



(12)发明专利申请

(10)申请公布号 CN 110325761 A

(43)申请公布日 2019.10.11

(21)申请号 201780086477.8

(74)专利代理机构 北京康信知识产权代理有限

(22)申请日 2017.11.13

责任公司 11240

(30)优先权数据

代理人 田喜庆

2017-027687 2017.02.17 JP

(51)Int.Cl.

F16F 15/14(2006.01)

(85)PCT国际申请进入国家阶段日

F16F 15/31(2006.01)

2019.08.14

F16H 45/02(2006.01)

(86)PCT国际申请的申请数据

PCT/JP2017/040715 2017.11.13

(87)PCT国际申请的公布数据

W02018/150660 JA 2018.08.23

(71)申请人 株式会社 艾科赛迪

地址 日本大阪

(72)发明人 河原裕树

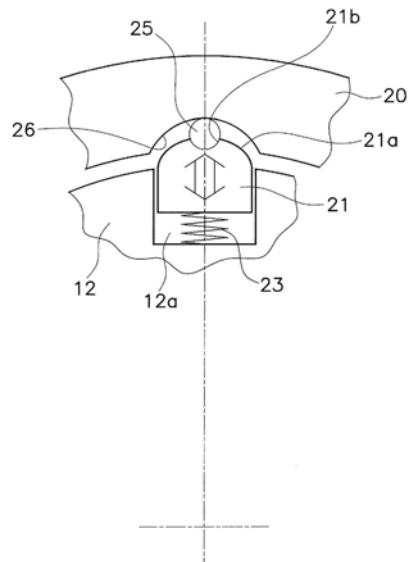
权利要求书2页 说明书11页 附图17页

(54)发明名称

扭矩变动抑制装置、液力变矩器及动力传递
装置

(57)摘要

本装置具备惯性环(20)、离心件(21)及多个凸轮机构(22)。惯性环(20)配置为可与输出侧旋转体(12)一起旋转、且能相对于输出侧旋转体(12)相对旋转。离心件(21)配置为受到因输出侧旋转体(12)的旋转而产生的离心力。在输出侧旋转体(12)与惯性环(20)之间产生旋转方向上的相对位移时，凸轮机构(22)将离心力转换为相对位移减小的方向的圆周方向力。



1. 一种扭矩变动抑制装置，用于抑制被输入来自驱动源的扭矩的旋转体的扭矩变动，所述扭矩变动抑制装置具备：

质量体，配置为能够与所述旋转体一起旋转、且能够相对于所述旋转体相对旋转；

离心件，配置为受到因所述旋转体和所述质量体中至少一方的旋转而产生的离心力；以及

多个转换机构，当在所述旋转体与所述质量体之间产生旋转方向上的相对位移时，所述转换机构将所述离心力转换为所述相对位移减小的方向的圆周方向力，

所述各转换机构在圆周方向上相互隔开间隔而配置。

2. 根据权利要求1所述的扭矩变动抑制装置，其中，

该扭矩变动抑制装置具备三个以上的所述转换机构，

所述转换机构在圆周方向上相互隔开间隔而配置。

3. 根据权利要求1或2所述的扭矩变动抑制装置，其中，

所述质量体由所述旋转体或者与所述旋转体同步的构件限制半径方向的移动。

4. 根据权利要求1至3中任一项所述的扭矩变动抑制装置，其中，

所述转换机构是凸轮机构。

5. 根据权利要求1至4中任一项所述的扭矩变动抑制装置，其中，

所述圆周方向力的增加量相对于所述旋转体与所述质量体的相对位移量的比率被确定为使得该扭矩变动抑制装置的固有振动频率与所述驱动源的激振频率一致。

6. 根据权利要求1至4中任一项所述的扭矩变动抑制装置，其中，

所述圆周方向力的增加量相对于所述旋转体与所述质量体的相对位移量的比率被确定为使得该扭矩变动抑制装置的固有振动频率高于所述驱动源的激振频率。

7. 根据权利要求1至4中任一项所述的扭矩变动抑制装置，其中，

所述圆周方向力的增加量相对于所述旋转体与所述质量体的相对位移量的比率被确定为使得该扭矩变动抑制装置的固有振动频率小于所述驱动源的激振频率。

8. 根据权利要求1至7中任一项所述的扭矩变动抑制装置，其中，

所述质量体的惯性矩相对于所述旋转体的惯性矩的比率为0.033以上。

9. 一种扭矩变动抑制装置，用于抑制被输入来自驱动源的扭矩的旋转体的扭矩变动，所述扭矩变动抑制装置具备：

质量体，配置为能够与所述旋转体一起旋转、且能够相对于所述旋转体相对旋转；

离心件，配置为受到因所述旋转体和所述质量体中至少一方的旋转而产生的离心力；以及

转换机构，当在所述旋转体与所述质量体之间产生旋转方向上的相对位移时，所述转换机构将所述离心力转换为所述相对位移减小的方向的圆周方向力，

所述质量体由所述旋转体或者与所述旋转体同步的构件限制半径方向的移动。

10. 一种扭矩变动抑制装置，用于抑制被输入来自驱动源的扭矩的旋转体的扭矩变动，所述扭矩变动抑制装置具备：

质量体，配置为能够与所述旋转体一起旋转、且能够相对于所述旋转体相对旋转；以及

转换机构，当在所述旋转体与所述质量体之间产生旋转方向上的相对位移时，所述转换机构对所述旋转体施加所述相对位移减小的方向的圆周方向力，

所述圆周方向力的增加量相对于所述旋转体与所述质量体的相对位移量的比率随着所述旋转体的转速提高而增大。

11. 一种液力变矩器，配置在发动机与变速器之间，所述液力变矩器具备：

输入侧旋转体，来自所述发动机的扭矩输入所述输入侧旋转体；

输出侧旋转体，向所述变速器输出扭矩；

减振器，配置在所述输入侧旋转体与所述输出侧旋转体之间；以及
权利要求1至10中任一项所述的扭矩变动抑制装置。

12. 根据权利要求11所述的液力变矩器，其中，

所述扭矩变动抑制装置安装于所述输入侧旋转体。

13. 根据权利要求11所述的液力变矩器，其中，

所述扭矩变动抑制装置安装于所述输出侧旋转体。

14. 根据权利要求11所述的液力变矩器，其中，所述减振器具有：

第一减振器，扭矩从所述输入侧旋转体输入所述第一减振器；

第二减振器，向所述输出侧旋转体输出扭矩；以及

中间构件，设置在所述第一减振器与所述第二减振器之间，

所述扭矩变动抑制装置安装于所述中间构件。

15. 根据权利要求11所述的液力变矩器，其中，

所述液力变矩器还具备浮置构件，

所述减振器具有多个螺旋弹簧，

所述浮置构件能够相对于所述输入侧旋转体及所述输出侧旋转体相对旋转，并支承所述多个螺旋弹簧，

所述扭矩变动抑制装置安装于所述浮置构件。

16. 一种动力传递装置，具备：

飞轮，具有第一惯性体、第二惯性体和减振器，所述第一惯性体以旋转轴为中心旋转，所述第二惯性体以所述旋转轴为中心旋转，并能与所述第一惯性体相对旋转，所述减振器配置在所述第一惯性体与所述第二惯性体之间；

离合器装置，设置于所述第二惯性体；以及

权利要求1至10中任一项所述的扭矩变动抑制装置。

17. 根据权利要求16所述的动力传递装置，其中，

所述扭矩变动抑制装置安装于所述第二惯性体。

18. 根据权利要求16所述的动力传递装置，其中，

所述扭矩变动抑制装置安装于所述第一惯性体。

19. 根据权利要求16所述的动力传递装置，其中，

所述减振器具有：

第一减振器，扭矩从所述第一惯性体输入所述第一减振器；

第二减振器，向所述第二惯性体输出扭矩；以及

中间构件，设置在所述第一减振器与所述第二减振器之间，

所述扭矩变动抑制装置安装于所述中间构件。

扭矩变动抑制装置、液力变矩器及动力传递装置

技术领域

[0001] 本发明涉及扭矩变动抑制装置、以及具备扭矩变动抑制装置的液力变矩器和动力传递装置。

背景技术

[0002] 专利文献1的锁定装置中,通过设置包括惯性构件的动态减振器装置来抑制扭矩变动。专利文献1的动态减振器装置装配在支承扭转弹簧的盘上,且具有可以与该盘相对旋转的一对惯性环、及设置在盘与惯性环之间的多个螺旋弹簧。

[0003] 现有技术文献

[0004] 专利文献

[0005] 专利文献1:特开2015-094424号公报

发明内容

[0006] 发明要解决的技术问题

[0007] 通过在锁定装置中设置专利文献1的动态减振器装置,从而可以抑制在规定的转速范围内发生的扭矩变动。但是,优选在更广的转速范围内抑制扭矩变动。

[0008] 本发明的课题在于,在用于抑制旋转构件的扭矩变动的装置中,能够在相对较广的转速范围内抑制扭矩变动。

[0009] 用于解决技术问题的方案

[0010] 本发明的第一方面所涉及的扭矩变动抑制装置构成为抑制被输入来自驱动源的扭矩的旋转体的扭矩变动。扭矩变动抑制装置具备质量体、离心件及多个转换机构。质量体配置为能够与旋转体一起旋转、且能够相对于旋转体相对旋转。离心件配置为受到因旋转体和质量体中至少一方的旋转而产生的离心力。当在旋转体与质量体之间产生旋转方向上的相对位移时,各转换机构将离心力转换为相对位移减小的方向的圆周方向力。各转换机构在圆周方向上相互隔开间隔而配置。

[0011] 该装置中,在输入到旋转体的扭矩无变动的情况下,旋转体与质量体之间并无旋转方向上的相对位移,而是同步旋转。另一方面,在输入的扭矩有变动的情况下,由于质量体配置为能够相对于旋转体相对旋转,因此根据扭矩变动的程度不同,存在两者间产生旋转方向上的相对位移(下面有时会将该位移表述为“旋转相位差”)的情况。

[0012] 这里,当旋转体和质量体旋转时,离心件受到离心力。另外,在旋转体与质量体之间因作用于该离心件的离心力而产生了相对位移时,凸轮机构进行动作,以将作用于离心件的离心力转换为圆周方向力,利用该圆周方向力使旋转体与质量体之间的相对位移变小。通过这样的凸轮机构的动作来抑制扭矩变动。

[0013] 此外,为抑制扭矩变动,利用了作用于离心件的离心力,因此根据旋转体的转速,抑制扭矩变动的特性发生变化。因此,可以抑制更广的转速范围内的扭矩变动。

[0014] 优选地,扭矩变动抑制装置具备三个以上的转换机构。各转换机构在圆周方向上

相互隔开间隔而配置。根据该构成,可以更稳定地旋转。

[0015] 优选地,质量体由旋转体或者与旋转体同步的构件限制半径方向的移动。

[0016] 优选地,转换机构是凸轮机构。

[0017] 优选地,圆周方向力的增加量相对于旋转体与质量体的相对位移量的比率被确定为使得扭矩变动抑制装置的固有振动频率与驱动源的激振频率一致。

[0018] 优选地,圆周方向力的增加量相对于旋转体与质量体的相对位移量的比率被确定为使得扭矩变动抑制装置的固有振动频率高于驱动源的激振频率。

[0019] 优选地,圆周方向力的增加量相对于旋转体与质量体的相对位移量的比率被确定为使得扭矩变动抑制装置的固有振动频率小于驱动源的激振频率。

[0020] 优选地,质量体的惯性矩相对于旋转体的惯性矩的比率为0.033以上。

[0021] 本发明的第二方面所涉及的扭矩变动抑制装置构成为抑制被输入来自驱动源的扭矩的旋转体的扭矩变动。该扭矩变动抑制装置具备质量体、离心件及转换机构。质量体配置为与旋转体一起旋转、能够相对于旋转体相对旋转。离心件配置为受到因旋转体和质量体中至少一方的旋转而产生的离心力。当在旋转体与质量体之间产生旋转方向上的相对位移时,转换机构将离心力转换为相对位移减小的方向的圆周方向力。质量体由旋转体或者与旋转体同步的构件限制半径方向的移动。

[0022] 本发明的第三方面所涉及的扭矩变动抑制装置构成为抑制被输入来自驱动源的扭矩的旋转体的扭矩变动。该扭矩变动抑制装置具备质量体及转换机构。质量体配置为与旋转体一起旋转、能够相对于旋转体相对旋转。当在旋转体与质量体之间产生旋转方向上的相对位移时,转换机构对旋转体施加相对位移减小的方向的圆周方向力。圆周方向力的增加量相对于旋转体与质量体的相对位移量的比率随着旋转体的转速提高而增大。

[0023] 优选地,质量体配置在旋转体的半径方向外侧或者半径方向内侧。在该情况下,由于旋转体与质量体在半径方向上并排配置,因此可以缩小轴向空间。

[0024] 优选地,配置在半径方向内侧的旋转体或者质量体在外周面具有凹部。另外,离心件以能够在半径方向上移动的方式收容于凹部。该情况下,也与前述同样地,能够缩小装置的轴向空间。

[0025] 优选地,离心件与旋转体或者质量体的凹部之间的摩擦系数为0.15以下。

[0026] 优选地,在离心件移动的方向上的离心件的侧面与旋转体或者质量体的凹部之间配置有用于减小离心件移动时的摩擦的摩擦减小构件。

[0027] 优选地,凸轮机构具有设置在离心件上的凸轮从动件及凸轮。凸轮形成在配置于半径方向外侧的旋转体或者质量体的内周面,并具有供凸轮从动件抵接且使圆周方向力根据旋转体与质量体之间的旋转方向的相对位移量而变化的形状。

[0028] 这里,旋转体与质量体之间的旋转方向的相对位移量根据旋转体的扭矩变动的大小而变动。此时,由于将凸轮的形状设定成使得从离心力转换来的圆周方向力根据相对位移量而变化,因此能够更有效地抑制扭矩变动。

[0029] 优选地,还具备施力构件,其配置于凹部内,向半径方向外侧对离心件施力,以使在旋转体及质量体未旋转的状态下凸轮从动件抵接于凸轮。

[0030] 这里,离心件借助施力构件而总是抵接于凸轮。因此,可消除旋转停止时离心件从凸轮分离、或者旋转开始时离心件抵接(碰撞)于凸轮时的声音。

- [0031] 优选地，凸轮从动件是配置在离心件的外周面的滚子。
- [0032] 优选地，凸轮从动件是在离心件的外周面与离心件一体形成的突起部。
- [0033] 优选地，凸轮机构具有形成于配置在半径方向外侧的旋转体或者质量体的内周面的凸轮从动件及凸轮。凸轮设置于离心件，外周面与凸轮从动件抵接，并具有使圆周方向力根据旋转体与质量体之间的旋转方向的相对位移量而变化的形状。
- [0034] 优选地，配置在半径方向外侧的旋转体或者质量体在内周面具有凹部。另外，离心件以能够在半径方向上移动的方式收容于凹部。优选地，凸轮机构具有设置于离心件的凸轮从动件及凸轮。凸轮形成于配置在半径方向内侧的旋转体或者质量体的内周面，并具有供凸轮从动件抵接且使圆周方向力根据旋转体与质量体之间的旋转方向的相对位移量而变化的形状。
- [0035] 优选地，质量体形成为连续的圆环状。
- [0036] 优选地，质量体具有呈圆周状排列配置的多个分割质量体及用于在半径方向上保持分割质量体的保持构件。
- [0037] 本发明的第四方面所涉及的液力变矩器配置在发动机与变速器之间。该液力变矩器具备：被输入来自发动机的扭矩的输入侧旋转体；向变速器输出扭矩的输出侧旋转体；配置在输入侧旋转体与涡轮之间的减振器；以及上述任一扭矩变动抑制装置。
- [0038] 优选地，扭矩变动抑制装置配置于输入侧旋转体。
- [0039] 优选地，扭矩变动抑制装置配置于输出侧旋转体。
- [0040] 优选地，减振器具有：从输入侧旋转体被输入扭矩的第一减振器；向输出侧旋转体输出扭矩的第二减振器；以及设置在第一减振器与第二减振器之间的中间构件。另外，扭矩变动抑制装置配置于中间构件。
- [0041] 优选地，减振器具有多个螺旋弹簧。优选地，还具备浮置构件，该浮置构件相对于输入侧旋转体及输出侧旋转体能够相对旋转，且支承多个螺旋弹簧，扭矩变动抑制装置配置于浮置构件。
- [0042] 本发明的第五方面所涉及的动力传递装置具备飞轮、离合器装置及上述任一扭矩变动抑制装置。飞轮具有以旋转轴为中心旋转的第一惯性体；以旋转轴为中心旋转且能与第一惯性体相对旋转的第二惯性体；以及配置于第一惯性体与第二惯性体之间的减振器。离合器装置设置于飞轮的第二惯性体。
- [0043] 优选地，扭矩变动抑制装置配置于第二惯性体。
- [0044] 优选地，扭矩变动抑制装置配置于第一惯性体。
- [0045] 优选地，减振器具有：从第一惯性体被输入扭矩的第一减振器；向第二惯性体输出扭矩的第二减振器；以及设置在第一减振器与第二减振器之间的中间构件。另外，扭矩变动抑制装置配置于中间构件。
- [0046] 发明效果
- [0047] 根据如上所述的本发明，可以在相对较广的转速范围内抑制扭矩变动。

附图说明

- [0048] 图1是根据本发明一实施方式的液力变矩器的示意图。
- [0049] 图2A是图1的输出侧旋转体及扭矩变动抑制装置的主视图。

- [0050] 图2B是另一实施方式的相当于图2A的图。
- [0051] 图3是图2A的局部放大图。
- [0052] 图4是用于说明凸轮机构的动作的图。
- [0053] 图5是表示转速与扭矩变动的关系的特性图。
- [0054] 图6是凸轮机构的变形例1的相当于图3的图。
- [0055] 图7是凸轮机构的变形例2的相当于图3的图。
- [0056] 图8是凸轮机构的变形例3的相当于图3的图。
- [0057] 图9是凸轮机构的变形例4的相当于图3的图。
- [0058] 图10是表示本发明的另一实施方式的相当于图3的图。
- [0059] 图11是表示本发明的又一实施方式的相当于图3的图。
- [0060] 图12是表示本发明的又一实施方式的相当于图1的图。
- [0061] 图13是表示本发明的又一实施方式的相当于图3的图。
- [0062] 图14是图13的从箭头A方向观察的图。
- [0063] 图15是表示本发明的应用例1的示意图。
- [0064] 图16是表示本发明的应用例2的示意图。
- [0065] 图17是表示本发明的应用例3的示意图。
- [0066] 图18是表示本发明的应用例4的示意图。
- [0067] 图19是表示本发明的应用例5的示意图。
- [0068] 图20是表示本发明的应用例6的示意图。
- [0069] 图21是表示本发明的应用例7的示意图。
- [0070] 图22是表示本发明的应用例8的示意图。
- [0071] 图23是表示本发明的应用例9的示意图。

具体实施方式

[0072] 图1是将根据本发明一实施方式的扭矩变动抑制装置装配于了液力变矩器的锁定装置时的示意图。图1中，0-0是液力变矩器的旋转轴线。

[整体构成]

[0074] 液力变矩器1具有前盖2、液力变矩器主体3、锁定装置4以及输出毂5。从发动机向^{前盖2}输入扭矩。液力变矩器主体3具有连结于前盖2的泵轮7、涡轮8以及定子(未图示)。涡轮8连结于输出毂5。变速器的输入轴(未图示)可通过花键与输出毂5的内周部配合。

[锁定装置4]

[0076] 锁定装置4具有离合器部、利用液压进行动作的活塞等，并且可以采取锁定开启状态和锁定关闭状态。在锁定开启状态下，输入到前盖2的扭矩不经由液力变矩器主体3而经由锁定装置4传递到输出毂5。另一方面，在锁定关闭状态下，输入到前盖2的扭矩经由液力变矩器主体3传递到输出毂5。

[0077] 锁定装置4具有输入侧旋转体11、输出侧旋转体12、减振器13及扭矩变动抑制装置14。

[0078] 输入侧旋转体11包括可以轴向移动的活塞，且在前盖2侧的侧面具有摩擦构件16。通过将该摩擦构件16按压于前盖2，从而扭矩从前盖2传递到输入侧旋转体11。

[0079] 输出侧旋转体12在轴向上与输入侧旋转体11相对配置,且能与输入侧旋转体11相对旋转。输出侧旋转体12连结于输出毂5。

[0080] 减振器13配置在输入侧旋转体11与输出侧旋转体12之间。减振器13具有多个扭转弹簧,在旋转方向上将输入侧旋转体11与输出侧旋转体12弹性连结。利用该减振器13将扭矩从输入侧旋转体11传递到输出侧旋转体12,并吸收扭矩变动使其衰减。

[0081] [扭矩变动抑制装置14]

[0082] 图2A是输出侧旋转体12及扭矩变动抑制装置14的主视图。如图2A所示,扭矩变动抑制装置14具有惯性环20(质量体的一例)、多个离心件21及多个凸轮机构22(转换机构的一例)。此外,扭矩变动抑制装置14也可以还具有多个螺旋弹簧23。

[0083] 需要指出,如图2B所示,也能省略配置在离心件21的半径方向内侧的螺旋弹簧23。此外,在以下说明的各例子中,同样地,既可以设置螺旋弹簧23,也可以省略螺旋弹簧23。

[0084] 如图2A所示,惯性环20是形成为连续的圆环状的具有规定厚度的盘。惯性环20在输出侧旋转体12的半径方向外侧空开间隙地配置。惯性环20的内周面与输出侧旋转体12的外周面在径向上彼此相对。即,惯性环20在轴向上配置在与输出侧旋转体12相同的位置。因此,当扭矩变动抑制装置14停止时、或者低旋转时,惯性环20被输出侧旋转体12限制半径方向的移动。即,通过惯性环20的内周面与输出侧旋转体12的外周面抵接来限制惯性环20的半径方向的移动。

[0085] 惯性环20具有与输出侧旋转体12的旋转轴相同的旋转轴。惯性环20可以和输出侧旋转体12一起旋转,且能够相对于输出侧旋转体12相对旋转。惯性环20的惯性矩相对于输出侧旋转体12的惯性矩的比率优选设为0.033以上。

[0086] 各离心件21在圆周方向上相互隔开间隔而配置。优选地,各离心件21在圆周方向上相互等间隔地配置。离心件21的数量并无特别限定,优选为三个以上。由此,可以使惯性环20的旋转更稳定。离心件21配置为承受因输出侧旋转体12的旋转而产生的离心力。离心件21配置于输出侧旋转体12,可利用因输出侧旋转体12的旋转而产生的离心力向半径方向外侧移动。

[0087] 更详细来说,如图3中放大所示,在输出侧旋转体12上,于外周面设置有凹部12a。凹部12a在输出侧旋转体12的外周面形成为向半径方向内侧的旋转中心凹陷。另外,离心件21以能够在半径方向上移动的方式插入该凹部12a内。离心件21及凹部12a设定成离心件21的侧面与凹部12a之间的摩擦系数为0.1以下。此外,离心件21是具有与输出侧旋转体12大致相同的厚度的板状。离心件21的外周面21a形成为圆弧状。此外,在离心件21的外周面21a形成有向内侧凹陷的滚子收容部21b。

[0088] 如图2A所示,各凸轮机构22在圆周方向上相互隔开间隔而配置。优选地,各凸轮机构22在圆周方向上相互等间隔地配置。凸轮机构22的数量并无特别限定,优选为三个以上。由此,可以使惯性环20的旋转更稳定。凸轮机构22构成为在输出侧旋转体12与惯性环20之间产生旋转方向上的相对位移(旋转相位差)时,将产生于离心件21的离心力转换为相对位移减小的方向上的圆周方向力。

[0089] 如图3所示,凸轮机构22具有作为凸轮从动件的滚子25以及形成于惯性环20的内周面的凸轮26。滚子25装配于离心件21的滚子收容部21b,可与离心件21一起沿半径方向移动。需要指出,滚子25在滚子收容部21b中可旋转也可固定。凸轮26是供滚子25抵接的圆弧

状的面。当输出侧旋转体12与惯性环20在规定的角度范围内相对旋转时，滚子25沿着该凸轮26移动。

[0090] 通过滚子25与凸轮26的接触，当在输出侧旋转体12与惯性环20之间产生旋转相位差时，产生于离心件21及滚子25的离心力被转换为使旋转相位差减小的圆周方向的力，详细情况在下文说明。

[0091] 螺旋弹簧23配置在凹部12a的底面与离心件21的半径方向内侧的面之间，向半径方向外侧对离心件21施力。通过该螺旋弹簧23的施力，离心件21及滚子25被按压到惯性环20的凸轮26。因此，即使在输出侧旋转体12未旋转的状态下，离心力未作用于离心件21的情况下，滚子25也与凸轮26抵接。

[0092] [凸轮机构22的动作]

[0093] 使用图3及图4来说明凸轮机构22的动作(扭矩变动的抑制)。在锁定开启时，传递到前盖2的扭矩经由输入侧旋转体11及减振器13而传递到输出侧旋转体12。

[0094] 在扭矩传递时扭矩无变动的情况下，在如图3所示的状态下，输出侧旋转体12及惯性环20旋转。即，凸轮机构22的滚子25抵接于凸轮26的更深的位置(圆周方向的中央位置)，输出侧旋转体12与惯性环20的旋转相位差为“0”。

[0095] 如上所述，将输出侧旋转体12与惯性环20之间的旋转方向的相对位移称为“旋转相位差”，这在图3及图4中表现为离心件21及滚子25的圆周方向的中央位置与凸轮26的圆周方向的中央位置的偏差。

[0096] 另一方面，若扭矩传递时存在扭矩变动，则如图4的(a)、(b)所示，在输出侧旋转体12与惯性环20之间产生旋转相位差 $\pm\theta$ 。图4的(a)表示向+R侧产生了旋转相位差 $+\theta$ 的情况，图4的(b)表示向-R侧产生了旋转相位差 $-\theta$ 的情况。

[0097] 如图4的(a)所示，在输出侧旋转体12与惯性环20之间产生旋转相位差 $+\theta$ 的情况下，凸轮机构22的滚子25沿着凸轮26相对地向图4的左侧移动。此时，离心力作用于离心件21及滚子25，因此滚子25从凸轮26受到的反作用力为图4的(a)的P0的方向及大小。通过该反作用力P0，产生圆周方向的第一分力P1以及使离心件21及滚子25向旋转中心移动的方向的第二分力P2。

[0098] 另外，第一分力P1是通过凸轮机构22使输出侧旋转体12向图4的(a)的右方移动的力。即，减小输出侧旋转体12与惯性环20的旋转相位差的方向的圆周方向力作用于输出侧旋转体12。此外，由于第二分力P2，离心件21及滚子25抵抗螺旋弹簧23的施力而向半径方向内侧移动。

[0099] 图4的(b)表示在输出侧旋转体12与惯性环20之间产生了旋转相位差 $-\theta$ 的情况，仅凸轮机构22的滚子25的移动方向、反作用力P0、第一分力P1及第二分力P2的方向不同于图4的(a)，动作是相同的。

[0100] 如上所述，若因扭矩变动而在输出侧旋转体12与惯性环20之间产生旋转相位差，则通过作用于离心件21的离心力及凸轮机构22的作用，输出侧旋转体12受到减小两者的旋转相位差的方向的力(第一分力P1)。通过该力抑制扭矩变动。

[0101] 以上抑制扭矩变动的力根据离心力、即输出侧旋转体12的转速而变化，还根据旋转相位差及凸轮26的形状而变化。因此，通过适当设定凸轮26的形状，可以使扭矩变动抑制装置14的特性成为与发动机规格等相应的最佳特性。

[0102] 例如,凸轮26的形状可以是在作用相同离心力的状态下,第一分力P1根据旋转相位差而线性变化的形状。此外,凸轮26的形状可以是第一分力P1根据旋转相位差非线性地变化的形状。

[0103] 具体来说,可以确定圆周方向力的增加量相对于输出侧旋转体12与惯性环20的相对位移量的比率K,以使扭矩变动抑制装置14的固有振动频率 f_t 与发动机的激振频率(excitation vibration frequency) f_e 一致。需要指出,发动机的激振频率 f_e (Hz) 可以根据发动机的激振阶数 q_e (例如双缸发动机的话 $q_e=1$ 、四缸发动机的话 $q_e=2$) 及发动机转速n (rpm),用以下式(1)算出。

[0104] [数学式1]

$$[0105] f_e = q_e \frac{n}{60} \quad \cdots (1)$$

[0106] 另外,扭矩变动抑制装置14的固有振动频率 f_t (Hz) 可通过以下式(2)算出。

[0107] [数学式2]

$$[0108] f_t = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K}{I}} \quad \cdots (2)$$

[0109] 需要指出,I是惯性矩。

[0110] 利用以上式(1)及式(2),可以确定圆周方向力的增加量相对于输出侧旋转体12与惯性环20的相对位移量的比率K。

[0111] 需要指出,也可以确定圆周方向力的增加量相对于输出侧旋转体12与惯性环20的相对位移量的比率K,以使扭矩变动抑制装置14的固有振动频率 f_t 高于发动机的激振频率 f_e 。该情况下,例如在上述式(1)中的发动机的激振阶数 q_e 上加上规定的偏移值(例如0.02左右)即可。

[0112] 此外,也可以确定圆周方向力的增加量相对于输出侧旋转体12与惯性环20的相对位移量的比率K,以使扭矩变动抑制装置14的固有振动频率 f_t 小于发动机的激振频率 f_e 。该情况下,例如只要从上述式(1)中的发动机的激振阶数 q_e 减去规定偏移值(例如0.02左右)即可。

[0113] [特性例]

[0114] 图5是表示扭矩变动抑制特性的一例的图。横轴是转速、纵轴是扭矩变动(旋转速度变动)。特性Q1表示未设置用于抑制扭矩变动的装置的情况,特性Q2表示设置有现有的动态减振器装置的情况,特性Q3表示设置有本实施方式的扭矩变动抑制装置14的情况。

[0115] 根据该图5可知,设置有现有的动态减振器装置的装置(特性Q2)仅可以对特定的转速范围抑制扭矩变动。另一方面,在本实施方式(特性Q3)中,可以在更广的转速范围内抑制扭矩变动。

[0116] [凸轮机构22的变形例]

[0117] (变形例1)

[0118] 在图6所示的实施方式中,在离心件21与凹部12a的侧面(圆周方向的端面)之间配置有轴承、辊、树脂座圈、片材等摩擦减小构件30。通过配置这样的摩擦减小构件30,当离心件21移动时可以更顺畅地移动。

[0119] (变形例2)

[0120] 在图7所示的实施方式中,离心件及惯性环的形状不同于前述实施方式。即,离心件31的外周面31a形成为向半径方向内侧凹陷的圆弧状。该外周面31a作为凸轮发挥功能。另一方面,在惯性环40的内周面形成有收容作为凸轮从动件的滚子25的滚子收容部40a。另外,滚子25抵接于作为凸轮的外周面31a。

[0121] 在该实施方式中,除了在惯性环40配置凸轮机构32的作为凸轮从动件的滚子25,并在离心件31设置凸轮31a以外,其它构成、动作与前述实施方式相同。

[0122] (变形例3)

[0123] 图8表示将凸轮机构的凸轮从动件与离心件一体形成的例子。即,在离心件41的外周面形成有向半径方向外侧突出的半圆形状的突起41a。该突起41a作为凸轮从动件发挥功能,与形成于惯性环20的凸轮26接触,进行与前述实施方式相同动作。

[0124] (变形例4)

[0125] 图9是在惯性环侧配置有离心件、并在输出侧旋转体的内周面配置有凸轮机构的例子。在惯性环50的内周面形成有矩形的凹部50a,离心件51以可在半径方向上移动的方式配置于该凹部50a。此外,在离心件51与凹部50a的底面之间设置有向半径方向外侧拉离心件51的拉簧53。

[0126] 另一方面,凸轮机构52包括:设置在离心件51的前端(内周端)的作为凸轮从动件的滚子55;以及形成于输出侧旋转体57的内周面的凸轮56。凸轮56的形状与前述实施方式相同。滚子55通过拉簧53的施力而总是抵接于凸轮56。

[0127] 该实施方式中,当惯性环50与输出侧旋转体57一起旋转时,在离心件51上产生朝向半径方向外侧的离心力。通过该离心力,将滚子55压抵于凸轮56。另外,产生扭矩变动时的动作与前述实施方式是相同的。

[0128] [其它实施方式]

[0129] 本发明并不限定于如上所述的实施方式,可以不脱离本发明的范围而进行各种变形或者修改。

[0130] (a) 输出侧旋转体与惯性环的位置关系并不限定于前述实施方式。例如,如图10所示,也可以与前述实施方式相反地,将输出侧旋转体60配置在半径方向外侧,将惯性环61配置在半径方向内侧。凸轮机构22等其它构成则与前述实施方式相同。

[0131] (b) 前述实施方式中,用连续的圆环状构件构成惯性环,但如图11所示,也可以在圆周方向上排列分割的多个惯性体65而进行配置。该情况下,为了保持多个惯性体65,需要在惯性体65的半径方向外侧设置圆环状的保持环66等保持构件。

[0132] (c) 如图12所示,也可以将构成扭矩变动抑制装置14的惯性环连结于涡轮8。该情况下,涡轮8并不连结于输出毂5。该情况下,惯性环连结于涡轮8(准确来说是涡轮壳8a),因此涡轮壳8a也与惯性环一起作为惯性件(惯性体)发挥功能。

[0133] 需要指出,在图12所示的实施方式中,在锁定关闭的状态下,来自液力变矩器主体3的扭矩经由涡轮8从扭矩变动抑制装置14传递到输出侧旋转体12,并输出到输出毂5。此时,难以从惯性环经由凸轮机构向输出侧旋转体12传递扭矩(并非变动扭矩,而是稳定的平均扭矩)。因此,需要构成为在确保凸轮机构的动作角度的基础上,使用弹簧或机械限位器等传递扭矩。

[0134] (d) 如图13及图14所示,惯性环20也可以在轴向上与输出侧旋转体12并排配置。详

细来说，惯性环20具有第一惯性环201及第二惯性环202。该第一惯性环201与第二惯性环202配置为在轴向上夹着输出侧旋转体12。

[0135] 第一惯性环201及第二惯性环202具有在轴向上贯通的孔201a、202a。另外，第一惯性环201与第二惯性环202借助贯通这些孔201a、202a的铆钉24而固定。因此，第一惯性环201相对于第二惯性环202无法在轴向、径向及旋转方向上移动。

[0136] 输出侧旋转体12具有多个凹部121。凹部121形成为向径向外侧打开，并具有规定的深度。凹部121形成为从输出侧旋转体12的外周面向径向内侧凹陷。

[0137] 离心件21配置于输出侧旋转体12的凹部121，通过因输出侧旋转体12的旋转而产生的离心力可在径向上移动。离心件21在圆周方向的两端具有槽21a、21b。槽21a、21b的宽度大于输出侧旋转体12的厚度，输出侧旋转体12插入槽21a、21b的局部。

[0138] 离心件21的外周面21c形成为向内周侧凹陷的圆弧状，如下文所述，作为凸轮31发挥功能。

[0139] 在离心件21两端的槽21a、21b中分别配置有两个辊26a、26b。各辊26a、26b安装成可绕在旋转轴方向上贯通槽21a、21b而设置的销27旋转。另外，各辊26a、26b可抵接于凹部121的侧面进行滚动。

[0140] 凸轮机构22包括作为凸轮从动件的圆筒状的滚子30及凸轮31，凸轮31为离心件21的外周面21c。滚子30嵌入铆钉24的主体部的外周。即，滚子30由铆钉24支承。需要指出，滚子30优选装配成相对于铆钉24旋转自由，但也可以不能旋转。凸轮31是供滚子30抵接的圆弧状的面，当输出侧旋转体12与第一惯性环201及第二惯性环202在规定角度范围内相对旋转时，滚子30沿着该凸轮31移动。

[0141] 通过滚子30与凸轮31的接触，当在输出侧旋转体12与第一惯性环201及第二惯性环202之间产生旋转相位差时，产生于离心件21的离心力被转换成旋转相位差减小的圆周方向的力。需要指出，滚子30也可以是轴承。

[0142] [应用例]

[0143] 在将如上所述的扭矩变动抑制装置应用于液力变矩器或其它动力传递装置的情况下，可以进行各种配置。以下，利用液力变矩器、其它动力传递装置的示意图，来说明具体的应用例。

[0144] (1) 图15是示意性表示液力变矩器的图，液力变矩器具有输入侧旋转体71、输出侧旋转体72以及设置在输入侧旋转体71与输出侧旋转体72之间的减振器73。输入侧旋转体71包括前盖、驱动盘、活塞等构件。输出侧旋转体72包括从动盘、涡轮毂。减振器73包括多个扭转弹簧。

[0145] 在该图15所示的例子中，在输入侧旋转体71的任一部件上设有离心件，且设有利用作用于该离心件的离心力进行动作的凸轮机构74。凸轮机构74可应用与前述各实施方式所示的构成相同的构成。

[0146] (2) 图16所示的液力变矩器在输出侧旋转体72的任一部件上设有离心件，且设有利用作用于该离心件的离心力进行动作的凸轮机构74。凸轮机构74可应用与前述各实施方式所示的构成相同的构成。

[0147] (3) 图17所示的液力变矩器除了具有图15及图16所示的构成外，还具有另一减振器75及设置在两个减振器73、75之间的中间构件76。中间构件76可与输入侧旋转体71及输

出侧旋转体72相对旋转,使两个减振器73、75串联作用。

[0148] 在图17所示的例子中,在中间构件76上设有离心件,且设有利用作用于该离心件的离心力进行动作的凸轮机构74。凸轮机构74可应用与前述各实施方式所示的构成相同的构成。

[0149] (4) 图18所示的液力变矩器具有浮置构件(float member)77。浮置构件77是用于支承构成减振器73的扭转弹簧的构件,例如形成为环状,并配置成覆盖扭转弹簧的外周及至少一侧面。此外,浮置构件77可与输入侧旋转体71及输出侧旋转体72相对旋转,且通过与减振器73的扭转弹簧的摩擦而随着减振器73旋转。即,浮置构件77也旋转。

[0150] 在该图18所示的例子中,在浮置构件77上设有离心件78,且设有利用作用于该离心件78的离心力进行动作的凸轮机构74。凸轮机构74可应用与前述各实施方式所示的构成相同的构成。

[0151] (5) 图19是包括具有两个惯性体81、82的飞轮80及离合器装置84的动力传递装置的示意图。即,配置在发动机与离合器装置84之间的飞轮80具有第一惯性体81、与第一惯性体81可相对旋转地配置的第二惯性体82以及配置在第一惯性体81与第二惯性体82之间的减振器83。需要指出,第二惯性体82也包括构成离合器装置84的离合器盖。

[0152] 在图19所示的例子中,在构成第二惯性体82的旋转构件中的任一旋转构件上设有离心件,且设有利用作用于该离心件的离心力进行动作的凸轮机构85。凸轮机构85可应用与前述各实施方式所示的构成相同的构成。

[0153] (6) 图20是在与图19相同动力传递装置中将离心件设于第一惯性体81的例子。另外,设有利用作用于该离心件的离心力进行动作的凸轮机构85。凸轮机构85可应用与前述各实施方式所示的构成相同的构成。

[0154] (7) 图21所示的动力传递装置除了具有图19及图20所示的构成外,还具有另一减振器86以及设置在两个减振器83、86之间的中间构件87。中间构件87可与第一惯性体81及第二惯性体82相对旋转。

[0155] 在图21所示的例子中,在中间构件87设有离心件88,且设有利用作用于该离心件88的离心力进行动作的凸轮机构85。凸轮机构85可应用与前述各实施方式所示的构成相同的构成。

[0156] (8) 图22是在一个飞轮上设有离合器装置的动力传递装置的示意图。图22的第一惯性体91包括一个飞轮和离合器装置92的离合器盖。该例中,在构成第一惯性体91的旋转构件中的任一旋转构件上设有离心件,且设有利用作用于该离心件的离心力进行动作的凸轮机构94。凸轮机构94可应用与前述各实施方式所示的构成相同的构成。

[0157] (9) 图23是在与图22相同动力传递装置中将离心件95设于离合器装置92的输出侧的例子。另外,设有利用作用于该离心件95的离心力进行动作的凸轮机构94。凸轮机构94可应用与前述各实施方式所示的构成相同的构成。

[0158] (10) 虽然没有在附图中示出,但也可以将本发明的扭矩变动抑制装置配置于构成变速器的旋转构件中的任一旋转构件上,还可以进一步配置在变速器的输出侧的轴(传动轴或者驱动轴)上。

[0159] (11) 作为其它应用例,也可以进一步将本发明的扭矩变动抑制装置应用于设置有以往周知的动态减振器装置、摆式减振器装置的动力传递装置。

- [0160] 附图标记说明
- [0161] 1 液力变矩器
- [0162] 12 输出侧旋转体
- [0163] 14 扭矩变动抑制装置
- [0164] 20、40、61 惯性环(质量体)
- [0165] 21、31、78、88、95 离心件
- [0166] 22、32、74、85、94 凸轮机构
- [0167] 23 螺旋弹簧(施力构件)
- [0168] 25 滚子
- [0169] 26、31a 凸轮
- [0170] 30 推力构件
- [0171] 65 惯性体
- [0172] 66 保持环
- [0173] 71 输入侧旋转体
- [0174] 72 输出侧旋转体
- [0175] 73、75、83、86 减振器
- [0176] 76、87 中间构件
- [0177] 77 浮置构件
- [0178] 80 飞轮
- [0179] 81、91 第一惯性体
- [0180] 82 第二惯性体
- [0181] 84、92 离合器装置

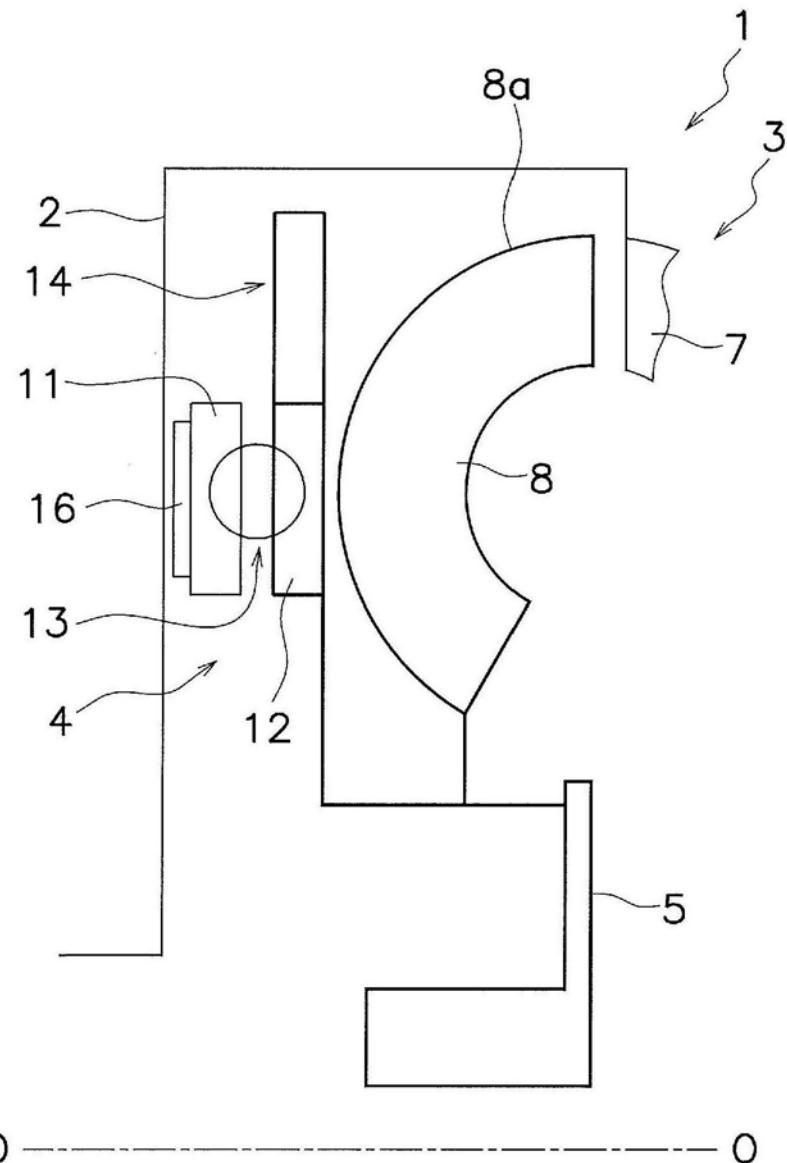


图1

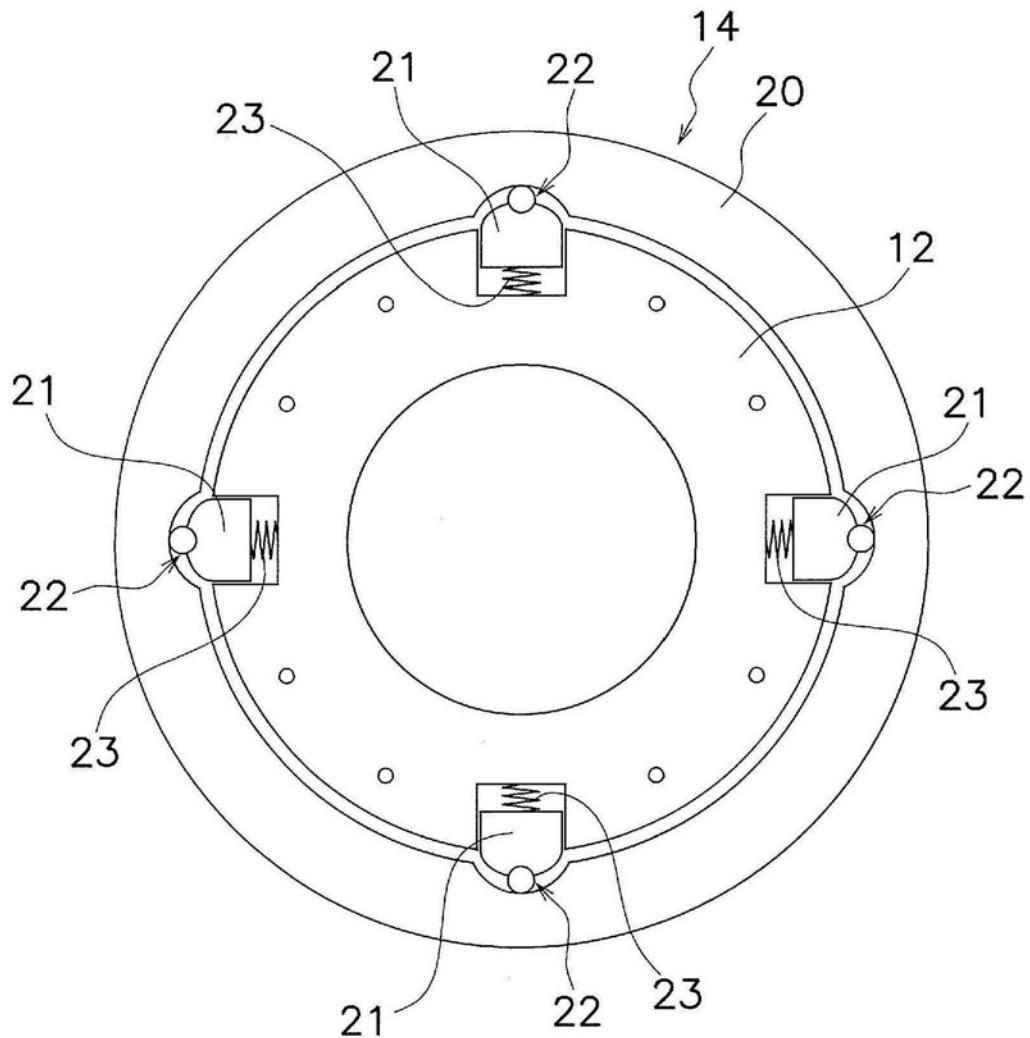


图2A

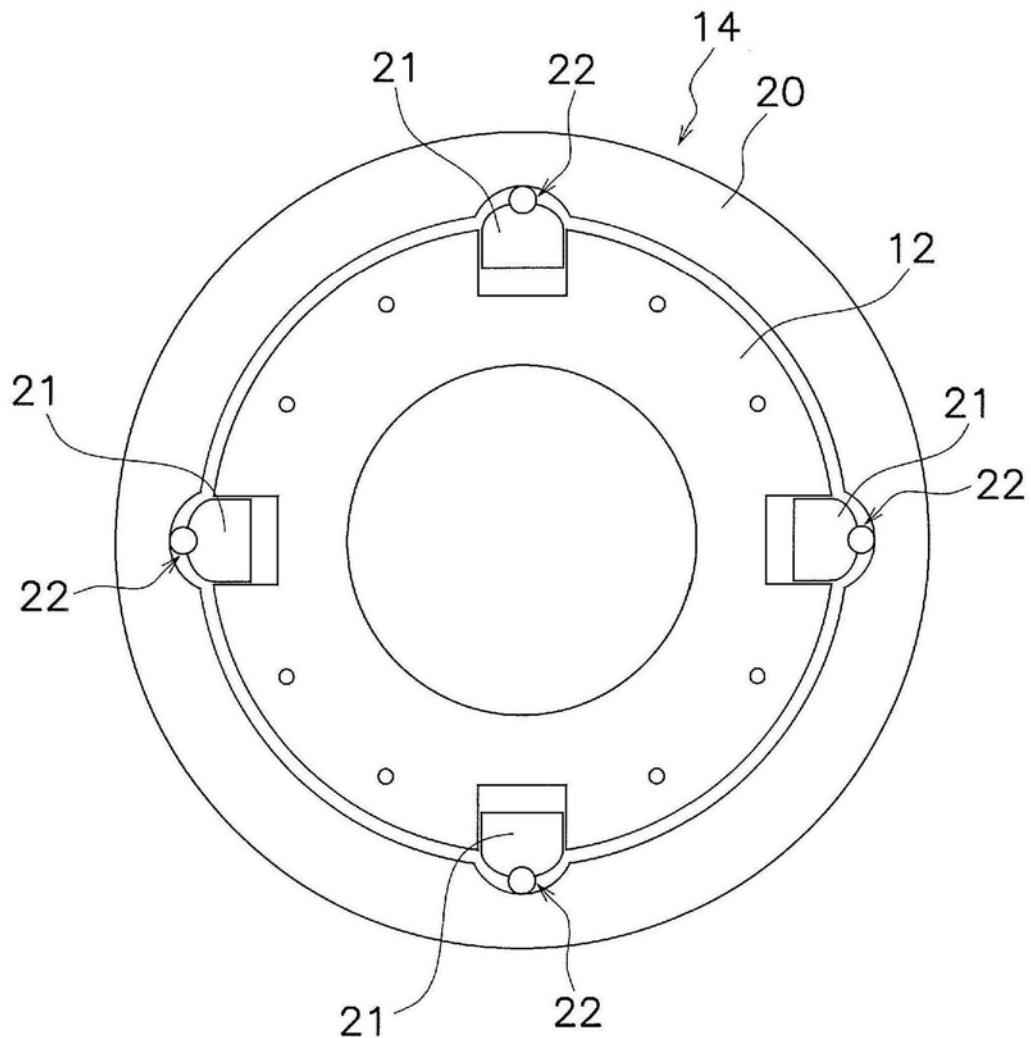


图2B

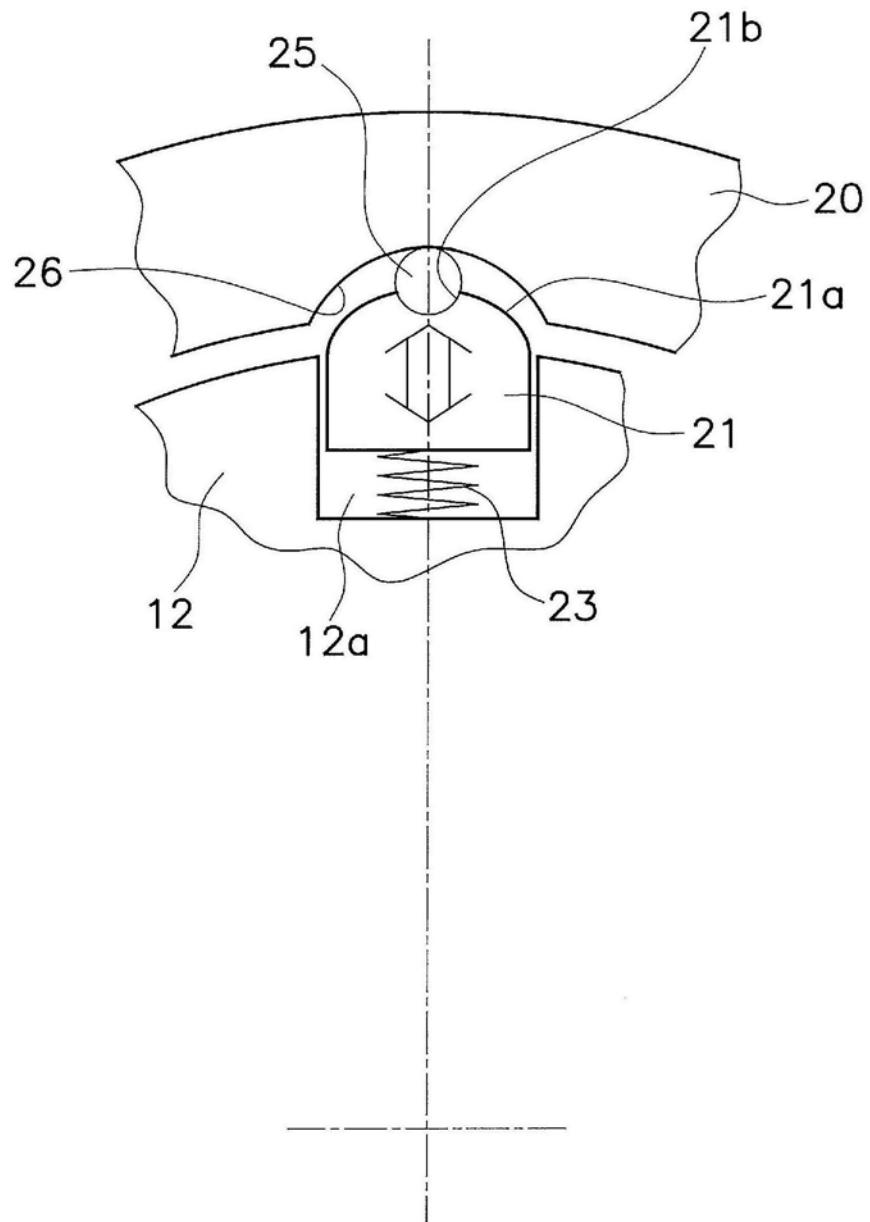


图3

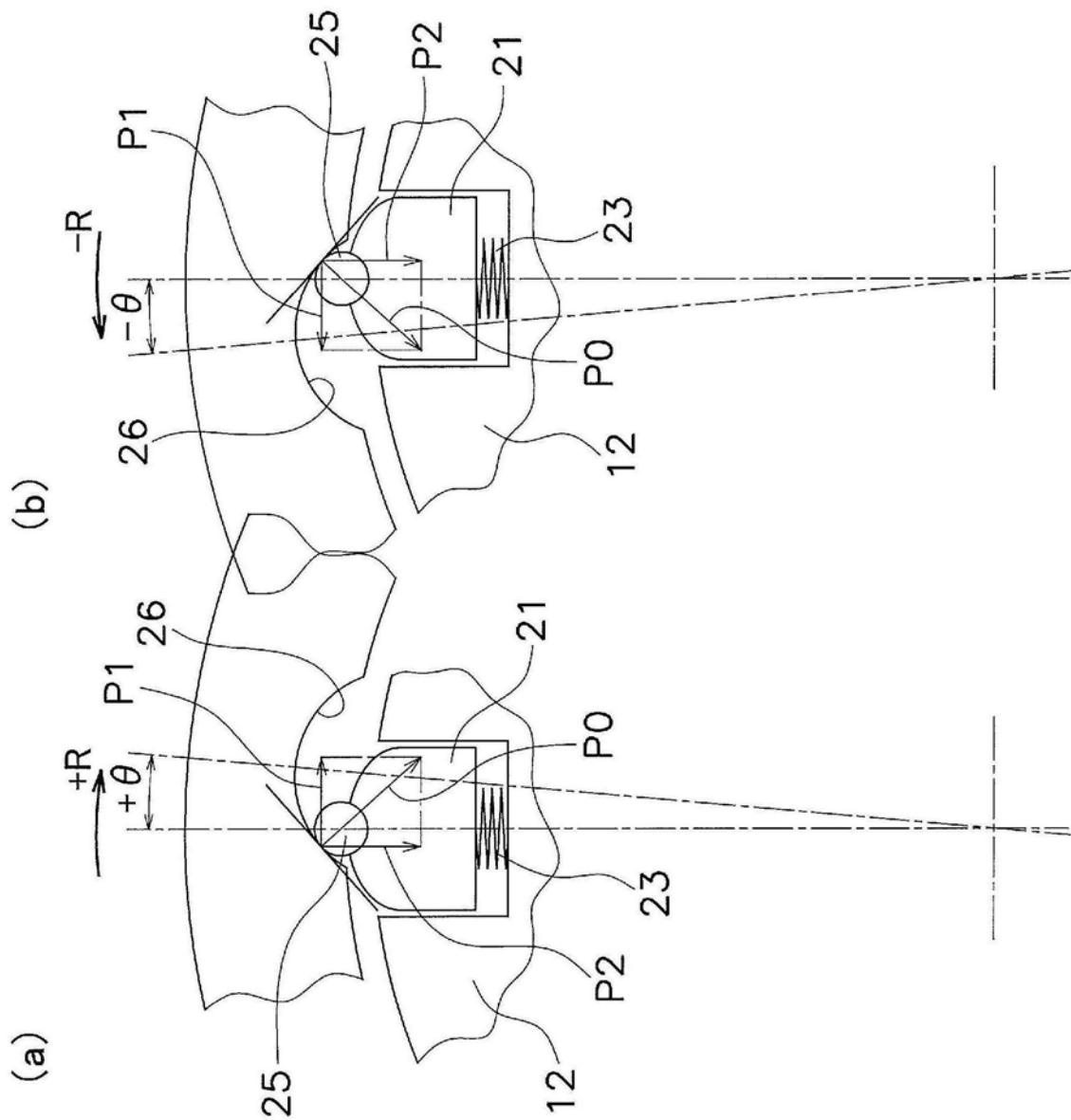


图4

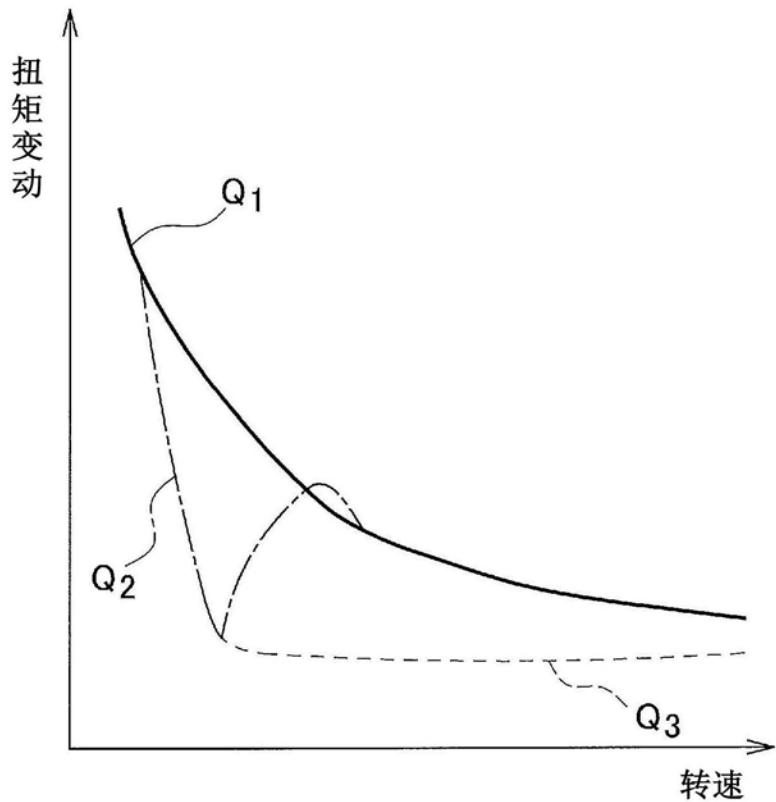


图5

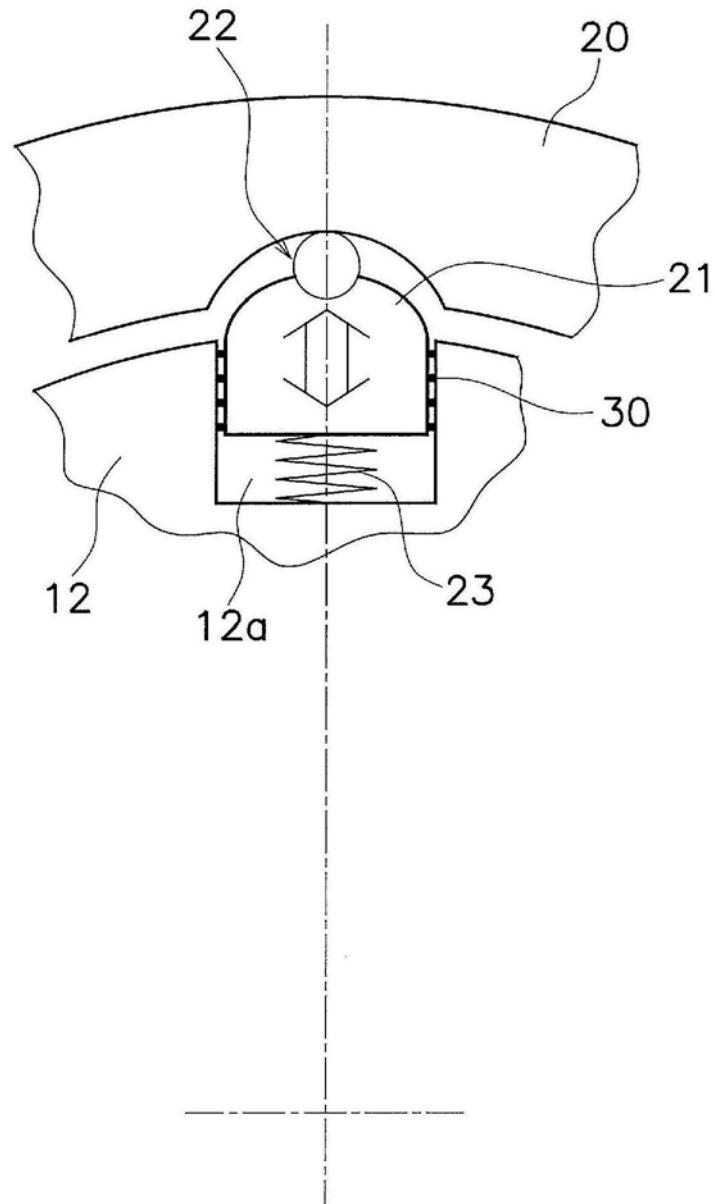


图6

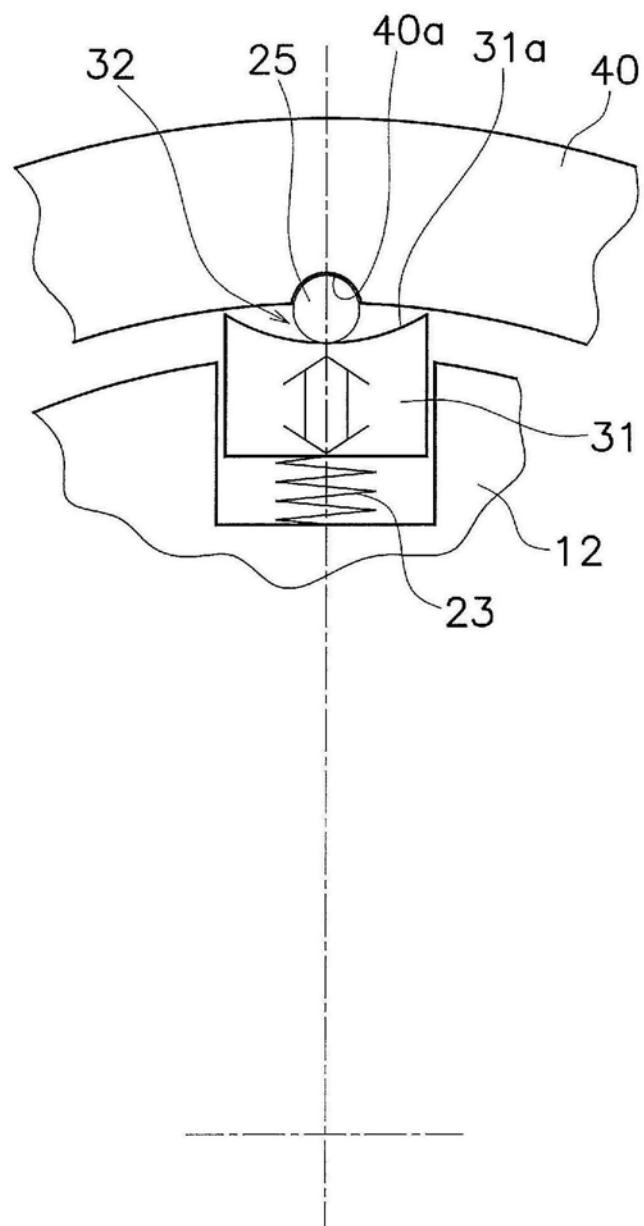


图7

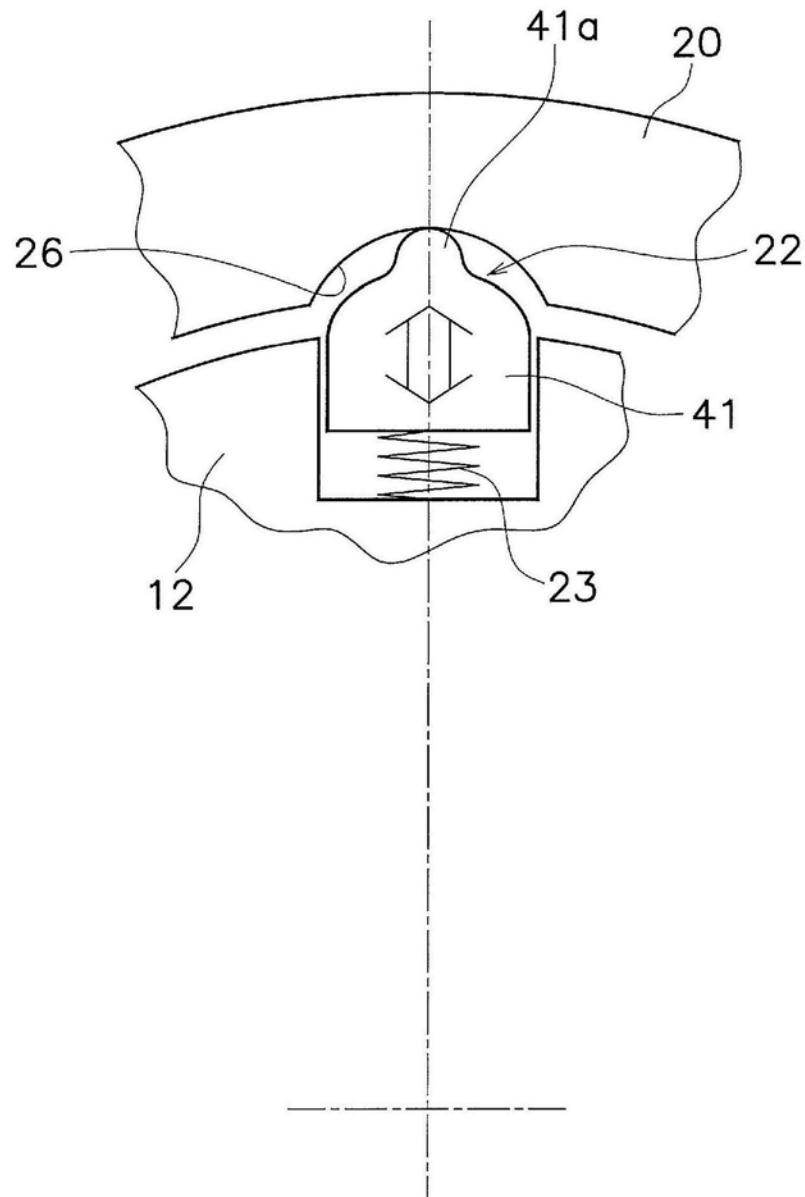


图8

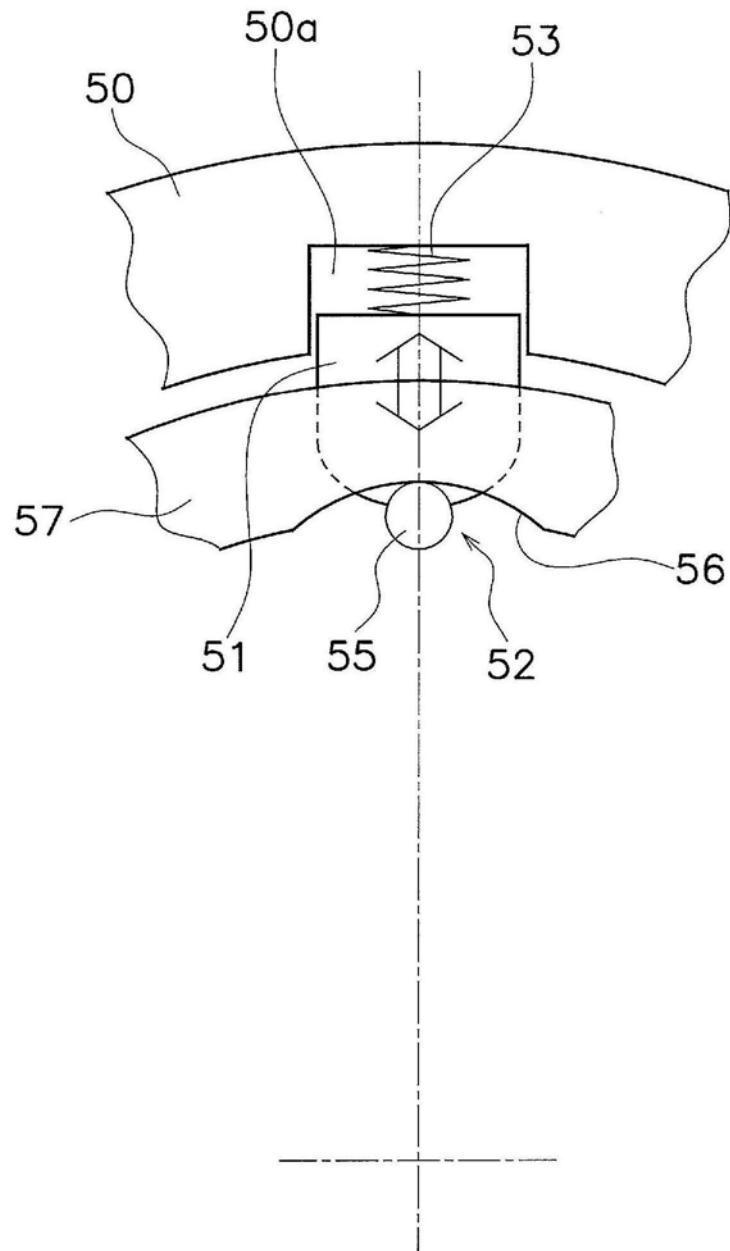


图9

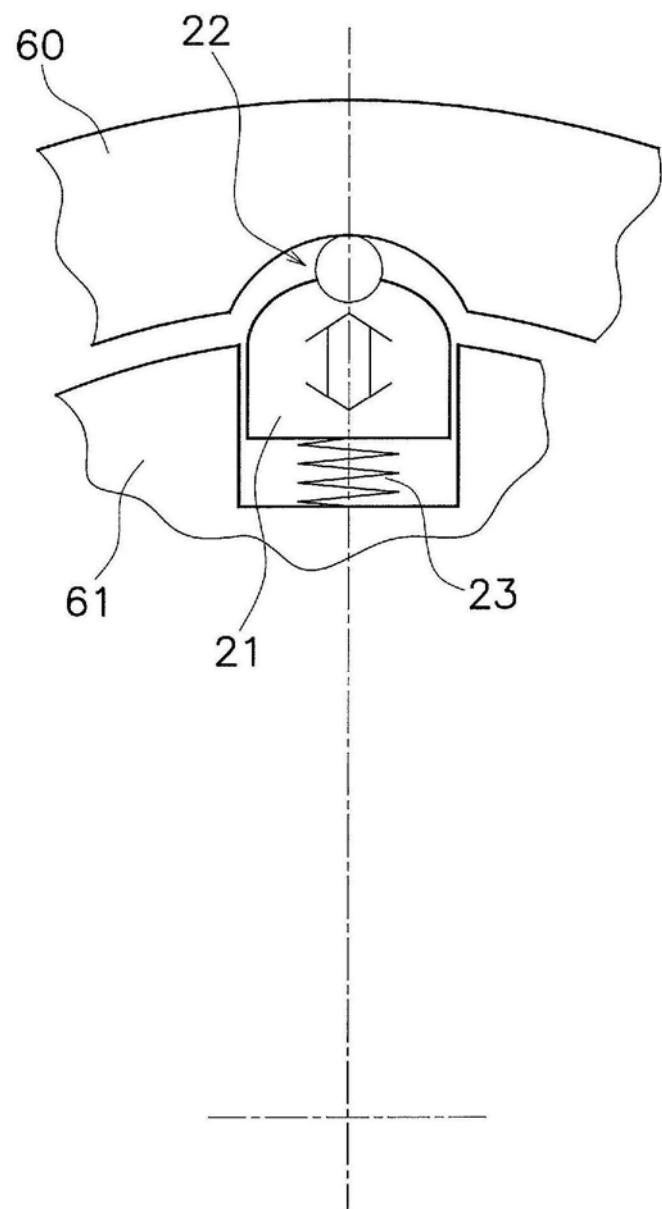


图10

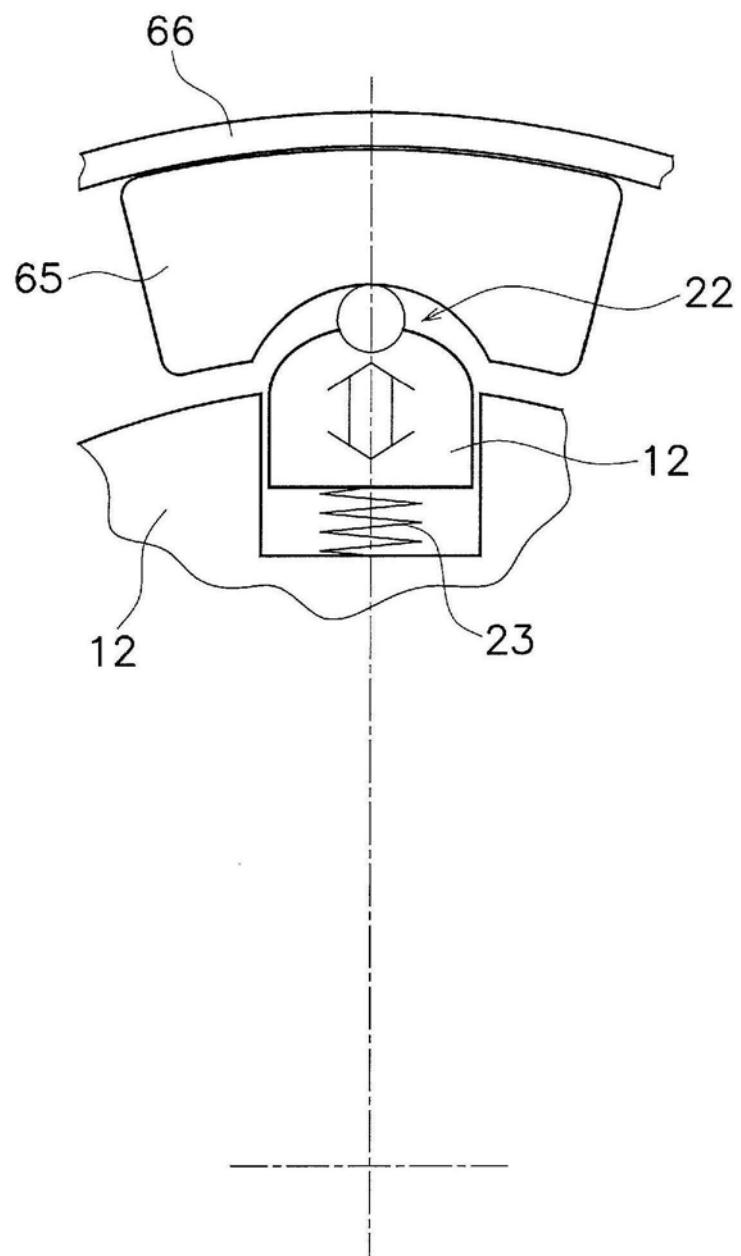


图11

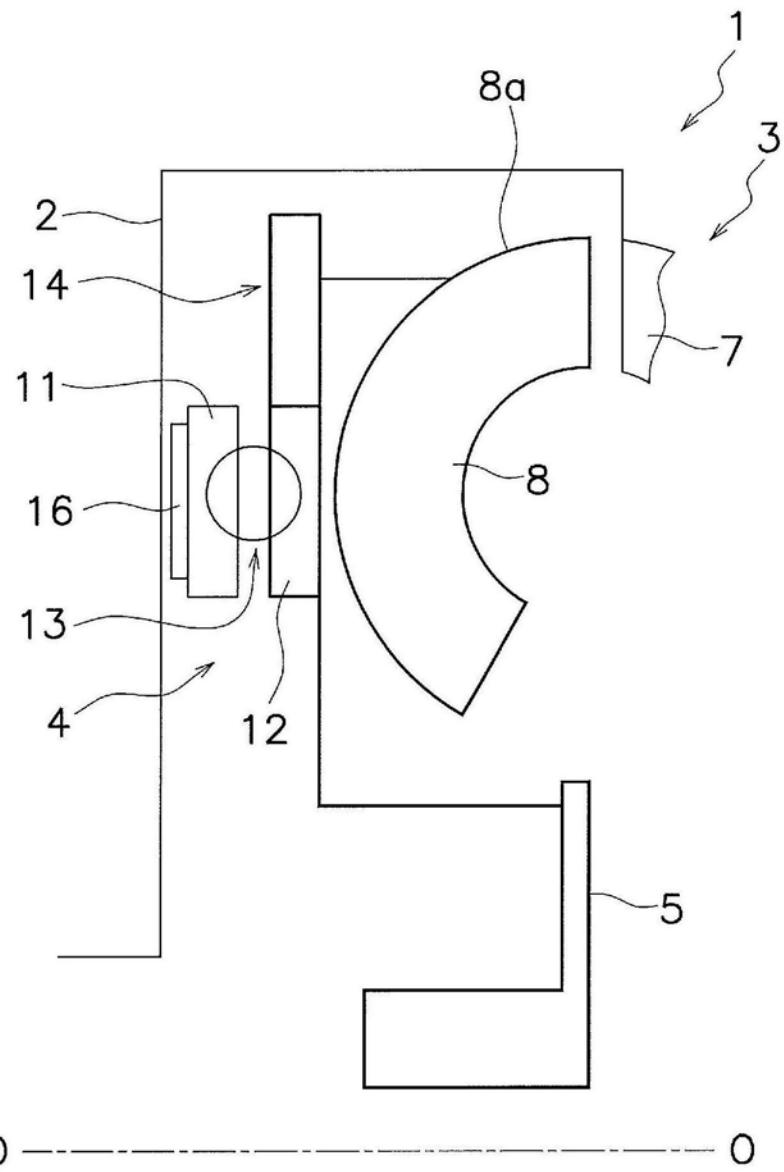


图12

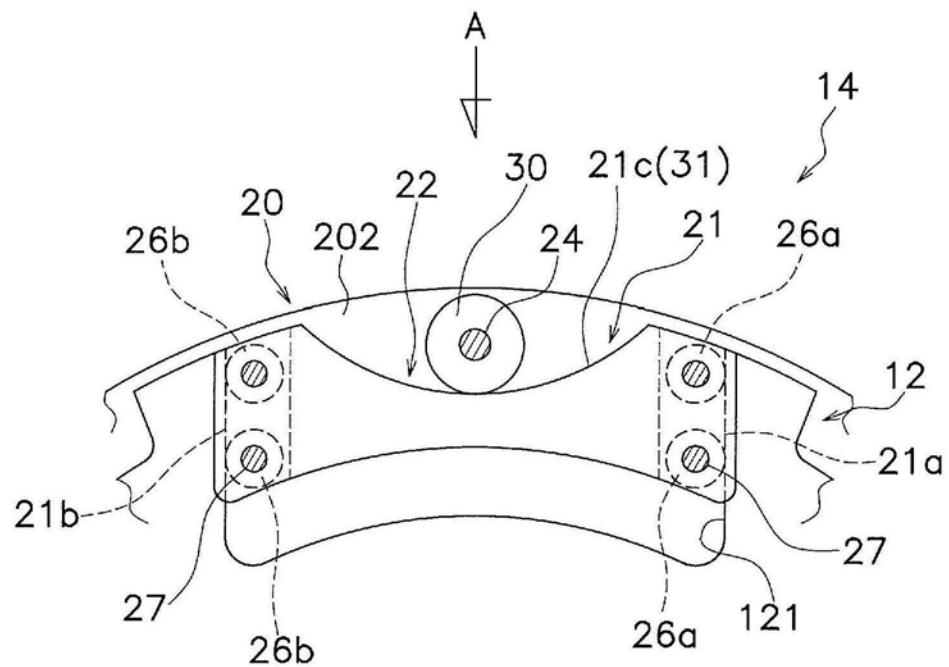


图13

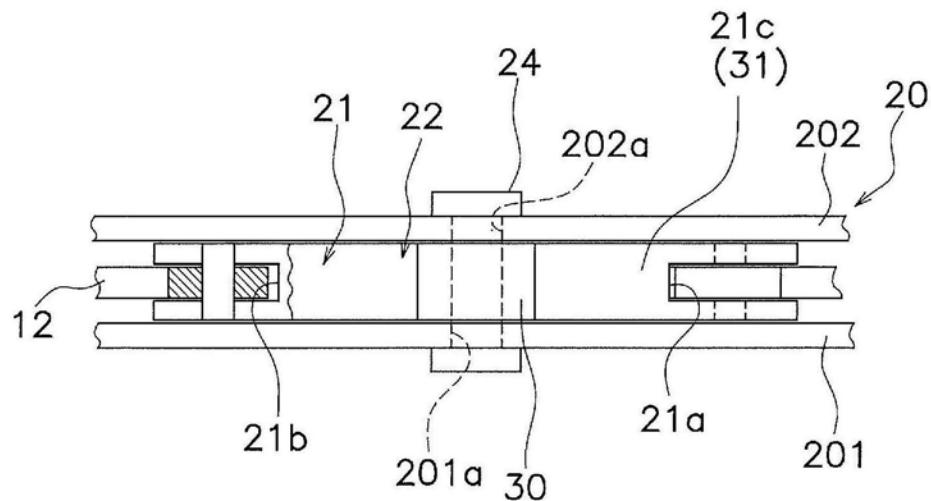


图14

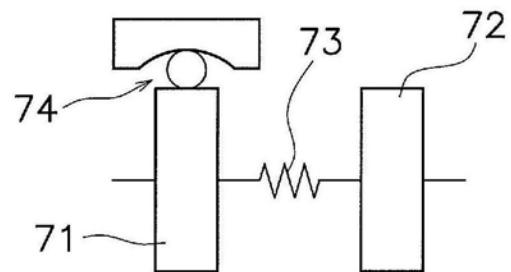


图15

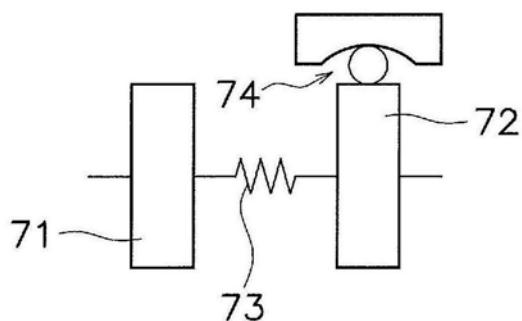


图16

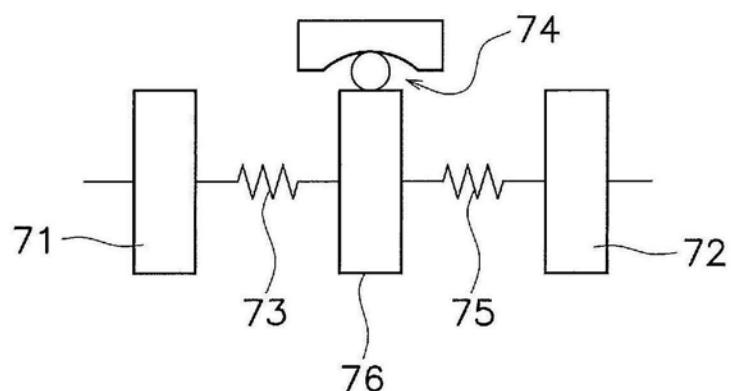


图17

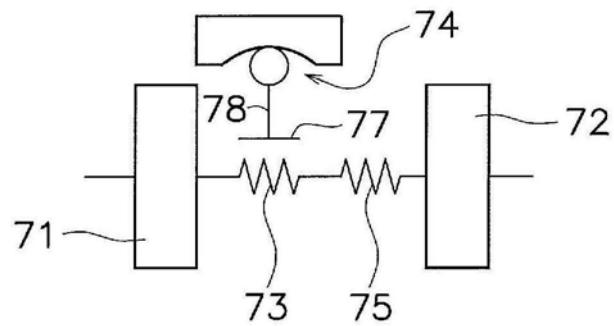


图18

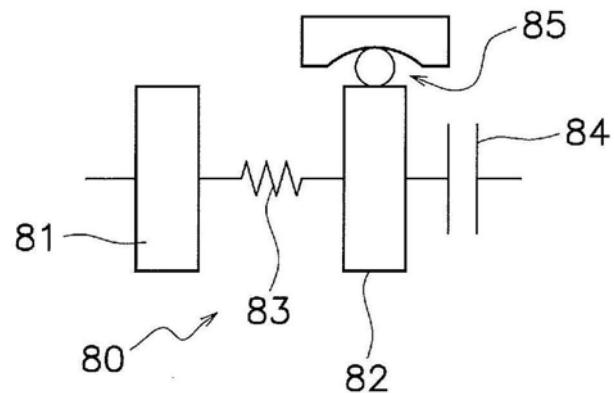


图19

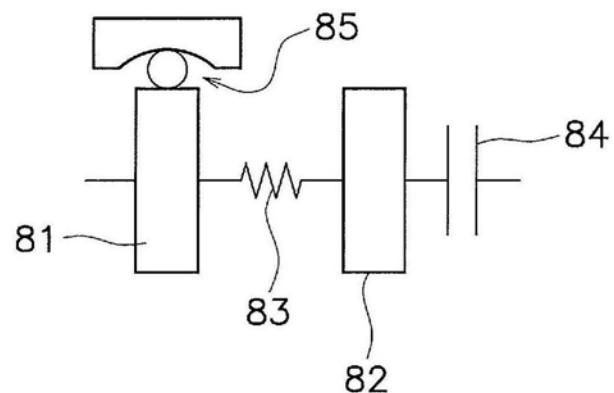


图20

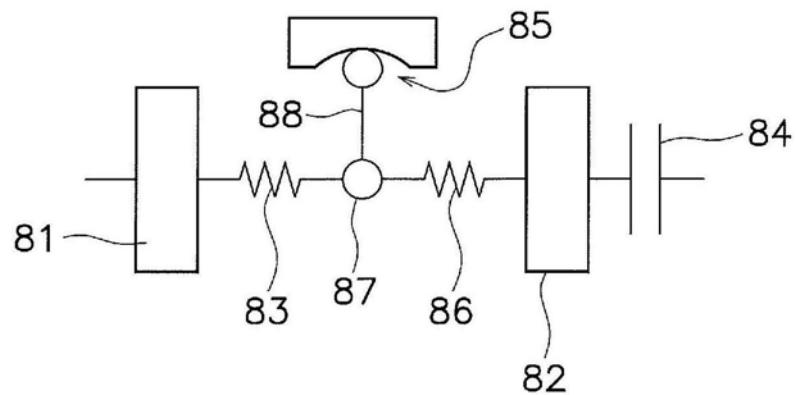


图21

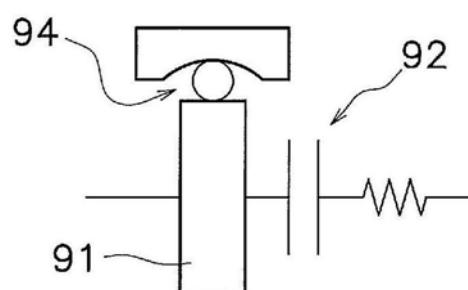


图22

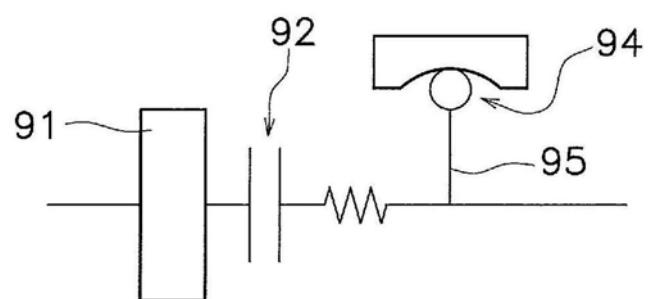


图23