

文章编号: 1671-6612 (2022) 02-203-06

送风方式对辐射供冷系统防结露效果的模拟研究

赵英博 章文杰 贡桐丹 周建伟

(南京理工大学能源与动力工程学院 南京 210094)

【摘要】 辐射供冷空调系统作为一种新型空调技术, 相比传统空调系统具有热舒适性好、换热效率高和能耗低等优点, 同时也存在辐射表面易结露, 供冷能力有限以及初投资过大等问题。针对辐射供冷结露的问题, 通过有限元计算软件对贴附射流送风的辐射供冷系统和普通送风方式下的辐射供冷系统的传热过程进行模拟计算, 探究贴附射流对辐射供冷系统的防结露效果。结果表明, 在辐射板温度和相关送风参数选择合理且一致的情况下, 贴附射流的加入会使贴壁处空气温度整体提高 2°C , 在出现室内湿负荷突然增大的情况下, 贴附射流送风的辐射供冷系统防结露效果比普通送风方式的辐射供冷系统更优。

【关键词】 辐射供冷; 贴附射流; 结露; 数值模拟; 能耗分析

中图分类号 TU83 文献标识码 A

Simulation Study on the Effect of Air Supply Method on the Anti-condensation Effect of the Light Source Cooling System

Zhao Yingbo Zhang Wenjie Gong Tongdan Zhou Jianwei

(School of Energy and Power Engineering, Nanjing University of Science and Technology, Nanjing, 210094)

【Abstract】 As a new type of air conditioning technology, radiation cooling air conditioning system has the advantages of good thermal comfort, high heat transfer efficiency and low energy consumption compared with the traditional air conditioning system. At the same time, there are some problems such as easy condensation on the radiant surface, limited cooling capacity and too much initial investment. In order to solve the problem of condensation in radiant cooling system, the heat transfer process of radiant cooling system with attached jet air supply and radiant cooling system with ordinary air supply is simulated and calculated by using finite element software, the anti-condensation effect of attached jet on radiation cooling system was investigated. The results show that under the reasonable and consistent selection of radiation plate temperature and related air supply parameters, the addition of the attached jet will increase the overall air temperature at the attached wall by 2°C . In the case of sudden increase of indoor wet load, the radiation cooling system with jet air supply has better anti-condensation effect than the radiation cooling system with ordinary air supply mode.

【Keywords】 radiant cooling; Attached jet; Condensation; Numerical simulation; Energy consumption analysis

基金项目: 建筑安全与环境国家重点实验室暨国家建筑工程技术研究中心开放基金资助课题;
《相变呼吸模块在夏热冬冷地区浅埋装配式地下掩体中的应用研究》(BSBE2020-7)

作者简介: 赵英博 (1996.11-), 男, 在读硕士研究生, E-mail: zhaoyingbo9611@126.com

通讯作者: 章文杰 (1986.10-), 男, 博士, 讲师, E-mail: zhangwenjie001@139.com

收稿日期: 2021-07-01

0 引言

随着我国人民生活水平的不断提高, 人们对室

内环境的要求也越来越高, 各式各样与室内环境控制有关的空调系统应运而生, 它们以新颖的理念和

先进的技术水平活跃在各种场合的建筑应用中,辐射空调在其中具有举足轻重的地位。

与传统空调相比,辐射供冷空调因其独特的供冷方式,以热舒适性好、换热效率高、运行安静和节能性高等诸多优点^[1]受到了人们的青睐,然而在系统运行中也存在着冷表面易结露和单位面积换热量不足等问题^[2,3]。针对辐射空调冷表面易结露的问题,国内外学者从供水控制、独立送风和辐射板优化等方面做了大量的研究:袁玉洁^[4]提出了辐射供冷加新风复合系统中提高供水温度、匹配新风除湿系统等基础设计措施是防止辐射供冷空调系统结露的有效举措;Kang^[2]对比并分析了两种复合辐射冷却空调系统对室内热舒适性的影响,并列出了置换通风通过承担室内部分负荷以提高辐射板水温等多项防结露的优势,Yin^[5]等人设计了三块 0.16m^2 的辐射冷板,通过对比实验研究发现与金属辐射冷板和纯管板相比,石膏辐射冷板的传热性能最好,并且相同条件下其防结露性能最佳。

由此可见,国内外对辐射冷板的防结露问题进行了大量的研究,在增加能耗或改变能源输入形式的情况下,很多方法的确能起到很好的防结露效果,本文所考虑的是在现有新风承担室内全部湿负荷的情况下,不通过高能耗诸如置换通风的手段,仅通过改变新风的送风方式来达到防结露目的。首先探究南京市夏季新风贴附射流与辐射供冷复合空调系统理想的防结露工况点,随后建立贴附射流送风和普通散流器送风的建筑模型,并对两种送风方式复合的辐射冷板空调系统防结露效果进行模拟验证和对比分析。

1 模型及计算条件

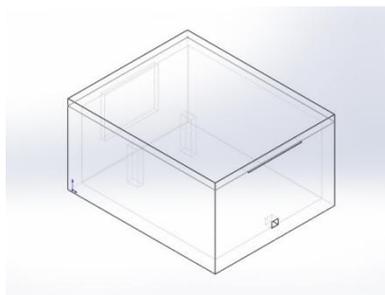
1.1 物理模型

本文以南京市某办公楼的标准办公室为建模参考依据进行模拟分析。办公室的房间规格(长×宽×高)为 $5\text{m}\times 4\text{m}\times 2.5\text{m}$ 。办公室仅南墙为外墙,且南墙中间装有规格(长×高)为 $2\text{m}\times 1.5\text{m}$ 的单层玻璃铝合金窗,该窗户设有密织布深色内遮阳。办公室东、西、北面均为内隔墙,假设相邻房间的室内情况与该办公室相同。

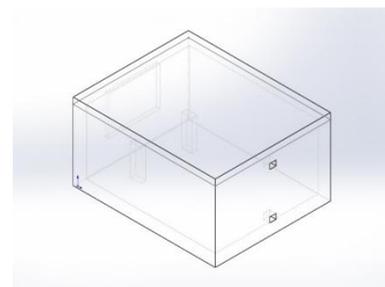
该办公室采用新风贴附射流和辐射供冷复合的空调系统,考虑到辐射冷板的结露问题,湿负荷全部由新风承担,气流组织方式为上送下回,条缝

形送风口的尺寸(长×宽)为 $2000\text{mm}\times 50\text{mm}$,排风口的尺寸(长×宽)为 $250\text{mm}\times 200\text{mm}$,与之形成对照的普通形式的新风散流器送风与辐射供冷复合空调系统送风口与排风口尺寸(长×宽)均为 $250\text{mm}\times 200\text{mm}$ 。

办公室内设备负荷情况如下:照明设备为两盏荧光灯,有效发热功率为 $36\text{W}/\text{盏}$;双人办公室配备两台电脑,有效发热功率为 $120\text{W}/\text{台}$ 。办公室内人员设备简化为两个尺寸(长×宽×高)为 $0.4\text{m}\times 0.2\text{m}\times 1.2\text{m}$ 的六面体,折合发热功率为 281W 。办公室的人员设备及送排风口位置如图1所示。



(a) 贴附射流风口的办公室示意图



(b) 普通风口的办公室示意图

图1 办公室模型示意图

Fig.1 Schematic diagram of the office model

1.2 数学模型

1.2.1 模型假设

为使计算在保证精确性的情况下避免模拟过程的复杂化,对模型进行如下理想化假设:

(1) 由于办公室内空气处于常温、常压、低速的状态,因此假设办公室内的空气近似为理想气体,不考虑空气调节过程中细微温度变化带来空气相关参数的变化,计算中相关参数设置为常数;

(2) 假设辐射冷表面温度均匀恒定,冷板的边界条件设置为恒温边界;

(3) 除南墙以外的其他内墙,假设相邻办公室及走廊的室内环境与研究房间完全一致,没有来自相邻房间的热量传递,因此内墙设为绝热边界;

(4) 简化人体设备模型为两个尺寸 (长×宽×高) 为 0.4m×0.2m×1.2m 的稳定体热源。

1.2.2 控制方程

求解过程中采用的控制方程包括动量方程、能量方程和连续性方程, 动量守恒方程如式 (1) - (3) 所示:

$$\rho \left(\frac{\partial u}{\partial \tau} + \mu \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + \omega \frac{\partial u}{\partial z} \right) = -\rho g - \frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \quad (1)$$

$$\rho \left(\frac{\partial v}{\partial \tau} + \mu \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + \omega \frac{\partial v}{\partial z} \right) = -\rho g - \frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) \quad (2)$$

$$\rho \left(\frac{\partial \omega}{\partial \tau} + \mu \frac{\partial \omega}{\partial x} + v \frac{\partial \omega}{\partial y} + \omega \frac{\partial \omega}{\partial z} \right) = -\rho g - \frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 \omega}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \omega}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \omega}{\partial z^2} \right) \quad (3)$$

其中, τ 为时间, s; u 、 v 、 ω 分别表示 x 、 y 、 z 轴方向的速度, m/s; μ 为动力粘性系数, 取 $1.81 \times 10^{-5} \text{N} \cdot \text{s}/\text{m}^2$; g 为重力加速度, 取 $9.8 \text{m}/\text{s}^2$ 。

能量守恒方程如式 (4) 所示:

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} + \mu \frac{\partial t}{\partial x} + v \frac{\partial t}{\partial y} + \omega \frac{\partial t}{\partial z} = \frac{\lambda}{\rho c} \left(\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} \right) + \frac{q}{\rho c} \quad (4)$$

其中, t 为温度, °C; c 为比热容, $\text{kJ}/\text{kg} \cdot \text{°C}$; q 为单位体积的热源发热功率, $\text{J}/\text{s} \cdot \text{m}^3$ 。

连续性方程如式 (5) 所示:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0 \quad (5)$$

考虑内热源的影响, 辐射模型采用可以计算散射介质并能考虑边界发射率影响的 Do 模型。

1.3 计算条件

1.3.1 计算参数

南京市夏季室外和室内设计参数如表 1 所示, 其中, 室内相对湿度的选择主要考虑辐射供冷空调

的特点, 室内的相对湿度越小, 则辐射空调的冷板结露可能性越小。

新风量选取 $30 \text{m}^3/\text{h} \cdot \text{人}$, 则双人办公室的新风总量为 $60 \text{m}^3/\text{h}$, 人体的散热和散湿量选取按照普通事务工作下成年男子的活动情况, 即散热量 $60 \text{W}/\text{人}$, 散湿量 $110 \text{g}/\text{h} \cdot \text{人}$ 。

外墙为 240mm 厚的砖墙, 内外两侧有水泥砂浆抹面, 其传热系数为 $1.94 \text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$; 窗体为单层玻璃铝合金窗, 传热系数为 $6.64 \text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$, 窗户设有深黄密织布材料的内遮阳。

表 1 相关设计及计算参数

设计参数	干球温度 t (°C)	湿球温度 t_s (°C)	相对湿度 φ (%)	含湿量 d (g/kg_a)	露点温度 t_L (°C)
室外	34.8	28.1	69	24.7	28.2
室内	28	18.4	40	9.43	13.18
送风	10.23	8.86	84	6.51	7.69

1.3.2 边界条件

首先根据以上计算参数, 确定房间的负荷情况, 采用冷负荷系数法, 应用 HDY-SMAD 空调负荷计算及分析软件 V4.0 进行计算得到结果如下: 夏季最大总冷负荷发生时刻为 14:00, 总冷负荷 $Q=1483 \text{W}$, 其中新风冷负荷 $Q_x=615 \text{W}$, 辐射冷板承担负荷 $Q_f=868 \text{W}$, 湿负荷 $W=210 \text{g}/\text{h}$ 。

辐射冷板的表面温度可由文献《绿色建筑视野下辐射冷量计算方法》^[6] 的 ASHRAE handbook 理论计算公式获得:

$$Q_F = 4.98 \left[\left(\frac{T_{EP}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{PJ}}{100} \right)^4 \right] \quad (6)$$

其中, Q_F 为单位面积的辐射传热量, W/m^2 ; T_{EP} 为辐射体表面的平均热力学温度, K; T_{PJ} 为室内非加热表面的面积加权平均热力学温度, K。

采用室内空调设计温度替代其他表面的加权平均温度, 根据上述公式可获得辐射冷板表面温度 $T_{EP}=292.7 \text{K}$, 即 19.7°C 。

在新风贴附射流和辐射供冷复合的空调系统中, 由于室内全部湿负荷由新风承担, 据此获得独立新风的送风状态点。具体分析计算如下:

$$d_i = d_n - \frac{W}{G} \quad (7)$$

其中, d_i 为室内新风处理至机器露点的含湿量, g/kg_a ; G 为室内新风的质量, kg 。

根据获得的新风处理至机器露点的含湿量 d_i 可以获得该状态点的温度 t_i , 取风管设备温升为 1°C , 则可确定新风的送风温度 t_o 。

求得含湿量 $d_i=6.51\text{g}/\text{kg}_a$, 此时的状态点温度 $t_i=9.23^\circ\text{C}$, 考虑风管设备温升, 取 1°C , 则新风送风温度 $t_o=10.23^\circ\text{C}$ 。

根据送回风风量和送回风口尺寸, 可确定模拟的送回风口空气流速, 将贴附射流送风口设置为速度入口边界条件 (velocity inlet), 回风口为压力出口边界条件 (pressure outlet), 出入口边界条件参数如下表所示。

表 2 送回风设计参数

射流送风参数	值	普通送风参数	值	排风参数	值
温度 t_i ($^\circ\text{C}$)	10.23	温度 t_i ($^\circ\text{C}$)	10.23	温度 t_o ($^\circ\text{C}$)	28
风速 v_i (m/s)	0.167	风速 v_i (m/s)	0.33	风速 v_o (m/s)	0.33
风量 G_i (m^3/s)	0.0167	风量 G_i (m^3/s)	0.0167	风量 G_o (m^3/s)	0.0167

透过玻璃窗进入的太阳辐射得热形成的逐时冷负荷按照下列公式计算:

$$CL_c = C_{clC} C_z D_{j\max} F_C \quad (8)$$

$$C_z = C_w C_n C_s \quad (9)$$

其中, CL_c 为透过玻璃窗进入的太阳辐射得热形成的逐时冷负荷, W ; C_{clC} 为透过无遮阳标准玻璃太阳辐射冷负荷系数; C_z 为外窗综合遮挡系数; C_w 为外遮阳修正系数; C_n 为内遮阳修正系数; C_s 为玻璃修正系数; $D_{j\max}$ 为夏季日射得热因数最大值; F_C 为窗玻璃净面积, m^2 。

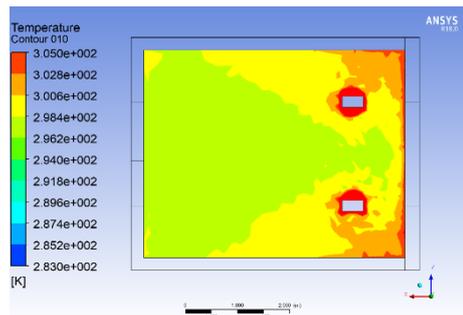
使用 Ansys Fluent 软件完成模拟内容, 计算过程中进行的设置情况如下: 求解器采用压力基求解器, 压力速度耦合采用半隐式链接压力方程的 SIMPLE 算法, 动量方程和能量方程采用计算稳定性较好的一阶迎风格式, 控制方程的离散格式采用标准离散模型, 湍流模型根据气流特征选择 k -epsilon 双方程中的标准 k -epsilon 模型, 辐射模型采用可以计算散射介质并能考虑边界发射率影响的

Do 模型。当能量残差值低于 10^{-6} , 其余监测变量的残差值低于 10^{-3} 时, 认为计算收敛。

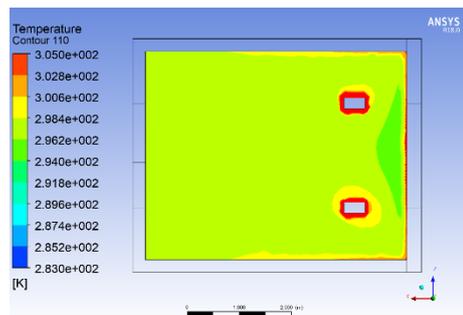
2 模拟结果及分析

2.1 室内热舒适性分析

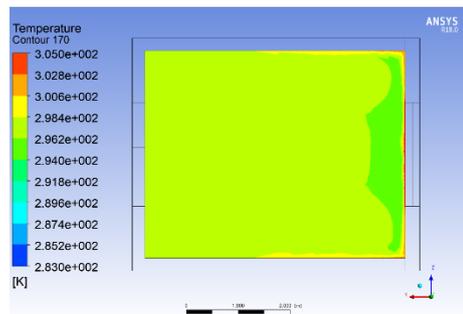
室内空调设计的根本目的是保证室内环境的舒适性, 因此在讨论辐射供冷空调的防结露效果和能耗状况前应先保证该环境的舒适程度符合标准规定, 根据上述边界条件, 本研究对室内 0.1m (脚踝处)、 1.1m (人处于坐姿状态时温度感知位置) 和 1.7m (人处于站姿状态时温度感知位置) 的室内温度及风速分布进行分析, 以确保所选择计算边界条件的合理性, 同时根据辐射冷板的表面温度分布情况对防结露效果进行具体分析, 室内不同高度的空气温度及速度分布情况如图 2 所示。



(a) 0.1m 高度处温度分布云图



(b) 1.1m 高度处温度分布云图

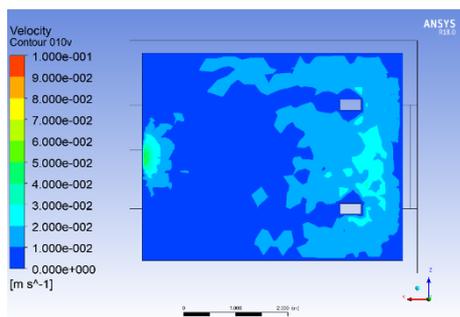


(c) 1.7m 高度处温度分布云图

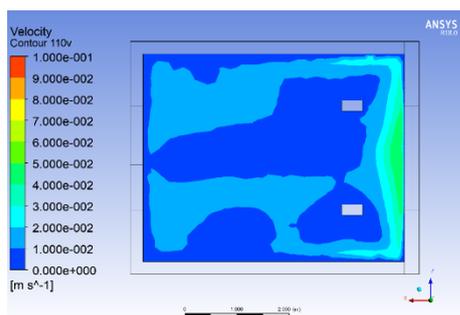
图 2 不同高度空气温度模拟结果

Fig.2 Simulation results of air temperature at different

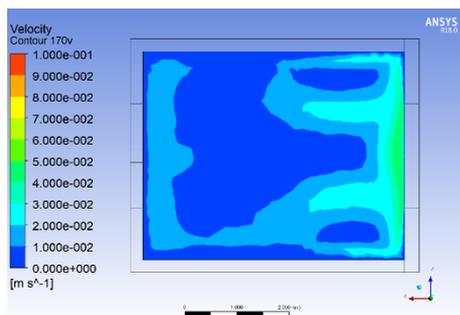
aititudes



(a) 0.1m 高度处速度分布云图



(b) 1.1m 高度处速度分布云图



(c) 1.7m 高度处速度分布云图

图 3 不同高度空气流速模拟结果

Fig.3 Simulation results of air velocity at different

altitudes

根据图 2 (a) - (c) 可以看出, 高度为 0.1m 处 (人体脚踝位置) 的温度分布受南墙的辐射和室内人员设备热源的影响较大, 加上距离辐射冷板和贴附射流最远, 受南墙和室内热源的影响较大, 温度分布并不均匀, 但绝大部分区域的温度区间在 23℃-27℃ 之间, 所处温度范围仍在可接受的舒适范围内; 1.1m 处和 1.7m 处的温度分布较为均匀, 且温度大多位于 23℃-25℃ 之间, 所处温度范围在人体热舒适范围内, 此外 1.1m 处和 1.7m 处靠近南墙的位置出现了温度陡降的区域, 结合后面的室内

空气流速分布图推测, 是新风射流在受到热源加热的抬升效果后将自身的低温空气和沿程卷吸的辐射冷板降温的空气输送到南墙位置, 被南墙阻挡后跌落形成的局部冷域; 此外人员设备模型周围的空气温度较高, 是因为将该模型设置为体热源的缘故。

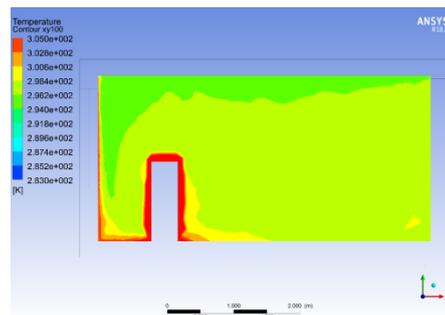


图 4 z=1.1m 处温度分布云图

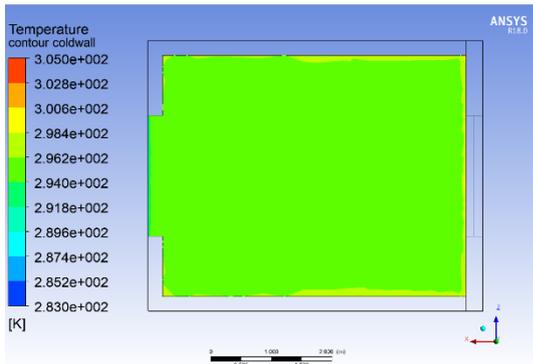
Fig.4 Cloud map of temperature distribution at z=1.1m

根据《民用建筑供暖通风空气调节设计规范》^[7] 的相关规定, 室内风速应不大于 0.3m/s, 由图 3 (a) - (c) 速度分布云图可以看出, 由于辐射供冷的均匀性特点和新风射流的风量小、出风速度低的原因, 室内各高度的速度分布绝大部分在 0.04m/s 以下; 根据室内环境国际标准 ISO7730 的标准要求, 工作区内 (即 0.1m-1.1m 高度区间内坐姿办公的空间区域) 的垂直温度差不应大于 3℃, 由图 4 可以看出, 除前文分析的冷域部分, 模拟办公环境的 2m 以下的绝大部分区域温度分布较为均匀, 温度在 296K-298K 之间, 除去所假设热源的集中影响, 认为办公环境的热舒适性符合要求, 因此所选择的送回风参数及辐射冷板的表面温度等设计参数是合理的。

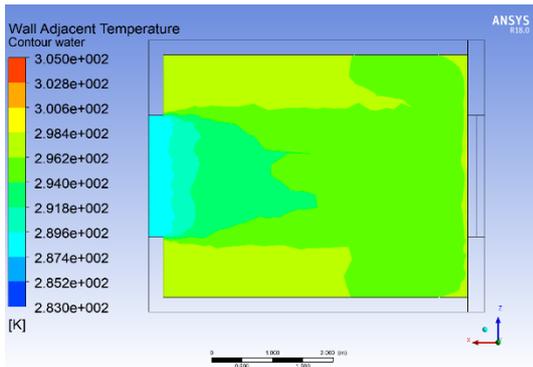
2.2 辐射冷板结露情况对比分析

分析图 5 (a) 可知, 辐射冷板表面假设为温度均匀的恒温边界, 且模拟结果在比 19.7℃ 稍高的温度下进行辐射传热, 该结果可以由贴附射流在冷板表面加强了对流换热得到解释, 此时的辐射冷板下方空气温度分布如图 5 (b) 所示, 可以看出该高度区间的温度分布受贴附射流的影响较大, 从风口向外送风的过程中, 射流的温度逐渐提高, 并在接触南墙后向四周墙壁扩散, 假设室内空气组分均匀, 除辐射冷板与送风口接触位置的温度区域受 10.4℃ 的新风影响外, 其余绝大部分温度区域在 19℃ 以上, 高于室内状态点露点温度 13.3℃, 温差在 6℃ 以上, 因此辐射冷板在设定工况下不会结露。

且从温度分布的占比情况来看, 14℃-17℃以及 17℃-19℃的温度区域主要受低温的新风贴附射流影响, 由于新风的露点温度更低, 为 7.8℃, 且 19℃-21℃的温度区间占贴壁处总体的面积很小, 绝大部分的温度区域分布在 21℃-25℃之间, 可以认为贴壁处空气的结露可能性极低。



(a) 辐射冷板表面温度分布云图



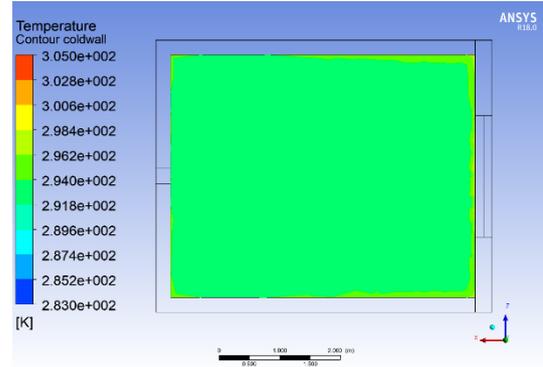
(b) 辐射冷板贴壁处空气温度分布云图

图 5 新风贴附射流冷板表面及贴壁处空气分布

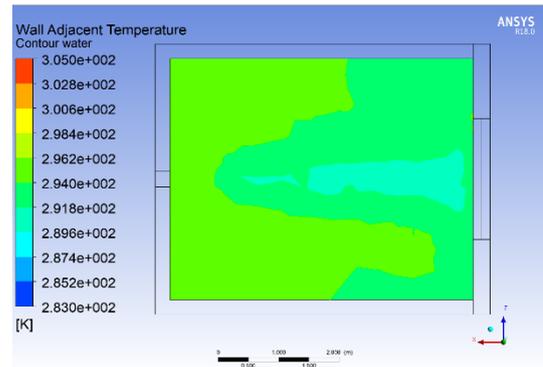
Fig.5 Air distribution on the surface of the cold plate attached to the jet and adhering to the wall

分析图 6 (a) 可知, 普通送风方式下的辐射冷板表面由于受新风的气流组织影响较小, 因此冷板表面温度稳定在 19.7℃的设定工况下运行, 且此时辐射冷板下方贴壁处的空气温度分布如图 6 (b) 所示, 从图中可以看到, 新风对贴壁处空气温度的影响在房间的后半部分开始出现, 且沿新风输送的方向核心温度呈下降趋势, 最低降到了 17℃左右, 该温度同样高于室内状态点的露点温度 13.3℃, 在设定工况下也不会结露, 然而, 从温度分布的占比情况来看, 新风影响的低温核心区 (17℃-19℃) 面积相比较贴附射流房间的低温区面积要大很多, 且绝大部分的温度分布于 19℃-23℃, 和贴附射流房间比较贴壁处的整体平均温度下降 2℃左右。因

此, 当办公室内湿负荷陡增, 例如室内人员突然增加时, 普通送风方式的辐射空调房间结露可能性将大大提高。



(a) 辐射冷板表面温度分布云图



(b) 辐射冷板贴壁处空气温度分布云图

图 6 普通送风冷板表面及贴壁处空气温度分布

Fig.6 Air temperature distribution on the surface of the common air supply cold plate and the wall

3 结论

总结以上对比分析, 在南京市气象条件下, 本文模拟的办公室在新风承担室内全部湿负荷时, 无论是贴辐射流送风还是普通送风方式对辐射冷板都有防结露的作用, 但是新风贴附射流送风强化了辐射冷板表面的对流换热, 使贴壁处整体温度比普通送风方式的贴壁处温度更高, 更加远离室内露点温度, 由此在室内湿负荷突然增大的情况下结露风险更小。

参考文献:

[1] Chen Zhang, Michal Pomianowski, Per Kvols Heiselberg, et al. A review of integrated radiant heating/cooling with ventilation systems-Thermal comfort and indoor air quality[J]. Energy & Buildings,

