

## 海水-土壤双源热泵系统源侧运行优化研究

王禹浩<sup>1</sup>, 王建<sup>2</sup>, 于慧俐<sup>1,\*</sup>, 田雅文<sup>1</sup>, 董文杰<sup>1</sup>, 胡松涛<sup>1</sup>

(1. 青岛理工大学 环境与市政工程学院, 青岛 266525; 2. 青岛能源热电集团第五热力有限公司, 青岛 266000)

**摘要:**为提高以毛细管网箱换热器为前端换热器的海水-土壤双源热泵系统能效,针对换热器侧流量调节提出了定流量变温差调节、分阶段变流量调节、分阶段变组数调节和变流量变温差调节 4 种策略。采用多平台协同仿真的方法建立了双源热泵系统的数学模型。对 4 种策略下系统运行进行了供热季典型日和典型月的模拟计算,探究了不同策略对系统运行特性和能效的影响。结果表明,换热器侧采用变流量变温差运行策略,毛细管内流速与建筑负荷变化趋势一致,换热温差稳定。该策略下,典型日机组和系统平均能效系数分别为 3.82 和 3.18,典型月机组和系统平均能效系数分别为 3.39 和 2.85。相比于其他 3 种运行策略,变流量在典型日和典型月机组和系统能耗均为最低。该研究为工程实践中海水-土壤双源热泵系统运行优化提供了理论基础。

**关键词:**海水-土壤双源热泵系统;运行策略;能耗

**中图分类号:** TU831

**文献标志码:** A

**文章编号:** 1673-4602(2025)04-0117-09

## Optimization research on the source-side operation of seawater-soil dual-source heat pump system

WANG Yuhao<sup>1</sup>, WANG Jian<sup>2</sup>, YU Huili<sup>1,\*</sup>, TIAN Yawen<sup>1</sup>, DONG Wenjie<sup>1</sup>, HU Songtao<sup>1</sup>

(1. School of Environmental and Municipal Engineering, Qingdao University of Technology, Qingdao 266525, China;

2. Qingdao Energy Cogeneration Group Fifth Thermal Power Co., Qingdao 266000, China)

**Abstract:** In order to improve the energy efficiency of a seawater-soil dual-source heat pump system with a capillary mesh box heat exchanger as the front-end heat exchanger, this paper proposes four strategies, namely, variable flow rate, stage-variable flow rate, stage-variable number of groups and constant flow rate, for the flow rate regulation on the heat exchanger side. The mathematical model of the dual-source heat pump system is established by using a multi-platform co-simulation method. The simulations of the system operation under the four strategies were carried out in typical days and months of the heating season to investigate the effects of the different strategies on the operating characteristics and energy efficiency of the system. The results show that with the variable flow rate operation strategy on the heat exchanger side, the flow rate in the capillary tube is consistent with the variation tendency of the building load, and the heat transfer temperature difference is stable. Under this strategy, the average energy efficiency coefficients of the unit and the system in a typical day

**收稿日期:** 2024-02-08

**基金项目:** 国家自然科学基金(52078257)

**作者简介:** 王禹浩(1998—),男,山东菏泽人。硕士,研究方向为海水源热泵系统。E-mail:17854209859@163.com。

\* **通信作者:** 于慧俐(1975—),女,山东青岛人。博士,副教授,主要从事海水源热泵系统方面的研究。

E-mail:yuhuili@vip.sina.com。

are 3.82 and 3.18 respectively, and the average energy efficiency coefficients of the unit and the system in a typical month are 3.39 and 2.85 respectively. Compared with the other three operation strategies, the variable flow rate has the lowest energy consumption of the unit and the system in both a typical day and a typical month. This study provides a theoretical basis for the operation optimization of seawater-soil dual-source heat pump systems in engineering practice.

**Key words:** seawater-soil dual-source heat pump system; operation strategy; power consumption

海水源热泵是利用海洋低位热能的高效技术,将传热性能好和价格低的毛细管网箱换热器(Capillary-box Heat Exchangers, CBHEs)埋置于近岸浅滩中作为热泵系统的前端换热器,构成海水-土壤双源热泵系统(CBHEs-coupled SWHPs)。由于海床热容大,夏季海床温度比海水低,冬季比海水高,这既有助于提高 CBHEs-coupled SWHPs 的运行稳定性,同时又可以降低冬季换热器冻结风险。该系统在青岛现场实验结果表明 CBHEs-coupled SWHPs 性能要优于以海水换热器为前端换热器的闭式海水源热泵系统。

国内外诸多研究发现热泵系统合理的设备配置和运行策略决定了整个系统的能效和经济性。学者们对热泵系统运行特性进行了广泛研究。王敬博等<sup>[1]</sup>对土壤-海水双源热泵系统的研究发现,在系统部分负荷工况下,通过水泵的变频调节,可以有效减少水泵能耗并提升系统性能。陈鹏旭等<sup>[2]</sup>对地源水泵运行工况进行优化,提出了基于负荷的优化控制策略,结果表明,相比于传统的定流量策略,冬夏季典型日节能率分别达到了 28.33%、13.27%;而相比于定温差策略,冬夏季典型日节能率分别达到了 3.61%、2.21%。李贵等<sup>[3]</sup>发现埋管侧管内流速越高,埋管换热器的换热性能越好,热泵机组的运行能耗越低,但埋管侧管网压降显著增加,循环水泵运行能耗剧烈增加,系统总能耗呈现先降低后升高的趋势。谢毅伟<sup>[4]</sup>基于田口正交实验法对土壤源热泵系统性能的影响因子进行分析,发现源侧工质设计流量影响最显著,特别是在供热季。ZARRELLA 等<sup>[5]</sup>建立了包括埋管换热器、水源热泵以及建筑负荷 3 个子系统的土壤源热泵系统仿真模型,经模拟发现当源侧采用定流量运行时,热泵能效比最高。WANG 等<sup>[6]</sup>对土壤源热泵系统运行优化结果表明当源侧工质流量与室内外温差有相同变化趋势时,系统节能效果最优。白雪莲等<sup>[7]</sup>在地源热泵处于部分负荷运行时,采用源侧变流量运行可以使系统能耗减少 10% 以上。

综上所述,目前对热泵系统运行特性的优化研究主要针对土壤源热泵系统,而对海水-土壤双源热泵系统的研究较少。CBHEs 具有管长短,换热工质流动状态为层流,换热性能受海水渗流影响大等特点,换热特性明显不同于土壤源热泵系统的换热器,海水-土壤双源热泵系统的运行特性也有别于土壤源热泵系统。基于此,本文构建了包括毛细管网箱换热器、热泵机组、水泵以及建筑的 CBHEs-coupled SWHPs 整体系统数学模型,并对模型进行了实验验证。根据建筑侧负荷变化,对毛细管网箱换热器侧流量调节提出了定流量变温差调节、分阶段变流量调节、分阶段变组数调节和变流量变温差调节 4 种运行策略。在不同时间尺度内,利用数学模型对双源热泵系统的运行进行了模拟计算。探究了 4 种源侧流量调控策略对系统运行特性的影响,分析比较了 4 种策略下系统的运行能效。该研究为工程实践中系统运行策略的调整提供了理论参考。

## 1 海水-土壤双源热泵系统仿真模型建立

### 1.1 CBHEs 数值模型建立

换热器物理模型基于现场实验中所使用的 CBHEs,如图 1 所示。单个换热器的尺寸为 2.6 m × 2.0 m × 1.0 m(长 × 宽 × 高),包含了 25 片 2.0 m × 1.0 m(长 × 宽)毛细管席,席间距为 100 mm。每片管席由 48 根毛细管并联构成,毛细管管外径 4.3 mm,壁厚 0.85 mm,

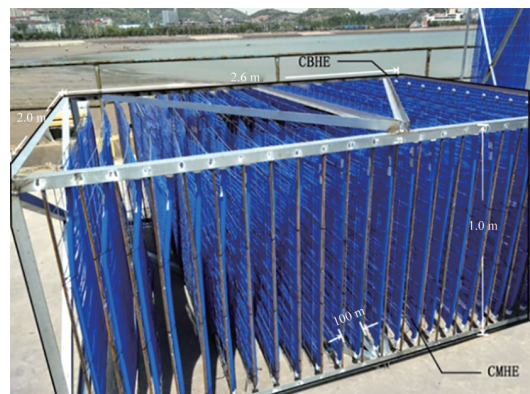


图 1 毛细管网箱换热器示意

管间距是 20 mm,由 PP-R 材料制成。换热器在海床中埋深为 0.5 m,周围采用粗砂回填。

青岛位于寒冷地区,换热器中供冷(热)季分别选用水和 30% 的乙二醇-水溶液(凝固点为 -16.2 °C)作为换热工质。青岛海底地质结构在深度方向上主要包括砂层和海床基底层<sup>[8]</sup>,其中,海床基底层材质以花岗岩为主,厚度为 8~14 m,基底层上部被 4~5 m 深的砂层覆盖。

基于多孔介质传热原理,建立 CBHEs 非稳态传热模型,并基于以下假设对模型进行合理简化。

- 1) 模型中所有组件均为各向同性、均质物体,其热物性参数不随温度变化;
- 2) 海床砂土为饱和多孔介质,模型中各组件紧密接触,接触热阻忽略不计;
- 3) 海床中渗流流动遵循 Dupuit 假设,仅考虑水平方向渗流流动<sup>[9]</sup>;
- 4) 毛细管管席中的毛细管密集布置,因此,可将每片管席简化为一个平板换热器<sup>[10]</sup>。

CBHEs 的几何模型如图 2 所示,矩形计算域的大小为 2.5 m×2.0 m×10.0 m,由回填砂土层、平板换热器和海床基底层三部分组成,各部分计算域的尺寸见表 1。

本模型控制方程包括连续性、动量和能量守恒方程<sup>[11]</sup>。模型边界条件如式(1)所示。

$$\left\{ \begin{array}{l} z=0, t \mid z=0 = t_c \\ z=10, t \mid z=10 = t_{sw}(\tau) \\ y=2.5, t \mid y=2.5 = t_{sw}(\tau) \\ x=0, x=2, \frac{\partial t}{\partial x} \mid x=0, x=2 = 0 \\ y=0, \frac{\partial t}{\partial y} \mid x=0 = 0 \end{array} \right. \quad (1)$$

式中: $t$  为温度,°C; $x$ 、 $y$ 、 $z$  分别为各方向的空间坐标; $t_c$  为海床恒温层温度,°C,青岛海域大致为 11.7 °C<sup>[12]</sup>; $t_{sw}$  为海水温度,°C,根据国家海洋科学数据中心提供的青岛海域海水温度的观测数据进行设置; $\tau$  为时间。

模型中海水渗流和换热器工质入口均为第一类边界条件。模型中所有出口均设定为压力出口。其他边界设定为绝热边界。将供热季或供冷季开始时青岛海床的平均温度作为计算的初始条件。模型中各材质的热物性参数详见文献<sup>[13]</sup>。

本模型采用结构化网格,如图 2 所示。为保证计算精度加密了平板换热器内部和周边的网格。网格敏感性分析表明当计算域的网格单元数由 2 282 518 个变成 2 676 162 个时,换热量由 87.67 W/m<sup>2</sup> 增加至 89.16 W/m<sup>2</sup>,计算偏差为 1.7%。因此,综合考虑计算效率和精度,数值模拟网格数量为 2 282 518 个。各个计算区域的网格数详见表 1。采用 ANSYS Fluent 19.0 软件对模型中的速度、压力和温度场进行求解。考虑到换热工质和渗流海水的流动状态,计算中选用层流模型。回填砂土层选用多孔介质模型。计算中时间步长取为 3 600 s,采用 SIMPLE 算法进行求解,能量方程的残差设为 10<sup>-6</sup>,其余方程为 10<sup>-3</sup>。

### 1.2 水源热泵数学模型

本系统选用螺杆式水源热泵机组 1 台。根据热泵厂家提供的运行数据回归了热泵在满负荷条件下的能效系数和 CBHEs 出口热媒温度的二次函数,分别由式(2)(3)给出<sup>[14-15]</sup>。

$$\eta_{COPh} = 3.8 + 0.1t_0 + 0.07t_0^2 \quad (2)$$

$$\eta_{COPc} = 10.32 - 0.1781t_0 + 5.73 \times 10^{-4} a_3 t_0^2 \quad (3)$$

式中: $\eta_{COPh}$  和  $\eta_{COPc}$  分别为热泵在供热和供冷工况下的能效系数; $t_0$  为 CBHEs 出口热媒温度,°C; $a_3$  为拟

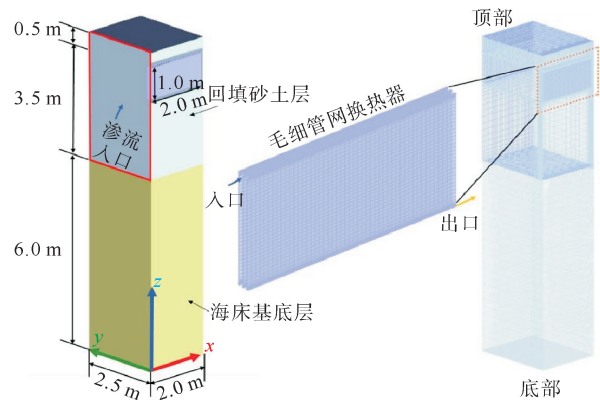


图 2 毛细管网箱数值模型

表 1 毛细管网换热器数值模型详细信息

区域	长×宽×高/mm	尺寸	网格数量/个
毛细管网(平板)换热器	2 000×4.3×1 000	2 m <sup>2</sup>	680 206
回填砂土层	2500×2 000×4 000	20 m <sup>3</sup>	987 123
海床基底层	2 500×2 000×6 000	30 m <sup>3</sup>	717 621

注:毛细管片间距为 0.1 m。

合系数。

根据 EN 14825 推荐的方法,热泵机组在部分负荷条件下的  $\eta_{\text{COPh}}$  或  $\eta_{\text{COPc}}$  可通过将相应的满负荷  $\eta_{\text{COPh}}$  或  $\eta_{\text{COPc}}$  乘以一个修正系数<sup>[16]</sup>,即部分负荷率( $R_{\text{PLF}}$ )。 $R_{\text{PLF}}$  由热泵承担的实际负荷与最大负荷之比,即负荷比( $R_{\text{CR}}$ )决定。本模型中  $R_{\text{PLF}}$  与  $R_{\text{CR}}$  的关系由式(4)–(7)给出<sup>[17]</sup>。

$$R_{\text{PLFh}} = -0.1433 + 3.6915R_{\text{CR}} - 3.1030R_{\text{CR}}^2 + 0.3704R_{\text{CR}}^3 \quad (4)$$

$$R_{\text{PLFc}} = -0.2257 + 4.0190R_{\text{CR}} - 4.5190R_{\text{CR}}^2 + 0.3704R_{\text{CR}}^3 \quad (5)$$

$$R_{\text{PLF}} = \frac{R_{\text{PLF}(R_{\text{CR}}=0.25)}}{C_D} \quad (R_{\text{CR}} < 0.25) \quad (6)$$

$$C_D = -\frac{0.13R_{\text{CR}}}{0.25} + 1.13 \quad (7)$$

式中: $R_{\text{PLFh}}$ 、 $R_{\text{PLFc}}$  分别为热泵机组供热、供冷工况下的部分负荷率; $C_D$  为修正系数。

### 1.3 建筑负荷模型

选择一栋总建筑面积为 10 000 m<sup>2</sup> 的 6 层办公楼作为本系统的供能建筑。系统运行时间为 7:00—18:00。在青岛地区,供热和供冷季时间一般分别为 11 月 15 日—次年 3 月 31 日和 6 月 15 日—9 月 15 日。供热季负荷侧供/回水温度设置为 45/40 °C,供冷季负荷侧供/回水温度设置为 7/12 °C。本文使用 DeST 软件对建筑负荷进行模拟计算。

### 1.4 水泵数学模型

为简化研究,本输配系统模型忽略了由于水分蒸发而造成的损耗。系统负荷侧水泵定流量运行。变频水泵数学模型采用 MATLAB 软件构建,模型如下所示<sup>[18]</sup>。变频水泵最小流量不低于额定流量的 50%<sup>[19]</sup>。

$$W_{\text{wp,h}} = \gamma \cdot \frac{Q_{\text{bh}} - W_{\text{bp}}}{\rho \cdot c \cdot \Delta t_{\text{h}}} \cdot \frac{H}{\eta_{\text{m}} \eta_{\text{v}}} \quad (8)$$

$$\begin{cases} \eta_{\text{m}} = 0.94187(1 - e^{-9.04k}) \\ \eta_{\text{v}} = 0.5067 + 1.2830k - 1.4200k^2 + 0.5842k^3 \end{cases} \quad (9)$$

式中: $W_{\text{wp,h}}$  为供热季水泵的能耗,kW; $W_{\text{bp}}$  为水泵的能耗,kW; $\gamma$  为液体容重,kN/m<sup>3</sup>; $\rho$  为流体介质的密度,kg/m<sup>3</sup>; $c$  为流体介质的比热容,J/(kg·K); $\eta$  为水泵内部效率; $\eta_{\text{m}}$  为水泵的电机效率; $\eta_{\text{v}}$  为水泵变频器的效率; $k$  为转速比,由相似定律计算得出; $H$  为输配系统总阻力,m。

$$H = H_0 + SG^2 \quad (10)$$

式中: $H_0$  为静扬程,闭式系统取值 0 m; $S$  为管道总阻抗,s<sup>2</sup>/m<sup>5</sup>; $G$  为系统的总流量,m<sup>3</sup>/s。

$$S = \frac{8\left(\lambda \frac{l}{d} + \sum \xi\right)\rho}{\pi^2 d^4 g} \quad (11)$$

式中: $\lambda$  为沿程阻力系数; $l$  为管道长度,m; $d$  为管道直径,m; $\xi$  为局部阻力系数; $g$  为重力加速度,m/s<sup>2</sup>。

### 1.5 模型验证

海水-土壤双源热泵系统模拟计算流程分为两步:①通过毛细管 CFD 数值模型计算出口温度;②通过 MATLAB 计算热泵机组和系统能耗以及能效系数。为了确保热泵机组的可靠性,CBHEs 的出口温度被限制在[0,45] °C 的范围内。采用海水-土壤双源热泵系统的实验数据<sup>[19]</sup>对模型进行验证。在毛细管网箱换热器工质进口温度和流速与实验工况相同的情况下,换热器工质出口温度模拟值和实验值的对比结果如图 3 所示。

逐时平均偏差(MBE)用于判定模型精确性,计算方法如式(12)所示。由图 3 可知,模拟结果与实验数据一致性较高,最大偏差为 10%,平均偏差为 7.4%,数值模拟结果基本满足精度要求。

$$\delta_{\text{MBE}} = \frac{|M_i - S_i|}{M_i} \times 100\% \quad (12)$$

式中:  $\delta_{MBE}$  为逐时平均偏差;  $M_i$  为实际测量值;  $S_i$  为模拟值。

## 2 结果分析

### 2.1 源侧运行策略

热泵系统运行时,源侧换热器中工质流量应随建筑负荷变化进行动态调节以提高系统能效。因此,本模型基于建筑侧负荷变化提出了 4 种源侧换热器流量调控策略:定流量变温差、分阶段变流量、分阶段变组数和变流量变温差。

策略 1:定流量变温差调节,换热器中毛细管内的流速恒为  $0.1 \text{ m/s}^{[20]}$ 。

策略 2:分阶段变流量调节,将  $R_{CR}$  分成  $[0\%, 25\%)$ 、 $[25\%, 50\%)$ 、 $[50\%, 75\%)$  和  $[75\%, 100\%)$  4 个区间,各  $R_{CR}$  区间系统运行时,换热器毛细管内流速见表 2。

策略 3:分阶段变组数调节,将所有的毛细管网箱平均分为 4 组(表 2),根据  $R_{CR}$  所处的区间调节网箱开启组数,分别为 1、2、3、4 组。系统运行时换热器毛细管内流速恒为  $0.1 \text{ m/s}$ 。

策略 4:变流量变温差调节,根据预测的下一时刻建筑负荷,由式(13)(14)分别计算在供热(冷)工况下,换热器中毛细管内流速,以调节变频水泵运行。

$$v_h(\tau + 1) = \frac{Q_{bh} + \frac{Q_{bh}}{\eta_{COPh}}}{\Delta t_h(\tau) A_{pi} c \rho} \quad (13)$$

$$v_c(\tau + 1) = \frac{Q_{bc} + \frac{Q_{bc}}{\eta_{COPc}}}{\Delta t_c(\tau) A_{pi} c \rho} \quad (14)$$

式中:  $v_h$ 、 $v_c$  分别为供热季和制冷季毛细管内的流速,  $\text{m/s}$ ;  $Q_{bh}$ 、 $Q_{bc}$  分别为冬季建筑热负荷和夏季建筑冷负荷,  $\text{kW}$ ;  $\Delta t_h$ 、 $\Delta t_c$  分别为供热季和制冷季毛细管换热器换热温差,  $^\circ\text{C}$ ;  $A_{pi}$  为毛细管截面积,  $\text{m}^2$ ;  $\tau$  为时间,  $\text{d}$ 。

### 2.2 典型日结果分析

本文选取 1 月 20 日作为典型日,对源侧 4 种调控方式下海水-土壤双源热泵机组性能系数 ( $\eta_{COPh}$ )、毛细管出口温度和系统运行能耗进行模拟分析,具体结果如图 4 所示。该日大气温度在区间  $[-6.2, 1.0]^\circ\text{C}$  内波动,最小值与最大值分别出现在 9:00 和 16:00。建筑热负荷最大值与最小值为 783 和 309  $\text{kW}$ ,分别出现在 11:00 和 19:00。一天中  $R_{CR}$  在区间  $[37.1\%, 94.1\%]$  变化,  $R_{CR}$  变化跨度较大。4 种运行策略下,典型日内热泵机组逐时  $\eta_{COPh}$  与建筑热负荷保持相同的变化趋势。这主要是因为负荷增加,会导致换热器回水温度降低,机组蒸发温度也随之降低。在冷凝温度保持不变的情况下,如式(15)所示,机组蒸发温度的降低导致  $\eta_{COPh}$  下降。与此同时,负荷增加引起机组  $R_{CR}$  提高,这使得  $R_{PLF}$  增大,从而弥补了蒸发温度降低对  $\eta_{COPh}$  的影响。因此在建筑负荷增大时,机组  $\eta_{COPh}$  也呈现上升趋势。这也说明了在供热工况下,机组逐时  $\eta_{COPh}$  的变化对建筑负荷比较敏感。

$$\eta_{COP,th} = \frac{t_{con}}{t_{con} - t_{eva}} \quad (15)$$

式中:  $\eta_{COP,th}$  为理想机组性能系数;  $t_{con}$  为机组蒸发温度,  $^\circ\text{C}$ ;  $t_{eva}$  为机组冷凝温度,  $^\circ\text{C}$ 。

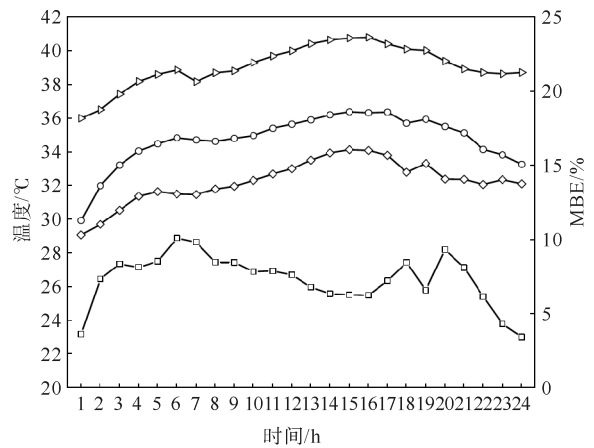


图 3 误差分析

◇—实验数据; ○—模拟数据; △—毛细管入口温度; □—MBE

表 2 分阶段调节管内流速/分组数调节开启组数

$R_{CR} / \%$	管内流速/ $(\text{m} \cdot \text{s}^{-1})$
$[0, 25)$	0.025
$[25, 50)$	0.050
$[50, 75)$	0.075
$[75, 100)$	0.100

典型日中策略1—4换热器回水温度的平均温度分别为-0.14、0.53、0.28和0.93℃。回水温度最大值和最小值的差值分别为0.81、0.67、0.61和0.35℃,由此可见,策略4中换热器回水温度最高且最稳定,这主要因为该策略下可以根据建筑侧负荷需求实时调节换热器中工质流量,如图5(d)所示,换热器毛细管内流速与负荷变化趋势一致,机组源侧和建筑负荷侧协同性高,换热温差较稳定。

此外,如图4与图5所示,策略2和3换热器进入机组的逐时工质流量相同,但单根毛细管的逐时流量不同。由文献[19]可知,毛细管换热器换热量与管内流量并非呈线性关系,换热量增加率随管内流速的增加而减小,因此策略2中换热器总换热量高于策略3。策略1固定流速限制了系统适应工况变化的能力,回水温度在4种模式中最低,且波动幅度最大。策略1—4,典型日机组平均 $\eta_{COPh}$ 分别为3.25、3.64、3.50和3.84。高的回水温度提高了策略4中机组的效率,其 $\eta_{COPh}$ 分别比策略1—3高了18%、5%和9.5%。

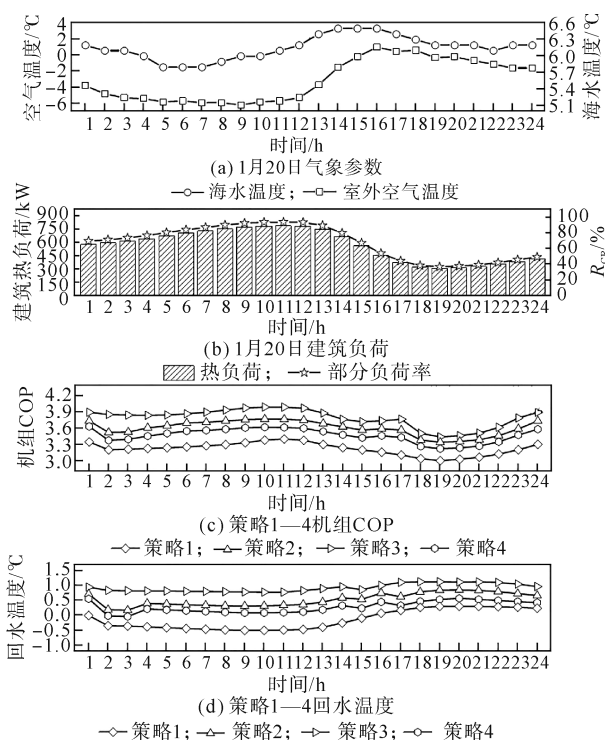


图4 1月20日气象参数、建筑负荷及策略1—4系统运行参数

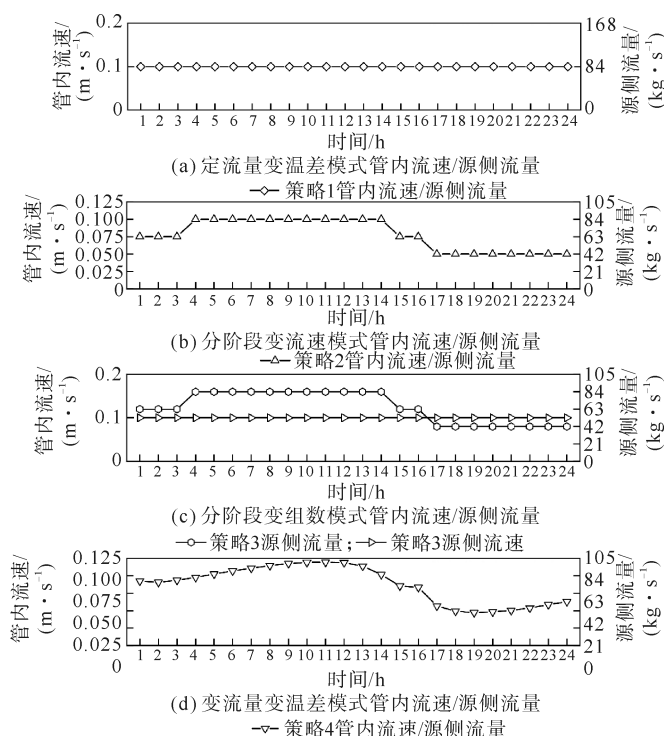


图5 1月20日策略1—4管内流速与源侧流量

4种策略下,典型日中水泵、机组能耗以及系统性能系数如图6所示。策略1水泵能耗最大,其能耗是策略4的1.46倍,这主要是因为该策略下,换热器始终保持最大流量运行,造成水泵能耗增大。典型日中,策略4系统COPs为3.18,较策略1—3分别提高了23%、5%和8%。此外,相较于策略1—3,策略4分别减少了18.6%、7.6%和4.5%的系统能耗。

### 2.3 典型月结果分析

本文选取1月份作为典型月,对源侧4种调控方式下海水-土壤双源热泵机组 $\eta_{COPh}$ 、机组能耗、系统COPs系统运行能耗进行模拟分析,具体

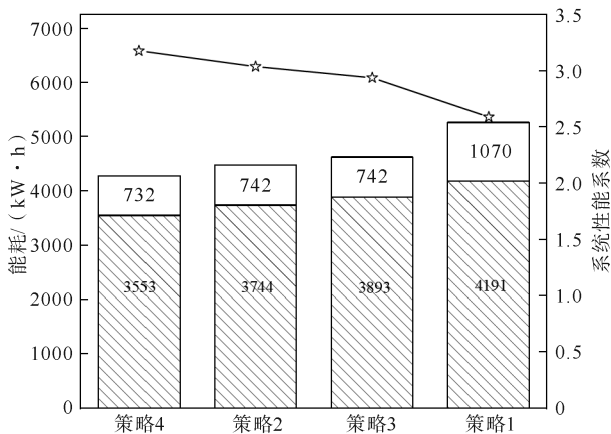


图6 1月20日策略1—4系统能耗与系统COPs  
 □ 水泵能耗; ▨ 机组能耗; ☆ 系统性能系数

结果如图 7 所示。由图 7 可见,策略 1—4 日平均机组  $\eta_{COPh}$  均出现在最冷日 1 月 20 日,该日大气温度平均值为  $-3.1\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,同时该日建筑累计负荷也为最大,为  $13\ 622\ \text{kW}$ 。策略 1—4 日平均机组  $\eta_{COPh}$  最小值均出现在气温最高日 1 月 1 日,该日大气温度平均值为  $6.31\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,该日建筑累计负荷同为最小,为  $2835\ \text{kW}$ 。此外,1 月份策略 1—4 日平均机组  $\eta_{COPh}$  变化趋势与逐日建筑累计负荷变化趋势较为吻合,这说明了在供热工况下,逐日平均机组  $\eta_{COPh}$  对逐日建筑累计负荷更为敏感。

4 种模式中,策略 4 下 1 月份机组  $\eta_{COPh}$  表现最佳,机组平均  $\eta_{COPh}$  为 3.39,其次为策略 2、3,1 月份机组平均  $\eta_{COPh}$  分别为 3.20 和 2.95,策略 1 下 1 月份机组 COP 表现最差,机组平均  $\eta_{COPh}$  为 2.72。相较于策略 1—3,策略 4 机组平均  $\eta_{COPh}$  分别提升了 24.6%、5.9%和 14.9%。

此外,在前期(1 月 1 日—10 日),策略 2 机组  $\eta_{COPh}$  略高于策略 3,其机组  $\eta_{COPh}$  约是策略 3 的 1.06 倍,而在中后期(1 月 10 日—31 日),两种模式下机组  $\eta_{COPh}$  差距变大,策略 2 机组  $\eta_{COPh}$  约是策略 3 的 1.1 倍。造成这种现象的主要原因为部分负荷工况下策略 2 与策略 3 毛细管内流速不同,策略 2 可以根据负荷变化同时调整管内流速与源侧总流量,而策略 3 管内流速始终为  $0.1\ \text{m/s}$ ,只有源侧总流量随负荷变化。在低流速时,毛细管单位面积换热量的变化接近线性,而在较高流速时,毛细管单位面积换热量变化率较低。在前期,由于室外温度较高,建筑负荷较低,此时,策略 2 毛细管内流速较低,毛细管单位片面积换热量小于策略 3,二者机组能耗相差较小。而在中后期,室外空气温度较低,建筑负荷较大,策略 2 毛细管流速增大,接近  $0.1\ \text{m/s}$ ,毛细管单位片面积换热量接近于策略 3,导致机组能耗明显小于阶段变组数模式。对于策略 3,虽然其系统性能低于策略 2 与策略 4,但其独特的分组数运行模式,使源侧流量调节更容易,有效减少了系统设备维护成本。

不同运行策略下,热泵系统的性能系数、热泵机组累计能耗量和水泵能耗量如图 8 所示。由于策略 4 可以根据负荷需求实时调节换热器中工质流量,水泵能耗量与热泵机组能耗量都为最低,其 1 月份

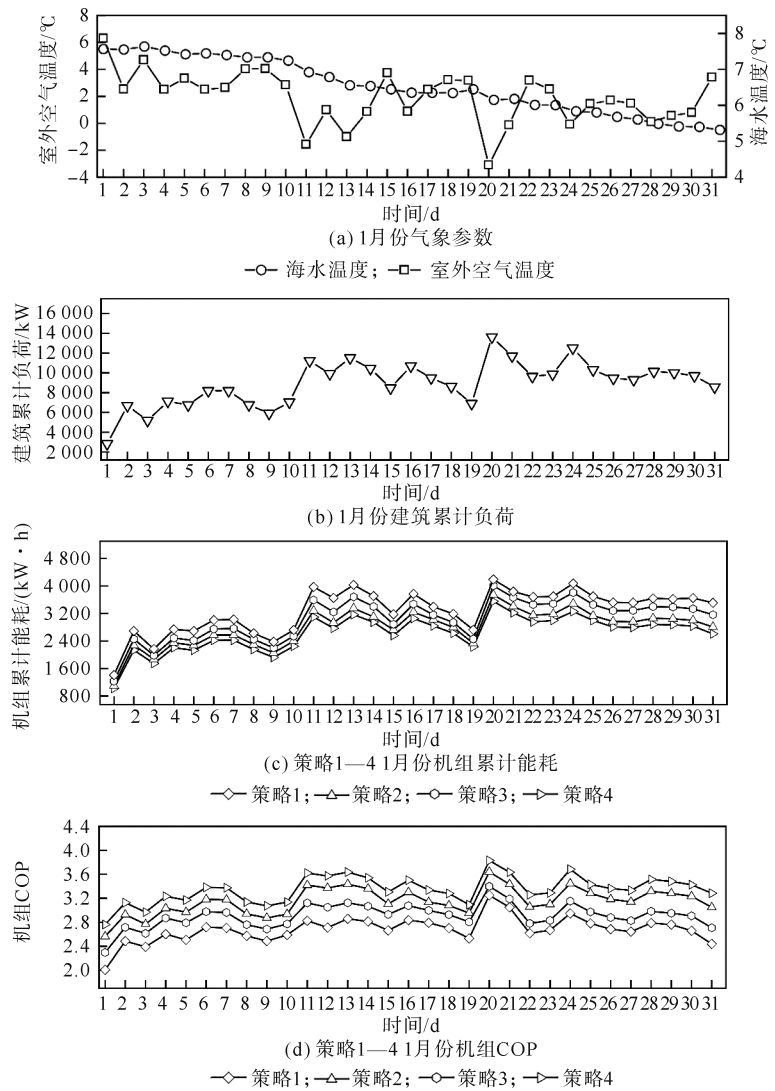


图 7 1 月份气象参数、策略 1—4 系统运行参数

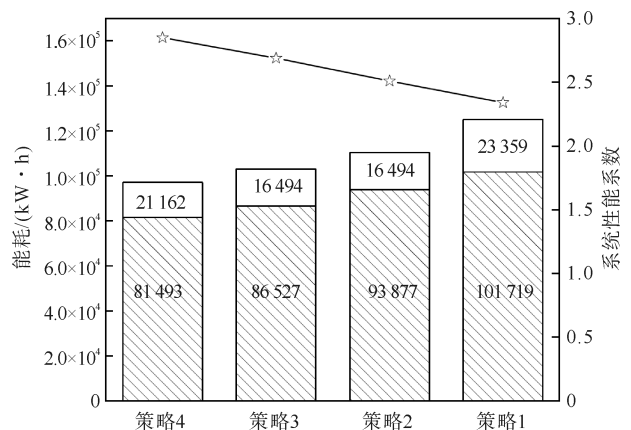


图 8 1 月份策略 1—4 系统能耗与系统性能系数  
 □ 水泵总能耗; ▨ 机组总能耗; ☆ 系统性能系数

系统总能耗相较于策略1—3减少了17.9%、7.5%和0.36%。此外,1月份策略1—4系统平均性能系数分别为2.34、2.51、2.69和2.85,策略4相较于策略1—3分别提升了21.8%、5.9%、13.5%。

### 3 结论

以应用海水-土壤双源热泵系统的示范工程为物理模型,通过合理假设,使用多平台协同仿真的方法建立数值模型。针对毛细管换热器制定了4种不同的优化策略。通过对供热季中负荷率覆盖较广的一天和供热季中气温普遍较低的一个月进行优化计算,得到了不同运行策略下热泵系统的 $\eta_{\text{COPh}}$ 、系统性能系数和能耗。从计算结果来看,4种模式中最优方案为变流量变温差调节模式。在典型日中,相较于定流量变温差调节、分阶段变流量调节、分阶段变组数调节模式,变流量变温差调节模式机组 $\eta_{\text{COPh}}$ 分别提升了18%、5%和9.5%,系统性能系数分别提升了23%、5%和8%,系统能耗分别减少了18.6%、7.6%和4.5%。在典型月中,变流量变温差调节模式机组 $\eta_{\text{COPh}}$ 分别提升了24.6%、5.9%和14.9%,系统性能系数分别提升了21.8%、5.9%、13.5%,同时,系统能耗分别减少了17.9%、7.5%和0.36%。这说明,源侧流速与负荷趋势越相近,系统设备协同性越佳,节能潜力越大,设计人员在实际应用中应重点考虑子系统间的协同性。

### 参考文献(References):

- [1] 王敬博,于慧俐,刘明辉,等.基于TRNSYS的土壤-海水双源热泵系统运行特性分析[J].可再生能源,2021,39(12):1610-1616.  
WANG Jingbo, YU Huili, LIU Minghui, et al. Operation characteristics analysis of seawater-soil dual source heat pump system based on trnsys[J]. Renewable Energy Resources, 2021, 39(12): 1610-1616.
- [2] 陈鹏旭,许波,陈振乾,等.土壤源热泵埋管侧水系统优化运行研究[J].制冷学报,2024,45(1):110-117.  
CHEN Pengxu, XU Bo, CHEN Zhenqian, et al. Investigating optimal operation of buried pipe side water system of ground source heat pump[J]. Journal of Refrigeration, 2024, 45(1): 110-117.
- [3] 李贵,韩宗伟,杨灵艳,等.埋管流体速度对地源热泵系统运行性能影响研究[J].可再生能源,2022,40(10):1334-1339.  
LI Gui, HAN Zongwei, YANG Lingyan, et al. study on the influence of buried pipes fluid velocity on the operation performance of ground source heat pump system[J]. Renewable Energy Resources, 2022, 40(10): 1334-1339.
- [4] 谢毅伟.夏热冬冷地区地源热泵空调系统参数及运行策略优化研究[D].武汉:华中科技大学,2021.  
XIE Yiwei. Research on optimization of the parameters and operation strategy of ground source heat pump air-conditioning system in hot summer and cold winter area[D]. Wuhan: Huazhong University of Science and Technology, 2021.
- [5] ZARRELLA A, EMMI G, DE CARLI M. A simulation-based analysis of variable flow pumping in ground source heat pump systems with different types of borehole heat exchangers: A case study[J]. Energy Conversion and Management, 2017, 131: 135-150.
- [6] WANG Y, YOU S, ZHENG X, et al. Operation optimization of the coaxial deep borehole heat exchanger coupled with ground source heat pump for building heating[J]. Applied Thermal Engineering, 2022, 213: 118656.
- [7] 白雪莲,张言军,王厚华.地表水水源热泵输配系统优化模型的研究[J].热能动力工程,2010,25(3):335-339.  
BAI Xuelian, ZHANG Yanjun, WANG Houhua. Study of a model for optimizing a surface-water source heat pump transmission and distribution system[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2010, 25(3): 335-339.
- [8] 温春.南黄海西部陆架冰后期三种典型沉积类型的沉积演化研究[D].青岛:中国海洋大学,2012.  
WEN Chun. Researches on the post-glacial sedimentary evolutions of the three typical depositions on the Western South Yellow Sea[D]. Qingdao: Ocean University of China, 2012.
- [9] 王君连.工程地下水计算[M].北京:中国水利水电出版社,2003.  
WANG Junlian. Engineering groundwater calculation[M]. Beijing: China Water Resources and Hydropower Press, 2003.
- [10] WIDIATMOJO A, GAURAV S, ISHIHARA T, et al. Using a capillary mat as a shallow heat exchanger for a ground source heat pump system[J]. Energy Buildings, 2020, 209: 1-12.
- [11] 陶文铨.数值传热学[M].西安:西安交通大学出版社,2001.  
TAO Wenquan. Numerical heat transfer[M]. Xi'an: Xi'an Jiaotong University Press, 2001.
- [12] 刘文通,徐德伦,王正林,等.渤海中部海底恒温层温度及泥温相位随深度变化特征[J].海洋与湖沼,1995(5):460-465.

- LIU Wentong, XU Delun, WANG Zhenglin, et al. Soil-temperature at the depth with constant temperature and phase characteristics of soil temperature profile in central Bohai Sea[J]. *Oceanologia et Limnologia Sinica*, 1995(5):460-465.
- [13] YU H, TIAN Y, ZHAO X, et al. Numerical investigation on operational performance of seawater-source heat pump system coupled with capillary-box heat exchangers[J]. *Case Studies in Thermal Engineering*, 2023, 52:103724.
- [14] ZHANG C, HU S, LIU Y, et al. Optimal design of borehole heat exchangers based on hourly load simulation[J]. *Energy*, 2016, 116:1180-1190.
- [15] HEIN P, KOLDITZ O, GÖRKE U J, et al. A numerical study on the sustainability and efficiency of borehole heat exchanger coupled ground source heat pump systems[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2016, 100:421-433.
- [16] EN 14825, Air conditioners, liquid chilling packages and heat pumps, with electrically driven compressors for space heating and cooling; Testing and rating at part load conditions and calculation of seasonal performance[S].
- [17] BAIK Y J, KIM M, CHANG K C, et al. Potential to enhance performance of seawater-source heat pump by series operation[J]. *Renew Energy*, 2014, 65:236-244.
- [18] 王后帅. 水源热泵输配系统能耗问题研究[D]. 重庆:重庆大学, 2012.  
WANG Houshuai. Study on energy consumption of transmission and distribution system for water source heat pump [D]. Chongqing: Chongqing University, 2012.
- [19] 田雅文. 基于源-荷耦合的海水-土壤双源热泵系统协同优化研究[D]. 青岛:青岛理工大学, 2023.  
TIAN Yawen. Research on collaborative optimization of seawater-soildual source heat pump system based on source-load coupling [D]. Qingdao: Qingdao University of Technology, 2023.
- [20] YU H, WANG J, LIU J, et al. Performance of capillary box heat exchangers buried in seabed for seawater-source heat pumps[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2022, 213:118688.

(责任编辑 张晓靖;英文校审 程文华)

#### (上接第84页)

- [10] 梅君艳, 蒋焱. “女性专享”背后的女性空间设计哲学反思[J]. *装饰*, 2019(11):142-143.  
MEI Junyan, JIANG Ye. Philosophical reflection about public space design behind the “female exclusive”[J]. *Decoration*, 2019(11):142-143.
- [11] 郭思思. 女性视角下的城市公园景观设计研究[D]. 哈尔滨:东北林业大学, 2016.  
GUO Sisi. Research of female perspective on city park design[D]. Harbin: Northeast Forestry University, 2016.
- [12] 薛舒予, 宋淑华, 张航. 昆明市女性居民体育锻炼行为特征及影响因素研究[C]//第十三届全国体育科学大会论文摘要集:墙报交流(体质与健康分会)(二). 天津, 2023:261-262.  
XUE Shuyi, SONG Shuhua, ZHANG Hang. Research on the characteristics and influencing factors of physical exercise behavior of female residents in Kunming[C]//13th National Sports Science Conference; Poster Exchange (Physical Fitness and Health Branch) (II). Tianjin, 2023:261-262.
- [13] 苟敏, 周睿. 基于公园城市的社区厕所服务设计研究[J]. *包装工程*, 2020, 41(24):193-201.  
GOU Min, ZHOU Rui. Community toilet service design based on park city[J]. *Packaging Engineering*, 2020, 41(24):193-201.
- [14] 温远灏. 未来可考虑增设儿童卫生间[N]. *法治日报*, 2023-02-09(04).  
WEN Yuanhao. In the future, we can consider adding children’s toilets[N]. *Rule of Law Daily*, 2023-02-09(04).
- [15] 李丹颖. 上海市育龄妇女生育的社区支持研究:以C区C镇为例[D]. 上海:华东师范大学, 2024.  
LI Danying. Research on community support for childbearing women of in Shanghai: Taking District C Town C as an exampl[D]. Shanghai: East China Normal University, 2024.

(责任编辑 赵金环;英文校审 蒋金明)