



(21) 申请号 201811217946.8

(22) 申请日 2018.10.18

(65) 同一申请的已公布的文献号

申请公布号 CN 109185398 A

(43) 申请公布日 2019.01.11

(73) 专利权人 陕西长空齿轮有限责任公司

地址 723102 陕西省汉中市南郑县大河坎镇

(72) 发明人 杨伟超 李晓峰 张波

(74) 专利代理机构 西安知诚思迈知识产权代理
事务所(普通合伙) 61237

专利代理师 李思

(51) Int. Cl.

F16H 1/36 (2006.01)

F16H 57/023 (2012.01)

(56) 对比文件

CN 209621972 U, 2019.11.12

CN 106090135 A, 2016.11.09

CN 104747658 A, 2015.07.01

CN 201843949 U, 2011.05.25

CN 1804427 A, 2006.07.19

CN 103742609 A, 2014.04.23

CN 206802206 U, 2017.12.26

CN 105276097 A, 2016.01.27

CN 2268812 Y, 1997.11.26

审查员 张传正

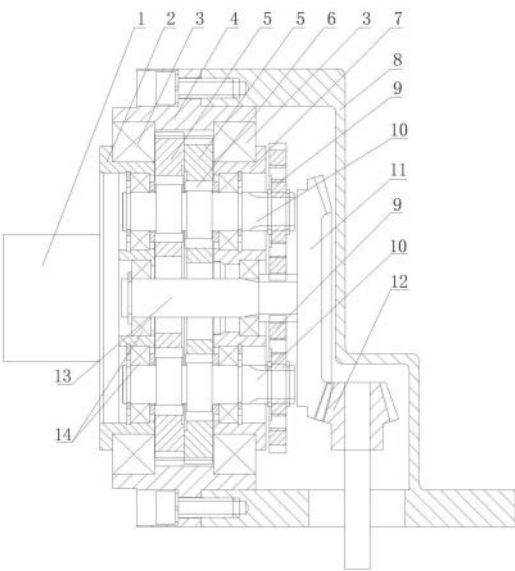
权利要求书1页 说明书4页 附图7页

(54) 发明名称

少齿差渐开线减速机构

(57) 摘要

少齿差渐开线减速机构的输入轴为一根设有齿轮的直轴,输入轴的轴杆设置在行星齿轮机构的中心位置;行星齿轮机构包括内齿圈、数量相等且至少为两个的第一行星轮和偏心轴、第一行星架、两个第二少齿差行星轮和第二行星架;内齿圈固定在壳体内;第一行星轮均布在输入轴的齿轮上;偏心轴固定在第一行星轮的中心,并依次穿过第一行星架、第二少齿差行星轮和第二行星架;第二少齿差行星轮与内齿圈啮合,第一行星架和第二行星架通过轴承与内齿圈连接;内齿圈固定在外壳内;输出轴与第二行星架固定连接,输出轴与输入轴的轴线重合。将动力平均分流到每一根偏心轴上,取消了配重这一结构。动力分流也降低了偏心轴所承担的剪切力,提高了使用寿命。



1. 一种少齿差渐开线减速机构,包括输入轴、输出轴以及位于壳体內的行星齿轮机构;其特征在于:所述输入轴为一根直轴,输入轴靠近输入端的轴杆上设有齿轮,输入轴的轴杆设置在行星齿轮机构的中心位置;所述行星齿轮机构包括内齿圈、第一行星轮、第一行星架、第二少齿差行星轮、第二行星架以及偏心轴;所述内齿圈固定在壳体内;所述第二少齿差行星轮为两个;所述第一行星轮和偏心轴的数量相同且至少为两个;所述第一行星轮均布在输入轴齿轮的圆周上并与其啮合;在第一行星轮的中心位置均固定有一根偏心轴,偏心轴依次穿过第一行星架、第二少齿差行星轮和第二行星架上所对应设置的通孔,偏心轴通过轴承与通孔连接;所述第二少齿差行星轮与所述内齿圈啮合,所述第一行星架和第二行星架通过轴承与内齿圈连接;所述内齿圈固定在所述壳体内;所述输出轴与第二行星架固定连接,输出轴的轴线与输入轴的轴线重合;所述第一行星架在中心点对称的位置上设有至少两个加强件,加强件分别位于所述第一行星架的通孔之间;所述第二少齿差行星轮上设置有数量相同的加强件贯穿孔,加强件可插装在加强件贯穿孔内;所述加强件上开设有轴线与输入轴轴线平行的销孔,所述第二行星架上同样开设有销孔,加强件与第二行星架上的销孔相对贯通并通过销轴连接。

2. 如权利要求1所述的少齿差渐开线减速机构,其特征在于:所述第二少齿差行星轮的相位相差为 180° 。

3. 如权利要求1所述的少齿差渐开线减速机构,其特征在于:所述第一行星轮和偏心轴的数量为三个或四个。

4. 如权利要求1所述的少齿差渐开线减速机构,其特征在于:所述输入轴的输入端为一个大锥齿轮,大锥齿轮与一个小锥齿轮啮合,小锥齿轮与外部的动力机构连接。

5. 如权利要求4所述的少齿差渐开线减速机构,其特征在于:所述小锥齿轮和输入轴的大锥齿轮啮合范围在 $10^{\circ}\sim 170^{\circ}$ 。

6. 如权利要求1所述的少齿差渐开线减速机构,其特征在于:所述输入轴靠近输入端的齿轮为圆柱齿轮。

7. 如权利要求1所述的少齿差渐开线减速机构,其特征在于:所述输入轴穿过第二少齿差行星轮的中心孔,该中心孔的孔径大于输入轴的轴径。

8. 如权利要求1所述的少齿差渐开线减速机构,其特征在于:所述偏心轴与第二少齿差行星轮之间通过滚针轴承连接。

少齿差渐开线减速机构

技术领域

[0001] 本发明属于一种减速器,具体为一种少齿差渐开线减速机构。

背景技术

[0002] 少齿差行星齿轮传动是行星齿轮传动中的一种,由外齿轮与内齿轮组成一对内啮合齿轮副,它采用的是渐开线齿形,内外齿轮的齿数差很小,通常齿数差为1~5,外齿通过轴承和偏心套安装在减速器的输入轴上,内齿轮大多固定不动。输出机构将外齿轮的转动通过销轴传到输出轴上,并保证它的角速度不变。

[0003] 少齿差行星齿轮传动主要分为N型(K-H-V型)、NN型(2K-H型)两种结构。

[0004] 在N型传动中,偏心轴即为动力输入轴,需要承受很大的剪切力。在偏心轴的转动以及内齿轮的限制下,行星轮作平面运动,即行星轮既绕内齿轮位置固定的轴线作圆周平移运动,还绕自身轴线作回转运动。由于输出轴的轴线位置是固定不动的,因此必须通过输出机构才能把行星轮的回转运动传递给输出轴。目前,输出机构主要采用十字滑块式、浮动盘式和销孔式。而在这三种输出机构中,行星轮及行星架上所需销孔数量较多,相应的对于销孔的加工精度要求高,不便于生产加工。此外,销轴、销套、外齿三者之间为滑动摩擦,传动效率及均载性受零件加工精度影响大。由于在齿轮转动过程中,销轴上的销套与销孔为局部接触,所以销套易磨损、寿命短。

[0005] 而在NN型传动中,虽然理论上的传动比范围较广,但实用中当传动比很大时,传动效率很低,所以在需要考虑传动效率时,其传动比不宜过大。同时在转动中,不可避免的会产生震动。为了严格保证动平衡,需要增加配重以保证机构运转平稳。而增加配重这一设计仅适用于大型齿轮。而小型齿轮受空间的限制,则无法增加配重。

[0006] 由上述可知,现有少齿差行星齿轮存在的问题有:1、需要增加配重,才能够在齿轮转动时避免偏心轴产生较大的震动,以保证转动平稳。并且增加配重只适用于大型齿轮,小型齿轮无法使用。2、偏心轴为动力输入轴,承担较大的剪切力,易损坏。3、行星轮及行星架上需要加工多个销孔与输出机构连接。销孔越多,对加工精度的要求越高。4、在齿轮转动过程中,销轴上的销套与销孔之间为局部接触,销套易磨损、寿命短。

发明内容

[0007] 有鉴于此,本发明提供一种少齿差渐开线减速机构,取消原有的配重结构,使齿轮仍然能够平稳转动;同时,降低偏心轴所承担的剪切力,提高偏心轴的使用寿命。

[0008] 本发明的技术方案是,一种少齿差渐开线减速机构,包括输入轴、输出轴以及位于壳体行星齿轮机构;其特征在于:所述输入轴为一根直轴,输入轴靠近输入端的轴杆上设有齿轮,输入轴的轴杆设置在行星齿轮机构的中心位置;所述行星齿轮机构包括内齿圈、第一行星轮、第一行星架、第二少齿差行星轮、第二行星架以及偏心轴;所述内齿圈固定在壳体内;所述第二少齿差行星轮为两个;所述第一行星轮和偏心轴的数量相同且至少为两个;所述第一行星轮均布在输入轴齿轮的圆周上并与其啮合;在第一行星轮的中心位置均

固定有一根偏心轴,偏心轴依次穿过第一行星架、第二少齿差行星轮和第二行星架上所对应设置的通孔,偏心轴通过轴承与通孔连接;所述第二少齿差行星轮与所述内齿圈啮合,所述第一行星架和第二行星架通过轴承与内齿圈连接;所述内齿圈固定在所述外壳内;所述输出轴与第二行星架固定连接,输出轴的轴线与输入轴的轴线重合。

[0009] 进一步,所述第二少齿差行星轮的相位相差为 180° 。

[0010] 进一步,所述第一行星轮和偏心轴的数量为三个或四个。

[0011] 进一步,所述输入轴的输入端为一个大锥齿轮,大锥齿轮与一个小锥齿轮啮合,小锥齿轮与外部的动力机构连接。

[0012] 进一步,所述小锥齿轮和输入轴的大锥齿轮啮合范围在 $10^{\circ} \sim 170^{\circ}$ 。

[0013] 进一步,所述输入轴靠近输入端的齿轮为圆柱齿轮。

[0014] 进一步,所述输入轴穿过第二少齿差行星轮的中心孔,该中心孔的孔径大于输入轴的轴径。

[0015] 进一步,所述偏心轴与第二少齿差行星轮之间通过滚针轴承连接。

[0016] 进一步,所述第一行星架在中心点对称的位置上设有至少两个加强件,加强件分别位于所述第一行星架的通孔之间;所述第二少齿差行星轮上设置有数量相同的加强件贯穿孔,加强件可插装在加强件贯穿孔内。

[0017] 进一步,所述加强件上开设有轴线与输入轴轴线平行的销孔,所述第二行星架上同样开设有销孔,加强件与第二行星架上的销孔相对贯通并通过销轴连接。

[0018] 本发明的有益效果在于,通过与输入轴啮合的第一行星轮,将输入的动力平均分流到每一根偏心轴上,从结构上避免了需要增加配重才能够平稳转动的问题。与此同时,动力分流也降低了偏心轴所承担的剪切力,提高了偏心轴的使用寿命。

附图说明

[0019] 图1为本发明的结构示意图。

[0020] 图2为本发明的传动原理图。

[0021] 图3为第一行星轮的结构示意图。

[0022] 图4为两个第一行星轮与输入轴啮合的结构示意图。

[0023] 图5为两个第一行星轮在本发明中的安装示意图。

[0024] 图6为第二少齿差行星轮的结构示意图。

[0025] 图7为第二少齿差行星轮在本发明中的安装示意图。

[0026] 图8为偏心轴的结构示意图。

[0027] 图9为输入轴的结构示意图。

[0028] 图10为第一行星架的结构示意图。

[0029] 图11为三个第一行星轮与输入轴啮合的结构示意图。

[0030] 图12为三个第一行星轮在本发明中的安装示意图。

[0031] 图中:1、输出轴,2、第二行星架,3、角接触轴承,4、内齿圈,5、第二少齿差行星轮,6、滚针轴承,7、第一行星架,8、壳体,9、第一行星轮,10、偏心轴,11、大锥齿轮,12、小锥齿轮,13、输入轴,14、深沟球轴承,15、圆柱齿轮,16、花键齿,17、中心孔,18、通孔,19、加强件贯穿孔,20、加强件,21、销孔,22、偏心的轴杆,23、花键。

具体实施方式

[0032] 为了使本领域的技术人员更好地理解本发明的技术方案,下面结合附图和具体实施例对本发明作进一步的详细说明。

[0033] 一种少齿差渐开线减速机构,包括输入轴13、输出轴1、行星齿轮机构以及壳体8。如图1所示,行星齿轮机构包括第一行星轮9、第一行星架7、偏心轴10、第二少齿差行星轮5、第二行星架2以及内齿圈4。其中,第二少齿差行星轮5为两个。第一行星轮9和偏心轴10的数量相同且至少为两个。

[0034] 以下以第一行星轮9和偏心轴10个数均为两个举例,对本发明的结构进行详细说明,具体如下:

[0035] 如图1所示,输入轴13为一根直轴。输入轴13与两个第一行星轮9啮合,并且依次穿过第一行星架7、两个第二少齿差行星轮5和第二行星架2的中心位置。两个第二少齿差行星轮5啮合在内齿圈4中。第一行星架7与第二行星架2位于两个第二少齿差行星轮5的两侧,并分别通过轴承与内齿圈4连接。内齿圈4与壳体8固定连接。输出轴1与第二行星架2固定连接,输出轴1的轴线与输入轴13的轴线重合。

[0036] 如图1和图9所示,输入轴13的输入端为一个大锥齿轮11,输入轴13的大锥齿轮11与一个小锥齿轮12啮合。小锥齿轮12与外部的动力机构连接,用于将外部的动力传递给输入轴13。输入轴13的大锥齿轮11与小锥齿轮12之间的啮合范围为 $10^{\circ} \sim 170^{\circ}$ 。

[0037] 如图1和图9所示,输入轴13与两个第一行星轮9啮合是通过靠近输入端轴杆上的齿轮实现的,该齿轮为圆柱齿轮15。如图4所示,两个第一行星轮9均布在圆柱齿轮15的圆周上,并与圆柱齿轮15啮合。该圆柱齿轮15作为两个第一行星轮9的太阳轮。输入轴13同时穿过两个第二少齿差行星轮5的中心孔17。穿过中心孔17处输入轴13的轴径小于中心孔17的孔径。输入轴13通过轴承与第一行星架7和第二行星架2连接。该轴承可选用深沟球轴承14。在轴承旁的输入轴13上设有挡圈,用于限制输入轴13的轴向位移。

[0038] 在本发明中,第一行星轮9的作用是动力分流。当输入轴13获得动力输入转动后,输入轴13上的圆柱齿轮15会将动力平均分配给两个第一行星轮9。两个第一行星轮9再通过各自的偏心轴10,共同将动力传递给两个第二少齿差行星轮5。具体的传动结构如下:

[0039] 如图1、图3至图5,两个第一行星轮9在输入轴13的带动下进行转动。两个第一行星轮9的结构完全相同。在第一行星轮9的中心位置分别固定有一个偏心轴10。两个偏心轴10的结构完全相同。偏心轴10与第一行星轮9的固定结构可采用:在第一行星轮9中心位置开设一个花键齿16,如图3所示。在偏心轴10与第一行星轮9的固定位置设置对应的花键23,如图8所示。将偏心轴10的花键23啮合在第一行星轮9中心的花键齿16上,以此保证偏心轴10与第一行星轮9同步转动。在花键齿16两侧的偏心轴10上设置有挡圈,以此限制第一行星轮9在偏心轴10上的轴向位移。

[0040] 如图1、图6和图7所示,两个第二少齿差行星轮5啮合在内齿圈4中。两个第二少齿差行星轮5的两侧分别为第一行星架7和第二行星架2。第一行星架7和第二行星架2分别与内齿圈4通过轴承连接。该轴承为角接触轴承3。如图1和图8所示,偏心轴10具有两段偏心的轴杆22,偏心的轴杆22数量与第二少齿差行星轮5的个数一致。偏心轴10依次穿过第一行星架7、两个第二少齿差行星轮5以及第二行星架2。其中,两个第二少齿差行星轮5依次套装在偏心轴10两段偏心的轴杆22上。第二少齿差行星轮5与偏心轴10之间通过滚针轴承6连接。

偏心轴10与第一行星架7和第二行星架2之间分别通过深沟球轴承14连接。深沟球轴承14可以替换为圆锥滚子轴承。偏心轴10在贴近第一行星架7和第二行星架2轴承的位置处设有挡圈,用于限制第一行星架7和第二行星架2在偏心轴10上的轴向位移。

[0041] 如图6所示,两个第二少齿差行星轮5均设有用于输入轴13穿入的中心孔17。在第二少齿差行星轮5中心点的对称位置设有用于套装偏心轴10的通孔18。通孔18的个数与第一行星轮9和偏心轴10的个数相同。第二少齿差行星轮5上的通孔18大小相同、位置相对。当前后两个第二少齿差行星轮5的通孔18重叠时,两个第二少齿差行星轮5的外齿会出现错位。前后两个第二少齿差行星轮5的相位差为 180° 。当偏心轴10转动角度为 0° 时,两个第二少齿差行星轮5与内齿圈4的啮合状态为,一个啮合在内齿圈4的最上方,一个啮合在内齿圈4的最下方;当偏心轴10转动角度为 180° 时,两个第二少齿差行星轮5与内齿圈4的啮合状态互换,一个啮合在内齿圈4的最下方,一个啮合在内齿圈4的最上方。

[0042] 本发明的工作原理如图2所示:小锥齿轮12带动输入轴13的大锥齿轮11转动,进而带动与输入轴13啮合的两个第一行星轮9转动。在与第一行星轮9固定连接的偏心轴10驱动下,两个与内齿圈4啮合的第二少齿差行星轮5在绕输入轴13轴线进行公转的同时,还会绕自身的轴线进行自转。又因为两个第二少齿差行星轮5的自转,所以带动了两个偏心轴10绕输入轴13的轴线进行公转,也就是两个第一行星轮9绕输入轴13的轴线进行公转。由于两个偏心轴10通过轴承与第一行星架7和第二行星架2连接,所以两个偏心轴10绕输入轴13轴线的公转,带动了第一行星架7和第二行星架2绕输入轴13轴线的转动。与第二行星架2固定连接的输出轴1,在第二行星架2的带动下,最终实现了其自转矢量以1:1的速比由输出轴1向外传递。由于小锥齿轮12和输入轴13的大锥齿轮11啮合范围在 $10^{\circ} \sim 170^{\circ}$,所以本发明的输入端和输出端可在 $10^{\circ} \sim 170^{\circ}$ 的范围内传动。

[0043] 在本发明中,由于第一行星架7和第二行星架2的自转是通过偏心轴10的公转推动实现的,为了分担偏心轴10在公转时第一行星架7和第二行星架2所施加的剪切力,进而加强整个行星齿轮机构的传动强度,故在第一行星架7、第二少齿差行星轮5以及第二行星架2上增设了相应的加强结构,具体如图6、图7和图10所示:

[0044] 在第一行星架7中心点对称的位置上设有两个加强件20。两个加强件20分别位于相邻两个通孔18之间。在第二少齿差行星轮5上设置有两个加强件贯穿孔19。两个加强件20可插装在加强件贯穿孔19内。从而实现增加强度,承担剪切力的目的。此外,在加强件20上还开设有轴线与输入轴13轴线平行的销孔21。第二行星架2上同样开设有销孔21。加强件20与第二行星架2上的销孔21相对贯通并销轴连接。销孔21一方面起到定位的作用,另一方面还能够通过销轴传递力矩,承载转矩。

[0045] 如图11和图12所示,在本发明中,第一行星轮9也可设置为三个,偏心轴10为三根。只要满足三个第一行星轮9能够均布在圆柱齿轮15的圆周上,并与其啮合即可。同样的,第一行星轮9也可设置为四个,偏心轴10为四根。

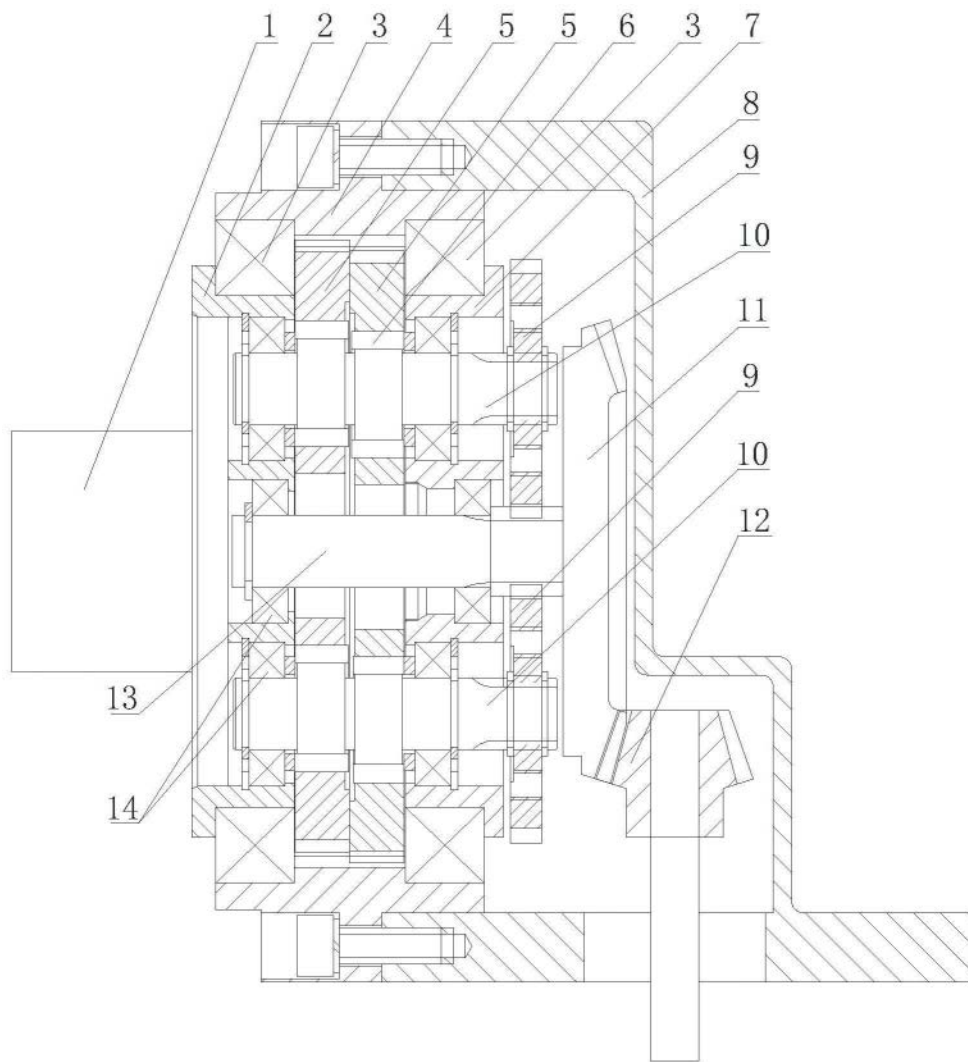


图1

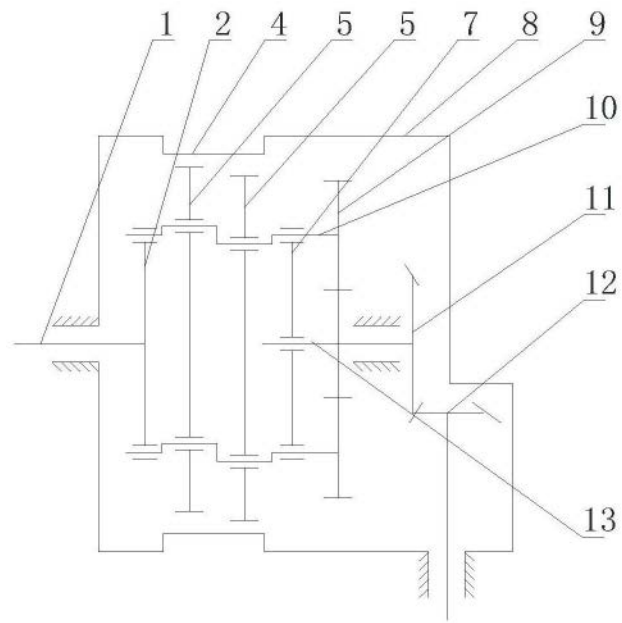


图2

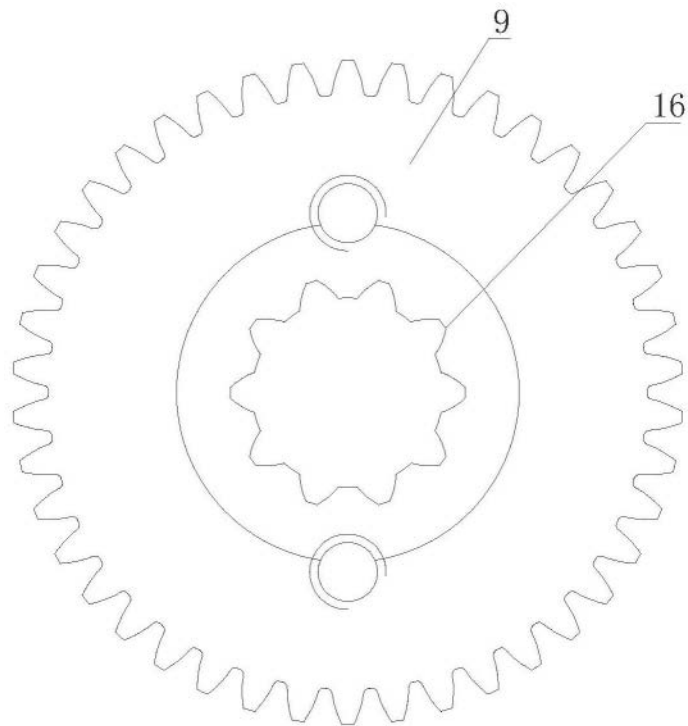


图3

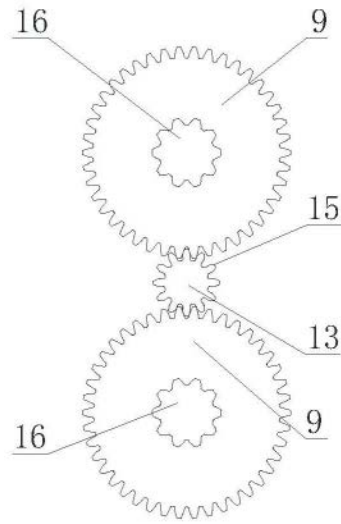


图4

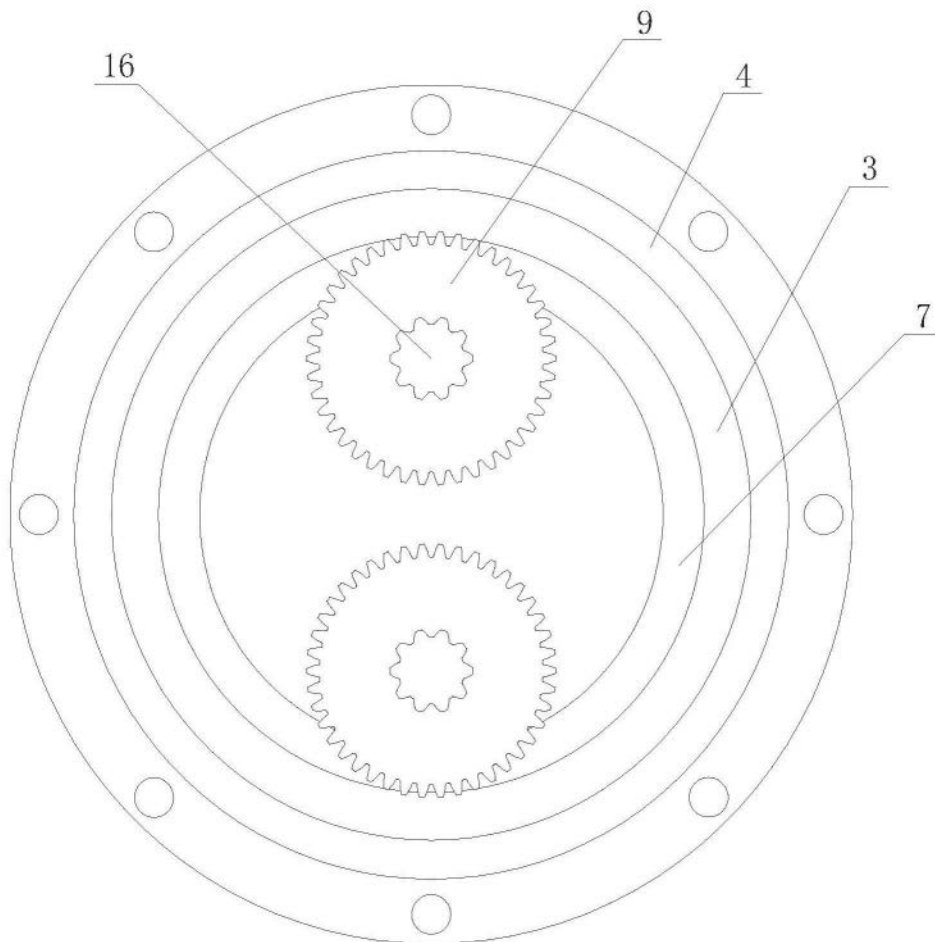


图5

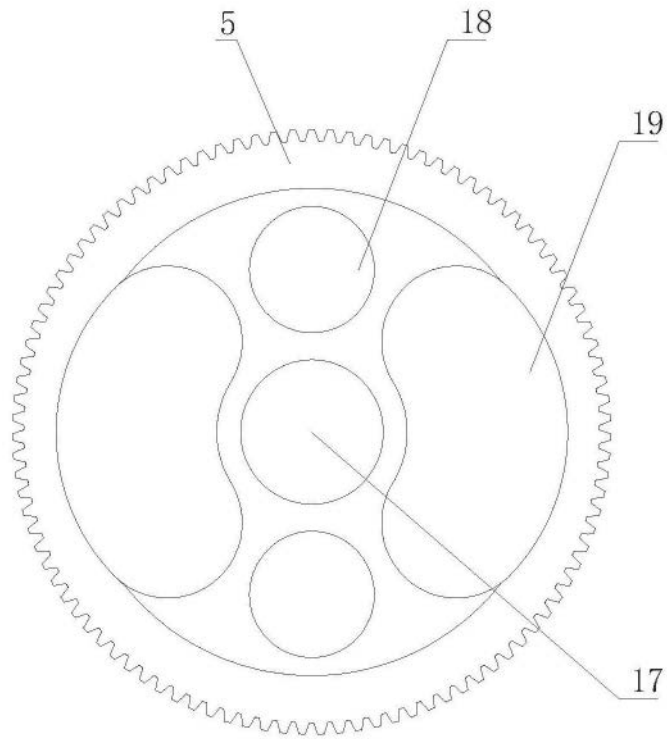


图6

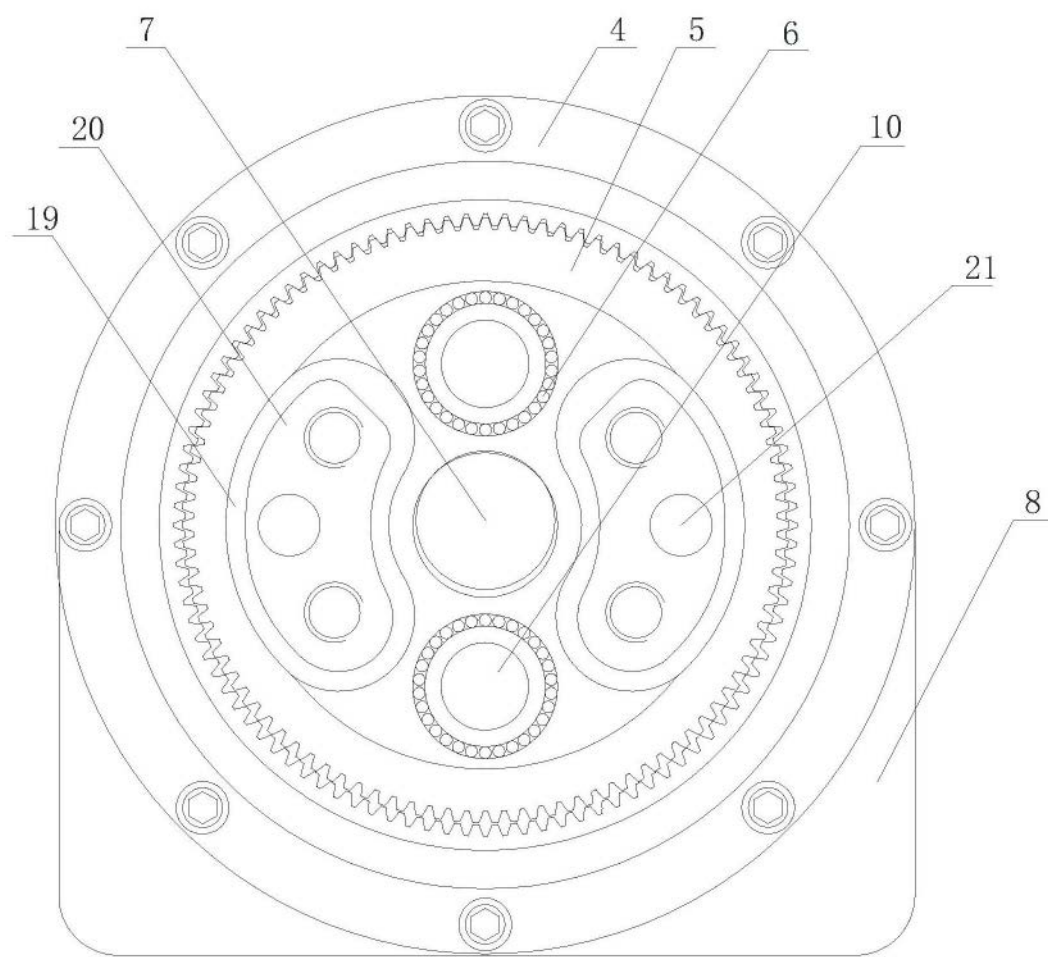


图7

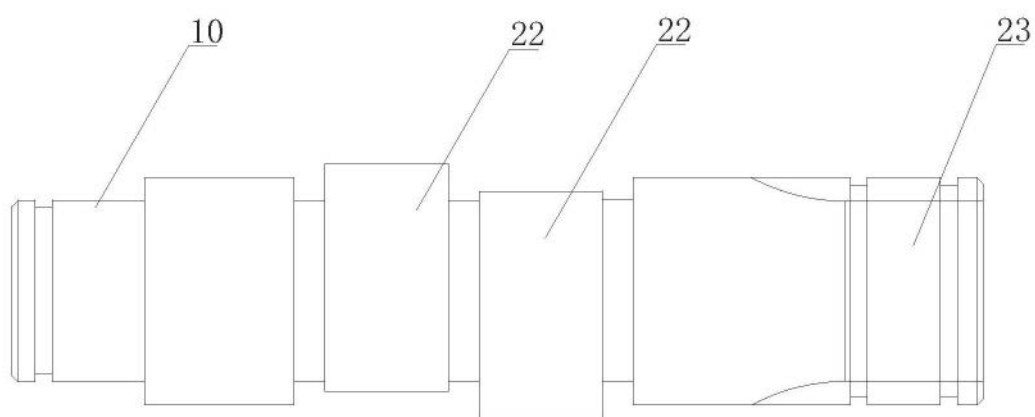


图8

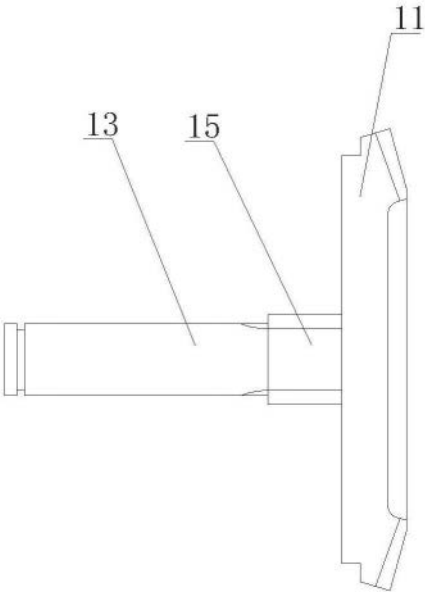


图9

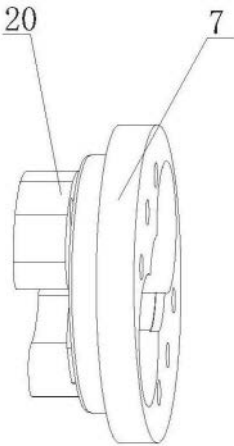


图10

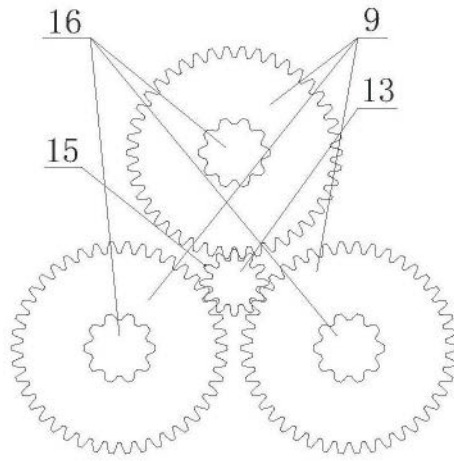


图11

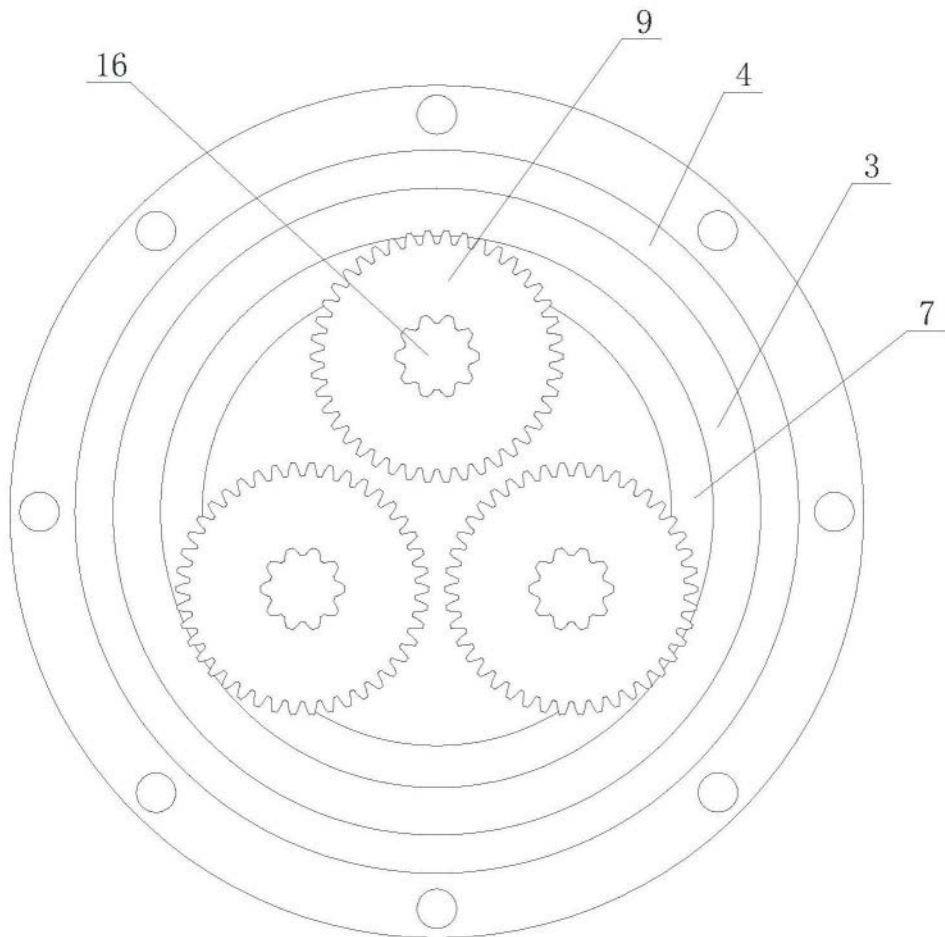


图12