

文章编号:0253-4339(2024)01-0090-11

doi:10.3969/j.issn.0253-4339.2024.01.090

# 基于转轮除湿的蒸发式过冷水制取流态冰方法的研究

岳 峰 张小松

(东南大学能源与环境学院 南京 210096)

**摘 要** 本文围绕蒸发式过冷水制取流态冰,提出了一种新型的基于转轮除湿的流态冰制取系统,通过转轮除湿营造低水蒸气分压力环境,实现水滴的管外过冷,避免了传统过冷水法的冰堵问题和真空法能耗高的问题,并且同溶液除湿型制冰方法相比,系统设备简单且除湿效果更好,实现了水滴更大的过冷度,依靠系统自身的冷凝热即可满足转轮再生需求。构建了完整制冰系统并分别建立了转轮除湿模型、CO<sub>2</sub> 热泵模型和蒸发制冰模型,通过模拟分析初步验证了系统的可行性与高效性,并研究了主要运行参数对系统性能的影响。结果表明:在最佳运行工况下,新型流态冰制取系统的制冰性能系数比传统过冷水法提高了 25.9%,单周期制冰量提高了 4.3 倍。

**关键词** 蒸发;转轮除湿;流态冰;CO<sub>2</sub> 热泵;性能系数

**中图分类号**:TU834.9;TB66

**文献标识码**:A

## Research on Method of Producing Ice Slurry by Evaporative Supercooling Water Based on Desiccant Wheel

Yue Zheng Zhang Xiaosong

(School of Energy and Environment, Southeast University, Nanjing, 210096, China)

**Abstract** A new system based on rotary dehumidification is proposed using evaporative supercooled water to create ice slurry. Rotary dehumidification is employed to reduce the steam partial pressure, generating supercooled water droplets outside heat transfer tubes. This design circumvents the high energy consumption associated with the traditional vacuum method. Additionally, when compared with the solution dehumidification method, this system is simple and has better dehumidification performance. A high degree of supercooling of the water droplets was realized, and the regeneration load of the desiccant wheel was supplemented by the condensation heat from the refrigeration system. A complete ice-making system was constructed, and component models for the desiccant wheel, carbon dioxide heat pump, and evaporative ice-making process were established. The feasibility and efficiency of the system were preliminarily verified by simulation, and the influence of the main operating parameters on the system performance was studied. Under optimal operating conditions, the coefficient of ice production performance for this new system exceeded that of the traditional supercooling water method by 25.9%, and the ice-making capacity in a single cycle increased by 4.3 times.

**Keywords** evaporation; desiccant wheel; ice slurry; CO<sub>2</sub> heat pump; the coefficient of ice production performance

流态冰由于其良好的热物理特性<sup>[1]</sup>,被广泛应用于冰蓄冷、食品保鲜、医疗卫生、工业生产等领域<sup>[2]</sup>。如何高效、节能地制取流态冰成为当前国内外相关领域研究的热点,常见的流态冰制取方法有:直接接触换热法、壁面刮削法、真空法以及过冷水法。直接接触换热法<sup>[3]</sup>需要消耗大量的制冷剂,且制冷剂与水难以彻底分离;壁面刮削法<sup>[4]</sup>是目前商业化应用最广的方法,但刮片需要消耗额外的机械动力;真空法<sup>[5]</sup>传热效率高,但真空泵能耗巨大;而过冷水法制冰原理简单,几乎所有的流态冰制取方法都涉及水的过冷状态,也是目前研究最广泛的一种流态冰制取方法<sup>[6]</sup>。但传统过冷水法存在两个主要问题,

1) 过冷水法的过冷度过低,单周期制冰量小使制冰效率低;2) 过冷水不稳定,容易在管道中结冰而堵塞,成为制约其进一步发展的瓶颈。

当前过冷水法的研究主要集中于过冷水制冰机理研究、过冷度的控制等几个方面<sup>[7]</sup>,主要是为了解决过冷水的冰堵问题。近年来,李秀伟等<sup>[8-10]</sup>结合真空法和过冷法,首次提出了一种新型的蒸发式过冷水制取流态冰的方法,水在低水蒸气分压力环境下,无需真空也能够蒸发过冷,实现了水的管外过冷,避免了传统过冷法容易出现的冰堵问题,同时直接接触换热具有制冰效率高的优点,因此成为一个新的研究方向。殷勇高等<sup>[11-12]</sup>将溴化锂吸收式制冷系统与蒸发

式过冷水制冰系统相结合,设计了溴化锂吸收式低压制冰系统,闫俊海等<sup>[13-14]</sup>进一步探究了基于溶液深度除湿和基于冷冻除湿的流态冰制取方法,通过理论和初步的实验研究证明了蒸发式过冷水制取流态冰的独特优势。然而上述方法中,溶液除湿型制冰对除湿溶液的要求过高,需要寻求合适配比的浓溶液才能满足制冰所需的超低含湿量空气(3 g/(kg 干空气)以下)的要求,此外溶液除湿涉及除湿、再生等多个环节,系统庞大复杂,阻碍了其进一步的商业化推广,冷冻除湿型制冰同样容易出现结冰的问题,而转轮除湿设备简单,除湿效果良好,很容易将湿空气除湿至较低含湿量,从而提高水滴的过冷度,提高制冰效率。目前关于转轮除湿型的制冰方法尚无人研究,因此本文提出了基于转轮除湿的蒸发式过冷水制取流态冰的方法,利用转轮除湿提供低含湿量空气,利用 CO<sub>2</sub> 热泵给除湿后的空气降温,同时经过气体冷却器侧的高温空气为转轮除湿提供再生热量,实现整个系统能

量的综合利用。并通过模拟分析初步验证了新型流态冰制取系统的可行性与高效性,研究了主要运行参数对系统性能的影响,为下一步实验研究做出了有益探索。

## 1 系统流程

基于转轮除湿的蒸发式过冷水制取流态冰系统如图 1 所示。该系统主要由转轮除湿模块、CO<sub>2</sub> 热泵冷却再生模块、蒸发制冰模块 3 个模块组成。转轮除湿模块作为提供蒸发条件的模块,通过除湿转轮的周期转动,除去来自蒸发制冰室的水蒸气,保证水滴在低水蒸气压力下持续蒸发降温;CO<sub>2</sub> 热泵冷却再生模块作为系统的动力来源模块,一方面对干燥后升温的空气降温冷却,另一方面加热再生空气,满足转轮除湿的再生温度要求;蒸发制冰模块作为流态冰最终生成的核心模块,水滴在蒸发制冰室内降温、过冷、结冰从而形成流态冰。

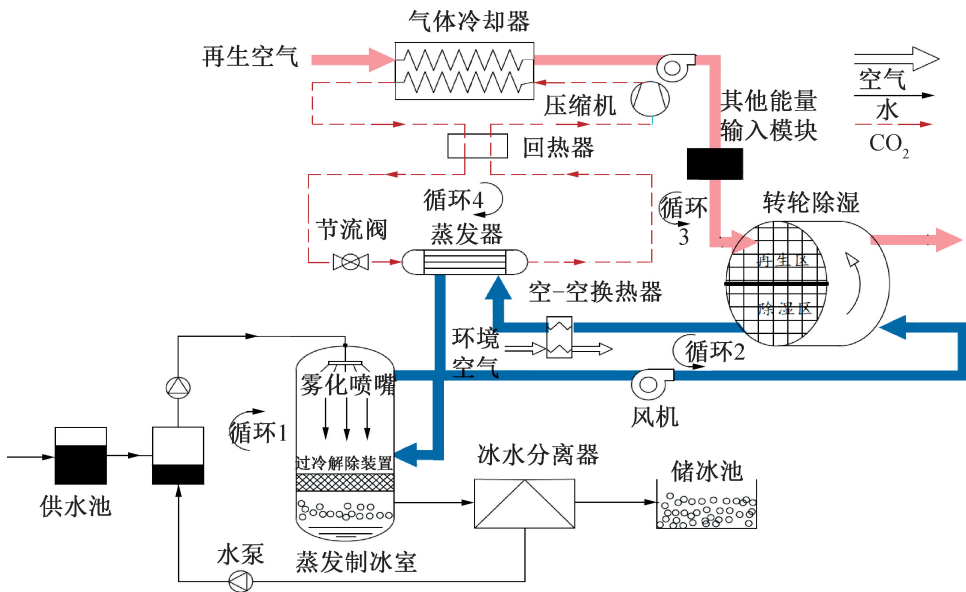


图 1 系统流程图

Fig. 1 System flow chart

3 个模块又可以细分为以下几个具体循环:

循环 1 为水循环。首先来自供水池中的常温水在水泵的作用下,通过蒸发制冰室顶部的喷嘴,将其雾化成细小的水滴,水滴在下落的过程中与周围低温低含湿量的空气发生剧烈的传热传质,水滴温度迅速降至 0 °C 以下至过冷状态。然后同传统过冷水法类似,过冷的水滴通过撞击底部的过冷解除装置,过冷状态被打破,在一定过冷度的驱动下,重新回到 0 °C,而一部分水滴转变为冰晶。由于水滴是在空旷的环境中过冷,不会出现管道的冰堵,因此没必要依旧遵循传统过冷水法中 2 °C 的过冷度限制,水滴在一

定温度与含湿量的条件下可以达到更大的过冷度,从而大幅提高了单周期循环的制冰量。最后蒸发制冰室底部生成的冰水混合物进一步通过冰水分离器,固体冰晶送入储冰池,未结冰的水再一次进行循环蒸发冷却。

循环 2 为冷冻空气循环。从蒸发制冰室出来的低温湿空气在风机的抽吸下,进入除湿转轮的除湿区,水蒸气在经过除湿区各狭小通道过程中,被通道周围的吸附剂逐渐吸收,同时水蒸气凝结释放潜热。与溶液除湿不同的是,此时的潜热大部分转移至除湿空气,使除湿后的空气温度提高较多,升温的空气首

先经过空-空换热器与常温的环境空气进行充分换热降温,以减少冷却能耗,然后送入 CO<sub>2</sub> 热泵的蒸发器进行冷却降温。为最大可能提高蒸发制冰室内水滴的过冷度,在保证蒸发器不析出水分结冰的情况下,将空气降温至最低,即对应含湿量空气下的露点温度。蒸发器出来的低温、低含湿量空气从蒸发制冰室的底部进入,在温差下,雾化下落的水滴与周围空气进行充分逆流换热,同时在水蒸气分压力差下,发生潜热交换,在显热和潜热的共同作用下,水滴温度不断下降,空气温度升高,含湿量增大,从而再次送入除湿区进行下一次循环。

循环 3 为再生空气循环。再生空气的来源为环境空气,常温下的环境空气首先经过 CO<sub>2</sub> 热泵的气体冷却器,对跨临界条件下的 CO<sub>2</sub> 冷却。跨临界压力下的 CO<sub>2</sub> 不会发生相变,因此可以产生较大的温度滑移,从而与空气温度的上升相匹配,保证了在较小传热温差下将环境空气加热至所需的再生温度。高温再生空气进入除湿转轮的再生区,通道内的吸附剂在高温下释放水分,从而重新恢复除湿能力。系统在再生空气的循环中还引入了其他能量输入模块,可以根据再生温度要求,灵活补充太阳能、工业余热、废热等,进一步减少制冰能耗。

循环 4 为 CO<sub>2</sub> 热泵循环。CO<sub>2</sub> 在低压下蒸发吸热,在跨临界压力下被气体冷却器冷却,循环中设置回热器,以降低进入节流阀之前的温度,减少节流损失;压缩机选择最优排气压力,以实现性能系数的最大。相比于一般热泵,CO<sub>2</sub> 热泵可以在维持较低蒸发温度的同时,提供高温热源,这恰好契合了本系统的要求:既需要低温冷源承担冷却空气的显热负荷,也需要高温热源承担再生的潜热负荷。

## 2 系统模型

### 2.1 蒸发制冰模型

蒸发制冰室内水滴的蒸发降温、过冷是系统制冰的关键环节,水滴的传热传质效果、水滴所能达到的过冷度,直接影响产冰量;此外通入空气与水的比例、空气的温升与含湿量的变化又影响除湿能耗及冷却能耗。现有水滴蒸发模型<sup>[15-16]</sup>大部分是在单个水滴的基础上进行的,仅考虑水滴温度的变化,将周围空气视为无限大。而对本系统而言,空气参数的变化情况同样至关重要,因此建立蒸发制冰室内有限量空气与有限量水的传热传质模型是十分必要的。

蒸发制冰室中空气与水热质交换的一维模型如图 2 所示,取水滴下落高度  $dy$  的微元控制体来研究制冰室内雾化水滴与空气的热质交换关系。

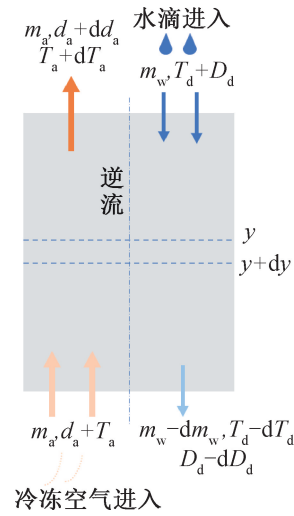


图 2 蒸发制冰室一维模型

Fig. 2 One-dimensional model of evaporative ice chamber

#### 2.1.1 传质方程

水滴的单位时间蒸发量:

$$M_{w,e} = h_m (d_{a,s} - d_a) A = \frac{6h_m m_w}{D_d \rho_w} (d_{a,s} - d_a) \quad (1)$$

水滴直径随时间的变化:

$$\frac{dD_d}{dt} = \frac{2\rho_a D_c Sh (d_{a,s} - d_a)}{D_d \rho_w} \quad (2)$$

根据水滴和空气传质守恒可得:

$$dm_w = M_{w,e} = m_a dd_a \quad (3)$$

化简可得空气含湿量的变化:

$$\frac{dd_a}{dt} = \frac{6m_w \rho_a D_c Sh (d_{a,s} - d_a)}{m_a \rho_w D_d^2} \quad (4)$$

#### 2.1.2 能量方程

水滴与空气的显热交换量为:

$$Q_c = h_c (T_a - T_d) A \quad (5)$$

水滴与空气的潜热交换量为:

$$Q_e = M_{w,e} L_w = L_w h_m (d_{a,s} - d_a) A \quad (6)$$

水滴与空气之间总的换热量等于单位时间内水滴内能的变化量:

$$m_w c_{p,w} dT_d = Q_c + Q_e = h_c (T_a - T_d) A + L_w h_m (d_{a,s} - d_a) A \quad (7)$$

水滴温度的变化为:

$$\frac{dT_d}{dt} = \frac{6Nu\lambda_a (T_a - T_d) + 6L_w Sh\rho_a D_c (d_{a,s} - d_a)}{c_{p,w}\rho_w D_d^2} \quad (8)$$

根据水滴和空气能量守恒得:

$$\begin{aligned} m_a dh_a &= c_{p,w} m_w T_d - c_{p,w} (m_w - dm_w) (T_d - dT_d) \\ &\approx c_{p,w} m_w dT_d + c_{p,w} T_d dm_w \end{aligned} \quad (9)$$

推导可得空气的焓值变化为:

$$\frac{dh_a}{dt} = \frac{6m_w}{m_a} \cdot \frac{Nu\lambda_a(T_a - T_d) + \rho_a D_c Sh(d_{a,s} - d_a)(c_{p,w}T_d - L_w)}{\rho_w D_d^2} \quad (10)$$

由湿空气焓值计算公式可得空气温度变化为:

$$\frac{dT_a}{dt} = d\left(\frac{h_a - 2500d_a}{1.01 + 1.84d_a}\right)/dt \quad (11)$$

## 2.2 转轮除湿模型

### 2.2.1 模型假设

本文选取转轮除湿中常用的硅胶作为吸附剂,硅胶吸附剂以正弦壁面包围着空气共同构成转轮的流动通道。取除湿转轮中的一个气流通道作为研究对象,可用其在一个转动周期内不同时刻(或不同位置)的状态描述整个转轮在同一时刻的工作状态。为简化计算,模型进行如下假设:

- 1) 气流的流动、传质和传热是一维的;
- 2) 忽略轴向热传导和质量扩散,并假设热量和质量的交换只通过对流来完成;
- 3) 多孔介质的热物性、颗粒直径和孔隙率等参数在空间上处处相等。

### 2.2.2 控制方程

空气中水分质量平衡方程为:

$$\frac{\partial w_1}{\partial t} + u \frac{\partial w_1}{\partial z} = \frac{4k_m}{D_h}(w_2 - w_1) \quad (12)$$

空气能量平衡方程为:

$$\frac{\partial T_1}{\partial t} + u \frac{\partial T_1}{\partial z} = \frac{4k_c}{\rho_a D_h c_{p,a}}(T_2 - T_1) \quad (13)$$

吸附剂中水分质量平衡方程为:

$$\varepsilon_d \rho_a \frac{\partial w_2}{\partial t} + \rho_a f_d (1 - \varepsilon_d) \frac{\partial W}{\partial t} = k_m \rho_a (w_1 - w_2) \quad (14)$$

吸附剂中能量平衡方程为:

$$\rho_d c_{tot} \frac{\partial T_2}{\partial t} = k_c (T_1 - T_2) + q_{s,d} \rho_d f_d (1 - \varepsilon_d) \frac{\partial W}{\partial t} \quad (15)$$

## 2.3 CO<sub>2</sub> 热泵冷却再生模型

### 2.3.1 数学模型建立

CO<sub>2</sub> 热泵循环如图 3 所示。

对于蒸发器:

$$Q_{eva} = m_r (h_6 - h_5) = m_a c_{p,a} (T_{a,in} - T_{a,out}) \quad (16)$$

对于压缩机:

$$\eta_{all} = -0.002 1r_p^2 - 0.015 5r_p + 0.732 5 \quad (17)$$

$$h_2 = h_1 + (h_{2s} - h_1)/\eta_{all} \quad (18)$$

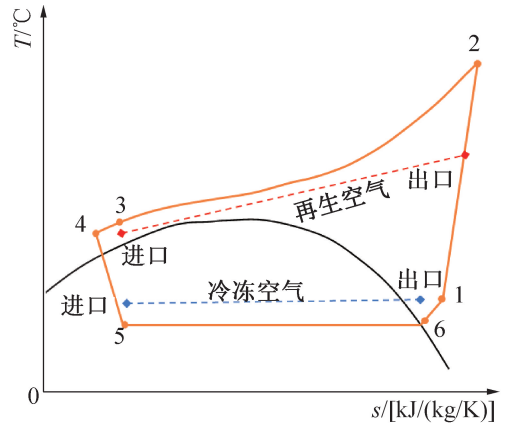


图 3 CO<sub>2</sub> 热泵系统 T-s 图

Fig. 3 T-s diagram of CO<sub>2</sub> heat pump systems

$$W_C = h_2 - h_1 \quad (19)$$

对于气体冷却器:

$$Q_{gas} = m_r (h_2 - h_3) = m_{z,a} c_{p,a} (T_{z,a,in} - T_{z,a,out}) \quad (20)$$

对于回热器:

$$\eta_{IHx} = \frac{T_{r,1} - T_{r,6}}{T_{r,3} - T_{r,6}} \quad (21)$$

对于节流阀:

$$h_5 = h_4 \quad (22)$$

### 2.3.2 模型优化

相比于一般热泵,跨临界 CO<sub>2</sub> 热泵具有一个重要特性:即在相同的气体冷却器出口温度下,存在一个最优的气体冷却压力使循环的 COP (coefficient of performance) 达到最大值,该压力也被称为最优排气压力(或最优高压压力),因此在确定气体冷却器进、出口温度条件下,如何选取合适的排气压力对系统性能的影响至关重要。此外气体冷却器由于夹点温差<sup>[17]</sup>的存在,使得系统实际性能与理论模拟相差较大,因此模型优化主要围绕是否满足夹点温差与是否满足最优排气压力两个因素进行,模型优化流程如图 4 所示。

## 2.4 模型验证

蒸发制冰室中通过高压雾化喷嘴形成的液滴直径非常小,很难进行单个微小水滴的实验研究。因此将本文建立的蒸发制冰模型与单个大水滴的实验数据<sup>[15]</sup>进行对比,对比结果如图 5 所示。在不同工况参数条件下,模拟计算得到的水滴在蒸发过冷阶段的温度变化与实验结果的变化趋势基本一致,验证了模型的有效性。

将本文建立的转轮除湿模型与余卓雷等<sup>[18]</sup>开展的除湿转轮的传热传质特性研究实验数据进行对比,

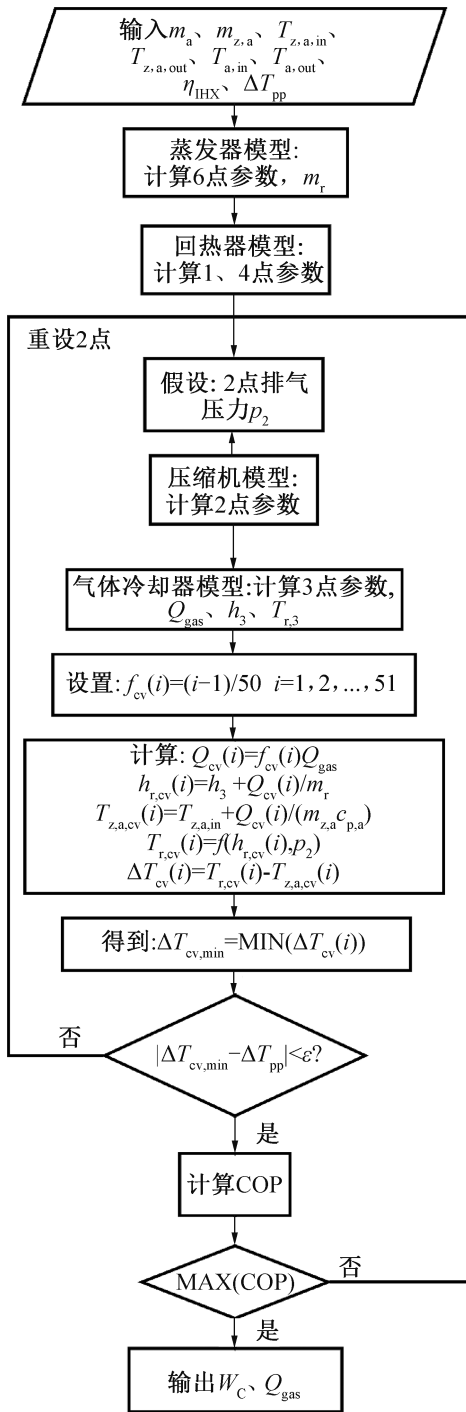


图 4 模型优化求解流程图

Fig. 4 Flow chart of model optimization solution

在相同进口工况下,计算了不同转轮再生温度对处理空气进出口含湿量变化和进出口温度变化的影响。验证结果如图 6 所示,其中处理空气进出口含湿量和温度的误差绝大部分均在 15% 以内,因此可以利用本模型分析和预测转轮除湿出口空气的含湿量和温度。

将本文建立的 CO<sub>2</sub> 热泵冷却再生模型与文献中的实验<sup>[19]</sup>进行对比,在实验工况下计算了热泵制冷

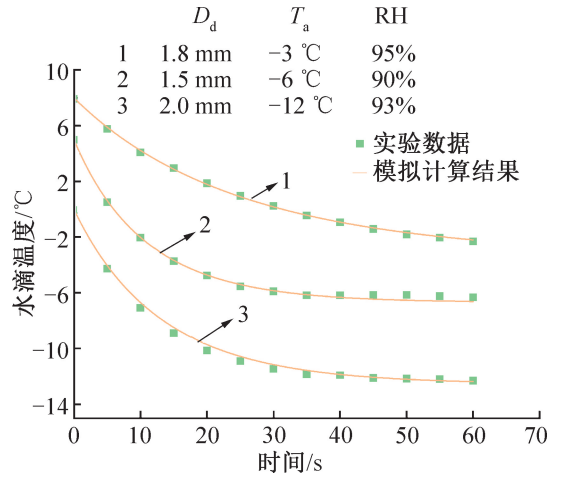
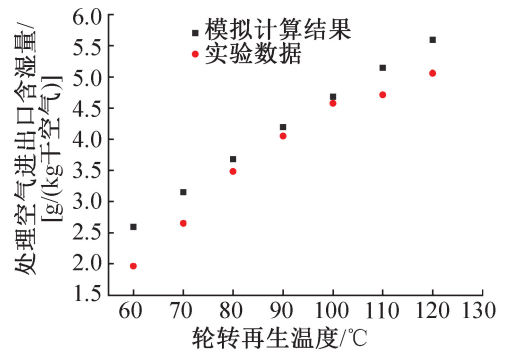
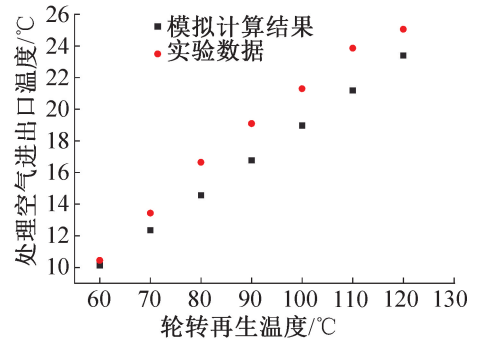


图 5 蒸发制冰模型验证图

Fig. 5 Verification diagram of evaporative ice making model



(a) 处理空气进出口含湿量随再生温度的变化



(b) 处理空气进出口温度随再生温度的变化

图 6 转轮除湿模型验证图

Fig. 6 Verification diagram of wheel dehumidification model

COP,并与实验值进行了对比。验证结果如图 7 所示,模型的误差几乎在 10% 以内,验证了建立的 CO<sub>2</sub> 热泵模型的准确性。

### 3 系统性能分析

#### 3.1 性能评价指标

新型的流态冰制取方法是在传统过冷水法原理基础上改进的,将两者进行性能对比是十分有价值的。本文引入两个对比评价指标:单周期制冰量  $m_{ic}$

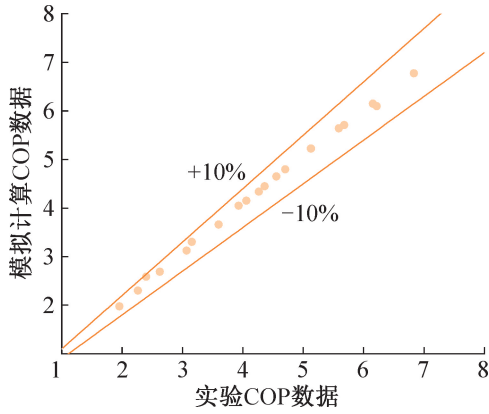


图 7 CO<sub>2</sub> 热泵模型验证图

Fig. 7 Verification diagram of CO<sub>2</sub> heat pump model

和制冰性能系数  $C_{CIPP}$ 。

定义单周期制冰量为制冰系统循环一次所产生的制冰量。在循环中,当过冷度为  $\Delta T$  的水滴打破过冷状态,一部分水滴形成冰晶,而其余部分水滴则回到 0 °C,形成冰水混合物。此时产生的制冰量为:

$$m_{ice} = c_{p,w} m_w \Delta T / r_f \quad (23)$$

定义制冰性能系数为单周期制冰量与整个制冰的系统输入总能量之比:

$$C_{CIPP} = m_{ice} / W_{总} \quad (24)$$

对于传统过冷水法,假设水的初始温度为  $T_{w,in}$ ,进水质量流量为  $m_w$ ,系统制冷系数为 COP,而传统过冷水法的过冷度  $\Delta T$  一般为定值,受过冷度限制一般取为 2 °C,则系统单周期制冰量、总能耗和制冰性能系数分别为:

$$m_{ice,1} = c_{p,w} m_w \Delta T / r_f \quad (25)$$

$$W_{总,1} = c_{p,w} m_w (T_{w,in} + \Delta T) / COP \quad (26)$$

$$C_{CIPP,1} = \frac{COP \Delta T}{r_f (T_{w,in} + \Delta T)} \quad (27)$$

对于新型的流态冰制取方法,在进水质量流量  $m_w$  相同下,  $m_{ice}$  主要取决于水滴的过冷度  $\Delta T$ ,而水滴过冷度与水滴在蒸发制冰室中的降温效果相关,因此  $\Delta T$  非定值,而微小水滴在快速冷却下的最大过冷度可以达到 10 °C 以上<sup>[20-21]</sup>。假设水滴降温最终所达到的温度为  $T_{d,end}$ ,则  $\Delta T = 273 - T_{d,end}$ 。新系统需要的能量输入主要分为三部分:1) 转轮除湿模块再生端需要的再生热量输入  $Q_z$ ; 2) CO<sub>2</sub> 热泵冷却再生模块冷却空气所需要的能量输入  $W_c$ ; 3) 系统水循环和空气循环中水泵和风机的能耗,由于流量较小,该部分能耗占比不到 10%,本研究中总能耗  $W_{总}$  可忽略水泵与风机能耗。同时,新系统高温端的能量输出为  $Q_{gas}$ 。若  $Q_{gas} < Q_z$ ,则提高 CO<sub>2</sub> 热泵压缩机做功以满足再生端热量需求。因此系统总能量输入为:

$$W_{总} = \begin{cases} W_c & Q_{gas} \geq Q_z \\ W_c + (Q_z - Q_{gas}) / COP_{heat} & Q_{gas} < Q_z \end{cases} \quad (28)$$

则新型流态冰制取系统单周期制冰量和制冰性能系数分别为:

$$m_{ice,2} = c_{p,w} m_w (273 - T_{d,end}) / r_f \quad (29)$$

$$C_{CIPP,2} = \begin{cases} \frac{c_{p,w} m_w (273 - T_{d,end})}{r_f W_c} \\ \frac{c_{p,w} m_w (273 - T_{d,end})}{r_f [W_c + (Q_z - Q_{gas}) / COP_{heat}]} \end{cases} \quad (30)$$

### 3.2 系统主要参数对性能的影响

新型流态冰制取系统的性能表现与转轮除湿、CO<sub>2</sub> 热泵的运行参数以及水与空气的初始参数密切相关。例如,对于转轮除湿,再生温度越高,除湿后空气的含湿量越低,水滴的过冷度越大,但同时 CO<sub>2</sub> 热泵的热量需求也增大;减少除湿转轮再生角度,可以有效降低再生温度,但会影响除湿效果;不同的气水比和水滴直径同样对系统性能影响较大。因此本文重点研究了以上几个系统主要参数对制冰性能系数的影响,探究系统运行的最优工况条件。

系统基本参数设置如表格 1 所示。在保持其他参数不变的条件下,分别改变转轮再生温度、再生角度、水滴直径和气水比的变化范围,研究不同参数对制冰性能的影响。

#### 3.2.1 不同再生温度

图 8 所示为转轮的不同再生温度对制冰性能的影响。由图 8(a)可知,在 70~100 °C 范围内,  $C_{CIPP}$  先迅速增大,然后缓慢增至最大;当再生温度超过 100 °C 继续提高时,  $C_{CIPP}$  反而逐渐下降。  $C_{CIPP}$  升高是因为再生温度越高,除湿越充分,水滴蒸发过冷度越大,使单周期制冰量越大。而  $C_{CIPP}$  降低的原因来自于两方面:1) 再生温度越高,CO<sub>2</sub> 热泵气体冷却器的出口温度越高,COP 的降低促使压缩机功耗增加; 2) 由图 8(b)可知,随着再生温度的提高,转轮所需的再生热量不断提高,当 CO<sub>2</sub> 热泵的热量小于再生热量时,需要额外的压缩机做功才能保证再生要求。因此虽然再生温度的提高使制冰量增加,但此时系统能量输入的增加量更大,导致  $C_{CIPP}$  下降。为尽可能利用其他低品位热源,增加系统再生端热源利用灵活性,本系统选取再生温度为 90 °C 作为最佳运行工况条件。

#### 3.2.2 不同转轮再生角度

图 9 所示为不同转轮再生角度对制冰性能的影响

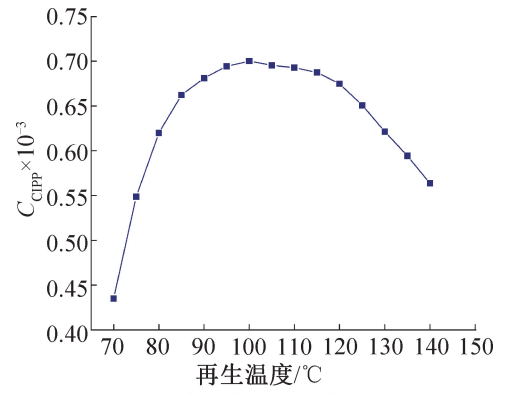
表 1 系统基本参数  
Tab. 1 Basic system parameters

设备/ 参数	系统参数	参数值
CO <sub>2</sub> 热泵	过冷度/°C	3
	过热度/°C	3
	回热器效率	0.6
	气体冷却器入口温度/°C	25
	换热器传热温差/°C	5
除湿 转轮	转轮周期/s	500
	转轮再生角度/(°)	90、135、180
	通道风速/(m/s)	3
	再生温度/°C	70~140
	通道单位长度吸附剂的质量/(kg/m)	0.003
	通道长度/m	0.2
	吸附剂孔隙率	0.4
初始 参数	吸附剂质量占固体基体质量比例	0.5
	进水初温/°C	25
	进水质量流量/(kg/s)	1
	空气、水质量比例(气水比)	3~8
	雾化水滴直径/μm	50~500
参数	环境空气温度/°C	25
	环境空气含湿量/[g/(kg 干空气)]	13

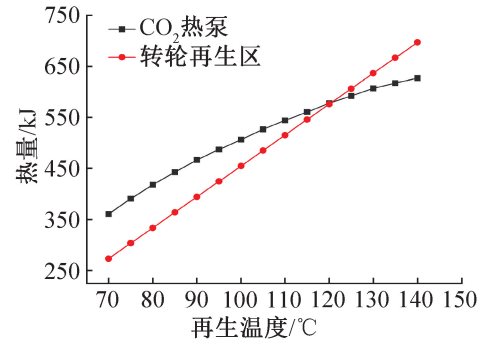
响。选取 3 种常规的转轮再生角度进行模拟分析,结果显示:当转轮再生角度从 90°变为 135°时,  $C_{CIPP}$  提高了 1.8 倍,而当转轮再生角度从 135°变为 180°时,  $C_{CIPP}$  提高了 5.6%。由此可知,增大转轮再生角度可以有效提高  $C_{CIPP}$ 。此外在 3 种转轮再生角度下,CO<sub>2</sub> 热泵的热量均高于转轮再生热量,且再生角度越小,剩余的热量越大,证明了在 3 种工况下,本系统均可以满足再生热量的需求。为充分利用多余的 CO<sub>2</sub> 热泵热量,本系统选取转轮再生角度为 180°作为最佳运行工况条件。

### 3.2.3 不同水滴直径

图 10 所示为不同水滴直径对制冰性能的影响。蒸发制冰室的进水在高压喷嘴下,雾化形成直径非常小的水滴,如何选取喷嘴形成一定直径大小的水滴从而提高水滴降温效果具有重要意义。由图 10(a)可知,随着水滴直径的不断降低,系统  $C_{CIPP}$  不断升高,当水滴直径小于 200 μm 时,  $C_{CIPP}$  基本保持不变。图 10(b)表明不同水滴直径对 CO<sub>2</sub> 热泵和转轮再生



(a) 再生温度对  $C_{CIPP}$  的影响



(b) 再生温度对再生热量平衡的影响

图 8 再生温度对制冰性能的影响

Fig. 8 Effect of regeneration temperature on ice making performance

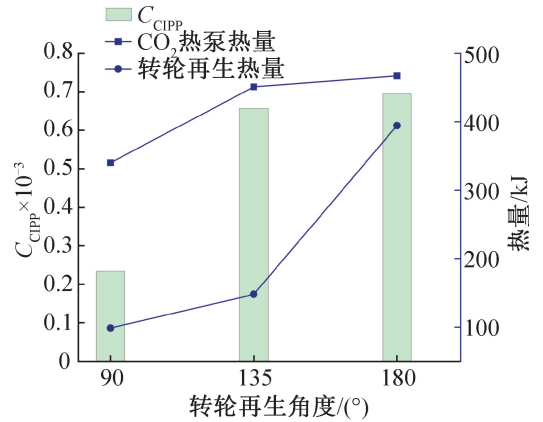


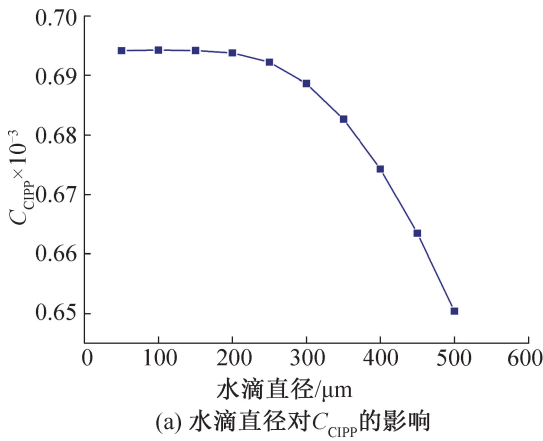
图 9 转轮再生角度对制冰性能的影响

Fig. 9 Effect of regeneration angle of runner on ice making performance

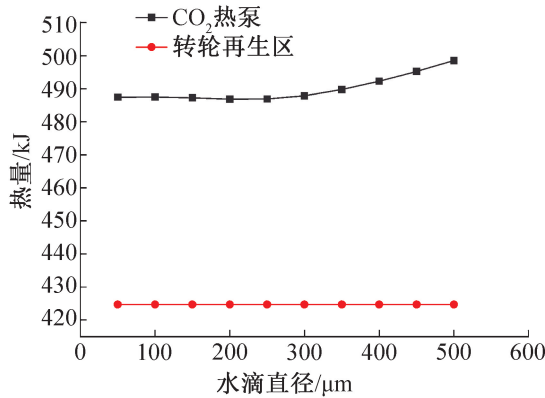
区的热量影响较小,且系统均可以满足再生热量的需求。为降低对雾化喷嘴的要求,本系统选取水滴直径为 200 μm 作为最佳运行工况条件。

### 3.2.4 不同气水比

图 11 所示为不同气水比对制冰性能的影响。蒸发制冰室内通入的空气与水进行逆流换热,空气与水的比例不仅决定着水滴的蒸发降温效果,也决定着系统冷却空气需要的能耗。由图 11(a)可知,  $C_{CIPP}$  随着气水比的增大先快速增大然后缓慢下降。这是因



(a) 水滴直径对  $C_{CIPP}$  的影响



(b) 水滴直径对再生热量平衡的影响

图 10 水滴直径对制冰性能的影响

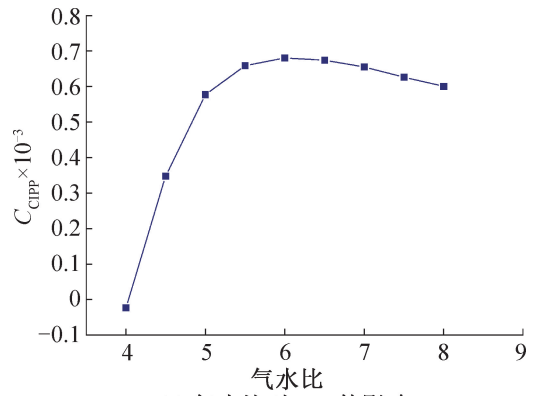
Fig. 10 Effect of droplet diameter on ice making performance

为蒸发制冰室内水滴的不断蒸发会使空气含湿量增大,当气水比较小时,空气含湿量快速增加,从而影响蒸发降温效果,导致制冰量降低。然而气水比并非越大越好,空气流量越大,需要转轮除湿的空气越多,CO<sub>2</sub> 热泵将空气冷却至对应露点温度的能耗也越大。图中显示,当气水比为 4 时,  $C_{CIPP}$  反而为负数,说明此时工况已不能满足将水滴降温至 0 °C 以下而结冰。当气水比为 6 时,制冰性能系数达到最大,且由图 11 (b) 可知,此时系统完全可以满足再生热量的需求。因此本系统选取气水比为 6 作为最佳运行工况条件。

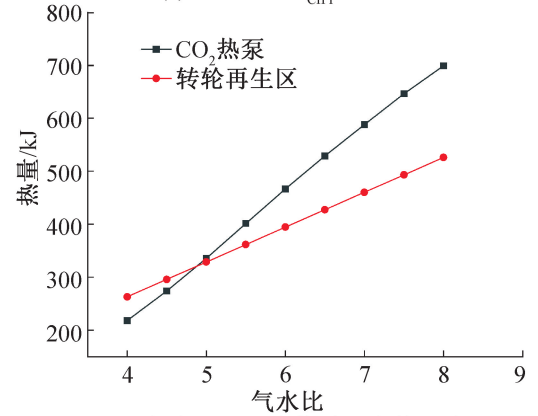
### 3.3 系统性能对比

在已经确定系统主要参数最佳运行工况条件的基础上,进一步研究了新型流态冰制取方法相比于传统过冷水法的性能表现。系统最佳运行参数设置如表 2 所示。

在最佳运行参数设置下,图 1 所示新型流态冰制取系统中各循环具体运行参数变化如下:循环 1 水循环中,25 °C 常温水进入蒸发制冰室,通过雾化喷嘴,雾化成平均直径为 200 μm 的水滴,然后与入口低温低含湿量空气(温度为 -10.9 °C,含湿量为 1.5



(a) 气水比对  $C_{CIPP}$  的影响



(b) 气水比对再生热量平衡的影响

图 11 气水比对制冰性能的影响

Fig. 11 Effect of gas-water ratio on ice making performance

表 2 系统最佳运行参数

Tab.2 Optimal system operating parameters

系统参数	参数值
再生温度/°C	90
转轮再生角度/(°)	180
水滴直径/μm	200
气水比	6
传统过冷水法 COP	2.5

g/(kg 干空气))进行充分逆流换热,水滴快速冷却至 -10.6 °C,经过过冷解除装置,一部分水滴形成冰晶。循环 2 冷冻空气循环中,蒸发制冰室出口的高湿空气(温度为 8.8 °C,含湿量为 7.1 g/(kg 干空气))进入转轮除湿,含湿量重新降低为 1.5 g/(kg 干空气),经过空-空换热器与蒸发器冷却,温度重新降至 -10.6 °C,从而满足制冰需求。循环 3 再生空气循环中,含湿量为 14 g/(kg 干空气)、温度为 25 °C 的环境空气首先进入气体冷却器升温至 90 °C,再进入转轮除湿的再生区,温度降低为 63 °C,含湿量升为 20.5 g/(kg 干空气),再次排回环境空气中。循环 4 CO<sub>2</sub>

热泵循环中,低温  $\text{CO}_2$  在蒸发器侧将除湿空气冷却至  $-10.9\text{ }^\circ\text{C}$ ,高温  $\text{CO}_2$  在气体冷却器侧将再生空气加热至  $90\text{ }^\circ\text{C}$ 。

图 12 进一步对比了传统过冷水法和新型流态冰制取方法的性能。由图 12 可知,本系统在最佳运行工况条件下,相比于传统过冷水法,  $C_{\text{CIPP}}$  提高了 25.9%,在减少制冰能耗的同时避免了过冷水法容易出现的冰堵问题;此外本系统突破了传统过冷水法中对过冷度的限制,水滴在快速降温下的过冷度大幅提高,单周期制冰量  $m_{\text{ice}}$  提高了 4.3 倍,从而极大提高了制冰效率。通过系统性能的对比,进一步证明了本文提出的基于转轮除湿的蒸发式过冷水制取流态冰方法的可行性与高效性。

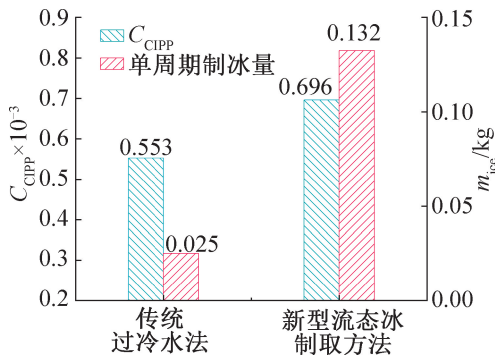


图 12 两种制冰方法的性能对比

Fig. 12 Comparison of the performance of two ice making methods

## 4 结论

本文在蒸发式过冷水制取流态冰的基础上,提出了一种新型的基于转轮除湿的流态冰制取方法,通过理论模拟对系统制冰性能进行综合分析,得到以下结论:

1) 通过转轮除湿营造低水蒸气分压力环境,实现水滴的管外过冷,既避免了传统过冷水法的冰堵问题,又不需要维持真空所需要的大量能耗;与其他溶液除湿型流态冰制取方法相比,系统设备简单且除湿效果更好,实现了水滴更大的过冷度,且依靠系统自身的冷凝热即可满足转轮再生需求。

2) 转轮的再生温度并非越大越好。系统制冰性能系数随再生温度的升高先增大然后降低,当再生温度为  $90\text{ }^\circ\text{C}$  时,系统具有较好的制冰性能,且可以灵活利用其他低品位热源,进一步减少能耗。

3) 转轮的再生角度越大,系统制冰性能越好。在满足除湿空气需求前提下,尽可能增大转轮再生区的面积以提高制冰性能,当选取再生角度为  $180^\circ$  时,系统具有更高的制冰性能系数。

4) 雾化水滴的直径越小,系统制冰性能越好。但随着直径的进一步降低,性能系数提高的越来越少。为降低对喷嘴压力的要求,选取雾化水滴的直径为  $200\text{ }\mu\text{m}$ 。

5) 通入空气和水的质量流量比例对系统性能影响较大。系统制冰性能系数随着气水比的增大先增大后降低,当气水比为 6 时,系统具有最大制冰性能系数。

6) 在最佳运行工况条件下,新型制冰系统的性能系数比传统过冷水法提高了 25.9%,单周期制冰量提高了 4.3 倍。

### 符号说明

- $A$ ——水滴的总传质面积,  $\text{m}^2$
- $C_{\text{CIPP}}$ ——制冰性能系数,  $\text{kg}/\text{kJ}$
- $\text{COP}$ ——系统制冷系数
- $\text{COP}_{\text{heat}}$ ——系统制热系数
- $c_{p,w}$ ——水比定压热容,  $\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$
- $c_{p,a}$ ——空气比定压热容,  $\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$
- $c_{\text{tot}}$ ——吸附剂固体综合比热,  $\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$
- $d_{a,s}$ ——水滴表面饱和边界层的空气含湿量,  $\text{kg}/(\text{kg}$  干空气)
- $d_a$ ——流动空气的含湿量,  $\text{kg}/(\text{kg}$  干空气)
- $D_c$ ——气体二元扩散系数,  $\text{m}^2/\text{s}$
- $D_d$ ——水滴直径,  $\text{m}$
- $D_h$ ——蜂窝通道的当量直径,  $\text{m}$
- $f_{cv}$ ——控制体  $cv$  与整个气体冷却器的换热量之比
- $f_d$ ——吸附剂质量占固体基体质量比例
- $h_1 \sim h_6$ ——不同制冷剂状态点焓值,  $\text{kJ}/\text{kg}$
- $h_a$ ——空气的焓值,  $\text{kJ}/\text{kg}$
- $h_c$ ——水滴与空气间对流传热表面传热系数,  $\text{kW}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$
- $h_m$ ——水滴与空气间单位面积传质速率,  $\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$
- $h_{r,cv}$ ——控制体  $cv$  处制冷剂焓值,  $\text{kJ}/\text{kg}$
- $k_c$ ——空气与吸附剂间对流传热表面传热系数,  $\text{kW}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$
- $k_m$ ——空气与吸附剂间传质系数,  $\text{m}/\text{s}$
- $L_w$ ——蒸发潜热,  $\text{kJ}/\text{kg}$
- $m_a$ ——空气的质量流量,  $\text{kg}/\text{s}$
- $m_{\text{ice}}$ ——制冷剂流量,  $\text{kg}/\text{s}$
- $m_w$ ——进水质量流量,  $\text{kg}/\text{s}$
- $m_r$ ——制冷剂流量,  $\text{kg}/\text{s}$
- $m_{z,a}$ ——再生空气流量,  $\text{kg}/\text{s}$
- $M_{w,e}$ ——水滴的单位时间蒸发量,  $\text{kg}/\text{s}$
- $Nu$ ——努塞尔数
- $p_2$ ——2 点制冷剂压力,  $\text{Pa}$
- $Q_c$ ——水滴与空气的显热交换量,  $\text{kW}$
- $Q_{cv}$ ——微元控制体  $cv$  内换热量,  $\text{kW}$

$Q_e$ ——水滴与空气的潜热交换量, kW  
 $Q_{eva}$ ——蒸发器制冷量, kW  
 $Q_{gas}$ ——气体冷却器排热 (即提供转轮再生热量), kW  
 $Q_z$ ——再生热量输入, kW  
 $q_{st}$ ——吸附热, kJ/kg  
 $r_f$ ——水的凝固潜热, kJ/kg  
 $r_p$ ——压缩机压比  
 $Sh$ ——舍伍德数  
 $t$ ——时间, s  
 $T_1, T_2$ ——空气、吸附剂固体的温度, K  
 $\Delta T$ ——水滴的过冷度, K  
 $\Delta T_{cv, min}$ ——控制体  $cv$  处最小夹点温差, K  
 $\Delta T_{pp}$ ——夹点温差, K  
 $T_a$ ——空气的温度, K  
 $T_d$ ——水滴的温度, K  
 $T_{a, in}, T_{a, out}$ ——冷冻空气进、出口温度, K  
 $T_{d, end}$ ——水滴降温最终所达到的温度, K  
 $T_{r, 1-6}$ ——不同制冷剂状态点温度  
 $T_{w, in}$ ——水的初始温度, K  
 $T_{z, a, in}, T_{z, a, out}$ ——气体冷却器进、出口空气温度 (即再生空气温度), K  
 $T_{z, a, cv}$ ——控制体  $cv$  处再生空气温度, K  
 $u$ ——空气的流动速度, m/s  
 $W$ ——吸附量, kg/kg<sub>吸附剂</sub>  
 $W_C$ ——压缩机总功耗, kJ  
 $w_1, w_2$ ——外部空气的含湿量、吸附剂孔隙内的含水量, kg/kg  
 $W_{总}$ ——制冰系统总能耗, kJ  
 $\rho_a$ ——空气的密度, kg/m<sup>3</sup>  
 $\rho_d$ ——吸附剂固体的密度, kg/m<sup>3</sup>  
 $\rho_w$ ——水的密度, kg/m<sup>3</sup>  
 $\varepsilon_d$ ——吸附剂固体的孔隙率  
 $\eta_{all}$ ——压缩机总效率  
 $\eta_{HX}$ ——回热器换热效率  
 $\lambda_a$ ——空气传热系数, kW/(m<sup>2</sup> · K)

下标

a——空气  
cv——微元控制体  
d——单个水滴  
w——水  
v——水蒸气  
in——进口  
out——出口  
z, a——再生空气

参考文献

[1] KUMANO H, HIRATA T, HAGIWARA Y, et al. Effects

of storage on flow and heat transfer characteristics of ice slurry[J]. International Journal of Refrigeration, 2012, 35 (1): 122-129.  
[2] KAUFFELD M, WANG M J, GOLDSTEIN V, et al. Ice slurry applications[J]. International Journal of Refrigeration, 2010, 33(8): 1491-1505.  
[3] WIJEYSUNDERA N E, HAWLADER M N A, ANDY C W B, et al. Ice-slurry production using direct contact heat transfer[J]. International Journal of Refrigeration, 2004, 27(5): 511-519.  
[4] STAMATIOU E, MEEWISSE J W, KAWAJI M. Ice slurry generation involving moving parts[J]. International Journal of Refrigeration, 2005, 28(1): 60-72.  
[5] 时竟竞, 刘道平, 余守杰, 等. 改进型真空制冰系统的性能研究[J]. 制冷学报, 2012, 33(1): 60-64. (SHI Jingjing, LIU Daoping, YU Shoujie, et al. Performance study on improved vacuum ice slurry making equipment [J]. Journal of Refrigeration, 2012, 33(1): 60-64.)  
[6] KOZAWA Y, AIZAWA N, TANINO M. Study on ice storing characteristics in dynamic-type ice storage system by using supercooled water[J]. International Journal of Refrigeration, 2005, 28(1): 73-82.  
[7] BÉDÉCARRATS J P, DAVID T, CASTAING-LAS-VIGNOTTES J. Ice slurry production using supercooling phenomenon[J]. International Journal of Refrigeration, 2010, 33(1): 196-204.  
[8] LI Xiuwei, ZHANG Xiaosong, QUAN Shuo. Evaporative supercooling method for ice production[J]. Applied Thermal Engineering, 2012, 37: 120-128.  
[9] 李秀伟, 张小松. 蒸发式过冷水制流态冰方法[J]. 东南大学学报(自然科学版), 2009, 39(2): 269-275. (LI Xiuwei, ZHANG Xiaosong. Evaporative super-cooled water method for ice-slurry producing [J]. Journal of Southeast University (Natural Science Edition), 2009, 39 (2): 269-275.)  
[10] 李秀伟, 张小松, 王芳. 低含湿量冰蓄冷系统的核心过程研究[J]. 制冷学报, 2014, 35(3): 16-20, 38. (LI Xiuwei, ZHANG Xiaosong, WANG Fang. Research on the key processes of a low humidity ice storage system [J]. Journal of Refrigeration, 2014, 35(3): 16-20, 38.)  
[11] 张小松, 陈瑶, 殷勇高, 等. 流态冰制取技术研究进展及实验初探[J]. 东南大学学报(自然科学版), 2013, 43(6): 1343-1352. (ZHANG Xiaosong, CHEN Yao, YIN Yonggao, et al. Research progress and tentative experimental study on ice slurry producing technology [J]. Journal of Southeast University (Natural Science Edition), 2013, 43(6): 1343-1352.)  
[12] 殷勇高, 杜垲, 张小松, 等. 基于溴化锂吸收式制冷循环的流态冰制取方法与装置: 102062507A[P]. 2011-

- 05-18. (YIN Yonggao, DU Kai, ZHANG Xiaosong, et al. Flow ice making method and device based on lithium bromide absorption type refrigeration cycle: 102062507A [P]. 2011-05-18.)
- [13] YAN Junhai, ZHANG Xiaosong, CHEN Yao, et al. An improved ice producing system of assisting liquid desiccant evaporative supercooled water[J]. *Energy and Buildings*, 2013, 62: 530-538.
- [14] 闫俊海, 张小松, 陈瑶. 除湿方法对蒸发式过冷水制冰系统性能的影响[J]. *化工学报*, 2013, 64(9): 3145-3152. (YAN Junhai, ZHANG Xiaosong, CHEN Yao. Effect of dehumidification methods on performance of novel ice-making system with evaporative supercooled water[J]. *CIESC Journal*, 2013, 64(9): 3145-3152.)
- [15] 闫俊海, 张小松, 周斌. 单个水滴蒸发过冷过程的特性分析[J]. *东南大学学报(自然科学版)*, 2012, 42(4): 664-669. (YAN Junhai, ZHANG Xiaosong, ZHOU Bin. Characteristic analysis of single water droplet in evaporative supercooled process [J]. *Journal of Southeast University (Natural Science Edition)*, 2012, 42(4): 664-669.)
- [16] STRUB M, JABBOUR O, STRUB F, et al. Experimental study and modelling of the crystallization of a water droplet [J]. *International Journal of Refrigeration*, 2003, 26(1): 59-68.
- [17] YE Zuliang, WANG Yikai, SONG Yulong, et al. Optimal discharge pressure in transcritical CO<sub>2</sub> heat pump water heater with internal heat exchanger based on pinch point analysis[J]. *International Journal of Refrigeration*, 2020, 118:12-20.
- [18] 余卓雷. 除湿转轮的传热传质特性研究[D]. 西安: 西安科技大学, 2019. (YU Zhuolei. Study on heat and mass transfer characteristics of dehumidification runner [D]. Xi'an: Xi'an University of Science and Technology, 2019.)
- [19] CAO Feng, YE Zuliang, WANG Yikai. Experimental investigation on the influence of internal heat exchanger in a transcritical CO<sub>2</sub> heat pump water heater [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2020, 168:114855.
- [20] AKIO S, YOSHIO U, SEIJI O, et al. Fundamental research on the supercooling phenomenon on heat transfer surfaces—investigation of an effect of characteristics of surface and cooling rate on a freezing temperature of supercooled water[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1990, 33(8):1697-1709.
- [21] BIGG E K. The supercooling of water[J]. *Proceedings of the Physical Society. Section B*, 1953, 66(8):688-694.

#### 通信作者简介

张小松,男,教授,博士生导师,东南大学能源与环境学院,13951974528,E-mail: rachpe@seu.edu.cn。研究方向:新型制冷技术,高效空调系统与热泵技术。

#### About the corresponding author

Zhang Xiaosong, male, professor, Ph. D. supervisor, School of Energy and Environment, Southeast University, 86 - 13951974528, E-mail: rachpe@seu.edu.cn. Research fields: new refrigeration technology, high efficiency air conditioning system and heat pump technology.