

基于场协同原理室内热舒适性模拟研究*

山东建筑大学热能工程学院 高飞**

山东建筑大学热能工程学院、山东省绿色建筑协同创新中心 张浩

山东建筑大学热能工程学院 王倩

摘要 室内空气的速度场和温度场对室内人员的热舒适性均有显著影响,应用场协同原理分析速度场和温度场对热舒适性的协同作用,进而优化通风效果。基于换热场协同的原理,为研究混合异侧通风、置换通风和地板送风三种夏季常见通风方式的速度场、温度场及速度与温度梯度的耦合场,应用CFD方法进行数值模拟研究。模拟结果表明:空调房间内的温度场受气流组织的影响较大,混合异侧通风方式下的速度场分布均匀,与温度梯度的场协同角更小,即速度与温度梯度更趋于平行,换热效果好房间内的热舒适性更高。地板送风方式下有较好的温度场分布,但气流组织较差、流动混乱,与温度场的协同角最大,人员热舒适性最差。在应用场协同原理分析室内不同通风方式下的热舒适性对今后室内空调通风设计有一定的指导意义。

关键词 数值模拟;场协同原理;通风方式;热舒适性

Simulation of Indoor Thermal Comfort Based on Field Synergy Principle

Gao Fei, Zhang Hao and Wang Qian

Abstract The velocity field and temperature field of the indoor air have a significant effect on the thermal comfort of the indoor personnel. The field synergy principle is used to analyze the synergy of the velocity field and the temperature field on the thermal comfort to optimize the ventilation effect. Based on the principle of heat exchange field synergy, the CFD method is used to numerically simulate three different ventilation modes: mixed-side ventilation, displacement ventilation, and floor air supply in summer air-conditioned rooms. In addition, the velocity field, temperature field and the coupling field of velocity and temperature gradient under three ventilation modes are studied. The simulation results show that the temperature field in the air-conditioned room is greatly affected by the airflow organization, the velocity field is evenly distributed in the mixed heterogeneous ventilation mode, and the field coordination angle with the temperature gradient is smaller, that is, the velocity and temperature gradient are more parallel. The heat exchange effect is good. The thermal comfort in the room is higher. Under the floor air supply mode, there is a good temperature field distribution, but the air flow is poor, the flow is chaotic, the synergy angle with the temperature field is the largest, and the thermal comfort of the personnel is the worst. The analysis of thermal comfort under different ventilation methods in the field on the principle of field synergy has certain guiding significance for future indoor air conditioning ventilation design.

Keywords Numerical Simulation; Field Synergy Principle; Ventilation method; Thermal comfort

0 引言

近年来,室内环境的热舒适性引起人们极大的关注,它对人们的身体健康和工作效率都产生一定的影响^[1],当采用不同的通风方式时,人员也会有不同程度的热舒适感。置换通风^[2]和地板送风以明显的节能效果对空气品质的改善得到青睐,两者均是从房间下部送风,形成热力分层,不同之处在于置换通风风速较低,气流流动类似层流的活塞流,依靠自身浮力缓慢向上移动与房间热空气混合,而地板送风^[3-4]依靠一定的出流速度向上流动,与工作区的空气迅速大量掺混进行热质交换,进而起到调节工作区温度的作用。混合通风温差大,风速高,风口的紊流系数大,通常有上送上回和上送下回两种送风方式,三种通风方式都具有节能和提高空气品质方面的优势。

国内外许多学者对室内热舒适性的研究也越来越丰富。刘向龙^[5]对室内热舒适性指标的影响因素进行分析与研究,指出送风速度是影响室内流场、温度场及PMV值分布模式的主要因素,并且送风温度的改变对PMV值也有一定的影响。潘李丹等^[6]利用实验方法实测了传统的混合通风与置换通风、地板送风和碰撞射流通风等送风方式的室内温度和气流速度,比较了这几种方式的热舒适性,并且得出碰撞射流较其他通风方式有更好的舒适感且更具有节能意义。一些学者也应用了场协同原理^[7]分析室内的热舒适性。场协同原理是由过增元^[8]于1998年提出,他指出,可以通过控制速度场与热流场的协同流体流动的夹角来控制对流换热强度,若夹角的余弦值为正值则可以强化换热,反之若为负值就会削弱换热强度。S.M. Chang等人^[9-10]应用了场协同原理分析了不同送风速度及送风口的位置对空调房间的舒适性的影响,场协同角越小,房间内舒适性越高,并且指出通过场协同角均方根指数可以更好

* 山东省自然科学基金项目(2R2014JL039)

**高飞,男,1994年3月生,在读硕士研究生
250101 山东省济南市历城区凤鸣路1000号
19862139654
E-mail: 1093506923@qq.com
收稿日期:2020-03-17

地选择送风口的位置,从而使速度矢量与温度梯度更加平衡。Shiuh Ming Chang 等人^[11-12]应用场协同原理分析了汽车内不同送风位置的乘客热舒适性,主要分析了送风的速度、位置及温度对乘客的舒适性。研究表明,较小的场协同角可以提高乘客的舒适度。还有一些学者为了验证 CFD 模型能够较为准确地模拟通风室内空气质量及热舒适性^[13-16],对比研究采用通风系统的办公室内的空气状况,用 CFD (Computational Fluid Dynamics) 模型对气流流动情况进行校准,最终验证了该模型的可行性。

文章采用场协同原理理论与 CFD 数值模拟相结合的方法模拟分析夏季空调房间不同送风方式下的速度场、温度场及场协同角分布,比较不同通风方式下空调房间内的热舒适性。

1 数学模型

控制方程能够对通风房间内的气体流动规律进行准确的描述,主要包括动量守恒、质量守恒以及能量守恒等守恒方程。采用的原理是基于速度场与温度场的协同原理,模型主要选用湍流模型。

1.1 基本控制方程

基本控制方程由式(1)表示为:

$$\frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t} + \text{div}(\rho u\phi) = \text{div}(\Gamma \text{grad}\phi) + S \quad (1)$$

式中的瞬态项、对流项、扩散项以及源项从左向右被依次表示出来。瞬态相中的 ϕ 可以表示为速度、温度以及常数等通用变量;扩散项以及源项中的 Γ 和 S 分别表示广义扩散系数和广义源项。该基本控制方程在质量守恒方程中, ϕ 取1, Γ 取0, S 取0;在动量守恒方程中, ϕ 取 u_i , Γ 取 μ , S 取 $-\frac{\partial p}{\partial x_i} + S_i$;能量守恒方程中, ϕ 取 T , S 取 k/ρ , S 取 S_T 。

1.2 湍流模型($k-\varepsilon$ 方程)

流动能方程(k 方程)由式(2)表示为:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho k u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon + S_k \quad (2)$$

湍流能量耗散率方程(ε 方程)由式(3)表示为:

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \varepsilon u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} + S_\varepsilon \quad (3)$$

式中: G_k 为由层流速度梯度产生的湍流流动动能; G_b 为由浮力产生的湍流动能; C_1 , C_2 , C_3 为常量。

1.3 场协同原理

场协同理论认为在流体的物理性质及流速一定的情况下,当速度与温度梯度间的夹角越小或者越接近平行,换热效果越好。空调房间内的热舒适性,与送风口的位置,房间内的速度场与温度场的分布有重要的关系,因此采用速度与温度梯度的场协同原理分析空调房间内的热舒适性,对今后暖通空调节能设计有一定的指导意义。

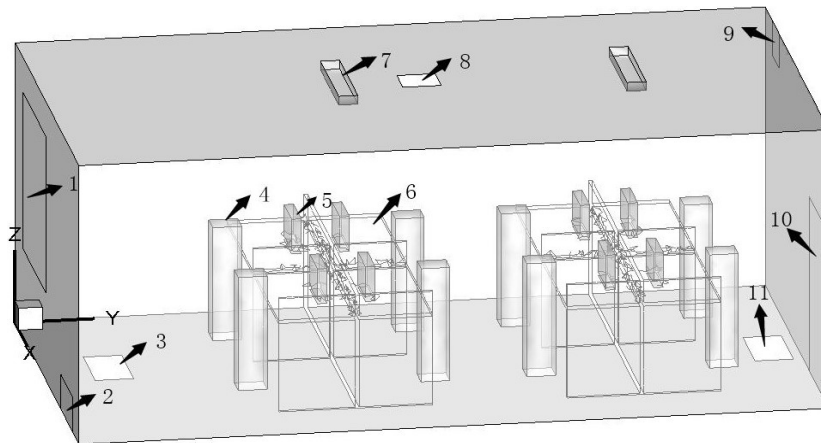
设办公室内流场中流体质点的速度为 U ,室内流体温度为 T ,温度梯度为 ∇T 。再根据流体质点的适量关系,温度与速度梯度之间的协同角表达式由式(4)表示为:

$$\theta = \cos^{-1} \left(\frac{U \cdot \nabla T}{|U| |\nabla T|} \right) \quad (4)$$

2 建立模型

2.1 几何模型的建立

文章选取的模拟对象为具有空调通风的办公室,模拟房间在 x 、 y 、 z 三个方向的尺寸分别为4.2 m、7.8 m和3.2 m。房间模型由图1所示,房间模型内物体的具体尺寸由表1所示。



1-窗户; 2-混合通风回风口(置换通风送风口); 3、11-地板送风送风口; 4-人员; 5-电脑; 6-办公桌; 7-灯; 8-地板送风回风口; 9-混合通风送风口(置换通风回风口); 10-门

图1 物理模型

表 1 办公室模型具体设置

名称	数量/个	尺寸/m
房间	1	4.2×7.8×3.2
人员	8	0.4×0.4×1.2
办公桌	8	1.2×0.6×0.8
计算机	8	0.5×0.1×0.4
灯	2	0.2×1.2×0.1
窗户	1	1.2×1.8
混合送风风口	2	0.4×0.4
置换送风风口	2	0.4×0.8
地板送风风口	3	0.4×0.8

2.2 网格的划分

考虑到模拟房间内部物体的相对杂乱性，文章选用非结构网格进行模型的划分，经过网格独立性验证，该物理模型最少网格数为 220000，其中网格尺寸均控制在 0.5 m 以下，网格质量控制在 0.32 以上。在房间内气体流动比较剧烈的地方进行网格局部加密，其中人员和电脑的网格大小控制在 0.25 m 以下，不同通风方式下的送、回风口以及桌子大小控制在 0.15 m 以下。网格划分如图 2 所示。

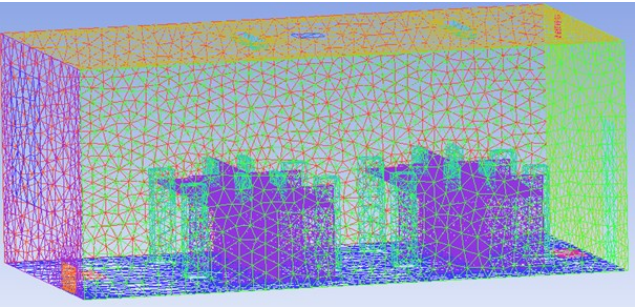


图 2 网格划分示意图

2.3 物理模型简化及假设

在模拟分析夏季空调房间三种不同送风方式下的热舒适性时，为了使建立的物理模型接近实际房间内的气体流动状态，所以有必要对该模型做如下简化^[17-18]：

- (1) 空调房间内的空气流动为稳态湍流，对温度场、速度场等分布情况的分析在系统达到稳定后进行。
- (2) 空调房间内的空气假设为不可压缩且符合 Bossinesq 假设，室内空气流动状且具有高紊流 Re 数。
- (3) 忽略外部空气从门缝渗入的情况。
- (4) 将各壁面设定为定壁温稳态传热，且不考虑传热表面辐射的影响。

2.4 边界条件的设定

空调送风参数的确定：夏季空调室内三种不同通风方式下的送风温度均取 26℃，风口风速混合送风、置换送风、地板送风分别取 2.5 m/s、0.6 m/s、1.25 m/s，出口边界条件均为自由出流^[19]。室内热源边界条件的设定如表 2 所示。

表 2 边界条件的设定

名称	类型	边界条件	备注
人员	壁面	常热流	75W
计算机	壁面	常热流	110W
灯	壁面	常热流	40W
窗户	壁面	常壁温	28℃
外墙	壁面	常壁温	26℃
内墙	壁面	常壁温	25℃
地面	壁面	常壁温	24℃

3 模拟结果与分析

3.1 典型截面在空调通风房间的具体位置

为了更好地比较空调房间三种不同通风方式混合通风、置换通风与地板送风的人员舒适性的情况。在 X 方向上选取经过人员的截面 X=0.8 m，截面在模型中的位置如图 3 所示。

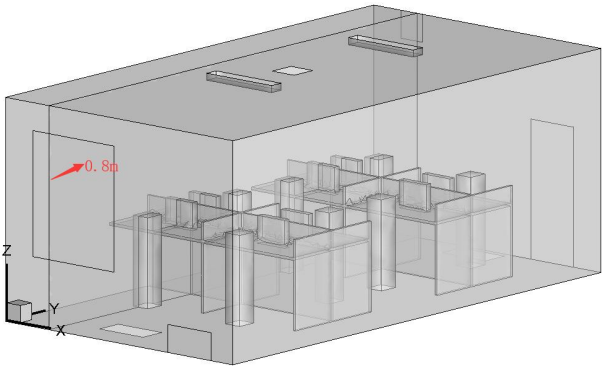


图 3 截面在模型中的位置

3.2 在截面 X=0.8m 处不同通风方式下的各场的分布

3.2.1 不同通风方式下的流场分布图（见图 4）

选取的典型截面 X=0.8 m 经过混合异侧通风的送风口及置换通风的出风口，并且也靠近地板送风的送风口和出风口。由图 4（a）得知，冷风由右上角送风口以平行流的方式进入房间，到达墙壁处沿壁面下降，当流经人员和桌子等障碍物时流场比较紊乱，产生局部较小的漩涡。整体来看，房间内上部空间流场较均匀，在房间左下角有一个明显的漩涡产生，人员处流场较紊乱。由图 4（b）得知，冷风在此截面以一定的速度从出风口流出，除了在房间左上角有一个较大的涡流产生，在人员及桌子附近均有较小的漩涡产生，使得人员工作区域气流组织较差。由图 4（c）得知，由于地板送风有两个送风口，冷风经送风口进入房间形成两个较大的环流，然后室内空气经上部出风口流出。在房间左下部靠近人员附近有一个较大的漩涡，其余在桌子下部有小的漩涡产生，房间内整体气流组织较差。房间内流场的分布对气流组织的影响较大，而房间内气流组织的分布对温度场的分布也有较大的影响。

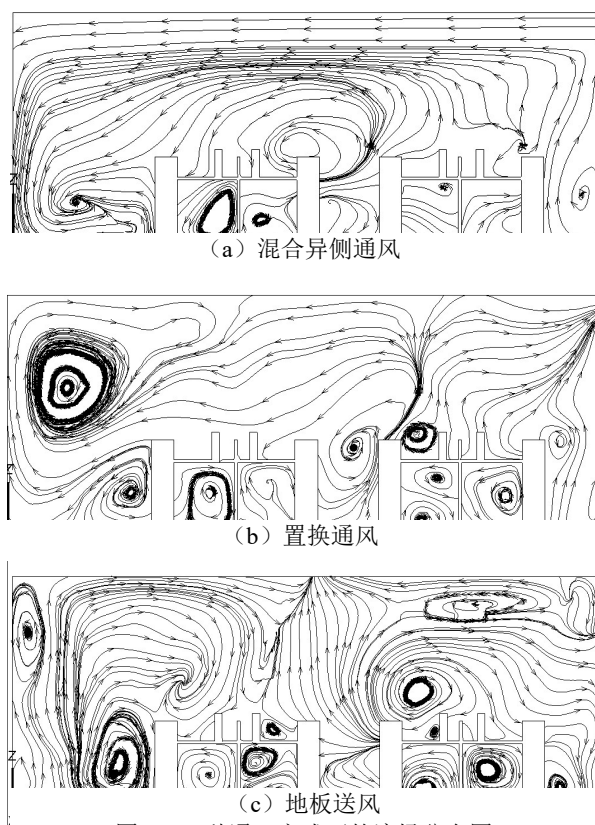


图4 三种通风方式下的流场分布图

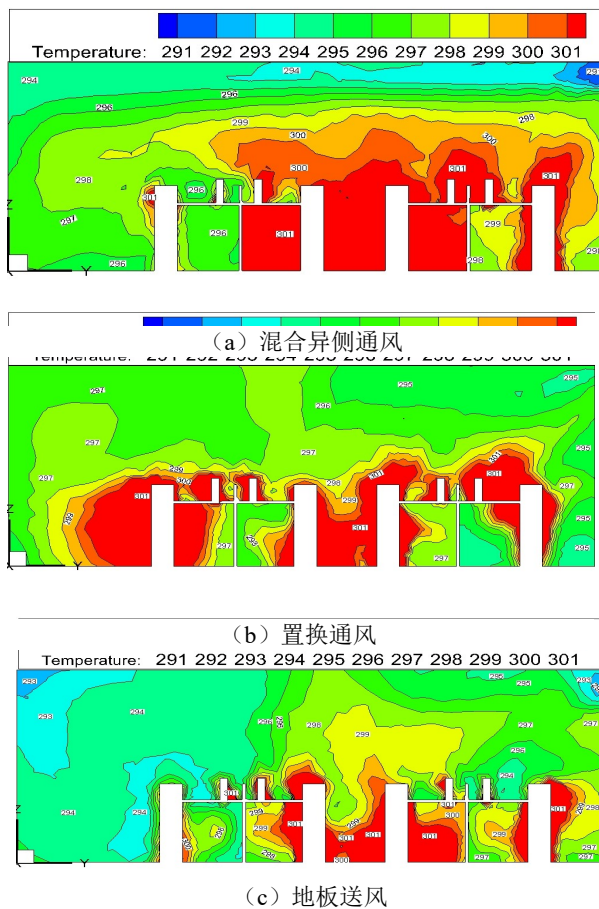


图5 三种通风方式下的温度场分布图

3.2.2 不同通风方式下的温度场分布图 (见图5)

由图5温度场的分布情况可以得出,在三种不同通风方式下的温度场有较明显的不同的分布情况。由图5(a)得知,此截面,混合异侧通风的冷风由送风口送入后沿房间进深流动,其冷空气并没有很好地与房间内热空气进行充分的换热,除了房间上部及靠近出风口周围空气的温度比较低,房间的大部分区域的温度仍然很高。但随着冷风不断地沿X方向深入,由异侧回风口流出,房间内整体温度又趋于比较均匀,尤其是人员工作区域的温度能保持在25℃。由图5(b)得知,此截面,置换通风房间内的整体温度分布较混合通风较好。但人员工作区域温度仍然较高,电脑产生的热源被聚集在桌子下部,不能被冷空气很好地带走。由图5(c)得知,地板送风比前两种送风方式有更好的温度场。冷空气向上流动,不仅可以很好地带走人员与电脑产生的热,也可以使房间内的整体温度保持在25℃左右,使房间内整体温度较均匀分布。

3.2.3 不同通风方式下的场协同角分布图 (见图6)

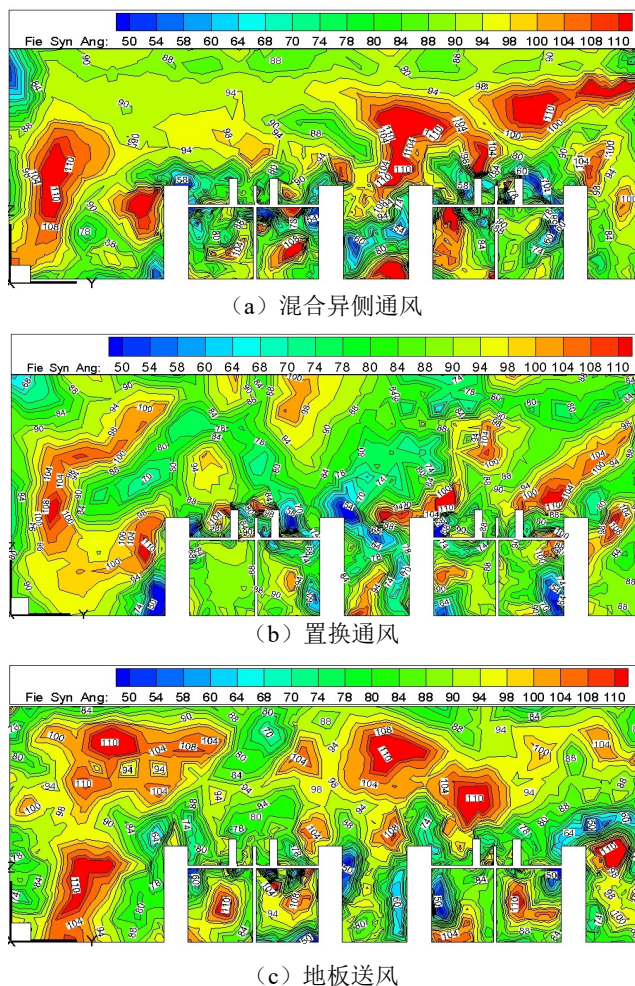


图6 三种通风方式下的场协同角分布图

表3 人员附近场协同角的具体值

不同通风方式	8 位人员的场协同角 (度)								算术平方根
混合通风	68	54	54	60	68	58	50	58	20.88
置换通风	50	54	58	90	50	80	54	68	22.82
地板送风	80	50	58	90	54	110	60	80	26.63

由图 6 三种不同通风方式下场协同角的分布情况得知, 房间上部和靠近窗户位置的场协同角角度范围在 $80^{\circ}\sim 110^{\circ}$ 之间, 而人员工作区域场协同角在 $50^{\circ}\sim 70^{\circ}$ 之间, 由传热协同角理论得, 当速度与温度梯度的夹角越小时, 换热效果越好。整体来看, 人员工作区域的速度与温度梯度更平行, 舒适性较高。由图 6(a)、图 6(c) 得知, 在混合异侧通风与地板送风的房间上部及左部区域场协同角较大, 速度与温度梯度不平行, 换热效果较差。但在人员工作区域及桌子下部速度与温度梯度相对于平行些, 换热效果最佳, 人员的舒适性也较高。由图 6(b) 得知, 置换通风房间内的整体场协同角均在 $50^{\circ}\sim 90^{\circ}$ 之间, 仅在房间左部及靠近出风口位置场协同角较大, 换热效果较差。人员工作的大部分区域, 速度与温度梯度较平行, 但在靠近出风口人员工作区的位置速度场较紊乱, 有多漩涡产生, 速度与温度梯度的夹角较大, 换热效果相对较差。综上分析, 速度场的分布对场协同角影响较大, 当速度较紊乱, 不仅人员的吹风感较差, 热舒适性也较差。当速度与温度梯度平行时, 房间内换热效果较好, 人员热舒适性也较高。

3.3 在截面 $X=0.8\text{m}$ 处人员附近场协同角

在这次模拟中, 共有 8 位人员在办公室房间中部, 为了分析人员工作区域的热舒适性, 我们分别计算了在三种通风方式下 8 位人员各自工作区域的场协同角大小以及 8 位人员附近的场协同角的算术平方根, 比较分析哪种通风方式下的热舒适性最好。房间内人员附近的场协同角具体值如表 3 所示。

通过对表 3 中 8 位人员附件的场协同角及总体算术平方根的比较分析, 可以得出, 混合异侧通风的最大最小场协同角分别为 68° 和 50° , 场协同角在房间内的分布较均匀, 没有温度剧增现象, 不会出现位于不同位置的人员冷热差异较大的情况。置换通风为 90° 和 50° , 场协同角大小较混合异侧通风有所增加, 对流换热强度有所减弱, 但整体的协同角分布较均匀。地板送风为 110° 和 50° , 场协同角较前两者有明显的增大, 房间整体的协同角分布不均匀, 且温度在某人员附件有剧增现象, 换热效果不好。进一步分析比

较三种换热方式下 8 位人员附近场协同角的算术平方根可以看出混合异侧通风的算术平方根最小, 表明其场协同角在房间的波动性最小, 对流换热强度较其余两种最大, 换热效果最好, 人员热舒适性最高, 地板送风的场协同角的算术平方根最大, 表明其场协同角在房间的波动性最大, 房间整体的协同角分布不均匀, 对流换热效果不佳, 人员的热舒适性最差。

4 结论

空调通风房间内的速度场与温度场对人员热舒适性的影响至关重要。本文主要采用场协同原理, 分析了夏季空调房间内采用混合异侧通风、置换通风与地板送风方式下的人员舒适性的情况。

(1) 通过分析三种不同通风方式下的速度场, 可以得出, 混合通风房间内的速度场较均匀, 虽然在房间角落及桌子附近有漩涡的产生, 但人员所处区域的吹风感较舒适。

(2) 通过分析三种不同通风方式下的温度场, 可以得出, 混合异侧通风与地板送风有较好的温度场, 房间内整体温度在 25°C 左右。人员附近由于电脑不断散热温度较高, 但送来的冷风会不断地与高温热源换热, 最终房间的热舒适性较高。

(3) 通过分析三种不同通风方式下的场协同角, 可以得出, 混合异侧通风方式下的场协同角分布较均匀, 没有出现较大的波动, 即没有温度剧增现象, 速度与温度梯度的夹角最小, 房间内的人员热舒适性最佳。

不同的通风方式对空调房间内的热舒适性影响较大, 本文主要采用数值模拟方法及应用场协同原理分析空调房间内的人员热舒适性, 通过比较房间内的速度场、温度场的分布以及场协同角的大小, 我们可以得出混合异侧通风的房间内的整体换热效果最好, 人员工作区域的舒适性最佳。应用场协同原理分析不同通风方式下房间内的换热效果, 以及进一步分析人员的热舒适性, 对今后人员所处区域采取何种通风方式和室内空调通风设计有一定的指导意义。

(下转至第 33 页)

4.2.2 数值模拟分析

洁净室的流线平行度整体都比较好,仅有底部会出现较大尺度的涡结构,但随着送风速度的增加,涡结构出现的区域高度会变低;由图可以看出,当送风速度达到 0.41 m/s 时,涡结构绝大部分处于回风区,即高架地板下方,因而可以保证高架地板上方均为单向流。此外,我们还可以观察到,在高架地板上方 1 m 处高度,除了 0.2 m/s 的风速外,其他风速基本为单向流区域,如果设备作业高度均在高架地板上方 1 m 及以上,可以降低 FFU 的运行转速,保证单向流的同时,实现降低能耗的目的。

4.3 恒定风速下不同运行 FFU 运行数量的数值模拟分析

4.3.1 数值模拟结果

3D 流线图对比如图 12。

该数值分析结果流线正视图如图 13。

4.3.2 数值模拟分析

通过数值分析的流线图,可以观察到:

1) 当 FFU 台数较少时 (25% 、 50% FFU), 洁净室高架地板上方会出现较大尺度的涡结构,高架地板上方流线平行度也会受到很大影响。

2) 75% FFU 时,相比于 50% FFU,其洁净室两侧的流线平行度变差,但是由于左右两侧的 4 个送风口的开启,使得中间区域流线平行度较好。

3) 100% FFU 时,整个洁净室的流线平行度都非常好,底部的涡结构基本只存在于高架地板下方。因此对于洁净度要求比较高要求的,通过减少 FFU 运行数量实现节能和洁净度可控的目的是不可行的。

5 总结

我国是全球最大的集成电路市场。由于电子厂房生产工艺的特殊性,其能耗巨大,在 ISO1 级环境中,通过采取 FFU 的间隙运行,对降低能耗具有重大意义。本文通过现有 ISO1 级空态情况下的环境进行简化,并通过数值模拟方法,分析得出了变 FFU 转速及恒定转速下变 FFU 运行数量的气流组织特性。

1) 在给定的几种风速中,除 0.2 m/s 的风速外,其他风速基本为单向流区域,如果设备作业高度均在高架地板上方 1 m 及以上,可以降低 FFU 的运行转速,保证单向流的同时,实现降低能耗的目的。

2) 在给定的满布 FFU 的 ISO1 级微环境中,在给定的风速条件下,只有 100% FFU 运行时,流线平行度效果好,是单向流。因此,对于洁净度要求非常高的洁净室,通过减少 FFU 运行数量实现节能和单向流可控的目的是不可行的。

参考文献

- [1] 贺苏凝,姜雨彤.集成电路行业研究[D].电气时代,2018(4)
- [2] 迎九.2017 中国半导体市场回顾及 2018 展望[C].ELECTRONIC ENGINEERING & PRODUCT WORLD, 2018.6
- [3] 李书玮.我国集成电路产业发展的金融支持研究[D].商务部国际贸易经济合作研究院,2019 硕士论文
- [4] 王龙兴.2018 年我国集成电路产业发展的展望[J].集成电路应用,第 35 卷第 2 期,2018.2
- [5] 贺正楚,潘红玉.德国“工业 4.0”与“中国制造 2025”[J].长沙理工大学学报(社会科学版),2015,30(3)
- [6] 张华廷,吴蔚兰,向灵均.CFD 在电子洁净室节能设计中的应用[J].制冷与空调,2013,27(6)
- [7] 石静宜.半导体厂房空调系统节能研究[D].西安:西安科技大学,2014
- [8] 李九如,李想,等.洁净室典型气流组织特性模拟[J].哈尔滨理工大学学报,2018,23(6)
- [9] 黄远东,王守生,金鑫,等.城市街道峡谷内污染物扩散模拟中不同湍流模型比较研究[J].水动力学研究与进展,2008,23(2)
- [10] Shiuh Ming Chang, Jie Hao Chang, Hung Pin Chen. Truck Comfort of Air Condition by Field Synergy Principle[P]. Logistics Engineering and Intelligent Transportation Systems (LEITS), 2010 International Conference on, 2010
- [11] Chang S M, Chang J H, Chang C H. Thermal Comfort of Passenger in the Vehicle by Field Synergy Principle [P]. Journal of Professional Mechanical Engineers. 2010, Vol.3, No.2
- [12] Taheri M, Schuss M, Fail A, et al. A performance assessment of an office space with displacement, personal, and natural ventilation systems[J]. Building Simulation, 2016, 9(1)
- [13] 张欣,刘鑫.室内自然通风及热舒适性分析[J].洛阳理工学院学报(自然科学版),2019,29(03)
- [14] Day J K, Gunderson D E. Understanding high performance buildings: The link between occupant knowledge of passive design systems, corresponding behaviors, occupant comfort and environmental satisfaction[J]. Building and Environment. 2015, 84: 114-24
- [15] Lee J E, Park H C, Choi H S, et al. A numerical study on the performance evaluation of ventilation systems for indoor radon reduction[J]. Korean Journal of Chemical Engineering, 2016, 33(3)
- [16] 袁东升,田慧玲,高建成.气流组织对空调房间空气环境影响的数值模拟[J].建筑节能,2008,36(9)
- [17] 陶文铨.数值传热学第 2 版[M].西安:西安交通大学出版社,2001
- [18] 徐丽,翁培奋,孙为民.三种通风方式下的室内气流组织和室内空气品质的数值分析[J].空气动力学学报,2003,21(3)
- [19] 史小兵.建筑室内环境及人体热舒适研究[J].河北能源职业技术学院学报,2008,8(1)
- [20] 陈刚,李建东,王汉青.地板辐射供冷和置换通风复合空调系统研究[J].建筑热能通风空调,2019,38(11)
- [21] 吴瑞雪.地板送风系统的运行[J].建设科技,2019(09)
- [22] 汤毅,陈晓文,卢佳华.地板送风气流组织数值仿真模拟及分析[J].安装,2017(05)
- [23] 刘向龙.室内热舒适性指标 PMV 影响因素分析与研究[J].制冷与空调:四川,2006,20(4)
- [24] 潘李丹,亢燕铭,钟珂.不同送风方式下室内热舒适性的比较[J].建筑热能通风空调,2014,33(4)
- [25] Tao W, Guo Z, Wang B. Field synergy principle for enhancing convective heat transfer-its extension and numerical verifications[J]. INTERNATIONAL JOURNAL OF HEAT AND MASS TRANSFER, 2002, 45(18)
- [26] 过增元.对流换热的物理机制及其控制:速度场与热流场的协同[J].科学通报,2000(19)
- [27] Shiuh Ming Chang, You Jyun Su. Indoor Thermal Comfort Optimization by Field Synergy Principle for Air-Conditioning [p]. I. J. Intelligent Systems and Applications, 2011, 1
- [28] Chang S M, Chang J H, Huang J H. Optimization Cooling Fan Position for CPU by Field Synergy Principle [P]. Journal of Professional Mechanical Engineers. 2010, Vol.3, No.3

(上接至第 28 页)

参考文献