

[研究·设计]

DOI:10.3969/j.issn.1005-2895.2018.04.007

应用于闭式河水源热泵系统的螺旋管换热器设计

武 双, 傅允准, 曹丽杰

(上海工程技术大学 机械工程学院, 上海 201620)

摘 要:为了设计应用于闭式河水源热泵系统的螺旋管换热器,采用数学模型和经验公式对闭式河水源热泵系统的螺旋管换热器的换热面积进行了理论计算,进而设计了螺旋管换热器的结构。根据上海松江地区的河水温度情况,通过试验研究了不同冷却水流量对螺旋管性能的影响。实验结果表明:此闭式河水源热泵系统螺旋管换热器的换热量为10.76 kW,单位管长的换热量为27 W/m。实验方法得到的换热量与理论方法得到的换热量之间的误差为3.5%,说明设计螺旋管换热器的理论计算方法是可信的。

关 键 词:闭式河水源热泵;螺旋管换热器;换热量;河水温度

中图分类号:TQ051.5 文献标志码:A 文章编号:1005-2895(2018)04-0035-05

Design of Helical Coil Heat Exchanger in Closed-Loop River Source Heat Pump System

WU Shuang, FU Yunzhun, CAO Lijie

(School of Mechanical Engineering, Shanghai University of Engineering Science, Shanghai 201620, China)

Abstract: In order to design a helical coil heat exchanger (HCHE) which can be used in the closed-loop river source heat pump system (RSHP), the heat transfer area of the HCHE of the RSHP was calculated theoretically with the mathematics model and the empirical formula, and then the structure of the HCHE was designed. Meanwhile, according to the condition of the river temperature in Songjiang area of Shanghai, the influence of different cooling water flow on the performance of the spiral coil heat exchanger was studied. The experimental results showed that the heat transfer of HCHE of the RSHP is 10.76kW and the per meter heat transfer was 27W/m. The error between the heat transfer obtained by the experimental method and the heat transfer obtained by the theoretical method is 3.5%, which shows that the theoretical calculation method of HCHE is credible.

Keywords: closed-loop surface river source heat pump; helical coil heat exchanger; heat transfer; river temperature; helical tube performance

地表水源热泵空调系统作为目前空调系统中能效比(C_{COP} 值)较高的制冷、制热方式,具有稳定、高效、节能及环保等特点。国内外一些研究机构和学者对地表水源热泵系统进行了相关的实验和理论研究^[1-2],如Bu`yu`kalaca^[3]等对水源热泵在土耳其的应用做了实验研究;Baik等^[4]通过假设对海水源热泵性能做了仿真模拟;Schibuola等^[5]通过对应用地表水源热泵的建筑的性能分析,得到地表水源热泵有很大的优势;王勇等^[6]在长江重庆段进行了开式系统和闭式系统的对

比实验,得出闭式系统的制冷性能系数较开式系统的高,也指出了应用长江水作为低位冷热源需要注意的问题;郑红旗等^[7]建立了闭式U型地表水换热器的三维换热模型,模拟了夏季和冬季工况下,换热器在不同进口温度、不同湖水温度下的传热特性;刘飞等^[8]通过模拟分析直河道水源热泵空调系统冷却水热量对河水温度场的影响,得出系统冷却水与河水之间合理的流速比和流量比。目前国内对于闭式地表水源热泵系统螺旋管换热器的设计研究较少,起步晚^[9-10]。押淑

收稿日期:2018-03-20;修回日期:2018-05-30

第一作者简介:武双(1994),女,山西临汾人,硕士研究生,主要研究方向为水源热泵系统应用。通信作者:傅允准,(1978),男,浙江温州人,博士,副教授,主要研究方向为热泵技术与建筑节能。E-mail: Fuyunzhun@126.com

芳等^[11]对实际塑料螺旋管换热器模型进行了简化,并建立换热器设计与计算的数学模型,绘制出了适用于地表水源换热器设计的线算图。

换热器是热泵系统中重要的一部分,设计的优劣影响到整个系统的运行效果。课题组以上海工程技术大学实验室的实验平台为依托,对闭式河水源热泵系统(RSHP)工程中的螺旋管换热器进行理论设计计算,并通过实验的方式分析换热器的换热情况以及不同冷却水流量情况下换热器的特性。

1 河水源热泵实验系统项目概况

室内空调负荷设计参数为:实验室的面积为69.61 m²,实验室高度为4 m,夏季室内设计温度为26 ℃,最大相对湿度为60%;实验室南外墙、东外墙的面积分别为17.9 m²和14.1 m²;南外窗的面积为13.9 m²;东内墙、北内墙、西内墙的面积分别为16.3,24.5和31.8 m²;北内窗的面积为7.7 m²;实验室人员共14人,每人新风量17 m³/(人·h);实验室照明使用明装荧光灯,输入功率为11 W/m²;实验室设备的输入功率为5 W/m²。

2 河水源热泵空调系统选型设计

根据冷负荷系数法算出实验室的最大冷负荷为8.36 kW,根据日平均温差为基础的稳态计算法得到实验室的热负荷为6.71 kW。

选择河水源热泵机组时,考虑10%的富裕量之后得到的冷负荷为9.20 kW,所以选择了一台制冷量为10.0 kW的水-水式水源热泵机组,机组的制冷输入功率为2.0 kW,制热输入功率为2.8 kW。

通过计算,得到风机盘管的送风量为2 036.98 m³/h,回风量为1 798.98 m³/h,风机盘管所承担的冷量为6.11 kW;同样需要考虑10%的富裕量,最后选择了2台额定风量为1 020 m³/h,额定冷量为5.76 kW的风机盘管。

3 河水源螺旋管换热器设计

3.1 螺旋管换热器长度设计计算边界条件

螺旋管换热器所需承担的负荷在夏季为10.36 kW,在冬季为3.91 kW。盘管夏季进出水温度为36 ℃和40 ℃,河水温度为34 ℃;盘管冬季进出水温度为8 ℃和4 ℃,河水温度为10 ℃。盘管选用外径为0.020 m,内径为0.018 m的PE-RT管,管内走饱和水。

3.2 螺旋管换热器长度设计计算数学模型

螺旋管换热器内是冷却循环水,换热器外是河水,河水与冷却循环水之间进行热量交换。通过换热管管壁的热传导,管内紊流传热和管外自然对流传热3个

部分,在设计螺旋管换热器长度的时候,应该遵循最不利原则设计,这样可以保证整个系统的正常运行。以下是螺旋管换热器设计计算的数学模型^[12-13]。

3.2.1 夏季管长设计计算

1) 盘管的平均温度与河水温度的平均温差为:

$$\Delta T_m = T_p - T_s。$$

式中: T_p 为盘管平均温度, $T_p = (36 + 40)/2 = 38$ ℃; T_s 为河水平均温度,取34 ℃。

2) 传热系数计算

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} \frac{d_2}{d_1} + \frac{d_1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2}}$$

式中: K 为传热系数; α_1 为管内强迫对流换热系数; α_2 为管外自然对流换热系数; d_1 为螺旋管内径; d_2 为螺旋管外径; λ 为导热系数。

①管内换热系数计算

管内工质是水,盘管进出口温度为40 ℃和36 ℃,则定性温度为进出口平均温度38 ℃,定性尺寸盘管内径 $d_1 = 0.018$ m,38 ℃时饱和水的物性参数值:

动力黏度 $\mu_1 = 6.83 \times 10^{-4}$ kg/m·s;

密度 $\rho_1 = 992.9$ kg/m³;

普朗特数 $Pr_1 = 4.53$;

运动黏度 $\nu_1 = 0.688 \times 10^{-6}$ m²/s;

导热系数 $\lambda_1 = 0.6299$ W/(m·K)。

当平均水温为38 ℃,相应密度为992.9 kg/m³,管内水的流速取 $\omega = 2.2$ m/s时,则管内工质的雷诺数为:

$$Re = \frac{\omega d_1}{\nu_1} = 5.7558 \times 10^4。$$

管内流动为湍流,为管内受迫对流。对于流体螺旋流,我们采取经验公式:

努赛尔系数 $Nu_1 = 0.0397 Re^{0.784} Pr_1^{0.3} = 336.93$ 。

管内的换热系数为:

$$\alpha_1 = \frac{Nu_1 \lambda_1}{d_1} = 11791 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})。$$

②管外换热系数计算

管外河水是饱和水,因为河水体积大,流速小,工况的改变对于河水温度的改变基本没有,取34 ℃为定性温度,管外径为0.020 m为定性尺寸,根据资料查到34 ℃时饱和水的物性参数为:

动力黏度 $\mu_2 = 7.42 \times 10^{-4}$ kg/(m·s);

密度 $\rho_2 = 994.3$ kg/m³;

普朗特数 $Pr_2 = 4.98$;

运动黏度 $\nu_2 = 0.747 \times 10^{-6}$ m²/s;

导热系数 $\lambda_2 = 0.625 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$;
 体积膨胀系数 $\beta = 3.334 \times 10^{-4} \text{ K}^{-1}$ 。
 则格拉晓夫数 $Gr = \frac{g\beta\Delta t d_2^3}{\nu_2^2} = 93\ 685$;

瑞利数 $Ra = Gr \cdot Pr = 466\ 551$ 。

式中 Δt 为管壁温度和河水温度之间的温差。

对于在河水中的螺旋管换热器来说,由于河水体积大,流速低,因此管外液体中的传热为自然对流换热,水平圆管自然对流换热计算经验公式如下:

$$Nu_2 = 0.36 + \frac{0.518Ra^{\frac{1}{4}}}{[1 + (0.559/Pr_2)^{\frac{9}{16}}]^{\frac{4}{9}}} = 12.44;$$

$$\alpha_2 = \frac{\zeta Nu_2 \lambda_2}{d_2} = 1.02 \times 12.44 \times \frac{0.625}{0.02} = 397 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})。$$

式中 ζ 为弯管修正系数。

以圆管外侧为基准,其传热系数

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} \frac{d_2}{d_1} + \frac{d_1}{2\lambda_3} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{11\ 791 \times \frac{0.020}{0.018} + \frac{0.018}{2 \times 0.43} \times \ln \frac{0.020}{0.018} + \frac{1}{397}} = 208。$$

式中 λ_3 为螺旋管换热器的导热系数。

3) 螺旋管换热器换热面积与长度

$$\text{换热面积 } A = \frac{\delta Q}{\varepsilon K \Delta T_m} = \frac{1.2 \times 10\ 360}{0.7 \times 208 \times 4} = 21.34 \text{ m}^2。$$

式中: A 为换热器的换热面积, m^2 ; Q 为换热量, W ; ε 为由于水垢和热媒分布不均匀影响传热系数效率的系数,一般采用 $0.6 \sim 0.8$, 取 0.7 ; K 为传热系数, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$; δ 为热损失系数,一般采用 $1.1 \sim 1.2$, 取 1.2 。

$$\text{长度 } L = \frac{A}{\pi d_2} = \frac{21.34}{3.14 \times 0.020} = 340 \text{ m}。$$

3.2.2 冬季管长设计计算

冬季盘管所需承担的热负荷为 3.91 kW , 冬季管长设计参数为盘管冬季进出水温度为 $8 \text{ }^\circ\text{C}$ 和 $4 \text{ }^\circ\text{C}$, 河水温度为 $10 \text{ }^\circ\text{C}$ 。

管内计算的定性温度为 $6 \text{ }^\circ\text{C}$, 管外计算的定性温度为 $10 \text{ }^\circ\text{C}$, 最后求得, 冬季盘管的长度为 128 m 。

3.2.3 管长确定

根据最不利原则得出最后的管长为 340 m , 考虑 15% 的富裕量, 最后得到管长为 391 m 。

3.3 螺旋管换热器结构设计

螺旋管换热器的外径为 20 mm , 内径为 18 mm , 螺旋管缠绕的直径为 $1\ 000 \text{ mm}$, 缠绕后的高度为 $2\ 000 \text{ mm}$, 螺旋管换热器结构设计如图 1 所示。河水源热泵

系统采用 4 个外管径为 20 mm , 内管径为 18 mm 的螺旋管换热器, 每个螺旋管换热器的换热部分长度为 100 m , 共 400 m , 其材料为 PE-RT, 如图 2 所示。

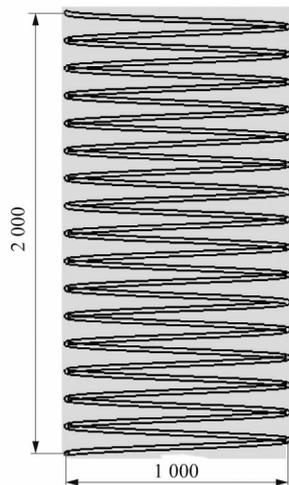


图 1 螺旋管换热器结构

Figure 1 Structure design of helical coil heat exchanger



图 2 螺旋管换热器

Figure 2 Helical coil heat exchanger

4 河水源热泵实验系统介绍

闭式河水源热泵系统实验原理图如图 3 所示。闭式河水源热泵系统由室内风机盘管、水源热泵主机和室外螺旋管换热器组成, 整个系统的运行可以分为 3 个循环, 即冷冻水循环、冷却水循环和制冷剂循环。

本实验系统数据采集对象主要包括河水源热泵机组水源侧螺旋管换热器进出口温度及水流量、负荷侧循环水进出口温度和水流量、河水的温度、热泵功率和耗能等。其中温度信号均采用热电阻传感器进行测量, 测量精度 $0.5 \text{ }^\circ\text{C}$, 采用安捷伦数据采集器采集。河水中的传感器放置在距离螺旋管 5 m 的地方, 用以测试河水真实的温度。流量信号采用涡轮流量计测量,

测量精度为 0.5%,地表水源热泵机组功率采用三相功率计测量,测量精度为 1.5 级。整个数据采集过程均由计算机自动完成,数据采集设定每 5 s 记录一次。

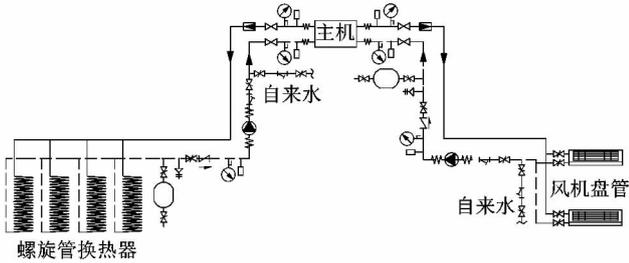


图 3 闭式河水源热泵系统原理图

Figure 3 RSHP comprehensive experimental system

5 河水源换热器实验结果分析

5.1 河水温度变化情况

河水温度的变化曲线如图 4 所示,从图中可以看出,在机组运行的时间里,河水温度最大为 34.1 °C,最小为 31.6 °C,平均河水温度为 32.9 °C。

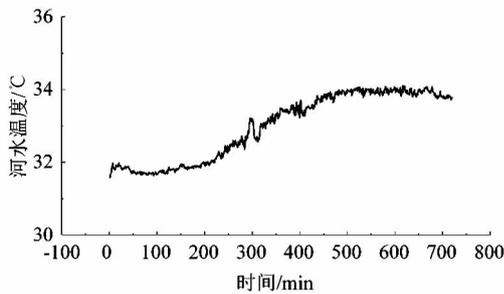


图 4 机组运行时的河水温度

Figure 4 Temperature of river in operation

5.2 不同水源测流量换热器换热量实验结果分析

当水源侧流量 2.1 m³/h,负荷侧流量 2.2 m³/h,实验测得冷却水进、出口温度和盘管换热量的变化曲线,如图 5~6 所示。

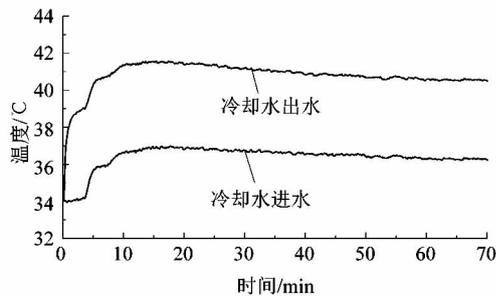


图 5 冷却水进出水温度随时间的变化

Figure 5 Changes of cooling water inlet and outlet temperature with time

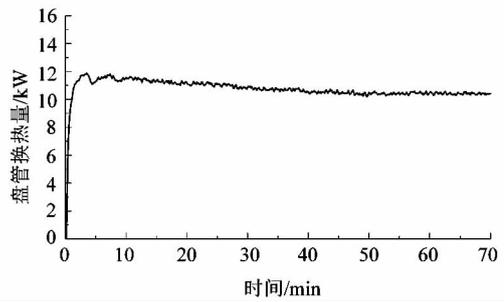


图 6 盘管换热量随时间的变化

Figure 6 Changes of coil heat transfer with time

从图 5~6 可以看出,冷却水进、出水温度和盘管换热量都是随着机组的启动迅速上升,之后趋于稳定。冷却水出水温度的平均值为 40.8 °C,冷却水进水温度的平均值为 36.4 °C;盘管换热量的平均值为 10.76 kW,单位管长的换热量为 27 W/m。

当水源侧流量 2.5 m³/h,负荷侧流量 2.2 m³/h 时,实验测得冷却水进、出口温度和盘管换热量的变化曲线如图 7~8 所示。

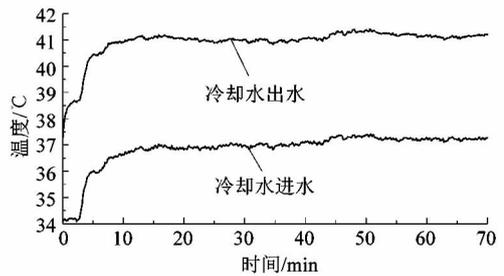


图 7 冷却水进出水温度随时间的变化

Figure 7 Changes of cooling water inlet and outlet temperature with time

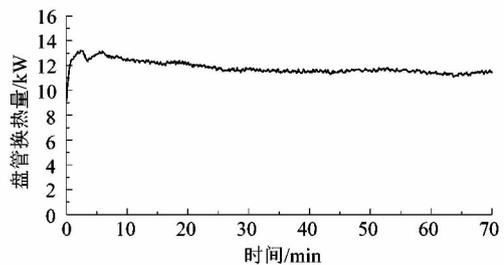


图 8 盘管换热量随时间的变化

Figure 8 Changes of coil heat transfer with time

从图 7~8 可以看出,冷却水进、出水温度和盘管换热量都是随着机组的启动迅速上升,之后趋于稳定。冷却水出水温度的平均值为 40.9 °C,冷却水进水温度的平均值为 36.9 °C;盘管换热量的平均值为 11.82 kW,单位管长换热量为 29.5 W/m。

比较不同冷却水流量时的盘管换热量情况和冷却水进、出口温度可以看出,当冷却水流量较大的时候,进、口水温度相差不大,而盘管换热量有所增加。冷却水流量为 $2.5 \text{ m}^3/\text{h}$ 时盘管换热量较冷却水流量为 $2.1 \text{ m}^3/\text{h}$ 时增加了 9%。螺旋管换热器冷却水流量在 $2.1 \text{ m}^3/\text{h}$ 时的换热量与理论螺旋管换热量之间相差 3.5%,可以看出,理论计算的结果是可信的。

6 结论

根据螺旋管换热器设计计算方法算出螺旋管长度,并通过对螺旋管换热器进行夏季性能实验,得出以下结论:

1) 利用螺旋管换热器设计计算得出的螺旋管长度进行实验,得出当冷却水流量为 $2.1 \text{ m}^3/\text{h}$ 时,螺旋管换热量为 10.76 kW ,单位管长的换热量为 27 W/m ;理论的盘管换热量和实验得到的盘管换热量之间的误差为 3.5%,由此可以看出,螺旋管换热器设计计算出的结果可信。

2) 通过实验可以得出,盘管换热量和冷却水进、出口温度都是随着机组的启动迅速上升,之后趋于稳定。当冷却水流量较大的时候,冷却水进、出口温度相差不大,所以盘管换热量有所增加。

参考文献:

- [1] KINDAICHI S, NISNHIA D, WEN Liwei, et al. Potential for using water reservoirs as heat sources in heat pump systems[J]. Applied thermal engineering, 2015, 76: 47 - 53.
- [2] 秦增虎,童明伟,项勇. 江水源热泵水质标准实验及传热特性分析[J]. 湖南大学学报(自然科学版), 2012, 39(3): 71 - 74.
- [3] BUYUKALACA O, EKINCI F, YILMAZ T. Experimental investigation of Seyhan River and dam lake as heat source-sink for a heat pump[J]. Energy, 2003, 28(2): 157 - 169.
- [4] BAIK Y J, KIM M S, CHANG K C, et al. Potential to enhance performance of sea water-source heat pump by series operation[J]. Renewable energy, 2014, 65: 236 - 244.
- [5] SCHIBUOLA L, SCARPA M. Experimental analysis of the performances of a surface water source heat pump[J]. Energy and buildings, 2016, 113: 182 - 188.
- [6] WANG Yong, WONG K K L, LIU Qinghua, et al. Improvement of energy efficiency for an open-loop surface water source heat pump system via optimal design of water-intake[J]. Energy and buildings, 2012, 51: 93 - 100.
- [7] 郑红旗,徐催,陈九法,等. 闭式 U 型地表水换热器传热数值模拟与实验研究[J]. 建筑热能通风空调, 2010, 29(2): 17 - 20.
- [8] 刘飞,吴国珊,庄光亮. 直河道水源热泵空调系统对河水温度场影响的模拟研究[J]. 流体机械, 2013, 41(9): 71 - 76.
- [9] 马最良,吕悦. 地源热泵系统设计与应用[M]. 北京:机械工业出版社, 2007: 141 - 192.
- [10] 蒋能照,刘道平. 水源·地源·水环热泵空调技术及应用[M]. 北京:机械工业出版社, 2007: 66 - 133.
- [11] 押淑芳,倪龙,马最良. 地表水源热泵塑料螺旋管换热器面积设计[J]. 建筑科学, 2011, 27(4): 84 - 88.
- [12] 杨世铭,陶文铨. 传热学[M]. 4 版. 北京:高等教育出版社, 2006: 241 - 252.
- [13] 律翠萍. 承压分离式太阳能热水系统储热水箱中螺旋盘管换热器的分析设计[J]. 太阳能, 2013(11): 19 - 20.
- [4] 吴峰,王刚,马晓迅. 正弦波温度边界下多孔介质方腔内非热平衡对流传热数值模拟[J]. 计算力学学报, 2013, 30(3): 381 - 386.
- [5] HAJI-SHEIKH A, 董化平, 刘定明. 多孔介质矩形通道内充分发展传热区的流体流动[J]. 国外核动力, 2007(29): 22 - 32.
- [6] 姜培学,李勤,司广树. 空气在多孔介质中对流换热的数值模拟[J]. 工程热物理学报, 2001, 22(5): 609 - 611.
- [7] 陆建峰,丁静,文玉良,等. 聚光太阳能吸热管的吸热传热特性[J]. 太阳能学报, 2010, 31(3): 328 - 332.
- [8] 徐志刚,徐国强. 适用于太阳能制冷设备的管壳式冷凝器[J]. 轻工机械, 2013, 31(6): 69 - 71.
- [9] 朱天宇,金月,舒悦,等. 槽式太阳能真空吸热管真空夹层热损特性研究[J]. 工程热物理学报, 2015, 36(12): 2711 - 2715.
- [10] 李培超,钟家伦,王克用,等. 壁面周向非均匀温度分布条件下圆管通道横截面内温度场的解析解[C]. 中国工程热物理学会 2016 年传热传质学学术会议论文集. 北京:中国工程热物理学会, 2016.
- [11] 钟家伦,李培超,王克用. 非均匀温度边界条件下圆环通道横截面内温度场的解析解[J]. 上海工程技术大学学报, 2017, 31(3): 193 - 197.
- [12] 许昌,刘德有,郑源,等. 塔式太阳能发电多孔介质吸热器动态模型[J]. 中国电机工程学报, 2010, 30(29): 122 - 127.
- [13] ZHENG Z J, LI M J, HE Y L. Thermal analysis of solar central receiver tube with porous inserts and non-uniform heat flux [J]. Applied energy, 2017, 185: 1152 - 1161.
- [14] DUKHAN N. Developing nonthermal-equilibrium convection in porous media with negligible fluid conduction[J]. Journal of heat transfer, 2009, 131(1): 73 - 92.

(上接第 34 页)