

文章编号: 1671-6612 (2023) 01-035-10

地下工程大空间室内热湿环境及热舒适模拟研究

王 威 叶茂林 姜建中 吕 芳

(军事科学院国防工程研究院 北京 100850)

【摘 要】 利用 Airpak 软件对比模拟了两种不同送风形式下地下工程大空间温湿度、风速及热舒适的热湿环境特征, 结果表明: 采用喷口和散流器送风形式, 室内环境场和人员热舒适情况均能够得到一定保障。其中, 散流器送风人员活动区域温度略低于喷口, 空气龄较低约为 212s, 而喷口形式下的空气龄约为 419s; 喷口送风时室内平均温度略低为 24.4℃, 空间空气流动性更大, 吹风感较强, 中间区域风速达 0.3-0.4m/s。对于空间大、人员密度高的地下空间, 为保证人员区域环境更加舒适, 从热湿环境角度考虑, 采用散流器小风量形式能够更好地保障室内温湿度和风速环境场, 并且室内 PMV 更加均匀, 平均 PMV 为 0.68, 人员热感觉适中, 能够实现整体人员不满意率低于 25%。

【关键词】 地下工程; Airpak; 送风形式; 热湿环境; 热舒适

中图分类号 TU831.3 文献标识码 A

Simulation Study on Indoor Thermal and Humid Environment and Thermal Comfort of LargeSpace in Underground Engineering

Wang Wei Ye Maolin Jiang Jianzhong Lv Fang

(Institute of Defense Engineering, AMS, PLA, Beijing, 100850)

【Abstract】 In this paper, we use Airpak to compare and simulate the indoor temperature, humidity and wind speed environmental of the underground centralized office hall under two different air supply forms. The results show that the indoor environmental field and personnel thermal comfort can be guaranteed by using the air supply form of ejector and air diffuser. Under the condition of diffuser air supply, the temperature in the activity area in the form of diffuser air supply is slightly lower than that of the ejector, and the air age is about 212s, while that of the ejector is about 419s. When use the air ejector supply, the indoor average temperature is slightly lower, which is 24.4℃, the air fluidity in the space is greater, the blowing feeling is strong, and the wind speed in the middle area is up to 0.3-0.4m/s. For the underground space with large space and high density of people, in order to ensure the more comfortable environment in the personnel area, considering the hot and humid environment, the small air volume of diffuser can better guarantee the indoor temperature, humidity and wind speed environment field. And the indoor Predicted Mean Vote(PMV) is more uniform, the average PMV is 0.68, and the people's thermal sensation is moderate, which can realize that the Predicted Percentage Dissatisfied is less than 25%.

【Keywords】 underground engineering; Airpak; air supply forms; thermal and humid environment; thermal comfort

0 引言

该地下工程地处广州市, 位于山体内部深度 300m, 历年中土壤表面年平均温度的平均值为 24.6℃; 工程设集中办公大厅, 长 40m, 宽 26m,

起拱高度 7m, 大厅的净面积为 1040m²; 办公人数 400 人, 各工位配 1 台电脑, 大厅另设 1 台 120m² 的 LED 显示屏。

该工程的集中办公大厅属于高大空间, 其设计

通风量大, 人员和发热设备多, 热湿环境复杂, 因此工程内的气流组织形式显得尤为重要^[1,2]。由于工程处于地下深处, 其热湿负荷与地面建筑有着明显不同^[3], 一方面, 地下工程外围是深厚的岩土且工程不受太阳辐射的直接影响, 所以地下工程的温度较为恒定^[4,5]。此外, 坑道壁面向室内有恒定强度的散湿, 使得空气的相对湿度大成为地下工程的一个突出特点, 在没有采取通风和空调等措施的地下工程中, 相对湿度可达到 75% 甚至接近饱和^[6,7]。对地下工程室内热湿环境的研究有助于改善其内部环境状况, 提高工程内的人员舒适度, 保障地下工程的正常运转。

1 负荷计算

1.1 室内外计算参数

该地下工程的集中办公大厅室内外计算参数如表 1 和表 2 所示。

表 1 室内计算参数

Table 1 Parameters of the indoor design calculation for comfort air conditioning

夏季室内 设计温度 (°C)	冬季室内 设计温度 (°C)	室内设 计相对 湿度(%)	新风量 (m ³ /p·h)	换气 次数 (次/h)
24~26	22~24	40~60	≥35	≥8

表 2 室外计算参数

Table 2 The outdoor design conditions

夏季空调 室外干球 温度(°C)	夏季空调 室外湿球 温度(°C)	室外通 风计算 温度 (°C)	冬季室 外空调 计算温 (°C)	换气 次数 (次/h)
34.2	27.8	31.8	≥35	≥8

1.2 负荷计算方法

该地下工程的空调系统负荷由以下几部分组成: (1) 使用期坑道工程内部传热量和散湿量造成的围护结构负荷; (2) 人员产热产湿; (3) 灯具、设备等热源散热; (4) 新风负荷。

其中, 使用期坑道工程内部传热量与岩石初始温度、坑道内的设计空气温度、被覆表面几何特征、被覆内表面换热系数、岩石的热物理性质等参数相关, 由以下公式计算确定:

$$Q = \alpha_n(t_n - t_0)[1 - f(F_o^*, B_i)] \times F \quad (1)$$

式中, Q 表示使用期的传热量, W ; F 表示传热面积; t_n 表示坑道内的设计空气温度, °C; t_0 表示岩石的初始温度, °C; α_n 表示被覆内表面的换热系数, $W/m^2 \cdot ^\circ C$; F_o^* 为使用期傅利叶准则, B_i 为比欧准则, 二者均可由相应公式计算确定。

人员、灯具、设备等散热形成的显热负荷, 可依据不同时刻空间内各热源的散热量与对应的冷负荷系数计算确定。新风负荷根据房间需求新风量和室内外气象参数共同决定。

由于工程处于地下深处, 存在坑道壁面向室内恒定强度的散湿, 取被覆表面散湿量为 $0.5g/m^2 \cdot h$, 人体散湿量取 $30 \sim 40g/p \cdot h$ 。

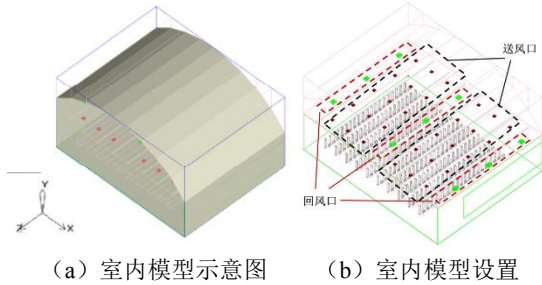
2 室内热湿环境模拟研究

2.1 模型搭建与检验

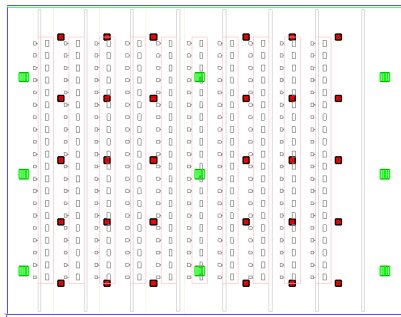
利用 Airpak 软件对大厅进行模型搭建, 并对其室内热湿环境模拟研究^[8-10]。考虑到房间的对称性, 在 Airpak 中按对称性搭建二分之一模型 ($20m \times 13m$), 地下深度土壤全年温度变化较小, 将外墙为恒温度表面, 向室内以恒定速率散湿, 内墙设置为绝热表面; 照明设计为顶部条形灯带的形式; 人员和设备均设置为恒定产热产湿量的立方体; 由于软件的局限性, 无法搭建圆弧形墙壁, 因此模拟采用多段线逼近实际情况, 且软件无法设置恒定散发量的面湿源, 因此外墙对室内的散湿, 由贴合墙壁的薄立方体完成, 设置该立方体对室内有一定强度的散湿。

大厅模拟两种送风方式, 分别为散流器送风和喷口送风, 分别见图 1 和图 2。其中, 散流器形式: 在高度 7m 处设置吊顶, 送风口共 30 个, 尺寸为 $0.4m \times 0.4m$, 为 6 排*5 列分布, 风口中心 x 轴坐标分别为 3.5m, 6.5m, 9.5m, 15.5m, 18.5m, 21.5m, z 轴坐标分别为 2.0m, 6.0m, 10.0m, 14.0m, 18.0m, y 轴坐标为 6.8m; 回风口共 9 个, 尺寸为 $0.6m \times 0.6m$, 为 3 排*3 列分布, 风口中心 x 轴坐标分别为 1.1m, 12.5m, 24.5m, z 轴坐标分别为 2.8m, 9.1m, 15.4m, y 轴坐标为 6.8m。喷口形式: 大厅不设置吊顶, 但仍以 7m 以下空间作为室内环境场的控制区域, 送风口共 16 个, 风口中心 x 轴坐标分别为 1.4m, 2.9m, 4.4m, 5.9m, 7.4m, 8.9m, 10.4m, 11.9m, 13.4m, 14.9m, 16.4m, 17.9m, 19.4m, 20.9m, 22.4m, 23.9m, y 轴坐标为 7m, z 轴坐标为 20m,

风口尺寸为直径 0.16m 的圆形喷口; 回风口共 4 个, 风口中心 x 轴坐标分别为 3.5m, 9.5m, 15.5m, 21.5m, y 轴坐标为 0.5m, z 轴坐标为 20m, 风口尺寸为 0.8m*0.4m。



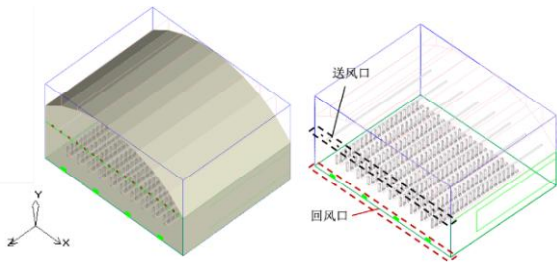
(a) 室内模型示意图 (b) 室内模型设置



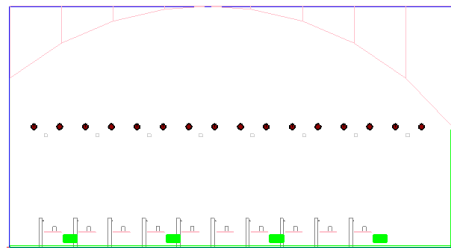
(c) 风口设置平面 (XZ 平面)

图 1 散流器送风模型示意图

Fig.1 Schematic diagram of diffuser air supply model



(a) 室内模型示意图 (b) 室内模型设置



(c) 风口设置平面 (XY 平面)

图 2 喷口送风模型示意图

Fig.2 Schematic diagram of nozzle air supply model

湍流模型选取 $k-\varepsilon$ 两方程模型^[11-13], 收敛条件为残差小于设置值且各监测点参数稳定, 风口处的

湍流边界 $k-e$ 模型:

$$\frac{\partial(\rho K)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \bar{u}_j K)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{Pr_K} \right) \frac{\partial K}{\partial x_j} \right] +$$

$$P_K + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_K$$

$$\frac{\partial \rho \varepsilon}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \bar{u}_j \varepsilon)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{Pr_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] +$$

$$C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{K} (P_K + C_{\varepsilon 3} G_b) - C_{\varepsilon 2} \rho \frac{\varepsilon^2}{K} + S_\varepsilon$$

模型条件设置:

$$C_\mu = 0.09, Pr_K = 1.0, Pr_\varepsilon, C_{\varepsilon 1} = 1.44,$$

$$C_{\varepsilon 2} = 1.92$$

壁面边界条件: 壁面函数采用标准壁面函数, 壁面处的 k 和 e 的边界条件:

$$\left(\frac{\partial k}{\partial y} \right) W = 0$$

$$\varepsilon_p = \frac{C_\mu^{3/4} k_p^{3/2}}{k y_p}$$

迭代求解方法采用 SIMPLE 算法, 将用速度的改进值写出的动量方程减去用速度的现时值写出的动量方程, 略去源相及对流-扩散项得 $u_e = d_e(p'_p - p'_E), v_e = d_n(p'_p - p'_N)$, 代入质量守恒方程的离散形式, 解出 P' 后用于改进压力及速度, 求解其它变量的离散方程, 将修正过的压力 P 处理成新的估计压力进行迭代直至收敛。对 P' 亚松弛, 不对差分格式及代数方程求解方法作出规定。

各送风工况的基础参数设置如表 3 所示。

表 3 基础参数设置

Table 3 Basic parameter setting

	规格	参数设置
散流器送风口	0.4m×0.4m×30	—
散流器回风口	0.6m×0.6m×9	—
喷口送风口	直径 0.16m×16	—
喷口回风口	0.8m×0.4m×4	—
电脑设备	0.4m×0.2m×0.3m×200	200W
		人均散热 70W
人员	200 人	人均散湿
		0.011g/s

续表 3 基础参数设置

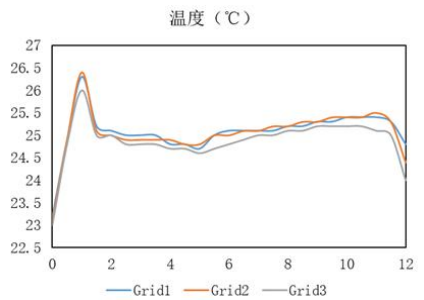
	规格	参数设置
大屏幕	15m×4m	48000W
灯带	19.6m×0.2m×0.2m×8	784W
		壁温 24.4℃
外墙	—	散湿量 0.152g/s

模型进行网格划分时,选取了 480 万、350 万、270 万三种不同密度的网格进行计算,网格参数设置如表 4 所示。分别比较各个密度网格各监测点处的温度、速度以及空气龄,考察网格密度对各项参数的影响,模拟结果如图 3 所示,可以看到,Grid 2 与 Grid 1 结果接近,Grid 3 的模拟结果与密度较大的两种网格具有一定偏差,因此选取 Grid 2 作为最终计算网格。

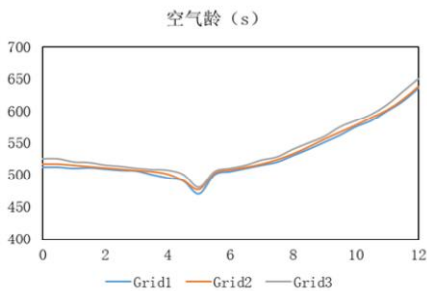
表 4 网格参数设置

Table 4 Mesh parameter setting

	Grid 1	Grid 2	Grid 3
网格数量	480 万	350 万	270 万



(a) 温度



(b) 空气龄

图 3 网格无关性检验结果

Fig.3 Grid independence test results

2.2 室内热湿环境模拟

设计了两类对比工况进行分析,一是根据计算室内负荷,得到不同风量下的送风温湿度设计状态

点,近似保证送入房间的总冷量相同;二是根据散流器和喷口两种送风形式进行对比分析,最终可组成 4 个 case 进行对比分析,工况如表 5 所示。对于每种送风形式,模拟了送风量为 39700m³/h 和 51000m³/h 的两种工况,对应吊顶以下空间的换气次数分别为 11 次/h 和 14 次/h,并按照室内负荷计算得到相应的送风温度和送风含湿量,而后对每个工况的室内温湿度场合气流组织形式分别进行讨论分析。

表 5 工况设置

Table 5 Working condition setting

送风形式	工况	送风参数
散流器 上送上回	Case 1	风量 39700m ³ /h, 换气次数 11ACH, 温度 16℃, 含湿量 9.70g/kg
	Case 2	风量 51000m ³ /h, 换气次数 14ACH, 温度 18℃, 含湿量 9.75g/kg
喷口 侧送侧回	Case 1	风量 39700m ³ /h, 换气次数 11ACH, 温度 16℃, 含湿量 9.70g/kg
	Case 2	风量 51000m ³ /h, 换气次数 14ACH, 温度 18℃, 含湿量 9.75g/kg

2.2.1 散流器送风

以下是采用散流器上送上回送风形式下,送风温度 16℃,换气次数为 11ACH 的室内环境场模拟结果。分别选取 Y=1m 和 Z=10m 截面的室内环境状况为对象对该形式进行研究,截面在模拟房间中的相对位置如图 4 所示。

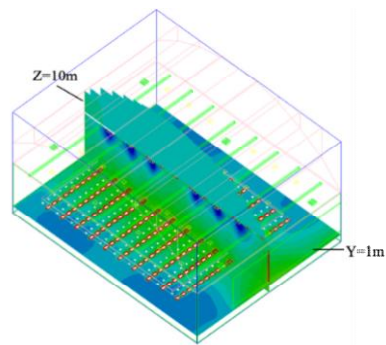
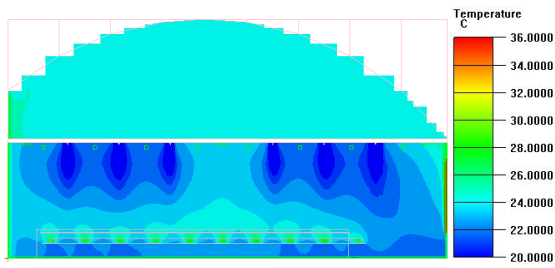


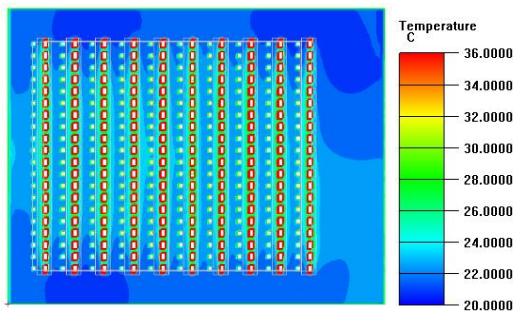
图 4 Y=1m 和 Z=10m 截面相对位置

Fig.4 Relative position of Y=1m and Z=10m sections

大厅的室内温度场如图 5 所示。其中, Y 截面为接近人员工作水平面附近的水平截面,能够反应人员工作区域的室内环境状况, Z 截面为通过室内圆拱形顶点处的垂直截面,能够较好反应室内垂直环境状况。



(a) Z=10m 垂直截面

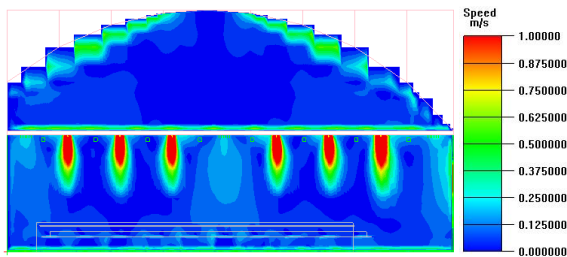


(b) Y=1m 工作水平截面

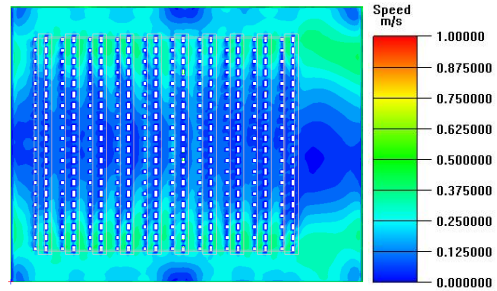
图 5 散流器 16℃, 11ACH 送风温度场分布

Fig.5 Distribution of air supply temperature field of diffuser 16 °C, 11ACH

室内整体温度控制在设计范围内,且较为均匀稳定,整体环境保障良好。人员工作区设备的发热量被送风有效带走,人员区域室内温度保持在合理范围。显示大屏的发热量被有效排除,前方工作区空间无人员和设备发热,故室内温度略低于人员设备区域,但仍有效控制在设计范围内。采用散流器送风形式下室内送风速度场分布如图 6 所示。对散流器形式下送风速度场进一步分析可以看到,室内整体风速小于 0.2m/s,无人员吹风感,风速保障良好。靠近墙面的部分区域风速略高于工作区中间区域。



(a) Z=10m 垂直截面

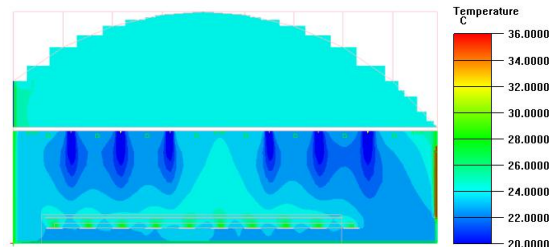


(b) Y=1m 工作水平截面

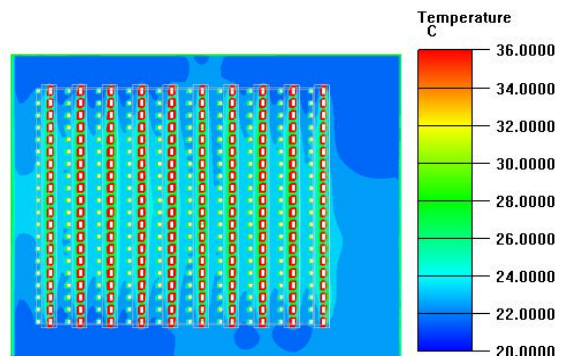
图 6 散流器 16℃, 11ACH 送风速度场分布

Fig.6 Distribution of air supply velocity field of diffuser at 16 °C,11ACH

以下是采用散流器上送上回送风形式下,送风温度 18℃,换气次数为 14ACH 的室内环境场模拟结果。大厅的室内温度场如图 7 所示。室内整体温度均控制在设计范围内,整体环境保障良好。对比 16℃送风的形式,由于送风温度提高,室内温度保障更加均匀稳定,设备和显示大屏的发热量被快速排出,工作区温度得到良好控制。得到的室内送风速度场分布如图 8 所示。



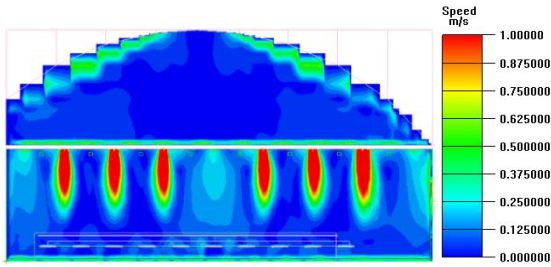
(a) Z=10m 垂直截面



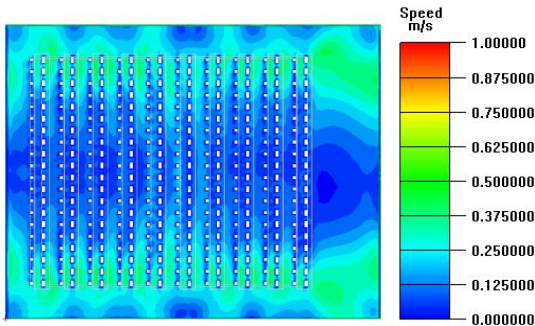
(b) Y=1m 工作水平截面

图 7 散流器 18℃, 14ACH 送风温度场分布

Fig.7 Distribution of air supply temperature field of diffuser at 18 °C,14ACH



(a) Z=10m 垂直截面



(b) Y=1m 工作水平截面

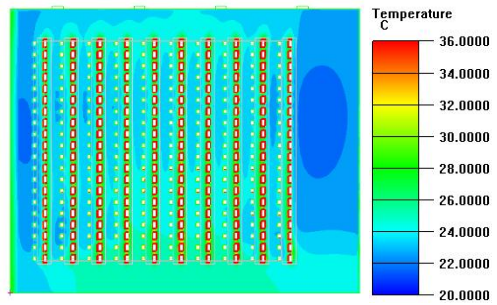
图 8 散流器 18°C, 14ACH 送风速度场分布

Fig.8 Distribution of air supply velocity field of diffuser at 18 °C,14ACH

对散流器形式下送风速度场进一步分析可以看到,室内整体风速小于 0.2m/s,无人员吹风感,风速保障良好。但由于送风量增大,靠近墙面一部分区域达到 0.3-0.4m/s,略有吹风感。

2.2.2 喷口送风

以下是采用喷口送风形式下,送风温度 16°C,换气次数为 11ACH 的室内环境场模拟结果。采用喷口送风形式下大厅的室内温度场如图 9 所示。类似的,分别选取 Y=1m 的工作区水平截面和 Z=10m 的垂直截面的室内环境状况为对象研究。室内整体温度保持在 24~26°C 之间,控制在设计范围内,且较为均匀稳定,电脑设备和显示大屏的热量被有效排除,整体环境保障良好。显示大屏前方区域内的温度略微低于工作区域。

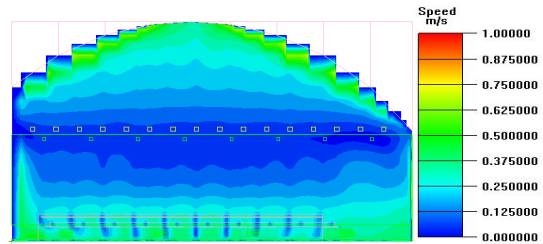


(b) Y=1m 工作水平截面

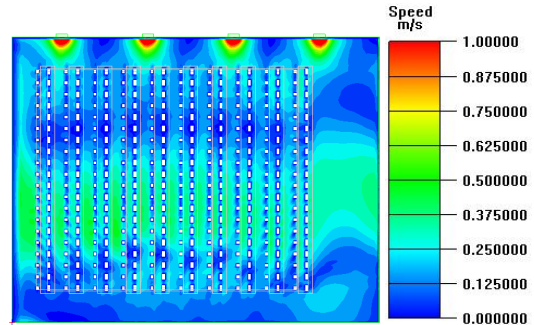
图 9 喷口 16°C, 11ACH 送风温度场分布

Fig.9 Distribution of air supply temperature field at nozzle 16 °C,11ACH

采用喷口送风形式下室内送风速度场分布如图 10 所示。室内整体风速小于 0.2m/s,无人员吹风感,风速保障良好。中间部分区域风速约 0.3-0.4m/s,靠近回风附近风速较大。



(a) Z=10m 垂直截面

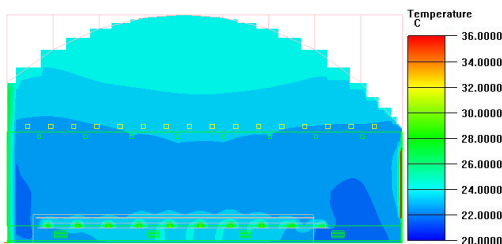


(b) Y=1m 工作水平截面

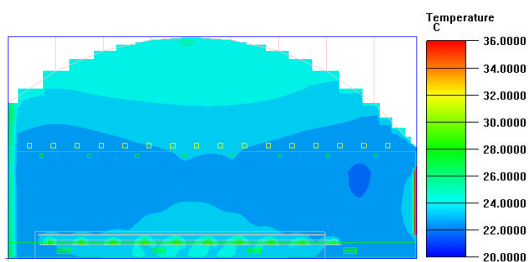
图 10 喷口 16°C, 11ACH 送风速度场分布

Fig.10 Distribution of air supply velocity field at nozzle 16 °C,11ACH

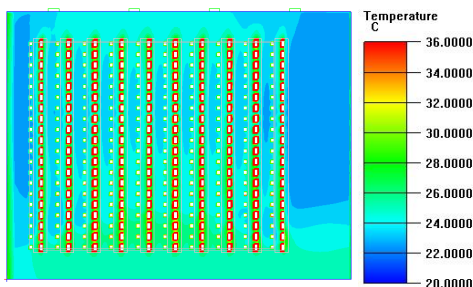
以下是采用喷口送风形式下,送风温度 18°C,换气次数为 14ACH 的室内环境场模拟结果。大厅的室内温度场如图 11 所示。室内整体温度均控制在设计范围内,整体环境保障良好。对比 16°C 送风的形式,由于送风温度提高,室内温度保障更加均匀稳定。



(a) Z=10m 垂直截面



(a) Z=10m 垂直截面

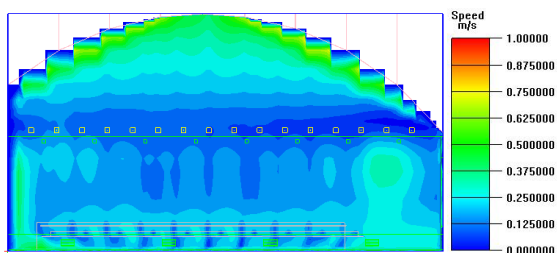


(b) Y=1m 工作水平截面

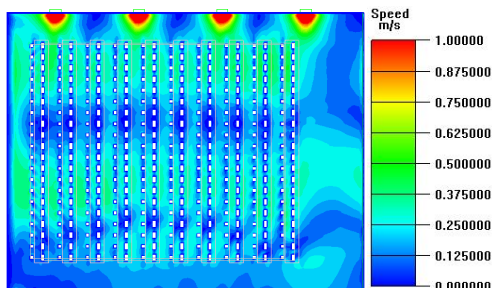
图 11 喷嘴 18℃, 14ACH 送风温度场分布

Fig.11 Distribution of air supply temperature field at nozzle 18 °C,14ACH

室内送风速度场分布如图 12 所示。室内工作区整体风速小于 0.2m/s, 无人员吹风感, 风速保障良好。但由于送风量增大, 中间一部分区域达到 0.3-0.4m/s, 会造成略微有吹风感, 靠近回风附近的风速较大。



(a) Z=10m 垂直截面

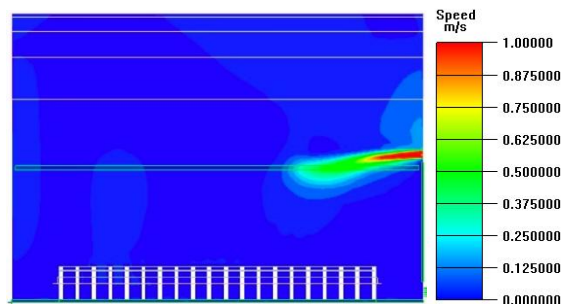


(b) Y=1m 工作水平截面

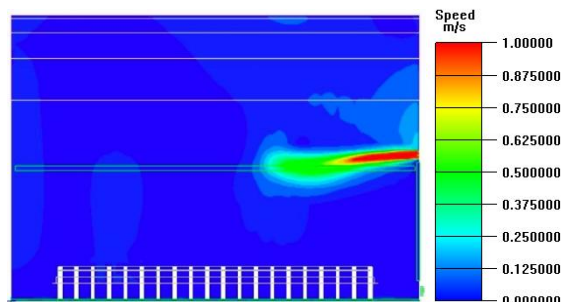
图 12 喷嘴 18℃, 14ACH 送风速度场分布

Fig.12 Distribution of air supply velocity field at nozzle 18 °C,14ACH

采用喷嘴送风形式下喷嘴的风速衰减过程如图 13 所示, 可以看到喷嘴送风的风速衰减过程约为 0.5-1.5m/s, 风速快速与室内空气掺混并发生衰减, 保障工作区风速不会过高。室内没有出现明显涡旋, 环境保障良好。



(a) 喷嘴 16℃ 11ACH



(b) 18℃ 14ACH

图 13 喷嘴送风风速衰减过程

Fig.13 Attenuation process of nozzle supply air velocity

3 室内热湿环境评价分析

3.1 热舒适指标评价

人体热舒适指标可由 PMV 和 PPD 评价^[14]。PMV 指标是引入反映人体热平衡偏离程度的人体热负荷而得出的, 其理论依据是当人体处于稳态的热环境下, 人体的热负荷越大, 人体偏离热舒适状态就越远。PMV 指标代表了同一环境下绝大多数人的感觉, 可以用来评价一个热环境舒适与否。其采用了 7 级分度, 如表 6 所示。

表 6 PMV 热感觉标尺

Table 6 PMV thermal sense scale

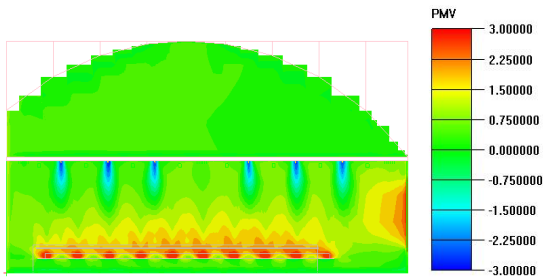
热感觉	热	暖	微暖	适中	微凉	凉	冷
PMV 值	+3	+2	+1	0	-1	-2	-3

PPD 指标是指预测不满意百分比, 是通过概率

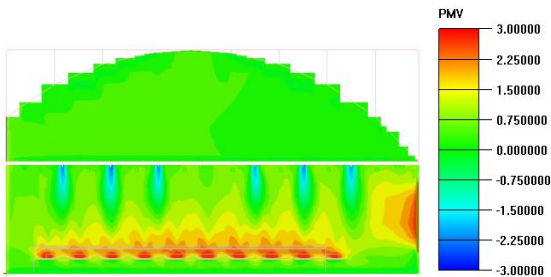
分析确定某环境条件下人群不满意的百分数,可由以下公式计算得到^[15]。PPD 指标的计算公式表明,即便达到 $PMV=0$, 仍然有 5% 的人不满意,反映了人的个体差异。

$$PPD = 100 - 95 \exp[-(0.03353PMV^4 + 0.2179PMV^2)] \quad (2)$$

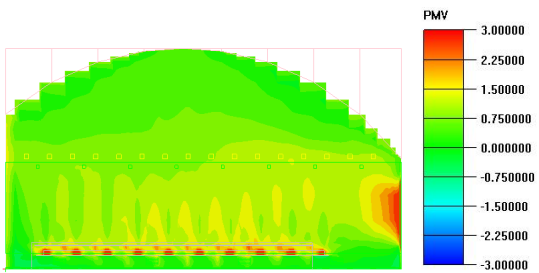
以 $Z=10m$ 的垂直截面为例, 各种送风形式下的 PMV 和 PPD 场如图 14 和图 15 所示。



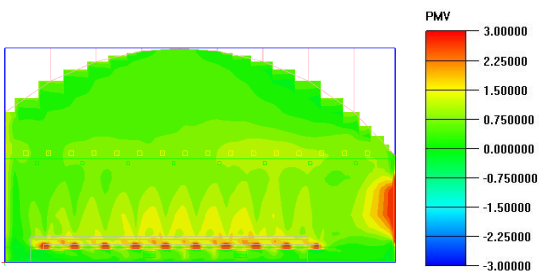
(a) 散流器 16°C 11ACH



(b) 散流器 18°C 14ACH



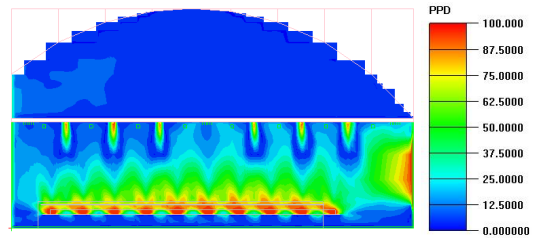
(c) 喷口 16°C 11ACH



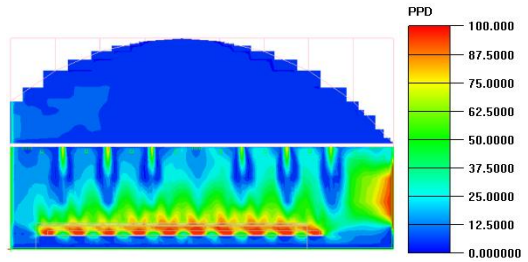
(d) 喷口 18°C 14ACH

图 14 不同 Case 工作截面 PMV 场

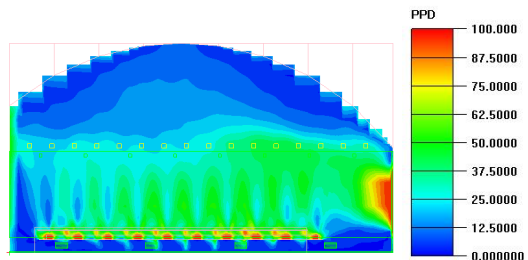
Fig.14 PMV field of different case working sections



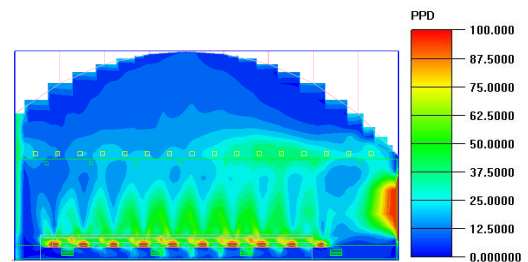
(a) 散流器 16°C 11ACH



(b) 散流器 18°C 14ACH



(c) 喷口 16°C 11ACH



(d) 喷口 18°C 14ACH

图 15 不同 Case 工作截面 PPD 场

Fig.15 PPD fields with different case working sections

可以看到, 在各种送风形式下, 室内整体 PMV 保持在 -1 到 1 之间, 在靠近热源处的人员 PMV 略微偏高, 表明采用各种送风形式, 整体上人员热感觉为适中。采用喷口形式时, 工作区下方的 PMV 和人员不满意率略有偏高, 采用散流器形式时室内 PMV 更加均匀稳定。室内整体 PPD 保持在 30% 以下, 表明采用各种送风形式下人员不满意度均较低, 人员热舒适保障良好。其中, 采用喷口形式时, 喷口下方的人员不满意度偏高, 高于散流器形式。

各种送风形式下房间平均 PMV 和 PPD 如表 7 所示。可以看到, 室内整体 PMV 保持在-1 到 1 之间, 热环境适中。整体人员不满意率小于 30%, 保障良好。散流器形式下室内整体不满意率低于喷口形式。

表 7 房间平均 PMV 和 PPD 统计

Table 7 Room average PMV and PPD statistics

	7m 以下空间平均 PMV	7m 以下空间平均 PPD/%
散流器 16℃ 11ACH	0.68	23.6
散流器 18℃ 14ACH	0.77	25.4
喷口 16℃ 11ACH	0.86	29.2
喷口 18℃ 14ACH	0.82	28.5

3.2 评价指标分析

根据风口设置, 送风量为 Q , 房间体积为 V , 可以算得房间的名义时间常数 $\tau_n = V/Q$ 。房间平均空气龄 τ_p 反映了房间的空气新鲜程度^[16], 其值可根据 Airpak 模拟结果得到。换气效率 η_a 是实际通风条件下房间平均空气龄与活塞流下的比值, 反映了新鲜空气置换原有空气的快慢与活塞通风下置换快慢的比较。换气效率 η_a 计算式如下:

$$\eta_a = \frac{\tau_n}{2 \cdot \tau_p} \times 100\% \quad (3)$$

因此得到了各项评价指标, 总结如表 8 所示, 其中平均空气龄仅考虑 7m 以下为控制空间进行计算。由于散流器形式设置吊顶, 喷口形式不设置吊顶, 故散流器送风形式下 7m 以下空间的平均空气龄显著低于喷口形式, 换气效率更高。喷口形式下实际的换气形式为全空间内的换气, 故仅考虑 7m 以下空间时, 整体换气效率较低。当送风量降低后, 房间温度变化不大, 但随着风量降低, 房间空气流动减弱, 房间平均空气龄增加, 换气效率基本不变。散流器送风和喷口送风对比, 喷口送风下房间平均

温度略微较低, 各种形式下房间平均温度保障在合理范围内。

表 8 房间空气龄、换气效率、平均温度统计

Table 8 Statistics of room air age, ventilation efficiency and average temperature

	7m 以下空间平均空气龄 /s	7m 以下空间换气效率/%	房间平均温度 /℃
散流器 16℃ 11ACH	272	60.2	24.8
散流器 18℃ 14ACH	212	60.6	24.7
喷口 16℃ 11ACH	506	32.3	24.4
喷口 18℃ 14ACH	419	30.7	24.4

4 总结

综合温湿度、风速和人员热舒适等各项评价指标, 对于空间大、人员密度高的地下工程而言, 采用散流器和喷口送风形式均能够保障室内热湿环境和人员热舒适性, PMV 均可保持在-1 到 1 之间, 不满意率 PPD 均小于 30%。其中, 散流器送风室内 PMV 更加均匀稳定, 整体不满意率低于喷口形式, 平均空气龄约为喷口形式的 50% 左右; 喷口送风室内平均温度更低, 空气流动性更强, 靠近回风附近的风速偏大, 略微有吹风感。为保证工作环境更加舒适, 采用散流器 16℃ 11ACH 的室内热湿环境保障效果最优, 舒适度最佳。

参考文献:

- [1] 张莉, 魏兵. 大空间分层空调不同气流组织方式下流场的数值模拟[J]. 制冷与空调, 2009, 3(6): 106-110.
- [2] 王威, 吕芳, 姜建中, 等. 通风方式对壁面结露分布的影响研究[J]. 重庆理工大学学报(自然科学), 2018, 32(6): 122-127.
- [3] 茅靳丰, 韩旭. 地下工程热湿理论与应用[M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2009.

- [4] Sahar N Kharrufa. Evaluation of Basement's Thermal Performance in Iraq for Summer Use[J]. *Journal of Asian Architecture and Building Engineering*, 2008,7(2): 411-417.
- [5] ZHANG Huibo, LIU Jing, LI Chunan et al. Long-term investigation of moisture environment in underground civil air defence work[J]. *Indoor and Built Environment*, 2017,26(6):744-757.
- [6] 张鹏飞.衡阳市特殊地下空间热湿环境控制研究[D].衡阳:南华大学,2012.
- [7] LIU Taishun, LIU Zeqin, LI Ge, et al. Comparative Study of Numerical Simulation of Indoor Thermal Environment in the Pattern of Personalized Ventilation and Stratum Ventilation[J]. *Procedia Engineering*, 2015, 121:785-791.
- [8] YU Shui, YU Zhitian, MA Xiunan, et al. Study on the influence of pollution source location on indoor pollutant distribution under different air supply[J]. *Procedia Engineering*, 2017,205:2623-2630.
- [9] 高建会,魏兴.Airpak 软件在被动房暖通系统中的应用研究[J].*中国建筑金属结构*,2020,(1):68-70.
- [10] 叶欣,蒋修英,沈国民.Airpak 软件在气流组织领域的应用[J].*应用能源技术*,2006,(10):45-47.
- [11] 李红梅.喷口侧送风及新型散流器顶送风方式下室内气流组织的实验与模拟研究[D].西安:长安大学,2017.
- [12] 项琳琳,董涛.方形散流器气流组织模拟研究[J].*建筑热能通风空调*,2017,36(2):54-57.
- [13] 王汉青.暖通空调流体流动数值模拟计算方法与应用[M].北京:科学出版社,2013.
- [14] 朱颖心.建筑环境学[M].北京:中国建筑工业出版社,2016.
- [15] WANG Zhe, Richard de Dear, LUO Maohui, et al. Individual difference in thermal comfort: A literature review[J]. *Building and Environment*, 2018,138:181-193.
- [16] 彭玥.多类型开口布置对建筑自然通风影响及空气龄评价[D].武汉:武汉大学,2018.