

5H-1.5A型花生换向通风干燥机研制

颜建春, 谢焕雄[※], 魏海, 吴惠昌, 高景魁, 徐弘博

(农业农村部南京农业机械化研究所, 南京 210014)

摘要: 为了解自行研发的5H-1.5A型花生换向通风干燥机作业性能, 该文介绍了研发设备总体结构、工作原理及烘干箱体、导风组件、换向通风机构、余热回收装置等关键部件, 并开展了整机作业性能试验研究, 对比了空载工况下有无导风组件时, 介质空气穿过承料板后的风场分布特性, 测得有导风组件时承料板上方10 cm处风速均在0.68~0.73 m/s范围内, 水平方向介质空气通风均匀性显著提高。测试了双入风口并行通风干燥10 h和单入风口换向通风干燥38 h过程中床层物料温度变化及干燥终止含水率分布情况: 0~10 h, 底层物料温度快速升高, 上层物料温度上升缓慢, 物料层温差先快速增大后逐渐缩小; 10 h后, 上、中、下物料层温度呈类波浪式升落, 波动幅度逐渐减小, 物料层温度逐渐逼近设定干燥温度; 干燥终止时, 左、右2个干燥半区最大含水率差值分别为1.42%、1.74%, 为左、右干燥区含水率总降幅的4.1%、5.1%, 干燥均匀性良好。测试并评估了余热回收装置对整机加热贡献率、热效率、能耗成本等的影响: 余热回收装置在换向通风阶段对干燥系统的加热贡献率约为61%, 系统热效率提高至80%以上, 批次干燥能耗成本降低48.7%。与传统固定床干燥设备相比, 可节省能耗成本约64.7%, 干燥不均匀度降低约82.6%。研究结果可为设备的改进熟化及推广应用提供技术支撑。

关键词: 农产品; 干燥; 机械化; 花生; 换向通风; 余热回收

doi: 10.11975/j.issn.1002-6819.2019.10.002

中图分类号: S226.6

文献标志码: A

文章编号: 1002-6819(2019)-10-0009-10

颜建春, 谢焕雄, 魏海, 吴惠昌, 高景魁, 徐弘博. 5H-1.5A型花生换向通风干燥机研制[J]. 农业工程学报, 2019, 35(10): 9-18. doi: 10.11975/j.issn.1002-6819.2019.10.002 <http://www.tcsae.org>

Yan Jianchun, Xie Huanxiong, Wei Hai, Wu Huicang, Gao Jingkui, Xu Hongbo. Development of 5H-1.5A peanut reversing ventilation dryer[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2019, 35(10): 9-18. (in Chinese with English abstract) doi: 10.11975/j.issn.1002-6819.2019.10.002 <http://www.tcsae.org>

0 引言

花生是优势优质油料作物和重要食品蛋白资源, 中国的花生产量和种植面积稳居世界前列^[1-2]。近年来, 受务工人口转移、土地流转、机械化收获快速推进等因素影响, 农村现有花生干燥能力与收获效率脱节, 因干燥不及时导致的霉变时有发生; 缺少一种切实可用于花生生产后快速干燥的机械设备。花生种植为劳动密集型产业, 发达国家中仅美国、澳洲等实现了少许规模化种植, 干燥过程分田间带蔓晾晒和荚果装车集中干燥2个阶段^[3]。装车干燥时花生荚果含水率20%左右, 采用固定床单向通风干燥, 干燥结束时, 底层与顶层花生仁果含水率差异约4%^[4], 干燥不均匀性严重。此外, 为提高干燥效率, 确保干燥后花生品质和口感, 抑制干燥过程霉菌及黄曲霉毒素的滋生, 国外大量研究表明, 花生通风温度一般在环境温度的基础上增加8~11 °C, 但不超过38 °C^[3-13], 根据批次干燥量和初始含水率的差异, 通风量亦有相应

的执行标准^[3-4]。而在中国农村, 为赶种下茬作物, 很少有时间田间晾晒, 收获以鲜花生为主, 干燥降水幅度大, 进一步增加了产后花生干燥的难度^[14-16]。少量种植大户采用通用型固定床干燥设备作为补充或应急干燥手段, 但该类设备为降低生产成本, 通风室及结构设计欠合理^[17], 同批次物料水平方向和竖直方向均存在严重的干燥不均匀性, 高含水率满载时干燥不均匀度甚至达10%左右, 且热量利用率低, 以干燥后的花生质量计算, 干燥成本高达1.1元/kg。

作者所在研究团队针对中国花生收获模式和物料特性设计研发5H-1.5A型花生换向通风干燥机^[18-19], 通过周期性切换通风方向, 改变固定床物料固有的通风次序, 提高了干燥均匀性, 并通过余热回收技术, 提高了热能利用率, 降低了干燥能耗成本。本文针对该设备干燥作业过程物料温度、含水率变化、干燥均匀性、热能利用率、能耗成本等, 开展了作业性能分析与试验研究, 以期为该设备的进一步改进熟化及推广应用提供技术支撑。

1 整机结构与工作原理

1.1 整机结构

5H-1.5A型花生换向通风干燥机主要由烘干箱、换向通风装置、余热回收装置、燃气热风机、风管等部件组成, 如图1所示。作业过程通风量恒定, 通风温度可无级调节, 整机结构及技术参数见表1。

收稿日期: 2018-12-03 修订日期: 2019-01-24

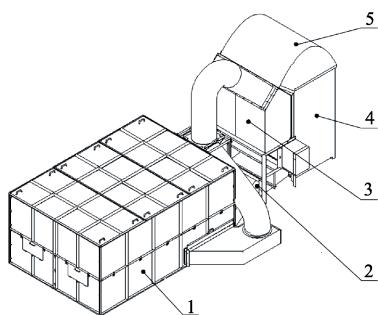
基金项目: 中国农业科学院基本科研业务费专项(S201808); 江苏省农机三新工程(NJ2018-10); 中国农业科学院科技创新工程(农产品分级与贮藏装备创新团队)

作者简介: 颜建春, 助理研究员, 主要从事农产品加工技术与装备研究。

Email: yan.jc@Foxmail.com

※通信作者: 谢焕雄, 研究员, 主要从事农产品加工技术与装备研究。

Email: nfzhongzi@163.com



1. 烘干箱 2. 换向通风装置 3. 热回收装置 4. 燃气热风机 5. 风管
1. Drying box 2. Reversing ventilation device 3. Heat recovery device 4. Gas heat fan 5. Duct

图 1 5H-1.5A 型花生换向通风干燥机结构图

Fig.1 Structure of 5H-1.5A peanut reversing ventilation dryer

表 1 5H-1.5A 型花生换向通风干燥机结构与技术参数
Table 1 Structure and technical parameters of 5H-1.5A peanut reversing ventilation dryer

项目 Items	参数值 Values
设备尺寸 Equipment size/m	5.5 × 3.2 × 2.4
干燥仓尺寸 Drying cabin size/m	3 × 2 × 0.7
最大仓容 Maximum cabin volume/m ³	4.2
批次装载量 Batch load/t	1.5 (物料含水率 Material moisture content ≥ 40%)
燃烧器最大热功率 Maximum thermal power of burner/ kW	112
额定通风量 Rated ventilation/ (m ³ ·h ⁻¹)	5 300
加热空气升温幅度 Temperature rise of air by heating/ °C	0~56
换热器芯体总换热面积 Total heat exchange area of heat exchanger core/m ²	178
换热器芯体换热效率 Heat exchange efficiency of heat exchanger core/%	78

1.2 工作原理

5H-1.5A 型花生换向通风干燥机采用分段干燥原理: 底部向上单向通风和换向通风 2 个干燥阶段。花生物料含水率较高 (≥30% 湿基) 时, 烘干箱盖板敞开, 位于底部通风室两侧的通风阀闭合, 换向通风叶片置于中位, 2 个入风口同时进风, 空气穿过物料层后直接排出 (如图 2 所示), 余热不回收; 当物料平均含水率降低到 30% 左右时, 盖板闭合, 调节换向通风叶片工位和余热回收装置排风阀门, 使得经过加热后的介质空气从单入风口进入烘干箱, 从底部向上穿过单侧物料层, 在箱盖与物料层顶部形成的空间充分混合后, 从顶部向下穿过另一侧物料层, 最后经排风口进入余热回收装置的通风管道, 废热空气通过板翅式换热器与新鲜的冷空气进行热交换, 最后从余热回收装置高温侧出风口排出; 新鲜空气经过换热器加热升温后, 经由通风管道进入燃气热风机, 进一步加热升温至干燥设定温度。待干燥一段时间后, 调节换向叶片和排风阀门, 改变热空气穿过物料层的路径, 如此反复, 直到干燥结束。

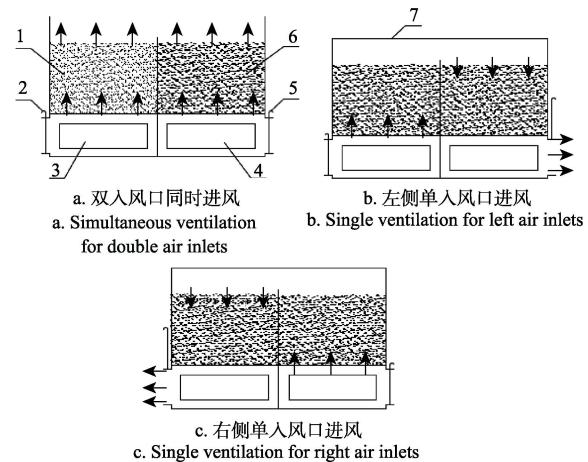
2 主要作业部件

2.1 烘干箱组件

烘干箱是由底板、壁板、盖板、隔板、承料板等若干板件和支撑架、导风板拼接而成, 其结构如图 3 所示。隔板将箱体分成左右 2 个烘干室, 导风板固定在支撑架上, 承料板将箱体上下隔开, 物料平铺在承料板上, 箱体底部与承料板之间形成左右 2 个下风室, 物料层顶部与盖板之间形成气流混合室, 热空气通过气流混合室在箱体两边自由流动。结合已有研究基础^[3], 最大装料高度设为 700 mm, 以 1.5 t 湿花生为满载量确定烘干箱尺寸。具体结构如图 3 所示, 外尺寸为 3 100 mm × 2 100 mm × 1 310 mm, 额定仓容约 4.2 m³。参考相关技术标准^[20], 通过式 (1) 可得 2 个入风口同时通风时介质空气穿过物料层后的压降约 47.8 Pa, 单入风口通风时介质空气依次穿过两侧物料层后的压降约 318.1 Pa。

$$\frac{\Delta P}{L} = \frac{aQ^2}{\ln(1+bQ)} \quad (1)$$

式中 ΔP 为物料层导致的压降, Pa; L 为料床厚度, m; Q 为气流穿过承料板单位铺料面积的流量, m³/(s·m²); a 、 b 为花生床层特征常数, 查询文献[20]获取。



1. 左半区物料 2. 左侧排风门 3. 左进风口 4. 右进风口 5. 右侧排风门 6. 右半区物料 7. 箱盖
1. Left half material 2. Left air exhaust door 3. Left air inlet 4. Right air inlet 5. Right air exhaust door 6. Right half material 7. Cover

注: 图中箭头表示空气流动方向

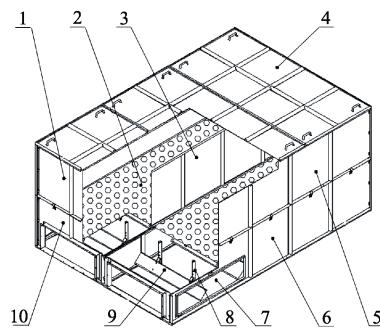
Note: Arrow in fig indicate the direction of air flow

图 2 花生换向通风干燥工作原理示意图

Fig.2 Working principle diagram of peanut reversing ventilation drying

2.2 导风板组件

采用热空气分流、引流原理, 在烘干箱 2 个通风室分别等距安装 4 块导风板, 导风板长度为 990 mm, 宽度递次增加, 分别为 150、200、250 和 300 mm。根据国内外已有的研发设计基础^[3-5,21], 导风板以 45°角度倾斜, 实现对入射进入的介质空气逐层、逐次分流, 如图 4 所示。该方案可有效解决入风口附近床层风量小、入风口对面侧附近床层风量大的风场分布不均匀问题, 提高干燥床水平面内的通风均匀性。



1. 上前板 2. 承料板 3. 隔板 4. 盖板 5. 上侧板 6. 下侧板 7. 底板 8. 支撑架 9. 导风板 10. 下前板
 1. Upper front plate 2. Stock supporting plate 3. Separator 4. Cover plate 5. Upper side plate 6. Lower side plate 7. Floor 8. Support frame 9. Wind deflector 10. Lower front plate

图 3 烘干箱结构图
 Fig.3 Structure of dryer cabinet

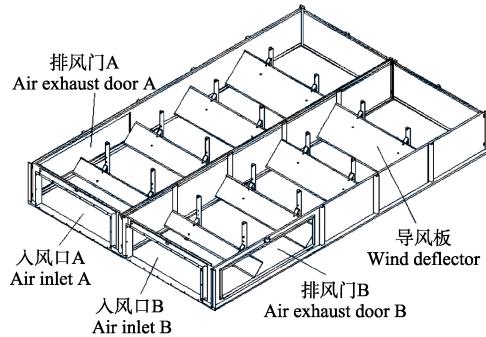
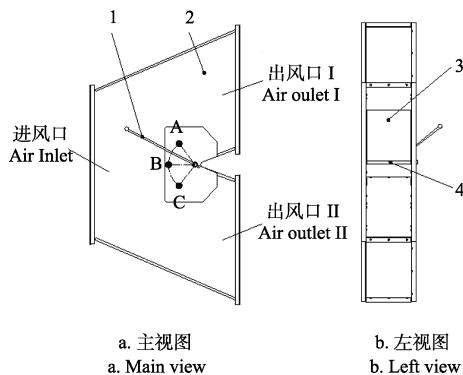


图 4 导风板组结构及布局
 Fig.4 Structure and layout of wind deflectors

2.3 换向通风装置

换向通风装置用于控制介质空气在物料层中的流动方向,主要是由Y型通风管、换向叶片、转动轴、手柄等组成,结构如图5所示。换向通风装置有1个进风口,2个出风口,换向叶片方向与手柄方向一致,可通过调节手柄实现不同的通风方向控制。手柄调至位置B,2个出风口同时通风,调至位置A,出风口II通风,调至位置C,出风口I通风。

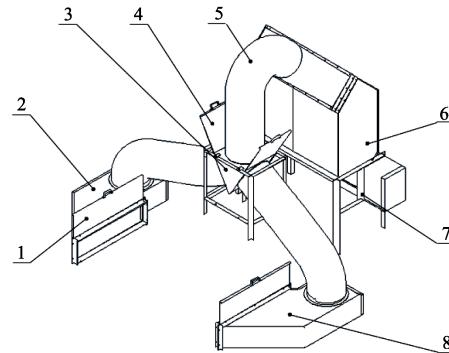


1. 手柄 2. Y型通风管 3. 换向叶片 4. 转动轴
 1. Handle 2. Y type ventilation pipe 3. Reversing blade 4. Rotating shaft
 注: A、B、C 表示换向手柄调节位置
 Note: A B and C indicate adjustable station of reversing handle

图 5 换向通风装置结构图
 Fig.5 Structure of revering ventilation device

2.4 余热回收装置

根据介质空气在烘干箱内的流动路径,余热回收装置通过4处风门控制进入板翅式换热器芯体的废热空气走向,其主要由换热器芯体、回路控制三通、管道、风门等组成^[18],结构如图6所示。



1. 风门 2. 左过渡风管 3. 回路控制三通 4. 三通风门 5. 塑布弹性通风管 6. 换热器芯体 7. 机架 8. 右过渡风管
 1. Ventilation door 2. Left transition duct 3. Loop control tee 4. Three-way ventilation doors 5. Flexible ventilation pipe 6. Heat exchanger core 7. Frame 8. Right transition duct

图 6 余热回收装置结构图
 Fig.6 Structure of heat recovery device

2.4.1 换热器芯体结构和技术参数确定

余热回收装置的热回收效率,主要和换热器芯体的结构、材质、总传热面积有关。采用长六边形棱柱结构的逆流换热器,主要工作区域的新鲜空气和废热空气逆向不混合流动,材质为亲水性铝箔,传热板片厚度0.1 mm,尺寸和结构见图7。为了尽可能增加总传热面积同时避免换热器对新鲜空气产生较大的压损,相邻传热板的间距取6 mm,总传热面积约178 m²。通过式(2)~(5)计算换热器芯体热传递效率,式(6)~(10)计算空气流穿过换热器芯体后的压降^[22-23]。

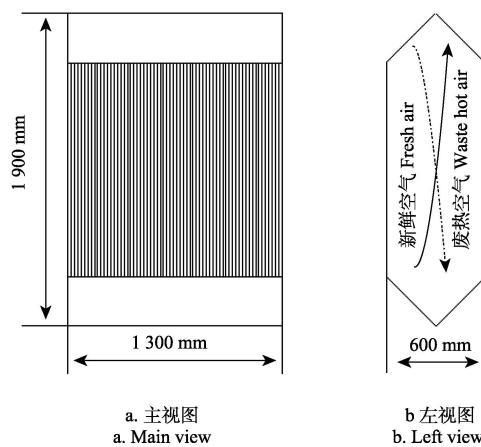


图 7 换热器芯体结构与技术参数
 Fig.7 Structural and technical parameters of heat exchanger core

$$R_c = \frac{\min(q_{m1}c_1, q_{m2}c_2)}{\max(q_{m1}c_1, q_{m2}c_2)} \quad (2)$$

$$A_{clf} = \varphi \cdot A \quad (3)$$

$$NTU = \frac{K \cdot A_{ctf}}{\min(q_{m1}c_1, q_{m2}c_2)} \quad (4)$$

$$\eta = \frac{1 - \exp[-NTU(1 - R_c)]}{1 - R_c \exp[-NTU(1 - R_c)]} \quad (5)$$

式 (2) ~ (5) 中, η 为换热器效率, %; c_1 为废热空气比热, $J/(kg \cdot ^\circ C)$; c_2 为新鲜空气比热, $J/(kg \cdot ^\circ C)$; q_{m1} 为废热空气质量流, kg/s ; q_{m2} 为新鲜空气质量流, kg/s ; R_c 为两股气体热容量之比; A 为换热器实际换热面积, m^2 ; φ 为换热面积有效系数; A_{ctf} 为有效换热面积, m^2 ; K 为总传热系数, $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$; NTU 为传热单元数。

换热器芯体压降通过式 (5) 求解。

$$\Delta P_{core} = \Delta p' + \Delta p_{ef} - \Delta p \quad (6)$$

其中

$$\Delta p' = \frac{g_m^2 v'}{2} (1 - \sigma^2 + k') \quad (7)$$

$$\Delta p_{ef} = \frac{g_m^2 v'}{2} \left[2 \left(\frac{v}{v'} - 1 \right) + \frac{4fL}{d_e} \frac{v_m}{v'} \right] \quad (8)$$

$$\Delta p = \frac{g_m^2 v}{2} (1 - \sigma^2 - k) \quad (9)$$

式 (6) ~ (8) 中, ΔP_{core} 为换热器芯体总压降, Pa ; $\Delta p'$ 为芯体进口的压力损失, Pa ; Δp_{ef} 为芯体内的压力损失, Pa ; Δp 为芯体出口的压力回升, Pa ; g_m 为质量流速, $kg/(m^2 \cdot s)$; v' 为芯体进口处流体比体积, m^3/kg ; σ 为换热器芯体的孔度; k' 为进口压力损失系数; v 为芯体出口处流体比体积, m^3/kg ; k 为出口压力损失系数; f 为范宁摩擦因子; L 为流动长度, m ; d_e 为水力直径, m ; v_m 为沿流动长度的平均比体积, m^3/kg 。

依据设计手册^[22], 计算换热器芯体换热效率约 78%, 空气流穿过换热器芯体后的压力损失约 236 Pa。

2.5 燃气热风机

2.5.1 风机选择

采用轴流防暴风机作为强制通风设备, 位于热风炉机体上部。参考国内外现有的花生干燥通风量在不同装载量及初始含水率下的推荐值^[3-4], 选配的轴流风机通风量约 5 300 m³/h, 考虑气流在风道、料层、换热器芯体内的压损, 风机风压≥850 Pa。

2.5.2 燃烧机选择

为适应不同主产区花生收获期环境温度差异, 及兼用于其它物料干燥需求, 满足空气流 40 °C 的加热温升。根据式 (10) 可得燃烧机热功率≥76.9 kW, 选用利雅路 FS1 燃气式燃烧机, 热功率调节范围 42~112 kW, 通过压力阀和恒温调节器双重调节。

$$P = c \rho V \Delta t \quad (10)$$

式中 P 为燃烧机热功率, W ; c 为空气比热, $J/(kg \cdot ^\circ C)$; ρ 为空气密度 kg/m^3 ; V 为空气体积流量, m^3/s ; Δt 为空气温升, $^\circ C$ 。

3 试验方法与指标

3.1 试验原料与设备

试验原料来自江苏百年苏花花生种植基地, 产地为

江苏泗阳八集镇, 品种为天府 3 号。经半喂入联合收获机 2017 年 10 月 26 日收获后由田间直接运送到花生烘干场地, 经初步清选、去杂后装入烘干仓。装料高度 70 cm, 满载。随机取少量物料, 测得初始湿基含水率 43.2%。试验设备为上述自行研制的 5H-1.5A 型花生换向通风干燥机, 如图 8 所示。

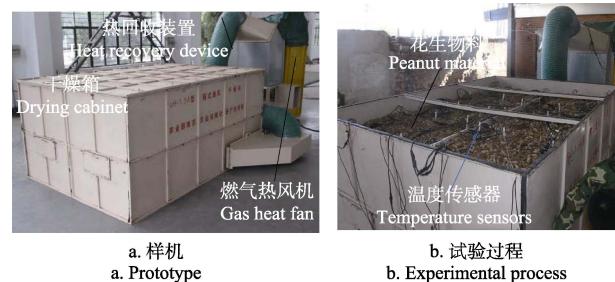


图 8 5H-1.5A 型花生换向通风干燥机样机及试验图片
Fig.8 Prototype and experimental process of 5H-1.5A peanut reversing ventilation dryer

3.2 试验环境与条件

试验在 2017 年 10 月 26 日~28 日进行, 试验期间环境变化平稳, 日均环境温度和相对湿度接近, 环境温度范围 12~24 °C, 相对湿度范围 40%~70% 多云无雨。试验过程中, 采用 HSTL-10TH 型温湿度变送器 (精度±0.5 °C, ±2% RH), 每隔 2 h 自动记录 1 次环境温湿度, 如图 9 所示。

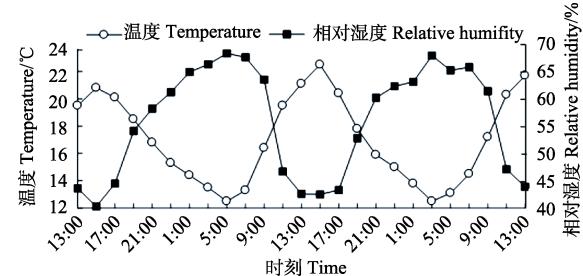


图 9 花生干燥过程外部环境变化情况
Fig.9 Changes of external environment during peanut drying operation

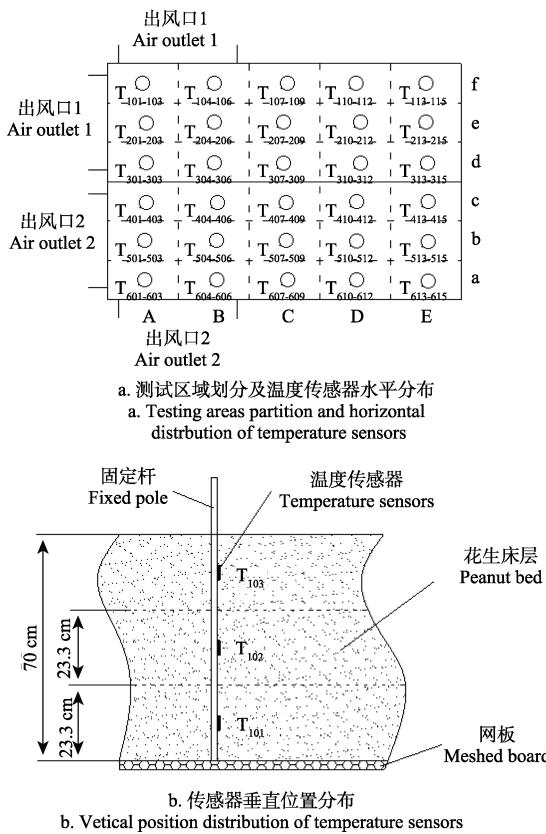
3.3 试验过程与方法

由于物料初始含水率较高, 为 43.2%。试验分 2 个阶段进行。第一阶段, 双入风口同时通风, 介质空气自底部向上穿出物料层后直接排入大气, 余热不回收, 干燥执行时间为 0~10 h。第二阶段, 单入风口交替入风, 每隔 2 h 切换物料层通风路径, 回收排出物料层后的废气余热, 干燥执行时间为 10~48 h。参考国内外现有研究基础^[3-14], 整个干燥过程, 通风温度设定为 38 °C, 通风量为 5 300 m³/h。

考虑到整个物料层不同区域可能存在的干燥速率差异, 为测评烘干机通风和作业性能, 将干燥区域等面积分割成 30 个单元测试区 (图 10a), 1~15 测试单元为干燥箱左半区, 16~30 测试单元为干燥箱右半区。分别对风场分布、花生床层含水率、温度分布进行测定, 并记录试验过程各风口及风门位置的温湿度值和燃气消耗。

3.3.1 空载状态下风场分布测定

为测定导风板组件对水平层通风均匀性的改善效果, 分别在安装导风板组件和不安装导风板组件 2 种状态下开启风机, 利用 TSI-9565A 型热敏风速仪 (测量精度 $\pm 0.015\text{m/s}$) 按照图 10a 分别测定各个单元区域风速, 风速仪探头离承料板表面高度约为 10 cm, 每个区域随机读取 5 个点的风速, 取平均值作为该区域风速测试值^[17]。



注: A~E 为沿入风方向测试单元序号; a~f 为垂直于入风方向的测试单元序号; T₁₀₁~T₆₁₅ 为温度传感器序号。

Note: A-E are serial numbers along air blowing direction, a-f are serial numbers perpendicular to air blowing direction, T₁₀₁-T₆₁₅ are serial numbers of temperature sensors.

图 10 测试区域划分及温度传感器布置示意图

Fig.10 Schematic of testing areas partition and temperature sensors layout

3.3.2 花生床层含水率分布测定

自制了花生果实取样器, 为底部和壁面密集开孔的圆柱形薄壁容器, 开孔率为 35.4%, 介质空气可从底部和侧壁自由进出容器。取样筒直径 55 mm, 高 70 cm, 试验前取 90 个取样器, 装满待测花生物料, 每个测试区域放置 3 个取样器并做好标记, 取样器底部与烘干机承料板接触, 垂直放置并埋于物料层中, 分别在烘干 10、20 h 和干燥结束时, 于各测试区域中取出 1 根取样器, 并将取样器上端开口倾斜倒置, 并向后拖动使样品物料缓慢沿长条状流出, 沿流出方向将物料等分为上、中、下 3 段。每段沿长度方向均匀取适量物料 3 份, 采用 105 °C 烘干法^[24]测定含水率, 并取平均值。共测得 30×3=90 个测试点的含水率。

3.3.3 花生床层温度分布测定

采用 SM1200B-160 型 10 通道温度采模块 (上海

搜博实业有限公司) 及 90 个 DS18B20 数字温度传感器 (测量精度 $\pm 0.5\text{ °C}$)。根据使用说明将温度传感器接入采集模块, 模块信号输出接口经 RS232-USB2.0 转换器与计算机进行连接通信, 通过上位机软件即可实现不同采集区域的物料温度采集与记录。T₁₀₁~T₆₁₅ 共 90 个温度传感器平面布置位置如图 10a 所示, 每个测试单元在中心区域依次按照下、中、上料层位置布置 3 个温度传感器如图 10b 所示。

3.3.4 入风和排风口温湿度测定

采用 HSTL-10TH 型温湿度变送器 (精度 $\pm 0.5\text{ °C}$, $\pm 2\%$ RH), 放置于干燥箱体和板翅式换热器各出入风口位置, 变送器信号输出接口经 RS232-USB2.0 转换器与计算机进行连接通信, 通过上位机软件对各出入风口温湿度的采集与记录。

3.3.5 能耗测定

本干燥机能耗分为燃烧机燃气消耗、风机和控制系统电耗 2 部分。干燥期间将液燃气 (液化石油气) 罐放在数显地秤上, 确定干燥过程燃气消耗情况。风机电耗通过与干燥机连接的电表读取耗电度数。

3.4 干燥过程热效应分析

3.4.1 整机热效率

根据湿焓定义: 1 kg 干空气及其携带的水蒸气焓值之和。经过加热后进入干燥箱的介质空气湿焓为^[25-30]

$$I_i = c_{da} T_{ai} + (c_v T_{ai} + h_{sat@T}) y_{ai} \quad (11)$$

介质空气在穿过物料层、风道及换热器的过程中, 热量不断散失, 含湿量也随着物料层内蒸发出的水分混入而增加, 但作为供热源的仍然是进入物料层前的那部分和干空气。因此, 对应的排出干燥系统的介质空气湿焓^[25-30]为

$$I_o = c_{da} T_{ao} + (c_v T_{ao} + h_{sat@T}) y_{ai} \quad (12)$$

式 (11)~(12) 中 I_i 、 I_o 分别为介质空气进入干燥箱和排出干燥系统的湿焓, J/kg; c_{da} 为绝干空气比热容, J/(kg·°C); c_v 为水蒸气比热容, J/(kg·°C); T_{ai} 、 T_{ao} 分别为介质空气进入干燥箱和排出干燥系统时的温度, °C; $h_{sat@T}$ 为 T 温度时水的汽化潜热, kJ/kg; y_{ai} 为进入干燥箱前介质空气的含湿量, kg/kg, 可根据介质空气相对湿度和对应温度下的饱和蒸气压计算得出^[25]

$$y_{ai} = 0.622 \frac{\varphi p_s}{p - \varphi p_s}$$

式中 φ 为介质空气相对湿度, %; p_s 为对应温度下的饱和蒸气压, Pa; p 为实际大气压, Pa。

实际作用于干燥系统的热量为

$$\dot{E}_N = \dot{m}_{da} (I_i - I_o) \quad (13)$$

式中 \dot{m}_{da} 为介质空气干质成分的质量流, kg/s; \dot{E}_N 为实际作用于干燥系统的热量, J/s。

介质空气从环境温度升温至设定的入口温度所需热量为

$$\dot{E}_Q = \dot{m}_{da} (c_{da} + y_{ai} c_v) (T_{ai} - T_{\infty}) \quad (14)$$

式中 T_∞ 为环境温度, $^{\circ}\text{C}$; \dot{E}_Q 加热介质空气所需的热量, J/s 。

则热效率为^[25-30]

$$\eta_{EN} = \dot{E}_N / \dot{E}_Q = \frac{I_i - I_o}{(c_{da} + y_{ai}c_v)(T_{ai} - T_\infty)} \quad (15)$$

式中 η_{EN} 为整机热效率, %。

3.4.2 换热器和燃烧机加热贡献率

在双入风口同时通风阶段, 介质空气自下向上穿过物料层后直接排入大气, 因该阶段换热器不工作, 环境空气的升温所需热量全部来自燃气燃烧机, 此时换热器加热贡献率为 0, 燃烧机加热贡献率为 100%。在换向通风阶段, 新鲜空气的加热升温分 2 段完成, 分别为换热器回收废气余热对新鲜空气进行第一次加热, 此后介质空气再次经过燃烧机加热升温至设定温度后进入干燥箱。在此过程中, 换热器和燃烧机对新鲜空气加热至设定温度的贡献率采用式 (16)、式 (17) 计算。

$$HCR_e = \frac{T_{eo} - T_\infty}{T_s - T_\infty} \times 100\% \quad (16)$$

$$HCR_b = \frac{T_s - T_{eo}}{T_s - T_\infty} \times 100\% \quad (17)$$

式 (16) ~ (17) 中 HCR_e 为换热器加热贡献率, %; HCR_b 为燃烧机加热贡献率, %; T_{eo} 为新鲜空气经过换热器加热后的温度, $^{\circ}\text{C}$; T_s 为设定的介质空气通入干燥箱的温度, $^{\circ}\text{C}$ 。

4 结果与分析

4.1 干燥过程物料状态变化

4.1.1 花生物料层平均温度

试验测得了 30 个测试区域的各区域上、中、下 3 个测试点共计 90 个测试点的温度, 分别将左半区物料和右半区物料各 15 个测试区域按上、中、下分类求和取平均值, 表示上、中、下 3 个水平层物料的平均温度, 时间间隔取 2 h, 物料层平均温度随时间变化如图 11。

干燥开始至 10 h, 左右 2 个半区物料同时通风干燥, 干燥箱盖板敞开, 介质空气自底部向上穿过物料层, 底层物料被迅速加热升温至接近设定温度, 随着热空气温度逐渐降低, 热传导能力逐渐降低, 中层、上层升温速度逐次递减, 物料层温差先增大后减小, 4 h 时温差达最大值, 约 10.5 $^{\circ}\text{C}$, 之后底层物料温度接近设定热风温度, 吸取热空气的热量减少, 中、上层物料温度逐渐升高, 物料层温差逐渐降低。干燥 10 h 时, 左半区物料上、中、下 3 层物料平均温度分别为 31.8、35.2、38.1 $^{\circ}\text{C}$; 右半区物料上、中、下 3 层物料平均温度分别为 32.0、35.5、38.2 $^{\circ}\text{C}$ 。此后, 干燥箱盖板闭合, 单风口交替入风, 且每 2 h 改变 1 次通风方向, 热空气先从底部向上穿过入风侧物料层, 经过顶部混风室充分混合后, 从顶部向下穿过另一侧物料层后从侧边出风口排出干燥箱。干燥 20 h 时, 左半区物料上、中、下 3 层物料平均温度分别为 36.9、37.3、37.9 $^{\circ}\text{C}$; 右半区物料上、中、下 3 层物料平均温度分别为 36.3、36.1、35.9 $^{\circ}\text{C}$ 。干燥结束时, 左半区物料上、中、下 3 层物料平均温度分别为 37.6、38.0、38.1 $^{\circ}\text{C}$; 右

半区物料上、中、下 3 层物料平均温度分别为 37.3、37.4、37.2 $^{\circ}\text{C}$ 。此阶段物料层温度呈类波浪状逐渐升高至设定温度, 下层物料温度波动幅度较大 (左半区 5.4 $^{\circ}\text{C}$, 右半区 7.8 $^{\circ}\text{C}$), 中层物料次之 (左半区 4.9 $^{\circ}\text{C}$, 右半区 6.6 $^{\circ}\text{C}$), 上层物料温度波动幅度最小 (左半区 3.7 $^{\circ}\text{C}$, 右半区 5.6 $^{\circ}\text{C}$)。

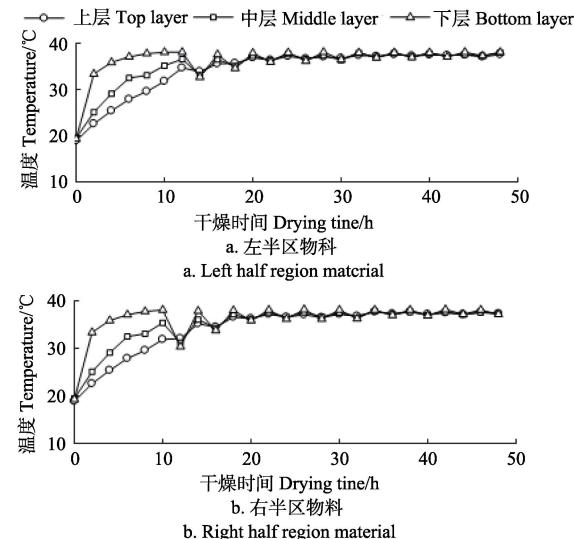


图 11 物料层平均温度随干燥时间的变化

Fig.11 Average temperature changes of material layers with drying time

4.1.2 花生物料层平均含水率

试验测得了花生物料初始湿基含水率和 30 个测试区域干燥 10、20、48 h (结束时) 上、中、下物料层的湿基含水率, 分左半区物料和右半区物料各 15 个测试区按上、中、下层求和取平均值, 表示上、中、下 3 个水平层物料平均湿基含水率, 如图 12 所示。0~10 h, 左右 2 个入风口同时通风干燥, 介质空气自底向上穿透料层的过程中, 其温度逐渐降低, 相对湿度逐渐增加, 对上层物料的加热吸湿能力逐渐降低, 上、下层物料含水率差值逐渐增大。干燥 10 h 之后, 采用单入风口换向通风干燥工艺, 周期性改变介质空气沿竖直方向穿过物料层的先后顺序, 上、中、下层物料平均含水率差值逐渐缩小, 至干燥结束, 左半区物料上、中、下 3 层物料平均湿基含水率分别为 9%、8.6%、8.3%, 差值为 0.7%; 右半区物料上、中、下 3 层物料平均湿基含水率分别为 9.3%、8.8%、8.5%, 差值为 0.8%。因此, 换向通风干燥工艺可有效解决固定床干燥沿竖直方向上的干燥不均匀问题。

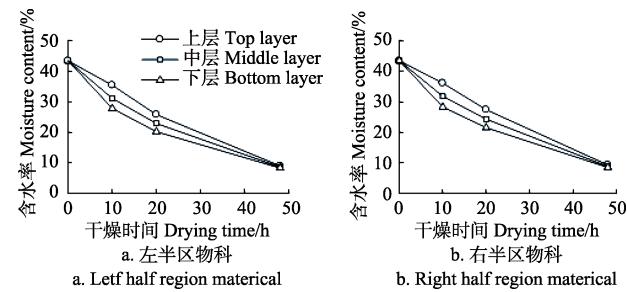


图 12 物料层平均含水率随干燥时间变化

Fig.12 Average moisture content changes of peanut material layers with drying time

4.2 花生干燥均匀性分析

4.2.1 风场分布均匀性分析

试验测得了采用导风板组件和不采用导风板组件 2 种情况下空载状态的承料(冲孔)板上方 10 cm 处风场分布, 并采用 MATLAB 软件绘制等值线图, 如图 13。

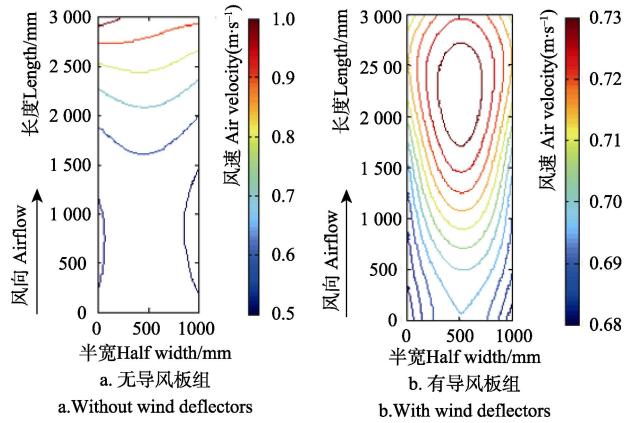


图 13 承料板上方 10 cm 处风速等值线图

Fig.13 Sogram of air velocity at 10 cm above bearing plate

由图 13 可知, 烘干箱底部风室未安装导风板组件时, 入风口对侧风速最高, 入风口侧风速最小, 风速分布范围 0.5~1.0 m/s; 安装导风板后, 风速最大处在沿箱体长度方向 2 000~2 500 mm 区域半侧干燥室中间位置, 风速分布范围为 0.68~0.73 m/s。由此可见, 采用导风板可以有效解决入口对面侧附近床层风量过大的风场分布不均匀问题, 提高固定床水平方向上的干燥均匀性。

4.2.2 花生物料层温度分布特性分析

分别选取干燥 5、20 和 40 h 代表干燥过程前、中、后 3 个阶段, 各测试单元上、中、下 3 层物料温度如图 14。双入风口同时入风干燥 5 h 后, 左半区上、中、下 3 层物料平均温度分别为 26.5、31.0 和 37.3 °C, 同层温度极差分别为 2.9、2.5 和 1.7 °C; 右半区上、中、下 3 层物料平均温度分别为 27.0、30.7 和 37.4 °C, 同层温度极差分别为 2.4、2.7 和 2.1 °C。此时, 沿竖直方向物料层呈现明显的温度差异 (0~10.8 °C), 沿水平方向物料层温度差异相对较小 (最大仅 2.9 °C)。

干燥 20 h 后, 进入换向通风干燥阶段 10 h, 完成第 3 次“左进右出”通风干燥, 即将切入“右进左出通风干燥, 此时左半区上、中、下 3 层物料平均温度分别为 37.0、37.3 和 37.9 °C, 极差分别为 1.0、0.8 和 1.1 °C; 右半区上、中、下 3 层物料平均温度 35.8、35.7 和 35.4 °C, 极差分别为 1.4、1.5 和 1.6 °C。此时, 沿竖直方向物料层温度差异已较小 (0~0.9 °C), 但左半区和右半区物料温度高低存在明显差异 (平均温度差值约 1.8 °C)。

干燥 40 h 后, 左半区上、中、下 3 层物料平均温度分别为 37.5、37.8 和 38.0 °C, 同层温度极差分别为 1.0、1.1 和 1.0 °C; 右半区上、中、下 3 层物料平均温度 37.2、37.0 和 36.9 °C, 同层温度极差分别为 2.0、1.9 和 2.3 °C。左半区和右半区物料平均温度差异减小 (差值约 0.7 °C),

但入风侧物料温度分布均匀性明显优于出风侧 (入风侧温度分布范围 36.9~38.4 °C, 出风侧温度分布范围 35.8~38.3 °C)。

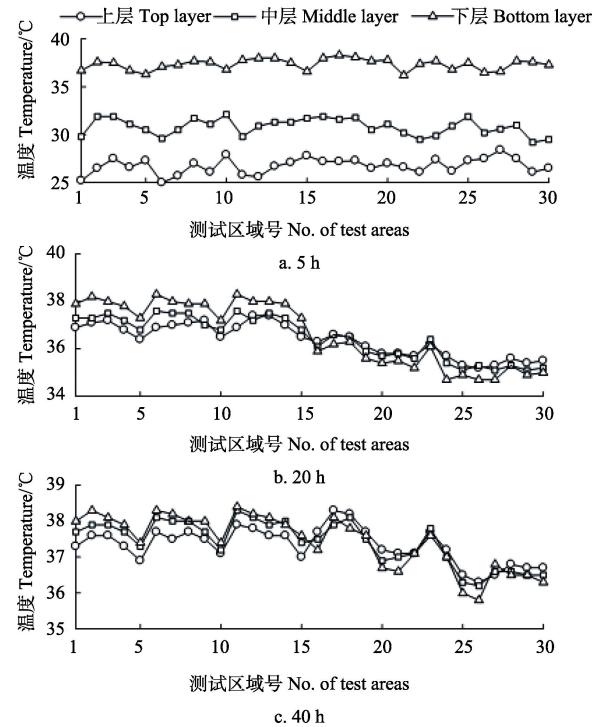


图 14 干燥 5、20 和 40 h 后的物料层温度分布

Fig.14 Temperature distributions of material layers for drying 5, 20 and 40 h

4.2.3 花生干燥均匀性分析

干燥结束的各测试区域上、中、下 3 层各测试点物料含水率测量结果如图 15 所示。左半区物料平均含水率 8.63%, 含水率降幅 34.57%, 含水率最大差值 (即干燥不均匀度) 1.42%, 为含水率降幅的 4.1%; 右半区物料平均含水率 8.87%, 含水率降幅 34.33%, 含水率最大差值 1.74%, 为含水率降幅的 5.1%, 优于行业标准^[3-14], 明显优于国内外同类技术产品^[3-14]。由此可见, 采用换向通风干燥方法可保证良好的干燥均匀性。

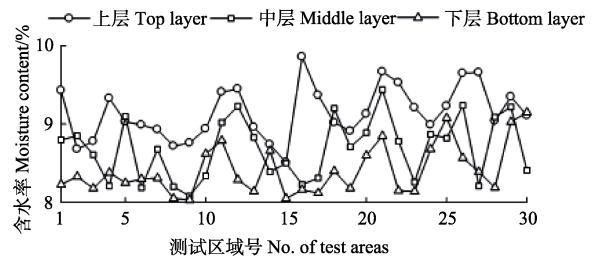


图 15 干燥结束后物料层含水率分布

Fig.15 Moisture contents of material layers after drying

4.4 干燥过程的热效应分析

4.4.1 整机热效率

根据试验测得的 0~10 h 介质空气穿过物料层后直接排入大气时的温度和相对湿度, 10~48 h 测得的介质空气经由箱体侧出风口和排出换热器时的温度和相对湿

度, 根据式(5), 以换热器废气排出口为介质空气最终排出口, 计算得到余热回收情况下的整机热效率; 以烘干箱侧出风口为介质空气最终排出口(即相当于直接排入大气), 计算得到余热不回收情况下的整机热效率, 如图 16。

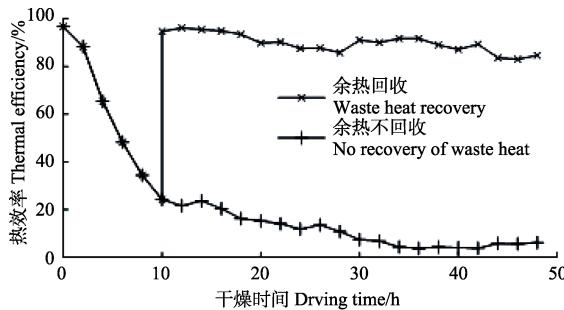


图 16 干燥过程整机热效率变化

Fig.16 Thermal efficiency changes of machine during drying process

由图 16 可知, 余热不回收时, 随着干燥过程物料温度升高, 排出干燥箱体的介质空气温度亦逐渐升高, 整机热效率快速降低。干燥 10 h 后, 热效率已经降低至 25% 以下, 排出干燥箱的介质空气温度约 32.5 °C, 比环境温度高 18.2 °C。因此可知, 在干燥中后期, 花生物料层已经被加热至较高的温度, 排出物料层和干燥箱的介质空气已经接近设定的干燥温度, 此时整机热效率仅有 5%~15%, 若直接排入大气, 热量浪费严重。干燥 10 h 后, 花生外壳表面已无明显水渍, 若将排出干燥箱的废热空气通入余热回收装置, 可显著提高整机热能利用率, 尽管热效率会随环境温湿度的变化而波动, 但始终保持在 80% 以上。

4.4.2 换热器器余热回收功能评估

根据试验测得的板翅式换热器废热空气进口、出口的风温和新鲜空气进口、出口的风温, 计算换热器和燃烧器对新鲜空气的加热升温幅度; 绘制换热器和燃烧器对新鲜空气加热贡献率如图 17 所示。

由图 17 可知, 由于 0~10 h 采用双入风口同时通风干燥工艺, 介质空气穿过物料层后, 直接排入大气, 余热不回收, 换热器不工作, 加热新鲜空气的热量全部由燃烧器提供。因采用恒温干燥模式, 并且该阶段环境温度先升高后降低, 因此升温幅度先降低和升高, 该阶段燃烧器对新鲜空气的加热贡献率为 100%。

10~48 h 阶段, 采用换向通风干燥工艺, 介质空气穿过物料层和干燥箱后, 排出的湿热空气经由通风管道, 进入板翅式换热器高温侧多层板翅区域, 与进入低温侧多层板翅区域的新鲜空气进行热交换, 最后排入大气。新鲜空气穿过换热器, 经过湿热空气余热加热升温后, 再进入热风机由燃烧器加热升温至设定温度。在此阶段换热器对新鲜空气加热升温幅度受排出物料层的湿热空气温度和环境空气温度的影响。随着干燥过程的进行, 排出物料层的湿热空气温度逐渐升高, 并且接近设定的干燥温度, 换热器加热升温能力随之增强, 但随着干燥

过程环境温度的变化, 当环境温度升高时(16~26 h, 38~48 h), 排出物料层的湿热空气和环境空气温度的差值降低, 换热器对新鲜空气的加热升温幅度降低, 然而由于设定干燥温度恒定 38 °C, 加热升温幅度总值降低, 燃烧器加热升温幅度亦随之降低, 当干燥至 26 和 48 h 时升温幅度处于谷底, 这 2 个时间点的环境温度分别为 22.5 和 21.7 °C, 均处于当天的最高气温; 当环境温度逐渐降低时(10~16 h, 26~38 h), 新鲜空气需加热升温幅度总值亦升高, 排出物料层的湿热空气与环境空气温度差值迅速升高, 换热器加热升温幅度逐渐升高, 但由于该阶段排出物料层后的湿热空气温度相对平稳, 燃烧器加热升温的幅度变化较小。根据换热器和燃烧器对新鲜空气的加热升温幅度, 计算各自对新鲜空气加热升温的加热贡献率, 可以看出加热贡献率变化相对平稳, 干燥 28 h 后, 换热器加热贡献率有小幅提升, 燃烧器加热贡献率有小幅降低。在整个换向通风干燥阶段, 换热器的加热贡献率平均值约为 61%, 燃烧器加热贡献率约为 39%。因此, 采用余热回收系统每小时可节省燃料消耗约 61% (换向通风干燥阶段)。

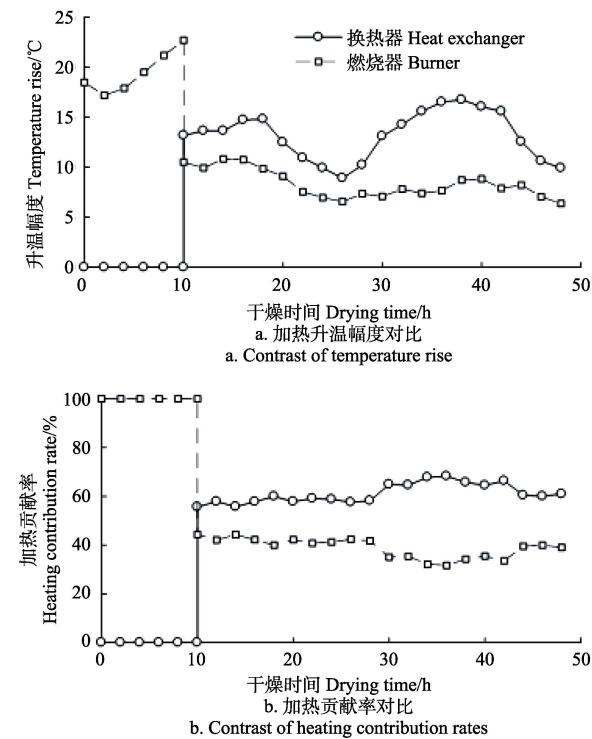


图 17 换热器和燃烧器对介质空气加热升温幅度及贡献率对比

Fig.17 Temperature rise and heating contribution rates of medium air for heat exchanger and burner heating

4.5 干燥经济性分析

干燥总耗时 48 h, 消耗燃气 40.5 kg, 电能 86.4 kW·h, 干燥后花生总质量为 926 kg。按照当前液化气价格 7.8 元/kg、农业用电 0.5 元/(kW·h) 的价格计算, 平均每公斤干花生能耗成本约 0.388 元/kg。通过换热器和燃烧器加热贡献率推算, 若不采用余热回收装置, 该批次花生干燥试验约需液化石油气 78.9 kg, 采用余热回收装置可节

省能耗约48.7%。与传统固定床干燥设备相比,可节省能耗成本约64.7%,降低干燥不均匀度约82.6%。

尽管采用换向通风干燥和余热回收技术大幅度节省了花生干燥能耗成本,但对于普通农户仍然偏高,设备大型化、余热回收装置结合热泵机组供热将是下一步的研究方向。

5 结 论

1) 采用左右换向通风干燥工艺,交替改变介质空气穿过物料层的方向,物料层温度呈类波浪状逐渐升高至设定温度,干燥终止时左、右半区干燥不均匀度分别为1.42%和1.74%,干燥均匀性好,明显优于国内外同类技术。

2) 采用导风板对穿过入风口的介质空气分流引流,将承料板上方10 cm处风速分布范围从0.5~1.0 m/s降低至0.68~0.73 m/s,有效提高了水平方向上的通风和干燥均匀性。

3) 采用余热回收装置及板翅式换热器芯体,回收了干燥中后期排出干燥箱的湿热空气余热,整机热能利用率提高至80%以上,批次干燥能耗降低约48.7%。

[参 考 文 献]

- [1] 高连兴, 陈中玉, Charles Chen, 等. 美国花生收获机械化技术演变历程及对中国的启示[J]. 农业工程学报, 2017, 33(12): 1—9.
Gao Lianxing, Chen Zhongyu, Charles Chen, et al. Development course of peanut harvest mechanization technology of the United States and enlightenment to China[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2017, 33(12): 1—9. (in Chinese with English abstract)
- [2] 王海鸥, 胡志超, 陈守江, 等. 收获时期及干燥方式对花生品质的影响[J]. 农业工程学报, 2017, 33(22): 292—300.
Wang Haiou, Hu Zhichao, Chen Shoujiang, et al. Effects of different harvesting dates and drying methods on peanut quality[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2017, 33(22): 292—300.
- [3] 胡志超. 花生生产机械化关键技术[M]. 镇江: 江苏大学出版社, 2017.
- [4] Cundiff J S, Baker K D. Curing Quality Peanuts in Virginal[M]. Virginia: Virginia Tech. 2009
- [5] Jordan D, Brandenburg R, Brown A, et al. 2018 Peanut Information[M]. North Carolina State: North Carolina Cooperative Extension Service, 2018.
- [6] Butts C L, Davidson J I, Lamb M C, et al. Estimating drying time for a stock peanut curing decision support system[J]. American Society of Agricultural Engineers, 2004. 47(3): 25—932.
- [7] Palacios T R, Potes L B, Montenegro R A, et al. Peanut drying kinetics: Determination of the effective diffusivity for in-shell and shelled peanuts by Applying a Short-time Analytical Model of Measured Data[J]. Drying 2004-Proceedings of the 14th International Drying Symposium, 2004, 8(B): 1448—1455.
- [8] Butts C L, Williams E J, Sanders T H. Algorithms for automated temperature controls to cure peanuts[J]. Postharvest Biology and Technology, 2002, 24(6): 309—316.
- [9] Yang C Y, Fon D S, Lin T T. Simulation and validation of thin Layer models for peanut drying[J]. drying Technology, 2007, 25(9): 1515—1526.
- [10] Krzyzanowski F C, West S H, Barros J D. Drying peanut seed using air ambient temperature allow relative humidity[J]. Revista Brasileira de Sementes. 2006, 28(3): 1—5.
- [11] Nakai V K, Rocha L O, Goncalez E, et al. Distribution of fungi and aflatoxins in a stored peanut variety[J]. Food Chemistry, 2008, 106(1): 285—290.
- [12] Yu J, Ahmedna M, Goktepe I. Peanut protein concentrate: Production and functional properties as affected by processing[J]. Food Chemistry, 2007, 103(1): 121—129.
- [13] Butts C L, Dorner J W, Brown S L, et al. Aerating farmer stock peanut storage in the southeastern U.S.[J]. Transactions of the ASABE, 2006, 49(2):457—0465.
- [14] 颜建春, 吴努, 胡志超, 等. 花生干燥技术概况与发展[J]. 中国农机化, 2012, 32(2): 10—13.
Yan Jianchun, Wu Nu, Hu Zhichao, et al. Overview and development of peanut drying technology[J]. Chinese Agricultural Mechanization, 2012, 32(2): 10—13.
- [15] 刘丽, 王强, 刘红芝. 花生干燥贮藏方法的应用及研究现状[J]. 农产品加工, 2011, (8): 49—52.
Liu Li, Wang Qiang, Liu Hongzhi. Application and its present on method for drying storage of peanut[J]. Farm Products Processing, 2011, (8): 49—52.
- [16] 王安建, 高帅平, 田广瑞, 等. 花生热泵干燥特性及动力学模型[J]. 农产品加工, 2015, (5): 49—52.
Wang Anjian, Gao Shuaiping, Tian Guangrui, et al. Heatpmp drying characteristics and dynamics model of peanut[J]. Farm Products Processing, 2015, (5): 49—52.
- [17] 谢焕雄, 王海鸥, 胡志超, 等. 箱式通风干燥机小麦干燥试验研究[J]. 农业工程学报, 2013, 29(1): 64—71.
Xie Huanxiong, Wang Haiou, Hu Zhichao, et al. Experiments of wheat drying by bin-ventilation dryer[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transaction of the CSAE), 2013, 29(1): 64—71. (in Chinese with English abstract)
- [18] 谢焕雄, 王海鸥, 魏海, 等. 一种可换向通风的箱式干燥机及对粮油作物干燥的方法: 中国专利, 201210532111.8[P]. 2014-09-24.
- [19] 颜建春, 谢焕雄, 魏海, 等. 一种箱式换向通风干燥机的余热回收装置及方法: 中国专利, 201510117871.6[P]. 2017-08-25.
- [20] ASAE D272.3-1996. Resistance to airflow of grains, seeds, other agricultural products, and perforated metal sheets[S]. USA: American Society Agricultural, 2007.

- [21] Butts C L, Williams E J. Measuring airflow distribution in peanut drying trailers[J]. Applied Engineering in Agriculture-2004, 20(3): 335—339.
- [22] 余建祖. 换热器原理与设计[M]. 北京: 北京航空航天大学出版, 2006.
- [23] 钱颂文. 换热器设计手册[M]. 北京: 化学工业出版社, 2002.
- [24] GB/T5009.3-2010. 食品中水分的测定[S]. 北京: 中国标准出版社, 2010.
- [25] 潘永康, 王喜忠, 刘相东. 现代干燥技术[M]. 北京: 化学工业出版社, 2006.
- [26] Fudholi A, Sopian K, Othman M Y, et al. Energy and exergy analyses of solar drying system of red seaweed[J]. Energy and Buildings, 2014, 68 (A): 121—129.
- [27] Celma A R, Cuadros F. Energy and exergy analyses of OMW solar drying process[J]. Renewable Energy, 2009, 34 (3): 660—666
- [28] Rabha D K, Muthukumar P, Somayaji C. Energy and exergy analyses of the solar drying processes of ghost chilli pepper and ginger[J]. Renewable Energy, 2017, 105 (5): 764—773.
- [29] Chowdhury M M, Bala B K, Haque M A. Energy and exergy analysis of the solar drying of jackfruit leather[J]. Biosystems Engineering, 2011, 110 (2): 222—229.
- [30] Panwar N L, Kaushik S C, Kothari S. A review on energy and exergy analysis of solar drying systems[J]. Renewable and Sustainable Energy Review, 2012, 16(5): 2812—2819.
- [31] NYT 2785-2015. 花生热风干燥技术规范[S].

Development of 5H-1.5A peanut reversing ventilation dryer

Yan Jianchun, Xie Huanxiong[※], Wei Hai, Wu Huichang, Gao Jingkui, Xu Hongbo

(Nanjing Research Institute for Agricultural Mechanization, Ministry of Agriculture and Rural Affairs, Nanjing 210014, China)

Abstract: This paper introduces the general structure and working principle and key components of 5H-1.5A peanut reversing ventilation dryer including drying box, air guide components, reversing ventilation mechanism and waste heat recovery device. In order to understand the performance of the dryer, performance analysis and experimental study were carried out under two kinds of working condition, with no peanut material loading and full peanut material loading. Under the no loading condition, the air velocity distribution at 10 cm above material supporting perforated plate was measured and compared when the wind deflectors was installed or not respectively. The results showed that installation of wind deflectors could effectively improve the uniformity of air field distribution. When the medium air passed through the material supporting perforated plate, the air velocity distribution ranged from 0.68 m/s to 0.73 m/s with wind deflectors installing, while ranged from 0.5 m/s to 1 m/s with no wind deflectors installed. Under the full load condition, a drying test was completed. 1.5 t fresh peanut, Tianfu No.3 variety, just after mechanized harvesting was used as the experimental material, which initial moisture content was 43.2%. The drying process was carried out in two stages. In the first stage, both the left and right air chambers were ventilated with hot air, and the medium air was discharged into the atmosphere after passing through the peanut material layer from bottom to top without waste heat recovery. The execution time of this stage was 10 h. During this period, the temperature of the bottom material increased rapidly while that of the upper material increased slowly. In the second stage, single air inlet alternate ventilation drying process was adopted. The medium air entered the drying box from one of the two air inlets, and passed through the peanut material layer of this side from bottom to top. Then the medium air mixed in the top space of drying box fully, and passed through the peanut material layer of the other side from top to bottom, finally, the medium air was discharged from the air outlet downwind chamber of this side. The ventilation direction was changed every 2 h. During this period, the temperature of the upper, middle and lower peanut material layers rose and fell wavelike. The fluctuation range of temperature of peanut layers decreased gradually and temperature of all peanut layers approximated the setting drying temperature. At the end of drying operation, the maximum difference of moisture content of peanut material in the left and right drying chamber was 1.42% and 1.74% respectively, which was 4.1% and 5.1% of total reduction of moisture content. The drying uniformity of the peanut bed was good in both horizontal direction and vertical direction. In the second stage, the waste heat recovery device was adopted, and its influence on the heating contribution rate, energy utilization rate and energy consumption cost of the total drying system were tested and evaluated. The results showed that the heating contribution rate of waste heat recovery device to the drying system was about 61% and energy utilization rate of the drying system was increased to more than 80%. The energy consumption cost of batch drying was reduced by 48.7%. The research results provide data support for the improvement and application of the equipment.

Keywords: agricultural products; drying; mechanization; peanut; reversing ventilation; waste heat recovery