doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2020.S1.055

热泵烘房结构及参数优化仿真设计

王振文[1,2]　吴　敏[1]　徐新民[3]　郑志安[1]

(1.中国农业大学工学院,北京 100083;2.北京机科国创轻量化科学研究院有限公司,北京 100083;
3.庐山市庐悠皇菊生物科技有限公司,庐山 332804)

摘要:为解决热泵烘房干燥过程中存在的产品品质不稳定、干燥效率低等问题,借助计算流体动力学(CFD)仿真软件进行了基于烘房内气流分布的数值模拟,分析了速度分布均匀性问题,并通过改进烘房结构及速度参数开展模拟仿真与分析。结果表明:空载条件下,设置导流板倾斜角度为 15°时,烘房内的气流分布效果较好;设置排风风速为 6 m/s 时气流均匀性效果较好,且对比得出排风速度对烘房内气流的影响最大;加载条件下,选择排风速度为 6 m/s 时可以较好地适应烘房干燥作业;排风速度为 6 m/s、导流板倾斜角为 15°组合下可以使气流分布更均匀。

关键词:烘房;气流分布;结构优化;计算流体动力学;数值模拟

中图分类号:S216.2　　**文献标识码**:A　　**文章编号**:1000-1298(2020)S1-0464-12

Optimal Simulation Design of Structure and Parameter in Heat Pump Drying Room

WANG Zhenwen[1,2]　WU Min[1]　XU Xinmin[3]　ZHENG Zhi'an[1]

(1. *College of Engineering*, *China Agricultural University*, *Beijing* 100083, *China*
2. *Beijing National Innovation Institute of Lightweight Ltd.*, *Beijing* 100083, *China*
3. *Lushan Luyou Huangju Biotechnology Co.*, *Ltd.*, *Lushan* 332804, *China*)

Abstract: The problems of unstable product quality and low drying efficiency of a heat pump drying room used in the drying process of chrysanthemum were investigated and tested. With the help of computational fluid dynamics (CFD) simulation software, the numerical simulation of airflow distribution in the drying room was carried out, and the uniformity of velocity distribution was analyzed. The results showed that under the condition of no load, the airflow distribution in the drying room was better when the tilt angle of the guide plate was set at 15°. The airflow uniformity was better when the exhaust wind speed was 6 m/s. The comparison showed that the exhaust velocity had the greatest influence on the airflow in the drying room. Under loading conditions, when the exhaust velocity was 6 m/s, it can better adapt to the drying operation in the drying room. When the exhaust velocity was 6 m/s and the inclination angle of the guide plate was 15°, the combined air distribution can be more uniform. The CFD method was used to simulate the flow field inside the drying room, which enabled to know the specific distribution of the flow field inside the drying room intuitively and clearly, which had great advantages for the study of the distribution uniformity of the flow field in the drying room. Based on the results of numerical simulation, structural optimization and drying room renovation were carried out to reduce the cost of research and realize scientific and efficient technical application.

Key words: drying room; airflow distribution; structure optimization; computational fluid dynamics; numerical simulation

0　引言

热泵干燥已成为很多农产品干燥的热门加工技术。热泵烘房结构和技术特点差异性较大,生产企业大多依靠经验来改善产品质量。对于造成产品品质差的原因,鲜有知晓,造成了资源的浪费。目前菊花干燥常用的方法以热风干燥为主,其中以空气能热泵作为热源的热风烘房应用较为广泛,热泵的中

收稿日期:2020-08-10　修回日期:2020-08-30

基金项目:北京市自然科学基金面上项目(6182022)和国家中药材产业技术体系项目(CARS-21)

作者简介:王振文(1992—),男,硕士生,北京机科国创轻量化科学研究院有限公司工程师,主要从事农产品干燥技术与装备研究,E-mail:wzw2020@alu.cau.edu.cn

通信作者:吴敏(1982—),女,副教授,博士生导师,主要从事农产品干燥技术与装备研究,E-mail:minwu@cau.edu.cn

低温干燥工艺和品质调控是研究的重点[1-3]。热泵干燥工作是依靠热气体对流原理，在风机的带动下进入到干燥区域加热物料，使得物料的水分蒸发，实现脱水。烘房内气流分布的均匀性是影响干燥特性及品质优劣的重要原因。烘房结构和工作部件设计的合理性将影响内部气流分布的均匀性，因此开展烘房结构改进优化至关重要。

借助计算流体动力学（Computational fluid dynamics，CFD）仿真方法实现工程应用设计成本的有效控制是可行的，数值模拟可以比较直观且清楚地解释烘房内部流场分布情况，对掌握烘房流场分布均匀性研究具有较大的优势。大量学者[4-13]通过模拟仿真方法对各类烘房进行了分析，结果表明数值仿真方法可以有效解析干燥烘房内部流场分布，提出改进设计方案和优化工艺参数，具有工程应用的可靠性，大大降低了研发成本。

本文以空气能为热源的热泵干燥设备为对象，借助 CFD 仿真技术对烘房内部的结构以及相关参数进行优化，通过结构及参数改进设计为干燥设备的更好应用提供指导。

1　热泵烘房模型建立及气流分布模拟方法

1.1　模型建立及网格划分

本文以庐山市某庐皇菊生产企业的热泵烘房为原型，主要由供热系统、温湿度控制系统、烘房保温箱体、烘房内部风循环系统等组成。烘房可划分为 3 个区域，如图 1 所示，其中包括热气流通过的上部通风道区域、热风干燥区域和干燥热风回流区域。烘房干燥所需的热量由空气能热泵及辅助加热设备提供，其散发的热量通过隔板上部的 4 个辅助散热轴流风机进行输送。烘房结构尺寸及物料架参数如表 1 所示。

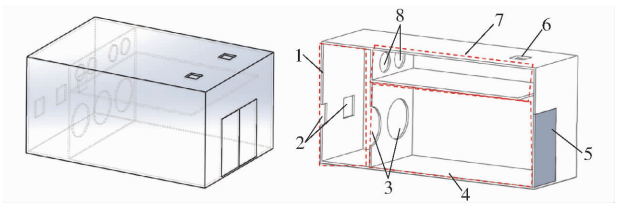


图 1　热泵烘房 3D 模型及剖面示意图

Fig. 1　3D model and diagrammatic cross-section of heat pump drying room

1. 热风回流区　2. 排湿风门　3. 循环风机　4. 实际干燥区　5. 烘房门　6. 补风口　7. 通风道区　8. 轴流风机

为了有效开展模拟分析，对烘房进行简化处理。选取干燥区域与上部通风道区域进行几何模型的构建，把上部 4 个轴流热泵风机与 3 个循环风机分别进行简化。干燥区域加载后物料架简化为16层

表 1　烘房主要技术参数

Tab. 1　Major technical parameters of drying room

参数	数值
烘房总的外形尺寸（长 × 宽 × 高）/（mm × mm × mm）	6 100 × 4 100 × 3 000
简化模型尺寸（长 × 宽 × 高）/（mm × mm × mm）	4 600 × 4 000 × 2 950
循环风机直径/mm	1 000
轴流风机直径/mm	500
热泵总功率/kW	36
排湿口尺寸（长 × 宽）/（mm × mm）	500 × 500
顶部补风口尺寸（长 × 宽）/（mm × mm）	400 × 400
门尺寸（长 × 宽）/（mm × mm）	2 100 × 1 800
物料架（8 个）尺寸（长 × 宽 × 高）/（mm × mm × mm）	1 850 × 1 000 × 1 800

30 mm 厚的物料层，物料层为多孔介质区域（物料为庐皇菊），简化烘房结构如图 2a、2b 所示。本烘房模型使用 ICEM CFD 进行非结构化网格与结构化网格组合的划分方式。空载烘房划分的网格数目约为 1.5×10^6，加载烘房（由于物料层需要较密的网格）划分的网格数目约为 3.0×10^6，烘房划分模型如图 2c、2d 所示。

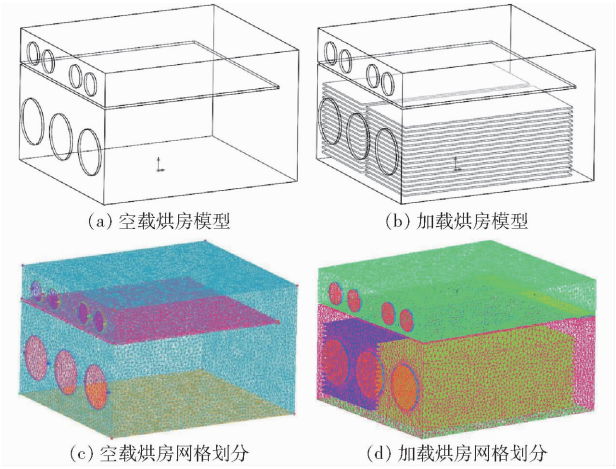


图 2　热泵烘房模型及网格划分

Fig. 2　Model and grid graph of heat pump drying room

1.2　基本假设

根据干燥烘房的结构特点以及热风干燥特性，对干燥过程中的一些物理量进行合理假设：

（1）采用对流方式加热物料，设置进风口温度为 40 ~ 70℃，温度较低，可忽略热辐射、热传导对物料的影响。

（2）烘房采用保温效果和绝热性能良好的烘烤专用泡沫保温板材料（厚度 5 cm）作为箱体保温材料，对外部热量损失较小，可作为绝热处理。

（3）假设干燥作业中通风排湿效果较好，可以较顺利地排除多余的热空气，且未出现热空气湿度过大凝结为水的现象。

(4)干燥开始后,烘房内部气流很快趋于稳定,在不改变内部条件下,对气流的模拟采用稳态求解。

(5)干燥过程会伴随水蒸气的产生与传递,烘房内流体运动包含了热空气与水蒸气两种。为了突出研究整个流场的分布变化,假设流体为 40℃的干热空气。

1.3 边界条件设定

烘房进风口处,由轴流风机带动热气流进入干燥区域,出风口处通过循环风机的负压排风实现。依据试验测量,选取了两种气流进出口边界条件和固体壁面边界条件。进风口选择速度进口边界条件,而出风口边界条件由于其负压循环风机的特殊性,所以初步选择速度进口边界条件和压力出口边界条件作为出口边界。烘房壁面不产生任何移动,且不与外界产生热量交换,壁面温度与常温环境下温度一致,所以壁面边界条件设置为无滑移、固定温度为 15°,不考虑壁面的粗糙程度。

1.4 数值模拟方法

本文研究的是低压下的湿热气体流动问题,选择压力基求解器并确定压强-速度的关联形式,进而选择 SIMPLE 求解算法,确定插值方法为二阶迎风格式。操作条件中,操作压强对于不可压缩理想气体流动和低马赫数可压流动十分重要,操作压强设置为标准大气压,且在 Y 轴(高度)反方向设置重力加速度为 $-9.81\ \mathrm{m/s^2}$,操作温度设置为 288.16 K,求解控制采用默认设置,收敛精度设置为 10^{-4}。

本试验中的流体为黏性湍流,选择 Realizable $k-\varepsilon$模型满足烘房内气流流场分布模拟试验的需求,该模型所对应的控制方程为[14-15]:

湍动能 k 方程

$$\rho\frac{\mathrm{d}k}{\mathrm{d}t}=\frac{\partial}{\partial x_i}\left(\mu_l+\frac{\mu_t}{\sigma_k}\right)+G_k+G_b-\rho\varepsilon \tag{1}$$

其中

$$G_k=\mu_t\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j}+\frac{\partial u_j}{\partial x_j}\right)\frac{\partial u_i}{\partial x_j} \tag{2}$$

耗散率 ε 方程

$$\rho\frac{\mathrm{d}\varepsilon}{\mathrm{d}t}=\frac{\partial}{\partial x_i}\left[\left(\mu_l+\frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon}\right)\frac{\partial\varepsilon}{\partial x_i}\right]+C_{1\varepsilon}\frac{\varepsilon}{k}(G_k+G_{\delta\varepsilon}G_b)-C_{2\varepsilon}\rho\frac{\varepsilon^2}{k} \tag{3}$$

其中

$$\mu_l=\rho C_\mu\frac{k^2}{\varepsilon}$$

式中 μ_l——层流黏性系数

μ_t——湍流黏性系数

ρ——流体密度 t——时间

x_i、x_j——位移在 i、j 方向的分量

u_i、u_j——流体速度在 i、j 方向的分量

G_k——层流速度梯度产生的湍流动能

G_b——浮力产生的湍流动能

C_μ——湍流常数,取 0.09

$G_{\delta\varepsilon}$——湍流扩散率

σ_k——湍动能的湍流普朗特数,取 1.0

σ_ε——耗散率的湍流普朗特数,取 1.3

$C_{1\varepsilon}$、$C_{2\varepsilon}$——经验常数,取 1.44、1.92

1.5 评价指标

为了有效地分析并真实反映模拟仿真后的流场均匀性的变化及分布特性,本文采取了 3 种评价指标。通过对 3 种指标分析,可以清晰且准确地得到烘房结构及参数的变化。

(1)气流分布云图

在 CFD 仿真模拟软件中,最直观的仿真数据展现方式是其速度、温度、压力等的分布云图[15-19]。本文主要以速度场云图的形式来描述[16-20]。

(2)平均速度

烘房内每一个监测截面处的气流平均速度大小,代表了其气流强度大小。平均速度越大,则其强度越大,越有利于气流在烘房的输送,排湿更加通畅[21]。

$$\overline{V}_a=\frac{\sum V_n}{n} \tag{4}$$

式中 $\overline{V}_a$——速度分布的总体均值,m/s

n——选取的监测点数

V_n——各监测点速度,m/s

(3)速度不均匀系数 M

为了评价烘房内部各截面速度分布的均匀性,引入速度不均匀系数 M[22],计算式为

$$M=\frac{\sigma_v}{\overline{V}_a}\times100\% \tag{5}$$

式中 σ_v——速度标准偏差

速度不均匀系数 M 越大,说明内部速度流场越不均匀;M 越小,则代表速度流场均匀性越好,也表明干燥后的产品均匀性或品质会越好。

2 热泵烘房速度场模拟结果与分析

2.1 网格无关性及可靠性验证

2.1.1 网格无关性

烘房模型网格划分为 560 692、845 828、1 143 236、1 499 828 和 2 792 885,共 5 种数目进行数值模拟。选取烘房模型($Y=1$ m,$Z=0$ m)时沿 X 轴方向气流速度分布来表征网格数目对气流运动的影响。气流速度分布图如图 3 所示,可以看出气流速度在不同位置点趋势相同,但是网格数为 560 692 时,在X轴(1.6 m,2.3 m)间气流速度与其他网格

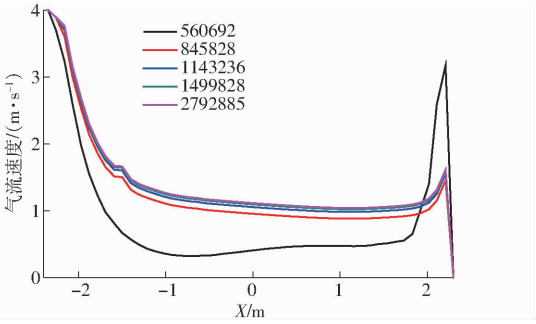


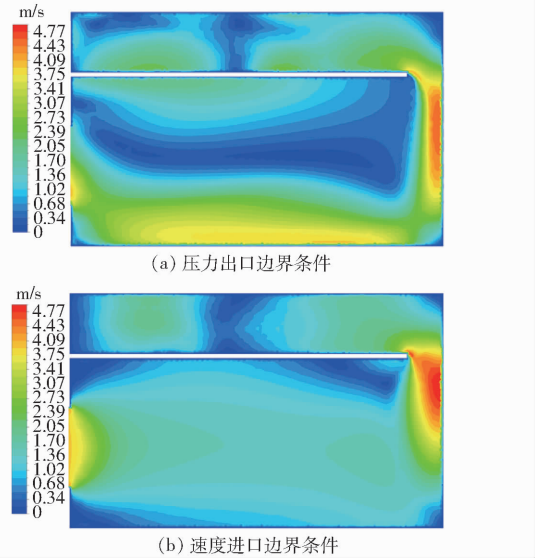
图 3　不同网格数下($Y=1$ m,$Z=0$ m)直线上的气流速度分布

Fig. 3　Distribution of airflow velocities ($Y=1$ m, $Z=0$ m) cross-section with different mesh number

下相差较大。网格加密后,模拟结果在 X 轴(1.6 m, 2.3 m)间气流速度差值稍大,这是因为在此处实际的气流变化较剧烈,引起误差增大。当加大网格密度后模拟速度趋势相同,可以满足仿真要求,选取网格数目为 2 792 885 进行模拟仿真计算。

2.1.2　Fluent 模拟可靠性

如图 4 所示,选取 $Z=0$ m 截面的速度场模拟云图进行对比和分析。由于通风通道处空间小、压力大,气流在此处集聚,使得气流速度变大。在气流本身的重力与墙壁的阻挡作用下,在烘房右上角直角壁面处产生低速区。干燥区域内,以压力出口边界条件作为出口边界的速度场模拟,在各监测截面中间区域均产生较大范围的低速区,中间部分区域速度基本为零。而靠近烘房底部区域速度最大,与其温度场底部温度大相一致。对于以速度进口边界条件作为出口边界的模拟,干燥区域的速度分布较均匀,且分布范围较广。仅在靠近右侧通风道、干燥区域顶部、底部以及循环风机上下部出现小范围的低风速区。表 2 为烘房 3 个截面的监测点实际温度及



(a) 压力出口边界条件

(b) 速度进口边界条件

图 4　$Z=0$ m 平面速度场分布云图

Fig. 4　Velocity field at $Z=0$ m plan

不同边界组合条件下模拟的温度。

表 2　截面监测点温度

Tab. 2　Temperature at monitoring point of section

截面	序号	温度/℃		
		A	*B*	*C*
$X=-1.60$ m	1	31.77	35.29	36.82
	2	32.30	34.18	36.80
	3	31.94	33.76	36.72
	4	31.72	33.73	36.65
	5	32.22	33.99	36.82
	6	31.88	33.67	36.30
	7	31.19	34.03	36.20
	8	31.93	33.63	35.79
	9	31.40	32.96	35.32
$X=0$ m	1	33.05	35.84	36.92
	2	33.33	33.54	36.67
	3	33.09	33.26	36.81
	4	33.02	34.31	36.59
	5	33.31	33.36	36.77
	6	33.02	32.68	36.63
	7	32.61	34.79	36.19
	8	33.10	33.01	36.38
	9	32.60	32.44	36.98
$X=1.60$ m	1	34.37	36.25	36.70
	2	35.23	32.68	36.71
	3	34.30	32.08	37.55
	4	34.31	35.72	36.46
	5	35.11	32.80	36.95
	6	33.92	32.10	37.18
	7	35.01	35.35	36.25
	8	34.95	32.17	36.80
	9	33.25	31.77	37.52

注:*A* 指以速度进口边界条件作为出口边界模拟所得温度,*B* 指以压力出口边界条件作为出口边界模拟所得温度,*C* 指试验测量所得温度。

对 $X=-1.60$ m、$X=0$ m、$X=1.60$ m 截面上的监测点数据进行对比分析。各平面监测点序号排序为 1 ~ 9,温度监测点相对误差如图 5 所示。

如图 5 所示,通过对比两种不同边界组合条件下的温度模拟数据与温度试验测量数据各监测截面的误差,可以发现速度进口边界条件作为出口边界模拟中的温度相对误差较平缓,误差波动较小,且相对误差在 14% 以内。在实际工程应用中,相对误差在 20% 以内都是可以接受的。而对于以压力出口边界条件为出口边界的模拟,其温度相对误差较大,不予考虑。综上,本试验将选取速度进口边界条件作为出口边界进行研究。

2.2　空载时烘房速度场模拟与分析

2.2.1　均风板位置对速度场的影响

在距离进风口为 1、2、3 m 处设置均风板,并分

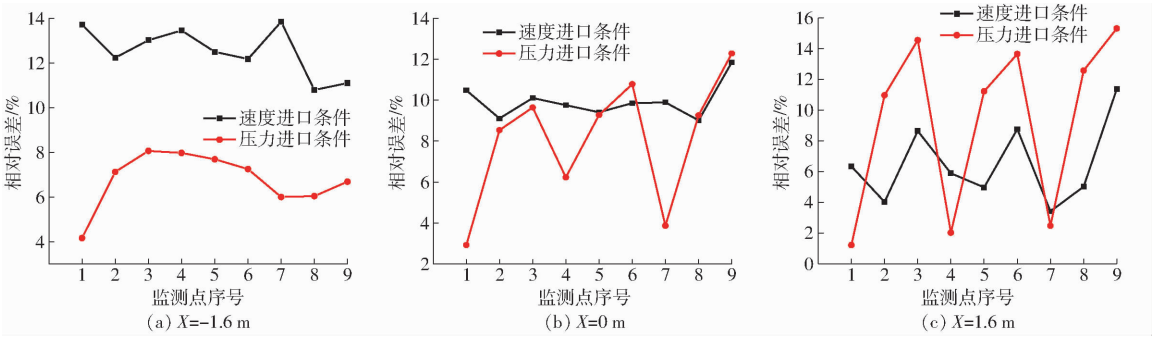


图 5 烘房截面温度监测点误差

Fig. 5 Error graph of temperature monitoring point of drying room

别对模型进行模拟计算。选取 $X-Y$ 平面上的两个截面($Z=0$ m,$Z=1.45$ m)进行分析。

从图 6a 可以看出,均风板左侧气流速度较低,经均风板后气流速度变大,通过均风板孔呈现较高速度的射流。对比均风板位于 1、2、3 m 处的速度场云图,可以发现均风板越靠近进风口,气流强度在进入干燥区域时越大。均风板位于 1、2 m 处的速度场云图,气流在进入干燥区域时速度较大,在惯性作用下一直运动到烘房底部才转而向干燥区域扩散。而均风板位于 3 m 处模型,其进入干燥区域时气流速度较小,扩散较快。气流在进入干燥区域时速度快,造成其右上部出现一定范围的气流低速区,均风板位于 3 m 处的速度场云图中气流低速区比其他两种模型的气流低速区小,速度更加均匀。通过对烘房内各截面的速度分布云图分析,认为距离进风口为 1 m 处设置均风板时烘房模型气流的均匀性较好。

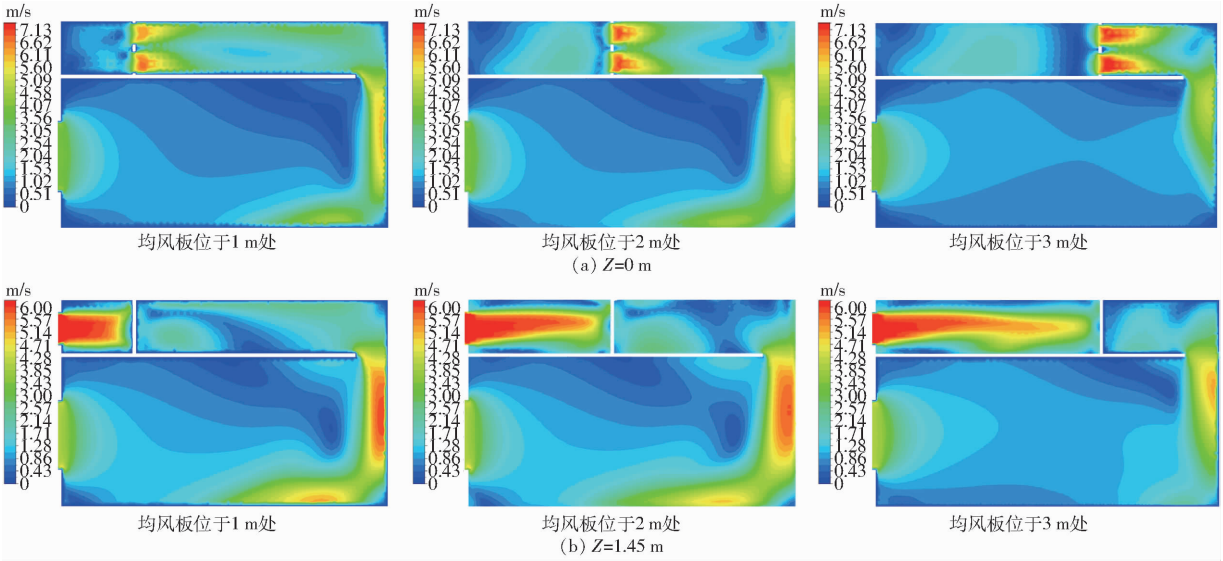


图 6 添加均风板时 $X-Y$ 平面速度场分布云图

Fig. 6 Velocity field at $X-Y$ plan with equalizing plate

为了更好地表现出烘房内气流的均匀分布情况,试验选取 $Y-Z$ 截面上部的矩形区域作为监测截面。因为,此处的气流均匀性和强度可以很好地表征进入到干燥区域的气流均匀性及强度大小。监测截面上的各监测点布置,Y 轴方向布置 4 行,Z 轴方向布置 21 列,各监测点之间的间距为 40 mm,截面共布置 84 个监测点。

由表 3 可知,原始模型平均速度最小,但速度不均匀系数较大。对于设置均风板后的模型,其平均速度与速度不均匀系数呈现正相关趋势。设置均风板后的各模型截面处的平均速度变化不大,但其速度不均匀系数变化较大。相比较而言,均风板位于 1 m 处的模型截面气流的均匀性更好,进入到干燥区域的气流也会更加均匀。

表 3 模型参数值

Tab. 3 Parameter values of model

参数	模型名称			
	原始模型	1 m	2 m	3 m
平均速度/(m·s^{-1})	2.25	2.27	2.30	2.35
速度不均匀系数 M	0.437 2	0.403 6	0.418 4	0.547 5

注:1 m、2 m、3 m 分别指设置均风板距离进风口为 1、2、3 m 处时模型。

2.2.2 导流板倾斜角对速度场的影响

在通风通道口处设置一块导流板,倾斜角选为

15°、25°、35°、45°，并进行模拟计算。选取 $X-Y$ 平面上的两个截面（$Z=0$ m，$Z=1.45$ m）进行分析。

从图 7 可知，从通风通道口处垂直进入的气流，在导流板的作用下往左侧干燥区域运动。由于导流板的导流作用，使得右上部低速区域较少，右下部低速区域增加。气流在进入干燥区域时的速度随着导流板倾斜角的增加而增加，这是由通风通道口处面积变小、压力变大所致。

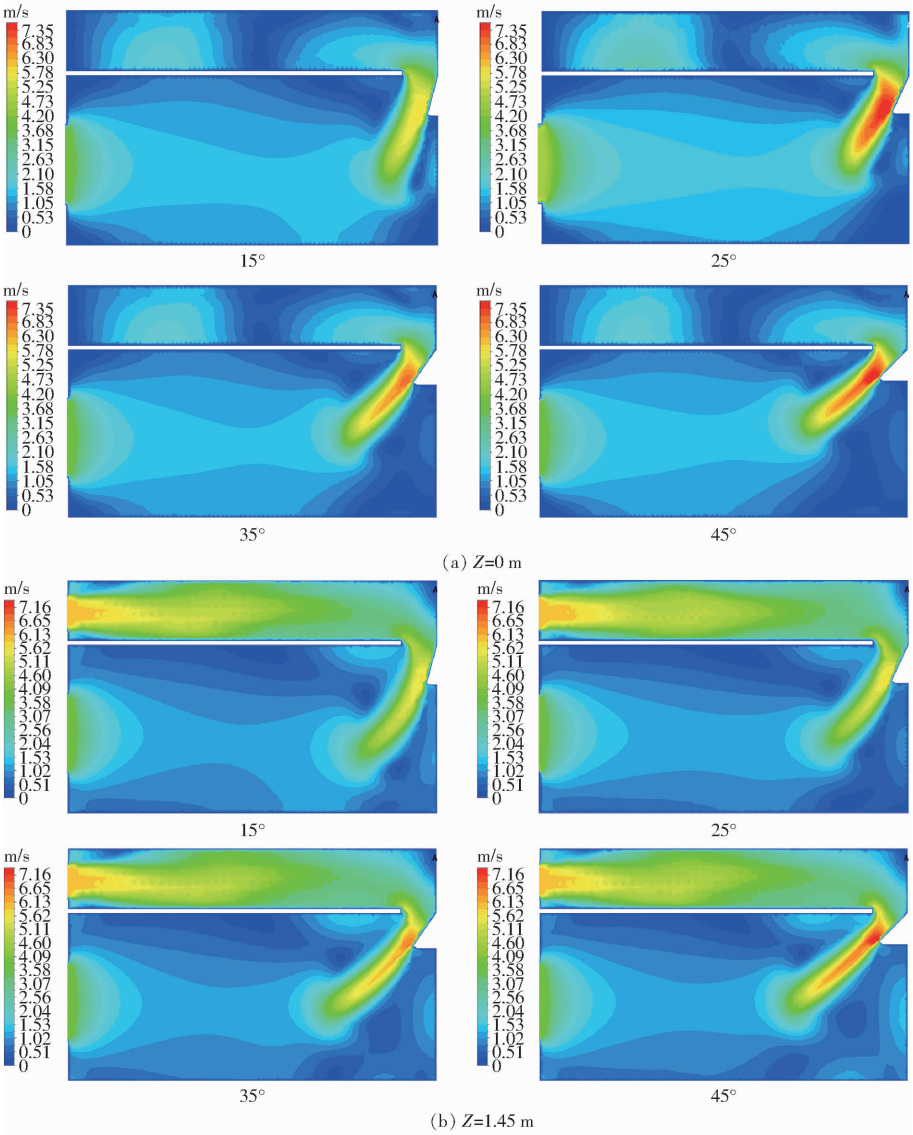


图 7　设置导流板时 $X-Y$ 截面速度场分布云图

Fig. 7　Velocity field at $X-Y$ plan with guide plate

试验选取了 $X-Z$ 平面上的 5 个截面进行分析，这 5 个截面基本覆盖了整个干燥区域空间。监测的截面沿 Y 轴方向分布，分别为 $Y=0.20$ m、$Y=0.60$ m、$Y=1.00$ m、$Y=1.40$ m、$Y=1.80$ m。监测截面上的各监测点布置为：X 轴方向布置 17 列，Z 轴方向布置 15 行，各监测点之间的间距为 60 mm，每层截面布置 255 个监测点，5 个截面共布置 1 275 个监测点。

从图 8a 可知，随着导流板倾斜角从 0°增加到 45°，在监测截面 1 000 mm 以下的区域，其平均速度越来越小；而对于监测截面 1 000 mm 以上的区域，随着导流板倾斜角的增加，其平均速度越来越大。由于导流板的作用，使得一开始进入干燥区域的气流由原来的气流垂直向下运动改为沿着导流板运动，烘房下部气流速度减小，而倾斜角越大，上部的气流速度也越大。因此，干燥区域底部和顶部的气流速度相对较小。从图 8b 可知，原始模型在 200 mm 截面处气流速度不均匀系数较大，随着高度增加速度不均匀系数先降低后增加。从整体上看，随着导流板倾斜角的增加，速度不均匀系数底部区域最小，越往上越大；气流均匀性，底部较好，越往上均匀性越差。综合分析，导流板倾斜角为 15°时的速度不均匀系数较小，其气流均匀性较好。

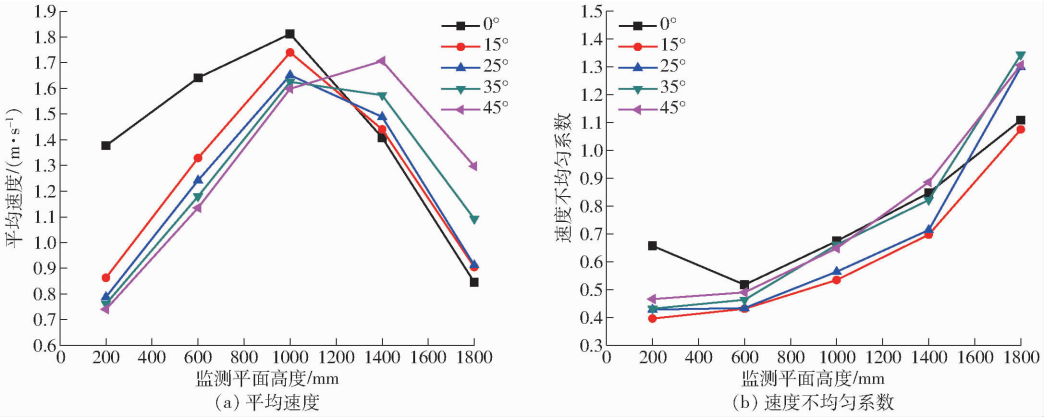


图 8 设置导流板时平均速度及速度不均匀系数分布曲线

Fig. 8 Distribution of average velocity and coefficient of velocity inhomogeneity

2.2.3 循环风机排风速度对速度场的影响

烘房内设置 3 台大型的负压循环风机,循环风用于气流的输送和进行气流的扰动,均匀化气流。其循环风机排风速度的大小,会引起内部流场均匀性的变化。本文考虑不同排风速度对烘房内气流分布的影响,进而选择最适合的速度参数。考虑到,烘房内排风速度过大会造成物料被从物料托盘架吹落,所以排风速度设置为 6、8、10 m/s,进而与原始设置数值 4 m/s 时进行对比分析。选取 $X-Y$ 平面上的两个截面($Z=0$ m,$Z=1.45$ m)进行分析。

从图 9 可以看出,随着循环风机排风速度的增加,从通风通道处进入的气流速度同样增加,烘房底部区域气流速度变大。原始设置排风速度为 4 m/s 时,从通风通道进入的气流动力不足,未到达烘房底部时速度已经变小。从图中可以发现,排风速度为 4 m/s 时,其低速区域范围较大,排风速度为 10 m/s 时,气流低速区域有所减少。

从图 10a 可知,循环风机排风速度越大,则各监测平面的平均速度越大。排风速度从 4 m/s 到 8 m/s,其平均速度变化较均匀,而当排风速度为 10 m/s 时,其烘房底部速度增加较大,变化较剧烈。由图 10b可知,沿烘房高度方向,每一监测截面的速度不均匀系数都不同。随着排风速度的增加,两层监测截面之间的变化趋势也不同。在 200 ~ 600 mm 和 1 400 ~ 1 800 mm 监测截面之间的区域,其速度不均匀系数随着排风速度的增加而减小;600 ~ 1 000 mm 监测截面之间的部分区域,其速度不均匀系数随着排风速度的增加而增大。烘房内循环风机排风速度不同,内部不同区域的气流分布也有所差别。

2.2.4 优化方案对比分析

通过对烘房顶部通风道设置均风板、通风通道口处设置导流板以及设置循环风机排风速度 3 种优化方案进行模拟分析,对比确定了每种优化方案的最佳选择:在通风道距离进风口 1 m 处设置均风板,其流场分布均匀性较好;在通风通道口处设置倾斜角度为 15°的导流板,其流场分布均匀性较好;循环风机排风速度设置为 6 m/s 时,其流场分布均匀性较好。

由图 11a 可知,3 种最佳优化方案下不同平均速度的对比情况。因为排风速度为 6 m/s 时循环风机速度大,所以使得整个烘房内的气流速度也大,5 个截面的平均速度为 2.45 m/s。距离进风口为 1 m 处设置均风板时,各截面的速度变化趋势与排风速度 6 m/s 时一致,5 个截面的平均速度为 1.47 m/s。而导流板倾斜角为 15°时速度变化情况是中间速度高,底部和顶部速度较低,5 个截面的平均速度为 1.26 m/s,略低于在距离进风口 1 m 处设置均风板的模型。由图 11b 可知,3 种最佳优化方案下不同速度不均匀系数的对比情况。可以看出,导流板倾斜角为 15°时几乎在任何一个截面处速度不均匀系数最小,且与其他两个优化方案趋势相同。循环风机排风速度为 6 m/s 时在烘房底部 200 mm 处速度不均匀系数较大,其他截面处都比在距离进风口 1 m 处设置均风板时的速度不均匀系数小。导流板倾斜角为 15°时与循环风机排风速度为 6 m/s 时的速度不均匀系数差别不太大。

2.3 加载时烘房速度场模拟与分析

烘房加载后,干燥区域摆放有两排共 8 个物料架,每个物料架可摆放 16 层物料,各层物料之间间距为 70 mm,假设物料层厚度为 30 mm。各层物料层采用多孔介质模型进行分析,物料选择庐皇菊,经试验测量得到多孔介质边界条件参数,各物料层粘性阻力系数 18 002.4、惯性阻力系数 76.2、孔隙率 0.69。

2.3.1 初始流场模拟与分析

热泵烘房循环风机初始设置的排风速度为 4 m/s,在此情况下对加载后烘房内部流场进行模拟分析。选择沿 Y 轴(高度)方向的 5 个截面进行分

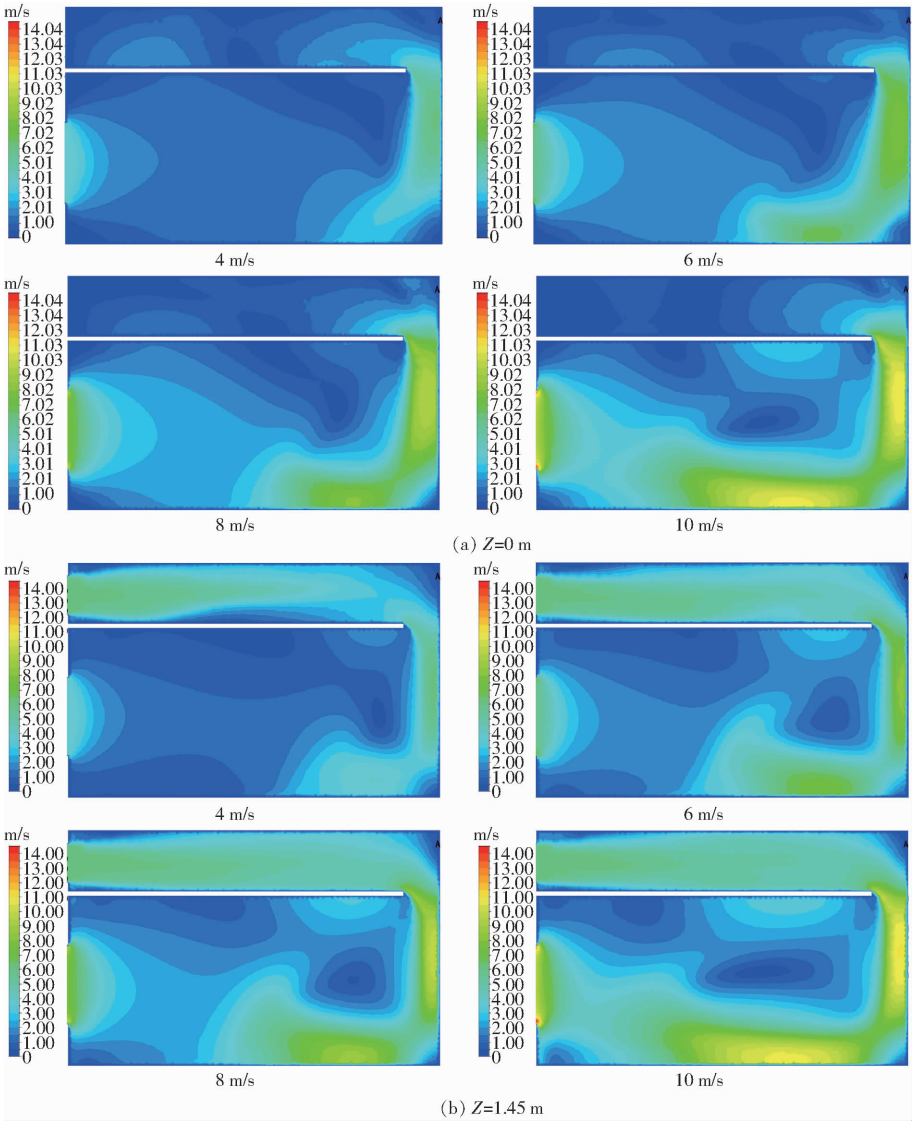


图 9　不同风速时 $X-Y$ 平面速度场分布云图

Fig. 9　Velocity field at $X-Y$ plan with different wind speeds

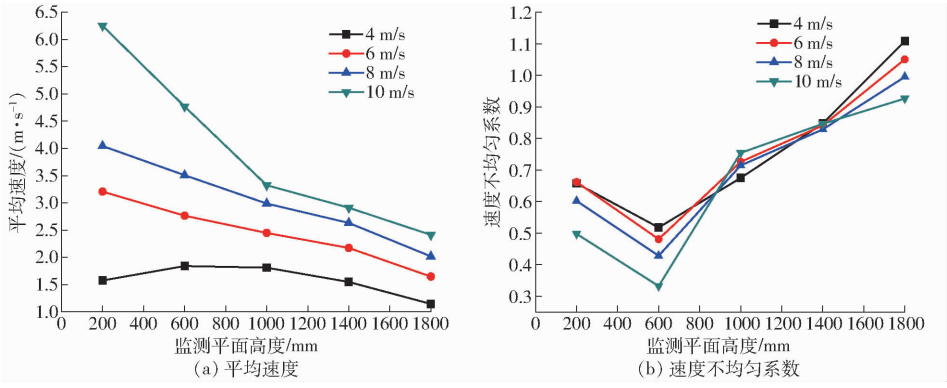


图 10　不同排风速度下平均速度及速度不均匀系数分布曲线

Fig. 10　Distribution of average velocity and coefficient of velocity inhomogeneity

析，同时选择 Z 轴（宽度）方向两个截面（$Z=0$ m，$Z=1.45$ m）进行分析。

如图 12a 所示为第 1 层物料上方截面，可以看出在此截面处速度分布比较均匀，仅在靠近右侧出风口位置有小范围的低速区域，而且此截面中间区域气流速度较大。因为烘房底部的高速气流在通过物料层时受到物料的阻力作用，气流速度变小，且在负压循环风机的带动下向右侧运动。中间区域有间隙，气流未受到阻力作用。对比图 12a、12b 可以看出，气流的均匀性有所变差，右侧低速区域范围有少

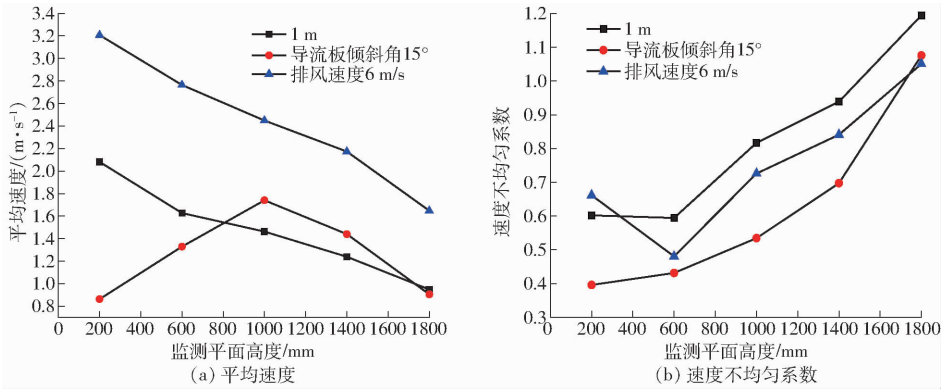


图 11 最佳优化方案下平均速度及速度不均匀系数分布曲线

Fig. 11 Distribution of average velocity and coefficient of velocity inhomogeneity in optimum scheme

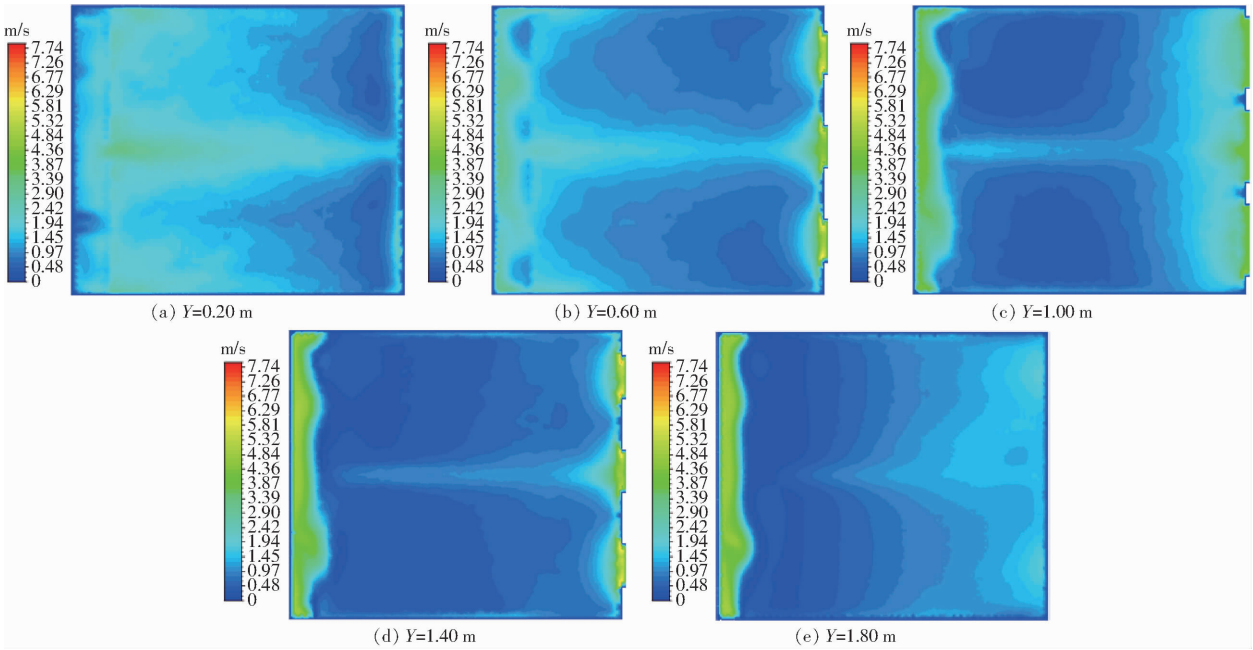


图 12 Y 轴方向各截面速度场分布云图

Fig. 12 Velocity field of each section in Y axis direction

许变大。由图 12c 可以看出,在此截面靠近左侧产生两个大范围的低速区域,且越靠近出风口处速度越大。原因在于从顶部通风道进入干燥区域的气流垂直进入干燥区域,并在负压循环风机的带动作用下使得此处产生低压低速区,与空载条件下的模拟情况相一致。总的来看,从图 12a 至 12d,这几个截面处的气流均匀性是逐渐变差的,到图 12e 时气流均匀性有所改善。

图 13 为沿 Z 轴方向两个截面的速度场分布云图,图 13a 截面为烘房 Z 轴方向中间平面,图 13b 截面为进风口与出风口同时存在的截面。由图可以看出在干燥区域右上部产生一定范围的低速气流,且当气流经过物料层时,速度有一定的下降。

2.3.2 不同循环风机排风速度模拟与分析

热泵烘房循环风机初始设置的排风速度为 4 m/s,考虑负压循环风机排风速度大小对加载烘

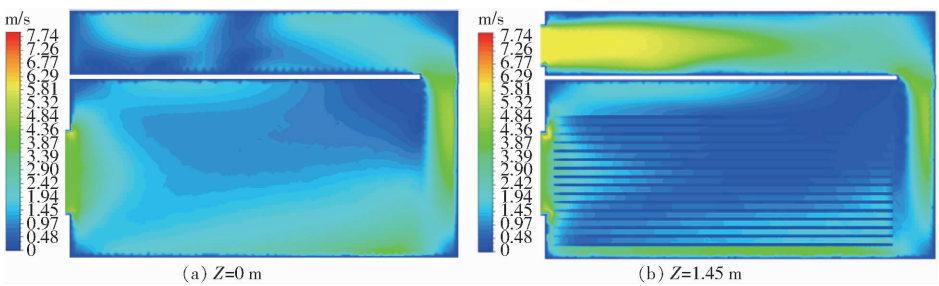


图 13 Z 轴方向各截面速度场分布云图

Fig. 13 Velocity field of each section in Z axis direction

房内干燥区域气流的影响，选择与空载条件下相同的 3 个参数（6、8、10 m/s）进行加载条件下的对比分析。选取 Z 轴方向 Z = 1.45 m 截面进行分析。

对比图 14 和图 13b，可以发现随着排风速度的增加，干燥区域右上部低速区有所减少，且物料层速度有一定的增加，速度均匀性有所改善。对比图 14，随着排风速度的增加，各物料层区域速度均匀性变化不大。

由图 15a 可以看出，同一排风速度下，各物料层上方截面处气流平均速度变化较均匀。随着排风速度的增大，其气流平均速度也逐渐增大。对比空载条件下的各截面平均速度，可以发现加载后的各截面处平均速度普遍低于空载条件下的平均速度，且各截面平均速度变化较均匀。由图 15b 可知，除了排风速度为 4 m/s 时气流速度不均匀系数较大外，排风速度为 6、8、10 m/s 时气流的速度不均匀系数变化较小。

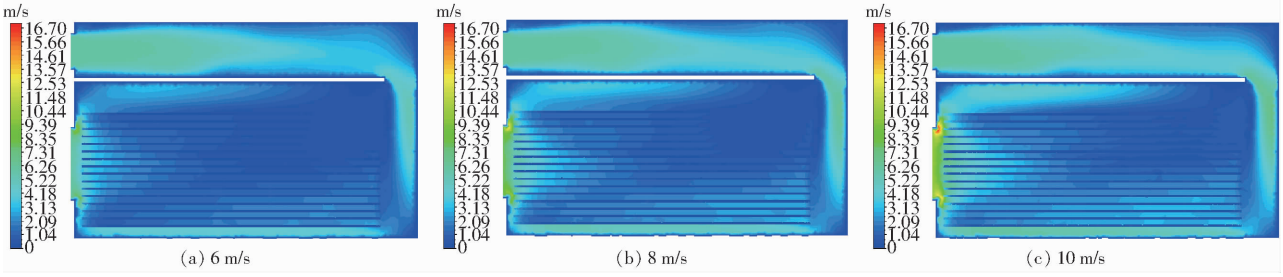


图 14　排风速度 6、8、10 m/s 时速度场分布云图

Fig. 14　Velocity field at exhaust velocity of 6 m/s, 8 m/s and 10 m/s

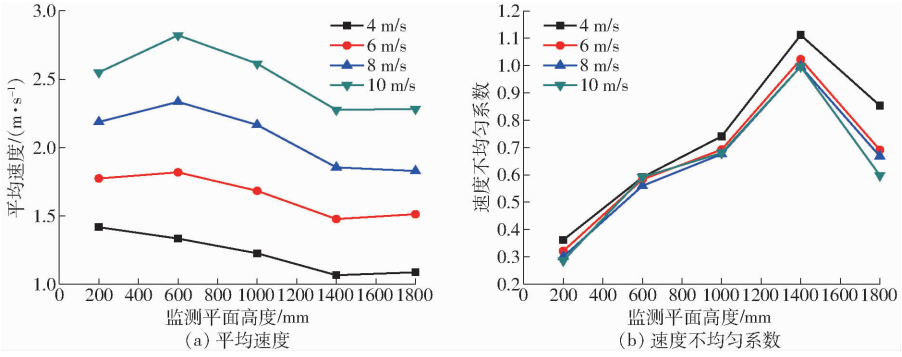


图 15　加载后平均速度及速度不均匀系数分布

Fig. 15　Distribution of average velocity and coefficient of velocity inhomogeneity with load

2.3.3　优化方案组合模拟与分析

在排风速度为 6 m/s 条件下，选择倾斜角为 15° 的导流板进行组合分析。

由图 16a 可知，在中间截面两侧形成了两个大范围低速区域，且此截面处速度普遍较低。主要原因是导流板的导流作用，使得大部分气流流向上部的物料层，第 1 层物料上部中间区域流速较小，且速度场均匀性较差。由图 16b ~ 16e 可以看出，设置倾斜角为 15°导流板后，其速度场的均匀性有一定的改善，速度场低速区域明显减少。

由图 17 可以看出，设置导流板后，干燥区域右上部低速区域减少较明显，且物料层气流速度有一定的增加，其气流均匀性有明显的改善。

由图 18a 可知，设置导流板后 Y = 200 mm 截面处平均速度远低于未设置导流板时，而从 Y = 600 mm 截面往上，设置导流板后的各截面平均速度均有所增加，且到 Y = 1 800 mm 截面时增加最大。由图 18b 可知，设置导流板后 Y = 200 mm 截面处的速度不均匀系数远高于未设置导流板时，此截面处的速度不均匀性较差。可考虑增加第 1 层物料架与烘房底部的距离或者第 1 层物料架上不摆放物料。从 Y = 600 mm 截面往上，设置导流板后的各截面速度不均匀系数均有一定程度的下降，下降幅度达到 10%。可以看出，从 Y = 600 mm 截面往上，设置导流板后的速度均匀性有很大的改善。

3　结论

（1）空载条件下，在距离进风口为 1 m 处设置均风板的模型气流均匀性更好；当导流板倾斜角度为 15°时，烘房内的气流分布效果最好；排风风速为 6 m/s 时气流均匀性最好。通过对以上 3 种优化方案进行对比发现，改变循环风机排风速度参数在很大程度上可以更显著改变烘房干燥区域的气流均匀性以及气流的强度。

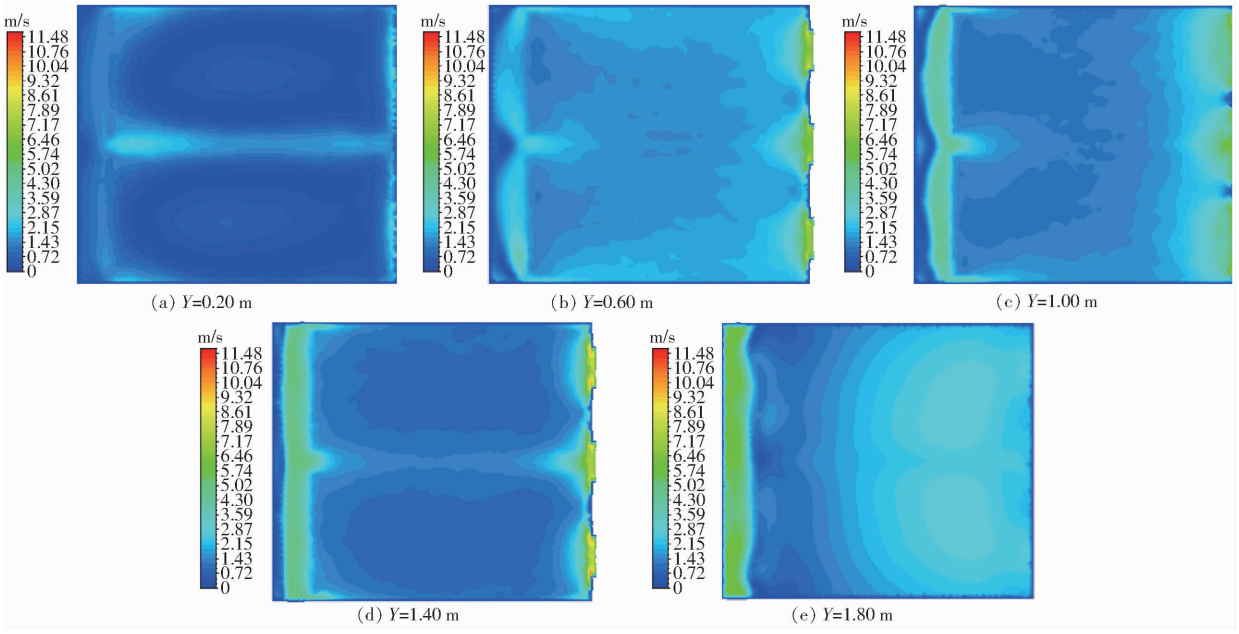


图 16 高度方向各截面速度场分布云图

Fig. 16 Velocity field of each section in height direction

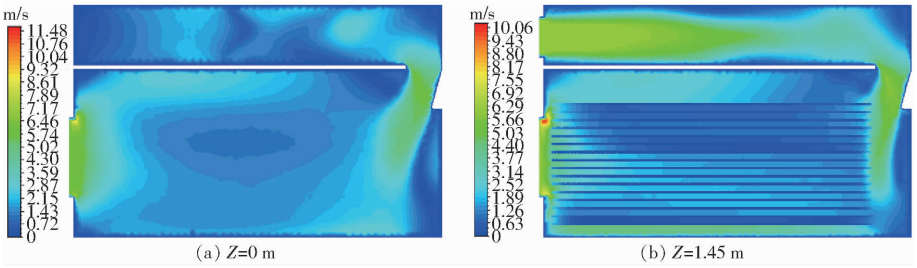


图 17 宽度方向各截面速度场分布云图

Fig. 17 Velocity field of each section in width direction

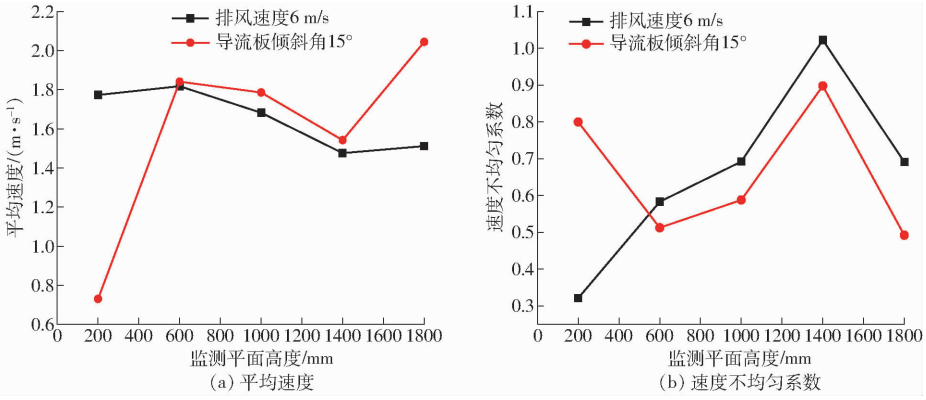


图 18 平均速度及速度不均匀系数分布

Fig. 18 Distribution of average velocity and coefficient of velocity inhomogeneity

(2)加载条件下,对不同排风速度时烘房内流场进行数值模拟,发现加载后烘房内物料层区域的速度变化较均匀,但由于物料层的阻挡作用,各截面处气流速度降低较多。经优化后选择排风速度为 6 m/s 时可较好地适应烘房干燥作业。

(3)在排风速度为 6 m/s 条件下,设置倾斜角为 15°导流板,发现在烘房内大部分区域气流的均匀性得到改善,而且内部的气流流动强度也有很大提升。因此,在烘房加载条件下,排风速度为 6 m/s、导流板倾斜角为 15°时的组合较优。研究结果为热泵烘房的结构优化和改进设计提供技术方案和理论指导。

参 考 文 献

[1] 常瑞虎，刘柯楠. 当归干燥室设计及流场仿真分析[J]. 机械设计与制造工程，2018,47(12):115－117.
CHANG Ruihu，LIU Kenan. Design and flow field simulation analysis of the angelica drying chamber[J]. Machine Design and Manufacturing Engineering，2018,47(12):115－117.（in Chinese）

[2] 戴源德，韩祥涛，杜海存，等. 热泵干燥菊花特性实验研究[J]. 热科学与技术，2017,16(6):478－484.
DAI Yuande,HAN Xiangtao,DU Haicun,et al. Experimental study on characteristics of chrysanthemum dried by heat pump[J]. Journal of Thermal Science and Technology，2017,16(6):478－484.（in Chinese）

[3] 刘道奇，范传辉，董慧锋，等. 基于 Fluent 的负压式电加热干燥机内部流场分析与机构参数优化[J]. 食品与机械，2017,33(9):94－98,191.
LIU Daoqi,FAN Chuanhui,DONG Huifeng,et al. Analysis of internal flow field and optimization of mechanism parameters of negative pressure electric heating dryer based on Fluent[J]. Food & Machinery,2017,33(9):94－98,191.（in Chinese）

[4] 李赫，张志，任源，等. 基于 FLUENT 的菊花热风干燥流场特性仿真分析[J]. 食品与机械，2018,34(10):133－138.
LI He，ZHANG Zhi，REN Yuan，et al. Simulation analysis of flow field characteristics of chrysanthemum drying based on FLUENT[J]. Food & Machinery,2018,34(10):133－138.（in Chinese）

[5] 霍二光. 菊花烘干室内气流组织模拟与优化研究[D]. 南昌：南昌大学，2016.

[6] 王健，董继先，王栋，等. 果蔬干燥箱气流分配室的数值模拟与结构优化[J]. 陕西科技大学学报，2019,37(1):128－134.
WANG Jian,DONG Jixian,WANG Dong，et al. Numerical simulation and structure optimization of air distribution chamber in fruit and vegetable drying box[J]. Journal of Shaanxi University of Science，2019,37(1):128－134.（in Chinese）

[7] 田松涛，高振江. 基于 Fluent 的气体射流冲击烤箱气流分配室改进设计[J]. 现代食品科技，2009,25(6):612－616.
TIAN Songtao，GAO Zhenjiang. Improved design of airflow distribution chamber in air-impingement oven based on Fluent[J]. Modern Food Science and Technology，2009，25(6)：612－616.（in Chinese）

[8] 代建武，肖红伟，白竣文，等. 气体射流冲击干燥机气流分配室流场模拟与结构优化[J]. 农业工程学报，2013,29(3):69－76.
DAI Jianwu，XIAO Hongwei，BAI Junwen，et al. Numerical simulation and optimum design on airflow distribution chamber of air-impingement jet dryer[J]. Transaction of the CSAE，2013，29(3)：69－76.（in Chinese）

[9] 李淑国，杨薇，张付杰，等. 农产品空气能热泵烘房温度场的数值模拟与验证[J]. 保鲜与加工，2020,20(1):133－139.
LI Shuguo,YANG Wei,ZHANG Fujie,et al. Numerical simulation and serification on semperature sield in sir snergy seat sump srying soom for sgricultural sroducts[J]. Storage and Process,2020,20(1):133－139,148.（in Chinese）

[10] 李若兰. 空气能热风式枸杞烘干机流场均匀性模拟研究[D]. 西安：西安科技大学，2019.

[11] ANANDHARAMAKRISHNAN C. Computational fluid dynamics（CFD）modeling of an electrical heating oven for bread-baking process[J]. Journal of Food Engineering，2010,100(3):452－460.

[12] DEMISSIE P，HAYELOM M，KASSAYE A，et al. Design，development and CFD modeling of indirect solar food dryer[J]. Energy Procedia，2019,158:1128－1134.

[13] AMANLOU Y，ZOMORODIAN A. Applying CFD for designing a new fruit cabinet dryer[J]. Journal of Food Engineering，2010,101(1):8－15.

[14] 孙帮成，李明高. ANSYS FLUENT 仿真分析与优化设计[M]. 北京：机械工业出版社，2014.

[15] 赵春江，韩佳伟，杨信廷，等. 基于 CFD 的冷藏车车厢内部温度场空间分布数值模拟[J/OL]. 农业机械学报，2013,44(11):168－173.
ZHAO Chunjiang，HAN Jiawei，YANG Xinting，et al. Numerical simulation of temperature field distribution in refrigerated truck based on CFD[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery,2013,44(11):168－173. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx? flag=1&file_no=20131130&journal_id=jcsam. DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2013.11.030.（in Chinese）

[16] 吕豪，吕黄珍，王雷，等. 微波-热风振动流化床干燥机设计与试验[J/OL]. 农业机械学报，2019,50(6):344－351,248.
LÜ Hao,LÜ Huangzhen,WANG Lei，et al. Design and experiment of microwave－hot-airflow vibrating dryer[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery,2019,50(6):344－351,248. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx? flag=1&file_no=20190640&journal_id=jcsam. DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2019.06.040.（in Chinese）

[17] MENASRIA F，ZEDAIRIA M，MOUMMI A. Numerical study of thermohydraulic performance of solar air heater duct equipped with novel continuous rectangular baffles with high aspect ratio[J]. Energy，2017,133(15):593－608.

[18] ROMERO V M，CEREZO E，GARCIA M I，et al. Simulation and validation of vanilla drying process in an indirect solar dryer prototype using CFD Fluent program[J]. Energy Procedia，2014,57:1651－1658.

[19] 闫一野，陈海峰，张士玺. 基于 Fluent 的木材压干窑风速均匀性数值模拟[J]. 中南林业科技大学学报，2012，32(2)：151－154.
YAN Yiye，CHEN Haifeng，ZHANG Shixi. Numerical simulation of wind velocity homogeneity in wood press-drying kiln based on Fluent[J]. Journal of Central South University of Forestry & Technology，2012，32(2):151－154.（in Chinese）

[20] DARABI H，ZOMORODIAN A，AKBARI M H，et al. Design a cabinet dryer with two geometric configurations using CFD[J]. Journal of Food Science & Technology，2015,52(1):359－366.

[21] 任海伟，李金平，刘增光，等. 太阳能干燥室内部气流场分布 CFD 数值模拟[J/OL]. 农业机械学报，2012,43(增刊):235－238.
REN Haiwei,LI Jinping,LIU Zengguang,et al. Numerical simulation of airflow fields in solar drying chamber by CFD[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery,2012,43(Supp.):235－238. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx? flag=1&file_no=2012s48&journal_id=jcsam. DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2012.S0.048.（in Chinese）

[22] 雷贤良，李会雄，张庆，等. 锅炉转向室烟气调节屏的调节性能与优化设计[J]. 华中科技大学学报(自然科学版)，2011,39(10):128－132.
LEI Xianliang，LI Huixiong，ZHANG Qing，et al. Regulation performance and optimal design of the gas adjust-screen in boiler steering rooms[J]. Journal of Huazhong University of Science and Technology(Natural Science Edition)，2011，39(10)：128－132.（in Chinese）