

海床砂土源热泵毛细管前端换热器换热性能研究

徐光瑞, 于慧俐*, 王禹浩, 胡松涛

(青岛理工大学 环境与市政工程学院, 青岛 266525)

摘要: 海床砂土源热泵是典型的清洁能源供能系统之一。为探究其毛细管前端换热器的换热性能, 利用 Matlab 软件构建了换热器各个毛细管的数值传热模型, 并基于该模型分析了管席不同位置处毛细管出口温度变化情况以及毛细管间距、埋深、管长对换热器换热性能的影响。模拟结果表明: 当换热达到稳定时, 管席顶部管和底部管的换热效果均优于中间各管的换热效果, 并且毛细管间距、埋深和管长的增加有利于毛细管换热器换热性能的提升, 毛细管间距从 20 mm 增大到 60 mm 时, 冬夏季毛细管换热量分别增加了 51.9% 和 17.8%, 埋深从 0.5 m 增大到 2.5 m 时, 冬夏季毛细管换热量分别增加了 74.3% 和 53.9%, 管长从 0.5 m 增大到 3.0 m 时, 冬夏季换热量则均扩大了 3.9 倍。研究可为海床砂土源热泵前端换热器的设计提供理论支撑。

关键词: 海床砂土源热泵; 毛细管前端换热器; 数值传热模型; 换热性能

中图分类号: TU831.6 **文献标志码:** A **文章编号:** 1673-4602(2024)04-0115-09

Study on the heat exchange performance of capillary front-end heat exchanger of seabed sand source heat pump

XU Guangrui, YU Huili*, WANG Yuhao, HU Songtao

(School of Environmental and Municipal Engineering, Qingdao University of Technology, Qingdao 266525, China)

Abstract: Seabed sand source heat pump is a typical clean energy supply system. In order to explore the heat exchange performance of the capillary front-end heat exchanger, this paper uses Matlab software to construct a numerical heat exchange model of each capillary tube of the heat exchanger, and analyzes the changes of capillary outlet temperature at different positions of the pipe mat, as well as the influence of capillary spacing, burial depth and tube length on the heat exchange performance of the heat exchanger. The simulation results show that when the heat exchange is stable, the heat exchange effect of the top and bottom tubes of the pipe mat is better than that of the middle tubes, and the increase of the capillary spacing, the burial depth and the tube length is conducive to the improvement of the heat exchange performance of the capillary heat exchanger. When the capillary spacing increases from 20 mm to 60 mm, the heat exchange of the capillary tubes in winter and summer increases by 51.9% and 17.8% respectively; When the burial depth increases from 0.5 m to 2.5 m, the heat exchange of the capillary tubes in winter and summer increases by 74.3%

收稿日期: 2023-03-20

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(52078257)

作者简介: 徐光瑞(1998—), 男, 山东潍坊人。硕士, 研究方向为人工环境与区域能源。E-mail: a17863958120@163.com。

* 通信作者: 于慧俐(1975—), 女, 山东青岛人。博士, 副教授, 主要从事可再生能源应用等方面的研究。E-mail: yuhuili@vip.sina.com。

and 53.9% respectively, and when the tube length increases from 0.5 m to 3.0 m, the heat exchange in winter and summer increases to 3.9 times. This study can provide theoretical support for the design of the front-end heat exchanger of the seabed sand source heat pump.

Key words: seabed sand source heat pump; capillary front-end heat exchanger; numerical heat exchange model; heat exchange performance

我国大陆海岸线长达 1.8 万 km, 岛屿海岸线达 1.4 万 km, 具有丰富的海洋能资源, 而沿海地区城市人口占全国总人口的 40% 以上^[1], 人员密度大, 对能源需求高。海水源热泵技术利用海水中的能量来满足单个建筑或建筑区域的冬季供暖、夏季制冷以及生活热水需求, 可以极大地降低沿海城市建筑物能耗以及 CO₂ 排放, 对我国实现“双碳”目标具有重要作用。

根据换热方式不同, 海水源热泵系统可分为开式和闭式两种。开式系统由于存在海水腐蚀、取水困难等问题在工程应用中逐渐被闭式系统所取代^[2-3]。在暖通空调领域, 毛细管网换热器以其“面大壁薄”的核心优点常被应用于空调辐射末端为室内供热供冷。此外, 其还具有良好的耐腐蚀性能^[4], 所以青岛理工大学胡松涛团队创造性地提出将毛细管网换热器平行排列成网箱应用于闭式海水源热泵系统中作为源侧换热器, 并将其敷设在近岸海床砂土之中。因该热泵系统前端换热器充分利用了海床砂土中的热能, 故被称为海床砂土源热泵系统。张洪涛^[5]利用 CFD 仿真软件模拟了埋置于近海岸沙滩的毛细管网换热器在冬夏季工况下的传热过程, 发现换热器单位体积换热量夏季可达到 5.70 kW/m³, 冬季可达到 3.81 kW/m³。李振^[6]通过搭建现场实验台对海床砂土源热泵系统制冷工况进行测试, 计算得出毛细管网换热器夏季换热量均在 62 kW 以上, 表明其具有优良的换热性能。高磊^[7]通过对海床砂土源热泵系统实验测试发现, 在冬夏季最不利工况下, 该热泵系统制热性能系数(COP)和制冷性能系数(EER)的最低值仍分别为 2.68 和 3.15, 表明系统整体的运行性能系数较高。

以上研究多将海床砂土温度视为均匀的, 关注的是毛细管网换热器整体换热效果。然而, 根据文献[8-9], 由于海床砂土热阻热容的存在, 其温度在垂直方向上并非保持不变, 故针对热泵运行时管席中不同位置毛细管的换热情况以及各因素对换热效果的影响还有待研究。本文建立了单片管席各个毛细管的数值传热模型, 并通过实验数据加以验证。基于此模型, 重点分析探讨了换热器运行时不同位置毛细管出口温度的变化以及埋深、管长对换热器换热性能的影响规律, 本研究为进一步分析和评价毛细管网换热器的设计具有重要指导意义。

1 海床砂土源热泵前端换热器数值模型的建立

根据实际工程施工参数, 构造了如图 1 所示的前端毛细管网换热器物理模型。换热器尺寸为 L (管长) $\times W$ (管席宽度) $\times d_o$ (毛细管外径) = 2.0 m \times 1.0 m \times 0.0043 m。每片毛细管网换热器包含 $N = 48$ 根平行排列的小毛细管, 管间距 20 mm。本文选取位于网箱中间的一片毛细管席为研究对象, 并对模型做出以下假设:

- 1) 毛细管换热器管壁、换热器内流体介质及海水热物性均为常数。
- 2) 由于处于同一水平高度的毛细管所在的砂土温度相同, 其管内流体介质的温度也差别不大, 故忽略毛细管换热器在砂土中水平方向传热, 仅考虑其在垂直方向上的传热。
- 3) 忽略毛细管壁与海床砂土间的接触热阻。

海床砂土中毛细管网换热器的简化传热过程如图 2 所示。

1.1 毛细管内流体传热分析

考虑上述假设和简化, 根据有限体积法对毛细管网换热器建立数值传热模型。如图 3 所示, 沿轴向管长划分 n 个控制体, 沿径向依次划分为管内流体换热介质、管外回填砂土两个控制体, 建立 $2 \times n$ 个方程。

毛细管内流体节点 i 的能量平衡方程为^[10-11]

$$\frac{\rho_f c_{p,f} (t_{f,i}^{\tau+\Delta x} - t_{f,i}^{\tau})}{\Delta x} = \frac{\rho_f c_{p,f} v_f (t_{f,i-1}^{\tau} - t_{f,i+1}^{\tau})}{2\Delta x} + \frac{\lambda_f (t_{f,i-1}^{\tau} - 2t_{f,i}^{\tau} + t_{f,i+1}^{\tau})}{(\Delta x)^2} + \frac{4h_{in} (t_{wo,i}^{\tau} - t_{f,i}^{\tau})}{d_{in}} \quad (1)$$

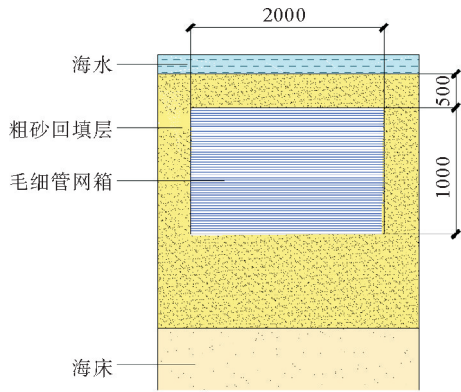


图 1 毛细管网换热器布置(单位:mm)

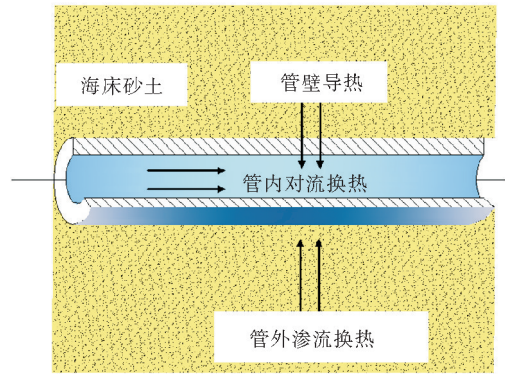


图 2 毛细管网换热器简化传热过程

式中: $\rho_f c_{p,f}$ 为管内流体体积比热容, $J/(m^3 \cdot ^\circ C)$; $t_{f,i}^\tau$ 为 τ 时刻第 i 个节点对应的流体温度, $^\circ C$; $\Delta\tau$ 为时间间隔; v_f 为管内流体流速, m/s ; λ_f 为管内流体的导热率, $W/(m \cdot K)$; h_{in} 为管内流体与管外壁的传热系数, $W/(m^2 \cdot K)$; $t_{wo,i}^\tau$ 为 τ 时刻第 i 个节点对应的毛细管壁温度, $^\circ C$; d_{in} 为毛细管内径, m ; Δx 为沿管长方向单个节点的长度, m 。

1.2 毛细管外砂土传热分析

由于换热器顶部、底部毛细管与回填砂土间的换热分别受到海水温度、海床恒温层温度的影响,故单独建立其传热模型。如图 4 所示,将上下层回填砂土沿高度方向分别分成若干段,则管外回填砂土节点 (i, j) 的能量平衡方程为^[11]

$$\frac{\rho_g c_{p,g} (t_{g,(i,j)}^{\tau+\Delta\tau} - t_{g,(i,j)}^\tau)}{\Delta\tau} = \frac{\lambda_g (t_{g,(i,j-1)}^\tau - 2t_{g,(i,j)}^\tau + t_{g,(i,j+1)}^\tau)}{(\Delta y)^2} + \frac{\lambda_g (t_{g,(i-1,j)}^\tau - 2t_{g,(i,j)}^\tau + t_{g,(i+1,j)}^\tau)}{(\Delta x)^2} \quad (2)$$

式中: $\rho_g c_{p,g}$ 为管外回填砂土的体积比热容, $J/(m^3 \cdot ^\circ C)$; $t_{g,(i,j)}^\tau$ 为 τ 时刻回填砂土节点 (i, j) 对应的温度, $^\circ C$; λ_g 为管外回填砂土的导热率, $W/(m \cdot K)$; Δy 为沿海床深度方向单个节点的长度, m 。

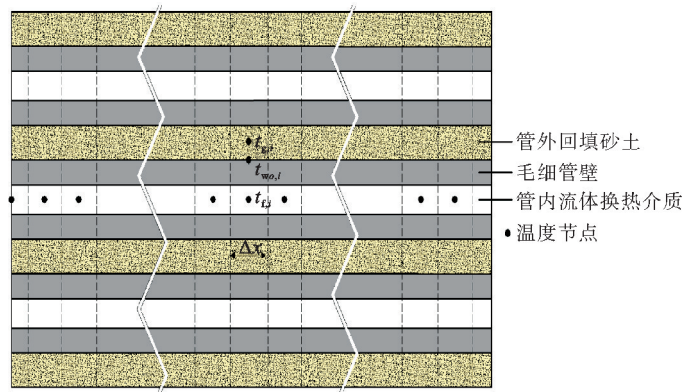


图 3 毛细管换热器节点划分及传热机理

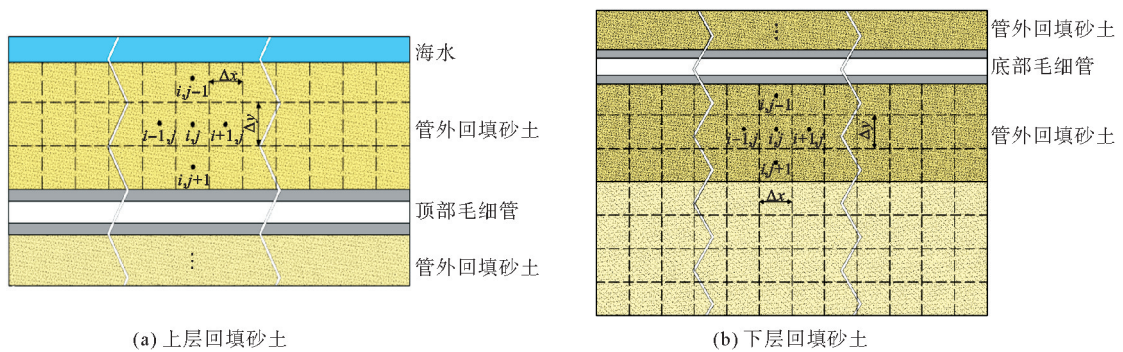


图 4 上下层回填砂土节点划分及传热机理

毛细管网换热器敷设在海床砂土的饱和含水层中,受砂土内海水渗流作用的影响,毛细管内介质所释放(吸收)的热量不会完全排向(源自)砂土,一部分会由渗流海水带走(提供)。将渗流海水与毛细管的换热视为外掠圆管对流传热,故毛细管外渗流海水提供(带走)的热量可表示为

$$q_i = h_s (t_s - t_{wo,i}) \quad (3)$$

式中: q_i 为渗流海水与毛细管壁的换热量, W/m^2 ; h_s 为管外渗流海水的对流换热系数, $W/(m^2 \cdot K)$; t_s 为渗流海水温度, $^{\circ}C$; $t_{wo,i}$ 为第 i 个节点对应的毛细管壁温度, $^{\circ}C$ 。

基于式(1)–(3), 如图3、图4所示, 则各毛细管间回填砂土节点 i 的能量平衡方程为

$$\frac{\rho_g c_{p,g} (t_{g,i}^{\tau+\Delta\tau} - t_{g,i}^{\tau})}{\Delta\tau} = \frac{\lambda_g (t_{g,i-1}^{\tau} - 2t_{g,i}^{\tau} + t_{g,i+1}^{\tau})}{(\Delta x)^2} + \frac{4h_{in} (t_{f,i}^{\tau} - t_{wo,i}^{\tau})}{d_{in}} - \frac{4h_s (t_s^{\tau} - t_{wo,i}^{\tau})}{d_{out}} \quad (4)$$

式中: d_{out} 为毛细管外径。

1.3 初始条件及边界条件的设定

有学者^[8]通过实测数据分析得出海床砂土温度 θ 随深度 z 及时间 τ 的变化关系式如式(5)所示:

$$\theta(z, \tau) = A e^{-\sqrt{\frac{\omega}{2a}}z} \cos(\omega\tau - \sqrt{\frac{\omega}{2a}}z) + \theta_0 \quad (5)$$

式中: $\theta(z, \tau)$ 为 τ 时刻海床深度为 z 处的温度, $^{\circ}C$; A 为一年海床砂土表面温度变幅, $^{\circ}C$; a 为海床砂土的热扩散率, m^2/s ; θ_0 为海床砂土表层温度(海水温度)周期平均值, $^{\circ}C$; ω 为海床砂土表面温度变化的角频率, rad/s 。

研究发现, 在渤海中部, 海床砂土的常年恒温层一般深度在 10 m 左右^[9]。在本模型中, 认为 10 m 深度处的海床温度保持不变, 并将其作为求解下层回填砂土传热的下边界条件。

下层回填砂土传热的上边界条件(上层回填砂土传热的下边界条件)可表示为

$$-\lambda \frac{\partial t}{\partial y} \Big|_g = h_{in} (t_{wo,i} - t_{f,i}) - h_s (t_s - t_{wo,i}) \quad (6)$$

对于上层回填砂土上边界可采用第一类边界条件^[12-13]:

$$t_g = t_{sea} \quad (7)$$

式中: t_{sea} 为海水温度, $^{\circ}C$ 。

下层回填砂土传热的下边界条件可表示为第一类边界条件, 恒为 t_b , 其中 t_b 为海床恒温层温度。

利用 Matlab 对上述模型(式(1)–式(7))中各毛细管内流体介质的出口温度进行迭代求解, 具体迭代求解过程如图5所示。

2 模型实验验证

本文利用文献^[14]中现场实验台测试数据来验证模型的准确性, 选取 2018 年 1 月 10 日 11 时至 1 月 11 日 11 时的实验测试数据对模型进行验证。将相同工况下毛细管换热器的入口温度作为模型的输入值进行模拟, 实验测试期间毛细管换热器入口温度随时间变化情况如图6所示, 模型各参数设置如表1所示。

如图7所示, 将模拟得到的毛细管席中各毛细管汇流的出口温度(48根毛细管出口的平均温度)与现场实测数据进行对比, 结果发现模拟结果与实验结果吻合较好, 毛细管换热器出口温度模拟值略高于实验值。误差的产生一个原因是毛细管换热器数值传热模型的计算遵循能量守恒原理, 部分热扰和能量损失没有考虑在内; 另一个原因是毛细管席之间的附加传热热阻被忽略。经计算, 模拟值与实验值最大绝对误差为 $0.29^{\circ}C$ 。用式(8)的平均偏差误差(M)进一步检验模型的准确性^[15], 结果表明, 模拟值与实验值之间的 $M=7.65\%$ 。因此, 该数值模型可用于准确预测海床砂土源热泵毛细管前端换热器的换热性能, 并可以通过变换参数进行拓展研究。

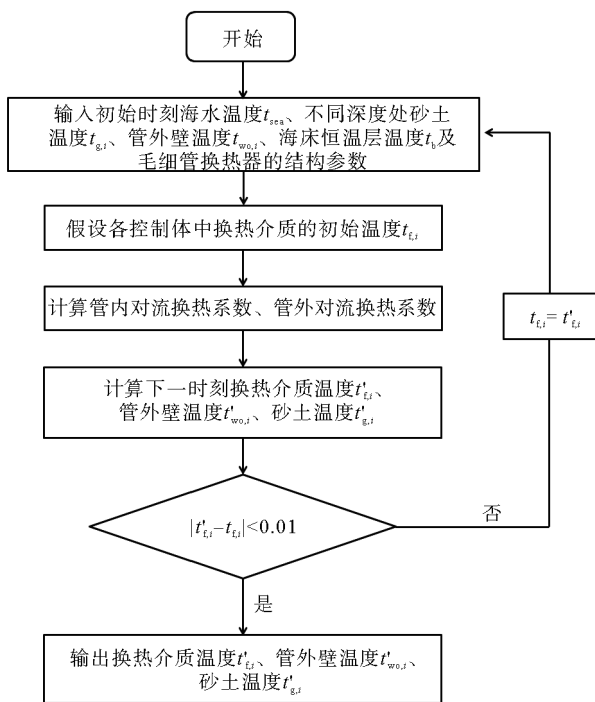


图5 模型求解的流程

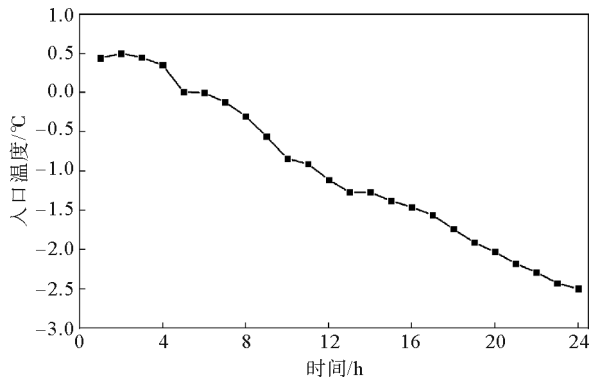


图 6 毛细管换热器入口温度随时间变化

$$M = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N \frac{|S_i - E_i|}{E_i} \times 100\% \quad (8)$$

式中: N 为测试样本个数; S_i 为模拟值; E_i 为实验值。

3 模拟结果分析

3.1 不同位置毛细管出口温度变化

为探究毛细管席各个管的换热情况,对毛细管前端换热器冬夏季工况进行模拟。初始条件为毛细管换热器埋深 0.5 m,管长 2 m,冬夏季海水温度分别设置为 2 和 27 °C,毛细管换热器入口温度分别设置为 2 和 38 °C。

毛细管席顶部管(0.5 m 深度处)、中间管(1.0 m 深度处)和底部管(1.5 m 深度处)的出口温度随时间变化情况如图 8 所示。由图 8 可以看出,在冬季运行初始阶段,底部管对应的出口温度最高,为 4.91 °C;其次是中间管,为 4.28 °C;顶部管对应的出口温度最低,为 3.81 °C。这是因为在开始运行时,换热器周围砂土未受其他热扰的影响。根据文献[8],冬季海床砂土温度随深度的增加而逐渐升高,因此,在入口温度相同的情况下,毛细管所处的深度越深,其开始运行时管内外温差就越大,换热效果也越好。随着换

表 1 模型物性参数设置

物理量	数值
回填砂土导热系数/(W · m ⁻¹ · K ⁻¹)	1.43
毛细管网管壁导热系数/(W · m ⁻¹ · K ⁻¹)	0.24
毛细管内流体介质的导热系数/(W · m ⁻¹ · K ⁻¹)	0.39
毛细管内流体介质与管壁的对流换热系数/(W · m ⁻² · K ⁻¹)	652.32
毛细管内流体介质的比热容/(J · kg ⁻¹ · K ⁻¹)	3384.00
海床砂土导热系数/(W · m ⁻¹ · K ⁻¹)	5.10
海床砂土热扩散系数/(m ² · s ⁻¹)	1.02 × 10 ⁻⁶
海床恒温层温度/°C	11.70

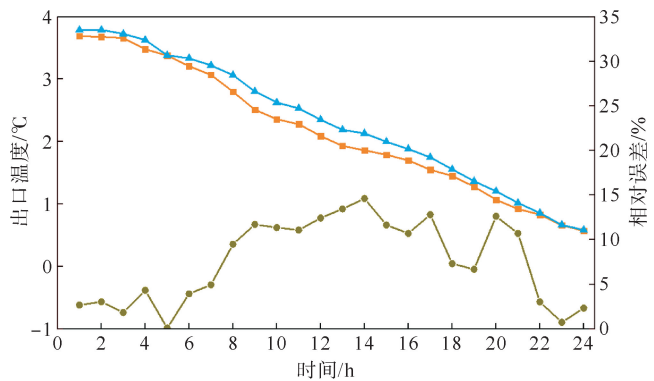
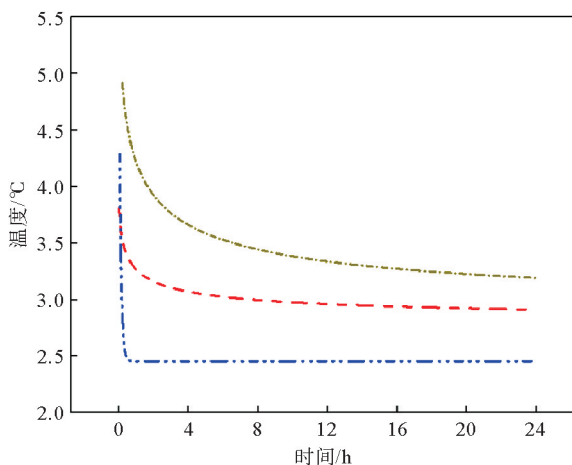
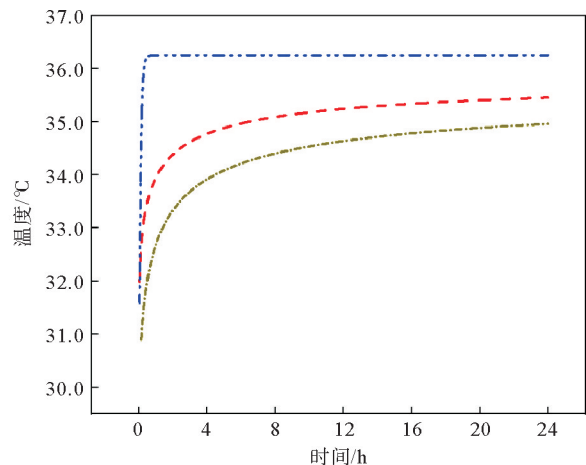


图 7 毛细管换热器出口温度实验值与模拟值对比
—●— 实验值; —▲— 模拟值; —●— 相对误差



(a) 冬季



(b) 夏季

图 8 不同位置处毛细管出口温度的变化情况
— — 0.5 m; — · — 1.0 m; — · · — 1.5 m

热的进行,毛细管内流体介质不断从周围砂土吸热,造成管内外温差逐渐降低,各个位置毛细管的出口温度也在不断下降,且经过一段时间后换热达到稳定,出口温度几乎不再变化。

另外,从图8可以看出,在冬季毛细管席中间管出口温度达到稳定的时间要远少于顶部管和底部管,且达到稳定后中间管对应的出口温度降至最低,为2.46℃;其次是顶部管,为2.91℃;底部管对应的出口温度最高,为3.19℃。这是由于位于管席中间的毛细管其管间距较小,仅为20mm,故管间砂土的量较少,对应砂土热容值也较小,因此中间管出口温度下降速率最快,达到稳定后其值也最低。而顶部管上方的砂土厚度有0.5m,底部管下方是无限大海床,二者周围砂土热容值较大,故出口温度下降速率较慢,达到稳定后其值也较高,所以管席顶部管和底部管的换热效果均优于中间各管的换热效果。

夏季同样存在类似现象,在运行初始时刻,由于海床砂土温度随深度的增加而逐渐降低,故管席顶部管、中间管、底部管流体介质出口温度依此减小,分别为31.99、31.59、30.90℃。随着换热的进行,中间管出口温度迅速上升,且达到稳定后,中间管出口温度最高为36.25℃,顶部管和底部管出口温度分别为35.45和34.96℃。

毛细管换热器单位片面积换热量的表达式如式(9)所示,换热达到稳定后不同管间距下模拟结果如图9所示。

$$q_A = \frac{Q_h}{W \times L} = \frac{\sum_{i=1}^{48} \rho_f c_{p,f} v_f (\Delta t_i)}{W \times L} \quad (9)$$

式中: q_A 为毛细管换热器单位片面积换热量, W/m^2 ; Q_h 为单片毛细管换热器总换热量, W ; Δt_i 为各毛细管中流体介质的进出口温差, $^{\circ}C$ 。

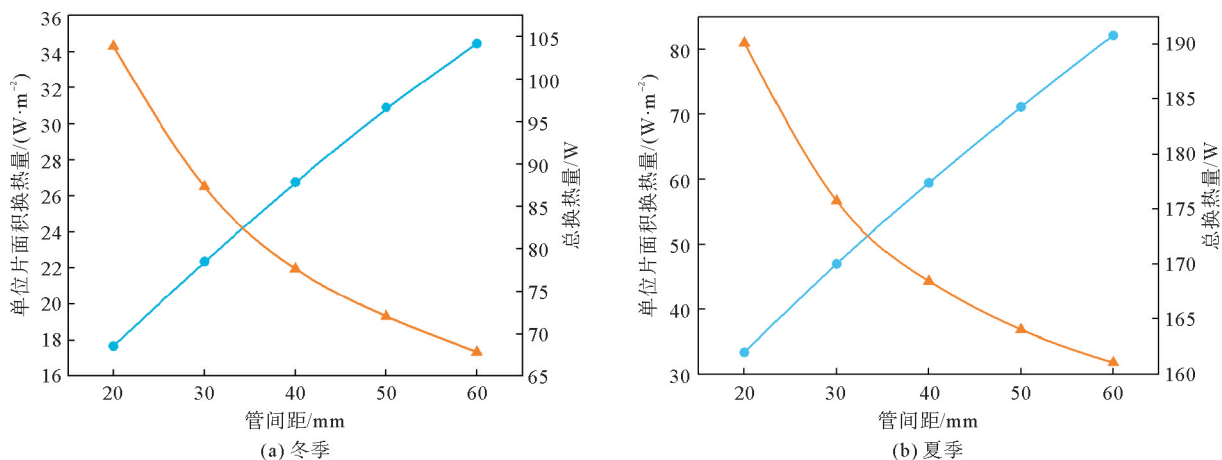


图9 毛细管换热量随管间距的变化情况

—▲— 单位片面积换热量; —●— 总换热量

从图9可以看出,随着管间距的增大,单片毛细管席的总换热量呈上升趋势,当管间距从20mm增大到60mm时,冬季总换热量从68.59W上升到104.20W,夏季总换热量由162.01W上升到190.82W。然而,随着管间距的增大,毛细管换热器的整体尺寸也在增加,相较于20mm的管间距,30、40、50、60mm的管间距下单片毛细管席面积分别增大了1.5倍、2.0倍、2.5倍、3.0倍,其增长幅度远高于换热量的增幅,导致了毛细管单位片面积换热量随管间距的增大呈现下降趋势。相比于20mm,30、40、50、60mm下的管间距单位片面积换热量,冬季分别下降了22.7%、36.0%、43.6%、50.1%,夏季则分别下降了30.1%、45.3%、54.5%、60.7%。

从以上分析可知,若单片管席的毛细管数目保持不变($N=48$),增加各毛细管的管间距可以有效改善换热器的换热性能。但这势必会加大毛细管席的整体尺寸,使得毛细管席单位片面积换热量减小,换热器敷设难度增大,初投资增加。因此,工程中推荐各毛细管管间距为20~30mm。

3.2 埋深对换热效果的影响

海床砂土源热泵系统毛细管前端换热器埋设于近岸浅滩之中,管内流体介质与海水、海床砂土之间存在温差,因此毛细管换热器会与海水和海床砂土进行换热。埋深是指毛细管换热器顶部至海床砂土表面的距离,不同埋深下海床砂土温度会有所变化,因此对应的换热器换热量也会有所变化。

常见的换热器埋深一般在 0.5~2.5 m,在其他初始条件不变的情况下,利用构建的模型分别选取 0.5、1.0、1.5、2.0、2.5 m 的埋深进行模拟计算。换热达到稳定后各埋深下模拟结果如图 10 所示。

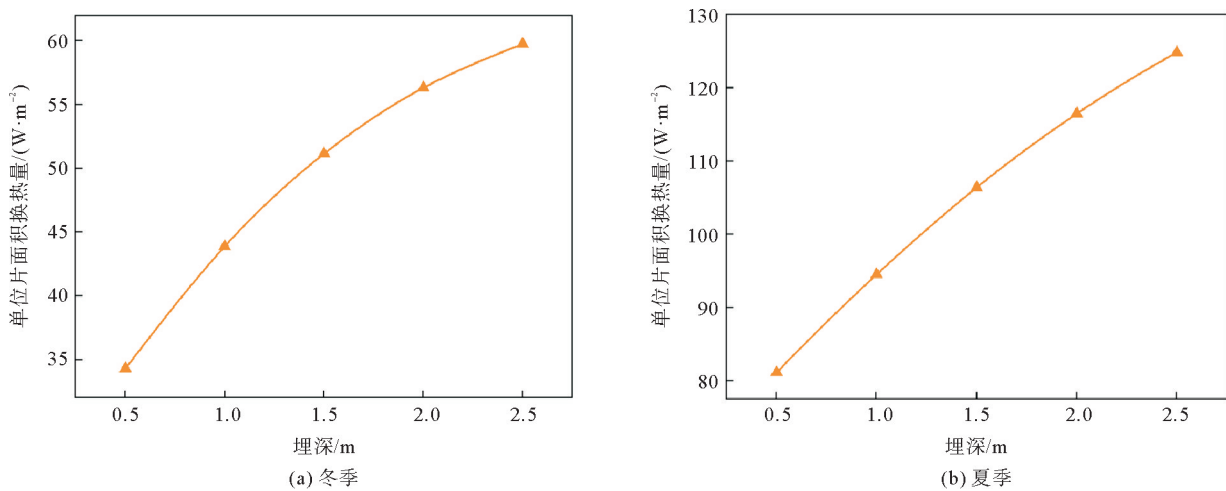


图 10 毛细管单位片面积换热量随埋深的变化情况

由图 10 可以看出,埋深从 0.5 m 增大到 2.5 m,冬季毛细管单位片面积换热量从 34.30 W/m^2 上升到 59.77 W/m^2 ,与 0.5 m 的埋深相比,1.0、1.5、2.0、2.5 m 埋深的单位片面积换热量分别增长了 27.9%、49.2%、62.2%、74.3%;夏季毛细管单位片面积换热量从 81.10 W/m^2 上升到 124.81 W/m^2 ,与 0.5 m 的埋深相比,1.0、1.5、2.0、2.5 m 埋深的单位片面积换热量分别增长了 16.5%、31.2%、43.6%、53.9%。表明换热器的换热性能会随着埋深增加而得到提升,这是因为毛细管埋设位置越深,冬季周围砂土的温度越高,夏季周围砂土的温度越低,因此对应的管内外换热温差也就越大,换热器换热效果也就越好。

从图 10 中还可以看出,随着埋深增加换热量的增长幅度呈现出逐渐变缓的趋势。这是因为由式(5)和文献[9]可知,海床砂土温度在埋深 0~2 m 内变化较为剧烈,而 2 m 以下的温度变幅较小。因此,当埋深大于 2 m 时,换热器换热量的增长趋势将不再显著。此外,在工程中换热器埋深越大,其所需的基建成本就越高。经询价,滩涂地区的挖掘费用为 50 元/m^3 ,当换热器所占海域的长度和宽度一定时,其基建成本会随埋深呈线性增加,但换热器换热量在 2 m 以下的埋深时增长幅度较小。因此,推荐换热器的埋设深度为 1~2 m。

3.3 管长对换热效果的影响

在换热器埋深一定的条件下,毛细管管长越长,换热面积越大,越有利于管内流体介质的传热;但是,管长的增加也会造成换热器的初投资升高,流动阻力增大,对系统的经济性产生影响。为探究毛细管管长与换热器换热量的关系,在毛细管席宽度($W=1.0 \text{ m}$)和其他初始条件不变的情况下,本模型选取了管长为 0.5、1.0、1.5、2.0、2.5、3.0 m(对应毛细管片面积分别为 0.5、1.0、1.5、2.0、2.5、3.0 m^2)进行模拟计算,结果如图 11 所示。

从图 11 可以看出,在冬季和夏季,单片毛细管席总换热量均随管长的增大而增大,当管长从 0.5 m 增大到 3.0 m 时,冬季单片毛细管席总换热量由 19.24 W 增加到 95.22 W,夏季单片毛细管席总换热量由 45.39 W 增加到 226.53 W。但随着管长的增大,毛细管换热器单位片面积换热量却呈下降趋势,相比于 0.5 m,1.0、1.5、2.0、2.5、3.0 m 的管长单位片面积换热量,冬季分别下降了 4.1%、7.7%、11.2%、14.4%、17.5%,夏季则分别下降了 3.8%、7.3%、10.7%、13.8%、16.8%。这是由于管内介质在流动过程中通过毛细管壁与回填砂土换热,在毛细管入口处与回填砂土温差最大,随着换热的进行温差逐渐减

小。因此,虽然随着换热器管长增大,总换热量也在增加,但是管长从 0.5 m 到 3.0 m 增大了 5 倍,而单片毛细管席换热量在冬夏季均只增加了 3.9 倍,故毛细管换热器单位片面积换热量下降。

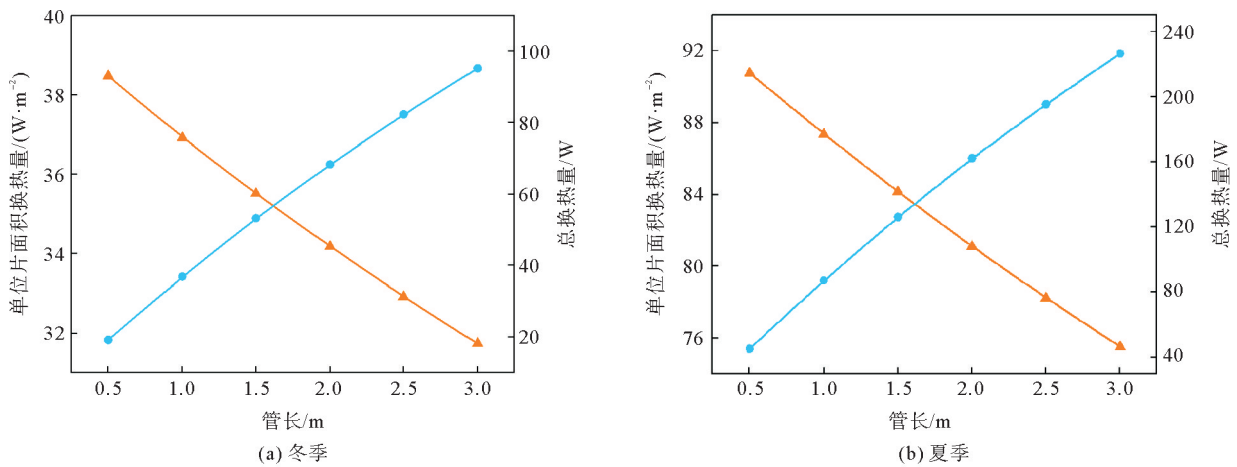


图 11 毛细管换热量随管长的变化情况

—▲— 单位片面积换热量; —●— 总换热量

由以上分析可知,增大毛细管管长有利于提升换热器整体的换热性能,但这势必会引起毛细管席尺寸增大,系统初投资增加,而且换热介质在毛细管中做层流流动,其沿程阻力损失与管长成正比,因此管长的增加也会引起流动阻力增大。因此,换热器管长不宜过大,工程中推荐毛细管管长为 1~1.5 m 为宜。

4 结论

本文建立了海床砂土源热泵系统毛细管前端换热器各管的数值传热模型,并通过此模型分析了不同因素对毛细管换热器换热性能的影响。主要结论如下:

1) 当换热达到稳定后,毛细管席中间各管的换热效果要低于顶部管和底部管。

2) 增大管席中各毛细管间距,可以有效提升换热器的换热性能,但同样也加大了毛细管席的整体尺寸,使得换热器敷设难度增大,初投资增加。因此,在工程应用中,推荐将毛细管间距设定为 20~30 mm。

3) 增加换热器埋深,增大了毛细管内流体与管外回填砂土的换热温差,从而可以显著强化传热。埋深从 0.5 m 增大到 2.5 m,冬夏季毛细管换热器单位片面积换热量分别增大了 0.7 倍和 0.5 倍。因此,综合考虑基建成本和换热效果,在工程应用中推荐埋深为 1~2 m。

4) 增加毛细管管长,使得换热器换热面积增大,这有利于管内流体介质的传热。管长从 0.5 m 增大到 3.0 m,冬夏季毛细管席换热量均扩大了 3.9 倍。但考虑到流动阻力和系统水泵能耗的影响,在实际工程中推荐毛细管管长为 1~1.5 m。

参考文献(References):

- [1] 田雨. 中国沿海城市社会脆弱性的时空变化研究[D]. 上海:上海师范大学,2022.
TIAN Yu. Study on the temporal and spatial changes of social vulnerability in Chinese coastal cities[D]. Shanghai:Shanghai Normal University,2022.
- [2] MURTHY S P, VENKATESAN R, NAIR K, et al. Evaluation of sodium hypochlorite for fouling control in plate heat exchangers for seawater application[J]. International Biodeterioration & Biodegradation, 2005, 55(3): 161-170.
- [3] LIU Long, WANG Mingqing, CHEN Yu. A practical research on capillaries used as a front-end heat exchanger of seawater-source heat pump[J]. Energy, 2019, 171: 170-179.
- [4] BOUBAKER R, PLATEL V, LUND H, et al. Dynamic model of capillary pumped loop with unsaturated porous wick for terrestrial application[J]. Energy, 2016, 111: 402-413.
- [5] 张洪涛. 近海岸浅滩毛细管前端换热器传热特性研究[D]. 青岛:青岛理工大学,2015.
ZHANG Hongtao. Study on the heat transfer characteristic of the capillary heat exchanger in the shallows near the coast[D].

- Qingdao: Qingdao University of Technology, 2015.
- [6] 李振. 近海岸浅滩毛细管热泵系统运行特性研究[D]. 青岛: 青岛理工大学, 2016.
LI Zhen. Research on operation characteristic of the heat pump system with capillary heat exchanger in the shallows near the coast[D]. Qingdao: Qingdao University of Technology, 2016.
- [7] 高磊. 近岸浅埋式毛细管海水源热泵系统运行特性研究[D]. 青岛: 青岛理工大学, 2019.
GAO Lei. Study on operation characteristics of offshore shallow-buried capillary seawater source heat pump system[D]. Qingdao: Qingdao University of Technology, 2019.
- [8] 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, 26(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, 26(5): 460-465.
- [9] 刘文通, 徐德伦, 侯伟, 等. 渤海中部海域海底热扩散率及恒温层深度研究[J]. 青岛海洋大学学报, 1994, 24(4): 485-490.
LIU Wentong, XU Delun, HOU Wei, et al. Studies on the sea-bed heat diffusion rate and soil depth of constant temperature in central Bohai sea[J]. Journal of Ocean University of Qingdao, 1994, 24(4): 485-490.
- [10] ZHENG W D, YIN H, LI B, et al. Heating performance and spatial analysis of seawater-source heat pump with staggered tube-bundle heat exchanger[J]. Applied Energy, 2022, 305: 117690.
- [11] 章熙民, 任泽需, 梅飞鸣. 传热学[M]. 5版. 北京: 中国建筑工业出版社, 2007.
ZHANG Ximin, REN Zepei, MEI Feiming. Heat transfer[M]. 5th ed. Beijing: China Building Industry Press, 2007.
- [12] 齐哈兵. 海底输油管道停启传热问题研究[D]. 大庆: 大庆石油学院, 2009.
QI Hanbing. Study on heat transfer of shutdown and start-up of submarine oil pipeline[D]. Daqing: Daqing Petroleum Institute, 2009.
- [13] 张洪涛, 施志钢, 胡松涛, 等. 浅滩毛细管前端换热器换热数值模拟研究[J]. 青岛理工大学学报, 2016, 37(4): 104-107.
ZHANG Hongtao, SHI Zhigang, HU Songtao, et al. Numerical simulation study on heat transfer of capillary front end heat exchanger in the shallow[J]. Journal of Qingdao University of Technology, 2016, 37(4): 104-107.
- [14] 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.
- [15] ZHANG Huan, ZHU Chunguang, ZHENG Wandong, et al. Experimental and numerical investigation of braking energy on thermal environment of underground subway station in China's northern severe cold regions[J]. Energy, 2016, 116: 880-893.

(责任编辑 赵金环; 英文校审 程文华)

(上接第 107 页)

- [22] 孔敏仪. 超声-芬顿降解印染废水中多环芳烃的研究[D]. 广州: 广东工业大学, 2018.
KONG Minyi. Investigation of polycyclic aromatic hydrocarbons(PAHs) in textile dyeing wastewater by Ultrasound-Fenton treatment[D]. Guangzhou: Guangdong University of Technology, 2018.
- [23] 刘守新. 活性炭光再生技术与 TiO₂ 活性炭协同作用机制研究[D]. 哈尔滨: 东北林业大学, 2002.
LIU Shouxin. Research on photoregeneration of activated carbon and synergy effect of TiO₂-activated carbon[D]. Harbin: Northeast Forestry University, 2002.
- [24] 李经. 活性炭负载二氧化钛光催化剂的制备、表征及应用[D]. 天津: 天津大学, 2005.
LI Jing. Study on the preparation characterization and catalytic performance of the activated carbon supported TiO₂ catalyst[D]. Tianjin: Tianjin University, 2005.
- [25] TAJIK R, GODINI K, SAEEDI R, et al. Application of UV/TiO₂ advanced oxidation in treating oily compost leachate generated during oily sludge composting[J]. Civil and Environmental Engineering Reports, 2019, 29(3): 241-251.
- [26] 刘晓杨. 超声-磷酸法制备活性炭的研究及其声化学反应器设计[D]. 青岛: 中国石油大学(华东), 2019.
LIU Xiaoyang. Study on Ultrasonic-assisted preparation of H₃PO₄-activated carbons and sonochemical reactor design[D]. Qingdao: China University of Petroleum (East China), 2019.
- [27] LIU Z, REN B, DING H, et al. Simultaneous regeneration of cathodic activated carbon fiber and mineralization of desorbed contaminations by electro-peroxydisulfate process: Advantages and limitations[J]. Water Research, 2020, 171: 115456.

(责任编辑 赵金环; 英文校审 程文华)