

# 新型热泵增湿除湿海水淡化系统性能研究

王炳东, 沈九兵\*, 朱文婷, 王文欢  
(江苏科技大学能源与动力学院, 江苏 镇江 212103)

**摘要:**为解决增湿除湿海水淡化技术高能耗问题,提出了一种新型热泵增湿除湿海水淡化系统,将热泵蒸发器用作二级除湿器,并增设过冷器对深度除湿后的空气进行复温。选用R134a为热泵工质,通过数学模型的建立与求解,分析讨论了制冷剂充注量、进料海水温度和液气质量比对系统性能的影响,并与现有文献中的热泵增湿除湿海水淡化系统性能进行对比。结果表明,系统存在最佳的制冷剂充注量、进料海水温度和液气质量比;当进料海水流量为720 kg/h时,最佳制冷剂充注量为240 kg/h,对应的最佳淡水产量和造水比分别为28.83 kg/h和7.21,均优于文献报道值,表明新系统具备实际产品开发的价值和广阔的应用前景。

**关键词:**增湿除湿;热泵;海水淡化;淡水产量;造水比

**中图分类号:** TB61; P747

**文献标志码:** A

**文章编号:** 0253-4320(2024)09-0227-05

**DOI:** 10.16606/j.cnki.issn0253-4320.2024.09.041

## Performance study on a novel heat pump humidification-dehumidification desalination system

WANG Bing-dong, SHEN Jiu-bing\*, ZHU Wen-ting, WANG Wen-huan

(School of Energy and Power, Jiangsu University of Science and Technology, Zhenjiang 212103, China)

**Abstract:** To address the issue of high energy consumption in humidification-dehumidification seawater desalination technology, this paper introduces a novel heat pump humidification-dehumidification seawater desalination system that uses heat pump evaporator as a second-stage dehumidifier, and adds a sub-cooler to reheat the air after deep dehumidification. R134a is chosen as the working fluid for heat pump, and the impact of refrigerant charge, feed seawater temperature and mass ratio of liquid-gas on the system performance is analyzed and studied through the establishment and solution of a mathematical model. The performances of the heat pump humidification-dehumidification desalination system are compared with those presented in the existing literature. Results indicate the presences of the optimal refrigerant charge, feed seawater temperature, and gas-liquid mass ratio for the system. The optimal refrigerant charge is 240 kg·h<sup>-1</sup> when feed seawater flow rate is 720 kg·h<sup>-1</sup>. As a result, the optimal freshwater yield and water production ratio are 28.83 kg·h<sup>-1</sup> and 7.21, respectively, both surpassing those reported in the literature, indicating that the novel system holds practical value for product development and offers broad application prospects.

**Key words:** humidification-dehumidification; heat pump; seawater desalination; freshwater yield; water production ratio

随着经济的发展和人口的增长,当前许多国家和地区面临淡水资源短缺的问题。尽管地球表面约四分之三被水覆盖,但其中97%以上是海水<sup>[1]</sup>。因此,开发海水淡化技术从丰富的海水资源中提取淡水,是解决淡水短缺问题的可行途径<sup>[2]</sup>。传统的海水淡化技术,如低温多效蒸发(LT-MED)和多效闪蒸(MSF),通常适合大规模的海水淡化且位于大型化工厂和发电站等拥有充足蒸汽或废热的场所附近,很难满足海岛等偏远地区的小型分散化的淡水需求<sup>[3]</sup>。反渗透法(RO)技术对处理海水的浓度有着严格要求,且易对环境造成污染<sup>[4]</sup>。因此,发展稳定、高效和节能的小型分散式海水淡化系统已成

为研究的热点。

增湿除湿(HDH)海水淡化系统是一种基于载气的热技术,适用于小型分散式海水淡化系统<sup>[5]</sup>。该系统模拟了大自然中雨水循环的基本机制,通过空气的加湿和除湿过程实现海水淡化。最初由Charles Wilson在1872年提出,该系统配置具有简单、初始投资成本低和适用于高盐度海水等优点,因而得到了快速的发展<sup>[6]</sup>。在20世纪90年代,它取代了产水性能较低的太阳能蒸馏技术,成为小型海水淡化技术的代表<sup>[7]</sup>。在现有的研究中,通常选用太阳能作为增湿除湿系统的驱动能源,尤其是对于太阳能丰富的沿海和岛屿地区<sup>[8-10]</sup>。然而,由

收稿日期:2023-12-11;修回日期:2024-07-16

基金项目:国家自然科学基金项目(52006092)

作者简介:王炳东(1998-),男,硕士生,研究方向为热泵增湿除湿,w15690865513@163.com;沈九兵(1987-),男,博士,副教授,研究方向为制冷及热泵技术、空气调节及热泵水处理,通讯联系人,shenjubiing@just.edu.cn。

于太阳能的供应易受天气因素影响而存在间歇性,导致太阳能驱动的增湿除湿系统的淡水供应不稳定。因此,需要进一步探究可以使系统稳定运行的驱动热源。

热泵技术作为一种高效节能、不易受环境影响的技术,可同时实现热量供应和余热回收,被广泛应用于各个领域。将热泵技术与增湿除湿系统耦合,利用热泵冷凝器加热进料海水或空气,蒸发器则回收热量用于除湿,能显著提高增湿除湿系统的性能。近年来,得到学者的广泛关注。Li 等<sup>[11]</sup>设计了一种基于热泵增湿除湿海水淡化系统的新型家用净水系统,最低淡水产量达到 580 g/h,能满足普通家庭的淡水需求。He 等<sup>[12]</sup>提出了一种新型的热泵驱动式增湿除湿海水淡化系统,最佳造水比为 5.14,最大淡水产量为 82.12 kg/h。Zhang 等<sup>[13]</sup>对热泵驱动的增湿除湿海水淡化系统进行了数值研究,提出的系统最大淡水产量为 22.26 kg/h,最低淡水生产成本为 0.051 美元/L。

目前所研究的热泵增湿除湿海水淡化系统,冷凝器主要用于加热空气或海水,而蒸发器的冷量未能很好利用。因此,本文将热泵蒸发器作为二级除湿器,并增设过冷器对深度除湿后的空气进行加热复温,设计了一种新型热泵增湿除湿海水淡化系统。通过数学模型的建立和求解,对系统进行变工况研究,论证新系统的可行性,为实际产品研发提供理论依据。

### 1 热泵增湿除湿海水淡化系统

图 1 是新型热泵增湿除湿海水淡化系统的流程图,由热泵系统和增湿除湿系统耦合组成,图 2 则为其中湿空气的热力学过程图。热泵系统运行方式如下:低压制冷剂气体从蒸发器进入压缩机进行压缩,

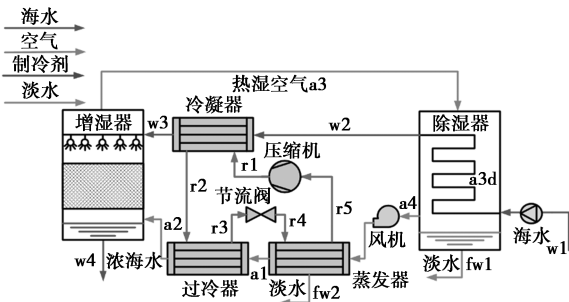


图 1 新型热泵增湿除湿海水淡化系统流程

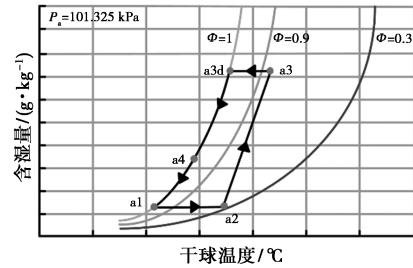


图 2 新型热泵增湿除湿海水淡化系统中的湿空气热力学过程

产生的高压制冷剂气体进入冷凝器和过冷器内放热后冷凝成液体并具有一定过冷度,通过节流阀进入蒸发器中进行蒸发冷却,然后进入压缩机进行循环。

增湿除湿系统由水循环和空气循环组成。在水循环中,海水在除湿器中被预热,然后在冷凝器中被加热形成热海水。热海水喷淋至增湿器中,在填充材料上形成均匀的液膜,并与增湿器底部流入的空气进行热质交换。部分蒸发成水蒸汽由湿空气携带,尚未蒸发的海水则由增湿器的底部以浓海水形式排出。空气的循环过程与图 2 所示的湿空气的热力学过程相对应。低温湿空气经过过冷器加热后 (a1→a2) 进入增湿器进行增焓加湿 (a2→a3), 然后经过除湿器和蒸发器进行冷却除湿。在预冷器内,热湿空气首先被冷却到露点温度 (a3→a3d), 然后进一步冷却除湿 (a3d→a4) 产生部分淡水, 随后进入蒸发器内进行进一步冷却除湿 (a4→a1) 产生更多淡水。经过 2 次冷却除湿后,低温饱和湿空气再次由过冷器加热进入增湿除湿系统中循环,充当水蒸汽的载体。

### 2 数学模型

为对系统进行性能分析,参考 Wang 等<sup>[14]</sup>已验证的数学模型,建立了相应的数学模型进行求解。为简化计算,做出以下假设:①系统在稳态条件下运行;②管道和各部件的热损失和质量损失可以忽略不计;③能量平衡中动能和势能的影响可以忽略不计;④相对于压缩机功率,泵和风机的功率可以忽略不计。

#### 2.1 热力学模型

##### (1) 增湿器

增湿器内的热量和质量平衡过程可以表示为<sup>[5]</sup>:

$$m_{w3} = m_a(\omega_{a3} - \omega_{a2}) + m_{w4} \quad (1)$$

$$m_a(h_{a3} - h_{a2}) = m_{w3}h_{w3} - m_{w4}h_{w4} \quad (2)$$

式中,  $m$  为流体的质量流量, kg/h;  $\omega$  为空气的含湿

量, kg/kg;  $h$  为焓值, kJ/kg。

### (2) 除湿器

除湿器内的能量守恒过程可以表示为<sup>[5]</sup>:

$$m_{fw1} = m_a(\omega_{a3} - \omega_{a4}) \quad (3)$$

$$m_a(h_{a4} - h_{a5}) = m_{w1}(h_{w2} - h_{w1}) + m_{fw1}h_{fw1} \quad (4)$$

为确定增湿器和除湿器出口的气流条件, 需要建立有效性方程来描述传热和传质效果。有效性方程定义为气流的实际焓变量与可实现的最大焓变量之比, 可表示为<sup>[5]</sup>:

$$\varepsilon_h = \max \left\{ \frac{(h_{w,in} - h_{w,out}) / (h_{w,in} - h_{w,out,ideal})}{(h_{a,out} - h_{a,in}) / (h_{a,out,ideal} - h_{a,in})} \right\} \quad (5)$$

$$\varepsilon_d = \max \left\{ \frac{(h_{w,out} - h_{w,in}) / (h_{w,out,ideal} - h_{w,in})}{(h_{a,in} - h_{a,out}) / (h_{a,in} - h_{a,out,ideal})} \right\} \quad (6)$$

式中,  $h_{w,out,ideal}$  为理想出口空气焓, 是根据出口空气在进水温度下完全饱和时来确定的;  $h_{a,out,ideal}$  为理想出口海水焓, 是根据海水温度等于进口空气干球温度时计算。根据文献[12, 14], 假设增湿器和除湿器的有效性均为 85%。

### (3) 蒸发器

热泵系统蒸发器用作二级除湿器, 热量和质量平衡如下:

$$m_{fw2} = m_a(\omega_{a4} - \omega_{a1}) \quad (7)$$

$$Q_{eva} = m_r(h_{r4} - h_{r5}) = m_a(h_{a4} - h_{a1}) - m_{fw3}h_{fw2} \quad (8)$$

### (4) 冷凝器

冷凝器释放的热量可以表示为:

$$Q_{com} = m_r(h_{r1} - h_{r2}) = m_{sw}(h_{w3} - h_{w2}) \quad (9)$$

### (5) 过冷器

过冷器释放的热量可以表示为:

$$Q_{sub} = m_r(h_{r2} - h_{r3}) = m_a(h_{a2} - h_{a1}) \quad (10)$$

### (6) 节流阀

节流阀是一种恒焓装置, 能量平衡方程可以表示为:

$$h_{r4} = h_{r5} \quad (11)$$

### (7) 压缩机

压缩机的功耗可以表示为:

$$W_{com} = m_r(h_{r1} - h_{r5}) / \eta_{com} \quad (12)$$

式中,  $\eta_{com}$  为压缩机的等熵效率, 根据文献[12]中的数值, 取值为 80%。

## 2.2 性能评价指标

### (1) 淡水产量 ( $m_{fw}$ )

系统的淡水产量为除湿器和蒸发器的淡水产量之和:

$$m_{fw} = m_{fw1} + m_{fw2} \quad (13)$$

### (2) 造水比 (GOR)

造水比定义为产生淡水的冷凝潜热与输入系统

的总能量的比值:

$$GOR = (m_{fw1}h_{fg1} \times m_{fw2}h_{fg2}) / W_{com} \quad (14)$$

### (3) 回收率 (RR)

回收率定义为淡水产量与进料海水流量的比值:

$$RR(\%) = m_{fw} / m_{sw} \quad (15)$$

## 2.3 参数设定

本研究采用 R-134a 制冷剂作为热泵工质, 并参考已有文献[5, 14]中的数据, 确定表 1 所示的工况参数设定值, 同时结合我国沿海地区的气象条件给出了表 2 所示的运行参数范围。

表 1 工况参数表

参数	冷凝压力/ MPa	蒸发压力/ MPa	过冷器出口 过冷度/°C	蒸发器出口 过热度/°C
设定值	1.378	0.306	5	5

表 2 运行参数表

参数	进料海水流量/(kg·h <sup>-1</sup> )	进料海水温度/°C	液气质量比
数值	720	16~36	0.4~1.6

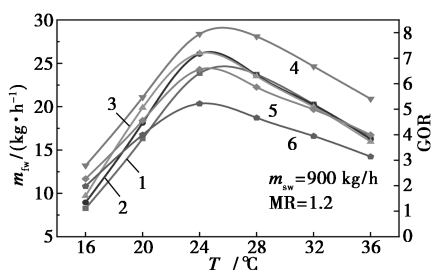
## 3 结果与分析

在新型热泵增湿除湿海水淡化系统中, 制冷剂的充注量对于制冷压缩机功率的影响至关重要, 而压缩机功率则是影响热泵增湿除湿系统性能的一个重要因素。因此, 本文中研究了制冷剂充注量对系统性能的影响, 并针对 3 种典型的制冷剂充注量 ( $m_{ref} = 180, 240, 300$  kg/h), 结合进料海水温度和液气质量比 (MR) 的变化进行了变工况分析, 以确定最佳制冷剂充注量并优化运行参数。最后, 将该系统的最佳性能与文献报道的热泵增湿除湿系统进行性能对比。

### 3.1 进料海水温度对系统性能的影响

图 3 是液气质量比固定为 1.2 时, 3 种不同的制冷剂充注量下系统淡水产量和造水比随进料海水温度变化的对比图。结果表明, 当进料海水温度低于 24°C 时, 随着温度升高, 系统淡水产量逐渐增加, 而且制冷剂充注量越大, 对应的淡水产量也越高。进料海水温度的升高增加了增湿器内的增湿效率, 提高了进入除湿系统的热湿空气温度和含湿量, 从而增加了淡水的产量。同时, 制冷剂充注量越大, 冷凝器和过冷器的加热能力以及蒸发器的冷却除湿能力则越强, 进一步提升了淡水产量。但是当进料海

水温度超过 24℃ 时,系统淡水产量开始下降。这是因为随着进料海水温度的升高,海水携带进入系统的热量也在增加,而系统内循环空气的流量为固定值。因此,当进料海水温度超过 24℃ 时,固定流量的空气开始被充分加湿,进料海水温度继续升高不再提升空气温度和含湿量。但是却使得除湿器内的冷凝除湿效果减弱,最终引起淡水产量的下降。制冷剂充注量为 180 kg/h 时制热能力较弱,对应的最佳进料海水温度也相对较低,但最终在进料海水温度超过 28℃ 时,3 种制冷剂充注量对应的淡水产量趋于一致。



$m_{fw}$ : 1— $m_{ref}$  = 180 kg/h; 2— $m_{ref}$  = 240 kg/h; 3— $m_{ref}$  = 300 kg/h;  
GOR: 4— $m_{ref}$  = 180 kg/h; 5— $m_{ref}$  = 240 kg/h; 6— $m_{ref}$  = 300 kg/h

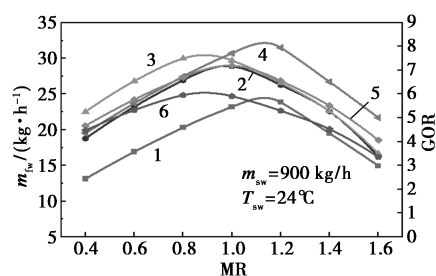
图 3 进料海水温度对系统性能的影响

在相同的制冷剂充注量下,压缩机的功率保持不变,因此 GOR 随着进料海水温度的增加呈现与淡水产量相一致的变化趋势。当制冷剂充注量为 180 kg/h 时,对应的压缩机功率仅为 2.04 kW,低于制冷剂充注量为 240、300 kg/h 对应的 2.72、3.40 kW,使得制冷剂充注量为 180 kg/h 时的 GOR 始终高于其他 2 种情况。然而,由于受到固定空气流量的限制,未能充分利用不同制冷剂充注量所产生的热量和冷量,因此导致 3 种制冷剂充注量下淡水产量的差异不明显,甚至在进料海水温度超过 28℃ 时,3 种制冷剂充注量下淡水产量趋于一致。因此,仅仅比较进料海水温度的变化并不能充分客观评价 3 种制冷剂充注量对系统性能的影响。需要在系统的最佳运行温度下,进一步比较 MR 变化对 3 种制冷剂充注量下系统性能的影响,以确定最合适的制冷剂充注量。

### 3.2 液气质量比对系统性能的影响

选取上述研究中 24℃ 的最佳进料海水温度,在 MR 增加的情况下比较 3 种制冷剂充注量对系统淡水产量和 GOR 的影响。MR 的增加是通过固定进料海水流量并减少系统内循环干空气流量实现的。由图 4 可知,随着 MR 的增加,系统淡水产量先增加达到峰值后减少。这是因为 MR 的增加使得循环的

空气流量减少,而热泵冷凝器、过冷器和进料海水输入系统的热量保持不变,使得单位空气能够在增湿器内充分增焓加湿,从而实现更高的温度和含湿量。这进一步提高了除湿器内的温差,促进冷凝效果,增加淡水产量。此外,低流量的空气也能够被热泵蒸发器固定的制冷量冷却到更低的温度,从而进一步提高淡水产量。然而,随着 MR 进一步增加,增湿器内会出现供水过剩而供气不足的情况,导致单位空气携带的水蒸汽含量虽然增加,但总量减少,从而导致系统产水产量降低。



$m_{fw}$ : 1— $m_{ref}$  = 180 kg/h; 2— $m_{ref}$  = 240 kg/h; 3— $m_{ref}$  = 300 kg/h;  
GOR: 4— $m_{ref}$  = 180 kg/h; 5— $m_{ref}$  = 240 kg/h; 6— $m_{ref}$  = 300 kg/h

图 4 液气质量比对系统性能的影响

由图 4 可知,尽管制冷剂充注量为 180 kg/h 时具有较高的 GOR,但淡水产量要远低于其他 2 种情况。因此,对制冷剂充注量为 240、300 kg/h 的淡水产量和 GOR 进行全面比较以确定合适的制冷剂充注量。制冷剂充注量为 240 kg/h 时,在 MR 为 1.0 时实现最佳系统性能,相应淡水产量和 GOR 分别为 28.83 kg/h 和 7.21。而制冷剂充注量为 300 kg/h 时,在 MR 为 0.9 处实现最佳系统性能,淡水产量和 GOR 分别为 30.44 kg/h 和 6.06。与制冷剂充注量为 300 kg/h 相比,制冷剂充注量为 240 kg/h 时淡水产量下降了 5.29%,但 GOR 却提高了 18.98%。此外,当 MR 超过 1.1 时,2 种制冷剂充注量下淡水产量基本相同,而制冷剂充注量为 240 kg/h 时的 GOR 始终优于 300 kg/h。因此,综合淡水产量和 GOR 的比较,制冷剂流量为 240 kg/h 时表现出更优的性能。

### 3.3 系统性能的比较分析

在上述变工况研究中,发现当制冷剂流量为 240 kg/h 时,系统表现最佳,实现了 28.83 kg/h 的淡水产量和 7.21 的 GOR 值。将其与现有文献[5, 12-13, 15-17]中研究的热泵增湿除湿系统进行性能比较,其中,考虑到系统的进料海水流量不同,故将淡水产量换算为回收率,结果如表 3 所示。由表 3 可知,Lawal 等<sup>[5]</sup>提出的系统实现 4.52% 的 RR 值

和 8.88 的 GOR 值,均优于本文中所得的最佳数值。然而,进料海水流量较低,仅为 360 kg/h,尽管具有更高的 RR 但最大淡水产量仅为 16.27 kg/h,低于本文中的数据。此外,在 GOR 的计算中将压缩机的等熵效率设为 100%,导致获得的 GOR 值高于本文。与其他的系统相比,本文中提出的新型热泵增湿除湿系统的 RR 和 GOR 皆具有一定优势,因此具有更优越的热力学性能,具备产品开发和市场推广的潜力。

表 3 与已有文献系统性能的比较表

	Faegh <sup>[15]</sup>	Zhang <sup>[13]</sup>	Elattar <sup>[16]</sup>	He <sup>[12]</sup>
RR/%	1.53	3.45	3.35	4.56
GOR	2.48	2.05	4.97	5.14
	He <sup>[17]</sup>	Lawal <sup>[5]</sup>	240 kg/h	
RR/%	3.98	4.52	4.01	
GOR	5.28	8.88	7.21	

## 4 结论

(1)随着进料海水温度和液气质量比的升高,该系统的淡水产量和造水比均呈先增加后降低的趋势。此外,增大热泵系统制冷剂流量可以在一定条件下提高系统的淡水产量,但同时也会降低系统的造水比。

(2)通过变工况条件下综合比较淡水产量和造水比,发现制冷剂充注量为 240 kg/h 时,系统的性能表现最优,对应的最佳的淡水产量和造水比分别为 30.44 kg/h 和 7.21。

(3)与已有的热泵增湿除湿系统相比,本文中提出的新型热泵增湿除湿海水淡化系统具有更优越的热力学性能,具备实际产品的开发和推广的价值。

## 参考文献

- [1] 孙彬荃,张小磊,邢丁予,等.海水淡化技术的发展和应[ J ].广东化工,2021,48(18):1-2,28.
- [2] 刘业凤,胡海涛.太阳能海水淡化新技术综述[ J ].水处理技术,2011,37(8):7-10,14.
- [3] 刘学忠.低温多效海水淡化实验装置的工艺开发[ J ].水处理技术,2017,43(5):114-117.
- [4] 赵冰,王军,田蒙奎.我国膜分离技术及产业发展现状[ J ].现代化工,2021,41(2):6-10.
- [5] Lawal D, Antar M, Khalifa A, et al. Humidification-dehumidification desalination system operated by a heat pump[ J ]. Energy Conversion and Management, 2018, 161: 128-140.
- [6] Bouguecha S, Hamrouni B, Dhahbi M. Small scale desalination pilots powered by renewable energy sources; Case studies[ J ]. Desalination, 2005, 183(1/2/3): 151-165.
- [7] Narayan G P, Sharqawy M H, Summers E K, et al. The potential of solar-driven humidification-dehumidification desalination for small-scale decentralized water production [ J ]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2010, 14(4): 1187-1201.
- [8] 从硕,陈佳明,蔡景成,等.加湿除湿脱盐系统的热力学分析及实验研究[ J ].浙江大学学报:工学版,2019,53(4):684-691.
- [9] 顾维错,王军锋,储进静,等.增湿除湿太阳能海水淡化系统的试验研究[ J ].环境工程,2014,32(S1):155-158,168.
- [10] Rajaseenivasan T, Shanmugam R K, Hareesh V M, et al. Combined probation of bubble column humidification dehumidification desalination system using solar collectors [ J ]. Energy, 2016, 116: 459-469.
- [11] Li K, Wu W, Hu K, et al. Performance analysis of a novel household water purification system based on humidification-dehumidification principle[ J ]. Desalination, 2019, 469: 114099.
- [12] He W F, Han D, Ji C. Investigation on humidification dehumidification desalination system coupled with heat pump[ J ]. Desalination, 2018, 436: 152-160.
- [13] Zhang Y, Zhang H, Zheng W, et al. Numerical investigation of a humidification-dehumidification desalination system driven by heat pump[ J ]. Energy Conversion and Management, 2019, 180: 641-653.
- [14] Wang B, Shen J, Chen Y, et al. Performance evaluation of a novel humidification-dehumidification desalination system operated by a heat pump [ J ]. Energy Conversion and Management, 2023, 293: 117523.
- [15] Faegh M, Shafii M B. Performance evaluation of a novel compact humidification-dehumidification desalination system coupled with a heat pump for design and off-design conditions[ J ]. Energy Conversion and Management, 2019, 194: 160-172.
- [16] Elattar H F, Nada S A, Al-Zahrani A, et al. Humidification-dehumidification water desalination system integrated with multiple evaporators/condensers heat pump unit[ J ]. International Journal of Energy Research, 2020, 44(8): 6396-6416.
- [17] He W F, Wen T, Han D, et al. Energetic, entropic and economic analysis of a heat pump coupled humidification dehumidification desalination system using a packed bed dehumidifier[ J ]. Energy Conversion and Management, 2019, 194: 11-21. ■

《现代化工》欢迎广大作者踊跃投稿,投稿系统:<http://www.xdhg.com.cn>