

基于温湿度独立控制的 水蓄冷空调系统

香港理工大学 颜承初[☆]

北京市建筑设计研究院 刘燕华

清华大学 石文星

摘要 阐述了基于温湿度独立控制的水蓄冷空调系统(CWS-ITHC)的工作原理、特点和设计方法。案例分析结果表明,该系统除具备温湿度独立控制系统的优点外,还具有减小设备容量、节省系统初投资,蓄冷密度(温差)大、大幅度减小蓄冷槽体积,利用夜间低价电力蓄冷、大幅减少运行费用等特点。

关键词 温湿度独立控制 水蓄冷 独立新风系统 设计方法

Chilled water storage air conditioning system with independent temperature-humidity control

By Yan Chengchu[★], Liu Yanhua and Shi Wenxing

Abstract Explains the working principle and characteristics of the chilled water storage air conditioning system with independent temperature-humidity control(CWS-ITHC) and its design method. A case study shows that besides the basic advantages of the independent temperature-humidity control system, the system is featured reduced necessary chiller capacity to economize the initial investment, significantly decreased reservoir volume for its high cold storage density, and significantly lowered operational expenses by producing and storing the cold thermal energy with discounted power price during nighttime.

Keywords independent temperature-humidity control, chilled water storage, dedicated outdoor air system, design method

★ The Hong Kong Polytechnic University, Hong Kong Special Administrative Region, China

①

0 引言

将空调蓄冷技术和电力系统的分时电价政策相结合,宏观上可以转移电力高峰期的用电量以平衡电网峰谷差,减少新建电厂投资,减少环境污染,有利于生态平衡;微观上可以减小空调设备容量,节省运行费用。目前,空调的蓄冷方式按蓄冷介质划分有水蓄冷、冰蓄冷、共晶盐蓄冷和气体水合物蓄冷等 4 种,其中水蓄冷和冰蓄冷是目前最常用的两种蓄冷方式。

与冰蓄冷相比,水蓄冷系统具有结构简单,运行、管理方便,投资少、回收期短等优点,但由于水蓄冷为显热蓄冷且蓄冷温差有限,其蓄冷槽容积往往比冰蓄冷蓄冷槽容积大 4~6 倍,过于庞大的蓄

冷槽占地空间建筑物往往难以提供,这就是目前采用水蓄冷系统的工程的数量远少于采用冰蓄冷系统的工程的数量最主要原因。所以要推广水蓄冷的应用就必须解决其蓄冷槽容积过大这个难题。减小系统的蓄冷总量或者增大蓄冷温差以提高单位容积的有效蓄冷量是减小水蓄冷系统蓄冷容积的有效方法。

①☆ 颜承初,男,1983 年 9 月生,在读博士研究生
香港九龙香港理工大学屋宇设备工程学系
(00852) 34003607
E-mail: ycc05ster@gmail.com

收稿日期:2009-09-01

一次修回:2009-11-20

二次修回:2010-04-29

水蓄冷温差主要由制冷机所能提供的出水温度和空调末端的回水温度共同决定,故增大蓄冷温差可以通过降低制冷机出水温度或升高末端回水温度来实现。前者由于冰点的限制和对制冷机能耗有影响已无降低的余地,后者出于常规空调对热湿联合控制中除湿要求的满足,末端系统往往设计成进水温度 7°C 、回水温度 12°C 。所以要提高空调供回水温度,可以将空调降温 and 除湿分开处理,也就是采用温湿度独立控制的思路^[1];采用两套独立的空调控制系统分别控制、调节室内的温度与湿度;除湿任务由处理潜热的新风系统承担,而控制温度的显热系统的冷水供回水温度就可以提高到 $18^{\circ}\text{C}/21^{\circ}\text{C}$ 。如果仅针对这部分显热冷量进行蓄冷,不仅夜间蓄冷总量可以大大减少,而且系统的水蓄冷温差也将大幅增加,即蓄冷密度将大幅增加。随着蓄冷总量的减少和蓄冷密度的增加,水蓄冷系统的蓄冷容积将不再庞大得难以满足,从而为水蓄冷的广泛应用提供了空间上的可行性。

1 系统原理

在上述思路的指导下,笔者提出了基于温湿度独立控制的夜间水蓄冷空调系统(a chilled water storage air conditioning system with independent temperature-humidity control, CWS-ITHC)。如图 1 所示,该系统的冷源由常规冷水机组和水蓄冷槽组成;末端由处理潜热的独立新风系统与处理显热的房间末端系统组成,两末端系统独立调节,分别控制室内的湿度与温度。在夜间电力低谷时期,制冷机全负荷运行,将冷量以 $6\sim 8^{\circ}\text{C}$ 的冷水蓄存在水槽中;在白天空调时段内,显热控制系统通过板式换热器将蓄冷槽中的冷量以高温冷水的形式取出供给显热末端,同时,制冷机供回水切换至新

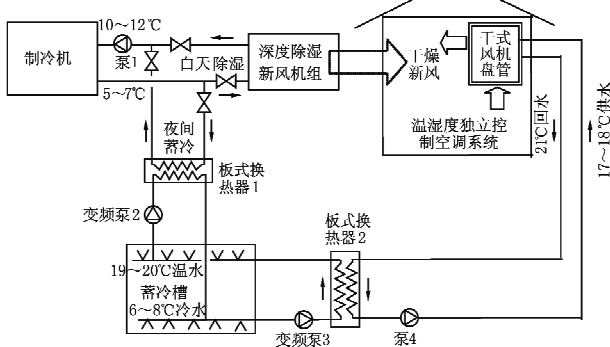


图 1 基于温湿度独立控制的夜间水蓄冷系统 (CWS-ITHC) 夏季运行原理

风除湿系统,对新风进行深度冷却除湿。如果建筑在夜间也有空调需求,制冷机则可同时进行除湿和蓄冷操作,此时,蓄冷槽的蓄冷和供冷管路将形成短路,使冷量快速地输运到温度控制系统。

在温湿度独立控制系统中,新风除湿系统承担新风负荷及所有的室内潜热负荷,根据需要也可承担部分显热负荷。新风机组除了可采用常用的冷凝除湿方法外,还可以采用固体吸附除湿、溶液吸收除湿、膜除湿、加压冷却除湿等方法。为了共用制冷机以节省初投资,CWS-ITHC 采用传统的表冷除湿新风机组,冷水进出水温度设为 $5\sim 7^{\circ}\text{C}/10\sim 12^{\circ}\text{C}$ 。如图 2 所示,新风从室外状态点 W (或热回收后的 $W1$) 处理到对应较低含湿量的机器露点 L ,其单位风量需处理的比焓差比普通的新风机组大得多,故需根据室内的潜热负荷及新风量重新计算机组表冷器的排数,以达到深度除湿的要求。

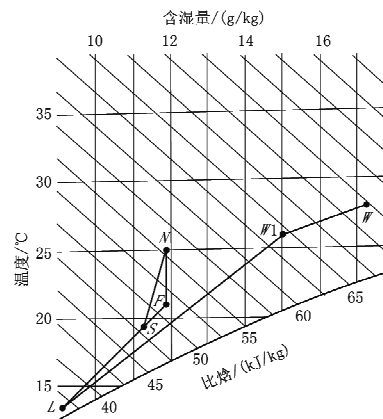


图 2 CWS-ITHC 的空气处理过程

室内显热通过温度控制系统排除,由于系统此时只需要处理显热负荷,故可采用较高温度的冷源(如 $18^{\circ}\text{C}/21^{\circ}\text{C}$ 的冷水)通过辐射、对流等多种方式予以实现。考虑到目前国内显热末端的开发状况,选择干式风机盘管或运行在干工况下的普通风机盘管作为房间末端,对室内空气进行从 N 点到 F 点的等湿降温处理。

CWS-ITHC 与常规水蓄冷系统构造相同,由常规冷水机组和蓄冷水槽组成。最大的特点在于其蓄冷温差较大,考虑板式换热器温损后的有效蓄存温差仍可高达 12°C 左右。而且该系统仅对建筑的显热负荷进行蓄冷,其蓄冷槽容积与常规水蓄冷系统相比可大幅减小。

水蓄冷的主要技术问题就是保持蓄水槽中热

回水与冷水处于分离状态,避免进、出水直接混合,其解决方案是合理设计水蓄冷槽的结构形式,如采用多蓄水罐方法、迷宫法、隔膜法、自然分层方式等^[2]予以实现。其中自然分层水蓄冷技术应用得最为普遍,在 CWS-ITHC 中,冷热水温差较大,从而导致密度差大,易于形成自然分层的密度流,非常适合采用自然分层技术。蓄冷槽、布水器的设计以及蓄冷、释冷等流程的设置,在很多水蓄冷文献^[3-4]中有较详细的介绍,本文不再展开讨论。

2 CWS-ITHC 特点分析

CWS-ITHC 是建立在温湿度独立控制基础之上的,因此,它具有温湿度独立控制空调系统的基本优点,例如,适应不同的室内热湿比变化;能避免湿工况下盘管表面积存湿垢、产生霉菌等问题,从而改善空调房间的空气品质;系统不需要设置冷凝水系统,可减少工程的设备和安装造价、防止凝结水滴漏对建筑及装饰品造成破坏。此外,还具有以下几个突出的优点。

1) 一机两用,大幅降低制冷机容量

舒适性空调中新风和潜热负荷的比例一般占全热负荷的 30%~40%。在独立新风加干式风机盘管的系统中,新风机组除承担所有潜热负荷外,还承担部分的室内显热负荷,根据新风量大小和送风温差可计算得到这部分冷量,一般占全热负荷的 10%~20%左右。故新风机组处理的冷量约为总冷量的 50%±10%,即系统白天需要处理的冷量和夜间需要蓄存的冷量大致相等,而且两者所要求的制冷机进、出水温度相同,所以完全可以选择同一套制冷设备分别完成白天和夜间的制冷任务。与采用新风机组加风机盘管的常规空调系统相比,制冷机容量可降低 40%左右,与采取其他组合方式的温湿度独立控制系统相比,可减少一套除湿或制取高温冷水的装置,故设备初投资亦可大幅减少。

2) 夜间蓄冷,大幅降低运行费用

在可采用夜间蓄冷技术的地区,其峰谷电价的比例一般高达 3:1~5:1,故制取相同冷量时,制冷机夜间运行的费用是白天运行费用的 1/5~1/3。考虑在 CWS-ITHC 中,夜间蓄冷量仅承担显热负荷,提供约一半的全热冷量,故制冷机能比常规空调节省 30%~40%的运行费用。

3) 蓄冷容积小,可用消防水池蓄冷

如前所述,由于显热末端所要求的供回水温度

的提高,蓄冷槽单位体积的蓄冷量可大幅增加。而且,由于蓄存的仅是占全热冷量 50%左右的显热量,所以 CWS-ITHC 所需的蓄冷槽容积将大为减小。经估算,对于普通办公建筑,每 m³ 蓄冷槽可满足至少 30 m² 空调面积的蓄冷需求。当水蓄冷槽的容积要求降低到这个程度时,其容积基本和建筑的消防水池容积相当或稍大,可以考虑利用消防水池作为该系统的蓄冷水池。利用建筑消防水池进行水蓄冷可节省占地空间和初投资,同时,能使消防水池中的水保持流动和低温状态,亦可有效防止水池内腐化和藻类滋生等现象的发生。

4) 夜间全负荷运行,制冷 COP 高

制冷机夜间蓄冷时,室外温度比白天低,冷却塔可以产生更低温度的冷却水,所以制冷机的制冷量和 COP 能相应地提高 6%左右。这部分增加的冷量完全可以弥补系统由于冷量蓄存过程中漏冷和换热导致的冷量损失,使蓄冷空调不仅能节省运行费用,还能真正地降低总耗电量。且蓄冷系统夜间满负荷运转,较部分负荷运行时的工况更稳定、制冷效率更高。

3 系统设计方法

CWS-ITHC 是温湿度独立控制技术和水蓄冷技术有机结合的产物,故其设计方法应是这两种技术的综合。

3.1 设计日逐时负荷计算

采用蓄冷技术的空调系统,需要根据空调设计日逐时气象参数,进行设计日的逐时空调负荷计算,并绘制全日负荷曲线。在温湿度独立控制系统中,新风机组承担新风负荷、室内潜热负荷和部分室内显热负荷,干式风机盘管承担剩余的室内显热负荷。所以,为确定两套系统各自承担的负荷,应分别逐时计算建筑的新风负荷、室内显热负荷和室内湿负荷。

3.2 新风机组的选择

在温湿度独立控制系统中,全部的建筑湿负荷都由新风系统承担,新风机组单位风量所承担的热湿负荷相对较大,因此,需增加新风机组表冷器的排数或相应地降低制冷机供水温度,其具体数值需根据送风参数进行详细计算。为了减轻新风机组的处理负担、节约新风处理能耗,宜对室外新风与室内排风进行全热热回收后再送入新风机组处理。

3.3 房间末端的设计

因新风系统要承担所有的室内潜热负荷,故经

新风机组处理后的空气的含湿量和温度都较低,为了防止在送风口处形成水雾或凝水,送风末端需采用高诱导比的低温风口。

目前,专用于温湿度独立控制系统的干式风机盘管类产品在国内还不多见,通常是将普通的风机盘管运行在干工况下来处理室内显热。盘管厂家一般仅提供标准制冷、制热工况下的换热量,而干工况与供冷标准工况(湿工况)的供冷量相差很大,所以,只有根据厂家样本上的已有数据计算得到风机盘管运行在干工况下的制冷量,才能为风机盘管的正确选型提供依据。因为冬季供热时风机盘管的换热与夏季干工况时相似,两者均为干工况运行时的简单温差传热过程;风机盘管传热面积不会变化,当这两种工况下的风量、水量相等,即风侧、水侧传热系数和盘管传热系数 K 基本相等时,风机盘管夏季干工况下的供冷量和冬季标准供热量与这两种工况下风侧和水侧的逆流对数平均温差成正比:

$$q_{C-dry} = q_H \frac{\Delta t_{C-dry}}{\Delta t_H} \quad (1)$$

式中 q_{C-dry} 为单台风机盘管夏季干工况下的制冷量; q_H 为冬季标准供热量; Δt_{C-dry} , Δt_H 分别为两种工况下风机盘管风侧和水侧的逆流对数平均温差。

根据每个房间风机盘管需承担的总显热负荷及单台风机盘管的制冷量即可得到干式风机盘管的个数,在计算房间总显热负荷时,注意要从室内

显热负荷中扣除新风承担的那部分显热量。虽然干工况风机盘管比传统的湿工况风机盘管处理的室内负荷要小约 40%,但干工况下的制冷量衰减更为严重(约为湿工况下的 35%^[5]),故干工况风机盘管的个数反而会比湿工况方式多出约 70%。

3.4 制冷机选型

当新风机组的风量和送风参数确定后,新风机组和干工况风机盘管在设计日各自承担的逐时冷负荷分别为

$$Q_{AHU} = G_F \rho_a (h_w - h_N) + W_r r + G_F \rho_a c_p (t_N - t_L) \quad (2)$$

$$Q_{FCU} = Q_X - G_F \rho_a c_p (t_N - t_L) \quad (3)$$

式中 Q_{AHU} 和 Q_{FCU} 分别为各个房间内由新风机组和干工况风机盘管所承担的冷负荷; G_F 为房间新风量; ρ_a 和 c_p 分别为空气的密度和比定压热容; h_N 和 h_w (或 h_{w1}) 分别为室内外 (或热回收后的室外) 空气比焓; W_r 为室内湿负荷; r 为水的汽化潜热,取 2 500 kJ/kg; t_N 为室内设计温度; t_L 为新风送风温度; Q_X 为包括围护结构负荷、人员负荷、设备负荷在内的室内显热负荷。

新风机组所需冷量由制冷机白天提供,干工况风机盘管所需冷量由制冷机夜间低价制取后经蓄冷水池蓄存后按需供给,所以制冷机的制冷容量必须同时满足所有空调房间白天和夜间的制冷 (或蓄冷) 需求,即冷水机组容量 q_C 为

$$q_C = \max \left\{ \sum_{i=\tau_1}^{\tau_2} \sum_{j=1}^n Q_{AHU}(i, j), \frac{k \sum_{i=\tau_1}^{\tau_2} \sum_{j=1}^n Q_{FCU}(i, j)}{\tau_n} \right\} \quad (4)$$

式中 n 为空调房间数; i 为白天空调系统各运行时刻的编号 (τ_1, τ_2 分别为起止时刻); j 为建筑中各空调房间编号; k 为冷损失附加率,一般取 1.01~1.03; τ_n 为制冷机夜间蓄冷时间 (一般为 8 h)。

3.5 蓄冷槽容积计算

水蓄冷槽容积应满足夜间的蓄冷需求,其计算式为

$$V = \frac{3\,600k \sum_{i=\tau_1}^{\tau_2} \sum_{j=1}^n Q_{FCU}(i, j)}{\Delta t \rho_w c_w \cdot FOM \cdot \alpha_v} \quad (5)$$

式中 V 为水蓄冷槽的容积; Δt 为释冷回水温度与蓄冷进水温度之差; ρ_w, c_w 分别为水的密度及比热容; FOM 为蓄冷槽的完善度,考虑混合和斜温层等因素的影响,一般取 85%~90%; α_v 为蓄冷槽的

体积利用率,一般取 95%。

当采用消防水池作为系统的蓄冷槽时,蓄冷槽的容积还必须满足建筑消防储水的要求,故水池容积取蓄冷和消防所需容积的最大值即可。

4 案例分析

以北京某办公楼空调系统的设计为例,比较 CWS-ITHC 和传统的风机盘管加新风系统在设备选型与运行能耗等方面的区别。北京地区的办公建筑冬季需供暖,而 CWS-ITHC 的冬季供暖运行方式和传统风机盘管加新风的方式相似,都是通过分、集水器与冷热源系统的连接进行冬夏切换,但 CWS-ITHC 需考虑因夏季设备选型不同对冬季供暖能力的影响。因本文重点讨论独立除湿系统和水蓄冷系统相结合所带来的优点,故对于与传统方

式无特别不同的冬季供暖暂不作讨论。

4.1 基本资料

该建筑共 10 层,标准层面积为 2 000 m²,全楼总空调面积为 20 000 m²。夏季室内设计温度 $t_N=25\text{ }^{\circ}\text{C}$,相对湿度为 60%, $d_N=11.9\text{ g/kg}$;人员密度为 0.125 人/m²,按每人 30 m³/h 的标准计算得到的全楼新风量为:30 m³/(人·h)×0.125 人/m²×20 000 m²=75 000 m³/h。根据 DBJ 01-621-2005《公共建筑节能设计标准》的规定,对于风机盘管加新风空调系统,当全楼设计最小新风量大于 20 000 m³/h 时,应设置集中排风热回收系统。故在该建筑中设置了集中排风系统,并对占新风总量 75%的排风进行全热回收,其全热回收效率为 45%。

4.2 送风参数计算

首先对建筑的室内显热、潜热和新风冷负荷^[6]进行逐时计算。然后根据室内余湿量(人员散湿)和新风量,可计算得到 CWS-ITHC 中新风的送风含湿量:

$$d_L = d_N - \frac{W_r}{G_F \rho_a}$$

$$= 11.87\text{ g/kg} - \frac{245\text{ kg/h} \times 1\,000\text{ g/kg}}{75\,000\text{ m}^3/\text{h} \times 1.2\text{ kg/m}^3}$$

$$= 9.15\text{ g/kg}。$$

假设新风机组机器露点的相对湿度为 95%,则相应的送风温度 $t_F=14.4\text{ }^{\circ}\text{C}$ (已考虑 1 $^{\circ}\text{C}$ 的管道温升)。根据送风温差和送风量,可求得新风系统除承担所有的新风负荷及室内湿负荷外,还能承担约 266 kW 的室内显热负荷。

4.3 末端设备选型

对于传统的风机盘管加新风系统,新风通常处理到与室内空气等比焓状态,即新风机组承担新风负荷,风机盘管承担室内全热(显热和潜热)负荷,而在 CWS-ITHC 中,新风机组和干工况风机盘管负荷分别按照式(2),(3)计算。表 1 列出了该办公建筑的逐时负荷及不同系统下各设备的负荷分配情况。从表中可以看出:

表 1 建筑逐时负荷及其分配情况

	时刻										制冷量/(kW·h)
	08:00	09:00	10:00	11:00	12:00	13:00	14:00	15:00	16:00	17:00	
室内显热负荷/kW	879	930	948	932	932	963	966	940	928	926	
室内潜热负荷/kW	173	173	173	173	173	173	173	173	173	173	
热回收后的新风负荷/kW	381	385	381	370	351	328	301	273	246	221	
传统系统负荷/kW											
湿风机盘管	1 052	1 103	1 121	1 105	1 105	1 136	1 139	1 113	1 101	1 099	11 074
新风机	381	385	381	370	351	328	301	273	246	221	3 237
制冷机	1 433	1 488	1 502	1 474	1 456	1 463	1 440	1 385	1 347	1 320	14 308
CWS-ITHC 负荷/kW											
干风机盘管	613	664	682	665	666	696	700	673	662	660	6 681
新风机	820	824	820	809	790	767	740	712	685	660	7 627

注:传统系统制冷机容量为 1 502 kW,CWS-ITHC 制冷机容量为 835 kW;新风机组承担的室内显热负荷为 266 kW。

1) 风机盘管和新风机组的负荷分配发生了重大变化。从全天负荷来看,在传统风机盘管加新风系统中,风机盘管和新风机组各承担总冷负荷的 77.4%和 22.6%;而在 CWS-ITHC 中,两者所承担的总冷负荷比例相差不大,分别为 46.7%和 53.3%。

2) CWS-ITHC 中末端设备的数量和投资较传统系统增加较多。对于风机盘管,虽然处理的最大负荷从湿工况的 1 139 kW 变为干工况的 700 kW,但由于同一型号和风量的风机盘管,后者的供冷量仅为前者的 35%左右,所以干工况下的风机盘管数量要增加 75%。对于新风机组,虽然最大供冷量从采用传统新风加风机盘管方式的 385 kW 增加为 CWS-ITHC 方式下的 824 kW,但并不意味着新风机组数量也将按比例增加。因为机组的选择主要是根据所处理的新风量选取,再由供冷量校核选型是否能满足要求。所以对于该办公楼,每

层选择 1 台 7 500 m³/h 的新风机组即可,只是表冷器的排数应该从传统方式的 4 排增加到 6 排,机组价格将相应地增加约 20%。

4.4 制冷机选型

对于传统系统,制冷机容量(暂不考虑余量)等于建筑逐时最大全热冷负荷即 1 502 kW;对于采用温湿度独立控制的蓄冷系统,制冷机容量不仅要满足白天供给新风机组冷量的要求(即最大值 824 kW),而且要满足夜间满负荷运行 8 h 能制取 6 681 kWh 冷量的要求(容量约为 835 kW)。所以根据式(4)取两者中大值,CWS-ITHC 需要的制冷机容量应为 835 kW,约为常规系统容量的 55.6%,故制冷机的初投资可相应降低。

4.5 蓄冷槽容积计算

本工程夜间需蓄存的冷量为 6 681 kWh,根据式(5)可计算得到蓄冷槽的实际体积:

$$V = \frac{3\,600k \sum_{i=1}^{r_2} \sum_{j=1}^n Q_{FCU}(i,j)}{\Delta t \rho_w C_w \cdot FOM \cdot \alpha_V} = \frac{3\,600 \text{ kJ}/(\text{kWh}) \times 6\,681 \text{ kWh}}{12\text{ }^\circ\text{C} \times 1\,000 \text{ kg}/\text{m}^3 \times 4.18 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}) \times 0.9 \times 0.95} = 560 \text{ m}^3$$

一个空调面积为 20 000 m² 的办公建筑,仅需要约 560 m³ 的水蓄冷槽容积,相当于在温湿度独立控制的水蓄冷系统中,每 m³ 水槽可承担 36 m² 空调面积的蓄冷任务,蓄冷密度非常大。

该办公建筑属于二类高层建筑,按照消防要求需配置至少 360 m³ 的消防水池,如果考虑将该消防水池兼作水蓄冷槽,则仅需要增加 200 m³ 的蓄冷空间。而且在如图 1 所示的蓄冷系统中,蓄冷槽中的水通过板式换热器与制冷机和末端系统隔开,可保证水槽中水质不被污染、水不作他用,完全满足消防水池与其他功能共用的条件。

4.6 经济性分析

目前,几乎所有的暖通空调新技术或新系统,如温湿度独立控制系统、蓄冷空调系统,其初投资都会较常规系统有所增加,需要靠运行过程中节省费用来回收所增加的投资。但是,将这两种新技术优势互补地有机结合在一起后,新系统初投资反而有可能比常规系统更省。表 2 比较了 CWS-ITHC 和常规的风机盘管加新风系统各主要设备的费用,从表中可以看出,虽然采用温湿度独立控制后新风机组和风机盘管的费用有所增加,而采用水蓄冷要增加板式换热器和蓄冷空间的费用,但由于制冷机容量大幅降低带来的费用节省更为可观,CWS-ITHC 的总投资反而比常规系统节省 12%。

表 2 系统主要设备初投资比较

	传统风机盘管+新风系统		CWS-ITHC 系统		备注
	设备容量	投资/万元	设备容量	投资/万元	
制冷机组	1 502 kW	150.2	835 kW	83.5	按 1 000 元/kW 计算制冷机费用(含冷却塔、水泵等)
新风机组	7 500 m ³ /台, 10 台	22.5	7 500 m ³ /台, 10 台	27.0	6 排表冷器的 AHU 较 4 排表冷器的 AHU 贵 20%
风机盘管	总冷量 1 103 kW	28.5	总冷量 700 kW	49.8	总价和风机盘管数量成正比,贵 75%
附加板式换热器	无		835 kW + 700 kW	10.5	新系统要多增加蓄冷和释冷板式换热器
另增水池	无		200 m ³	6.0	已考虑兼作消防水池,需增大水池
总计		201.2		176.8	新系统初投资约节省 12%

表 3 给出了两类系统的主机运行费比较结果,虽然北京的峰谷电价比不足 3:1, CWS-ITHC 仍能较常规风机盘管+新风系统节省 25% 的运行费,如果应用在峰谷电价差更大的地区,运行费

用的节省将更为可观。

表 3 设计日运行费用比较

	电费时段	设计日制冷量/(kWh)	制冷 COP	设计日耗电量/(kWh)	电价/(元/(kWh))	制冷机费用/元
传统系统	峰段	7 335	5.06	1 448	1.152	1 668
	平段	6 973	5.06	1 377	0.763	1 050
	谷段		5.06		0.397	
	合计	14 308		2 825		2 717
CWS-ITHC	峰段	3 926	4.91	799	1.152	920
	平段	3 701	4.91	753	0.763	574
	谷段	6 681	4.86	1 374	0.397	545
	合计	14 308		2 926		2 039

注:1) 传统系统 COP 按样本选取;蓄冷系统按出水温度为 5℃,且夜间冷却水温度降低 2℃,根据样本修正其 COP。2) 北京市电网峰谷分时销售电价:峰段(10:00—15:00,18:00—21:00),1.152 元/(kWh);平段(07:00—10:00,15:00—18:00,21:00—23:00),0.763 元/(kWh);谷段(23:00—07:00),0.397 元/(kWh)。

5 结论

根据温湿度独立控制的思路,对风机盘管加新风常规空调方式作了改进,提出了将夜间水蓄冷系统用于处理房间显热负荷,形成基于温湿度独立控制的夜间水蓄冷空调系统,即 CWS-ITHC。该系统具有蓄冷密度高、蓄冷槽容积小、室内环境质量好、系统初投资少、运行费用省等优点。以北京某办公楼空调系统的设计过程为例,阐述了 CWS-ITHC 的设计方法,并比较了它与常规空调系统在负荷分配和设备选型上的差别。计算结果表明,CWS-ITHC 能够降低 44.4% 的制冷机装机容量,减少 12% 的系统总投资,至少节省 25% 的制冷机运行费用,具有良好的社会和经济效益。因此,该系统是一种值得关注的新型空调方式,希望大家能够尝试应用,更盼望与业内同行共同讨论,以改进其设计、推广其应用。

参考文献:

- [1] 刘晓华,江亿,陈晓阳,等. 温湿度独立控制空调系统[M]. 北京:中国建筑工业出版社,2005
- [2] 管屏. 空调蓄冷方式的比较[J]. 上海节能,2004(6): 16-19
- [3] 马立,何波. 大型商场消防水池蓄冷研究[J]. 暖通空调,2006,36(12): 84-86
- [4] 宋浩,施逵,吴喜平. 水蓄冷系统中蓄冷槽设计需要注意的几个问题[J]. 上海节能,2004(2): 25-29
- [5] 郁惟昌,卜庭栋,唐学波. 影响盘管干工况运行的各种因素[J]. 暖通空调,2007,37(10): 76-79,106
- [6] 刘朝贤. 夏季新风“逐时”冷负荷计算方法的探讨[J]. 暖通空调,1999,29(6): 65-67