

文章编号:1000-582X(2010)06-006-07

制冷机房冷冻水和冷却水变流量解耦控制策略

蒋小强^{1a,2}, 龙惟定^{1b}, 李敏²

(1. 同济大学 a. 机械工程学院, b. 中德工程学院, 上海 201084; 2. 广东海洋大学 工程学院, 广东 湛江 524025)

摘要:为降低制冷机房运行能耗,提出了一种基于正交试验分析法的变流量变温差控制策略。首先介绍了变流量变温差的提出和实现思路,然后建立了螺杆式冷水机组和水泵设备模型,对模型进行编程并植入 TRNSYS 软件进行了模拟及验证;最后建立了由冷水机组和水泵组成的地表水源制冷机房仿真平台,并在该平台上进行二次正交回归试验,得到了制冷机房总功率与冷负荷、冷却水进水温度、冷却水流量、冷冻水流量和冷冻水供水温度五因素的经验关联式,再通过数据处理,得到不同冷负荷和冷却水进水温度下,使制冷机房总功率最小的冷冻水流量、冷却水流量和冷冻水供水温度的优化值。结果表明,某工况下变流量变温差控制策略下的制冷机房总功率相对定流量变供回水温差和传统变流量定温差两种控制模式下的总功率,分别下降了 14.023 kW 和 4.94 kW;变流量变温差法比传统变流量定温差法的节能能力提高 54.6%。

关键词:制冷机房;变流量;控制策略;冷却水;冷冻水

中图分类号: TU831.3

文献标志码: A

Control strategy of variable flow between cooling water and chilled water in chilled plant

JIANG Xiao-qiang^{1a}, LONG Wei-ding^{1b}, LI Min²

(1a. School of Machine Engineer,

b. Sino-German School of Applied Sciences, Tongji University, Shanghai 200092, P. R. China;

2. School of Engineer, Guangdong Ocean University, Zhanjiang 524025, Guangdong, P. R. China)

Abstract: In order to reduce energy consumption of chilled plant, a new control strategy with variable flow and variable temperature for all-variable chilled plant based on orthogonal experimental analysis is presented. The presentation and the implementation idea of that control strategy are firstly introduced. Secondly, a screw chiller model and a pump model are established, and these two models are then coded and embedded into the TRNSYS software to simulate and verify. Finally, a surface-water chilled plant simulation platform composed of chillers and pump are developed based on TRNSYS. By using conducting quadratic orthogonal regression experiment on that platform, the empirical correlation formula between the total power of chilled plant and cooling load, supply cooling water temperature, cooling water flow, chilled water flow, and supply temperature of chilled water is obtained. By data processing, the optimized values of chilled water flow, cooling water flow, and supply temperature of chilled water which make the total power of chilled plant minimum under different cooling load and supply cooling water temperature are also gotten. Result shows that the new control strategy can decrease the power of chilled water plant by

收稿日期:2010-01-24

基金项目:上海市科学技术委员会专项资助项目(09DZ 1200802)

作者简介:蒋小强(1980-),男,同济大学博士研究生,主要从事空调整能方向研究,(E-mail)jxqiang 2007@163.com。

4.94 kW and 14.023 kW respectively relative to the constant speed and the conventional variable speed, the saving power can increase by 54.6% relative to the corresponding conventional variable speed plant does.

Key words: chilled plant; variable flow; control strategy; cooling water; chilled water

空调节能是建筑节能的重要内容之一。实现空调节能,必须解决空调系统在部分负荷下运行能效偏低的问题。变流量是能让制冷设备功率随负荷变化而进行相应调节的技术,然而,由于制冷系统复杂、设备多,存在众多调节方案。考虑到每个设备在消耗一定功率的同时贡献一定的制冷量,而不同设备在贡献相同冷量时消耗的功率不一定相同,在所有调节方案中如何找到让系统运行功率最小的调节方案,这个问题一直未能很好地解决。

关于空调水系统变流量的研究很多,Bahnfleth比较了定流量冷冻机房和变流量冷冻机房的能耗,认为冷冻水变流量能降低空调系统总能耗。Jin X Q分析中央空调水系统的一次泵/二次泵变流量的问题,得到了COP值最高的优化控制策略^[2]。Yung-Chung Chang对冷冻水供水温度对制冷系统能效的影响进行了深入分析^[3-4]。Wang S W以商业建筑中央空调为例,分析多台变速水泵机组的控制问题^[5]。Gordon则分析了冷却水侧的定流量和变流量问题,认为冷却水变流量也能降低空调系统总能耗^[6]。Taylor研究定温差控制模式对冷冻机房的影响^[7]。国内学者易新、周洪煜对中央空调的变流量技术的应用及节能改造进行了研究^[8-9]。Yue Ming Li对水源制冷机房变流量进行了模拟和实验研究^[10-11]。但基于系统整体变流量的研究很少。美国Hartman提出了边际能效原则^[12],对整个冷冻机房进行优化控制^[13]。边际能效原则是在探明各设备最佳效率运行曲线的前提下,采用PID反馈控制,依次记录一个设备调节功率产生的冷量输出变化,然后把所调节的设备调回原来状态,再依次同时对两个设备进行功率调节记录;然后再同时调节3台、4台,重复以上动作,对记录结果进行比较分析,找到在冷量增加幅度相等的情况下使系统总功率增加幅度最小的设备调节方案。他把此方案应用在某实际工程项目上,取得了较明显的节能效果。但是,这种控制方法基于大量的数据测量,对控制要求偏高,并且数据具有一定的滞后性,而制冷机房是时变系统,因而存在一些不足。K. T. Chan则提出了一种基于负荷变化的全变频冷冻机房控制方法,可降低某空调系统年能耗19.7%,降低年耗水量15.9%^[14]。但他在考虑负荷变化的同时,并未考虑室外气候对冷却水温度的影响,与实际情况有些差

异。因而,对于全变频冷冻机房的变流量问题,需要一个简单又接近实际情况的控制方法。

首先介绍变流量变温差控制思路及其实现方法,然后建立冷水机组和水泵模型,并植入TRNSYS(transient systems simulation program)软件建立制冷机房仿真平台,在该仿真平台上分别进行三元二次正交试验、五元二次正交试验,得到机房总功率与各参数之间的经验关联式,通过数据处理得到使系统功率最小的最佳运行参数;最后,将得到的最小功率值与传统定流量和变流量控制方式下的功率值进行比较,得到变流量变温差法的节能潜力。

1 变流量变温差法及其实现策略

当前空调系统可分为定流量系统和变流量系统2种。定流量系统的水流量不随负荷变化而连续改变,实际是定流量变温差控制方式;而变流量系统可分为变流量定温差或是变流量定压差2种。这些要么固定流量,要么固定温差(压差)的调节方式,不一定能保证制冷系统最高效地运行。笔者将提出另外一种控制方式,即变流量变温差控制法。

变流量变温差控制法意味着:冷冻水流量和冷冻水供回水温差、冷却水流量和冷却水供回水温差均能同时进行变化或调节。显然,要找到参数的不同情况下的运行值,远比定流量或常规变流量复杂得多。对于传统变流量系统而言,当建筑冷负荷确定后(假设冷冻水供水温度固定不变时),由于冷冻水供回水温差为5℃,故冷冻水流量值很容易确定;而对于变流量变温差控制方式而言,冷冻水流量值将随供回水温差变化;而在冷却水侧,冷却水流量将不仅与排出的热负荷值有关,与冷却水水源温度也有关。

对于某确定的制冷机房,影响其总能耗的运行参数主要是:冷负荷值、冷冻水流量(或冷冻水供回水温差,因为冷负荷等于冷冻水流量、冷冻水供回水温差和水比热容的乘积,当确定了冷冻水流量,那么冷冻水供回水温差也就被唯一确定了)、冷冻水供水温度、冷却水供水温度和冷却水流量(或冷却水供回水温差)。冷负荷和冷却水供水温度主要是受外界气候影响不断发生变化,冷冻水流量、冷冻水供水温度和冷却水流量却是可以人为控制的变量。变流量变温差控制法要完成的任务是:根据某时刻冷负荷

值和冷却水水源温度值,来确定使制冷机房总功耗最小的冷冻水流量、冷却水流量和冷冻水供水温度值。

由于冷负荷值、冷冻水流量、冷冻水供水温度、冷却水供水温度和冷却水流量这五个变量对制冷机房总能耗的影响是相互耦合,共同作用,最优的运行参数难以通过单一因素分析得出。因而笔者拟采用正交试验法来寻找五因素对制冷机房总功率的影响规律。为了简化分析,将地表水源制冷机房的设备简化为:一台冷水机组、一台冷冻水泵和一台冷却水泵,并采用一次泵变流量,不考虑空调末端设备及能耗。

2 制冷机房设备模型

2.1 冷水机组模型

考虑到螺杆式冷水机组较离心式冷水机组具有更优越的变频性能,将采用螺杆式不带经济器的冷水机组,冷水机组采用壳管式水冷冷凝器和满液式蒸发器^[15],制冷剂为 R134a。

2.1.1 蒸发器的控制方程

$$Q_{ev} = \dot{m}_{w,ev} C_w (T_{w,ev,in} - T_{w,ev,out}) = k_{ev} f_{ev} \Delta T_{ev}, \quad (1)$$

$$k_{ev} = \frac{1}{(R_{w,ev} + r_{ev}) + R_{ev,tube} + R_{r,ev}} = \frac{1}{C_1 \cdot m_{w,ev} + C_2}, \quad (2)$$

$$T_{ev} = \frac{T_{w,ev,in} - T_{w,ev,out} \exp\left(\frac{k_{ev} f_{ev}}{C_w m_{w,ev}}\right)}{1 - \exp\left(\frac{k_{ev} f_{ev}}{C_w m_{w,ev}}\right)}. \quad (3)$$

式中 Q_{ev} 为冷量, T_{ev} 、 ΔT_{ev} 、 $T_{w,ev,in}$ 和 $T_{w,ev,out}$ 分别是制冷剂的蒸发温度、蒸发器对数平均传热温差、冷冻水进(回)水温度和冷冻水出(供)水温度, k_{ev} 是蒸发器的总传热系数, f_{ev} 是蒸发器有效传热面积, C_w 是水的比热容, $m_{w,ev}$ 和 $m_{r,ev}$ 分别是冷冻水和制冷剂流量, $R_{w,ev}$ 、 $R_{r,ev}$ 、 $R_{ev,tube}$ 和 r_{ev} 分别是蒸发器冷冻水侧和制冷剂侧的传热热阻、管壁热阻和冷冻水侧的污垢热阻。为了便于分析,把蒸发传热系数拟合为系数为 C_1 、 C_2 的函数。

2.1.2 冷凝器控制方程

$$Q_{cd} = \dot{m}_{w,cd} C_w (T_{w,cd,in} - T_{w,cd,out}) = k_{cd} f_{cd} \Delta T_{cd}, \quad (4)$$

$$k_{cd} = \frac{1}{(R_{w,cd} + r_{cd}) + R_{cd,tube} + R_{r,cd}} = \frac{1}{C_3 \cdot m_{w,cd} + C_4}, \quad (5)$$

$$T_{cd} = \frac{T_{w,cd,in} - T_{w,cd,out} \exp\left(\frac{k_{cd} f_{cd}}{C_w m_{w,cd}}\right)}{1 - \exp\left(\frac{k_{cd} f_{cd}}{C_w m_{w,cd}}\right)}. \quad (6)$$

式中 Q_{cd} 是热负荷, T_{cd} 、 $T_{w,cd,in}$ 和 $T_{w,cd,out}$ 分别是制冷剂的冷凝温度、冷却水进水温度和冷却水出(供)水温度, ΔT_{cd} 是蒸发器对数平均传热温差, k_{cd} 是冷凝器的总传热系数, f_{cd} 是冷凝器有效传热面积, $m_{w,cd}$ 和 $m_{r,cd}$ 分别是冷却水和流经冷凝器的制冷剂流量, $R_{w,cd}$ 和 $R_{r,cd}$ 分别是冷凝器冷却水侧和制冷剂侧的传热热阻, $R_{cd,tube}$ 和 r_{cd} 分别是冷凝器管壁热阻和冷却水侧的污垢热阻。同样,把冷凝传热系数拟合为系数为 C_3 、 C_4 的函数。

2.1.3 螺杆式压缩机控制方程

压缩机指示功表达式

$$W_i = \frac{n}{n-1} p_{ev} v_{in} \left[\left(\frac{p_i}{p_{ev}} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] - (p_i - p_{cd}) v_i. \quad (7)$$

制冷剂蒸发压力和冷凝压力表达式

$$p_{cd} = 1000 \cdot \exp\left(ac1 + \frac{bc1}{T_{cd}}\right),$$

$$p_{ev} = 1000 \cdot \exp\left(ac1 + \frac{bc1}{T_{ev}}\right). \quad (8)$$

制冷剂的流量为

$$m_{r,com} = \frac{Q_{ev}}{h_1 - h_3}. \quad (9)$$

蒸发器出口焓值和冷凝器出口焓值分别为

$$h_1 = h_{fo} + C_{pliq} \cdot (T_{ev} - T_0) + h_{fgb} \cdot \left(\frac{T_c - T_{ev}}{T_c - T_b} \right)^b, \quad (10)$$

$$h_3 = h_{fo} + C_{pliq} \cdot (T_{cd} - T_0), \quad (11)$$

式中: W_i 为指示功; n 为绝热压缩系数; p_{ev} 和 p_{cd} 分别是制冷剂的蒸发压力和冷凝压力; v_{in} 制冷剂在压缩机吸气口的比容; W_i 为压缩终了的压力(由于螺杆式压缩机的特点,压缩终了的压力并不一定等于排气压力); v_i 为内容积压缩比, $ac1$ 和 $bc1$ 是克劳修斯-佩龙方程系数; $m_{r,com}$ 是制冷剂质量流量; Q_{ev} 为冷量; h_1 和 h_3 分别是蒸发器出口焓值和冷凝器出口焓值; h_{fgb} 为标准沸点的蒸发焓; C_{pliq} 是饱和状态下的制冷剂比热; T_c 、 T_b 和 T_0 分别是临界温度、标准沸点温度和参考温度; h_{fo} 为制冷剂在参考温度下的焓值。

2.2 设备模型的模拟及验证

图1为冷水机组的COP模拟值与实测值,这说明,所采取的模型误差控制在8%以内,具有较高的精度,能用于系统模拟。

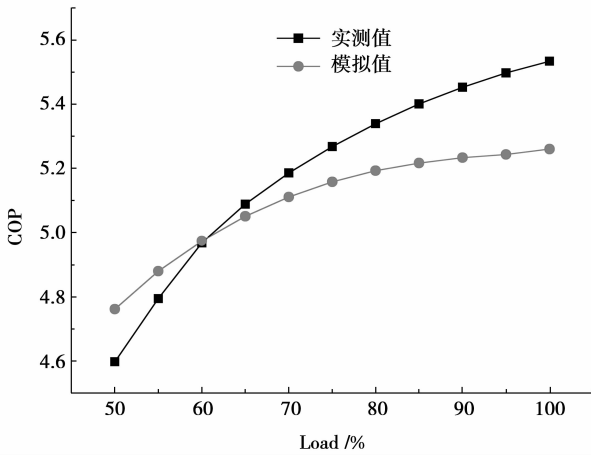


图 1 冷水机组模型 COP 模拟值与实测值的比较

2.3 水泵模型

满负荷变速、定速水泵的输入功率表达式如下

$$W_{\text{pump}} = \frac{H_{\text{pump}} \cdot \dot{m}_w \cdot \rho g}{102 \times \eta_{\text{VFD}} \eta_m \eta_{\text{pump}}} \quad (12)$$

部分负荷下的变频水泵能耗模型

$$W_{\text{pump}} = b_0 + b_1 \left(\frac{\dot{m}}{\dot{m}_{\text{rated}}} \right) + b_2 \left(\frac{\dot{m}}{\dot{m}_{\text{rated}}} \right)^2 + b_3 \left(\frac{\dot{m}}{\dot{m}_{\text{rated}}} \right)^3, \quad (13)$$

式中: W_{pump} 为水泵能耗(功率); H_{pump} 为水泵扬程; \dot{m}_w 为水流量; ρ 是水的密度; g 是重力加速度; η_{VFD} 、 η_m 、 η_{pump} 分别为变频器、电机和水泵的工作效率; \dot{m}_{rated} 是水泵的额定流量; b_0 、 b_1 、 b_2 、 b_3 分别是水泵能耗拟合公式系数。

3 试验结果与分析

3.1 外界变量确定时的变流量变温差控制法

为了量化比较制冷机房在不同控制策略下的运行能耗,计算模型以某办公建筑为例,在外界条件(即 5 因素中的冷负荷、冷却水进水温度)确定的情况下,对冷水机组和水泵的功率进行计算。选取某日 11 时的冷负荷为 914 kW、冷却水进水温度为 27 °C 的状态,并设该系统采用的冷水机组制冷量为 400 冷吨,额定功率为 254.2 kW;冷却水泵扬程为 30 m,额定流量为 80 kg/s,冷却水泵额定功率为 28.5 kW;冷冻水泵扬程为 42 m,额定流量为 67 kg/s,冷冻水泵额定功率为 33 kW。考虑到冷冻水或冷却水流量均存在一最小值,超过这个最小值,将导致制冷机工作效率大幅度下降,因此,在试验中,假设水流量在 100%~50%之间调节,即冷冻水流量变化范围是 67~33.5 kg/s;冷却水流量变化范围是:80~40 kg/s;冷冻水供水温度范围取为 2~12 °C。具体各参数取值见表 1。三元二次正交回归试验结果见表 2。

表 1 正交试验水平编码

编码	冷冻水流量 / (kg · s ⁻¹)	冷却水流量 / (kg · s ⁻¹)	冷冻水供水温度 / K
+γ	67.000	80.000	285.150
+1	64.036	76.461	284.265
0	50.250	60.000	280.150
-1	36.464	43.539	276.035
-γ	33.500	40.000	275.150

表 2 三元二次正交回归试验表

序号	Z ₁ 冷冻水流量 / (kg · s ⁻¹)	Z ₂ 冷却水流量 / (kg · s ⁻¹)	Z ₃ 冷冻水供水温度 / K	Y 系统总功率 / kW
1	1(64.036)	1(76.461)	1(284.265)	211.941
2	1(64.036)	1(76.461)	-1(276.035)	216.061
3	1(64.036)	-1(43.539)	1(284.265)	211.573
4	1(64.036)	-1(43.539)	-1(276.035)	215.480
5	-1(36.464)	1(76.461)	1(284.265)	201.407
6	-1(36.464)	1(76.461)	-1(276.035)	205.628
7	-1(36.464)	-1(43.539)	1(284.265)	201.080
8	-1(36.464)	-1(43.539)	-1(276.035)	205.061
9	1.215(67)	0(60)	0(280.15)	214.108
10	-1.215(33.5)	0(60)	0(280.15)	201.520
11	0(50.25)	1.215(80)	0(280.15)	209.932
12	0(50.25)	-1.215(40)	0(280.15)	210.013
13	0(50.25)	0(60)	1.215(285.15)	206.102
14	0(50.25)	0(60)	-1.215(275.15)	211.071
15	0(50.25)	0(60)	0(280.15)	208.968

利用 SAS 软件对上述试验结果进行数据处理,可以得到制冷机房总能耗与冷冻水流量、冷却水流量和冷冻水供水温度的拟合关联式,经过剔除不显著因子后的拟合公式为

$$W = -1\,080.567\,0 + 9.530\,5x_3 - 0.004\,3x_1^2 + 0.002\,3x_2^2 - 0.017\,9x_3^2. \quad (14)$$

对上述回归模型进行 F 检验

$$F = 1\,110.57 > F_{0.01}(9.5) = 14.7.$$

回归模型极显著。根据回归模型的岭脊分析,可得该模型的最小值为 201.05 kW,此时的冷冻水流量、冷却水流量和冷冻水供水温度分别为 34.308 kg/s、59.663 kg/s 和 281.682 K。将 3 个参数代入计算模型,模拟所得值为 201.083 kW,与 SAS 软件分析值非常接近,并且与正交试验确定的参数值下的机房总功率,以及不同控制策略下运行总功率相比均

要小。这说明了通过正交试验寻找最小值的具有一定可靠性。

3.2 外界变量未知时的变流量变温差控制法

上述分析是在建筑物冷负荷已知、冷却水供水温度已知的情况下得到的最佳运行策略。实际上,建筑物冷负荷在不断变化,冷却水供水温度也随外界气候变化而不稳定,在变工况条件下,如何得到最佳运行策略,是下文将分析的内容。同样采用正交回归试验,对五因素与总能耗建立二次关系式。将冷负荷和冷却水供水温度看为已知变量,则总能耗的经验关联式由五元二次方程变为三元二次方程,具体各参数取值范围见表 3;试验结果见表 4。当 3 个变量:冷冻水流量、冷却水流量和冷冻水供水温度的变化范围给定后,可对该三元二次方程求出最小值及其成立的条件。

表 3 五因素二次回归正交旋转试验水平编码表

编码	负荷率 /%	冷冻水流量 /(kg·s ⁻¹)	冷却水流量 /(kg·s ⁻¹)	冷冻水供水温度 /K	冷却水进水温度 /K
+γ	1.000	67.000	80	285.15	308.15
+1	0.875	58.625	70	282.65	303.15
0	0.750	50.250	60	280.15	298.15
-1	0.625	41.875	50	277.65	293.15
-γ	0.500	33.500	40	275.15	288.15

表 4 五因素二次回归正交旋转试验结果

序号	负荷率/%	冷冻水流量/ (kg·s ⁻¹)	冷却水流量/ (kg·s ⁻¹)	冷冻水供水温度/ K	冷却水进水温度/ K	总功率/kW
1	1(0.875)	1(58.625)	1(70)	1(282.65)	1(303.15)	284.00
2	1(0.875)	1(58.625)	1(70)	-1(277.65)	-1(293.15)	236.39
3	1(0.875)	1(58.625)	-1(50)	1(282.65)	-1(293.15)	240.05
4	1(0.875)	1(58.625)	-1(50)	-1(277.65)	1(303.15)	282.93
5	1(0.875)	-1(41.875)	1(70)	1(282.65)	-1(293.15)	232.94
6	1(0.875)	-1(41.875)	1(70)	-1(277.65)	1(303.15)	274.39
7	1(0.875)	-1(41.875)	-1(50)	1(282.65)	1(303.15)	280.56
8	1(0.875)	-1(41.875)	-1(50)	-1(277.65)	-1(293.15)	231.07
9	-1(0.625)	1(58.625)	1(70)	1(282.65)	-1(293.15)	179.46
10	-1(0.625)	1(58.625)	1(70)	-1(277.65)	1(303.15)	220.15
11	-1(0.625)	1(58.625)	-1(50)	1(282.65)	1(303.15)	216.81
12	-1(0.625)	1(58.625)	-1(50)	-1(277.65)	-1(293.15)	181.16
13	-1(0.625)	-1(41.875)	1(70)	1(282.65)	1(303.15)	210.89
14	-1(0.625)	-1(41.875)	1(70)	-1(277.65)	-1(293.15)	176.34
15	-1(0.625)	-1(41.875)	-1(50)	1(282.65)	-1(293.15)	171.31
16	-1(0.625)	-1(41.875)	-1(50)	-1(277.65)	1(303.15)	213.05
17	2.00(1)	0(50.25)	0(60)	0(280.15)	0(298.15)	290.92

续表

序号	负荷率/%	冷冻水流量/ (kg · s ⁻¹)	冷却水流量/ (kg · s ⁻¹)	冷冻水供水温度/ K	冷却水进水温度/ K	总功率/kW
18	-2.00(0.5)	0(50.25)	0(60)	0(280.15)	0(298.15)	169.03
19	0(0.75)	2.00(67)	0(60)	0(280.15)	0(298.15)	229.68
20	0(0.75)	-2.00(33.5)	0(60)	0(280.15)	0(298.15)	217.30
21	0(0.75)	0(50.25)	2.00(80)	0(280.15)	0(298.15)	224.98
22	0(0.75)	0(50.25)	-2.00(40)	0(280.15)	0(298.15)	227.05
23	0(0.75)	0(50.25)	0(60)	2.00(285.15)	0(298.15)	224.03
24	0(0.75)	0(50.25)	0(60)	-2.00(275.150)	0(298.15)	224.75
25	0(0.75)	0(50.25)	0(60)	0(280.15)	2.00(308.15)	270.87
26	0(0.75)	0(50.25)	0(60)	0(280.15)	-2.00(288.15)	186.89
27	0(0.75)	0(50.25)	0(60)	0(280.15)	0(298.15)	224.63
⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮
36	0(0.75)	0(50.25)	0(60)	0(280.15)	0(298.15)	224.63

利用 SAS 软件对上述试验结果进行数据处理,可以得到制冷机房总功率与冷负荷率(冷负荷)、冷却水供水温度、冷冻水流量、冷却水流量和冷冻水供水温度的拟合关联式为

$$W = 4\ 382.866\ 2 - 2\ 102.135\ 3x_1 + 1.994\ 2x_2 + 2.364\ 1x_3 - 1.604\ 8x_4 - 26.754\ 5x_5 + 84.866\ 7x_1^2 - 0.094\ 3x_1x_2 - 0.004\ 2x_2^2 - 0.57x_1x_3 + 0.000\ 4x_2x_3 + 0.003\ 4x_3^2 + 5x_4x_1 - 0.003\ 5x_4x_2 - 0.001\ 3x_4x_3 - 0.011\ 2x_4^2 + 2.880\ 0x_5x_1 - 0.000\ 6x_5x_2 - 0.006\ 8x_5x_3 + 0.014\ 7x_5x_4 + 0.042\ 1x_5^2. \quad (15)$$

将冷负荷和冷却水供水温度作为已知值,分别用字母 a 、 b 表示且代入上式,并求其余 3 个变量的偏导(函数取最大值时,3 个变量的一阶偏导值等于零)

$$\begin{cases} \frac{\partial W}{\partial x_2} = 1.994\ 2 - 0.094\ 3a - 0.008\ 4x_2 + 0.000\ 4x_3 - 0.003\ 5x_4 - 0.000\ 6b = 0, \\ \frac{\partial W}{\partial x_3} = 2.364\ 1 - 0.57a + 0.000\ 4x_2 + 0.006\ 8x_3 - 0.001\ 3x_4 - 0.006\ 8b = 0, \\ \frac{\partial W}{\partial x_4} = -1.604\ 8 + 5a - 0.003\ 5x_2 - 0.001\ 3x_3 - 0.022\ 4x_4 + 0.014\ 7b = 0. \end{cases}$$

结合冷冻水流量、冷却水流量和冷冻水供水温度 3 个变量的变化范围,通过求解上述方程,即可求

得在任意负荷和冷却水供水温度下,系统的最优运行参数,并据此对设备进行调节。对于建筑物的冷负荷,可以根据前一天的逐时冷负荷或是前一小时的实际冷负荷值预测出来,而冷却水供水温度(水源温度)亦可预测出。根据这 2 个外界变化参数,从而可以提前制定制冷机房的运行策略。为了验证这种处理方法的正确性,将前文分析的条件冷负荷率和冷却水供水温度分别为 0.65、27 °C 时代入,计算得到最小能耗值为 203.409 kW,相对前文计算所得值误差为 1.1%,说明用这种方式寻找设备的最佳调节方案具有较高的可行性。

3.3 不同控制策略下的制冷机房总功耗

根据同样的制冷机房仿真平台,对定流量和常规变流量(同时对冷却水和冷冻水两侧进行变流量调节)控制方式下的制冷机房总能耗进行计算,可得到表 5 的结果。

对于同样的建筑模型,在同样室外条件下,定流量、常规变流量和变流量变温差 3 种控制方式下的制冷机房总功率分别是:215.073、206.005、201.05 kW。相对定流量系统而言,常规变流量和变流量变温差控制方式分别将制冷机房总功率降低 9.068、14.023 kW,节能量提高了 4.955 kW,节能率提高了 54.6%。显然,变流量变温差控制方式最为节能。

表 5 不同控制方式下的制冷机房设备总能耗

控制方式	冷却水流量 /(kg · s ⁻¹)	冷冻水流量 /(kg · s ⁻¹)	蒸发温度 /°C	冷凝温度 /°C	冷却水泵 功率/kW	冷冻水泵 功率/kW	冷水机组 功率/kW	总功率 /kW
定流量	80	67	5.69	32.13	28.115	32.98	153.982	215.073
常规变流量	52	43.55	6.01	33.52	21.493	25.203	160.79	206.005

4 结 论

笔者通过设备建模、系统仿真、正交试验、回归分析,提出了一种适于制冷机房在不同外界条件下冷冻水和冷却水变流量的解耦控制策略,即变流量变温差方式。根据试验结果,可以得出以下结论:

1)在定流量变温差、变流量定温差和变流量变温差 3 种控制方式中,以变流量变温差控制方式最为节能;与定流量系统制冷机房总功率相比,传统变流量定温差控制方式可降低冷冻机房总功率 9.068 kW,而变流量变温差控制方式可降低冷冻机房总能耗 14.023 kW。因而,变流量变温差控制方式的节能能力比变流量定温差控制方式的节能能力提高了 54.6%。

2)对于地表水水源冷冻机房,当建筑负荷和冷却水供水温度变化时,可通过正交试验来找到该条件下使系统总能耗最小的冷冻水流量、冷却水流量和冷冻水供水温度 3 参数值,从而可据此对冷冻水泵和冷却水泵的功率进行调节;而某一时刻下的建筑冷负荷和冷却水供水温度值,可根据上一个小时的数据,或是前一日相同时刻的数据预测出。

3)每一个空调系统、每一台设备都会有自己的特点,但都可以采用上述的方法,通过正交试验来找到系统总能耗与各变化参数之间的规律,找到最适于该系统的优化运行参数,然后根据参数对各设备进行相应的调节。

参考文献:

- [1] BAHNFLETH W P, PEYER E. Comparative analysis of variable and constant primary flow chilled-water-plant performance[J]. Heating, Piping, Air Conditioning Engineering, 2001,73 (4) :41-50.
- [2] JIN X, DU Z. Energy evaluation of optimal control strategies for central VWV chiller systems[J]. Applied Thermal Engineering, 2007,27(5/6) : 934-941.
- [3] CHANG Y C, CHEN W H. Optimal chilled water temperature calculation of multiple chiller systems using Hopfield neural network for saving energy[J]. Energy, 2009,34(4) : 448-456
- [4] CHANG Y C. Application of hopfield neural network to the optimal chilled water supply temperature calculation of air-conditioning systems for saving energy[J]. International Journal of Thermal Sciences, 2009,48(8):1649-1657.
- [5] ZHEN J, WANG S W. Energy efficient control of variable speed pumps in complex building central air-conditioning systems[J]. Energy and Buildings, 2009, 41(2) : 197-205.
- [6] GORDON J M, NG K C, CHUA H T. How varying condenser coolant flow rate affects chiller performance: thermodynamic modeling and experimental confirmation[J]. Applied Thermal Engineering, 2000, 20 (13) :1149-1159.
- [7] TAYLOR S T. Degrading chilled water plant delta-T: causes and mitigation [J]. ASHRAE Transactions, 2002,108 (1) :641-653.
- [8] 易新,刘宪英. 变频冷水机组在中央空调系统中的应用[J]. 重庆大学学报, 2002,25(8):100-103.
YI XIN, LIU XIAN-YING. Inverter controlled water chiller application of central air conditioning system[J]. Journal of Chongqing University, 2002, 25 (8) : 100-103.
- [9] 周洪煜,徐春霞,陈晓峰,等. 集中空调水系统的变流量节能改造[J]. 重庆大学学报:自然科学版,2006,29 (6):41-44.
ZHOU HONG-YU, XU CHUN-XIA, CHEN XIAO-FENG, et al. Costant flow hydraulic system to variable system for energy efficiency[J]. Journal of Chongqing University: Natural Science Edition, 2006, 29 (6) : 41-44.
- [10] LI Y M, WU J Y, SUMIO S C . Experimental validation of the simulation module of the water-cooled variable refrigerant flow system under cooling operation[J]. Applied Energy, 2010, 87 (5) : 1513-1520.
- [11] LI Y M, WU J Y, SUMIO S C. Modeling and energy simulation of the variable refrigerant flow air conditioning system with water-cooled condenser under cooling conditions [J]. Energy and Buildings, 2009, 41(9):949-957.
- [12] HARTMAN T B. Designing efficient systems with the equal marginal performance principle [J]. ASHRAE Journal, 2005,47 (7) : 64-70.
- [13] HARTMAN T B. All-variable speed centrifugal chiller plants[J]. ASHRAE J, 2001,43 (9) : 43-52.
- [14] YU F W, CHAN K T. Environmental performance and economic analysis of all-variable speed chiller systems with load-based speed control [J]. Applied Thermal Engineering, 2009,29 (9) : 1721-1729
- [15] LONG F, DING G L, SU Z J. Steady-state simulation of screw liquid chillers[J]. Applied Thermal Engineering, 2002,22(15):1731-1748.

(编辑 张小强)