

双螺旋循环流体换热系统及其结构参数分析

汪洪星^{1,2}, 柴贺军^{1*}, 李安琪², 谭 玲¹, 张笑一²

¹山区道路工程与防灾减灾技术国家地方联合工程实验室, 重庆

²重庆科技大学安全科学与工程学院, 重庆

收稿日期: 2025年2月14日; 录用日期: 2025年3月18日; 发布日期: 2025年3月26日

摘要

针对循环流体换热系统的温度场不均匀和融雪效果不佳等问题, 提出一种新型的布管形式——双螺旋布管。基于典型工程案例, 构建循环流体换热系统的精细化三维有限元数值分析模型, 揭示其温度场分布特征和融雪化冰过程特征, 验证双螺旋循环流体换热系统的优越性, 确定其主要结构参数对运行性能的影响。结果显示: 相对于常用的曲流式布管和蛇式布管, 双螺旋循环流体换热系统的温度场更均匀、能耗更低、效率更高、效果更佳, 其换热功率分别降低3.21%和12.35%, 融雪面积比分别提升2.16%和22.91%; 随着布管深度的增加和换热管尺寸的减小, 其能耗、效果和效率等都显著提升; 随着布管间距的增大, 能耗、效果和效率都是先提升后降低。结果表明, 双螺旋循环流体换热系统是一种更加高效的换热系统。

关键词

循环流体换热系统, 双螺旋布管, 有限元数值模拟, 温度场, 参数分析

Study of Double Spiral Circulating Fluid Heat Exchange System and Its Structure Parameters

Hongxing Wang^{1,2}, Hejun Chai^{1*}, Anqi Li², Ling Tan¹, Xiaoyi Zhang²

¹National-Local Joint Engineering Laboratory for Road Engineering and Disaster Prevention and Mitigation Technology in Mountainous Areas, Chongqing

²Safety Science and Engineering Institute, Chongqing University of Science and Technology, Chongqing

Received: Feb. 14th, 2025; accepted: Mar. 18th, 2025; published: Mar. 26th, 2025

Abstract

A new tube arrangement pattern—double spiral tube arrangement was proposed to overcome

*通讯作者。

文章引用: 汪洪星, 柴贺军, 李安琪, 谭玲, 张笑一. 双螺旋循环流体换热系统及其结构参数分析[J]. 交通技术, 2025, 14(2): 257-268. DOI: [10.12677/ojtt.2025.142027](https://doi.org/10.12677/ojtt.2025.142027)

problems such as temperature field non-uniformity and bad snow melting performance in circulating fluid heat exchange system (CFHEX). Fine 3-dimensional finite element numerical simulation models of CFHEX were built based on typical engineering case, temperature field distribution characteristics and snow-ice melting course were analyzed, superiority of double spiral CFHEX was verified, influence of its primary structure parameters to operating performance was ascertained. Results shown: compared with traditional mender flow tube arrangement and snail tube arrangement pattern, temperature field of new double spiral CFHEX is more uniform, energy consumption is lower, efficiency is higher, effectiveness is better; its heat exchange power reduces 3.21% and 12.35 respectively, melting-snow ratio raises by 2.16% and 22.91% respectively; with decrease of tube depth and size of heat exchange tube, its energy consumption, effectiveness and efficiency all raise; with increase of tube spacing, energy consumption, effectiveness and efficiency raise firstly and then reduce. Findings indicate that new double spiral CFHEX is a more efficient heat exchange system.

Keywords

Circulating Fluid Heat Exchange System, Double Spiral Tube Arrangement, Finite Element Numerical Simulation, Temperature Field, Parameter Analysis

Copyright © 2025 by author(s) and Hans Publishers Inc.

This work is licensed under the Creative Commons Attribution International License (CC BY 4.0).

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>



Open Access

1. 引言

路面积雪结冰，给交通出行带来巨大的困扰，甚至导致严重的交通事故[1]。循环流体换热系统于路面结构中水平布置换热管，通过换热管中的循环热流向路面传递热量融雪化冰，可有效保障交通顺畅和防止交通事故[1][2]。循环流体换热系统通过地源热泵提供热源；地源热泵在建筑供暖和制冷等领域都有广泛的应用，技术相对比较成熟；而循环流体换热系统缺少大量的工程应用，技术体系建设尚未完成[3][4]。

模型试验和现场试验是研究循环流体换热系统的最直接方式，如：Tan Y Q 等[5]铺设了一段循环流体加热的机场融雪路面，进行融雪效果的研究；王华军[3]建立了小型循环流体融雪试验模型，对融雪效果随时间的变化规律展开分析；林艳艳等[6]开展了路面循环流体融雪化冰现场实验研究，就布管形式和布管参数对融雪效果的影响进行了初步的分析；陈鑫等[4]通过现场试验，就换热管的位置对桥面循环流体融雪化冰效果的影响进行了较为深入的研究。循环流体换热系统的模型试验和现场试验需要搭建复杂的试验模型，耗费大量的时间、人力、物力和技术成本，限制了大量对比试验的开展和试验数据的全方位全过程的采集。

有限元数值分析方法针对求解域的传热理论模型(偏微分方程组)，将计算域离散为有限数量的单元，将连续域的偏微分方程组求解问题转化为离散域的线性方程组求解问题，可以实现循环流体换热系统全方位、全过程的计算和采集[7]-[12]，如：Chen X 等[13]基于现场试验搭建了路面融雪化冰的二维瞬态有限元数值分析模型，精确刻画了路面融雪化冰的传热过程；彭建国等[8]建立了机场跑道的融雪化冰三维有限元分析模型，完成了传热过程的模拟，同时分析了温度场随时间的变化。总体而言，应用循环流体换热系统进行融雪化冰过程的数值模拟分析，相对比较成熟[14][15]。

可见，现有研究应用模型试验、现场试验和数值模拟计算等方法，对循环流体换热系统进行较为深入的研究。但是，一方面，相对于路面，桥面和机场跑道等更加容易积雪结冰，且导致的交通事故更加严重，所以现有研究中的循环流体换热系统主要布置于桥面结构或机场跑道中，布置于公路路面结构中

的较少；另外一方面，为了配合桥面板和机场跑道结构中钢筋网的布置，现有研究中换热管的布管形式主要为曲流式布管和蛇式布管，存在着温度场分布不均匀、融雪效果不佳等问题。

鉴于此，本研究提出一种新型的、与路面结构匹配的双螺旋布管形式，以提升循环流体换热系统融雪化冰的均匀性、融化效果和融化效率；以现场试验为依托，构建路面循环流体换热系统的精细化有限元数值分析模型，验证双螺旋布管方式的有效性和优越性，掌握其结构参数的技术特征，进一步论证其工程适用性。

2. 循环流体换热系统数值分析模型的构建

2.1. 循环流体换热系统的工作原理

在路面结构的面层、基层或垫层中埋设循环流体换热管；通过地源热泵将远高于环境温度的流体泵入换热管；流体在换热管中循环流动向周围介质传递热量，热量传至路表进行融雪化冰；失去热量的流体从换热管的出口流出，如图 1 所示。

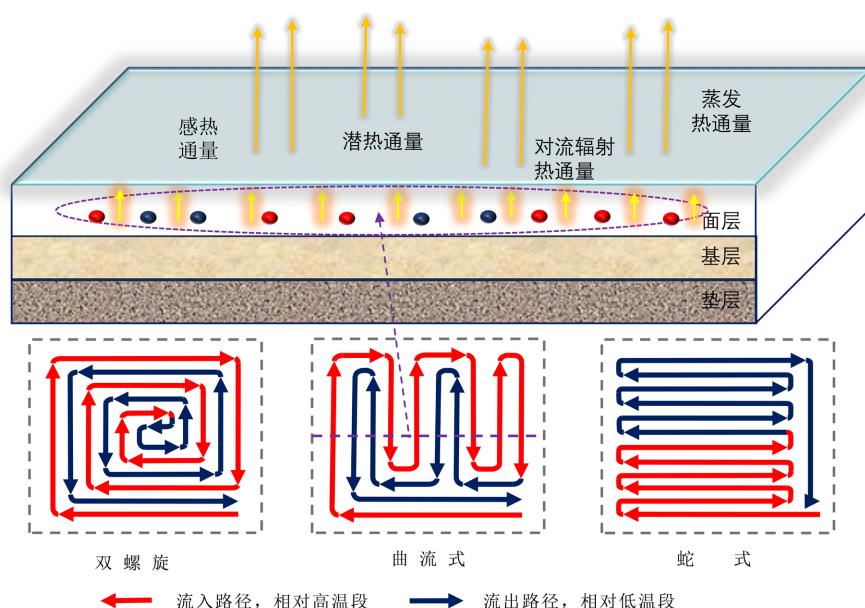


Figure 1. Circulating fluid heat exchange system operating principle
图 1. 循环流体换热系统工作原理

路表面持续从循环流体中吸收热量，同时由于融雪化冰作用持续向大气中释放热量(路表热通量)；当循环流体提供的热量大于融雪化冰所需的路表热通量时，换热系统能够实现融雪化冰；反之，则无法实现融雪化冰。

循环流体在流动的过程中逐渐损失热量，温度逐步降低；距离换热管的入口越近，流体温度及其周围介质温度越高；反之，温度越低，如图 1 所示。所以，在循环流体换热管及其周围介质中形成了高温段(区)和低温段(区)。换热管的布置，要克服温度场的不均匀分布对融雪化冰效果的影响。为了适应钢筋网的布置，工程中常用的循环流体换热系统的布置形式为曲流式或蛇式，如图 1 所示。曲流式和蛇式循环流体换热系统中，循环流体的流入路径(高温段)与流出路径(低温段)分离，导致周围介质的高温区与低温区也发生分离，温度场不均匀，影响融雪化冰的效果。

因此，本研究提出一种新型的双螺旋布管形式。双螺旋布管条件下，循环流体由布管区域的右下角

呈螺旋状由外向内流动，到达布管区域中心后再呈螺旋状由内向外流动，最终从右下角流出，如图 1 所示。双螺旋布管条件下，高温段和低温段交错布置，克服了曲流式和蛇式布管条件下的高/低温段分离、局部温度集中的问题；换热管在两个水平方向的布置形式相同，且都是对称布置，呈正交对称的特征，克服了曲流式和蛇式布管在不同方向的正交异性导致的温度场分布不均匀。

2.2. 有限元模型的构建

文献[4]中于某公路段进行了融雪化冰现场试验，采用的是曲流式布管形式。应用有限元数值分析软件 COMSOL 进行循环流体换热系统数值分析模型的构建，如图 2 所示。试验路段路面结构的长度和宽度为 15 m，路面高 0.81 m，由上到下依次为 18 cm 的沥青面层、43 cm 的素混凝土基层和 20 cm 的砂砾垫层，如图 2(a)所示。曲流式循环流体换热系统布置于路表面以下 15 m 处的沥青面层中，布管间距为 15 cm；换热管为外径 25 mm、内径 21 cm 的聚乙烯升温管(PERT)，如图 2(b)所示。

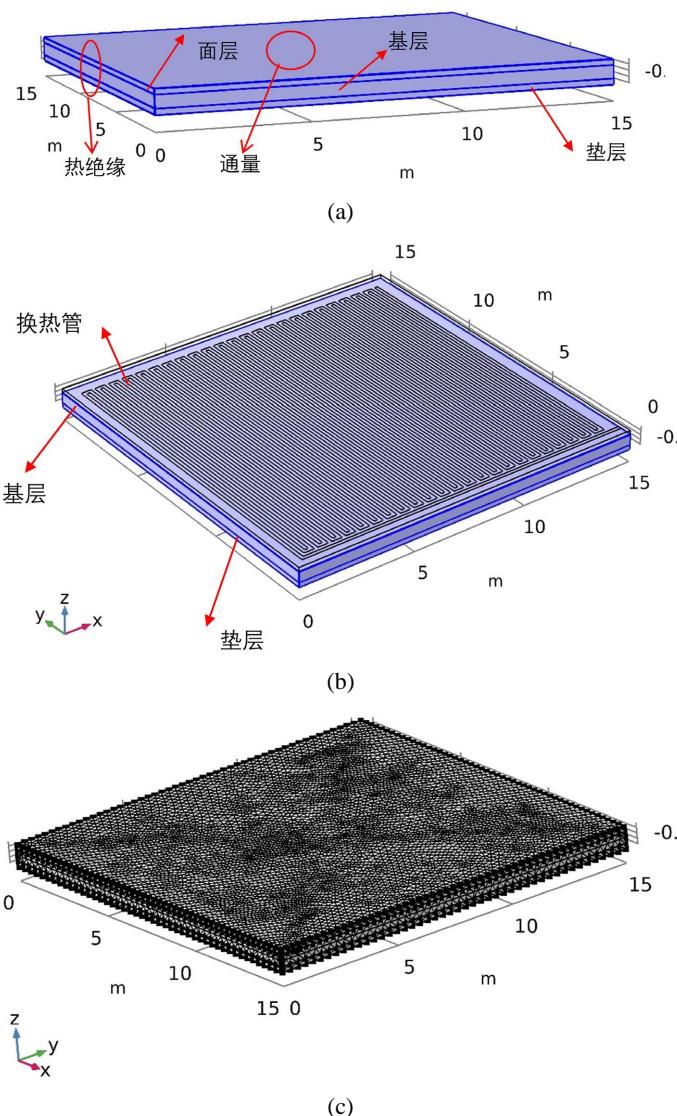


Figure 2. Finite element model of circulating fluid heat exchange system. (a) Road layer structure and boundary conditions; (b) Heat exchange tubes; (c) Mesh generation

图 2. 循环流体换热系统的有限元模型。(a) 路面结构和边界条件；(b) 换热管；(c) 网格划分

根据现场数据资料[4]，路面结构、换热管和流体的初始温度取最低环境温度-5℃。进行模型验证时，换热管入口温度按照图3所示的试验入口温度进行设置，入口流量取为1.1 m³/h [4]；后续分析中，流体入口温度设置为40℃，入口流量设置为1.1 m³/h。为了保证融雪化冰的效果，会对路面结构的两侧和底部进行隔热处理，所以这几个表面设置为绝缘边界，如图2(a)所示。道路表面设置为热通量边界条件。现场试验中没有进行热通量的测试，根据ASHRAE(美国采暖制冷与空调工程师协会)出版的《2019 ASHRAE Handbook》中推荐的Chapman模型[8]来计算热通量，计算得到路表面热通量 q_0 值为108.68 W/m²。

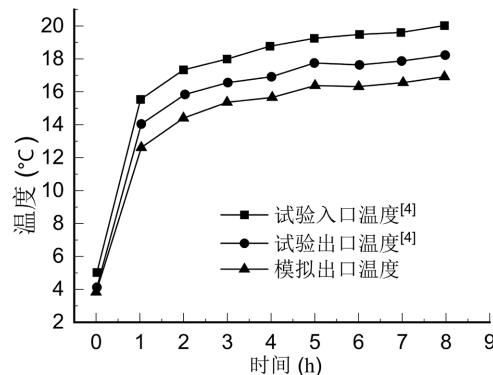


Figure 3. In-site monitored inlet/outlet temperature and simulated outlet temperature
图3. 现场监测进/出口温度与模拟出口温度

管道尺寸相对于路面结构是很小的；进行管道传热模型构建时，忽略管道中流体流动的状态，将管道简化为一条空间曲线，降低网格剖分难度。因此，对管道采用极细化网格进行剖分，对周围路面结构采用常规尺寸进行自由四面体剖分，管道与周围路面结构的网格尺寸采用自由过渡的方式进行衔接；将路面结构分为3层，对顶面进行网格加密处理，以增加路面温度场提取的准确性；对底部进行网格稀疏处理，以减小计算量；按照上述方法进行模型的网格划分，共划分出164,433个单元，如图2(c)所示。图2(c)所示的模型是曲流式循环流体换热系统的数值分析模型；进行蛇式或双螺旋循环流体换热系统模型构建时，只需要对图2(b)的换热管布置形式进行替换即可。

2.3. 传热控制方程

循环流体换热系统的热传递路径主要包括了换热管流体流动过程中的管道传热、管道流体到周围介质的耦合传热、周围介质中的固体传热和路表融雪化冰的传热，本质上是一个多物理场耦合的求解问题。如前所述，本研究通过Chapman模型[8]计算融雪化冰所需的路表热通量，将计算所得的热通量作为路表边界条件来表征路表的融雪化冰传热过程。因此，循环流体换热系统的传热控制方程只剩下换热管流体的管道传热、路面结构的固体传热和二者之间的耦合作用。

换热管内流体的管道传热理论模型如公式(1)所示。

$$\rho A c_w \frac{\partial T}{\partial t} + \rho A c_w u e_t \nabla_{e_t} T = \nabla_{e_t} (A k \nabla_{e_t} T) + \frac{1}{2} f_D \frac{\rho A}{d_h} |u| u^2 + Q + Q_{wall} \quad (1)$$

式中： ρ - 流体密度，kg/m³； A - 管道内径表示的截面积，m²； c_w - 流体比热容，kg/m³·K； t 为时间； T 表示温度，℃； e_t - 流速单位向量； ∇_{e_t} 表示流速方向的变量变化率； k - 流体导热系数，W/(m·K)； f_D - Darcy摩擦因子，取默认值； d_h - 管道长度，m； u - 流体流速，m/s； Q_{wall} - 管壁内外部热交换，W/m； Q 表示一般热源，W/m。

路面结构的固体传热理论模型如公式(2)所示。

$$\rho c_p \frac{\partial T}{\partial t} + \rho c_p u \nabla T + \nabla q = Q \quad (2)$$

式中: ρ - 材料的密度, kg/m^3 ; c_p - 固体比热容, $\text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$; $\partial T/\partial t$ - 温度对时间的偏导数, 表征温度场随时间变化情况; u_s - 固体内的平均流速, m/s , 本模型中为 0; $\nabla = \frac{\partial i}{\partial x} + \frac{\partial j}{\partial y} + \frac{\partial k}{\partial z}$ - 变量的梯度, 表征变量的空间变化率; i 、 j 、 k - 分别为 x 、 y 、 z 方向单位向量; q - 热流密度, W/m^2 , 其计算如公式(3)所示; Q 为热源, W/m^3 。

$$q = -k_s \nabla T \quad (3)$$

式中: k_s - 固体导热系数, $\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ 。

公式(1)中的 Q_{wall} 表示管道内壁处传递的热量, 其计算如公式(4)所示。公式(4)中, T_{in} 表示管道内壁的温度, 与公式(1)中的 T 一致; T_{ext} 表示管道外壁的温度, 与公式(2)中的 T 一致。将公式(1)计算得到的管道内壁处流体的温度 T 代入公式(4)中的 T_{in} , 将公式(2)计算得到的管道外壁处的温度 T 代入公式(4)中的 T_{ext} , 即可计算得到 Q_{wall} ; 再将计算得到的 Q_{wall} 代入公式(1), 即完成了固体传热物理场与管道传热物理场的耦合。

$$Q_{wall} = (hZ)_{eff} (T_{ext} - T_{in}) \quad (4)$$

式中: T_{ext} - 管道外壁温度, $^{\circ}\text{C}$; T_{in} - 管道内壁的温度, $^{\circ}\text{C}$; $(hZ)_{eff}$ - 等效热阻, 由管道结构的热物性参数计算得到。

公式(1~4)中的参数包括路面各层结构、管道结构和管道流体的密度、比热容和导热系数等, 其设置如表 1 所示。

Table 1. Material parameters for numerical models
表 1. 数值模型的材料参数

材料	参数	导热系数[W/(m·K)]	比热容[J/(kg·°C)]	密度(kg/m ³)
面层		1.4	900	2400
基层		2.2	850	2500
垫层		1.55	1100	2240
管道结构		0.44	2300	950
管道流体		0.6	4182	998.2

对于构建的循环流体换热系统有限元分析模型, 计算得到的换热管出口温度与现场试验的出口是吻合的, 如图 3 所示。模型计算结果与试验结果的误差保持在 5% 以内, 满足工程应用要求。

3. 布管形式的对比分析

3.1. 温度场分析

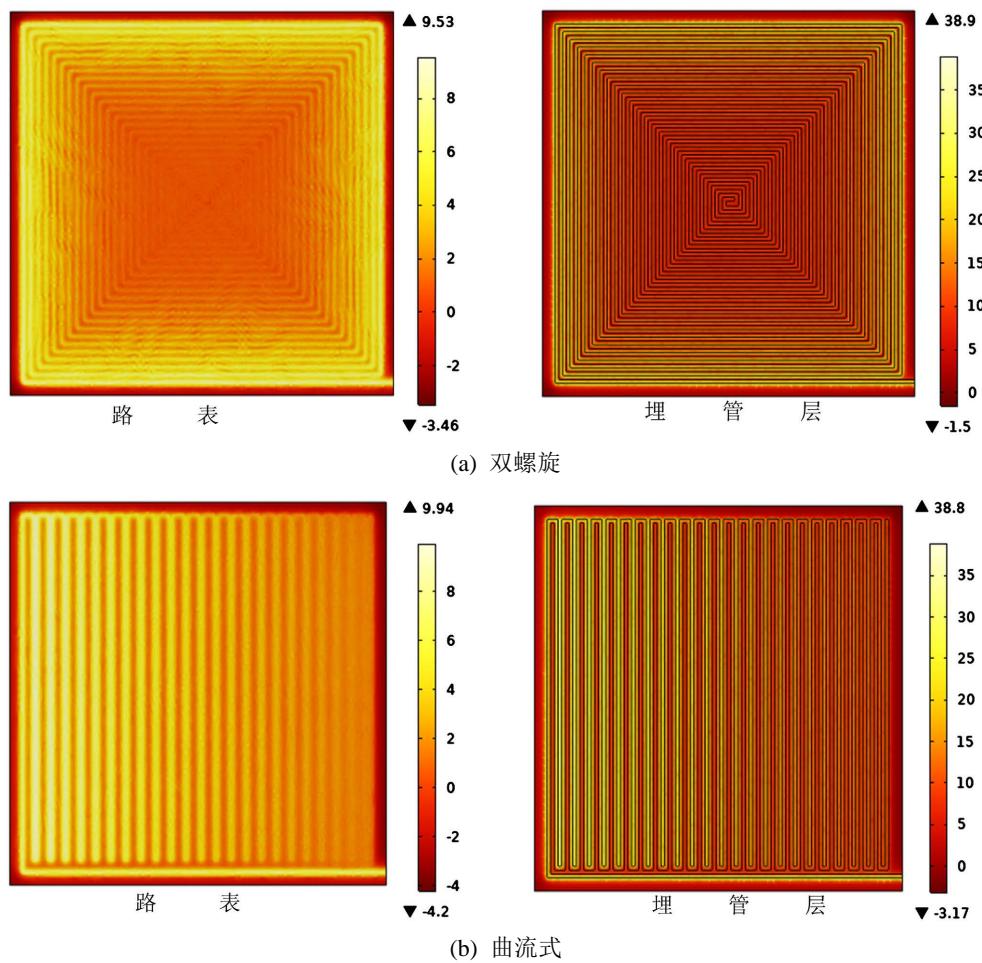
系统运行 5 d 后, 双螺旋、曲流式和蛇式等三种布管布置形式条件下的路表和埋管层的温度场如图 4 所示。

双螺旋布管条件下, 换热管交错布置, 所以周围介质中的高低温分布也是交错呈现的; 埋管层的高低温区由外向内交错分布, 温度逐步降低; 没有出现明显的温度局部集中和相对分离的现象。曲流式布管条件下, 换热管的流出段始终处于流入段的内侧, 流入段从左向右流动, 流出段从右向左流动, 所以

埋管层的左侧温度明显高于右侧, 上侧温度高于下侧; 流入段区域和流出段区域都存在着严重的温度局部集中现象, 温度场突变严重; 高低温区域相对分离。蛇式布管条件下, 换热管的流入段始终处于换热区域的下侧, 流出段始终处于换热区域的上侧, 所以埋管层下侧的温度显著高于上侧的温度, 下侧高温集中, 上侧低温集中; 高低温区域相对分离严重。双螺旋布管条件下的高低温最大差异值(40.4°C)显著小于曲流式(41.97°C)和蛇式(43.17°C), 进一步说明双螺旋循环流体换热系统的温度更加均匀。

双螺旋布管条件下, 换热管是正交对称布置的, 所以温度场也呈现正交对称的特征, 埋管层任意两个垂直方向上的温度场是相同的。曲流式布置条件下, 换热管的布置是正交异性的, 任何一个水平方向的温度场不对称, 且2个水平方向的温度场的分布特征也不同, 所以埋管层的温度场极为扭曲, 高低温区域相对分离严重。蛇式布管条件下, 换热管的布置是正交异性的, 左右侧呈现一定的对称性, 上下侧完全不对称, 埋管层的高低温区域相对分离严重。

路表层中, 由于埋管层与路表中间介质的“差异放大”效应, 温度场的不均匀性在路表表现得更加明显。双螺旋布管区域外侧介质的温度高于内侧介质的温度, 温度场由外向内均匀减小, 但是减小的幅度不大; 双螺旋布管的温度场整体比较均匀。曲流式布管区域左侧的温度显著高于右侧、上侧温度显著高于下侧, 温度场更加扭曲, 且不易通过工程措施进行控制。蛇式布管区域的温度由下至上逐步降低, 呈现明显的两极化差异; 相对于双螺旋和曲流式布管, 蛇式布管形式的温度场更加难以控制。双螺旋布管条件下的最高温(9.53°C)低于其曲流式(9.94°C)和蛇式(11.8°C), 最低温(-3.46°C)高于曲流式(-4.2°C)和蛇式(-4.6°C), 说明路表层双螺旋循环流体换热系统的温度差异更小, 温度场更加均匀。



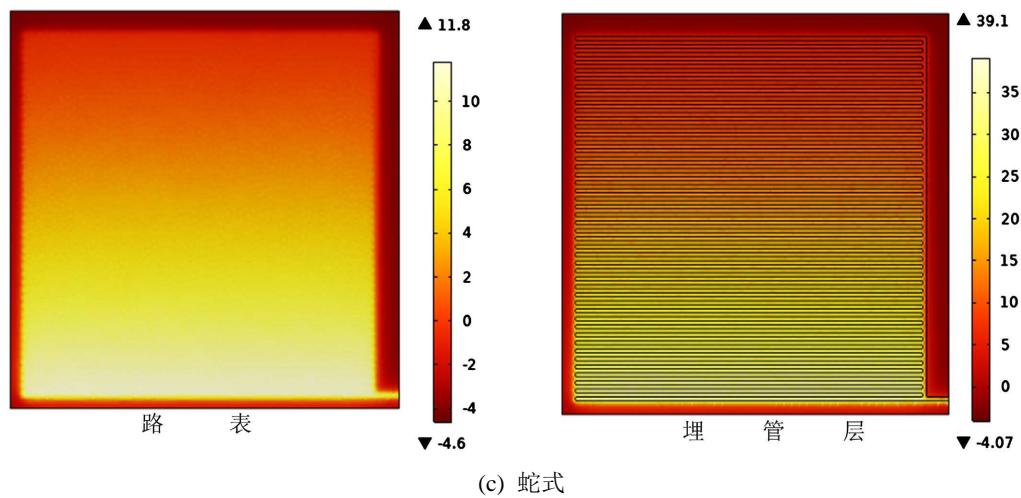


Figure 4. Temperature fields under different tube arrangement conditions/°C
图4. 不同布管形式条件下的温度场/°C

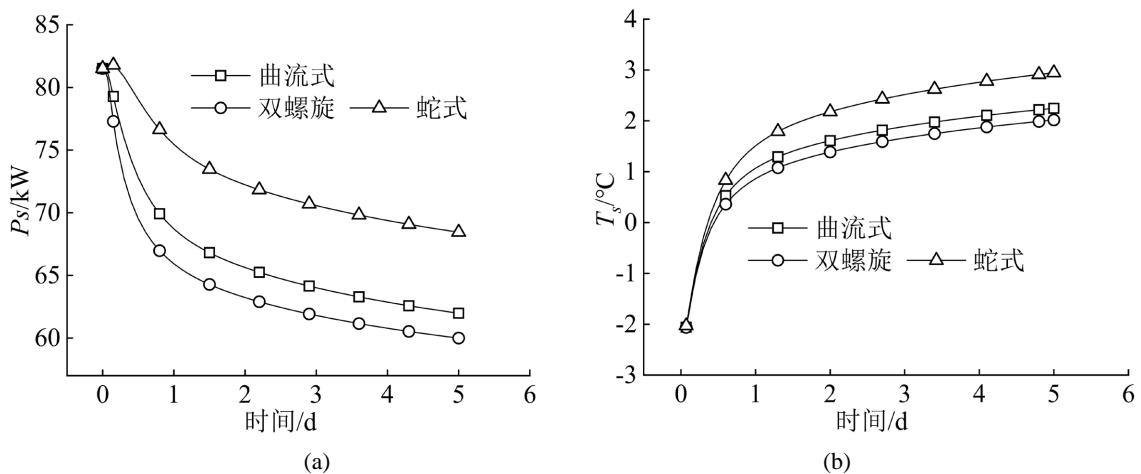
3.2. 融雪化冰效果分析

通过换热功率(P_s)、路表平均温度(T_s)、路表平均温度达到0°C的运行时间(E_t)和融化比(R)等指标对融雪化冰效果进行评价。换热功率 P_s 表征换热管单位时间内传递热量的能耗, 由管内流体的质量流速、流体的比热容和进/出口温度等指标计算而得, 如公式(5)所示。 T_s 表示路表各处温度的平均值, 反映换热作用下路表的整体升温效果。 R 表示路表温度大于0的面积与整个面积的比值, 直观表示换热管融雪化冰的效果。 E_t 表征换热管融雪化冰的换热效率。

$$P_s = mc_{wp} (T_{in} - T_{out}) \quad (5)$$

式中: P_s 为换热功率, W; m 为管内流体的质量流速, kg/s; c_{wp} 为流体的比热容, J/(kg·°C); T_{in} 、 T_{out} 为入口、出口温度, °C。

图5为不同布管形式条件下, P_s 、 T_s 和 R 等指标随时间的变化关系曲线。对于三种布管方式, 系统开始运行的瞬间, P_s 是很大的; 随着时间的增长, P_s 逐渐减小, 且最终趋于稳定; 在系统运行的初始阶段, T_s 会急剧增大, 并且很快到达0度; 随着运行时间的增加, T_s 的增速会放缓, 且最终趋于稳定; R 与 T_s 的变化规律相似。



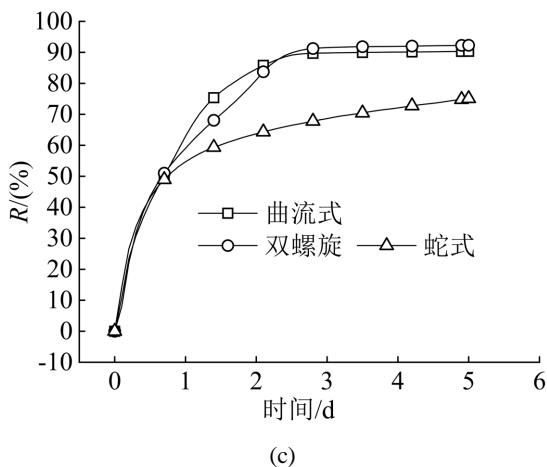


Figure 5. Heat transfer process under different tube arrangement conditions, (a) P_s ; (b) T_s ; (c) R
图 5. 不同布管形式条件下的换热过程, (a) P_s ; (b) T_s ; (c) R

由图 5(a)可知, 在传热初期, 入口温度远高于初始值, 3 种布管形式条件下的 P_s 均为 81.5 kW; 随着系统的运行, 出口温度迅速升高, 埋管进出口温差变小, P_s 逐渐降低; 在不同的时间节点, 蛇式布管条件下的 P_s 最大, 双螺旋布管条件下的 P_s 最小。同样的入口温度条件下, 出口温度越小, P_s 越大, 表明系统的能耗越大: 相对于曲流式和蛇式布管, 双螺旋布管条件下的能耗分别降低 3.21% 和 12.35%。

由图 5(b)可知, 不同的时间节点上, 蛇式布管的 T_s 最大, 双螺旋布管的 T_s 最小, 但是差异不是很大; 蛇式布管、曲流式布管和双螺旋布管等条件下的 E_t 分别为 8.3 h、9.1 h、10 h。

由图 5(c)可知, 在系统运行的初期, 曲流式布管条件下的 R 最大, 蛇式布管条件下的 R 最小; 在系统运行的中后期, 双螺旋布管条件下的 R 最大。系统运行 1 d 后, 曲流式、双螺旋和蛇式布管条件下, R 分别为 62.92%、59.05% 和 54.71%; 系统运行 5 d 结束后, 曲流式、双螺旋和蛇式布管等条件下, R 分别达到 90.32%、92.28% 和 75.08%; 相对于曲流式布管和蛇式布管, 双螺旋布管条件下的融雪面积比分别提升 2.16% 和 22.91%。可见, 短期内曲流式布管条件下融化速度最快, 长期时间内双螺旋布管条件下的融化效果更好。

综上所述, 3 种布管形式各有优劣, 蛇式布管条件下路表平均升温快, 曲流式布管条件下短期内融雪效果好, 但是双螺旋布管换热系统的优点更为明显: 整体温度场更加均匀, 可提高换热效果的同时减少不均匀温度应力导致的结构破坏; 以较低的换热能耗带来更好的融雪效果, 效率更高; 长期融化效果最好, 短期融化效果也较好。可见, 双螺旋布管明显优于工程上常用的曲流式布管和蛇式布管。

4. 双螺旋循环流体换热系统结构参数分析

4.1. 布管深度对换热效果的影响

图 6 为循环流体换热系统在运行稳定时, 不同布管深度(10、15、20、25、30 cm)条件下的各项评价指标。由图可知, 随着布管深度的增加, P_s 减小、 T_s 减小、 R 减小、 E_t 增大。随着布管深度的增大, P_s 和 T_s 随着布管深度减小的曲线形式类似于双折线: 布管深度 ≤ 20 cm 时, 下降的梯度保持不变; 布管深度 ≥ 20 cm 时, 下降的梯度减小。 R 随布管深度减小的曲线呈现明显的两段特征: 布管深度 < 20 cm 时, R 保持不变; 布管深度 ≥ 20 cm 时, R 急剧下降, 下降的梯度逐步减小。 E_t 随布管深度增大的曲线类似线性曲线, 上升的趋势保持不变。可见, 由于双螺旋循环流体换热系统呈平面形式布置, 布管深度越大, 循环流体换热系统与路表的传热路径越长, 路表热通量对换热管的影响越小, 所以循环流体换热系统的换热能耗减小, 路表融雪状态变差、融雪效率降低。

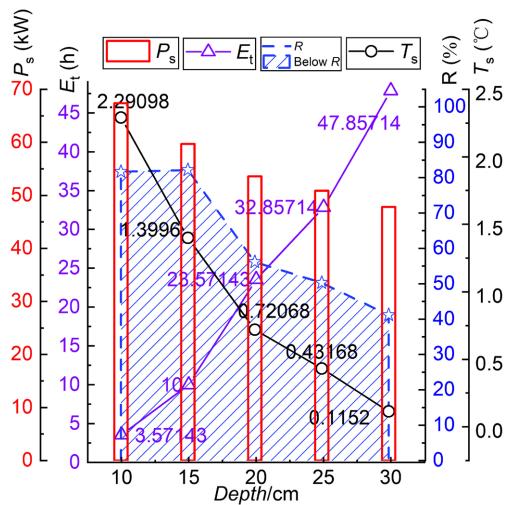


Figure 6. Tube depth arrangement effect on heat transfer
图 6. 布管深度对换热效果的影响

4.2. 布管间距对换热效果的影响

图 7 为循环流体换热系统在运行稳定时, 不同布管间距(10、15、20、25、30 cm)条件下的各项评价指标。由图可知, 随着布管间距的增大, P_s 、 T_s 和 R 先增大后减小, 变化曲线类似于反向的抛物线, 抛物线的拐点位于布管间距 20 cm 处; E_t 先减小后增大, 变化曲线类似于抛物线, 抛物线的拐点也位于布管间距 20 cm 处。 P_s 和 T_s 的反向抛物线型变化曲线的左右两侧相对比较对称, 即: 布管间距 < 20 cm 和 > 20 cm 时, P_s 和 T_s 随着布管间距的增大而增大或减小的幅度相近。 R 的反向抛物线型变化曲线的左右两侧不对称: R 随布管间距增大的梯度远大于其减小的梯度。 E_t 的抛物线变化曲线的左右两侧不对称: 左侧的下降梯度大于右侧的上升梯度。

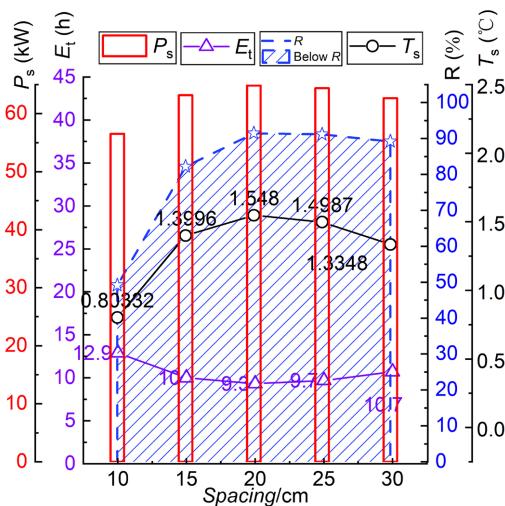


Figure 7. Tube spacing effect on heat transfer
图 7. 布管间距对换热效果的影响

双螺旋循环流体换热系统的进路与出路交错布置; 布管间距越大, 换热管支路之间的相互作用距离越大, 进路与进路之间的“热干扰”效应越小, 同时进路与出路之间的“热叠加”效应也越小——“热干扰”

效应导致换热效果降低，“热叠加”效应换热效果提升。在布管间距 \leq 临界值(20 cm)时，支管之间存在着较大“热干扰”效应；因此，随着布管间距的增大，支管之间的“热干扰”效应降低，循环流体换热系统的能耗增大、融雪化冰状态变好、融雪效率增高。在布管间距 \geq 临界值(20 cm)时，支管之间的“热干扰”作用弱化，支管之间的“热叠加”效应占主导地位；因此，随着布管间距的增大，支管间的“热叠加”效应给换热效果的强化作用下降，进而导致系统的换热效果下降，也导致系统的能耗降低。从抛物线的形态可以看出，“热干扰”效应对系统换热效果的影响，大于“热叠加”效应对系统换热效果的影响。

4.3. 换热管尺寸对换热效果的影响

图 8 为循环流体换热系统在运行稳定时，不同换热管尺寸(换热管壁厚为 4 cm，外径分别为 20、25、32、40、50 cm)条件下的各项评价指标。由图可知，随着换热管外径的增大， P_s 有一定程度的减小，但是减小的幅度不大； T_s 呈线性减小； R 呈非线性减小，其变化曲线呈双曲线形式，拐点位于外径 = 32 cm 处； E_t 呈线性增大。

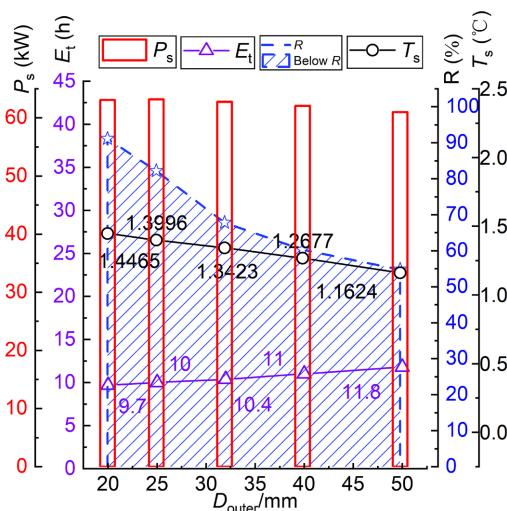


Figure 8. Heat exchange tube size effect on heat transfer
图 8. 换热管尺寸对换热效果的影响

双螺旋循环流体换热系统的进口支路与出口支路交错布置，管内流体与周围介质的有效换热时间较长。换热管尺寸的变化，主要影响换热管内循环流体的流速：在循环流体流量($1.1 \text{ m}^3/\text{h}$)不变的情况下，管径越大，循环流体流动的速度越小。在换热时间较长的情况下，流速的变化对换热效果的影响较大；管道流速降低，埋管循环流体向周围介质传递的热量减少，管道流体出口的温度增加，所以 P_s 减小；流速越小，流体与周围介质的换热效率更低，所以 E_t 随之增大；同样的系统运行时间内，换热效率越低，则换热效果越差，所以 T_s 和 R 也随之降低。由图 8 可知，换热管外径的增加，造成 T_s 和 E_t 等指标的变化较小，但是导致 R 发生了约 35% 的降低——如果系统运行时间继续增加，其他 3 个指标的变化幅度也会增大。

5. 结论

本研究提出一种新型的布管形式——双螺旋式，以克服循环流体换热系统融雪均匀性差、稳定性差等问题。基于典型工程案例，构建双螺旋循环流体换热系统的精细化三维有限元数值分析模型，分析其有效性及其主要结构参数的技术特征，得到以下的主要结论：

- (1) 相对于常用的曲流式和蛇式，双螺旋布管条件下循环流体换热系统的流动路径更合理，温度场更

均匀、更对称，以较低的换热能耗带来更好的融雪效果和更高的融雪效率。

(2) 布管深度越小，路表热通量对换热管的影响越大，双螺旋循环流体换热系统的换热能耗越大、换热效果越好、换热效率越高。双螺旋布管形式存在着“热干扰”弱化效应和“热叠加”强化效益：布管间距小于临界值的时候，换热效果随着布管间距的增大而提升；布管间距大于临界值时，换热效果随布管间距的增大而降低。换热管流量恒定的条件下，换热管断面积的增大，导致换热效果的大幅降低。

基金项目

山区道路工程与防灾减灾技术国家地方联合工程实验室开放基金(SQDL-2023-02)；重庆市教委科学技术研究项目(KJQN202301530)；重庆市自然科学基金面上项目(CSTB2023NSCQ-MSX0828)。

参考文献

- [1] 文韬, 崔先泽, 范勇. 地下水源热泵抽灌井群优化布置[J]. 长江科学院院报, 2022, 39(1): 23-31, 38.
- [2] 赵海丰, 桂树强, 李强, 等. 螺旋型埋管能源桩桩内温度场分布特征及其影响因素分析[J]. 长江科学院院报, 2017, 34(8): 153-158.
- [3] 王华军. 流体加热道路融雪传热传质特性研究[D]: [博士学位论文]. 天津: 天津大学, 2007.
- [4] 陈鑫, 孔纲强, 刘汉龙, 等. 换热管理设位置对桥面板除冰效果影响现场试验[J]. 防灾减灾工程学报, 2022, 42(5): 888-896, 912.
- [5] Yiqiu, T., Chi, Z., Huijie, L., Hao, S. and Huining, X. (2020) Experimental and Numerical Analysis of the Critical Heating Strategy for Hydronic Heated Snow Melting Airfield Runway. *Applied Thermal Engineering*, **178**, Article ID: 115508. <https://doi.org/10.1016/j.aplthermaleng.2020.115508>
- [6] 林艳艳. 基于土壤源热泵路面融雪系统的实验研究[D]: [硕士学位论文]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2011.
- [7] Xu, H., Shi, H., Tan, Y., Ye, Q. and Liu, X. (2022) Modeling and Assessment of Operation Economic Benefits for Hydronic Snow Melting Pavement System. *Applied Energy*, **326**, Article ID: 119977. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2022.119977>
- [8] 彭建国, 乔兰, 李庆文, 等. 机场跑道循环热流体法融雪除冰数值模拟[J]. 科学技术与工程, 2022, 22(8): 3277-3284.
- [9] Javadi, H., Mousavi Ajarostaghi, S.S., Pourfallah, M. and Zaboli, M. (2019) Performance Analysis of Helical Ground Heat Exchangers with Different Configurations. *Applied Thermal Engineering*, **154**, 24-36. <https://doi.org/10.1016/j.aplthermaleng.2019.03.021>
- [10] 李峙, 刘福深, 杨仲轩, 等. 考虑 THM 耦合的地热能源桩热-力行为分析[J]. 岩土工程学报, 2023, 45(10): 2129-2138.
- [11] 金坤铨, 王忠瑾, 刘开富, 等. 饱和砂土地基中碳化硅能源桩的传热特性测试与分析[J]. 浙江理工大学学报(自然科学), 2024, 51(4): 518-528.
- [12] 赵文可. 基于循环流体加热的严寒地区路基融雪特性研究[D]: [博士学位论文]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2022.
- [13] Chen, X., Kong, G., Liu, H., Yang, T. and Zhu, X. (2020) Experimental on Thermal Performance of Bridge Deck with Hydronic Heating System. *Cold Regions Science and Technology*, **178**, Article ID: 103130. <https://doi.org/10.1016/j.coldregions.2020.103130>
- [14] 马生涛, 陈子彦, 罗智, 等. 基于时间和用量控制的高速公路凝冰路段精细化除冰研究[J]. 公路, 2023, 68(5): 346-353.
- [15] 席省麟, 时刚, 魏子贺. 考虑循环水-能源桩换热的单 U 型埋管能源桩变热流传热模型[J]. 工程热物理学报, 2023, 44(6): 1709-1719.