

文章编号: 1671-6612 (2021) 01-046-05

# 隔板工位送风末端气流组织数值模拟研究

孔培婷 王丽娟 张凯歌

(西安工程大学城市规划与市政工程学院 西安 710048)

**【摘要】** 工位送风通常与背景送风相结合来消除室内余热, 该方式会增加系统的投资和运行费用。为解决此问题, 采用数值模拟的方法对工位区迎面送风、面部双侧送风及头腿送风等末端形式的送风性能进行研究, 试图用工位送风替代背景送风。研究表明, 迎面送风和面部双侧送风在  $230\text{m}^3/\text{h}\sim 270\text{m}^3/\text{h}$  风量范围内可替代背景送风, 其中面部双侧送风消除工位区和背景区余热能力较强, 在较小风量下就能达到室内温度要求; 而头腿送风在  $144\text{m}^3/\text{h}\sim 288\text{m}^3/\text{h}$  整个模拟风量范围内都不能替代背景送风。研究结果可为个性化环境设计提供参考。

**【关键词】** 工位送风; 数值模拟; 气流组织

中图分类号 TU83 文献标识码 A

## Numerical Simulation Study on Airflow Distribution at the Partition-type Task Air Supply Terminal

Kong Peiting Wang Lijuan Zhang Kaige

(Xi'an Polytechnic University, School of Urban Planning and Municipal Engineering, Xi'an, 710048)

**【Abstract】** Task air supply is usually combined with background air supply to eliminate residual heat in the room. This method will increase the investment and operating costs of the system. In order to solve this problem, this paper uses numerical simulation method to study the end-type air supply performance such as head-on air supply, face-side air supply, head-leg air supply, etc. in the task area, and attempts to replace the background air supply with task air supply. The research results show that the on-air supply and the double-sided supply can replace the background supply in the range of  $230\text{m}^3/\text{h}\sim 270\text{m}^3/\text{h}$ . Among them, the double-sided supply of the face eliminates the residual heat in the task area and the background area. The indoor temperature requirement can be reached under a small air volume; the head and leg air supply can't replace the background air supply in the entire simulated air volume range of  $144\text{m}^3/\text{h}\sim 288\text{m}^3/\text{h}$ . The research results can provide a reference for the design of personalized environment.

**【Keywords】** task air supply; numerical simulation; air distribution

作者简介: 孔培婷 (1995.2-), 女, 在读硕士研究生, E-mail: 2693352772@qq.com

通讯作者: 王丽娟 (1984.3-), 女, 博士研究生, 副教授, E-mail: 643547601@qq.com

收稿日期: 2020-07-02

## 0 引言

近年来, 标准工作间被广泛应用。为消除室内余热, 保证工位空气品质, 隔板工位空调应运而生。许多学者认为工位空调消除背景区余热能力较差, 为避免工位区与背景区温差过大造成人体不舒适,

工位空调系统有必要增添背景送风<sup>[1]</sup>。然而, 背景送风系统的加入会导致投资和运行费用增加<sup>[2]</sup>。为减少空调系统投资费用, 本文在无背景送风条件下, 针对隔板工位不同末端送风形式对室内热环境和人体热舒适的影响展开研究。试图寻找可替代背景

送风的工位末端送风形式及送风参数范围, 以此降低空调系统投资及运行费用。

目前, 工位空调送风性能的研究方法主要有实验和模拟。与实验相比, 模拟成本低、速度快且工况设置灵活, 可详细计算出工位区热环境参数。本文采用 ANSYS 软件, 对隔板工位不同末端送风形式下室内温度场和速度场进行仿真。由于数值模拟的准确性受网格质量、边界条件和湍流模型的影响<sup>[3]</sup>, 所以本文先采用已有实验数据与 ANSYS 模拟结果进行对比, 来验证模型的准确性, 再开展对不同工况下室内热环境的模拟分析。

## 1 数值模拟

### 1.1 物理模型

以典型办公室为例, 其物理模型如图 1 所示。针对头部、背部、大腿、小腿等局部冷热敏感部位<sup>[4,5]</sup>, 设计迎面送风、面部双侧送风及头腿送风三种末端送风形式。模型具体尺寸如下:

(1) 房间:  $X \times Y \times Z = 5.4\text{m} \times 3.4\text{m} \times 2.8\text{m}$ ;

(2) 回风口:  $0.4\text{m} \times 0.4\text{m}$ ;

(3) 送风口: 7 号风口为迎面送风, 尺寸为  $1\text{m} \times 0.1\text{m}$ ; 8、9 号风口为面部双侧送风, 尺寸为  $0.5\text{m} \times 0.1\text{m}$ ; 8、10 号风口为头腿送风, 尺寸为  $0.5\text{m} \times 0.1\text{m}$ ;

(4) 室内各热源: 人员结构简化为四个长方体, 分别有头部、上身、大腿和小腿, 尺寸(长 $\times$ 宽 $\times$ 高)分别为  $0.3\text{m} \times 0.1\text{m} \times 0.3\text{m}$ 、 $0.4\text{m} \times 0.1\text{m} \times 0.45\text{m}$ 、 $0.3\text{m} \times 0.3\text{m} \times 0.1\text{m}$ 、 $0.3\text{m} \times 0.1\text{m} \times 0.45\text{m}$ ; 电脑尺寸(长 $\times$ 宽 $\times$ 高)为  $0.3\text{m} \times 0.3\text{m} \times 0.3\text{m}$ ; 日光灯(长 $\times$ 宽 $\times$ 高)尺寸为  $1.2\text{m} \times 0.15\text{m} \times 0.1\text{m}$ ; 打印机尺寸(长 $\times$ 宽 $\times$ 高)为  $1.0\text{m} \times 0.5\text{m} \times 0.5\text{m}$ 。

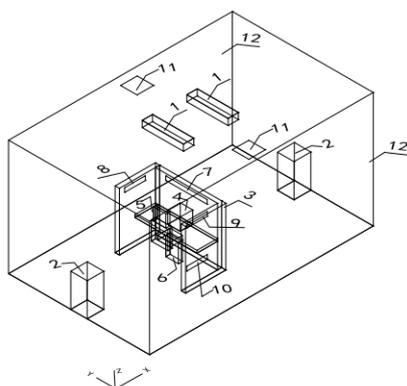


图 1 办公室隔板工位送风模型

Fig.1 Office partition air supply model

1—日光灯; 2—打印机; 3—隔板; 4—电脑; 5 工作面;  
6—人; 7—送风口; 8、9、10—送风口; 11—回风口;  
12—南北负荷墙

其中, 所有送风口距离人体表面  $0.55\text{m}$ , 7、8、9 号风口中心线距离室内地面  $1.3\text{m}$ , 10 号风口中心线距离室内地面  $0.4\text{m}$  (见图 2)。将图 1 所示物理模型导入 ICEM CFD 中, 创建 part, 并划分六面体网格, 总网格数为 347413。

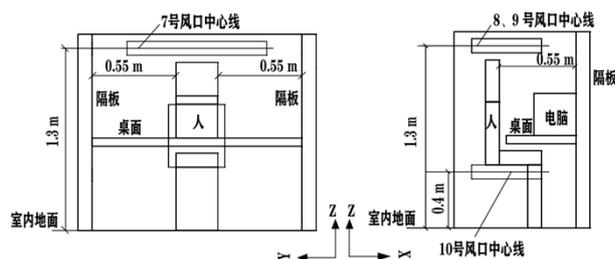


图 2 工位区风口位置图

Fig.2 Location of air outlet in task area

### 1.2 数学模型的简化假设

本文采用标准  $k-\epsilon$  两方程模型, 并做如下假设<sup>[6]</sup>:

(1) 室内气流低速流动, 可视为不可压缩流体;

(2) 整个流场处于稳定状态;

(3) 流体密度的变化仅对浮升力产生影响;

(4) 送风口均不考虑送风百叶的影响<sup>[7]</sup>;

(5) 壁面上速度无滑移, 定热流密度。

### 1.3 边界条件及数值求解计算

边界条件设置: 送风口为速度进口, 回风口为压力出口。热源表面为恒热流, 其中南北墙热流为  $180\text{W}$ , 人员热流为  $90\text{W}$ , 电脑热流为  $60\text{W}$ , 日光灯热流为  $90\text{W}$ , 打印机热流为  $250\text{W}$ 。流场计算采用 Simple 算法, 选用一阶迎风格式来离散湍动耗散率  $\epsilon$  项、湍动能  $k$  项、能量项以及动量项。迭代步数设为 500。

### 1.4 模型验证

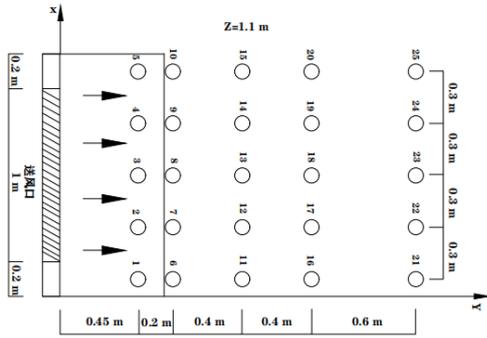
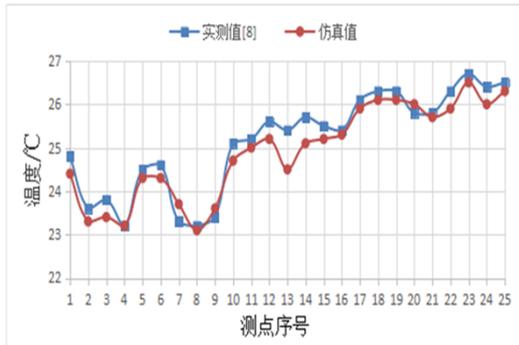


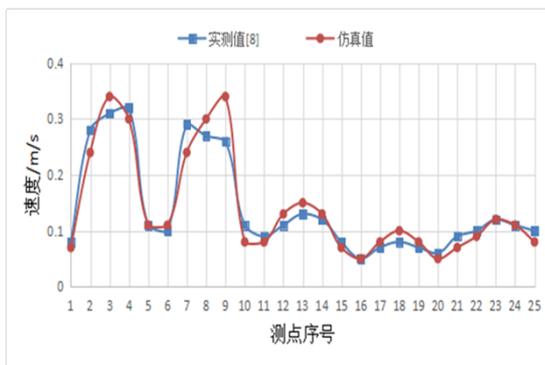
图3 隔板工位送风实验测点布置图

Fig.3 Layout of the measuring points for the partition task air supply experiment

为确保模型和计算方法的准确性,本文采用卢昱等人<sup>[8]</sup>夏季单独使用隔板工位送风的实验数据进行验证。该实验的末端送风形式为迎面送风,送风温度为 20℃,送风速度为 0.6m/s。针对此工况,本文对室内温度及速度分布进行仿真,提取图 3 各测点数据,对比模拟值和实测值,结果如图 4 所示。



(a) 模拟和实测温度对比图



(b) 模拟和实测速度对比图

图4 模拟值与实测值对比图

Fig.4 Comparison between simulated and measured values

图 4 表明,温度、速度的模拟值和实测值变化趋势一致。其中温度模拟值和实测值偏差最大的测

点是 13 号,相差 0.9℃,相对误差为 3.54%。速度模拟值和实测值偏差最大的测点是 9 号,相差 0.08m/s,相对误差为 30.77%。温度场的相对误差比速度场高,主要原因在于模型中的风口没有格栅,且假定空间流场为稳定状态,而实验空间流场存在波动。

卢昱等人<sup>[8]</sup>的实验和模拟结果表明,温度场相对误差不超过 6.87%,速度场偏差在 0.15m/s 以内,物理模型及计算方法是准确可靠的。本文温度场和速度场偏差在此范围内,且两者模拟值和实测值基本吻合。由此表明,本文采用的物理模型及计算方法是准确可靠的。

### 1.5 模拟工况

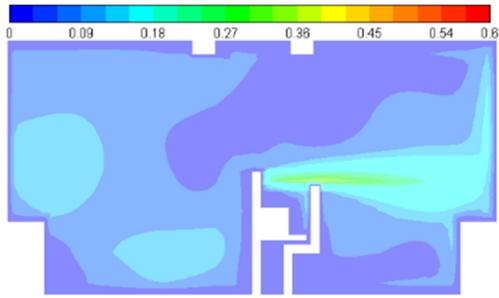
以上分析证明了本研究所使用的模型是可靠的。本文将基于此模型,进一步研究迎面送风、面部双侧送风及头腿送风对室内热环境和人体热舒适的影响。具体模拟工况如表 1 所示。

表 1 模拟工况

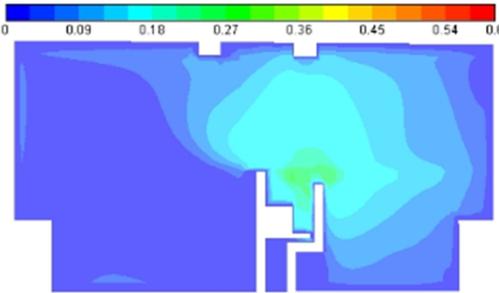
| Table 1 Simulation conditions |           |                         |            |                         |
|-------------------------------|-----------|-------------------------|------------|-------------------------|
| 送风末端形式                        | 送风温度 (°C) | 送风量 (m <sup>3</sup> /h) | 送风速度 (m/s) | 送风口面积 (m <sup>2</sup> ) |
| 迎面送风                          | 23        | 144                     | 0.4        | 0.1                     |
| 迎面送风                          | 23        | 216                     | 0.6        | 0.1                     |
| 迎面送风                          | 23        | 288                     | 0.8        | 0.1                     |
| 面部双侧送风                        | 23        | 144                     | 0.4        | 0.1                     |
| 面部双侧送风                        | 23        | 216                     | 0.6        | 0.1                     |
| 面部双侧送风                        | 23        | 288                     | 0.8        | 0.1                     |
| 头腿送风                          | 23        | 144                     | 0.4        | 0.1                     |
| 头腿送风                          | 23        | 216                     | 0.6        | 0.1                     |
| 头腿送风                          | 23        | 288                     | 0.8        | 0.1                     |

## 2 模拟结果分析

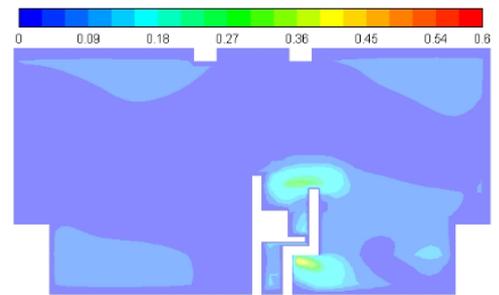
### 2.1 速度分析



(a) 迎面送风时 Y=1.7 平面速度分布图



(b) 面部双侧送风时 Y=1.7 平面速度分布图



(c) 头腿送风时 Y=1.7 平面速度分布图

图 5 三种送风形式下 Y=1.7 平面速度分布图

Fig.5 Plane velocity distribution of Y=1.7 under three air supply modes

图 5 是三种送风形式送风温度为 23℃, 送风速度为 0.6m/s 时, Y=1.7m 平面的速度分布。从该图可以看出, 末端送风形式不同, 气流速度分布不同; 头部和腿部送风气流区风速最大, 最大风速在 0.22m/s 左右, 符合规范要求<sup>[9]</sup>, 不会对人体产生吹风感; 由于气流卷吸作用, 气流速度会衰减, 背景区风速均维持在 0.12m/s 以下。可见, 若人体头部风速符合规范要求, 则可避免送风对人体吹风感。

三种送风形式下人体头部风速如图 6 所示, 从该图可以看出, 风量增加, 头部风速增加; 若要保证人体头部风速不大于 0.3m/s, 则三种送风形式的送风量不宜超过 270m<sup>3</sup>/h。

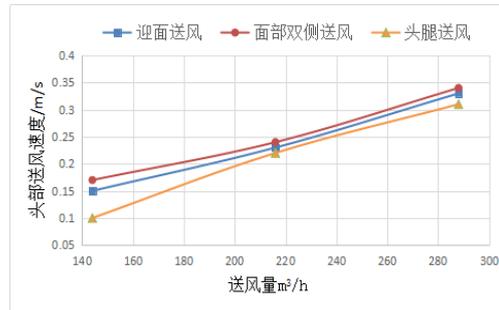


图 6 三种送风形式下人体头部风速

Fig.6 Wind speed of human head under three types of air supply

## 2.2 温度分析

《采暖空调制冷手册》中规定, 舒适性条件下, 空调室内人体头部到脚部之间的温差应尽可能小, 一般不超过 1.5℃, 最大不超过 3℃。图 7 是三种送风形式下人静坐时人体温差(人体头部到脚部之间的温差)变化图。该图表明, 风量增加, 人静坐时人体温差降低, 迎面送风和头腿送风在 210m<sup>3</sup>/h~288m<sup>3</sup>/h 风量范围内, 面部双侧送风在 150m<sup>3</sup>/h~288m<sup>3</sup>/h 风量范围内, 人体温差小于 3℃, 满足人体在工位区的舒适性。

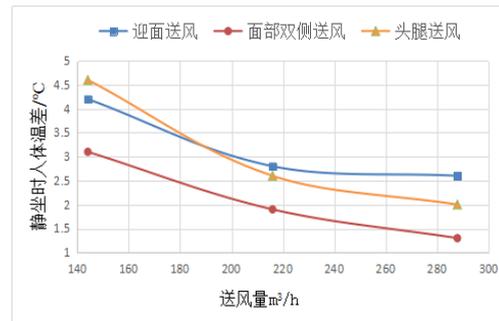
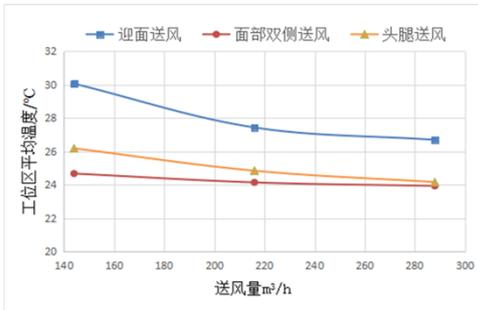


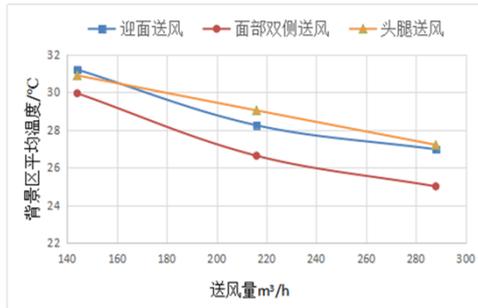
图 7 三种送风形式下人静坐时人体温差

Fig.7 Human body temperature difference when people sit still under three types of air supply

若要工位送风替代背景送风, 则工位送风不仅要满足人员在工位区的舒适性, 而且要避免工位区与背景区温差过大造成人体不舒适。为分析工位区与背景区的温差, 本文在人员前方工位区和人员后方背景区布置测点, 取工位区和背景区各测点平均值。



(a) 工位区平均温度



(b) 背景区平均温度

图 8 三种送风形式下工位区及背景区平均温度

Fig.8 Average temperature of task area and background area under three types of air supply

图 8 是三种送风形式工位区及背景区平均温度变化图。该图表明，风量增加，工位区及背景区平均温度降低，且温度降低幅度变小；在整个风量范围内，面部双侧送风工位区平均温度和背景区平均温度在三种送风形式中最低。其工位区平均温度比迎面送风和头腿送风低 0.5℃ 以上，背景区平均温度比迎面送风和头腿送风低 1℃ 以上。分析表明，面部双侧送风消除工位区和背景区余热能力较强。

对于保证人体热舒适的工位区与背景区温差范围，虽在现有规范中没有明确规定，但端木琳等人通过热舒适调查指出背景区温度不应超过 28℃，工位区与背景区温差不宜超过 2℃<sup>[10]</sup>。图 9 显示了三种送风形式工位区与背景区温差变化。由图 8 和图 9 可知，在 144m³/h~288m³/h 整个风量范围内，头腿送风工位区与背景区温差都超过 2℃；在 230m³/h~288m³/h 风量范围内，迎面送风和面部双侧送风工位区与背景区温差小于 2℃，且背景区温度低于 28℃。可见，三种送风形式中，仅迎面送风和面部双侧送风工位区与背景区温差满足人体舒适性要求。

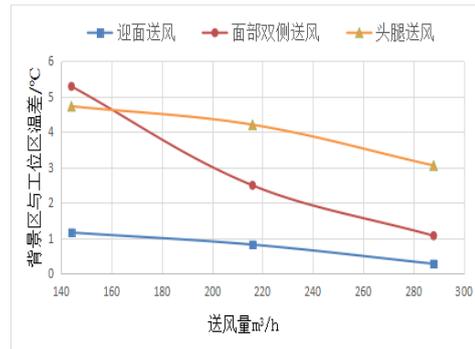


图 9 三种送风形式下工位区与背景区温度差

Fig.9 The temperature difference between the task area and the background area under the three air supply forms

模拟结果分析表明，迎面送风和面部双侧送风可替代背景送风，其送风量宜在 230m³/h~270m³/h 之间。一般推荐办公室夏季设计温度为 24℃~27℃<sup>[11]</sup>。考虑到节能因素，一定温度下，供冷工况采用较小的送风量有利于节能。与迎面送风相比，面部双侧送风消除工位区和背景区余热能力较强，较小送风量下就能达到室内温度要求。因此，夏季单独使用隔板工位送风宜采用面部双侧送风形式进行送风。

### 3 结论

在无背景送风条件下，本文对迎面送风、面部双侧送风及头腿送风三种末端送风形式下室内热环境和人体舒适性进行研究。得出以下结论：

(1) 在 144m³/h~288m³/h 整个风量范围内，三种送风形式中，仅迎面送风和面部双侧送风在 230m³/h~270m³/h 风量范围内可替代背景送风。

(2) 与迎面送风相比，面部双侧送风在较小送风量下就能达到室内温度要求。考虑到空调节能因素，隔板工位送风宜采用面部双侧送风形式进行送风。

(3) 在 144m³/h~288m³/h 整个风量范围内，面部双侧送风工位区平均温度比迎面送风和头腿送风低 0.5℃ 以上，背景区平均温度比迎面送风和头腿送风低 1℃ 以上。分析表明，面部双侧送风消除工位区和背景区余热能力较强。

### 参考文献：

[1] 高加加.办公环境隔板式工位空调送风性能实验研究及气流组织数值模拟[D].上海:东华大学,2009.

- 
- [2] 沈翔昊. 单独使用隔板工位空调的送风参数和送风量计算研究[D].成都:西南交通大学,2011.
- [3] 韩占忠,王敬,兰小平.Fluent 流体工程仿真计算实例与应用[M].北京:北京理工大学出版社,2004.
- [4] Nunneley S A, et al. Head cooling in work and heat stress[J]. Aerospace medicine, 1970,42:64-68.
- [5] Lijuan Wang, Yufei Tian, Jungsoo Kim, et al. The key local segments of human body for personalized heating and cooling[J]. Elsevier Ltd, 2019,81.
- [6] 高加加,刘刚,李宝业.过渡季节隔板式工位空调房间气流组织的数值模拟[J]. 能源研究与信息,2009,25(1): 22-27.
- [7] 赵彬,李先庭,彦启森.室内空气流动数值模拟的风口模型综述[J].暖通空调,2000,(5):33-37.
- [8] 卢昱. 办公环境隔板式工位空调气流组织数值模拟与送风系统的性能研究分析[D].上海:东华大学,2008.
- [9] GB 50019-2003,采暖通风与空气调节设计规范[S].北京:中国计划出版社,2003.
- [10] 端木琳. 桌面工位空调系统室内热环境与热舒适性研究[D].大连:大连理工大学,2007.
- [11] 陆亚俊,马最良,邹平华.暖通空调[M].北京:中国建筑工业出版社,2002.