



廣州理工學院
Guangzhou Institute of Science and Technology

毕业论文（设计）

题 目： 小型移动式茶树修剪机的设计

Title: Design of small mobile tea tree trimmer

二级学院： 智能制造与电气工程学院

专业班级： 19 机制 2 班（Z）

姓 名： 陈星民

学 号： 20190311430233

指导教师： 高波

日 期： 2023 年 5 月

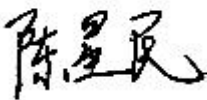
诚信声明

本人声明：

1、本人所呈交的毕业设计（论文）是在老师指导下进行的研究工作及取得的研究成果；

2、据查证，除了文中特别加以标注和致谢的地方外，毕业设计（论文）中不包含其他人已经公开发表过的研究成果，也不包含为获得其他教育机构的学位而使用过的材料；

3、我承诺，本人提交的毕业设计（论文）中的所有内容均真实、可信。

作者签名： 日期： 2023 年 5 月 5 日

小型移动式茶树修剪机的设计

摘要

鉴于市场的需求，作为茶树修剪的设备，尤其是自动化修剪设备的研究与使用应运而生，它可以代替了手工茶树修剪，适应大部分复杂地形环境，提高了生产效率，节省成本，具有较好的经济效益。

本文通过方案对比，确定了移动式茶树修剪机的总体方案，结构组成包括修剪机构和行走机构，其中修剪机构由电动机经减速器实现刀具的直线往复修剪，进行了刀具的选用、减速器及升降平台的设计；行走机构采用履带底盘，可带动修剪机构实现行进、转弯、爬坡运动，进行了履带、轮组的设计。采用 CAD 绘制了装配图和零件图。

关键词：茶树修剪机；直线往复式刀具；履带底盘；结构设计

Design of Small Mobile Tea Tree Trimmer

ABSTRACT

In view of the market demand, as a tea tree pruning equipment, especially the research and use of automatic pruning equipment emerged at the historic moment, it can replace manual tea tree pruning, adapt to most complex terrain environment, improve production efficiency, save costs, with better economic benefits.

In this paper, the overall scheme of the mobile tea tree trimmer is determined by comparing the schemes. The structure consists of pruning mechanism and walking mechanism. The pruning mechanism is made of the motor through the reducer to realize the linear reciprocating pruning of the tool, and the design of the reducer and the lifting platform are carried out. The track chassis is used to drive the trimming mechanism to move, turn and climb. The track and wheel set are designed. The assembly drawing and parts drawing are made by CAD.

Key words: Tea Tree Trimmer; Linear Reciprocating Tool; Track Chassis; Structural Design

目 录

1 绪论	1
1.1 研究背景和意义	1
1.1.1 选题背景	1
1.1.2 选题意义	1
1.2 国内外发展现状	2
1.2.1 国外研究现状	2
1.2.2 国内研究现状	3
2 小型移动式茶树修剪机总体方案的确定	5
2.1 初步设想及拟解决的问题	5
2.1.1 初步设想	5
2.1.2 拟解决的问题	5
2.2 方案对比与确定	5
2.2.1 修剪传动机构方案	5
2.2.2 行走传动机构方案	6
3 修剪机构的设计	9
3.1 修剪刀具的选用	9
3.2 修剪机构电机的选型	10
3.3 齿轮传动的设计	11
3.4 输入轴的设计与计算	15
3.5 螺杆升降平台的设计与计算	17
4 行走机构的设计	20
4.1 履带底盘的设计	20
4.1.1 设计要求	20
4.1.2 履带的设计	20
4.1.3 轮组的设计	23
4.2 履带底盘行走电机的选型	25
5 控制系统的设计	27
5.1 硬件设计	27

5.2 软件设计	28
6 总结与展望	29
6.1 总结	29
6.2 展望	30
参考文献	31
致谢	33

1 绪论

1.1 研究背景和意义

1.1.1 选题背景

茶叶含儿茶素，咖啡碱，肌醇，叶酸和泛酸，有醒脑提神，利水消肿和防暑降温的作用^[1]。中国作为全球第一大茶叶生产国与消费国至 2018 年，中国茶园面积 4395.6 万亩，约占世界茶园面积的 60%，茶叶产量 261.6 万吨，为世界茶叶产量的 45% 左右^[2]。

中国茶叶产业规模持续扩大，而茶树修剪则是限制茶树发展的主要原因之一。茶树修剪是茶园管理中不可忽视的环节，可以掌控顶端优势、在地上部和地下部之间比较均衡、诱发新芽发育、对生殖生长有抑制作用。茶树修剪种类有定型修剪，轻剪，深剪，重剪，台刈等^[3~4]。在传统的茶叶生产过程中，茶树修剪劳动强度大，主要采用人工修剪，由于农村劳动力不断向城镇转移，不少茶区出现了劳动力短缺的情况，茶叶主产区经常修剪不足现象，对茶叶的产量和质量影响较大^[5]。因此，需要运用机械化、现代化的修剪机械设备进行修剪。

现有茶园修剪机械有单人手提式修剪机，双人轻深修剪机等，而我国茶树种植地区较广，多在山区、丘陵地区，茶园地形复杂多样，工人长时间手持修剪机械工作加大了工作强度。为降低劳动强度，减少生产成本，提高工作效率，实现我国茶叶高质量规模化生产，需研制适应大部分地形小型移动式茶树修剪机。因此本课题拟根据常见茶园地形特点，设计一款能够代替人工修剪的高效、省力、环保、经济的移动式修剪机。

1.1.2 选题意义

本文设计的小型移动式茶树修剪机可以降低传统的人工修剪或者是借助手持修剪机械的劳动强度，缩短生产时间，减少生产经济成本，提高茶树修剪工作效率。同时根据我国茶园地形分布特点，小型移动式茶树修剪机使用履带式行走机构可以适应大部分国内茶园地形，为我国茶叶产业高质量提速。

小型移动式茶树修剪机设计充分利用所学习到的专业课知识，应用与工程设计实践，培养自身机械机构的设计能力，创新能力和建模能力，为成为一名机械设计制造行业的工程师奠定了坚实的基础。

1.2 国内外发展现状

1.2.1 国外研究现状

修剪机具首先在日本应用。早期是使用大剪刀修剪，到 60 年代初有了单人动力修剪机，劳动生产率提高 8~10 倍；70 年代又创制了功效更高的双人修剪机、自走式和乘坐式修剪机。前苏联所研制的修剪机，用于茶叶生产。

日本的 E-6 型、ST-500 和 ST-750 型、EW-10 型、STS-4 型为双面修边机。LTW-23KLS 单人修剪机配用日本单缸二冲程汽油机，机体上安装有停车按钮和汽油机调试控制把手，实现刀片的动作，停车和快速、慢控制都非常容易，如图 1.1 所示。



图 1.1 LTW-23KLS 型单人修剪机

上世纪，日本川崎茶机、落合茶机公司相继进入中国，日本小松、德国施蒂尔等园林绿化修剪机在中国茶园大量推广应用，还有日本的共立、新大华、本田以及美国百力通等^[6]，如图 1.2 所示。



图 1.2 日本的川崎 SM110 双人修剪机

根据我国大部分茶园的地形，一般选用了橡胶履带行走机构。在上世纪 60 年代，日本率先研制出了能够代替金属履带的橡胶履带，起初是用于水稻收割的机械。橡胶履带的特点是比重轻、接地比压很小，可以在泥水稻田此类型的场地进行作业。历经这几十年的发展，现如今日本发展成为橡胶履带的主要生产国家，在市场上占有重要的地位^[7]，如图 1.3 所示。



图 1.3 橡胶履带式底盘

1.2.2 国内研究现状

茶树修剪机械目前大多是采用小型汽油机进行驱动，搭配往复式切割器，传动机构及机架。现将其归类如表 1.1 所示。

表 1.1 修剪机分类

序号	分类	类型
1	作业功能	单人手提式修剪机、双人轻深修剪机、重型剪机和双面修边机等
2	切割面	平行式及弧形式
3	切割刀片刃口方向	单面修剪机、双面修剪机

50 年代初，中国从日本引进大剪刀进行茶树修剪，至 80 年代初期，单人修剪机、双人修剪机相继开发。

近年来，国内开始重视学习和借鉴国外的茶树修剪机技术，已经设计出了符合我国茶园修剪特点的产品，使得国内茶树修剪机械接近国外同类机械水平，，如图 1.4 所示。



图 1.4 华盛(国产)汽油 3600S 绿篱剪双刃修剪机

孝昌县嘉木茶叶种植专业合作社周金云、周文杰、周盼、朱婷、周大倩等人设计了一种适用性强的茶树修剪机，使用双输出轴电机通过传动箱驱动两侧的刀具工作，其双输出轴电机所在的驱动箱底部安装了液压机，可使刀具调整修剪的高度。但此修剪机使

用的是轮式行走机构，其所采用的三个小轮作为行走机构无法适应我国大部分茶园的地形要求，对工作场所地形的平坦度要求较高^[8]。

福建安溪亿盛机械工贸有限公司刘河地设计一种便于调节修剪高度的双人茶树修剪机，其在刀具两侧使用丝杠进行调节高度，解决了双人修剪机高度调节困难的问题。但其行走机构仅由两个小轮组成，无法适应我国大部分茶园的地形，对于山地、丘陵茶园其修剪质量难以保证；该修剪机是通过人工转动丝杠进行高度调节，为适应不同的修剪情况需要不断调整修剪高度，因此增加了工人的劳动强度^[9]。

张家港市金亿五金制品有限公司范思远设计了一款茶树修剪机，可避免手提式或背负式之类的负荷作业，但其体积比较庞大，而茶园修剪又是长时间工作，若长时间推动体积比较庞大的修剪机在松软的土地上工作，必然会增大工人的劳动强度。该机构使用轮式行走机构，无法满足我国大部分茶园的地形要求^[10]。

在上世纪 80 年末，我国开始研制和发展橡胶履带，起初是采用了日本的相关技术进行研制。但在 70 年代浙江湖州联合收割机厂等已批量生产橡胶履带水稻收割机，到了 80 年代天津工程机械研究所研制了配置橡胶履带的水陆两栖车辆^[11]。

在 2000 年中国一拖集团有限公司研制了功率为 95.6kW 的橡胶履带车辆，使用方向盘转向，其最高行驶速度能够达到 16km/h^[12]。

橡胶履带相较于金属履带，其能够更好的适应松软的泥土地面，如图 1.5 所示。



图 1.5 橡胶履带结构配置图

2 小型移动式茶树修剪机总体方案的确定

2.1 初步设想及拟解决的问题

2.1.1 初步设想

小型移动式茶树修剪机作为现代化的茶树修剪设备，针对茶树修剪特点来解决茶树深修剪的问题。将小型化移动式茶树修剪机设计成纯电式履带式可遥控的茶树修剪机，可以解决园林机械尾气排放、茶园地形复杂多样、进一步降低劳动强度等问题。

2.1.2 拟解决的问题

1、对作业对象进行深入的分析和研究（平地，缓坡茶园地形参数和所含茶树修剪类型），确定了本文设计的小型可移动茶树修剪机具备的功能，分析了修剪机设计的主要构造及布置，最后确定总体设计方案。

2、刀具、底盘、传动系统的方案论证，进行刀具选型、履带底盘的设计与计算；履带底盘驱动与刀具工作驱动电传动系统的设计。

3、结合整车体积和内部结构，合理布置车身中零部件和装置，提高车身空间利用率，优化车身体积；设计并选用其他零部件，完成车身内各零部件安装及配合的要求。

2.2 方案对比与确定

2.2.1 修剪传动机构方案

方案一：双输出轴电机传动方案

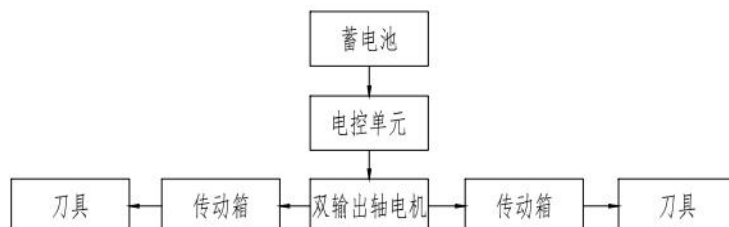


图 1.6 双输出轴电机传动方案

该方案系统主要由蓄电池，双输出轴电机，传动箱，刀具等部件构成。电机输出动

力经过传动箱减速增扭，最后将转矩传递到左右两组刀具上，以此使每组刀具中向两条刀片进行往复切割，如图 1.6 所示。

目前，双输出轴电机在茶树修剪机领域应用较少，价格较单轴电机稍贵，与双输出轴电机所匹配的传动箱结构更为复杂。

方案二：双侧单轴电机独立传动方案

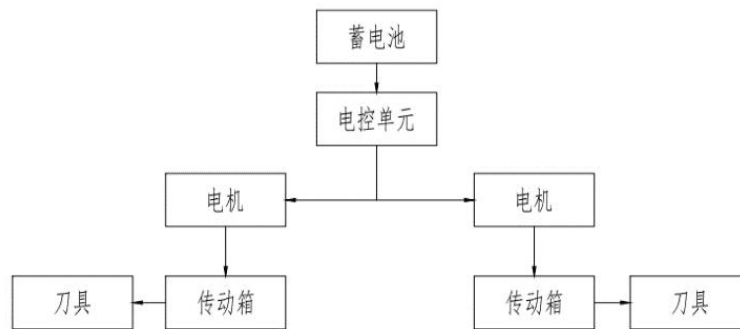


图 1.7 双侧单轴电机独立驱动传动方案

此方案系统中主要包括：蓄电池、单轴电机、传动箱、刀具等组件。动力由蓄电池传递给电机，两个电机的输出通过传动箱减速增扭，最后驱动左右两组刀具进行往复切割运，动如图 1.7 所示。

目前，单轴刀具在茶树修剪机领域应用非常广泛，与之匹配的传动箱结构设计已经非常成熟。单轴电机的传动箱机构较为简单，体积相对双输出轴电机的传动箱较小，成本较低，但此方案相对双输出轴电机传动方案对电控系统要求更高。

以上两种方案的优缺点对比下如表 2.1 所示。

表 2.1 方案的优缺点对比

	优点	缺点
方案一	占用空间少，总体机构更为紧凑	双输出轴电机成本较高，与之匹配的传动箱结构更为复杂
方案二	单轴电机成本较低，与之匹配的传动箱结构较为简单、体积较小	占用空间较大

综上所述，修剪传动机构方案中方案二传动机构较为简单，传动系统更为成熟可靠，因此，修剪机构传动方案中选择方案二。

2.2.2 行走传动机构方案

方案一：双侧电机独立驱动传动方案

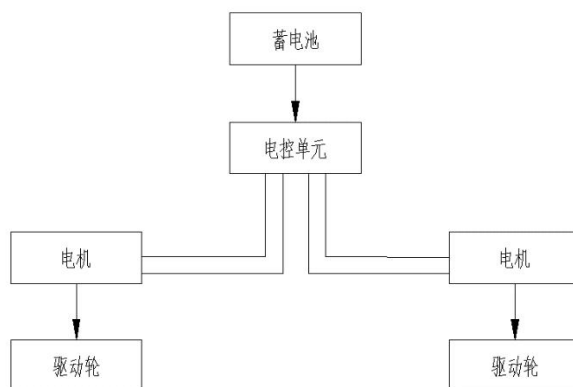


图 1.8 双侧电机独立驱动传动方案

该方案采用的是双侧电机独立驱动结构，两侧的电机为动驱动轮输送动力，最后由驱动轮带动履带运动。在转弯时，需要靠两侧电机的转速不同而实现转弯的目的，首先由电控单元对两侧电机的转速进行控制，从而使两侧电机产生的转速差传递到两侧的履带，如图 1.8 所示。

本方案所具有的优势：机械结构相对简单，而且传动高效，节约底盘空间，布局灵活且易于实施；不足之处：由于车辆前进和转弯都是靠电控系统来完成，因此，该方案对电控系统的要求比较高。

方案二：单驱动电机和转向电机共同驱动的方案

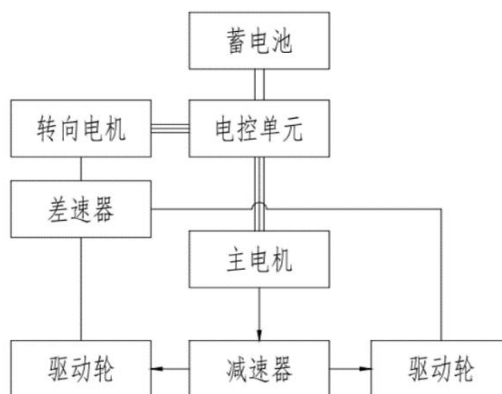


图 1.9 单电机和转向电机共同驱动的方案

此方案具体是以单驱动电机搭配转向电机共同驱动的结构形式，主电机和转向电机靠蓄电池供电，主电机经减速器向两侧的驱动轮输出动力，以此来驱动履带运动。当需要转弯时，电控单元控制转向电机工作，两侧驱动轮转速由转向轴调整，使得两侧履带形成了转速差，从而最终实现转向的目的。此方案特点是两台电机非对称布置的，主电机提供动力，使履带车能够行进，而转向电机则是进行辅助转向，如图 1.9 所示。

在此传动方案中，其直线行进与转弯是分开进行的。因此，为了使履带车能够正常工作，就需要对转向电机提出更高的要求。同时，该方案的驱动电机和转向电机分别是

靠行进传动轴和转向传动轴才能进行动力传递的，零件数量众多，对整车空间布置不利，空间利用率不高。

以上两种方案的优缺点对比下如表 2.2 所示。

表 2.2 方案的优缺点对比

	优点	缺点
方案一	机械结构简单，传动效率高，占用底盘空间少	电控系统复杂
方案二	电控系统简单	机械结构较为复杂，占用底盘空间较多

综上所述，方案一机械传动结构设计较为简单，减少占用空间，因此，行走传动机构方案中选择方案一。

3 修剪机构的设计

修剪机构传动系统，电机 1 输出动力，经齿轮传动 2 减速，带动偏心轮 3 运动，通过连杆 4 将旋转运动转换为动刀片 5 的直线往复运动，如图 3.1 所示。

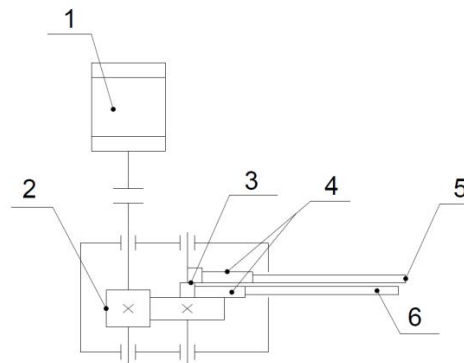


图 3.1 修剪机构传动系统示意图

1-无刷直流电机 2-齿轮传动 3-偏心轮 4-连杆 5-动刀片 6-定刀片

3.1 修剪刀具的选用

目前，市场上普通茶树修剪机大多数是以直线往复式切割刀具为主，直线往复式切割刀具主要是类似于剪刀的工作原理，利用上下两刀片之间的相对运动，从而实现修剪的目的。直线往复式的刀具种类有单刃与双刃之分，考虑到成本，本设计选用单刃平形往复式刀片，如图 3.2 所示。



图 3.2 单刃平形往复式刀片结构简图

直线往复式刀片剪切的方式主要有两种，一种是两个刀片都进行相对往复运动，另一种是只有一个刀片运动。考虑到单动刀修剪方式在工作时惯性力小，本设计选用单动刀的修剪方式，采用偏心轮与连杆结合组成曲柄连杆机构，将旋转运动转变为直线往复运动，如图 3.3 所示。

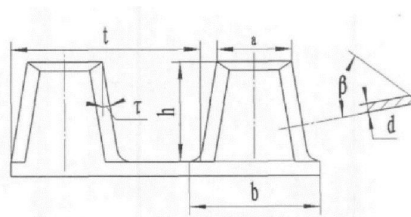


图 3.3 刀片主要结构参数

其中 τ 为刃线倾角， β 为刀刃角， t 为刀片齿距， b 为刀片齿底宽， a 为刀片齿顶宽， h 为刀齿高度， d 为刀片厚度。

本设计应用于茶树的轻修剪，轻修剪主要是剪除茶树冠面 5~8cm 以下的枝条，而根据茶树轻修剪的实际情况统计，所需修剪部位的茶树枝条直径基本不超过 8mm。因此，根据茶树轻修剪的要求以及参考市面上常见的茶树修剪机刀片选定共立 30ES 单刃切割刀片。本设计采用单动刀修剪方式，完成一次修剪所需最大行程为 15mm。所选刀片的基本参数，如表 3.1 所示。

表 3.1 刀片基本参数

参数	数值	单位
刀片齿距	30	mm
刀齿高度	23	mm
刃线倾角	9	°
刀刃角	45	°
刀片厚度	5	mm
刀片齿顶宽	5	mm
刀片齿底宽	13	mm
切割幅宽	60	mm
刀刃齿数	21	个
可切割最大直径	10	mm

茶树修剪机其刀具的耐磨性要求很高，而目前普通刀具一般采用 T8、T9 等材料，这类由于热硬性低、易变形不符合茶树修剪机刀具的要求。因此，本设计所选用的刀具其材料为 65Mn，65Mn 此类材料具有硬度较高、强度大，淬透性强等优势，其在经过热处理之后，综合性能能够强于普通碳素钢。

3.2 修剪机构电机的选型

茶树修剪机技术已经十分成熟，可根据不同的修剪类型选用不同种类的修剪机械，根据目前能够适用于茶树轻修剪的修剪机械作为参照，本文以南京秦淮园林机械厂开发制造的 3LJW-750-B 型单人单刃电动茶树修剪机为基础，对本文的修剪电机进行选型，此机型能够满足茶树轻修剪的要求，其所采用的传动机构、修剪刀具与本设计类似。因

此，选用淄博齐翼电器科技有限公司生产的 80WS017 型无刷直流电机，电机的主要参数为 24v，270w，3000r/min。

3.3 齿轮传动的设计

根据市面上常见的单刃茶树修剪机减速齿轮箱结构特点，本设计选用一级圆柱齿轮减速器，减速比为 2。齿轮组初定部分参数，如表 3.2 所示。

表 3.2 减速机构齿轮初选的参数

序号	选定的参数
1	选择直齿圆柱齿轮进行传动，取 $\alpha=20^\circ$
2	选用 7 级精度齿轮
3	小齿轮 40Cr（调质处理），硬度为 280HBS；大齿轮 45 钢（调质处理），硬度为 240HBS
4	选小齿轮齿数 $Z_1=20$ ，大齿轮齿数 $Z_2=40$

1、先根据齿面接触疲劳强度进行设计，即：

$$d_{1t} \geq \sqrt[3]{\frac{2K_{Ht}T}{\varphi_d} \frac{u+1}{u} \left(\frac{Z_H Z_E Z_\epsilon}{[\sigma_H]} \right)^2} \quad (3.1)$$

试选 $K_{Ht}=1.3$ ，选取齿宽系数 $\varphi_d=0.8$ ，区域系数 $Z_H=2.49$ ，材料的弹性影响系数 $Z_E=189.8\text{MPa}$ 。

2、计算小齿轮传递的扭矩 T_1 ：

$$T_d = 9550000 \times \frac{P_d}{n_m} = 9550000 \times \frac{0.27}{3000} = 859.5\text{N} \cdot \text{mm}$$

$$T_1 = T_d \eta_1 = 859.5 \times 0.99 = 850.9\text{N} \cdot \text{mm}$$

3、计算接触疲劳强度用重合度系数 Z_ϵ ：

$$\alpha_{a1} = \arccos\left(\frac{z_1 \cos \alpha}{z_1 + 2h_{an}^*}\right) = \arccos\left(\frac{20 \cos 20^\circ}{20 + 2 \times 1}\right) = 31.321^\circ$$

$$\alpha_{a2} = \arccos\left(\frac{z_2 \cos \alpha}{z_2 + 2h_{an}^*}\right) = \arccos\left(\frac{40 \cos 20^\circ}{40 + 2 \times 1}\right) = 26.499^\circ$$

$$\epsilon_\alpha = \frac{z_1(\tan \alpha_{a1} - \tan \alpha') + z_2(\tan \alpha_{a2} - \tan \alpha')}{2\pi} = 1.64$$

$$Z_\epsilon = \sqrt{\frac{4 - \epsilon_\alpha}{3}} = \sqrt{\frac{4 - 1.64}{3}} = 0.887$$

4、计算接触疲劳许用应力 $[\sigma_H]$ 。查小齿轮和大齿轮接触疲劳极限分别为：

$$\sigma_{Hlim1} = 600\text{Mpa}, \sigma_{Hlim2} = 550\text{Mpa}$$

5、计算应力循环次数

$$N_{L1} = 60 n j L_h = 8.64 \times 10^9$$

$$N_{L2} = \frac{N_{L1}}{u} = \frac{8.64 \times 10^9}{2} = 4.32 \times 10^9$$

6、查得取接触疲劳系数

$$K_{HN1} = 0.86, K_{HN2} = 0.86$$

取失效概率为 1%，安全系数 S=1，得

$$[\sigma_H]_1 = \frac{\sigma_{Hlim1} K_{HN1}}{S_H} = \frac{600 \times 0.86}{1} = 516 \text{MPa}$$

$$[\sigma_H]_2 = \frac{\sigma_{Hlim2} K_{HN2}}{S_H} = \frac{550 \times 0.86}{1} = 473 \text{MPa}$$

取 $[\sigma_H]_1$ 和 $[\sigma_H]_2$ 中较小者作为该齿轮副的接触疲劳许用应力，即：

$$[\sigma_H] = 473 \text{MPa}$$

试算小齿轮分度圆直径

$$d_{1t} \geq \sqrt[3]{\frac{2K_{Ht} T}{\varphi_d} \frac{u+1}{u} \left(\frac{Z_H Z_E Z_\epsilon}{[\sigma_H]} \right)^2} = 14.254 \text{mm}$$

调整小齿轮分度圆直径。

7、计算实际载荷系数前的数据准备

圆周速度v：

$$v = \frac{\pi d_{1t} n}{60 \times 1000} = 2.24 \text{m/s}$$

齿宽 b：

$$b = \varphi_d d_{1t} = 0.8 \times 14.254 = 11.403 \text{mm}$$

8、计算实际载荷系数 K_H

查表得使用系数 $K_A=1.25$ ，根据 $v=2.24 \text{m/s}$ 及 7 级精度，查得动载系数 $K_v=1.04$ ，
齿轮的圆周力：

$$F_t = 2 \times \frac{T}{d_1} = 132.66 \text{N}$$

$$K_A \times F_t / b = 14.542 \text{N/mm} < 100 \text{N/mm}$$

齿间载荷分配系数 $K_{H\alpha}=1.2$ ，7 级精度、小齿轮相对支承对称布置时，齿向载荷分布系数 $K_{H\beta}=1.309$ 。实际载荷系数：

$$K_H = K_A K_V K_{H\alpha} K_{H\beta} = 2.042$$

9、可得按实际载荷系数算得的分度圆直径

$$d_1 = d_{1t} \sqrt[3]{\frac{K_H}{K_{Ht}}} = 16.569\text{mm}$$

10、确定模数

$$m = \frac{d_1}{z_1} = 0.83\text{mm}$$

取 $m=2\text{mm}$ 。

11、确定齿轮传动尺寸

(1) 计算中心距

$$a = \frac{m}{2}(z_1 + z_2) = 60\text{mm}$$

(2) 计算小、大齿轮的分度圆直径

$$d_1 = z_1 m = 40\text{mm}$$

$$d_2 = z_2 m = 80\text{mm}$$

(3) 计算齿宽

$$b = \varphi_d d_1 = 24\text{mm}$$

取 $b_1=30\text{mm}$, $b_2=25\text{mm}$ 。

12、校核齿根弯曲疲劳强度，齿根弯曲疲劳强度条件为：

$$\sigma_F = \frac{2K_F T Y_{Fa} Y_{Sa} Y_\varepsilon}{\varphi_d m^3 z_1^2} \leq [\sigma]_F \quad (3.2)$$

齿宽 $b=b_2=25$ ，齿形系数 Y_{Fa} 和应力修正系数 Y_{Sa} ：

查图表得齿形系数：

$$Y_{Fa1} = 2.8, Y_{Fa2} = 2.4$$

查图表得应力修正系数：

$$Y_{Sa1} = 1.55, Y_{Sa2} = 1.67$$

试选 $K_{Ft}=1.3$ ，计算弯曲疲劳强度用重合度系数 Y_ε 。

$$Y_\varepsilon = 0.25 + \frac{0.75}{\varepsilon_\alpha} = 0.25 + \frac{0.75}{1.635} = 0.709$$

圆周速度：

$$v = \frac{\pi d_1 n}{60 \times 1000} = 4.71\text{m/s}$$

宽高比 b/h ：

$$h = (2 ha^* + c^*) \times m = 2.25\text{mm}$$

$$\frac{b}{h} = \frac{25}{2.25} = 11.11$$

根据 $v=4.71\text{m/s}$, 7 级精度, 查表得动载系数 $K_v=1.06$, 齿间载荷分配系数 $K_{F\alpha}=1.2$, $K_{H\beta}=1.309$, 结合 $b/h=20/2.25=8.889$, 查表得 $K_{F\beta}=1.06$ 。则载荷系数为:

$$K_F = K_A K_V K_{F\alpha} K_{F\beta} = 1.685$$

查表得小齿轮和大齿轮的齿根弯曲疲劳极限分别为

$$\sigma_{Flim1} = 500\text{MPa}, \quad \sigma_{Flim2} = 380\text{MPa}$$

查取弯曲疲劳系数

$$K_{FN1} = 0.85, \quad K_{FN2} = 0.85$$

取弯曲疲劳安全系数 $S=1.25$, 得

$$[\sigma_{F1}] = \frac{\sigma_{Flim1} K_{FN1}}{S} = 340\text{MPa}$$

$$[\sigma_{F2}] = \frac{\sigma_{Flim2} K_{FN2}}{S} = 258.4\text{MPa}$$

齿根弯曲疲劳强度校核

$$\sigma_{F1} = \frac{2K_F T Y_{Fa1} Y_{Sa1} Y_\epsilon}{\phi_d m^3 z_1^2} = 24.51\text{MPa} < [\sigma_F]_1$$

$$\sigma_{F2} = \frac{2K_F T Y_{Fa2} Y_{Sa2} Y_\epsilon}{\phi_d m^3 z_1^2} = 22.635\text{MPa} < [\sigma_F]_2$$

齿根弯曲疲劳强度满足要求, 并且小齿轮抵抗弯曲疲劳破坏的能力大于大齿轮。

齿轮的圆周速度

$$v = \frac{\pi d_1 n}{60 \times 1000} = 4.712\text{m/s}$$

即选用 8 级精度。

主要设计结论: 齿数 z_1 为 20, z_2 为 40, 模数 m 为 2mm, 压力角 α 为 20° , 中心距 a 为 60mm, 齿宽 B_1 为 30mm, B_2 为 25mm。

13、计算齿轮传动其它几何尺寸

(1) 计算齿顶高、齿根高和全齿高

$$h_a = m h_{an}^* = 2\text{mm}$$

$$h_f = m(h_{an}^* + c_n^*) = 2.5\text{mm}$$

$$h = h_a + h_f = m(2h_{an}^* + c_n^*) = 4.5\text{mm}$$

(2) 计算小、大齿轮的齿顶圆直径

$$d_{a1} = d_1 + 2h_a = 44.00\text{mm}$$

$$d_{a2} = d_2 + 2h_a = 84.00\text{mm}$$

(3) 计算小、大齿轮的齿根圆直径

$$d_{f1} = d_1 - 2h_f = 35\text{mm}$$

$$d_{f2} = d_2 - 2h_f = 75\text{mm}$$

$$h_{an}^* = 1.0, c_n^* = 0.25。$$

齿轮参数和几何尺寸，如表 3.3 所示。

表 3.3 齿轮主要结构尺寸

名称和代号	小齿轮	大齿轮
中心距	60	
齿数 z	20	40
模数 m	2	
齿宽 B	30	25
齿顶高系数 h_a^*	1.0	
顶隙系数 c^*	0.25	
齿顶高 h_a	2.0	
齿根高 h_f	2.5	
全齿高 h	4.5	
分度圆直径 d	40	80
齿顶圆直径 d_a	44	84
齿根圆直径 d_f	35	75

3.4 输入轴的设计与计算

1、根据上文得出部分输入轴数据：

$$P_1=0.27\text{kW}, n_1=3000\text{r/min}, T_1=0.85\text{N}\cdot\text{m}。$$

2、初步确定轴的最小直径：

选取轴的材料为 40Cr（调质），硬度为 280HBS，根据表，取 $A_0=110$ ，于是得：

$$d_{min} \geq A_0 \sqrt[3]{\frac{P}{n}} = 110 \times \sqrt[3]{\frac{0.27}{3000}} = 5.21\text{mm}$$

输入轴的最小直径是安装联轴器的轴径，由于安装键将轴径增大 5%，得

$$d_{min} = (1 + 0.05) \times 5.21 = 5.47\text{mm}$$

输入轴的最小直径是安装联轴器处轴的直径 d_{12} ，为了使所选的轴直径 d_{12} 与联轴器的孔径相适应，故需同时选取联轴器型号。

联轴器的计算转矩 $T_{ca}=K_A \times T_1$ ，查表，考虑平稳，故取 $K_A=1.3$ ，则：

$$T_{ca} = K_A T_1 = 1.105\text{N}\cdot\text{m}$$

3、输入轴的结构设计如图 3.4 所示。

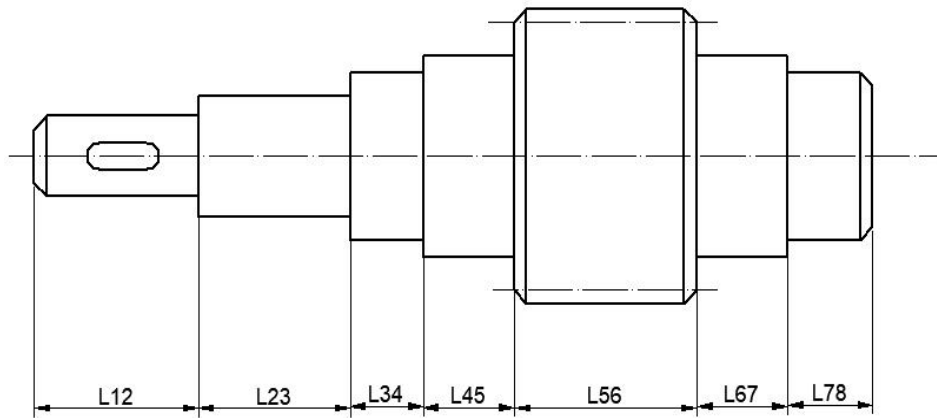


图 3.4 输入轴示意图

4、轴上零件的周向定位

半联轴器与轴的周向定位采用平键链接,半联轴器与轴的配合为 H7/k6,按机械设计手册查得截面尺寸 $b \times h=4 \times 4\text{mm}$ ，长度 $L=10\text{mm}$,滚动轴承与轴的周向定位是由过渡配合来保证的，此处选轴的直径尺寸公差为 H7/k6

5、确定轴上圆角和倒角尺寸

查表，取轴端倒角为 C2,而各轴肩处的圆角半径则由各轴肩决定。

输入级齿轮轴的各轴段尺寸及说明如表 3.4 所示。

表 3.4 输入轴的尺寸及说明

轴段	直径	长度	说明
1	12mm	25mm	与联轴器配合，根据电机轴直径 12mm，并结合转矩 T_{ca} 应小于联轴器公称转矩的条件，采用 GJ1 型联轴器， L_{12} 段的长度略短半联轴器与轴配合的轮毂长度 $L=27mm$
2	15mm	15mm	用于联轴器的轴向定位， L_{12} 右端需制出轴肩。根据目前技术成熟的修剪机减速器采用无端盖结构，因此，减速器壁较薄，此轴段无需过长
3	25mm	12mm	结合之前轴段的尺寸，查表得，此轴段配合 6005 型深沟球轴承（ $d \times D \times B=25 \times 47 \times 12mm$ ）
4	30mm	26.5mm	6005 型深沟球轴承配合轴肩高度为 5.5mm，因此，此轴段直径为 30mm。根据小齿轮距减速器箱体内壁 10mm，以及避免减速器内的偏心轮发生干涉，长度定为 26.5mm
5	44mm	30mm	为齿轮部分，根据输入级齿轮数据进行设计
6	30mm	10mm	与轴段 4 类似，取直径 30mm，齿轮距箱体内壁需 10mm
7	25mm	14mm	与轴段 3 类似，相较轴段 3 多出段 C2 倒角

3.5 螺杆升降平台的设计与计算

为适应更多不同修剪高度的茶园环境，设计可手动升降的平台对刀具修剪高度进行相应的调整。升降平台举升修剪机构时是人力通过手动旋转套筒将扭矩传递到螺杆，螺杆将该扭矩转化为水平的轴向力，此轴向力经相关机构转化为举升力。

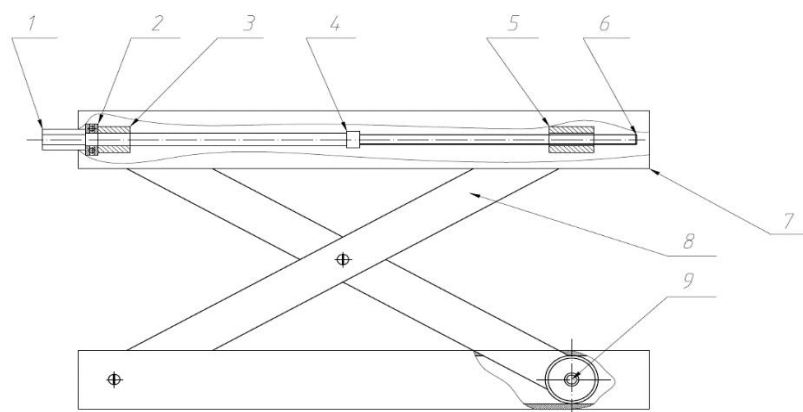


图 3.5 升降平台结构示意图

- 1-六角螺帽 2-推力球轴承 3-连杆 4-限位螺母 5-矩形螺母连杆 6-螺杆
2-7-支撑平台 8-剪叉杆 9-滚轮

根据实际修剪要求所设计的升降平台相关参数，如表 3.5 所示。

表 3.5 升降平台主要设计参数

序号	参数	数值
1	额定载荷	15Kg
2	上、下平台外形尺寸(长×宽)	400×230mm
3	初始高度	90mm
4	最大高度	380mm

参考赵新虎、李成群等人所著的《一种轻型电动剪叉式升降平台结构设计与分析》^[11]进行升降机构推力的确定。得：

$$F = 2G \cot \alpha \quad (3.3)$$

式中：F——螺杆推力（轴向力），N；

G——额定载荷,Kg；

α ——剪叉杆与水平面的夹角。

α 取最小值 12° ，F 可取得最大值，即 F 约为 141.138N。因此，可进行手动升降。

本设计的螺杆采用梯形单头螺纹，选取应力系数 ψ 为 1.5，选取螺纹副许用压强[P]为 8N/mm^2 。根据耐磨性计算确定螺杆的螺纹中径 d_2 ，得：

$$d_2 \geq 0.8 \sqrt{\frac{F}{\psi[P]}} \quad (3.4)$$

根据前文相关数值可得 $d_2 \geq 2.744\text{mm}$ 。

查表并计算，本文螺杆的相关尺寸参数，如表 3.6 所示：

表 3.6 螺杆尺寸参数

参数	数值	参数	数值
公称直径 d	8mm	牙顶间隙 a_c	0.25mm
外螺纹中径 d_2	7mm	内螺纹大径 D_4	8.5mm
外螺纹小径 d_3	5.5mm	内螺纹小径 D_1	6mm
螺距 p	2mm	导程 s	2mm
螺纹牙高 h_1 、 H_4	1.25mm		

本文升降平台需固定高度工作，对螺旋传动有一定的自锁要求，因此，进行螺杆螺母（轴芯）结构的自锁性校核。先计算螺纹升角 λ 。

$$\lambda = \arctan \frac{s}{\pi d_2} \quad (3.5)$$

根据前文相关数值得 λ 约为 5.2° 。

计算当量摩擦角 ρ :

$$\rho = \arctan \frac{f}{\cos \frac{\gamma}{2}} \quad (3.6)$$

取螺纹牙型角 γ 为 30° ；本设计配对材料选用钢对青铜，取摩擦因数 f 为 0.09。得 $\rho \approx 5.33^\circ$ 。 $\lambda < \rho$ ，故丝杠螺母结构的自锁性可靠。

进行杆螺母（轴芯）结构的强度校核，螺纹摩擦力矩的计算公式为：

$$M = \frac{1}{2} d_2 F \tan (\lambda + \rho) \quad (3.7)$$

根据上文相关数据得， $M=91.822\text{N}\cdot\text{mm}$ 。

螺杆强度的当量应力计算公式为：

$$\sigma_e = \sqrt{\left(\frac{4F}{\pi d_3^2}\right)^2 + 3\left(\frac{M}{0.2d_3^3}\right)^2} \quad (3.8)$$

将前文数据代入上式得， $\sigma_e=7.625\text{N}/\text{mm}^2$ 。螺丝材料选用 45 钢，其屈服极限为 $\sigma_s=355\text{N}/\text{mm}^2$ ，螺杆的许用拉应力为 $[\sigma] = \frac{\sigma_s}{3\sim 5}$ ，即 $[\sigma]$ 最小值为 $71\text{N}/\text{mm}^2$ 。所以 $\sigma_e < [\sigma]$ ，螺杆的螺母（轴芯）结构符合设计要求。

4 行走机构的设计

4.1 履带底盘的设计

4.1.1 设计要求

履带底盘在一般情况下基本是由“四轮一带”、张紧装置和履带架等结构组成，所谓“四轮一带”就是履带、驱动轮、引导轮、托链轮、支重轮。本设计选用普通型履带底盘，为了减轻整机重量而采用橡胶履带，如图 4.1 所示。

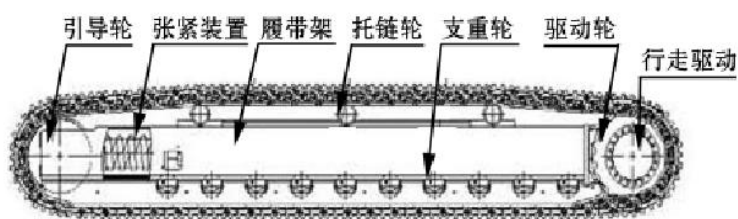


图 4.1 履带行走机构结构示意图

本设计橡胶履带底盘设计要求，如表 4.1 所示。

表 4.1 设计要求

序号	参数	数值	单位
1	整机重量 G	45	Kg
2	工作行驶速度	1.5~3	km/h
3	最大爬坡角度	30	°

4.1.2 履带的设计

1、计算出履带节距 t ，再根据计算结果进行履带选型，计算公式为：

$$t = (17.5 \sim 23) \sqrt[4]{G} \quad (4.1)$$

式中： t ——履带节距，mm；

G ——整机重量，kg。

因此， t 为 45.33~59.57mm，取 $t=50\text{mm}$ 。

2、橡胶履带板宽度 b ：

$$b = (0.9 \sim 1.1) \times 209 \times \sqrt[3]{G \times 10^{-3}} \quad (4.2)$$

式中：b——履带板宽，m；

G——整机重量，kg。

得 $b \approx 66.91 \sim 81.77 \text{mm}$ ，b 取 70mm。

3、橡胶履带支撑面长度 L

$$L = K\sqrt[3]{G} = (1.25 \sim 1.5) \times \sqrt[3]{G} \quad (4.3)$$

式中：G——整机重量，t。

K 为 1.25~1.5，即 $L \approx 0.45 \sim 0.53 \text{m}$ ，取 $L=450 \text{mm}$ 。

4、履带轨距 B

$$B = (3.5 \sim 4.5) b \quad (4.4)$$

式中：B——履带规矩，mm；

b——履带板宽，mm。

$B=245 \sim 315 \text{mm}$ ，取 $B=310 \text{mm}$ 。

5、所得履带支撑面长度 L 还应满足以下转向要求：

$$\frac{L}{B} \leq \frac{2(\varphi-f)}{\mu} \quad (4.5)$$

式中：L——履带支撑面长度，mm；

B——履带轨距，mm；

j——牵引附着系数，见表 4.2；

f——滚动阻力系数，见表 4.3；

m——回转阻力系数，见表 4.4。

表 4.2 牵引附着系数

路面条件	牵引附着系数	路面条件	牵引附着系数
铺砌道路	0.6~0.8	细砂土地	0.45~0.55
干土道路	0.8~0.9	收割后的草地	0.7~0.9
柔软砂路	0.6~0.7	开垦的田地	0.6~0.7
深泥土地	0.5~0.6	冻结的道路	0.2

表 4.3 滚动阻力系数

路面条件	滚动阻力系数	路面条件	滚动阻力系数
混凝土	0.05	泥泞地、沙地	0.10~0.15
坚实土路	0.07	冻结的道路	0.03~0.04
松散土路	0.10		

表 4.4 回转阻力系数

路面条件	回转阻力系数	
土壤种类	平均值 μ_c	平均最大值 μ_{cmax}
干混凝土	0.53	0.74
湿混凝土	0.64	0.75
干实砂土	0.62	0.88
湿实砂土	0.27	0.35
干沥青混凝土	0.35	0.45
柔软砂土	0.53	0.72
褐煤泥质土	0.56	0.58
干粉砂粘土	0.80	0.90
厚度 10~15 cm 的雪地	0.35	0.50

计算回转阻力系数的经验公式为：

$$\mu = \frac{\mu_{cmax}}{a + (1-a)\frac{R}{B}} \quad (4.6)$$

式中： μ_{cmax} ——回转阻力系数最大平均值；

a ——与土壤力学性质有关的无因次经验系数，其平均值取 0.85；

R ——转弯半径；mm；

B ——履带轨距，mm。

结合前面内容的计算数据本设计的履带车转弯半径为 400mm。根据茶树修剪机现实工作环境， μ 为 0.328，公式 4-5 成立，所设计的履带车能够满足转向要求。

所选履带的基本主要参数，如表 4.5 所示。

表 4.5 履带主要参数

序号	参数	数值	单位
1	履带节距	50	mm
2	履带板宽度	70	mm
3	履带支撑面长度	450	mm
4	履带轨距	380	mm

4.1.3 轮组的设计

驱动轮为履带提供动力,多数情况下放置在履带底盘的后部,可减少张紧段的长度,延长履带的使用寿命。本设计驱动轮材质选用 45 钢,经调质处理后轮齿的硬度可达到 197~229HRW,结构如图 4.2 所示。

目前多数情况下,驱动轮的齿数 Z 不小于 7,而且多为奇数。因此,为了防止驱动轮尺寸过大,本设计选定驱动轮的齿数 Z 为 9。

本设计选用的驱动轮齿形的工作面为凹形,以减少接触应力。节圆直径 D_K :

$$D_K = \frac{t}{\sin(180/Z)} \quad (4.7)$$

式中: D_K ——节圆直径, mm;

t ——履带节距, mm;

Z ——轮齿齿数。

得 $D_K \approx 115.239\text{mm}$, 取 $D_K = 120\text{mm}$ 。

驱动轮齿根圆直径 D_g 、齿顶圆直径 D_d :

$$D_g = D_K - 2F \quad (4.8)$$

$$D_d = D_K + 2H - 5 \quad (4.9)$$

式中: D_g ——驱动轮齿根圆直径, mm;

D_d ——齿顶圆直径, mm,

F ——橡胶履带内传动平面距钢丝绳中心平面的距离, mm;

H ——履带厚度, mm。

由 $H = 17.5\text{mm}$, $F = 7\text{mm}$, 得 $D_g = 106\text{mm}$, $D_d = 150\text{mm}$ 。

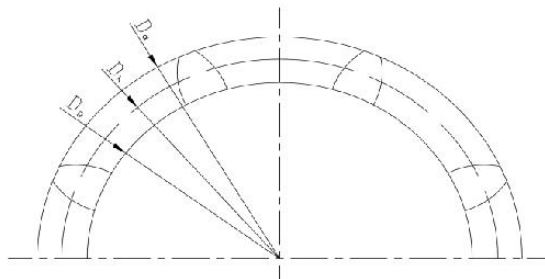


图 4.2 驱动轮主要参数

支重轮具有向履带传递整机重量的功能，使得整机在履带轨道上翻滚，并且对履带进行夹持，不会使履带横向滑动。当所述支重轮处于所述排列位置，要注意避免轮与轮之间互相干扰。支重轮数量的增多，带来的好处是履带接地压力更均匀，在松软土壤这类工作场所，能够有效减少下陷。鉴于履带长度是固定的，如支重轮数量较多，则各支重轮直径变小，这加大了滚动阻力。通常情况下，每边履带的支重轮的数目不应过多，因根据实际情况确定所需数量。

支重轮直径 d 与履带节距 t 一般保持以下比例：

$$\frac{d}{t} = 1.5 \sim 3 \quad (4.10)$$

得 $d=75 \sim 150\text{mm}$ ，取 $d=75\text{mm}$ 。

支重轮一般采用双凸缘的形式，通常凸缘的高度 $h=10 \sim 25$ 毫米，斜面角 $\alpha=20^\circ \sim 30^\circ$ ，如图 4.3 所示。

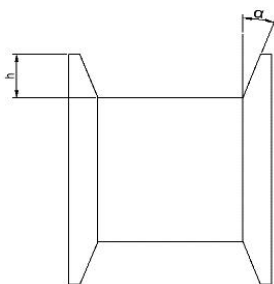


图 4.3 支重轮结构示意图

托链轮顾名思义是托住履带的轮子，可以起到减少履带的跳动和下垂量的作用，对防止履带侧向滑脱也能起到很好的作用。本设计根据履带上方长度的实际情况，设一个托链轮。

引导轮可以起到履带防止跑偏的作用，从而使履带能够运行正确。在一些履带车的设计中，引导轮搭配张紧装置就拥有了张紧履带的功能。目前，引导轮的种类有摆动式和滑动式两种，本次设计选择了滑动式引导轮。导向轮的直径通常比驱动轮略小，最终确定导向轮的直径 150mm ，厚度取 12mm 。

4.2 履带底盘行走电机的选型

转向时单侧履带牵引力:

$$N = \left[G \times \frac{f}{2} + \mu \times G \times \frac{L}{4B} \left(1 - \frac{4T^2}{L^2} \right) \right] \times 9.8 \quad (4.11)$$

式中: N ——单侧履带牵引力, N ;

G ——整机重量, Kg ;

B ——履带节距, mm ;

L ——履带接地长度, mm ;

f ——滚动阻力系数;

μ ——转向阻力系数;

T ——整机重心与行走机构接地形心的纵向偏心距, $T \leq L/6$, 需取整。

因此, $N=260.488N$ 。

为使履带车能够正常工作, 其牵引力必须比额定附着力小, 计算额定附着力:

$$P_{\phi} = \phi G \times 9.8 \quad (4.12)$$

式中: P_{ϕ} ——额定附着力, N ;

Φ ——附着系数, 具体见表 4.6;

G ——整机重量, Kg 。

得 $P_{\phi}=308.7N$, $N < P_{\phi}$, 符合要求。

本设计需要具备 30° 的爬坡的能力, 因此根据王彦诚所著的《纯电动履带式遥控绿篱机传动系统动力匹配与仿真》可知: 其所设计履带车最大爬坡角度为 30° , 与本设计爬坡要求一致。履带车在上坡时较平地行走及平地转弯等工作情况所需的牵引力为最大, 即 $0.65mg$; 而上坡行驶附着力为 $0.85mg$, 大于 $0.65mg$, 符合要求^[16]。因此, 根据上坡所需功率确定两个行走驱动电机所需总额定功率 P (kw)。

$$P \geq \frac{1}{3600\eta} F \times v_{max} \quad (4.13)$$

式中: η ——整机传动装置效率; 取 0.95;

F ——上坡所需牵引力, N ;

v_{max} ——履带车最大行驶速度; km/h 。

根据前文 v_{max} 为 $3km/h$, 得 $P=0.251kw$ 。因此单个行走驱动电机所需功率约为 $0.126kw$, 即为 $126w$ 。

表 4.6 履带机械不同路面的附着系数

路面条件	附着系数	路面条件	附着系数
混凝土	0.45	松散砾石	0.50
干粘土	0.90	压实雪地	0.25
湿粘土	0.70	冰	0.12
压实粘土	0.70	压实粘土	0.90
干沙土	0.30	松散土路	0.60
湿沙土	0.50	煤场	0.60
岩石坑	0.55		

行走系统驱动转矩 $T(N \cdot m)$ ：

$$T = \frac{9550P}{n} \quad (4.14)$$

式中：P——单个行走电机所需功率，kw。

n——行走电机额定转速，r/min。

取 $n=1000r/min$ ， $P=0.126kw$ ，得 $D_K=1.2N \cdot m$ 。

选用 90WSS012 型有刷直流电机，本设计行走系统搭配直流电机调速器，减速比为 10，所选电机能符合本设计的转速要求。电机的基本参数如表 4.7 所示。

表 4.7 行走驱动电机基本参数

参数	数值	单位
电压	24	V
功率	150	w
转速	1000	r/min
转矩	1.3	$N \cdot m$

因此，搭配此款行走电机可满足本设计爬坡 30° 以及行走速度 $1.5 \sim 3km/h$ 的相关动力要求。

5 控制系统的设计

5.1 硬件设计

本设计主要采 PLC 控制器与直流电机调速器进行搭配控制，控制系统设计方案如下：

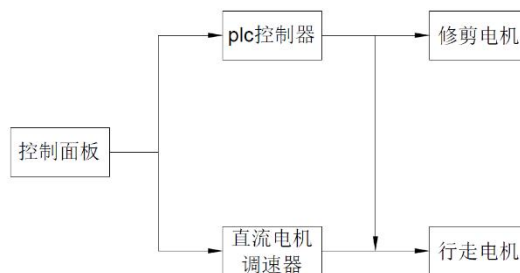


图 5.1 控制系统设计方案

修剪控制：两个修剪机构电机的启停，通过控制面板的按键信号传递到 PLC 控制器，最终控制与修剪机构电机串联的中间继电器的触点来达到控制目的。

行走控制：两个行走驱动电机的控制与电源主要是由直流电机调速器负责，履带车的前进、后退、停止与行驶速度可由调速器的按键面板实现；而履带车的转向则是通过一侧电机正常运行，另一侧电机停止工作来实现，在调速器与两个行走驱动电机之间各串联两个中间继电器的常闭触点，PLC 控制器则控制这两个中间继电器实现单个行走电机的启停，最终达到履带车转向的目的。

PLC 可编程控制器选用西门子的 S7-200，在本设计中主要控制四个电机的启停。直流电机调速器选用松元牌 X0940 型调速器，其具备控制电机停止、正反转以及 10 档调速等功能，主要对两个行走电机进行控制。



图 5.2 松元牌 X0940 型直流电机调速器

表 5. 1I/O 地址分配表

输入信号和地址		输出信号和地址	
双修剪电机启动按钮 SB1	I0.1	双修剪电机启动接触器 KM1	Q0.1
双修剪电机停止按钮 SB2	I0.2	行走电机（左）停止接触器 KM2	Q0.2
行走电机（左）停止点动按钮 SB3	I0.3	行走电机（右）停止接触器 KM3	Q0.3
行走电机（右）停止点动按钮 SB4	I0.4		
急停按钮 SB5	I0.0		

5.2 软件设计

控制面板修剪电机的启动按键或停止按键经 PLC 控制器后，控制中间继电器最终使修剪刀具运动或停止。两个行走驱动电机的单个电机启停分别需 PLC 使用常闭触点（串联于调速控制器与两个行走电机之间）控制，在正常行驶过程中由调速器控制，单在履带车需要转向时，PLC 控制器的介入可使一侧电机工作，另一侧电机停止，最终履带车可完成转向，梯形图如图 5.3 所示。

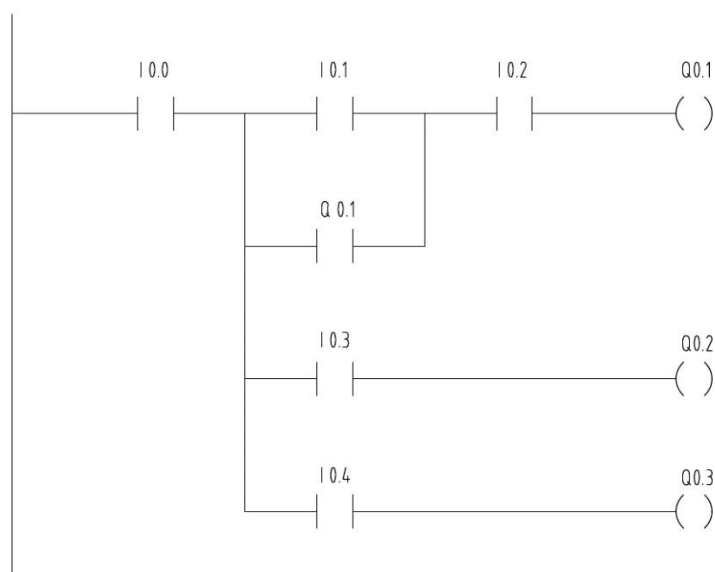


图 5.3PLC 程序梯形图

6 总结与展望

6.1 总结

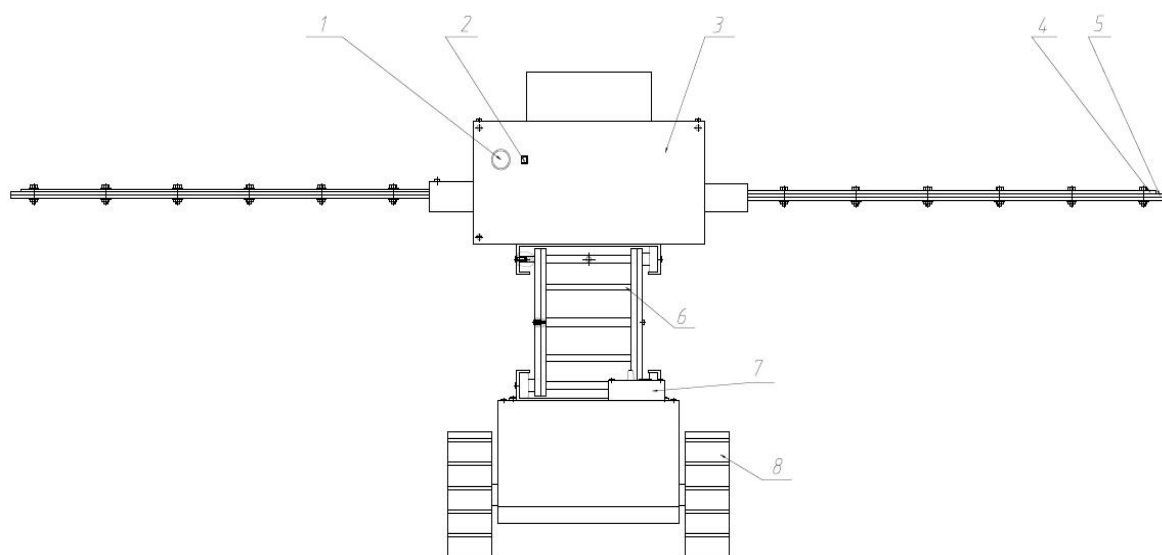
本文主要进行了小型移动式茶树修剪机的结构设计。目前国内茶树修剪多采用人工手拿修剪工具进行修剪，劳动强度高、效率低下。本设计的茶树修剪机可降低劳动强度，减少人力成本，提高修剪效率，适应大部分茶园地形。具体设计内容如下特点：

1、修剪结构部分依靠现有茶树修剪机成熟的发展经验，结构设计合理可靠，操作简单方便，能够达到茶树轻修剪的要求。双侧修剪的设计大大增加了修剪范围，提升了修剪效率。

2、本设计具有手动升降机构，可在一定范围内进行高度调整，基本上适合绝大部分茶园对于茶树修剪的高度要求。

3、行走装置部分采用履带式底盘，具备 30° 的爬坡能力，可适应我国大部分的茶园地形。

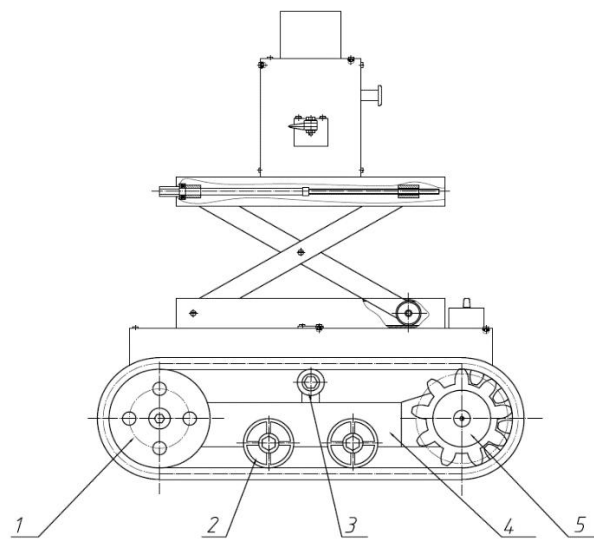
本文的小型移动式茶树修剪机后视图，如图 6.1 所示。



1-急停按钮 2-修剪电机开关 3-修剪传动机构箱 4-刀片盖 5-切割刀片 6-升降平台
7-行走电机调速器 8-橡胶履带

图 6.1 小型移动式茶树修剪机后视图

本文的小型移动式茶树修剪机左视图，如图 6.2 所示。



1-引导轮 2-履带底盘机架 3-支重轮 4-托链轮 5-驱动轮

图 6.2 小型移动式茶树修剪机左视图

6.2 展望

本设计的茶树修剪机基本能够满足茶树轻修剪各项要求，但需要人员操作机器上的按键进行各种控制，缺少遥控控制，在之后可加入单片机模块控制、传感器模块以及蓝牙通讯模块等，提高小型移动式茶树修剪机的灵活性，更进一步提升修剪效率，减轻操作人员的工作负担。

参考文献

- [1]刘莉.浅谈茶叶主要功效成分及其生物活性[J].南方农业,018,12(24):132-133+141.
- [2]王娜.乡村振兴背景下茶叶产业发展研究[J].福建茶叶,2022,44(07):12-14.
- [3]程道南.茶树的修剪技术及标准[J].现代农业科技,2016(02):82+84.
- [4]徐奕鼎,汪海泉,王烨军,袁自春.茶树系列修剪技术及其合理应用[J].安徽农业科学,2013,41(17):7439-7441+7453.
- [5]胡健,何增富,詹国祥,李继伟,郭伟.茶树修剪采摘机械的现状与展望[J].农业装备技术,2011,37(05):21-23.
- [6]岳鹏翔,陈椽.采茶机和修剪机的发展史[J].茶叶机械杂志,1994(03):27-29.
- [7]王渥民.橡胶履带的开发与应用概况[J].橡塑技术与装备,2008(02):36-38.
- [8]周金云,周文杰,周盼,朱婷,周大倩.一种适用性强的茶树修剪机[P].湖北省:CN111165201A,2020-05-19.
- [9]刘河地.一种便于调节修剪高度的双人茶树修剪机[P].福建省; CN21384775U,2021-08-03.
- [10]范思远.茶树修剪机[P].江苏:CN205266389U,2016-06-01.
- [11]赵新虎,李成群.一种轻型电动剪叉式升降平台结构设计与分析[J].机械工程与自动化,2018(02):110-111+114.
- [12]张彩琴.履带式拖拉机与土壤表面相互作用的理论分析[J].东北林业大学学报,2001(02):117-119.
- [13]朱士岑,赵剡水.橡胶履带拖拉机的发展与研究(一)——国内外橡胶履带拖拉机产品的发展[J].拖拉机与农用运输车,2002(05):3-8.
- [14]刘乐.纯电动履带式遥控绿篱机总体设计与动力学仿真[D].长安大学,2019.
- [15]刘海燕.履带行走机构的计算与选型设计[J].采矿技术,2013,13(04):90-93.
- [16]王彦诚.纯电动履带式遥控绿篱机传动系统动力匹配与仿真[D].长安大学,2019.
- [17]机械设计手册编委会.机械设计手册单行本滚动轴承[M].北京:机械工业出版社,2007.
- [18]濮良贵,陈国定.机械设计[M].北京:高等教育出版社,2013.
- [19]成大先.机械设计手册单行本轴及其联接[M].北京:化学工业出版社,2004.
- [20]杨可桢.机械设计基础(第六版)[M].北京:高等教育出版社,2013.
- [21]王伯平,李萍.互换性与测量技术(第五版)[M].北京:机械工业出版社,2018.

- [22]黄永红,刁小燕.电气控制与 PLC 应用技术(第三版)[M].北京:机械工业出版社,2018.
- [23]李俊武,黄向裕,黄健龙.工程制图[M].北京:机械出版社,2017.
- [24]胡红玉,刘军.工程力学[M].北京:机械出版社,2013.
- [25]JB/T 5674-2007, 茶树修剪机[S].
- [26]Luo Junjie,Miao Wenxue,Wu Xuanqi,Zhang Xingkui,Zhang Cairong. Design and Analysis of Automatic Pruning Machine Electrical Control System for Hedgerows on Highway[J]. Journal of Physics: Conference Series,2021,2033(1).
- [27]Kamandar Mohammad Reza,Massah Jafar,Jamzad Mansour. Design and evaluation of hedge trimmer robot[J]. Computers and Electronics in Agriculture,2022,199.

致谢

本论文（设计）是在我的指导教师的亲切关怀和悉心指导下完成的。她严肃的科学态度，严谨的治学精神，精益求精的工作作风，深深地感染和激励着我。从题目的选择到最终完成，高波老师都始终给予我细心的指导和不懈的支持。

其次，我要感谢智能制造与电气工程学院所有老师们，给予我的教导和培养；我还要感谢我的同学们，如果没有他们，我的大学生活将失去很多意义，同学们的深情厚谊将是我人生一笔巨大的财富。

最后，还要感谢我的父母。有了他们的鼓励与帮助，让我增添了不少信心，最终得以顺利完成毕业设计。