

# 冷水相变换热器水温变化时的结冰特性

刘长清<sup>1</sup>,吴荣华<sup>1</sup>,于灏<sup>2</sup>,杨玉娟<sup>1</sup>

(1. 青岛大学 机电工程学院,山东 青岛 266000;2. 青岛科创蓝新能源股份有限公司,山东 青岛 266000)

**摘要:**冷水相变能热泵系统中相变换热器两侧水温变化时的结冰特性是换热器结构及系统设计的重要依据。为明确不同水温属于何种结冰工况,本文给出了冷水相变换热器的物理模型,并建立了其传热的数学模型,模拟了中介及冷水侧进水温度变化时的传热过程,依次分析了水温变化对换热量、冰层厚度及除冰能耗的影响,并给出了结冰工况的水温分区图。结果表明:在结冰工况水温分区图中,主动与被动结冰工况的分界线大致为斜率等于0.2的直线;被动与零结冰工况的分界线大致为斜率等于0.4的直线。待冰层生长稳定后,对于主动结冰工况,换热量较无冰层时降低8.07%~11.81%,相变换热器需采用除冰装置定期除冰;对于被动结冰工况,换热量较无冰层时降低0.56%~4.08%,无需进行除冰,但换热管间需预留12 mm的距离以防冰堵。

**关键词:**冷水;热泵;结冰;换热器

**中图分类号:**TU831.3      **文献标识码:**A      **DOI:**10.16146/j.cnki.rndlgc.2023.06.012

[引用本文格式]刘长清,吴荣华,于灏,等.冷水相变换热器水温变化时的结冰特性[J].热能动力工程,2023,38(6):107-115.  
LIU Chang-qing, WU Rong-hua, YU Hao, et al. Icing characteristics of cold water phase change heat exchanger upon water temperature change[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2023, 38(6): 107-115.

## Icing Characteristics of Cold Water Phase Change Heat Exchanger upon Water Temperature Change

LIU Chang-qing<sup>1</sup>, WU Rong-hua<sup>1</sup>, YU Hao<sup>2</sup>, YANG Yu-juan<sup>1</sup>

(1. School of Mechanical and Electrical Engineering, Qingdao University, Qingdao, China, Post Code: 266000;

2. Qingdao KCL New Energy Co., Ltd., Qingdao, China, Post Code: 266000)

**Abstract:** Icing characteristics on both sides of phase change heat exchanger in cold water phase change energy heat pump system upon water temperature change are the important basis of heat exchanger structure and system design. To specify the specific icing working condition of different water temperatures, the physical model of cold water phase change heat exchanger was given to establish its mathematical model of heat transfer, the heat transfer process during change of water inlet temperature on the intermediary side and cold water side was simulated to successively analyze the impact of water temperature change on heat exchange amount, ice layer thickness and deicing energy consumption, and the water temperature partition map of icing working condition was offered. The results indicate that in the partition map of water temperature, the boundary between active and passive icing conditions is roughly a straight line with a slope of 0.2; the boundary between passive and zero icing conditions is roughly a straight line with a slope of 0.4. After steady growth of ice layer, for the active icing working condition, heat exchange amount decreases by 8.07% to 11.81% in comparison of ice-free layer, and the phase change heat ex-

收稿日期:2022-07-14; 修订日期:2022-08-22

基金项目:青岛市民生科技计划项目“低品位能源供热供冷技术及应用示范”(19-6-1-79-NSH)

**Fund-supported Project:**Qingdao Minsheng Science and Technology Plan Project "Low Grade Energy Heating and Cooling Technology and Application Demonstration" (19-6-1-79-NSH)

作者简介:刘长清(1997-),男,青岛大学硕士研究生。

通讯作者:吴荣华(1976-),男,青岛大学教授。

changer shall conduct regular deicing with deicing device; for the passive icing working condition, heat exchange amount decreases by 0.56% to 4.08% in comparison of ice-free layer, and it isn't necessary to conduct deicing, but 12 mm spacing shall be reserved between heat exchange tubes to prevent ice block.

**Key words:** cold water, heat pump, icing, heat exchanger

## 引言

采用热泵技术提取低位清洁能源中的热能为建筑物供热供冷,具有极高的环保价值和经济效益。其中,冷水相变能热泵系统是将冷水结冰过程释放的低位显热和潜热作为热源的系统<sup>[1]</sup>。根据系统内冷水相变换热器两侧水温变化对其传热性能的影响,可将换热器内两侧的水温工况归类为主动、被动或零结冰工况。主动结冰工况为在传热过程中,提取的热量大部分为冷水结冰释放的潜热,换热管壁上有大量冰层产生,对换热量产生较大影响,需定期启用除冰装置进行刮冰除冰,以实现连续的高效取热。被动结冰工况为在传热过程中,冷水的显热量足够,但由于水温较低,换热管壁上有部分冰层产生,仅对换热量产生小幅影响,无需对冰层进行处理。零结冰工况即为在传热过程中,换热管上无冰层生成,取热量全部为冷水的显热。明确水温变化时所属的结冰工况,对换热器的结构及热泵系统的运行工况设计具有显著意义。

目前,针对水源热泵系统的研究大多集中在其性能<sup>[2-6]</sup>、相关参数<sup>[7]</sup>及控制策略<sup>[8-9]</sup>的优化问题上。对于冷水相变能热泵系统的研究,主要为系统性能<sup>[10-14]</sup>及经济性的分析。此外,程艳芳等人<sup>[15]</sup>提出一种将冷水相变能与空气源耦合的热泵系统,并针对耦合系统的最佳运行工况点进行了研究。现有研究均未涉及水温变化时换热器的结冰特性,难以指导结冰工况下换热器结构及热泵系统运行工况的设计。

本文通过建立冷水相变换热器相变传热过程的数学模型,模拟了中介及冷水侧进水温度变化时的传热过程,依次分析了水温变化对换热量、冰层厚度及除冰能耗的影响,结合换热量及除冰能耗给出了不同结冰工况的水温分区图。

## 1 物理模型

冷水相变换热器是为了实现换热器连续高效取

热,并基于传统的管壳式换热器做出改进的新一代取热设备,其主要由换热管排和管外侧的除冰装置组成,结构如图1所示。换热管排之间组成冷水流道,冷水从底部流入,与换热管内流动的冰点在0℃以下的冷媒水进行叉流换热。冷媒水常采用浓度为30%的丙三醇水溶液。随着传热进行,冷水在管壁上结冰,释放相变潜热并将热量传递给管内的冷媒水。当冰层达到一定厚度时,电机通过主轴带动刮刀将管壁上的冰层刮出流道并排出,从而完成一次取热循环。

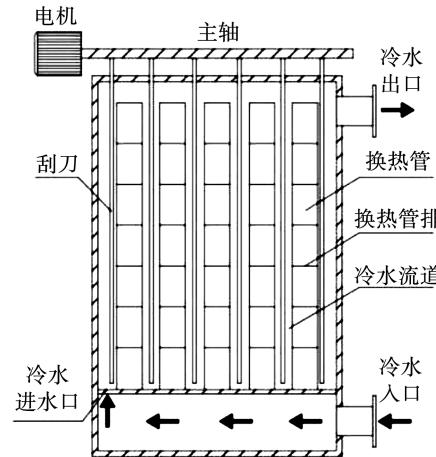


图1 冷水相变换热器结构图

Fig. 1 Structure diagram of cold water phase change heat exchanger

冷水相变换热器中的换热管为矩形管,为方便刮刀除冰,多根矩形管在竖直方向上贴壁排列。换热管排众多,模型较复杂,且实验结果显示,多个换热管排上的结冰情况相似,无明显差别。为简化计算,现选取多组换热管排中的一组进行物理建模。单根换热矩形管的相关结构参数如图2所示。

## 2 理论方程

采用焓-孔隙率方法描述冷水侧的结冰过程。在该方法中,不显示相变界面,而是采用液相分数这一物理量来表达,在每次的迭代计算中,根据焓守恒得出液相分数。当液相分数为零时,该区流体速度

降为零,即代表完全结冰凝固。

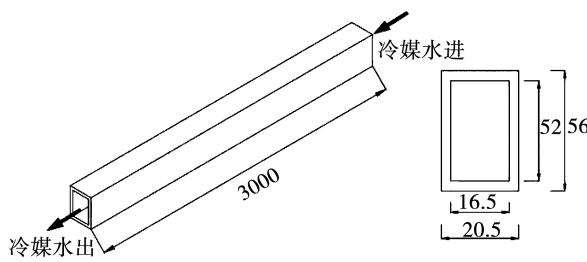


图2 换热矩形管的相关结构参数( mm )

Fig. 2 Relevant structural parameters of rectangular heat exchange tube ( mm )

## 2.1 能量方程

为简化计算,对能量方程作出如下假设:

- (1) 忽略因组分扩散引起的能量传递;
- (2) 忽略因粘性耗散引起的能量传递;
- (3) 流体在传热过程中的热容均为定值。

则凝固模型的能量方程为:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho q) + \nabla \cdot (\rho \vec{v} q) = \nabla \cdot (k \nabla T) + S \quad (1)$$

式中:  $q$ —总放热量, kJ/kg;  $\rho$ —密度, kg/m<sup>3</sup>;  $t$ —时间, s;  $\vec{v}$ —速度, m/s;  $k$ —导热系数, W/(m·K);  $T$ —温度, K;  $S$ —其他源项, W/m<sup>3</sup>。

式(1)中的  $q$  可由下式计算:

$$q = h_s + h_l \quad (2)$$

式中:  $h_s$ —显热, kJ/kg;  $h_l$ —潜热, kJ/kg。其中  $h_s$  还可表示为参考值加变量形式:

$$h_s = h_{ref} + \Delta h \quad (3)$$

$$\Delta h = \int_{T_{ref}}^T c_p dT \quad (4)$$

式中:  $h_{ref}$ —参考温度下对应的焓值, kJ/kg;  $\Delta h$ —焓值变量, kJ/kg;  $T_{ref}$ —参考温度, K;  $c_p$ —比定压热容, kJ/(kg·K)。

式(2)中  $h_l$  可具体表示为:

$$h_l = \beta r \quad (5)$$

式中:  $\beta$ —液相体积分数, %;  $r$ —完全凝固的相变潜热, kJ/kg。

结合式(2)~式(5)可得:

$$q = h_{ref} + \Delta h + \beta r \quad (6)$$

## 2.2 动量方程

$$\frac{\partial(\rho \vec{v})}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v}) = -\nabla p + \mu \nabla^2 \vec{v} + F \quad (7)$$

$$F = \rho g - S_p \quad (8)$$

式中:  $p$ —压力, Pa;  $\mu$ —动力粘度, Pa·s;  $F$ —动量源项, N/m<sup>3</sup>;  $g$ —重力加速度, m/s<sup>2</sup>;  $S_p$ —衰减动量, N/m<sup>3</sup>。

焓-孔隙率方法是将流体域中部分凝固区域设为多孔介质处理,当计算单元完全凝固时,孔隙率和流动速度均为零。在凝固区由于孔隙率降低而引起的动量衰减可表示为:

$$S_p = \frac{(1 - \beta)^2}{(\beta^3 + \varepsilon)} A_{mush} \vec{v} \quad (9)$$

式中:  $\varepsilon$ —防止发散的极小值, 0.001;  $A_{mush}$ —凝固区常数;  $\vec{v}$ —速度矢量, m/s;。

将式(8)与(9)代入(7)中即可得到完整的描述结冰过程的动量方程。

## 2.3 质量方程

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v}) = S_m \quad (10)$$

式中:  $S_m$ —源项表示单位体积和单位时间加入到连续相中的质量, kg/m<sup>3</sup>·s。

## 3 数学模型验证

利用冷水相变能热泵系统实验台对数学模型进行验证。试验结构如图3所示,主要由水源热泵机组、融冰换热器、冷水相变换热器及水泵输送系统组成。

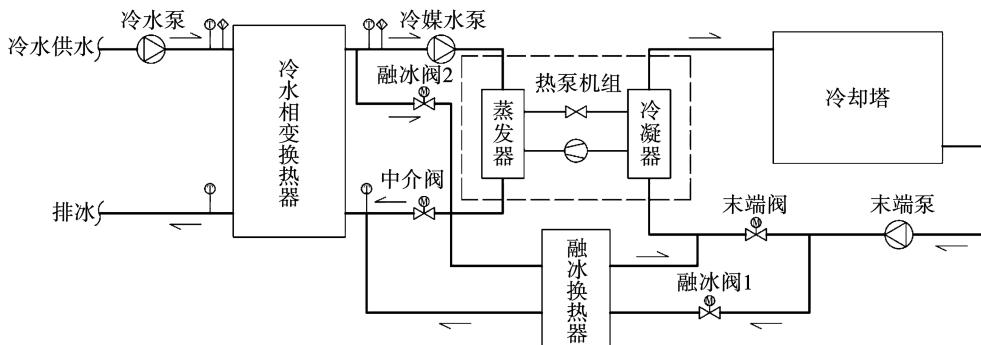


图3 冷水相变能热泵系统试验台

Fig. 3 Test bench of cold water phase change energy heat pump system

表 1 列出了该实验台主要设备的相关参数。相变换热器与水源热泵间循环的冷媒水采用 30% 的丙三醇水溶液。

通过冷水相变换热器单列管排的换热量对数学模型进行验证分析, 可表示为:

$$Q = cm_e(t_2 - t_1) \quad (11)$$

$$m_e = \frac{l_e}{n} \rho_e \quad (12)$$

式中:  $Q$ —相变换热器单列换热管排的换热量, kW;  $c$ —冷媒水的比热容,  $\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{°C})$ ;  $t_1$ —冷媒水进口温度, °C;  $t_2$ —冷媒水出口温度, °C;  $m_e$ —单列管排中冷媒水的质量流量,  $\text{kg}/\text{s}$ ;  $l_e$ —冷媒水的体积流量,  $\text{m}^3/\text{s}$ ;  $n$ —冷水相变换热器中的管排数;  $\rho_e$ —冷媒水的密度,  $\text{kg}/\text{m}^3$ 。

表 2 列出了所有测量仪器的型号、精度及测点

位置, 所有数据由 PLC 数据采集仪自动采集, 每隔 1 min 自动采集一次。

表 1 相变能热泵系统实验台设备参数表

Tab. 1 Parameter table of experimental equipment of phase change energy heat pump system

设备名称	相关参数
水源热泵机组	额定制热量 326 kW, 额定制热功率 87 kW, 源侧额定流量 68 $\text{m}^3/\text{h}$ , 末端额定流量 83 $\text{m}^3/\text{h}$ , 源侧额定进出水温 -1 °C / -4 °C, 末端额定进出水温 45 °C / 50 °C。
冷水相变机	换热量 300 kW, 一次侧额定进出水温 2 °C / 0 °C, 二次侧额定进出水温 -5 °C / -1 °C。
冷媒水循环泵	额定功率 7.5 kW, 流量 107 $\text{m}^3/\text{h}$ , 扬程 12 m。
冷水循环泵	额定功率 4 kW, 流量 96 $\text{m}^3/\text{h}$ , 扬程 10 m。
冷却塔	处理水量 100 $\text{m}^3/\text{h}$ , 额定进出水温, 50 °C / 45 °C。

表 2 测量仪器相关参数及测点位置

Tab. 2 Relevant parameters and measuring point positions of measuring instrument

仪器类型	型号	精度	测点位置	数量
数显温度计	SANE—DTM—402	测量精度: ± 0.2%	冷媒水进出水管	4
	SANE—DTM—402	显示精度: 0.1 °C	冷水进出管	4
超声波流量计	Meacon—MIK—2000H 便携式	测量精度: ± 0.3%	冷媒水进水管	1
	Meacon—MIK—2000H 便携式	测量精度: ± 0.3%	冷水进水管	1

表 3 列出了实验工况的各项参数值, 在各工况下连续进行了 40 min 的取热实验。每 1 min 对相变换热器的冷媒水进出口流量及温度进行一次数据采集, 并将实验结果代入式(11)~式(12)进行换热量计算, 结果如图 4 所示。

表 3 实验工况各项参数

Tab. 3 Parameters under experimental conditions

参数	工况 a	工况 b
冷媒水进口温度/°C	-5	-6.5
冷媒水流速/ $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	0.5	0.5
冷水进口温度/°C	2	0.5
冷水流速/ $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	0.1	0.1

实验结果的准确性受实验过程中很多不确定性因素的影响, 通过直接测量的温度及流量参数的不确定性已在表 2 中给出, 换热量这一间接参数的不确定性则通过误差传递理论<sup>[16]</sup>得出:

$$U_R = \frac{1}{R} \left[ \sum_{i=1}^n \left( \frac{\partial R}{\partial x_i} \partial(x_i) \right)^2 \right]^{1/2} \quad (13)$$

式中:  $R$ —间接参数;  $U_R$ —间接参数的相对误差;  $x_i$ —与间接参数相关的直接测量参数;  $\partial(x_i)$ —直接测量参数的标准差。

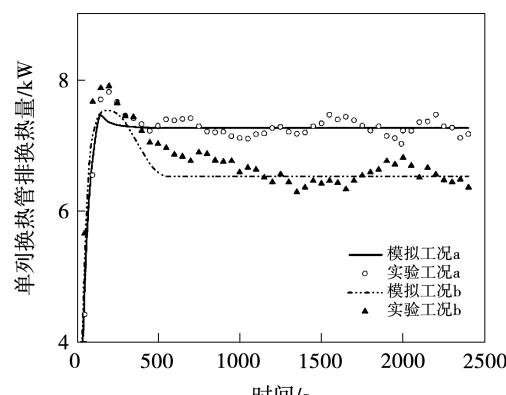


图 4 模拟数据与实验数据对比

Fig. 4 Comparison between simulated and experimental data

据式(13)计算,单列管排换热量这一间接参数的最大相对不确定度为 $\pm 3.8\%$ 。

在建立的数学模型及物理模型中输入与实验工况相同的参数,并将输出结果与实验数据进行对比,如图4所示。分析可知,模拟与实验得出的换热量的最大相对误差为8.2%,平均相对误差为6.4%,模拟误差在允许范围内,该模型可较好地表示冷水相变换热器的相变传热过程。

#### 4 模拟结果与分析

表4列出了各模拟工况的详细参数,其中,冷媒水的进口流速均为0.5 m/s,冷水的进口流速均为0.1 m/s。本文将依次分析冷水相变换热器内两侧水温变化对换热量、冰层厚度及除冰能耗的影响,进一步得出不同结冰工况的水温分区图,从而确定不同结冰工况各自的水温范围。

表4 模拟工况参数

Tab. 4 Parameters under simulated conditions

工况	冷水进口温度/℃	冷媒水进口温度/℃
1	2	-4
2	2	-5
3	2	-6
4	1	-5
5	1	-6
6	1	-7
7	1.5	-4.5
8	1.5	-5.5
9	1.5	-6.5
10	0.5	-5.5
11	0.5	-6.5
12	0.5	-7.5

#### 4.1 换热量变化分析

因模拟过程中的冷媒水热容和流量均为定值,则根据热容方程,冷媒水的进出口温差即表示换热器换热量的大小,图5为各工况在10 min内冷媒水出口温度的变化曲线。

由图5可知,在冷水进口温度为2℃时,即工况1~工况3,冷媒水出口温度随着时间的增加逐渐增大,在达到最大值后便不再变化,说明在工况1~工况3的条件下,换热管排上无冰层产生,冷媒水提取

的热量全为冷水的显热。此外,对于工况1~工况3,待冷媒水出口温度稳定后的冷媒水侧进出口温差依次为3.59,4.19,4.79℃,则随着冷媒水进口温度的降低,冷媒水侧进、出口温差增大,即换热量增大,冷媒水进口温度每降低1℃,冷媒水侧进、出口温差平均增加0.6℃。

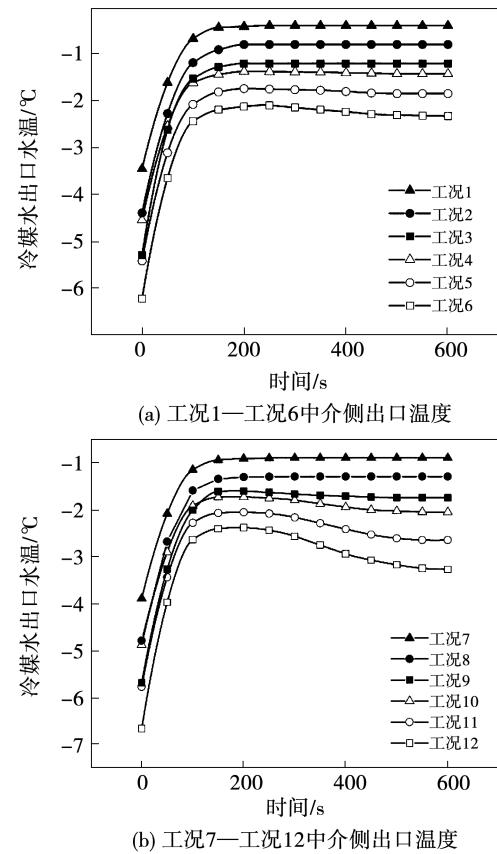


图5 工况1~12中介侧冷媒水出口温度变化

Fig. 5 Refrigerant temperature change at outlet of intermediary side under working conditions 1 to 12

在冷水进口温度为1℃时,冷媒水进口温度为-5~7℃时,冷媒水出口温度在达到最大值后开始有下降趋势,即表示传热过程中产生的冰层开始对换热产生影响。由图5可知,随着冷媒水进口温度的降低,冷媒水出口温度达到最大值后的下降幅度逐渐增大,即所结冰层对传热的影响程度逐渐增大。随着冷媒水进口温度的降低,工况4~工况6的冷媒水出口温度达到最大值时的冷媒水侧进、出口温差依次为3.62,4.25,4.90℃,对比工况1~工况3可知,工况4~工况6的最大瞬时传热量增加,增加的部分即为冷水释放的相变潜热。对于工况4~工

况 6, 待冷媒水出口温度稳定后的冷媒水侧进、出口温差依次为  $3.57, 4.14, 4.67$  ℃, 对比工况 1 至 3 可知, 较无冰层产生时, 换热量下降的幅度依次为 0.56%, 1.19%, 2.51%。对于工况 4 ~ 工况 6, 冰层虽会对换热产生影响, 但该影响较小。

由图 5 分析可知, 对于工况 7 与工况 8, 冷媒水出口温度达最大值后便不再变化, 稳定后的冷媒水侧进出口温差分别为  $3.59$  和  $4.19$  ℃, 与工况 1 和工况 2 相同, 说明此工况下换热器内无冰层产生, 提取热量全部为冷水显热。对于工况 9, 冷媒水出口温度达最大值后开始下降, 冰层开始对换热产生影响, 待冷媒水出口温度稳定后, 冷媒水侧进、出口温差为  $4.75$  ℃, 较无冰层产生时换热量下降了 0.8%。对于工况 10 ~ 工况 12, 冷媒水出口温度在达到最大值后的下降幅度较大。待冷媒水出口温度稳定后, 工况 10 ~ 工况 12 的冷媒水侧进、出口温差依次为  $3.54, 3.84, 4.32$  ℃, 较无冰层产生时, 换热量依次下降 4.08%, 8.07%, 11.81%。则可知, 在冷媒水进口温度为  $0.5$  ℃, 冷水进口温度低于  $-6.5$  ℃时, 冰层增加导致的热阻增加对换热量的影响显著。当冷水进口温度为  $-7.5$  ℃时, 换热量下降率达 11.81%。

图 6 为单根换热管在  $600$  s 内的总换热量及潜热与显热的占比分析。分析可知, 在冷水进口温度一定时, 随着冷媒水进口温度的降低, 总换热量增大。在冷水与冷媒水的进口温差一定时, 随着温度的降低,  $600$  s 内的总换热量增大, 其中显热换热量的占比逐渐降低, 潜热换热量的占比逐渐增大。在冷水进口温度为  $2$  ℃时, 即工况 1 ~ 工况 3, 冷媒水进口温度每降低  $1$  ℃, 换热量平均提高  $0.09$  kW · h。在冷水进口温度为  $0.5$  ℃时, 即工况 10 ~ 工况 12, 冷媒水进口温度每降低  $1$  ℃, 换热量平均提高  $0.12$  kW · h。可见, 当提取冷水潜热时, 降低冷媒水进口温度较提取显热时更能有效提高总换热量。在冷媒水进口温度一定, 提取热量全为显热时, 冷水进口温度每降低  $1$  ℃, 总换热量平均降低  $0.09$  kW · h。在冷媒水进口温度一定, 提取热量既有显热又有潜热时, 冷水进口温度每降低  $1$  ℃, 总换热量平均降低  $0.03$  kW · h。可见当提取冷水潜热时, 冷水的温度变化对总换热量的影响不大。

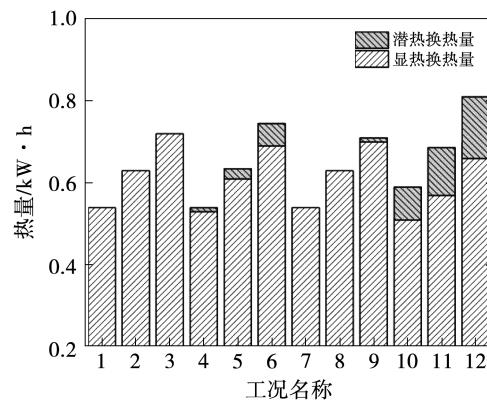


图 6 单根换热管换热量

Fig. 6 Heat exchange amount of single heat exchange tube

#### 4.2 结冰厚度变化分析

对于被动结冰工况, 无需对换热管排上的冰层进行处理, 则换热管间距应预留出被动结冰工况范围内的最大冰厚, 防止因结冰造成冰堵阻碍换热管外侧的冷水流动, 对换热产生不利影响。对于主动结冰工况, 需采用冷水相变换热器内的刮削除冰装置定期对管排外侧的冰层进行刮削处理。因此, 需明确各结冰工况下, 换热管排上的冰层厚度变化规律。图 7 为各结冰工况  $600$  s 内管排上的冰层厚度变化图。

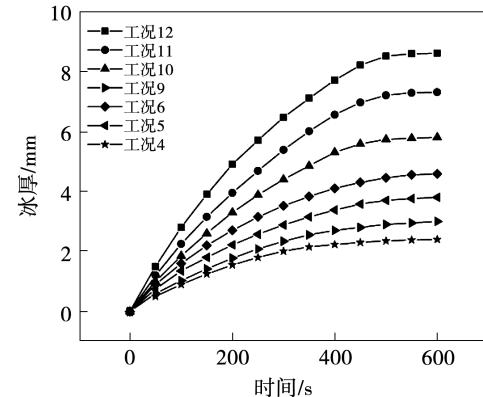


图 7 各结冰工况冰层厚度变化

Fig. 7 Ice layer thickness change under each icing condition

分析可知, 各结冰工况冰厚在增加过程中均呈现增速降低的趋势。这是因为随着冰层厚度增加, 冷媒水与冷水间的传热热阻逐渐增大, 造成相同时隔内换热量减少, 即结冰量减少, 从而导致冰层厚度增加速率降低。冷水进水温度为  $0.5$  ℃时, 即工况 10 ~ 工况 12, 随着冷媒水进口温度降低, 管排

上所结冰层最大厚度依次为 5.8, 7.3, 8.6 mm。则可知, 冷水进口温度为 0.5 °C 时, 冷媒水进口温度每降低 1 °C, 管排上所结冰层最大厚度平均增加 1.4 mm。当冷水进口温度为 1 °C 时, 即工况 4 ~ 工况 6, 随着冷媒水进口温度的降低, 管排上所结冰层最大厚度依次为 2.4, 3.8, 4.6 mm。则可知, 冷水进口温度为 1 °C 时, 冷媒水进口温度每降低 1 °C, 管排上所结冰层最大厚度平均增加 1.1 mm。对于工况 9, 其最大冰厚大于工况 4 为 3 mm。

#### 4.3 除冰能耗及结冰工况分区

综合考虑除冰能耗和冰层对换热量的影响程度来明确主动与被动结冰工况的分界点。除冰能耗包括融冰热能耗和刮冰装置的机械能耗。其中, 融冰热能耗为融化管壁与冰层接触的部分冰层以便刮刀可将冰层提起所需的耗热量, 机械能耗为刮刀除冰时所做的机械功。除冰能耗与冷水进口温度及冰层厚度相关, 采用文献[17]中的实验数据对除冰能耗计算式进行拟合:

$$\begin{aligned} P = & 254 - 323.3 t_1 - 46.2w + 92.3 t_1^2 + \\ & 34.5 t_1 \cdot w + 2.2 w^2 \end{aligned} \quad (14)$$

式中:  $P$ —除冰能耗, kW;  $t_1$ —冷水侧进口温度, °C;  $w$ —冰层厚度, mm。

依据上式, 计算各结冰工况的除冰能耗, 并将其与因冰层热阻降低的换热量绘制在同一曲线图中, 结果如图 8 所示。

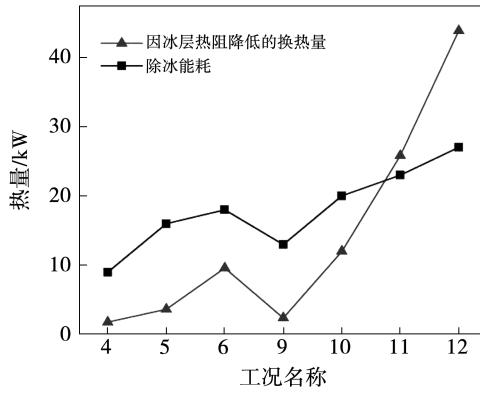


图 8 各结冰工况减少的换热量与除冰能耗

Fig. 8 Reduced heat transfer amount and deicing energy consumption under each icing condition

由图 8 分析可知, 两曲线在工况 10 ~ 工况 11 间存在交点, 在工况 4 ~ 工况 10 的条件下, 除冰所

需能耗大于因冰层热阻降低的换热量, 此时除冰所需能耗大于除冰后在热量上的收益, 因此无需对冰层进行处理。在工况 11 ~ 工况 12 的条件下, 除冰所需能耗小于因冰层热阻降低的换热量, 热量收益大于除冰能耗, 则此时需对冰层进行处理。综上, 可将工况 10 对应的工况温度点作为主动与被动结冰工况的分界点, 即当冷水进口温度为 0.5 °C, 冷媒水进口温度低于 -5.5 °C 时, 为主动结冰工况。按照此方法, 对冷媒水进口温度分别为 -8, -7.5, -7, -6.5, -6, -5 和 -4.5 °C, 冷水进口温度为 0 ~ 1.5 °C 的工况进行了模拟分析, 得到不同冷媒水进口温度对应的工况分界点, 结果如图 9 所示。

对于被动与零结冰工况的分界点, 由图 5 可知, 分别在工况 4 和工况 9 时, 开始有冰层产生。现将工况 4 和工况 9 对应的水温作为被动和零结冰工况的分界点, 即当冷水进口温度为 1 °C 且冷媒水进口温度高于 -5 °C、冷水进口温度为 1.5 °C 且冷媒水进口温度高于 -6.5 °C 时, 换热器内无冰层产生, 作为零结冰工况。此外, 对冷媒水进口温度分别为 -8, -7.5, -7, -6, -5.5, -4.5 和 -4 °C, 冷水进口温度为 0.5 ~ 2 °C 范围内的工况进行了模拟, 得出在不同冷媒水进口温度时, 换热管排上开始有冰层产生的工况点, 结果如图 9 所示。图 9 中工况分界线上的点均属于被动结冰工况。

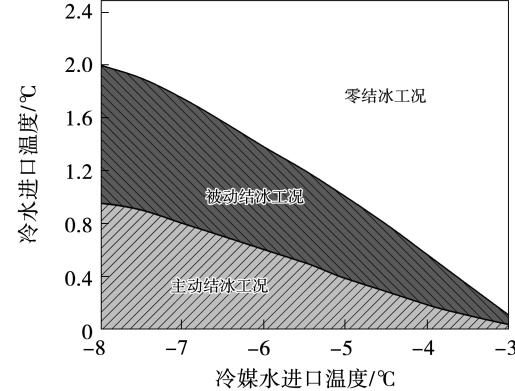


图 9 主动、被动与零结冰工况的水温分区

Fig. 9 Water temperature partition map under active, passive and zero icing conditions

在设计水源热泵系统时, 可根据水源侧的取水温度和冷媒水进口温度确定热泵系统中水源侧换热器的结构形式。如水温工况位于主动结冰工况的范

围内，则需采用冷水相变换热器提取冷水的热量，且在运行期间除冰装置需定时开启进行刮冰除冰。当设计水温工况位于被动结冰工况范围内，水源侧换热器无需采用除冰装置，但换热器内换热管间需预留出最大冰层厚度，即 12 mm 的间距，防止造成冰堵。当设计水温工况位于零结冰工况范围内时，采用常规水—水换热器即可，无需考虑换热管上的结冰问题。

## 5 结 论

通过给出冷水相变换热器的物理模型，建立冷水相变传热的数学模型，模拟了冷媒水及冷水进口温度变化时单列换热管排的传热过程，依次分析了换热器中管内、外两侧水温变化对换热量、冰层厚度及除冰能耗的影响，并给出了结冰工况的水温分区图。得到结论如下：

(1) 对于主动与被动、被动与零结冰工况的水温分界点，其中的冷媒水进口温度与冷水侧进口温度呈负线性相关。当冷水进口温度为 0.5 °C，冷媒水进口温度为 -5.5 °C 时，为主动与被动结冰工况的分界点；当冷水进口温度为 0.9 °C，冷媒水进口温度为 -7.5 °C 时，为主动与被动结冰工况分界点；当冷水进口温度为 1 °C，冷媒水进口温度为 -5 °C 时，为被动与零结冰工况的分界点；当冷水进口温度为 1.5 °C，冷媒水进口温度为 -6.5 °C 时，为被动与零结冰工况的分界点。

(2) 待换热管排上的冰层生长稳定后，随着冷媒水和冷水进口温度变化，对于主动结冰工况，其换热量较无冰层时下降 8.07% ~ 11.81%；对于被动结冰工况，其换热量较无冰层时下降 0.56% ~ 4.08%。

(3) 对于主动结冰工况，随着冷媒水和冷水进口温度变化，换热管排上所结冰层最大厚度在 7.3 ~ 8.6 mm 范围内变化，此工况需启用除冰装置定期除冰；对于被动结冰工况，换热管排上所结冰层最大厚度在 0.1 ~ 5.8 mm 范围内变化，无需启用除冰装置，但换热管间需预留 12 mm 的间距，防止冰堵造成冷水流动不畅影响换热；对于零结冰工况，无冰层产生，采用常规水—水换热器即可。

## 参 考 文 献：

- [1] 吴荣华,赵宗辉,徐龙,等.一种冷水相变能取热装置及其系统[P].中国:CN108036549A,2018-05-15.  
WU Rong-hua,ZHAO Zong-hui,XU long,et al. A cold water phase change energy heat extraction device and its system [P] China: CN108036549A,2018-05-15.
- [2] 武双,傅允准,曹丽杰.闭式河水源热泵系统制冷运行性能试验研究[J].流体机械,2018,46(10):63-67,28.  
WU Shuang,FU Yun-zhun,CAO Li-jie Experimental study on refrigeration performance of closed river water source heat pump system[J] Fluid Machinery,2018,46(10):63-67,28.
- [3] 张颖,袁嘉琦,刚文杰.多源不确定性对地表水源热泵系统性能的影响[J].暖通空调,2022,52(5):138-143.  
ZHANG Ying,YUAN Jia-qi,GANG Wen-jie. Effect of multi-source uncertainty on performance of surface water source heat pump system[J]. Heating Ventilating & Air Conditioning,2022,52(5):138-143.
- [4] 钱一栋.蓄能型地表水源热泵系统性能分析及运行策略优化研究[D].杭州:浙江大学,2020.  
QIAN Yi-dong. Performance analysis and operation strategy optimization of energy storage surface water source heat pump system [D]. Hangzhou:Zhejiang University,2020.
- [5] 孙源渊.寒冷地区湖水源热泵系统研究及应用[D].青岛:青岛大学,2016.  
SUN Yuan-yuan. Research and application of lake water source heat pump system in cold area [D]. Qingdao:Qingdao University,2016.
- [6] REINERS T,GROSS M,AITIERI L,et al. Heat pump efficiency in fifth generation ultra-low temperature district heating networks using a wastewater heat source[J]. Energy,2021,236:121318.1-121318.11.
- [7] 王维,吴亮红,刘振族,等.基于邻域自适应粒子群优化算法的地表水源热泵机组优化调度[J].系统科学与数学,2021,41(6):1520-1532.  
WANG Wei,WU Liang-hong,LIU Zhen-zu,et al. Optimal scheduling of surface water source heat pump units based on neighborhood adaptive particle swarm optimization algorithm [J]. Systems Science and Mathematics,2021,41(6):1520-1532.
- [8] 徐成良,雷艳杰,张军,等.某地下水水源热泵系统运行策略优化研究[J].制冷学报,2018,39(5):72-76.  
XU Cheng-liang,LEI Yan-jie,ZHANG Jun,et al. Study on operation strategy optimization of a groundwater source heat pump system [J]. Journal of Refrigeration,2018,39(5):72-76.
- [9] 付云坤,潘雷,刘昱瞳,等.污水源热泵系统的节能控制方法研究[J].热能动力工程,2020,35(9):80-88.

- FU Yun-kun, PAN Lei, LIU Yu-tong, et al. Research on energy saving control method of wastewater source heat pump system [J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2020, 35(9):80–88.
- [10] 武 潤,吴荣华,吴 昊.冷水相变能热泵系统性能实验分析 [J].青岛大学学报(工程技术版),2019,34(1):105–110.  
WU Xiao, WU Rong-hua, WU Hao. Experimental study of cold water phase change energy heat pump system [J]. Journal of Qingdao University (Engineering & Technology Edition), 2019, 34(1):105–110.
- [11] 武 潤.冷水相变能热泵系统的仿真与实验研究[D].青岛:青岛大学,2019.  
WU Xiao. Simulation and experimental study of cold water phase change energy heat pump system [D]. Qingdao: Qingdao University, 2019.
- [12] 岳远博,吴荣华,朱宏伟.冷水相变能热泵系统及能耗特性[J].热能动力工程,2020,35(4):259–264,274.  
YUE Yuan-bo, WU Rong-hua, ZHU Hong-wei. Energy consumption characteristics of cold water phase change energy heat pump system [J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2020, 35(4):259–264,274.
- [13] 刘志斌,岳远博,吴荣华.冷水相变能热泵系统及其传热性能[J].暖通空调,2020,50(10):94–98.  
LIU Zhi-bin, YUE Yuan-bo, WU rong-hua. Cold water phase change energy heat pump system and its heat transfer performance [J]. Heating Ventilating & Air Conditioning, 2020, 50 ( 10 ): 94 – 98.
- [14] 武 潤,吴荣华,吴 昊.冷水相变能热泵系统的经济性与能耗分析[J].青岛大学学报(自然科学版),2018,31 ( 2 ): 138 – 142.  
WU Xiao, WU Rong-hua, WU Hao. Economy and energy consumption analysis of cold water phase change energy heat pump system [J]. Journal of Qingdao University ( Natural Science Edition ), 2018,31(2):138 – 142.
- [15] 程艳芳,吴荣华,于 瀚,等.冷水相变机与空气源热泵耦合系统最佳工况点及能耗分析[J].热能动力工程,2022,37(3):168 – 175.  
CHENG Yan-fang, WU Rong-hua, YU Hao, et al. Analysis of optimum working conditions and energy consumption of coupled system of cold water phase change machine and air source heat pump [J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2022 , 37 ( 3 ) : 168 – 175.
- [16] MOFFAT R J. Describing the uncertainties in experimental results [J]. Experimental Thermal & Fluid Science, 1988, 1 ( 1 ): 3 – 17.
- [17] 岳远博.冷水相变能热泵系统运行特性及工程实验研究[D].青岛:青岛大学,2020.  
YUE Yuan-bo. Research on operation characteristics and engineering experiments of cold water phase change energy heat pump system [D]. Qingdao: Qingdao University, 2020.

(姜雪梅 编辑)