自走式果园气爆深松施肥机打穴机构运动学分析与试验

沈从举[1,2,3]，张立新[1,3※]，周 艳[2,3]，代亚猛[2]，李 帆[2]，张 景[2]

（1. 石河子大学机械电气工程学院，石河子 832000；2. 新疆农垦科学院，石河子 832000；
3. 农业农村部西北农业装备重点实验室，石河子 832000）

摘 要：针对果树生长期人工挖坑施肥作业效率低、劳动强度大、成本高而且极易损伤果树根系的问题，该研究基于履带自走式果园气爆深松施肥机打穴机构的设计要求，研制了一种双油缸同步驱动液压打穴机构，以实现施肥插杆垂直插入地面 400 mm 以下深层土壤，满足整机对果园气爆松土、深位定量施肥的作业要求。首先分析了该打穴机构的组成及工作原理，建立了其运动学模型，研究了打穴油缸及主要构件的运动特性。并在确定优化目标的基础上，采用 Visual Basic 6.0 开发了可视化的打穴机构运动学辅助分析与优化设计软件，通过人机交互分析，优选出一组满足果园气爆深松施肥机打穴深度和机构运动空间位置要求的打穴机构参数。进一步通过 ADAMS 软件对打穴机构进行运动仿真，结果表明油缸活塞杆的运动轨迹和摇臂铰点的运动轨迹与理论分析结果一致，优选参数可以满足打穴机构的设计要求。最后在优选参数下，以打穴入土时间和油缸压力为试验指标，分别对 3 种不同直径插杆（30、35、40 mm）在最大打穴深度要求下进行了试验测试，并对打穴垂直度进行了试验验证。试验结果表明：该打穴机构能够满足各项设计要求，在最大打穴深度 760 mm 时，油缸最大行程为 191 mm；打穴入土时间和油缸压力均随着插杆直径增大而增加，30、35、40 mm 直径插杆都满足打穴作业的时间和油缸压力要求，打穴入土时间分别为 6.4、7.5、8.2 s，油缸压力分别为 18.2、24.2、24.6 MPa。同时对 3 种直径插杆在相应的打穴入土时间（6.4、7.5、8.2 s）内的油缸活塞杆速度与插杆速度进行了对比分析，对应的插杆入土速度分别为 0.119、0.101、0.093 m/s，油缸活塞杆速度分别为 0.025、0.021、0.019 m/s，插杆速度和油缸活塞杆速度均随着插杆直径的增大而减小，而且对于 3 种插杆直径，前者速度均大于后者速度，二者速度差也随着插杆直径的增大而减小。本文研究可为果园气爆深松施肥机液压打穴机构研发与改进优化提供参考。

关键词：运动学；果园机械；性能试验；松土追肥；打穴机构；油缸驱动
doi：10.11975/j.issn.1002-6819.2022.01.005
中图分类号：S224 **文献标志码**：A **文章编号**：1002-6819(2022)-01-0044-09

沈从举，张立新，周艳，等. 自走式果园气爆深松施肥机打穴机构运动学分析与试验[J]. 农业工程学报，2022，38(1)：44-52. doi：10.11975/j.issn.1002-6819.2022.01.005 http://www.tcsae.org
Shen Congju, Zhang Lixin, Zhou Yan, et al. Kinematic analysis and tests of the insertion mechanism of a self-propelled orchard gas explosion subsoiling and fertilizing machine[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2022, 38(1): 44-52. (in Chinese with English abstract) doi：10.11975/j.issn.1002-6819.2022.01.005 http://www.tcsae.org

0 引 言

果树生长期土壤施肥是果园管理的重要环节，是在施基肥基础上补充缺乏的肥料成分[1]，又称“土壤追肥”。一般从早春到果实采收前，至少需进行 3 次土壤追肥。近年来，中国果园标准化程度和机械化程度不断加快，在施肥环节基本实现了机械化开沟施肥，形成了多种实用机型。肖宏儒等[2]研制了 1KS60-35X 型果园双螺旋开沟施肥机，刘彪[3]设计了果园有机肥旋切变深施肥机，张宏建等[4]设计了自动调节深度式果园双行开沟施肥机，康建明等[5-6]设计了密植果园开沟施肥机，刘大为等[7]设计了 1K-50 型果园开沟机，Ma 等[8]针对新疆葡萄园设计了一种圆盘式开沟装置并进行了功耗分析，何义川等[9]针对新疆兵团红枣、葡萄种植模式设计了 2FK-40 型果园开沟施肥机。以上开沟施肥机主要适用于果树生长后期或休眠期施基肥，施肥量大，施肥深度一般不超过 400 mm，而成龄果树根系分布一般比较深，可达 500～800 mm，有的延伸根可达 2000 mm[10]，由于开沟施肥深度相对较浅（300～400 mm），不利于果树根系向纵深扩展延伸，常年如此则不利于树体的抗寒、抗旱、抗盐、抗病虫害等抗逆性。目前，在果树生长期土壤深松和追肥方面，缺乏果树根部深层土壤松土施肥机，普遍采用人工挖坑作业或者利用手持式钻穴机，作业效率低、劳动强度大、生产成本高，而且翻动土壤过程中极易损伤果树根系[11-12]。此外，以上作业方式常因施肥相对集中而影响树体长势、果品产量和品质。因此，应用果树生长期深层土壤松土追肥机成为果园土壤管理与改良的必然发展趋势，其核心部件液压打穴机构已成为研究的重点和热点[13-15]。

国内外学者根据不同地区果园种植模式和农艺要求，研究设计的适用于果树根部深层土壤气压（气动）

收稿日期：2021-10-13 修订日期：2021-11-30
基金项目：国家重点研发计划项目（2017YFD0701404）；新疆兵团重大科技项目（2013AA001-4）；新疆兵团科技创新人才计划（2020CB013）。
作者简介：沈从举，副研究员，博士生，研究方向为农业机械设计。
Email：shencongju@163.com
※通信作者：张立新，教授，博士生导师，研究方向为农业机械及机械工程。
Email：zhlx2001730@126.com

松土注肥的机型包括自走式和悬挂式，主要采用液压油缸驱动打穴机构的插杆完成设定土壤深度的垂直打入，具体机构形式因各机型结构不同而有所差异。日本马克株式会社增子利一等[16-17]研制出一种小型手扶式土壤改良机，该机适用于固体颗粒肥料气爆注施，其打穴机构采用双油缸驱动连杆机构，但在国内试验过程中发现不适合中国土壤条件，打穴机构插杆难以打入土壤。张瑞宏等[18-20]研制出一种拖拉机后悬挂的果园气爆松土注肥机，适用于液肥注施，通过气铲激振及液压油缸驱动钻杆垂直打入土壤，油缸活塞杆直接与钻杆上端连接，打入土壤时二者同步垂直运动，油缸行程与打穴深度呈线性关系，最大深度为 500 mm，由于油缸行程相对较长，使得打入机构纵向高度较大，而且该机与配套拖拉机的整体长度较大，在密植果园行间移动和施肥作业时，会受到一定限制。

本文基于履带自走式果园气爆深松施肥机打穴机构的设计要求，研制了一种双油缸同步驱动液压打穴机构。借鉴有关机构运动学建模及参数优化的思路和方法[21-23]，通过对打穴机构进行运动学分析、参数优选及性能试验，获得满足果园气爆深松施肥机打穴机构运动空间位置要求和打穴施肥作业要求的机构参数组合，以期为开展果园气爆深松施肥机打穴机构研发与改进优化提供参考。

1 打穴机构工作原理及设计要求

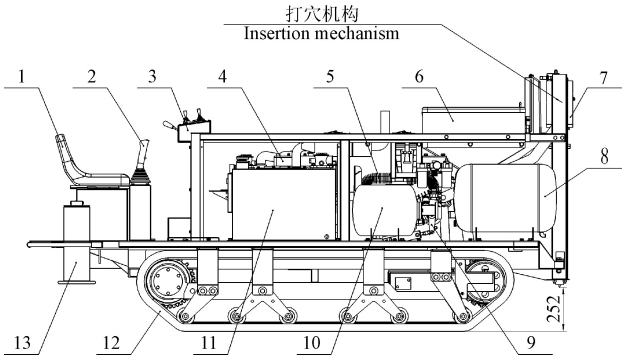
1.1 机构组成及工作原理

自走式果园气爆深松施肥机打穴机构采用双油缸同步驱动连杆机构。打穴机构安装位置及结构如图 1 所示，主要由双油缸、双摇臂、双升降臂、双滚轮、双滑轨和打穴插杆等构件组成，其中双油缸、双摇臂、双升降臂、双滚轮和双滑轨以插杆为中心对称布置。自走式果园气爆深松施肥机整机主要结构及性能参数如表 1 所示。

表 1　整机主要结构及性能参数

Table 1　Main structure and performance parameters of the machine

项目 Items	值 Value
结构型式 Structural style	自走式（履带）
外形尺寸（长×宽×高） Overall dimensions/(mm×mm×mm)	3 260×1 425×1 555
发动机类型 Engine style	柴油机
发动机额定功率 Engine rated power/kW	18.4
发动机额定转速 Engine rated speed/(r·min^{-1})	2 350
空压机额定功率 Air compressor rated power/kW	5.5
空压机额定压力 Air compressor rated pressure/MPa	0.8
储气罐容积 Gasholder volume/L	160
储气罐数量 Gasholder number	2
履带板型式 Track type	橡胶履带板
履带板宽度 Track width/mm	230
履带板接地长度 Grounding length of track plate/mm	1 670
施肥插杆型式 Fertilizer rob style	圆柱形
最大打穴（施肥）深度 Maximum insertion and fertilizer depth/mm	≥600
气爆压力 Gas explosion pressure/MPa	0.6～0.8（可调）
施肥箱容积 Fertilizer box volume/m^3	0.1
单次施肥量 Single fertilizer discharge/mL	100

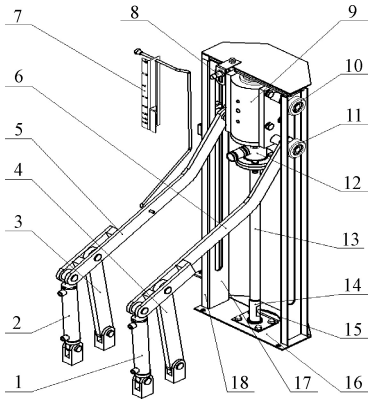


1.乘座椅　2.操纵手柄　3.操作面板　4.发动机　5.空压机　6.肥箱　7.打穴机构　8. 储气罐　9.定量加肥计量装置　10.气爆发生装置　11.液压油箱　12.履带底盘　13.液压支腿

1.Driver seat　2.Operating handle　3.Operation panel　4.Engine　5.Air compressor　6.Fertilizer box　7.Insertion mechanism　8.Gasholder　9.Fertilizer quantitative measuring device　10.Gas generation device　11.Hydraulic oil tank 12.Track crawler chassis　13.Hydraulic outrigger

a. 打穴机构安装位置示意图

a. Schematic diagram of installation position of insertion mechanism



1.右油缸　2.左油缸　3.左摇臂　4.右摇臂　5.左升降臂　6.右升降臂　7.打穴深度标尺　8.电感式接近开关　9.锤击装置　10.右上滚轮　11.右下滚轮　12.注气注肥联通器　13.打穴插杆　14.插杆枪头　15.气肥喷口　16.内滑轨底座　17.内滑轨　18.外滑轨

1.Right cylinder　2.Left cylinder　3.Left rocker arm　4.Right rocker arm　5.Left lifting arm　6.Right lifting arm　7.Soil insertion depth scale　8.Inductance near-switch　9.Hammer device　10.Upper right side roller　11.Lower right side roller　12.Gas and fertilizer distributor　13.Soil insertion rod　14.Spear of rod　15.Air and fertilizer jet nozzle　16.Inner slide base　17.Inner slide rail　18.Outer slide rail

b. 双油缸同步驱动液压打穴机构

b. Double cylinders synchronously drive hydraulic soil insertion mechanism

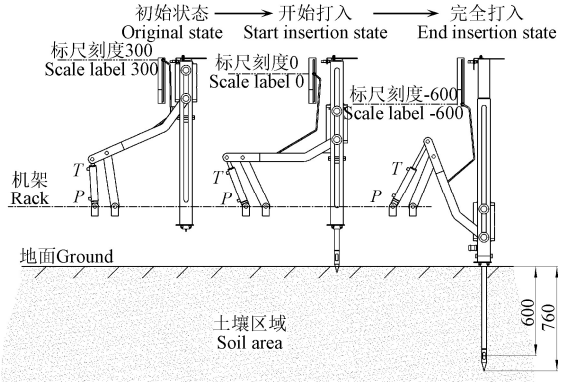
图 1　打穴机构安装位置及结构图

Fig.1　Installation position and structure drawing of the insertion mechanism

打穴插杆通过注气注肥连通器与锤击装置连接，双滚轮通过滚轮轴与锤击装置连接，滚轮可以在滑轨内滚动，每个滑轨由内外滑轨嵌套组成，外滑轨垂直固定在机架上，内滑轨随滚轮上下运动，内滑轨下端固定底座以保证插杆垂直打入土壤过程的稳定性。左右两个油缸在液压系统中形成串联回路，可实现同步驱动，并提高打穴机构的工作效率。

果园气爆深松施肥机采用定点打穴松土追肥作业方式[11]，适用于固体颗粒肥料。打穴入土过程如图 2 所示。驾驶员操作气爆深松施肥机行驶到施肥位置时，将操控台上的打入/提升手柄拨至“打入”位置时，液压油从双油缸的无杆腔进油口 P 进入后推动油缸活塞杆伸长，双油缸活塞杆驱动升降臂带动滚轮沿滑轨向下滚动，进而

带动打穴插杆垂直向下运动，开始打入过程，打入过程中可以通过标尺观察打入深度，当达到要求打穴深度时，即完成打入过程。在完成气爆松土注肥作业完成后，驾驶员将操控台上的打入/提升手柄拨至“提升”位置时，液压油从双油缸有杆腔进油口 T 进入后推动油缸活塞杆回缩，双油缸活塞杆驱动升降臂带动滚轮沿滑轨向上滚动，进而带动打穴插杆垂直向上运动，开始提升过程，提升至图 2 中初始状态时，即完成提升过程。以上打入和提升过程全部完成后，即完成一次完整的打穴作业过程。打穴深度可以通过观察标尺刻度确定。锤击装置作为该液压打穴机构的辅助装置，在打穴过程中如遇到坚硬土层而难以实现打穴时，可选择开启，以助力液压打穴机构顺利完成打穴作业[11]。



注：P 为油缸的无杆腔进油口；T 为油缸有杆腔进油口。
Note: P is the rod-less oil inlet of the cylinder, and T is the rod-cavity oil inlet of the cylinder.

图 2 打穴入土过程示意图

Fig.2 Diagram of the soil insertion process

1.2 打穴机构要求

1.2.1 机构安装空间位置

根据履带式果园气爆深松施肥机样机总体设计要求，打穴机构安装在样机前端中线位置，双油缸、双摇臂和双升降曲臂沿中心线对称布置。油缸和摇臂的固定铰支座安装在底盘机架上，升降曲臂一端与插杆导向滚轮轴连接，另一端分别与油缸和摇臂铰接。考虑整机行走时的通过性，插杆的入土端的离地间隙 H_0 应不小于底盘的离地间隙 250 mm，选取 252 mm，取值接近离地间隙，以保证在密植果园作业时整机高度尽可能小。如图 1 所示。

1.2.2 插杆运动及打穴深度

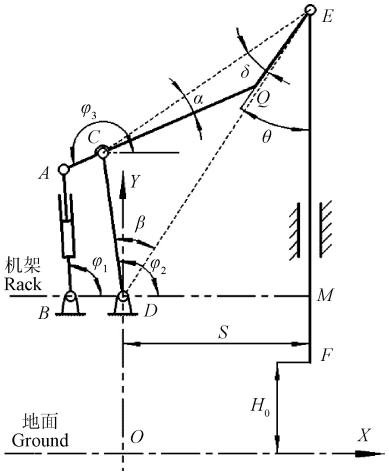
插杆是打穴机构打入和拔出土壤的关键构件。要求插杆垂直打入和拔出土壤。升降曲臂通过滚轮带动插杆在垂直导轨中作上下直线运动，导轨的安装垂直度决定了插杆的垂直运动特性。根据香梨、核桃等深根性果树最大打穴施肥深度不小于 600 mm 的农艺要求，即插杆喷气（肥）口中心位置距离地面为 600 mm，考虑到为了便于更换不同喷口大小的的插杆头，插杆相应的最大打穴深度要求为 760 mm。如图 2 所示。

1.2.3 油缸运动及活塞杆行程

油缸作为打穴机构的原动件，通过升降曲臂间接驱动插杆完成垂直运动。油缸在打穴过程中，绕固定铰支座定轴转动，由于摇臂对升降曲臂的支撑作用，使油缸先向左摆动，当升降曲臂左端运动到左侧最大位置时，油缸开始向右摆动。油缸左右摆动过程中，活塞杆不断伸长。根据机构安装空间要求，为了保证油缸活塞杆运动中不与肥箱、机架等部件发生干涉，油缸活塞杆最大行程要求不超过 200 mm。在插杆接触地面时，油缸摆动至最大转角位置，此时打穴机构安装的最大横向距离不超过 850 mm。

1.2.4 摇臂运动及偏心距

摇臂作为与升降曲臂连接的中间支撑构件，其长度尺寸和安装位置影响油缸活塞杆的运动轨迹和行程。根据机构安装空间要求，摇臂长度设计范围为 350～450 mm，摇臂铰支座中心与插杆在水平方向上的垂直距离（偏心距）S 取值范围为 500～550 mm。如图 3 所示。



注：X 为水平方向；Y 为垂直方向；O 为坐标系原点；AB 为油缸及活塞杆长度，mm；CD 为摇臂长度，mm；AC 为油缸活塞杆铰接点 A 与摇臂铰接点 C 的距离，mm；BD 为油缸铰支座与摇臂铰支座的中心距，mm；CE 为摇臂铰接点 C 与插杆铰接点 E 的距离，mm；EF 为插杆长度，mm；H_0 为初始位置插杆入土点 F 离地间隙，mm；S 为摇臂铰支座与摇臂铰支座的中心距，mm；φ_1 为油缸 AB 与 X 方向的夹角，(°)；φ_2 为摇臂 CD 与 X 方向的夹角，(°)；φ_3 为连杆 AC 与 X 方向的夹角，(°)；β 为摇臂 CD 与 DE 连线的夹角，(°)；α 为连杆上 CQ 与 CE 连线的夹角，(°)；δ 为连杆 EQ 与 CE 连线的夹角，(°)；θ 为连杆 EQ 与 EF 连线的夹角，(°)。
Note: X is the horizontal direction; Y is the vertical direction; O is the origin of the coordinate system; AB is the length of cylinder and piston rod, mm; CD is the length of rocker arm, mm; AC is the distance between the hinge point A of cylinder piston rod and the hinge point C of rocker arm, mm; BD is the center distance between cylinder hinge support and rocker arm hinge support, mm; CE is the distance between rocker arm hinge point C and insert rod hinge point E, mm; EF is the length of the insert rod, mm; H_0 is the ground clearance of the insertion point F at the initial position, mm; S is the center distance between rocker arm hinge support and rocker arm hinge support, mm; φ_1 is the included angle between cylinder AB and X direction, (°); φ_2 is the angle between rocker arm CD and X direction, (°); φ_3 is the included angle between connecting rod AC and X direction, (°); β is the included angle of connection between rocker arm CD and DE, (°); α is the included angle between CQ and CE on the connecting rod, (°); δ is the included angle between EQ and CE on the connecting rod, (°); θ is the included angle between EQ and EF on the connecting rod, (°).

图 3 打穴机构运动简图

Fig.3 Movement diagram of soil insertion mechanism

1.2.5 打穴入土时间及油缸压力

打穴入土时间是指插杆从接触地面开始计时到打入最大深度的时间。根据整机作业效率要求[11]，单次纯打穴（施肥）时间要求 15～20 s，包括打穴入土时间、加肥时间、气爆时间和提起回位时间，其中打穴入土时间要求在 10 s 以内。根据整机液压系统设计要求，打穴油缸

液压回路的最高压力设计为 25 MPa，选择的液压泵的额定压力为 25 MPa，因此，打穴机构的油缸压力要求不超过 25 MPa。

2　打穴机构运动学模型建立

2.1　机构模型简化及自由度计算

2.1.1　机构模型简化

双油缸同步驱动液压打穴机构为对称结构，其对称的一侧可以简化为一种油缸驱动的摇杆滚轮导杆机构，其运动简图如图 3 所示。油缸活塞杆在伸缩的过程中，带动油缸 *AB* 绕 *B* 点做定轴转动，同时摇杆 *CD* 绕 *D* 点做定轴转动，连杆 *ACQE* 做平面运动，滚轮导杆 *EF* 沿滑轨机构做垂直运动。滑轨机构的主要作用是保证插杆打入和拔出土壤过程中垂直运动的稳定性。

建立以摇臂铰支座 *D* 点垂线与地面的交点 *O* 为原点、水平方向为 *X* 轴，垂直方向为 *Y* 轴的坐标系。采用右手坐标系：角位移、角速度、角加速度和力矩均以逆时针转动方向为正方向，角位移以 *X* 轴为始边。在三角函数中，角度和各三角函数之间的关系都以右手坐标系建立，运动学各向量的解析形式也根据右手坐标系判定其正负方向[24]。

对打穴机构的运动学特性进行分析，考虑到打穴机构工作空间求解的需要，本文采用正运动学求解，建立机构的运动学方程。通过已知量机构各构件的几何参数和各关节变量，求解未知量末端构件端点相对于参考坐标系的位姿。

2.1.2　机构自由度计算

由机构运动简图 3 可知，该机构的活动构件为 4 个，分别为油缸 *AB*，摇杆 *CD*，连杆 *ACQE*（*Q* 为连杆上的一个结构参数），滚轮和打穴插杆看作一个整体的滚轮导杆 *EF* ，其中低副 5 个，包括 *A*、*B*、*C*、*D* 4 个关节点的转动副和 *EF* 与固定导轨的 1 个移动副；高副 1 个，为 *E* 点与固定滑轨接触点。因此，根据平面机构自由度计算公式[25]，该打穴机构的自由度为

$$F=3n-\left(2p_l+p_h\right)=3\times4-\left(2\times5+1\right)=1 \tag{1}$$

式中 n 为活动构件数；p_l 为平面低副数；p_h 为平面高副数。

在该机构中，原动件为 1 个油缸，计算的自由度结果等于原动件个数，因此，满足机构可动的条件，机构具有确定的运动。

2.2　建立打穴机构位移方程

图 3 中，*F* 点的位移为

$$\begin{cases}x_F=S\\ y_F=H(t)+H_0\end{cases} \tag{2}$$

式中 x_F，y_F 分别为 *F* 点横坐标和纵坐标，mm。$H(t)$表示打穴深度，是指插杆 *F* 点从地面开始打入土壤的深度，mm；相应的时间 t 则为打穴入土时间，s。

图 3 中，*E* 点的位移为

$$\begin{cases}x_E=S\\ y_E=y_F+L_{EF}\end{cases} \tag{3}$$

式中，x_E，y_E 分别为 *F* 点横坐标和纵坐标，mm。

对于△*CDE*，根据几何关系，由余弦定理得

$$\cos\beta=\frac{L_{CD}^2+S^2+(y_E-y_D)^2-L_{EF}^2}{2L_{CD}\cdot L_{DE}} \tag{4}$$

图 3 中，*C* 点的位移为

$$\begin{cases}x_C=x_D+L_{CD}\cdot\cos(\varphi_2)\\ y_C=y_D+L_{CD}\cdot\sin(\varphi_2)\end{cases} \tag{5}$$

由图 3 中 *E* 点相对于 *D* 点的位置和几何关系得：

$$\begin{cases}x_C=x_E+L_{CE}\cdot\cos(\varphi_3+\pi-\alpha)\\ y_C=y_E+L_{CE}\cdot\sin(\varphi_3+\pi-\alpha)\end{cases} \tag{6}$$

式中 x_D，y_D 分别为 *D* 点横坐标和纵坐标，mm。根据图 3 坐标系及 *D* 点位置关系得 x_D=0；摇臂铰支座 *D* 点距地面的高度为 434 mm，因此 y_D=434 mm。

由（5）式得

$$\tan\varphi_2=\frac{y_C-434}{x_C} \tag{7}$$

由（6）式得

$$\tan\left(\varphi_3-\alpha\right)=\frac{y_C-y_E}{x_C-y_E}=\frac{y_C-H\left(t\right)-H_0-L_{EF}}{x_C-S} \tag{8}$$

图 3 中，*A* 点的位移为

$$\begin{cases}x_A=L_{AB}\cdot\cos(\varphi_1)+x_B\\ y_A=L_{AB}\cdot\sin(\varphi_1)+y_B\end{cases} \tag{9}$$

式中 x_A，y_A 分别为 *A* 点横坐标和纵坐标，mm。根据图 3 坐标系及 *B* 点位置关系得 x_B=—L_{BD}，y_B=y_D=434 mm。

$$\begin{cases}x_A=x_C+L_{AC}\cdot\cos(\varphi_3)\\ y_A=y_C+L_{AC}\cdot\sin(\varphi_3)\end{cases} \tag{10}$$

2.3　建立打穴机构速度和加速度方程

分别对式（2）、（3）、（5）和（9）位移方程对时间求一阶导数，得到图 3 中点 *F*、*E*、*C*、*A* 的速度方程如下：

F 点、*E* 点速度为（mm/s）

$$\begin{cases}\dot{x}_F=\dot{x}_E=0\\ \dot{y}_F=\dot{y}_E=\dot{H}\left(t\right)\end{cases} \tag{11}$$

C 点速度为（mm/s）

$$\begin{cases}\dot{x}_C=-L_{CD}\cdot\sin(\varphi_2)\cdot\dot{\varphi}_2\\ \dot{y}_C=\dot{y}_D+L_{CD}\cdot\cos(\varphi_2)\cdot\dot{\varphi}_2\end{cases} \tag{12}$$

A 点速度为（mm/s）

$$\begin{cases}\dot{x}_A=-L_{AB}\cdot\sin(\varphi_1)\cdot\dot{\varphi}_1\\ \dot{y}_A=L_{AB}\cdot\cos(\varphi_1)\cdot\dot{\varphi}_1\end{cases} \tag{13}$$

分别对式（2）、（3）、（5）和（9）位移方程对时间求二阶导数，得到图 3 中点 *F*、*E*、*C*、*A* 的加速度方程如下：

F 点、*E* 点加速度为（mm/s²）

$$\begin{cases}\ddot{x}_F=\ddot{x}_E=0\\ \ddot{y}_F=\ddot{y}_E=\ddot{H}\left(t\right)\end{cases} \tag{14}$$

C 点加速度为（mm/s²）

$$\begin{cases} \ddot{x}_C = -L_{CD}\cdot\left(\cos(\varphi_2)\cdot\dot{\varphi}_2^2+\sin(\varphi_2)\cdot\ddot{\varphi}_2\right) \\ \ddot{y}_C = \ddot{y}_D + L_{CD}\cdot\left(\cos(\varphi_2)\cdot\ddot{\varphi}_2-\sin(\varphi_2)\cdot\dot{\varphi}_2^2\right) \end{cases} \quad (15)$$

A 点加速度为（mm/s²）

$$\begin{cases} \ddot{x}_A = -L_{AB}\cdot\left(\cos(\varphi_1)\cdot\dot{\varphi}_1^2+\sin(\varphi_1)\cdot\ddot{\varphi}_1\right) \\ \ddot{y}_A = L_{AB}\cdot\left(\cos(\varphi_1)\cdot\ddot{\varphi}_1-\sin(\varphi_1)\cdot\dot{\varphi}_1^2\right) \end{cases} \quad (16)$$

3 打穴机构参数优化

2.2 节运动学分析中相关节点的位移方程，实际上是一系列由于油缸活塞杆运动位置（行程和转角）的变化而引起其他多个构件的位移和转角变化的函数关系，基于这些函数关系可以通过人机交互优化设计方法来对机构目标参数进行优化，从而获得满足设计要求的优选机构参数。

3.1 优化目标与变量

双油缸同步驱动液压打穴机构在运动过程中，打穴插杆必须始终保持垂直打入和拔出土壤。根据设计要求具体需要考虑以下主要优化目标：1）最大打穴深度 760 mm；2）在插杆接触地面时，油缸摆动至最大转角位置，即油缸活塞杆 A 点运动至左侧最大位移处，此时打穴机构安装的最大横向距离不超过 850 mm；3）油缸活塞杆行程小于 200 mm，而且油缸和摇臂运动中不能与肥箱、机架等部件发生干涉。主要优化目标满足以下函数方程：

$$\begin{cases} H(t_F)+H_0 < -760\ \text{mm} \\ S+\left|x_A(t_M)\right| = 850\ \text{mm} \\ L_{AB}(t_F)-L_{AB}(t_S) < 200\ \text{mm} \end{cases} \quad (17)$$

式中 t_s 为开始打穴的时刻，s；t_M 为油缸活塞杆 A 点运动至左侧最大位移的时刻，s；t_F 为打穴结束的时刻，s。

为获得一组满足果园气爆深松施肥机液压打穴要求的机构参数，使打穴机构具有可靠的作业性能。根据以上优化目标，机构优化的参数主要包括：油缸及活塞杆的长度 L_{AB}，摇臂长度 L_{CD}，摇臂偏心距 S，油缸铰支座与摇臂铰支座的中心距 L_{BD}（油缸铰支座 B 点和摇臂铰支座 D 点的安装位置）。通过 SolidWorks 软件三维建模分析，以上主要参数的变化均对打穴深度和油缸活塞杆运动轨迹（包括位置变化）产生影响。因此，可以通过开发优化设计软件优选满足机构要求的参数组合。

3.2 软件开发及优化过程

根据 2.2 节建立的打穴机构运动学数学模型，采用 Visual Basic 6.0 编写了可视化的果园气爆深松施肥机打穴机构运动学辅助分析与优化设计软件。该软件实现了打穴机构的结构尺寸、位置和运动状态的实时模拟。根据设计要求对打穴机构有关参数赋予初始值，通过人机交互对话，可以调节主要设计变量的参数取值，并实时观测优化目标与机构运动的反馈结果，通过分析不同机构变量参数对优化目标的影响规律，直到得到一组满足空间位置和作业要求的机构参数组合，即完成对打穴机构的优化设计过程。

各优化目标求解过程：根据整机设计高度为 1 555 mm，由图 1 和图 3 已知插杆离地间隙为 252 mm，并已知注气注肥连通器设计高度为 152 mm、锤击装置设计高度为 300 mm、安装间隙设计为 31 mm，因此插杆的设计长度为整机设计高度减去以上已知量，即为 820 mm。以此可以计算出打穴机构初始位置 E 点的离地高度为插杆设计长度与注气注肥连通器高度、离地间隙之和，即 972 mm。然后，以插杆的垂直位置为基准，结合优化目标对机构安装最大横向距离的要求，确定连杆两端点最大长度（≤850 mm），因油缸铰支座中心 B 点和摇臂铰支座中心 D 点均安装在底盘上，即已知两点的纵坐标的相对位置，以图 3 机构运动简图的坐标系为基础，利用基于 Visual Basic 6.0 开发的优化设计软件，分别通过调整 B 点、D 点的横坐标相对位置，改变 L_{CD}、L_{AC} 的取值，可以在软件窗口观察油缸活塞杆的运动轨迹和各构件相对位置变化（如图 4），各参数满足打穴机构优化目标要求时，即可作为优选参数。

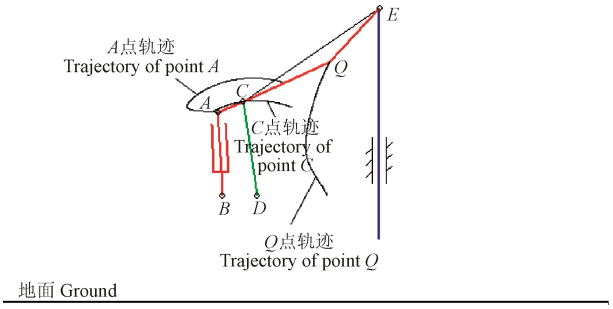


图 4 打穴机构优化设计后的初始状态及关键点的运动轨迹

Fig.4 The initial state and the movement track of the key points after the optimization design of the insertion mechanism

3.3 机构参数确定及优化结果

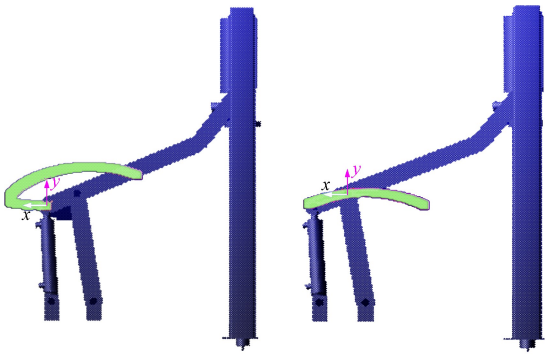
通过以上优化设计软件，对各个机构变量参数对优化目标的影响进行分析，根据影响规律采用人机交互优化设计方法，得到一组满足优化目标的参数，优选出满足机构要求的参数组合为：油缸 AB 初始长度（活塞杆未伸出时）L_{AB}=350 mm；摇臂长度 L_{CD}=400 mm，摇臂铰支座 D 点与插杆垂直距离（摇臂偏心距）S=517 mm；油缸铰支座 B 点与摇臂铰支座 D 点的安装中心距 L_{BD}=145 mm。在以上参数基础上，根据机构简图几何关系，设置油缸活塞杆铰接点 A 与摇臂铰接点 C 的距离 L_{AC}=115 mm；连杆 $ACQE$ 中 A、C、Q 三点共线，根据肥箱位置，设置 Q 点以避免与肥箱的干涉，此时 L_{CQ}=460 mm，L_{QE}=260 mm；打穴插杆的等效长度（含简化后的注气注肥连通器高度 152 mm）L_{EF}=972 mm；各构件结构参数确定后，可以通过开发的优化设计软件直接计算得出各构件角度关系，其中油缸 AB 相对于 X 方向的初始安装角 φ_1=93°，摇臂 CD 相对于 X 方向的初始安装角 φ_2=98°。

在以上优选机构参数下，插杆 EF 能够实现垂直上下运动，油缸活塞杆 A 点从机构初始位置运动到最大打穴深度结束位置的运动轨迹呈“鱼钩”状（如图 4 所示），油

缸先向左摆动再向右摆动，初始位置和结束位置的油缸转角为 31°，摇臂相应的转角为 30°，满足油缸和摇臂的空间位置要求。设定最大打穴深度为 760 mm，相应的油缸活塞杆行程为 191 mm，满足油缸活塞杆设计小于 200 mm 的要求。

4　机构仿真分析与运动学模型验证

根据优化后得到的机构参数，对打穴机构进行结构设计，并利用 Solidworks 三维设计软件完成打穴机构的三维虚拟装配，将装配体导入 ADAMS 仿真分析软件进行运动仿真分析，得到打穴机构油缸活塞杆 *A* 点的运动轨迹如图 5a 所示，摇臂 *C* 点的运动轨迹如图 5b 所示，打穴插杆 *E* 点的坐标位移变化如图 6 所示。



a. *A*点　　b. *C*点
a. Point *A*　　b. Point *C*

注：图中浅色区域为打穴机构油缸活塞杆 *A* 点与摇臂 *C* 点的虚拟仿真轨迹。
Note: The light-colored areas in the figure are virtual simulation trajectory of cylinder piston rod point *A* and rocker point *C* for soil insertion mechanism.

图 5　打穴机构油缸活塞杆 *A* 点与摇臂 *C* 点的仿真轨迹
Fig.5　Simulation trajectory of cylinder piston rod point *A* and rocker point *C* for soil insertion mechanism

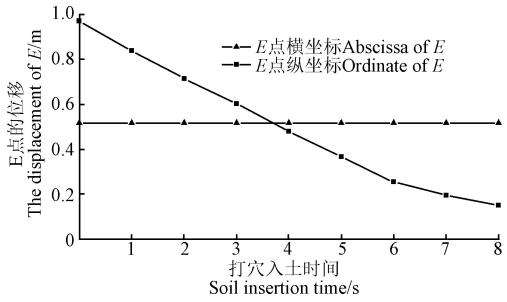


图 6　打穴插杆 *E* 点坐标位移变化
Fig.6　Displacement change diagram of point *E* for soil insertion mechanism

将打穴机构油缸活塞杆 *A* 点和摇臂 *C* 点的仿真轨迹分别与基于 Visual Basic 6.0 开发的软件的优化轨迹（图 4 中轨迹）进行对比分析，结果表明仿真分析与理论分析两者轨迹基本一致，打穴插杆 *E* 点的横坐标仿真轨迹为直线，说明在水平方向没有位移变化，实现了插杆的垂直运动。仿真结果验证了打穴机构理论分析与设计的准确性和合理性。因此，优选参数可以满足打穴机构的设计要求。

5　打穴性能试验

5.1　试验条件

为验证打穴机构的作业性能，进行田间打穴试验。试验地点为石河子大学北苑新区温室，室内温度 20.5 ℃，空气湿度 60.9%。试验地尺寸为 16 m×5 m，地形平坦，土壤质地主要为黏土，平均含水率为 14%，土壤坚实度（硬度）较大，300～400 mm 土层为板结层，坚实度达到甚至超过 4 MPa，400 mm 以下土壤为生土层。因该试验地主要种植蔬菜等浅根性作物，土壤多年未被深翻扰动，前期土壤物理性质测定试验显示该地多点生土层土壤坚实度相对一致，因此本试验利用土壤坚实度测量仪主要测定板结层及以上土层坚实度。为便于测试，按 1.5 m×4.5 m 长方形划定 3 个打穴测试区域，即选择 3 个测试点。测试中仅使用液压打穴机构，打穴过程中不开启锤击装置。试验样机打穴性能测试如图 7 所示。

图 7　试验样机打穴性能测试
Fig.7　Performance test of soil insertion mechanism of prototype

土壤坚实度是反映土壤物理特性的重要指标。采用土壤坚实度测量仪测定，试验区域各测试点的测定结果如图 8 所示。从图中可以看出，3 个测试点的土壤坚实度变化趋势基本一致，各点同土层的土壤坚实度值相差较小，说明该试验地各土层物理特性相对均匀，可以视为各测试点土壤条件相同。

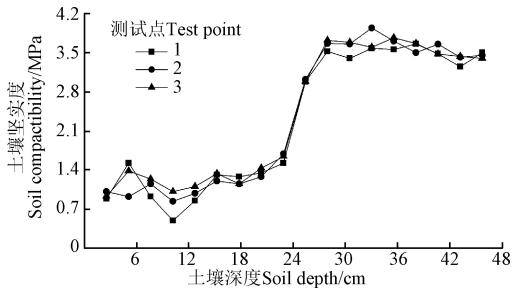


图 8　试验测试点土壤坚实度测量结果
Fig.8　Measurement results of soil hardness

试验仪器设备主要包括：自主研制的 3SQ-600 型气爆深松施肥机，购置的联测无纸记录仪（4 通道），华硕笔记本电脑（I7-8550U 内存 16 GB），联测压力传感器（35 MPa），倍思特万用表（DT-9205M），TJSD-750 型土壤坚实度测定仪（精度：±0.5%），TZS-Ⅰ型土壤水分测量仪（误差：≤3%）。此外，还包括：棘轮扳手、剖面用刀具、套筒、钢卷尺、皮卷尺、秒表、小铁铲等工具。

5.2 试验指标与测试方法

5.2.1 打穴入土时间

打穴入土时间是果园气爆深松施肥机作业效率的主要体现指标，打穴时间越短越好。打穴入土时间是指插杆从接触地面开始计时到打入最大深度的时间，通过人工观察和秒表计时。打穴插杆可简化为一端固定、一端铰支的细长压杆，插杆材料选择 45 号钢，根据插杆受到的最大轴向压力及强度校核，同时考虑插杆打穴阻力随插杆外径增加而增大的因素，结合实际作业条件，选择 30、35、40 mm 的 3 种直径打穴插杆。试验中，分别采用这 3 种直径的打穴插杆，依次对 3 个测点进行测试，结果取平均值。

5.2.2 打穴油缸压力

油缸压力设计值取决于负载的大小，打穴油缸压力变化反映插杆打穴阻力的变化。打穴测试过程中，用无纸记录仪实时测定油缸压力并对数据保存。试验中，分别采用直径为 30、35、40 mm 的 3 种插杆，依次对 3 个测点进行测试，结果取平均值。

5.3 试验结果与分析

5.3.1 打穴入土时间分析

在 3 种不同打穴插杆直径条件下，3 个测点的打穴入土时间试验结果如表 2 所示。

表 2 不同直径下各测点打穴入土时间

Table 2 Soil insertion time at each test point under different diameters s

插杆直径 Rod diameter/mm	测点 1 Test point 1	测点 2 Test point 2	测点 3 Test point 3	平均值 Avg.
30	6.2	6.6	6.4	6.4
35	7.3	7.6	7.5	7.5
40	8.1	8.3	8.2	8.2

打穴入土时间反映了插杆和油缸活塞杆的运动速度，也反映了打穴效率。从表 2 可以看出，各测点打穴入土时间均随插杆直径的增大而增大。打穴入土时间与油缸活塞杆的速度直接相关，而油缸活塞杆速度与液压泵流量和油缸内径有关。油缸活塞杆速度与流量成正比，流量越大，速度越大；与油缸内径成反比，油缸内径越大，速度越小。根据该机液压系统设计压力和打穴油缸活塞杆受到的最大载荷力，通过计算油缸内径和参考国家标准《流体传动系统及元件 缸径及活塞杆直径》（GB/T 2348-2018），选择打穴油缸内径为 40 mm、活塞杆直径为 28 mm。在选定的油缸条件下，3 种直径插杆分别在 3 个测点的打穴入土时间结果表明，3 种直径的插杆都满足打穴作业的时间要求（小于 10 s）。

5.3.2 打穴油缸压力分析

在 3 种不同打穴插杆直径条件下，3 个测点的打穴油缸压力试验结果如表 3 所示。

表 3 各测点油缸压力

Table 3 Cylinder pressure at each test point MPa

插杆直径 Rod diameter/mm	测点 1 Test point 1	测点 2 Test point 2	测点 3 Test point 3	平均值 Avg.
30	17.8	18.5	18.2	18.2
35	23.6	24.8	24.2	24.2
40	24.4	25.2	24.1	24.6

由表 3 可知，以上 3 种直径的插杆都满足打穴作业的油缸压力要求（小于 25 MPa）。在油缸内径确定的前提下，在允许的工作压力（正常工作压力）范围内，油缸压力由负载决定，即打穴阻力越大，则油缸压力越大，而打穴阻力与土壤物理特性和插杆直径有关，土壤坚实度、插杆直径越大，打穴阻力越大。因此，在满足插杆内腔肥料、气流混合流量通过性和插杆强度的前提下，插杆直径应尽量选取较小的尺寸。

5.3.3 油缸活塞杆速度与插杆速度分析

打穴插杆速度随油缸活塞杆速度变化而变化。在正常工作压力范围内，油缸的速度与负载无关，而是取决于液压系统流量。只有在负载异常增大或者接近变量泵设定压力时，迫使系统压力升高到系统溢流阀溢流或变量泵变量时，速度才会降低。该打穴机构液压系统回路中设有先导式压力控制溢流阀，当插杆入土过程中遇坚硬的土壤板结层或犁底层时，打穴阻力会突然变大，从而使打穴油缸压力迅速升高，进而导致液压系统压力也迅速升高，如果液压系统压力达到溢流阀调定压力，溢流阀则开启溢流卸压，进行过载保护，此时油缸速度和插杆速度会突然降低，同时系统压力也不再增大，恒定在溢流阀的调定压力值。

在打穴深度设定为 760 mm 时，根据 3 种插杆直径的打穴入土时间可以计算得到插杆的平均速度；同时将 3 种插杆直径对应的打穴入土时间代入打穴机构运动学辅助分析与优化设计软件，可以得到相应的插杆和油缸活塞杆的平均速度，如表 4 所示。结果表明，以上两种方式得出的插杆平均速度结果一致，3 种直径插杆分别在相应的打穴时间内完成设定深度的打穴入土作业，插杆的平均速度和油缸活塞杆的平均速度均随着插杆直径的增大而减小，而且对于 3 种插杆直径，其前者速度均大于后者速度，二者速度差也随着插杆直径的增大而减小。

表 4 油缸活塞杆与插杆的速度关系

Table 4 Speed relationship between the speed of cylinder piston rod and insert rod

插杆直径 Rod diameter/mm	打穴入土时间 Soil insertion time/s	油缸活塞杆平均速度 Average speed of cylinder piston rod/(m·s^{-1})	插杆平均速度 Average speed of insertion rod/(m·s^{-1})	速度差 Speed difference/(m·s^{-1})
30	6.4	0.025	0.119	0.094
35	7.5	0.021	0.101	0.080
40	8.2	0.019	0.093	0.074

5.3.4 打穴机构优选参数及打穴垂直度试验验证

按照 3.3 中确定的优选参数试制的打穴机构，通过田间试验发现，该机构可以满足安装空间位置，各构件运动不与其他部件发生干涉。试验结果表明，设定最大打穴深度为 760 mm，相应的油缸活塞杆行程为 191 mm 与优化软件的分析结果一致，满足小于 200 mm 的结构参数要求；打穴机构安装最大横向距离为 840 mm，满足小于 850 mm 的位置要求。

插杆垂直运动是该机构正常工作前提，而打穴的垂直度则反映了该机构设计的合理性和准确性。打穴垂直

度测量采用土壤剖面观察法。利用圆锥形铅垂测量打穴孔的中心线与铅垂线的偏差角度来判断打穴的垂直度，从而确定打穴机构运动过程中能否满足插杆垂直打入和拔出土壤的要求。如图 9 所示，可以看出，打穴孔的中心线与铅垂线基本重合，因此机构运动满足插杆垂直打入和拔出土壤的要求。

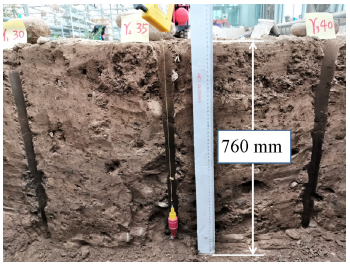


图 9　打穴垂直度及深度测量

Fig.9　Perpendicularity and depth measurement of insertion rod holes

6　结　论

1）对一种适合于果园地面以下 400 mm 深层土壤打穴追肥的双油缸同步驱动液压打穴机构的工作原理及特点进行了分析，并建立了机构运动学模型。通过 ADAMS 软件对打穴机构进行运动仿真，结果表明，油缸活塞杆 *A* 点运动轨迹和摇臂铰接点 *C* 点运动轨迹与理论分析结果一致，优选参数可以满足打穴机构的设计要求。

2）分析了打穴机构油缸及各杆件的运动特性，基于 Visual Basic 6.0 开发了可视化的打穴机构运动学辅助分析与优化设计软件，结合打穴机构设计要求，根据优化目标及人机交互分析，优选出一组满足果园气爆深松机打穴深度和空间位置要求的打穴机构主要参数。分别对 30、35、40 mm 直径插杆在最大打穴深度（760 mm）条件下的试验结果表明，该机构可以满足空间位置要求，各构件运动不与其他部件发生干涉，机构运行平稳；30、35、40 mm 直径插杆的打穴入土时间分别为 6.4、7.5、8.2 s，均满足小于 10 s 的设计要求；油缸压力分别为 18.2、24.2、24.6 MPa，均满足小于 25 MPa 的设计要求。

［参　考　文　献］

[1] 李光道，许兴文，李军，等. 旱沙区酿酒葡萄施肥管理技术[C]. 第五届全国现代果业标准化示范区创建暨果树优质高效生产技术交流会. 2016.

[2] 肖宏儒，赵映，丁文芹，等. 1KS60-35X 型果园双螺旋开沟施肥机刀轴设计与试验[J]. 农业工程学报，2017，33(10)：32-39.
Xiao Hongru, Zhao Ying, Ding Wenqin, et al. Design and experiment on blade shaft of 1KS60-35X type orchard double-helix trenching and fertilization machine[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2017, 33(10): 32-39. (in Chinese with English abstract)

[3] 刘彪. 果园有机肥旋切变深施肥机的研究与试验[D]. 北京：中国农业科学院，2018.
Liu Biao. Research and Experiment of Orchard Organic Fertilizer RotaryCutting and Adjustable Depth Fertilizing Machine[D]. Beijing: Chinese Academy of Agricultural Sciences, 2018. (in Chinese with English abstract)

[4] 张宏建，徐春保，刘双喜，等. 自动调节深度式果园双行开沟施肥机设计与试验[J]. 农业机械学报，2021，52(1)：62-72.
Zhang Hongjian, Xu Chunbao, Liu Shuangxi, et al. Design and experiment of orchard double row ditching-fertilizer machine with automatic depth adjustment[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2021, 52(1): 62-72. (in Chinese with English abstract)

[5] 康建明，李树君，杨学军，等. 密植果园开沟施肥机开沟刀片设计与试验[J]. 农业机械学报，2017，48(2)：68-74.
Kang Jianming, Li Shujun, Yang Xuejun, et al. Design and experiment of ditching blade installed in close planting orchard ditching machinery[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Machinery, 2017, 48(2): 68-74. (in Chinese with English abstract)

[7] 康建明. 果园开沟施肥机开沟刀片理论与试验研究[D]. 北京：中国农业机械化科学研究院，2017.
Kang Jianming. Theoretical and Experiment Research on Ditching Blade of Orchards Ditching Fertilization Combined Machine[D]. Beijing: Chinese Academy of Agricultural Mechanization Sciences, 2017. (in Chinese with English abstract)

[7] 刘大为，谢方平，叶强，等. 1K-50 型果园开沟机开沟部件功耗影响因素分析与试验[J]. 农业工程学报，2019，35(18)：19-28.
Liu Dawei, Xie Fangping,Ye Qiang, et al. Analysis and experiment on influencing factors on power of ditching parts for 1K-50 orchard ditching[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2019, 35(18): 19-28. (in Chinese with English abstract)

[8] Ma C, Qi J T, Kan Z. Operation power consumption and verification tests of a trenching device for orchards in Xinjiang based on discrete element[J]. International Journal of Agricultural and Biological Engineering , 2021, 14(1): 133-141.

[9] 何义川，汤智慧，孟祥金，等. 2FK-40 型果园开沟施肥机的设计与试验[J]. 农机化研究，2015(12)：201-204.
He Yichuan, Tang Zhihui, Meng Xiangjin, et al. Design and experiment of 2FK-40 orchard ditching fertiliser combined machine[J]. Journal of Agricultural Mechanization Research, 2015(12) : 201-204. (in Chinese with English abstract)

[10] 朱苏敏. 果树施肥技术[J]. 河北果树，2020　(2)：28-29.

[11] 沈从举，贾首星，张立新，等. 履带自走式果园气爆深松施肥机研制[J]. 农业工程学报，2019，35(17)：1-11.
Shen Congju, Jia Shouxing, Zhang Lixin, et al. Development of caterpillar self-propelled orchard gas explosion subsoiling and fertilizer machine[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2019, 35(17): 1-11. (in Chinese with English abstract)

[12] 贾首星，左忠华，沈从举，等. 锤击装置及该装置构成的气爆深松施肥机：201610991951.9[P]. 2017-02-22.

[13] 马文霄，葛云，沈从举，等. 液压升降式打穴机构设计及运动学分析[J]. 甘肃农业大学学报，2020，55(5)：227-234.
Ma Wenxiao, Ge Yun, Shen Congju, et al. Design and kinematic analysis of hydraulic lift hole punching device[J]. Journal of the Gansu Agricultural University, 2020, 55(5): 227-234. (in Chinese with English abstract)

[14] 奚小波，张瑞宏，单翔，等. 3SFBQ-500 型果园气爆松土注肥机的优化设计与试验[J]. 农业工程学报，2017，33(24)：35-43.
Xi Xiaobo, Zhang Ruihong, Shan Xiang, et al. Optimal design and experiment of 3SFBQ-500 type orchard gas explosion subsoiling and fertilizer injection machine[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2017, 33(24): 5-43. (in Chinese with English abstract)

[15] 奚小波. 气爆松土注肥方法及装备研究[D]. 扬州：扬州大

学，2018.
Xi Xiaobo. Method and Equipment of Gas Explosion Subsoiling & Fertilizer Injection Technology[D].Yanzhou: Yanzhou University, 2018. (in Chinese with English abstract)
[16] 增子利一，增子晃夫. 土壤改良机：201120267100.2[P]. 2012-04-11.
[17] Mac engineering Co.,Ltd.グロースガン（土層改良機）[EB/OL]. http://www.maceng.co.jp/GROWTH_GUN.html.
[18] 张瑞宏，奚小波，金亦富，等. 一种自走式气动松土施肥机：201710229475.1[P]. 2017-07-04.
[19] 张瑞宏，叶伟伟，奚小波，等. 气动松土施肥机：201710228720.7[P]. 2017-08-11.
[20] 奚小波，张瑞宏，单翔，等. 基于土体裂隙迹线方程和土体扰动模型的气爆松土参数优化[J]. 农业工程学报，2018，34(6)：15-24.
Xi Xiaobo, Zhang Ruihong, Shan Xiang, et al. Optimization of gas explosion subsoiling parameters based on soil fissure trace equation and soil disturbance model[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2018, 34(6): 15-24. (in Chinese with English abstract)
[21] 李华，曹卫彬，李树峰，等. 辣椒穴盘苗自动取苗机构运动学分析与试验[J]. 农业工程学报，2015，31(23)：20-27.
Li Hua, Cao Weibin, Li Shufeng, et al. Kinematic analysis and test on automatic pick-up mechanism for chili plug seedling[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2015, 31(23): 20-27. (in Chinese with English abstract)
[22] 陈建能，王伯鸿，张翔，等. 多杆式零速度钵苗移栽机植苗机构运动学模型与参数分析[J]. 农业工程学报，2011，27(9)：7-12.
Chen Jianneng, Wang Bohong, Zhang Xiang, et al. Kinematics modeling and characteristic analysis of multi-linkage transplanting mechanism of pot seeding transplanter with zero speed[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2011, 27(9): 7-12. (in Chinese with English abstract)
[23] 薛向磊，王磊，许春林，等. 旱田钵苗移栽机纵向送苗机构优化设计与试验[J]. 农业机械学报，2020，51(2)：76-84.
Xue Xianglei, Wang Lei, Xu Chunlin, et al. Optimal design and experiment of longitudinal feeding-seeding device of potted seedling transplanter for upland field[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2020 51(2): 76-84. (in Chinese with English abstract)
[24] 赵匀. 农业机械分析与综合[M]. 北京：机械工业出版社，2008.
[25] 韩建友，邱丽芳. 机械原理[M]. 北京：机械工业出版社，2016.

Kinematic analysis and tests of the insertion mechanism of a self-propelled orchard gas explosion subsoiling and fertilizing machine

Shen Congju[1,2,3], Zhang Lixin[1,3※], Zhou Yan[2,3], Dai Yameng[2], Li Fan[2], Zhang Jing[2]
(1. *College of Mechanical and Electrical Engineering*, *Shihezi University*, *Shihezi* 832000, *China*;
2. *Xinjiang Academy of Agricultural and Reclamation Science*, *Shihezi* 832000, *China*;
3. *Key Laboratory of Northwest Agricultural Equipment of Ministry of Agriculture*, *Shihezi* 832000, *China*)

Abstract: Automatically mechanical digging has been widely expected for the topsoiling during the growth stage of fruit trees in modern agriculture, due to the high efficiency, low labor intensity, cost saving, and the protection of the roots. In this study, a double-cylinder-driven hydraulic insertion mechanism was proposed to fully meet the working requirements of the whole crawler-type self-propelled machine in the orchard gas explosion subsoiling and deep soil quantitative fertilization. A specific mechanism was also designed to realize a vertical insertion of fertilizing rod into 400 mm or deeper soil. The structure and working parameters of the mechanism were determined for the optimal. A kinematic model of the mechanism was established to explore the kinematic characteristics of the insertion cylinders and components. A Visual Basic 6.0 program was developed to optimize the kinematics of the insertion mechanism. A set of optimized parameters of the insertion mechanism were selected using the human-computer interaction. A motion simulation was performed on the insertion mechanism using ADAMS. Results showed that the motion tracks of the cylinder piston rod point A and the rocker arm hinge point C were the same as the theoretical analysis, indicating that the optimal parameters were fully meet the design requirements of the insertion mechanism. An experimental test was performed on three diameters of rods (30, 35, and 40 mm) under the optimal parameters and the maximum insertion depth, where the insertion time and cylinder pressure were taken as test indicators. It was found that the double-cylinder-driven hydraulic insertion mechanism had fully met the design requirements, including the installation space position of the mechanism, the maximum depth of the insertion rod hole, hydraulic cylinder movement space and piston rod stroke, rocker arm movement and eccentricity, as well as the structural and position parameters. The maximum cylinder stroke was 191 mm when the maximum insertion depth was 760 mm. The insertion time and cylinder pressure increased significantly, with the increase of rod diameter. The rods with three diameters were all fully met the requirements of insertion time and cylinder pressure. The relationship was also determined between the insertion time and the rod speed and cylinder piston speed. The insertion time values were 6.4, 7.5, and 8.2 s for the 30, 35, and 40 mm diameter rod, with the average speed of the rod and cylinder piston of 0.119 and 0.025 m/s, 0.101 and 0.021 m/s, 0.093 and 0.019 m/s, respectively. This finding can provide a strong reference to develop and optimize the gas explosion subsoiling and fertilizing insertion in an orchard.

Keywords: kinematics; orchard machinery; performance; subsoiling and topdressing; insertion mechanism; cylinder driving test