



(12) 发明专利申请

(10) 申请公布号 CN 119244703 A

(43) 申请公布日 2025. 01. 03

(21) 申请号 202411793524.0

F16H 57/021 (2012.01)

(22) 申请日 2024.12.09

(71) 申请人 河南省瑞歌传动机械有限公司

地址 453400 河南省新乡市长垣市南蒲区
汽车产业园(山海大道与留晖大道交
汇处)

(72) 发明人 王志东 侯超杰 白帅强 侯卫鑫
于秀丽 黄莹莹

(74) 专利代理机构 郑州明华专利代理事务所
(普通合伙) 41162

专利代理师 高丽华

(51) Int. Cl.

F16H 1/32 (2006.01)

F16H 57/08 (2006.01)

F16H 57/023 (2012.01)

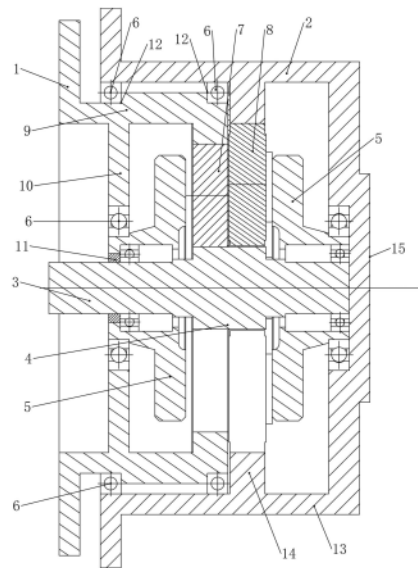
权利要求书2页 说明书8页 附图12页

(54) 发明名称

一种高精度行星少齿差减速机构

(57) 摘要

本发明涉及传动装置技术领域,具体涉及一种高精度行星少齿差减速机构,包括固定内齿圈、输出内齿圈、中心轴、太阳轮、行星架;固定内齿圈与输出内齿圈通过轴承形成转动连接,二者存在齿数差,太阳轮套设安装于中心轴的中部,且二者保持一体成型;行星架包括行星板、柱体和支轴;且行星板、柱体和支轴为一体成型结构;所述行星架的支轴上安装有行星轮A和行星轮B,且保持行星轮A、行星轮B至少其中一个与太阳轮啮合传动;同时行星轮A与固定内齿圈啮合传动;行星轮B与输出内齿圈啮合传动,且所述行星轮A与行星轮B之间存在半径差。本发明去掉了传统的偏心轴机构,制造简单,动平衡好,噪音低,传递精度高,实现小空间大速比的减速需求。



1. 一种高精度行星少齿差减速机构,其特征在于:包括固定内齿圈(1)、输出内齿圈(2)、中心轴(3)、太阳轮(4)、行星架(5);所述固定内齿圈(1)与所述输出内齿圈(2)通过轴承(6)形成转动连接,且二者之间保持同轴心设置,所述固定内齿圈(1)与输出内齿圈(2)存在齿数差;所述中心轴(3)贯穿通过固定内齿圈(1)和输出内齿圈(2),所述太阳轮(4)套设安装于所述中心轴(3)的中部,且二者保持一体成型;所述行星架(5)为左右对称分布的两组,每组所述行星架(5)包括行星板(51)、柱体(52)和支轴(53);所述行星板(51)为圆环状结构,所述支轴(53)左右延伸地设置于行星板(51)且为环形均布的多个,所述柱体(52)设置于行星板(51);且行星板(51)、柱体(52)和支轴(53)为一体成型结构,柱体(52)与中心轴(3)之间通过轴承(6)连接支撑;所述行星架(5)的支轴(53)上安装有行星轮A(7)和行星轮B(8),且保持行星轮A(7)、行星轮B(8)至少其中一个与太阳轮(4)啮合传动;同时行星轮A(7)与固定内齿圈(1)啮合传动;行星轮B(8)与输出内齿圈(2)啮合传动,且所述行星轮A(7)与行星轮B(8)之间存在半径差。

2. 如权利要求1所述的一种高精度行星少齿差减速机构,其特征在于:所述固定内齿圈(1)安装在所述输出内齿圈(2)的左侧;同步的所述行星轮A(7)设置于行星轮B(8)的左侧;所述固定内齿圈(1)包括基体(9)和环台(10),基体(9)与环台(10)为一体成型结构;所述基体(9)为环状开口结构,且右侧内壁设置齿与所述行星轮A(7)啮合;且基体(9)中部设有所述环台(10),所述环台(10)通过轴承(6)连接支撑所述行星架(5)的柱体(52)外侧壁,且环台(10)对应柱体(52)与中心轴(3)的连接处还设有油封(11);所述基体(9)右侧外壁设有安装槽(12),用于通过轴承(6)与输出内齿圈(2)保持转动连接。

3. 如权利要求2所述的一种高精度行星少齿差减速机构,其特征在于:所述输出内齿圈(2)包括本体(13)和肩台(14);所述本体(13)的横截面为凹型结构,本体(13)右侧壁为闭合面(15);所述肩台(14)为环形结构,且设置于基体(9)中部内壁,肩台(14)上开设有齿与所述行星轮B(8)啮合;所述本体(13)与肩台(14)为一体成型结构;且输出内齿圈(2)左侧形成对固定内齿圈(1)的包裹,以通过输出内齿圈(2)的外周、端面的位置对各个地方输出扭矩。

4. 如权利要求1所述的一种高精度行星少齿差减速机构,其特征在于:所述固定内齿圈(1)安装在所述输出内齿圈(2)的右侧;同步的所述行星轮A(7)设置于行星轮B(8)的右侧;此时,所述固定内齿圈(1)整体呈凹型结构,且左侧内壁设置齿与所述行星轮A(7)保持啮合,右侧壁为闭合面(15),固定内齿圈(1)外壁左右两端均设置有环槽(19),用于安装轴承(6)实现与输出内齿圈(2)的转动连接。

5. 如权利要求4所述的一种高精度行星少齿差减速机构,其特征在于:所述输出内齿圈(2)包括盖板(16)、环体(17)和凸台(18);所述盖板(16)为圆形,且中心开设有适配中心轴(3)的孔,且盖板(16)与中心轴(3)的连接处还设有油封(11);环体(17)为环状结构,且设置于盖板(16)右侧,所述凸台(18)为环状,且设置于环体(17)中部内壁,凸台(18)上设置有齿与所述行星轮B(8)保持啮合传动;盖板(16)、环体(17)和凸台(18)为一体成型结构,且输出内齿圈(2)右侧形成对固定内齿圈(1)的包裹,中心轴(3)贯穿通过输出内齿圈(2)向外设置可作为一端输出扭矩。

6. 如权利要求3或5任一所述的一种高精度行星少齿差减速机构,其特征在于:其中一个所述行星架(5)的支轴(53)上安装所述行星轮A(7),且保持行星轮A(7)一侧与太阳轮(4)啮合传动、另一侧与固定内齿圈(1)啮合传动;另外一个所述行星架(5)的支轴(53)上安装

所述行星轮B(8),保持行星轮B(8)一侧与太阳轮(4)啮合传动、另一侧与输出内齿圈(2)啮合传动,所述行星轮A(7)的半径小于所述行星轮B(8)的半径;所述固定内齿圈(1)的齿数小于所述输出内齿圈(2)的齿数;同时太阳轮采用双极太阳轮,分别与太阳轮A和太阳轮B保持啮合传动。

7.如权利要求6所述的一种高精度行星少齿差减速机构,其特征在于:所述行星轮A(7)和行星轮B(8)之间存在间隙;两个所述行星板(51)之间设置有连接臂(54),以使得两个行星架形成一体结构,此时行星轮A与行星轮B的圆心保持同心。

8.如权利要求6所述的一种高精度行星少齿差减速机构,其特征在于:左侧所述行星架(5)上的支轴(53)和右侧所述行星架(5)上的支轴(53)存在角度差,此时行星轮A与行星轮B二者圆心不同心;同时左侧所述行星架上的支轴(53)延伸至右侧所述行星架的行星板(51)上,右侧所述行星架上的支轴(53)延伸至左侧所述行星架的行星板(51)上。

9.如权利要求3所述的一种高精度行星少齿差减速机构,其特征在于:所述行星轮A(7)和行星轮B(8)套设安装于同一个所述支轴(53)上,且行星轮A、行星轮B、支轴为匹配安装的一组;行星轮A(7)的半径小于行星轮B(8)的半径,且二者的齿数相同;所述太阳轮(4)采用单级太阳轮,与行星轮A(7)进行啮合传动,与行星轮B(8)无接触;所述固定内齿圈(1)与输出内齿圈(2)为同模数、不同齿数,此时行星轮A(7)与固定内齿圈(1)为相同的正常模数;行星轮B(8)为同模数下的正变位、负变位形状齿轮的任一种,以匹配相啮合的输出内齿圈(2)。

10.如权利要求5所述的一种高精度行星少齿差减速机构,其特征在于:所述行星轮A(7)和行星轮B(8)套设安装于同一个所述支轴(53)上,且行星轮A、行星轮B、支轴为匹配安装的一组;行星轮A(7)的半径大于行星轮B(8)的半径,且二者的齿数相同;所述太阳轮(4)采用单级太阳轮,与行星轮A(7)无接触、行星轮B(8)进行啮合传动;所述固定内齿圈(1)与输出内齿圈(2)为不同模数、不同齿数,此时行星轮A(7)与固定内齿圈(1)、行星轮B(8)与输出内齿圈(2)均为啮合的相同正常模数。

一种高精度行星少齿差减速机构

技术领域

[0001] 本发明涉及传动装置技术领域,具体涉及一种高精度行星少齿差减速机构。

背景技术

[0002] 常规的行星减速机具有传递功率密度大的优点,但是在一定的体积内,无法通过两级减速就实现较大速比的减速目的。如果要求速比大就需要增加行星轮的级数,也就会造成体积大,成本高的问题。具体是传统的行星减速机要想达到100以上的减速比,一般就需要四级以上的减速才能够实现,需要包含多个行星架、多个太阳轮、多个行星轮、多个内齿圈等多个部件组成,减速机的体积大而且长,如果空间受限就无法达到较大减速比的需求。同时由于多级减速的行星架是在自由状态下运行,也会造成传动精度差,噪音大的问题。

[0003] 而传统的少齿差减速机多为通过一个或两个以上的偏心轴驱动两个以上偏心齿轮与内齿圈啮合,来实现减速的目的,具有速比大的优点。而现有技术有RV减速机,少齿差行星减速机,摆线减速机等,虽然可以通过三级减速以上就可以达到比较大的减速比。但是以上减速机的原理都有偏心轴机构,而偏心轴存在制作工艺复杂,动平衡差,噪音大,内齿圈处的线速度高,发热量大的缺点。综上所述,如何实现在有效的空间体积内,通过一个太阳轮与一个行星架的一级减速就实现较大的减速比需求,并达到传动功率密度大、精度高的目的而进行设计出来的全新传动装置,是当下急需解决的问题。

发明内容

[0004] 为了解决上述存在的现有技术减速传动使用的缺点和不足之处,本发明提供一种去掉偏心轴机构,制造简单,动平衡好,噪音低,传递精度高,实现小空间大速比减速需求的高精度行星少齿差减速机构。

[0005] 本发明采用如下技术方案达到上述目的:

一种高精度行星少齿差减速机构,包括固定内齿圈、输出内齿圈、中心轴、太阳轮、行星架;所述固定内齿圈与所述输出内齿圈通过轴承形成转动连接,且二者之间保持同轴心设置,所述固定内齿圈与输出内齿圈存在齿数差;所述中心轴贯穿通过固定内齿圈和输出内齿圈,所述太阳轮套设安装于所述中心轴的中部,且二者保持一体成型;所述行星架为左右对称分布的两组,每组所述行星架包括行星板、柱体和支轴;所述行星板为圆环状结构,所述支轴左右延伸地设置于行星板且为环形均布的多个,所述柱体设置于行星板;且行星板、柱体和支轴为一体成型结构,柱体与中心轴之间通过轴承连接支撑;所述行星架的支轴上安装有行星轮A和行星轮B,且保持行星轮A、行星轮B至少其中一个与太阳轮啮合传动;同时行星轮A与固定内齿圈啮合传动;行星轮B与输出内齿圈啮合传动,且所述行星轮A与行星轮B之间存在半径差。

[0006] 作为优选的技术方案:所述固定内齿圈安装在所述输出内齿圈的左侧;同步的所述行星轮A设置于行星轮B的左侧;所述固定内齿圈包括基体和环台,基体与环台为一体成

型结构;所述基体为环状开口结构,且右侧内壁设置齿与所述行星轮A啮合;且基体中部设有所述环台,所述环台通过轴承连接支撑所述行星架的柱体外侧壁,且环台对应柱体与中心轴的连接处还设有油封;所述基体右侧外壁设有安装槽,用于通过轴承与输出内齿圈保持转动连接。

[0007] 进一步优选的技术方案:所述输出内齿圈包括本体和肩台;所述本体的横截面为凹型结构,本体右侧壁为闭合面;所述肩台为环形结构,且设置于基体中部内壁,肩台上开设有齿与所述行星轮B啮合;所述本体与肩台为一体成型结构;且输出内齿圈左侧形成对固定内齿圈的包裹,以通过输出内齿圈的外周、端面的位置对各个地方输出扭矩。

[0008] 作为优选的技术方案:所述固定内齿圈安装在所述输出内齿圈的右侧;同步的所述行星轮A设置于行星轮B的右侧;此时,所述固定内齿圈整体呈凹型结构,且左侧内壁设置齿与所述行星轮A保持啮合,右侧壁为闭合面,固定内齿圈外壁左右两端均设置有环槽,用于安装轴承实现与输出内齿圈的转动连接。

[0009] 进一步优选的技术方案:所述输出内齿圈包括盖板、环体和凸台;所述盖板为圆形,且中心开设有适配中心轴的孔,且盖板与中心轴的连接处还设有油封;环体为环状结构,且设置于盖板右侧,所述凸台为环状,且设置于环体中部内壁,凸台上设置有齿与所述行星轮B保持啮合传动;盖板、环体和凸台为一体成型结构,且输出内齿圈右侧形成对固定内齿圈的包裹,中心轴贯穿通过输出内齿圈向外设置可作为一端输出扭矩。

[0010] 进一步优选的技术方案:其中一个所述行星架的支轴上安装所述行星轮A,且保持行星轮A一侧与太阳轮啮合传动、另一侧与固定内齿圈啮合传动;另外一个所述行星架的支轴上安装所述行星轮B,保持行星轮B一侧与太阳轮啮合传动、另一侧与输出内齿圈啮合传动,所述行星轮A的半径小于所述行星轮B的半径;所述固定内齿圈的齿数小于所述输出内齿圈的齿数;同时太阳轮采用双极太阳轮,分别与太阳轮A和太阳轮B保持啮合传动。

[0011] 进一步优选的技术方案:所述行星轮A和行星轮B之间存在间隙;两个所述行星板之间设置有连接臂,以使得两个行星架形成一体结构,此时行星轮A与行星轮B的圆心保持同心。

[0012] 进一步优选的技术方案:左侧所述行星架上的支轴和右侧所述行星架上的支轴存在角度差,此时行星轮A与行星轮B二者圆心不同心;同时左侧所述行星架上的支轴延伸至右侧所述行星架的行星板上,右侧所述行星架上的支轴延伸至左侧所述行星架的行星板上。

[0013] 进一步优选的技术方案:所述行星轮A和行星轮B套设安装于同一个所述支轴上,且行星轮A、行星轮B、支轴为匹配安装的三组;行星轮A的半径小于行星轮B的半径,且二者的齿数相同;所述太阳轮采用单级太阳轮,与行星轮A进行啮合传动、与行星轮B无接触;所述固定内齿圈与输出内齿圈为同模数、不同齿数,此时行星轮A与固定内齿圈为相同的正常模数;行星轮B为同模数下的正变位、负变位形状齿轮的任一种,以匹配相啮合的输出内齿圈。

[0014] 进一步优选的技术方案:所述行星轮A和行星轮B套设安装于同一个所述支轴上,且行星轮A、行星轮B、支轴为匹配安装的三组;行星轮A的半径大于行星轮B的半径,且二者的齿数相同;所述太阳轮采用单级太阳轮,与行星轮A无接触、行星轮B进行啮合传动;所述固定内齿圈与输出内齿圈为不同模数、不同齿数,此时行星轮A与固定内齿圈、行星轮B与输

出内齿圈均为啮合的相同正常模数。

[0015] 本发明相比于现有技术的有益效果是:本发明中太阳轮同时驱动行星轮A和行星轮B时,两个行星轮驱动的两个内齿圈一个转速快,一个转速慢,就形成了转角差,从而达到差动减速的目的;这种减速机构的设计,可以实现在较小的体积空间内,达到比较大减速比;此发明结构与传统少齿差减速机的区别在于取消了难以制造的偏心轴机构,动平衡得到了提升,制造工艺难度小也降低了制造成本;各个运转部件都可以用轴承支撑定位,传动精度高的优点;同时具有行星减速机特有的多组行星轮并联驱动的特性,承载负载大,传递功率密度高;同样的传递功率,重量较轻;与同样的传统行星减速机相比,速比更大,成本更低;

另外由于两个行星轮为一体式,这样固定内齿圈与输出内齿圈的扭矩方向正好相反的作用到两个一体行星轮上面,两个力量相抵,只有内齿圈半径相差部分的力量不平衡,差距很小,就产生了近乎自锁的效果,以固定内齿圈1齿,输出内齿圈101齿为例,不平衡的力量为两个内齿圈的半径差为 $1/50$;所以不平衡力通过行星轮作用到太阳轮的部分就为输出扭矩的 $1/50$,太阳轮的制动力矩就非常小;这种减速机构应用在起升卷扬设备上面,就会大大减小制动器的制动扭矩,降低了设备成本,而且安全上也得到了提高。这种减速机构的设计,可以实现在较小的体积空间内,达到比较大减速比,并具有近乎全自锁的性能。

附图说明

[0016] 为了更清楚地说明本发明实施例或现有技术中的技术方案,下面将对实施例或现有技术描述中所需要使用的附图作简单地介绍,显而易见地,下面描述中的附图仅仅是本发明的一些实施例,对于本领域普通技术人员来讲,在不付出创造性劳动性的前提下,还可以根据这些附图获得其他的附图。

[0017] 图1为本发明实施例1的整体结构示意图;
图2为本发明实施例1的工作原理图;
图3为本发明实施例1的行星架的立体图;
图4为本发明实施例2的整体结构示意图;
图5为本发明实施例2的工作原理图;
图6为本发明实施例2的行星架的立体图;
图7为本发明的实施例3的整体结构示意图;
图8为本发明的实施例3的工作原理图;
图9为本发明的实施例3的行星架的立体图;
图10为本发明的实施例4的整体结构示意图;
图11为本发明的实施例4的工作原理图;
图12为本发明的实施例4的行星架的立体图。

[0018] 图中:1、固定内齿圈;2、输出内齿圈;3、中心轴;4、太阳轮;5、行星架;51、行星板;52、柱体;53、支轴;54、连接臂;6、轴承;7、行星轮A;8、行星轮B;9、基体;10、环台;11、油封;12、安装槽;13、本体;14、肩台;15、闭合面;16、盖板;17、环体;18、凸台;19、环槽。

具体实施方式

[0019] 下面将结合本发明实施例中的附图,对本发明实施例中的技术方案进行清楚、完整地描述,显然,所描述的实施例仅仅是本发明一部分实施例,而不是全部的实施例。基于本发明中的实施例,本领域普通技术人员在没有做出创造性劳动前提下所获得的所有其他实施例,都属于本发明保护的范围。

[0020] 在本发明的描述中,除非另有明确的规定和限定,可能出现的术语“安装”、“相连”、“连接”、“设有”应做广义理解,例如,可以是固定连接,也可以是可拆连接,或一体地连接;可以是机械连接,也可以是电连接;可以是直接连接,也可以是通过中间媒介间接相连,或者可以是两个元件内部的连通。对于本领域技术人员而言,可以通过具体情况理解上述术语在本发明中的具体含义。

[0021] 实施例1:如图1至图3所示:一种高精度行星少齿差减速机构,包括固定内齿圈1、输出内齿圈2、中心轴3、太阳轮4、行星架5。该发明内齿圈的最小齿数差为1个齿,单级传动比可以达到100以上,能在较小的空间内实现较大的减速需求。由于只有两个内齿圈与一个行星架,整个结构体积比较短,节约了结构空间,较传统的同速比的行星减速机可以压缩长度30%以上;与同功率的普通圆柱齿轮减速器相比,在传动比相等时,体积和重量均可减少40%左右。所述固定内齿圈1与所述输出内齿圈2通过轴承6形成转动连接,且二者之间保持同轴心设置,且还设有油封用于密封。其中,固定内齿圈:内部有齿的齿圈,起到固定架作用,同时将太阳轮通过行星轮传递出来扭矩阻挡住,从而使得行星架围绕太阳轮做公转的部件。输出内齿圈:内部有齿的齿圈,起到将太阳轮通过行星轮传递出来扭矩的输出部件。两个内齿圈一个为固定端,一个为输出端,两个内齿圈齿数不同。所述固定内齿圈1与输出内齿圈2存在齿数差。所述中心轴3贯穿通过固定内齿圈1和输出内齿圈2,所述太阳轮4套装安装于所述中心轴3的中部,且二者保持一体成型。太阳轮两端的轴承可以固定在固定内齿圈与输出内齿圈上面,也可以固定在行星架内部,提升了运行精度。

[0022] 如图1所示:所述行星架5为左右对称分布的两组,每组所述行星架5包括行星板51、柱体52和支轴53以及连接臂54。具体参照图3所示结构。具体的是,行星板和柱体为镜像对称分布结构。所述行星板51为圆环状结构,所述支轴53设置于行星板51且为环形均布的多个,所述柱体52设置于行星板51;且行星板51、柱体52和支轴53为一体成型结构。两个所述行星架5的行星板之间通过所述连接臂54连接,形成一体结构。行星架上面可安装有多组行星齿轮,起到将多个行星齿轮固定在一起,围绕太阳轮公转的保持架。

[0023] 其中,如图1所示:柱体52与中心轴3之间通过轴承6连接支撑。其中一个所述行星架5的支轴53上安装有行星轮A7,且保持行星轮A7一侧与太阳轮4啮合传动、另一侧与固定内齿圈1啮合传动。所述固定内齿圈1的齿数小于所述输出内齿圈2的齿数。另外一个所述行星架5的支轴53上安装有行星轮B8,保持行星轮B8一侧与太阳轮4啮合传动、另一侧与输出内齿圈2啮合传动,且所述行星轮A7与行星轮B8之间存在半径差。具体是所述行星轮A7的半径小于所述行星轮B8的半径,二者圆心不同心。本发明通过一个太阳轮同时驱动置与同一个行星架上面的两个不同齿数的行星轮,加上一个固定内齿圈和一个输出内齿圈组成的一级减速传动链,就可以实现较大速比的少齿差减速结构。在同一个行星架上面安装两个不同半径的行星轮(此行星轮可为多组并联),太阳轮同时驱动在一个一体式行星架上面的两个不同半径的行星齿轮。在太阳轮的驱动下,两个行星轮分别驱动固定内齿圈与输出内

齿圈。行星架与传统的行星减速机不同,两端可以保留有轴承台阶,可以将行星架两端分别固定在固定内齿圈与输出内齿圈之间,达到运转平稳的目的。该发明内齿圈最小齿数差为1个齿,单级传动比可以达到100以上,能在较小的空间内实现较大的减速需求。由于省去了传统少齿差减速机的偏心轴,制造工艺简单化,结构的动平衡得到了提升。与同速比的行星减速机相比,节约材料在20%以上,有效降低了制造成本。

[0024] 如图1所示:作为一种优选地实施例,为了更好地适配安装太阳轮、行星架等,对固定内齿圈和输出内齿圈进行优化设计:所述固定内齿圈1安装在所述输出内齿圈2的左侧;同步的所述行星轮A7设置于行星轮B8的左侧。所述固定内齿圈1包括基体9和环台10,基体9与环台10为一体成型结构;所述基体9为环状开口结构,且右侧内壁设置齿与所述行星轮A7啮合。且基体9中部设有所述环台10,所述环台10通过轴承6连接支撑所述行星架5的柱体52外侧壁,且环台10对应柱体52与中心轴3的连接处还设有油封11,作为起到密封回转零部件润滑油不泄露的密封件。所述基体9右侧外壁设有安装槽12,用于通过轴承6与输出内齿圈2保持转动连接。其中,所述输出内齿圈2包括本体13和肩台14。所述本体13的横截面为凹型结构,本体13右侧壁为闭合面15,作为输出端面,外周侧壁与一端面都可以作为输出连接,能适应各种场景的不同安装需求。所述肩台14为环形结构,且设置于基体9中部内壁,肩台14上开设有齿与所述行星轮B8啮合;所述本体13与肩台14为一体成型结构。且输出内齿圈2左侧形成对固定内齿圈1的包裹,以通过输出内齿圈2的外周、端面的位置对各个地方输出扭矩。输出内齿圈与固定内齿圈之间通过一个或多个轴承连接在一起,同心度高,运行平稳。

[0025] 由于行星轮与内齿圈是内啮合传动,两啮合轮齿一为凹齿、一为凸齿,两齿的曲率中心在同一方向,曲率半径易接近相等,因此接触面积大,使轮齿的接触强度大为提高。同时可以采用短齿制造,也能提高轮齿的弯曲强度。此外,少齿差传动时,不是一对轮齿啮合,而是多组轮齿同时接触受力,所以承载能力大。运转平稳、噪音小:由于输出内齿圈与固定内齿圈,行星架与两个内齿圈,太阳轮与行星架或者两个内齿圈之间,都可以安装轴承定位,因此使得运转更加平稳,传动过程中的冲击和振动较小,进而降低了噪音。应用范围广,作为输出部件的输出内齿圈外周与一端面都可以作为输出连接,能适应各种场景的不同安装需求,因此应用范围广泛,小到机器人的关节,大到冶金矿用机械、工程机械等都可以应用。

[0026] 具体工作原理如下:结合图1和图2所示:首先由太阳轮通过中心轴输入高速的传动扭矩,然后扭矩由太阳轮传递到安装在行星架上的行星轮A。太阳轮与行星轮A啮合驱动固定内齿圈,由于固定内齿圈不旋转,则扭矩驱使行星架围绕太阳轮做公转运动。同时太阳轮也与行星轮B啮合驱动输出内齿圈,由于行星轮A与行星轮B共用一个一体式行星架,行星轮A与行星轮B的半径不同,行星架在围绕太阳轮公转时,上面的两个行星轮驱动固定内齿圈与输出内齿圈之间就形成了转角差,也即是速度差。具体是行星轮A的半径小于行星轮B的半径,在同一太阳轮的驱动下,行星轮A转速相对于行星轮B转速较快,进而与之相啮合的固定内齿圈和输出内齿圈产生相对转速差,输出内齿圈转速相对缓慢,达到了少齿差的减速目的。由于两个内齿圈是由齿数差实现的减速原理,最小为1个齿数差,因此速比极大。

[0027] 本发明方案可以根据需要叠加应用,也可以叠加传统行星少齿差减速机构,以达到更大的减速比需求。同时本发明技术方案也可与太阳轮齿数差机构(即是两个存在齿数

差的太阳轮)进行组合使用,以达到更大的减速比需求。

[0028] 实施例2:一种高精度行星少齿差减速机构,本实施例与实施例1的技术方案大体相似,其不同之处在于:如图4至图6所示:为了更好地适配安装太阳轮、行星架等,对固定内齿圈和输出内齿圈进行优化设计:所述固定内齿圈1安装在所述输出内齿圈2的右侧;同步的所述行星轮A7设置于行星轮B8的右侧。此时,所述固定内齿圈1整体呈凹型结构,且左侧内壁设置齿与所述行星轮A7保持啮合,右侧壁为闭合面15,固定内齿圈1外壁左右两端均设置有环槽19,用于安装轴承6实现与输出内齿圈2的转动连接。其中,如图3所示:所述输出内齿圈2包括盖板16、环体17和凸台18。所述盖板16为圆形,且中心开设有适配中心轴3的孔,且盖板16与中心轴3的连接处还设有油封11;为了保持密封效果。环体17为环状结构,且设置于盖板16右侧,所述凸台18为环状,且设置于环体17中部内壁,凸台18上设置有齿与所述行星轮B8保持啮合传动;盖板16、环体17和凸台18为一体成型结构,且输出内齿圈2右侧形成对固定内齿圈1的包裹,中心轴3贯穿通过输出内齿圈2向外设置可作为一端输出扭矩。本实施例可作为实施例1应用场景的补充,应用领域灵活广泛。

[0029] 如图6所示:本实施例优选的行星架结构:左侧所述行星架5上的支轴53和右侧所述行星架5上的支轴53存在角度差。同时左侧所述行星架5上的支轴53延伸至右侧所述行星架5的行星板51上,右侧所述行星架5上的支轴53延伸至左侧所述行星架5的行星板51上。如此设置,左侧支轴左端与左侧行星板焊接固定、右端与右侧行星板在安装行星轮后也通过焊接连接固定;如此结构更加稳定,同时保证了两个行星架的一体式结构,还省去了连接臂的设计,整体使用更加牢固。

[0030] 具体工作原理图参照图5所示,固定内齿圈不动,中心轴带动太阳轮转动,然后扭矩由太阳轮传递到安装在行星架上的行星轮A。太阳轮与行星轮A啮合驱动固定内齿圈,由于固定内齿圈不旋转,则扭矩驱使行星架围绕太阳轮做公转运动。同时太阳轮也与行星轮B啮合驱动输出内齿圈,由于行星轮A与行星轮B共用一个一体式行星架,行星轮A与行星轮B的半径不同,行星架在围绕太阳轮公转时,上面的两个行星轮驱动固定内齿圈与输出内齿圈之间就形成了转角差,也即是速度差,具体是行星轮A转速相对于行星轮B转速较快,进而达到了少齿差输出的减速目的。

[0031] 实施例3:一种高精度行星少齿差减速机构,本实施例与实施例1的技术方案大体相似,其不同之处在于:为了更好地实现传动流畅,简单制造、大速比以及自锁功能等,对固定内齿圈和输出内齿圈以及行星架和太阳轮进行啮合匹配结构的优化升级:如图7至图9所示:所述行星轮A7和行星轮B8套设安装于同一个所述支轴53上,具体参照图9所示结构。且行星轮A、行星轮B、支轴为匹配安装的三组。其中,行星轮A的半径小于行星轮B的半径,且二者的齿数相同。所述太阳轮4采用单级太阳轮,与行星轮A进行啮合传动,与行星轮B无接触。所述固定内齿圈1与输出内齿圈2为同模数、不同齿数,此时行星轮A7与固定内齿圈1为相同的正常模数。行星轮B8为同模数下的正变位、负变位形状齿轮的任一种,以匹配相啮合的输出内齿圈2。

[0032] 本实施例的减速机构它是由一级太阳轮驱动一体行星架上面两组相同齿数的一体行星轮A与行星轮B,然后经行星轮A与固定内齿圈啮合。如图9所示:行星轮B与输出内齿圈相啮合。行星轮A与行星轮B为一体同心同轴的两个齿轮,两个齿轮的齿数相同,两个行星轮安装在同一个行星架上。本实施例的关键点在于通过一个太阳轮驱动行星轮A,进而带动

同一个行星架上面的两个相同齿数的行星轮B。此时行星轮A与固定内齿圈为相同的正常模数。行星轮B为同模数下的正变位、负变位形状齿轮的任一种,以匹配相啮合的输出内齿圈直径,加上齿数不同的固定内齿圈和输出内齿圈组成的一级减速传动链,就可以实现较大速比的少齿差减速结构。

[0033] 在同一个行星架上面安装两个相同齿数的行星轮,行星轮A与行星轮B为同轴同心的一体齿轮,其中一个行星轮为正常模数时,另外一个行星轮为相同模数做正变位或者负变位形状;两个行星轮也可以是相同齿数不同模数,以各自匹配与其啮合的两个不同齿数的内齿圈。固定内齿圈齿数与行星轮A匹配。输出内齿圈的齿数与固定内齿圈有齿数差,与行星轮B的齿数相匹配。这样当太阳轮驱动行星轮A或者驱动行星轮B时(太阳轮可以驱动两组行星轮的其中任意一组),行星架在两个行星轮自转的同时,围绕太阳轮公转。两个行星轮驱动的两个内齿圈一个转速快,一个转速慢,就形成了转数不同的转角差,从而达到差动减速的目的。也可以是两个行星轮相同模数不同齿数,两个内齿圈相同齿数和相同模数,其中的一个为模数相同下的正变位或者负变位形状,以匹配各自的啮合需求。

[0034] 另外由于两个行星轮为一体式,这样固定内齿圈1与输出内齿圈2的扭矩方向正好相反的作用到两个一体行星轮上面,两个力量相抵,只有内齿圈半径相差部分的力量不平衡,差距很小,就产生了近乎自锁的效果。以固定内齿圈1的齿数为100齿,输出内齿圈2的齿数为101齿为例,不平衡的力量为两个内齿圈的半径差为1/50。所以不平衡力通过行星轮作用到太阳轮的部分就为输出扭矩的1/50,太阳轮的制动力矩就非常小。这种减速机构应用在起升卷扬设备上面,就会大大减小制动器的制动扭矩,降低了设备成本,而且安全上也得到了提高。这种减速机构的设计,可以实现在较小的体积空间内,达到比较大减速比,并具有近乎全自锁的性能。

[0035] 实施例4:一种高精度行星少齿差减速机构,本实施例与实施例2的技术方案大体相似,其不同之处在于:为了更好地实现传动流畅,简单制造、大速比以及自锁功能等,对固定内齿圈和输出内齿圈以及行星架和太阳轮进行啮合匹配结构的优化升级:如图10至图12所示:所述行星轮A7和行星轮B8套设安装于同一个所述支轴53上,且行星轮A、行星轮B、支轴为匹配安装的三组;本部分行星架的结构如图12所示结构。行星轮A7的半径大于行星轮B8的半径,且二者的齿数相同;所述太阳轮4采用单级太阳轮,与行星轮A无接触、行星轮B进行啮合传动。太阳轮的两端的轴承可以固定在行星架上面保持运转时与行星轮的同心度,不受其他零部件的同心度影响,传动精度高。所述固定内齿圈1与输出内齿圈2为不同模数、不同齿数,此时行星轮A与固定内齿圈、行星轮B与输出内齿圈均为啮合的相同正常模数。

[0036] 如图12所示:本实施例的减速机构它是由一级太阳轮驱动一体行星架上面两组相同齿数的一体行星轮A与行星轮B,然后经行星轮A与固定内齿圈啮合。行星轮B与输出内齿圈相啮合。行星轮A与行星轮B为一体同心同轴的两个齿轮,两个齿轮的齿数相同,两个行星轮安装在同一个行星架上。

[0037] 固定内齿圈齿数与行星轮A匹配。输出内齿圈的齿数与固定内齿圈有齿数差,与行星轮B的齿数相匹配。这样当太阳轮驱动行星轮B时,行星架在两个行星轮自转的同时,围绕太阳轮公转。两个行星轮驱动的两个内齿圈一个转速快,一个转速慢,就形成了转数不同的转角差,从而达到差动减速的目的。两个内齿圈一个为固定端,一个为输出端,两个内齿圈力量相对作用到行星轮,具备近乎平衡的自锁功能。本实施例的目的旨在有效的空间体积

内,实现通过一个太阳轮与一个行星架的一级减速就实现较大的减速比需求而进行设计出来的全新传动装置。而且达到了传动功率密度大、精度高、输出扭矩与固定扭矩近乎平衡自锁的效果。

[0038] 以上所述仅为本发明的较佳实施例而已,并不用以限制本发明,凡在本发明的精神和原则之内,所作的任何修改、等同替换、改进等,均应包含在本发明的保护范围之内。

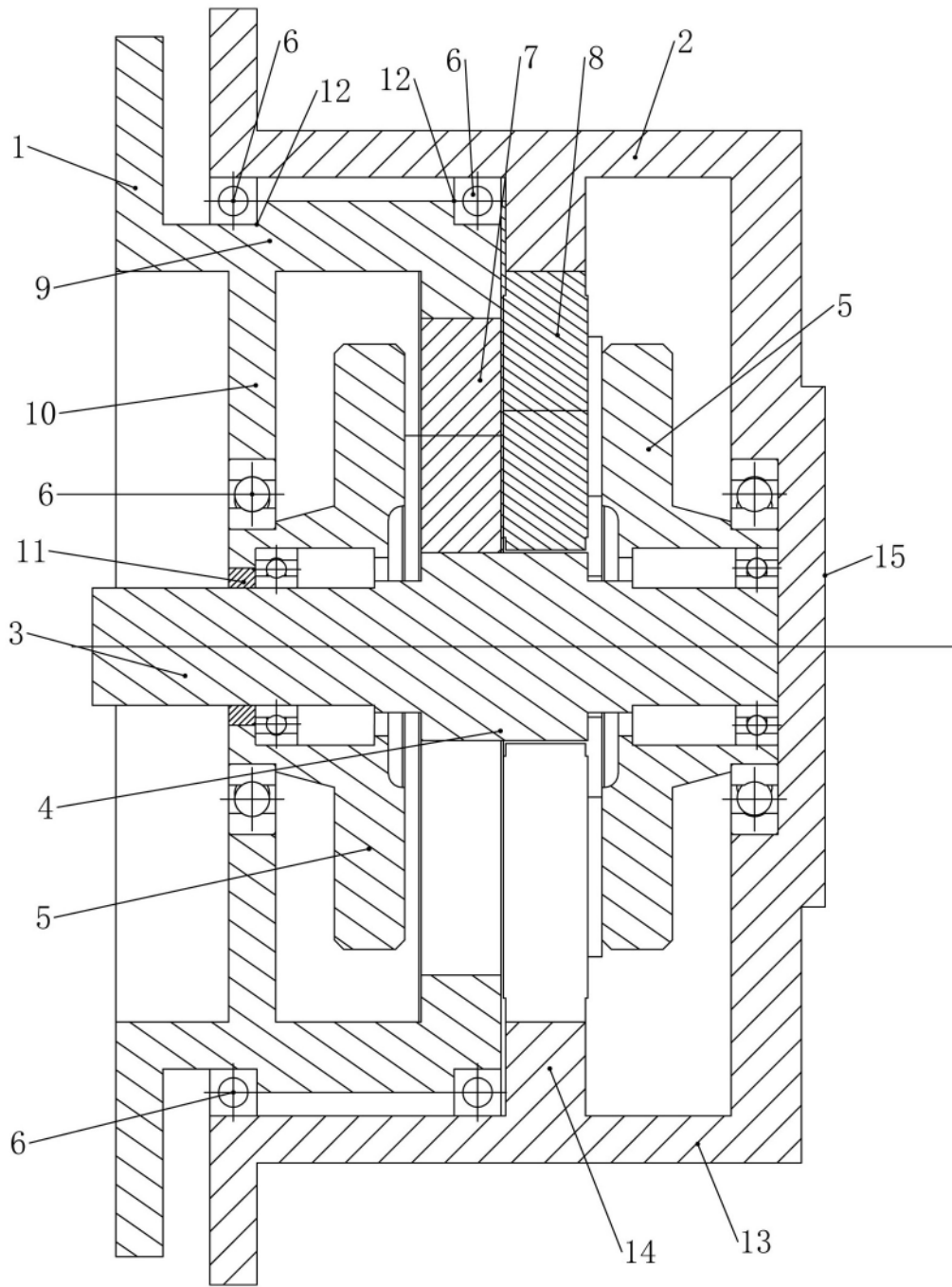


图 1

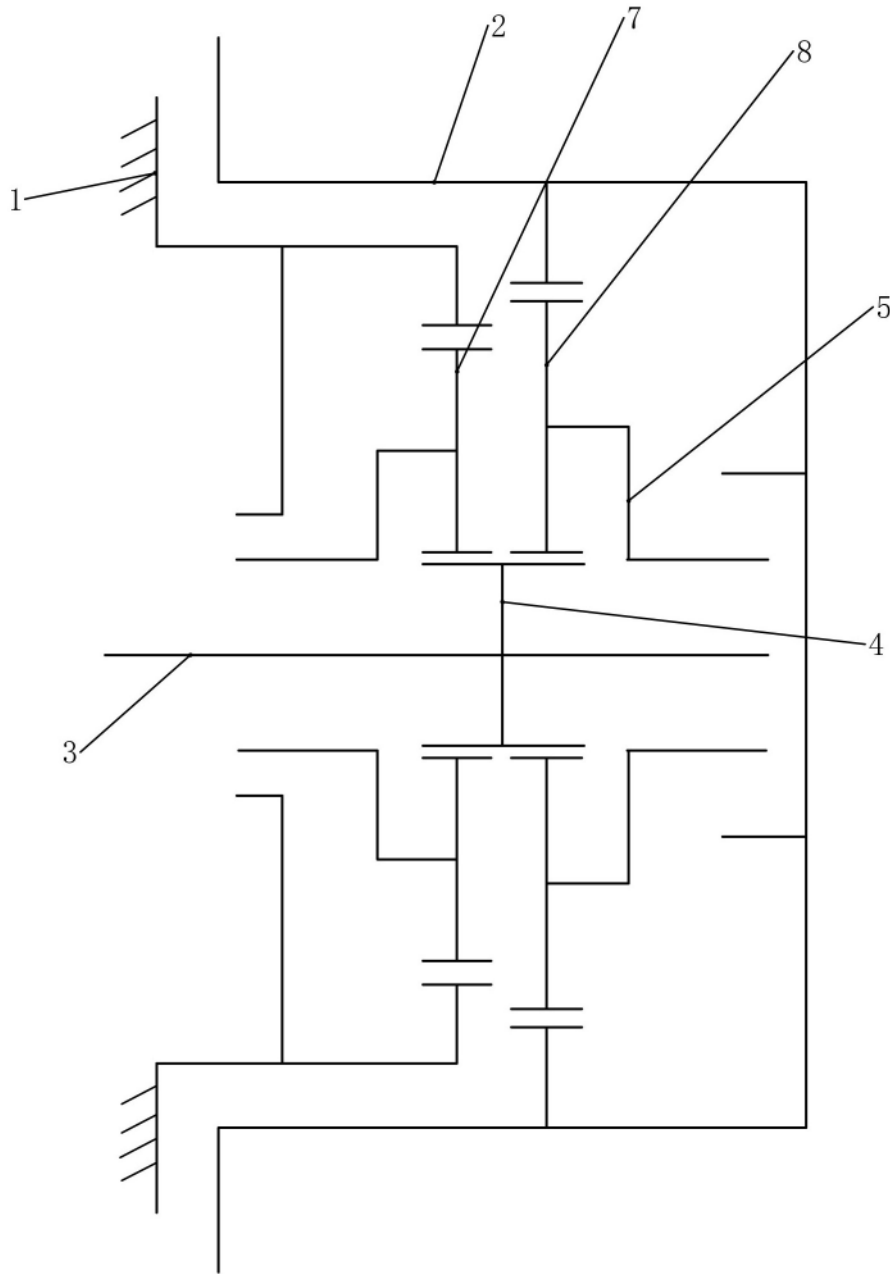


图 2

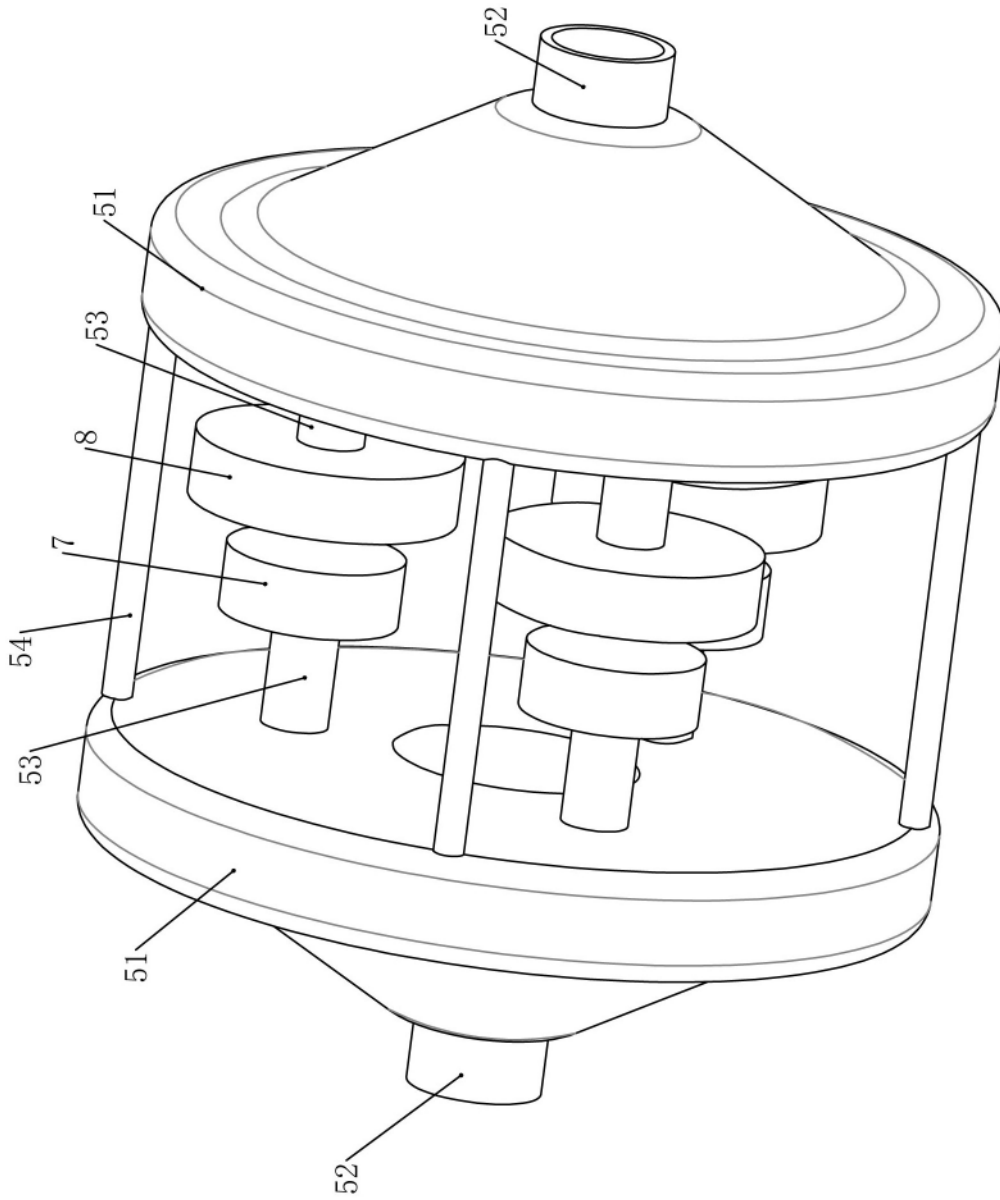


图 3

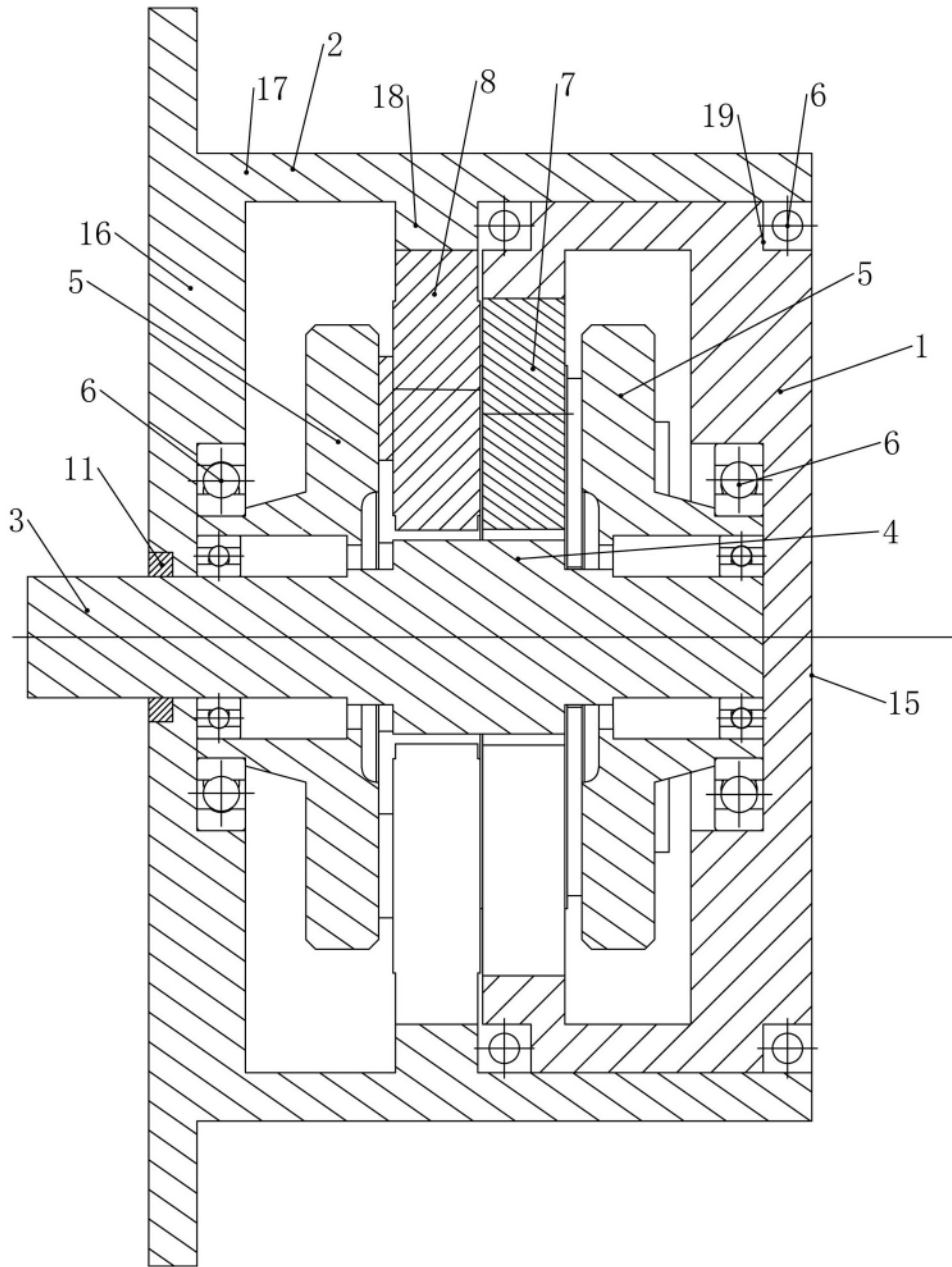


图 4

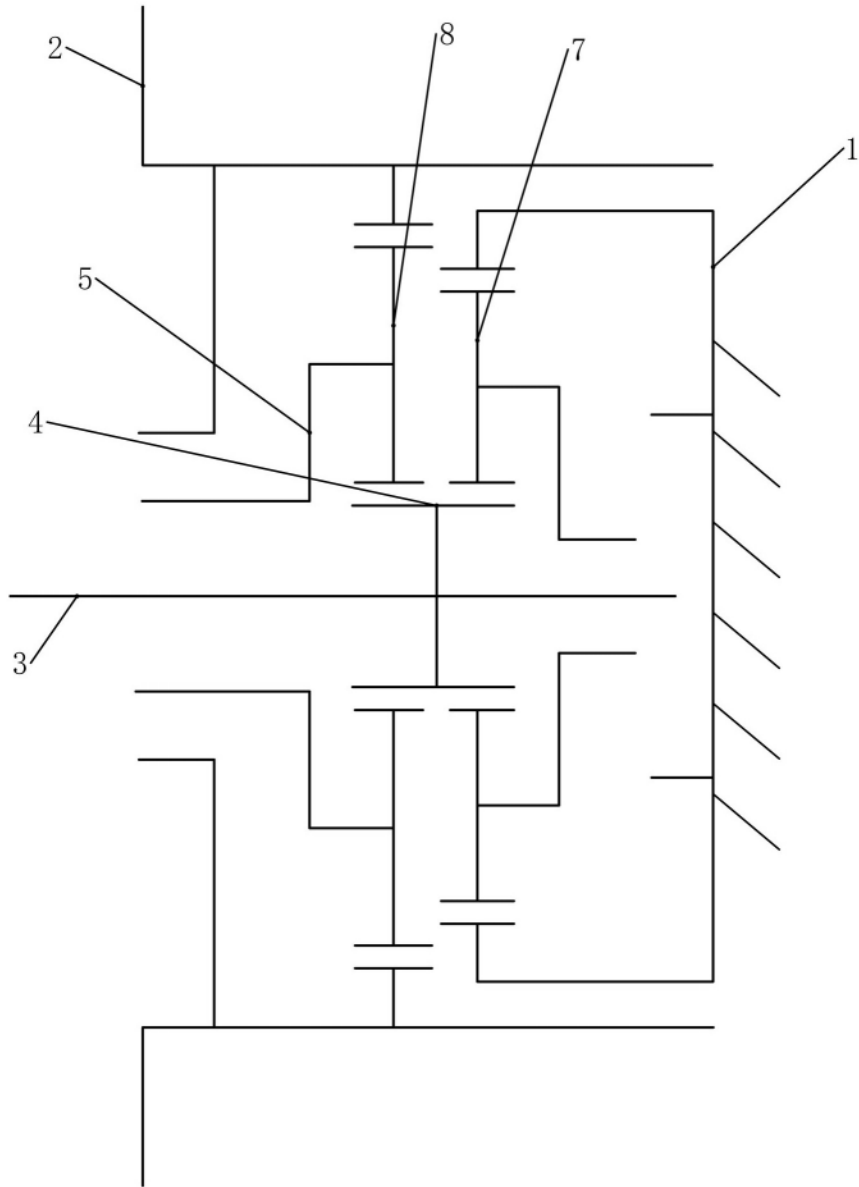


图 5

5

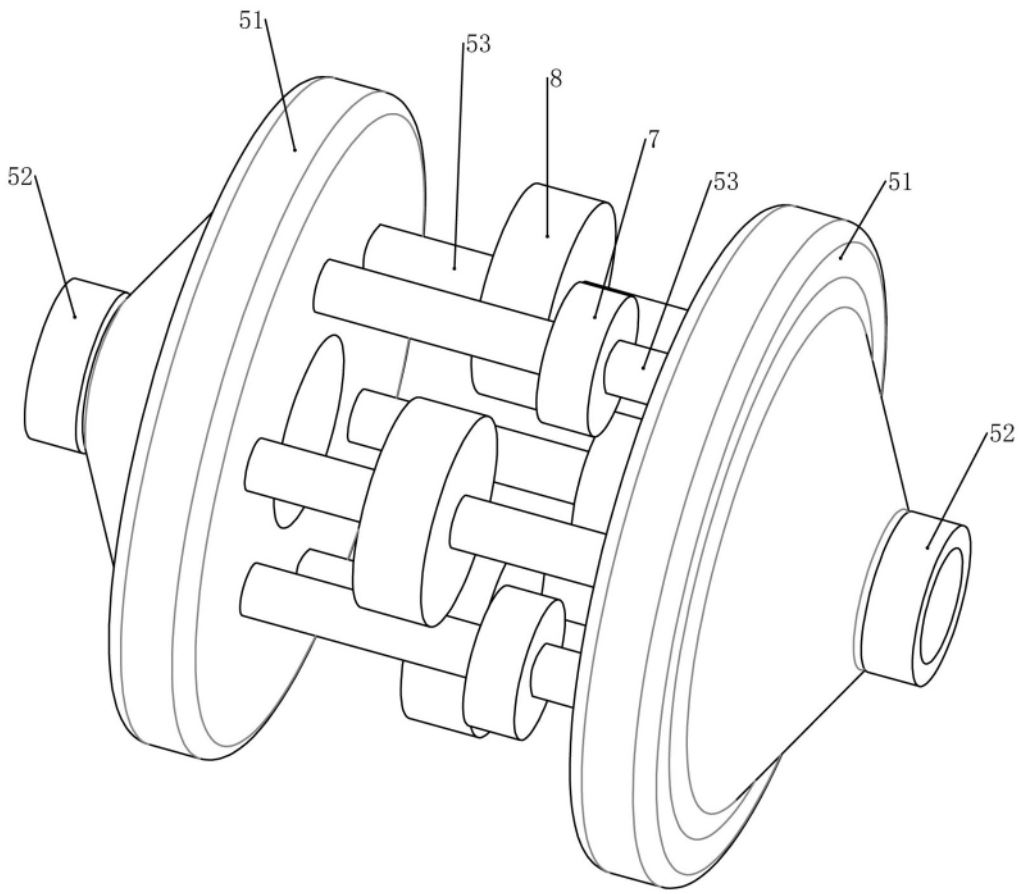


图 6

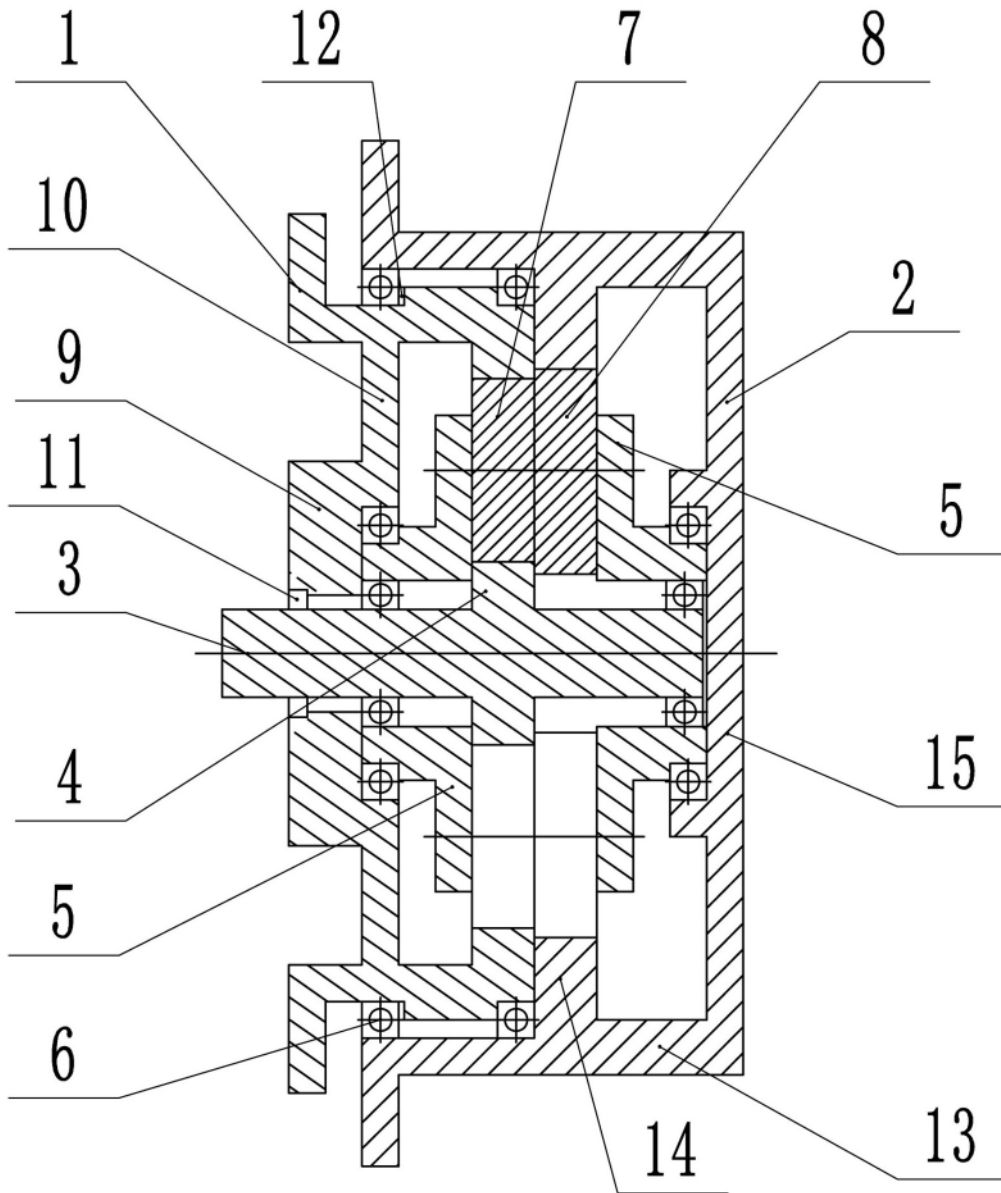


图 7

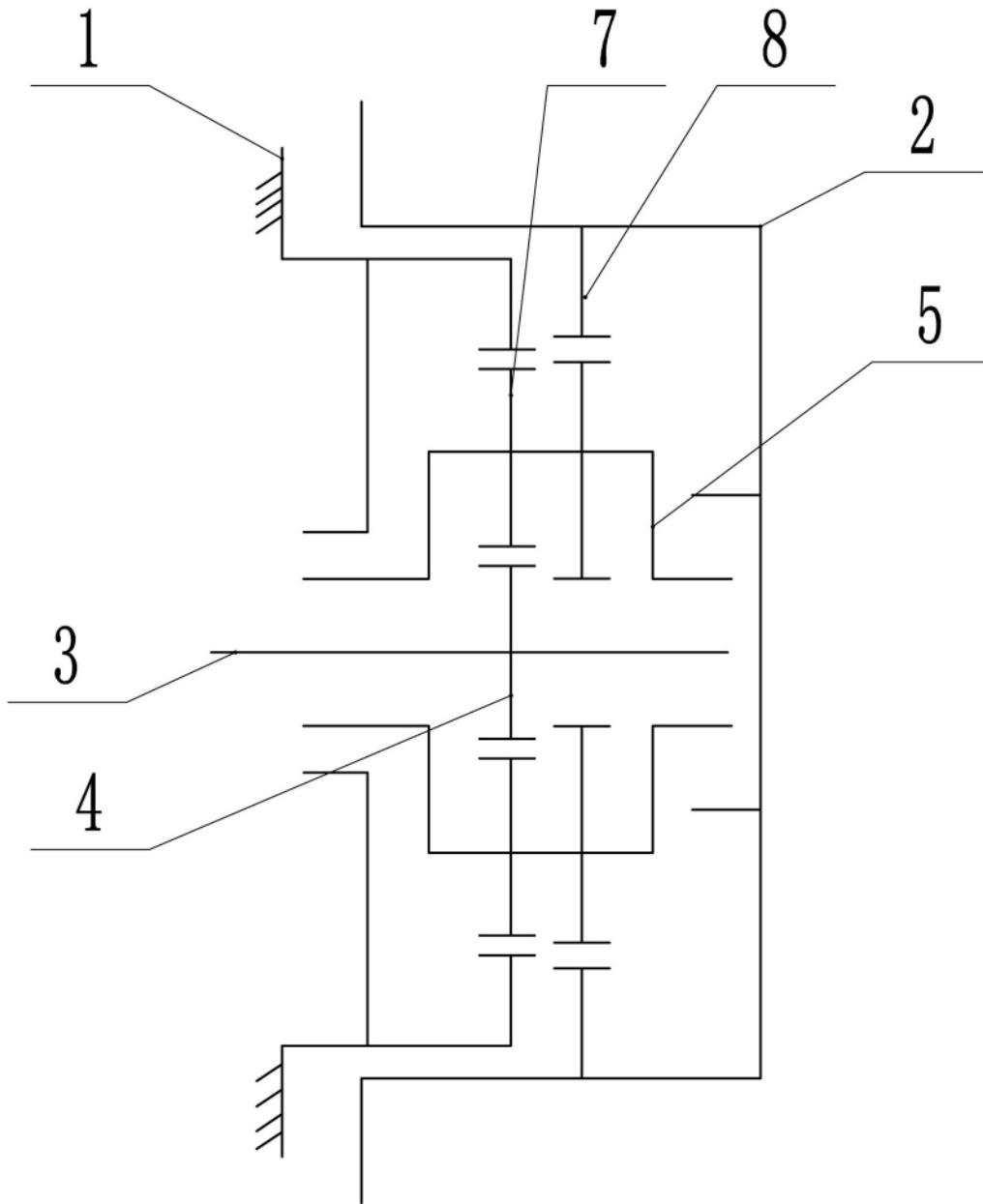


图 8

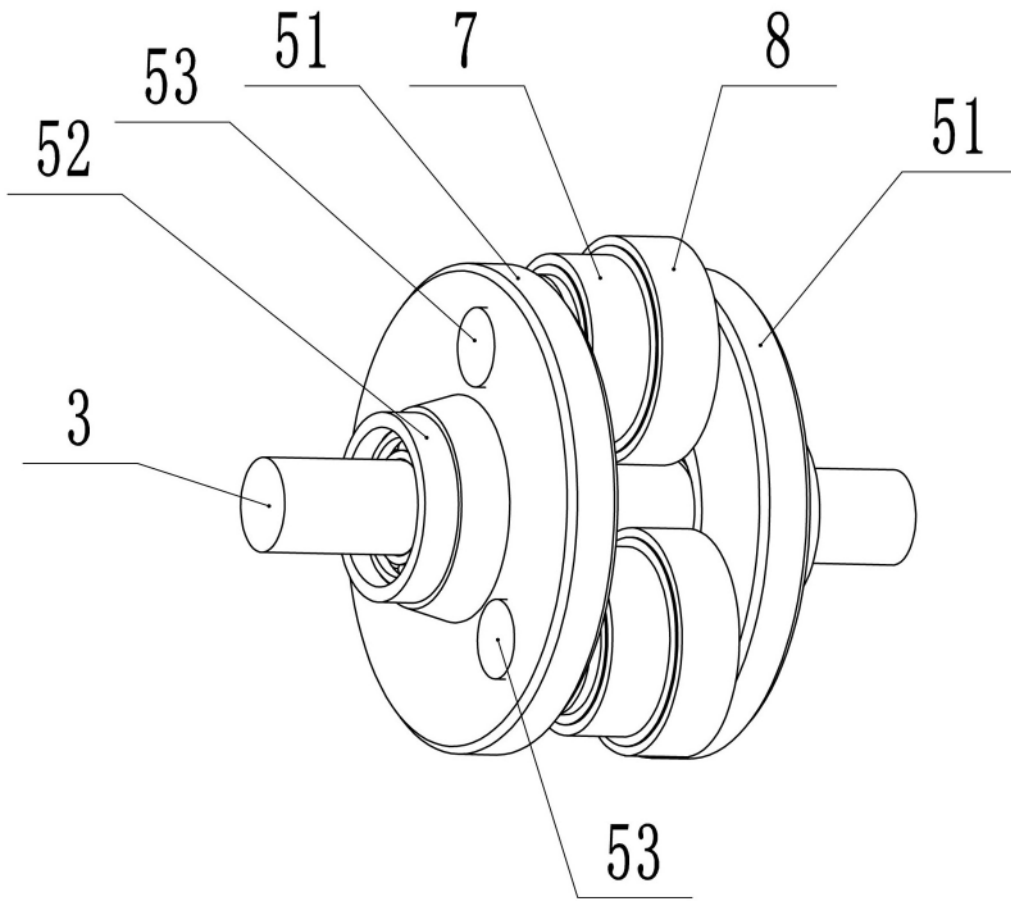


图 9

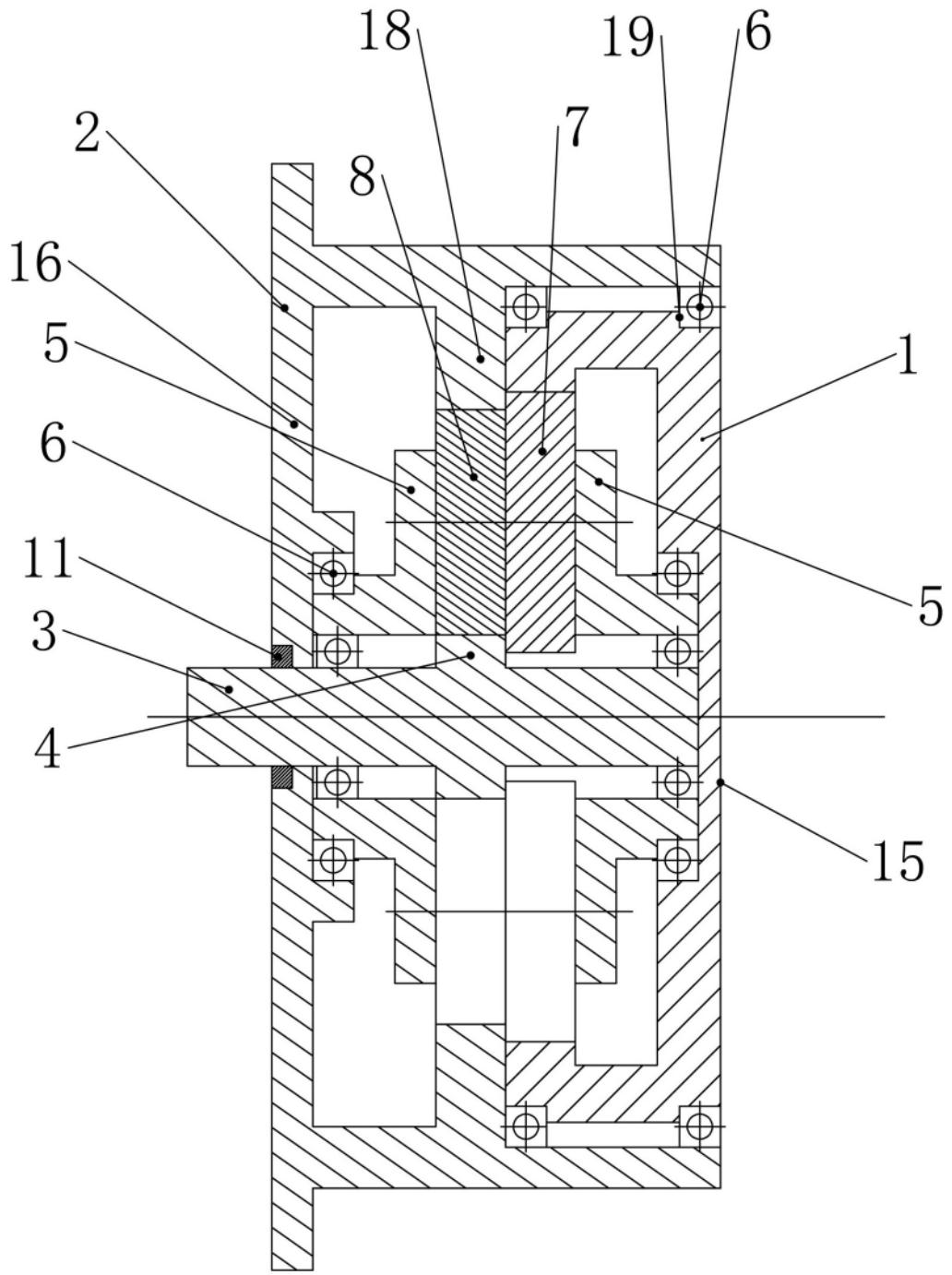


图 10

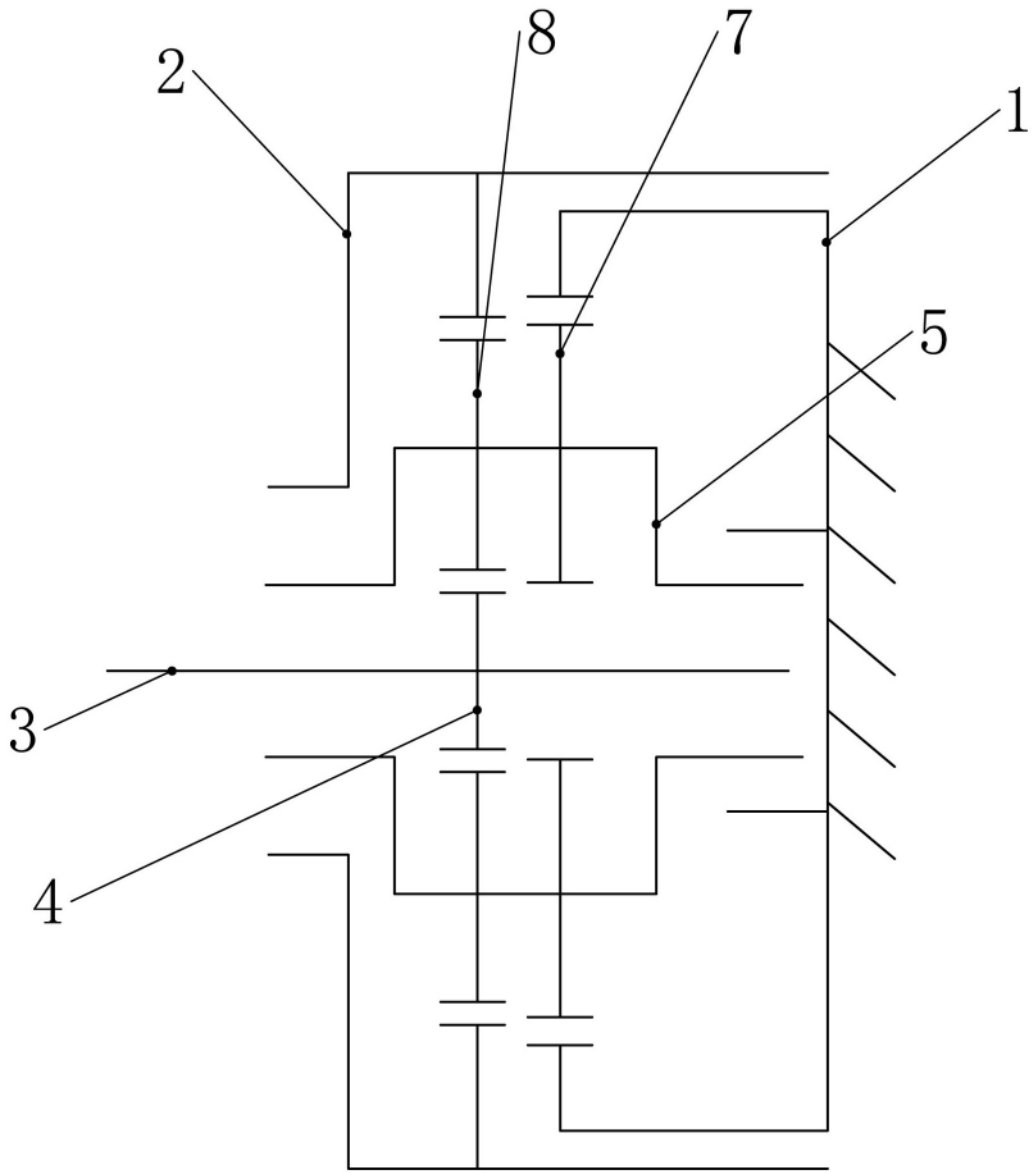


图 11

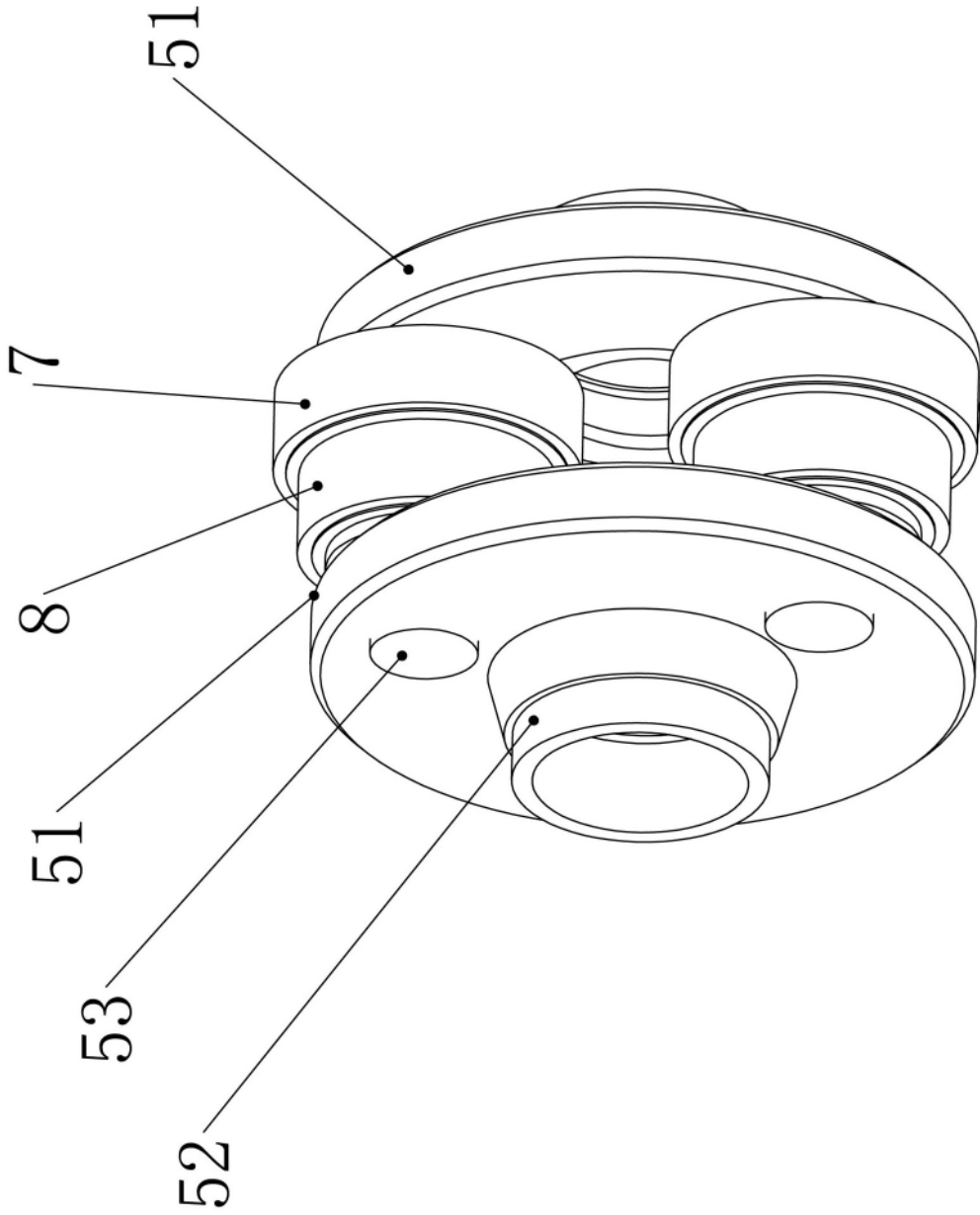


图 12