

夏季一次回风空调系统在实际工程设计中的方法与探讨

钟阳

北京市住宅建筑设计研究院有限公司

摘要:对于夏季工况全空气一次回风空调系统而言,在进行空气处理的过程中,将室内回风、室外新风混合,然后经由表冷器进行处理,以再热送风或者露点送风的方式送入室内。对于空调精度要求不高的系统,如果能用最大温差送风,即使用机器露点状态作送风状态,则可以免去再热,因而也可以减少抵消这部分再热的冷量,使制冷系统负荷降低。这是设计空调系统时应该考虑的。从这一点出发,几乎所有的舒适性空调都无须使用再热器。本文将结合实际工程对夏季工况下全空气一次回风空调系统在实际设计工作中的设计方法、计算、设备选型进行探讨,并提出一些个人看法。

关键词:全空气一次回风空调系统;冷负荷;湿负荷;热湿比;送风量;新风量;设备选型

引言

在民用建筑舒适性空调的设计中,全空气一次回风系统是比较常见的空调系统形式之一。本人通过多年的设计工作,总结了一些该方面的设计经验及常见问题,本文中将通过结合工程实例进行相关讲解,并希望与同行们进行探讨。

一、浅析全空气一次回风空调系统及其优缺点

在集中处理空气过程中,室内回风和室外新风混合后,经过表冷器冷却除湿后,直接送入空调房间或者加热后再送入空调房间称为一次回风。

一次回风空调系统属于集中式空调系统,主要特征为:回风与新风在热湿处理设备前混合,适用于送风温差可取较大值时或室内散湿量较大时。

对于空调系统而言,没有任何一种空调形式是完美的,其自身均存在一定的优、缺点。为了进一步了解全空气一次回风空调系统,先做一下简单优缺点分析。

优点:一、设备简单,初投资相对较少;二、可以对室内温度进行有效的控制;三、可以进行有效的通风换气,从而使室内卫生条件得到有效保障;四、于空气处理机组而言,其主要集中在机房当中,便于工作人员的维修管理;五、可以保障全年在多种工况下的节能运行;六、设备的使用寿命长;七、可以有有效的采用隔振、消声等措施。

缺点:一、机房面积相对较大,风道断面较大,一次回风系统占用的建筑空间相对较多;二、风管系统较为复杂,在布置方面存在一定的问题;三、一次回风系统需要对多个区域进行供给时,如果各个区域的负荷出现了变化,一次回风系统难以根据各个区域的变化情况进行准确调节;四、风管连通各个空调房间,在一定程度上会造成各个房间的相互污染;五、设备与风管的安装量相对较大,因此一次回风系统的建设周期较长。

二、设计方法、计算、设备选型及个人观点和注意事项

本文仅对夏季工况下全空气一次回风空调系统进行论述和探讨。

(一) 空调房间冷负荷

空调房间冷负荷是空调设计中最初也是最根本的设计依据和设计条件之一,做任何空调设计时,冷负荷都是前期必备条件之一。现工程上冷负荷的计算方法采用冷负荷系数法。

下面主要介绍冷负荷的组成,具体的相关计算公式及附录表格在设计规范、设计手册、教科书中均有详细描述,本文篇幅有限不做详细说明。

冷负荷包括:a.围护结构瞬变传热形成的冷负荷;b.透过玻璃窗的日射得热形成的冷负荷;c.室内热源散热形成的冷负荷(工艺设备、照明、人体散热等)

以上为空调房间冷负荷,在实际设计工作中,以上负荷结果均可由相关计算软件得出。

在这里我想主要表明另外一个问题,那就是空调房间冷负荷中不包含新风冷负荷,还

有为了降低送风温差,提高空调精度而带来的再热冷负荷。这里做个伏笔,具体为什么会在后面的内容里说明。

(二) 空调房间湿负荷

空调房间湿负荷同空调房间冷负荷一样,同样都是前期设计重要的必备条件和依据之一。

下面主要介绍湿负荷的组成,具体的相关计算公式及附录表格在设计规范、设计手册、教科书中均有详细描述,本文不做详细说明。

湿负荷包括:a.人体散湿;b.工艺设备散湿;c.其他湿源散湿(敞开水面、地面积水等)

以上为空调房间湿负荷,在实际设计工作中,以上负荷结果均可由相关计算软件得出。

这里我同样要表明另外一个问题,那就是空调房间湿负荷中不包含新风湿负荷,具体原因同样会在后面内容里说明。

1. 热湿比

湿空气状态变化前后的焓差和含湿量差之比值,称为热湿比。此为热湿比的原始定义,

实际工程设计计算和应用中多以下面公式及内容做表述。

$\varepsilon = Q/W$ (Q:空调房间余热,通俗讲就是房间冷负荷;W:空调房间余湿,通俗讲就是房间湿负荷)

由于热湿比是一切空气处理过程运算的基础,所以,此部分的准确极为重要,如果此部分出现错误,将会给后续一系列的计算带来偏差。

(三) 夏季空调房间送风量和送风状态的确定

先介绍两个计算送风量的公式：

$$G=Q/(in-io); G=1000W/(dn-do), \text{单位: kg/s}$$

i: 焓; d: 含湿量, in、dn代表室内状态; io、do代表送风状态。

工程上常用送风温差 $\delta t_{to}=t_n-t_o$ 来考虑送风状态点O状态的选定。由上述公式可以看出, 送风温差 δt_{to} 大, 则送风量小; 反之, 送风温差 δt_{to} 小, 则送风量大。送风温差大, 空气处理量小, 从而可以节省初投资和运行费用, 但是, 过低的送风温度和小风量会影响室内空气温、湿度分布的均匀性和稳定性。反之, 一味追求室内空气温、湿度的均匀性和稳定性, 又会增大系统的负荷, 从而带来浪费和不节能, 且经济上也不合理。因此, 选定送风状态点O要从技术和经济两方面考虑。

目前, 对于民用建筑舒适性空调来说, 工程上对于送风温差选定的界限有一个明确合理的共识。那就是, 送风高度小于或等于5m时, 不宜大于10℃; 送风高度大于5m时, 不宜大于15℃。

选定送风温差之后, 即可按照下列步骤确定送风状态和送风量。

(1) 在i-d图上找出室内状态点N

(2) 根据算出的余热Q和余湿W求出热湿比 $\epsilon=Q/W$, 然后过N点作出 ϵ 过程线。

(3) 根据所选定的送风温差 δt_{to} , 求出送风温度 t_o , 过 t_o 的等温线和 ϵ 过程线的交点O即为送风状态点。

(4) 根据上述内容, 然后采用 $G=Q/(in-io); G=1000W/(dn-do)$ 公式计算送风量。

这里我要做几点说明, a. 前面1项里提到的空调房间冷负荷是不包括新风冷负荷和再热冷负荷的, 前面2项里提到的房间湿负荷也是不包括新风湿负荷的, 这两点需要重点记住。在我多年的设计工作中, 这个问题不光是刚工作新手的困扰, 就连一些经验丰富的老工程师也会在此犯错。且这个错误比较常见, 具有一定的普遍性。这两点是基本概念的问题, 故需要明确。该两点之所以重要是因为这两点会直接影响热湿比的准确性和计算送风量的准确性。原因是因为如果上述两点包含新风部分内容及其他, 计算出的热湿比会明显偏小, 从而导致房间送风量变大, 直接的结果就是设备选型有误, 不节能。b. 送风量的大小只与室内状态点、热湿比、送风温差有关, 与其他无关。工作中经常碰到有人问直流式系统送风量怎么求, 一次回风系统送风量怎么求, 二次回风系统送风量怎么求, 他们之间计算送风量有什么关系和差别等这样的问题, 以上问题不光是新手会问, 有的老手也会对此提出疑问。全空气系统不管是直流式、一次回风、二次回风, 对于送风量的计算都是同一个方法。

(四) 新风量

一般空调系统中新风量的确定主要遵循以下三条原则：

(1) 满足人员卫生要求; (2) 补充局部排风要求; (3) 保证空调房间的正压要求。

工程上要按以上三条原则分别计算出新风量后, 取其中最大值。对于一般空调系统, 如果按照上述方法算得的新风量, 不足系统总风量的10%, 则应加大到10%。上述说法为官方说法, 看起

来并不直观也不很好理解。而在实际工程设计中, 由于受到项目周期、设计周期等多方面因素的限制, 没有多余的时间给设计人员用来仔细琢磨和详细计算, 设计人员需要在不影响工期和设计周期的前提下短时间内计算大量数据。这样就需要一个简单可行并且易懂的方法来解决实际问题。因此, 在实际设计中, 对于新风量的计算和选取常用空调房间人员数乘以人员新风指标来得到所需新风量。该方法也是实际设计规范中所描述和推行的方法。

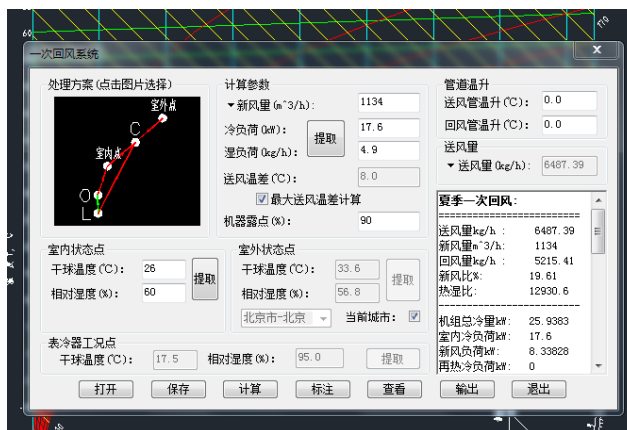
(五) 工程实例

a. 工程实例概况: 该工程为北京丰台万达广场, 位于北京市丰台区丰台科技园三期园区内, 该项目为大型商业综合体, 总建筑面积为24.37万平米。由于项目面积大, 业态繁多, 在此不做一一详细介绍。针对本文所述内容现以该项目其中一个楼层中影院这个业态进行分析。该项目影院位于购物中心6层, 一共14个影厅, 选取其中4#影厅作为此次分析对象。4#影厅房间面积160平米, 10m净高, 设81个观众席。

b. 设计条件: 空调房间夏季室内设计干球温度为26℃, 相对湿度60%, 室内冷负荷计算结果为17.6kw (不包含新风冷负荷), 室内湿负荷 (影厅湿负荷主要是人体散湿) 计算结果为0.00136kg/s (不包含新风湿负荷), 最小新风比30%。

c. 计算热湿比: $\epsilon=Q/W=17.6kw/0.00136kg/s=12930.6$

d. 确定送风状态点: 在焓湿图上, 过室内状态点N ($t_n=26$ 摄氏度, $\phi_n=60\%$) 做热湿比线 ($\epsilon=Q/W=12930.6$), 根据空调精度选定送风温差, 对于民用舒适性空调而言, 空调的精度要求并不高, 故采用最大送风温差来确定送风状态点, 即使用机器露点状态作送风状态, 具体计算方法及结果见下图和如下数据:



夏季一次回风:

送风量kg/h: 6487.39
 新风量m³/h: 1134
 回风量kg/h: 5215.41
 新风比%: 19.61
 热湿比: 12930.6

机组总冷量kW: 25.9383

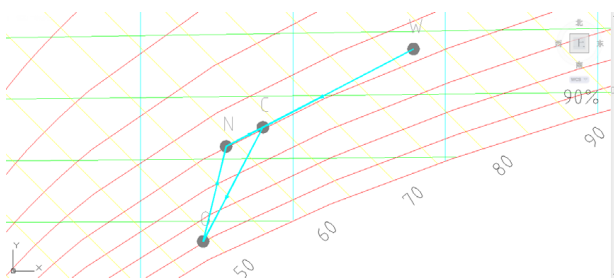
室内冷负荷kW: 17.6
 新风负荷kW: 8.33828
 再热冷负荷kW: 0

 总湿负荷kg/s: 0.00353087
 室内湿负荷kg/s: 0.00136111
 新风湿负荷kg/s: 0.00217144

混风点-C:
 大气压力Pa: 99987
 干球温度℃: 27.5
 湿球温度℃: 21.6
 相对湿度%: 60.0
 含湿量g/kg: 14.0
 焓kJ/kg: 63.5
 露点温度℃: 18.9
 密度kg/m³: 1.148

送风点-0:
 大气压力Pa: 99987
 干球温度℃: 18.4
 湿球温度℃: 17.3
 相对湿度%: 89.8
 含湿量g/kg: 12.1
 焓kJ/kg: 49.1
 露点温度℃: 16.5
 密度kg/m³: 1.185

一次回风系统过程线图:



由上述方法可得夏季一次回风系统的送风量等一系列相关数据。上述内容中关于新风量是根据人数和指标算出的实际需求，本实例要求最小新风比要达到30%，实际计算结果未达到该要求，故根据上述计算所得送风量x30%即为实例所需新风量。由于新风量的增加，导致新风负荷增加，进而导致空调机组所需冷量增加。关于增加新风量后空调机组所需冷量的计算，只要将上面所提方法截图中的新风量根据所要求的新数据重新输入，除此之外其他数据均不作变动，即可得到所需冷量。

上面所介绍计算步骤和计算方法，从设计人的角度来说称

之为理论操作及步骤。接下来我要说的是实际设计工作中的方法及步骤。在实际设计任务中，由于受到项目工期、设计周期、设计任务、施工进度、不可控因素等一系列问题的限制和影响，设计计算在绝大多数情况下是滞后的，不可能按照所谓的理论步骤来进行。举个最普遍也最典型的例子，实际工程设计中，暖通专业的主要核心计算和设计依据是负荷计算，但是负荷计算的核心数据之一是围护结构传热系数。这个围护结构传热系数需要建筑专业提供相关节能文件，但这个建筑节能文件在理想状态下往往也要到快提交外审前几天时暖通才能得到。另外，提交外审后乃至外审意见反馈后建筑才提供相关节能文件也是常有的情况。但是整个工期和设计周期是相对固定的，暖通不可能一直等着建筑提完节能后再做计算，然后计算完再设计制图，况且设计制图中还要给其他相关专业提条件。显然，按照理论步骤和方法进行设计是非常不现实的也很难执行。因此，在实际设计工作中，暖通通常采用估算指标和经验数据进行相关参数及依据的估算，然后根据估算结果进行相关设计。这些估算指标和经验数据并非胡编乱造，它们是通过大量的工程实践得出的可靠经验数据，对设计工作起到了非常关键的推动作用。拿上面实例来说，对于冷负荷的计算（系统所需冷量），影院采用150W/m²~250W/m²的估算指标（该指标是包含新风冷负荷的，用于选设备的指标），一般取中间值200W/m²，上述实例真实计算冷指标为162W/m²（此指标是包含新风冷负荷的，用于选设备的指标，并且是人数乘以新风指标时的数据），按照送风量的30%取新风的冷指标为188W/m²；对于送风量的计算，民用建筑一般性场合全空气一次回风系统的送风量按照4~6次/时估算，一般取4次/时，上述实例估算送风量为6400m³/h，实际计送风量为6487.39kg/h（≈5600m³/h）。由此可见，采用估算得出的结果与真实计算的结果相差并不多，故暖通设计先行采用估算是相对准确可靠并且可行的。至于真实计算可以在设计阶段末用作对设计成果的校核检查和调整的依据。

(六) 设备选型

关于设备选型，同前段所述，初期采用估算结果选取相关设备，后期采用真实计算结果对所选设备进行校核和调整。

三、总结

夏季全空气一次回风系统的设计，首先要弄清冷负荷和湿负荷包括哪些内容和不包括哪些内容，其次计算正确的热湿比，由此作为基础计算系统送风量等其他相关数据，并以所得真实数据作为设计前期估算数据的校核及调整依据。最后强调，暖通设计是基于相对可靠的前期估算进行展开的，后期通过真实计算数据进行校核、调整并完成。

参考文献

[1] 薛殿华, 主编. 空气调节[A]. 北京: 清华大学出版社, 2005: 3-83.
 [2] 陆耀庆, 主编. 实用供热空调设计手册(第二版)[M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2008: 1441-1683.
 [3] 住房和城乡建设部工程质量安全监管司. 全国民用建筑工程设计技术措施-暖通空调·动力(2009年版)[S]. 北京: 中国建筑标准设计研究院, 2009: 76-99.