

文章编号 :1003-0344(2014)04-091-3

水源多联机空调系统在某羽毛球馆中的应用

王思琴 沈致和

合肥工业大学土木与水利工程学院

摘要 本文详细介绍某羽毛球馆水源多联机空调系统的设计方案并与空气源热泵机组进行对比,体现该系统运行节能管理方便等优势。同时对此羽毛球馆水源多联机空调系统原理及机房布置进行分析,运行结果表明该设计方案具有良好的效果,为多联机空调系统在特殊场合的应用提供良好的案例。

关键词 水源多联机 空气源多联机 节能

The Application of Water-source Multi-connected Air-conditioning System in the Badminton Hall

WANG Si-qin, SHEN Zhi-he

School of Civil Engineering, Hefei University of Technology

Abstract: This article introduces a design scheme of the water source VRF air conditioning system of a badminton hall and compares it with air source heat pump units, reflecting the advantages of the convenience in the system operation and energy saving management. Also it analyzes the principle of the badminton hall's water source VRF air conditioning system and the arrangement of the equipment room. The operation results showed the good effect of the design, providing a good example for the application in special occasions of the VRV air conditioning system.

Keywords: water-source multi-connected air-conditioning, air-source multi-connected air-conditioning, energy-saving

1 工程概况

本羽毛球馆工程位于合肥市,主要功能为训练及比赛。该羽毛球馆采用了标准的框架式钢结构,羽毛球馆建筑面积约 1100m²,钢结构网架下弦的标高为 11m。根据羽毛球馆使用要求,该羽毛球馆需要安装中央空调系统。通过对羽毛球馆使用情况的分析,建设方确定了空调送风采用侧送风形式。

2 室内外设计参数

2.1 室外设计参数

室外设计参数如下:

1)夏季:空调计算干球温度 35℃,通风计算温度 31.4℃,空调计算湿球温度 28.1℃。

2)冬季:空调计算温度 -4.2℃,空调计算相对湿度 76%,通风计算温度 2.6℃,采暖计算温度 -1.7℃。

2.2 室内设计参数

根据羽毛球馆设计要求,室内设计参数见表 1。

表 1 室内设计参数

| 夏季 | | 冬季 | | 新风量 (m ³ /(h·pi)) | 人员密度 (人/m ²) | 风速 (m/s) |
|-----------|-------------|-----------|-------------|---------------------------------|-----------------------------|-------------|
| 温度 (℃) | 相对湿度 (%) | 温度 (℃) | 相对湿度 (%) | | | |
| 26 | 60 | 18 | ≥30 | 20 | 0.4 | ≤0.2 |

2.3 负荷计算

经计算,夏季最大冷负荷为 356kW,夏季新风冷负荷 108kW,建筑单位面积冷负荷指标约为 323W/m²,冬季最大热负荷为 110kW。

收稿日期 2013-6-8

作者简介:王思琴(1988~),女,硕士研究生,安徽省合肥市包河区屯溪路 193 号合肥工业大学土木与水利工程学院(230009);

E-mail: wangsiqin163@163.com

3 空调系统

3.1 冷热源方案

该项目为羽毛球馆,对风速的要求较高需控制在0.2m/s以下^[1]。针对羽毛球馆实用要求,可选冷热源方案主要有空气源多联机空调系统与水源多联机空调系统。具体分析与比较如下:

1)空气源多联机空调系统。初投资较低。夏季高温制冷功耗较高,冬季低温制热能力衰减,运行费用较高,体积较大,噪声较高,能效较低。

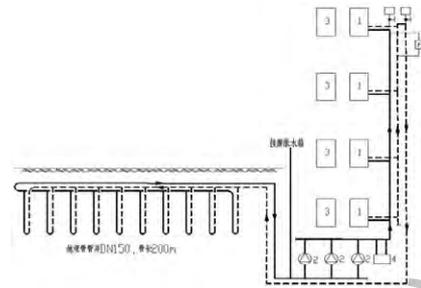
2)水源多联机空调系统。水源多联机有冷水机组的高能效和运行稳定的优势,并且不受气候影响,无除霜,运行费用较低,安装较简单,体积小,噪声较低,能效较高,水源多联机的能效比空气源约高22%~32%。初投资较高。

通过以上分析可见水源多联机空调系统虽然初投资较高但是运行费用较低。在使用寿命期内节能效果显著。通过资料分析,水源多联机的额定冷媒充注量约只有空气源多联机的45%。水源多联机可以方便安置主机。通过水源系统延伸空调范围。并且可以重叠安装,更加有利于节省空间。这样大大降低了冷媒配管长度,节省昂贵的铜管和冷媒使用量。同时水源多联机系统能够更密切地与土壤热源、地下水 and 地表水热源等低品质的可再生能源结合在一起,用于建筑物制冷和供暖,运行过程中无排烟排污,低噪音无水耗,真正实现了对可再生能源的清洁利用^[2]。

综上所述本工程的冷热源选用常规型水源多联机空调系统设备,以夏季供冷为主,冬季采用低温地板辐射采暖。这样的冷热源组合方式既保证冬夏季供热的要求也节省了设备机房的空间,同时使得整个羽毛球馆的空调和采暖系统做到了灵活使用和控制。

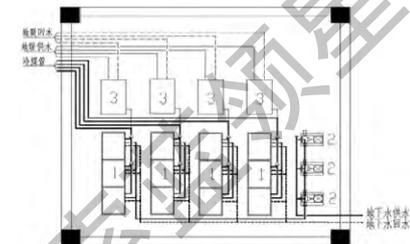
3.2 空调系统设计

该工程采用制冷量84kW,制热量94.5kW常规型水源变频多联机室外主机4台,型号RAS-840FSNYW1Q;夏季制冷采用制冷量22.4kW高静压型水源变频多联机室内机12台,型号RPI-224FSNWQ;新风处理风量为3000m³/h的新风处理机2台,型号RPI-335FSNW,轴线布置。冬季采用低温地板辐射采暖,加热管为PE-X,规格为De20×2.3,布管间距200mm。根据以上条件,水源多联机空调系统原理图与机房布置图如图1、图2。



1 水源变频多联机室外主机 2 水泵 3 水热交换器 4 除污器

图1 水源多联机空调系统原理图



1 水源变频多联机室外主机 2 水泵 3 水热交换器

图2 机房布置图

夏季供冷工况时,图中水源变频多联机室外主机直接连接多联机室内机与新风处理机;冬季供暖工况时,图中水源变频多联机室外主机连接图中水热交换器,经过水热交换器后产生低温热水流至羽毛球馆内低温地板辐射采暖换热器。而冬夏切换通常通过多联机室外主机内设置的四通阀实现^[3]。

空调系统性能要求比较高,除了对空调系统在温湿度控制方面的要求外还应考虑空气品质环保性及噪声等因素^[4],所以选用多联机空调系统能够最大限度地满足用户的使用要求,但是多联机空调系统在具体施工过程中一定要注意室外机的布置问题。该水源多联机系统机房布置时应注意室外机排风与进风,具体安装具体参见各品牌机组样本。

4 结论

通过以上分析,该羽毛球馆采用水源多联机空调系统既满足对室内空气温度湿度和洁净度及风速的要求,又达到了降低空调耗电量和环保的目的,同时配合智能控制系统可以提升建筑的智能化水平减少管理费用,并使管理维护方便快捷^[5]。

经资料分析,我国的水源多联机技术的应用情况已经很成熟了,其作为一种节能的手段,也还是具备很好的发展空间。与传统的设备相比较而言,水源多联机技术具有更加节能保护环境以及热转换效率高的

(下转 80 页)

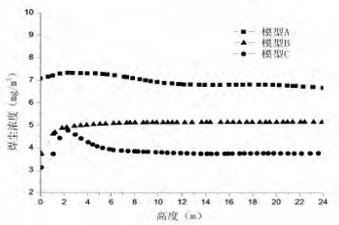


图 3 Line-1 处焊尘浓度沿高度分布

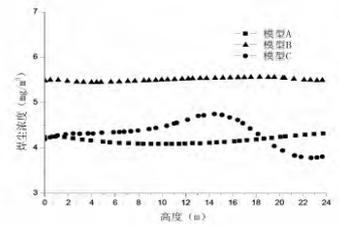


图 4 Line-2 处焊尘浓度沿高度分布

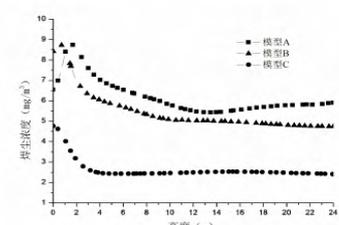


图 5 Line-3 处焊尘浓度沿高度分布

由图 3 可知 Line-1 处于车间的“死角”处,模型 A 中通道渗透进来的新风很难到达此处稀释焊尘,该处气流组织没有受到扰动,致使烟雾弥漫,浓度超标,并且浓度变化不大;模型 B 中 Line-1 处的气流主要受到机械进风的影响,在 2.5m 以下满足允许浓度 $5\text{mg}/\text{m}^3$,随高度升高浓度变大;模型 C 在 3.5m 处设置机械回风口,将污染物浓度进一步降低。

由图 4 可知,模型 A 中大通道渗透进入的风量充足,充分稀释了 Line-2 处的空气,使得 Line-2 处的焊尘浓度随高度变化不大,且都在规定浓度范围内;模型 B 中由于渗透风量的减少,新鲜空气无法像模型 A 中一样充分稀释 Line-2 处“死角”的空气,虽然底部有机械进风,但并没有达到很好的效果;模型 C 中,机械进回风和渗透新风的共同作用,Line-2 处的气流受到一定的扰动,但是焊尘浓度满足规范。

由图 5 可知,模型 A 中 Line-3 处于受到焊接发尘和渗透风量共同影响的交界区域,因此不但浓度很高,而且由于新鲜空气的稀释,浓度梯度大;模型 B 中,机械进风对 Line-3 处的焊尘浓度有一定的改善;模型 C 中通过机械进回风共同作用,平均焊尘浓度较 A、B 模型低约 50%。

3 结论

1)如果焊接车间的通道截面积合理,且均匀布置,即不存在“死角”的情况下,可以只通过屋顶机械排风降低焊尘浓度。

2)在加入机械进风的模型 B 中,车间内焊接烟尘浓度随高度增加而增加,到一定高度后,变化不再明显,而是维持在一定的水平,焊接烟尘浓度的峰值并不是出现在最高处,而是处于 2~6m 高度之间。

3)通过在焊烟浓度峰值所处的高度范围内加入机械回风,可以有效地降低焊尘浓度,使得呼吸区浓度场满足规范要求。

参考文献

- [1] 杨二平.诱导式通风在焊接车间运用的数值模拟的研究[D].武汉: 武汉科技大学, 2008.
- [2] 魏康.关于焊接与相关工艺过程中的有害物质[J].电焊机,2004, 34(11): 60-64.
- [3] 张国权.气溶胶力学——除尘器净化理论基础[M].北京: 中国环境出版社, 1987.
- [4] 贾雪峰,刘东,刘传聚.某封闭焊接车间的置换通风模拟研究[J].暖通空调, 2010, 40(2): 76-80.

(上接 92 页)

优点^[6],同时它也大大地节约了附属设备的占用空间,但是发展水源多联机技术的道路还是很艰巨的,利用可再生能源替代传统的矿物燃料能源是水源多联机技术重要的发展趋势,另外水源多联机系统的基础性研究、关键技术的创新研究以及系统集成技术^[7]的研究工作也应该不断地加强。只有这样,才能真正地取得可观的节能效果和良好的经济效益以及社会效益。

参考文献

- [1] 房间空气调节器(GB/T 7725-2004)[S].
- [2] 多联式空调(热泵)机组(GB/T 18837-2002)[S].
- [3] 单元式空气调节机(GB/T 17758-2011)[S].
- [4] 张明圣.主要制冷空调产品季节性能源效率评价方法标准的分析[J].制冷与空调, 2009, 9(2): 7-11.
- [5] 马一太.对季节能效比(SEER)和综合部分负荷值(IPLV)两个标准的探讨[J].冷冻空调标准与检测, 2007, (2): 24-27.
- [6] 徐今强,冯自平.变频多联机空调模糊逻辑控制及仿真研究[J].计算机应用研究, 25(10): 3155-3157.
- [7] H Lijima, N Tanaka, Y Sumida, et al. Development of a new multi-system air conditioner with concurrent heating and cooling operation [J]. ASHRAE Transactions, 1991, 97(2): 309-315.