

空调水系统末端“以泵代阀”的节能分析*

西华大学 刘舒[☆] 苏华

中国建筑设计研究院 潘云钢 李莹

北京建筑工程学院 李德英

摘要 以 FCU+PAU 空调一次泵定流量系统为例,分析“以泵代阀”系统的形式和特点,计算并比较“以泵代阀”系统与传统系统的空调供冷季节水泵能耗。结果表明,“以泵代阀”系统有一定节能效果,但水泵变频时电动机损耗占水泵总功耗的比例较大。

关键词 “以泵代阀”系统 节能 电动机损耗

Energy saving analysis on replacing control valves by frequency controlled pumps in terminal of air conditioning chilled water system

By Liu Shu[★], Su Hua, Pan Yungang, Li Ying and Li Deying

Abstract Taking the primary pump constant flow chilled water system of FCU with PAU air conditioning system as an example, analyses the mode and characteristics of the new system using frequency controlled pumps replacing control valves, calculates and compares the energy consumption of the pump between the new system and traditional systems in cooling seasons. The results show that the new system has a certain energy saving potential, but motor loss has a large proportion to total pump power when variable frequency pump is used.

Keywords system replacing control valves by frequency controlled pumps, energy saving, motor loss

★ Xihua University, Chengdu, China

①

0 引言

目前的集中空调水系统绝大部分是基于阀门调节的输配系统,通过流量的自动调节来实现参数的控制。调节过程中调节阀所消耗的压头占总压头的比例越大,调节性能越好,但阀门调节会导致水泵的部分压头因阀门的节流而消耗。

随着变频调速器的不断发展和更新,采用变频水泵进行流量调节的技术日益普及,且目前变频水泵的价格与相同流量的电动水阀价格接近。不少研究者提出在空调水系统末端用变频泵代替阀门进行调节,不是在能量多余处加装阀门,而是在能

量不足处加装水泵,通过调节水泵的转速,实现对系统的流量调节^[1-2]。这种系统形式在减少空调水系统输配能耗的同时,有可能改善整个水系统的稳定性和可调性。

然而,对于一个具体的实际工程,“以泵代阀”系统的形式和特点能否满足调节要求,具体节能效果有多大,是当前亟待解决的工程实践问题。本文在分析和研究空调水系统末端“以泵代阀”系统特性的基础上,计算比较“以泵代阀”系统与传统系统

①☆ 刘舒,女,1985年9月生,在读硕士研究生
610039 西华大学能源与环境学院
(0) 15101162109
E-mail:lvchahai@126.com
收稿日期:2010-02-09

* “十一·五”国家科技支撑计划重大项目(编号:2006BAJ01A08)

的空调供冷季水泵能耗,据以分析“以泵代阀”系统的节能效果,供设计人员参考。

1 “以泵代阀”系统的性能特点

1.1 系统形式

将工程中应用较多的风机盘管(FCU)+ 新风机组(PAU)一次泵定流量系统(FCU 用电动双位阀控制),分 3 种系统形式进行比较计算。

1) 形式 1(见图 1)。传统系统,即主泵克服 PAU 支路和 FCU 支路阻力,依靠阀门来调节流量。

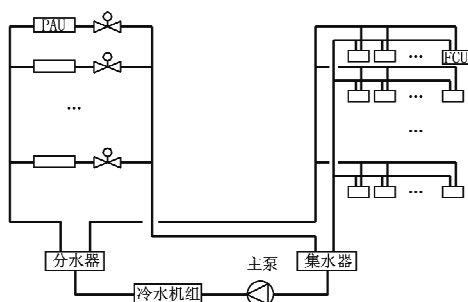


图 1 形式 1

2) 形式 2(见图 2)。主泵克服分、集水器两端及 FCU 支路的阻力,PAU 支路加变频泵进行调节。

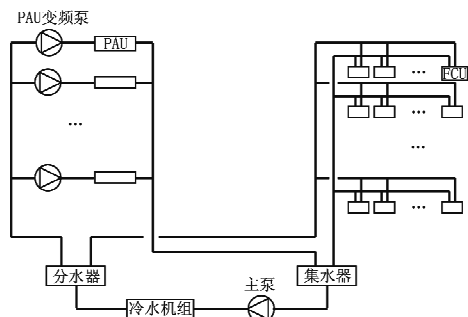


图 2 形式 2

3) 形式 3(见图 3)。主泵克服分、集水器两端阻力,PAU 和 FCU 支路各自加变频泵进行调节。

1.2 系统特点

1) 变频泵后加装电动蝶阀

当末端的调节阀用变频水泵取代后,为防止管路中的流体回流对水泵造成不利影响,在水泵后宜装电动蝶阀(定阻力系数元件)或者止回阀(在一定工作范围内,可视为定阻力元件),起开关作用。本文采用在水泵后加装电动蝶阀的方式,根据电动蝶阀的特性,可知在水泵变频时不改变系统的流量特

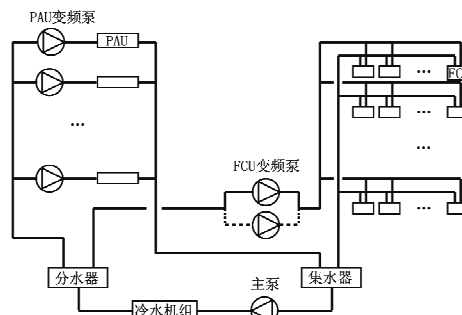


图 3 形式 3

性曲线。

2) 流量调节范围特性

电动机转速和频率具有如下关系:

$$n = \frac{(1-s) \times 60f}{P} \quad (1)$$

式中 n 为电动机的转速, r/min ; s 为异步电动机的转差率; f 为供电电源的频率, Hz ; P 为电动机的磁极对数。一般电动机的 s, P 都是不变的。

根据功率相似定律,原型为

$$\frac{N_1}{N_0} = \left(\frac{D_1}{D_0}\right)^5 \left(\frac{n_1}{n_0}\right)^3 \frac{\rho_1}{\rho_0} \frac{\eta_1}{\eta_0} \quad (2)$$

式中 N 为水泵输入功率, kW ; D 为叶轮直径, mm ; ρ 为流体密度, kg/m^3 ; η 为水泵效率; 下标 1 表示实际工况, 0 表示额定工况。

假设水泵变频调速后,水泵效率和管路流量、阻抗均不发生变化(变频泵后加电动蝶阀),即有

$$\frac{N_1}{N_0} = \left(\frac{n_1}{n_0}\right)^3 = \left(\frac{f_1}{f_0}\right)^3 = \left(\frac{G_1}{G_0}\right)^3 \quad (3)$$

式中 G 为泵流量, m^3/h 。

由于水泵在最低转速运行时必须满足冷凝器、蒸发器及其系统正常工作的最小水流量和安全的要求,因此需设定水泵变频器的最低运行频率。通常水泵的最小转速应不低于额定转速的 50%^[3]。据专业厂家资料,国产电动机最低运行频率 $f_{\min}$ 一般为 30 Hz ,进口电动机最低运行频率 $f_{\min}$ 一般可达到 25 Hz 。由式(3)可得出配用进口电动机的水泵的最小相对流量 $g_{\min} = \frac{G_{\min}}{G_0} = \frac{f_{\min}}{f_0} = 0.5$ 。

3) 被控设备的热力特性

① PAU 的热力特性

把新风机组等同于换热器,其静特性为

$$q = \frac{1}{1 + e\left(\frac{1}{g} - 1\right)} \quad (4)$$

式中 q 为换热器的相对负荷,即换热器在某时刻的负荷与设计状态负荷之比; e 为换热器的特征系数,取 $e=0.46^{[4]}$; g 为换热器的相对流量,为换热器在某时刻的水流量与设计状态水流量之比。

由式(4)可得出 PAU 变频泵相对负荷 q 与相对流量 g 的关系,见表 1。根据最小相对流量 $g_{\min}$ 为 0.5,得到 PAU 变频泵的相对负荷范围为 0.7~1.0。

表 1 PAU 变频泵相对负荷 q 与相对流量 g 的关系

q	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	1.0
g	0.103	0.165	0.235	0.315	0.408	0.518	0.648	0.805	1.0

② FCU 的热力特性

以通断控制的风机盘管侧加入变频泵进行流量调节,其系统负荷率与相对流量的变化关系是一个难点。文献[5]对其作了比较深入的研究。以系统供回水压差不变为前提,在风机盘管集中分布和分散分布开启状态的两种工况下,分别考虑瞬态电磁阀总开启率不确定所造成的随机影响,以确定风机盘管水系统运行工况可能的变化范围。

本文所研究的建筑中,各房间的负荷基本随时间同步变化,认为风机盘管平均供冷量近似等于系统负荷,应用已有公式及结论,得出了系统负荷率与相对水量的关系(见图 4)。

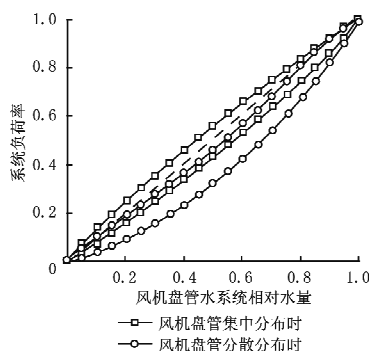


图 4 风机盘管系统负荷率-水系统相对水量特性曲线

取相对负荷变化范围最小的最不利条件,用风机盘管集中分布性能曲线最上方一条曲线进行计算。由最小相对流量为 0.5,得到 FCU 变频泵的相对负荷范围为 0.6~1.0。

2 计算分析

2.1 计算方法

空调供冷季节水泵能耗根据水泵总功耗及运行时间两部分来计算。以 HDY-SMAD 空调负荷

计算及分析软件计算的设计值作为设备选型依据及时间统计的基准值,以 DeST 计算出的逐时数据与基准值的比较来统计运行时间。

1) 水泵总功耗

根据水泵能量传输路径计算水泵功耗。计算变频泵总功耗时,考虑变频过程中电动机及变频器效率的变化。水泵能量传输路径如图 5 所示,各部分计算公式如下。

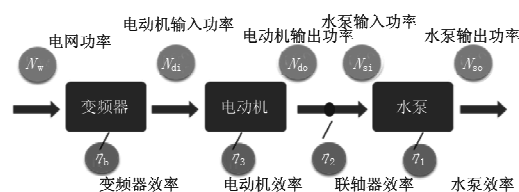


图 5 水泵能量传输路径

对定速泵有

$$N_z = N_{di} = \Delta N_d + N_{do} \quad (5)$$

$$\Delta N_d = N_{di}(1 - \eta_e) \quad (6)$$

$$N_{do} = \frac{N_{si}}{\eta_l} = \frac{\rho GH}{367 \eta_l \eta_e} \quad (7)$$

式(5)~(7)中 N_z 为水泵总功耗, kW; N_{di} 为电动机输入功率, kW; ΔN_d 为电动机损耗, kW; N_{do} 为电动机输出功率, kW; N_{si} 为水泵输入功率, kW; η_l 为水泵效率; η_e 为联轴器效率(取 0.98); η_e 为电动机效率; H 为水泵扬程, m。

对变频泵有

$$N_z = N_w = \Delta N_b + \Delta N_d + N_{do} \quad (8)$$

$$\Delta N_b = N_w(1 - \eta_b) \quad (9)$$

式(8), (9)中 N_w 为电网功率, kW; ΔN_b 为变频器损耗, kW; η_b 为变频器效率。

计算中定速泵的水泵效率 η_l 和电动机效率 η_e 均为定值;变频泵总功耗包括变频器损耗、电动机损耗及电动机输出功率。变频器效率 η_b 根据变频器专业生产厂家设计指南取值,见表 2。

表 2 变频器效率

变频器输出功率/kW	0.55~1.1	1.5~7.5	11~75
变频器效率	0.95	0.97	0.98

在变频过程中,各个工况点电动机效率 η_e 是变化的,其变化值由水泵专业生产厂家选型软件计算得到。假设水泵效率和管路流量、阻力系数均不发生变化,水泵输入功率在变频过程中按流量的三次幂变化规律计算。

2) 运行时间统计(见表 3)

表 3 运行时间统计方法

统计方法	
主泵	由 DeST 计算出逐时冷负荷值来统计空调季主泵的运行时间
PAU 变频泵	利用 DeST 提供的全年逐时干球温度和含湿量数据,计算逐时室外比焓和逐时新风负荷。以新风设计负荷为基准数,分别统计相对负荷为 0.7~1.0 时空调季 PAU 变频泵的运行时间
FCU 变频泵	以整栋建筑的风机盘管设计负荷为基准,分别统计相对负荷 0.6~1.0 时空调季 FCU 变频泵的运行时间

3) 空调供冷季节水泵能耗

$$P_{\text{主泵}} = N_{\text{主泵}} T_{\text{主泵}} \quad (10)$$

$$P_{\text{PAU变频泵}} = \sum_{i=1}^4 N_{\text{PAU}i} \times \sum_{i=1}^4 T_{\text{PAU}i} \quad (11)$$

$$P_{\text{FCU变频泵}} = \sum_{i=1}^5 N_{\text{FCU}i} \times \sum_{i=1}^5 T_{\text{FCU}i} \quad (12)$$

式(10)~(12)中 $P_{\text{主泵}}$, $P_{\text{PAU变频泵}}$, $P_{\text{FCU变频泵}}$ 分别为主泵、PAU 变频泵和 FCU 变频泵能耗, kWh; $N_{\text{主泵}}$, $N_{\text{PAU}i}$, $N_{\text{FCU}i}$ 分别为主泵、PAU 变频泵和 FCU 变频泵总功耗, kW; $T_{\text{主泵}}$, $T_{\text{PAU}i}$, $T_{\text{FCU}i}$ 分别为主泵、PAU 变频泵和 FCU 变频泵运行时间, h。

2.2 计算条件

1) 建筑模型

笔者参考文献[6],选择具有四种典型朝向外墙、外窗的建筑模型作为分析对象。建筑模型采用各朝向对称布置的方式,建筑面积为 1 831 m²,层高 3.6 m,层数为 10 层,体形系数为 0.3。建筑平面图见图 6。

2) 计算参数

① 地理位置与气象参数

选择北京、上海及广州 3 个城市进行计算比较,典型气象年数据取自文献[7]。

② 围护结构热工参数

传热系数:屋面 0.55 W/(m²·K),外墙 0.6 W/(m²·K),1 层地板(地下室为非空调空间)1.5 W/(m²·K),外窗 2.7 W/(m²·K);外窗的遮阳系数:东、西、南朝向为 0.7,北向为 0.86;窗墙面积比为 0.4。

③ 室内热扰与作息

根据 GB 50189—2005《公共建筑节能设计标准》,取人员密度为 8 m²/人,照明指标为 11 W/m²,设备指标为 20 W/m²,并参照其办公室的内部人员、照明和设备日作息时间进行设定。新风量取 30 m³/(人·h)。

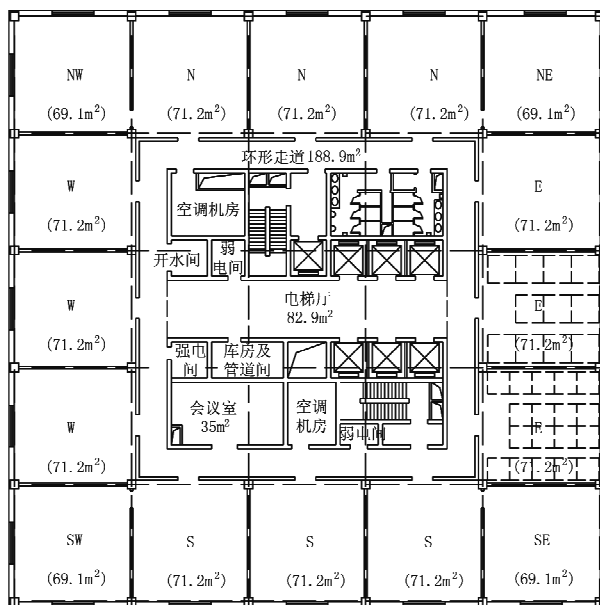


图 6 建筑平面图

④ 室内外设计参数(见表 4)

表 4 室内外设计参数

		北京	上海	广州
室外	干球温度 t_w /°C	33.2	34	33.5
	湿球温度 t_s /°C	26.4	28.2	27.7
	比焓 h_w /(kJ/kg)	83.14	91.13	88.79
室内	温度 t_n /°C	25	25	25
	相对湿度 ϕ_n /%	55	55	55
	比焓 h_n /(kJ/kg)	53.33	53.14	53.16

⑤ 空调季统计时间

空调季供冷时间分别设为:北京 5 月 1 日至 9 月 30 日,上海 4 月 15 日至 10 月 15 日,广州 4 月 1 日至 10 月 31 日。空调的作息模式为每天 07:00—19:00 运行。

3 计算结果

1) 水泵运行时间

按表 3 的运行时间统计方法得到表 5~7 数据。

表 5 各城市不同系统形式的水泵运行时间 h

		北京	上海	广州
形式 1	主泵	1 417	1 703	1 989
	PAU 变频泵	795	1 338	1 819
形式 2	主泵	1 417	1 703	1 989
	PAU 变频泵	795	1 338	1 819
形式 3	主泵	1 417	1 703	1 989
	FCU 变频泵	1 417	1 703	1 988

2) 供冷季空调能耗与节能率

3 种系统单位面积能耗计算结果见表 8,其中节能率计算以传统形式为基准。

表 6 PAU 变频泵运行的时间频数 %

相对负荷	时间频数		
	北京	上海	广州
0~0.7	80.1	89.8	70.6
0.7~0.8	6.7	6.3	11.9
0.8~0.9	5.7	2.1	8.6
0.9~1.0	7.5	1.9	8.9

表 7 FCU 变频泵运行的时间频数 %

相对负荷	时间频数		
	北京	上海	广州
0~0.6	53.5	74.1	62.5
0.6~0.7	22.9	15.5	17.5
0.7~0.8	13.8	6.1	11.2
0.8~0.9	6.3	3.2	5.7
0.9~1.0	3.5	1.1	3.2

表 8 3 城市不同系统的能耗与节能率计算结果

		北京	上海	广州
供冷季空调能耗/(kWh/m ²)	形式 1	2.87	3.96	4.63
	形式 2	2.51	3.49	4.14
	形式 3	2.32	3.27	3.89
节能率	形式 2	0.13	0.12	0.10
	形式 3	0.19	0.18	0.16

注:节能率=(形式 2 或形式 3 能耗值—形式 1 能耗值)/(形式 1 能耗值)

4 计算结果分析与结论

由表 8 可看出,变频泵调节 3 个城市均具有一定的节能效果,减少了系统的输送能耗。形式 2 中北京、上海、广州的节能率分别为 13%,12%,10%,形式 3 中北京、上海、广州的节能率分别为 19%,18%,16%。有以下几点值得分析。

1) 变频过程中的电动机损耗

① 形式 2 中,变频泵扬程为新风机组侧阻力与风机盘管侧阻力之差,其数值较小,同时泵的流量值也偏小,选型中出现额定功率很小(如 0.25, 0.37 kW)的电动机。在水泵变频工况相似情况下,电动机输出功率随流量的三次幂变化,即电动机最小相对输出功率为 0.125。从图 7 可看出,电动机输出功率由 0.25 kW 降至 0.03 kW 时,电动机效率分别为 69%和 24.6%;图 8 中电动机输出功率由 0.37 kW 降至 0.05 kW 时,电动机效率分别为 70.5%和 30.4%。可见,随变频过程中流量及转速的下降,小功率电动机的效率在低频运行时与工频运行相比,数值有较大下降,导致电动机损耗值偏大。

② 形式 3 中,PAU 变频泵和 FCU 变频泵电动机选型稍大,电动机额定功率约为 0.55~1.1 kW。从图 9 可看出,电动机输出功率由 0.55 kW

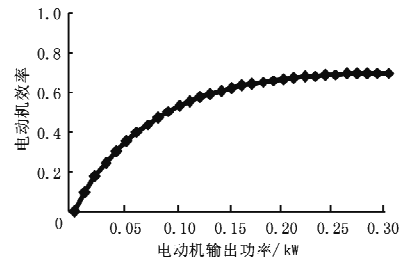


图 7 0.25 kW 电动机效率曲线

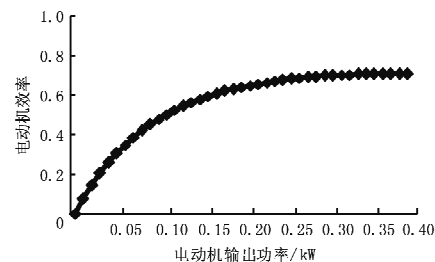


图 8 0.37 kW 电动机效率曲线

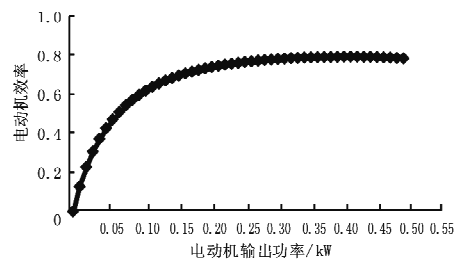


图 9 0.55 kW 电动机效率曲线

降至 0.07 kW 时,其效率分别为 78.5%和 50.7%;图 10 中电动机输出功率由 1.1 kW 降至 0.14 kW

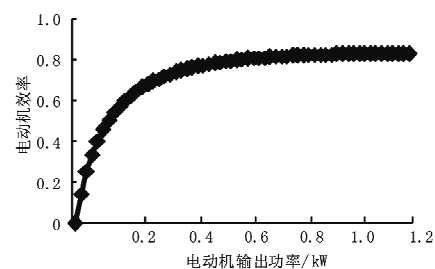


图 10 1.1 kW 电动机效率曲线

时,其效率分别为 82.5%和 54%。随电动机额定功率的增大,在低频运行时与工频运行相比数值变化较小,但在变频时电动机损耗在水泵总功耗中所占比例仍较大。以功率为 0.55 kW 的 PAU 变频泵(见表 9)为例,在相对负荷为 0.7 时,电动机效率为 38.3%,电动机损耗占水泵总功耗的 58.62%;电动机额定功率为 1.1 kW 的 FCU 变频泵(见表 10),在相对负荷为 0.6 时,电动机效率为

55.8%,电动机损耗占水泵总功耗的 41.99%。可见,电动机损耗在变频过程中是不可忽视的一部分,须加以重视。

表 9 PAU 变频泵电动机额定功率为 0.55 kW 时的参数

	相对负荷			
	0.7	0.8	0.9	1.0
电动机效率 $\eta_e/\%$	38.3	54.7	68.8	77.3
电动机损耗 $\Delta N_d/\text{kW}$	0.067	0.068	0.072	0.089
水泵总功耗 N_z/kW	0.115	0.158	0.241	0.411
$\Delta N_d/N_z/\%$	58.62	43.04	29.64	21.57

表 10 FCU 变频泵电动机额定功率为 1.1 kW 时的参数

	相对负荷				
	0.6	0.7	0.8	0.9	1.0
电动机效率 $\eta_e/\%$	55.8	67.3	75.2	80.0	82.3
电动机损耗 $\Delta N_d/\text{kW}$	0.119	0.123	0.133	0.154	0.206
水泵总功耗 N_z/kW	0.282	0.397	0.564	0.808	1.197
$\Delta N_d/N_z/\%$	41.99	31.07	23.56	19.00	17.17

2) 产品规格的影响

电动机的额定功率非连续性变化,存在电动机选型跳挡的问题。计算水泵总功耗与水泵、电动机、变频器等设备选型密切相关,设备选型的功率及其效率值直接影响计算结果。同时,设备选型针对的是某一特定厂家产品,本文研究结果有一定局限,普遍推广尚需对各个厂家设备数据作全面分析。

3) 城市气候的影响

尽管所选的几个典型城市的室外气候差异较大,但使用“以泵代阀”系统的节能效果差异并不明显。

(上接第 70 页)

4 结语

随着国家大力提倡建设节约型社会和发展低碳经济,节能降耗将作为衡量一项工程的重要指标。空调冷水一次泵变流量系统既节省机房面积和降低初投资,同时又减少了水泵的电力需求与全年运行能耗,具有较大的节能潜力,发展前景十分看好。但是,由于其在设备选用上的更高要求和控制技术上的复杂性,使得在设计中采用空调冷水一次泵变流量系统时应根据工程特性进行分析,选用合理的设计形式、合适的设备和控制策略,才能圆满地完成设计工作,使其达到真正节能的目的。

参考文献:

- [1] 江亿. 我国建筑能耗状况与节能重点[J]. 建设科技, 2007(5):26-29
- [2] 汪训昌. 空调冷水系统的沿革与变流量一次泵水系统

4) 调节性能的影响

由于变频泵调节时的最低运行频率会限制流量的调节范围,笔者认为变频泵在低负荷情况下,可视而定速泵运行,不具备调节能力,无法降低能耗。同时当转速降至较低值时,电动机效率、变频器效率有不同程度的急剧下降,因此以增大变频泵的流量调节范围来达到大幅度节能的效果十分有限。而调节阀能在低负荷下进行流量调节。因此,在实际管网中,阀门有存在的必要性,变频泵无法完全取代阀门的调节作用。

参考文献:

- [1] 江亿. 我国建筑能耗状况及有效的节能途径[J]. 暖通空调, 2005, 35(5):30-40
- [2] 符永正. 常规水系统的阀门能耗及动力分散系统的结构和应用[J]. 暖通空调, 2005, 35(9):6-10
- [3] 孙一坚,潘允贵. 空调水系统变流量节能控制(续 2):变频调速水泵的合理应用[J]. 暖通空调, 2005, 35(10):90-92
- [4] 潘云钢. 对新风空调机组阀权度的探讨[J]. 暖通空调, 2007, 37(6):6-10
- [5] 朱伟峰. 空调冷冻水系统特性研究[D]. 北京:清华大学, 2002
- [6] 潘云钢. 对北京地区办公建筑设计冷负荷与耗冷量的分析[J]. 暖通空调, 2006, 36(1):35-42
- [7] 中国气象局气象信息中心气象资料室,清华大学建筑技术科学系. 中国建筑热环境分析专用气象数据库[M]. 北京:中国建筑工业出版社, 2005

的实践[J]. 暖通空调, 2006, 36(7):32-40, 95

- [3] Durkin T H. Evolving design of chiller plants[J]. ASHRAE Journal, 2005 (11):40-50
- [4] 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]. 工程建设与设计, 2003(1):23-25
- [5] 陈劲晖. 一次泵变流量系统的应用探讨[J]. 流体机械, 2005, 33(6):35-38
- [6] 高养田. 空调变流量水系统设计技术发展[J]. 暖通空调, 1996, 26(4):20-26
- [7] 陆耀庆. 实用供热空调设计手册[M]. 2 版. 北京:中国建筑工业出版社, 2008
- [8] 建设部工程质量安全监督与行业发展司,中国建筑标准设计研究院. 全国民用建筑工程设计技术措施节能专篇 暖通空调·动力[M]. 北京:中国计划出版社, 2007