

置换通风加冷却顶板系统 避免结露和下降气流的方法

解放军理工大学 同济大学 王晋生[☆]
同济大学 龙惟定 董 涛 王庆莉
解放军理工大学 杨秀泉

摘要 提出了一种避免结露和下降气流的方法:用对长波具有高透过性的薄膜密封包裹冷却顶板,该薄膜和冷却顶板下表面之间保留一空气或真空夹层。实验测试了办公室内的温度场、速度场和 CO₂ 浓度场,结果显示薄膜的温度等于或大于冷却顶板下表面和室内空气温度的平均值,薄膜表面和冷却顶板不可能结露,下降气流也相应减少,冷却顶板的制冷量基本保持不变。

关键词 置换通风 冷却顶板 结露 下降气流 透过率

Methodology of avoiding condensation and downdraft in displacement ventilation plus cooling ceiling system

By Wang Jinsheng[★], Long Weiding, Dong Tao, Wang Qingli and Yang Xiuquan

Abstract Puts forward the method of covering the cooling ceiling with the diathermanous film having high penetration rate for long wave radiation, and there being a layer of air or vacuum between the ceiling undersurface and the film. Measures the temperature, velocity and concentration fields in an office. The results show that the film temperature is equal to or greater than the average temperature of ceiling undersurface and indoor air, making the condensation on the film and ceiling much less possible, the downdraft reduced, and the cooling capacity of the cooling ceiling almost keeps unchangcable.

Keywords displacement ventilation, cooling ceiling, condensation, downdraft, penetration rate

★ PLA University of Science and Technology, Nanjin, China

①

0 引言

置换通风(简称 DV)具有室内空气质量好和节能的优点,但也有两个缺点,其一是制冷量偏小,在满足人体舒适要求的条件下, Sandberg 等人认为置换通风的最大制冷量为 25 W/m²[1], Yuan 等人认为是 40 W/m²[2], Rees 等人认为制冷量范围为 30~40 W/m²[3],这样的制冷量显然不能满足热湿地区的要求。其缺点之二是头脚温差大容易引起不适感。

冷却顶板(简称 CC)和置换通风结合后,冷却顶板提供的冷量弥补了置换通风制冷量偏小的缺点。Stahl 等人的研究显示,当房间温湿度保持在舒适区内时,冷却顶板提供的制冷量可在 0~150

W/m² 范围内变化,但典型的制冷量为 50~100 W/m²[4-6]。这样的制冷量和置换通风的制冷量结合基本可以满足大部分热湿地区的要求。由于冷却顶板和墙体、热源之间可以通过辐射直接换热,削弱了墙体、热源对其附近气流的加热作用,所以置换通风形成的垂直温差减小,消除了置换通风因头脚温差大而引起的不适感。

①☆ 王晋生,男,1971 年 6 月生,博士,讲师
210007 江苏省南京市海福巷 1 号解放军理工大学内设教研室
(0) 13913917768
E-mail: wangjinsng@263.net
收稿日期:2007-05-09
修回日期:2007-07-31

Stahl 等人研究了置换通风与冷却顶板相结合的空调系统(简称 DV/CC)^[4-10]。认为主要有三个优点:1) 具有较高的舒适度,这归功于冷却顶板消除了室内的辐射负荷,室内的气流速度较低以及系统运行的噪声低。2) 室内空气质量好,这归功于置换通风在室内形成的流型所具有的高通风效率、低空气龄。3) 节能,水比空气输送能量的效率高而节省了输送能耗,冷却顶板进水温度较高可提高冷水机组的 COP 值,还可利用天然冷源、冷却塔等。该系统还有许多其他优点,如降低建筑层高、建筑结构蓄冷降低了冷负荷峰值等。但也存在两个缺点:1) 冷却顶板温度低于附近空气的露点温度时将结露,形成所谓的“办公室雨”。在热湿地区,这个缺点更是极大地限制了 DV/CC 的应用。2) 冷却顶板下表面形成的下降气流一定程度上破坏了置换通风的流型,降低了室内空气质量。在严重的情况下,置换通风的流型甚至可能完全转变为混合通风的流型。从目前该系统的推广应用看,这两个缺点能否克服是关键问题。

对于结露问题,目前的解决方法是严格控制吊顶进水温度高于室内空气露点温度 0.5℃ 以上。Zhang 等人研究了室内湿度的变化规律,指出运行时应提前 1 h 开启通风系统把室内空气露点温度降低,然后再开启冷却顶板,并严格控制吊顶进水温度高于室内空气露点温度。还指出要做好建筑密封,防止室外空气渗入室内^[11]。这个解决方法存在以下问题:1) 冷却顶板的温度较高限制了其制冷能力;2) 室内要求保持较低的露点温度,对进风系统的除湿能力要求高;3) 对围护结构的密闭性要求高;4) 对控制水平要求高。

对于如何减少冷却顶板表面形成的下降气流,唯一的解决方法是控制冷却顶板的制冷量在总制冷量中所占比例,上限一般定为 50%~55%,这限制了冷却顶板的制冷能力。如果置换通风的制冷量按 30 W/m² 计算,则 DV/CC 的总制冷量只有 62 W/m²,这个制冷量连普通建筑的外区都难以满足,更不能满足热湿地区的制冷量要求。

1 解决结露和下降气流问题的方法及其理论分析

针对 DV/CC 存在的两个缺点,笔者提出了解决方法:用对长波具有高透过性的薄膜密封包裹冷却顶板,并在冷却顶板下表面和薄膜之间保留一真空或空气夹层。这样加装薄膜后的置换通风和冷

却顶板系统简称为 DV/CCF。在 DV/CCF 中,因为薄膜对长波(5~15 μm,房间常温辐射波长范围)透过率很高,所以薄膜的温度受辐射换热影响很小;当冷却顶板和薄膜之间是真空夹层时,则薄膜的温度就与冷却顶板的温度基本无关,而近似等于薄膜外围空气的干球温度,薄膜和外围空气之间的对流换热量很小。

当冷却顶板和薄膜之间是空气夹层时,冷却顶板通过该空气夹层以导热或弱对流换热的方式影响薄膜的温度,薄膜的温度既受冷却顶板温度影响,又受薄膜外围空气干球温度影响,薄膜温度在冷却顶板温度和外围空气干球温度之间。设法加大空气夹层的热阻,可以使薄膜的温度等于或高于冷却顶板和薄膜外围空气干球温度的平均值。如果冷却顶板的进水温度为 7℃,因为冷却顶板的表面温度通常比进水温度约高 3℃,所以冷却顶板的表面温度大约为 10℃,一般室内干球温度为 24℃,则薄膜的温度将高于 17℃。这样的薄膜温度将明显高于薄膜外围空气的露点温度,在常用范围内薄膜表面难以结露。因为冷却顶板被薄膜包裹和外界空气隔绝,也不会结露;这样,在常用的冷水进水温度范围内,即使不控制冷水的进水温度,在薄膜表面和冷却顶板表面也都不会结露。

因为薄膜的温度比冷却顶板温度高,所以冷却顶板和外围空气之间的对流换热量减小很多,冷却顶板下表面形成的下降气流也将明显减少,对置换通风的流型影响也大大减小。理论上讲,当薄膜的长波透过率为 100%,且夹层为真空时,薄膜的温度将等于薄膜下方的空气温度,因为没有换热,所以也就没有下降气流,完全不影响置换通风的流型,保持了室内的高空气质量,同时也不必严格限制冷却顶板的制冷量在总制冷量中所占比例。

此外,采取这个方法后,冷却顶板的进水温度可以大幅降低,而温度的降低使辐射换热量明显加大,每降低 1℃ 换热量可增大约 5 W/m²,这样冷却顶板的面积就可以减小,也就减少了初投资。

2 实验方法

2.1 长波高透过性薄膜的遴选

本实验要求所选薄膜对长波(5~15 μm)具有较高透过率。透过率最好 100%,笔者认为至少应在 85% 以上。因为只有透过率高,才能使冷却顶

板和室内热源之间的辐射换热受影响较小。

由文献[12]可知,在 $5\sim 15\ \mu\text{m}$ 波段透过率超过 85% 的薄膜品种很多,至少有 20 种以上,超过 95% 的也有好几种,但考虑日后的生产成本及获取的难易程度后,实际可选品种很有限。本实验选用的是聚乙烯薄膜,因为聚乙烯薄膜在日常生活中应用十分广泛,价格便宜,如保鲜膜等。在中科院上海技术物理所测试了实验用聚乙烯薄膜在 $5\sim 15\ \mu\text{m}$ 波段的透过率,测试结果如图 1 所示。

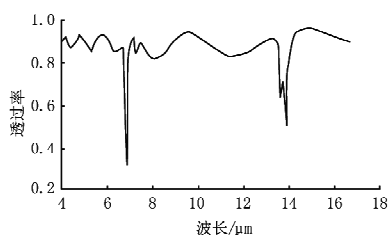


图 1 聚乙烯薄膜的长波透过率

2.2 实验房间

实验房间尺寸(长 $\times$ 宽 $\times$ 高)为 $7.07\ \text{m}\times 5.73\ \text{m}\times 2.63\ \text{m}$,其中高度为地板上表面至冷却顶板下表面的距离。实验房间的南墙为外墙,距地面 $0.6\ \text{m}$ 以上全部是玻璃窗,玻璃窗为双层外窗,内有拖地窗帘,外有大面积遮阳棚,太阳光不能直射到南墙。东墙和西墙连接的都是有空调的房间,北墙连接的是走廊。东墙、西墙和北墙上都没有窗户。实验房间上面和下面连接的是没有空调的房间。冷却顶板是通过传热片把水管和金属顶板联结起来的冷吊顶单元板形式,每个单元板的尺寸(长 $\times$ 宽)为 $1.175\ \text{m}\times 0.575\ \text{m}$,冷吊顶单元板之间串联或并联连接。冷吊顶单元板的剖面图见图 2,共布置 41 块冷吊顶单元板,在 4 块和冷吊顶单元板面积相同的位置布置照明灯具,冷却顶板总面积为 $27.7\ \text{m}^2$,占吊顶建筑面积的 68%。



图 2 冷吊顶单元板剖面图

室内地板采用活动架空地板,其架空高度为 $0.3\ \text{m}$ 。每块地板的尺寸为 $0.6\ \text{m}\times 0.6\ \text{m}$,其中有 5 块地板为多孔型送风口,即图 3 中标注的 1#~5#送风口。以图 3 中的 O 点为原点,各送风口中心的坐标见表 1。

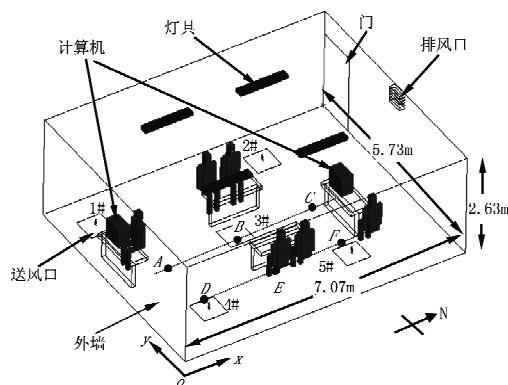


图 3 实验房间布置

表 1 送风口坐标及风量

	坐标 $(x, y)/\text{m}$	风量 $/(\text{m}^3/\text{h})$
1#送风口	(0.77, 4.83)	88
2#送风口	(4.97, 4.83)	89
3#送风口	(3.17, 3.03)	95
4#送风口	(1.37, 1.23)	90
5#送风口	(4.97, 1.23)	99

处理过的空气先进入架空地板下的空间,然后从送风口进入实验房间,送风方式为下送风。排风口设置在北墙上部。室内的热源是人员、计算机、照明灯具; CO_2 源是人员,具体情况见图 3。

2.3 测点布置

室内设 6 组测点测量空气温度,6 组测点编号分别为 A, B, C, D, E, F,位置见图 3。以图 3 中的 O 点为原点,测点的坐标见表 2。每组测点有 10 个,在 DV 和 DV/CC 工况下,位置最高的测点距地面 $2.61\ \text{m}$;在 DV/CCF 工况下,位置最高的测点距地面 $2.62\ \text{m}$,测的是该处薄膜的表面温度。除最高测点之外,其余 9 个测点的高度分别为 $0, 0.15, 0.5, 0.9, 1.1, 1.5, 1.8, 2.1, 2.5\ \text{m}$ 。

表 2 测点坐标

测点	坐标 $(x, y)/\text{m}$	测点	坐标 $(x, y)/\text{m}$
A	(1.37, 3.03)	D	(1.37, 1.83)
B	(3.17, 3.03)	E	(3.17, 1.83)
C	(4.97, 3.03)	F	(4.97, 1.83)

内墙表面也设了测点,由于条件所限,东墙和北墙各布置 5 个测点,高度分别为 $0.5, 1.1, 1.8, 2.1, 2.5\ \text{m}$;西墙和南墙各设 3 个测点,高度分别为 $0.5, 1.8, 2.5\ \text{m}$;因为南墙有落地窗帘,所以南墙的测点实际上是紧贴在窗帘的内表面上的。墙上的测点均布置在墙面的对称线上。进风口、排风口、冷却顶板进水口和出水口各布置 1 个温度测点。以上所提及的温度测点均布置铜-康铜热电

偶,连接在温度采集板上,采集板又和计算机相连,每 min 采集一组数据,写入指定数据文件。另外还用温度自记仪记录室外大气、邻室、走廊的温度。

室内的风速通过热线风速仪测试,风口的风量通过风量仪测试,冷却顶板的水量通过把水引出用称重法测量,CO₂ 的浓度通过 CO₂ 浓度测试仪测试。

2.4 实验

实验的目的在于比较 DV/CC 和 DV/CCF 的区别。因为加薄膜的目的之一是减小下降气流对置换通风流型的破坏,为了能使比较更清晰,实际做了 3 种工况的比较,即: DV, DV/CC 和 DV/CCF。这些系统的运行工况取决于以下因素:进水量或进风量,进风温度或进水温度,室内热负荷和室外热负荷。在比较时,进风温度和进风量一直保持不变,除 DV 没有进水不涉及进水温度和流量外, DV/CC 和 DV/CCF 的进水温度和流量保持不变,室内热负荷也不变。室外只能保持空气干球温度基本不变,因为实验房间是一个真实的办公室,其外围工况无法控制,进行实验时选取的是一个阴天,实验期间外围温度变化很小。

前面介绍过当薄膜的长波透过率为 100%,且夹层为真空时是最为理想的。但由于实验条件所限,真空夹层难以做到,因为所选薄膜难以承受很大的压力,真空度较大时,薄膜将和顶板贴在一起,形不成一定厚度的夹层,所以实验只能选用空气夹层。

比较实验进行了很多次,最初是在冷却顶板的下表面加一层聚乙烯薄膜,顶板和薄膜之间为空气层,空气层的厚度为 5 mm,发现薄膜的温度大约等于室内空气温度(距地面 1.1 m 高处)和冷却顶板温度的平均值。增大空气层厚度至 10 mm 甚至更大后,该平均值的变化并不明显。分析其原因为:在空气层厚度较小时,薄膜和顶板之间的传热方式为导热;随着空气层厚度的增大,传热方式逐渐变为对流。当传热方式为导热时,导热系数小,但厚度也小,当传热方式为对流时,对流的当量导热系数大,但厚度也大,所以空气层的热阻在其厚度变化时并无明显变化。从传热角度看,空气层厚度变化对传热没有明显影响,所以薄膜的温度也相应无明显变化。

为了加大薄膜和顶板之间的空气热阻,采取了加两层薄膜的方法,即在顶板的下表面每隔 5 mm 加一层薄膜,共两层薄膜,如图 4 所示。

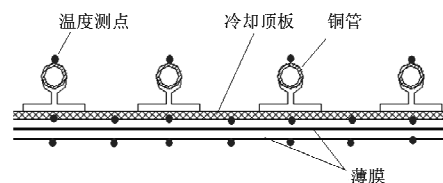


图 4 冷却顶板加两层聚乙烯薄膜及测点布置示意图

为了深入研究冷却顶板加薄膜后的温度场变化,重点对其中的一块冷却顶板作了测试。测点布置见图 4,在冷却顶板的一个断面上的铜管表面、顶板下表面、薄膜表面都布置了测点。

2.5 实验结果

实验的进风温度为 22.7 °C,各送风口风量见表 1。送风口上各小孔的出风速度不均匀,最大为 0.30 m/s,大部分在 0.15 m/s 左右。且送风口上方 0.3 m 处最大风速为 0.16 m/s,0.6 m 处最大风速为 0.01 m/s。在架空地板下释放示踪气体混入送风中,观察送风口上方气流流型,可以看到示踪气体从送风口向上涌出,大约在 0.6 m 高处便不再升高,而改为沿地板向四周散开。所以,本文的地板送风因为送风速度低,其流型仍然保持了置换通风的特点,是一种下送风式置换通风。各送风口风量不均匀、送风口上各小孔风速不均匀的原因是:处理过的空气通过东墙下部 3 个孔洞进入架空地板下空间,5 个地板送风口和这 3 个孔洞之间的距离不同,导致了各送风口风量和风速不同。冷吊顶进水温度为 18.1 °C。

把 A~F 这 6 组测点中距地面高度相同的各点的温度平均值作为该高度处室内空气温度的代表值。以高度作为纵轴,空气温度减去进风温度 $T - T_{in}$ 作为横轴,得到室内空气温度分布图,见图 5。因为把空气和内墙的温度分布同时表示在了图 5 中,所以符号 T 既代表空气温度也代表内墙表面温度。

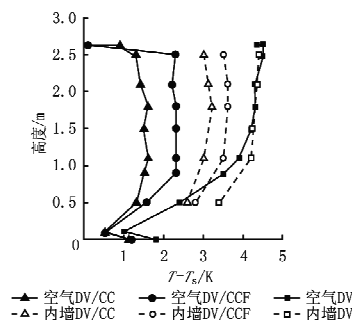


图 5 室内空气和内墙表面温度分布

从图 5 可以看出,在呼吸区(本文指坐姿呼吸,距地面 1.1 m 处)以下,3 种工况的温度都是逐渐升高,温度梯度从大到小的顺序为 DV, DV/CCF, DV/CC。头脚温差在 DV 工况下超过 3 °C,能引起人的不适感。在呼吸区以上,3 种工况的变化趋势各不相同,DV 的温度继续升高;DV/CC 的温度总体逐渐降低,越向上,温度降得越快;DV/CCF 的温度基本保持不变。

房间上部这样的温度分布就使得在 DV 工况下,下降气流微弱,工作区空气质量很高。在 DV/CC 工况下下降气流较强,工作区空气质量较差;而在 DV/CCF 工况下下降气流与 DV/CC 工况比较相对较弱,工作区空气质量相对较高。

把东、南、西、北内墙上距地面高度相同的测点的温度平均值作为该高度处内墙表面温度的代表值。以高度作为纵轴,内墙表面温度减去进风温度 T_e 作为横轴,就可以得到内墙表面温度分布图,见图 5。从图 5 可以看出,在呼吸区以下,3 种工况的变化趋势相同,内墙表面温度都是逐渐升高,温度梯度从大到小的顺序为 DV, DV/CCF, DV/CC。在呼吸区以上,3 种工况基本上都保持不变。

在 D, E, F 三组温度测点所在位置,测量了 CO_2 质量分数,并把距地面高度相同的各点的 CO_2 质量分数的平均值作为该高度处室内 CO_2 质量分数的代表值。定义室内污染度为

$$\mu = \frac{C_x - C_s}{C_e - C_s} \quad (1)$$

式中 μ 为污染度; C_s 为送风的 CO_2 质量分数; C_e 为排风的 CO_2 质量分数; C_x 为高度为 x 处的 CO_2 质量分数。

室内污染度分布见图 6。从图 6 可以看出,在呼吸区以下,3 种工况的污染度都是逐渐升高,污染度梯度基本相同,但污染度从大到小的顺序为

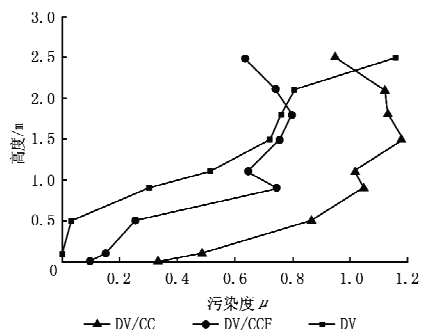


图 6 室内污染度分布

DV/CC, DV/CCF, DV。在呼吸区以上, DV 的污染度继续升高; DV/CC 和 DV/CCF 的污染度略微降低。越向上, 污染度降得越快。

从图 6 中还可以看出, DV/CC 系统加薄膜后, 污染度明显降低。在呼吸区以下, 污染度降低大约 60%; 在呼吸区以上, 污染度降低大约 40%。可见在加薄膜后, 室内空气质量有明显提高。

测试过程中发现, 在 DV/CC 转换为 DV/CCF 的过程中, 冷却顶板的进出水温差基本不变, 也即冷却顶板的制冷量基本不变, 在类似实验中多次发现了这种现象。这个现象是始料未及的, 因为在冷却顶板表面加薄膜后, 对流换热应该大大减小。这里粗略分析一下应该减小的比例: 加薄膜后薄膜温度在冷却顶板温度和室内空气温度之间, 而且更接近室内空气温度, 这样对流换热温差就比没加薄膜时减小了一半以上, 所以理论上对流换热量至少应该减少 50%。如果没加薄膜时对流换热量占冷却顶板总换热量的 50%, 那么从对流换热这方面就应该减少总换热量的 25%。辐射换热量也因为薄膜对长波并不是完全透过而应该减小, 长波透过率大约为 90%, 粗略估计应该减小 10%。如果没加薄膜时辐射换热量占冷却顶板总换热量的 50%, 那么从辐射换热这方面就应该减少总换热量的 5%。则冷却顶板的制冷量至少应该减小 30%。在冷却顶板进水温度和进水量恒定的情况下, 进出水温差就应该减小 30%。这个减小幅度应该十分明显。

为了深入分析这个有悖常理的实验现象, 在实验时对其中一块冷却顶板进行了详细的测试, 测点布置如图 4 所示。测试结果见图 7。图 7 中线 1 是铜管上所有测点的温度平均值, 代表了冷水的平均温度, 线 2 是冷却顶板下表面所有测点的温度平

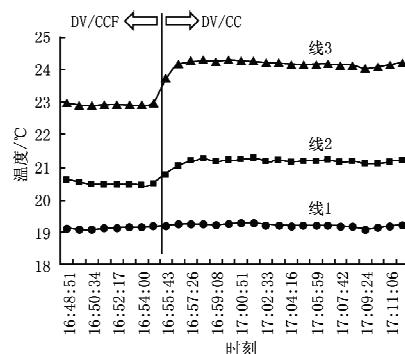


图 7 DV/CC 和 DV/CCF 的冷却顶板温度比较

均值,代表了冷却顶板表面的平均温度,线 3 在 DV/CCF 工况时表示的是薄膜表面的测点的温度平均值,在 DV/CC 工况时表示的是与薄膜相同位置处的空气温度平均值。

从图 7 可以看出,在冷却顶板表面加薄膜后,冷却顶板的下表面温度降低了,但冷水的温度并没有明显变化。正是因为冷却顶板表面温度的降低使得冷却顶板和室内热源的换热温差加大,虽然加薄膜使两者之间的总热阻加大,但换热温差的加大弥补了热阻增大带来的热量减小。这就是加薄膜后冷却顶板制冷量变化不明显的原因。这里只是定性地讨论一下这个现象,定量的分析还有待进行。

2.6 讨论

在冷却顶板表面加装薄膜的理想情况是:薄膜对长波的透过率为 100%,薄膜和冷却顶板表面之间的夹层为真空夹层。但因实验条件所限,目前只进行了本文所述的实验内容。本文的实验并不能充分显示出这种解决方法的所有优点,笔者认为可以以此为基础,建立 DV/CCF 工况的数学模型,在数学模型上进一步了解此种工况的优缺点,并在数学模型上实现加装薄膜的理想情况^[13]。

冷却顶板加装薄膜后其表面温度降低的原因经初步分析是:在冷却顶板下表面未加薄膜时其边界条件是对流换热和辐射换热,加薄膜后变成了导热换热和辐射换热。详细的分析可通过模拟冷却顶板的温度场得到。

因为置换通风送风速度很小,实验中对送风口附近的风速进行了测试,但在风口之外风速很小,热线风速仪已无法测量。风速的分布可以通过 CFD 软件模拟分析。

3 结论与展望

在冷却顶板表面加长波高透过性薄膜后,因为薄膜温度较高,所以在常用的温度范围内可以避免结露和下降气流问题。实验证实 DV/CCF 比 DV/CC 具有更高的室内空气质量。冷却顶板在加装薄膜后,由于其表面温度降低,使得制冷量变化很小。在冷却顶板加装长波高透过性薄膜后,置换通风/冷却顶板系统在各方面都有了很大的不同,应该看作一个新系统去分析。覆膜工艺、加装薄膜后冷却顶板温度分布特点、新系统运行特点、如何模拟优化系统、系统如何设计都是有待进一步研究的课题。

参考文献:

- [1] Sandberg M, Blomqvist C. Displacement ventilation systems in office rooms [G] // ASHRAE Trans, 1989, 95(2):1041-1049
- [2] Yuan X, Chen Q, Glicksman L R. Performance evaluation and design guidelines for displacement ventilation[G] // ASHRAE Trans, 1999, 105(1): 298-309
- [3] Rees S J, Havas P. A nodal model for displacement ventilation and chilled ceiling systems in office spaces [J]. Building and Environment, 2001, 36(6):753-762
- [4] Stahl M, Keller G M. A new development in air conditioning[G] // ASHRAE Trans, 1992, 98(1): 49-57
- [5] Scheatzle D G. A proposed combination radiant/convective system for an Arizona residence[G] // ASHRAE Trans, 1996, 102(1): 676-684
- [6] Antonopoulos K A, Vrachopoulos M, Tzivanidis C. Experimental evaluation of energy savings in air-conditioning using metal ceiling panels[J]. Applied Thermal Engineering, 1998, 18(11):1129-1138
- [7] Feustel H E, Stetiu C. Hydronic radiant cooling—preliminary assessment[J]. Energy and Buildings, 1995, 22(3):193-205
- [8] Behne M. Indoor air quality in rooms with cooled ceilings; mixing ventilation or rather displacement ventilation? [J]. Energy and Buildings, 1999, 30(2):155-166
- [9] Roulet C A, Rossy J P, Roulet Y. Using large radiant panels for indoor climate conditioning[J]. Energy and Buildings, 1999, 30(2):121-126
- [10] Novoselac A, Srebric J. A critical review on the performance and design of combined cooled ceiling and displacement ventilation systems[J]. Energy and Buildings, 2002, 34(5):497-509
- [11] Zhang L Z, Niu J L. Indoor humidity behaviors associated with decoupled cooling in hot and humid climates[J]. Building and Environment, 2003, 38(1):99-107
- [12] The Infrared Spectroscopy Committee of the Chicago Society for Coatings Technology. An infrared spectroscopy atlas for the coatings industry [G] // Philadelphia, Pa; Federation of Societies for Coatings Technology, 1980
- [13] 王晋生. 加装长波高透过性薄膜的冷却顶板/置换通风系统实验与模拟[D]. 上海:同济大学,2005