

文章编号:1000-582X(2006)12-0041-04

集中空调水系统的变流量节能改造*

周洪煜,徐春霞,陈晓锋,王 驹

(重庆大学 动力工程学院,重庆 400030)

摘要:为了实现集中空调水系统的节能控制,分析了集中空调定流量水系统改造为变流量运行的可行性,并结合工程实例给出了利用变频器和工控计算机实现该项目的水系统变流量节能控制方案.硬件系统采用计算机加变频器的电机调速,通过RS-485连接,结构简单、性能可靠;软件部分采用Visual C++6.0编写整个程序,结构清晰、稳定可靠.运行结果表明,采用变频器对中央空调水系统施行变流量改造可以带来良好的节能效果.

关键词:集中空调;水系统;变流量

中图分类号:TP273

文献标识码:A

对于公共和民用建筑,空调系统占建筑物的总能耗的30%~50%,空调水系统的耗电量又约占空调总耗电量的15%~20%^[1].由于公共和民用建筑空调系统负荷是随室外气象条件以及室内热源情况而变化,但空调系统一般是按照最不利工况来选择冷水机组及水泵,这样使得空调系统绝大部分时间都是在部分负荷下运行的^[2].当冷水系统为定流量部分负荷运行时,将浪费大量的能源.因此,根据空调负荷变化对水系统进行节能控制,对于建筑节能具有重大意义.

1 集中空调负荷变化特性

据统计,在重庆地区,每年空调运行时间大约8个月左右.由于季节、昼夜和用户负荷的变化,实际上空调负载在绝大部分时间内比设计负载低很多.图1所示的是重庆某大厦空调负荷时间频率图,该大厦为一栋27层综合商务大厦,其中1~4楼为商场,5~6楼为餐饮娱乐场所,7~27楼则为写字间,配备2台大连三洋直燃型溴化锂吸收式冷水机组,每台制冷量500 USRT,供暖量1 265 kJ/W.受写字间出租率和各个对象的空调使用时间的影 响,空调负荷一直处在较低的水平.从图中可以看出,有60%以上的时间集中空调都是在低于60%的负荷下运行的,而冬季供热时,则有约80%左右的运行时间负荷率低于60%.

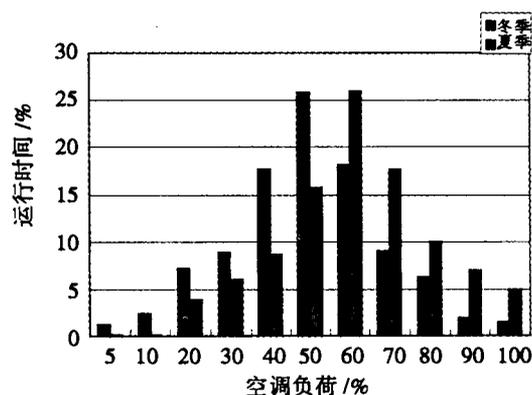


图1 重庆某大厦空调负荷时间频率图

2 水系统变流量改造的可行性

冷水机组要求保持定流量运行,一般认为有以下几个原因^[2]:

- 1) 避免由于冷水流量突然减小,引起蒸发器的冻结;
- 2) 蒸发器(或冷凝器)内,水流速改变会改变水侧放热系数 α_w ,影响传热;
- 3) 管内流速太低,若水中含有有机物或盐,在流速小于1 m/s时,会造成管壁腐蚀.

在该项目采用的溴化锂吸收式冷水机组的说明文件上标明该机组是可以变流量运行的,其冷冻水允许

* 收稿日期:2006-06-11

基金项目:重庆市建委资助项目(城科学2003节(30)号)

作者简介:周洪煜(1954-),男,山东泗水人,重庆大学副教授,主要从事热工自动化、智能控制系统的理论与应用研究.

的流量调节范围为 50% ~ 120%, 冷却水允许的流量调节范围是 20% ~ 100%. 可以根据负荷变化自动调节供给的燃气量, 同时溶液泵采用变频控制, 自动调节溶液循环量, 所以进入蒸发器的冷媒流量是随负荷改变而改变的. 冷水流量如果也随负荷按比例变化, 冷媒侧与水侧的热交换将会保持一个平衡, 是不会发生蒸发器内冷冻水冻结的.

另外, 对于变流量对水侧放热的影响, 由于水侧放热系数 α_w 与水流速 ω 的 0.8 次方成正比, 即 $\alpha_w \propto \omega^{0.8}$. 在额定工况下:

$$Q_0 = \alpha_{w0} F \Delta t. \quad (1)$$

式中, Q_0 为在额定工况下水侧放热量, W; α_{w0} 为在额定工况下水侧的表面传热系数, W/(m²·℃); F 为传热面积, m²; Δt 为传热温差, ℃.

当负荷发生变化时, 假设实际要求的供冷量 $Q_0' = 0.8 Q_0$. 水流量相应下降 20%. 此时蒸发器内水流速 $\omega' = 0.8 \omega_0$ (ω_0 为额定工况下水流速).

部分负荷下的表面传热系数为:

$$\alpha_w' = \alpha_{w0} \left(\frac{\omega'}{\omega_0} \right)^{0.8}. \quad (2)$$

如果 $W'/W = 0.8$, $\alpha_w' = 0.836 \alpha_{w0}$ 此时通过蒸发器的传热量:

$$Q = 0.836 \alpha_{w0} F \Delta t = 0.836 Q_0 > 0.8 Q_0. \quad (3)$$

可以看出, 保持温差不变, 在 80% 负荷时, 蒸发器内水流速随负荷变化时, 水侧传热量将略大于所对应负荷的额定换热量, 此时实际传热量与要求值之间误差为 4.5%, 机组性能(COP)会因此有小幅提升. 但是当实际要求冷量为 0.4 Q_0 时, 误差达到 20%, 此时两者之间误差比较大. 为了防止这种情况发生, 保证蒸发器和冷凝器内的管道流速, 将变流量范围控制在 60% ~ 100% 之间, 这样, 流量变化对水侧放热不会造成较大的影响. 同时, 限制了最小流量, 也可以防止因为流速过低引起的管壁腐蚀.

空调冷却水变流量同样可以带来可观的节能效果, 但冷却水的变化会改变主机内制冷剂的冷凝温度, 使主机的 COP 降低. 所以对冷却水的变流量运行应当谨慎, 如果对冷却水采用定温差控制, 避免变流量运行时冷凝温度提高, 同时控制冷却水的最小流量在额定流量的 60% 以上, 在冷却水泵占用系统能耗比例较大的情况下, 节能效益将远远超过 COP 降低带来的损失, 以往的工程实例^[3]也证明了这点.

综上所述, 对冷水机组的冷冻水和冷却水系统进行变流量改造是完全可行的, 当流量在允许范围内变化时, 不会对冷水机组的安全运行产生影响.

3 水系统变流量改造的控制方案

图 2 是大厦集中空调水系统原理图, 由图中可以

看出该系统属于一级泵系统, 采用 2 台 55 kW 普通 Y 系列异步电机作为冷冻泵, 2 台 75 kW 电机作为冷却泵. 用户通过末端盘管上的二通阀调节末端盘管水流量, 通过控制水泵和机组的运行台数, 可以使水系统在 50% 和 100% 两种工况下运行. 所以, 流量调节范围有限, 节能效果差. 整个系统冷冻水设计流量为 604 t/h, 冷却水为 1 000 t/h. 冷冻水设计给水温度 7 ℃, 回水温度 12 ℃; 冷却水设计出口温度燃气时为 37.5 ℃, 人口温度 32 ℃, 燃油时则分别为 32 ℃ 和 28 ℃. 下面将给出该系统改造为流量从 60% ~ 100% 连续可调的变频改造方案.

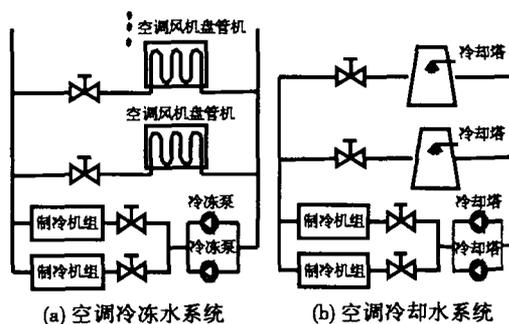


图 2 水系统原理图

3.1 硬件方案与控制方法

硬件设计方案如图 3 所示, 冷冻水和冷却水系统均采用定温差控制, 水泵采用全变频方式. 在冷冻水的供回水管道以及冷却水的进出水管道上安装有 PT-100 热电阻进行温度检测, 检测到的温度值使用 RTD 温度采集模块 ADAM-4015 进行数模转换, 然后通过 RS485 工业总线传输到工业控制计算机中进行 PID 调节, 计算出与当前负荷相匹配的各个水泵的运行频率, 通过 RS485 总线控制 4 台变频器带动电机按指定转速运行.

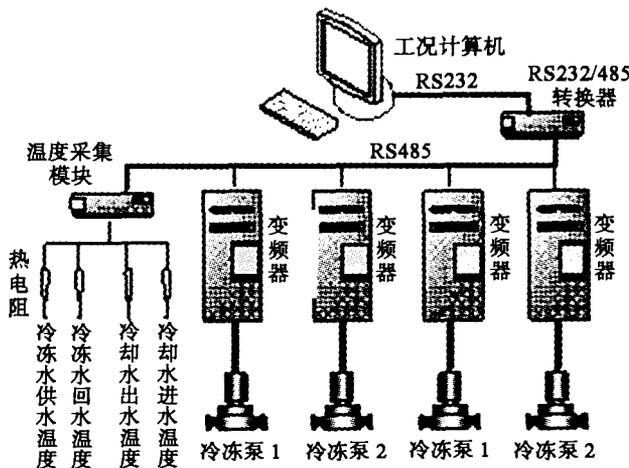


图 3 硬件设计方案图

由于集中空调水系统是一个纯滞后过程, 其延迟时间可达数分钟, 这种滞后性质常引起水系统流量产

生超调或振荡,造成系统不容易达到稳定过程.单神经元 Smith 预估控制器可以较好的补偿系统的纯滞后问题.就是在控制过程中并联一个补偿环节,用来补偿被控制对象中的滞后部分,这样可以使系统快速达到稳定过程.为了弥补 Smith 预估器需要控制对象的精确模型的缺点,使用单神经元控制器代替传统的 PID 控制器,充分利用了神经网络的非线性逼近特性及单神经元自学习、自组织的能力,不需要对被控对象进行精确的辨识,能够实现对大滞后系统的自适应控制.

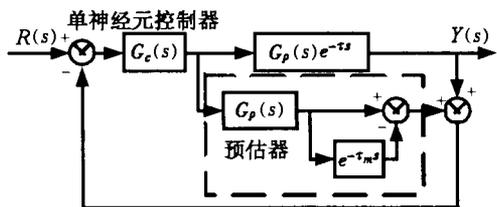


图 4 单神经元 Smith 预估控制器结构框图

图 4 是单神经元 Smith 预估控制器的结构框图,其实现算法在文献[4-5]中分别有介绍.在实际应用中,温差被控制在 $5 \pm 0.5 \text{ }^\circ\text{C}$ 的范围内,根据实际应用的效果来看,这种控制器应用于空调水系统这种大惯性纯滞后系统,是比较合适的.

3.2 软件设计

软件采用 Visual C++6.0 编写,软件由通讯、数据采集、处理、存储,工艺流程、曲线显示、参数表用户界面等模块组成,并具有数据报表打印,系统故障报警等功能.其结构如图 5 所示.

由于整个系统是基于 RS-485 串行通讯总线的,在整个软件中,计算机如何通过串行接口实现与西门子变频器 MM430 的通讯是整个软件编写的重点,下面将详细介绍该通讯协议的细节,语言实现部分,不再赘述.

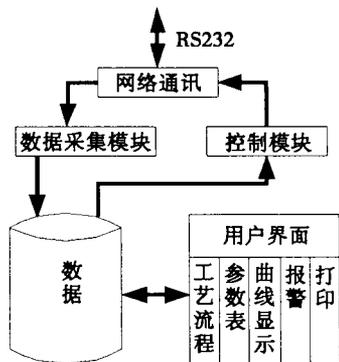


图 5 软件结构图

西门子变频器 MM430 都有一个 RS-485 串行接口,其设计标准适用于工业环境的应用对象.所采用的是通用串行接口协议(USS),按照串行总线的主-从

通讯原理来确定访问的方法.总线上可以连接一个主站和最多 31 个从站.主站根据通讯报文中的地址字节来选择要传输数据的从站.在主站没有要求它进行通讯时,从站本身不能首先发送数据,各个从站之间也不能直接进行信息的传输^[6].通讯报文的结构如图 6 所示:

开始字符	报文长度	站点地址	参数识别 D —数值区	过程数据	BCC 校验和
STX	LGE	ADR	PKW	PZD	BCC
1Byte	1Byte	1Byte	3-4Word 或可变长度	0-4Word	1Byte

图 6 USS 报文结构

USS 报文中 PKW 和 PZD 的字长是由用户设置的.如果设置 PKW 为 4 个字长,PZD 为 2 个子长,则 LGE(LGE 为以后的字节长度之和)应该等于:

$$LGE = ADR + PKW + PZD + BCC = 1 + 4 \times 2 + 2 \times 2 + 1 = 14(\text{Byte}) . \quad (4)$$

而校验和 BBC 则为该字节之前的所有字节相异或的结果:

$$BBC = \text{byte1} \wedge \text{byte2} \wedge \dots \wedge \text{byte14} \wedge \text{byte15} . \quad (5)$$

如果要读出地址为 03(hex)的变频器的参数 P0700(700=2BC(hex))的数值,可以填写参数识别 ID-数值区,构建报文如下:

020E0312BC00000000000000000000A1

如果网络正常,则变频器应答报文为:

020E0312BC00000002000000000000A3

应答报文中 12BC00000002 的意思是,单字节参数 P0700,设置值为 2.

如果要控制地址为 03(hex)的变频器以 40 Hz 正向运行,则应填写相应的控制字到 PZD 区,可以构建报文如下:

020E0300000000000000000047F333374

应答报文根据变频器状态,返回值有所不同.

报文必须以十六进制方式发送,否则变频器将不能正确响应.此处仅介绍了操作手册中不清楚的部分,更多的通讯细节,可以查阅 MM430 操作手册.

4 结论

1)随着空调技术的发展,目前大部分冷水机组都具有一定的变流量运行能力,使得水系统的变流量运行具有了可行性.水系统的变流量运行,对于空调整能具有越来越重要的意义.

2)对中央空调水系统的变流量改造可以带来良好的节能效果.从系统 2005 年 12 月投入到 2006 年 2

月底,已正常运行近3个月,根据变频器运行时间计数器和能量消耗计量表记录,2台55 kW冷冻泵累计运行时间1848 h,累计能量消耗69 653.6 kWh.

实际节能率为:

$$\eta = (55 - 69\,653.6/1\,848)/55 \times 100\% \approx 31.5\%$$

实际节约电能:

$$W = 55 \times 1\,848 - 69\,653.6 = 32\,076.4 \text{ kWh}$$

3) 项目总投资21.7万元,按照实际节能率31.5%计算,年节能效益为13.5万元,2年内即可收回投资.

4) 系统实际节电率要小于理论值.根据现场情况,一是由于空调开机时必须满负荷运行约2 h,以使得空调冷冻水供回水达到设定温度,提高了满负荷运行的时间比例.二是在低负荷运行时,由于流量变化对制冷机组COP具有一定影响,实际供冷量与额定供冷量可能存在一定偏差,造成水泵实际运行频率较理论计算频率高.另外,为了保证可靠运行,仍留有部分流

量裕量,也是造成实际节能率偏低的原因之一.

5) 中央水系统变流量运行会对制冷机组的性能造成一定影响,因此整个系统的综合节能效率,还有待进一步的研究.

参考文献:

- [1] 徐玉党,王念,雷飞. 中央空调变流量水系统分析及改进[J]. 能源技术, 2003, 24(6): 245-248.
- [2] 孙一坚. 空调水系统变流量节能控制[J]. 暖通空调, 2001, 31(6): 5-7.
- [3] 潘金文,汪琼珍. 变频控制技术在中央空调水系统中的应用[J]. 工程建设设计, 2003(1): 23-25.
- [4] 田杰,龚至豪,任雪梅. 纯滞后系统的单神经元Smith预测控制[J]. 计算机仿真, 2001, 18(1): 40-42.
- [5] 李信洪. 基于神经网络的时滞控制系统研究[D]. 福州: 福州大学, 2001.
- [6] 西门子中国有限公司. MICROMASTER 430 通用型变频器使用大全[Z]. 2003.

Constant Flow Hydraulic System to Variable System for Energy efficiency

ZHOU Hong-yu, XU Chun-xia, CHEN Xiao-feng, WANG Ju

(College of Power and engineering, Chongqing University, Chongqing 400030, China)

Abstract: This paper analyzed the feasibility of convert the constant flow hydraulic system to variable system in order to realize the regulating of the water flow rate in central air conditioning. The detailed design scheme, which uses transducer and industrial computer to implement the hydraulic system energy efficiency controlling for this project, is illustrated. The hardware system which uses transducer and computer is connected by RS-485. Software partially uses Visual C++ 6.0 to compile the entire procedure. Result of the project proves the energy-saving effect of this control system.

Key words: central air condition; hydraulic system; variable flow

(编辑 陈移峰)