



(12)实用新型专利

(10)授权公告号 CN 209539918 U

(45)授权公告日 2019.10.25

(21)申请号 201920083929.3

(22)申请日 2019.01.17

(30)优先权数据

2018-040562 2018.03.07 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)

F16F 15/137(2006.01)

F16D 13/46(2006.01)

F16D 13/64(2006.01)

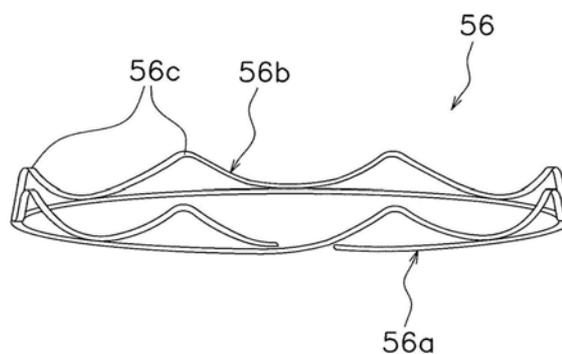
权利要求书1页 说明书11页 附图10页

(54)实用新型名称

减震器装置

(57)摘要

一种减震器装置,抑制迟滞扭矩产生机构的轴向尺寸,并且抑制构成迟滞扭矩产生机构的部件的磨损。该装置具有在副板(34)及弹簧座(35)与驱动板(36)相对旋转时产生迟滞扭矩的机构。迟滞扭矩产生机构具有环状槽(34e)以及施力部件(56)。环状槽(34e)形成于副板(34)的侧面。施力部件(56)装配于环状槽(34e),并具有座面部(56a)以及施力部(56b)。座面部(56a)具有与环状槽(34e)的底面接触的表面。施力部(56b)设置于座面部(56a)的表面,并将驱动板(36)向弹簧座(35)侧按压。



1. 一种减震器装置, 将被输入的扭矩传递至输出侧, 同时衰减扭矩波动, 其特征在于, 所述减震器装置具备:

第一旋转部件;

第二旋转部件, 配置为相对于所述第一旋转部件相对旋转自如;

多个弹性部件, 将所述第一旋转部件与所述第二旋转部件在旋转方向上弹性地连结; 以及

迟滞扭矩产生机构, 当所述第一旋转部件与所述第二旋转部件相对旋转时, 产生迟滞扭矩,

所述迟滞扭矩产生机构具有:

槽, 形成于所述第一旋转部件的与所述第二旋转部件相对的侧面; 以及

施力部件, 具有座面部和施力部, 所述座面部装配于所述槽, 并具有与所述槽的底面的至少一部分接触的表面, 所述施力部设置于所述座面部的所述第二旋转部件一侧, 并用于使所述第一旋转部件与所述第二旋转部件彼此压接。

2. 根据权利要求1所述的减震器装置, 其特征在于,

所述施力部件的座面部以能够移动的方式装配于所述槽内, 并与所述槽的底面滑动接触。

3. 根据权利要求1或2所述的减震器装置, 其特征在于,

所述迟滞扭矩产生机构的槽形成为环状。

4. 根据权利要求3所述的减震器装置, 其特征在于,

所述座面部为在局部具有欠缺部的环状, 且为平坦形状,

所述施力部形成为连续于所述座面部并呈环状, 且具有能够弹性变形的多个按压部, 所述多个按压部在圆周方向上隔开预定间隔且向轴向凸出。

5. 根据权利要求4所述的减震器装置, 其特征在于,

所述施力部件的所述座面部及所述施力部由连续的线材形成。

6. 根据权利要求1所述的减震器装置, 其特征在于,

所述座面部为配置成与所述槽的底面接触的环状垫圈,

所述施力部配置于所述垫圈的表面, 且具有能够弹性变形的多个按压部, 所述多个按压部在圆周方向上隔开预定间隔且向轴向凸出。

7. 根据权利要求1所述的减震器装置, 其特征在于,

所述第一旋转部件具有在轴向上相对配置的第一输入板及第二输入板,

所述第二旋转部件具有输出板, 所述输出板配置于所述第一输入板与所述第二输入板的轴向之间。

8. 根据权利要求7所述的减震器装置, 其特征在于,

所述迟滞扭矩产生机构的槽形成于所述第一输入板,

所述施力部件将所述输出板向所述第二输入板按压。

减震器装置

技术领域

[0001] 本实用新型涉及减震器装置,尤其是涉及使被输入的扭矩传递至输出侧同时使扭矩波动衰减的减震器装置。

背景技术

[0002] 在车辆空转时以及行驶时,存在例如从发动机传递的由于扭矩波动而产生振动以及异响的情况。为了解决该问题,设置有如专利文献1所述的减震器。该减震器具有四段扭转特性,并且设置有在横跨从低扭转角度区域至高扭转角度区域的整个区域产生迟滞扭矩的机构、在低扭转角度区域的一部分产生迟滞扭矩的机构、以及仅在高扭转角度区域产生迟滞扭矩的机构。

[0003] 现有技术文献

[0004] 专利文献

[0005] 专利文献1:日本特开2009-19746号公报

实用新型内容

[0006] 实用新型所要解决的技术问题

[0007] 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迟滞扭矩,使用了波形弹簧。在该角度区域中,当需要更大迟滞扭矩时,需要使用施力较大的波形弹簧或配置其他波形弹簧。因此,当需要较大迟滞扭矩时,需要较大的轴向空间,妨碍装置的轴向尺寸的小型化。

[0008] 本实用新型的技术问题在于抑制迟滞扭矩产生机构的轴向尺寸。

[0009] 用于解决技术问题的手段

[0010] (1)根据本实用新型的减震器装置,将被输入的扭矩传递至输出侧,同时衰减扭矩波动,其特征在于,减震器装置具备:第一旋转部件;第二旋转部件,配置为相对于第一旋转部件相对旋转自如;多个弹性部件,将第一旋转部件与第二旋转部件在旋转方向上弹性地连结;以及迟滞扭矩产生机构,当第一旋转部件与第二旋转部件相对旋转时,产生迟滞扭矩,迟滞扭矩产生机构具有:槽,形成于第一旋转部件的与第二旋转部件相对的侧面;以及施力部件,具有座面部和施力部,座面部装配于槽,并具有与槽的底面的至少一部分接触的表面,施力部设置于座面部的第二旋转部件一侧,并用于使第一旋转部件与第二旋转部件彼此压接。

[0011] 在该装置中,相对旋转的第一旋转部件与第二旋转部件在施力部件的作用下而彼此压接,并由此产生迟滞扭矩。

[0012] 在此,由于施力部件装配于形成在第一旋转部件的槽,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。

[0013] 另外,施力部件为座面部与槽的底面面接触。因此,能够抑制施力部件与槽底面之间的表面压力,能够抑制施力部件的磨损,并能够长期获得稳定的迟滞扭矩。另外,由于能

够抑制磨损,能够设定较高的迟滞扭矩。

[0014] (2) 优选的是,施力部件的座面部以能够移动的方式装配于槽内,并与槽的底面滑动接触。

[0015] 在此,除了在第一旋转部件与第二旋转部件之间产生的迟滞扭矩,在施力部件与槽之间也产生迟滞扭矩。因此,能够在各部以较小的摩擦力获得期望的迟滞扭矩,能够抑制各部件的磨损。

[0016] (3) 优选的是,迟滞扭矩产生机构的槽形成为环状。在此,施力部件易于在槽内旋转(即,在施力部件与槽之间易于摩擦接触),能够获得期望的迟滞扭矩。

[0017] (4) 优选的是,座面部为在局部具有欠缺部的环状,且为平坦形状,施力部形成为连续于座面部并呈环状,且具有能够弹性变形的多个按压部,多个按压部在圆周方向上隔开预定间隔且向轴向凸出。

[0018] 在此,由于座面部与施力部为连续地形成,因此易于进行施力部件的制造。另外,由于在座面部与施力部之间不存在相对旋转,在座面部与施力部之间没有磨损。

[0019] (5) 优选的是,施力部件的座面部及施力部由连续的线材形成。

[0020] (6) 优选的是,座面部为配置成与槽的底面接触的环状垫圈,施力部配置于垫圈的表面,且具有能够弹性变形的多个按压部,多个按压部在圆周方向上隔开预定间隔且向轴向凸出。

[0021] 在此,座面部与施力部由单独的部件形成。因此,能够分别对槽底面与座面部之间的摩擦阻力以及施力部的刚性进行任意调整。

[0022] (7) 优选的是,第一旋转部件具有在轴向上相对配置的第一输入板及第二输入板,第二旋转部件具有输出板,输出板配置于第一输入板与第二输入板的轴向之间。

[0023] (8) 优选的是,迟滞扭矩产生机构的槽形成于第一输入板,施力部件将输出板向第二输入板按压。

[0024] 实用新型的效果

[0025] 在如以上的本实用新型中,能够抑制迟滞扭矩产生机构的轴向尺寸,并实现装置的小型化。另外,由于能够抑制施力部件的磨损,因此能够长期获得稳定的迟滞扭矩,进而能够设定较高的迟滞扭矩。

附图说明

[0026] 图1是作为本实用新型的一实施方式的离合器盘组件的纵剖面概略图。

[0027] 图2是离合器盘组件的局部主视图。

[0028] 图3是离合器盘组件的扭转特性曲线图。

[0029] 图4是图1的局部放大图。

[0030] 图5是图2的局部放大图。

[0031] 图6是止动销的主视图及仰视图。

[0032] 图7是示出止动销的安装结构的俯视图。

[0033] 图8是图1的局部放大图。

[0034] 图9主要是低刚性减震器的分解立体图。

[0035] 图10是施力部件的外观图。

[0036] 图11是示出图9的一部分的图。

[0037] 图12是示出施力部件的其他实施方式的外观图。

[0038] 附图标记说明：

[0039] 1…离合器盘组件；2…离合器盘；3…减震器机构；11…低刚性减震器；14L…迟滞产生机构（迟滞扭矩产生机构）；34…副板（第一输入板）；34e…环状槽；35…弹簧座（第二输入板）；36…驱动板（输出板）；37…低刚性弹簧（弹性部件）；56、70…施力部件；56a、71…座面部；56b、72…施力部；56c、72a…按压部。

具体实施方式

[0040] 图1是具有本实用新型的一实施方式的减震器装置的离合器盘组件的剖视图。图1的0-0线是离合器盘组件1的旋转轴线。该离合器盘组件1将来自配置于图1左侧的发动机及飞轮的扭矩传递至配置于图1右侧的变速器，且使扭矩波动衰减。另外，图2是离合器盘组件1的局部主视图。

[0041] [整体结构]

[0042] 离合器盘组件1具有：离合器盘2，通过摩擦接合从飞轮被输入扭矩；减震器机构3，衰减并吸收从离合器盘2输入的扭矩波动；以及花键毂4。

[0043] [离合器盘2]

[0044] 离合器盘2被未图示的压板向飞轮按压。离合器盘2具有：缓冲板6；以及一对摩擦片8，通过铆钉7固定于缓冲板6的两表面。缓冲板6固定于减震器机构3的外周部。

[0045] [减震器机构3]

[0046] 为了有效地衰减并吸收从发动机传递的扭矩波动，如图3所示，减振器机构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）区域是低扭转刚性以及低迟滞扭矩的区域，第三段（H3）区域以及第四段（H4）区域是高扭转刚性以及高迟滞扭矩的区域。

[0047] 减振器机构3具有低刚性减振器11、高刚性减振器12、整个区域迟滞扭矩产生机构（以下，记为“L-H迟滞产生机构”）13、低扭转角度区域迟滞扭矩产生机构（以下，记为“L迟滞产生机构”）14、中扭转角度区域迟滞扭矩产生机构（以下，记为“L2迟滞产生机构”）15、高扭转角度区域迟滞扭矩产生机构（以下，记为“H迟滞产生机构”）16以及止动机构17。

[0048] 低刚性减振器11在低扭转角度区域（L1+L2）工作。高刚性减振器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）工作。另外，高刚性减振器12具有比低刚性减振器11高的扭转刚性。

[0049] L-H迟滞产生机构13是在低扭转角度区域（L1+L2）以及高扭转角度区域（H3+H4）的整个扭转角度区域产生迟滞扭矩的机构。L迟滞产生机构14是仅在低扭转角度区域的整个区域（L1+L2）产生迟滞扭矩的机构。L2迟滞产生机构15是仅在第二段的第二扭转角度区域（L2）产生迟滞扭矩的机构。H迟滞产生机构16是仅在高扭转角度区域（H3+H4）产生迟滞扭矩的机构。

[0050] 止动机构17是当作为输入侧部件的离合器盘2与作为输出侧部件的花键毂4的扭转角度（相对旋转角度）达到预定角度时禁止两部件进一步相对旋转至这以上的相对旋转角度的机构。

[0051] <高刚性减震器12>

[0052] 如图4所示,高刚性减震器12具有输入侧旋转部件20、毂缘21以及多个高刚性弹簧22。

[0053] -输入侧旋转部件20-

[0054] 扭矩从发动机经由离合器盘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以及保持板(retaining plate)25。

[0055] 离合器片24以及保持板25实质上形成为环状,在轴向上隔开间隔地配置。离合器片24配置于发动机侧,保持板25配置于变速器侧。离合器片24与保持板25的外周部通过止动销26连结并一体旋转。

[0056] 如图2所示,在离合器片24以及保持板25上,分别在圆周方向上隔开间隔地形成有四个的第一保持部24a、25a以及第二保持部24b、25b。第一保持部24a、25a和第二保持部24b、25b在圆周方向上交替地配置。另外,在保持板25上形成有多个卡合孔25c。

[0057] 此外,在图2中,示出了保持板25,但关于各保持部24a、24b、25a、25b,配置于相反侧的离合器片24也是同样的结构。另外,在图2中,断裂地示出保持板25的一部分。

[0058] -毂缘21-

[0059] 毂缘21是大致圆板状的部件(参照图9),配置于花键毂4的外周。毂缘21配置于离合器片24与保持板25的轴向之间,并能够与该两个板24、25在预定角度范围内相对旋转。如图5所示,毂缘21与花键毂4通过形成于彼此的内周部及外周部的多个齿21c、4c啮合。另外,在彼此的齿21c、4c之间设定有预定间隙G1。即,毂缘21与花键毂4能够相对旋转齿21c、4c的间隙G1的角度(相当于低扭转角度区域(L1+L2))。

[0060] 如图5所示,在毂缘21上,在与离合器片24以及保持板25的第一保持部24a、25a以及第二保持部24b、25b对置的位置分别形成有第一窗孔21a以及第二窗孔21b。并且,在第一窗孔21a收容第一高刚性弹簧22a,该第一高刚性弹簧22a通过离合器片24以及保持板25的第一保持部24a、25a而在轴向以及径向上被保持。另外,在第二窗孔21b收容第二高刚性弹簧22b,该第二高刚性弹簧22b通过离合器片24以及保持板25的第二保持部24b、25b而在轴向以及径向上被保持。

[0061] 此外,离合器片24以及保持板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。

[0062] 在此,分别在圆周方向上无间隙地在毂缘21的第一窗孔21a配置有第一高刚性弹簧22a、在第二窗孔21b配置有第二高刚性弹簧22b。另一方面,使第一高刚性弹簧22a在圆周方向上无间隙地配置于离合器片24以及保持板25的第一保持部24a、25a,但使第二高刚性弹簧22b在圆周方向上隔着间隙G2(参照图2以及图5)地配置于两板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(角度区域H3)。

[0063] 此外,在毂缘21的第二窗孔21b的各自的内周侧形成有在轴向上贯穿的卡合孔21e。

[0064] 根据以上的结构,在高扭转角度区域H3、H4中,首先仅第一高刚性弹簧22a(H3区域)被压缩,之后,除了第一高刚性弹簧22a之外,第二高刚性弹簧22b(H4区域)也被压缩。

[0065] <止动机构17>

[0066] 如图5所示,止动机构17由形成于毂缘21的外周部的多个止动用切口21d和上述的

止动销26构成。止动用切口21d以预定角度范围形成,向径向外侧开口。并且,止动销26在轴向上贯穿该止动用切口21d。

[0067] 另外,切口21d在圆周方向上的两端部朝向内周侧较深地形成,中央部分较浅地形成。在该较浅的部分的内周侧形成有第二窗孔21b。

[0068] 在图6以及图7中放大地示出止动销26以及其安装部分。此外,图6示出铆接之前的止动销26,图6的(a)是主视图,图6的(b)是仰视图。另外,图7是从径向外侧观察止动销26被铆接而固定的状态的俯视图。

[0069] 止动销26具有躯干部26a以及比躯干部26a小且相似形状的首部26b。首部26b形成于躯干部26a的两端。躯干部26a以及首部26b是分别具有大径部以及小径部的异形截面。详细地,躯干部26a以及首部26b各自的剖面为椭圆形。如图5所示,使该止动销26以小径部朝向径向、大径部朝向圆周方向的方式组装。

[0070] 如图7所示,在离合器片24以及保持板25上形成有用于安装止动销26的孔24d、25d。该孔24d、25d供止动销26的首部26b插入,躯干部26a的端面与离合器片24以及保持板25的侧面抵接。并且,通过铆接首部26b的头部,从而离合器片24与保持板25在轴向上隔着预定间隙而固定。

[0071] 在离合器片24中,在孔24d的周围通过冲压加工而形成有向保持板25侧凹陷的凹部24e。在该凹部24e的保持板25一侧的表面形成有承接止动销26的躯干部26a的端部外周面的承接部24f。承接部24f的形状与躯干部26a的形状相同,躯干部26a与承接部24f无间隙地嵌合。根据这样的结构,离合器片24与止动销26通过承接部24f与躯干部26a的接触而能够进行扭矩的传递。

[0072] 此外,在保持板25中,未形成与离合器片24的凹部24e相当的部分,但形成有与离合器片24的承接部24f同样的承接部25f。

[0073] 在这样的止动机构17中,具有以下那样的特征。

[0074] (1) 由于使止动销26为异形截面并使小径部分以朝向径向的方式安装,因此与现有技术相比能够缩小止动机构17的径向空间。因此,能够将止动机构17配置于比较靠外侧处,与现有技术相比能够较长地确保用于配置高刚性弹簧22的圆周方向空间。因此,能够实现扭转角度的广角化。

[0075] (2) 虽然止动销26为异形截面,但是由于在躯干部26a的整周存在座(与板侧面抵接的部分),因此不会有损铆接止动销26时的填充率。

[0076] (3) 由于不是经由首部26b而是经由承接部24f、25f并通过躯干部26a来承接向止动销26传递的扭矩,因此与如现有结构那样通过首部来传递扭矩的情况相比,在为相同尺寸的情况下,能够传递更大的扭矩。

[0077] <低刚性减震器11>

[0078] 如图8及图9所示,低刚性减震器11具有作为第一输入板的副板34、作为第二输入板的弹簧座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。

[0079] 一副板34—

[0080] 副板34配置于离合器片24与毂缘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,具有各两个的第一保持部34a及第二保持部34b、四个第一卡合凸起34c、凸起长度比第一卡合凸起34c短的四个第二卡合凸起34d、以

及环状槽34e。

[0081] 第一保持部34a以及第二保持部34b形成于各卡合凸起34c的内周侧。四个第一卡合凸起34c在四个角部外周向毂缘21侧凸出地形成。环状槽34e在第一保持部34a以及第二保持部34b的内周侧形成于开口部的边缘。

[0082] 一弹簧座35—

[0083] 弹簧座35在副板34与毂缘21的轴向之间与副板34隔开间隔地对置配置。弹簧座35与副板34大致为同样的形状。弹簧座35在中央部具有圆形的开口,具有各两个的第一保持部35a及第二保持部35b、四个凸台部35c以及四个切口35d。在各凸台部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在圆周方向上延伸的圆弧状槽35f。

[0084] 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对置的位置。四个凸台部35c形成于四个角部外周。该四个凸台部35c的切口35e与副板34的第一卡合凸起34c卡合,并且凸台部35c与毂缘21的卡合孔21e卡合。切口35d与副板34的第二卡合凸起34d对应地形成,该切口35d与第二卡合凸起34d卡合。

[0085] 如上所述,副板34和弹簧座35通过第一卡合凸起34c与切口35e的卡合以及第二卡合凸起34d与切口35d的卡合而一体化。并且,弹簧座35和毂缘21通过第一卡合凸起34c及凸台部35c与卡合孔21e的卡合而一体化。因此,副板34及弹簧座35与毂缘21一体旋转。

[0086] 一驱动板36—

[0087] 驱动板36配置于副板34与弹簧座35的轴向之间,能够与副板34及弹簧座35在预定角度范围内相对旋转。驱动板36在中央部具有开口,具有各两个的第一窗孔36a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。

[0088] 另外,在第一窗孔36a的内周端部的两侧分别形成有在圆周方向上延伸的第一卡合槽36d。在第二窗孔36b的内周端部的一侧形成有在圆周方向上延伸的第二卡合槽36e。

[0089] 第一窗孔36a以及第二窗孔36b分别形成于与副板34及弹簧座35的第一保持部34a、35a及第二保持部34b、35b对置的位置。并且,在第一窗孔36a收容第一低刚性弹簧37a,该第一低刚性弹簧37a通过副板34以及弹簧座35的第一保持部34a、35a而在轴向及径向上被保持。另外,在第二窗孔36b收容第二低刚性弹簧37b,该第二低刚性弹簧37b通过副板34以及弹簧座35的第二保持部34b、35b而在轴向及径向上被保持。

[0090] 此外,副板34以及弹簧座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。

[0091] 在此,分别在圆周方向上无间隙地在驱动板36的第一窗孔36a配置有第一低刚性弹簧37a、在第二窗孔36b配置有第二低刚性弹簧37b。另一方面,使第一低刚性弹簧37a在圆周方向上无间隙地配置于副板34及弹簧座35的第一保持部34a、35a,但使第二低刚性弹簧37b在圆周方向上隔着间隙而配置于两部件34、35的第二保持部34b、35b。该间隙相当于第一段的扭转角度(低扭转角度区域L1)。

[0092] 低刚性弹簧37的弹簧常数与高刚性弹簧22的弹簧常数相比大幅度地较小设定。即,高刚性弹簧22的刚性远比低刚性弹簧37高。因此,在第一段区域(L1)及第二段区域(L2),压缩高刚性弹簧22不被压缩,而仅低刚性弹簧37被压缩。

[0093] [花键毂4]

[0094] 花键毂4配置于离合器片24以及保持板25的内周侧。如图4及图8所示,花键毂4具

有在轴向上延伸的筒状的凸台41和从凸台41向径向外侧延伸的凸缘42。在凸台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。

[0095] 在凸台41的外周面,在凸缘42的发动机侧形成有多个卡合凸部4d。卡合凸部4d与驱动板36的卡合凹部36c实质上无间隙地卡合。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能够与毂缘21的齿21c啮合,在两齿4c、21c的圆周方向之间存在间隙G1。

[0096] <L-H迟滞产生机构13>

[0097] L-H迟滞产生机构13在扭转角度区域的整个区域(L1+L2+H3+H4)产生迟滞扭矩H。

[0098] 如图8所示,L-H迟滞产生机构13具有第一摩擦垫圈51、第二摩擦垫圈52和第一锥形弹簧54。

[0099] 第一摩擦垫圈51是树脂制的,在花键毂4的凸台41的外周,配置于卡合凸部4d的侧面与离合器片24的内周端部之间。

[0100] 第二摩擦垫圈52是树脂制的,配置于花键毂4的凸缘42与保持板25的内周端部的轴向之间。在第二摩擦垫圈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),两部件一体旋转。

[0101] 另外,第一锥形弹簧54配置于第二摩擦垫圈52与保持板25的内周端部的轴向之间,并以第二摩擦垫圈52与保持板25彼此离开的方式对两部件25、52施力。

[0102] 如上所述,在离合器片24及保持板25与花键毂4相对旋转的整个扭转角度区域,在第一摩擦垫圈51与离合器片24或花键毂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。通过这些摩擦阻力而在整个扭转角度区域产生迟滞扭矩H。

[0103] <L迟滞产生机构14>

[0104] L迟滞产生机构14仅在作为第一段区域及第二段区域的低扭转角度区域的整个区域(L1+L2)产生迟滞扭矩hL。

[0105] 如图9及图10所示,L迟滞产生机构14具有安装于副板34的环状槽34e的施力部件56。施力部件56具有座面部56a以及施力部56b。座面部56a以及施力部56b由连续的线材形成。

[0106] 具体地,座面部56a形成为在局部具有欠缺部(开始端部与结束端部之间)的环状且在轴向上没有凹凸的平坦状,并且一面的整体与环状槽34e的底面抵接。施力部56b连续于座面部56a在圆周方向上的结束端部而形成环状。施力部56b形成为具有凹部的波形,并具有在圆周方向上隔开预定间隔的多个按压部56c。按压部56c为向驱动板36侧凸出而形成的凸部,且能够弹性变形。另外,按压部56c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,施力部件56不能相对于驱动板36相对旋转,且在环状槽34e内能够沿圆周方向移动。并且,通过按压部56c的弹性变形,驱动板36被向弹簧座35侧施力。

[0107] 此外,形成于多个按压部56c圆周方向之间的凹部的前端与座面部56a的表面抵接。

[0108] 在此,如上所述,副板34以及弹簧座35与毂缘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,毂缘21与花键毂4能够相对旋转间隙G1的角度量。换言之,毂缘21(与弹簧座35一体旋转)与花键毂4(与驱动板36一体旋转)仅能够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整个区域(L1+L2)相对旋转。

[0109] 并且,由于弹簧座35与驱动板36在施力部件56的作用下彼此按压,因此弹簧座35与驱动板36仅在低扭转角度的整个区域(L1+L2)相对旋转而产生摩擦阻力。另外,在施力部件56与副板34的环状槽34e的底部之间也产生摩擦阻力。通过这些摩擦阻力产生迟滞扭矩hL。

[0110] 在此,由于将施力部件56以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,从而实现迟滞扭矩产生机构。另外,由于不仅在弹簧座35与驱动板36之间,在施力部件56的座面部56a与副板34的环状槽34e的底部之间也产生摩擦阻力,因此能够减小各部分的摩擦阻力来获得期望的迟滞扭矩。因此,能够抑制各部的磨损。

[0111] 进一步地,施力部件56为座面部56a的整体与环状槽34e的底面滑动接触。因此,能够抑制座面部56a与环状槽34e的底面之间的表面压力。因此,能够抑制座面部56a以及环状槽34e的底面的磨损,其结果,能够设定较高的迟滞扭矩。

[0112] <L2迟滞产生机构15>

[0113] L2迟滞产生机构15仅在第二段的扭转角度区域(L2)产生迟滞扭矩hL2。

[0114] L2迟滞产生机构15具有波形弹簧60。波形弹簧60是能够在轴向上弹性变形的环状的弹性体,以沿轴向被压缩的状态配置于花键毂4的凸缘42与弹簧座35之间。波形弹簧60与毂缘21以及弹簧座35抵接,当相对于毂缘21旋转时产生摩擦阻力。

[0115] 在图11中提取并示出波形弹簧60及其周边的部件。波形弹簧60具有环状的主体部60a和从主体部60a朝径向外侧延伸的两对爪部60b。爪部60b的前端部在轴向上弯折,通过形成于弹簧座35的圆弧状槽35f而与第二低刚性弹簧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的自由长度大致一致。由此,通过第二低刚性弹簧37b来进行波形弹簧60在圆周(旋转)方向上的定位,并且第二低刚性弹簧37b以及波形弹簧60能够一体地旋转。另外,槽35f在圆周方向上的距离比两个爪部60b之间的圆周方向上的距离长。

[0116] 另外,在主体部60a的内周部形成有多个卡合凹部60c。卡合凹部60c与花键毂4的卡合凸部4d隔着预定间隙卡合。该间隙相当于第一段的扭转角度区域(L1)的角度。因此,在第一段区域不产生由波形弹簧60产生的迟滞扭矩,仅在第二段区域(L2)得到由波形弹簧60产生的迟滞扭矩hL2。

[0117] <H迟滞产生机构16>

[0118] H迟滞产生机构16仅在作为第三段区域以及第四段区域的高扭转角度区域(H3+H4)产生迟滞扭矩hH。

[0119] 如图4及图8所示,H迟滞产生机构16具有安装于副板34的环状的第一摩擦件61、具有环状的第二摩擦件62的第三摩擦垫圈53以及第二锥形弹簧64。

[0120] 第一摩擦件61固定于副板34的发动机侧的侧面,能够与离合器片24的内周部的侧面抵接。第一摩擦件61和副板34一起与毂缘21一体旋转。

[0121] 第三摩擦垫圈53配置于毂缘21内周部与保持板25内周部之间,具有向保持板25侧凸出的多个卡合凸起53a。该卡合凸起53a与保持板25的卡合孔25c卡合。因此,第三摩擦垫圈53与保持板25一体旋转。第二摩擦件62固定于第三摩擦垫圈53的毂缘21侧的侧面,能够与毂缘21的内周部的侧面抵接。

[0122] 第二锥形弹簧64配置于第三摩擦垫圈53与保持板25之间。第二锥形弹簧64对第三摩擦垫圈53和保持板25向使两者在轴向上彼此离开的方向施力。因此,通过第二锥形弹簧64,使第一摩擦件61和离合器片24彼此按压,并使第二摩擦件62和毂缘21彼此按压。

[0123] 根据以上,在离合器片24以及保持板25与毂缘21相对旋转的高扭转角度区域的整个区域(H3+H4),在第一摩擦件61与离合器片24之间以及第二摩擦件62与毂缘21之间产生摩擦阻力。通过该摩擦阻力,产生迟滞扭矩hH。

[0124] 总结以上,如图3所示,在各角度区域产生以下那样的迟滞扭矩。

[0125] 第一段区域(L1):H(L-H迟滞产生机构13)+hL(L迟滞产生机构14)

[0126] 第二段区域(L2):H+hL+hL2(L2迟滞产生机构15)

[0127] 第三段区域以及第四段区域(H3+H4):H+hH(H迟滞产生机构16)

[0128] 关于由以上的迟滞扭矩产生机构13~16产生的迟滞扭矩,期望由低扭转角度区域(L1+L2)的L-H迟滞产生机构13产生的迟滞扭矩H和由L迟滞扭矩产生机构14产生的迟滞扭矩hL的比例为迟滞扭矩hL在50%以上。

[0129] [动作]

[0130] 本实施方式的离合器盘组件1的扭转特性的角度范围的大小不同,但基本上在正侧和负侧是对称的。因此,在此,仅对正侧的动作进行说明,而省略对于负侧的动作的说明。

[0131] <第一段>

[0132] 在传递扭矩以及扭矩波动较小的情况下,本装置在扭转特性的第一段(L1)中工作。在该第一段中,仅压缩刚性较低的第一及第二低刚性弹簧37a、37b之中自由长度较长的第一低刚性弹簧37a。因此,副板34以及弹簧座35与驱动板36相对旋转。另一方面,由于第一以及第二高刚性弹簧22a、22b的刚性较高,因此基本上不被压缩。因此,输入侧旋转部件20(离合器片24以及保持板25)与毂缘21一体旋转。

[0133] 根据以上,在扭转特性的第一段中,{输入侧旋转体2+毂缘21+副板34+弹簧座35}一体旋转,{驱动板36+花键毂4}相对于这些部件旋转。

[0134] 在该情况下,产生由L-H迟滞产生机构13产生的迟滞扭矩H和由L迟滞产生机构14产生的迟滞扭矩hL。具体地,在第一摩擦垫圈51与离合器片24或花键毂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,同时地,在施力部件56与驱动板36之间以及在驱动板36与弹簧座35之间,也产生摩擦阻力。

[0135] 此外,由于波形弹簧60的爪部60b与第二低刚性弹簧37b卡合,因此在该第一段中波形弹簧60为可自由地旋转的状态,在波形弹簧60与毂缘21之间不产生摩擦阻力。

[0136] <第二段>

[0137] 当传递扭矩或扭矩波动变得更大时,第一低刚性弹簧37a被压缩,且进一步也开始压缩自由长度较短的第二低刚性弹簧37b。由于第一低刚性弹簧37a与第二低刚性弹簧37b并列地配置,因此当第二低刚性弹簧37b开始被压缩时,与仅压缩第一低刚性弹簧37a的情况(第一段)比较,扭转刚性变高。即,转移到扭转刚性的第二段。

[0138] 在该第二段中,除了与第一段同样的迟滞扭矩产生机构13、14之外,L2迟滞产生机构15也工作。

[0139] 即,在与第一段同样的部件之间产生摩擦阻力,并且在波形弹簧60与毂缘21之间也产生摩擦阻力。具体地,当第二低刚性弹簧37b被压缩时,波形弹簧60相对于毂缘21旋转

第二低刚性弹簧37b被压缩的量,在两部件60、21间产生摩擦阻力。因此,在第二段中,除了与第一段同样的迟滞扭矩 $H+hL$ 之外,还产生由波形弹簧60与毂缘21之间的摩擦阻力产生的迟滞扭矩 $hL2$ 。

[0140] <第三段>

[0141] 当传递扭矩或扭矩波动进一步变大时,第一以及第二低刚性弹簧37a、37b进一步被压缩,输入侧旋转部件20相对于花键毂4进一步旋转。于是,毂缘21的齿21c与花键毂4的齿4c抵接,毂缘21与花键毂4一体地旋转。在该状态下,第一以及第二低刚性弹簧37a、37b不会被压缩到之前的状态以上,而开始进行高刚性弹簧22之中自由长度较长的第一高刚性弹簧22a的压缩。由于第一高刚性弹簧22a的刚性比第一以及第二低刚性弹簧37a、37b高,因此得到比第二段更高的第三段的扭转刚性。

[0142] 在第三段中,由于第一高刚性弹簧22a被压缩,因此在输入侧旋转部件20与毂缘21(以及花键毂4)之间产生相对旋转。另一方面,保持板25与第三摩擦垫圈53一体旋转,毂缘21与副板34一体旋转。因此,在该第三段中,L-H迟滞产生机构13以及H迟滞产生机构16工作。

[0143] 即,在固定于第三摩擦垫圈53的第二摩擦件62与毂缘21之间产生摩擦阻力。另外,在固定于副板34的第一摩擦件61与离合器片24之间产生摩擦阻力。通过这些摩擦阻力,产生迟滞扭矩 hH 。即,合计产生迟滞扭矩 $H+hH$ 。

[0144] 在此,在该第三段中,副板34以及弹簧座35与驱动板36不相对旋转,因而在这些部件之间不产生摩擦阻力。即,L迟滞产生机构14以及L2迟滞产生机构15不工作。

[0145] <第四段>

[0146] 当传递扭矩或扭矩波动进一步变大时,第一高刚性弹簧22a被压缩,且进一步也开始压缩自由长度较短的第二高刚性弹簧22b。由于第一高刚性弹簧22a与第二高刚性弹簧22b并列地配置,因此当第二高刚性弹簧22b开始被压缩时,与仅压缩第一高刚性弹簧22a的情况(第三段)比较,扭转刚性变高。即,转移到扭转刚性的第四段。

[0147] 在该第四段中,相对旋转的部件与第三段是同样的,L-H迟滞产生机构13以及H迟滞产生机构16工作,得到迟滞扭矩 $H+hH$ 。

[0148] <止动机构17的工作>

[0149] 并且,当传递扭矩或扭矩波动进一步变大时,离合器片24以及保持板25与毂缘21的相对旋转角度变大。于是,止动销26与止动用切口21d的侧面抵接,离合器片24以及保持板25与毂缘21的相对旋转停止。

[0150] [特征]

[0151] 如上所述,在本实施方式的离合器盘组件1中,具有以下那样的特征。

[0152] (1) 由于L迟滞产生机构14仅在低扭转角度区域产生迟滞扭矩 hL ,与在整个扭转角度区域工作的情况相比,可抑制摩擦部件的磨损。因此,在低扭转角度区域中,长期得到稳定的迟滞扭矩,尤其能够有效地抑制空转时的异响。

[0153] (2) L迟滞产生机构14由装配于低刚性减震器11的结构部件以及副板34的环状槽34e的施力部件56构成。因此,可抑制L迟滞产生机构14的轴向空间。

[0154] 另外,由于对施力部件56设置有座面部56a,因此能够将施力部件56与环状槽34e之间的表面压力抑制为较低。因此,即使设定为较高的迟滞扭矩,也能够抑制摩擦接触部分

的磨损,能够长期得到稳定的迟滞扭矩。

[0155] (3)除了L迟滞产生机构14,还设置有L-H迟滞产生机构13。因此,能够使在各个迟滞产生机构应该产生的迟滞扭矩较小,能够抑制摩擦部件的磨损。

[0156] [其他实施方式]

[0157] 本实用新型并非限定于以上那样的实施方式,在不脱离本实用新型的范围内能够进行各种变形或修正。

[0158] (a)在上述实施方式中,虽然施力部件56的座面部56a以及施力部56b由连续的线材形成,但施力部件56的结构并不限于此。

[0159] 例如,图12示出的施力部件70为座面部71与施力部72由单独的部件构成。座面部71为铁制的垫圈,且整个面能够与环状槽34e的底面抵接。另外,施力部72由具有多个凹凸的铁制波浪线形成,基本结构与上述实施方式相同。即,具有多个按压部72a,按压部72a的前端部与形成于驱动板36的各窗孔36a、36b的第一以及第二卡合槽36d、36e卡合。因此,施力部件70不能相对于驱动板36相对旋转。并且,通过按压部72a的弹性变形,驱动板36被向弹簧座35侧施力。另外,形成于多个按压部72a的圆周方向之间的凹部的前端与座面部71的表面抵接。

[0160] 在这样的结构中,在初始状态下,有时在座面部71与施力部72之间会产生相对滑动。但是,由于座面部71和施力部72同为铁制,若铁彼此相对滑动的摩擦持续,则这些部件间的摩擦系数变大。因此,若持续一定程度的工作,则在座面部71与环状槽34e之间产生相对滑动,能够获得预定的迟滞扭矩。

[0161] (b)在上述实施方式中,虽然使施力部件56的座面部56a的几乎整个面与环状槽34e的底面抵接,但并非限于此。即,当使施力部件56仅由施力部56b形成时,仅按压部56c之间的凹部前端部与环状槽34e抵接。因此,使座面部56a与环状槽34e的底面的接触面积比该情况(仅凹部抵接的情况)下更大即可。

[0162] (c)施力部件的施力部的形状并不限于上述实施方式。例如,只要是具有弯折部的线材、具有用于在轴向上施力的弯曲部的线材,则能够同样地应用。

[0163] (d)在上述实施方式中,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件,但扭转特性的段数不受限定。能够将本实用新型同样地应用于具有减震器装置的所有动力传递装置。

[0164] (e)在各迟滞扭矩产生机构产生的迟滞扭矩的大小不受限定。能够根据所求得的扭转特性而适当变更迟滞扭矩。

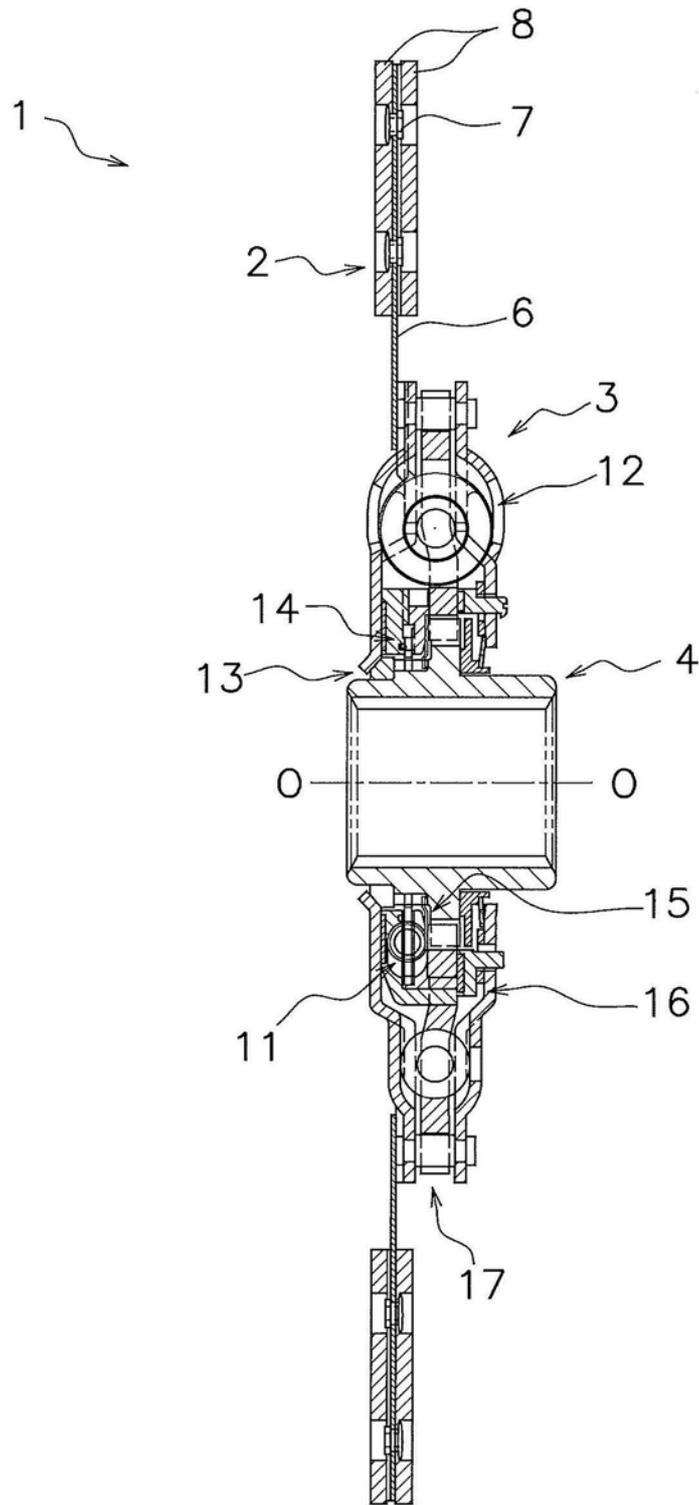


图1

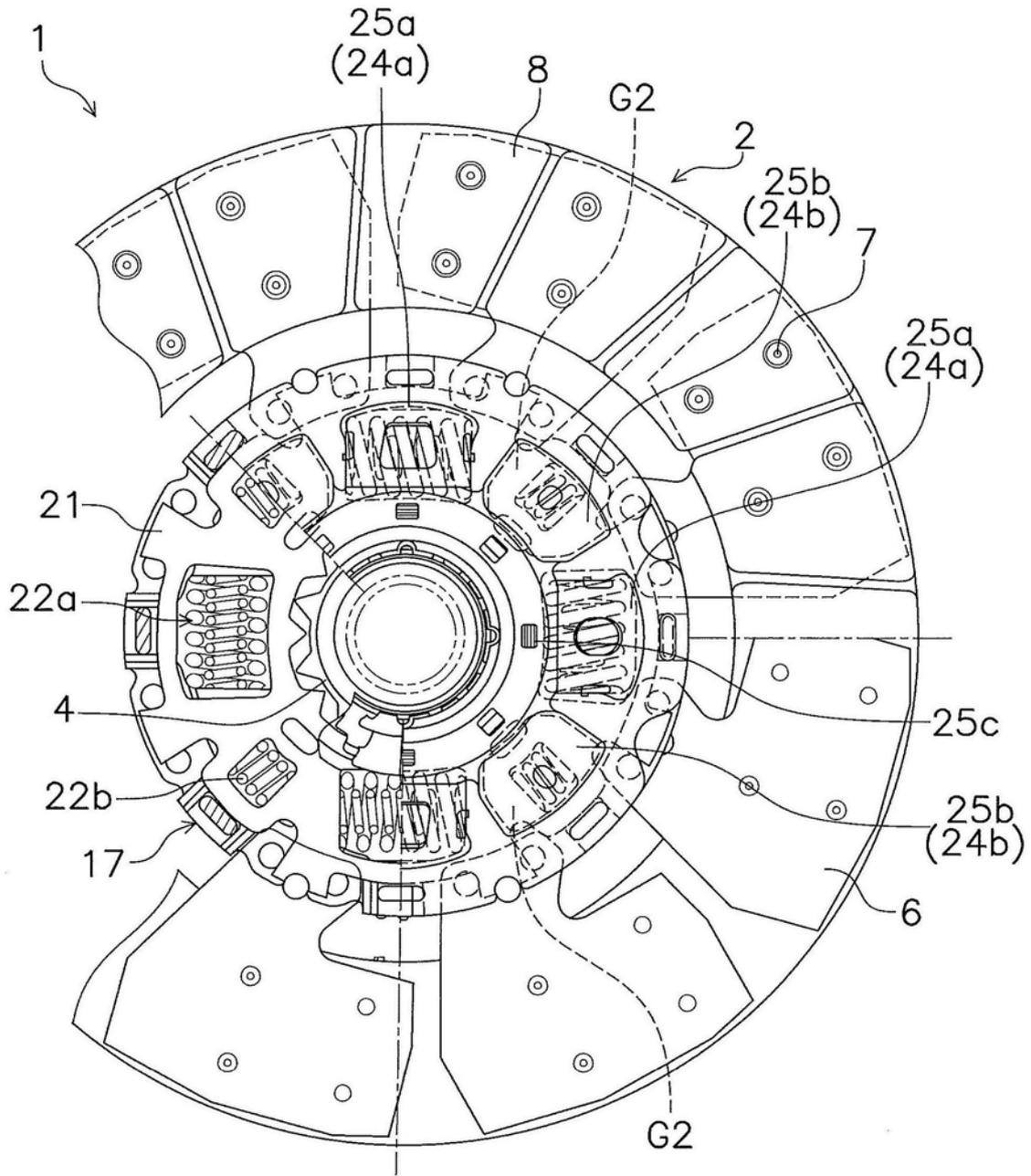


图2

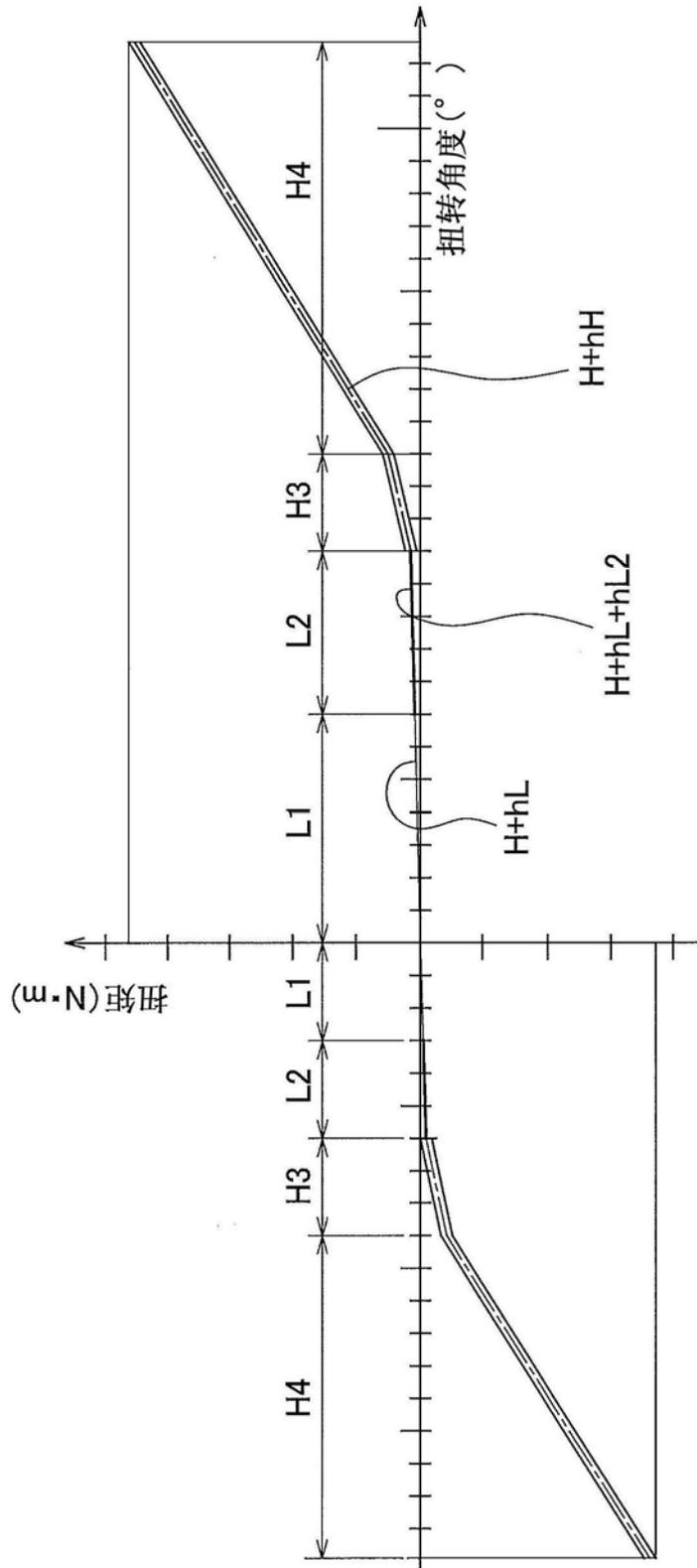


图3

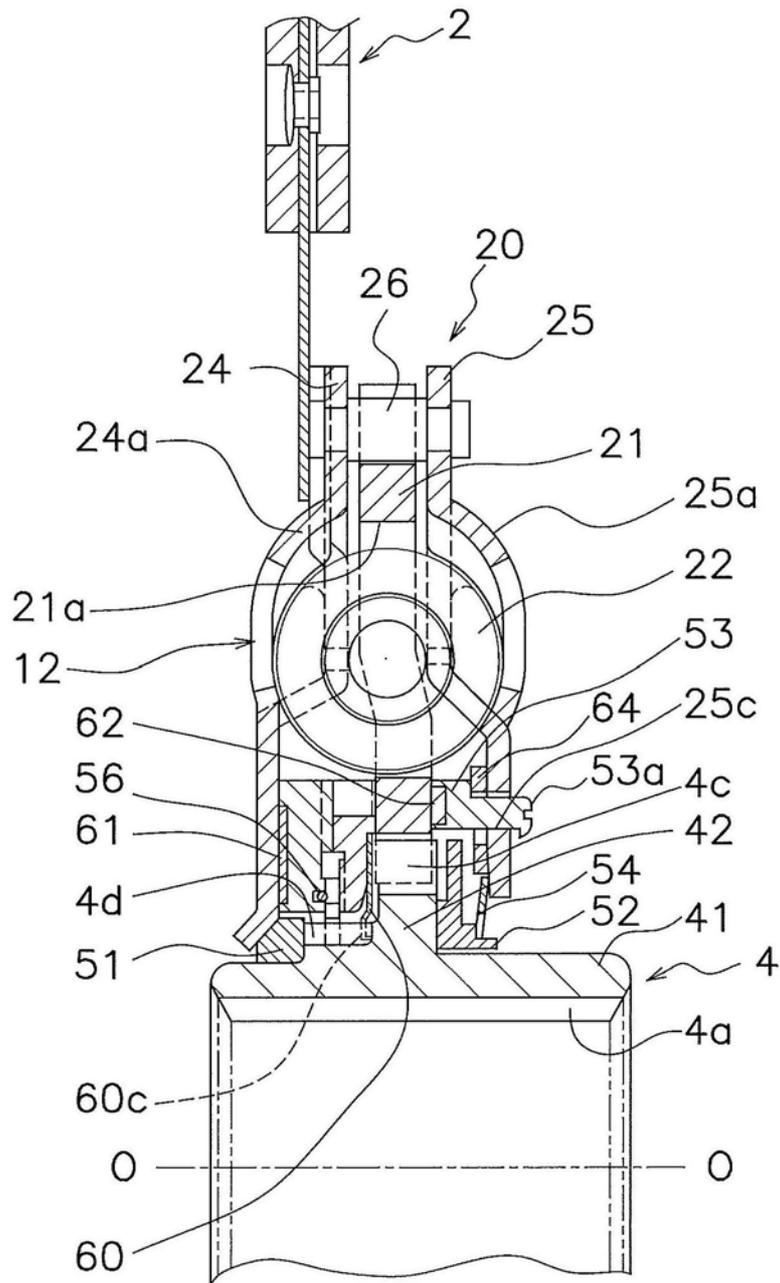


图4

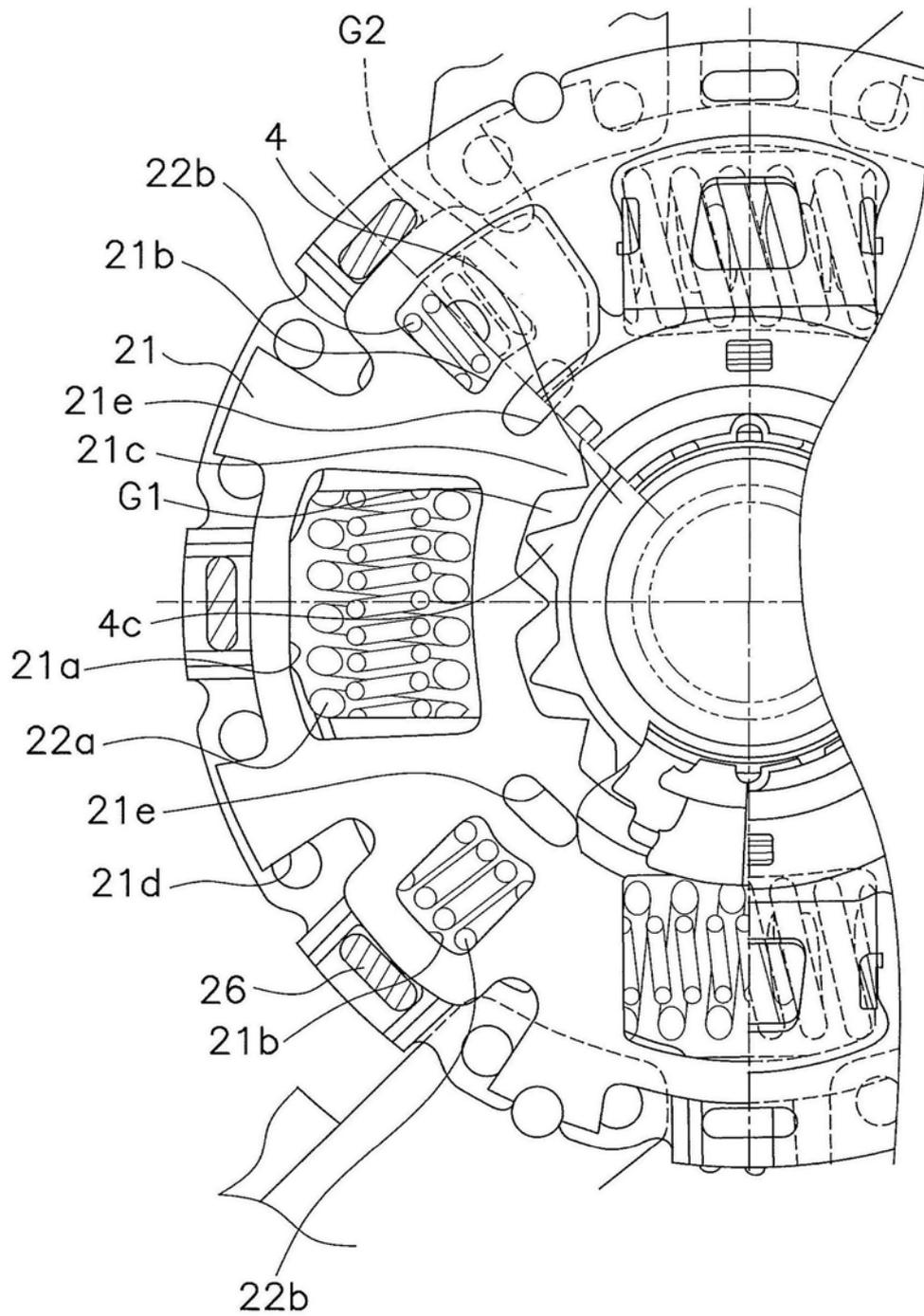


图5

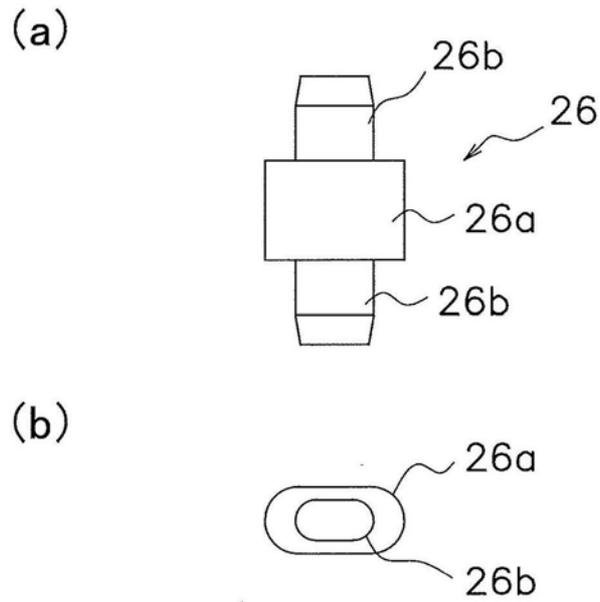


图6

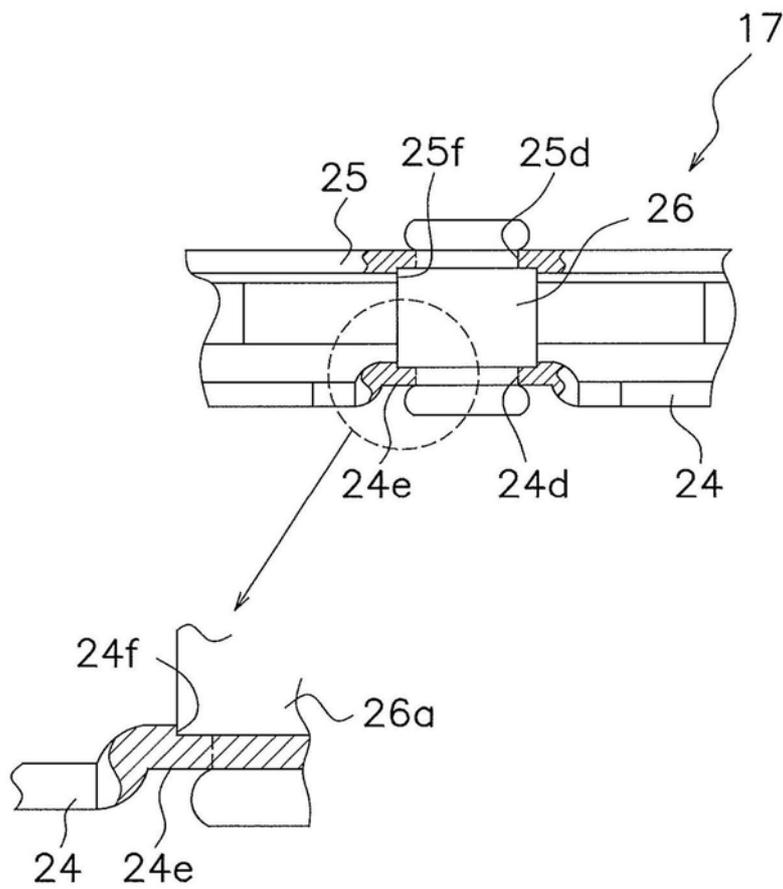


图7

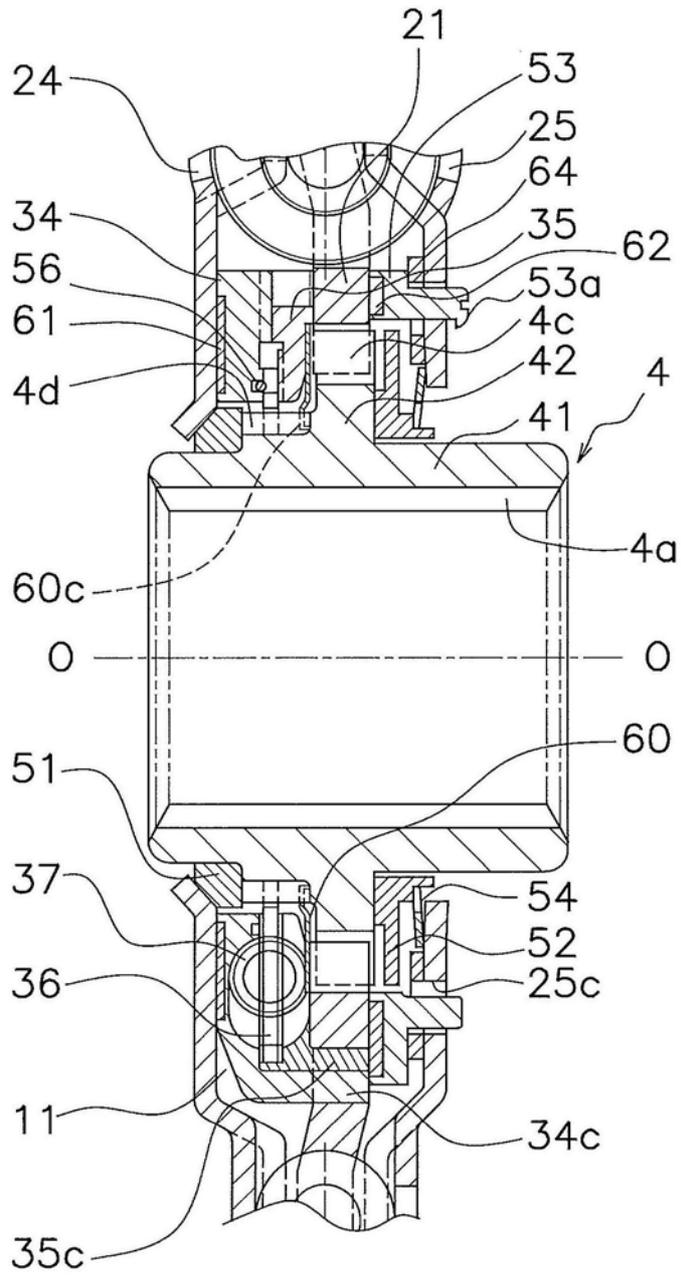


图8

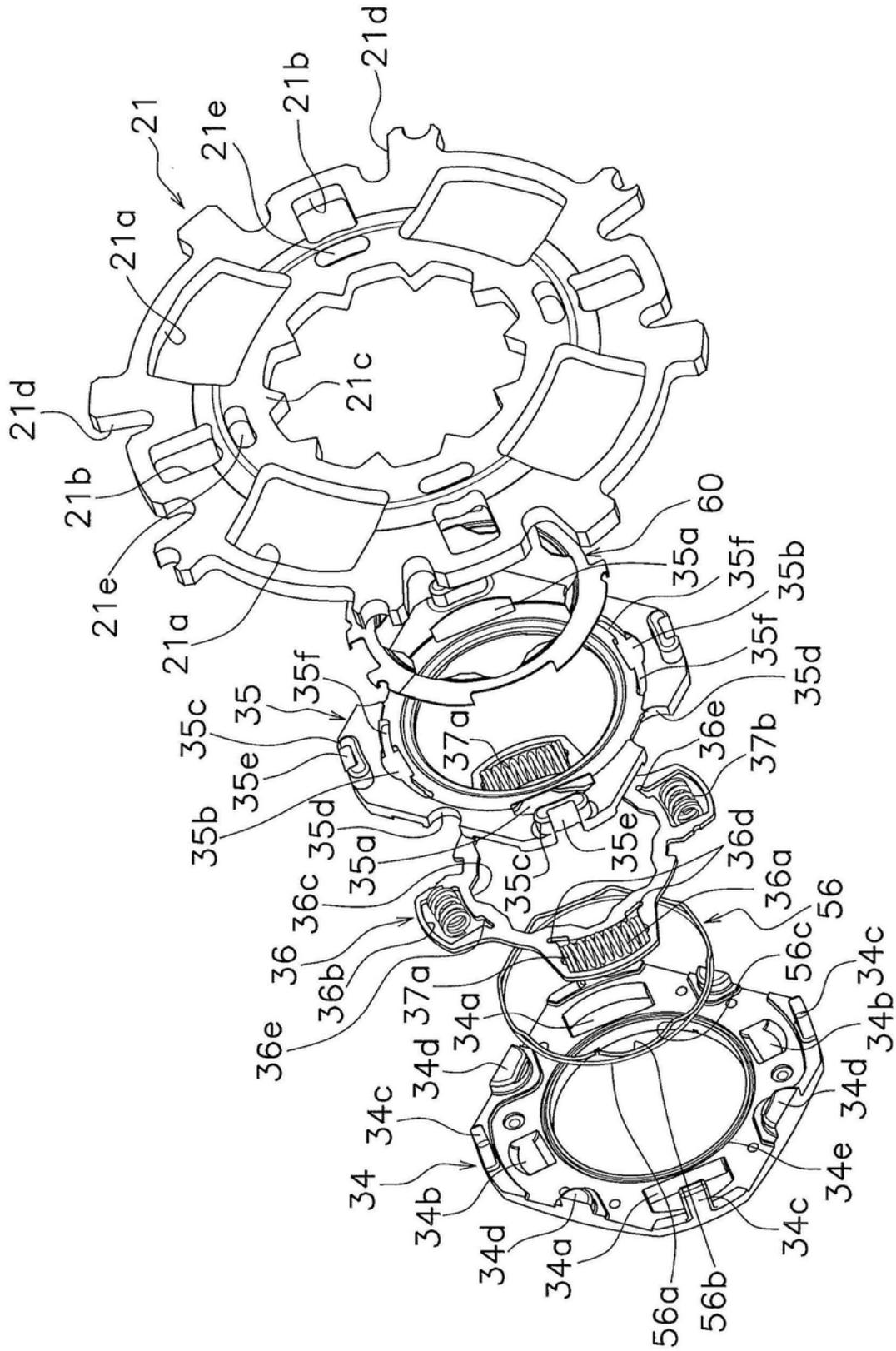


图9

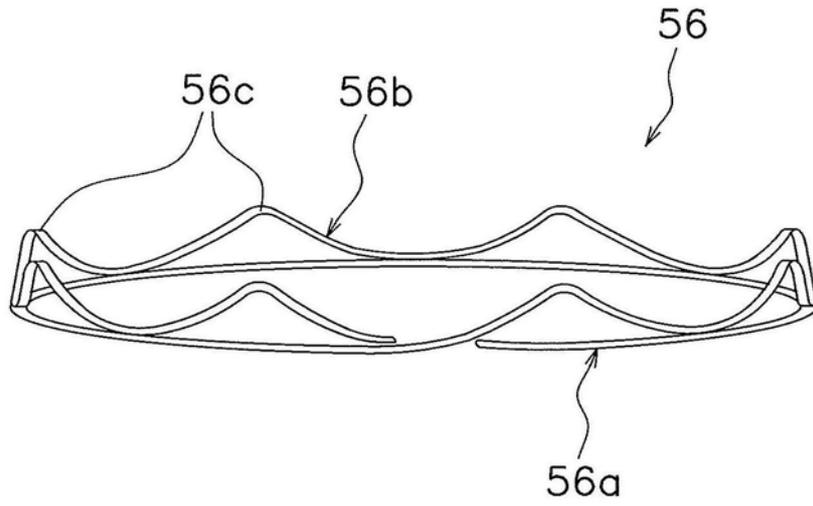


图10

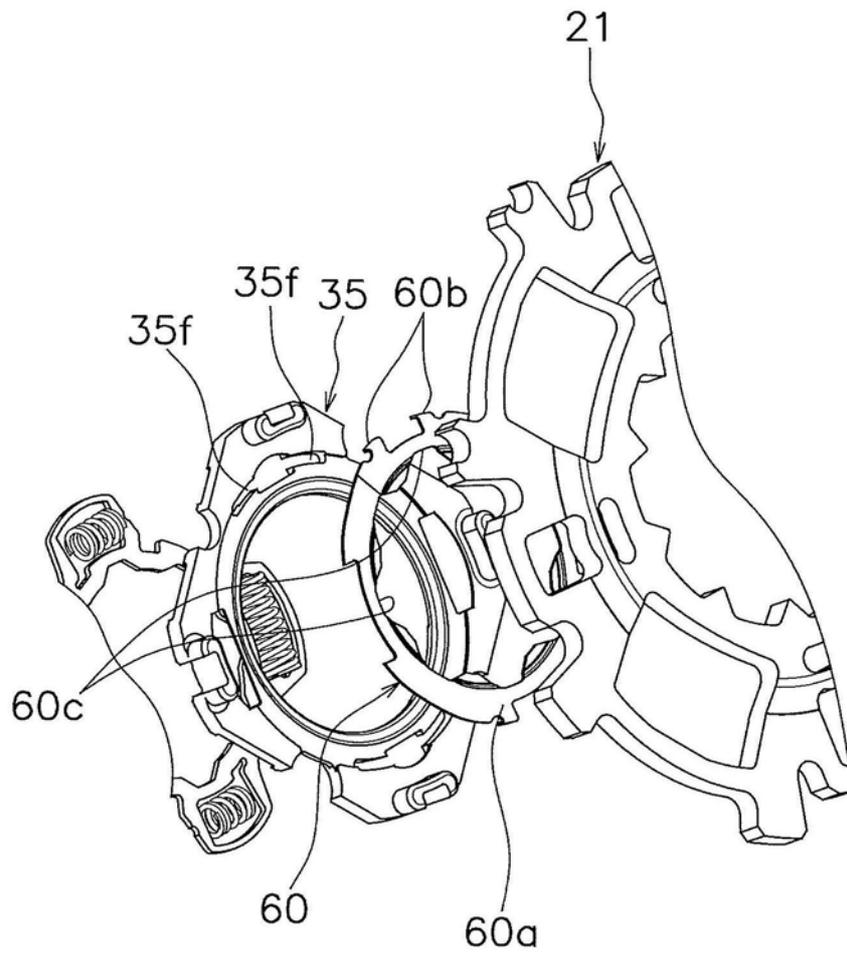


图11

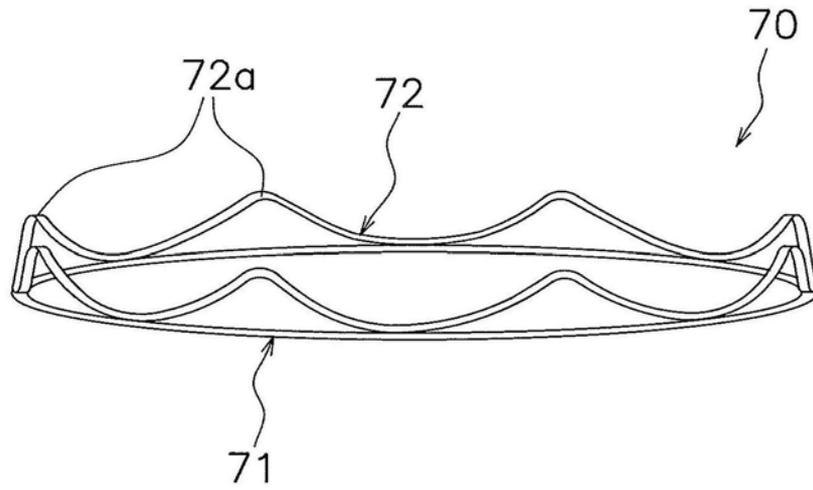


图12