

空调冷水大温差技术工程应用分析*

广州市设计院 陈少玲[★] 屈国伦 黄伟 江慧妍 谭海阳

摘要 结合某宾馆空调系统节能改造,定性分析了大温差系统对冷水泵输送能耗、冷水机组以及末端设备换热性能的影响,发现采用冷水大温差后,尽管可以减少冷水输送量、降低水泵能耗,减少水系统初投资,但对于同一台机组,由于水流量减少,蒸发器水侧换热系数减小,机组的 COP 也减小。认为可以采用增加表冷器排数、增大传热面积、改变表冷器管程数等办法来保证大温差机组的运行性能,以使冷水大温差技术在宾馆项目改造中节能效果最大化。

关键词 大温差 冷水泵 冷水机组 表冷器 换热能力

Application of large temperature difference technique of air conditioning chilled water to engineering

By Chen Shaoling[★], Qu Guolun, Huang Wei, Jiang Huiyan and Tan Haiyang

Abstract Taking an example of the energy efficiency reformation of a hotel air conditioning system, analyses qualitatively the effect of the large temperature difference system on the energy consumption of chilled water pumps, and the heat exchange performance of water chillers and terminal devices. Finds that the COP of the unit will decrease as water flow rate and the heat exchange coefficient at water side of evaporators decrease after adopting the system though chilled water quantity delivered, the energy consumption of pumps and the initial investment of water system are decreased. Considers that to increase the row number of surface air coolers and the heat-transfer area and to change the tube pass number of surface air coolers can ensure the operation performance of the large temperature difference units in order to obtain best energy saving effect in hotel reformation.

Keywords large temperature difference, chilled water pump, water chiller, surface air cooler, heat exchange performance

★ Guangzhou Design Institute, Guangzhou, China

①

0 引言

广州市白天鹅宾馆是我国首家中外合资五星级宾馆,总建筑面积约 100 838.2 m²。该酒店空调系统从 1983 年开始投入使用,至今已运行 29 年,超出了设备 20 年的设计寿命。2010 年空调系统单位面积能耗高达 138.63 kW·h/m²。该宾馆目前正在进行全面的节能改造,由于空调能耗在整个建筑能耗中所占比例较大,因此空调节能改造对其建筑能耗降低有着举足轻重的作用。

该宾馆集中空调系统全面节能改造工作的重要内容之一是空调水系统。原系统为两管制,为了更好地适应宾馆类建筑的负荷特性和需求,拟将裙楼空调系统改造为分区两管制、客房区四管制系

统,但受原有建筑空间布局限制,可调整的余地较小;若采用常规的冷水供回水温度(7 °C/12 °C),系统冷水管径较大,会影响宾馆的层高和装修效果。为了达到节能、节材、节省空间的目的,拟采用大温差冷水(6 °C/14 °C)技术。

选择 6 °C/14 °C(8 °C 温差)供回水温度,主要考虑以下两个因素:一是由于 8 °C 温差的冷水系统在国内已经有较成熟的设计经验;另一个是采用 6 °C 的供水温度比 7 °C 的供水温度更有利于盘管的

☆ 陈少玲,女,1984 年 8 月生,硕士,助理工程师
510620 广东省广州市天河区体育东路
体育东横街 3 号设计大厦 9 楼
(020) 85265637
E-mail: shaoling825@163.com

收稿日期:2012-02-21

① 修回日期:2012-03-22



换热^[1]。大温差冷水系统可减少空调冷水输送水量,降低水泵能耗,减少水系统管材和设备的一次性投资。但是,冷水供回水温差的加大可能会对冷水机组性能系数及末端设备换热效率产生一定的影响。下面分析大温差冷水系统的优点及可能出现的问题,并提出可行的解决措施。

1 冷水泵输送能耗

采用大温差冷水系统最主要的是减小冷水泵输送功率,而水泵的输送功率与冷水流量和管路阻力损失成正比。在实际工程中,空调系统冷水管道的设计是采用假定比摩阻法,当管道系统冷水流量减少时,冷水管道尺寸也将减小。

水泵的功率 N 应按下式计算:

$$N = \frac{\rho g GH}{\eta} \quad (1)$$

式中 ρ 为水的密度; g 为自由落体加速度; G 为水的流量; H 为水泵扬程; η 为水泵的效率。

若采用大温差,由于流量减少,所选系统管径减小,因管道比摩阻仍取经济比摩阻,因此选用管道后,冷水管道的压力损失与 5 ℃温差的系统大致相当,于是冷水泵功率仅与流量成正比。采用 8 ℃温差冷水泵功率 N_1 与 5 ℃温差时水泵功率 N_0 的关系为: $N_1 = \frac{5}{8} N_0 = 62.5\% N_0$, 所以冷水泵减少的能耗为 $100\% - 62.5\% = 37.5\%$ 。

2 大温差对冷水机组性能的影响

冷水机组蒸发器的传热性能参数可由下式计算:

$$Q = KF\Delta t_m \quad (2)$$

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_w} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_r}} \quad (3)$$

$$\Delta t_m = \frac{t_{in} - t_{out}}{\ln \frac{t_{in} - t_e}{t_{out} - t_e}} \quad (4)$$

$$\frac{\Delta t_{m1}}{\Delta t_{m0}} = \frac{(14\text{ }^\circ\text{C} - 6\text{ }^\circ\text{C})/\ln(14\text{ }^\circ\text{C} - 4.23\text{ }^\circ\text{C})/(6\text{ }^\circ\text{C} - 4.23\text{ }^\circ\text{C})}{(12\text{ }^\circ\text{C} - 7\text{ }^\circ\text{C})/\ln(12\text{ }^\circ\text{C} - 5\text{ }^\circ\text{C})/(7\text{ }^\circ\text{C} - 5\text{ }^\circ\text{C})} = 1.174$$

即 $\Delta t_{m1} = 1.174 \Delta t_{m0}$

对于同一台冷水机组,换热面积 F 是固定不变的,则采用 6 ℃/14 ℃大温差冷水与标准工况冷水的换热量之比为

$$\frac{Q_1}{Q_0} = \frac{K_1 F \Delta t_{m1}}{K_0 F \Delta t_{m0}} = 1.002$$

式(2)~(4)中 Q 为蒸发器换热量, kW ; K 为蒸发器换热管传热系数, $\text{kW}/(\text{m}^2 \cdot \text{C})$; F 为蒸发器换热面积, m^2 ; Δt_m 为蒸发器换热管对数传热温差, C ; α_w 为水侧表面传热系数, $\text{kW}/(\text{m}^2 \cdot \text{C})$; δ 为蒸发器换热管壁厚, m ; λ 为蒸发器换热管导热系数, $\text{kW}/(\text{m} \cdot \text{C})$; α_r 为制冷剂侧表面传热系数, $\text{kW}/(\text{m}^2 \cdot \text{C})$; t_{in} 为蒸发器进水温度, C ; t_{out} 为蒸发器出水温度, C ; t_e 为蒸发器蒸发温度, C 。

采用大温差冷水系统对原有冷水机组的影响主要体现在蒸发器侧的换热效率上。蒸发器换热管传热热阻包括管内沸腾传热热阻、换热管导热热阻、污垢热阻、管外水侧对流换热热阻等。采用大温差运行后,除水侧热阻外,其他热阻基本保持不变。因蒸发器水侧表面传热系数与水流速呈 0.8 次幂关系^[2],即 $\alpha_w \propto v^{0.8}$,由以上计算知,冷水温差由 5 ℃变为 8 ℃时水量减少 37.5%,则大温差与常规冷水供回水温差水侧表面传热系数的关系为

$$\alpha_{w1} = \alpha_{w0} \left(\frac{G_1}{G_0} \right)^{0.8} = 0.687 \alpha_{w0} \quad (5)$$

因此得出采用大温差时水侧的表面传热系数减少 31.3%。下标 0 表示冷水 5 ℃温差时的参数,1 表示 8 ℃温差时的参数。

根据文献[3~4],对于壳管式换热器而言,水侧的换热热阻约占整个蒸发器热阻的 35%~40%,此处取为 37.5%。经过简单的换算,采用大温差冷水系统后冷水机组传热系数 K_1 与常规温差系统传热系数 K_0 的关系为 $K_1 = 0.854 K_0$ 。

当冷水供回水温度为 7 ℃/12 ℃时,蒸发器内制冷剂的蒸发温度为 5 ℃,但当冷水供回水温度为 6 ℃/14 ℃时,因供水温度降低,蒸发温度应有所降低,根据文献[5]计算结果,可知采用 6 ℃/14 ℃大温差冷水后冷水机组的蒸发温度为 4.23 ℃。采用大温差冷水系统与标准工况冷水系统的对数平均温差比值为

可见,同一台冷水机组在采用大温差冷水系统后换热量基本不变。但是,文献[6]提供的冷水机组大温差数据显示,同一台冷水机组在 8 ℃温差时比 5 ℃温差时机组的轴功率增大 15.6% 左右。因此,采用大温差冷水系统后,冷水机组的 COP 变化为

$$\frac{COP_1}{COP_0} = \frac{\frac{Q_1}{N_1}}{\frac{Q_0}{N_0}} = 0.867$$

由此可知,标准冷水机组在采用 6 ℃/14 ℃大温差冷水系统后,冷水机组 COP 会下降 13.3%。

由上述分析可以看出,采用大温差冷水系统后对冷水机组 COP 影响较大的因素是水流量的减少而引起的水侧表面传热系数的减小。

通过计算可知,在采用 8 ℃大温差时,如通过增加管程数对蒸发器进行改造,保证通过换热器的水流速基本不变,传热系数 K 不变,相同的换热面积采用大温差后换热量 $\frac{Q_1}{Q_0} = \frac{K_1 F \Delta t_{ml}}{K_0 F \Delta t_{mo}} = 1.174$,

则冷水机组的 $\frac{COP_1}{COP_0} = \frac{Q_1/N_1}{Q_0/N_0} = \frac{Q_1}{Q_0} \frac{N_0}{N_1} = 1.174 \times \frac{1}{1.156} = 1.02$, 基本保持不变。

为了减小冷水机组 COP 值降低对宾馆空调整能改造的影响,在保证冷水机组冷量满足设计负荷的前提下,优先选用国家一级能效比的制冷机组。同时,对新选型的冷水机组,采用按照大温差需求对其蒸发器进行定制,即在相同的换热面积情况下,增加蒸发器水流的管程数,或增加换热管的数量、减小换热管管径,可解决蒸发器水侧表面传热系数降低的问题。或者在实际运行时稍微提高冷水出水温度(即,使之高于 6 ℃,但保证 8 ℃的温差),使机组在大温差工况下冷水流速与标准工况一致,运行效率更高。

3 末端设备换热性能变化分析

空调系统末端设备包括空气处理机、新风处理机和风机盘管。它们均有表面式冷却器^[7]。当采用大温差冷水系统时,表冷器内水侧流速会随着温差的增大而减小,从而会导致供冷量及除湿能力下降,同时水侧热阻增大而使表冷器的总传热系数降低。当水侧流速降至层流区时,传热系数下降更为显著,导致表冷器湿交换效率降低(除湿能力小)甚至不能产生水膜(干工况)。因此,为保证冷却器的换热性能,应避免水侧出现层流流态。

对于同一盘管,当 $Re < 2000$,流动为层流;当 $Re > 4000$,流动为湍流;当 $2000 \leq Re \leq 4000$,流动为过渡区流。由文献[7]查得在温度 10 ℃时,水的运动黏度为 $1.31 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$,由此算出当盘管

内钢管管径取 $\varnothing 9 \text{ mm}$, $\varnothing 12 \text{ mm}$, $\varnothing 16 \text{ mm}$ 时,过渡区速度取值范围,见表 1。

表 1 不同钢管管径过渡区速度取值范围

钢管管径 \varnothing/mm	9	12	16
过渡区流速/(m/s)	0.292~0.583	0.218~0.436	0.164~0.327

由表 1 可以看出,钢管管径取 $\varnothing 9 \text{ mm}$ 时,流速小于 0.292 m/s 时,即为层流状态;大于 0.583 m/s 时,即为湍流状态。当管内水流速小于 1.5 m/s 时,传热系数随水流速的增加而增大,当水流速由 0.5 m/s 提高到 0.75 m/s 时,传热系数增加了 100%^[8]。

对于宾馆类的空调项目,客房部分多采用风机盘管+独立新风的空调系统形式,裙楼部分多采用全空气系统。根据某企业的盘管选型软件计算,得出风机盘管、新风机组和空调机组在不同温差下的换热特性,如表 2~4 所示。

表 2 风机盘管在不同温差下的换热特性

型号	进风干/湿球 温度/℃	冷量/kW	
		5 ℃温差 (7 ℃/12 ℃)	8 ℃温差 (6 ℃/14 ℃)
FC400	27/19.5	3.8	3.128
FC600	27/19.5	5.6	5.179
FC800	27/19.5	7.3	6.343

注:表中冷量为进风干/湿球温度 27 ℃/19.5 ℃时的参数,实际运行工况应为 26 ℃/18.6 ℃,但冷量变化率可近似认为相同。

表 3 新风机组在不同温差下的换热特性

迎面风速/ (m/s)	盘管 排数	进风干/湿球 温度/℃	单位风量的冷量/(W/(m ³ /h))		
			5 ℃温差 (7 ℃/12 ℃)	8 ℃温差 (6 ℃/14 ℃)	
1.5	4	34.2/27.8	13.65	13.71	
	6	34.2/27.8	16.55	16.27	
	8	34.2/27.8	17.95	17.57	
2.0	4	34.2/27.8	12.18	12.28	
	6	34.2/27.8	15.40	15.00	
	8	34.2/27.8	17.37	16.73	
2.5	4	34.2/27.8	11.60	11.11	
	6	34.2/27.8	14.36	13.88	
	8	34.2/27.8	16.56	16.37	

注:1) 新风机组处理到室内等焓状态点;

2) 新风机组的肋片数为 10 片(25.4 mm)。

表 4 空调机组在不同温差下的换热特性

迎面风速/ (m/s)	盘管 排数	进风干/湿球 温度/℃	单位风量的冷量/(W/(m ³ /h))		
			5 ℃温差 (7 ℃/12 ℃)	8 ℃温差 (6 ℃/14 ℃)	
1.5	4	27/19.5	6.485	6.015	
	6	27/19.5	7.455	7.245	
	8	27/19.5	8.560	7.950	
2.0	4	27/19.5	6.040	5.650	
	6	27/19.5	7.325	6.960	
	8	27/19.5	8.065	7.840	
2.5	4	27/19.5	5.560	5.155	
	6	27/19.5	6.855	6.470	
	8	27/19.5	7.690	7.625	

注:空调机组的肋片数为 10 片(25.4 mm)。

随着进出水温差的加大,从以上数据可以看出:

1) 各种型号风机盘管换热能力均降低。主要因为温差加大,流量减少,导致流速和制冷量减小。FC600 的换热量降幅最小,为 8.1%;FC400 的换热量降幅最大,为 17.7%。

2) 当新风机组采用 4 排管时,在迎面风速为 1.5 m/s 和 2.0 m/s 条件下换热效率有所提高,其余情况下换热性能均下降。

3) 对于宾馆类建筑,新风机组一般采用 6 排管,迎面风速为 2.0 m/s,此时的冷风比为 15.4 W/(m³/h)。为适应大温差工况,弥补风机盘管的冷量损失,可采用降低表冷器的迎面风速、增加盘管排数或同时采用降低表冷器的迎面风速和增加盘管排数这三种措施。如采用迎面风速为 1.5 m/s,8 排管的新风处理机,在大温差工况下冷风比为 17.57 W/(m³/h),与 6 排管相比,换热效率提高 14.1%。

4) 对于空调机组,在供回水大温差的工况下运行,会出现空调系统由于空调机组冷水温升过小而冷量不够,空调机组的除湿能力下降,导致室内相对湿度增加、舒适度降低等问题。为了使空气处理机组获得与标准温差相同的制冷量,可以通过增加表冷器排数和表冷器传热面积,改变表冷器管程数以及改变表冷器的肋片材质等措施解决。为了不至于增大换热器的水阻力或增大空调机组的安装面积,一般采用增大换热器排数的方法。对于标准温差,一般 6 排盘管即可满足要求,由上述数据可以看出,大温差(6 °C/14 °C)时,空调机组采用增大排数(最多增至 8 排)的方案即可满足要求。

值得注意的是,增加表冷器的排数和降低迎面风速都能增加表冷器的接触系数,但是排数的增加会增加空气阻力,甚至因为冷水和空气之间温差过

小而减弱传热作用,所以排数不宜过多,一般多用 4~8 排;此外,迎面风速过低会引起冷却器尺寸和初投资的增加,而迎面风速过高除了会降低表冷器的接触系数外,还会增加空气阻力,并且可能由于空气把冷凝水带入送风系统而影响送风参数,比较合适的迎面风速为 2~3 m/s。为此,结合实际情况,还可以通过减小盘管管径或增加水管路行程,以满足大温差运行工况。

4 结语

空调冷水大温差系统的节能性分析是一个比较复杂的问题,系统中的主机、水泵以及末端设备的运行参数相互关联、相互影响。根据上文的研究分析综合得出,在宾馆类项目设计或改造中需要考虑多方面影响因素,因地制宜,采取有效的解决措施,并分析各种措施的利弊,以实现整个系统的节能最大化。

参考文献:

- [1] 于丹,陆亚俊,曹勇.冷冻水大温差对风机盘管性能影响的研究[J].制冷空调,2004,25(3):16~17
- [2] 章熙民,任泽需.传热学[M].4 版.北京:中国建筑工业出版社,2005:105
- [3] 许新明,陈治春,刘莹,等.空调系统冷水大温差运行特性分析[J].制冷,2001,20(1)
- [4] 寿炜炜.空调用冷水温差的择优探讨[J].制冷技术,2002(2):5~9
- [5] 张小卫,陈育平,张佳佳.大温差空调冷冻水系统的节能分析[J].山西能源与节能,2009(6):77~79
- [6] 李斌,陈剑.常规空调大温差水系统的适用性分析[J].暖通空调,2009,39(3):78~82
- [7] 连之伟.热质交换原理与设备[M].2 版.北京:中国建筑工业出版社,2006,198
- [8] 于志敏.国产风机盘管机组现状与性能研究分析[J].机械工程师,2001(3):43~44