

基于贝塞尔曲线的液肥扎穴机构动力学分析与试验

刘春香^{1,2} 王金武¹ 唐 汉¹ 周文琪¹ 王 奇¹ 杨文盼¹

(1. 东北农业大学工程学院, 哈尔滨 150030; 2. 黑龙江工程学院机电工程学院, 哈尔滨 150050)

摘要: 采用贝塞尔理论推导出了非圆齿轮节曲线方程, 进而设计了一种贝塞尔节曲线齿轮行星轮系扎穴机构。以扎穴机构为研究对象建立了动力学模型, 利用 Visual Basic 6.0 软件编写动力学软件, 得到单位工作周期内各齿轮轴心及啮合点处受力随行星架转角变化的规律。搭建动力学土槽试验台, 在工作转速 40、60、80 r/min, 土槽移动速度 0.8 m/s 及土壤硬度 0.4 ~ 1.0 MPa 工况下, 测定扎穴机构及支撑底座的动力学特性。试验结果表明, 随行星架转速增加扎穴机构振动增强; 单位工作周期内支撑底座所受反力的变化规律以旋转角 180° 为中心对称分布。测试结果与理论分析一致, 验证了理论模型的正确和试验方法的可行, 该研究为施肥机高速作业时的动平衡控制提供了理论依据, 为进一步设计高速化轻型化的液态施肥机奠定了基础。

关键词: 液态施肥; 扎穴机构; 贝塞尔曲线; 动力学分析; 试验

中图分类号: S224.21 文献标识码: A 文章编号: 1000-1298(2016)05-0115-08

Dynamics Analysis and Test on Picking Hole Mechanism of Liquid Fertilizer Based on Bezier Curve

Liu Chunxiang^{1,2} Wang Jinwu¹ Tang Han¹ Zhou Wenqi¹ Wang Qi¹ Yang Wenpan¹

(1. College of Engineering, Northeast Agricultural University, Harbin 150030, China

2. College of Mechanical and Electrical Engineering, Heilongjiang Institute of Technology, Harbin 150050, China)

Abstract: Deep-fertilization technology of liquid fertilizer is a kind of agricultural technology which can apply liquid fertilizer accurate quantitatively in deep soil near the roots of crop according to the distribution characteristics of soil nutrient and crops. A type of picking hole mechanism of deep liquid fertilizer with planetary Bezier gears that was designed by using a fitted Bezier curve as a non-circular gear pitch curve was proposed. Taking picking hole mechanism as the research object, a dynamics model was established, thus, the variation law of force both on axle centers and meshing points of gears in a working cycle due to the changing of the rotary-angle of planetary carrier was obtained using Visual Basic software. Soil bin dynamics test bench was also set up. Dynamics properties of picking hole mechanism, spray fertilizer needle and bearing were determined with rotary speed of 40 r/min, 60 r/min and 80 r/min, moving speed of soil bin of 0.8 m/s and soil firmness of 0.4 ~ 1.0 MPa. Experimental results show that vibration of picking hole mechanism was increased with the increase of rotary speed of planetary carrier. With the 180° rotation angle as the center, the reaction force of bearing was symmetrically distributed. The test results were consistent with theoretical analysis, which verified the correction of theoretical models and the feasibility of test method. This research provides a theoretical foundation to dynamic balance control of the liquid fertilizer applicator during high-speed operation, and lays a foundation for the further design of high speed and light-duty machine.

Key words: liquid fertilizer; picking hole mechanism; Bezier curve; dynamics analysis; test

收稿日期: 2015-11-13 修回日期: 2015-11-30

基金项目: 黑龙江省自然科学基金项目(830038)

作者简介: 刘春香(1979—),女,博士生,黑龙江工程学院讲师,主要从事智能型田间机械研究, E-mail: liuchxiang2005@163.com

通信作者: 王金武(1970—),男,教授,博士生导师,主要从事田间机械和机械可靠性研究, E-mail: jinwu@163.com

引言

目前我国施用的肥料以固态肥料为主,作业过程中多存在环境污染严重、肥效利用率低等问题。相对而言,液态肥深施技术具有直达作物根系、作物吸收快、肥效利用率高等优点。深施型液态变量施肥机具可根据作物需要进行营养元素配比和变量施肥^[1-2],根据作物根系深浅确定施肥深度,将粗放型农业转变为精准农业,满足液肥施用农艺要求。

液肥扎穴机构是施肥机具的关键部件,通过带动喷肥针将液肥精准定量地喷施于土壤中,其性能优劣决定整机的作业质量、效率及可靠性^[3]。王金武等^[2-9]分别提出曲柄摇杆式、正圆-椭圆式、全椭圆式及非圆齿轮4种类型的旋转扎穴机构,并进行了理论研究、运动学仿真试验、结构参数优化及台架试验,可满足相关农艺要求。但仍存在穴口尺寸大,当单体扎穴机构(2个喷肥针)作业扎穴次数超过200次/min时,机具振动加剧、可靠性降低等问题。

近年来,贝塞尔(Bezier)曲线以其特有的参数化表示方法及稳定的数值算法而备受关注,本文中非圆齿轮节曲线通过拟合该曲线型值点获得^[10]。与常规齿轮比较,节曲线形状多变不受特定方程式限制,变化不规则,齿轮传动比变化范围大,较平稳地实现了不等速传动^[11],将其应用在扎穴机构上可设计一种新型贝塞尔节曲线齿轮行星系扎穴机构。

本文以贝塞尔理论为基础,推导出非圆齿轮节曲线方程,设计一种贝塞尔齿轮行星系扎穴机构。在此基础上搭建动力学测定试验台,推导出机构振动源动力、各运动副反力的变化规律,为优化机具结构参数,提高扎穴作业效率提供理论参考。

1 贝塞尔齿轮行星系扎穴机构

1.1 Bezier理论

Bezier曲线主要是通过一组多边折线的各顶点定义的,曲线由首末点和中间段的控制点组成,在起点和终点处分别与第一条和最后一条折线相切,将第一个和最后一个控制点重合,即可得到封闭的贝塞尔曲线,将此封闭、光滑的贝塞尔曲线作为非圆齿轮的节曲线^[12],如图1所示,可实现非圆齿轮副间的连续啮合传动,传动比变化范围大。曲线的各控制点为成型非圆齿轮节曲线的型值点,设置不同的型值点个数和型值点的相对位置,即可得到贝塞尔齿轮节曲线^[10,12-13]。 N 阶贝塞尔曲线的拟合公式为

$$B(t) = \sum_{i=0}^n P_i b_{i,n}(t) \quad (t \in [0,1]) \quad (1)$$

其中, P_i 为贝塞尔曲线的 $n+1$ 个控制点, $b_{i,n}(t)$ 为伯恩斯坦基底多项式,有

$$b_{i,n}(t) = C_n^i t^i (1-t)^{n-i} \quad (i=0,1,\dots,n) \quad (2)$$

根据节曲线成型方法,给出控制点的坐标 (x_i, y_i) 即可计算出贝塞尔齿轮节曲线上的各点 $(B_x(t), B_y(t))$ 。为方便计算将贝塞尔齿轮节曲线表示成极坐标形式

$$\begin{cases} r_1(t) = \sqrt{(B_x(t))^2 + (B_y(t))^2} \\ \varphi_1(t) = \arctan(B_y(t)/B_x(t)) \end{cases} \quad (t \in [0,1]) \quad (3)$$

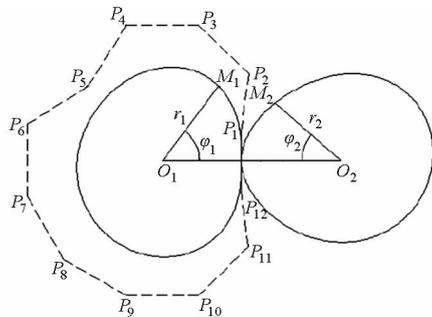


图1 贝塞尔齿轮节曲线示意图

Fig. 1 Pitch curve of the Bezier gear

如图1所示, O_1, O_2 为齿轮转动中心, M 为节曲线初始啮合点,主动轮1逆时针转过 φ_1 后,齿轮副的初始啮合点分别转至 M_1 和 M_2 ,共轭齿轮顺时针转过 φ_2 ,其值为

$$\varphi_2 = \int_0^{\varphi_1} \frac{r_1(\varphi)}{l_{o_1o_2} - r_1(\varphi)} d\varphi \quad (4)$$

假设齿轮副平均传动比为 n ,即 $i_{12} = n$,则齿轮转动一周应满足

$$\int_0^{2\pi} \frac{r_1(\varphi)}{l_{o_1o_2} - r_1(\varphi)} d\varphi = \frac{2\pi}{n} \quad (5)$$

可求出中心距 $l_{o_1o_2}$,根据齿轮的节曲线没有间隙可求对应的极径为

$$r_2 = l_{o_1o_2} - r_1 \quad (6)$$

以 φ_1 为自变量可计算出贝塞尔齿轮副中一对共轭的节曲线。

1.2 扎穴机构

液肥扎穴机构结构如图2所示,该扎穴机构主要由7个贝塞尔齿轮、2套摇臂、1个行星架和2套喷肥针组成。其中,太阳轮与法兰固结在一起通过齿轮啮合将动力传递给两边对称分布的中间轮,2个中间轮同轴并固定连接,通过啮合运动传至行星轮,摇臂通过键连接固结在行星轮轴上,喷肥针通过上部螺纹联接与摇臂固结,形成完整的一套扎穴机构。正常工作时,行星架在中心轴的带动下绕 O 点作圆周运动,行星轮既围绕各自旋转中心 $B(B_1)$ 自转又围绕 O 点公转。此贝塞尔齿轮行星系为

M_1 ——太阳轮所受阻力矩
 φ ——行星架转角 φ_f ——摩擦角
 φ_0 ——行星架初始安装角

2.2 中间轮受力分析

以中间轮(含中间轮轴)为研究对象,设行星架对中间轮轴的作用力为 F_{Ax} 和 F_{Ay} ,行星轮在啮合点 Q 处对中间轮的作用力为 F_{Qx} 和 F_{Qy} ,中间轮在啮合点 P 处受到的作用力为 $-F_{Px}$ 和 $-F_{Py}$ 。其受力分析如图5所示。

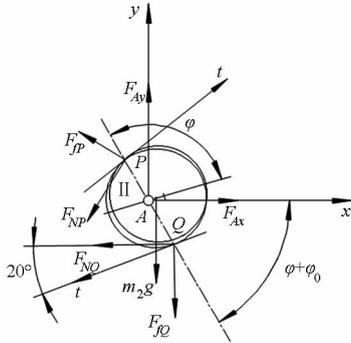


图5 中间轮受力分析图

Fig.5 Stress analysis diagram of middle wheels

建立的动力学平衡方程为

$$\sum F_x = -F_{Px} + F_{Qx} + F_{Ax} - m_2 [\ddot{x}_A - \ddot{\varphi}_{51}(y_{C_A} - y_A) - (\dot{\varphi} + \dot{\varphi}_{51})^2(x_{C_A} - x_A)] = 0 \quad (14)$$

$$\sum F_y = -F_{Py} + F_{Qy} + F_{Ay} - m_2 g - [\ddot{y}_A + \ddot{\varphi}_{51}(x_{C_A} - x_A) - (\dot{\varphi} + \dot{\varphi}_{51})^2(y_{C_A} - y_A)] = 0 \quad (15)$$

$$\sum M_A = M_p - m_2 g(x_{C_A} - x_A) - J_{56A} \ddot{\varphi}_{51} - m_2 [\ddot{y}_A(x_{C_A} - x_A) - \ddot{x}_A(y_{C_A} - y_A)] - F_{Qx} r_6 \sin(\varphi + \varphi_0) + F_{Qy} r_6 \cos(\varphi + \varphi_0) = 0 \quad (16)$$

其中 $F_{Qx} = F_{Qx}(\varphi) = F_{NQ} \cos(\varphi + \varphi_0 + \varphi_{q1}) + F_{fQ} \cos(\varphi + \varphi_0 + \varphi_{q2})$ (17)

$$F_{Qy} = F_{Qy}(\varphi) = F_{NQ} \sin(\varphi + \varphi_0 + \varphi_{q1}) + F_{fQ} \sin(\varphi + \varphi_0 + \varphi_{q2}) \quad (18)$$

$$\begin{cases} F_{fQ} = F_{NQ} \tan \varphi_f \\ F_{Q'y} = F_{Qy}(\varphi - \pi) \\ F_{Q'x} = F_{Qx}(\varphi - \pi) \end{cases} \quad (19)$$

$$M_p = F_{Py}(x_p - x_A) - F_{Px}(y_p - y_A) \quad (20)$$

$$F_{Px} = F_{NP} \cos \varphi_{p1} + F_{fP} \cos(\varphi_{p1} + \pi/2) \quad (21)$$

$$F_{Py} = F_{NP} \sin \varphi_{p1} + F_{fP} \sin(\varphi_{p1} + \pi/2) \quad (22)$$

$$\varphi_{p1} = \begin{cases} \varphi_p + \pi/18 & (M_p > 0) \\ \varphi_p + 17\pi/18 & (M_p \leq 0) \end{cases} \quad (23)$$

式中 m_2 ——中间轮的质量
 φ_{51} ——中间轮相对于行星架转角
 x_{C_A}, y_{C_A} ——中间轮质心点坐标

x_A, y_A ——中间轮铰接点坐标
 M_p ——链条驱动力矩
 J_{56A} ——中间轮对过 A 点轴转动惯量
 r_6 ——齿轮节曲线向径
 φ_{q2} —— F_{fQ} 相对于行星架转角
 φ_{q1} —— F_{NQ} 相对于行星架转角
 F_{NQ} ——中间轮啮合点 Q 压力
 F_{fQ} ——中间轮啮合点 Q 摩擦力

2.3 行星轮受力分析

以行星轮(含行星轮轴、摇臂和喷肥针)为研究对象,设行星架对行星轮的作用力为 F_{Bx} 和 F_{By} ,行星轮在啮合点 Q 处受到的作用力为 $-F_{Qx}$ 和 $-F_{Qy}$ 。喷肥针尖受到的作用力为 F_1 和 F_2 。其受力分析如图6所示。

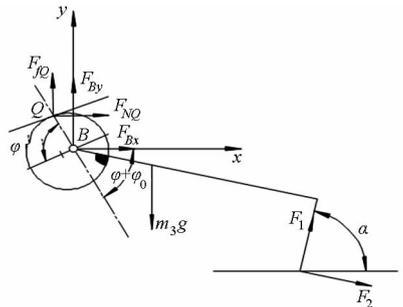


图6 行星轮受力分析图

Fig.6 Stress analysis diagram of planet wheel

建立的动力学平衡方程为

$$\sum F_x = -F_{Qx} + F_{Bx} + F_1 \cos \alpha + F_2 \sin \alpha - m_3 [\ddot{x}_B - \ddot{\varphi}_{71}(y_{C_B} - y_B) - (\dot{\varphi} + \dot{\varphi}_{71})^2(x_{C_B} - x_B)] = 0 \quad (24)$$

$$\sum F_y = -F_{Qy} + F_{By} + F_1 \sin \alpha - F_2 \cos \alpha - m_3 g - m_3 [\ddot{y}_B + \ddot{\varphi}_{71}(x_{C_B} - x_B) - (\dot{\varphi} + \dot{\varphi}_{71})^2(y_{C_B} - y_B)] = 0 \quad (25)$$

$$\sum M_B = M_Q - m_3 g(x_{C_B} - x_B) - J_{7B} \ddot{\varphi}_{71} - m_3 [\ddot{y}_B(x_{C_B} - x_B) - \ddot{x}_B(y_{C_B} - y_B)] + F_1 l + F_2 l' = 0 \quad (26)$$

$$\varphi_{p1} = \begin{cases} \varphi_p + \pi/18 & (M_p > 0) \\ \varphi_p + 17\pi/18 & (M_p \leq 0) \end{cases} \quad (27)$$

$$M_Q = F_{Qy}(x_Q - x_A) - F_{Qx}(y_Q - y_A) \quad (28)$$

$$F_{Qx} = F_{NQ} \cos \varphi_{q1} + F_{fQ} \cos(\varphi_{q1} + \pi/2) \quad (29)$$

$$F_{Qy} = F_{NQ} \sin \varphi_{q1} + F_{fQ} \sin(\varphi_{q1} + \pi/2) \quad (30)$$

式中 α ——喷肥针体与地面水平线夹角
 x_{C_B}, y_{C_B} ——行星轮质心坐标
 x_B, y_B ——行星轮铰接点坐标
 J_{7B} ——行星轮过 B 点轴转动惯量
 l_1 ——摇臂长度 l' ——喷肥针长度
 φ_{71} ——行星轮相对于行星架转角

M_Q —— Q 点所受阻力矩
 x_Q, y_Q ——啮合点 Q 坐标
 m_3 ——行星轮 (包括摇臂喷肥针) 质量

喷肥针扎穴过程中, F_1 和 F_2 存在, 其值通过动力学试验测得, 如表 2 所示; 喷肥针在土壤之外时, F_1 和 F_2 不存在。

表 2 喷肥针受力

Tab. 2 Applied force of spray fertilizer needle

N

F_1	3.5	9.1	14.55	21.89	37.72	49.67	48.16	45.26	25.86	16.99	8.37	2.92
F_2	1.44	1.52	2.18	3.22	4.17	5.58	5.39	5.22	3.44	2.26	1.69	1.37

2.4 行星架受力分析

以行星架为研究对象, 设太阳轮轴对行星架的作用力为 F_{Ox1} 和 F_{Oy1} (与作用在太阳轮回转中心的两个力不相同)。其受力分析如图 7 所示, 建立的动力学平衡方程为

$$\sum F_x = F_{Ox1} - F_{Ax} - F_{Bx} - F_{B'x} - F_{A'x} = 0 \quad (31)$$

$$\sum F_y = F_{Oy1} - F_{Ay} - F_{By} - F_{B'y} - F_{A'y} - m_4 g = 0 \quad (32)$$

$$\sum M_O = F_{Ax}y_A - F_{Ay}x_A + F_{Bx}y_B - F_{By}x_B + F_{A'x}y_{A'} - F_{A'y}x_{A'} + F_{B'x}y_{B'} - F_{B'y}x_{B'} = 0 \quad (33)$$

其中
$$\begin{cases} F_{A'x} = F_{Ax}(\varphi - \pi) \\ F_{A'y} = F_{Ay}(\varphi - \pi) \end{cases} \quad (34)$$

$$\begin{cases} F_{B'x} = F_{Bx}(\varphi - \pi) \\ F_{B'y} = F_{By}(\varphi - \pi) \end{cases} \quad (35)$$

$$\begin{cases} x_{A'} = x_A(\varphi - \pi) = -x_A \\ y_{A'} = y_A(\varphi - \pi) = -y_A \\ x_{B'} = x_B(\varphi - \pi) = -x_B \\ y_{B'} = y_B(\varphi - \pi) = -y_B \end{cases} \quad (36)$$

$$\sum M_O = (F_{Ax} - F_{A'x})y_A - (F_{Ay} - F_{A'y})x_A + (F_{Bx} - F_{B'x})y_B - (F_{By} - F_{B'y})x_B = 0 \quad (37)$$

式中 m_4 ——行星架质量
 F_{Ox1}, F_{Oy1} ——太阳轮轴对行星架作用力
 $x_{B'}, y_{B'}$ ——行星架上铰接点 B' 坐标
 $x_{A'}, y_{A'}$ ——行星架上铰接点 A' 坐标
 $F_{A'x}, F_{A'y}$ ——行星架上铰接点 A' 作用力
 $F_{B'x}, F_{B'y}$ ——行星架上铰接点 B' 作用力

2.5 动力学计算结果

基于 VB 6.0 软件编制贝塞尔齿轮行星系扎穴机构动力学分析软件, 如图 8 所示。进行计算, 获得了扎穴机构在一个工作周期内太阳轮与第 1 级中间轮啮合点 P 、第 2 级中间轮与行星轮 Q 、太阳轮轴心 O 及中间轮轴心等处受力随行星架转角变化的曲线, 如图 9 所示。

由图 9 受力变化曲线可知, 空行程机构受力波动极小, 机构运转平稳; 整个扎穴过程受力大致分

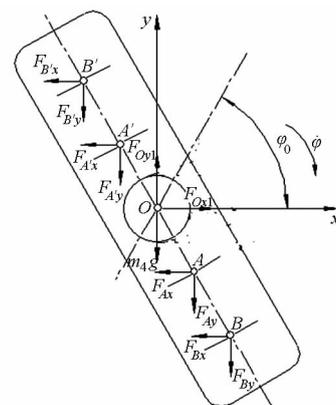


图 7 行星架受力分析图

Fig. 7 Stress analysis diagram of planetary frame

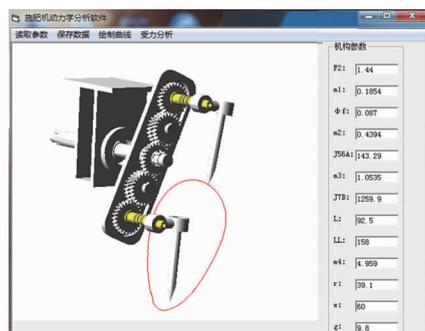


图 8 施肥机动力学分析软件界面

Fig. 8 Dynamic analysis software of liquid fertilizer

为 3 个阶段: 行星架转角为 60° 开始增大, 机构振动也增大, 出现第 1 个峰值, 此阶段为喷肥针入土开始; 机构继续运转, 喷肥针下行至最深力值变化不大; 第 3 阶段为行星架转角为 150° , 即喷肥针空间位置由右倾转为左倾时, 力值有一个大的波动, 由针尖改变与土壤接触角度所致。扎穴机构运行 1 周, 力的变化包含两个相似的过程, 力的突变在宏观上即表现为机构的振动, 影响工作的稳定性。

3 扎穴机构动力学试验

为验证理论分析结果正确与否, 搭建扎穴机构动力学试验台。通过变频器调节电动机控制机构转速, 动力由链条传递给主轴带动扎穴机构在移动土槽中完成扎穴工作, 由采集系统采集数据并导入软件。

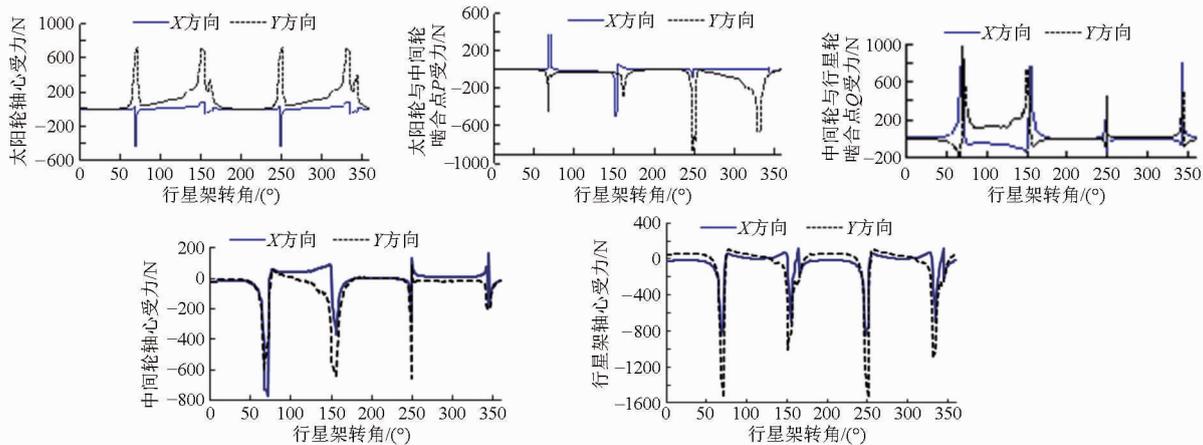


图9 齿轮轴心及啮合点受力与行星架转角的关系曲线

Fig. 9 Curves of applied force between various positions and angle positions of planetary carrier

3.1 参数测定方法

动力学试验的初始条件如下:主轴转速设定为40、60、80 r/min,土槽前进速度为0.8 m/s,根据旱田中耕时期的土壤状况,调整土壤硬度为0.4~1.0 MPa,含水量为15%~25%。试验参数拟定为链条力、垂直方向支座反力^[13-20]。太阳轮轴的扭矩通过扭矩传感器测得,进而求出链条力的变化规律;支座反力的测定通过应变电测原理,在试件上粘贴应变片组成惠斯通桥电路,通过测定输出电压的变化得出支座反力随时间变化的曲线。

3.2 试验设备

贝塞尔节曲线齿轮行星轮系扎穴机构通过支座固定在试验台上梁的一侧,与移动土槽中土壤接触完成扎穴过程,利用相对运动的转换模拟施肥机正常工作状态。试验过程中通过INV3018C-24型信号采集系统、JN338型转矩转速测量仪及配套扭矩传感器采集模拟信号,通过数据线传至计算机中DASP-V10动力学分析软件转换成数字信号,进而完成数据的提取和后处理,如图10所示。

3.3 动力学试验结果

通过扎穴机构在试验台上的动力学试验得到了40、60、80 r/min 3种不同转速下Y方向支座垂直反力变化曲线,如图11所示。由于一套扎穴机构中包含两套喷肥针,因此力的变化包含两个相似的过程,相位差为180°。3个受力曲线变化较为一致,随着

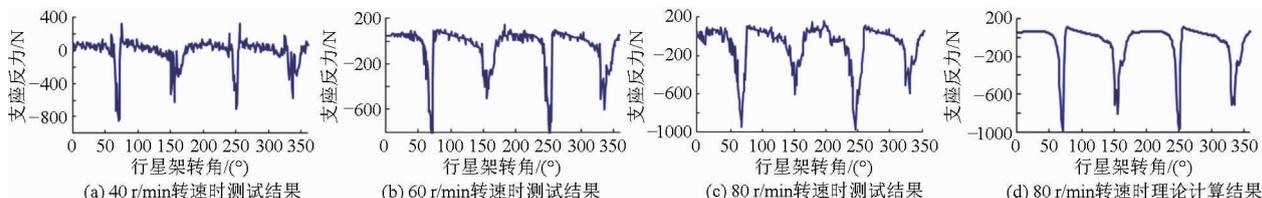


图11 扎穴机构Y方向支座反力变化曲线

Fig. 11 Curves of Y direction bearing reaction force of pricking hole mechanism



图10 扎穴机构动力学试验台

Fig. 10 Dynamics test bench of pricking hole mechanism

1. 扎穴机构
2. 移动土槽
3. 应变调理仪
4. 数据采集仪
5. 转矩转速测量仪

转速的增加,机构的受力波动幅值增大,且曲线中有锯齿形波动,这是电动机本身的振动以及非圆齿轮副侧隙所导致。此变化趋势与实际规律相符,说明测试方法可行,测试数据反映的支座受力变化规律是可信的。图11d为转速80 r/min时动力学理论分析计算的结果,与试验所得曲线图11c变化规律一致,说明理论分析的模型和结果正确。表3给出了各个转速下的试验曲线和80 r/min时理论曲线的幅值和方差,从表中可看出,随着转速的提高,方差和幅值都变大,表明力的波动变大;试验曲线的幅值和方差比同转速理论曲线的小,文中是按照刚体计算,而试验过程中由于零件的变形会吸收能量,及测试过程中试验台架、电动机本身的振动、链条的抖动以及扎穴机构制造装配上的误差导致的。

表 3 扎穴机构 Y 方向支座反力波动分析

Tab. 3 Fluctuation analysis of Y direction bearing reaction force of picking hole mechanism

类型	转速/(r·min ⁻¹)	最大幅值/N	方差分析
测试	40	972	26 586. 72
	60	995	33 371. 30
	80	1 047	45 637. 33
计算	80	1 197	47 073. 80

以机构在转速为 80 r/min 获得的动力学测试结果和 VB 软件理论分析的链条力与行星架转角的关系进行对比,结果如图 12 所示。链条受力的变化分为两个全等的过程,对应着扎穴机构中对称分布的两套喷肥针。造成波峰的原因是喷肥针扎入土壤并运行一定转角所致,再加上非规则齿轮机构在轮齿进入和脱离啮合时产生了较大的冲击,以及行星架非匀速转动会产生一定的惯性力,此力通过太阳轮

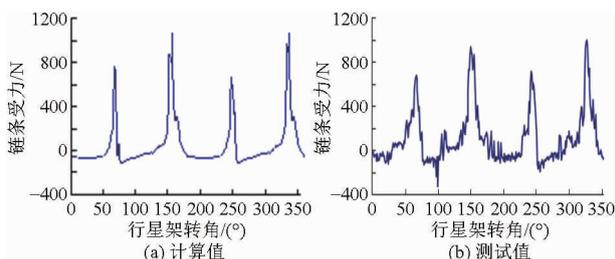


图 12 链条受力变化曲线

Fig. 12 Force accepted by chain

轴作用于链条之上,且数值较大,是造成机构作业的主要振动源。从幅值看实测力较小,主要原因是理论分析中构件假设为刚性体,而实际中测试系统中各组成构件本身会有微小的变形和振动,再加上仪器的测量误差导致实测值和理论值有差异。

4 结论

(1)为提高深施型液态施肥机工作效率,减小机具作业振动,结合贝塞尔理论优化推导出了非圆齿轮节曲线方程,设计了一种贝塞尔节曲线齿轮行星轮系扎穴机构。

(2)通过对扎穴机构进行动力学理论建模并运用 VB 软件编制程序求解,获得机构各运动副约束反力及各构件受力的变化曲线,由曲线可知机构在扎穴过程中力值有突变,以扎入土壤初始阶段最大,机构振动也最大,此规律为其进一步优化设计提供了理论和试验基础。

(3)搭建了动力学试验台,进行了扎穴机构的动力学试验研究,测定了 40、60、80 r/min 3 种不同转速下 Y 方向支座垂直反力、链条力的变化规律。对 80 r/min 时试验结果与理论结果分析,二者变化规律基本一致,表明扎穴机构的动力学模型是正确的,试验研究方法可行,可为机构的动力学性能优化提供模型和试验基础。

参 考 文 献

- 王金峰,王金武. 液态变量施肥机两种不同变量机构的研究[J]. 农机化研究,2007(1):123-125.
WANG Jinfeng, WANG Jinwu. The study on two different variable agencies of liquid fertilizer applicator[J]. Journal of Agricultural Mechanization Research,2007(1):123-125. (in Chinese)
- 何剑南. 液肥注射式工作部件的工作机理与试验研究[D]. 哈尔滨:东北农业大学,2013.
HE Jiannan. Study on working principle and experiment of work components of liquid fertilizer injection type[D]. Harbin:Northeast Agricultural University,2013. (in Chinese)
- 王金峰,王金武,鞠金艳,等. 深施型液态施肥机扎穴机构研究进展[J]. 东北农业大学学报,2013,44(5):157-160.
WANG Jinfeng, WANG Jinwu, JU Jinyan, et al. Research progress on pricking hole mechanism of deep-fertilization liquid fertilizer applicator[J]. Journal of Northeast Agricultural University,2013,44(5):157-160. (in Chinese)
- 王金武,纪文义,冯金龙,等. 液态施肥机的设计与试验研究[J]. 农业工程学报,2008,24(6):157-159.
WANG Jinwu, JI Wenyi, FENG Jinlong, et al. Design and experimental investigation of the liquid fertilizer applicator[J]. Transactions of the CSAE,2008,24(6):157-159. (in Chinese)
- 王金武,刘亚华,王金峰,等. 全椭圆齿轮行星系液态肥深施机构优化设计与试验[J]. 农业机械学报,2012,43(10):59-65.
WANG Jinwu, LIU Yahua, WANG Jinfeng, et al. Optimized design and experimental of the liquid fertilizer deep mechanism with planetary elliptic gears[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery,2012,43(10):59-65. (in Chinese)
- 郗晓煊,王金武,郎春玲,等. 液态施肥机椭圆齿轮扎穴机构优化设计与仿真[J]. 农业机械学报,2011,42(2):81-83.
XI Xiaohuan, WANG Jinwu, LANG Chunling, et al. Optimal design and simulation on pricking hole mechanism of liquid fertilizer applicator[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery,2011,42(2):81-83. (in Chinese)
- 张春风. 非圆齿轮行星系扎穴机构的反求设计与仿真[D]. 哈尔滨:东北农业大学,2014.
ZHANG Chunfeng. Reverse design and kinematic analysis of non-circular planetary gear trains pricking hole mechanism[D]. Harbin: Northeast Agricultural University,2014. (in Chinese)
- 何剑南,王金武,王金峰. 全等椭圆齿轮行星系扎穴机构的机理分析与设计[C]//中国农业工程学会 2011 年学术年会论文集,2011.
HE Jiannan, WANG Jinwu, WANG Jinfeng. Mechanism analysis and design of planetary pricking hole mechanism with congruent

- elliptic gears[C]//Proceedings of China Agricultural Engineering Association 2011 Annual Conference,2011. (in Chinese)
- 9 王金峰,王金武,葛宜元,等.深施型液态施肥机扎穴机构优化设计[J].农业机械学报,2010,41(4):52-56.
WANG Jinfeng, WANG Jinwu, GE Yiyuan, et al. Optimized design of the liquid fertilizer picking hole mechanism [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery,2010,41(4):52-56. (in Chinese)
- 10 尚仁操,乔渭阳.基于参数法和贝塞尔曲线的涡轮叶片造型及其优化[J].机械设计与制造,2007(8):16-18.
SHANG Rencao, QIAO Weiyang. Turbine blade design and optimization based on the combination means of parametric-Bezier curve[J]. Machinery Design & Manufacture, 2007(8):16-18. (in Chinese)
- 11 YOKOYAMA Yoshiaki, OGAWA Kiyoshi. Dynamic characteristic of the noncircular planetary gear mechanisms with nonuniform motion[J]. Bulletin of the JSME, 1974, 17(103):149-156.
- 12 周脉乐.贝塞尔齿轮高速水稻钵苗移栽机构的机理分析与优化设计[D].杭州:浙江理工大学,2013.
ZHOU Maile. Dynamics analysis and optimal design of high-speed rice pot seedling transplanting mechanism with Bezier gears [D]. Hangzhou:Zhejiang Sci-Tech University,2013. (in Chinese)
- 13 CHEN Jianneng, ZHAO Huacheng, WANG Ying. Kinematic modeling and characteristic analysis of eccentric conjugate non-circular gear & crank-rocker & gears train welf insertion mechanism[J]. Journal of Donghua University, 2013,30(1):15-20.
- 14 王金武,王金峰,鞠金艳.深施型液态施肥机扎穴机构动力学优化[J].农业工程学报,2011,27(1):165-169.
WANG Jinwu, WANG Jinfeng, JU Jinyan. Dynamics optimization for pricking hole mechanism of deep-fertilization liquid fertilizer applicator[J]. Transactions of the CSAE, 2011,27(1):165-169. (in Chinese)
- 15 陈建能,李革,赵匀.椭圆齿轮行星系分插机构动力学特性的试验[J].农业机械学报,2006,37(1):40-41,46.
CHEN Jianneng, LI Ge, ZHAO Yun. Study of dynamic characteristics of transplanting mechanism with elliptic planetary gears through experiment[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2006,37(1):40-41,46. (in Chinese)
- 16 俞高红,陈建能,赵凤芹,等.正齿行星轮分插机构的动力学分析[J].农业机械学报,2005,36(4):51-55.
YU Gaohong, CHEN Jianneng, ZHAO Fengqin, et al. Dynamics analysis of transplanting mechanism with planetary spur gears [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2005, 36(4):51-55. (in Chinese)
- 17 王英,陈建能,周丽莎,等.步行式插秧机共轭推秧装置动力学分析与试验[J].农业机械学报,2012,43(10):47-53.
WANG Ying, CHEN Jianneng, ZHOU Lisha, et al. Dynamics analysis and experiment of conjugate cam seedling-pushing device applied on walking-rice transplanter[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2012,43(10):47-53. (in Chinese)
- 18 叶秉良,刘安,俞高红,等.蔬菜钵苗旋转式取苗机构动力学分析与试验[J].农业机械学报,2014,45(6):71-78.
YE Bingliang, LIU An, YU Gaohong, et al. Dynamics analysis and test on rotary pick-up mechanism for vegetable pot-seedling [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery,2014,45(6):71-78. (in Chinese)
- 19 袁鹏,王德石,王树宗.对置式凸轮发动机运动学与动力学研究[J].鱼雷技术,2007,15(6):13-17.
YUAN Peng, WANG Deshi, WANG Shuzong. Kinematics and dynamics of contrapositive cam engine[J]. Torpedo Technology, 2007,15(6):13-17. (in Chinese)
- 20 何雪涛.三维摆动混合机运动学和动力学分析[D].北京:北京化工大学,1999.
HE Xuetao. Analysis of kinematics and dynamics for the 3-dimensional shaker mixer [D]. Beijing: Beijing University of Chemical,1999. (in Chinese)