

DOI: 10.11830/ISSN.1000-5013.201906016



喷气增焓空气源耦合地源 热泵系统的性能优化

李科宏, 田琦, 李琦晟, 李蓉

(太原理工大学 环境科学与工程学院, 山西 晋中 030600)

摘要: 针对山西省太原地区地源热泵应用导致土壤热平衡难以满足的问题,在传统空气源耦合地源热泵系统的基础上,设计一套新的喷气增焓空气源耦合地源热泵系统,并建立相关的数学模型.以太原地区某一建筑的应用为例,利用 DeST 软件模拟计算案例建筑全年冷、热负荷需求特征,利用 TRNSYS 软件仿真分析常规地源热泵、空气源热泵、喷气增焓空气源耦合地源热泵系统的性能,并对新的喷气增焓空气源耦合地源热泵系统性能进行优化.结果表明:案例建筑全年累计冷、热负荷比为 1.57 : 1.00,应用常规地源热泵后,土壤初始温度和最高温度逐年下降,10 a 后平均温度降幅 14.3%;与常规地源热泵系统比较,喷气增焓空气源耦合地源热泵系统初投资节省 12.5%,节省 25.8% 的打井数,节省 33.9% 的运行费和 15.9% 的总费用,可解决埋管区土壤冷、热不平衡、埋管面积不足的问题,夏季性能系数(COP)提升 26.2%,冬季制热性能系数(COP_h)提升 12.3%.

关键词: 耦合模型; 热泵系统模拟; 系统优化; 喷气增焓

中图分类号: TU 831.4 **文献标志码:** A **文章编号:** 1000-5013(2020)03-0348-09

Performance Optimization of Jet-Enhanced Air Source Coupling Ground Source Heat Pump System

LI Kehong, TIAN Qi, LI Qisheng, LI Rong

(College of Environmental Science and Engineering, Taiyuan University of Technology, Jinzhong 030600, China)

Abstract: Aim at the problem of soil heat balance in the application of ground source heat pump in Taiyuan area, Shanxi Province, a new jet-enhanced air source coupling ground source heat pump system was designed based on traditional air source coupling ground source heat pump system, and its related mathematical model was established. Taking the application of a certain building in Taiyuan area as an example, DeST software was used to simulate and calculate the annual heating and cooling load demand characteristics of the case construction. The performance of conventional ground source heat pump, air source heat pump and new dual-source coupling system was simulated by TRNSYS software. Finally, the performance of the dual-source coupling heat pump system was optimized. The result shows that the cumulative heating and cooling load ratio of the case building is 1.57 : 1.00. After the application of the conventional ground source heat pump, the initial temperature and maximum temperature of the soil decrease year by year, and average temperature decreases by 14.3% after 10 years. Compared with the conventional ground source heat pump system, the initial investment

收稿日期: 2019-06-17

通信作者: 田琦(1966-),男,教授,博士,主要从事可再生能源利用及建筑节能新技术的研究. E-mail:412559908@qq.com.

基金项目: “十二五”国家科技支撑计划项目(2012BAJ04B02)

ent of the new dual-source coupling system saves 12.5%, the number of wells saves 25.8%, operating cost saves 33.9%, and total cost saves 15.9%. Therefore, the new system solves problem of unbalanced soil heating and cooling load and insufficient buried pipe area in the buried pipe area effectively. The summer performance coefficient (COP) increases by 26.2%, and the winter collection coefficient (COP_b) increases by 12.3%.

Keywords: coupling model; heat pump systems simulation; system optimization; jet-enhanced air source

能源短缺和环境污染已然成为悬于世界各国头顶的达摩克里斯之剑. 2018 年, 全球一次能源消费强劲增长, 增速达 2.9%, 刷新了 2010 年以来的增速记录^[1-3]. 热泵作为当前化石能源体系下清洁供暖方式的代表, 为 21 世纪清洁环保可再生能源体系建设提供强劲的动力. 多热源联合供热有利于实现能源梯级利用和多能互补, 能起到节约一次能源, 缓解能源压力的作用. 由于常规地源热泵初投资大、占地大, 常规空气源热泵性能系数低、供需关系不匹配、冬季结霜, 因此, 研究耦合热泵联合供热技术已成为热门议题^[4-8]. 现有的主流耦合方式是依托中间水箱进行耦合, 空气源热泵提供低温水送入中间水箱, 水源热泵将水箱中低温水加工成高温水满足末端需求. 马龙^[5]构建适应冬、夏不同环境温度的喷气增焓双级耦合热泵机组. Pardo 等^[7]研究地源热泵与空气源热泵联合蓄热系统中的初投资与运行费用之和最经济的设计配比. Nam 等^[8]对混合热泵系统引入位置、制冷剂和泵送速率的影响进行了实验研究.

目前, 国内外学者研究的内容主要集中在空气源热泵机组和地源热泵机组的耦合匹配上, 现有耦合系统由两个独立的热泵系统并联或依托中间水箱串联而成, 系统体积庞大、运行复杂、布置灵活性差. 本文将二者拆分开来, 有机结合, 设计一套更为简单、高效的新型喷气增焓空气源耦合地源热泵 (EVI-ACGHP) 系统.

1 喷气增焓空气源耦合地源热泵系统

EVIACGHP 系统是在喷气增焓空气源热泵机组的基础上改进而来的, 机组增设一个换热器及配套的地理管换热系统, 与土壤进行换热. EVIACGHP 系统运行原理图, 如图 1 所示. 图 1 中: 1 为末端用户; 2 为冬季工况的冷凝器, 或夏季工况的蒸发器; 3 为喷气增焓压缩机; 4 为四通换向阀; 5, 6 为膨胀阀; 7, 8 为电磁阀; 9 为风机; 10 为冬季工况的空气源侧冷凝器, 或夏季工况的空气源侧蒸发器; 11 为冬季工况的土壤源侧冷凝器, 或夏季工况的土壤源侧蒸发器; 12 为地理管; 13 为分水器; 14 为集水器; 15 为关断阀; 16, 17 为闸阀.

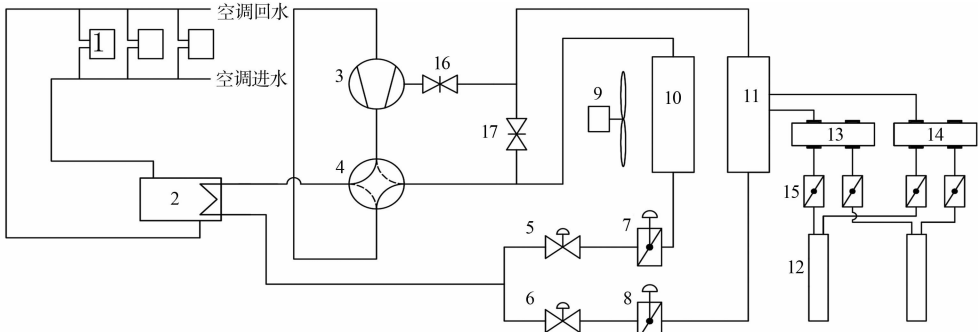


图 1 EVIACGHP 系统运行原理图

Fig. 1 Physical model of EVIACGHP system map

在冬季工况下, 在室外处于 -5~5℃ 的剧烈结霜时, EVIACGHP 系统关闭电磁阀 7 及闸阀 16, 打开电磁阀 8 及闸阀 17, 此时的运行模式等同于地源热泵运行模式, 热泵制热循环为 a-b-c-d-a. 当室外温度继续降低至 -5℃ 以下时, 利用分流三通, 冷凝器 2 分为两路, 一路经过膨胀阀 5, 节流至状态点 a', 以电磁阀 7 调节空气源侧蒸发器流量 (i), 在蒸发器 10 处吸热, 蒸发至状态点 b', 进入喷气增焓压缩机低压缸压缩至状态点 f; 另一路的制冷剂经过膨胀阀 6, 节流至状态点 a, 利用电磁阀 8 调节地源侧流量 (m), 进入地源侧蒸发器 11, 吸收土壤中的浅层地热能, 蒸发至状态点 b, 打开闸阀 16, 关闭闸阀 17, 制冷剂通过补气回路进入喷气增焓压缩机 3, 与低压缸处制冷剂 f 混合至状态点 e; 压缩机将状态点 e 继续压缩至状态点 c', 当冷凝器冷凝至状态点 d, 通过分流三通进入两个蒸发器蒸发, 完成制热循环.

空气源耦合地源热泵系统压焓图,如图 2 所示.图 2 中: P 为压力; h 为焓.在夏季工况下,在室外温度高于 35℃ 时,关闭电磁阀 7 及闸阀 16,打开地源侧电磁阀 8 及闸阀 17,此时的运行模式等同于地源热泵运行模式,制冷循环为 $a'-b'-c''-d-a'$.当室外温度降低至 35℃ 以下时,闸阀 16 关闭,阀门 7,8,17 均打开,蒸发器 2 中的状态点 b' 进入压缩机 3,压缩至状态点 c'' 后,进入两个支路,一部分流体通过闸阀 17,进入地源侧冷凝器;另一部分流体进入空气侧冷凝器.以电磁阀 7,8 调节每个支路流量,随着室外温度的降低增加空气源支路流量比例.一路的制冷剂进入地源侧冷凝器 11,把热量释放到土壤中冷凝至状态点 d ;另一路制冷剂进入空气侧冷凝器 10,在风机 9 的作用下吸收空气侧的能量冷凝至状态点 d ,两部分流体冷凝温度相同.两部分流体在膨胀阀处节流至状态点 a' ,通过三通合流后进入蒸发器 2,蒸发至状态点 b' ,进入喷气增焓压缩机,压缩至高温高压蒸汽状态点 c'' ,进入两个冷凝器进行冷凝,完成制冷循环.

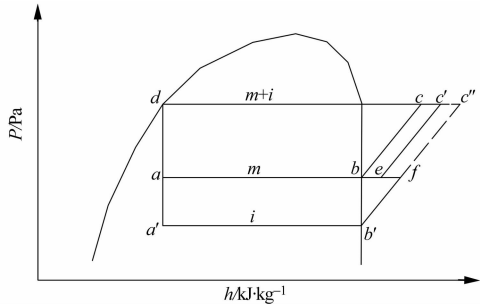


图 2 空气源耦合地源热泵系统压焓图

Fig. 2 Pressure enthalpy diagram of EVIACGHP system

2 数学模型及参数的设计

2.1 EVIACGHP 系统数学模型

EVIACGHP 系统数学模型为

$$Q_{a,e} + Q_{g,e} = Q_h - P_{com} \tag{1}$$

式(1)中: $Q_{a,e}$ 为空气侧蒸发器吸热量, $\text{kJ} \cdot \text{h}^{-1}$; $Q_{g,e}$ 为土壤侧蒸发器吸热量, $\text{kJ} \cdot \text{h}^{-1}$; Q_h 为 EVI-ACGHP 系统总制热量, $\text{kJ} \cdot \text{h}^{-1}$; P_{com} 为喷气增焓压缩机运行功率, $\text{kJ} \cdot \text{h}^{-1}$.

空气侧蒸发器吸热量的计算式为

$$Q_{a,e} = (h_{a,in} - h_{a,out}) \cdot m_a \tag{2}$$

式(2)中: $h_{a,in}$ 为空气侧蒸发器进口空气焓值, $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$; $h_{a,out}$ 为空气侧蒸发器出口空气焓值, $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$; m_a 为室外空气贯流质量流量, $\text{kg} \cdot \text{h}^{-1}$.

空气流经风机后的焓值为

$$h_{f,out} = h_{a,out} + \frac{P_f}{m_a} \tag{3}$$

式(3)中: $h_{f,out}$ 为空气流经风机后的焓值, $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$; P_f 为空气源侧风机运行功率, $\text{kJ} \cdot \text{h}^{-1}$.

空气侧总的热量 $Q_{a,total}$ 为

$$Q_{a,total} = m_a \cdot (h_{f,out} - h_{a,in}) \tag{4}$$

土壤侧蒸发器吸热量为

$$Q_{g,e} = (h_{source,in} - h_{source,out}) \cdot m_{source} \tag{5}$$

式(5)中: $h_{source,in}$ 为土壤侧蒸发器源侧流体进口焓值, $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$; $h_{source,out}$ 为土壤侧蒸发器源侧流体出口焓值, $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$; m_{source} 为土壤源侧回路流体质量流量, $\text{kg} \cdot \text{h}^{-1}$.

EVIACGHP 系统总制热量为

$$Q_h = (h_{load,in} - h_{load,out}) \cdot m_{load} \tag{6}$$

式(6)中: $h_{load,in}$ 为负荷侧流体进口焓值, $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$; $h_{load,out}$ 为负荷侧流体出口焓值, $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$; m_{load} 为负荷侧流体质量流量, $\text{kg} \cdot \text{h}^{-1}$.

EVIACGHP 系统制热性能系数 COP_h 计算式为

$$\text{COP}_h = \frac{Q_h}{P_{com} + P_f + P_{ct}} \tag{7}$$

式(7)中: P_{ct} 为控制器运行功率, $\text{kJ} \cdot \text{h}^{-1}$.

2.2 案例建筑模型

基于山西省太原市胜利东街某居住建筑物参数,利用 DeST 软件搭建物理模型并计算逐时负

荷^[9-10]. 案例建筑总建筑面积 4 865 m², 层数为 6, 体形系数为 0.25, 东、西面的窗墙比为 35%, 南面的为 50%, 北面的为 30%. 气象参数选取典型气象年, 模拟室内房间类型为主卧室、次卧室及起居室, 参数采用系统默认值. 换气次数设定为 0.5 次·h⁻¹. 案例建筑围护结构, 如表 1 所示. 表 1 中: U 为传热系数.

表 1 围护结构参数设置

Tab. 1 Setting of the physical structure parameter

类别	构件名称	$U/W \cdot (m^2 \cdot K)^{-1}$
外墙	20 m 水泥砂浆+200 mm 钢筋混凝土+20 mm 石灰水泥砂浆+40 mm 聚苯颗粒保温浆料	1.10
外窗	普通中空玻璃(中空 12 mm)	2.39
屋顶	25 mm 水泥砂浆+82 mm 挤塑聚苯板+25 mm 水泥砂浆+30 mm 水泥矿渣砂浆+120 mm 钢筋混凝土+25 mm 水泥砂浆	0.81
楼地	240 mm 砖楼地	—
楼板	钢筋混凝土楼板	—
户门	胶合板+20 mm 岩棉板+胶合板	1.78

冬季供暖期设定为 11 月 1 日—3 月 31 日, 夏季空调季设定为 6 月 1 日—8 月 30 日, 案例建筑逐时负荷图, 如图 3 所示. 图 3 中: Q 为负荷; t 为时间. 由图 3 可知: 冬季逐时热负荷峰值为 134.49 kW, 夏季逐时冷负荷峰值为 99.35 kW, 冬、夏峰值负荷比为 1.35 : 1.00; 冬季累计热负荷为 114 327.88 kW·h, 夏季累计冷负荷为 73 038.22 kW·h, 冬、夏累计负荷比为 1.57 : 1.00; 建筑存在明显的冷、热负荷不平衡现象.

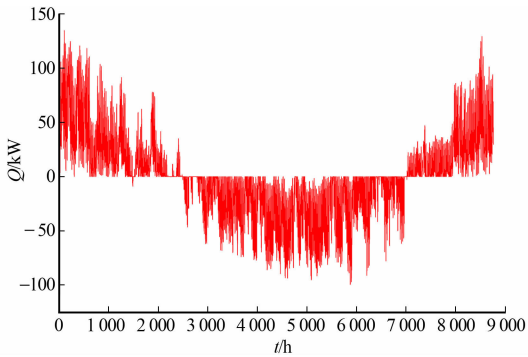


图 3 案例建筑逐时负荷图

Fig. 3 Hourly load map of case construction

3 TRNSYS 模拟及参数设计

以太原市典型气象年数据为气象参数, 在 EVIACGHP 系统参数设计和数学模型基础上, 依托 TRNSYS 软件, 分别搭建纯土壤源热泵模拟平台、纯空气源热泵模拟平台、EVIACGHP 系统模拟平台, 模拟得到全年运行数据, 并对 3 者进行比较分析.

3.1 纯土壤源热泵系统模拟

土壤源热泵系统仿真模型的部件主要有: 地源热泵机组、地埋管、源侧循环泵、负载侧循环泵、计算机、控制器、积分器, 以及结果显示模块. 纯土壤源热泵系统仿真模型, 如图 4 所示.

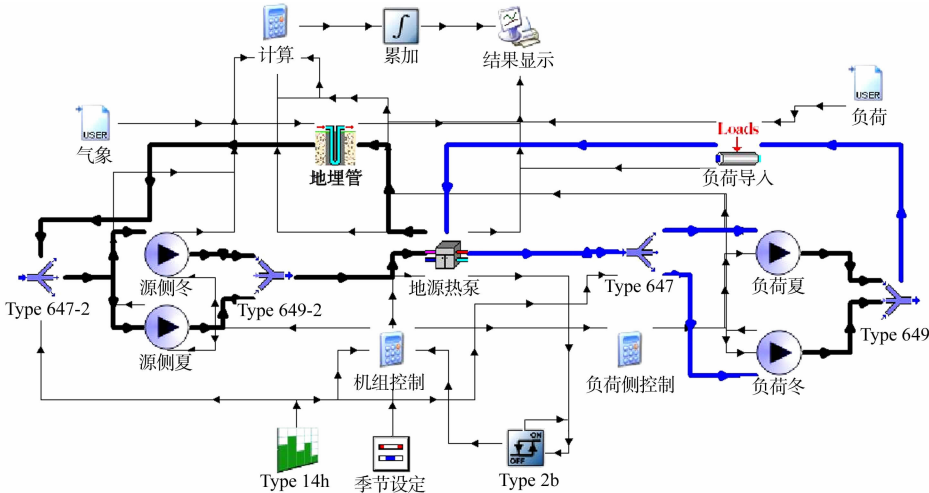


图 4 纯土壤源热泵系统仿真模型

Fig. 4 Simulation model of the ground source heat pump system

建筑负荷采用 Type 9 导入 DeST 模拟的建筑负荷结果,气象参数采用 Type 9 导入太原市典型气象年的气象参数. 主要部件参数设计^[11-15]如下:地理管选用竖直单 U 形地理管;对应 TRNSYS 部件号为 Type 557;钻孔数为 31;土壤温度梯度为 $0\text{ }^{\circ}\text{C}\cdot\text{m}^{-1}$;钻孔深度为 105 m;钻孔半径为 0.08 m;管间距为 5 m;U 形管外径为 0.016 m;覆土的深度为 3 m;U 形管内径为 0.013 m;轴向分区为 2;管中心距为 0.06 m;径向分区为 50;回填材料为土壤;土壤的导热系数为 $1.72\text{ W}\cdot(\text{m}\cdot^{\circ}\text{C})^{-1}$;管内流体比热容为 $4.19\text{ kJ}\cdot(\text{kg}\cdot\text{K})^{-1}$;土壤的热容为 $2\,348\text{ kJ}\cdot(\text{m}^3\cdot\text{K})^{-1}$;管内的流体密度为 $1\,000\text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$;土壤初始温度为 $14.3\text{ }^{\circ}\text{C}$;蓄热体体积为 $70\,462\text{ m}^3$.

3.2 纯空气源热泵系统模拟

空气源热泵系统仿真模型的部件主要有空气源热泵机组、负载侧循环泵、计算器、控制器、积分器及结果显示模块. 纯空气源热泵系统仿真模型,如图 5 所示. 建筑负荷依然采用 Type 9 导入 DeST 模拟的建筑负荷结果,气象参数则采用 Type 15 导入 EPW(energy plus weather)格式下太原市典型气象年的气象参数,在 TRNSYS 中导入空气源热泵所需的干球温度、相对湿度和空气压力^[16-17].

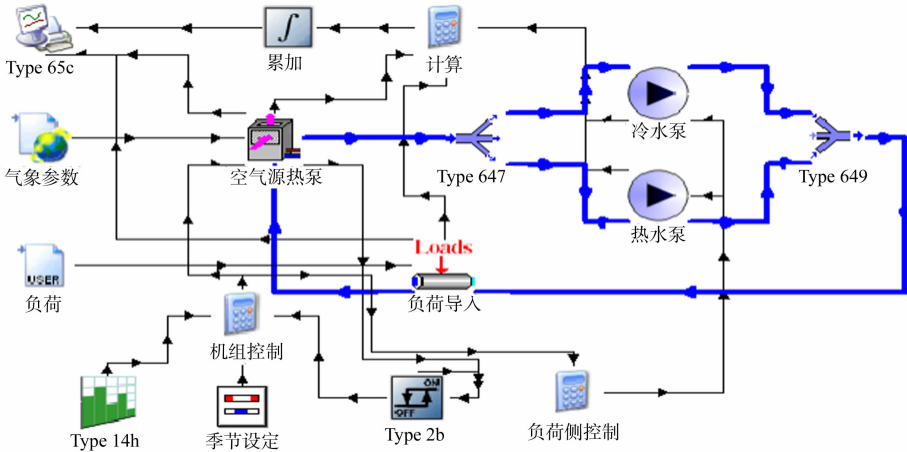


图 5 纯空气源热泵系统仿真模型

Fig. 5 Simulation model of the air source heat pump system

3.3 EVIACGHP 系统

EVIACGHP 系统相比普通的空气源热泵增设一个换热器汲取岩土体的能量,并依托喷气增焓压缩机把两部分制冷剂进行压缩耦合. 因此,耦合热泵模块是在常规压缩机 FORTRAN 代码的基础上进行的二次开发,修改其中控制函数,使其支持喷气增焓功能. 创建 EVIACGHP 模块并搭建相应的模拟平台. EVIACGHP 系统的仿真模型,如图 6 所示.

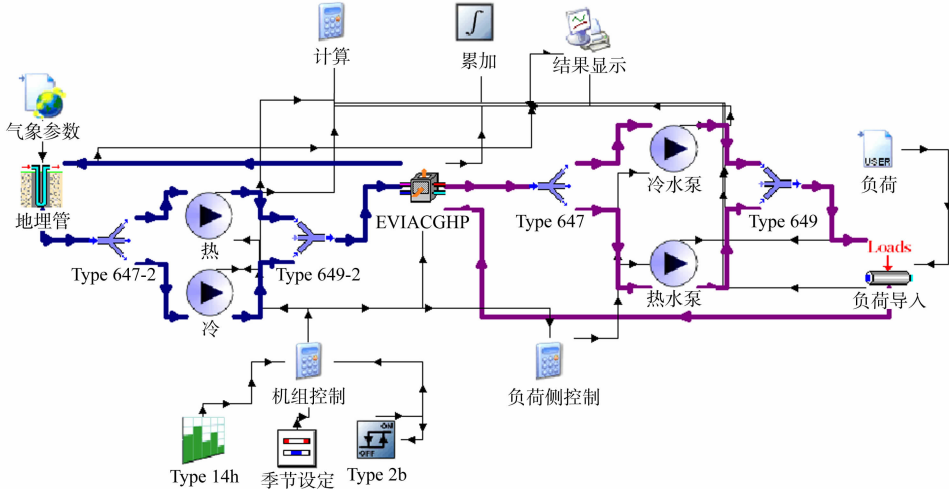


图 6 EVIACGHP 系统的仿真模型

Fig. 6 Simulation model of EVIACGHP system

4 模拟结果与分析

4.1 纯土壤源热泵系统模拟结果

不考虑对土壤的预热, 以及实际工程中土壤的纵向分层情况, 把蓄热体简化为 1 层均质土壤. 模拟的起始时间设定为 0 h, 土壤初始温度为 14.3 ℃, 最终时刻设定为 87 600 h, 以 1 h 为时间步长对土壤源热泵系统进行 10 a 的逐时模拟. 纯土壤源热泵系统 10 a 的地温变化图, 如图 7 所示. 图 7 中: $\bar{\theta}$ (土壤) 为土壤平均温度.

由图 7 可知: 土壤初始温度为 14.3 ℃, 第 1 年土壤最低温度 11.84 ℃, 最高温度 16 ℃, 运行 10 a 后土壤的温度为 12.25 ℃, 第 10 年最低温度为 9.94 ℃, 最高温度为 14.25 ℃; 土壤平均温度降低 2.05 ℃, 降幅为 14.3%, 土壤蓄热体整体温度下降明显; 过渡季土壤温度恢复 0.23 ℃.

纯土壤源热泵系统 10 a 的供回水温度变化, 如图 8 所示. 由图 8 可得以下 3 点结果:

1) 夏季负载侧平均出水温度为 7.08 ℃, 最低出水温度为 6.47 ℃, 最高出水温度为 8.00 ℃, 波动幅度为 1.53 ℃; 负载侧平均回水温度为 12.54 ℃, 最低回水温度为 12.01 ℃, 最高回水温度为 13.47 ℃, 波动幅度为 1.46 ℃; 源侧平均出水温度为 17.47 ℃, 最低出水温度为 13.10 ℃, 最高出水温度为 20.44 ℃, 波动幅度为 7.34 ℃; 源侧平均回水温度为 30.22 ℃, 最低回水温度为 25.99 ℃, 最高回水温度为 33.27 ℃, 波动幅度为 7.28 ℃.

2) 冬季负载侧平均出水温度为 44.76 ℃, 最低出水温度为 45.50 ℃, 最高出水温度为 43.65 ℃, 波动幅度为 1.85 ℃; 负载侧平均回水温度为 39.63 ℃, 最低回水温度为 38.42 ℃, 最高回水温度为 40.01 ℃, 波动的幅度为 1.59 ℃; 源侧平均出水温度为 7.05 ℃, 最低出水温度为 4.69 ℃, 最高出水温度为 13.89 ℃, 波动幅度为 9.20 ℃; 源侧平均回水温度为 2.79 ℃, 最低回水温度为 0.68 ℃, 最高回水温度为 9.08 ℃, 波动幅度为 6.02 ℃.

3) 模拟所得负载侧和源侧供回水温度变化基本合理.

纯土壤源热泵系统 10 a 的性能系数变化, 如图 9 所示. 图 9 中: COP 为性能系数. 由图 9 可得以下 2 点主要结果.

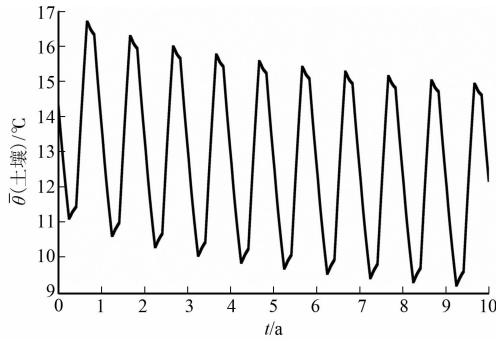


图 7 纯土壤源热泵系统 10 a 地温变化图
Fig. 7 Ten years geothermal change map of the ground source heat pump system

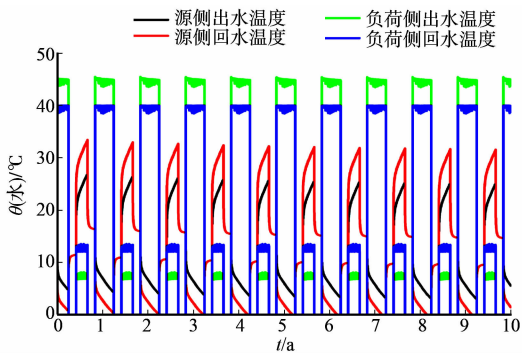


图 8 纯土壤源热泵系统 10 a 供回水温度变化图
Fig. 8 Ten years supply and return water temperature change diagram of the ground source heat pump system

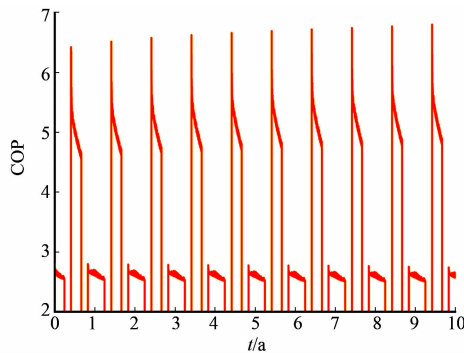


图 9 纯土壤源热泵系统 10 a 性能系数变化图
Fig. 9 Ten years performance coefficient change diagram of the ground source heat pump system

1) 第 1 年夏季的平均 COP 为 4.71, 冬季平均 COP_h 为 2.63, 第 10 年的夏季平均 COP 为 5.23, 冬季平均 COP_h 为 2.46; 运行 10 a 后, 夏季 COP 小幅上升 0.52, 上升幅度为 11.0%, 冬季 COP_h 降低了 0.17, 降低幅度为 6.5%, 这种变化是由于 10 a 土壤温度逐年下降, 冷量堆积, 导致系统释热效率上升, 取热效率下降.

2) 系统性能系数计算基本准确.

4.2 纯空气源热泵系统模拟结果

模拟的起始时间设定为 0 h,终了时间设定为 8 760 h,以 1 h 为时间步长对空气源热泵系统进行 1 a 的逐时模拟,纯空气源热泵系统运行 1 a 供回水温度变化图,如图 10 所示.由图 10 可知 3 点结果.

- 1) 夏季负载侧平均出水温度为 7.08 ℃,最低出水温度为 6.61 ℃,最高出水温度为 8.07 ℃,波动幅度为 1.46 ℃;负载侧平均回水温度为 12.54 ℃,最低回水温度为 12.01 ℃,最高回水温度为 13.52 ℃,波动幅度为 1.51 ℃.
- 2) 冬季负载侧平均出水温度为 45.23 ℃,最低出水温度为 43.54 ℃,最高出水温度为 48.19 ℃,波动幅度为 4.63 ℃;负载侧平均回水温度为 40.63 ℃,最低回水温度为 39.42 ℃,最高回水温度为 41.01 ℃,波动幅度为 1.59 ℃.
- 3) 模拟所得负载侧供回水温度变化基本合理.

纯空气源热泵系统运行 1 a 性能系数变化图,如图 11 所示.由图 11 可得以下 3 点主要结果.

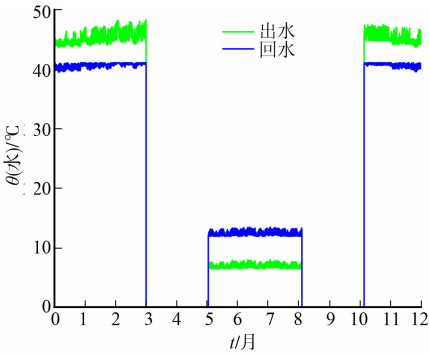


图 10 纯空气源热泵系统运行 1 a 供回水温度变化图
Fig. 10 One year supply and return water temperature change chart of the air source heat pump system

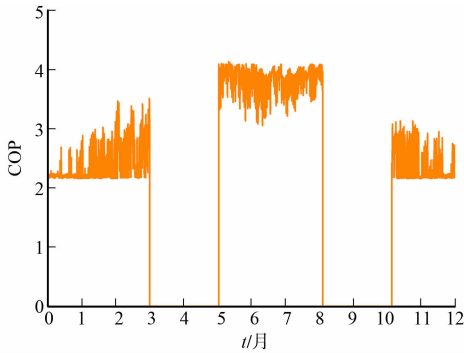


图 11 纯空气源热泵系统运行 1 a 性能系数变化图
Fig. 11 One year performance coefficient change chart of the air source heat pump system

- 1) 夏季平均 COP 为 3.82,最低 COP 为 3.05,最高 COP 为 4.13;冬季平均 COP_h 为 2.21,最低 COP_h 为 2.16,最高 COP_h 为 3.51.这种变化的原因是空气源热泵的性能与环境温度相关性极高,夏季平均气温高于冬季平均气温,所以夏季平均性能系数远高于冬季平均性能系数.
- 2) 夏季性能系数曲线为中间低两边高,这是由于制冷中期室外的温度过高,空气源热泵系统性能系数下降.冬季性能曲线为中间低两边高,这是由于供暖中期室外的气温过低,空气源热泵系统性能系数下降.
- 3) 系统性能系数计算基本准确.

4.3 EVIACGHP 系统模拟结果

EVIACGHP 系统负荷分配初步的设定如下:空气源侧换热器仅在冬季和地源侧换热器共同承担系统运行的峰值负荷,在夏季不工作,以此来解决地源热泵埋管岩土体吸放热量不平衡的问题.岩土体参数的设置和上文的地源热泵岩土体参数的设置相同.由于空气源侧换热器分担了冬季峰值的负荷,故钻孔数修正为 20 个.同样,以 10 a 为期,1 h 为步长,对 EVIACGHP 系统进行逐时模拟. EVIACGHP 系统 10 a 地温变化图,如图 12 所示.源侧及负荷侧供回水温度,如图 13 所示.系统性能曲线变化,如图 14 所示.

土壤初始温度为 14.3 ℃,第 1 年的土壤最低温度为 11.44 ℃,最高温度为 17.11 ℃;运行 10 a 后,土壤最终温度为 14.15 ℃,第 10 年的土壤最低温度为 11.41 ℃,最高温度为 17.07 ℃;土壤平均温度降低 0.15 ℃,降幅为 1.0%;土壤蓄热体整体基本实现自平衡,有效地避免了单一土壤源热泵岩土体热平衡问题.

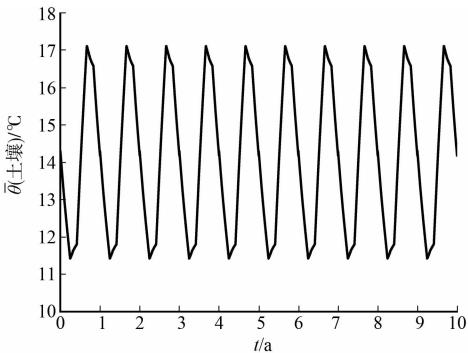


图 12 EVIACGHP 系统 10 a 地温变化图
Fig. 12 Ten years ground temperature change diagram of EVIACGHP system

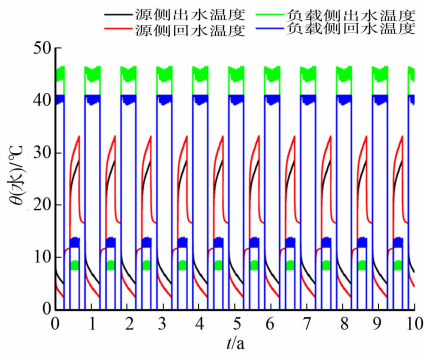


图 13 EVIACGHP 系统 10 a 供回水温度变化图

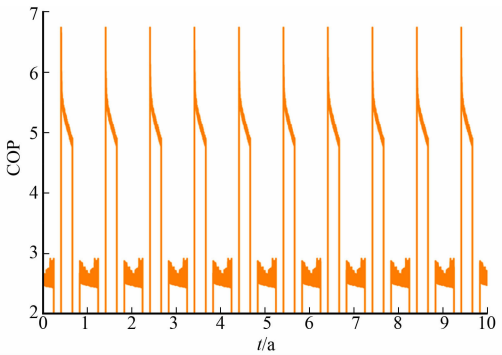


图 14 EVIACGHP 系统 10 a 性能系数变化图

Fig. 13 Ten years supply and return water temperature change diagram of EVIACGHP system

Fig. 14 Ten years coefficient of performance variation diagram of EVIACGHP system

EVIACGHP 系统此次模拟设定夏季运行和常规地源热泵相同,故不对此情景进行分析.由图 13 可得以下 3 点主要结果.

- 1) 冬季负载侧平均出水温度为 45.18 ℃,最低出水温度为 46.54 ℃,最高出水温度为 43.60 ℃,波动幅度为 2.94 ℃;负载侧平均回水温度为 40.62 ℃,最低回水温度为 39.19 ℃,最高回水温度为 41.02 ℃,波动幅度为 1.83 ℃.
- 2) 源侧平均出水温度为 7.12 ℃,最低出水温度为 4.94 ℃,最高出水温度为 13.81 ℃,波动幅度为 8.87 ℃;源侧平均回水温度为 4.46 ℃,最低回水温度为 2.42 ℃,最高回水温度为 10.79 ℃,波动幅度为 8.37 ℃.
- 3) 模拟所得负载侧和源侧供回水温度变化基本合理.

由图 14 可知:EVIACGHP 系统的夏季平均 COP 为 4.83,冬季平均 COP_h 为 2.52;夏季性能系数基本相同,冬季性能由于采用空气侧换热器调峰,和第 1 年冬季性能系数相比略有下降,下降的幅度为 4.2%;由于引入空气源侧换热器辅助供热,导致冬季 COP 波动程度增大,但相较于常规空气源热泵冬季平均 COP_h 提升了 14.0%.

4.4 EVIACGHP 系统最优化

以 EVIACGHP 系统全生命周期内总投资最小为最优化的目标函数,寻求空气源和地源的最优配比.热泵系统的生命周期取 20 a,太原地区电价为 $0.487 \text{元} \cdot (\text{kW} \cdot \text{h})^{-1}$.各配比寿命周期费用汇总图,如图 15 所示.图 15 中:C 为费用;R 为配比,配比方式 0% 表示空气侧换热器仅在冬季峰值负荷时耦合供热,并承担纯土壤源热泵埋管区吸放热不平衡量,10% 表示空气侧换热器在保证埋管区热平衡基础上,承担 10% 的基础负荷全年运行,20%~90% 以此类推.

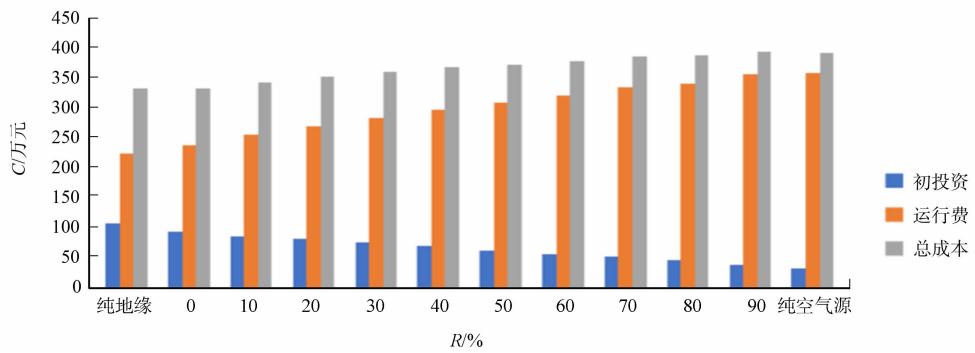


图 15 各配比寿命周期费用汇总图

Fig. 15 Summary diagram of each ratio life cycle cost

由图 15 可知:0% 的耦合比例对于耦合机组来说是最佳的.案例中地源热泵系统需打 31 口井,EVIACGHP 系统最佳模式下仅需 23 口打井,相较于常规地源热泵系统节省 25.8% 的打井数,有效地解决地源热泵系统在大型城市中埋管面积不足的问题,同时,很好地保证埋管区域的热平衡.最佳耦合比例下 EVIACGHP 系统相较于常规地源热泵系统节省 12.5% 的初投资;相较于常规空气源热泵系

统,在 20 a 的生命周期内节省 33.9%的运行费用和 15.9%的总费用,具有显著的经济效益.

5 结 论

1) 设计了一种新型喷气增焓空气源耦合地源热泵系统,该系统能有效保证埋管区域岩土体的热平衡,同时避免了常规耦合系统的利用储热水箱进行系统耦合时系统冗杂,占用机房面积大等弊端.

2) 搭建新型耦合系统逐时模拟平台,基于总成本最小的原则进行耦合配比最优化设计,得出所设计的喷气增焓空气源耦合地源热泵系统最优配置,即空气侧换热器可以在冬季以空气侧换热器分担峰值负荷.

3) 在案例建筑中,新耦合相较于常规地源热泵系统节省 12.5%的初投资及 25.8%的打井数,有效地解决了地源热泵系统在大型城市中埋管面积不足的问题,保证了地源热泵埋管区域的热平衡,有利于地源热泵的应用范围的推广;相较于常规空气源热泵系统,在 20 a 的生命周期内节省 33.9%的运行费用和 15.9%的总费用,夏季 COP 提升 26.2%,冬季 COP_h 提升 12.3%.

参考文献:

[1] 李敏,钱伯章. 能源需求快速增长背后现危机: 2019 年世界能源统计年鉴解读[J]. 中国石油和化工经济分析,2019 (8):51-55..

[2] 程薇. BP 公司在 2019 年世界能源统计年鉴[J]. 石油炼制与化工,2019,50(9):96.

[3] 韩静洋,张强武,马坤茹. 季节性蓄热的太阳能/地源热泵耦合系统研究[J]. 供热制冷,2019(6):38-41. DOI:10. 7666/d. y1695635.

[4] 马最良. 替代寒冷地区传统供暖的新型热泵供暖方式的探讨[C]// 流体机械. 合肥:[出版者不详],2001:35-37.

[5] 马龙. 喷气增焓双级耦合热泵系统设计与性能分析[D]. 衡阳:南华大学,2016.

[6] 天韵太阳科技发展有限公司. 浅析双级耦合热泵采暖系统技术与工程应用[J]. 供热制冷,2019(6):35-37.

[7] PARDO N, MONTERO Á, MARTOS J, *et al.* Optimization of hybrid-ground coupled and air source-heat pump systems in combination with thermal storage[J]. Applied Thermal Engineering, 2010, 30(8/9):1073-1077. DOI: 10. 1016/j. applthermaleng. 2010. 01. 015.

[8] NAM Y J, OOKA R, SJIBA Y. Development of dual-source hybrid heat pump system using groundwater and air[J]. Energy and Buildings, 2010, 42(6):909-916. DOI:10. 1016/j. enbuild. 2009. 12. 013.

[9] VACLAV K, JIRI M, ROBERT C, *et al.* Exterior thermal insulation systems for AAC building envelopes: Computational analysis aimed at increasing service life[J]. Energy and Buildings, 2012, 47:84-90. DOI: 10. 1016/j. enbuild. 2011. 11. 030.

[10] 杨旭冬. 合肥地区某商场建筑自然通风对建筑能耗影响及节能潜力研究[D]. 合肥:安徽建筑大学,2019.

[11] 马佳慧,王美萍,田琦. 不同散热末端耦合运行调节方法[J]. 华侨大学学报(自然科学版),2019,40(2):209-214. DOI:10. 11830/ISSN. 1000-5013. 201808033.

[12] 高文龙,官燕玲. 基于 TRNSYS 模拟的埋管换热效果影响因素分析[J]. 节能,2019,38(3):46-48. DOI:10. 3969/j. issn. 1004-7948. 2019. 03. 017.

[13] 王春香. 太原南站冷热源系统设计[C]// 全国暖通空调制冷 2010 年学术年会论文集. 杭州:[出版者不详],2010: 2109-2113.

[14] 朱宝仁. 民航华北局山西办公楼分散式地源热泵空调系统设计运行分析[J]. 中国勘察设计,2011(7):68-70.

[15] 杨绍阳. 太阳能季节性蓄热与地源热泵复合供热系统应用与模拟分析[D]. 济南:山东建筑大学,2015.

[16] 董旭,田琦,黎珍. 基于低温空气含湿量的太阳能耦合空气源热泵热水系统性能分析[J]. 制冷与空调,2018,18 (10):72-76,82. DOI:10. 3969/j. issn. 1009-8402. 2018. 10. 015.

[17] 黎珍,田琦,董旭. 太原地区太阳能耦合空气源热泵一体化热水系统性能分析[J]. 华侨大学学报(自然科学版), 2017,38(5):670-675. DOI:10. 11830/ISSN. 1000-5013. 201612014.

(责任编辑: 陈志贤 英文审校: 刘源岗)