

关于恒温恒湿类和对湿度 有高限控制要求空调 工程的节能设计探讨

上海机电设计研究院 周祖毅[☆]

摘要 根据国内外相关设计标准和规范,讨论了恒温恒湿类和对湿度有高限控制要求的空调系统采用的空气处理和自动控制方式。在这类空调工程设计中,应该对其能耗和节能问题给予特别的重视,提倡弃用二次加热(再热),以降低能耗。

关键词 空气处理 相对湿度控制 二次加热 节能

Discussion on energy saving design of air conditioning engineering with constant temperature and humidity and high limit control of humidity

By Zhou Zuyi[★]

Abstract Based on the correlative engineering design standards and regulations at home and abroad, discusses the air handling and automatic control mode ought to be used for air conditioning systems with constant temperature and humidity and high limit control of humidity. Due stress should be paid to energy consumption and energy saving during design of these projects. Recommends not applying reheat for reducing energy consumption.

Keywords air handling, relative humidity control, reheat, energy saving

[★] Shanghai Institute of Mechanical & Electrical Engineering, Shanghai, China

^①

0 引言

如今从轻工食品、医药、化妆品业到仪器仪表、精密机械制造工业,从电子计算机房、精密医疗器械机房到各级医院的无菌手术室等各行各业,需要建造恒温恒湿空调工程的愈来愈多。恒温恒湿空调系统不仅造价高,而且运行能耗大,运行费用高,所以在工程建设中对于恒温恒湿空调工程往往都给予特别的关注。在这当中值得重视和着重考虑的问题主要有:

1) 在满足需要的前提下力求尽量减小恒温恒湿空调面积和规模,把不必在恒温恒湿环境下的生产尽量移出区内;

2) 凡可不提或可放松对空气相对湿度控制要求的,就不提相对湿度控制要求,或降低其控制精度要求;

3) 凡允许在不同季节有不同温度设定值的,则

应冬季尽可能降低设定值,夏季尽可能提高设定值;

4) 遵循相关设计规范规定要求,改变沿用了几十年的传统、落后的露点温度控制加再热方式,采用新的空气处理方式,杜绝二次加热,减少运行能耗。

1 舒适性空调

空气调节从性质和用途上说,基本上可分为两大类:舒适性空调和工业工艺性空调。不过,也不能说凡是工业上所用空调便属于工业工艺性质。实际上在很多工业厂房里,为了提高生产效率,改善工人的劳动条件而设置的空调系统,也应算作舒

^{①☆} 周祖毅,男,1936年5月生,大学,原副总工程师,教授级高级工程师

200060 上海市长寿路800弄16号702室

(021) 62305198

E-mail: zhouzuyi@sina.com

收稿日期:2009-04-15

修回日期:2009-09-17

适性空调。

在舒适性空调领域,现在不乏建设单位以种种理由为借口,置科学观念于不顾,对空调对象房间随意提高空气参数的控制要求。本来恒温恒湿空调多用于满足工业工艺性要求和科研实验室要求,可如今有些纯粹舒适性空调场合竟也有提出要求恒温恒湿的。譬如,有些城市在兴建剧院、艺术中心、音乐厅时,往往互相攀比,过分强调建筑物的标志性、豪华性、舒适性,要求观众厅内温度保持恒定,并控制相对湿度于 $50\% \pm 5\%$ 。于是,设计不得不像恒温恒湿空调那样,沿用保守的空气处理方式,全年严格控制送风空气的露点温度,并对送风空气进行二次加热。理论上可证明,为了满足湿度控制要求,投入的再热量与空气处理的过冷量相等。杜绝这种冷量和热量双重的、无谓的能耗,理应成为节能减排的首要目标。其实,观赏一场文艺演出的持续时间不过 2 h 左右,观众怎么也不至于因相对湿度可能的略微偏高或偏低而感到不舒适,更何况等体感舒适度概念本身就允许相对湿度在一定范围内波动。

对于舒适性空调,美国 ASHRAE 节能设计标准 90.1—1989 第 9.4.5 条规定,“如果在一个系统中设有加湿器,则其所装相对湿度控制器应能确保不把能源用于使室内空气相对湿度超过 30%;同样,它也应能确保不把能源消耗于使室内空气相对湿度低于 60%。”同样,加拿大国家建筑节能法规 (National Energy Code For Buildings, 1995) 第 5.2.12.1 条的(2)中也有类似的规定:“所有湿度控制器应能适当地设定,以防止为了追求舒适把能源消耗于提高室内相对湿度超过 30%;或者使相对湿度降低到 60% 以下。”可见,历来耗能无度的当今最富国家,尚且能在舒适性空调的湿度控制方面作出如此明确的限制,何况像我们这样的发展中国家,更没有理由盲目地追求舒适,而置浪费能源于不顾。总之,把舒适性强调得那么绝对化、神秘化,一味强调项目的重要性、特殊性,任意提高设计标准的做法是不应容许的。

2 工业工艺性空调

恒温恒湿空调工程多用于工业工艺性用途。目前新建和已建的恒温恒湿空调系统数量巨大,其每年的能耗所占比例不小。鉴于近年来对恒温恒湿空调系统的空气处理技术认识水平的逐步提高,

对沿用传统处理方式和模式导致能源巨大浪费的状况不能熟视无睹。所以,笔者以为,GB 50019—2003《采暖通风与空气调节设计规范》中第 6.6.13 条规定很有必要:“一般中、大型恒温恒湿类空气调节系统和对相对湿度有上限控制要求的空气调节系统,其空气处理的设计,应采取新风预先单独处理,除去多余的含湿量,在随后的处理中取消再热过程,杜绝冷热抵消现象。”为了更进一步深入阐释这一条文的含义,该规范更在其后的条文说明中,利用相应的焓湿图作了比较详细的阐述。由于该说明已经把所涉及相关的很多问题都作了清楚的阐述,这里不再赘述。

至于条文中的“中、大型”限定词,笔者以为,这是从实际出发,把小型系统视作例外。因为:

1) 再热损失也即冷热抵消量的多少与送风量的大小,也即系统的大小成正比例关系。系统规模越大,改进的节能潜力越大。小型系统规模小,即使用再热,有一些冷热量抵消,数量也有限。

2) 小型系统常采用整体式恒温恒湿机组,使用方便、占地面积小,在使用中确实有一定的优势,故不应限制使用。况且对于小型系统,如再另外加设一套新风处理机组也不现实。笔者以为,这里的“中、大型”意在定位于通常高度为 3 m 左右、面积在 300 m^2 以上的恒温恒湿房间。对于面积在 300 m^2 以下的恒温恒湿房间,一般可视为小型系统。其适用的恒温恒湿机组的容量大致为:风量小于等于 $10\,000 \text{ m}^3/\text{h}$,冷量约小于等于 60 kW。现在有将恒温恒湿机组越做越大的现象,也有大面积空调房间采用多台标准型机组,化整为零的做法。这都是不节能、不经济、不合理的。这是因为:1) 恒温恒湿机组本身难以对温度和相对湿度实现解耦控制,难以避免因再热而引起大量的冷热量抵消。系统容量大,其因冷热量抵消而引起的大量能耗令人难以接受。2) 恒温恒湿机组冬季运行全靠电加热供暖,与电炉取暖本质上并无不同。系统容量大,这种能源不能优质优用的损失也必然随着增大。

正是基于这样的考虑,上海的地方标准 DB 31/T 255—2003《集中式空调(中央空调)空气调节系统的节能运行与管理技术要求》中专门规定了一条,即第 4.4.7 条:“除直流式、新风比例较大及容量小于、等于 60 kW,或风量小于、等于 $10\,000 \text{ m}^3/\text{h}$ 的小型系统外,一般中、大型恒温恒湿类或对

相对湿度有上限控制要求的空调系统,应采取新风预先处理,除去多余的湿量后,再与回风混合,进行干冷却,以取消再热,避免冷热抵消。”

3 小型恒温恒湿空调系统

一般常用的恒温恒湿空调机组即为小型恒温恒湿空调系统的典型代表,其基本结构、夏冬季空气处理过程、自控原理及对应的焓湿图参见图 1、2。如图 1 所示,恒温恒湿空调机夏季的降温和除湿依靠的是直接膨胀式冷却器,冬季加湿则采用的是电极加湿器或电阻式加湿器。冬季的基本加热一般采用的是电阻式加热器。温度的微调电加热可用分级控制或可控硅无级控制。

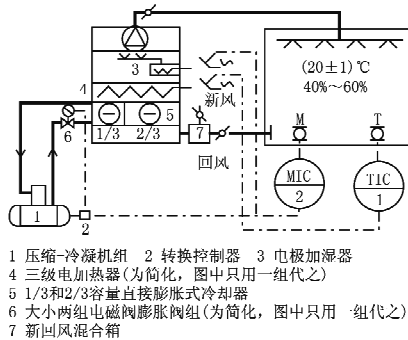


图 1 恒温恒湿型空调机组及其控制原理

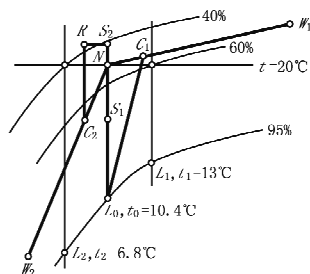


图 2 恒温恒湿空调机露点温度控制原理

在恒温恒湿空调系统中,作为对湿度控制可能产生最大干扰的因素——新风量,一般采取全年固定不变的运行模式。比如,如图 2 所示,在夏季设计计算条件下,约有 10% 状态为 W_1 的新风进入混合箱 7 与状态为 N 的回风混合,成为混合状态 C_1 的空气进入直接膨胀式冷却器 5 后被除湿降温到机器露点 L_0 ,再经二次加热(为了简化,略而未示风机温升和风管温升,下同),达到所需的送风状态 S_1 后送入房间。

与此类似,在冬季设计计算条件下,约有 10% 状态为 W_2 的新风与状态为 N 的回风混合后,达到状态 C_2 ,随后经电加热,达到状态点 R ,再经加湿至送风状态点 S_2 。当然,这表示的是外围护结构热负荷大而室内散热负荷小的情况。如果情况相反,则送风状态点 S_2 对应的温度值当低于室内温度设定值。

由图 1 可看到,室内温度的控制是由安装在室内的温度传感器 T 通过温度显示控制器 $TIC-1$ 控制电加热器 4 的加热量来实现的。室内相对湿度冬季是靠相对湿度传感器 M 通过湿度显示控制器 $MIC-1$ 控制加湿器的电源实现的;夏季和过渡季则是靠控制制冷机组 1 的开停和供液电磁阀 6 的开关来实现。早期的机组为了兼顾春秋两季的低负荷运行,通常把直接膨胀式冷却器按容量分成 1/3 和 2/3 两部分,以适应负荷的变化。现在采用变容式压缩机和电子膨胀阀,实现无级的制冷剂流量控制,直膨式冷却器的运行控制性能料必可得以大大改善。

即使是早期采用的那种制冷系统和直接膨胀式盘管,其之所以也能满足空调对象房间温度 $(20 \pm 1)^\circ\text{C}$ 、相对湿度 40%~60% 的控制要求,主要原因是它所需控制达到的允许空气机器露点温度范围比较宽。比如,如图 2 所示,为使室内相对湿度保持于 40%~60% 范围内(在干球温度设定值为 20°C 情况下),只需把送风处理到从 L_2 (对应温度 6.8°C)到 L_1 (对应温度 13°C)区间的任一露点温度即可。设备制造厂只需根据通常所用 10%~20% 的新风比和所需处理达到的露点温度 L_0 ,就不难通过实验和计算确定必要的直膨式盘管的排深,从而形成系列化标准型产品。

这类恒温恒湿型空调机由于整体式体型、结构等因素的限制,只能采用这种近似的露点温度控制机理(尽管没有采用有形的露点温度传感器及其相应的控制手段),所以,总难克服二次加热和冷热量抵消的弊端。如要改变或减小这种冷热量抵消的效应,也许除非采用更加精细、更为先进的控制手段或专门可靠的程序,实现智能化温度-湿度解耦自动控制,否则,是难以实现的。

4 中、大型恒温恒湿空调系统

1) 典型的露点温度控制方式

早期建造的中、大型恒温恒湿型空调系统采用的空气处理方式和自动控制方式,基本上与上述恒

恒温湿空调机组类似,所不同的是,由于处理风量大,系统大,有条件采用喷淋室或冷水表冷器加循环喷淋式空气处理,从而达到更精确的、闭环式的露点温度控制效果。从实质性的空气处理方式和节能角度看,它也摆脱不了二次加热。对于这类已建的系统理应加以改造(当然,正如上述设计规范中明确指出的,其中不包括直流式空调系统和新风比例很大的系统)。在新建工程中当然更应遵照国家和地方新近制定的相关设计标准和规范,力求采用经济合理的、节能的空气处理方式,避免冷热量抵消。

传统的典型恒温恒湿空调系统的结构形式和空气处理过程的焓湿图见图 3。这也正是 20 世纪六七十年代我国建造的几个大型机床厂大面积(1 万 m^2 以上)恒温恒湿精密磨床制造厂房采用的系统基本模式。如图 3 所示,在该系统中未设防冻的预加热器,这只是为了简化,并不表示它也适用于北方有冻结危害的环境下。其湿度控制环节是,全年利用安装在喷水室后的干球温度传感器 $T-1$ 对露点温度进行控制。其原理是通过三通调节阀调节喷水温度,以使处理后的空气全年保持恒定的机器露点温度 L_0 。为此,冬季系统喷淋热水或温水;夏季喷淋冷水。

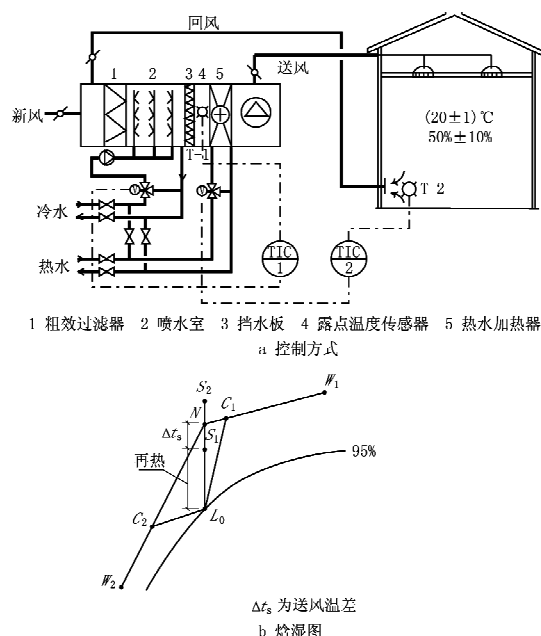


图 3 典型的露点温度控制方式及其空气处理焓湿图

在夏季设计计算工况下,要求的送风温度是 S_1 状态的温度,它显然远远高于机器露点 L_0 的温度。这表明,在这一过程中空气不得不被处理得过

冷了,为使室内达到所需保持的状态,还必须利用加热器 5 进行二次加热(再热)。这就不可避免地产生严重的冷热量抵消现象。

2) 无露点温度控制方式

该方法是在上个世纪 80 年代我国实行改革开放后,与境外工程设计单位合作中出现并随后在我们自身实践中得到成功应用的做法。其系统图式和自动控制原理参见图 4。由图中可看到,加热器 3 和加湿器 4 由于功能单一,如同常规的一样,可直接分别由室内温度传感器 $T-2$ 、温度显示控制器 $TIC-1$ 和室内相对湿度传感器 $M-1$ 、湿度显示控制器 $MIC-2$ 加以控制。其特点主要体现在对冷水表面冷却器 2 的控制方式上。基本控制思路是,既然表冷器同时具有降温 and 除湿功能,那么,它就应该同时接受涉及温度和湿度参数的相关传感器和调节器的控制。当然,这里的“同时”并不是意味实时的“同时”。执行机构的实时动作只能是接受某一个参数信号控制后的效应。所以,系统中采用了温度-湿度自动选择控制,即由安装在空调房间内的温度传感器 $T-2$ 和相对湿度传感器 $M-1$ 的控制信号,一起通过选择控制器 XY 加以控制。表冷器的冷水三通阀只有在温度和湿度两个参数都满足要求的情况下才保持阀位开度不变。否则,只要其中任一参数未满足要求,则其信号将会超越另一信号,实施对表冷器的优先实时控制。

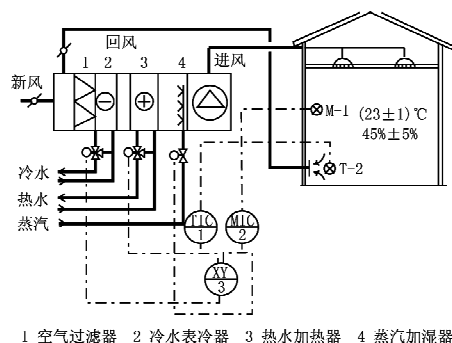


图 4 恒温恒湿空调无露点温度控制方式

显然,采用这一控制方式并不能完全免除二次加热和冷热量抵消,而只能在某种程度上减轻前述露点控制方式的严重不足。

3) 新风单独处理加后续回风干冷却方式

图 5 是如前述,在 GB 50019—2003《采暖通风与空气调节设计规范》第 6.6.13 条中建议采用、并在其后条文说明中所示的图式。从设计的基本

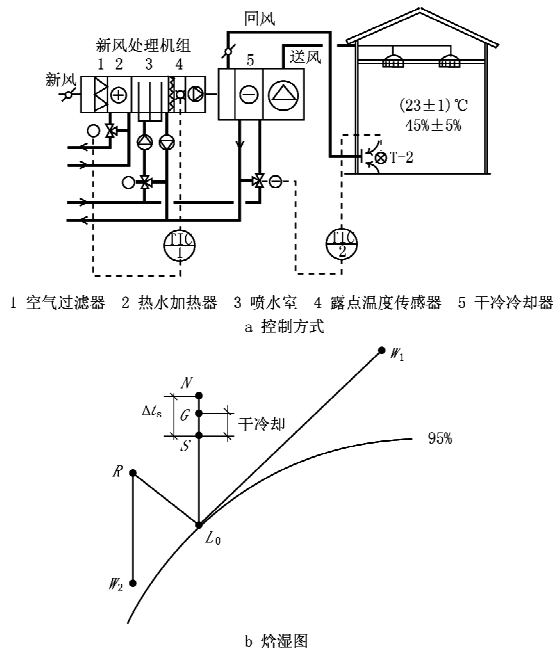


图5 恒温恒湿空调新风单独处理加后续回风干冷却方式

理念看,它是基于这样一个思想,即在湿度受到严格控制的房间内,除了随新风可能带入的湿负荷外,其他因素,如通过建筑物外围护结构(当然,其保温层必须含有良好的隔汽层)的水蒸气渗透、室内人员的散湿等,所可能产生的湿负荷均可略而不计。即使生产工艺中有散湿设备,也会因有专门的隔间,并辅以局部通风或全室通风负压控制,予以可靠有效地隔离(如大规模集成电路生产厂房内必有的酸碱等各种化学制剂溶液的大量使用)。所以,只要严把新风湿负荷这道关,湿度问题便可迎刃而解。由此可见,成功应用这种系统的关键在于,新风处理机组中的喷水室或表冷器,对高湿新风有足够的除湿能力,能确保把新风处理到预定的机器露点温度。

夏季当室外空气以当地设计计算状态 W_1 进入新风处理机组后,经喷水室 3 以大焐差降温除湿至相应于室内空气含湿量的机器露点 L_0 (由于球温度传感器 T-1,通过温度显示控制器 TIC-1 确保实现),然后与 N 状态回风混合,达到状态 G ,再经干冷冷却器 5,根据室内实时负荷要求,通过室内温度传感器 T-2 和温度显示控制器 TIC-2,控制干冷冷却器 5 的供冷水阀开度,从而把待处理空气精确地冷却到所需的送风状态 S 。

冬季新风先经加热器预加热,然后再经循环水喷淋,也是由露点温度传感器 T-1 (由于球温度计

实施)和温度显示控制器 TIC-1 控制热水三通阀,调节进入加热器 2 的热水量及其加热量,以使经循环喷淋处理后的空气保持于露点 L_0 。其后的过程与夏季相同。

这里有必要说明图 3 和图 5 中冬季送风状态不同的道理。前者只是表明,其空调对象房间冬季外围护结构热损失负荷大,以致需要供暖;而图 5 表示的空调对象外围护结构的热工影响只占房间冷负荷中微不足道的程度,故其全年都有很大的、比较稳定的供冷负荷,全年的送风状态点 S 参数基本稳定不变。

难免有一些近于学究式的讨论,其中比较有代表性的是关于空气处理焓湿图的。“恒温恒湿空调房间里不可能一点湿负荷都没有,所以,其室内空气过程线——热湿比,不应是无穷大——垂直线。”诚然,从理论上说,这是不错的。不过,即使如此,也不足以否定上述关于恒温恒湿空调系统露点温度控制原理的可信性和可靠性。对此,笔者曾经利用比例计算法则作过证明:只要能理论计算出室内的湿负荷量,再根据送风量计算出单位新风量所需的除湿能力(Δd),从而确定并使之处理到一个新的、较原来稍低一些的机器露点温度,其后的处理过程均不变。结果,混合空气经干冷冷却后,计算送风状态也必然落在室内空气过程线上。这样的送风状态,当可同时满足室内温度和相对湿度的控制要求。两者情况实际上并无实质性的不同,区别只在两者处理的机器露点温度的微小差异。可是,实际上有谁能说室内湿负荷的计算会准确无误,而且恒定不变!这微小的机器露点温度差异就绝对准确?所以,据此笔者以为,在工程设计实践中作出某些忽略往往是必要的、合理的。

再一方面,从控制原理讲,若仅就室内相对湿度控制而言,其实它只是一种开环式控制。因为,从图 5 中可看到,在其控制图式中并没有采用室内相对湿度传感器,直接对相关调节机构进行通常的反馈式控制,而是通过理论计算,预先确定一个能满足室内空气状态要求的机器露点温度,然后,采用必要的手段,达到并保持住它。如果单纯地从理论角度说,一项精确参数的控制,采用这种间接的开环式控制手段来实施,似乎是难以理喻的。从理论上说,室内湿负荷尽管可能比较稳定,但却不可能完全不变。控制恒定的露点温度,并不能代表室内实时之需。

以上的讨论还只是指相对湿度控制精度为 $\pm 5\%$ 的情况,但即使对于下述的 20.32 cm(8 in),以至 30.48 cm(12 in)大规模集成电路生产厂房,号称相对湿度控制精度要求 $\pm 3\%$ 或 $\pm 2\%$ 的情况下,其采用的空气处理(除化学过滤器应用外)和湿度控制方式基本上也就是这样。可是,至今有谁怀疑或否定这样一种定式呢!这些也许再次说明,工程实践的粗犷与理论的精准之间统一和协调的必要性;避免简单化、绝对化,才不致陷入盲目性误区。

5 大规模集成电路生产厂房的典型恒温恒湿空调系统模式

就空调空气处理过程和控制方式而言,此类厂房的空调系统本来也可归类于上述“新风单独处理加后续回风干冷却方式”。但考虑到它的某些特殊性,故拟作专门讨论。

大规模集成电路生产厂房的特点主要是:

- 1) 面积大。其面积之大往往可达数万 m^2 。
- 2) 室内要求保持的洁净度高。比如,对于一个 30.48 cm(12 in)的集成电路厂房,其要求达到的洁净度等级为 ISO1 级。
- 3) 为达到高洁净度级别要求,厂房内空气需保持单向平行流状态,故需要的空气换气次数大,处理的总风量巨大。
- 4) 空调能耗特别大。

这类厂房的结构形式和垂直方向上的布局、采用的典型空调系统、空气处理过程及控制方式见图 6。

由图 6 中可看到,这类厂房从上到下一般设计成 3 层:顶层为送风静压室,中间层为单向流生产区,底层为回风区。顶层底面满布或根据计算均布带风机动力和超高效过滤器的风机过滤单元 (FFU);根据计算,在底层回风区周边竖向风道底部,或者顶层静压室的回风竖风道出口安装所需容量的干冷盘管或带风机动力的干冷冷风机组。这些干冷盘管或带风机动力的干冷冷风机组对空气进行的等湿降温过程,则直接受室内温度传感器 T-2 和温度显示控制器 TIC-2 控制,使空气达到状态 G,然后与处理后的新风混合,达到送风状态 S_1 。

为确保回风空气实现等湿降温处理的效果,其供水温度往往需要进行自动控制,使之恒保持高于所处理空气的露点温度。

比较图 6 和图 5 可看到,两者最大的不同在于,前者把后续的、处理风量远大于新风处理机组

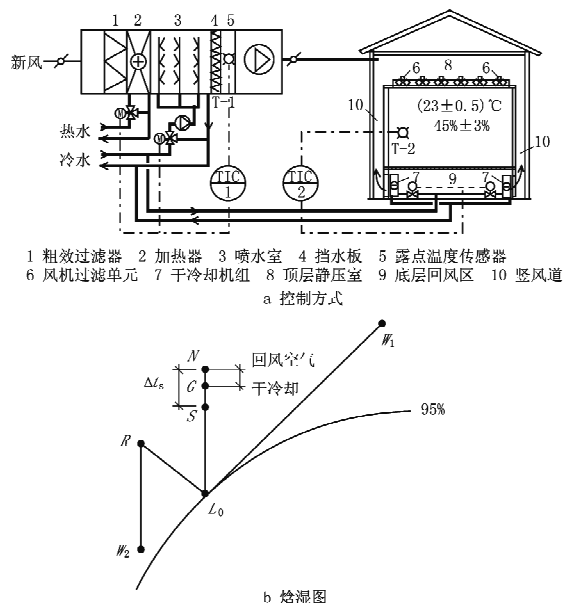


图 6 大规模集成电路厂房的典型空调系统及空气处理

的干冷却空气处理机组完全省去了。这样,机房里便只剩下了风量较小的新风处理机组。显然,这不仅可大大减小机房的面积和高度,而且还省去了连接送风静压室和机房之间很大截面的回风管和送风管,从而,进一步省去了高达每 h 数十万、数百万 m^3 的巨量空气输送能耗。这无疑会大大减少空调工程的初投资和日常运行费用,经济效益显著。

6 室内相对湿度有上限控制要求的空调系统

某些工业工艺生产环境对室内温度和相对湿度的波动虽无严格的精确控制要求,但有时却会对相对湿度提出严格的上限控制要求。比如,有的要求室内相对湿度不允许超过 60% 或 70%,而温度只需保持在 $18 \sim 28^\circ\text{C}$ 这一宽泛的范围内即可。如果用焓湿图表示,这一要求的室内空气控制目标范围则可用图 7 中阴影区域表示。

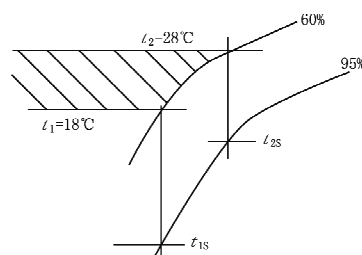


图 7 可满足室内相对湿度小于等于 60% 要求的区域

图 7 中阴影所示区域内的所有空气状态都可满足预设的、也即室内相对湿度低于 60%,而温度最低不低于 18°C 、最高不高于 28°C 的要求。其相

对应的露点温度为 t_{2s} (19.7 °C) 和 t_{1s} (10.2 °C)。显然,这与前述的恒温恒湿类空调不同。后者只需控制空气状态于一个点。而这里却允许在一个相当大的范围内波动。从空气处理过程自动控制角度看,要使室内空气状态根据室外空气状态,经济、合理地控制于一个范围内,显然要比把它控制在一个点复杂、困难得多,因为它需要采用特定的、复杂的专门智能化识别和程序控制软件,实施完全自动化控制。所以,在笔者以往的实践中,很多情况下,对于这类空调对象反而感到棘手。因为笔者以为,对于这类系统的设计,不管是在初投资上,还是在系统运行能耗上,理应都低于恒温恒湿空调系统,否则,就说过去了。

至于如何妥善、有效地解决这类看似简单空调对象的设计问题,也许值得今后做更多深入的工作,因为这类空调系统的设计不像恒温恒湿空调系统那样已成定论,有成熟的模式可资借鉴。这类空调系统的设计,从性质上看,它可说是介于舒适性空调与恒温恒湿空调之间。所以,其采用的系统模式也理应能反映出这种特性。下面,作为探讨,笔者以为似可提出以下几种思路和处理方案。

1) 采用类似恒温恒湿空调系统的结构模式

比如采用“新风单独处理加后续干冷却处理方式”,也即全年采用最小新风量。这是因为新风是导致室内湿度波动的最大、最直接、最快速的干扰因素,要可靠、简便、有效地控制室内相对湿度,守住这一关口,具有事半功倍的效果。否则,在春秋季节的气候突然变化,骤然的雨雾,必会引起室内相对湿度的骤变、升高。当然,这样做的缺点是放弃了本来可以利用的过渡期新风供冷潜能。但是,这一取舍、折中也许是必要的,因为这类空调终究不是舒适性空调。

基于室内相对湿度的上限控制要求,系统内可完全不考虑设置加湿器。其自动控制应充分考虑节能,其系统运行能耗理应大大低于一般的恒温恒湿空调系统,并在此基础上确立合理的控制逻辑。基于上述各项考虑,似可提出如图 8 所示的系统形式和控制原理,在所示系统中,室内要求控制的相对湿度上限是 60%。

① 防冻预加热器 2 用于冬季预加热,使进入其后的空气温度保持高于 5 °C;

② 当室内温度高于 18 °C 时,后加热器 4 及其

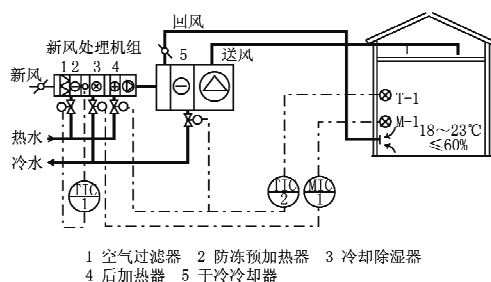


图 8 相对湿度等于或低于 60% 的空调系统及其自动控制原理

加热阀应不工作;

③ 干冷冷却器 5 及其供冷阀只应在室内温度超过 28 °C 的情况下才投入工作;

④ 冷却除湿器 3 及其供冷阀的主要功能是除湿,所以,由相对湿度传感器 M-1 予以控制。相对湿度传感器 M-1 的设定值取为 60%。它只在当室内相对湿度超过 60% 时才会动作,加大供冷阀的开度。

采用典型的分程控制原理(见图 9),实现上述各项控制功能的各个相应执行机构的动作程序。

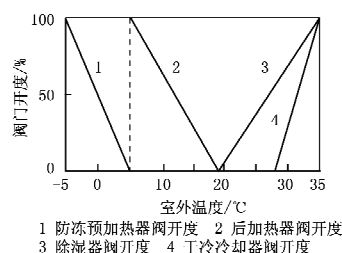


图 9 各个调节阀随室外温度的开度变化

2) 采用典型的双风机型舒适性空调系统的结构模式

上述例子所涉及的相对湿度控制上限是 60%。实际上也有不少空调对象房间要求的控制上限高于 60%，比如是 70%。对于这种情况,由于室内环境对相对湿度容许的范围更宽,限值更高,条件更宽松,所以在全年大部分时间里,都比较容易得到满足。系统也许可采用典型的双风机型舒适性空调系统的结构模式。但是,在系统的控制方面需做一些适应性的改变:① 在春秋季节利用露点温度传感器监测室外空气的露点温度,一旦室外空气露点温度超过某个设定值,便快速使新风阀与排风阀回到最小开度,严格限制水分随新风带入室内;② 在夏季对水冷表冷器采用类似图 4 中所示的温度-湿度选择控制模式。

7 结语

从以上所述可大致看到我国恒温恒湿空调技术近 50 年来发展和进步的轨迹。在这一过程中节能的主题一直贯彻于始终。在我们数十年的经济建设中建成的这类恒温恒湿空调系统可能数以万计。采用新的技术对老旧工程和系统进行改造,可给企业和社会带来巨大社会效益和经济效益。新建工程的建设者和工程设计者更有责任,本着与时俱进、节能减排的时代精神,摆脱旧时设计框框和陈腐模式,认真贯彻执行新的设计规范和标准,做出能体现新时代技术进步的设计成果。

· 简讯 ·

地源热泵技术全国推广与应用高层论坛

由全国地源热泵委员会与山东富尔达空调设备有限公司联合主办的地源热泵技术全国推广与应用高层论坛(北京)于 1 月 21 日在北京二十一世纪饭店举办。论坛由国务院原参事、住房和城乡建设部建设环境工程中心主任王秉忱主持。全国地源热泵委员会主任委员、中国建筑科学研究院建筑环境与节能研究院院长徐伟与住房和城乡建设部科学技术委员会常务副主任、中国市政工程协会会长金德钧分别致开幕辞。共有 10 位来自全国各地的专家、领导及企业代表作了精彩演讲。北京市建筑设计研究院吴德绳顾问总工作了《低碳经济给建筑界带来的思考》的报告;住房和城乡建设部建筑节能与科技司财政部经建司可再生能源建筑应用项目管理办姚春妮作了《可再生能源建筑应用推进过程及效果》的报告;山东富尔达空调设备有限公司高翀总工程师作

参考文献:

- [1] ASHRAE. ASHRAE/IES 90.1—1989 Energy efficient design of new buildings except low-rise residential buildings [S]. Ministry of Housing Ontario, Buildings Branch, 1993
- [2] Canadian Commission on Building and Fire Codes. National energy code for buildings, 1995 [S]. Ottawa, 1996
- [3] 中国有色工程设计研究总院. GB 50019—2003 采暖通风与空气调节设计规范[S]. 北京:中国计划出版社, 2004
- [4] 上海市能源标准化技术委员会. DB31/T 255—2003 集中式空调(中央空调)系统节能运行与管理技术要求[S]. 上海, 2003

了《地源热泵技术创新与发展》的报告;哈尔滨工业大学马最良教授作了《改善热泵空调系统性能的途径》的报告;山东亚特尔集团股份有限公司马宁副总经理作了《地源热泵工程实践与技术创新》的报告;沈阳城乡建设委员会副主任、沈阳地源热泵规划建设管理办常务副主任王新北作了《沈阳市推广应用地源热泵技术工作情况汇报》的报告;中国地质调查局浅层地温能研究推广中心冉伟彦总工作了《浅层地热能调查评价及技术要求》的报告;中国建筑科学研究院环能院朱清宇主任作了《《地源热泵系统工程技术规范》修订条文解释》的报告;北京依科瑞德地源科技有限责任公司郭建基总工作了《致力热泵应用 创造绿色家园》的报告;中国建筑业协会建筑节能分会许文发副会长作了《关于区域能源规划的探讨》的报告。

(才 隽)

· 会讯 ·

2009 年江西省暖通空调学术年会在南昌召开

中国勘察设计协会建筑环境与设备分会江西省委员会、江西省建设工程勘察设计协会建筑环境与设备专业委员会联合举办的 2009 年江西省暖通空调学术年会于 2009 年 12 月 26 日在江西省南昌市江西饭店召开,参加会议的设计师和生产厂商代表共 180 人,应邀参加会议的暖通空调设备厂商共 31 家。

会上,江西省建设工程勘察设计协会秘书长曾鹏、常务副秘书长熊根水和协会依托单位——江西省建筑设计研究总院刘小檀院长到会祝贺并作了指导性发言。中国勘察设计协会建筑环境与设备分会江西省委员会和江西省建设工程勘察设计协会建筑环境与设备专业委员会主任委员刘汉华总工作了 2005—2009 年度专业委员会工作汇报,报告回顾了协会专业委员会成立四年多来所做的工作,总结了成绩、经验和不足,号召协会同行加强与暖通空调设备厂商的沟通与合作,为江西省的暖通空调事业作出更多的贡献。专业委员会名誉主任王梦云总工宣读了 2005—2009 年江西省协会专业委员会的先进工作者和积极分子名单,并颁

发了奖状和奖品。刘汉华总工还传达了 2009 年在山东烟台召开的中国勘察设计协会建筑环境与设备分会年会精神。

本次大会特邀江西科技师范学院董哲生副教授作了《一次泵变流量空调水系统》的技术专题讲座,华东交通大学土建学院罗新梅副教授作了《对地下水热泵系统设计施工的再思考》的技术专题讲座,浙江盾安环境设备公司作了《地源水源热泵空调新技术》的技术专题讲座,杭州华电华源环境工程公司作了《应对低碳排放要求的空调新技术》的技术专题讲座,江西威乐公司作了《空调水泵节能新技术》的技术专题讲座和富士通将军中央空调公司作了《空调系统多联机节能新技术》的技术专题讲座。苏州浩辰软件公司在年会上带来了浩辰暖通空调最新设计软件,并对节能计算作了详细的介绍。技术专题讲座报告内容丰富多面,为江西省暖通空调设计带来了新思路和新产品,受到了与会代表的热烈欢迎。

(本刊特约通讯员 刘汉华)