



(12) 发明专利

(10) 授权公告号 CN 107202147 B

(45) 授权公告日 2021.07.30

(21) 申请号 201710119596.0

(22) 申请日 2017.03.01

(65) 同一申请的已公布的文献号  
申请公布号 CN 107202147 A

(43) 申请公布日 2017.09.26

(30) 优先权数据  
2016-055064 2016.03.18 JP

(73) 专利权人 株式会社 艾科赛迪  
地址 日本大阪

(72) 发明人 河原裕树

(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 田喜庆 吴孟秋

(51) Int.Cl.

F16H 45/02 (2006.01)

(56) 对比文件

- CN 105408663 A, 2016.03.16
- US 2011/0240432 A1, 2011.10.06
- CN 105247246 A, 2016.01.13
- US 2015/0377320 A1, 2015.12.31
- CN 105264270 A, 2016.01.20
- US 2011/0192692 A1, 2011.08.11

审查员 潘欣

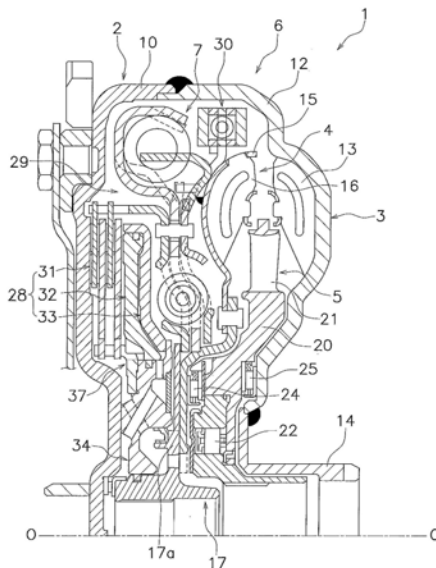
权利要求书1页 说明书11页 附图8页

(54) 发明名称

减振装置

(57) 摘要

本发明涉及在轴向上小型化的减振装置。本锁定装置(7)具有减振部(29)和动态减振装置(30)。减振部(29)用于使从前盖(2)输入的振动衰减。减振部(29)具有从动板(44)。从动板(44)在径向外侧联结于液力变矩器主体(6)的涡轮壳(15)。动态减振装置(30)用于吸收自从动板(44)向涡轮壳(15)传递的振动。动态减振装置(30)具有减振板部(50)。减振板部(50)在径向外侧联结于涡轮壳(15)。



1. 一种减振装置,配置于与发动机侧的部件连结的前盖与液力变矩器主体之间,用于减少从所述前盖向所述液力变矩器主体传递的振动,所述减振装置包括:

减振部,用于使从所述前盖输入的振动衰减,并具有第一输出部,所述第一输出部连结于液力变矩器主体的输出侧部件的径向外侧的部分;以及

动态振动吸收装置,用于吸收从所述第一输出部向所述输出侧部件传递的振动,并具有第二输出部和惯性体,所述第二输出部连结于所述输出侧部件的径向外侧的部分,所述惯性体能够相对于所述第二输出部相对移动。

2. 根据权利要求1所述的减振装置,其中,  
所述第一输出部固定于所述输出侧部件。

3. 根据权利要求1或2所述的减振装置,其中,  
所述第二输出部固定于所述输出侧部件。

4. 根据权利要求1或2所述的减振装置,其中,  
所述第一输出部与所述第二输出部一体地形成。

5. 根据权利要求1或2所述的减振装置,其中,  
所述第一输出部与所述第二输出部分体地形成。

6. 根据权利要求5所述的减振装置,其中,  
所述第一输出部与所述第二输出部沿周向排列配置。

7. 根据权利要求1或2所述的减振装置,其中,  
所述动态振动吸收装置的所述惯性体配置于比所述输出侧部件更靠径向外侧的位置。

8. 根据权利要求1或2所述的减振装置,其中,  
所述减振部具有第一弹性部和第二弹性部,所述第二弹性部配置于比所述第一弹性部更靠径向外侧的位置、且与所述第一弹性部串联配置,

所述第一输出部与所述第二弹性部卡合并连结于所述输出侧部件。

9. 根据权利要求8所述的减振装置,其中,  
所述减振装置还包括离合器部,  
所述第二弹性部配置于所述离合器部的径向外侧。

10. 根据权利要求1或2所述的减振装置,其中,  
所述减振装置还包括离合器部,  
所述离合器部是多片式离合器。

11. 根据权利要求1或2所述的减振装置,其中,  
所述动态振动吸收装置具有:  
能够与所述第一输出部一起旋转的所述第二输出部;  
配置为能够与所述第二输出部相对旋转的所述惯性体;以及  
将所述第二输出部与所述惯性体弹性地连结的第三弹性部。

## 减振装置

### 技术领域

[0001] 本发明涉及减振装置,特别是涉及配置于与发动机侧的部件连结的前盖与液力变矩器主体之间而使从上述前盖传递至上述液力变矩器主体的振动减少的减振装置。

### 背景技术

[0002] 在以往的减振装置、例如锁定装置中,减振机构(减振部)的输出凸缘(第一输出部)在径向内侧固定于涡轮毂(输出侧部件)(参照专利文献1)。另外,动态减振装置(动态振动吸收装置)的减振板(第二输出部)在径向外侧固定于输出凸缘(输出侧部件)。

[0003] 现有技术文献

[0004] 专利文献

[0005] 专利文献1:日本特开2015-212568号公报

### 发明内容

[0006] 发明要解决的技术问题

[0007] 在以往的锁定装置中,减振机构的输出凸缘以及动态减振装置的减振板分别固定于径向内侧以及径向外侧。因此,在以往的减振装置中,存在减振装置自身在轴向上大型化的问题。

[0008] 本发明鉴于上述技术问题而完成,本发明的目的在于提供能够在轴向上小型化的减振装置。

[0009] 用于解决技术问题的方案

[0010] (1) 本发明的一方面所涉及的减振装置配置于与发动机侧的部件连结的前盖和液力变矩器主体之间。减振装置使从前盖向液力变矩器主体传递的振动减少。

[0011] 减振装置具有减振(damper)部和动态振动吸收装置。减振部用于使从前盖输入的振动衰减。减振部具有第一输出部。第一输出部在径向外侧连结于液力变矩器主体的输出侧部件。动态振动吸收装置用于吸收从第一输出部向输出侧部件传递的振动。动态振动吸收装置具有第二输出部和惯性体。第二输出部在径向外侧连结于输出侧部件。惯性体能够相对于第二输出部相对移动。

[0012] 在本减振装置中,第一输出部以及第二输出部在径向外侧连结于液力变矩器主体的输出侧部件。由此,在本减振装置中,无需如现有技术那样在径向内侧准备用于将第二输出部连结于液力变矩器主体的输出侧部件的空间,因此与现有技术相比较,能够在轴向上小型化。

[0013] (2) 在本发明的另一方面所涉及的减振装置中,优选的是,第一输出部固定于液力变矩器主体的输出侧部件。这种情况下,能够可靠地将减振部的动力经由第一输出部传递到液力变矩器主体的输出侧部件。

[0014] (3) 在本发明的另一方面所涉及的减振装置中,优选的是,第二输出部固定于液力变矩器主体的输出侧部件。这种情况下,能够利用动态振动吸收装置可靠地吸收从减振部

向液力变矩器主体的输出侧部件传递的振动。

[0015] (4) 在本发明的另一方面所涉及的减振装置中,优选的是,第一输出部与第二输出部一体地形成。这种情况下,能够利用动态振动吸收装置吸收从第一输出部向液力变矩器主体的输出侧部件输出的振动。另外,由于能够用单一部件构成减振部以及动态振动吸收装置的第一以及第二输出部,因此能够减少部件数量。

[0016] (5) 在本发明的另一方面所涉及的减振装置中,优选的是,第一输出部与第二输出部分体地形成。这种情况下,能够利用动态振动吸收装置吸收从第一输出部输出到液力变矩器主体的输出侧部件的振动。

[0017] (6) 在本发明的另一方面所涉及的减振装置中,优选的是,第一输出部与第二输出部分体地形成、且第一输出部与第二输出部在周向上排列配置。这种情况下,能够利用动态振动吸收装置有效地吸收从第一输出部输出到液力变矩器主体的输出侧部件的周向的振动。

[0018] (7) 在本发明的另一方面所涉及的减振装置中,优选的是,动态振动吸收装置的惯性体配置于比液力变矩器主体的输出侧部件更靠径向外侧的位置。这种情况下,能够进一步使减振装置在轴向上小型化。

[0019] (8) 在本发明的另一方面所涉及的减振装置中,优选的是,减振部具有第一弹性部和第二弹性部。第二弹性部配置于比第一弹性部更靠径向外侧的位置、且与第一弹性部串联(in series)配置。第一输出部与第二弹性部卡合、且连结于输出侧部件。

[0020] 这种情况下,发动机的动力从径向内侧的第一弹性部向径向外侧的第二弹性部传递,并从与第二弹性部卡合的第一输出部传递到液力变矩器主体的输出侧部件。由此,能够简单地形成减振装置的结构以及动力传递路径。

[0021] (9) 本发明的另一方面所涉及的减振装置还包括离合器部。优选的是,第二弹性部配置于离合器部的径向外侧。即使这样构成,也能够使减振装置在轴向上小型化。

[0022] (10) 本发明的另一方面所涉及的减振装置还包括离合器部。离合器部优选是多片式离合器。这种情况下,能够可靠地将发动机的动力传递至减振部。

[0023] (11) 在本发明的另一方面所涉及的减振装置中,动态振动吸收装置具有第二输出部、惯性体以及弹性部件。第二输出部构成为能够与第一输出部一起旋转。惯性体配置为能够与第二输出部相对旋转。弹性部件将第二输出部和惯性部件弹性地连结。通过该结构,能够在规定的范围内有效地吸收从第一输出部向液力变矩器主体的输出侧部件传递的旋转振动。

[0024] 发明效果

[0025] 在本发明中,能够使减振装置在轴向上小型化。

## 附图说明

[0026] 图1是包括本发明一实施方式所涉及的锁定装置的液力变矩器的剖面结构图。

[0027] 图2是从图1的液力变矩器中提取锁定装置后的图。

[0028] 图3是从图1的液力变矩器中提取减振部以及动态减振装置而加以示出的图。

[0029] 图4A是从动板的主视图。

[0030] 图4B是图4A的IVB-IVB线剖面图。

- [0031] 图4C是图4A的IVC-IVC线剖面图。
- [0032] 图5是动态减振装置的惯性环的正面局部图。
- [0033] 图6是动态减振装置的盖部件的正面局部图。
- [0034] 图7是图6的VII-VII线剖面图。
- [0035] 图8是表示扭转角度与扭矩的关系的特性图。
- [0036] 图9是表示发动机转速与旋转速度变动的关系的特性图。
- [0037] 图10是本发明的其它实施方式所涉及的从动板以及减振板的主视图。

### 具体实施方式

[0038] 图1是具有根据本发明一实施方式的锁定装置(减振装置的一个例子)的液力变矩器1的局部剖面图。在图1的左侧配置有发动机(未图示),图的右侧配置有变速器(未图示)。需要注意的是,图1所示的0-0是液力变矩器及锁定装置的旋转轴线。另外,下面将离开旋转轴0的方向称为“径向”,将沿着旋转轴0的方向称为“轴向”,将绕旋转轴0的方向称为“周向”。

[0039] (液力变矩器的整体结构)

[0040] 液力变矩器1是用于从发动机侧的曲轴(未图示)向变速器的输入轴传递扭矩的装置。如图1所示,液力变矩器1包括前盖2、液力变矩器主体6以及锁定装置7。

[0041] 前盖2固定于输入侧的部件上。前盖2是基本为圆板状的部件,在其外周部形成有向变速器侧突出的外周筒状部10。

[0042] 液力变矩器主体6包括三种叶轮、例如泵轮3、涡轮4及定子5。

[0043] 泵轮3包括:通过焊接而固定于前盖2的外周筒状部10的泵轮壳12、固定于其内侧的多个泵轮片13、以及设于泵轮壳12的内周侧的筒状的泵轮毂14。

[0044] 涡轮4在流体室内与泵轮3相对地配置。涡轮4包括涡轮壳15(输出侧部件的一个例子)、固定于涡轮壳15的多个涡轮叶片16、以及固定于涡轮壳15的内周侧的涡轮毂(turbine hub) 17。涡轮毂17具有朝径向外侧延伸的凸缘17a。涡轮壳15的内周部通过多个铆钉而固定于凸缘17a。另外,变速器的输入轴(未图示)与涡轮毂17的内周部花键卡合。

[0045] 定子5配置于泵轮3与涡轮4的内周部间,用于调整从涡轮4向泵轮3返回的工作油的流动。定子5主要由定子载体20和设置在其外周面的多个定子叶片21构成。定子载体20借助单向离合器22而被支承于固定轴。需要注意的是,在定子载体20的轴向两侧设有止推轴承24、25。

[0046] (锁定装置)

[0047] 如图1及图2所示,锁定装置7配置于前盖2与涡轮4之间的空间。锁定装置7具有离合器部28、减振部29以及动态减振装置30(动态振动吸收装置的一个例子)。

[0048] (离合器部)

[0049] 如图1及图2所示,离合器部28是多片式的离合器。离合器部28具有多个离合器片31、活塞32以及油压室形成部件33。

[0050] -离合器片-

[0051] 多个离合器片31配置于前盖2与活塞32之间。多个离合器片31具有两张第一离合器片31a以及两张第二离合器片31b。第一离合器片31a及第二离合器片31b各自形成为环

状,并在轴向上交替地排列配置。在第一离合器片31a的内周部形成有多个齿。在第二离合器片31b的两面固定有摩擦衬片。在第二离合器片31b的外周部形成有多个齿。

[0052] -活塞-

[0053] 活塞32形成为环状,并配置于前盖2的变速器侧。活塞32支承于后述的离合器轮壳(clutch boss)34。详细地说,活塞32的内周面以在轴向上移动自如的方式支承于离合器轮壳34的外周面。离合器轮壳34固定于前盖2的内周部。

[0054] 活塞32具有按压部32a和多个卡合凸部32b。按压部32a是将多个离合器片31压向前盖2一侧的部分。按压部32a以在轴向上与多个离合器片31相对的方式设于活塞32的外周部。卡合凸部32b与后述的片支承部37的突出部37b卡合。多个卡合凸部32b在周向上以规定的间隔而形成。

[0055] 离合器轮壳34具有贮油部35和凸缘部36。贮油部35具有环状槽部35a和环状板部35b。环状槽部35a是沿周向呈环状延伸的槽部。环状板部35b将环状槽部35a的开口密封。凸缘部36支承后述的油压室形成部件33。凸缘部36从离合器轮壳34的外周部向径向外侧突出,并沿周向形成为环状。

[0056] 另外,在离合器轮壳34上固定有支承第一离合器片31a的片支承部37。片支承部37具有基本上为圆环状的支承主体37a和多个突出部37b。

[0057] 支承主体37a固定于离合器轮壳34。多个突出部37b从支承主体37a向前盖2一侧突出。多个突出部37b分别在周向上以规定的间隔而形成。多个突出部37b与形成于第一离合器片31a的内周部的齿卡合。由此,第一离合器片31a相对于片支承部37、即离合器轮壳34不能相对旋转、但能在轴向上相对移动。

[0058] 另外,活塞32的各卡合凸部32b分别卡合于在周向上相邻的两个突出部37b之间。由此,活塞32相对于片支承部37不能相对旋转。另外,在周向上相邻的两个卡合凸部32b之间的谷部和与该谷部相对的片支承部37的外周面之间设有规定的间隙D。利用该间隙D,使得活塞32相对于片支承部37能够沿轴向相对移动。

[0059] -油压室形成部件-

[0060] 油压室形成部件33配置于活塞32的涡轮一侧。油压室形成部件33固定于离合器轮壳34。这里,油压室形成部件33的内周部固定于离合器轮壳34的凸缘部36。详细地说,在油压室形成部件33的内周部的涡轮侧抵接于凸缘部36的前盖一侧的状态下通过焊接使油压室形成部件33的内周部固定于凸缘部36。油压室形成部件33的外周部形成为筒状,并覆盖活塞32的外周部、例如按压部32a。

[0061] -油室-

[0062] 在以上那样的结构中,在活塞32的内周面与离合器轮壳34的外周面之间、以及活塞32的外周面与油压室形成部件33的外周部(筒状部)之间设有密封部件48、49。由此,形成第一油室S1与第二油室S2。

[0063] 经由设于离合器轮壳34的第一油路34a向第一油室S1供给工作油或者从第一油室S1排出工作油。经由设于离合器轮壳34的第二油路34b向第二油室S2供给工作油或者从第二油室S2排出工作油。详细地说,经由第二油路34b以及贮油部35向第二油室S2供给工作油或者从第二油室S2排出工作油。需要注意的是,在离合器轮壳34的内周面与涡轮毂17的外周面之间设有密封件55。

[0064] <减振部>

[0065] 减振部29使从前盖2输入的振动衰减。如图3所示,减振部29具有驱动板40、内周侧扭转弹簧41(第一弹性部的一个例子)、中间板42、外周侧扭转弹簧43(第二弹性部的一个例子)、以及从动板44(第一输出部的一个例子)。

[0066] —驱动板—

[0067] 驱动板40设于离合器部28的输出侧。具体而言,驱动板40具有第一驱动板45以及第二驱动板46。

[0068] 第一驱动板45配置于发动机侧。第一驱动板45具有:向前盖2一侧延伸的第一离合器卡合部45a、以及多个第一弹簧卡合部45b。

[0069] 第一离合器卡合部45a基本形成为筒状。在第一离合器卡合部45a上,沿周向以规定的间隔形成有在轴向上延伸的多个槽。形成于第二离合器片31b的外周部的齿与多个槽卡合。因此,第二离合器片31b与驱动板40不能相对旋转、但能在轴向上相对移动。

[0070] 多个第一弹簧卡合部45b形成于从第一离合器卡合部45a的涡轮侧向径向内侧延伸的部分。具体而言,多个第一弹簧卡合部45b是在周向上隔开规定的间隔而配置的窗部。在各第一弹簧卡合部45b的内周部及外周部形成有沿轴向切割折起的切割折起(cut-and-raised)部。在各第一弹簧卡合部45b配置内周侧扭转弹簧41。另外,各第一弹簧卡合部45b中在周向上相对的一对壁部与内周侧扭转弹簧41的两端部卡合。

[0071] 第二驱动板46配置于变速器侧。第二驱动板46在轴向上与第一驱动板45隔开规定的间隔而配置。第二驱动板46通过固定部件、例如多个铆钉47而能一体旋转地固定于第一驱动板45。

[0072] 第二驱动板46具有多个第二弹簧卡合部46a和第一旋转限制部46b。多个第二弹簧卡合部46a是沿着周向隔开规定的间隔而配置的窗部。各第二弹簧卡合部46a在轴向上与各第一弹簧卡合部45b相对配置。在各第二弹簧卡合部46a的内周部和外周部形成有沿轴向切割折起的切割折起(cut-and-raised)部。在各第一弹簧卡合部45b配置有内周侧扭转弹簧41。另外,各第二弹簧卡合部46a中在周向上相对的一对壁部与内周侧扭转弹簧41的两端部卡合。

[0073] 为了限制驱动板40(第一驱动板45以及第二驱动板46)相对于从动板44的旋转,将第一旋转限制部46b设于第二驱动板46的外周部。第一旋转限制部46b是从第二驱动板46的外周部向径向外侧突出的爪部。

[0074] —内周侧扭转弹簧—

[0075] 多个内周侧扭转弹簧41、例如六个扭转弹簧沿周向排列(并排)配置。

[0076] 多个内周侧扭转弹簧41各自具有大螺旋弹簧41a和小螺旋弹簧41b。小螺旋弹簧41b插入大螺旋弹簧41a的内部,并比大螺旋弹簧41a的弹簧长度短。

[0077] 各内周侧扭转弹簧41配置于驱动板40中的第一弹簧卡合部45b(窗部)和第二弹簧卡合部46a(窗部)、以及后述的中间板42的第三弹簧卡合部42a(窗部)。各内周侧扭转弹簧41的周向两端及径向两侧由第一弹簧卡合部至第三弹簧卡合部45b、46a、42a(窗部)支承。另外,各内周侧扭转弹簧41向轴向的突出由第一弹簧卡合部45b(窗部)和第二弹簧卡合部46a(窗部)的切割折起部所限制。

[0078] —中间板—

[0079] 中间板42配置于第一驱动板45与第二驱动板46之间。中间板42相对于驱动板40以及从动板44能够相对旋转。中间板42的外周部基本形成为筒状、且涡轮一侧开口。在该开口配置后述的从动板44的第五弹簧卡合部44b。

[0080] 中间板42具有多个第三弹簧卡合部42a、多个第四弹簧卡合部42b、第二旋转限制部42c以及长孔部42d。

[0081] 多个第三弹簧卡合部42a分别与内周侧扭转弹簧41卡合。多个第三弹簧卡合部42a设于中间板42的内周部。多个第三弹簧卡合部42a是沿周向隔开规定的间隔而配置的窗部。各第三弹簧卡合部42a在轴向上以与各第一和第二弹簧卡合部45b、46a相对的方式配置于各第一弹簧卡合部45b与第二弹簧卡合部46a之间。在各第三弹簧卡合部42a中配置内周侧扭转弹簧41。另外，各第三弹簧卡合部42a中在周向上相对的一对壁部与内周侧扭转弹簧41的两端部卡合。

[0082] 多个第四弹簧卡合部42b分别与外周侧扭转弹簧43卡合。多个第四弹簧卡合部42b设于中间板42的外周部。多个第四弹簧卡合部42b在周向上隔开规定间隔地设于中间板42的外周部。各第四弹簧卡合部42b与外周侧扭转弹簧43的两端部卡合。详细来说，各第四弹簧卡合部42b与外周侧扭转弹簧43的两端部的内周侧以及外周侧卡合。

[0083] 为了限制中间板42相对于从动板44的旋转，将第二旋转限制部42c在径向上设于第三弹簧卡合部42a与第四弹簧卡合部42b之间。第二旋转限制部42c是从中间板42的中央部向径向外侧突出的爪部。

[0084] 长孔部42d是在周向上延伸的长孔。铆钉47插入通过长孔部42d。详细地说，铆钉47的轴部插入通过长孔部42d。在该状态下，铆钉47的两端部固定于第一驱动板45以及第二驱动板46。中间板42经由该铆钉47被安装成相对于第一驱动板45以及第二驱动板46能够相对旋转。

[0085] 一外周侧扭转弹簧一

[0086] 多个外周侧扭转弹簧43、例如四个扭转弹簧沿周向排列配置。另外，多个外周侧扭转弹簧43配置于比离合器部28更靠径向外侧的位置。

[0087] 多个外周侧扭转弹簧43由中间板42的外周部保持。外周侧扭转弹簧43经由中间板42而与内周侧扭转弹簧41串联地动作。

[0088] 各外周侧扭转弹簧43的周向两端由中间板42的第四弹簧卡合部42b支承。另外，各外周侧扭转弹簧43在周向上相邻的两个第四弹簧卡合部42b之间由中间板的外周部(筒状部)限制向径向外侧的突出。进而，各外周侧扭转弹簧43的周向两端部抵接于从动板44的第五弹簧卡合部44b。

[0089] 一从动板一

[0090] 如图3以及图4A所示，从动板44为环状并且是圆板状的部件。从动板44固定于涡轮壳15。从动板44能够相对于中间板42相对旋转。

[0091] 如图4A至图4C所示，从动板44具有主体部44a、多个第五弹簧卡合部44b、第一卡定部44c、第二卡定部44d以及减振板部50。

[0092] 主体部44a基本形成为环状。主体部44a固定于涡轮壳15。详细地说，主体部44a通过固定方式、例如焊接而固定于涡轮壳15。

[0093] 多个第五弹簧卡合部44b分别与外周侧扭转弹簧43卡合。多个第五弹簧卡合部44b



一体形成于主体部44a的外周部。多个第五弹簧卡合部44b分别从主体部44a的外周部向轴向发动机侧延伸。详细地说,多个第五弹簧卡合部44b分别是通过将动板44的外周部向轴向发动机侧折弯而形成的。

[0094] 多个第五弹簧卡合部44b在周向上隔开规定的间隔而配置。在周向上相邻的两个第五弹簧卡合部44b之间配置有外周侧扭转弹簧43。各第五弹簧卡合部44b与外周侧扭转弹簧43的两端部卡合。

[0095] 第一卡定部44c抵接于第一旋转限制部46b,对驱动板40(第一驱动板45以及第二驱动板46)的旋转进行限制。即,第一卡定部44c作为驱动板40的止动器发挥功能。

[0096] 具体而言,第一卡定部44c设于从动板44的内周部、即主体部44a的内周部。第一卡定部44c以从主体部44a的内周部向径向内侧突出的方式一体地形成于主体部44a的内周部。第一卡定部44c的周向侧面能够抵接于第一旋转限制部46b。

[0097] 第二卡定部44d抵接于第二旋转限制部42c,对中间板42的旋转进行限制。即、第二卡定部44d作为中间板42的止动器发挥功能。

[0098] 具体而言,第二卡定部44d设于从动板44的内周部、即主体部44a的内周部。第二卡定部44d是从主体部44a的内周部向轴向发动机侧延伸的部分。详细地说,第二卡定部44d是将从动板44的内周部局部地向轴向发动机侧弯折而形成的爪部。第二卡定部44d的周向侧面、即爪部的周向侧壁能够抵接于第二旋转限制部42c。

[0099] 减振板部50一体地形成于主体部44a的外周部。减振板部50是从主体部44a的外周部向外侧延伸的部分。减振板部50也是构成动态减振装置30的部件。详细情况在以下的动态减振装置30中进行说明。

[0100] <动态减振装置>

[0101] 动态减振装置30对自从动板44向涡轮壳15传递的振动进行吸收。如图3所示,动态减振装置30具有多个(例如四个)减振板部50(第二输出部的一个例子)、一对惯性环51(惯性体的一个例子)、一对盖部件52、多个(例如四个)螺旋弹簧53(第三弹性部的一个例子)、以及多个(例如八个)止动销54。

[0102] 如图3以及图4A所示,减振板部50包含于从动板44,并一体地形成于从动板44的主体部44a。减振板部50是从动板44中的主体部44a的外周延长部。

[0103] 如图4A所示,各减振板部50具有第一弹簧容纳部50a。各第一弹簧容纳部50a在周向上隔开规定间隔地设于减振板部50。各第一弹簧容纳部50a在周向上以规定的长度而形成。

[0104] 在各第一弹簧容纳部50a的周向两侧分别形成有长孔50b。长孔50b在周向上具有规定的长度。另外,在第一弹簧容纳部50a的径向内侧形成有多个配合(支承(インロー))部50c。配合部50c是将减振板部50的一部分向前盖2一侧切割折起而形成的。

[0105] 如图3所示,一对惯性环51在轴向上配置于减振板部50的两侧。一对惯性环51分别为相同的结构。如图5所示,惯性环51具有多个第二弹簧容纳部51a。多个第二弹簧容纳部51a在周向上隔开规定间隔地设于减振板部50。第二弹簧容纳部51a形成于与减振板部50的第一弹簧容纳部50a对应的位置。另外,在惯性环51设有第一贯通孔51b。详细地说,第一贯通孔51b设于与减振板部50的长孔50b的周向中央位置对应的位置。

[0106] 如图3所示,一对盖部件52配置于一对惯性环51的轴向外侧。具体而言,一个盖部

件52配置于在前盖2一侧配置的惯性环51的前盖2一侧。另一个盖部件52配置于在涡轮4一侧配置的惯性环51的涡轮4一侧。

[0107] 如图6以及图7所示,盖部件52形成环状,内外径为与惯性环51的内外径相同的尺寸。另外,在盖部件52形成有第二贯通孔52a。详细地说,第二贯通孔52a设于与惯性环51的第一贯通孔51b对应的位置。在第二贯通孔52a的轴向外侧的端部形成有直径比第二贯通孔52a大的凹部52b。

[0108] 多个螺旋弹簧53分别容纳于减振板部50的第一弹簧容纳部50a以及惯性环51的第二弹簧容纳部51a。螺旋弹簧53的两端部抵接于减振板部50和惯性环51的第一弹簧容纳部50a和第二弹簧容纳部51a的周向端部。

[0109] 如图7所示,多个止动销54分别具有大径躯干部54a和小径躯干部54b。大径躯干部54a设于轴向的中央部。大径躯干部54a具有比惯性环51的第一贯通孔51b大、且比减振板部50的长孔50b的直径(径向尺寸)小的直径。

[0110] 小径躯干部54b设于大径躯干部54a的轴向两侧。小径躯干部54b插入通过惯性环51的第一贯通孔51b以及盖部件52的第二贯通孔52a。通过对小径躯干部54b的头部进行敛缝(敛粗;crimp),由此将惯性环51以及盖部件52固定于减振板部50的轴向两侧。

[0111] 通过以上那样的结构,减振板部50、一对惯性环51以及一对盖部件52能够在止动销54可在减振板部50的长孔50b中移动的范围相对旋转。而且,在止动销54的大径躯干部54a抵接于了长孔50b的端部的情况下,两者的相对旋转被禁止。

[0112] 另外,在惯性环51及盖部件52被止动销54固定了的状态下,惯性环51的内周面抵接于减振板部50的配合部50c的外周面。由此,进行了惯性环51、盖部件52以及螺旋弹簧53在径向上的定位。

[0113] (动作)

[0114] 首先,对液力变矩器主体6的动作进行说明。在前盖2以及泵轮3旋转的状态下,工作油从泵轮3流向涡轮4,经由工作油从泵轮3向涡轮4传递扭矩。传递到涡轮4的扭矩经由涡轮毂17而传递到变速器的输入轴。

[0115] 当液力变矩器1的速度比上升而输入轴达到了一定的旋转速度时,第一油室S1的工作油经由第一油路34a而排出,工作油经由第二油路34b以及贮油部35而被供给到第二油室S2。于是,活塞32向前盖2一侧移动。其结果,活塞32的按压部32a将离合器片31压向前盖2一侧。由此,离合器部28接合。

[0116] 在以上那样的离合器接合状态下,扭矩从前盖2经由锁定装置7向液力变矩器主体6传递。具体而言,输入到前盖2的扭矩在锁定装置7中按“离合器片31→驱动板40→内周侧扭转弹簧41(大螺旋弹簧41a以及小螺旋弹簧41b)→中间板42→外周侧扭转弹簧43→从动板44”的路径传递,并输出到涡轮毂17。

[0117] 这里,离合器接合状态的锁定装置7如上述那样传递扭矩,并使从前盖2输入的扭矩变动衰减。具体而言,若在锁定装置7中产生了扭转振动,则内周侧扭转弹簧41与外周侧扭转弹簧43在驱动板40与从动板44之间被串联压缩。这样,通过内周侧扭转弹簧41与外周侧扭转弹簧43动作,使得伴随扭转振动的扭矩变动衰减。

[0118] 需要说明的是,在离合器部28分离的情况下,第二油室S2的工作油经由第二油路34b以及贮油部35而排出,工作油经由第一油路34a供给到第一油室S1。于是,活塞32向涡轮

4一侧移动。其结果,活塞32的按压部32a对离合器片31的按压被解除。由此,离合器部28分离。

[0119] [扭转特性]

[0120] 接下来,使用图8对扭转特性进行说明。首先,当驱动板40与从动板44相对旋转,两者之间产生了扭转角度时,经由中间板42,内周侧扭转弹簧41的大螺旋弹簧41a和外周侧扭转弹簧43被串联压缩。由此,形成第一扭转刚性K1。在图8中用符号J1示出了通过第一扭转刚性K1确定相对于扭转角度的扭矩的范围。

[0121] 接下来,若扭转角度进一步变大,则内周侧扭转弹簧41中比大螺旋弹簧41a短的小螺旋弹簧41b进一步被压缩。即、内周侧扭转弹簧41的大螺旋弹簧41a和小螺旋弹簧41b以及外周侧扭转弹簧43在驱动板40与从动板44之间经由中间板42而被串联压缩。由此,形成第二扭转刚性K2。在该状态下,当第二旋转限制部42c抵接于了第二卡定部44d时,外周侧扭转弹簧43停止动作。需要注意的是,在图8中用符号J2示出了通过第二扭转刚性K2确定相对于扭转角度的扭矩的范围。

[0122] 接着,若扭转角度进一步变大,则在驱动板40与中间板42之间,内周侧扭转弹簧41的大螺旋弹簧41a以及小螺旋弹簧41b被压缩。由此,形成第三扭转刚性K3。在图8中用符号J3示出了通过第三扭转刚性K3确定相对于扭转角度的扭矩的范围。

[0123] 最后,当第一旋转限制部46b抵接于了第一卡定部44c时,内周侧扭转弹簧41的大螺旋弹簧41a以及小螺旋弹簧41b停止动作。这样,本锁定装置7在扭转特性方面具有三级扭转特性。

[0124] (动态减振装置的动作)

[0125] 在上述的(动作)以及(扭转特性)中所说明的路径中,传递到从动板44的扭矩经由涡轮壳17向变速器侧的部件传递。此时,由于在从动板44设有动态减振装置30,因此能够有效地抑制发动机的旋转速度变动。

[0126] 例如,动态减振装置30的减振板部50的旋转与惯性环51及盖部件52的旋转因螺旋弹簧53的作用而产生相位偏差。具体而言,惯性环51及盖部件52的旋转相对于减振板部50的旋转延迟。通过该相位的偏差,能够吸收旋转速度变动。

[0127] 具体而言,在图9中,特性C1表示不具有动态减振装置30的以往的锁定装置的旋转速度变动。特性C2表示具有动态减振装置30的本锁定装置7中的旋转速度变动。若比较图9的特性C1与特性C2,则与以往的锁定装置(特性C1)相比,具有特性C2的本锁定装置7可更有效地抑制发动机的旋转速度变动。

[0128] (特征)

[0129] (1) 本锁定装置7配置于与发动机侧的部件连结的前盖2和液力变矩器主体6之间。锁定装置7减少从前盖2向液力变矩器主体6传递的振动。

[0130] 锁定装置7具有减振部29和动态减振装置30。减振部29用于使从前盖2输入的振动衰减。减振部29具有从动板44。从动板44在径向外侧连结于液力变矩器主体6的涡轮壳15。动态减振装置30用于吸收从从动板44向涡轮壳15传递的振动。动态减振装置30具有减振板部50和惯性环51。减振板部50在径向外侧连结于涡轮壳15。惯性环51能够相对于减振板部50相对移动。

[0131] 在本锁定装置7中,从动板44以及减振板部50在径向外侧连结于液力变矩器主体6

的涡轮壳15。由此,在本锁定装置7中,无需如现有技术那样在径向内侧准备用于将减振板部50联结于涡轮壳15的空间,因此与现有技术相比,能够在轴向上小型化。

[0132] (2) 在本锁定装置7中,优选的是,从动板44固定于液力变矩器主体6的涡轮壳15。这时,能够可靠地将减振部29的动力经由从动板44传递到液力变矩器主体6的涡轮壳15。

[0133] (3) 在本锁定装置7中,优选的是,减振板部50固定于液力变矩器主体6的涡轮壳15。这种情况下,能够利用动态减振装置30可靠地吸收从减振部29向液力变矩器主体6的涡轮壳15传递的振动。

[0134] (4) 在本锁定装置7中,优选的是,从动板44和减振板部50一体地形成。这种情况下,能够利用动态减振装置30直接吸收自从动板44向液力变矩器主体6的涡轮壳15输出的振动。另外,由于能够以单个部件构成减振部29的从动板44与动态减振装置30的减振板部50,因此能够减少部件数量。

[0135] (5) 在本锁定装置7中,优选的是,动态减振装置30的惯性环51配置于比液力变矩器主体6的涡轮壳15更靠径向外侧的位置。这种情况下,能够进一步使锁定装置7在轴向上小型化。

[0136] (6) 在本锁定装置7中,优选的是,减振部29具有内周侧扭转弹簧41和外周侧扭转弹簧43。外周侧扭转弹簧43配置于比内周侧扭转弹簧41更靠径向外侧的位置、且与内周侧扭转弹簧41串联配置。从动板44与外周侧扭转弹簧43卡合、且联结于涡轮壳15。

[0137] 这种情况下,发动机的动力从径向内侧的内周侧扭转弹簧41向径向外侧的外周侧扭转弹簧43传递,并从与外周侧扭转弹簧43卡合的从动板44传递到液力变矩器主体6的涡轮壳15。由此,能够简单地形成锁定装置7的结构以及动力传递路径。

[0138] (7) 本锁定装置7还包括离合器部28。外周侧扭转弹簧43优选配置于离合器部28的径向外侧。即使这样构成,也能够使锁定装置7在轴向上小型化。

[0139] (8) 本锁定装置7还包括离合器部28。离合器部28优选是多片式的离合器。这种情况下,能够可靠地将发动机的动力传递到减振部29。

[0140] (9) 在本锁定装置7中,动态减振装置30具有减振板部50、惯性环51以及螺旋弹簧53。减振板部50构成为能够与从动板44一起旋转。惯性环51配置为能够与减振板部50相对旋转。螺旋弹簧53将减振板部50与惯性环51弹性地连结。通过该结构,能够在规定的范围内有效地吸收从从动板44向液力变矩器主体6的涡轮壳15传递的旋转振动。

[0141] (其它实施方式)

[0142] 本发明并不限于以上那样的实施方式,在不脱离本发明的范围的前提下能够进行各种变形或修改。

[0143] (a) 在上述实施方式中示出了减振板部50包含于从动板44时的例子。具体而言,示出了减振板部50与从动板44一体形成时的例子。

[0144] 也可以取而代之,如图10所示那样,将减振板150(第二输出部的一个例子)与从动板144分体(分离)地构成。

[0145] 这时,多个(例如四个)减振板150以及多个从动板144分别固定于涡轮4、例如涡轮壳15。

[0146] 另外,各减振板150与各从动板144沿周向排列配置。详细地说,各减振板150配置于在周向上彼此相邻的两个从动板144之间。在该状态下,各减振板150以及各从动板144通

过固定方式、例如焊接固定于涡轮壳15。

[0147] 需要注意的是,在图10中,除了减振板150与从动板144分体构成这一点之外,其它结构与上述实施方式相同。为此,在图10中,对与上述实施方式相同的结构标注了相同的附图标记。

[0148] (b) 在上述实施方式中,作为动态减振装置30的一个例子,示出了动态减振装置30具有减振板部50(减振板150)、一对惯性环51、一对盖部件52、多个螺旋弹簧53以及止动销54时的例子。动态减振装置30的结构并不限于上述实施方式,如果是能够吸收旋转速度变动的结构的话,也可以是任意的结构。

[0149] (c) 在上述实施方式中,使一对惯性环的形状为相同的形状,但也可以使其分别为不同的形状。

[0150] 附图标记说明

[0151] 2 前盖

[0152] 7 锁定装置

[0153] 15 涡轮壳

[0154] 28 离合器部

[0155] 29 减振部

[0156] 34 动态减振装置

[0157] 41 内周侧扭转弹簧

[0158] 43 外周侧扭转弹簧

[0159] 44 从动板

[0160] 50 减振板部

[0161] 51 惯性环

[0162] 53 螺旋弹簧

[0163] 150 减振板

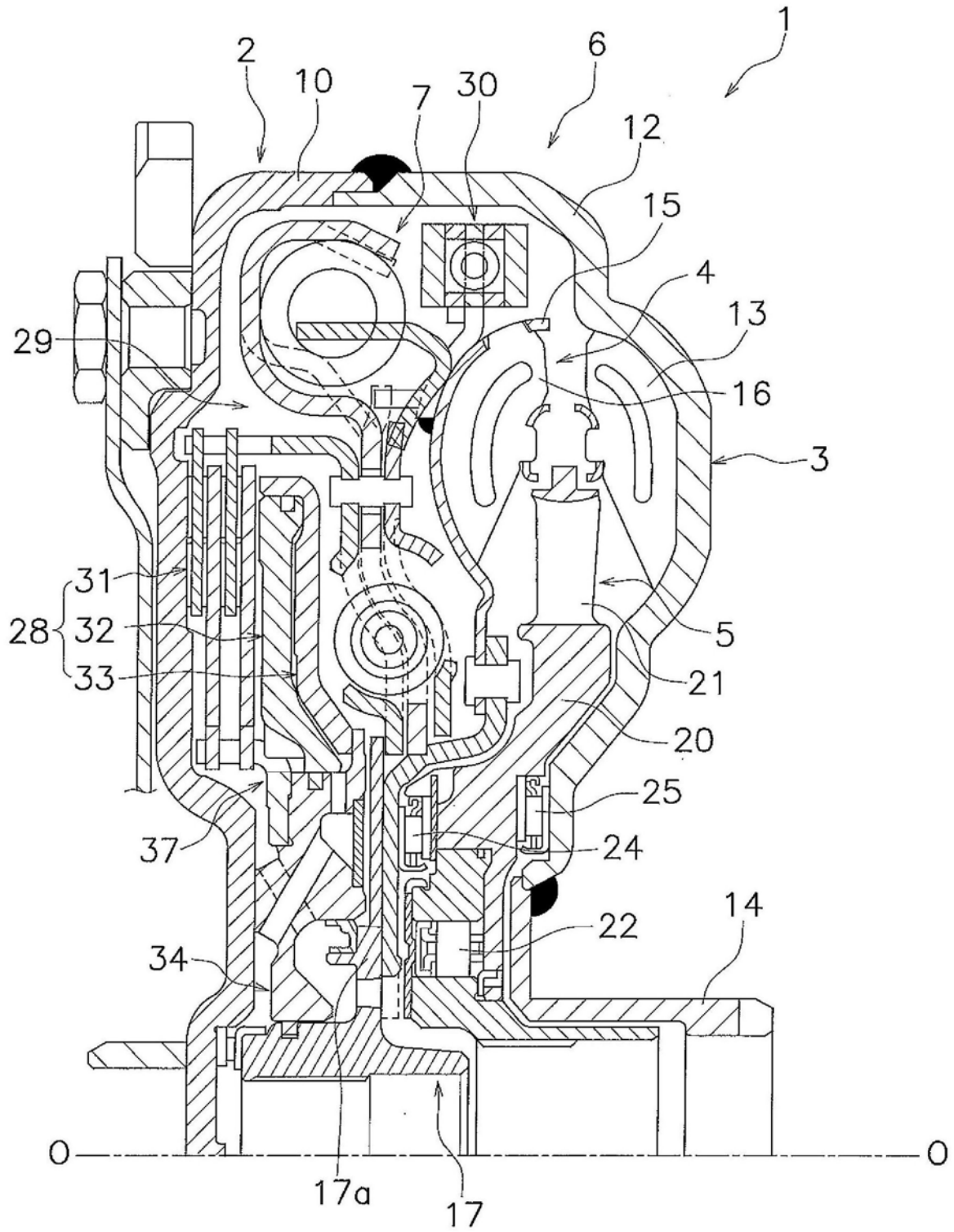


图1

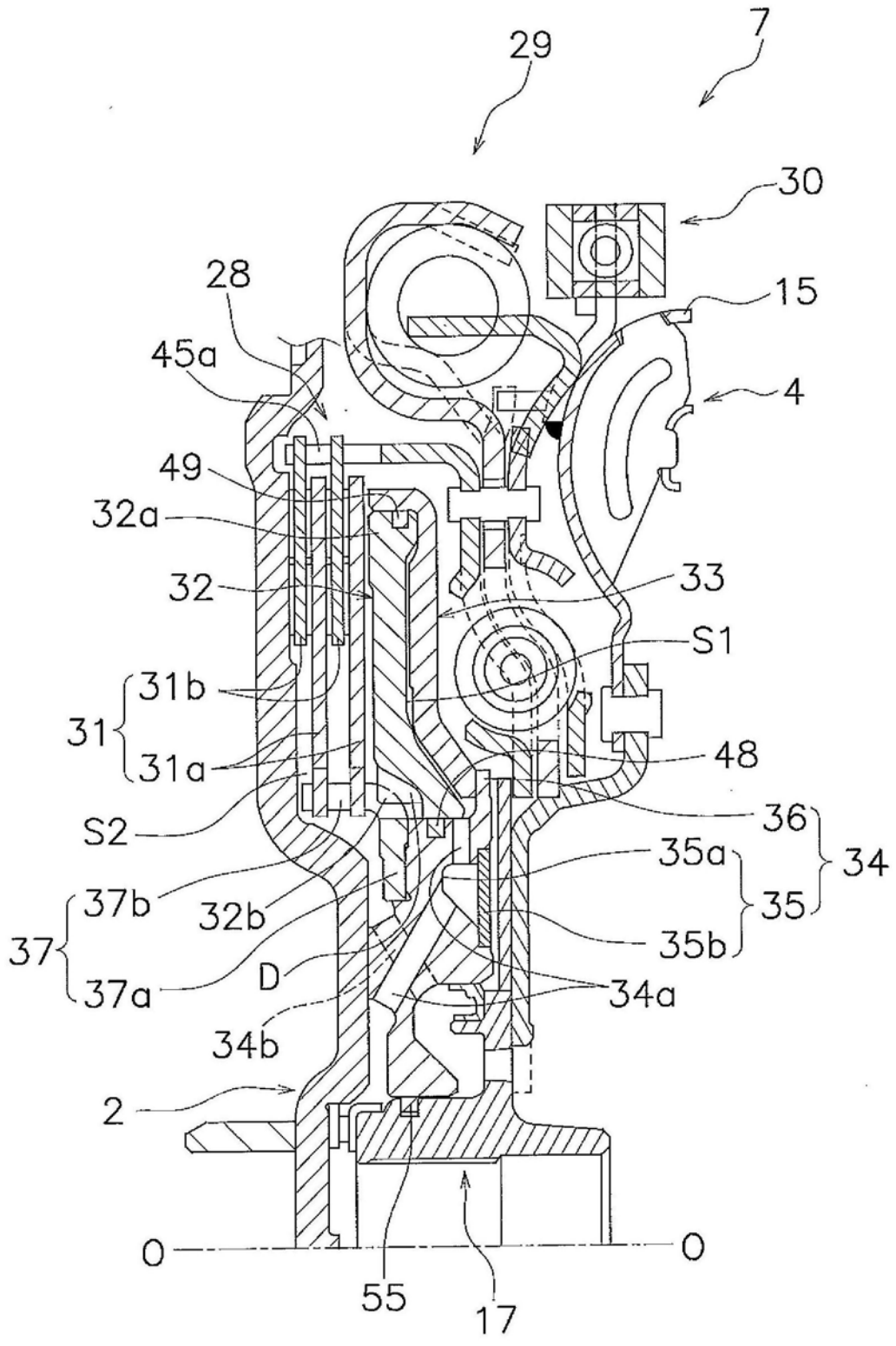


图2

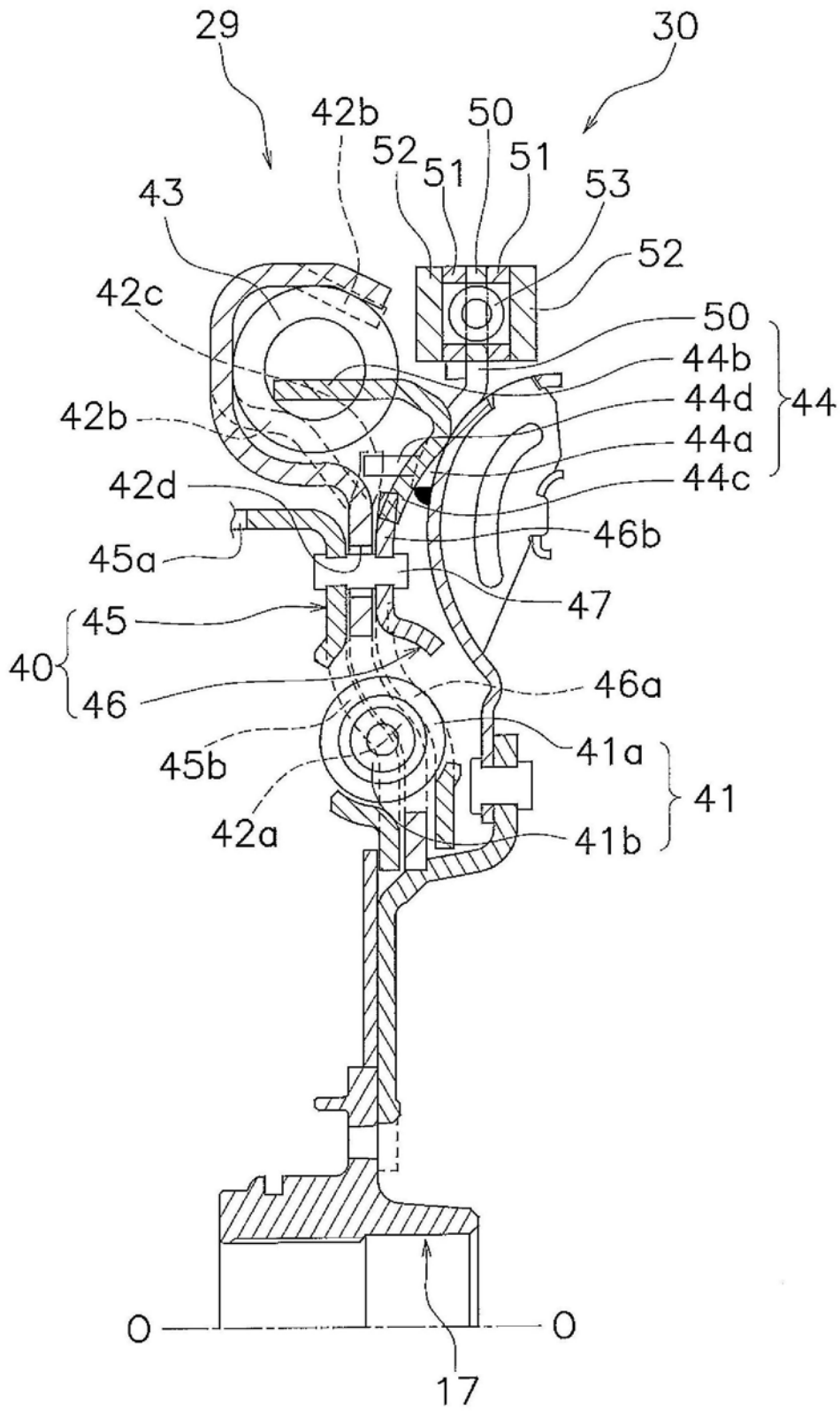


图3



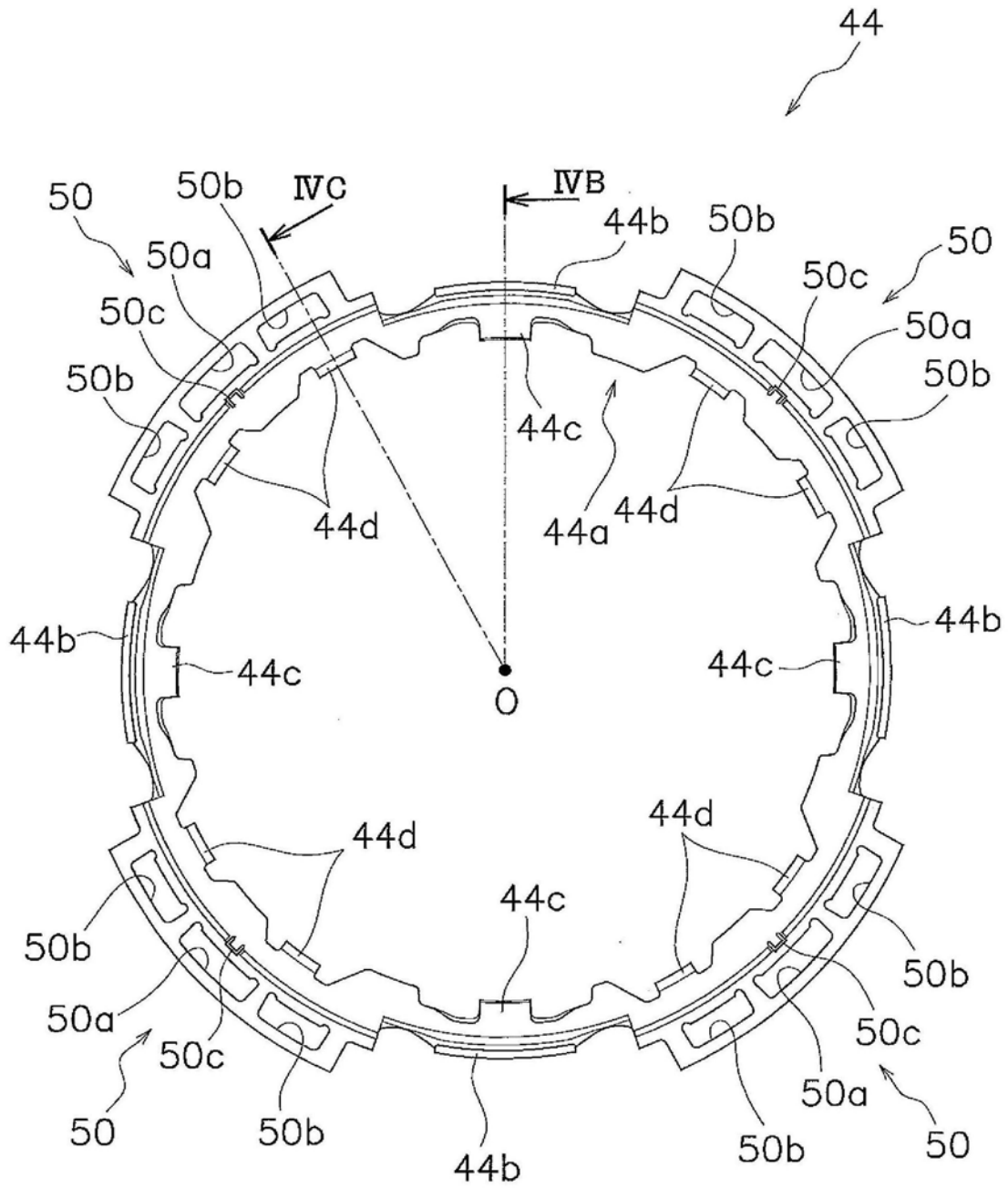


图4A

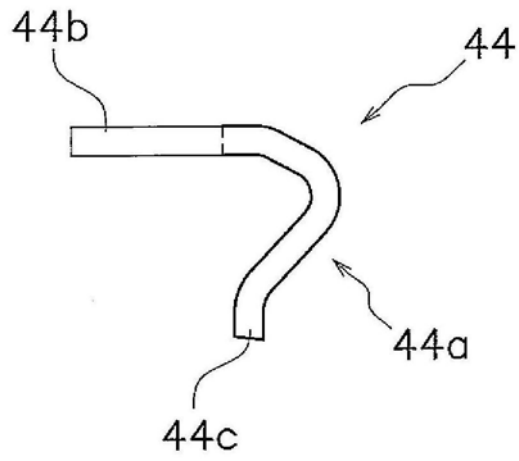


图4B

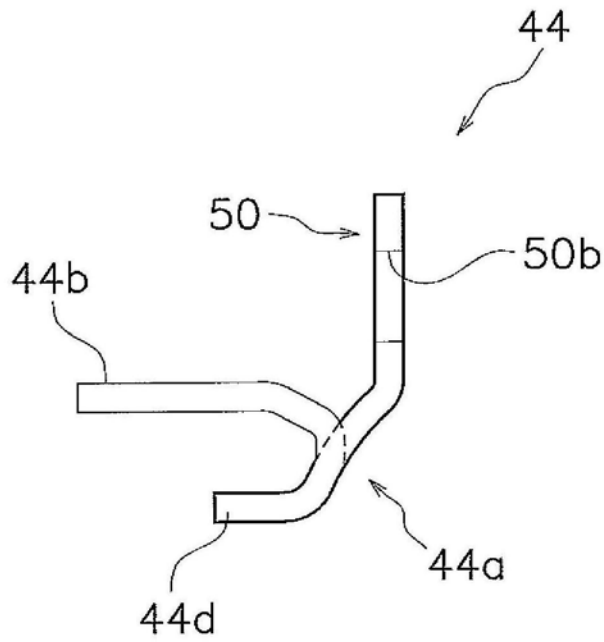


图4C

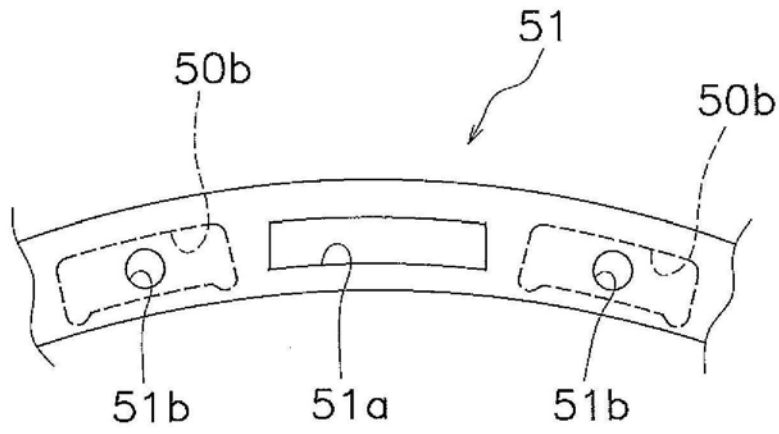


图5

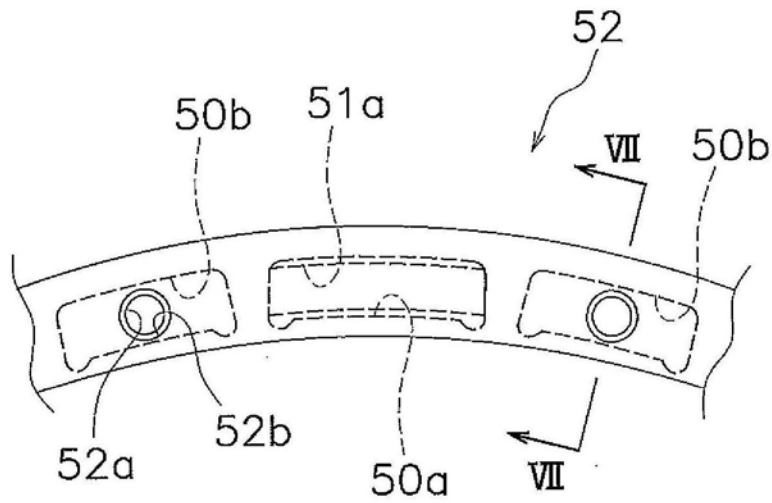


图6

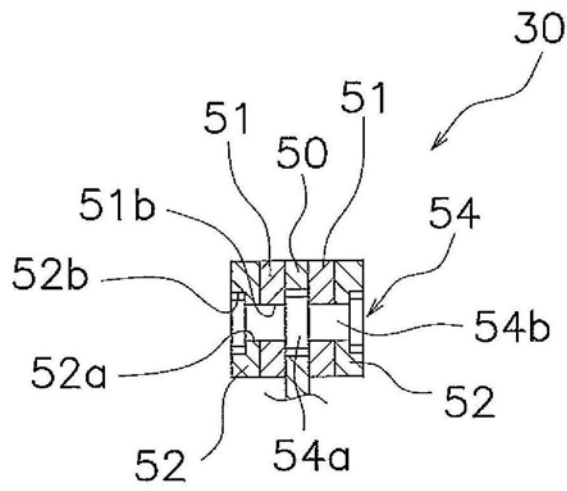


图7

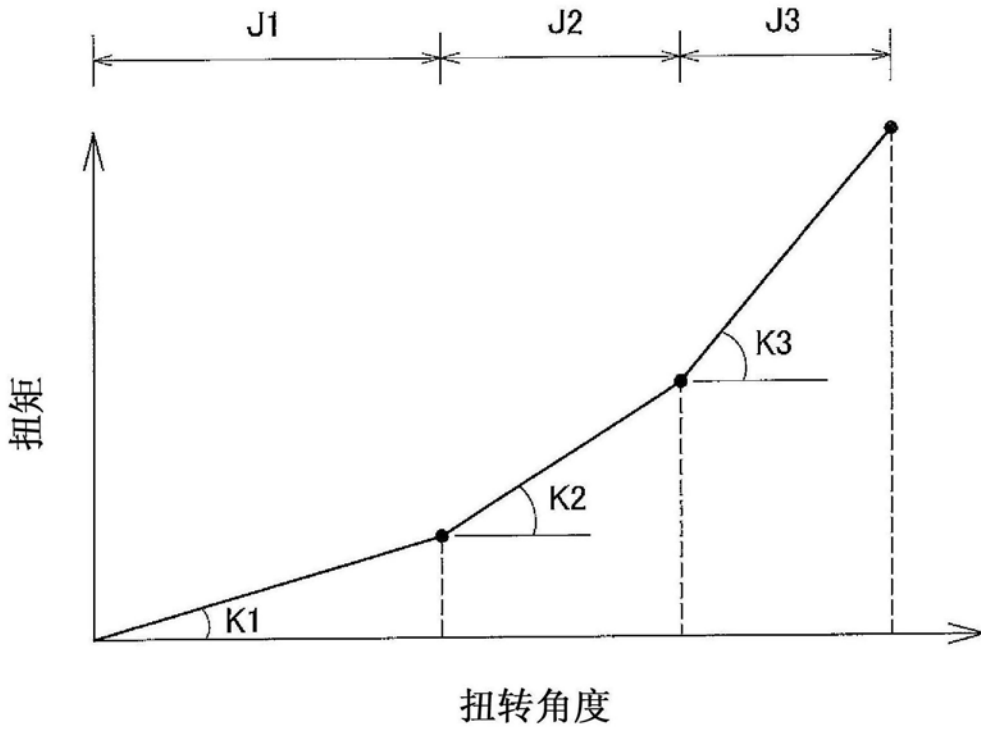


图8

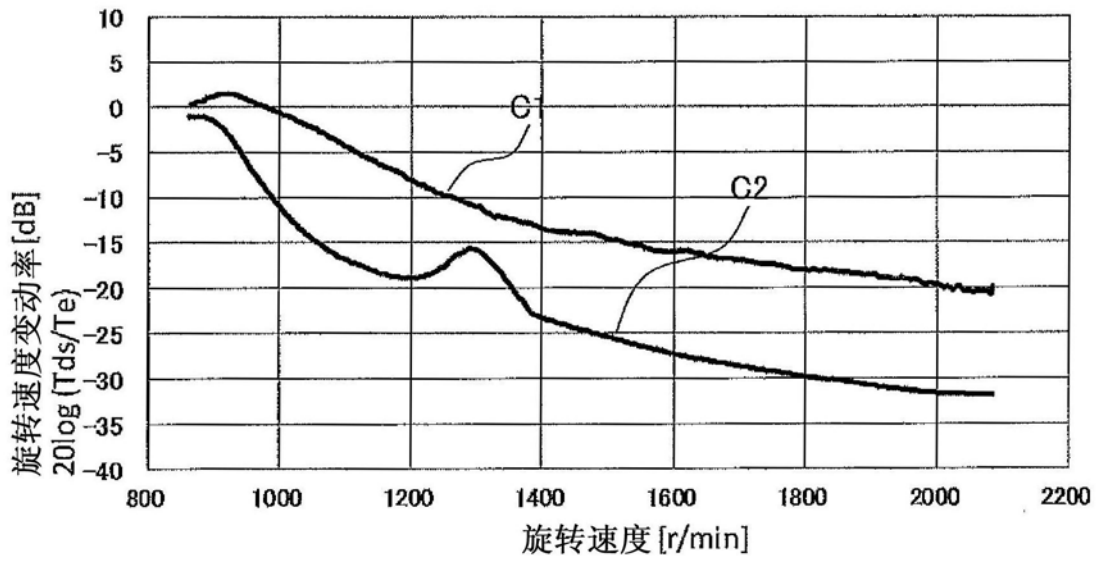


图9

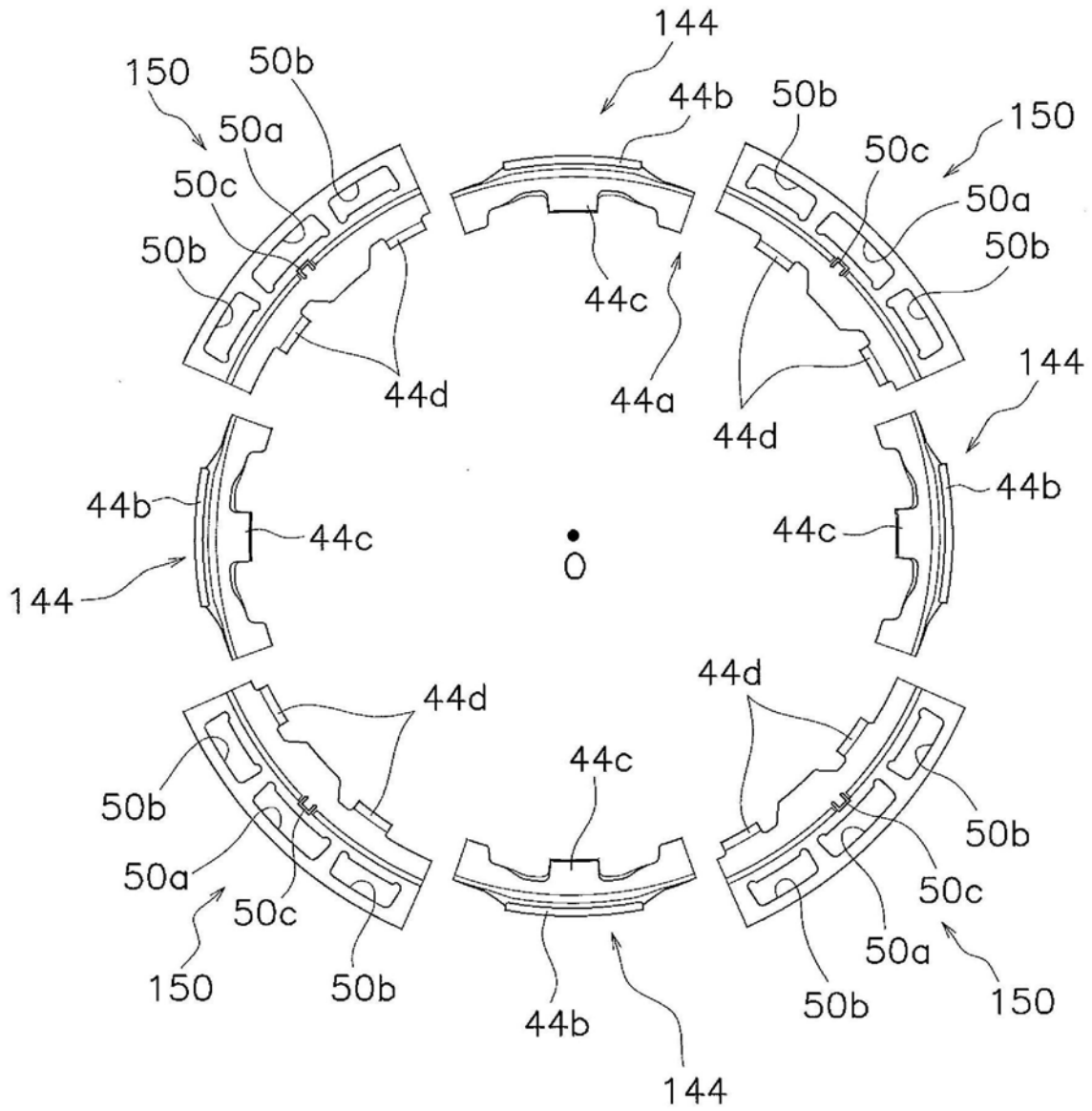


图10