



(12) 实用新型专利

(10) 授权公告号 CN 202441827 U

(45) 授权公告日 2012. 09. 19

(21) 申请号 201220078479. 7

(22) 申请日 2012. 03. 05

(73) 专利权人 重庆鑫源农机股份有限公司

地址 401329 重庆市九龙坡区含谷镇鑫源路
8 号

(72) 发明人 杜龙 谢联川 邓举业

(74) 专利代理机构 重庆博凯知识产权代理有限公司 50212

代理人 李晓兵 李玉盛

(51) Int. Cl.

F16H 37/02 (2006. 01)

F16H 3/32 (2006. 01)

A01B 71/06 (2006. 01)

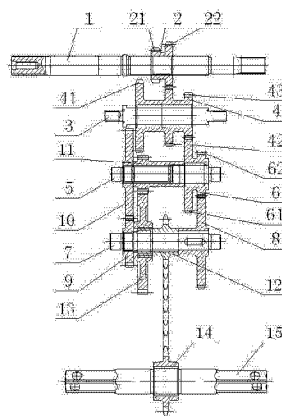
权利要求书 1 页 说明书 3 页 附图 2 页

(54) 实用新型名称

微耕机箱体传动结构

(57) 摘要

本实用新型提供一种微耕机箱体传动结构，它包括主轴和输出轴，在主轴上花键连接有主轴双联齿轮，主轴双联齿轮与第一副轴上的副轴三联齿轮啮合，副轴三联齿轮的另一联与第二副轴上的副轴双联齿轮啮合，副轴双联齿轮的另一联与驱动轴上的驱动轴大齿轮啮合；在驱动轴上还连接有驱动轴小齿轮，驱动轴小齿轮与第二副轴上的副轴大齿轮啮合；在第二副轴上还花键连接有副轴小齿轮，在驱动轴还套有主动链轮，在主动链轮上花键连接有驱动齿轮，副轴小齿轮与驱动齿轮啮合；主动链轮通过链条与输出轴上的从动链轮连接并由输出轴输出动力。本实用新型的传动结构具有较大的传动比，而且传动比可调，同时还具有安装方便，故障率低，可靠性较好的特点。



1. 微耕机箱体传动结构,包括与动力设备连接的主轴(1)和与耕刀连接的输出轴(15),其特征在于,还包括第一副轴(3)、第二副轴(5)和驱动轴(7);在主轴(1)上花键连接有主轴双联齿轮(2),在第一副轴(3)上套有副轴三联齿轮(4),所述主轴双联齿轮(2)是由主轴第一联齿轮(21)和主轴第二联齿轮(22)构成,所述副轴三联齿轮(4)是由副轴第一联齿轮(41)、副轴第二联齿轮(42)和副轴三联齿轮(43)构成,主轴双联齿轮(2)通过主轴第一联齿轮(21)和副轴第一联齿轮(41)的啮合或主轴第二联齿轮(22)和副轴第二联齿轮(42)的啮合与副轴三联齿轮(4)连接;在第二副轴(5)上套有副轴双联齿轮(6),所述副轴双联齿轮(6)是由副轴双联第一齿轮(61)和副轴双联第二齿轮(62)构成,副轴三联齿轮(43)与副轴双联第一齿轮(61)啮合,副轴双联第二齿轮(62)与平键连接在驱动轴(7)上的驱动轴大齿轮(8)啮合;在驱动轴(7)上还通过花键连接有驱动轴小齿轮(9),所述驱动轴小齿轮(9)与花键连接在第二副轴(5)上的副轴大齿轮(10)啮合;在第二副轴(5)上还花键连接有副轴小齿轮(11),在驱动轴(7)上还套有主动链轮(12),在主动链轮(12)上花键连接有驱动齿轮(13),所述副轴小齿轮(11)与驱动齿轮(13)啮合;所述主动链轮(12)通过链条与花键连接在输出轴(15)上的从动链轮(14)连接并由输出轴(15)输出动力。

2. 根据权利要求1所述的微耕机箱体传动结构,其特征在于,所述主轴第一联齿轮(21)与副轴第一联齿轮(41)的传动比为18/41。

3. 根据权利要求1所述的微耕机箱体传动结构,其特征在于,所述主轴第二联齿轮(22)与副轴第二联齿轮(42)的传动比为25/34。

4. 根据权利要求2所述的微耕机箱体传动结构,其特征在于,所述副轴三联齿轮(43)与副轴双联第一齿轮(61)的传动比为25/43。

5. 根据权利要求3所述的微耕机箱体传动结构,其特征在于,所述副轴双联第二齿轮(62)与驱动轴大齿轮(8)的传动比为25/53。

6. 根据权利要求4所述的微耕机箱体传动结构,其特征在于,所述驱动轴小齿轮(9)与副轴大齿轮(10)的传动比为24/45。

7. 根据权利要求5所述的微耕机箱体传动结构,其特征在于,所述副轴小齿轮(11)与驱动齿轮(13)的传动比为17/52。

8. 根据权利要求6所述的微耕机箱体传动结构,其特征在于,所述主动链轮(12)与从动链轮(14)的传动比为9/15。

微耕机箱体传动结构

技术领域

[0001] 本实用新型属于微耕机动力传动技术领域,具体为一种微耕机箱体的传动结构。

背景技术

[0002] 现有的微耕机动力传动系统大多采用电机带动齿轮传动的结构,但由于微耕机箱体的体积较小,目前在箱体内安装的齿轮多为单级传动的结构,这种结构存在动力传递的传动比较小的缺陷,即便有多级传动的结构,但由于空间的限制,其级数也较少,因此目前的微耕机在大功率运转时大多存在动力不足的问题。同时,由于这种结构中动力传递的传动比是固定不变的,这也使得输出的转速缺少可变换的空间,难以满足人们在不同环境下的动力需求。

实用新型内容

[0003] 针对现有技术中的上述不足,本实用新型的主要目的在于解决目前微耕机动力系统输出传动比较小的问题,并提供一种具有较大传动比且传动比可调的微耕机箱体传动结构。

[0004] 本实用新型的技术方案如下:微耕机箱体传动结构,包括与动力设备连接的主轴和与耕刀连接的输出轴,其特征在于,还包括第一副轴、第二副轴和驱动轴;在主轴上花键连接有主轴双联齿轮,在第一副轴上套有副轴三联齿轮,所述主轴双联齿轮是由主轴第一联齿轮和主轴第二联齿轮构成,所述副轴三联齿轮是由副轴第一联齿轮、副轴第二联齿轮和副轴三联齿轮构成,主轴双联齿轮通过主轴第一联齿轮和副轴第一联齿轮的啮合或主轴第二联齿轮和副轴第二联齿轮的啮合与副轴三联齿轮连接;在第二副轴上套有副轴双联齿轮,所述副轴双联齿轮是由副轴双联第一齿轮和副轴双联第二齿轮构成,副轴三联齿轮与副轴双联第一齿轮啮合,副轴双联第二齿轮与平键连接在驱动轴上的驱动轴大齿轮啮合;在驱动轴上还通过花键连接有驱动轴小齿轮,所述驱动轴小齿轮与花键连接在第二副轴上的副轴大齿轮啮合;在第二副轴上还花键连接有副轴小齿轮,在驱动轴上还套有主动链轮,在主动链轮上花键连接有驱动齿轮,所述副轴小齿轮与驱动齿轮啮合;所述主动链轮通过链条与花键连接在输出轴上的从动链轮连接并由输出轴输出动力。

[0005] 本实用新型的传动结构在有限的空间内,通过在副轴和驱动轴上设置多个不同的齿轮,采用来回传递动力的方式,现实了原本需要在更大空间内才能实现的多级传动,极大的提高了传动比,同时还实现了传动比可调,从而能够满足用户的不同需求。

[0006] 相对于现有技术,本实用新型具有以下有益效果:

[0007] 1、具有大传动比:通过设置多级齿轮结构,并对各级齿轮的齿数进行了精确计算和设计,因此能输出具有较大传动比的动力。

[0008] 2、传动比可调:本实用新型在每级传动轴上都设置了至少 2 种不同齿数的齿轮,通过将不同齿数齿轮进行结合,可得到不同大小的传动比。

[0009] 3、安装方便,故障率低,可靠性较好。

附图说明

[0010] 图 1 为本实用新型微耕机箱体传动结构的剖视图；

[0011] 图 2 为本实用新型的另一种使用状态图。（处于倒档状态图）

[0012] 图中,1—主轴,2—主轴双联齿轮,21—主轴第一联齿轮,22—主轴第二联齿轮,3—第一副轴,4—副轴三联齿轮,41—副轴第一联齿轮,42—副轴第二联齿轮,43—副轴第三联齿轮,5—第二副轴,6—副轴双联齿轮,61—副轴双联第一齿轮,62—副轴双联第二齿轮,7—驱动轴,8—驱动轴大齿轮,9—驱动轴小齿轮,10—副轴大齿轮,11—副轴小齿轮,12—主动链轮,13—驱动齿轮,14—从动链轮,15—输出轴。

具体实施方式

[0013] 下面结合附图和具体实施方式对本实用新型作进一步说明。

[0014] 如图 1 所示,本实用新型的微耕机箱体传动结构,包括与动力设备的输出轴连接的主轴 1 和与耕刀连接的输出轴 15,还包括第一副轴 3、第二副轴 5 和驱动轴 7;在主轴 1 上花键连接有主轴双联齿轮 2,在第一副轴 3 上套有副轴三联齿轮 4,所述主轴双联齿轮 2 是由主轴第一联齿轮 21 和主轴第二联齿轮 22 构成,所述副轴三联齿轮 4 是由副轴第一联齿轮 41、副轴第二联齿轮 42 和副轴第三联齿轮 43 构成,主轴双联齿轮 2 通过主轴第一联齿轮 21 和副轴第一联齿轮 41 的啮合或主轴第二联齿轮 22 和副轴第二联齿轮 42 的啮合与副轴三联齿轮 4 连接;由于主轴双联齿轮 2 与副轴三联齿轮 4 之间有两个可选择的档位,因此选择不同的档位,就可实现传动比的输出变化。本实用新型中,主轴第一联齿轮 21 与副轴第一联齿轮 41 相对应,其传动比为 $18/41$;主轴第二联齿轮 22 与副轴第二联齿轮 42 相配合,其传动比为 $25/34$ 。在第二副轴 5 上套有副轴双联齿轮 6,所述副轴双联齿轮 6 是由副轴双联第一齿轮 61 和副轴双联第二齿轮 62 构成,副轴第三联齿轮 43 与副轴双联第一齿轮 61 啮合,副轴双联第二齿轮 62 与平键连接在驱动轴 7 上的驱动轴大齿轮 8 啮合;这里副轴双联齿轮 6 与第二副轴 5 之间采用间隙配合,副轴第三联齿轮 43 与副轴双联第一齿轮 61 的传动比为 $25/43$,所述副轴双联第二齿轮 62 与驱动轴大齿轮 8 的传动比为 $25/53$ 。在驱动轴 7 上还通过花键连接有驱动轴小齿轮 9,所述驱动轴小齿轮 9 与花键连接在第二副轴 5 上的副轴大齿轮 10 啮合;驱动轴小齿轮 9 与副轴大齿轮 10 的传动比为 $24/45$ 。在第二副轴 5 上还花键连接有副轴小齿轮 11,在驱动轴 7 还套有主动链轮 12,主动链轮 12 与驱动轴 7 之间也为间隙配合,在主动链轮 12 上花键连接有驱动齿轮 13,所述副轴小齿轮 11 与驱动齿轮 13 啮合;副轴小齿轮 11 与驱动齿轮 13 的传动比为 $17/52$ 。所述主动链轮 12 通过链条与花键连接在输出轴 15 上的从动链轮 14 连接并由输出轴 15 输出动力,所述主动链轮 12 与从动链轮 14 的传动比为 $9/15$ 。

[0015] 工作原理:参见图 1,工作时,动力经主轴 1 传递给主轴双联齿轮 2,主轴双联齿轮 2 通过主轴第一联齿轮 21 和副轴第一联齿轮 41 的啮合或主轴第二联齿轮 22 和副轴第二联齿轮 42 的啮合将动力传递给副轴三联齿轮 4,副轴三联齿轮 4 又通过副轴第三联齿轮 43 与副轴双联第一齿轮 61 的啮合带动副轴双联齿轮 6,副轴双联齿轮 6 通过副轴双联第二齿轮 62 与驱动轴大齿轮 8 的啮合带动驱动轴大齿轮 8;驱动轴大齿轮 8 通过平键将动力传递给驱动轴 7,驱动轴 7 又通过花键将动力传递给驱动轴小齿轮 9,驱动轴小齿轮 9 又将动力向

上传递给副轴大齿轮 10, 副轴大齿轮 10 通过花键将动力传递给第二副轴 5, 第二副轴 5 带动副轴小齿轮 11 转动, 副轴小齿轮 11 又向下将动力传递给驱动齿轮 13, 驱动齿轮 13 通过花键带动主动链轮 12, 主动链轮 12 经链轮将动力传递给从动链轮 14, 从动链轮 14 通过花键将动力传递给输出轴 15 并输出给耕刀。

[0016] 参见图 2, 当微耕机选择倒档时, 是通过直接将主轴双联齿轮 2 上的主轴第二联齿轮 22 与副轴双联齿轮 6 上副轴双联第一齿轮 61 的啮合, 这样就省掉了副轴三联齿轮 4 的传动过程, 同时还使得副轴双联齿轮 6 的旋转方向与图 1 中前进档连接结构中的旋转方向相反, 因而使得输出动力一端输出轴 15 的旋转方向反向, 实现倒档, 这样不仅结构更简化, 传动过程也更加快速、省力。

[0017] 需要说明的是, 以上实施例仅用以说明本实用新型技术方案而非限制技术方案, 尽管申请人参照较佳实施例对本实用新型进行了详细说明, 本领域的普通技术人员应当理解, 那些对本实用新型的技术方案进行修改或者等同替换, 而不脱离本技术方案的宗旨和范围, 均应涵盖在本实用新型的权利要求范围当中。

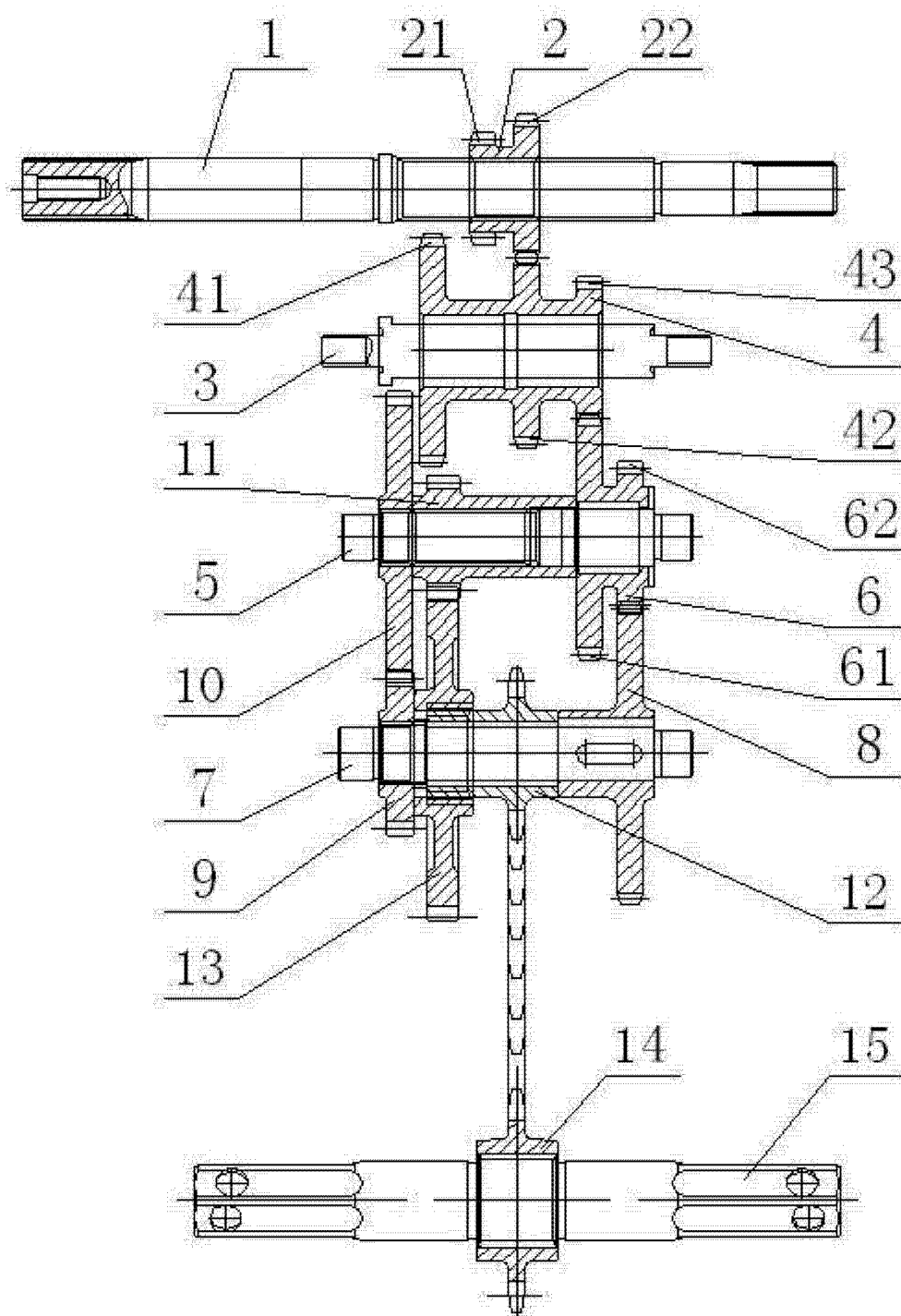


图 1

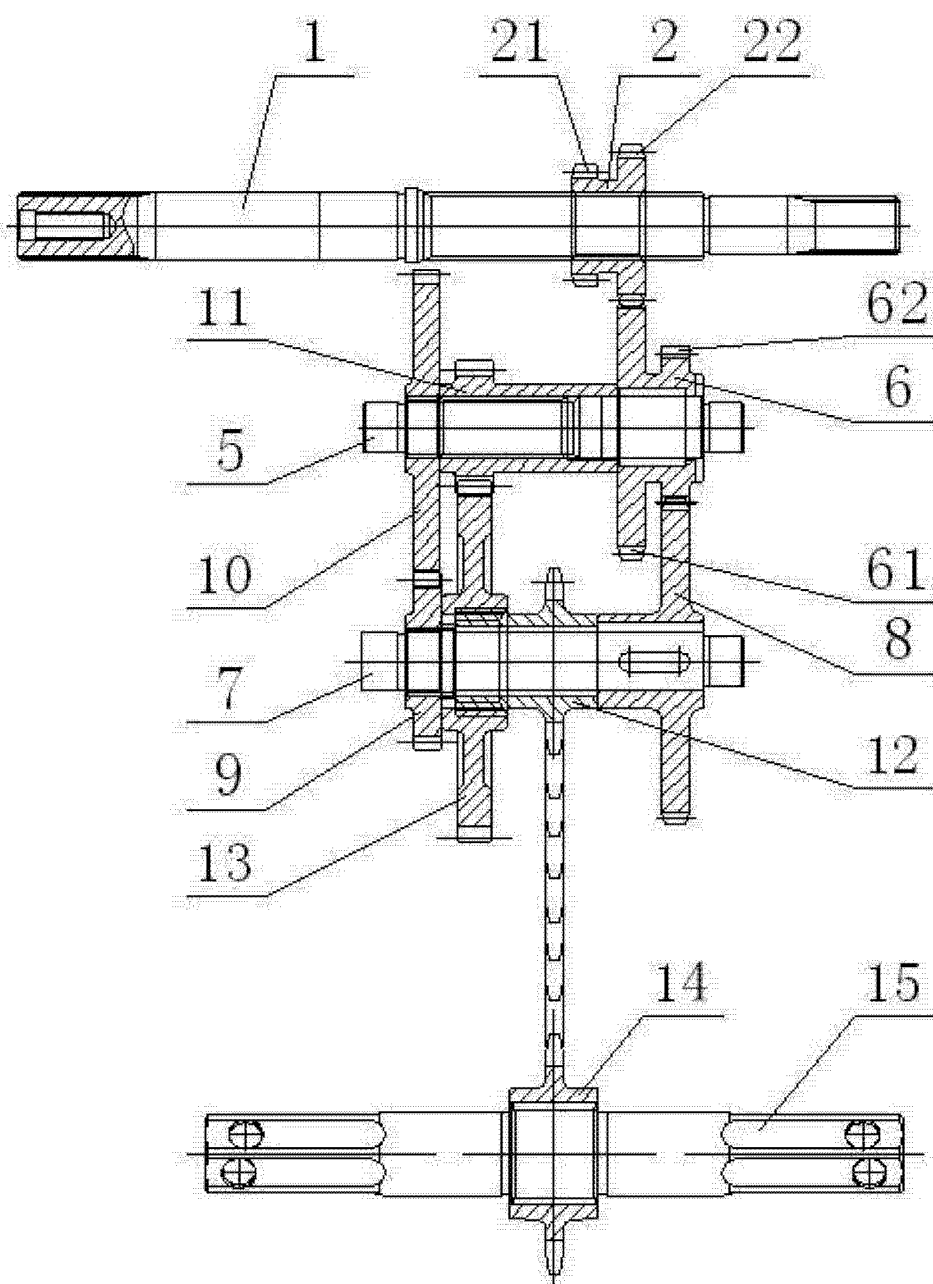


图 2