



(12) 发明专利

(10) 授权公告号 CN 113167140 B

(45) 授权公告日 2023. 01. 10

(21) 申请号 201980079589.X

(22) 申请日 2019.12.19

(65) 同一申请的已公布的文献号
申请公布号 CN 113167140 A

(43) 申请公布日 2021.07.23

(30) 优先权数据
2018-247625 2018.12.28 JP

(85) PCT国际申请进入国家阶段日
2021.06.02

(86) PCT国际申请的申请数据
PCT/JP2019/049779 2019.12.19

(87) PCT国际申请的公布数据
W02020/137782 JA 2020.07.02

(73) 专利权人 株式会社电装

地址 日本爱知县

(72) 发明人 大坪诚 高桥广树 友松健一
山本修平

(74) 专利代理机构 永新专利商标代理有限公司
72002

专利代理师 朴勇

(51) Int.Cl.
F01L 1/352 (2006.01)

审查员 鲍阳

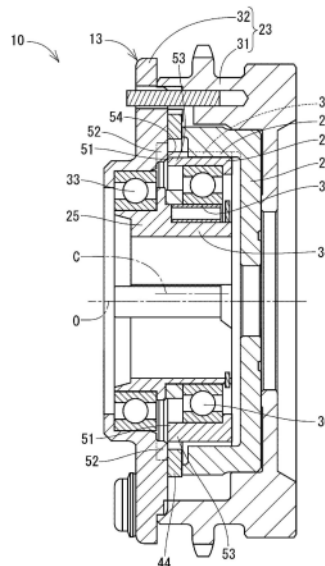
权利要求书2页 说明书7页 附图19页

(54) 发明名称

阀正时调整装置

(57) 摘要

阀正时调整装置(10)具备:内齿轮部(28),形成于从动侧旋转体(24)和驱动侧旋转体(23)中的一方的旋转体;行星旋转体(26),具有与内齿轮部(28)啮合的行星齿轮部(35);偏心轴(25),支承行星旋转体(26);以及传递机构(27),在另一方的旋转体与行星旋转体(26)之间进行旋转传递。当将行星旋转体(26)的推力方向的轴承部设为行星推力轴承部(51)、且将驱动侧旋转体(23)和从动侧旋转体(24)中的在推力方向上与行星推力轴承部(51)接触的一方设为特定旋转体、且将特定旋转体的推力方向的轴承部设为特定推力轴承部(52)时,特定推力轴承部(52)与行星推力轴承部(51)在平行状态下只有行星旋转体(26)的偏心侧以及与该偏心侧相反的反偏心侧中的某一方接触。



1. 一种阀正时调整装置(10), 附设于内燃机, 调整由凸轮轴(6)通过来自曲轴(5)的转矩传递来进行开闭的气门的阀正时, 所述阀正时调整装置的特征在于, 具备:

驱动侧旋转体(23), 绕与所述凸轮轴同轴的旋转中心线(0)与所述曲轴连动地旋转;

从动侧旋转体(24), 绕所述旋转中心线与所述凸轮轴一体地旋转;

内齿轮部(28), 形成于所述从动侧旋转体和所述驱动侧旋转体中的一方;

行星旋转体(26), 具有相对于所述旋转中心线偏心、并且与所述内齿轮部啮合的行星齿轮部(35);

偏心轴(25), 支承所述行星旋转体; 以及

传递机构(27), 在所述从动侧旋转体和所述驱动侧旋转体中的另一方与所述行星旋转体之间进行旋转传递,

当将所述行星旋转体的推力方向的轴承部设为行星推力轴承部(51、512、514、519)、且

将所述驱动侧旋转体和所述从动侧旋转体中的在推力方向上与所述行星推力轴承部接触的一方设为特定旋转体、且

将所述特定旋转体的推力方向的轴承部设为特定推力轴承部(52、522、528)时,

所述行星推力轴承部和所述特定推力轴承部构成所述行星旋转体与所述驱动侧旋转体之间的推力轴承, 所述特定推力轴承部与所述行星推力轴承部在平行状态下只有所述行星旋转体的偏心侧以及与该偏心侧相反的反偏心侧中的某一方接触。

2. 根据权利要求1所述的阀正时调整装置, 其特征在于,

所述行星推力轴承部设置于与所述行星旋转体的自转中心线同心的圆上,

所述行星旋转体在相对于所述行星推力轴承部的径向外侧具有以向与所述特定旋转体相反的一侧凹陷的方式形成的凹部(61)。

3. 根据权利要求1所述的阀正时调整装置, 其特征在于,

所述特定推力轴承部由与所述旋转中心线同轴的环状部构成,

所述特定旋转体在相对于所述特定推力轴承部的径向外侧或内侧具有以向与所述行星旋转体相反的一侧凹陷的方式形成的凹部(65)。

4. 根据权利要求1~3中的任一项所述的阀正时调整装置, 其特征在于,

当将所述特定推力轴承部中的能够与所述行星推力轴承部接触的面设为特定承受面(54、545、546)时,

在径向上, 所述特定承受面的所述偏心侧或所述反偏心侧远离所述行星推力轴承部。

5. 根据权利要求1~3中的任一项所述的阀正时调整装置, 其特征在于,

所述行星推力轴承部的外径(B)小于所述特定推力轴承部的内径(A)。

6. 根据权利要求1~3中的任一项所述的阀正时调整装置, 其特征在于,

所述特定推力轴承部具有以越靠径向外侧则越与所述行星推力轴承部分离的方式形成的锥(545)或曲面(546)。

7. 根据权利要求1~3中的任一项所述的阀正时调整装置, 其特征在于,

所述行星推力轴承部具有以越靠径向外侧则越与所述特定推力轴承部分离的方式形成的锥(63)或曲面。

8. 根据权利要求1~3中的任一项所述的阀正时调整装置, 其特征在于,

所述特定推力轴承部与所述行星推力轴承部在所述驱动侧旋转体与所述从动侧旋转

体之间的旋转相位为特定相位时只有所述偏心侧和所述反偏心侧中的某一方接触。

9. 根据权利要求1~3中的任一项所述的阀正时调整装置,其特征在于,
还具备施力部(69),该施力部(69)将所述行星旋转体向所述特定推力轴承部施力。

10. 根据权利要求1~3中的任一项所述的阀正时调整装置,其特征在于,还具备:
径向轴承(71),设置于所述偏心轴与所述行星旋转体之间;以及
施力部(37),设置于所述径向轴承与所述偏心轴之间,经由所述径向轴承将所述行星
旋转体向径向施力,

通过所述施力部的施力而在所述径向轴承上产生的轴向分力将所述行星旋转体向所
述特定推力轴承部施力。

阀正时调整装置

[0001] 关联申请的相互参照

[0002] 本申请基于2018年12月28日申请的日本特许申请号2018-247625号,在此引用其记载内容。

技术领域

[0003] 本公开涉及一种阀正时调整装置。

背景技术

[0004] 以往,已知一种阀正时调整装置,该阀正时调整装置具备由内齿轮部和行星齿轮部构成的行星齿轮机构,调整相对于驱动侧旋转体的从动侧旋转体的旋转相位。在专利文献1中,使用弹性构件将行星齿轮部推压至内齿轮部,由此降低在起因于凸轮转矩变更等而齿轮部彼此冲撞时产生的噪音和冲击力,谋求提高肃静性和耐久性。

[0005] 现有技术文献

[0006] 专利文献

[0007] 专利文献1:日本特开2018-44501号公报

发明内容

[0008] 但是,肃静性和耐久性的下降是还由于阀正时调整装置的结构部件彼此的推力方向上的冲撞而产生的。在专利文献1中,未考虑结构部件彼此的推力方向上的冲撞。

[0009] 本公开是鉴于上述方面而完成的,其目的在于提供提高了肃静性和耐久性的阀正时调整装置。

[0010] 本公开是一种阀正时调整装置,该阀正时调整装置附设于内燃机,调整由凸轮轴通过来自曲轴的转矩传递来进行开闭的气门的阀正时。阀正时调整装置具备驱动侧旋转体、从动侧旋转体、内齿轮部、行星旋转体、偏心轴以及传递机构。驱动侧旋转体绕与凸轮轴同轴的旋转中心线与曲轴连动地旋转。从动侧旋转体绕旋转中心线与凸轮轴一体地旋转。内齿轮部形成于从动侧旋转体和驱动侧旋转体的一方。行星旋转体具有相对于旋转中心线偏心、并且与内齿轮部啮合的行星齿轮部。偏心轴支承行星旋转体。传递机构在从动侧旋转体和驱动侧旋转体的另一方与行星旋转体之间进行旋转传递。

[0011] 在此,将行星旋转体的推力方向的轴承部设为行星推力轴承部。另外,将驱动侧旋转体和从动侧旋转体中的在推力方向上与行星推力轴承部接触的一方设为特定旋转体。另外,将特定旋转体的推力方向的轴承部设为特定推力轴承部。特定推力轴承部与行星推力轴承部在平行状态下只有行星旋转体的偏心侧以及与该偏心侧相反的反偏心侧中的某一方接触。

[0012] 这样,通过使特定推力轴承部与行星推力轴承部一边在偏心侧和反偏心侧中的一方接触一边在另一方分离,能够同时实现行星旋转体的倾斜自如性和轴向定位能力。通过使行星旋转体倾斜,行星旋转体在轴向上的投影尺寸变大,行星旋转体与特定旋转体的推

力方向上的间隙变小。除此以外,由于倾斜的同时接触,因此冲击力得以缓和。因此,能够降低因行星旋转体与特定旋转体的推力方向上的冲撞引起的噪音和冲击力,提高肃静性和耐久性。

附图说明

[0013] 关于本公开的上述目的及其它目的、特征、优点通过参照附图并下述的详细的描述而变得更清楚。在该附图中,

[0014] 图1是表示基于第一实施方式的阀正时调整装置的图,是图2的I-I线截面图,

[0015] 图2是图1的II-II线截面图,

[0016] 图3是图1的III-III线截面图,

[0017] 图4是图2的IV-IV线截面图,

[0018] 图5是图1的行星旋转体的立体图,

[0019] 图6是图4的VI部放大图,

[0020] 图7是图4的VII部放大图,

[0021] 图8是表示基于第二实施方式的阀正时调整装置的截面图,是与图4对应的图,

[0022] 图9是表示基于第三实施方式的阀正时调整装置的截面图,是与图4对应的图,

[0023] 图10是表示基于第四实施方式的阀正时调整装置的截面图,是与图4对应的图,

[0024] 图11是图10的行星旋转体的立体图,

[0025] 图12是从特定承受面侧观察图10的行星旋转体和特定承受面时的图,

[0026] 图13是表示基于第五实施方式的阀正时调整装置的截面图,是与图4对应的图,

[0027] 图14是表示基于第六实施方式的阀正时调整装置的截面图,是与图4对应的图,

[0028] 图15是表示基于第七实施方式的阀正时调整装置的截面图,是与图4对应的图,

[0029] 图16是表示基于第八实施方式的阀正时调整装置的截面图,是与图4对应的图,

[0030] 图17是表示基于第九实施方式的阀正时调整装置的截面图,是与图4对应的图,

[0031] 图18是图17的行星旋转体的侧视图,

[0032] 图19是表示基于第十实施方式的阀正时调整装置的截面图,是与图4对应的图,

[0033] 图20是表示基于第十一实施方式的阀正时调整装置的截面图,是与图4对应的图。

具体实施方式

[0034] 以下,基于图来说明阀正时调整装置的多个实施方式。对实施方式彼此之间实质上相同的结构附加相同的符号来省略说明。另外,不仅是在各实施方式的说明中明示的结构组合,只要组合上不产生特别的障碍,即使未明示,也能够将各实施方式的结构彼此部分性地进行组合。

[0035] [第一实施方式]

[0036] 如图1所示,基于第一实施方式的阀正时调整装置10附设于车辆的内燃机中从曲轴5到凸轮轴6的转矩传递路径。凸轮轴6将作为气门的未图示的吸气阀或排气阀进行开闭。阀正时调整装置10调整该气门的阀正时。

[0037] 阀正时调整装置10具备致动器11、控制单元12以及相位变换单元13。

[0038] 致动器11例如是无刷马达等电动马达,具有外壳21和控制轴22。外壳21将控制轴

22旋转自如地支承。控制单元12例如由驱动器和微型计算机等构成,通过控制对致动器11的通电来对控制轴22进行旋转驱动。

[0039] 如图1~图4所示,相位变换单元13具备驱动侧旋转体23、从动侧旋转体24、偏心轴25、行星旋转体26以及传递机构27。

[0040] 驱动侧旋转体23是由有底筒状的链轮构件31与带台阶筒状的罩构件32紧固而成,被配置成与凸轮轴6同轴。驱动侧旋转体23收容有其它结构构件24、25、26、27。链轮构件31经由链条等传递构件7连结于曲轴5。由此,驱动侧旋转体23绕与凸轮轴6同轴的旋转中心线0与曲轴5联动地旋转。

[0041] 从动侧旋转体24形成为有底筒状,底部被固定于凸轮轴6的端部。从动侧旋转体24被配置成与凸轮轴6同轴,将链轮构件31从径向内侧进行径向支承。由此,从动侧旋转体24能够一边绕旋转中心线0与凸轮轴6一体地旋转,一边相对于驱动侧旋转体23进行相对旋转。

[0042] 内齿轮部28一体地形成在从动侧旋转体24的筒部的内侧。内齿轮部28是在齿根圆的径向外侧具有齿顶圆的齿轮部。

[0043] 偏心轴25形成为筒状,被配置成与凸轮轴6同轴。偏心轴25通过设置于罩构件32的内侧的径向轴承33以能够绕旋转中心线0旋转的方式被支承。在偏心轴25中的在轴向上与内齿轮部28重叠的部位形成有相对于旋转中心线0偏心的偏心部34。

[0044] 行星旋转体26具有相对于旋转中心线0偏心、并且与内齿轮部28啮合的行星齿轮部35。行星齿轮部35是在齿根圆的径向外侧具有齿顶圆的齿轮部。行星旋转体26通过设置于偏心部34的外侧的径向轴承36以能够绕自转中心线C旋转的方式被支承。行星齿轮部35一边根据偏心轴25的相对于驱动侧旋转体23的相对旋转改变与内齿轮部28的啮合部分,一边一体地进行行星运动。此时的行星旋转体26在偏心侧与从动侧旋转体24啮合的状态下,一边绕自转中心线C自转,一边绕旋转轴心线0公转。

[0045] 在径向轴承36与偏心部34的偏心侧之间设置有弹性构件37。弹性构件37经由径向轴承36将行星旋转体26向径向的偏心侧施力。由此,行星齿轮部35维持与内齿轮部28的啮合状态。

[0046] 传递机构27一边吸收驱动侧旋转体23与行星旋转体26之间的偏心,一边在它们相互间传递旋转。具体地说,传递机构27是包括形成于链轮构件31的第一卡合槽41、形成于行星旋转体26的第二卡合突起42、以及一边相对于第一卡合槽41和第二卡合突起42在径向上摇动、一边在它们相互间传递旋转的滑动件43的欧氏(Oldham)机构。滑动件43具有环部44、从环部44向径向外侧突出且与第一卡合槽41嵌合的第一卡合突起45、以及形成于环部44的径向外侧且与第二卡合突起42嵌合的第二卡合槽46。

[0047] 具备以上结构的阀正时调整装置10将相对于驱动侧旋转体23的从动侧旋转体24的旋转相位(以下仅称为“旋转相位”)根据控制轴22的旋转状态调整在规定的相位调整范围内。由此实现适于内燃机的运转状况的阀正时调整。

[0048] 具体地说,通过控制轴22与驱动侧旋转体23同速地旋转,在偏心轴25不相对于驱动侧旋转体23相对旋转时,行星旋转体26不进行行星运动。由此,旋转体23、24随着行星旋转体26一起旋转,旋转相位实质上不变,由此对阀正时进行保持调整。

[0049] 另一方面,通过控制轴22相对于驱动侧旋转体23以低速或向反方向旋转,在偏心

轴25向相对于驱动侧旋转体23的延迟角方向进行相对旋转时,行星旋转体26进行行星运动。由此,从动侧旋转体24向相对于驱动侧旋转体23的延迟角方向进行相对旋转而旋转相位发生延迟角变化,由此对阀正时进行延迟角调整。

[0050] 另外,另一方面,通过控制轴22比驱动侧旋转体23高速地旋转,在偏心轴25向相对于驱动侧旋转体23的提前角方向进行相对旋转时,行星旋转体26进行行星运动。由此,从动侧旋转体24向相对于驱动侧旋转体23的提前角方向进行相对旋转而旋转相位发生提前角变化,由此对阀正时进行提前角调整。

[0051] 从动侧旋转体24的止挡件47在旋转方向的两侧分别被驱动侧旋转体23卡止,由此规定调整旋转相位的相位调整范围。

[0052] 接着,说明行星旋转体26的推力方向的轴承构造。

[0053] 在如阀正时调整装置10那样被输入到行星齿轮机构的转矩的方向周期性地替换的情况下,因构造部件彼此冲撞所产生的敲打声、撞击磨损成为课题。这样的冲撞不仅在齿轮、欧氏机构的转矩传递面产生,还在推力轴承部位(即,轴向上的限制部位)产生。阀正时调整装置10具有用于抑制行星旋转体26的推力方向上的冲撞的结构。

[0054] 如图2~图5所示,行星旋转体26具有作为推力方向的轴承部的行星推力轴承部51。作为在推力方向上与行星推力轴承部51接触的特定旋转体的驱动侧旋转体23具有推力方向的轴承部即特定推力轴承部52。行星推力轴承部51和特定推力轴承部52构成行星旋转体26与驱动侧旋转体23之间的推力轴承。

[0055] 行星推力轴承部51由朝向驱动侧旋转体23在轴向上突出的多个突起53的顶端部构成。在第一实施方式中,突起53设置于与自转中心线C同心的圆上,绕自转中心线C按等间隔设置有6个。6个突起53中的2个是第一卡合突起45。

[0056] 如图4、图6以及图7所示,特定推力轴承部52由作为驱动侧旋转体23的内周部中的行星旋转体26侧的端部的、与旋转中心线O同轴的圆环状部构成。特定推力轴承部52具有能够与行星推力轴承部51接触的圆环状的特定承受面54。在表示穿过旋转中心线O且与偏心方向平行的截面的图4和图7中,特定承受面54与行星推力轴承部51相比更向径向外侧离开。也就是说,在相对于特定承受面54的径向内侧存在用于在行星旋转体26倾斜以使行星推力轴承部51的偏心侧与特定承受面54接触、并且与偏心侧相反的反偏心侧接近驱动侧旋转体23侧时避开该反偏心侧的空间。由此,特定推力轴承部52与行星推力轴承部51在平行状态下只有行星旋转体26的偏心侧接触。

[0057] (效果)

[0058] 如以上说明的那样,在第一实施方式中,特定推力轴承部52与行星推力轴承部51在平行状态下只有行星旋转体26的偏心侧接触。这样,通过使特定推力轴承部52与行星推力轴承部51一边在偏心侧接触一边在反偏心侧分离,能够同时实现行星旋转体26的倾斜自如性和轴向定位能力。通过使行星旋转体26倾斜,行星旋转体26在轴向上的投影尺寸变大,行星旋转体26与驱动侧旋转体23的推力方向上的间隙变小。除此以外,在冲撞时在相对于驱动侧旋转体23的行星旋转体26的倾斜角变化的同时彼此接触,因此冲击得以缓和。因此,能够降低起因于行星旋转体26与驱动侧旋转体23的推力方向上的冲撞的噪音和冲击力,提高肃静性和耐久性。

[0059] 另外,行星旋转体26的至少一部分能够保持与驱动侧旋转体23的推力方向上的间

隙小的状态,因此不会产生行星旋转体26的轴向上的晃动变大这样的问题。

[0060] 另外,使行星旋转体26倾斜的力在大多数情况下是因行星齿轮部35与内齿轮部28的啮合部的传递转矩产生的径向分力,因此行星旋转体26的倾斜方向成为与偏心方向垂直的方向。在第一实施方式中,构成为使特定推力轴承部52与行星推力轴承部51一边在偏心侧接触一边在反偏心侧分离,因此行星旋转体26倾斜的范围增加,成为更肃静的结构。

[0061] 另外,不同于通过利用弹性构件等将行星旋转体向轴向施力来减小推力方向上的间隙的方式,在第一实施方式中,能够不追加部件而降低噪音和冲击力。

[0062] [第二实施方式]

[0063] 在第二实施方式中,如图8所示,行星推力轴承部512由行星旋转体26中的从动侧旋转体24侧的端部构成。特定推力轴承部522在从动侧旋转体24中的与行星推力轴承部512对置的位置由与旋转中心线0同轴的圆环状部构成。特定推力轴承部522与行星推力轴承部512在平行状态下只有行星旋转体26的偏心侧接触。

[0064] 也可以这样将推力轴承设置于行星旋转体26与从动侧旋转体24之间。在该情况下,也通过使特定推力轴承部522与行星推力轴承部512一边在偏心侧接触一边在反偏心侧分离,来能够得到与第一实施方式同样的效果。

[0065] [第三实施方式]

[0066] 在第三实施方式中,如图9所示,径向轴承33设置于从动侧旋转体24的筒部的内侧。如果这样将径向轴承33的位置设为行星旋转体26的与特定推力轴承部52相反的一侧,则偏心轴25变得容易倾斜。由此行星旋转体26倾斜而推力方向上的间隙变小,因此能够降低噪音和冲击力。

[0067] [第四实施方式]

[0068] 在第四实施方式中,如图10和图11所示,行星推力轴承部514与第一实施方式中的行星推力轴承部51相比外径变小。也就是说,在突起53中的相对于行星推力轴承部514的径向外侧形成有凹部61。行星推力轴承部514的外径B小于特定推力轴承部52的内径A。由此,如图12所示,在径向上特定承受面54的反偏心侧远离行星推力轴承部514,特定承受面54的反偏心侧的一半不会与行星推力轴承部514接触。

[0069] 通过以上的结构,使特定推力轴承部52与行星推力轴承部51在反偏心侧可靠地分离,行星旋转体26变得容易倾斜,因此能够有效地降低噪音和冲击力。

[0070] [第五实施方式]

[0071] 在第五实施方式中,如图13所示,特定推力轴承部52在内周部具有以越靠径向内侧则越与行星推力轴承部51分离的方式形成的锥状的特定承受面545。由此使特定推力轴承部52与行星推力轴承部51在反偏心侧分离,行星旋转体26变得容易倾斜,因此能够有效地降低噪音和冲击力。

[0072] [第六实施方式]

[0073] 在第六实施方式中,如图14所示,特定推力轴承部52在内周部具有以越靠径向内侧则越与行星推力轴承部51分离的方式形成的曲面状的特定承受面546。由此使特定推力轴承部52与行星推力轴承部51在反偏心侧分离,行星旋转体26变得容易倾斜,因此能够有效地降低噪音和冲击力。

[0074] [第七实施方式]

[0075] 在第七实施方式中,如图15所示,行星推力轴承部51在外周部具有以越靠径向外侧则越与特定推力轴承部52分离的方式形成的锥面63。由此使特定推力轴承部52与行星推力轴承部51在反偏心侧分离,行星旋转体26变得容易倾斜,因此能够有效地降低噪音和冲击力。

[0076] [第八实施方式]

[0077] 在第八实施方式中,如图16所示,特定推力轴承部528由与旋转中心线0同轴的环状部构成,具有以外周侧比内周侧更向与行星旋转体26相反的一侧凹陷的方式形成的凹部65。特定推力轴承部528在平行状态下只有反偏心侧与行星推力轴承部51接触。

[0078] 也可以这样使特定推力轴承部528与行星推力轴承部51一边在反偏心侧接触一边在偏心侧分离。在该情况下,也通过行星旋转体26倾斜,推力方向上的间隙变小,能够得到与第一实施方式同样的效果。

[0079] [第九实施方式]

[0080] 在第九实施方式中,如图17和图18所示,行星推力轴承部519由在旋转相位为特定相位时位于偏心侧的突起53的顶端部构成。在旋转相位为特定相位时位于反偏心侧的突起67与位于偏心侧的突起53相比轴向长度短。也就是说,在突起67与突起53之间设置有轴向上的高低差。由此特定推力轴承部52与行星推力轴承部519在旋转相位为特定相位时只有偏心侧接触。

[0081] 上述特定相位是噪音特别成为问题的怠速旋转时的旋转相位。由此,在噪音特别成为问题的怠速旋转时,通过使行星旋转体26倾斜来减小推力方向上的间隙,能够降低噪音和冲击力。

[0082] 另外,在第九实施方式中,在发动机转速为3000rpm以上的高速旋转时,控制单元12进行控制以避免旋转相位保持于所述特定相位。由此,能够抑制在高速旋转时行星齿轮部35的倾斜过度而促进磨损。

[0083] [第十实施方式]

[0084] 在第十实施方式中,如图19所示,设置有将行星旋转体26向特定推力轴承部52施力的施力部69。在第十实施方式中,施力部69由碟形弹簧构成,但是也可以由弹性体、油压产生单元构成。通过这样进行推力方向上的施压,间隙进一步变小,能够有效地降低噪音和冲击力。

[0085] [第十一实施方式]

[0086] 在第十一实施方式中,如图20所示,设置于偏心部34与行星旋转体26之间的径向轴承71是角接触球轴承。通过作为施力部的弹性构件37的施力而在径向轴承71中产生的轴向分力将行星旋转体26向特定推力轴承部52施力。通过这样进行推力方向上的施压,间隙进一步变小,能够有效地降低噪音和冲击力。

[0087] [其它实施方式]

[0088] 在第九实施方式中,行星推力轴承部519设置于旋转方向的一部分,由此在特定相位下特定推力轴承部52与行星推力轴承部519只在偏心侧接触。与此相对,在其它实施方式中,也可以在特定推力轴承部的旋转方向上的一部分设置凹部,由此使得在特定相位下特定推力轴承部与行星推力轴承部只在偏心侧接触。

[0089] 在其它实施方式中,内齿轮部也可以形成于驱动侧旋转体。另外,传递机构也可以

被设置成在从动侧旋转体与行星旋转体之间进行旋转传递。

[0090] 本公开基于实施方式进行了记述。然而,本公开不限于该实施方式和构造。本公开还包括各种变形例和均等的范围内的变形。另外,各种组合和方式以及仅包括其中一个要素或其以上或其以下的其它组合和方式也在本公开的范畴和思想范围内。

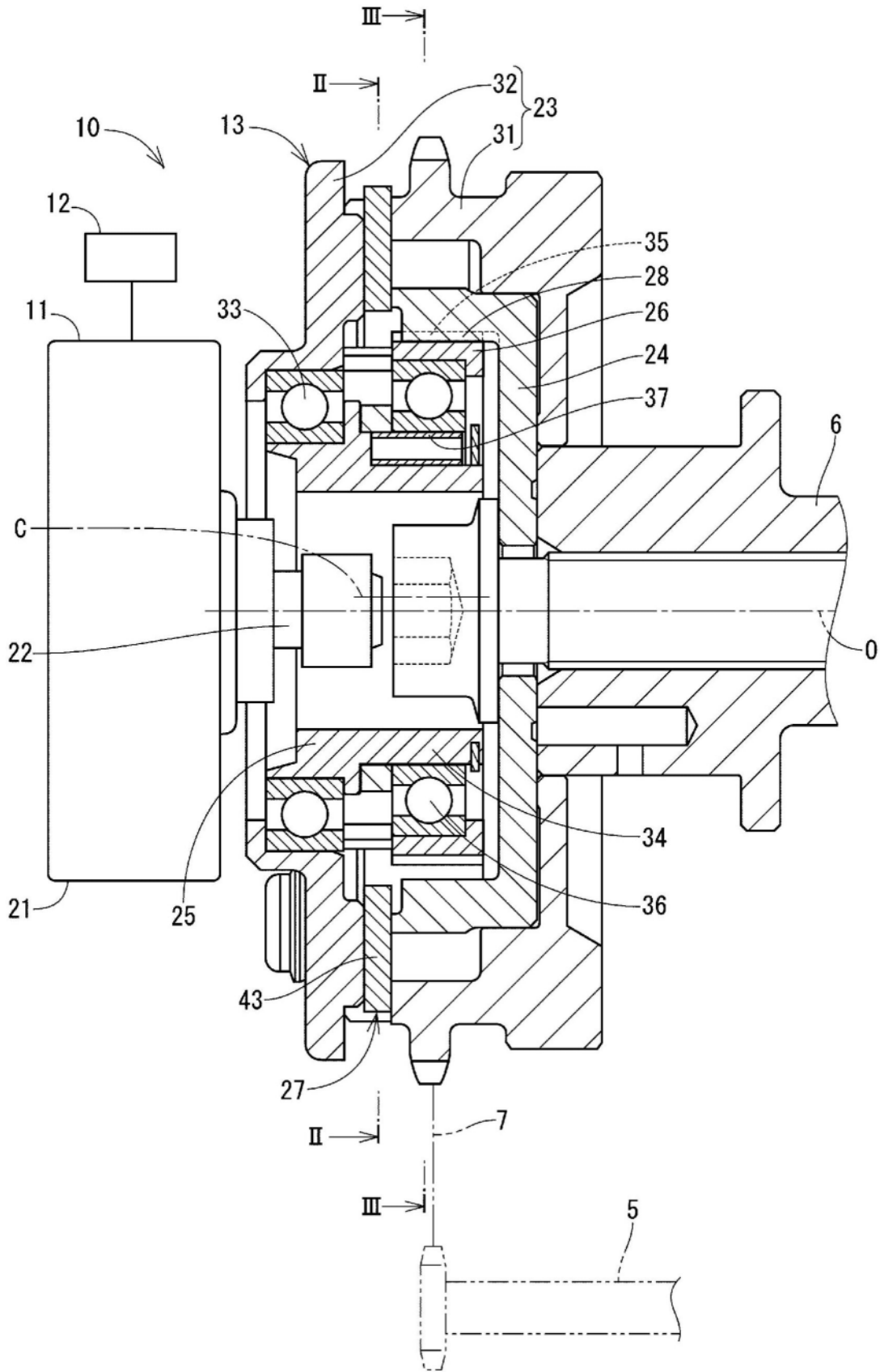


图1

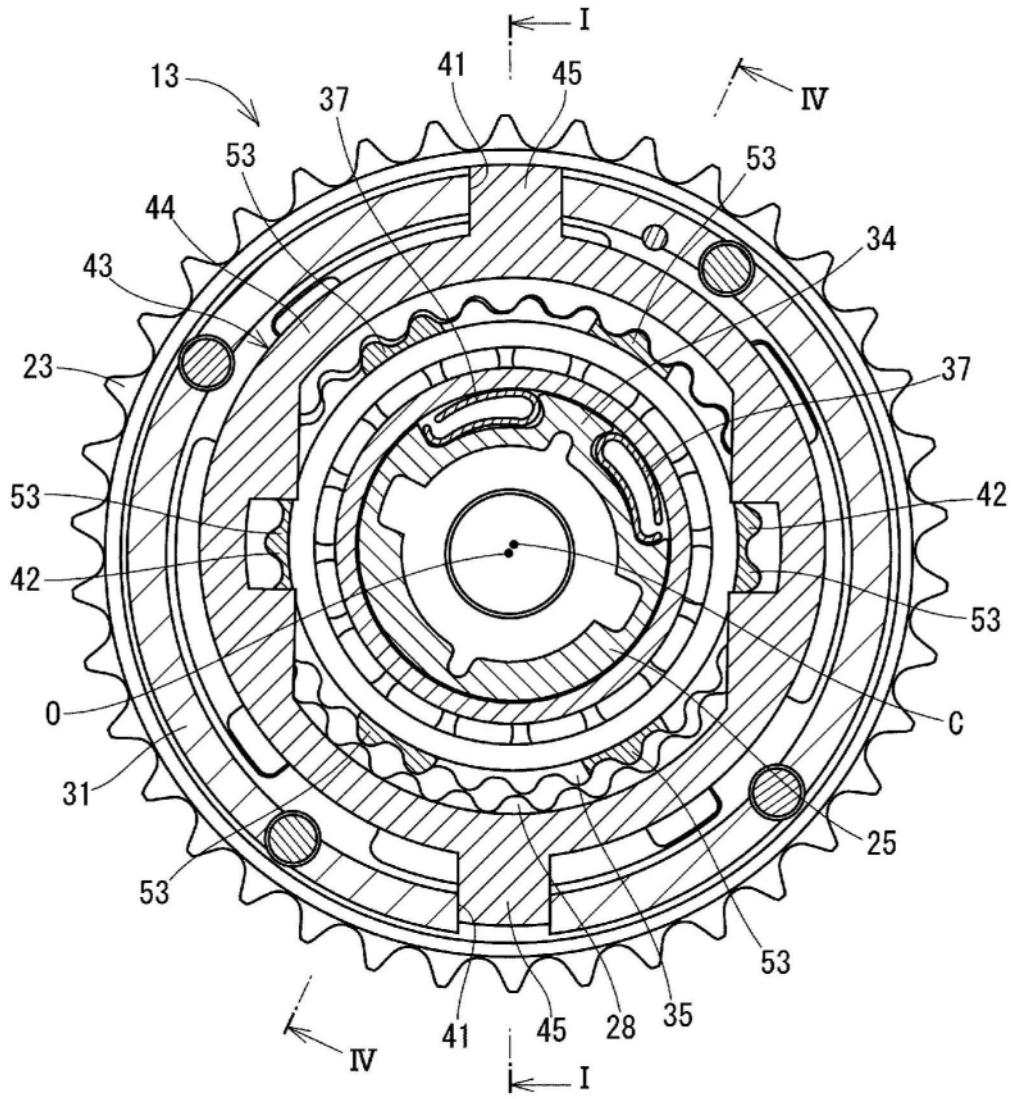


图2

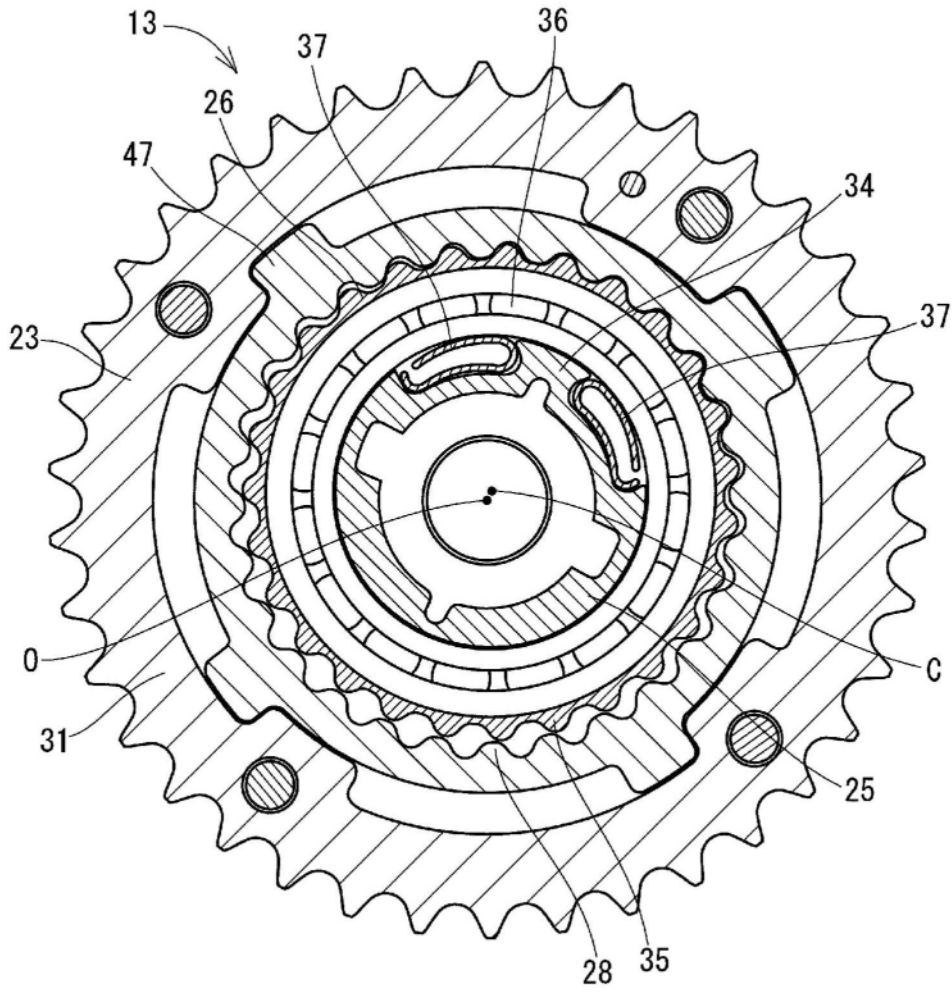


图3

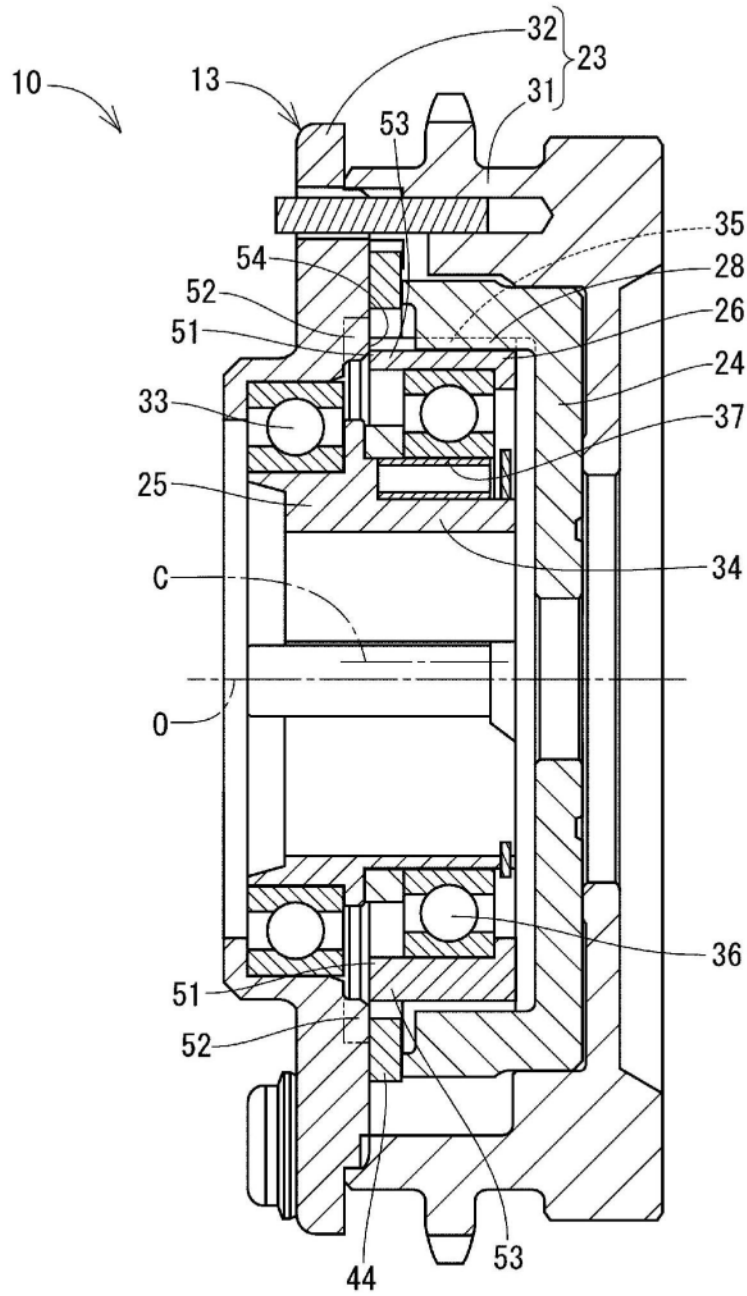


图4

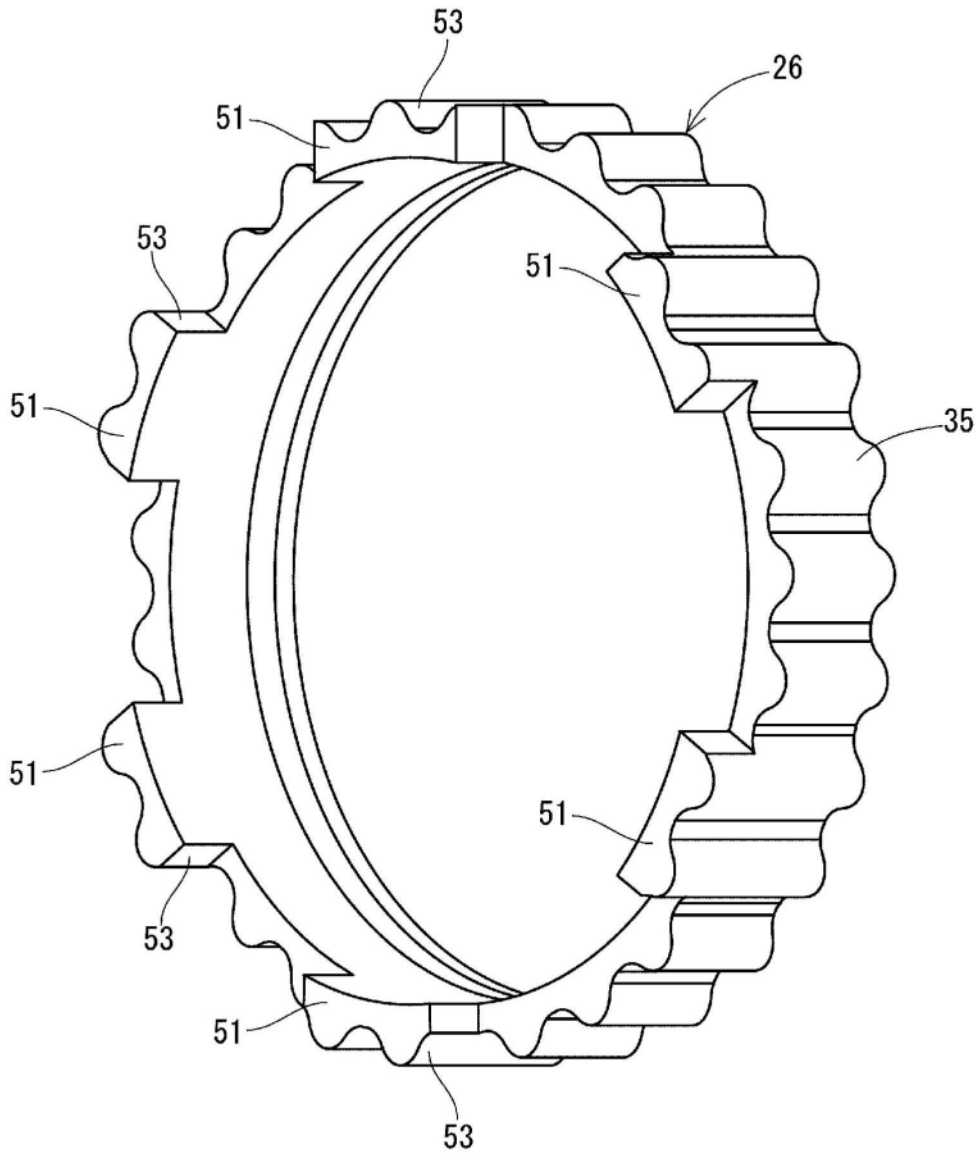


图5

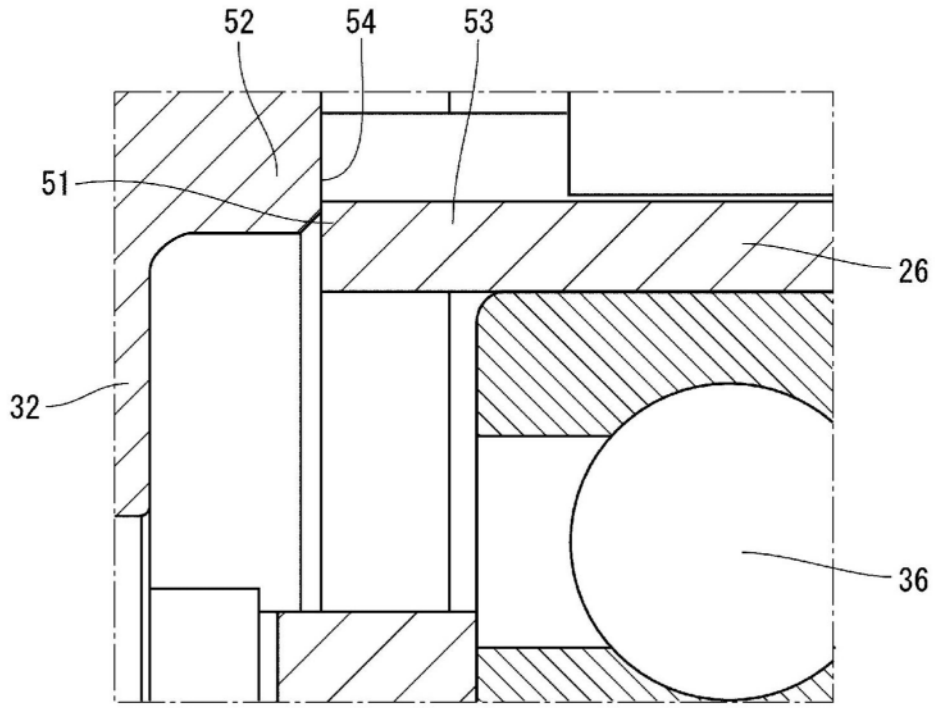


图6

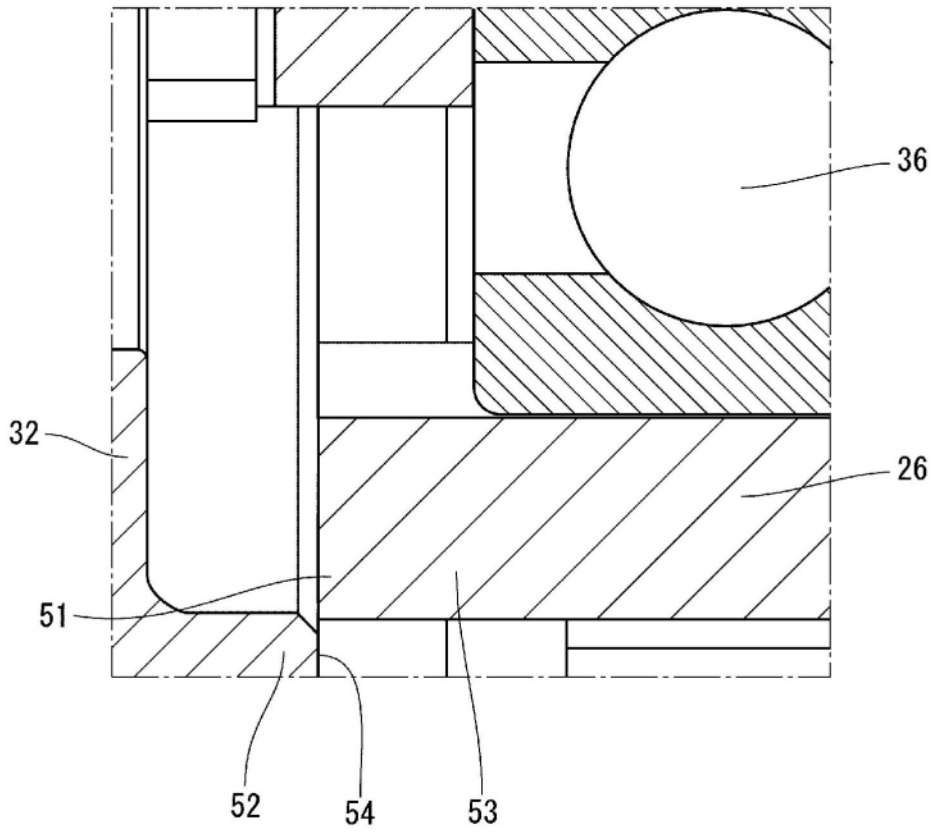


图7

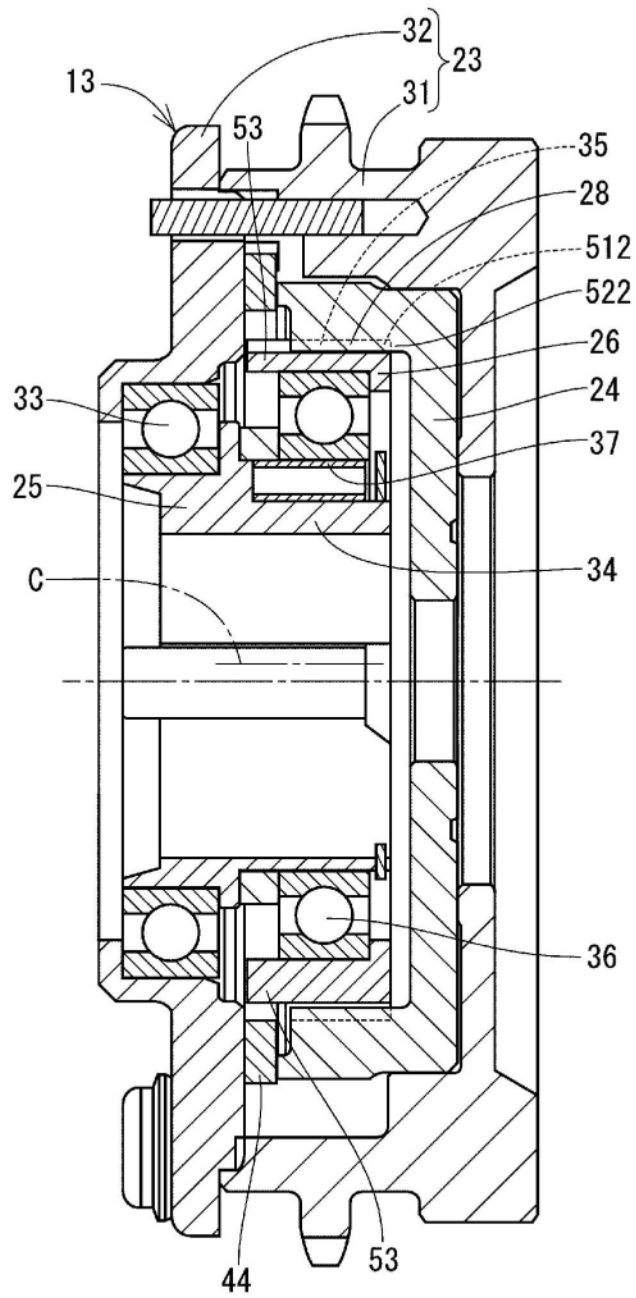


图8

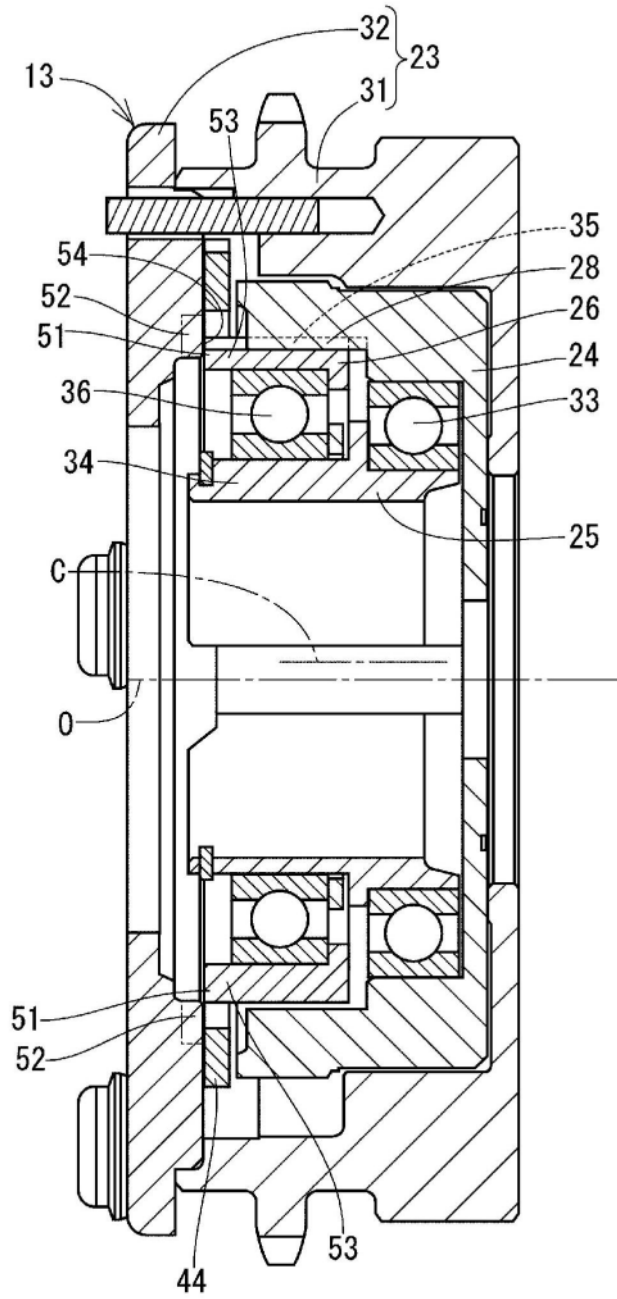


图9

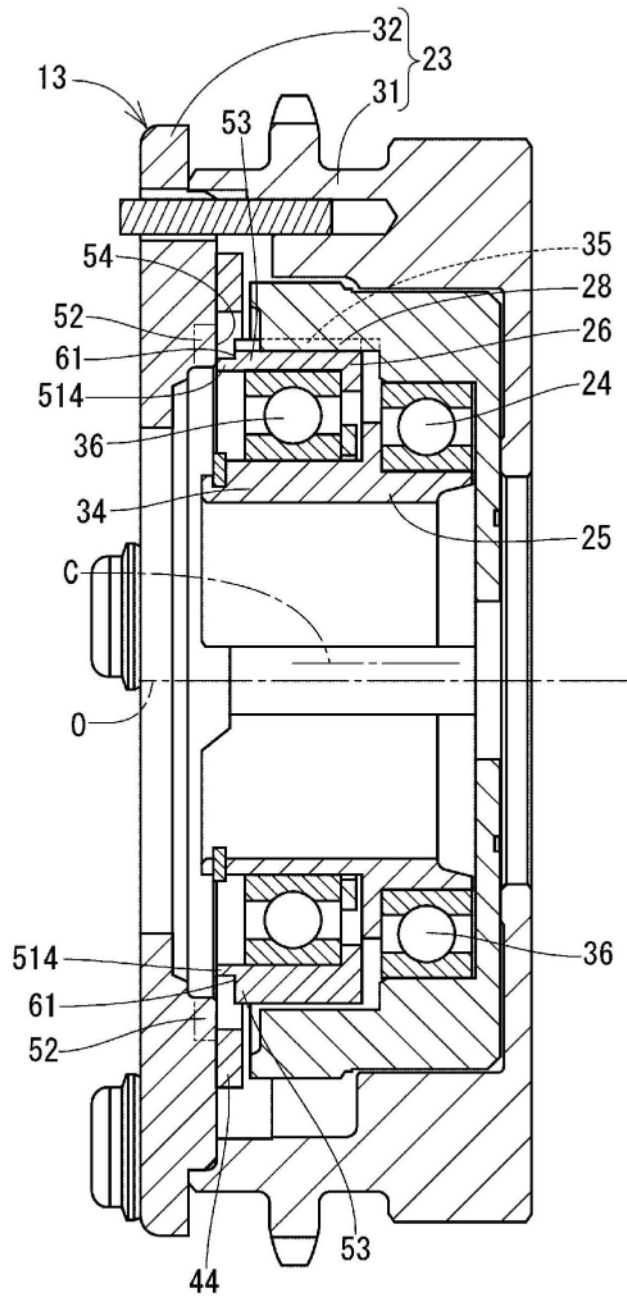


图10

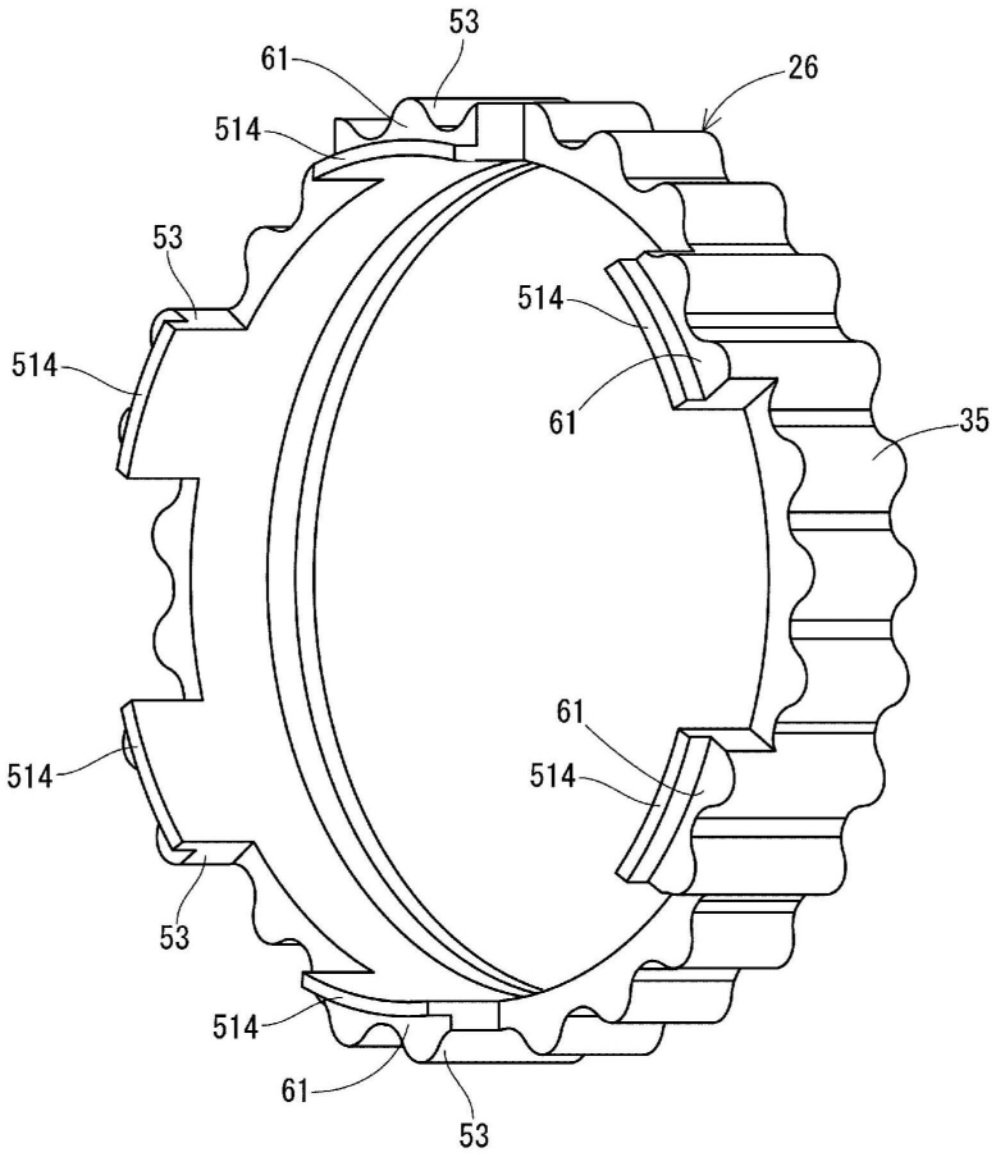


图11

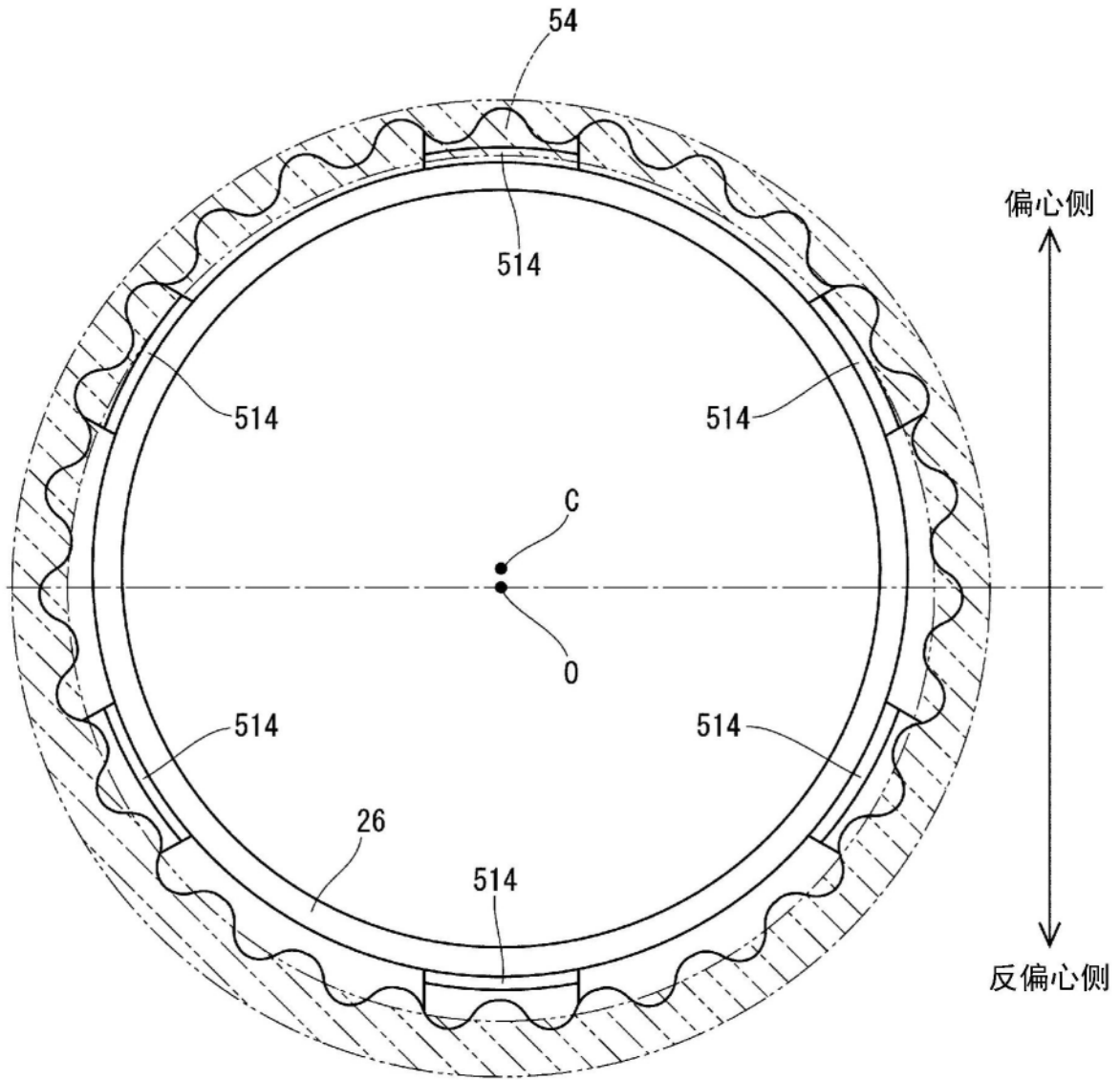


图12

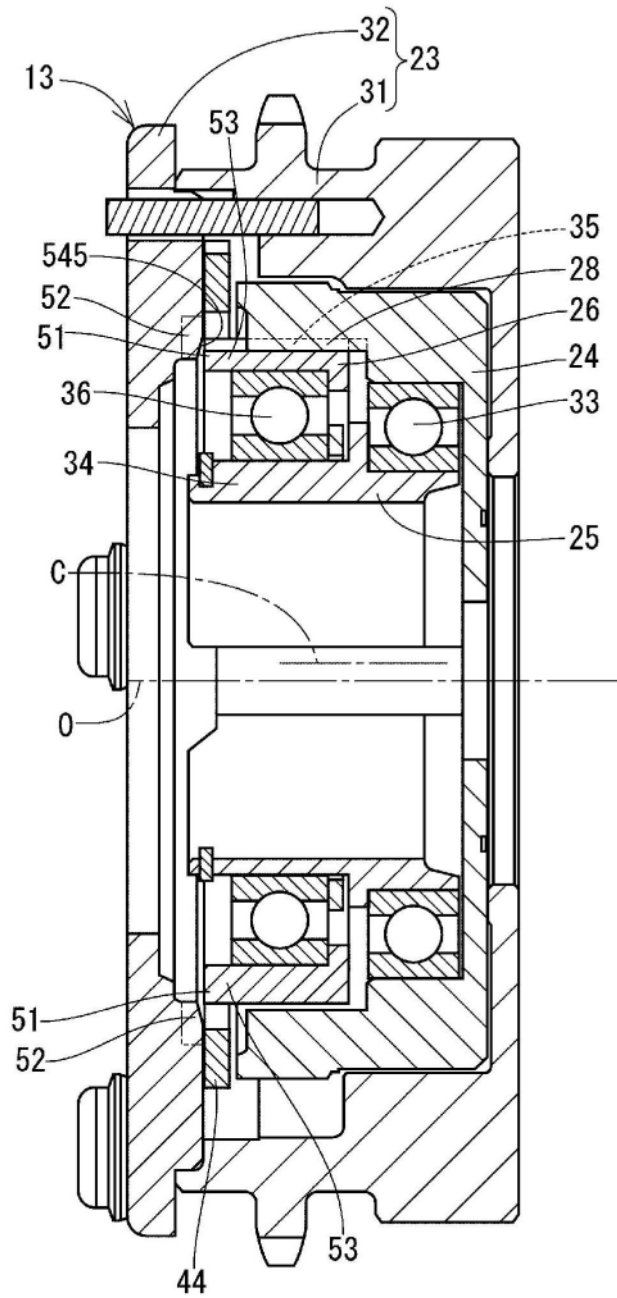


图13

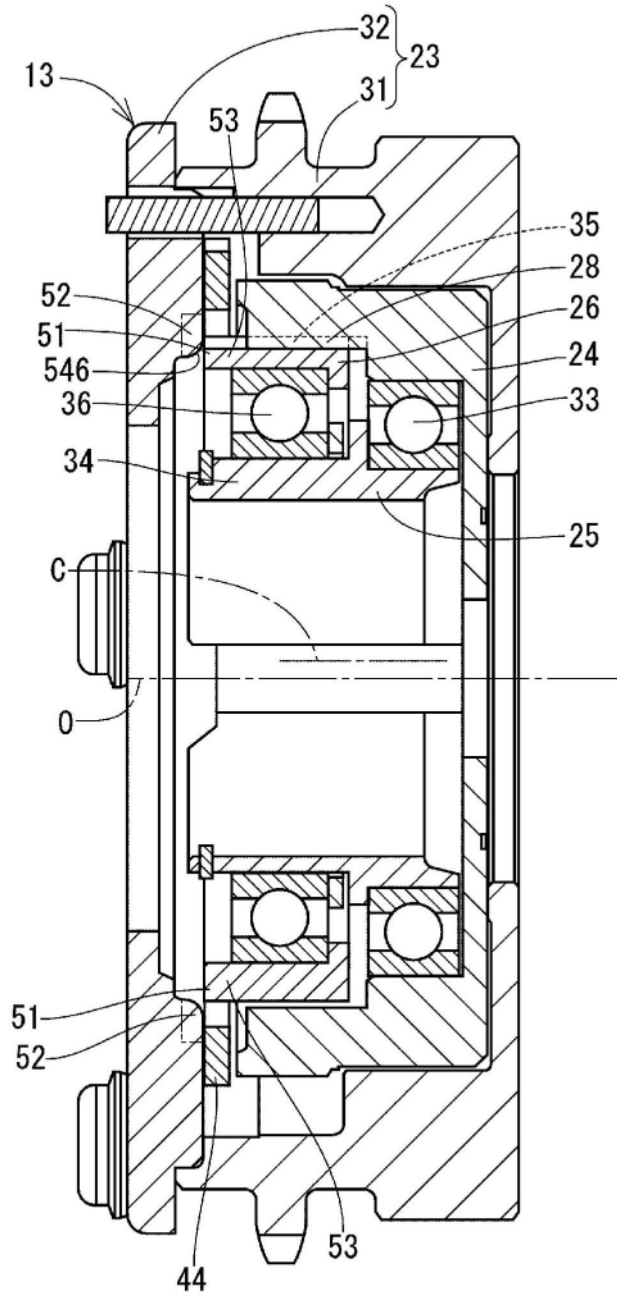


图14

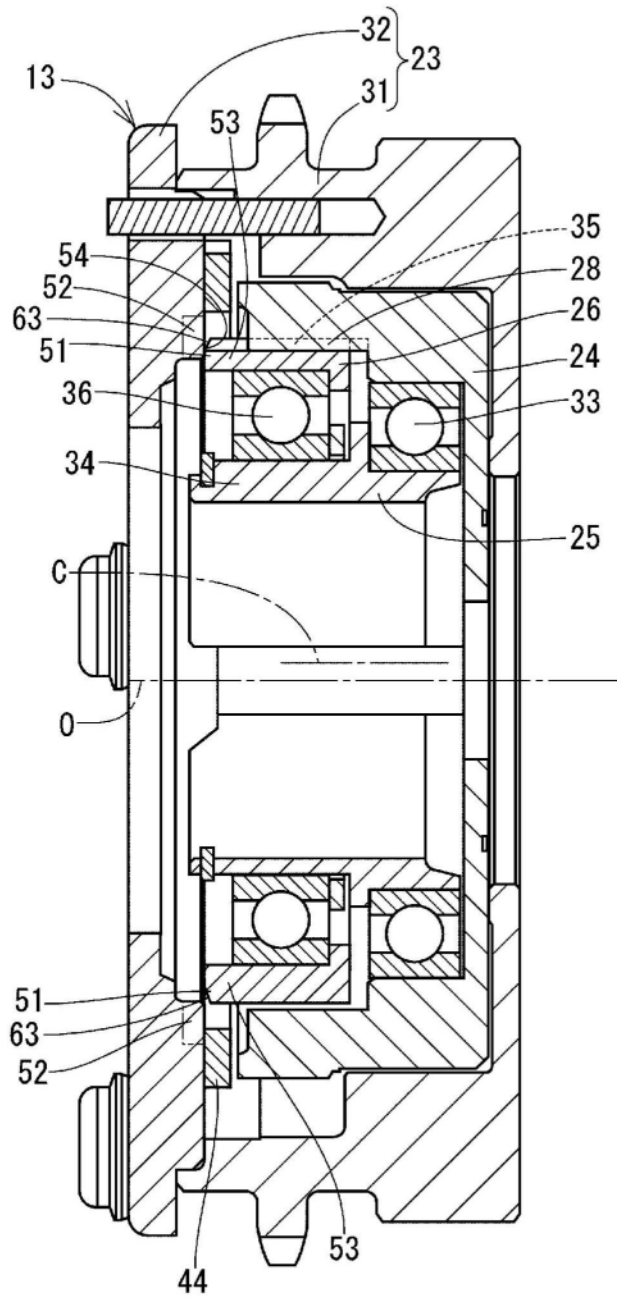


图15

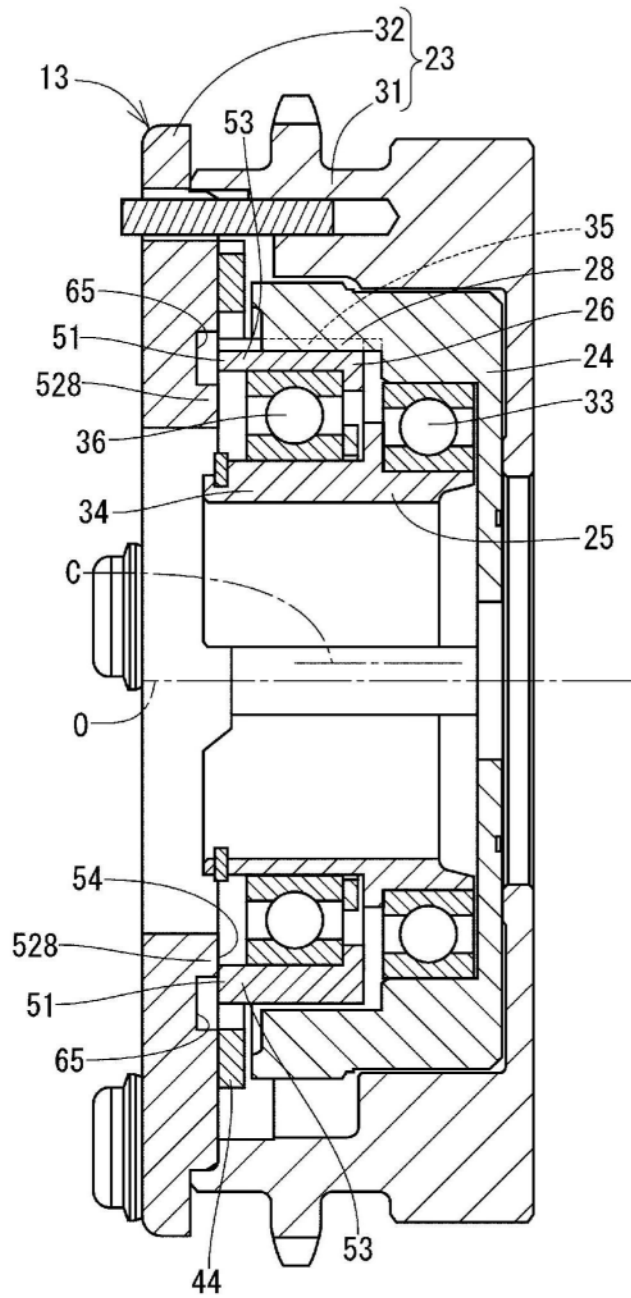


图16

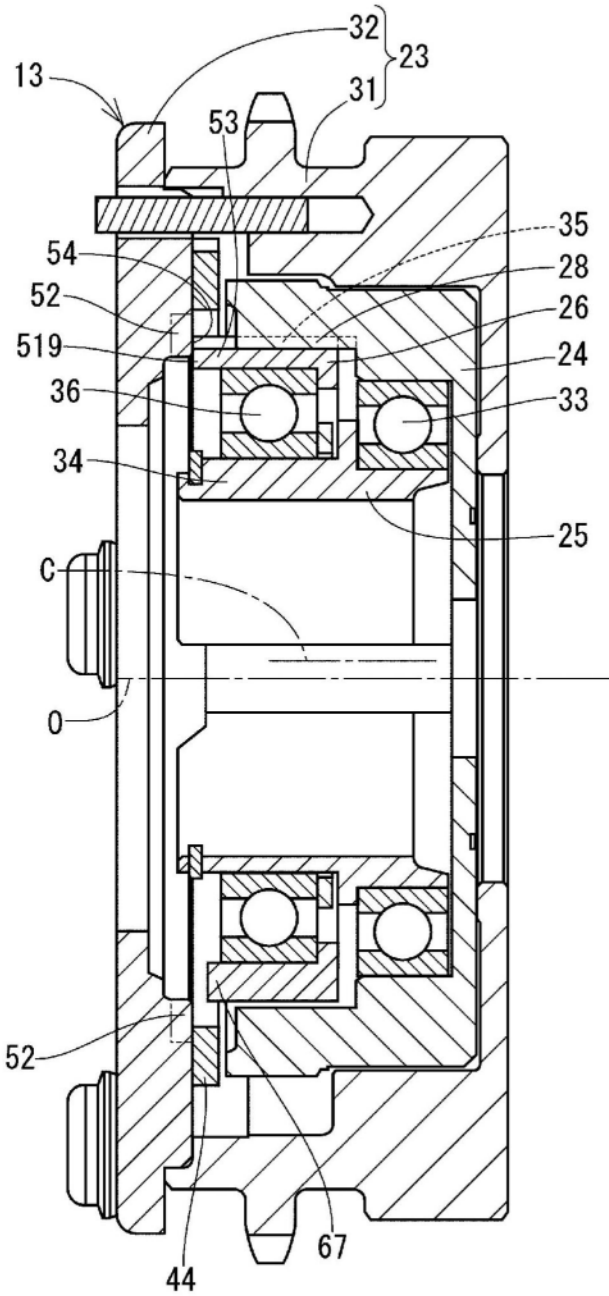


图17

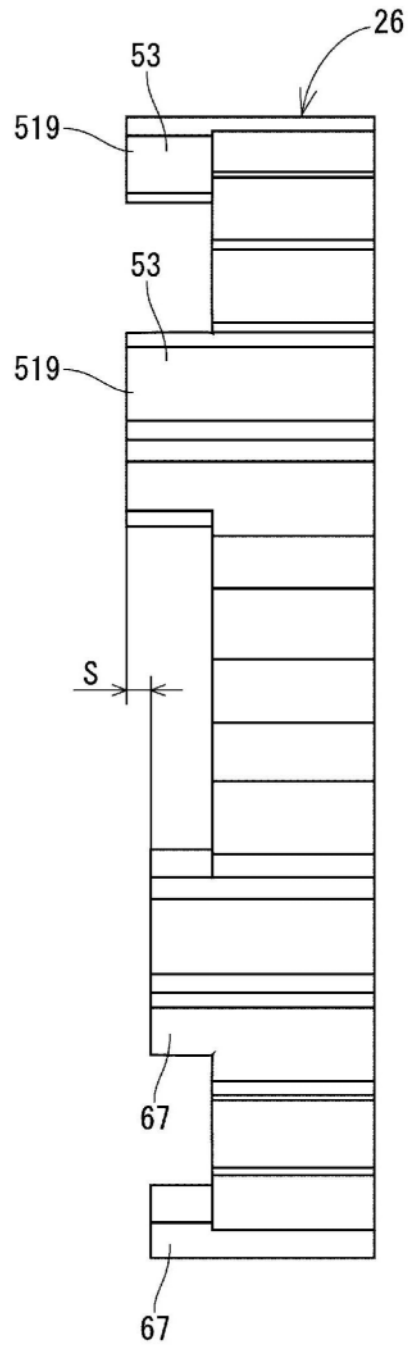


图18

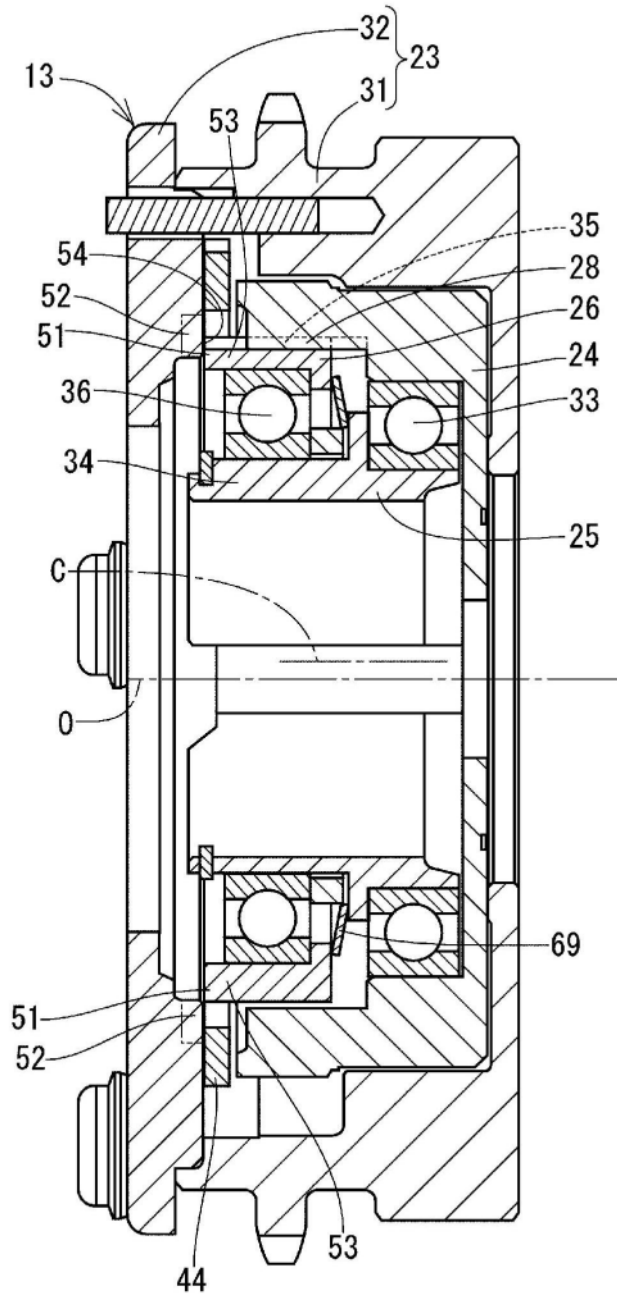


图19

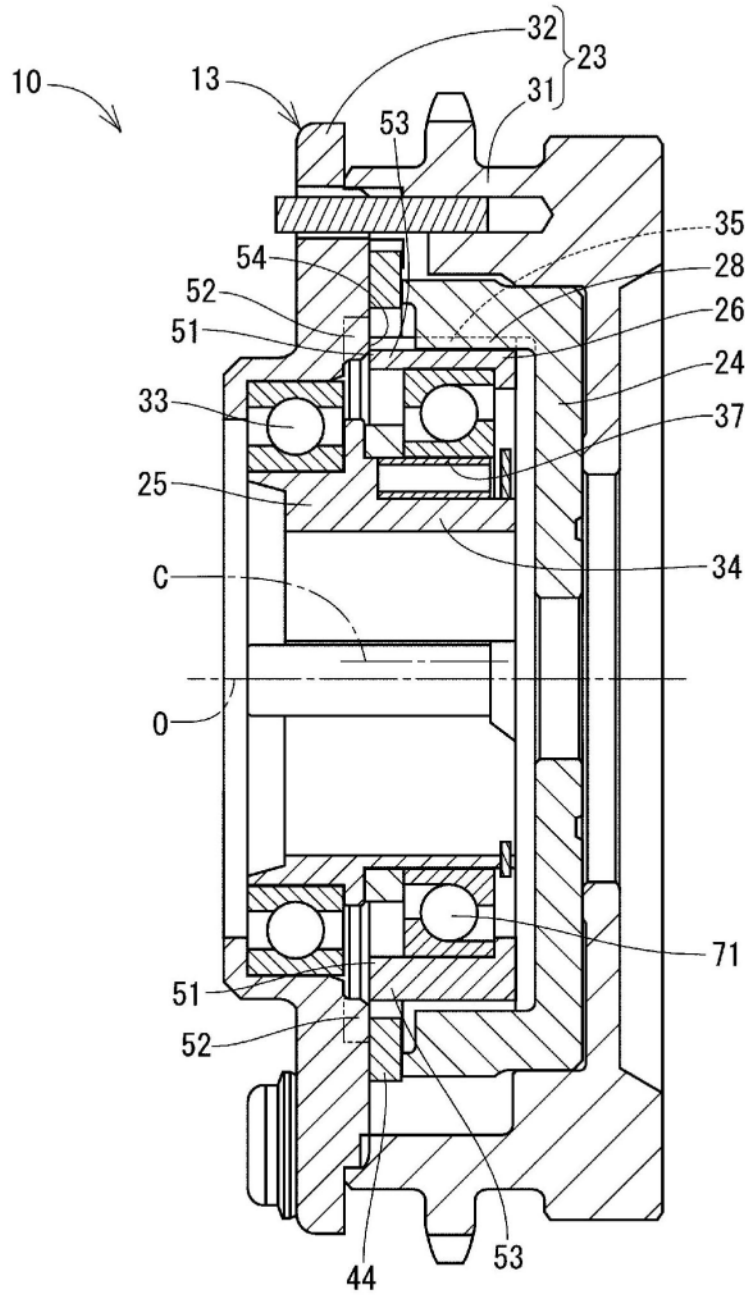


图20