



(12)实用新型专利

(10)授权公告号 CN 209638319 U

(45)授权公告日 2019.11.15

(21)申请号 201920253282.4

F16D 13/74(2006.01)

(22)申请日 2019.02.27

(30)优先权数据

2018-040563 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 李罡

(51)Int.Cl.

F16F 15/139(2006.01)

F16F 15/137(2006.01)

F16D 13/46(2006.01)

F16D 13/64(2006.01)

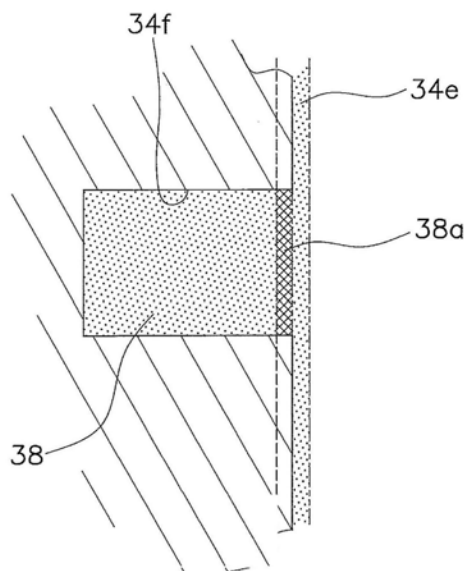
权利要求书1页 说明书11页 附图11页

(54)实用新型名称

减振装置

(57)摘要

一种减振装置,抑制滞后扭矩产生机构的轴向尺寸并抑制构成滞后扭矩产生机构的部件的磨损。该减振装置具备副板(34)及弹簧架(35)、驱动板(36)、多个低刚度弹簧(37)以及滞后扭矩产生机构(14)。滞后扭矩产生机构(14)主要在弹簧架(35)与驱动板(36)之间产生滞后扭矩。滞后扭矩产生机构(14)具有环状槽(34e)、波线(56)以及凹部(34f)。环状槽(34e)形成在副板(34)的侧面。波线(56)沿周向可相对移动地安装在环状槽(34e)上,将驱动板(36)推向弹簧架(35)。凹部(34f)向环状槽(34e)的底面供给润滑剂(38)。



1. 一种减振装置, 将输入的扭矩传递到输出侧, 并衰减扭矩变动, 其特征在于, 所述减振装置具备:

第一旋转部件;

第二旋转部件, 配置成相对于所述第一旋转部件相对旋转自如;

多个弹性部件, 沿旋转方向弹性地连结所述第一旋转部件与所述第二旋转部件; 以及
滞后扭矩产生机构, 在所述第一旋转部件与所述第二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, 形成在所述第一旋转部件的与所述第二旋转部件相对的侧面上;

施力部件, 沿周向能够相对移动地安装在所述槽上, 并用于将所述第一旋转部件与所述第二旋转部件彼此压接; 以及

润滑剂供给部, 用于向所述槽与所述施力部件的摩擦面供给润滑剂。

2. 根据权利要求1所述的减振装置, 其特征在于,

所述润滑剂供给部是形成在所述槽的底部且能够填充润滑剂的至少一个凹部,

所述润滑剂供给部还具备填充到所述凹部中的润滑剂。

3. 根据权利要求2所述的减振装置, 其特征在于,

所述润滑剂供给部根据所述槽的底部的磨损, 将填充到所述凹部中的润滑剂供给到所述摩擦面。

4. 根据权利要求2或3所述的减振装置, 其特征在于,

所述润滑剂是固体润滑剂。

5. 根据权利要求1所述的减振装置, 其特征在于,

所述滞后扭矩产生机构的槽形成为环状。

6. 根据权利要求2所述的减振装置, 其特征在于,

所述滞后扭矩产生机构的槽形成为环状。

7. 根据权利要求5所述的减振装置, 其特征在于,

所述施力部件由环状的线材形成。

8. 根据权利要求1所述的减振装置, 其特征在于,

所述施力部件以与所述第二旋转部件不能够相对旋转的方式卡合于所述第二旋转部件。

9. 根据权利要求1所述的减振装置, 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配置在所述第一输入板与所述第二输入板的轴向间的输出板。

10. 根据权利要求9所述的减振装置, 其特征在于,

所述滞后扭矩产生机构的槽形成在所述第一输入板上,

所述施力部件将所述输出板按压在所述第二输入板上。

减振装置

技术领域

[0001] 本实用新型涉及一种减振装置,尤其涉及一种用于将输入的扭矩传递到输出侧并衰减扭矩变动的减振装置。

背景技术

[0002] 当车辆空转和行驶期间,可能会产生例如由于从发动机传递来的扭矩变动而引起的振动和异常噪声。为了解决该问题,设计如专利文献1所示的减振器。该减振器具有四段扭转特性,并且设有在从低扭转角度区域到高扭转角度区域的整个区域内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] 现有技术文献

[0004] 专利文献

[0005] 专利文献:日本特开2009-19746号公报

[0006] 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,使用波形弹簧。当在该角度区域中需要更大的滞后扭矩时,必须使用具有推动力的波形弹簧或配置另一个波形弹簧。因此,当需要大的滞后扭矩时,需要大的轴向空间,这阻碍了装置轴向尺寸的小型化。

实用新型内容

[0007] 本实用新型的课题在于抑制滞后扭矩产生机构的轴向尺寸。

[0008] (1)根据本实用新型的减振装置,将输入的扭矩传递到输出侧,并衰减扭矩变动,其特征在于,所述减振装置具备:

[0009] 第一旋转部件;

[0010] 第二旋转部件,配置成相对于所述第一旋转部件相对旋转自如;

[0011] 多个弹性部件,沿旋转方向弹性地连结所述第一旋转部件与所述第二旋转部件;以及

[0012] 滞后扭矩产生机构,在所述第一旋转部件与所述第二旋转部件相对旋转时产生滞后扭矩,

[0013] 所述滞后扭矩产生机构具有:

[0014] 槽,形成在所述第一旋转部件的与所述第二旋转部件相对的侧面上;

[0015] 施力部件,沿周向能够相对移动地安装在所述槽上,并用于将所述第一旋转部件与所述第二旋转部件彼此压接;以及

[0016] 润滑剂供给部,用于向所述槽与所述施力部件的摩擦面供给润滑剂。

[0017] 这里,由于施力部件安装在形成于第一旋转部件的槽上,所以能够抑制用于配置施力部件的轴向尺寸。因此,能够实现整个装的轴向尺寸的小型化。

[0018] 另外,由于施力部件沿周向可相对移动地安装在槽上,所以槽或施力部件的摩擦

面可能会磨损。特别是,由于难以确保槽与安装在槽上的施力部件的接触面积较大,因此摩擦面上的表面压力变高。

[0019] 由此,在这里,在槽的摩擦面上设置用于供给润滑剂的润滑剂供给部。因此,抑制了摩擦面的磨损,并且总能获得稳定的滞后扭矩。

[0020] (2) 优选地,所述润滑剂供给部是形成在所述槽的底部且能够填充润滑剂的至少一个凹部,

[0021] 所述润滑剂供给部还具备填充到所述凹部中的润滑剂。

[0022] 这里,在形成于槽底部的凹部中填充润滑剂。而且,从该凹部向槽的摩擦面供给润滑剂,抑制了摩擦面的磨损。

[0023] (3) 优选地,所述润滑剂供给部根据所述槽的底部的磨损,将填充到所述凹部中的润滑剂供给到所述摩擦面。

[0024] 这里,在形成于槽底部的凹部中填充润滑剂。因此,当槽的底面由于与施力部件的滑动接触而磨损时,填充在凹部中的润滑剂的表面部分会露出到槽的底面。即,根据槽底部的磨损,将润滑剂供给到摩擦面。

[0025] (4) 优选地,所述润滑剂是固体润滑剂。在这种情况下,由于填充在凹部中的固体润滑剂逐渐供给到槽的摩擦面,因此润滑剂的效果持续时间长。

[0026] (5) 优选地,所述滞后扭矩产生机构的槽形成环状。

[0027] (6) 优选地,所述施力部件由环状的线材形成。在这种情况下,能够进一步缩小滞后扭矩产生机构的轴向尺寸。

[0028] (7) 优选地,所述施力部件以与所述第二旋转部件不能够相对旋转的方式卡合于所述第二旋转部件。在这种情况下,施力部件与第二旋转部件之间没有磨损。

[0029] (8) 优选地,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,

[0030] 所述第二旋转部件具有配置在所述第一输入板与所述第二输入板的轴向间的输出板。

[0031] (9) 优选地,所述滞后扭矩产生机构的槽形成在所述第一输入板上,

[0032] 所述施力部件将所述输出板按压在所述第二输入板上。

[0033] 根据如上所述的本实用新型,能够抑制滞后扭矩产生机构的轴向尺寸,并且能够实现装置的小型化。另外,能够抑制安装有施力部件的槽或施力部件的磨损。

附图说明

[0034] 图1是根据本实用新型的一个实施方式的离合器片组装体的纵剖示意图。

[0035] 图2是离合器片组装体的正面局部图。

[0036] 图3是离合器片组装体的扭转特性线图。

[0037] 图4是图1的局部放大图。

[0038] 图5是图2的局部放大图。

[0039] 图6是止动销的主视图及仰视图。

[0040] 图7是示出止动销的安装结构的俯视图。

[0041] 图8是图1的局部放大图。

- [0042] 图9主要是低刚度减振器的分解立体图。
- [0043] 图10是副板的局部放大图。
- [0044] 图11是示出图9的一部分的图。
- [0045] 图12是示出副板的槽部的摩擦面的细节的示意图。
- [0046] 附图标记说明
- [0047] 1 离合器片组装体
- [0048] 2 离合器片
- [0049] 11 低刚度减振器
- [0050] 14 L滞后产生机构(滞后扭矩产生机构)
- [0051] 34 副板(第一输入板)
- [0052] 34e 环状槽
- [0053] 34f 凹部(润滑剂供给部)
- [0054] 35 弹簧架(第二输入板)
- [0055] 36 驱动板(输出板)
- [0056] 37 低刚度弹簧(弹性部件)
- [0057] 38 固体润滑剂
- [0058] 56 波线(施力部件)。

具体实施方式

[0059] 图1是具备根据本实用新型的一个实施方式的减振装置的离合器片组装体的剖视图。图1的0-0线是离合器片组装体1的旋转轴线。该离合器片组装体1将来自配置于图1左侧的发动机及飞轮的扭矩传递到配置于图1右侧的变速器,并且衰减扭矩变动。另外,图2是离合器片组装体1的正面局部图。

[0060] [整体结构]

[0061] 离合器片组装体1具有通过摩擦卡合从飞轮输入扭矩的离合器片2、对输入自离合器片2的扭矩变动进行衰减和吸收的减振器机构3、以及花键衬套4。

[0062] [离合器片2]

[0063] 离合器片2通过未图示的压板按压到飞轮上。离合器片2具有缓冲板6、以及在缓冲板6的两面通过铆钉7固定的一对摩擦片8。缓冲板6固定到减振器机构3的外周部。

[0064] [减振器机构3]

[0065] 为了有效地衰减和吸收从发动机传递来的扭矩变动,如图3所示,减振器机构3在正侧(驱动侧的旋转方向)及负侧具有四段扭转特性。具体地,在扭转特性的正侧及负侧,第一段(L1)区域及第二段(L2)区域是低扭转刚度及低滞后扭矩的区域,第三段(H3)区域及第四段(H4)区域是高扭转刚度及高滞后扭矩的区域。

[0066] 减振器机构3具有低刚度减振器11、高刚度减振器12、整个区域滞后扭矩产生机构(以下,记作“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,记作“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,记作“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,记作“H滞后产生机构”)16、以及止动机构17。

[0067] 低刚度减振器11在低扭转角度区域(L1+L2)中工作。高刚度减振器12在扭转角度

大于低扭转角度区域的高扭转角度区域 (H3+H4) 中工作。另外,高刚度减振器12具有比低刚度减振器11更高的扭转刚度。

[0068] L-H滞后产生机构13是在低扭转角度区域 (L1+L2) 及高扭转角度区域 (H3+H4) 的整个扭转角度区域中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整个区域 (L1+L2) 中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) 中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) 中产生滞后扭矩的机构。

[0069] 止动机构17是当作为输入侧的部件的离合器片2与作为输出侧的部件的花键衬套4之间的扭转角度(相对旋转角度)变为规定角度时,禁止两部件的相对旋转角度变得大于该规定角度的机构。

[0070] <高刚度减振器12>

[0071] 如图4所示,高刚度减振器12具有输入侧旋转部件20、轮毂凸缘21、以及多个高刚度弹簧22。

[0072] 一输入侧旋转部件20—

[0073] 扭矩经由离合器片2从发动机输入到输入侧旋转部件20,该输入侧旋转部件20具有离合器板24及保持板25。

[0074] 离合器板24及保持板25实质上形成环状,在轴向上隔着间隔配置。离合器板24配置在发动机侧,保持板25配置在变速器侧。离合器板24及保持板25的外周部通过止动销26连结并一体旋转。

[0075] 如图2所示,4个第一保持部24a、25a及第二保持部24b、25b分别在圆周方向上隔着间隔形成在离合器板24及保持板25上。第一保持部24a、25a与第二保持部24b、25b在圆周方向上交替配置。另外,在保持板25上形成有多个卡合孔25c。

[0076] 此外,在图2中,示出了保持板25,但配置在相反侧的离合器板24也具有与各保持部24a、24b、24b、25b相同的结构。另外,在图2中,剖切示出了保持板25的一部分。

[0077] 一轮毂凸缘21—

[0078] 轮毂凸缘21是大致圆板状的部件(参照图9),配置在花键衬套4的外周。轮毂凸缘21配置在离合器板24与保持板25的轴向间,与该两板24、25在规定角度范围内可相对旋转。如图5所示,轮毂凸缘21与花键衬套4通过形成在各自的内周部及外周部的多个齿21c、4c而啮合。此外,在各自的齿21c、4c之间设定有规定的间隙G1。即,轮毂凸缘21与花键衬套4能够相对旋转齿21c、4c的间隙G1的角度的量(相当于低扭转角度区域 (L1+L2))。

[0079] 如图5所示,在轮毂凸缘21上与离合器板24及保持板25的第一保持部24a、25a及第二保持部24b、25b相对的位置处,分别形成有第一窗孔21a及第二窗孔21b。而且,在第一窗孔21a中收容第一高刚度弹簧22a,该第一高刚度弹簧22a通过离合器板24及保持板25的第一保持部24a、25a沿轴向和径向保持。另外,在第二窗孔21b中收容第二高刚度弹簧22b,该第二高刚度弹簧22b通过离合器板24及保持板25的第二保持部24b、25b沿轴向和径向保持。

[0080] 此外,离合器板24及保持板25的第一保持部24a、25a及第二保持部24b、25b的圆周方向的两端能够与各高刚度弹簧22a、22b的端面卡合。

[0081] 这里,第一高刚度弹簧22a沿圆周方向无间隙地配置在轮毂凸缘21的第一窗孔21a中,第二高刚度弹簧22b沿圆周方向无间隙地配置在第二窗孔21b中。另一方面,尽管第一高

刚度弹簧22a沿圆周方向无间隙地配置在离合器板24及保持板25的第一保持部24a、25a,但是第二高刚度弹簧22b沿圆周方向隔着间隙G2(参照图2及图5)配置在两板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的量(角度区域H3)。

[0082] 此外,在轮毂凸缘21的第二窗孔21b各自的内周侧,形成有沿轴向贯通的卡合孔21e。

[0083] 根据以上的结构,在高扭转角度区域H3、H4中,首先仅压缩第一高刚度弹簧22a(H3区域),然后除第一高刚度弹簧22a以外还压缩第二高刚度弹簧22b(H4区域),详细内容将在后面描述。

[0084] <止动机构17>

[0085] 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、以及上述的止动销26构成。止动用切口21d形成在整个规定角度范围内,并且朝径向向外侧开口。而且,止动销26沿轴向贯通该止动用切口21d。

[0086] 另外,切口21d的圆周方向的两端部朝向内周侧形成得较深,中央部分形成得较浅。在该较浅部分的内周侧形成有第二窗孔21b。

[0087] 图6及图7中放大示出了止动销26及其安装部分。此外,图6示出了铆接前的止动销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被铆接并固定的状态的俯视图。

[0088] 止动销26具有主体部26a、以及小于主体部26a并具有相似形状的颈部26b。颈部26b形成在主体部26a的两端。主体部26a及颈部26b是分别具有大径部及小径部的异形截面。具体地,主体部26a及颈部26b各自的截面是椭圆形状。如图5所示,该止动销26被组装成小径部朝向径向并且大径部朝向圆周方向。

[0089] 如图7所示,在离合器板24及保持板25上形成有用于安装止动销26的孔24d、25d。止动销26的颈部26b插入到该孔24d、25d中,主体部26a的端面与离合器板24及保持板25的侧面抵接。而且,通过铆接颈部26b的头部,离合器板24与保持板25在轴向上隔着规定间隙固定。

[0090] 在离合器板24中,在孔24d的周围形成有通过精压加工朝保持板25侧凹陷的凹部24e。在该凹部24e的保持板25侧的面,形成有用于接收止动销26的主体部26a的端部外周面的接收部24f。接收部24f的形状与主体部26a的形状相同,主体部26a无间隙地嵌合到接收部24f中。通过这种结构,离合器板24与止动销26能够通过接收部24f与主体部26a的接触来传递扭矩。

[0091] 此外,在保持板25中,没有形成相当于离合器板24的凹部24e的部分,而是形成与离合器板24的接收部24f相同的接收部25f。

[0092] 在这种止动机构17中,具有如下的特征。

[0093] (1) 由于止动销26设为异形截面并且安装成小径部分朝向径向,所以相比以往,能够缩小止动机构17的径向空间。因此,可以将止动机构17配置在相对外周侧,并且可以确保用于配置高刚度弹簧22的圆周方向空间相比以往更长。因此,能够实现更宽的扭转角度。

[0094] (2) 尽管是异形截面,但是由于止动销26在主体部26a的整个外周存在支座(与板侧面抵接的部分),从而不会损害铆接止动销26时的填充率。

[0095] (3) 由于传递到止动销26的扭矩经由接收部24f、25f被主体部26a接收而不经由颈

部26b,因此与如现有结构那样由颈部传递扭矩的情况相比,在相同尺寸的情况下,能够传递更大的扭矩。

[0096] <低刚度减振器11>

[0097] 如图8及图9所示,低刚度减振器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度弹簧37。

[0098] 一副板34—

[0099] 副板34配置在离合器板24与轮毂凸缘21的轴向间,为大致矩形,角部形成圆弧状。如图9所示,副板34在中央部具有圆形的开口,并且具有各2个第一保持部34a及第二保持部34b、4个第一卡合突起34c、突起长度短于第一卡合突起34c的4个第二卡合突起34d、以及环状槽34e。

[0100] 第一保持部34a及第二保持部34b形成在各卡合突起34c的内周侧。4个第一卡合突起34c形成为在四个角部外周朝向轮毂凸缘21侧突出。

[0101] 环状槽34e在第一保持部34a及第二保持部34b的内周侧,形成在开口部的边缘。如图10中放大所示,在环状槽34e的底部,形成有作为润滑剂供给部的多个(本实施方式中为16个)凹部34f。凹部34f例如是直径为1mm的在轴向上不贯通的孔。在该凹部34f中填充有固体润滑剂38(参照图12)。

[0102] 一弹簧架35—

[0103] 弹簧架35在副板34与轮毂凸缘21的轴向间,与副板34隔着间隔相对地配置。弹簧架35是与副板34大致同样的形状。弹簧架35在中央部具有圆形的开口,并且具有2个第一保持部35a及2个第二保持部35b、4个凸台部35c、以及4个切口35d。在各凸台部35c上形成有切口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。

[0104] 第一保持部35a及第二保持部35b分别形成在与副板34的第一保持部34a及第二保持部34b相对的位置。4个凸台部35c形成在四个角部外周。副板34的第一卡合突起34c与该4个凸台部35c的切口35e卡合,进而凸台部35c与轮毂凸缘21的卡合孔21e卡合。切口35d与副板34的第二卡合突起34d对应地形成,第二卡合突起34d与该切口35d卡合。

[0105] 如上所述,副板34与弹簧架35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的卡合而成为一体。而且,弹簧架35与轮毂凸缘21通过第一卡合突起34c及凸台部35c与卡合孔21e的卡合而成为一体。因此,副板34及弹簧架35与轮毂凸缘21一体地旋转。

[0106] 一驱动板36—

[0107] 驱动板36配置在副板34与弹簧架35的轴向间,与副板34及弹簧架35在规定角度范围内可相对旋转。驱动板36在中央部具有开口,具有:2个第一窗孔36a及2个第二窗孔36b;以及形成在驱动板36的内周面的多个卡合凹部36c。

[0108] 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。在第二窗孔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。

[0109] 第一窗孔36a及第二窗孔36b分别形成在与副板34及弹簧架35的第一保持部34a、35a及第二保持部34b、35b相对的位置。而且,在第一窗孔36a中收容第一低刚度弹簧37a,该第一低刚度弹簧37a通过副板34及弹簧架35的第一保持部34a、35a保持在轴向和径向。另外,在第二窗孔36b中收容第二低刚度弹簧37b,该第二低刚度弹簧37b通过副板34及弹簧架

35的第二保持部34b、35b保持在轴向和径向。

[0110] 此外,副板34及弹簧架35的第一保持部34a、35a及第二保持部34b、35b的圆周方向的两端能够与各低刚度弹簧37a、37b的端面卡合。

[0111] 这里,第一低刚度弹簧37a沿圆周方向无间隙地配置在驱动板36的第一窗孔36a中,第二低刚度弹簧37b沿圆周方向无间隙地配置在第二窗孔36b中。另一方面,尽管第一低刚度弹簧37a沿圆周方向无间隙地配置在副板34及弹簧架35的第一保持部34a、35a中,但是第二低刚度弹簧37b沿圆周方向隔着间隙配置在两部件34、35的第二保持部34b、35b。该间隙相当于第一段的扭转角度的量(低扭转角度区域L1)。

[0112] 低刚度弹簧37的弹簧常数设定为远远小于高刚度弹簧22的弹簧常数。即,高刚度弹簧22的刚度远远高于低刚度弹簧37。因此,在第一段区域(L1)及第二段区域(L2)中,高刚度弹簧22未被压缩,仅低刚度弹簧37被压缩。

[0113] [花键衬套4]

[0114] 花键衬套4配置在离合器板24及保持板25的内周侧。如图4及图8所示,花键衬套4具有沿轴向延伸的筒状的凸台41、以及从凸台41朝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。

[0115] 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实质上无间隙地卡合到驱动板36的卡合凹部36c。另外,在凸缘42的外周面形成有齿4c。如图5所述,该齿4c能够与轮毂凸缘21的齿21c啮合,在两齿4c、21c的圆周方向间存在间隙G1。

[0116] <L-H滞后产生机构13>

[0117] L-H滞后产生机构13在扭转角度区域的整个区域(L1+L2+H3+H4)中产生滞后扭矩H。

[0118] 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。

[0119] 第一摩擦垫圈51由树脂制成,在花键衬套4的凸台41的外周,配置在卡合凸部4d的侧面与离合器板24的内周端部之间。

[0120] 第二摩擦垫圈52由树脂制成,配置在花键衬套4的凸缘42与保持板25的内周端部的轴向间。在第二摩擦垫圈52的外周部,具有与后述第三摩擦垫圈53卡合的卡合部(未图示),两部件一体旋转。

[0121] 另外,第一锥形弹簧54配置在第二摩擦垫圈52与保持板25的内周端部的轴向间,对两部件25、52施力,使得第二摩擦垫圈52与保持板25相互分离。

[0122] 根据以上,在离合器板24及保持板25与花键衬套4相对旋转的整个扭转角度区域中,在第一摩擦垫圈51与离合器板24或花键衬套4之间产生摩擦阻力,并且在第二摩擦垫圈52与花键衬套4之间产生摩擦阻力。通过上述摩擦阻力,在整个扭转角度区域中产生滞后扭矩H。

[0123] <L滞后产生机构14>

[0124] L滞后产生机构14仅在第一段区域及第二段区域、即低扭转角度区域的整个区域(L1+L2)中产生滞后扭矩hL。

[0125] 如图9所示,L滞后产生机构14具有作为安装到副板34的环状槽34e的施力部件的波线56。波线56由一部分具有缺失部的环状线材形成。波线56在圆周方向上以规定间隔具

有多个按压部56a。按压部56a形成为朝向驱动板36侧突出,并且能够弹性变形。另外,按压部56a的前端部能够与形成在驱动板36的各窗孔36a、36b中的第一及第二卡合槽36d、36e卡合。这样,波线56对于驱动板36不可相对旋转,并且可在环状槽34e内沿圆周方向移动。而且,通过波线56的弹性变形,驱动板36朝向弹簧架35侧施力。

[0126] 这里,如上所述,副板34及弹簧架35与轮毂凸缘21一体旋转。另外,驱动板36与花键衬套4一体旋转。而且,如上所述,轮毂凸缘21与花键衬套4能够以间隙G1的角度的量相对旋转。换言之,轮毂凸缘21(与弹簧架35一体旋转)与花键衬套4(与驱动板36一体旋转)仅在扭转特性的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)中可相对旋转。

[0127] 而且,由于弹簧架35与驱动板36通过波线56彼此压靠,所以弹簧架35与驱动板36仅在低扭转角度的整个区域(L1+L2)中相对旋转并产生摩擦阻力。另外,在波线56与副板34的环状槽34e的底部之间也产生摩擦阻力。通过上述摩擦阻力,产生滞后扭矩hL。

[0128] 这里,由于安装成在副板34的环状槽34e中嵌入波线56,所以能够抑制轴向尺寸,实现滞后扭矩产生机构。另外,由于不仅在弹簧架35与驱动板36之间,而且在波线56与副板34的环状槽34e的底部之间也产生摩擦阻力,所以可缩小各部的摩擦阻力并获得期望的滞后扭矩。因此,能够抑制各部的磨损。

[0129] 这里,如上所述,波线56相对于环状槽34e的底部(底面)滑动接触。由于波线56的硬度比环状槽34e的底面更高,所以通过波线56和环状槽34e的滑动接触,环状槽34e的底面磨损。此时的状态如图12所示。在图12中,实线是环状槽34e的底面的初始状态的位置,虚线是磨损底面的位置。此外,为了便于说明,图12模式性地强调示出了磨损量。

[0130] 如图12所示,在环状槽34e的凹部34f中填充固体润滑剂38。因此,环状槽34e的底面磨损后,填充在凹部34f中的固体润滑剂38的表面部分38a被供给到环状槽34e的底面、即摩擦面。即,填充在凹部34f中的固体润滑剂38根据环状槽34e的底面的磨损,被供给到摩擦面。因此,根据摩擦面的磨损,凹部34f的润滑剂38逐渐供给到摩擦面,润滑剂38的效果持续时间长。

[0131] <L2滞后产生机构15>

[0132] L2滞后产生机构15仅在第二段的扭转角度区域(L2)中产生滞后扭矩hL2。

[0133] L2滞后产生机构15具有波形弹簧60。波形弹簧60是在轴向上可弹性变形的环状的弹性体,以在轴向上被压缩的状态配置在花键衬套4的凸缘42与弹簧架35之间。波形弹簧60与轮毂凸缘21及弹簧架35抵接,当相对于轮毂凸缘21旋转时,产生摩擦阻力。

[0134] 图11中提取示出了波形弹簧60及其周边部件。波形弹簧60具有环状的本体部60a、以及从本体部60a朝径向外侧延伸的两对爪部60b。爪部60b的前端部朝轴向弯折,穿过形成在弹簧架35上的圆弧状槽35f与第二低刚度弹簧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度弹簧37b的自由长度大体上一致。由此,通过第二低刚度弹簧37b执行波形弹簧60的圆周(旋转)方向的定位,并且第二低刚度弹簧37b及波形弹簧60能够一体地旋转。此外,槽35f的圆周方向的距离比两个爪部60b间的圆周方向的距离更长。

[0135] 另外,在本体部60a的内周部,形成有多个卡合凹部60c。卡合凹部60c隔着规定间隔与花键衬套4的卡合凸部4d卡合。该间隙相当于第一段的扭转角度区域(L1)的角度的量。因此,不会在第一段区域中产生基于波形弹簧60的滞后扭矩,而是仅在第二段区域(L2)中

获得基于波形弹簧60的滞后扭矩 $hL2$ 。

[0136] <H滞后产生机构16>

[0137] H滞后产生机构16仅在第三段区域及第四段区域、即高扭转角度区域($H3+H4$)中产生滞后扭矩 hH 。

[0138] 如图4及图8所示,H滞后产生机构16具有:安装在副板34上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。

[0139] 第一摩擦材料61固定在副板34的发动机侧的侧面,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。

[0140] 第三摩擦垫圈53配置在轮毂凸缘21内周部与保持板25内周部之间,具有朝向保持板25侧突出的多个卡合突起53a。该卡合突起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。第二摩擦材料62固定在第三摩擦垫圈53的轮毂凸缘21侧的侧面,与轮毂凸缘21的内周部的侧面抵接。

[0141] 第二锥形弹簧64配置在第三摩擦垫圈53与保持板25之间。第二锥形弹簧64沿着使两者在轴向上相互分离的方向,对第三摩擦垫圈53与保持板25施力。因此,通过第二锥形弹簧64,第一摩擦材料61与离合器板24相互压靠,第二摩擦材料62与轮毂凸缘21相互压靠。

[0142] 根据以上,在离合器板24及保持板25与轮毂凸缘21相对旋转的高扭转角度区域的整个区域($H3+H4$)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。通过上述摩擦阻力,产生滞后扭矩 hH 。

[0143] 综上,如图3所示,在各角度区域中产生如下的滞后扭矩。

[0144] 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)

[0145] 第二段区域($L2$): $H+hL+hL2(L2$ 滞后产生机构15)

[0146] 第三段区域及第四段区域($H3+H4$): $H+hH(H$ 滞后产生机构16)

[0147] 关于由上述滞后扭矩产生机构13~16产生的滞后扭矩,在低扭转角度区域($L1+L2$)中由 $L-H$ 滞后产生机构13产生的滞后扭矩 H 、与由 L 滞后产生机构14产生的滞后扭矩 hL 的比例优选为,滞后扭矩 hL 大于等于50%。

[0148] [动作]

[0149] 本实施方式的离合器片组装体1的扭转特性是,尽管角度范围的大小不同,但是基本上在正侧与负侧之间对称。因此,这里仅说明正侧的动作,省略关于负侧的动作的说明。

[0150] <第一段>

[0151] 传递扭矩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,刚度低的第一低刚度弹簧37a及第二低刚度弹簧37b中,仅压缩自由长度更长的第一低刚度弹簧37a。因此,副板34及弹簧架35与驱动板36相对旋转。另一方面,由于第一高刚度弹簧22a及第二高刚度弹簧22b的刚度高,几乎未被压缩。因此,输入侧旋转部件20(离合器板24及保持板25)与轮毂凸缘21一体旋转。

[0152] 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+花键衬套4}相对于上述部件而旋转。

[0153] 在这种情况下,产生基于 $L-H$ 滞后产生机构13的滞后扭矩 H 、以及基于 L 滞后产生机构14的滞后扭矩 hL 。具体地,在第一摩擦垫圈51与离合器板24或花键衬套4之间、以及第二摩擦垫圈52与花键衬套4之间,产生摩擦阻力。另外,同时,在波线56与驱动板36之间、以及

驱动板36与弹簧架35之间,也产生摩擦阻力。

[0154] 此外,由于波形弹簧60的爪部60b与第二低刚度弹簧37b卡合,所以在该第一段中,波形弹簧60是能够自由旋转的状态,在波形弹簧60与轮毂凸缘21之间不会产生摩擦阻力。

[0155] <第二段>

[0156] 当传递扭矩或扭矩变动变得更大时,第一低刚度弹簧37a被压缩,并且进而自由长度更短的第二低刚度弹簧37b也开始被压缩。由于第一低刚度弹簧37a与第二低刚度弹簧37b并排配置,所以当第二低刚度弹簧37b开始被压缩时,与仅压缩第一低刚度弹簧37a的情况(第一段)相比,扭转刚度变高。即,转移到扭转特性的第二段。

[0157] 在该第二段中,除了与第一段相同的滞后扭矩产生机构13、14以外,L2滞后产生机构15也工作。

[0158] 即,在与第一段相同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,当第二低刚度弹簧37b被压缩时,波形弹簧60相对于轮毂凸缘21旋转第二低刚度弹簧37b被压缩的量,在波形弹簧60与轮毂凸缘21间产生摩擦阻力。因此,在第二段中,除了与第一段相同的滞后扭矩 $H+hL$ 以外,还根据波形弹簧60与轮毂凸缘21之间的摩擦阻力而产生滞后扭矩 $hL2$ 。

[0159] <第三段>

[0160] 当传递扭矩或扭矩变动进一步变大时,第一低刚度弹簧37a及第二低刚度弹簧37b进一步被压缩,输入侧旋转部件20相对于花键衬套4进一步旋转。这样,轮毂凸缘21的齿21c与花键衬套4的齿4c抵接,轮毂凸缘21与花键衬套4一体地旋转。在该状态下,第一低刚度弹簧37a及第二低刚度弹簧37b未被压缩为超过先前状态,高刚度弹簧22中的自由长度更长的第一高刚度弹簧22a的压缩开始。由于第一高刚度弹簧22a的刚度高于第一低刚度弹簧37a及第二低刚度弹簧37b,所以可获得比第二段更高的第三段的扭转刚度。

[0161] 在第三段中,由于第一高刚度弹簧22a被压缩,所以在输入侧旋转部件20与轮毂凸缘21(及花键衬套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,轮毂凸缘21与副板34一体旋转。因此,在该第三段中,L-H滞后产生机构13及H滞后产生机构16工作。

[0162] 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,在固定于副板34的第一摩擦材料61与离合器板24之间产生摩擦阻力。通过上述摩擦阻力,产生滞后扭矩 hH 。即,总计产生滞后扭矩 $H+hH$ 。

[0163] 这里,在该第三段中,副板34及弹簧架35与驱动板36未相对旋转,在该部件之间没有产生摩擦阻力。即,L滞后产生机构14及L2滞后产生机构15未工作。

[0164] <第四段>

[0165] 当传递扭矩或扭矩变动进一步变大时,第一高刚度弹簧22a被压缩,并且进而自由长度更短的第二高刚度弹簧22b也开始被压缩。由于第一高刚度弹簧22a与第二高刚度弹簧22b并排配置,所以当第二高刚度弹簧22b开始被压缩时,与仅压缩第一高刚度弹簧22a的情况(第三段)相比,扭转刚度变高。即,转移到扭转特性的第四段。

[0166] 在该第四段中,相对旋转的部件与第三段相同,L-H滞后产生机构13及H滞后产生机构16工作,获得滞后扭矩 $H+hH$ 。

[0167] <止动机构17的工作>

[0168] 而且,当传递扭矩或扭矩变动进一步变大时,离合器板24及保持板25与轮毂凸缘21的相对旋转角度变大。这样,止动销26与止动用切口21d的侧面抵接,离合器板24及保持板25与轮毂凸缘21的相对旋转停止。

[0169] [特征]

[0170] 如上所述,在本实施方式的离合器片组装体1中,具有如下特征。

[0171] (1) 由于L滞后产生机构14仅在低扭转角度区域中产生滞后扭矩 h_L ,所以与在整个扭转角度区域中工作的情况相比,抑制了摩擦部件的磨损。因此,在低扭转角度区域中,获得了长期稳定的滞后扭矩,特别是能够有效地抑制空转时的异常噪声。

[0172] (2) L滞后产生机构14由低刚度减振器11的构成部件以及安装在副板34的环状槽34e中的波线56构成。因此,抑制了L滞后产生机构14的轴向空间。

[0173] 另外,在形成于环状槽34e底部的凹部34f中填充固体润滑剂38,根据环状槽34e的底面的磨损来供给润滑剂38。因此,能够抑制环状槽34e的磨损,并且能够获得长期稳定的滞后扭矩。

[0174] (3) 除了L滞后产生机构14以外,还设置了L-H滞后产生机构13。因此,可以使由各个滞后产生机构产生的滞后扭矩相对较小,并且可以抑制摩擦部件的磨损。

[0175] [其他实施方式]

[0176] 本实用新型不限于如上所述的实施方式,在不脱离本实用新型的范围的情况下可以进行各种变形或修改。

[0177] (a) 形成在环状槽中的润滑剂供给部的形状、个数等不限于上述实施方式。另外,填充到凹部的润滑剂优选为固体润滑剂,但不限于此。也可以使用油脂等的润滑剂。

[0178] (b) 施力部件的形状不限于上述实施方式。例如,可以同样地使用具有折叠部的线材、或者具有用于朝轴向施力的弯折部的线材。

[0179] (c) 在上述实施方式中,本实用新型使用了具有四段扭转特性的离合器片组装体,但是扭转特性的段数不受限制。在具有减振装置的所有动力传递装置中,可以同样地使用本实用新型。

[0180] (d) 各滞后扭矩产生机构中产生的滞后扭矩的大小不受限制。可以根据需要的扭转特性,适当地变更滞后扭矩的大小。

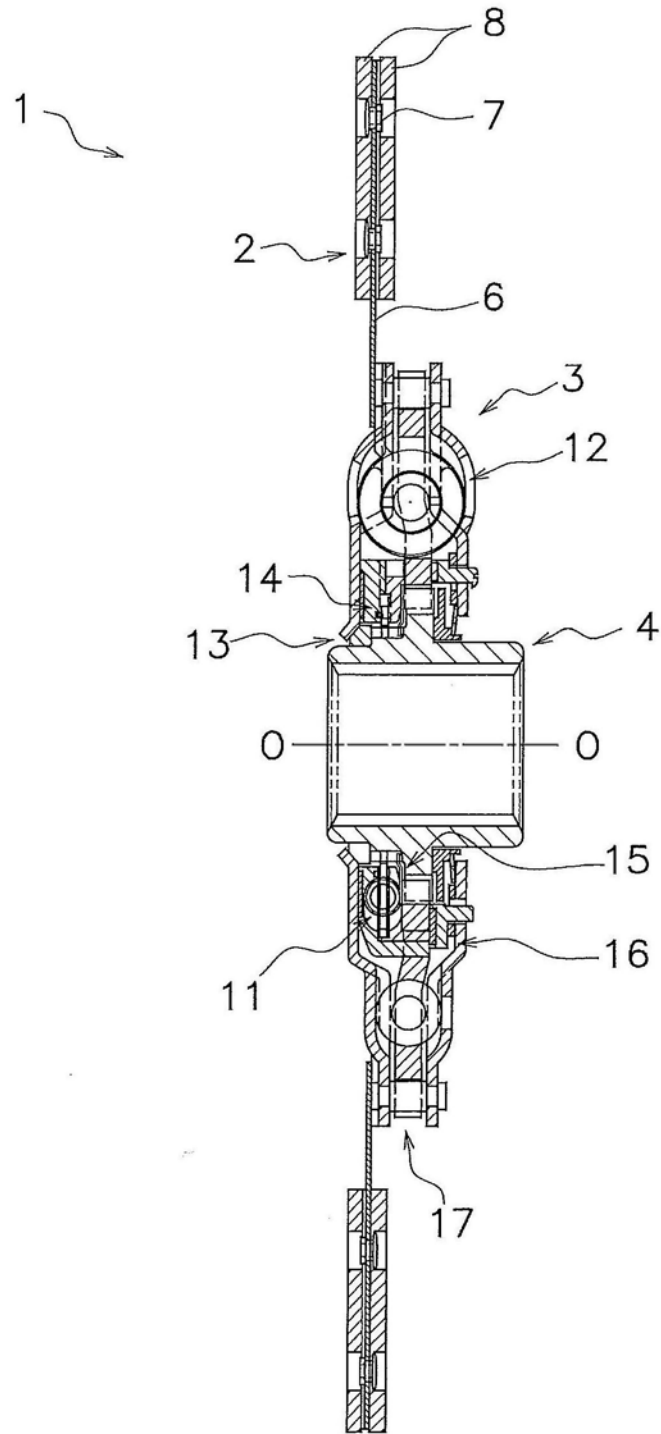


图1

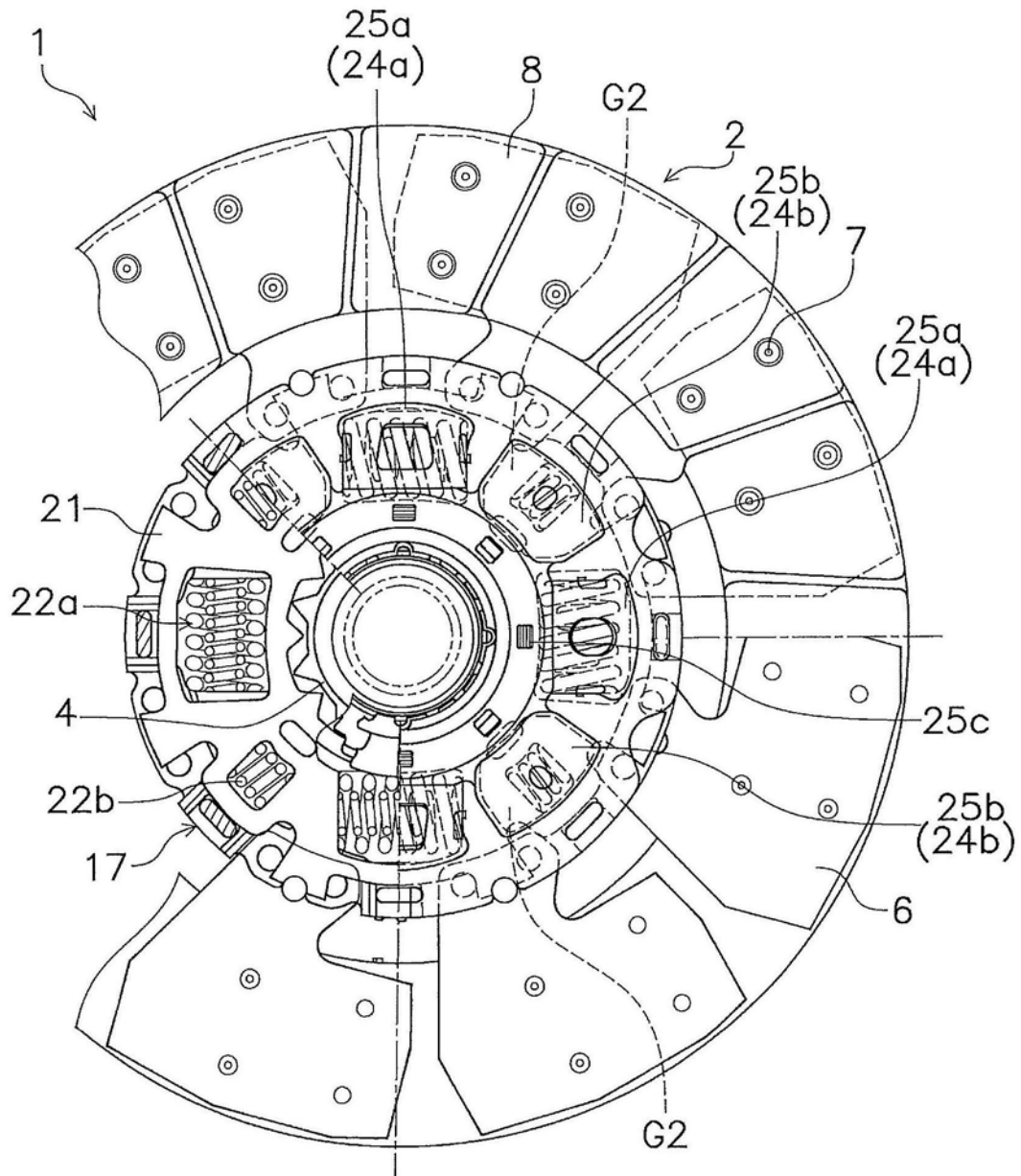


图2

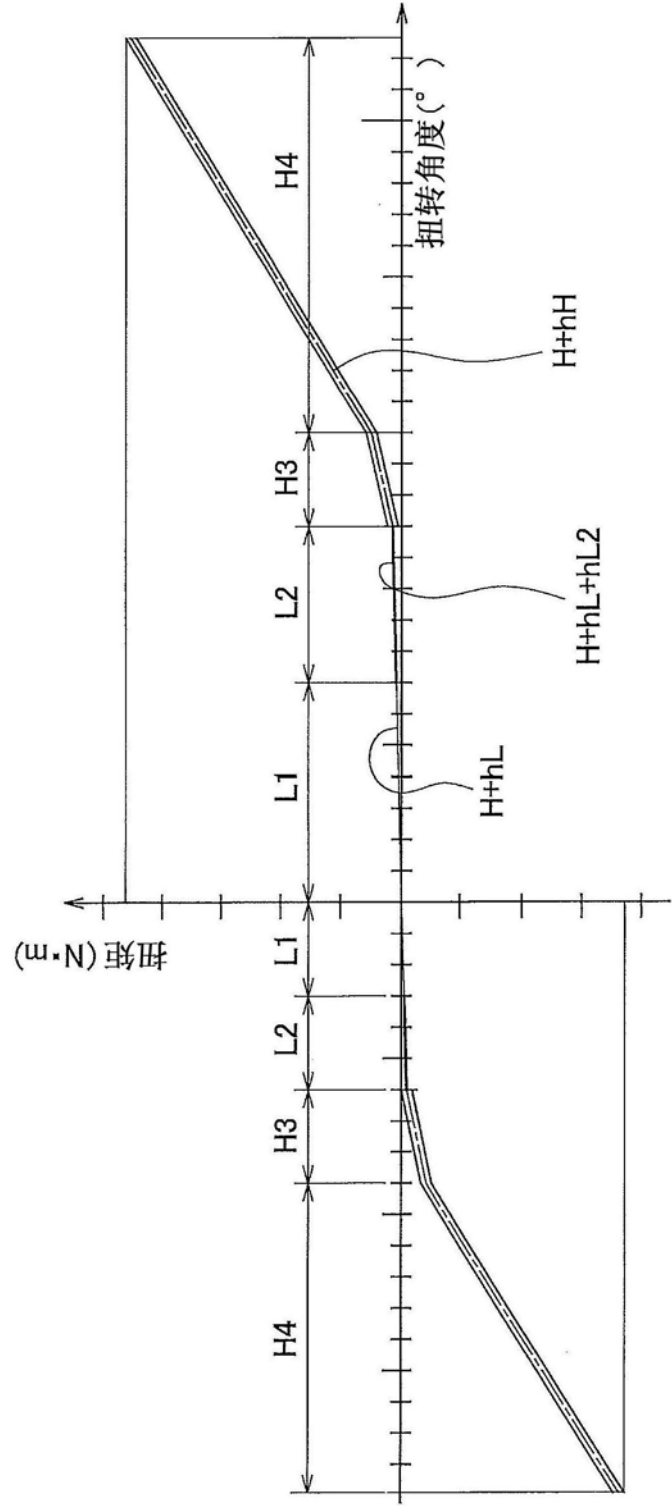


图3

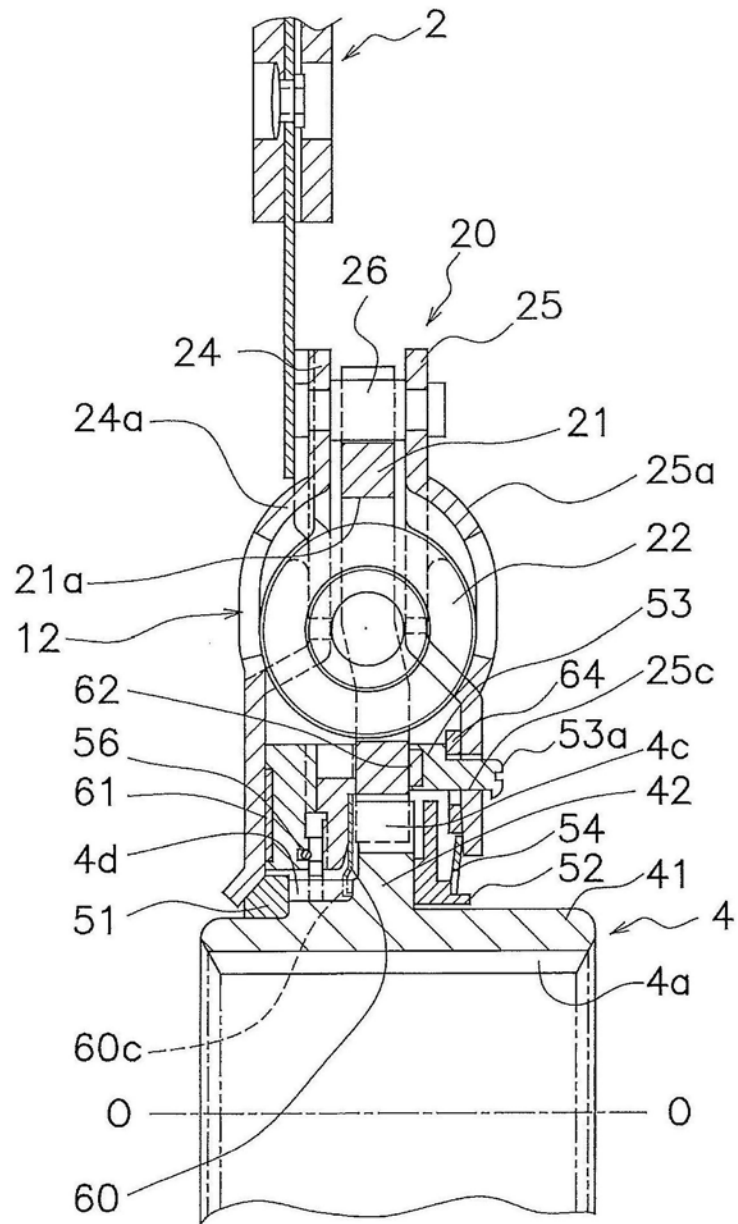


图4

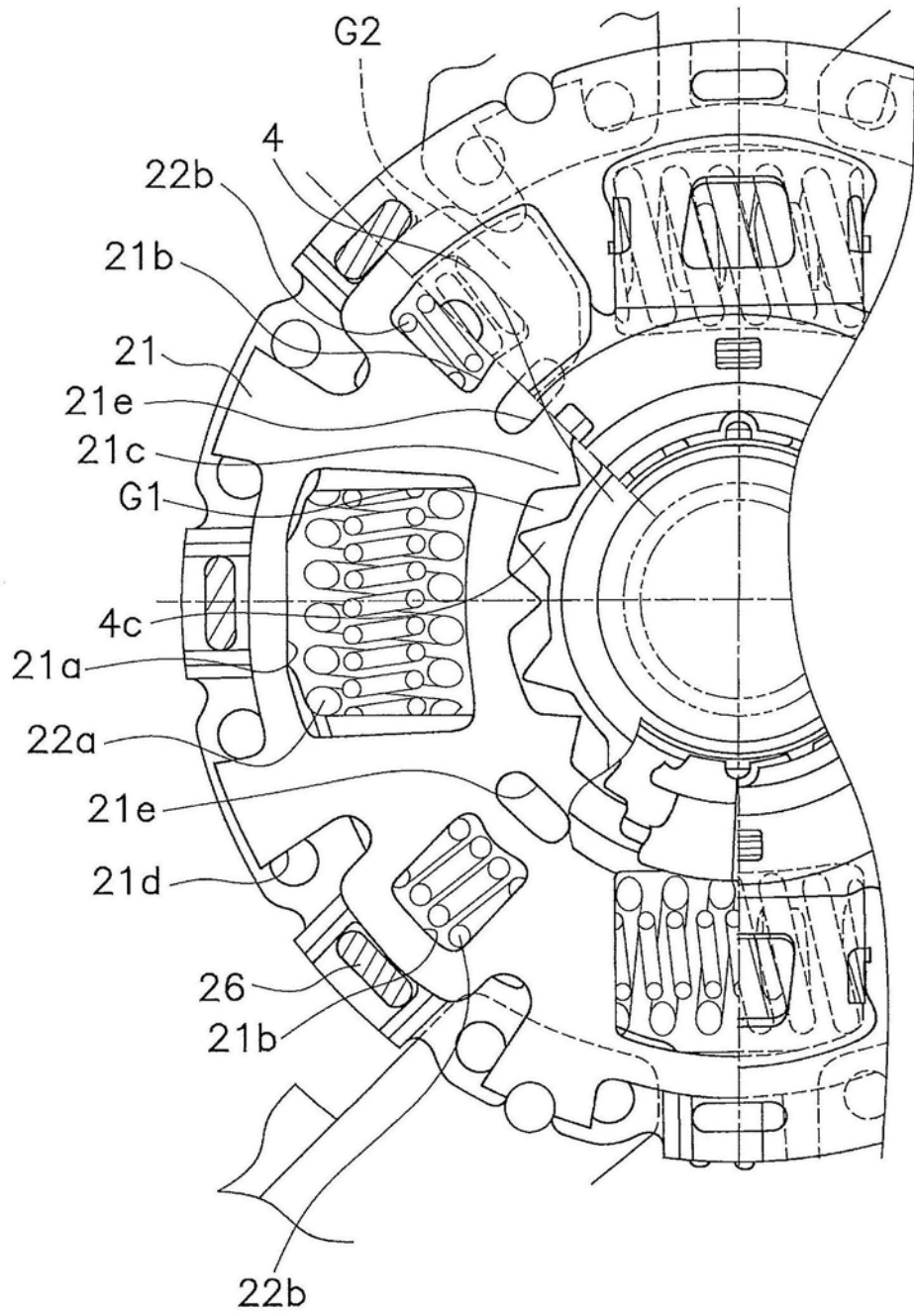


图5

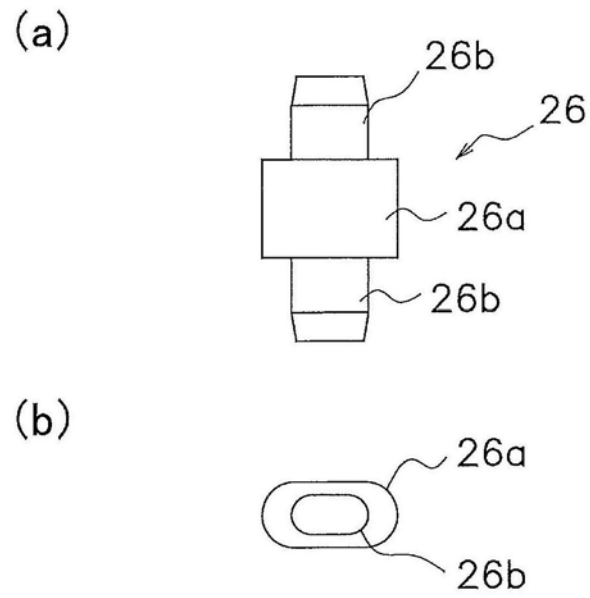


图6

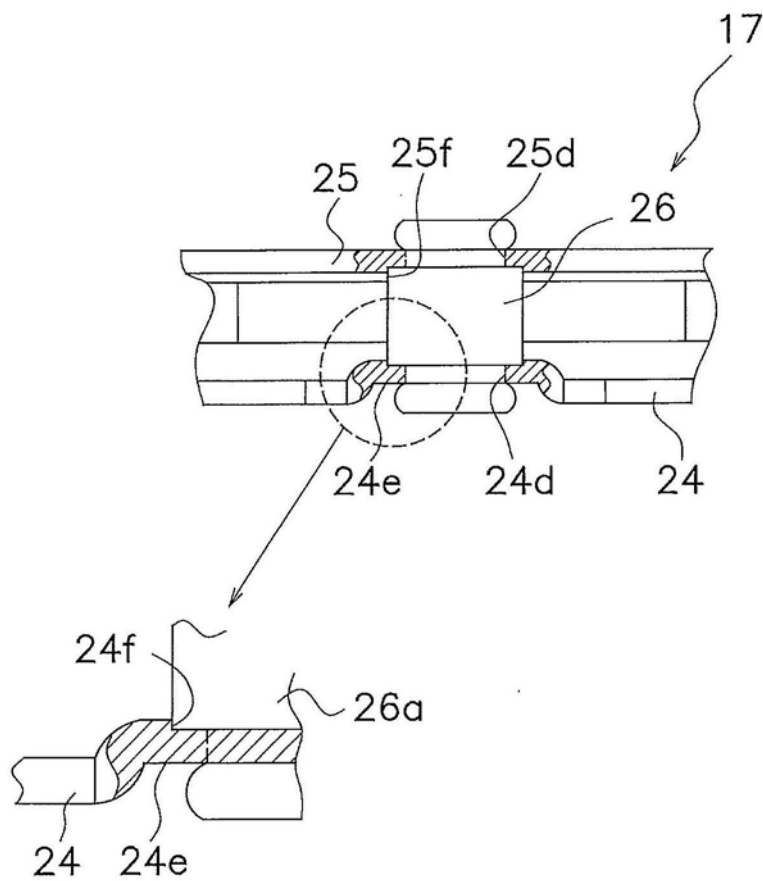


图7

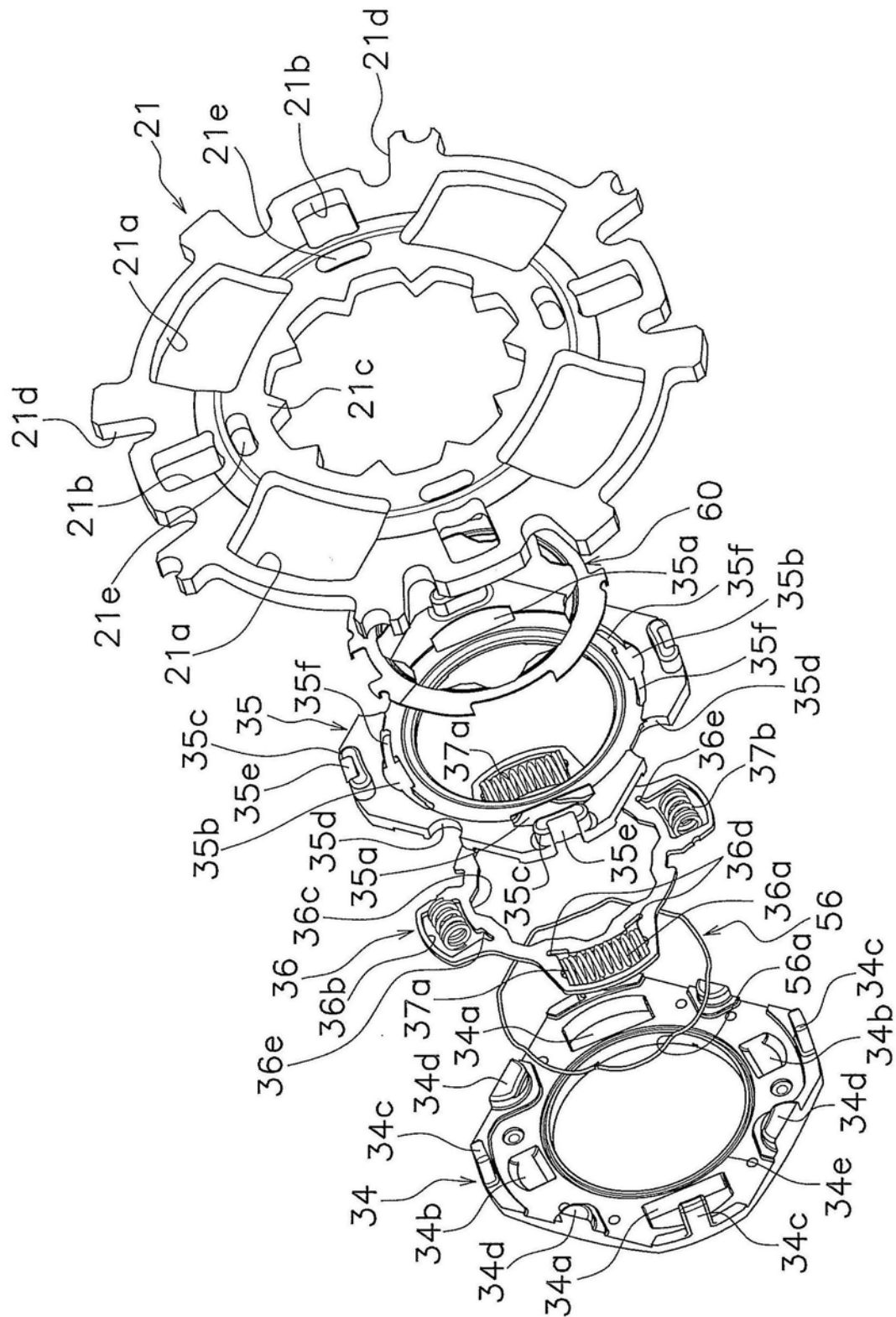


图9

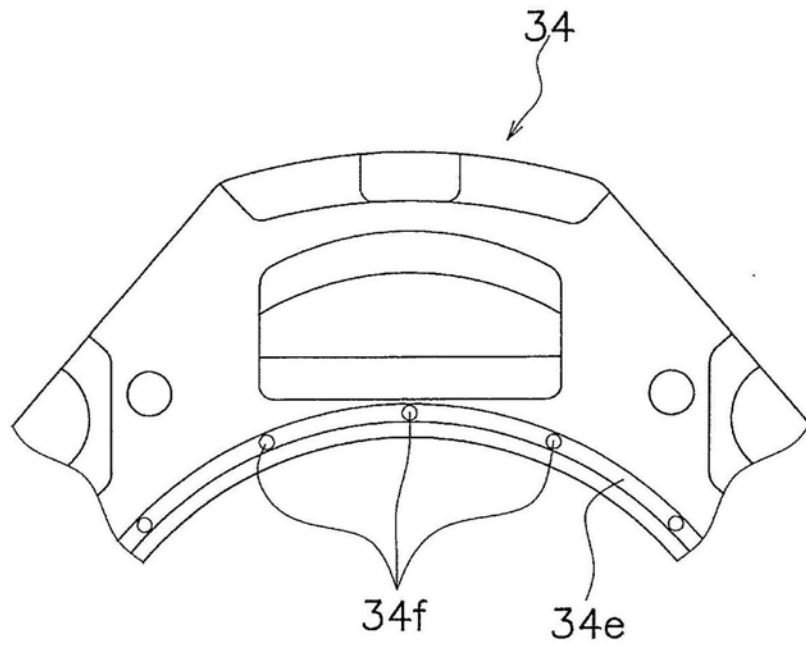


图10

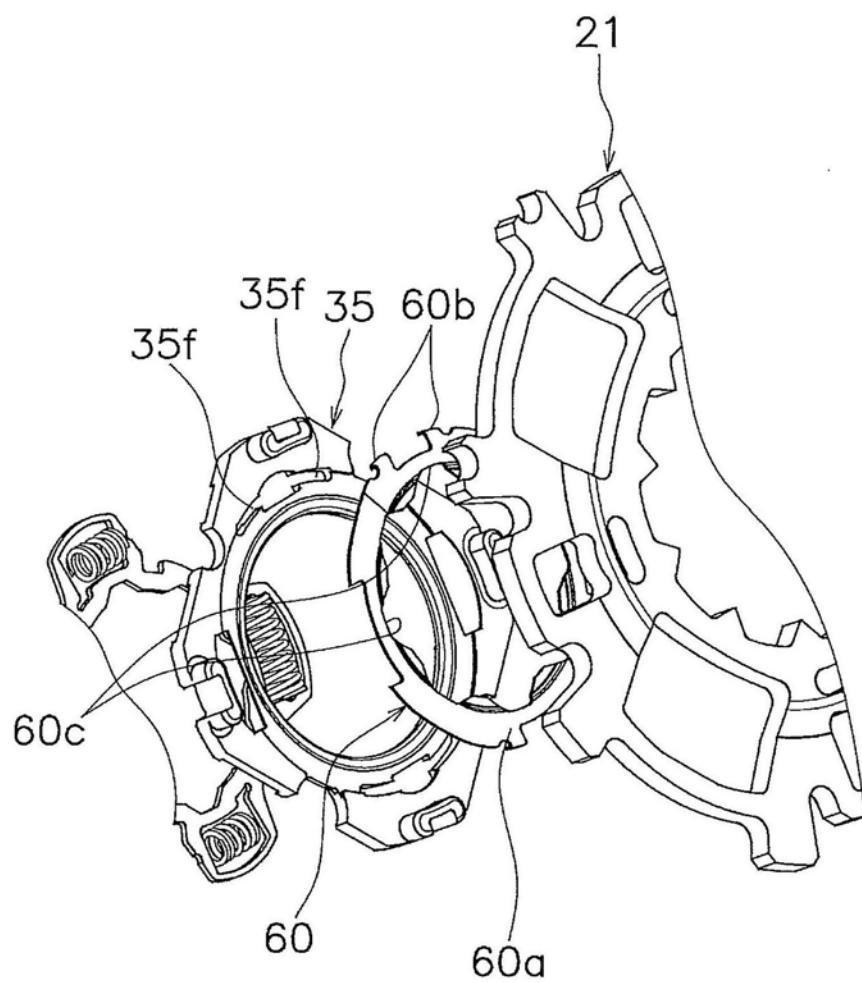


图11

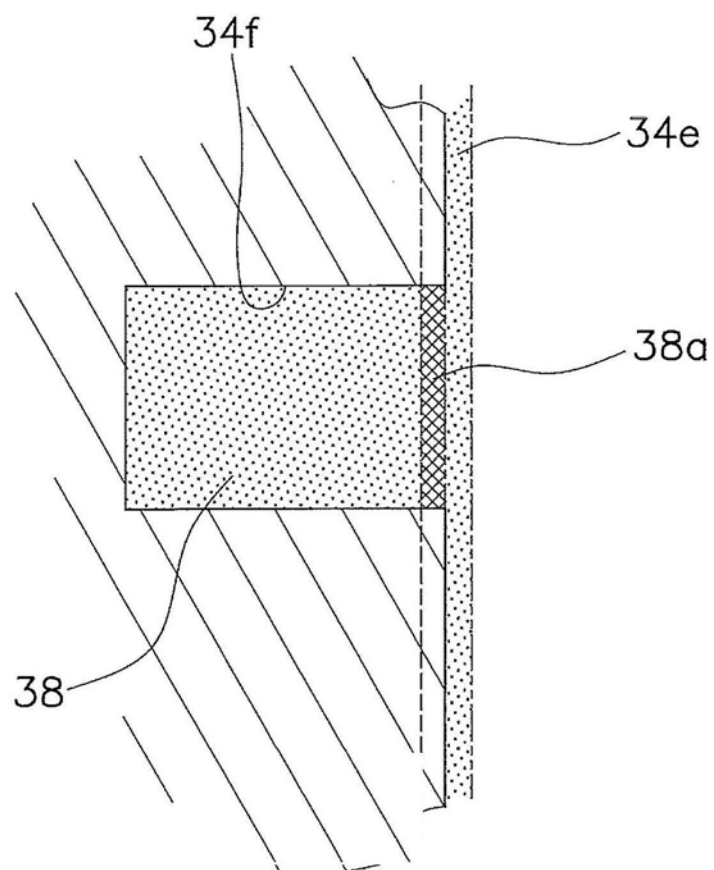


图12