



# 基于低温多效蒸馏再生的热源塔热泵系统构建及其热力性能分析

张国辉, 王 厉, 崔海蛟, 李 斌

(浙江理工大学建筑工程学院, 杭州 310018)

**摘 要:** 为解决冬季工况下的防冻液再生问题, 实现热源塔热泵(Heat-source tower heat pump, HTHP)系统的高效、稳定运行, 提出了一种耦合低温多效蒸馏(Low temperature multi-effect distillation, LT-MED)的 HTHP 系统, 即低温多效再生热泵系统。通过建立各子系统与整体系统的热力学模型, 分析了结构参数(效数、有无凝水闪蒸)和运行参数(首效循环倍率、蒸发/冷凝温度、设计潜热比、溶液冰点及种类)对造水比、效间换热温差、再生制热效率、再生损失系数等系统性能指标的影响。结果表明: 综合考虑再生性能及换热温差因素, 三效无凝水闪蒸多效蒸馏系统结构更适合用于 HTHP 系统的防冻液溶液再生; 低温多效再生热泵系统运行时的再生损失系数集中在 5.0% 左右, 对热泵制热效率的影响小; 再生性能受蒸发温度、冷凝温度、首效循环倍率、设计潜热比、进料溶液冰点及进料溶液种类的影响很小, 这说明低温多效再生热泵系统具有稳定的气候适应性, 在低环境温度下也表现良好, 从而为 HTHP 系统从夏热冬冷地区向寒冷地区的推广应用创造了条件。该研究为热源塔热泵系统的防冻液再生提供了新思路。

**关键词:** 防冻液; 多效蒸发; 再生; 热源塔; 造水比; 除湿

**中图分类号:** TU833.1

**文献标志码:** A

**文章编号:** 1673-3851 (2021) 07-0565-10

## Construction and thermal performance analysis of heat-source tower heat pump system based on low-temperature multi-effect distillation and regeneration

ZHANG Guohui, WANG Li, CUI Haijiao, LI Bin

(School of Civil Engineering and Architecture, Zhejiang Sci-Tech University, Hangzhou 310018, China)

**Abstract:** In order to solve the problem of antifreeze regeneration in winter and realize the efficient and stable operation of heat-source tower heat pump (HTHP) system, we proposed a HTHP system based on low temperature multi-effect distillation (LT-MED), which is also called low temperature multi-effect regenerative heat pump system. By establishing a thermodynamic model for each subsystem and the overall system, we analyzed the impact of structural parameters (number of effects, presence of flash evaporation of condensed water) and operating parameters (first-effect cycle rate, evaporation/condensation temperature, designed latent heat ratio, freezing point and type of solution) on system performance indexes, such as gained output ratio, heat exchange temperature difference between effects, regeneration heating efficiency, regeneration loss coefficient, etc. The results show that by taking the regeneration performance and heat exchange temperature difference into overall account, the triple-effect distillation

收稿日期: 2021-01-22 网络出版日期: 2021-03-31

基金项目: 浙江省自然科学基金项目(LQ20E060001)

作者简介: 张国辉(1996—), 男, 湖南娄底人, 硕士研究生, 主要从事供热、供燃气、通风及空调工程方面的研究。

通信作者: 王 厉, E-mail: deepstoh361@163.com

system structure without flash evaporation of condensed water is more suitable for the antifreeze solution regeneration of HTHP system. When the low temperature multi-effect regenerative heat pump system runs, the regeneration loss coefficient is concentrated at about 5.0%, which has little effect on the heating efficiency of the heat pump. The regeneration performance is slightly affected by evaporation temperature, condensation temperature, first-effect cycle rate, designed latent heat ratio, freezing point and type of infed solution, which suggests that the low temperature multi-effect regenerative heat pump system has stable climate adaptability and perform well even at low ambient temperatures, which creates conditions for the popularization of the HTHP system from areas that are hot in summer and cold in winter to cold areas. This study provides a new idea for the antifreeze regeneration of heat-source tower heat pump system.

**Key words:** antifreeze; multi-effect evaporation; regeneration; heat-source tower; gained output ratio (GOR); dehumidification

## 0 引言

空气源热泵以环境空气为热源或热汇,是一种应用广泛的可再生能源利用系统<sup>[1-3]</sup>,然而在冬季工况下普遍存在结霜问题,这严重影响了系统的制热效率<sup>[4-6]</sup>。解决室外机结霜问题可从除霜及防霜角度出发。常用的除霜方法有热气旁通除霜法、逆循环除霜法和蓄能除霜法<sup>[7-9]</sup>。除霜法虽然应用广泛,但会打断正常供热并影响室内舒适度。防霜技术则是通过对空气预除湿或在蒸发面喷淋防冻液的方式,从源头避免结霜,使空气源热泵系统能够持续供热<sup>[10-11]</sup>。防霜技术的应用和优化,对空气源热泵的发展具有重要作用。当前,以防霜技术为基础的热源塔热泵(Heat source tower heat pump, HTHP)系统,已成为空气源热泵技术的一个重要发展方向,它在冬季工况下通过冷却塔逆用实现连续无霜运行,在夏季工况下具有同水冷系统相当的高制冷系数,应用前景广阔。但是,在 HTHP 系统运行过程中,随着防冻液热质交换的进行,其浓度逐渐降低,冰点上升,致使系统防霜效果变差,所以需要防冻液进行再生以维持防霜能力。

目前对于 HTHP 系统防冻液再生已有少量研究。Li 等<sup>[12]</sup>采用两级填料塔对氯化锂防冻液进行梯级再生,实验中获取的造水比(Gained output ratio, GOR, 即再生热效率)约为 0.5。Liang 等<sup>[13]</sup>及 Huang 等<sup>[14]</sup>利用叉流填料塔对防冻液进行再生,获得了 0.8 的 GOR,但需要很高的喷淋溶液循环倍率。清华大学石文星团队利用叉流内热式翅片管再生器浓缩氯化钙溶液获得了较高的单位容积脱水率,但是其 GOR 不到 0.4<sup>[15]</sup>。东南大学梁彩华团队<sup>[16-17]</sup>采用低压沸腾再生技术来浓缩乙二醇防冻溶液, GOR 接近 1.0。南京理工大学余延顺等<sup>[18]</sup>用

冷冻法浓缩无霜热泵防冻溶液,但冷冻分离产物存在较严重的冰晶溶质夹带问题<sup>[19-21]</sup>,难以满足热源塔防冻液的高质量再生需求。

虽然目前有关热源塔热泵防冻液再生的研究已有一定基础,但所实现的 GOR 不高,再生能耗较大,仍不完善。本文综合热源塔热泵运行特性及各种溶液浓缩技术特点,提出了一种耦合低温多效蒸馏(Low temperature multi-effect distillation, LT-MED)的 HTHP 系统,本文称之为低温多效再生热泵系统,其环境适应能力强、再生效率高、对热泵系统影响小。本文建立了该系统的热力学模型,利用 Matlab 对其进行计算,分析低温多效再生热泵系统的流程结构(效数、有无凝水闪蒸)和设计条件(蒸发温度、冷凝温度、首效循环倍率、设计潜热比、进料溶液冰点及进料溶液种类)对系统热力学性能的影响规律,为该新型系统的设计、运行提供理论指导和依据。

## 1 系统设计

低温多效再生热泵系统主要包括 HTHP 系统和 LT-MED 系统,其系统结构图如图 1 所示。HTHP 系统采用喷气增焓经济循环以适应低环境温度条件下的运行要求,LT-MED 系统主要包括多效蒸发器、凝汽器、闪蒸器、脱气器等,通过热泵压缩机排气显热进行驱动。

LT-MED 系统采用塔式布置、顺流进料的结构形式,溶液可利用其自重及效间的压强差实现在各部件间的流动。为防止结垢,首效蒸发器采用闪蒸方式,后续蒸发器采用横管降膜蒸发冷凝结构。为减少系统复杂性,料液不进行梯级预热而直接进入首效蒸发器。当 LT-MED 系统运行时,其运行流程如下:首先,在料液未进入首效蒸发器之前,低温稀溶液从热源塔底部流出,吸收乏汽回收器中的蒸汽

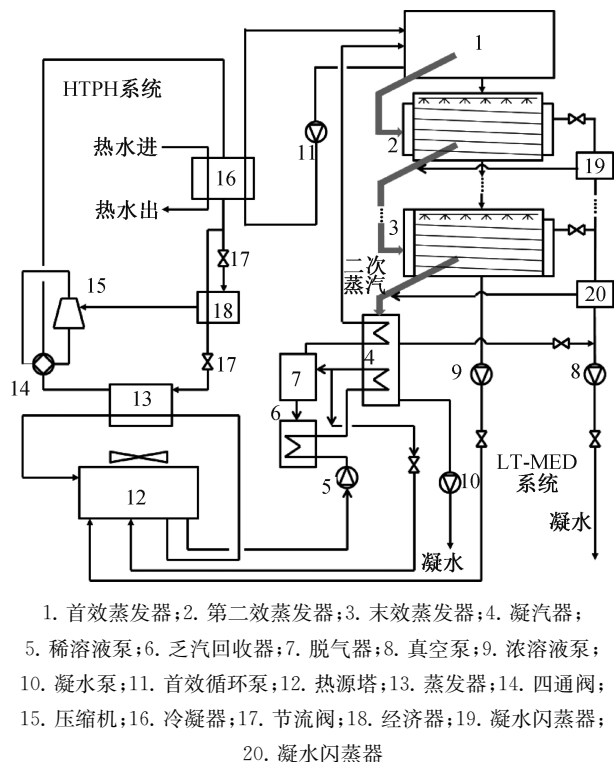


图 1 低温多效再生热泵系统结构示意图

冷凝热,进入凝汽器中冷却末效蒸发器产生的二次蒸汽;经凝汽器加热后的稀溶液,一部分经脱气及再热后送入首效蒸发器,其余部分回流到热源塔底部,起到热回收作用。其次,在料液进入首效蒸发器之后,从首效蒸发器底部抽出的料液被排气显热加热后温度升高,再重新进入首效蒸发器,产生的二次蒸汽进入第二效蒸发器横管束内并冷凝放热,其凝水进入凝水闪蒸器中,降压闪蒸出一部分蒸汽进入下一效蒸发器横管束中冷凝放热(当无凝水闪蒸器时,其各效凝水经过节流后汇合);从首效蒸发器流出的料液进入第二效蒸发器后分布在其横管的降膜蒸发面上,吸热后蒸发产生二次蒸汽,二次蒸汽再进入下一效蒸发器中冷凝放热,该过程持续进行,直到末效蒸发器产生的二次蒸汽进入凝汽器,在凝汽器中加热低温稀溶液。最后,料液经过多次吸热蒸发后被浓缩为浓溶液,最终回流到热源塔中。

## 2 理论分析

为了对低温多效再生热泵系统进行完整热力学性能分析,本文建立了一体化模型及相关性能评价指标。

### 2.1 LT-MED 系统数学模型

LT-MED 系统主要包括脱气、闪蒸、蒸发、冷凝等过程,建模中采用以下假设:a)系统稳态运行;

b)忽略散热损失;c)忽略溶质蒸发携带损失;d)溶液体系处于热力学平衡态。

#### 2.1.1 首效蒸发器模型

稀溶液经过脱气再热后进入首效蒸发器,其底部抽出的循环溶液吸收排气显热后升温,再经降压闪蒸产生二次蒸汽,同时溶液浓度升高后流出。首效蒸发器物料/能量平衡示意图如图 2 所示。

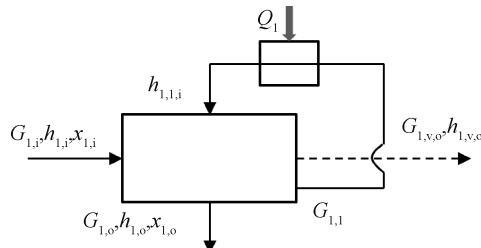


图 2 首效蒸发器物料/能量平衡示意

首效蒸发器整体能量、质量及组分平衡方程分别为:

$$\begin{aligned} G_{1,i} h_{1,i} + Q_1 &= G_{1,o} h_{1,o} + G_{1,v,o} h_{1,v,o}, \\ G_{1,i} &= G_{1,o} + G_{1,v,o}, \\ G_{1,i} x_{1,i} &= G_{1,o} x_{1,o}, \end{aligned}$$

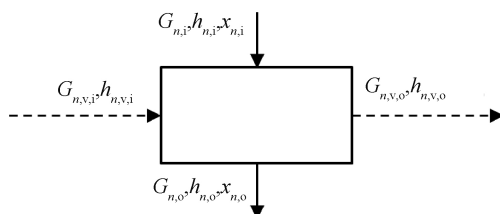
或为

$$\begin{aligned} h_{1,i} + q_1 &= f_{1,o} h_{1,o} + f_{1,v,o} h_{1,v,o}, \\ 1 &= f_{1,o} + f_{1,v,o}, \\ x_{1,i} &= f_{1,o} x_{1,o}, \end{aligned}$$

其中: $G_{1,i}$ 和 $G_{1,o}$ 分别为进/出首效蒸发器的溶液流量,kg/s; $G_{1,v,o}$ 为流出首效蒸发器的二次蒸汽流量,kg/s; $h_{1,i}$ 和 $h_{1,o}$ 分别为进/出溶液相应的焓,kJ/kg; $Q_1$ 为循环溶液 $G_{1,i}$ 从排气显热吸收的热量,kJ/kg; $h_{1,i}$ 为循环溶液加热后的出口焓,kJ/kg; $f_{1,o}$ 、 $f_{1,v,o}$ 为 $G_{1,o}$ 、 $G_{1,v,o}$ 相对于 $G_{1,i}$ 的循环倍率; $q_1$ 为驱动再生器的排气显热换热量, $q_1 = Q_1 / G_{1,i}$ ;  $x_{1,i}$ 和 $x_{1,o}$ 分别为进/出首效蒸发器溶液的质量百分比,%。

#### 2.1.2 第 $n$ 效蒸发器模型

从 $n-1$ 效流出的浓溶液进入 $n$ 效蒸发器降压闪蒸后分布在横管束外表面,吸收管内冷凝潜热后产生二次蒸汽,溶液浓度增大后流入下一效,同时 $n-1$ 效的二次蒸汽进入横管内冷凝放热并成为冷凝水后流出。第 $n$ 效蒸发器物料/能量平衡示意图如图 3 所示。

图 3 第  $n$  效蒸发器物料/能量平衡示意

第  $n$  效蒸发器( $n > 1$ )的能量、质量和组分平衡方程为:

$$\begin{aligned} G_{n,i}h_{n,i} + G_{n,v,i}h_{n,v,i} &= G_{n,o}h_{n,o} + G_{n,v,o}h_{n,v,o} + G_{n,w}h_{n,w}, \\ G_{n,i} &= G_{n,o} + G_{n,v,o}, \\ G_{n,v,i} &= G_{n,w}, \\ G_{n,i}x_{n,i} &= G_{n,o}x_{n,o}, \end{aligned}$$

其中: $G_{n,v,i}$ 和 $h_{n,v,i}$ 为进入第  $n$  效蒸发器的蒸汽流量和焓; $G_{n,w}$ 和 $h_{n,w}$ 为  $n$  效蒸发器的凝水流量和焓。

2.1.3 凝汽器模型

末效蒸发器产生的二次蒸汽流入凝汽器冷凝放热,大部分用于加热回流稀溶液,小部分用于对脱气后的进料稀溶液进行再热。凝汽器物料/能量平衡示意图如图 4 所示。

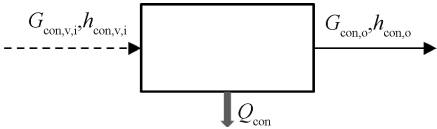


图 4 凝汽器物料/能量平衡示意

凝汽器能量、质量平衡方程为:

$$\begin{aligned} G_{con,v,i}h_{con,v,i} - Q_{con} &= G_{con,w}h_{con,w}, \\ G_{con,v,i} &= G_{con,w}, \end{aligned}$$

其中: $Q_{con}$ 为凝汽器释放的热量,kW; $G_{con,w}$ 和 $h_{con,w}$ 为从凝汽器流出的凝水量及焓。

乏汽回收器模型和凝汽器模型同理。

2.1.4 脱气器模型

经过凝汽器加热后的稀溶液分为两路,其中大部分回流,小部分作为首效蒸发器的进料稀溶液进入脱气器降压闪蒸后脱除不凝气体。脱气器物料能量平衡示意图如图 5 所示。

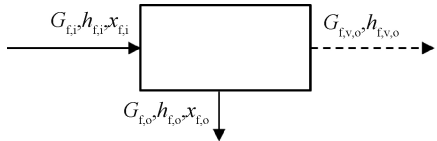


图 5 脱气器物料能量平衡示意

脱气器能量、质量和组分守恒方程分别为:

$$\begin{aligned} G_{f,i}h_{f,i} &= G_{f,o}h_{f,o} + G_{f,v,o}h_{f,v,o}, \\ G_{f,i} &= G_{f,o} + G_{f,v,o}, \\ G_{f,i}x_{f,i} &= G_{f,o}x_{f,o}, \end{aligned}$$

脱气器闪蒸量  $G_{f,v,o}$  通常按进料量  $G_{f,i}$  的 0.5%~1.0%考虑<sup>[22-23]</sup>。

凝水闪蒸器数学模型与脱气室同理。

2.2 HTHP 系统数学模型

HTHP 系统采用喷气增焓经济循环,主要包括

蒸发、冷凝、节流、中间换热、补气和准二级压缩等过程,建模中采用的假设为:a)忽略相变过程的压强损失;b)无散热损失;c)系统稳态运行。图 6 为 HTHP 系统的热力循环过程图,其中:1—2 为第一阶段压缩过程,3 点为第一阶段压缩后的制冷剂蒸汽与经济器中流出的制冷剂蒸汽混合状态点,3—4 为混合制冷剂蒸汽的第二阶段压缩过程,5 为理想压缩后的状态点,4—6 为高温高压制冷剂蒸汽冷凝放热过程,6—7 为所要补气的制冷剂节流过程,7—8 为在经济器中吸热过程,9—10 为节流过程,10—1 为蒸发吸热过程。

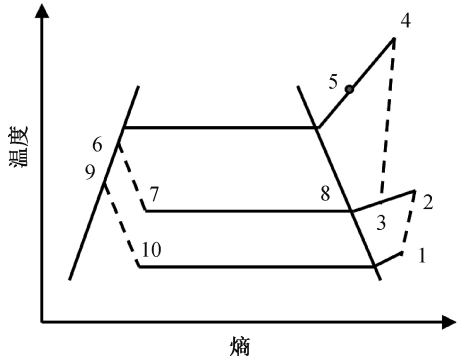


图 6 HTHP 系统温熵图

等焓节流过程能量平衡方程为:

$$\begin{aligned} h_6 &= h_7, \\ h_9 &= h_{10}; \end{aligned}$$

经济器能量平衡方程为:

$$h_6 - h_9 = \alpha(h_8 - h_7);$$

第一、第二阶段压缩过程的能量方程为:

$$\begin{aligned} w_1 &= h_2 - h_1, \\ w_2 &= (1 + \alpha)(h_4 - h_3); \end{aligned}$$

补气过程能量平衡及压强变化关系式为:

$$\begin{aligned} \alpha h_8 + (1 - \alpha)h_2 &= h_3, \\ p_3 &= (p_8 - p_2)k + p_2; \end{aligned}$$

蒸发热、冷凝热、再生显热换热量及压缩机耗功表示为:

$$\begin{aligned} q_{eva} &= h_1 - h_{10}, \\ q_{con} &= (1 + \alpha)(h_4 - h_6), \\ q_{sen} &= (1 + \alpha)(h_4 - h_5), \\ w &= w_1 + w_2, \end{aligned}$$

其中: $\alpha$  为制冷剂补气流量与蒸发流量的比值; $k$  为充气过程的压强损失系数,一般取 0.2~0.4<sup>[24-25]</sup>;  $w_1$ 、 $w_2$  和  $w$  分别为第一、二阶段压缩功和总压缩功,kJ/kg;  $q_{eva}$ 、 $q_{con}$  和  $q_{sen}$  分别为蒸发器吸热量、冷凝器排热量和再生显热换热量,kJ/kg;  $h_1$ — $h_{10}$  和  $p_1$ — $p_{10}$  分别为制冷剂在各状态点的焓和压强,其中



补气压强可按等比压缩设定<sup>[26-29]</sup>。

### 2.3 系统耦合关系

由 HTHP 系统的压缩机排气显热驱动 LT-MED 系统的再生过程,另外其浓溶液回流所具有的热回收作用降低了热泵系统吸湿负担,即两者在热端及冷端相互耦合,其能量平衡关系为:

$$f_{1,i}(h_{1,i} - h_{1,o}) = q_1, \\ q_{\text{tower}} = q_{\text{eva}} - q_{\text{re}}/f_r,$$

其中: $f_{1,i}$ 和 $f_r$ 为首效蒸发器循环溶液 $G_{1,i}$ 及蒸发器制冷剂流量 $G_r$ 对 $G_{1,i}$ 的循环倍率, $f_{1,i}$ 为首效循环倍率; $q_{\text{tower}}$ 为热源塔从空气中吸收的热量,即 $q_{\text{tower}} = Q_{\text{tower}}/G_r$ ,kJ/kg; $q_{\text{re}}$ 为热回收量,即 LT-MED 系统回流热源塔的浓溶液所携带的热量,kJ/kg。

热源塔从空气中吸收的热量 $q_{\text{tower}}$ 与驱动耗热量 $q_1$ 的关系为:

$$\frac{q_{\text{tower}}\varphi}{GOR} = \frac{q_1}{f_r} \quad (1)$$

其中: $\varphi$ 为热源塔吸热量中潜热所占的比例。

根据 LT-MED 系统整体能量平衡关系,有:

$$q_{\text{re}} = q_1 - f_w h_w \approx q_1,$$

其中: $h_w$ 为再生系统出水焓值,kJ/kg; $f_w$ 为溶液再生系统脱水量 $G_w$ 相对 $G_{1,i}$ 的循环倍率,即 $f_w = G_w/G_{1,i}$ 。由于凝水排放所造成的热损失一般不大,热回收量可近似等于排气显热换热量。

### 2.4 系统性能指标

LT-MED 系统、HTHP 系统及低温多效再生热泵系统的性能评价指标包括造水比(GOR)、再生制热效率( $COP_{\text{re}}$ )、效间平均传热温差、浓缩度( $\beta$ )、预热比( $\zeta_q$ )和再生损失系数( $\epsilon$ ),分别表示为:

$$GOR = \frac{f_w \Delta h_w}{q_1},$$

$$COP_{\text{re}} = \frac{q_{\text{con}} - q_{\text{sen}}}{\omega},$$

$$\Delta t_{n,o} = t_{n-1,w}(p_{n-1}) - t_{n,o}(p_n, x_{n,o}),$$

$$\beta = \frac{x_o}{x_i} = \frac{1}{1 - f_w},$$

$$\zeta_q = \frac{G_{1,i} c_p \Delta T}{Q_1},$$

$$\epsilon = \frac{COP - COP_{\text{re}}}{COP} = \frac{q_1}{q_{\text{con}}} \quad (2)$$

其中: $t_{n-1,w}$ 和 $t_{n,o}$ 分别为 $n-1$ 效凝水温度和 $n$ 效出口浓溶液温度, $^{\circ}\text{C}$ ;  $p_{n-1}$ 和 $p_n$ 为 $n-1$ 效压力和 $n$ 效压力,kPa; $x_{n,o}$ 为 $n$ 效出口浓溶液质量百分比; $x_i$ 和 $x_o$ 分别为进/出溶液再生系统的溶液质量百分比; $G_{1,i}$ 为进首效闪蒸室的物料流量,kg/s; $Q_1$ 为循环物料 $G_{1,i}$ 从排气换热器吸收的热量,kW; $c_p$ 为溶

液平均比热容,kJ/(kg $\cdot^{\circ}\text{C}$ )式(2)中 GOR 反映了溶液再生系统驱动耗热量的脱水效率。

### 3 热力性能分析

本文利用 Matlab 语言编程对计算模型进行求解。首先考察系统结构变量对 LT-MED 系统性能的影响,得到合适的再生结构。然后进一步分析蒸发、冷凝温度、设计潜热比、溶液种类及冰点等设计参数对低温多效再生热泵系统性能指标的影响,并研究其影响机制。基于 LT-MED 的 HTHP 系统计算流程如图 7 所示,通过三重嵌套迭代循环实现经济器的能量平衡、LT-MED 系统与 HTHP 系统的能量平衡,并满足设定的热端换热温差(即压缩机排气温与度与被加热后首效循环溶液温度差值)。

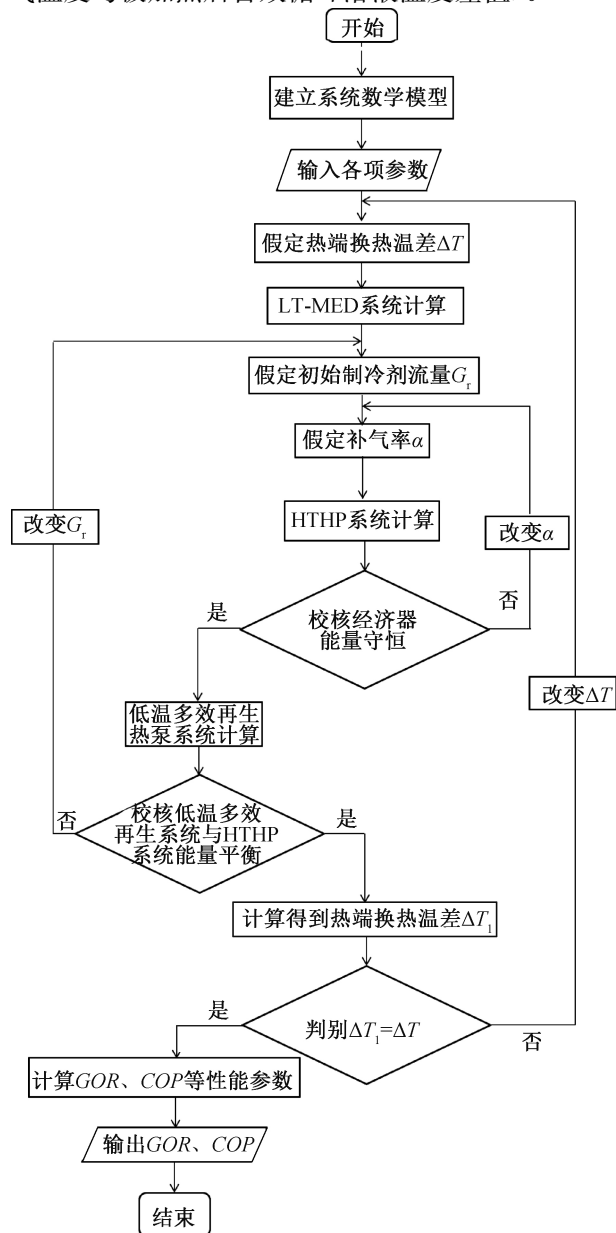


图 7 低温多效再生热泵系统计算流程图

3.1 系统结构对再生系统影响分析

首先,对基于 LT-MED 的溶液再生系统进行结构流程分析,考察效数和凝水闪蒸等结构对 LT-MED 系统性能的影响,其分析工况如表 1 所示。采用质量百分比为 25% 的氯化钙溶液(冰点 $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$ ),过热度设为 $14\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,首效蒸发室循环倍率( $f_{1,1}=G_{1,1}/G_{1,i}$ )为 $2\sim 10$ ,效间温差按均匀分布设计,脱气器闪蒸量设为 $0.5\%$ 。

表 1 结构参数分析工况					
项目	效数/凝水 效 闪蒸	首效压 强/kPa	末效压 强/kPa	稀溶液进口 温度/ $^{\circ}\text{C}$	质量百分 比/%
设计值	2~4 有/无	14.4	5.0	-17	25

效数和凝水闪蒸对 LT-MED 系统的影响曲线如图 8 所示,其中:图 8(a)为效数及凝水闪蒸对 GOR 的影响图;图 8(b)为效数对  $f_w$  的影响图;图 8(c)为效数对  $\beta$  的影响图;图 8(d)为效数及凝水闪蒸对效间温差的影响图。从图 8 可以看出,效数增加对造水比 GOR 有显著提升作用,这主要是由于单位驱动热的重复利用次数随 LT-MED 系统效数

增大而增大,同时浓缩度及脱水循环倍率也相应增加,但因为在首末效压力保持不变时效间温差必然随效数的增加而减小,如当效数为 $2\sim 4$ 效时,其效间平均传热温差分别为 $19.0$ 、 $8.7\text{ }^{\circ}\text{C}$ 和 $5.3\text{ }^{\circ}\text{C}$ (图 8(d)),由于效间温差影响换热面积大小,这意味着在设计中需要在效数和换热面积间进行权衡。图 8 还说明 LT-MED 系统带凝水闪蒸结构时相比无凝水闪蒸结构对 GOR 有促进作用,但影响很小,均小于 $1.0\%$ ,这是因为虽然凝水闪蒸可以增加二次蒸汽量,但由于凝水量较小以及过热度不大的原因,导致凝水降压闪蒸产生的二次蒸汽量也很少。图 8 中 4 效工况下变化曲线较短的原因在于此时已达到氯化钙溶液的浓缩极限。

通过以上分析并综合考虑系统复杂性、效率以及换热面积等因素,采用三效无凝水闪蒸的多效再生器更具优势。本文将基于该结构对设计参数与系统整体性能指标之间的相互关系作进一步分析。

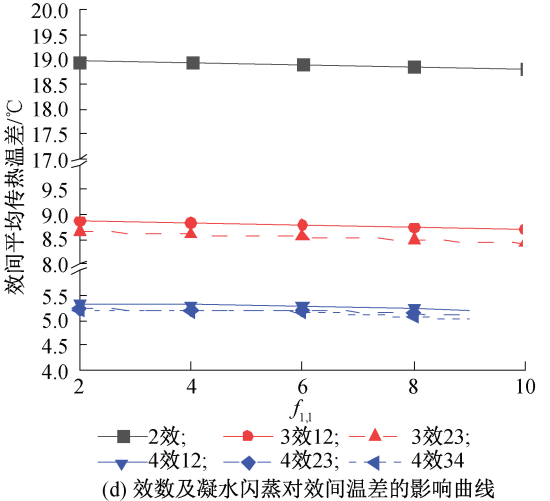
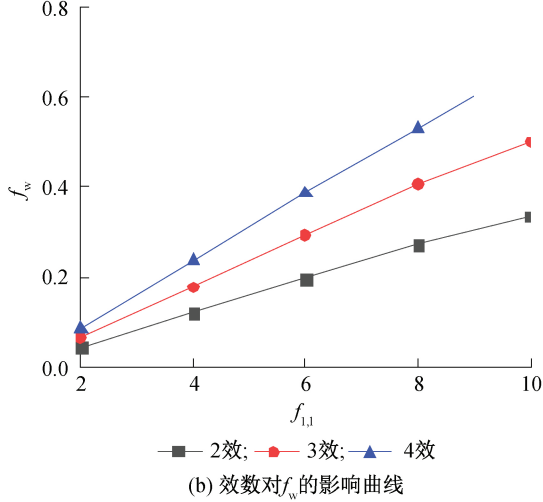
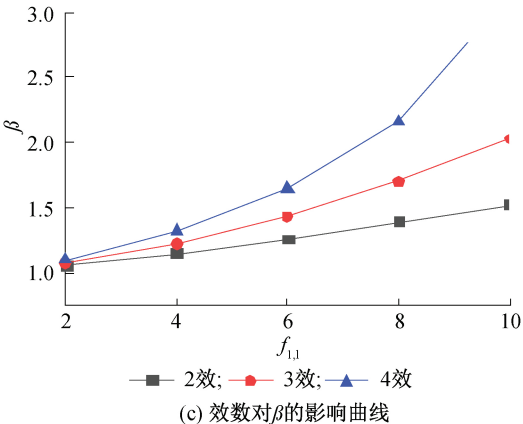
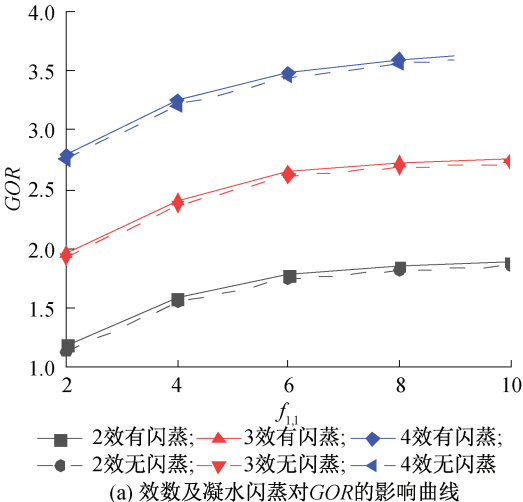


图 8 效数和凝水闪蒸对再生系统的影响曲线

3.2 设计参数对低温多效再生热泵系统的影响分析

HTHP 系统利用压缩机排气显热驱动 LT-MED 系统(热端耦合), 后者的浓溶液回流又减少热泵蒸发器通过热源塔从环境空气的吸热、吸湿量(冷端耦合), 两者存在相互耦合关系。为探究热泵蒸发、冷凝温度、潜热比、首效循环倍率、防冻溶液种类及冰点等设计参数对低温多效再生热泵系统性能的影响规律, 基于表 2 所示工况开展了理论分析研究, 其中三效蒸发器的设计参数同 3.1 节。

表 2 低温多效再生热泵系统计算工况						
工 况	蒸发温 度/℃	冷凝温 度/℃	潜热 比/%	循环 倍率	溶液 种类	溶液冰 点/℃
1	-20~-12	55	20	8	氯化钙	-30
2	-20	45~55	20	8	氯化钙	-30
3	-20	55	15~25	8	氯化钙	-30
4	-20	55	20	2~10	氯化钙	-30
5	-20	55	20	8	氯化钙/乙二醇	-30
6	-20	55	20	8	氯化钙	-20~-30

注: 制冷剂为 R22, 热端换热温差为 20 ℃。

3.2.1 蒸发温度及冷凝温度的影响

蒸发温度和冷凝温度对  $\epsilon$ 、GOR、COP 及

$COP_{re}$  的影响曲线如图 9 所示, 其中: 图 9(a) 为对  $\epsilon$  的影响图; 图 9(b) 为对 GOR 的影响图; 图 9(c) 为对 COP 及  $COP_{re}$  的影响图。工况 1、工况 2 分别用于研究热泵蒸发温度( $t_e$ )和冷凝温度( $t_c$ )对低温多效再生热泵系统的影响。图 9(a) 表明, 再生损失系数随蒸发温度增加而增加, 如当蒸发温度从 -20 ℃ 提高到 -12 ℃ 时( $t_c=50$  ℃), 再生损失系数从 0.046 增加到 0.052, 增加了 11.9%, 这主要是因为蒸发温度增加造成蒸发器吸热量加大, 系统吸湿量同比增大, 再生负担加重, 从而使得再生损失系数加大。图 9(a) 还表明冷凝温度增加使得再生损失系数减小, 这主要是因为随冷凝温度增大, 冷凝热也相应增加, 此外还使得低温多效再生系统预热比减小, 其 GOR 增加(图 9(b)), 因此提高冷凝温度有利于减小再生损失系数。HTHP 系统再生运行时,  $COP_{re}$  比不再生时的 COP 略有减小(图 9(c)), 两者随蒸发、冷凝温度具有相同变化趋势, 其差值即再生损失系数。

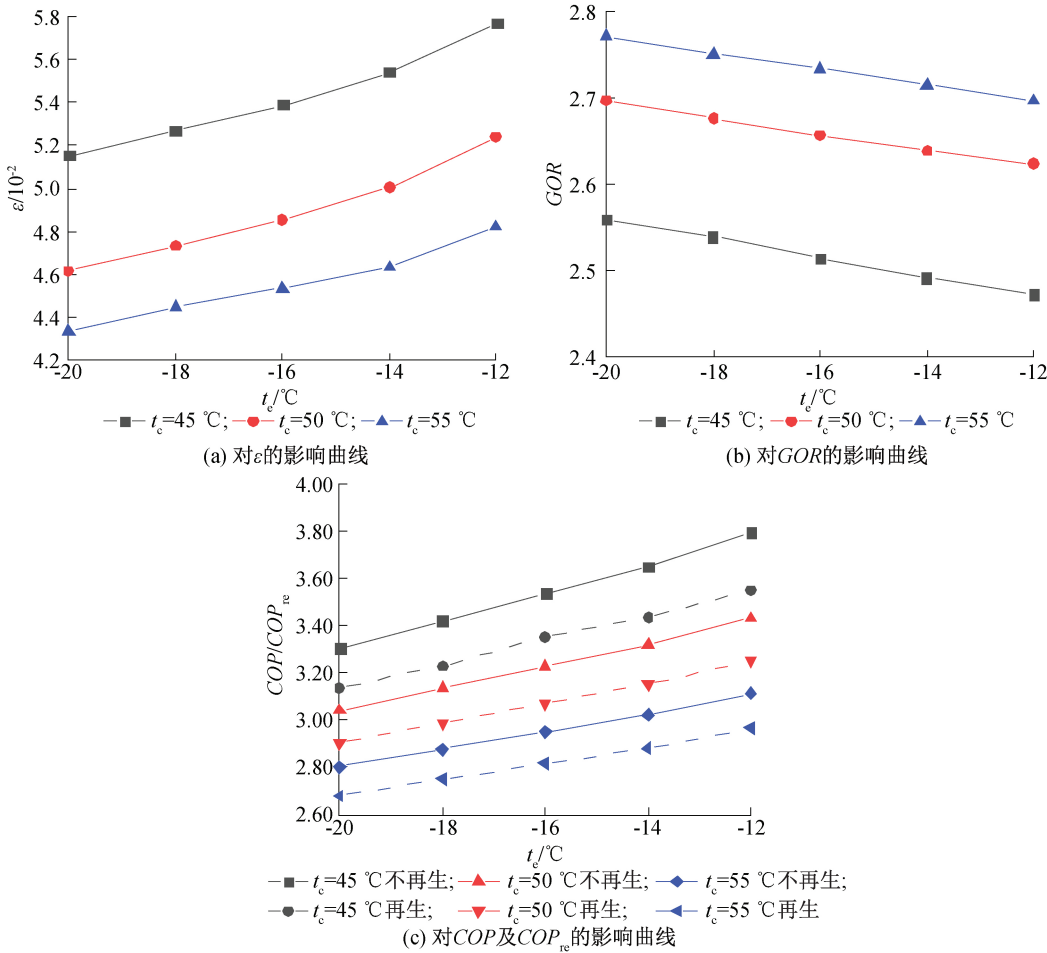


图 9 蒸发温度和冷凝温度对  $\epsilon$ 、GOR、COP 及  $COP_{re}$  的影响曲线

3.2.2 首效循环倍率及设计潜热比的影响

首效循环倍率和潜热比对  $\epsilon$ 、GOR、COP 及  $COP_{re}$  的影响曲线如图 10 所示,其中:图 10(a)为对  $\epsilon$  的影响图;图 10(b)为对 GOR 的影响图;图 10(c)为对  $COP_{re}$  的影响图。工况 3 和工况 4 分别用于研究首效循环倍率和设计潜热比对低温多效再生热泵系统的影响。从图 10(a)可以看出,再生损失系数在首效循环倍率较低时降幅度较大,之后随首效循环倍率的逐渐增加而趋于平缓。这主要归因于首效循环倍率和 GOR 之间的变化趋势,即当首效循环

倍率增大时,由于 LT-MED 系统的预热比增加,导致 GOR 增长幅度从快到慢(图 10(b)),再由式(1)及式(2)可知,再生损失系数与 GOR 成反比关系,从而产生上述变化规律。从图 10(a)可知,潜热比增大造成再生损失系数增加,如当潜热比从 15% 增加到 25% 时( $f_{1,1}=8$ ),再生损失系数从 0.036 增加到 0.059,系统  $COP_{re}$  则从 2.93 降低到 2.87,其主要原因在于潜热比增加使得用于驱动再生过程的排气显热增大,从而造成再生损失系数相应增加,而  $COP_{re}$  相应减小,不过其减小幅度只有 2.0%。

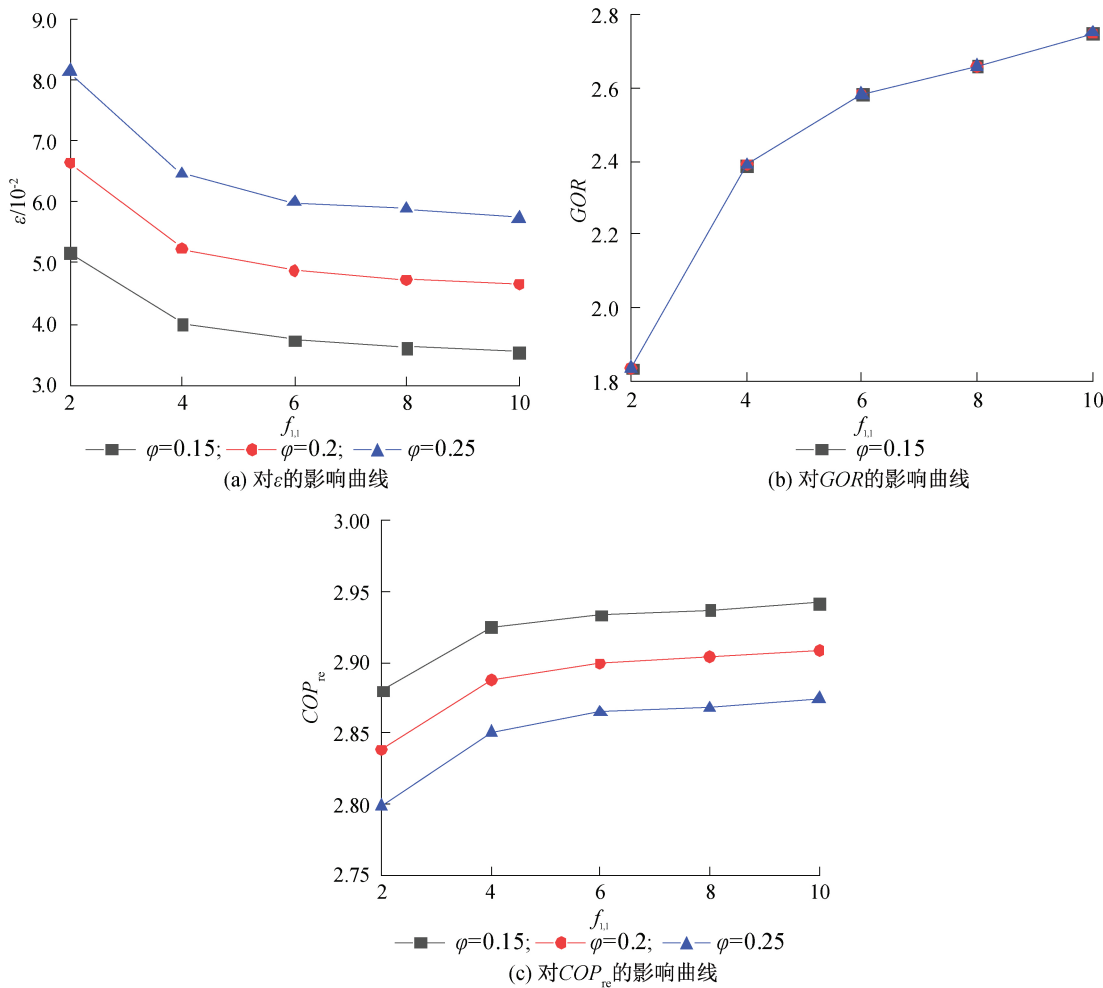


图 10 首效循环倍率和潜热比对  $\epsilon$ 、GOR、COP 及  $COP_{re}$  的影响曲线

3.2.3 进料溶液冰点及种类的影响

进料溶液冰点和溶液种类对  $\epsilon$ 、GOR、COP、 $COP_{re}$  及  $\zeta_q$  的影响曲线如图 11 所示,其中:图 11(a)为对  $\epsilon$  的影响图;图 11(b)为对 GOR 的影响图;图 11(c)为对  $COP_{re}$  的影响图;图 11(d)为对 GOR 的影响图。工况 5 和工况 6 分别用于研究进料溶液冰点及其种类对低温多效再生热泵系统的影响。从图 11(a)表明再生损失系数随溶液的冰点降低而稍

有增大,这主要是因为当溶液冰点降低时,溶液浓度变大产生的沸点上升使得首效蒸发器循环溶液过热度减小,同时溶液预热段加长,这两方面原因共同造成预热比减小而导致 GOR 几乎线性降低(图 11(d)、图 11(b)),但影响不超过 5.0%。

乙二醇溶液的再生损失系数比氯化钙溶液更大,GOR 更低(图 11),其主要原因在于在相同冰点下乙二醇溶液沸点更高,使得多效再生系统的预热

比更大。图 11(c)可以看出,当溶液种类由氯化钙溶液变为乙二醇溶液时,系统  $COP_{re}$  略微减小,几乎

不变,这说明在相同冰点下,溶液种类对系统  $COP_{re}$  影响很小。

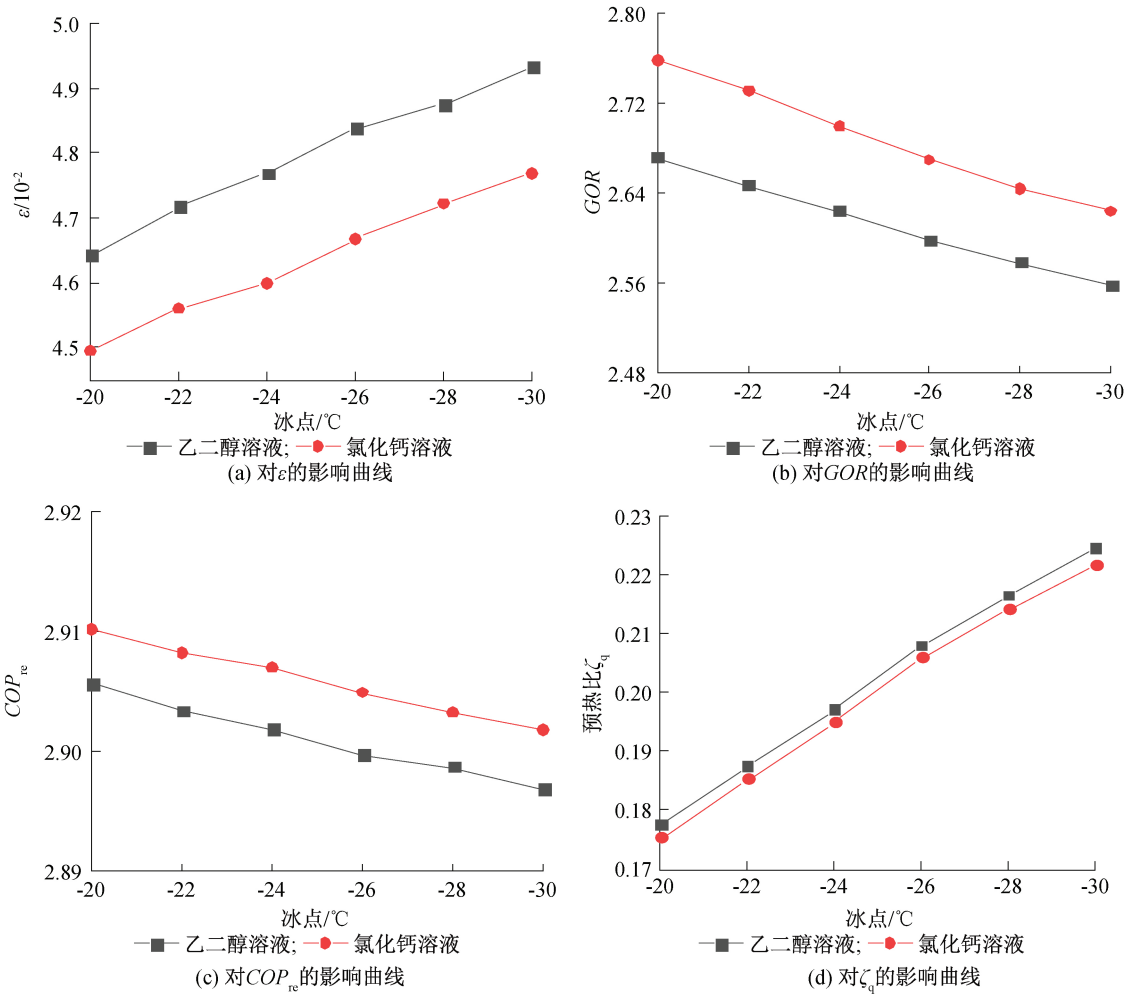


图 11 进料溶液冰点和溶液种类对  $\varepsilon$ 、GOR、COP、 $COP_{re}$  及  $\zeta_q$  的影响曲线

4 结 论

本文提出了一种基于 LT-MED 的 HTHP 系统,建立了其子系统及整体系统的热力学模型,并对 LT-MED 系统及低温多效再生热泵系统的热力学性能进行了计算分析,主要讨论了系统运行参数对整个系统再生损失系数和再生制热效率的影响,为低温多效热泵系统的设计及性能优化奠定了理论基础。所得主要结论如下:

- a) 效数增加对提高 LT-MED 系统 GOR 有明显作用,但同时会使得效间温差减小,这意味着在设计中有必要在效数和换热面积间进行权衡,综合考虑各种因素,三效无凝水闪蒸多效蒸馏系统结构更适合于 HTHP 系统的防冻液再生。
- b) 蒸发温度升高以及冷凝温度降低都会使得低温多效再生热泵系统再生损失系数加大,但影响

很小,蒸发温度及冷凝温度变化对系统再生制热效率的降低幅度都集中在 5.0% 左右。这说明蒸发、冷凝温度的改变对于低温多效再生热泵系统的影响比较稳定。

c) 再生损失系数随首效溶液循环倍率增大而减小,但其减小趋势逐渐变缓,说明循环倍率应选择在平稳下降段。潜热比宽幅变化对系统 COP 影响较小,只有 2.0% 左右,这表明低温多效再生热泵系统对设计潜热比的变化适应性较强。

d) 溶液冰点改变造成的溶液浓度变化以及相同冰点下的溶液种类变化对低温多效再生热泵系统性能影响可以忽略不计,这说明系统对溶液冰点及种类变化不敏感。

e) 基于 LT-MED 的 HTHP 系统再生损失系数在 5.0% 左右,再生效率高,对气候适应性强,是一种有发展潜力的无霜热泵系统。

## 参考文献:

- [1] 付慧影. 无霜空气源热泵系统除湿溶液再生方式及特性研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2012: 9-11.
- [2] 沈九兵, 李自强, 邢子文, 等. 空气源热泵系统无霜化及除霜方法概述[J]. 制冷学报, 2019, 40(2): 85-94.
- [3] 张毅, 张冠敏, 冷学礼, 等. 无霜空气源热泵技术研究进展[J]. 化工学报, 2020, 71(12): 5400-5419.
- [4] Zhang L, Fujinawa T, Saikawa M. A new method for preventing air-source heat pump water heaters from frosting [J]. International Journal of Refrigeration, 2012, 35(5): 1327-1334.
- [5] Wang Z H, Wang F H, Ma Z J, et al. Experimental performance analysis and evaluation of a novel frost-free air source heat pump system[J]. Energy and Buildings, 2018, 175(9): 69-77.
- [6] 邱君君, 张小松, 李玮豪. 无霜空气源热泵系统冬季除湿性能初步实验[J]. 化工学报, 2019, 70(4): 1605-1613.
- [7] 孙家正, 余延顺. 空气源热泵溶液除霜及冷冻再生系统[J]. 暖通空调, 2018, 48(2): 102-106.
- [8] 姚杨, 姜益强, 高强. 无霜空气源热泵系统初步实验研究[J]. 建筑科学, 2012, 28(S2): 198-199.
- [9] 石文星, 李先庭, 邵双全. 房间空调器热气旁通法除霜分析及实验研究[J]. 制冷学报, 2000, 21(2): 29-35.
- [10] 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(S2): 193-198.
- [11] 李胜兵. 喷淋工况下闭式热源塔换热性能研究[D]. 长沙: 湖南大学, 2017: 22-23.
- [12] Li Y C, Chen G M, Tang L M, et al. Analysis on performance of a novel frost-free air-source heat pump system[J]. Building and Environment, 2011, 46(10): 2052-2059.
- [13] Liang C H, Wen X T, Liu C X, et al. Performance analysis and experimental study of heat-source tower solution regeneration [J]. Energy Conversion and Management, 2014, 85: 596-602.
- [14] Huang S F, Lv Z, Zhang X S, et al. Experimental investigation on heat and mass transfer in heating tower solution regeneration using packing tower[J]. Energy and Buildings, 2018, 164: 77-86.
- [15] Song P Y, Li X T, Wang B L, et al. Experimental study on solution regeneration performance of closed-type heat-source tower [J]. Procedia Engineering, 2017, 205: 446-452.
- [16] 蒋冬梅. 基于低压沸腾的热源塔热泵系统溶液再生研究[D]. 南京: 东南大学, 2015: 29-39.
- [17] 李达, 梁彩华, 蒋东梅, 等. 热源塔热泵溶液低压沸腾再生装置性能研究[J]. 制冷技术, 2017, 37(2): 25-31.
- [18] 余延顺, 孙家正, 杨剑. 空气源热泵溶液除霜及冷冻再生技术研究[J]. 暖通空调, 2018, 48(12): 66-70.
- [19] 杨晖, 姚越欣, 李恒松. 基于冷冻过程的海水浓缩实验研究[J]. 水处理技术, 2016, 42(9): 68-72.
- [20] 曹先齐, 文先太. 热源塔盐溶液冷冻再生特性研究[J]. 南京工程学院学报(自然科学版), 2019, 17(4): 74-79.
- [21] 陆柱, 徐立冲. 冷冻法脱盐技术的现状及发展趋势[J]. 水处理技术, 1994, 20(3): 140-145.
- [22] 刘殿宇. 闪蒸脱气设备的设计及应用[J]. 化工设备与管道, 2002, 39(3): 22-23.
- [23] 李璐. 低温多效海水淡化过程预处理优化设计与实验研究[D]. 大连: 大连理工大学, 2011: 23-25.
- [24] 冉小鹏, 邹臣堡, 李芦剑, 等. 喷气增焓空气源热泵低温运行性能的实验研究[J]. 制冷技术, 2018, 38(4): 21-27.
- [25] 胡文举, 常默宁, 刘琴, 等. 补气压力损失系数与一级压比对补气增焓空气源热泵性能影响[J]. 化工进展, 2017, 36(S1): 115-120.
- [26] 冉小鹏, 翟晓强, 骆琼. 喷气增焓空气源热泵补气量对系统性能的影响[J]. 制冷学报, 2019, 40(4): 37-44.
- [27] 郭立良. 双压冷凝空气源热泵系统的开发与研究[D]. 石家庄: 河北科技大学, 2019: 32-33.
- [28] 王国梁, 姜培学. 具有补气特性的跨临界二氧化碳制冷系统理论研究[J]. 清华大学学报(自然科学版), 2008, 48(2): 224-227.
- [29] 董旭. 低温空气源热泵应用技术研究[D]. 秦皇岛: 燕山大学, 2013: 29-31.

(责任编辑: 康 锋)