

文章编号:1671 - 251X(2009)11 - 0081 - 03

高温矿井降温系统的设计

杨争光, 叶 平, 张晓磊, 毕于业

(中国矿业大学机电学院, 江苏 徐州 221008)

摘要:结合某煤矿的具体情况,通过对多个矿井降温方案的技术经济比较,确定了可行的矿井降温方案,并根据该高温矿井的实际情况,设计了一种可靠的降温系统,详细介绍了系统的工作原理与系统各组成部分的设计。实际应用表明,该系统解决了井下冷凝热排放困难的问题,取得了良好的应用效果。

关键词:矿井; 制冷站; 降温系统; 冷凝器; 保温

中图分类号:TD727 **文献标识码:**B

0 引言

我国是世界上第一产煤大国,也是高温热害矿井最多的国家。随着矿井开采深度的增加,矿井高温热害问题越来越严重。有关资料显示,中国大约有八十多对矿井存在不同程度的高温热害问题,井下高温高湿的气候条件,不仅损害工人的身体健康,而且大大降低了劳动生产率,甚至使采掘工作无法进行^[1~2]。某矿井下温度已超过《煤矿安全规程》所规定的 28℃,而通风降温不能解决实质问题,因此,对高温矿井实施人工降温十分必要。为此,笔者根据该高温矿井热害程度及具体结构情况,确定了降温方案,并设计了冷水降温系统,对保证该矿的安全生产有着重要的意义。

1 降温方案的确定

矿井热害治理措施可分为两大类:一是对原有通风系统进行调整,二是利用空调系统对高温地点

的进风流进行强制降温。根据该矿具体情况和近几年矿井热害治理的实践经验,对已₁₇ - 23200 综采工作面的降温提出以下 3 种方案并进行比较。

(1) 通风降温

加大风量对改善工作面环境有一定作用,但不能从根本上解决问题。并且该矿采掘工作面的供风量已达 1 200 m³/min,受巷道断面和通风能力等因素影响,已无法再加大风量。

(2) 原制冷系统降温

该矿 1996 年安装并投入运行的制冷系统,制冷量为 1 000 kW,制冷机组安装在制冷峒室,排热系统将热水输至已三采区风井地面进行喷淋,冷冻水通过保冷管路输至热交换器,再通过局部通风机向工作面供冷。设计时主要为 - 300 ~ - 450 m 水平降温服务,降温设备性能和稳定性较差,如果利用原制冷系统恢复运行服务 - 450 m 以下将受供冷距离和制冷能力的限制,不能满足生产降温需要,并且受制于排热、系统压力及冷损较大,因此,该方案不宜采用。

(3) 综合制冷降温

综合制冷降温方式是新建 - 650 m 制冷站,冷凝热可以利用北山风井中淋水,该淋水的水温比较

收稿日期:2009 - 06 - 30

作者简介:杨争光(1983 -),男,河南周口人,中国矿业大学机电工程学院 2007 级在读硕士研究生,研究方向为测试技术及仪器。
E-mail: yangzhgu @126. com

参考文献:

- [1] 李景平. 基于现场总线思想的煤矿综合监控系统设计[J]. 测控技术, 2000, 19(12): 21-23.
- [2] 成继勋, 孟祥忠. 煤矿用现场总线标准的研究[J]. 煤炭学报, 2001, 26(6): 657-662.
- [3] 芦建军. Profibus - DP 现场总线在煤矿设备监控系统

中的应用[J]. 煤, 2005, 14(3): 30-31.

- [4] 茹 锋, 薛钧义. Profibus 协议实时性能的仿真计算[J]. 系统仿真学报, 2002, 14(6): 789-792.
- [5] 刘富强, 钱建生, 曹国清. 多媒体图象技术及应用[M]. 北京: 人民邮电出版社, 2000.
- [6] 孟凡芹, 孙新梅, 马 正. 煤矿井下计算机监控网络及其应用[J]. 煤炭工程, 2003(2): 61-63.

低,一般为 14~22℃,水量为 110~120 m³/h,这是一种难得的天然冷源。以机械制冷降温为主,采面上部采用冷水喷淋降温为辅,并结合回风巷安装抽放管抽放采面上隅角热量,以及单独排放热水的综合治理降温措施。

对上述 3 个降温方案进行技术经济比较可以看出,最经济有效、切实可行的降温方案是以机械制冷降温为主、其它降温方式为辅的综合制冷降温方案,该方案实施工期短,系统简单可行,易于管理。方案技术经济比较如表 1 所示。

表 1 降温方案技术经济比较表

降温方式	总投资 / 万元	温度降幅 /	服务范围	备注
通风降温	-	1~1.5	己三采区	受条件限制
原制冷系统降温	180	1.5~2	1 个采掘工作面	冷损大、压力大
综合制冷降温	190	3~5	1 个采煤工作面	简单可行,易管理

2 降温系统设计

2.1 降温系统工作原理

制冷站建在 -650 m,制冷机组制取低温冷冻水,通过输冷管道向己₁₇-23200 综采面机巷输送,通过安装在机巷的空冷器对己₁₇-23200 综采工作面进风流进行冷却降温,再通过回水管重新回入制冷机组进行制冷循环。为避免采面降温下冷上热冷热不均的现象,采面上部采用冷冻水喷淋降温,降温系统布置如图 1 所示^[3]。

2.2 降温系统设计

降温系统设计主要包括制冷机、冷凝器排热计算、供、回水管路水力计算、供冷水泵选型、保温层厚度的计算、空冷器的选型设计等部分。

(1) 制冷机制冷量计算及选型

$$Q_w = (1.2 \sim 1.5) \times (Q_i + Q_h) \quad (1)$$

式中: Q_i 为冷冻水管内损失冷量, kW; Q_h 为采面所需冷负荷, kW。

取余量系数 1.35,得 $Q_w = 763.75$ kW,根据煤矿特点,选用 LSL GF800 型防爆冷水机组,其制冷量为 800 kW。

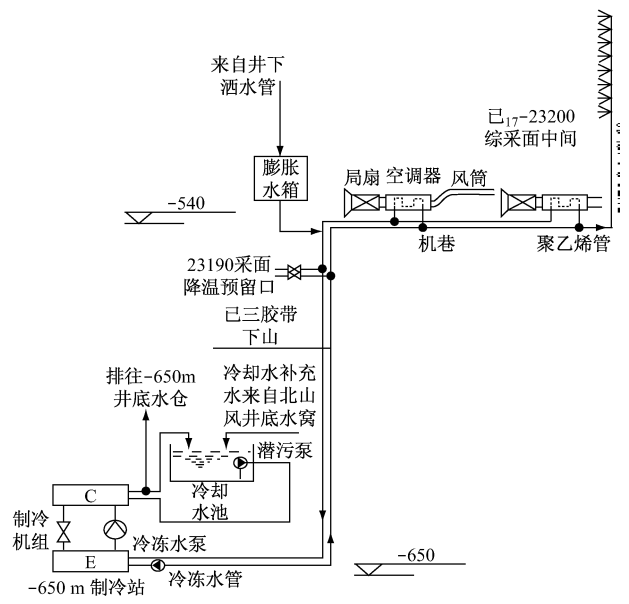


图 1 己三采区降温系统布置示意图

(2) 冷凝器排热计算

根据能量平衡计算出制冷机冷凝器总排热量为 1 050 kW。北山风井井筒淋水水温为 14~22℃,水量为 110~120 m³/h,设计冷凝器出口水温为 30℃,井筒淋水可带走 1 200 kW 以上的热量,可以满足 LSL GF800 型冷水机组的排热要求。

(3) 供、回水管路水力计算

选取空冷器进出口温差为 6℃,空冷器效率 = 0.8,根据采煤工作面所需的冷负荷为 486 kW,由热力学基本原理:

$$Q = \rho \times c \times q_v \times \Delta t / (3\,600 \times \eta) \quad (2)$$

式中: Q 为采煤工作面所需冷负荷, kW; c 为水的比热; q_v 为冷水的体积流量, m³/h; Δt 为空冷器进出口温差, ℃。

得:

$$q_v | \text{ m}^3/\text{h} = 87.5$$

针对该矿采面用冷水喷淋,喷水量为 5 m³/h,则供水管路流量为

$$Q_v | \text{ m}^3/\text{h} = 87.5 + 5 = 92.5$$

取经济流速 $v = 1.5$ m/s,由 $Q_v = \pi / 4 \times D^2 \times v$,得:

$$D | \text{ m} = 0.147$$

故可选用 D159 ×6 无缝钢管。

(4) 供冷水泵选型

流体在管内流动过程中,由于流体的粘滞力造

成的损失称为沿程阻力损失,可用式(4)计算^[4]:

$$h_f = \lambda \times \frac{L}{d} \times \frac{v^2}{2 \times g} \tag{3}$$

式中: h_f 为沿程损失, mH_2O ; λ 为沿程损失系数; L 为管道长度, m ; d 为管道的内径, m ; $\frac{v^2}{2 \times g}$ 为单位重力流体的动压头。

由于流体微团的碰撞,流体中产生的漩涡等造成的损失成为局部损失。通常,管流中单位重力流体的局部能量损失可用式(4)表示:

$$h_j = \xi \times \frac{v^2}{2 \times g} \tag{4}$$

式中: h_j 为局部损失, mH_2O ; ξ 为局部损失系数,是一个无量纲量。

由上述数据求得雷诺数 $Re = 2.205 \times 10^5 > 2\,000$,可知水在管内呈紊流状态。查表得 $\lambda = 0.019$, $d = 0.00129$,由莫迪图查得 $\xi = 0.021$,得 $h_f = 29.14 \text{ mH}_2\text{O}$ 。

结合该矿井下实际条件, $h_j = 0.8 \text{ mH}_2\text{O}$ 。制冷站布置在 -650 m 水平,工作面为 -540 m 水平。冷冻水泵需克服 $h = 110 \text{ m}$ 的水的高度压差,整个管道上的损失为 $(29.14 + 0.8 + 110) = 139.94 \text{ mH}_2\text{O}$,故选用 D125 - 25 \times 7 型多级泵,流量为 $72 \sim 119 \text{ m}^3/\text{h}$,扬程为 $122 \sim 179 \text{ mH}_2\text{O}$,电功率为 75 kW ,防爆。

(5) 保温层

输冷管道的保温性能直接影响到工作面的降温效果,因此,必须对管道进行保温,保温材料特性如表 2 所示。

表 2 保温材料特性表

保温材料	导热系数 W/(m·K)	吸水率 mg/cm ²	耐腐 蚀性	燃烧 性能	使用 年限	单价 元/m ³
聚氨酯	0.035	1.9~2.7	一般	离火即灭	5~10	2 200
玻璃钢	-	-	-	-	-	9 000

根据矿井降温的特点,防止潮湿空气中水蒸汽在保温管道或设备表面凝结的保温层厚度为^[5]:

$$\phi = 0.274 \times \lambda \times (t_2 - t) / [D_i \times (t_a - t_2)] \tag{5}$$

$$= D_i \times (D_0 - D_i) / (2 \times \lambda) \tag{6}$$

式中: ϕ 为系数,与 D_0/D_i 有关; λ 为保温层厚度, m ; λ 为保温材料导热系数, $\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$; D_0 为管道保温层外径, m ; D_i 为管道保温层内径, m ; t 为

设备及管道外壁温度, $^\circ\text{C}$; t_a 为保温结构周围环境的空气温度, $^\circ\text{C}$; t_2 为周围空气露点温度, $^\circ\text{C}$,从 I - d 图查取。

保温层厚度计算结果如下: $DN = 150$ 时, $\lambda = 40 \text{ mm}$; $DN < 150$ 时, $\lambda = 30 \text{ mm}$ 。对于设备保温,如制冷机蒸发器及相关管路的保温,其保温层全部选用 $\lambda = 30 \text{ mm}$;保温管结构型式为内管(无缝钢管) + 聚氨脂保温层 + 玻璃钢外保护层。

(6) 空冷器

根据前面计算,水泵克服供水管道压损为 $139.94 \text{ mH}_2\text{O}$,水泵扬程为 $122 \sim 179 \text{ mH}_2\text{O}$,选 HSPC - 100 - 2.5 型空冷器 6 台,主要技术参数要求如下:进水温度为 $8 \text{ }^\circ\text{C}$,水侧阻力 $< 200 \text{ kPa}$,入风量为 $400 \text{ m}^3/\text{min}$,入水量为 $14.5 \text{ m}^3/\text{h}$,额定功率为 100 kW 。

3 结语

本文通过对增大通风量降温、利用原制冷系统降温和综合制冷降温 3 种降温方案进行技术经济比较,确定了某矿降温的方案,即以机械制冷降温为主、其它降温方式为辅的综合制冷降温方案。并结合实际情况,利用北山低温淋水对冷凝热进行排热,解决了井下冷凝热排放困难的问题。该矿井降温系统运行后,井下温度一直被控制在规定的温度范围内,达到了设计的预期效果,为该矿取得了一定的经济效益。

参考文献:

[1] 金 梁,殷勤业. 时空 DOA 矩阵方法[J]. 电子学报, 2000,28(6):8-12.

[2] 张朝昌,厉彦忠,苏 林,等. 透平膨胀制冷在高温矿井降温中的应用[J]. 西安科技学院学报,2003,23(4):397-399.

[3] 王永强,于洪海,李红阳. 矿井空调特点及制冷降温装备的研制[C]// 全国第十五届矿井降温技术交流会论文集,武夷山,2005,10.

[4] 孔 珑. 工程流体力学[M]. 北京:中国电力出版社,2001.

[5] 杨世铭,陶文铨. 传热学[M]. 北京:高等教育出版社,1998.