

doi:10.11835/j.issn.2096-6717.2019.063



# 冬季无霜工况下闭式热源塔的动态换热特性

贾宇豪, 李念平, 崔海蛟, 张楠

(湖南大学 土木工程学院, 长沙 410082)

**摘要:**为研究闭式热源塔冬季无霜工况下的传热过程,利用有限差分法建立了闭式热源塔冬季无霜工况下的动态传热传质模型。将实验数据与数值计算结果进行对比,验证了模型的有效性。误差分析结果表明:溶液出口温度的均方根误差为 $0.201\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。通过实验与模拟方法分析了机组变负荷运行时闭式热源塔的动态换热特性,结果表明:当热泵机组变工况运行时,闭式热源塔作为取热装置,可为机组蒸发器提供温度相对稳定的热源;此外,与传统空气源热泵相比,闭式热源塔在低温高湿环境下的结霜风险更小,节能潜力更大。

**关键词:**热源塔;数学模型;换热特性;无霜工况;热泵

中图分类号:TU831 文献标志码:A 文章编号:2096-6717(2019)03-0162-08

## Dynamic heat transfer performance of closed-type heat source towers under non-frosting conditions in winter

Jia Yuhao, Li Nianping, Cui Haijiao, Zhang Nan

(College of Civil Engineering, Hunan University, Changsha 410082, P. R. China)

**Abstract:** In order to investigate the heat transfer process in the closed-type heat source tower under the non-frosting condition in winter, the finite difference method was adopted to develop the dynamic heat and mass transfer model. Comparing the calculated results with the experimental findings, the root mean square error of the outlet solution temperature turns out to be  $0.201\text{ }^{\circ}\text{C}$  and the validity of the model is verified. The dynamic heat transfer characteristics of the closed-type heat source tower on variable load operation are analyzed through experiments and simulations, which show that the closed-type heat source tower, as a heat extraction device, can provide a relatively stable heat source for the evaporator when the heat pump unit working under changing operating mode. Besides, compared with the traditional air source heat pump, the closed-type heat source tower has lower frost formation risk and higher energy saving potential under low temperature and high humidity environment.

**Keywords:** heat source tower; mathematical model; heat transfer characteristics; non-frosting condition; heat pump

收稿日期:2018-12-28

基金项目:十三五国家重点研发计划(2016YFC07003005)

作者简介:贾宇豪(1993-),男,主要从事热源塔热泵系统研究,E-mail:jiayuhao@hnu.edu.cn。

李念平(通信作者),男,教授,博士生导师,E-mail:linianping@126.com。

Received:2018-12-28

**Foundation item:** Thirteenth Five-Year National Science and Technology Support Program(No. 2016YFC07003005)

**Author brief:** Jia Yuhao(1993-), main research interest: heat-source tower pump system, E-mail:jiayuhao@hnu.edu.cn,

Li Nianping(corresponding author), professor, doctoral supervisor, E-mail:linianping@126.com.

热源塔热泵系统是一种以室外空气为冷热源,由热源塔热交换系统、热源塔热泵机组、建筑物内系统组成的可为建筑物供冷、供热和加热生活热水的系统,具有结构简单、功能丰富、布置灵活、运行稳定等优点,已在中国长江中下游流域的夏热冬冷地区得到较为广泛的应用<sup>[1]</sup>。热源塔作为整个系统重要的热交换设备,其换热特性直接关系到整个热泵系统的运行效率及稳定性。一些学者已针对该问题进行了相关研究:李胜兵等<sup>[2]</sup>通过实验对比了开式、闭式两种典型结构热源塔在冬季低温高湿环境下的换热特性;黄从健等<sup>[3]</sup>通过建立数学模型分析了干工况下翅片间距及管径等因素对闭式热源塔换热特性的影响;吴丹萍<sup>[4]</sup>通过实验分析了溶液种类及浓度对闭式热源塔换热特性的影响;苏湛航<sup>[5]</sup>通过实验分析了流量、容积散质系数及入口空气温度等条件对开式热源塔换热性能的影响;Cui 等<sup>[6-7]</sup>通过建立数学模型分析了塔体高度、空气流速及液滴粒径等不同参数对开式热源塔换热特性的影响,并编写程序计算开式热源塔的极限换热性能。但目前仍缺少关于热源塔动态换热特性的研究,笔者以闭式热源塔为例,分析其在冬季无霜工况下的动态换热特性。

## 1 闭式热源塔的结构与换热过程

闭式热源塔的结构如图 1 所示。夏季,热源塔切换至散热模式:冷却水(循环溶液)在宽带翅片管(以下简称翅片管)内循环流动,喷淋水通过塔体顶端的喷淋装置均匀喷洒至翅片管表面及外侧填料中;管外喷淋水与管内冷却水间接换热使喷淋水吸收热量,同时,空气在风机的带动下进入塔内与喷淋水进行热质交换,最终通过空气带走热量。冬季,热源塔切换至取热模式运行,该模式主要分为无霜工况与霜工况:无霜工况下,循环溶液在翅片管内循环流动,塔内翅片管外表面温度均高于 0 °C 或空气露点,空气进入塔内,与管内溶液间接换热使溶液吸收热量,温度升高。霜工况下,塔内存在外表面温度低于空气露点及 0 °C 的翅片管,有结霜风险,此时,将蓄热罐中的蓄热溶液周期性的注入循环溶液,防止翅片管外持续结霜直至堵塞,进而保证系统正常运行。文章研究范围为闭式热源塔在冬季无霜工况下的换热,即翅片管与空气间的间接换热过程。

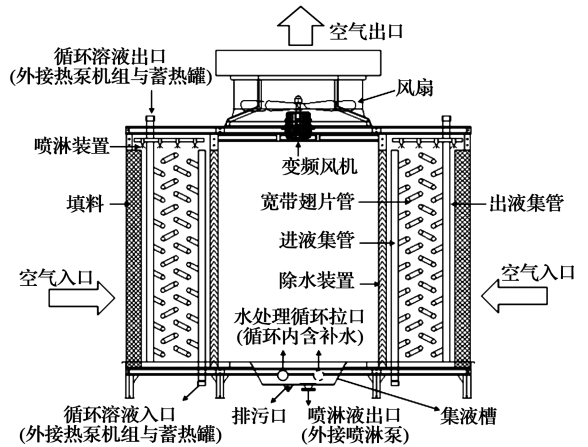


图 1 闭式热源塔结构示意图

Fig. 1 Schematic diagram of closed heat source tower

## 2 数学模型

为简化数学模型,假设换热过程满足以下条件:

- 1) 热源塔塔身封闭绝热(除进风口外)。
- 2) 热源塔内的辐射换热热量可忽略。
- 3) 空气与循环溶液为连续、不可压缩的理想流体,空气与水蒸气为理想气体。
- 4) 空气与循环溶液在其流动方向上的热传导量可忽略,基管管壁沿循环溶液流动方向上的热传导量也可忽略。
- 5) 温度对翅片、基管等材料物理性质的影响可忽略。
- 6) 翅片管污垢热阻可忽略。
- 7) 热质交换过程中的刘易斯系数恒为 1。
- 8) 湿工况下翅片管表面的液膜均匀稳定。
- 9) 翅片管的弯头部分(表面无翅片)绝热。
- 10) 热源塔进风口断面风速分布均匀。

### 2.1 控制单元模型

将翅片管划分为如图 2 所示的控制单元,其中: $\Delta x$ 、 $\Delta y$  分别表示翅片管间的排间距与列间距; $\Delta z = n \cdot F_p$  ( $n$  表示控制体内宽带翅片数; $F_p$  表示宽带翅片间距);控制单元体积  $\Delta V = \Delta x \cdot \Delta y \cdot \Delta z = \Delta V_a + \Delta V_f + \Delta V_p + \Delta V_c + \Delta V_e$  (下标 a、f、p、c 和 e 分别表示空气、溶液、管壁、冷凝液膜和宽带翅片);控制单元内翅片管外总换热面积  $\Delta A_t = \Delta A_p + \Delta A_e$ ,其中,管外壁换热面积  $\Delta A_p = \pi d_o (\Delta z - n \delta_e)$ ,宽带翅片换热面积  $\Delta A_e = 2n\pi (d_e^2 - d_o^2) / 4$ , $d_o$ 、 $d_e$  和  $\delta_e$  分别为管外径、宽带翅片外径和宽带翅片厚度;控制单元内,管

内壁换热面积  $\Delta A_i = \pi d_i \Delta z$  ( $d_i$  表示管内径)。

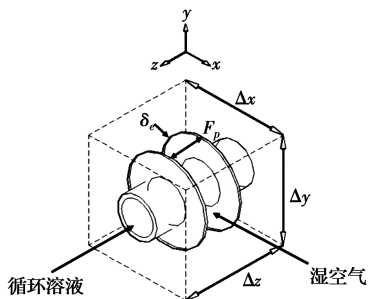


图2 控制单元示意图

Fig. 2 Control volume for heat transfer

根据控制单元内翅片管外表面温度与空气露点的关系,其换热过程分为干、湿两种工况。

2.1.1 干工况 当翅片管外表面温度高于空气露点时,翅片管与空气只进行显热交换,即为干工况。

根据换热过程,建立如下方程。

1) 空气侧能量平衡方程

$$m_a c_a \frac{\partial T_a}{\partial t} = -G_a c_a \frac{\partial T_a}{\partial x} - \frac{T_a - T_t}{R_{o,d} \Delta V} \quad (1)$$

2) 溶液侧能量平衡方程

$$m_i c_f \frac{\partial T_f}{\partial t} = -G_f c_f \frac{\partial T_f}{\partial z} - \frac{T_f - T_t}{R_i \Delta V} \quad (2)$$

3) 翅片管侧能量平衡方程

$$\frac{\partial T_t}{\partial t} = \frac{T_a - T_t}{R_{o,d} \Delta V} - \frac{T_t - T_f}{R_i \Delta V} \quad (3)$$

式(1)~式(3)中: $m$ 为折算密度,kg/m; $c$ 为比定压热容,J/(kg·k); $T$ 为温度,K; $t$ 为时间,s; $G$ 为质量通量,kg/(m<sup>2</sup>·s); $R$ 为热阻,(m<sup>2</sup>·K)/w;下标 $t$ 代表翅片管, $a$ 代表空气, $f$ 代表翅片管溶液, $o$ 代表翅片管外, $i$ 代表管内, $d$ 代表干工况。其中:折算密度  $m_x = \rho_x \Delta V_x / \Delta V$  ( $x$ 为 $a$ 或 $f$ );空气的质量通量  $G_a = \rho_a v_a$  ( $v_a$ 为热源塔入口空气流速);溶液的质量通量  $G_f = \rho_f v_f$  ( $v_f$ 为溶液流速)。

考虑到翅片管是由翅片和盘管两部分组成,为计算方便,将翅片管折算密度与热容的乘积整合为一个物理量,具体表达式为

$$\overline{M}_{i,c_t} = \frac{\rho_p c_p \Delta V_p + \eta_f \rho_e c_e \Delta V_e}{\Delta V} \quad (4)$$

干工况下空气与翅片管间的热阻  $R_{o,d}$  为

$$R_{o,d} = \frac{1}{h_{o,d} (\Delta A_p + \eta_f \Delta A_e)} \quad (5)$$

式(5)中,空气与翅片管间的对流换热系数  $h_{o,d}$  可通过式(6)~式(9)计算<sup>[8]</sup>。

$$h_{o,d} = c_a G_a Pr^{-2/3} j \quad (6)$$

$$j = 19.36 Re_o^{j_1} \left( \frac{F_p}{d_o} \right)^{1.352} \left( \frac{\Delta y}{\Delta x} \right)^{0.6795} N^{-1.291} \quad (7)$$

$$j_1 = 0.3745 - 1.554 \left( \frac{F_p}{d_o} \right)^{0.24} \left( \frac{\Delta y}{\Delta x} \right)^{0.12} N^{-0.19} \quad (8)$$

$$Re_o = \frac{G_a d_o}{\mu_a} \quad (9)$$

式(5)中,翅片效率  $\eta_f$  可通过式(10)~式(12)计算<sup>[9]</sup>。

$$\eta_f = \frac{\tanh(Mr_i \varphi) \cos(0.1Mr_i \varphi)}{Mr_i \varphi} \quad (10)$$

$$M = \sqrt{\frac{2h_{o,d}}{k_e \delta_e}} \quad (11)$$

$$\varphi = \left( \frac{r_o}{r_i} - 1 \right) \left[ 1 + 0.35 \ln \left( \frac{r_o}{r_i} \right) \right] \quad (12)$$

循环溶液与翅片管间的换热热阻  $R_i$  为

$$R_i = \frac{1}{h_i \Delta A_i} + \frac{\ln(d_o/d_i)}{2\pi k_p \Delta z} \quad (13)$$

式(13)中,循环溶液与翅片管内壁的对流换热系数  $h_i$  可通过式(14)~式(15)计算<sup>[10]</sup>。

$$h_i = \frac{(f_i/2)(Re_i - 1000)Pr_i}{1.07 + 12.7\sqrt{f_i/2}(Pr_i^{2/3} - 1)} \cdot \frac{k_f}{d_i} \quad (14)$$

$$f_i = \frac{1}{(1.58 \ln Re_{in} - 3.28)^2} \quad (15)$$

式(7)~式(15)中: $N$ 为管排数; $r_i$ 和 $r_o$ 分别为翅片的内半径与外半径,m; $k_e$ 和 $k_f$ 分别为翅片与溶液的导热系数,W/(m·W); $\delta_e$ 为翅片厚度,m。

2.1.2 湿工况 当翅片管外表面温度低于空气露点而高于0℃时,翅片管与空气同时进行显热和潜热交换,即为湿工况。

根据换热过程,建立如下方程。

1) 空气侧能量平衡方程

$$m_a \frac{\partial i_a}{\partial t} = -G_a \frac{\partial i_a}{\partial x} - \frac{i_a - i_{c,s}}{R_{o,w} \Delta V} \quad (16)$$

2) 溶液侧能量平衡方程

$$m_i c_f \frac{\partial T_f}{\partial t} = -G_f c_f \frac{\partial T_f}{\partial z} - \frac{T_f - T_t}{R_i \Delta V} \quad (17)$$

3) 翅片管侧能量平衡方程

$$\frac{\partial T_t}{\partial t} = \frac{i_a - i_{c,s}}{R_{o,w} \Delta V} - \frac{T_t - T_f}{R_i \Delta V} \quad (18)$$

式(16)~式(18)中: $i$ 为焓,J/kg;下标 $s$ 代表饱和状态, $w$ 代表湿工况。

湿工况下空气与翅片管间的热阻  $R_{o,w}$  为

$$R_{o,w} = \frac{b}{h_{o,w} (\Delta A_p + \eta_f \Delta A_e)} \quad (19)$$

式(19)中,翅片管与空气间的换热系数  $h_{o,w}$  可通过式(20)计算。

$$h_{o,w} = \frac{1}{c_a/h_{o,d} b + \delta_w/k_w} \quad (20)$$

式中: $\delta_w$ 和 $k_w$ 分别为液膜的厚度与导热系数; $b$ 为

焓系数,可通过饱和湿空气焓  $i_{as}$  与温度  $t_{as}$  的关系式(21)得出<sup>[11]</sup>。

$$i_{as} = 0.000\ 63t_{as}^3 + 0.022\ 2t_{as}^2 + 1.711\ 37t_{as} + 9.383\ 9 \quad (21)$$

$$b = \frac{di_{as}}{dt_{as}} = 0.001\ 89t_{as}^2 + 0.044\ 4t_{as} + 1.711\ 37 \quad (22)$$

为简化计算,将同一时刻同一控制单元内的空气焓系数  $b$  视为定值。

## 2.2 方程离散

闭式热源塔的换热器一般由多组  $N$  排翅片管构成,其中  $N$  排翅片管的剖面结构如图3所示。为进行方程离散,将其以控制单元(如图2所示)的形式划分并抽象为图4所示的二维网格,其中:  $N_z$  代表  $z$  轴方向上的控制单元数,  $N_z = L_z/\Delta z$  ( $L_z$  为管长度);  $N_x$  代表  $x$  轴方向上的控制单元数,  $N_x = N+1$  ( $N$  为管排数);实线框内的两列网格代表同排盘管的两个管程;虚线框内的网格代表热源塔内空气的入口边界。

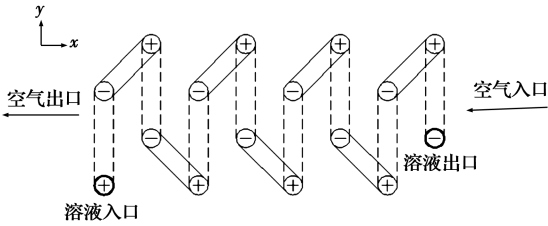


图3 宽带翅片盘管的结构示意图

Fig.3 Schematic diagram of coil

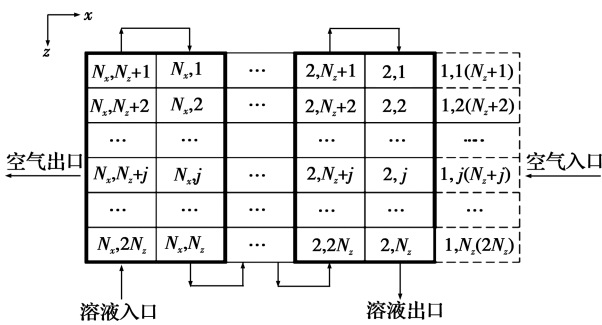


图4 宽带翅片盘管网格示意图

Fig.4 Spatial discretization of coil

在空气流动方向上,相邻网格间空气参数的关系为( $i$  代表行,  $j$  代表列)

$$\begin{cases} T_{a,in}(i,j) = T_{a,in}(i, N_z + j) = \\ \frac{T_{a,out}(i-1,j) + T_{a,out}(i-1, N_z + j)}{2} \text{ (干工况)} \\ i_{a,in}(i,j) = i_{a,in}(i, N_z + j) = \\ \frac{i_{a,out}(i-1,j) + i_{a,out}(i-1, N_z + j)}{2} \text{ (湿工况)} \end{cases} \quad (23)$$

热源塔空气出口参数为

$$\begin{cases} T_{a,out} = \frac{1}{2N_z} \sum_{j=1}^{2N_z} T_{a,out}(N_x, j) \text{ (干工况)} \\ i_{a,out} = \frac{1}{2N_z} \sum_{j=1}^{2N_z} i_{a,out}(N_x, j) \text{ (湿工况)} \end{cases} \quad (24)$$

在溶液流动方向,相邻网格间溶液参数的关系为

$$\begin{cases} T_{f,in}(i,j) = T_{f,out}(i,j-1) \quad (1 < j < N_z) \text{ (直管部分)} \\ T_{f,in}(i,j) = T_{f,out}(i,j+1) \quad (N_z < j < 2N_z) \\ T_{f,in}(i,1) = T_{f,out}(i, N_z + 1) T_{f,in}(i, 2N_z) \\ = T_{f,out}(i+1, N_z) \text{ (管端部分)} \end{cases} \quad (25)$$

结合图4及式(23)~式(25),分别对偏微分方程(1)~(3)与(17)~(19)进行离散,其中,时间离散采用显式格式,空间离散采用 Beam-Warming 二阶迎风格式,得到离散方程组如下(以干工况为例)。

空气侧:

$$\begin{aligned} m_a c_a \frac{T_{a,i}^{k+1} - T_{a,i}^k}{\Delta t} &= -G_a c_a \frac{3T_{a,i}^k - 4T_{a,i-1}^k + T_{a,i-2}^k}{2\Delta x} - \\ &\frac{T_{a,i}^k - T_{t,i}^k}{R_{o,d}\Delta V} + \frac{G_a^2 \Delta t}{2m_a \Delta x^2} (T_{a,i}^k - 2T_{a,i-1}^k + T_{a,i-2}^k) \end{aligned} \quad (26)$$

溶液侧:

(当  $1 < j < N_z$ )

$$\begin{aligned} m_i c_f \frac{T_{f,j}^{k+1} - T_{f,j}^k}{\Delta t} &= -G_f c_f \frac{3T_{f,j}^k - 4T_{f,j-1}^k + T_{f,j-2}^k}{2\Delta z} - \\ &\frac{T_{f,j}^k - T_{t,j}^k}{R_i \Delta V} + \frac{G_f^2 \Delta t}{2m_i \Delta z^2} (T_{f,i}^k - 2T_{a,j-1}^k + T_{a,j-2}^k) \end{aligned} \quad (27)$$

(当  $N_z < j < 2N_z$ )

$$\begin{aligned} m_i c_f \frac{T_{f,j}^{k+1} - T_{f,j}^k}{\Delta t} &= -G_f c_f \frac{3T_{f,j}^k - 4T_{f,j+1}^k + T_{f,j+2}^k}{2\Delta z} - \\ &\frac{T_{f,j}^k - T_{t,j}^k}{R_i \Delta V} + \frac{G_f^2 \Delta t}{2m_i \Delta z^2} (T_{f,i}^k - 2T_{a,j+1}^k + T_{a,j+2}^k) \end{aligned} \quad (28)$$

翅片管侧:

$$\frac{T_{t,i,j}^{k+1} - T_{t,i,j}^k}{\Delta t} = \frac{T_{a,i,j}^k - T_{t,i,j}^k}{R_{o,d}\Delta V} - \frac{T_{t,i,j}^k - T_{f,i,j}^k}{R_i \Delta V} \quad (29)$$

## 2.3 模型求解

2.3.1 未知参数的确定 为保证方程系统的封闭性,还需确定一些参数。首先,关于湿工况下冷凝液膜的热阻,Myers<sup>[12]</sup>通过实验得出圆形直翅翅片管外液膜的平均厚度为 0.013 cm,并以此对液膜热阻进行求解;Wang 等<sup>[13]</sup>通过计算发现液膜热阻只占

整个翅片管热阻的 0.5%~5%，基本可忽略不计；闭式热源塔采用宽带翅片，相比普通翅片间距更大，翅间冷凝液体更易排除且不会产生液桥，故液膜对换热影响更小，因此，式(20)中的液膜项可忽略。其次，关于湿工况下冷凝液膜表面的焓或温度，Pirompugd 等<sup>[14]</sup>提出一种试算法，但需已知空气出口的焓或温度进行迭代，求解难度较大；Yu 等<sup>[15]</sup>在表冷器简化模型中，针对液膜表面与翅片表面间温差为 0℃(假设)及 0.17℃(实际)两种情况进行对比，结果表明：因温差造成的误差小于 1%，可以忽略；为简化计算，采用与其相同的假设，即式(15)和式(17)中， $i_{c,s} = i_{t,s}$ 。最后，关于湿空气物性的未知参数可参照 ASHRAE Handbook 取值，关于溶液物性的未知参数可参照文献[4]取值。

2.3.2 计算流程

- 1) 输入热源塔的结构参数，初始状态参数，选定计算总时长  $t$ 、时间间隔  $\Delta t$  和控制单元内翅片数  $n$ 。
- 2) 输入热源塔运行各时刻的边界参数，主要包括空气入口及溶液入口的参数。
- 3) 依据不同时刻控制单元内翅片管与空气的状态参数判断换热工况(干/湿)，然后选取对应的方法求解，若出现霜工况则跳出循环，终止计算。
- 4) 输出计算结果并保存。
- 5) 判断是否进行到  $t$  时刻：若是，结束计算；若否，重复步骤 2)~4)。

为保证差分格式的稳定性，参数  $t$ 、 $\Delta t$  和  $n$  需满足稳定性<sup>[16]</sup>。

3 实验与分析

3.1 实验台

以长沙市某美术馆的热源塔热泵系统(配有 2 台主机, 4 台热源塔, 见图 5)为基础建立实验台。实验台结构如图 6 所示, 其中, 测试仪器参数见表 1, 闭式热源塔结构参数见表 2。

表 1 测试仪器参数

Table 1 Test equipment

仪器名称	型号	测量内容	仪器精度
温湿度自动记录仪	TR-72i	热源塔空气进出口温度 湿度	±0.3 K ±5% RH
热线风速仪	TSI 8347	热源塔空气入口截面 风速	±5%
电磁流量计	LDB 150	循环溶液流量	±5%
热电阻	PT 100	循环溶液温度	±0.1 K
无纸记录仪	MIK6000C		

表 2 闭式热源塔参数

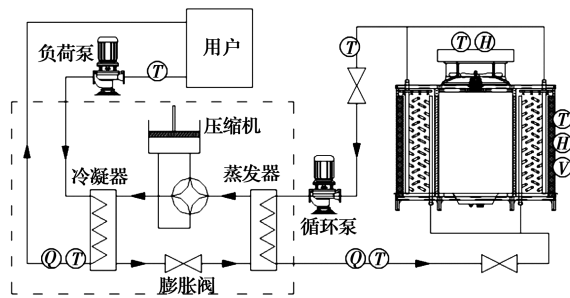
Table 2 Calculate parameters of closed heat source power

管排数 $N_r$	管排间距 $\Delta x/\text{mm}$	宽带翅片间距 $F_p/\text{mm}(FPF_p/\text{mm})$	宽带翅片厚度 $\delta_c/\text{mm}$
8	63.6	5.0(80)	0.8
盘管内径 $d_i/\text{mm}$	溶液循环量 $Q_{vf}/(\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1})$	溶液类型	管列数 $N_c$
11.0	51	氯化钙溶液	40
管列间距 $\Delta y/\text{mm}$	管长 $L_x/\text{mm}$	宽带翅片半径 $d_e/\text{mm}$	盘管外径 $d_o/\text{mm}$
64.1	1 750	25.0	12.8
风量 $Q_{va}/(\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1})$	溶液浓度/%		
81 000	19		



图 5 热源塔现场图

Fig. 5 Field picture of closed heat source tower



注:  $T$ 为干球温度;  $H$ 为相对湿度;  $Q$ 为体积流量;  $V$ 为空气流速

图 6 实验系统结构图

Fig. 6 Schematic diagram of experiment system

3.2 实验设置

选取一台热源塔安装测试仪器并标记为测试塔, 其他 3 塔标记为普通塔。启动系统中的一台主机与两台普通塔进行制热, 对机组运行状态进行实时监测, 当机组满载运行且蒸发器与冷凝器的进出口水温趋于稳定, 系统进入稳定工况, 此时关闭部分负荷用户, 并用测试塔替代某一普通塔接入系统, 组成图 6 所示的实验系统。之后, 系统热负荷减少, 压缩机减载运行, 热源塔溶液入口温度发生变化, 而室

外空气温湿度、流量等参数基本保持不变,从而获得一个动态变化过程。图 7 为该动态过程中所记录的热源塔空气及溶液入口参数变化。

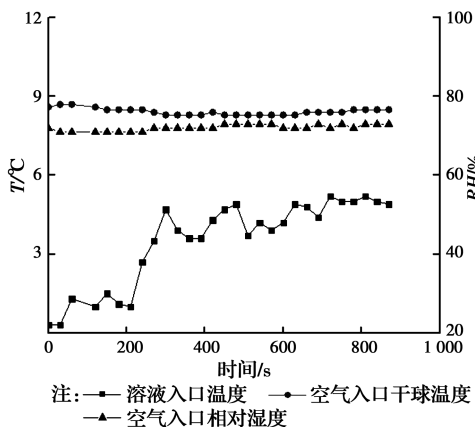


图 7 热源塔空气及溶液入口处参数变化

Fig. 7 Time varying parameters of inlet air and inlet solution

### 3.3 验证与模拟分析

利用 MATLAB 编写程序,输入实验工况下热源塔的边界条件及相关参数进行计算,将所得溶液出口温度的计算值与实验值进行整理,结果如图 8 所示。

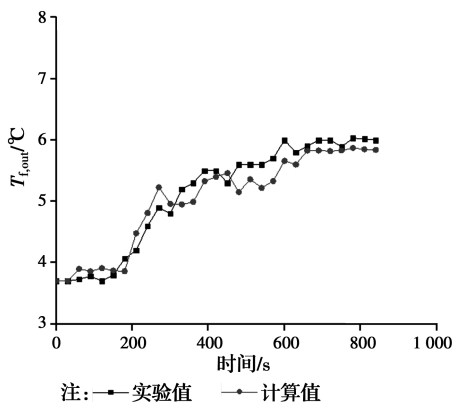


图 8 热源塔溶液出口温度计算值及实验值对比

Fig. 8 Comparison of model calculations with the measured data

对比图 8 中的多组实验值与计算值发现:计算值相比实验值存在一定误差,但二者趋势基本相同,计算得 RMSE (Root Mean Square Error) 为 0.201 °C,模型基本准确,满足一般工程需要。

$$\text{RMSE} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^N (T_{e,i} - T_{c,i})^2}{N}} \quad (30)$$

对比图 7 与图 8 中的热源塔溶液出入口温度可得:在整个换热过程中,热源塔溶液出口温度极差为 2.7 °C,入口温度极差为 4.6 °C,出口值约为入口值的 58.7%;出口温度最大变化速率为 1.8 °C/min,入口温度最大变化速率为 3.4 °C/min,出口值约为入口值的 52.9%,即溶液出口处温度较入口处温度

变化更为平缓,波动更小。

将实验工况下热源塔的边界条件及相关参数按时间倒序输入程序进行计算,得到结果如图 9 所示。在溶液入口温度随时间降低的动态过程中,溶液出口温度极差及变化速率分别为入口的 55.3% 与 54%。

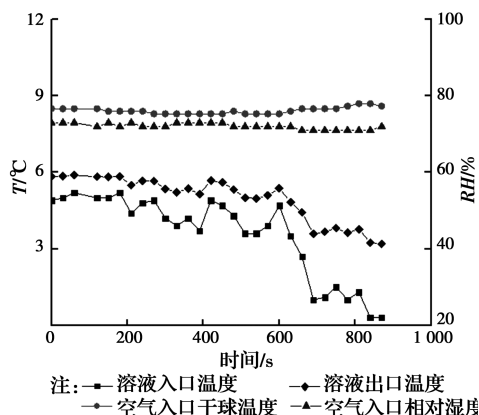


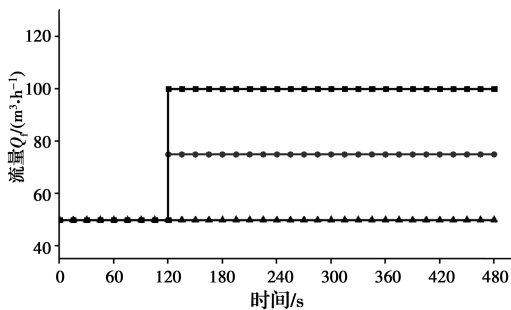
图 9 热源塔空气及溶液出入口处参数变化

Fig. 9 Time varying parameters of inlet and outlet of air and solution

通过分析可得:溶液与空气间的换热温差与溶液进口温度的变化相反。当用户负荷改变,机组变工况运行时,溶液入口温度下降(升高),使溶液与空气间的换热温差升高(下降),同时,热源塔换热量升高(下降),溶液温差增加,进而使溶液出口温度变化量减小,这表明闭式热源塔作为取热装置可为机组蒸发器提供温度相对稳定的热源,有利于机组平稳运行。

在系统的实际运行过程中,当热源塔、循环水泵或热泵机组的数量改变时,热源塔溶液流量也将发生变化,且这种变化通常为短时间内的突变。为分析溶液流量突变对闭式热源塔换热的影响,现针对稳态条件(溶液流量 50 m<sup>3</sup>/h,入塔温度 1.4 °C,空气流量 20 m<sup>3</sup>/s,入塔温度 8.7 °C,相对湿度 78%)进行突变:如图 10 所示,在闭式热源塔运行的 120 s 处对循环溶液流量分别设置幅度为 25 m<sup>3</sup>/h 与 50 m<sup>3</sup>/h 的正向阶跃,并将其作为边界条件输入程序进行计算,计算结果如图 11 所示。

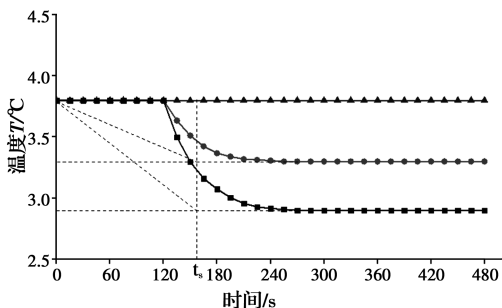
通过分析可得:闭式热源塔循环溶液出口温度随其流量的突变而连续变化,最终达到新平衡。其中,当循环溶液流量从 50 m<sup>3</sup>/h 突变至 75 m<sup>3</sup>/h 时,循环溶液出口温度在 38 s 后达到稳态变化值的 63.2%(时间常数  $t_s$ ),最终达到稳定;而当循环溶液流量从 50 m<sup>3</sup>/h 突变至 100 m<sup>3</sup>/h 时,循环溶液出口温度同样在 38 s 达到稳态变化值的 63.2%,并最终达到稳定。这表明闭式热源塔循环溶液流量的



注:—变流量工况1 —变流量工况2 —稳定工况

图 10 热源塔溶液流量的变化

Fig. 10 Variation of solution flow rate



注:—变流量工况1 —变流量工况2 —稳定工况

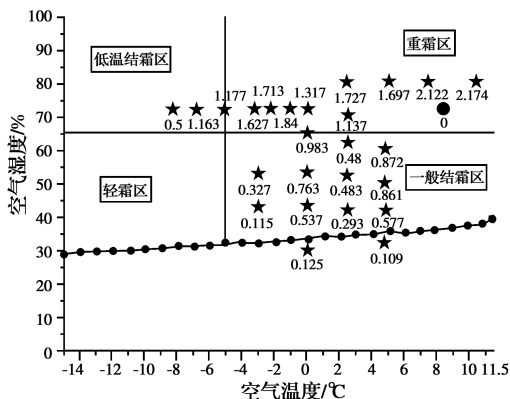
图 11 循环溶液流量突变时溶液出口温度的模拟结果

Fig. 11 Simulation results of outlet temperature of solution under sudden change of flow rate

阶跃变化虽会对溶液出口温度产生影响,但溶液出口温度时间常数与其流量阶跃幅度并无关系。此外,当换热达到新稳态时,循环溶液流量分别为初始流量的 150% 与 200%,此时,溶液出口温度虽未按比例变为原来的 66% 和 50%,但溶液流量与其出口温度的反向变化说明闭式热源塔换热量在这一过程中保持相对稳定。

这主要是因为热源塔溶液流量的变化对其空气侧换热系数基本没有影响,而空气与溶液温差对换热量的影响有限,当系统中的循环水泵、热泵机组或热源塔的数量发生变化使循环溶液流量突变时,循环溶液出口温度虽会发生小幅变化,但热源塔换热量不会发生大幅度变化,这种特性有利于机组的平稳运行。

此外,对比传统空气源热泵的霜区图<sup>[17]</sup>(图 12) 可发现:文章的实验工况为传统空气源热泵的重霜区,而热源塔在此气候下可无霜运行。结合樊晓佳<sup>[18]</sup>对闭式热源塔热泵系统的研究,可得出系统除霜工况运行条件(即当室外空气温度低于 4.8 °C、相对湿度高于 67.5% 时,闭式热源塔换热器才可能结霜),参照长沙地区供暖季(供暖季以半月平均温度低于 11.5 °C 为标准<sup>[19]</sup>,文章为 12 月 1 日—3 月 15 日)的气象参数<sup>[19]</sup>对闭式热源塔换热工况进行分析,如图 13 所示。结果表明:闭式热源塔热泵系统

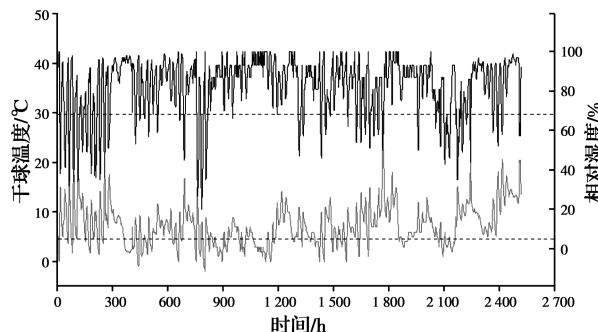


注:★空气源热泵实验工况 ●热源塔实验工况  
图中数字为结霜速度/(mm·h<sup>-1</sup>)

图 12 结霜区域划分

Fig. 12 Division of the frost area

在长沙供暖期 76% 以上的时间里实现无辅热无霜运行。这主要由于闭式热源塔是利用循环溶液与空气进行换热,较蒸发器直接与空气进行换热的空气源热泵换热温差更小,从而降低了设备在恶劣气候下结霜的风险。这一特性也扩大了该系统在冬季无霜运行的气候范围,避免了因结霜、融霜和除霜而带来的一系列问题<sup>[20]</sup>。



注:—室外空气干球温度 —室外空气相对湿度

图 13 闭式热源塔热泵在长沙地区的无霜运行时间

Fig. 13 Free-frost running time of closed heat source tower heat pump in Changsha

## 4 结论

1) 针对闭式热源塔在不同季节换热方式的差异,将换热分为散热与取热两个模式,其中,取热模式又可分为无霜工况与霜工况。

2) 针对闭式热源塔在冬季无霜工况下的换热过程,建立了动态模型,通过实验进行验证,模型的均方根误差为 0.201 °C,满足工程需要。

3) 闭式热源塔在机组变工况运行时可为机组蒸发器提供温度相对稳定的热源。

4) 闭式热源塔较传统空气源热泵更不易结霜,在相同采暖周期内,其维持高效的无霜工况时间更长。

## 参考文献:

- [1] 张晨, 杨洪海, 吴建兵, 等. 三种典型结构热源塔的比较[J]. 制冷与空调, 2009, 9(6): 81-83, 75.  
ZHANG C, YANG H H, WU J B, et al. Comparison of three typical heat-source towers with different structures [J]. Refrigeration and Air-Conditioning, 2009, 9(6): 81-83, 75. (in Chinese)
- [2] 李胜兵, 李念平, 崔海蛟, 等. 低温高湿工况下热源塔换热特性实验研究[J]. 科学技术与工程, 2017, 17(5): 271-275.  
LI S B, LI N P, CUI H J, et al. Experimental study on heat transfer characteristics of heat source tower under low temperature and high humidity conditions [J]. Science Technology and Engineering, 2017, 17(5): 271-275. (in Chinese)
- [3] 黄从健. 闭式热源塔冬季干/湿工况下传热性能的分析与研究[D]. 长沙: 湖南大学, 2013.  
HUANG C J. Analysis and research on heat transfer performance of the heat source tower under winter dry and wet conditions [D]. Changsha: Hunan University, 2013. (in Chinese)
- [4] 吴丹萍. 不同溶质对闭式热源塔热泵系统性能的影响研究[D]. 长沙: 湖南大学, 2013.  
WU D P. The research on closed heat source tower heat pump system using different aqueous solutions [D]. Changsha: Hunan University, 2013. (in Chinese)
- [5] 苏湛航. 开式热源塔热泵系统在北方冬季工况下的性能研究[D]. 天津: 天津大学, 2010.  
SU Z H. Performance analysis of wet heat source tower heat pump system under winter condition in north China [D]. Tianjin: Tianjin University, 2010. (in Chinese)
- [6] CUI H J, LI N P, PENG J Q, et al. Study on the dynamic and thermal performances of a reversibly used cooling tower with upward spraying [J]. Energy, 2016, 96: 268-277.
- [7] CUI H J, LI N P, WANG X L, et al. Optimization of reversibly used cooling tower with downward spraying [J]. Energy, 2017, 127: 30-43.
- [8] WANG C C, LIN Y T, LEE C J. An airside correlation for plain fin-and-tube heat exchangers in wet conditions [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2000, 43(10): 1869-1872.
- [9] HONG K T, WEBB R L. Calculation of fin efficiency for wet and dry fins [J]. HVAC & R Research, 1996, 2(1): 27-41.
- [10] GNIELINSKI V. New equations for heat and mass transfer in the turbulent flow in pipes and channels [J]. Nasa Sti/recon Technical Report A, 1975, 75(2): 8-16.
- [11] THEERAKULPISUT S, PRIPREM S. Modeling cooling coils [J]. International Communications in Heat and Mass Transfer, 1998, 25(1): 127-137.
- [12] MYERS R J. The effect of dehumidification on the air side heat transfer coefficient for a finned-tube coil [D]. Minneapolis: University of Minnesota, 1967.
- [13] WANG C C, HSIEH Y C, LIN Y T. Performance of plate finned tube heat exchangers under dehumidifying conditions [J]. Journal of Heat Transfer, 1997, 119(1): 109.
- [14] PIROMPUGD W, WANG C C, WONGWISES S. A fully wet and fully dry tiny circular fin method for heat and mass transfer characteristics for plain fin-and-tube heat exchangers under dehumidifying conditions [J]. Journal of Heat Transfer, 2007, 129(9): 1256.
- [15] YU X, WEN J, SMITH T F. A model for the dynamic response of a cooling coil [J]. Energy and Buildings, 2005, 37(12): 1278-1289.
- [16] 陆金甫, 关治. 偏微分方程数值解法[M]. 2版. 北京: 清华大学出版社, 2004.  
LU J F, GUAN Z. Numerical solution of partial differential equations [M]. Beijing: Tsinghua University Press, 2004. (in Chinese)
- [17] 王伟, 张富荣, 郭庆慈, 等. 空气源热泵在我国应用结霜区域研究[J]. 湖南大学学报(自然科学版), 2009, 36(12): 9-13.  
WANG W, ZHANG F R, GUO Q C, et al. Investigation of frost status for air source heat pump in different regions of China [J]. Journal of Hunan University(Natural Sciences), 2009, 36(12): 9-13. (in Chinese)
- [18] 樊晓佳. 闭式热源塔热泵系统运行性能的模拟分析[D]. 长沙: 湖南大学, 2013.  
FAN X J. Simulation analysis on the operational performance of closed-type heat source tower heat pump system [D]. Changsha: Hunan University, 2013. (in Chinese)
- [19] SWERA. Weather Data by Location[OL]. [https://www.energyplus.net/weather-location/asia\\_wmo\\_region\\_2/CHN//CHN\\_Hunan.Changsha.576870\\_CSWD](https://www.energyplus.net/weather-location/asia_wmo_region_2/CHN//CHN_Hunan.Changsha.576870_CSWD).
- [20] 付慧影, 姜益强, 姚杨, 等. 喷淋溶液对无霜空气源热泵系统特性的影响[J]. 化工学报, 2012, 63(Sup2): 193-198.  
FU H Y, JIANG Y Q, YAO Y, et al. Influence of spray solution on novel non-frosting air source heat pump system performance [J]. CIESC Journal, 2012, 63(Sup2): 193-198. (in Chinese)