

中国农业机械化科学研究院

硕士学位论文

圆形和平移式喷灌机行走装置的力学性能研

姓名：何建强

申请学位级别：硕士

专业：机械设计及理论

指导教师：金宏智

2003. 6. 1

摘 要

在水资源短缺与社会发展之间的矛盾日益尖锐的今天，各种节水灌溉技术与设备得到了大力的推广和普及。其中大型喷灌机具有明显的高效、节能、省水、增产、省工、土地覆盖率高等优点，是极具潜力的节水灌溉机具。它们的特点是利用多支座塔架车结构，延长喷洒支管长度，增加喷洒作业幅宽，提高单机控制灌溉面积，降低单位面积上的设备投资，实现自动化，提高劳动生产率。目前该种机型的喷灌面积，已经占到全国喷灌面积的 7%。

本文的研究对象是大型喷灌机——DYP 系列电动圆形喷灌机和 DPP 系列电动平移式喷灌机的行走装置。本文利用车辆地面力学的基础理论，结合大型喷灌机自身的特点，比较系统地分析了圆形和平移式喷灌机行走装置的基本原理。通过对行走装置运动学和牵引力学的研究，对塔架车通过性能指标的计算及抗翻倾稳定性的分析，并以中国农机院前期进行的相关试验和测试结果为例进行理论分析，从而提出了塔架车电机减速器的优化设计方案。这也是本人参加的“863”计划《低能耗多用途喷灌技术与新产品》课题中的相关内容。

鉴于我国目前大型喷灌机行走装置力学性能研究的滞后状况，本文结合国家十五重大专项，对这一领域进行相关的理论研究，对促进我国大型喷灌机理论的完善与发展具有重要的意义。

关键词：节水灌溉，圆形和平移式喷灌机，驱动装置，通过性能，圆形喷灌机，平移式喷灌机。

ABSTRACT

As the contradiction between the shortage of water resource and the social development has increasingly been becoming more and more pungent, it gives various kinds of technologies and equipment of water-saving irrigation a great opportunity for extension and popularization. The big type irrigation systems process prominent virtues as high efficiency, energy saving, water saving, production increase, labor saving, high percentage of soil coverage etc. They are greatly promising water-saving irrigation machines. Their main characteristics can be concluded as following: having adopted the multi-tower structure, prolonged the length of the spray branch, augmented the breadth of spray operation, increased the control area of a single machine, reduced the equipment investment on unit area, realized spray automation and improved the labor productivity. The large irrigation systems presently cover about 7% of the total sprinkling irrigation area in China.

In this thesis, our research object is the drive unit of two kinds of large irrigation systems—the DYD series electric center pivot and the DPP series electric linear irrigation systems. We have made use of ready fundamental theories of Vehicle Terra-mechanics, combing own characteristics of the systems, so as to systematically analyze the primary principles of the drive units of the center pivot and linear irrigation systems. We also come up with the optimization design scheme of the tower motor gearbox, after study of the dynamics and traction ability of the drive units, calculation of the passing performance index of the towers, analysis of the stability of anti-overturn and theoretical analysis of the results of relevant experiments and tests that had previously been carried out by Chinese Academy of Agricultural Mechanization and Science, which is also the relative content of the task of “863 Project”, titled as “New Technologies and Products of Low Energy Consumption and Multi-purpose”.

Considering the lag status of the study in the field of large irrigation systems, especially the study of mechanical performance of the drive unit in China, we have carried out relevant studies in this field, combining the great project of the “Tenth National Five-year-plan”. We believe that this research will be of great significance in the development promotion of the giant irrigation systems in China.

Key Words: Water-saving Irrigation Center Pivot and Linear Irrigation Systems
Drive Unit Transit Performance

第一章 绪 论

1.1 大型喷灌机简介

我国幅员辽阔,自然地貌条件差异较大,水资源严重缺乏,人均占有量仅为世界人均占有量的 $1/4$ 左右。就是这有限的水资源还存在着“南方多北方少、夏秋多冬春少”这样的时空分布差异。经济发展、人口增长与水资源短缺之间的矛盾已经变得十分尖锐,可以说已经成为制约我国社会和经济发展的瓶颈。在水资源总量不可能再大幅度增加的情况下,要缓解这一矛盾,最现实可行的方法就是节约用水,尤其是节约农业用水,提高灌溉效率,降低灌溉成本。

20 世纪 20 年代人们为了从繁重的移动管道灌溉作业中解放出来,俄国人和美国人相继研制出了滚移式喷灌机。50 年代初美国人又发明了圆形喷灌机,70 年到又研制出平移式喷灌机,其特点是利用多支座,延长喷洒支管长度,增加喷洒作业幅宽,提高单机控制灌溉面积,降低单位面积上的设备投资,可实现自动化,提高劳动生产率。

目前这种机型的喷灌面积已经占我国喷灌面积的 7%,并在南北美洲、非洲、大洋洲和欧洲灌溉着千万公顷的耕地、荒漠和草原,可称世界农业灌溉史上的一次革命。所以美国著名科技刊物《科学美国》称赞“圆形喷灌机是自从拖拉机取代畜耕以来,意义最重大的农业机械发明”。

1.2 我国大型喷灌机发展概况

我国大型喷灌机技术的发展是从 1976 年末开始的,大致可分为 4 个阶段:

(1) 起步阶段 (1976—1978)

在此期间,中国农机院、吉林省农机所、广西水轮泵研究所、黑龙江省农机所等单位相继研制出我国第一台水动和电动圆形喷灌机、电动平移式喷灌机和滚移式喷灌机,并对水动和电动两种塔架车驱动装置进行了初步研究。但是由于缺乏大型喷灌机具的理论指导及制造技术,所以普遍存在这机型杂、质量差、可靠性低、浪费大的问题。

(2) 引进和关键部件攻关阶段 (1979—1986)

由于国产的第一代大型喷灌机技术性能不过关、可靠性差,从1979年开始我国从美国引进大型喷灌机,并对美国凡尔蒙、林赛、雨鸟和纳尔逊公司进行了技术考察。1981年机械部委托中国农机院、广西水轮泵研究所、鞍山市农机厂等单位承担了“大型喷灌机主要部件研究”课题。1983年通过部级鉴定,其桁架结构、驱动装置和同步自动控制系统等部件的技术指标已接近美国当时同类产品水平,为我国大型喷灌机具更新换代奠定了技术基础。

(3) 完善提高、稳妥推广阶段(1987—1997)

1987年机械部将DYP-415型电动圆形喷灌机列为国家新产品计划,由中国农机院和哈尔滨红旗机械厂共同承担。1988年通过部级鉴定,1991年被国家科委、水利部、农业部确定为农业节水大面积推广项目。在1989—1991年期间,中国农机院又负责起草了电动大型喷灌机技术条件、实验方法、质量分等三项国家机械行业标准,并于1992年颁布实施。1991年中国农机院又派技术人员赴前苏联考察大型喷灌机技术。1991—1994年机械部又委托中国农机院承担了“提高大型喷灌机喷洒均匀性的研究”课题。通过对大型喷灌机均匀喷洒理论的深入探讨和大量的室内外测试数据,完善并发展了我国大型喷灌机均匀喷洒的理论。目前该种机型在全国保有量达2000余台。

(4) 技术创新和产业化阶段(1998~现在)

随着大型喷灌机的示范推广成功的经验,尤其是党的十五届三中全会要求把推广节水灌溉作为一项革命性措施来抓之后,使国产大型喷灌机的发展又遇到了一次空前的机遇与挑战。为了适应我国加入WTO以后的形势,1998年国家计委在“农业适度规模经营关键技术装备研究”项目中,将“平移式喷灌机”列为子项目研究,2000年通过国家工业局的鉴定。1999年国家经贸委的创新项目中又将“滚移式喷灌机”正式立项研制,2001年又将大型喷灌机列为产业化项目。同年科技部又将有关大型喷灌机技术与产业化列入国家“863”计划生物与现代农业技术领域中的“现代农业节水技术与新产品”专题。

经过二十余年不懈的努力,我们在大型喷灌机的研究与生产上已经取得了长足的进步,初步形成了具有自主知识产权的大型喷灌机设计理论。但是我们也应该看到,我国的大型喷灌机在理论研究、试验手段和产品质量上,与国外先进水平相比还存在

着差距,还需要我们进行更为深入的研究。

1.3 课题的提出及意义

从现有喷灌机的组成部件来分析,扩大喷灌机单机控制面积,降低单位面积灌溉成本的主要途径有两种:一种是增加喷头的射程,另一种是增加单机长度。如果只增加喷头的射程,虽然金属消耗量降低,但使能量消耗成倍增加,喷灌强度和雨滴打击力也同时增大,从而使农作物的受损程度增大,喷洒均匀性也会降低。若我们主要在增大单机长度上做文章,虽然金属消耗量增加,但能耗较低。一般来说,喷灌机喷洒支管移动所到之处,也就是喷灌机所能控制的面积。对于圆形和平移式喷灌机来说,增加单机长度主要就是增加机器的跨数。跨数越多,对每一跨行走的可靠性要求就越高。如果某一跨上的驱动系统出现了问题,就会影响到整台机器的运行,甚至会破坏机器桁架的稳定性。就圆形和平移式喷灌机运行的基本原理来看,机器的行走装置是实现机器自动化喷洒的关键,是大型喷灌机的技术核心之一。研究行走装置的力学性能、通过性能、抗翻倾稳定性能,为大型喷灌机驱动装置的设计、制造和维护提供了技术理论支持,对于设计新一代电机减速器具有很强的现实意义。

1.4 课题的研究目标、研究内容和技术路线

圆形和平移式喷灌机主要有三种驱动方式:水力驱动、电力驱动和液压驱动。其中电力驱动是一种比较普及的驱动方式。所以我在撰写论文过程中将以电力驱动的圆形和平移式喷灌机作为研究对象来研究它们的驱动装置的力学性能。

1.4.1 研究目标

本课题是国家高技术研究发展计划(863 计划)子课题——《低能耗多用途喷灌技术与新产品》(子课题编号 2001AA242023)的一部分。本文的研究目标是:按照“863”子课题的要求,利用车辆地面力学的知识和理论,结合大型喷灌机自身的特点,分析其行走装置的力学性能,进行室内外试验并对试验结果和中国农机院前期进行实验和测试的结果进行理论分析,提出塔架车电机减速器优化设计方案,最后做出论文。

1.4.2 研究内容

本课题的主要研究内容:

- (1) 塔架车行走装置的基本原理研究;
- (2) 行走装置的运动学和牵引力学;

- (3) 塔架车通过性能指标的计算;
- (4) 塔架车抗翻倾稳定性分析;
- (5) 塔架车电机减速器方案优化设计。

1.4.3 技术路线

本课题采用理论分析与现场试验相结合的方法,围绕研究目标和研究内容,按照下图所示的技术路线完成课题。

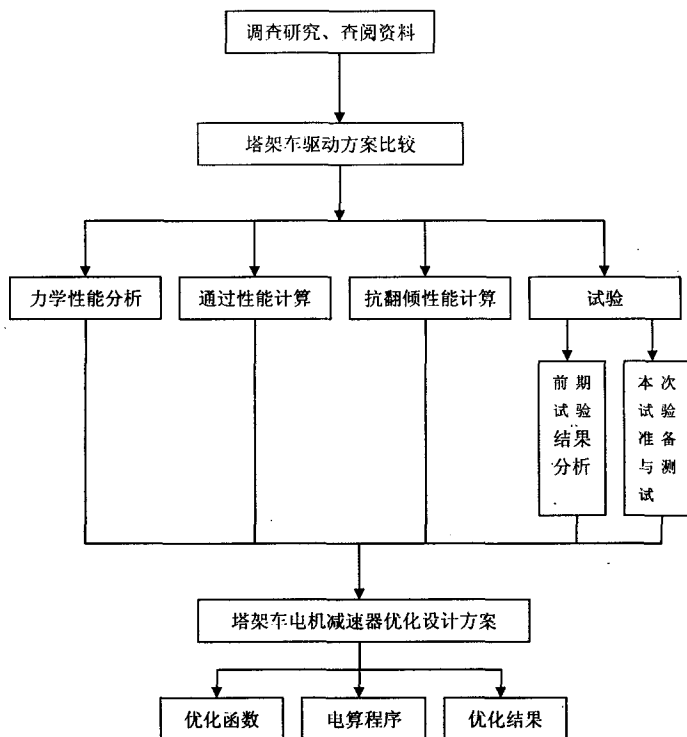


图 1-1 技术路线框图

第二章 圆形和平移式喷灌机行走装置的力学性能

本章首先将分析圆形和平移式喷灌机的主要驱动方式及其优缺点,从中筛选出较为普及实用的电力驱动装置为研究对象,然后从电力驱动大型喷灌机的运行原理和受力状况入手,来分析其行走装置的力学性能。

2.1 圆形和平移式喷灌机的主要驱动方式及特点

在圆形和平移式喷灌机的发展过程中,主要出现了三种驱动方式:水力驱动、电力驱动和液压驱动。下面分别就这三种驱动方式作简单的分析与比较。

2.1.1 水力驱动装置的特点

(1) 柱塞式水马达

最早的圆形喷灌机以灌溉水为工作流体,柱塞式水马达为驱动装置。当水进入柱塞式水马达时,活塞杆借助于轴的动作将水平齿杆向前移动大约 15cm,然后当水从柱塞式水马达排出时,使齿杆向后移动。在向前移动时,齿杆拨动金属轮缘的轮牙,使轮子转动,喷灌机前移。

在水马达进水管路上常常装有一个专用阀,调节此阀可确定柱塞的往复运动频率。当控制塔架车同步的钢索作用在柱塞式水马达的进水口时,就可调节进水阀的开启度,从而确定塔架前移的速度。

前苏联普遍生产的 Fregate 水动圆形喷灌机,就采用了柱塞式水马达驱动。

(2) 回转式水马达

这种水马达,水通过进水阀进入旋转器,水束由反冲轮的两臂喷出。旋转器驱动立轴与塔架车的蜗杆减速器相连。旋转器的进水与否是通过控制进水阀的启闭来实现的。当圆形喷灌机相邻两跨之间形成一定的角度时,由臂杆开启或关闭进水阀来控制喷洒臂的转动。若旋转器要反转,可以通过控制装在旋转器轴底部的一个专用设备,来让喷嘴转过 180°。

水力驱动的优点是可以直接以灌溉用水的压力为动力而不必用电,控制系统比电力驱动简单,对操作人员的要求相对较低。但是与电力驱动相比,它的缺点也是比较明显的。

(1) 它的运转速度较低。一般情况下, 350m 长的圆形喷灌机转动一周所需时间约为 20 小时左右, 但水力驱动的时间则可能长达 48 小时。

(2) 水力驱动的车轮为钢轮, 它的越野性能远不如充气轮胎, 所以在泥泞或砂土地面上的通过性能较差。

(3) 喷洒均匀性不如电力驱动, 这是因为水力驱动中会将作为驱动动力的压力水从水动力发动机喷出, 造成局部水量过剩。

(4) 水力驱动对灌溉用水的水质要求较高。如果水质不纯, 就可能会堵塞马达, 影响喷洒作业。而电力驱动则要求相对较低, 甚至可以喷洒畜牧业粪水、污水, 适应的水源范围较广。

另外, 水力驱动还须制造相当复杂的水轮机和笨重的传动机构。有时水流经过水马达后可能会造成压力损失过大, 使喷头运转不良。若提高系统压力, 则耗功率过大, 经济效益不好, 而且水马达的效率和可靠性也远不如电力驱动, 所以水压驱动方式现在越来越少, 已经逐渐被电力驱动所取代。

2.1.2 电力驱动装置的特点

电力驱动的大型喷灌机, 在每个塔驾车上均安装一台 0.5、0.75、1 或 1.5 马力的电动机作为行走动力, 经过两级减速器减速后, 驱动两个行走轮。

车轮减速器采用蜗轮蜗杆结构, 大压力角, 大转动扭矩, 传动比约为 50: 1 或 52: 1。减速器箱顶有橡皮薄膜膨胀室, 使蜗轮蜗杆浸在润滑油中以防锈蚀。为了获得较高的传动效率, 目前电机减速器多采用齿轮结构, 一般都与电机做成一体, 输出低转速大扭矩, 传动比为 40: 1 或 50: 1。

动力电源在国内采用三相 50 赫兹 380 伏交流电。控制电源多采用 110~120 伏单相交流电。电动机采用三相异步电动机, 要求防水, 并带有过载装置。电源可以从电网获取, 需要通过电缆送到中心支轴附近, 也可以在中心支轴附近安装 1 台柴油发动机和 1 台发电机, 发电机的动力可用于喷灌机行走, 也可以兼作供水动力。

电力驱动装置的优点是结构相对比较简单, 所需电机可直接购买, 不需要制造复杂的驱动系统。喷灌机的控制比较灵活, 容易实现正反转, 容易改变机组的移动速度。整个传动系统的效率较高, 运行可靠。此外, 各种现代的自动控制技术也很容易得到应用。

电力驱动除制造成本较高以外, 最大的缺点就在于它的整机不是连续移动的, 需

要“走—停—走”这样间歇式的运行。与液压驱动装置相比,系统的喷洒均匀性稍低。

但总地来看,电力驱动还是比较理想的一种实用驱动方式。目前世界上大多数圆形和平移式喷灌机,都采用电力驱动。

2.1.3 液压驱动装置的特点

液压驱动是美国 T-L 公司生产的圆形和平移式喷灌机所采用的驱动方式。其原理简单地说就是通过液压泵产生高压油,流经液压管路系统驱动液压马达。液压马达又与车轮减速器直接相连驱动行走轮,实现机器的行走。所采用的液压马达能够适应低速、大转矩的工作要求,出现超载时,瞬时最大功率能达到 7.5 马力。整机的速度和方向由两个液压阀来控制,通过调节液压阀的流量和方向实现变速和换向。机器的同步控制是由同步控制阀来实现的。当相邻两跨之间有一个很小的角度时,该阀发挥作用减小或增大通向塔架车液压马达的油量,来改变马达的转速,实现相邻两跨的同步运行。如果其中一跨被卡住或者严重走偏,那么同步控制阀就将液压油直接返回到主油管线,使整个机器停机。这是一项很重要的防止结构性损坏的措施。根据所连接减速器的不同,可以简单地将液压驱动分为液压行星齿轮驱动系统和液压蜗轮蜗杆驱动系统两类。

总地来看,液压驱动最大的特点就在于它能实现连续行走。与电力驱动的喷灌机不同,它的整机是连续移动的,不需要“走—停—走”这样间歇式的运行。无级变速、连续行走对大型喷灌机来说意义重大,它能够极大地提高喷洒均匀性,这对喷洒化肥和农药至关重要。同时也简化了较复杂的机械传动机构。

但是液压驱动的缺点同样非常突出。液压驱动方式对设计、制造和维护的要求很高。而大型喷灌机的工作环境十分恶劣,如果液压系统出现故障就很难修理,远不如修理电机方便。另外液压驱动成本高昂,要比同类型的电驱动喷灌机高出许多。因此液压驱动仍然不是占主流的驱动方式。

2.1.4 结论

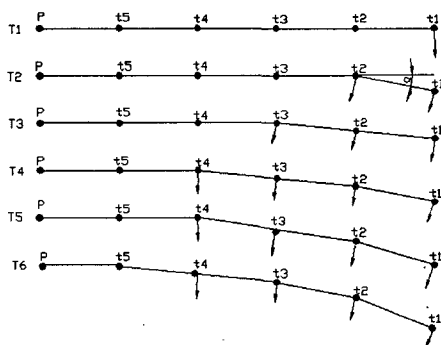
通过比较上述三种比较典型的大型喷灌机驱动方式,我们可以看到电力驱动是一种比较普及、实用的驱动方式,所以在以后的论述中也将主要以电力驱动方式为研究对象。

2.2 电动圆形和平移式喷灌机运行的基本原理

2.2.1 电动圆形喷灌机运行的基本原理

电动圆形喷灌机是由中心支轴、塔架车、末端悬臂和电控同步系统等部分组成。装有喷头的桁架支承在若干个塔架车上,它们彼此用柔性接头联接,以适应坡地工作。在每个塔架上又配有 0.55~1.1 千瓦电机作为行走动力,还配有电控同步系统用来启闭塔架车上的电机。当相邻两个塔架形成一个不大于 1° 角的工况时,塔架车就一个跟着一个地走起来,绕着中心支轴旋转,从而实现了喷洒支管连续自移喷洒作业,湿润一个圆形面积。

具体地,可以设想一条带有几个塔架车的喷洒支管,例如 5 跨的电动圆形喷灌机,从外向支轴座依次编号为 $t_1 \sim t_5$ (如图 2-1 所示)。为了更好地看清图示,各跨间的角度已经稍微夸大,图中所绘喷洒支管的曲线在田间是看不见的。



t_3 —塔架车编号为 3; T—时间; P—中心支轴; α —相邻两跨塔架车之间的夹角

图 2-1 圆形喷灌机塔架车前移示意图

末端塔架车 1 的电动机转速和“走—停”频率在开始时就由位于支轴座的主控箱确定。塔架车 1 前移,与塔架车 2 相联的 1—2 喷洒支管开始绕着塔架车 2 转动,在 1—2 喷洒支管与 2—3 喷洒支管之间形成 α 角,当 α 达到预定启动值时,塔架车 2 上的电机开始启动运行,1—2 喷洒支管与 2—3 喷洒支管之间的夹角复位为 0。当 2—3 喷洒支管绕塔架车 3 转动直到 α 时,2—3 喷洒支管和 3—4 喷洒支管之间又形成了 α 角,当此角又达到预定启动值时,塔架车 3 又向前移动。就这样依此类推,所有的喷洒支

管就周而复始地绕中心支轴运行着。

2.2.2 电动平移式喷灌机运行的基本原理

电动平移式喷灌机是由驱动车、塔架车、桁架、末端悬臂、电控同步系统和导向装置等部分组成。一些装有低压喷头的桁架支承在若干个塔架车上,它们彼此用柔性接头联接,以适应坡地工作。每个塔架车上又配有 0.55 和 1.1 千瓦电机作为行走动力。而由单个或两个塔架车组成的供水、供电的驱动车又连接着若干个塔架车,采用电动圆形平移式喷灌机运行作业的原理,依靠电控同步系统,沿导向系统所确定的方向,实现喷洒支管垂直于前进方向喷洒作业,湿润一块矩形面积。

电动平移式喷灌机和圆形喷灌机的运行作业原理基本相似,所不同的是平移式喷灌机的供水系统是移动的,运行时喷洒支管要保持一条直线,所以要配置平移导向系统。

2.3 塔架车行走装置的动力性能

圆形和平移式喷灌机在各种不同工况下所发挥出来的使用性能,都是通过一些具体的使用指标的变化来表现的,其中动力性能指标又是最为重要的使用指标,所以塔架车行走装置的动力性能可以用“塔架车动力性”这一概念来描述。

塔架车动力性指的是塔架车在田间进行作业时,根据载荷和地面状况,所能发挥出的驱动功率。通常用下面的各项指标加以描述:

(1) 最大驱动功率 $N_{q\max}$

驱动功率是指塔架车驱动轮上发挥出来的功率,可用下式来表示:

$$N_q = \frac{F_q \cdot V}{60} \quad (2-1)$$

式中: N_q —塔架车的驱动功率 (kW);

F_q —塔架车轮胎上产生的驱动力 (kN);

V —塔架车的实际行驶速度 (m/min)。

最大驱动功率 $N_{q\max}$ 表征塔架车在工作时,运行速度一定的情况下,所能克服的最大行驶阻力。

(2) 塔架车的驱动效率 η_q

驱动效率指的是塔架车的驱动功率与驱动电机输出的有效功率的比值,可用下式表示:

$$\eta_q = \frac{N_q}{N_e} \quad (2-2)$$

式中: η_q —塔架车的驱动效率;

N_q —塔架车的驱动功率 (kW);

N_e —塔架车驱动电机输出的有效功率 (kW)。

(3) 喷洒作业时的最大爬坡度 $i_{\max}$ (%)

(4) 在最大驱动功率时,塔架车的实际行驶速度 V (m/min)

2.4 塔架车行走装置的运动学和牵引力学

2.4.1 塔架车行驶的基本方程式

塔架车向前行驶,是依靠驱动电机的动力,经过两级减速器降低转速、增大扭矩后,传递到两个驱动轮上,再通过驱动轮与地面间的相互作用而实现的,塔架车的两个车轮都是驱动轮,如图 2-2 所示。

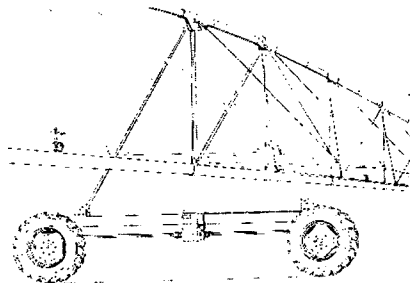


图 2-2 圆形喷灌机塔架车驱动示意图

要确定塔架车的力学性能,确定塔架车沿行驶方向的运动状况,就要分析塔架车沿行走方向所受到的各种外力,即驱动力和行驶阻力。然后根据这些力的平衡关系,建立塔架车基本行驶方程式:

$$F_q = \sum F \quad (2-3)$$

式中: F_q —驱动力;

$\sum F$ —行驶阻力之和。

驱动力是由驱动电机的转矩经过传动系统传到驱动轮上获得的。行驶阻力主要有滚动阻力和坡度阻力。下文中将分别研究塔架车驱动轮的运动和受力状况,以此为基础来分析塔架车的驱动力和行驶阻力,最后把 $F_q = \sum F$ 这一基本行驶方程式加以具体化,以便为塔架车其它性能指标的研究提供理论依据。

2.4.2 塔架车驱动轮的运动学

上文中已经提到塔架车驱动力的产生是因为驱动轮与地面间的相互作用的结果,要想分析塔架车驱动轮的受力状态,就必须从分析它的运动状况入手。由于塔架车的两个车轮都是驱动轮,它们的运动与受力状况基本相同,所以我们只要分析一个驱动轮就可以了。

当驱动轮在水平路面上滚动时,若假定轮缘和路面都是刚性的,则轮缘与路面之间是线接触(在图 2-3、2-4、2-5 中均表现为 A 点)。但实际上由于轮缘与路面都不可避免地会有变形,因而轮缘与路面之间将会出现某一接触面,称为驱动轮支承面。

根据滚动条件的不同,驱动轮的滚动可能有三种情况,分别为纯滚动、有滑转的滚动和有滑移的滚动。

2.4.2.1 驱动轮的纯滚动

驱动轮的纯滚动是一种理想化的运动情况。若假定轮缘与路面都是绝对刚性的,就会出现纯滚动,如图 2-3 所示。这时,轮子的瞬时转动中心 P 与轮缘和地面的接触点 A 重合, A 点的速度等于零。当轮子绕轴心 O 以角速度 ω 旋转时,轮子上任意一点的速度均可由角速度 ω 与该点到瞬时转动中心 P 的距离的乘积来确定,图 2-3 中 F 点的速度即为:

$$V_F = \omega \cdot \overline{AF} = \omega \cdot \overline{PF}$$

而 V_F 的方向与 $\overline{PF}$ 垂直并指向角速度旋转的方向。显然,轮轴的移动速度,也就是轮子的理论前进速度 V_T , 可由下式来决定:

$$V_T = r_o \cdot \omega \quad (2-4)$$

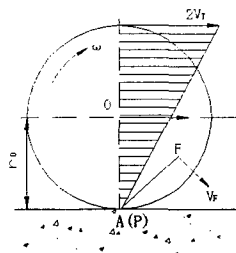


图 2-3 驱动轮作纯滚动时的运动学简图

这时，轮子每转动一周时，轮轴的前进距离应等于轮缘的周长 $2\pi r_0$ 。

2.4.2.2 驱动轮有滑转的滚动

驱动轮在各种路面上的运动情况是非常复杂的，很难得到纯滚动。通常驱动轮由于受驱动转矩的作用，将发生滑转。所谓滑转，就是轮子支承面在接触路面上发生沿轮子运动相反方向的移动，于是轮子每转一圈时，轮轴的前进距离将小于轮缘的周长 $2\pi r_0$ 。

当驱动轮作有滑转的滚动时，其速度分布情况如图 2-4 所示。轮子支承面相对于路面有一个沿轮子运动相反方向的移动速度 V_s （称为向后的滑动速度）。轮轴移动的实际速度 V 小于理论速度 V_T 。这三个速度之间的关系为：

$$V = V_T - V_s \quad (2-5)$$

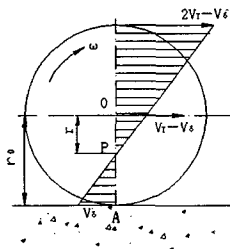


图 2-4 驱动轮作有滑转运动时的运动学简图

显然，在这种情况下，轮子的瞬时转动中心 P 高于轮缘与地面的接触点 A 。若以 r 表示瞬时转动中心到轮轴的距离，并命名为滚动半径，则实际轮子的滚动情况就可

简化为一个半径为 r 的绝对刚体的假想轮子沿绝对刚性的假想路面作纯滚动的等效情况, 从而便于运用理论力学的原理分析它的运动学。

根据上面的定义, 滚动半径应等于:

$$r = \frac{V}{\omega} \quad (2-6)$$

若在某一时间段 t 内, 驱动轮走过的路程为 S , 轮子转过的圈数为 n_z , 则:

$$V = \frac{S}{t}$$

$$\omega = \frac{2\pi n_z}{t}$$

将上面两式代入 (2-6) 式可得:

$$r = \frac{\frac{S}{t}}{\frac{2\pi n_z}{t}} = \frac{S}{2\pi n_z} \quad (2-7)$$

根据 (2-7) 式, 我们可以通过测定驱动轮通过一定路程时所转动的圈数, 来求得滚动半径的数值。在有滑转的情况下, 滚动半径 r 必定小于轮缘结构半径 r_0 。在极限情况下, 驱动轮停在原地完全滑转时, 滚动半径等于零。

为了描述驱动轮滑转的程度, 通常采用滑转率的概念, 滑转率 δ 的定义就是驱动轮的滑动速度 V_δ 与理论速度 V_T 的比值, 即:

$$\delta = \frac{V_\delta}{V_T} = \frac{V_T - V}{V_T} = 1 - \frac{V}{V_T} \quad (2-8)$$

又因为 $V = r\omega$, $V_T = r_0\omega \equiv r_q\omega$,

将上面两式代入 (2-8) 式, 可得:

$$\delta = 1 - \frac{r\omega}{r_q\omega} = 1 - \frac{r}{r_q} \quad (2-9)$$

以上各式中: r_q — 驱动轮的动力半径;

r_0 — 驱动轮轮缘结构半径。

2.4.2.3 驱动轮有滑移的滚动

在有些工况下,比如塔架车下坡时,驱动轮由于受机架推力的作用,将产生滑移。所谓滑移,就是驱动轮支撑面在接触路面上发生沿轮子运动相同方向的移动,于是驱动轮每转动一周时轮子前进的距离将大于轮子的周长 $2\pi r_0$ 。

当驱动轮作有滑移的滚动时,其速度分布情况如图 2-5 所示。驱动轮支承面相对于路面有一个沿轮子运动相同方向的移动速度 V_s (称为向前的滑移速度)时,滚动的移动速度 V 大于理论速度 V_T ,三者的关系为:

$$V = V_T + V_s \quad (2-10)$$

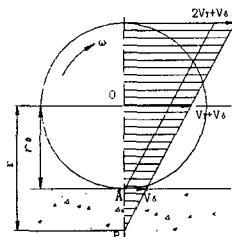


图 2-5 驱动轮作有滑移运动时的运动学简图

显然,在这种情况下,驱动轮的瞬时转动中心 P 低于轮缘和路面的接触点 A ,驱动轮的滚动半径大于动力半径。在极限的情况下,驱动轮沿路面纯粹滑移(轮自不转动)时,滚动半径无限大。

2.4.3 塔架车驱动轮的牵引力学

上面阐述了塔架车驱动轮的运动状况,现在可以进一步来研究塔架车驱动轮的牵引力学,即主要研究驱动轮胎沿水平变形地面稳定运行的典型情况。假定地面变形后不恢复,则驱动轮胎将受到以下诸力和力矩的作用,如图 2-6 所示:

- (1) 垂直载荷 W_q (包括驱动轮自重);
- (2) 塔架对轮轴的水平反作用力 F_{fx} ;
- (3) 驱动转矩 M_q ;
- (4) 驱动力 F_q ;
- (5) 地面对驱动轮的反作用力的合力 R_q (除驱动力 F_q 外的其余地面反作用力的

合力)。

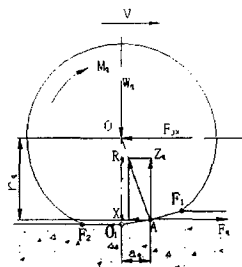


图2-6 轮胎驱动轮在水平变形地面上稳定行驶时的受力简图

下面简要分析、推导一下驱动转矩 M_q ，以及诸外力 F_q 和 R_q 之间的函数关系。

塔架车的动力由安装在底梁上的驱动电机提供。电机功率通过传动系统施加到驱动轮上的转矩，称为驱动转矩，以 M_q 表示。驱动转矩 M_q 通过驱动轮轮缘与地面相互作用对地面施加一个向后（与行走方向相反）的水平作用力。根据作用力与反作用力的原理，地面反过来给驱动轮施加一个与这个水平作用力大小相等方向相反的水平反作用力，这个水平反作用力指向塔架车的行驶方向，成为推动塔架车向前行驶的外力，称为驱动力，以 F_q 表示，按照理论计算应等于 M_q/r_q （ r_q 称为驱动轮动力半径），即：

$$F_q = \frac{M_q}{r_q} \quad (2-11)$$

由于地面变形及轮胎变形的迟滞现象，使 R_q 的作用点偏离中心线，向前移动一段距离 a_q ， a_q 在数值上就等于驱动轮的滚动摩擦系数。此外，又由于驱动转矩 M_q 始终与驱动力 F_q 绕驱动轮轴的力矩相平衡，故 R_q 的方向应通过轮轴。进一步将 R_q 分解为垂直分力 Z_q 和水平分力 X_q ，则 Z_q 一方面平衡垂直载荷，另一方面产生滚动阻力矩 $Z_q a_q$ ，记作 M_{fq} 。水平分力 X_q 就称为驱动轮的滚动阻力，它产生的绕轮轴的力矩恒与滚动阻力矩相平衡，即 $X_q r_q = Z_q a_q$ 。

驱动轮在上述各力和力矩的作用下将处于平衡状态，作匀速运动，于是可以列出下列各平衡方程：

$$W_q = Z_q \quad (2-12)$$

$$F_q = X_q + F_{jx} \quad (2-13)$$

$$M_q = F_q r_q \quad (2-14)$$

式中： r_q —驱动轮的动力半径。

上文已经阐述了作用于车轮上的转矩 M_q 是由驱动电机产生的，再经过由电机减速器、方向节、传动轴、车轮减速器等组成的传动系统传递到驱动轮上。若令 M_{qt} 表示驱动电机的转矩， i_g 表示电机减速器的传动比， i_o 表示车轮减速器的传动比， η_T 表示传动系统的机械效率（ η_T 等于传动系统各部分效率的乘积），则：

$$M_q = M_{qt} i_g i_o \eta_T \quad (2-15)$$

于是塔架车的驱动力为：

$$F_q = \frac{M_{qt} i_g i_o \eta_T}{r_q} \quad (2-16)$$

若驱动电机的功率为以 N_t （kW）表示，转速为以 n （r/min）表示，驱动转矩以 M_{qt} （N·m）表示，则电机功率与电机转矩有如下的函数关系：

$$N_t = \frac{M_{qt} n}{9549} \quad (2-17)$$

若驱动电机的额定功率为 N_{te} ，相应的额定转速为 n_{te} ，并将（2-14）和（2-16）代入（2-17）可得：

$$N_{te} = \frac{F_q r_q}{i_g i_o \eta_T} \cdot \frac{n_{te}}{9549} = \frac{r_q \sum F}{i_g i_o \eta_T} \cdot \frac{n_{te}}{9549} \quad (2-18)$$

由（2-18）可知如果塔架车传动系统的参数一定，并且电机的额定转速 n_{te} 也已经给出，那么我们只要确定塔架车的行驶阻力 $\sum F$ ，就可以计算出适宜的电机功率，从而避免

采用大功率电机造成浪费, 或者采用的电机功率过小而使驱动力不足。

2.4.4 塔架车的驱动—附着方程

2.4.4.1 塔架车的行走阻力

塔架车在水平地面上等速行走时主要克服来自地面的滚动阻力, 以符号 F_f 表示。当塔架车沿着坡道上坡行走时, 还必须克服重力沿坡道的分力, 称为塔架车坡度阻力, 以符号 F_i 表示。

因此塔架车运行的总阻力为:

$$\sum F = F_f + F_i \quad (2-19)$$

(1) 滚动阻力 F_f

在上文中已经对滚动阻力 F_f 作了分析, 滚动阻力 F_f 就是轮胎滚动损失的衡量指标。为了更确切地说明滚动损失的程度, 因此又进一步提出滚动阻力系数的概念。所谓滚动阻力系数, 就是滚动阻力对垂直载荷的比值, 记为 f 。当塔架车在水平地面上行驶时:

$$f = \frac{F_f}{W} \quad (2-20)$$

式中: W —单跨塔架车带水重量。

经过大量试验统计出的拖拉机在各种典型路面条件下的滚动阻力系数, 如表 2-1 所示。圆形和平移式喷灌机与拖拉机在地面力学性质上有很大的类似性, 可以直接参考使用。

表 2-1 典型地面条件下轮式拖拉机的滚动阻力系数

地面条件	滚动阻力系数	地面条件	滚动阻力系数
荒地	0.05~0.07	已耕地	0.16~0.18
草地	0.06~0.08	砂壤土地	0.10~0.12
茬地	0.08~0.10	砂土地	0.15~0.20
休闲的耕地	0.10~0.12	沼泽地	0.20~0.25

(2) 坡度阻力 F_i

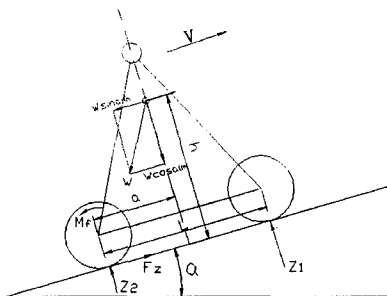


图 2-7 塔架车爬坡时的受力简图

当塔架车上坡行驶时，如图 2-7 所示，塔架车重力沿坡道的分力表现为塔架车的坡度阻力 F_i ，即

$$F_i = W \sin \alpha \quad (2-21)$$

这样式 (2-19) 在实际应用中可以简化为：

$$\sum F = F_f + F_i = W \cdot \cos \alpha \cdot f + W \cdot \sin \alpha \quad (2-22)$$

式中： α —坡度角。

也就是说我们研究塔架车的行走阻力，主要就是研究其所受的滚动阻力 F_f 和坡度阻力 F_i 。

2.4.4.2 附着力与附着系数的确定

上文中所述的驱动力形成过程，可以很清楚地看出，塔架车驱动力的产生需要两个条件：

第一，要依靠驱动电机提供转矩，经过传动系统变换大小和方向后传递给驱动轮一定的驱动转矩，进而引发驱动力的水平作用力，这就是产生驱动力的内部条件。

第二，依靠驱动轮与地面间的相互作用，把驱动轮对地面的水平作用力转化为地面对驱动轮的水平反作用力，这是产生驱动力的外部条件。

地面所能提供的最大水平反作用力，称为最大附着力，以 $F_{\varphi \max}$ 表示。对应于驱动轮某一允许滑转情况下的附着力，称为允许附着力，以 $F_{\varphi v}$ 表示。但是附着力的绝

对值大小并不能直接反映驱动轮与地面间的附着性能,为此又提出附着系数的概念。

附着系数 φ 的值为:

$$\varphi = \frac{F_{qv}}{W} \quad (2-23)$$

式中: W —作用在塔架车两个驱动轮上的垂直载荷,当塔架车在水平地面行驶时等于塔架车带水重量。

附着作用本质上是由地面或土壤的力学性质所决定的,而附着力是附着作用的表现。在塔架车行驶过程中,附着力起着保证产生驱动力的作用。因此附着系数 φ 是研究圆形和平移式喷灌机运动力学性能的一个重要参数。

表 2-2 中列出拖拉机在各种典型路面条件下的附着系数。圆形和平移式喷灌机与拖拉机在地面力学性质上有很大的类似性,可以直接参考使用。

表 2-1 典型地面条件下轮式拖拉机的附着系数

地面条件	附着系数	地面条件	附着系数
荒地	0.6~0.7	已耕地	0.4~0.6
草地	0.6~0.7	砂壤土地	0.4~0.5
茬地	0.5~0.7	砂土地	0.3~0.35
休闲的耕地	0.5~0.7	沼泽地	0.1~0.2

2.4.4.3 塔架车行走的驱动—附着条件

驱动力必须大于滚动阻力和坡度阻力之和,塔架车才能加速启动、加速行驶。若驱动力小于这两个阻力之和,则塔架车将无法启动,或者行驶中的塔架车将减速直至停车。所以塔架车行驶的第一个动力学条件就是:

$$F_q \geq F_f + F_i \quad (2-24)$$

(2-24) 式称为塔架车的驱动条件,但还不是塔架车行驶的充分条件。因为采用增加电机转矩、加大传动比等措施来增大塔架车驱动力,只能在驱动轮与路面之间不发生滑转现象时才有效,如果驱动轮在路面滑转,则增大驱动力只会使驱动轮加速旋转,地面切向反作用力并不会增加,也就是说塔架车行驶除受驱动条件制约外,还受到轮胎与地面附着条件的限制。

地面切向反作用力不能大于附着力,否则就会发生驱动轮滑转现象,也就是说,

塔架车驱动的充分条件是:

$$F_q \leq F_\varphi = W \cdot \varphi \quad (2-25)$$

把式(2-24)和(2-25)连起来写,则有:

$$F_f + F_i \leq F_q \leq F_\varphi \quad (2-26)$$

这就是塔架车行驶的充分必要条件,称为塔架车行驶的驱动附着条件。

此处,考虑塔架车沿坡面匀速上坡的工况,坡度角为 α ,并将上述各力的计算公式代入(2-26),可得:

$$W \cdot f \cdot \cos \alpha + W \cdot \sin \alpha \leq F_i \leq W \cdot \varphi \cdot \cos \alpha \quad (2-27)$$

将(2-27)式化简,可得:

$$\begin{aligned} \sin \alpha &\leq (\varphi - f) \cdot \cos \alpha \\ \frac{\sin \alpha}{\cos \alpha} &= \operatorname{tg} \alpha \leq (\varphi - f) \\ \alpha &\leq \arctg(\varphi - f) \end{aligned} \quad (2-28)$$

从(2-28)可知,如果知道附着系数 φ 和滚动阻力系数 f ,就可以简单地估算塔架车最大的爬坡角度。当然这只是在考虑驱动附着条件下的简单估算,塔架车的爬坡角还与塔架车的运动状态以及结构有关,具体将在第四章中具体论述。

第三章 圆形和平移式喷灌机的通过性

圆形和平移式喷灌机的通过性是指机组塔架车在各种使用条件下的通过能力。根据塔架车运行条件不同,通过性能主要包括:平地通过性和坡地通过性。

(1) 平地通过性

主要是指塔架车在松软泥泞水平面上的通过能力。对于轮胎式驱动装置,当地面状况一定时,其接地压强越大,通过性能就越差,一般接地压强应不大于0.01MPa。

(2) 坡地通过性

主要是指塔架车在坎坷不平地段,通过坡地、地垅的能力。

3.1 喷灌机塔架车的通过性能指标

目前,关于轮式车辆在松软土壤上通过性能的评价指标,基本上已经取得一致意见。即使是以前苏联和美国为代表的两个不同学派也都建议采用同一个指标。前苏联科学家阿葛伊金认为:用单位载荷的后备附着力(附着力与滚动阻力之差与车辆重量之比)来评价车辆在变形土壤上的通过性能比较合适。车辆所具备的后备附着力越大,其克服坡度和越障的能力也越大。

因为驱动轮轮胎变形产生的滚动阻力并不能完全消耗在轮胎与土壤间的附着能力上,所以对于塔架车来说,我们可以采用前苏联学者阿葛伊金所提供的公式作为塔架车通过性的评价指标:

$$\Pi = \frac{F_{\varphi} - F_{f1}}{W} = \varphi - \nu f \quad (3-1)$$

$$\nu = \frac{F_{f1}}{F_f} \quad (3-2)$$

式中: Π — 通过性指标 (单位载荷的后备附着力之值);

ν — 因土壤变形引起的滚动阻力与总滚动阻力的比值;

F_{φ} — 附着力;

F_f — 总滚动阻力;

F_{f1} — 因土壤变形引起的滚动阻力;

W —使用重量;

φ —附着系数;

f —滚动阻力系数。

若塔架车装有普通的中压或高压轮胎在软土壤上滚动时, 轮胎变形的滚动阻力部分忽略不计。土壤变形所造成的阻力便等于塔架车的总滚动阻力, 即 $F_{f1} = F_f$, 这样公式 (3-1) 就变成

$$\Pi = \frac{F - F_f}{W} = \varphi - f \quad (3-3)$$

通过公式 (3-3), 可以看到影响塔架车通过性能指标的因素有两个: 附着系数 φ 和滚动阻力系数 f 。下面我们就分别对这两个因素进行理论分析, 并由以此来探讨影响塔架车通过性能的因素, 寻求提高塔架车通过性能的方法。

3.2 滚动阻力系数 f 的理论分析

轮胎在松软地面和土壤上的滚动阻力是一个极其复杂的问题, 各国学者都曾经提出过许多理论公式, 各个公式都有自己的假设条件。为了说明影响滚动阻力和滚动阻力系数的因素, 我们将采用比较常用的量纲理论公式来进行相应的理论分析。

量纲理论公式是采用量纲分析的方法, 针对从动轮胎沿变形地面稳定行驶的情况推导出来的公式, 对驱动轮胎也同样适用。

$$F_f = A_1 \cdot Q_c \cdot \sqrt[3]{\frac{P_i}{KD}} + A_2 \cdot Q_c \cdot \sqrt[3]{\frac{Q_c}{P_i D^2}} \quad (3-4)$$

$$f = A_1 \cdot \sqrt[3]{\frac{P_i}{KD}} + A_2 \cdot \sqrt[3]{\frac{Q_c}{P_i D^2}} \quad (3-5)$$

式中: F_f —滚动阻力;

f —滚动阻力系数;

Q_c —作用在轮胎上的垂直载荷;

P_i —轮胎气压;

K —土壤刚性系数;

D —轮胎外径;

A_1, A_2 —无量纲的系数, 其数值取决于轮胎结构。

以上公式中, 第一项代表土壤变形损失所引起的滚动阻力, 第二项代表轮胎变形的迟滞损失所引起的滚动阻力。当轮胎在松软土壤上滚动时, 由于土壤刚性系数 K 很小, 所以第一项占主要地位, 第二项的影响是次要的。根据已有实验资料, 当低压轮胎沿松软土壤滚动时, 第二项只占总滚动阻力系数 f 的 10%~15%。当轮胎在硬路面上滚动时, 由于路面的刚性系数 K 很大, 所以第一项的作用下降到可以忽略的地步, 而第二项成为主要成分。

由上面这两个公式还可以看出, 轮胎气压 P_t 对第一项和第二项的影响是彼此相反的。因此具体条件下, 将有一个最佳的轮胎气压, 使总滚动阻力系数 f 值为最小。

但是直接利用量纲理论公式进行计算还是比较困难的, 因为必须知道一系列的系数, 而公式中的各项系数只能针对一定的地面条件和具体的轮胎结构的, 这些都要用实验的方法进行测定。

3.3 附着系数 φ 的理论分析

由公式 $\varphi = \frac{F_{\varphi N}}{W}$ 可知, 对附着系数 φ 进行理论分析, 其实就是对附着力 F_{φ} 进行分析。由于地面或土壤的力学性能以及驱动轮胎与地面间的相互作用过程十分复杂, 目前对于驱动轮胎与地面间的附着作用的物理实质, 尚未得到深刻而确切的解释。驱动轮胎与地面间附着作用的物理实质的问题也就是如何解释附着力的构成的问题。关于这个问题, 影响较广的有两种理论: 一种理论认为附着力是依靠驱动轮胎与地面间的摩擦力及轮刺与土壤啮合时的挤压应力而产生的; 另一种理论认为附着力是依靠驱动轮胎与地面间的摩擦力及轮刺与土壤啮合时的剪切应力而产生的。目前用得比较多的是后一种理论, 简称为“剪切理论”, 可用数学关系描述如下:

$$F_{\varphi} = F_{\varphi}^{\cdot} + F_{\varphi}^{\cdot\cdot} \quad (3-6)$$

$$F_{\varphi}^{\cdot} = \mu \cdot Q_q^{\cdot} = \mu \cdot (\alpha Q_q) \quad (3-7)$$

$$F_{\varphi}^{\cdot\cdot} = \iint \pi l x dy = \iint (c + \sigma g \Phi) \left(1 - e^{-\frac{d}{K_2}}\right) dx dy \quad (3-8)$$

式中: F_{ϕ}^+ —由于外摩擦力而产生的附着力;

F_{ϕ}^- —由于土壤剪切应力而产生的附着力;

μ —驱动轮与地面间的外摩擦系数;

Q_q^+ —作用在所计算的摩擦面上的当量垂直载荷;

Q_q —作用在驱动轮胎上的垂直载荷;

α —系数,表示驱动轮与地面间产生相对滑动或有相对滑动趋势的界面上所承受的垂直载荷占作用在驱动轮上的全部垂直载荷的百分数,其数值取决于驱动轮与地面相互作用的具体情况;

τ —驱动轮与土壤相互作用的剪切面积内任意微元面积 $dxdy$ 的单位剪切应力;

d —相应的土壤剪切变形量;

c —土壤的内聚力;

σ —剪切面间的法向应力;

Φ —土壤的内摩擦角;

K_s —土壤的剪切变形模量;

$dxdy$ —所剪切的微元面积。

在坚硬的地面上,驱动轮胎的轮刺不能插入地面,剪切反力等于零,附着力就只是依靠驱动轮胎与地面间的外摩擦力来提供,而作用在驱动轮胎上的垂直载荷 Q_q 也就全部用于产生外摩擦力,因此:

$$F_{\phi} = \mu \cdot Q_q \quad (3-9)$$

在松软土壤上,驱动轮胎将产生明显的下陷与滑转,土壤剪切变形较大。因而可以认为附着力主要是由土壤的剪切反力所提供的。于是,附着力的数学表达式可简化为以下形式:

$$F_{\phi} = b \cdot (c + \sigma \cdot \operatorname{tg} \Phi) \cdot \int_0^l (1 - e^{-\frac{d}{K_s}}) dl \quad (3-10)$$

式中: b —驱动轮与土壤接触面的水平投影面积的宽度;

l —驱动轮与土壤接触面的水平投影面积的长度。

实际上, 轮胎与土壤相互作用而产生附着力的过程中, 其应力应变的形势非常复杂, 很难把上述两种作用严格区分开, 外摩擦界面上所承受的垂直载荷 Q_g 也很难单独计算。所以公式 (3-6)、(3-7) 和 (3-8) 仅能定性地说明附着力形成的物理概念。

3.4 影响塔架车通过性能的因素

通过公式 (3-3), 我们可以看到影响塔架车通过性能指标的因素有两个: 附着系数 ϕ 和滚动阻力系数 f 。如果要提高塔架车的通过性能, 就要尽量增大附着系数 ϕ 减小滚动阻力系数 f , 从而增大通过性评价指标 Π 。

3.4.1 影响滚动阻力系数 f 的因素

影响塔架车滚动损失的主要因素是地面条件、行走装置的结构与材料以及作用在轮胎上的垂直载荷。下面分别对几个主要单因素进行分析。

3.4.1.1 地面条件

地面条件包括土壤的性质和地面的状态。塔架车在坚实的地面上, 滚动阻力系数较小; 在土质比较疏松地面上, 滚动阻力系数较大; 当土壤的含水量较大时, 滚动阻力系数也较大。塔架车前后轮走在同一轮辙上, 即后轮走在前轮的轮辙上时, 会降低总的滚动损失。

3.4.1.2 行走装置的结构与材料

当土壤类型一定时, 它的特性参数也就一定, 不能被改变, 所以我们就要改变行走装置的特性来提高塔架车的通过性能:

(1) 轮胎直径

若塔架车轮胎载荷一定, 轮胎直径增加, 则轮胎支承面长度增长, 使轮胎支承面面积增大, 因而轮胎对地面的单位接地压力降低, 于是轮辙深度减小; 轮胎直径增加也还会轮胎支承面前方拥土的倾向减小, 这样一来, 就会使滚动阻力系数减小。但是, 轮胎直径也不能无限制地过分增大, 它的大小要受到塔架车的总体设计要求、结构布置和其他性能的限制。

(2) 轮胎宽度 b

当轮胎宽度 b 增加时, 轮胎支承面宽度增加, 轮胎支承面面积也增大, 从而使轮

辙深度减小。而另一方面却增加了土壤变形区域的宽度,又使滚动阻力系数增大。总之,增加轮胎宽度后滚动阻力系数有一些降低,但并不显著,不如增加轮胎直径有效。

(3) 轮胎材料

橡胶及帘布层材料的弹性越好,帘布层层数越少,内摩擦就越小,于是滚动阻力系数减小。但是帘布层层数也不能无限制地减少。

(4) 轮胎气压

轮胎变形和土壤变形都与轮胎气压密切相关。当载荷一定时,若轮胎气压增高,则轮胎变形减小而土壤变形增大。反之,若轮胎气压降低,则轮胎变形增大而土壤变形减小。塔架车在硬地面上行走时,轮胎变形是主要的,故应适当提高轮胎气压以减小轮胎变形,从而减小滚动阻力系数。在软地面上,土壤变形是主要的,故应适当降低轮胎气压以减小土壤变形,从而减小滚动阻力系数。

圆形和平移式喷灌机通常在较为松软泥泞的土壤上运行,所以我们建议采用能较低的轮胎气压。

3.4.1.3 作用在轮胎上的垂直载荷

当其它条件一定时,作用在轮胎上的垂直载荷越大,滚动阻力也越大,轮胎的滚动阻力系数也越大。所以在设计整个喷灌机时,建议在保证强度的前提下,采用轻质材料与合理的结构设计以便减轻整机重量,从而减小滚动阻力系数。

3.4.2 影响附着系数 ϕ 的因素

3.4.2.1 地面条件

地面条件是影响附着系数的最重要的因素。坚实的地面附着系数较大,松软的地面附着系数较小。对同一种土壤类型,土壤含水量也有很大的影响,含水量大时,附着系数变小。此外,地面的表层状态,比如作物覆盖状况等,对附着系数也有影响。

3.4.2.2 行走装置的结构与材料

(1) 轮胎直径

为了增加接地面积,通常增加接地长度比增加宽度更为有效。轮胎直径增加时,轮胎支撑面长度也增加,于是驱动轮对土壤的剪切面积加大,使附着系数也增大。但是,车轮直径不能太大,它受到结构设计及其它因素制约。

(2) 轮胎宽度 b

试验证明, 轮胎宽度的变化对附着系数的数值几乎没有直接的影响, 只有在轮胎宽度很窄的时候, 增加宽度才会有比较明显的效益。尽管如此, 适当增加轮胎宽度仍然是有利的, 因为宽度增加时, 相应地可以容许采用更低的轮胎气压, 从而间接地改善附着性能。如果可能, 可以在圆形和平移式喷灌机的塔架车上采用宽型低压驱动轮胎, 轮胎断面宽度 b 大于轮胎断面高度 H ($H/b = 0.8 \sim 0.85$), 这样可以使接地面积增大, 附着性能得到改善。

(3) 轮胎花纹

轮胎花纹的尺寸和形状及其在胎面上的分布都对轮胎附着性能有重要的影响。有一定高度的花纹, 插入表层松软的土壤硬底层中, 可以明显地增强花纹和土壤硬底层之间的剪切作用。花纹间的距离有增大的趋势, 主要是增强土壤的剪切作用, 改善脱土性能。

通常圆形和平移式喷灌机塔架车轮胎的花纹均为人字形或八字形排列。安装时应使“人”字形和“八”字形的尖端朝向轮子前进的旋转方向, 但考虑到喷灌机正反向运行, 前后轮胎花纹“人”字朝向并不是一致的, 尽可能保证花纹的作用, 提高脱土性能。

(4) 轮胎帘线排列

在相同的尺寸规格下, 子午线轮胎由于帘布层的帘线排列与轮胎主要变形方向一致, 可使侧向变形增加, 因而比斜线轮胎的接地面积大, 可以提高附着性能。

(5) 轮胎气压

轮胎气压对附着系数的影响应当同它们对驱动轮胎滚动阻力系数的影响结合起来考虑, 以便协调二者的关系而达到最有利的效果。通常, 以驱动轮胎滚动阻力达到最适宜时所决定的最佳轮胎气压, 同获得最大的附着系数时的轮胎气压并不一致。因此, 确定轮胎气压时, 应兼顾两个方面来进行选择。

就附着系数而言, 一般在硬路面上, 附着系数主要依靠摩擦而产生, 轮胎气压对它的影响很小。在松软地面上, 降低轮胎气压可增加支承面积, 从而能提高附着系数, 当气压降低到小于由滚动损失最小所决定的最佳气压时, 只要净推力增加, 又为轮胎寿命所允许, 则可进一步降低轮胎气压。目前广泛采用的加宽型低压轮胎, 其气压允许值可降低到 $60 \sim 80 \text{ kPa}$ 。但考虑到它对轮胎承载能力及轮胎寿命的影响, 轮胎气压也不宜过分降低。当气压降低到致使轮胎径向变形 Δr 与轮胎断面高度 H 之比

$\Delta r/H > 20\%$ 时,会引起胎壁弯曲,大大降低轮胎使用寿命,通常比值 $\Delta r/H$ 应限制在 $12\% \sim 15\%$ 范围内。

3.4.2.3 作用在轮胎上的垂直载荷

垂直载荷对附着力和滚动阻力的影响是彼此矛盾的。因此,当用驱动轮增重的办法来提高牵引附着性能时,必须考虑土壤的力学性能。在很松软的土壤上工作时,增加驱动轮上的垂直载荷可能反而使动力性能指标变坏。如果轮胎上的垂直载荷已经是最佳值,而仍需进一步提高附着性能,那就只能通过别的途径来实现。所以增加作用在驱动轮胎上的垂直载荷只有在一定范围内,才能够改善附着性能。

3.5 判定塔架车通过性的圆锥指数法(WES 法)

通过上面的推导,我们了解了塔架车的通过性和土壤特性参数之间的关系,但是用上面的公式来判断塔架车在某一特定地块中的通过性显然过于繁琐,为此我们引进一种快速判断塔架车通过性的经验方法。这种方法称为圆锥指数法,简称 WES 法,是美国水道试验站通过试验建立的车辆通过性经验检测方法,已为国际上所采用。

WES 法主要是把影响土壤支承能力和土壤推进能力的机械性质结合在一起组成一个度量值,叫做“圆锥指数”(CI)。

具体来讲,WES 法是将一个顶角为 30° ,圆锥投影面积为 0.5 平方英寸(约为 3.2cm^2)的圆锥头以约 $0.005 \sim 0.01\text{m/s}$ 的速度压入地内,至车辆可以影响到的深度,这是将压入过程中的阻力除以圆锥底面积即为圆锥指数。

圆锥指数随圆锥头压入深度的变化而变化,表示两者关系的曲线称为圆锥线图。为了描述在一定深度范围内的土壤特性,一般取一定深度内平均圆锥指数来表示。例如美国一般取影响层为 $0.15 \sim 0.30\text{m}$ 。我们在测定塔架车土壤圆锥指数时应当采用一般车辆的通用土层深度,从地表以下 6 英寸(15.24cm)到 12 英寸(30.48cm)。对于圆形和平移式喷灌机塔架车来说,土层深度取 $25 \sim 40\text{cm}$ 为宜。

由于圆形喷灌机的塔架车要沿着同一车辙重复行驶,粘性湿软土壤受重复载荷作用,土壤发生“重塑”现象,承载能力减弱,因此需要做土壤的“重塑”试验,求出额定圆锥指数。

$$\text{额定圆锥指数} = \text{圆锥指数} \times \text{重塑指数}$$

重塑指数可用重塑装置测定。把试验上样(取自 $15 \sim 40\text{cm}$ 深土层)装入圆筒内,

放在底座上，用工兵圆锥仪测定圆锥指数，每隔 2.5cm 记录一次，并求其平均值，即为重塑前的圆锥指数。

然后用 2.5 磅重锤打击土样，对细粒度土壤从 0.3m 高度向下锤击 100 次，再从 0.15m 高度向下锤击 25 次，然后再用圆锥仪每隔 0.025m 测定一次，并求其平均值，即为重塑后的圆锥指数。重塑指数计算如下：

$$\text{重塑指数} = \frac{\text{重塑后圆锥指数}}{\text{重塑前圆锥指数}}$$

根据重塑指数即可求出额定圆锥指数。如现场圆锥指数等于重塑前圆锥指数，则重塑后的圆锥指数即为额定圆锥指数。

如果我们把塔架车在一些比较典型的土壤上进行试验，测出在不同土壤条件下的圆锥指数，并记录对应于不同土壤圆锥指数的塔架车的运动状况：是顺利通过，还是行驶艰难，甚至是不能通过。这样我们就能做出一张塔架车通过性能的圆锥指数表。我们把在特定农田内测得的圆锥指数和圆锥指数表进行比较，就能预测圆形和平移式喷灌机在该特定土壤表面上的通过能力。

第四章 圆形和平移式喷灌机塔架车的抗翻倾稳定性

抗翻倾稳定性是指塔架车工作时抵抗纵向、横向翻倾或滑移的能力。当其发生纵向或横向滑移时,虽然不会直接使其翻倾,但却极易失去操纵性,使塔架车不能正常工作。塔架车自身保持稳定、抗翻倾或滑移的能力,通常以它能在纵、横坡道上保持稳定的坡度角来评价。

4.1 塔架车的纵向稳定性

纵向稳定性是指塔架车抵抗绕某一横轴向前或向后翻倾,以及抵抗沿纵向滑移的能力。

4.1.1 抗纵向翻倾极限坡度角

当塔架车运行在一个沿运行方向的坡道上时,如果我们让驱动电机停机,那么塔架车就会被制动停车。这是因为车轮减速器一般采用蜗轮蜗杆结构,当蜗杆的导程角 γ_1 小于啮合轮齿间的当量摩擦角 φ 时,机构具有自锁性能。

塔架车被制动停在纵向坡道上不发生向前和向后翻倾的最大坡度角,称为抗纵向翻倾极限坡度角。现以单跨塔架车为例,在这种极限工况的受力情况如图4-1所示,极限上坡角以 α_{lim} 表示,极限下坡角以 α'_{lim} 表示。

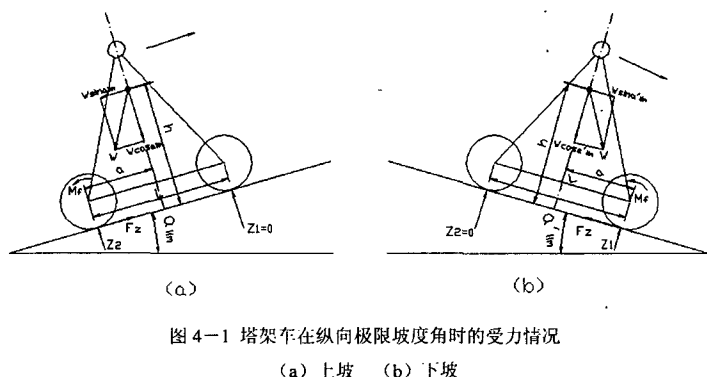


图4-1 塔架车在纵向极限坡度角时的受力情况

这时只有平行于坡道的塔架车重力分力 $W \sin \alpha_{lim}$ 或 $W \sin \alpha'_{lim}$ 产生翻倾力矩,塔架车对纵向翻倾表现出最大的抵抗能力。此时蜗轮与蜗杆之间的作用力是内力,它将驱

动轮与塔架连成一体,并使驱动轮与地面之间产生足以平衡 $W \sin \alpha_{\text{lim}}$ 或 $W \sin \alpha'_{\text{lim}}$ 的地面制动力 F_z 。当路面对车轮的垂直反作用力 $Z_1 = 0$ [图 4-1 (a)] 或 $Z_2 = 0$ [图 4-1 (b)] 时,塔架车的重力作用线应通过被制动轮的动力圆周与路面的切线,由此可得:

$$\alpha_{\text{lim}} = \arctg\left(\frac{a}{h}\right) = \arctg\left(\frac{L}{2h}\right) \quad (4-1)$$

$$\alpha'_{\text{lim}} = \arctg\left(\frac{L-a}{h}\right) = \arctg\left(\frac{L}{2h}\right) \quad (4-2)$$

式中: L —两个驱动轮的轮距 (m);

h —塔架车质心到地面的垂直高度 (m);

a —塔架车质心到前、后轮轴的横向距离,由于塔架车左右对称,所以 $a = L/2$ 。

由上面的公式可知塔架车抗翻倾纵向极限坡度角只与塔架车的质心位置和两驱动轮的轮距有关。尽管在实际工作状态下发生翻倾事故的道路坡度角往往要比纵向极限坡度角小很多,但抗翻倾纵向极限坡度角仍然是评价塔架车纵向稳定性的基本指标。因为它反映了塔架车纵向稳定性的本质。在同样工作条件下,轮距长、质心矮的塔架车,抵抗纵向翻倾的能力肯定较强,其纵向稳定性肯定较好。

4.1.2 抗纵向滑移极限坡度角

单跨塔架车被制动停在沿运行方向的纵向坡道上而不发生滑移的最大坡度角,称为抗纵向滑移极限坡度角。上坡用 α_ϕ 表示,下坡用 α'_ϕ 表示。它可由塔架车制动力 (达到最大滑移附着力 $F_{\phi \max}$ 时) 和重力的分力 $W \sin \alpha$ 相平衡的条件来确定,可参阅图 4-1。

由于塔架车前后轮都是驱动轮,而且前后轮都采用蜗轮蜗杆车轮减速器,具有自锁性能,所以上坡时:

$$F_z = F_{\phi \max} = \phi_{\max} W \cos \alpha \geq W \sin \alpha \quad (4-3)$$

式中: F_z —塔架车驱动装置的制动力;

$F_{\phi \max}$ —最大附着力;

W —塔架车的工作重量;

$\varphi_{\max}$ — 坡道上的最大滑移附着系数;

α — 坡度角。

由 (4-3) 式可得:

$$\alpha_{\varphi} = \alpha_{\varphi}^{\cdot} = \arctg(\varphi_{z\max}) \quad (4-4)$$

这里选择塔架车在几种典型地面条件下的附着系数: 湿土路 0.5~0.7; 荒地 0.6~0.7; 草地: 0.6~0.7; 已耕地 0.4~0.6。由此确定 $\varphi_{z\max} = 0.4 \sim 0.7$, $\alpha_{\varphi} = \alpha_{\varphi}^{\cdot} = 21.8 \sim 35.0$ 。

4.1.3 抗纵向翻倾临界坡度角

塔架车在实际工作中, 由于受到滚动阻力等外部载荷的作用, 常常在远小于上述极限坡度角的坡道上失去纵向稳定性。图 4-2 所示为塔架车匀速上坡工作时的受力情况。

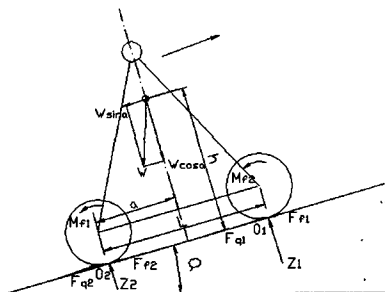


图 4-2 塔架车在纵向坡道上升的受力简图

忽略空气阻力, 可写出下列受力平衡方程:

$$F_q = F_f + W \sin \alpha \quad (4-5)$$

对 O_2 点取矩可得:

$$Z_1 \cdot L + W \cdot \sin \alpha \cdot a + M_f - W \cdot \cos \alpha \cdot a = 0 \quad (4-6)$$

整理 (4-6) 式, 可得:

$$Z_1 = \frac{W a \cos \alpha - W h \sin \alpha - M_f}{L} \quad (4-7)$$

又因为 $a = L/2$, $M_f = F_f \cdot r$, 代入 (4-7) 式可得:

$$Z_1 = \frac{W \frac{L}{2} \cos \alpha - Wh \sin \alpha - F_f r}{L} \quad (4-8)$$

以上各式中: M_f —作用在车轮上的滚动阻力矩;

r —塔架车前后轮动力半径(塔架车前后轮采用同种轮胎)。

且 $a = L/2$, $F_f = F_{f1} + F_{f2}$, $M_f = M_{f1} + M_{f2} = F_f r$, $F_q = F_{q1} + F_{q2}$ 。

从公式 (4-5) 到 (4-8) 可以看出, 由驱动力 F_q 克服的各种外界阻力都产生翻倾作用, 使前轮垂直载荷 Z_1 进一步减小。塔架车不发生翻倾的条件是:

$$Z_1 \geq 0 \quad (4-9)$$

由公式 (4-5) 可得:

$$F_f = F_q - W \sin \alpha \quad (4-10)$$

将 (4-10) 代入 (4-8), 并根据 (4-9), 可得:

$$Z_1 = \frac{W \frac{L}{2} \cos \alpha - Wh \sin \alpha - (F_q - W \sin \alpha) \cdot r}{L} \geq 0 \quad (4-11)$$

整理 (4-11) 式可得:

$$F_q \leq \frac{W \frac{L}{2} \cos \alpha - Wh \sin \alpha}{r} + W \sin \alpha = f(\alpha) \quad (4-12)$$

当各种外界阻力使塔架车匀速爬坡时仍不发生翻倾的最大坡度角, 称为抗纵向翻倾临界坡度角, 以 α_c 表示。(4-12) 式的右端, 在给定的塔架车和路面条件下仅仅是坡度角 α 的函数, 用 $f(\alpha)$ 来表示。

我们以 α 为横坐标, 以 $f(\alpha)$ 为纵坐标画出 $f(\alpha)$ 曲线, 称为塔架车纵向稳定性特性曲线, 如图 4-3 所示。

这样我们就可以用作图法求得抗纵向翻倾临界坡度角 α_c , 它就是 F_q 与 $f(\alpha)$ 曲线的交点的横坐标值。只要塔架车实际行驶路面的坡度角 $\alpha \leq \alpha_c$, 就不会发生翻倾。如

果 $\alpha > \alpha_{cr}$ ，那么就必须改变地面的附着条件，只有在由外界阻力决定的驱动力 $F_q \leq f(\alpha)$ 的条件下，才不会发生翻倾。

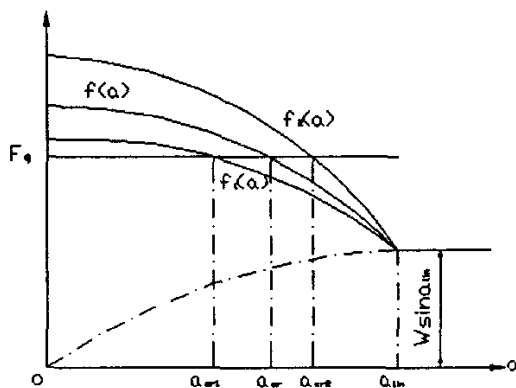


图 4-3 塔架车纵向稳定性特性曲线

4.1.4 提高纵向稳定性的措施

由式 (4—8) 以及上面的分析可以看出，在坡度角 α 一定时，如果能够增大 $f(\alpha)$ 的值，就可以增强塔架车的抗纵向稳定性。主要方法是：

(1) a 值增大时，就要增大底梁长度 L 。

(2) 减小质心高度 h ，可以通过采用轻质材料和合理的结构设计，减轻塔架车上部重量，或者降低塔架车整体高度等方法来实现。

(3) 适当减小轮胎直径 r 。轮胎直径的选择直接关系到塔架车的驱动和附着性能。由于塔架车要在较为复杂的地面上行走，需要有较大的扭矩和较小的速度，而这需要采用直径较大的轮胎，所以要考虑综合因素，来选择适宜的轮胎半径 r 。

4.2 塔架车的横向稳定性

4.2.1 横向极限坡度角

塔架车的横向稳定性与纵向稳定性有很大的区别，因为圆形和平移式喷灌机属于大型机械，单跨的横向长度就在 40m 以上，跨与跨之间由柔性接头相联。柔性接头应当在水平和垂直平面上起作用，而且要具有很好的密封性和足够的强度，因为喷洒管道要承受很高的拉应力和压应力（特别是圆形喷灌机拖移时）。从理论上讲，如果柔性接头的柔性无限大而且强度足够，即在任何倾斜角度下都不发生断裂和漏水，那

么只要满足横向坡度角 $\alpha \leq 90^\circ$ ，喷灌机整机和单跨就是稳定的（如图 4—4 所示），但是这是不可能的。

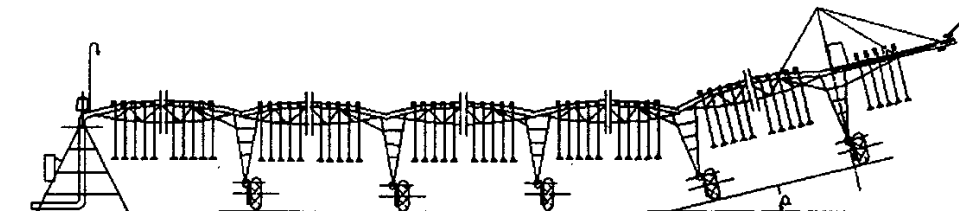
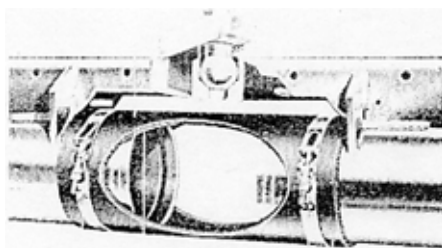


图 4—4 圆形喷灌机塔架车行走横向示意图

因为实际上，柔性接头的柔性和强度都是有限的，如果横向坡度角过大就会使柔性接头受到损坏。所以我们将柔性接头不发生破坏条件下所确定的最大坡度角称为横向极限坡度角，以 β_{lim} 来表示。

4.2.2 机组横向极限坡度角的确定

通常，我们以最常见的球头+橡胶筒式柔性接头（如图 4—5 所示）来确定圆形和平移式喷灌机的横向极限坡度角。从结构图中可以看到这种柔性接头由球头和橡胶筒两部分组成。



与球头相比，橡胶筒和扭转。图 4—5 球头+橡胶筒式柔性接头 和扭转。球头属于一种金属球铰结构，在三维空间内可以自由转动，但是受到结构的限制。从图 4—5 可以看出，相邻两跨之间形成的夹角（该角度在理论上等于横向极限坡度角 β_{lim} ）主要取决于球头结构。

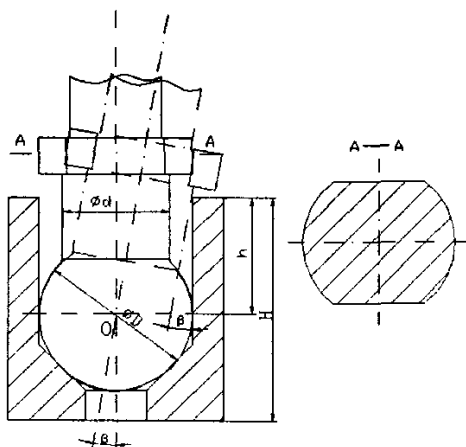


图 4—6 球头转动示意图

当球头在横向平面内转动到球头连杆与球穴边沿接触时, 发生干涉, 球头不能继续转动, 如图 4—6 所示。此时球头连杆转过了一个角度 β , β 角等于相邻两跨间形成的横向夹角, 也等于此时的坡度角。由图中的几何关系, 可以列出如下关系式:

$$\operatorname{tg} \beta = \left(\frac{D-d}{2} \right) / h \quad (4-13)$$

$$\beta = \arctg \left(\left(\frac{D-d}{2} \right) / h \right) \quad (4-14)$$

式中: h —从球穴端面到球头与球穴内表面切点的长度;

D —球穴内径;

d —球头连杆外径;

H —从球穴端面到球穴锥面端面的长度, 显然 $H = h + D/2$ 。

在中国农机院所研制的 DYP 系列圆形喷灌机中: $D = 50\text{mm}$, $d = 32\text{mm}$, $H = 54.5\text{mm}$, 则 $\operatorname{tg} \beta = 0.3051$, $\beta = 16.97^\circ$, 即该系列的圆形喷灌机在横向坡度为 16.97° 左右的起伏坡地上行驶是安全的。

相应地, 也可以根据需要的横向极限坡度角, 利用上面的公式来确定球头的具体尺寸。

4.3 塔架车质心位置的测定方法

塔架车质心位置是塔架车结构设计的重要参数之一。由上面的论述可以看出, 塔架车的抗翻倾稳定性与塔架车的质心位置有密切的关系, 质心位置一般以三个坐标来表示: 质心水平坐标 a —质心至通过驱动轮轴线的横向垂直平面间的距离; 质心高度坐标 h —质心离地面高度; 质心侧向坐标 e —质心至单跨纵向对称平面间的距离, 见图 4—7。

由于圆形和平移式喷灌机单跨是左右对称的, 且左右两侧材质相同, 所以质心侧向坐标 e 必然在单跨的对称平面上; 对于单个塔架车也是左右对称的, 左右两侧材质也相同, 所以质心水平坐标 a 必然在塔架车的对称平面上。由此看来确定塔架车的质心, 我们只要确定质心高度坐标 h 就可以了。

塔架车质心高度坐标最简单的测定方法如图 4—7 所示, 首先取出圆形或平移式喷灌机的一个 40 米跨距的塔架车, 将前轮 1 垫高 H , 使整个单跨至少倾斜 17° , 一般取 $H = 0.5 \sim 1\text{m}$, 然后测出后轮的承重 Z_1 , 再量出轮距 L 在水平地面上的投影 L' 。

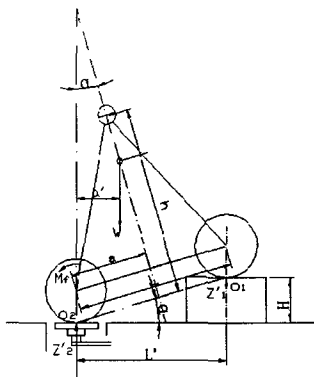


图 4-7 测定塔架车质心的高度坐标

根据力矩平衡方程, 对 O_2 点取矩, 可得:

$$W \cdot a' + (W - Z_2') \cdot L' = 0 \quad (4-15)$$

整理 (4-12) 式, 可得:

$$a' = \frac{W - Z_2'}{W} L' \quad (4-16)$$

由图中的几何关系可以得到:

$$h + \frac{a'}{\sin \alpha} = r \cos \alpha + a \operatorname{ctg} \alpha \quad (4-17)$$

于是可求得质心高度坐标为:

$$h = r \cos \alpha + a \operatorname{ctg} \alpha - \frac{a'}{\sin \alpha} \quad (4-18)$$

由图 (4-7), 可得:

$$L' = L \cdot \cos \alpha \quad (4-19)$$

将 (4-13) 和 (4-15) 式分别代入 (4-14) 式, 可得:

$$h = r \cos \alpha + \frac{L}{2} \operatorname{ctg} \alpha - \frac{W - Z_2'}{W} \cdot \operatorname{ctg} \alpha \cdot L \quad (4-20)$$

以上两式中: W —圆形和平移式喷灌机单跨带水重量;

L' —轮距 L 在水平地面上的投影;

Z_2' —后驱动轮承重;

r —轮胎的静力半径;

α —倾斜角度, $\alpha = \arctg(\frac{H}{L})$ 。

通过上面的计算,再测出塔架车单跨横向和纵向两个对称面的位置,这样塔架车单跨的质心位置就确定了。

第五章 电动圆形喷灌机减速器效率电测试验

因为时间安排问题,原本进行了一半的新一轮测试工作推延,现仅以 1983 年 6 月原中国农机院《大型喷灌机主要部件研究》课题组的相关测试报告和试验报告为基础,结合本章内容进行阐述和剖析。

5.1 试验目的

按照国家机械行业标准 JB/T 6280.2-92《电动大型喷灌机 试验方法》的要求,对大型喷灌机驱动装置的关键部件电机减速器和车轮减速器的传动效率进行测定,可以验证该产品实际达到的水平,准确地提出今后攻关的指标,为进一步降低消耗、提高效率、节省材料、提高使用寿命提供可靠的技术依据,同时也为驱动装置的设计提供基本的设计参数。

5.2 试验条件及准备

5.2.1 试验样机及场地

- (1) DYP-195 型圆形喷灌机一台,要求按照规定图纸生产,并经过合格检验;
- (2) 室内外专用试验台架;
- (3) 足够的试验场地,其大小应满足喷水运行、爬坡运行试验的要求,其坡度应在 10~20%范围以内;
- (4) 试验场地内应能保证提供 380V 三相交流电源,电源电压变化 $\leq \pm 5\%$ 。

5.2.2 试验所需的主要仪器设备

为确保测试精度,本试验采用以下国外先进仪器:

50kgm 扭矩仪 日本新兴通信株式会社;

DPM-210A 动态应变仪 日本共和电业;

WTR-331 描笔记录器 日本渡边株式会社;

应变片等。

测量仪器安装在农机电测车内,电测车通过电缆与传感器连接,可对喷灌机进行跟踪测试。

5.3 试验原理及方案

5.3.1 试验原理

根据效率计算公式:

$$\eta = \frac{N_{\text{出}}}{N_{\text{入}}} \times 100\% = \frac{M_{\text{出}} \cdot n_{\text{出}}}{M_{\text{入}} \cdot n_{\text{入}}} \times 100\% = \frac{M_{\text{出}}}{M_{\text{入}}} \times \frac{1}{i} \times 100\% \quad (5-1)$$

式中: η —减速器效率;

$N_{\text{入}}, N_{\text{出}}$ —分别为减速器输入和输出功率;

$M_{\text{入}}, M_{\text{出}}$ —分别为减速器输入和输出扭矩;

$n_{\text{入}}, n_{\text{出}}$ —分别为加速器输入和输出转速;

i —减速器传动比, 有 $i = \frac{n_{\text{入}}}{n_{\text{出}}}$ 。

可见, 只要测出输出轴和输入轴的扭矩, 并已知传动比, 就能计算出减速器的效率了。

5.3.2 试验方案

输入轴扭矩的测定是通过扭矩传感器进行的, 在输入轴上安装了日本产的 50kgm 扭矩仪。在输出轴上粘贴了测定扭矩的应变片, 可以测出其扭矩的大小。

测量时应变片布置, 以及电桥电路接法如图 5-1 所示。

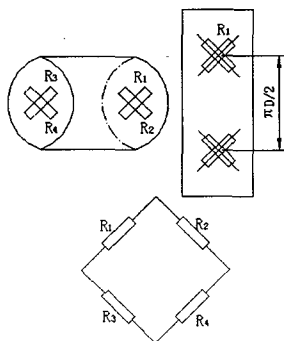


图 5-1 应变片布置及电桥电路接法

5.3.3 标定

为了尽可能提高测试精度,减小系统误差,在进行测试前我们要对扭矩仪进行校核,对输出轴扭矩作直接标定。

扭矩仪的校核在扭矩校正仪上进行。校正的结果是扭矩仪符合原标定曲线,灵敏度系数 $K = 0.025 \text{kgm}/\mu\text{s}$ 。

减速器输出轴的标定是在专门的固定支架上进行的。首先把减速器固定在专用支架上,然后通过杠杆和标准砝码逐级加载,得出标定曲线。对标定结果进行计算,可得:

减速器 A 的灵敏度: $K = 0.17 \text{kgm}/\mu\text{s}$;

减速器 B 的灵敏度: $K = 0.786 \text{kgm}/\mu\text{s}$ 。

5.4 试验结果及分析

5.4.1 试验结果

中国农机院进行的圆形喷灌机减速器效率试验共有三次:第一次是在 1981 年 5 月 20 日到 5 月 23 日,地点是北京通县,测试机型为美国 5171 圆形喷灌机;第二次是在 1982 年 4 月 13 日到 4 月 14 日,地点是中国农机院小王庄试验站,测试机型为鞍山市农机厂生产的圆形喷灌机;第三次是在 1983 年 4 月 14 日到 4 月 15 日,试验地点、机型与第二次试验相同。

对这三次试验所得到的曲线进行整理、归类和计算,将其结果分别列于下表中。

5.4.1.1 电机减速器测试结果

表 5-1 美国 5171 圆形喷灌机电机减速器测试结果

工况	电机输入功率 (kW)	蜗轮轴扭矩 ($kg \cdot m$)	电机减速器传动效率
1	0.5175	2.243	0.321
2	0.5175	2.178	0.315
3	0.4275	1.704	0.295
4	0.4500	1.771	0.287

试验时间: 1981 年 5 月 20 日

试验地点: 北京通县

表 5-2 鞍山圆形喷灌机电机减速器测试结果

工况	电机输入功率 (kW)	蜗轮轴扭矩 ($kg \cdot m$)	电机减速器 传动效率
平地	0.766	4.092	0.507
爬坡 25%	0.766	10.960	0.507
平地	1.152	4.396	0.522
爬坡 15%	1.152	7.722	0.522

试验时间: 1982 年 4 月 13 日到 4 月 14 日

试验地点: 中国农机院小王庄试验站

表 5-3 鞍山圆形喷灌机电机减速器测试结果

工况	电机输入功率 (kW)	蜗轮轴扭矩 ($kg \cdot m$)		电机减速器 传动效率
		前轮	后轮	
爬坡 22%	1.788	7.140	10.100	0.458
爬坡 20%	2.067	7.695	11.600	0.443
平地	0.941	3.193	4.336	0.547
爬坡 10%	1.152	5.240	4.000	0.549
爬坡 15%	1.788	8.116	7.040	0.579

试验时间: 1982 年 4 月 14 日到 4 月 15 日

试验地点: 中国农机院小王庄试验站

5.4.1.2 车轮减速器测试结果

表 5-4 美国 5171 圆形喷灌机车轮减速器测试结果

工况	第一轴转矩 (输入轴) $kg \cdot m$	第二轴转矩 (输出轴) $kg \cdot m$	车轮减速器 传动效率
1	2.243	44.10	0.385
2	2.178	46.60	0.419
3	1.704	36.17	0.417
4	1.771	33.37	0.37

试验时间: 1981 年 5 月 20 日

试验地点: 北京通县

表 5-5 鞍山圆形喷灌机车轮减速器测试结果

工况	第一轴转矩 (输入轴) $kg \cdot m$	第二轴转矩 (输出轴) $kg \cdot m$	车轮减速器 传动效率
40 米跨, 平地	4.092	73.035	0.3502
40 米跨, 平地	10.960	222.12	0.3977
50 米跨, 平地	4.396	79.86	0.3560
50 米跨, 平地	7.722	154.71	0.3930

试验时间: 1982 年 4 月 13 日到 4 月 14 日

试验地点: 中国农机院小王庄试验站

表 5-6 鞍山圆形喷灌机车轮减速器测试结果

工况	前轴车轮减速器			后轴车轮减速器		
	第一轴转矩 (输入轴)	第二轴转矩 (输出轴)	效率	第一轴转矩 (输入轴)	第二轴转矩 (输出轴)	效率
	$kg \cdot m$	$kg \cdot m$		$kg \cdot m$	$kg \cdot m$	
40 米跨 第一工况	7.140	125.94	0.346	10.10	210.42	0.405
40 米跨 第二工况	7.695	149.10	0.380	11.60	243.20	0.411
50 米跨 第一工况	3.197	60.52	0.371	4.336	74.63	0.337
50 米跨 第二工况	5.240	114.57	0.429	4	74.82	0.367
50 米跨 第三工况	8.116	153.27	0.3705	7.04	140.85	0.393

试验时间: 1982 年 4 月 14 日到 4 月 15 日

试验地点: 中国农机院小王庄试验站

5.4.2 试验结果分析

由于客观条件的限制, 没有能够重新进行类似的试验, 这里仅对中国农机院原课题组的前期试验结果进行分析, 所得的结论将作为进一步理论研究和实际设计的依据。

通过对前期试验结果的分析, 可得如下的结论:

- (1) 过分析、计算试验数据, 可知车轮减速器的效率约在 35~40%之间。
- (2) 车轮减速器效率与第二轴阻力矩有关, 当阻力矩增加时, 效率会略有提高。

(3) 车轮减速器效率随阻力矩增加的趋势较为缓慢, 例如:

对 50m 跨距圆形喷灌机的试验结果进行线性回归, 其回归方程为:

$$\eta=0.312+0.00054M_{\text{阻}}$$

对 40m 跨距圆形喷灌机的试验结果进行线性回归, 其回归方程为:

$$\eta=0.3893+0.0000393M_{\text{阻}}$$

对 1982、1983 年所有的试验结果进行线性回归, 其回归方程为:

$$\eta=0.3399+0.00029174M_{\text{阻}}$$

以上各式中: η —减速器效率;

$M_{\text{阻}}$ —第二轴阻力矩, $\text{kg} \cdot \text{m}$ 。

从以上的回归方程可以看出, 加速器的效率或多或少与阻力矩的大小有关, 但其增长的趋势并不很明显。

(4) 美国 5171 型圆形喷灌机四个工况的平均值为 0.3978, 鞍山市农机厂生产圆形喷灌机两年试验值的平均值为 0.379, 可见美国生产的 5171 型圆形喷灌机效率略高一些。

第六章 圆形和平移式喷灌机电机减速器的优化设计

对圆形和平移式喷灌机行走装置进行力学分析,其根本目标就是为这两种灌溉机械的行走机构设计提供理论依据。电机减速器和车轮减速器是这两种电动喷灌机行走装置的最主要工作部件。减速器性能的好坏、效率的高低直接关系到喷灌机力学性能的优劣和配套动力的合理性。这些减速器的工作条件十分恶劣,要通过泥泞的农田,要爬坡越沟,要无休止的启动和停车,农闲时又长期停放田间风吹日晒,温差较大,这些都给设计带来困难,因此合理的减速器设计方案对于降低驱动功率和提高可靠性来满足农业生产对于灌溉的要求,有着重大的经济意义,为大型喷灌机的发展提供重要的技术基础。

6.1 电机减速器方案的选择

6.1.1 电机减速器方案的比较

在相当长一段时期内,国内外生产的圆形和平移式喷灌机大多采用蜗轮蜗杆减速器。采用这种传动方案,主要是因为它有如下的特点:

- (1) 体积小、传动比大;
- (2) 传动平稳。

但蜗轮蜗杆传动的最大缺点是传动效率低,而且自锁蜗杆传动的效率更低。例如美国凡尔蒙公司的电机减速器蜗杆传动效率在40~45%,能自锁的车轮减速器的传动效率在35~40%左右,那么总的效率就是14~18%,再考虑万向节、轴承的效率,则会更低。

另一种传动方案是采用齿轮减速器。目前已经有一些喷灌机制造商,比如美国的林赛公司把电机减速器改为齿轮传动,效率就提高到了90%以上,总的效率也提高了近一倍,节能效果非常显著,是目前大型喷灌机电机减速器的发展趋势。

同时采用齿轮减速器还有以下的优点:

- (1) 结构紧凑。在同样的使用条件下,齿轮传动所需的尺寸一般较小。
- (2) 工作可靠、寿命长。设计制造正确合理、使用维护良好的齿轮传动,工作十分可靠,寿命可长达一二十年,这也是其它机械传动所不能比拟的。这一点对于长期在恶劣环境下工作的塔架车来说尤为重要。

(3) 传动比稳定。传动比稳定往往是对传动比性能的基本要求。

采用齿轮减速器传动的缺点在于制造成本较高。

6.1.2 电机减速器方案的选择

考虑到大型喷灌机工作的区域往往无法直接电网供电,而要使用柴油发电机,如果我们能参照国外一些公司的做法,在电机减速器上采用齿轮传动,将会大大节省能源消耗,提高喷灌机的适应性,对大型喷灌机的推广是大有好处的。虽然齿轮减速器的制造成本较高,但从长远来看,由于减少能耗而节省的费用远高于额外的制造成本,所以选择齿轮减速器作为电机减速器是较为合理的方案。

齿轮减速器主要有圆柱齿轮减速器、圆锥齿轮减速器和圆锥—圆柱齿轮减速器。在本文中,我们选择最为常见的直齿圆柱齿轮减速器,作为我们的设计机型。由于圆形和平移式喷灌机的工作环境非常恶劣往往泥泞不堪,要求减速器要输出大扭矩,所以电机减速器和车轮减速器的总传动比要大。我们要设计的直齿圆柱齿轮电机减速器,传动比要达到 40,所以必须采用两级传动,传动比分别为 5.73 和 6.98。

两级圆柱齿轮减速器的配置方式可分为展开式、同轴式和分流式。图 6-1 所示,就是展开式两级圆柱齿轮减速器,它是两级减速器中最简单、应用最广泛的一种,经常用于传动比 $i = 8 \sim 50$ 及高低速级的中心距之和 $a_z \leq 1700\text{mm}$ 的情况。在本文中,我们就采用这种展开式两级直齿圆柱齿轮减速器作为电机减速器设计方案,并对其进行优化设计。

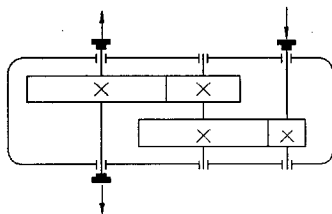


图 6-1 展开式两级直齿圆柱齿轮减速器

6.2 电机减速器设计参数的计算

通过理论计算选择合适的技术性能参数,就可以作为已知量,为电机减速器的设

计提供依据。设计电机减速器需要的基本已知参数有主动齿轮计算扭矩 M_j 、传动传动比 i_m 、主动齿轮齿数 Z_1 、中心距变动系数 y ，以及齿轮模数 m 等。其中主动齿轮计算扭矩 M_j 最为重要，我们必须结合圆形和平移式喷灌机的基本参数（如重量、结构尺寸等）以及喷灌机工作的土壤动力学条件，来进行理论计算。其它的设计参数，主要就按照我们的实际需要和实践经验来进行选择。

6.2.1 主动齿轮扭矩的计算

6.2.1.1 驱动阻力矩 M_j 的计算

在第二章中我们已经讨论过塔架车行走的驱动—附着条件，即 $F_f + F_i \leq F_t \leq F_\phi$ 。

按照图 6-2，我们可以推导出塔架车爬坡工况下的滚动阻力矩 M_j ：

$$M_j = f \cdot W \cdot r \cdot \left(\frac{\sin \alpha}{f} + \cos \alpha \right) \quad (6-1)$$

式中：f—滚动阻力系；

W—塔架车的使用重量（带水重量），kgf；

r—塔架车车轮的滚动半径，m；

α —塔架车爬坡时的坡度角，度。

我们令 $\frac{\sin \alpha}{f} + \cos \alpha = K$ 为超载系数，则公式（6-1）也可写成：

$$M_j = f \cdot W \cdot r \cdot K \quad (6-2)$$

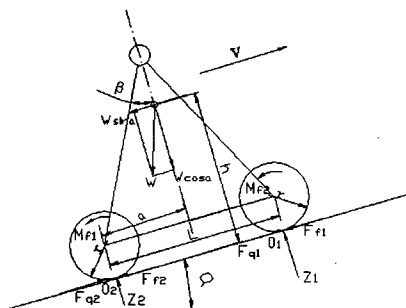


图 6-2 大型喷管机塔架车爬坡受力简图

关于大型喷灌机的爬坡性能,美国凡尔蒙公司做了详细的限制,见表1。

表 6-1 不同桁架跨度下的爬坡限制

塔架带水重量 (kg)	跨距 (m)	爬越地陇高度 0~152.4mm		爬越地陇高度 152.4~304.8mm	
		标准轮胎 11×24.5	14.9× 24	标准轮胎 11×24.5	14.9× 24
2449	32	30%	26%	21%	16%
2449	38.4	24%	21%	18%	14%
2949	51.8	15%	12%	8%	6%
3130	56.4	12%	8%	6%	4%

根据表 6-1 以及上面的公式,我们就可以求出 2071 喷灌机爬坡时不同的 K 值和阻力矩,详见表 6-2。

表 6-2 K 值和 M_f 计算表 (当 $f=0.12$ 时)

跨距 (m)	单跨带水重量 (kg)	爬坡坡度性能指标							
		%	0	14	18	20	21	24	30
38.4	2449	α	0	7.97	10.2	11.31	11.86	13.5	16.70
		K	1	2.146	2.460	2.615	2.691	2.918	3.352
		M_f	177.19	380.25	435.89	463.36	476.82	517.05	593.95

当喷灌机在坡道上运行时,前后两个轮子上的垂直支反力是不相等的,也就是说前后轮上的载荷不同。那么前后轮上作用的滚动阻力矩也不一样,根据图 6-2,我们可以推导出前后轮阻力矩的计算公式如下:

$$M_{f1} = \frac{1}{2} f \cdot W \cdot r \cdot (1 - \tan \alpha \cdot \tan \beta) = \frac{1}{2} M_f \cdot (1 - \tan \alpha \cdot \tan \beta) \quad (6-3)$$

$$M_{f2} = \frac{1}{2} f \cdot W \cdot r \cdot (1 + \tan \alpha \cdot \tan \beta) = \frac{1}{2} M_f \cdot (1 + \tan \alpha \cdot \tan \beta) \quad (6-4)$$

上面两式中: β —塔架车顶角的一半, $\beta = 28^\circ$ 。

显然, M_{f1} 要比 M_{f2} 小,在设计过程中我们要把较大 M_{f2} 的作为已知量,来校核 2071 塔架车车轮减速器蜗轮的齿面接触强度和齿根弯曲强度,但在设计电机减速器时我们需要考虑的还是 $M_f = M_{f1} + M_{f2}$ 。

6.2.1.2 新方案主动齿轮扭矩的计算

由第二章的公式(2-15) $M_q = M_{q1} i_k i_n \eta_T$, 可以看出塔架车传动系统中各级扭矩之间的换算关系。由于我们设计的电机减速器是两级传动, 那么电机的输出扭矩, 就是作用在电机减速器一级传动主动齿轮上的扭矩, 记作 M_{j1} , 相应地作用在二级传动主动齿轮上的扭矩记作 M_{j2} 。

塔架车车轮减速器处于自锁性能的需要, 采用蜗轮蜗杆减速器, 传动比为 52, 效率约为 40%。电机减速器总传动比为 40, 总效率约为 95%, 两级的传动比分别为 5.73 和 6.98, 效率分别为 98%。

$$\text{那么 } M_{j1} = \frac{M_f \times 9.8}{52 \times 40 \times 0.4 \times 0.95} \quad (N \cdot m), \quad M_{j2} = M_{j1} \times 5.73 \times 0.98 \quad (N \cdot m)。$$

6.2.2 电机减速器设计已知参数的确定

在设计中, 考虑 M_f 最大的情况, 即 $M_f = 593.95 \quad (\text{kg} \cdot \text{m})$, 那么 $M_{j1} = \frac{593.95 \times 9.8}{52 \times 40 \times 0.4 \times 0.95} = 7.364 \text{ N} \cdot \text{m}$, $M_{j2} = M_{j1} \times 5.73 \times 0.98 = 41.353 \text{ N} \cdot \text{m}$ 。第一级和第二级传动传动比 i_1 和 i_2 分别取 5.73 和 6.98, 总的传动比为 40。为防止根切, 及考虑齿轮变位等因素, 主动齿轮齿数 Z_1 的范围在 13~15, 中心距变动系数范围 y 取 0~0.2。按照 GB1357-87《渐开线圆柱齿轮模数》, 齿轮模数 m 取第一系列标准模数 1.5、2、2.5、3、4。中心距范围 a 取 50~250mm。

6.3 电机减速器传动的优化设计

电机减速器传动的功用, 在于进一步增大扭矩、降低速度, 以满足总传动比和低速运动的需要。在上两节中我们已经初步确定了电机减速器的基本方案, 即采用双级圆柱直齿轮传动, 在本节中我们将采用电算优化的方法来实现电机减速器传动的优化设计, 以确定齿轮传动的基本几何参数。

6.3.1 数学模型的建立

6.3.1.1 目标函数和设计变量

该电机减速器的设计, 在满足设计要求和性能条件(如强度条件、轴径条件等)

下,从结构紧凑、减轻重量、节省材料和降低成本考虑,应以机构的最小体积为设计目标。由于本减速器要采用两级传动,所以总体积可视为两个单级传动的体积之和,即 $V = V_1 + V_2$ 。如果总体积 V 要达到最小,可以让两对齿轮的体积 V_1, V_2 分别达到最小。在工作条件和材料选定的情况下,分别考虑 V_1, V_2 的最小化,则可实现整个装置的最小化。在下文中,我们将只分析 V_1 的最小化问题, V_2 的计算与之完全类似,只是输入的已知参数不同而已。

由于第一级传动的传动比较大($i_1 \approx 7$),为了使结构紧凑,选用齿数较少的主动齿轮。为确保主动齿轮的强度和避免根切,皆采用变位齿轮。

第一级传动主动齿轮的体积:

$$V_{11} = \pi r_1'^2 Z_1^2 \frac{\cos^2 \alpha}{\cos^2 \alpha'} b_1 \quad (6-5)$$

第一级传动从动齿轮的体积:

$$V_{12} = \pi r_2'^2 Z_2^2 \frac{\cos^2 \alpha}{\cos^2 \alpha'} b_2 \quad (6-6)$$

上面两式中: r_1', r_2' 分别为第一级传动主、从动齿轮的节圆半径, mm;

m —齿轮模数, mm;

Z_1, Z_2 —第一级传动主、从动齿轮齿数;

α —齿形角, (°), 取 $\alpha = 20^\circ$;

α' —啮合角, (°):

$$\alpha' = \arccos\left(\frac{a \cos \alpha}{a'}\right)$$

其中 a —标准中心距, mm:

$$a = \frac{1}{2} m (Z_1 + Z_2)$$

a' —实际中心距, mm;

$$a' = a + ym$$

y —中心距变动系数;

b_2 —从动齿轮齿宽, 且令 $b = b_2$, mm:

b_1 —主动齿轮齿宽, mm: 考虑到制造、装配等误差, 为了充分利用大齿轮的齿宽 (即全齿宽啮合), 则把主动齿轮齿宽增加, 通常取 $b_1 = 1.1b_2$ 。

目标函数即为主、从动齿轮体积之和:

$$V(X) = V_{11} + V_{12} = \frac{\pi}{4} m^2 b (1.1Z_1^2 + Z_2^2) \frac{\cos^2 \alpha}{\cos^2 \alpha'} \quad (6-7)$$

从目标函数式 (6-7) 可以看出, 含有 5 个变量, 即:

$$X = [m, b, Z_1, Z_2, a']^T \quad (6-8)$$

其中 $Z_2 = iZ_1$, 传动比 i 是预先设定的, $Z_2 = f(Z_1)$ 属于非独立变量; 从上面的关系式中可以看出, $a' = f(m, Z_1, y)$, 若相应确定 m, Z_1 后, $a' = f(y)$, a' 属于独立变量。综上所述设计变量有:

$$X = [m, Z_1, b, a'(y)]^T \quad (6-9)$$

于是, 目标函数为:

$$V(X) = \frac{\pi}{4} m^2 b Z_1^2 (1.1 + i^2) \frac{\cos^2 \alpha}{\cos^2 \alpha'} \quad (6-10)$$

6.3.1.2 约束条件

(1) 主动齿轮的齿数条件

为了满足传动比大、结构紧凑的要求, 主动齿轮的齿数通常取 $Z_1 = 13 \sim 16$ 。

(2) 齿轮模数条件

齿轮的模数一般取 $m = 3 \sim 8 \text{ mm}$, 且满足 GB1356-78 的要求。

(3) 齿宽条件

为了保证有足够的强度, 外啮合圆柱齿轮的传动采用较大的齿宽, 但过宽也容易造成偏载, 一般取 $b = (7 \sim 11)m$ (m 为齿轮的模数)。

(4) 啮合角条件

为了提高齿轮的承载能力, 使节点处于两对齿啮合区内, 主动齿轮径向变位系数 X_1 应大于从动齿轮的径向变位系数 X_2 。为保证齿顶不变尖, 啮合角一般取

$\alpha' = 20^\circ \sim 22^\circ$ 。在编程过程中,以中心距变动系数 y 替代 α' ,此时 y 值的范围为 $0 \sim 0.5$ 。

(5) 中心距限制条件

为了保证轴承以及与传动装置相连接零件有足够的安装位置,在设计时对齿轮中心距应予以限制,即: $a'_{\min} \leq a' \leq a'_{\max}$, 式中 $a'_{\min}, a'_{\max}$ 分别为中心距的上下限。

(6) 变位条件

为了提高小齿轮强度和防止根切,小齿轮应选取较大的径向变位系数 X_1 。试验表明,选取合适的啮合角并使节点处于两对齿啮合区内,对提高齿轮寿命有利。其变位系数可由下列公式计算确定。

$$\text{啮合角: } \alpha' = \arccos\left(\frac{a \cos \alpha}{a'}\right)$$

$$\text{总变形系数: } X_3 = \frac{Z_1 + Z_2}{2 \tan \alpha'} (\operatorname{inv} \alpha' - \operatorname{inv} \alpha), \text{ 其中 } \operatorname{inv} \alpha = \tan \alpha - \alpha$$

$$\text{齿顶高降低系数: } \sigma = X_3 - y$$

按照使节点处于两对齿啮合区,来确定主动齿轮的径向变位系数为:

$$X_1 = \sqrt{0.221 Z_1^2 (1 + \tan^2 \alpha) + 2.77 Z_1 \tan \alpha' + 8.71} - \frac{Z_1}{2} - h_a^* + \sigma$$

式中, h_a^* 为齿顶高系数,标准齿 $h_a^* = 1$ 。

$$\text{从动齿轮径向变位系数: } X_2 = X_3 - X_1$$

(7) 齿顶不变尖条件

主动齿轮采用较大的正变位系数容易引起齿顶变尖,应予以限制。

主动齿轮齿顶厚度可按下式计算:

$$S_{a1} = d_{a1} \left(\frac{\pi + 4 X_1 \tan \alpha}{2 Z_1} + \operatorname{inv} \alpha - \operatorname{inv} \alpha_{a1} \right)$$

式中 d_{a1} —主动齿轮齿顶圆直径, mm;

α_{a1} —主动齿轮齿顶压力角 ():

$$\alpha_{a1} = \arccos\left(\frac{d_{b1}}{d_{a1}}\right)$$

其中 d_{b1} 为主动齿轮基圆直径, mm: $d_{b1} = mZ_1 \cos \alpha$ 。

为了避免齿顶变尖 ($S_{a1} = 0$) 及齿顶过薄的现象, 应使 $S_{a1} \geq 0$, 一般建议 $S_{a1} \geq 0.25 \sim 0.4 \text{ mm}$ 。

(8) 重叠系数条件

齿轮连续传动的条件为重叠系数 $\varepsilon_a \geq 1$, 其大小可按下面的公式计算:

$$\varepsilon_a = \frac{Z_1(\lg \alpha_{a1} - \lg \alpha') + Z_2(\lg \alpha_{a2} - \lg \alpha')}{2\pi}$$

α_{a2} —从动齿轮齿顶压力角 ():

$$\alpha_{a2} = \arccos\left(\frac{d_{b2}}{d_{a2}}\right)$$

其中: d_{b2} 为主动齿轮基圆直径, mm: $d_{b2} = mZ_2 \cos \alpha$;

d_{a2} 为从动齿轮齿顶圆直径, mm。

(9) 强度条件

A. 齿面接触强度条件

节点处齿面接触应力按下式计算:

$$\sigma_j = 8.8 \sqrt{\frac{P_j(Z_1 + Z_2)}{bmZ_1Z_2 \sin \alpha}} \leq [\sigma_j] \quad (\text{GPa})$$

式中: P_j —计算圆周长, kN;

$$P_j = \frac{M}{r_1}$$

其中 r_1 —主动齿轮节圆半径, mm;

$[\sigma_j]$ —许用接触应力, 采用渗碳合金钢为材料、热处理后齿面硬度 HRC58~64, 心部硬度 HRC35~48。许用接触应力一般不超过 1.2~1.4 GPa。

B. 齿轮弯曲强度条件

轮齿齿根弯曲应力,按下式计算:

$$\sigma_w = \frac{P_t}{bm} Y Y_{sa} \times 10^3 \leq [\sigma_w] \quad (\text{MPa})$$

式中: Y —齿形系数;

Y_{sa} —应力校正系数;

$[\sigma_w]$ —许用弯曲应力, 渗碳合金钢材料, 考虑到双齿啮合, 取

$$[\sigma_w] \leq 350 \sim 370 \text{MPa}.$$

6.3.2 电算程序

6.3.2.1 优化方法及框图

本设计中有四个设计变量, 属于小型优化设计问题。我们将采用网格法来对目标函数进行优化。

网格法是一种直接法, 考虑到它对函数没有特殊要求, 所以加以采用。其优化过程是:

网格法就是在估计的区域内打网格, 在网格点上求目标函数值与约束函数值, 对满足约束条件的点, 再比较其目标函数值的大小, 从中选择小者, 并把该网格点作为一次迭代的结果。然后, 在求出点附近将分点加密, 再打网格, 并重复上述计算和比较, 直到网格的最大间距小于预先设定的要求, 则终止计算, 输出优化解。计算机计算框图, 见附录 1。

6.3.2.2 优化程序

本优化程序用 C++ 编写, 源程序见附录 3。为了便于阅读源程序, 我们给出了数学模型所用符号与源程序所用符号的符号对照表, 见附录 2。

6.3.3 实际计算

这里我们将以 5-2 节中的计算结果为已知参数, 上机运行计算, 输出优化解, 并将其作为传动齿轮的基本参数。

由于该减速器为两级传动, 所以我们将分级计算。计算过程中, 若齿轮与轴之间为连轴齿轮结构, 那么 DD 值赋予 0, 否则赋予 1。

(1) 第一级齿轮传动的优化结果

已知参数:

主动齿轮计算扭矩 $M_{j1} = 7.364 \text{ (N} \cdot \text{m)}$;

第一级传动传动比 $i_1 = 5.73$;

主动齿轮齿数范围 $Z_1 = 13 \sim 15$;

中心距变动系数范围 $y = 0 \sim 0.2$;

齿轮模数范围 $m = 1.5、2、2.5、3、4 \text{ (mm)}$;

中心距范围 $a = 50 \sim 250 \text{ (mm)}$;

主动齿轮的结构形式为非连轴齿轮, $DD=1$ 。

输出结果: (式中各量的单位为机械设计常用单位)

目标函数值 V (x)	模数 m	传动比 i	主动齿轮齿数 Z1	从动齿轮齿数 Z2	实际中心距 a
1.80144×10^5	2	5.769	13	75	88
总变位系数 X	啮合角 α	中心距变动 系数 y	主动齿轮变位 系数 X1	从动齿轮变位系数 X2	轴承内径
0	20	0	0.5073	-0.5073	25
主动齿轮齿 顶厚 S_{a1}	主动齿轮分 度圆直径 D1	从动齿轮分度 圆直径 D2	主动齿轮齿顶 圆直径	从动齿轮齿顶圆 直径	主动齿轮齿 根圆直径
0.629	26	150	32.028	151.972	23.029
从动齿轮 齿根圆直径 d_{f2}	齿全高 h	重叠系数 ε_a	主动齿轮 弯曲应力 σ_{w1}	从动齿轮 弯曲应力 σ_{w2}	节点处 接触应力 σ_j
142.973	4.504	1.4671	78.9308	88.3921	0.5174

(2) 第二级齿轮传动的优化结果

已知参数:

主动齿轮计算扭矩 $M_{j2} = 41.353 \text{ (N} \cdot \text{m)}$;

第二级传动传动比 $i_2 = 6.98$;

主动齿轮齿数范围 $Z_2 = 13 \sim 15$;

中心距变动系数范围 $y=0\sim 0.2$;

齿轮模数范围 $m=1.5、2、2.5、3、4$ (mm);

中心距范围 $a=50\sim 250$ (mm);

主动齿轮的结构形式为非连轴齿轮, $DD=1$ 。

输出结果: (式中各量的单位为机械设计常用单位)

目标函数值 $V(x)$	模数 m	传动比 i	主动齿轮齿数 Z_1	从动齿轮齿数 Z_2	实际中心距 a
3.54554×10^5	2	6.923	13	90	104
总变位系数 X	啮合角 α	中心距变动 系数 y	主动齿轮变位 系数 X_1	从动齿轮变位系数 X_2	轴承内径
0	20	0.001	0.507	-0.506	25
主动齿轮齿 顶厚 S_{a1}	主动齿轮分 度圆直径 D_1	从动齿轮分度 圆直径 D_2	主动齿轮齿顶 圆直径 d_{a1}	从动齿轮齿顶圆 直径 d_{a2}	主动齿轮齿 根圆直径 d_{f1}
0.629	26	180	32.028	181.972	23.029
从动齿轮 齿根圆直径 d_{f2}	齿全高 h	重叠系数 ε_a	主动齿轮 弯曲应力 σ_{w1}	从动齿轮 弯曲应力 σ_{w2}	节点处 接触应力 σ_j
172.973	4.504	1.4704	323.149	351.787	1.02849

第七章 结论与建议

圆形和平移式喷灌机单机控制面积大、自动化程度高,具有明显的省水、省工、高效的特点。它们可以以电网供电为动力,也可以以柴油、汽油发动机为动力,具有很强的地域适应性。喷灌机上的金属结构件均采用热、浸镀锌技术,具有很好的防腐蚀性。驱动装置采用特殊设计,能输出较大扭矩,能够克服由于地面泥泞等情况所产生的较大行驶阻力。所以这种喷灌机特别适于在人烟稀少、自然环境恶劣的地区喷洒工作,尤其是在改善草场环境、防治沙漠化方面具有很大的优势。

驱动装置是圆形和平移式喷灌机的重要组成部分。驱动装置的力学性能,尤其是机组的通过性能和机械传动效率,是影响这两种大型喷灌机推广和发展的关键因素之一。本文以此为研究对象,并取得了以下主要成果:

(1) 比较详细地对大型喷灌机的三种驱动方式作了总结和比较,筛选出了目前比较普及实用的电驱动方式为本论文的研究对象。论文以电动圆形喷灌机为主要机型,利用地面—车辆力学的理论和研究方法,从理论上分析了它的运动原理和受力状况,最后提出了大型喷灌机运行的驱动—附着方程,该方程为驱动装置的设计提供了理论依据。

(2) 论文系统地分析了影响圆形和平移式喷灌机通过性的各种因素,用解析法对它们之间的相互关系作了描述,并提出了衡量通过性的量化指标,从而为改善喷灌机的通过性能指明了方向,提供了技术依据。论文首次将比较方便实用的测定车辆通过性的圆锥指数法(WES法),应用到了大型喷灌机通过性能的测试工作。

(3) 论文比较详细地研究了圆形和平移式喷灌机可能会出现翻倾的几种工况,以翻倾角作为衡量喷灌机抗翻倾能力的标准,首次提出了描述翻倾角与塔架车结构、地面状况等因素之间的关系方程式及提高喷灌机抗翻倾能力的具体措施和质心测定公式。通过这项研究,为合理设计塔架车结构提供了理论依据。

(4) 应用上述研究成果,参照相关国家标准,本文对中国农机院“大型喷灌机主要部件研究”课题组所做三次试验的结果进行了分析,并提出了新型齿轮电机减速器的设计方案与设计参数,为今后齿轮电机减速器的设计提供了技术参考。

(5) 本文提出了塔架车齿轮电机减速器的设计方案和电算优化方法。在优化设计中,以满足设计要求和性能(如强度条件、轴径条件等)为约束条件,以装置的最小

体积为优化设计目标,采用了“网格法”来对目标函数进行优化,并编写了相应的C++程序,并调试通过。我们只需输入已知的设计条件,就可以很快得到所需减速器的各项设计参数。

本文虽然研究并解决了一些问题,但是大型喷灌机是一个系统工程,涉及到水力学、动力学、结构力学、自动控制技术等多方面的内容,本文仅对其行走装置部分进行了初步探讨,还希望在下面几个方面继续加强研究:

(1)我国没有室内驱动装置模拟试验台,寿命考核均在田间进行,因此我们的减速器开发周期较长。希望能够建立室内试验台,对传动系统的材质、润滑油、防雨水渗漏等具体技术项目进行研究,提高减速器的可靠性和使用寿命。

(2)美国 T-L 公司的液压驱动产品可以实现连续行走,有较高的喷洒均匀性。对这种驱动方式的研究目前在我国还是一个空白。

(3)利用圆形和平移式喷灌机实现精准灌溉是目前国外进行大型喷灌机研究的一个热点和发展方向。我国目前也只是处于起步阶段,希望能在这一方面有所突破。

总之,本文只是对大型喷灌机的驱动装置作了初步研究,还存在着不完善之处,希望各位老师以及读者朋友们给予批评指正,不吝赐教。

致 谢

本文是在我的导师金宏智教授的精心指导下完成的。从题目的确定、文献的查询、难题的解决到论文撰写定稿，一直都得到金教授的悉心指导，在这里我表示深深的谢意。

本文在撰写过程中得到了节水中心主任兰才有研究员，杜金平高级工程师的帮助与指导，在此表示深深的感谢。

在我攻读硕士研究生及撰写论文期间，我所在节水中心研究室的同事们给予了我巨大的支持与鼓励，为我创造了良好的学习环境，这里对他们表示深深的谢意。

再一次向给予了我帮助的老师 and 同事们，致以衷心的感谢！

作者：何建强

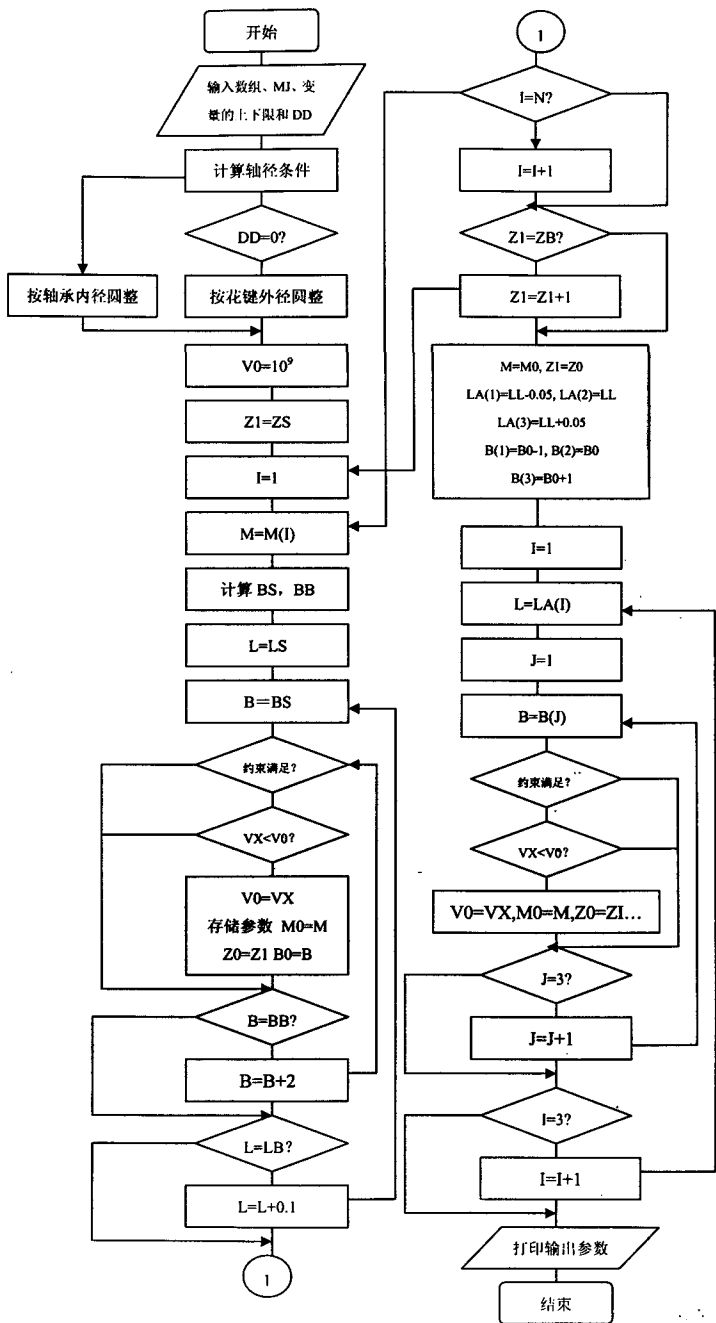
2003.6

参 考 文 献

- [1] 金宏智. 大型喷灌机技术在我国的应用与发展. 《节水灌溉》杂志, 1998. No2
- [2] 金宏智. 圆形和平移式喷灌机在国外的应用. 《节水灌溉》. 中国农业出版社, 1998
- [3] 金宏智. 大型喷灌机的引进与经验总结. 《农村机械化》杂志, 1999. No3
- [4] 金宏智. “大型喷灌机主要部件研究”设计计算书, 1983. 3
- [5] 金宏智. DYP-415 型电动圆形喷灌机的研究报告. 中国农机院, 1988
- [6] 金宏智. DPP-300 型电动平移式喷灌机的研究报告. 中国农机院, 2000
- [7] 郑跃泉, 刘婴谷, 金宏智. 喷灌微灌设备使用与维修. 中国农业出版社, 2000. 9
- [8] 金宏智, 兰才有. 节水灌溉技术. 中国农业出版社, 2001. 9
- [9] 金宏智, 许一飞等. 国外大型喷灌机具 (专辑), 1978. 1
- [10] 圆形喷灌机减速器效率电测报告. 中国农机院试验技术室, 1983. 6
- [11] 大型喷灌机主要部件研究性能试验报告. 中国农机院试验技术室, 1983. 6
- [12] 吉林工业大学 庄继德. 汽车地面力学. 北京: 机械工业出版社, 1981.
- [13] 周一鸣. 汽车拖拉机学: 汽车拖拉机理论. 北京: 中国农业大学出版社, 2000. 7
- [14] 清华大学 余志生. 汽车理论. 北京: 机械工业出版社, 1996. 5
- [15] (日) 安部正人. 车的运动与操纵. 北京: 机械工业出版社, 1998. 10
- [16] 电动大型喷灌机 技术条件 JB/T 6280.1—92, 中华人民共和国机械行业标准
- [17] 许一飞, 许炳华. 喷灌机原理、设计、应用. 中国农业机械出版社, 1989
- [18] 高象平, 李齐隆, 丁成杰, 朱慧斌等. 拖拉机零部件优化设计. 广东科技出版社, 1989
- [19] 喷灌工程设计手册. 水利电力出版社, 1989
- [20] 水利部农村水利司主编. 节水灌溉. 中国农业出版社, 1989
- [21] 濮良贵, 纪名刚. 机械设计. 高等教育出版社, 1996
- [22] 谭浩强. C 程序设计. 清华大学出版社, 1994
- [23] (美) Alice E. Fischer, David W. Eggert. C 语言程序设计实用教程. 电子工业出版社, 2001
- [24] (美) Jesse Liberty. 21 天学通 C++ (第三版). 人民邮电出版社, 2000
- [25] 孙恒, 陈作模. 机械原理. 高等教育出版社, 1996
- [26] 一机部农机院, 华北农机学院. 国外大型喷灌机具 (专辑). 1978. 1

- [27] (美) M G 贝克著,《地面一车辆系统导论翻译组》译.地面一车辆系统导论.机械工业出版社, 1978
- [28] (德) M 米奇克著, 桑杰译.机械工业出版社, 1980
- [29] 高人大, 余群, 喻谷源. 驱动轮滑转沉陷及其对牵引性能的影响. 地面机器系统研究会第二届学术年会论文, 北京农业机械化学院, 1984. 8
- [30] 黄海波, 余群, 喻谷源. 小型农用驱动轮胎牵引性能预测. 地面机器系统研究会第三届学术年会论文, 北京农业机械化学院, 1985. 5
- [31] 夏晓东. 土壤一机器系统的系列畸变模型试验技术研究. 中国农业机械化科学研究院研究生毕业论文, 1978
- [32] 中国农机学会地面机器系统学会, 第八届学术年会论文集(一). 1985. 4, 南京
- [33] Kirk Thompson, the Age of Precision Has Arrived, Irrigation Journal, Vol.51 No.2
- [34] E.T. Sadler, R.G. Evan, Site-Specific, Variable-Rate Precision Irrigation: More Overhead Boom Improvement, Irrigation Journal, Vol.51 No.6
- [35] 陈志 主编,《农业机械化工程》, 中国农业机械学会, 2002
- [36] 郑耀泉, 李光永, 党平. 喷灌与微灌设备. 中国水力与水电出版社, 1998
- [37] D.K. Gile, D.C. Slaughter, Precision Band Spraying with Machine-vision Guidance and Adjustable Yaw Nozzle, Transaction of the ASAE, 1997
- [38] 中国农机学会地面机器系统研究会第五届学术年会, 论文集 A. 中国长春, 1988
- [39] 中国农机学会地面机器系统研究会第五届学术年会, 论文集 B. 中国长春, 1988
- [40] 中国农机学会地面机器系统研究会第八届学术年会, 论文集(二). 中国南京, 1995
- [41] 徐国钢. 驱动轮胎与土壤相互作用及其牵引性能研究. 北京农业工程大学研究生毕业论文, 1985
- [42] 机械化喷灌. 粮农组织灌溉及排水丛书. 联合国粮食及农业组织, 1982 年, 罗马
- [43] (加) 黄祖永. 地面车辆原理. 北京: 机械工业出版社, 1985. 9

附录 1 电算程序框图



附录 2 符号对照表

数学模型用符号	源程序用标识符	符号名称	单位
M_j	MJ	主动齿轮计算扭矩	N · m
i	IM	传动比(初选)	
	IO	传动比(确定)	
Z_1	Z1	主动齿轮齿数	
	ZS	主动齿轮齿数的下限	
	ZB	主动齿轮齿数的上限	
Z_2	Z2	从动齿轮齿数	
y	L	中心距变动系数	
	LS	中心距变动系数上限	
	LB	中心距变动系数下限	
a	A	标准中心距	mm
a'	A1	实际中心距	mm
m	M	齿轮模数	mm
α'	AF	啮合角	deg
$inv\alpha'$	IV	啮合角渐开线函数	
X_s	XS	总变位系数	
σ	DT	齿顶高降低系数	
d_{b1}	DA	主动齿轮基圆半径	mm
X_1	X1	主动齿轮径向变位系数	
d_1	D1	主动齿轮分度圆直径	mm
d_{a1}	TS	主动齿轮齿顶圆直径	mm
d_{f1}	RS	主动齿轮齿根圆直径	mm
α_{a1}	RA	主动齿轮齿顶压力角	deg
$inv\alpha_{a1}$	VA	主动齿轮齿顶压力角渐开线函数	
S_{a1}	SA	主动齿轮齿顶厚	mm

r_1'	R1	主动齿轮节圆半径	mm
b_1	B1	主动齿轮齿宽	mm
d_{b2}	DB	从动齿轮基圆半径	mm
X_2	X2	从动齿轮径向变位系数	
d_2	D2	从动齿轮分度圆直径	mm
d_{a2}	TB	从动齿轮齿顶圆直径	mm
d_{f2}	RB	从动齿轮齿根圆直径	mm
α_{a2}	SS	从动齿轮齿顶压力角	deg
$b_2(b)$	B2(B)	从动齿轮齿宽	mm
	AB	中心距上限	mm
	AS	中心距下限	mm
ε_a	EA	重叠系数	
P_j	PJ	计算圆周力	kN
Y	Y 或 Y0	齿形系数	
Y_{sa}	YS 或 SY	应力校正系数	
σ_j	JJ	节点处接触应力	GPa
σ_{w1}	W1	主动齿轮弯曲应力	GPa
σ_{w2}	W2	从动齿轮弯曲应力	GPa
h	H	齿全高	
	Y (21, 16)	齿形系数	
	YS (21, 16)	应力校正系数	
	M (N)	齿轮标准模数	
	DD (8)	轴承内径系数	
	D (7)	花键外径尺寸系数	

附录3 电算源程序

```
#include <iostream.h>
#include <math.h>

int LimitCond(float IM,int Z1,float M,float L,float AS,float AB,
               float DS,float MJ,float B,float dd,float *DT,
               double *V0,float *M0,float *Z0,float *ZZ, float *B0,
               float *AA,float *LL,float *XX,float *XA,float *XB,
               float *FA,float *TA,float *SD,float *AD,float *BD,
               float *ST,float *BT,float *SR,float *BR,float *AE,
               float *WS,float *WB,float *J0,
               double Y[23][16],double YS[23][16]);

void SelectY(double *y,double *ys,float Z,float X,double Y[23][16],double YS[23][16]);

void main()
{
    /*数据输入部分*/
    int N,ZS,ZB,Z1,BS,BB;
    float dd,MJ,IM,TAO,LS,LB,AS,AB;
    float MT,DS;
    double D0;
    float B,L;
    float M;
    double V0;
    float M0,Z0,ZZ,B0,AA,LL,XX,XA,XB,FA,TA,SD,AD,BD,ST;
    float BT,SR,BR,AE,WS,WB,J0,AF,DT;
    float MM[9];//齿轮模数数组
    float Bb[3];//齿宽数组
    double LA[3];//中心距数组
    double Y[23][16]={
        {0,-0.6,-0.5,-0.4,-0.3,-0.2,-0.1,0,0.1,0.2,0.3,0.4,0.5,0.6,0.7,0.8},
        {11,0,0,0,0,0,0,3.3,2.98,2.75,2.54,2.335,2.205,2.08,1.98},
        {12,0,0,0,0,0,0,3.48,3.165,2.88,2.675,2.49,2.32,2.18,2.065,1.975},
        {13,0,0,0,0,0,0,3.34,3.06,2.80,2.615,2.45,2.285,2.155,2.055,1.97},
        {14,0,0,0,0,0,0,3.225,2.97,2.75,2.56,2.415,2.26,2.14,2.045,1.965},
        {15,0,0,0,0,0,0,3.14,2.90,2.69,2.52,2.385,2.235,2.13,2.04,1.96},
        {16,0,0,0,0,0,0,3.055,2.825,2.64,2.48,2.36,2.22,2.12,2.03,1.96},
        {17,0,0,0,0,0,0,2.98,2.77,2.60,2.45,2.335,2.21,2.105,2.025,1.96},
        {18,0,0,0,0,0,0,2.905,2.725,2.56,2.43,2.32,2.20,2.10,2.02,1.96},
        {19,0,0,0,0,0,0,3.05,2.85,2.68,2.53,2.412,2.30,2.187,2.095,2.015,1.96},
        {20,0,0,0,0,0,0,2.99,2.805,2.645,2.50,2.383,2.285,2.175,2.09,2.01,1.96},
        {25,3.85,3.57,3.32,3.12,2.93,2.77,2.62,2.51,2.405,2.305,2.22,2.14,2.06,2.005,1.96},
        {30,3.47,3.25,3.05,2.915,2.765,2.64,2.50,2.42,2.33,2.25,2.18,2.115,2.055,2.00,1.97},
    }
```

```
{35,3.23,3.05,2.90,2.78,2.65,2.55,2.43,2.36,2.28,2.21,2.65,2.105,2.05,2.00,1.975},
{40,3.06,2.90,2.775,2.67,2.57,2.49,2.38,2.32,2.25,2.19,2.15,2.095,2.05,2.00,1.98},
{45,2.94,2.78,2.675,2.60,2.50,2.44,2.34,2.28,2.22,2.175,2.13,2.085,2.04,2.00,1.98},
{50,2.845,2.72,2.60,2.58,2.46,2.40,2.31,2.26,2.20,2.165,2.12,2.08,2.04,2.005,1.99},
{60,2.72,2.58,2.52,2.45,2.38,2.34,2.26,2.22,2.18,2.145,2.11,2.075,2.04,2.01,1.99},
{70,2.61,2.50,2.45,2.40,2.35,2.30,2.22,2.19,2.16,2.13,2.10,2.07,2.04,2.015,2.00},
{80,2.52,2.42,2.40,2.35,2.32,2.26,2.18,2.16,2.14,2.115,2.09,2.065,2.04,2.020,2.01},
{90,2.43,2.34,2.35,2.30,2.29,2.22,2.14,2.13,2.12,2.1,2.08,2.06,2.04,2.025,2.02},
{100,2.34,2.26,2.30,2.25,2.26,2.18,2.10,2.10,2.10,2.085,2.07,2.055,2.04,2.03,2.03},
{110,2.25,2.18,2.25,2.20,2.23,2.14,2.06,2.07,2.08,2.07,2.06,2.05,2.04,2.03,2.03}}//齿形系
```

数表

```
double YS[23][16]={
    {0, -0.6, -0.5, -0.4, -0.3, -0.2, -0.1, 0, 0.1, 0.2, 0.3, 0.4, 0.5, 0.6, 0.7, 0.8},
    {11,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,1.715,1.765,1.815,1.865,1.90},
    {12,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,1.67,1.73,1.79,1.83,1.885,1.915},
    {13,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,1.69,1.745,1.81,1.845,1.90,1.93},
    {14,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,1.705,1.765,1.82,1.865,1.915,1.94},
    {15,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,1.605,1.665,1.72,1.78,1.83,1.88,1.925,1.95},
    {16,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,1.62,1.675,1.725,1.79,1.84,1.89,1.93,1.975},
    {17,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,1.575,1.63,1.69,1.74,1.80,1.85,1.90,1.94,1.965},
    {18,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,1.58,1.64,1.70,1.75,1.81,1.86,1.91,1.95,1.975},
    {19,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,1.535,1.65,1.61,1.71,1.76,1.82,1.87,1.92,1.96,1.98},
    {20,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,1.55,1.61,1.66,1.72,1.77,1.83,1.875,1.925,1.965,1.985},
    {25,1.37,1.40,1.45,1.50,1.545,1.595,1.655,1.705,1.755,1.81,1.86,1.91,1.95,1.99,.01},
    {30,1.40,1.44,1.49,1.535,1.585,1.63,1.69,1.73,1.785,1.835,1.885,1.93,1.97,2.01,2.02},
    {35,1.435,1.475,1.525,1.57,1.615,1.665,1.72,1.755,1.81,1.86,1.905,1.945,1.98,2.02,
2.03},
    {40,1.465,1.5,1.55,1.60,1.64,1.69,1.735,1.78,1.825,1.875,1.92,1.96,1.995,2.025,2.035},
    {45,1.485,1.53,1.575,1.625,1.665,1.71,1.75,1.80,1.845,1.885,1.93,1.97,2.00,2.03,
2.045},
    {50,1.52,1.56,1.60,1.65,1.69,1.73,1.775,1.82,1.865,1.905,1.945,1.98,2.01,2.04,2.05},
    {60,1.55,1.595,1.63,1.675,1.715,1.75,1.80,1.835,1.88,1.92,1.955,1.99,2.02,2.045,2.05},
    {70,1.585,1.63,1.665,1.705,1.735,1.78,1.82,1.855,1.90,1.935,1.97,2.00,2.025,2.05,
2.055},
    {80,1.62,1.665,1.70,1.735,1.755,1.81,1.84,1.875,1.92,1.95,1.985,2.01,2.03,2.055,2.06},
    {90,1.655,1.70,1.735,1.765,1.775,1.84,1.86,1.895,1.94,1.965,2.00,2.02,2.035,2.06,
2.065},
    {100,1.69,1.735,1.77,1.795,1.795,1.87,1.88,1.915,1.96,1.98,2.015,2.03,2.04,2.065,
2.07},
    {110,1.725,1.770,1.805,1.825,1.815,1.90,1.90,1.935,1.98,2.01,2.030,2.04,2.045,2.07,
2.085}}//应力校正系数表
float DD[8]={25.0,30.0,35.0,40.0,45.0,50.0,55.0,60.0};//轴承内径系数
float D[7]={25.0,28.0,32.0,34.0,38.0,42.0,48.0};//花键外径尺寸系数
```

```

cout<<"驱动齿轮结构类型\n";
cout<<"请输入轴承内径系数 dd=";
cin>>dd;
cout<<"轴承内径系数 dd="<<dd<<endl;
cout<<"请输入参数 N (N 为模数的个数), N=";
cin>>N;
for(int i=0;i<N;i++)
{
    cout<<"\nM["<<i+1<<"]="";
    cin>>MM[i];
    cout<<endl;
}
cout<<"请输入下列参数:"<<endl;
cout<<"主动齿轮计算扭矩 MJ=";
cin>>MJ;
cout<<endl;
cout<<"传动比 (初选) IM=";
cin>>IM;
cout<<endl;
cout<<"许用扭转应力 TAO=";
cin>>TAO;
cout<<endl;
cout<<"主动齿轮齿数的下限 ZS=";
cin>>ZS;
cout<<endl;
cout<<"主动齿轮齿数的上限 ZB=";
cin>>ZB;
cout<<endl;
cout<<"中心距变动系数下限 LS=";
cin>>LS;
cout<<endl;
cout<<"中心距变动系数上限 LB=";
cin>>LB;
cout<<endl;
cout<<"中心距下限 AS=";
cin>>AS;
cout<<endl;
cout<<"中心距上限 AB=";
cin>>AB;
cout<<endl;
cout<<"MJ="<<MJ<<"          "<<"IM="<<IM<<endl;
cout<<"ZS="<<ZS<<"          "<<"ZB="<<ZB<<endl;
cout<<"LS="<<LS<<"          "<<"LB="<<LB<<endl;
cout<<"M="<<MM[0]<<"          —          —          "<<MM[N-1]<<"

```

```

"<<"TAO="<<TAO<<endl;
cout<<"*****"*****"*****"*****"*****<<endl;
/* 数据输入部分*/

/* 主程序部分*/
MT=MJ/TAO;
D0=17.2*pow(MT, float(1.0/3.0));
if (dd!=0)//主动齿轮为联轴齿轮
{
    if (D0<=25.5)
        D0=(D0+3.0);
    else
        D0=(D0+3.5);
    for(int j=0;j<7;j++)
    {
        if(D0<=D[j])
        {
            DS=D[j];//确定轴承内径
            break;
        }
    }
}
else//主动齿轮为非联轴齿轮
{
    for(int i=0;i<8;i++)
    {
        if(D0<=DD[i])
        {
            DS=DD[i+1];
            break;
        }
    }
}
//以上部分正确
V0=pow(10,9);
for(int n=ZS;n<=ZB;n++)
{
    Z1=n;
    for(int j=0;j<N;j++)
    {
        M=MM[j];
        BS=int(7*M);
        BB=int(11*M);
        for(int k=int(LS*10);k<=int(LB*10);k++)

```

```

    {
        L=float(k/10.0);
        for(int q=BS;q<BB;q+=2)
        {
            B=float(q);
            LimitCond(IM,Z1,M,L,AS,AB,DS,MJ,B,dd,&DT,
                &V0,&M0,&Z0,&ZZ,&B0,&AA,&LL,
                &XX,&XA,&XB,&FA,&TA,&SD,&AD,&BD,
                &ST,&BT,&SR,&BR,&AE,&WS,&WB,&J0,Y,YS);
        }
    }
}

M=M0;
Z1=int(Z0);
Bb[0]=B0-1;
Bb[1]=B0;
Bb[2]=B0+1;
LA[0]=LL-0.05;
LA[1]=LL;
LA[2]=LL+0.05;
for(int t=0;t<3;t++)
{
    L=float(LA[t]);
    if(L>=0)
    {
        for(int j=0;j<3;j++)
        {
            B=Bb[j];
            LimitCond(IM,Z1,M,L,AS,AB,DS,MJ,B,dd,&DT,
                &V0,&M0,&Z0,&ZZ,&B0,&AA,&LL,
                &XX,&XA,&XB,&FA,&TA,&SD,&AD,&BD,
                &ST,&BT,&SR,&BR,&AE,&WS,&WB,&J0,Y,YS);
        }
    }
    else
    {}
}

AF=float((FA*180/3.14159*1000+0.5)/1000);
cout<<"输出参数: "<<endl;
cout<<"优化后最小体积 VX="<<V0<<endl;
cout<<"实际模数 M="<<M0<<"      "<<"实际传动比 i0="<<float(ZZ/Z0)<<endl;
cout<<"主动齿轮齿数 Z1="<<Z0<<"      "<<"从动齿轮齿数 Z2="<<ZZ<<endl;

```



```

CS=float(A*cos(R0)/A1);
AF=float(atan(sqrt(1-CS*CS)/CS));//啮合角
V=float(tan(AF)-AF);//啮合角渐开线函数
XS=float(0.5*(Z1+Z2)*(V-(tan(R0)-R0)/tan(R0)));//总变位系数
XS=float((XS*1000+0.5)/1000);
*DT=(XS-L)/M;//齿顶高降低系数
ha=1.0;//齿顶高系数

X1=float(sqrt(0.221*Z1*Z1*(1+tan(AF)*tan(AF))+2.77*Z1*tan(AF)+8.71))-0.5*Z1-ha+*DT
);//主动齿轮变位系数
X2=XS-X1;//从动齿轮变位系数
D1=M*Z1;
D2=M*Z2;//齿轮直径
TS=D1+2*M*(1+X1-*DT);//主动齿轮齿顶圆直径
TB=D2+2*M*(1+X2-*DT);//从动齿轮齿顶圆直径
DA=float(D1*cos(R0));
DB=float(D2*cos(R0));//基圆直径
CS=DA/TS;
RA=float(atan(sqrt(1-CS*CS)/CS));//主动齿轮齿顶压力角
CS=DB/TB;
SS=float(atan(sqrt(1-CS*CS)/CS));//从动齿轮齿顶压力角
VA=float(tan(RA)-RA);
SA=float(TS*((3.14159+4*X1*tan(R0))/(2*Z1)+(tan(R0)-R0)-VA));//主动齿轮齿顶厚
if(SA>=0.25*M)
{
    EA=float((Z1*(tan(RA)-tan(AF))+Z2*(tan(SS)-tan(AF)))/(2*3.14159));//重叠系数
    if(EA>=1.2)
    {
        RS=float(D1-2*M*(1.25-X1));//主动齿轮齿根圆直径
        RB=float(D2-2*M*(1.25-X2));//从动齿轮齿根圆直径
        if(dd!=0)
            D=RS-DS-5*M;
        else
            D=RS-DS-2*M;//选择的轴承内径系数
        if(D>=0)
        {
            R1=float(0.5*M*Z1*cos(R0)/cos(AF));
            PJ=MJ/R1;
            Z=float(Z1);
            X=X1;
            SelectY(&y,&ys,Z,X,Y,YS);//选择 Y 和 Ysa
            Y0=y;
            SY=ys;
            B1=float((1.1*B+0.5));//主动齿轮齿宽

```

```

Z=float(Z2);
X=float(X2);
SelectY(&y,&ys,Z,X,Y,YS);//选择 Y 和 Ysa
B2=float(B);

JJ=float((8.8*sqrt(0.6*PJ*(Z1+Z2)/(B*M*Z1*Z2*sin(AF)))*1000+0.5)/1000);//节点处接触
应力

if(JJ<=1.2)
{
    W1=float((PJ*Y0*SY*1000/(B1*M)*1000+0.5)/1000);
    W2=float((PJ*y*ys*1000/(B2*M)*1000+0.5)/1000);//齿轮弯曲应
力

    if(W1<=370)
    {
        if(W2<=370)
        {
            VX=(0.25*3.14159*M*M*Z1*Z1*B*(1.1+I0*I0)*cos(R0)*cos(R0)/(cos(AF)*cos(AF)));//
            YZ=1;
            if(VX<*V0)
            {
                *V0=VX;
                *M0=M;
                *Z0=float(Z1);
                *ZZ=float(Z2);
                *B0=B;
                *AA=A1;
                *LL=L;
                *XX=XS;
                *XA=X1;
                *XB=X2;
                *FA=AF;
                *TA=SA;
                *SD=DS;
                *AD=D1;
                *BD=D2;
                *ST=TS;
                *BT=TB;
                *SR=RS;
                *BR=RB;
                *AE=EA;
                *WS=W1;
                *WB=W2;
                *J0=JJ;
            }
        }
    }
}

```



```

        ZJ=T-1;
        break;
    }
    else
    {}
}
for(int G=1;G<16;G++)
{
    if(X==float(Y[0][G]))
    {
        XK=G;
        XJ=0;
        break;
    }
    else if(X<float(Y[0][G]))
    {
        XK=G;
        XJ=G-1;
        break;
    }
    else
    {}
}
Y1=(Y[ZJ][XJ]+(Y[ZJ][XK]-Y[ZJ][XJ])*(X-Y[0][XJ])/(Y[0][XK]-Y[0][XJ]));
Y2=(Y[ZK][XJ]+(Y[ZK][XK]-Y[ZK][XJ])*(X-Y[0][XJ])/(Y[0][XK]-Y[0][XJ]));
*y=float(Y1+(Y2-Y1)*(Z-Y[ZJ][0])/(Y[ZK][0]-Y[ZJ][0]));
S1=(YS[ZJ][XJ]+(YS[ZJ][XK]-YS[ZJ][XJ])*(X-YS[0][XJ])/(YS[0][XK]-YS[0][XJ]));
S2=(YS[ZK][XJ]+(YS[ZK][XK]-YS[ZK][XJ])*(X-YS[0][XJ])/(YS[0][XK]-YS[0][XJ]));
*ys=float(S1+(S2-S1)*(Z-YS[ZJ][0])/(YS[ZK][0]-YS[ZJ][0]));
}

```