

油菜移栽机槽轮间歇式送苗机构的优化设计

肖名涛^{1,2}, 孙松林^{1,2*}, 李凯¹, 魏刚¹, 杨彪¹

(1.湖南农业大学工学院, 湖南 长沙 410128; 2.湖南省现代农业机械装备工程技术研究中心, 湖南 长沙 410128)

摘要: 针对油菜移栽机设计了一套槽轮间歇式送苗机构。通过建立送苗机构的运动学与动力学模型, 确定以送苗机构驱动扭矩最小为优化目标, 以落苗时间与槽轮间歇停顿时间关系、链接数目与苗杯数量关系为约束条件, 通过 Matlab 数值分析, 得出满足约束条件的较优方案, 即二指六槽式槽轮间歇机构驱动扭矩为 87.2 N·m, 间歇停顿时间为 0.4 s。试验表明, 优化后的机构运动流畅, 送苗准确率可达 92.9%。

关键词: 油菜移栽机; 槽轮送苗机构; 优化设计

中图分类号: S223.9

文献标志码: A

文章编号: 1007-1032(2014)02-0211-05

Optimal design of intermittent seedling feeding geneva mechanism for rape transplanter

XIAO Ming-tao^{1,2}, SUN Song-lin^{1,2*}, LI Kai¹, WEI Gang¹, YANG Biao¹

(1.College of Engineering, Hunan Agricultural University, Changsha 410128, China; 2.Hunan Modern Agricultural Machinery Engineering & Technology Research Center, Changsha 410128, China)

Abstract: An intermittent seedling feeding geneva mechanism for rape transplanter was designed. By analyzing the molds of kinematics and dynamics of the seedling feeding mechanism, the minimum drive torque was determined as the optimization goal. The relationships between seedling drop time and geneva pause time and between link number and seedling cup were set as constraints. A two slot and six round pin geneva mechanism with drive torque equal to 87.2 N·m and pause time equal to 0.4 s was found to be the optimal scheme satisfying the constraints by Matlab software analyzing. The test results shows the optimized mechanism runs smoothly and the seedling feeding accuracy rate reached up to 92.9%.

Key words: rape transplanter; seedling feeding geneva mechanism; optimimal design

为适应高密度农艺要求, 油菜机械化移栽通常采用多行同时移栽, 如采用大型拖拉机挂接的美国雷纳多 RTME1100 型半自动多功能移栽机等。中国油菜生产主要集中在长江流域, 以稻—油轮作方式为主。大型拖拉机质量大, 车轮易下陷打滑, 破坏水田土壤, 不适合在稻—油轮作区油菜移栽作业^[1-4]。

为解决南方稻—油轮作区油菜机械化移栽的

难题, 湖南农业大学工学院研制了一种基于乘坐式水稻插秧机底盘的四行油菜移栽机。该机采用对称布置的 2 套圆环式送苗机构, 1 套送苗机构能分别对 2 行栽植器送苗。作业时, 2 人投苗即能满足 4 行同时移栽要求, 既节约了劳动力, 也降低了整机质量。为提高机构送苗的准确性, 笔者设计了槽轮间歇式送苗机构, 建立了运动学和动力学模型, 并进行了优化设计。

收稿日期: 2013-11-19

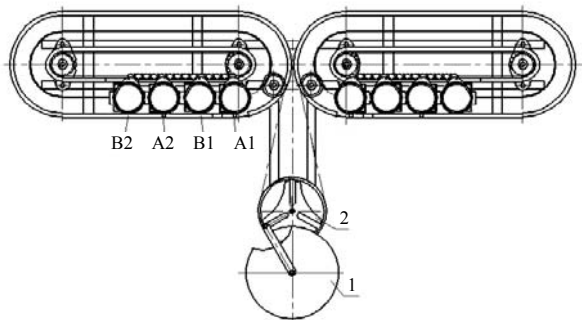
基金项目: 国家“十二·五”科技支撑计划项目(2011BAD20B083)

作者简介: 肖名涛(1981—), 男, 湖南桑植人, 博士研究生, 讲师, 主要从事农业机械创新设计与试验研究, xiaomentor@163.com;

*通信作者, hndssl@163.com

1 送苗机构结构及工作原理

移栽机送苗机构的结构如图 1 所示。机构运动时，由主动拨盘 1 带动槽轮 2 转动，槽轮底端链轮通过链条带动前方左右两侧转盘底部的小链轮转动，与之同轴的转盘上方链条挂接有送苗杯(单侧 12 个，图中仅表示 4 个)，苗杯移动到一定的位置由底部投苗口打开苗杯盖，向下落苗，幼苗进入栽植器，完成 1 次送苗和投苗动作。



1 拨盘；2 槽轮；B2、A2、B1、A1 苗杯。

图 1 送苗机构的结构

Fig.1 Structural diagram for the seedling feeder

主动拨盘 1 以等角速度 ω_1 匀速旋转，当拨盘上的圆销未进入槽轮的径向槽时，由于槽轮内凹锁止弧被拨盘 1 的外凸锁止弧卡住，故槽轮不动，此时苗杯静止不动。当圆销进入槽轮的径向槽时，由圆销与槽径的切向力带动槽轮转动。

如图 1 左侧送苗盘所示，苗杯顺时针转动，B2 及 A1 处开有下落口，由 B2 沿逆时针方向将左侧送苗盘苗杯依次编号 1、2、3 至 12。初始时，B2 及 A1 对应的 1、4 号苗杯落苗空杯。拨盘转 1 周，苗杯移动 2 个位置，A1 处空杯后 4 号杯转动到 A2 位置，B2 处 1 号杯则顺时针继续旋转，等待转动到送苗盘另一侧补苗，3 号及 6 号苗杯转动到 B2 及 A1 落苗位置，下一个工作循环 5 号及 8 号苗杯投苗。如此，苗杯从 A1 进入到 B2 处离开全部空杯。

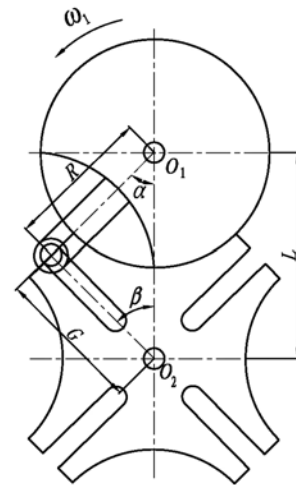
2 优化目标函数

机构运动主要需克服槽轮机构转动扭矩 M_1 和苗杯部分运动所需力矩 M_2 。机构运动的总扭矩 $M=M_1+M_2$ 。优化的目标是使得 M 最小。

2.1 槽轮的运动学与动力学分析

当拨盘的角速度一定时，槽轮的角速度及角加

速度随槽数 z 的变化而不同。如图 2 所示，槽轮在转动过程中， α 和 β 分别表示圆销和槽轮的角度，并规定 α 和 β 在圆销进入时为负，圆销离开时为正。



O_1 拨盘中心； O_2 槽轮中心。

图 2 槽轮结构

Fig.2 Structure of the geneva mechanism

建立槽轮运动学方程^[5]：

$$R \sin \alpha = r_x \sin \beta ; R \cos \alpha + r_x \cos \beta = L。$$

式中： R 为圆销指半径； L 为拨盘与槽轮中心距； r_x 为圆销至槽轮回转中心的距离。令 $\lambda = R/L$ ，可得：

$$\beta = \arctan \frac{\lambda \sin \alpha}{1 - \lambda \cos \alpha}。$$

对 β 分别求一阶及二阶导数，得到槽轮的角速度 $\dot{\beta}$ 和角加速度 $\ddot{\beta}$ 。

$$\dot{\beta} = \frac{\lambda(\cos \alpha - \lambda)}{1 - 2\lambda \cos \alpha + \lambda^2} \omega_1 ;$$

$$\ddot{\beta} = \frac{\lambda(\lambda^2 - 1) \sin \alpha}{(1 - 2\lambda \cos \alpha + \lambda^2)^2} \omega_1^2。$$

$$\omega_1 = \frac{2\pi}{T} = \frac{2\pi}{1.2} = 5.24 \text{ rad/s}。$$

在 Matlab 中，设定变量 α ，运动时间 t 使用 linspace 函数设定取值范围 $[-(\pi/2 - |\beta_0|), (\pi/2 - |\beta_0|)]$ ，即可以分别计算出对应的 β 、 r_x 、 $\dot{\beta}$ 、 $\ddot{\beta}$ 值。

建立槽轮转动的动力学方程： $M_1 = J_z \ddot{\beta}_z$ 。

利用文献[6]求得当前安装中心距 150 mm 下各槽轮的转动惯量 J_z ，编写 Matlab 软件，求得各槽轮在拨盘周期 $T=1.2$ s 时的圆销指匀角速度转动时的扭矩(图 3)。

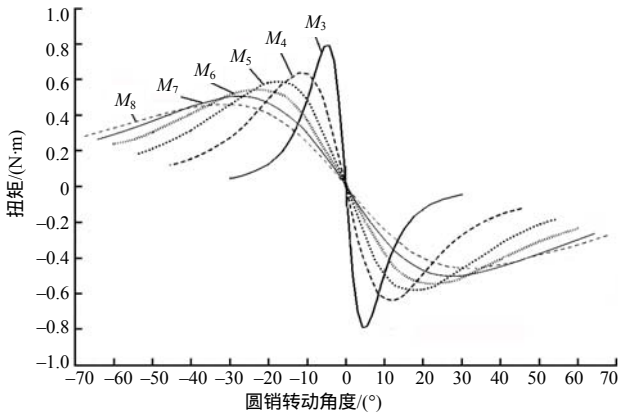


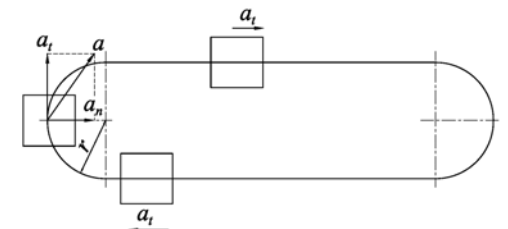
图 3 部分槽轮的扭矩

Fig. 3 Torsion of different geneva mechanism

分析结果表明：从 M_3 到 M_8 ，当槽数越大时，其扭矩变化越平缓，峰值扭矩 M_{max} 也就越小。

2.2 苗杯的运动学与动力学分析

送苗机构由槽轮间歇机构提供动力，因而送苗盘上的苗杯在链条的带动下也作间歇运动，其运动为变速运动。如图 4 所示。苗杯的运动分为 2 部分：一部分是前后的直线运动；另一部分是处于左右两侧时的半圆周运动。苗杯的变速运动由一部分苗杯的直线变速运动及少数苗杯的圆周变速运动组成。



a 加速度； a_t 切向加速度； a_n 向心加速度； r 圆环半径。

图 4 苗杯运动示意图

Fig.4 Skech of the movement of seeding cup

苗杯运动时，速度先变快后变慢，加速度 a_t 先为正后为负。建立苗杯在直线运动时的动力学方程：

$$F_t = ma_t ; a_t = \frac{dv}{dt} = r \frac{d\omega}{dt} = r\alpha_5$$

式中： F_t 为驱动力； r 为苗盘转角半径； α_5 为槽轮的角加速度，与 $\ddot{\beta}$ 相同。

圆周运动时，除了提供切向加速度，还要提供向心加速度，建立苗杯在圆周运动时的动力学方程：

$$\begin{cases} f_t = m_1 r \alpha_5 = m_1 r \ddot{\beta} \\ f_n = m_1 r \omega_5^2 \end{cases}$$

式中： f_t 为苗杯圆周运动时的切向力； f_n 为苗杯圆周运动时的径向力； m_1 为进入圆周运动的苗杯质

量； ω_5 为送苗链轮的角速度。

在圆周运动中，向心力并不做功，仅有切向变速运动作用力做功，因此，苗杯在轨道上无论是直线运动还是圆周运动，都只有切向加速度对其做功，其合力 $f = m_1 a_t = m_1 r \ddot{\beta}$ 。

苗杯总质量 $m = 24 \times 0.231 = 5.54 \text{ kg}$ 。

根据上述分析，优化的目标是整个传动机构最省力。故 $M(x) = (M_1 + M_2)_{min}$

槽轮转动所需要的扭矩 $M_1 = J_2 \ddot{\beta}_2$ ；苗杯部分运动所需扭矩 $M_2 = Fr = m_1 r \ddot{\beta} + \mu mg$ 。

$M(x)$ 与 $\ddot{\beta}$ 存在函数关系，其中 $\ddot{\beta}$ 又与 α 存在函数关系，即 $M(x)$ 与 α 也存在关系函数。

3 约束条件

优化 $M(x)$ 是使曲柄在匀速转动的过程中最省力，但同时曲柄转动时必须满足下列时间要求。

3.1 落苗时间与槽轮停歇时间的约束关系

幼苗离开苗杯的时间 $t_1 = \sqrt{2h/g}$ ，其中 h 为适合幼苗的最大高度，代入式中得 $t_1 = 0.22 \text{ s}$ 。考虑到幼苗下落有一定的空气阻力，以及苗叶与苗杯壁的摩擦阻力，将 $t_1 > 0.3 \text{ s}$ 作为判定其是否有充分时间下落的目标值。

建立槽轮机构的运动时间特性方程：

$$k = t_d / T = (\pi - 2\beta) / T = \frac{1}{2} - \frac{1}{z}$$

式中： k 为槽轮运动系数； t_d 为主动拨盘 1 回转 1 周时槽轮 2 的运动时间； T 为主动拨盘转 1 周的总时间； z 为槽轮槽数。

槽轮机构的间歇时间特性方程：

$$t_i = (1 - k)T = \left(\frac{1}{2} + \frac{1}{z}\right)T ; R = L \sin(\pi/z) ;$$

$$G = L \cos(\pi/z)。$$

式中： t_i 为槽轮在 1 个周期的间歇时间； G 为拨盘圆销与槽轮接触到槽轮中心的距离。

圆销进入槽轮的初始角度为 $\beta_0 = -\pi/z$ 。

在多圆销槽轮机构中，设圆销数为 n (个)，槽数为 z (个)，则运动时间特性方程^[7-9]为：

$$k = n \left(\frac{1}{2} - \frac{1}{z}\right) - 1。由此得 n = \frac{2z}{z-2}。$$

根据上述分析可得槽数与圆销数的关系。在多圆销情况下，间歇时间 $t_i = (1 - k)T = [1 - n(\frac{1}{2} + \frac{1}{z})]T$ 。

当拨盘转动周期 $T = 1.2 \text{ s}$ 时，多圆销槽轮的运动时间特性及间歇时间如表 1 所示。

表 1 分苗机构的运动时间特性及间歇时间

n/个	z/个	转角/(°)	k	t _i /s
1	3	120	0.17	1.00
1	4	90	0.25	0.90
1	5	72	0.30	0.84
1	6	60	0.33	0.80
1	7	51.4	0.36	0.77
1	8	45	0.38	0.75
2	3	120	0.33	0.80
2	4	90	0.50	0.60
2	5	72	0.60	0.48
2	6	60	0.67	0.40
2	7	51.4	0.71	0.34
2	8	45	0.75	0.30
3	3	120	0.50	0.60
3	4	90	0.75	0.30
3	5	72	0.90	0.12
3	6	60	1.00	0.00
4	3	120	0.67	0.40
4	4	90	1.00	0.00
5	3	120	0.83	0.20
6	3	120	1.00	0.00

分析可知，只有 $t_i > 0.3$ s，送苗机构才能保证有足够的落苗时间，圆销数及槽数的组合才能满足要求。由表 1 得知，当 $n=1$ ， z 为 1~8 时，当 $n=2$ ， z 为 3~8 时，当 $n=3$ ， z 为 3~4 时，当 $n=4$ ， $z=3$ 时都可以满足要求。

3.2 链节数与苗杯的约束关系

栽植器的栽植周期 $T=1.2$ s。在结构形式的设计中，确定栽植器每完成 1 次作业循环，送苗机构转动 2 个苗杯距离。已知栽植器的主轴与拨盘主轴的传动比是 1:1，即栽植器每完成 1 个循环，拨盘旋转 1 圈。

选链条的型号为 06B，其链节距 $p=9.52$ mm，相邻 2 个苗杯间的节数 $n_1 = \frac{d}{p} = \frac{86.7}{9.525} = 9.10$ 取 $n_1=9$ ，则苗杯间的实际距离 $d=9p=85.72$ mm。单个分苗盘链条上各挂接 12 个苗杯，得到链条的总节数为 108 节^[13]。

采用此种链轮传动形式，需满足拨盘每转动 1 周，输送链转动 2 个苗杯的距离，即 18 个链节。建立圆销转动 1 周时链节数与苗杯的约束关系方程：

$$\frac{n}{z} = \frac{\varphi_\beta}{\varphi_\alpha} = \frac{\varphi_\beta}{2\pi}$$

式中： φ_α 为圆销旋转的角度； φ_β 为槽轮转动的角度。

槽轮下方的驱动大链轮齿数为 z_3 ，其与槽轮固定在一起，槽轮转动 φ_β 时，大链轮转动角度

$\varphi_3 = \varphi_\beta$ ，输送链主动轴下端的链轮齿数为 z_4 ，转动角度为 φ_4 ，送苗端的链轮齿数为 z_5 ，转动角度为 φ_5 ，则有：

$$\varphi_4 = \varphi_5 ; \frac{z_3}{z_4} = \frac{\varphi_4}{\varphi_5}$$

最终求解得出当拨盘转动 1 周，满足主动轴上端链轮转过 18 个链节，即 $z_5=18zz_4/(nz_3)$ 。

链接数量必须满足此关系才能保证输送链送苗准确到位。

4 优化设计与试验

4.1 优化设计

采用 Matlab 语言编程，将上述关系式编写程序文件进行计算，以 n 、 z 作为变量，符合落苗时间作为限制条件，得出分苗机构峰值扭矩的数据(表 2)。

表 2 不同组合机构的扭矩峰值

n	扭矩峰值					
	z=3	z=4	z=5	z=6	z=7	z=8
1	1989.2	458.8	244.5	172.7	138.9	119.8
2	995.6	230.3	123.1	87.2	70.3	60.7
3	664.4	154.1				
4	498.8					

结果表明，槽轮槽数越多，峰值扭矩越小，槽轮圆销数越多，最小峰值出现在 2 个圆销、8 个槽的槽轮机构中，同时 2 个圆销、6、7 个槽的槽轮扭矩峰值与最小峰值接近，可以通过试验进一步优选，但其他组合与最小值相差在一个数量级之上，不适合用于设计优选。

根据程序分别绘制出固定圆销个数、改变槽数(图 4)和改变圆销个数、固定槽数(图 5)的槽轮在整个运动周期内的驱动扭矩变化特性图。图 4 显示，在各传动件满足传动比要求的前提下，槽数越多，其曲线越平缓，峰值越低。

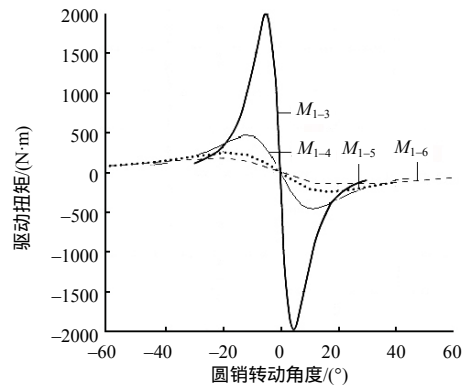


图 4 固定圆销个数、改变槽数时槽轮的驱动扭矩

Fig.4 The driving torque of different solt

图 5 显示,各传动件满足传动比要求的前提下,圆销数越多,其曲线越平缓,峰值越低,初始值及结束值也越小。

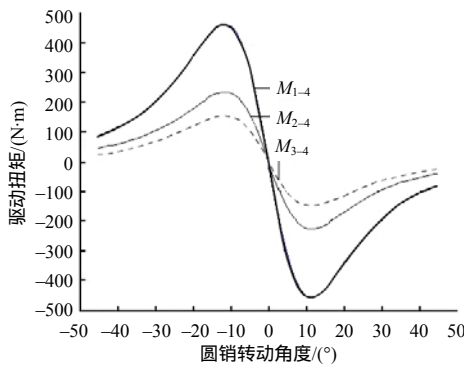


图 5 改变圆销个数、固定槽轮数时的驱动扭矩

Fig.5 The driving torque of different roundpin

图 4、图 5 还表明,在圆销进入槽轮和退出槽轮时扭矩变化急速增加;在圆销退出槽轮后到进入下一个槽轮之间扭矩变化平缓,峰值扭矩远大于一般扭矩,故以机构在运行过程中扭矩最小作为优化目标函数合理可行。

4.2 试验结果

由于移栽机送苗机构送苗合格率受栽植机构运动的影响,试验测试时采用整机试验,在检验栽植合格率时未引入幼苗直立度合格测试,即送苗合格率与栽植合格率相同。

依据文献[10,11]设计试验,对比上述优化计算筛选出的 3 组最优解,验证分苗机构的试验效果。在同样的试验条件下,通过制作表 3 所述的 3 种形式的分苗机构加装到移栽机进行栽植合格率的试验。

按南方稻—稻—油的种植模式,油菜移栽试验选用稻茬田。在移栽前先进行整地,旋耕起垄后,垄面宽 110 cm,高 10 cm,沟宽 30 cm。土壤质地为壤土,表面无秸秆及杂草等障碍物,含水率 15%~25%,碎土率不小于 60%。

试验时 2 人投苗,调节油门拉杆,在试验 1 使拨盘转动周期稳定在 1.2 s,试验 2、3 逐步增大油门,使周期分别为 1.0 s 和 0.8 s。每组试验重复 3 次,每次移栽 120 株,栽植合格率为平均值。

表 3 栽植合格率

Table 3 Pass percentage of planting

试验编号	T/s	栽植合格率/%		
		M ₂₋₈	M ₂₋₇	M ₂₋₆
1	1.2	87.5	89.1	92.9
2	1.0	84.7	86.4	89.2
3	0.8	74.2	77.4	81.8

通过对比,同样的作业环境下,2 个圆销、6 个槽轮的组合形式在 $T=1.2$ s 的条件下栽植效果最好,栽植合格率最高,达到 92.9%,满足旱地移栽机性能指标规范。该方案是优化设计的较优方案。

5 讨论

在槽轮间歇式运动中,槽轮运转所需扭矩大小与槽轮的圆销数和槽数成反比。在小型农机设计中,由于发动机驱动扭矩较小,适当增加圆销数和槽数可提高槽轮运动机构的抗负载能力。

槽轮机构在圆销进入和退出槽轮时,扭矩显著增大,会产生冲击,对驱动电机或发动机产生瞬时反扭矩,影响机构运转的平顺性。在整机设计中可以优化其他工作机构的位置或运动特性来平衡槽轮运动的冲击。

由于在圆销进入槽轮和退出槽轮时扭矩急速增加,而在圆销退出槽轮后到进入下一个槽轮之间扭矩很小,在优化设计中,不能以圆销旋转 1 个周期的驱动扭矩均值最小作为优化目标,而应以峰值扭矩最小为优化目标。

参考文献:

- [1] 官春云,谭太龙,王国槐,等. 湖南高产油菜的产量构成特点及主要栽培措施[J]. 湖南农业大学学报:自然科学版, 2011, 37(4): 351-355.
- [2] 官春云. 油菜机械化生产中农艺与农机相结合的探索与实践[J]. 湖南农业大学学报:自然科学版, 2011, 37(6): 674-677.
- [3] 袁文胜,吴崇友,于修刚,等. 粘重土壤条件下油菜移栽机械化研究前景初探[J]. 中国农机化, 2011(1): 69-71, 99.
- [4] 官春云. 改变冬油菜栽培方式,提高和发展油菜生产[J]. 中国油料作物学报, 2006, 28(1): 83-85.
- [5] 章磊,赵鹏兵. 槽轮机构的运动分析与优化设计[J]. 科学技术与工程, 2011, 11(18): 4198-4202.
- [6] 刘守法,许行之. 刚体转动惯量虚拟仿真测量方法[J]. 机床与液压, 2010, 38(1): 110-112.
- [7] Fiolini G, Rea P. The pure-rolling cam-equivalent of the geneva mechanism[J]. Mechanism and Machine Theory, 2006, 41(11): 1320-1335.
- [8] Jyhjone L, Binheng J. Design of geneva mechanisms with curved slots for non-undercutting manufacturing[J]. Mechanism and Machine Theory, 2009, 44(6): 1192-1200.
- [9] 濮良贵,纪名刚. 机械设计基础[M]. 北京:高等教育出版社, 2006: 165-180.
- [10] JB/T 10291—2001, 旱地栽植机械[S].
- [11] NY/T 1924—2010, 油菜移栽机质量评价技术规范[S].

责任编辑: 罗慧敏
英文编辑: 罗维