



## (12)实用新型专利

(10)授权公告号 CN 209687998 U

(45)授权公告日 2019.11.26

(21)申请号 201822240957.X

(22)申请日 2018.12.28

(30)优先权数据

2018-012531 2018.01.29 JP

2018-062768 2018.03.28 JP

(73)专利权人 株式会社 艾科赛迪

地址 日本大阪

(72)发明人 今中秀幸

(74)专利代理机构 北京康信知识产权代理有限

责任公司 11240

代理人 玉昌峰 吴孟秋

(51)Int.Cl.

F16F 15/139(2006.01)

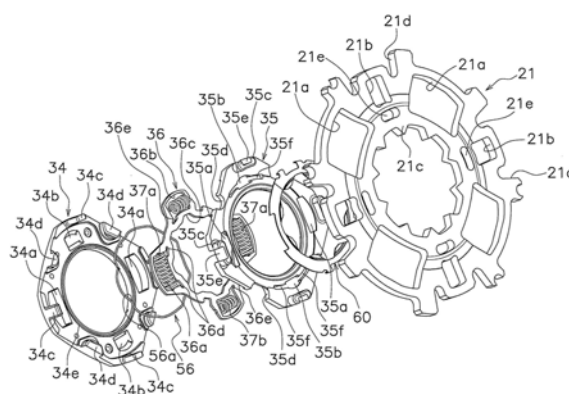
权利要求书2页 说明书10页 附图9页

(54)实用新型名称

阻尼器装置

(57)摘要

一种阻尼器装置,抑制了滞后扭矩产生机构在轴向尺寸。该阻尼器装置具备:副板(34)以及弹簧架(35),被输入扭矩;驱动板(36),配置为相对于副板(34)以及弹簧架(35)自如地相对旋转;多个弹簧(37),将副板(34)以及弹簧架(35)与驱动板(36)在旋转方向上弹性连结;以及滞后扭矩产生机构(14),在副板(34)以及弹簧架(35)与驱动板(36)相对旋转时产生滞后扭矩。滞后扭矩产生机构(14)具有槽(34e)和波浪线(56)。槽(34e)形成于副板(34)的侧面。波浪线(56)装配于槽(34e),并将驱动板(36)向弹簧架(35)按压。



1. 一种阻尼器装置, 将输入的扭矩传递至输出侧并使扭矩变动衰减, 所述阻尼器装置的特征在于, 所述阻尼器装置具备:

输入侧旋转部件, 被输入扭矩;

输出侧旋转部件, 配置为相对于所述输入侧旋转部件自如地相对旋转;

多个弹性部件, 将所述输入侧旋转部件与所述输出侧旋转部件在旋转方向上弹性连结; 以及

滞后扭矩产生机构, 在所述输入侧旋转部件与所述输出侧旋转部件相对旋转时产生滞后扭矩,

所述滞后扭矩产生机构具有:

槽, 形成于所述输入侧旋转部件以及所述输出侧旋转部件中的一方的与另一方相对的侧面; 以及

施力部件, 由线材形成且装配于所述槽, 用于使所述输入侧旋转部件与所述输出侧旋转部件相互压接。

2. 根据权利要求1所述的阻尼器装置, 其特征在于,

所述施力部件以能够移动的方式装配在所述槽内, 所述施力部在与所述槽的底部或者侧部之间也滑接并产生滞后扭矩。

3. 根据权利要求1所述的阻尼器装置, 其特征在于,

所述滞后扭矩产生机构的槽形成为环状。

4. 根据权利要求2所述的阻尼器装置, 其特征在于,

所述滞后扭矩产生机构的槽形成为环状。

5. 根据权利要求3所述的阻尼器装置, 其特征在于,

所述施力部件由环状的波浪线形成, 所述波浪线的一部分具有欠缺部。

6. 根据权利要求4所述的阻尼器装置, 其特征在于,

所述施力部件由环状的波浪线形成, 所述波浪线的一部分具有欠缺部。

7. 根据权利要求1至4中任一项所述的阻尼器装置, 其特征在于,

所述输入侧旋转部件具有与轴向相对配置的第一输入板以及第二输入板,

所述输出侧旋转部件具有配置于所述第一输入板以及所述第二输入板的轴向之间的输出板。

8. 根据权利要求5或6所述的阻尼器装置, 其特征在于,

所述输入侧旋转部件具有与轴向相对配置的第一输入板以及第二输入板,

所述输出侧旋转部件具有配置于所述第一输入板以及所述第二输入板的轴向之间的输出板。

9. 根据权利要求7所述的阻尼器装置, 其特征在于,

所述滞后扭矩产生机构的槽形成于所述第一输入板,

所述施力部件向所述第二输入板按压所述输出板。

10. 根据权利要求8所述的阻尼器装置, 其特征在于,

所述滞后扭矩产生机构的槽形成于所述第一输入板,

所述施力部件向所述第二输入板按压所述输出板。

11. 根据权利要求9所述的阻尼器装置, 其特征在于,

所述输出板具有沿圆周方向排列形成的多个卡合槽，

所述施力部件在圆周方向以预定的间隔具有多个按压部，所述施力部件由环状的波浪线形成，所述波浪线的一部分具有欠缺部，

所述按压部与所述卡合槽卡合，所述施力部件相对于所述输出板无法相对旋转。

12. 根据权利要求10所述的阻尼器装置，其特征在于，

所述输出板具有沿圆周方向排列形成的多个卡合槽，

所述施力部件在圆周方向以预定的间隔具有多个按压部，

所述按压部与所述卡合槽卡合，所述施力部件相对于所述输出板无法相对旋转。

## 阻尼器装置

### 技术领域

[0001] 本实用新型涉及阻尼器装置,尤其是将被输入的扭矩传递至输出侧,并且使扭矩变动衰减的阻尼器装置。

### 背景技术

[0002] 在车辆的空转时以及行驶时,存在例如从引擎传递的扭矩变动而导致的振动以及产生异常声音的情况。为解决该问题,设置有如专利文献1所示的阻尼器。该阻尼器具有四段扭转特性,并且设置有在从低扭转角度区域至高扭转角度区域横跨全区域产生滞后扭矩的机构、在低扭转角度区域的一部分产生滞后扭矩的机构、以及仅在高扭转角度区域产生滞后扭矩的机构。

[0003] 专利文献1:日本特开2009-19746号公报

### 实用新型内容

[0004] 实用新型要解决的技术问题

[0005] 在专利文献1的装置中,为了在低扭转角度区域的一部分获得滞后扭矩,使用了波形弹簧。在该角度区域中,当需要更大的滞后扭矩时,使用作用力较大的波形弹簧,或需要另外配置的波形弹簧。因此,当需要较大滞后扭矩时,需要较宽的轴向空间,妨碍装置在轴向尺寸上的小型化。

[0006] 本实用新型的技术问题在于抑制滞后扭矩产生机构的轴向尺寸。

[0007] 用于解决技术问题的方式

[0008] (1) 本实用新型涉及的阻尼器装置,将输入的扭矩传递至输出侧并使扭矩变动衰减,阻尼器装置具备:输入侧旋转部件,被输入扭矩;输出侧旋转部件,配置为相对于输入侧旋转部件自如地相对旋转;多个弹性部件,将输入侧旋转部件与输出侧旋转部件在旋转方向上弹性连结;以及滞后扭矩产生机构,在输入侧旋转部件与输出侧旋转部件相对旋转时产生滞后扭矩。

[0009] 滞后扭矩产生机构具有槽和施力部件。槽形形成于输入侧旋转部件以及输出侧旋转部件中的一方的与另一方相对的侧面。由线材形成且装配于槽,用于使输入侧旋转部件与输出侧旋转部件相互压接。

[0010] 在该装置中,进行相对旋转的输入旋转部件和输出旋转部件通过施力部件相互压接,并由此产生滞后扭矩。

[0011] 在此,施力部件由于由线材形成,且装配于形成在输入侧旋转部件或者输出侧旋转部件的槽,因此能够抑制用于配置施力部件的轴向尺寸。因此,能够使装置整体的轴向尺寸小型化。

[0012] (2) 优选地,施力部件以能够移动的方式装配在槽内,施力部在与槽的底部或者侧部之间也滑接并产生滞后扭矩。

[0013] 在此,除了在输入侧旋转部件与输出侧旋转部件之间产生滞后扭矩,在施力部件

与槽之间也产生滞后扭矩。因此,能够在各部以较小的摩擦力获得期望的滞后扭矩,能够抑制各部件的磨损。

[0014] (3) 优选地,滞后扭矩产生机构的槽形成环状。在此,施力部件在槽内旋转变容易(即,在施力部件与槽之间滑接变容易),从而能够获得期望的滞后扭矩。

[0015] (4) 优选地,施力部件由环状的波浪线形成,波浪线的一部分具有欠缺部。

[0016] (5) 优选地,输入侧旋转部件具有与轴向相对配置的第一输入板以及第二输入板。另外,输出侧旋转部件具有配置于第一输入板以及第二输入板的轴向之间的输出板。

[0017] (6) 优选地,滞后扭矩产生机构的槽形成于第一输入板。另外,施力部件向第二输入板按压输出板。

[0018] (7) 优选地,输出板具有沿圆周方向排列形成的多个卡合槽。另外,施力部件在圆周方向以预定的间隔具有多个按压部,施力部件由环状的波浪线形成,波浪线的一部分具有欠缺部。并且,按压部与卡合槽卡合,施力部件相对于输出板无法相对旋转。

[0019] 实用新型的效果

[0020] 在如以上的本实用新型中,能够抑制滞后扭矩产生机构的轴向尺寸,能够实现装置的小型化。

## 附图说明

[0021] 图1是作为本实用新型的一实施方式的离合器盘组装体的纵剖面示意图。

[0022] 图2是离合器盘组装体的正面局部图。

[0023] 图3是离合器盘组装体的扭转特性曲线图。

[0024] 图4是图1的放大局部图。

[0025] 图5是图2的放大局部图。

[0026] 图6是止动销的主视图以及仰视图。

[0027] 图7是示出止动销的安装构造的俯视图。

[0028] 图8是图1的放大局部图。

[0029] 图9主要是低刚性阻尼器的分解立体图。

[0030] 图10是示出图9的一部分的图。

[0031] 附图标记说明

[0032] 1…离合器盘组装体;2…离合器盘;3…阻尼器机构;4…花键毂;11…低刚性阻尼器;14…L滞后产生机构(滞后扭矩产生机构);34…副板(第一输入板);34e…环状槽;35…弹簧架(第二输入板);36…驱动板(输出板);37…低刚性弹簧(弹性部件);56…波浪线(施力部件)。

## 具体实施方式

[0033] 图1是具有根据本实用新型的一实施方式的阻尼器装置的离合器盘组装体的剖视图。图1的0-0线是离合器盘组装体1的旋转轴线。该离合器盘组装体1使来自配置于图1左侧的引擎以及飞轮的扭矩传递至配置于图1右侧的变速器,且使扭矩变动衰减。另外,图2是离合器盘组装体1的正面局部图。

[0034] [整体结构]

[0035] 离合器盘组装体1具有:离合器盘2(输入侧部件),通过摩擦接合从飞轮输入扭矩;阻尼器机构3(阻尼器装置),对从离合器盘2输入的扭矩变动进行衰减以及吸收;以及花键毂4(输出侧部件)。

[0036] [离合器盘2]

[0037] 通过未图示的压板,离合器盘2被按压至飞轮。离合器盘2具有:缓冲板6;以及一对摩擦面层8,在缓冲板6的两面通过铆钉7固定。缓冲板6固定于阻尼器机构3的外周部。

[0038] [阻尼器机构3]

[0039] 如图3所示,为了有效地对从引擎传递的扭矩变动进行衰减以及吸收,阻尼器机构3在正侧(驱动侧的旋转方向)以及负侧具有四段扭转特性。具体地,在扭转特性的正侧以及负侧,第一段(L1)区域以及第二段(L2)区域为低扭转刚性以及低滞后扭矩的区域,第三段(H3)区域以及第四段(H4)区域为高扭转刚性以及高滞后扭矩的区域。

[0040] 阻尼器机构3具有低刚性阻尼器11、高刚性阻尼器12、全区域滞后扭矩产生机构(以下,记为“L-H滞后产生机构”)13、低扭转角度区域滞后扭矩产生机构(以下,记为“L滞后产生机构”)14、中扭转角度区域滞后扭矩产生机构(以下,记为“L2滞后产生机构”)15、高扭转角度区域滞后扭矩产生机构(以下,记为“H滞后产生机构”)16、以及止动机构17。

[0041] 低刚性阻尼器11在低扭转角度区域(L1+L2)运作。高刚性阻尼器12在扭转角度比低扭转角度区域大的高扭转角度区域(H3+H4)运作。另外,高刚性阻尼器12具有比低刚性阻尼器11高的扭转刚性。

[0042] L-H滞后产生机构13是在低扭转角度区域(L1+L2)以及高扭转角度区域(H3+H4)的全扭转角度区域产生滞后扭矩的机构。L滞后产生机构14是仅在低扭转角度区域的全区域(L1+L2)产生滞后扭矩的机构。L2滞后产生机构15是仅在第二段的第二扭转角度区域(L2)产生滞后扭矩的机构。H滞后产生机构16是仅在高扭转角度区域(H3+H4)产生滞后扭矩的机构。

[0043] 止动机构17是如下机构,若输入侧的部件即离合器盘2与输出侧的部件即花键毂4的扭转角度(相对旋转角度)达到预定角度,则禁止预定角度以上的两部件的相对旋转角度。

[0044] <高刚性阻尼器12>

[0045] 如图4所示,高刚性阻尼器12具有输入侧旋转部件20、轮毂凸缘21以及多个高刚性弹簧22。

[0046] 输入侧旋转部件20

[0047] 扭矩从引擎经由离合器盘2输入至输入侧旋转部件20,该输入侧旋转部件20具有离合器板24以及挡板25。

[0048] 离合器板24以及挡板25实际上形成为环状,在轴向上隔开间隔配置。离合器板24配置于引擎侧,挡板25配置于变速器侧。离合器板24以及挡板25为外周部通过止动销26连接,且一体地旋转。

[0049] 如图2所示,离合器板24以及挡板25分别沿圆周方向上隔开间隔地形成有四个第一保持部24a、25a以及第二保持部24b、25b。第一保持部24a、25a与第二保持部24b、25b沿圆周方向上交替配置。另外,在挡板25形成有多个卡合孔25c。

[0050] 需要说明的是,在图2中,虽然示出挡板25,但关于各保持部24a、24b、25a、25b,配

置于相反侧的离合器板24也为同样的结构。另外,在图2中,使挡板25的一部分破裂并示出。

[0051] 轮毂凸缘21

[0052] 轮毂凸缘21为大致圆板状的部件(参照图9),且配置于花键毂4的外周。轮毂凸缘21配置于离合器板24与挡板25的轴向之间,且能够与该两个盘24、25在预定的角度范围内相对旋转。如图5所示,轮毂凸缘21与花键毂4通过形成于相互的内周部以及外周部的多个齿21c、4c而咬合。需要说明的是,在相互的齿21c、4c之间设定有预定的间隙G1。即,轮毂凸缘21与花键毂4仅能够在齿21c、4c的间隙G1的角度部分(相当于低扭转角度区域(L1+L2))相对旋转。

[0053] 如图5所示,在轮毂凸缘21与离合器板24以及挡板25的第一保持部24a、25a以及第二保持部24b、25b相对的位置,分别形成有第一窗孔21a以及第二窗孔21b。并且,第一窗孔21a收容有第一高刚性弹簧22a,该第一高刚性弹簧22a通过离合器板24以及挡板25的第一保持部24a、25a在轴向以及径向上被保持。另外,第二窗孔21b收容有第二高刚性弹簧22b,该第二高刚性弹簧22b通过离合器板24以及挡板25的第二保持部24b、25b在轴向以及径向上被保持。

[0054] 需要说明的是,离合器板24以及挡板25的第一保持部24a、25a以及第二保持部24b、25b的圆周方向的两端能够与各高刚性弹簧22a、22b的端面卡合。

[0055] 在此,第一高刚性弹簧22a沿圆周方向上无间隙地配置于轮毂凸缘21的第一窗孔21a,第二高刚性弹簧22b沿圆周方向上无间隙地配置于轮毂凸缘21的第二窗孔21b。另一方面,虽然第一高刚性弹簧22a沿圆周方向上无间隙地配置于离合器板24以及挡板25的第一保持部24a、25a,但第二高刚性弹簧22b沿圆周方向上经由间隙G2(参照图2以及图5)配置于两板24、25的第二保持部24b、25b。该间隙G2相当于第三段的扭转角度部分(角度区域H3)。

[0056] 需要说明的是,在轮毂凸缘21的第二窗孔21b各自的内周侧形成有贯穿轴向的卡合孔21e。

[0057] 虽然详细在后面叙述,但通过以上的结构,在高扭转角度区域H3、H4中,首先仅压缩第一高刚性弹簧22a(H3区域),之后,除了第一高刚性弹簧22a外还压缩第二高刚性弹簧22b(H4区域)。

[0058] <止动机构17>

[0059] 如图5所示,止动机构17由形成于轮毂凸缘21的外周部的多个止动用切口21d以及上述止动销26构成。横跨预定的角度范围形成有止动用切口21d,且在径向上向外打开。并且,止动销26在轴向上贯穿该止动用切口21d。

[0060] 另外,切口21d为在朝向内周侧较深地形成圆周方向的两端部,且较浅地形成中央部分。在该较浅的部分内周侧形成有第二窗孔21b。

[0061] 将止动销26以及其安装部分在图6以及图7中放大示出。需要说明的是,图6示出铆接(かしめ)前的止动销26,图6的(a)为主视图、图6的(b)为仰视图。另外,图7为从径向外侧观测将止动销26铆接并固定后的状态的俯视图。

[0062] 止动销26具有主体部26a以及比主体部26a小型且为相似形的颈部26b。颈部26b形成于主体部26a的两端。主体部26a以及颈部26b为分别具有大直径部以及小直径部的异形截面。详细而言,主体部26a以及颈部26b分别剖面为椭圆形。如图5所示,将该止动销26按照小直径部朝向径向、大直径部朝向圆周方向的方式组装。

[0063] 如图7所示,离合器板24以及挡板25形成有用于装配止动销26的孔24d、25d。止动销26的颈部26b插入该孔24d、25d,且主体部26a的端面与离合器板24以及挡板25的侧面抵接。并且,通过将颈部26b的头部铆接,离合器板24与挡板25在轴向上经由预定的间隙被固定。

[0064] 在离合器板24中,在孔24d的周围形成有通过压印加工而在挡板25侧凹陷的凹部24e。在该凹部24e的挡板25侧的面形成有用于承受止动销26的主体部26a的端部外周面的承受部24f。承受部24f的形状与主体部26a的形状相同,且主体部26a与承受部24f无间隙地嵌合。通过这样的结构,离合器板24与止动销26能够通过承受部24f与主体部26a的接触而传递扭矩。

[0065] 需要说明的是,在挡板25中,虽然未形成相当于离合器板24的凹部24e的部分,但形成有与离合器板24的承受部24f同样的承受部25f。

[0066] 在这样的止动机构17中具有如以下的特征。

[0067] (1) 由于使止动销26为异形截面,并按照使小直径部分朝向径向的方式装配,与现有技术相比较,能够使止动机构17的径向空间较小。因此,能够将止动机构17配置于较外侧,并确保使用于配置高刚性弹簧22的圆周方向空间与现有相比更长。进而,能够实现扭转角度的大角化。

[0068] (2) 尽管存在异形截面,但由于止动销26在主体部26a的整个圆周存在垫块(与板侧面抵接的部分),因此不会破坏在铆接止动销26时的填充率。

[0069] (3) 由于使传递至止动销26的扭矩经由承受部24f、25f由主体部26a承受,而非颈部26b,与如现有构造由颈部传递扭矩的情况相比,在同大小的情况下,能够传递更大的扭矩。

[0070] <低刚性阻尼器11>

[0071] 如图8以及图9所示,低刚性阻尼器11具有作为第一输入板的副板34及作为第二输入板的弹簧架35、作为输出板的驱动板36、以及作为弹性部件的多个低刚性弹簧37。

[0072] 副板34

[0073] 副板34配置于离合器板24与轮毂凸缘21的轴向之间,大致为矩形,且角部形成为圆弧状。如图9所示,副板34在中央部具有圆形的开口,且具有分别两个第一保持部34a以及第二保持部34b、四个第一卡合突起34c、突起长度比第一卡合突起34c短四个第二卡合突起34d、以及环状槽34e。

[0074] 第一保持部34a以及第二保持部34b形成于各卡合突起34c的内周侧。四个第一卡合突起34c突出形成于四个角部外周轮毂凸缘21侧。在第一保持部34a以及第二保持部34b的内周侧,环状槽34e形成于开口部的边缘。

[0075] 弹簧架35

[0076] 在副板34与轮毂凸缘21的轴向之间,弹簧架35与副板34隔开间隔相对配置。弹簧架35与副板34为几乎同样的形状。弹簧架35在中央部具有圆形的开口,且具有分别两个第一保持部35a及第二保持部35b、四个凸台部35c、以及四个切口35d。各凸台部35c形成有切口35e。另外,在第二保持部35b的圆周方向两端形成有沿圆周方向延伸的圆弧状槽35f。

[0077] 第一保持部35a以及第二保持部35b分别形成于与副板34的第一保持部34a以及第二保持部34b相对的位置。四个凸台部35c形成于四个角部外周。副板34的第一卡合突起34c



与上述四个凸台部35c的切口35e卡合,进一步凸台部35c与轮毂凸缘21的卡合孔21e卡合。切口35d形成为与副板34的第二卡合突起34d相对应,第二卡合突起34d与该切口35d卡合。

[0078] 如以上那样,通过第一卡合突起34c与切口35e的卡合,以及第二卡合突起34d与切口35d的卡合,使副板34和弹簧架35一体化。并且,通过第一卡合突起34c以及凸台部35c与卡合孔21e的卡合,使弹簧架35和轮毂凸缘21一体化。进而,副板34以及弹簧架35与轮毂凸缘21一体地旋转。

[0079] 驱动板36

[0080] 驱动板36配置于副板34与弹簧架35的轴向之间,且能够与副板34以及弹簧架35在预定的角度范围内相对旋转。驱动板36在中央部具有开口,且具有分别两个第一窗孔36a以及第二窗孔36b、以及形成于驱动板36的内周面的多个卡合凹部36c。

[0081] 另外,在第一窗孔36a的内周端部的两侧分别形成有沿圆周方向延伸的第一卡合槽36d。第二窗孔36b的内周端部的一侧形成有沿圆周方向延伸的第二卡合槽36e。

[0082] 第一窗孔36a以及第二窗孔36b分别形成于与副板34以及弹簧架35的第一保持部34a、35a以及第二保持部34b、35b相对的位置。并且,第一窗孔36a收容有第一低刚性弹簧37a,并通过副板34以及弹簧架35的第一保持部34a、35a在轴向以及径向上保持该第一低刚性弹簧37a。另外,第二窗孔36b收容有第二低刚性弹簧37b,并通过副板34以及弹簧架35的第二保持部34b、35b在轴向以及径向保持该第二低刚性弹簧37b。

[0083] 需要说明的是,副板34、弹簧架35的第一保持部34a、35a以及第二保持部34b、35b的圆周方向的两端能够与各低刚性弹簧37a、37b的端面卡合。

[0084] 在此,第一低刚性弹簧37a沿圆周方向上无间隙地配置于驱动板36的第一窗孔36a,第二低刚性弹簧37b沿圆周方向上无间隙地配置于驱动板36的第二窗孔36b。另一方面,虽然第一低刚性弹簧37a沿圆周方向上无间隙地配置于副板34以及弹簧架35的第一保持部34a、35a,但第二低刚性弹簧37b沿圆周方向上经由间隙配置于两部件34、35的第二保持部34b、35b。该间隙相当于第一段的扭转角度部分(低扭转角度区域L1)。

[0085] 低刚性弹簧37的弹簧常数设定为大幅度小于高刚性弹簧22的弹簧常数。即,高刚性弹簧22的刚性远高于低刚性弹簧37。因此,在第一段区域(L1)以及第二段区域(L2)中,高刚性弹簧22未被压缩,仅低刚性弹簧37被压缩。

[0086] [花键毂4]

[0087] 花键毂4配置于离合器板24以及挡板25的内周侧。如图4以及图8所示,花键毂4具有在轴向延伸的筒状凸台41以及从凸台41向径向外侧延伸的凸缘42。凸台41的内周部形成有与变速器的输入轴(未图示)卡合的花键孔4a。

[0088] 在凸台41的外周面,在凸缘42的引擎侧形成由多个卡合凸部4d。卡合凸部4d与驱动板36的卡合凹部36c实际上无间隙地卡合。另外,在凸缘42的外周面形成有齿4c。如在图5中所说明的那样,该齿4c能够与轮毂凸缘21的齿21c咬合,且在两齿4c、21c的圆周方向间存在间隙G1。

[0089] <L-H滞后产生机构13>

[0090] L-H滞后产生机构13在扭转角度区域的全区域(L1+L2+H3+H4)产生滞后扭矩H。

[0091] 如图8所示,L-H滞后产生机构13具有第一摩擦垫圈51、第二摩擦垫圈52以及第一锥形弹簧54。

[0092] 第一摩擦垫圈51为树脂制,在花键毂4的凸台41的外周,配置于卡合凸部4d的侧面与离合器板24的内周端部之间。

[0093] 第二摩擦垫圈52为树脂制,且配置于花键毂4的凸缘42与挡板25的内周端部的轴向之间。第二摩擦垫圈52的外周部具有与后述的第三摩擦垫圈53卡合的卡合部(未图示),且两部件为一体旋转。

[0094] 另外,第一锥形弹簧54配置于第二摩擦垫圈52与挡板25的内周端部的轴向之间,并对第二摩擦垫圈52与挡板25施力,以使第二摩擦垫圈52与挡板25相互分离。

[0095] 根据以上,在离合器板24及挡板25与花键毂4相对旋转的全扭转角度区域中,在第一摩擦垫圈51与离合器板24或者花键毂4之间产生摩擦阻力,并且,在第二摩擦垫圈52与花键毂4之间产生摩擦阻力。通过这些摩擦阻力,在全扭转角度区域内产生滞后扭矩H。

[0096] <L滞后产生机构14>

[0097] L滞后产生机构14仅在第一段区域以及第二段区域即低扭转角度区域的全区域(L1+L2)产生滞后扭矩hL。

[0098] 如图9所示,L滞后产生机构14具有装配于副板34的环状槽34e的作为施力部件的波浪线56。波浪线56由环状线材形成,环状线材的一部分具有欠缺部。波浪线56按照沿圆周方向以预定的间隔的方式具有多个按压部56a。按压部56a向驱动板36侧突出形成,且能够弹性变形。另外,按压部56a的前端部能够与形成于驱动板36的各窗孔36a、36b的第一以及第二卡合槽36d、36e卡合。如此,波浪线56相对于驱动板36不能相对旋转,且能够在环状槽34e内沿圆周方向移动。并且,通过波浪线56的弹性变形,使驱动板36向弹簧架35侧施力。

[0099] 在此,如上所述,副板34以及弹簧架35与轮毂凸缘21一体旋转。另外,驱动板36与花键毂4一体旋转。并且,如上所述,轮毂凸缘21与花键毂4能够仅在间隙G1的角度部分相对旋转。换言之,轮毂凸缘21(与弹簧架35一体旋转)与花键毂4(与驱动板36一体旋转)能够仅在扭转特性的第一段区域和第二段区域的低扭转角度区域的全区域(L1+L2)相对旋转。

[0100] 并且,由于弹簧架35与驱动板36通过波浪线56而相互按压,弹簧架35与驱动板36仅在低扭转角度的全区域(L1+L2)相对旋转并产生摩擦阻力。另外,波浪线56与副板34的环状槽34e的底部之间也产生摩擦阻力。通过这些摩擦阻力,来产生滞后扭矩hL。

[0101] 在此,由于是按照将波浪线56埋入的方式装配于副板34的环状槽34e,因此能够抑制轴向尺寸,并能够实现滞后扭矩产生机构。另外,由于不只在弹簧架35与驱动板36之间,波浪线56与副板34的环状槽34e的底部之间也产生摩擦阻力,因此使在各部中的摩擦阻力较小并获得期望的滞后扭矩。进而,能够抑制各部的磨损。

[0102] <L2滞后产生机构15>

[0103] L2滞后产生机构15仅在第二段的扭转角度区域(L2)产生滞后扭矩hL2。

[0104] L2滞后产生机构15具有波形弹簧60。波形弹簧60为在轴向上能够弹性变形的环状弹性体,且在轴向被压缩的状态下配置于花键毂4的凸缘42与弹簧架35之间。波形弹簧60与轮毂凸缘21以及弹簧架35抵接,若相对于轮毂凸缘21旋转,则产生摩擦阻力。

[0105] 在图10中,提取并示出波形弹簧60以及其周边的部件。波形弹簧60具有环状的主体部60a以及从主体部60a向径向外侧延伸的两对爪部60b。爪部60b的前端部向轴向弯曲,且穿过形成于弹簧架35的圆弧状槽35f并与第二低刚性弹簧37b的两端部抵接。两个爪部60b间的圆周方向的距离与第二低刚性弹簧37b的自由长度几乎一致。由此,通过第二低刚

性弹簧37b进行波形弹簧60在圆周(旋转)方向的定位,并且,第二低刚性弹簧37b以及波形弹簧60能够一体地旋转。需要说明的是,槽35f沿圆周方向的距离比两个爪部60b间沿圆周方向的距离长。

[0106] 另外,主体部60a的内周部形成有多个卡合凹部60c。卡合凹部60c经由预定的间隙与花键毂4的卡合凸部4d卡合。该间隙相当于第一段扭转角度区域(L1)的角度部分。进而,在第一段区域中,虽然未通过波形弹簧60产生滞后扭矩,但能够仅在第二段区域(L2)获得基于波形弹簧60的滞后扭矩 $hL2$ 。

[0107] <H滞后产生机构16>

[0108] H滞后产生机构16仅在第三段区域以及第四段区域即高扭转角度区域(H3+H4)产生滞后扭矩 $hH$ 。

[0109] 如图4以及图8所示,H滞后产生机构16具有装配于副板34的环状的第一摩擦材料61、具有环状的第二摩擦材料62的第三摩擦垫圈53以及第二锥形弹簧64。

[0110] 第一摩擦材料61固定于副板34的引擎侧的侧面,且能够与离合器板24的内周部的侧面抵接。第一摩擦材料61和副板34一起与轮毂凸缘21一体旋转。

[0111] 第三摩擦垫圈53配置于轮毂凸缘21内周部与挡板25内周部之间,且具有在挡板25侧突出的多个卡合突起53a。该卡合突起53a与挡板25的卡合孔25c卡合。进而,第三摩擦垫圈53与挡板25一体旋转。第二摩擦材料62固定于第三摩擦垫圈53的轮毂凸缘21侧的侧面,并能够与轮毂凸缘21的内周部的侧面抵接。

[0112] 第二锥形弹簧64配置于第三摩擦垫圈53与挡板25之间。第二锥形弹簧64使第三摩擦垫圈53和挡板25在两者轴向上相互分离的方向上施力。进而,通过第二锥形弹簧64,第一摩擦材料61与离合器板24相互按压,且第二摩擦材料62与轮毂凸缘21相互按压。

[0113] 根据以上,在离合器板24及挡板25与轮毂凸缘21相对旋转的高扭转角度区域的全区域(H3+H4)中,在第一摩擦材料61与离合器板24之间以及第二摩擦材料62与轮毂凸缘21之间产生摩擦阻力。通过这些摩擦阻力,产生滞后扭矩 $hH$ 。

[0114] 综上,如图3所示,在各角度区域产生如以下的滞后扭矩。

[0115] 第一段区域(L1): $H(L-H)$ 滞后产生机构13)+ $hL$ (L滞后产生机构14)

[0116] 第二段区域(L2): $H+hL+hL2$ (L2滞后产生机构15)

[0117] 第三段区域以及第四段区域(H3+H4): $H+hH$ (H滞后产生机构16)关于基于以上滞后扭矩产生机构13~16的滞后扭矩,期望基于低扭转角度区域(L1+L2)的L-H滞后产生机构13的滞后扭矩 $H$ 与基于L滞后产生机构14的滞后扭矩 $hL$ 的比例为滞后扭矩 $hL$ 为50%以上。

[0118] [动作]

[0119] 本实施方式的离合器盘组装体1的扭转特性为角度范围的大小虽然不同但基本上正侧与负侧对称。进而,在此仅对正侧的动作进行说明,省略针对负侧的动作的说明。

[0120] <第一段>

[0121] 当传递扭矩以及扭矩变动较小时,本装置在扭转特性的第一段(L1)运作。在该第一段中,在刚性较低的第一以及第二低刚性弹簧37a、37b中,仅自由长度较长的第一低刚性弹簧37a被压缩。因此,副板34及弹簧架35与驱动板36相对旋转。另一方面,第一以及第二高刚性弹簧22a、22b由于刚性较高几乎不被压缩。进而,输入侧旋转部件20(离合器板24以及挡板25)与轮毂凸缘21一体旋转。

[0122] 根据以上,在扭转特性的第一段中,{输入侧旋转体2+轮毂凸缘21+副板34+弹簧架35}一体旋转,{驱动板36+花键毂4}相对于这些部件旋转。

[0123] 在该情况下,产生基于L-H滞后产生机构13的滞后扭矩H和基于L滞后产生机构14的滞后扭矩 $h_L$ 。具体地,在第一摩擦垫圈51与离合器板24或者花键毂4之间以及在第二摩擦垫圈52与花键毂4之间产生摩擦阻力。另外,同时,在波浪线56与驱动板36之间以及在驱动板36与弹簧架35之间也产生摩擦阻力。

[0124] 需要说明的是,波形弹簧60由于爪部60b与第二低刚性弹簧37b卡合,在该第一段中波形弹簧60为能够自由旋转的状态,波形弹簧60与轮毂凸缘21之间不产生摩擦阻力。

[0125] <第二段>

[0126] 若传递扭矩或者扭矩变动变大,则第一低刚性弹簧37a被压缩,且进一步自由长度较短的第二低刚性弹簧37b也开始被压缩。由于第一低刚性弹簧37a与第二低刚性弹簧37b并列配置,若第二低刚性弹簧37b开始被压缩,则与仅第一低刚性弹簧37a被压缩的情况(第一段)相比,扭转刚性变高。即,迁移至扭转特性的第二段。

[0127] 在该第二段中,除了与第一段同样的滞后扭矩产生机构13、14以外,L2滞后产生机构15也运作。

[0128] 即,在与第一段同样的部件间产生摩擦阻力,并且,在波形弹簧60与轮毂凸缘21之间也产生摩擦阻力。具体地,若第二低刚性弹簧37b被压缩,则波形弹簧60仅在第二低刚性弹簧37b被压缩的部分相对于轮毂凸缘21旋转,并在两部件60、21间产生摩擦阻力。进而,在第二段中,除了与第一段同样的滞后扭矩 $H+h_L$ ,还基于波形弹簧60与轮毂凸缘21之间的摩擦阻力产生滞后扭矩 $h_{L2}$ 。

[0129] <第三段>

[0130] 若传递扭矩或者扭矩变动进一步变大,则第一以及第二低刚性弹簧37a、37b进一步被压缩,且输入侧旋转部件20相对于花键毂4进一步旋转。若如此,则轮毂凸缘21的齿21c与花键毂4的齿4c抵接,且轮毂凸缘21与花键毂4成为一体地旋转。在该状态下,开始压缩高刚性弹簧22中的自由长度较长的第一高刚性弹簧22a,而不会使第一以及第二低刚性弹簧37a、37b压缩成先前的状态以上。由于第一高刚性弹簧22a刚性高于第一以及第二低刚性弹簧37a、37b,因此能够获得比第二段更高的第三段的扭转刚性。

[0131] 在第三段中,由于第一高刚性弹簧22a被压缩,在输入侧旋转部件20与轮毂凸缘21(以及花键毂4)之间产生相对旋转。另一方面,挡板25与第三摩擦垫圈53一体旋转,且轮毂凸缘21与副板34一体旋转。进而,在该第三段中,L-H滞后产生机构13以及H滞后产生机构16运作。

[0132] 即,在固定于第三摩擦垫圈53的第二摩擦材料62与轮毂凸缘21之间产生摩擦阻力。另外,固定于副板34的第一摩擦材料61与离合器板24之间产生摩擦阻力。通过这些摩擦阻力,产生滞后扭矩 $h_H$ 。即,总计产生滞后扭矩 $H+h_H$ 。

[0133] 在此,在该第三段中,副板34以及弹簧架35与驱动板36不相对旋转,在这些部件之间未产生摩擦阻力。即,L滞后产生机构14以及L2滞后产生机构15不运作。

[0134] <第四段>

[0135] 若传递扭矩或者扭矩变动进一步变大,则第一高刚性弹簧22a被压缩,进一步自由长度较短的第二高刚性弹簧22b也开始被压缩。由于第一高刚性弹簧22a与第二高刚性弹簧

22b并列配置,若第二高刚性弹簧22b开始被压缩,则与仅第一高刚性弹簧22a被压缩的情况(第三段)相比,扭转刚性变高。即,迁移至扭转特性的第四段。

[0136] 在该第四段中,相对旋转的部件与第三段同样,L-H滞后产生机构13以及H滞后产生机构16运作,获得滞后扭矩 $H+hH$ 。

[0137] <止动机构17的运作>

[0138] 并且,若传递扭矩或者扭矩变动进一步变大,则离合器板24以及挡板25与轮毂凸缘21的相对旋转角度变大。若如此,则止动销26与止动用切口21d的侧面抵接,且离合器板24以及挡板25与轮毂凸缘21的相对旋转停止。

[0139] [特征]

[0140] 如以上那样,在本实施方式的离合器盘组装体1中,具有如以下的特征。

[0141] (1) L滞后产生机构14由于仅在低扭转角度区域产生滞后扭矩 $hL$ ,与在全扭转角度区域运作的情况相比,能够抑制摩擦部件的磨损。进而,在低扭转角度区域中,获得长期稳定的滞后扭矩,尤其能够有效地抑制空转时的异常声音。

[0142] (2) L滞后产生机构14由装配于低刚性阻尼器11的结构部件以及副板34的环状槽34e的波浪线56构成。进而,能够抑制L滞后产生机构14在轴向的空间。

[0143] (3) 除了L滞后产生机构14,还设置有L-H滞后产生机构13。进而,能够使在各个滞后产生机构应该产生的滞后扭矩较小,能够抑制摩擦部件的磨损。

[0144] [其他实施方式]

[0145] 本实用新型并非限定于如以上那样的实施方式,可以是不脱离本实用新型的范围的各种变形或者修改。

[0146] (a) 在所述实施方式中,虽然将本实用新型应用于具有四段扭转特性的离合器盘组装体,但并不限定扭转特性的段数。能够将本实用新型同样应用于具有阻尼器装置的所有动力传递装置。

[0147] (b) 在各滞后扭矩产生机构产生的滞后扭矩的大小并无限定。能够根据需求的扭转特性而适当变更滞后扭矩。

[0148] (c) 作为施力部件的线材的形状并不限定于波浪线。例如,也同样能够应用只要具有弯折部的线材或线圈等用于在轴向上施力的具有弯曲部的线材。

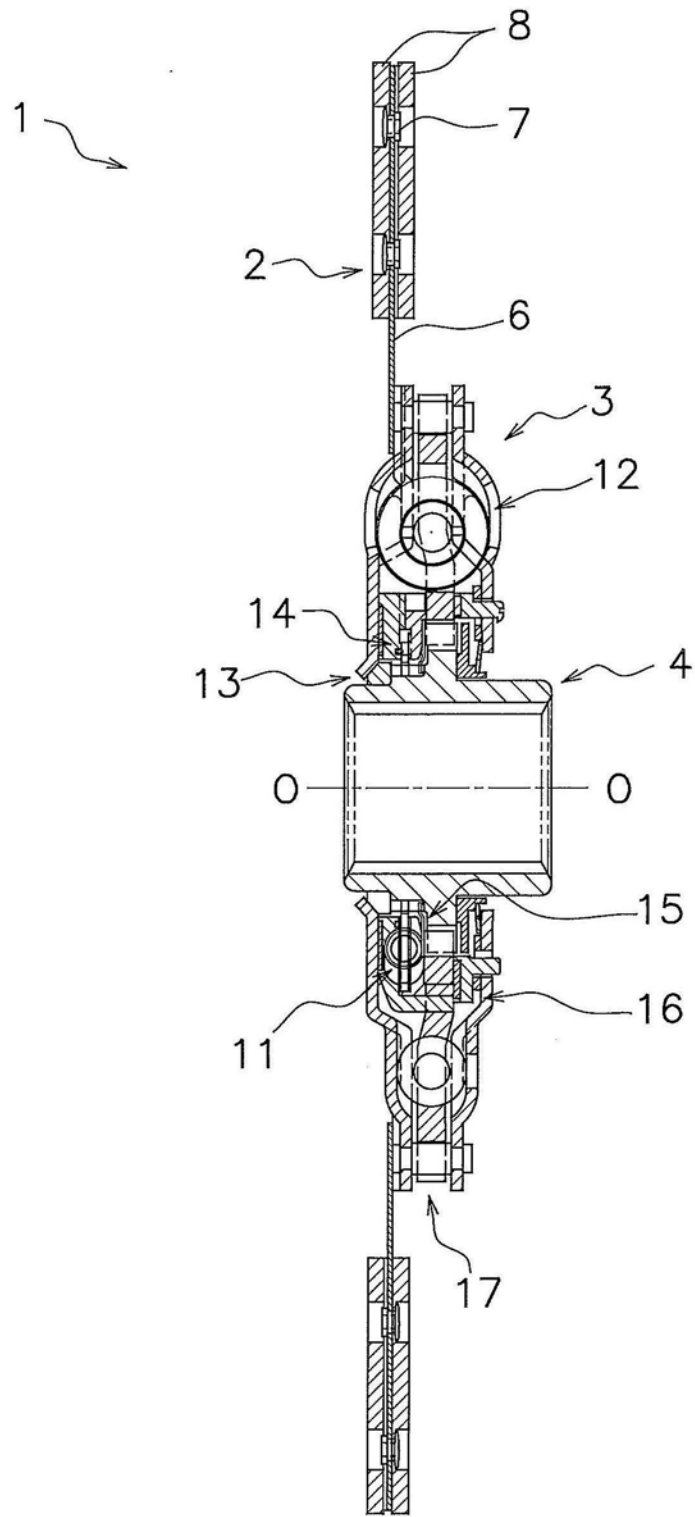


图1

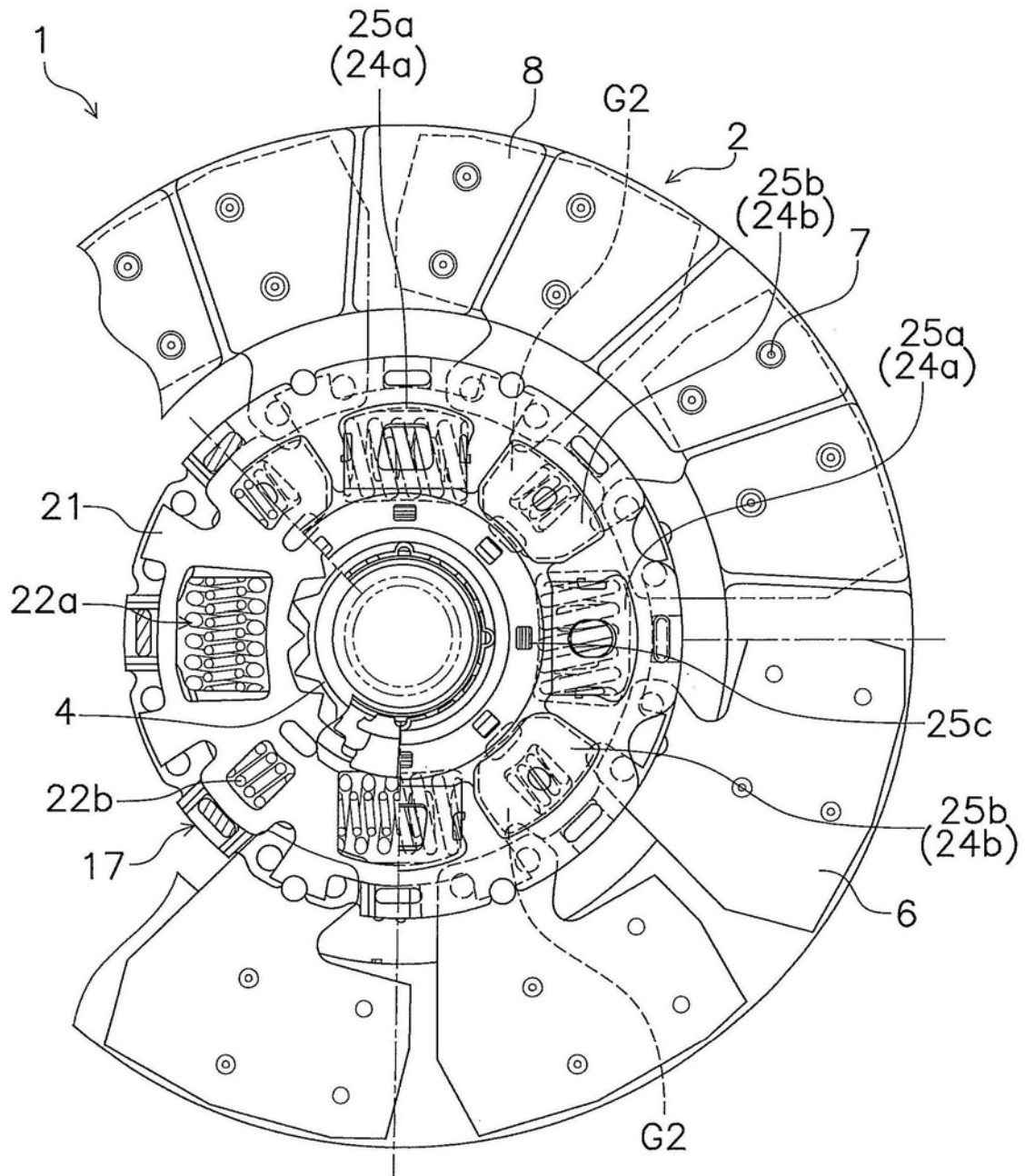


图2

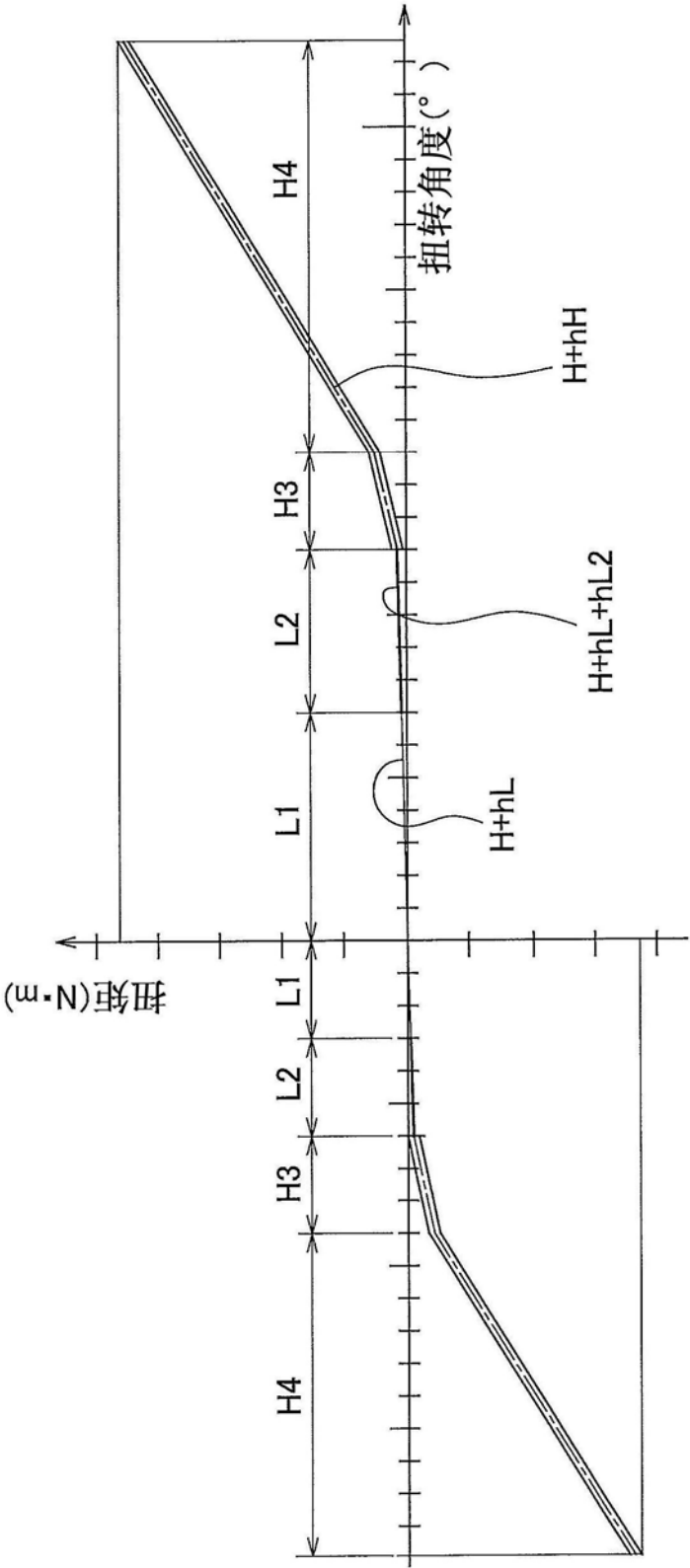


图3



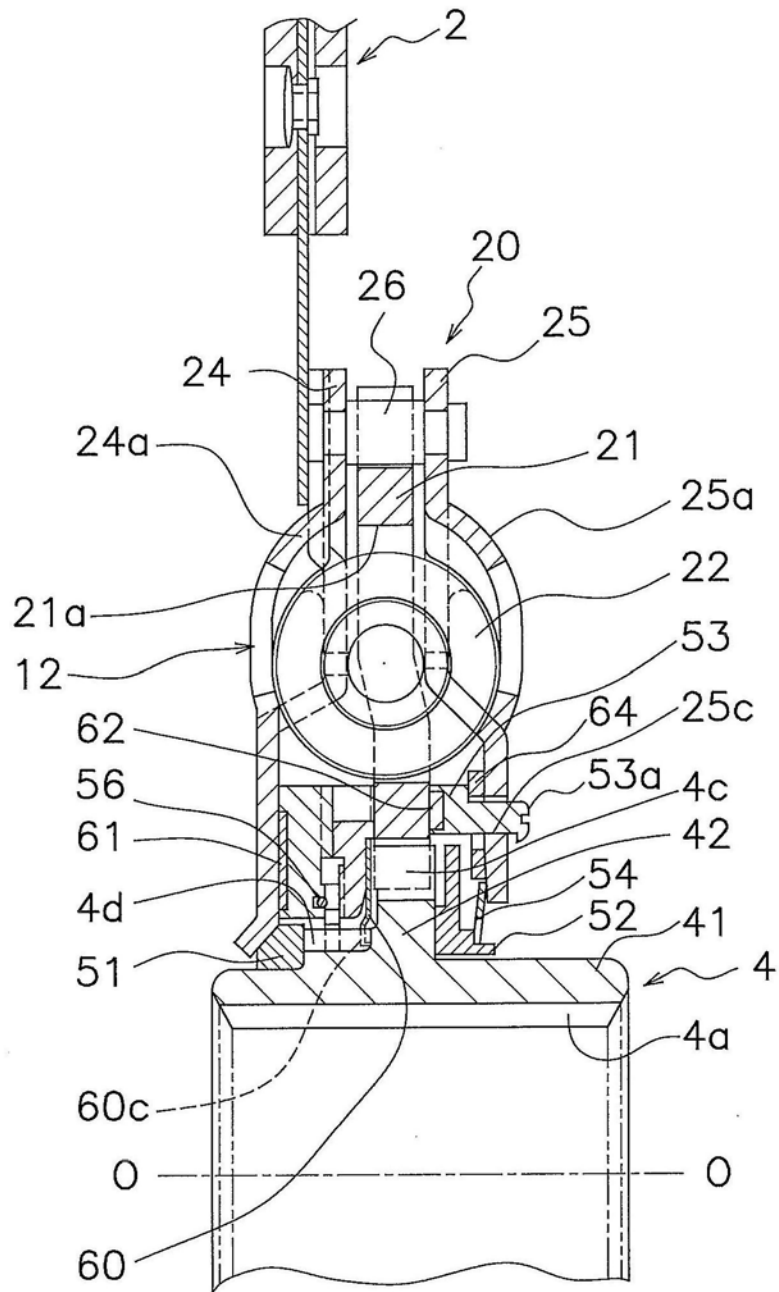


图4

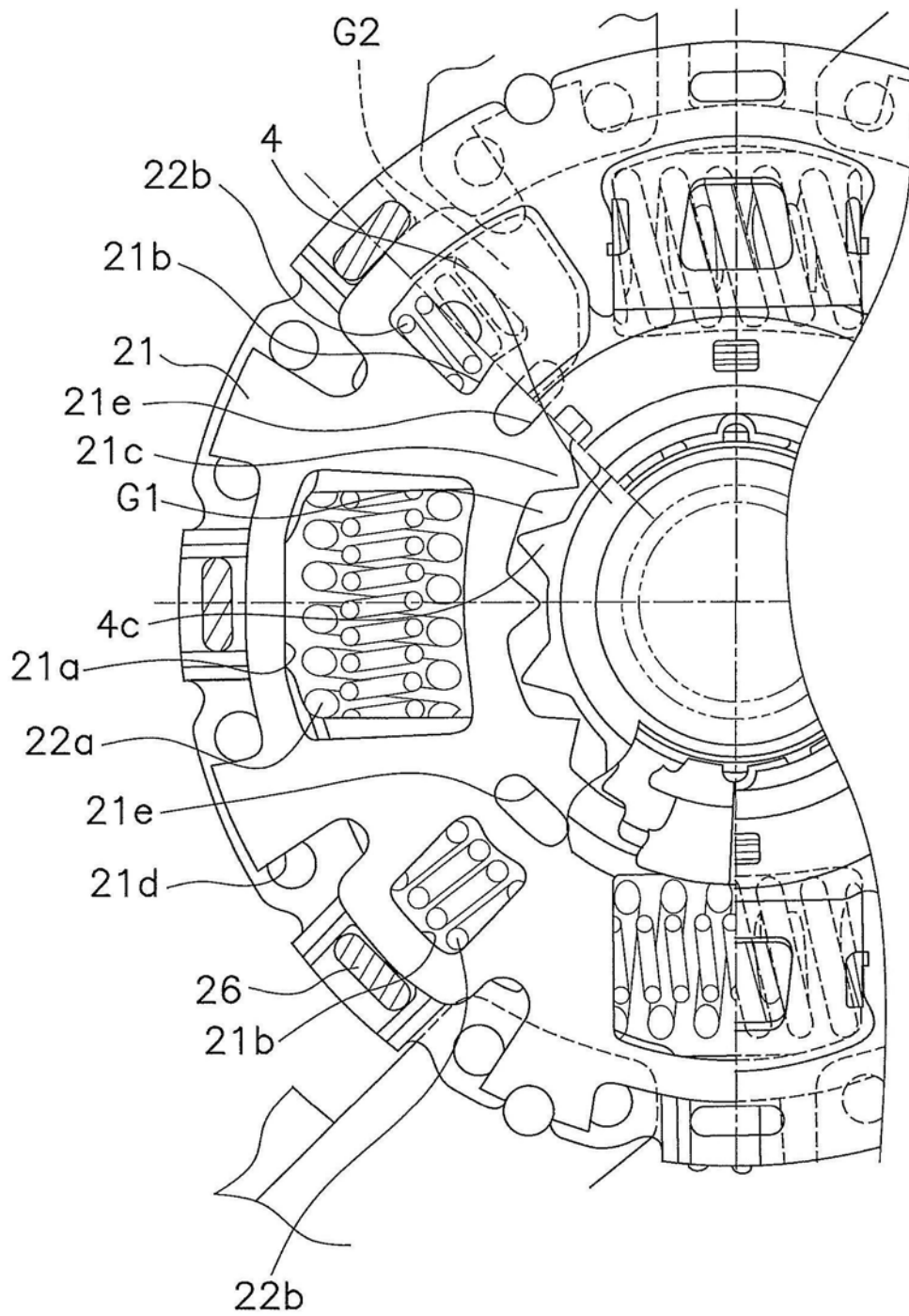


图5

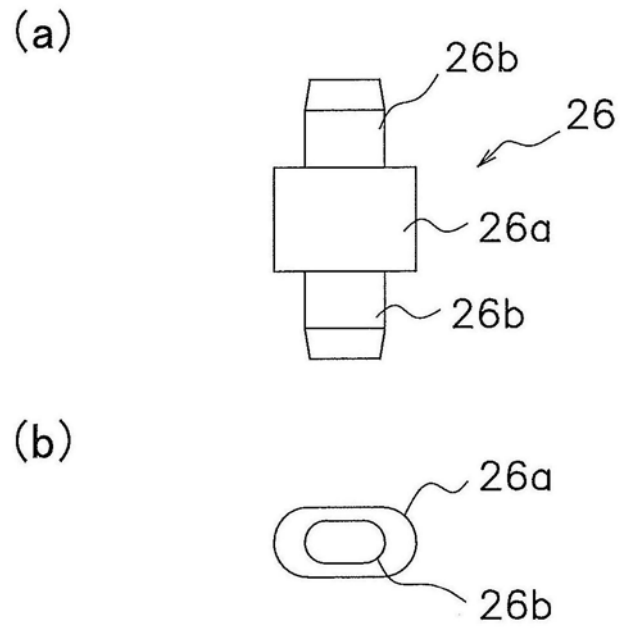


图6

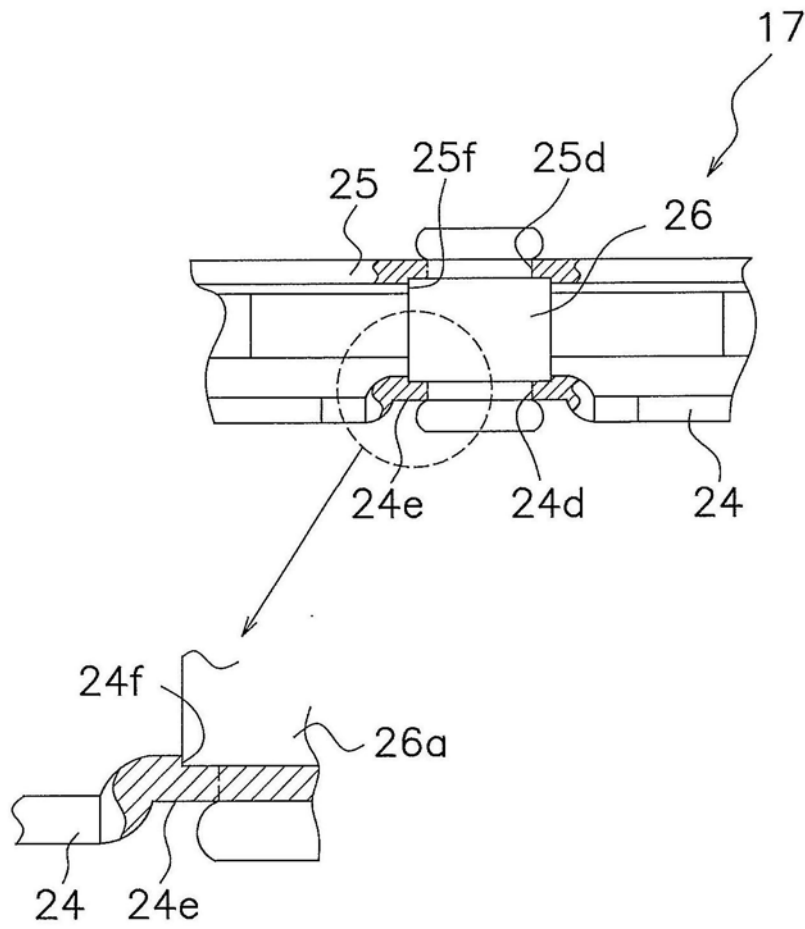


图7

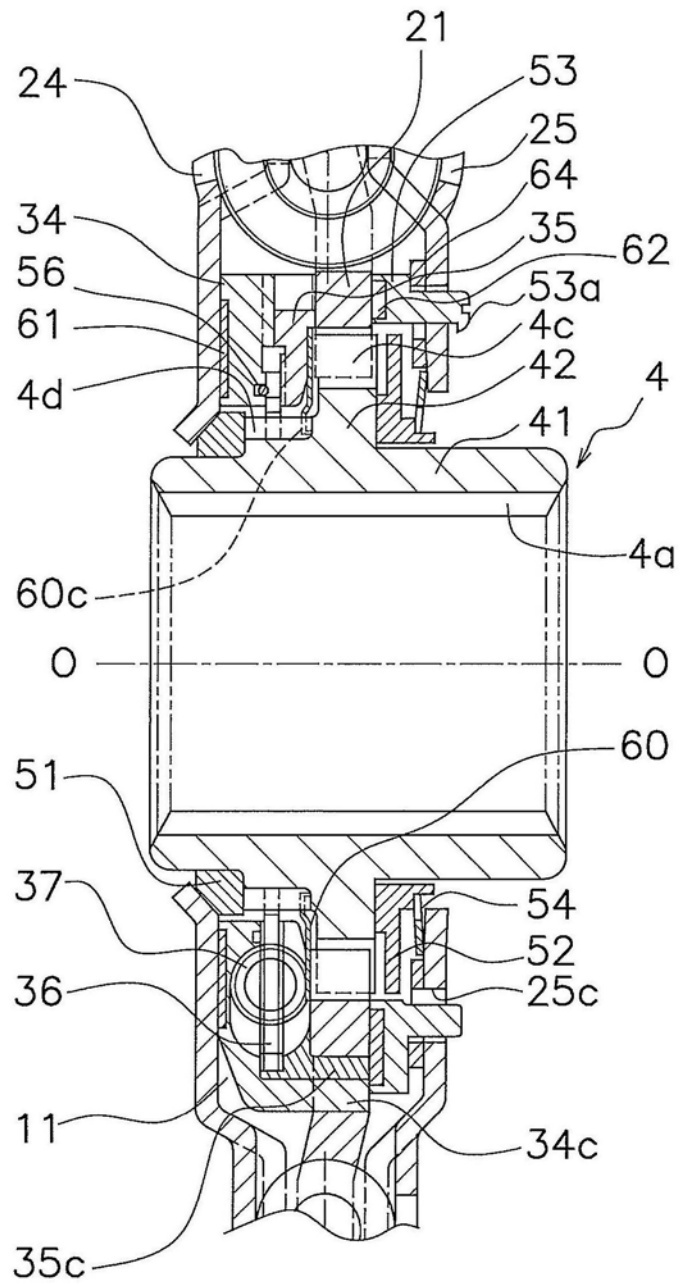


图8

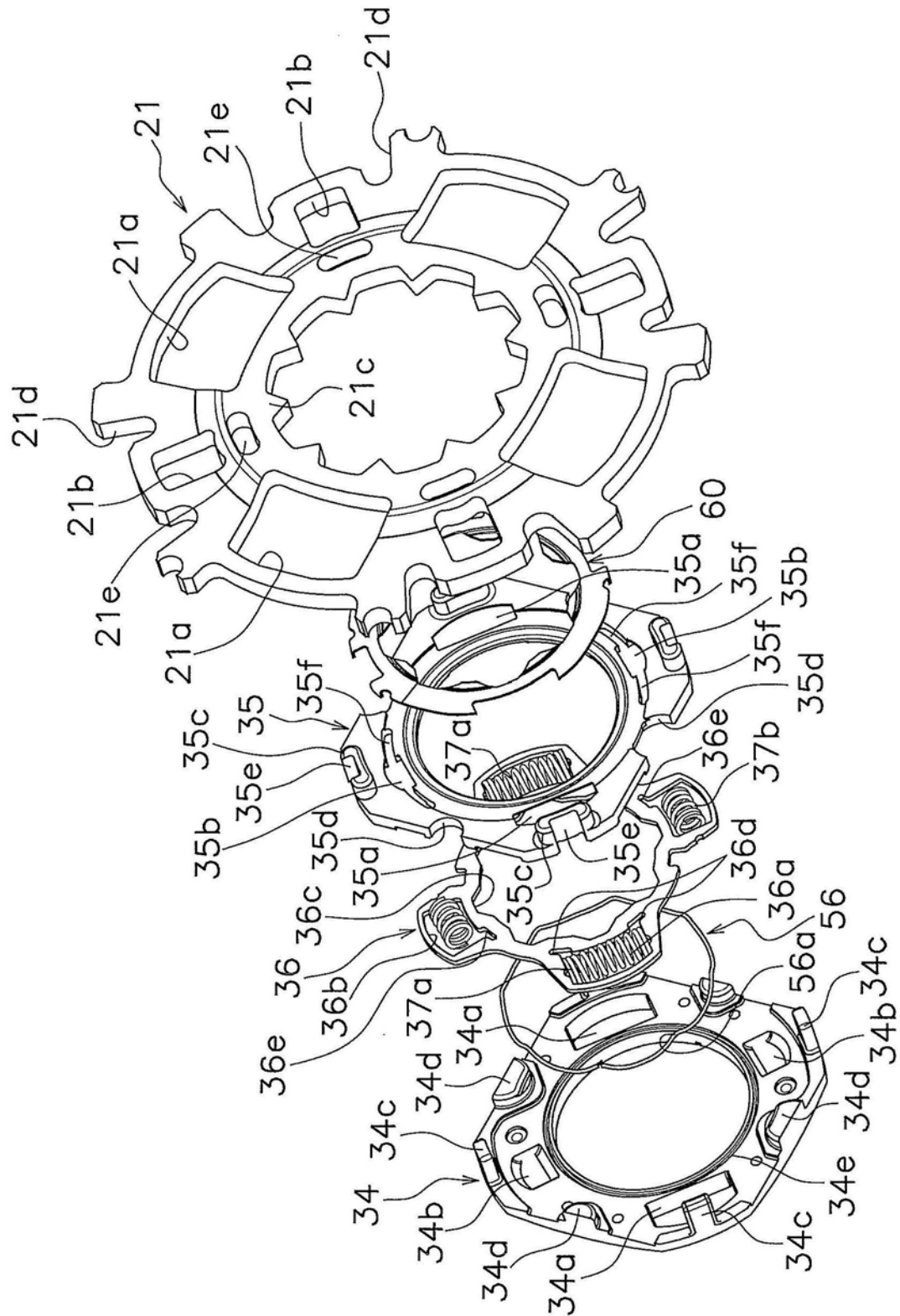


图9

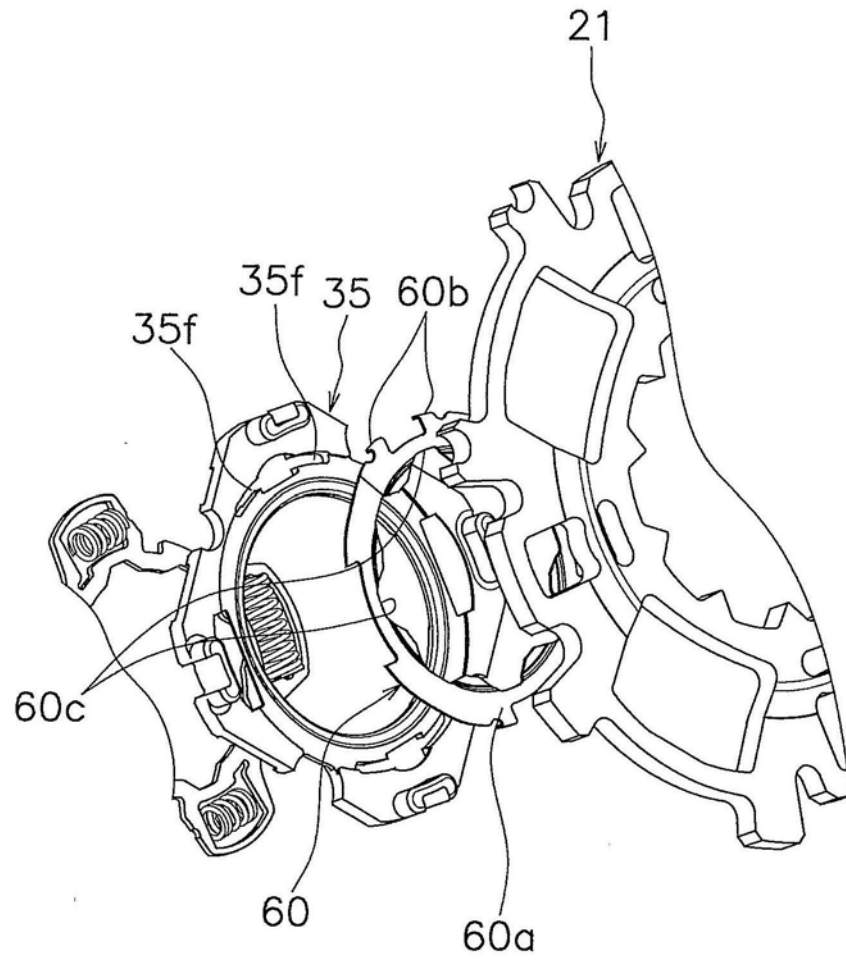


图10