



華南農業大學

# 本科毕业设计

## 柑橘梳剪采收装置设计

李康镇

201330230311

指导教师 曾文 讲师

学 院 名 称

工程学院

专 业 名 称

机械设计制造及其自动化

论文提交日期

2017 年 5 月 10 日

论文答辩日期

2017 年 5 月 14 日

## 摘 要

柑橘是我国仅次于苹果的第二大种植水果，此外，我国柑橘的种植面积也正逐年扩大，然而我国柑橘采收作业的机械化程度仍然很低。依靠人力采摘柑橘不仅成本高，而且效率极低。为了推进我国柑橘采收机械的发展，提高柑橘采收效率，本文在了解柑橘基本特性和国内外采收机械研究现状的基础上研究设计了一种柑橘梳剪采收装置。

该装置主要由底板等支撑部分、梳齿、剪切刀片、动力部分、曲柄摇杆机构和控制系统组成，基本工作原理是：采收装置在向下运动的过程中梳齿会将果实果柄梳揽到梳齿的间隙中，然后刀片在控制系统控制下通过曲柄摇杆机构的驱动实现剪切采摘。主要研究过程是：首先分析采收装置的采收原理，然后针对采收的方式选取合理的剪切形式；接着根据整体结构分别设计梳齿、剪切刀片和曲柄摇杆机构等零部件；最后根据工作条件选择合适的动力装置，并设计合理的控制系统。完成结构设计后还对关键的零部件进行了虚拟模型建立和有限元分析。总的来说，本文所设计的柑橘梳剪采收装置具有采收效率高，实用性强，结构简单，制造成本低等特点，对改变我国传统柑橘采收方式和提高柑橘采收作业效率具有重要意义。

**关键词：**柑橘      梳剪      曲柄摇杆机构      控制开关

# Design of Comb-Scissor Citrus Harvesting Device

Li kangzhen

(College of Engineering, South China Agricultural University, Guangzhou 510642, China)

**Abstract:** Citrus is the second largest planting fruit in our country, whose output is only lower than apple. In addition, the planting area of citrus in China is expanding year after year. However, the mechanization degree of citrus harvesting is still very low in our country. It's not only costly, but also very inefficient to pick citrus relying on manpower. In order to promote the development of citrus harvesting machinery and improve the efficiency of citrus harvesting in our country, this thesis study and design a kind of comb-scissor citrus harvesting device on the basis of learning about the essential characteristics of citrus and the status of harvesting machinery at home and abroad.

The device mainly consists of supporting parts such as base plate, comb, shearing blade, drive, crank-rocker mechanism and control system. The basic working principle is that teeth of comb hold the fruit stalk in the process of downward, and then crank-rocker mechanism drive shearing blade to cut off the fruit stalk under the control of control system. In the process of design, firstly analyzing recovery principle of the harvesting device, then selecting reasonable shearing form according to the picking way, and then designing comb, shear blade, crank-rocker mechanism and other components basing on overall structure, and finally choosing the appropriate power plant and designing reasonable control system in the light of working conditions. After finishing the structural design, establishes virtual model and conduct finite element analysis of the key parts. In general, the comb-scissor citrus harvesting device designed in this paper has the advantages of high recovery efficiency, good practicability, simple structure, low manufacturing cost, etc., which is of great significance to change the traditional citrus harvesting methods and to improve the citrus harvest efficiency in our country.

**Key words:** citrus    comb-scissor    crank-rocker mechanisms    control switch

# 目 录

1 绪论 .....	1
1.1 设计背景和意义 .....	1
1.2 农业采收装置的国内外研究现状 .....	1
1.2.1 国外农业采收装置的研究现状 .....	2
1.2.2 国内农业采收装置的研究现状 .....	4
1.3 设计目的和主要内容 .....	5
2 柑橘的生物和物理特性 .....	6
2.1 柑橘果树与果实的生物特性 .....	6
2.2 柑橘果实的物理特性 .....	7
2.3 柑橘果柄的切割特性 .....	8
3 柑橘梳剪采收装置的方案设计 .....	9
3.1 采收原理分析 .....	9
3.2 采收装置的整体方案设计 .....	10
3.3 梳齿的设计 .....	11
3.4 刀片的设计 .....	13
3.5 曲柄摇杆机构的设计 .....	14
3.5.1 曲柄摇杆机构的尺寸设计 .....	14
3.5.2 曲柄摇杆机构的结构设计 .....	16
3.6 动力装置的设计 .....	17
3.7 底板与盖板的设计 .....	19
3.8 其他零部件的设计 .....	20
3.8.1 连接块的设计 .....	20
3.8.2 电机箱体的设计 .....	20
3.8.3 销轴套的设计 .....	21
3.8.4 紧固件的选用 .....	22
3.9 采摘头的设计 .....	22
3.9.1 滚筒的设计 .....	22
3.9.2 采摘头支架的设计 .....	23

4 系统控制部分的设计 ..... 23

4.1 控制电路的设计 ..... 24

4.2 控制开关的设计 ..... 25

5 关键零部件有限元分析 ..... 27

5.1 梳齿的有限元分析 ..... 27

5.2 曲柄摇杆机构的有限元分析 ..... 29

6 结论与展望 ..... 32

6.1 设计结论 ..... 32

6.2 展望 ..... 32

参考文献 ..... 34

附录 ..... 37

致谢 ..... 38

华南农业大学本科生毕业设计成绩评定表

# 1 绪论

## 1.1 设计背景和意义

柑橘作为国际贸易第一大的水果种类，是世界上最重要的经济作物之一，具有巨大的经济效益。作为世界上柑橘的主要原产国之一，我国的柑橘栽培历史已经长达四千多年，现已经培育出众多优良的品种，拥有丰富的柑橘资源。柑橘是我国南方的重要经济作物，特别是进入 21 世纪后我国柑橘产业的不断扩大使柑橘的市场份额越来越大。据中华人民共和国农业部公布的最新数据，我国柑橘种植面积已由 2001 年的 1323.67 千公顷增长到 2015 年的 2513.03 千公顷，近 15 年间的增长率达 179.8%；2001 年全国柑橘产量仅为 1160.69 万吨，2015 年全国柑橘产量已经高达 3660.08 万吨，相对 2001 年增长超过了 2 倍。此外，2015 年全国柑橘产量占到了全国水果产量的 20.9%，仅次于苹果的 24.4%。随着人们生活水平的提高，对柑橘需求量的增长将会刺激柑橘种植面积与产量不断增长。

目前，我国柑橘种植面积和产量均位列世界第一，然而我国的柑橘采收环节主要还是依靠人力完成作业，单人作业每小时的最大采收量仅为 0.5t，效率相对较低。在整个柑橘生产过程中若以人力完成采摘作业环节，柑橘采收的成本约占总生产成本的 35-45% (Sanders K F, 2005)。随着社会人口老龄化的趋势不断加重和人们生活水平的不断提高，我国劳动力成本也必将不断增加，导致人力进行柑橘采收作业的成本也会不断上升。因此，改善柑橘采收方式，提高采摘作业效率将会极大地提高企业生存能力和盈利能力。大力提高农业生产机械化程度，对于提高生产效率，解放劳动力和节约生产成本具有重要的意义。因此，发展果蔬机械化采摘技术，研究果实采收机器人已经成为世界各国的一个重点研究课题，在一些发达国家果实采摘机器人的研究已经进入较为成熟阶段。近年来我国也开始不断大力研究和开发果实采摘机械，努力提高农业机械化生产程度。其中，针对柑橘果树进行的柑橘采摘机器人和采收机械的研究是我国农业机械化进程中的一个重要组成部分。针对我国人力柑橘采摘作业效率低、成本高的问题，本课题研究和设计了一种柑橘梳剪采收装置，该采收装置融合了齿梳式果实采收装置和剪切式果实采摘方式的优点，相对现有的其他采收装置具有结构简单、适应性强、制造成本低和操作简单等优点。

## 1.2 农业采收装置的国内外研究现状

不同果蔬的生长环境和形态特征各异，为适应不同的采收作业要求，农业果蔬采收

装置出现了各种各样的形式，主要有采摘机械和智能采摘机器人两大类。其中，目前使用的果实采摘机械根据工作方式的不同主要分为以下四种：机械撞击式、机械推摇式、气力振摇式和切割式（段洁利等，2012）。采摘机器人属于智能化程度较高的农业装备，其自动化技术要求较高，是在工业机器人和计算机技术日益成熟的基础上发展起来的。在发达国家对果实采摘机器人已经进行了大量的研究了，我国正处于起步阶段。

#### 1.2.1 国外农业采收装置的研究现状

由于国外的发达国家较早进入工业化时代，因此在农业机械的发展上也比我国领先较多。世界上最早出现的农业采摘机械是 20 世纪 40 年代初法国人研究设计出的简易果蔬采摘器，但是它依然需要人力辅助进行操作；到 40 年代中期，美国开始致力于研究振摇式果实采收机械，并于 50 年代中期在欧美国家得到了发展和普遍应用；60 年代中期，为了提高采摘效率美国又研究设计出配合农业采收机械使用的液压升降平台车（蓝峰等，2010）。目前，利用振动分离原理工作的采收装置的研究和设计已经比较成熟，市场上采用振动方式进行果实收获的果实收获机已经较为常见。同时，依据果树激振部位的不同振摇式果实采收机械还可以划分为树冠振动式、树枝振动式和树干振动式三类（段洁利等，2012）。

作为最重要的经济作物之一，柑橘的种植受到各国的极大重视。为了提高柑橘采收效率，国外一些发达国家对柑橘果树的采收机械进行了大量的研究。为了推动气力振摇采收机在柑橘采摘作业中的运用，Whitney 曾对气力振动柑橘收获机的收获效果进行了研究（Whitney J D, 1970）。随后，研究人员又结合气力振动和化学方法改善了气力振摇式柑橘采收机的采收效果，他们利用催熟剂降低果实与果柄的结合力，使果实在受到振动时更容易掉落（Wilson et al, 1979）。随着柑橘采摘机械的不断研究和使用的，Hedden 等人研究发现脱落剂和树干振动采收机结合使用进行柑橘采收时，可以使平均收获率提高 12%~26%（Hedden S L et al, 1984）。树冠振动采收机是另外一种比较常见的柑橘采收机，科学家也不断地对柑橘树冠采收机进行研究和改良。Savary 等人曾通过三维建模和仿真分析对柑橘树冠振动过程进行模拟研究（Savary S K J U et al, 2010）。Savary 等人曾对采用连续式树冠振动收获机收获柑橘时树冠上力的分布情况进行研究（Savary S K J U et al, 2011）。Torregrosa 等人曾对树冠振动收获机在低频高幅的条件下工作时果实的脱落率进行研究（Torregrosa et al, 2012）。在科学家不断努力研究和探索的过程中，柑橘采收机械也在一步步地升级和改良。



图1 树干振动柑橘采收机



图2 树冠振动柑橘采收机

由于受到不同水果采摘方式差异的影响，振摇式采摘机械只适用于部分不易损坏的果蔬的采摘。因此，20 世纪 70 年代另一种采摘形式的采摘装置诞生——切割式采收装置，如油锯、气动剪等。切割式对不同类型的水果的采摘适应性更强，现在世界上已经出现很多著名的果树气动剪厂商，例如日本的 ARS 公司，瑞士的 FELCO 公司和意大利的 CAMPGNOLA 公司等（陈翊栋等，2008）。果园地形一般较为复杂，随着采摘机械不断发展，探索研究适用于陡坡地的采摘机械开始受到科学家的关注。进入 20 世纪 90 年代，日本开始进行关于陡坡地果园机械化的研究，并且成功设计出了极限工作坡度达 30° 的自走式坡地采摘车（蔡殿选，1992）。

最初的果实采收机械主要是采用机械振动和气力振动两种方式，这很容易造成果实和果树损坏，而且智能化程度很低，无法进行选择式采收。因此，人们开始将研究方向转向智能农业机器人。1968 年，来自美国加利福尼亚的学者 Schertz 和 Brown 首次正式提出了应用机器人技术采摘果实的观点，这普遍被认为是农业智能采摘机器人研究的开端（David C et al, 1987）。到了 1983 年，第一台采摘机器人终于在美国诞生；随后，随着计算机科学技术和电子技术的发展，采摘机器人的研究和开发技术得到了快速的发展，以日本、美国、法国、英国、荷兰、西班牙等国为代表的发达国家相继成功研究出了多种采摘机器人，如针对柑橘、苹果、番茄、西瓜和葡萄等水果的智能采摘机器人（宋健等，2006）。

采摘机械在国外的研究已经有很长一段时间，现阶段主要以采摘机器人的研究为主。1990 年，希腊电子工程师 Pool 和美国佛罗里达大学的农业工程学师 Harrell 联合开发了一种柑橘果实采摘机器人的末端执行器，如图 3 所示。经过试验，该采摘机器人采摘柑橘果实的成功率达到 69%，对柑橘果实损坏率低于 37%，具有果实摘除率高、果实损坏率低等优点（Pool T A et al, 1991）。随后，日本科学家开发研制了夏橙采摘机械手，其末端装置由一个可收缩气胎和橡胶构成，具有一定的退让性；当橡胶被触动时，橡胶



手指将会弯曲平滑地包络住水果将水果固定，然后执行末端上的剪刀将果梗剪断，完成柑橘采摘动作(Lee S H et al, 2006)。该柑橘采摘机器人在设计上成功地模拟了人手关节的灵活性，但是橡胶手指在靠近水果时往往会因为末端执行器和水果之间的枝叶等障碍物的影响过早弯曲，导致水果抓取的失败，这一技术难题也大大降低了这款采摘机器人的采摘成功率。在过去的研究中，1988 年法国和西班牙尤利卡合作的工程项目“CITRUS”则是比较成功的案例，图 4 则为该项目所研究出的“CITRUS”机器人，该柑橘采摘机器人的采摘成功率最高达到了 80%，采摘成功率一般保持在 60~65%的范围内，具有较好的采摘性能（陈飞等，2008）。但是很遗憾的是由于在当时无法实现商业化，加上项目研究耗费过大，该项目被迫于 1997 年就终止了。采摘机器人的研究的确比一般的农业机械难度更大，虽然现在有关研究取得了一定的成就，但是要实现采摘机器人的商业化仍然需要科学家们的不断研究和探索。

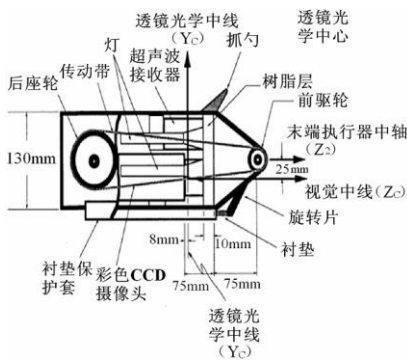


图 3 Pool&Harrell 研究的柑橘采摘末端执行器  
(Pool T A et al, 1991)



图 4 “CITRUS”机器人  
(陈飞等，2008)

1.2.2 国内农业采收装置的研究现状

相对国外发达国家，我国对农业采收机械的研究起步稍晚。我国果园种植规模有异于国外的大规模种植，因此我国对果园采收机械的研究方向和外国也略有不同。我国对果园采摘机械的研究开始于 20 世纪 70 年代，借鉴国外的研究思路我们先后研究设计出多种类型采收机械，代表作品有由手扶拖拉机驱动的机械振动式山楂采收机、气囊式果实采收机和手持电动采收装置，其中振动采收方式的研究是主要的。针对不同果实我国研究人员在随后三十年分别做了大量关于振动采收的研究，如鲍玉冬等人曾研究确定蓝莓的适宜振动采收频率、程学良等人基于振动采收油茶果时对不同夹持高度的采收效果做了深入的研究、蔡菲等人利用高速摄影仪进行了杏果侧枝的振动落果试验（蔡菲等，

2013; 鲍玉冬等, 2014; 程学良等, 2014)。过于单一的采收方式已经不能满足实际的使用要求, 20 世纪 80 年代后, 我国又成功研究设计了切割式采收装置, 改善了传统的采摘方式, 降低果园采收人力成本的同时提高了采摘效率。随后十年, 随着人民生活水平的不断提高, 对水果消费需求量的增大带来了国内果树种植的热潮。20 世纪 90 年代, 众多中小种植户的需求推动了我国简易水果采摘装置的研究和发展。为满足中小规模果园的需求, 紧接着一些辅助人力的采摘机械也相继诞生, 如采摘辅助升降平台、果树气动剪枝机等。进入 21 世纪, 我国果园采摘机械的研究取得了新的进展。2007 年, 新疆机械研究院成功自主研究并制造出了我国第一台集采摘、修剪、运输、喷药、动力发电等功能于一身的 LG-1 型多功能自走式果园作业机械, 这也是我国多功能农业作业机械研究的开端(刘西宁, 2009)。在科研人员的努力下, 2009 年我国成功研制出了 4YS-24 型红枣收获机; 2012 年, 李成松等人又成功研制出了 4ZF-30 型自走式番茄采收机, 这也为推动我国番茄采收机的国产化进程奠定了基础(汤智辉等, 2010; 李成松等, 2012)。

随着科学技术的发展, 在国外先进采摘技术的影响下, 我国也开始了采摘机器人的研究, 正式提出果树采摘机器人研究项目的是 2006 年出台的“十一五”国家高技术研究发展计划, 目前我国农业采摘作业机器人的研究还属于起步阶段。国内最早出现的采摘机器人是东北林业大学研制的六自由度林业球果采集机器人, 然而它仍然需要人工参与目标识别和按键操作来完成整个球果采集过程, 未能实现全自动化(陆怀民, 2001)。近年来, 上海交通大学、江苏大学、浙江大学、南京农业大学、中国农业大学和华南农业大学等一些高校的科研团队不断加入到农业机器人的研究行列中来, 也取得了一些成就。例如, 江苏大学的刘继展等人研究设计了一种用于番茄采摘的机器人, 其末端执行器主要由手指夹持机构、真空吸盘装置和果梗激光切断装置构成; 马履中等人则研究设计了一种苹果采摘机器人, 其关键组成部分有: 控制系统、夹持机构、气动系统和切割装置(刘继展等, 2008; 马履中等, 2009)。中国农业大学的刘长林等人和张凯良等人分别研制出了一种茄子采摘机器人和一种草莓采摘机器人(刘长林等, 2008; 张凯良等, 2009)。虽然我国在采摘机器人的研究中取得了初步的成果, 但是仍然存在很多技术难题未能攻破, 为了可以早日将采摘机器人投入到农业生产中还需要科学家的不断努力。

### 1.3 设计目的和主要内容

综合国内外柑橘采摘机械的研究现状, 常见的采摘方式为振摇式, 这种采摘方式不仅对柑橘果实有一定的损坏, 而且会伤害到果树, 特别是无法进行选择性的采摘。采用机

械振摇或者气力振摇的方式进行采摘作业时果实均从与果柄的结合点处分离脱落，即脱落的柑橘不带有果蒂部分，这样将会大大降低鲜果的保存时间，对于直接销售的鲜果来说这是不可取的一种采摘方式。此外，我国柑橘果园规模和外国不同，以中小型果园为主，果园多处于坡地；果树种植也没有规范化，种植果树时并未考虑大型机械作业问题，往往果树间距离不便于现有的大型采摘机械进行采摘作业。虽然国内研究生产了一些简易柑橘采摘器，但是只是人力的一种辅助工具，采摘效率依然很低，人力成本并没有因此有明显的减少。智能柑橘采摘机器人在未来是代替人力进行柑橘采摘作业的最佳选择，它的采摘模拟了人类的采摘作业过程。机器人采摘作业对果实具有选择性，夹持机械手对果实几乎没有损坏，分离方式多为切割式或扭断式，果、树分离点在果柄中间，采摘下来的柑橘果实和人力采摘的一样会保留果蒂，便于延长鲜果的保存时间。但是现在的采摘机器人多处于实验阶段，依然存在采摘成功率低、成本高等缺点，仍然需要很长一段时间的研才会真正投入到农业生产中。因此，设计一款经济实用的柑橘采收机，对提高我国柑橘产业的发展是十分有必要的。

为了解决我国柑橘采收效率低，人力成本越来越高等问题，在对国内外现有柑橘采收装置进行研究后设计了一种柑橘梳剪采收装置。该采收装置的主要组成部分是：支撑部分、齿梳、剪切刀片、动力部分、系统控制部分。固定支撑板起到整个采摘装置的支撑作用；齿梳主要作用是梳揽并固定柑橘果柄；剪切刀片在柑橘进入齿梳间并触碰控制开关时会马上进行剪切动作而将果柄切断使得果实与果柄分离脱落；动力部分是整个采摘装置的动力来源；系统控制部分主要是实现齿梳运动并梳揽柑橘时自动将果实与果柄剪切分离。该装置借鉴了齿梳式果实采收方式，而且结合切割式采收的方式，主要设计工作是针对柑橘的特性，正确设计确定以上各构成部分的结构和尺寸，保证各关键组成部分合理并能协同工作。

## 2 柑橘的生物和物理特性

柑橘果树和果实的特性对于采摘装置的设计和采摘装置的作业过程具有决定性的作用，尤其是果实的形态、生长分布情况等生物特性，果实的压缩、摩擦性质以及果柄的剪切特性等物理机械特性对设计研究的影响。根据所设计的柑橘采摘装置涉及到的问题，以下主要对柑橘的生物特性、果实的压缩特性以及果实果柄的剪切特性进行研究分析。

### 2.1 柑橘果树与果实的生物特性

柑橘是一种原产于中国的芸香科木本植物，广泛分布在我国长江以南各省。柑橘种

种类繁多，常见的就有柑橘属、枳属和金柑属三种。柑橘果树是常绿小乔木或灌木，成年植株高约 3m，最常见的种植间距为  $4\times 6\text{m}$ ，其种植密度通常为每公顷 400 株左右，密植的情况下会高达每公顷 800~1600 株。柑橘树分枝较多，树枝由中心主干向四周扩展，并略有下垂，常见柑橘果树形态如图 5 所示。由于柑橘果实通常生长分布较高，传统的人工采摘必须借助梯子等登高工具进行采摘，极为不方便。由于果树本身形态的特性，进行采收机械设计时，果树的高度，种植间距等因素也是必须引起注意的。

虽然不同种类柑橘果树形态差异不大，但是果实形态大小各有不同，因此为了使所设计的柑橘采收装置适应性更强，选择常见的柑橘属大体型宽皮类柑橘为对象进行采收装置的研究设计，该种类柑橘果实大小形态与其他常见橘类和橙类差异不大。该种类的柑橘果实成熟时通常为橙黄色或橙红色，果实呈扁圆形至近圆球，果径约为 50~70mm，重量在 110-140 之间，其生物学形态如图 6 所示。在果树上，每一个柑橘果实均通过果柄与树枝结合连接，果柄直径一般为 2~3mm，受重力作用果实多呈下垂状态，主要分布在枝叶下层。



图 5 柑橘果树



图 6 柑橘果实

## 2.2 柑橘果实的物理特性

所研究设计的柑橘梳剪采收装置在采收作业时，末端执行器与柑橘果实有一定的接触和挤压，直到剪切刀片动作完成果实脱落加压力才会消失，这个作用过程时间极短，但是也可能对柑橘产生机械损伤，因此研究柑橘果实的物理特性对采收装置的设计具有重要的指导作用。为得到柑橘果实的受压物理特性，浙江工业大学的张水波等人曾对柑橘进行了压缩实验，得到了如图 7 所示的载荷-变形量关系图。从关系图可以看出载荷-变形量关系曲线主要分三个阶段：第一阶段为平缓上升阶段，即柑橘弹性变形阶段；第

二阶段柑橘已经出现破裂现象，承载能力下降所以曲线波动下降；第三阶段由于果实破裂果肉被压缩到一定程度后导致变形抗力急剧上升。因此，为保证采摘时对柑橘的挤压破坏影响最小，他得出的结论是：对采摘装置进行设计计算时应该保证末端执行器对柑橘果实施加的挤压载荷小于 10N，因为此时柑橘均保持在弹性范围内，而且变形量均在 6mm 以内，弹性变形量很小，对柑橘果实是安全的（张水波等，2012）。此外，华南农业大学的罗钢在对柑橘果柄分离力的实验研究中根据实验数据得到了如图 8 所示的分离力-拉力角关系图，他由此得出的结论是：当拉力与柑橘果柄之间的夹角为 0° 时，果柄果蒂完全脱落所需分离力最大，达到 40N；当拉力角为 90° 时所需力最小，大小为 15N（罗钢，2016）。因此，采用切割方式进行柑橘采摘作业时，为避免末端执行器运动过程中误碰柑橘导致柑橘被直接从果实与果蒂结合点处拉离而脱落，采摘装置对柑橘施加的拉力不能大于 15N。综合以上两者的研究结果得出的结论是：在设计本梳剪采摘装置的控制开关时保证开关与柑橘果实的接触力在小于 10N 时即可触发剪切刀片工作完成果柄剪切动作对柑橘的采摘是有利的。

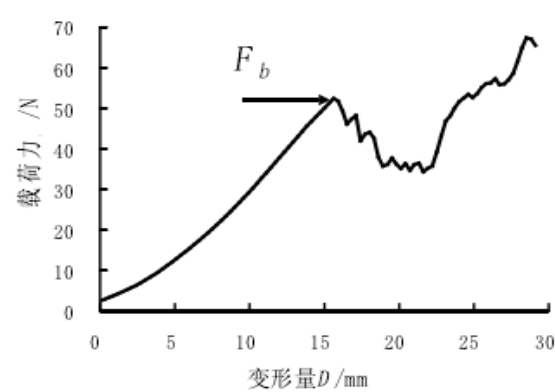


图7 柑橘抗压试验载荷-变形量关系图  
(张水波等，2012)

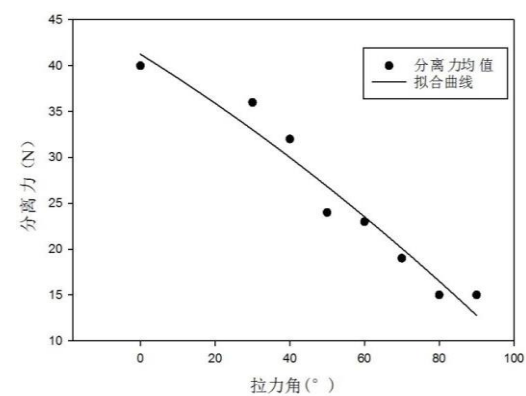


图8 柑橘果柄分离力-拉力角关系图  
(罗钢，2016)

### 2.3 柑橘果柄的切割特性

成熟柑橘的果柄直径一般为 2~3mm，其剪切特性对于剪切式柑橘采摘装置的剪切机构的设计计算具有决定性作用。浙江工业大学的张水波等人针对柑橘果柄的切割特性随机选用 8 根柑橘果柄对其切割特性进行了实验研究。其将试样置于软木板上，在试验机上安装刀片，设定加载速度为 30mm/min 进行切割实验，得到了如表 1 所示的实验数据。根据表格数据可知，柑橘果柄的最大切割阻力与柑橘果柄的直径并不成线性关系，而且

相同直径果柄的最大切割阻力也明显不同，但是从中我们可以发现各试样的最大切割阻力集中分布在 60N 以下，此外有一最大值为 88.93N（张水波等，2012）。因此，我们以该最大值为参考并使用较大的安全系数进行设计计算可以满足对不同柑橘果柄的剪切要求。

表 1 柑橘果柄切割实验数据

实验试样编号	1	2	3	4	5	6	7	8
试样平均直径 d/mm	2.00	2.00	2.00	2.50	2.50	3.00	3.00	3.00
最大切割阻力 $F_{max}$ /N	54.97	36.84	17.73	58.98	30.68	88.93	64.43	60.88

（张水波等，2012）

### 3 柑橘梳剪采收装置的方案设计

#### 3.1 采收原理分析

在了解柑橘的各方面的特性之后，确定所设计采收装置的采收原理是进行结构设计前的关键步骤。所设计的柑橘梳剪采收装置利用了梳齿对柑橘的固定作用和切割刀片对柑橘果柄的剪切作用达到柑橘果实与果树分离的原理进行采摘作业。人力进行柑橘采摘作业时主要有两个关键步骤：先用手握住将要采摘的柑橘，然后用果剪将果柄剪断。所设计的柑橘梳剪采收装置模拟了人力采摘的过程，采收原理示意图如图 9 所示，采收基本过程如下：首先整个采收装置静止不动时梳齿也固定不动，而剪切刀片具有一个旋转自由度，可以沿着圆柱销进行往复的摆动以完成剪切动作和回位动作；在工作时，梳齿跟随整个采收装置进行着一个向前和向下的合成运动，该方式的运动有利于柑橘果柄沿着梳齿之间的间隙进来以便完成随后的动作，当柑橘果柄进入梳齿之间后采收装置继续向下运动会与柑橘果实上表面发生接触继而使采收装置的剪切部分的控制电路接通，剪切刀片迅速逆时针旋转将柑橘果柄剪断，刀片运动到左边极限位置后迅速往回转动直到回到初始位置才停止运动，而柑橘在重力的作用下掉落至采收装置下方的装果容器中，至此一个采摘过程完成，当下一个果实被梳揽入梳齿之间采收装置又会继续开始下一个工作循环。



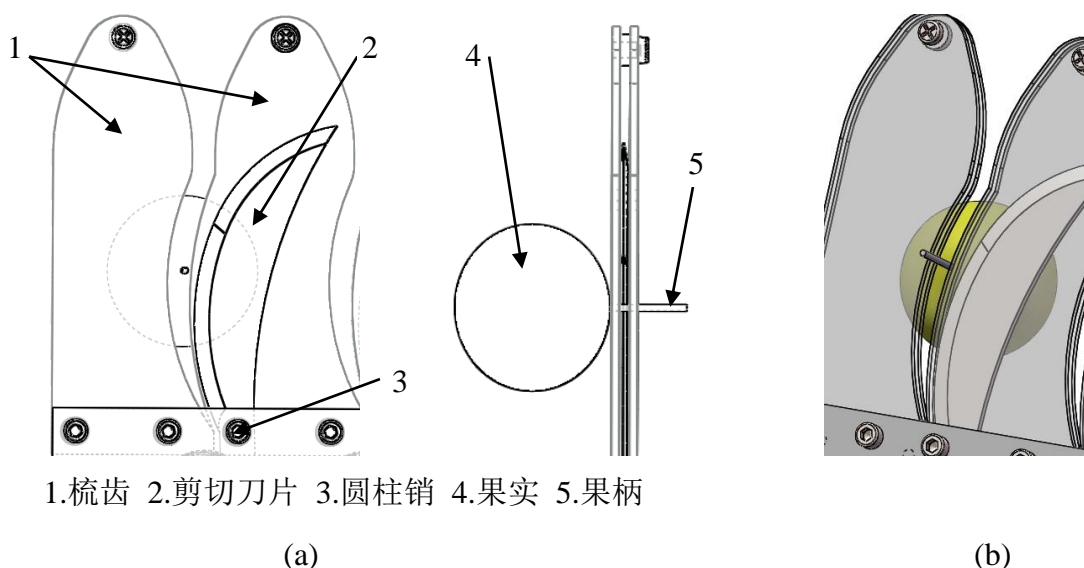


图9 柑橘采摘原理图

### 3.2 采收装置的整体方案设计

根据上述确定的梳剪采收装置工作原理，首先进行采收装置末端执行器的整体结构设计。采摘末端执行器是采收装置的主要工作部分，它由底板、梳齿、刀片、曲柄摇杆机构、小型直流电机、控制开关和连接块等几个主要部分构成，整体结构图如图10所示。

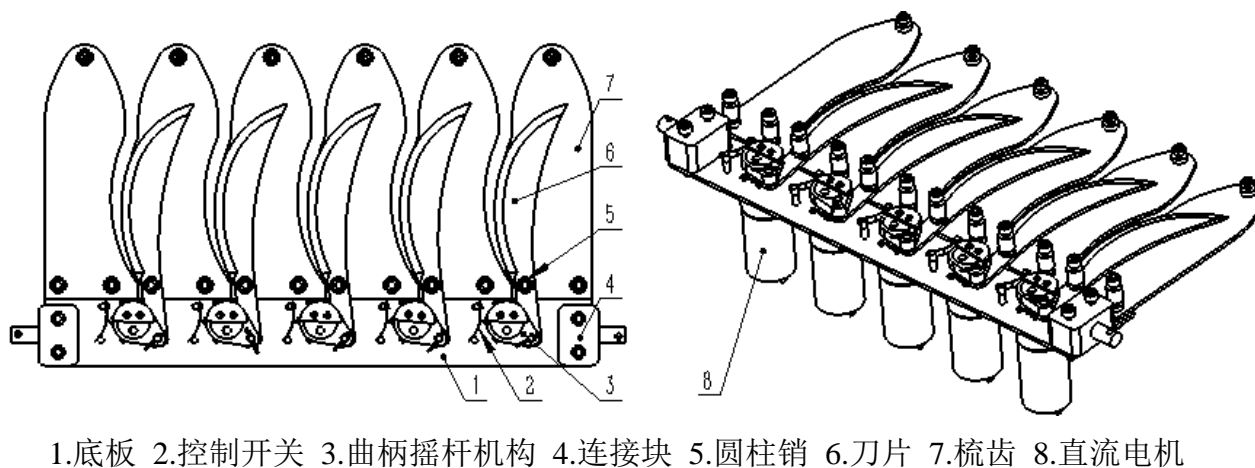


图10 梳剪采收装置末端执行器整体结构图

在整个末端执行器中底板是支撑部分，起到固定支撑作用；梳齿由上下两片组成，中间放置有剪切刀片，梳齿将柑橘果柄梳揽进到各个梳齿中的间隙中，然后刀片沿着圆柱销逆时针转动将果柄剪断；而刀片运动的动力来源于微型直流减速电机；曲柄摇杆机

构可以将电机的回转运动转化为刀片的往复摆动；电机的转动和停止受到控制开关的控制；连接块的作用是将末端执行器与采收装置的采摘头支架连接成为一个整体，设计快拆型连接机构还可以方便采摘末端执行器与其他装置连接组成不同形式的采收装置。例如在本设计中，将三个采摘末端执行器均匀并联安装在滚筒上可以构成一种采收效率更高的连续回转式梳剪采收装置，该梳剪采收装置整体结构如图 11 所示。

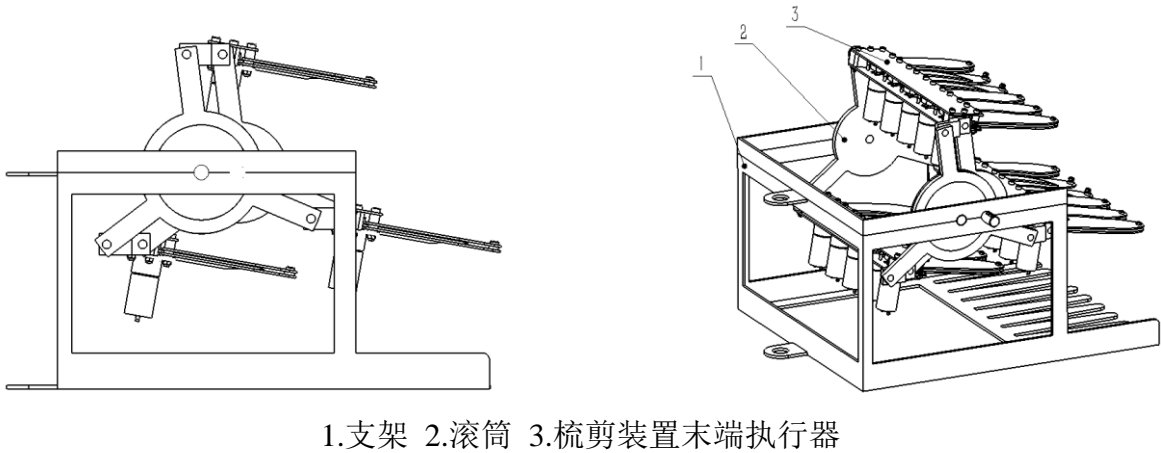


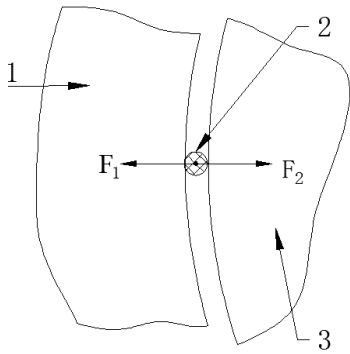
图 11 柑橘梳剪采收装置整体结构图

### 3.3 梳齿的设计

梳齿的结构、尺寸和数量对整个采收装置的末端执行器的其他组成部分具有较大的影响，因此先对梳齿进行确定和设计。在上述研究中知道我国种植的柑橘果实直径一般为 50~70mm，所设计的梳齿不仅起到将柑橘梳揽进到梳齿间隙进行剪切的作用，而且为了实现每个梳齿内置的刀片分开控制和工作要保证每个梳齿下方的控制开关不能被进入隔壁梳齿间隙的柑橘果实接触到，因此梳齿间隙之间的距离不能小于 70mm，由于柑橘果柄直径约为 2~3mm，选用 10mm 为梳齿间隙的基准值进行设计。同时，为了防止刀片在剪切柑橘果柄时果柄受到向外的合力而往外滑动，将梳齿之间的间隙设计成内弧形配合外弧形的刀片进行使用。图 12 和图 13 所示分别是弧形刀刃的刀片和直线刀刃的刀片剪切柑橘果柄的受力分析简图，其中  $F_1$  为动刀片对果柄的剪切力， $F_2$  是定刀片给果柄的压力， $F_3$  为力  $F_1$  和  $F_2$  的合力。从两种形状刀刃的剪切受力分析简图可以看出，直刃刀片剪切柑橘果柄时会产生一个向外的合力，使柑橘果柄有往外滑动的趋势，影响采收时的剪切效率，甚至导致剪切失效；然而所设计的弧形刀刃剪切果柄时动刀片和定刀片施加在果柄上力的方向永远在同一直线上，这样更加有利于对果柄的剪切。因此在本装置中

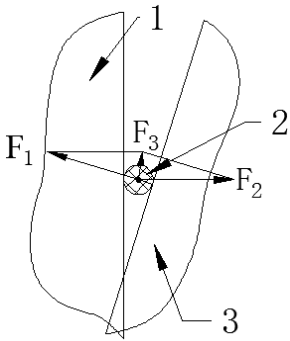


将梳齿和剪切刀片分别设计成具有配合关系的内弧形和外弧形的结构形式。



1.定刀片 2.果柄 3.动刀片

图 12 弧刃刀片剪切受力简图



1.定刀片 2.果柄 3.动刀片

图 13 直刃刀片剪切受力简图

在采收柑橘时梳齿除了充当定刀片的作用外，它最重要的作用还是将柑橘梳揽到梳齿的间隙以待剪切，因此为了避免梳齿在工作中对果实产生机械伤害和利于果实进入梳齿的间隙，将梳齿头部设计成圆弧形。梳齿不仅需要满足结构要求，而且还应该尽可能轻便，有利于减轻采收装置的整体重量。因此，根据以上的设计要求，设计的单片梳齿结构如图 14 所示；为了整体结构的美观性，左右两侧最外边的梳齿的非工作面均设计成直线型，分别如图 15 和图 16 所示。根据果实的大小确定梳齿总长为 189.3mm，总宽为 80.7mm，选用厚度为 3mm 的普通钢板进行制造。

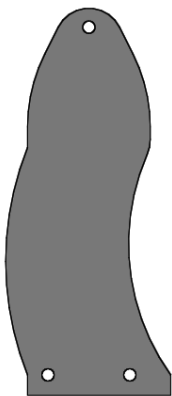


图 14 中间梳齿结构

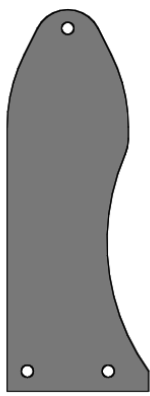


图 15 左侧梳齿结构

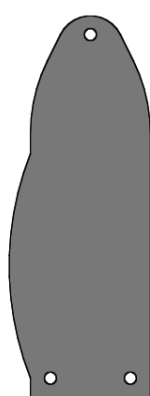


图 16 右侧梳齿结构

为方便剪切刀片安装，梳齿采用夹层设计，上下两片梳齿由销轴套加上螺钉固定，夹层中间用于放置刀片。根据刀片的尺寸设计应该满足其刚度要求，选用 3mm 厚的刀片，

因此将梳齿夹层高度设计为 4mm。在采摘执行末端器上，梳齿的数量对采摘效果有一定的影响，梳齿数量多容易出现每次采摘循环中都有过多梳齿没有梳揽到柑橘的现象，导致资源的浪费；梳齿少，同样的采收量需要增加采摘次数，根据柑橘果实的分布情况，初步选定梳齿数量为 6 进行设计，使用三维软件 SolidWorks 2013 对梳齿的整体结构进行三维模型建立，得到的效果图如图 17 所示。

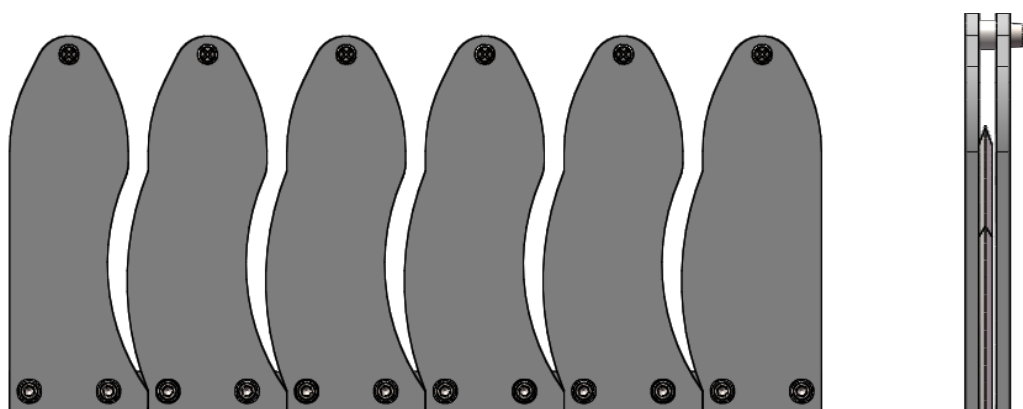


图 17 梳齿整体结构

### 3.4 刀片的设计

刀片是剪切部分的重要零件，正确设计刀片对于有效地剪切柑橘果柄和避免各组刀片的运动干涉是十分重要的。在梳齿的结构设计时已经确定刀片的刀刃部分的结构为和梳齿内弧形相配合的外弧形。此外，在设计刀片时除了尽量提高剪切成功率以外，还要考虑以下方面因素：一是各组刀片在运动时是否会发生干涉，二是刀片必须具有足够的刚度，三是避免采摘作业时树枝或者柑橘果柄进入刀背与梳齿之间阻碍刀片的回程运动。为了解决以上的问题，在设计刀片时采取了以下的设计思路：首先根据梳齿的宽度初步给定刀片的运动摆角为  $20^\circ$ ，以在该运动范围内各刀片不能互相干涉为参考，为提高刀片刚度尽可能地增大刀片的宽度；为解决刀片回程受阻问题，将刀片外弧形一直延伸至梳齿内部，即保证刀片在运动过程中异物无法进入刀背与梳齿之间。由此确定了所设计的剪切刀片结构如图 18 所示，图 19 为刀片在采摘装置中的装配结构示意图。该剪切刀片总长度为 180mm，其中刀柄长 46mm；刀柄宽 18mm，与刀柄连接的刀刃部分圆弧直径为 95mm，刀背部分圆弧直径为 230mm；刀刃角为  $30^\circ$ ，刀背最厚厚度达 3mm；剪切刀片在使用过程中需要保证足够的强度、耐磨性和刚度，因此选用 T8A 进行制造。

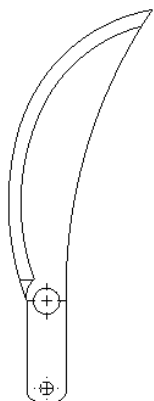


图 18 剪切刀片

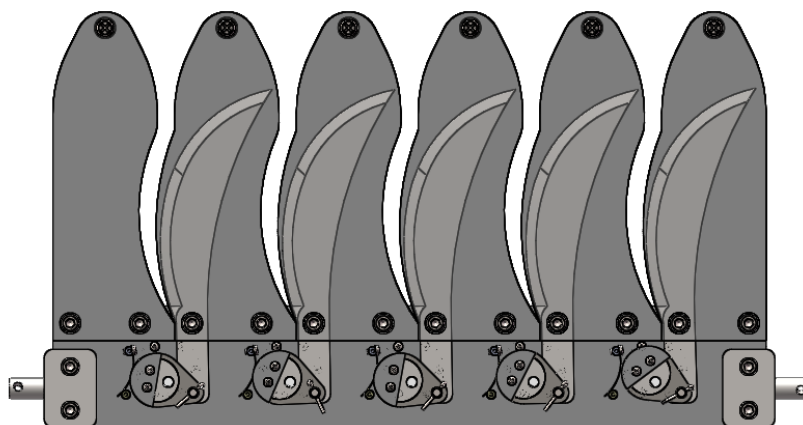


图 19 刀片装配示意图

### 3.5 曲柄摇杆机构的设计

在采收装置中，刀片需要完成往复摆动运动，以实现切割动作和回程动作。但是动力装置直流电机所输出的运动形式是回转运动，因此，在该采收装置中我们使用曲柄摇杆机构将直流电机输入的回转运动转化为剪切刀片的往复摆动，而且为节省切割刀片在回程时的空回时间，设计曲柄摇杆机构时要求机构具有急回运动性质。

#### 3.5.1 曲柄摇杆机构的尺寸设计

对于有急回运动要求的机械，在设计时应首先确定行程速比系数。行程速比系数越大则机构的急回运动性质越明显，但是同时机构的最小传动角也会越小，为了保证机构传力性能良好，应使机构的最小传动角具有最大值，通常使得  $\gamma_{\min} \geq 40^\circ \sim 50^\circ$ （孙桓等，2013）。此外，行程速比系数取值越大，机构运动产生的冲击惯性力就越大，对机构运动的稳定性产生影响，因此设计具有急回运动性质的曲柄摇杆机构时行程速比系数  $K$  一般取小于 2 的值（赵利明等，2004）。在剪切刀片设计时已经确定刀柄上两铰链孔间距即摇杆长度为 40mm，刀片运动幅度即摇杆的摆角为  $20^\circ$ 。根据摇杆摆角和上述行程速比系数与最小传动角的平衡关系，查《机械原理》（第八版）中图 8-28 取行程速比系数  $K$  为 1.2 进行设计计算（孙桓等，2013）。

对曲柄摇杆机构进行准确的设计计算是实现刀片预定运动的关键，郑州铁路职业技术学院的岳丽敏和文晓娟曾对解析法设计曲柄摇杆机构进行了总结研究，并得出了一套对曲柄摇杆机构进行设计计算的关系式（岳丽敏等，2007）。由岳丽敏和文晓娟的研究可知，若已知行程速比系数  $K$ 、摇杆长度  $L_1$  和摇杆摆角  $\varphi$ ，设计要求最小传动角取最大值

的曲柄摇杆机构时可用以下的解析法进行计算，其中图 20 是曲柄摇杆机构简图：

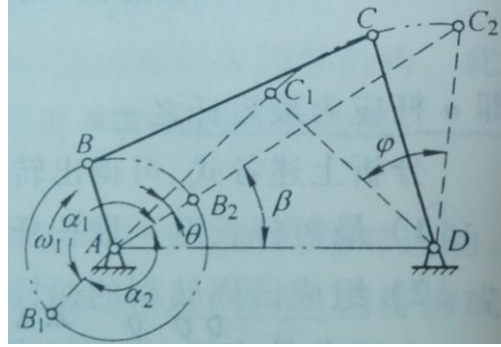


图 20 曲柄摇杆机构简图

由于已知行程速比系数为  $K$ ，故极位夹角为：

$$\theta = 180^\circ \frac{K - 1}{K + 1} \quad (1)$$

因此，回程运动的行程角为：

$$\alpha_1 = 180^\circ + \theta \quad (2)$$

因为已知摇杆摆角  $\varphi$ 、行程速比系数  $K$  和行程角  $\alpha_1$ ，查《机械原理》（第八版）中图 8-28 曲柄摇杆机构的性能曲线可确定摇杆在远极位时曲柄与机架的夹角  $\beta$  和最小传动角的最大值  $\max \gamma_{\min}$ （孙桓等，2013）。当已知摇杆摆角  $\varphi$ 、行程角  $\alpha_1$ 、夹角  $\beta$  和摇杆长度  $L_4$ ，可通过下列关系式求得曲柄摇杆机构其余各杆的长度：

$$Y = \left( -\frac{\sin \frac{\varphi}{2} \cos \left( \frac{\alpha_1}{2} + \beta \right)}{\sin \left( \frac{\alpha_1}{2} - \frac{\varphi}{2} \right)} + \frac{\sin \frac{\varphi}{2} \sin \left( \frac{\alpha_1}{2} - \beta \right)}{\cos \left( \frac{\alpha_1}{2} - \frac{\varphi}{2} \right)} \right)^2 + 1 - 2 \left( -\frac{\sin \frac{\varphi}{2} \cos \left( \frac{\alpha_1}{2} + \beta \right)}{\sin \left( \frac{\alpha_1}{2} - \frac{\varphi}{2} \right)} + \frac{\sin \frac{\varphi}{2} \sin \left( \frac{\alpha_1}{2} - \beta \right)}{\cos \left( \frac{\alpha_1}{2} - \frac{\varphi}{2} \right)} \right) \cos \beta \quad (3)$$

$$L_4 = \frac{L_1}{\sqrt{Y}} \quad (4)$$

$$L_2 = - \frac{\sin \frac{\varphi}{2} \cos \left( \frac{\alpha_1}{2} + \beta \right)}{\sin \left( \frac{\alpha_1}{2} - \frac{\varphi}{2} \right)} L_4 \quad (5)$$

$$L_3 = \frac{\sin \frac{\varphi}{2} \sin \left( \frac{\alpha_1}{2} - \beta \right)}{\cos \left( \frac{\alpha_1}{2} - \frac{\varphi}{2} \right)} L_4 \quad (6)$$

式中， $L_1$  是摇杆的长度； $L_2$  是曲柄的长度； $L_3$  是连杆的长度； $L_4$  是机架的长度； $\varphi$  为摇杆摆角；行程角  $\alpha_1$  是摇杆在极限位置 1 到极限位置 2 时曲柄转过的角度，也是回程的行程角； $\beta$  是摇杆在远极限位置即图 20 中位置 2 时曲柄和机架的夹角。

根据上述解析法计算设计曲柄摇杆的过程，可以计算本采收装置中曲柄摇杆机构其余各杆的参数。已知行程速比系数  $K=1.2$ ，代入式子(1)和(2)解得极位夹角  $\theta=16^\circ$ ，曲柄回程运动行程角  $\alpha_1=196^\circ$ 。又已知摇杆长度  $L_1=40\text{mm}$ ，摇杆摆角  $\varphi=20^\circ$ ，查《机械原理》（第八版）图 8-28 曲柄摇杆机构的性能曲线可得  $\beta=75^\circ$ ， $\max \gamma_{\min}=52^\circ$ （孙桓，陈作模，葛文杰，2013）。然后将所得数据摇杆摆角  $\varphi$ 、行程角  $\alpha_1$ 、夹角  $\beta$  和摇杆长度  $L_1$  代入式子(3)~(6)，解得曲柄长度  $L_2=6.3\text{mm}$ ；连杆长度  $L_3=22.1\text{mm}$ ；机架长度  $L_4=36.5\text{mm}$ ，而且此时的机构最小传动角  $\gamma_{\min} = \max \gamma_{\min} = 52^\circ$ 。

### 3.5.2 曲柄摇杆机构的结构设计

根据以上的计算结果，曲柄长度为 6.3mm，尺寸较小，出于结构的需要，将曲柄设计成偏心轮的结构，如图 21 所示，其中偏心距为 6.3mm，偏心盘外径为  $\phi 25\text{mm}$ ，与动力输入轴连接孔的直径为  $\phi 6\text{mm}$ 。同样，连杆结构随着偏心轮结构进行设计，如图 22 为连杆的结构图。其中连杆与偏心轮配合孔的直径为  $\phi 25\text{mm}$ ，外径为  $\phi 31\text{mm}$ ；与剪切刀片配合孔的直径为  $\phi 6\text{mm}$ ，对应外圆直径为  $\phi 12\text{mm}$ ，两孔的间距为连杆长度，即 22.1mm。偏心轮和连杆厚度均为 8mm，由于曲柄摇杆机构的使用没有特殊要求，因此各杆材料均采用普通碳素结构钢。

由于受到的力较小，偏心轮和减速箱输入轴的连接选用紧固螺钉进行连接紧固，连

杆与刀片通过圆柱销和开口销进行连接，圆柱销直径为 6mm。工作时连杆与偏心轮之间只有相对转动，为了限制连杆的轴向移动，在偏心轮的端面上安装了一个挡块。如图 23 和图 24 所示是曲柄摇杆机构的装配结构三维模型，其中图 23 是摇杆在左极限位置时的曲柄连杆机构，图 24 是摇杆在右极限位置时的曲柄连杆机构。

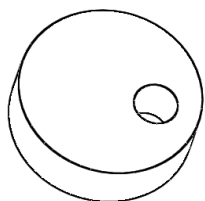


图 21 偏心轮

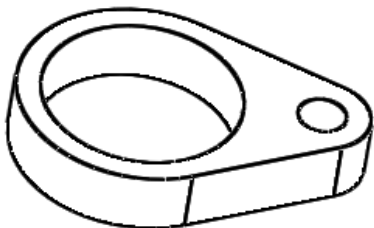


图 22 连杆

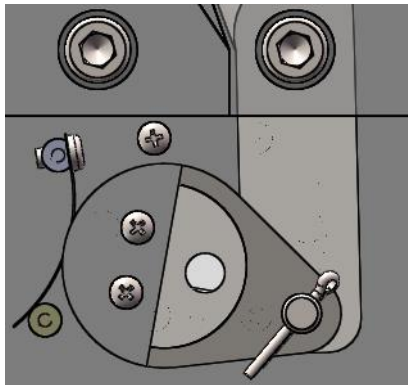


图 23 摇杆左极限位示意图

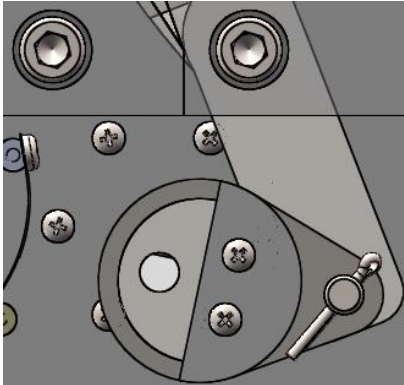


图 24 摇杆右极限位示意图

### 3.6 动力装置的设计

动力部分是整个装置的重要组成部分，也是设计中重点考虑的部分。由于采收装置结构的需要，动力源和动力传动部分应该在满足使用要求的情况下尽可能地简单轻便。

该梳剪采收装置驱动剪切刀片运动的动力由微型直流电机经过减速器减速后输出提供，每一个剪切刀片分别由独立的微型直流电机单独提供动力，目的是使每个刀片的运动互不干扰，分开控制。在该装置中除了切割果柄的瞬间，其余时间电机均处于空载状态，因此在选用电机时应该着重考虑减速直流电机的堵转扭矩，保证可以顺利将果柄剪断。根据以上的设计已知刀片以及曲柄摇杆机构各杆的尺寸，由已知数据可以得到刀片剪切果柄时曲柄摇杆机构各杆的位置关系。如图 25 所示刀片运动到与梳齿接触时开始剪切果柄，由此可得如图 26 所示刀片在剪切果柄瞬间曲柄摇杆机构各杆的位置关系简图，

其中  $F$  是果柄给刀片的剪切阻力，杆  $AB$  是曲柄，杆  $BC$  是连杆，杆  $CD$  为刀片，根据平衡条件可以计算减速器输出轴输出的堵转扭矩所需的最小值。

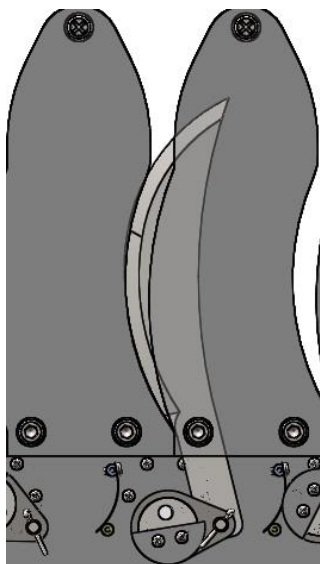


图 25 剪切果柄时各杆位置关系图

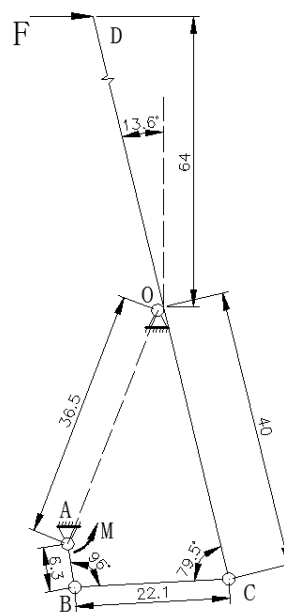


图 26 剪切果柄时各杆关系简图

选取刀片为研究对象，设连杆  $BC$  给点  $C$  的力为  $F_1$ ，且由所设计的果柄剪切位置知力  $F$  到铰点  $O$  的力臂长为  $64\text{mm}$ ，由平衡条件得：

$$\sum M_O = 0, F_1 \times \sin 79.5^\circ \times 40 = F \times 64 \quad (7)$$

在对柑橘果柄的剪切特性研究中得知柑橘果柄的剪切阻力一般在  $60\text{N}$  以下，此外实验中有一最大值为  $88.93\text{N}$ 。因此，为了保证所选用动力装置可以满足对所有柑橘果柄的剪切需要我们选用这一最大值进行设计计算，即有  $F=88.93\text{N}$ ，代入式(7)解得  $F_1=144.7\text{N}$ 。

再选取杆  $AB$  为研究对象，设杆  $BC$  给点  $B$  的力为  $F_2$ ，减速器输出轴输出的扭矩大小为  $M$ 。由于柑橘采收装置的工作条件比较复杂，避免电机和减速器工作时过载失效，选取安全系数  $2.5$  对电机和减速器进行计算选用，因此根据设计要求得：

$$M \geq F_2 \cdot \cos(96^\circ - 90^\circ) \times 6.3 \times 2.5 \quad (8)$$

其中，因为杆  $BC$  为二力杆，所以有  $F_2=F_1=144.7\text{N}$ ，代入式(8)解得  $M \geq 2266.5\text{N} \cdot \text{mm}$ 。

在设计动力装置时应保证输出力矩满足使用要求的前提下时刀片具有最大的剪切速度，这样有利于提高采收效率。因此，根据计算数据，查资料选取额定电压为  $24\text{V}$ ，功



率为 15W，减速器减速比为 33.3 的 XD-37GB555 直流减速电机作为本装置的动力装置。此型号的直流减速电机为大扭矩电机，由微型直流电机配上一个减速箱组成，其空转转速为 150r/min，堵转扭矩达到 2500N · mm，符合设计要求。此外，该型号的直流减速电机具有结构紧凑，体积小，质量轻和安装方便等优点，对于简化采收装置的整体设计具有作用意义。如图 27a 所示为所选取电机及其关键尺寸，其中 L 是选用电机的减速箱长度；图 27b 为电机实物图示。

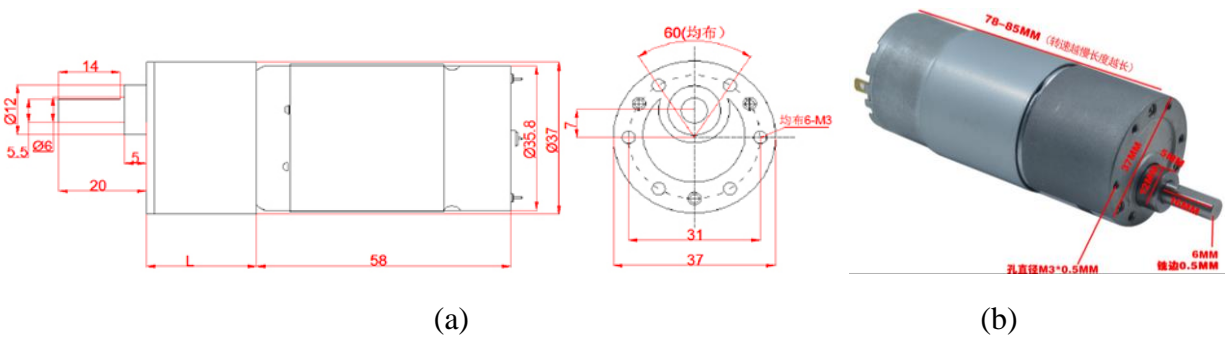


图 27 37GB555 直流减速电机

### 3.7 底板与盖板的设计

底板和盖板起到支撑和固定各零部件的作用，这要求底板和盖板要有足够的强度和刚度。此外，底板和盖板在满足使用要求的前提下，还应该尽可能地减轻重量，避免采收装置整体重量过大。底板和盖板用于安装各零部件，其尺寸总体尺寸受到个零部件尺寸的影响，因此，根据整体结构设计要求，确定底板和盖板总体尺寸为 410mm×70mm，选用厚为 3mm 的普通钢板进行制造。根据底板上各零件的安装尺寸，需要在底板加工出对应的孔；底板和盖板之间通过螺钉进行连接，因此在底板和盖板的对应位置也必须加工出相应的螺钉安装孔，底板和盖板的结构形式分别如图 28 和 29 所示。

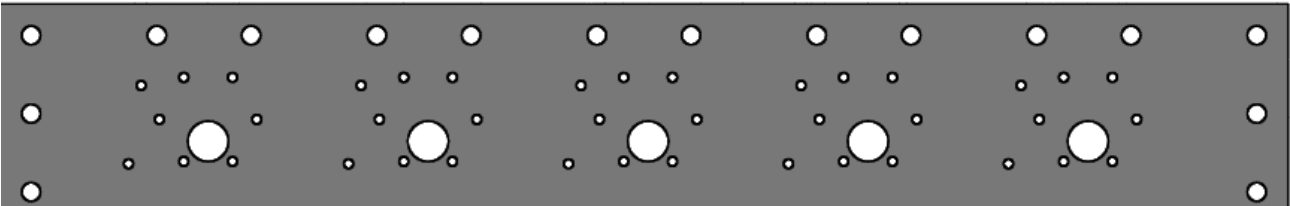


图 28 底板



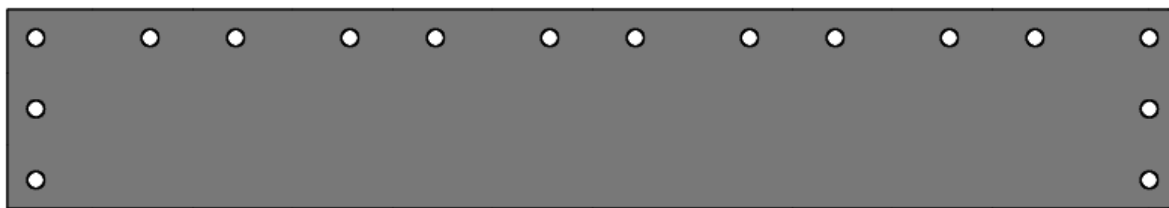


图 29 盖板

### 3.8 其他零部件的设计

#### 3.8.1 连接块的设计

连接块是采收装置左右两边与操纵机构固定连接的装置，它的作用是方便梳剪采收装置的末端执行器与不同形式的操纵机构连接构成一个完整的采收机械，是集行走、移动、采摘等功能于一体的完整系统。初步以滚筒为连接对象进行连接块的设计，根据结构要求，连接块置于底板与盖板中间用螺钉进行固定，连接块上的圆柱销用于和滚筒连接使用，其结构如图 30 所示，其中图 30b 是连接块在梳剪采收装置执行器中的安装形式。

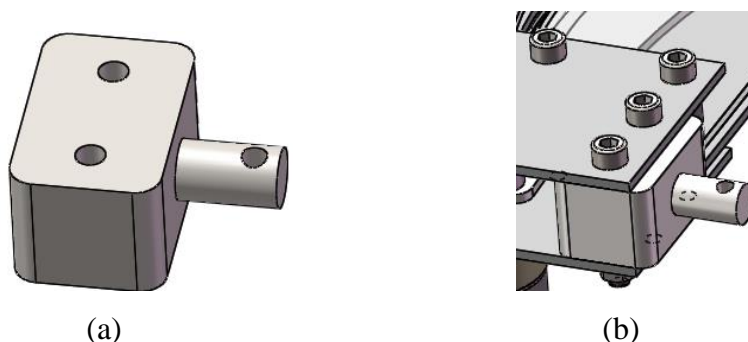


图 30 连接块

#### 3.8.2 电机箱体的设计

在采收装置中的电机安装位置设计一个电机箱体可以对电机有保护作用，如避免电机与树枝、树叶等异物直接接触造成损坏，避免各电机的接线被破坏等。根据电机的安装形式和尺寸参数，设计结构如图 31 所示的电机箱体，由于箱体受力不大，选用厚为 1mm 的铁皮进行箱体的制造。在箱体两侧的翼板上用螺钉将箱体和底板进行连接固定，箱体中间用于放置安装在底板下方的电机，箱体的底部对应电机的位置上分别加工有圆形孔，以便于电机接线、电机散热等。

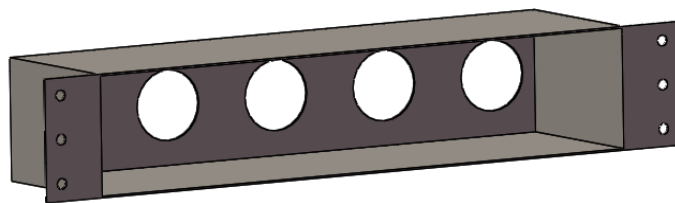


图 31 电机箱体

### 3.8.3 销轴套的设计

在该采收装置中，梳齿的夹层固定、底板与盖板之间的固定，均采用了销轴套垫高、螺钉紧固的方式，销轴套的结构如图 32 所示。根据设计要求梳齿之间的夹层高度需要达到 4mm，因此在上下两个梳齿中间放置了三个高度为 4mm 的销轴套，销轴套内径为 6mm，外径为 12mm，然后使用 M6 的螺钉同时穿过上下两个梳齿上的螺钉孔和销轴套内孔将它们紧固，如图 33 所示。由于设计的曲柄摇杆机构安装总高度为 18mm，若底板和盖板中间直接通过梳齿连接，曲柄摇杆机构会与底板和盖板发生干涉，因此需要在底板和下梳齿、盖板与上梳齿之间垫上销轴套，增大底板和盖板之间的高度。为了保证机构运动不与其他零件发生干涉的同时保证装置结构的紧凑性，在底板和盖板之间分别垫了高度为 3mm 下销轴套和高度为 12mm 的上销轴套，销轴套其他外形尺寸与梳齿间的销轴套一致。底板和盖板之间的销轴套安装形式如图 34 所示。

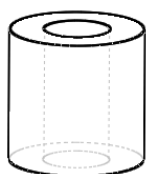
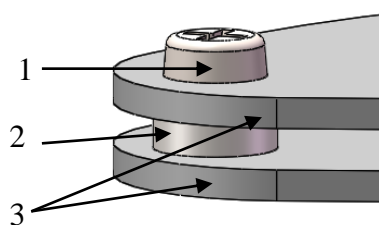
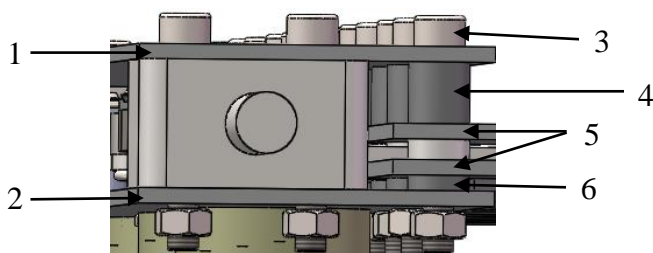


图 32 销轴套



1.螺钉 2. 销轴套 3.梳齿

图 33 梳齿销轴套装配图示



1.盖板 2.底板 3.螺钉 4.上销轴套 5.梳齿 6.下销轴套

图 34 底板和盖板间销轴套的装配图示

#### 3.8.4 紧固件的选用

在该采收装置中，零件的连接主要采用了结构较为简单的螺钉连接方式，该连接方式还具有拆装方便和连接可靠等优点。在梳齿的前端选用了长为 M6 的扁圆头螺钉直接固定上下两片梳齿；底板和盖板之间的连接选用长度为 35mm 的 M6 螺钉配合 M6 的普通螺母进行连接紧固；根据直流减速电机上的安装螺钉孔的规格，每个电机均选用 6 颗长度为 8mm 的 M3 螺钉进行连接；由于偏心轮的尺寸较小，所以偏心轮上的挡片紧固螺钉也选用了 8mm 长的 M3 螺钉；在设计控制电路的支路二中的开关 S3 时，弹簧片与绝缘柱选用了长度为 5mm 的 M3 螺钉。

除此之外，由于减速器输出轴上铣有一平面，偏心轮和减速器输出轴的连接选用了长度为 6mm 的 M4 平端紧定螺钉进行固定。连杆和刀片之间的连接孔具有一个旋转自由度，因此选用长度为 16mm 的销轴将两者铰接在一起，销轴动由开口销进行固定。

### 3.9 采摘头的设计

所设计的柑橘采收装置的末端执行器连接方式比较灵活，不但可以单排使用，还可以多排同时使用，例如：为了提高采收效率，将多排梳剪末端执行器同时安装在一个滚筒上构成一个可以连续回转工作的梳剪采摘头使用。根据以上所设计的采收装置末端执行器，下面对梳剪采摘头的滚筒和采摘头支架进行结构设计。

#### 3.9.1 滚筒的设计

采用连续式采摘可以有效提高采收效率，因此滚筒上设计安装三组并联的梳剪采收装置末端执行器，根据梳剪采收装置末端执行器的工作特点，三组并联的梳剪采收装置末端执行器应该平动工作，因此，使用三组平行四边形机构分别驱动三组并联的梳剪采收装置末端执行器在滚筒中的运动，梳剪采收装置末端执行器的连接轴与滚筒基板上的连接孔铰接，与驱动滚筒运动的 Z 型块固定连接（高自成，李立君，李昕，等，2013）。滚筒基板和 Z 型驱动块结构分别如图 35 和图 36 所示。根据梳剪采收装置末端执行器的大小，确定基板外径为 350mm，三个安装孔均匀分布在直径为 330mm 的圆上，此外，在滚筒回转过程中为了更好地梳揽果实进入梳齿之间，梳剪采收装置末端执行器安装时略微向下倾斜，倾斜角为 10°。将梳剪采收装置末端执行器安装到滚筒基板上后便可得到如图 37 所示的滚筒结构。

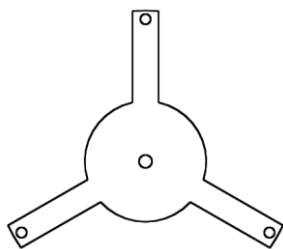
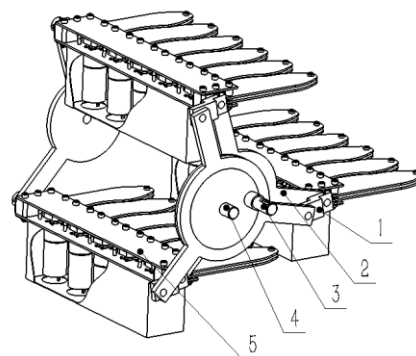


图 35 滚筒支板



图 36 Z型驱动块



1. Z型块 2. 支板 3. 输入轴 4. 主轴 5. 梳剪器

图 37 滚筒

### 3.9.2 采摘头支架的设计

采摘头的支架主要起支撑滚筒，容纳果实等作用。因此，支架必须具有足够的强度和刚度；支架表面需要放置橡胶垫或其他缓冲物，避免下落的果实受到机械损伤。根据滚筒尺寸参数，确定支架的底板总长为 600mm，框架的尺寸为长×宽×高=520mm×414mm×280mm。为了减轻整体的重量，将支架设计成框架型，选用 5mm 厚的钢板焊接而成，结构如图 38 所示。将滚筒装配到支架上便可得到图 39 所示的柑橘梳剪采摘头的整体结构。

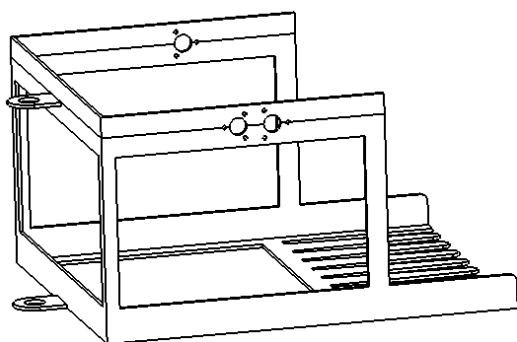


图 38 采摘头支架

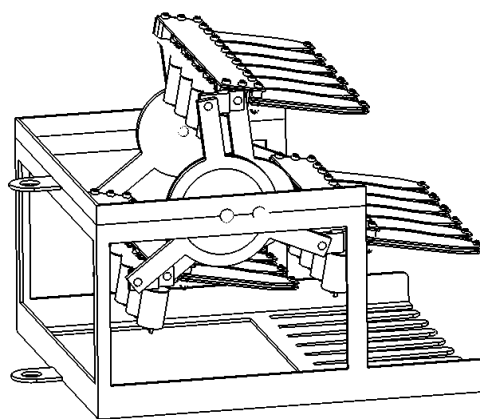


图 39 梳剪采摘头

## 4 系统控制部分的设计

系统控制部分是柑橘采收装置各机构协调和正常工作的保障，主要包括控制电路和控制开关两部分。

### 4.1 控制电路的设计

所设计的柑橘采收装置需要自动按照一定的逻辑顺序工作，当梳齿碰到柑橘果实时，曲柄需要自动开始工作；剪切刀片将柑橘果柄剪断后，曲柄需要继续运动直至刀片回到初始位置才停止运动，当下一个柑橘的果柄进入梳齿间隙曲柄又会开始新的一个循环的工作，末端执行器在整个循环工作过程中需要自动完成以上的动作。由于机构的工作逻辑较为简单，同时为了简化工作电路，不优先考虑使用单片机控制和 PLC 控制等控制方式，选用控制开关结合机构的运动规律实现系统的自动采收动作。

如图 40 所示为所设计的控制电路图，该工作电路中有并联的两条支路，电源是 24V 的直流电源，工作电器为直流减速电动机，为防止电动机发生堵转导致电流过大而烧坏，在电路主干路中接入了额定电压为 24V 的熔断器 FU 对电路进行保护；在电路中有两个支路，其中支路一是刀片剪切果柄的工作电路，支路二是刀片复位的工作电路。其基本工作原理如下：开关  $S_1$  和  $S_2$  分别是梳齿间隙左右两边的常开控制开关，串联安装在梳齿的下表面，当柑橘果柄被梳揽进入梳齿的间隙时，若梳齿继续往下运动梳齿下表面上的开关  $S_1$  和  $S_2$  会同时与果实接触而闭合，此时控制电路中的支路一接通使电机开始工作，当果柄被剪断，果实受到重力作用而往下掉落，支路一由于开关  $S_1$  和  $S_2$  断开而停止工作；支路二的中开关  $S_3$  同样是一个常开控制开关，安装在连杆旁边，由连杆的运动规律和开关自身的弹性控制其闭合和断开，当曲柄处于初始位置时，开关  $S_3$  受到连杆力的作用而断开，当曲柄开始运动时，开关  $S_3$  失去连杆对其力的作用而闭合；在支路一接通时曲柄开始运动，同时连杆失去对开关  $S_3$  力的作用，开关  $S_3$  的弹簧片在弹力作用下自动闭合，此时支路一和支路二均处于接通状态，然而在支路一断开后支路二依然处于接通状态，直到连杆回到初始位置时控制开关  $S_3$  在连杆施加力的作用下断开支路二才会断开，此时支路一和支路二均处于断开状态，电机停止工作；只有当柑橘果实再次进入梳齿中间并使开关  $S_1$  和  $S_2$  同时闭合电机才会开始下一次工作循环。

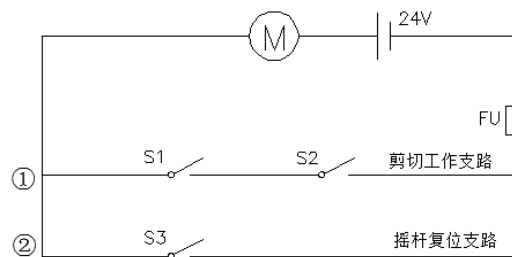


图 40 控制电路图

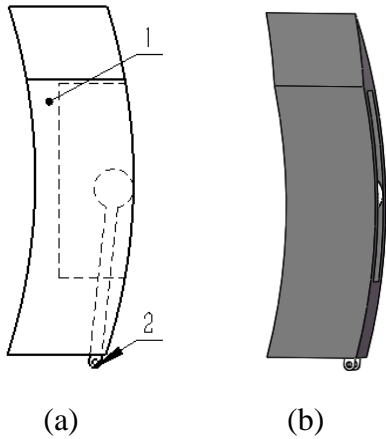
在剪切工作电路中使用串联的  $S_1$  和  $S_2$  两个控制开关代替一个控制开关的好处是减少甚至避免开关与树枝误碰导致刀片出现空剪现象，因为串联的开关  $S_1$  和  $S_2$  的安装距离是按照柑橘果实的尺寸进行设计的，只有像柑橘果实这样的较宽面积的物体才容易与两个开关同时接触，树枝等干扰物即使误接通  $S_1$  和  $S_2$  其中之一也不会使得支路一接通。

#### 4.2 控制开关的设计

在本装置中，由于采摘作业时要求系统控制部分可以正确地控制机构完成所有采摘动作，因此正确设计不同工作位置控制开关的结构显得异常重要。根据以上所设计的控制电路中支路一和支路二中  $S_1$ 、 $S_2$  和  $S_3$  作用的不同，分别设计了不同结构的两种控制开关。

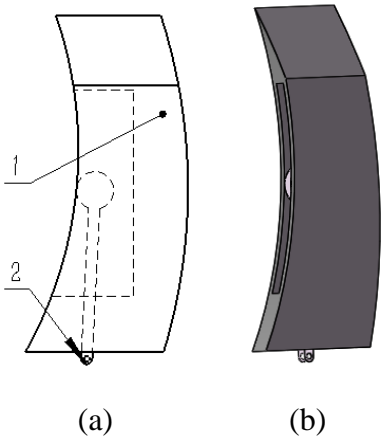
##### (1) 开关 $S_1$ 、 $S_2$ 的设计

在控制电路的支路一中，控制开关  $S_1$ 、 $S_2$  的安装位置是梳齿的下表面，需要完成检测柑橘果实并接通剪切工作电路的作用，此外，还必须考虑工作环境对开关的要求，如：开关不能对柑橘果实产生机械损伤；开关位于采摘器末端，尽量避免树枝等硬物对其造成破坏；由于结构需求，开关尽可能地小。根据梳剪采收装置的整体结构和以上的设计要求，设计了如图 41 和图 42 所示的前端控制开关  $S_1$ 、 $S_2$ 。



1.橡胶块 2.开关引脚

图 41 控制开关  $S_1$



1.橡胶块 2.开关引脚

图 42 控制开关  $S_2$

控制开关  $S_1$ 、 $S_2$  的原理一样，只是由于相邻两个梳齿结构形式不同而造成结构的微小差异，它们均为以橡胶块镂空中间层镶入开关引脚制造而成，其中橡胶块起到整个开关的支撑保护作用，而且橡胶块本身具有弹性可以达到在没有外力作用时恢复原位而使

开关引脚断开的目的；镂空的中间层上下内表面分别安装有两个薄铜片制造而成的引脚，正常情况下两个引脚处于分离状态，当有柑橘果实顺着橡胶块表面滑至中间位置时，果实对橡胶块的作用力使得镂空层变形，中间的两片引脚接触从而使剪切电路接通。

控制开关  $S_1$  的内外弧形直径均为 150mm，总长 90mm，厚度为 4mm，其中镂空层高为 2mm；控制开关  $S_2$  的外弧形直径为 150mm，内弧形直径为 110mm，总长 90mm，厚度为 4mm，其中镂空层高为 2mm。两开关的外形结构均与梳齿结构相仿，与梳齿紧密配合，如图 43 所示。此外，在开关的前端部设计了斜面，有利于果实顺着橡胶块表面滑动到中间位置。两开关的中间引脚均采用 0.1mm 厚的薄铜片制造而成。开关  $S_1$  和  $S_2$  整体结构紧凑简单，不仅可以达到正确控制剪切工作电路工作的作用，而且与梳齿融为一体，增添了整体结构的美观性。

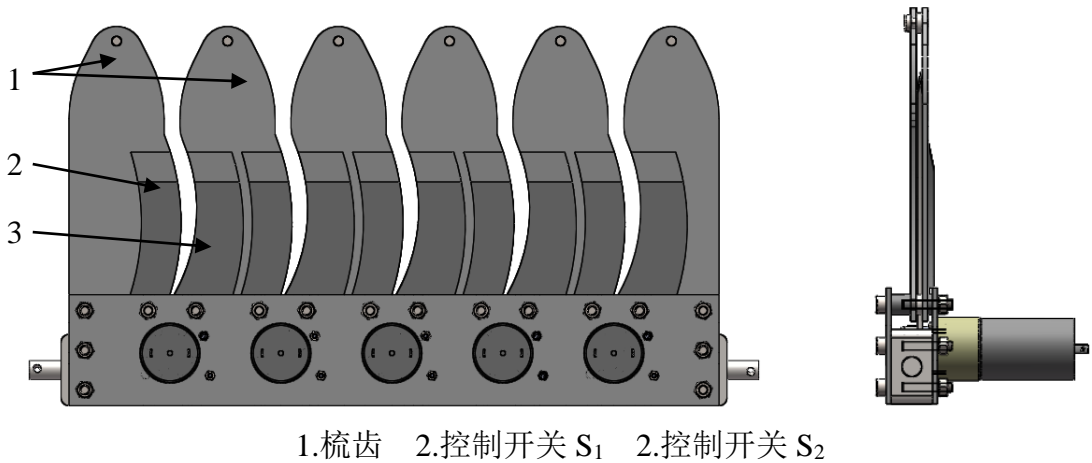


图 43 控制开关  $S_1$  和  $S_2$  的位置图示

(2) 开关  $S_3$  的设计

在控制电路的支路二中控制开关  $S_3$  是安装在连杆旁边，配合曲柄的运动规律进行有效控制的一个开关。因此，正确设计控制开关  $S_3$  的结构形式是支路二正常工作的前提。根据结构要求，设计了一个由弹簧片、两个刚性绝缘柱和接线铜帽组成的控制开关，结构如图 44 所示，其中图 44a 所示是剪切过程中连杆离开弹簧片，开关闭合的状态，图 44b 所示是连杆运动到初始位置，连杆给弹簧片施加力的作用，开关断开的状态。

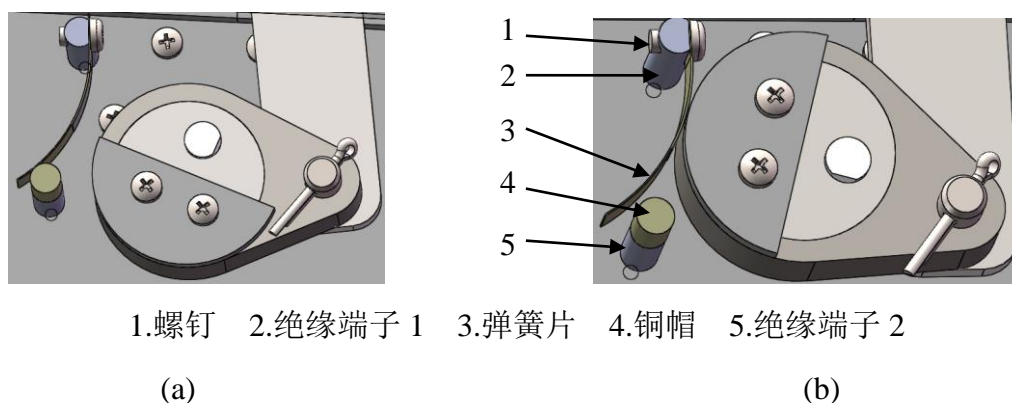


图 44 控制开关  $S_3$

在开关  $S_3$  中，弹簧片由厚度为 0.2mm 的铜片制造而成，两绝缘柱采用塑料制成，直径为 5mm，其中一个绝缘柱上套有铜帽，其和弹簧片接触时开关处于闭合状态；弹簧片的一端和刚性绝缘柱使用螺钉进行连接，另一段则处于自由状态。弹簧片固定端和铜帽分别通过导线接入工作电路中，在自然状态下，弹簧片由于自身弹性的作用保持与铜帽接触，将开关接通；当连杆回到初始位置给弹簧片一个力的作用时，弹簧片与铜帽分离，使开关断开。根据所设计的尺寸参数，用图示法可以测得连杆将弹簧片顶开到连杆失去对弹簧片力的作用这段时间内曲柄转过的角度为  $53^\circ$ ；即该范围内曲柄均可使开关  $S_3$  处于断开状态从而使工作电路停止工作，经过与 37GB555 减速直流电机的惯性转角对比，此角度大于电机断电后的转动惯性角。此外，直流减速电机本身具有一定的自锁性，薄弹簧片变形后的弹力相对电机的自锁力可以忽略不计，因此控制开关  $S_3$  的设计符合本装置的使用要求。

## 5 关键零部件有限元分析

关键零部件是采收装置中的核心部分，为满足使用要求，它们必须有足够的强度或者刚度，应用 SolidWorks2013 软件里的有限元分析模块可以对本装置中的关键零部件进行有限元分析，得到其发生的变形和受到的应力状况，由此分析零部件是否符合设计要求。在梳剪采收装置中梳齿和曲柄摇杆机构是重要的工作零部件，下面运用 SolidWorks2013 软件对这两个零部件进行有限元分析。

### 5.1 梳齿的有限元分析

梳齿是梳剪采收装置中一个重要的零件，其主要起到梳揽果实、保护动刀片等作用，为了保证动刀片在上下两个梳齿间摆动时不受到梳齿的干涉，梳齿必须具有足够的刚度，



其悬出部分在自身重力作用下不能有过大的变形，现在对采收装置中单个梳齿和刀片的模型进行有限元分析，检测其是否符合设计要求。

### （1）模型建立

首先根据设计的尺寸参数在三维建模软件 SolidWorks2013 中建立梳齿和动刀片的模型，并进行装配，得到的装配结果如图 45 所示。

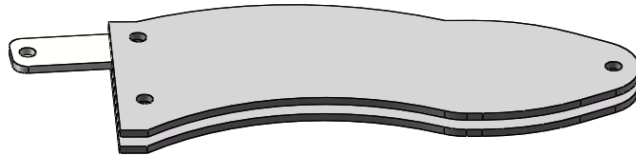


图 45 梳齿三维模型

### （2）新建静应力分析算例并划分网格

在 SolidWorks2013 软件中导入三维模型后，新建一个静应力算例，并给模型定义材料属性为普通碳钢。划分网格前要先添加约束和载荷。梳齿在装置中，上下两片梳齿分别在三个螺钉孔处使用螺钉进行紧固，其中两个与底板连接，其余部分则悬出外面进行梳剪工作。因此在模型中在与底板连接的两个螺钉孔进行固定约束处理，然后给整个模型添加重力作用，最后对模型进行网格划分，生成网格如 46 所示。

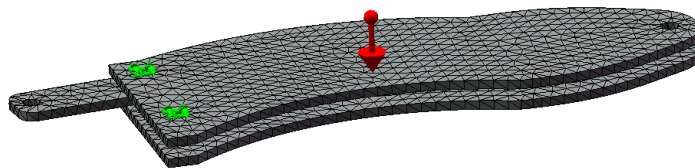


图 46 梳齿网格划分

### （3）计算结果显示及分析

划分网格后对梳齿模型进行运行求解，得到如图 47 所示的变形云图和如图 48 所示的应力计算图解。由图 47 的变形云图可以看出所设计的梳齿在装置中最大变形量出现在梳齿最前端，最大变形量为 0.01249mm，然而设计时梳齿夹层给动刀片留有 1mm 的允许变形量；由图 49 知梳齿受到的应力集中在梳齿与底板的连接孔附近，受到的最大内应力为 2.77MPa，远小于其屈服应力 220.6MPa，因此梳齿的设计符合使用要求。

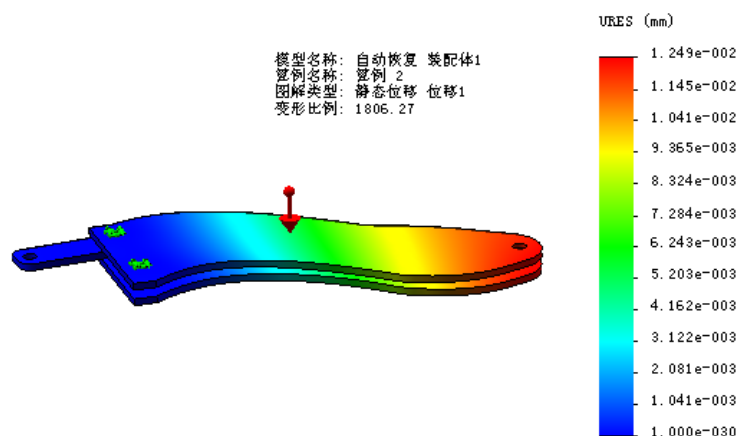


图 47 梳齿变形云图

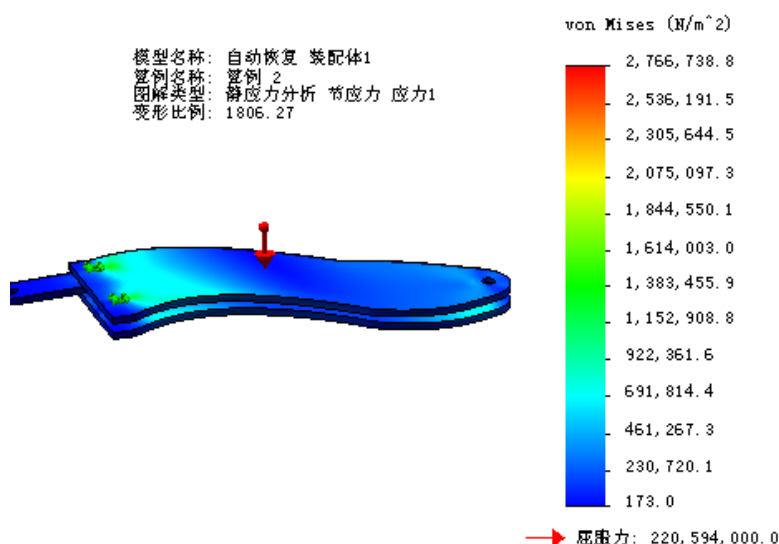


图 48 梳齿应力图解

## 5.2 曲柄摇杆机构的有限元分析

采收装置中刀片的往复运动由曲柄摇杆机构实现，曲柄摇杆机构是采收装置的核心部件。曲柄摇杆机构在工作的过程中，受到的载荷为动载荷，但是除了剪切果柄瞬间曲柄摇杆机构处于空载状态，因此对曲柄摇杆机构在剪切果柄瞬间进行有限元分析可以检验该机构在整个运动过程中是否正常，特别是分析刀片的刚度和强度是否满足使用要求，下面对曲柄摇杆机构剪切果柄瞬间进行静应力分析。

### (1) 模型建立

利用三维建模软件 SolidWorks2013 分别建立刀片、偏心轮、连杆和销轴的三维模型，然后将它们进行装配得到如图 49 所示的曲柄摇杆机构三维模型。

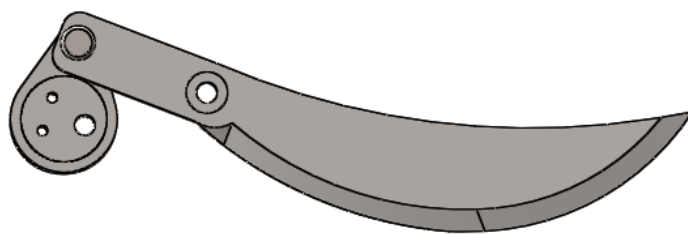


图 49 曲柄摇杆机构三维模型

### (2) 新建静应力算例并划分网格

曲柄摇杆机构在运动时连杆受到动载荷作用，然而在刀片剪切果柄瞬间整个机构受到的力最大。根据果柄剪切特性实验得知果柄最大剪切阻力是 88.93N，选用安全系数为 2.5，因此，给刀片剪切果柄的位置施加一个力  $F=88.93 \times 2.5=222.4\text{N}$  进行静应力分析。新建算例后首先给建立的模型添加材料，因为整个机构运动时受到的力不大，选用材料为普通碳钢进行设计制造。按照曲柄摇杆机构的运动方式和剪切作业时的受力情况，在刀片中间的铰接孔添加铰接约束，在偏心块和减速器输出轴的连接孔处添加固定约束，选取剪切果柄时与果柄接触的那部分刀刃并添加大小为 222.4N 的法向力，然后划分网格得到的结果如图 50 所示。

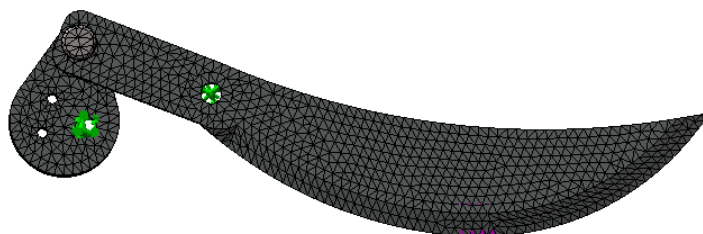


图 50 曲柄摇杆机构网格划分

### (3) 计算结果显示及分析

运行求解，得到的结果如图 51、图 52 和图 53 所示。如图 51 的应力云图所示，剪切果柄时应力主要集中在刀片中间的铰接孔附近和偏心轮对连杆力的作用点附近，整个机构受到的最大应力为 97.95MPa，在屈服应力 220.6MPa 的范围内。由于应力集中的地方应力并不大，发生的应变同样较小，由图 52 所示的应变云图可知最大应变在刀刃和刀柄的过渡处，为  $0.34\mu\text{m}$ ，因此在刀刃加工时要注意刀柄和刀刃过渡处的结构形式，尽量减少应力集中，同时因为刀刃相对刀身要薄，对刀刃部分和刀刃与刀柄的过渡部分进行热处理有利于提高刀片的强度和使用寿命。曲柄机构的变形云图如图 53 所示，由图解可知

剪切果柄时曲柄摇杆机构的最大变形发生在刀尖处，最大值为 0.1765mm，剪切时刀片与果柄的作用部位变形量为 0.0735~0.1177mm，相对整个刀片的宽度而言剪切时刀片变形较小，不影响正常使用。因此，根据分析结果得知，所设计的曲柄摇杆机构符合使用要求。

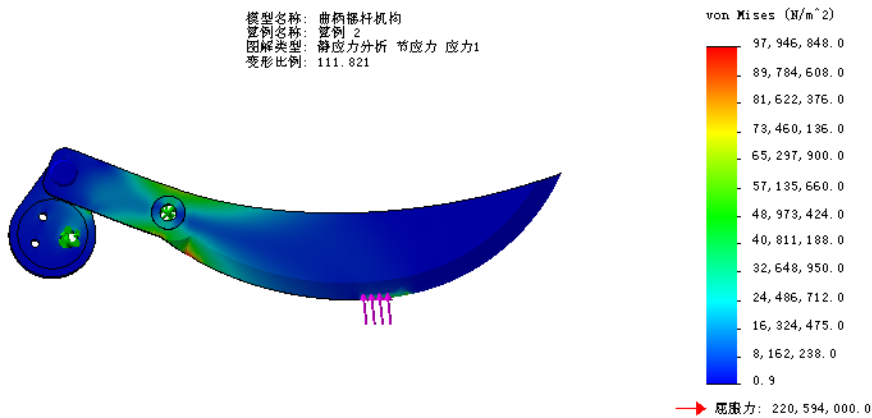


图 51 曲柄摇杆机构应力云图

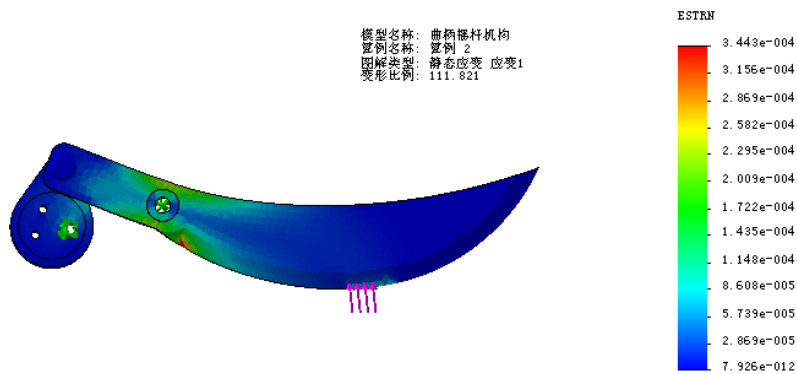


图 52 曲柄摇杆机构应变云图

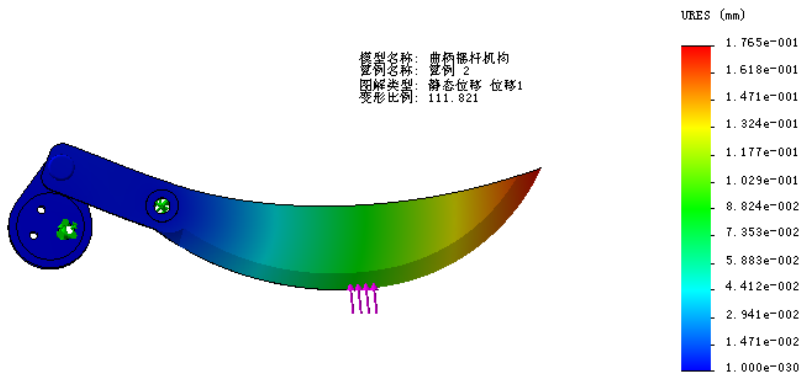


图 53 曲柄摇杆机构总变形云图

## 6 结论与展望

### 6.1 设计结论

通过了解我国柑橘种植和采收情况，发现我国目前柑橘种植量越来越大，但是采收依然以人力为主，采收效率低，采收成本高。研究分析国内外柑橘采收机械和采收机器人的现状后发现国外的机械化采收水平相对较高，采收机械也比较成熟，但是我国柑橘种植以中小型果园种植为主，大型机械作业困难，机械化采摘程度还比较低。针对我国柑橘种植和采收作业情况，研究设计了柑橘梳剪采收装置，主要研究内容如下：

(1) 通过查询资料，研究柑橘的生物特性和物理机械特性，针对性地了解柑橘的基本特性，为采收装置的结构设计提供依据。通过阅读文献得到：柑橘果实一般直径为 50~70mm，柑橘果柄直径在 2~3mm 范围内；采收时装置对柑橘果实的挤压力小于 10N 时对果实是安全的；柑橘果柄的静剪切阻力一般在 60N 以下，最大剪切阻力为 88.93N。

(2) 对柑橘梳剪采收装置的总体结构进行设计。首先确定总体方案，然后对各零件进行设计或选用，主要包括梳齿的设计、刀片的设计、曲柄摇杆机构的设计计算和结构设计和采收装置支撑部分的设计等内容。所设计的柑橘梳剪采收装置结合了齿梳式机构和剪切式采收方式的优点，适合于我国中小型柑橘种植园的采收作业，具有结构简单，造价成本低和操作简单等特点。

(3) 根据梳剪采收装置所需要达到的自动采收功能，设计一套简单的控制系统，可以实现装置在梳揽过程中遇到柑橘果实能够实现自动剪切。该控制系统将控制开关和曲柄摇杆机构关联安装，运用机构的运动规律达到开始剪切和停止工作的功能。

(4) 对所设计的装置中关键的零部件进行有限元分析。关键的零部件的设计符合使用要求是装置正常工作的前提，因此选择了梳齿和曲柄摇杆机构进行有限元分析。首先对零部件进行虚拟模型建立，然后新建分析算例，通过对分析对象定义材料-添加约束-添加载荷-划分网格-计算分析的过程得到想要的结果。分析结果显示所设计的梳齿和曲柄摇杆机构均符合设计和使用要求。

### 6.2 展望

本文通过针对现有的农业采收机械采收方式的优缺点进行总结，大胆地提出柑橘梳剪采收装置的想法，然后对其结构进行了设计。但是由于本人设计经验和所学专业知识还有所欠缺，在设计的过程中还有一些问题不能很好地解决，这也造成了本设计中的一

些不足，这些问题还需要不断地展开更多的研究进行探索解决：

（1）本研究只针对柑橘进行，与柑橘生长特性相似的其他水果在使用梳剪采收装置进行采收时还不确定是否存在不可行的问题。下一步可以对更多果树和其果树的特性进行实验研究，探索它们的共性与差异，设计出同时适用于不同类型水果的梳剪采收装置。

（2）梳齿结构和尺寸是根据理论数值进行设计的，由于实验条件有限，不能实验验证梳齿结构在实际采收中梳挽成功率的高低，下一步应该通过实验优化梳齿的结构。

（3）刀片的剪切速度和剪切力成反比关系，由于实验条件有限，不能确定梳剪装置在工作时的最佳剪切速度和剪切力，因此在计算并选用电机时是以剪切速度尽可能大为原则，以果柄剪切阻力校核计算选择电机的。经过严格的实验确定最佳剪切速度和剪切力，会使剪切采摘效果更好，能量的利用率更高。

## 参 考 文 献

- 鲍玉冬, 李志鹏, 郭艳玲, 等. 振动式蓝莓采摘机对果实收获的影响试验[J]. 湖南农业大学学报 (自然科学版), 2014, 40(1): 96-100.
- 蔡殿选. 陡坡地果园的机械化及课题[J]. 热带作物机械化, 1992(2): 41-43.
- 陈飞, 蔡健荣. 柑橘收获机器人技术研究进展[J]. 农机化研究, 2008(7): 232-235.
- 蔡菲, 王春耀, 王学农, 等. 基于高速摄像技术的振动落果惯性力研究[J]. 西北农林科技大学学报: 自然科学版, 2013(4): 208-212.
- 陈翊栋, 刘轶. 果树气动剪枝机工作原理及现状[J]. 农业机械, 2008(9): 54-56.
- 程学良, 李立君, 高自成, 等. 油茶果振动采摘系统运动特性分析[J]. 农机化研究, 2014(2): 15-19.
- 段洁利, 陆华忠, 王慰祖, 等. 水果采收机械的现状与发展[J]. 广东农业科学, 2012, 39(16): 189-192.
- 高自成, 李立君, 李昕, 等. 齿梳式油茶果采摘机采摘执行机构的研制与试验[J]. 农业工程学报, 2013, 29(10): 19-25.
- 刘长林, 张铁中, 杨丽. 茄子采摘机器人末端执行器的设计[J]. 农机化研究, 2008(12): 62-64.
- 李成松, 坎杂, 谭洪洋, 等. 4FZ-30 型自走式番茄收获机的研制[J]. 农业工程学报, 2012, 28(10): 20-26.
- 蓝峰, 苏子昊, 黎子明, 等. 果园采摘机械的现状与发展趋势[J]. 农机化研究, 2010, 32(11): 249-252.
- 罗钢. 柑橘振动采收的仿真与试验研究[D]. 广州: 华南农业大学, 2016.
- 陆怀民. 林木球果采集机器人设计与试验[J]. 农业机械学报, 2001, 32(6): 52-58.
- 刘继展, 李萍萍, 李智国. 番茄采摘机器人末端执行器的硬件设计[J]. 农业机械学报, 2008, 39(3): 109-112.
- 刘西宁, 朱海涛, 巴合提. 牧神 LG-1 型多功能果园作业机的研制[J]. 新疆农机化, 2009(1): 42-44.
- 马履中, 杨文亮, 王成军, 等. 苹果采摘机器人末端执行器的结构设计与试验[J]. 农机化研究, 2009(12): 65-67.
- 孙桓, 陈作模, 葛文杰. 机械原理[M]. 第 8 版. 北京: 高等教育出版社, 2013.

- 宋健, 张铁中, 徐丽明, 等. 果蔬采摘机器人研究进展与展望[J]. 农业机械学报, 2006(5): 158-162.
- 汤智辉, 沈从举, 孟祥金, 等. 4YS-24 型红枣收获机的研制[J]. 新疆农机化, 2010(1): 30-32.
- 岳丽敏, 文晓娟. 解析法设计曲柄摇杆机构[J]. 九江职业技术学院学报, 2007(4): 16-17.
- 张凯良, 杨丽, 张铁中. 草莓收获机器人末端执行器的设计[J]. 农机化研究, 2009(4): 54-56.
- 赵利明, 温倩, 朱予聪. 行程速比系数取值范围分析[J]. 河南纺织高等专科学校学报, 2004, 16(2): 25-27.
- 张水波, 鲍官军, 杨庆华, 等. 基于机器人采摘的柑橘机械特性研究[J]. 浙江工业学报, 2012, 40(3): 340-344.
- David C, Roy C. Color vision in robotic fruit harvesting[J]. Transaction of the ASAE, 1987, 30(4): 1144-1148.
- Hedden S L, Whitney J D, Churchill D B. Trunk Shaker Removal of Oranges[J]. Transactions of the Asae, 1984, 27(2): 372-374.
- Lee S H, Rosa U A, Cheetancheri K, et al. END-EFFECTOR FOR AUTOMATED CITRUS HARVESTING[C]//ASAE/CSAE Meeting Paper, 2006, No.061143.
- Pool T A, Harrell R C. An End-Effector for robotic removal of citrus from the tree[J], Transactions of the ASAE, 1991, 34(2): 373-378.
- Sanders K F. Orange Harvesting Systems Review[J]. Biosystems Engineering, 2005, 90 (2): 115-125.
- Savary S K J U, Ehsani R, Schueller J K, et al. Simulation study of citrus tree canopy motion during harvesting using a canopy shaker[J]. Transactions of the ASABE, 2010, 53(5): 1373-1381.
- Savary S K J U, Ehsani R, Salyani M, et al. Study of force distribution in the citrus tree canopy during harvest using a continuous canopy shaker[J]. Computers and Electronics in Agriculture, 2011, 76(1): 51-58.
- Torregrosa, Cuenca, Ortiz C. Detachment of citrus fruits with a low frequency and high amplitude shaker: agriculture and engineering for a healthier life, Valencia, Spain, 2012[C]. CIGR.
- Whitney J D. Performance of an Oscillating, Forced-Air Concept for Removing Citrus



Fruits[J]. Transactions of the ASABE, 1970(5): 653-655.

Wilson, Donhaise, Coppock. Chemical and air shaker orange removal in south florida

(Labelle)[J]. Proc.Int. Soc. Citriculture, 1979(92): 56-58.

## 附 录

### 附录 A 设计图纸

A-01 梳剪采收装置采摘头装配图	1 张
A-02 梳剪采收装置梳剪器装配图	1 张
H-001 剪切刀片零件图	1 张
H-002 连杆零件图	1 张
H-003 偏心轮零件图	1 张
H-004 驱动盘零件图	1 张
H-005 上安装板零件图	1 张
H-006 梳齿 1 零件图	1 张
H-007 梳齿 2 零件图	1 张
H-008 梳齿 3 零件图	1 张
H-009 梳剪器连接块零件图	1 张
H-010 下安装板零件图	1 张
H-011 橡胶块 1 零件图	1 张
H-012 橡胶块 2 零件图	1 张

## 致 谢

光阴似箭，大学四年的学习生活即将结束了。大学生活里我学到了很多，接触了很多新鲜的事物，收获了成功的喜悦，也尝试过失败痛苦。大学生涯是我们人生的转折点，在这里我们积攒知识，学会与人相处之道，为走向社会做准备。大学丰富的生活必将会成为我人生中美好的回忆，在论文完成之际我要感谢所有曾经帮助过我和曾经与我一起奋斗的人。

首先，我要对我的指导老师曾文老师说声谢谢，曾文老师不仅是我毕业设计的指导老师，也是我在大学的班主任。曾文老师为人和蔼可亲，教学认真，在毕业设计的过程中给了我很多宝贵的指导意见。毕业设计从开始选题到确定设计方案再到论文的定稿，这个过程里凝聚了曾文老师大量的心血。每次遇到问题时，曾文老师总会给我很多指导；每当我完成一个阶段的任务，曾文老师都会给我进行一次审核并提出指导意见，然后再开始下一步的任务。在曾文老师担任我班主任的期间，同样给了我很多专业知识学习上的帮助和生活上的关心。曾文老师求真务实的科研精神和严谨的科研态度将会深深地影响着我以后的学习和生活。

然后，我要感谢大学四年来其他向我传授知识的老师，没有这批老师的辛勤付出我不会取得今天的成绩。同时，我要感谢在毕业设计期间给予我帮助和鼓励的同学，没有他们的帮助和鼓励，毕业设计中的一些问题不会这么快顺利解决。感谢同学们的关爱让我在大学四年里感受到无比的温馨与和谐。

最后，我要感谢我的父母这么多年来养育之恩，他们一直以来都默默地为我付出，默默地在背后支持着我，没有他们就没有今天的我。我一定不会辜负他们对我的期待，在以后的学习和生活中取得更好的成绩，未来我会让他们以我为荣。

大学生活一路走来，帮助过我的人还有很多，在这里我也要向他们表示感谢。