

太阳能驱动的高温辐射供冷

宋兆培, 王如竹*, 翟晓强

上海交通大学制冷与低温工程研究所, 上海 200240

* 联系人, E-mail: rzwang@sjtu.edu.cn

2008-08-31 收稿, 2008-11-10 接受

国家自然科学基金资助项目(批准号: 50876064)

摘要 太阳能作为目前最重要的可再生能源之一在能源领域被广泛利用, 除了日渐成熟的太阳能发电和太阳能热水技术之外, 由于太阳辐照强度与建筑空调负荷有较好的同步性, 所以太阳能空调系统也同样具有较大应用价值, 并且相关的研究在近年来得到迅速发展. 目前的研究主要集中在与太阳能空调相匹配的集热器技术以及热驱动制冷技术上, 而对于冷量运输过程少有关关注, 缺乏与太阳能空调系统相匹配的末端形式方面的研究, 这些因素限制了太阳能空调系统的实际应用. 本文针对高温辐射供冷这种末端形式, 研究了它在太阳能空调系统中的作用机制及匹配特性. 通过对辐射供冷末端建立物理数学模型进行理论分析, 结果表明采用辐射末端的太阳能空调, 与常规的空调形式相比, 能够大大增强向室内空间的冷量输送, 并获得更好的热舒适. 通过对实际的太阳能空调系统的实验测试, 表明采用辐射供冷末端之后, 冷机 COP(制冷性能系数)和系统供冷量分别提高了17%和50%. 理论和实验结果都验证了高温辐射供冷在太阳能空调系统中的适用性, 可以为今后的系统设计及推广提供有益的参考.

关键词

高温辐射供冷
太阳能
空调

在全球的能源消耗结构中, 工业领域、商业领域以及家庭的供热制冷约占总量的 40%~50%. 这其中主要以煤和石油等传统的化石能源为主, 可再生能源供热制冷技术很多, 但是按照目前的应用程度来看仅仅满足了全球总需求的 2%~3%^[1], 加强可再生能源在供热及制冷中的应用, 可以显著改善目前的能源形势. 在这其中太阳能空调作为很有优势的选择之一得到了广泛关注. 太阳能空调具有节能、环保、季节匹配性强等优点, 虽然太阳能制冷很大程度上停留在科研以及初级发展阶段, 但是, 由于各国政府开始重视CO₂减排、建筑的可持续发展以及能源安全, 太阳能空调作为常规系统的替代具有很大的吸引力, 存在巨大的潜在市场需求^[1-3]. 分析表明, 太阳能制冷对降低一次能源消耗具有很大的潜力, 以南欧以及地中海地区为例, 太阳能制冷可以节约一次能源消耗 40%~50%^[4].

太阳辐射最终转换为冷量的途径有许多, 从技术可行性以及经济性角度来看, 热能驱动的太阳能

空调有望成为常规空调系统的替代. 这其中国际学术界的主流研究方向包括太阳能吸收式空调以及太阳能吸附式空调^[5]. 总体来讲, 太阳能空调包括太阳能集热过程、热驱动制冷过程以及冷量输送过程. 在太阳能系统形式方面, 针对不同地区的气候特点, 已经有关于太阳能空调部件匹配关系的研究^[6-8].

然而, 太阳能空调在建筑中高效合理应用首先必须解决好太阳能空调与建筑的接口技术, 其中包括太阳能集热器与建筑的一体化, 同时也包括空调末端与建筑的一体化. 通过新的技术手段, 太阳能集热器可与建筑屋面等围护结构实现一体化^[9,10]. 在空调末端方面, 现有太阳能空调以采用风机盘管作为空调末端为主^[11-14]. 而已有研究表明, 辐射供冷末端易于建筑围护结构一体化集成, 辐射供冷利用辐射方式可以直接吸收各种进入该表面的热源, 从而实现高温(18~20 °C)供冷, 极适于各类可再生自然能源的应用^[15]. 在驱动热源温度一定的前提下, 太阳能空调的制冷功率以及COP均随冷冻水温度的升高而升

高,故在辐射供冷冷冻水温度范围内运行的太阳能空调可以达到较高的性能.因此,辐射供冷方式与太阳能空调在工作性能上具有内在的匹配性和耦合性.此外,对于闭式循环太阳能空调来说,辐射末端自身所具有的蓄冷能力对冷量脉动具有有效的调节作用,因此利用辐射末端作为闭式循环太阳能空调的冷量输出方式,不仅可以提高制冷性能,而且有利于冷量调节.

本文以太阳能吸附式制冷为例,对辐射供冷太阳能空调的耦合运行机制进行了分析,并通过与传统风机盘管末端的对比,论证冷辐射太阳能空调的高效性.

1 系统运行机制

空调系统的运行主要是一个能量转移的过程,其间消耗了用作驱动的电、机械功或热能,实现从低温到高温的能量传递,从而在夏季保持一个与室外不同的较为舒适的室内环境.目前太阳能驱动空调系统的方式有很多种,其中太阳能热驱动综合来看具有相对较高的效率和经济性因而成为主要研究方向.太阳能热制冷一般依靠太阳能集热器吸收太阳辐射创造出高温热源,同时利用环境或其他方式创造低温热源,从而依靠高温热源和低温热源之间的温差来驱动各种方式的热制冷.常见的热驱动制冷方式包括吸收式制冷、吸附式制冷、蒸汽喷射制冷以及除湿及蒸发冷却制冷等,不同的使用需求和环境条件下与之相匹配的热驱动制冷方式也不尽相同.目前本系统中采用的是热驱动的吸附式制冷方式,利用高、低温热源来驱动硅胶-水工质对的吸附和解吸过程制备用于空气调节的冷冻水.

冷冻水在冷机中产出之后,还需要经过输配过程才能把冷量最终传递到室内空间参与制冷.常规空调系统中一般采用空气-水换热盘管的形式在循环空气和冷冻水之间传递热量,从而对室内空气进行冷却和除湿.处理后的室内空气通过与人员体表之间的接触式换热进一步带走人体的产热,从而维持室内人员的热舒适.除了上述方式外,近年来在由低品位可再生能源驱动的空调系统中,常常采用冷辐射盘管的换热形式.冷辐射盘管由换热较好的盘管结构置于建筑围护结构内表面的天花板、墙体或地板等处,通过向盘管内通入冷冻水而在室内创造出温度较低的冷表面.冷表面在通过自然对流换热与室

内空气进行热交换的同时,还与人员体表等室内温度较高的热源表面进行非接触式辐射换热.本实验中同时设置了风机盘管和毛细管式冷辐射吊顶,通过阀门切换运行工况,可以对不同末端形式下的系统运行进行对比研究.

采用冷辐射吊顶时,在冷冻水供水温度过低的情况下,冷辐射吊顶温度会下降到空气露点温度以下从而在吊顶表面形成凝结水,对天花板造成侵蚀并给室内人员带来不便.所以,在设计及运行时冷辐射吊顶的供水温度都控制在室内空气的露点温度之上以防止室内结露.基于这个原因,冷辐射吊顶自身就不具备除湿能力,所以一般需要有独立的除湿系统与之配合运行.而风机盘管则与之不同,其自身具有对空气中水蒸气进行冷凝并将冷凝水排出的能力,所以供水温度可以较低,没有高于露点温度的要求.常见的独立除湿系统有溶液除湿,固体吸附除湿,以及独立的冷冻除湿等.冷辐射吊顶与独立除湿的协同运作,在一定程度上增加了系统的复杂度和投资,但是这种温度、湿度独立调节的方式能避免同一调节过程中多参数相互耦合而给系统调控带来的难度,同时也适合多种可再生能源的利用从而具有一定节能潜力.

2 理论计算

2.1 系统模型

() 太阳能热驱动制冷系统模型. 太阳能集热器阵列作为系统的驱动热源,由单独的集热器按照一定的串并联方式组合而成.由于热驱动制冷要求较高的热水温度,所以相应采用水作为工作介质的太阳能集热器阵列一般都采用闭式有压循环,以避免工质气化影响系统性能.集热器阵列和蓄热水箱之间采用板式换热器进行间接换热,集热器箱的有效得热 Q_{sc} 为

$$Q_{sc} = C_a \cdot A \cdot I - C_b \cdot (t_{sc,in} - t_{amb}), \quad (1)$$

式中, A 为集热阵列有效集热面积, I 为集热器表面法线方向辐射强度, $t_{sc,in}$ 为蓄热水箱送入板式换热器的热水温度, t_{amb} 为集热器周围环境温度, C_a 和 C_b 为与集热器阵列相关性能系数,根据实验测得.

蓄热水箱位于集热器阵列与热驱动制冷机之间,起到蓄热和缓冲的作用,对于维持系统稳定运行有重要意义.在系统运行时水箱的热分层现象一般较小,作为均一温度考虑时其控制方程如下:

$$m_{\text{hwt}} \cdot c_{\text{pw}} \cdot \frac{\partial t_{\text{hwt}}}{\partial \tau} = \sum_{i=1}^n \dot{m}_i \cdot c_{\text{pw}} \cdot (t_{i,\text{in}} - t_{i,\text{out}}) - q_l \quad (2)$$

式中, m_{hwt} 为蓄热水箱中热水质量, c_{pw} 为热水比热, \dot{m}_i , $t_{i,\text{in}}$, $t_{i,\text{out}}$ 分别为与水箱相连的各回路的质量流量及进出口温度, q_l 为水箱向环境散失的热量.

热驱动制冷机是将太阳能得热转化为冷量的关键部件. 本文采用的是依靠硅胶-水水质对的物理吸附-解吸过程来制冷的吸附式制冷机, 该类型制冷机的详细模型参见文献[16, 17], 这里不再赘述.

() 室内环境模型. 以太阳能热驱动的吸附式制冷机为冷源, 按照理论模型对采用高温冷辐射末端和常规空调末端的供冷系统进行了对比研究. 供冷末端考虑了两种工况, 一种是辐射吊顶加新风独立除湿方式, 另一种是常规空调系统.

冷辐射吊顶中对流换热和辐射换热同时存在:

$$q_{\text{cp}} = q_c + q_r \quad (3)$$

根据ASHRAE Handbook^[18], 其中的对流项 q_c 可以根据辐射顶板温度 t_p 和室内空气温度 t_a 之差得出:

$$q_c = 2.13 \cdot |t_p - t_a|^{0.31} \cdot (t_p - t_a) \quad (4)$$

而辐射项 q_r 则由多表面辐射换热网络节点方程给出, 其中 J_p 是冷辐射顶板对应的节点, J_i 和 F_{pj} 则分别是室内第 j 个表面对应的辐射节点及其相对冷辐射顶板的角系数:

$$q_r = J_p - \sum_{j=1}^n F_{pj} \cdot J_j \quad (5)$$

对于毛细管形式的辐射顶板, 其热阻由毛细管壁热阻 r_t 、毛细管和顶板接触热阻 r_s 以及顶板热阻 r_p 组成, 对于毛细管间距为 M 的辐射顶板, 其热阻 r_u 如下:

$$r_u = r_t M + r_s M + r_p \quad (6)$$

室内空调系统调节的基本目的是提高室内人员的舒适度. 根据人体热舒适理论, 室内空气温度和处在室内环境中的人员实际感受到的温度并不等同. 因为人体表面除了与周围空气之间有对流换热, 室内各表面与人体之间进行的辐射热交换也影响到人的热感觉, 体现辐射对人体热舒适作用效果的参数就是平均辐射温度, 根据ASHRAE热舒适标准, 对于采用坐姿的室内人员, 其辐射温度 \bar{T}_r 可以由房间围护结构各个内表面平均温度 $\bar{T}_{p,i}$ 及其相对人体的角系数 F_i 确定:

$$\bar{T}_r^4 = \sum_i F_i \bar{T}_{p,i}^4 \quad (7)$$

在稳态工况下, 围护结构内表面平均温度 $\bar{T}_{p,i}$ 可以根据室内热平衡方程得到.

室内人员的实感温度是由空气温度和辐射温度共同作用得到的, 辐射的存在使得人员的实际温度感觉有所降低, 舒适感更容易满足. 对于室内热环境来说, 可以用实感温度 t_{op} 来反映辐射和对流共同作用下的舒适性:

$$t_{op} = \frac{h_r \bar{T}_r + h_c t_a}{h_r + h_c} \quad (8)$$

其中 h_r 和 h_c 分别为体表处等效辐射和对流换热系数, 根据热舒适标准手册确定; \bar{T}_r 是摄氏温标下的平均辐射温度, 与(7)式中的绝对温标下的 \bar{T}_r 数值上相差 273.15; t_a 表示体表周围空气温度.

2.2 太阳能制冷与高温辐射供冷的匹配性分析

在理论模型的基础上, 对本系统中风机盘管和冷辐射吊顶两种不同末端形式下系统稳态室内环境进行了对比分析.

从空调效果方面: 由于人体热舒适不单由室内环境状态决定, 还同时受到人体代谢水平、着装等自身因素影响, 实际作用机制比较复杂, 所以为了便于比较以及明确分析, 这里忽略影响热舒适的其他因素, 仅从室内实感温度进行分析. 结果表明, 采用冷辐射吊顶的系统比采用风机盘管的系统具有更好的制冷效果. 由于冷辐射吊顶系统中热量同时以对流与辐射进行, 使得冷量的传输得到强化, 室内温度也较低. 如图1所示, 在相同的冷冻水供水温度下, 系统中采用冷辐射吊顶时房间内人员实感温度比风机盘管低约 3~5, 这表明冷辐射吊顶的冷量输送过程具有更高的效率. 按照2006年国务院规定的夏季空调设定温度 26 的指标, 考查风机盘管和冷辐射吊

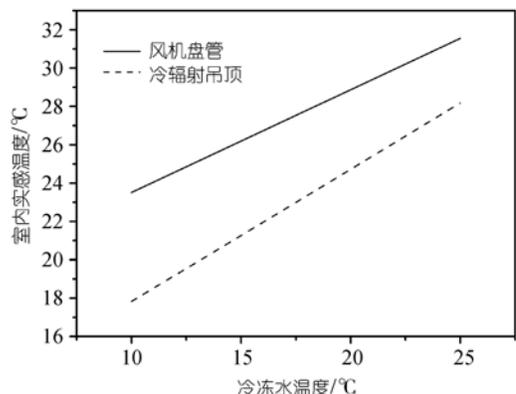


图1 冷辐射吊顶和风机盘管下室内实感温度

顶不同情况下的冷冻供水温度,结果表明要保证被研究房间内达到实感温度 26 ,采用冷辐射吊顶要求供水温度在 20.9 ,而采用风机盘管时则要求 14.6 .

从制冷机运行效率方面:由于冷辐射吊顶和风机盘管对冷量的运输能力有差异,导致在运行过程中冷机的工作点也不一样.对于系统中采用的吸附式制冷机来说,其 COP 和制冷量都与冷冻水的温度密切相关,随着产出冷冻水温度的提高,冷机性能显著提升,如图 2 所示.根据前面的分析,冷辐射吊顶工况下冷冻水供水温度要求 20.9 ,对应的冷机 COP 为 0.45,制冷量为 5.0 kW;而风机盘管工况下冷冻水供水温度要求 14.6 ,对应的冷机 COP 为 0.35,制冷量为 3.4 kW.对比之下,采用冷辐射吊顶时冷机 COP 和制冷量分别提高了 27% 及 49%.

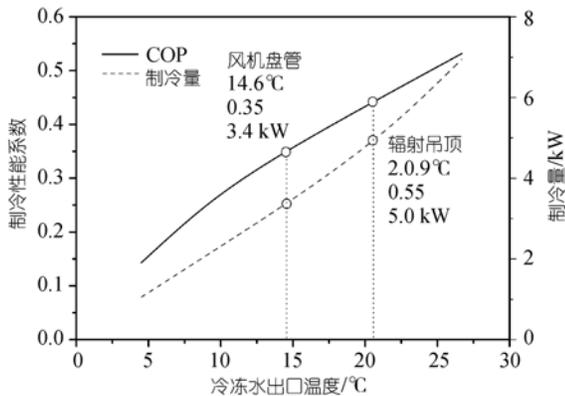


图 2 冷辐射吊顶和风机盘管下冷机 COP 及制冷量

从除湿过程方面:风机盘管依靠冷冻除湿,用温度较低的冷冻水将空气冷却到露点温度之下从而将其溶解的部分水蒸气冷凝出来.然而这种除湿形式在太阳能驱动高温辐射供冷系统中却不适合,主要原因有两点:首先是冷辐射吊顶位于室内,所以如果通入冷冻水温度较低,室内天花板上会出现凝水而破坏建材并给室内人员带来不便;其次,冷冻除湿要求温度较低,一般在 7 左右,这将大大降低太阳能制冷的效率.因此,从辐射吊顶形式和太阳能制冷过程两方面考虑,都需要采用独立除湿方式来对室内空气湿度进行调节.系统在加入独立除湿设备前后运行效果如表 1 所示,在上海市夏季空调室外设计参数下,不带独立除湿设备的辐射供冷太阳能空调系统可以把室内温度调节到较为舒适的 24.2 ,然而由于无法有效除湿,室内相对湿度却高达 72%,远远偏离人的舒适要求,并且同时还会在冷辐射吊顶上

表 1 除湿前后制冷效果

	实感温度/	相对湿度	太阳能 制冷量/kW	独立除湿设备 制冷量/kW
除湿前	24.2	72%	3.7	0
除湿后	23.2	58%	3.4	1.3

出现凝水给室内人员带来不便.加入独立的冷冻除湿设备之后,温度和湿度都能够达到人体舒适要求.在这其中太阳能制冷量为 3.4 kW,相比非除湿工况略有降低,这主要是因为独立除湿设备在除湿的同时也承担了少量室内显热负荷.独立除湿设备在除湿过程中对系统贡献的冷量总共为 1.3 kW,由于在空气进入除湿盘管之前采用一部分太阳能冷水对其进行预冷,所以这部分冷量主要被用于除湿.这样,该冷冻除湿设备消耗的品质较高的电能主要用来处理潜热,而太阳能制冷得到的品质较低的冷水主要用来处理显热,这符合能量梯级利用的原则.

3 实验分析

3.1 实验台设置

实验台主要由集热器阵列、蓄热水箱、吸附式制冷机、冷辐射吊顶、新风除湿空调箱及其他配套部件按照图 3 所示的方式组成.

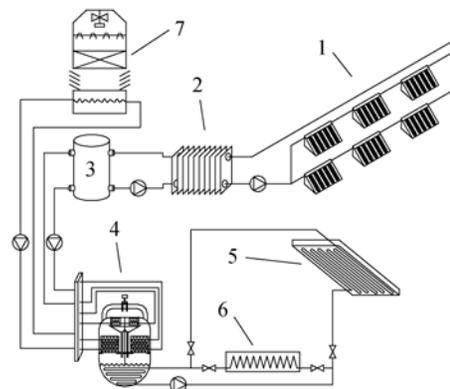


图 3 实验系统图

- 1, 集热器阵列; 2, 板式换热器; 3, 蓄热水箱; 4, 吸附式制冷机;
- 5, 冷辐射吊顶; 6, 风机盘管; 7, 冷却塔

太阳能集热器阵列共 96 m²,由多块带有 CPC 聚光板的 U 型管式真空管集热器通过一定的串联和并联方式联合构成.集热器阵列采用闭式有压循环,其内部压力为 4 个大气压,对应的水的气化温度为 140 左右,并且由于真空管集热器的漏热较小,所以该集热阵列在为吸附式制冷机提供 70~90 的热水时具有较高的效率.

系统中的热驱动制冷机采用以硅胶-水为工质对的吸附式制冷机。该冷机由两个相对独立的吸附-解吸工作真空腔和一个热管工作真空腔共三个真空腔复合而成，靠阀门的切换控制热水和冷却水交替的送往两个吸附-解吸真空腔，使得整个冷机可以连续运行。吸附式制冷机不消耗电能，与清洁无污染的太阳能匹配很好。

实验台上的辐射供冷末端采用了冷辐射吊顶的形式，将3组毛细管平行的置于吊顶下表面，每组毛细管长2 m，外径3.35 mm，壁厚0.5 mm，相邻毛细管间距10 mm。

实验台配置了采集及自控系统，用于对系统参数实时监控记录以及保证系统有序运行。系统中采集的数据主要是温度和太阳辐射强度。其中温度的测量采用A级Pt1000电阻式温度传感器，采集包括集热器、蓄热水箱、吸附式制冷机等各主要部件进出口处的温度，以及室内外环境温度。而太阳辐射的测量采用总辐射表，其灵敏度为 $9.814 \mu\text{V}/(\text{W}\cdot\text{m}^{-2})$ ，感应时间小于30 s。辐射计置于与集热器相同位置相同角度处，用以记录集热器法线方向的总入射太阳辐射。

夏季太阳能集热阵列吸收太阳辐射，并通过板式换热器把热量送入蓄热水箱。当蓄热水箱温度达到吸附式制冷机驱动温度时，其中的热水被送往吸附式制冷机，产生冷冻水。系统通过阀门切换控制冷冻水的流向，可以实现两种运行模式：辐射供冷和风机盘管供冷。辐射供冷工况下，冷冻水主要被送往室内冷辐射吊顶毛细管中，另有少部分送入新风处理空调箱对新风进行预冷。风机盘管供冷工况下，冷冻水全部被送入室内风机盘管中，对室内空气同时进行冷却及除湿。

3.2 实验结果分析

为了进一步考察太阳能驱动高温辐射供冷系统的实际运行效果，需要对系统在辐射供冷和风机盘管两种工况下的运行性能进行实验对比研究。但是空调系统的运行性能在很大程度上受室外环境参数影响，对太阳能空调来说尤其如此，因为作为驱动的太阳能本身具有强烈的随机性。以风机盘管工况为例，对不同环境下的系统运行情况进行实验分析，发现太阳辐照强度对太阳能空调系统的制冷量有较大影响，当白天(9:00~17:00)平均太阳辐照强度从400 W变化到600 W时，系统制冷量提高了约25%。相比而言，室外温度对制冷量的影响相对较小，如图4所示。

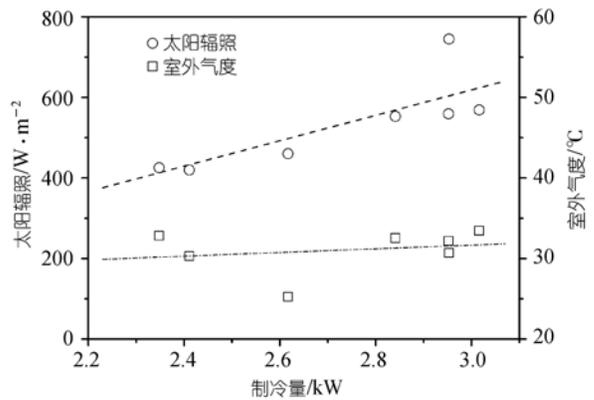


图4 环境参数对系统制冷量的影响

为了减小环境参数对辐射供冷和风机盘管工况对比实验的影响，最终选用的参与对比的两天环境参数基本一致：冷辐射吊顶工况下平均太阳辐射和室外气温分别为 $553 \text{ W}/\text{m}^2$ 和 32.4°C ，相应的风机盘管工况下分别为 $559 \text{ W}/\text{m}^2$ 和 32.2°C 。除此之外，两次实验期间空调房间使用情况以及系统初始状态也都基本相同，因此两组实验结果的差异主要由冷辐射吊顶和风机盘管这两种不同的末端形式造成。

冷辐射吊顶与风机盘管对比实验主要结果在表2中列出，可以发现由于采用了不同的末端形式，使得实际制冷效果产生了很大差异。冷辐射吊顶工况下冷机冷冻水进出口温度都较高，冷冻水进口平均温度比风机盘管工况下高出 3.3°C ，冷冻水出口平均温度则高 1.7°C ，如图5和6所示。这个结果与理论

表2 辐射吊顶和风机盘管实验结果

	冷冻水进口均温/ $^\circ\text{C}$	冷冻水出口均温/ $^\circ\text{C}$	COP	制冷量/kW
辐射吊顶	22.5	18.1	0.27	5.4
风机盘管	19.2	16.4	0.23	3.6

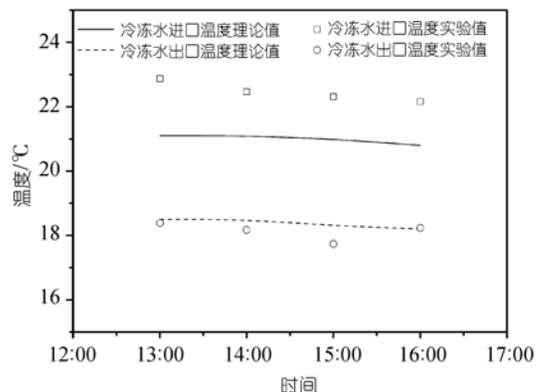


图5 冷辐射吊顶工况下冷机冷冻水进出口温度

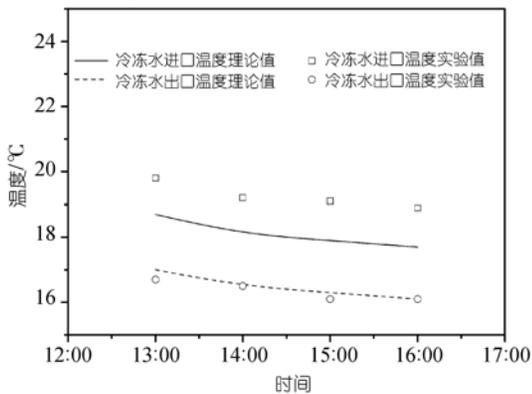


图6 风机盘管工况下冷机冷冻水进出口温度

分析的结果基本一致, 不过实验中测定的冷冻水进口温度比理论值偏高, 原因是冷冻水长距离输运过程中的被周围环境逐渐加热导致回到冷机时水温升高. 除了冷冻水温度的差异之外, 冷辐射吊顶工况中冷机制冷量和 COP 等主要参数也都优于与风机盘管工况. 实验结果表明, 冷辐射吊顶与太阳能热驱动的制冷有更好的匹配性, 通过提高冷机的冷冻水温度

区间, 使得制冷 COP 相对传统的风机盘管提高了 17%, 同时制冷量也提高了 50%.

4 结论

利用低品位的太阳能来驱动的热制冷系统, 与传统的高品位化石能源或电能驱动的制冷在运行特点上有一定差异, 其制冷效率较低而且受冷冻水温度影响较大. 通过对系统的理论和实验分析, 表明高温辐射供冷系统和太阳能驱动热制冷有较好的匹配性, 本文主要结论如下:

(1) 相比常规空调末端, 高温辐射供冷末端的冷量传输效率较高, 在相同的冷源温度下能向室内输送更多的冷量, 容易满足室内热舒适.

(2) 太阳能驱动的热制冷的效率受冷冻水温度的影响较大. 采用高温辐射供冷末端后, 可以提高冷冻水的温度从而提高制冷效率, 与风机盘管末端相比 COP 提高了 17%, 制冷量提高了 50%.

(3) 太阳能热驱动高温辐射供冷系统适合运行在高温冷冻水工况下, 并与独立除湿系统协同运行.

参考文献

- Seyboth K, Beurskens L, Langniss O, et al. Recognising the potential for renewable energy heating and cooling. *Energy Policy*, 2008, 36(7): 2460—2463[doi]
- Alghoul M A, Sulaiman M Y, Azmi B Z, et al. Advances on multi-purpose solar adsorption systems for domestic refrigeration and water heating. *Appl Therm Eng*, 2007, 27(5-6): 813—822[doi]
- Afonso C F A. Recent advances in building air conditioning systems. *Appl Therm Eng*, 2006, 26(16): 1961—1971[doi]
- Balaras C A, Grossman G, Henning H M, et al. Solar air conditioning in Europe—An overview. *Renew Sust Energ Rev*, 2007, 11(2): 299—314[doi]
- Henning H M. Solar assisted air conditioning of buildings—An overview. *Appl Therm Eng*, 2007, 27(10): 1734—1749[doi]
- Assilzadeh F, Kalogirou S A, Ali Y, et al. Simulation and optimization of a LiBr solar absorption cooling system with evacuated tube collectors. *Renew Energ*, 2005, 30(8): 1143—1159[doi]
- Balghouthi M, Chahbani M H, Guizani A. Feasibility of solar absorption air conditioning in Tunisia. *Build Environ*, 2008, 43(9): 1459—1470[doi]
- Casals X G. Solar absorption cooling in Spain: Perspectives and outcomes from the simulation of recent installations. *Renew Energ*, 2006, 31(9): 1371—1389[doi]
- Juanico L. A new design of roof-integrated water solar collector for domestic heating and cooling. *Sol Energy*, 2008, 82(6): 481—492[doi]
- Hassan M A, Beliveau Y. Design, construction and performance prediction of integrated solar roof collectors using finite element analysis. *Construct Build Mater*, 2007, 21(5): 1069—1078[doi]
- Syed A, Izquierdo M, Rodríguez P, et al. A novel experimental investigation of a solar cooling system in Madrid. *Int J Refrig*, 2005, 28(6): 859—871[doi]
- Pongtornkulpanich A, Thepa S, Amornkitbamrung M, et al. Experience with fully operational solar-driven 10-ton LiBr/H₂O single-effect absorption cooling system in Thailand. *Renew Energ*, 2008, 33(5): 943—949[doi]
- Hidalgo M C R, Aumente P R, Millan M, et al. Energy and carbon emission savings in Spanish housing air-conditioning using solar driven absorption system. *Appl Therm Eng*, 2008, 28(14-15): 1734—1744[doi]
- Li Z F, Sumathy K. Experimental studies on a solar powered air conditioning system with partitioned hot water storage tank. *Sol Energy*, 2001, 71(5): 285—297[doi]
- 刘晓华, 江亿. 温湿度独立控制空调系统. 北京: 中国建筑工业出版社, 2006
- Wang D C, Xia Z Z, Wu J Y, et al. Study of a novel silica gel-water adsorption chiller. Part I. Design and performance prediction. *Int J Refrig*, 2005, 28(7): 1073—1083[doi]
- Wang D C, Wu J Y, Xia Z Z, et al. Study of a novel silica gel-water adsorption chiller. Part II. Experimental study. *Int J Refrig*, 2005, 28(7): 1084—1091[doi]
- ASHRAE. HVAC System and Equipment Handbook. Atlanta: ASHRAE, 2000