

文章编号: 1671-6612 (2022) 01-085-07

某贵宾候车室气流组织及热环境模拟分析

惠豫川 田利伟 王成哲 王 俨

(中铁第四勘察设计院集团有限公司 武汉 430063)

【摘要】 为优化条缝送风口在贵宾候车室夏季应用时的气流组织状况,采用计算流体动力学分析方法,预测3种送回风形式下候车室的温度场、速度场、热舒适性(PMV)及不满意率(PPD)分布情况,以气流组织均匀性及人体热舒适性为目标,分析不同方案下候车区的气流组织及热环境特点,并对计算模型的准确性进行了验证。结果对比发现:三种方案都基本满足设计规范,但采用侧送顶回方案气流组织更加均匀、人体热舒适性更高、不满意率更低,且能达到更加节能的效果,可作为优选设计方案。

【关键词】 条缝送风口;贵宾候车室;计算流体动力学;气流组织;热舒适
中图分类号 TU831 文献标识码 A

Simulation Analysis of Air Distribution and Thermal Environment in a VIP Waiting Room

Hui Yuchuan Tian Liwei Wang Chengzhe Wang Yan

(China Railway Siyuan Survey and Design Group Co., Ltd, Wuhan, 430063)

【Abstract】 In order to optimize the air distribution of the slit type outlet in the VIP waiting room in summer, the computational fluid dynamics analysis method is used to predict the temperature field, velocity field thermal comfort (PMV) and dissatisfaction rate (PPD) distribution of the waiting room under three kinds of wind form. Aiming at the uniformity of the airflow organization and the thermal comfort of the human body, the airflow organization and thermal environment characteristics of the waiting area under different schemes are analyzed. Also, the accuracy of the calculation model was verified. The comparison results found: The three schemes basically meet the design specifications, but the side-feed and top-return schemes have more uniform air distribution, higher thermal comfort of the human body, lower dissatisfaction rate, and can achieve more energy-saving effects, which can be used as the preferred design scheme.

【Keywords】 Slit type outlet; VIP waiting room; Computational fluid dynamics; Airflow organization; Thermal comfort

作者(通讯作者)简介:惠豫川(1994-),男,硕士研究生,助理工程师,E-mail:1562379496@qq.com

收稿日期:2021-06-15

0 引言

候车室作为旅客车站的重要组成部分,具有内部空间高大、人员疏密反差大、停留时间短等特点^[1],近年来对内部空气环境质量的要求越来越高。当前,不少学者采用计算流体动力学方法对候车室的气流组织方式进行了相应探讨。姜涛^[2]模拟了某火车站站台层候车室的气流组织,对不同方案的节能性进行了分析;刘赛可^[3]以桂林地区为例,基于

PHOENICS 仿真结果对候车室热环境的优化方案进行了分析;王康^[4]结合 DeST 和 CFD,对火车站候车厅冬夏季送风工况下的室内环境进行了计算分析,得出了不同气流组织方式的优化比较方案;周成梅^[5]以无锡火车站为研究对象,运用 Airpak 模拟了不同送风方案的气流组织和热环境特点,并对热舒适性进行了分析。

以上多是针对普通候车厅,较少涉及到贵宾候

车室的气流组织形式研究。相比于普通候车厅，贵宾候车室空间净高小、出入口少、人员密度低，对空气环境的要求也更高，传统的空调送回风方式较难适用于贵宾候车室。本文以某高铁站房贵宾候车室为研究对象，通过分析不同的气流组织形式，对室内人体热舒适性及热环境分布特点进行讨论，以期类似工程设计提供参考。

1 设计概况

本站房为线侧下式中型旅客车站，位于浙江省嘉兴市沪昆线上，铁路等级为国铁I级。总占地面积 15000m²，建筑高度 8.05m。站房内设置独立的贵宾候车室，以供特殊人群及购买软席候车票的乘客休息候车。

候车室设置独立的空调系统，冷热源为单元式空调器，采用全空气集中空调系统，气流组织形式为顶送顶回一次回风形式，室内机采用风管型。夏季空调设计参数为：室内温度 26℃，相对湿度 60%。设计同时使用人数为 13 人、照明负荷 18W/m²、设备负荷 5W/m²。图 1 为该贵宾候车室的效果示意图。



图 1 贵宾候车室效果图

Fig.1 Effect picture of VIP waiting room

2 计算模型建立

2.1 物理模型

图 2 为本文分析所建立的候车室全尺寸物理模型，这里定义 X、Y、Z 方向分别为候车室的长度、宽度和高度方向。候车室长 12m，宽 8.8m，吊顶下最大净高 3.5m，计算分析时对模型进行了一定的简化，忽略了灯具、橱柜、设备、办公桌等房间细节，并按照候车室的实际布局将人员及座椅简化为尺寸 0.5m×0.5m×1.0m（高）的 13 个长方体块，条缝送风口及回风口设置于房间顶部，并结合吊顶形式布置。

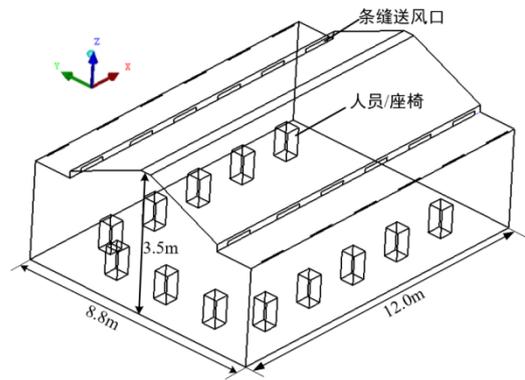


图 2 候车室物理模型

Fig.2 Physical model of VIP waiting room

2.2 数学模型

本文采用计算流体动力学软件（CFD）对候车室气流组织及热环境效果进行预测评价，并做如下假设：

- (1) 在研究室内空气流动相关问题时，流体处于低速流动状态，可视为不可压缩定常流动。
- (2) 室内空气流动过程当中，其各个运动要素（压力、流速等）变化量不大，可将空气假定为稳定流，且符合 Boussinesq 假设^[5]。
- (3) 将空气视为连续介质，不考虑质点个体的微观运动。
- (4) 模拟时，认为门、窗、墙壁等孔洞密闭性良好，忽略漏风影响^[6]。
- (5) 不考虑固体壁面粗糙度及耗散热影响。

CFD 求解流体流动及传热过程中的基本控制方程包括质量守恒方程、能量守恒方程、动量守恒方程、状态方程和气体组分守恒方程^[7]。

质量守恒方程：

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot \rho \mathbf{u} = 0 \quad (1)$$

能量守恒方程：

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho h) + \nabla \cdot \rho h \mathbf{u} - \frac{Dp}{Dt} = \mathcal{E} \nabla \cdot \mathbf{q}^r + \nabla \cdot k \nabla T + \nabla \cdot \sum_i h_i (\rho D)_i \nabla Y_i \quad (2)$$

动量守恒方程：

$$\rho \left(\frac{\partial \mathbf{u}}{\partial t} + (\mathbf{u} \cdot \nabla) \mathbf{u} \right) + \nabla p = \rho \mathbf{g} + \mathbf{f} + \nabla \cdot \boldsymbol{\tau} \quad (3)$$

状态方程：

$$P_o = \rho TR \sum_i (Y_i / M_i) \quad (4)$$

气体组分守恒方程:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho Y_i) + \nabla \cdot (\rho Y_i \mathbf{u}) = \nabla \cdot (\rho D_i \nabla Y_i) + \dot{W}_i^m \quad (5)$$

式中: Y_i 表示第 i 种组分的质量分数; D_i 表示第 i 种组分的扩散系数; \dot{W}_i^m 表示第 i 种组分单位体积的生成率。

2.3 边界条件

在进行候车室气流组织及热环境模拟计算时, 所涉模型边界条件描述如下:

入口边界: 定义送风口为速度入口边界, 总送风量 $5900\text{m}^3/\text{h}$, 送风温度 19°C 。

出口边界: 定义回风口为压力出口边界, 设置压力值为 0Pa , 即设置一个压强等于环境的压力远场边界条件^[8]。

壁面边界: 模型忽略灯具、设备等内部热源, 将此部分内热源散热量附加在候车室侧壁面上, 并考虑围护结构冷负荷, 设定屋面及侧墙为常热流壁面边界, 经计算设置屋面热流密度为 $23\text{W}/\text{m}^2$, 侧墙热流密度为 $18\text{W}/\text{m}^2$; 设定地面为绝热壁面边界, 热流密度设置为 0 ; 模型中将人体及座椅简化为高度为 1.0m 的长方体 (人员静坐状态), 并设定为体热源, 热流密度设置为 $600\text{W}/\text{m}^3$ 。

计算采用标准 $k-\varepsilon$ 湍流模型、二阶迎风离散格式及 SIMPLE 算法, 各参数亚松弛因子、收敛准则均设置为默认值。

2.4 工况设定

根据候车室吊顶形式拟在吊顶附近设置条缝送回风口, 条缝口位置如图 3 所示。本文共设置 3 种工况进行模拟分析, 工况设定情况见表 1, 条缝口设置情况见表 2。

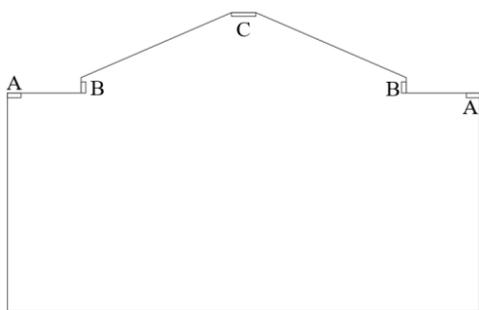


图 3 条缝口位置示意

Fig.3 Schematic diagram of slit opening position

表 1 工况设定

Table 1 The setting of working condition

工况	送回风方式	特点描述	送风温度 ($^\circ\text{C}$)	送风速度 (m/s)
工况 1	A 送 B 回	顶送侧回	19	2.73
工况 2	A 送 C 回	顶送顶回	19	2.73
工况 3	B 送 A 回	侧送顶回	19	2.73

表 2 条缝口设置

Table 2 The setting of slit opening position

条缝口编号	条缝口尺寸 (mm)	条缝口间距 (m)	条缝口数量 (个)
条缝口 1	50×1000	2	12
条缝口 2	150×1000	2	12
条缝口 3	300×1000	2	6

2.5 模型验证

采用李静凡等^[9]进行的改进诱导器系统系列实验中仅上回风口开启工况得到的数据对 CFD 计算模型的准确性进行验证。图 4 为模拟值与实测值的对比结果, 从中可以看出, 模拟值与实测值之间呈现出不同程度的偏差, 可能的原因是网格精度略粗糙、计算模型与实际情况有差异、湍流模型的选择等。但模拟值与实测值的平均误差为 10.22% , 且二者的变化趋势相类似, 均表现出测点温度随着空间高度的增加而增加的规律, 可以说明 CFD 计算模型的准确性。

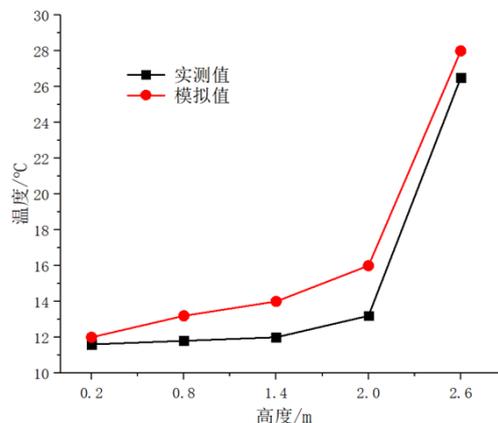


图 4 室内不同高度的温度曲线对比

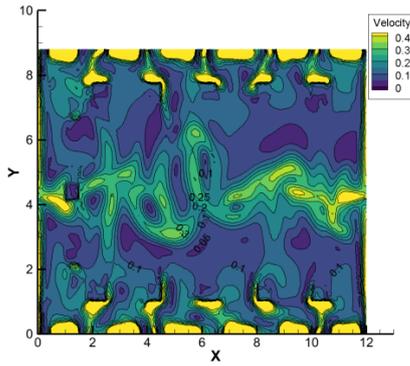
Fig.4 Comparison of indoor temperature curves at different heights

3 模拟结果分析

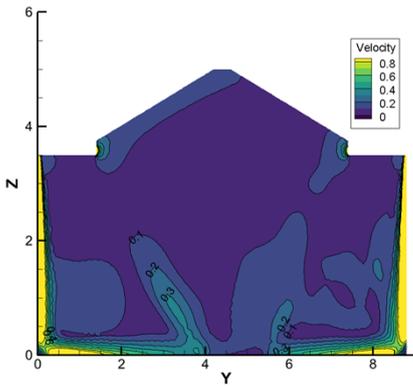
计算完成后, 选取贵宾候车室人员静坐高度 $Z=1.0\text{m}$ 及候车室中部位置附近 $X=5.25\text{m}$ 两个典型平面进行温度场、速度场、PMV 及 PPD 分布的对比分析。

3.1 速度场分析

图 5~图 7 为三种工况下 $Z=1.0\text{m}$ 、 $X=5.25\text{m}$ 两个平面上的气流速度场分布对比情况。



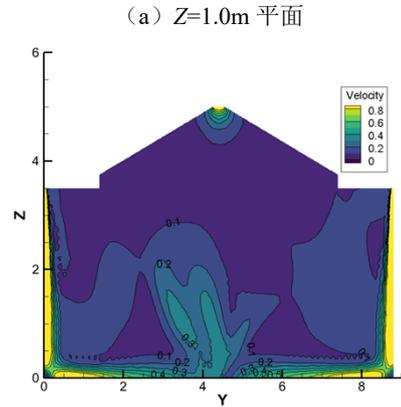
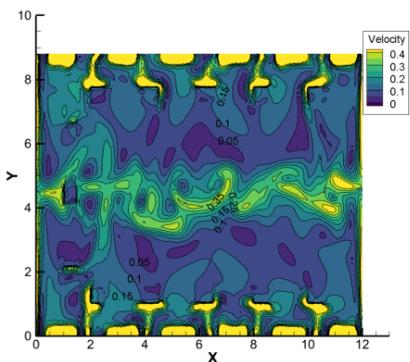
(a) $Z=1.0\text{m}$ 平面



(b) $X=5.25\text{m}$ 平面

图 5 工况 1 典型平面速度场分布情况

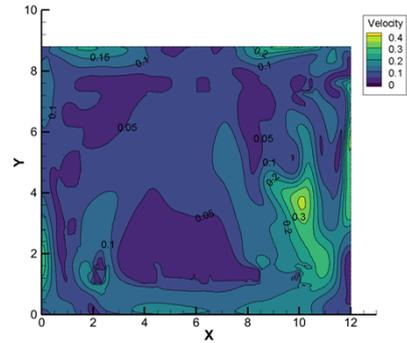
Fig.5 The distribution of velocity field on typical planes in case 1



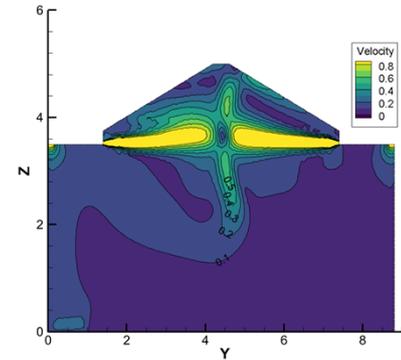
(a) $Z=1.0\text{m}$ 平面

图 6 工况 2 典型平面速度场分布情况

Fig.6 The distribution of velocity field on typical planes in case 2



(a) $Z=1.0\text{m}$ 平面



(b) $X=5.25\text{m}$ 平面

图 7 工况 3 典型平面速度场分布情况

Fig.7 The distribution of velocity field on typical planes in case 3

从图 5、图 6 中可以看出, 工况 1、2 的两个典型平面上的速度场分布特点相似, 靠近房间侧墙 的条缝口 (条缝口 A) 以一定速度将空气送出, 气流流动过程中由于附壁效应形成贴附射流, 使得气流贴附于侧墙向下流动。两侧气流到达地面后在房间中部位置附近混合, 开始呈喇叭状向四周扩散,

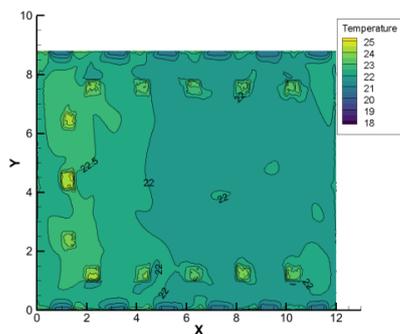
速度逐渐减小, 最大处风速为 0.30m/s 左右, 且工况 1 人员静坐平面 ($Z=1.0\text{m}$ 平面) 上的最大风速略小于工况 2, 两种工况下人员静坐平面上的气流分布不均匀。

工况 3 为条缝口侧送顶回的设计工况, 从图 7 中可以看出, 区别于工况 1、2 的送风方式, 该种工况下的气流由条缝口 (条缝口 C) 送出后流动到一个基本不受边壁限制的空间内形成自由射流, 两侧气流混合后分别开始向上、下扩散流动, 速度逐渐减小, 其中向房间下部流动的气流在到达 $Z=1.0\text{m}$ 平面时, 整体速度已衰减至 0.10m/s 以内, 局部风速较高, 最高处风速为 0.3m/s 左右, 但已远离候车室坐席区。

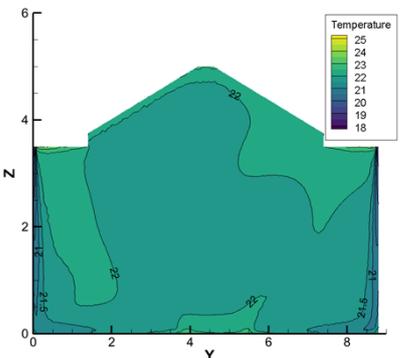
综合对比三种工况的气流速度场分布情况发现, 设定工况下人体周围的风速普遍在 0.3m/s 以内, 基本不存在吹风感, 但从送风均匀性方面考虑, 侧送顶回 (工况 3) 的气流组织形式在人员静坐平面上形成的风速更加均匀。

3.2 温度场分析

图 8~图 10 为三种工况下 $Z=1.0\text{m}$ 、 $X=5.25\text{m}$ 两个平面上的温度场分布对比情况。



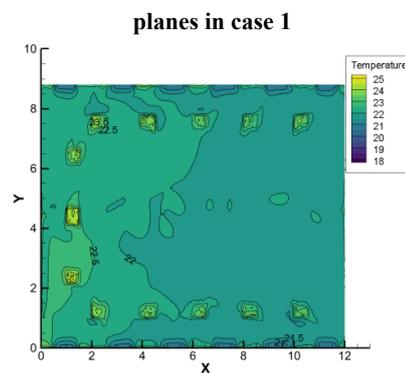
(a) $Z=1.0\text{m}$ 平面



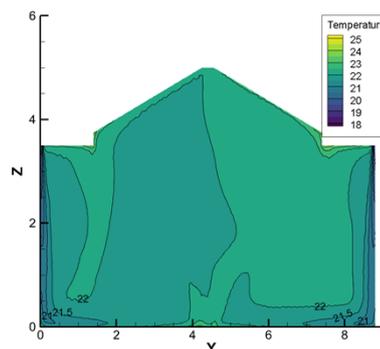
(b) $X=5.25\text{m}$ 平面

图 8 工况 1 典型平面温度场分布情况

Fig.8 The distribution of temperature field on typical



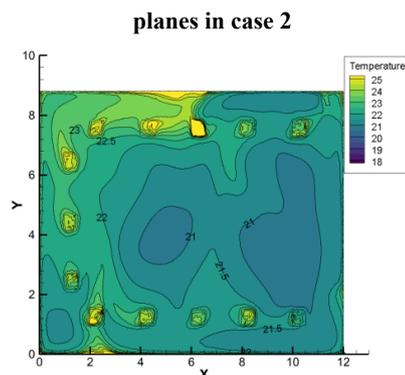
(a) $Z=1.0\text{m}$ 平面



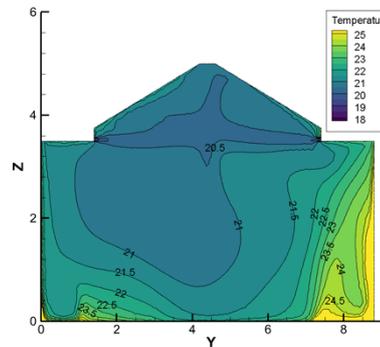
(b) $X=5.25\text{m}$ 平面

图 9 工况 2 典型平面温度场分布情况

Fig.9 The distribution of temperature field on typical



(a) $Z=1.0\text{m}$ 平面



(b) $X=5.25\text{m}$ 平面

图 10 工况 3 典型平面温度场分布情况

Fig.10 The distribution of temperature field on typical

planes in case 3

从图 8、图 9 中可以看出，工况 1、2 的温度场分布情况相似，房间内的温度分布均无明显规律，除靠近外墙的侧壁附近温度较低外，人体周围温度基本在 22℃ 左右。

从图 10 中可以发现，工况 3 在垂直方向上呈现出了明显的温度分层现象，且由于侧送顶回的气流组织形式，越靠近地面，空气温度越低。冷空气下沉并经过人员活动区后，在房间下部聚集，温度较高的空气在冷空气的推挤和回风口的压力二者共同作用下沿着外墙壁面向上流动，最后从回风口送出。该种工况下人体周围的温度普遍在 23℃ 左右，个别座椅区的人体周围温度在 22℃ 左右。

三种工况下人体周围的温度无显著差别，均满足设计要求，但侧送顶回（工况 3）的气流组织形式，由于回风口靠近外墙，温度较高的空气在送出房间过程中形成了有效的空气幕，在隔绝外界热量渗透的同时，可最大限度地减小冷量损失，从而达到更加节能的效果。

3.3 热舒适性分析

图 11~图 13 为三种工况下 Z=1.0m 平面上的 PMV-PPD 分布对比情况。

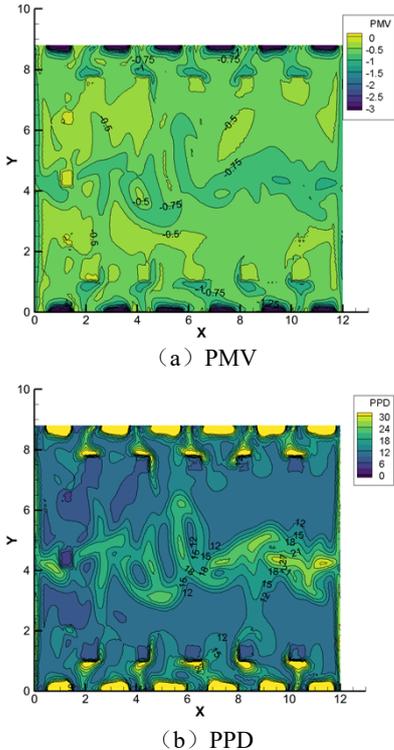


图 11 工况 1 Z=1.0m 平面 PMV、PPD 分布情况
Fig.11 PMV and PPD distribution on Z=1.0m plane in

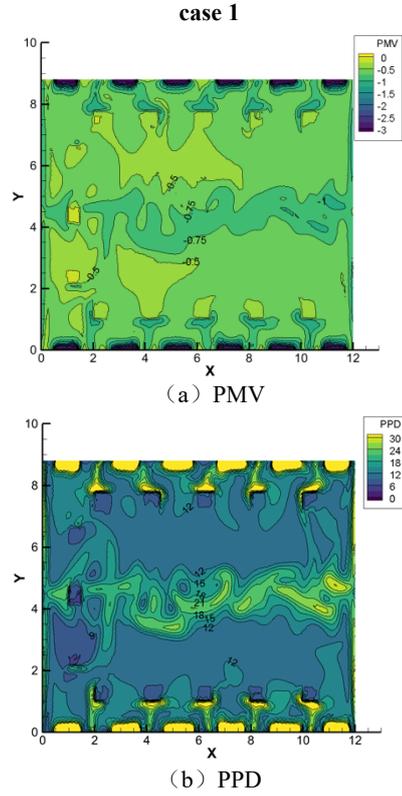


图 12 工况 2 Z=1.0m 平面 PMV、PPD 分布情况
Fig.12 PMV and PPD distribution on Z=1.0m plane in

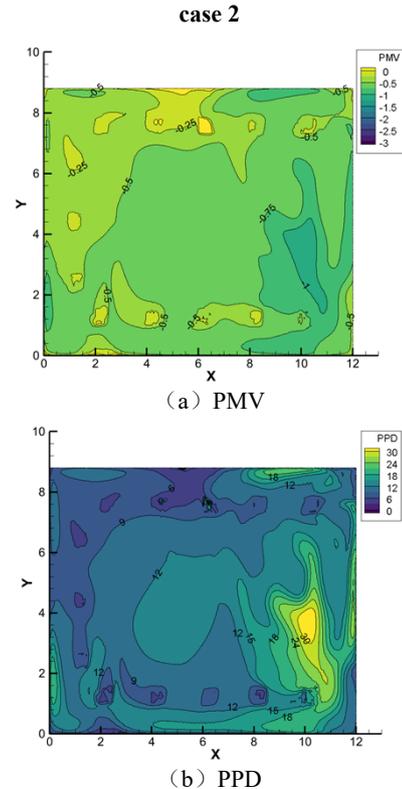


图 13 工况 3 Z=1.0m 平面 PMV、PPD 分布情况
Fig.13 PMV and PPD distribution on Z=1.0m plane in

case 3

结合 PMV-PPD 的分布情况对三种工况下的人体热舒适性进行评价,由图 11、12 可知,工况 1、2 的人员静坐平面上的 PMV-PPD 分布无明显差异。候车室中部附近区域稍有凉感,最大不满意率达到了 21%;人员座椅区周围的 PMV 值普遍在 -0.75 左右,稍有凉感,整体不满意率在 15%以内,人体热舒适性稍有欠缺。

从图 13 中可以看出,相比于工况 1、2 的顶送方式,工况 3 侧送方式下,局部区域的 PMV 最大值达到了 -1,最大不满意率达到了 30%以上,但已远离人员座椅区;人体周围的 PMV 值普遍在 -0.5~0 之间,且不满意率普遍在 10%以内,热舒适性较好。

4 结论

采用计算流体动力学方法,对某贵宾候车室在三种送回风方式下的气流组织及热环境进行了模拟分析,并采用文献实测数据对模型的准确性进行了验证,主要得出以下结论:

(1) 沿外墙向下的贴壁送风方式虽基本不会形成吹风感,但人员静坐平面上的风速均匀性较差,且由于低温送风气流靠近外墙,易造成冷量损失。从人体热舒适性方面来看,人员座椅区的 PMV 值在 -0.75 左右,稍低于热中性范围,整体不满意率偏高(超过 10%),人体热舒适性稍有欠缺。

(2) 由于该候车室中部吊顶以下空间较大,侧送方式使得气流从条缝口送出后流动到一个基本不受边壁限制的空间内形成自由射流,能量损失较小;温度较高的空气在冷空气的推挤和回风口的压力二者共同作用下沿着外墙壁面向上经回风口排出,在此过程中形成了有效的空气幕,在隔绝外界热量渗透的同时,可最大限度地减小冷量损失,从而节能效果更佳。此外,人体处于热中性范围内,

舒适性较好。

(3) 旅客普通候车厅由于空间高大,通常采用球形喷口侧送、底部集中回风的空调送回风形式,对空气环境的要求并不严格,因此较难适用于有更高环境要求且空间较低的贵宾候车室环境。本文的研究可为类似工程实践提供理论参考,工程设计中可结合房间具体特点,通过改变送风方式、送风参数等,以探究最合理的气流组织形式。

参考文献:

- [1] 刘赛可. 夏热冬冷地区火车站候车室夏季热环境与节能研究[D]. 桂林: 桂林电子科技大学, 2019.
- [2] 姜涛. 火车站候车室变风量空调系统 CFD 模拟研究及节能分析[J]. 制冷与空调, 2015, 15(11): 48-52.
- [3] 王康. 火车站候车大厅能耗与气流组织模拟研究[D]. 武汉: 华中科技大学, 2012.
- [4] 周成梅. 某候车室气流组织的模拟研究[D]. 淮南: 安徽理工大学, 2011.
- [5] 李先庭. 室内空气流动数值模拟[M]. 北京: 机械工业出版社, 2009.
- [6] 王一丁, 孙三祥, 刘改静. 不同送风速度下空调房间的气流组织数值模拟[J]. 建筑节能, 2017, 45(5): 25-28.
- [7] Chi-Ji Lin, Yew Khoy Chuah. A study on long tunnel smoke extraction strategies by numerical simulation [J]. Tunneling and Underground Space Technology, 2008, 23(5): 522-530.
- [8] 惠豫川, 孙斌, 肖益民, 等. 单向隧道火灾时实现小长度分析的可能性研究[J]. 消防科学与技术, 2019, 38(12): 1693-1697.
- [9] 李静凡, 王志毅, 郑娟. 改进型诱导器冬季气流组织优化实验与模拟[J]. 浙江理工大学学报(自然科学版), 2021, 45(4): 543-550.