



浙江理工大学

本科毕业设计（论文）

题 目 一种插秧机株距调整变速箱

学 院 机械与自动控制学院

专业班级 09 机械设计制造及其自动化 4

姓 名 王鹏 学 号 I09690128

指导教师 李革 教授

系 主 任 _____ 学院院长 _____

二〇 年 月 日

浙 江 理 工 大 学

机械与自动控制学院

毕业设计诚信声明

我谨在此保证：本人所做的毕业设计，凡引用他人的研究成果均已在参考文献或注释中列出。设计说明书与图纸均由本人独立完成，没有抄袭、剽窃他人已经发表或未发表的研究成果行为。如出现以上违反知识产权的情况，本人愿意承担相应的责任。

声明人（签名）：

年 月 日

摘要

水稻是我国最主要的粮食作物,因其种植面积大、单位面积产量与总产量高,在粮食生产中地位举足轻重。水稻种植的机械化是水稻生产的必然趋势,大力发展水稻生产机械化,可以有效争抢农时、抵御自然灾害的影响、确保和扩大种植面积、提高水稻产量、节约生产成本。

为了达到满意的插秧质量,在插秧前必须对插秧机进行适当的调整到位,以保证大田有基本的苗数。而大田的基本苗数是由秧苗栽插时的行距、株距和每穴株数决定的。插秧机的行距为 30cm 固定不变,可调的只有株距和每穴株数。所以,通过调整株距调整大田基本苗数来合理实现水稻栽植密度,从而获得最高的产量,对于水稻种植具有重要的意义。通过设计合理而高效的株距调整变速器,对于适应多品种水稻种植,不同栽植密度要求,充分利用机械具有重要意义。

本设计针对水稻插植过程中经常采用的七个株距进行了插秧机株距调整变速箱的设计,主要进行了以下内容:

(1) 调查分析了国内外水稻插秧机产业、产品发展现状以及发展趋势,阐述了株距调整变速箱在插秧机工作中起到的重要作用,明确了课题研究的意义。

(2) 根据插秧机要实现七个株距的设计要求,设计了株距调整变速箱的传动方案,并拟定了其传动路线。

(3) 根据株距调整变速箱要具体实现的七个株距距离,并结合插秧机工作时的行走速度,计算出该变速箱的传动比。并拟定了合理的变速箱传动零件参数,计算出了各个齿轮齿数。

(4) 根据设计完成的传动零件尺寸,并结合变速箱传动过程中传递功率及传动比,计算出传动零件的受力,进行了传统力学分析。

(5) 简单介绍了变速箱操纵机构的设计原则。

关键词: 株距调整变速箱; 传动方案; 传动比; 力学分析

Abstract

Rice is China's most important food crops, because of its large acreage, high yields per unit area and total production, it plays a decisive role in food production. The mechanization of rice cultivation is the inevitable trend of rice production. The strong development of the mechanization of rice production can effectively compete for the farming season, resist the effects of natural disasters, ensure and expand the planting area, increase rice production and reduce production costs.

In order to achieve satisfactory quality planting, we must make an appropriate adjustment to rice transplanter to ensure that the basic number of seedlings in rice fields before planting. The field planting density depends on the seedlings line spacing, planting distance and number of seedlings per hole. The transplanter line spacing is fixed at 30cm. Only the planting distance and number of seedlings per hole is adjustable. Therefore, by adjusting the planting distance to adjust the basic number of seedlings to achieve reasonable rice planting density, it is of great significance to obtain the highest yield for rice cultivation. Designing reasonable and efficient planting distance adjustment transmission is of great significance to adapt to the many varieties of rice cultivation, planting density requirements and make full use of the machinery.

According to the seven planting distance that is often used in the planting, this design is designed for planting distance adjustment transmission. The main contents are as follows:

(1) Investigating and analyzing the domestic and international rice transplanter industry, product development status and trends, elaborating planting distance adjustment transmission played an important role in the transplanter work, clearing the significance of the research.

(2) According to seven planting distance that is achieved, designing the planting distance adjustment transmission scheme, and developing a transmission line.

(3) According to seven planting distance that planting distance adjustment transmission will achieve and binding the traveling speed when the transplanter works, calculating the transmission ratio of the gearbox. At the same time, developing a reasonable gearbox transmission parts parameters and calculating the number of teeth of each gear.

(4) According to the transmission parts size that have been designed, combined with the transmission power and transmission ratio in gearbox transmission, calculating the force of the transmission parts, conducting a traditional mechanical analysis.

(5) A brief introduction to the design principles of the transmission control mechanism.

Keyword: planting distance adjustment transmission; transmission scheme; transmission ratio; traditional mechanical analysis.

目 录

摘 要.....	i
目 录.....	iv
第一章 绪论.....	1
1.1 前言.....	1
1.2 国内外发展现状及趋势.....	1
1.2.1 国外水稻插秧机产业、产品现状与发展趋势.....	1
1.2.2 国内水稻插秧机产业、产品现状与发展趋势.....	2
1.3 插秧机株距调整变速箱研究意义.....	4
1.4 研究的基本内容与拟解决的主要问题.....	4
1.4.1 基本内容.....	4
1.4.2 拟解决的主要问题.....	4
第二章 株距调整变速箱传动方案确定.....	6
2.1 变速器的设计要求及选择.....	6
2.1.1 变速器的设计要求.....	6
2.1.2 变速器的选择.....	6
2.2 传动方案的确定.....	7
2.3 传动路线描述.....	8
第三章 株距调整变速箱传动机构的计算.....	9
3.1 株距调整变速箱传动比的确定.....	9
3.1.1 已知条件.....	9
3.1.2 设计计算.....	9
3.2 中心距的确定.....	10
3.3 传动零件的设计.....	11
3.3.1 齿轮模数的选择.....	11
3.3.2 齿轮材料的选取.....	11
3.3.3 齿轮压力角的选取.....	12
3.3.4 齿轮齿宽的选取.....	12
3.4 齿轮齿数的确定.....	13

3.4.1 各传动线路传动比的确定.....	13
3.4.2 齿轮齿数的确定.....	14
3.5 齿轮变位系数的选择.....	16
第四章 株距调整变速箱的传统力学分析.....	18
4.1 齿轮的力学分析.....	18
4.1.1 齿轮的损坏原因及形式.....	18
4.1.2 齿轮的强度计算与校核.....	19
4.2 轴承的选择.....	22
4.2.1 轴承类型的选择.....	22
4.2.2 深沟球轴承型号的选择.....	24
4.3 轴的力学分析.....	25
4.3.1 轴的受力分析.....	25
4.3.2 轴的强度校核.....	26
4.3.3 轴的刚度校核.....	28
第五章 变速器的操纵机构.....	32
第六章 总结与展望.....	33
6.1 总结.....	33
6.2 展望.....	33
参考文献.....	35
致 谢.....	36

第一章 绪论

1.1 前言

水稻是我国最主要的粮食作物,因其种植面积大、单位面积产量与总产量高,在粮食生产中地位举足轻重。而水稻种植的机械化是水稻生产的必然趋势,近年来我国水稻种植的机械化水平逐年增高,尤其是自上个世纪九十年代以来,我国水稻生产机械化水平明显提高^[1]。目前,我国水稻种植机械化程度还相当低,特别是插秧环节,2006年机械化种植水平只有9%^[2]。

农业装备的发展直接关系到我国农机化发展水平,农机化发展水平是我国现代农业的重要标志,而水稻作为我国三大主要粮食作物之一,水稻生产机械化是提高农机化水平的重要内容。大力发展水稻生产机械化,可以有效争抢农时、抵御自然灾害的影响、确保和扩大种植面积、提高水稻产量、节约生产成本。推进水稻主产区生产机械化,增强水稻生产的科技应用、节本增效和救灾减灾能力,是加强水稻生产能力建设,恢复和发展粮食生产的重要物质基础和技术手段^[3]。

1.2 国内外发展现状及趋势

水稻机械化插秧技术是继品种和栽培技术更新之后进一步提高水稻劳动生产率的又一次技术革命。目前,世界上水稻机插秧技术已成熟,日本、韩国等国家以及我国台湾地区的水稻生产全面实现了机械化插秧。

国内外较为成熟并普遍使用的插秧机,其工作原理大体相同。发动机分别将动力传递给插秧机构和送秧机构,在两大机构的相互配合下,插秧机构的秧针插入秧块抓取秧苗,并将其取出下移,当移到设定的插秧深度时,由插秧机构中的插植叉将秧苗从秧针上压下,完成一个插秧过程。同时,通过浮板和液压系统,控制行走轮与机体相对位置和浮板与秧针相对位置,使得插秧深度基本一致^[4]。

1.2.1 国外水稻插秧机产业、产品现状与发展趋势

水稻插秧种植方式主要集中在亚洲,目前国外生产插秧机的国家也全部在亚洲,主要是日本和韩国。日本是世界上水稻插秧机械化水平最高的国家,也是插秧机械研究和制造水平最高的国家,插秧机技术和产品均处于领先地位。

日本生产插秧机的企业主要有久保田、井关、洋马、三菱和日立等。久保田是日本最大的农业机械制造商。与井关和洋马并称为日本3大农机制造企业。韩国生产插秧机的企业主要有大同、东洋、国际、LG和亚细亚等。

由于日本和韩国都已经实现水稻插秧机械化,其国内插秧机市场饱和。产品生产主要用于更新换代和出口。因此日本和韩国的插秧机企业都在积极拓展国外市场,增加出口或直接海外投资。

日本插秧机产品已经形成标准化、系列化和多样化的格局。乘坐式有3至10行,步行式有1、2、4、6行,每种产品各具特色,适应于不同的环境条件和生产规模,满足不同用户的需要。日本种植单季水稻,普遍采用中、小苗早育稀植技术。插秧机行距为300和330mm^[5]。韩国生产的插秧机也有步进式和乘坐式两类,但型号比较单一,没有形成系列。日本插秧机主要有下述五方面的特点。

- (1)结构型式有乘坐式和步进式2大类。
- (2)乘坐式插秧机有高速型和普通型2个品种。
- (3)高速插秧机又细分为侧重点不同的多个机型。
- (4)耕整地与插秧联合作业。
- (5)多用途插秧机。

根据国外插秧机技术发展情况,插秧机的基本结构形式不会有大的变化,将来主要向着降低生产成本、提高作业效率的方向发展^[6]。

(1)高速插秧机将是主导发展产品。从机型结构来看,高速插秧机具有高效率、高性能等优势,是未来的主要发展方向与主导发展产品;步进式插秧机由于作业效率低、使用劳动强度大。市场占有率将逐步下降。

(2)少免耕作业和复合作业。插秧机从单一插秧作业向插秧的同时施肥、铺膜和少耕或免耕插秧等复式作业方向发展。

(3)发展多功能插秧机底盘。插秧机底盘将向水田多功能通用底盘方向发展,以提高机器利用率,降低生产成本。

1.2.2 国内水稻插秧机产业、产品现状与发展趋势

随着国内插秧机市场需求的启动,未来发展前景广阔。我国很多企业都介入插秧机的开发和生产,国外的插秧机企业也改变过去单一的产品出口方式,纷纷在我国建立独资或合资企业进行插秧机生产,国内插秧机市场已经形成国际化的

竞争局面。

国内生产插秧机的企业主要有延吉插秧机制造有限公司、现代农装湖州联合收割机有限公司和南通富来威农业装备有限公司等。在我国投资生产插秧机的外资企业有韩国东洋、日本久保田、洋马和井关等公司。国外资本和技术的引进,加速了我国插秧机市场发展,产销量增长很快。

20世纪50年代我国就曾研制出为插大苗的插秧机,由于大苗育秧生产机械化没有解决,因此也影响了插秧机的发展;70年代初步完成了转臂滑道滚动插秧机型的系列设计;80年代生产了曲柄摇杆插秧机;90年代在引进、改造日、韩、台湾等技术的基础上,转向生产插带土秧苗的高速插秧机,水稻生产过程中的耕整地、育秧、栽植与收获机械化有了较大的进展,送秧和运秧机(手扶式、自走式、人力)基本成熟,在分插机构的设计上有所突破,高速插秧机性能得到提高^[7]。

近年来,在国内插秧机市场需求下,引进和自主开发的产品发展很快,已初步克服了品种单一的缺陷。国内插秧机行距为240和300mm。主要有步行式、乘坐式和独轮乘坐式3种类型。步行式插秧机和高速插秧机主要是合资企业的产品,国内生产的主要是独轮乘坐式插秧机,自主开发的步行式插秧机和高速插秧机也进入了批量生产阶段。目前插秧机市场的竞争主要来自国外产品,韩国的技术来自日本其产品价格比较低,而且进入我国市场的方式更为灵活,因此对我国市场的冲击很大^[8]。

从国内目前水稻生产机械化的发展情况看,水稻机插秧仍然是水稻生产全程机械化的最薄弱环节,插秧机还处于发展初期,未来几年市场需求量将会保持快速上升态势。插秧机产品质量和技术水平将进一步提高。发展将会出现下述几个方面的特点。

- (1) 手扶步进式插秧机将是持续发展的机型。
- (2) 插秧机产品向系列化和多样化发展。
- (3) 水稻种植机械向高速、精准、创新的方向发展。
- (4) 向降低成本,提高可靠性的方向发展。

1.3 插秧机株距调整变速箱研究意义

虽然机插水稻实现了定行、定深、定穴和定苗栽插，满足高产群体质量栽培中宽行浅栽稀植的要求。但只有使插秧机获得符合标准要求的插秧质量，才能确保水稻的增产增收。为了达到满意的插秧质量，在插秧前必须对插秧机进行适当的调整到位，并保证大田有基本的苗数。

因水稻品种不同，对大田基本苗数的要求也是不同的，基本苗数过大过小对水稻的生长都不利，也必然影响到水稻的产量。而大田的基本苗数是由秧苗栽插时的行距、株距和每穴株数决定的。插秧机的行距为 30cm 固定不变，可调的只有株距和每穴株数^[9]。所以，通过调整株距调整大田基本苗数来合理实现水稻栽植密度，从而获得最高的产量，对于水稻种植具有重要的意义。通过设计合理而高效的株距调整变速器，对于适应多品种水稻种植，不同栽植密度要求，充分利用机械具有重要意义。

1.4 研究的基本内容与拟解决的主要问题

1.4.1 基本内容

本次毕业设计中主要完成的内容包括：

- （1）水稻机械化插秧的意义及发展
- （2）插秧机株距调整变速箱方案设计

研究插秧机株距调整变速箱的技术方案，按照课题内容，完成总体方案设计，实现 7 个株距 25，21，18，17，14，12，11（cm）调整。

- （3）插秧机株距调整变速箱的结构设计
要求结构设计合理、简单，装置重量轻。
- （4）完成二维、三维图纸
完成三维、二维装配图和零件图。

1.4.2 拟解决的主要问题

在整个株距调整变速器设计中，首先要考虑的问题是实现其 25,21,18,17,14,12,11（cm）七个株距的调整。要达到此目标要求，必须根据插秧

机工作行走速度进行插植臂插植速度的设计（株距调整变速器转速设计）。在确定株距调整变速箱的转速后，要合理确定齿轮组的变速组数，传动比以及齿轮参数。

在此基础上要保证变速器结构合理、简单轻便，以减轻整机的重量，便于插秧机在水田中的作业。所以在满足七个株距调整的前提下，应尽可能使得变速箱整体结构小，重量轻，结构紧凑。

第二章 株距调整变速箱传动方案确定

2.1 变速器的设计要求及选择

2.1.1 变速器的设计要求

该株距调整变速器的主要功用是实现插秧机工作时株距的调整要求,即在改变发动机转速的主要前提下,传递一定的扭矩,使插秧机插植臂具有适合的牵引力和速度。

对变速器的主要要求是:

应保证插秧机具有高的动力性和经济性指标。在插秧机整体设计时,根据插秧机载重量、发动机参数及使用要求,选择合理的变速器档数及传动比,来满足这一要求。

工作可靠,操纵轻便。插秧机在行驶过程中,变速器内不应有自动跳档、乱档、换档冲击等现象的发生。为减轻驾驶员的疲劳强度,提高行驶安全性,操纵轻便的要求日益显得重要。

重量轻、体积小。影响这一指标的主要参数是变速器的中心距。选用优质钢材,采用合理的热处理,设计合适的齿形,提高齿轮精度以及选用圆锥滚柱轴承可以减小中心距。

传动效率高。为减小齿轮的啮合损失,应有直接档。提高零件的制造精度和安装质量,采用适当的润滑油都可以提高传动效率。

噪声小。选择合理的变位系数,提高制造精度和安装刚性可减小齿轮的噪声。

2.1.2 变速器的选择

有级变速器与无级变速器相比,其结构简单、制造低廉,具有高的传动效率($\eta=0.96-0.98$),因此在各类机械设备上均得到广泛的应用。本文亦根据设计要求选择有级变速器进行设计。

目前,各种机械设备上采用的变速器结构形式是多种多样的,这是由于各国机械设备的使用、制造及修理等条件不同,也是由各种类型设备的使用条件不同所决定的。变速器按前进档不同,有三、四、五和多档变速器。根据轴的形式不

同,又分为:固定轴式、旋转轴式和综合式三类。究竟采用何种方式,除了机械设备总布置要求外,主要考虑一下三方面:

- (1) 变速器的径向尺寸(两轴式尺寸大,三轴式尺寸小);
- (2) 变速器的使用寿命(两轴式齿轮寿命短,三轴式寿命长);
- (3) 变速器的效率。

其中固定轴式变速器应用广泛,又可分为两轴式变速器、中间轴式变速器、双中间轴式变速器及多中间轴式变速器。固定轴式变速器应用广泛,旋转轴式主要用于液力机械式变速器。两轴式变速器有结构简单、轮廓尺寸小、布置方便、中间挡位传动效率高和噪声低等优点,适用于插秧机对变速箱的要求^[10]。

2.2 传动方案的确定

高速插秧机的变速箱是底盘中最关键、也是制造难度最大的装置,要求重量轻、强度高、适应机器在泥泞的稻田中行走。该株距调整变速箱设计是在高速插秧机总体传动方案确定的基础上展开的,本章主要对高速插秧机株距调整变速箱传动方案进行设计。

为满足七个株距调整,设计株距调整变速箱传动简图(如图 2-1)。

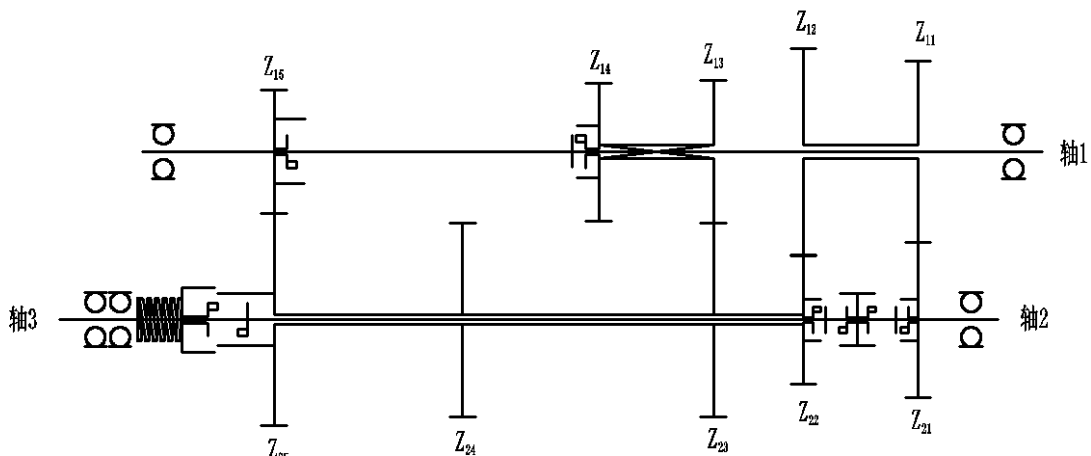


图 2-1 株距调整变速箱传动简图

在该株距调整变速箱传动方案中,除齿轮组 $Z_{13} - Z_{14}$ 为滑动齿轮组外,其它齿轮皆为空套齿轮,它们可通过离合器相互间进行运动传递或带动轴运动。该株距调整变速箱可实现八条传动路径,其传动路线讲解如下。

2.3 传动路线描述

在图 2-1 传动方案中, 其可实现的八条传动路线如下:

(1) 轴 1 (输入) $\rightarrow Z_{13} \rightarrow \left\{ \begin{matrix} Z_{23} \\ Z_{24} \end{matrix} \right\} \rightarrow$ 轴 2 (换挡离合器左移) \rightarrow 轴 3 (输出)

(2) 轴 1 (输入) $\rightarrow Z_{14} \rightarrow Z_{24} \rightarrow$ 轴 2 (换挡离合器左移) \rightarrow 轴 3 (输出)

(3) 轴 1 (输入) $\rightarrow Z_{15}$ (Z_{14}, Z_{15} 啮合) $\rightarrow Z_{25} \rightarrow$ 轴 2 (换挡离合器左移)
 \rightarrow 轴 3 (输出)

(4) 轴 1 (输入) $\rightarrow Z_{13} \rightarrow \left\{ \begin{matrix} Z_{23} \\ Z_{24} \end{matrix} \right\} \rightarrow Z_{22} \rightarrow Z_{12} \rightarrow Z_{11} \rightarrow Z_{21} \rightarrow$ 轴 2 (换挡离合器右移) \rightarrow 轴 3 (输出)

(5) 轴 1 (输入) $\rightarrow Z_{14} \rightarrow Z_{24} \rightarrow Z_{22} \rightarrow Z_{12} \rightarrow Z_{11} \rightarrow Z_{21} \rightarrow$ 轴 2 (换挡离合器右移) \rightarrow 轴 3 (输出)

(6) 轴 1 $\rightarrow Z_{15}$ (Z_{14}, Z_{15} 啮合) $\rightarrow Z_{25} \rightarrow Z_{22} \rightarrow Z_{12} \rightarrow Z_{11} \rightarrow Z_{21} \rightarrow$ 轴 2 (换挡离合器右移) \rightarrow 轴 3 (输出)

第三章 株距调整变速箱传动机构的计算

3.1 株距调整变速箱传动比的确定

3.1.1 已知条件

- (1) 发动机的额定转速为 $n_0 = 3600 r/min$;
- (2) 发动机输出轴到株距调整变速箱输入轴之间的总传动比为 $i_0 = 4.152778$;
- (3) 株距调整变速箱输出轴与插植臂输入轴之间的传动比为 $i_n = 2$;
- (4) 插秧机工作时的行走速度为 $v_0 = 1.9587 m/s$, 滑动率为 $\varepsilon = 0.9$;
- (5) 有两个插植臂同时参与工作;

3.1.2 设计计算

插秧机株距计算公式为^[11]

$$l = \frac{v \times t}{n} \quad (3-1)$$

式中, l ——插秧机株距;

v ——插秧机实际前进速度;

t ——插秧机行驶时间;

n ——插植传动轴转动次数(单臂);

在插秧机工作过程中, 由于有两个插植臂同时参与工作, 且从株距调整变速箱输出轴到插植臂输入轴之间的传动比为 $i_n = 2$, 所以可以将株距调整变速箱输出轴的转速视为一个插植臂工作时的转速。

由公式(3-1)可推得

$$l = \frac{v}{n_r} \quad (3-2)$$

式中, n_r ——株距调整变速器输出轴转速

则由公式(3-2)得

$$n_r = \frac{v}{l} \quad (3-3)$$

又已知插秧机工作时的理想行走速度为 $v_0 = 1.9587 \text{ m/s}$ ，滑动率为 $\varepsilon = 0.9$ ，则由

$$v = v_0 \times \varepsilon$$

得 $v = 1.76283$ 。

由已知所需设计的七个株距 25,21,18,17,14,12,11 (cm) 及公示 (3-3) 可求得株距调整变速器输出轴转速(如表 3-1)。

表 3-1 株距调整变速器输出轴转速

l (cm)	17	21	18	25	11	14	12
n_r (r/min)	622.175	503.666	587.61	423.079	961.544	755.499	881.415

已知发动机的转速为 $n_0 = 3600 \text{ r/min}$ ，发动机输入轴到株距调整变速箱输入轴之间的总传动比为 $i_n = 2$ ，则株距调整变速箱输入轴的转速为

$$n_1 = n_0 \div i_0$$

得 $n_1 = 866.89 \text{ r/min}$ 。

则由

$$i = n_1 \div n_r$$

可得七个株距对应的传动比 (如表 3-2)。

表 3-2 株距调整变速器传动比

l (cm)	17	21	18	25	11	14	12
i	1.393	1.721	1.475	2.049	0.902	1.147	0.984

3.2 中心距的确定

中心距是变速器的一个基本参数，对变速器的外形尺寸、体积和质量大小、轮齿的接触强度有影响。中心距越小，轮齿的接触应力越大，齿轮寿命越短。因此，最小允许中心距应当由保证轮齿有必要的接触强度来确定。中心距的选择也不应该过大，否则会使得变速器外形尺寸过大，体积和质量增大，影响整机重量，不利于插秧机田间工作^[12]。

初选中心距 A 时，可根据已有插秧机株距调整变速箱的中心距初选为 51mm。

3.3 传动零件的设计

3.3.1 齿轮模数的选择

齿轮模数选择的一般原则:

- (1) 为了减少噪声应合理减小模数, 同时增加齿宽;
- (2) 为使质量小些, 应该增加模数, 同时减少齿宽;
- (3) 从工艺方面考虑, 各挡齿轮应该选用一种模数;
- (4) 从强度方面考虑, 各挡齿轮应有不同的模数。

对于插秧机而言, 工作环境较差, 对噪声的要求较小, 且插秧机由于在水田中工作, 对整机的质量要求较高, 应尽量减小机器重量, 同时为保证齿轮的强度, 所以齿轮的模数应选的大一些。

类比以往插秧机株距调整变速箱齿轮模数的选取, 对常啮合齿轮模数选取较小值, 对滑动齿轮模数去较大值, 则各齿轮进行模数选取如表 3-3。

表 3-3 株距调整变速箱齿轮模数的选取

齿轮	Z_{11}	Z_{12}	Z_{13}	Z_{14}	Z_{15}
模数	2.5	2.5	3	3	3
齿轮	Z_{21}	Z_{22}	Z_{23}	Z_{24}	Z_{25}
模数	2.5	2.5	3	3	3

同步器和啮合套的接合大都采用渐开线齿形。由于制造工艺上的原因, 同一变速器中的结合套模数都取相同, 本设计中渐开线模数取为 0.75。

3.3.2 齿轮材料的选取

齿轮是机械中一个是最重要的零件之一。其种类很多, 形状各异, 大的直径几十米, 小的只有几毫米; 从传递的功率来看, 大的可传递上百千瓦, 小的也只有几毫瓦。因此齿轮要满足不同情况的需要, 其材料的选择是很关键的。齿轮材料的选择主要根据以下几个方面:

- (1) 根据齿轮的失效形式来选择

由齿轮的失效分析可知, 对齿轮材料的基本要求为:

- 1) 齿面要有足够的硬度, 以抵抗齿面磨损、点蚀、胶合以及塑性变形等;
- 2) 齿芯应有足够的强度和韧性, 以抵抗齿根折断和冲击载荷;
- 3) 应有良好的加工工艺性及热处理性能, 使之便于加工且便于提高力学性

能。

(2) 根据齿轮的承载能力来选择

承载能力取决于载荷的大小, 载荷的大小直接影响齿轮的使用寿命, 载荷越大, 要求齿轮的强度就越高, 对所选材料要求就高, 载荷越小, 对材料要求就越低。

(3) 根据齿轮的工作条件来选择

对于一般比较简单的小模数渗碳齿轮, 芯部只要保证有足够的韧性, 采用低碳钢就可以了, 但对受力较大的变速箱齿轮, 芯部除了要求有足够的韧性外, 还要求有足够的强度, 若采用低碳素钢, 淬透性必低, 就达不到要求, 几种渗碳钢热处理后渗碳性能的比较可知, 20Cr、20CrMn 等低合金等渗碳性能不如 20CrMnTi。

根据以上齿轮材料的选择原则以及该株距调整变速箱的实际工作情况和 20CrMnTi 钢具有较高的力学性能, 热处理工艺性较好, 有较好的淬透性, 可制造截面在 30mm 以下, 承受高等中速载荷以及冲击、摩擦的重要零件。因此, 本设计采用 20CrMnTi 材料作为齿轮材料。

3.3.3 齿轮压力角的选择

由《机械原理》可知, 增大压力角 α , 齿轮的齿厚及节点处的齿廓曲率半径亦皆随之增加, 有利于提高齿轮传动的弯曲强度及接触强度。我国对一般用途的齿轮传动规定的压力角为 $\alpha = 20^\circ$ 。为增强航空用齿轮传动的弯曲强度及接触强度, 我国航空齿轮传动标准还规定了 $\alpha = 25^\circ$ 的标准压力角。

但增大压力角并不一定都对传动有利。对重合度接近 2 的高速齿轮传动, 推荐采用齿顶高系数为 1~1.2, 压力角为 $16^\circ \sim 18^\circ$ 的齿轮, 这样做既可增加齿轮的柔性, 又能降低噪声和动载荷。压力角较小时, 重合度大, 传动平稳, 噪声低。

根据国家标准, 本设计中变速器齿轮压力角 α 取 $\alpha = 20^\circ$, 啮合套压力角 α 取 $\alpha = 30^\circ$ 。

3.3.4 齿轮齿宽的选择

齿宽的选择应满足既能减轻变速器的质量, 同时又能保证齿轮工作平稳的要

求。齿轮宽度 b 的大小直接影响着齿轮的承载能力, b 加大, 齿的承载能力增高。但试验表明, 在齿宽增大到一定数值后, 由于载荷分配不均匀, 反而使齿轮的承载能力降低。所以, 在保证齿轮的强度条件下, 尽量选取较小的齿宽, 以有利于减轻变速器的重量和缩短其轴向尺寸。

3.4 齿轮齿数的确定

在初选了中心距、齿轮的模数后, 可根据预先确定的变速器档数、传动比和结构方案来分配各档齿轮的齿数。下面结合本设计来说明分配各档齿数的方法。

3.4.1 各传动线路传动比的确定

现假设各传动路线档位设置如下:

I 档: 轴 1 $\rightarrow Z_{15}$ (Z_{14} 、 Z_{15} 啮合) $\rightarrow Z_{25}$ \rightarrow 轴 2 (换挡离合器左移) \rightarrow 轴 3 (输出);

轴 1 $\rightarrow Z_{15}$ (Z_{14} 、 Z_{15} 啮合) $\rightarrow Z_{25}$ $\rightarrow Z_{22}$ $\rightarrow Z_{12}$ $\rightarrow Z_{11}$ $\rightarrow Z_{21}$ \rightarrow 轴 2 (换挡离合器右移) \rightarrow 轴 3 (输出);

II 档: 轴 1 $\rightarrow Z_{13}$ $\rightarrow Z_{24}$ \rightarrow 轴 2 (换挡离合器左移) \rightarrow 轴 3 (输出);

轴 1 $\rightarrow Z_{13}$ $\rightarrow Z_{24}$ $\rightarrow Z_{22}$ $\rightarrow Z_{12}$ $\rightarrow Z_{11}$ $\rightarrow Z_{21}$ \rightarrow 轴 2 (换挡离合器右移) \rightarrow 轴 3 (输出);

III 档: 轴 1 $\rightarrow Z_{14}$ $\rightarrow Z_{24}$ \rightarrow 轴 2 (换挡离合器左移) \rightarrow 轴 3 (输出);

轴 1 $\rightarrow Z_{14}$ $\rightarrow Z_{24}$ $\rightarrow Z_{22}$ $\rightarrow Z_{12}$ $\rightarrow Z_{11}$ $\rightarrow Z_{21}$ \rightarrow 轴 2 (换挡离合器右移) \rightarrow 轴 3 (输出);

IV 档: 轴 1 $\rightarrow Z_{13}$ $\rightarrow Z_{23}$ \rightarrow 轴 2 (换挡离合器左移) \rightarrow 轴 3 (输出);

轴 1 $\rightarrow Z_{13}$ $\rightarrow Z_{23}$ $\rightarrow Z_{22}$ $\rightarrow Z_{12}$ $\rightarrow Z_{11}$ $\rightarrow Z_{21}$ \rightarrow 轴 2 (换挡离合器右移) \rightarrow 轴 3 (输出);

由传动路线分析可知图 2-1 传动方案共有 8 条传动路线, 设计要求实现 7 个株距调整, 这就要求其中有 2 条传动路线的传动比一样, 则各档位传动比分配如表 3-4。

表 3-4 株距调整变速箱各档位分配

档位 换挡离合 器位置	I		II		III		IV	
	左	右	左	右	左	右	左	右
株距	17	25	12	18	14	21	11	17
传动比	1.393	2.049	0.984	1.475	1.147	1.721	0.902	1.393

3.4.2 齿轮齿数的确定

在第三章第 2 节中已经确定中心距 $A=51\text{mm}$, 则可根据各齿轮模数及传动比确定其齿数。计算公式如下^[13]:

$$A = \frac{m(z_1 + z_2)}{2} \quad (3-4)$$

$$i_{12} = z_2 / z_1 \quad (3-5)$$

式中, A ——中心距;

Z ——齿轮齿数;

i ——传动比。

1. 滑移齿轮组齿轮齿数确定

(1) 齿数 Z_{13} 、 Z_{24} 的确定

在 II 档轴 $1 \rightarrow Z_{13} \rightarrow Z_{24} \rightarrow$ 轴 2 (换挡离合器左移) \rightarrow 轴 3 (输出) 的传动路线中, 已知两齿轮模数 $m=3$, 要实现的传动比为 0.984, 近似为 1。

则由公式 (3-4) 与 (3-5)

可得 $Z_{13}=17$, $Z_{24}=17$ 。

(2) 齿数 Z_{23} 的确定

在 IV 档轴 $1 \rightarrow Z_{13} \rightarrow Z_{23} \rightarrow$ 轴 2 (换挡离合器左移) \rightarrow 轴 3 (输出) 的传动路线中, 已知 $Z_{13}=16$, 传动比为 0.902。

则由公式 (3-5) 可得

$Z_{23}=16$ 。

(3) 齿数 Z_{14} 的确定

在 III 档轴 $1 \rightarrow Z_{14} \rightarrow Z_{24} \rightarrow$ 轴 2 (换挡离合器左移) \rightarrow 轴 3 (输出) 的传动路线中, 已知 $Z_{24}=17$, 传动比为 1.147。

则由公式 (3-5) 可得

$$Z_{14}=15。$$

2. 固定齿轮组齿轮齿数确定(1) 齿数 Z_{15} 、 Z_{25} 的确定

在 I 档轴 $1 \rightarrow Z_{15}$ (Z_{14} 、 Z_{15} 啮合) $\rightarrow Z_{25} \rightarrow$ 轴 2 (换挡离合器左移) \rightarrow 轴 3 (输出) 的传动路线中, 已知两齿轮模数 $m=3$, 要实现的传动比为 1.393。

则由 (3-4) 与 (3-5) 公式可得

$$Z_{15}=14, Z_{25}=15。$$

(2) 齿数 Z_{11} 、 Z_{12} 、 Z_{21} 、 Z_{22} 的确定

当换挡离合器移向最右端时, 齿轮 Z_{11} 、 Z_{12} 、 Z_{21} 、 Z_{22} 参与啮合, 在原有四条传动路线的基础上, 新增四条传动路线。齿轮 Z_{11} 、 Z_{12} 、 Z_{21} 、 Z_{22} 在四个档位中的传动比及其平均值如表 3-5。

表 3-5 齿轮 Z_{11} 、 Z_{12} 、 Z_{21} 、 Z_{22} 在四个档位中的传动比及其平均值

档位	I	II	III	IV
传动比	1.471	1.499	1.5	1.544
平均值	1.504			

由传动简图可知 Z_{11} 、 Z_{12} 、 Z_{21} 、 Z_{22} 四个齿轮由 Z_{22} 与 Z_{12} , Z_{21} 与 Z_{11} 两对齿轮传动组成。现将其传动比分配如下, 齿轮 Z_{22} 与 Z_{12} 的传动比为 1.756, 则齿轮 Z_{21} 与 Z_{11} 的传动比为 0.856。

则由公式 (3-4) 与 (3-5) 可得

$$Z_{22}=14, Z_{12}=24。$$

$$Z_{21}=18, Z_{11}=21。$$

故齿轮齿数如表 3-6。

表 3-6 齿轮齿数分配

齿轮	Z_{11}	Z_{12}	Z_{13}	Z_{14}	Z_{15}
齿数	21	24	17	15	14
齿轮	Z_{21}	Z_{22}	Z_{23}	Z_{24}	Z_{25}
齿数	18	14	16	17	19

3.5 齿轮变位系数的选择

齿轮的变位是齿轮设计中一个非常重要的环节。采用变位齿轮,除为了避免齿轮产生根切和配凑中心距以外,它还影响齿轮的强度,使用平稳性,耐磨性、抗胶合能力及齿轮的啮合噪声。

变位齿轮主要有两类:高度变位和角度变位。高度变位齿轮副的一对啮合齿轮的变位系数的和为零。高度变位可增加小齿轮的齿根强度,使它达到和大齿轮强度相接近的程度。高度变位齿轮副的缺点是不能同时增加一对齿轮的强度,也很难降低噪声。角度变位齿轮副的变位系数之和不等于零。角度变位齿轮既具有高度变位齿轮的优点,又避免了其缺点,故采用得较多。

有几对齿轮组合构成的变速器,会因保证各档传动比的需要,使各相互啮合齿轮副的齿数和不同。为保证各对齿轮有相同的中心距,此时应对齿轮进行变位。当齿数和多的齿轮副采用标准齿轮传动或高度变位时,则对齿数和少些的齿轮副应采用正角度变位。由于角度变位可获得良好的啮合性能及传动质量指标,故采用的较多。

变速器齿轮是在承受循环负荷的条件下工作,有时还承受冲击负荷。对于高档齿轮,其主要损坏形势是齿面疲劳剥落,因此应按保证最大接触强度和抗胶合耐磨损最有利的原则选择变位系数。为提高接触强度,应使总变位系数尽可能取大一些,这样两齿轮的齿轮渐开线离基圆较远,以增大齿廓曲率半径,减小接触应力。对于低档齿轮,由于小齿轮的齿根强度较低,加之传递载荷较大,小齿轮可能出现齿根弯曲断裂的现象。

总变位系数越小,一对齿轮齿形总厚度越薄,齿根越弱,抗弯强度越低。但是由于轮齿的刚度较小,易于吸收冲击振动,故噪声要小些^[14]。

在滑动齿轮组中,由于中心距已经确定,会因保证各档传动比的需要,使各相互啮合齿轮副的齿数和不同,从而导致实际中心距与理想中心距的不同,需要

对这些齿轮进行变位。其计算公式如下:

$$a = m(z_1 + z_2)/2 \quad (3-6)$$

$$a \cos \alpha = a' \cos \alpha' \quad (3-7)$$

$$\operatorname{inv} \alpha' = 2 \tan \alpha (x_1 + x_2) / (z_1 + z_2) + \operatorname{inv} \alpha \quad (3-8)$$

式中, a ——理论中心距;

m ——齿轮模数;

z ——齿轮齿数;

α ——齿轮压力角;

a' ——实际中心距;

α' ——齿轮啮合角;

x ——齿轮变位系数。

(1) 齿轮 Z_{14} 变位系数计算

由公式 (3-6) 可求得齿轮 Z_{14} 与齿轮 Z_{24} 啮合的理论中心距为 48mm。

由公式 (3-7) 可求得齿轮 Z_{14} 的啮合角为 27.82° 。

由公式 (3-8) 可求得齿轮 Z_{14} 的变位系数为 1.196。

(2) 齿轮 Z_{23} 变位系数计算

由公式 (3-6) 可求得齿轮 Z_{23} 与齿轮 Z_{13} 啮合的理论中心距为 49.5mm。

由公式 (3-7) 可求得齿轮 Z_{23} 的啮合角为 24.21° 。

由公式 (3-8) 可求得齿轮 Z_{14} 的变位系数为 0.553。

则各齿轮的变位系数如表 3-7。

表 3-7 格齿轮变位系数

齿轮	Z_{11}	Z_{12}	Z_{13}	Z_{14}	Z_{15}
变位系数	0	0	0	1.196	0
齿轮	Z_{21}	Z_{22}	Z_{23}	Z_{24}	Z_{25}
变位系数	0	0	0.533	0	0

第四章 株距调整变速箱的传统力学分析

株距调整变速箱的计算工况以每个档位的承载最大情况为其工况,所以,力学分析时,输入轴的计算输入转矩是发生在发动机的最大转矩时的情况。对变速器的传统力学分析可以分为两部分,一是对变速器齿轮的力学分析;二是对变速器轴的力学分析。

4.1 齿轮的力学分析

4.1.1 齿轮的损坏原因及形式

齿轮传动就装置形式来说,有开式、半开式及闭式之分;就使用情况来说,有低速、高速及轻载、重载之分;就齿轮材料的性能及热处理工业的不同,轮齿有较脆(如经整体淬火、齿面硬度很高的钢齿轮或铸铁齿轮)或较韧(如经调制、常化的优质碳钢及合金钢齿轮),齿面有较硬(齿轮工作面硬度大于 350HBS 或 38HRC,并称为硬齿面齿轮)或较软(齿轮工作面硬度小于或等于 350HBS 或 38HRC,并称为软齿面齿轮)的差别等。由于上述条件的不同,齿轮传动也就出现了不同的失效形式。

一般地说,齿轮传动的失效主要是轮齿的失效,而轮齿的失效形式又是多种多样的,常见的形式有五种:轮齿折断、齿面磨损、齿面点蚀、齿面胶合及塑性变形。轮齿折断有多种形式,在正常工况下,主要是齿根弯曲折断,因为在轮齿受载时,齿根处产生的弯曲应力最大,再加上齿根过渡部分的截面突变及加工刀痕等引起的应力集中作用,当轮齿重复受载后,齿根处就会产生疲劳裂纹,并逐渐扩展,致使轮齿疲劳折断;另一种情况是轮齿受足够大的冲击载荷作用,造成轮齿弯曲折断;前者在变速器中出现的多,后者出现的很少。

齿轮工作时,一对轮齿相互啮合,齿面相互挤压,这时存在齿面细小裂缝中的润滑油油压升高,并导致裂缝扩展,然后齿面表层出现块状脱落形成齿面点蚀。他使齿形误差加大,产生动载荷,导致轮齿折断。

为了提高轮齿的抗折断能力,可采取下列措施:

- (1)用增大齿根过渡圆角半径及消除加工刀痕的方法来减小齿根应力集中;
- (2)增大轴及支撑的刚性,使轮齿接触线上受载较为均匀;

- (3) 采用合适的热处理方法使齿芯材料具有足够的韧性;
- (4) 采用喷丸、滚压等工艺措施对齿根表层进行强化处理。

4.1.2 齿轮的强度计算与校核

变速器齿轮的失效形式主要表现为齿根的弯曲疲劳折断和齿面的接触疲劳破坏,所以对齿轮的结构分析主要是校核齿轮的齿根弯曲疲劳强度与齿面的接触疲劳强度。根据齿轮传动设计手册^[15]和机械设计^[16]查得,变速器受力分析如下。

1. 齿轮受力分析

进行齿轮传动的强度计算时,首先要知道轮齿上所受的力,这就需要对齿轮传动做受力分析。当然,对齿轮传动进行利分析也是计算安装齿轮的轴及轴承时所必须的。

齿轮传动一般均加以润滑,啮合轮齿间的摩擦力通常很小,计算轮齿受力时,可不予考虑。沿啮合线作用在齿面上的法向载荷 F_n 垂直于齿面,为了计算方便,将法向载荷 F_n 在节点 P 处分解为两个相互垂直的分力,即圆周力 F_t 与径向力 F_r 。

直齿轮啮合时,各齿轮之间的径向力和圆周力,其计算式为^[17]:

$$\begin{cases} F_t = 2000T/d \\ F_r = 2000T \tan \alpha / d \\ F_n = 2000T / (d \cos \alpha) \end{cases} \quad (4-1)$$

式中, T ——输入轴输入的转矩 ($N \cdot m$);

F_t ——各个齿轮的圆周力 (N);

F_r ——各个齿轮的径向力 (N);

F_n ——各个齿轮的法向力 (N);

α ——各个齿轮的压力角 ($^\circ$);

d ——对应齿轮的分度圆直径 (mm)。

该株距调整变速箱的输入轴最大功率 $P = 3Kw$, 对应的输入轴转速为 $n_1 = 866.89 r/min$ 。

转矩计算公式如下^[18]:

$$T = 9549 \frac{P}{n} \quad (4-2)$$

式中, T ——输入转矩 ($N \cdot m$);

P ——输入功率 (KW);

n ——输入轴转速 (r/min)。

则由公式(4-2)可得输入轴转矩

$$T_1 = 33.05 N \cdot m。$$

在整个株距调整变速箱工作过程中, 齿轮 Z_{13} 、 Z_{14} 、 Z_{15} 的转速始终与输入轴保持一致, 计算分析简单, 且齿轮 Z_{13} 、 Z_{14} 为滑移齿轮, 在工作过程中与不同的齿轮相互啮合, 工作周期长, 同时受到冲击碰撞, 容易损坏, 故以下计算中, 齿轮各强度校核均已这三个齿轮为例进行分析。

则由公式(4-1)可得输入轴上齿轮 Z_{13} 、 Z_{14} 、 Z_{15} 的受力如表 4-1。

表 4-1 输入轴上齿轮 Z_{13} 、 Z_{14} 、 Z_{15} 受力

齿轮	Z_{13}	Z_{14}	Z_{15}
F_t'	1296	1468	1573
F_n''	1379	1563	1675

2. 齿轮弯曲疲劳强度校核

轮齿在受载时, 齿根所受的弯矩最大, 因此齿根所受的弯曲疲劳强度最弱。当轮齿在齿顶处啮合时, 处于双对齿啮合区, 此时弯矩的力臂虽然最大, 但力并不是最大, 因此弯矩并不是最大。根据分析, 齿根所受的最大弯矩发生在轮齿啮合点位于单对齿啮合区最高点时。因此, 齿根弯曲强度也应按载荷作用于单对齿啮合区最高点来计算。由于这种算法比较复杂, 通常只用于高精度齿轮传动。

对于制造精度较低的齿轮传动, 由于制造误差大, 实际上多由在齿顶处啮合的轮齿分担较多的载荷, 为便于计算, 通常按全部载荷作用于齿顶来计算齿根弯曲强度。当然, 采用这样的算法, 轮齿的弯曲强度比较富裕。

下面采用中等精度齿轮传动的弯曲强度计算公式。

对于变速器直齿轮而言, 其齿根弯曲疲劳强度为^[19]:

$$\sigma_w = \frac{F_t K_\sigma K_f}{b P_t y} \quad (4-3)$$

式中, σ_w ——直齿轮的弯曲应力 (MPa);

F_t ——齿轮分度圆上的圆周力 (N);

K_σ ——应力集中系数, 取 1.65;

K_f ——摩擦力系数, 主动轮取 1.1,

从动轮取 0.9;

b ——齿轮接触的实际宽度;

P_t ——端面周节, $P_t = \pi m$;

y ——齿形系数, 根据直齿轮齿数

及变位系数查齿形系数图 (如图 4-1) 可得。

其中, 图 4-1 成立的条件为, 假定载荷作用在齿顶, 压力角 $\alpha = 20^\circ$, 齿顶高系数 $h_a^* = 1$ 。

则由式 (4-3) 可得齿轮 Z_{13} 、 Z_{14} 、 Z_{15} 的弯曲应力如表 4-2。

表 4-2 齿轮 Z_{13} 、 Z_{14} 、 Z_{15} 的弯曲应力

齿轮	Z_{13}	Z_{14}	Z_{15}
b	7	7	12
P_t	9.425	9.425	9.425
y	0.12	0.21	0.105
σ_w	297	192	240

3. 齿轮齿面接触疲劳强度校核

在齿轮齿面接触疲劳强度计算中, 为了计算简便, 通常以节点啮合为代表进行齿面的接触强度计算。

圆柱直齿轮按节点啮合进行接触强度计算的接触应力为:

$$\sigma_j = 0.418 \sqrt{\frac{F_n E}{b} \left(\frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2} \right)} \quad (4-4)$$

式中, σ_j ——齿轮的接触应力 (MPa);

F_n ——法面内基圆周向切力, 即齿面法向力 (N);

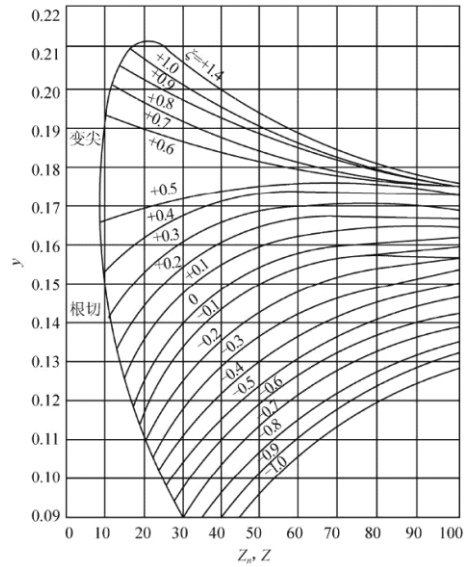


图 4-1 齿形系数图

E ——材料的弹性模量, 由资料查得 $E=2.07 \times 10^5 \text{ Mpa}$ 。

ρ_1 、 ρ_2 ——主、从动齿轮节圆处的齿廓曲率半径(对直齿轮:

$$\rho_1 = r_1 \sin \alpha, \rho_2 = r_2 \sin \alpha);$$

α ——分度圆处的压力角 ($\alpha = 20^\circ$);

r_1 、 r_2 ——分别为主、从动齿轮的节圆半径 (mm)。

齿轮 Z_{13} 、 Z_{14} 、 Z_{15} 及其啮合齿轮的节圆半径如表 4-3 (当某齿轮与多个齿轮啮合时, 取与其相啮合齿轮节圆较小的齿轮节圆参数作为计算依据)。

表 4-3 齿轮 Z_{13} 、 Z_{14} 、 Z_{15} 及其啮合齿轮的节圆半径

齿轮	Z_{13}	Z_{14}	Z_{15}
r_1	25.5	27.1	21
r_2	26.3	25.5	28.5

则由式 (4-4) 可计算得到齿轮 Z_{13} 、 Z_{14} 、 Z_{15} 所受接触应力如表 4-4。

表 4-4 齿轮 Z_{13} 、 Z_{14} 、 Z_{15} 所受接触应力

齿轮	Z_{13}	Z_{14}	Z_{15}
ρ_1	8.72	9.27	7.18
ρ_2	9	8.72	9.75
σ_f	1268	962	1105

4.2 轴承的选择

4.2.1 轴承类型的选择

根据轴承中摩擦性质的不同, 可把轴承分为滑动摩擦轴承(简称滑动轴承)和滚动摩擦轴承(简称滚动轴承)两大类。滚动轴承由于摩擦系数小, 启动阻力小, 而且它已标准化, 选用、润滑、维护都很方便, 因此在一般机器中应用较广。滑动轴承具有一些独特优点, 使得它在某些不能、不便或使用滚动轴承没有优势的场合, 如在工作转速特高、特大冲击与振动、径向空间尺寸受到限制或必须剖分安装(如曲轴的轴承)、以及需在水或腐蚀性介质中工作等场合, 仍占有重要地位。

本设计中的株距调整变速箱属于插秧机部件, 其工作场合为田间, 且其工作转速不是特高, 冲击与振动也不是特大, 径向空间尺寸较为富裕, 所以为了降低

设计成本及维修、维护方便,本设计中选用滚动轴承。

如果仅按轴承用于承受的外载荷不同来分类,滚动轴承可以概括地分为向心轴承、推力轴承和向心推力轴承三大类。主要承受径向载荷的轴承叫做向心轴承;只能承受轴向载荷的轴承叫做推力轴承;能同时承受径向载荷和轴向载荷的轴承叫做向心推力轴承。

选用轴承时,首先是选择轴承类型。下面介绍合理选择轴承类型时所应考虑的主要因素:

(1) 轴承的载荷

轴承所受载荷的大小、方向和性质,是选择轴承类型的主要依据。

根据载荷的大小选择轴承类型时,滚子轴承比球轴承能够承受更大的载荷。

根据载荷的分析选择轴承类型时,对于纯轴向载荷,一般选用推力轴承。对于纯径向载荷,一般选用深沟球轴承、圆柱滚子轴承或滚针轴承。当轴承在承受径向载荷的同时,还有不大的轴向载荷时,可选用深沟球轴承或接触角不大的角接触球轴承或圆锥滚子轴承;当轴向载荷较大时,可选用接触角较大的角接触球轴承或圆锥滚子轴承,或选用向心轴承和推力轴承组合在一起的结构,分别传动、承担径向载荷和轴向载荷。

(2) 轴承的转速

在一般转速下,转速的高低对类型的选择不发生影响,只有在转速较高时,才会有比较显著的影。从高中转速对轴承的要求看,可以确定以下几点:

1) 球轴承比滚子轴承有较高的极限转速;

2) 在内径相同的条件下,外径越小,则滚动体就越小,运转时滚动体加在外圈滚道上的离心力也就越小,因而也就更适于在更高的转速下工作。故在高速时,宜选用相同内径而外径较小的轴承。若用一个较小的轴承而承载能力达不到要求时,可在并装一个相同的轴承,或者考虑宽系列的轴承。外径较大的轴承,宜用于低速重载的场合。

3) 保持架的材料与结构对轴承转速影响极大。实体保持架比冲压保持架允许高一些的转速,青铜实体保持架允许更高的转速。

4) 推力轴承的极限转速均很低。

(3) 轴承的调心性能

滚子轴承对轴承的偏斜最为敏感,这类轴承在偏斜状态下的承载能力可能低

于球轴承。

(4) 轴承的安装和拆卸

便于装拆,也是在选择轴承类型时应考虑的一个因素。在轴承座没有剖分面而必须沿轴向安装和拆卸轴承部件时,应优先选用内外圈可分离的轴承。

综上所述,本设计中选用深沟球轴承。

4.2.2 深沟球轴承型号的选择

滚动轴承的基本额定动载荷是在一定的条件下确定的,如载荷条件为:向心轴承仅承受纯径向载荷,推力轴承仅承受纯轴向载荷。实际上,轴承在许多应用场合,常常同时承受径向载荷和轴向载荷。因此,在进行轴承寿命计算时,必须把实际载荷转换为与确定基本额定动载荷的载荷条件相一致的当量动载荷。这个当量动载荷,对于以承受进行载荷为主的轴承,称为径向当量动载荷;对于以承受轴向载荷为主的轴承,称为轴向当量动载荷。当量动载荷的一般计算公式为:

$$P = XF_r + YF_a \quad (4-5)$$

式中, P ——当量动载荷;

X ——径向动载荷系数;

Y ——轴向动载荷系数;

F_r ——径向载荷;

F_a ——轴向载荷。

按式(4-5)求得的当量动载荷仅为—理论值。实际上,在许多支撑中还会出现一些附加载荷,如冲击力、不平衡作用力、惯性力以及轴挠曲或轴承座变形产生的附加力等等,这些因素很难从理论上精确计算。为了计及这些影响,可对当量动载荷乘上一个根据经验而定的动载荷系数 f_p 。故实际计算时,轴承的当量动载荷应为:

$$P = f_p(XF_r + YF_a) \quad (4-6)$$

式中, f_p ——载荷系数,中等冲击或中等惯性冲击取值为 1.2~1.8。

本设计中株距调整变速箱轴上零件所受的轴向力很小,则根据机械设计可选得轴承的径向动载荷系数 $X=1$,轴向动载荷系数 $Y=0$,取 $f_p=1.8$ 。又通过计算可求出输入轴左端径向力 $F_r=573\text{N}$ 。

则由公式(4-6)可求得当量动载荷 $P=1031.4\text{N}$ 。

所需轴承应具有的基本额定动载荷可根据公式：

$$C = P\varepsilon\sqrt{\frac{60nL_h}{10^6}} \quad (4-7)$$

式中， C ——基本额定动载荷， N ；

n ——轴的转速， r/min ；

L_h ——预期计算寿命。

已知插秧机使用寿命为 6~7 年，每年使用大约 40 天，每天工作时间为 12 个小时，则 $L_h=3360\text{h}$ 。又前面计算得到 $n=866.89 r/\text{min}$ 。则由公式(4-7)计算可得 $C=5766.5\text{N}$ 。

根据机械设计手册输入轴左端深沟球轴承型号为 6202。

4.3 轴的力学分析

由该株距调整变速器结构布置考虑到加工和装配而确定的轴的尺寸，一般来说强度是足够的，仅对其危险断面进行验算即可。对于本设计的株距调整变速器来说，在设计的过程中，轴的强度和刚度都留有一定的余量，所以，在进行校核时只需要校核转速最低，即扭矩最大时的档位即可；由于输入轴跨距较大，可能会存在刚度不足现象，且在该轴上装有滑移齿轮，扭矩位置发生变化，所以本设计中以输入轴强度校核为重点。

综上所述，本设计中选择株距调整变速箱工作在 III 档：轴 1 → Z₁₄ → Z₂₄ → Z₂₂ → Z₁₂ → Z₁₁ → Z₂₁ → 轴 2（换挡离合器右移）→ 轴 3（输出）时的工况进行轴的强度分析（此时，输入轴 1 的滑移齿轮组工作在轴的支撑中间位置，使输入轴 1 受到的弯矩最大，且在该档位轴 2 的转速相对较低，则其受到的扭矩便较大。由于力的作用是相互的，则输入轴 1 受到的扭矩也较大，故输入轴 1 工作在情况最差的状态）。

4.3.1 轴的受力分析

由于齿轮的传动效率较高，故在以下计算公式中忽略传递效率对齿轮受力的影响，则各齿轮受力计算公式如下：

$$\begin{cases} F_t = 2000 Ti/d \\ F_r = 2000 Ti \tan \alpha / d \end{cases} \quad (4-5)$$

式中, T ——输入轴输入的转矩 ($N \cdot m$), $T=33.05 N \cdot m$;

F_t ——各个齿轮的圆周力 (N);

F_r ——各个齿轮的径向力 (N);

α ——各个齿轮的压力角 ($^\circ$);

d ——对应齿轮的分度圆直径 (mm);

i ——至计算齿轮的传动比。

则由计算公式(4-5)可得输入轴1上齿轮 Z_{11} 、 Z_{12} 、 Z_{14} 受力情况如表

表 4-5 输入轴 1 上齿轮 Z_{11} 、 Z_{12} 、 Z_{14} 受力

齿轮	Z_{11}	Z_{12}	Z_{14}
F_t	2445	2140	1468
F_r	890	779	534

4.3.2 轴的强度校核

通过轴的结构设计,轴的主要结构尺寸,轴上零件的位置,以及外载荷和支反力的作用位置均已确定,轴上的载荷(弯矩和扭矩)已可以求得,因而可按弯扭合成强度条件对轴进行强度校核计算。

根据齿轮的受力分析,做出轴的计算简图,如图 4-2。

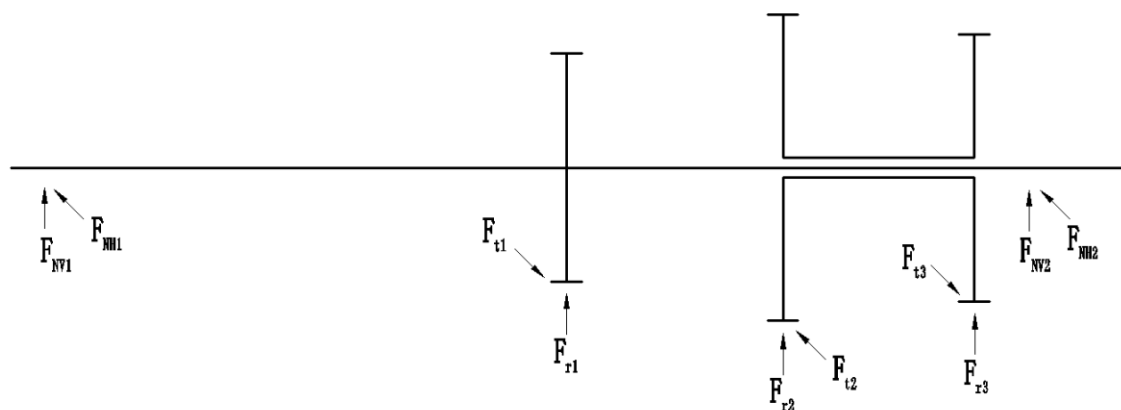


图 4-2 输入轴 1 的计算简图

将图 4-2 中的各空间力全部转化到轴上,并将其分解为水平分力和垂直分力,并做出相应的弯矩图,如图 4-3。

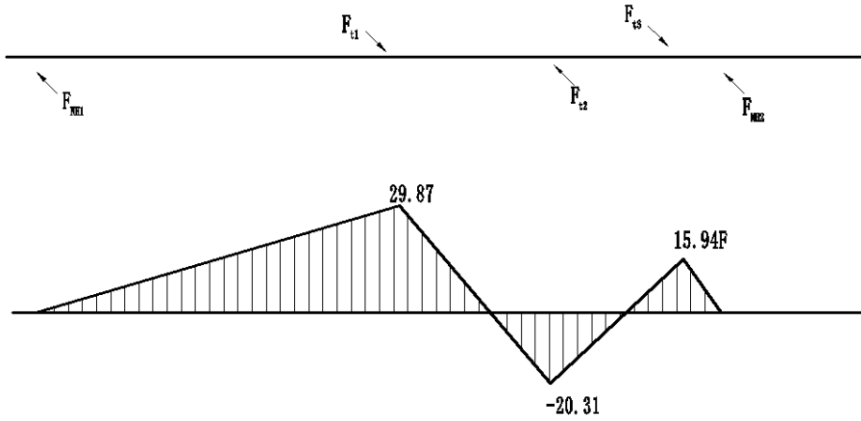


图 (a) 水平面内受力及弯矩图

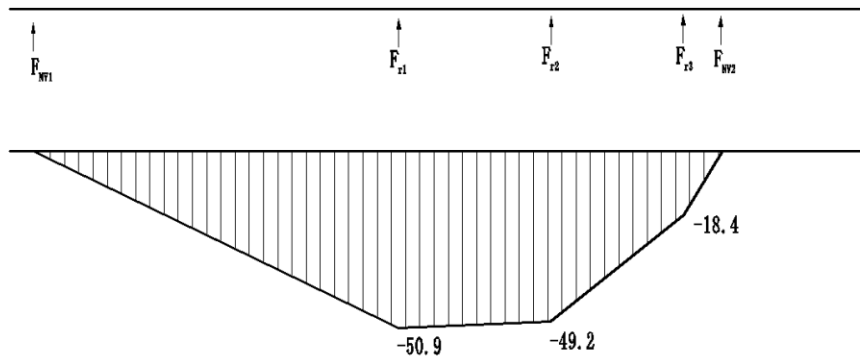


图 (b) 垂直面内受力及弯矩图

图 4-3 水平、垂直面内受力及其弯矩图

由图 4-3 可知输入轴 1 最大弯矩发生在齿轮 Z_{14} 处(即危险截面),其最大弯矩可由以下计算公式:

$$M = \sqrt{M_H^2 + M_V^2}$$

得 $M=59.02 \text{ N} \cdot \text{m}$ 。

由于齿轮 Z_{11} 、 Z_{12} 是空套在输入轴 1 上的,故其受到的扭矩传不到输入轴 1 上,则只有齿轮 Z_{14} 将所受扭矩传到输入轴 1 上。做出输入轴 1 的扭矩图,如图 4-4。

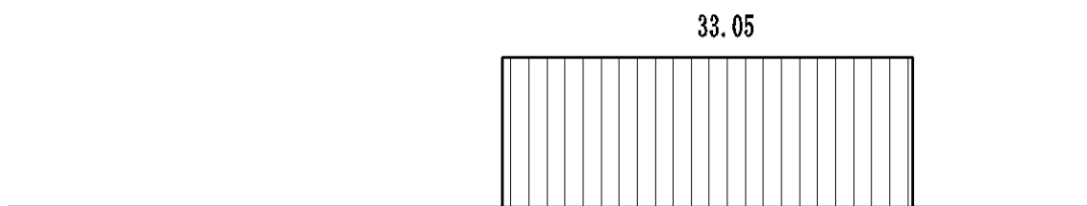


图 4-4 输入轴 1 扭矩图

已知轴的弯矩和扭矩后,可针对危险截面(即弯矩和扭矩大而轴颈可能不足的截面)做弯扭合成强度校核计算。按第三强度理论^[20],计算应力公式为:

$$\sigma_{ca} = \frac{\sqrt{M^2 + (\alpha T)^2}}{W} \leq [\sigma_{-1}] \quad (4-6)$$

式中, σ_{ca} ——轴的计算应力, MPa ;

M ——轴所受的弯矩, $N \cdot mm$;

T ——轴所受的扭矩, $N \cdot mm$;

W ——轴的抗弯截面系数, mm^3 ;

α ——折合系数,考虑循环特性的不同而引入,取 $\alpha=0.3$ 。

由公式(4-6)计算得 $\sigma_{ca}=78MPa$ 。

4.3.3 轴的刚度校核

轴在载荷作用下,将产生弯曲和扭转变形。若变形量超过允许的限度,就会影响轴上零件的正常工作,甚至会丧失机器应有的性能。例如,安装齿轮的轴,若弯曲刚度(或扭转刚度)不足而导致挠度(或扭转角)过大时,将影响齿轮的正确啮合,使齿轮沿齿宽和齿高方向接触不良,造成载荷在齿面上严重分布不匀。因此,在设计有刚度要求的轴时,必须进行刚度的校核计算。

轴的弯曲刚度以挠度或偏转角来度量;扭转刚度以扭转角来度量。轴的刚度校核计算通常是计算出轴在受载时的变形量,并控制其不大于允许值。

1. 轴的弯曲刚度校核计算

对齿轮工作影响最大的是轴受力产生的挠度和转角。前者使齿轮的中心距发

生变化,并破坏了齿轮的正确啮合;后者使主从动齿轮相互倾斜,会使沿齿长方向的压力分布不正确。

常见的轴大多可视为简支梁。若是光轴,可直接用材料力学中的估算计算其挠度或偏转角;若是阶梯轴,如果对其精度要求不高,则可用当量直径法计算。即把阶梯轴看成是当量直径为 d_v 的光轴,然后再按材料力学中的公式计算。当量直径 d_v 为:

$$d_v = \sqrt[4]{\frac{L}{\sum_{i=1}^z \frac{l_i}{d_i^4}}} \quad (4-7)$$

式中, l_i ——阶梯轴第 i 段的长度, mm;

d_i ——阶梯轴第 i 段的直径, mm;

L ——阶梯轴的计算长度, mm;

z ——阶梯轴计算长度内的轴段数。

当载荷作用于两支撑之间时, $L=l$ (l 为支撑跨距);当载荷作用于悬臂端时, $L=l+K$ (K 为轴的悬臂长度, mm)。

轴在水平面内的受力分解图如图 4-3 所示,则可根据图 4-3 的分析知道轴在齿轮 Z_{14} 处所受的弯矩最大,即产生的挠度可能最大,对该点进行挠度计算。由材料力学可知,该点挠度可通过卡式定理来计算,其计算公式如下:

$$\omega = \int_l \frac{M(x)}{EI} \frac{\partial M(x)}{\partial F} dx \quad (4-8)$$

$$\theta = \int_l \frac{M(x)}{EI} \frac{\partial M(x)}{\partial M_e} dx \quad (4-9)$$

式中, ω ——轴上某点挠度, mm;

$M(x)$ ——某轴段的弯矩方程;

EI ——轴的抗弯刚度;

F ——计算点受力, N;

l ——轴段长度, mm;

θ ——轴上某点的转角;

M_e ——计算点所受弯矩, $N \cdot mm$ 。

由公式(4-8)与(4-9)可计算得出轴在水平及垂直面内的挠度及转角,通过以下公式将水平、垂直面内的挠度及转角合成。挠度、转角合成公式为:

$$f = \sqrt{f_x^2 + f_y^2}$$

$$\theta = \sqrt{\theta_x^2 + \theta_y^2}$$

轴的弯曲刚度条件为:

$$\text{挠度} \quad y \leq [y]$$

$$\text{偏转角} \quad \theta \leq [\theta]$$

式中, $[y]$ ——轴的允许挠度, mm;

$[\theta]$ ——轴的允许偏转角, rad。

2. 轴的扭转刚度校核计算

轴的扭转变形用每米长的扭转角 φ 来表示。阶梯轴扭转角 φ [单位为 $(^\circ)/m$] 的计算公式为:

$$\varphi = 5.73 \times 10^4 \frac{1}{LG} \sum_{i=1}^z \frac{T_i l_i}{I_{pi}} \quad (4-7)$$

式中, T ——轴所受的扭矩, $N \cdot mm$;

G ——轴的材料剪切弹性模量, MPa , 对于钢材, $G=7.938 \times 10^4 MPa$;

I_p ——轴截面的极惯性矩, mm^4 , 对于圆轴, $I_p = \frac{\pi d^4}{32}$;

L ——阶梯轴受扭矩作用的长度, mm ;

T_i 、 l_i 、 I_{pi} ——分别代表阶梯轴第 i 段上所受的扭矩、长度和极惯性矩, 单位同前;

z ——阶梯轴受扭矩作用的轴段数。

则由公式(4-7)可求得 $\varphi=0.754$ 。

轴的扭转刚度条件为

$$\varphi \leq [\varphi] \quad (4-8)$$

式中, $[\varphi]$ 为轴每米长的允许扭转角, 与轴的使用场合有关。对于一般传动轴, 可取 $[\varphi]=0.5 \sim 1(^\circ)/m$; 对于精密传动轴, 可取 $[\varphi]=0.25 \sim 0.5(^\circ)/m$; 对于

精度要求不高的轴, $[\varphi]$ 可大于 $1(^{\circ})/m$ 。本变速器用于农业机械, 属于一般的传动轴, 许用扭转角可取 $[\varphi]=0.5\sim 1(^{\circ})/m$ 。

由公式(4-7)计算结果与公式(4-8)可知该输入轴满足扭转刚度条件。

第五章 变速器的操纵机构

变速器操纵机构的功用是保证各档齿轮、啮合套移动规定的距离，以获得要求的档位，而且又不允许同时挂两个档位。

设计变速器操纵机构时，应满足以下条件：

（1）要有锁止装置，包括自锁、互锁等。

1) 互锁装置是保证移动某一变速叉轴时，其他变速杆叉轴互被锁止，互锁装置的结构主要有以下几种：互锁销式、摆动锁块式、转动锁止式、三向锁销式等。

2) 自锁装置的作用是定位，防止因汽车振动或有小的轴向力作用而致脱档，保证啮合齿轮以全齿长进行啮合，并使驾驶员有换档的感觉。定位作用是通过自锁装置中的弹簧将钢球（或锁销）推入叉轴的凹槽中实现的。变速叉轴的凹槽间距是由挂档齿轮移动的距离来决定的。

（2）在挂档的过程中，若操纵变速杆推动拨叉前后移动的距离不足时，齿轮将不能在完全齿宽上啮合而影响齿轮的寿命。即使达到完全齿宽啮合，也可能由于汽车震动等原因，齿轮产生轴向移动而减少了齿轮的啮合长度，甚至完全脱离啮合。为了防止这种情况的发生，应设置自锁装置。

（3）要使换档动作轻便、省力，以减轻驾驶员的疲劳强度。

综上所述，设计该株距调整变速箱的操纵机构如图 5-1。

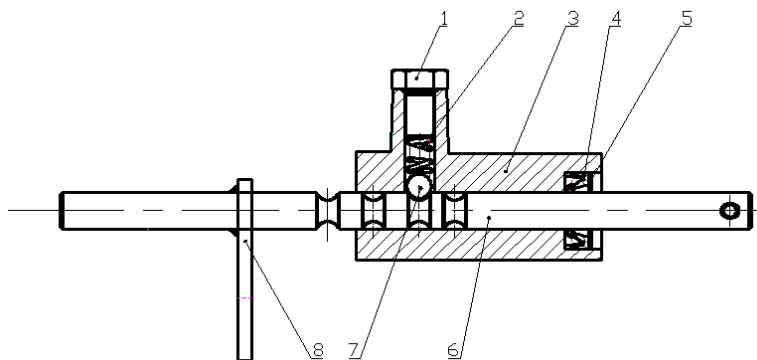


图 5-1 株距调整变速箱操纵机构

- 1—紧钉螺钉 2—弹簧 3—箱体 4—骨架油封
5—孔用挡圈 6—拨叉杆 7—钢球 8—拨叉

第六章 总结与展望

6.1 总结

高速水稻插秧机的设计是目前我国农业机械化急需的技术,株距调整变速箱作为高速插秧机的重要部分对插秧机实现其整体功能具有重要意义。通过调整株距调整大田基本苗数来合理实现水稻栽植密度,从而获得最高的产量,对于水稻种植具有重要的意义。通过设计合理而高效的株距调整变速器,对于适应多品种水稻种植,不同栽植密度要求,充分利用机械具有重要意义。针对要设计的株距调整变速箱要求,本文主要进行了如下工作:

(1) 调查研究了国内外水稻插秧机的产业、产品发展现状及发展趋势。调查发现,近年来,水稻插秧机行业发展迅速,新产品不断涌现,产品种类齐全,样式多样,适合各种水稻生产的需求,并且朝着高科技、高性能趋势不断发展。从而明确了本课题研究的方向机意义。

(2) 根据课题要求,设计了株距调整变速箱的传动方案。本课题株距调整变速箱需要实现七个株距的调整,本文设计的株距调整变速箱传动方案采用两轴式,结构简单,零件布置紧凑,在满足设计要求的前提下,减小了变速箱体积。

(3) 在已设计传动方案的基础上,进行了株距调整变速箱传动机构的计算。根据要实现的七个株距及插秧机的行走速度,结合株距调整变速箱输入轴的转速,计算出了该变速箱应具有传动比。并结合该变速箱的中心距及齿轮模数的选择,计算出了每个齿轮应具有齿数,进而完成轴上零件的设计。

(4) 对变速箱进行传统力学分析。在已知轴上零件结构尺寸及受力的情况下,进行了轴承的选择,并根据轴承及轴上零件设计了轴的结构。最后由受力分析及轴的结构,对轴进行了弯扭强度校核及刚度校核。

(5) 根据以往变速箱操纵机构的设计原则,对该株距调整变速箱的操纵机构进行了设计。

6.2 展望

(1) 高速水稻插秧机的工作环境比较恶劣,在田间实际作业时,高速机的起步、过埂、转向、制动等非稳定的工况下,变速器作为传动系统的主要变速机

构会受到较大的冲击动载荷,而这些载荷的测量、计算、分析可以利用 ANSYS 软件对变速器在这些复杂工况下的结构静力分析以及模态分析。

(2) 利用 ADAMS 软件对变速器齿轮和轴进行动力学和运动学分析,给出各种传动零部件的受载及输出特性,并通过 ADAMS 软件和 ANSYS 软件的接口对变速器进行优化设计以达到更好的优化效果。

(3) 对本高速水稻插秧机变速箱整个设计过程编写软件,使得整个变速箱的结构参数随着齿轮齿数、模数、齿宽等参数的变化而改变,使得设计参数化、简单化、模块化。

(4) 由于高速插秧机重量轻可以减小在泥泞水田作业的工作阻力和下陷程度,可以以主变速箱零件的体积最小、重量最轻为优化设计目标,以齿轮和轴的设计参数和力学分析为约束条件,利用序列二次规划法(SQP 法),结合 MATLAB 软件的优化工具箱对主变速箱的齿轮和轴进行结构优化,取得良好的优化结果,从而实现了轻量化设计目标,降低主变速箱的重量和制造成本。

参考文献

- [1] 高速水稻插秧机分插机构研究:1
- [2] 曹建东. 制约水稻插秧机推广应用因素探析. 农村经济与科技, 2009, 20(8):1.
- [3] 谢舒, 蓝峰, 黎子明, 等. 水稻插秧机的国内外现状及发展趋势. 南方农机, 2009(6): 1.
- [4] 曹志宇, 王冬沐, 等. 水稻插秧机的工作原理及机插技术的应用. 科技纵横, 2009, 7: 1.
- [5] 沈亮, 韩休海, 耿志杰. 我国水稻插秧机发展现状. 农机使用与维修, 2011(1): 1.
- [6] 刘文华. 水稻插秧机现状分析及发展预测. 湖南农机, 36(4):6.
- [7] 汪令国. 插秧机的现状及发展趋势. 湖南农机, 2011:1.
- [8] 赵亮, 高希文, 颜华, 等. 国内外水稻插秧机及发展. 中国农业机械化科学研究院: 2.
- [9] 黄永. 保证机插秧质量的措施. 农技服务, 2011: 1.
- [10] 刘惟信. 汽车设计[M]. 北京: 清华大学出版社, 2001.
- [11] 刘阳春, 高希文等. 插秧机株距无极调节系统设计与实现. 农机化研究, 第三期.
- [12] 张洪欣. 汽车设计[M]. 北京: 机械工业出版社, 1981.
- [13] 王德伦, 高媛. 机械原理[M]. 北京: 机械工业出版社, 2011.
- [14] 张文春. 汽车理论[M]. 北京: 机械工业出版社, 2005.
- [15] 朱孝录. 齿轮传动设计手册[M]. 北京: 化学工业出版社, 2010.
- [16] 濮良贵, 纪名刚. 机械设计[M]. 北京: 高等教育出版社, 2010.
- [17] 彭文生, 张志明, 黄华梁. 机械设计[M]. 北京: 高等教育出版社, 2002.
- [18] 李俊峰, 张雄. 理论力学[M]. 北京: 清华大学出版社, 2010.
- [19] 彭文生, 张志明, 黄华梁. 机械设计[M]. 北京: 高等教育出版社, 2002.
- [20] 刘鸿文. 材料力学[M]. 北京: 高等教育出版社, 2011.

致 谢

转眼间,大学四年很快就要结束了。而作为大学生活的最后一个环节——毕业设计,经过长时间的紧张准备,也将接近尾声。在这次毕业设计中,我不但巩固了以前所学的知识,并从中学到了很多新的东西。在这里,我向那些在这四年里给予过我巨大帮助的老师 and 同学们表示衷心的感谢,正是他们的帮忙才让我得以圆满的完成四年的学业和最后的毕业设计。

在这次设计的过程中,指导老师李革教授一直都关注着我的每一步进展,并给了我很多好的意见和建议,同时也对我提出了严格的要求。我之所以能很顺利地完成毕业设计任务,这与李老师的指导是分不开的,在此,我对他表示衷心地感谢!

另外,遇到技术困难的时候,学姐曹宁慧,学长鲍峻峰也给了我细心地指导。帮我克服了一道道难题,使我能够顺利进行,对此,我表示衷心感谢!