

# 烤房装烟机双旋转式烟叶装卸装置设计与试验

谢守勇<sup>1,2</sup> 张小亮<sup>1</sup> 刘军<sup>1,2</sup> 唐裕忱<sup>1</sup> 邓成志<sup>1</sup> 刘凡一<sup>1</sup>

(1. 西南大学工程技术学院, 重庆 400715; 2. 丘陵山区农业装备重庆市重点实验室, 重庆 400715)

**摘要:** 针对鲜烟叶装炕劳动强度大, 用工成本高, 安全隐患突出等问题, 设计了一种烤房装烟机双旋转式烟叶装卸装置, 主要由载烟机构、双旋转机构、倾斜机构及 PLC 控制系统构成。提出了一种由锥齿轮组构成的主、副旋转机构, 解决烟叶装卸中脱落、刮伤、干涉等问题。利用投影法和遗传算法对机构进行设计, 确定了该机构结构参数。为保证装置具有良好的装卸效果, 对载烟机构、倾斜机构进行空间力系和运动学分析, 确定了其结构参数。以烟夹倾斜角、空心轴转速和载烟杆长度为试验因素, 以烟叶装卸成功率为评价指标, 进行正交试验。试验结果表明, 当烟夹倾斜角为  $23^\circ$ 、空心轴转速为 12 r/min、载烟杆长度为 650 mm 时, 烟夹装卸效果最优, 此时烟叶脱落率为 1.5%, 烟夹偏移率为 1.4%, 烟叶损伤率为 2.1%, 烟叶装卸成功率为 95%, 装置可靠性高。

**关键词:** 装烟机; 双旋转; 设计; 正交试验

中图分类号: S229+.2 文献标识码: A 文章编号: 1000-1298(2021)S0-0026-10

## Design and Test of Double-rotating Tobacco Leaf Loading and Unloading Device of Tobacco Loading Machine in Curing Barn

XIE Shouyong<sup>1,2</sup> ZHANG Xiaoliang<sup>1</sup> LIU Jun<sup>1,2</sup> TANG Yuchen<sup>1</sup> DENG Chengzhi<sup>1</sup> LIU Fanyi<sup>1</sup>

(1. School of Engineering and Technology, Southwest University, Chongqing 400715, China

2. Chongqing Key Laboratory of Agriculture Equipment for Hilly and Mountainous Regions, Chongqing 400715, China)

**Abstract:** In view of tobacco leaf loading and unloading with labor-intensive, high cost, potential safety hazards and other issues, double-rotating tobacco leaf loading and unloading device for the tobacco loading machine in the curing barn was designed, including tobacco carrier, double rotating mechanism, double rotating mechanism and PLC control system. Herein, a main and auxiliary rotating machine composed of bevel gear sets was proposed, it can solve the problems of falling off, scratching and interference in the process of tobacco leaf loading and unloading. Through using projection method and genetic algorithm to design mechanism, the structural parameters was determined. In order to ensure that the machine had good loading and unloading effect, the space force system and kinematics of the smoke-carrying mechanism and the tilting mechanism were analyzed, and their structural parameters were determined. Taking the inclination angle of the cigarette holder, the rotating speed of the hollow shaft, and the length of the tobacco rod as the test factors, and the success rate of tobacco leaf loading and unloading, the orthogonal test was carried out. The test results showed that when the tilt angle of the cigarette holder was  $23^\circ$ , the rotating speed of the hollow shaft was 12 r/min, and the length of the tobacco rod was 650 mm, the loading and unloading effect of the cigarette holder was the best. At this time, the tobacco leaf shedding rate was 1.5%, the excursion rate of the cigarette holder was 1.4%, the damage rate of tobacco leaves was 2.1%, the success rate of tobacco leaf loading and unloading was 95%, and the device had high reliability.

**Key words:** tobacco loading machine; double rotation; design; orthogonal test

## 0 引言

烟草是我国重要的经济作物之一,已形成模式化生产<sup>[1]</sup>。目前国内用于鲜烟叶烘烤的密集烤房,具有装烟量大,省工、节能,劳动强度低,专业化烘烤程度高等特点<sup>[2-6]</sup>。在密集烤房装烟方式方面,以梳式烟夹夹持烟叶烘烤效益最好,其烤后橘黄烟率高,烟叶外观质量高,有效降低用工成本和耗能成本<sup>[7-12]</sup>。随着梳式烟夹在烤房中广泛应用,烟夹编烟装置相继被研制,其编烟效率是人工的4.64倍,编烟质量好,具有良好的经济效益<sup>[13-14]</sup>。烟夹装炕是装烟中一个非常重要的环节,但目前国内可用的机具很少,仍停留在人工装烟,其劳动强度大,安全隐患高,生产成本低,严重制约烟草产业机械化发展,因此设计全自动烤房装烟机烟叶装卸装置具有重要意义<sup>[15-17]</sup>。

国内外学者对鲜烟叶装卸装置进行了广泛的研究,目前可分为4种:移动式烘烤架装烟<sup>[18-19]</sup>、悬架直推式<sup>[20]</sup>、举升式<sup>[21]</sup>、抓取式装烟<sup>[22]</sup>。LONG<sup>[23]</sup>研制出一种田间成熟鲜烟叶采收机械和与之配套的箱式装烟设备,利用机械夹子把装烟设备夹紧举升并输送进烤房,大大提高了烟叶从采摘到烘烤的机械化水平;谢守勇<sup>[24]</sup>设计了一种载烟杆旋转机构烤烟上炕装置,采用长杆支撑烟夹,3个锥齿轮配合实现载烟杆倾倒并自转90°,解决了烤烟上炕的问题;董梅<sup>[25]</sup>设计了一种烟夹抓取机构,气缸驱动滑块往复运动实现夹板的夹持部张开或夹持状态,在烟夹水平方向实现装卸,烟叶损失率低。现有烟叶装卸装置均能满足烟叶装炕作业要求<sup>[26]</sup>,可靠性高,但大多数存在鲜烟叶损伤大、装烟密度大、效率低,其烤后烟叶外观质量差、橘黄率低等问题。

本文设计一种双旋转式烟叶装卸装置,确定关键部件的结构参数,设计装置的控制电路,加工试验样机进行作业性能试验,以期为后续烤房装烟机研制和优化提供参考。

## 1 整机结构与工作原理

### 1.1 烤房参数与烘烤技术要求

GZSM-06-02型密集烤房(8 m × 2.7 m × 3.2 m)装烟示意图如图1所示,其一层高度1 300 mm,宽度1 270 mm,梳式烟夹长度1 320 mm,宽度115 mm。

所设计装置根据不同鲜烟叶物理特性<sup>[27]</sup>,其烟叶长度730~820 mm,宽度282~340 mm,对编烟之后烟叶进行实测,其两边宽度210~240 mm,质量12~16 kg,烟夹与烟尖之间最大距离 $H$ 为780 mm,烟尖

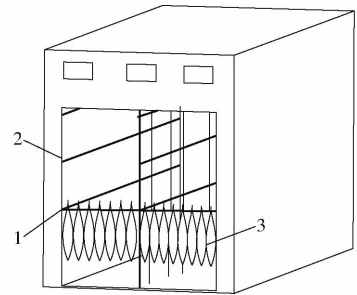


图1 密集烤房装烟示意图

Fig. 1 Schematic of packing tobacco in dense oven

1. 梳式烟夹 2. 烘烤架 3. 烟叶

与地面之间距离为520 mm。卢贤仁等<sup>[28]</sup>研究发现,装烟密度为63~68 kg/m<sup>3</sup>,烟叶品质和烘烤效益最优。

### 1.2 整机结构

设计的双旋转式烟叶装卸装置搭载在自制的试验平台,试验平台简图如图2所示。

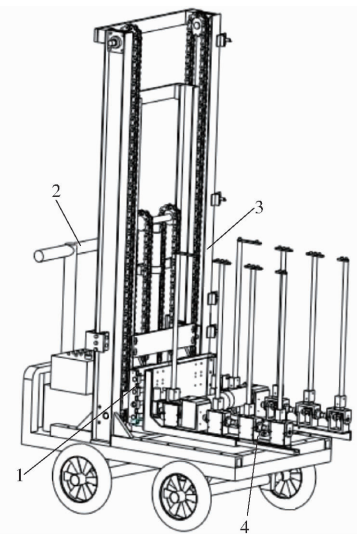


图2 试验平台

Fig. 2 Test platform

1. 水平移动装置 2. 动力底盘 3. 升降装置 4. 装卸装置

试验平台主要由动力底盘、升降装置、水平移动装置和装卸装置组成。动力底盘起固定和行走作用,升降装置采用链轮链条和液压缸两级升降机构,保证烟夹可达指定的高度,水平移动装置通过丝杆导轨机构,实现装卸装置左右移动,从而避免烟夹在工作过程中与门架、墙面等碰撞,保证双旋转装置完成烟叶的装卸。

所设计装卸装置结构如图3所示。装置整体呈左右对称分布,由双旋转机构、直线导轨机构、载烟机构和控制系统4部分组成。双旋转机构通过双旋转机构安装板与滑块安装在直线导轨上,载烟机构垂直于双旋转机构安装,可对3杆烟一次完成装卸,双旋转机构可实现绕转轴公转和自转2个方向转动。

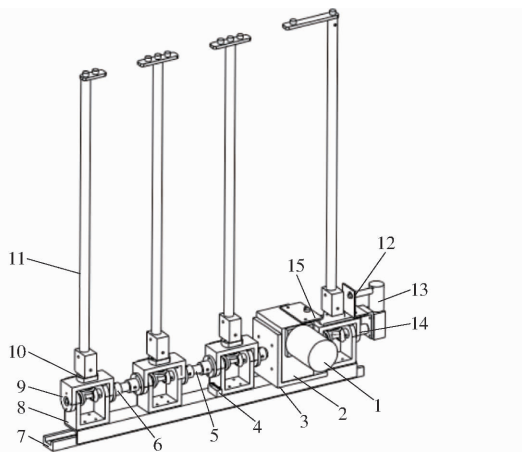


图3 装卸装置结构图

Fig. 3 Loading and unloading device structure drawing

1. 主电机 2. 蜗轮蜗杆减速器 3. 减速器固定架 4. 倾限位开关
5. 空心轴 6. 空心轴连接法兰座 7. 直线导轨机构
8. 双旋转机构安装板 9. 转轴 10. 双旋转机构 11. 载烟机构
12. 旋转接近开关 13. 副电机 14. 支座 15. 倾倒接近开关

### 1.3 工作原理

装烟时,试验平台运动至自制载烟架一端,此时试验平台与载烟架平行且载烟杆对齐,主电机驱动双旋转机构(绕转轴公转)逆时针方向旋转 $90^\circ$ ,载烟机构处于竖直状态,推动烟夹至装卸装置中部,副电机驱动双旋转机构(自转)逆时针旋转 $90^\circ$ ,载烟机构与烟夹接触,完成装烟;卸烟时,载有烟叶的试验平台运动至烤房内部(此时烟夹倾斜),其装卸装置在升降装置作用下下降至烘烤架上方 $10\text{ mm}$ 处,左边双旋转机构与载烟机构在电动推杆作用下沿直线导轨滑动至起始位置,此时左右两旋转机构位置对称,烟夹处于水平状态。副电机驱动双旋转机构(自转)顺时针旋转 $90^\circ$ ,使得载烟机构与烟夹脱离,此时装卸装置在升降装置作用下移动至最底部,主电机驱动双旋转机构(公转)顺时针转 $90^\circ$ ,载烟杆水平位于烟叶下部,装卸装置脱离烟叶,试验平台退出烤房,完成卸烟。

装卸装置初始位置均有相应接近开关确定,通过蜗轮蜗杆减速器的自锁性保证装置的工作状态,载烟机构中烟夹支撑杆选用圆管,降低旋转过程中对烟叶的损伤。

## 2 关键部件设计

### 2.1 载烟机构

#### 2.1.1 结构设计

设计了一种支撑式载烟机构,由平行轴联轴器、锥齿轮连接轴、载烟杆、载烟板等组成,如图4所示。

图中左-2为装卸装置左边第2个载烟机构,右-2为装卸装置右边第2个载烟机构。装烟时,

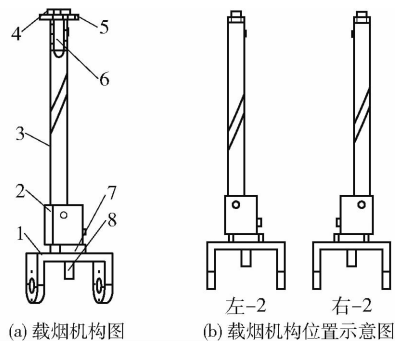


图4 载烟机构结构示意图

Fig. 4 Schematics of smoke carrier mechanism

1. 槽型保持架 2. 平行轴联轴器 3. 载烟杆 4. 烟夹定位板
5. 载烟板 6. 载烟板固定轴 7. 轴承固定座 8. 锥齿轮连接轴

烟夹由4个载烟杆支撑,载烟杆处于竖直状态,左右两支撑杆对称分布,如图4a所示;卸烟时,左边载烟杆顺时针旋转 $90^\circ$ ,右边载烟杆逆时针旋转 $90^\circ$ ,如图4b所示,此时左右两载烟杆中心线间距大于载烟杆直径,从而保证两载烟杆倾倒时不干涉。载烟机构采用T形和L形布置方案,将中间两载烟机构合成T形,两端采用L形,在载烟质量和数量(3杆烟)不变的情况下,载烟机构由12个变为8个,大大减轻装置质量和体积。

#### 2.1.2 参数确定

结合烟叶装卸过程,为保证左右两载烟杆在倾倒和回正过程中无干涉,根据GB/T 23219—2008《烤烟烘烤技术规程》其平行联轴器两轴线距离 $d_1$ 满足

$$\begin{cases} 2d_1 \geq D_1 \\ 2D_1 + 2\left(d_1 - \frac{D_1}{2}\right) \leq d_0 \end{cases} \quad (1)$$

式中  $d_0$ ——烟夹之间距离,mm

$D_1$ ——载烟杆直径,mm

已知 $d_0$ 取值范围为 $30 \sim 60\text{ mm}$ , $D_1$ 为 $20\text{ mm}$ ,代入式(1)得 $d_1$ 取值范围为 $10 \sim 20\text{ mm}$ ,为避免烟杆对烟叶的损伤, $d_1$ 取值 $13\text{ mm}$ ,则平行联轴器宽度取 $28\text{ mm}$ ,长度取 $40\text{ mm}$ 。

T形载烟机构载烟板长度需满足

$$\begin{cases} d_0 + 2l_0 \leq l_1 \\ l_0 \leq b_0 \end{cases} \quad (2)$$

式中  $l_0$ ——载烟板与烟夹水平方向接触长度,mm

$l_1$ ——T形载烟机构载烟板长度,mm

$b_0$ ——梳式烟夹两端宽度,mm

实测得 $b_0$ 为 $17\text{ mm}$ , $l_0$ 取值 $15\text{ mm}$ ,代入式(2),求得 $l_1$ 取值范围为 $60 \sim 90\text{ mm}$ ,为保证两载烟杆倾倒空间, $l_1$ 取值 $90\text{ mm}$ 。

L形载烟机构受力分析如图5所示,载烟过程中,载烟杆位于 $AB$ 并保持稳定状态,选取载烟机构

整体为研究对象,进行受力分析,如图 5a 所示。根据空间内任意力系的平衡条件,取坐标系  $O_1xyz$ ,可得平衡方程为

$$\begin{cases} \sum F_x = 0 \\ \sum F_y = F_{E_y} + F_{F_y} = 0 \\ \sum F_z = F_{E_z} + F_{F_z} - F_1 = 0 \\ \sum M_x = F_1 d_1 + M_0 = 0 \\ \sum M_y = F_1 l_{BC} + F_{E_z} l_{MO_1} + F_{F_z} l_{NO_1} = 0 \\ \sum M_z = F_{E_y} l_{ME} + F_{F_y} l_{NF} = 0 \end{cases} \quad (3)$$

式中  $M_0$ ——减速器对单个载烟机构锁紧力偶矩,  $\text{N}\cdot\text{m}$

$F_1$ ——载烟板所受烟夹的压力,  $\text{N}$

$F_{E_z}$ 、 $F_{E_y}$ ——载烟机构在  $E$  点的约束力,  $\text{N}$

$F_{F_z}$ 、 $F_{F_y}$ ——载烟机构在  $F$  点的约束力,  $\text{N}$

$l_{ME}$ 、 $l_{NF}$ ——槽型保持架与转轴轴线之间距离,  $\text{mm}$

$l_{MO_1}$ 、 $l_{NO_1}$ ——槽型保持架两端到中心的距离,  $\text{mm}$

$\sum F_x$ ——载烟机构在  $x$  轴方向上所受合力,  $\text{N}$

$\sum F_y$ ——载烟机构在  $y$  轴方向上所受合力,  $\text{N}$

$\sum F_z$ ——载烟机构在  $z$  轴方向上所受合力,  $\text{N}$

$\sum M_x$ ——载烟机构所受作用力对  $x$  轴的合力矩,  $\text{N}\cdot\text{m}$

$\sum M_y$ ——载烟机构所受作用力对  $y$  轴的合力矩,  $\text{N}\cdot\text{m}$

$\sum M_z$ ——载烟机构所受作用力对  $z$  轴的合力矩,  $\text{N}\cdot\text{m}$

为了保证载烟机构的稳定性,单个烟夹与烟叶

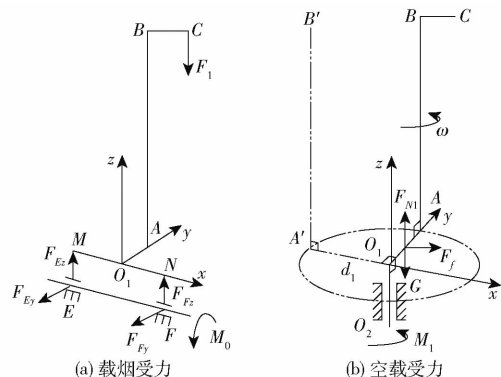


图 5 载烟机构受力分析

质量  $m_1$  取最大值  $20 \text{ kg}$ , 则  $F_1 = 50 \text{ N}$ ,  $l_{BC} = \frac{1}{2} l_1 = 45 \text{ mm}$ ,  $l_{MO_1} = l_{NO_1}$ , 代入式 (3) 得  $l_{NO_1} = 45 \text{ mm}$ ,  $M_0 = 0.65 \text{ N}\cdot\text{m}$ , 考虑载烟杆与平行联轴器自身重力对  $x$  轴的力矩,  $M_0$  取值  $0.7 \text{ N}\cdot\text{m}$ , 故涡轮蜗杆减速器锁紧力矩  $M_e = 4M_0 = 2.8 \text{ N}\cdot\text{m}$ 。

卸烟时,载烟机构处于空载状态,选取平行轴联轴器为研究对象进行受力分析,如图 5b 所示,为确保载烟杆  $AB$  以角速度  $\omega$  绕轴  $O_1O_2$  转动,则驱动锥齿轮连接轴转动所需力偶矩  $M_1$  需满足

$$\begin{cases} M_1 = M_f \\ ds = b_1 dp \\ dF_f = f dF_{N1} \\ dM_f = \rho b f p dp \\ M_f = \int_{r_1}^{r_2} \rho f p ds = \int_{r_1}^{r_2} b f p \rho dp \end{cases} \quad (4)$$

式中  $ds$ ——从平行联轴器接触面取出的微面积,  $\text{mm}^2$

$f$ ——槽型保持架与平行轴联轴器之间的摩擦因数

$r_1$ ——锥齿轮连接轴半径,  $\text{mm}$

$r_2$ ——转动轴线到端部距离,  $\text{mm}$

$b_1$ ——平行联轴器宽度,  $\text{mm}$

$dF_f$ ——微面积上的摩擦力,  $\text{N}$

$dF_{N1}$ ——微面积所受正压力,  $\text{N}$

$dM_f$ ——摩擦力对转动轴线的摩擦力矩,  $\text{N}\cdot\text{m}$

$\rho$ ——任意一点到转动轴线的距离,  $\text{mm}$

$p$ ——微面积上的压力,  $\text{Pa}$

$M_f$ ——平行联轴器所受总摩擦力矩,  $\text{N}\cdot\text{m}$

已知  $dF_{N1} = p ds$ ,  $r_2 = 27 \text{ mm}$ ,  $r_1 = 10 \text{ mm}$ ,  $f = 1.4$ , 假定  $p$  为常数,对式 (4) 进行积分和化简整理得

$$M_f = \frac{1}{2} f G (r_1 + r_2) \quad (5)$$

式中  $G$ ——载烟杆与平行联轴器的自身重力,  $\text{N}$

将已知数据代入式 (5) 可得  $M_f$  为  $0.3 \text{ N}\cdot\text{m}$ , 为保证载烟杆安装精度与垂直度,需通过锥齿轮锁紧螺母调节平行轴联轴器与轴承固定座之间力,锥齿轮连接轴采用 2 个 6901 深沟球轴承轴向叠加而成,减少径向转动阻力。为避免烟叶在装卸过程中折弯等损伤,载烟杆长度满足:  $l_{AB} \geq 600 \text{ mm}$ , 平行轴联轴器高度取  $40 \text{ mm}$ , 为了方便安装载烟板,其载烟杆与载烟板通过轴来连接,铝轴直径  $14 \text{ mm}$ , 长度  $30 \text{ mm}$ 。

## 2.2 双旋转机构

### 2.2.1 结构设计

针对密集烤房与烟夹结构特点,设计由锥齿轮

组、槽型保持架等组成的双旋转机构<sup>[29-30]</sup>,如图6所示。副电机、转轴、主动锥齿轮和从动锥齿轮构成副旋转机构,如图6a所示,实现载烟机构绕垂直方向自转 $90^\circ$ ,使得烟夹装卸装置下降过程中对烟叶无刮伤;主电机、槽型保持架、从动锥齿轮连接轴、空心轴、锥齿轮组等构成主旋转机构,如图6b所示,实现载烟机构公转 $90^\circ$ ,从而实现装卸装置所处高度小于500 mm,整机顺利退出烤房。

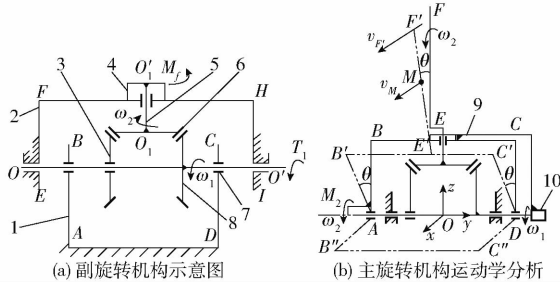


图6 双旋转机构

Fig. 6 Analysis of double rotating mechanism

1. 锥齿轮组壳体 2. 槽型保持架 3. 限位锥齿轮 4. 轴承固定座 5. 从动锥齿轮连接轴 6. 从动锥齿轮 7. 滚动轴承 8. 主动锥齿轮 9. 固定座 10. 副电机

考虑到载烟过程中,烟夹保持稳定且不脱落,采用蜗轮蜗杆减速器锁住槽型保持架,并通过回正限位挡板进行固定。由于装卸装置通过悬臂梁结构与水平移动装置连接,为减少装卸装置前部质量,故将主、副电机安装靠近水平移动装置,且副电机输出轴中心线与蜗轮蜗杆减速器输出轴中心线为同一直线。

### 2.2.2 副旋转机构参数确定

以主、从动锥齿轮总体积最小为优化目标,以锥齿轮强度、应满足最小齿数及最小模数等条件作为约束函数,利用 Matlab 中的遗传算法设计锥齿轮<sup>[31-34]</sup>。优化设计变量  $\mathbf{X}$  可表示为

$$\mathbf{X} = (m, z_1, b) \quad (6)$$

式中  $m$ ——锥齿轮大端端面模数, mm

$z_1$ ——主动锥齿轮齿数

$b$ ——锥齿轮齿宽, mm

为方便计算,主、从动锥齿轮总体积可近似为

$$V = \frac{(3R^2 - 3Rb + b^2) b \pi}{6R^2} [\cos \delta_1 (mz_1)^2 + \cos \delta_2 (mz_2)^2] \quad (7)$$

式中  $z_2$ ——从动锥齿轮齿数

$R$ ——锥齿轮锥距, mm

$\delta_1$ ——主动锥齿轮分锥角

$\delta_2$ ——从动锥齿轮分锥角

模数和齿数  $z$  的选取符合国家标准规定的同时,也要满足具体设计要求,一般须满足约束条

件<sup>[35]</sup>

$$\begin{cases} 1.5 - m \leq 0 \\ 12 - z \leq 0 \end{cases} \quad (8)$$

齿宽通常取整数,锥齿轮传动齿宽系数  $\phi_R$  常取 0.25 ~ 0.35,  $b$  应满足约束条件

$$\begin{cases} b/R - 0.35 \leq 0 \\ 0.25 - b/R \leq 0 \end{cases} \quad (9)$$

锥齿轮齿根弯曲疲劳强度应满足约束条件<sup>[35]</sup>

$$\frac{K_F T_1 Y_{Fa} Y_{sa}}{\phi_R (1 - 0.5\phi_R)^2 m^3 z_1^2 \sqrt{\mu^2 + 1}} - [\sigma_F] \leq 0 \quad (10)$$

式中  $K_F$ ——载荷系数,取 1.3

$\mu$ ——齿数比

$Y_{Fa}$ ——齿形系数,取 2.6

$Y_{sa}$ ——应力修正系数,取 1.6

$[\sigma_F]$ ——许用弯曲应力, MPa

锥齿轮齿面接触疲劳强度应满足约束条件<sup>[35]</sup>

$$\sqrt{\frac{4K_H T_1}{\phi_R (1 - 0.5\phi_R)^2 m^3 z_1^3 \mu}} Z_H Z_E - [\sigma_H] \leq 0 \quad (11)$$

式中  $K_H$ ——载荷系数,取 1.3

$Z_H$ ——锥齿轮区域系数,取 2.5

$Z_E$ ——齿轮材料弹性影响系数,取  $189.8 \text{ MPa}^{0.5}$

$[\sigma_H]$ ——许用接触疲劳强度, MPa

锥齿轮结构尺寸应满足约束条件

$$mz_2 - 45 < 0 \quad (12)$$

考虑到装卸烟夹效率和准确性,从动锥齿轮转速为 25 r/min,齿数比为 1,主动锥齿轮传递扭矩  $T_1 = 0.3 \text{ N}\cdot\text{m}$ ,轴交角为  $90^\circ$ 。根据以上目标函数及约束条件,在 Matlab 中进行目标函数及约束条件编写求解,对最终的参数优化结果取整后锥齿轮模数  $m$  取 1.5 mm,齿数  $z_1$  取 20,齿宽  $b$  取 9 mm。

根据所得锥齿轮参数及槽型保持架中心距离  $l_{FH} = 45 \text{ mm}$ ,如图 6a 所示,取锥齿轮安装距离为 29 mm,锥齿轮组壳体内壁长度  $l_{Ad} = 58 \text{ mm}$ ,壳体上端点  $B$  到转轴轴线  $OO'$  距离为 25 mm。选用输出转速 25 r/min,输出扭矩为  $1.2 \text{ N}\cdot\text{m}$  的直流减速电机。

### 2.2.3 主旋转机构运动学分析

主旋转机构通过主电机带动槽型保持架整体绕转轴旋转,实现载烟杆倾斜平放。以转轴以上部分为研究对象,进行运动学分析,如图 6b 所示。取坐标系  $Oxyz$ ,  $O$  为转轴中心,  $y$  轴与转轴重合,  $z$  轴为竖直方向。槽型保持架以角速度  $\omega_2$  顺时针方向转动,带动从动锥齿轮绕  $x$  轴旋转,主动锥齿轮以绝对角速度  $\omega_1$  转动,为保证载烟机构在旋转过程中,在  $Oyz$  平面投影宽度始终不变,故满足

$$\begin{cases} \omega_1 = \omega_r + \omega_e \\ \omega_1 = \omega_2 \\ \omega_e = \omega_2 \end{cases} \quad (13)$$

式中  $\omega_r$ ——主动锥齿轮相对于副电机的角速度, rad/s

$\omega_e$ ——副电机相对于坐标系  $Oxyz$  的角速度, rad/s

由式(13)可知,  $\omega_r = 0$ , 故主动锥齿轮与副电机相对固定, 即副电机输出轴转速  $n = 0$ , 所以副电机具有一定数值的自锁力矩, 能使主动锥齿轮跟随槽型保持架以角速度  $\omega_2$  顺时针转动, 即副电机为蜗轮蜗杆减速电机。

载烟时, 槽型保持架位于平面  $ABCD$  处, 主电机动力经蜗轮蜗杆减速器及空心轴, 输出力矩  $M_2$ , 带动槽型保持架运动  $t$  时间后至平面  $AB'C'D'$  处, 转动角为  $\theta$ , 取载烟杆  $E'F'$  上质点  $M$  进行运动学分析, 如图 7 所示。

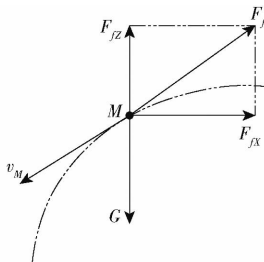


图 7 旋转过程运动学分析

Fig. 7 Kinematic analysis of rotation process

将载烟杆等效为均质细直杆, 根据杆件实际运动情况, 将整个过程分为两部分:  $0 \sim t_1$ , 杆件未接触烟叶, 转动角为  $\theta$ ;  $t_1 \sim t_2$ , 杆件接触烟叶, 转动角为  $\psi$ 。根据质点系对于  $x$  轴的动量矩定理有

$$J_x \frac{d\omega_2}{dt} = \sum M_x(F_i) \quad (14)$$

其中  $\sum M_x(F_i) = M_2 + Gl_{ME'} \sin\theta$

式中  $J_x$ ——载烟杆对  $x$  轴转动惯量,  $\text{kg} \cdot \text{m}^2$

$\sum M_x(F_i)$ ——载烟杆所受各力对  $x$  轴的合力,  $\text{N} \cdot \text{m}$

对式(14)进行积分, 并根据已知条件确定积分上下限, 有

$$\int_0^\omega J_x d\omega_2 = \int_0^{t_1} (M_2 + Gl_{ME'} \sin\theta) dt \quad (15)$$

整理式(15)得  $M_2$ , 由质点系的动能定理得

$$W = E_2 - E_1 \quad (16)$$

其中

$$W = M_2 \varphi + \frac{1}{2} Gl_{ME'} \cos\theta - W_f$$

$$E_1 = E_2 = \frac{1}{2} J_x \omega_2^2$$

式中  $W$ ——杆件所受主动力做的功, J

$\varphi$ —— $t_1 \sim t_2$  时间内转过的角度, rad

$W_f$ ——杆件所受阻力做的功, J

$E_1, E_2$ —— $t_1, t_2$  时刻刚体的动能, J

整理式(16), 得出  $W_f$ , 其中  $\varphi = 0.5\pi - \theta$ , 并由摩擦力做功得

$$\begin{cases} W_{f_x} = \frac{1}{2} F_{f_x} l_{ME'} \sin\theta \\ W_{f_z} = \frac{1}{2} F_{f_z} l_{ME'} \cos\theta \end{cases} \quad (17)$$

其中  $F_{f_x} = F_f \cos\theta$   $F_{f_z} = F_f \sin\theta$

将  $M_2, W_f$  代入式(17)中可得

$$F_f = \frac{4ml_{ME'}\omega_2}{2l_1 \cos\theta \sin\theta} - \frac{G(0.5\pi - \theta)}{\cos\theta} + \frac{G}{2\sin\theta} \quad (18)$$

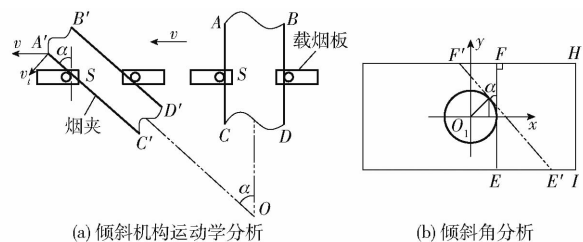
载烟板速度  $v_{F'}$  与动能  $E$  满足

$$\begin{cases} v_{F'} = 2v_M \\ v_M = \omega_2 l_{ME} \\ E = 0.5mv_{F'}^2 \end{cases} \quad (19)$$

由式(18)可知, 载烟杆所受阻力  $F_f$  与空心轴角速度  $\omega_2$  转动时间  $t_1$  及转动角  $\theta$  有关, 由于载烟杆运动过程中, 烟叶位置相对固定, 转动角  $\theta$  相对为定值, 故载烟杆所受阻力  $F_f$  只与空心轴角速度  $\omega_2$  有关, 即载烟杆运动过程中对烟叶的损伤程度与空心轴角速度  $\omega_2$  有关。根据式(19)可知, 当  $\omega_2$  一定, 载烟杆长度  $l_{EF}$  越长,  $v_{F'}$  越大, 此时动能  $E$  就越大, 对烟叶的损伤程度越高, 故载烟杆长度不易过大, 通过正交试验求得载烟杆长度和空心轴角速度  $\omega_2$  最优解。

### 2.3 倾斜机构

倾斜机构主要由机座、推杆、直线导轨和双旋转机构安装板组成。每个机座上放置 4 个双旋转机构, 相邻双旋转机构通过空心轴与法兰座连接, 双旋转机构整体在直线导轨上往复移动, 实现烟夹倾斜, 如图 8a 所示, 烟夹在推杆的作用下,  $AB$  端以水平速度  $v$  匀速前进, 并绕  $O$  旋转  $t$  后, 运动至  $A'B'C'D'$  处, 烟夹水平距离小于 1 270 mm。



(a) 倾斜机构运动学分析

(b) 倾斜角分析

图 8 倾斜机构分析图

Fig. 8 Kinematic analysis of tilting mechanism

为保证烟叶上炕后, 相邻烟夹之间距离相等, 故直线导轨长度与双旋转机构安装板长度相等, 双旋转机构安装板与滑块安装位置需满足

$$\begin{cases} \alpha \geq \arccos(b_2/l) \\ l_1 = l_2 \\ l_2 = d \tan \alpha \end{cases} \quad (20)$$

式中  $b_2$ ——烤房内左右两烘烤架端面之间距离, mm

$l$ ——烟夹长度, mm

$l_1$ ——滑块距双旋转机构安装板端面距离, mm

$l_2$ ——烟夹水平移动距离, mm

$d$ ——右双旋转机构安装板之间距离, mm

将已知条件代入式(20),可得  $\alpha \geq 22.5^\circ$ ,  $l_1$  为 326 mm。由于倾斜过程中烟夹始终载有烟叶,其烟夹随倾斜角  $\alpha$  的增大,接触面积不断变小,为保证烟夹运动过程稳定,烟夹不脱落,选取烟夹、载烟板和烟夹限位块为研究对象进行角度分析,如图 8b 所示,以限位块圆心为坐标原点,建立  $O_1xy$  坐标系,设  $E$  点坐标  $(x_E, y_E)$ ,  $F$  点坐标  $(x_F, y_F)$ ,  $H$  点坐标  $(x_H, y_H)$ ,  $I$  点坐标  $(x_I, y_I)$ ,  $E'$  点坐标  $(x_{E'}, y_{E'})$ ,  $F'$  点坐标  $(x_{F'}, y_{F'})$ , 直线  $FH$  方程为  $y = 10$ , 直线  $EI$  方程为  $y = -10$ , 直线  $E'F'$  方程为

$$y = -\frac{1}{\tan \alpha}x + r \sin \alpha + \frac{r \cos \alpha}{\tan \alpha} \quad (21)$$

式中  $\alpha$ ——烟夹倾斜角, rad

考虑到烟夹运动平稳,其  $E'F'HI$  围成面积  $S$  为

$$S = \frac{1}{2}(y_F - y_E)(x_I - x_{F'}) \quad (22)$$

根据载烟机构各杆件尺寸设计,其限位块半径  $r = 6.5$  mm,各点坐标分别为  $E(6.5, -10)$  mm、 $F(6.5, 10)$  mm、 $H(21.5, 10)$  mm、 $I(21.5, -10)$  mm, 联立直线方程  $FH$ 、 $EI$ 、 $E'F'$  得  $E'$ 、 $F'$  点坐标, 代入式(21)、(22)中,求得面积为

$$S = 215 - 65 \sin \alpha \tan \alpha - 65 \cos \alpha + 100 \tan \alpha \quad (23)$$

根据装置在运动过程中存在振动等原因,实际接触面积  $S$  不易很小,选择  $S = 0.6S_0$ , 求得倾斜角  $\alpha = 27^\circ$ , 因此倾斜角满足:  $22.5^\circ \leq \alpha \leq 27^\circ$ 。

## 2.4 控制系统设计

针对双旋转式烟叶装卸装置连续作业特点,双旋转机构的驱动电机根据 PLC 信号控制启停,控制系统包括硬件和软件两部分。硬件主要由 PLC 控制器、限位开关、接近开关、直流电机、继电器等组成,如图 9 所示。

根据烟叶装卸装置中电机数量结合试验平台的作业需要,选用三菱 FX3U 40MT 型 6 轴 PLC 控制器,该控制器有 24 个输入接口和 16 个输出接口,内存容量 8 000 K。其他硬件包括:景气科技常开型接近开关(LJ12A3-2-Z/BX 型),检测距离 4 mm,响

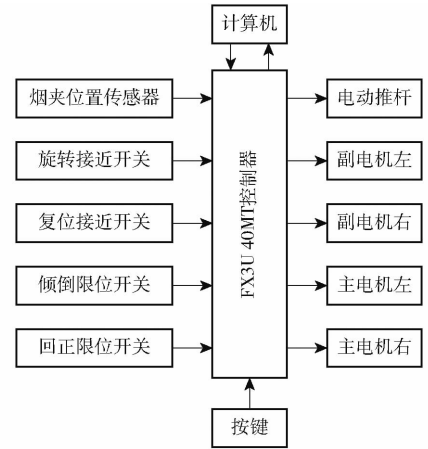


图 9 控制系统硬件组成

Fig. 9 Control system hardware composition

应频率 0.5 kHz; OMRON 微动开关(Z-15GW22-B 型); 名扬直流减速电机(5840-31ZY 型), 转速 25 r/min; 信达直流电机(5D300GN-CC 型), 转速 1 800 r/min; TONGLING 8 路继电器模块(JQC-3FF-S-Z 型), 高低电平有效。

采用三菱梯形图编程软件 GX Works2, 根据试验平台各装置机构配合烟夹装卸装置各机构作业时的动作及顺序编写控制系统程序, 实现对烟夹装卸过程的控制, 如图 10 所示。

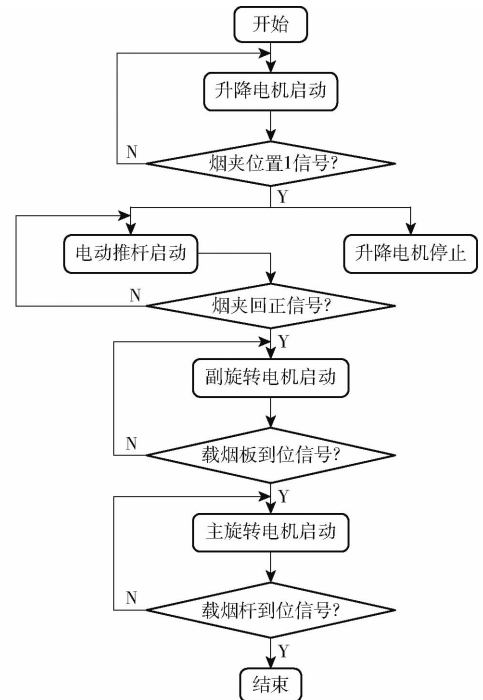


图 10 控制程序流程图

Fig. 10 Flow chart of control program

## 3 样机试验

### 3.1 试验条件

为了验证所设计的烟叶装卸装置实际装卸效果, 寻求最优参数组合, 将装卸装置安装在自主设计



研发的装烟机试验平台上,进行烟夹装卸试验,试验地为贵州省毕节市威宁县黑石镇,试验点烤房为GZSM-06-02型卧式密集烤房,符合《密集烤房技术规范》,烟夹规格为长1320 mm×宽115 mm,试验烟叶为云烟87下部烟叶,烟叶装卸试验如图11所示。



图11 烟叶装卸试验

Fig.11 Tests of tobacco loading and unloading

### 3.2 试验试验方法及指标

以烟叶装卸成功率为试验指标。烟叶装卸成功率是指未发生烟叶脱落、烟夹装卸实际偏移以及大量烟叶损伤的概率,主要由脱落率、偏移率和损伤率来衡量。烟叶脱落率是指装卸机构从装烟到烟叶上炕过程中,烟叶掉落,未成功上炕的概率。烟夹偏移率是指卸烟过程中,烟夹之间实际距离与标准距离偏移的概率。烟叶损伤率是指装卸过程中机构对烟叶刮伤与打烂的概率。

烟叶装卸成功率为

$$V = 1 - Q - L - U \quad (24)$$

其中  $Q = \frac{R_1}{S_1} \times 100\% \quad (25)$

$$L = \frac{B_1 - N_1}{N_1} \times 100\% \quad (26)$$

$$U = \frac{K}{S_1} \times 100\% \quad (27)$$

式中  $R_1$ ——脱落烟叶叶片数量

$S_1$ ——总烟叶叶片数量

$K$ ——烟叶损伤叶片数量

$B_1$ ——装炕后两烟夹之间的距离,mm

$N_1$ ——两烟夹标准间距,mm

$Q$ ——烟叶脱落率,%

$L$ ——烟夹偏移率,%

$U$ ——烟叶损伤率,%

### 3.3 试验因素和水平

为验证本文设计的烟夹装卸装置作业性能,在单次装烟3杆烟,间距60 mm条件下进行试验,研究不同试验参数对烟夹装卸成功率的影响。选择空心轴转速、载烟杆长度和烟夹倾斜角作为试验因素,每个试验因素选取3个水平,如表1所示。

### 3.4 试验方法

采用三因素三水平正交试验( $L_9(3^4)$ 正交表),

正交试验安排与结果如表2所示( $A$ 、 $B$ 、 $C$ 为因素水平值),设计每组试验3次,共9组试验。

表1 因素水平

Tab.1 Factors and levels

水平	因素		
	空心轴转速/ ( $r \cdot \min^{-1}$ )	载烟杆长度/ mm	烟夹倾斜角/ ( $^\circ$ )
1	8	600	23
2	12	650	26
3	18	700	30

表2 烟叶装卸正交试验及结果

Tab.2 Orthogonal test scheme and results of tobacco loading and unloading

试验号	因素			指标			
	$A$	$B$	$C$	$Q/\%$	$L/\%$	$U/\%$	$V/\%$
1	1	1	1	1.4	2.1	2.1	94.4
2	1	2	2	4.8	2.3	1.4	91.5
3	1	3	3	8.6	3.2	0.8	87.4
4	2	1	2	4.2	1.8	2.9	91.1
5	2	2	3	9.4	2.6	2.0	94.3
6	2	3	1	1.8	3.1	1.3	93.8
7	3	1	3	11.2	2.4	4.2	82.2
8	3	2	1	3.2	1.5	3.2	92.1
9	3	3	2	5.2	2.8	2.6	89.4

### 3.5 试验结果与分析

由表2可以看出,3种空心轴转速下的烟叶装卸平均成功率分别为91.2%、93.5%、87.9%;3种载烟杆长度下的烟叶装卸成功率分别为89.4%、92.6%、90.7%;3种烟夹倾斜角下的烟叶装卸平均成功率分别为94.1%、91.6%、88.0%;对试验结果进行方差分析和极差分析,如表3、4所示。

表3 试验结果方差分析

Tab.3 Analysis of variance of test results

指标	$A$	$B$	$C$
$K_1$	2.737	2.681	2.821
$K_2$	2.806	2.779	2.721
$K_3$	2.637	2.721	2.639
$Q$	7.439 5	7.438 2	7.442 1
$S$	0.002 9	0.001 7	0.005 6
$f$	2	2	2
$F$	18.63	9.42	26.47

表4 试验结果极差分析

Tab.4 Range analysis of test results

指标	$A$	$B$	$C$
$R_j(K)$	0.169	0.098	0.182
因子主次	$C > A > B$		
最优参数组合	$C_1 A_2 B_2$		

由 $F$ 统计量分布的检验标椎<sup>[36]</sup>及表3可知,空



心轴转速和烟夹倾斜角对烟夹装卸成功率有显著影响,载烟杆长度对烟夹装卸成功率影响不显著。

由表3、4可知,烟夹倾斜角对烟夹装卸成功率影响最大,其次是空心轴转速和载烟杆长度,其最优参数组合为烟夹倾斜角 $23^{\circ}$ 、空心轴转速 $12\text{ r/min}$ 、载烟杆长度 $650\text{ mm}$ 。为验证优化结果的合理性,以最优组合参数进行验证试验,共9次,结果取平均值,在验证试验过程中,倾斜机构配合双旋转机构、载烟机构完成烟叶装卸,由于载烟杆倾倒过程直接与烟叶接触,导致烟叶少量掉落与损伤,其脱落率 $1.5\%$ ,损伤率 $2.1\%$ 。由于载烟杆长度以及试验平台位置误差,平均烟夹偏移率为 $1.4\%$ ,烟叶装卸成功率为 $95\%$ 。

## 4 结论

(1)针对烤房、烟夹的结构特点与烟叶的物理属性设计双旋转式烟叶装卸装置,该装置由载烟机构、双旋转机构、倾斜机构及PLC控制系统组成,结构简单、烟叶装卸成功率高、烟叶损伤率低。

(2)选取空心轴转速、载烟杆长度和烟夹倾斜角为试验因素,以烟叶脱落率、烟夹偏移率和烟叶损伤率为试验指标,进行正交试验,获取各因素对烟夹装卸成功率影响主次顺序为烟夹倾斜角、空心轴转速、载烟杆长度;获取最优组合为:烟夹倾斜角 $23^{\circ}$ 、空心轴转速 $12\text{ r/min}$ 、载烟杆长度 $650\text{ mm}$ ,满足实际需要。

## 参 考 文 献

- [1] 娄海燕. 我国烟草行业可持续发展影响因素研究[D]. 北京:北京交通大学,2016.  
LOU Haiyan. Study on the influencing factors of sustainable development of tobacco industry in China[J]. Beijing: Beijing Jiaotong University, 2016. (in Chinese)
- [2] JOHNSON W H, HENSON W H, HASSER F J, et al. Bulk curing of bright-leaf tobacco[J]. Tobacco Science, 1960, 4(12): 49-55.
- [3] NGONI C, PETER R, DANIEL J, et al. Development of an efficient low cost emergency tobacco curing barn for small scale tobacco growers in Zimbabwe[J]. Journal of Basic and Applied Research International, 2017, 20(4): 244-256.
- [4] 曾中,汪耀富,肖春生,等. 密集烤房碳纤维增强水泥基复合材料供热设备的设计与试验[J]. 农业工程学报, 2012, 28(11): 61-67.  
ZENG Zhong, WANG Yaofu, XIAO Chunsheng, et al. Design and experiment of carbon fiber reinforced cement based composite material heating equipment for bulk curing barn[J]. Transactions of the CSAE, 2012, 28(11): 61-67. (in Chinese)
- [5] 徐秀红,孙福山,王永,等. 我国密集烤房研究应用现状及发展方向探讨[J]. 中国烟草科学, 2008, 29(4): 54-56, 61.  
XU Xiuhong, SUN Fushan, WANG Yong, et al. Current situation and further direction on research and application of bulk curing barn in China[J]. Chinese Tobacco Science, 2008, 29(4): 54-56, 61. (in Chinese)
- [6] 段绍米,罗会龙,刘海鹏. 烟叶密集烤房的研究应用进展与改进设计[J]. 江苏农业科学, 2019, 47(1): 202-207.  
DUAN Shaomi, LUO Huilong, LIU Haipeng. Research and application progress and improved design of tobacco intensive curing barn[J]. Jiangsu Agricultural Science, 2019, 47(1): 202-207. (in Chinese)
- [7] 徐秀红,王林立,王传义,等. 密集烤房不同装烟方式对烟叶质量及效益的影响[J]. 中国烟草科学, 2010, 31(6): 72-74.  
XU Xiuhong, WANG Linli, WANG Chuanyi, et al. Effects of different tobacco loading methods in dense curing barn on the quality and benefit of tobacco leaves[J]. Chinese Tobacco Science, 2010, 31(6): 72-74. (in Chinese)
- [8] RANA N, FAN C. Cost-benefit analysis of baking under different tobacco loading patterns[J]. Agricultural Science & Technology, 2016, 17(10): 2414-2417.
- [9] 梁荣,何振峰,文俊,等. 密集烤房不同装烟方式烘烤效果研究[J]. 广东农业科学, 2014, 41(3): 33-40.  
LIANG Rong, HE Zhenfeng, WEN Jun, et al. Study on the effect of different tobacco loading methods in dense curing barn[J]. Guangdong Agricultural Sciences, 2014, 41(3): 33-40. (in Chinese)
- [10] 王建安,段卫东,申洪涛,等. 快速悬挂烟夹烘烤设备的设计与应用[J]. 烟草科技, 2016, 49(2): 92-97.  
WANG Jian'an, DUAN Weidong, SHEN Hongtao, et al. Design and application of fast hanging cigarette holder baking equipment[J]. Tobacco Science and Technology, 2016, 49(2): 92-97. (in Chinese)
- [11] 浦秀平,徐世锋,孙福山,等. 不同装烟方式对密集烘烤效率及烟叶质量的影响[J]. 中国烟草科学, 2013, 34(4): 98-102.  
PU Xiuping, XU Shifeng, SUN Fushan, et al. Effects of different tobacco loading methods on intensive curing efficiency and tobacco leaf quality[J]. Chinese Tobacco Science, 2013, 34(4): 98-102. (in Chinese)
- [12] HASSLER F J. Apparatus for bulk curing tobacco: United States:3251620[P]. 1966-05-17.
- [13] 刘广玉,程吉云,谭青涛,等. 6YB-15型编烟机的研制与应用[J]. 中国烟草科学, 2011, 32(6): 77-79.  
LIU Guangyu, CHENG Yunji, TAN Qingtao, et al. Development and application of 6YB-15 tobacco weaving machine[J]. Chinese Tobacco Science, 2011, 32(6): 77-79. (in Chinese)
- [14] 曲宝建,姜良友,李洪民,等. 高效烟叶编织机的设计与开发[J]. 中国农机化, 2012, 33(2): 121-124.  
QU Baojian, JIANG Liangyou, LI Hongmin, et al. Design and development of high-efficiency tobacco weaving machine[J].

- China Agricultural Mechanization, 2012,33(2): 121-124. (in Chinese)
- [15] 刘路,杨路,高观光,等. 小型烟草植保机移动平台结构设计与试验[J]. 农业机械学报,2019,50(4):156-162.  
LIU Lu, YANG Lu, GAO Guanguang, et al. Structural design and test of wheeled tobacco plant protection mobile platform [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2019, 50(4): 156-162. (in Chinese)
- [16] 范国强,杨庆璐,张晓辉,等. 烟草夹持式智能打顶机设计与试验[J]. 农业机械学报,2017,48(7):121-126.  
FAN Guoqiang, YANG Qinglu, ZHANG Xiaohui, et al. Design and test of intelligent tobacco topping machine with clamping belt[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2017, 48(7):121-126. (in Chinese)
- [17] 付继刚,陈杰,张辉全,等. 烤烟活动箱式装烟框及提升装置的设计与应用[J]. 烟草科技,2015,48(11):79-90.  
FU Jigang, CHEN Jie, ZHANG Huiquan, et al. Design and application of movable box-mounted cigarette frame and lifting device for flue-cured tobacco[J]. Tobacco Science & Technology, 2015, 48(11): 79-90. (in Chinese)
- [18] 任杰,黄晔,程森,等. 可移动挂式装烟架的设计与应用[J]. 中国烟草科学,2016,37(3):52-56.  
REN Jie, HUANG Ye, CHENG Sen, et al. Design and application of mobile hanging cigarette holder[J]. Chinese Tobacco Science, 2016, 37(3): 52-56. (in Chinese)
- [19] JOHNSON W H. Modular tobacco handling and curing system and method; United States; 3932946[P]. 1976-01-20.
- [20] 王建安. 一种烟叶烘烤环节的机械化装烟装置:201310555206.6[P]. 2013-11-11.
- [21] 吴霞. 一种烤烟上炕装置:201922242857.5[P]. 2019-12-13.
- [22] 苏建东. 一种烤房烟夹装卸设备:201420067696.5[P]. 2014-02-17.
- [23] LONG W R. Method and apparatus for harvesting and treating tobacco; United States; 3834137[P]. 1974-09-10.
- [24] 谢守勇. 一种载烟杆旋转单元、模块、机构及烤烟上炕装置:202110195359.9[P]. 2021-02-20.
- [25] 董梅. 一种烟夹抓取设备:201420067776.0[P]. 2014-02-17.
- [26] 彭才望,孙松林,蒋蕻,等. SJ-100型自走式烟草上房机的设计与试验[J]. 湖南农业大学学报,2017,43(5):556-569.  
PENG Caiwang, SUN Songlin, JIANG Ping, et al. Design and test of SJ-100 self-propelled tobacco room machine[J]. Journal of Hunan Agricultural University, 2017, 43(5):556-569. (in Chinese)
- [27] 黎根,何猛,刘峰峰,等. 湖北不同植烟区烤烟物理特性分析[J]. 中国烟草科学,2018,39(6):73-78.  
LI Gen, HE Meng, LIU Fengfeng, et al. Analysis of physical characteristics of flue-cured tobacco in different tobacco-growing areas in Hubei[J]. Chinese Tobacco Science, 2018,39(6): 73-78. (in Chinese)
- [28] 卢贤仁,谢已书,李国彬,等. 不同装烟密度对散叶密集烘烤烟叶品质及能耗的影响[J]. 贵州农业科学,2011,39(6):55-57.  
LU Xianren, XIE Yishu, LI Guobin, et al. The effect of different loading densities on the quality and energy consumption of loose-leaf dense-cured tobacco[J]. Guizhou Agricultural Sciences, 2011, 39(6): 55-57. (in Chinese)
- [29] 任玲,赵斌栋,曹卫彬,等. 穴苗移栽机双旋转式分苗装置设计[J]. 农业工程学报,2021,37(8):10-18.  
REN Ling, ZHAO Bindong, CAO Weibin, et al. Design of double-rotation seedlings separating device for transplanters[J]. Transactions of the CSAE, 2021, 37(8): 10-18. (in Chinese)
- [30] 陈建能,章鹏华,王英,等. 旋转式钵苗栽植机构多目标参数优化与试验[J]. 农业机械学报,2015,46(5):46-53.  
CHEN Jianneng, ZHANG Penghua, WANG Ying, et al. Multi-objective parameter optimization and experiment of rotary seedling planting mechanism[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2015, 46(5): 46-53. (in Chinese)
- [31] 赵宁,康士朋,郭辉,等. 基于遗传算法的弧齿锥齿轮动态特性优化设计[J]. 航空动力学报,2010,25(10):2396-2402.  
ZHAO Ning, KANG Shipeng, GUO Hui, et al. Optimization design of dynamic characteristics of spiral bevel gears based on genetic algorithm[J]. Journal of Aerodynamics, 2010, 25(10): 2396-2402. (in Chinese)
- [32] 冉军辉,沐森林,李海同,等. 油菜联合收获机往复式双动割刀行星轮驱动器设计与试验[J]. 农业工程学报,2020,36(9):17-25.  
RAN Junhui, MU Senlin, LI Haitong, et al. Design and test of planet gear driver of reciprocating double-acting cutter for rapeseed combine harvester[J]. Transactions of the CSAE, 2020, 36(9): 17-25. (in Chinese)
- [33] 方宗德,郭琳琳,苏进展,等. 基于齿面印痕控制的弧齿锥齿轮公差优化设计[J]. 农业机械学报,2011,42(7):223-228,234.  
FANG Zongde, GUO Linlin, SU Jinzhan, et al. Optimal design of tolerance for spiral bevel gears by controlling contactpath [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2011, 42(7): 223-228,234. (in Chinese)
- [34] 孙良,祝建彬,张国凤,等. 水稻插秧机异形非圆锥齿轮宽窄行分插机构研究[J]. 农业机械学报,2015,46(5):54-61.  
SUN Liang, ZHU Jianbin, ZHANG Guofeng, et al. Wide-narrow distance transplanting mechanism with specialshaped non-circular bevel gears for rice transplanter[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2015, 46(5): 54-61. (in Chinese)
- [35] 濮良贵,陈国定,吴立言,等. 机械设计[M]. 9版.北京:高等教育出版社,2013.
- [36] 郑少华,姜奉华. 试验设计与数据处理[M]. 北京:中国建材工业出版社,2003.