

山东农业大学

硕士学位论文

温室电动松土机的研制

姓名：孟炜

申请学位级别：硕士

专业：机械设计及理论

指导教师：李汝莘

20090606

摘要

发展现代化农业是十一五期间社会主义新农村建设的重要内容。温室大棚的扩大与发展，加快了现代农业的发展进程，但我国设施农业起步较晚，发展缓慢，尤其是机械化作业水平低下，大多数作业仍为传统的手工劳动，强度大，质量差，效率低，与发达国家相比存在很大差距。温室大棚内，土壤粘性较大，传统的土壤耕作机具在粘性较大的土壤中，碎土能力降低，土壤阻力增大，功耗增加。并且在棚室内采用柴油机和汽油机作为动力，会对温室的环境造成污染。为此仿效人工刨地的方式，研制了一种适宜于温室大棚作业的小型电动松土机。

整机主要由电动机、联轴器、减速器、松土部件、机架、行走机构和操作机构等组成。电动机提供动力，电动机输出轴通过联轴器与减速器的输入轴相连，减速器选用双输出轴型，一侧输出轴输出的动力直接驱动曲柄，通过松土爪柄将动力传递给松土爪，使其实现刨地的动作；另一侧输出轴输出的动力通过链轮分级传动，将动力传递给行走轮，实现松土机的自走，过渡轴上安装离合器，通过离合器的啮合和分离，控制机器行走与停止，通过操纵手柄控制机器转向。

分析几种运动机构的特点，确定采用曲柄摇杆机构作为松土机构。该机构结构简单，摇杆的固定点及其与松土爪柄的铰接点，类似于人的肩关节和肘关节，使松土机构可更好的模拟人的刨土动作。通过运动学分析，建立了松土机构特殊点的运动参数方程，求出各点的运动速度，并分析其运动性质。在 Solidworks 环境下，采用 COSMOS/Motion 对松土机构进行动态仿真，并得出松土机工作时特殊点的运动轨迹和速度图线。在保证松土深度为 13 cm 的前提下，对曲柄摇杆机构的各部分长度及固定点的位置进行了优化。采用 COSMOSWorks 对重要零部件进行应力分析及变形分析，得到了应力、应变云图，对零部件进行了优化设计。

在保证农艺要求的前提下，分析了机组前进速度、曲柄转速、松土深度及切土节距等因素对功率消耗的影响，确定了相关参数，尽可能地减小动力消耗，并确定电动机的型号。

根据设计图样制造了样机，并在实验室土槽内进行样机试验，测试不同土壤含水量下其作业性能，结果表明，松土机的松土部件能够较好地模

仿人工刨地的动作，切土和碎土性能好，抛土动力消耗显著减小，松土效果比较理想。

采用电动机提供动力，比燃油经济，无污染，符合节能、环保的要求。机器结构简单，体积小、重量轻，机动性好，适合在空间狭小的棚室内工作。

关键词：温室；松土机；曲柄摇杆机构

Abstract

To develop modern agriculture is an important part of building new socialistic countryside during the 11th Five-Year Plan. The expansion and development of Greenhouse has accelerated the development process of modern agriculture. But our country's installation agriculture owns a late start and a slow development. Especially, mechanization level is low. Most operations still depends on traditional manual labor, intensive, poor quality, low efficiency. There exists a big gap compared with developed countries. Because the soil in Greenhouse is viscous, the traditional soil farming tools' capability of crushing soil is reduced, increased resistance comes from soil leads to increased power consumption. Use of diesel and gasoline engines as the driving force will cause environment pollution in Greenhouse. Following the way of loosening soil with manpower, a small type of electric loosener has been designed and made, which is suitable for Greenhouse.

The machine is mainly composed of electromotor, shaft coupling, speed reducer, loosening parts, shelf, walking system, operationing system, etc. Electromotor supplies power, it is connected with speed reducer through shaft coupling. We choosed dual-output-type reducer, power coming from one output shaft of the speed reducer goes to the crank directly. Finally, the power passes through loosening handle and gets to the loosening claws to make it loosen soil. Power coming from the other output shaft passes through multilevel sprocket wheel and gets to the walking wheel eventually to realize the loosener's self-walking. Install clutch on the interim axle. The machine's running and stopping state can be controlled by operating the clutch's engagement and separation. An universal wheel is installed at the rear of shelf. The machine's running direction can be decided by controlling the operationing handles.

After analyzing a variety of athletic mechanisms, eventually, a crank-rocker mechanism was used as the loosening part. The structure of this mechanism is simple. The fixed-point of the rocker and the link point unifying

the rocker and the loosening handle looks like human's shoulder and elbow, which makes it possible that the loosening mechanism simulates people's action of cutting soil. Using the knowledge of kinematics, motion parameter equations of special points of the loosening mechanism is expressed, velocity equation of each special point is get and their athletic characters are analyzed. In Solidworks environment, use COSMOS/Motion to make dynamic simulation of loosening mechanism. Trajectory and speed diagrams of the loosener's special points while it is working has been get. On the premise of that the depth is 13 centimeters, optimize each length of the crank-rocker mechanism and position of the fixed-points. Use COSMOSworks to analyze the force and distortion of important transmission parts, get corresponding analyzing charts. Then the design of every part can be further improved according to the analysis.

On the premise of agronomic requirements, analyzed the impacts on power consumption come from the machine's forward speed, rotate speed of the crank, loosening depth, cutting pitch and so on, decided correlative parameters. Minimize power consumption as far as possible and then confirm the model of electromotor.

The model machine was made according to the designed drawings. The machine was put on trial in soil box of laboratory to test its working performance in different soil moisture content. The result shows that loosening parts can imitate human's action of planing soil well, its capability of cutting and smashing soil is good, its capability of casting soil is weakened, which reduces power consumption greatly, soil loosening effect is ideal.

Driven by electromotor, fuel is cheaper than using oil, the pollution is avoided in Greenhouse, which is in accordance with energy saving and environmental guidelines, protecting environment. The structure of this loosener is simple, it is in small size, its weight is light, its maneuverability is good, so it is suitable for small space Greenhouse.

Keywords: Greenhouse; Loosener; Crank-rocker mechanism

关于学位论文原创性和使用授权的声明

本人所呈交的学位论文，是在导师指导下，独立进行科学研究所取得的成果。对在论文研究期间给予指导、帮助和做出重要贡献的个人或集体，均在文中明确说明。本声明的法律责任由本人承担。

本人完全了解山东农业大学有关保留和使用学位论文的规定，同意学校保留和按要求向国家有关部门或机构送交论文纸质本和电子版，允许论文被查阅和借阅。本人授权山东农业大学可以将本学位论文的全部或部分内容编入有关数据库进行检索，可以采用影印、缩印或其他复制手段保存论文和汇编本学位论文，同时授权中国科学技术信息研究所将本学位论文收录到《中国学位论文全文数据库》，并向社会公众提供信息服务。

保密论文在解密后应遵守此规定。

论文作者签名: 孟峰

导师签名: 李继东

日期: 2009.6.10

1 引言

1.1 本课题研究的目的和意义

温室大棚的大规模兴起不仅丰富了人们的菜篮子，而且大大的带动了农村经济的发展，加快了现代化农业的发展进程。温室大棚内的松土作业是一项基础性作业，迫切需要小型化、多功能化的农机具代替人力来提高生产效率。由于我国温室大棚内作业机具研发工作起步较晚，发展缓慢，机械化作业水平低下，大多数作业仍为传统的手工劳动，强度大，质量差，效率低，与发达国家相比，存在很大差距，如人均管理面积仅相当于荷兰的 1/4，平均单产仅为荷兰的 1/3~1/4。国内棚室高度比较低，大田机具无法正常作业。另外，资料表明，温室大棚内，土壤一般耕作层厚度为 15~25 cm，蔬菜根系的 80~90% 分布其中；耕层土壤的容积密度为 1.10~1.13 g/cm³；5~0.25 mm 水稳定性团聚体为 13.7~55.5%，并有随着种植年限加长而增加的趋势，土壤粘性较大。传统的土壤耕作机具在粘性较大的土壤中，碎土能力降低，土壤阻力增大，功耗增加。并且在棚室内采用柴油机和汽油机作为动力，对温室的环境造成污染（付静等，2006；应义斌等，1998）。

近几年，通过引进、消化和吸收，国内研发了一些温室小型耕作机械，有的还设计有多种作业功能，以提高机械的利用率。但是大多产品外型尺寸及结构质量偏大，操作不灵便，仅适用于大型温室。由于其结构复杂，在作业的经济性和可靠性等方面还存在一些问题。对于占绝大多数的简易温室和大棚来说，目前适用的机型还不多，尤其是结构紧凑、操作灵活、效率高、使用经济的大棚耕作机械，几乎是凤毛麟角。

针对上述情况，开展适用于简易棚室的土壤耕作机具的研究，对工作部件进行改进，进一步减小机具尺寸，提高机器作业的经济性和机动性，尽可能地减轻机器作业时对环境的污染，对于发展经济、高效和环保的设施农业，改善农民的生产条件，增加农民的收入，具有重要的现实意义（樊桂菊，2003）。

1.2 国内外温室耕耘机械的研究现状及存在的问题

1.2.1 国外温室耕耘机械的研究现状

国外设施内耕作机械技术成熟, 作业性能稳定, 功能齐全, 小巧轻便 (R. L. Raper, 2002)。日本、韩国、美国和意大利等国家在发展温室的过程中, 对温室中作业机具进行了研究、开发, 温室生产过程中的耕整地、播种、间苗、灌溉、中耕和除草等作业均已实现机械化。日本、韩国等国家生产的手扶系列多功能耕耘机, 其操作把手上下左右可随意调节, 作业性能好。可以在温室中进行耕地、移栽、开沟、起垄、中耕、锄草、施肥、培土、喷药及短途运输等多种作业。这些耕耘机体积小、重心低、功能全、用途广、废气排放少, 并且具有工作部件更换、安装容易等特点。

发达国家拥有先进的温室和管理技术, 日本、意大利、荷兰、以色列等国家的设施农业机械可用于旋耕、犁耕、开沟、作畦、起垄、中耕、培土、铺膜、打孔、播种、灌溉和施肥等。荷兰、以色列、日本、美国等国家的温室作业机械已基本形成了系列化, 耕整地、播种、间苗、中耕和除草等许多作业项目都实现了机械化 (设施农业, 2005)。

专门生产小型拖拉机的美国吉尔森公司生产的自走式旋耕机 (葛清萍, 1998), 主要特点是旋耕刀片取代行走轮, 刀盘直径为 35.5 cm, 耕幅为 30.4~66 cm, 传动形式分链传动和蜗轮蜗杆传动两种型式, 功率为 3.68 kW 左右, 适于菜园、温室等环境下作业。取下旋耕刀, 可换上行走轮, 用于配带其它农具, 如铧式犁、除草铲、中耕铲、齿耙等。

意大利 M·B 公司生产一种单轮驱动轴旋耕机 (L.Y.Lin, 2007), 以 3.3 kW 汽油机为动力, 单机重量仅为 40 kg, 适用于菜园、花圃, 一次能完成旋耕培土两项作业。该公司还生产 5.89~7.36 kW 多用型自走底盘, 由驱动轴配带旋耕刀完成旋耕作业, 换上轮胎后又可完成犁耕、运输、喷雾等作业 (樊桂菊, 2003; 苏臣等, 1995)。

意大利公司 Dondi 生产的旋耕机, 由按顺序安装在机架上的可拆卸的松土铲和带有水平旋转轴的旋耕部件组成。松土铲入土深度达 0.3~0.5 m。置于旋耕部件前方的松土铲使土壤表层形成裂缝, 改善旋耕部件的工作条件, 旋耕深度较容易达到 0.1~0.15 m。

日本和韩国生产的机具，除了体积小以外，还具有多功能的特点。日本、韩国等国家的小型耕耘机，多以 2.2~8 kW 的汽油机为动力。为了减少对棚室内的空气污染，近几年，也出现了用电动机作动力的小型自走式旋耕机（启新等，1997）。日本和韩国，蔬菜育苗、种植、田间管理、收获、产品处理与加工等工序都已实现机械化。机具的突出特点是小而精，耐用，使用起来轻松自如。例如，日本生产的驱动轮行走式旋耕机，韩国生产的万能管理机，一台主机可配带 40 多种农机具或工作部件，可用于农田、果园和温室（陈丽君，2002），能够完成蔬菜起垄、播种、田间管理、收获等多项作业。

英国 F·W·McConnel 公司生产的旋耕机 Tillaerator，主要用于熟地分层作业。用平切铲先松土，深度达 0.15 m，接着旋耕表层土壤，作业深度达 0.12 m，最后用圆柱形滚动镇压器镇压地表。镇压器的圆周线速度比农具前进速度高 1.1~7.5 倍。镇压器的作用是压碎大土块，尤其在粘重土质的地块中保证了旋耕机的工作质量。在熟地上作业时，为了使切割粉碎作业的效果更好，旋耕机 Tillaerator 的旋耕部件采用了平板状旋耕刀。

德国 Dutzi 公司批量生产了分层耕作 KR 旋耕机。旋耕工作部件上安装了新型的齿状旋耕刀。与以往的工作部件比较，其旋耕效果好，且节省能耗（周建来，1991）。

1.2.2 国内温室耕耘机械的研究现状

近几年，随着国内设施农业的发展和农村经济水平的提高，由大中专院校、科研院所和企业相结合，研制开发了一些能够进行温室内作业的小型自走式旋耕机、微型多功能田园管理机等。

由山东农业大学机械与电子工程学院研制的温室电动爪式松土机（刘国良，2006），采用 4 kW 的电动机为动力，通过曲柄滑块机构带动松土爪，模拟人工刨地时镐头的运动轨迹对土壤进行切削加工，增强了对大棚内松软湿润土壤的碎土能力，具有人工刨土的作业效果，且避免了废气排放对棚室环境的污染。缺点是松土深度偏小，试验发现松土深度仅有 8 cm，松土爪齿抬起幅度过大，不易在棚室内边角地带作业，在松土爪柄内安装缓冲弹簧前，工作过程中有拥土现象，导致功耗增加。

沈阳农业大学研制的绿色环保 IGD-900 型电动旋耕机（张金强等，

2005)，装有 18 个刀片，耕幅为 900 mm，耕深可在 150 mm~250 mm 之间调节。可选用 380 V、220 V 两种电源，耕作速度快、不排放有害气体。一人即可操作和搬运，轻便灵活。

DN-4 型禾丰牌多功能田园管理机，配置 2.94 kW 动力，体积小、重量轻、功能多、结构紧凑、操作方便。在狭窄地段、山区梯田、茶园果林、大棚暖房内均可作业。利用摩擦片压盘式离合器，分离灵敏，安全可靠。万向扶手可作水平 180°、垂直 30° 的调整，机器可正向或反向作业。配有倒退档和快速互锁装置，即机器换倒退档时，快速档自动脱开。

广西柳州生产的蓝天牌 IDN 多功能微型耕作机，配套动力为 4.4 kW 柴油机，整机重不足 100 kg，通用于平原、水田、果园、棚室等旋耕作业。配有三刀式、四刀式、五角滚筒式三种旋耕器，作业效果较好。该机也可配上相应机具进行喷雾作业（李明诚，1998）。

江苏生产的 ZL-1G2-3 微型耕整机，犁铧前置。采用单履带行走，附着性能好。适于旱地、水田、大棚、果园、菜田等作业。配套动力 2 kW（杨书勇，1998）。

金牛大兴万能管理机，由沈阳金牛总厂从韩国引进开发的新产品。以四冲程单缸汽油机为动力，最大功率为 5.52 kW，一台主机可与深旋耕机、铧式犁、开沟器、覆土器、铺膜机、根茎收获机等 20 多种机具配套。扶手可旋转 360°，便于在温室内作业（周良墉，1999）。

山东博兴华兴集团生产的 TG4-K 微型管理机，配备 EM175 发动机，4.3 kW/3000 r·p·m，整机重量 106 kg，主离合方式为皮带涨紧式，扶手可左右、上下调节。作业幅宽 800~1200 mm，耕深 100~300 mm。一台主机可与旱田旋耕直刀、旱田旋耕弯刀、水田复合刀、除草刀、耘锄、翻转犁、播种机、培土器等多种机具配套，作业效果较好。广泛适用于塑料大棚、丘陵、山区等烟草、茶叶种植作业。

1.2.3 国内外温室耕耘机械存在的问题

虽然国外温室农业机械产品的发展比较成熟，功能比较齐全，可靠性高。但是进口价格高，一般要在 5000 元以上，维修不方便（戴志中，2000），而且不适合在简易棚室内使用。

国内尽管研制生产了一些小型耕作机械，有的微耕机还具备多种作

业功能，适用于露地和温室不同条件，提高了机械的利用效率。但大多产品仍存在以下问题：①外型尺寸及重量大，操作不灵便。特别是从露地直接转移到大棚内的机械，在设施内转向和转移都十分困难，而且边角地带无法工作。②适应性较差，当土壤含水率较高（超过 15%以上）时，松土效果变差，能耗增加。③可靠性较差，易对环境造成污染（应义斌等，1998；相俊红等，2001）。

1.3 温室土壤的物理学性质概述

耕层土壤的物理学性质不同，土壤产生的作业阻力也不一样，它直接影响耕作机具的功率消耗（南京农业大学，1996）。

1.3.1 土壤的通气性

温室内的土壤由于复种指数高，施肥、灌溉、耕作的频率都超过一般的农田土，并且有机质含量明显高于农田土，所以其土壤容重低于农田土（大约为 $1.10\sim1.13\text{ g/cm}^3$ ），土壤的总孔隙度增加，但非毛管空隙度低于农田土，土壤总孔隙度的改善有利于有机质的矿化，但同时提高了硝化细菌的活性，从而使土壤残留的硝态氮增加，产生浓度危害。

1.3.2 土壤温度

大棚内地温高于露地，同时又有一定的昼夜温差，这样有利于蔬菜作物体内物质的积累，但地温的增加也会提高硝化细菌的活性。另外，地温的提高会使土壤中的多数微生物种群大量繁殖，促使有机质矿化，还可以造成微生物与根系对有机营养的竞争。

1.3.3 土壤水分

大棚内作物种植过程中灌溉次数多，水的用量大，但由于气温、地温过高，容易形成较为干旱的土体生态环境。据有关专家研究，土壤水吸力是影响蔬菜生产的重要原因。大棚内水分在土壤中运行有别于农田，土壤水分在耕层内的运行方向除灌溉水后一天左右的时间外都向着地表方向，这主要缘于大棚内的温度较高致使蒸发强烈，这种现象会减少养分的淋溶流失，但易于造成表层土壤的次生盐渍化（赵风艳，2000；葛清萍，1998）。

由于温室土壤特有的物理特性，对温室土壤的耕作也不同于农田土。

有关资料表明, 温室大棚内, 土壤一般耕作层厚度为 10~15 cm, 比露地土壤减少 6~15 cm, 蔬菜 80~90%的根系分布在其中。5~0.25 mm 水稳定性团聚体为 13.7~55.5%, 为露地土壤的 3.2~11.1 倍, 并有随着种植年限加长而增加的趋势, 土壤粘性较大。针对这种情况, 应该对温室土壤进行松土而不耕翻或旋耕(张昌爱, 2002; 焦坤等, 2003)。

1.4 温室松土作业的主要作用

温室大棚内松土作业是一项基础性作业, 松土不同于耕翻, 要求不粉碎土壤、不乱土层, 松土的主要作用有:

(1) 疏松土壤, 恢复土壤的团粒结构(李宝筏, 2003), 增强通气性、提高表层地温。

(2) 调节土壤水分, 切断土壤中毛细管, 减少土壤下层水分蒸发, 起保墒防旱作用。土壤湿度过大时, 可加速表层土壤水分的蒸发, 达到凉墒的目的。

(3) 改善土壤物理性状, 增加好气性微生物活动, 加速土壤营养物质分解, 提高土壤肥力, 有利于农作物根系吸收。

(4) 消除杂草、消灭虫害(中国农业机械化科学研究院, 1988; 沈昌蒲, 1995)。

1.5 研究的内容和方法

根据我国温室耕耘机械研究现状和存在的问题, 以及温室土壤区别于一般大田作业的物理特性, 迫切需要研究开发适宜于棚室内作业、能提高松土性能、并充分利用电力资源、减轻机器作业时对环境污染的机具。因此, 研制了温室电动松土机。

主要研究内容有: 深入分析人工刨地时搞头的运动特点, 设计多种机构模拟其运动轨迹, 通过理论分析和数学建模确定出一种其运动形式与人工刨地时搞头的运动形式最相似的机构, 选定这一机构为松土机的松土工作部件。

分析影响松土机工作性能的因素, 在保证农艺要求并能尽可能减小功耗的前提下, 确定松土机的各项参数, 计算出松土机所需的功率, 根据该计算功率选择电动机型号。

设计松土机的整机结构，主要由电动机、传动变速机构、松土机构、行走机构、操作机构等组成。电动机提供动力，电动机输出的动力通过联轴器传递给蜗轮蜗杆减速器，减速器的两个输出轴与其输入轴垂直，将动力向减速器的左右两侧输出。一侧输出轴直接带动曲柄旋转，通过松土爪柄将动力传递给松土爪齿，达到刨地的目的；另一侧通过链轮分级传动将动力传递到行走轮。在第一个过渡轴上安装离合器，通过离合器的啮合与分离，控制机器行走与停止。操作手柄可以控制机器转向。

利用 Solidworks 绘制松土机三维图，对其关键部件进行强度校核，利用 CAXA 电子图版绘制出相应的二维图，根据设计图样和设计文件制造样机，并对样机进行温室松土作业试验，测试其性能指标，样机改进与完善。

1.6 预期目标

- (1) 整机结构简单紧凑、轻巧灵活，操作技术容易掌握，便于普通农民使用，能够在相对狭小的棚室内作业，具有广泛的适应性，适于在国内推广。
- (2) 双曲柄摇杆机构带动松土爪模拟人工刨地的动作进行作业。与旋耕刀相比，减小了入土阻力和抛土功率，无犁底层，保持松土后土壤具有良好的团粒结构。
- (3) 电动机作为动力，可靠性高、操作维护简便，不会污染温室环境。

2 松土部件的方案分析与选择

从松土部件的作业要求考虑, 松土爪应当模仿人工刨地时镐头的运动来完成刨土动作, 即在驱动力的作用下镐头一边随着机组匀速前进, 一边在竖直平面内上下往复运动, 对土壤进行切削, 并对切下的土垡向后抛送, 起到碎土的作用。根据前面提出的作业要求, 考虑使用平面连杆机构。平面连杆机构不仅结构简单, 而且能够实现平面内的多种运动。通过对三种常见的平面连杆机构形式及其演化出的一种平面连杆机构进行比较和分析, 以便从中选出一种最优的运动方案。

2.1 对三种平面机构的分析

2.1.1 曲柄滑块机构

如图 2-1 所示, 当曲柄 1 绕轴心 A 整周回转时, 滑块 3 便在机架 4 的导路上往复移动, 这种机构称为曲柄滑块机构, 它是由三个回转副和一个移动副所组成的四杆机构。根据滑块导路是否通过曲柄中心 A, 可以分为对心曲柄滑块机构 (图 2-1) 和偏置曲柄滑块机构 (图 2-2)。设曲柄 1、连杆 2 的长度分别为 a 、 b , 滑块导路偏离曲柄中心 A 的偏距为 e , 则杆 1 能做整周回转而成为曲柄的条件为: $a+e \leq b$ 。对心曲柄滑块机构的偏距 $e=0$, 故杆 1 能整周回转而成为曲柄的条件为: $a \leq b$ (《常见机构的原理及应用》编写组, 1978)。

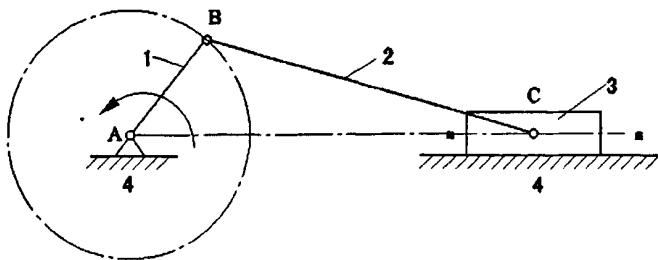


图 2-1 对心曲柄滑块机构

Fig. 2-1 Centering crank-block mechanism

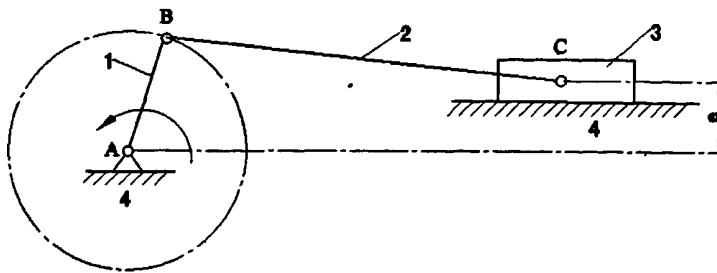


图 2-2 偏置曲柄滑块机构

Fig. 2-2 Offset crank-block mechanism

在图 2-1 和图 2-2 的基础上, 将连杆 2 沿 CB 方向延长, 在连杆 2 延长端 (图中 D 处) 安装上松土爪 (图中 DE), 其机构如图 2-3 和图 2-4 所示。令曲柄 1 为原动件, 当其以一定的速度作匀速圆周运动时, 带动连杆 2 前后上下摆动, 在连杆 2 的带动下, 滑块 3 在机架 4 的导路上往复移动。在曲柄 1 转动的过程中, 连杆 2 带动松土爪抬起落下, 适当设置连杆 2 和松土爪的长度, 可以对土壤进行切削。

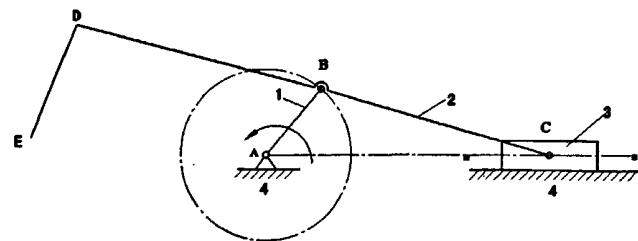


图 2-3 对心曲柄滑块机构演化形式

Fig. 2-3 Evolutionary type of centering crank-block mechanism

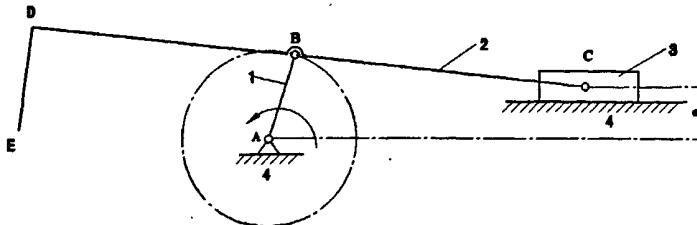


图 2-4 偏置曲柄滑块机构演化形式

Fig. 2-4 Evolutionary type of offset crank-block mechanism

通过以上分析可知, 采用曲柄滑块机构作为松土机的松土部件可以实现对土壤的切削动作, 结构简单, 但是存在一些缺点: 首先, 松土爪的

起落幅度主要由曲柄的长度和松土爪柄前端的长度决定,如果起落幅度过大,不利于在棚室的边角地带作业,如果起落的幅度过小,松土在爪齿入土的力度小,且松土深度有限,达不到很好的切土效果。对曲柄滑块机构的仿真结果如图 2-5 所示,从图中可见松土爪齿的起落幅度过大,但松土深度较小,仅有 80 mm(8 cm),达不到农艺要求的 10~15 cm。

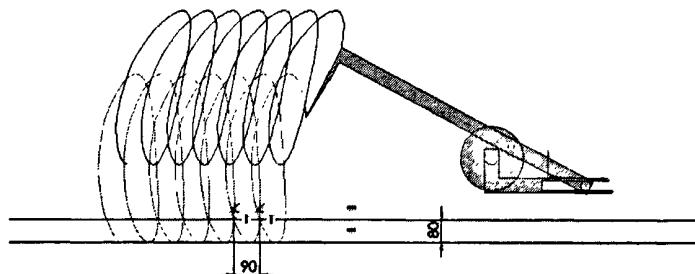


图 2-5 偏置曲柄滑块机构的松土爪齿运动轨迹

Fig.2-5 Tine's trajectory of offset crank-block mechanism

其次,松土机构固定在机架上,机架与地面之间有一定的距离,为了达到农艺要求的松土深度,需对各杆的长度进行调节。由于曲柄存在条件的制约,仅增加曲柄的长度是不可取的,需适当增加松土爪柄或者松土爪的长度,如果松土爪柄过长,松土过程中会和地面产生碰撞,另外,使整机尺寸大,不紧凑;如果松土爪过长,松土过程中容易被折断,且使整机结构不协调。再次,松土过程中,在连杆的驱动下,滑块沿导路往复移动,而导路是固定在机架上的,当松土爪切削土壤时,土壤的反作用力会通过松土爪、松土爪柄、滑块传递给导路,容易造成机身的强烈震动。为此,用该机构作为松土部件不可取,还需要进一步考虑更加合理的方案。

2. 1. 2 曲柄摇杆机构

最基本的四杆机构是具有四个转动副的铰链四杆机构,常见的铰链四杆机构是曲柄摇杆机构,如图 2-6 所示。构件 4 为机架、构件 1、3 与机架相连,称为连架杆,通常构件 1 为原动件,并作匀速转动,称为曲柄;构件 3 相对机架在一定角度内摇摆,称为摇杆;构件 2 不与机架相连,称为连杆。该机构的特点是当曲柄为原动件,摇杆为从动件时,可将曲柄的连续转动,变成摇杆的往复摆动(南京农业大学,1996)。铰链四杆机构

只有一个曲柄的条件是：在四边形 ABCD 中，与机架相邻的曲柄为最短边，且最短边与最长边的长度之和小于另外两边的长度之和。

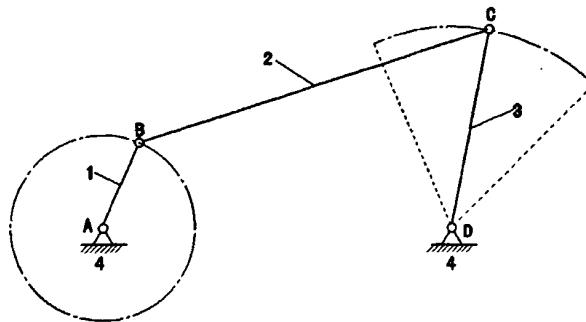


图 2-6 曲柄摇杆机构

Fig.2-6 Crank-rocker mechanism

在图 2-6 的基础上，将连杆 2 沿 CB 方向延长（如图 2-7 所示），在连杆 2 的延长端（图中 E 处）安装松土爪。当曲柄 1 为原动件，以一定的速度作匀速圆周运动时，带动连杆 2 摆动，在连杆 2 的带动下摇杆 3 绕固定点 D 在一定角度内往复摆动。在曲柄 1 转动的过程中，连杆 2 带动松土爪抬起落下，适当设置连杆 2 和松土爪的长度，可以对土壤进行切削。

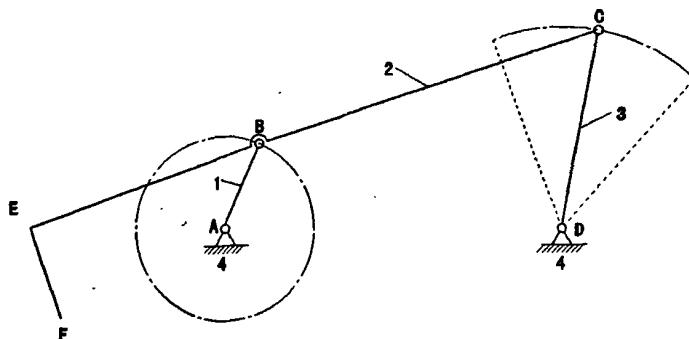


图 2-7 曲柄摇杆机构的演化形式

Fig.2-7 Evolutionary type of crank-rocker mechanism

由于铰链四杆机构只有一个曲柄的存在条件里涉及到四个杆的长度，除与机架相邻的曲柄为最短杆外，其余 3 个杆均可以为最长杆。利用曲柄摇杆机构作为松土部件与曲柄滑块机构相比，不仅在各杆位置的调整和长

度的调节上有较大的余地，而且在松土爪切削土壤时，由于摇杆 3 的缓冲作用，土壤对松土机构的反作用力不会引起机身的强烈震动。不足之处是：虽然可以通过增大摇杆的长度来降低松土爪的抬起高度，但是会使机器的尺寸增加。因此，还需要对曲柄摇杆机构做进一步改进。

2.1.3 异形曲柄摇杆机构

在常见曲柄摇杆机构图 2-6 的基础上，将 D 点抬高，使摇杆悬挂起来形成的异形曲柄摇杆机构如图 2-8 所示，构件 4 为机架、构件 1、3 与机架相连，称为连架杆，通常构件 1 为原动件，并作匀速转动，称为曲柄；构件 3 相对机架在一定角度内摇摆，称为摇杆；构件 2 不与机架相连，称为连杆。

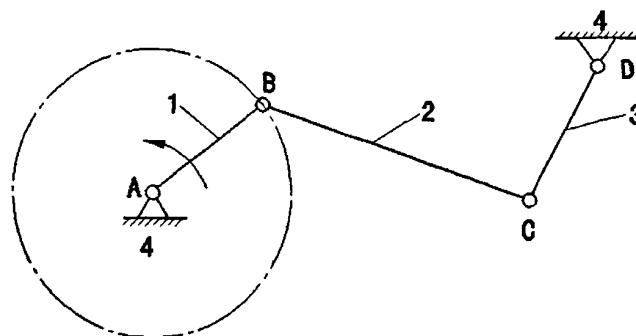


图 2-8 异形曲柄摇杆机构

Fig.2-8 Peculiar crank-rocker mechanism

在异形曲柄摇杆机构的基础上，将连杆 2 沿 CB 方向延长，在连杆 2 的延长端（图中 E 处）安装松土爪，其结构如图 2-9 所示。令曲柄 1 为原动件，当其以一定的速度作匀速圆周运动时，带动连杆 2 摆动，在连杆 2 的带动下摇杆 3 绕固定点 D 在一定角度内往复摆动。摇杆的固定点 D 及其与连杆的铰接点 C，类似于人的肩关节和肘关节，可使松土机构更好地模拟人的松土动作。在曲柄 1 转动的过程中，连杆 2 带动松土爪抬起落下，适当调整 A、D 两点的位置，设定合适的各杆长度，可以达到理想的松土效果。

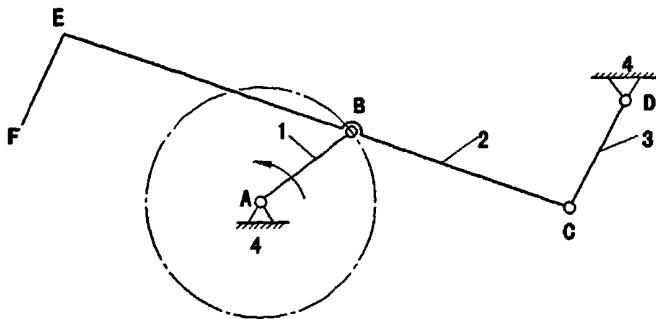


图 2-9 异形曲柄摇杆机构的演化形式

Fig.2-9 Evolutionary type of peculiar crank-rocker mechanism

通过以上分析, 可见选择异形曲柄摇杆机构作为松土部件比较合理。

2.2 松土机构的运动分析

2.2.1 松土机构上各点的运动方程

如图 2-10 所示, 以曲柄的回转中心为原点建立坐标系, X 轴正方向和松土机前进方向一致, Y 轴正方向竖直向下。松土机前进速度为 V_m , 曲柄转动角速度为 ω (单位 rad/s), 设 DC 垂直于 CA。起始位置为曲柄与 X 轴的负方向重合, 经过一段时间 t , A、B、C、D、各点的位置如下图所示。

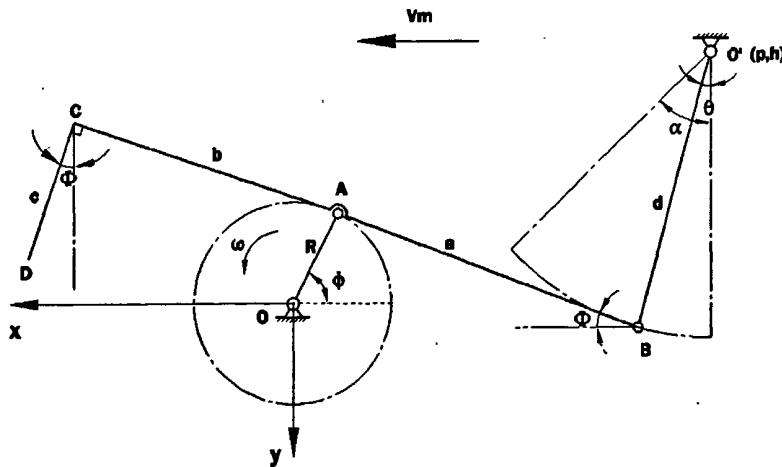


图 2-10 松土机构简图

Fig. 2-10 Structure of working mechanism

分别使曲柄 AO 为最短边, 机架 OO' 为最长边, 铰链四杆机构有整转动副的条件为: 最短杆与最长杆长度之和小于或等于其余两杆长度之和, 且整转副是由最短杆与其邻边组成的。因此, 为了保证该机构有整转副, 必须有一下关系成立:

$$\overline{OA} + \overline{OO'} \leq \overline{AB} + \overline{BO'}$$

$$\text{即: } R + \sqrt{p^2 + h^2} \leq a + d \quad (2-1)$$

$$(1) \text{ 原点 O:} \quad \begin{aligned} x_o &= V_m t \\ y_o &= 0 \end{aligned} \quad (2-2)$$

式 (2-2) 表示曲柄的转动中心 O 点的绝对运动, 沿松土机的前进方向做匀速直线运动, 速度为松土机前进的速度 V_m 。

(2) 悬挂点 O':

悬挂点 O' 相对于原点 O 的坐标为 (p, h)

$$\begin{aligned} x_{o'} &= V_m t \\ y_{o'} &= -n \end{aligned} \quad (2-3)$$

式 (2-3) 表示摇杆的悬挂点 O' 的绝对运动, 沿松土机的前进方向做匀速直线运动, 速度为松土机前进的速度 V_m , 其运动形式与原点 O 相同。

$$(3) \text{ 点 A:} \quad \begin{aligned} x_A &= -R \cos \varphi + V_m t \\ y_A &= -R \sin \varphi \end{aligned} \quad (2-4)$$

其中: $\varphi = \omega t$

式中: R —曲柄的长度 (mm); φ — t 时刻曲柄与 X 轴的负方向所夹的锐角 (rad)。

式 (2-4) 表示曲柄的端点 A 的绝对运动, 它是匀速圆周运动和匀速直线运动的合成, 运动轨迹为余摆线。

(4) 点 B:

描述 B 点的运动需要知道角 θ 与时间 t 的关系, 角 φ 里含有时间 t , 故知道角 θ 与角 φ 的关系即可。由图 2-10 所示知任意时刻 O 和 O' 的相对

位置不变, O 和 O'在 X 轴方向上的相对位移为 p , O 和 O'在 Y 轴方向上的相对位移为 h , 由几何关系得:

$$\begin{cases} R \cos \varphi + a \cos \phi + d \sin \theta = -p \\ R \sin \varphi - a \sin \phi + d \cos \theta = -h \end{cases} \quad (2-5)$$

整理得角 θ 与角 φ 的关系式:

$$a^2 = (p + R \cos \varphi + d \sin \theta)^2 + (h + R \sin \varphi + d \cos \theta)^2 \quad (2-6)$$

B 点的绝对运动方程如下: $x_B = d \sin \theta + p + V_m t$ $y_B = d \cos \theta + h$ (2-7)

θ — t 时刻摇杆与竖直方向的夹角 (rad); d —摇杆的长度 (mm)。

式 (2-7) 表示 B 点的运动为匀速摆动和匀速直线运动的合成。

(5) 点 C:

由式 2-5 同理可以得出角 ϕ 与角 φ 的关系:

$$d^2 = (p + R \cos \varphi + a \cos \phi)^2 + (h + R \sin \varphi - a \sin \phi)^2 \quad (2-8)$$

点 C 的绝对运动方程如下:

$$\begin{aligned} x_C &= x_A + b \cos \phi \\ y_C &= y_A - b \sin \phi \end{aligned} \quad (2-9)$$

亦即: $x_C = -R \cos \varphi + V_m t + b \cos \phi$ (2-10)
 $y_C = -R \sin \varphi - b \sin \phi$

式中: ϕ — t 时刻连杆 AB 与 X 轴正方向的夹角; b —摇杆 BO'的长度。

(6) 点 D: $x_D = x_C + c \sin \phi$ (2-11)
 $y_D = y_C + c \cos \phi$

即: $x_D = -R \cos \omega t + V_m t + b \cos \phi + c \sin \phi$ (2-12)
 $y_D = -R \sin \omega t - b \sin \phi + c \cos \phi$

式中: c —松土爪齿的长度;

其运动形式和 C 点的相似。

2.2.2 松土机构上各点的速度方程

分别将上述求得的松土机构上各点的运动方程对时间函数 t 求导, 得到各点的速度方程, 具体表述如下。

$$(1) \text{ 原点 O:} \quad \begin{aligned} V_{O_x} &= V_m \\ V_{O_y} &= 0 \end{aligned} \quad (2-13)$$

$$(2) \text{ 悬挂点 O':} \quad \begin{aligned} V_{O'x} &= V_m \\ V_{O'y} &= 0 \end{aligned} \quad (2-14)$$

$$(3) \text{ 点 A:} \quad \begin{aligned} V_{Ax} &= R\omega \sin \omega t + V_m \\ V_{Ay} &= -R\omega \cos \omega t \end{aligned} \quad (2-15)$$

$$V_A = \sqrt{V_{Ax}^2 + V_{Ay}^2} = \sqrt{(R\omega \sin \omega t + V_m)^2 + R^2 \omega^2 \cos^2 \omega t} \quad (2-16)$$

$$(4) \text{ 点 B:} \quad \begin{aligned} V_{Bx} &= d \cos \theta + V_m \\ V_{By} &= -d \sin \theta \end{aligned} \quad (2-17)$$

$$\begin{aligned} V_B &= \sqrt{V_{Bx}^2 + V_{By}^2} = \sqrt{(d \cos \theta + V_m)^2 + (-d \sin \theta)^2} \\ &= \sqrt{d^2 + V_m^2 + 2dV_m \cos \theta} \end{aligned} \quad (2-18)$$

$$(5) \text{ 点 C:} \quad \begin{aligned} V_{Cx} &= R\omega \sin \omega t + V_m - b \sin \phi \\ V_{Cy} &= -R\omega \cos \omega t - b \cos \phi \end{aligned} \quad (2-19)$$

$$\begin{aligned} V_C &= \sqrt{V_{Cx}^2 + V_{Cy}^2} \\ &= \sqrt{(R\omega \sin \omega t + V_m - b \sin \phi)^2 + (R\omega \cos \omega t + b \cos \phi)^2} \\ &= \sqrt{R^2 \omega^2 + b^2 + V_m^2 + 2R\omega V_m \sin \omega t - 2bV_m \sin \phi + 2R\omega b \cos(\omega t + \phi)} \end{aligned} \quad (2-20)$$

$$(6) \text{ 点 D:} \quad \begin{aligned} V_{Dx} &= R\omega \sin \omega t + V_m - b \sin \phi + c \cos \phi \\ V_{Dy} &= -R\omega \cos \omega t - b \cos \phi - c \sin \phi \end{aligned} \quad (2-21)$$

$$V_D = \sqrt{V_{Dx}^2 + V_{Dy}^2}$$

$$= \sqrt{(R\omega \sin \omega t + V_m - b \sin \phi + c \cos \phi)^2 + (R\omega \cos \omega t + b \cos \phi + c \sin \phi)^2} \quad (2-22)$$

2.2.3 松土机构的平面自由度

机构的自由度 F 就是保证机构有确定运动所需的独立运动参数的数目。一般来说，机构自由度也是机构所需的原动件数（机械设计手册编委会，2004）。

$$\text{自由度的计算公式: } F = 3n - 2P_L - P_H \quad (2-23)$$

上式中： n —机构中的活动构件数； P_L —机构中的低副数（转动副和移动副）； P_H —机构中的高副数；其中 $n = K - 1$, (K 机构中的构件总数)。

该松土机构中的构件总数 $K = 4$, 故 $n = K - 1 = 4 - 1 = 3$, 低副数 $P_L = 4$, 高副数 $P_H = 0$, 带入式 (2-23) 中得: $F = 3 \times 3 - 2 \times 4 - 0 = 1$ 。该机构中只有曲柄一个原动件，该机构的平面自由度数和原动件数是相等的。

2.3 本章小节

(1) 对比分析了曲柄滑块机构、曲柄摇杆机构和异形曲柄摇杆机构三种平面运动机构，确定出了松土部件的最优方案。

(2) 用解析法给出了松土机构上各点的运动方程和速度方程。

3 松土机总体设计方案与主要参数的确定

3.1 松土机总体设计方案

3.1.1 设计原则

- (1) 电动机作为动力，可靠性高、操作维护简便，不污染温室环境。
- (2) 零件方便安装，容易卸缺，避免零件与零件间破坏性的磨损。
- (3) 整机结构简单、紧凑、轻巧灵活，能够在相对狭小的棚室内作业，操作技术容易掌握，便于普通农民的使用，适于在国内推广。

3.1.2 松土机的整体结构

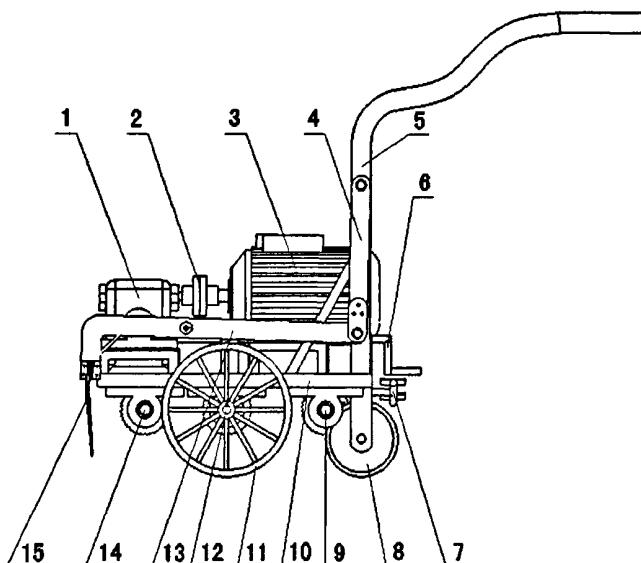


图 3-1 温室电动松土机结构简图

Fig.3-1 Structure of electric loosener used in greenhouse

1. 减速器 2. 联轴器 3. 电动机 4. 摆杆 5. 操作手柄 6. 离合器操作杆 1

7. 离合器操作杆 2 8. 万向轮 9. 过渡轴 1 10. 机架 11. 行走轮 12. 行走轮轴

13. 松土爪柄 14. 过渡轴 2 15. 松土爪齿

图 3-1 所示，温室电动松土机主要由电动机、联轴器、减速器、松土机构、机架、行走机构和操作手柄等组成。电动机提供动力，其输出轴通过联轴器与减速器的输入轴相连，减速器选用双输出轴型，一侧输出轴输

出的动力直接驱动曲柄，最终通过松土爪柄将动力传递给松土爪齿，使其实现刨地的动作，减速器的输出轴与工作轴之间用离合器连接，通过离合器的啮合与分离，控制松土机构的工作状态。另一侧输出轴输出的动力通过链轮分级传动最终将动力传递给行走轮，实现松土机的自走，在过渡轴1上安装离合器，通过离合器的啮合与分离，控制机器行走与停止，机架的后部安装一转向轮，通过操作手柄可以控制机器转向。

3.1.3 松土机的工作原理

松土机作业时，曲柄作匀速圆周运动，通过连杆带动摇杆绕其固定点在一定角度内摆动，松土爪柄带动松土爪作上下运动，行走轮匀速向前行驶，使松土爪的运动轨迹呈余摆线，形成切土和抛土的动作，达到人工刨地的效果，从而实现松土。

3.2 主要参数的确定

松土机的参数可分为运动参数、性能参数和结构参数，运动参数主要包括机组前进速度 V_m 、曲柄的转速 n 、松土速比 λ ($\lambda = V_p/V_m$, V_p 是驱动轮轮缘的圆周线速度)、切土节距 S 等；主要性能参数有松土深度 H 、松土幅宽 B 、理论生产率 W 等；结构参数主要有曲柄长度 R 、连杆长度 L_1 ，松土爪柄长度 L_1+L_2 ，摇杆长度 L_3 ，松土爪齿长度 L_4 和行走轮直径 D 等。

3.2.1 主要运动参数的确定

(1) 机组前进速度 V_m

考虑到在棚室内作业，要求机具边自走边耕作，为了保证作业质量，机器不宜行驶过快。同时过快的速度也需要较大的功率，因此，机组前进速度应取得低些。温室旋耕机常用的前进速度一般为 0.55~0.85 m/s (南京农业大学,1996)，故选定机组的前进速度 $V_m=0.30$ m/s = 1.08 km/h。

(2) 曲柄的转速 n

当机组前进速度 V_m 一定时，曲柄转速愈高，切土愈细，功耗也就愈大。旋耕机的转速通常取 173~280 r/min，考虑到温室内土壤比较松软，松土机的转速应该小于旋耕机的转速，上一代松土机的驱动轮(即曲柄)转速为 200 r/min，试验发现驱动轮的转速过大，导致机身剧烈震动，耕

作过程中机器不容易操作。在满足工作要求的情况下，依据曲柄转速越低越好的原则，初定曲柄的转速 $n=142 \text{ r/min}$ 。

(3) 切土节距 S

沿旋耕机前进方向纵垂面内相邻两把旋刀切下的土块厚度，即在同一纵垂面内相邻两把刀相续切土的时间间隔内旋耕机前进的距离，称为切土节距（李宝筏等，2003）。

对于松土机来说，松土爪前后两次入土的间隔距离称为切土节距，也就是曲柄每转 1 圈机组前移的距离，用 S 表示。其计算公式为：

$$S = \frac{60V_m}{n} \quad (3-1)$$

其中： V_m —机组前进速度（m/s）； n —曲柄转速（r/min）

已知： $V_m=0.30 \text{ m/s}$ ， $n=142 \text{ r/min}$ ，则：

$$S = \frac{60 \times 0.30}{142} = 0.127 \text{ (m)} = 127 \text{ (mm)}$$

在中等粘度的水稻土上，土壤含水率 20~30%，切土节距 10 cm，耕作质量能满足种植要求。在含水率大于 35% 的轻中粘度水稻土上，切土节距 6~9 cm 较为适合。比较疏松的水稻土，切土节距可采用 14 cm 左右（中国农业机械化科学研究院，1988）。温室内的土壤属于比较疏松的土壤，故 S 的值能够满足温室松土要求。

(4) 松土速比 λ

对于旋耕机， λ 为旋耕刀端点的圆周线速度与机组前进速度的比值，称为旋耕速比。 λ 值不同，旋耕刀片在土壤中的运动轨迹和所切土垡的形状各不相同（中国农业机械化科学研究院，1988），图 3-2 为不同松土速比下旋耕刀的运动轨迹。

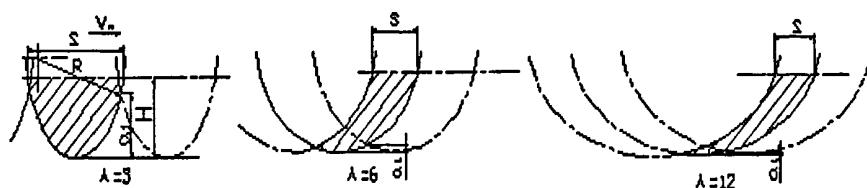


图 3-2 不同 λ 的旋耕刀运动轨迹

Fig.3-2 Moving locus of rotary cultivator under different rotary tillage ratio of speed

S —切土节距(cm)； R —刀辊轴半径(mm)； V_m —机组前进速度 (m/s)；

H —耕深 (cm); a_f —沟底凸起高度 (cm)。

速度比 λ 对旋耕机的工作性能有重要影响, λ 的选择既要保证旋耕机正常工作及满足耕深要求, 还要综合考虑旋耕机结构、功率消耗及生产率等其他因素。常用的速度比为 $\lambda=4\sim 10$ (李宝筏等, 2003)。

对于松土机, 松土速比 λ 为曲柄边缘的圆周线速度与机组前进速度的比值, 即 $\lambda=V_p/V_m$ 。已知 $V_m=0.3$ m/s, 初定 $\lambda=8$, 则 $V_p=\lambda V_m=8\times 0.3=2.4$ m/s。

3. 2. 2 主要性能参数的确定

(1) 松土深度 H

温室里土壤的含水率比较高, 一般在 16% 左右, 适宜耕作。农艺要求耕作深度一般为 10~15 cm。参照旋耕机的耕作深度, 确定松土深度 $H=13$ cm。

(2) 松土幅宽 B

在南方水田一般土壤条件下, 旋耕机工作部件为弯刀, 耕深为 12~16 cm, 刀轴转速为 180~220 r/min, 前进速度为 2~5 km/h, 其耕幅与拖拉机动力输出轴的额定输出功率大体成以下关系 (已考虑拖拉机提升能力在内) (中国农业机械化科学研究院, 1988)。

$$B=0.26\sim 0.29\sqrt{N} \text{ (m)} \quad (3-2)$$

式中: N —拖拉机发动机的额定功率 (kW)

参考以上旋耕机的幅宽计算公式, 将电动机的输出功率 2.2 kW 带入上式得:

$$B=0.26\sim 0.29\sqrt{N}=0.26\sim 0.29\sqrt{2.2}=0.386\sim 0.430 \text{ (m)}$$

对于松土机来说, 由于松土过程中松土爪齿并非完全从土里穿过, 在耕幅和耕深相同的情况下, 松土机的功率消耗比旋耕机小, 因此, 在旋耕机幅宽计算公式的基础上可以适当地增大松土幅宽, 这里选择松土幅宽为 0.50 m。

(3) 理论生产率 W

松土机的作业幅宽 B 设定为 0.5 m, 由此得机组的理论生产率

$$W=0.1V_mB=0.1\times1.08\times0.5\approx0.05 \text{ hm}^2/\text{h}.$$

3.2.3 主要结构参数的确定

结构参数主要有曲柄长度 R ， O' 相对于 O 的坐标 (p, h) ， 连杆长度 L_1 ， 松土爪柄长度 L_1+L_2 ， 摆杆长度 L_3 ， 松土爪齿长度 L_4 和行走轮直径 D 等， 松土机的结构如下图所示。

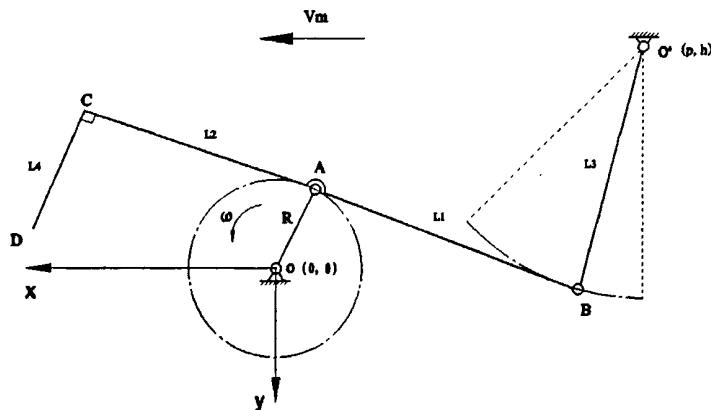


图 3-3 松土部件结构简图

Fig.3-3 Structural diagram of the loosening parts

曲柄边缘圆周线速度 $V_p=2.4 \text{ m/s}$ ， 曲柄转速 $n=142 \text{ r/min}$ ， 且 $V_p=\omega R$

(ω 为曲柄的角速度)， $\omega=\frac{2\pi n}{60}$ ， $V_p=R\omega=\frac{2\pi n R}{60}$ 则：

$$R=\frac{60V_p}{2\pi n}=\frac{60\times2.4}{2\times3.14\times142}=0.16 \text{ m}=16 \text{ cm} \quad (3-3)$$

为了尽量减少材料，使整个机器的结构尽量简单，可以将 O' 点固定在操作手柄的竖直部分。电动机和减速器通过联轴器装配后，固定在机架上，测得操作手柄竖直部分的中心与减速器的输出轴间的水平距离，即图 3-3 中 O 和 O' 间的水平距离为 520 mm，即 $p=520 \text{ mm}$ 。

现已确定了曲柄长度 R 和 O 与 O' 间的水平距离 p 这两个量，有了这两个参数和曲柄存在的限制条件 $R+\sqrt{p^2+h^2} < L_1+L_3$ ，由平面几何关系不容易确定出 L_1 、 L_3 和 h 的值。

3.2.4 对松土部件进行仿真

为了避免使用繁琐的公式法求 L_1 、 L_3 和 h 的值, 现采用软件仿真法。利用 Solidworks 中的 COSMOSMotion 插件对松土机构进行仿真, 首先在零件图界面下作出松土机构上各部分的零件图, 然后在装配图界面下的对各部件进行装配, 得到松土机的简化模型如图 3-4 所示。然后对装配体的各个零件的运动状态进行定义, 即将零件分为运动零部件和静止零部件两种, 该机构中的零部件均为运动零部件。利用 COSMOSMotion 插件里智能运动构建器工具对该模型的单位、重力、约束、运动等项参数进行设置, 然后利用模拟工具里的旋转马达和线性马达添加运动, 这里将整体前进的速度设为 300 mm/s, 与机具实际工作时的前进速度相同, 将曲柄的转动速度设为 142 r/min(即 852 deg/s), 与机具工作时曲柄的转动速度相同, 最后点“仿真”按钮进行仿真。首先在保证该机构存在整转动副的情况下, 试探性地给出了摇杆、松土爪齿和松土爪柄前段的长度, 对松土爪的运动进行仿真。在确保松土深度为 13 mm 的条件下, 并且使各量的取值尽量小, 经过反复调整和试验, 最终确定了各参数的值, 其中 O 与 O' 间的竖直距离 $h=320$ mm, 连杆长度 $L_1=400$ mm, 摆杆长度 $L_3=350$ mm, 松土爪柄前段长度 $L_2=210$ mm, 松土爪齿长度 $L_4=240$ mm, 行走轮的直径 D 为 320 mm。图 3-4 中上下两条余摆线为各参数为以上值时, 松土爪齿上下两端点的运动轨迹图, 从图中可以看出, 耕深 H 和切土节距 S 均与 3.2.1 中计算所得的理论值相符, 而且轨迹曲线平滑无尖角, 说明该机构工作性能稳定, 所以采用这样一组松土部件的结构参数值制造样机能够满足工作要求。

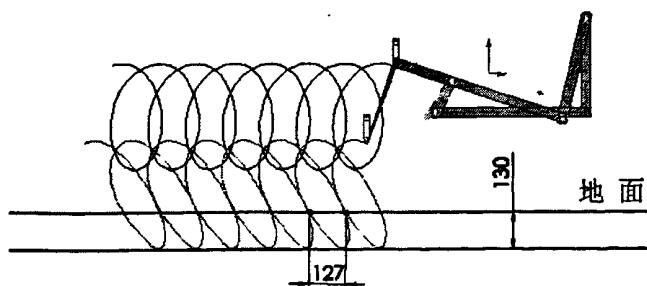


图 3-4 松土爪齿运动轨迹图

Fig.3-4 Trajectory of the tine

3.2.5 仿真结果分析

在一次切削土壤的过程中松土爪齿的齿尖是最先入土的，并且是最后离开土壤的，也就是说齿尖在土壤中待的时间最长，如果齿尖在松土过程不拥土，那么整机在工作过程中就不会拥土。

图 3-5 为松土机工作过程中松土爪齿齿尖处在土壤中时 X 轴方向的速度，仿真时规定 X 轴的正向与机具工作时的行驶方向相反。松土爪齿在 0.14 s 时入土，在 0.225 s 时达到最低点，在 0.30 s 时出土。图 3-5 所示齿尖从接触土壤开始速度迅速增至最大，可见入土有力；齿尖到达土壤最低点后，在提起的过程中向后的速度逐渐减小，减为零后又在反方向（机具前进方向）上增加；齿尖离开土壤时 X 轴上速度为-250 mm/s，即沿机具前进方向的速度为 0.25 m/s，小于机具前进的速度 0.30 m/s，因为只要齿尖沿机具前进方向的速度分量不大于机具向前行驶的速度，齿尖就不拥土，由以上分析可见齿尖在松土过程中是不拥土的。由此可以得出松土机在工作过程中不会拥土的结论。

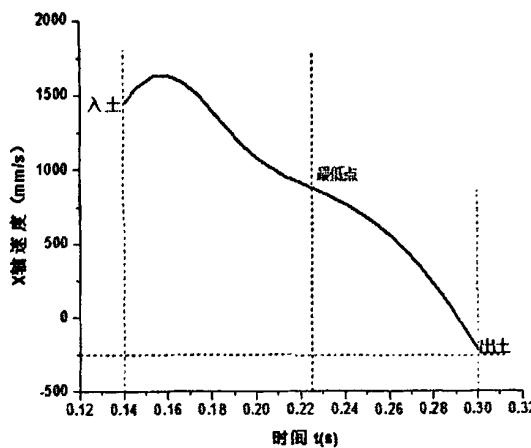


图 3-5 松土过程中齿尖的 X 轴速度

Fig.3-5 X-axis speed of the point of the tine while working

图 3-6 为松土机工作过程中松土爪齿齿尖处在土壤中时 Y 轴方向的速度，仿真时规定 Y 轴的正向竖直向上。由图中可以看出齿尖处在土壤中的过程中入土时速度数值最大，随后速度逐渐减小，减为零后速度向上增加。可见松土爪齿入土强度大，向下刨土的动作有力，达到了良好的切土

效果。

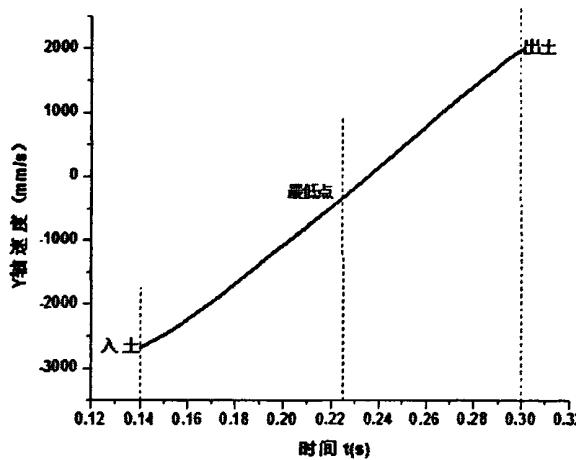


图 3-6 松土过程中齿尖的 Y 轴速度

Fig.3-6 Y-axis speed of the point of the tine while working

由图 3-5、3-6 综合看出自切土的最低点向上提过程中 X 轴方向速度逐渐减小，减小到零后速度方向变为沿机具前进方向，也就是说松土爪齿向后抛土的速度是逐渐减小的，可见其向后抛土的作用减弱。

由上述分析可知，在实际作业时，松土爪主要是切土和翻土，不拥土，抛土的现象得到了弱化。这样既减少了功率消耗，又较好地保持了土壤的结构，达到了理想的耕作效果。

3.2.5 急回特性

将 A、B 两点的速度输出并保存为 Excel 格式，利用 Origin 软件对数据进行处理，得到如图如图 3-7 所示的速度图线。

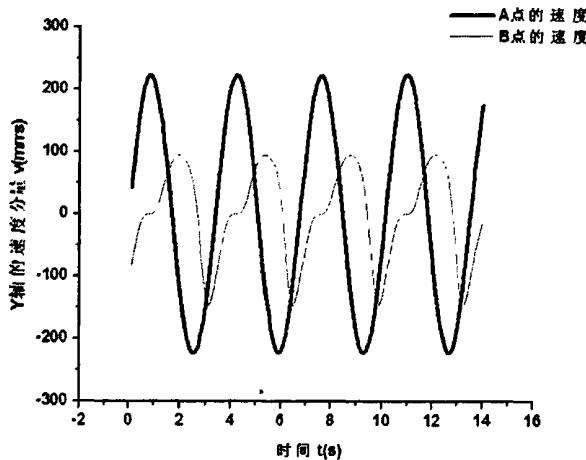


图 3-7 A、B 两点在 Y 轴方向的速度分量

Fig.3-7 Y-axis speed of point A and B

图 3-7 为 A、B 两点在 Y 轴方向的速度分量图线, 图中黑色的粗线表示曲柄端点 A 的速度, 为标准的正余弦曲线, 红色的细线表示摇杆上 B 的速度, 分析可知见 B 点的图线上凸部分与下凸部分在时间轴上的跨度不同, 上凸部分跨过的时间长, 下凸部分跨过的时间短, 证明该机构存在急回特性。上凸部分的时间 (设为 t_1) 里曲柄带动搞头空转, 设 B 点的平均速度为 v_1 , 下凸的时间 (设为 t_2) 里搞头完成松土的动作, 设 B 点的平均速度为 v_2 , 图中可见 $t_1 > t_2$, 所以 $v_1 < v_2$, 即松土机构空回行程时速度小, 工作行程时速度大, 这样保证了搞头入土的力度大, 有利于很好地碎土, 与人刨地时搞头缓慢被举起, 快速落下的运动特点一致。

3.3 松土机功率消耗计算

松土机工作时消耗的功率主要有两部分组成, 一部分为松土部件所消耗的功率, 另一部分为机组行驶所消耗的功率。

(1) 松土部件所消耗的功率

参照旋耕机功耗的计算方法和文献 (中国农业机械化科学研究院, 1988), 松土功率消耗:

$$N' = 0.1k_{\lambda} HV_m B \quad (3-4)$$

上式中的 k_{λ} 为土壤比阻 (N/cm^2), 可由公式 $k_{\lambda} = k_g k_1 k_2 k_3 k_4$ 进行估算。

其中: k_g —平均土壤比阻 (N/cm^2); k_1 —耕深修正系数; k_2 —土壤含水率修正系数; k_3 —残茬植被修正系数; k_4 —作业方式修正系数; H —松土深度 (cm); V_m —机具前进速度 (m/s); B —松土幅宽 (m)。

根据棚室内的作业条件, 经查表确定:

$$k_g = 6 \text{ N}/\text{cm}^2, \quad k_1 = 1.0, \quad k_2 = 0.92, \quad k_3 = 1.1, \quad k_4 = 0.9$$

$$\text{故: } k_g = 6 \times 1.0 \times 0.92 \times 1.1 \times 0.9 = 5.46 \text{ (N}/\text{cm}^2\text{)}$$

已知松土深度 $H=13 \text{ cm}$, 机组前进速度 $V_m=0.30 \text{ m}/\text{s}$, 松土幅宽 $B=0.5 \text{ m}$, 由公式 (3-4) 得:

$$N' = 0.1 \times 5.46 \times 13 \times 0.30 \times 0.5 \approx 1.1 \text{ (kW)}$$

(2) 机组行驶所消耗的功率

设机组在前进过程中受到的土壤阻力为 F , 机组前进速度 V_m , 则机组克服阻力所消耗的功率为:

$$N'' = FV_m \quad (3-5)$$

$$\text{又 } F = fG = fmg \quad (3-6)$$

式中: f —滚动阻力系数; G —松土机重力 (N); m —松土机整机质量 (kg); g —重力加速度 ($9.8 \text{ m}/\text{s}^2$)。

松土机的质量 m 按 125 kg 计, 取 $f = 0.27$, 由公式 (3-6)

$$\text{得: } F = 0.27 \times 125 \times 9.8 = 331 \text{ (N)}$$

已知 $V_m=0.3 \text{ m}/\text{s}$, 由 (3-5) 式可得松土机克服滚动阻力消耗的功率:

$$N'' = 331 \times 0.3 = 99.3 \text{ (W)} = 0.1 \text{ (kW)}$$

由此得松土机工作时总的功率消耗:

$$N = N' + N'' = 1.1 + 0.1 \approx 1.2 \text{ (kW)}.$$

3.4 本章小结

(1) 介绍了整机的总体设计方案和工作原理, 根据其工作要求确定了运动参数、性能参数和结构参数。

(2) 在确定结构参数的过程中采用了 Solidworks 软件中的 COSMOSMotion 对松土机构进行了仿真, 仿真结果表明松土效果良好。

(3) 计算了松土机工作时消耗的功率, 为电动机的选择和其它零部件的设计提供了依据。

4 松土机主要部件的选型与设计

4.2 电动机的选型

由于温室大棚内使用的一般为单相照明电源，通常没有三相电源，故选用 YL 系列单相双值电容异步电动机，它具有起动转矩大、起动电流小、过载能力强、高效节能、运行可靠、维修方便等优点，是国内中小型电机的基本系列。考虑到由于摩擦和其它一些原因造成的功率损失，电动机的额定功率应该大于 3.3 中计算得出的松土机消耗功率的理论值，故选用 YLM100L1-4 型电动机，其额定功率为 2.2 kW，满载转速为 1420 r/min，堵转转矩和最大转矩分别为 1.8 N·m 和 1.6 N·m，质量为 33 kg。

4.2 联轴器类型的选择

联轴器是连接两轴或回转件，在传递运动和动力过程中一同回转而不脱开的一种装置。此外，联轴器还具有补偿两轴相对位移、缓冲和减振以及安全防护等功能（机械设计手册编委会，2004）。

联轴器已经标准化了，根据使用要求和工作条件，选用弹性柱销联轴器 HL2，本联轴器机构简单，制造容易，装拆更换弹性原件方便，有微量补偿两轴线偏移和缓冲吸振的能力，主要用于载荷较平稳、起动频繁、对缓冲要求不高的中、低速轴系列传动。

标记：HL2 联轴器 $\frac{JA28 \times 44}{J_1 A25 \times 44}$ GB5014-85

4.3 减速器的选择

在满足传动比和性能要求的情况下，为了减小机具的尺寸应选择一个体积尽可能小的减速器，故选用 WP 系列蜗杆减速器，型号为：WPS-70，传动比 $i=10$ ，质量 15 kg，输入轴直径 $D_1=18$ mm，两个输出轴直径 $D_2=28$ mm。

电动机的输出功率 $P=2.2$ kW，输出轴转速 $n=1420$ r/min。电动机的输出轴通过联轴器与减速器的输入轴相连，忽略功能损耗，减速器的输入功率 $P_1=2.2$ kW，其转速和电动机输出轴相同。

4.3.1 减速器输入轴强度和刚度的校核

减速器的输入轴和输出轴材料均为 45#钢, 查表可知 $[\tau] = 40 \text{ MPa}$, $G = 80 \text{ GPa}$, $[\varphi'] = 1.5(\text{°})/\text{m}$ 。

轴传递的扭矩的计算公式为(刘鸿文, 2004):

$$\{M\}_{N\cdot m} = 9549 \frac{\{P_1\}_{kW}}{\{n\}_{r/min}} \quad (4-1)$$

$$\text{减速器输入轴传递的扭矩为: } M = \frac{9549 P_1}{n} = \frac{9549 \times 2.2}{1420} = 14.79 \text{ (N}\cdot\text{m)}$$

$$\text{由强度条件 (刘鸿文, 2004): } \tau_{\max} = \frac{T_{\max}}{W_t} = \frac{16T_{\max}}{\pi D^3} \leq [\tau] \quad (T_{\max} -$$

为轴传递的最大扭矩)

$$\text{得: } D \geq \sqrt[3]{\frac{16T_{\max}}{\pi[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{16M}{\pi[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{16 \times 14.79}{3.14 \times 40 \times 10^6}} = 0.0124 \text{ m} = 12.4 \text{ mm}$$

可见, 输入轴的直径 $D_I = 18 \text{ mm} > 12.4 \text{ mm}$ 满足强度要求。

由刚度条件(刘鸿文, 2004):

$$\varphi'_{\max} = \frac{T_{\max}}{GI_p} \times \frac{180}{\pi} = \frac{T_{\max}}{G \times \frac{\pi}{32} D^4} \times \frac{180}{\pi} \leq [\varphi']$$

得:

$$D \geq \sqrt[4]{\frac{32T_{\max} \times 180}{G\pi^2[\varphi']}} = \sqrt[4]{\frac{32M \times 180}{G\pi^2[\varphi']}} = \sqrt[4]{\frac{32 \times 14.79 \times 180}{80 \times 10^9 \times 3.14^2 \times 1.5}} = 0.0164 \text{ m} = 16.4 \text{ mm}$$

可见, 输入轴的直径 $D_I = 18 \text{ mm} > 16.4 \text{ mm}$ 满足刚度要求。

4.3.2 减速器输出轴强度和刚度的校核

由 3.3 中的计算知松土部件所消耗的功率为 $P_1 = 1.1 \text{ kW}$, 机具行驶所消耗的功率为 $P_2 = 0.1 \text{ kW}$, 即减速器的两个输出轴中其中一个传递的功率为 1.1 kW , 另一个传递的功率为 0.1 kW , 因为减速器的两个输出轴的直

径相等, 所以只校核传递功率为 1.1 kW 的输出轴能否满足强度和刚度的要求即可, 减速器输出轴的转速 $n' = \frac{n}{10} = \frac{1420}{10} = 142$ r/min。

由公式 4-1 得减速器的输出轴传递的扭矩为:

$$M' = \frac{9549P_1}{n'} = \frac{9549 \times 1.1}{142} = 73.97 \text{ (N}\cdot\text{m)}$$

同理, 由强度条件得:

$$D \geq \sqrt[3]{\frac{16T_{\max}}{\pi[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{16M'}{\pi[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{16 \times 73.97}{3.14 \times 40 \times 10^6}} = 0.0211 \text{ m} = 21.1 \text{ mm}$$

可见, 输出轴的直径 $D_2 = 28 \text{ mm} > 21.1 \text{ mm}$ 满足强度要求。

同理, 由刚度条件得:

$$D \geq \sqrt[4]{\frac{32T_{\max} \times 180}{G\pi^2[\phi']}} = \sqrt[4]{\frac{32M' \times 180}{G\pi^2[\phi']}} = \sqrt[4]{\frac{32 \times 73.97 \times 180}{80 \times 10^9 \times 3.14^2 \times 1.5}} = 0.0245 \text{ m} = 24.5 \text{ mm}$$

可见, 输出轴的直径 $D_2 = 28 \text{ mm} > 24.5 \text{ mm}$ 满足刚度要求。

4.4 离合器类型的选择与设计

从经济性和工作要求两个方面考虑, 采用简易的牙嵌离合器, 其传动扭矩大, 转矩范围为 63~4100 N·m。结构简单外形尺寸小, 主要由两个端面有牙的半离合器组成, 通过杠杆机构操纵从动半离合器进行离合。但接合时有冲击, 适合于静止接合, 或者转速差较低时接合 (对矩形牙转速差 ≤ 10 r/min, 对其余牙形 ≤ 300 r/min) (机械设计手册编委会, 2004)。因此为了使离合器在 142 r/min 的转速下容易接合, 选用斜三角形牙嵌式离合器, 因为牙数越少越容易接合, 故选牙数为 2, 如图 4-1 和图 4-2 所示。

主要尺寸关系:

离合器外径: $D = (2 \sim 3) d$ (d —轴的直径)

离合器内径: $D_i = (0.7 \sim 0.75) D$

牙宽度: $b = \frac{D - D_i}{2}$

牙高度: $h = (0.5 \sim 1) b$

牙在中经处高度: $h_2 = \frac{2}{5} h$

半离合器的长度 L_1

有操纵环槽: $L_1 = (1.5 \sim 2) d$

无操纵环槽: $L_1 = 1.4d + (25 \sim 50)$

操纵环槽宽度: $a = (2 \sim 3) h$

操纵环槽内径: $D_2 = (0.75 \sim 0.85) D$

图 4-1 为套在减速器输出轴上的离合器, 其作用有二: 一是用于工作轴上动力的切断和结合; 二是作为调心球轴承座。为了遵循设计原则, 不仅要保证轴承能够顺利安装, 而且要保证其能够方便被取下, 在离合器上打有三个螺纹孔, 在需要卸下轴承时可用螺栓将其顶出。

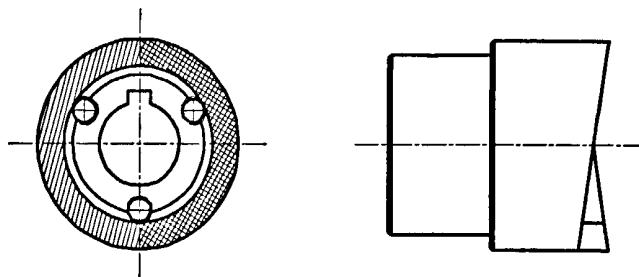


图 4-1 离合器 I

Fig. 4-1 Single clutch coupling I

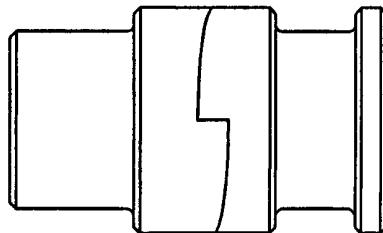


图 4-2 喷合的离合器

Fig. 4-2 Engaged clutch coupling

过渡轴 1 上的离合器 II 如图 4-3 所示, 在离合器内镶嵌两个带防尘盖的深沟球轴承, 套在过渡轴上, 避免了离合器空转时与轴的破坏性摩擦。

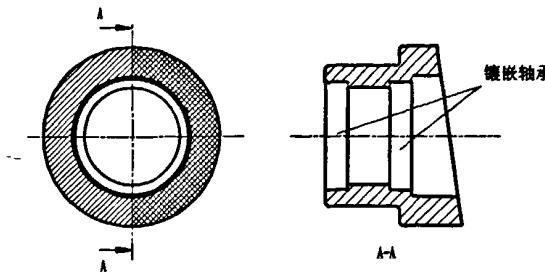


图 4-3 离合器 II

Fig.4-3 Single clutch coupling II

离合器能传递的最大转矩 (机械设计手册编委会, 2004):

$$T_c \leq 0.8z_p[\tau] \quad (4-2)$$

式中: z_p —轴的抗扭截面模量 (mm^3), $z_p=0.2d^3$; d —轴直径 (mm), $d=25 \text{ mm}$; $[\tau]$ —轴材料的许用切应力 (MPa), 可取 $[\tau]=40 \text{ MPa}$ 。

$$\text{所以: } T_c \leq 0.8 \times 0.2d^3[\tau] = 0.8 \times 0.2 \times 25^3 \times 40 = 1.0 \times 10^5 \text{ (N}\cdot\text{mm)}$$

由 4.3.2 中计算知工作轴上传递的扭矩:

$$M' = 73.97 \text{ N}\cdot\text{m} = 7.397 \times 10^4 \text{ N}\cdot\text{mm} < 1.0 \times 10^5 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

可见在工作轴上, 离合器能够传递的最大扭矩大于其传递的理论扭矩, 满足工作要求。

由 3.3 中计算知过渡轴 1 上传递的功率 $N''=0.1 \text{ kW}$, 转速 $n''=73.5 \text{ r/min}$ 其传递的扭矩:

$$M'' = \frac{9549N''}{n''} = \frac{9549 \times 0.1}{73.5} = 12.99 \text{ (N}\cdot\text{m})$$

$$= 1.299 \times 10^4 \text{ N}\cdot\text{mm} < 1.0 \times 10^5 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

可见在过渡轴 1 上, 离合器能够传递的最大扭矩大于其传递的理论扭矩, 亦满足工作要求。

4.5 松土部件的组成和设计

松土部件主要由松土爪齿、松土爪柄、松土爪横梁、曲柄、摇杆、

套筒、销等组成。松土爪齿通过螺栓固定在松土爪横梁上，松土爪横梁的两端通过螺栓与两侧的松土爪柄连接，松土爪柄分别与曲柄、摇杆通过铰链连接。

4.5.1 松土爪柄的设计

松土爪柄如图 4-4 所示，采用厚为 8 mm 的钢板，其一端通过四个螺栓与松土爪横梁连接，另一端通过铜套和销子与摇杆连接，中间孔通过铜套与曲柄连接。

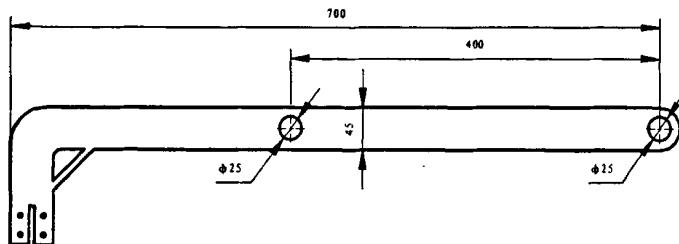


图 4-4 松土爪柄

Fig.4-4 Loosening claw handle

4.5.2 松土爪横梁的设计

松土爪横梁如图 4-5 所示，是厚度为 8 mm 长方形钢板，上面打有关于横梁的中心线成对称式均匀分布的平孔，其中直径为 8 mm 的孔用来安装松土爪齿，通过螺栓与松土爪齿连接，为防止爪齿绕螺栓旋转，每个松土爪齿通过两个螺栓与松土爪横梁连接，每相邻两对孔之间的距离为 88 mm，共有 8 对孔，即横梁最多可以安装 8 个松土爪齿。直径为 5 mm 的四个孔用来将横梁固定在松土爪柄上。

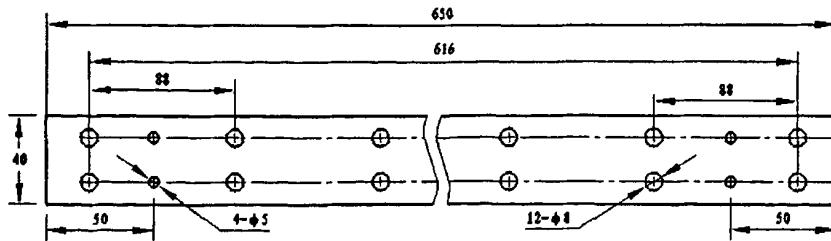


图 4-5 松土爪横梁

Fig.4-5 Loosening claw mounting transom

4.5.3 松土爪齿的设计

松土爪齿的设计主要参考钉齿耙的耙齿（中国农业机械化科学研究院，1988），形状如图 4-6 所示，3.2.4 中已经确定松土爪齿的长度 $b=240$ mm，齿尖长度 $b'=b/3=240/3=80$ mm，形状为上宽下窄，有利于减小土壤阻力。因为方形断面钉齿有良好松土、碎土能力，工作稳定，而圆断面钉齿松土和碎土能力较差（中国农业机械化科学研究院，1988），故将松土爪齿的断面设计为方形断面。松土爪齿均布在横梁上以达到松土幅宽，松土爪齿上端面处打有三个孔，选用不同的两对孔进行固定，可以适当调节耕深，根据钉齿垂直安装的钉齿耙用于松土和碎土的特点，松土爪齿的上端面垂直与横梁安装。为了增强松土爪齿的耐磨性，加工过程中要对其进行热处理。

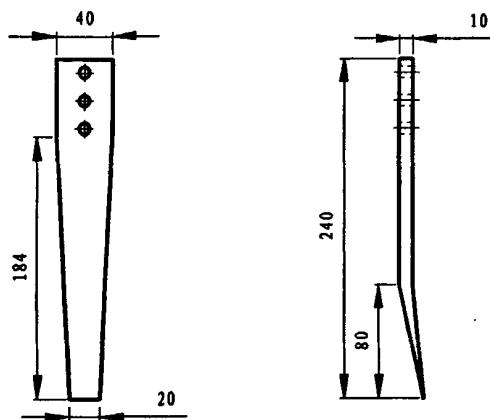


图 4-6 松土爪齿

Fig.4-6 Lossening claw

4.5.4 曲柄的设计

曲柄分为主动曲柄和从动曲柄，主动曲柄如图 4-7 所示，通过花键与工作轴连接，另一端与一侧的松土爪柄连接。从动曲柄图 4-8 所示，其一端与机架另一侧的松土爪柄连接，另一端套在带座外球面轴承内。

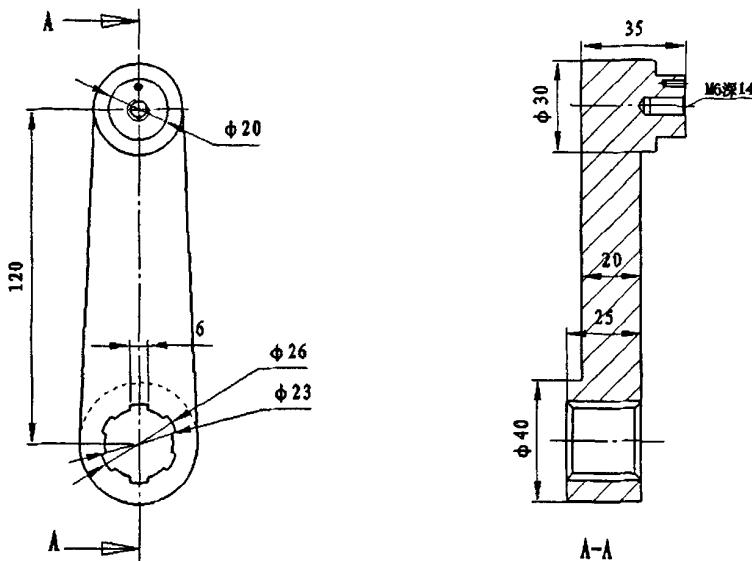


图 4-7 主动曲柄

Fig.4-7 Active crank

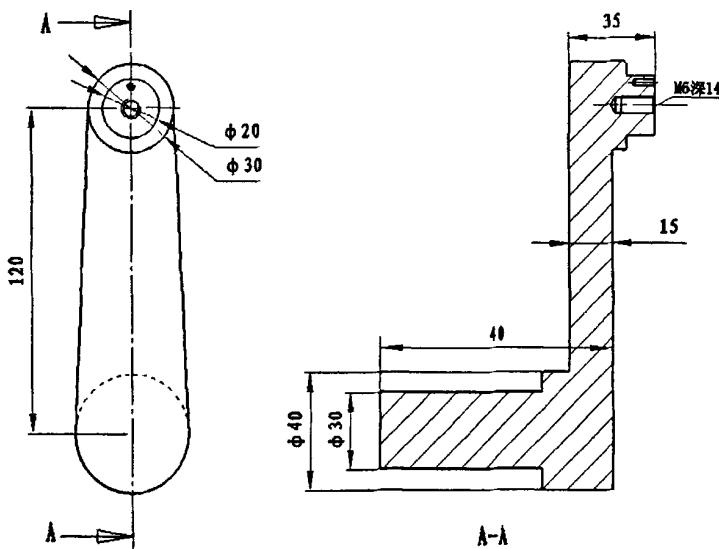


图 4-8 从动曲柄

Fig.4-8 Driven crank

4.5.5 摆杆的设计

摇杆由摇杆主体和夹板两部分组成，摇杆主体和夹板分别如图 4-9 和图 4-10 所示，摇杆主体的材料为厚 8 mm 的钢板，夹板的材料为厚 5 mm

的钢板。

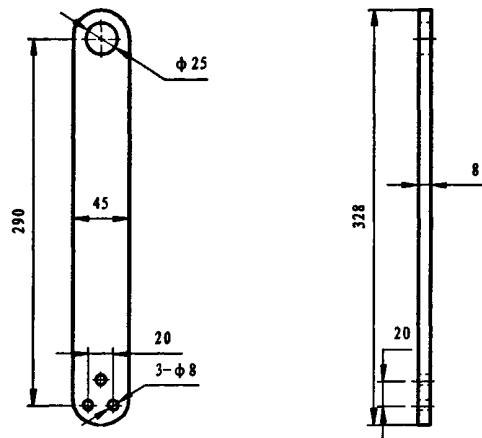


图 4-9 摆杆主体

Fig. 4-9 Main part of rocker

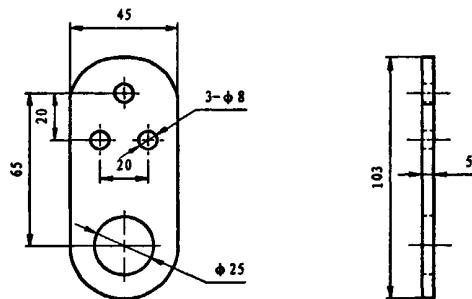


图 4-10 夹板

Fig. 4-10 Splint

两块夹板通过三个螺栓固定在摇杆主体的两侧，将摇杆夹在中间，保证了摇杆受力的均衡性和运动的稳定性，摇杆组合体如图 4-11 所示。

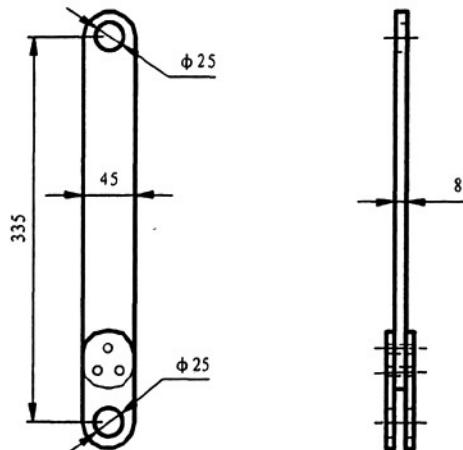


图 4-11 摆杆组合体

Fig.4-11 Combination of rocker

4.5.6 松土机构定位装置的设计

当切断工作轴上的动力时, 不管曲柄停在那个位置, 都会因松土部件重力的作用下垂, 导致镐齿与地面接触, 不利于机组自走, 为此设计了定位装置, 将摇杆向后方拉起, 进而将镐齿抬起一定的高度, 避免镐齿与地面接触, 以便机具在不工作时能够自走, 其结构如图 4-12 所示。

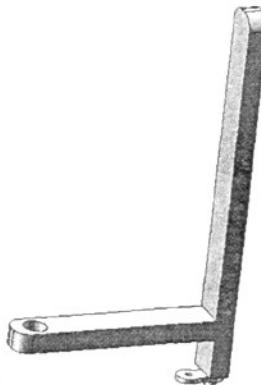


图 4-12 定位装置

Fig.4-12 Positioning device

定位装置固定在机架的左操作手柄的外侧, 细钢丝的一端拴在定位装置的下端, 另一端拴在摇杆上, 松土机工作前, 机手通过操作手柄将定位装置摇向前方, 使钢丝松弛, 保证摇杆能够往复摆动; 松土机停止工作时,

机手通过操作手柄将定位装置摇向后方，同时通过钢丝的作用力将摇杆向后方拉起，直至松土爪齿的齿尖与地面离开一定的距离，此时钢丝绷紧。适当设计钢丝的长度使其绷紧时与摇杆成一定的角度，且偏向车架内侧，此时定位装置操作杆与机架操作手柄紧贴，这样即使在机组自走过程中机身强烈震动也不至于松开。

4.6 松土机动力传动系统的设计与计算

4.6.1 动力传递方案

已知行走轮的半径 $R' = 160 \text{ mm}$ ，行走轮边缘速度为机具前进的速度 V_m ，由公式 $V_m = R' \omega'$ ，得：

$$\omega' = \frac{V_m}{R'} = \frac{0.30}{0.16} = 1.875(\text{rad/s}) \quad (4-3)$$

行走轮的转速 n'' ：

$$n'' = \frac{60\omega'}{2\pi} = \frac{60 \times 1.875}{2 \times 3.14} \approx 17.91(\text{r/min}) \quad (4-4)$$

式 (4-3)、(4-4) 中： ω' —行走轮轴的转动的角速度，其它同上。

电动机既要带动松土爪齿进行松土作业，又要驱动行走轮转动，电动机的转速为 1420 r/min ，曲柄的转动速 $n = 142 \text{ r/min}$ ，行走轮的转速 $n'' = 17.91 \text{ r/min}$ 。如果借助一个减速器将电动机的转速减小到行走轮的转速，需要传动比为 80 的减速器，传动比太大，且 WP 系列减速器最大的传动比为 60；如果借助一个减速器将电动机的转速减小到曲柄的转速，需要传动比为 10 的减速器，传动比大小适中，所以选择后一种方案。通过减速器将电动机的速度减小到 142 r/min ，选用双输出轴式减速器，一侧通过离合器连接工作轴，另一侧利用链轮分级传动将动力通过过渡轴传递到行走轮轴。如果采用二级链轮传动会造成链轮的尺寸过大，从动链轮与地面的距离太小，松土机在工作过程中会有一定程度的下陷，大链轮容易卡在土壤中，故减速器输出轴至行走轮动力传动采用三级链轮传动实现。具体的动力传递流程图如图 4-13 所示。

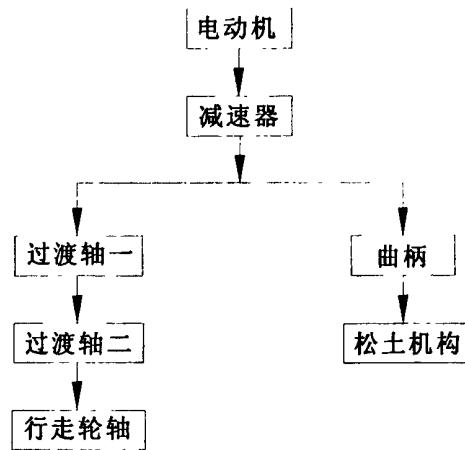


图 4-13 动力传递流程图

Fig. 4-13 Flow process chart of power transmission

4.6.2 工作轴上动力传递方式的设计

由于频繁地开关电动机会大大地缩短电动机的寿命, 所以利用切断电动机电源的方式来切断工作轴上的动力输出是不可取的, 故不可直接将减速器的输出轴作为工作轴与曲柄连接, 为此设计了图 4-14 所示的动力传递方式。

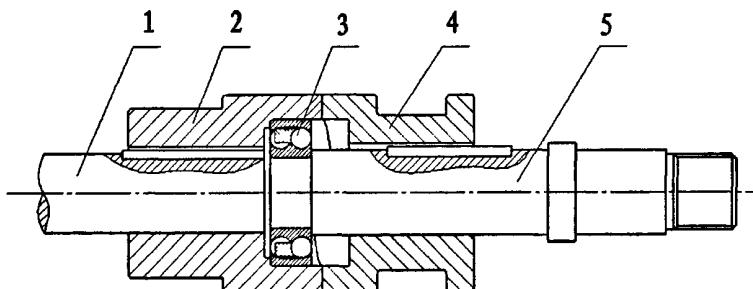


图 4-14 工作轴上动力传递图

Fig. 4-14 The mode of power transmitting for working axle

1、减速器输出轴 2、主动离合器 3、轴承 4、从动离合器 5、工作轴

减速器的输出轴通过离合器与工作轴相连, 通过离合器的结合与分离控制工作轴的工作状态。工作轴稳定性至少要有两个相距一定距离的轴承支撑来保证, 为了尽可能地较小机具的尺寸, 避免使用两个轴承座, 将工作轴的左端与镶嵌在主动离合器中的调心球轴承连接, 主动离合器既起

到动力传递和结合作用，又起到轴承座的作用，靠近花键的轴肩处安装调心球轴承，通过轴承座固定在机架上，保证了工作轴的工作稳定性。与使用两个轴承座相比，这样的动力传动方式有效地减小了整机的宽度。

4.6.3 行走轮轴上动力传递方式的设计

如图 4-15 所示，主动离合器内壁镶嵌两个带防尘盖的滚动轴承，套在过渡轴 1 上，链轮 2 与主动离合器焊接在一起，从动离合器通过平键与过渡轴 1 连接。在接通电动机电源的情况下，减速器输出轴上的链轮 1 将动力传递给链轮 2，链轮 2 带动主动离合器绕过渡轴 1 转动，此时如果主动离合器与从动离合器处于结合状态，动力通过从动离合器传递给过渡轴 1，再由链轮 3 传递出去，最终将动力传递给行走轮轴，实现机具的自走；此时如果主动离合器与从动离合器处于分离状态，链轮 2 带动主动链轮绕过渡轴 1 空转，传递给行走轮轴的动力在此被切断，机具停止自走。

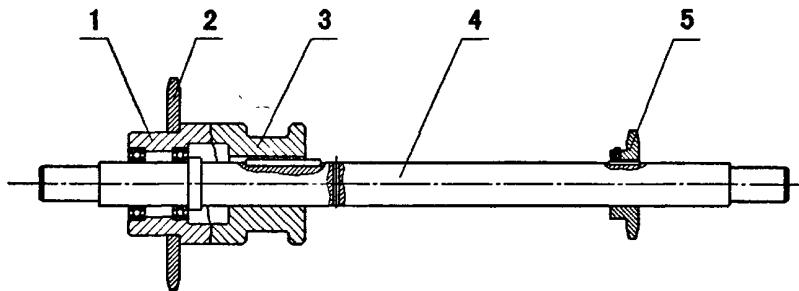


图 4-15 过渡轴 1 上动力传递图

Fig.4-15 The mode of power transmitting for the first intermediate axle

1、主动离合器 2、链轮 2 3、从动离合器 4、过渡轴 1 5、链轮 3

4.6.4 传动比的计算

电动机的转速为 1420 r/min，用 n 表示，曲柄的转速（亦即减速器输出轴的转速）为 142 r/min，用 n' 表示，行走轮的转速为 17.91 r/min，用 n'' 表示。

$$\text{则减速器的传动比 } i_1 = \frac{n}{n'} = \frac{1420}{142} = 10 \quad (4-5)$$

$$\text{由减速器输出轴到行走轮的传动比 } i = \frac{n'}{n''} = \frac{142}{17.91} = 7.93 \quad (4-6)$$

在主动链轮的齿数一定的情况下, 传动比越大, 从动链轮的尺寸越大, 其与地面间的距离越小, 易与地面产生碰撞。因此将减速器输出轴到行走轮的链传动分为三级, 由过渡轴 1 减速后再到过渡轴 2, 由过渡轴 2 再到行走轮轴。根据总传动比, 结合各轴的直径大小, 确定减速器到过渡轴 1 的传动比为 $i_1 = \frac{29}{15} = 1.93$, 过渡轴 1 到过渡轴 2 和过渡轴 2 到过渡轴 3 的传动比均为 $i_2(i_3) = \frac{29}{14} = 2.07$, 实际上总传动比 $i = i_1 i_2 i_3 = 1.93 \times 2.07 \times 2.07 = 8.27$, 实际上行走轮的转速 $n'' = \frac{n'}{i} = \frac{142}{8.27} = 17.17 \text{ r/min.}$

4.6.5 链轮设计与滚子链传动计算

农业机械中较常用的是套筒滚子链传动(杨黎明等, 1984; 郑志峰, 1992; 中国农机研究所, 1998), 传动过程中无滑动, 而且传动尺寸比较紧凑、效率较高, 能适应农业机械的作业环境。

现以减速器输出轴到过渡轴 1 的传动为例, 计算结构见表 4-1。

表 4-1 链传动计算

Tab.4-1 Calculation of chain-driven

计算项目	代号	单位	公式和参数选定	说明
传动比	i		$i = 1.93$	链轮应淬硬
小链轮齿数	Z_1	取 $Z_1 = 15$		
大链轮齿数	Z_2	$Z_2 = i \times Z_1$ $= 1.93 \times 15$ $= 28.95$		取 $Z_2 = 29$
修正功率	P_c	kW	$P_c = P f_1 f_2$ $= 0.1 \times 1.0 \times 1.74$ $= 0.174$	P —输入功率 (kW); f_1 —工况系数, $f_1 = 1.0$; f_2 —主动链轮齿数系数, $f_2 = 1.74$ 。

续表:

计算项目	代号	单位	公式和参数选定	说明
链条节距	p	mm	根据修正功率 P_c 和小链轮转速查表选用合理的节距	$p = 12.7$
初定中心距	a_0	mm	$a_0 = 50 p$ $= 50 \times 12.7 = 635$	考虑结构要求定中心距
链长节数	X_0		$X_0 = \frac{2a_0 + z_1 + z_2 + f_3 p}{p}$ $= \frac{2 \times 635 + 29 + 15 + 4.97 \times 12.7}{12.7}$ $= 1221$	$f_3 = \left(\frac{z_2 - z_1}{2 \pi} \right)^2$ $= \left(\frac{29 - 15}{2 \times 3.14} \right)^2$ $= 4.97$ X_0 应圆整成整数, X 宜取偶数, 以避免过度节。
X_0 圆整成 $X=122$, 链条长度:				
实际链条节数	X		$L = \frac{X p}{1000} \text{ m}$ $= \frac{122 \times 12.7}{1000} \text{ m}$ $= 1.55 \text{ m}$	
最大中心距	a	mm	$a = \frac{p}{4} \left[c + \sqrt{c^2 - 8f_3} \right]$ $= \frac{12.7}{4} \left[100 + \sqrt{100^2 - 8 \times 4.97} \right]$ $= 634.37$	$c = X - \frac{Z_1 + Z_2}{2}$ $= 122 - \frac{15 + 29}{2}$ $= 100$
实际中心距	a'	mm	$a' = a - \Delta a$ $= 634.37 - 1.903$ $= 632.47$	$\Delta a = (0.002 \sim 0.004)a$ 取 $\Delta a = 0.003a = 1.903$

续表:

计算项目	代号	单位	公式和参数选定	说明
链速	v	m/s	$v = \frac{z_1 n_1 p}{60 \times 1000}$ $= \frac{15 \times 142 \times 12.7}{60000}$ $= 0.45$	$v \leq 0.6$ m/s 低速转动
有效圆周力	F	N	$F = \frac{1000 P}{v}$ $= \frac{1000 \times 0.1}{0.45}$ $= 222.2$	
作用与轴上的拉力	F_Q	N	$F_Q = (1.15 \sim 1.20) f_1 F$ $= (1.15 \sim 1.20) \times 1.0 \times 222.2$ $= 255.53 \sim 266.64$	可取 $F_Q = 265$ N

根据计算结果, 选用短节距精密滚子链的规格为 ISO08A-GB/T 1243-1997。

其余链传动计算步骤同表 4-1, 选用滚子链的规格同上。

链轮的几何尺寸计算见表 4-2 (选用标准链轮)。

表 4-2 链轮的尺寸计算

单位: mm

Tab. 4-2 Dimension calculation of chain wheel

Unit: mm

项 目	节距 p		
	12.7	15	29
齿数 Z	14	15	29
分度圆直径 d	57.07	61.08	117.46
齿顶圆直径 d_a	65.03	68.96	125.42
齿根圆直径 d_f	49.15	53.16	109.54
分度圆弦齿高 h_a	3.43	3.43	3.43

续表:

项 目	节距 p			
	12.7			
最大齿根距离 L_x	49.15	52.83	109.37	
最大齿侧凸缘直径 d_h	43.85	47.96	104.98	
孔径 D	25	28	25	35
凸缘直径 DI (1.6~1.7) D	40~42.5 取 $DI=42$	44.8~47.6 取 $DI=45$	40~42.5 取 $DI=42$	56~59.5 取 $DI=58$
凸缘宽度 L (1.25~2) D	31.25~50 取 $D=35$	35~56 取 $D=35$	31.25~50 取 $D=35$	43.75~70 取 $D=45$

4.7 轴的设计

机具上共有五根轴: 工作轴、过渡轴 1、过渡轴 2、行走轮轴和摇杆挂轴。对这五根轴的设计均遵循相同的步骤, 首先分别根据扭转强度和扭转刚度计算出轴径的最小值; 然后再根据轴上的键槽的个数适当地增大轴径, 计算出轴的危险截面处的最小轴径; 最后根据动力传递和安装需要对轴的结构进行设计。

4.7.1 工作轴的设计

(1) 工作轴的初步计算

根据扭转强度计算实心轴径的公式 (《机械设计手册》联合编写组, 1982):

$$d = 17.2 \sqrt[3]{\frac{T}{[\tau]}} = 17.2 \sqrt[3]{\frac{974P}{[\tau]n}} \quad (4-7)$$

式中: d —轴端直径 (mm); T —轴所传递的扭矩 (kg·m), $T = 974 \frac{P}{n}$; P —轴所传递的功率 (kW); n —轴的工作转速 (r/min); $[\tau]$ —许用扭转剪应力 (kg/mm^2)。

已知 $P=1.1 \text{ kW}$, $n=142 \text{ r/min}$, 轴的材料选用 45#钢, $[\tau]=4 \text{ kg/mm}^2$,

代入式 (4-7) 中, 得:

$$d = 17.2 \sqrt[3]{\frac{974 \times 1.1}{4 \times 142}} = 21.05 \text{ (mm)}$$

当截面上有一个键槽时, 应将求得的轴径增大 4~5% (《机械设计手册》联合编写组, 1982), 该轴上有一个键槽, 故其轴径应为 $d' = d + d \times 5\% = 21.05 + 21.05 \times 5\% = 22.10 \text{ (mm)}$ 。

根据扭转刚度计算实心轴径的公式:

$$d = 16.38 \sqrt[4]{\frac{T}{[\phi]}} = 16.38 \sqrt[4]{\frac{947P}{[\phi]n}} \quad (4-8)$$

式中: $[\phi]$ —许用扭转角 ($(^{\circ})/\text{m}$), 轴的材料为 45#钢, $[\phi] = 1.5(^{\circ})/\text{m}$, 其它参数同上, 代入式 (4-8) 中, 得:

$$d = 16.38 \sqrt[4]{\frac{974 \times 1.1}{1.5 \times 142}} = 24.53 \text{ (mm)}$$

该轴上有一个键槽, 故其轴径应为:

$$d' = d + d \times 5\% = 24.53 + 24.53 \times 5\% = 25.76 \text{ (mm)}.$$

危险截面处的最小轴径为 25.76 mm, 轴上任意截面处的轴径应大于该值。

(2) 工作轴的结构设计

首先要保证曲柄、离合器和轴承的顺利安装, 其次要考虑安装件的轴向定位。结构简图如图 4-16 所示, 其右端与曲柄通过花键连接, 左端与镶嵌在离合器中的调心球轴承连接, 调心球轴承作为工作轴的一个支撑点, 靠近花键的轴肩安装调心球轴承, 通过轴承座固定在机架上, 作为工作轴的第二个支撑点, 保证了工作轴的工作稳定性。两个调心球轴承既起到支撑工作轴的作用, 又能自动补偿同轴度误差, 从动离合器通过平键与工作轴间隙配合, 以便沿轴滑动, 起到控制工作轴上动力结合和分离的作用。

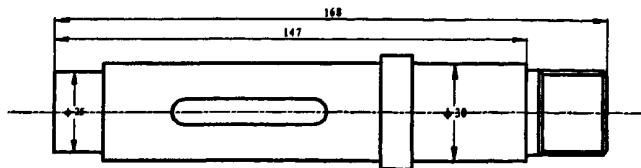


图 4-16 工作轴

Fig.4-16 Working axle

4.7.2 过渡轴 1 的设计

减速器输出轴至行走轮轴的动力传动采用三级链轮传动实现, 故需两个过渡轴, 离合器安装在过渡轴 1 上。

(1) 过渡轴 1 的初步计算

已知 $P=0.1 \text{ kW}$, 因为由减速器的输出轴到过渡轴 1 的传动比为 1.933, 所以过渡轴 1 的转速 $n = \frac{142}{1.933} = 73.46 \text{ r/min}$, 轴的材料选用 45#钢, $[\tau]=4 \text{ kg/mm}^2$, 代入式 (4-7) 中, 得:

$$d = 17.2 \sqrt[3]{\frac{974 \times 0.1}{4 \times 73.46}} = 11.90 \text{ (mm)}$$

当截面上有两个键槽时, 应将求得的轴径增大 7~10% (《机械设计手册》联合编写组, 1982), 该轴上有两个键槽, 故其轴径应为 $d' = d + d \times 10\% = 11.90 + 11.90 \times 10\% = 13.09 \text{ (mm)}$ 。

根据扭转刚度计算实心轴径的公式 (《机械设计手册》联合编写组, 1982):

$$d = 16.38 \sqrt[4]{\frac{T}{[\phi]}} = 16.38 \sqrt[4]{\frac{947P}{[\phi]n}}$$

式中: $[\phi]$ —许用扭转角 ($(^{\circ})/\text{m}$), 轴的材料为 45#钢, $[\phi]=1.5(^{\circ})/\text{m}$, 其它参数同上, 代入上式中, 得:

$$d = 16.38 \sqrt[4]{\frac{974 \times 0.1}{1.5 \times 73.46}} = 15.88 \text{ (mm)}$$

该轴上有两个键槽, 故其轴径应为:

$$d' = d + d \times 5\% = 15.88 + 15.88 \times 10\% = 17.47 \text{ (mm)}.$$

危险截面处的最小轴径为 17.47 mm, 轴上任意截面处的轴径应大于该值。

(2) 过渡轴 1 的结构设计

过渡轴 1 的结构简图如图 4-17 所示, 两端安装轴承, 通过轴承座固定在机架上; 为了使减速器传递给行走轮轴的动力能有效地被切断, 在此轴上长键槽处安装从动离合器, 大链轮与主动离合器焊接, 通过两离合器的分离与结合, 控制过渡轴 1 的转动, 轴上小键槽处安装小链轮, 将动力传递给过渡轴 2, 进而控制过渡轴 2 和行走轮轴的转动。

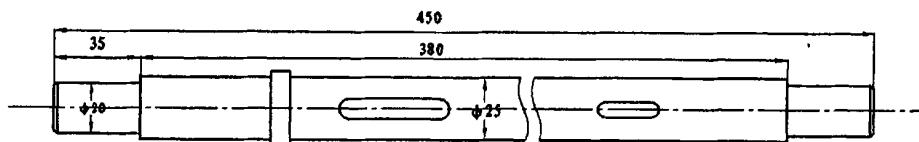


图 4-17 过渡轴 1

Fig.4-17 The first intermediate axle

4.7.3 过渡轴 2 的设计

过渡轴 2 和过渡轴 1 的设计类似, 由于其传递的功率和过渡轴 1 相同, 采用的材料亦相同, 故其轴径的初步计算与过渡轴 1 相同, 即危险截面处的最小轴径为 17.47 mm, 轴上任意截面处的轴径应大于该值。

过渡轴 2 的结构简图如图 4-18 所示, 两端安装轴承, 通过轴承座固定在机架上; 两键槽处安装两个链轮分别与过渡轴 1 和行走轮轴建立链传动关系。

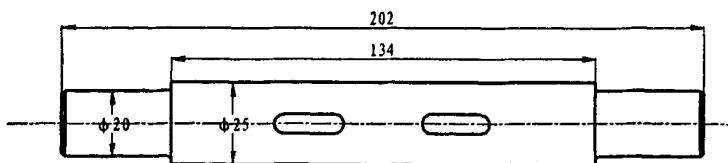


图 4-18 过渡轴 2

Fig.4-18 The second intermediate axle

4.7.4 行走轮轴的设计

由于行走轮轴上消耗的功率与两个中间轴传递的功率相同, 采用的材料也相同, 故其轴径的初步计算与两个中间轴相同, 即危险截面处的最小轴径为 17.47 mm, 轴上任意截面处的轴径应大于该值。

行走轮轴的设计首先要保证轴承、链轮和行走轮的顺利安装; 其次要考虑安装件的轴向定位。行走轮轴的结构简图如图 4-19 所示。

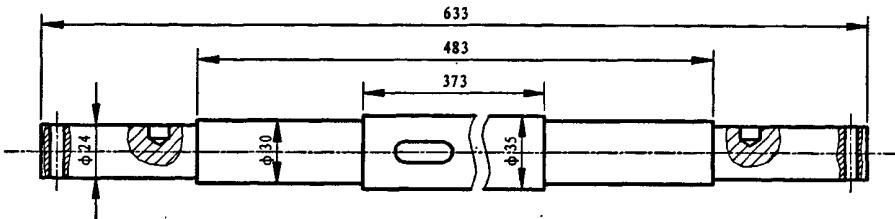


图 4-19 行走轮轴

Fig.4-19 Wheel axle

4.7.5 摆杆挂轴的设计

揆杆挂轴并非动力传递轴, 它的主要作用是固定揆杆的上端点, 其次是对操作手柄起紧固作用。该轴穿过两个操作手柄上的横孔, 两侧轴肩处车有螺纹, 利用利用四个螺母将其轴向固定, 再用螺栓将两个轴孔和操作手柄销住, 避免耕作过程中的冲击力给轴带来轴向窜动。其机构如图 4-20 所示。

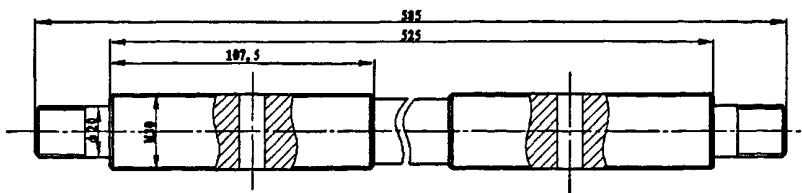


图 4-20 摆杆挂轴

Fig.4-20 The axle for rocker

4.8 松土机其它部件的设计与选择

4.8.1 底盘的设计

松土机底盘的设计如图 4-21 所示, 为使结构简单, 安装方便, 四根轴上的轴承分别处于同一纵垂面内; 行走轮轴与两个中间轴上的轴承在同一水平面上。为避免工作过程中链条滑落, 每一对链轮的同向齿面要在同一纵垂面内。另外, 机架后部安装万向轮, 通过转向操纵杆改变万向轮的角度实现机器的转向, 同时万向轮能够保证松土机具有稳定的刨土深度。

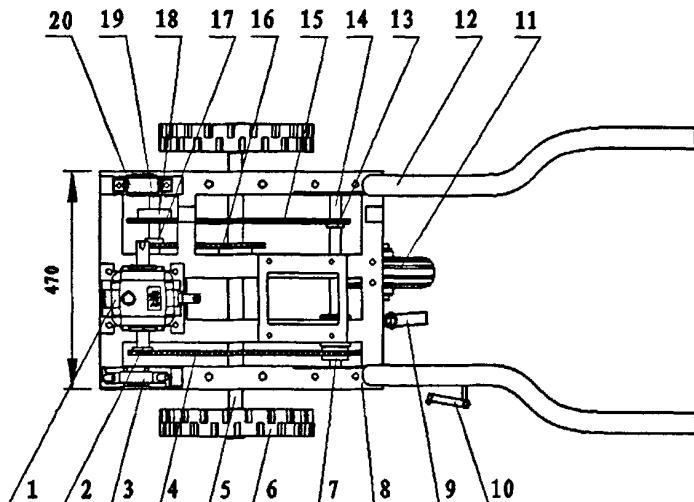


图 4-21 底盘的布局

Fig. 4-21 Layout of chassis

- 1、减速器 2、链轮 1 3、轴承座 1 4、链条 1 5、行走轮轴 6、行走轮
- 7、离合器 1 8、机架 9、离合器操纵杆 1 10、定位装置 11、万向轮 12、操作手柄
- 13、链轮 3 14、过渡轴 1 15、链条 2 16、链条 3 17、链轮 5 18、链轮 4
- 19、过渡轴 2 20、轴承座

4.8.2 按额定动载荷确定轴承的尺寸

松土机上的轴承主要承受径向载荷, 大多数轴承选用带座外球面轴承, 它是新发展起来的一种新型结构轴承, 为滚动轴承的一种。它与一般轴承的区别在于: 轴承外圈带有轴承座, 轴承内圈靠顶丝、偏心套、紧定套等与轴紧固。有多种机构形式, 能够满足许多不同的使用要求, 机构性

能优良。

滚动轴承的主要失效形式是疲劳点蚀,因此轴承的尺寸按疲劳强度即寿命计算(杨黎明等,1984;余俊,1993;万长森,1987)。

$$L_h = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{c}{P} \right)^\varepsilon \quad (4-9)$$

式中: L_h —基本额定寿命(h); n —轴承工作转速(r/min); ε —寿命指数(球轴承 $\varepsilon=3$,滚子轴承 $\varepsilon=10/3$), c —基本额定动载荷(N); P —当量动载荷(N)。

基本额定动载荷 c 就是使轴承的基本额定寿命等于 $1(10^6$ 转)的载荷。它与轴承的滚动体个数、滚动体直径、滚动体列数、滚子的长度等结构参数有关,是横梁轴承承载能力的主要指标(机械设计手册编委会,2004)。查表 $c=9.88$ kN=9880 N。

在进行轴承寿命计算时,必须把实际载荷转换成与额定动载荷的载荷条件相一致的载荷,称为当量动载荷。轴承在当量动载荷作用下的寿命与在实际载荷作用下的寿命相当。

$$P = XF_r + YF_a \quad (4-10)$$

式中: F_r —轴承所受径向载荷(N); F_a —轴承所受轴向载荷(N); X —径向动载荷系数; Y —轴向动载荷系数。

以安装在行走轮轴上的轴承为例计算轴承的寿命,已知 $F_r=1190.48$ N,查表 $X=1$, $Y=0$,代入式(4-10)中,得:

$$P=1 \times 1190.48 + 0 = 1190.48 \text{ (N)}$$

已知: $n=17.17$ r/min, $\varepsilon=3$, $P=1190.48$ N, $c=9880$ N,带入式(4-9)中,得:

$$L_h = \frac{10^6}{60 \times 17.17} \left(\frac{9880}{1190.48} \right)^3 = 554848 \text{ (h)}$$

短期或间断使用的机械,中断使用不致引起严重后果的机械,如手动机械、农业机械、装配起重机;自动送料装置,轴承的使用寿命为3000

$h \sim 8000$ h (机械设计手册编委会, 2004)。松土机属于以上应用场合, 其轴承的使用寿命 $L_h = 554848$ h > 8000 h。

可见, 所选轴承能够满足工作要求, 同理, 对其它轴承进行寿命计算, 结果均能满足使用要求。

4. 9 本章小结

(1) 对整个机器的所有购买零件进行了介绍, 说明了所设计零件的结构, 并对关键零件进行了校核。

(2) 采用三角形牙牙嵌式离合器, 每个离合器的牙数为 2, 较好地实现了主动轴转动过程中两轴的结合, 使轴的分离和结合方便省力, 提高了工作效率。

5 主要部件的校核

5.1 用安全系数法对行走轮轴进行校核

以行走轮轴的校核为例, 其受力图如图 5-1 (a) 所示, 轴材料选用 45# 钢调质, $\sigma_B=650 \text{ MPa}$, $\sigma_s=360 \text{ MPa}$, 由表 4-1 链轮的计算可知链速:

$$v = \frac{z_1 n_1 p}{60 \times 1000} \quad (5-1)$$

有效圆周力: $F = \frac{1000P}{v}$ (5-2)

已知: $z_1=14$, $n_1=35.54 \text{ r/min}$, $p=12.7 \text{ mm}$, $P=0.1 \text{ kW}$, 将以上各量分别代入 (5-1)、(5-2) 中, 得:

$$\text{链速: } v = \frac{14 \times 35.54 \times 12.7}{60000} = 0.105(\text{m/s})$$

$$\text{有效圆周力: } F = \frac{1000 \times 0.1}{0.105} = 952.38(\text{N})$$

即链轮对行走轮轴的切向力 $F_t=952.38 \text{ (N)}$

链作用在轴上的径向力 $F_r= (1.2 \sim 1.3) F_t$, 取 $F_r=1.25 F_t$,

则: $F_r=1.25 \times 952.38=1190.48 \text{ (N)}$

$$\text{扭转力矩: } T_i = \frac{9.55 \times 10^6 \times P}{n_2} = \frac{9.55 \times 10^6 \times 0.1}{17.17} = 55620 \text{ (N}\cdot\text{m)}$$

用安全系数法对该轴进行校核 (中国农业机械化科学研究院, 1988), 计算步骤见表 5-1。

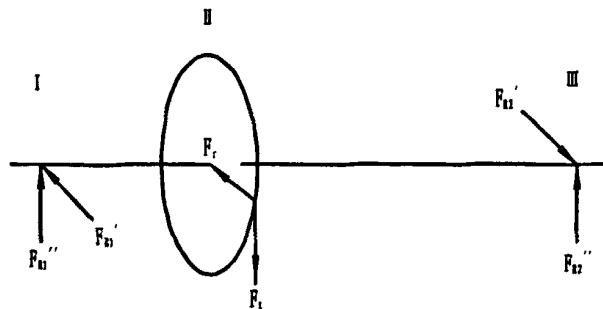


图 5-1 (a) 行走轮轴的受力图

Fig.5-1 (a) Force diagram of wheel axle

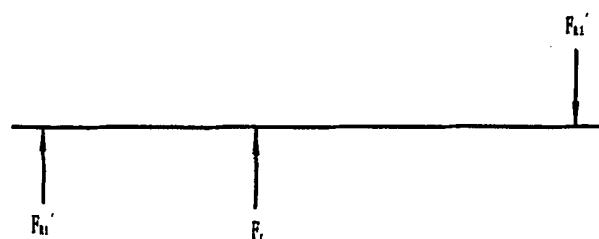


图 5-1 (b) 水平受力图

Fig.5-1 (b) Horizontal force diagram of wheel axle

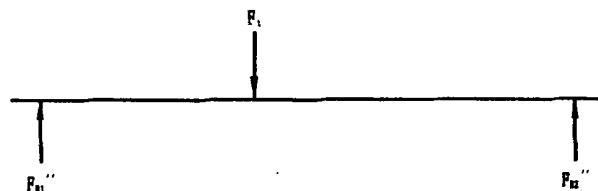


图 5-1 (c) 垂直受力图

Fig.5-1 (c) Vertical force diagram of wheel axle

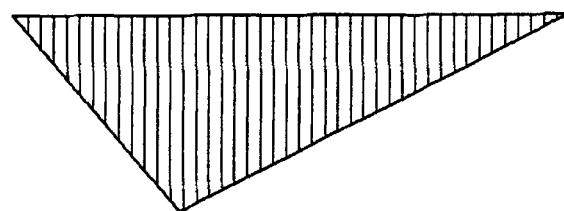


图 5-1 (d) 水平弯矩图 (M_{xy} / N·mm)

Fig.5-1 (d) Horizontal bending moment diagram

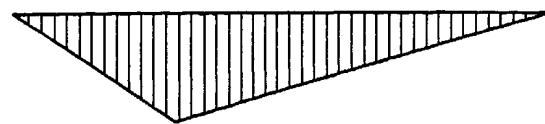


图 5-1 (e) 垂直弯矩图 (M_{xz} / N·mm)

Fig.5-1 (e) Vertical bending moment diagram

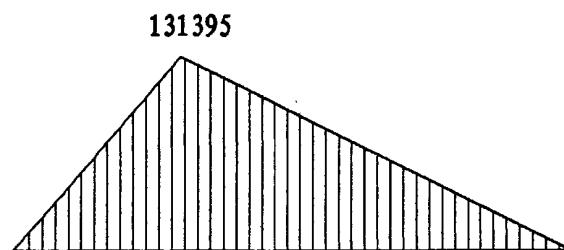


图 5-1 (f) 合成弯矩图 ($M = \sqrt{M_{xy}^2 + M_{xz}^2}$ / N·mm)

Fig.5-1 (f) Composite bending moment diagram

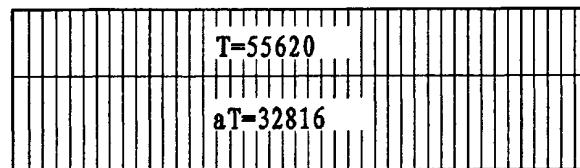


图 5-1 (g) 转矩图 (T / N·mm)

Fig.5-1 (g) Turning moment diagram

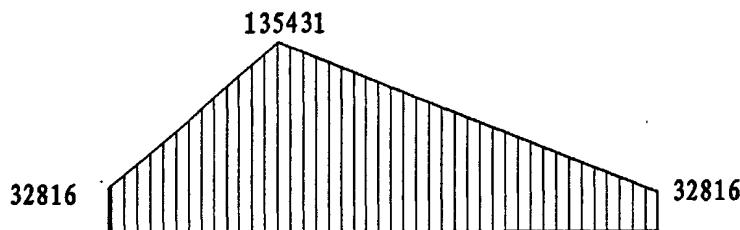


图 5-1 (h) 当量弯矩图 ($M' = \sqrt{M^2 + (aT)^2}$ / N·mm)

Fig.5-1 (h) Equivalent turning moment diagram

表 5-1 轮轴的校核计算

Tab.5-1 Check calculation of wheel axle

计算项目	计算内容	计算结果
计算支承力		
水平面反力	$F_{R_1}' = -\frac{1190.48 \times 288}{411}$	$F_{R_1}' = -834.20 \text{ N}$
	$F_{R_2}' = \frac{1190.48 \times 123}{411}$	$F_{R_2}' = 356.28 \text{ N}$
垂直面反力		
	$F_{R_1}'' = \frac{952.38 \times 288}{411}$	$F_{R_1}'' = 667.36 \text{ N}$
	$F_{R_2}'' = \frac{952.38 \times 123}{411}$	$F_{R_2}'' = 285.02 \text{ N}$
水平面受力图	见图 5-1 (b)	
垂直面受力图	见图 5-1 (c)	
画轴弯矩图		
水平面弯矩图	见图 5-1 (d): M_{xy} 图	
垂直面弯矩图	见图 5-1 (e): M_{xz} 图	
合成弯矩		
合成弯矩图	$M = \sqrt{M_{xy}^2 + M_{xz}^2}$	
	见图 5-1 (f)	
画轴转矩图		
轴受转矩	$T = T_1$	$T_1 = 55620 \text{ N}\cdot\text{mm}$
转矩图	见图 5-1 (g)	
许用应力		
许用应力值	查表得 $[\sigma_B] = 650 \text{ MPa}$ $[\sigma_{ob}] = 102.5 \text{ MPa}$	
	$[\sigma_{-1b}] = 60 \text{ MPa}$	

续表:

计算项目	计算内容	计算结果
应力校正系数	$\alpha = \frac{[\sigma_{-1b}]}{[\sigma_{0b}]} = \frac{60}{102.5}$	$\alpha = 0.59$
画当量弯矩图	见图 5-1 (h)	
当量转矩	$\alpha T = 0.59 \times 55620$	$\alpha T = 32816 \text{ N}\cdot\text{m}$
	在链轮中间截面处:	
当量弯矩	$M_{II}' = \sqrt{M^2 + (\alpha T)^2} \\ = \sqrt{131395^2 + 32816^2}$	$M_{II}' = 135431 \text{ N}\cdot\text{m}$
判断危险截面	初步分析 I、II、III 三个截面有较大的应力和应力集中, 下面以截面 II 为例进行安全系数校核。	
对称循环	$\sigma_{-1} = 0.44\sigma_B = 0.44 \times 650$	$\sigma_{-1} = 286 \text{ MPa}$
疲劳极限	$\tau_{-1} = 0.30\sigma_B = 0.30 \times 650$	$\tau_{-1} = 195 \text{ MPa}$
脉动循环	$\sigma_{0b} = 1.7\sigma_{-1b} = 1.7 \times 286$	$\sigma_{0b} = 486 \text{ MPa}$
疲劳极限	$\tau_0 = 1.6\tau_{-1} = 1.6 \times 195$	$\tau_0 = 312 \text{ MPa}$
等效系数	$\psi_{\sigma} = \frac{2\sigma_{-1b} - \sigma_{0b}}{\sigma_{0b}} = \frac{2 \times 286 - 486}{486} \\ \psi_{\tau} = \frac{2\tau_{-1} - \tau_0}{\tau_0} = \frac{2 \times 195 - 312}{312}$	$\psi_{\sigma} = 0.18$ $\psi_{\tau} = 0.25$
	截面 II 上的应力	
弯矩	$M_{II} = \sqrt{M_{xy}^2 + M_{xz}^2} \\ = \sqrt{102606 \cdot 6^2 + 82085 \cdot 28^2}$	$M_{II} = 131395 \text{ N}\cdot\text{m}$
抗弯截面系数	查表得 $W = 1.83 \times 10^3 / \text{mm}^3$	
弯曲应力幅	$\sigma_a = \sigma = \frac{M_{II}}{W} = \frac{131400}{0.1 \times 28^3}$	$\sigma_a = 59.86 \text{ MPa}$
弯曲平均应力	$\sigma_m = 0$	

续表:

计算项目	计算内容	计算结果
扭矩应力幅	$\tau = \frac{T}{W} = \frac{55783}{0.2 \times 28^3}$ $\tau_a = \tau_m = \frac{\tau}{2} = \frac{12.7}{2}$	
	应力集中系数	
有效应力集中系数	<p>因在此截面处, 有轴直径变化, 过渡圆角半径 $r = 1 \text{ mm}$, 由</p> $\frac{D}{d} = \frac{28}{25} = 1.12, \frac{r}{d} = \frac{1}{25} = 0.04$ <p>和 $\sigma_B = 650 \text{ MPa}$。查表约为</p> $k_\sigma = 1.69, k_\tau = 1.46$	
弯曲时尺寸影响系数	查表得 $\varepsilon_\sigma = 0.91$	
扭转时尺寸影响系数	查表得 $\varepsilon_\tau = 0.89$	
表面质量系数	查表得 $\beta = 0.82$	
只考虑弯矩作用时的安全系数	$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_\sigma}{\beta \varepsilon_\sigma} \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m}$ $= \frac{286}{\frac{1.69}{0.82 \times 0.91} \times 59.86 + 0.18 \times 0}$	$S_\sigma = 2.11$
只考虑扭矩作用时的安全系数	$S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_\tau}{\beta \varepsilon_\tau} \tau_a + \psi_\tau \tau_m}$ $= \frac{195}{\frac{1.46}{0.82 \times 0.89} \times 6.35 + 0.25 \times 6.35}$	$S_\tau = 13.64$
许用安全系数	查表得 $[S] = 1.6$	
复合安全系数	$s = \frac{S_\sigma S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} = \frac{2.11 \times 13.64}{\sqrt{2.11^2 + 13.64^2}}$	$s = 2.09 > [s]$

经校核设计的轴径尺寸能够满足使用要求。

同理, 用安全系数法对其他轴进行校核, 均能够满足使用要求。

5.2 曲柄强度的有限元分析

COSMOSWorks 是一种基于有限元分析的设计分析软件。COSMOSWorks 提供了多场/多组件的复杂装配体分析, 可使分析能够更好地模拟真实情况, 结果更加精确, 并且能够迅速得到分析结果。(江洪, 2007)

曲柄与工作轴通过花键连接, 曲柄传递的扭矩与工作轴传递的扭矩相等, 工作轴传递的扭矩可用以下公式计算(刘鸿文, 2004):

$$M = 9549 \frac{P}{n} \quad (5-3)$$

式中: M —扭矩; P —曲柄传递的功率(kW); n —曲柄的转速 (r/min)。

由 3.3 中的计算知松土部件所消耗的功率为 1.1 kW, 故工作轴传递的功率 $P=1.1$ kW, 工作轴的转速 $n=142$ r/min, 代入 5-3 式中, 得:

$$M = 9549 \frac{P}{n} = 9549 \frac{1.1}{142} = 73.97 \text{ (N}\cdot\text{m)}$$

在 COSMOSWorks 环境下打开曲柄零件图, 建立算例, 给曲柄赋材料为合金钢, 添加约束将花键槽外壁固定, 在每个花键的侧面顺序添加同方向的应用扭矩 $73.97/6=12.33$ N·m, 生成网格, 最后进行分析, 分析结果如图 5-2 (a) (b) (c) 所示。

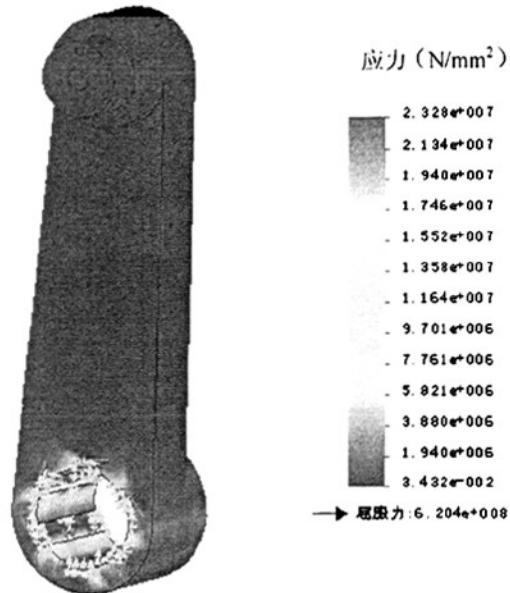


图 5-2 (a) 应力云图

Fig.5-2 (a) Nephogram of stress

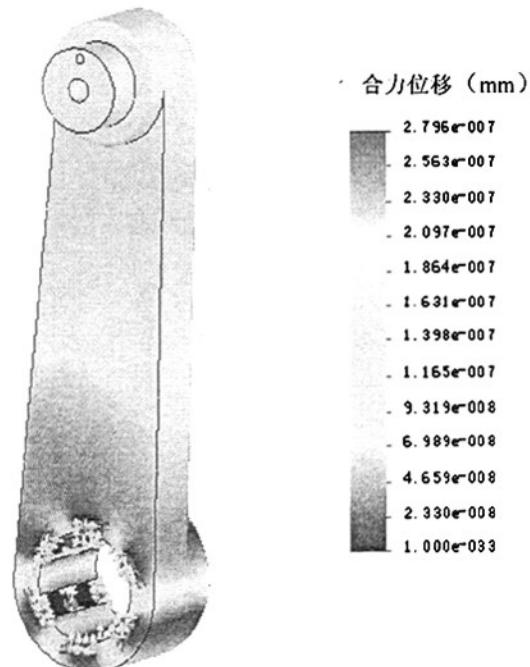


图 5-2 (b) 合力位移云图

Fig.5-2 (b) Nephogram of resultant force displacement

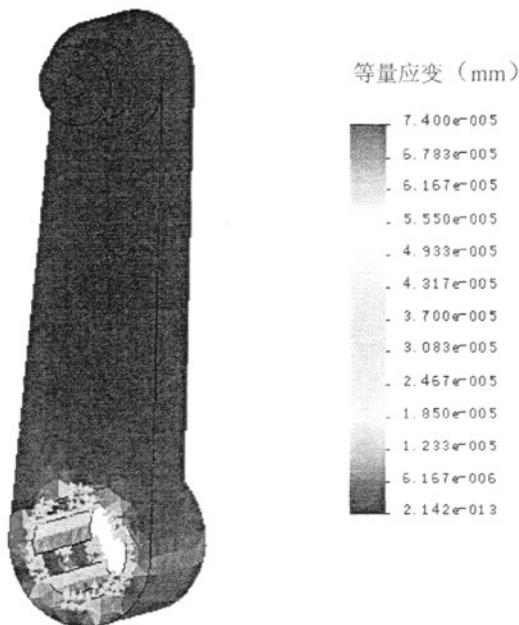


图 5-2 (c) 等量应变云图

Fig.5-2 (c) Nephogram of equal quantity strain

从应力云图中可见曲柄的最大应力为 $2.328 \times 10^7 \text{ N/m}^2$, 小于屈服力 $6.204 \times 10^8 \text{ N/m}^2$, 合力位移云图显示了曲柄的实际变形形状, 从合力位移云图中可见曲柄的最大合力位移为 $2.796 \times 10^{-7} \text{ mm}$, 位移甚小, 从等量应变云图中可见其应变最大值为 $7.400 \times 10^{-5} \text{ mm}$, 应变亦甚小, 从设计检查向导中知曲柄在当前施加的压力下安全系数为 26.6479, 从而可以推断其结构强度是可靠的。

用同样的方法对其它零件进行有限元分析, 它们的结构强度均能满足工作要求。

5.3 本章小结

- (1) 以行走轮轴为例, 用安全系数法对其进行校核, 证实了其轴径尺寸能够满足使用要求。
- (2) 对曲柄进行有限元分析, 发现其结构强度能够满足工作要求。

6 样机试验

样机试验主要在山东农业大学机电学院实验室的土槽内进行, 测试的主要参数有: 土壤条件、耕深、耕幅、碎土质量、电动机功耗。

表 6-1 主要测试仪器一览表

Tab.6-1 Main testing instrument

测试仪器	产地	测量精度
耕深尺	天津	1 mm
5m 皮尺	浙江	1 mm
2m 钢卷尺	浙江	1 mm
电热干燥箱	上海	± 1 °C
电子天平	江苏常熟	0.1 mg
钳形表	深圳	100 mA
转速表	上海	1 r/min
环形刀	北京	

6.1 土壤水分测量

6.1.1 试验场地的处理

为了测量松土机在不同土壤含水量条件下的松土情况, 今在同一个土槽内制造出两种不同含水量的土壤, 方法是将土槽从中间分为对称等大的两部分, 可以在使用前 5 天往一侧的土槽内洒水, 在使用前 3 天往另一侧土槽内洒水, 两次洒水的量相同, 且尽可能地洒水均匀, 这样在同一时间使用土槽时两部分土壤的含水量定不相同。

6.1.2 测定方法与步骤

(1) 土壤含水量的定义

土壤含水量是以每单位体积 (或每单位质量) 潮湿土壤所含水的体积 (或质量) 表示的, 通常用百分数表示 (赵秀珍等, 2004)。

(2) 测定方法与步骤

土壤含水量是影响农业生产的重要指标, 其测定方法从传统的烘干法

到电测法直至应用现代的核技术手段等已有几十种，且新的测定方法不断涌现。比较典型的有烘干称重法、射线法(Anderson S H, 1998;)、介电特性法、核磁共振法 (Smith M W, 1998; Amin, 1993)、分离示踪剂法 (Deeds N E, 1999)、遥感法等 (张学礼等, 2005)。

本实验采用简单方便的烘干称重法。烘干称重法是当前测定土壤含水定最常用的一种方法，它简单、易行、有足够的精度，是土壤水分测定的基本方法 (时新玲, 2003)。烘干称重法测定的是土壤质量含水量 (吴涛等, 2007)，有恒温箱烘干法、酒精燃烧法和红外线烘干法等。其中，恒温箱烘干法被认为是最经典和最准确的方法 (Schmugge T J, 1980)。烘干法是国际公认的测定土壤水分的标准方法，其它所有土壤水分测定方法都以此法作为标准而进行校对 (余杨等, 2004)。

在耕作层内用环形刀以 1 m 的间隔取出土样，取土深度约为 9~15 cm，放入样盒中，称出湿土质量，然后放入电热干燥箱中，温度保持在 105±2 °C 条件下，持续加热 10 个小时，取出后放入干燥器中约 30 分钟，等土样温度冷却到室温后称出干土质量，两部分土壤的测量结果如表 6-2、6-3 所示。

用下式 (熊顺贵, 2001; 赵凤艳等, 2000) 计算土壤的含水量：

$$\text{土壤含水量} = \frac{\text{湿土质量} - \text{干土质量}}{\text{干土质量} - \text{样盒质量}} \times 100\%$$

表 6-2 土壤含水量测量数据 1

Tab.6-2 The first soil moisture measurement data

样盒序号	样盒质量 (kg)	湿土质量(包含 样盒质量)(kg)	干土质量(包含 样盒质量)(kg)	土壤含水量
1	0.0215	0.2044	0.1812	14.53%
2	0.0214	0.1806	0.1605	14.45%
3	0.0213	0.1939	0.1719	14.61%
4	0.0218	0.1941	0.1724	14.41%
5	0.0217	0.1754	0.1567	13.85%

续表:

样盒序号	样盒质量 (kg)	湿土质量(包含 样盒质量)(kg)	干土质量(包含 样盒质量)(kg)	土壤含水量
6	0.0216	0.1566	0.1399	14.12%
7	0.0217	0.2025	0.1790	14.94%
8	0.0220	0.1860	0.1664	13.57%
9	0.0219	0.1758	0.1577	13.33%
10	0.0219	0.1731	0.1543	14.20%
土壤含水量平均值				14.20%

表 6-3 土壤含水量测量数据 2

Tab.6-3 The second soil moisture measurement data

样盒序号	样盒质量 (kg)	湿土质量(包含 样盒质量)(kg)	干土质量(包含 样盒质量)(kg)	土壤含水量
1	0.0215	0.1643	0.1404	20.10%
2	0.0214	0.1639	0.1401	20.05%
3	0.0213	0.1655	0.1420	20.30%
4	0.0218	0.1649	0.1404	20.66%
5	0.0217	0.1636	0.1400	19.95%
6	0.0216	0.1652	0.1417	19.57%
7	0.0217	0.1661	0.1420	20.03%
8	0.0220	0.1658	0.1416	20.23%
9	0.0219	0.1638	0.1397	20.46%
10	0.0219	0.1645	0.1404	20.34%
土壤含水量平均值				20.17%

通过计算得出土槽的两部分土壤含水量平均分别为 14.20%、20.17%。

6.2 耕深测量

在大于 1 m 的有效测区内, 沿机组前进方向取若干点测定松土深度。表 6-4 为在不同土壤含水量条件下的耕深测定结果, 平均耕深大于 13 cm,

满足设计要求。

表 6-4 耕深测定结果

单位: cm

Tab.6-4 Measurement result of loosening depth

Unit: cm

测 点	土壤含水量	
	14.20%	20.17%
1	13.6	13.9
2	13.5	14.3
3	14.1	13.7
4	13.9	13.9
5	13.2	13.9
6	14.3	13.8
7	14.4	14.3
8	13.7	13.6
9	13.4	13.5
10	14.2	14.1
耕深平均值 (cm)	13.8	13.9

6.3 耕幅

耕幅的测量与耕深的测量同时进行, 4.5.2 中介绍的横梁打孔方式是为了使两侧的松土爪柄受力均匀, 也就是说横梁上的松土爪齿数为偶数时属合理安装, 即可以同时安装 2 个、 4 个、 6 个、 8 个松土爪, 试验表明电动机最多只能带动 6 个松土爪进行松土。表 6-5 为松土爪齿个数不同的松土幅宽测定结果。

表 6-5 松土幅宽测定结果

单位: cm

Tab.6-5 Measurement result of loosening width

Unit: cm

测 点	松土爪齿数		
	2 个	4 个	6 个
1	17.3	35.1	51.3
2	17.5	34.9	51.0
3	17.6	34.8	50.5

续表:

测 点	松土爪齿数		
	2 个	4 个	6 个
4	17.4	34.5	50.9
5	17.9	34.8	50.6
6	17.1	35.0	50.7
7	17.1	34.6	51.2
8	17.3	34.5	50.9
9	17.5	34.9	50.8
10	17.6	34.7	51.1
平均值	17.4	34.8	50.9

6.4 碎土质量

根据农艺要求, 耕作碎土程度直接影响种植。以往评价旋耕的碎土质量是在一定面积上(国标规定 0.25 m)取土样, 然后筛分, 将土壤按其长边分成小于 2 cm、2~4 cm、4~8 cm、大于 8 cm 三级。用小于 4 cm 的土块的重量占总重量的百分比来评价旋耕碎土质量(王国林, 1998)。若碎土系数大于 85%, 碎土性能较好(葛请萍, 1998; B.B.Harral, 1985)。

在已耕地上测定 0.25 m×0.25 m 面积内的全耕层土块, 土块大小按其长边分为小于 2 cm、2~4 cm、4~8 cm、大于 8 cm 三级。并以小于 4 cm 的土块质量占总质量的百分比为碎土系数。表 6-6 为试验测定结果, 碎土系数大于 85%, 碎土性能较好。

表 6-6 碎土质量测定结果

Tab.6-6 Hacking measurement result

土壤含水量	<2 cm 土块	2~4 cm 土块	4~8 cm 土块	>8 cm 土块	碎土系数
14.20%	54%	37%	6%	3%	91%
20.17%	45%	42%	10%	3%	87%

6.5 电动机功率消耗

电动机消耗的功率可以利用公式 $P=UI$ 计算, 已知电源电压为 $U=220V$, 测出通过电动机的电流 I 的值代入公式即可得出其消耗的功率。

分别测量样机空转、空行和松土作业时的电流并计算功率消耗。测量结果见表 6-7、表 6-8、表 6-9。

表 6-7 样机空转和空行时电动机功率消耗

Tab.6-7 No-load and moving power consumption of electromotor

试验次数	空转		空行	
	电流 (A)	功率 (kW)	电流 (A)	功率 (kW)
1	5.4	1.188	5.8	1.276
2	5.6	1.232	5.9	1.298
3	5.5	1.210	5.8	1.276
4	5.6	1.232	5.9	1.298
5	5.3	1.166	5.9	1.298
6	5.6	1.232	5.6	1.232
7	5.2	1.144	5.8	1.276
8	5.3	1.166	5.7	1.254
9	5.5	1.210	5.9	1.298
10	5.6	1.232	5.8	1.276
平均值	5.46	1.201	5.81	1.278

表 6-8 样机作业时电动机功率消耗 (土壤含水量 14.20%)

Tab.6-8 Working power consumption of electromotor (Soil moisture: 14.20%)

试验次数	松土爪数					
	2 个		4 个		6 个	
	电流 (A)	功率 (kW)	电流 (A)	功率 (kW)	电流 (A)	功率 (kW)
1	8.2	1.804	9.6	2.112	10.8	2.376
2	8.1	1.782	9.8	2.156	10.6	2.332
3	8.4	1.848	9.6	2.112	10.5	2.310

续表:

试验次数	松土爪数					
	2个		4个		6个	
	电流 (A)	功率 (kW)	电流 (A)	功率 (kW)	电流 (A)	功率 (kW)
4	8.3	1.826	9.7	2.134	10.6	2.332
5	8.4	1.848	9.6	2.112	10.7	2.354
6	8.2	1.804	9.8	2.156	10.8	2.376
7	8.1	1.782	9.6	2.112	10.6	2.332
8	8.3	1.826	9.7	2.134	10.8	2.376
9	8.5	1.870	9.8	2.156	10.7	2.354
10	8.4	1.848	9.6	2.112	10.6	2.332
平均值	8.29	1.824	9.68	2.130	10.67	2.347

表 6-9 样机作业时电动机功率消耗 (土壤含水量 20.17%)

Tab.6-9 Working power consumption of electromotor (Soil moisture: 20.17%)

试验次数	松土爪数					
	2个		4个		6个	
	电流 (A)	功率 (kW)	电流 (A)	功率 (kW)	电流 (A)	功率 (kW)
1	7.8	1.716	8.5	1.958	10.2	2.244
2	7.6	1.672	8.4	1.980	9.9	2.178
3	7.4	1.628	8.6	2.002	9.7	2.134
4	7.5	1.650	8.4	1.936	10.1	2.222
5	7.6	1.672	8.6	1.914	9.7	2.134
6	7.5	1.650	8.3	2.024	9.8	2.156
7	7.6	1.672	8.6	2.002	9.9	2.178
8	7.8	1.716	8.4	1.892	9.8	2.156
9	7.4	1.628	8.6	1.958	10.2	2.244
10	7.8	1.716	8.5	2.024	9.8	2.156
平均值	7.6	1.672	8.49	1.868	9.91	2.180

分析不同土壤含水量下松土爪齿个数与电动机功率消耗的关系, 如图 6-1, 二者基本呈线性关系。

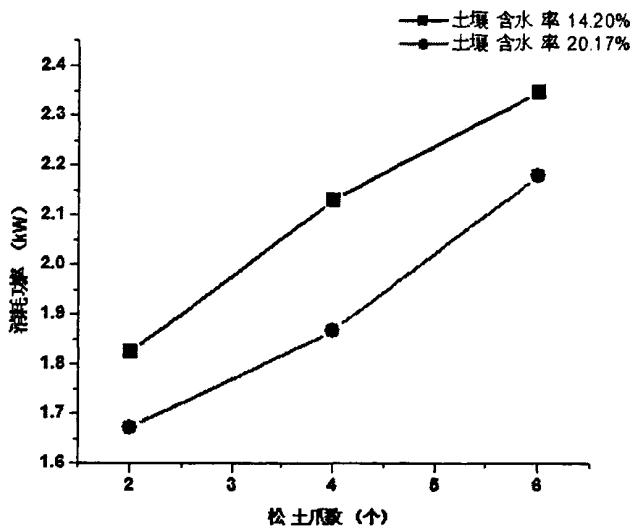


图 6-1 不同土壤含水量下松土爪齿数与电动机功率消耗的关系

Fig.6-1 The relation between loosening claws and quantity of power consumption under different soil moisture

7 结论及建议

7.1 结论

(1) 针对目前国内温室大棚空间狭小、温室大棚内的耕耘机械体积大、能耗高且污染温室环境等缺点，吸收了国产58型刨地机、第一代温室电动爪式松土机及其它先进机型的设计理念，依据人工刨地时镐头的运动特点及工作原理，提出了第二代温室电动爪式松土机的设计思路。

(2) 通过对曲柄滑块机构、曲柄摇杆机构和异形曲柄摇杆机构三种不同形式的四连杆机构的分析，确定采用异形曲柄摇杆机构作为松土机构，借助Solidworks软件在COSMOSMotion环境下对松土爪齿的运动轨迹进行了仿真模拟，根据松土要求对松土机构各杆件的几何参数进行了优化，使机具工作过程中不拥土。

(3) 在样机设计中，以电动机为动力，具有体积小、成本低、工作可靠、不污染环境等优点。采用整体式机架，电动机和减速器固定在机架的上方，导向轮安装在机架的后方，缩短了松土爪齿和机架前端的距离，减小了松土爪柄的长度，使整机尺寸减小，后导向轮兼起限深作用。

(4) 在零件的设计上，松土部件的原动件曲柄与上一代样机的驱动轮相比，体积和重量大大减小，简化了零件结构，节省了材料，减轻了样机的重量。曲柄的转速降低，工作过程中机身的震动现象明显减弱。设计了斜三角形牙牙嵌式离合器，使被连接轴的结合不再受电机转动与否的限制，实现了任意情形下的自由分离和结合，提高了工作效率。托起机构保证了不耕作时松土爪齿的下端与地面之间有一定的距离，实现了不耕作时整机的自由行走。其它零部件经过计算校核后，尽可能采用通用件和标准件，降低了成本，充分体现了经济、实用的设计原则。

(5) 通过对样机进行试验测试，进一步验证了第二代温室电动松土机能够模拟人工刨地的动作进行作业，幅宽和耕深能够满足温室内的耕作要求，对土壤的切削和破碎效果好，抛土能力得到了弱化，降低了功耗，耕后地表平整，无犁底层，减轻了土壤的压实，对温室环境没有污染，松土爪齿抬起幅度不大，适合在温室内使用。

7.2 建议

(1) 本文的研究重点集中在工作机构的设计与试验上, 对整机的设计适当地做了简化。样机仅设计为一种前进速度, 且只能进行松土作业。建议今后采用变速箱实现多级变速, 增加其他作业装置, 进一步提高机器的通用性。

(2) 将松土机构的动力输入由一侧输入改为两侧输入, 提高松土爪柄的受力均匀性和工作稳定性。

(3) 由于时间和试验条件所限, 对样机的试验仅在实验室内进行。建议今后采用正交试验, 对不同的作业环境及土壤条件进行合理组合, 全面考核机器的作业效果、动力性能及经济指标, 为机器的改进与完善提供更可靠的依据。

参考文献

- [1] 《常见机构的原理及应用》编写组.常见机构的原理及应用[M].机械工业出版社,1978.10:343-344
- [2] 陈丽君.温室机械化生产的制约因素及其对策研究[J].沈阳农业大学学报,2002(2):101-103
- [3] 戴志中.我国设施农业机械的现状及发展趋势分析[J].中国农机化,2000(4):42-43
- [4] 电机工程手册.异步电机[M].机械工业出版社,1979
- [5] 东北工学院.机械零件设计手册[M].冶金工业出版社,1994
- [6] [美]Edward J 豪格,Jasbir S 阿罗拉.实用最新设计: 机械系统与结构系统[M].科学出版社,1985.6
- [7] 樊桂菊.国外设施农业机械的发展现状[J].农业装备技术,2003(2):47
- [8] 樊桂菊.温室电动爪式松土机的研制.山东农业大学.硕士学位论文,2004.6
- [9] 付静,李汝莘.我国设施农业机械的发展现状与方向 [J].农业机械,2006(6):120
- [10] 付静.小型温室电动松土机的研制.山东农业大学.硕士学位论文,2007.6
- [11] 葛清萍.大棚土壤的理化性状[J].土壤通报,1998(2):88-90
- [12] 耕整地机械.中国农机互联网.<http://www.nongji.com.cn>
- [13] 国外温室作业机具应用现状[J].农业科技通讯,2003.(3):35
- [14] 何伟宁.温室电动松土的设计.山东农业大学.硕士学位论文,2006.6
- [15] 何月娥,杨孝文.农机试验设计.机械工业出版社,1986
- [16] 胡家英,乔金友.农业工程英语[M].高等教育出版社,2003
- [17] 黄华良.机械设计基础[M].化学工业出版社,2001
- [18] 《机械设计手册》联合编写组.机械设计手册(中册) [M].化学工业出版社,1982:763
- [19] 机械设计手册编委会.机械设计手册(第2卷) [M].机械工业出版社,2004.8:11-13
- [20] 机械设计手册编委会.机械设计手册(第3卷) [M].机械工业出版社,2004.8:22-143

- [21]机械设计手册编委会.机械设计手册(第3卷) [M].机械工业出版社,2004.8:22-157
- [22]机械设计手册编委会.机械设计手册(第3卷) [M].机械工业出版社,2004.8:22-68-77
- [23]机械设计手册编委会.机械设计手册(第3卷) [M].机械工业出版社,2004.8:3-22
- [24]江洪,陈燎,王智等.SolidWorks有限元分析实例解析 [M].机械工业出版社,2007.2:1-2
- [25]焦坤,李德成.蔬菜大棚条件下土壤性质及环境条件的变化 [J].土壤,2003(2):94-97
- [26]雷振声.机械技术应用基础 [M].机械工业出版社,2003
- [27]李宝筏.农业机械学 [M].中国农业出版社,2003.7:32
- [28]李彩霞.滚齿式温室电动松土机的研制.山东农业大学.硕士学位论文,2007.10
- [29]李峰.Solidworks使用技巧 [J].机械技术与机床,2006(02):100
- [30]李明诚.各具特色的棚室耕作机械 [J].农村发展论丛,1998(17):40
- [31]李乃祥.现代农业技术概论 [M].农业出版社,2005
- [32]林大仪.土壤学实验指导 [M].农业科学技术出版社,2005:13-21
- [33]刘国良.Solidworks2006 [M].科学出版社,2006:516-520
- [34]刘鸿文.材料力学 [M].高等教育出版社,2004.9:74-75
- [35]刘鸿文.材料力学 [M].高等教育出版社,2004.9:87-88
- [36]刘小伟.双辊秸秆还田旋耕机的研制开发.中国农业大学.硕士学位论文, 2002.4
- [37]卢玉明.机械零件的可靠性设计 [M].1989
- [38]南京农业大学.农业机械学 [M].中国农业出版社,1996.3
- [39]濮良贵.机械设计 [M].北京:人民教育出版社,1989
- [40]启新,倍增.日本的果园生产机械 [J].山西农机,1997(2):40
- [41]邱宣怀等.机械设计(第四版) [M].高等教育出版社,1997.7
- [42]山东农机网.<http://www.sdnj.gov.cn>
- [43]设施农业.中国设施农业技术的研究与应用进展 [J].现代农业,2005(2):

7-8

- [44]沈昌蒲.机械化土壤耕作[M].北京:中国农业出版社,1995
- [45]时新玲,王国栋.土壤含水量测定方法研究进展[J].中国农村水利水电,2003(10):84-86.
- [46]苏臣,金树德.国外现代化园艺设施的发展动向[J].江苏理工大学学报,1995.16(2):6-11
- [47]孙星钊.温室大棚用无轮耕耘机的研制.中国农业大学学报,1997(2):28-31
- [48]孙桓,傅则绍等.机械原理(第四版) [M].高等教育出版社,1989.2
- [49]土屋喜一.机械实用手册[M].科学出版社,2005.4:159-160
- [50]万长森.滚动轴承的分析方法[M].北京: 机械工业出版社,1987
- [51]王国林,桑正中.旋耕碎土质量的分形描述[J].农业工程学报,1998.14(4):57
- [52]微耕机.中国农机互联网. <http://www.nongji.com.cn>
- [53]吴涛,张荣标,冯友兵.土壤水分含量测量方法研究[J].农机化研究,2007.12:213
- [54]相俊红等.我国设施农业及装备现状[J].中国温室网
- [55]肖志信.链传动设计中数据的程序化处理[J].机床与液压,2005 (5)
- [56]熊顺贵.基础土壤学[M].中国农业大学出版,2001
- [57]胥芳,张立彬等.设施农业中的机械化装备及其技术发展.浙江工业大学学报,2001(2):136-141
- [58]许上明,胡仁芳.异步电动机[M].上海科学技术出版社,1985.2
- [59]许尚贤.机械零件的现代设计方法[M].1994
- [60]杨黎明,黄凯等.机械零件设计手册[M].国防工业出版社,1984.7
- [61]杨书勇.几种棚菜耕作机械[J].新农业,1998 (4):56
- [62]应义斌,李建平.我国设施农业机械的现状及亟待解决的技术问题[J].农机与食品机械,1998 (4):1-4
- [63]余俊.滚动轴承计算.1993
- [64]余杨,王 穗,余艳玲.土壤表层水分含量测定方法[J].云南农业大学学报,2004.4(2) :199-206

- [65]张昌爱.大棚土壤的理化和生物状况[J].安徽农业科学,2002 (2) :257-276
- [66]张金强,李允.设施农业机械设备的选型[J].农业科技推广,2005 (10) : 31
- [67]张学礼,胡振琪等.土壤含水量测定方法研究进展 [J].土壤通报,2005.3 (1) :118-122
- [68]张言羊.机械零件的计算机辅助设计[M].1986
- [69]赵风艳,吴凤芝等.大棚菜地土壤理化特性的研究 [J].土壤肥料,2000 (2) :11-13
- [70]赵秀珍,王乃钊.土壤含水量传感器的研究和实验 [J].农机化研究,2004 (5) :201-203
- [71]郑志峰.链传动设计与应用手册[M].机械工业出版社,1992
- [72]中国农机研究所.实用机械设计手册 (下) [M].北京: 机械工业出版社,1998
- [73]中国农业机械化科学研究院.农业机械设计手册(上册) [M]. 机械工业出版社,1988.4:169-186
- [74]中国农业机械化科学研究院.农业机械设计手册(上册) [M]. 机械工业出版社,1988.4:172
- [75]中国农业机械化科学研究院.农业机械设计手册(上册) [M]. 机械工业出版社,1988.4:179
- [76]中国农业机械化科学研究院.农业机械设计手册 (上册) [M].机械工业出版社,1988.4:184-185
- [77]中国农业机械化科学研究院.农业机械设计手册 (上册) [M].机械工业出版社,1988.4:558-559
- [78]周建来,国外旋耕机技术现状[J].农机化研究,1991 (4) :60-62
- [79]周良墉.新型棚室耕作机械荟萃[J].河北农机,1999 (4) :26
- [80]Ajay Kumar Verma and M.L.Dewangan.Efficiency and energy use in puddling of lowland rice grown on Vertisols in Central India[J].Soil and Tillage Research,November 2006:100-107
- [81]Amin,M.H.G,Chodey,R.J.,Riehards,K.S.,et al.Spatial and temporal mapping of water in soil by magnetic resonance imaging[J].Hydro1.Process.1993 (7) :279

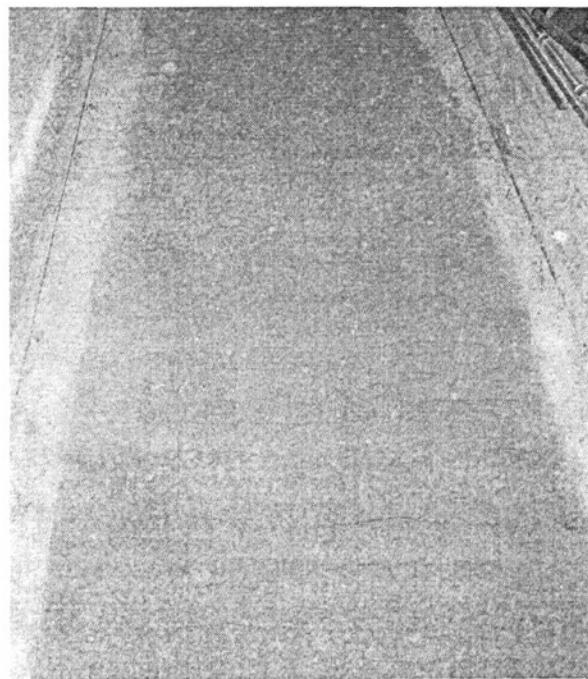
- [82]Anderson S H,Gantzer C J,et a1.Rapid nondestructive bulk density and soil-water content determination by to mography[J].Soil So1.Soc. Am.J.1988 52 (1) :35-40
- [83]B.B.Harral,C.J.Chisholm and A.A.W.Chestney,Laboratory simulation of service loading on a rotary cultivator[J].Journal of Agricultural Engineering Research,August 1985:185-193
- [84]Deeds N E,Mckinney D C,Pope G,Whidey G A.Difluoromethane as partitioning tracer to estimate vad water saturations[J]. Environment Engineering.1999,125 (7) :630-633
- [85]Hakan Gultekin.Scheduling in a three-machine robotic flexible manufacturing cell[J].Computers&Operations Research,August 2007:21-52
- [86]H.Hiereth.Status von Common Rail-Einspritzsystemen fur Nutzfahrzeugmotoren aus Sicht von Daimler Benz[M].ETH Common Rai Conference Zurich,1997
- [87]J.K.Kouwenhoven.Model studies on upheaval and reconsolidation of tilled soils in a laboratory soil bin[J].Soil and Tillage Research,November 1986:289-302
- [88]Jon R.Mancuso,Couplings and Joints [M],Marcel Dekker,INC.1986
- [89]Knut Meyer,Rainer Georg Joergensen and Brunk Meyer.The effects of reduced tillage on microbial biomass C and P in sandy loess soils[J].Applied Soil Ecology,January 1997:71-79
- [90]L.Y.Lin. Fast real-time NURBS path interpolation for CNC machine tools[J]. International Journal of Machine Tools and Manufacture, August 2007:1530-1541
- [91]M.A.Hajabbasi and A.Hemmat.Tillage impacts on aggregate stability and crop productivity in a clay-loam soil in central Iran[J].Soil and Tillage Research,August 2000:205-212
- [92]M.J.P.M.Riksen and D.Goossens.Tillage techniques to reactivate aeolian erosion on inland drift-sand[J].Soil and Tillage Research,September 2005:218-236

- [93]M.L.Van Esso,C.M.Ghersa and A.Soriano.Cultivation effects on the dynamics of a Johnson grass seed population in the soil profile[J].Soil and Tillage Research,March 1986:325-335
- [94]Muhammad Rafiq.Sources of carry-over and possibilities of cultural control of *Pectinophora gossypiella* (Saunders) in the Punjab,Pakistan[J].Crop Protection,June 2001
- [95]R. L. Raper. The Influence of Implement Type, Tillage Depth, and Tillage Timing on Residue Burial[J]. Transactions of the ASAE, 2002, 45 (5): 1281-1286
- [96]Rubén Ruiz,J.Carlos García-Díaz.Considering scheduling and preventive maintenance in the flowshop sequencing problem[J].Computers& Operations Research,November 2007:331-333
- [97]Schmugge T J,Jackson T J,Mckim H L.Survey of Methods for Soil Moisture Determination[J].Water Resources Research,1980, 16 (6) : 961-979
- [98]Smith M W.Tice A R.Measurement of the unfrozen water content of Soils:A comparison of NMR and TDR methods[M].Proc of ICOP,1988
- [99]T.J.Vyn and B.A.Rimbault.Evaluation of strip tillage systems for cornproduction in Ontario[J].Soil and Tillage Research,February 1992:163-176
- [100]Trond Berresen.The effect of ploughing depth and seedbed preparation on crop yields,weed infestation and soil properties from 1940 to 1990 on a loam soil in south eastern Norway[J].Soil and Tillage Research,October 1994:21-39
- [101]W.Huisman and W.J.Kortleve.Mechanization of crop establishment, harvest, and post-harvest conservation of *Miscanthus sinensis Giganteus*[J]. Industrial Crops and Products,September 1994:289-297
- [102]William C.Orthwein clutches and Brakes[M].Marcel Dekker,INC.1986
- [103]Hakan Gultekin.Scheduling in a three-machine robotic flexible manufacturing cell[J].Computers&Operations Research,August 2007:21-52

附录



附图 1 温室电动松土机



附图 2 试验土槽

致谢

本课题是在导师李汝莘教授的精心指导下完成的，从课题的选择、文献的检索及综述的写作，到样机的设计制造、性能测试以及学位论文的完成，都倾注了导师巨大的汗水和心血。同时，在日常生活中，导师给我很大的帮助。在此，谨向我的导师李汝莘教授表示深深的感谢和诚挚的敬意。

感谢山东农业大学机械与电子工程学院侯存良老师的热情帮助，在样机的组装过程中，侯老师给予了极大的帮助，并在样机试验测试中给予指导。

感谢山东农业大学机械与电子工程学院其他老师的大力帮助，在课题的研究过程中，他们提出了很好的建议，帮助我解决了许多疑难问题。

感谢山东农业大学机械与电子工程学院研究生赵何和范修文同学，在样机的组装过程中这两位同学付出了辛勤的汗水。

感谢李名利同学在平时学习中对我的帮助。

感谢在百忙之中抽出时间来评阅我的论文的专家老师。

最后还要感谢三年来一起生活和学习过的同学们。在课题的研究过程中，他们提供了各方面的支持和帮助，在此衷心祝愿他们学有所成、生活愉快。

孟 炜

2009年6月6日

攻读硕士学位期间发表的论文

[1] 温室电动松土机的研制.山东农业大学学报. 2009.2:269-272.第一作者.