

文章编号:1671-6833(2020)01-0008-05

生猪转运车烘干房风系统优化研究

李会知<sup>1</sup>, 翟 参<sup>1</sup>, 肖方怡<sup>1</sup>, 邢金超<sup>2</sup>

(1.郑州大学 土木工程学院,河南 郑州 450001; 2.郑州力之天农业科技有限公司,河南 郑州 450001)

**摘 要:** 生猪转运车烘干房用于杀灭车内的细菌和病毒,避免生猪感染疾病。初步设计的烘干房存在升温期能耗偏大和烘干区域温度场、风速场不够合理的问题。通过现场试验和数值仿真模拟相结合的方法,对烘干房的风系统进行了优化改进研究。首先,利用烘干房现场试验数据,检验数值仿真模拟研究方法的可行性;然后,通过分别改变烘干房送风口位置、后置风机位置和送风工艺参数进行仿真模拟优化,得出合理的风系统设计形式和参数。研究表明:送风工艺参数优化后,烘干房一次升温理论能耗成本降低了 16%。

**关键词:** 烘干房; 数值仿真模拟; Airpak; 优化研究; 能耗计算

**中图分类号:** TU834. 3+3      **文献标志码:** A      **doi:**10. 13705/j.issn.1671-6833. 2019.04. 004

0 引言

在生猪转运过程中,为防止猪只在车内遭遇疾病感染,转运车在进入养殖场之前需进行彻底的清洗、消毒和烘干。最后的烘干效果直接决定了清洗、消毒后车上的病菌是否除尽。利用烘干房在生猪转运车车身内部形成合理的温度场和风速场,保证车辆快速干燥,投入运营,提高了车辆的利用效率 and 经济效益。

郑州力之天农业科技有限公司和郑州大学合作研发了专利产品<sup>[1]</sup>,在此基础上初步建造的生猪转运车烘干房,存在升温期能耗偏大和烘干区域温度场、风速场不够合理的问题。如果现场不断调整烘干房风系统布置形式进行流场优化和测量试验研究,必将取得可靠的成果,但存在工作量大、周期长、成本高等问题。

由于畜牧转运车烘干房的研究不成熟,笔者在研究中借鉴了汽车涂装烘干房<sup>[2-4]</sup>和茯茶烘房<sup>[5-7]</sup>的干燥技术。研究中首先利用初步设计的烘干房进行现场试验,检验数值仿真模拟研究方法的可行性;然后,通过分别改变烘干房送风口位置、后置风机位置和送风工艺参数来进行数值仿真模拟优化,在车辆烘干区形成合理的温度场和风速场,得出合理的风系统设计形式和参数,为生

猪转运车烘干房的设计改进提供依据,为其他畜牧运输车辆烘干房的研究提供参考。

1 数值模拟及验证

1.1 物理模型

初步设计的烘干房主要由燃烧系统、热风烘干系统、智能化控制系统和烘干房室体 4 部分组成。燃烧室加热新风后送入烘干室内,烘干室采用侧墙送风、顶部排风的气流组织方式,并利用后置风机来加速室内气流循环。

烘干房的物理模型如图 1 所示。把车辆模型简化为车头、车轮、车身侧栏杆、车身底板 4 部分,并对烘干房内结构进行一定程度的简化。表 1 为烘干房结构形式,表 2 为烘干房风系统参数。

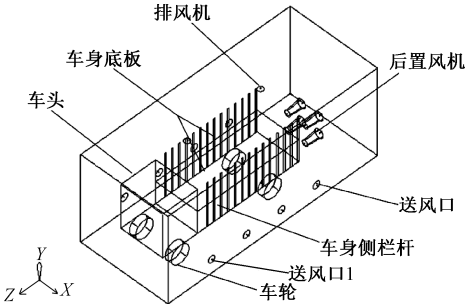


图 1 烘干房物理模型

Figure 1 Physical model of the drying room

表 1 烘干房结构形式

外形尺寸/m	墙体材料	屋面材料	进出口形式
12×5×5	200 mm 厚 加气混凝土砌块	200 mm 厚现 浇钢筋混凝土屋面板	升降式铝 合金卷 帘门

表 2 烘干房风系统参数

送风口 数量/个	送风 口间 距/m	送风 口直 径/m	后置 风机 数量/ 个	后置 风机 高度/ m	后置 风机 间距/ m	排风 口数 量/个	排风 口直 径/m
2×4	2	0.38	2×2	0.8、 1.8	1	2	0.3

1.2 控制方程

烘干房内空气为低速、不可压缩湍流流动气体,且遵循基本物理守恒规律。

(1)质量守恒方程:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0。$$
 (1)

(2)动量守恒方程:

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \text{div}(\rho u \vec{u}) = \text{div}[\mu \cdot \text{grad}(u)] - \frac{\partial p}{\partial x} + S_u。$$
 (2)

$$\frac{\partial(\rho v)}{\partial t} + \text{div}(\rho v \vec{u}) = \text{div}[\mu \cdot \text{grad}(v)] - \frac{\partial p}{\partial y} + S_v。$$
 (3)

$$\frac{\partial(\rho w)}{\partial t} + \text{div}(\rho w \vec{u}) = \text{div}[\mu \cdot \text{grad}(w)] - \frac{\partial p}{\partial z} + S_w。$$
 (4)

(3)能量守恒方程:

$$\frac{\partial(\rho T)}{\partial t} + \text{div}(\rho u \vec{T}) = \text{div}\left(\frac{k}{c_p} \text{grad} T\right) + S_T。$$
 (5)

方程(1)~(5)联立湍流模型方程可构成封闭方程组对温度场、风速场进行求解。湍流计算模型选择标准  $k-\varepsilon$  模型<sup>[8]</sup>。

1.3 网格划分

使用 Airpak 数值模拟软件划分六面体网格,并对风口位置等进行局部加密处理。采用 4 套网格进行网格独立性考核,经过计算和结果处理,当网格数在  $20 \times 10^4$  时即可满足网格无关性要求<sup>[9]</sup>。笔者选取总网格数量为 214 086,图 2 为烘干房各坐标轴中部网格示意图。

1.4 数值方法

选择 Reynolds 时均法作为本文的数值模拟方法,有限体积法 FVM 作为离散方法,对控制方

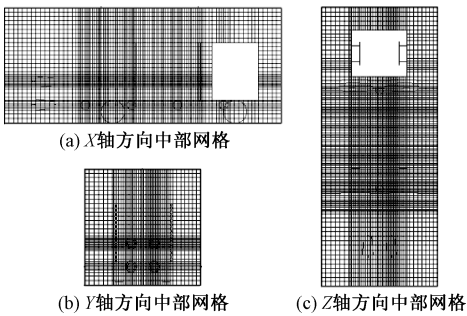


图 2 烘干房网格示意图

Figure 2 Grid of the drying room

程进行离散化后,选取分步法进行迭代求解。

使用 Airpak 进行模拟求解,根据烘干房物性参数设置边界条件,选择离散辐射模型,采用双精度求解器<sup>[10]</sup>,并采用 SIMPLE 算法<sup>[11]</sup>。动量、温度、湍流动能、湍流耗散率等项选用一阶迎风格式。

1.5 试验验证

现场试验选取 1 个温度测点和 7 个速度测点来验证模拟结果准确性,速度测点布置在车身左侧栏杆距墙 1.25 m、高为 0.8 m 处,测点间隔 1.5 m;温度测量探头布置在一层猪笼地板中部,高度 1.8 m 处。试验开始后每隔 60 s 记录一次温度读数,测得 600 s 温升数据。在室内流场充分发展并稳定后进行风速测量,每个测点读数 6 次并取其算术平均值,图 3 为试验数据与数值模拟结果对比。

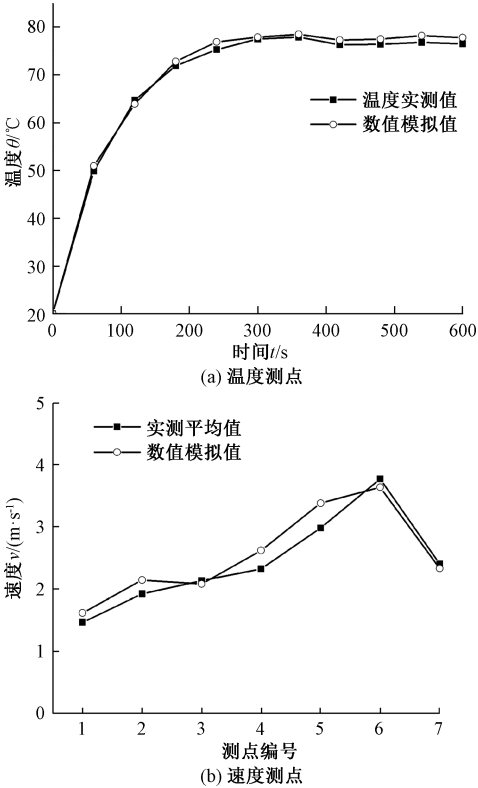


图 3 数值模拟与试验结果对比

Figure 3 Comparison of simulation and experiment

图(a)为温度测点前 600 s 瞬态模拟值和实测数据对比;图(b)为速度测点的稳态模拟结果和实测数据的对比。分析可知,各温度测点相对误差均在 1.5% 以下,各速度测点相对误差均在 8% 之内,模型的准确度较高。通过数值模拟结果与试验数据的比较表明,使用 Airpak 软件模拟烘干房内气流组织,并进行后续仿真优化研究是可行的。

2 烘干房风系统设计优化

2.1 优化技术路线

理论上讲,猪笼上、下层地板平面处容易积水,其烘干效果的优劣直接影响病菌的杀灭效果,因此,在这两处烘干区域获得合理的流场是烘干房风系统优化的核心。

文献[12]指出:影响烘干房内气流组织的因素是送、排风口和后置风机的位置。结合数值模拟分析,排风口位置对车身周围流场影响较小,因此,影响初始烘干房流场的主要因素是送风口和后置风机的位置。

分别改变送风口和后置风机的位置,进行数值模拟和优化分析,引入速度的不均匀系数<sup>[13]</sup>作为评价风速场合理性的指标之一,并引入温度不均匀系数作为评价温度场均匀性的指标之一,计算方法如下:

$$K_t = \frac{\sqrt{n \sum (\theta_i - \bar{\theta})^2}}{\sum \theta_i}, \quad (6)$$

式中: $n$  为研究区域内测点数; $\theta_i$  为各测点的温度值; $\bar{\theta}$  为区域内测点温度的算数平均值; $K_t$  为区域内测点温度的不均匀系数。

2.2 优化结果

(1)温度场优化。烘干房内送风口数量及位置对温度场影响较大,保持初始后置风机位置和送风口间距不变,通过改变送风口 1 距入口卷帘门的距离及送风口的高度,组合成 12 种优化方案如表 3 所示。

根据数值模拟结果分别选取高度为 1.1 m、2.35 m 的猪笼一、二层地板内均匀的 8 个测点,计算平均温度和温度不均匀系数作为衡量指标,图 4 为温度场优化数据分析。

根据送风口优化结果,达到稳态后,猪笼一、二层地板平均温度都能达到烘干要求的 70 ℃ 以上,综合比较,方案 8 的上、下两层地板温度不均匀系数均较小,且都具有适中的平均温度,因此,

表 3 送风口优化方案

Table 3 Optimization scheme of air inlet

优化方案	送风口 1 距入口 距离/m	送风口高度/ m
1	1.25	1.1
2		1.3
3		1.5
4	2.25	1.1
5		1.3
6		1.5
7	3.25	1.1
8		1.3
9		1.5
10	4.25	1.1
11		1.3
12		1.5

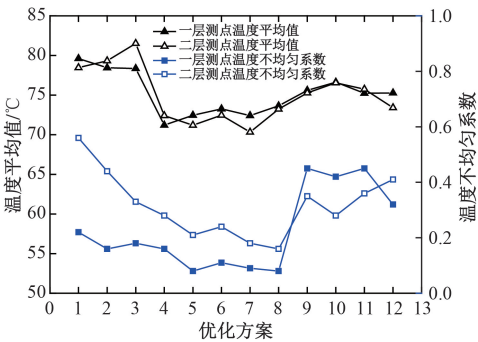


图 4 送风口优化结果分析

Figure 4 Result analysis of air inlet optimization

将其作为较理想的温度场优化结果。

(2)速度场优化。烘干房内后置风机的摆放位置对风速场影响较大,根据温度场优化结果设置送风口位置后,将后置风机的摆放高度和间距组合为表 4 所示的 12 种优化方案。

表 4 后置风机优化方案

Table 4 Optimization scheme of rear fan

优化方案	双层后置风机 高度/m	单层后置风机 间距/m
1	1.2、2.45	1.0
2		1.5
3		2.0
4	1.6、2.85	2.5
5		1.0
6		1.5
7	1.8、3.05	2.0
8		2.5
9		1.0
10	1.8、3.05	1.5
11		2.0
12		2.5

根据数值模拟结果,两层烘干平面风速场相近,选取高度为 1.1 m 猪笼一层地板内均匀的 8 个测点,计算最大风速、平均风速和速度不均匀系数,并将它们作为衡量指标,图 5 为速度场优化数据分析结果。

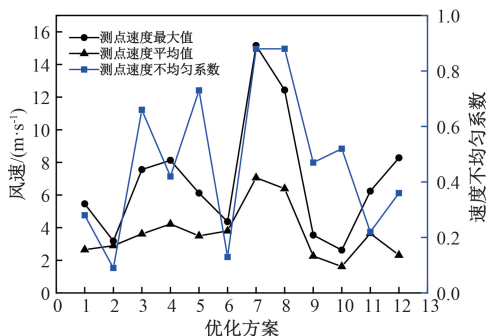


图 5 后置风机优化结果分析

Figure 5 Result analysis of rear fan optimization

根据后置风机优化结果,方案 7、8 平均风速较高,但风速不均匀,方案 2、6、11 风速不均匀系数均较低,综合比较,方案 6 的优化效果最显著,最大风速、平均风速合理,均匀性较好,因此,将其作为较理想的风速场优化结果。

综上所述,首先采用送风口优化方案 8 使烘干区域具有良好的温度场,然后采用后置风机优化方案 6 使烘干区域具有良好的风速场。烘干房风系统优化结果为:送风口高度为 1.3 m,送风口 1 距入口卷帘门 3.25 m。送风口间距为 2 m,后置风机高度分别为 1.6 m 和 2.85 m,后置风机间距为 1.5 m。

### 3 烘干房工艺参数优化

#### 3.1 优化方案及结果

研究发现,温升阶段的最终温度应稳定在 70~80 ℃ 之间,并持续干燥一段时间以杀灭大部分猪只易感染病菌,温度过低影响杀菌效果,过高则造成能耗浪费。因此,考虑灭菌效果和能耗因素,烘干房温升阶段达到的设计温度为 75 ℃。

初始设计的烘干房存在升温阶段时间偏长,能耗偏大的问题。影响烘干房的升温阶段时间长短的主要因素按影响程度从大到小排列为:①入口温度,②入口速度,③室内初始温度,④室内初始湿度<sup>[1]</sup>。

保持室内初始温度 22 ℃,相对湿度 31% 不变,设置不同的入口温度和入口风速,进行瞬态数值模拟求解,将达到设计温度所需时间作为衡量指标,进行工艺参数优化,结果发现选取入口温度 82 ℃ 和入口速度 3.5 m/s 作为送风工艺参数优化的结果,烘干房达到 75 ℃ 的升温时间最短,为

496 s。

#### 3.2 理论能耗比对

影响烘干房的能耗因素很多,主要是风机的电能耗和燃烧器消耗的能量<sup>[1]</sup>,烘干房内温升过程需要消耗的总热量:

$$Q = Q_1 + Q_2 + Q_3, \quad (7)$$

式中:  $Q_1$  为烘干房内壁面受热升温所消耗的热量, kJ;  $Q_2$  为烘干房外壁面散失的热量, kJ;  $Q_3$  为烘干房内空气和补充的新风升高到设计温度所消耗的热量, kJ。

(1) 烘干房内壁面吸收的热量主要用来提升内壁面的温度,  $Q_1$  简化计算公式:

$$Q_1 = M_1 c_1 (T_1 - T_0), \quad (8)$$

式中:  $M_1$  为烘干房内壁材料的质量, kg;  $c_1$  为内壁材料的比热容, kJ/(kg·K);  $T_0$  为内壁面加热前的温度, K;  $T_1$  为内壁面加热至稳定状态下的温度, K。

(2) 烘干房主要是通过外壁面的对流传热向外界空气进行换热的,  $Q_2$  简化计算公式:

$$Q_2 = AK(T_1 - T_w)t, \quad (9)$$

式中:  $A$  为烘干房外壁表面积, m<sup>2</sup>;  $K$  为外壁面对流换热系数, kJ/(m<sup>2</sup>·h·K);  $T_w$  为外壁面平均温度, K;  $t$  为烘干时间, h。

(3) 烘干房内空气升温所消耗的热量  $Q_3$  简化公式:

$$Q_3 = \Delta h m_2, \quad (10)$$

式中:  $\Delta h$  为空气的焓值增量, kJ/kg;  $m_2$  为空气的质量, 分为两部分(补充的新风和烘干室内空气), kg。

为提供烘干房升温阶段热量, 燃烧器所消耗的燃油量计算如式(11), 送风机所消耗的电能计算如式(12)。

$$L_g = \frac{Q}{q_1}, \quad (11)$$

式中:  $q_1$  为燃油燃烧的热值, kJ/kg。

$$P = \frac{Q_s \cdot p_1}{3600 \times 1000 \eta_0 \cdot \eta_1} \cdot t, \quad (12)$$

式中:  $Q_s$  为送风量, m<sup>3</sup>/h;  $p_1$  为风机的全压, Pa;  $\eta_0$  为风机的内效率, %;  $\eta_1$  为机械效率, %;  $t$  为升温时间, s。

假设外墙体温度为室外温度, 且外侧无风, 烘干房内没有无组织渗透风, 室内排风量等于新风量。烘干房所在地区的柴油价格为 6 000 元/t, 工业用电价格为 1.2 元/度, 则按照初始烘干房的工艺参数及物性参数, 带入式(7)~(12), 计算得一



次升温时间内能耗理论成本为 82.47 元。按照工艺参数优化结果进行能耗计算,在一次升温时间内能耗理论成本为 69.28 元,相比之前减少了 13.19 元,降低了 16%。

4 结论

(1) 通过现场试验测量与模拟结果的数据对比分析,表明数值模拟方法适用于生猪转运车烘干房流场组织的优化研究。

(2) 在初步设计的烘干房中,温度场、风速场不够合理。分析发现,影响烘干区域流场的主要因素是送风口和后置风机的位置。首先通过改变送风口位置来优化温度场,然后通过改变后置风机的高度和间距来优化风速场,得出了能够在烘干区域形成较合理的温度场和风速场的风系统形式:送风口离地面 1.3 m,送风口 1 距入口卷帘门 3.25 m,风口间距为 2 m;后置风机高度分别为 1.6 m 和 2.85 m,后置风机水平间距为 1.5 m。

(3) 为缩短烘干房升温阶段时间,降低能耗,通过改变烘干房入口温度和风速来进行送风工艺参数优化,模拟了不同送风优化方案烘干房的升温时间,获得了较短升温时间的工艺参数并进行了理论能耗计算,发现在一次烘干的升温期,送风工艺参数优化后的理论能耗成本降低了 16%。

参考文献:

[1] 李传宗. 大型汽车烘干房气流组织的数值模拟及优

化研究[D].郑州:郑州大学,2017.

[2] 石长宏,徐林,伍昕忠,等. 大型车辆烘干室技术浅谈:能源的合理利用[J]. 上海涂料,2007,45(5):36-38.

[3] 林海,叶永伟,陈建,等. 基于 CFD 的汽车车身烘房节能研究[J]. 机械制造,2010,48(10):71-73.

[4] 黄思,丁田田,晏超,等. 基于数值模拟的烘房加热通风方案优选[J]. 科技导报,2013,31(4):32-35.

[5] 谢韬,涂福炳,刘慧,等. 热风循环工艺参数对茯苓烘房的影响研究[J]. 工业加热,2016,45(2):14-17.

[6] 刘雄文,涂福炳,刘庆赞,等. 茯苓烘房的数值模拟[J]. 工业加热,2015,44(1):35-38.

[7] 刘慧,涂福炳,谢韬,等. 基于风扇强制对流的茯苓烘房数值优化研究[J]. 工业加热,2016,45(1):39-41.

[8] 孙帮成,李明高.ANSYS FLUENT 14.0 仿真分析与优化设计[M].北京:机械工业出版社,2014.

[9] 吴金星,王超,王明强,等. 内置扭带管内湍流流动与传热数值模拟[J]. 郑州大学学报(工学版),2017,38(3):10-14.

[10] 王林林,高歌.碟形升力体流场数值模拟分析[J]. 郑州大学学报(工学版),2014,35(4):116-119.

[11] PATANKAR S V, SPALDING D B. A calculation procedure for heat, mass and momentum transfer in three-dimensional parabolic flows[J]. International journal of heat and mass transfer,1972, 15(10):1787-1806.

[12] 肖方恰. 运猪汽车烘干房的气流组织试验及数值模拟研究[D]. 郑州:郑州大学,2018.

[13] 张庆力,陈为慧,谢迎春,等. 船舶居室层式通风出风口位置的优化[J]. 洁净与空调技术,2016(3):118-122.

Optimization of Air System in Drying Room of Pig Transport Truck

LI Huizhi<sup>1</sup>, ZHAI Can<sup>1</sup>, XIAO Fangqia<sup>1</sup>, XING Jinchao<sup>2</sup>

(1.School of Civil Engineering,Zhengzhou University,Zhengzhou 450001,China; 2.Zhengzhou Lizhitian Agricultural Science and Technology Co. Ltd.,Zhengzhou 450001,China)

**Abstract:** In order to avoid pig infect disease, drying room was used to kill bacteria and viruses of pig transport truck. The preliminary design of drying room had rather high energy consumption in heating period and unreasonable flow distribution in drying area. The combined methods of field test and numerical simulation were adopted to optimize the air system in the drying room. Firstly, the computational simulation method was validated by field test data. Then, the simulation and optimization were conducted by changing the position of air outlet and rear fan in the drying room, as well as the technology parameters of the air supply process, the reasonable design type and parameters of the air system were obtained. Research results showed that the cost of one heating period in the drying room was reduced by 16% after optimized the process parameters.

**Key words:** drying room; computational simulation; Airpak; optimization research; energy consumption calculation