

# “多能耦合，节能除霜” —— 一种PVT 太阳能-空气源相变储能复合热泵供暖系统

## 作品内容简介

我国北方及西部地区冬季寒冷，需要大量热能以维持舒适的生活环境，传统供暖方式能耗大，运行费用较高。再加上一次能源的储量也在不断下降，且人们对舒适性和便捷性的要求越来越高。故研制出一种性价比较高，能够满足用户供暖需求的新型供暖装置迫在眉睫。本团队设计建立了一套 PVT 太阳能-空气源相变储能复合热泵供暖系统。该系统将太阳能，空气能与相变储能技术耦合在一起，能够有效的解决太阳能或空气能单独作低温热源时存在的不稳定性、间歇性、及能量不均匀性等问题，PVT 太阳能光伏集热器还可以产出电能为二级热泵中的压缩机提供能量，系统可以维持高效稳定运行。当相变储能箱与 PVT 太阳能光伏集热器或空气源热泵联合运行时，可以有效地利用太阳能或空气能进行能量储存与释放，保证了低温热源连续供热的稳定性，极大地降低了太阳辐照强度变化、模式转换期间以及除霜期间对系统整体运行的影响，系统运行稳定可靠。本设计具有运行稳定高效、节能环保等特点，适合大面及推广以满足采暖地区的需求。

**关键字：**太阳能；空气源热泵；相变储能；供暖系统

## 1 研制背景及意义

我国建筑总能耗占社会总能耗的比例远大于发达国家，其中空调能耗占建筑总能耗的 35%-45%<sup>[1]</sup>。并且我国是一次能源需求量最大的国家之一，煤炭的消耗量占能源消耗总量的三分之二以上，相应的带来的诸多环境污染问题<sup>[2]</sup>。故在社会不断发展的过程中，降低建筑能耗及空调能耗，保护自然环境势在必行。近年来在我国对“煤改电”，“节能减排”等政策的大力号召下，我国的供暖方式有所改善，主要以太阳能热泵，空气源热泵等装置进行供暖，但这些产品依然存在很多问题，例如太阳能的间歇性、夜间或者阴雨天不能及时供暖、空气源热泵耗电量严重、且除霜期间系统性能较差等问题。基于以上分析，我们提出了一种将 PVT 太阳能光伏集热器、空气源热泵以及相变储能技术耦合在一起的供暖系统。该系统以 PVT 太阳能光伏集热器和空气源热泵作为低温热源装置错时运行，相变储能技术的应用将调节低温热源温差的波动，PVT 太阳能光伏集热器产生的电能一部分用于二级热泵压缩机工作，一部分用于并网，此外该系统在夜间空气源热泵除霜时，相变储能箱能够进行放热为系统提供低温热源，保证了低温热源的持续和稳定，另外可以根据低谷电来调节系统的运行，达到了节能的目的，具有积极的经济效益和社会意义。

## 2 发展及研究现状

空气能和太阳能作为一种取之不尽，用之不竭的可再生能源近年来被广泛应用于热泵技术。Jodan 等<sup>[3-5]</sup>在 20 世纪 50 年代提出了太阳能与热泵系统相结合的理念，并指出这种方式具有同时提高太阳能集热效率和热泵系统性能的优势。Moreno 等人<sup>[6-7]</sup>通过对直膨式太阳能热泵系统进行了研究，结果表明当水温为 51℃时，一年内系统的 COP 在 1.7-2.9 之间变化。Huang 等人<sup>[8]</sup>研究了直膨式太阳能热泵系统结霜工况下的性能，结果表明当环境温度在 3℃以上相对湿度在 70%左右时，太阳能辐照强度达到 100W/m<sup>2</sup>就可以防止结霜。Mehrpooya 等<sup>[9]</sup>建立了 10 个集成热泵与太阳能热泵系统组合，通过对比独立的热泵系统发现耦合供暖系统可以保证稳定的热源供应，并能节省能源消耗。Michalis 等<sup>[10]</sup>在哈尼亚测试了空气源-太阳能耦合热泵系统性能，发现当室外环境温度由 10℃变为 5℃时，系统效率会下降 7.6%。国内的赵军<sup>[11]</sup>设计了一套串联式热泵热水器，研究表明该系统四季能提供 50℃热水，COP 为 3。周伟

等<sup>[12]</sup>设计的光伏光热耦合热泵系统 COP 对比单独太阳能热泵和空气源热泵分别提升了 32.78%与 47.64%。陈剑波等<sup>[13]</sup>设计的耦合系统 COP 值达到了 3.6。马一太<sup>[14]</sup>指出北方取暖的热泵 COP 约为 3-3.5，但对于农村和小城镇的散煤燃烧，其燃烧效率仅为 25%左右，1t 电煤可相当 4t、5t 散煤，而且没有污染。于立强等<sup>[15]</sup>的实验结果表明，当室外空气温度在-9-4℃之间波动变化时，整个耦合热泵系统的平均 COP 为 2.19。

基于以上研究，近年来虽然太阳能和空气能广泛应用于热泵系统中，但是也存在诸多问题。例如，室外空气温度较低将会影响空气源热泵除霜时的效率，由于太阳能的间歇性及太阳能辐照强度的不稳定性造成太阳能耦合热泵系统的波动较大，诸多因素均会对系统的整体运行效果造成一定的影响。在此，本系统引入相变储能技术与空气源热泵及 PVT 太阳能光伏集热器相耦合，在解决上述问题保障末端持续供暖的同时还保障经济效益，更加节能环保。

### 3 工作原理及性能分析

#### 3.1 工作原理

图 3 为 PVT 太阳能-空气源相变储能复合热泵供暖系统原理图。该系统将 PVT 太阳能光伏集热器、空气源热泵、相变储能技术等结合在一起，可根据不同天气不同时段做出相应的运行模式转换，主要的运行模式如下：



图 1 空气源热泵系统示意图

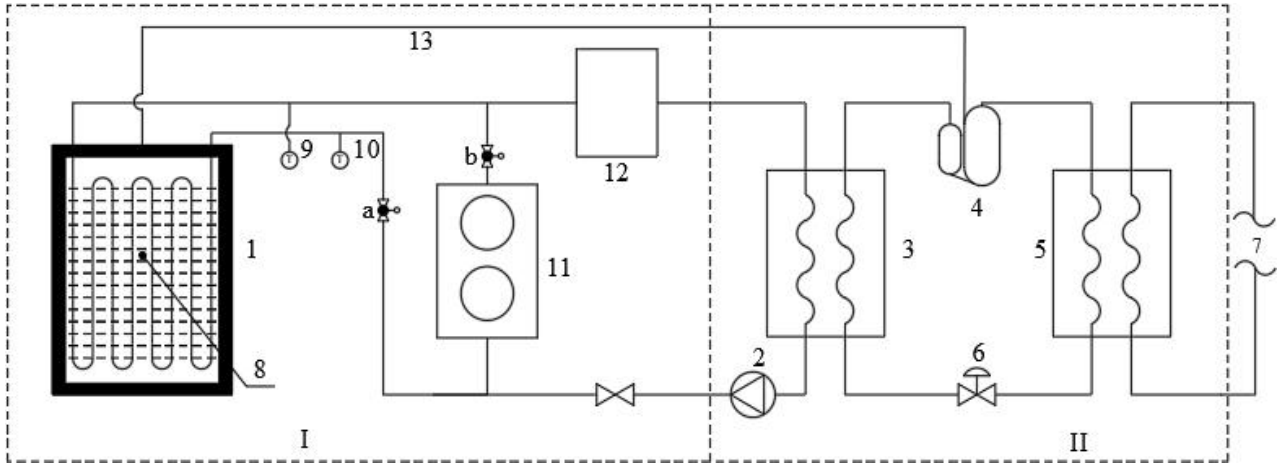


图 2 相变储热管结构示意图

① 运行模式一：在白天晴朗天气下，关闭电磁阀 b，打开电磁阀 a，此时空气源热泵不工作，PVT 太阳能光伏集热器作为低温热源装置为二级热泵装置提供热量。PVT 太阳能光伏集热器将通过光热转化、光电转化将太阳能转化为热能、电能，产生的热能将存储在太阳能循环工质中，产生的电能一部分用于压缩机工作，多余的用于并网。相变储能箱内的无机相变材料相变点为 23℃，当太阳能循环工质经过相变储能箱时的温度低于 15℃时，关闭 PVT 太阳能光伏集热器并开启空气源热泵；若太阳辐照强度较小，其温度在 15~23℃时，热量便会从温度较高的相变储能箱转移到温度较低的太阳能循环工质中，相变储能箱完成热量的释放；若太阳辐照强度较大，其温度将高于 23℃，热量便会从温度较高的太阳能循环工质转移到温度较低的相变储能箱中，相变储能箱完成热量的储存，因此相变储能箱的恒温调节避免了太阳能循环工质因辐照强度强弱变化而产生的温度波动，保证了一级低温热源装置供热的稳定性。太阳能循环工质随后流经二级热泵装置，热量通过二级热泵装置传递给末端循环水，末端循环水的水温因此提升至 40-60℃，温度降低的太阳能循环工质则通过循环泵再次输送到 PVT 太阳能光伏集热器中，如此循环往复。

② 运行模式二：在夜间或 PVT 太阳能光伏集热器为二级热泵装置供热温度低于 15℃以及连续阴雨雪等极端天气时，PVT 太阳能光伏集热器将停止工作，同时关闭电磁阀 a 打开电磁阀 b，系统自动切换为空气源热泵运行。当空气源热泵运行时，太阳能循环工质流经空

气源热泵中的冷凝器并从中吸收热量，其温度高于无机相变材料相变点 23℃时，流经相变储能箱的太阳能循环工质将部分热量储存于此，用以承担除霜期间的热量供应，同时弥补第二天 PVT 太阳能光伏集热器工作时太阳能循环工质温度较低而造成的供热不足。空气源热泵在运行时将每隔两小时进行一次除霜过程，每次除霜过程 10 分钟。太阳能循环工质经相变储能箱流出后，其热量通过二级热泵装置供给末端循环水，末端循环水的水温因此提升至 40-60℃，温度降低的太阳能循环工质则通过循环泵再次流经空气源热泵中的冷凝器并从中吸收热量，如此循环往复。



1-PVT 太阳能光伏集热器 2-循环泵 3-蒸发器 4-压缩机 5-冷凝器 6-节流阀 7-末端  
8-板芯温度测试点 9-PVT 出液温度测试点 10-PVT 进液温度测试点 11-空气源热泵  
12-相变储能箱 a、b-电磁阀 13-输电线 I -一级低温热源装置 II -二级热泵装置

图 3 PVT 太阳能-空气源相变储能复合热泵供暖系统原理图

### 3.2 性能分析

主要计算公式如下：

对于系统热效率  $\eta_{th}$ ，计算公式如下：

$$\eta_{th} = \frac{c_p q_m \Delta T}{GA} \left( 1 - \frac{T_{air}}{T_{out}} \right)$$

上式中  $c_p$  为太阳能工质比热容，kJ/(kg·K)； $q_m$  为 PVT 太阳能光伏集热器中液体的流量，kg/s； $\Delta T$  为 PVT 太阳能光伏集热器进出液温差，K； $T_{air}$  为室外温度，K； $T_{out}$  为 PVT 太阳能光伏集热器出液温度，K； $G$  为太阳辐照强度，W/m<sup>2</sup>； $A$  为 PVT 太阳能光伏集热器面积，m<sup>2</sup>。

对于  $\Delta T$  的计算，公式如下：

$$\Delta T = T_{out} - T_{in}$$

上式中  $\Delta T$  为 PVT 太阳能光伏集热器进出液温差，K； $T_{in}$  为 PVT 太阳能光伏集热器进液温度，K； $T_{out}$  为 PVT 太阳能光伏集热器出液温度，K。

对于系统电效率  $\eta_e$ ，计算公式如下：

$$\eta_e = E / (G \cdot A)$$

上式中， $\eta_e$  为系统电效率， $E$  为 PVT 太阳能光伏集热器发电功率，W； $G$  为太阳辐照强度，W/m<sup>2</sup>； $A$  为 PVT 太阳能光伏集热器面积，m<sup>2</sup>。

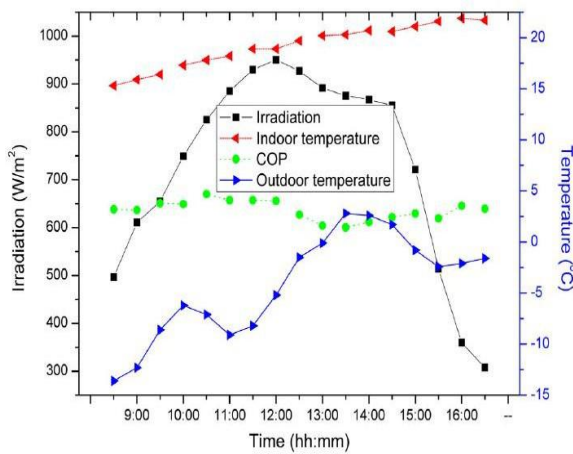
对于系统性能系数  $COP$ ，计算公式如下：



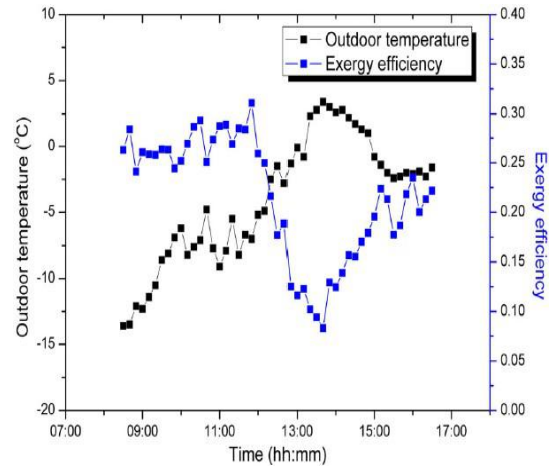
$$COP = \frac{Q}{W}$$

上式中  $COP$  为性能系数； $Q$  为系统得热量，kW； $W$  为系统净功率，kW。

为研究系统性能我们搭建了一套**系统动态模型和实物测试平台**，在试验测试后并进行结果分析与讨论，基于石家庄采暖季节室外天气变化的监测仪，选择典型的气象日来测试系统的运行性能和采暖效率，并对系统的运行状况进行性能测试。从 8:00AM 到 16:00PM 记录了 8 个小时的实验。太阳辐射强度和室外温度随时间的变化如图 4 (a) 所示。太阳辐射向中午增加，然后降低，平均太阳辐射强度为  $752.7\text{W/m}^2$ ，并且该峰出现在 12:00。与辐射强度相比，一天中早些时候出现的最高室外温度为 13:30，其值为  $2.5^\circ\text{C}$ 。从 8:00AM 到 16:00PM 在 8 小时内，室外温度在  $-14^\circ\text{C}$  至  $2.5^\circ\text{C}$ ，室内平均温度为  $18^\circ\text{C}$ 。最后，室内温度高于  $20^\circ\text{C}$ 。表明该系统充分满足了室内供暖需求。图 4 (a) 所示，系统  $COP$  的变化保持在 3.6 到 5.3 之间，**平均值为 4.5**。可以得出结论，该系统可以充分利用太阳能来满足建筑物的供暖要求，并在需要时进行相变储能。虽然可以根据热力学第一定律使用  $COP$  分析热泵系统的性能。但是，它只能解释能量转移和转化之间的定量关系，仅考虑能量的“数量”，无法评估能量的损失和传递的方向。为了检验焓效率，基于实验测试进行了第二定律分析，同时考虑室外温度的动态变化将在整个过程中对焓效率产生的影响。如图 4 (b) 所示，由于室外温度变化很大，所以效率从早晨到晚上都有很大的波动。当室外温度为  $2.5^\circ\text{C}$  时，焓效率达到最低值 8%。最大焓效率为 30%，**平均焓效率为 21%**。



(a) 辐照、室内外温度及 cop 随时间变化



(b) 效率分析

图 4 主要性能参数分析

在夜间或 PVT 太阳能光伏集热器为二级热泵装置供热温度低于  $15^\circ\text{C}$  以及连续阴雨雪等极端天气时，系统自动切换为空气源热泵运行。然而，空气源热泵在除霜过程会带来供热量增加、室内环境温度波动大等问题。为了体现本系统除霜方式的优越性，先将相变储能除霜与逆循环除霜和热气旁通除霜进行对比。

图 5 (a) 和图 5 (b) 显示了不同除霜模式下室内供水温度和室内温度空气的变化，在三种除霜方式中，相变储能除霜的室内水、空气温降最小，逆循环除霜最大，这是由于热气旁通除霜直接将压缩机的废气循环到空气源管翅式换热器进行除霜。当系统进行相变储能除霜以吸收储能装置的热量时，压缩机为系统提供除霜所需的能量。因此，压缩机和储能装置都不需要从室内和室内环境循环水。由于热量被吸收，这段时间供水温度和室内降温速率都很低。但由于热气旁通除霜所需时间约为相变储能除霜所需时间的 1.9 倍，室内空气温度仍下降  $8^\circ\text{C}$ 。在逆循环除霜过程中，室内供水温度从  $45^\circ\text{C}$  急剧下降到  $5^\circ\text{C}$  左右。这是由于四通换向阀的工作导致系统从加热模式切换到冷却模式，以便除霜。室内循环水作为系统的低温热

源，吸收了大量的热量，使供水温度急剧下降。同时，随着室内循环水温度的降低，室内环境空气因与循环水之间的自然对流换热而损失了大量的热量，严重影响居住者的舒适性。由以上分析可知，相变储能除霜明显优于逆循环除霜和热气旁通除霜两种常用的除霜方法，**除霜时间仅为逆循环除霜的 75%，热气旁通除霜的 53%**。除霜时，室内温降较小，能更好地满足居住者的舒适性要求。

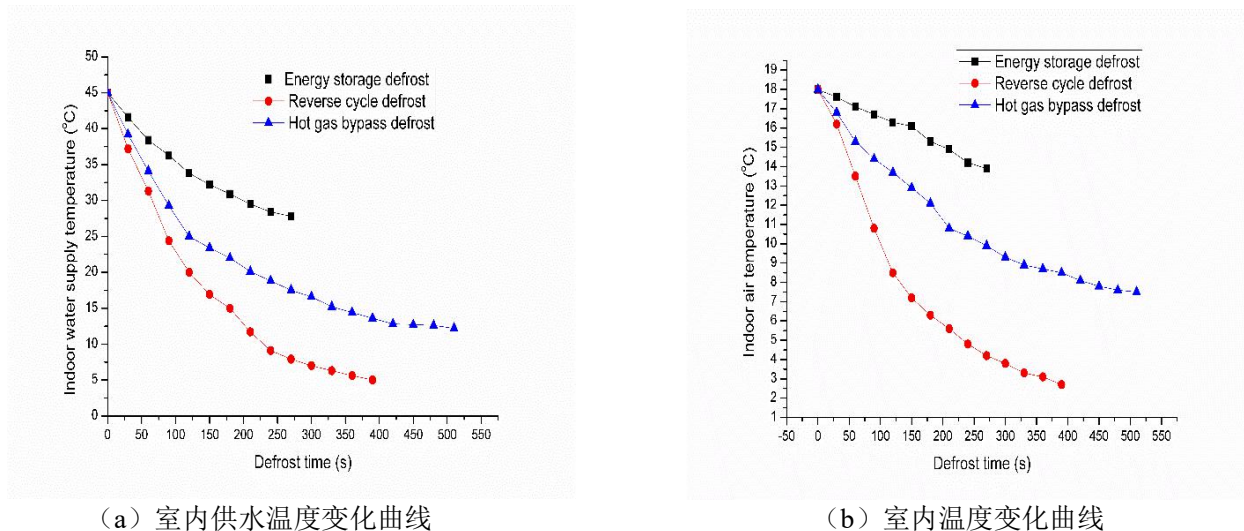


图 5 温度特性比较分析

## 4 创新点

① 该系统利用太阳能或空气能作为低温热源，根据环境的变化能够自动切换运行模式，高效稳定运行。从而有效的解决了太阳能或空气能单独作低温热源时存在的能量不均匀性等问题。

② 相变储能箱与 PVT 太阳能光伏集热器或空气源热泵联合运行时，可以有效地利用太阳能与空气能进行能量储存与释放，相变储能箱的设置降低了太阳辐照强度变化对低温热源的冲击，解决了系统模式转换期间以及除霜期间的供热不足问题，进而保证了一级低温热源装置**连续供热的稳定性**。

③ 该系统将太阳能，空气能与相变储能技术耦合在一起，白天晴朗天气时利用太阳能为系统提供低温热源，同时产生电能为压缩机提供能量，夜间通过消耗低谷电利用空气源热泵为用户持续供暖，在二级热泵装置所需热量不足时可以利用相变储能箱实现能量的转移。

④ 系统通过 PVT 太阳能光伏集热器既集热又发电，同时利用**低谷时间段的电能**，较其他供暖形式而言，有着较高的效率的同时，可以更好的减少 CO<sub>2</sub> 的排放，对于节能减排有着一定的及积极促进意义。

## 5 应用前景与经济效益

### 5.1 应用前景

我国北方及西部地区传统供暖方式能耗大，运行费用较高。其相对落后的供暖方式与我国“节能减排”等政策产生了矛盾，故解决冬季清洁供暖问题已刻不容缓。随着我国对北方寒冷地区清洁供暖的大力支持和政策推进，热泵供暖技术取得了一定的进步，但其在实际运行过程中仍存在效率不够高、不能连续运行以及耗电严重等诸多问题。

本系统将 PVT 太阳能光伏集热器、空气源热泵和相变储能技术等结合，可适应不同天气，持续运行，供暖效果优秀。太阳能-空气源相变储能复叠式热泵供暖系统不仅综合利用太阳能和空气能还结合夜晚低谷电能，实现能源互补，解决能源供需矛盾。能有效减少社会对一次能源的消耗，具有优异的经济效益和环境效益。

目前我国北方地区十一个省市均已出台清洁供暖相关政策，但其清洁供暖比例仍然较低，

仅为 30%左右，改造任务十分繁重。对于市场而言，本系统的稳定性、经济性以及环保性将更受消费者青睐。

5.2 经济与效益分析

通过市场调查分析可知，供暖方式的经济性是制约其推广的最重要因素，要想将太阳能储能热泵系统大规模的应用到建筑供暖方面，首先需要做的就是验证其经济可行性，本小节将考虑整个供暖季所需的能耗，选择将太阳能储能热泵系统与燃煤锅炉、燃油锅炉、天然气锅炉以及电锅炉等常见的供暖方式进行经济性对比分析，具体如下。

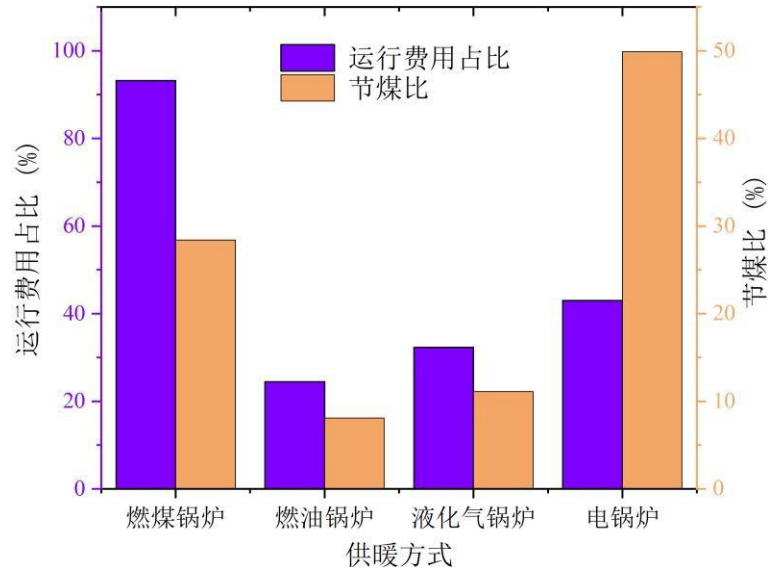


图 6 经济性分析

经过计算，本系统需要耗电 1891.61kWh，共计 2769 元，其他供暖方式燃煤锅炉、燃油锅炉、液化气锅炉以及电锅炉在供暖季的所需消耗量为 3302kg、1619kg、1428kg、14146kWh，总运行费用分别为 2972 元、11333 元、8568 元、6440 元。由此可以算出本系统在供暖季的总运行费用为电锅炉的 42.9%，燃煤锅炉的 93.1%，燃油锅炉的 24.4%，液化气锅炉的 32.3%，节煤比为电锅炉的 49.9%，燃煤锅炉的 28.4%，燃油锅炉的 8.1%，液化气锅炉的 11.1%，**经济性能较为优越。**

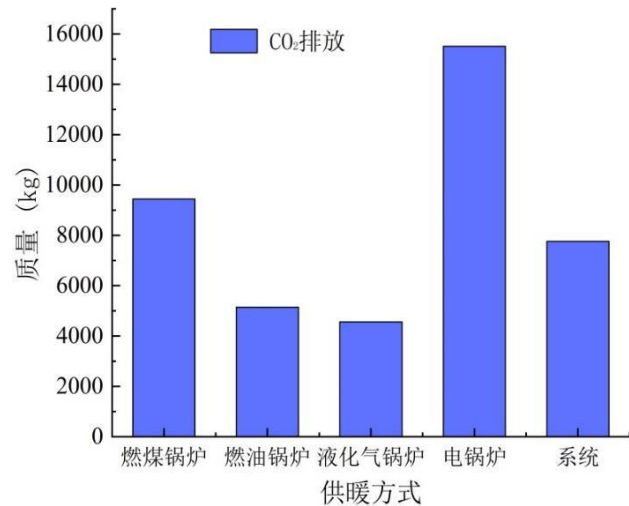


图 7 CO<sub>2</sub> 排放分析

虽然燃油锅炉和液化气锅炉的 CO<sub>2</sub> 排放量较低，但是其运行费用较高，降低了系统的供暖经济性，在实际的建筑供暖中不利于推广；而燃煤锅炉的运行费用虽然较低，但是存在高污染、高排放的问题，与国家所提出的“节能减排”政策背道而驰；相比于其他的供暖方式，

太阳能储能热泵系统兼顾了供暖系统的**经济性和节能性**，是目前能够大规模的应用到供暖的一个有效供暖方式。

### 参考文献

- [1] 余星. 空调热水一体机复合除霜控制技术的研究[D]. 中南大学, 2011.
- [2] 刘阿凤,宣永梅,文旋.太阳能蒸汽压缩式热泵采暖技术的发展现状[J].洁净与空调技术,2015(01):18-22.
- [3] Jordan R C, Therkeld J L.Design and economics of solar energy heat pump systems[J].ASME Journal Section, Heating, Piping, and Air Cond, 1954 26 :122-130.
- [4] Jordan R C, Therkeld J L.Utilization of solar energy for house heating[J]. ASME Journal Section, Heating, Piping and Air Cond,1954,26:193-201.
- [5] Jordan R C, Therkeld J L.Solar energy availability for heating in the United States [J]. ASME Journal Section, Heating, Piping and Air Cond,1953,25:116.
- [6]A. Moreno-Rodríguez, A. González-Gil, Izquierdo M, et al. Theoretical model and experimental validation of a direct-expansion solar assisted heat pump for domestic hot water applications[J]. Energy,2012,45(1):704-715.
- [7] Moreno-Rodriguez A, Garcia-Hernando N, González-Gil A, et al. Experimental validation of a theoretical model for a direct-expansion solar-assisted heat pump applied to heating[J].Energy,2013,60(1):242-253.
- [8] Huang W, Ji J, Xu N, et al. Frosting characteristics and heating performance of a direct-expansion solar- assisted heat pump for space heating under frosting conditions [J].Applied Energy, 2016,171:656-666.
- [9]Mehrpooya M , Hemmatabady H, Ahmadi M H. Optimization of performance of combined solar collector geothermal heat pump systems to supply thermal load needed for heating greenhouses[J]: Energy Conversion & Management 2015 97 :382-392.
- [10] Michalis Karagiorgas, Kostas Galatis, Manolis Tsagouri,etal. Solar assisted heat pump on air collectors: A simulation tool [J]. Solar Energy ,2010,84(1):66-78.
- [11] 赵军, 马一太, 郑宗和, 等.太阳能热泵供热水系统的实验研究[J]. 太阳能学报, 1993(4):306-310.
- [12]周伟, 张小松, 刘剑, 等. 太阳能空气光伏/光热一体化热泵热水系统实验特性[J].制冷学报, 2016,37(5):10-16.
- [13]陈剑波, 孙坤, 聂琳杰, 等. 基于太阳能光伏光热组件的双热源热泵机组的实验研究[J].制冷学报, 2015,36 (5):49-54,64.
- [14]马一太, 王派, 罗齐, 等. 低环境温度空气源热泵在北方区域供热中的应用[J].区域供热, 2018(4):14-18.
- [15]于立强, 旷玉辉, 施志刚, 等. PVT 太阳能光伏集热器与热泵联合供暖装置的实验研究[J].发电与空调, 2004, 25(3):8-11.