

一种基于低品位能量总线的集中空调系统

清华大学 李先庭[☆] 郜义军 韩宗伟 石文星 王宝龙

摘要 基于目前公共建筑中传统集中空调存在的问题,提出了一种总线式空调系统。该系统由水环路和分散布置的水冷式热管复合空调机组、大焓差新风机组构成,根据内外区情况和室外气象条件可分别运行热管工况和空调工况,实现自然冷源、高温热源以及建筑自身余热的合理利用。以某一办公建筑为例,对该系统的全年运行能耗进行了模拟计算,并将模拟结果与风机盘管加新风系统和全空气系统进行对比。结果表明,该系统在经济性、节能性及室内热湿环境控制方面均具有明显优势,是一种有发展潜力的新型集中空调系统。

关键词 集中空调系统 热管 新风机组 水环路 建筑节能

New central air conditioning system based on low-grade energy-bus

By Li Xianting[★], Gao Yijun, Han Zongwei, Shi Wenxing and Wang Baolong

Abstract On account of the problems existed in the traditional central air conditioning systems of public buildings, puts forward a new central air conditioning system based on energy-bus. The system consists of distributed water-cooled air conditioning units combined with heat pipes, fresh air handing units with large enthalpy difference and a water loop. The new system can operate in either heat pipe mode or air conditioning mode according to peripheral and inner zones and climatic conditions so that it can make full use of natural cold source, high temperature heat source and excess heat in buildings rationally. The simulated annual energy consumption of the new system in an office building is compared with that of primary air fan-coil system and that of all-air CAV system. The result shows that the new system performs better in initial cost, energy saving and indoor thermal and humid environment control and may have great potential for further development and application.

Keywords central air conditioning system, heat pipe, fresh air handing unit, water loop, building energy saving

★ Tsinghua University, Beijing, China

①

0 引言

我国已进入城市化高速发展阶段,城市化率以每年 1% 的速度增长。城市化浪潮带来惊人的新建建筑量。住房和城乡建设部副部长仇保兴指出,目前我国平均每年要建 20 亿 m^2 左右的建筑,相当于全世界新建建筑的 40%,而这一过程预计还要持续 25~30 年^[1]。2006 我国建筑能耗已经占到当年社会总能耗的 23.1%^[2],按照目前的建筑能耗水平和建筑发展速度,到 2030 年,我国建筑能耗大约将是现在社会总能耗的 50%。届时除非有替代能源,否则这么大能源需求显然无法得到满足。因此,建筑节能是我国可持续发展中的一个重

要的长期战略问题。

公共建筑(本文指非住宅类民用建筑)是城市的重要组成部分,我国公共建筑总量已达 78 亿 m^2 ,占城镇建筑总量的 38%,公共建筑除供暖外能耗折合用电量为 70~300 $\text{kWh}/(\text{m}^2 \cdot \text{a})$ ^[3],大约是居住建筑的 5~10 倍,而其中大型公共建筑(建筑面积超过 2 万 m^2 且采用集中空调的公共建筑)

①[☆] 李先庭,男,1967 年 10 月生,博士,教授,博士生导师
100084 清华大学建筑技术科学系
(010) 62785860
E-mail: xtingli@tsinghua.edu.cn
收稿日期:2010-12-17

能耗更是惊人,如北京市占总建筑面积不足 5% 的大型公共建筑全年总电耗高达 33 亿 kWh,其电耗占到了全市民用建筑总用电量的 25%,与全市居民生活用电的一半相当^[4]。而随着城市建筑业的飞速发展,高能耗的大型公共建筑在公共建筑中的比例迅速增加。公共建筑的能耗主要包括空调、照明、热水、电梯、办公设备等,其中空调能耗所占比例最大,在大型公共建筑中集中空调能耗往往占总能耗的 40%~60%^[5]。虽然我们为使用集中空调付出了巨大的能耗代价,但是许多情况下室内环境保障效果却并不尽如人意。建筑冷热不均、过渡季及冬季内区过热、空调回风交叉污染等现象十分普遍^[6],严重影响了人们的工作效率和身体健康,饱受诟病。

随着经济的发展和人们生活水平的提高,人们对舒适和健康的要求会更高。能否实现以较少的能源消耗满足较高舒适性要求,是摆在我们面前的一道难题。因此,研究一种节能高效、调节灵活、运行可靠的新型空调系统解决方案具有重要意义。本文在分析现有集中空调系统存在问题的基础上,提出一种基于低品位能量总线的空调系统。该系统考虑了可再生能源、高品位能源与建筑暖通空调所需的能量品位特点,同时兼顾了公共建筑的使用特点及全年负荷特性,从能量供应、输配以及运行控制角度实现节能,以独立新风与分散控制的方式实现各区域独立的环境参数与空气品质保障。本文介绍了该系统的特点及关键设备,并以某办公建筑为对象,与现有主要集中空调系统形式在节能与经济性方面进行了比较。

1 目前集中空调系统存在的主要问题

1.1 集中制备冷水和热水存在的问题

传统集中空调都采用集中冷热源,冷源一般为制冷机组,热源一般为锅炉或市政热水。据调查,集中空调系统中冷热源能耗比例约占总能耗的 50%~70%^[7],其中制冷机能耗最大。

传统集中空调中多采用冷水作为制冷机组与建筑冷负荷之间的热量传递纽带,限制了制冷机蒸发温度的提高。传统系统中室内余热排出过程为:室内空气通过末端(风机盘管或空调箱)将热量传递给冷水,使冷水温度升高,温度升高的冷水在制冷机蒸发器内将热量传递给制冷剂,制冷剂再将热量通过冷却塔或其他散热设备传递给室外空气或

其他热源。该过程有如下关系式:

$$T_{\text{蒸发}} < T_{\text{冷水}} < T_{\text{送风}} \quad (1)$$

式中 T 为热力学温度, K; 下标蒸发、冷水、送风分别表示蒸发温度、冷水温度和送风温度,下同。

目前大部分冷水设计供水温度为 7 °C,考虑蒸发器侧的换热温差,蒸发温度约为 2 °C,假设制冷机冷凝温度为 40 °C,则制冷机的理想效率 $\eta^{[8]}$ 为

$$\eta = \frac{T_{\text{蒸发}}}{T_{\text{冷凝}} - T_{\text{蒸发}}} \quad (2)$$

代入已知数据得 $\eta=7.2$ 。

而事实上,室内热量的传递并不一定需要冷水这个转换环节。对于机械制冷,理论上只要满足如下关系式就可以实现室内余热的排出:

$$T_{\text{蒸发}} < T_{\text{送风}} \quad (3)$$

若取消冷水环节,利用蒸发器直接处理空气,蒸发温度就可以显著提高。假设蒸发温度与冷水温度相同($t_{\text{蒸发}}=7$ °C),那么制冷机的理想效率 η' 为

$$\eta' = \frac{T'_{\text{蒸发}}}{T_{\text{冷凝}} - T'_{\text{蒸发}}} \quad (4)$$

代入已知数据得 $\eta'=8.5$ 。

通过式(2)和(4)可以看出,仅仅由于在空调系统中增加了冷水转换环节,导致制冷机的理想效率至少降低了 15%。

另一方面,空调系统中冷水、热水集中制备将不可避免导致能量的高质低用。在一个既有系统中,末端风机盘管和空调箱的热湿处理能力主要取决于冷水或热水的温度,制冷机和锅炉的出水温度必须保证最不利用户的使用效果。假设室内设计干球温度为 27 °C,相对湿度 50%,对应露点温度为 15.7 °C,如果房间有除湿需求,考虑 6 °C 的换热温差,以及 0.5 °C 的冷水输配温升,那么制冷机侧最高供水温度为 9 °C。也就是说,在系统中,只要有一个末端有较大除湿需求,冷水温度就不能超过 9 °C。而没有除湿需求的房间,冷水温度可以高于此温度,即便系统中考虑新风除湿,冷水温度也可以提高到 12 °C(新风干球温度 30 °C,相对湿度 50%)。同理,供热时系统需按照热负荷最大房间需求来确定锅炉出水温度。因此集中制备冷水和热水的方式用于热湿负荷特性差异较大的场所时,必然导致制冷机或锅炉长时间运行在效率较低的工况下,许多末端用户使用了温度不必要低(夏季)或高(冬季)的水,高质低用现象严重,甚至有的末

端还需再热,进一步浪费了能源。

实际工程中空调系统 70%~80%的时间是在部分负荷下运行^[9]。制冷机的负载率大部分时间低于 70%~80%,尤其是在过渡季和冬季,负载率更低。通常制冷机负载率越低,效率也越低,因此导致制冷机全年运行效率低,能耗大。

除此之外,由于低温冷水、高温热水品位相对较高,与环境温差大,因此散热损失大,要求采取较好的保温措施,从而导致投资增加^[10]。

1.2 空调箱与回风系统存在的问题

在全空气系统中,空调箱内风机的能耗十分惊人,约占系统总能耗的 30%~50%^[11]。此外夏季风机的电耗大部分转换为热量,又消耗了相应冷量。

目前的空调箱普遍采用带回风的系统形式,一次回风是最常见的空气热湿处理形式,其特点是回风与新风混合后集中处理,新风比根据室外温度调节实现节能。然而该方式虽然过渡季可全新风运行实现节能,但由于过渡季时间较短,因此实际上空调箱全新风或大新风比运行时间很短,全年大部分时间主要是回风在风道中输运,系统全年为输配回风而增加的能耗远远大于全新风运行节省的能量。另一方面,各房间回风混合集中处理,易导致建筑内回风交叉污染和混合损失,对使用者健康和节能都不利。此外,大量回风长距离输送,空调箱风机压头必须满足最不利环路(往往是距空调箱最远的送风末端)要求,也是导致风机能耗大的一个因素。目前,部分地区很多系统甚至在设计之初新风管路即按照最小新风量设计,系统根本不能实现全新风或大新风比运行模式,系统更是全年运行在回风模式下。从保障室内热湿环境角度来看,回风不需要长距离输送,完全可以就近处理,对于大部分建筑对象,完全没有必要长距离输配回风。

空调箱一般带多个房间末端,当房间热湿负荷特性不一致时,理论上各房间需要不同的送风参数。而集中送风的空调箱只能按照要求最高的房间确定送风参数,其他房间主要靠末端调节控制室内温湿度。由于房间末端调节能力有限,因此难免导致某些房间实际过程的热湿比与需要的热湿比有较大偏差,过冷、过热或过度除湿等现象普遍存在,有些末端甚至需要用电加热来抵消多余的冷量^[12]。

此外,带回风的空调箱不可避免地导致所服务房间空气之间的掺混,将一个房间的污染物通过回

风带到另一个房间,增加交叉感染的机会。

1.3 热湿处理与内区过热问题

目前空调系统设计主要采用设计日或设计点负荷来作为系统热湿处理的设计依据,而末端设备热湿处理能力也主要以消除最不利工况下的热湿负荷来确定。但是由于天气、使用条件等的变化,实际上房间热湿特性很少与空调系统设计工况一致,显热负荷、潜热负荷比例可能与设计值完全不同,且随时间变化有较大变化。而末端设备的热湿处理能力只能按照某一特定的热湿处理特性曲线变化^[13],因此系统运行中不可避免带来过度除湿或过冷的问题,在一些要求较高的工程中,只能靠再热、再湿等手段满足温湿度要求,导致能量极大浪费。

此外,空调系统设计主要着眼于建筑夏季供冷工况,而对于过渡季、冬季内区过热的情况很少有详细考虑。由于内区过热影响因素较多,负荷变化较大,因此目前以集中供冷、供热为特征的集中空调系统很难同时满足各个末端的需要,导致内区过热现象比较严重。在一些热舒适要求严格的大型公共建筑中,采用四管制^[14]或冷热风道^[15]的设计方法来解决此问题,不仅初投资大,而且运行能耗高,在倡导节能的今天,上述做法不可取。

1.4 自然冷源和建筑自身热源利用不合理

环境中存在大量可利用的低品位能,如过渡季、冬季的自然冷能,浅层地热能等。利用环境低品位自然冷能直接供冷是解决建筑供冷的理想手段,但自然冷能随时间、地点变化,如过渡季天气温度变化较大,一天之内温差可能达到 10℃,连续几天内气温也可能有较大起伏,湿球温度也有较大变化。因此,如果关闭制冷机,采用冷却塔免费供冷或全新风供冷等^[16],很难满足连续供冷的要求,不能很好地控制室内温度。对于一些要求较高的场所或设备机房等,就不能采用这种方式,只能延长制冷机的运行时间。有些建筑内区冬季也需要开启制冷机,没能充分利用自然冷源,增大了系统能耗。而冬季建筑内的余热对于建筑供暖来说也是一种可利用的低品位能,通过冷却塔免费供冷或全新风供冷将这部分热量散到室外,没有回收利用,冬季外区供暖还需要由外界热源补充热量,从能量利用角度看,这种做法也不利于节能。

2 低品位能量总线空调系统介绍

2.1 低品位能量总线空调系统的思想

大型公共建筑内集中空调该向什么方向发展?通过上文的分析,笔者认为公共建筑内集中空调发展有如下趋势:1) 公共建筑内空调系统应该不集中制备冷水及热水。集中制备冷水或热水不能适应公共建筑内各空调对象热湿负荷存在差异的特点,冷热源能耗大。2) 回风不应长距离输送,空调系统回风应该就近处理,分散送风,降低风机能耗。3) 空调系统设计应该着眼于全年建筑热湿负荷变化特性,提高热湿处理设备对部分负荷工况的适应性。4) 随着节能减排压力越来越大,商品能源费用上涨,公共建筑内的空调系统应该充分利用低品位热能,如室外空气自然冷能、浅层地表热能以及建筑自身内部余热等。

基于以上的分析总结,借鉴龙惟定教授提出的“能量总线”思想^[17],笔者提出一种适合于公共建筑的低品位能量总线式集中空调系统。该系统以接近于环境温度的低品位水环路为分散式空气处理末端的热源或热汇,末端设备为水冷式热管复合空调机组和大焓差新风机组。该系统的设计理念是:1) 取消回风的长距离输送,利用分散式末端就近处理各房间循环风,采用独立新风系统保证室内空气品质,减少输配能耗的同时提高部分负荷下系统运行能效比;2) 采用低品位水环路取代品位相对较高的冷水和高温热水的输配,实现建筑内热量回收的同时降低输配损失;3) 热管复合空调机组实现低品位自然能源和高品位能源的高效利用。当水环路内输送的循环介质的品位可以满足空调对象热湿处理需求时,末端设备运行热管模式,直接利用低品位能进行自然供冷/供热;当直接利用模式供冷/供热能力不足时,复合机组采取自然供冷/供热与蒸气压缩式制冷/制热交替运行的工作模式。这样就解决了传统系统中低品位能由于供能强度低、不稳定带来的难以利用或利用不充分的问题,同时还能实现建筑自身余热回收利用。

2.2 总线式空调系统的主要设备

该系统的关键设备主要包括:1) 带自然供冷功能的单冷型复合机组^[18];2) 带自然供冷功能的热泵型复合机组^[19];3) 带自然供热功能的热泵型复合机组;4) 直膨式大焓差新风机组^[20]。

带自然供冷功能的单冷型复合机组的原理如图 1 所示。该机组将蒸气压缩式制冷循环与分离式热管技术有机地结合在一起,可以实现压缩制冷

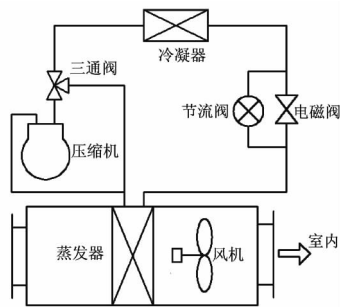


图 1 带自然供冷的内区制冷机组

与热管供冷交替运行。当水环路温度与室温有一定温差时,可关闭压缩机,运行热管自然循环供冷;当水环路温度高于室内温度时,机组运行蒸气压缩式制冷,该机组适用于内区全年需要供冷的建筑。

带自然供冷功能的热泵型复合机组的原理如图 2 所示。该机组在内区制冷机组的基础上通过增加四通阀从而增加了压缩制热功能,可以全年满足建筑外区供冷、供热需求。

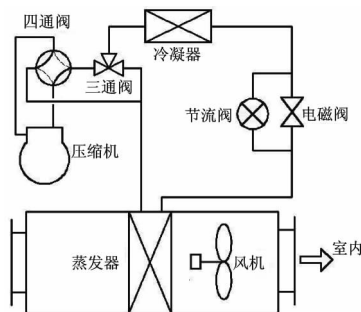


图 2 带自然供冷的外区复合机组

带自然供热功能的热泵型复合机组,其原理图与图 2 相似,但是蒸发器置于冷凝器上部。该机组与带自然供冷功能的热泵型机组类似,可以实现常规的蒸气压缩式制冷/制热循环;当系统设有高温热源时,可以关闭压缩机,利用热管进行自然循环供热,适用于北方冬季需要大量补热且有高温热源的场合。

直膨式大焓差新风机组的原理如图 3 所示。该机组利用显热交换器实现经过蒸发器/冷凝器处理后的新风与未处理新风进行显热交换,夏季可以实现对新风的预冷,这样制冷系统主要承担湿负荷,从而降低新风处理系统能耗;冬季利用加热后的新风预热未处理的新风,以解决冷凝压力过低的问题,保证其在寒冷天气下仍能正常运行。

从结构型式上看,该系统中的复合空调机组可

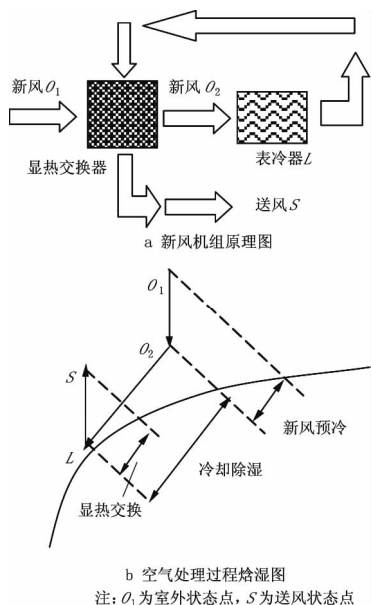


图3 直膨式大温差新风机组

以分为整体式、分体式、空调箱等。整体式和分体式末端可以用风管连接多个送风口,也可以只有一个送风口。对于温湿度和洁净度要求较高的房间,该机组还可以设计成具有净化功能的恒温恒湿空调箱。而从热湿处理能力方面来看,复合空调机组可以分为全热型与显热型两种。全热型机组具有较强的除湿能力,显热型机组以除显热为主,两种机组相互配合,灵活调节,以适应房间不同的显热、潜热负荷比例变化,同时保证机组有较高的能效比。

2.3 总线式空调系统的应用形式及工作原理

由于该系统空调机组都具备蒸汽压缩循环和热管自然循环功能,因而可较好地适应不同的建筑对象,包括具有内区的建筑和纯外区特性建筑。

在有内区的建筑中,夏季时新风机组和各分散布置的空调机组通常工作在压缩制冷模式下,将热量排放到总线水环路中,最终通过冷却塔或替代散热途径将水环路温度维持在合适的范围;在室外气象或散热条件较好、水环路温度可维持在较低水平时,可实现压缩制冷与热管供冷相结合的供冷方式,部分时段甚至可以全部由热管模式供冷。冬季时,新风机组和外区的空调机组工作在制热模式下,内区的空调机组则工作在热管供冷模式下,从而实现内区热量向外区的高效转移;当水环路温度低到一定程度后,则需要启动补热设备,将水环路温度维持在合适的范围内,以保证内区机组可通过

热管方式将热量传递到水环路。在过渡季,当室内参数保障要求较高时,新风机组和外区空调机组根据需要工作在制冷或制热模式下,内区空调机组则工作在制冷模式下,其制冷方式则根据室外冷却塔或替代散热途径提供的冷水温度,可为压缩制冷、热管供冷或二者交替运行;当室内参数保障要求不高时,内区空调机组仅工作在热管模式下,通过冷却塔产生的冷水将内区热量散出去,新风机组和外区空调机组则可根据情况选择是否工作在热管供冷模式下。

在这种应用形式下,通常采用冷却塔作为夏季的散热手段,采用锅炉或空气源热泵或太阳能作为冬季的补热手段。由于只需要制备 $15\text{ }^{\circ}\text{C}$ 左右的热水,即便是在哈尔滨地区,空气源热泵热水机组压缩比也低于 8.6,容积效率大于 0.499^[21],相当于室外温度 $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$ 、出水温度 $50\text{ }^{\circ}\text{C}$ 的热泵工况,空气源热泵也能保持较高的能效比;由于补热的水温要求较低,如果使用太阳能集热,可大大提高太阳能集热效率(当独立采用太阳能补热时,通常需要较大的贮热水箱)。当采用水/地源(如地下水、地埋管、江湖水、再生污水等)作为散热和补热手段时,则可取消冷却塔和补热装置。

在无内区的建筑中,夏季时新风机组和空调机组通常工作在压缩制冷模式下,当水环路温度较低时也可工作在热管模式下。冬季时,当水环路供热温度较高时,新风机组和空调机组均工作在热管供热模式下;而当水环路温度较低时,新风机组和空调机组则工作在热泵制热模式下。过渡季则可根据室内参数要求情况,确定是否启动制冷或制热模式。

在这种工作模式下,通常采用冷却塔作为夏季的散热手段,冬季则采用锅炉直接产生高温热水供热,或采用空气源热泵、太阳能等补热手段保持水环路温度在合理的范围内。当采用水/地源作为散热和补热手段时,则可取消冷却塔和补热装置。

2.4 总线式空调系统的优点

通过上述分析可以看出,与传统集中空调系统相比,总线式空调系统有以下几个优点:

1) 末端机组分散布置,没有集中冷热源,部分负荷下系统能效比高。各区域根据自身负荷变化调节末端机组运行状态,避免了冷量高质低用以及冷热不均、末端再热等问题。

2) 减少能量转换环节,没有冷水及回风的长

距离输送,采用独立新风加循环风的形式,降低输配能耗以及在输配和转换中的能量损失,还可有效降低各房间空气的交叉污染。

3) 空调机组可以实现热管/制冷或热管/热泵交替运行模式,热管自然循环降低了末端机组的运行能耗,解决了自然能源由于供能不稳定、品位低而难以利用的难题,当有高温热源时,系统也可以高效利用高温热源;水环路可以实现建筑热回收利用,减少能源消耗。

需要强调的是,当总线式系统与浅层地热源相结合时,可充分利用自然冷能和建筑余热。我国城市全年平均空气温度均低于 $25\text{ }^{\circ}\text{C}$,而长江以北大部分地区全年平均空气温度则低于 $15\text{ }^{\circ}\text{C}$ ^[22],因此,夏季在全国范围内复合机组可以实现热管/制冷工况交替运行。而在北方,由于地源与室内温度约有 $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ 的温差,复合机组的热管运行时间将大大延长。当温差进一步变大时,系统还可以利用热管承担全部室内显热负荷,大焓差新风机组承担全部潜热负荷,从而实现温湿度独立控制的运行模式。在过渡季和冬季,建筑内区余热基本由热管承担。因此,总线式系统与地源相结合将发挥其最大优势,这是现有其他系统无法比拟的。

此外,商业建筑内的冷热需求较多,除了空调、供暖之外,还有制冰、冷库、生活热水等冷热需求。由于这些冷热需求品位相差不大,一般在 $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ (冷藏)~ $60\text{ }^{\circ}\text{C}$ (热水)之间,因此,对于制冰、冷藏等,完全可以采用水冷式热泵机组,连接到总线式系统的水环路上,实现冷热回收利用;对于生活热水,可以在系统中设置热泵热水器,回收空调冷凝热制备生活热水。

3 新系统节能与经济性分析

下面通过全年能耗模拟计算,比较新系统与传统集中空调系统中的风机盘管加新风、全空气系统的节能性与经济性。

3.1 建筑模型

建筑模型是以北京市某科研办公楼为原型,并对原建筑进行适当的简化。建筑共 10 层,其中 1~3 层建筑四周为办公室,有中庭;4~10 层均为标准层。建筑模型标准层见图 4。

单层建筑面积为 $2\,258\text{ m}^2$,总建筑面积约 $20\,564\text{ m}^2$,内外区面积之比为 0.35。外墙及屋面传热系数为 $0.8\text{ W}/(\text{m}^2\cdot^{\circ}\text{C})$,外围护结构玻璃为

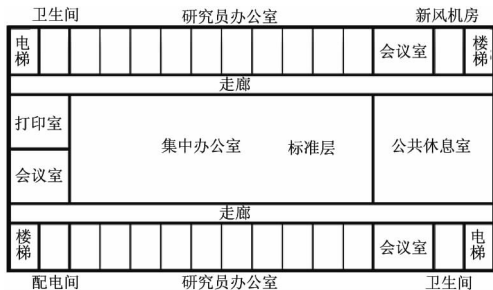


图 4 建筑模型标准层

中空玻璃,空气夹层厚度为 12 mm ,传热系数为 $3.9\text{ W}/(\text{m}^2\cdot^{\circ}\text{C})$ 。建筑南北向窗墙面积比为 0.65,东西向窗墙面积比为 0.9。

建筑内人均最小新风量为 $30\text{ m}^3/(\text{人}\cdot\text{h})$;夏季室内温度为 $24\sim 26\text{ }^{\circ}\text{C}$,冬季室内温度为 $20\sim 24\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。采用 DeST-c 进行全年建筑负荷计算,计算结果见图 5,6,建筑最大冷负荷为 $2\,193.6\text{ kW}$,建筑最大热负荷为 $1\,441\text{ kW}$ 。

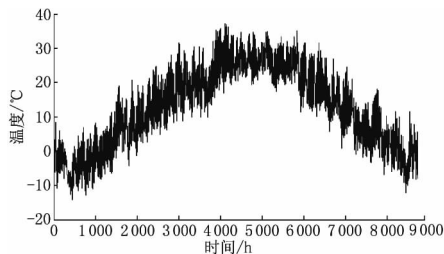


图 5 北京市全年干球温度曲线

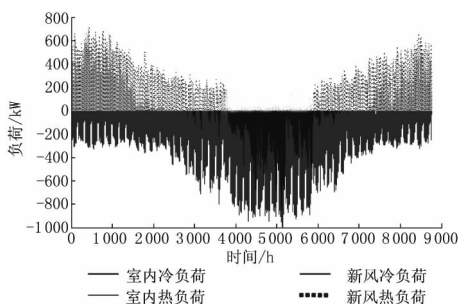


图 6 建筑全年负荷模拟计算结果

3.2 集中空调系统

全空气定风量系统:夏季系统按最小新风量运行,冬季及过渡季系统划分内、外区,内区机组可实现全新风运行,充分利用自然冷量为内区供冷;外区仍以最小新风量运行。系统以空气源热泵制备 $50\text{ }^{\circ}\text{C}$ 高温热水为供热热源。

风机盘管加新风系统:系统全年定新风量运行。冬季及过渡季利用新风为内区降温,新风温度不低于 $15\text{ }^{\circ}\text{C}$,同时可以利用免费供冷技术(冷却塔

免费供冷)为内区降温;外区冬季采用空气源热泵制备 50℃热水作为供热热源(为统一用电耗对不同系统进行比较,所有热源均选用空气源热泵)。

总线式集中空调系统:系统全年定新风量运行。冬季水环路温度 10~15℃,内区由预热至 15℃的新风和热管自然循环制冷来降温,外区使用热泵机组制热。系统多余热量由冷却塔排出,不足热量由空气源热泵制备 15℃低温热水补充。

3.3 能耗模拟计算方法及结果

冷热源能耗计算式为

$$N_c = \sum \frac{Q_{ci}}{EER_i} + \sum \frac{Q_{hi}}{COP_i}$$
 (5)

式中 N_c 为冷热源耗电量,kWh; Q_{ci} 、 Q_{hi} 分别为第 i h 建筑冷负荷和建筑热负荷,kWh; EER_i 、 COP_i 分别为制冷机/热管复合机组和空气源热泵/热管复合机组第 i h 机组部分负荷能效比。需要说明的是,对于风机盘管加新风和全空气系统, Q_{ci} 代表夏季(制冷机开启时)建筑逐时冷负荷, Q_{hi} 代表冬季建筑逐时热负荷(对于风机盘管加新风系统还要考虑内区新风预热热负荷);对于总线式系统, Q_{ci} 代表全年逐时冷负荷,但在冬季需要减去内区新风带来的冷量,冬季对于外区热管复合机组, Q_{hi} 代表建筑逐时热负荷,需要增加内区新风预热热负荷。

总线式系统补热量 Q'_h 计算式为

$$Q'_h = \sum \left(Q_{hi} - Q_{ci} - \frac{Q_{ci}}{EER_i} - \frac{Q_{hi}}{COP_i} \right)$$
 (6)

当 Q'_h 值大于 0 时,代表需要的补热量,当 Q'_h 小于 0 时,代表冬季冷却塔散热量。总线式系统补热的空气源热泵能耗计算式同冷热源能耗计算式(5)。

表 2 系统初投资和全年运行费用对比					万元	
	制冷机/热管 复合机组	空气源 热泵	冷却塔	空调箱/风机 盘管	水泵	风系统
全空气系统	165.8	145.3	20.3	177.7	20.0	380.0
风机盘管系统	165.8	145.3	20.3	128.3	20.0	45.0
总线式系统	263.2	116.2	40.6	37.3	12.5	60.0

表 3 与地源结合系统运行能耗对比								10 ⁴ kWh
冷热源		水泵		风机		冷却塔		总能耗
冬季	夏季	冬季	夏季	冬季	夏季	冬季	夏季	
全空气系统	18.3	40.4	13.4	20.2	38.1	30.0	0.5	160.9
风机盘管系统	21.8	36.3	17.6	14.4	9.1	8.5	0.5	108.2
总线式系统	11.2	25.2	9.2	9.9	12.7	12.0	1.1	81.4

由模拟结果可以得到如下结论:

1) 3 种系统中全空气定风量系统全年运行能耗最高,初投资也最高;总线式系统运行能耗最低,初投资也较低。总线式系统与风机盘管加新风系统相

冷却塔能耗 N_t 计算式^[23]为

$$N_t = \eta_{ct} \sum \left(Q'_{ci} + \frac{Q'_{ci}}{EER_i} \right)$$
 (7)

式中 η_{ct} 为冷却塔性能系数,定义为冷却塔风机能耗与排热量之比;对于风机盘管加新风与全空气系统, $Q'_{ci} = Q_{ci}$;对于总线式系统,夏季上式同样成立,冬季冷却塔散热量需要根据式(6)计算。

系统风机能耗 N_f 分别包括空调箱、新风机组、风机盘管以及热管复合机组的风机能耗,计算式为

$$N_f = N_m \tau$$
 (8)

式中 N_m 为设备风机的额定功率,根据全年最大冷负荷进行设备选型从而得到设备风机额定功率; τ 为全年空调运行时间。

水泵能耗 N_s 计算式为

$$N_s = \sum N_w n_i$$
 (9)

式中 N_w 为单台水泵的额定功耗,冷水循环泵、冷却水循环泵、热水循环泵均选 3 台,根据全年最大冷、热负荷进行设备选型; n_i 为第 i 时刻需要开启的水泵台数。

各系统能耗计算结果见表 1,表 2 为系统初投资和全年运行费用对比,表 3 为与地源结合系统运行能耗对比。

表 1 常规冷热源下系统运行能耗对比

	10 ⁴ kWh							
	冷热源		水泵		风机		冷却塔	
	冬季	夏季	冬季	夏季	冬季	夏季	冬季	夏季
全空气系统	30.5	44.9	13.4	20.2	38.1	30.0	1.8	178.8
风机盘管系统	36.3	40.3	17.6	14.4	9.1	8.5	1.8	128.0
总线式系统	19.6	33.6	9.2	9.9	12.7	12.0	2.2	99.4

表 2 系统初投资和全年运行费用对比								万元
	制冷机/热管 复合机组	空气源 热泵	冷却塔	空调箱/风机 盘管	水泵	风系统	水系统	自控
全空气系统	165.8	145.3	20.3	177.7	20.0	380.0	99.5	100.9
风机盘管系统	165.8	145.3	20.3	128.3	20.0	45.0	116.1	32.0
总线式系统	263.2	116.2	40.6	37.3	12.5	60.0	132.2	33.1

比,全年节能 22.4%左右,与全空气系统相比,节能 41.2%;当系统以地下水源为冷热源时,总线式系统节能率更加明显,与风机盘管加新风系统相比节能 28.2%,与全空气系统相比节能 48.2%。

2) 总线式空调系统水泵能耗最低,与风机盘管系统相比全年大约减少 40%的水泵能耗;虽然比风机盘管系统风机能耗略高,但与全空气系统相比,风机能耗大为减少,大约只占后者的 40%;在本算例中,全空气系统的内外区空调箱分别设置,

并且均可以实现全新风运行,因此冬季全空气系统新风依靠回风实现预热,节省加热能量。总线式系统与风机盘管系统相比,由于实现了热回收,并且内区机组依靠热管自然供冷,因此冬季机组运行能耗大大减少,只有后者的54%,而夏季分散复合机组能耗较集中制冷也有较大减少。

3) 无论是风机盘管加新风系统还是全空气系统,虽然系统均最大限度利用了自然冷量,但在冬季及过渡季,仍有很多时间内区过热。模拟计算中,风机盘管加新风系统与全空气系统全年约有1~2个月时间室内可能出现过热,而总线式系统由于各末端可以独立制冷或制热,全年可以满足内外区不同的冷热要求。

4 结语

我国正处于城市化快速发展阶段,公共建筑数量增长迅速,公共建筑节能尤其是公共建筑内集中空调系统节能是我们今后要面临的重大课题。如何在保证建筑热舒适,保证室内空气品质的同时节省能源,降低运行能耗,减少城市热岛效应,是公共建筑空调系统必须要解决的问题。

本文分析了现有集中空调系统存在的主要问题,并在借鉴现有系统优点的基础上,融合新型的末端设备和新风机组,提出了一种新型的总线式空调系统。新系统由水环路、热管复合空调机组和大焓差新风机组组成。新系统吸收了半集中系统独立新风加循环风模式,以及水环热泵系统热回收的优点,取消了冷水和热水的集中制备,没有回风的长距离输送。系统的关键设备是带自然供冷/供热功能的水冷式热管复合空调机组,热管复合空调可实现热管/制冷或热管/热泵交替运行的模式,在过渡季和冬季可利用自然冷源和高品位热源进行自然循环供冷/供热;直膨式新风机组则利用显热回收技术解决了现有热泵新风机组存在冬夏季焓(温)差过大运行不可靠的问题。

以某建筑为对象,对全空气系统、风机盘管加新风、总线式系统进行了全年能耗模拟计算。经计算,采用常规冷热源时,该系统与设计合理的传统集中式或半集中式系统相比节能20%~40%;当与地下水源结合时,系统在夏季可实现热管/制冷交替运行,比传统系统节能30%~50%。同时,系统设计简单,无大型机房,占用建筑面积小,初投资较省,是一种有很大应用潜力的新型集中空调系统

解决方案。该解决方案不仅可以应用于公共建筑,在与公共建筑有类似热湿负荷特性的工业建筑等其他建筑中应用时也有优势。

参考文献:

- [1] 仇保兴. 我国建筑节能潜力最大的六大领域及其展望[C]//第六届国际绿色建筑与建筑节能大会暨新技术与产品博览会. 北京, 2010
- [2] 清华大学建筑节能研究中心. 中国建筑节能年度发展研究报告 2009[M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2009
- [3] 清华大学建筑节能研究中心. 中国建筑节能年度发展研究报告 2010[M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2010
- [4] 薛志峰, 江亿. 北京市大型公共建筑用能现状与节能潜力分析[J]. 暖通空调, 2004, 34(9): 8-10
- [5] 刘宪英. 中央空调能耗现状与节能途径探讨[J]. 中国建设信息供热制冷, 2005(6): 21-26
- [6] 薛志峰, 江亿. 变风量空调系统设计中的系统分区问题[J]. 暖通空调, 2003, 33(1): 87-89
- [7] 苏文, 陈汝东. 空调冷热源的选择和节能[J]. 流体机械, 2002, 30(6): 51-54
- [8] 刘晓华, 江亿. 温湿度独立控制空调系统[M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2006
- [9] 翟少斌, 孙文哲, 付秉恒, 等. 中央空调系统的节能分析[J]. 能源与环境, 2008(2): 51-53
- [10] 龚明启, 冀兆良. 空调水系统节能技术分析[J]. 制冷, 2005(增刊): 65-71
- [11] 韩铮, 朱颖心. 不同风系统末端装置的能效比比较[J]. 暖通空调, 2009, 39(12): 73-76
- [12] 叶大法, 杨国荣, 董涛. 国外变风量空调系统设计理念探讨与借鉴[J]. 暖通空调, 2008, 38(3): 62-67
- [13] 韩伟国, 陆亚俊. 风机盘管加新风空调系统 ϵ 值比较设计方法[J]. 暖通空调, 2002, 32(5): 80-83
- [14] 范红生, 贾宏民. 集中空调水系统两管制和四管制形式及其演变[J]. 暖通空调, 2002, 32(3): 114-116
- [15] 郑小梅. 空调内区余热问题解决方法探讨[J]. 暖通空调, 2001, 31(5): 61-63
- [16] 杨伟成. 用天然冷源解决民用建筑内区冬季过热问题的探讨[J]. 暖通空调, 2004, 34(6): 46-48
- [17] 龙惟定, 白玮, 梁浩, 等. 低碳城市的能源系统[J]. 暖通空调, 2009, 39(8): 79-84
- [18] 石文星, 韩林俊, 李先庭, 等. 一种满液式复合型冷风机组: 中国, 200810118209. 2[P]. 2009-01-07
- [19] 李先庭, 王宝龙, 韩林俊, 等. 一种带自然供冷供热功能的空气处理装置: 中国, 200910119883. 7[P]. 2009-08-26
- [20] 李先庭, 韩宗伟, 郜义军, 等. 带显热回收功能的空调箱: 中国, 200920246452. 2[P]. 2010-07-14
- [21] 马最良, 杨自强, 姚杨, 等. 空气源热泵冷热水机组在寒冷地区应用的分析[J]. 暖通空调, 2001, 31(3): 28-31
- [22] 蒋能照, 刘道平, 寿炜炜, 等. 水源·地源·水环热泵空调技术及应用[M]. 北京: 机械工业出版社, 2007
- [23] 刘天伟, 杜垲. 水环热泵空调系统应用于综合办公楼的节能性研究[J]. 暖通空调, 2010, 40(3): 63-67