[文章编号] 1007－7405(2016)04－0293－06

制衣车间湿帘降温系统的CFD模拟

彭精立[1,2]，李 莉[1,2]，陈言桂[3]

（1. 集美大学机械与能源工程学院，福建 厦门 361021；2. 福建省能源清洁利用与开发重点实验室；福建 厦门 361021；3. 福建省清洁燃烧与能源高效利用工程技术研究中心，福建 厦门 361021）

[摘要] 为研究湿帘降温系统在热湿地区制衣车间的热环境分布情况，使用计算流体动力学（computational fluid dynamics，CFD）方法，模拟湿帘降温系统下制衣车间内部温度场与相对湿度场的分布。用现场测试结果及计算结果设置相应边界条件，模拟结果显示，沿湿帘进口到负压风机出口方向室内温度呈递增趋势，平均每米增加0.031 ℃，室内相对湿度呈递减趋势，平均每米下降0.37%。将温度值和相对湿度值的模拟结果与测试结果进行对比分析，可知温度平均误差为0.57%，湿度平均误差为4.9%。研究证明了所建立三维CFD模型的准确性，为湿帘系统在制衣车间的布局优化提供参考。

[关键词] 湿帘系统；CFD模拟；风速；温度；湿度；蒸发冷却技术

[中图分类号] TU 83

CFD Simulation of Wet Curtain Cooling System in Garment Workshop

PENG Jing-li [1,2]，LI Li[1,2]，CHEN Yan-gui[3]

（1. School of Mechanical and Energy Engineering，Jimei University，Xiamen 361021，China；
2. Fujian Province Key Laboratory of Energy Cleaning Utilization and Development，Xiamen 361021，China；
3. Cleaning Combustion and Energy Utilization Research Center of Fujian Province，Xiamen 361021，China）

Abstract：That hot weather conditions cause wet curtain cooling system for garment workshop indoor temperature and humidity regulation is not obvious in southeast China. Computational fluid dynamics，CFD was used to calculate temperature and humidity distribution of wet curtain cooling system. The results was field test and computation were employed to set the corresponding boundary conditions. The simulation results showed that the increment rate of temperature of the wet curtain along with negative pressure fans direction was about 0.031 ℃ per meter in correspondence with the decrement rate of relative humidity about 0.37% per meter. It the results from simulation and experiments for temperature and relative humidity is respectively about 0.57% and 4.9%，which verifies the accuracy of the establish three-dimensional CFD model. It can be conclude that the result from the set model is beneficial to the layout of the clothing workshop.

Keywords：wet curtain system；CFD simulation；air speed；temperature；humidity；evaporative cool technique

[收稿日期] 2015－11－06 [修回日期] 2016－05－24
[基金项目] 福建省自然科学基金资助项目（2014J01202）
[作者简介] 彭精立（1988—），女，硕士生，从事制冷空调优化设计研究。通信作者：李莉（1966—），女，教授，从事暖通空调与建筑节能研究。

0 引言

目前，CFD 数值模拟技术因具有省时、高效、低成本、容易得到流场中温湿度及风速数据等优点，已经在使用湿帘降温系统的温室及畜禽舍内的气流优化方面得到较广泛地应用。国内外学者通过 CFD 软件对使用湿帘降温系统的温室[1-5]和畜禽舍[6-7]的温湿度场及气流场进行模拟研究，为畜牧及农业建筑室内热湿环境的优化设计与建设提供理论基础。但该类研究大多是针对使用湿帘降温的温室及畜禽舍的热湿环境进行模拟，对湿帘降温系统在中小型厂房的车间内使用情况的模拟研究较少。在当前节能减排形势下，研究人员期望将节能、经济、环保的湿帘降温系统不仅应用在温室及畜牧业，同时还可将其应用于更广泛的领域。为探究湿帘降温系统在热湿地区工业车间的适用性，本文将对某服装厂使用湿帘降温系统的制衣车间室内热环境进行研究。通过 CFD 技术模拟制衣车间温湿度场分布情况，以期为湿帘系统在制衣车间布局优化和环境控制方面提供技术支持。

1 模型与方法

1.1 几何模型

1.1.1 车间模型

模拟的制衣车间位于一幢四层楼的第三层，安装有湿帘降温系统。车间总面积为 750.68 m^2，长为 34.3 m，高为 3.2 m，主要工作区域的宽为 19.6 m。在此制衣车间的南墙和北墙上各安装长 4.2 m，高 1.0 m，厚 0.1 m 的湿帘 2 个；在西墙上安装电压 380 V、功率 0.75 kW 的轴流式负压风机 4 台；车间内有工作人员 120 名，工业缝纫机 120 台；尾部设有专机组，员工在此短暂停留，整理衣物。具体位置如图 1 所示。

1.1.2 模型简化

在 CFD 模拟计算过程中，模型的合理简化能够有效地降低建模及网格划分难度，进而提高网格质量、节省计算时间及计算成本。笔者对制衣车间内影响温湿度场分布的工作人员、灯光及设备等主要因素进行简化。即在建模时将车间荧光灯带简化为 0.2 m×0.1 m×29 m 的长方体；工业缝纫机的电动机用 0.2 m×0.2 m×0.1 m 的长方体代替；人体模型按等比例简化为由长方体组合成的几何体。文中简化的人体模型较非简化模型的辐射面积误差在 8% 以内，满足仿真的要求[8]，其三维模型如图 2 所示。

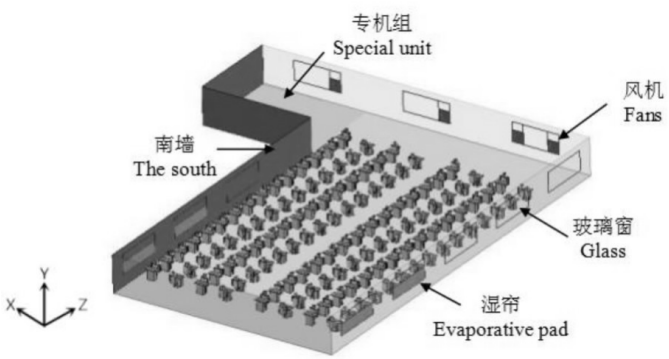
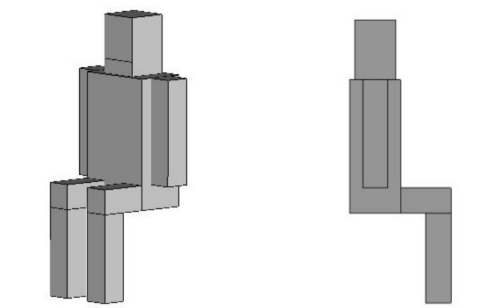


图 1 制衣车间整体结构

Fig.1 The layout of clothing shop



a. 人体三维视图 Human body 3D view

b. 人体侧视图 Human side view

图 2 简化后人体模型示意图

Fig.2 The schematic show of the simplified model for human body

1.2 控制方程

模拟过程中，假设空气为不可压缩牛顿流体，定常流动，流场气体的流动符合质量守恒定律、动量守恒定律和能量守恒定律[9]。考虑到室内空气相对湿度变化情况，在对流和扩散过程中存在质交

换，遵循组分守恒定律，相关控制方程为：

1）质量守恒方程

$$\partial u/\partial x + \partial v/\partial y + \partial w/\partial z = 0;$$

2）动量守恒方程

$$\rho(\partial u/\partial t + \partial(uu)/\partial x + \partial(uv)/\partial y + \partial(uw)/\partial z) = \mu(\partial u^2/\partial^2 x + \partial u^2/\partial^2 y + \partial u^2/\partial^2 z) - \partial p/\partial x;$$

$$\rho(\partial v/\partial t + \partial(vu)/\partial x + \partial(vv)/\partial y + \partial(vw)/\partial z) = \mu(\partial v^2/\partial^2 x + \partial v^2/\partial^2 y + \partial v^2/\partial^2 z) - \partial p/\partial y - \rho g;$$

$$\rho(\partial w/\partial t + \partial(wu)/\partial x + \partial(wv)/\partial y + \partial(uw)/\partial z) = \mu(\partial w^2/\partial^2 x + \partial w^2/\partial^2 y + \partial w^2/\partial^2 z) - \partial p/\partial z。$$

3）组分守恒定律

$$\partial(\rho u c_s)/\partial x + \partial(\rho u c_s)/\partial y + \partial(\rho u c_s)/\partial z = \partial[D_s \partial(\rho c_s/\partial x]/\partial x + \partial[D_s \partial(\rho c_s)/\partial y]/\partial y + \partial[D_s \partial(\rho c_s)/\partial z]/\partial z。$$

4）能量守恒方程

$$\rho(\partial T/\partial t + \partial(Tu)/\partial x + \partial(Tv)/\partial y + \partial(Tw)/\partial z) = \partial[(k/c_p)\partial T/\partial x]/\partial z + \partial(k/c_p)\partial T/\partial y]/\partial z + \partial[k/c_p)\partial T/\partial z]/\partial z + S_T。$$

式中：u、v、w 分别为速度矢量在 x、y、z 方向的速度分量，m/s；ρ 为空气密度，kg/m^3；p 为流体微元体的压强，Pa；c_s为组分 s 的质量分数；D_s为组分 s 的扩散系数，m^2/s；μ 为空气动力粘度；T 为流体温度，K；c_p为比热容，J/（kg · K）；t 为时间，s；S_T为流体内热源项，W。

1.3　边界条件

基于制衣车间的现场测试环境设定相应边界条件。在三维模型中湿帘设置为压力入口；负压风机设置为速度出口；室内墙体、楼板、玻璃窗等围护结构设置为壁面边界条件。其中，湿帘进口温度通过公式（1）[10]计算得出，其相对湿度根据室外空气湿球温度及湿帘进口温度求出；围护结构的热流密度值通过公式（2）[11]计算得到；风机出口速度按实地测量数据进行设置。具体的设定数值见表 1。

$$T_N = T_w - \eta \cdot \Delta T。\tag{1}$$

$$q = (T_w - T_x)/[1/h_i + \sum_{i=1}^{n}(\delta_i/\lambda_i) + 1/h_o]。\tag{2}$$

式中，T_N 为湿帘进口温度，K；T_w 为室外测试干球温度，K；T_x 为室内壁面温度，K；η 为湿帘蒸发冷却换热效率；ΔT 为室外测试干、湿球温度差，K；q 为热流密度，W/m^2；h_i 为墙体内表面空气的对流换热系数，取值为 8.72 W/（m^2 · K）；δ_i 为材料第 i 层的厚度，m；λ_i 为第 i 层的导热系数，W/（m · K）；h_o 为墙体外表面空气的对流换热系数，取值为 18.6 W/（m^2 · K）。

表 1　边界条件基本参数

Tab. 1　Basic parameters of boundary conditions

参数 Parameters	室外干球温度 Outdoor dry-bubble temperature/℃	室外相对湿度 Outdoor relative humidity/%	湿帘进口温度 Wet curtain inlet air temperature/℃	湿帘进口空气相对湿度 Wet curtain inlet air relative humidity/%	湿帘进口大气压 Wet curtain imports atmospheric pressure/Pa
数值 Values	35	56.00	30	81.4	101 325
参数 Parameters	风机出口体积流量 Fan outlet volume flow /(m^3 · s^{-1})	人体表皮温度 Human skin temperature/℃	电机外壳温度 Motor case temperature/℃	荧光灯功率 Fluorescent power/W	空气密度 Air density /(kg · m^{-3})
数值 Values	4	33	35	32	1.225
参数 Parameters	东墙热流密度 Eastern wall heat flux/(W · m^{-2})	西墙热流密度 Western wall heat flux/(W · m^{-2})	南墙热流密度 Southern wall heat flux (W · m^{-2})	北墙热流密度 Northern wall heat flux /(W · m^{-2})	
数值 Values	4.10	2.75	3.60	7.80	

1.4 网格划分及网格独立性验证

对三维模型采用非结构化网格进行划分，对湿帘进口及风机出口的温湿度梯度变化大的区域进行网格加密。为确保仿真所选用的网格数量与相应的仿真结果无关联，进行了网格无关性验证。选取 A、B、C 三种网格数量分别为 2 697 984、2 780 830 和 3 267 688 的模型进行仿真，将室内实际测量值与对应的各测点温度模拟值进行对比发现，A、B、C 三种模型的计算结果偏差小于 2%，如图 3 所示。说明在模型 A 的基础上再进行网格加密，对模拟结果影响很小。考虑计算速率，选择 A 模型进行模拟分析。网格最大平面扭曲率为 0.69，有 95.3% 的网格扭曲率小于 0.5，网格质量较好，符合模拟要求。

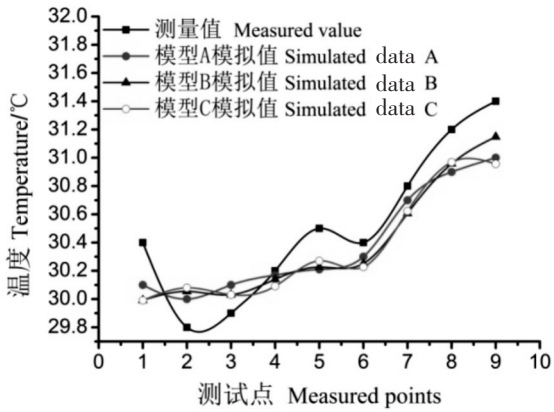


图 3 网格独立性验证

Fig.3 Independency of results within grid mesh

1.5 模拟计算

研究采用 Airpak 3.0 软件进行 CFD 模拟，将车间内气流视为常温、低速、不可压缩的湍流流动，因此选用 Boussinesq 假设。模拟时选择标准的 $k-\varepsilon$ 双方程模型，近壁面区采用标准壁面函数，速度与压力耦合选用 SIMPLEC 算法，控制方程通过有限体积法进行离散，动量和湍流动量选用二阶迎风离散格式，以流动方程相对误差 10^{-3} 和能量方程相对误差 10^{-6} 作为收敛条件。

2 结果与分析

2.1 温度场

气流模拟结合现场条件，选取人体呼吸高度 1.6 m 为典型截面进行分析比较。图 4 为 $y=1.6$ m 处制衣车间的温度分布云图。

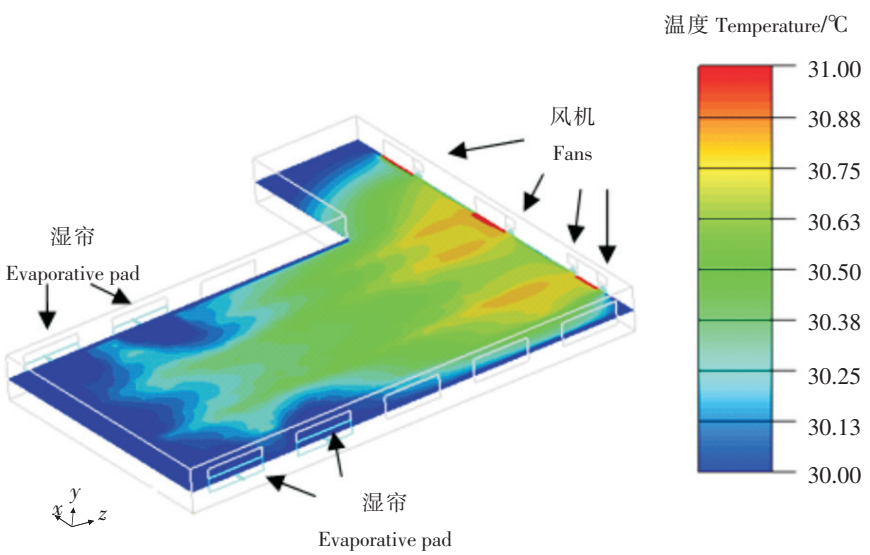


图 4 制衣车间 Y=1.6 m 处温度分布云图

Fig.4 Temperature distribution of Y at 1.6 m in the clothing shop

从图 4 中可以看出，整场气流在 X 轴方向上基本呈现出均匀对称分布，两侧靠近湿帘位置温度低，中间靠进风机位置温度较高，且车间内温度相对较高的区域偏大。沿车间的 Z 轴方向整场温度

呈现上升趋势，湿帘进口与风机入口位置的温度差为 1.05 ℃，平均每米的温度梯度为 0.031 ℃。

图 5 为 $X = 6.4$、17.6、22 m 处沿 Z 轴方向 3 个截面上的温度云图。因为房间高度仅为 3.2 m，测试楼层为中间楼层，气体流速低，受热浮力影响小，所以在垂直方向上的温度梯度变化不明显。人体及设备为散热主体，因此在工作人员及电机周围温度明显偏高。

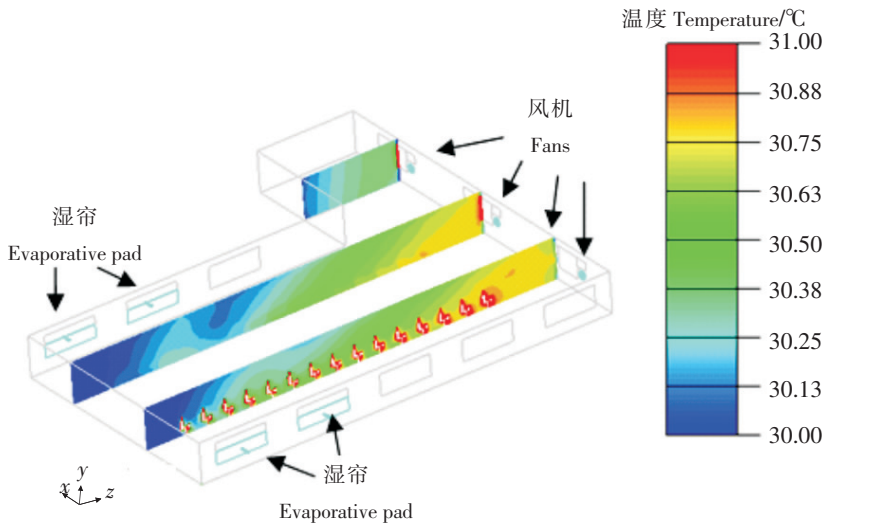


图 5　X=6.4，17.6，22 m 处温度模拟云图

Fig.5　Temperature distribution of X at 6.4、17.6、22 m in the clothing shop

2.2　相对湿度场

车间内 $Y = 1.6$ m 处的相对湿度分布云图如图 6 所示。

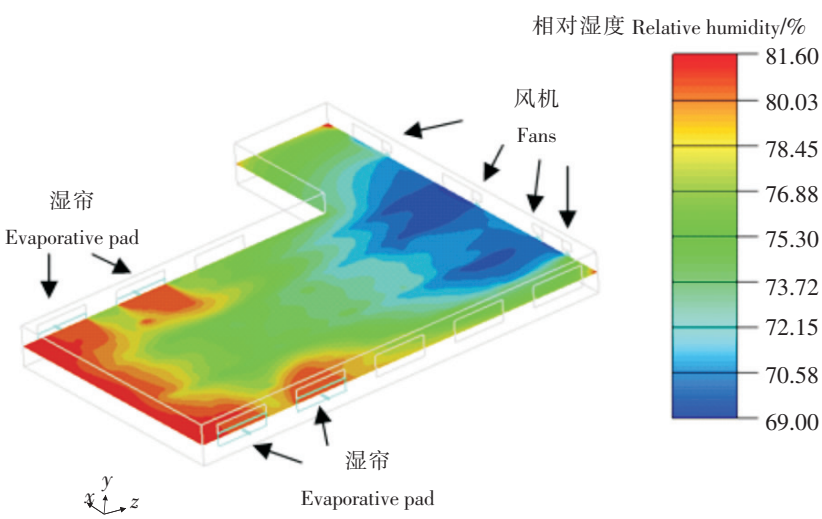


图 6　制衣车间 Y=1.6 m 处相对湿度模拟云图

Fig.6　Relative humidity distribution of Y at 1.6 m in the clothing shop

从图 6 可以看出，车间内主要工作区相对湿度控制在 69% －80% 之间，能够达到《工业企业卫生设计标准》（GBZ 1 －2010）的相关要求。制衣车间内相对湿度沿 Z 轴方向呈现下降趋势，近湿帘处相对湿度最高，近风机处相对湿度最低，平均每米下降 0.37%。同时，在图 4 和图 6 的 $Y = 1.6$ m

平面云图中提取 27 个点的模拟温度值和相对湿度值，绘出曲线图，如图 7 所示。

从图 7 可知，室内温度场与相对湿度场呈现耦合分布，在温度高的区域相对湿度较低，温度低的区域相对湿度较高。

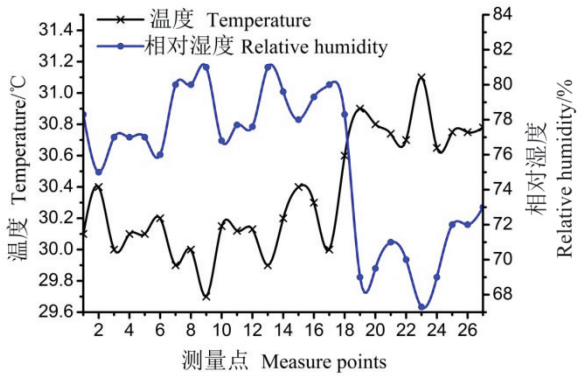


图 7 观察点的温度和相对湿度

Fig. 7 Temperature and relative humidity taken at measuring points

3 仿真结果验证

将模拟结果与实验测试进行对比分析，以检验其可靠性。选取厦门夏季 7 月下旬一典型天气进行车间热环境现场测试。在1.6 m水平高度的平面上设置 9 个测点，其分布状态如图 8 所示。通过手持式瑞士 swenma3000 型多功能测量仪测量车间内各测点温度和相对湿度值，同时对室外温度、相对湿度、风速以及近湿帘壁面温度进行测试。

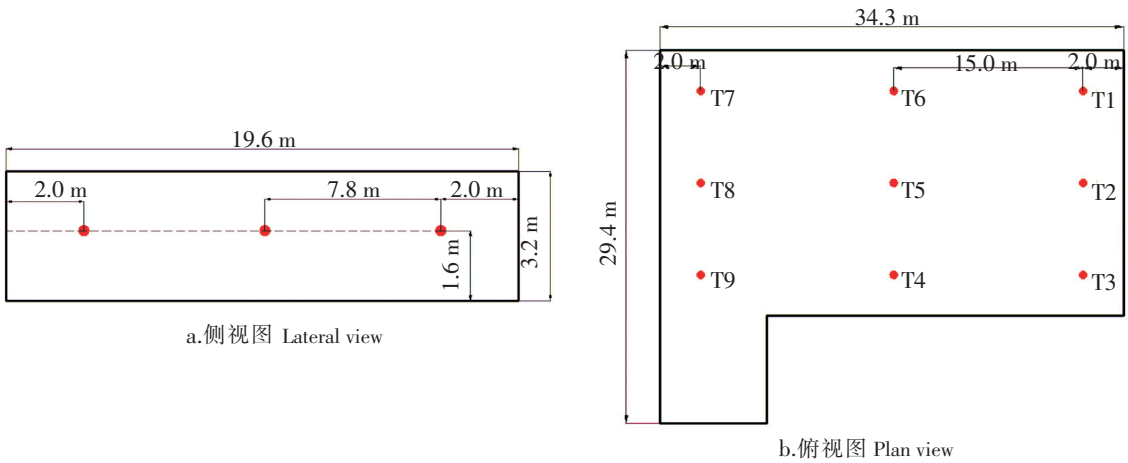


图 8 制衣车间内测点分布图

Fig.8 Measuring point distribution within the garment workshop

经模拟后得到与实际测点（沿 Z 轴方向前、中、后）位置相对应的理论温湿度值，将其与制衣车间测点实测温度和相对湿度数值进行对比分析，如图 9 所示。

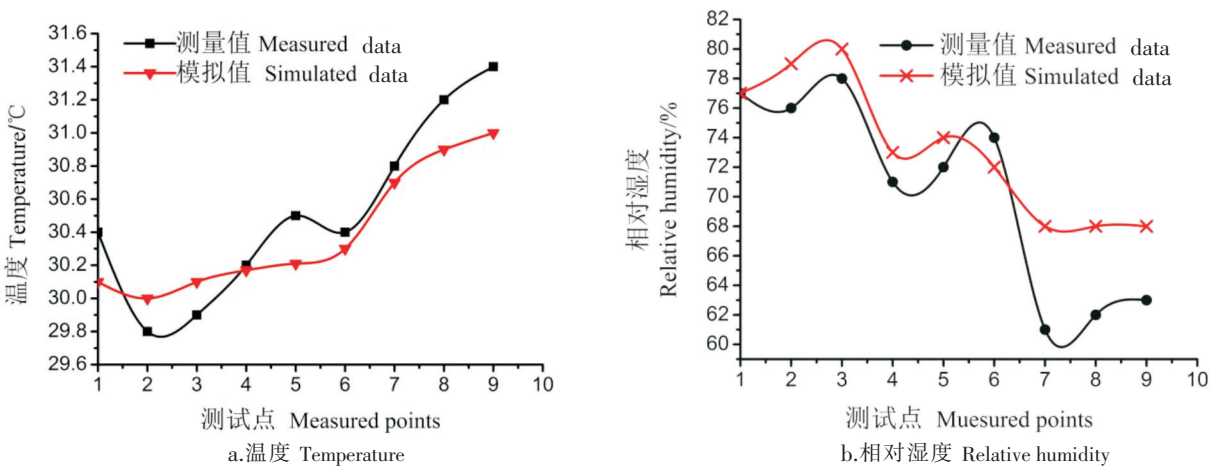


图 9 制衣车间各测点模拟值与实测值比较图

Fig.9 Comparison of measured and simulated values at different observation points

制衣车间9 个测点中，各测点模拟值与其对应测试值（测试数据组的平均值）之间温度的相对误差在 0.10% －0.99% 之间，平均误差为 0.57%；相对湿度的误差在 2.6% －11.5% 之间，平均误差为 4.9%，说明模拟结果与车间实测结果有较好吻合度。从图 9 可以看出，虽然由于仪表精度及模型简化导致仿真结果与实测数值存在一定偏差，但温湿度的变化趋势是一致的，验证了该 CFD 仿真建模应用于制衣车间气流组织分析是可行的，该方法为后续进一步对车间流场进行优化设计奠定了理论基础。

4　结论

1）通过对厦门某服装厂制衣车间现场进行调研测试，收集现场条件及室内、外相关数据，对所考察的制衣车间建立三维模型，进行模拟仿真。对模拟的温湿度结果与现场测试数据进行对比分析，分析结果显示，温度平均相对误差为 0.57%，湿度平均相对误差为 4.9%，证明了所建立三维模型的准确性，说明 CFD 仿真应用在制衣车间气流组织模拟是可行性的。

2）模拟结果显示，所考察的制衣车间温度沿 X 轴方向基本呈现对称分布，车间内温度相对较高的区域偏大，且车间转角处工人停留时间短，温度调整空间大，可进一步优化湿帘设计及风机位置，更好地改善制衣车间内主要工作区的温湿度分布，以提高车间内工作人员的舒适度。

[参 考 文 献]

[1] BOURNETA P E，BOULARD T. Effect of ventilator configuration on the distributed climate of greenhouses：A review of experimental and CFD studies. Computers and Electronics in Agriculture，2010，74(2)：195-217.

[2] KICHAH A，BOURNET P E，MIGEON C，et al. Measurement and CFD simulation of microclimate characteristics and transpiration of an impatiens pot plant crop in a greenhouse. Biosystems Engineering，2012，112(1)：22-34.

[3] 蒋国振，胡耀华，刘玉凤，等. 基于 CFD 的下沉式日光温室保温性能分析. 农业工程学报，2011，27(12)：275-281.

[4] 程秀花，毛罕平，倪军. 温室环境-作物湿热系统 CFD 模型构建与预测. 农业机械学报，2011，42(2)：173-179.

[5] MOSTAFA E，LEE I B，SONG S H，et al. Computational fluid dynamics simulation of air temperature distribution inside broiler building fitted with duct ventilation system. Bios Systems Engineering，2012，112(4)：293-303.

[6] SEO I H，LEE I B，MOON O K，et al. Modelling of internal environmental conditions in a full-scale commercial pig house containing animals. Biosystems Engineering，2012，111(1)：91-106.

[7] 邓书辉，施正香，李保明. 低屋面横向通风牛舍温湿度场 CFD 模拟. 农业工程学报，2015，31(9)：209-214.

[8] 任新. 空调房间流场和温度场的数值模拟. 哈尔滨：哈尔滨工程大学，2005.

[9] 王福军. 计算流体动力学分析. 北京：人民邮电出版社，2011.

[10] 胥芳，蔡彦文，陈教料，等. 湿帘-风机降温下的温室热/流场模拟及降温系统参数优化. 农业工程学报，2015，31(9)：201-208.

[11] 朱林. 暖通与空调常用数据手册. 2 版. 北京：中国建筑工业出版社，2002.

(责任编辑　陈　敏　英文审校　郑青榕)