



(12) 发明专利

(10) 授权公告号 CN 104081082 B

(45) 授权公告日 2016. 03. 02

(21) 申请号 201280053853. 0

(51) Int. Cl.

(22) 申请日 2012. 02. 10

F16F 15/14(2006. 01)

(85) PCT国际申请进入国家阶段日

F16F 15/10(2006. 01)

2014. 04. 30

F16F 15/131(2006. 01)

(86) PCT国际申请的申请数据

F16H 45/02(2006. 01)

PCT/JP2012/053120 2012. 02. 10

审查员 方照蕊

(87) PCT国际申请的公布数据

W02013/118293 JA 2013. 08. 15

(73) 专利权人 丰田自动车株式会社

地址 日本爱知县

(72) 发明人 堀田修平 宫原悠 相岛慎吾

(74) 专利代理机构 北京金信知识产权代理有限公司

公司 11225

代理人 黄威 苏萌萌

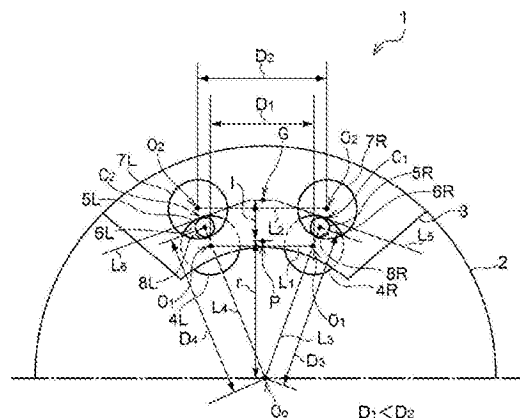
权利要求书1页 说明书10页 附图13页

(54) 发明名称

扭转振动衰减装置

(57) 摘要

本发明提供一种能够确保用于质量体进行往复运动的空间,而且能够使制振性能提高的扭转振动衰减装置。在通过两个支承销(5R、5L)而在旋转体(2)上安装有质量体(3)的扭转振动衰减装置中,具备:两个第一中空部(4),其被形成在旋转体(2)的与各个支承销(5R、5L)相对应的位置处且被插入有支承销(5R、5L);两个第二中空部(7),其被形成在质量体(3)中的与第一中空部(4)对置的位置处且被插入有支承销(5R、5L),所述第一中空部(4)的内周边缘中的、旋转体(2)的半径方向上外侧被设为引导面(6R、6L),第二中空部(7)的内周边缘中的、旋转体(2)的半径方向内侧被设为安装面(8R、8L),引导面(6R、6L)、安装面(8R、8L)被形成成为凹曲面,引导面(6R、6L)的曲率中心(O_1)彼此之间的距离(D_1)短于安装面(8R、8L)的曲率中心(O_2)彼此之间的距离(D_2)。



1. 一种扭转振动衰减装置, 其中, 相对于受到转矩而进行旋转的旋转体 (2) 的旋转中心在半径方向上于外周侧处, 以通过在所述旋转体 (2) 的圆周方向上相互分离的两个支承销 (5R、5L) 而相对于所述旋转体 (2) 进行摆动的方式安装有质量体 (3), 所述质量体 (3) 上通过所述旋转体 (2) 进行旋转而产生有离心力并且通过所述旋转体 (2) 进行扭转振动而进行钟摆运动,

所述扭转振动衰减装置的特征在于, 具备:

两个第一中空部 (4), 其被形成在所述旋转体 (2) 的外周部上的与各个所述支承销 (5R、5L) 各自对应的位置处且被插入有所述支承销 (5R、5L);

两个第二中空部 (7), 其被形成在所述质量体 (3) 中的与各个所述第一中空部 (4) 对置的位置处且被插入有所述支承销 (5R、5L),

在各个所述第一中空部 (4) 的内周边缘中的、相对于所述旋转体 (2) 的旋转中心在半径方向上靠外侧处, 形成有用于所述支承销 (5R、5L) 进行滚动的引导面 (6R、6L),

在各个所述第二中空部 (7) 的内周边缘中的、相对于所述旋转体 (2) 的旋转中心在半径方向上靠内侧处形成有安装面 (8R、8L), 所述安装面 (8R、8L) 为, 在所述质量体 (3) 因所述离心力而受到朝向所述旋转体 (2) 的外周侧的载荷的情况下, 将所述支承销 (5R、5L) 夹在所述安装面 (8R、8L) 与所述引导面 (6R、6L) 之间并使所述支承销 (5R、5L) 进行滚动的面,

各个所述个引导面 (6R、6L) 以及各个安装面 (8R、8L) 被形成为凹曲面以将所述支承销 (5R、5L) 夹入于内侧,

所述扭转振动衰减装置被构成为, 所述引导面 (6R、6L) 的曲率中心彼此之间的距离短于所述安装面 (8R、8L) 的曲率中心彼此之间的距离,

各个所述引导面 (6R、6L) 被形成为固定曲率的凹曲面、或者被形成为如下的凹曲面, 即, 在所述质量体 (3) 进行往复运动的情况下, 与一个所述支承销 (5R、5L) 接触的一个所述引导面 (6R、6L) 的曲率、和与另一个所述支承销 (5R、5L) 接触的另一个所述引导面 (6R、6L) 的曲率不同的凹曲面,

各个所述安装面 (8R、8L) 被形成为固定曲率的凹曲面、或者被形成为如下的凹曲面, 即, 在所述质量体 (3) 进行振动的情况下, 与一个所述支承销 (5R、5L) 接触的一个所述安装面 (8R、8L) 的曲率、和与另一个所述支承销 (5R、5L) 接触的另一个所述安装面 (8R、8L) 的曲率不同的凹曲面。

2. 如权利要求 1 所述的扭转振动衰减装置, 其特征在于,

具备液力联轴节, 所述液体联轴节将经由机油而传递转矩的泵轮 (11) 和涡轮 (12) 收纳在箱体的内部,

所述旋转体 (2) 以及质量体 (3) 被收纳在所述箱体的内部。

3. 如权利要求 1 或 2 所述的扭转振动衰减装置, 其特征在于,

所述旋转体 (2) 的旋转中心与所述质量体 (3) 的往复运动的支点之间的距离、相对于所述质量体 (3) 的往复运动的支点与所述质量体 (3) 的重心之间的距离之比, 被设定为 1 或者 4。

扭转振动衰减装置

技术领域

[0001] 本发明涉及一种用于对曲轴或动力传递轴等的旋转体的扭转振动进行衰减的装置,尤其是涉及一种以如下方式而构成的装置,其在旋转体上安装有通过扭转振动而进行往复运动的质量体,且通过该质量体的往复运动而对旋转体的扭转振动进行衰减。

背景技术

[0002] 用于对由驱动力源产生的转矩进行传递的驱动轴等的旋转体,存在以被输入的转矩自身的变动、或用于对被连结在旋转体上的设备进行驱动的转矩的变动等为主要原因而产生振动的情况。这样的转矩的变动相作为扭转振动而对旋转体发挥作用。已经开发出一种用于对这样的旋转体的扭转振动进行衰减的装置。其一个示例被记载于日本特表 2011-504987 号公报和日本特表 2011-504986 号公报中。

[0003] 在这些公报中所记载的动态吸振器中,在受到扭转振动的旋转体上,通过两个支承销而以能够摆动的方式安装有因扭转振动而进行往复运动的质量体。各个支承销被插入在形成于旋转体上的引导孔中、和形成于质量体中的与上述引导孔相对置的位置处的安装孔中。位于引导孔的内周边缘中的、相对于旋转体的旋转中心在半径方向上靠外侧的面被设为引导面,而位于安装孔的内周边缘中的、相对于旋转体的旋转中心在半径方向上靠内侧的表面被设为安装面。各个引导面以及各个安装面被形成为固定曲率的凹曲面,此外,各个引导面的曲率中心彼此之间的距离、与各个安装面的曲率中心彼此之间的距离为相同的长度。而且,当由于质量体与旋转体共同进行旋转而使离心力发挥作用从而使质量体被按压在旋转体的外周侧时,形成了在通过引导面和安装面而夹住支承销的状态下使质量体被安装在旋转体上的状态。而且,当通过旋转体的扭转振动而在质量体上产生圆周方向上的惯性力时,支承销将在引导面以及安装面上进行滚动,且质量体将进行往复运动。

[0004] 此外,在上述的动态吸振器中,在因旋转体的扭转振动而使质量体进行往复运动的情况下,相对于穿过一个支承销和与其相接触的一个引导面之间的接触点的切线而言,穿过另一个支承销和与其相接触的另一个引导面之间的接触点的切线通常是平行的。即,将在各个引导面上进行滚动的支承销的旋转轴线彼此连结的直线、以及将质量体上所形成的两个安装面的曲率中心彼此连结的直线,看起来相对于旋转体而进行平行移动。因此,在上述的动态吸振器中,在质量体的振幅较大的情况下,存在质量体的一部分与旋转体的外周边缘相比而向外侧突出的可能性。因此,需要在旋转体的外周侧确保较大的空间以使质量体与周围的部件不会发生干扰,其结果为,有可能会使装置大型化。相对于此,如果代替确保这样的空间,而通过止动板等来强制地抑制质量体的振幅,则虽然能够避免装置的大型化,但是将造成质量体的往复运动次数变化,从而存在无法获得预期的振动衰减性能的可能性。除此以外,还存在因部件个数增多而使工时或制造成本增大的可能性。另一方面,虽然为了使质量体与旋转体的外周边缘相比而不向外侧突出,也考虑到缩小质量体,但是如果采用这种方式则存在质量体的质量不足而使振动衰减性能降低的可能性。

发明内容

[0005] 此发明是着眼于上述的技术课题而被完成的,其目的在于提供一种能够在不损害制振性能的条件下抑制质量体从旋转体中的突出,进而能够实现装置的小型化的扭转振动衰减装置。

[0006] 为了达成上述目的,本发明为一种扭转振动衰减装置,其中,相对于受到转矩而进行旋转的旋转体的旋转中心在半径方向上于外周侧处,以通过在所述旋转体的圆周方向上相互分离的两个支承销而相对于所述旋转体进行摆动的方式安装有质量体,所述质量体上通过所述旋转体进行旋转而产生有离心力并且通过所述旋转体进行扭转振动而进行钟摆运动,所述扭转振动衰减装置的特征在于,具备:两个第一中空部,其被形成在所述旋转体的外周部上的与各个所述支承销各自对应的位置处且被插入有所述支承销,两个第二中空部,其被形成在所述质量体中的与各个所述第一中空部对置的位置处且被插入有所述支承销,在各个所述第一中空部的内周边缘中的、相对于所述旋转体的旋转中心在半径方向上靠外侧处,形成有用于所述支承销进行滚动的引导面,在各个所述第二中空部的内周边缘中的、相对于所述旋转体的旋转中心在半径方向上靠内侧处形成有安装面,所述安装面为,在所述质量体因所述离心力而受到朝向所述旋转体的外周侧的载荷的情况下,将所述支承销夹在所述安装面与所述引导面之间并使所述支承销进行滚动的面,所述各个引导面以及各个安装面被形成为凹曲面以将所述支承销夹入于内侧,所述扭转振动衰减装置被构成为,所述引导面的曲率中心彼此之间的距离短于所述安装面的曲率中心彼此之间的距离。

[0007] 在此发明中也可以采用如下方式,即,各个所述引导面被形成为固定曲率的凹曲面、或者被形成为如下的凹曲面,即,在所述质量体进行往复运动的情况下,与一个所述支承销接触的一个所述引导面的曲率、和与另一个所述支承销接触的另一个所述引导面的曲率不同的凹曲面。此外,各个所述安装面也可被形成为固定曲率的凹曲面、或者被形成为如下的凹曲面,即,在所述质量体进行振动的情况下,与一个所述支承销接触的一个所述安装面的曲率、和与另一个所述支承销接触的另一个所述安装面的曲率不同的凹曲面。

[0008] 此外,在此发明中能够设为,在液力联轴节的箱体的内部中收纳所述旋转体以及质量体的结构。

[0009] 而且,在此发明中也可以采用如下方式,即,所述旋转体的旋转中心与所述质量体的往复运动的支点之间的距离、相对于所述质量体的往复运动的支点与所述质量体的重心之间的距离之比,被设定为“1”或者“4”中的任意一个。

[0010] 根据此发明,当在引导面以及安装面上夹有支承销的状态下于旋转体上产生了扭转振动时,质量体将沿着旋转体的圆周方向进行往复运动。上述的质量体的往复运动能够以如下方式进行说明。在此发明中,各个支承销所接触的各个引导面的曲率中心彼此之间的距离,短于各个支承销所接触的各个安装面的曲率中心彼此之间的距离。因此,例如,在质量体在旋转体的圆周方向上向一侧振动的情况下,一侧的支承销与旋转体的旋转中心之间的距离短于另一侧的支承销与旋转体的旋转中心之间的距离。即,一侧的支承销以与另一侧的支承销相比朝向旋转体的旋转中心被卷入的方式而在一侧的引导面上进行滚动。这种一侧的支承销的位移与另一侧的支承销的位移的差异,在质量体向另一侧振动的情况下也相同。换言之,质量体以使两个支承销的旋转轴线彼此连结的直线、以及将各个安装面的曲率中心彼此连结的直线相对于旋转体的旋转中心进行旋转的方式而进行往复运动。由

此,根据此发明,由于能够使质量体沿着旋转体的圆周方向进行往复运动,从而即使在质量体的振幅较大的情况下也能够抑制质量体的一部分与旋转体的外周边缘相比而向外侧突出的情况。即,根据此发明,由于即使在质量体的振幅较大的情况下也能够维持该振幅,因此能够得到预期的振动衰减性能。此外,由于不减少质量体的质量,因此能够防止或者抑制因质量体的质量较小而造成的振动衰减性能的降低的情况。

[0011] 此外,如果采用如下结构,即,将此发明中的旋转体以及质量体浸渍在机油中,且使质量体在机油中进行往复运动,则即使有时会由于旋转体所传递的转矩的急剧变化等而使各个支承销与各个引导面发生碰撞、或者使各个支承销与各个安装面发生碰撞,但也能够通过机油来降低该冲击。因此,能够防止或者抑制因上述这种碰撞而造成的振动和异常噪音。

[0012] 而且,在此发明中,在将所述旋转体的旋转中心与所述质量体的往复运动的支点之间的距离、相对于所述质量体的往复运动的支点与所述质量体的重心之间的距离之比设定为“1”的情况下,能够对使用双气缸而产生转矩的发动机输出轴以及以能够传递动力的方式而与该输出轴相连接的旋转轴的扭转振动进行衰减。另一方面,在将所述比值设定为“4”的情况下,能够对使用四气缸而产生转矩的发动机输出轴以及以能够传递动力的方式而与该输出轴相连接的旋转轴的扭转振动进行衰减。

附图说明

[0013] 图1为将此发明所涉及的扭转振动衰减装置的一个示例的局部放大表示的图,且为表示在以相对于旋转体进行摆动的方式而安装的质量体上作用有离心力且向旋转体的圆周方向的力未作用于质量体上的状态的图。

[0014] 图2为模式化地表示图1所示的状态的扭转振动衰减装置的剖视图的图。

[0015] 图3为用于对在中立位置上作用于各个接触点C1、C2上的质量体的载荷的大小进行说明的图。

[0016] 图4为模式化地表示在图1所示的扭转振动衰减装置中,质量体在旋转体的圆周方向上向一侧振动的状态的图。

[0017] 图5为模式化地表示图1所示的扭转振动衰减装置的质量体进行往复运动的状态的图。

[0018] 图6为模式化地表示在旋转体的圆周方向上安装了多个质量体的状态的图。

[0019] 图7为模式化地表示对图1所示的扭转振动衰减装置的结构的一部分进行了变更的示例的图。

[0020] 图8为模式化地表示图7所示的质量体进行往复运动的状态的图。

[0021] 图9为模式化地表示对图1所示的扭转振动衰减装置的结构的一部分进行了变更的其他示例的图。

[0022] 图10为模式化地表示对图1所示的扭转振动衰减装置的结构的一部分进行了变更的另外的其他示例的图。

[0023] 图11为模式化地表示对图7所示的扭转振动衰减装置的结构的一部分进行了变更的示例的图。

[0024] 图12为模式化地表示对图9所示的扭转振动衰减装置的结构的一部分进行了变

更的示例的图。

[0025] 图 13 为模式化地表示将此发明所涉及的扭转振动衰减装置内置于液力联轴节中的示例的图。

具体实施方式

[0026] 接下来,对该发明进行更具体地说明。图 1 为将此发明所涉及的扭转振动衰减装置 1 的一个示例的局部放大表示的图,且模式化地图示了在以能够相对于旋转体 2 进行摆动的方式而安装的质量体 3 上作用有离心力、且朝向旋转体 2 的圆周方向的力未作用于质量体 3 上的状态。旋转体 2 作为一个示例为圆板状的部件,且被构成为,与未所示的发动机的输出轴或变速器的输入轴等旋转轴一体地进行旋转。在图 1 所示的示例中,于旋转体 2 的外周侧处,以在圆周方向上隔开预先设定的间隔的方式而形成有一对第一中空部 4R、4L。各个第一中空部 4R、4L 作为一个示例而被形成为中空圆筒形状。各个第一中空部 4R、4L 的曲率中心与旋转体 2 的旋转中心 O_0 之间的距离被设定为预定的距离。

[0027] 在各个第一中空部 4R、4L 的中空部分中分别插入有支承销 5R、5L。支承销 5R、5L 作为一个示例而被形成为圆柱形状,且其外径被形成为小于第一中空部 4R、4L 的开口宽度。各个第一中空部 4R、4L 的内周边缘中的、相对于旋转体 2 的旋转中心 O_0 在半径方向上靠外周侧的内壁面被设为,用于使支承销 5R、5L 进行滚动的引导面 6R、6L。在图 1 所示的示例中,各个引导面 6R、6L 被形成为固定曲率的圆弧面。在图 1 所示的示例中,该引导面 6R、6L 的曲率中心 O_1 为,相对于旋转体 2 的旋转中心 O_0 在半径方向上向外侧偏离的预先设定的部位,且与上述的第一中空部 4R、4L 的曲率中心相一致。另外,例如引导面 6R、6L 也可以形成如下的摆线面,即,使引导面 6R、6L 进行滚动的支承销 5R、5L 于特定的时间点所接触的面的曲率中心、即瞬间中心连续进行变化的摆线面。即使引导面 6R、6L 为摆线面,其曲率中心也为相对于旋转体 2 的旋转中心 O_0 在半径方向上向外侧偏离的预先设定的部位。另外,各个支承销 5R、5L 也可以被构成为,在后文中进行叙述的安装面 8R、8L 上进行滚动。

[0028] 质量体 3 作为一个示例而被形成为弯曲成扇状的形状。在图 1 中采用了如下结构,即,质量体 3 的外周边缘中的、旋转体 2 的半径方向上最外侧的部分位于与旋转体 2 的外周边缘大致相同的位置、或者位于与旋转体 2 的外周边缘相比在旋转体 2 的半径方向上靠内侧处。在质量体 3 中的与各个第一中空部 4R、4L 分别对置的位置处分别形成有第二中空部 7R、7L。在第二中空部 7R、7L 的中空部分中插入有上述的支承销 5R、5L。即,支承销 5R、5L 以跨及第一以及第二中空部 4R、4L、7R、7L 的方式而被插入。该第二中空部 7R、7L 的中空部分具有大于支承销 5R、5L 的外径的开口宽度。各个第二中空部 7R、7L 的内周边缘中的、相对于旋转体 2 的旋转中心 O_0 在半径方向上靠内周侧的内壁面被设为,用于支承销 5R、5L 进行滚动的安装面 8R、8L。各个安装面 8R、8L 被形成为固定曲率的圆弧面。各个安装面 8R、8L 的曲率中心 O_2 为,相对于旋转体 2 的旋转中心 O_0 在半径方向上向外侧偏离的预先设定的部位。安装面 8R、8L 也可以被形成为如上所述的摆线面。即使安装面 8R、8L 为摆线面,其曲率中心也为相对于旋转体 2 的旋转中心 O_0 在半径方向上向外侧偏离的预先设定的部位。

[0029] 如图 1 所示,各个引导面 6R、6L 以及各个安装面 8R、8L 被形成为相互对置的凹曲面。如果对该引导面 6R、6L 与安装面 8R、8L 的相对位置进行说明,则将前者的引导面 6R、6L 的曲率中心 O_1 彼此连结的直线 L_1 的长度、即该曲率中心 O_1 彼此之间的距离(间隔) D_1 ,与

将后者的安装面 8R、8L 的曲率中心 O_2 彼此连结的直线 L_2 的长度、即该曲率中心 O_2 彼此之间的距离（间隔） D_2 相比而较短。另外，虽然详细内容未图示，但是为了使插入于第二中空部 7R、7L 中的支承销 5R、5L 不会脱出，也可以采用通过盖部件而将在第二中空部 7R、7L 中的旋转体 2 的相反侧处开口的部分封闭的结构。此外，也可以采用如下结构，即，通过在支承销 5R、5L 的两端部上安装与第二中空部 7R、7L 的开口宽度相比而外径较大的凸缘，从而使支承销 5R、5L 不会从第二中空部 7R、7L 中脱出。

[0030] 在图 2 中模式化地图示了图 1 所示的状态下的扭转振动衰减装置 1 的剖视图。在旋转体 2 的两侧处分别设置有质量体 3。例如，各个第一中空部 4R、4L 以贯穿旋转体 2 的方式而形成，且各个第二中空部 7R、7L 以贯穿质量体 3 的方式而形成。如图 2 所示，在作用有离心力的情况下形成了如下状态，即，在通过引导面 6R 和安装面 8R 来夹住支承销 5R、且通过引导面 6L 和安装面 8L 来夹住支承销 5L 的状态下使质量体 3 被安装在旋转体 2 上的状态。因此，在旋转体 2 的两侧处安装有质量体 3 的部分上，形成了以隔开预先设定间隔的方式而使三张板材平行排列配置的状态。

[0031] 接下来，对上述的结构扭转振动衰减装置 1 的作用进行说明。在旋转体 2 开始进行旋转的情况下，质量体 3 与旋转体 2 一起进行旋转。其结果为，在质量体 3 上将产生有离心力，并且会因该离心力而在质量体 3 上产生在旋转体 2 的半径方向上朝向外侧的载荷。由于该载荷大于重力，因此使质量体 3 在旋转体 2 的半径方向上靠外侧进行移动。而且，在朝向旋转体 2 的圆周方向上的力未作用于质量体 3 的情况下、或者作用于质量体 3 上的圆周方向上的力隔着质量体 3 而处于平衡的情况下，将形成使质量体 3 最远离旋转体 2 的旋转中心 O_0 的状态，且质量体 3 与旋转体 2 的位置关系成为如图 1 所示的状态。在这样的状态下，成为了各个支承销 5R、5L 通过引导面 6R、6L 和安装面 8R、8L 而被夹住的状态。在以下的说明中将图 1 所示的状态下的质量体 3 的位置记为中立位置。如图 1 所示，在中立位置上，将支承销 5R 的旋转轴线和旋转体 2 的旋转中心 O_0 连结的直线 L_3 的长度、即二者之间的距离 D_3 ，与将支承销 5L 的旋转轴线和旋转体 2 的旋转中心 O_0 连结的直线 L_4 的长度、即二者之间的距离 D_4 相同。此外，旋转体 2 的旋转中心 O_0 、质量体 3 的重心 G、质量体 3 的往复运动的支点 P 排列在同一直线上。另外，在图 1 中标注有切线 L_5 和切线 L_6 ，其中，所述切线 L_5 穿过支承销 5R 与引导面 6R 的接触点 C_1 ，所述切线 L_6 穿过支承销 5L 和引导面 6L 的接触点 C_2 。

[0032] 另外，在中立位置处，随着旋转体的旋转而在质量体 3 上产生的离心力 F 如图 3 所示，在半径方向上向外侧进行作用。此外，在接触点 C_1 和接触点 C_2 处分别相等地作用有质量体 3 的离心力 F。即，作用于各个接触点 C_1 、 C_2 处的载荷 f 为上述的离心力 F 的一半（ $f = F/2$ ）。如图 3 所示，因各个接触点 C_1 、 C_2 处的离心力 F 而产生的载荷 f 的作用方向和各个接触点的法线方向之间由于具有预定的角度，因此该法线方向上的载荷、即接触压小于载荷 f 。即，能够使各个接触点 C_1 、 C_2 的接触压力降低，进而能够使装置的耐久性提高。

[0033] 当在旋转体 2 上作用有扭转振动时，对于与旋转体 2 一体的旋转轴会作用有力以使旋转轴扭转。即，随着在旋转体 2 上产生角加速度从而在质量体 3 上将作用有惯性力。图 4 模式化地表示质量体 3 在旋转体 2 的圆周方向上向一侧振动的状态。在图 4 中，当质量体 3 从中立位置起向图 4 的右侧偏离时，支承销 5R 在引导面 6R 上向右下进行滚动。即，支承销 5R 以靠近旋转体 2 的旋转中心 O_0 的方式在引导面 6R 上进行滚动。如此，将支承销

5R 进行滚动时的支承销 5R 和旋转中心 O_0 连结的直线 l_3 的长度、即二者之间的距离 d_3 短于中立位置的距离 D_3 。相对于此,在图 4 中支承销 5L 在引导面 6L 上向右上进行滚动。即,支承销 5L 以远离旋转体 2 的旋转中心 O_0 的方式在引导面 6L 上进行滚动。因此,将支承销 5L 如此进行滚动时的支承销 5L 和旋转中心 O_0 连结的直线 l_4 的长度、即二者之间的距离 d_4 ,长于中立位置的距离 D_4 。

[0034] 在质量体 3 以上述方式进行往复运动的状态下,质量体 3 以质量体 3 的右侧的部分趋向旋转体 2 的旋转中心 O_0 侧的方式而进行旋转。因此,如图 4 所示,质量体 3 以沿着旋转体 2 的圆周方向且朝向该旋转中心 O_0 侧而被卷入的方式进行移动。另外,虽然详细内容未图示,但是在质量体 3 从中立位置起向左侧偏离的情况下,也基于相同的原理,质量体 3 以质量体 3 的左侧的部分趋向旋转体 2 的旋转中心 O_0 侧的方式而进行旋转。图 5 为模式化地表示质量体 3 进行往复运动的状态的图。另外,通过以如此方式使质量体 3 在旋转体 2 上于圆周方向上实施往复运动从而形成了旋转体 2 之外的其他的振动系统。

[0035] 因此,根据上述的结构的扭转振动衰减装置 1,能够使质量体 3 沿着旋转体 2 的圆周方向进行往复运动。例如,通过将质量体 3 的往复运动次数 n 设定为“1”,从而即使在质量体 3 的振幅较大的情况下也能够抑制质量体 3 的一部分与旋转体 2 的外周边缘相比而向外侧突出的情况。因此,无需特意地在旋转体 2 的圆周方向上确保空间,从而能够使扭转振动衰减装置 1 小型化。此外,由于无需降低质量体的质量,因此即使在质量体 3 的振幅较大的情况下也能够得到预期的振动衰减性能。此外,根据此发明,例如如图 6 所示,即使将多个质量体 3 安装在旋转体 2 的圆周方向上,但由于相邻的质量体 3 彼此在旋转体 2 的圆周方向上以相同的方式进行振动,因此相邻的质量体 3 彼此也难以发生碰撞。即,由于质量体 3 的往复振动未被限制,因此即使在旋转体 2 上安装多个质量体 3,也能够得到预期的振动衰减性能。由于质量体 3 通过两个支承销 5R、5L 而被安装在旋转体 2 上,因此能够使承受质量体 3 的载荷的位置分散于两处。其结果为,与通过一个支承销将质量体 3 安装在旋转体 2 上的情况相比,能够使扭转振动衰减装置 1 的耐久性提高。

[0036] 在此,在将质量体 3 的往复运动的支点 P 至质量体 3 的重心 G 的距离、即钟摆的臂的长度设为 l ,且将支点 P 和旋转体 2 的旋转中心 O_0 之间的距离设为 r 的情况下,质量体 3 的往复运动次数 n 通过下述数学式而计算。

[0037]
$$n = (r/l)^{1/2}$$

[0038] 通过使质量体 3 的往复运动次数 n 与旋转体 2 的扭转振动的次数相匹配,从而能够通过质量体 3 的往复运动而使旋转体 2 的扭转振动衰减。例如,在采用四气缸发动机的情况下,应衰减的扭转振动的次数为“2”,因此,在上述的数学式中,通过将距离 r 相对于钟摆的臂的长度 l 之比设定为“4”,从而使质量体 3 的往复运动次数 n 为“2”。另一方面,例如,在采用二气缸发动机的情况下,应衰减的扭转振动的次数为“1”,则通过将距离 r 相对于钟摆的臂的长度 l 之比设定为“2”,从而使质量体 3 的往复运动次数 n 为“1”。由此,产生转矩的发动机的气缸数越少,则越减小质量体 3 的往复运动次数 n 。由于在质量体 3 的往复运动次数 n 较小的情况下,钟摆的臂的长度 l 相对于距离 r 变长,因此质量体 3 的振幅变大。

[0039] 在图 7 中模式化地图示了对图 1 所示的扭转振动衰减装置 1 的结构的一部分进行了变更的示例。此处所示的示例为,将引导面 6R、6L 的曲率形成成为小于安装面 8R、8L 的曲

率的示例。各个引导面 6R、6L 被形成固定曲率的圆弧面,且各个第一中空部 4R、4L 将该曲率半径作为半径而形成。在图 7 所示的示例中,各个第一中空部 4R、4L 的一部分相互重叠,因此,各个第一中空部 4R、4L 的中空部分被连结在一起。图 7 所示的安装面 8R、8L 的曲率以与图 1 所示的安装面 8R、8L 的曲率相同的方式而形成。在图 7 所示的示例中,中立位置的引导面 6R、6L 的曲率中心 O_1 彼此之间的距离 D_1 被设计为,短于安装面 8R、8L 的曲率中心 O_2 的距离 D_2 。此外,如图 7 所示,在中立位置上,将支承销 5R 的旋转轴线和旋转体 2 的旋转中心 O_0 连结的直线 L_3 的长度、即二者之间的距离 D_3 ,与将支承销 5L 的旋转轴线和旋转体 2 的旋转中心 O_0 连结的直线 L_4 的长度、即二者之间的距离 D_4 相同。

[0040] 而且,当在旋转体 2 上作用有扭转振动时,例如当质量体 3 从中立位置向图 7 的右侧偏离时,支承销 5R 沿着引导面 6R 而朝向图 7 的右下进行滚动从而支承销 5R 接近旋转体 2 的旋转中心 O_0 。因此,以如此方式使支承销 5R 进行滚动的情况下的支承销 5R 和旋转中心 O_0 连结的直线 L_3 的长度、即二者之间的距离 d_3 短于中立位置处的距离 D_3 。相对于此,支承销 5L 沿着引导面 6L 而朝向图 7 的右上进行滚动。其结果为,由于支承销 5L 远离旋转体 2 的旋转中心 O_0 ,因此在支承销 5L 以这种方式进行滚动时的支承销 5L 和旋转中心 O_0 连结的直线 L_4 的长度、即二者之间的距离 d_4 长于中立位置处的距离 D_3 。其结果为,由于质量体 3 以质量体 3 的右侧的部分趋向旋转体 2 的旋转中心 O_0 侧的方式进行旋转,因此质量体 3 以沿着旋转体 2 的圆周方向且朝向该旋转中心 O_0 侧而被卷入的方式而进行移动。另外,在质量体 3 从中立位置起向左侧偏离的情况下,也基于相同的原理,质量体 5 以质量体 3 的左侧的部分趋向旋转体 2 的旋转中心 O_0 侧的方式而进行旋转。因此,在图 7 所示的示例中,也能够以上述方式使质量体 3 沿着旋转体 2 的圆周方向进行往复运动。图 8 为模式化地表示图 7 所示的质量体 3 进行往复运动的状态。

[0041] 在图 9 中模式化地图示了对图 1 所示的扭转振动衰减装置 1 的结构的一部分进行了变更的其他的示例。此处所示的示例为,将第二中空部 7R、7L 形成为扇状,并且将安装面 8R、8L 的曲率形成为大于引导面 6R、6L 的曲率的示例。此外,引导面 6R、6L 的曲率被形成为,具有与图 1 所示的引导面 6R、6L 相同曲率的固定曲率的圆弧面,各个第一中空部 4R、4L 将该曲率半径作为半径而形成。此外,如图 9 所示,各个第一中空部 4R、4L 的一部分相互重叠,因此,各个第一中空部 4R、4L 的中空部分被连结在一起。在图 9 所示的示例中,中立位置处的引导面 6R、6L 的曲率中心 O_1 彼此之间的距离 D_1 被设计为,短于安装面 8R、8L 的曲率中心 O_2 的距离 D_2 。此外,将中立位置的支承销 5R 的旋转轴线和旋转体 2 的旋转中心 O_0 连结的直线 L_3 的长度、即二者之间的距离 D_3 ,与将支承销 5L 的旋转轴线和旋转体 2 的旋转中心 O_0 连结的直线 L_4 的长度、即二者之间的距离 D_4 成为相同的长度。

[0042] 而且,当在旋转体 2 上作用有扭转振动时,例如当质量体 3 从中立位置向图 9 的右侧偏离时,支承销 5R 沿着引导面 6R 而朝向图 9 中的右下进行滚动。其结果为,由于支承销 5R 靠近旋转体 2 的旋转中心 O_0 ,因此以这种方式使支承销 5R 进行滚动的情况下的、将支承销 5R 和旋转中心 O_0 连结的直线 L_3 的长度即二者之间的距离 d_3 ,短于中立位置处的距离 D_3 。相对于此,支承销 5L 沿着引导面 6L 而朝向图 9 的右上进行滚动。其结果为,由于支承销 5L 远离旋转体 2 的旋转中心 O_0 ,因此以这种方式使支承销 5L 进行滚动的情况下的、将支承销 5L 和旋转中心 O_0 连结的直线 L_4 的长度即二者之间的距离 d_4 ,长于中立位置的距离 D_3 。其结果为,由于质量体 5 以质量体 3 的右侧的部分趋向旋转体 2 的旋转中心 O_0 侧的方式进行

旋转,因此质量体 3 以沿着旋转体 2 的圆周方向且朝向该旋转中心 O_0 侧而被卷入的方式进行移动。另外,在质量体 3 从中立位置起向左侧偏离的情况下,也基于相同的原理,质量体 5 将以质量体 3 的左侧的部分趋向旋转体 2 的旋转中心 O_0 侧的方式而进行旋转。因此,在图 9 所示的示例中,能够使质量体 3 沿着旋转体 2 的圆周方向进行往复运动。

[0043] 在图 10 中模式化地图示了对图 1 所示的扭转振动衰减装置 1 的结构的一部分进行了变更的另一其他示例。此处所示的示例为,在第一中空部 4R、4L 中形成与图 1 所示的引导面 6R、6L 相同的曲率的引导面 6R、6L,并且缩小了在第一中空部 4R、4L 中支承销 5 所能够运动的空间的示例。而且为,在第二中空部 7R、7L 中形成与图 1 所示的安装面 8R、8L 相同的曲率安装面 8R、8L 并且缩小了在第二中空部 7R、7L 中支承销 5 所能够运动的空间的示例。如图 10 所示,第一中空部 4R、4L 被形成为弯曲成扇状的形状。该中空部分的宽度被形成为,与支承销 5 的外径相同或者稍大。在该第一中空部 4R、4L 的内周边缘中的、旋转体 2 的半径方向上靠外侧的面被设为引导面 6R、6L。此外,在图 10 所示的示例中,各个第一中空部 4R、4L 的一部分相互重叠。因此,各个第一中空部 4R、4L 的中空部分被连结在一起。如图 10 所示,第二中空部 7R、7L 被形成为,与第一中空部 4R、4L 对称,且该中空部分的宽度被形成为,与支承销 5 的外径相同或者稍大。该第二中空部 7R、7L 的内周边缘中的、旋转体 2 的半径方向上靠内侧的面被设为安装面 8R、8L。即,在图 10 所示的示例中,如上所述除了对第一中空部 4R、4L 以及第二中空部 7R、7L 的形状进行了变更以外而采用了与图 1 所示的示例几乎相同的结构。

[0044] 因此,在图 10 所示的示例中,除了通过图 1 所示的结构的扭转振动衰减装置 1 而获得的效果以外,还由于支承销 5R、5L 的自由运动被限制,因此即使例如在图 10 的上下方向上使旋转体 2 振动,也能够通过其上下方向的振动来抑制支承销 5R、5L 碰撞到第一中空部 4R、4L 的内壁面或第二中空部 7R、7L 的内壁面的情况。此外,即使支承销 5R、5L 碰撞到第一中空部 4R、4L 的内壁面或第二中空部 7R、7L 的内壁面,但由于该空间被限制,因此也能够减小因碰撞而导致的振动或异常噪音的产生。而且,由于通过使第二中空部 7R、7L 的空间减少,而能够增大质量体 3 的质量,因此能够使振动衰减性能提高。

[0045] 在图 11 中模式化地图示了对图 7 所示的扭转振动衰减装置 1 的结构的一部分进行了变更的示例。此处所示的示例为,将图 7 所示的引导面 6R、6L 形成为其曲率连续地进行变化的摆线面的示例。在图 11 所示的示例中,各个第一中空部 4R、4L 的一部分相互重叠,因此,各个第一中空部 4R、4L 的中空部分被连结在一起。在图 11 所示的示例中,中立位置处的各个支承销 5R、5L 所接触的引导面 6R、6L 的曲率中心(即瞬间中心) O_1 彼此之间的距离 D_1 被设计为,短于安装面 8R、8L 的曲率中心 O_2 的距离 D_2 。当在旋转体 2 上作用有扭转振动时,例如当质量体 3 从中立位置起向图 11 的右侧偏离时,支承销 5R 沿着引导面 6R 进行滚动。图 11 所示的引导面 6R、6L 的内壁面的左右的两端部侧的曲率被形成为,大于引导面 6R、6L 的上下侧的曲率。因此,质量体 3 越从中立位置起向图 11 的右侧偏离,支承销 5R 进行滚动的引导面 6R 的曲率越变大。即,由于支承销 5R 逐渐接近于旋转体 2 的旋转中心 O_0 ,因此在图 11 所示的示例中,以如此方式也能够使对支承销 5R 进行滚动时的支承销 5R 和旋转中心 O_0 进行连结的直线 l_3 的长度、即二者之间的距离 d_3 短于中立位置处的距离 D_3 。相对于此,支承销 5L 进行滚动的引导面 6L 的曲率将逐渐变小。因此,以这种方式使支承销 5L 进行滚动的情况下的、将支承销 5L 和旋转中心 O_0 连结的直线 l_4 的长度即二者之间的距离

d_4 , 长于中立位置处的距离 D_4 。其结果为, 由于质量体 5 以质量体 3 的右侧的部分趋向旋转体 2 的旋转中心 O_0 侧的方式进行旋转, 因此质量体 3 以沿着旋转体 2 的圆周方向且朝向该旋转中心 O_0 侧而被卷入的方式进行移动。另外, 在质量体 3 从中立位置起向左侧偏离的情况下, 也基于相同的原理, 质量体 5 以质量体 3 的左侧的部分趋向旋转体 2 的旋转中心 O_0 侧的方式而进行旋转。因此, 在图 11 所示的示例中, 也能够使质量体 3 沿着旋转体 2 的圆周方向进行往复运动。

[0046] 在图 12 中模式化地表图示了对图 9 所示的扭转振动衰减装置 1 的结构的一部分进行了变更的示例。此处所示的示例为, 将图 9 所示的安装面 8R、8L 形成为其曲率连续地变化的摆线面的示例。在图 12 所示的示例中, 各个第一中空部 4R、4L 的一部分相互重叠, 因此, 各个第一中空部 4R、4L 的中空部分被连结在一起。在图 12 所示的示例中, 中立位置的引导面 6R、6L 的曲率中心 O_1 彼此之间的距离 D_1 被设计为, 短于各个支承销 5R、5L 接触的安装面 8R、8L 的曲率中心 (即瞬间中心) O_2 的距离 D_2 。当在旋转体 2 上作用有扭转振动时, 例如当质量体 3 从中立位置起向图 12 的右侧偏离时, 支承销 5R 沿着引导面 6R 而朝向图 12 中的右下进行滚动, 即, 由于支承销 5R 接近于旋转体 2 的旋转中心 O_0 , 因此在图 12 所示的示例中, 以如此方式使支承销 5R 进行滚动的情况下的、对支承销 5R 和旋转中心 O_0 进行连结的直线 l_3 的长度即二者之间的距离 d_3 也短于中立位置处的距离 D_3 。相对于此, 支承销 5L 沿着引导面 6L 而朝向图 13 中的右上进行滚动。即, 由于支承销 5L 远离旋转体 2 的旋转中心 O_0 , 因此以这种方式使支承销 5L 进行滚动的情况下的、对支承销 5L 和旋转中心 O_0 进行连结的直线 l_4 的长度即二者之间的距离 d_4 短于中立位置的距离 D_4 。其结果为, 由于质量体 5 以质量体 3 的右侧的部分趋向旋转体 2 的旋转中心 O_0 侧的方式而进行旋转, 因此质量体 3 以沿着旋转体 2 的圆周方向且朝向该旋转中心 O_0 侧而被卷入的方式进行移动。另外, 在质量体 3 从中立位置向左侧偏离的情况下, 也基于相同的原理, 质量体 5 以质量体 3 的左侧的部分趋向旋转体 2 的旋转中心 O_0 侧的方式而进行旋转。因此, 在图 12 所示的示例中, 也能够使质量体 3 沿着旋转体 2 的圆周方向进行往复运动。

[0047] 另外, 此发明所涉及的扭转振动衰减装置 1 能够被应用于输入有扭转振动的各种旋转体中从而对该扭转振动进行衰减。图 13 中图示了作为其一个示例而将之内置于液力联轴节中的示例。此处所示的示例为, 将该发明所涉及的扭转振动衰减装置 1 内置于变矩器 9 中的示例, 且该变矩器 9 具有与广泛搭载于现有车辆中的附带锁止离合器 10 的变矩器相同的结构。即, 作为输入侧的部件的泵轮 11 以将被排列成环状的泵叶片安装于泵壳的内表面上的方式而构成, 且以与该泵轮 11 相对置的方式而配置有涡轮衬垫 12。该涡轮衬垫 12 具有几乎与泵轮 11 相对称的形状, 且以将排列成环状的多个涡轮叶片固定在形成环状的壳体的内表面上的方式而构成。因此, 该泵轮 11 与涡轮衬垫 12 在同一轴线上被对置配置。

[0048] 在泵壳的外周端上一体地接合有覆盖涡轮衬垫 12 的外周侧的前盖 13。如图 13 所示, 该前盖 13 为, 具有与泵壳的内表面相对置的前壁部的所谓有底圆筒状的部件, 且在该前壁部的外表面的中心部处以突出的方式形成有轴部 14, 将该轴部 14 插入在发动机 (未图示) 的输出轴 15 的顶端部, 而且通过轴承 16 而以能够相对旋转的方式与输出轴 15 相联结。此外, 在输出轴 15 中安装有传动板 17, 且该传动板 17 和前盖 13 通过减震器而被联结在一起。

[0049] 此外,在泵壳的内周端部处一体地设置有圆筒轴 18,且该圆筒轴 18 在泵壳的背面侧(发动机侧的相反侧)延伸,并与未图示的机油泵相连结。在该圆筒轴 18 的内部插入有,外径与该圆筒轴 18 的内径相比而较小的固定轴 19,且其顶端部延伸至被泵壳 4 和前盖 13 包围的变矩器 9 的内部。该固定轴 19 为,与对油泵进行保持的未图示的固定壁部一体地形成的中空轴状的部分,且该固定轴 19 的外周面与圆筒轴 18 的内周面之间成为了油路 20。

[0050] 固定轴 19 的顶端部位于,上述的涡轮衬垫 12 的内周侧或者泵轮 11 与涡轮衬垫 12 之间的部分的内周侧处,且在该固定轴 19 的顶端部上花键嵌合有单向离合器 21 的内环。此外,在该单向离合器 21 的内环中安装有,被配置在上述的泵轮 11 的内周部和与其相对置的涡轮衬垫 12 的内周部之间的定子 22。

[0051] 在上述的固定轴 19 的内周侧处以旋转自如的方式而插入有未图示的变速器的输入轴 23,且其顶端部从固定轴 19 的顶端部突出而延伸至前盖 13 的内表面附近,在从该固定轴 19 突出的顶端外周部上花键嵌合有衬套轴 24。在该衬套轴 24 中于外周侧处设置有突出的凸缘状的衬套 25,且上述的涡轮衬垫 12 以与衬套 25 成为一体的方式而被连结在该衬套 25 上。而且,在衬套轴 24 上一体化有上述的旋转体 2。

[0052] 以与前盖 13 的内表面相对置的方式而设置有锁止离合器 10。该锁止离合器 10 与现有已知的锁止离合器相同,为用于以能够通过机械的手段而传递转矩的方式将驱动侧的部件和从动侧的部件进行连结的部件,而在图 13 所示的示例中,以将衬套轴 24 和前盖 13 连结的方式而构成。即,锁止离合器 10 以被配置在扭转振动衰减装置 1 与前盖 13 的内表面之间的圆盘状的锁止活塞 26 作为主体而构成,且该锁止活塞 26 被花键嵌合在上述的衬套轴 24 上。此外,在与该锁止活塞 26 的前盖 13 相对置的侧面中的、尽可能靠外周侧的位置处,安装有被压贴在前盖 13 上而产生摩擦力的摩擦材料 27。而且,锁止活塞 26 的外径为,与前盖 13 的内径相比而稍小的程度上的外径,在其外周端部上形成有,以沿着前盖 13 的内周面的方式而在轴线方向上延伸的圆筒部。因此,锁止活塞 26 以如下方式而构成,即,向图 13 的右方被按压从而该摩擦材 27 与前盖 13 相接触,进而形成卡合状态以便在前盖 13 与衬套轴 24 之间传递转矩,而且通过向图 13 的左方被压回从而该摩擦材 27 远离前盖 13 进而成为释放状态以切断转矩的传递。

[0053] 而且,通过上述的前盖 13 以及与其一体的泵壳而构成的箱体的内部通过机油而被填满,因此,旋转体 2 以及质量体 5 成为被浸渍在该机油中的状态。如上所述,旋转体 2 与花键嵌合有锁止活塞 26 的衬套轴 24 被一体化。当锁止离合器 10 成为卡合状态时,发动机所输出的转矩将通过前盖 13 以及与其相卡合的锁止离合器 10 而被传递至旋转体 2 上。因此,在通过发动机的输出转矩周期性地变动而使得扭转振动作用于旋转体 2 上的情况下,质量体 5 将以上述方式进行往复运动而使扭转振动被衰减。在此情况下,由于旋转体 2 以及质量体 5 处于被浸渍在机油中的状态,因此即成为支承销 5 与引导面 6 的接触部、以及支承销 5 与安装面 8 的接触部通过机油而被润滑。此外,由于该支承销 5 与引导面 6、以及在支承销 5 与安装面 8 相抵接时的冲击能够通过机油来降低,因此能够使作为装置整体的耐久性提高。

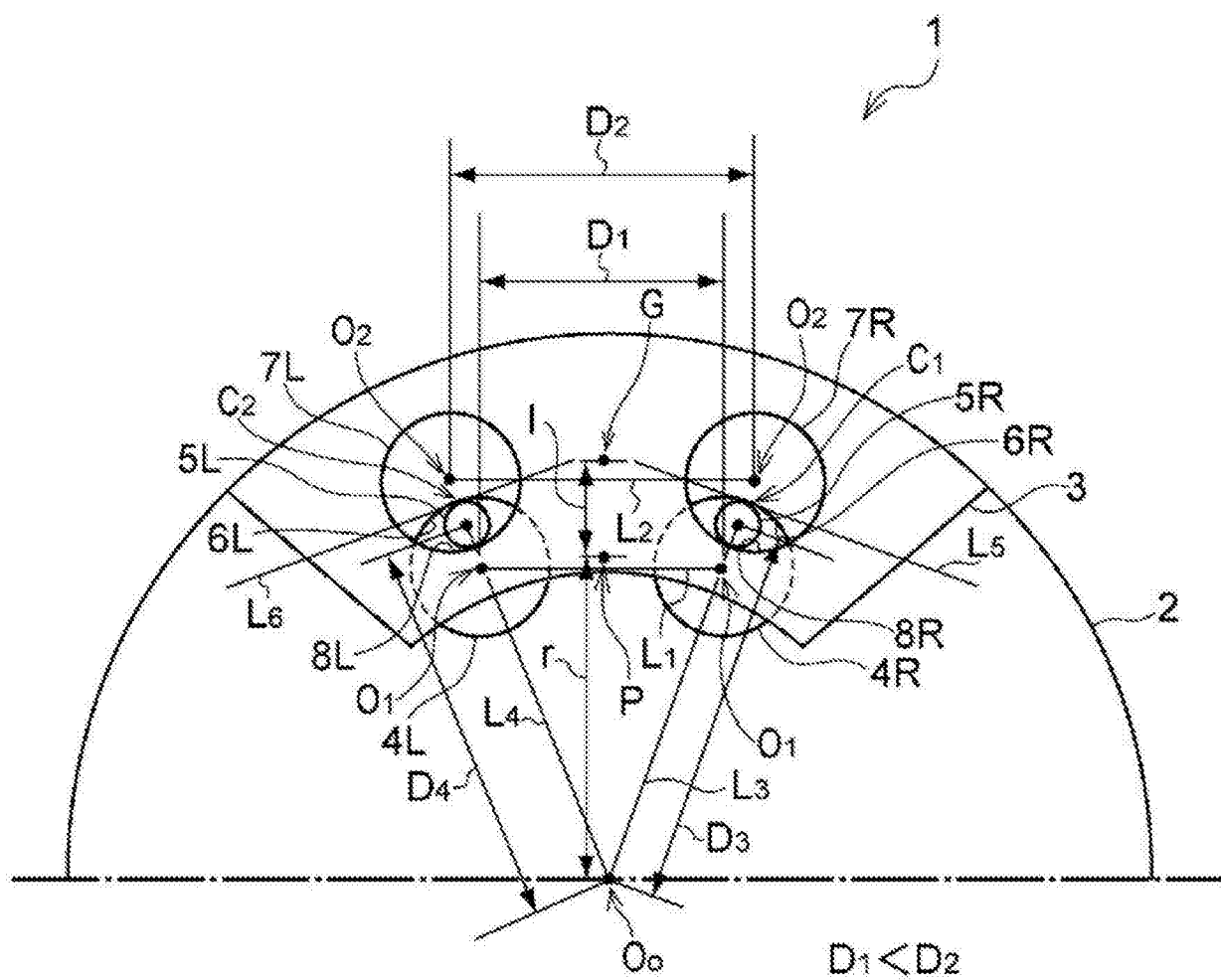


图 1

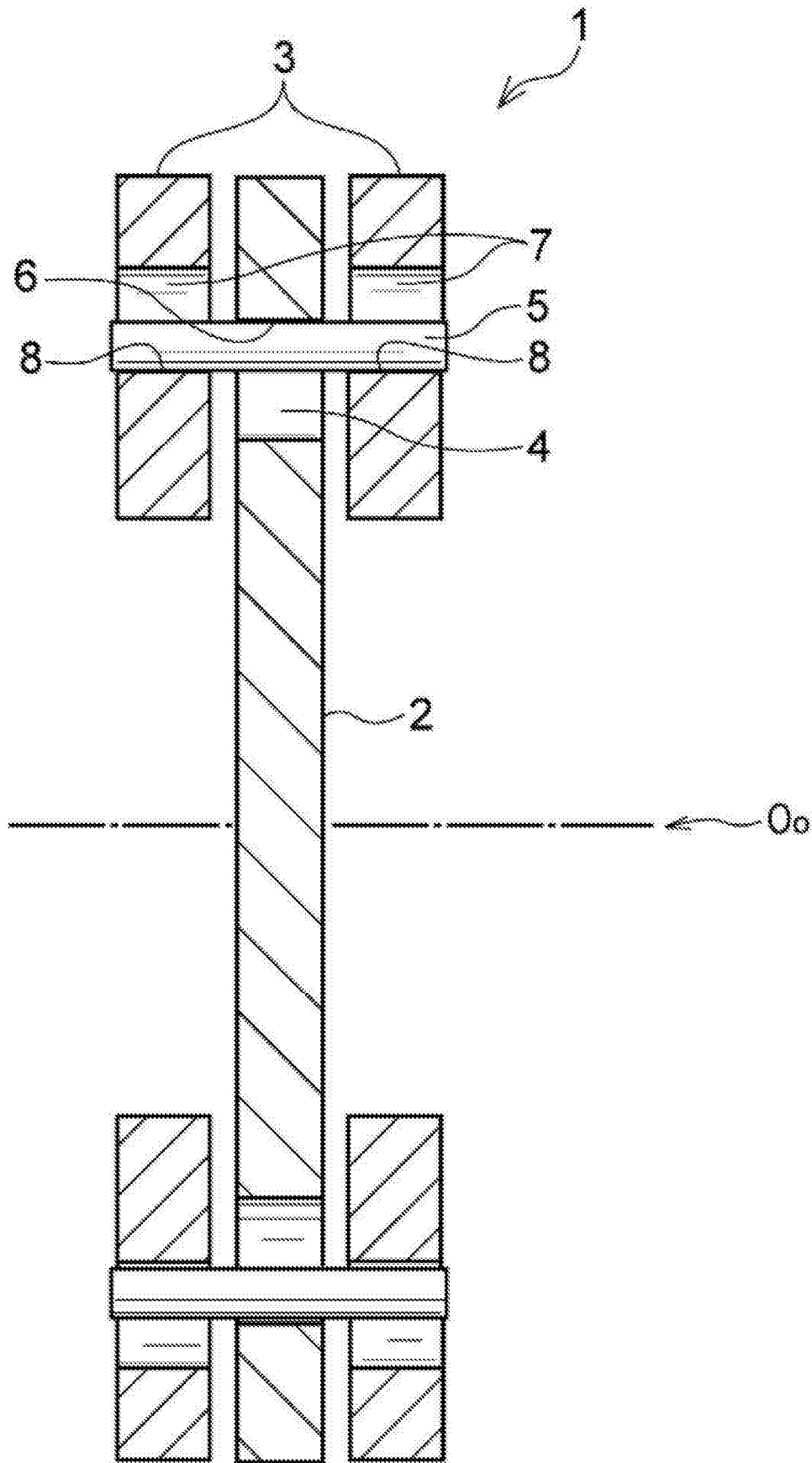


图 2

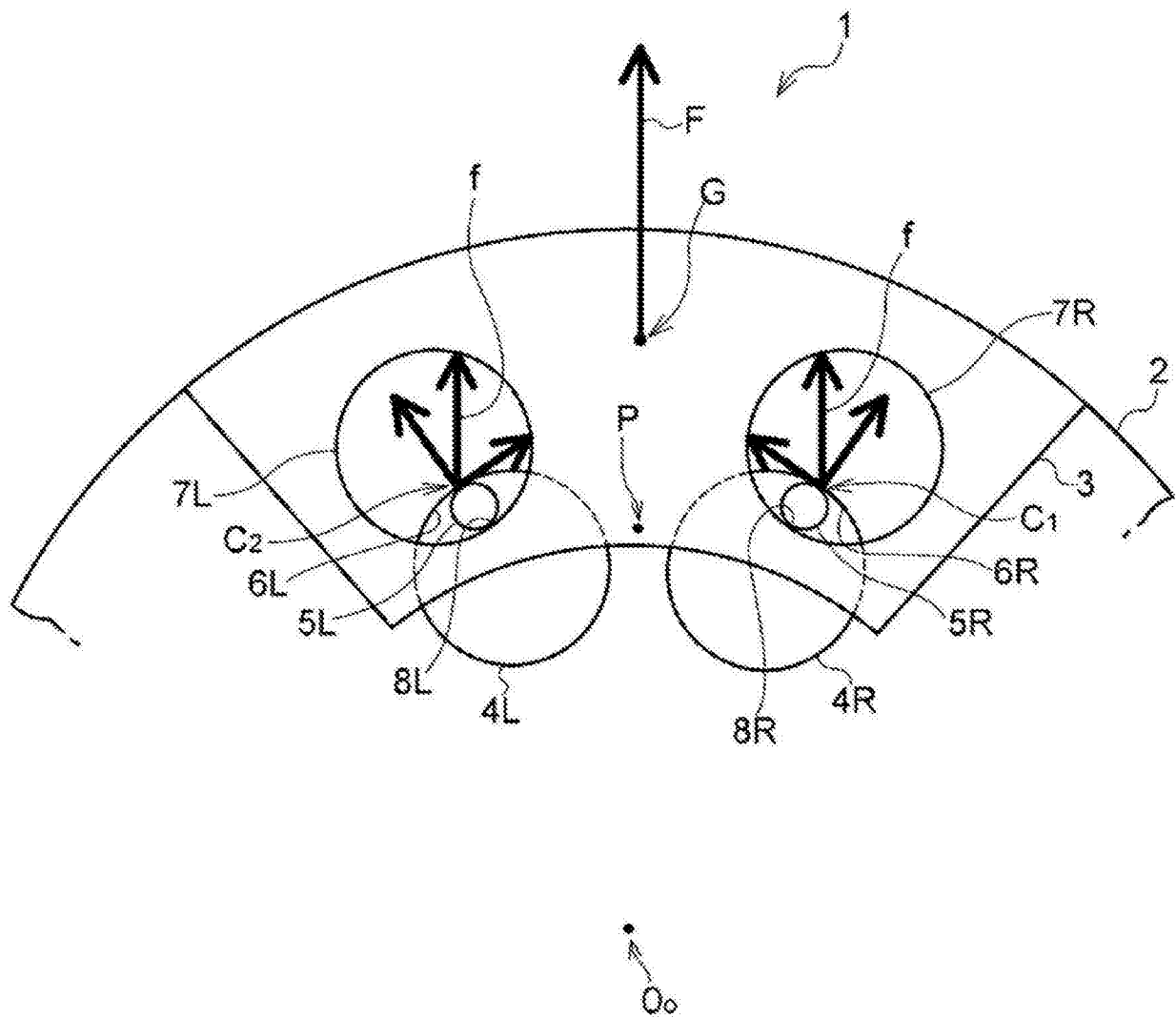


图 3

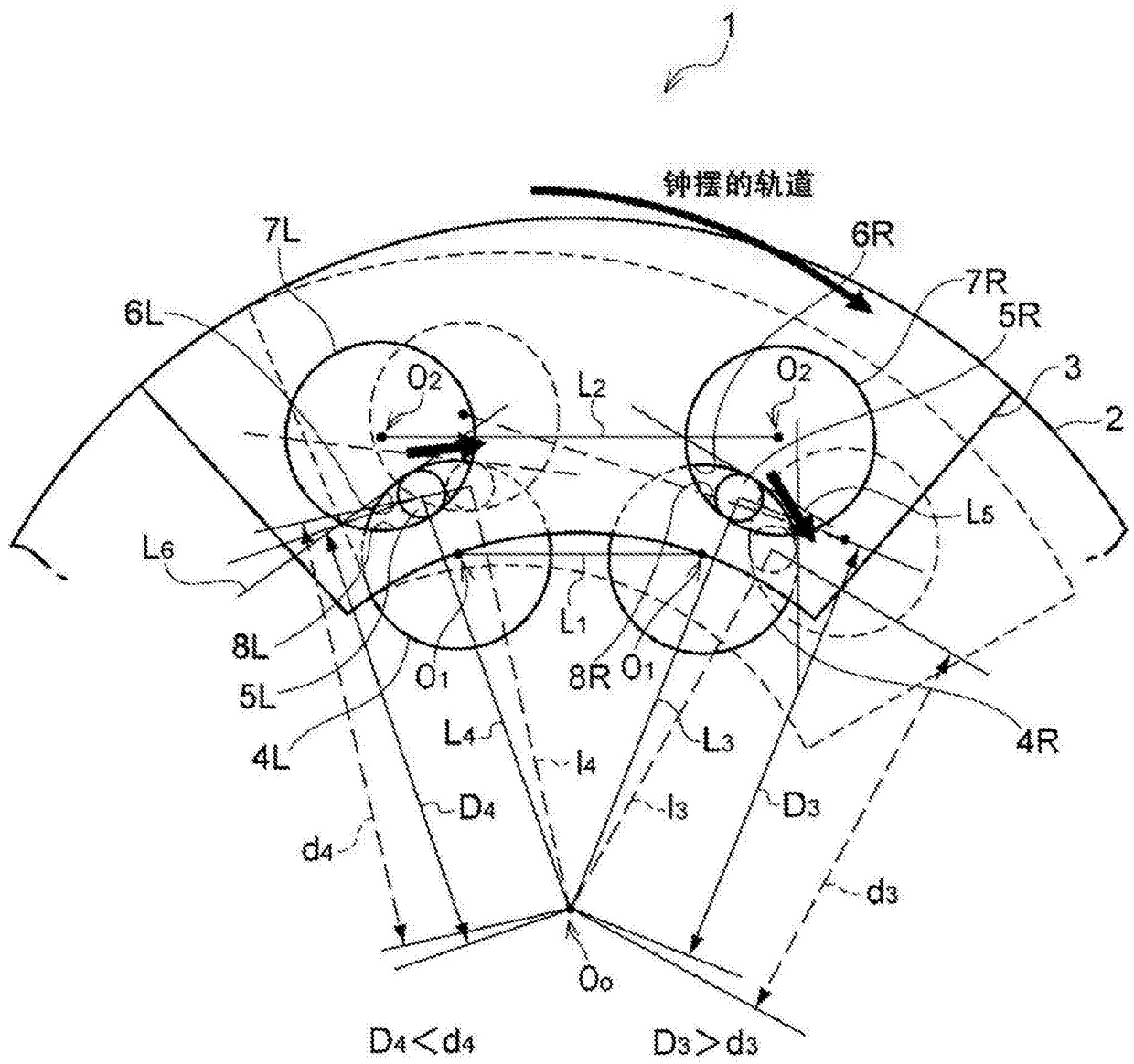


图 4

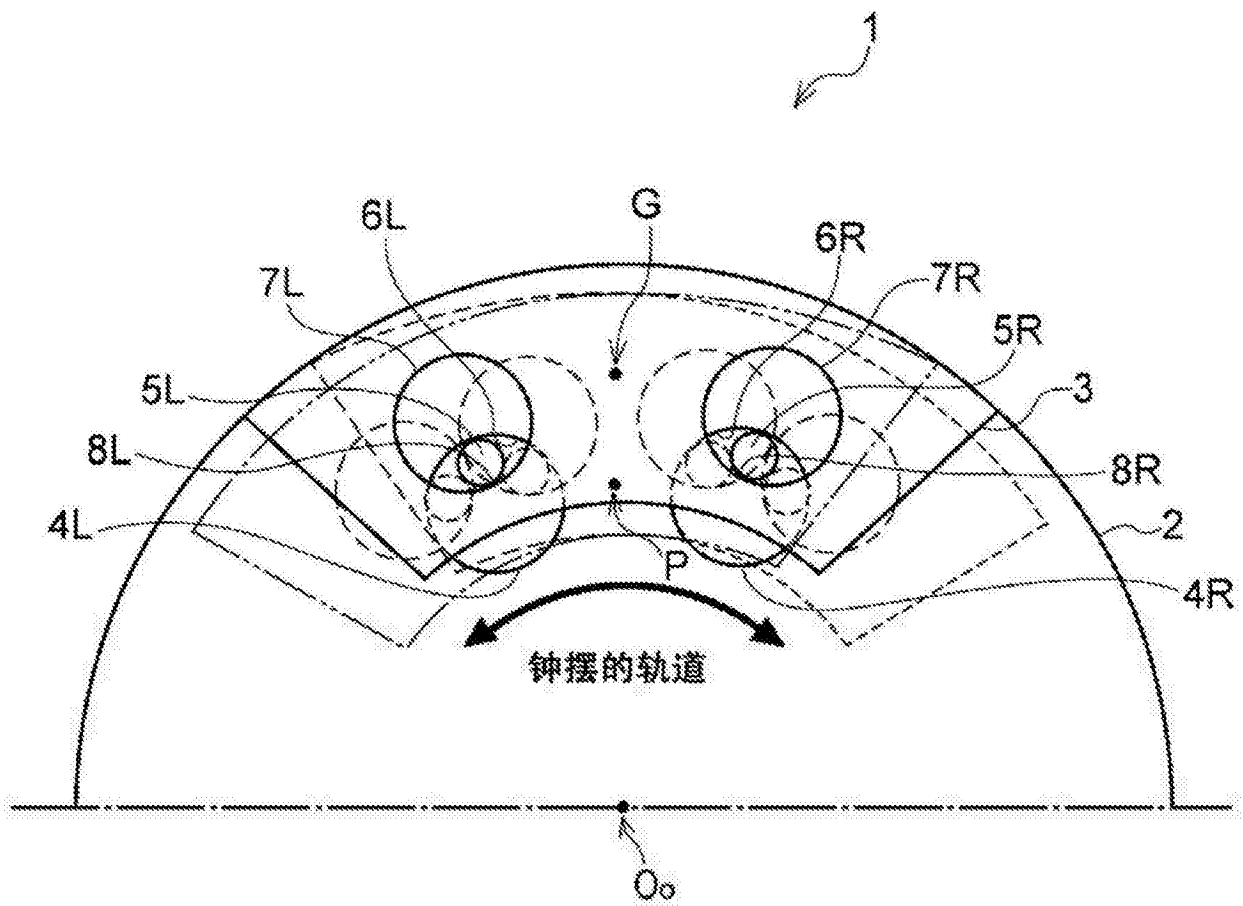


图 5

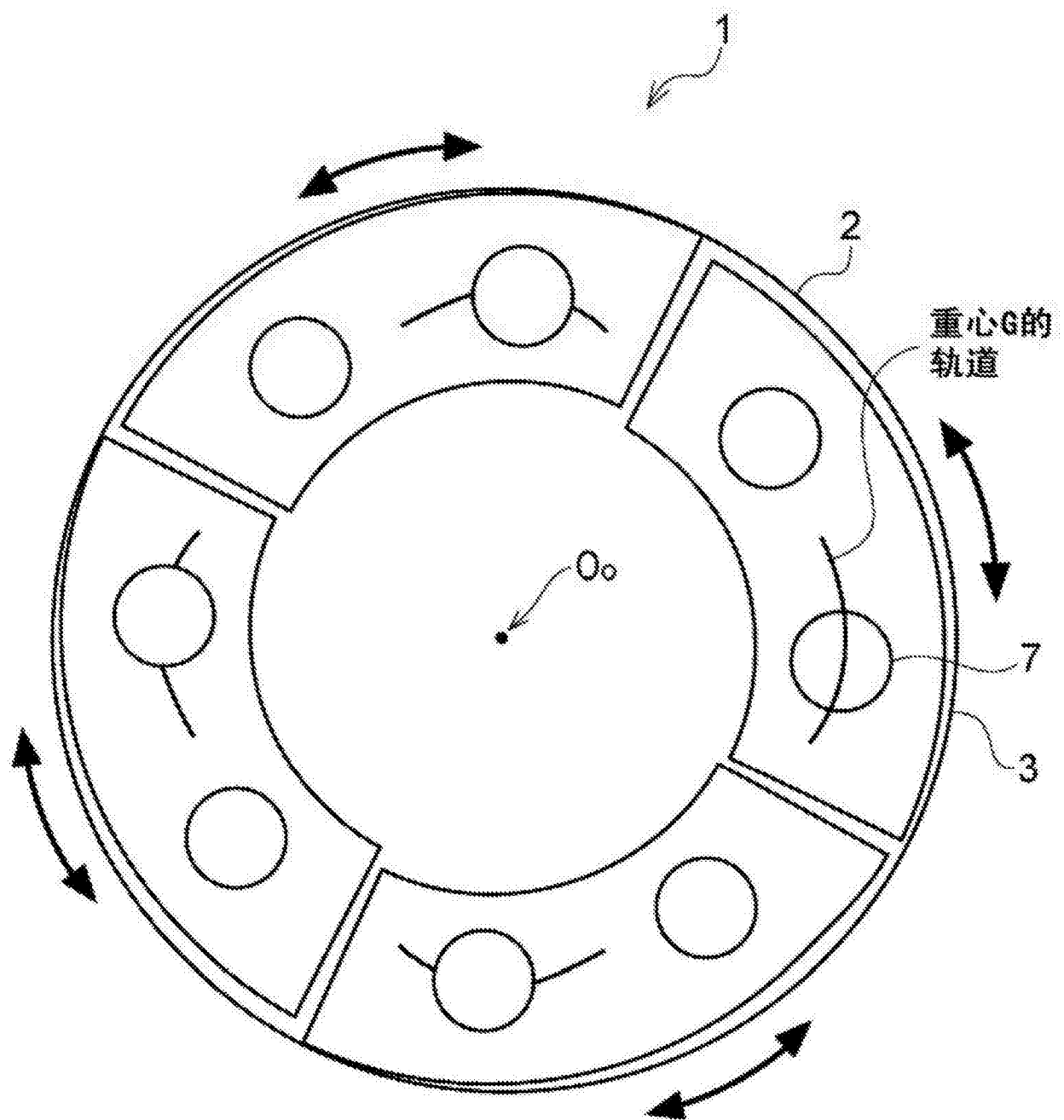
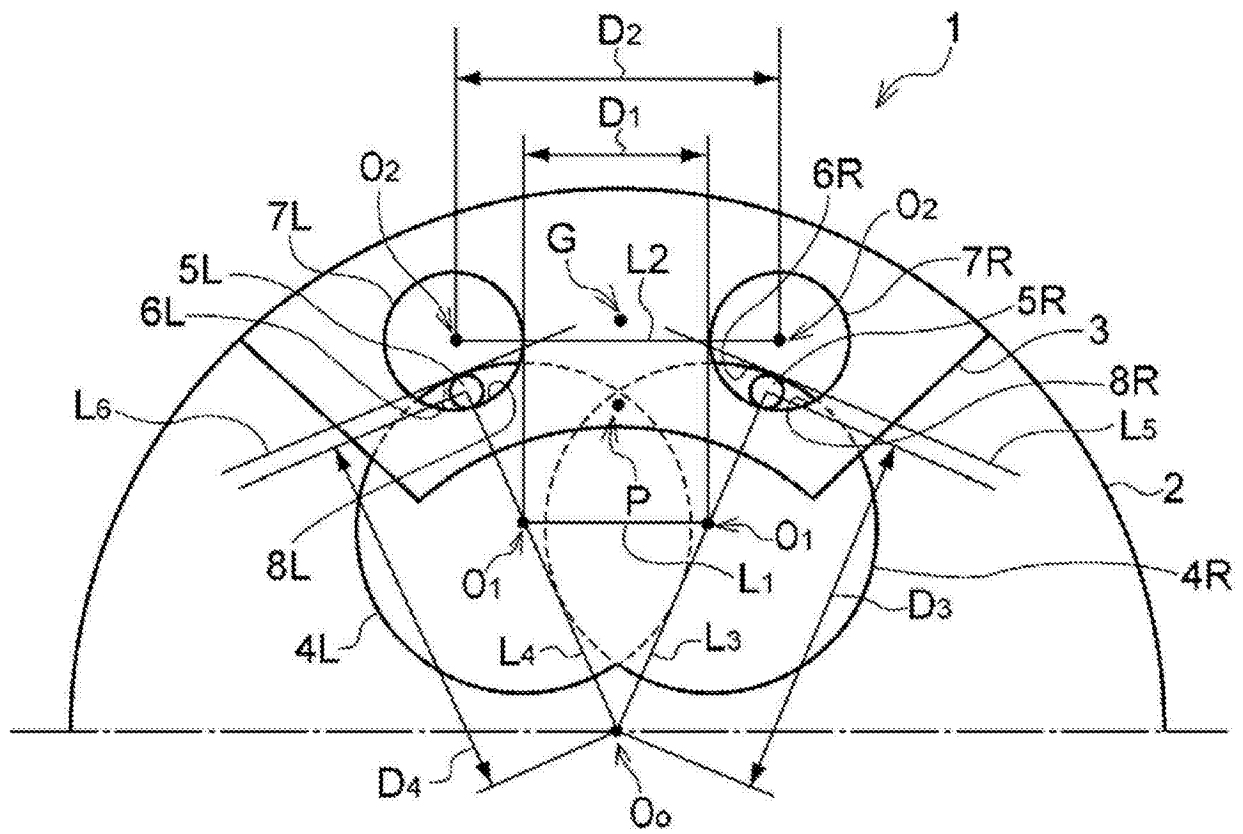


图 6



$$D_1 < D_2$$

图 7

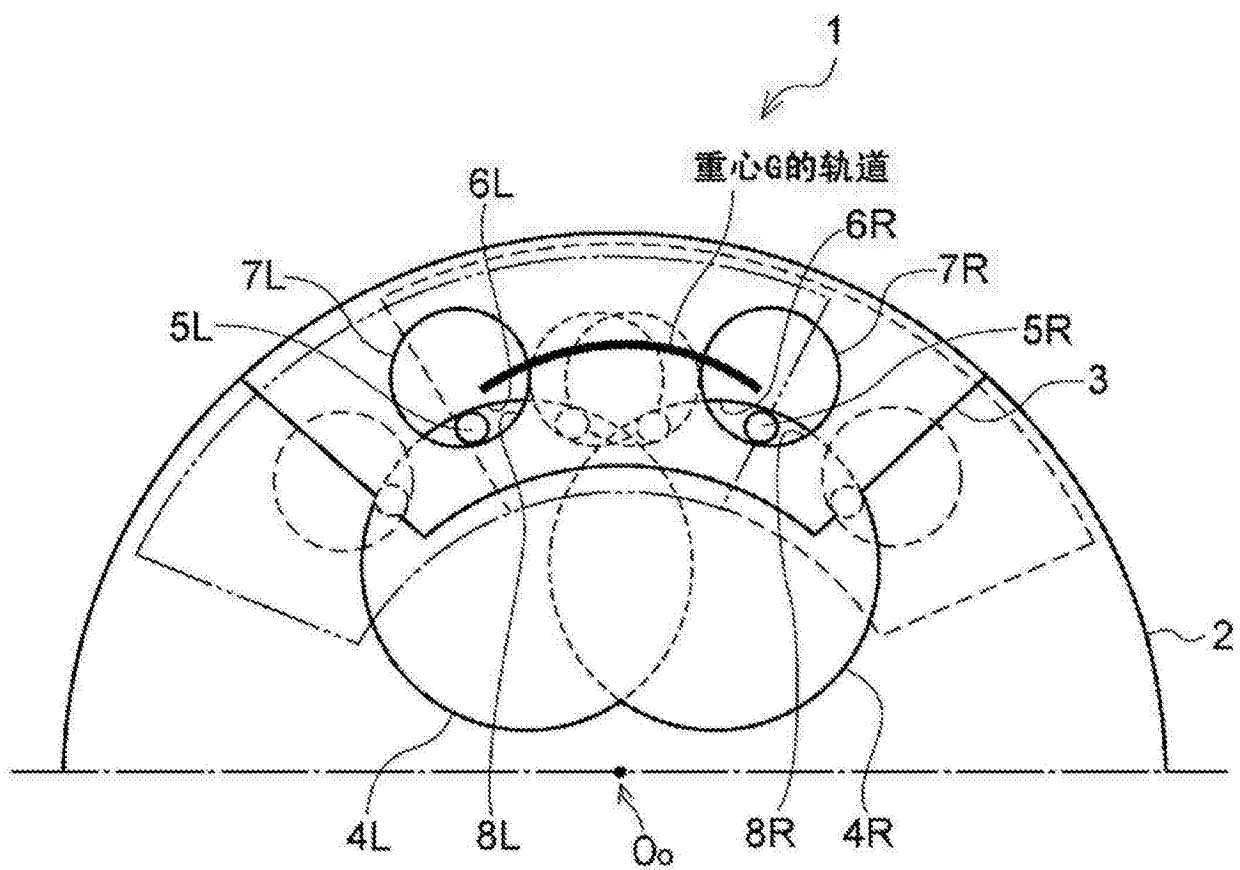


图 8

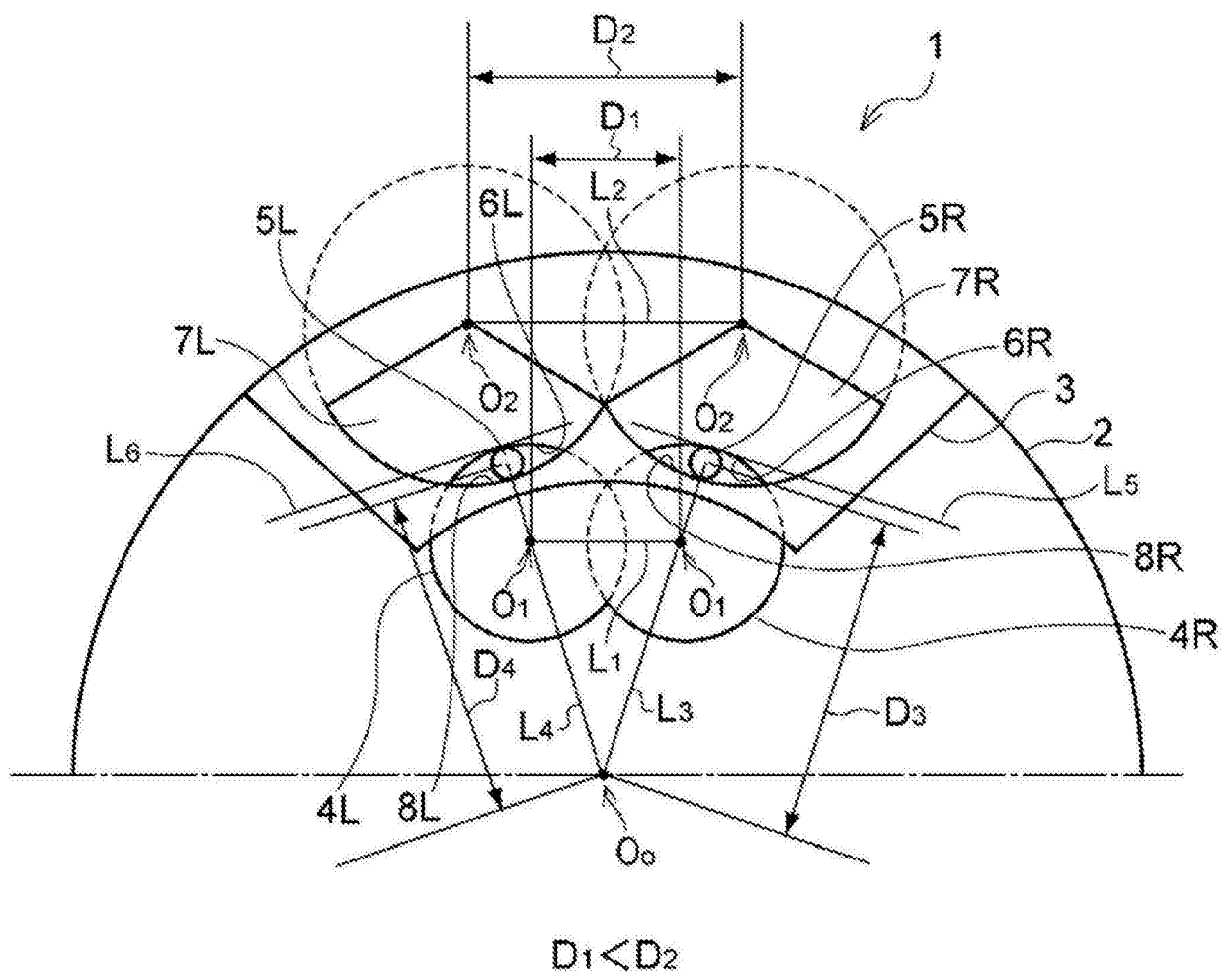


图 9

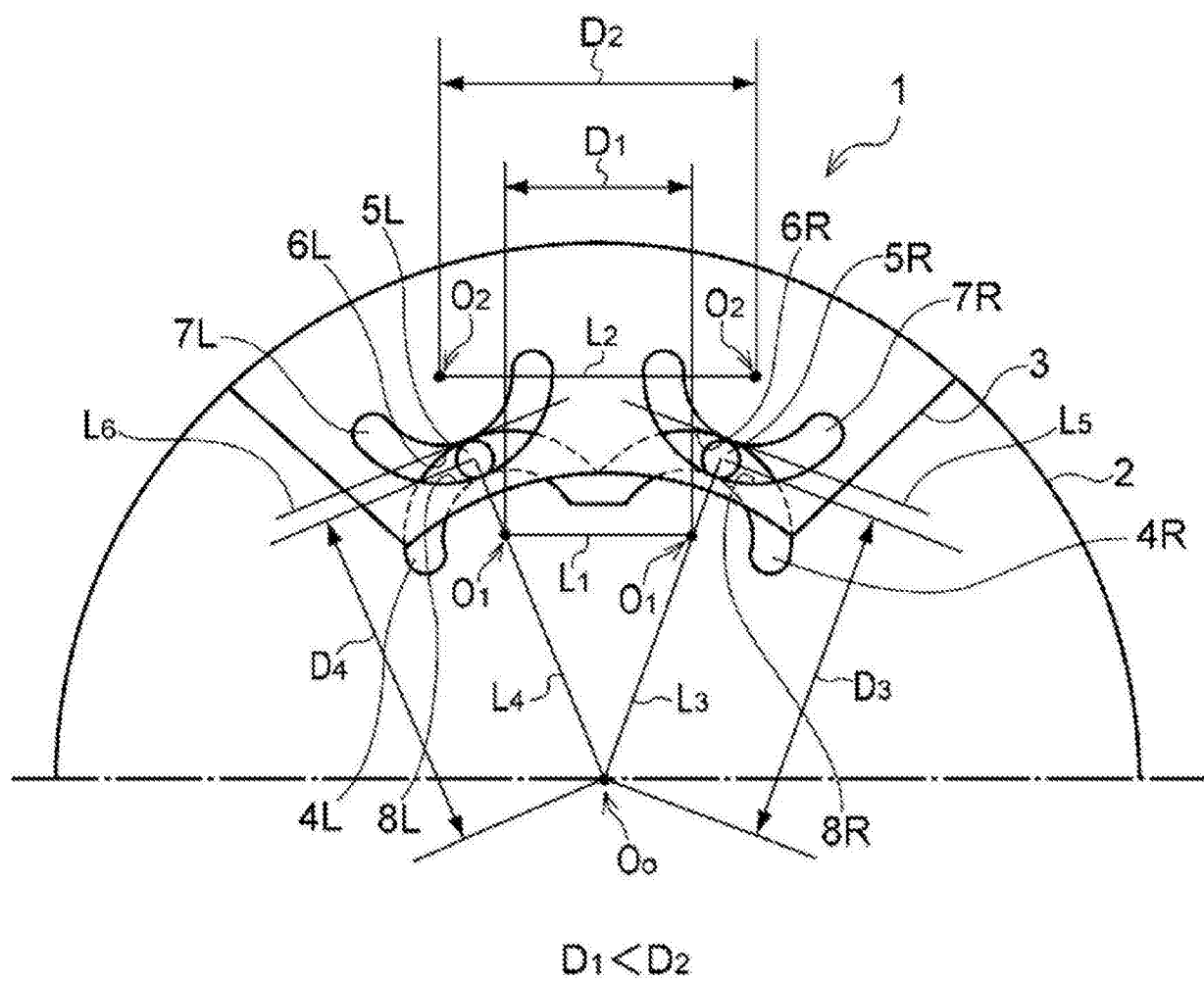


图 10

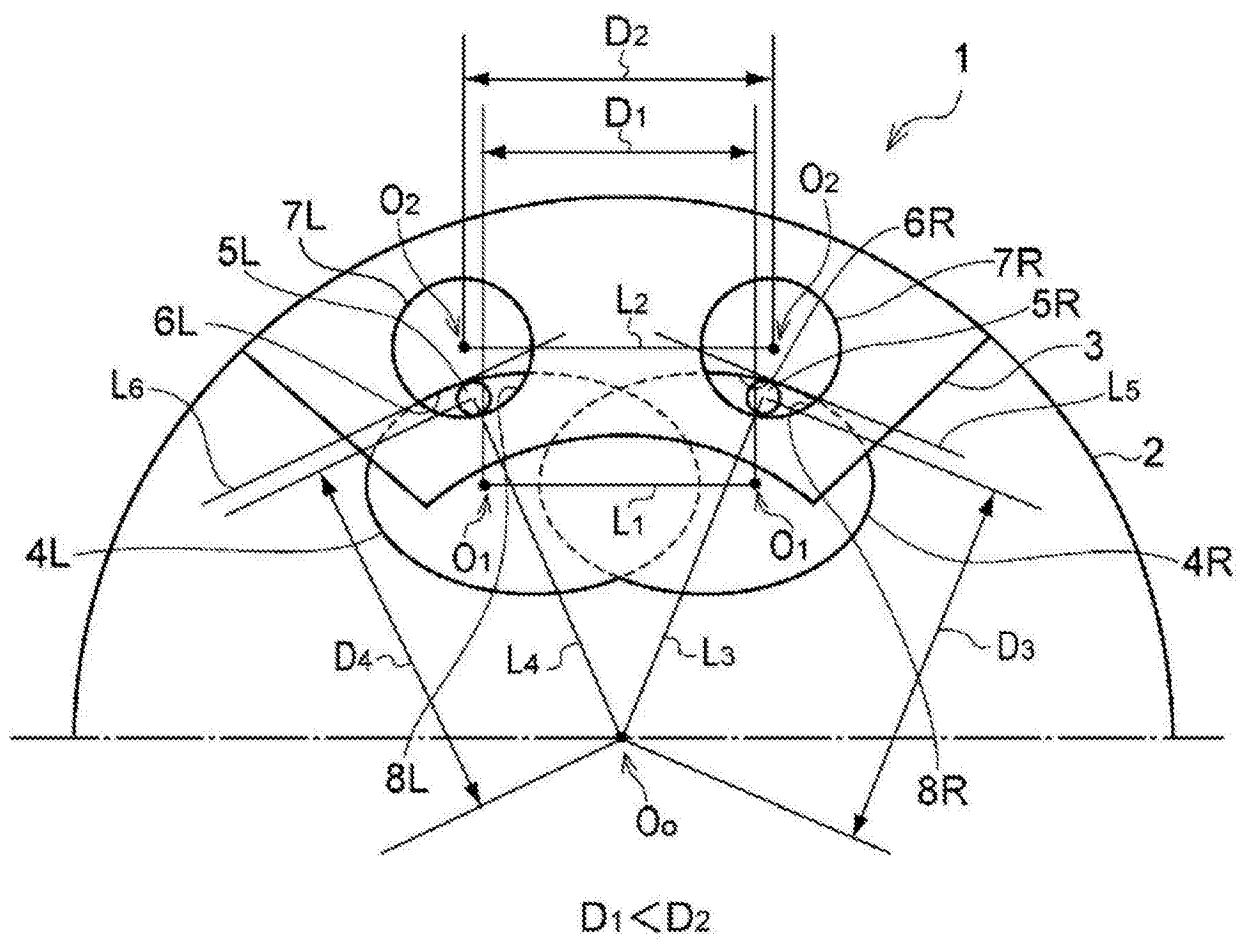


图 11

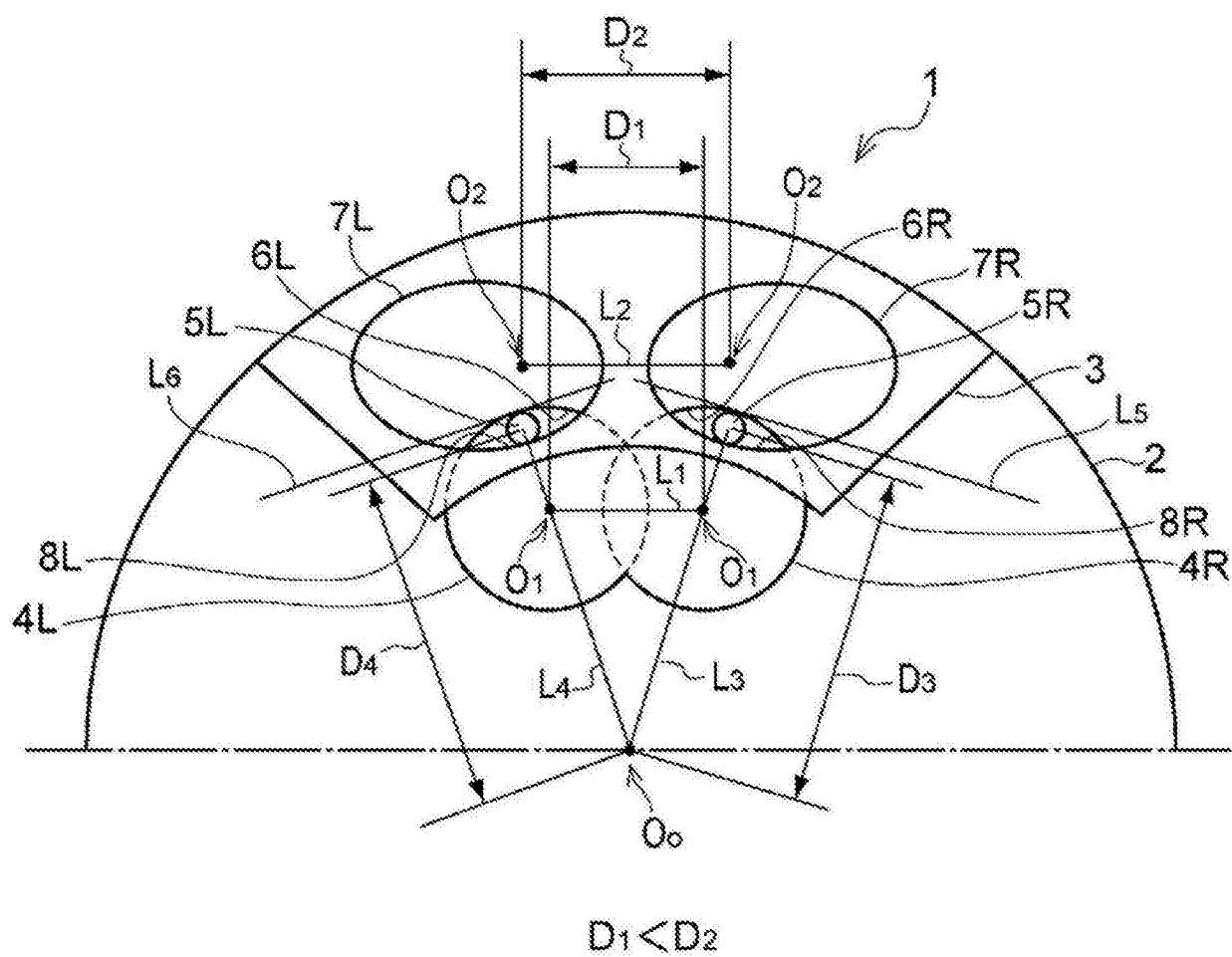


图 12

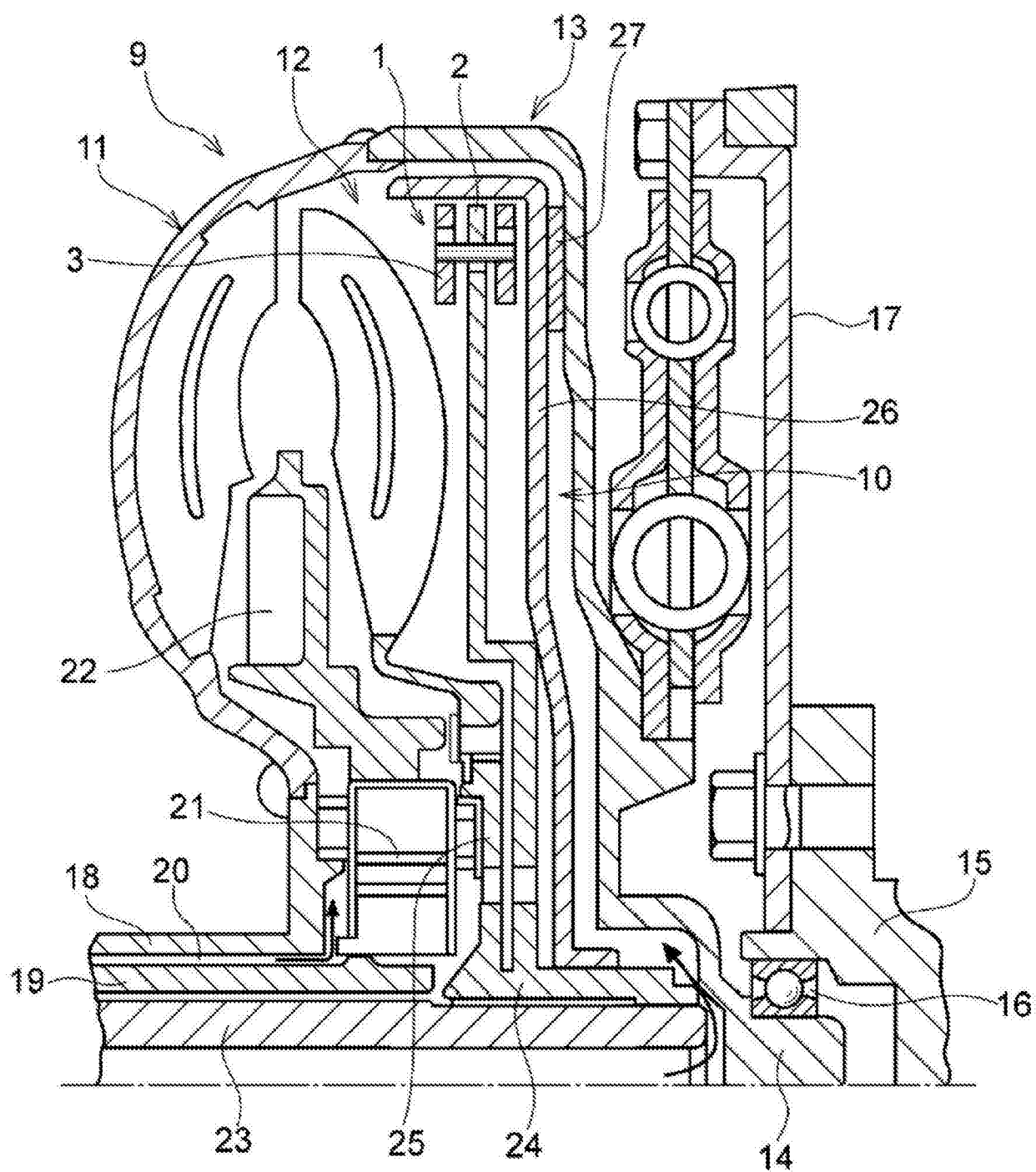


图 13