



(12) 实用新型专利

(10) 授权公告号 CN 213870933 U

(45) 授权公告日 2021.08.03

(21) 申请号 202022571160.5

(22) 申请日 2020.11.09

(30) 优先权数据

2019-222075 2019.12.09 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 李丹

(51) Int.Cl.

F16F 15/123 (2006.01)

F16F 15/129 (2006.01)

F16D 13/64 (2006.01)

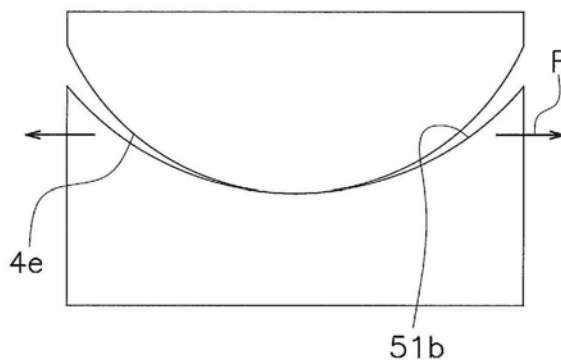
权利要求书1页 说明书10页 附图10页

(54) 实用新型名称

减振装置

(57) 摘要

本实用新型涉及一种减振装置。在设置有衬套的减振装置中使衬套的耐久性提高,其中,该衬套具有吸收错位的功能。该减振装置具备输入侧旋转部件(24、25)、花键毂(4)、多个弹簧(22)以及第一摩擦垫圈(51)(衬套)。花键毂(4)配置为相对于输入侧旋转部件(24、25)相对旋转自如,并具有在径向上延伸并作为凸状的曲面的环状的凸状抵接面(4e)。第一摩擦垫圈(51)与花键毂(4)在轴向上邻接地配置,并具有在径向上延伸并作为凹状的曲面的环状的凹状抵接面(51b)。并且,凸状抵接面(4e)与凹状抵接面(51b)是彼此抵接而协作地对相对于花键毂(4)的旋转中心的错位进行吸收且内周端部以及外周端部分离的形状。



1. 一种减振装置,其特征在于,将所输入的扭矩向输出侧传递且衰减扭矩变动,所述减振装置具备:

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相对旋转自如,并具有在径向上延伸并作为凸状的曲面的环状的凸状抵接面;

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地连结;以及

衬套,与所述输出侧旋转部件在轴向上邻接地配置,并具有在径向上延伸并作为凹状的曲面的环状的凹状抵接面,

所述凸状抵接面与所述凹状抵接面是以下形状:彼此抵接,协作地对相对于所述输出侧旋转部件的旋转中心的错位进行吸收,且内周端部以及外周端部中的至少一方分离。

2. 根据权利要求1所述的减振装置,其特征在于,

所述凸状抵接面与所述凹状抵接面是以下形状:径向的中央部抵接,且内周端部以及外周端部分离。

3. 根据权利要求1或2所述的减振装置,其特征在于,

所述凸状抵接面是凸状的球面的一部分,

所述凹状抵接面是比所述凸状抵接面的半径大的凹状的球面的一部分。

4. 根据权利要求1或2所述的减振装置,其特征在于,

所述衬套具有:

摩擦面,与所述输入侧旋转部件摩擦接触而产生迟滞扭矩;以及

卡合部,与所述输出侧旋转部件卡合以无法旋转。

5. 根据权利要求1或2所述的减振装置,其特征在于,

所述输入侧旋转部件具有在轴向上隔着预定间隙而相对配置的分别为环状的离合器片以及固定板,

所述输出侧旋转部件具有轮毂,所述轮毂包括在轴向上至少贯穿所述离合器片的内周侧的筒状部,

所述衬套在所述离合器片的内周端部配置于所述轮毂的筒状部的外周面。

6. 根据权利要求5所述的减振装置,其特征在于,

所述衬套的摩擦面是平坦面,并与所述离合器片的内周端部的侧面摩擦接触。

减振装置

技术领域

[0001] 本实用新型涉及一种减振装置,尤其是涉及一种向输出侧传递被输入的扭矩且衰减扭矩变动的减振装置。

背景技术

[0002] 在车辆的空转时以及行驶时,例如有时产生因从发动机传递的扭矩变动引起的振动以及异常噪声。为了解决该问题而设置有专利文献1所示的那样的减振装置。该减振装置具备输入侧板、具有凸缘及轮毂的输出单元、高刚性减振单元以及第一及第二低刚性减振单元。

[0003] 另外,专利文献1的减振装置具备在低扭转角度区域产生迟滞扭矩的机构。该迟滞扭矩产生机构具有配置于离合器片与轮毂之间的树脂制的衬套。与产生迟滞扭矩的功能一起,衬套还具有吸收轮毂的错位的功能以及各部件的径向的定位功能。

[0004] 专利文献1:日本特开2015-175440号公报

实用新型内容

[0005] 专利文献1的衬套具有与离合器片接触的第一抵接面以及与轮毂接触的第二抵接面,通过这些抵接面产生迟滞扭矩。在此,为了实现对轮毂的错位进行吸收的功能,而由球面的一部分形成衬套的第一抵接面。因此,通过第一抵接面得到稳定的迟滞扭矩是困难的。

[0006] 因此,可考虑使衬套的各抵接面的功能独立。具体地,可考虑将衬套的第一抵接面作为迟滞扭矩产生用的摩擦接触面,将第二抵接面作为错位吸收用的抵接面。在这样的结构中,轮毂侧的面由凸状的曲面形成,衬套侧的抵接面由凹状的曲面形成,通过使这些面抵接来吸收错位。

[0007] 但是,在这样的结构中,有时仅彼此的抵接面(曲面)的两端部(内周端部与外周端部)抵接。在该情况下,当对抵接面作用较强的推压力时,推动衬套的凹状的抵接面的力较强地进行作用,而衬套有可能破损。

[0008] 本实用新型的技术问题在于,在设置有衬套的减振装置中使衬套的耐久性提高,其中,该衬套具有吸收错位的功能。

[0009] (1) 本实用新型所涉及的减振装置是将所输入的扭矩向输出侧传递且衰减扭矩变动的减振装置。该减振装置具备输入侧旋转部件、输出侧旋转部件、多个弹性部件以及衬套。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相对旋转自如,并具有在径向上延伸并作为凸状的曲面的环状的凸状抵接面。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地连结。衬套与输出侧旋转部件在轴向上邻接地配置,并具有在径向上延伸并作为凹状的曲面的环状的凹状抵接面。并且,凸状抵接面与凹状抵接面是以下形状:彼此抵接,协作地对相对于输出侧旋转部件的旋转中心的错位进行吸收,且内周端部以及外周端部中的至少一方分离。

[0010] 在此,由于通过凸状抵接面以及凹状抵接面吸收错位,因此能够抑制输出侧旋转

部件的不稳定的工作,能够抑制输出侧旋转部件的磨损。此时,凸状抵接面与凹状抵接面彼此抵接,但内周端部以及外周端部的至少一方分离。因此,即使凸状抵接面与凹状抵接面以较强的力抵接,推动凹状抵接面的力也变小,而能够抑制衬套的破损等。

[0011] (2) 优选为,凸状抵接面与凹状抵接面是以下形状:径向的中央部抵接,且内周端部以及外周端部分离。

[0012] 在此,凸状抵接面与凹状抵接面仅径向的中央部抵接。因此,与上述同样地,即使凸状抵接面与凹状抵接面以较强的力抵接,推动凹状抵接面的力也变小,而能够抑制衬套的破损等。

[0013] (3) 优选为,凸状抵接面是凸状的球面的一部分。另外,凹状抵接面是比凸状抵接面的半径大的凹状的球面的一部分。

[0014] 根据这样的结构,能够使凸状抵接面与凹状抵接面仅在径向的中央部抵接。

[0015] (4) 优选为,衬套具有摩擦面和卡合部。摩擦面与输入侧旋转部件摩擦接触而产生迟滞扭矩。卡合部与输出侧旋转部件卡合以无法旋转。

[0016] 在此,衬套具有用于产生迟滞扭矩的摩擦面、以及用于对不同于该摩擦面的错位进行吸收的凹状抵接面。因此,能够使摩擦面不是球面而是平坦面,能够产生稳定的迟滞扭矩。

[0017] 另外,衬套通过卡合部而与输出侧旋转部件无法旋转。即,在衬套与输出侧旋转部件之间,不产生迟滞扭矩。因此,例如即使通过多个齿形成与输出侧旋转部件的衬套的抵接面,也不会产生不稳定的迟滞扭矩。

[0018] (5) 优选为,输入侧旋转部件具有在轴向上隔着预定间隙而相对配置的分别为环状的离合器片以及固定板。另外,输出侧旋转部件具有轮毂,该轮毂包括在轴向上至少贯穿离合器片的内周侧的筒状部。并且,衬套在离合器片的内周端部配置于轮毂的筒状部的外周面。

[0019] (6) 优选为,衬套的摩擦面是平坦面,并与离合器片的内周端部的侧面摩擦接触。

[0020] 实用新型效果

[0021] 在以上那样的本实用新型中,在设置有衬套的减振装置中能够使衬套的耐久性提高,其中,该衬套具有吸收错位的功能。

附图说明

[0022] 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。

[0023] 图2是离合器盘组件的局部主视图。

[0024] 图3是离合器盘组件的扭转特性线图。

[0025] 图4是图1的局部放大图。

[0026] 图5是图2的局部放大图。

[0027] 图6是图1的局部放大图。

[0028] 图7主要是低刚性减振器的分解立体图。

[0029] 图8是花键毂的外观立体图。

[0030] 图9是第一摩擦垫圈的外观立体图。

[0031] 图10是错位吸收用抵接面的示意图。

[0032] 图11是本实用新型的一实施方式的错位吸收用抵接面的示意图。

[0033] 图12是示出图7的一部分的图。

[0034] 附图标记说明

[0035] 1:离合器盘组件;3:减振机构;4:花键毂(输出侧旋转部件);4d:卡合凸部;4e:凸状抵接面;22:高刚性弹簧;24:离合器片(输入侧旋转部件);25:固定板(输入侧旋转部件);51:第一摩擦垫圈(衬套);51a:摩擦面;51b:凹状抵接面;51c:卡合部。

具体实施方式

[0036] 图1是具有本实用新型的一实施方式的减振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的左侧的发动机以及飞轮的扭矩向配置于图1的右侧的变速器传递,且衰减扭矩变动。另外,图2是离合器盘组件1的局部主视图。

[0037] [整体结构]

[0038] 离合器盘组件1具有:离合器盘2(输入侧旋转部件),通过摩擦卡合而被从飞轮输入扭矩;减振机构3(减振装置),衰减并吸收从离合器盘2输入的扭矩变动;以及花键毂4(输出侧旋转部件)。

[0039] [离合器盘2]

[0040] 离合器盘2被未图示的压板按压于飞轮。离合器盘2具有缓冲板6、和通过铆钉7固定于缓冲板6的两面的一对摩擦片8。缓冲板6固定于减振机构3的外周部。

[0041] [减振机构3]

[0042] 为了有效地衰减并吸收从发动机传递的扭矩变动,如图3所示,减振机构3在正侧(驱动侧的旋转方向)以及负侧具有四段扭转特性。

[0043] 减振机构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。

[0044] 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。

[0045] L-H迟滞产生机构13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。L迟滞产生机构14仅在低扭转角度区域的整个区域(L1+L2)产生迟滞扭矩。L2迟滞产生机构15仅在第二段的第二扭转角度区域(L2)产生迟滞扭矩。H迟滞产生机构16仅在高扭转角度区域(H3+H4)产生迟滞扭矩。

[0046] 当作为输入侧的部件的离合器盘2与作为输出侧的部件的花键毂4的扭转角度(相对旋转角度)达到预定角度时,止动机构17禁止两部件进一步相对旋转至这以上的相对旋转角度。

[0047] <高刚性减振器12>

[0048] 如图4所示,高刚性减振器12具有输入侧旋转部件20、毂缘21以及多个高刚性弹簧22。

[0049] [输入侧旋转部件20]

[0050] 输入侧旋转部件20经由离合器盘2而从发动机被输入扭矩。输入侧旋转部件20具有离合器片24以及固定板25。

[0051] 离合器片24以及固定板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,固定板25配置于变速器侧。离合器片24以及固定板25的外周部通过止动销26连结并一体地旋转。

[0052] 如图2所示,在离合器片24以及固定板25上,分别在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和第二保持部24b、25b在圆周方向上交替地配置。另外,在固定板25上形成有多个卡合孔25c。

[0053] 此外,在图2中,示出了固定板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,剖切地示出了固定板25的一部分。

[0054] [毂缘21]

[0055] 毂缘21是大致圆板状的部件(参照图5),配置于花键毂4的外周。毂缘21配置于离合器片24与固定板25的轴向之间,并能够与该两板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。此外,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仅能够相对旋转齿21c、4c的间隙G1的角度(相当于低扭转角度区域(L1+L2))。

[0056] 如图5所示,在毂缘21上,在与离合器片24以及固定板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,在第一窗孔21a收纳第一高刚性弹簧22a,该第一高刚性弹簧22a通过离合器片24以及固定板25的第一保持部24a、25a而在轴向上以及径向上被保持。另外,在第二窗孔21b收纳第二高刚性弹簧22b,该第二高刚性弹簧22b通过离合器片24以及固定板25的第二保持部24b、25b而在轴向上以及径向上被保持。

[0057] 此外,离合器片24以及固定板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。

[0058] 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以及固定板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)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)。

[0059] 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。

[0060] 详情后述,但根据以上的结构,在高扭转角度区域H3、H4,首先仅第一高刚性弹簧22a被压缩(H3区域),之后,除了第一高刚性弹簧22a之外,第二高刚性弹簧22b也被压缩(H4区域)。

[0061] <止动机构17>

[0062] 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跨设预定角度范围而形成,并向径向外方开口。并且,止动销26在轴向上贯穿该止动用切口21d。

[0063] 另外,切口21d在圆周方向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。

[0064] <低刚性减振器11>

[0065] 如图6以及图7所示,低刚性减振器11具有副板34及弹簧座35、驱动板36以及多个低刚性弹簧37。

[0066] [副板34]

[0067] 副板34配置于离合器片24与毂缘21的轴向之间。如图7所示,副板34在中央部具有圆形的开口,并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短四个第二卡合凸起34d、以及环状槽34e。

[0068] 第一保持部34a以及第二保持部34b形成于各卡合凸起34c、34d的内周侧。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。

[0069] [弹簧座35]

[0070] 弹簧座35在副板34与毂缘21的轴向之间与副板34隔开间隔地相对配置。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,并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。

[0071] 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。副板34的第一卡合凸起34c与四个凸台部35c的切口35e卡合,而且凸台部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,第二卡合凸起34d与该切口35d卡合。

[0072] 如以上那样,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21一体地旋转。

[0073] [驱动板36]

[0074] 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,并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。

[0075] 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。

[0076] 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相对的位置。并且,在第一窗孔36a收纳第一低刚性弹簧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收纳第二低刚性弹簧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。

[0077] 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。

[0078] 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以及弹簧座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)。

[0079] 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)以及第二段区域(L2),高刚性弹簧22不被压缩,而仅低刚性弹簧37被压缩。

[0080] [花键毂4]

[0081] 花键毂4配置于离合器片24以及固定板25的内周侧。如图4、图6以及图8所示,花键毂4具有在轴向上延伸的筒状的凸台41a、41b(筒状部的一部分)、以及从凸台41a、41b向径向向外侧延伸的凸缘42。

[0082] 凸台41a、41b在轴向上贯穿离合器片24的内周部以及固定板25的内周部而延伸。与以往的构造比较,发动机侧的凸台41a的外周面与离合器片24的内周面的间隙变窄。即,通过减小凸台41a的外周面与离合器片24的内周面的间隙,而使离合器片24相对于花键毂4在径向上定位(定心功能)。另外,在凸台41a、41b的内周部形成有与变速器的输入主轴(未图示)卡合的花键孔4a。

[0083] 在发动机侧的凸台41a的外周面形成有多个卡合凸部4d。卡合凸部4d的发动机侧的侧面4e是由在径向上延伸并向外侧鼓出的凸状的球面的一部分构成的环状的凸状抵接面。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。

[0084] <L-H迟滞产生机构13>

[0085] 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。

[0086] 如图6所示,L-H迟滞产生机构13具有第一摩擦垫圈51(衬套的一例)、第二摩擦垫圈52以及第一锥形弹簧54。

[0087] 第一摩擦垫圈51是树脂制的,在花键毂4的凸台41a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。

[0088] 如图9所示,第一摩擦垫圈51是树脂制的环状的部件,具有摩擦面51a、凹状抵接面51b以及多个卡合部51c。

[0089] 摩擦面51a是环状的平坦面,与离合器片24的内周部的侧面抵接。即,该摩擦面51a与离合器片24的侧面抵接,通过摩擦接触而产生迟滞扭矩。

[0090] 凹状抵接面51b是在径向上延伸并向内侧凹陷的球面的一部分,形成为环状。凹状抵接面51b与凸台41a的卡合凸部4d的凸状抵接面4e抵接。因此,凹状抵接面51b与凸状抵接面4e抵接,从而对相对于花键毂4的旋转轴线的错位进行吸收。

[0091] 凹状抵接面51b的半径R比凸状抵接面4e的半径r大($R > r$)。在此,如在图10中示意性所示,在凹状抵接面51b'的半径比凸状抵接面4e'的半径小的情况下,凸状抵接面4e'与凹状抵接面51b'仅两端部抵接,而在中央部产生间隙。在该情况下,当对抵接面作用较强的力时,推动凹状抵接面51b'的力F也变强。并且,形成有凹状抵接面51b'的第一摩擦垫圈(衬套)51'有可能破损。

[0092] 另一方面,如图11所示的本实施方式那样,在凹状抵接面51b的半径比凸状抵接面4e的半径大的情况下,凸状抵接面4e仅其中央部与凹状抵接面51b抵接,而两端部(实际上

是内周端部以及外周端部)与凹状抵接面51b分离。因此,即使两抵接面4e、51b以较强的力接触,推动凹状抵接面51b的力F也变小。因此,能够抑制第一摩擦垫圈51的破损。

[0093] 卡合部51c向卡合凸部4d侧凸出地形成。并且,该卡合部51c被插入到邻接的卡合凸部4d之间。即,多个卡合部51c与卡合凸部4d分别啮合。因此,第一摩擦垫圈51相对于花键毂4无法相对旋转。

[0094] 另外,第一摩擦垫圈51的内周面与花键毂4的凸台41的外周面的径向间隙比离合器片24的内周面与凸台41的外周面的径向间隙设定得大。因此,能够抑制第一摩擦垫圈51的内周面与凸台41的外周面接触而发热。

[0095] 而且,第一摩擦垫圈51的外周面与副板34的内周面的径向间隙比离合器片24的内周面与凸台41的外周面的径向间隙设定得大。因此,能够抑制第一摩擦垫圈51的外周面与副板34的内周面接触而发热。

[0096] 第二摩擦垫圈52是树脂制的环状部件,配置于花键毂4的凸缘42与固定板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。

[0097] 另外,第一锥形弹簧54配置于第二摩擦垫圈52与固定板25的内周端部的轴向之间,并以第二摩擦垫圈52与固定板25彼此分离的方式对两部件25、52施力。

[0098] 根据以上内容,在离合器片24及固定板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的摩擦面51a与离合器片24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。

[0099] <L迟滞产生机构14>

[0100] L迟滞产生机构14仅在作为第一段区域以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。

[0101] 如图7所示,L迟滞产生机构14具有作为安装于副板34的环状槽34e的施力部件的波状线56。波状线56由在一部分具有欠缺部的环状的线材形成。波状线56在圆周方向上以预定间隔具有多个推压部56a。推压部56a向驱动板36侧凸出地形成,能够弹性变形。另外,推压部56a的前端部能够与形成于驱动板36的各窗孔36a、36b的第一及第二卡合槽36d、36e卡合。这样,波状线56相对于驱动板36无法相对旋转,且能够在环状槽34e内在圆周方向上移动。并且,通过波状线56的弹性变形,而使驱动板36向弹簧座35侧施力。

[0102] 在此,如上述那样,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,毂缘21与花键毂4如上述那样能够相对旋转仅间隙G1的角度。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。

[0103] 并且,由于弹簧座35与驱动板36通过波状线56彼此推压,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,在波状线56与副板34的环状槽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。

[0104] <L2迟滞产生机构15>

[0105] 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。

[0106] L2迟滞产生机构15具有波状弹簧60。波状弹簧60是能够在轴向上弹性变形的环状

的弹性体,在轴向上以被压缩的状态配置于花键毂4的凸缘42与弹簧座35之间。波状弹簧60与毂缘21以及弹簧座35抵接,当相对于毂缘21旋转时会产生摩擦阻力。

[0107] 在图12中提取并示出波状弹簧60及其周边的部件。波状弹簧60具有环状的主体部60a和从主体部60a朝径向向外侧延伸的两对爪部60b。爪部60b的前端部在轴向上弯折,穿过形成于弹簧座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之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来进行波状弹簧60在圆周(旋转)方向上的定位,并且第二低刚性弹簧37b以及波状弹簧60能够一体地旋转。此外,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。

[0108] 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隔着预定间隙而卡合。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状弹簧60产生的迟滞扭矩,而仅在第二段区域(L2)得到由波状弹簧60产生的迟滞扭矩 $hL2$ 。

[0109] <H迟滞产生机构16>

[0110] 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 。

[0111] 如图4以及图6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。

[0112] 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。

[0113] 第三摩擦垫圈53配置于毂缘21内周部与固定板25内周部之间,具有向固定板25侧凸出的多个卡合凸起53a。该卡合凸起53a与固定板25的卡合孔25c卡合。因此,第三摩擦垫圈53与固定板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。

[0114] 第二锥形弹簧64配置于第三摩擦垫圈53与固定板25之间。第二锥形弹簧64对第三摩擦垫圈53和固定板25向使两者在轴向上彼此分离的方向施力。因此,通过第二锥形弹簧64,使第一摩擦件61与离合器片24彼此推压,并使第二摩擦件62与毂缘21彼此推压。

[0115] 根据以上内容,在离合器片24及固定板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。通过这些摩擦阻力,产生迟滞扭矩 hH 。

[0116] 总结以上内容,如图3所示,在各角度区域产生以下那样的迟滞扭矩。

[0117] 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)。

[0118] 第二段区域(L2): $H+hL+hL2$ (L2迟滞产生机构15)。

[0119] 第三段区域以及第四段区域($H3+H4$): $H+hH$ (H迟滞产生机构16)。

[0120] [动作]

[0121] 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。

[0122] <第一段>

[0123] 在传递扭矩以及扭矩变动较小的情况下,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以及固定板25)与毂缘21一体旋转。

[0124] 根据以上内容,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。

[0125] 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 h_L 。具体地,在第一摩擦垫圈51的摩擦面51a与离合器片24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,在波状线56与副板34之间以及在驱动板36与弹簧座35之间,也产生摩擦阻力。

[0126] 此外,由于波状弹簧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状弹簧60为可自由地旋转的状态,在波状弹簧60与毂缘21之间不产生摩擦阻力。

[0127] <第二段>

[0128] 当传递扭矩或扭矩变动变得更大时,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。

[0129] 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也进行工作。

[0130] 即,在与第一段同样的部件之间产生摩擦阻力,并在波状弹簧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,波状弹簧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之间产生摩擦阻力。因此,在第二段中,除了与第一段同样的迟滞扭矩 $H+h_L$ 之外,还产生由波状弹簧60与毂缘21之间的摩擦阻力产生的迟滞扭矩 h_{L2} 。

[0131] <第三段>

[0132] 当传递扭矩或扭矩变动进一步变大时,第一及第二低刚性弹簧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。

[0133] 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,固定板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。

[0134] 即,在H迟滞产生机构16中,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 h_H 。另外,在此,由于通过L-H迟滞产生机构13产生迟滞扭矩,因此共计产生迟滞扭矩 $H+h_H$ 。

[0135] 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。

[0136] <第四段>

[0137] 当传递扭矩或扭矩变动进一步变大时,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。

[0138] 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 $H+hH$ 。

[0139] <止动机构17的工作>

[0140] 并且,当传递扭矩或扭矩变动进一步变大时,离合器片24及固定板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及固定板25与毂缘21的相对旋转停止。

[0141] [其他实施方式]

[0142] 本实用新型并不限于以上那样的实施方式,不脱离本实用新型的范围能够进行各种变形或修正。

[0143] (a)在上述实施方式中,使凸状抵接面与凹状抵接面在径向的中央部接触,而在内周端部以及外周端部分离,但也可以仅使内周端部以及外周端部之中的一方分离。

[0144] (b)在上述实施方式中,通过球面的一部分形成各抵接面,但只要能够吸收错位,则也可以是其他曲面。

[0145] (c)在上述实施方式中,将本实用新型应用于具有四段扭转特性的离合器盘组件,但扭转特性的段数并不限定。同样地能够将本实用新型应用于具有减振装置的所有电力传递装置。

[0146] (d)通过各迟滞扭矩产生机构产生的迟滞扭矩的大小并不限定。能够根据求出的扭转特性来适当变更迟滞扭矩的大小。

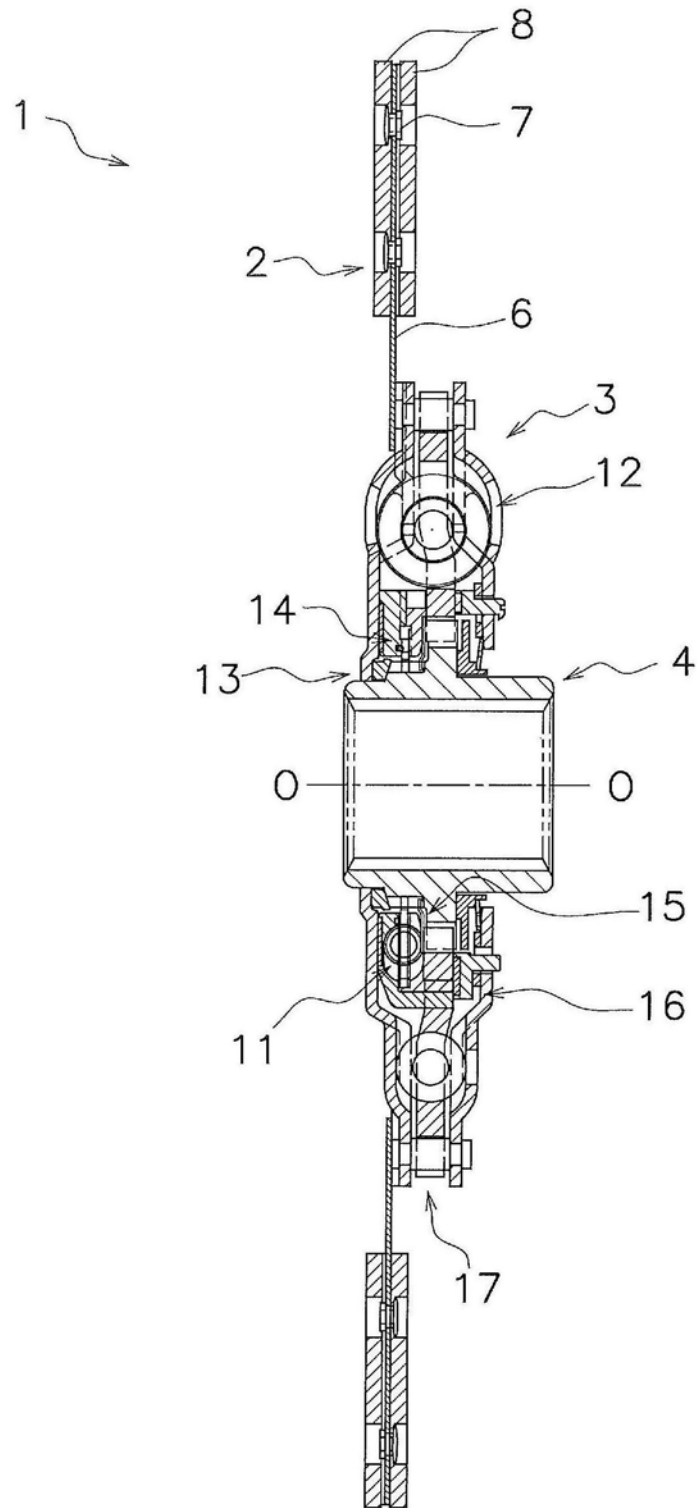


图1

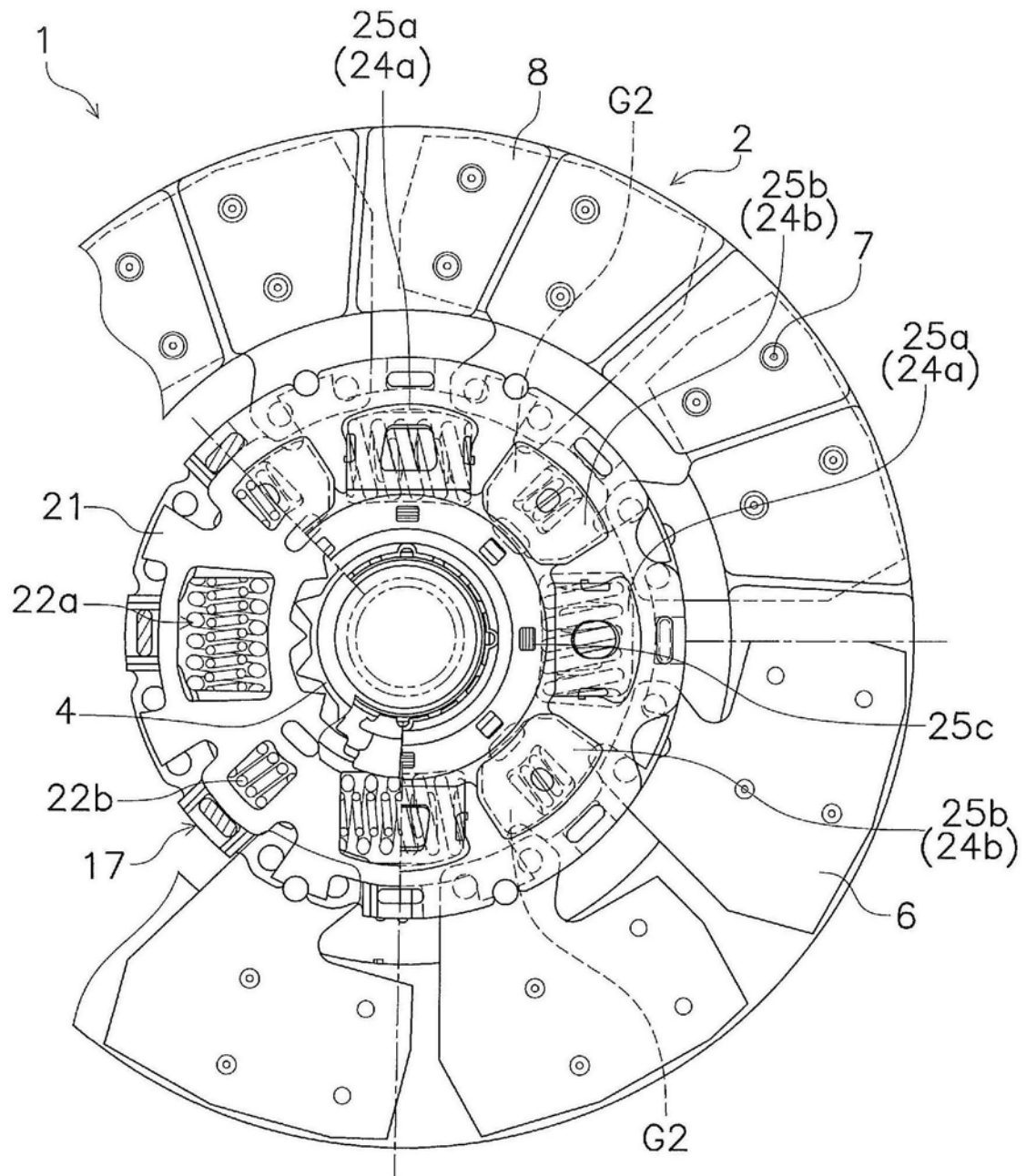


图2

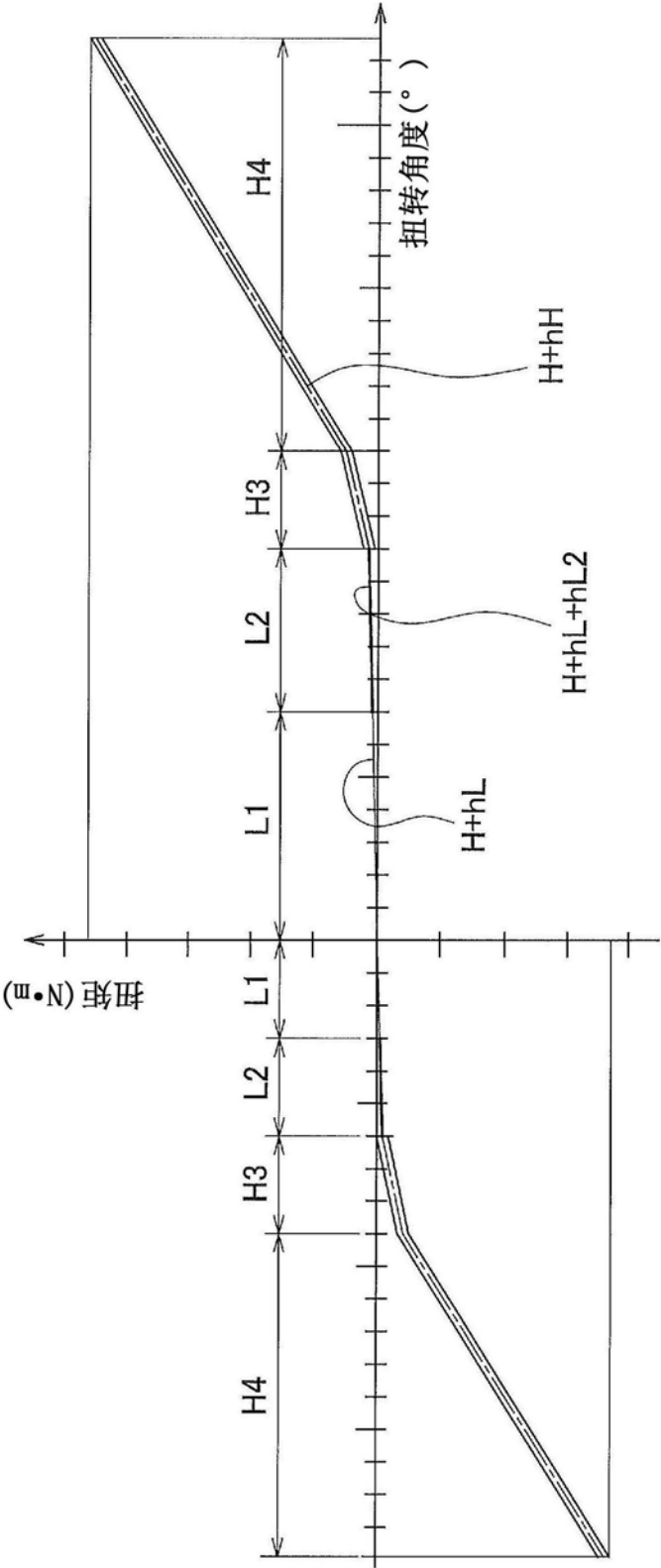


图3

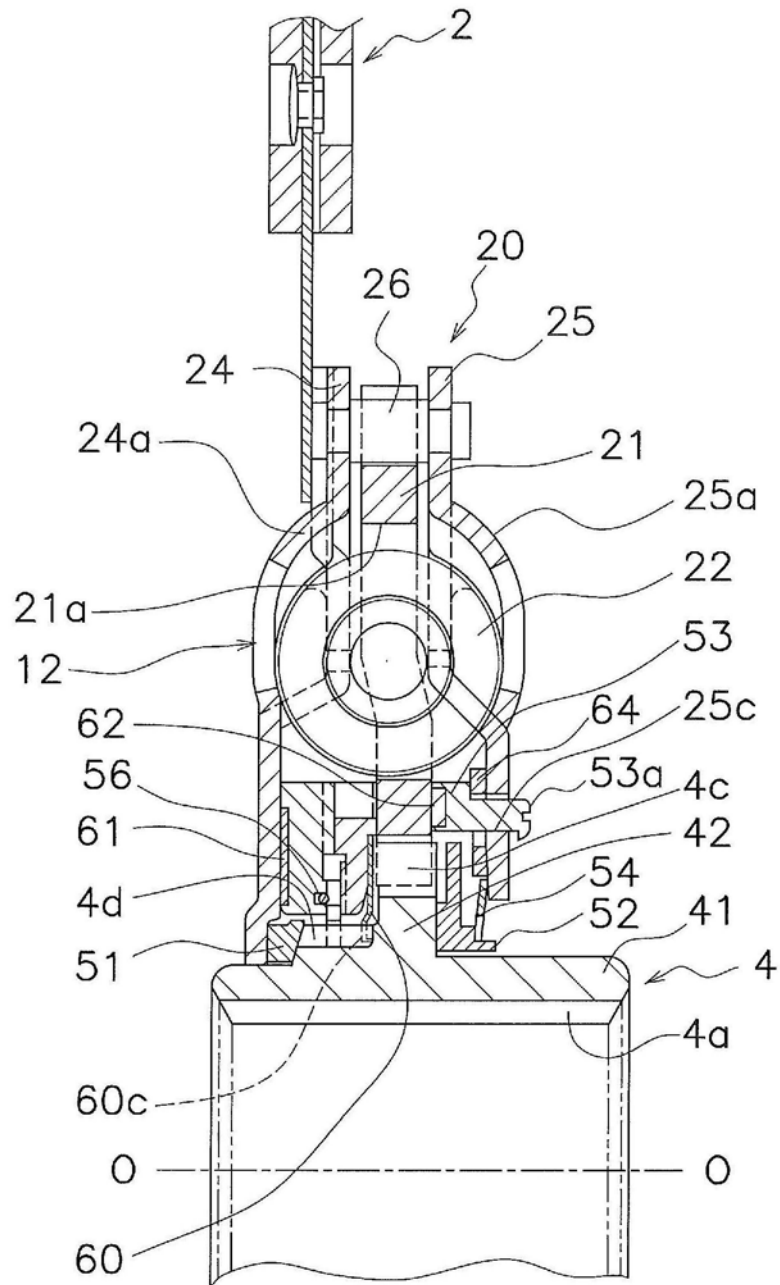


图4

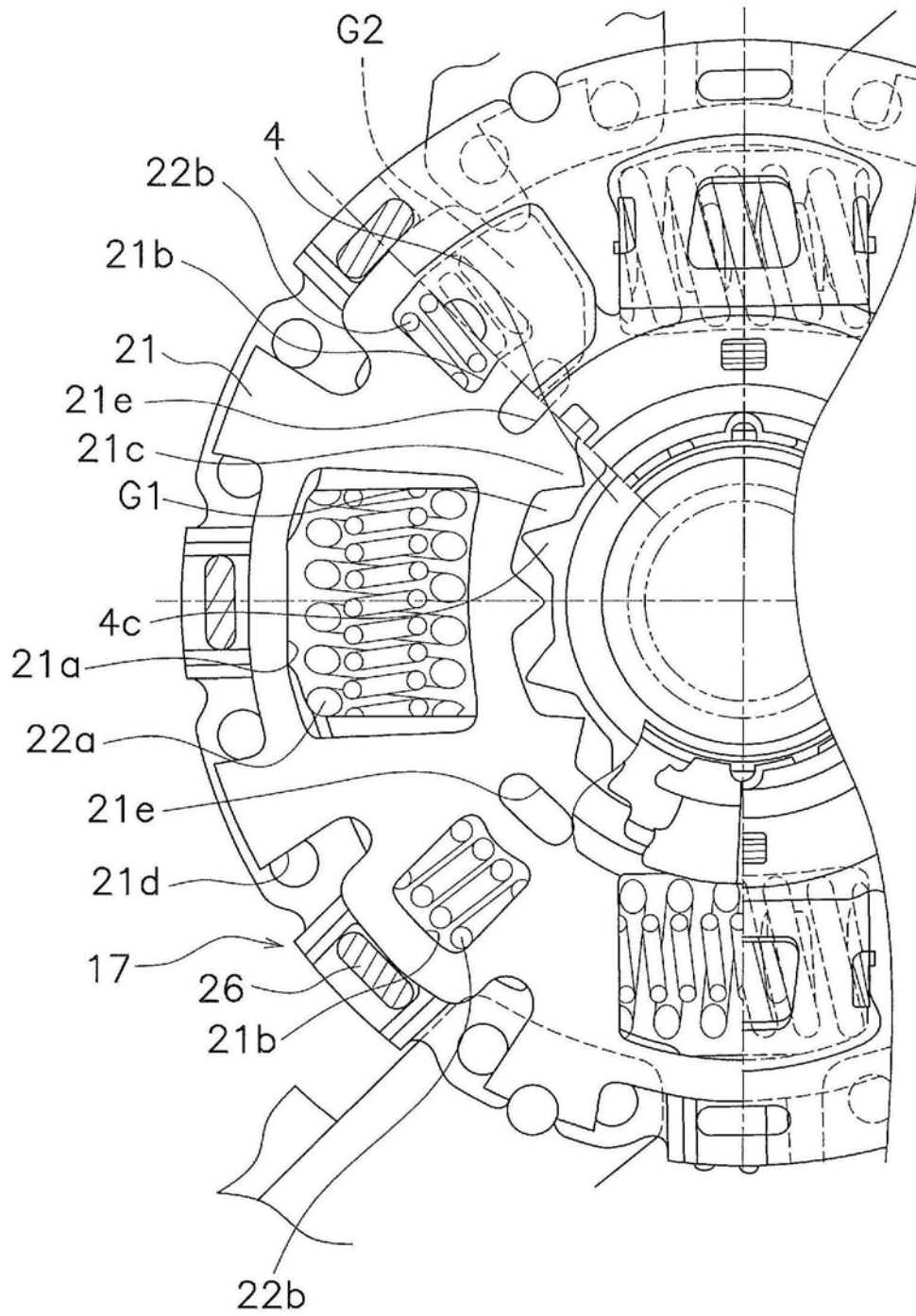


图5

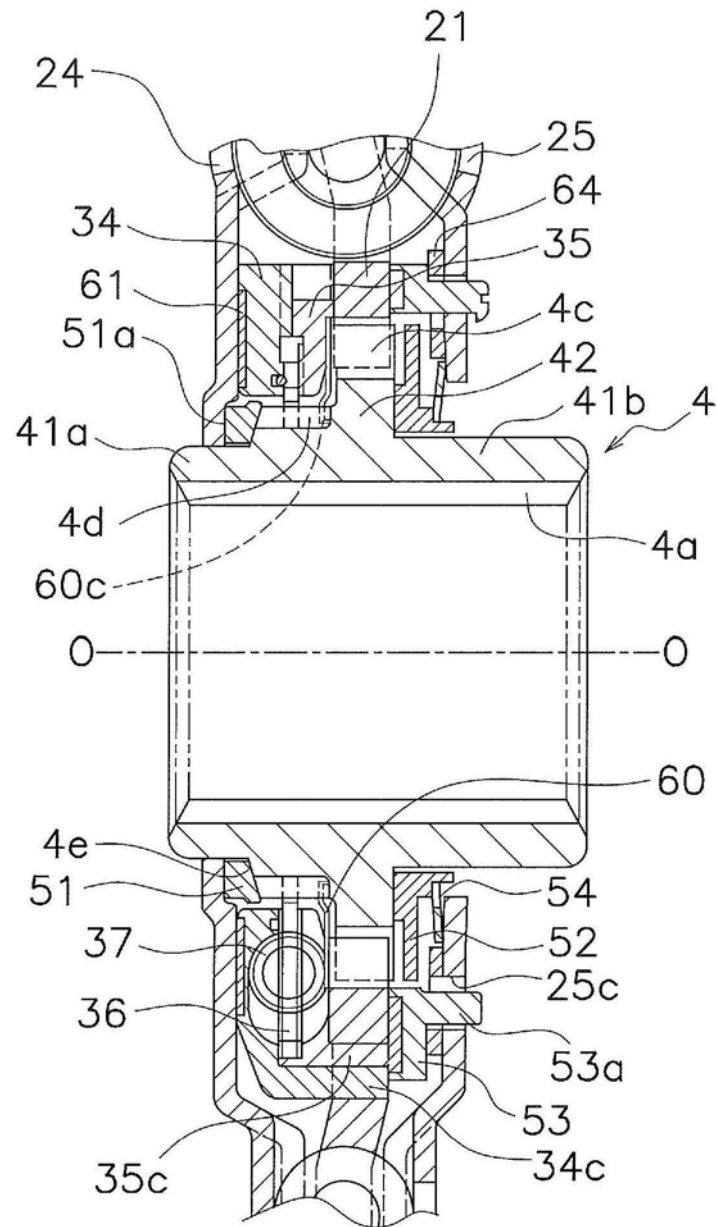


图6

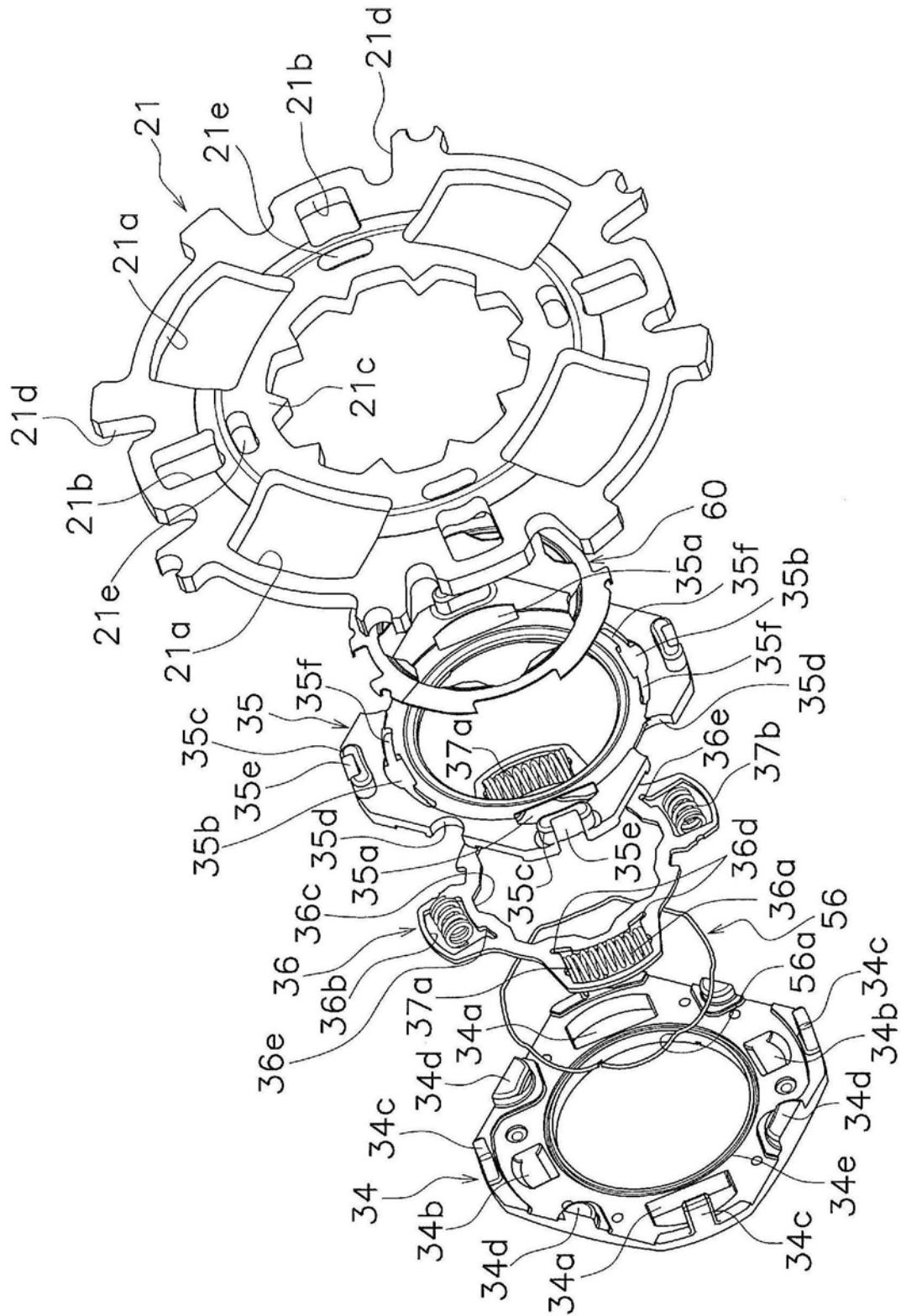


图7

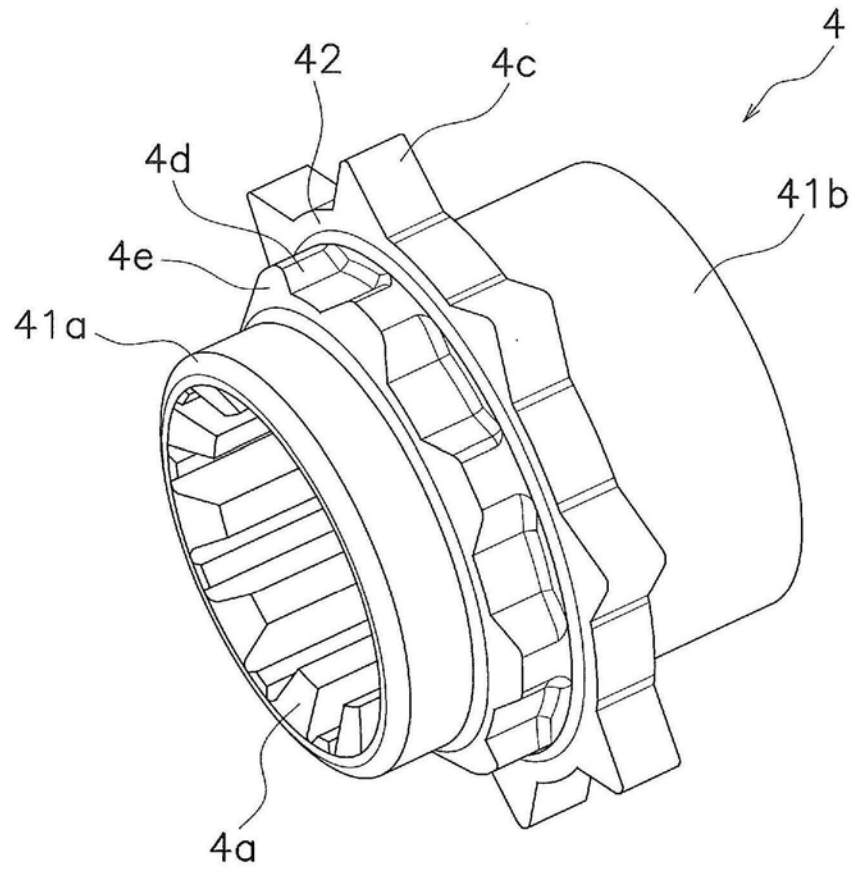


图8

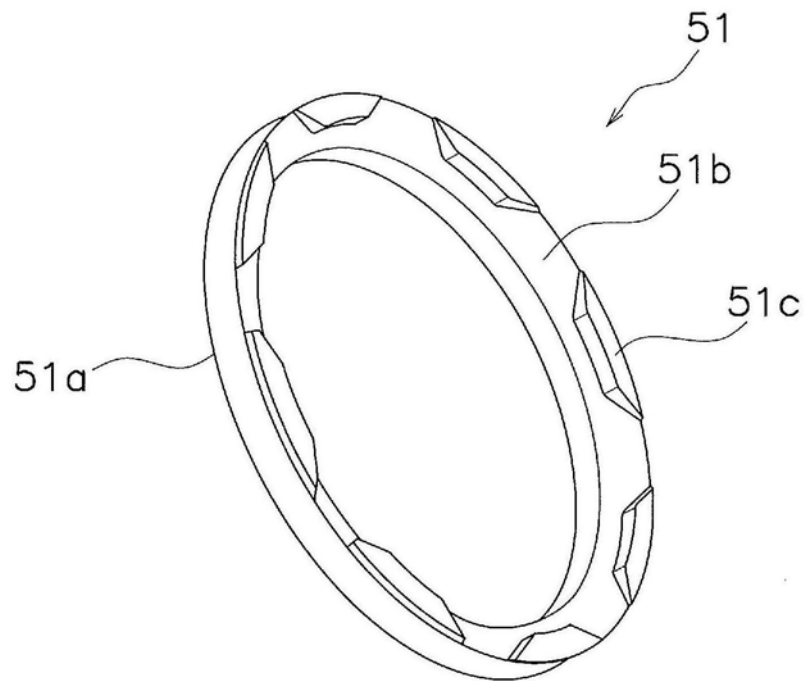


图9

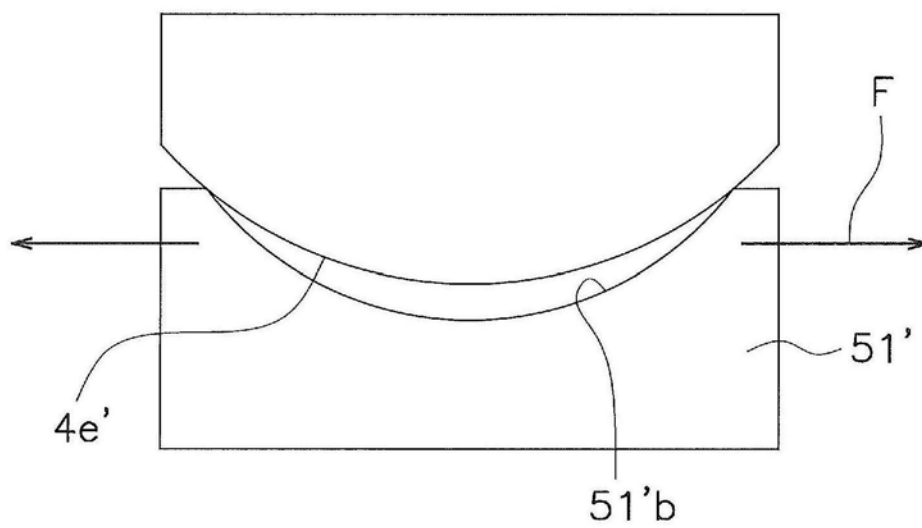


图10

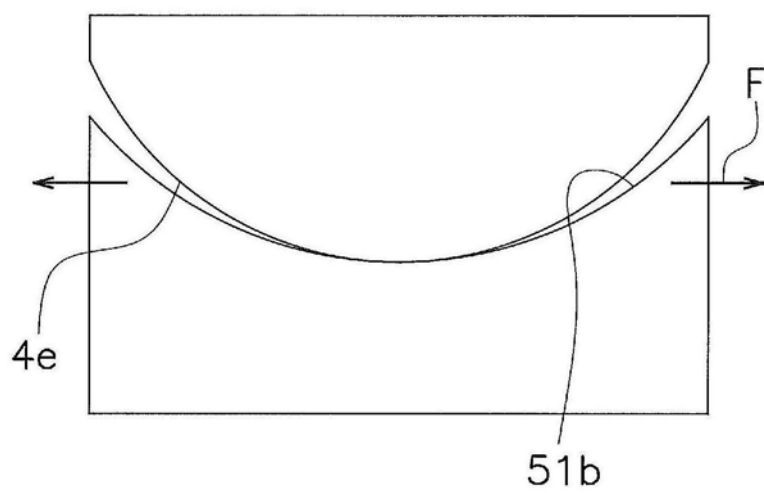


图11

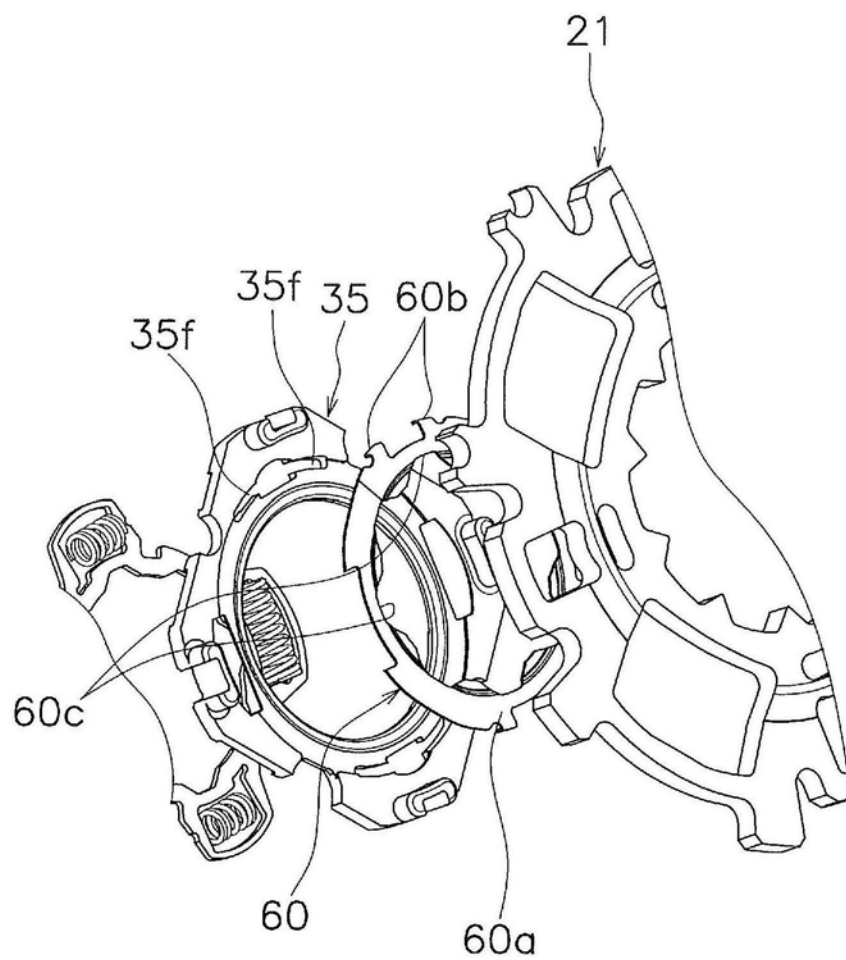


图12