

文章编号: 1671-6612 (2023) 04-586-07

间壁式取热热泵系统在陕北 某矿区矿井乏风余热利用的应用研究

李东林 强天伟 刘 彬

(西安工程大学城市规划与市政工程学院 西安 710048)

【摘 要】 为了减少燃煤锅炉燃烧煤炭时造成的能源浪费以及排放大量污染物造成的环境污染。采用间壁式取热热泵系统方案用来回收矿井乏风余热以满足该矿区副平硐井筒保温防冻要求以及联建楼供暖所需的热负荷, 解决远距离乏风取热的问题。确定系统方案后, 根据矿区场地条件, 对间壁式取热热泵系统进行设计, 对系统的核心设备进行选型计算, 取热部分共设计 10 台乏风取热装置, 单台取热量为 360kW, 耦合 4 台涡旋式水源热泵机组, 单台热泵机组制热量为 1200kW, 井筒防冻设计采用 6 台热管式空气加热机组, 单台机组的空气加热量为 650kW。在系统投入运行后, 通过对系统实际运行情况的实测, 分析系统运行效果。在系统投入运行后, 通过对系统实际运行情况的实测, 分析系统运行效果。现场实测结果表明: 系统乏风取热侧的平均取热量为 2276.19kW, 取热效率为 63.23%, 系统用户侧的平均供水温度为 50.8℃, 系统总体综合能效比为 2.82, 热管式空气加热机组的空气加热平均温度为 19℃, 井筒内的实测混风温度均大于 2℃, 联建楼室内供暖温度稳定在 21~24℃, 间壁式取热热泵系统在该矿区运行稳定可靠, 井筒防冻以及建筑供暖符合设计要求。间壁式取热热泵系统相比该矿区原有燃煤供热形式, 每年可节省运行费用 244.43 万元, 节省标煤 1591.55 吨, 减排各类污染物共计 5465.2t, 真正地实现了矿区“采煤不燃煤”的绿色发展理念。

【关键词】 余热利用; 矿井乏风; 热泵; 节能减排

中图分类号 TK11+5 文献标识码 A

Surface Heat Extraction Heat Pump System in a Coal Mine Research on the Application of Mine Return Air Waste Heat Recovery

Li Donglin Qiang Tianwei Liu Bin

(College of urban Planning and Municipal Engineering, Xi'an Polytechnic University, Xi'an, 710048)

【Abstract】 In order to reduce the energy waste caused by burning coal in coal-fired boilers and the environmental pollution caused by the emission of a large number of pollutants. The proposal of adopting the partition heat pump system scheme to recover the waste heat of the mine exhaust air is proposed to solve the heat load required for the heat preservation and antifreeze of the auxiliary flat tunnel in this mining area and the heating of the joint building. After the system plan is determined, the core equipment in the partition heat pump system is selected and designed according to the project construction conditions. A total of 10 exhaust air heat extraction devices are designed for the heat extraction part. Rotary water source heat pump unit, the heating capacity of a single heat pump unit is 1200kW, 6 heat pipe air heating units are designed for the antifreeze part of the wellbore, and

基金项目: 间壁式取热热泵系统在陕北某矿区矿井乏风余热利用的应用研究 (S202210709128)

作者简介: 李东林 (1999.07-), 男, 在读研究生, E-mail: 2654957316@qq.com

通讯作者: 强天伟 (1970.11-), 男, 博士, 教授, E-mail: 254599797@qq.com

收稿日期: 2023-04-01

the air heating capacity of a single unit is 650kW. After the system is put into operation, through the detection of the actual operation of the system, the operation effect of the system is analyzed. The on-site measurement results show that the average heat extraction of the system's exhaust air heating side is 2276.19kW, and the heat extraction efficiency is 63.23%. The water supply temperature is 50.8℃, the overall comprehensive energy efficiency ratio of the system is 2.82, the average air heating temperature of the heat pipe air heating unit is 19℃, the measured mixed air temperature in the wellbore is all greater than 2℃, and the indoor heating temperature of the joint building is stable at 21~24℃, the partition heat pump system operates stably and reliably in this mining area, and the wellbore antifreeze and building heating meet the design requirements. Compared with the original coal-fired heat supply form in the mining area, the partition-type heat extraction heat pump system can save 2.4443 million yuan in operating costs, 1591.55 tons of standard coal, and reduce various pollutants by a total of 5465.2 tons. The inter-wall heat pump system truly realizes the green development concept of "coal mining without coal burning" in the mine.

【Keywords】 Waste heat recovery; Mine ventilation; Heat pump; Energy conservation

0 引言

矿井乏风,又叫煤矿风排瓦斯,指CH₄浓度低于0.75%的煤矿瓦斯。由于乏风没有被及时的开发利用,目前大多数井工煤矿的矿井乏风都被直接排空。对于既定矿井在某一生产时期内的矿井乏风受季节性的影响较小,乏风温度波动幅度较小,乏风温度稳定,一般在10℃~30℃之间,相对湿度大,乏风风量大,焓值较高且潜热较大,蕴藏着大量的低品位热能。矿井乏风余热资源伴随着煤炭开采过程源源不断地从矿井中产生,从排风井排出,只要煤炭资源一直开采,矿井乏风余热资源就一直会稳定存在。利用间壁式取热热泵系统来提取矿井乏风余热,通过循环泵把取热介质中的热量输送给热泵机组,乏风余热转变为水源热泵的低温热源,再经过热泵提升,实现矿区供热的需求。

1 系统设备组成

1.1 取热设备

乏风取热装置作为系统取热部分的核心设备,是由数根翅片管换热元件按照一定的排列形式组成管翅式换热器。翅片管有圆管、扁平管和椭圆管,乏风取热装置中的翅片管选择使用圆管,如图1所示。管内外流体通过管壁及翅片进行热交换,热量的传递路径为:管外介质(乏风)→管壁→管内介质(溶液)。在管外缠绕翅片可有效地扩大传热面积,传热面积比裸管增大2~10倍,使换热得以改善,同时也促进流体湍流,所以传热系数比裸管可提高1~2倍。

由于矿井乏风具有风量大等显著特点,因此乏风取热装置所需的迎风面积通常很大,常规做法是

根据风量的大小,把乏风取热装置分成若干个模块拼接成一个整体,这样可以加强乏风取热装置的框架强度,减少框架的上下横梁处受力,同时也方便设备运输和安装。五个模块拼接组成的乏风取热装置如图2所示。



图1 翅片管

Fig.1 Finned tube

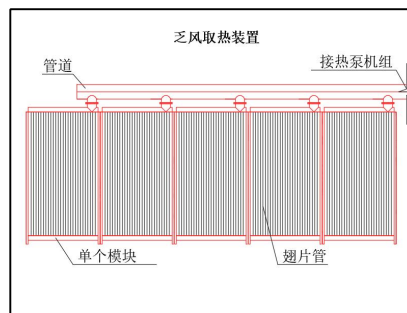


图2 乏风取热装置

Fig.2 Exhaust air heat extraction device

1.2 热泵机组

采用间壁式取热循环介质提取矿井乏风余热作为水源热泵机组的低温热源,水源热泵机组如图3所示,机组内的四大主要部件包括蒸发器、压缩

机、冷凝器和膨胀阀。



图3 水源热泵机组

Fig.3 Water source heat pump unit

1.3 末端设备

针对本系统方案的末端用户侧而言,供热负荷主要用于矿井井筒防冻以及建筑供暖。对于井筒保温防冻,末端散热设备采用空气加热机组,对于建筑供暖,末端散热设备采用风机盘管。

1.3.1 空气加热机组

热管式空气加热机组如图4所示,机组内的换热元件为热管,若干根热管排列组成一台空气加热机组,该机组用于加热送入矿井井筒的室外新风,以满足矿区冬季井筒防冻的要求。

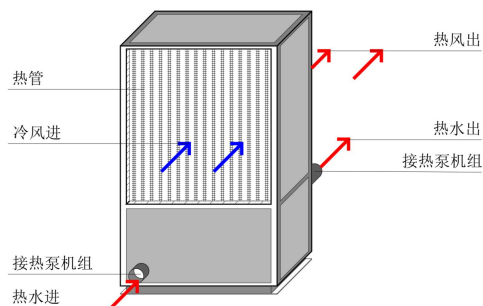


图4 热管式空气加热机组

Fig.4 Heat pipe type air heating unit

1.3.2 风机盘管



图5 立式明装风机盘管

Fig.5 Vertical surface mounted fan coil

风机盘管如图5所示,是由盘管和风机换热器组成,风机开启后,将室内空气吸入机组,经空气过滤器过滤,再经盘管换热后,就地送回房间,从而达到制热的目的。风机盘管所用的热水,是由水源热泵机组集中供应的。风机盘管的优点是布置灵活,风机可多档变速调节,可独立调节室温,各房间互不影响,空气不相互串通,是一种广泛应用的末端设备。

2 间壁式取热热泵系统设计

2.1 工程项目介绍

2.1.1 工程概况

采用间壁式取热热泵系统,利用矿井乏风余热为陕北某矿区联建楼供暖以及井筒保温防冻。

2.1.2 系统工作机理

乏风取热原理如图6所示。图中箭头示意乏风流动方向,在回风扩散塔塔口正上方建设一个乏风取热室,乏风取热装置分边设置于乏风取热室的两面侧墙处。乏风流经乏风取热装置中的翅片管时,与翅片管中的取热介质通过对流传热与管壁热传导的方式进行热湿交换。取热介质吸收乏风余热后,通过循环泵将热量输送到热泵机组的蒸发器端,完成乏风取热过程。乏风取热采用的是闭式循环系统,取热介质从乏风取热装置侧吸热,在热泵机组蒸发器侧放热。因此取热介质的循环过程为:乏风取热装置→热泵机组蒸发器→溶液泵→乏风取热装置。

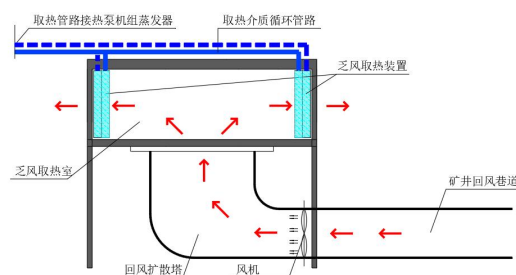


图6 乏风取热原理

Fig.6 Principle of exhaust air heat extraction

2.2 热泵工作机理

2.2.1 热泵的特点

热泵是一种以消耗少量电能为代价,能将大量不能直接利用的低温热能变为有用的高温热能的装置。通常情况下,热泵机组的能效比可达到3~6,

即输入1kW的电可以得到5~6kW的热能。相比燃煤锅炉, 可实现节能达40%以上。

2.2.2 热泵机组的工作流程

热泵机组内的制热工作流程包括为蒸发、压缩、冷凝、节流四部分。

2.3 乏风余热供应能力计算

乏风取热计算时, 设计温度取13℃、相对湿度75%, 乏风风量取9500m³/min。由湿空气的参数计算得到该温度下的乏风焓值约为32.11kJ/kg(a), 根据乏风取热装置的换热效率, 设计时, 取热后的乏风温度取2℃, 相对湿度取95%, 则焓值为12.50kJ/kg(a)。乏风的平均空气密度取1.2kg/m³, 用式(1)计算矿井乏风可利用余热量:

$$Q_{ff} = m(h_1 - h_3) \tag{1}$$

由公式(1)计算出从矿井乏风中提取的热量作为水源

热泵机组的低温热源, 经过热泵提升后, 向末端输出的热量 Q_{HP} 用式(2)计算:

$$Q_{HP} = Q_0 \left(\frac{COP_h}{COP_{h-1}} \right) \tag{2}$$

设计时, 若热泵制热系数取 $COP_h=4.5$, 按照公式(2)计算出乏风提供热量 Q_0 情况下的热泵供热能力 $Q_{HP}=4790.3\text{kW}$ 。

2.4 乏风取热系统设计及选型

2.4.1 乏风取热装置设计选型

根据前文中对乏风余热供热能力计算, 设计10台乏风取热装置, 单台乏风取热装置的取热量为360kW, 每5台乏风取热装置模块组成一个整体放置于乏风取热室的一面侧墙处, 其单机性能参数如表1所示。以单台乏风取热装置的设计过程做以详细介绍。

表1 乏风取热装置单机性能

Table 1 Single unit performance of exhaust air heat extraction device

取热量	风量	进风	出风	初压损失	最大压损	质量
360W	57000m ³ /h	13℃/75%	2℃/95%	80Pa	450Pa	1580kg

单台乏风取热装置的取热量为 $Q_{QR}=360\text{kW}$, 取热装置中的换热元件为翅片管, 在圆形基管外面加工环形翅片, 由于管外走乏风, 管内走液体介质, 管两侧的换热系数相差很大, 在管外增加翅片以强化传热。由于乏风的腐蚀及积灰等特点, 管材的选

取考虑防腐相应措施, 翅片节距应当选大, 翅片高度不宜过大。综上, 乏风取热装置的基管材质选用碳钢, 翅片材质选用铝, 基管和翅片的加工工艺采用张力缠绕翅片, 其具体规格如表2所示。

表2 单根翅片管规格参数

Table 2 Specification parameters of single finned tube

基管外径 d_o/mm	基管内径 d_i/mm	翅片外径 d_f/mm	翅片高度 l_f/mm	翅片厚度 δ/mm	翅片间隙 Y/mm
25	20	50	12.5	1	6

翅片管的排列方式采用三角形叉排排列, 如图7所示, 其特点是流体在管外绕流时, 受到的扰动较大, 换热系数较高, 缺点是阻力较大。

热容为3.589kJ/(kg·℃), 密度为1035kg/m³, 冰点为-12.7℃, 取热介质的质量流量 M_2 根据热平衡公式(3)计算:

$$Q_{QR} = C_{p1}M_1(T_1 - T_2) = C_{p2}M_2(T_3 - T_4) \tag{3}$$

计算得到取热介质的质量流量为12.538kg/s。

取迎面风速的选取要求在2.0~3.0kg/(m²·s)范围以内, 因为风速过低会降低换热系数, 导致传热效果不理想, 风速过高会增加阻力, 由于矿井乏风的风量大, 因此可以适当的提高迎面风速, 保证换热效果, 参考以往实际工程经验, 本设计取乏风侧迎面风速 $v_m=3.6\text{kg}/(\text{m}^2\cdot\text{s})$ 设计, 乏风的平均空气密

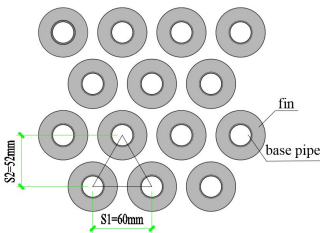


图7 三角形叉排排列方式

Fig.7 Triangular arrangement

浓度为28%的乙二醇水溶液在0℃时的定压比

度取 1.2kg/m^3 ，乏风体积 $57000\text{m}^3/\text{h}$ ($15.83\text{m}^3/\text{s}$)，迎风面积 F 按照式(4)计算：

$$F = \frac{M_2}{v_m} = \frac{15.83 \times 1.2}{3.6} = 5.277\text{m}^2 \quad (4)$$

计算出的迎风面积为 $F=5.277\text{m}^2$ ，翅片管选择长度为 3000mm 的管，则迎风面宽度 $W=5.277/3.0=1759\text{mm}$ ，根据图3、4所示的翅片管排列方式和管间距 $S_1=60\text{mm}$ ，管排距离 $S_2=52\text{mm}$ ，则迎风面上的翅片管数量为 $1759/60=29.3$ 根，迎风面上的管数取整后为29根。

则迎风面实际宽度 $W_A=29 \times 60=1740\text{mm}$ ，迎风面实际面积 $F_A=1740\text{mm} \times 3000\text{mm}=5.22\text{m}^2$ 。

2.4.2 传热面积及管数计算

实际传热面积：

$$A_{CPG} = K_{se} \frac{Q_{ff}}{U_0 \Delta T_m} = 1.05 \times \frac{360 \times 1000}{42.19 \times 7.39} = 1157.51\text{m}^2 \quad (5)$$

翅片管的总管数：

$$N_{CPG} = \frac{A_{CPG}}{A_w L_0} = \frac{1157.51}{0.511 \times 3} = 755\text{根} \quad (6)$$

翅片管排数：

$$n_p = 2 \times \frac{753}{(29+30)} = 26\text{排} \quad (7)$$

通过理论推导计算出总管数为755根，迎风面的管数为29根，采用叉排排列，第一排29根，第二排30根...，则单台乏风取热装置的总管数为776根。

2.5 热泵机房系统设计及选型

2.5.1 热泵机组选型

根据前述乏风余热资源及热负荷需求分析，结合乏风取热装置的配置，乏风取热量为 3600kW ，设计4台型号为HE-1200B-DF/Na乙二醇循环溶液专用涡旋式水源热泵机组，4台热泵机组的总供热能力为 4800kW 。

2.5.2 热泵机房设计

热泵机房系统包括水源热泵机组、系统定压补水装置、供热循环水泵、软水水箱、真空脱气机等主要设备。由于间壁式取热热泵系统解决了远距离取热，故热泵机房的布置位置相对灵活，本项目将热泵机房布置在工业场地 35kV 变电所的附近。乏风取热系统设备选型清单如表3所示。单台涡旋式水源热泵机组如图8所示，热泵机房如图9所示。

表3 乏风取热系统设备清单

Table 3 Equipment list of exhaust air heat extraction

system		
设备名称	规格	数量
水源热泵机组	制热量 1200kW ，制热功率 263.8kW	4 台
真空脱气机	工作压力 0.6MPa ，功率 0.55kW	2 台
供热循环水泵	流量 $174\text{m}^3/\text{h}$ ，扬程 38m ，功率 30kW	4 台
软化水箱	容积 10m^3	1 个
定压补水水置	补水能力 $23\text{m}^3/\text{h}$ ，扬程 28m ，功率 4kW	1 台



图8 水源热泵机组

Fig.8 Water source heat pump unit

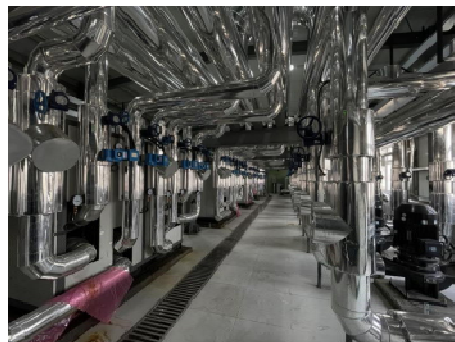


图9 热泵机房布置

Fig.9 Layout of heat pump room

2.6 乏风取热装置及系统

通过上述详细设计计算，单个乏风取热模块内有翅片管776根，单台设备的管排数为26排。单台设备的迎风面高度为 3000mm ，迎风面宽度为 1740mm ，迎风面积为 5.22m^2 ，乏风换热流动方向上的设备厚度为 $52 \times 26 + 500 = 1852\text{mm}$ 。机组外形框架采用 $60\text{mm} \times 60\text{mm}$ 角钢焊接制作。本项目共需要在两面侧墙处放置乏风取热装置，则本项目乏风取热装置中的翅片管总数量为 $776 \times 5 \times 2 = 7760$ 根。乏

风取热装置实物图如图10所示,乏风取热系统实物图如图11所示。



图10 乏风取热装置

Fig.10 Exhaust air heat extraction device

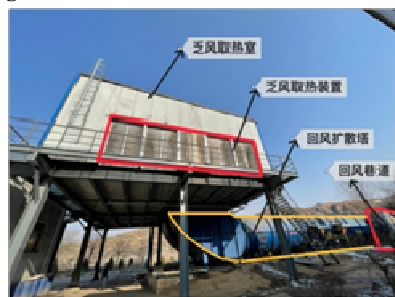


图11 乏风取热系统

Fig.11 Exhaust air heat extraction system

3 间壁式取热热泵系统运行测试及优化

3.1 乏风取热效能测试分析

在乏风取热室内对单台乏风取热装置进行温度测试,用温湿度传感器测得乏风进出口的温湿度记录于图12中,根据图12中的实测数据,查焓湿图得出乏风进出口温度下的焓值 h_1 和 h_2 ,根据乏风进出口的焓差,利用公式计算出乏风取热装置的取热量,乏风焓值与乏风取热量如图13所示。

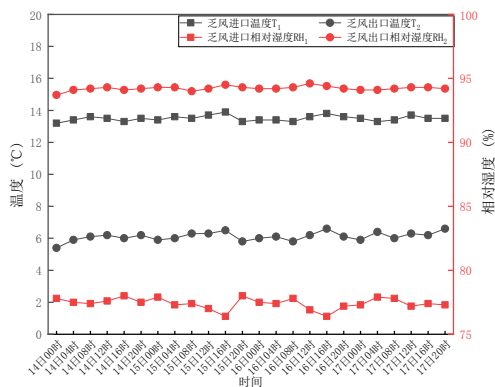


图12 乏风进出口温湿度

Fig.12 Temperature and humidity of exhaust air inlet and outlet

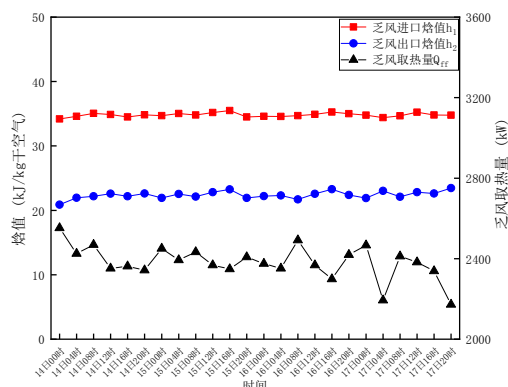


图13 乏风进出口焓值及乏风取热量

Fig.13 Exhaust air inlet and outlet enthalpy value and exhaust air intake heat

由图12可以看出乏风入口温度 T_1 的波动变化很小,风温基本稳定在13~14℃之间,平均风温为13.5℃,相对湿度为77%,查焓湿图可得到乏风在13.5℃,相对湿度77%时的露点温度在9.3℃,说明乏风余热供应非常稳定,是一种优质的低温热源。乏风流经取热装置热交换后从百叶风口处排出的平均风温为6.1℃,平均相对湿度为94.2%,完成取热过程。由于该温度低于露点温度,会有大量的凝结水产生,凝结水通过乏风取热装置底部的滴水盘汇集后通过管道排放。

由图13中的数据可知,测试期间的乏风平均进口焓值为34.82kJ/kg干空气,乏风平均出口焓值为22.39kJ/kg干空气,乏风取热过程稳定,乏风取热装置的平均取热量为2276.19kW,乏风取热理论设计值为3600kW,平均取热效率为2276.19/3600=63.23%。

由于实测的乏风换热温差为7.4℃,低于理论设计换热温差11℃,说明设计时存在一定的设计缺陷,导致实际取热量低于设计值。而在实际测试过程中,发现影响乏风取热量因素主要包括:乏风风温,翅片管表面结露、结霜,翅片间隙积灰增加热阻,循环系统中的乙二醇流量,乙二醇循环泵的开启台数等。另外,在现场发现乏风取热室由彩钢房搭建的钢架结构,由于密封性的问题,实际使用中出现了漏风现象,这可能是影响取热量影响因素之一,漏风会导致实际流经翅片管的乏风风量降低,进而影响乏风取热装置的取热量。

3.2 系统运行优化建议

从上述测试中发现了本系统运行中存在的一些问题,首先是由于系统刚投入使用,矿区为本系

统运行配置的工作人员,其经验和实践不够丰富,导致热泵机组的出水温度仅仅按照厂家出厂默认设置进行设定,如图14所示,从而导致夜间供热的室内温度明显偏高。而联建楼里夜间值班人数有限,势必造成了能源浪费,建议当本系统运行稳定后,采用分时段供热模式进行,即白天设定一个出水温度、夜间设定一个出水温度。从而降低电耗。

在副平硐井筒内的测试也发现一些问题,测试期间的4台暖风机全部开启,从测试的温度数据反馈来看,6台热管式空气加热机组在零下15℃左右完全可以满足井筒保温防冻要求,建议矿区更改控制策略,进而降低系统运行能耗。

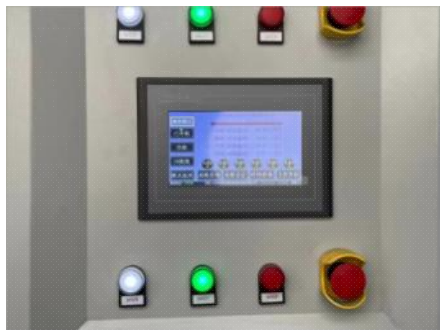


图14 热泵机组控制界面

Fig.14 Control interface of heat pump unit

4 小结

采用间壁式取热热泵系统回收利用矿井乏风余热,实现了矿区井筒保温防冻以及建筑物供暖,具有很好的经济效益、节能效益、环保效益以及社会效益,在矿区废热利用领域有着非常广阔的推广应用前景。但由于时间及客观条件的限制,该研究仍存在着诸多不足之处。建议进一步的研究应当从系统的地域适用性和可行性方面进行详细研究,推广本系统的应用范围;应当对乏风取热装置以及热管式空气加热机组的换热性能深入研究,以便全面指导矿井乏风余热回收,为今后同类型的工程应用提供理论指导;应当对系统整个采暖季的运行情况进行分析,并且根据系统运行工况,提出更加节能

高效的运行优化策略。

参考文献:

- [1] 陈鹏.中国煤炭性质、分类和利用[M].北京:化学工业出版社,2001:64-75.
- [2] 中华人民共和国自然资源部.中国矿产资源报告2021[M].北京:地质出版社,2021:4-15.
- [3] 中华人民共和国国家统计局.中国统计年鉴2021[M].北京:中国统计出版社,2021:9-20.
- [4] 刘峰,郭林峰,赵路正.双碳背景下煤炭安全区间与绿色低碳技术路径[J].煤炭学报,2022,47(1):1-15.
- [5] 袁亮.我国煤炭资源高效回收及节能战略研究[J].中国矿业大学学报(社会科学版),2018,20(1):3-12.
- [6] Heriyadi B, Zakri R S. Evaluation and Analysis of Needs for Air Ventilation Systems in Underground Coal Mine (Case Study in Underground Coal Mine, Sawahlunto City)[C]. Journal of Physics: Conference Series. IOP Publishing, 2021,1940(1):012077.
- [7] 王三平,李英.煤矿矿井乏风瓦斯利用方法浅谈[J].环境与可持续发展,2012,37(5):103-105.
- [8] Wang X, Zhou F, Ling Y, et al. Overview and Outlook on Utilization Technologies of Low-Concentration Coal Mine Methane[J]. Energy & Fuels, 2021,35(19):15398-15423.
- [9] 孙冠男.矿井总回风热能回收综合利用研究[D].阜新:辽宁工程技术大学,2012.
- [10] Karacan C Ö, Martín-Fernández J A, Ruppert L F, et al. Insights on the characteristics and sources of gas from an underground coal mine using compositional data analysis[J]. International Journal of Coal Geology, 2021,241:103767.
- [11] 国家安全生产监督管理总局.国家煤炭安全监察局.煤炭安全规程 2016[M].北京:中国法制出版社,2016:29-30.
- [12] 董琨,谭厚章,许鑫玮,等.我国工业锅炉技术特点和发展方向[J].洁净煤技术,2019,25(S2):1-6.