

安装新风换气机房间流场及温度场数值模拟研究

李九如, 杨 黎

(哈尔滨理工大学 机械动力工程学院, 黑龙江 哈尔滨 150080)

摘 要:以计算流体力学和传热学为基础,建立了装有新风换气机房间三种气流组织形式的物理及数学模型.运用 $k-\epsilon$ 模型和 SIMPLEC 算法对装有新风换气机房间的流场及温度场进行了数值模拟,给出了温度场及流场的数值结果,分析了三种不同气流组织形式对室内流场及温度场的影响.

关键词:新风换气机; 温度场; 流场; 数值模拟

中图分类号: TH43 **文献标志码:** A **文章编号:** 1007-2683(2009)05-0127-04

Numerical Simulation of Fresh Air Exchanger Effecting Indoor Environment

LI Jiuru, YANG Li

(School of Mechanical and Power Engineering, Harbin University of Science and Technology, Harbin 150080, China)

Abstract:Based on computational fluid dynamics and heat transfer theory, the paper builds the physics and mathematics model of three air flow forms in the room equipped with outdoor air exchange device. The paper uses $k-\epsilon$ model and SIMPLEC algorithm to simulate the flow field and temperature field of the room, the numerical results of temperature field and flow field are attained, and the effects of three air flow forms on indoor flow field and temperature field are analyzed.

Key words: outdoor air exchange device; temperature field; flow field; numerical simulation

新风换气机能消除室内空气污染和改善室内空气品质,并能对排风的热量进行回收,逐渐被使用在很多场合.在使用新风换气机的房间,用 CFD 模型(计算流体流动模型)进行数值模拟,得出室内温度场和流场的分布,进而对室内空气质量进行评价,对新风换气机在使用中进一步减少能耗、选择和改良机型及选择最佳安装方案,具有一定的理论指导作用.

室内空气流动的特性,3种风口布置方式如图 1 所示.

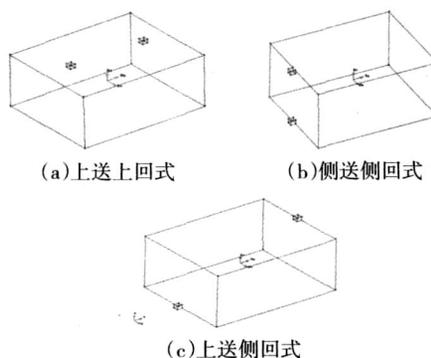


图 1 物理模型示意图

1 模型的确立

1.1 物理模型的简化

通过对三种不同气流组织形式的模拟来讨论室

对装有新风换气机房间的物理模型作如下

收稿日期: 2007-08-29

基金项目: 黑龙江省教育厅科学技术研究项目资助(10551071)

作者简介: 李九如(1970—),男,博士,教授, E-mail: hrblijuru@sina.com

简化:

1) 忽略房间内的桌子、衣柜、灯饰品、电子器件等突起物体;

2) 将模型简化成空间尺寸为:长 \times 宽 \times 高 = 5 m \times 4 m \times 3 m 的长方体;

3) 空气密度看作常数, 气体按不可压缩计算;

4) 假设由新风换气机送入室内的空气与室内空气的混合是瞬时达到平衡的.

1.2 数学模型

质量守恒:

$$\frac{\partial}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (u_i) = 0 \quad (1)$$

动量守恒:

$$\frac{\partial}{\partial t} (u_i) + \frac{\partial}{\partial x_i} (u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} + g_i + F_i \quad (2)$$

能量守恒:

$$\frac{\partial}{\partial t} (h) + \frac{\partial}{\partial x_i} (u_i h) = \frac{\partial}{\partial x_i} (k + x k_i) \frac{\partial T}{\partial x_i} + S_h \quad (3)$$

标准 k - 双方程模型是以湍流动能 k 和它的耗散项 ϵ 的输运方程而建立起来的半经验模型. 双方程模型的得出要应用控制方程的雷诺平均 (Reynolds average), 瞬态 N - S 方程解的变化可以分解成平均值和波动值. 将流动变量以这种形式表示, 代入瞬态连续性方程和动量方程, 得到笛卡儿 (Cartesian) 张量形式的方程, 即雷诺时均 N - S 方程^[1]为

$$\frac{\partial}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (u_i) = 0 \quad (4)$$

$$\frac{D u_i}{D t} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right) \right] - \frac{\partial (u_i u_j)}{\partial x_j} \quad (5)$$

湍流动能及其扩散率由下面的方程确定, 即

$$\frac{D k}{D t} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] + G_k + G_b - C_1 G_k - C_2 \frac{k^2}{k} \quad (6)$$

$$\frac{D \epsilon}{D t} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_i} \right] + C_3 G_k - C_4 \frac{\epsilon^2}{k} \quad (7)$$

式中: G_k 为平均速度梯度产生的湍流动能; G_b 为由浮力产生的湍流动能; β 为热膨胀系数; c_1 、 c_2 、 c_3 为常数; k 、 s 分别为 k 和 ϵ 的湍流普朗特数^[2].

在数值仿真计算过程中, 使用的模型常数值如表 1 所示.

表 1 求解模型常数取值

c_1	c_2	c_3	c_4	k	s
1.44	1.92	1	0.09	1.0	1.3

2 边界条件及网格的划分

2.1 边界条件的确定

1) 进口速度边界条件: 采用速度边界条件, 取送风速度 $V_{in} = 3.5$ m/s 送风温度为 301 K, 速度定义方法为垂直于边界, 湍流定义方法采用湍流强度和水力直径相结合, 紊流强度 k 取 1%, 水力直径为

$$d_i = \frac{2ab}{a+b}$$

其中: d_i 为水力直径; a 、 b 为风口的长宽.

文中通风口尺寸为: 长 \times 宽 = 0.2 m \times 0.15 m, 计算得水力直径为 0.171 4 m.

2) 出口速度边界条件: 由于入口条件比较充分, 出口边界条件设置为没有太多约束的 Outflow.

3) 壁面边界条件: 不考虑外界与室内温差通过壁面的热流量, 室内壁面采用恒温边界条件^[3]. 壁面温度取值来自于房间测试结果, 本文中其平均值为 299.5 K.

2.2 网格划分

对装有新风换气机的房间模型进行网格划分, 对进风口附近的计算区域进行网格的局部细化, 主要计算区域, 网格间距为 0.1 m^[4].

3 数值模拟结果与分析

进行数值模拟计算时, 采用隐式分离式求解器, 流态为稳态, 速度为绝对速度. 求解模型采用标准 k - 模型, 对近壁面采用标准壁面函数. 动量、能量、湍动能、湍流扩散率均采用二阶迎风离散格式. 动量、能量、压力的欠松弛因子分别取 0.5、0.8 和 0.3. 压力与速度的耦合采用 SMPLEC 算法^[5-6].

3.1 温度场

图 2 分别显示了房间沿 x 方向 (宽度方向) 的中间截面上 3 种不同方案的温度分布.

对室内温度评价采用温度效率 τ 作为评价指标, 直观反映了能量利用的实际意义^[7-8], 即

$$\tau = (T_p - T_0) / (T - T_0) \quad (8)$$

式中: T_p 为排风温度; T 为室内平均温度; T_0 为进风温度. τ 越大, 能量利用效果越好.

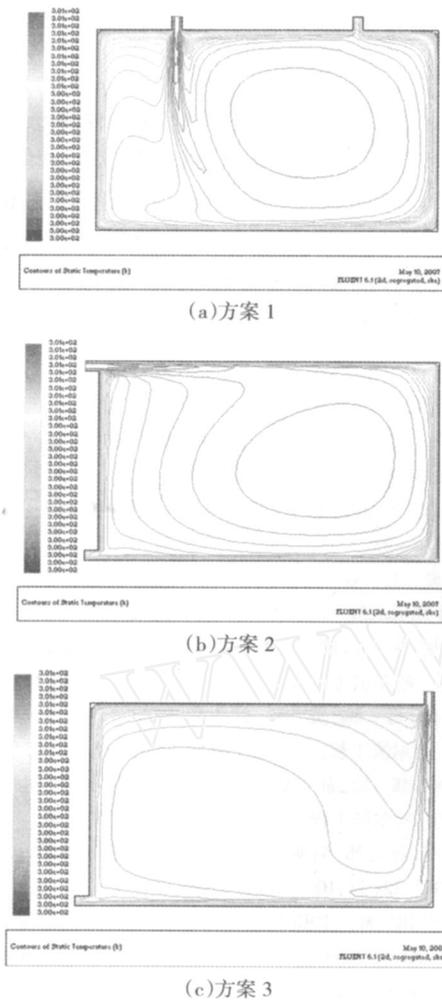


图 2 温度分布

从表 2 中可以看出方案 2 的能量利用效率最高,方案 3 中能量利用效率最低.

表 2 不同方案下温度利用效率

方案	T_0 / K	T_p / K	T / K	τ
1	301	300.32	300.86	4.86
2	301	300.25	300.89	6.82
3	301	300.53	300.80	2.35

3.2 速度场

图 3 分别显示了房间沿 x 方向 (宽度方向) 的中间截面, 3 种不同方案的速度分布.

1)图 3(a)中,新风由顶棚射入室内,射流不断卷吸周围空气,射流速度逐渐减小,射流碰到地面后转向两侧流动,以排风口侧为主.由于墙壁和室内障碍物的阻碍及热源的影响,气流在室内会形成多个回流区.在送风口下方的气流速度比周围的大得多,室内垂直高度方向上和水平方向气流速度都不均匀,室内人体不同部位吹风感差别较大,由于进入室

内的射流垂直射到地面速度较大,地面灰尘很容易被空气旋涡卷吸,室内空气中灰尘浓度增加.此方案气流组织下人体对风速的舒适度要求不能够满足.图 3(a)显示了室内气流的流动状况.可以看出室内空气与新风汇合较好.

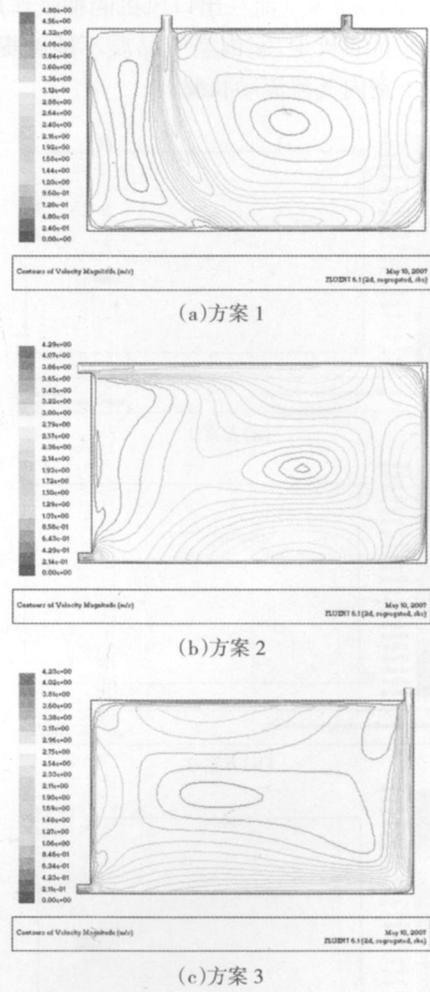


图 3 速度分布

2)图 3(b)中,新风沿水平射入,受重力作用呈抛物线流动,但又受浮升力作用,速度逐渐减小,一部分气流遇到障碍物后向近壁面流去,另一部分“抛物”气流遇地面改变方向,向左壁面流去,碰到壁面开始爬升,使左下部出现回流现象.室内垂直高度方向和水平方向气流速度差别不大,人体不同部位风速感较均匀可以满足人体对风速的舒适度要求.由于射流进入室内到达地面速度较低,空气卷吸地面灰尘作用不大.室内空气品质较好.图 4(b)显示了室内气流的流动状况.可以看出室内空气与新风汇合比较均匀.

3)图 3(c)中,新风沿后墙垂直射入室内,射流不断卷吸周围的空气.当新风到达地面时,由于受到地

面的阻碍,气流方向发生改变,同时由于排风口设置在底部,出口风机有向外的抽吸作用,这使得新风沿水平方向流动大部分新风不能够与室内空气发生充分的汇合,造成能源浪费,虽然由于新风射流的卷吸作用使得室内空气形成空气漩涡,但是室内空气更新较慢,沿地面的新风气流在出口风机的抽吸作用下很容易吹起地面的灰尘,室内空气品质不能够提高.图4(c)显示了室内气流流动状况.

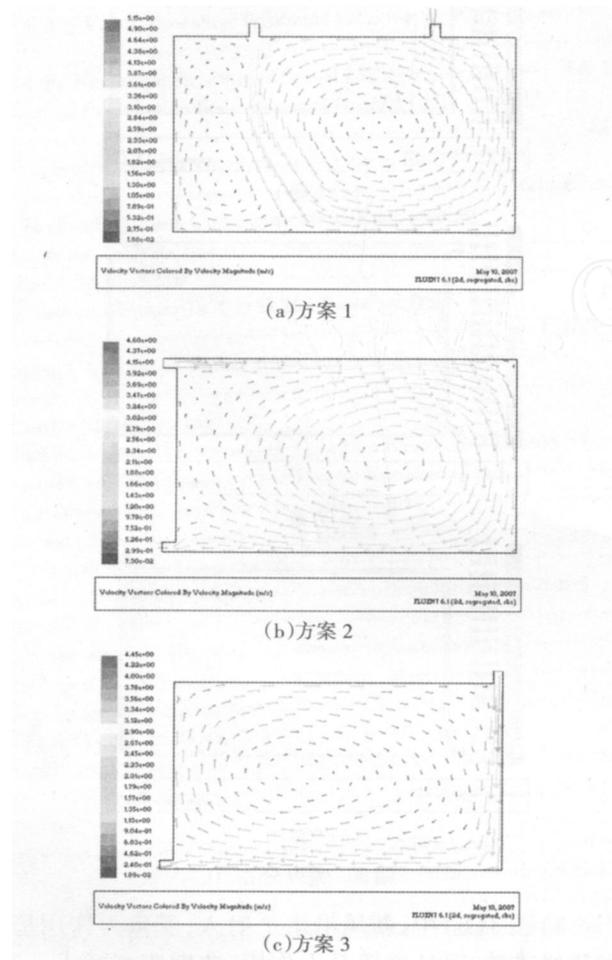


图4 速度矢量分布

4 结 语

本文探讨了如何利用 CFD 数值模拟方法分析评价复杂的室内空气环境.通过对三种通风方式的比较,得出侧送侧回式送排风方式具有较高的能量利用效率,新风与室内空气汇合较好,空气质量高;人体对风速和温度的舒适感较高.模拟结果表明风口位置对室内流场有非常显著的影响.

参 考 文 献:

- [1] 王福军. 计算流体力学分析 [M]. 北京: 清华大学出版社, 2004: 15 - 54.
- [2] 陶文铨. 数值传热学 [M]. 西安: 西安交通大学出版社, 2001: 76 - 88.
- [3] 韩占忠, 王 敬, 兰小平. FLUENT流体工程仿真计算实例与应用 [M]. 1版. 北京: 北京理工大学出版社. 2004.
- [4] 沈海龙, 苏玉民. 肥大型船伴流场数值模拟的网格划分方法研究 [J]. 哈尔滨工程大学学报, 2008(11): 1190 - 1198.
- [5] 胡 健, 马 聘, 黄 胜, 钱正芳. 螺旋桨尾流场的数值分析 [J]. 哈尔滨工程大学学报, 2008(12): 1255 - 1260.
- [6] 邹剑峰, 郝 冶, 董 慧, 等. 斜通道内热流场的实验与数值研究 [J]. 哈尔滨工程大学学报, 2009(3): 276 - 280.
- [7] 顾建明, 连之伟, 陆明琦. 通风系统性能的评价 [J]. 暖通空调, 2002, 32(5): 100 - 102.
- [8] SANDBERYM, SDBERYM. The Use of Moments for Assessing Air Quality in Ventilated Rooms [J]. Building and Environment, 1983, 18(4): 181 - 197.

(编辑:付长纓)