

文章编号:1673-9469(2024)03-0093-06

DOI:10.3969/j.issn.1673-9469.2024.03.013

# 空气源分体式热管-热泵供暖系统在煤矿井口 防冻中的特性研究

任贵阳<sup>1</sup>, 鲍玲玲<sup>1\*</sup>, 吕向阳<sup>2</sup>, 赵耀<sup>3</sup>

(1. 河北工程大学 能源与环境工程学院, 河北 邯郸 056038; 2. 北京中矿赛力贝特节能科技有限公司, 北京 100083;  
3. 山西河曲晋神瓷窑沟煤业有限公司, 山西 忻州 036504)

**摘要:** 为提高空气源热泵的性能, 同时更好地满足煤矿井口防冻特殊工艺要求, 将空气源热泵与热管技术相耦合, 使用小压比热泵机组搭建了空气源分体式热管-热泵供暖系统实验平台。该耦合系统中蒸发器和冷凝器两端均采用相变传热的方式, 并对其在不同运行工况下的性能特性研究, 结果表明: 该耦合供暖系统即使在 0 °C 左右的室外条件下, 耦合机组的系统制热性能仍可达到 4.5 以上, 远远优于传统空气源热泵机组。

**关键词:** 分体式热管; 小压比热泵机组; 相变传热; 新型供暖系统

中图分类号: TD727

文献标识码: A

## Study on the Characteristics of Air Source Split Heat Pipe Heat Pump Heating System in Wellhead Anti-freezing

REN Guiyang<sup>1</sup>, BAO Lingling<sup>1\*</sup>, LV Xiangyang<sup>2</sup>, ZHAO Yao<sup>3</sup>

(1. School of Energy and Environmental Engineering, Hebei University of Engineering, Handan, Hebei 056038, China;  
2. Beijing Zhongkuang Sailibete Energy Saving Technology Co., Ltd., Beijing 100083, China;  
3. Shanxi Hequ Jinshen Ciyagou Coal Industry Co., Ltd., Xinzhou, Shanxi 036504, China)

**Abstract:** In order to improve the performance of air source heat pump and better meet the special technical requirements of wellhead antifreeze, an air source split heat pipe heat pump heating system experimental platform was built by coupling air source heat pumps with heat pipe technology and using a small pressure ratio heat pump unit. In this coupled system, phase change heat transfer is adopted at both ends of the evaporator and condenser, and their performance characteristics under different operating conditions are studied. The results show that even under outdoor conditions around 0 °C, the Coefficient of Performance (COP) can still reach 4.5 or above, far superior to traditional air source heat pump units.

**Key words:** split heat pipe; small pressure ratio heat pump unit; phase change heat transfer; new heating system

在“双碳”、节能减排的时代背景下, 以空气为能源的空气源热泵作为高效、节能、清洁的供热装置, 已逐步应用于煤矿井口防冻项目中<sup>[1]</sup>。但随着技术的发展, 传统空气源热泵供暖系统的弊端也逐渐显露出来, 如热泵运行效率不高; 受环境温度、湿度、风速等自然条件的影响较大, 存在

不稳定性; 压缩机容易烧坏; 热泵易出现结霜问题<sup>[2-6]</sup>。

对于分体式热管的研究, Sun 等<sup>[7]</sup>基于分体式热管的原理, 设计了一种应用于家庭空调的新型热回收风机试验装置, 证明了其有效性和实用性。师梁艳<sup>[8]</sup>搭建了分体式热管-太阳能集热室内供热

收稿日期: 2023-08-30

基金项目: 河北省自然科学基金资助项目 (E2023402072)

作者简介: 任贵阳 (2000-), 男, 山西吕梁人, 硕士研究生, 从事余热利用方面的研究。

\* 通信作者: 鲍玲玲 (1982-), 女, 河北藁城人, 博士, 教授, 从事传热传质理论及应用研究、中深层地热资源利用等方面研究。

系统,通过实验的方法,初步确定了工质的充液率。刘欢<sup>[9]</sup>设计了一种应用于数据机房内,位置摆放区别于传统热管的分体式热管系统,确定了系统的工作温度以及功率等关键参数。白金发<sup>[10]</sup>参与了山西省某煤矿分离式热管项目,负责分体式热管换热器设计及充液率计算工作,以实际工程证明该技术经济、环保效益高。综上,前人对分体式热管的研究进行了许多工作,证明了分体式热管具有较高的研究价值。

在前人研究基础上,为满足煤矿井口防冻特殊供暖需求,本文提出了一种空气源热泵-热管新型供暖系统,通过对热泵压缩机进行改进使之达到一个小的压缩比,显著降低了冷凝温度<sup>[11]</sup>,进而获得更高的系统制热性能(Coefficient of Performance, COP),最终达到比常规空气源热泵更节能、更可靠的目的。本文以研究系统运行特性为出发点,基于空气源热泵和热管供热系统实验平台,分析空气源分体式热管-热泵供热系统的特点,探究该系统的运行特性。

## 1 实验测试系统及方案

### 1.1 实验系统组成及工作原理

实验测试系统位于河北省邯郸市,该系统提供热量以实现某煤矿井口防冻。系统安装实物图见图1。

空气源分体式热管-热泵供热系统工作原理如图2所示。该供热系统包括热泵系统与热管系统,在空气源热泵中充入工质 R410A,分体式热管经过压力测试并抽取真空后,在其内部充入工质 R22,该套耦合系统中热泵系统基本符合常规空气源热泵的工作原理,蒸发器内产生低温低压的



注:1—空气源热泵;2—分体式热管;3—轴流式风机;  
4—上升管;5—下降管

图1 系统安装实物图

Fig. 1 Physical diagram of system installation

R410A 蒸汽,经过气液分离器后进入到小压比压缩机中变为高温高压气体,再进入冷凝器中与空气进行热量交换,放出热量而冷凝成高压液体,最后经过膨胀阀节流为低温低压的液态制冷剂,即蒸发—压缩—冷凝—节流四个过程,如此完成一个热力循环<sup>[4]</sup>。但本文有所不同的是,在原有空气源热泵的基础上,额外增加了一套分体式低温热管系统,将空气源热泵系统中的冷凝器作为分体式热管的蒸发器,热泵系统中的工质蒸汽在冷凝器中冷凝,而分体式热管系统中的循环工质 R22 在此吸收热量后,由液相变为气相,依靠压力差经上升管迅速移动到分体式热管的冷凝器,在冷凝器中放热后由气相变为液相,再经下降管流回蒸发器中<sup>[12]</sup>。

### 1.2 实验测试方案

实验期间所用测试仪器包括热成像仪、温度自记仪、温湿度自记仪以及数显风量仪。仪器具体参数如表1所示。

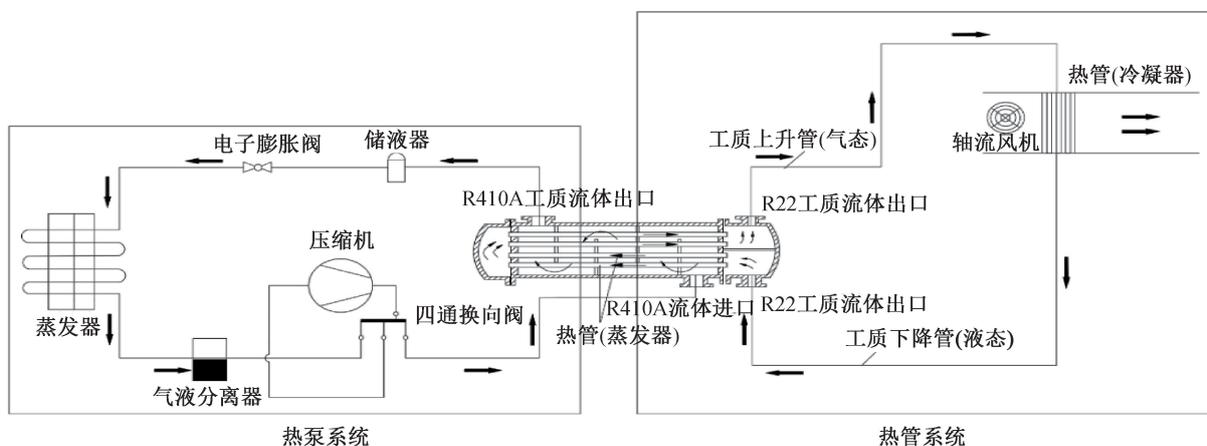


图2 系统工作原理图

Fig. 2 System working principle diagram

表1 实验测试仪器

Tab. 1 Experimental testing instrument

仪器	测试范围	精度	厂家
红外线热成像仪	-20~150 ℃	—	福禄克电子仪器仪表公司
温度自记仪	-20~80 ℃	±0.3 ℃	北京天建华仪科技发展有限公司
温湿度自记仪	-40~100 ℃ 0%~100% RH	±0.3 ℃ ±3%	北京天建华仪科技发展有限公司
数显风量仪	100~35 000 m <sup>3</sup> /h	—	扬州唯净天科科学仪器有限公司

基于上述仪器,本次实验测试了小压比压缩机的功率,环境温度、湿度,蒸发器出口温度、湿度和风速,冷凝器(热管处)出口风速和温度。根据测试数据分析该耦合系统的性能以及在不同环境条件下运行的可行性。

实验测试时间为2023年2月8日,实验场地为邯郸某建筑设计研究院内。实验开始前,热管出口处温度不同,如图3所示。根据图3右侧图例显示,不同颜色对应不同的温度,从下到上温度依次上升,为了保证数据的准确性,将整个热管平均分成12份,分别将温度自记仪固定在热管各个位置处,见图4(a),采用平均面积的方法求出分体式热管出口处的温度;对环境温湿度的测定选择距离设备1m的空地,选用3个温湿度自记仪进行记录。

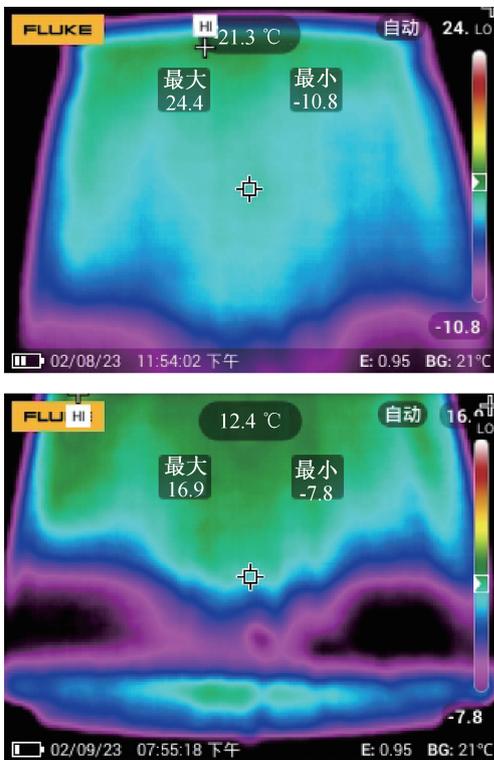


图3 热管温度分布图

Fig. 3 Temperature distribution diagram of heat pipe

### 1.2.1 温湿度测点布置

考虑实验测试的准确性,布置多个温湿度测点取平均值。由于热管温度分布不均匀,因此分体式热管冷凝器的温湿度测点选择离热管底部250 mm处为第1组测点,其余空间均匀纵向分布3组测点,每组横向均匀分布3个测点,共12个温湿度测点;空气源热泵的蒸发器的温湿度测点按风机转叶半径均匀布置3个测点,温湿度测点的布置如图4所示。

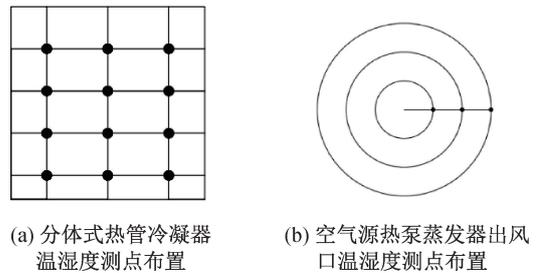


图4 温湿度测点布置图

Fig. 4 Layout of temperature measurement points

### 1.2.2 风速测点布置

对风速的测定选用风速记量仪进行测定,由于被测设备上各个点的风速存在波动,因此,在布置风速测点时需要设置多个测点。分体式热管冷凝器的风速测点布置按面积等分为9个测点,轴流风机的风速测点从半径150 mm到425 mm均匀分成7个风速测点,空气源热泵上蒸发器的出口风速测点按半径均匀等分为7个测点,风速测点布置如图5所示。

### 1.3 实验测试理论依据

(1) 系统制热量的计算公式如下:

$$Q = C_p m (t_{\text{出口}} - t_{\text{环境}}) \quad (1)$$

式中:  $Q$  为单位时间内的制热量, kW;  $C_p$  为空气的定压比热容,  $\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ ;  $m$  为每秒进入空气的质量,  $\text{kg}/\text{s}$ ;  $t_{\text{出口}}$  为出口风温,  $^{\circ}\text{C}$ ;  $t_{\text{环境}}$  为环境温度,  $^{\circ}\text{C}$ 。

(2) 系统制热性能 COP 的计算公式如下:

$$\text{COP} = \frac{Q}{W} \quad (2)$$

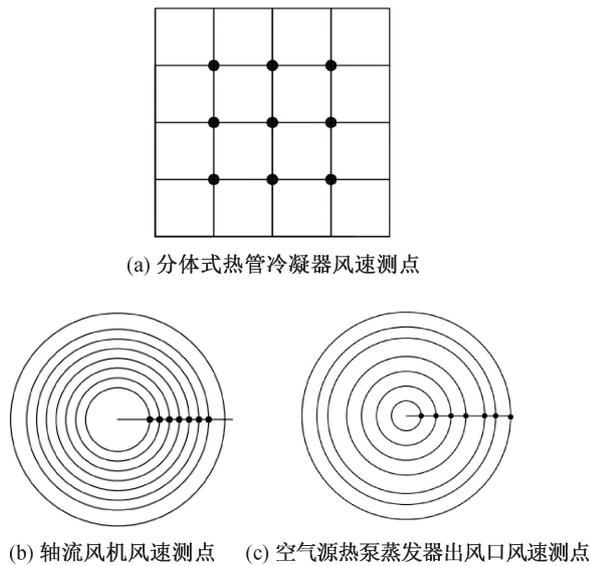


图5 风速测点布置图

Fig. 5 Layout of wind speed measurement points

式中:  $W$  为单位时间内系统所消耗的功率, kW。

注: 在此次测试期间, 消耗的功率包括压缩机和所有风机消耗的总的电能。

(3) 对数平均温差的计算公式如下:

$$\Delta T = \frac{T_1 - T_2}{\ln \frac{T_1 - t_0}{T_2 - t_0}} \quad (3)$$

式中:  $T_1$  为冷凝器出口温度,  $^{\circ}\text{C}$ ;  $T_2$  为环境温度,  $^{\circ}\text{C}$ ;  $t_0$  为管内介质相变温度,  $^{\circ}\text{C}$ 。

## 2 系统运行情况分析

本次实验测试时间为 2023 年 2 月 8 日 18:30—2 月 9 日 22:50, 为期 28.25 h, 图 6 为室外平均温湿度变化。由图 6 可知, 测试期间平均环境温度分布范围为  $0.3 \sim 6^{\circ}\text{C}$ , 平均温度较低, 且波动范围较小; 而当日测试地点下雪, 导致平均环境湿度波动范围为  $39.2\% \sim 88.7\%$ , 有较大的波动幅度。由于空气源热泵受环境温湿度影响较大<sup>[13]</sup>, 因此选用此次实验数据可分析该套空气源分体式热管-热泵系统在特殊环境条件下的运行情况。

### 2.1 机组除霜系统分析

空气源热泵在一定环境条件下难以避免结霜问题, 但可以通过程序控制, 使其中一台热泵化霜时, 另外一台强制不化霜, 同时, 温度探头的精度不同, 会造成电子膨胀阀的开度不一致, 进而导致制冷剂的流量不一样, 影响机组的结霜程度; 另外机组、铜管的布置和加氟量都对结霜有一定影响,

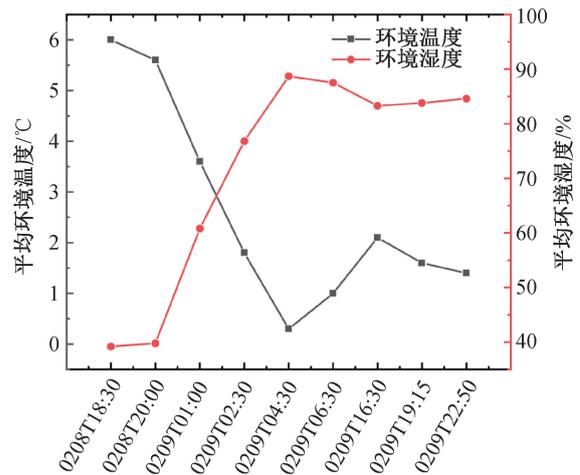


图6 室外平均温湿度变化(2023年)

Fig. 6 Changes in average outdoor temperature and humidity in 2023

最终达到两台热泵交替结霜除霜的效果。在经过现场实际测试之后, 发现机组除霜的性能十分优越, 当一台热泵的蒸发器结满霜时, 此时四通换向阀换向, 另外一台热泵提供部分热量进行除霜。

### 2.2 系统制热能力分析

图 7 展示了在实验测试期间空气源分体式热管-热泵机组的制热量、传统空气源热泵的制热量、机组出口处与环境温度的温差、传统空气源热泵出口处与环境温度的温差随时间的变化趋势。

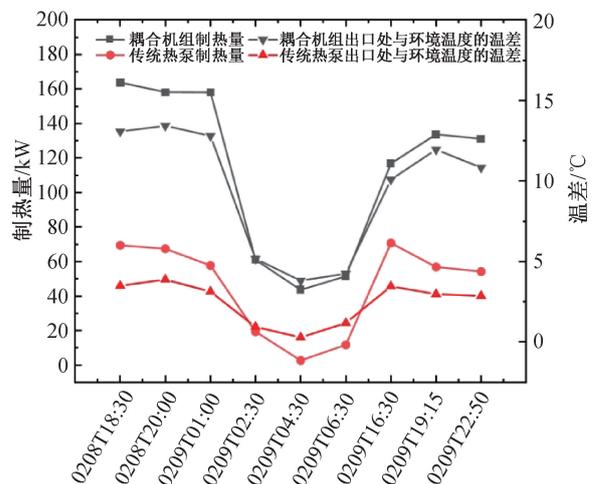


图7 制热量与温差变化(2023年)

Fig. 7 Heating capacity and temperature difference variation in 2023

如图 7 所示, 在 2 月 9 日 1:00 前, 耦合机组系统和传统热泵系统的制热量和温差变化趋于稳定, 机组运行平稳。1:00—2:30 这段时间, 环境温度从  $3.6^{\circ}\text{C}$  下降至  $0.3^{\circ}\text{C}$ , 制热量呈明显下降趋

势。原因是在这段时间内,环境温度持续下降,湿度较大,两台机组交替结霜化霜,制热量应呈波动下降趋势,但由于测量方法问题,无法及时测量每个动态点的变化,故简化为直线下降趋势;2:30—4:30下降趋势缓慢,下降原因与上述相同,但此阶段环境温度更低,湿度更高,导致单个机组结霜时间变短,结霜面积变大,化霜所需的热量增加,进而导致制热量减少,直至4:30机组近似停机状态;随后制热量开始呈上升趋势,这是因为环境温度开始上升,湿度减小,原因正好与上述情况相反。环境温度的变化影响制热量,进而间接影响其COP,可在图8中得到证明。

将耦合机组的制热量与传统热泵系统的制热量进行对比,耦合热泵系统的制热量远远高于传统热泵系统的制热量。耦合热泵系统正常工作时,机组的制热量是传统热泵制热量的2~3倍。尤其是在2月9日4:30时,传统热泵系统的制热量低至2.61 kW,而耦合机组制热量仍可达到43.55 kW,是传统热泵系统的16倍之多,更加体现了小压比热泵机组耦合热管的优越性。

### 2.3 系统节能性分析

图8所示为耦合机组在测试期间测得的耦合机组COP、传统空气源热泵COP和环境温度随时间变化的趋势。

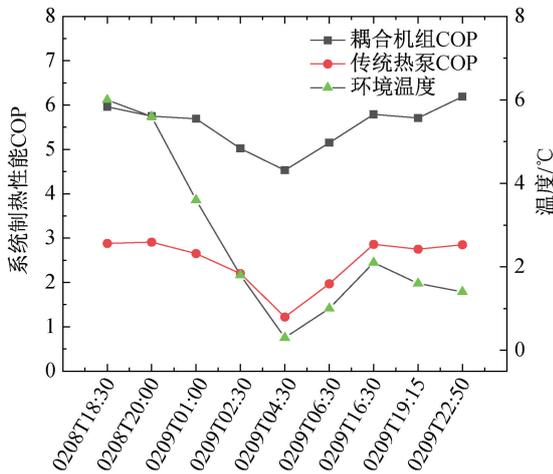


图8 COP与不同环境温度变化(2023年)  
Fig. 8 COP and different environmental temperature variations in 2023

根据图8显示,无论是耦合机组的COP还是传统空气源热泵的COP,其变化趋势与环境温度变化总体呈正相关,环境温度是影响COP的重要因素之一。在大气压力不变的情况下,环境温度越低,湿度越大。在两者共同作用下,降

低了蒸发器的效率。在达到结霜条件后,结霜面积增大,导致机组的制热性能大幅下降,使COP减小。

另外,图8清楚地表明,耦合机组的COP远高于传统热泵机组的COP。在环境温度为2~6℃时,空气源分体式热管-热泵系统的COP能够维持在5.5~6.2,而传统热泵系统的COP为2.5~2.9;即使在2月9日4:30环境温度降至0.3℃时,传统热泵系统的COP仅为1.2,而耦合系统的COP仍高达4.5,这进一步展示了耦合系统的优越性。

图9为通过模拟软件ANSYS模拟的在出口温度与环境温度不同温差条件下耦合机组COP随着环境温度变化的趋势。由图9可知,当实验环境温度为-26℃时,耦合机组COP范围在2.63~2.76;当实验环境温度为0℃,耦合机组COP范围在3.39~3.65。随着温差的降低,耦合机组的COP会有小幅度的提高,这说明当外界环境温度极低时,可以通过适当调整出口温度,在防冻的前提下,使机器设备正常运作;此外,在相同温差条件下,耦合系统在环境温度为-26℃和0℃的不同工况中,COP相差幅度不大,这展示了耦合系统在低温条件下的可靠性,说明该耦合系统在北方地区的应用可行。

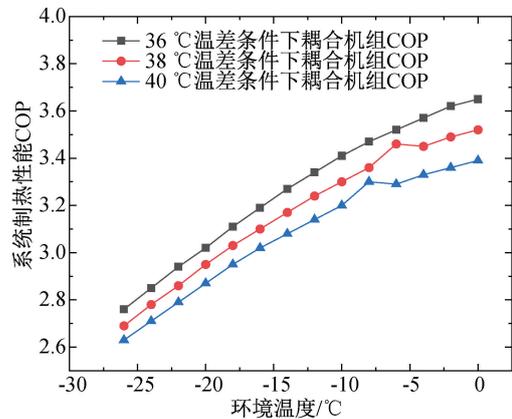


图9 不同温差条件下COP随环境温度变化曲线  
Fig. 9 Variation curve of COP with environmental temperature under different temperature difference conditions

### 2.4 系统防冻性能分析

图10为整个测试期间热管末端出口温度随时间的波动范围。由图10可知,在测试期间,末端出口温度最高为19.07℃,最低为4.1℃,整个实验期间出口侧温度均大于2℃,满足《煤炭安全工程》所规定的进风井口以下的空气干球温度必须

大于 $2\text{ }^{\circ}\text{C}$ 的要求<sup>[14]</sup>。同时,通过热管与空气源热泵耦合,可以更加方便地控制出口温度,从而达到节能的效果,因此该套空气源分体式热管-热泵系统可以应用于实际煤矿井口防冻项目中。

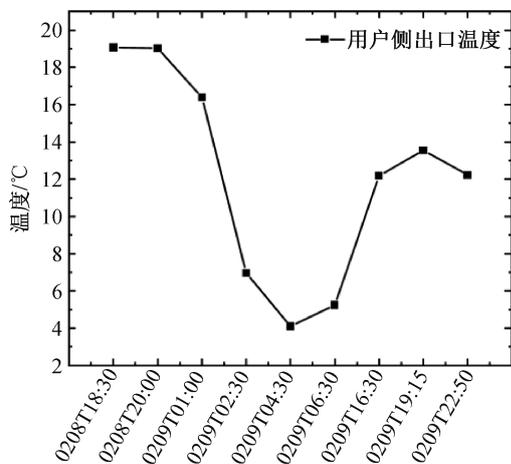


图 10 用户出口侧温度变化(2023年)

Fig. 10 Temperature change on the user's outlet side in 2023

### 3 结论

1)与传统空气源热泵相比,热管与空气源热泵耦合机组的 COP 可以提高 75.21%~98.37%,即使在低温高湿的恶劣环境条件下,该耦合机组的综合 COP 仍可达到 4.5 以上,远远高于单独空气源热泵系统的 1.3,并且分体式热管出口温度保证均大于 $2\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,满足井口防冻特殊工艺设计要求。

2)随着环境温度的降低,机组的冷凝温度也会随之降低,使用小压比热泵机组耦合热管,可以确保机组运行的 COP 处于一个比较高的状态。同传统空气源热泵相比,耦合机组具有明显的优势,即在低温的环境条件下,机组也能保证正常工作;分体式热管传输能量过程中减小了热损失,提高了传热效率;交替除霜保证了热泵机组的持续工作。

3)空气源热泵与热管耦合可以解决单一能源系统运行的局限性,提高了能源利用效率。

### 参考文献:

- [1] 陈健勇,李浩,陈颖,等. 空气源热泵空调技术应用现状及发展前景[J]. 华电技术, 2021, 43(11): 25-39.
- [2] 熊彧可,李程明,纪忠君,等. 空气源热泵综述[J]. 现代制造技术与装备, 2021, 57(12): 172-174.
- [3] 耿秀,胥小龙,刘馨,等. 太阳能与空气源热泵耦合供热系统运行特性分析[J]. 建设科技, 2022(10): 82-85.
- [4] 陆森,秦福涛,闵琳琳. 燃气压缩式空气源热泵技术的应用研究[J]. 机电信息, 2019(17): 156-157.
- [5] YU M, LI S, ZHANG X. Techno-economic analysis of air source heat pump combined with latent thermal energy storage applied for space heating in China[J]. Applied Thermal Engineering, 2021, 185: 116434.
- [6] WEI X, LIU C, LI A. Feasibility and performance study on hybrid air source heat pump system for ultra-low energy building in severe cold region of China [J]. Renewable Energy, 2020, 146: 2124-2133.
- [7] SUN L Y, XIAO L T, LI Y T. Experimental study on heat pipe heat recovery type of fresh air ventilator [J]. Advanced Materials Research, 2013, 608: 1172-1176.
- [8] 师梁艳. 分离式热管—太阳能集热室内供热系统[D]. 南京: 南京师范大学, 2016.
- [9] 刘欢. 基于分离式热管的数据中心散热系统设计与能效分析[D]. 北京: 中国科学院大学(中国科学院工程热物理研究所), 2017.
- [10] 白金发. 重力型分体式热管在矿井余热回收中的应用研究[D]. 邯郸: 河北工程大学, 2021.
- [11] 史树君. 空气源智能热管热泵井口防冻装置: CN202222332739.5[P]. 2023-01-10.
- [12] 王侃宏,赵东雪,罗景辉,等. 热管式矿井通风热能自平衡系统设计与应用[J]. 矿业安全与环保, 2021, 48(02): 92-96.
- [13] 鲁祥友,凌帆,唐景春,等. 小型复叠式空气源热泵采暖系统性能影响因素的实验研究[J]. 低温与超导, 2020, 48(04): 47-51.
- [14] 国家安全生产监督管理总局,国家煤矿安全监察局. 煤矿安全规程[M]. 北京: 煤炭工业出版社, 2016.

(责任编辑 王利君)