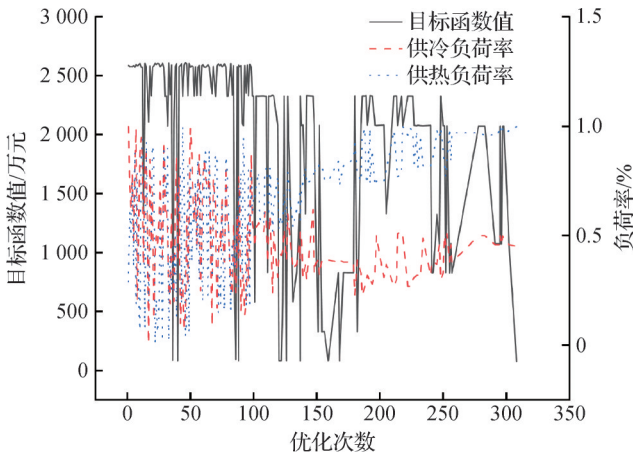


图10 负荷控制优化

Fig.10 Load control optimization

表5 参数优化范围及结果

Tab.5 Parameter optimization range and results

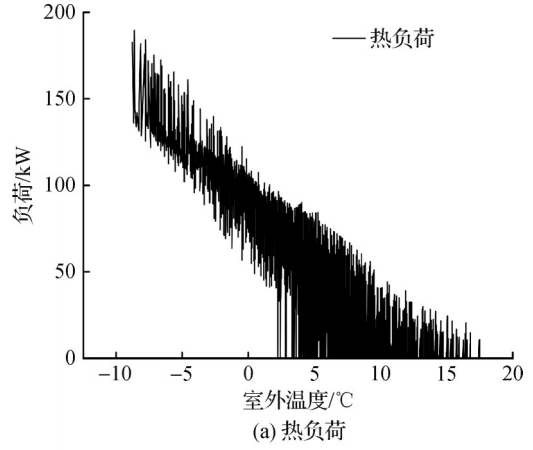
项目	优化参数	初始值	优化范围	优化结果	
温度控制	$T_L/^\circ\text{C}$	0	-10~20	5	
	供热季	$\Delta T_L/^\circ\text{C}$	0	-10~10	-2
		$\Delta T_H/^\circ\text{C}$	0	-10~10	-2
	供冷季	$T_H/^\circ\text{C}$	30	20~40	31
		$\Delta T_L/^\circ\text{C}$	0	-10~10	0
		$\Delta T_H/^\circ\text{C}$	0	-10~10	4
负荷控制	供冷负荷率/%	50	0~100	45.25	
	供热负荷率/%	50	0~100	100	

注: T_L 为供热季温度控制变量; T_H 为供冷季温度控制变量; ΔT_L 为下限死区温差阈值; ΔT_H 为上限死区温差阈值。

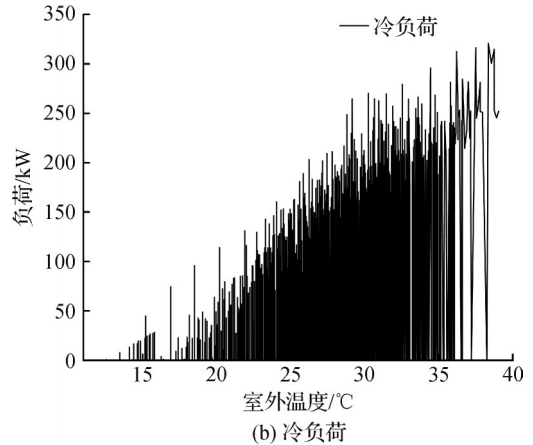
4.3 优化结果分析

4.3.1 温度控制

空气源-地源热泵复合系统温度控制10年运行



(a) 热负荷



(b) 冷负荷

图11 室外温度与负荷变化

Fig.11 Outdoor temperature and load changes

表6 机组配置

Tab.6 Unit Configuration

	系统	制热量/kW	制冷量/kW
温度控制	空气源热泵	90	245
	地源热泵	209	353
负荷控制	空气源热泵	0	176
	地源热泵	209	145

模拟结果如图12所示,第1年至第10年,年均系统COP约为3.24;年均土壤温度由14.44 $^\circ\text{C}$ 逐年缓慢升至14.79 $^\circ\text{C}$,累计上升0.35 $^\circ\text{C}$,表明土壤热平衡得以维持;系统年耗电量稳定在10.95万kW·h~10.97万kW·h,波动幅度仅为0.02万kW·h。

4.3.2 负荷控制

空气源-地源热泵复合系统负荷控制10年运行模拟结果如图13所示,第1年至第10年,年均系统COP基本稳定在3.05;年均土壤温度从14.20 $^\circ\text{C}$ 升至14.58 $^\circ\text{C}$,累计升高了0.38 $^\circ\text{C}$,年均升高幅度为0.04 $^\circ\text{C}$,表明土壤温度基本稳定;系统年耗电量稳定在约10.76万kW·h。

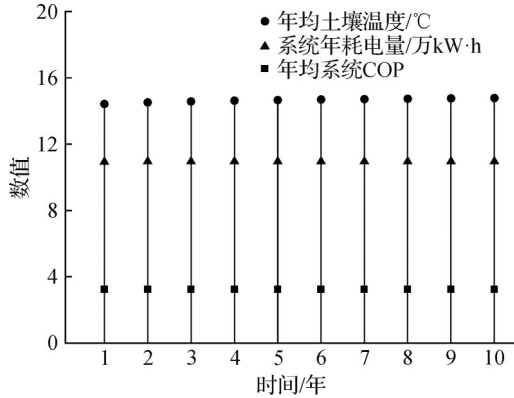


图 12 空气源-地源热泵复合系统温度控制模拟结果

Fig.12 Simulation results of temperature-controlled operation of the hybrid air -source and ground - source heat pump system

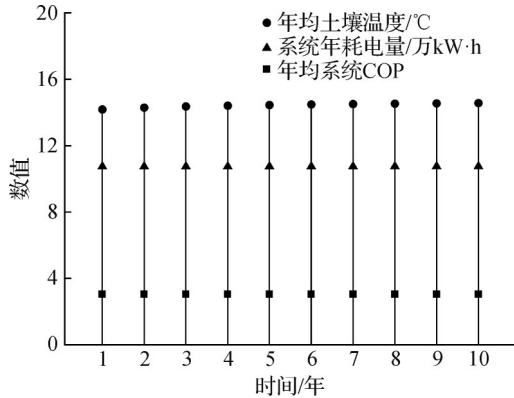


图 13 空气源-地源热泵复合系统负荷控制模拟结果

Fig.13 Simulation results of load-controlled operation of the hybrid air-source and ground - source heat pump system

4.3.3 结果对比

复合系统不同控制策略10年运行结果对比如图14所示,温度控制策略下,第1年至第10年年均系统COP在10年间稳定在3.24,负荷控制策略下,第1年至第10年年均系统COP稳定在3.05,前者高出后者约6.23%,体现了更高能效。土壤年平均温度方面,温度控制系统从第1年14.44℃增至第10年14.79℃,而负荷控制系统从14.20℃增至14.58℃,两系统年均土壤温度均呈逐年平稳趋势,表明土壤已经达到热平衡,但温度控制系统第10年土壤平均温度高出负荷控制系统约0.21℃,显示其对土壤热能利用更加充分。系统年耗电量方面,温度控制系统年耗电量从第1年10.95万kW·h增至第10年10.97万kW·h,而负荷控制系统年耗电量从10.76万kW·h增至10.77万kW·h,前者平均高于后者约1.73%。综合来看,温度控制系统在能效、土壤热能利用以及单位能耗制热/制冷量方面表现更优,适合高效能需求场景;而负荷控制系统年耗电量较低,更

适用于对能耗敏感的应用场景。

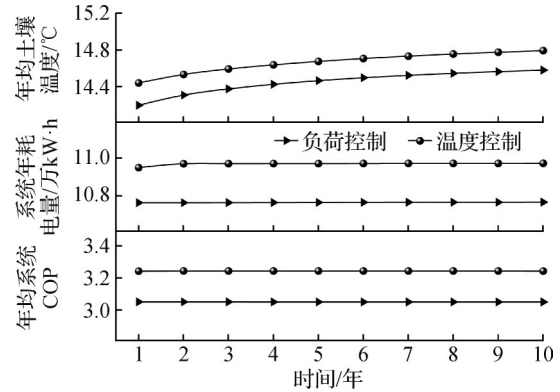


图 14 复合系统不同控制策略对比

Fig.14 Comparison of different control strategies for the hybrid system

4.4 热平衡误差验证

系统热平衡验证基于热平衡方程,输入热量应等于输出热量与系统损失热量之和。主要参数包括空气源热泵机组缓冲水箱对系统实际总供热/冷量 Q_{ASHP} 、地源热泵机组总供热/冷量 Q_{GSHP} 、末端实际需求热/冷量 Q_{Load} 、地理管-土壤热交换量 Q_{Soil} 、土壤热损失 Q_{Loss} ,则热平衡公式为:

$$Q_{ASHP} + Q_{GSHP} = Q_{Load} + Q_{Soil} + Q_{Loss} \quad (8)$$

则热平衡误差为:

$$\varepsilon = \frac{Q_{Load} + Q_{Soil} + Q_{Loss} - Q_{ASHP} - Q_{GSHP}}{Q_{Load} + Q_{Soil} + Q_{Loss}} \quad (9)$$

式中: ε 为系统的热平衡误差,%。

根据系统运行第1年数据,温度控制策略热平衡误差为1.29%,负荷控制策略热平衡误差为5.20%,具体数据如表7所示。由表7可知,温度控制策略和负荷控制策略下系统仿真模型的热平衡误差较小,能够满足工程分析要求,说明模型具有较好的适用性。

表 7 系统各项热量热平衡误差

Tab.7 System heat quantities and thermal balance errors

项目	Q_{ASHP}	Q_{GSHP}	Q_{Load}	Q_{Soil}	Q_{Loss}	误差/%
温度控制	12.05	20.74	32.05	0.05	1.11	1.29
负荷控制	2.80	29.31	32.05	0.25	1.57	5.20

注: $Q_{ASHP}, Q_{GSHP}, Q_{Load}, Q_{Soil}, Q_{Loss}$ 单位均为万kW·h。

5 经济性分析

以第1年运行数据,对耦合系统进行经济性分析,包括环境效益和经济效益综合评估。分析过程中,基于理论模型和数据计算,系统地量化了环境

效益改进程度及其对经济效益影响。

5.1 回收期计算

为评价不同系统方案的经济性,采用静态回收期和动态回收期进行分析。依据文献[16]的评价原则,以项目总投资计算回收期,该方法与传统增量投资回收期在评价侧重点上有所不同,更能反映系统整体经济性。静态投资回收期通过初始投资额与年均净现金流量的比值计算得出,能够直观反映投资回收时间,适用于回收期在3年以内的项目,其计算式为:

$$P_i = I_0 / F \quad (10)$$

$$F = R - C_{op} \quad (11)$$

式中: P_i 为静态投资回收期,年; I_0 为系统的初始投资,万元; F 为每年净现金流,万元/年; R 为系统的年收益(或年节约费用),万元/年; C_{op} 为系统的年运行费用,万元/年。

对于回收期超过3年的情况,则需采用动态投资回收期,该方法在考虑资金时间价值的基础上,将未来现金流折算为现值并累计,更能准确反映项目真实的资金回收周期。

第 t 年现金流量的现值:

$$V_t = \frac{C_t}{(1+r)^t} \quad (12)$$

若 $m+1$ 年累计现值 $\sum_{t=0}^{m+1} V_t \geq 0$ (首次覆盖投资),则:

$$P_d = m + \frac{\left| \sum_{t=0}^m V_t \right|}{\sum_{t=0}^{m+1} V_t - \sum_{t=0}^m V_t} \quad (13)$$

式中: V_t 为第 t 年现金流量的现值,万元; C_t 为第 t 年的净现金流量,万元; r 为折现率,取8%; P_d 为动态投资回收期,年; m 为累计净现金流量现值首次出现正值或零的前一年份; t 为年份。

根据市场调研和厂家报价,并结合郑州市现行供热价格分类标准,本项目供热季按“非住宅用热”类别执行,热费为(33.6元/m²)/供热季;夏季制冷服务费用依据郑州市多处写字楼的实际执行收费水平,确定为(40元/m²)/供冷季。系统运行电价按郑州市工业用电政策取0.7元/(kW·h)。结合系统运行第1年的数据,各设备初投资及回收期如表8所示。

不同系统在投资规模与回收期上存在显著差异。地源热泵系统(仅供热)初始投资最低,但因收益有限,其动态回收期为8.75年。加入供冷功能后,由于制冷工况的换热需求高于制热工况,投资分析中根据双工况需求对机组容量和地理管规模进行了理论化换算,从而使系统总投资明显增加。与此同时,为保持与示范工程一致,系统仿真部分仍采用实际未变的埋管数量。得益于供冷带来的更高年度收益,该方案的动态回收期缩短至5.43年。空气源与地源耦合系统在温度控制模式下投资最高(116.39万元),动态回收期为7.70年;负荷控制模式投资适中(73.19万元),回收期最短,仅4.26年,体现出最佳经济性。

表8 各设备初投资及投资回收期

Tab.8 Initial investment of each equipment and payback period

系统类型	总初投资/万元	年运行电费/万元	实际收费/万元	回收期/年		
				静态	动态	取值
地源热泵系统(仅供热)	48.81	5.04	13.02	6.12	8.75	8.75
地源热泵系统(供热/冷)	90.77	7.22	28.51	4.26	5.43	5.43
空气源-地源热泵复合系统(温度控制)	116.39	7.66	28.51	5.58	7.70	7.70
空气源-地源热泵复合系统(负荷控制)	73.19	7.53	28.51	3.49	4.26	4.26

5.2 环境效益分析

5.2.1 常规能源替代量

环境效益分析参考文献[17]。热泵系统常规能源替代量按式(14)计算,当热泵系统既用于冬季供热又用于夏季制冷时,常规能源替代量可仅计算冬季供热常规能源替代量:

$$Q_s = Q_i - Q_r \quad (14)$$

式中: Q_s 为为常规能源替代量,kW·h; Q_i 为常规系统总能耗,kW·h; Q_r 为热泵系统总能耗,kW·h。对于供热系统,以燃煤锅炉为参照系统时,常规系统总能耗 Q_i 按式(15)计算:

$$Q_i = \frac{Q_H}{\eta_{i,m} q_{1,m} q_{2,m}} \quad (15)$$

式中: Q_H 为热泵制热量,MJ; $\eta_{i,m}$ 为燃煤锅炉为热源时运行效率,取0.81; $q_{1,m} q_{2,m}$ 为单位电量对应的一次能

源消耗, MJ/(kW·h), 取 9.67。

表 9 所示为系统燃煤替代量计算数据。温度控制系统燃煤替代量达 2.29 万 kW·h, 相较于负荷控制系统 1.37 万 kW·h 高 67.15%。

表 9 燃煤替代量

Tab.9 Coal substitution amount

控制策略	常规系统 总能耗/ (万 kW·h)	热泵系统 供热能耗/ (万 kW·h)	热泵制热量/ (万 MJ)	燃煤替代量/ (万 kW·h)
温度控制	9.63	7.34	75.45	2.29
负荷控制	8.58	7.20	67.18	1.37

5.2.2 CO₂减排量

热泵系统 CO₂ 减排量 Q_{CO_2} 按式(16)计算:

$$Q_{CO_2} = Q_s \times V_{CO_2} \quad (16)$$

式中: Q_{CO_2} 为地源热泵系统 CO₂ 减排量, kg; Q_s 为常规能源替代量, kW·h; V_{CO_2} 为电力 CO₂ 排放因子, kg/(kW·h), 取 0.5 kg/(kW·h)。

表 10 所示为系统 CO₂ 减排量相关数据。温度控制系统 CO₂ 减排量为 1.14 万 kg, 相较于负荷控制系统 0.69 万 kg, 前者比后者高出约 65.22%。

表 10 CO₂ 减排量

Tab.10 CO₂ emission reduction

控制策略	燃煤替代量/(万 kW·h)	二氧化碳减排量/(万 kg)
温度控制	2.29	1.14
负荷控制	1.37	0.69

6 普适性分析

为进一步分析本系统的适用性, 选取了北京、天津、徐州、郑州等城市的月平均温度参数对比, 如图 15 所示。4 城市月均温变化趋势一致, 均为 1 月最低、7 月最高后下降。峰值同步, 区域气候周期性一致, 可在一定程度上反映系统适用性。

不同城市系统能耗对比如图 16 所示。耦合系统在北方气候条件类似城市的能耗数据均保持稳定, 各城市间能耗差异微小, 表明系统具有普适性。温度控制系统中, 北京第 1 年能耗为 11.32 万 kW·h, 10 年稳定升至 11.35 万 kW·h, 天津、徐州、郑州分别从 11.17 万 kW·h、11.07 万 kW·h、10.95 万 kW·h 起步, 10 年间波动幅度均小于 0.03 万 kW·h, 最终趋于稳定。负荷控制系统中, 北京、天津、徐州、郑州第 1 年能耗分别为 10.69 万 kW·h、10.72 万 kW·h、10.71 万 kW·h、10.76 万 kW·h, 10 年间能耗稳定在

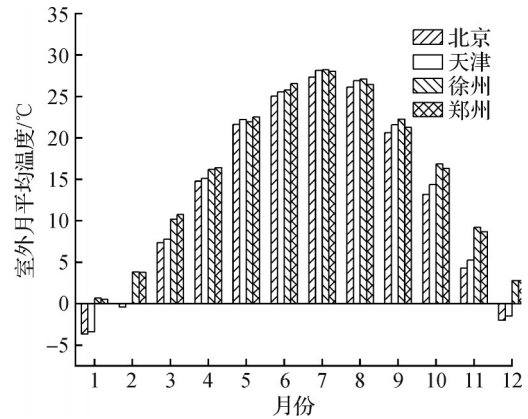
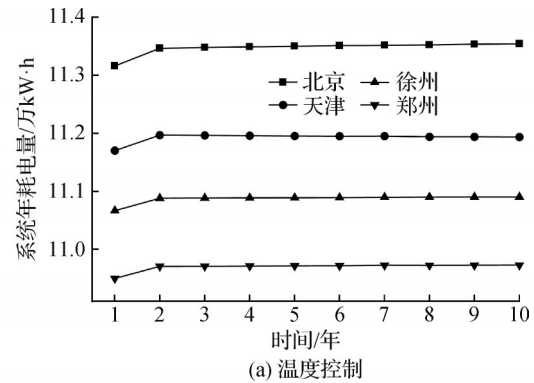


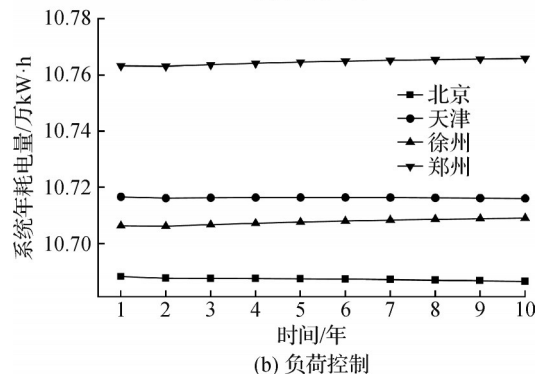
图 15 不同城市月平均温度对比

Fig.15 Comparison of monthly average temperatures in different cities

10.69 万 kW·h~10.76 万 kW·h, 北京第 10 年为 10.69 万 kW·h, 各城市能耗波动均小于 0.01 万 kW·h。从能耗表现来看, 两系统在不同北方城市能耗表现总体一致, 波动范围较小, 表明该系统在相近气候条件下具有较好的普适性。



(a) 温度控制



(b) 负荷控制

图 16 不同城市年能耗对比

Fig.16 Comparison of annual energy consumption in different cities

7 结论

本文通过 TRNSYS 动态仿真及 PSO-GPS 混合优化算法, 研究了空气源-地源热泵复合系统在不同运

行策略下的运行特性,得到如下结论:

1)长期单一供热运行的地源热泵系统存在系统效率下降问题。在10年运行过程中,第1年至第10年年均系统COP从2.59降至2.51,年均土壤温度下降7.47℃,导致性能衰减和能耗增加;若同时运行供冷工况,虽可部分回灌余热缓解衰减,但会引发土壤温度逐年升高,出现制冷能力下降与制热冗余并存。相比之下,空气源热泵在供冷季表现较好,但年均系统COP仅为2.89,整体能效水平仍低于地源热泵冷热双工况。

2)本文提出的耦合系统,以系统运行经济性及维持土壤热平衡为目标,通过优化算法实现双阈值控制。在温度控制策略下,当室外温度不低于3℃时,由额定制热量为90kW、制冷量为245kW的空气源热泵提供供热;当温度低于3℃时,切换至额定制热量为209kW、制冷量为353kW的地源热泵运行。制冷工况下,当室外温度不高于27℃时启用空气源热泵,室外温度超过31℃时切换至地源热泵。该策略下,第1年至第10年年均系统COP保持在3.24,年均土壤温度累计升高0.35℃,表现出较高的能效水平与运行稳定性。在负荷控制策略下,供热完全由209kW地源热泵承担;制冷工况中,当建筑冷负荷率不高于45.25%时,由制冷量为145kW的地源热泵提供冷量,其余冷负荷则由制冷量为176kW的空气源热泵补充。该策略下,第1年至第10年年均系统COP基本稳定在3.05,年均土壤温度累计升高0.38℃,且系统年耗电量相对较低,更适用于对能耗敏感的场景。两类策略均可实现土壤热平衡的长期维持,并在不同应用需求下展现出互补优势。

3)经济与环境效益分析表明,温度控制策略燃煤替代量为2.29万kW·h,CO₂减排1.14万kg,分别较负荷控制提高67.15%和65.22%。负荷控制策略则在投资回收方面更具优势,动态回收期仅为4.26年,为所有方案中最短。结果表明,温度控制更适合追求节能减排与能效提升的场景,而负荷控制更符合经济性优先的工程需求。

4)热平衡误差分析、模型验证及多气候区适用性分析结果表明,温度控制与负荷控制策略的误差分别为1.29%和5.20%,均满足工程分析精度要求。以单一地源热泵供热工况为对象开展的实测与模拟对比结果总体吻合较好,偏差处于合理范围,说明所建模型能较好反映系统实际运行特征。从能耗表现来看,进一步在北京、天津、徐州、郑州等城市的对比分析结果表明,系统10年能耗波动小于0.03万kW·h,显示出该耦合方案在北方相似气候条件下具有一定

适用性。

本文受河南省重大科技专项(221100320102)资助。(The project was supported by the Major Science and Technology Project of Henan Province (No. 221100320102).)

参考文献

- [1] Wang Fang, You Tian, Cui Hongzhi. Multi-objective optimization and evaluation of the building-integrated photovoltaic/thermal-energy pile ground source heat pump system[J]. *Applied Energy*, 2024, 371: 123653.
- [2] 鲍玲玲, 崔军艳, 李永, 等. 空气源热泵-地埋管换热系统蓄热性能研究[J]. *科学技术与工程*, 2022, 22(24): 10688-10697. (Bao Lingling, Cui Junyan, Li Yong, et al. Heat storage performance of air source heat pump-underground buried pipe heat exchange system [J]. *Science Technology and Engineering*, 2022, 22(24): 10688-10697.)
- [3] Hu Zicheng, Li Wanfeng, Zhang Haiyan, et al. Soil thermal imbalance analysis of ground source heat pump system of residential and office buildings in sixteen cities [J]. *Renewable Energy*, 2024, 221: 119860.
- [4] Wang Fang, You Tian, Yang Hengxu. Performance analysis and operation optimization of photovoltaic/thermal assisted energy-pile ground source heat pump system in cold regions[J]. *Renewable Energy*, 2025, 244: 122722.
- [5] Xie Yiwei, Hu Pingfang, Li Siyi. Development of a doubly-fed compound control for hybrid ground source heat pump systems in hot summer and cold winter areas [J]. *Renewable Energy*, 2024, 237: 121568.
- [6] Li Yufan, Bi Yuehong, Lin Yashan, et al. Analysis of the soil heat balance of a solar-ground source absorption heat pump with the soil-based energy storage in the transition season[J]. *Energy*, 2023, 264: 126394.
- [7] Liu Zhijian, Li Yuanwei, Xu Wei, et al. Performance and feasibility study of hybrid ground source heat pump system assisted with cooling tower for one office building based on one Shanghai case[J]. *Energy*, 2019, 173: 28-37.
- [8] 崔孝文. 中深层地源热泵、冷却塔及太阳能光伏/热多能互补系统研究[D]. 武汉: 华中科技大学, 2024. (Cui Xiaowen. Research on middle and deep ground source heat pump, cooling tower and solar photovoltaic/thermal multi-energy complementary system [D]. Wuhan: Huazhong University of Science and Technology, 2024.)
- [9] Li Sihui, Gong Guangcai, Peng Jinqing. Dynamic coupling method between air-source heat pumps and buildings in China's hot-summer/cold-winter zone [J]. *Applied Energy*, 2019, 254: 113664.
- [10] Violante A C, Donato F, Guidi G, et al. Comparative life

- cycle assessment of the ground source heat pump vs air source heat pump [J]. *Renewable Energy*, 2022, 188: 1029–1037.
- [11] Wang Guangxuan, Blondeau J. Optimal combination of daily and seasonal energy storage using battery and hydrogen production to increase the self-sufficiency of local energy communities [J]. *Journal of Energy Storage*, 2024, 92: 112206.
- [12] Xu Zile, Zhang Xuelai, Ji Jun. Research progress of phase change heat storage technology in the application of solar heat pump [J]. *Journal of Energy Storage*, 2024, 86: 111272.
- [13] GB 55015—2021 建筑节能与可再生能源利用通用规范 [S]. (GB 55015—2021 General code for energy efficiency and renewable energy application in buildings[S].)
- [14] DBJ41/T 075—2016 河南省公共建筑节能设计标准[S]. (DBJ41/T 075—2016 "Household and Similar Refrigeration Appliances" publicity and implementation textbook[S].)
- [15] GB 50736—2012 民用建筑供暖通风与空气调节设计规范 [S]. (GB 50736—2012 Design code for heating ventilation and air conditioning of civil buildings[S].)
- [16] 中华人民共和国国家发展和改革委员会, 中华人民共和国住房和城乡建设部. 建设项目经济评价方法与参数 [M]. 3 版. 北京: 中国计划出版社, 2006. (National Development and Reform Commission of the People's Republic of China, Ministry of Housing and Urban-Rural Development of the People's Republic of China. Methods and parameters of economic evaluation of construction projects[M]. 3rd ed. Beijing: China Planning Press, 2006.)
- [17] GB/T 50801—2013 可再生能源建筑应用工程评价标准 [S]. (GB/T 50801—2013 Evaluation standard for application of renewable energy in buildings[S].)

通信作者简介

刘寅, 男, 教授, 中原工学院智慧能源与环境学院, 17630316463, E-mail: 2468267773@qq.com。研究方向: 能源高效及综合利用。

About the corresponding author

Liu Yin, male, professor, School of Smart Energy and Environment, Zhongyuan University of Technology, 86-17630316463, E-mail: 2468267773@qq.com. Research fields: energy efficiency and comprehensive utilization.

(责任编辑: 田甜)