

DOI: 10.11830/ISSN.1000-5013.201712010



太阳能喷射与间接蒸发耦合制冷系统 在兰州地区的性能分析

李 蓉 蓉¹, 李 风 雷¹, 韩 瑞 春²

(1. 太原理工大学 环境科学与工程学院, 山西 太原 030600;
2. 中铁工程咨询设计集团 太原设计院, 山西 太原 030024)

摘要: 根据兰州地区的气候特点,提出太阳能喷射与间接蒸发耦合制冷系统.以 R134a 为制冷剂,基于 TRNSYS 软件,模拟分析耦合系统为节能建筑供冷时,系统的运行状况及建筑的舒适度情况.对比分析直接蒸发和间接蒸发冷却系统分别与喷射制冷系统耦合的适宜性.结果表明:在兰州地区,间接蒸发冷却与喷射制冷系统耦合更适宜,室内空气舒适度高,间接蒸发冷却子系统可为房间提供 55% 的冷量,耦合系统综合性能系数(COP_m)最大可达 13.69;在满足建筑冷负荷需求的前提下,耦合系统典型日内耗电总量 5.98 kW·h,占完全用机械压缩制冷系统供冷时耗电量的 18.8%,显示出很好的节能效果.

关键词: 太阳能喷射; 间接蒸发; 耦合制冷系统; TRNSYS 模拟; 舒适度; 性能系数; 兰州地区

中图分类号: TK 519(42) **文献标志码:** A **文章编号:** 1000-5013(2018)04-0577-06

Solar Ejector and Indirect Evaporation Coupled Cooling System Performance Analysis Based on Lanzhou Region

LI Rongrong¹, LI Fenglei¹, HAN Ruichun²

(1. College of Environmental Science and Engineering, Taiyuan University of Technology, Taiyuan 030600, China;
2. China Railway Engineering Consulting Design Group, Taiyuan Design Institute, Taiyuan 030024, China)

Abstract: According to the climate characteristics in Lanzhou region, a solar ejector-indirect evaporation coupled cooling system is proposed. Taking R134a as refrigerant, the operation situation and performance of the coupled system and the comfort degree of the room are simulated and analyzed when the coupled system is used to supply cooling for the energy saving building based on TRNSYS software. The suitability of the coupling of direct evaporation and indirect evaporation cooling system to the ejector refrigeration system is compared and analyzed. The result shows that the coupled of indirect evaporation cooling and ejector cooling system is more suitable in Lanzhou region. The comfort of the indoor air is higher with the indirect evaporation cooling system and it can provide 55% of the room cooling capacity. The system comprehensive mechanical coefficient of performance (COP_m) is up to 13.69. Under the condition of satisfying the building cooling load demand, the total daily power consumption of the coupled system is 5.98 kW·h, which is 18.8% of the total consumption of the mechanical compression refrigeration system, which shows a good energy saving effect.

收稿日期: 2017-12-08
通信作者: 李风雷(1967-),男,副教授,主要从事空调制冷和可再生能源利用技术的研究. E-mail: fengleili@126.com.
基金项目: 国家国际科技合作专项项目(2013DFA61580); 山西省科技攻关项目(20140313006-6); 山西省回国留学人员科研资助项目(2016-032)

Keywords: solar jet; indirect evaporation; coupled refrigeration system; TRNSYS simulation; comfort; coefficient of performance; Lanzhou region

在能源短缺和环境污染越来越严重的今天,新能源的大力开发和可再生能源的利用日益引起人们的重视.太阳能具有安全、清洁、廉价等特性,太阳能喷射制冷系统利用太阳能集热器将太阳能转化为热能,热能作为驱动力推动空调系统运行.国内外许多科研人员对太阳能喷射制冷系统进行了探究^[1-6],然而,以太阳能作为驱动源,制冷系统的运行易受到太阳辐射照度变化的影响,使单一的太阳能喷射制冷系统难以满足空调冷负荷在一天中各时间段的需求^[7].为此,科研人员尝试将太阳能喷射制冷与其他冷却系统相结合^[2,3,8].蒸发冷却技术是利用水与空气之间的热湿交换来实现的,是一种环保、节能的制冷技术.文献^[9]表明,蒸发冷却空调技术的制冷系统的性能系数 COP 是传统压缩制冷的 5 倍及更高,有很大的应用潜力.基于甘肃省兰州市夏季太阳辐射和湿球温度变化情况的气候特点,本文将太阳能喷射制冷系统与间接蒸发冷却系统进行耦合,建立耦合制冷系统模型,针对一小型节能办公建筑,研究该耦合系统在典型日的供冷特性.

1 耦合制冷系统及模拟建筑概述

1.1 耦合系统组成与工作原理

太阳能喷射与间接蒸发耦合制冷系统由太阳能喷射制冷子系统和间接蒸发冷却子系统组成,其中,间接蒸发冷却器采用间接蒸发冷却与蒸发式冷凝相结合的形式^[10].太阳能喷射与间接蒸发耦合制冷系统示意图,如图 1 所示.图 1 中:1 为太阳能集热器;2 为蓄热水箱;3 为发生器;4 为蒸发器;5,6 为调节阀;7 为喷射器;8 为集热循环水泵;9 为发生循环水泵;10 为工质泵;11 为膨胀阀;12 为二次空气排风;13 为二次风机;14 为布水器;15 为冷凝盘管;16 为一次空气送风;17 为二次空气进风;18 为循环水箱;19 为粗效过滤器;20 为循环水泵;21 为一次空气进风;22 为间接蒸发冷却器;1'为发生器入;2'为发生器出;3'为冷凝盘管出;4'为冷凝盘管入;5'为蒸发器入;6'为蒸发器出.系统有如下 3 个工作过程.

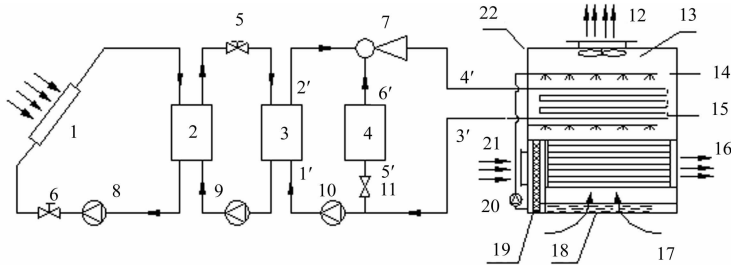


图 1 太阳能喷射与间接蒸发耦合制冷系统示意图

Fig.1 Diagram of solar ejector and indirect evaporation coupled cooling system

- 1) 太阳能喷射制冷子系统由制冷剂的制冷循环和水循环组成.过热状态的制冷蒸气在冷凝盘管中冷凝,放热为液态.从盘管出口流出后,一部分经膨胀阀节流降压进入蒸发器中蒸发制冷,另一部分经工质泵进入发生器,与蓄热水箱中的热水进行热交换,形成高温高压的制冷蒸气,进入喷射器.在喷嘴处加速降压,引射来自蒸发器的低温低压制冷蒸气,混合后,经扩压器增压进入冷凝盘管.发生器中,经热交换变为低温的热水再次进入蓄热水箱,与经太阳能集热器加热后的热水进行热交换,然后再循环.
- 2) 间接蒸发冷却器的特点为一机两用,上部为蒸发式冷凝器,用作喷射制冷子系统的冷凝器;下部为管式间接蒸发冷却器,由一组排列的管束组成,一次空气在管内流过,在管束上方由布水装置淋水,在管外壁形成水膜,水膜的蒸发通过吸收热量完成.二次空气自下而上横掠管束,与管外水膜发生热、湿交换,冷却管内一次空气,并将其直接送入室内.
- 3) 太阳辐射较弱,使得蓄热水箱上层温度不足以驱动喷射制冷子系统,由间接蒸发冷却子系统为空调房间供冷.随着室外湿球温度的升高,蒸发冷却子系统制冷效果降低.当喷射制冷子系统达到运行条件时,由太阳能喷射制冷子系统为房间提供冷量.在两子系统的配合运行时段,需综合考虑各自随室

外气象条件改变时的制冷效果和冷却效率,充分发挥二者的节能优势,相互弥补各自使用的时间差,实现制冷系统的连续供冷。

1.2 模拟建筑概况

以甘肃省兰州市某小型节能办公建筑为模拟建筑.该建筑为一层,层高 3.3 m,建筑面积 18 m².外墙、外门、屋顶、外窗的地面传热性能分别为 0.558,1.680,0.820,2.400,0.978.

2 耦合制冷系统热力学分析及系统部件模型

根据太阳能喷射制冷系统中制冷剂在各个部件中的状态变化,绘制太阳能喷射制冷循环的压焓图,如图 2 所示.间接蒸发冷却空调器内一次空气等湿冷却的焓湿图^[11],如图 3 所示.图 3 中: t_{g1} 为一次空气进口干球温度; t_{g2} 为一次空气出口干球温度; t_{s1} 为一次空气进口湿球温度; h_1 为一次空气进口比焓值; h_2 为一次空气出口比焓值.

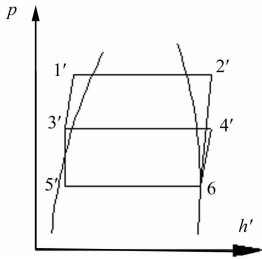


图 2 喷射制冷循环压焓图

Fig. 2 Pressure-enthalpy diagram of ejector cooling system

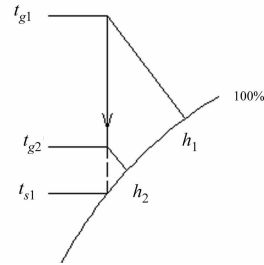


图 3 间接蒸发冷却焓湿图

Fig. 3 Pressure-enthalpy diagram of indirect evaporative cooling system

2.1 喷射制冷子系统计算模型

发生器、蒸发器、冷凝器 3 者的计算模型分别为^[7]

$$Q_f = q_{mf}(h_{2'} - h_{1'}), \quad (1)$$

$$Q_z = q_{mz}(h_{6'} - h_{5'}), \quad (2)$$

$$Q_l = q_{ml}(h_{4'} - h_{3'}), \quad (3)$$

式(1)~(3)中: Q_f 为发生器换热量,kW; Q_z 为蒸发器换热量,kW; Q_l 为冷凝器换热量,kW; q_{mf} , q_{mz} , q_{ml} 分别为工作流体、引射流体、混合流体的质量流量, $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$; $h_{1'} \sim h_{6'}$ 为状态点 1'~6' 的焓值.循环所需的机械能 w_{mec} 与 Q_f 相比,可忽略不计.因此,喷射制冷系统的热性能系数 COP_h 为

$$COP_h = \frac{Q_z}{Q_f + w_{mec}} \approx \frac{Q_z}{Q_f}. \quad (4)$$

系统机械的性能系数为

$$COP_m = \frac{Q_z}{w_{mec}}. \quad (5)$$

喷射系数 μ 为

$$\mu = \frac{q_{mz}}{q_{mf}}. \quad (6)$$

2.2 间接蒸发冷却子系统计算模型

间接蒸发冷却器的换热过程主要分两部分,一部分为管内一次空气换热,另一部分为管外二次空气与水膜换热.

管内一次空气的换热量^[12] 为

$$q_1 = m_1 C_p (t_{g1} - t_{g2}). \quad (7)$$

式(7)中: q_1 为管内一次空气换热量,kW; C_p 为一次空气定压比热容, $\text{kJ} \cdot (\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})^{-1}$; m_1 为一次空气的质量流量, $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$.

系统送风量为

$$q_m = \frac{Q}{i_n - i_2}.$$

(8)

式(8)中: Q 为空调房间总冷负荷,kW; i_n, i_2 分别为空调房间室内、一次空气空气焓值, $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$.
系统机械性能系数为

$$\text{COP}_m = \frac{q_1}{\omega_{\text{mec}}}.$$

(9)

式(9)中: ω_{mec} 为循环所需机械能,kW.
给定要求的热交换效率 η_{IEC} 为

$$\eta_{\text{IEC}} = \frac{t_{g1} - t_{g2}}{t_{g1} - t_{s2}}.$$

(10)

式(10)中: t_{s2} 为二次空气(即为室外空气)进口湿球温度, $^{\circ}\text{C}$,且 $t_{s2} = t_{s1}$.

3 TRNSYS 仿真及控制策略

TRNSYS 仿真模拟太阳能集热子系统的部件连接图,如图 4 所示.在太阳能喷射制冷系统中喷射器设计工况为发生温度为 $80\text{ }^{\circ}\text{C}$,冷凝温度为 $33\text{ }^{\circ}\text{C}$,蒸发温度为 $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ 的条件下,TRNSYS 仿真模拟系统中各模块的输入参数,如表 1 所示.表 1 中: A_c 为集热器面积; ϕ 为集热器安装倾角; θ 为集热器的方位角; δ 为水箱的热损失系数; N 为水箱的温度分层; V 为水箱的容积; q_c, q_t 分别为集热侧循环泵和换热侧循环泵流量.利用发生器热平衡公式,假设发生器传热系数与换热面积的乘积为定值,通过迭代计算的方法将集热子系统与制冷循环子系统连接.根据喷射器性能的计算模型^[5],结合 REFPROP(Version 9.0)制冷剂物性计算软件,计算分析相关性能.

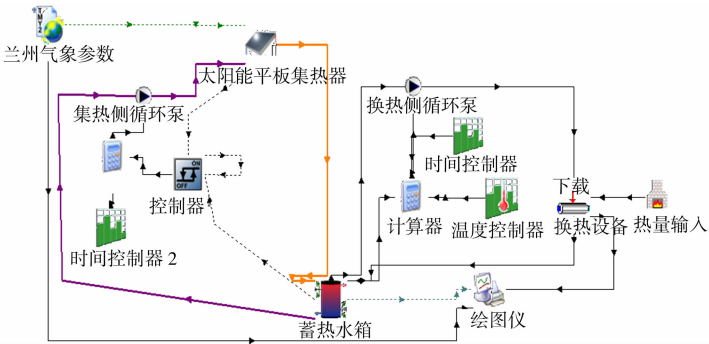


图 4 太阳能集热循环系统 TRNSYS 仿真结构图

Fig. 4 TRNSYS simulation diagram of solar collector systems

1 所示.表 1 中: A_c 为集热器面积; ϕ 为集热器安装倾角; θ 为集热器的方位角; δ 为水箱的热损失系数; N 为水箱的温度分层; V 为水箱的容积; q_c, q_t 分别为集热侧循环泵和换热侧循环泵流量.利用发生器热平衡公式,假设发生器传热系数与换热面积的乘积为定值,通过迭代计算的方法将集热子系统与制冷循环子系统连接.根据喷射器性能的计算模型^[5],结合 REFPROP(Version 9.0)制冷剂物性计算软件,计算分析相关性能.

表 1 TRNSYS 各模块的输入参数

Tab. 1 Input parameter of each module of TRNSYS

模块	参数	数值	模块	参数	数值
平板集热器 ^[6]	A_c/m^2	21	蓄热水箱 ^[6]	$\delta/\text{W} \cdot (\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})^{-1}$	0.4
	$\phi/(^{\circ})$	34		$N/\text{层}$	5
	$\theta/(^{\circ})$	0		V/m^3	1.3
集热侧循环泵	$q_c/\text{L} \cdot \text{s}^{-1}$	0.42	换热侧循环泵	$q_t/\text{L} \cdot \text{s}^{-1}$	0.32
控制器	集热侧 循环泵控制	若水泵运行时间在 7:00—18:00,温差 $>8\text{ }^{\circ}\text{C}$, 信号开启 ON;温差 $<2\text{ }^{\circ}\text{C}$, 信号关闭 OFF	控制器	换热侧 循环泵控制	若水泵运行时间在 14:00—18:00,水箱上层 温度 $>80\text{ }^{\circ}\text{C}$,水泵开启

4 直接蒸发冷却与间接蒸发冷却在该地区适宜性的对比分析

兰州市位于东经 $103^{\circ}40'$,北纬 34° ,室外夏季空调计算干球温度为 $31.2\text{ }^{\circ}\text{C}$,湿球温度为 $20.1\text{ }^{\circ}\text{C}$.根据蒸发冷却适用性分区模型可知兰州市位于 II 区,属于间接蒸发冷却系统的高适应区^[13].通过 TRNSYS 软件模拟,得到该建筑供冷季的最大冷负荷出现在 7 月 30 日 14 时,因此,选择包含 7 月 30 日的一周(7 月 26 日—7 月 30 日)作为研究对象.

采用热平衡方式保证室内设计温度.在典型日上午时段,在室内温度保持 $25\text{ }^{\circ}\text{C}$ 不变的情况下,直接蒸发冷却器和间接蒸发冷却器对室外空气分别进行等焓降温与等湿降温后,室内相对湿度的对比图,如图 5 所示.由图 5 可知:室外空气通过直接蒸发冷却器送入室内,室内相对湿度在 $59\% \sim 70\%$;通过间接蒸发冷却器处理后,相对湿度在 $47\% \sim 61\%$.根据设计规范^[14-15],基于供冷工况的舒适性空调室内设计参数分两级,一级热舒适度高,相对湿度在 $40\% \sim 60\%$;二级热舒适度较低,相对湿度在 $60\% \sim 70\%$.

因此,基于室内空气的温湿度状态,经间接蒸发冷却器处理后的室内空气舒适度处于一级范围,仅仅在湿度 61% 时稍超出一点.

从上午 8:00 开始,两种冷却器可运行小时数的对比图,如图 6 所示.由图 6 可知:7 月 26 日,在满足空调房间制冷量和舒适度的前提下,两种冷却器均可运行 7 小时,这一天的湿球温度较低,两者均有较好的冷却效果;7 月 27 日—7 月 30 日,外界湿球温度较 26 日高.因此,蒸发冷却部分整体工作时长较 26 日短,且直接蒸发冷却器可运行时间小于间接蒸发冷却器,而蒸发冷却子系统运行时长的增加可减小喷射制冷子系统的太阳能集热器面积,减小初投资,提高系统综合性能系数.

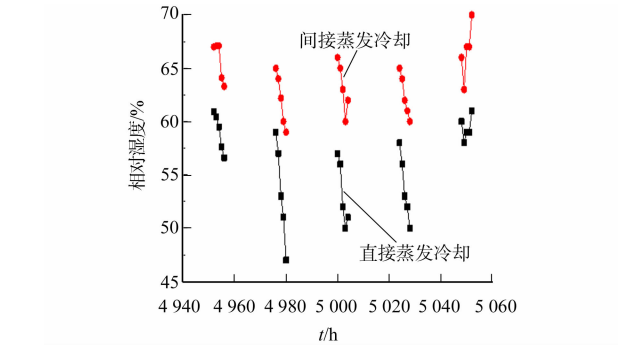


图 5 典型日上午室内相对湿度对比
Fig. 5 Comparison diagram of indoor relative humidity during morning

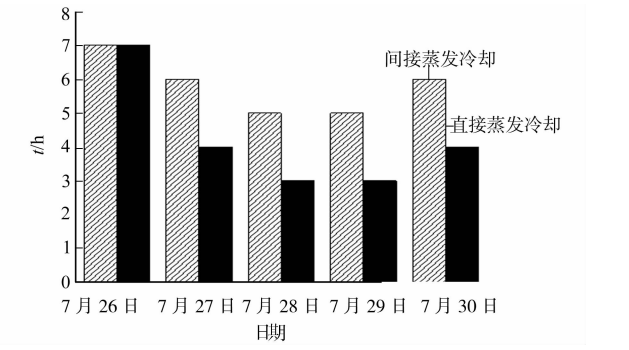


图 6 直接与间接蒸发冷却器运行时间对比
Fig. 6 Comparison diagram of running time between direct and indirect evaporative cooling system

由图 6 可知:结合太阳能喷射制冷子系统随太阳辐射照度变化的运行状况,在兰州地区,利用太阳能喷射制冷系统与间接蒸发冷却系统配合运行更适宜.典型日内耦合系统的运行时段为:7 月 26 日,7 月 27 日,7 月 30 日的 8:00—14:00 间接蒸发冷却子系统运行,15:00—18:00 太阳能喷射制冷子系统运行;7 月 28 日,7 月 29 日的 8:00—13:00 间接蒸发冷却子系统运行,14:00—18:00 太阳喷射制冷子系统运行.

5 耦合制冷系统综合性能分析

5.1 耦合制冷系统机械性能系数 COP_m 的变化情况

耦合系统逐时 COP_m ,如图 7 所示.由图 7 可知:上午时段,由间接蒸发冷却子系统为空调房间供冷,喷射制冷系统 COP_m 随室外湿球温度升高而降低;下午时段,太阳能喷射制冷系统达到启动条件为空调房间供冷,喷射制冷系统 COP_m 的升降变化是由于集热水箱上层温度随太阳辐射照度变化,使喷射制冷系统的发生温度变化.水箱上层温度升高,喷射器的喷射系数增大,蒸发器内二次流体流量增加,制冷量增大,系统 COP_m 随之增大.当水箱温度导致喷射制冷系统的发生温度超过最佳发生温度时,喷射器的喷射系数减小,同理,系统 COP_m 随之减小.

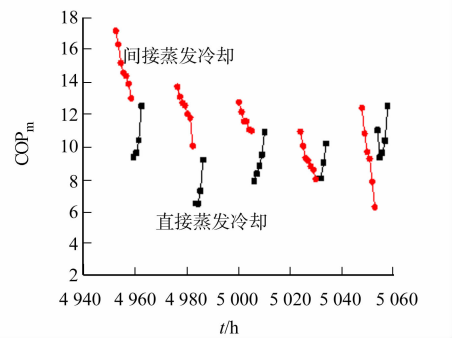


图 7 耦合系统逐时 COP_m
Fig. 7 Diagram of hourly value of COP_m of coupled system

5.2 太阳能喷射与间接蒸发耦合制冷系统能耗计算分析

经计算,耦合系统的日平均综合性能系数 COP_m ,即每天的总制冷量与总耗电量之比,在 7 月 26 日达到最大值 13.69,在 7 月 29 日降至最小值 9.61.间接蒸发冷却子系统可为空调房间提供约 55% 的制冷量,有效提高了系统的 COP_m 值.连续 5 日,耦合系统耗电量约 $5.98\text{ kW}\cdot\text{h}$,若单独采用机械压缩制冷系统供冷,取 $COP=3.16^{[16]}$,则制取相等冷量时,机械压缩系统需消耗电量约 $31.77\text{ kW}\cdot\text{h}$.因此,耦合系统可节约 81% 左右的电能,具有很好的节能效果.

6 结论

1) 太阳能喷射系统与间接蒸发冷却系统耦合运行,在满足用户冷负荷需求的基础上,可以充分利

用二者的优势,相互弥补两者随室外气象条件变化不能连续运行的时间差问题。

2) 在兰州地区,相比直接蒸发冷却,间接蒸发冷却系统更适于与太阳能喷射制冷系统结合,经间接蒸发冷却器处理的室外空气送入室内后,其舒适度可达到一级标准。在满足温度要求的条件下,相对湿度在40%~60%。且间接蒸发冷却器使用时间上的延长,有助于耦合系统性能系数的提高。由于间接蒸发冷却过程为等湿降温过程。因此,之后,可将太阳能喷射与间接蒸发耦合制冷系统推广至中湿度地区。

3) 在连续典型气象日内,耦合制冷系统的间接蒸发冷却子系统可为空调房间提供55%的制冷量,耦合系统综合性能系数 COP_m 最大可达13.69,典型日内耗电量约5.98 kW·h,在同等制冷量下,传统机械压缩制冷需耗电量31.77 kW·h,即耦合系统节约电量81%,显示出很好的节能效果和应用前景。

参考文献:

- [1] SOKOLOV M,HERSHGAL D. Optimal coupling and feasibility of a solar powered by year round ejector air conditioner [J]. Solar Energy,1993,50(6):507-516. DOI:10.1016/0038-092X(93)90113-3.
- [2] WANG Hao,CAI Wenjian,WANG Youyi,*et al.* Experimental study of the behavior of a hybrid ejector-based air-conditioning system with R134a[J]. Energy Conversion and Management,2016,112:31-40. DOI:10.1016/j.enconman.2016.01.010.
- [3] 田琦. 太阳能喷射与压缩一体化制冷系统的研究[D]. 天津:天津大学,2005. DOI:10.7666/d.y1049016.
- [4] YU Fang,CROGUER S,PONCET S,*et al.* Drop-in replacement in a R134 ejector refrigeration cycle by HFO refrigerants[J]. International Journal of Refrigeration,2017,77:87-98. DOI:10.1016/j.ijrefrig.2017.02.028.
- [5] 李风雷. 喷射器及双蓄多喷式太阳能喷射制冷系统的研究[D]. 太原:太原理工大学,2016.
- [6] 汪汉众. 基于多喷射器的太阳能喷射制冷系统研究[D]. 太原:太原理工大学,2016.
- [7] 李风雷,韩瑞春,程志雯,等. 光热光电喷射-直接蒸发复合制冷系统性能[J]. 华侨大学学报(自然科学版),2017,38(2):189-194. DOI:10.11830/ISSN.1000-5013.201702011.
- [8] 李春华,王如竹. 太阳能固体吸附-喷射制冷联合循环系统研究[J]. 工程热物理学报,2001,22(4):414-416. DOI:10.11830/ISSN.1000-5013.201702011.
- [9] 黄翔,徐方成. 蒸发冷却空调技术在节能与减排中的重要作用[C]//陕西制冷地源热泵空调技术专题研讨会. 西安:西安制冷学会,2008:17-20.
- [10] 黄翔,汪超. 蒸发冷却与蒸发冷凝相结合的空调机组:中国,200820221674.4 [P]. 2009-08-05.
- [11] 连之伟. 热质交换原理与设备[M]. 3版. 北京:中国建筑工业出版社,2011.
- [12] 宋祥龙,韩丽娟,黄翔. 蒸发冷却空调送风状态点的确定方法探讨[J]. 西安航空学院学报,2017,35(3):88-90. DOI:10.3969/j.issn.1008-9233.2017.03.019.
- [13] 郭颖盼,李风雷,田琦,等. 蓄热水箱对太阳能喷射制冷的性能影响分析[J]. 华侨大学学报(自然科学版),2017,38(3):368-373. DOI:10.11830/ISSN.1000-5013.201703015.
- [14] 王亚斯,王瑾,郭威,等. 蒸发冷却技术的地区适用性实验测试与分析[J]. 暖通空调,2014,44(4):78-81.
- [15] 中国建筑科学研究院. 民用建筑供暖通风与空气调节设计规范:GB 50736—2012 [S]. 北京:中国建筑工业出版社,2012.
- [16] 田琦,张于峰,张觉荣. 新型太阳能喷射与电压缩联合制冷系统研究[J]. 太阳能学报,2005,26(6):842-846. DOI:10.3321/j.issn:0254-0096.2005.06.019.

(责任编辑:陈志贤 英文审校:方德平)