

采用旁通阀定压差控制的冷水泵功耗特性试验研究

刘金平^{a,b}, 邹伟^a, 刘雪峰^a

(华南理工大学 a. 电力学院; b. 亚热带建筑科学国家重点实验室, 广州 510640)

摘要:对采用旁通阀定压差控制的某办公楼变流量空调冷水泵功耗进行了研究。首先建立了一次系的功耗模型, 计算了旁通阀压差设定值对变速冷水泵瞬时功耗和全年功耗的影响, 并与实验数据进行了对比。结果表明, 旁通阀的定压差平衡状态存在一个上限流量, 其值随压差设定值单调增加, 同时其工作压力可划分 3 个特性区: 欠压区、定压区和超压区; 旁通阀的压差设定值对变速冷水泵的运行有显著影响, 当旁通阀压差设定值取最远端用户的供回水压差时, 变速冷水泵的功耗最小。

关键词:冷水泵; 旁通阀; 压差; 功耗

中图分类号: TU831.3 **文献标志码:** A **文章编号:** 1674-4764(2010)06-0080-06

Experimental Analysis on Power Consumption of Chilled Water Pump by Constant Pressure Difference Method with Bypass Valve

LIU Jin-ping^{a,b}, ZOU Wei^a, LIU Xue-feng^a

(a. School of Electric Power; b. State key Laboratory of Subtropical Building Science, South China University of Technology, Guangzhou 510640, P. R. China)

Abstract: The power consumption of frequency conversion chilled water pump of an office building regulated by constant pressure difference method with bypass valve is studied experimentally. A model of power consumption of chilled water pump is proposed. The effects of pressure difference set point of bypass valve on instantaneous and annual power consumption of chilled water pump are analyzed. The simulation results are validated experimentally, which shows that there is a maximum water flow rate which increases with the increase of the pressure difference set point of bypass valve at equilibrium state. There are three pressure operation regions of the bypass valve: under pressure region, constant pressure region and over pressure region. The power consumption of frequency conversion chilled water pump is affected by the pressure difference set point of bypass valve significantly, and it would be minimized as the pressure difference set point of bypass valve is equal to the pressure difference between supply water and return water of the farthest user.

Key words: chilled water pump; bypass valve; pressure difference; power consumption

冷水泵的运行效率不仅取决于水泵自身的设计, 还取决于整个空调系统的设计和冷水泵的工作条件^[1-2]。对冷水泵的功耗研究应针对不同空调系统和工作条件进行具体分析。在 2007 年 ASHRAE

手册第 41 章暖通应用^[3]中提出, 变速冷水泵的速度控制, 实际上是要维持冷冻供回水干管的压差恒定。变流量压差旁通就是一个典型代表, 它以保持供回水干管压差恒定, 使冷水泵输出的水量等于空调末

收稿日期: 2010-05-05

基金项目: “十一·五”国家科技支撑计划重大项目经费资助(2006BAJ03A06)

作者简介: 刘金平(1962-), 男, 教授, 主要从事空调系统优化控制和制冷装置优化设计, (E-mail) mpjliu@scut.edu.cn。

端装置需要的水量。针对这种控制方式的研究有很多,X. Q. Jin 等人^[4]提出根据阀门开度信号对水泵的速度进行控制;李宜浩等人^[5]介绍了压差旁通控制系统的作用、系统组成、作用原理、安装位置以及相关设备的选择;王飞^[6]提出将旁通管定压差系统应用于二次网供热系统以解决供热区高层建筑和多层建筑的并网问题;张再鹏等人^[7]根据不同的水泵控制形式,给出了不同的旁通控制阀和各种旁通控制法的旁通流量计算公式;聂玉强等^[8]介绍了取得了显著节能效果的中央空调系统冷水泵节能控制方法。上述研究都是针对压差旁通控制应用的理论分析,却未涉及实际运行中旁通阀的工作特性。以采用定压差旁通阀的某办公楼空调冷水系统为对象,对其进行了试验研究,通过构建冷水泵的功耗模型,计算旁通阀压差设定值对冷水泵瞬时功耗的影响,分析了压差设定值对冷水泵全年功耗的影响。

1 旁通阀工作特性试验研究

压差旁通阀作为集中空调变流量水系统的重要部件,对于满足负荷侧冷水供给和瞬时一致性、维持空调系统运行的稳定性、保障冷水机及冷水泵的安

全高效运行具有重要的意义。因此有必要针对旁通阀的工作特性进行试验研究。

1.1 试验系统

采用定压差旁通阀的某办公楼空调冷水系统(末端均为风机盘管),其系统结构见图1、系统设备见表1。供水干管上 a 点安装LWQB-100型法兰式涡轮流量计;供回水管上 b 、 b' 点安装1151DP63型压差传感器, c 、 c' 点上安装P74JA-3C型带浮点控制触点的压差控制器;旁通调节阀采用江森VG1000系列电动锻造黄铜球阀,等百分比流量特性,可调流量比500:1。采用课题组研发的一套空调智能管理系统对以上参数进行监控。

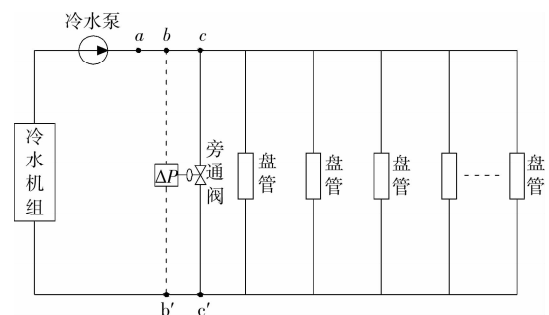


图1 定压差旁通控制冷水系统简图

表1 冷水系统设备列表

设备	型号	技术参数
螺杆冷水机	开利 30HXY110A	额定制冷量 335 kW, 电机输入功率 69 kW
冷水泵	KQL100/150-11/2	额定转速时的性能曲线为 $H = 330 + 1.896 Q - 0.026 Q^2$
风机盘管	开利 42CL008	额定制冷量 7 680 W, 水压降 36 kPa, 水量 22 L/min

1.2 旁通阀工作特性分析

对压差旁通阀进行了以下试验:对所研究的冷水系统,关闭所有末端风机盘管的冷水阀门;变换压差设定值,依次取 50 kPa、75 kPa、100 kPa、120 kPa、140 kPa、160 kPa、180 kPa、210 kPa、235 kPa,在每个压差设定值下测试供回水干管压差随旁通流量的变化(其中旁通流量的变化通过改变冷水泵的转数实现),测试结果见图2。

图2给出了不同压差设定值下供回水干管压差随旁通流量的变化,结果表明旁通阀的工作特性呈区间变化,可划分为3个特性区:欠压区(I区)、定压区(II区)、超压区(III区)。其中I区:供回水干管压差低于压差设定值,冷水环路不流通,旁通流量为0 t/h;II区:供回水压干管差等于设定值,旁通流量介于0与定压上限流量(旁通阀开度最大时的旁通流量)之间,冷水环路开始流通。每个压差设定值对应一个定压上限流量,其值随压差设定值单调增加,如压差设定值140 kPa时,定压上限流量为35.9

t/h;设定值160 kPa时为流量38.8 t/h;III区:供回水压差高于设定值,旁通流量大于定压上限流量,供回水干管压差与旁通流量呈二次方关系变化。

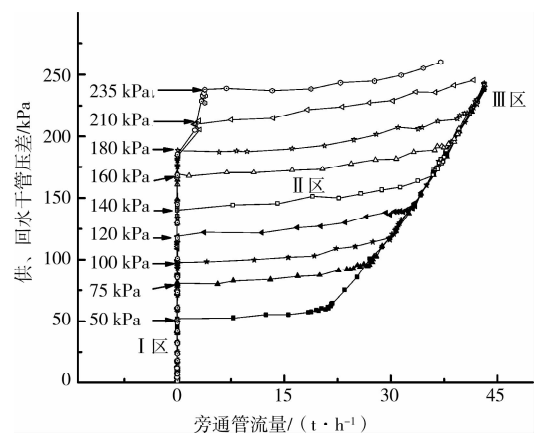


图2 供、回水干管压差与旁通流量的关系

在图2中不同压差设定值下的定压上限流量点的集合组成一条包络线,这是旁通阀开度达到最大后的旁通管路特性曲线。

上述分析是基于冷水系统的旁通调节特性,不受旁通阀门自身属性的影响,3个特性区(欠压区、定压区、超压区)对任意类型的阀门都是适用的。在欠压区和超压区,旁通阀门自身属性失效;定压区,供回水压差始终等于设定值,与阀门开度大小无关。

2 冷水泵的工作特性分析

在定压差旁通控制系统中,系统的管网曲线并不通过坐标原点,而在压头坐标轴上有一截距,截距为压差设定值 ΔP 。系统管网曲线方程为:

$$\Delta H = \Delta P + S'Q^2 \quad (1)$$

式中: ΔH 为管路压降, kPa; ΔP 为控制压差, kPa; S' 为冷源侧的阻力特性数, kPa/(t·h⁻¹); Q 为冷水泵流量, t/h。

结合旁通阀的工作特性,变速冷水泵在3个特性区的工作性质如图3所示。I区性质:供回水干管压差低于压差设定值,旁通流量为0 t/h,冷水泵的流量 Q_1 和用户冷水流量 Q_1' 相等,水泵压头 (A_1 点) 和用户侧压头 (A_1') 相差 $S'Q_1^2$; II区性质:供回水干管压差等于设定值,旁通流量在0和定压上限流量之间,冷水泵流量 Q_2 比用户流量 Q_2' 大,冷水泵压头 (A_2 点) 与用户压头 (A_2') 相差 $S'Q_2^2$; III区性质:供回水干管压差高于设定值,旁通流量大于定压上限流量,冷水泵流量 Q_3 比用户流量 Q_3' 大,旁通回流严重,冷水泵压头 (A_3 点) 和用户压头 (A_3') 相差 $S'Q_3^2$ 。

当用户负荷减小,风机盘管调节阀开启数量减少,系统管网曲线变陡,则减小冷水泵运行频率,冷水泵调节过程在3个特性区的变化情况:若工作点始终在 III 区内,则其调节过程沿变化后的等管网曲

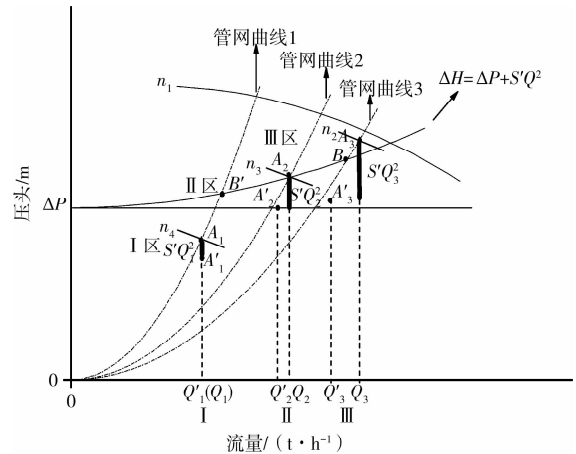


图3 变速水泵的工作点

线 3(A_3-B) 变化;若工作点由 III 区转入 II 区,则其调节过程先沿变化后的 III 区等管网曲线 3(A_3-B) 变化,至旁通阀开度小于 100% 后转成沿 II 区的等压差曲线 ($B-A_2$) 变化;若工作点始终在 II 内,则其调节过程沿等压差曲线 (A_2-B') 变化;若工作点由 II 区转入 I 区,则其调节过程先沿 II 区的等压差曲线 (A_2-B') 变化,至旁通阀开度为 0 后转成沿 I 区的等管网曲线 1($B'-A_1$) 变化。

事实上,旁通管的选型需与冷水泵相匹配,如果旁通阀相对冷水泵选型过小则冷水泵会经常工作在 III 区,水泵功耗损失大,而旁通阀相对冷水泵选型过大则冷水泵会经常工作在 I 区,无法达到平衡压差、调节流量的要求。

3 水泵功耗模拟计算及分析

3.1 变速冷水泵模型

冷水系统的设计选型参数见表 2。

表 2 冷水系统的设计选型参数

用户端用压头	设计流量	冷水泵规格	额定流量	电机功率	额定转速性能曲线
100 kPa	81 t/h	凯泉 KQL100/150-11/2	93.5 t/h	11 kW	$H = 330 + 1.896Q - 0.026Q^2$

典型变速冷水泵的效率由 3 部分组成,即泵效率、电机效率和变频器效率,其功耗计算式如下:

$$P = \frac{HQ\gamma}{\eta_p \eta_m \eta_{vfd}} \quad (2)$$

泵效率、电机效率及变频器效率采用文献[9-11]提供的多项式近似,经试验测试得出:

泵效率的拟合式为

$$\eta_p = 1.34 + 2.058Q - 0.017Q^2 + 3.57 \times 10^{-5}Q^3 \quad (3)$$

电机效率的拟合式为

$$\eta_m = 94.187 \times (1 - e^{-0.0904X}) \quad (4)$$

变频器效率的拟合式为

$$\eta_{vfd} = 50.87 + 1.283Y - 0.0142Y^2 + 5.834 \times 10^{-5}Y^3 \quad (5)$$

其中: H 为冷水泵扬程, mH₂O; Q 为冷水泵流量, t/h; γ 为水的比重, kN/m³; η_p 、 η_m 、 η_{vfd} 分别为泵效率、电机效率、变频器效率; X 为水泵实际流量与额定流量比, %; Y 为冷水泵实际转数与额定转数比, %。

按 ASHRAE(美国供暖、制冷与空调工程师协会)的有关规定,要求空调变流量冷水系统必须能在 50%~100% 的范围内运行,其相应的冷水泵运转频率最大可降至 25 Hz,同时文献[12]指出冷水机在 60% 冷水流量情况下尚能安全运行,应限制变速一

次泵最小流量为 60%。故该文将变速冷冻水泵的调速范围定为 30~50 Hz,即流量可在 60%~100% 范围内变化。

实验测试得出该冷水系统最远端用户的供回水压头需求为 100 kPa。模拟计算时用户负荷率以用户相对流量代替,冷水泵的变速调节以保证最远端用户的供回水压头(100 kPa)及冷水主机的安全下限流量(48.6 t/h),即同时满足负荷率、供回水压头(100 kPa)、安全流量(48.6 t/h)要求的冷水泵最低运行频率。

3.2 变速冷水泵功耗分析

计算和分析了压差设定值对变速冷水泵功耗的影响,其计算流程见图 4。

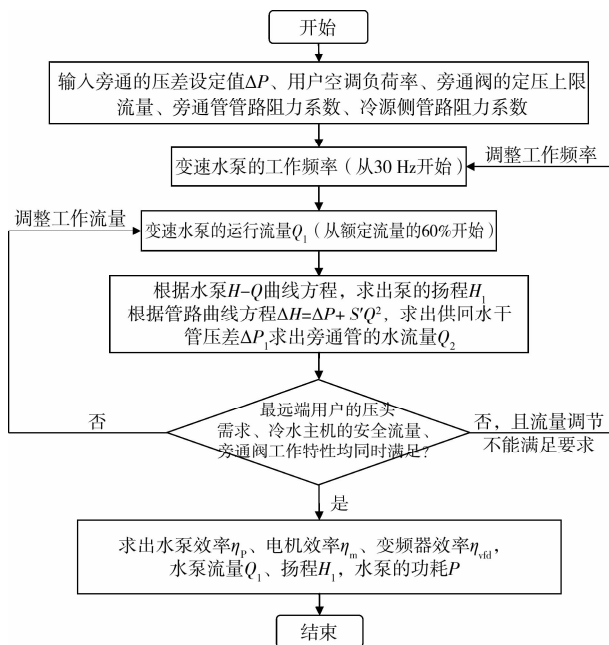


图 4 变速水泵的功耗计算流程

计算结果见表 3、图 5—7。

表 3 冷水泵功耗计算结果 /kW

用户负荷率/ %	压差设定值/ kPa					
	50	75	100	120	140	160
20	5.63	5.63	5.63	6.37	6.55	7.25
30	6.00	6.00	5.36	5.93	6.55	7.25
40	6.66	6.66	5.36	5.93	6.55	7.25
50	7.35	7.35	5.36	5.93	6.55	7.25
54	7.72	7.72	5.36	5.93	6.55	7.25
58	8.09	8.09	5.36	5.93	6.55	7.25
60	8.51	8.51	5.36	5.36	5.36	5.36
70	9.29	9.29	6.00	6.00	6.00	6.00
80	10.64	10.64	6.66	6.66	6.66	6.66
90	12.15	12.15	7.72	7.79	7.79	7.79
100	13.07	13.07	8.46	8.50	8.50	8.50

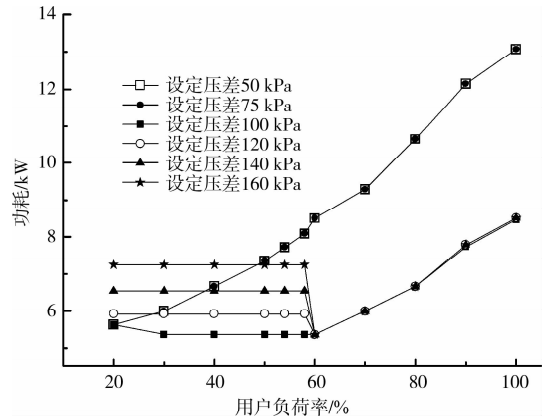


图 5 变速冷水泵的功耗变化特性

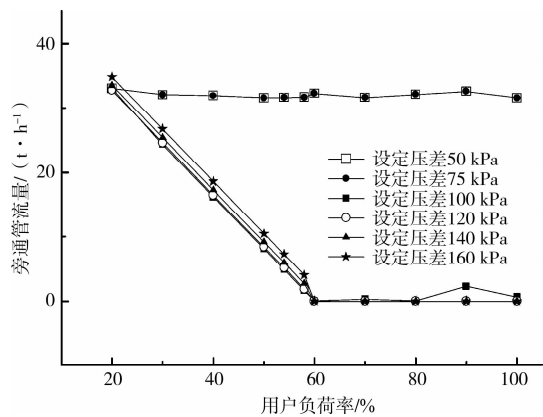


图 6 旁通流量变化特性

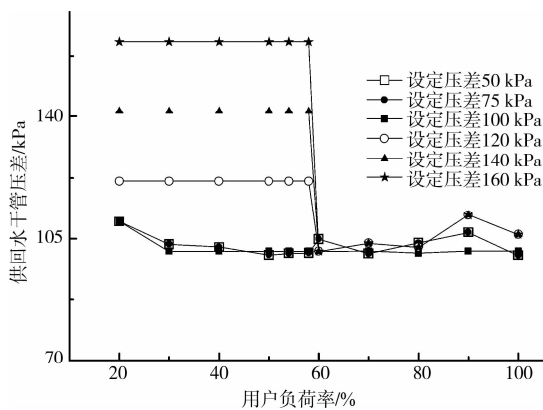


图 7 供回水干管压差变化特性

图 5、图 6、图 7 分别给出了变速冷水泵功耗、旁通流量、供回水干管压差在不同旁通阀压差设定值下随用户负荷率的变化情况,结果表明:

1)当压差设定值 ΔP 低于最远端用户的供回水压头需求,比如 50 kPa、75 kPa 时,为了满足最远端用户的供回水压头需求,旁通阀一直工作在 III 区,如压差设定值 50 kPa、用户负荷率 60% 时,其旁通流量 32.2 t/h,供回水干管压差 104.9 kPa,这时旁通定压功能失效,冷水泵功耗随用户负荷率的增加而明显加大。这说明在压差旁通控制系统中压差设

定值 ΔP 不能太低,虽然通过合理的压差控制策略能够达到最远端用户的供回水压头需求,却造成严重的旁通回流,增加了冷水泵的功耗损失。

2)当压差设定值 ΔP 为 100 kPa 时,刚好达到最远端用户的供回水压头需求。随着用户负荷率的变化,旁通阀的工作特性依次由 III 区向 II 区、I 区转换。在低用户负荷率时旁通流量大,超过了定压上限流量,如用户负荷率 20%,其旁通流量 33.0 t/h,供回水干管压差 109.9 kPa,旁通阀工作在 III 区;随用户负荷率的增加,旁通流量减少、低于定压上限流量,如用户负荷率 50%时,其旁通流量 8.1 t/h,供回水干管压差 101.4 kPa,旁通阀转入 II 区工作;当用户的冷水流量要求高于冷水机的下限流量时,旁通流量变为 0 t/h,用户冷水量等于冷水泵供水量,旁通阀转入 I 区工作。

3)当压差设定值 ΔP 高于最远端用户的供回水压头需求,如 120 kPa、140 kPa、160 kPa 时,最远端用户的供回水压头需求已经能够满足。在低用户负荷率时为了保证冷水主机的安全流量要求,旁通阀将工作在 II 区(高压差设定值对应的定压上限流量也大,因此未转入 III 区),此时冷水泵供水量基本不变,如压差设定值 140 kPa,负荷率 30%时用户冷水流量 24.3 t/h、旁通流量 25.4 t/h,负荷率 40%时冷水 32.4 t/h、旁通 17.3 t/h,这时冷水泵功耗保持恒定。随着用户负荷率的加大,旁通回流消失,旁通阀转入 I 区工作,用户冷水量等于冷水泵供水量,实际供回水压差 ΔP 等于 100 kPa。这说明在压差旁通控制系统中压差设定值 ΔP 不能太高,虽然通过合理的流量控制策略能够保证冷水机的安全流量要求,但在低用户负荷率时出现旁通回流,冷水泵功耗损失大。

4)当压差设定值 ΔP 高过最远端用户的供回水压头需求时,用户负荷率跨过 60%变化时会出现震荡现象,压差设定值越高,震荡程度越严重。当用户负荷率增加至超过 60%后,旁通阀的开度变为 0,此时冷水泵的运行频率降低,使供回水干管压差保持在 105 kPa \pm 5 kPa 之间;当用户负荷率减小到低于 60%附近时,为了保证冷水机的安全流量要求,冷水泵的运行频率升高,旁通阀打开,使系统流量保持在 51 t/h \pm 2.4 t/h 之间。这种震荡现象是由于旁通阀的非线性工作特性决定的。

3.3 变速冷水泵功耗模型的验证

在压差设定值 150 kPa,用户负荷率 50%时通过理论计算和实际测得的变速冷水泵的功耗数据,见图 4。

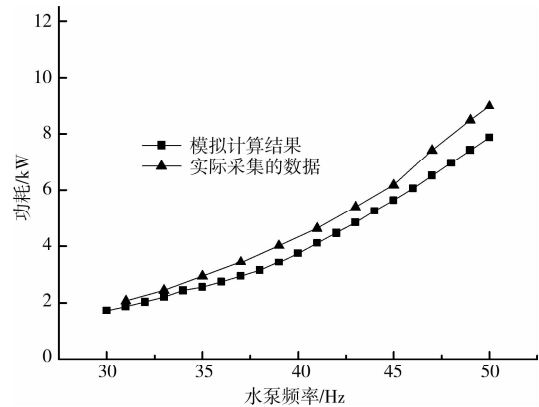


图 8 压差设定值 150 kPa 的水泵变速功

图 5 反映了模拟计算与实际采集 2 组数据的对比,结果表明模拟计算的结果和实际测量的数据基本吻合,变速冷水泵的功耗随着工作频率的增加而增大,验证了模拟计算模型的准确性。

3.4 冷水泵全年能耗分析

变速冷水泵的节能评价还应考虑空调负荷率与时间频数之间的对应关系^[13-14],该系统全年平均空调冷负荷时间频数如表 4 所示。根据文献[15]提出的一种全年空调负荷的统计方法,将表 3 中的冷水泵功率数据和表 4 中的冷负荷时间频数进行结合计算,得到变速冷水泵全年的平均运行功率,见表 5。

表 4 平均空调冷负荷时间频数 %

负荷率	20	30	40	50	60	70	80	90	100
时间频数	25.3	10.2	10.5	14.5	11.5	13.4	6.4	4.3	3.9

表 5 冷水泵全年平均运行功率 kW

压差设定值/kPa	50	75	100	120	140	160
水泵平均运行功耗	7.74	7.74	5.82	6.10	6.47	6.89

从表 5 中的冷水泵全年平均运行功耗数据可以得知,随着旁通压差设定值的增加,该系统变速冷水泵的全年运行功耗先减小后增大,当取最远端用户的供回水压差(100 kPa)时,其全年变速冷水泵的运行功率最低,仅为 5.82 kW。

4 结论

1)旁通阀的定压差平衡过程存在一个上限流量,其值随压差设定值单调增加。

2)旁通阀存在 3 个工作特性区:欠压区、定压区、超压区。特性区的划分与旁通压差设定值和旁通阀的管道特性有关。

3)旁通阀压差设定值对变速冷水泵的工作特性影响很大,两者匹配不好,会出现供回水压力失调。

4)变速冷水泵的功耗不仅取决于系统最远端用

户的供回水压差需求,而且还与旁通阀的工作特性、空调负荷的分布情况等因素有关。当旁通压差设定值取最远端用户的供回水压差时,变速冷水泵的功耗最小。

参考文献:

- [1] DURMUS KAYA, E ALPTEKIN YAGMUR. Energy efficiency in pumps [J]. Energy Conversion and Management, 2008, 49: 1662-1673.
- [2] MA ZHEN-JUN, WANG SHENG-WEI. Energy efficient control of variable speed pumps in complex building central air-conditioning systems [J]. Energy and Buildings, 2009, 41: 197-205.
- [3] ASHRAE. ASHRAE Handbook—HVAC Applications, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers [M]. Inc., Atlanta, 2007.
- [4] JIN X Q, DU Z M, XIAO X K. Energy evaluation of optimal control strategies for central VWV chiller systems [J]. Applied Thermal Engineering, 2007, 27 (5/6): 934 - 941.
- [5] 李宜浩, 梁启双. 变流量水系统压差旁通控制系统设计 [J]. 暖通空调, 2007, 37(12): 73-76.
LI YI-HAO, LIANG QI-SHUANG. Design of pressure difference bypass control system for variable flow rate water systems [J]. Heating Ventilating & Air Chonditioning, 2007, 37(12): 73-76.
- [6] 王飞. 旁通管定压差供热系统允许最大建筑高度的确定 [J]. 暖通空调, 2009, 39(6): 51-55.
WANG FEI. Discussion on allowable maximum building height for heating systems with bypass pipe pressurization [J]. Heating Ventilating & Air Chonditioning, 2009, 39(6): 51-55.
- [7] 张再鹏, 陈焰华, 符永正. 一次泵变流量系统的旁通方法研究 [J]. 暖通空调, 2007, 37(5): 80-82.
ZHANG ZAI-PENG, CHEN YAN-HUA, FU YONG-ZHENG. Study on bypass methods of variable primary flow systems [J]. Heating Ventilating & Air Chonditioning, 2007, 37(8): 80-82.
- [8] 聂玉强, 李安桂. 中央空调系统高效节能技术分析与应用 [J]. 重庆建筑大学学报, 2007, 29(1): 85-88.
- NIE YU-QIAN, LI AN-GUI. Analysis and application high-efficacy saving energy technique of central air-conditioning system [J]. Journal of Chongqing Jianzhu University, 2007, 29(1): 85-88.
- [9] MICHEL A BERNIER, BERNARD BOURRET. Pumping energy and variable frequency drives [J]. ASHRAE Journal, 1999, (12): 37-40.
- [10] BAHNFLETH W P, PEYER E. Comparative analysis of variable and constant primary-flow chilled-water-plant performance, heating, piping [J]. Air Conditioning Engineering, 2001, 73 (4): 41-50.
- [11] BAHNFLETH W P, PEYER E. Energy use and economic comparison of chilled-water pumping systems alternatives [J]. Ashrae Transaction, 2006, 112 (2): 198-208.
- [12] 张谋雄. 冷水主机变流量的性能 [J]. 暖通空调, 2000, 30 (6): 56-58.
ZHANG MOU-XIONG. Performance of the chiller with variable chilled-water flow [J]. Heating Ventilating & Air Chonditioning, 2000, 30 (6): 56-58.
- [13] 周巧航, 赵加宁. 深圳市某办公楼空调系统节能潜力分析 [J]. 暖通空调, 2004, 34(4): 19-21.
ZHOU QIAO-HANG, ZHAO JIA-NING. Energy efficiency potential analysis of an office building in Shenzhen [J]. Heating Ventilating & Air Chonditioning, 2004, 34 (4): 19-21.
- [14] 李建兴, 涂光备, 涂岱昕. 多泵并联空调水系统的技术经济分析 [J]. 流体机械, 2004, 32(10): 38-41.
LI JIAN-XING, TU GUANG-BEI, TU DAI-XIN. Technical and economic analysis of multiple parallel pumping operation in a chilled water system [J]. Fluid Machinery, 2004, 32 (10): 38-41.
- [15] 章雅锐, 单寄平. 从节能运行出发对制冷机容量匹配的初步探讨 [J]. 暖通空调, 1990, 20(1): 14-17.
ZHAGN YA-RUI, SHAN JI-PING. Preliminary study of matching of the capacity of the refrigerator with the view of energy-saving operating [J]. Heating Ventilating & Air Chonditioning, 1990, 20 (1): 14-17.

(编辑 王秀玲)