

南京林业大学 本科毕业设计（论文）

题 目： 小型挖坑机的设计

学 院： 南方学院

专 业： 机械设计制造及其自动化

学 号： N090301122

学生姓名： 徐苏宁

指导教师： 周凤芳

职 称： 讲师

二〇一三年六月一日

目录

1 引言.....	5
2 方案对比与结构.....	5
2.1 国内外研究现状.....	5
2.2 挖坑机的构造.....	7
2.2.1 挖坑机的工作条件.....	7
2.2.2 挖坑机的分类.....	7
2.2.3 挖坑机的钻头.....	8
3 手提式挖坑机的设计.....	9
3.1 手提式挖坑机的工作原理.....	9
3.2 动力选择.....	11
3.3 螺旋钻头的设计和计算.....	12
3.3.1 螺旋工作面的设计.....	12
3.3.2 刀片的设计.....	12
3.3.3 钻尖的设计.....	13
3.4 离合器的设计.....	14
3.5 减速器的设计.....	22
4 发展趋势.....	32
4.1 一机多能.....	32
4.2 人机和谐.....	32
4.3 应用范围.....	32
参考文献.....	33

摘要

本文介绍了手提式挖坑机的相关背景、国内外研究现状、挖坑机的设计要求及其类型、工作原理、技术性能。通过对原始数据的分析比较、方案的论证以及综合考虑，完成了手提式挖坑机的总体设计。在此基础上对手提式挖坑机从结构原理、动力选择、离合器的设计、螺旋钻头的设计、减速器设计进行阐述。摆线针轮行星减速器作为重要的机械传动部件具有体积小、重量轻、传动效率高的特点。本设计在全面考虑多齿啮合、运转平稳、轮齿均载等运动学和动力学的要求，实现高承载能力、高传递效率、高可靠性和优良动力学性能等指标，而且要便于制造、装配和检修，设计了该具有合理结构的摆线针轮行星减速器。

本设计建立了合理的动力分析数学模型，对摆线针轮传动中的摆线轮、转臂轴承、柱销及轴进行准确的受力分析，并求解。计算并校核主要件的强度及转臂轴承、各支承轴承的寿命，分析结果可以看到，各轴承性能指标均符合要求。

利用Auto CAD软件对摆线针轮减速器各零件建立几何三维模型、摆线针轮减速器虚拟装配及工程图生成。用本文的方法设计摆线针轮减速器，具有设计快捷、方便等特点。研究结果对提高设计的速度、质量具有重要意义。

Abstract:

This article introduces the portable digger including the relevant background , overseas and domestic research status, the design requirements and the type of the digger , operating principle , technical characteristic 。 By analysing and comparing the the original data, The cycloid—gear reducer is one of the most important transmission components of the pumping unit by its smaller volume , lighter weight and effective transmission. In order to realize four targets which include high transmission efficiency, high reliability and the excellent dynamics performance and guarantee credible lubricate ability, receive high efficiency of transmission, and make it easy for manufacture, assembly and inspection, we thought over all the requests in the round and design the rational structure cycloid—gear reducer.

In this design, we built the exact force analysis mathematical model of the cycloid—gear reducer, analyzed the forces born by the cycloid—gear, the bearings and the shaft, and produce the Matlab language software analyze of the forces analysis. We analyzed the forces of parts in the cycloid—gear reducer and calculated the intensity and the life of parts. From analyzed the results, we found the parts are our requests.

When we establish the three—dimensional structure of the Planet—cycloid Reducer model with the software UG, Carry on visual design and virtual assemble and drawing paper. The result of study have the guide meaning to accelerate design speed and quantities of the Planet—cycloid Reducer.

1. 引言:

我国的森林资源不足，森林覆盖率很低。从国家林业局公布的第六次全国森林资源调查结果来看，目前我国森林资源现状是：林业用地活立木总蓄积量为 124.9 亿 m³；森林蓄积量为 112.7 亿 m³；除台湾省外，全国人工林面积为 46666.7 万 m²；人工林蓄积为 10.1 亿 m³。从以上调查数字可以看出，全国森林覆盖率为 16.55%，仅相当于世界森林覆盖率 (27%) 的 61.3%；我国人均森林面积和人均森林蓄积分别相当于世界人均水平的 1/5 和 1/8，远远低于世界平均水平。我国在“十二五”规划中，把生态环境建设摆到了突出的战略位置。我国三北及长江流域防护林体系建设工程、退耕还林工程、面积为 26329.5 万 hm²；森林面积为 15894.1 万 hm²；速生丰产用材林基地建设工程等六大林业重点工程的制定和实施，体现了党中央、国务院对我国生态环境建设的高度重视，受到社会各界广泛关注，农民群众普遍欢迎。近年来，人们越来越重视身边的生态环境，“植树造林，保护环境”已成为全民参与的一项大型义务活动。然而，人工造林效率低、速度慢且劳动强度大，而机械化造林则是大势所趋，不仅可以提高劳动效率、减轻劳动强度，还能保证造林质量、降低生产成本、提高经济效益。挖坑机是一种重要的植树造林整地机械，它广泛应用于果树摘植、橡胶定植、小树移栽、挖道施肥、埋设桩柱和炸药等作业，具有挖坑质量好、作业效率高等优点，一般可比人工挖坑提高效率 30 倍左右，而成本只有人工挖坑的十分之一左右。使用挖坑机可以提高造林质量，这对于解决当前造林中成活率低、保存率低和幼林生长量低的难题，提高造林的经济效益等有重要意义。

2 方案对比与结构

2.1 国内外研究现状

2.1.1 国内研究现状

在国内悬挂式挖坑机的生产和应用较为广泛。内蒙古赤峰田丰农林机械厂、山东大丰机械有限公司、哈尔滨林业福马机电设备公司及宁夏回族自治区农业机械研究所等 10 余家单位进行了研究制造和销售。该类挖坑机通常具有较大的功率，机动性较强，能挖较大和较深的

坑，大多应用于大面积植树造林，应用围也比较广

1) 内蒙赤峰田丰农林机械厂生产的 3WH-60 型悬挂式挖坑机结构合理，使用方便灵活，易于操作，每小时可挖 80-150 个坑，其可与多种型号 36.8KW 以上拖拉机配合使用，用于大面积植树造林及工业挖坑，挖坑直径 250-600mm，深度 0-1200mm，适用于平原丘陵及沙地作业。

2) 山东大丰机械厂生产的大丰王系列挖坑机 WKJ-60/70，可与 18.4-36.8KW 的多种拖拉机配合使用挖坑直径 400-800mm，可根据用户要求特别制作深度 650-800mm，转速 248r/min，每小时可挖 60 个坑。

3) 哈尔滨林业福马机电设备公司生产的悬挂式挖坑机，可与铁牛 40.4KW 或 18.4KW 以上的具有动力输出和悬挂装置的拖拉机配套，挖坑直径为 250-600mm，挖坑深度为 0-800mm，挖坑效率为 120 坑/h。

4) 手提式挖坑机在我国刚刚崭露头角，适用于家庭或地形复杂地区的小面积植树造林，也可用于打桩和树木追肥挖坑，如哈尔滨林业福马机电设备公司生产的 3WS-2.8 型手提式挖坑机，采用 051A-1 型发动机最大功率为 2.8KW 转速为 280-320r/min，挖坑尺寸坑径深度为 ϕ 320mm-500mm，质量为 17.6kg，该机主要应用于地形复杂的山地丘陵区 and 沟壑区在坡度 35 以下的荒山荒地、次生林地以及黄土高原的沟坡进行挖坑或整地。

国内的一些林业高等院校和科研院所也对挖坑机进行了一些研究分析。关于挖坑机的论文大约有几十篇，涉及钻头升土理论及钻头临界转速的研究、钻头螺旋面强度的分析以及螺旋升角的选择问题，还得出在不同条件下的挖坑机的动态力学参数，指出了钻头转矩的主要影响因素，对挖坑机的一些结构参数的确定起到了指导作用，为国内挖坑机的优化设计提供了理论支持。

2.2.2 国外研究现状

相比之下国外的研究状况要好一些，由日本生产的自走式高性能挖坑整地机采用柴油机作动力，行走脚与轮胎组合，行走装置为全液压式，平时用轮胎行驶，坡地靠行走脚行走，适用于坡度高达 56 的陡坡林地作业。作业时 4 只脚可上下左右移动，并能保证包括驾驶室在内的机器上半部始终呈水平状态。该机的液压臂端部可安装液压式割灌机或挖坑机，每天可

挖植树坑 300-400 个。实现了一机多用。日本生产的 A-7 型手提式挖坑机质量仅为 7.0kg, 采用 H35D 发动机. A8D 型挖坑机可挖坑径范围为 20-200mm。德国生产 BT120C 型挖坑机如图 6 所示发动机功率 1.3KW, 质量 8.2kg, 钻头转速 190r/min, 发动机转矩 1.7N·m, 钻头的转矩 79.0N·m。英国生产的 05H8300 型悬挂式挖坑机和美国生产的悬挂式三钻头挖坑机, 钻头之间的距离是可调节的, 即行距可调, 适用于平原地区的大面积植树造林, 工作效率很高。美国和加拿大生产的手提式挖坑机, 发动机与钻头采用分离式, 通过液压传动, 驱动钻头工作。美国生产的 HYD-TB11H 型液压挖坑机, 质量为 170kg, 最大流量为 22.7L/min, 最大转速为 141r/min, 钻头最大扭矩 349N·m。美国生产的 MDL-5B 型挖坑机, 发动机采用动力为 4.1KW 的 BS Intec Pro OHV 的挖坑机在工作时发动机离操作者有较远的距离, 大大减少了噪音对操作者的影响, 充分考虑了人一机工程学原理, 有的手提式挖坑机安装了 1 个支点即轮子, 使挖坑机的携带比较方便, 工作时还可以把挖坑机的反向转矩释放给轮体, 减小操作者手上的反向力矩, 增加其安全性并减轻了操作者的疲劳程度。

2.2 挖坑机的构造

2.2.1 挖坑机的工作条件

挖坑机的主要作业地点是荒山坡地、沙荒沙丘、采伐迹地、林间空地、草场、沼泽地、橡胶、果园和城市街道等。这些地方的土壤组成、土层厚度、土壤的物理机械性质等都存在着较大的差异, 因此要求工作部件坚固耐磨, 通过性能要好, 同时由于挖坑机的作业受立地条件和作业技术的影响, 使挖坑机的工作速度受到一定的限制, 即不宜过大。

2.2.2 挖坑机的分类

挖坑机的种类很多, 一般按配套动力和挂结方式、传动方式、钻头安装位置进行分类。

2.2.2.1 按配套动力和挂结方式分

一) 手提式挖坑机

机具与小型二冲程汽油发动机 (2.23—3.73kW) 装置成整体, 由单人或双人操作, 主要应用于复杂的山区、丘陵区 and 沟壑区, 在坡度 35° 以下的地区进行造林前的整地和挖坑, 同时也可用于果园、桑园、苗圃和城镇进行小树移植、挖坑追肥以及埋设桩柱等, 坑径一般在 0.3m 以内

二) 悬挂式挖坑机

钻头装置悬挂在拖拉机的后方、前方或侧向。悬挂机构通过上拉杆、下拉杆以及三个铰链与拖拉机连接,由拖拉机的液压系统操纵其挖坑机钻头装置升降。它可以挖较大的坑径和较深的坑。用于拖拉机可以通过的地区进行挖坑作业。

三) 自走式挖坑机

1. 与手扶拖拉机配套

挖坑机钻头旋转的动力源是由底盘上的动力输出轴经过一级皮带减速、一级直角锥齿轮减速器并直接输到挖坑机的钻头。钻头是采用 M27 螺纹同箱体联接,这样装拆方便,又能自动防止拆脱,如 1W-40 型挖坑机就是与工农-3 型手扶拖拉机配套的。

该型挖坑机通过性能较好,但需要人力操纵其钻头入土。该型挖坑机适于在水平带上作业或用于茶园施肥、茶苗一只和果园施肥等挖坑作业。

2. 与汽车底盘配套

与汽车底盘配套的挖坑机,一般是属于起重地钻装置,如 D70S(E)起重地钻机是由汽车动力输出、伸出支撑、回转系统、起吊变幅系统、伸缩系统、液压系统、控制系统和钻头装置等组成。从汽车的发动机中输出驱动油泵,是发动机的机械能转化为液压能,以供机械的各部分。地钻装置主要由带油马达的减速器、钻头组成。液压油通过各控制元件来驱动油马达旋转,从而通过减速器转动钻头轴,有一方轴装在钻头轴中,此轴只要拔出定位销及管子向下延伸即可增加挖坑的深度。该机可挖坑径 0.45m、坑深 4.5m 的坑。

QW-1000 型挖坑机基本上是属于这种类型,但它是车载钻机的形式。

2.2.2.2 按钻头安装位置分

一) 立式挖坑机

立式挖坑机是常见的一种类型,亦称立轴式挖坑机,即钻头的钻杆与减速器输出轴联接是垂直于地面的。该类型的挖坑机主要用于挖坑作业。

二) 卧式挖坑机

卧式挖坑机亦称水平轴式挖坑机,即钻头的轴杆几乎是水平配置的,根据作业要求,可调整气钻杆的倾斜角度。

2.2.3 挖坑机的钻头

2.2.3.1 挖坑机钻头的主要类型

挖坑机的钻头是挖坑机的主要工作部件，根据各地区条件和作业的技术要求，分为整地、挖坑和开沟三大类。螺旋式钻头的挖坑机在工作状态时，土壤全部或绝大部分从坑里抛出，该形式主要用于建筑工作和栽植作业上。而整地用的挖坑机在工作状态时，土壤不出坑，该形式主要用于播种造林等。开沟用的挖坑机在工作状态时，土壤是从一侧或两侧抛出。本设计选用螺旋式钻头

螺旋式钻头主要由钻杆 1、螺旋翼片 2、钻铤（刀片）3 和钻尖 4 组成。工作时钻头旋转同时向下作进给运动。钻尖不仅起挖坑机工作时的定心作用，并切去中心部分的土壤，继而按一定轨迹排列的刀片（或钻铤）切土，刀片切下的土壤沿着螺旋翼片上升，并抛至坑的四周，土壤出坑的数量由钻头螺旋部分长度决定。如果钻头的长度小于坑的深度，采用多次抛土壤的方式。其工作面的形成为垂直与钻头轴线的直线段，沿着圆柱体上划出的导向螺旋线移动而成。利用同心圆柱体来截钻头的表面，则得到多条螺旋线，其螺旋升角随着圆柱体半径的减少而增加。螺旋形钻头工作面不能展开成平面。

螺旋形钻头又分为单头螺旋钻头和多头螺旋钻头。单头螺旋钻头工作时消耗能量较少，但由于切土负载不对称，因此工作稳定性比双头螺旋钻头差。为了克服上述存在的缺陷，单头螺旋钻头可安装两个钻铤，按径向对称布置。一般小型悬挂式挖坑机和手提式挖坑机采用单头螺旋钻头。多头螺旋钻头工作时稳定性较好，但消耗能量较大，一般悬挂式中型挖坑机常用双头螺旋钻头。

螺旋型钻头挖坑范围很大，能挖 $H/D_0=0.5-16$ 的坑（ H -坑的深度； D_0 -坑的直径）。

3 手提式挖坑机的设计

3.1 手提式挖坑机的工作原理

手提式挖坑机由小型二冲程汽油发动机（2.2-3.68Kw）3、离合器 4、减速器 5、钻杆及套 6、安全及保护罩 7 和钻头装置 8 等组成。其工作原理如下：

由发动机通过离合器、减速器而驱动钻头作旋转运动。操作装置通常采用可拆卸式的手柄结构。手柄的设计要求操作灵敏和便于操作发动机油门开关。

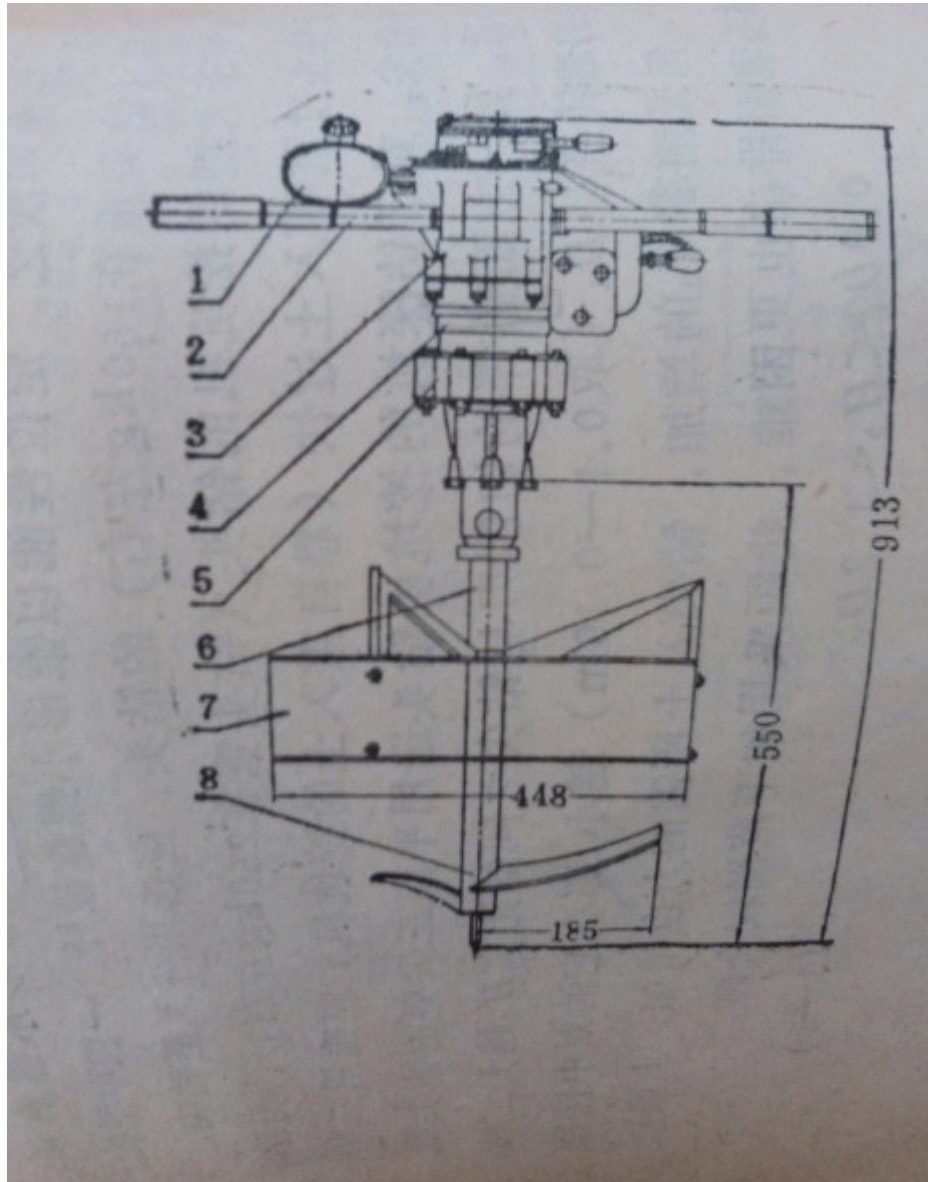


图 1-手提式挖坑机结构示意图

1. 油箱 2. 手柄 3. 发动机 4. 离合器 5. 减速器 6. 钻杆及套
7. 安全保护罩 8. 钻头装置

由苏联研制的手提式块状整地机，可在坡度为 30° 地区作业，在块状整地的同时其中心部挖出植树的坑。该机的工作部件由“友谊”或“乌拉尔”发动机驱动。工作部件是螺旋形钻头 8，在其轴杆上用两个螺栓固定在横梁 5 上，其横轴上焊有带两个水平刀 7 的主柱和三个垂直刀 6。在发动机的底板上固定有保护罩 9，它用于防止土壤的抛散。工作时，松土刀 6 切断水平方向的根系并疏松土壤；水平刀 7 用于切断垂直根系，消灭杂草和逐渐切下土层。

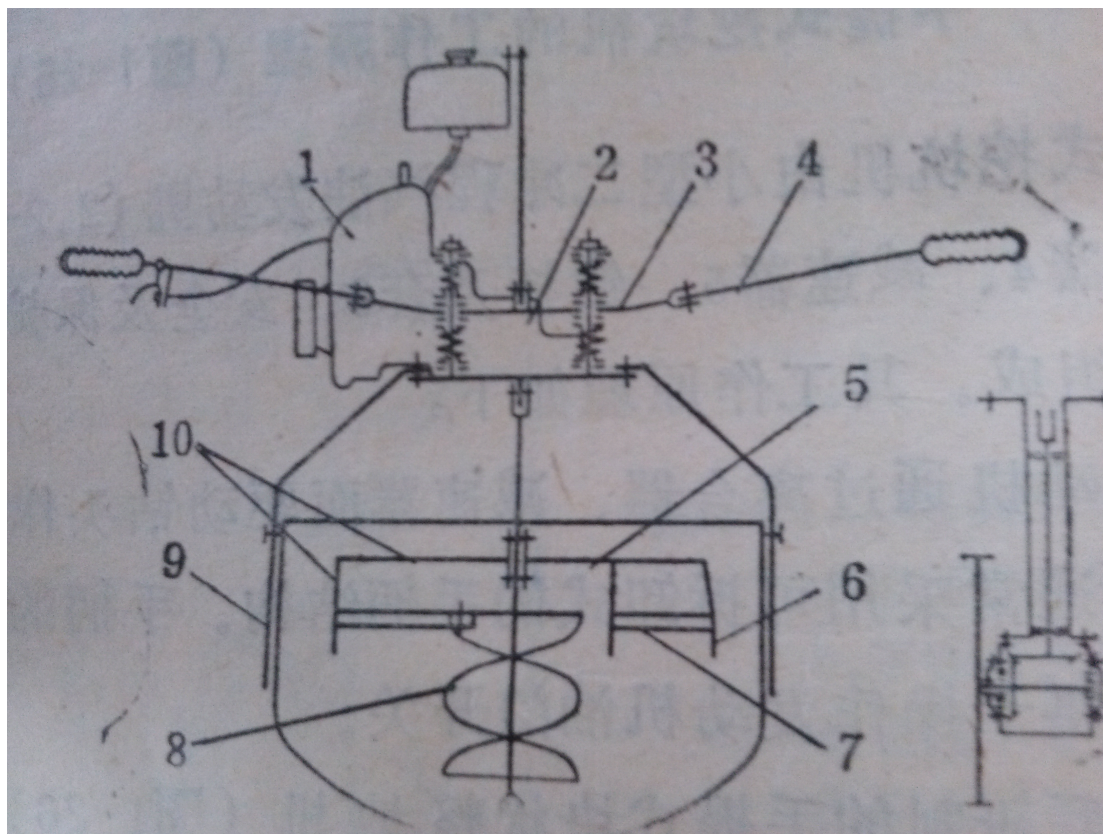


图 1- 手提式块状整地机结构示意图

1. 发动机 2. 减速器 3. 机架 4. 手柄 5. 横梁 6. 垂直刀 7. 水平刀
8. 钻头 9. 保护罩 10. 平整器

该型机具可以同时实现两种作业，即整地（面积直径为 0.5-0.55m）并在块状地面中心挖出直径为 0.2m、深为 0.25m 的坑。

为了使该机具可以自走，可以在减速器的输出轴上装升降轮组，当机具到达作业地点后，取下轮组再换装其钻头。

3.2 动力选择

原始数据

坑径：400mm

坑深：400mm

整机重量 $\leq 15\text{kg}$

挖坑效率 120 孔/h

挖坑的动力消耗与坑径、坑深、土壤硬度和下降速度有关。通过试验，手提式挖坑机配

套动力应在 2.2~3.68kW 之间。

3.3 螺旋钻头的设计与计算

手提式挖坑机钻头由大刀翼 2，小刀翼 4，刀体 3 及其中心刃 1 等组成（图 1-17）。其大、小刀翼的切削面磨成 20° 的刀刃；入土角

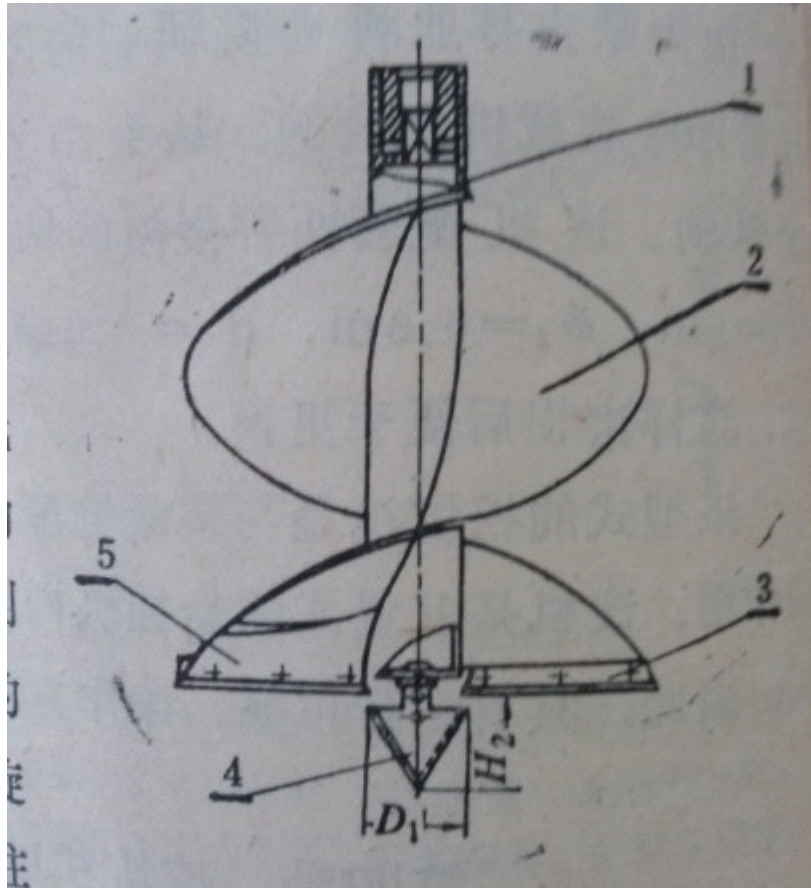


图 双头螺旋式钻头结构示意图

1. 钻杆 2. 螺旋翼片 3. 钻铤 4. 钻尖 5. 钻铤

3.3.1 螺旋工作面的设计

1 螺旋的外直径 D

根据挖坑直径 D_0 确定

$$D = (0.94 - 0.95) D_0 = 0.95 \times 400 = 380 \text{ mm}$$

2 螺旋长度 H_0 应大于坑深 $H = 400 \text{ mm}$

3 螺旋升角 α （外直径处）导程 h

升角 α 是螺旋线与其轴线垂直平面的夹角

导程 h 是螺旋线上某一点沿螺旋线围绕其轴线旋转一周所移动的距离

$$\tan \alpha = h / \pi D$$

$\xi < \alpha < 90 - \phi_1$ —土壤对螺旋面（钢）的摩擦角，通常取 $\phi_1 = 22 - 31^\circ$ ，取 $\phi_1 = 25^\circ$ 。

$$\xi = \arctg s / \pi D_0$$

s —钻头每转一周的进给量 s 取 40mm， $\xi = 1.82^\circ$ 。

手提式挖坑机一般取 $\alpha = 10 - 18^\circ$ 。

按导程计算

手提式： $h = (0.55 - 0.9) D = 0.6 \times 380 = 228\text{mm}$

$$\alpha = \arctg h / \pi D = 10.82^\circ \approx 11^\circ$$

4 螺旋头数

一般手提式挖坑机用单头

5 钻头的转速

3.3.2 刀片的设计

刀片也称钻铲或钻铤，是挖坑机的主要切土零件，也是工作中最易磨损的零件。它的形状、刀口锋利程度、耐磨性以及磨损规律，对挖坑机的阻力矩、生产率都有很大影响。因此，要求在保证足够强度和冲击韧性的条件下，提高刀片的耐磨性。

常用的刀片有以下三种：见图，双刃矩形，梯形和三角形。双刃矩形刀片一面磨损之后，可以掉头使用，梯形刀片入土性能较好，阻力小；三角形刀片适用于松软土壤。

试验指出，钻头的刀片磨损多在外缘，因为离开钻轴中心越远，刀刃转过的路程越长，因此钻头刀片的外缘磨损快。为了延长刀片的适用寿命，在易磨损处将刀片加宽形成凿形刀片，或制成局部加厚的刀片。

由于钻头工作时既有旋转运动又有进给运动，刀片的实际后角 ε 应由刀片该点的运动方向和刀片后平面之间的夹角来测量。刀片上各点的 ε 随着离钻杆距离增大而增大。

只有当 $\varepsilon > 0$ 时，钻头才能入土。当 ε 值不大时，刀片很快形成宽的背棱，入土所需的力矩和阻力急剧增加，因此，可适当增大名义后角 ε_0 ，以达到增加实际后角 ε 。名义后角 ε_0 在 $25^\circ - 45^\circ$ 时入

土力矩和阻力均较小。前角过大和过小入土力矩和入土阻力均增加。名义前角 δ_0 在 45° 时入土力矩和入土阻力最小。

刀片厚度 8-10 毫米，刃厚 0.5-1 毫米。刀片的材料可用 65SiMnRe 钢或 65Mn 钢，刃部淬火区为 25-35 毫米，硬度 HRC46-60，非淬火区硬度不大于 HRC33。刀片用沉头方颈螺钉安装于刀座上，刀座通常以钢板焊接在螺旋工作面背面，刀片与螺旋面的接缝处应密合平整，不允许螺旋面高出刀片而增大切削阻力。对于直径 300 毫米以下的钻头，尤其是手提式挖坑机可以用单头螺旋，这样消耗扭矩小。但是为了使受力平衡，一般也要对称地装两个刀片，因此这种结构需要两个刀座。

3.3.3 钻尖的设计

钻尖也称定位尖，它一般用螺钉连接在钻尖的拖柄上，钻尖的型式有平面三角形、平面分叉型、锥形小螺旋型和平面三尖型。

实践证明，分叉型钻尖入土阻力最小，锥形小螺旋最大，三角型次之。定位性能以锥形小螺旋最好。一般中型挖坑机（钻头重量在 150kg 左右）的钻头，应选用分叉型钻尖，而对于大型的挖坑机的钻头（重在 250kg 左右），为防止钻头过重和入土过快（靠自重入土的挖坑机）应选用三角形钻尖。对于钻深坑的挖坑机钻头选用平面三尖型的钻尖更合适。另一方面钻铤的切削刃与钻尖之间的距离 H_2 越大，钻尖的迴转直径 D_1 （取 0.1-0.16m）越小，那么它的对中性越好。但是随着 H_2 的增加，钻尖入土所需的力也增加，土壤从钻头表面排出也更困难。此距采用如下范围较合理

$$0.9D_1 < H_2 < 1.2D_1$$

3.4 离合器的设计

1. 设计背景

离合器由于有固定的结合转数和过载保护功能而被广泛应用于油锯、割灌机、风力灭火车、无变速器等机具的传动中，它对保护操作者和机具过载时的安全是十分重要的。滑块离心式离合器结构简单、紧凑、它是由主动盘、摩擦块、压缩弹簧和被动盘组成的。

2. 设计目的

通过本课程设计，掌握滑块离心式摩擦离合器的设计方法、步骤，进一步了解离合器的工作状况

和性能，提高机械产品的设计能力

3. 设计参数

原始数据：

离合器配用的发动机型号 1E40F

离心块数量： 4

摩擦表面： 石棉——45 钢

1E40F 汽油发动机的外特性曲线参数

发动机 型号	总 速 (rpm)	最高转速 (rpm)	额定 功率 / 转 速 (kw/ rpm)	最大输 出扭矩 / 转 速 (N. m/r pm)	输出轴 直 径 (mm)	输出轴 连接形 式	允许离 合器外 经 (mm)	允许离 合器高 度 (mm)	离合器 离心块 与被动 盘间隙
1E40F	2100	8000	2.97 /525 0	5.93/4 400	Φ14	4 花键	Φ 80 mm	24mm	1mm

4. 具体设计步骤：

1) . 确定总体设计方案

由于滑块为四块，而离合器允许外径偏小，考虑到便于布置零件，故采用压缩弹簧的形式，离心块与被动盘间隙取为 1mm，满足要求且便于计算。滑块离心式摩擦离合器主要用于草坪机械，假定

以皮带轮作为输出结构。

2) . 确定离合器需要传递的扭矩:

由 $M_{\text{emax}} = 5.93 \text{ N} \cdot \text{m}$, $\beta \geq 1$ —扭矩储备系数

这里取 $\beta = 1.2$ 。

—发动机最大输出扭矩 ($\text{N} \cdot \text{m}$)

故 $M_f = \beta \times M_{\text{emax}} = 1.2 \times 5.93 = 7.116 \text{ N} \cdot \text{m}$

3) . 初定结合转速:

因结合转速 $n_2 \geq (1.25 \sim 1.45)n_1$

这里系数取 $n_2 = 1.25n_1$, 由发动机怠速

$n_1 = 2100 \text{ r/min}$ 得 $n_2 = 2625 \text{ r/min}$

计算得

4) . 确定离合器结构形式

由初始给定数据条件, 离心块数量为 4, 即 $Z=4$;

确定被动盘直径 $D=100\text{mm}$, 壁厚取 2mm , 离合器离心块与被动盘间隙, 因摩擦配合为石棉——石棉, 石棉厚度取为 3mm , 则被动盘半径 $R=50-2-3-1=44\text{mm}$;

由离心块质心半径选取范围, 再结合初步确定的离心块结构和形状, 初步选 $r=20\text{mm}$;

离心块与被动盘材料均选 45 号钢, 由于摩擦配合为石棉——45 钢, 故离心块结合面贴一层石棉, 摩擦系数 f 选为 $0.08-0.12$.

5) . 初定离心块质量

离心块质量须满足两个条件:

① 结合转速 n_2 时

$$P_n = P_2 = m \cdot r \cdot \omega_2^2$$

式中: P_2 —结合转速 n_2 时离心块产生的离心力;

P_n —弹簧对离心块张紧力的径向分力;

ω_2 —结合转速 n_2 时的角速度。

② 传递最大扭矩 M_f 时

$$(P_4 - P_n) \cdot f \cdot R \cdot Z = M_f$$

$$P_4 = m \cdot r \cdot \omega_4^2$$

$$M_f = (m \cdot r \cdot \omega_4^2 - m \cdot r \cdot \omega_2^2) \cdot f \cdot R \cdot Z$$

$$= m \cdot r \cdot (\omega_4^2 - \omega_2^2) \cdot f \cdot R \cdot Z$$

$$m = \frac{M_f \cdot 900}{r(\omega_4^2 - \omega_2^2) \cdot f \cdot R \cdot Z \cdot \pi^2}$$

$$n_4 = 4400 \text{ r/min} \quad n_2 = 2625 \text{ r/min}$$

$$m = \frac{7.116 \times 900}{0.020 \times (4400^2 - 2625^2) \times 0.05 \times 31.2 \times 2 - 3.14^2} = 0.03256 \text{ kg}$$

式中：

n_4 —发动机最大扭矩 M_f 时的转速；

ω_4 —发动机最大扭矩 M_f 时的角速度；

f —离心块与被动盘内表面的摩擦系数（钢对钢： $f=0.15$ ；钢对石棉： $f=0.30$ ；石棉对石棉： $f=0.36 \sim 0.50$ ，这里取 0.15 ）

由发动机外特性参数：

代入其他数据： $R=31\text{mm}$ ， $Z=2$ ， $f=0.5$ ， $M_f=7.116\text{N}\cdot\text{m}$ ， $r=20\text{mm}$ ，计算得 $m=0.03\text{kg}$ 。

6) . 计算弹簧在各个工况下受力

结合转速时：

$$P_2 = P_n = 0.03256 \times 25 \times 10^{-3} \left(\frac{2100}{60} \times 2\pi \right)^2 = 61.4469 \text{ N}$$

怠速时弹簧压缩力：

$$P_1 = 0.03256 \times 25 \times 10^{-3} \times \left(\frac{2100}{60} \times 2\pi^2 \right) = 39.326 \text{ N}$$

7) 验证离合器高度 $h = (1 \sim 2)d$

因离合器允许高度为 20mm ，而 h 取值范围为 $(1 \sim 2) d$ ；

选定滑块结构为扇形，包角 α ，中间挖空一定尺寸放置弹簧与螺栓，则由 $m = \rho v$ ，列方程得

$$\rho \cdot \left[\frac{1}{3} \right]$$

材料为 45 钢，故这里

解得，

$h < 24\text{mm}$ 。故离合器高度满足要求。

8) 滑块的质心验算

由扇形形心计算公式：，设计滑块；1200

再由组合图形的形心计算公式：

，计算得滑块质心约为 19mm；

验算结合转速，与理论计算值相差不大，故初选质心符合要求。

9) 弹簧的设计计算

① 计算弹簧刚度

由：怠速时弹簧所受压力：。140.025N

结合时弹簧最大工作压力：。223.52N

由胡克定律：，

计算得 83.295

故弹簧初始压缩量为 1.68mm

② 选择与验算弹簧具体参数

弹簧材料选 碳素钢丝，初选弹簧指数 $C=5$ ，中径，查表得 $K=1.31$

估算簧丝直径 $d=D/C=1.6\text{mm}$ ，查表得，

簧丝直径：

计算得 $d=1.72\text{mm}$

根据标准圆整为 $d=1.8\text{mm}$

工作圈数：由，而 $=1+1.78=2.78\text{mm}$

计算得 n_2 ，圆整为 3.5。

总圈数 n ：弹簧选择冷卷，则总圈数 $n=2+3.5=5.5$

工作极限载荷：

工作极限载荷下的变形：

余隙： $\lambda = 0.1d = 0.18\text{mm}$

节距： $t = (0.3 \sim 0.5)d$ 取为 3.6mm

中径： $\phi = Cd = 9\text{mm}$

外径： $\phi = 10.8\text{mm}$

内径： $\phi = 7.2\text{mm}$

自由高度： $H = 16.3\text{mm}$ ，根据标准圆整为 18mm

螺纹升角： α ，在 $4^\circ \sim 5^\circ$ 之间，符合使用条件

展开长度： $L = 155\text{mm}$

验算稳定性： $\lambda = 3.7$ ，故 C 值符合要求

疲劳强度校核： $\sigma = 653\text{MPa}$

弹簧满足条件，可用。

11) 花键的选择和校核

已知发动机的额定功率 $P=2.97\text{KW}$ ，额定转速 $n=5250\text{r/min}$ ；

由初始数据，选取矩形花键，轻系列

键的输入端为发动机输出轴，输出端为离合器，花键结合长度取 $l=86\text{mm}$

工作齿高：

$$h = (D - d) / 2 - 2C = 1\text{mm}。$$

材料取低碳合金钢，表面渗碳淬火，表面硬度为 $58 \sim 64\text{HRC}$ 。

此矩形花键如下图：

花键联接的挤压强度和耐磨性校核公式：

T ——输入转矩，N.M

ψ ——各齿间载荷分布不均匀系数，通常取 0.7~0.8；

Z ——齿数；

h ——齿的工作高度；

l ——花键的工作长度；

——平均直径。

由 $T=9550P/n=5.40\text{N.M}$ ， ψ 取 0.7， $Z=4$ ， $h=1\text{mm}$ ， $l=86\text{mm}$ ， $d=16\text{mm}$

计算得 $p=2.80\text{MPa}$ 。

查表得此花键联接的许用比压 $[p]=30\sim60\text{MPa}$ ，即 $p < [p]$ 。

故此花键联接安全。

12) 轴承的选取与校核

由输出轴直径与轴所受的载荷，初选轴承为 GB/T292—1994 7004AC 角接触球轴承，

主要尺寸为 $d=22\text{mm}$ ， $D=44\text{mm}$ ， $B=12\text{mm}$

由于轴承所受的最大径向力 $F_r=126.8\text{N}$ ，

轴向力主要为轴的轴向窜动，可认为 $F_a=0$ ，故 $F=126.8\text{N}$ 。

由机械的工作情况查表可得 轴承在此离合器中寿命为 4000~8000h

而由：

n 取最高转速 8000r/min， $\varepsilon=3$ ， $P=126.8\text{N}$ ，此轴承的基本额定载荷 $C=10.5\text{kN}$ 。

极限动载荷 $C_L=$

——寿命系数，由轴承要求寿命查表取得 2.52

——转速系数，由输出轴最高转速查表取得 0.16

——动载荷系数，由轴承工作环境情况查表取得 1.4

——温度系数，由轴承估计工作温度查表取得 1

计算得 $C_L=2.796\text{kN}$ ，得 $C_L > F$ ，故轴承满足工作条件。

13) 螺钉与垫片

根据实际使用情况，选择 GB/T65—2000 M4 开槽圆柱头螺钉 6 个，M6 开槽圆柱头螺钉一个，GB/T29.1—1988 M4 六角头头部带槽螺栓两个；GB/T894.1—1986 A 型轴用弹性挡圈一个；GB/T95—2002 C 级平垫圈七个；GB/T855—1988 双耳止动垫圈两个。

14) 胶粘剂的选择：

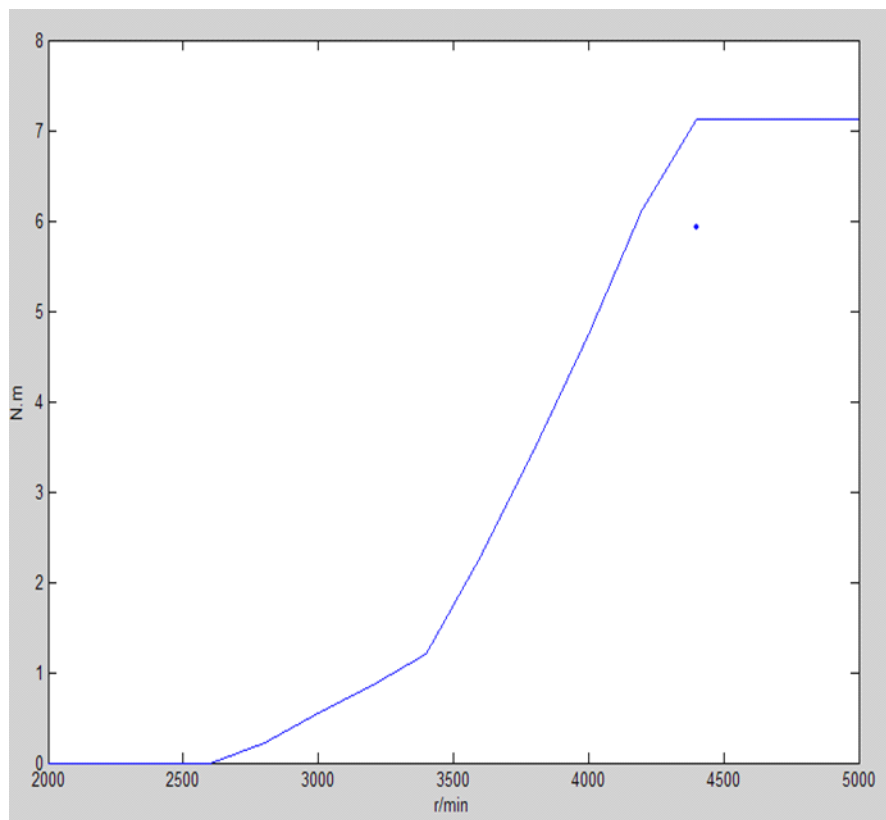
石棉与滑块，石棉与被动盘的连接均使用胶粘剂，根据离合器各项性能参数，为保证稳定持久和高强度粘接，选用热固性树脂：环氧—聚硫橡胶类胶粘剂。

五. 离合器性能曲线：

由怠速为 2100r/min 时，离合器传递转矩为 0

结合转速 2625r/min 时， $T=126.8\text{N}$ ，

而 $(P-P_n) \cdot f \cdot R \cdot Z =$ ，可得离合器性能曲线如下



图中当转速为 4400r/min 时, 发动机最大输出转矩 $=5.83N \cdot m$, 小于此时离合器能传递的扭矩 7.116N.m, 故此离合器性能符合使用要求。

3.5 减速器的设计

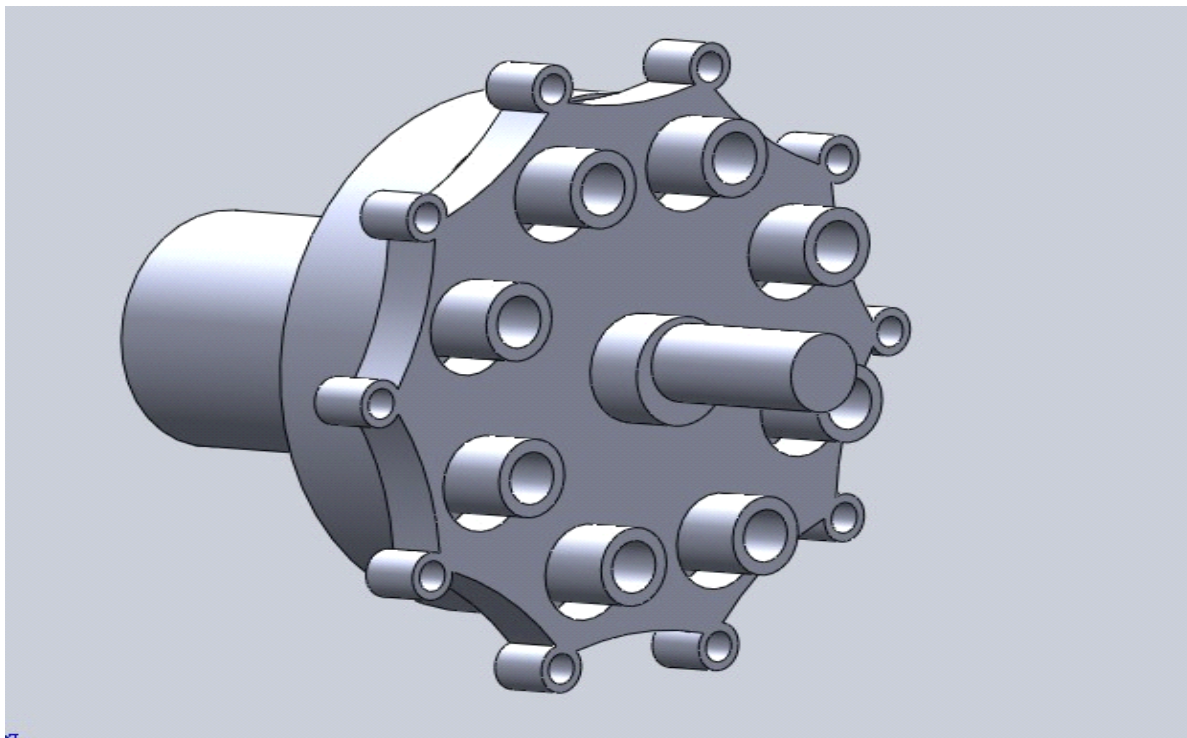
减速器是手提式挖坑机的重要部件, 它的外形尺寸和重量对整机的总重量影响极大, 因此必须在速比范围、传动效率、自重大小以及制造难易、使用可靠性程度等综合指标来进行造型和设计。

目前国内常用的手提式挖坑机的减速器大致有摆线针轮行星减速器、少齿差星齿轮减速器和蜗杆减速器等形式。

摆线针轮行星传动, 简称摆线针轮传动。它与渐开线少齿差行星传动一样, 同属于 K-H-V 型行星齿轮传动。摆线针轮传动的主要特征是: 行星轮齿廓为变幅外摆线的内侧等距曲线, 中心轮齿廓为圆形。

摆线针轮减速器, 利用摆线针轮行星传动原理制成的一种减速器, 它的优点是减速比大、体积小、重量轻、效率高等。

一) ZB 型减速器



1. 摆线针轮行星减速器的结构特点

ZB 型减速器是属于摆线针轮行星减速器型式。它不仅体积小、重量轻、结构紧凑，而且传递功率大、承载能力高，与同功率的普通减速器相比，以传动比 $i=5$ 为例，其重量可减少 $1/2-1/6$ 。传动效率高。如果传动类型选择适当，结构布置合理，其传动效率可达到 99%。传动比范围大，目前我国生产的单级传动比 $i=11-87$ ；二级传动比 $i=121-5133$ ；三级传动比 $i=20399$ 。而且具有传动平稳、无噪音、使用寿命长等优点。

2 摆线针轮行星传动的传动比

2 摆线针轮行星传动的传动比

摆线针轮行星传动的原理图见图。摆线轮 a 是装在有偏心距 A 的输入轴上，当输入轴 H 旋转时，摆线轮 a 不仅绕其安装在 H 上的轴线转动，而且同时随着 H 一起绕着固定的轴线 O_H 回转，即摆线轮 a 的轴线 O_a 在半径等于偏心距 A 的一个圆周上运动。由此可知，摆线轮 a 同时具有自转和公转。

在传动过程中，由于摆线轮的轴线 O_a 是运动的，所以其传动比不能用简单的齿数反比来表示。设图

中各构件的绝对角速度分别为 ω_a 、 ω_b 和 ω_H 。根据相对运动的原理，若给整个行星传动比加上一个与转臂角速度 ω_H 大小相等而方向相反的角速度 $-\omega_H$ ，则各个构件之间的相对运动关系保持不变。但是由于加上 $-\omega_H$ 后转臂可视为静止不动，于是这个行星轮便转化为定轴传动。

由于经转化后已把行星传动转化为定轴传动，故可应用计算定轴传动比的方法，计算行星传动转化机构的传动比，所以

式中 ω_a^H —摆线轮加上 $-\omega_H$ 后的角速度

ω_b^H —针轮加上 $-\omega_H$ 后的角速度

ω_a —摆线轮原来的绝对角速度

ω_b —针轮原来的绝对角速度

Z_a —摆线轮的齿数

Z_b —针轮的齿数

当针轮 b 固定时， $\omega_b=0$ ，将其带入式中，即可求得转臂 H 与摆线轮的传动比为

由于摆线针轮行星传动中的针轮齿数 Z_b 与摆线轮的齿数 Z_a 的差为 1，所以上式可写为

式中“-”号表示摆线轮 a 与输出 a 轴（转臂） H 的转向相反。

当柱销固定，摆线轮 a 不能转动而只能曲线移动时： $\omega_a=0$ ，将其带入（1-2）式，可得转臂 H 与针轮的传动比为

因 $Z_b-Z_a=1$ ，代入上式得

$$i_{Hb}=+Z_b$$

式中“+”号表示针轮 b 的转向与输入轴 H 的相同。

一般都是针轮 b 固定，故传动比等于摆线轮的齿数，而摆线轮的转向与输入轮轴的相反。

3. 摆线针轮行星减速器的输出机构

当输入轴 H 转动时，摆线轮 a 以绝对角速度 ω_a 转动，从而实现减速，但是摆线轮 a 的轴线是在半径等于偏心距 A 的圆周上运动，为了把摆线轮 a 的运动以等速比传到输入轴 H 同轴线的输出轴 V 上

去，必须加一个传动比等于 1 的等速传动机构，这种机构就是输出机构。

摆线轮的角速度是通过孔销式输出机构传给输出轴的。这种机构的工作原理如图 1-28 和图 1-29 所示。

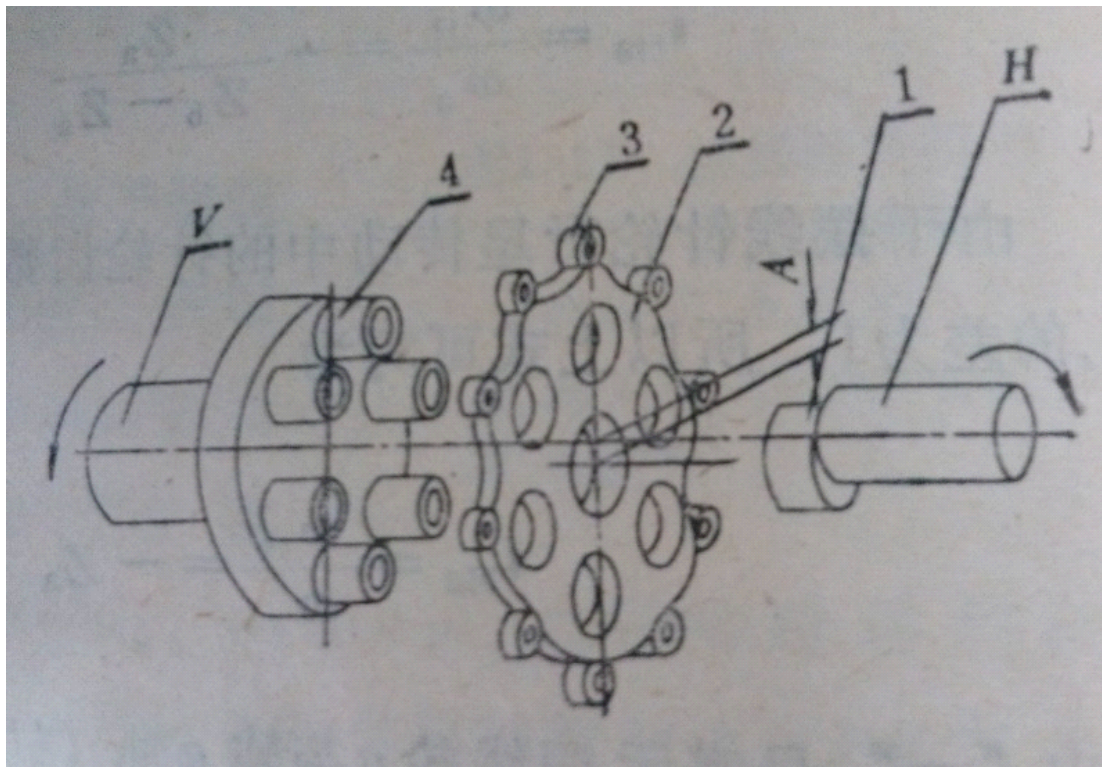


图 1-摆线针轮行星传动结构示意图

H. 输入轴 V. 输出轴 1. 偏心套 2. 摆线轮 3. 针齿销（套） 4. 柱销（套）

摆线轮上沿直径 D_ω 的圆周上均布有 Z_ω 个直径为 d_ω 的圆孔（一般称为柱销孔），在输出轴的圆盘上沿直径 D_ω 的圆周上均布有 Z_ω 个直径为 d_p 的柱销，柱销上套有直径为 d_p 的柱销套。带套的柱销分别插在摆线轮的柱销孔中。孔径与柱销套外径的差值为偏心距 A 的两倍，即

$$d_\omega - d_p = 2A$$

式中 d_ω —柱销孔的直径

d_p —柱销套的直径

A —偏心距

当摆线轮转动时，柱销套与柱销孔保持接触并带动输出轴 V 运动，在设计时已使 $O_a B = OC = R_\omega = d_\omega / 2$ ； $d_\omega - d_p = 2A$ ，所以 $BC = (d_\omega - d_p) / 2 = A = O_a O$ ，这时销孔销轴，摆线轮和输出轴中心 B 、 C 、 O_a 和 O 构成一平行四边形，不论摆线轮转到什么位置， $OO_a BC$ 总是平行四边形，所以 OC 的角速度始终等于 $O_a B$ 的

角速度，而 O_aB 的角速度就是摆线轮的角速度 ω_a ， OC 的角速度就是输出轴的角速度 ω_v ，故 $\omega_v = \omega_a$ 。

4. ZL 型摆线针轮行星减速器的结构形式

该型的减速器采用针轮固定，摆线轮旋转的传动方式，其传动比 $i=25:1$ ；所以摆线轮齿数 Z_a =传动比=25；

针轮齿数 $Z_b=Z_a+1=26$ 。

冻土挖坑机系两人操作便携式机具，要求重量轻、结构简单、性能可靠、便于维护。为此，在结构上采用了单摆线轮结构，输入轴两个偏心轴减为一个，这样不仅制造工艺简单，而且轴向尺寸缩短，整体重量减轻。

该型减速器采取间隔地抽去一个针齿形式，这样可使针齿套半径增大，故针齿销半径也可相应增大，并可避免过渡的削弱针齿壳的强度。

主要零件材料及热处理要求如下：

①柱销、柱销套、针齿销套、摆线轮，均选用 GCr15，硬度 HRC58-62。

②输入轴、输出轴，选用 40Cr 钢，调质硬度 HRC28-32。

③针齿壳、上壳体、下壳体，选用质轻的镁合金 ZM5。

4.5 润滑与密封

本减速机采用油浴润滑，润滑油选择中极齿轮油。若在低温或高温环境以及在启动频频的场合，须跟据情况重新选择适宜润滑油。对于本减速器，在严重恶劣负荷条件中工作时，推荐采用双曲线齿轮油。

密封件选择 J 型无骨架油封。

针齿壳上开有沟槽，油浸深度为 20~40mm。

4.1 摆线轮、针齿、柱销的计算

设计计算如下：

(一) 已知条件

1 发动机

本减速器与小型二冲程汽油发动机配套。

额定功率： $N_2=2.97$ (kW)

额定转速: $n_2=87.5 \text{ (s}^{-1}\text{)}$

传动效率: $\eta = \eta_1 \bullet \eta_2 \bullet \eta_3$

式中 η_1 —离合器打滑损失的效率, 取 $\eta_1=0.96$

η_2 —轴承摩擦等损失的效率, 取 $\eta_2=0.92$

η_3 —摆线轮传动效率, 一般 $\eta_3=0.92\text{—}0.97$, 取 $\eta_3=0.94$

所以 $\eta = \eta_1 \bullet \eta_2 \bullet \eta_3 = 0.96 \times 0.92 \times 0.94 = 0.83$

2 动力参数

输入轴:

功率 $N_i = N_e \times \eta_1 = 2.97 \times 0.96 = 2.85 \text{ kW}$

转速 $n_i = n_e = 87.5 \text{ (s}^{-1}\text{)}$

转矩 $T_{\max} = 5.93 \text{ (Nm)}$

输出轴:

转速 $n_v = 3.5 \text{ (s}^{-1}\text{)}$

转矩 $T = 159.18 Z_a \frac{N_H}{n_H} = 159.18 \times 25 \times \frac{2.85}{87.5} = 129.62 \text{ N} \bullet \text{m}$

(二) 确定传动的结构型式

根据手提式挖坑机使用要求, 选用立式、一个摆线轮、针轮固定的结构型式。

(三) 确定摆线轮、针轮的齿数和主要零件的材料

摆线轮齿数 $Z_a=25$

针轮齿数 $Z_b=26$

主要零件材料 GCr15, HRC60-64

针齿壳材料 镁合金材料

针齿套材料 GCr15, HRC58-62

柱齿销材料 GCr15, HRC60-64

柱销材料 GCr15, HRC60-64

柱销套材料 GCr15, HRC58-62

(四) 确定针轮直径 D_z

用经验公式估算

$$D_z = 26\sqrt[3]{T_v} \quad (4-1)$$

式中 T_v —输出转矩 (Nm), $T_v=129.62$ (Nm)

$$D_z = 26\sqrt[3]{T_v} = 26 \times \sqrt[3]{129.62} = 132mm$$

取 $D_z=140mm$

(五) 确定短幅系数 K_1 和偏心距 e

因 $Z_b=26$, 故可先取 $K_1=0.65$

$$\text{则 } e = \frac{K_1 R_z}{Z_b} = \frac{0.65 \times 70}{26} = 1.75mm$$

圆 整 成 尾 数 为 0.5mm 的 倍 数 , 即 可 取 $e=2mm$, 则 短 幅 系 数 为

$$K_1 = \frac{e Z_b}{R_z} = \frac{2 \times 26}{70} = 0.75$$

$$D_1 = (0.4 \sim 0.5) D_z = (0.4 \sim 0.5) \times 140 = 56 \sim 70mm \quad (4-2)$$

初选摆线轮的宽度 $b_g' = 0.15 R_z = 0.15 \times 70 = 10.5mm$

$$C_{\text{计}} = F \sqrt[10]{\frac{60 n L_h}{10^6}} \quad (4-3)$$

$F = K_d R$ 取 $K_d=1.2$

$$R = \frac{1.3 T_g Z_b}{K_1 R_z Z_g} = \frac{1.3 \times 0.55 \times T_g Z_b}{K_1 R_z Z_g} = \frac{1.3 \times 0.55 \times 129620 \times 26}{0.75 \times 70 \times 25} = 1853.9N$$

$$F = 1.2 \times R = 1.2 \times 1853.9 = 2224.71N$$

$$n_v = -\frac{5250}{25} = -210r/\min$$

$$n = |n_H| + |n_v| = 5250 + 210 = 5460r/\min$$

取 $L_h=5000h$, 所以

$$C_{\text{计}} = 2224.7 \times \sqrt[10]{\frac{60 \times 5460 \times 5000}{10^6}} = 20.49kN$$

轴承选择

根据手册查的，42305 型轴承的特性

额定动载荷 $C=24.133$ (kN)

轴承外径 $D_1=0.062\text{m}$

轴承内径 $d=0.025\text{m}$

轴承宽度 $b=0.017\text{m}$

滚子长度 $l < b_c$ 取 $l=8\text{mm}$

4. 计算轴承寿命

$$L_h = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{F} \right)^{\frac{10}{3}} = \frac{10^6}{60 \times 5460} \left(\frac{24133}{2224.71} \right)^{\frac{10}{3}} = 8625.46h$$

(七) 确定针齿尺寸

1. 按曲率半径系数 Y_ρ 计算针齿套直径 d_z 。

$$d_z = \frac{D_z}{K_2} \sin \frac{\pi}{Z_b} = \frac{140}{1.6} \times \sin \frac{\pi}{26} = 10.547 \quad (4-4)$$

式中 D_z —针轮直径， $D_z=140\text{mm}$

取 $d'_z=11\text{mm}$

验算是否产生根切和尖角

$$a_{\min} = 0.1225 > Y_\rho = 0.0627$$

所以不会产生根切

$$K_2 = \frac{R_z}{r_z} \bullet \sin \frac{\pi}{Z_b} = \frac{70}{5.5} \times \sin \frac{\pi}{26} = 1.534$$

在 r_z 一定时，由于根据 R_z 和 Z_b 所求得的 K_2 较大，故可不抽齿

(4) 针齿销直径 d'_z

$$d'_z = d_z - 2\Delta_1 \quad (4-5)$$

取 $\Delta_1=2\text{mm}$ ，且知 $d'_z=11\text{mm}$

所以 $d'_z=11-2 \times 2=7\text{mm}$

双支点式针齿销

$$M_{\text{max}} = \frac{L_1 L_2}{L} \bullet \frac{2.2 T_V}{K_1 Z_g R_Z}$$

根据结构取 $\Delta=10\text{mm}$ $\delta=4\text{mm}$

$$\delta = b - b_g = 17 - 10 = 7\text{mm}$$

$$L_1 = 0.5b_g + \delta' + 0.5\Delta = 0.5 \times 10 + 4 + 0.5 \times 10 = 14\text{mm}$$

$$L_2 = 1.5b_g + \delta' + \delta + 0.5\Delta = 1.5 \times 10 + 4 + 7 + 0.5 \times 10 = 31\text{mm}$$

$$L = L_1 + L_2 = 14 + 31 = 45\text{mm}$$

$$M_{\text{max}} = \frac{14 \times 31}{45} \times \frac{2.2 \times 129620}{0.75 \times 25 \times 70} = 2096(N \bullet \text{mm})$$

$$\sigma_F = \frac{M_{\text{max}}}{0.1d_z^3} = \frac{2096}{0.1 \times 7^3} = 61.10 < \sigma_{FP}$$

所以合适

(九) 验算摆线轮与针齿的接触强度

$$\sigma_H = 12000 \sqrt{\frac{0.55 T_V}{b_g R_Z^2} \bullet Y_{\text{max}}} = 12000 \times \sqrt{\frac{0.55 \times 129.62}{10 \times 70^2}} \times 1.83 = 27.9$$

$$Y_{\text{max}} = 1.825 \approx 1.83$$

$$b_g = l + 5 = 8 + 5 = 13\text{mm}$$

$$\sigma_H = 12000 \sqrt{\frac{0.55 \times 129620}{13 \times 70^2}} \times 1.83 = 619.31 N/mm^2 \leq \sigma_{HP} = 850 N/mm^2$$

(十) 摆线轮的结构尺寸

1. 齿顶圆直径

$$d_{ag} = D_Z + 2e - d_z = 140 + 2 \times 2 - 11 = 133\text{mm}$$

2. 齿根圆直径

$$d_{fg} = D_Z - 2e - d_z = 140 - 4 - 11 = 129\text{mm}$$

3. 齿高

$$h = \frac{d_{ag} - d_{fg}}{2} = 2e = 2 \times 2 = 4\text{mm}$$

4. 齿侧啮合间隙

$$C_n = 0.01\sqrt{D_z}$$

$$C_n = 0.01 \times \sqrt{140} = 0.12 \text{ mm}$$

5. 摆线轮宽度

$$b_g = 10 \text{ mm}$$

6. 摆线轮内孔直径 D_1

$$D_1 = 62 \text{ mm}$$

7. 柱销孔中心圆直径 D_w

$$D_w = \frac{D_{ia} + D_1}{2} \quad (4-)$$

$$D_w = \frac{129 + 62}{2} = 95.5 \text{ mm}$$

8. 柱销孔数目 Z_n

根据 $D_z = 140 \text{ mm}$ 由表选取 $Z_w = 8$

9. 结构上允许的柱销孔最大直径 $[d_w]$

由式得

$$[d_w] = D_w - D_1 - 2\Delta' = 95 - 62 - 2 \times 4.2 = 24.6 \text{ mm}$$

式中 Δ' —柱销孔的最小壁厚，一般 $\Delta' = 0.03D_z = 0.03 \times 0.140 = 4.2 \text{ mm}$

又

$$[d_w] = D_w \sin \frac{\pi}{Z_w} - \Delta'$$

$$[d_w] = 95 \times \sin \frac{\pi}{8} - 4.2 = 32 \text{ mm}$$

取上述两个值中的较小值，即 $[d_w] = 25 \text{ mm}$

(十一) 确定柱销、柱销套和柱销孔的直径

1. 柱销直径 d_p'

$$d_{p\text{计}}' \geq \sqrt[3]{\frac{K_w Q_{\max} \bullet (1.5b_c + \delta)}{0.1[\sigma_{bb}]}} = 11.05 \text{ mm}$$

取 $d'_{p\text{计}} = 12\text{mm}$

柱销套直径 d_p

$$d_{p\text{计}} = d'_{p\text{计}} + 2\Delta' \quad \text{暂取 } \Delta' = 2\text{mm}$$

$$d_{p\text{计}} = 12 + 2 \times 2 = 16\text{mm}$$

柱销孔直径 d_w

$$d_{w\text{计}} = d_{p\text{计}} + 2e = 16 + 2 \times 2 = 20 < [d_w] = 25\text{mm}$$

最后定 $d_w = 22\text{mm}$

$$d_p = d_w - 2e = 22 - 2 \times 2 = 18\text{mm}$$

$$d'_p = 12\text{mm}$$

$$\Delta' = \frac{18 - 12}{2} = 3\text{mm}$$

4. 验算柱销套与孔的接触强度

$$\begin{aligned} \sigma_H &= 300 \sqrt{\frac{k_1 T_v R_z \times 10^3}{Z_w R_w b_g (r_p^2 Z_b + k_1 R_z r_p)}} \\ &= 300 \sqrt{\frac{0.75 \times 129.62 \times 70 \times 10^3}{8 \times 47.5 \times 13 \times (15^2 \times 26 + 0.75 \times 70 \times 15)}} = 136.69 < \sigma_{HP} = 850 \text{N/mm}^2 \end{aligned}$$

(十二) 其他零件的计算从略

(十三) 减速器 CAD 图

5.3 应用范围

挖坑不仅适用于平原、沙地和丘陵，还能够用于山地和沟壑，不仅适用于坡度 56° 以下的陡坡林地的整地挖坑，而且还适用于 35° 以下的坡地挖坑造林。

参考文献：

- [1] 《机械设计》 高等教育出版社 主编 濮良贵 纪名刚
- [2] 《机械原理》 高等教育出版社 主编 孙桓 陈作模 葛文杰
- [3] 《工程制图》 中国林业出版社 主编 霍光青 刘洁
- [4] 《材料力学》 高等教育出版社 主编 刘鸿文
- [5] 《互换性与技术测量基础》 高等教育出版社 主编 胡凤兰
- [6] 《金属工艺学》 高等教育出版社 主编 邓文英
- [7] 《机械设计手册》 机械工业出版社 主编 王文斌
- [8] 《机械零件设计手册》 国防工业出版社 主编 杨黎
- [9] 《机械零件设计计算实例》 中国铁道出版社 主编 梁正强
- [10] 《离合器结构图册》 国防工业出版社 主编 段广汉
- [11] 《离合器》 人民交通出版社 主编 任石安
- [12] 卓凤英.《挖坑机》 中国林业出版社 1989
- [13] 姚昌恬.九五期间我国林业发展状况分析 [J]. 林业经济, 2001 (1): 05-1
- [14] 朱永法, 汤肇元. 我国林业发展的现状与可持续林业的必然性 [J]. 浙江林学院学报, 1997, 14 (1): 73-77.
- [15] 黄仁楚. 营林机械理论与计算 [M]. 北京: 中国林业出版社, 1996.

- [16] 武广涛, 前国胜, 李美华. 国内造林机械及发展前景 [J]. 林业机械与木工设备, 2003 (11): 4-5.
- [17] 顾正平. 90 年代世界营林机械发展特点 [J]. 林业机械与木工设备, 1999 (10): 4-6.
- [18] 潘天丽, 王 蓝. 在退耕还林中应大力发展林业机械 [J]. 陕西林业科技, 2000 (4): 59-61.
- [19] 林益民. 论我国营林机械化现状及发展与对策 [J]. 林业科技情报, 2002 (1): 81.
- [20] 蒋泉山. 植树挖坑机的设计 。林业机械与木工设备, 2006 年第 5 期
- [21] 于建国, 屈锦卫. 国内外挖坑机的研究现状及发展趋势. 农机化研究, 2006. 12
- [22] 疏泽民. 正确选用挖坑机. 南方农机, 2007. 1
- [23] 运输机械设计适用手册 (下册). 北京. 化学工业出版社, 1999. 1
- [24] 史青录, 连晋毅, 林慕义. 挖坑机最大理论挖掘力的确定[J]. 太原科技大学学报 , 2007, (01)
- [25] 孟庆华, 于建国, 挖坑机钻头主轴纵向振动系统模型的建立与控制[

致谢

在顺利完成设计“小型挖坑机的设计”之际：首先向辛勤指导我的老师周凤芳老师致以衷心的感谢和崇高的敬意，在这大学四年中，周老师是我本次毕业设计的指导老师。周老师丰富的专业知识、严谨的治学态度和科学的指导方法使我终身受益，让我学到很多科学的设计研究的方法。治学之外，老师也在生活中给予无微不至的关心，教我很多有益的人生道理。在此表示感谢！

感谢机械工程系各领导、各老师在这四年中的教导与关怀！

感谢家长的关怀与支持，感谢同学的支持与帮助！