

温湿度 独立控制

栏 首 语

温湿度独立控制的空调方式是我国学者率先倡导、近年来在国内外逐渐发展起来的一种新的集中空调方式。不同于传统的集中空调形式,温湿度独立控制空调采用两个相互独立的系统分别对室内的温度和湿度进行调控,这样既可以使被控环境的温湿度同时满足要求,又可以完全避免再热,产生较大的节能效果。“十一五”期间,在科技部的支持下,我国一批企业和科研院所积极投入研发力量,完善温湿度独立控制系统的原理,发展相应的设计方法,开发系列的相关产品,许多开发商也敢于尝试应用于实践,在一大批新建和改造的各类性质的建筑中采用了这种系统,进行了有益的探索。在各方面的努力和市场的促进下,温湿度独立控制空调在我国有了长足的发展,在系统设计分析理论、主要产品性能、应用规模与节能效果上,目前看来我国都走到了前面。《暖通空调》2011 年第 1 期汇集了这些成果的部分内容,包括系统分析和设计方法的研究、新的设备研发的经验、温湿度独立控制的工程案例等。希望广大读者能从中进一步了解温湿度独立控制空调的发展现状,并为这一种在中国土地上培养发展起来的新的空调形式的进一步发展献计献策,使其为我国空调事业的进步、为建筑节能减排事业作出贡献。

(江 亿 潘云钢)

温湿度独立控制空调系统设计方法^{*}

清华大学 张 涛[☆] 刘晓华 张海强 江 亿

摘要 介绍了温湿度独立控制空调系统的设计方法及性能评价方法。详细介绍了其设计参数选取、负荷计算和设备选型方法等,研究了其与常规空调系统的差异。以某建筑为例,利用 DeST 软件模拟逐时负荷,分别进行温度、湿度控制系统的设备选型。

关键词 温湿度独立控制 设计方法 负荷计算 设备选型 性能评价

Design method of temperature and humidity independent control air conditioning system

By Zhang Tao[★], Liu Xiaohua, Zhang Haiqiang and Jiang Yi

Abstract Presents the design method and the performance evaluation method of the temperature and humidity independent control (THIC) air conditioning system. Explicates the design parameter selection, the load calculation and the equipment selection of the THIC system and focuses on the differences from conventional systems. Taking a building as an example, calculates the hourly load by DeST software and selects equipment of temperature control system and humidity control system respectively.

Keywords temperature and humidity independent control, design method, load calculation, equipment selection, performance evaluation

★ Tsinghua University, Beijing, China

①

0 引言

温湿度独立控制 THIC (temperature and

①☆ 张涛,男,1987 年 8 月生,在读硕士研究生

100084 清华大学建筑节能研究中心

(010) 62773772

E-mail: tao-zhang09@mails. tsinghua. edu. cn

收稿日期:2010-09-19

* 国家“十一五”科技支撑计划项目(编号:2006BAJ01A08)

humidity independent control) 空调系统可以将空气温度和湿度分开控制,与常规空调系统相比能够更好地实现对建筑热湿环境的调控,并且具有较大的节能潜力^[1]。

田旭东等人分析了可应用在 THIC 系统中的高温离心式冷水机组的特性,对因出水温度提高而造成压缩机流通面积和设计转速等的改变进行了研究,并对高温冷水机组在实际 THIC 系统中的应用控制等提出了建议^[2]。刘拴强等人对可应用在 THIC 系统中的热泵驱动的溶液调湿新风机组的性能进行了测试分析,对不同负荷情况下的空气处理效果、COP 等的变化规律进行了研究^[3]。田旭东等人研究了在 THIC 系统中干式风机盘管特性、冷水机组特性及输配系统能耗等随冷水供回水温度变化的规律,建议在实际 THIC 系统设计中冷水供回水温差取 $3.5 \sim 5.5\text{ }^{\circ}\text{C}$ ^[4]。

上述文献重点对可以应用在 THIC 系统中的关键设备的性能进行了研究,而对 THIC 系统的具体设计方法还缺少相关研究。本文将重点介绍 THIC 空调系统的设计方法及性能评价方法等,对其中设计参数选取、负荷计算和设备选型等进行详细研究,并以一座建筑为例,给出该建筑 THIC 空调系统设计计算过程及结果。

1 THIC 空调系统的负荷计算

1.1 THIC 空调系统负荷

THIC 空调系统负荷与常规空调系统相同,同时应当考虑渗透风对建筑负荷带来的影响。关于渗透风量的计算,相关文献进行过细致的调研和分析,文献^[5]研究了 THIC 系统中渗风量的计算方法,给出了与建筑高度、朝向和门窗类型等有关的渗风量计算公式。

THIC 空调系统分为温度控制系统和湿度控制系统两部分,由于这两种系统承担的热湿处理任务不同,在进行 THIC 空调系统设计时应分别针对这两种系统计算负荷。

1.1.1 湿度控制系统负荷

湿度控制系统通过送入含湿量低于室内设计状态的干燥新风来承担全部的建筑潜热负荷,同时由于送风温度的不同还可能承担部分建筑显热负荷。因此,湿度控制系统承担的负荷为将新风从室外设计状态处理到送风状态时所需投入的冷(热)量。THIC 系统中,新风的作用除了满足人员卫生

要求外,还承担排除室内余湿和 CO_2 等任务,新风量的确定应当综合考虑人员卫生要求和其他需求。一般情况下,THIC 系统中新风量的确定可参照文献^[6]中的相关规定。

在确定了新风量之后,新风送风含湿量的确定应当保证能够排除建筑内所有的产湿量,送风含湿量 d_s 与室内设计状态的含湿量 d_n 存在如下关系:

$$W = \rho G (d_n - d_s) \quad (1)$$

式中 W 为建筑产湿量, g/h ; ρ 为空气密度, kg/m^3 ; G 为新风量, m^3/h 。

建筑产湿量 W 主要来自室内人员、开敞水面、植物以及渗透空气带入的湿量,计算方法与常规空调系统的计算方法相同。

在 THIC 系统中,通过向室内送入干燥的空气来消除建筑所有的潜热负荷,而送风温度对于室内气流场分布及人员热舒适性具有重要影响,因此在进行 THIC 系统的设计时,应选取合理的送风温度。不同的新风处理方式原理有所差异。冷却除湿方式处理空气时,空气先被降温,温度降低到露点后水蒸气开始变为液态水析出,除湿后的空气状态接近饱和,温度较低,需要经过再热才能送入室内。转轮除湿方式处理空气时,空气状态沿等焓线变化,除湿后的空气温度较高,需经过冷却后才能送入室内。溶液除湿方式可以将空气直接处理到需要的送风状态点,不需要经过再热或冷却。

因此,新风送风温度 t_s 的确定应当考虑到所应用的新风机组形式及送风温度对人体舒适性的影响。不同形式的新风处理机组对新风的处理过程原理不同,此处对新风送风温度 t_s 不做特殊要求,实际工程中可根据选用的新风机组形式选取合适的送风温度。

根据新风送风温度 t_s 和含湿量 d_s 可以确定新风送风状态点,则湿度控制系统承担的负荷 Q_H 计算公式为

$$Q_H = \rho G (h_w - h_s) \quad (2)$$

式中 h_w 为新风室外设计状态比焓, kJ/kg ; h_s 为新风送风状态比焓, kJ/kg 。

1.1.2 温度控制系统负荷

温度控制系统主要承担建筑室内显热负荷,而建筑室内显热负荷主要由围护结构传热量、门窗透入的太阳辐射热量、室内人员和照明设备的产热量

等组成。建筑室内显热负荷的计算与常规空调系统的方法相同,可参见相关空调设计手册和规范^[7-8]等。

一般情况下新风送风可能承担室内部分显热负荷(送风温度低于室内设计温度时),温度控制系统承担的建筑室内显热负荷应为建筑室内总显热负荷与新风送风承担的部分建筑室内显热负荷之差。

当室内设计温度为 t_n , 且新风送风温度 t_s 低于 t_n 时,新风送风承担的室内部分显热负荷 Q_{HS} 可以通过下式计算:

$$Q_{HS} = c_p \rho G (t_n - t_s) \quad (3)$$

式中 c_p 为空气比定压热容, $\text{kJ}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})$

即可得到温度控制系统的负荷 Q_T :

$$Q_T = Q_S - Q_{HS} \quad (4)$$

式中 Q_S 为建筑总显热负荷, kW 。

当新风送风温度高于等于室内温度时,新风送风就不再承担室内显热负荷。这时,温度控制系统除了承担全部建筑显热负荷外,还应承担因新风送风温度与室内温度存在差异而带来的显热负荷。

1.2 THIC 空调系统设备负荷

在 THIC 空调系统中,湿度控制系统的主要设备为新风机组,温度控制系统的主要设备包括高温冷源(一般为高温冷水机组)及其输配系统、末端显热处理设备。新风机组的任务是对新风进行处理,得到干燥的空气,送入室内控制湿度,因此新风机组的制冷量为湿度控制系统的负荷。

在 THIC 系统中,高温冷源主要用来承担建筑显热负荷。当湿度控制系统的空气处理过程需要高温冷源预冷或冷却降温时,高温冷源的容量应为温度控制系统的负荷与预冷或冷却降温过程的负荷之和。

图 1 给出了一种有预冷过程的新风处理机组的工作原理,这种机组先利用高温冷源产生的冷水(17°C)对新风进行预冷,再利用独立的热泵循环

对新风进行进一步除湿处理以达到需求的含湿量水平。这时,高温冷源除了承担温度控制系统的负荷外,还应当包含对新风进行预冷处理的负荷。

在某些转轮除湿新风处理机组中,新风除湿处理后需要进一步降温才能送入室内。若这一降温处理过程所需的冷量由高温冷源提供,则高温冷源承担的负荷应为此冷却降温过程的负荷与温度控制系统的负荷之和。

当湿度控制系统不需要高温冷源进行预冷或冷却降温过程时,高温冷源的容量即为温度控制系统的负荷。对于湿度控制系统空气处理过程需要高温冷源预冷或冷却降温的系统,可针对具体处理要求计算其预冷或冷却降温的负荷,本文不再详述。

末端显热设备是指温度控制系统选用的干式末端设备,有干式风机盘管、辐射板等多种类型,这类设备的特点是只负责处理显热负荷,不会出现冷凝水。由于不同房间的负荷情况不同,末端显热设备承担的负荷也不同。在负荷计算过程中,可以计算得到每个房间的显热负荷及新风送风承担的部分显热负荷,两者之差即为应由该房间末端显热设备承担的负荷。

2 设备选型

由于 THIC 空调系统将空气温度、湿度分开控制,得到温度、湿度控制系统的负荷之后,应针对温度、湿度控制系统分别选取设备。

2.1 湿度控制系统设备选型

在 THIC 系统中,新风承担着排除室内余湿、保持室内空气品质的任务。湿度控制系统对空气处理的主要任务是得到干燥的空气。当室内设计参数温度 t_n 为 26°C 、相对湿度 φ 为 60%(含湿量 d_n 为 12.6 g/kg)时,办公室人员产湿量 W_0 为 $109 \text{ g}/(\text{人} \cdot \text{h})$ ^[5]。当不考虑除人员外的其他产湿源时,按照满足办公室人员卫生标准选取人均设计新风量 G_0 为 $30 \text{ m}^3/\text{h}$,则需要的新风送风含湿量 d_{s0} 可通过下式计算:

$$W_0 = \rho G_0 (d_n - d_{s0}) \quad (5)$$

计算得到 d_{s0} 为 9.5 g/kg ,即湿度控制系统需要向室内送入含湿量为 d_{s0} 的干燥空气来控制湿度。

不同新风除湿方式由于除湿原理不同,性能也有很大差异。而在我国西部地区,夏季室外空气干

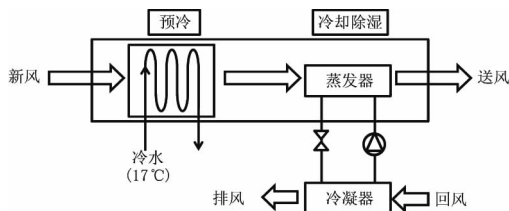


图 1 利用高温冷水预冷的冷却除湿新风机组

燥,可以通过向室内送入适量的干燥新风排除室内余湿。因此,湿度控制系统的设备选型应当以空调系统的设计新风量和湿度控制系统负荷为基础,针对不同的建筑使用情况和地域特点等选取合适的湿度控制方式和设备。

2.2 温度控制系统设备选型

温度控制系统主要承担建筑显热负荷,其系统主要包括高温冷源及其输配系统、末端显热设备。

2.2.1 高温冷源及其输配系统

温度控制系统需要的冷水温度一般为 $15\sim 20\text{ }^{\circ}\text{C}$,在合适的场合利用自然冷源如地下水、地表水等作为高温冷源就能够满足冷水需求。在我国西部地区,夏季室外空气露点温度大都低于 $15\text{ }^{\circ}\text{C}$,可利用间接蒸发冷却方式制取仅高于露点温度 $2\sim 3\text{ }^{\circ}\text{C}$ 的冷水,作为温度控制系统的高温冷水。即使采用电制冷机,与常规系统制取 $5\sim 7\text{ }^{\circ}\text{C}$ 的冷水相比,制冷机效率也会大幅提高。因此,应针对建筑自身条件及地域特点选取合适的高温冷源形式,并以高温冷源承担的负荷为基础进行设计计算。高温冷源输配系统与常规系统的区别主要在于冷水设计温差的不同,常规系统冷水供、回水温度一般设计为 $7\text{ }^{\circ}\text{C}$ 和 $12\text{ }^{\circ}\text{C}$,而 THIC 系统中高温冷水的供水温度为 $15\sim 20\text{ }^{\circ}\text{C}$,供回水设计温差一般为 $3\sim 5\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。输配系统设备选型计算的具体方法可参见文献[7-8]等。

2.2.2 末端显热设备

末端显热设备包括以对流换热为主的干式风机盘管和以辐射换热为主的辐射板,是温度控制系统的重要组成部分。由于高温冷水温度高于室内露点温度,末端显热设备不会出现冷凝水。

干式风机盘管通过风机驱动空气与高温冷水对流换热,由于与空气换热的温差小,同样换热面积的风机盘管在 THIC 系统高温冷水工况下的供冷量低于常规 $7\text{ }^{\circ}\text{C}/12\text{ }^{\circ}\text{C}$ 冷水的工况。目前的干式风机盘管产品中,虽然盘管的管排数、肋片间距、管直径等参数进行了优化设计,但多数仍沿用了湿式风机盘管的设计结构,单位风机电耗的供冷量仅为传统湿工况风机盘管的 $35\%\sim 40\%$ [9]。

辐射板供冷量主要由于其表面与围护结构的辐射换热量和表面与空气的对流换热量组成,还可能包括直接照到辐射板上的太阳辐射热,辐射板供冷量 Q_r 可以通过下式计算:

$$Q_r = Q_{rs} + Q_{rw} + Q_{rc} \quad (6)$$

式中 Q_{rs} 为直接照到辐射板表面的太阳直射辐射量; Q_{rw} 为辐射板表面与周围壁面的长波辐射换热量; Q_{rc} 为辐射板表面与周围空气的对流换热量。

Q_{rw} 及 Q_{rc} 的计算如下:

$$Q_{rw} = h_r(t_r - t_f) \quad (7)$$

$$Q_{rc} = h_c(t_r - t_a) \quad (8)$$

式(7),(8)中 h_r 为辐射板表面与周围壁面的辐射换热系数, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})$; h_c 为辐射板表面与周围空气的表面传热系数, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})$; t_r, t_f, t_a 分别为辐射板表面温度、周围壁面温度和空气温度, $^{\circ}\text{C}$ 。

以某种类型的辐射板为例,当辐射板表面温度为 $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时,辐射板各部分供冷量的计算结果见表 1。可以看出,当辐射板上没有太阳直射辐射时,辐射板单位面积的供冷量 Q_r 为 $45\text{ W}/\text{m}^2$;若辐射板上太阳直射辐射量 Q_{rs} 为 $50\text{ W}/\text{m}^2$,则辐射板单位面积的供冷量变为 $95\text{ W}/\text{m}^2$ 。

表 1 辐射板供冷量计算结果

$t_r/$ $^{\circ}\text{C}$	$t_a/$ $^{\circ}\text{C}$	$t_s/$ $^{\circ}\text{C}$	$h_r/(\text{W}/$ $(\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}))$	$h_c/(\text{W}/$ $(\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}))$	$Q_{rw}/$ (W/m^2)	$Q_{rc}/$ (W/m^2)
20	26	26	5.5	2	33	12

3 设计举例

3.1 建筑概况

以一座北京的办公建筑为例,介绍 THIC 系统的负荷计算和设计选型方法。该建筑(平面布置见图 2)11 层,主要房间功能为办公室和会议室,单层建筑面积 $6\,040\text{ m}^2$,总建筑面积 $66\,440\text{ m}^2$ 。该建筑选用高温冷水机组与溶液除湿新风机组结合的 THIC 空调系统形式,其系统原理如图 3。湿度控制系统的主要设备为溶液除湿新风机组,温度控制系统中选取高温冷水机组作为高温冷源,末端选取干式风机盘管作为温度控制设备。

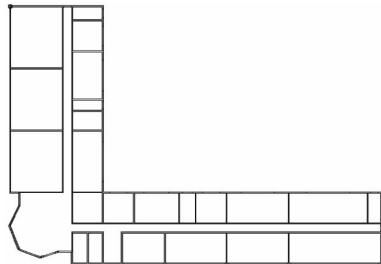


图 2 某办公建筑 DeST 模型平面布置图

3.2 负荷计算结果

利用 DeST 搭建的建筑模型进行建筑负荷计

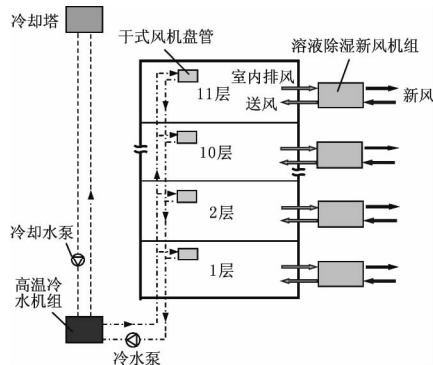


图3 某办公建筑 THIC 系统原理图

算,得到逐时负荷。根据室外气象参数、新风设计送风参数和新风量等,计算得到湿度控制系统的逐时负荷。再根据建筑总显热负荷和新风承担的部分建筑显热负荷之差来确定温度控制系统的逐时负荷,各项负荷计算结果如图4~6所示。该建筑供冷季逐时负荷最大值为7 395 kW,湿度控制系统承担的负荷最大值为3 732 kW,温度控制系统承担的负荷最大值为3 817 kW。由于温度控制系

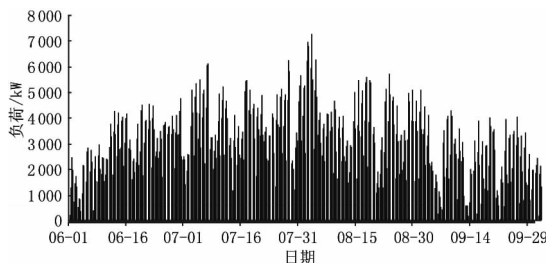


图4 办公楼供冷季逐时负荷

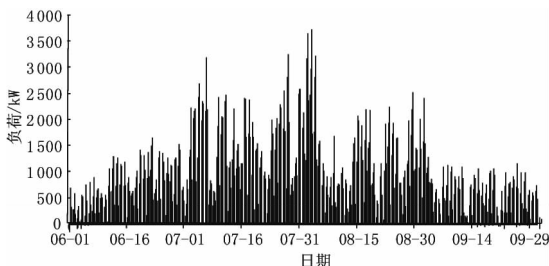


图5 湿度控制系统逐时负荷

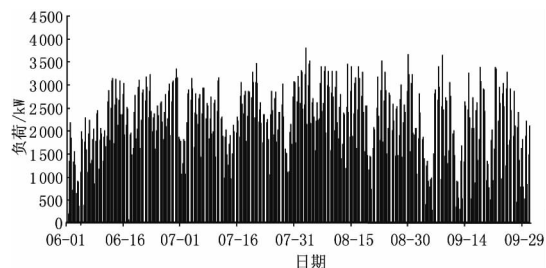


图6 温度控制系统逐时负荷

统和湿度控制系统承担的负荷类型有所差异,这两个系统的负荷最大值并不出现在同一时刻。

3.3 空调设备选型

依据上述负荷计算结果,分别针对 THIC 系统中的温度控制系统和湿度控制系统进行设备选型。

3.3.1 湿度控制系统选型

根据设计新风量需求和湿度控制系统承担负荷情况,选择湿度控制系统的主要设备——溶液除湿新风机组,选型结果为:HVF-TFIL-10 型机组22台,单台额定功率43 kW,送风静压240 Pa。

3.3.2 温度控制系统选型

1) 高温冷水机组及输配系统选型

高温冷水机组的选型应以温度控制系统的负荷情况为基础,并考虑冷水机组使用时的负荷率等因素,具体选型结果为:LSBLX T1400 型机组3台,单台参数为:额定冷量1 400 kW、额定功率165 kW、额定工况COP为8.0。

冷水设计供水温度为17℃,供回水温差为4℃,根据负荷和建筑情况进行输配系统的流量、阻力计算,以此为基础进行输配系统设备的选型,冷水泵、冷却水泵、冷却塔各3台。冷水泵额定流量300 t/h,额定功率38 kW,扬程32 m;冷却水泵额定流量270 t/h,额定功率34 kW,扬程28 m;冷却塔额定流量270 t/h,额定功率7.5 kW。

2) 末端显热设备选型

以该建筑中某办公房间为例,选择末端显热设备。选用干式风机盘管作为末端显热控制设备。该房间面积为105 m²,末端显热设备即温度控制系统承担的最大负荷为7 600 W,干式风机盘管选型结果为:TFP 85 D-CR 型4台,单台额定风量850 m³/h、额定冷量1 940 W、输入功率50 W。

4 性能分析方法

THIC 空调系统的性能分析应当分别针对温度和湿度控制系统进行,并以两个系统的性能为基础得到整个空调系统的性能。

4.1 THIC 系统关键设备性能

1) 新风处理机组

新风处理机组的性能系数 COP_{air} 为新风机组制冷量 Q_{air} 与新风机组总耗电 P_{air} 的比值。对于某些需要高温冷源进行预冷或冷却处理的新风处理机组, P_{air} 应当考虑这部分预冷或冷却过程的耗电。

2) 高温冷源

高温冷源性能系数 COP_{ch} 为高温冷源制冷量 Q_{ch} 与高温冷源电耗 P_{ch} (不含输配系统电耗) 的比值。

3) 输配系统

输配系统设备主要包括冷水泵、冷却水泵和冷却塔等, 选取不同的高温冷源形式对应的输配系统组成也有差别。冷水输送系数 TC_{chw} 为高温冷水机组制冷量 Q_{ch} 与冷水泵电耗 P_{chp} 的比值; 冷却水输送系数 TC_{cdp} 为高温冷水机组制冷量 Q_{ch} 和机组电耗 P_{ch} 之和与冷却水泵电耗 P_{cdp} 的比值; 冷却塔输送系数 TC_{ct} 为冷却塔排除热量 $(Q_{ch} + P_{ch})$ 与冷却塔风机电耗 P_{ct} 的比值。

4) 末端显热设备

一些末端显热设备如干式风机盘管、主动式冷梁等需要利用风机驱动空气与高温冷水对流换热, 因而可定义末端显热设备输送系数 TC_{fc} 为末端显热设备提供冷量 Q_{sc} 与末端显热设备耗电量 P_{fc} 的比值。

4.2 湿度控制系统性能

在 THIC 系统中, 根据湿度控制系统承担的负荷也即提供的冷量与所消耗的功率, 即可分析湿度控制系统的性能。湿度控制系统提供的冷量为新风室外状态与送风状态之间的能量差, 所消耗的功率为该系统所有处理设备的总功率。对于采用溶液除湿方式的湿度控制系统, 主要设备包括压缩机、溶液泵和风机。对于采用冷却除湿或转轮除湿方式的湿度控制系统, 其空气处理过程可能需要高温冷源进行预冷或冷却, 这时应将该过程中预冷或冷却消耗的高温冷源功率及输配系统功率等计算在湿度控制系统的总功率中。

湿度控制系统的性能系数 COP_{hum} 可通过下式计算:

$$COP_{hum} = \frac{Q_{hum}}{P_{hum}} \quad (9)$$

式中 Q_{hum} 为湿度控制系统供冷量; P_{hum} 为湿度控制系统消耗总功率。

4.3 温度控制系统性能

在 THIC 系统中, 根据温度控制系统承担的负荷也即提供的冷量与所消耗的功率, 即可分析温度控制系统的性能。温度控制系统的性能系数 COP_{temp} 可通过下式计算:

$$COP_{temp} = \frac{Q_{temp}}{P_{temp}} \quad (10)$$

式中 Q_{temp} 为温度控制系统供冷量; P_{temp} 为温度控制系统消耗总功率, 为温度控制系统所有设备消耗功率之和。

4.4 THIC 系统性能

依据上述温度、湿度控制系统的性能分析, 可以得到整个 THIC 系统的性能, THIC 系统的性能系数 COP_{sys} 通过下式计算:

$$COP_{sys} = \frac{Q_{hum} + Q_{temp}}{P_{hum} + P_{temp}} \quad (11)$$

4.5 性能分析实例

本节引用文献[10]中两栋建筑的分析结果, 一栋位于深圳, 一栋位于乌鲁木齐。

4.5.1 性能分析实例 1

文献[10]对深圳一栋采用 THIC 系统的办公建筑进行了性能分析。该建筑共 4 层, 总建筑面积约为 21 960 m², 主要采用高温冷水机组和溶液除湿新风机组结合的 THIC 空调系统形式。

该建筑的 THIC 空调系统形式如图 7 所示, 采用高温冷水机组制取高温冷水供给干式风机盘管, 每层设置独立的溶液除湿新风机组对新风进行处理。系统中选用的溶液除湿新风机组的工作原理及空气处理过程如图 8 所示。

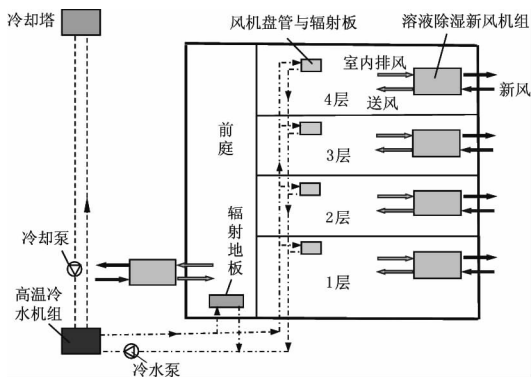


图 7 深圳某建筑 THIC 系统形式

THIC 系统关键设备的性能参数实测值如表 2 所示。温度、湿度控制系统及整个系统的性能系数分别为: $COP_{hum} = 4.1$, $COP_{temp} = 3.7$, $COP_{sys} = 4.0$ 。常规冷源的 COP 一般在 5 左右, 而该系统中高温冷源的 COP_{ch} 达到 8.5, 与常规冷源相比有大幅度提高。常规系统实际运行的能效比 (总冷量与所有设备电耗的比值) 一般在 3 左右, 而该 THIC 系统的性能系数 COP_{sys} 为 4.0, 比常规系统提高

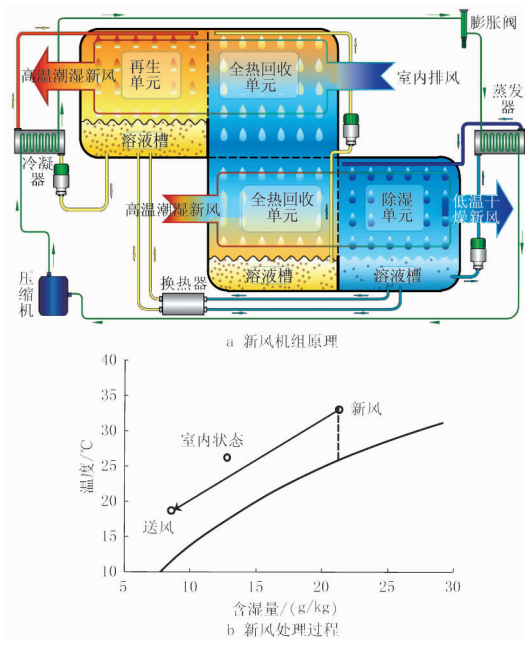


图8 溶液除湿新风机组原理及空气处理过程

30%以上。

表2 深圳某 THIC 系统关键设备性能参数^[10]

COP_{air}	COP_{ch}	TC_{chw}	TC_{cdp}	TC_{ct}	TC_{fc}
4.0~4.2	8.5	14.6	34.2	135	18.6

从上述结果可看出,温度控制系统的性能不如湿度控制系统。文献[10]对温度控制系统存在的主要问题进行了分析:冷水泵能耗较高,使得该系统的 TC_{chw} 只有 14.6,远低于正常水平;干式风机盘管性能有待改进, TC_{fc} 不足 20,处于较低水平。若对温度控制系统进行改进,使 TC_{chw} 提高到 25, TC_{fc} 提高到 40,则 COP_{temp} 可提高到 4.8, COP_{sys} 可提高到 4.4。

4.5.2 性能分析实例 2

文献[10]对新疆一栋采用 THIC 系统的医院建筑进行了性能分析,该建筑共 19 层,总面积约为 46 000 m²,采用间接蒸发冷却冷水机组和新风机组结合的 THIC 空调形式。

该建筑的 THIC 空调系统形式如图 9 所示,利用间接蒸发冷水机组制取高温冷水供给末端干式风机盘管,利用间接蒸发冷却新风机组对新风进行处理,新风机组的工作原理及空气处理过程如图 10 所示。

THIC 系统关键设备的性能参数如表 3 所示。温度、湿度控制系统及整个系统的性能系数分别为: $COP_{hum}=6.8$, $COP_{temp}=4.6$, $COP_{sys}=5.6$ 。该形式的 THIC 系统中,高温冷水的制备只需要风

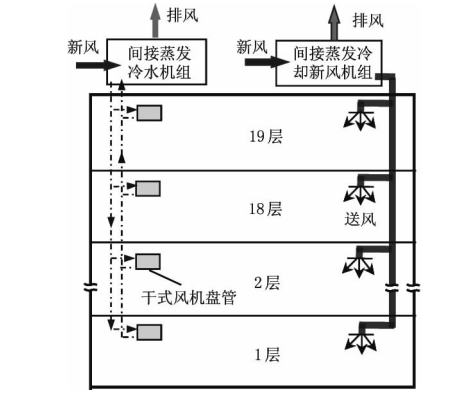


图9 新疆某建筑 THIC 系统形式

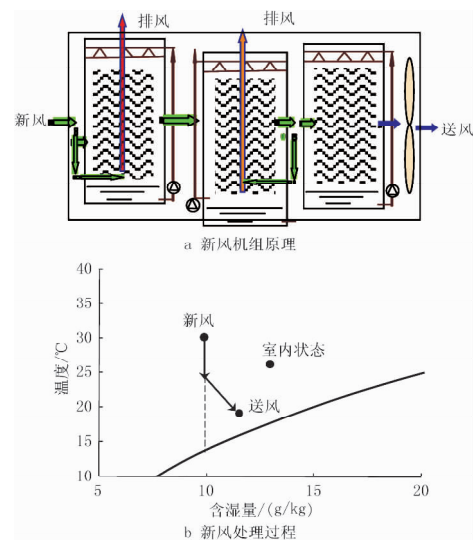


图10 间接蒸发冷却新风机组原理及空气处理过程

机和水泵等,不需要压缩机,高温冷源的性能远高于常规的压缩制冷系统。在新疆若仍采用常规的压缩制冷空调系统,由于冷却水温度通常较低,常规冷源的 COP 会有一定提高,但系统能效比一般也在 4 以下。而该 THIC 系统的性能系数 COP_{sys} 可达 5.6,比常规系统性能提高 40% 以上。

表3 新疆某 THIC 系统关键设备性能参数^[10]

COP_{air}	COP_{ch}	TC_{chw}	TC_{fc}
6.8	15.9	14.7	11.4

从上述结果可看出,湿度控制系统的性能优于温度控制系统。湿度控制系统的送风温度低于房间温度,承担了一部分建筑显热负荷。文献[10]还对湿度控制系统和温度控制系统承担建筑显热负荷的能效进行了比较,定义湿度控制系统承担建筑显热的性能系数 COP_{hs} 为湿度控制系统承担的建筑显热负荷与湿度控制系统消耗功率的比值。该系统的 COP_{hs} 为 4.0,而温度控制系统承担建筑显

热负荷的性能系数 COP_{temp} 为 4.6。因此,处理建筑显热负荷应尽量由温度控制系统的高温冷水承担;新风的主要任务是满足室内卫生需求和除湿需求,还可承担部分建筑显热负荷。

5 结论

5.1 在 THIC 系统的负荷计算中,应依据室外设计参数和建筑功能和特点分别计算湿度、温度控制系统承担的负荷,新风送风温度低于室内温度时温度控制系统的负荷应为建筑室内显热负荷与湿度控制系统承担的部分建筑室内显热负荷之差。

5.2 应根据建筑实际情况和地域特点分别针对温度、湿度控制系统选取合适的高温冷源、新风处理机组及末端显热设备形式。THIC 空调系统的性能主要包括关键设备如高温冷源等的性能和温度、湿度控制系统的性能,实际运行的 THIC 系统与常规系统相比系统性能有很大提高,表明了 THIC 系统的节能潜力。

参考文献:

[1] 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

- [2] 田旭东,刘华,张治平,等. 高温离心式冷水机组及其特性研究[J]. 流体机械,2009,37(10):53-56
- [3] 刘拴强,江亿,刘晓华,等. 热泵驱动的双级溶液调湿新风机组原理及性能测试[J]. 暖通空调,2008,38(1):54-59
- [4] 田旭东,史敏,周建诚,等. 温湿度独立控制空调系统中冷水设计温差的选取探讨[J]. 流体机械,2008,36(12):75-78
- [5] 刘拴强,刘晓华,江亿. 温湿度独立控制空调系统中独立新风系统的研究(1):湿负荷计算[J]. 暖通空调,2010,40(1):80-84
- [6] 中国建筑科学研究院,中国建筑业协会建筑节能专业委员会. GB 50189—2005 公共建筑节能设计标准[S]. 北京:中国建筑工业出版社,2005
- [7] 电子工业部第十设计研究院. 空气调节设计手册[M]. 2版. 北京:中国建筑工业出版社,1995
- [8] 陆耀庆. 实用供热空调设计手册[M]. 2版. 北京:中国建筑工业出版社,2008
- [9] 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
- [10] 清华大学建筑节能研究中心. 中国建筑节能年度发展报告 2010[M]. 北京:中国建筑工业出版社,2010

(上接第 59 页)

6 结论

6.1 溶液调湿新风机组除湿能力达到设计要求,单压缩机工况制冷平均 COP 为 6.3,双压缩机工况制冷平均 COP 为 4.2,全工况平均 COP 为 5.4。

6.2 高温冷水机组制冷效率较高,实测平均 COP 为 8.9,平均 EER 可达 5.1,比常规空调水系统(EER 约 3.4)高 50%以上。

6.3 各典型房间室内空气参数均满足设计要求,室内空气露点温度低于冷水供水温度,干盘管处无凝水产生;前庭大空间区域空气温湿度满足设计要求,冷辐射地板附近无冷凝水产生,为高大空间空调系统的设计提供了一种新的思路。

6.4 空调系统年单位面积电耗为 34.3 kWh/m^2 ,约为深圳市甲级办公楼平均空调用电水平(49.5 kWh/m^2)的 69.3%。

从房间空调效果、高温冷水机组及溶液调湿新风机组性能、系统单位面积耗电等指标来看,南海意库 3#办公楼项目是温湿度独立控制空调系统的一次成功实践,为今后该技术在华南高温高湿地

区的大规模推广应用奠定了坚实的基础,对于其他类似项目也具有重要的推广和借鉴意义。

参考文献:

- [1] 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
- [2] 江亿. 我国建筑耗能状况及有效的节能途径[J]. 暖通空调,2005,35(5):30-40
- [3] 陈晓阳,江亿,李震. 湿度独立控制空调系统的工程实践[J]. 暖通空调,2004,34(11):103-109
- [4] 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
- [5] 崔文盈. 温湿度独立控制溶液除湿空调系统的理论研究及技术方案论证[D]. 重庆:重庆大学,2007
- [6] 刘拴强,杨海波. 招商地产三洋 3#厂房改造工程温湿度独立调节空调系统应用介绍[J]. 供热制冷,2008(7):27-30
- [7] 杨海波,刘拴强,刘晓华. 南海意库 3#办公楼温湿度独立控制空调系统运行实践研究[J]. 暖通空调,2009,39(5):135-138
- [8] 刘拴强,江亿,刘晓华. 热泵驱动的双级溶液调湿新风机组原理及性能测试[J]. 暖通空调,2008,38(1):54-63