

利用 Airpak 模拟室内气流组织的误差分析

狄育慧, 王善聪

(西安工程大学环境与化学工程学院, 陕西 西安 710048)

摘要:利用 CFD 模拟软件 Airpak 对某办公室室内气流组织速度场, 温度场进行模拟数值计算, 并用实测数据与模拟结果进行对比, 得到实测数据与模拟结果不符合的结果. 对比表明, 数值模拟由于边界条件、参数设置, 模型选择和操作者理论经验上存在的问题, 使得模拟结果与实测数据误差较大; 同时实测方法与外界环境的变化也会影响实测数据质量.

关键词:气流组织; 误差分析; Airpak

中图分类号: TU831.3

文献标志码: A

文章编号: 1006-7930(2013)01-0073-06

合理的室内气流组织不但可以消除给人体带来不适的余热余湿, 创造良好的居住、办公环境, 还能一定程度的降低建筑能耗. 利用 CFD(Computational Fluid Dynamics) 软件对室内气流组织环境进行数值模拟, 分析室内气流组织的速度场、温度场及热舒适 PMV、PPD 数值, 可以为室内设计进行一定辅助. 从 1974 年丹麦的 Nielsen 首次将 CFD 技术应用于某通风房间的空气流动模拟之后, CFD 在暖通工程中的研究和应用有了既快又好的发展^[1-5]. 数值模拟作为工程应用的辅助, 由于边界条件设置、模型选择以及操作者经验使得数值模拟结果与实测数据存在一定偏差. 本文将利用 CFD Airpak 软件对某办公室气流组织的速度、温度场和 PMV、PPD 进行数值模拟计算, 并用实测数据与模拟结果进行对比分析和讨论.

1 物理数学模型以及边界条件

1.1 物理模型

根据某办公室的实际建筑模型与室内设备分布, 建立图 1 所示的数值模拟物理模型, 该房间的几何尺寸为: 长×宽×高=7.8 m×7.4 m×3.5 m. 有五个人在室内, 6 台电脑和 6 根荧光灯, 20 个格子间办公桌. 图中 z 的负方向为北方, x 正方向为东方. 在房间的东西两面墙上各有一台分体空调室内机, 回风口在送风口上面, 尺寸分别为, 送风口: 长×宽=72 cm×8 cm; 回风口: 长×宽=65 cm×13 cm.

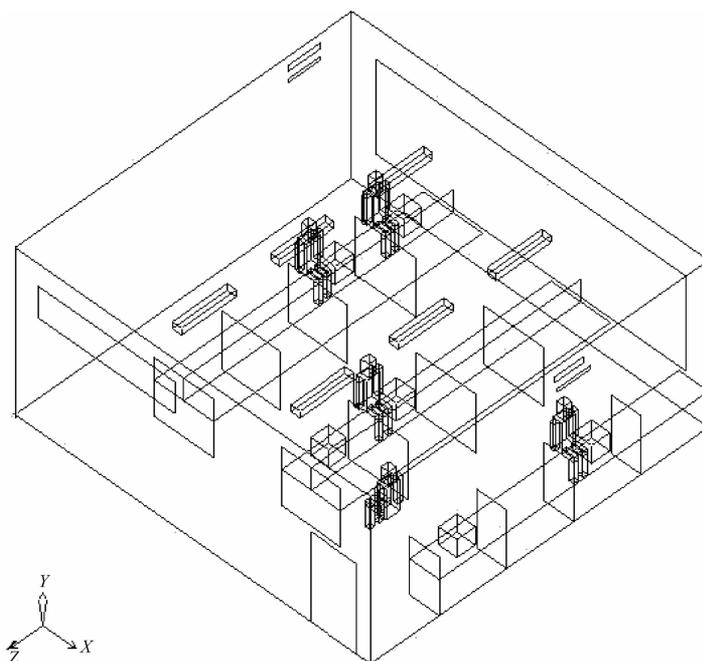


图 1 物理模型

Fig. 1 Physical model

1.2 数学模型

在数学模型上, 本文采用普渡大学陈清焰教授在 1998 年提出的零方程模型 (Zero Equation mod-

收稿日期: 2012-09-30 修改稿日期: 2013-01-14

基金项目: 陕西省科技厅攻关项目 (2009K10-17); 西安工程大学研究生创新基金资助项目 (chx121019)

作者简介: 狄育慧 (1964-), 女, 陕西西安人, 教授, 硕导, 主要从事建筑节能方向的研究.

el)^[7]. 所谓零方程模型,是指不需要微分方程而是用代数关系式把湍流粘性系数与时均值联系起来的模型^[6]. 零方程模型相对双方程 $k-\epsilon$ 湍流模型处理室内问题更容易收敛并节约计算资源^[8-9]. 采用有限体积法作为离散方法,为了简化问题做以下假设^[10]:

1)室内空气流速低速流动,可视为不可压缩流体且符合 Bossinesq 假设;2)流动为稳态流动;3)室内空气为辐射透明介质;4)不考虑门的影响;5)不考虑漏风影响,认为房间气密性良好.

根据以上假设其控制方程为:

$$\frac{\partial(\rho\varphi)}{\partial t} + \text{div}(\rho u\varphi - \Gamma_{\varphi}\text{grad}\varphi) = S_{\varphi} \quad (1)$$

1.3 网格划分

采用六面体网格, X、Y、Z 方向网格单元最大尺寸(Max size)为 0.5 m,对送风口温度、速度梯度大的地方进行网格加密,固体表面网格数至少为 2,流动的物体(送风,回风口)网格数至少为 5,设定为 5.

1.4 边界条件

入口边界条件:空调送风口送风速度为 2.6 m/s,送风温度为 24 °C;

出口边界条件:出口边界采用局部单向化处理,即假定出口界面上的节点对第一个内节点已无影响,这样无需知道出口边界上的值^[6],采用默认 ambient 值;

壁面边界:所模拟的房间位于顶层,北向墙壁壁温为 32 °C,北窗为 32 °C;天花板壁温为 32 °C;其他壁面与相邻空调房相连,可认为为绝热壁面;电脑为热流边界,热流量为 173 w;吊灯热流量为 34 w;人体模型为坐姿,短袖短裤.

2 数值模拟计算结果分析

(1)图 2~4 为两出风口纵向平面($Z=-4.4$ m, $Z=-6.24$ m),以及 $Y=1.1$ m 风速分布图. 从图 3、图 4 可以看出,气流分布主要有贴附射流,涡流以及回流. 气流组织从送风口送出后,受浮升力的影响,有一定的贴附长度. 由于两个送风口处于同一高度并且位于东西两面墙,在房间中部气流有急剧下降,在室内障碍物的影响下形成回流和涡流,气流分布较好,从风速表来看小于 0.3 m/s,对人体不会产生强烈的吹风感. 如图 4 $Y=1.1$ m 速度平面图所示,由于空调室内机摆放位置的限制,偏南面涡流回流很少,风速衰减很快,气流分布较差.

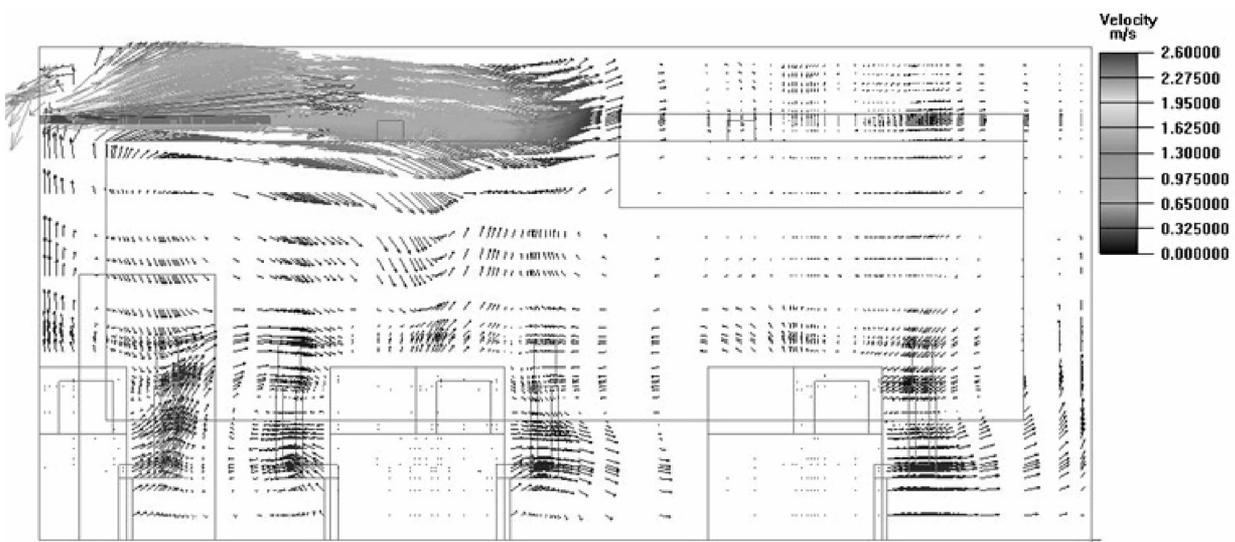


图 2 $Z=-4.4$ m 东侧出风口速度分布图

Fig. 2 $Z=-4.4$ m velocity distribution of the east side outlet

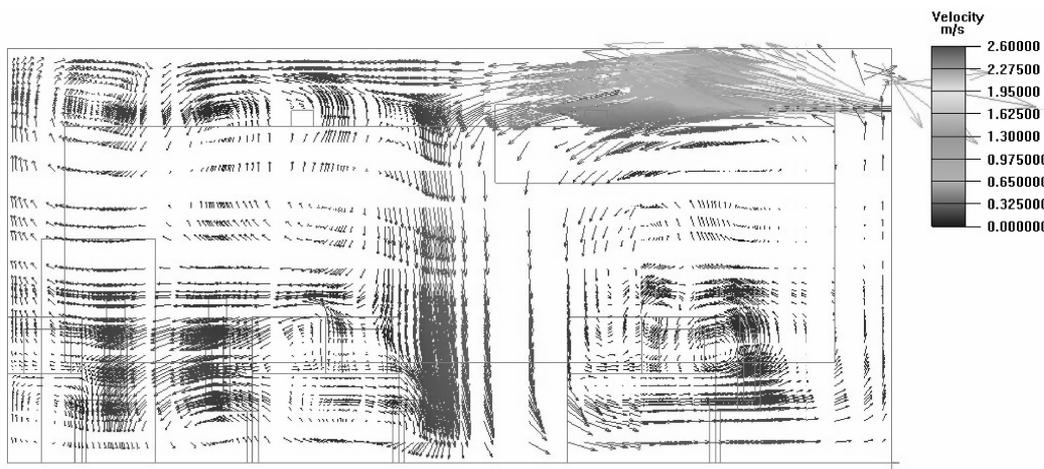


图 3 $Z = -6.24$ m 西侧出风口速度分布图

Fig. 3 $Z = -6.24$ m velocity distribution of the west side outlet

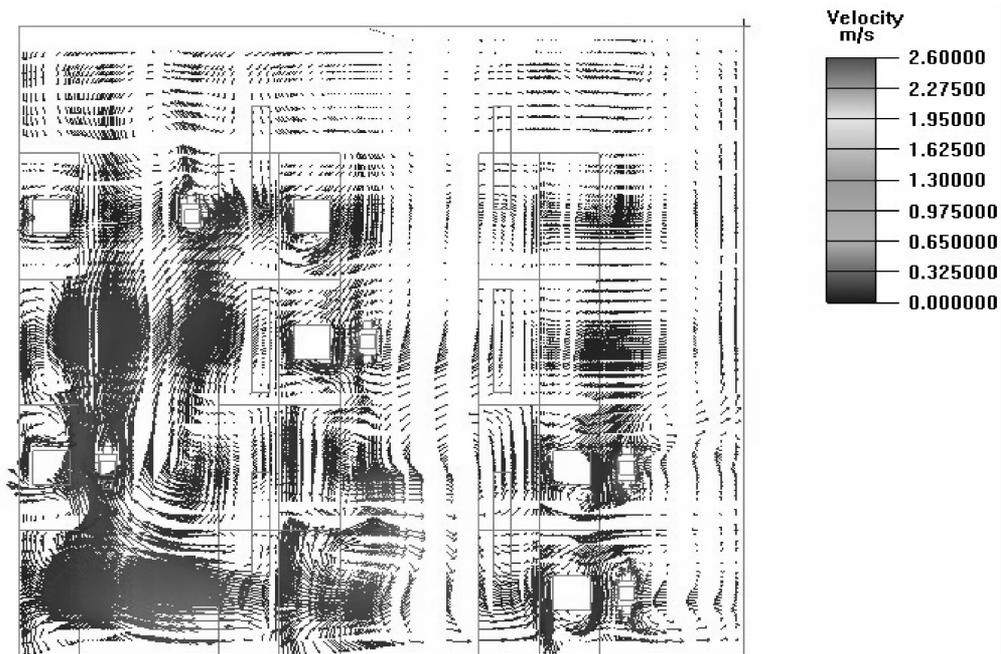


图 4 $Y = 1.1$ m 风速分布图

Fig. 4 $Y = 1.1$ m velocity distribution

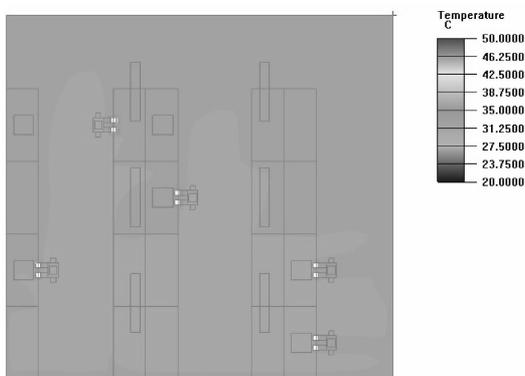


图 5 $Y = 0.1$ m 温度分布

Fig. 5 $Y = 0.1$ m temperature distribution

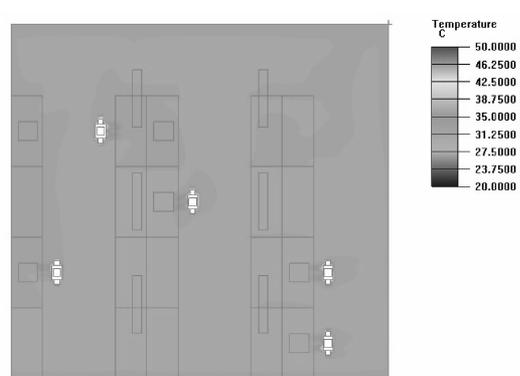


图 6 $Y = 0.6$ m 温度分布

Fig. 6 $Y = 0.6$ m temperature distribution

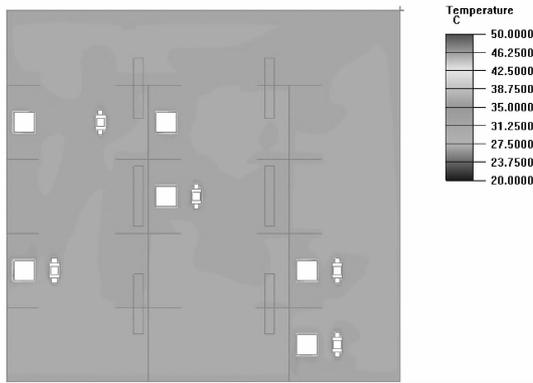


图 7 Y=1.1 m 温度分布
Fig. 7 Y=1.1 m temperature distribution

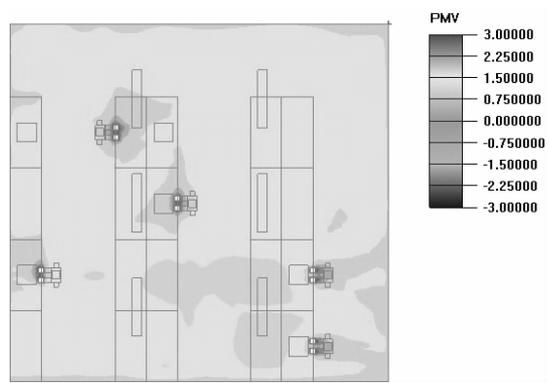


图 8 Y=0.1 m PMV 分布
Fig. 8 Y=0.1 m PMV distribution

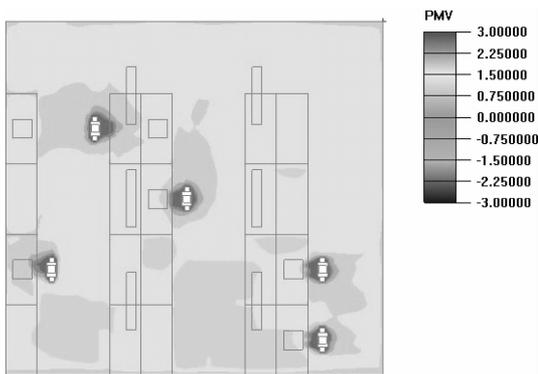


图 9 Y=0.6 m PMV 分布
Fig. 9 Y=0.6 m PMV distribution

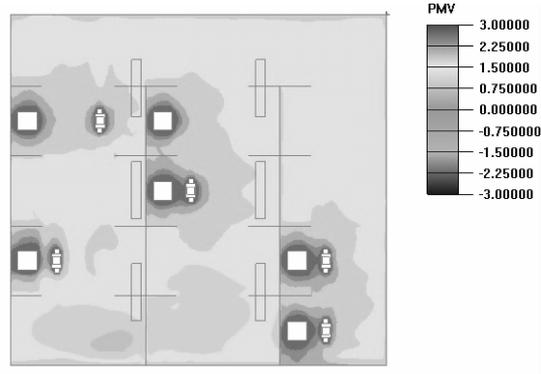


图 10 Y=1.1 m PMV 分布
Fig. 10 Y=1.1 m PMV distribution

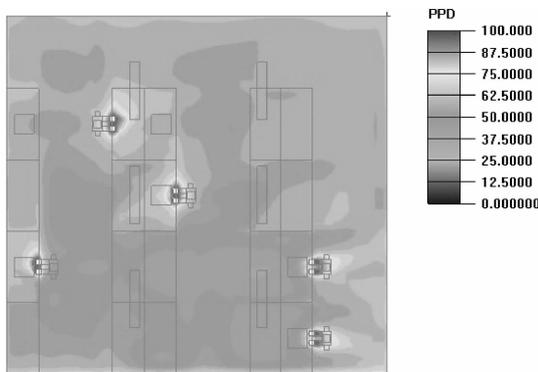


图 11 Y=0.1 m PPD 分布
Fig. 11 Y=0.1 m PPD distribution

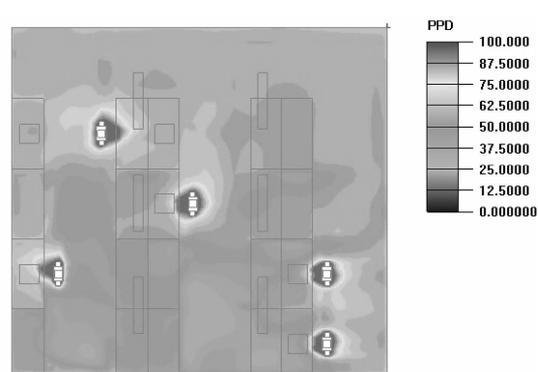


图 12 Y=0.6 m PPD 分布
Fig. 12 Y=0.6 m PPD distribution

(2)图 5~7 为不同高度温度分布平面图(Y=0.1 m,Y=0.6 m,Y=1.1 m),高度分别对应人体坐姿的脚踝,膝盖和前胸.从三个高度温度分布来看,垂直温差较小,由于送回风口都在北边,偏北向温度较低,西南方向温度较高.温度较低的气流组织从房间中部下降到地面后带动气流组织换热产生涡流和回流上升,使得较高的平面温度分布要好于较低的平面.

(3)结合 PMV 图(图 8~10)与 PPD 图(图 11~13)对人体热舒适进行评价.按照 ISO7730 规定, $-0.5 < PMV < 0.5, PPD \leq 10\%$ 人体感觉为舒适,从图 8~10 对应人体坐姿高度 0.1 m,0.6 m,1.1 m 的 PMV 分布来看,总体处于 0.75 到 1.7 范围,即对应人体从“舒适”到“稍暖”的热感觉范围里,在风口附

近区域较为舒适, 远离风口的区域不舒适; PPD 分布来看, 总体平均为 40%, 距离风口区域不满意百分比较低, 远离的区域不满意百分比较高. 结合 PMV 与 PPD 评价, 可认为小部分区域满足舒适要求, 而大部分区域不满足.

3 实测数据与模拟的对比分析

根据 GB/T 5701-2008《室内热环境条件》的要求, 对测点的平面布置采用等间距均匀分布, 对距地面高度分别为 0.1 m, 0.6 m 和 1.1 m 处的 27 个测点进行测量, 具体测量的内容为高度 0.1 m 和 1.1 m 测点的温度、风速, 高度 0.6 m 测点需测量温度、风速、相对湿度和黑球温度. 对测量得到的温度、湿度、风速、相对湿度与黑球温度等参数进行统计分析, 计算得到评测热环境舒适性指标 PMV 与 PPD.

由于 Airpak 将整个模型划分为若干网格进行计算, 而实际测量只能对有限测点进行测量, 可以在 Airpak 里选择模型对应点的数据与实测数据进行对比. 对比结果是: 在风速上实测比数值模拟平均高 0.018 m/s; 在温度上实测比数值模拟平均低 1.5 °C; PMV 在实测数据计算后结果比数值模拟低, 即实测计算 $PMV < 0.5$, 室内处于“舒适”状态, 模拟计算 $0.7 < PMV < 1.7$, 处于“稍暖”的状态; PPD 实测计算 $PPD < 10\%$, 数值模拟 $PPD < 40\%$, 仍然表述为偏离舒适的范围.

对比发现, 数值模拟结果与实测数据存在一定偏差, 从实测和数值模拟两个角度进行分析:

(1) 对于实测, 由于不可能对室内进行极为细致的测点划分, 只能平均选取一定数量的测点进行测量, 空调室内机摆放位置的限制造成室内整体气流组织分布不均匀, 偏北向的气流组织对流强烈, 南面涡流回流较少, 而整体测量数据较少, 使得造成不舒适状态的数据所占百分比较少, 另外加上实际环境人员的流动, 也会造成数据测量的不准确.

(2) 对于数值模拟, Airpak 作为 CFD 模拟软件, 在对边界条件, 模型的选择, 网格的划分和各种参数的设置上需要一定的理论基础, 建立一个完整正确的模型需要一定经验, 否则会造成结果误差很大. ASHRAE 提供的试验报告里面有大量的试验数据与模拟的对比分析, 验证了 CFD 模拟的准确性^[4]. 对于大型工程项目, CFD 进行多种状态的模拟非常经济有效, 但误差的存在取决于问题的复杂性和操作者的经验.

对比两种方法, 对于一般研究者而言, 按照规范要求对环境进行布置测点实测, 在避免测点人为干扰下, 统计分析出的结果较为真实; 模拟尽管经济有效, 分析出的结果较为直观形象, 但对研究者的理论要求较高, 存在误差较大. 本研究对办公室热环境模拟与实测存在的误差很大一部分原因在模拟时对送风口送风角度的设置, 所以模拟结果与真实情况存在偏差. 在条件允许的情况下, 采用实测可以对模拟进行很好的验证, 对大型工程项目热环境预测不能实测先行分析时, 模拟需要强大理论和实践的支持.

4 结 语

本文利用 CFD 软件 Airpak 对某办公室室内气流组织进行数值模拟, 得到温度场, 速度场, 热舒适指标 PMV, PPD 等数据与图形, 并与实测数据进行对比分析, 从实测和数值模拟两个角度分析实测与模拟结果不符合的原因: 实测数据数量有限且受到测试方法和环境变化的影响; 数值模拟由于在边界条件, 参数设置, 模型选择和操作者理论经验上存在问题, 容易造成数值模拟结果与测试数据产生很大误差. 对于大型工程项目, CFD 进行多种状态的模拟是经济有效的, 但作为实际工程的辅助工具, 正确的使用才能获得准确的结果.

参考文献 References

[1] NIELSON P V. Prediction of airflow and comfort in air-conditioned spaces[J]. ASHRAE transactions 81, 1975

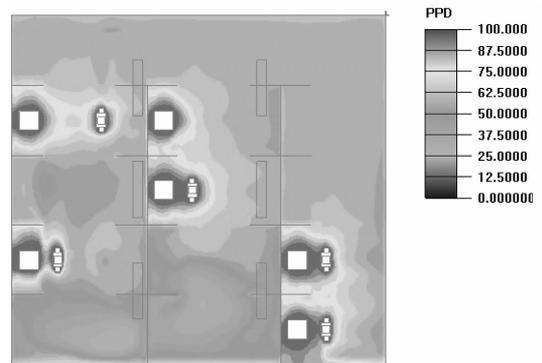


图 13 Y=1.1 m PPD 分布

Fig. 13 Y=1.1 m PPD distribution

- (11);247.
- [2] BAKER A J, RICHARD M KLESON, ELLIOTT B GORDAN, et al. Computational fluid dynamics a two - edged sword[J]. ASHRAE Journal, 1997(8):5-51.
- [3] MARTIN Paul. CFD in the real world [J]. ASHRAE Journal, 1999(1):2-20.
- [4] CHEN Qing-yan, SREBRIC J. A Procedure for Verification, Validation, and Reporting of Indoor Environment CFD Analyses[J]. HVAC&R RESEARCH, APRIL 2002, 8(2): - .
- [5] SREBRIC Jelena, CHEN Qing-yan. An Example of Verification, Validation and Reporting of Indoor Environment CFD Analyses[J]. ASHRAE TRANSACTIONS, 2002, 108(2): - .
- [6] 陶文铨. 数值传热学[M]. 2版. 西安:西安交通大学出版社, 2001:15, 290.
TAO Wen-quan. Numerical Heat Transfer[M]. Second Edition. Xi'an: Xi'an Jiaotong University Press, 2001:15, 290.
- [7] JELENA S, CHEN QY. Validation of Zero Equation turbulence Model for Complex Indoor Airflow Simulation[J]. ASHRAE Trans, 1999(105):414-427.
- [8] 赵彬, 李先庭, 彦启森. 用零方程湍流模型模拟通风空调室内的空气流动[J]. 清华大学学报:自然科学版, 2001, 41(10):109-113.
ZHAO Bin, LI Xian-ting, YAN Qi-sen. Simulation of indoor air flow in ventilated room by zero-equation turbulence model[J]. J Tsinghua Univ(Sci & Tech), 2001, 41(10):109-113.
- [9] 陈晓春, 朱颖心, 王元. 零方程模型用于空调通风房间气流组织数值模拟的研究[J]. 暖通空调, 2006, 36(8):19-24.
CHEN Xiao-chun, ZHU Ying-xin, WANG Yuan. Airflow simulation in air-conditioned and ventilated rooms with zero-equation model[J]. HV & AC, 2006, 36(8):19-24.
- [10] SV 帕坦卡. 传热与流体流动的数值计算[M]. 张政, 译. 北京:科学出版社, 1984:13-18.
Suhas V. Patankar. Numerical Heat Transfer and Fluid Flow[M]. Translation by Zhang Zheng. Beijing: Science Press, 1984:13-18.

Error analysis of simulation of indoor airflow organizations with Airpak

DI Yu-hui, WANG Shan-cong

(School of Environmental and Chemical Engineering, Xi'an Polytechnic University, Xi'an 710048, China)

Abstract: An office's indoor air velocity and temperature fields are simulated by CFD simulation software. By comparing the measured data with the simulation, the results are not in line. The comparison shows that due to the problems on the boundary conditions, parameter setting, model selection, and operator's theoretical experience, simulation has an error from measured data and the measuring methods and change of the external environment can also affect the data quality measured.

Key words: *airflow; error analysis; Airpak*