

# 变频调速在空调系统节能中的应用研究

上海交通大学 孙志高

**摘要:** 分析了空调系统流体输送的特点和流量调节方式, 指出变频调速装置用于空调的变流量(水量、风量)调节可显著节能, 并以实例说明变频调速系统在经济上的可行性。

**关键词:** 变频调速; 空调系统; 节能

中图分类号: TU831.3<sup>+</sup> 5; TM921.51 文献标识码: A 文章编号: 1002-6339(2000)01-0011-03

## Variable Frequency Speed- control in Energy- saving of Air- conditioning System

Sun Zhigao

Shanghai Jiaotong University

**Abstract:** This paper describes fluid transfer system and flow- control way of air- conditioning system, points out that the variable(water or air) flow system with variable frequency speed- control is remarkable in save- energy. Examples of actual projects are provided to demonstrate its economical feasibility.

**Key words:** variable frequency speed- control; air- conditioning system; save- energy

随着空调应用的日益普及, 其能耗在社会总能耗中所占比例越来越高。据不完全统计, 上海市夏季空调的高峰期用电量占全市总用电量的 1/3 左右。减少空调系统的耗能对全社会的节能, 促进国民经济的持续发展具有重大意义。常规空调输送系统(水系统和风系统)的流量一般不变, 即根据空调的最大负荷设计水系统和风系统, 但空调系统的大部分时间处于部分负荷状态。为适应部分负荷运行的需要, 常规空调一般采用(水系统)节流、(风系统)再加热等措施满足要求, 这种调节方式浪费了大量的能量。本文主要就变频调速装置在空调水系统和风系统中的应用进行一些探讨。

### 1 理论分析

泵(风机)的运行工况点由管网特性曲线和泵或风机的性能曲线的交点确定。图 1 中的 A 点为泵(风机)的运行工况点。

空调系统的水泵和风机的工作点随空调负荷的变化而变化, 根据相似理论, 其风量、扬程(压头)、轴功率与转速的关系为:

$$\frac{G}{G'} = \frac{n}{n'} \quad (1)$$

$$\frac{H}{H'} = \left(\frac{n}{n'}\right)^2 \quad (2)$$

$$\frac{N}{N'} = \left(\frac{n}{n'}\right)^3 \quad (3)$$

式中  $G$  - 设计工况风(水)量,  $m^3/h$ ;  
 $G'$  - 实际工况风(水)量,  $m^3/h$ ;  
 $H$  - 设计工况场程(压头), Pa;  
 $H'$  - 实际工况扬程(压头), Pa;  
 $N$  - 设计工况轴功率, kW;  
 $N'$  - 实际工况轴功率, kW;  
 $n$  - 设计工况转速, r/min;  
 $n'$  - 实际工况转速, r/min。

空调负荷下降时, 可通过变频装置调节风机(水泵)的转速, 从而减小风(水)量, 节省电机的耗电量, 节约能源。图 2 为调速节能与常用风门控制风量的比较, 轴功率  $N_A$  与面积  $AN_AOG_1$  成正比, 风量由  $G_1$  变为  $G_2$  时, 如调节风门相当于改变管网特性(由曲线 I 变为曲线

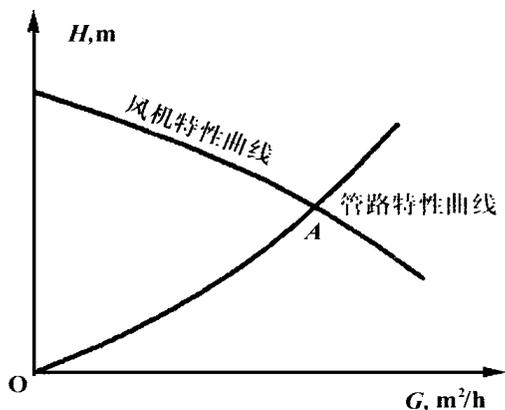


图1 工况点的确定

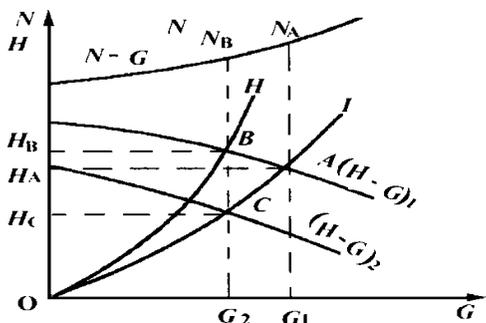


图2 变风量调节

II), 系统的工况点由 A 变到 B, 风压由  $H_A$  变为  $H_B$ , 且  $H_B > H_A$ , 轴功率  $N_B$  与面积  $BH_BOG_2$  成正比, 减少不多; 如采用变频调速, 风机特性曲线由  $(H-G)_1$  变为  $(H-G)_2$ , 在同样  $G_2$  流量下, 工况点由 A 变为 C, 风压  $H_A$  变到  $H_C$ , 且  $H_A > H_C$ , 功率  $N_C$  与面积  $CH_COG_2$  成正比, 显著减少。

## 2 变风量空调系统变频调速节能

常规中央空调系统的送风量是根据空调房间的最大热、湿负荷确定, 且不变。空调负荷减少时, 通过调节送风温度(调节再热量)来维持室温。这种方法不仅浪费了热量而且浪费制冷机组相当的冷量。在变风量空调系统中, 可根据房间温湿度参数的变化, 通过变频调速装置调节风机的转速, 改变送风量(送风量应大于最小送风量), 送风温度保持不变。显然变风量空调系统可充分利用最大送风温差, 节约再热量和与之相应的冷量, 减少风机的功率消耗, 提高空调系统的运行经济性。

图3为夏季供冷冬季供热的变风量空调系统全年运行调节。夏季室内负荷下降时, 先减少送风量, 当送风量减至最小送风量时可利用末端再热装置适应室内冷负荷的减少。当再热量不足以补偿室内负荷变化时, 系统由夏季工况转至冬季运行工况, 系统开始送热风。为节省能量, 可先进行定风量变风温的调节方法, 当供热负荷继续增加时, 再改为变风量调节方法。常用空气流量控制方法有风阀、导流叶片、联轴器和变频器。有关资料表明, 当流量改变时各种控制方法均可节能, 但节能效果差别很大(表1), 变频调速效果最好。

表1 几种调节装置风机的实际功耗与设计功耗的比较(%)

实际风量与设计风量的比	风阀	导流叶片	联轴器	变频器
80%	93	70	67	51
50%	73	49	29	15

某商场的冷冻站采用4台900RT的离心冷水机组, 冷冻、冷却水泵采用一机对一泵, 均有一台备用泵。采用全空气系统, 共用56台空调机组, 每台机组风量  $35000\text{m}^3/\text{h}$ , 电机功率为  $15\text{kW}/\text{台}$ 。设空调每天运行12h, 全年机组运行200天, 共计2400h, 假设空调负荷特点如表2所示。常规空调和变频调速风系统的能耗比较见表3, 设电价为  $0.93\text{元}/\text{kWh}$ 。变频器的价格以  $1000\text{元}/\text{kWh}$  计, 设备费约增加110万元, 一年即可回收。

表2

空调负荷 %	所占运行时间比例 %
100	10
80	50
50	30
30	10

表3

	常规空调	VRA 空调	两者差
耗电量( $\times 10^6$ )/kWh	2016	662	1354
电费/万元	187.5	61.6	125.9

## 3 变频调速装置在循环水系统中的应用

空调水系统有定量和变流量两种形式。在定流量系统中用户在盘管处采用三通阀调节, 循环水泵流量不变。

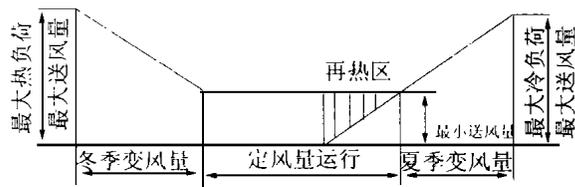


图3 变风量全年运行调节

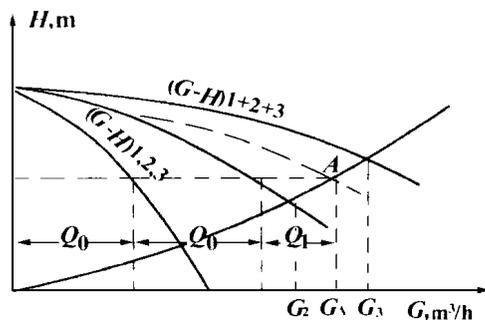


图4 三台同型号水泵并联调速

### 3.1 水泵的选择

空调系统的水泵选择依据是计算工况时的流量和扬程及泵的特性, 采用变频调速泵时要以安全运行为前提。为节省初投资可根据实际情况采用定速泵和调速泵并联运行, 这时联合工作点的扬程不能等于调速泵的启动扬程, 否则调速泵不起作用。在确定水泵调速范围时应使调速泵和定速泵都运行在各自的高效段内, 调速泵

台数的确定以充分发挥每台调速泵在调速运行时处于高效段范围内运行为原则。图 4 为三台同型号水泵并联工作。设系统要求的供水量为  $G_A$  ( $G_2 < G_A < G_3$ )，定速泵每台流量为  $G_0$ ，调速泵每台流量为  $G_i$ 。当  $G_A$  接近  $G_2$  时，如用两定一调，则  $G_i$  很小，其效率不高，达不到节能效果，这时可采用两调一定方案，每台调速泵的流量为  $(G_0 + G_i)/2$ ，调速泵在此流量下可控制在高效段内工作；如  $G_i$  较大就可用两定一调方案达到节能的目的。

### 3.2 节能分析

某综合楼集商场、办公楼、多功能厅于一体，冬、夏季空调的冷热负荷见表 4。

表 4

	机组负荷 kW	循环水温度 $^{\circ}\text{C}$	循环水量 kg/h
夏季	980	7/12	200
冬季	860	60/50	84

循环水路最大阻力损失为 230kPa，水泵选用 SB-100-80-165A 泵三台(两用一备)，每台流量  $120\text{m}^3/\text{h}$ ，扬程 29m，电机功率 15kW。设空调冬、夏季的运行时间均为 1300h，空调负荷运行时间分配见表 5，比较常规空调和变水量系统的经济性(表 6)。变频器的费用约为 4 万元，一年即可回收。

表 5

空调负荷%	所占运行时间比例%
100	10
70	30
50	60

(上接第 10 页)

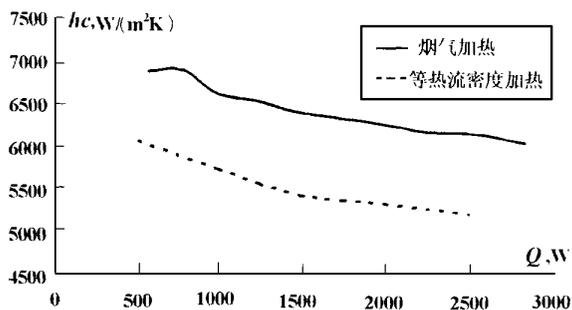


图 5 加热条件对冷凝段换热特性的影响

由图可以看出，在同样的热输入下，水的换热系数要比乙醇大约高 2 倍。这主要是由于：其一、乙醇的汽化潜热要比水低的多，大约仅是水的 1/2。因此，在同样的热输入下，产生的冷凝液液膜要比水厚，因此使得换热系数降低。其二、由于乙醇的导热系数也大大低于水的导热系数，仅是水的 1/6。这样也使得换热系数大大降低。其三、由于乙醇动力粘性系数比水低很多，因此使得汽液界面剪切应力比水小，降低了液面膜下降阻力，因而使得液膜厚度变薄，进而提高了冷凝段的换热系数。三者综合作用，显然前面两者的作用要大大强于第三者。在文献[3]中图 5 就说明了这一点。因此，结

表 6

	定水量	变水量	两者差
耗电量/kWh	58500	12695	45805
电费/万元	54405	11806	42599

## 4 结论

随着我国经济的持续发展，高层、超高层宾馆、写字楼、大型商场纷纷崛起，空调系统的能耗急剧上升，空调系统的节能对降低我国的耗能，提高能源利用率具有重大意义。变频技术日臻完善，为空调风(水)系统的变速节能运行提供了可靠的条件。目前我国的空调系统大多数采用节流调节，节能潜力十分巨大。采用变频调速装置改造旧系统中水泵、风机的运行方式，是提高经济效益的重要途径。在今后的空调系统设计中，应大力推广使用变频调速装置，提高系统的运行经济性。

### 参考文献

- [1]周谟仁主编. 流体力学泵与风机. 北京: 中国建筑工业出版社, 1985
- [2]钱以明编著. 高层建筑空调与节能. 上海: 同济大学出版社, 1995
- [3]陆耀庆主编. 实用供热空调设计手册. 北京: 中国建筑工业出版社, 1995
- [4]李向东等. 变频调速装置在空调水系统中的应用. 暖通空调, 1997, 4
- [5]周仲谋. 西安某工程空调冷热水系统变频调速技术应用分析. 暖通空调, 1998, 2
- [6]管文吉. 变频调速在空调风系统中的实际应用. 暖通空调, 1997, 3

果必然是乙醇的换热系数大大地低于水。

其他条件都与图 3 相同，加热段用高温烟气横掠管壁加热，加热段也有翅片，与冷凝段尺寸相同。其运行结果如图 5 所示，由图可以看出，烟气加热的换热效果要好。这可能是由于烟气加热的输入热量分布的更为合理，使得上升的蒸汽速度较为均匀，这样冷凝段的液膜分布也较为合理，从而提高了冷凝段的换热系数。

## 4 结束语

本文利用数值模拟分析了加热段和冷凝段长度、工质及加热条件对液膜流态和液膜厚度的影响，从而揭示这三个因素影响热管换热特性的内在机理，加深了对热管工作过程的理解。

### 参考文献

- [1]赵亚滨, 孙曾润, 张有衡. 热虹吸管冷凝换热规律的实验研究. 中国工程热物理学会第二届热管会议, 1988
- [2]S. J. Chen, J. G. Reed and C. L. Tien, Reflux Condensation in Two-phase Closed Thermosyphon, Int. J. Heat Mass Transfer Vol.127, No. 9 pp. 1587-1594, 1984
- [3]卫红, 马同泽, 陈焕倬. 两相闭式热虹吸管内凝结换热的研究. 工程热物理学报, 1990 Vol. 11, No. 2
- [4]G. Reed and C. L. Tien, Modeling of the Two-phase Closed Thermosyphon, Journal of Heat Transfer Vol. 109, 1987