

文章编号: 1671-6612 (2020) 01-029-10

# 高大空间展览温室自然通风数值模拟与开窗优化

缪智昕

(上海勘测设计研究院有限公司 上海 200434)

**【摘要】** 为研究自然通风对高大空间展览温室微气候的影响,以华东地区某高大空间展览温室为例,结合植物多孔介质模型,建立了展览温室的全尺度三维自然通风 CFD 模型,将该模型的温湿度模拟值与实测值进行对比,平均温度的模拟值与实测值误差在 11.17%以内,平均相对湿度的模拟值与实测值误差在 14.29%以内。随后,利用该模型进行了不同开窗面积对夏季自然通风通风量影响的分析以及夏季设计工况下温室自然通风微气候预测。结果表明:底部开窗面积越大,增加同样的天窗面积增加的通风量越多,底部开窗占地面面积百分比为 6%时,增加同样的天窗面积增加的通风量最多;天窗面积对通风量的影响比底部开窗面积对通风量的影响更为显著,增加天窗面积对热压通风更为有利;底部开窗占地面面积比和天窗占地面面积比均应大于 3%;夏季设计工况下温度约为 29.5°C-31°C,满足热带植物生长环境温度不大于 35°C 的要求。

**【关键词】** 展览温室;自然通风;数值模拟;多孔介质;开窗面积  
中图分类号 TU831 文献标识码 A

## Numerical Simulation and Optimization of Vent Configuration for Natural Ventilation of The Large Space Exhibition Greenhouse

Miao Zhixin

(Shanghai investigation and design research institute Co., Ltd, Shanghai, 200434)

**【Abstract】** In order to understand the climatic characteristics under natural ventilation in a large space exhibition greenhouse, a three-dimensional natural ventilation CFD model was established for a large space exhibition greenhouse in East China, the numerical simulation of temperature and humidity field is basically in agreement with the measured value. The error between simulated and measured values of average temperature is less than 11.17%, and the error between simulated and measured values of average relative humidity is less than 14.29%. The CFD model of large space exhibition greenhouse established in this paper is feasible. It was then employed to: investigate the influence of different window area on natural ventilation under the design condition in summer; evaluate greenhouse microclimate with natural ventilation in summer. The results show that the larger the area of the bottom opening window is, the more ventilation the same area of the skylight increases. When the proportion of the bottom opening window to the ground area is 6%, the more ventilation the same area of the skylight increases. The influence of the skylight area on the ventilation is more significant than that of the bottom opening window area, and the increase of the skylight area is more beneficial to the thermal pressure ventilation. The bottom opening window The ratio of the floor area to the ground area and the ratio of the skylight to the ground area shall be greater than 3%; the temperature under the design condition in summer shall be about 29.5°C-31°C, meeting the requirement that the temperature of the tropical plant growth environment shall not be greater than 35 °C

**【Keywords】** Exhibition Greenhouse; Natural Ventilation; Numerical simulation; Porous media; Window area

## 0 引言

CFD 是解析建筑环境工学中的各种问题和环境设计的强有力的工具<sup>[1]</sup>。近几年 CFD 技术在设施园艺领域的应用主要集中在温室微气候模拟方面。它以流体质量、动量和能量三大守恒方程为数值计算的理论依据,结合流体湍流模型对温室内气流模式和温湿度、浓度等因子的空间分布进行二维或三维模拟和预测,并将结果可视化;可以灵活地设定模拟因素的可变及不变;对一些可变因素,如外界气候条件,温室类型及尺寸等,可以任意进行变换。其他的研究方法需要完美的试验设计,精密的仪器及准确的测量才能得到可信的结果,CFD 方法则能节省时间、劳动力及花费<sup>[2]</sup>。

自然通风是利用温室内外温差与风力作用造成室内外空气压差,而进行室内外空气交换以排除室内余热余湿以及提供植物生长所需的二氧化碳的技术措施。这种通风方式基本上不消耗或很少消耗动力能源。尽管利用自然通风改善建筑热湿环境多年来得到了广泛应用,但如何通过合理设计进出风口的位置、面积来改善高大空间热湿环境等方面仍存在许多问题有待于进一步研究,而 CFD 方法是解决这一问题的有效方法,利用 CFD 方法可以预测高大空间的温湿度场从而进一步优化改善其热湿环境。本文拟采用 CFD 方法数值模拟某高大空间展览温室自然通风的温湿度场,并采集了现场测试数据对仿真结果进行了验证,随后,利用该模型进行了夏季不同开窗面积对自然通风通风量影响的分析以及进行了夏季设计工况下温室自然通风微气候预测。

## 1 材料与方 法

该展览温室为江苏连云港蔷薇湖生态保护区展览温室,位于东经 118.24,北纬 33.59。温室面积为 5225.6m<sup>2</sup>。温室左侧圆顶地面半径为 30m,高 22m;中间圆顶地面半径为 20m,高 16m;右侧圆顶地面半径为 22m,高 19m;中间圆顶地面圆心与左侧圆顶地面圆心相距 37.992m,两圆心连线与

正南方向夹角为 25.18°,右侧圆顶地面圆心与中间圆顶地面圆心相距 34.61m,与正南方向夹角为 87.97°。植物区面积约有 3900m<sup>2</sup>,建模时植物区简化处理,植物区边缘距温室地面圆弧约为 4m,高度取植物平均高度 3m。温室顶部开有三个天窗,天窗面积从左至右分别为 131.4m<sup>2</sup>、61.8m<sup>2</sup>、72.7m<sup>2</sup>,测试时温室下部未开窗,自然进风口为西南方向的三个门,门的面积从左至右分别为 12.5m<sup>2</sup>、12.2m<sup>2</sup>、22m<sup>2</sup>,温室左侧圆顶北部门未开启,面积为 34.42m<sup>2</sup>。展览温室详见图 1。该展览温室围护结构为双层 ETFE 膜,ETFE 膜厚度 0.25mm,空气间层 50mm。

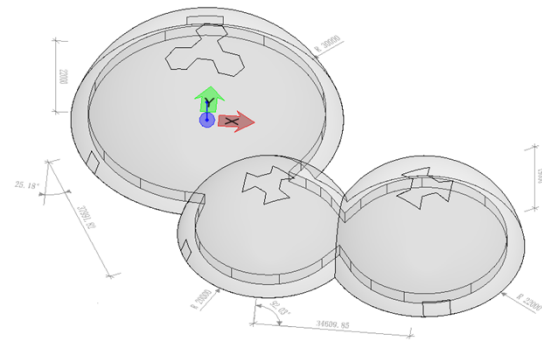


图 1 展览温室

Fig.1 Exhibition greenhouse

现场测试分别于 2018 年 5 月 23 号 14:30 至 16:00、2018 年 5 月 24 号 9:30 至 11:00 及 2018 年 8 月 2 号 13:15-14:45 进行。春季测试温室天窗和西南方向的三个门全开,2018 年 5 月 23 号测试时天气晴好无云,风向为西南风,2018 年 5 月 24 号天气为阴,风向为西南风。夏季测试时温室天窗和门全开,天气晴朗,测试时外界风速很小,模拟时按纯热压通风进行模拟。测试参数为室内外气象参数。测试仪器见表 1。测点布置见图 2,植物区平面坐标以左侧圆顶地面圆心为坐标原点,植物区所有测点离地面约为 1m。测试数据每半个小时采集一次,测试期间气象参数比较稳定;植物区测点温湿度由干湿球温度计采集,同时采集该处测点的土壤温度以及温室膜表面温度,土壤温度以及温室膜温度由手持式红外测温仪测量;竖向测点由温湿度

记录仪采集，温湿度记录仪置于防辐射罩内；采样结束后，所有测试数据均取均值处理。

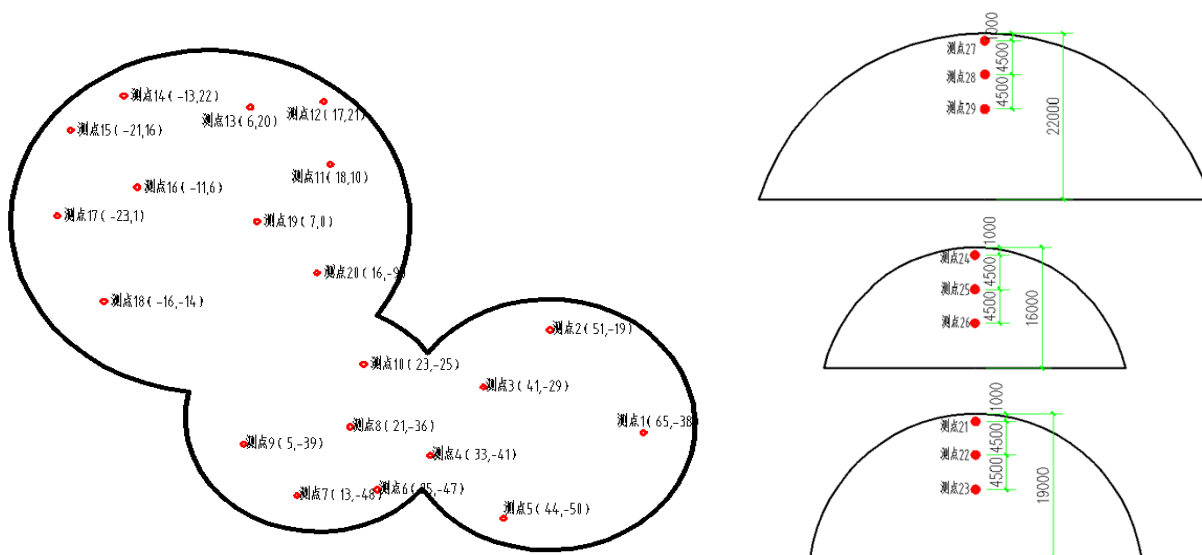


图2 测点布置

Fig.2 The measured position

表1 测试仪器

Table 1 Instruments

仪器	测试参数	型号	测量范围	精度	数量
温湿度记录仪	竖向测点温湿度 和室外温湿度	TH-20R	-20℃~70℃, 0~100%	±0.2℃, ±2%	10
干湿球温度计	植物区温湿度		-10℃~50℃	0.1℃	20
手持式红外线测温仪	土壤温度 和膜表面温度	testo 830-T4	-30~400℃	±1℃	1
手持式热线风速仪	室外风速	testo-405	0~10m/s	±0.1m/s (0.3)	1

## 2 数值建模

### 2.1 基本控制方程及湍流模型

自然对流的计算中，通常采用瑞利数  $R_a$  作为湍流或层流的判断依据。由于温室尺度很大（高度达 22m），使得瑞利数  $R_a$  远大于  $10^{10}$ ，参考相关文献的试验数据亦可以发现，自然对流情况下温室内气流场瑞利数  $R_a$  远大于  $10^{10}$ ，室内气流通常可认为是湍流流动<sup>[2-7]</sup>。自然通风情况下温室内空气为不可压缩理想气体，温室内空气流动同时满足能量守恒方程、动量守恒方程、质量守恒方程，上述方程可用通用形式描述<sup>[3,6,8-15]</sup>：

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

式中： $\phi$  为通用变量； $S_\phi$  为广义源项； $\Gamma$  为广义扩散系数； $u$  为流体速度矢量； $\text{div}$ 、 $\text{grad}$  为散度

和梯度算子。

当  $\phi=1$  时，该方程为连续方程； $\phi$  为速度分量  $u$ 、 $v$ 、 $w$  时，该方程为动量方程； $\phi$  为温度  $T$  时，该方程为能量方程。利用式（1）直接计算求解湍流运动时对内存空间和计算要求非常高，在目前还不可能在实际工程中采用此方法，通常引入湍流模型进行简化处理<sup>[16]</sup>。本文选取标准  $k-\epsilon$  湍流模型进行模拟计算，在温室通风研究中，该模型收敛性较好，且计算结果和实验数据有较好的吻合度<sup>[5,6,10,12,17-23]</sup>。近壁区湍流未充分发展，需加入标准壁面函数。激活不可压缩理想气体模型描述热浮力的影响。激活组分运输模型，模型中空气假设为水蒸气和干空气的混合物，彼此之间没有发生化学反应，通风过程中各组分传输满足组分守恒定律。采用 DO 辐射模型计算室外太阳辐射对室内微环境

的影响，采用 solar ray tracing 算法计算太阳辐射。

### 2.2 多孔介质模型

参考国内外文献，采用多孔介质模型来模拟植物的影响。为了反映植物对空气有拖动效应，通过基本控制方程的动量方程源项来体现，这个源项有两部分构成，一部分是粘性损失即 Darcy 定律，另一部分是内部阻力损失。假设植物为各向同性，对于同质多孔介质来说<sup>[24]</sup>：

$$s_{\phi} = -\left(\frac{\mu}{a}u + Y\rho|u|\frac{u}{2}\right)$$

式中：\$s\_{\phi}\$ 为动量源项；\$a\$ 为多孔介质的渗透率，取 \$0.395\text{m}^2\$，其倒数为粘性阻力系数<sup>[3]</sup>；\$Y\$ 为非线性动量损失系数，即惯性阻力系数 \$\mu\$ 为动力粘度 \$u\$ 为空气速度。

考虑到植物冠状层内空气速率很小，因此粘滞阻力通常可以忽略，所以只需要计算惯性阻力，即：

$$s_{\phi} = -Y\rho|u|\frac{u}{2}$$

动量方程中单位体积植物冠层阻力引起的源项可转化为：

$$s_{\phi} = -Y\rho|u|\frac{u}{2} = -\rho I_{LA} C_d u^2$$

式中，\$I\_{LA}\$ 为叶面积密度（定义为叶面积指数与植物高度的比值），\$C\_d\$ 为单位体积植物冠层的惯性损失系数，\$C\_d\$ 通常由风洞试验测得，对于不同的形状和大小的植物差别很小<sup>[25]</sup>，这里 \$C\_d\$ 取 \$=0.32\$，根据文献叶面积指数取 \$6\text{m}^2/\text{m}^2\$，叶面积密度取 \$2\text{m}^2/\text{m}^3\$，可得惯性阻力系数为 \$1.28\text{m}^{-1}\$。

室内空气与植物之间除了质量交换之外还有能量交换。为了反映植物与空气之间的能量交换，通过基本控制方程的能量方程源项来体现，能量交换包括显热和潜热，可表示为：

$$s_{\phi} = Q_{sen} + Q_{lat}$$

$$Q_{sen} = 2I_{LA}\rho C_P \frac{T_c - T_i}{r_a}$$

$$Q_{lat} = I_{LA}\rho\lambda \frac{w_c - w_a}{r_a + r_s}$$

式中：\$R\_{abs}\$ 为辐射量；\$\lambda\$ 为蒸发潜热；\$Q\_{sen}\$、\$Q\_{lat}\$ 为显热和潜热交换量；\$r\_a\$、\$r\_s\$ 为叶片空气动力学阻力和气孔阻力；\$T\_c\$、\$T\_i\$ 为植物叶片表温和植物附近

温度；\$w\_c\$、\$w\_a\$ 为植物和附近空气的绝对湿度；\$I\_{LA}\$ 为叶面积密度；\$\rho\$ 为空气密度；\$C\_P\$ 为固定大气压下空气比热。

其中，内部气流速度小于 \$0.1\text{ms}^{-1}\$，取：

$$r_a = 840 + \left(\frac{d}{|T_c - T_i|}\right)^{0.25}$$

采用多孔介质模型来模拟植物对空气流动的拖动效应通过源项加载到动量方程中体现。温室内植物在自然通风条件下将截获的太阳辐射以显热和潜热的形式与周围空气进行质热交换，温室中植物冠层与室内空气存在温差，植物-环境之间显热交换量主要由植物冠层的空气动力学特性决定，植物和环境之间的显热和潜热交换是一个动态过程，显热交换以能量的形式进行，计算所得的显热能量在能量控制方程中以源项的形式进行自定义。植物吸收太阳辐射通过蒸腾作用转化成汽化潜热，并影响室内相对湿度的分布，以自定义源项的形式增加到组分方程中求解。

### 2.3 离散化及边界条件

计算域的选取和网格划分的精细程度会对计算精度产生直接影响。考虑到展览温室尺寸较大以及计算机的实际计算能力，以温室实际空间为计算域建立模型。本文利用 ICEM CFD 18.0 划分非结构化四面体网格，并在天窗及入口处进行加密处理，以适应流场梯度变化大的要求，经反复尝试，最终生成 4486075 个网格。

表 2 边界条件

参数	边界条件值		
	2018.5.23	2018.5.24	2018.8.2
外界空气温度 (°C)	31	23.9	35
外界空气相对湿度	34.05%	57.13%	57.00%
外界风速 (m/s)	2.2	1.2	0
重力加速度	9.81	9.81	9.81
湍流强度	5%	5%	5%
湍流粘性比	10%	10%	10%
入口风压 (Pa)	2.9	1.3	0
出口风压 (Pa)	0	0	0
土壤温度 (°C)	23	19	35
ETFE 膜表面温度 (°C)	30	20.6	40.2

边界条件依据实验数据设置, 见表2。春季测试时风向为西南风, 温室入口位于西南方向, 夏季测试时无风。因此本文并未采用多数文献直接给出入口处风速的做法, 而是将入口处风速转换成风压, 尝试采用以通风口入口 (vent-inlet) 设定风压给定边界条件的方法来对通风状况下温室内环境进行模拟<sup>[26]</sup>, 避免扩大计算域导致的运算量较大的问题, 天窗边界条件设置为通风口出口 (vent-outlet) 边界。风速转换成风压的公式为:

$$p_0 = p_s + 0.5\rho v^2$$

式中,  $p_0$  为总压,  $p$  为静压,  $\rho$  为空气密度,  $v$  为风速。 $p_0$  和  $p_s$  都是表压。

材料的热学和光学属性如表3所示。

表3 材料光学和热学属性

Table 3 Material optical and thermal parameters

参数	ETFE膜	土壤	作物
密度/( $\text{kg}\cdot\text{m}^3$ )	1730	2000	1001
热导率/( $\text{W}(\text{m}\cdot\text{K})^{-1}$ )	2300	1550	3300
比热/( $\text{J}(\text{kg}\cdot\text{K})^{-1}$ )	0.33	1.58	0.4
吸收率	0	0.9	0.95
散射系数	0.3	-15	0
折射率	1.52	1.92	1.51
发射率	0.55	0.9	—

## 2.4 求解方法

求解过程是利用分离求解器以求解压力耦合方程组的半隐式方法 (SIMPLE) 进行迭代计算求解。选择体积力加权法进行压力离散。求解时, 求解器设为稳态分析, 以一阶迎风格式计算, 能量残差收敛标准设为  $10^{-6}$ , 其他变量残差收敛标准设为  $10^{-3}$ 。数值仿真以 ANSYS Fluent 18.0 作为通用 CFD 求解器。

## 3 结果与讨论

### 3.1 CFD 模型验证

图3给出了春季测试温室内各测点的温度实验值和模拟值。从图3可以看出第一次时温度模拟值与实测值偏差在  $0.1^\circ\text{C}\sim 2.1^\circ\text{C}$  之间, 最大误差为 7.95%, 平均误差 2.64%; 相对湿度模拟值与实测

值偏差在  $0\sim 9\%$  之间, 最大误差为 14.7%, 平均误差 9.81%。第二次测试时温度模拟值与实测值偏差在  $0^\circ\text{C}\sim 2.3^\circ\text{C}$  之间, 最大误差 11.17%, 平均误差 3.04%; 相对湿度模拟值与实测值偏差在  $0\%\sim 10\%$  之间, 最大误差 14.29%, 平均误差为 6.58%。距地面 1m 的平面测点 1~测点 20 的温度模拟值较实测值大, 其原因在于数值模型中忽略了温室地面蒸发作用和温室景观水池水面蒸发作用, 竖向测点 21~测点 29 温度模拟值较实测小, 可能的原因是仪器悬挂在高空, 无树木遮挡, 受到太阳辐射作用使测量值升高; 因温湿度的耦合作用, 相对湿度的情况相反。数值模拟结果能够较真实有效地反映实际温室内温、湿度情况。

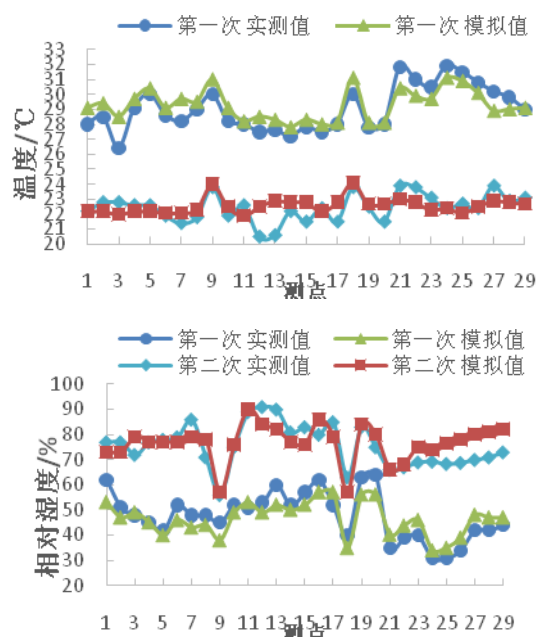


图3 温室内各测点温湿度度实测值和模拟值

Fig.3 The experimental and numerical air temperature in the greenhouse in spring

### 3.2 夏季温室热湿环境模拟

温室内距地 1m 处水平面温湿度、速度分布见图4。由图4可知, 室内温湿度高于室外温湿度, 进风口附近温度较低, 相对湿度较低。植物区东北区域温度比自然进风口附近高  $2^\circ\text{C}\sim 3^\circ\text{C}$ , 该区域相对湿度比自然进风口附近约高  $10\%\sim 20\%$ , 表明展览温室夏季自然通风有明显的降温除湿效果。进风口至植物区附近速度梯度明显, 整个植物区速度较

小, 约为 0.5m/s, 表明热压通风情况下植物的阻力作用对温室内气流有明显影响。

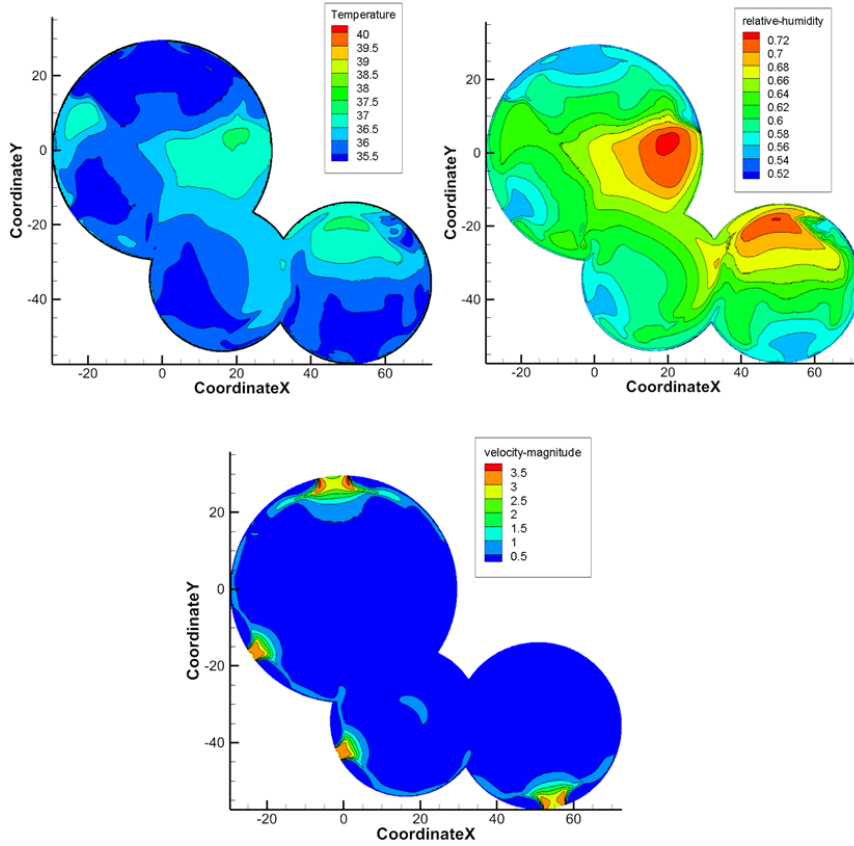


图 4 夏季温室内距地 1m 处水平面温湿度、速度分布

Fig.4 The air temperature, RH and velocity at the Z=1m plane in summer

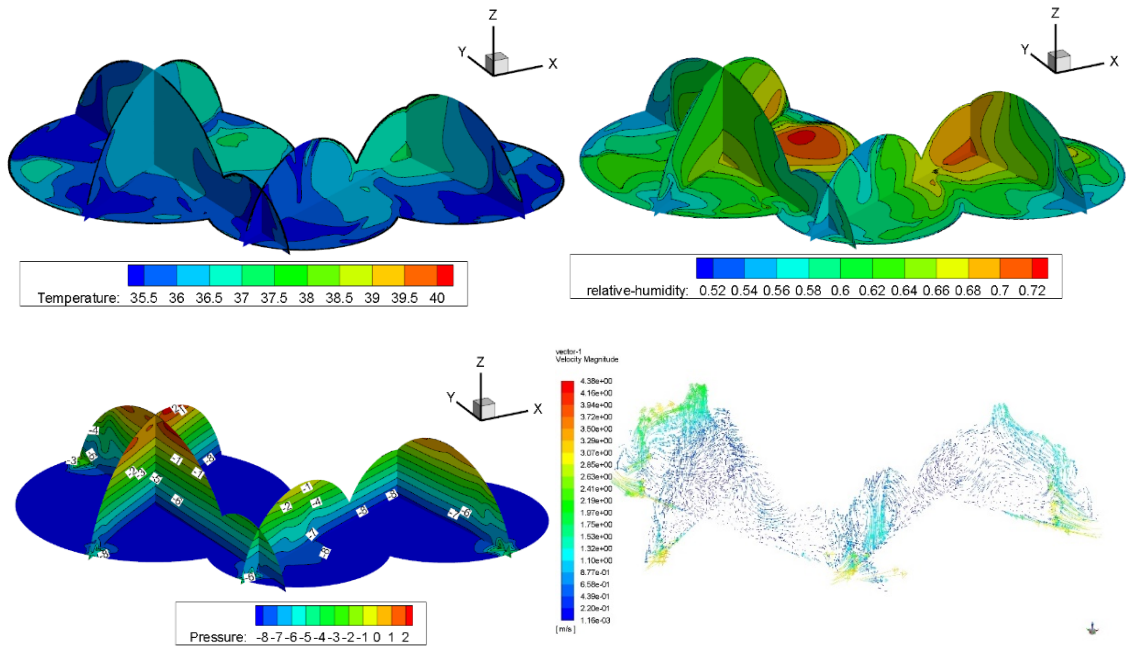


图 5 夏季温室温湿度、速度垂直分布

Fig.5 Vertical distribution of temperature, relative humidity and velocity in summer

分别选取温室入口中点处过对应圆顶地面圆心垂直截面, 各截面温湿度、压强、速度矢量分布

见图5。由图5可知，夏季晴天工况下温室内热压作用明显，出现明显的垂直压力梯度。由于温室高度达22m，而自然通风进风口位于底部且开口不大，因而中和面位置接近天窗；中部圆顶天窗以下均为负压，导致中部圆顶天窗出现回流，受回流影响中部圆顶室内空气温度较其他区域低，相对湿度较其他区域低。室外空气温度低于室内空气温度，进风气流在温室内受热后受热浮力作用攀升进而由天窗排出，温升大约为1.5℃~2℃。左边圆顶热压作用最为明显，因此该处天窗排风速度较右边圆顶天窗大。底部负压最低为-8Pa，与过渡季晴天工况底部负压最低为-11Pa相比，热压作用有所减弱。

夏季自然通风热湿环境数值模拟表明，植物区东北区域温度比自然进风口附近高2℃~3℃，该区域相对湿度比自然进风口附近约高10%~20%，表明展览温室夏季自然通风有明显的降温除湿效果。热压通风情况下植物的阻力作用对温室内气流有明显影响。室外空气温度低于室内空气温度，进风气流在温室内受热后攀升进而由天窗排出，温升大约为1.5℃~2℃。与过渡季晴天工况相比，夏季晴天工况下热压作用有所减弱。

### 3.3 自然通风开窗优化分析

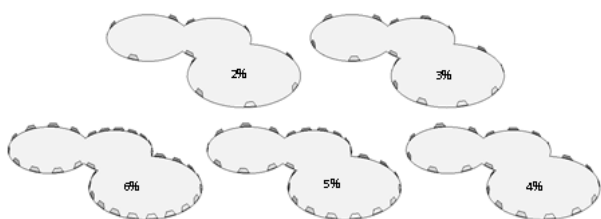


图5 温室底部开窗

Fig.5 Vent configuration at the bottom of greenhouse

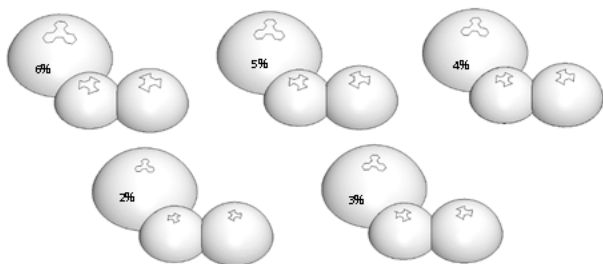


图6 温室天窗

Fig.6 Vent configuration at the top of greenhouse

如前所述，展览温室夏季自然通风有明显的降温除湿效果，开窗配置亦会影响自然通风效果。根

据 GB/T 18621-2002《温室通风降温设计规范》：自然通风温室在侧墙开有侧窗，在屋面开有天窗。侧窗面积通常为侧墙面积的一半以上；天窗面积不应小于温室覆盖地面面积的15%~20%，有时可用半个屋面开窗。GB/T 18621-2002《温室通风降温设计规范》更适用于农业设施，显然，简单套用该规范会使展览温室开窗面积过大，影响景观效果；此外，若是按照民用建筑设计中的通常做法开窗面积取地面面积的2%~5%，通风量是否能保证降温效果存在疑问。因此如何合理的设置开窗就显得非常有必要。下面就不同的开窗面积对自然通风的影响进行研究。温室底部开窗方案见图5，开窗面积分别为占地面面积的2%、3%、4%、5%、6%。温室天窗开窗方案见图6，开窗面积分别为占地面面积的2%、3%、4%、5%、6%。温室底部开窗和天窗共有25种开窗面积组合，分别进行模拟。模拟时边界条件与夏季测试时相同。

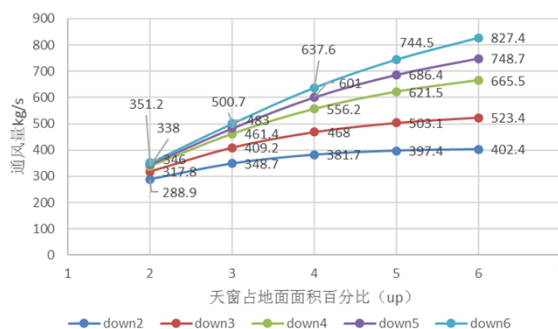


图7 不同进排风窗面积相对大小与通风量的关系

Fig.7 The relationship between the relative size of different air inlet and exhaust windows and ventilation capacity

底部开窗占地面面积比以 down 表示，天窗占地面面积比以 up 表示。25种开窗方案模拟结果见图7。由图7可知，当温室底部开窗占地面面积为2%时，增大天窗面积，温室通风量基本无增加。温室天窗占地面面积比为2%时，增大底部开窗面积，温室通风量基本无增加。当温室底部开窗占地面面积为3%时，天窗面积占地面面积比在4%~6%变化时，温室通风量变化梯度很小。温室天窗占地面面积比为3%时，底部开窗面积占地面面积比在4%~6%变化时，温室通风量变化梯度很小。设计时底部开窗占地面面积比和天窗占地面面积比均应大于3%。图中曲线斜率随底部开窗占地面

面积百分比的增大而增大,底部开窗占地面面积百分比为6%时斜率最大,即底部开窗占地面面积百分比为6%时,增加同样的天窗面积增加的通风量最多。

比较同样的开窗总面积的通风量,如图8所示,相同颜色标注的即为相同的总开窗面积,可以看数值总体上是沿斜线上升的(向右上方),说明天窗开窗面积对通风量的影响比底部开窗面积对通风量的影响更为显著。

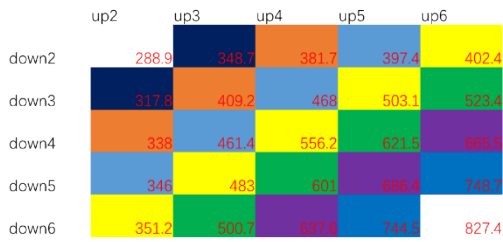


图8 相同开窗总面积下的通风量 (kg/s)

Fig.8 Ventilation volume under the same total area of windows

### 3.4 设计工况下温室热湿环境模拟

以连云港夏季通风室外计算温度为29.1℃、夏季通风室外计算相对湿度75%的设计工况,针对底部开窗面积占地面面积的6%,天窗面积占地面面积的5%的开窗方案进行热压通风模拟,其他边界条件不变并忽略植物产湿,其余边界条件与夏季测试时相同。设计工况下,植物区夏季最高温度应控制在35℃以下。

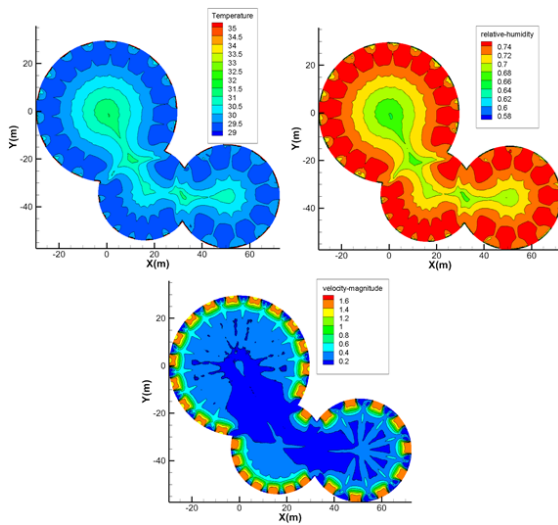


图9 夏季设计工况下温室内距地1m处水平面温湿度、速度分布

Fig.9 The air temperature, RH and velocity at the Z=1m plane under the design condition in summer

温室内距地1m处水平面温湿度、速度分布见图9。由图9可知,设计工况下温室距地1m处的温度大致在29.5~31℃,温度分布呈现中间高周围低的规律;设计工况下温室距地1m处的相对湿度大致在74%~68%,相对湿度分布呈现中间低周围高的规律。进风口至植物区附近速度梯度明显,整个植物区速度较小约为0.1~0.2m/s。

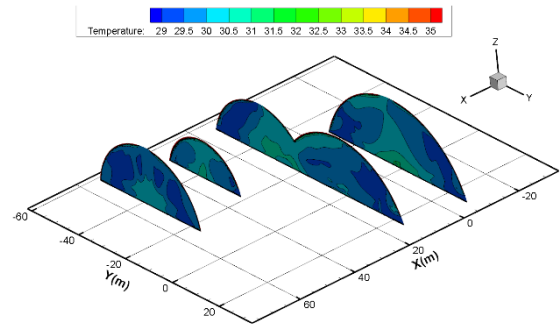


图10 夏季设计工况下温室各截面温度分布

Fig.10 Vertical distribution of temperature under the design condition in summer

分别选取温室X=-5m、X=15m、X=35m、X=55m截面,各截面温湿度、压强、速度矢量分布见图10、图11、图12、图13。由图10可知,温度内部温度约为29.5~31℃,温室中下部温度较高;由图11可知,温室内部相对湿度约为70%;温室中下部相对湿度较低;由图12可知,温室最低负压为-2Pa,最大正压为3.9Pa,与测试工况(负压最低为-11Pa,正压最高约为2Pa)相比,增加温室进风口面积,温室热压作用减弱;由图13可知,温室内部大部分气流速度较小,约为0.2m/s,进排风口速度较大,进排风口附近呈现较大的速度梯度。

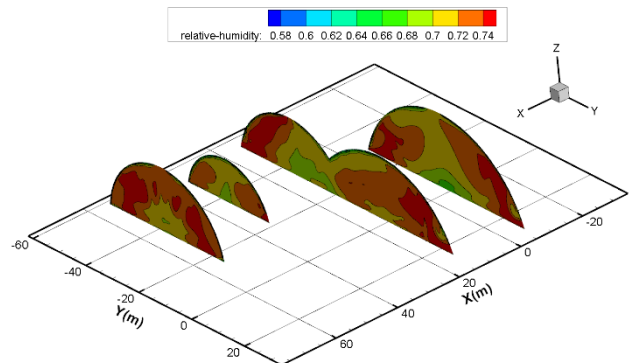


图11 夏季设计工况下温室各截面相对湿度分布

Fig.11 Vertical distribution of relative humidity under



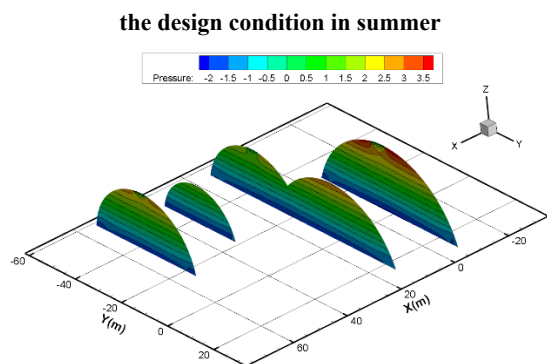


图 12 夏季设计工况下温室各截面压强分布

Fig.12 Vertical distribution of pressure under the design

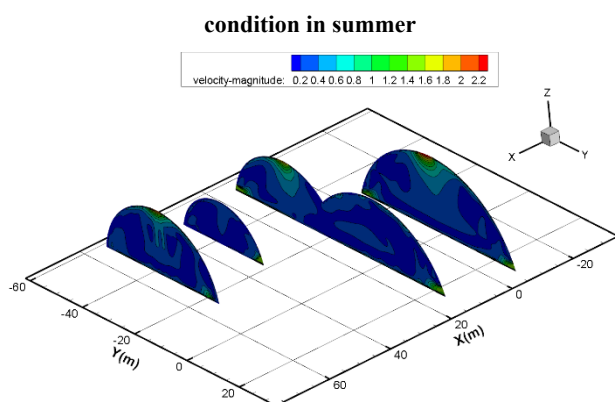


图 13 夏季设计工况下温室各截面速度分布

Fig.13 Vertical distribution of velocity under the design

condition in summer

## 4 结论

(1) 构建了高大空间展览温室自然通风 CFD 模型, 通过过渡季现场 2 组实验表明了 CFD 计算值与各测点平均温湿度实测值基本吻合, 平均温度的模拟值与实测值误差在 11.17% 以内, 平均相对湿度的模拟值与实测值误差在 14.7% 以内。采用多孔介质模型和组分传输模型所建立的 CFD 数值模型有效。

(2) 夏季自然通风热湿环境数值模拟表明, 植物区东北区域温度比自然进风口附近高 2~3℃, 该区域相对湿度比自然进风口附近约高 10%~20%, 表明展览温室夏季自然通风有明显的降温除湿效果。

(3) 热压通风情况下植物的阻力作用对温室室内气流有明显影响。室外空气温度低于室内空气温度, 进风气流在温室室内受热后攀升进而由天窗排出, 温升大约为 1.5~2℃。与过渡季晴天工况相比, 夏

季晴天工况下热压作用有所减弱。

(4) 底部开窗面积越大, 增加同样的天窗面积增加的通风量越多, 底部开窗占地面面积百分比为 6% 时, 增加同样的天窗面积增加的通风量最多。

(5) 天窗面积对通风量的影响比底部开窗面积对通风量的影响更为显著, 增加天窗面积对热压通风更为有利, 设计时应尽量增大天窗面积。

(6) 设计时应保证底部开窗占地面面积比大于 3% 和天窗占地面面积比大于 3%。

(7) 推荐底部开窗面积占地面面积的 6%, 天窗面积占地面面积的 5%。

(8) 夏季设计工况下温度约为 29.5~31℃, 满足热带植物生长环境温度不大于 35℃ 的要求。

## 参考文献:

- [1] 村上周三. CFD 与建筑环境设计[M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2007.
- [2] 侯翠萍, 马承伟. FIUENT 在研究温室通风中的应用[J]. 农机化研究, 2007, (7): 5-9.
- [3] 程秀花. 温室环境因子时空分布 CFD 模型构建及预测分析研究[D]. 镇江: 江苏大学, 2011.
- [4] 何科爽, 陈大跃, 孙丽娟, 等. 不同风况和开窗配置对夏季单栋塑料温室微气候的影响[J]. 农业机械学报, 2017, (12): 311-318.
- [5] 何科爽, 孙丽娟, 黄震宇, 等. 南方连栋塑料温室冬季通风除湿开窗优化[J]. 农业机械学报, 2012, 43(11): 186-191.
- [6] 吴飞青, 胥芳, 张立彬, 等. 基于多孔介质的玻璃温室加热环境数值模拟[J]. 农业机械学报, 2011, 42(2): 180-185.
- [7] WANG S, BOULARD T. Measurement and prediction of solar radiation distribution in full-scale greenhouse tunnels[J]. Agronomie, 2000, 20(1): 41-50.
- [8] BOURNET P E, SAOULD K, BOULARD T. Numerical prediction of the effect of vent arrangements on the ventilation and energy transfer in a multi-span glasshouse using a bi-band radiation model[J]. Biosystems Engineering, 2007, 98(2): 224-234.
- [9] 陈加浪, 陈大跃, 何科爽, 等. 单栋塑料大棚在高温低风速下的自然通风数值研究[J]. 农机化研究, 2011, 33(8): 19-22.
- [10] 程秀花, 毛罕平, 倪军. 风速对温室室内气流分布影响的 CFD 模拟及预测[J]. 农机化研究, 2010, 32(12): 15-18.

- [11] HUSSAIN S, OOSTHUIZEN P H. Numerical investigations of buoyancy-driven natural ventilation in a simple atrium building and its effect on the thermal comfort conditions[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2012,40(7):358-372.
- [12] BOULARD T, ROY J-C, POUILLARD J-B, et al. Modelling of micrometeorology, canopy transpiration and photosynthesis in a closed greenhouse using computational fluid dynamics[J]. *Biosystems Engineering*, 2017,158:110-133.
- [13] MISTRITIS A, ARCIDIACONO C, PICUNO P, et al. Computational analysis of ventilation in greenhouses at zero- and low-wind-speeds [J]. *Agricultural & Forest Meteorology*, 1997,88(1-4):121-135.
- [14] 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 [J]. *Biosystems Engineering*, 2012,112(1):22-34.
- [15] NEBBALI R, ROY J C, BOULARD T. Dynamic simulation of the distributed radiative and convective climate within a cropped greenhouse [J]. *Renewable Energy*, 2012,43:111-129.
- [16] 王福军. 计算流体动力学分析:CFD 软件原理与应用[M]. 北京:清华大学出版社,2004.
- [17] NEBBALI R, ROY J C, BOULARD T, et al. Comparison of the accuracy of different CFD turbulence models for the prediction of the climatic parameters in a tunnel greenhouse[J]. *Acta Horticulturae*, 2006, 719(719):287-294.
- [18] 程秀花, 毛罕平, 倪军. 基于 CFD 的自然通风玻璃温室湿热环境模拟与测试[J]. *扬州大学学报(农业与生命科学版)*, 2010,31(3):90-94.
- [19] 程秀花, 毛罕平, 伍德林, 等. 栽有番茄的玻璃温室室内空气场分布 CFD 数值模拟[J]. *江苏大学学报(自然科学版)*, 2010,31(5):510-514.
- [20] HE K, CHEN D, SUN L, et al. Effects of vent configuration and span number on greenhouse microclimate under summer conditions in eastern china[J]. *International Journal of Ventilation*, 2016,13(4): 381-396.
- [21] HE K-S, CHEN D-Y, SUN L-J, et al. The effect of vent openings on the microclimate inside multi-span greenhouses during summer and winter seasons[J]. *Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics*, 2015,9(1):399-410.
- [22] BOURNET P E, KHAOUA S A O, BOULARD T, et al. Effect of Roof and Side Opening Combinations on the Ventilation of a Greenhouse Using Computer Simulation[J]. *Transactions of the Asabe*, 2007,50(1): 201-212.
- [23] 吴飞青. 温室冬季热环境数值分析与实验研究[D]. 杭州: 浙江工业大学, 2010.
- [24] INC. A. ANSYS FLUENT 14 User 's Guide [S]. 2011.
- [25] MOLINAAIZ F D, VALERA D L, ÁLVAREZ A J, et al. A wind tunnel study of airflow through horticultural crops: Determination of the drag coefficient[J]. *Biosystems Engineering*, 2006,93(4):447-457.
- [26] 曹雯. 秋冬季南方单栋塑料温室小气候分析与温湿环境模拟研究[D]. 南京:南京信息工程大学, 2012.