

doi: 10.11830/ISSN.1000-5013.201702011



光热光电喷射-直接蒸发复合 制冷系统性能

李风雷¹, 韩瑞春¹, 程志雯², 马军伟³

(1. 太原理工大学 环境科学与工程学院, 山西 太原 030024;

2. 山西省地震局, 山西 太原 030024;

3. 山西锦兴能源有限公司, 山西 吕梁 033600)

摘要: 提出一种以 R134a 为制冷剂的光热光电喷射-直接蒸发复合制冷系统, 以新疆喀什地区的气象参数为输入, 结合 Trnsys 软件进行建筑模拟和系统仿真计算, 分析夏季连续典型气象日内系统的运行情况及其性能. 结果表明: 直接蒸发冷却系统系数 COP_m 值最大可以达到 15.05; COP_m 平均值达到 12.33; 太阳能喷射制冷系统机械 COP_m 最大为 4.97; 复合系统的综合机械性能系数 COP_m 达到 8.52; 整个夏季完全用机械压缩制冷系统耗电量为 $162.6 \text{ kW} \cdot \text{h}$; 完全用光热光电喷射-蒸发复合制冷系统耗电量为 $65.4 \text{ kW} \cdot \text{h}$.

关键词: 制冷系统; 喷射; 蒸发; 太阳能; 光热光电

中图分类号: TK 519

文献标志码: A

文章编号: 1000-5013(2017)02-0189-06

Performance of Solar Ejector and Direct Evaporation Combined Refrigeration System Powered by Photovoltaic Solar Energy

LI Fenglei¹, HAN Ruichun¹, CHENG Zhiwen², MA Junwei³

(1. College of Environmental Science and Engineer, Taiyuan University of Technology, Taiyuan 030024, China;

2. Shanxi Earthquake Administration, Taiyuan 030024, China;

3. Shanxi Jinxing Energy Limited Company, Lüliang 033600, China)

Abstract: This paper proposed a solar ejector and direct evaporation combined refrigeration system powered by photovoltaic solar energy. This system used R134a as refrigerant, input meteorological parameters in Kashgar Area, Xinjiang, and combined Trnsys simulation software for building simulation and simulation computation of the system, then conducted a comprehensive analysis of operation and thermal performance of the system during consecutive typical meteorological days in summer. The result shows that the maximum COP_m of the direct evaporation refrigeration system can reach 15.05 with the average COP_m 12.33. The maximum mechanical COP_m of the ejector refrigeration is 4.97, and the comprehensive COP_m is 8.52. Moreover, power consumption of the mechanical compression refrigeration system is $162.6 \text{ kW} \cdot \text{h}$, and the power consumption of the combined system is $65.4 \text{ kW} \cdot \text{h}$ in summer.

Keywords: refrigeration system; injection; evaporation; solar energy; photo thermal photovoltaic

收稿日期: 2016-07-17

通信作者: 李风雷(1967-), 男, 副教授, 博士, 主要从事空调制冷新技术, 热能利用与节能技术的研究. E-mail: fengleili@126.com.

基金项目: 山西省科技攻关项目(20140313006-6); 国家国际科技合作项目(2013DFA61580); 山西省回国留学人员科研基金资助项目(2016-032)

太阳能是一种取之不尽的可再生能源,在我国西北偏远山区、沙漠、边疆、海岛有丰富的太阳能资源. 由于缺乏电力资源,给生活、工作、科学考察等带来不便,国内外许多专家对太阳能驱动制冷系统进行了探究^[1-9]. Selvaraju 等^[3]以 R134a 为制冷剂,研究分析了 6 种不同结构尺寸太阳能喷射制冷系统. Sokolov 等^[7]提出增强型喷射制冷系统,通过增大喷射器的引射压力提高该系统的性能. 田琦^[8]提出一种太阳能喷射与变速压缩一体化制冷系统,对太阳能喷射与机械联合制冷系统进行了研究. 张利贺等^[9]提出一种太阳能喷射-压缩复合蓄冷系统,并对其进行了热力学性能分析. 然而,由于太阳辐射强度的不确定性,受环境气候条件等诸多因素影响,单一的太阳能喷射制冷难以满足空调冷负荷的需求,而单一直接蒸发制冷又存在降温有限、无法除湿的缺陷. 虽然太阳能喷射与变速压缩一体化制冷系统、太阳能喷射-压缩复合蓄冷系统主要驱动能源是太阳能,但都需要电能驱动工质泵等用电装置. 为了更加充分利用太阳能资源,并满足建筑冷负荷的需求,本文提出一种新型“低能耗”的光热光电喷射-蒸发复合制冷系统,研究分析在典型连续气象日系统的性能.

1 系统及供冷建筑概述

1.1 光热光电喷射-蒸发复合制冷系统

光热光电喷射-蒸发复合制冷系统以 R134a 作为制冷工质,以新疆喀什地区气象参数作为输入,如图 1 所示. 光热光电喷射-蒸发复合制冷系统由光电系统、光热系统、喷射制冷系统、蒸发冷却系统 4 部分组成. 系统工作过程如下:将太阳能喷射制冷与直接蒸发制冷进行复合,在上午时段,利用直接蒸发式冷却系统为房间提供所需冷量;中午时段,太阳辐射照度达到喷射制冷要求,启动太阳能喷射制冷系统为房间供冷.

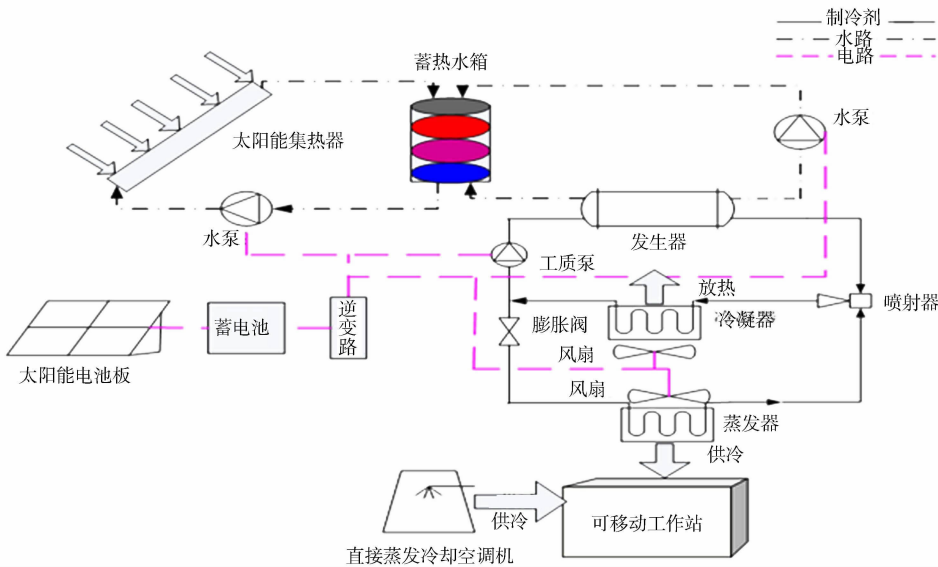


图 1 光热光电喷射-蒸发复合制冷系统图

Fig. 1 Solar photovoltaic and solar energy ejector refrigeration system coupled with direct evaporation refrigeration

采用温差控制器和时间控制器联合控制发生循环水泵. 1) 太阳能集热器出水水温高于集热侧循环水泵出水温度 8 ℃时,自动开启循环水泵,当两者的温差小于 2 ℃时,循环水泵关闭. 2) 当蓄热水箱上层温度达到 80 ℃以上,水泵在 13:00~18:00 之间运行. 只有同时满足以上 2 个条件时,发生循环水泵才会开启.

1.2 供冷建筑

模拟建筑以新疆喀什地区户外科研用建筑为研究对象,喀什年日照时间为 3 000 h 左右,具有良好的太阳能资源. 该建筑共一层,层高 2 m,建筑面积 5 m²,外墙采用 300 mm 厚加气混凝土砌块,外露梁柱部分采用 70 mm 厚钢丝网架聚苯板保温,屋面采用 50 mm 厚挤塑聚苯板保温,外门采用 30 mm 保温材料保温门,东面外窗面积 1 m²,采用 6 mm 空气层中空玻璃塑钢窗. 建筑围护结构外墙、外门、外窗、地

面、屋面传热系数分别为 0.55,1.70,2.45,0.43,0.53 W · (m² · K)⁻¹.

建筑物负荷模拟采用 Trnsys 软件中的建筑模块(type56a),用户可以导入建筑的实际数据和模拟地点的气象参数.

2 系统计算控制方程

2.1 光电系统计算控制方程

光电子系统由太阳能电池板、逆变器、蓄电池及控制装置等组成.太阳能电池板的放置形式和角度直接影响接收到的太阳辐射,以及供电系统的发电能力^[10].

1) 太阳辐照量的计算.根据 Hay^[11]提出的天空散射辐射各向异性的模型表达式,可计算出朝向赤道不同倾斜角度的光伏阵列上接收到的太阳辐射量,即

$$H_t = H_b R_b + H_d \left[\frac{R_b H_b}{H_0} + \frac{1}{2(1 - \frac{H_b}{H_0})(1 + \cos \beta)} \right] \cdot \frac{1}{2\rho H(1 - \cos \beta)}. \tag{1}$$

式(1)中: H_t, H_b, H_d 分别为水平面上的太阳辐照量总量、直接辐照量和散射辐照量; R_b 为倾斜面与水平面直接辐射量的比值; H_0 为大气层外水平辐照量; β 为太阳能电池板倾角; ρ 为地面反射率.太阳能电池板吸收的太阳辐射能为

$$H_{\text{cell}} = H_t \cdot \tau_n \cdot \alpha_n - H_t \cdot r_c \cdot \eta_{\text{PV}}. \tag{2}$$

式(2)中: H_{cell} 为太阳能电池板吸收的太阳辐射能; τ_n 为光伏电池板的太阳能透过率; α_n 为光伏电池板的太阳能吸收率; r_c 为单位面积与开孔面积比; η_{PV} 为光伏电池的工作效率,即

$$\eta_{\text{PV}} = \frac{q_e}{H_t \cdot \tau_n \cdot I_{\text{AM}}}. \tag{3}$$

式(3)中: q_e 为输出电能.

光伏电池的工作效率随电池板表面温度升高而线性降低,即

$$\eta_{\text{PV}} = \eta_{\text{ref}} \cdot [1 - \beta_r \cdot (\theta_{\text{cell}} - \theta_{\text{ref}})]. \tag{4}$$

式(4)中: η_{ref} 为标准测试条件下太阳能电池板的参考效率值; β_r 为标准测试条件下($H=1\,000\text{ W} \cdot \text{m}^{-2}$, $\theta_{\text{ref}}=25\text{ }^\circ\text{C}$)的温度系数, K^{-1} .

2) 光伏电池 U - I 特性模型.光伏电池的输出电流(I)和输出电压(U)可表示为

$$I = I_{\text{ph}} - I_{\text{d}} \left[\exp\left(\frac{q(U + IR_s)}{AK\theta} - 1 \right) - \frac{U + IR_s}{R_p} \right]. \tag{5}$$

式(5)中: $I_{\text{ph}}, I_{\text{d}}$ 分别表示光电流和二极管反向饱和电流; R_s, R_p 分别表示太阳能电池串联阻抗和并联阻抗; q 为电子电量; A 为完整性因子; K 为玻尔兹曼常数($1.381 \times 10^{-23}\text{ J} \cdot \text{K}^{-1}$); θ 为电池表面温度.

最大输出功率为

$$P = I'_{\text{mall}} U'_{\text{mall}} = mnU_{\text{m}} I_{\text{m}} (1 + \alpha \Delta \theta) (1 - \gamma \Delta \theta) (1 + \beta \Delta S) \frac{S}{S_{\text{STC}}}, \tag{6}$$

$$\Delta \theta = \theta - \theta_{\text{STC}}, \tag{7}$$

$$\Delta S = \frac{S}{S_{\text{STC}}} - 1. \tag{8}$$

式(6)~(8)中: $\alpha=0.002\,5\text{ }^\circ\text{C}$; $\beta=0.5$; $\gamma=0.002\,88\text{ }^\circ\text{C}$; m 为电池板组件的串联个数; n 为电池板组件的并联个数; $I_{\text{m}} U_{\text{m}}$ 为光伏电池厂家在标准温度为 $\theta_{\text{STC}}=25\text{ }^\circ\text{C}$,日照强度为 $S_{\text{STC}}=1\,000\text{ W} \cdot \text{m}^{-2}$ 的特定条件下给定的值.

3) 蓄电池容量计算.蓄电池容量是电池充足电后放出电能大小的数值,即

$$C = \int_0^L I(t) dt. \tag{9}$$

式(9)中: C 为蓄电池容量, $\text{A} \cdot \text{h}$; I 为蓄电池放电流, A ; t 为蓄电池放电时间, h .

2.2 光热子系统计算控制方程

光热子系统由太阳能集热器、循环管路、循环水泵、蓄热水箱等组成.其中,太阳能集热器是光热子

系统能量转化的关键部件. 稳态与准稳态条件下,单位时间内太阳能集热器吸收到的有用能为

$$Q_u = Q_c - Q_l = A_p I(\tau\alpha)_e - A_p U_l(\theta_p - \theta_a). \tag{10}$$

式(10)中: Q_c 为集热器吸收到的太阳能辐射能量, W ; Q_l 为集热器向周围环境散失的能量, W ; I 为集热器表面太阳辐射照度, $W \cdot m^{-2}$; A_p 为集热器吸热板面积, m^2 ; τ, α 分别为太阳透射率和太阳吸收率; U_l 为总热损失系数, $W \cdot (m^2 \cdot ^\circ C)^{-1}$; θ_p 为集热器吸热板平均温度, $^\circ C$; θ_a 为环境温度, $^\circ C$.

根据集热器效率定义(集热器得到的有用功与投射到集热器表面的太阳辐射量的比值),有

$$\eta = \frac{Q_u}{A_p I} = \frac{I(\tau\alpha)_e - U_l(\theta_p - \theta_a)}{I}. \tag{11}$$

引入热转移因子 F_R ,并用集热器内流体出口水温 θ_i 代替集热器吸热板平均温度 θ_p . 考虑到太阳入射角的变化影响净入射效率,引入入射角修正因子 $K_{\tau,\alpha}(\theta_i, \theta_t)$,得到新的太阳能集热器效率方程,即

$$\eta = F_R \left[(\tau, \alpha)_e K_{\tau,\alpha}(\theta_i, \theta_t) - \frac{U_l(\theta_p - \theta_a)}{I} \right]. \tag{12}$$

2.3 喷射制冷子系统设计控制方程

喷射制冷子系统由发生器、喷射器、冷凝器、节流阀、蒸发器、工质泵等组成. 为了简化分析,忽略管路及设备与周围环境的热量交换. 喷射制冷循环的压焓图,如图 2 所示.

对喷射制冷循环过程应用能量守恒定律,结合压焓图得出各部件的控制方程. 发生器,蒸发器,冷凝器热力学计算分别为

$$Q_g = q_{m,g}(h_5 - h_6), \tag{13}$$

$$Q_y = q_{m,y}(h_1 - h_4), \tag{14}$$

$$Q_h = q_{m,h}(h_2 - h_3). \tag{15}$$

制冷系统的热性能系数为

$$COP_h = \frac{Q_y}{Q_g + W_{mec}}. \tag{16}$$

式(16)中: W_{mec} 为循环所需的机械能. 由于 W_{mec} 与 Q_g 相比可以忽略不计,所以喷射制冷系统 COP_h 可以近似表示为

$$COP_h = Q_y / Q_g. \tag{17}$$

机械制冷性能系数 COP_m 为

$$COP_m = Q_y / W_{mec}. \tag{18}$$

喷射系数可以表示为

$$u = q_{m,y} / q_{m,g}. \tag{19}$$

式(13)~(19)中: Q_g 为工作流体在发生器中的吸热量, kW ; Q_y 为引射流体在蒸发器中的换热量, kW ; Q_h 为混合流体在冷凝器中的放热量, kW ; $q_{m,g}, q_{m,y}, q_{m,h}$ 分别为工作流体、引射流体、混合流体的质量流量, $kg \cdot s^{-1}$; $h_1 \sim h_6$ 为状态点 1~6 的焓值, $kJ \cdot kg^{-1}$.

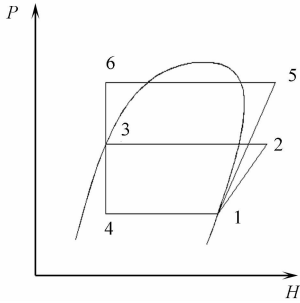


图 2 喷射制冷子系统压焓图
Fig. 2 Diagram of ejector refrigeration system

3 仿真结果与分析

3.1 蒸发冷却系统的计算分析

蒸发冷却空调的使用条件取决于室内设计参数,室内设计温度为 $26\text{ }^\circ C$,相对湿度不超过 65% ,蒸发冷却空调允许的最大湿球温度为 $21.4\text{ }^\circ C$ ^[12],喀什地区 7,8,9 共 3 个月湿球温度(θ)变化,如图 3 所示. 图 3 中: t 为时间.

由图 3 可知:超过最大湿球温度,蒸发冷却空调将不能满足舒适性空调标准,而且随着室外干球和湿球温度温差减小,蒸发冷却空调冷却效率不断降低. 因此,从湿度和效率两方面考虑,直接蒸发式系统的运行时间不宜过长. 在 $8:00 \sim 13:00$ 时间段内,用直接蒸发式空调器对房间供冷,在 $13:00 \sim 17:00$ 时间段内,需要启用太阳能喷射制冷子系统为房间提供冷量.

3.2 建筑冷负荷和制冷量对比

通过 TRNSYS 模拟得到的建筑在典型连续气象日(7 月 30 日,7 月 31 日,8 月 1 日)冷负荷与光热

光电喷射-蒸发复合制冷系统制冷量的对比图,如图 4 所示。

由图 4 可知:单独直接蒸发不能满足用户全天冷负荷需求. 在上午时段,建筑冷负荷小,直接蒸发冷却通过风量调节可以满足冷负荷需求,而且可以看出直接蒸发冷却供冷随着时间变化效率逐渐降低;而在中午时段,制冷量也逐渐减少,随着湿度增大,难以满足舒适性空调标准,太阳能喷射制冷系统运行阶段产生的制冷量要大于冷负荷需求。

通过光热光电喷射制冷系统和光电直接蒸发冷却系统配合使用,可以满足用户全天冷负荷需求,不仅解决了太阳能喷射、直接蒸发冷却由于环境因素导致的使用时段的限制. 而且,通过二者配合使用,充分利用了太阳能,节省了电能,减少了初投资,满足用户冷负荷的情况下,达到了较大限度的节能。

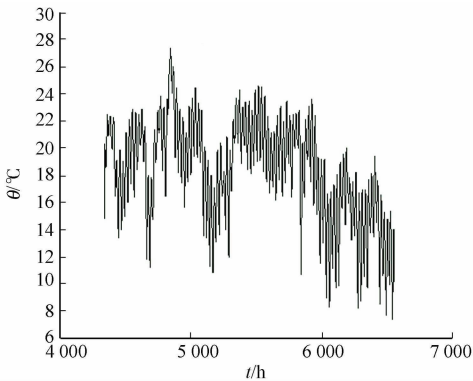


图 3 新疆喀什地区 7~9 月湿球温度变化

Fig. 3 Variation of bulb temperature from July to September in Kashgar Area, Xinjiang

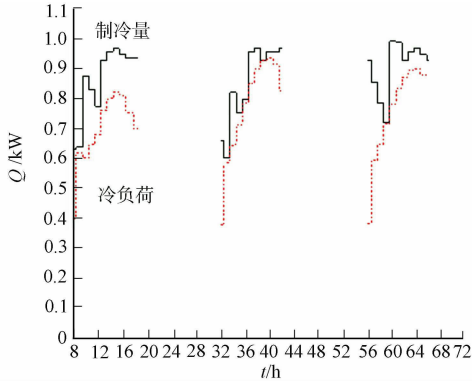


图 4 建筑冷负荷和系统制冷量对比图

Fig. 4 Comparison chart of building cooling load and system refrigerating capacity

3.3 光电系统性能分析

利用 TRNSYS 模拟了(7 月 30 日,7 月 31 日,8 月 1 日)的太阳能光电系统,模拟光照强度为 $1\,000\text{ W}\cdot\text{m}^{-2}$,环境温度为 $25\text{ }^{\circ}\text{C}$,太阳能光伏日平均发电量为 $4.084\text{ kW}\cdot\text{h}$. 根据各个时间段设备所需电量,单独用喷射制冷日用电量为 $1.65\text{ kW}\cdot\text{h}$,单独用直接蒸发日用电量为 $1.04\text{ kW}\cdot\text{h}$,光热光电喷射-蒸发复合制冷系统日用电量为 $1.35\text{ kW}\cdot\text{h}$. 除去电力传输效率损失, 3 m^2 的电池板可以为系统的运行提供足够的电量. 根据设计需要,系统满足在没有日照的情况下连续工作 3 d,选择放电深度为 65%,衰减率为 0.95,容量为 $420\text{ A}\cdot\text{h}$ 的蓄电池。

3.4 系统 COP_m 变化情况

光热光电喷射-蒸发复合制冷系统供冷过程中,系统的 COP_m 变化情况,如图 5 所示. 由图 5 可知:上午 8:00~13:00 时段,太阳辐射强度较弱,水箱水温难以驱动太阳能喷射制冷系统工作,由直接蒸发冷却系统为房间提供冷量. 通过调节进风量满足各时段冷负荷需求,直接蒸发冷却系统一直保持着较高的制冷性能系数值,但是,随着外界干球、湿球温度变化,COP_m 也逐渐降低;第 3 天,由于外界湿球温度偏低,使得直接蒸发冷却系统有了较高的 COP_m 值,下午 13:00~18:00 时段,太阳能喷射制冷达到工作条件,开始为房间供冷,但是由于太阳辐射强度变化,引起发生温度、喷射制冷系统喷射系数的变化。

由图 5 还可知:在第 1 天中,发生循环的泵启动温度为 $80\text{ }^{\circ}\text{C}$,在这一时段喷射制冷系统 COP_m 达到相对稳定的较高值;而在第 2,3 天中,喷射制冷系统 COP_m 值都有不同程度的升降变化. 这主要是因为集热水箱上层水温随太阳辐射变化,导致发生器发生温度超过了喷射制冷最佳发生温度,喷射系数降低,蒸发器内二次流量减少,制冷量减少,喷射制冷系统 COP_m 值也随之变化;直接蒸发冷却 COP 值最大可以达到 15.05,

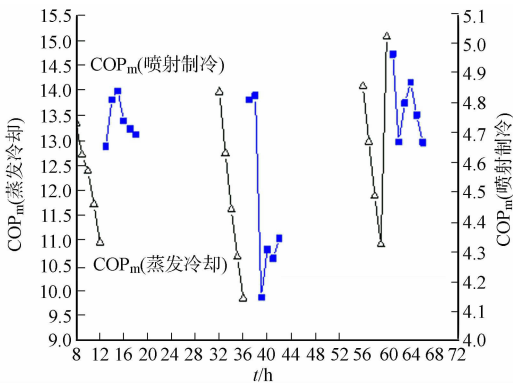


图 5 系统 COP_m 变化情况

Fig. 5 Hourly variation of COP_m

COP_m 平均值可以达到 12.33, 太阳能喷射制冷系统机械 COP 最大为 4.97.

3.5 综合性能分析

由图 4,5 可知:在夏季连续典型气象日内,直接蒸发冷却系统可以为建筑提供约 40%的冷量,光热光电喷射-蒸发复合制冷系统综合性能系数 COP_m 可以达到 8.52. 如在夏季(7,8 月)冷负荷相同的情况下,整个夏季完全用机械压缩制冷系统耗电量为 $162.6\text{ kW}\cdot\text{h}$,完全用光热光电喷射-蒸发复合制冷系统耗电量为 $65.4\text{ kW}\cdot\text{h}$,光热光电喷射-蒸发复合制冷系统耗电仅为机械压缩制冷系统的 40.2%,且全部来自于转化的太阳能.

4 结 论

1) 通过光热光电喷射制冷系统和光电直接蒸发冷却系统配合使用,可以满足用户全天冷负荷需求,不仅解决了太阳能喷射、直接蒸发冷却由于环境因素导致的使用时段的限制,而且达到了较大幅度的节能.

2) 光热光电喷射-蒸发复合制冷系统 COP_m 受外界环境影响,直接蒸发冷却 COP_m 值最大可以达到 15.05, COP_m 平均值可以达到 12.33,太阳能喷射制冷系统 COP_m 最大为 4.97.

3) 光热光电喷射-蒸发复合制冷系统综合性能系数 COP_m 达到 8.52,在夏季(7,8 月)冷负荷相同的情况下,整个夏季完全用机械压缩制冷系统耗电量为 $162.6\text{ kW}\cdot\text{h}$,而完全用光热光电喷射-蒸发复合制冷系统耗电量为 $65.4\text{ kW}\cdot\text{h}$. 因此,光热光电喷射-蒸发复合制冷系统耗电仅为机械压缩制冷系统的 40.2%,且耗电全部来自于转化的太阳能.

参考文献:

[1] HUANG B J,CHANG J M,PETRENKO V A,*et al.* Solar ejector cooling system using refrigerant R141b[J]. Solar Energy,1998,64(4/5/6):223-226.

[2] 方承超,赵军,徐律,等. 利用低焓能的压缩-喷射制冷系统的研究[J]. 工程热物理学报,1995,16(1):5-8.

[3] SELVARAJU A,MANI A. Experimental investigation on R134a vapour ejector refrigeration system[J]. International Journal of Refrigeration,2006,29(7):1160-1166.

[4] 张于峰,李灿华,孙萍,等. 新型喷射制冷系统的研究[J]. 工程热物理学报,1999,20(4):405-409.

[5] 李风雷,任艳玲. 典型气象日蓄热型太阳能喷射制冷系统性能分析[J]. 华侨大学学报(自然科学版),2014(2):185-190.

[6] 郑慧凡,张仙平,范晓伟,等. HFO1234yf 太阳能喷射制冷系统在西安地区性能分析[J]. 化学工程,2015,43(3):18-21.

[7] SOKOLOV M,HERSH GAL D. Optimal coupling and feasibility of a solar powered by year round ejector air conditioner[J]. Solar Energy,1993,50(6):507-516.

[8] 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,2005:1-6.

[9] 张利贺,范晓伟,郑慧凡. 太阳能喷射-压缩复合蓄冷系统热力学性能分析[J]. 中原工学院学报,2011,22(1):11-14.

[10] 中国建筑科学研究院. 公共建筑节能设计标准: GB 50189—2005[S]. 北京:中国计划出版社,2006:25-27.

[11] HAY J E. Calculation of monthly mean solar radiation for horizontal and inclined surface[J]. Solar Energy,1979,23(4):301-307.

[12] 辛军哲,周孝清,何淦明. 直接蒸发冷却式空调系统的适用室外气象条件[J]. 暖通空调,2008,38(1):52-53.

(责任编辑: 陈志贤 英文审校: 刘源岗)