



(12)发明专利申请

(10)申请公布号 CN 106233018 A

(43)申请公布日 2016.12.14

(21)申请号 201580020694.8

(22)申请日 2015.04.16

(30)优先权数据

2014-087824 2014.04.22 JP

(85)PCT国际申请进入国家阶段日

2016.10.20

(86)PCT国际申请的申请数据

PCT/IB2015/000506 2015.04.16

(87)PCT国际申请的公布数据

W02015/162477 EN 2015.10.29

(71)申请人 丰田自动车株式会社

地址 日本爱知县丰田市

(72)发明人 岸本直之 本多敦 塚野聪弘

吉野弘绍

(74)专利代理机构 中原信达知识产权代理有限
责任公司 11219

代理人 张建涛 车文

(51)Int.Cl.

F16D 25/062(2006.01)

F16D 13/52(2006.01)

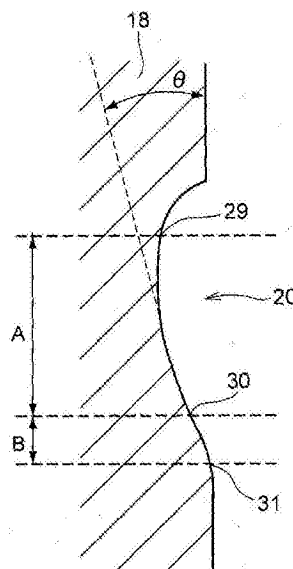
权利要求书2页 说明书11页 附图7页

(54)发明名称

凸轮机构

(57)摘要

凸轮机构包括输入部件和输出部件(18)并且第二凸轮凹槽(20)被设置在输出部件(18)的表面上。该凸轮机构被构造成夹持容纳在第二凸轮凹槽(20)中的滚动元件。第二凸轮凹槽(20)具有:第一区域(A),第一区域(A)被设置成使得当相位差不大于预定量时滚动元件在其上形成滚动接触的第二凸轮凹槽(20)的底面相对于旋转表面的倾斜角度增大;和第二区域(B),第二区域(B)被设置成使得当相位差大于预定量时滚动元件(17)与其形成滚动接触的第二凸轮凹槽(20)的底面相对于旋转表面的倾斜角度小于第一区域(A)中的最大倾斜角度。



1. 一种凸轮机构, 包括:

滚动元件;

第一凸轮部件, 所述第一凸轮部件包括第一凸轮凹槽, 所述第一凸轮凹槽具有在所述第一凸轮部件的轴线方向上凹陷并且从凹陷深度最深的部分朝向所述第一凸轮部件的一个旋转方向逐渐地变浅的形状, 所述第一凸轮凹槽具有第三区域和第四区域, 所述第三区域是与所述滚动元件形成滚动接触的所述第一凸轮凹槽的底面相对于所述第一凸轮部件的旋转表面的倾斜角度逐渐地增大的区域, 并且所述第四区域是与所述滚动元件形成滚动接触的所述第一凸轮凹槽的所述底面相对于所述旋转表面的倾斜角度小于所述第三区域中的最大倾斜角度的区域; 和

第二凸轮部件, 所述第二凸轮部件包括第二凸轮凹槽, 所述第二凸轮凹槽具有在所述第二凸轮部件的轴线方向上凹陷并且从凹陷深度最深的部分朝向所述第二凸轮部件的旋转方向逐渐地变浅的形状, 所述第二凸轮部件的轴线方向与所述第一凸轮部件的轴线方向相同, 所述第二凸轮部件的旋转方向是与所述第一凸轮部件的所述一个旋转方向相反的旋转方向, 所述第二凸轮凹槽具有与所述第一凸轮凹槽对称的形状, 所述第二凸轮凹槽具有第一区域和第二区域, 所述第一区域是与所述滚动元件形成滚动接触的所述第二凸轮凹槽的底面相对于所述第二凸轮部件的旋转表面的倾斜角度逐渐地增大的区域, 所述第二区域是与所述滚动元件形成滚动接触的所述第二凸轮凹槽的所述底面相对于所述旋转表面的倾斜角度小于所述第一区域中的最大倾斜角度的区域, 所述第一凸轮部件和所述第二凸轮部件在所述轴线方向上彼此相对以便在所述第一凸轮凹槽和所述第二凸轮凹槽之间夹持所述滚动元件, 并且所述第一凸轮部件和所述第二凸轮部件被构造成彼此相对旋转。

2. 根据权利要求1所述的凸轮机构, 其中:

所述凸轮机构被构造成增大摩擦接合装置的传递扭矩能力;

所述摩擦接合装置被构造成使所述第一凸轮部件和所述第二凸轮部件彼此相对旋转, 以便在所述轴线方向上移动所述第二凸轮部件并且通过所述摩擦接合装置的摩擦力来传递扭矩;

所述第二凸轮部件的端面被放置成在所述轴线方向上以预定间隔与所述摩擦接合装置隔开, 所述第二凸轮部件的所述端面是与所述第一凸轮部件相反的表面;

针对所述第一凸轮部件和所述第二凸轮部件之间的相位差等于或小于预定量的情形设置所述第一区域和所述第三区域; 并且

针对所述第一凸轮部件和所述第二凸轮部件之间的相位差大于所述预定量的情形设置所述第二区域和所述第四区域。

3. 根据权利要求2所述的凸轮机构, 其中:

所述第三区域和所述第四区域被构造成在所述第一凸轮部件的周向方向上彼此连续; 并且

在所述第一凸轮凹槽中, 在所述滚动元件在所述第三区域和所述第四区域之间的边界部分中与所述第一凸轮凹槽的底面形成接触时, 所述第二凸轮部件被构造成开始与所述摩擦接合装置形成接触。

4. 根据权利要求2或3所述的凸轮机构, 其中:

所述第一区域和所述第二区域被构造成在所述第二凸轮部件的周向方向上彼此连续;

并且

在所述第二凸轮凹槽中,在所述滚动元件在所述第一区域和所述第二区域之间的边界部分中与所述第二凸轮凹槽的底面形成接触时,所述第二凸轮部件被构造成开始与所述摩擦接合装置形成接触。

5.根据权利要求1至4中的任一项所述的凸轮机构,其中:

所述第二区域和所述第四区域中的每一个区域均具有恒定的倾斜角度。

6.根据权利要求1至4中的任一项所述的凸轮机构,其中:

随着相位差增大,所述第二区域和所述第四区域中的每一个倾斜角度均朝向所述旋转方向逐渐地减小。

凸轮机构

技术领域

[0001] 本发明涉及一种凸轮机构,该凸轮机构被构造成使得凸轮凹槽在彼此相对的两个部件的那些表面上形成,并且滚动元件被容纳在所述凸轮凹槽中,从而滚动元件被夹在该两个部件之间。

背景技术

[0002] 日本专利申请公报No.2009-220593(JP 2009-220593 A)、日本专利申请公报No.2009-36341(JP 2009-36341 A)和日本专利申请公报No.4-88260(JP 4-88260 A)描述了一种球凸轮机构,该球凸轮机构被构造成挤压用于通过摩擦力传递扭矩的多盘式离合器,从而增大传递扭矩能力。在JP 2009-220593 A中描述的球凸轮机构将扭矩改变为推力,并且传递该推力。作为球凸轮机构的输出部件的活塞被构造成挤压多盘式离合器的摩擦材料。此外,在JP 2009-220593 A中描述的球凸轮机构被放置成使得当多盘式离合器被释放时,在摩擦材料和活塞之间的间隙变大。其原因在于抑制当多盘式离合器被释放时介于摩擦材料和活塞之间的油的粘性阻力发生作用。

[0003] 同时,如果当多盘式离合器被释放时使在摩擦材料和活塞之间的间隙是大的,则在输入部件开始旋转以接合多盘式离合器后直至摩擦材料开始与活塞形成接触,可能耗用长的时间。这可以降低球凸轮机构的响应。鉴于此,在JP 2009-220593 A中描述的球凸轮机构的凸轮凹槽中形成凹进部和倾斜部,并且在它们之间的边界部具有台阶。当多盘式离合器被释放时,凹进部中容纳球体。此外,当摩擦材料与活塞接触时,球体与倾斜部形成滚动接触。相应地,当输入部件开始旋转时,球体攀爬到台阶之上并且与倾斜部滚动接触。这增大了输出部件的移动量相对于输入部件的旋转量的比,这使得能够缩短在摩擦材料与活塞形成接触之前的时间。此外,为了抑制球体的相位的移位,在JP 2009-220593 A中描述的球凸轮机构包括用于保持多个球体的保持器。

[0004] 注意,在JP 2009-36341 A中描述的球凸轮机构中,凸轮凹槽形成为朝向凸轮机构的两侧在周向方向上逐渐地变浅。此外,在JP 4-88260 A中描述的球凸轮机构中,在引起推力的区域中凸轮凹槽的底面的倾斜角度形成为是恒定的。

[0005] 同时,在这样一种凸轮机构中,该凸轮机构构造成使得在彼此相对的两个部件的相应的表面上设置多个凸轮凹槽,使得该多个凸轮凹槽在周向方向上被以预定间隔置放,并且每一个容纳在每一个凸轮凹槽中的滚动元件被夹在该两个部件之间,如果用于夹持滚动元件的负载是小的,则滚动元件中的任何一个滚动元件的相位均可以从其它滚动元件的相位移位。相应地,如果如在JP 2009-220593中描述地设置用于保持滚动元件的保持器从而抑制滚动元件的相位移位,则构件的数目增大,这可能增大凸轮机构的轴向长度或者由于在滚动元件和保持器之间的摩擦而增大功率损耗。

[0006] 鉴于此,当凸轮凹槽设置成使得它的底面的倾斜角度逐渐地增大时,能够抑制滚动元件的相位移位。然而,当凸轮凹槽形成为使得底面的倾斜角度逐渐地增大时,构造成沿着沿凸轮凹槽在轴线方向上滑动的输出侧部件的推力逐渐地减小。相应地,在用于通过摩

擦力传递扭矩的摩擦接合装置中,在凸轮机构设置成使得输出侧部件挤压以增大摩擦接合装置的传递扭矩能力的情形中,在输出侧部件与摩擦接合装置接触之后,要求大的推力。相应地,如果凸轮凹槽形成为使得底面的倾斜角度逐渐地增大从而抑制如上所述滚动元件的相位移,则存在不能输出用于挤压摩擦接合装置的足够的推力的可能性。

发明内容

[0007] 鉴于以上情况完成了本发明,并且本发明提供一种能够在抑制滚动元件的相位移的同时输出大推力的凸轮机构。

[0008] 鉴于此,根据本发明的一个方面,提供了一种包括滚动元件、第一凸轮部件和第二凸轮部件的凸轮机构。第一凸轮部件包括第一凸轮凹槽。第一凸轮部件具有在第一凸轮部件的轴线方向凹陷并且从凹陷深度最深的部分朝向第一凸轮部件的一个旋转方向逐渐地变浅的形状。第一凸轮凹槽具有第三区域和第四区域。第三区域是滚动元件与其形成滚动接触的第一凸轮凹槽的底面相对于第一凸轮部件的旋转表面的倾斜角度逐渐地增大的区域。第四区域是滚动元件与其形成滚动接触的第一凸轮凹槽的底面相对于旋转表面的倾斜角度小于第三区域中的最大倾斜角度的区域。第二凸轮部件包括第二凸轮凹槽。第二凸轮凹槽具有在第二凸轮部件的轴线方向上凹陷并且从凹陷深度最深的部分朝向第二凸轮部件的旋转方向逐渐地变浅的形状,该轴线方向与第一凸轮部件的轴线方向相同,第二凸轮部件的旋转方向是与第一凸轮部件的该一个旋转方向相反的旋转方向。第二凸轮凹槽具有与第一凸轮凹槽对称的形状。第二凸轮凹槽具有第一区域和第二区域。第一区域是滚动元件与其形成滚动接触的第二凸轮凹槽的底面相对于第二凸轮部件的旋转表面的倾斜角度逐渐地增大的区域。第二区域是滚动元件与其形成滚动接触的第二凸轮凹槽的底面相对于旋转表面的倾斜角度小于第一区域中的最大倾斜角度的区域。第一凸轮部件和第二凸轮部件在轴线方向上彼此相对从而在第一凸轮凹槽和第二凸轮凹槽之间夹持滚动元件,并且第一凸轮部件和第二凸轮部件构造成彼此相对旋转。

[0009] 此外,在该凸轮机构中,该凸轮机构可以被构造成增大摩擦接合装置的传递扭矩能力。摩擦接合装置可以被构造成使第一凸轮部件和第二凸轮部件彼此相对旋转,以便在轴线方向上移动第二凸轮部件并且利用摩擦接合装置的摩擦力来传递扭矩。第二凸轮部件的端面可以放置成在轴线方向上以预定间隔与摩擦接合装置隔开,所述第二凸轮部件的端面是与第一凸轮部件相反的表面的。可以针对在第一凸轮部件和第二凸轮部件之间的相位差等于或者小于预定量的情形设置第一区域和第三区域。可以针对在第一凸轮部件和第二凸轮部件之间的相位差大于预定量的情形设置第二区域和第四区域。

[0010] 此外,在该凸轮机构中,第三区域和第四区域可以构造成在第一凸轮部件的周向方向上彼此连续。在第一凸轮凹槽中,当滚动元件在第三区域和第四区域之间的边界部分中与第一凸轮凹槽的底面形成接触时,第二凸轮部件可以被构造成开始与摩擦接合装置形成接触。

[0011] 此外,在该凸轮机构中,第一区域和第二区域可以构造成在第二凸轮部件的周向方向上彼此连续。在第二凸轮凹槽中,当滚动元件在第一区域和第二区域之间的边界部分中与第二凸轮凹槽的底面形成接触时,第二凸轮部件可以被构造成开始与摩擦接合装置形成接触。

[0012] 此外,在该凸轮机构中,第二区域和第四区域中的每一个区域均可以具有恒定的倾斜角度。

[0013] 此外,在该凸轮机构中,随着相位差增大,第二区域和第四区域中的每一个倾斜角度的均可以朝向旋转方向逐渐地减小。

[0014] 在本发明的以上凸轮机构中,第一和第二凸轮凹槽被设置在第一和第二凸轮部件的相对的表面上,滚动元件被容纳在第一和第二凸轮凹槽中,并且被如此容纳的滚动元件被夹在第一和第二凸轮部件之间。此外,当在第一凸轮部件和第二凸轮部件之间的相位差不小于预定量时,凸轮部件中的一个凸轮部件挤压被放置成在轴线方向上以预定间隔隔开的摩擦接合装置,由此增大摩擦接合装置的传递扭矩能力。第一和第二凸轮凹槽具有第一和第三区域,第一和第三区域每一个被设置成使得当在第一凸轮部件和第二凸轮部件之间的相位差不大于预定量时滚动元件在其上形成滚动接触的凸轮凹槽的底面相对于旋转表面的倾斜角度随着相位差增大而增大。相应地,在凸轮机构从摩擦接合装置接收大的反作用力(该反作用力由于第二凸轮部件挤压摩擦接合装置而引起)之前的时期期间,与滚动元件的相位沿其移位的方向相反的负载被从第一和第二凸轮凹槽施加到滚动元件,由此使得能够抑制滚动元件的相位移位。结果,不必提供保持器等以调节滚动元件的相位,由此使得能够减小构件的数目和凸轮机构的轴向长度。此外,在保持器和滚动元件之间不引起任何摩擦阻力,从而能够改进凸轮机构的负载传递效率。此外,能够减小当滚动元件在凸轮凹槽的底面之上滑动时引起的摩擦阻力,从而能够减小输入凸轮机构中的扭矩或者为了在凸轮机构中引起扭矩而输入的动力。

[0015] 此外,该凸轮凹槽包括第二区域和第四区域,第二区域和第四区域每一个均被设置成使得当在第一凸轮部件和第二凸轮部件之间的相位差不小于预定量时,滚动元件与其形成滚动接触的第一或者第二凸轮凹槽的底面相对于旋转表面的倾斜角度小于第一或者第三区域中的最大倾斜角度。当滚动元件在第二区域和第四区域中与第一和第二凸轮凹槽的底面形成接触时,能够增大从凸轮机构输出的推力。结果,能够输出用于挤压摩擦接合装置的足够的推力。

[0016] 此外,通过设置第一和第三区域以及第二和第四区域,与在第一和第二凸轮凹槽的整个底面之上的倾斜角度小的情形相比较,能够缩短第一和第二凸轮凹槽的长度。因此,如果所要设置的第一和第二凸轮凹槽的数目增大,则能够减小作用于容纳在第一和第二凸轮凹槽中的滚动元件上的接触压力。结果,滚动元件的刚度能够减小,即,能够减小滚动元件的尺寸。这使得能够缩短凸轮机构的轴向长度。此外,能够缩短第一和第二凸轮凹槽的长度,由此使得能够将第一和第二凸轮机构置于内侧上。结果,能够减小作用于容纳在第一和第二凸轮机构中的滚动元件上的离心力,从而能够抑制滚动元件向外分离。进而,通过缩短第一和第二凸轮凹槽的长度,能够相对于在第一凸轮部件和第二凸轮部件之间的相位改变量增大输出侧部件的移动量。这使得能够提高凸轮机构的响应。

[0017] 此外,在第二区域和第四区域被设置成具有恒定倾斜角度的情形中,能够抑制第二区域和第四区域中的凸轮凹槽的底面的加工精度降低。这使得能够抑制性能降低,诸如将被输出的负载的非均匀性。

[0018] 同时,第二区域和第四区域中的倾斜角度被设置成朝向旋转方向逐渐地减小,从而用于在轴线方向上挤压第一凸轮部件和第二凸轮部件中的一个凸轮部件的负载随着在

它们间的相位差增大而增大。由此,当滚动元件在第一区域和第四区域中的第一和第二凸轮凹槽的底面上滚动以移动到第二区域和第四区域中的第一和第二凸轮凹槽的底面时,能够抑制输出侧部件在轴线方向上突然地移动。

附图说明

[0019] 将在下面参考附图描述本发明的示例性实施例的特征、优点以及技术和工业意义,其中相同的标记表示相同的元件,并且其中:

[0020] 图1是用于描述根据本发明的一个实施例的凸轮机构的一个示例性凸轮凹槽的截面视图;

[0021] 图2是用于描述当实施例的凸轮机构的离合器被释放时球体被夹在输入部件和输出部件之间的状态的截面视图;

[0022] 图3是用于描述当实施例的凸轮机构的离合器开始接合时球体被夹在输入部件和输出部件之间的状态的截面视图;

[0023] 图4是用于描述在实施例的凸轮机构中将作用于其相位从另一个球体的相位移位的一个球体上的负载的定向的截面视图;

[0024] 图5是用于描述当实施例的凸轮机构的离合器完全地接合时球体被夹在输入部件和输出部件之间的状态的截面视图;

[0025] 图6是用于描述根据本发明的实施例的凸轮机构的凸轮凹槽的另一个示例性形状的截面视图;并且

[0026] 图7是用于描述根据本发明的实施例的凸轮机构的示例性构造的截面视图。

具体实施方式

[0027] 根据本发明的凸轮机构能够被用作用于通过挤压摩擦接合装置而增大传统上已知的摩擦接合装置诸如离合器或者制动器的传递扭矩能力的推力产生机构。摩擦接合装置被构造成通过摩擦力传递扭矩。

[0028] 图7示意一个示例性构造,其中球凸轮机构(还被称作凸轮机构)2将推力赋予传统上已知的多盘式离合器1,从而增大多盘式离合器1(还被称作摩擦接合装置,因为多盘式离合器构成摩擦接合装置)的传递扭矩能力。多盘式离合器1被形成使得多个板在轴线方向上交替地放置。多盘式离合器1和球凸轮机构2设置在变速器等的外罩3内部。更加具体地,外罩3包括第一圆筒部4、凸缘部5、第二圆筒部6、底面部7和突出部8。凸缘部5从第一圆筒部4的一侧上的开口向外形成。第二圆筒部6的一个端部连接到凸缘部5的外周部。底面部7关闭第一圆筒部4的另一侧。突出部8是圆筒状部件,该圆筒状部件被构造成使得突出部8被以距第一圆筒部4预定间隔放置在第一圆筒部4内侧并且突出部8的一个端部连接到底面部7。球凸轮机构2设置在第一圆筒部4和突出部8之间的空间中,并且多盘式离合器1设置在第二圆筒部6内部。

[0029] 这里,简要地描述在图7中示意的多盘式离合器1的构造。在图7中示意的多盘式离合器1被构造成选择性地其中扭矩在第一旋转部件9和第二旋转部件10之间传递的状态和其中扭矩在第一旋转部件9和第二旋转部件10之间的传递中断的状态之间切换。这里,第一旋转部件9是连接到输入轴(未示出)的环形部件,并且第二旋转部件10是连接到输出轴

(未示出)的环形部件。更加具体地,朝向外罩3的底面部7在轴线方向上突出的圆筒状第一离合器滚筒11在第一旋转部件9的侧表面上形成。以环形形状形成的多个驱动板12放置在第一离合器滚筒11外侧以便以能够一体旋转的方式配合到第一离合器滚筒11。驱动板12被构造成通过与之后述及的从动板13形成接触而传递扭矩,并且驱动板12和从动板13被交替地放置。相应地,驱动板12被以预定间隔置放成带有间隙,间隙间允许存在从动板13。

[0030] 同时,圆筒状第二离合器滚筒14在第二旋转部件10的侧表面上形成,使得第二离合器滚筒14朝向外罩3的底面部7在轴线方向上突出,并且第二离合器滚筒14具有比驱动板12的外径大的内径。在第二离合器滚筒14内侧,以环形形状形成的多个从动板13被与驱动板12交替地放置,并且以能够一体旋转的方式配合到第二离合器滚筒14。注意摩擦材料15在驱动板12和从动板13中的任一个板的两个侧表面上一体地形成。

[0031] 相应地,在图7中示意的多盘式离合器1能够通过被在轴线方向上挤压从而使驱动板12与从动板13形成接触来根据用于挤压驱动板12和从动板13的负载和摩擦系数传递扭矩。即,当用于引起驱动板12与从动板13形成接触的负载受到控制时,多盘式离合器1的传递扭矩能力受到控制。更加具体地,通过增大用于挤压驱动板12和从动板13的负载,多盘式离合器1的传递扭矩能力增大。

[0032] 鉴于此,在于图7中示意的实例中,球凸轮机构2被设置成控制用于挤压多盘式离合器1的负载。即,球凸轮机构2被构造成使得:根据对于多盘式离合器1要求的传递扭矩能力,控制用于挤压多盘式离合器1的负载的球凸轮机构2受到控制;并且当多盘式离合器1中断扭矩的传递时,球凸轮机构2从多盘式离合器1分离从而用于挤压多盘式离合器1的负载为“零”。

[0033] 在图7中示意的球凸轮机构2被构造成将输入部件(还被称作第一凸轮部件)16的扭矩转换成在轴线方向上的推力,以便从输出部件(还被称作第二凸轮部件)18输出推力。在轴向方向上凹进的多个凸轮凹槽(还被称作第一凸轮凹槽)19在与输出部件18相对的输入部件16的表面上形成,使得该多个凸轮凹槽19被以预定间隔布置在周向方向上。在轴向方向上凹进的多个凸轮凹槽(还被称作第二凸轮凹槽)20也在与输入部件16相对的输出部件18的表面上形成,使得该多个凸轮凹槽20被以预定间隔布置在周向方向上。球体(称作滚动元件)17被构造成与那些凸轮凹槽19、20的底面形成滚动接触。更加具体地,输入部件16和输出部件18被附接从而在球体17被容纳于凸轮凹槽19、20之间的状态中在凸轮凹槽19、20之间夹持球体17。注意在这里示意的实例涉及作为一个实例使用球体17的球凸轮机构。然而,可以使用辊子等部件,只要它们与凸轮凹槽形成滚动接触。此外,为了抑制输出部件18倾斜,优选的是以预定间隔在周向方向上形成三个或者更多凸轮凹槽19,类似于凸轮凹槽19地,以预定间隔在周向方向上形成与凸轮凹槽19相同数目的凸轮凹槽20,并且将球体17设置在每个凸轮凹槽19、20中。

[0034] 在图7中示意的输入部件16以环形形状形成,并且配合在外罩3的突出部8外侧和第一圆筒部4内侧。输入部件16被构造成在功能上用作用于根据从液压动力源(未示出)供应的液压而产生扭矩的致动器。更加具体地,多个壁部21在外罩3的底面部7的外周侧上形成,使得该多个壁部21在周向方向上被以预定间隔布置并且在轴向方向上突出。此外,将在壁部21之间插入的多个突出部22在输入部件16的面向底面部7的端面上形成。即,壁部21和突出部22在它们在轴向方向上彼此交迭的位置处形成,并且被在周向方向上交替地放置。

相应地,当在壁部21和突出部22之间供应油时,突出部22被在周向方向上挤压,从而引起扭矩。此外,因为输入部件16配合到突出部8以便相对于外罩3旋转,所以将推力轴承23设置在输入部件16的端面和外罩3的底面部7之间。此外,为了抑制在壁部21和突出部22之间供应的油的泄漏,输入部件16的内周面和外周面在上设置密封部件24、25诸如O形环。注意在图7中示意的实例中,输入部件16被构造成在功能上用作致动器,但是输入部件16可以被构造成使得扭矩被从马达(未示出)等传递到输入部件16。

[0035] 同时,输出部件18被构造成在轴线方向上从输入部件16接收挤压力时移动。在图7中示意的实例中,输出部件18能够在轴向方向上移动并且以不可旋转方式附接到外罩3。更加具体地,输出部件18以环形形状形成,并且它的外周面通过花键等与第一圆筒部4的内周面接合。注意输出部件18的内周面配合到突出部8。此外,输出部件18被构造成挤压驱动板12或者从动板13。构造成挤压驱动板12和从动板13在径向方向上彼此交迭的位置的圆筒状挤压部26在与在形成凸轮凹槽20的表面相对的输出部件18的那个端面上形成。

[0036] 如上所述,球体17被容纳于在输入部件16上和输出部件18上形成的凸轮凹槽19、20之间。此外,当多盘式离合器1中断扭矩的传递时,输出部件18与从动板13分离,从而不在突出部22和壁部21之间供应液压。因此,如果输出部件18与输入部件16分离,则球体17与凸轮凹槽19、20分离。鉴于此,在图7中示意的实例中,设置了构造成恒定地朝向输入部件16挤压输出部件18的复位弹簧27。注意,在图7中示意的实例中,锥形盘簧设置作为复位弹簧27,但是可以设置其它弹性部件诸如压缩弹簧。此外,在图7中示意的实例中,设置了用于定位复位弹簧27的外周部的扣环28。

[0037] 如先前述及地,在图7中示意的球凸轮机构2被构造成使得经由球体17传递输入部件16的扭矩,作为用于在轴向方向上挤压输出部件18的负载。相应地,在输出部件18与从动板13形成接触之前,抵抗用于从输入部件16挤压输出部件18的负载的反作用力仅仅是复位弹簧27的弹簧负载。复位弹簧27发生作用从而抑制球体17如上所述与凸轮凹槽19、20分离,并且复位弹簧27被设定为具有相对小的负载。此外,在图7中示意的实例中,在周向方向上设置了多个球体17。由于加工精度等,凸轮凹槽19、20和球体17具有不可避免的个体差异。相应地,在输出部件18与从动板13形成接触之前,用于夹持球体17的负载是小的。因此,球体17中的任何一个球体可以在凸轮凹槽19、20上滑动从而它的相位可以从其它球体17移位。相应地,在图7中示意的凸轮凹槽19、20被构造成抑制球体17在周向方向上滑动。

[0038] 同时,当输出部件18与从动板13形成接触时,除了复位弹簧27的弹簧负载,根据从动板13的刚度的反作用力也发生作用。相应地,球体17难以如上所述地与凸轮凹槽19、20分离。然而,用于挤压从动板13的对于输出部件18要求的负载是大的。鉴于此,在图7中示意的凸轮凹槽19、20被构造成使得当输出部件18与从动板13形成接触时,用于从输入部件16挤压输出部件18的负载变大,即,用于抵抗来自输入部件16的扭矩挤压输出部件18的负载变大。

[0039] 参考图1描述了凸轮凹槽19、20的一个示例性形状。注意输入部件16上形成的凸轮凹槽19被形成使得凸轮凹槽19的深度朝向输入部件16的一个旋转方向逐渐地变浅。在输出部件18上形成的凸轮凹槽20以与凸轮凹槽19对称的方式形成,使得凸轮凹槽19的深度朝向与输入部件16的该一个旋转方向相反的旋转方向逐渐地变浅。此外,在输入部件16中形成的凸轮凹槽19具有相同的形状,并且在输出部件18中形成的凸轮凹槽20具有相同的形

状。鉴于此,以下说明参考在图1中示意的实例涉及在输出部件18中形成的凸轮凹槽20中的一个凸轮凹槽的形状,并且省略了在输入部件16中形成的凸轮凹槽19的形状的说明。

[0040] 图1是用于描述凸轮凹槽20的形状的截面视图。图1中的上下方向对应于周向方向,并且左右方向对应于轴线方向。在图1中示意的凸轮凹槽20的一个端部被形成使得当输出部件18最靠近输入部件16移动时,球体17的外周面的一个部分与凸轮凹槽20的该一个端部形成表面接触或者线接触,以便限制将在以后描述的球体17的移动。因此,凸轮凹槽20的该一个端部具有与球体17的外径基本相同的曲率半径。注意,在以下说明中,当球体17的移动受到限制时,与球体17形成接触的凸轮凹槽20的底面的最深部分被称作第一接触部29。

[0041] 如在图1中所示意地,凸轮凹槽20的底面的在第一接触部29下方的那个部分是当在输入部件16和输出部件18之间的相位差变大时球体17与其形成滚动接触的部分。更加具体地,凸轮凹槽20的底面具有第一区域A,第一区域A被形成使得在输出部件18变得最靠近输入部件16的状态中在挤压部26与从动板13形成接触之前球体17与其形成滚动接触。此外,凸轮凹槽20的底面具有第二区域B,第二区域B被形成使得在挤压部26与从动板13形成接触之后但是在多盘式离合器1的接合压力达到它的最大值之前,球体17与其形成滚动接触。即,当在输入部件16和输出部件18之间的相位差不大于预定量时,球体17在第一区域A中与凸轮凹槽20的底面形成滚动接触。当在输入部件16和输出部件18之间的相位差大于预定量时,球体17在第二区域B中与凸轮凹槽20的底面形成滚动接触。

[0042] 在第一区域A中凸轮凹槽20的底面被形成使得从第一接触部29朝向在第一区域A和第二区域B之间的边界位置(在下文中被称作第二接触部30),凸轮凹槽20的底面相对于输入部件16的旋转表面的倾斜角度逐渐地增大。换言之,在第一区域A中凸轮凹槽20的底面被形成使得相对于与输入部件16相对的输出部件18的那个端面的倾斜角度从第一接触部29朝向第二接触部30逐渐地增大。即,在第一区域A中,凸轮凹槽20的底面被形成使得在第一接触部29处倾斜角度最小,并且在第二接触部30处倾斜角度最大。换言之,在第一区域A中凸轮凹槽20的底面的曲率半径形成从第一接触部29朝向第二接触部30逐渐地减小。注意,在图1中,倾斜角度由“ θ ”示意。

[0043] 同时,在第二区域B中凸轮凹槽20的底面形成具有小于在第二接触部30处的倾斜角度的倾斜角度。更加具体地,在第二区域B中凸轮凹槽20的底面被形成使得随着它远离第二接触部30,倾斜角度减小。换言之,在第二区域B中凸轮凹槽20的底面被形成使得倾斜角度朝向与输入部件16的旋转方向相反的旋转方向减小。注意在以下说明中,第二区域B的与第二接触部30相反的端部被称作第三接触部31。

[0044] 接着将描述具有如在图1中所示意的凸轮凹槽20的球凸轮机构2的操作。注意,在以下说明中,为了方便起见,输入部件16的凸轮凹槽19的以与第一接触部29相同的形状形成的那个部分被称作第四接触部32。输入部件16的凸轮凹槽19的以与第二接触部30相同的形状形成的那个部分被称作第五接触部33。输入部件16的凸轮凹槽19的以与第三接触部31相同的形状形成的那个部分被称作第六接触部34。在输出部件18与从动板13形成接触之前球体17与输入部件16的凸轮凹槽19形成接触的区域被称作第三区域C。当输出部件18与从动板13形成接触时球体17与输入部件16的凸轮凹槽19形成接触的区域被称作第四区域D。

[0045] 图2示意其中输出部件18变得最靠近输入部件16的状态。更加具体地,图2示意其

中当仅仅复位弹簧27的弹簧力作用于输出部件18上时球体17被夹在输入部件16和输出部件18之间的状态。可替代地,图2示意其中当根据在输入部件16中引起的扭矩施加到输出部件18的负载小于复位弹簧27的弹簧力时球体17被夹在输入部件16和输出部件18之间的状态。即,图2示意当用于朝向输入部件16挤压输出部件18的负载大于用于从输入部件16分离输出部件18的负载时球体17被夹在输入部件16和输出部件18之间的状态。

[0046] 如上所述,凸轮凹槽19、20具有形成为相对于输入部件16和输出部件18的端面倾斜的底面。相应地,当在球体17不与第一接触部29形成接触的位置处球体17与输出部件18的凸轮凹槽20的底面形成接触时,在输出部件18的周向方向上朝向第一接触部29的负载发生作用。这是因为输出部件18被朝向输入部件16挤压,从而在输出部件18的周向方向上朝向第一接触部29的负载被从输出部件18的凸轮凹槽20的底面施加到球体17。当负载这样作用于球体17上时,在周向方向上的负载被从球体17施加到输入部件16的凸轮凹槽19的底面从而朝向图2中的上侧挤压输入部件16。此外,输出部件18以不可旋转方式连接到外罩3。相应地,当输出部件18被朝向输入部件16挤压时,输入部件16朝向图2中的上侧旋转。当输入部件16类似这样地旋转时,在输入部件16和输出部件18之间的距离变得大于球体17的直径。结果,输出部件18朝向输入部件16移动。

[0047] 注意,当输入部件16如上所述地旋转并且输出部件18在轴向方向上移动时,球体17在输入部件16的凸轮凹槽19和输出部件18的凸轮凹槽20上滚动。相应地,当如上所述用于朝向输入部件16挤压输出部件18的负载大于用于从输入部件16分离输出部件18的负载时,球体17滚动到球体17与第一接触部29和第四接触部32形成接触的位置。在以下说明中,球体17与第一接触部29和第四接触部32形成接触的状态被称作初始状态。

[0048] 在图2中示意的初始状态中,当在突出部22和壁部21之间供应油时,突出部22被所供应的油的压力在周向方向上挤压。这根据油的液压在输入部件16中引起扭矩。当这样在输入部件16中引起扭矩时,朝向球体17的中心的负载作用于球体17的与凸轮凹槽19的底面形成接触的那个部分上。当负载这样作用于球体17上时,负载在凸轮凹槽20的底面的法线方向上施加在球体17的与凸轮凹槽20形成接触的那个部分中。因为如上所述输出部件18以不可旋转方式连接到外罩3,所以当负载被如此在凸轮凹槽20的底面的法线方向上施加时,负载在轴向方向上的分量挤压输出部件18。结果,输出部件18与输入部件16分离。因为输出部件18与输入部件16分离并且负载从输入部件16的凸轮凹槽19的底面朝向球体17的中心发生作用,所以球体17在第三区域C中朝向第四区域D滚动。然后,球体17在第一区域A中朝向第二区域B滚动。注意,如上所述输出部件18以不可旋转方式连接到外罩3,并且输入部件16以能够相对旋转的方式连接到外罩3。因此,输入部件16相对于输出部件18旋转。基于在初始状态中在输入部件16和输出部件18之间的相位差,当输入部件16旋转使得输出部件18与输入部件16分离时,相位差增大。

[0049] 图3示意在当通过输出部件18从输入部件16分离而使挤压部26与从动板13形成接触时的时间点球体17被夹在输入部件16和输出部件18之间的状态。如上所述,第二接触部30是在第一区域A和第二区域B之间的边界部分。类似地,第五接触部33是在第三区域C和第四区域D之间的边界部分。在当挤压部26与从动板13形成接触时的时间点,球体17与第二接触部30和第五接触部33形成接触。即,图3所示偏差L1和偏差L2被确定成使得输出部件18从初始状态到球体17与第二接触部30和第五接触部33形成接触的状态的移动量等于在初始

状态中在挤压部26和从动板13之间的间隙。偏差L1是在凸轮凹槽20的深度方向上在第一接触部29和第二接触部30之间的偏差距离。此外,偏差L2是在凸轮凹槽19的深度方向上在第四接触部32和第五接触部33之间的偏差距离。

[0050] 同时,因为在输出部件18与从动板13形成接触之前反作用力是小的,所以如果凸轮凹槽19、20和球体17具有加工误差,则球体17中的任何一个可能在凸轮凹槽19或者凸轮凹槽20之上滑动。相应地,如在图1中所示意地,凸轮凹槽19、20被形成为使得在第一区域A和第三区域C中它们的底面的倾斜角度逐渐地增大,从而抑制滑动。这里,以下描述了能够抑制球体17的滑动的操作。注意,在以下说明中,为了方便起见,滑动的球体17被称作第一球体17a,并且不滑动的球体17被称作第二球体17b。图4示意第一球体17a滑动并且它的相位从第二球体17b移位的状态。注意第二球体17b的位置由虚线示意。更加具体地,图4示意在由于凸轮凹槽19或者凸轮凹槽20的加工误差使在凸轮凹槽19和凸轮凹槽20之间的间隙大的情形中或者在第一球体17a的外径小于第二球体17的外径的情形中的球体17a、17b。更加具体地,图4示意其中在比第二球体17b在第一区域A中更加靠近第一接触部29的一侧上和比第二球体17b在第三区域C中更加靠近第五接触部33一侧上第一球体17a与凸轮凹槽19、20形成接触的状态。

[0051] 如在图4中所示意地,球体17从凸轮凹槽19接收朝向球体17的中心的负载。此外,对于用于挤压凸轮凹槽20的球体17的负载的反作用力也被从凸轮凹槽20朝向球体17的中心施加到球体17。相应地,如在图4中所示意地,当在球体17中无任何滑动发生时,从输入部件16和从输出部件18施加到第二球体17b的负载在同一条线上并且以相反的方式施加于此到第二球体17b。这是因为凸轮凹槽19、20的与第二球体17b形成接触的那些部分的相应的倾斜角度是相同的,并且凸轮凹槽19中的接触部的底面平行于凸轮凹槽20中的接触部的底面。

[0052] 同时,当类似在图4中示意的第一球体17a的滑动发生并且第一球体17a的相位从第二球体17b的移位时,由第一球体17a从输入部件16接收的负载的定向与由第一球体17a从输出部件18接收的负载的定向相交叉。更加具体地,由第一球体17a从输入部件16接收的负载在周向方向上的分量被在与由第一球体17a从输出部件18接收的负载在周向方向上的分量相同的方向上施加。更加具体地,在周向方向上的负载作用于第一球体17a上使得第一球体17a的相位与第二球体17b的相位一致。即,负载在与第一球体17a的相位从第二球体17b的相位移位的方向相反的方向上从输入部件16和输出部件18作用于第一球体17a上。换言之,当类似第一球体17a地相位移位时,负载发生作用以快速地校正相位移位。相应地,第一区域A和第三区域C具有用于对准球体17的相位的对准功能。

[0053] 因此,当凸轮凹槽19、20被形成为使得它们的底面的倾斜角度逐渐地增大时,能够抑制夹在凸轮凹槽19、20之间的球体的相位移位,而不用提供保持器等以对准球体17的相位。结果,因为不必设置保持器等,所以与设置保持器等的情形相比,能够减小构件的数目和球凸轮机构2的轴向长度。此外,不发生在部件诸如保持器和球体17之间的任何摩擦阻力等,由此使得能够提高负载传递效率。此外,如较早述及地,能够抑制相位移位,从而能够减小由于球体17在凸轮凹槽19、20上滑动而引起的摩擦阻力。这因此使得能够减小用于在输入部件16中引起扭矩的液压。

[0054] 注意,图4示意第一球体17a在比第二球体17b更加靠近第一接触部29和第五接触

部33一侧上与凸轮凹槽19、20形成接触的状态。在第一球体17a在比第二球体17b更加靠近第二接触部30和第四接触部32一侧上与凸轮凹槽19、20形成接触的情形中,图4中的向上负载作用于第一球体17a上。相应地,能够获得与以上相同的操作和效果。

[0055] 如较早述及地,当输出部件18通过在第一区域A和第三区域C中在凸轮凹槽19、20上滚动的球体17而与从动板13形成接触时,将作用于输出部件18上的反作用力变得相对大,从而球体17的相位难以移位。同时,挤压从动板13所要求的推力,即,挤压输出部件18所要求的负载增大。相应地,如较早述及地,在第二区域B和第四区域D中的倾斜角度形成小于第二接触部30和第五接触部33的倾斜角度,从而由输出部件18从球体17接收的负载在轴向方向上的分量是大的,即,使得用于挤压从动板13的推力是大的。此外,在图1中示意的实例中,为了抑制当球体17从第一区域A移动到第二区域B时输出部件18突然地移动,输出部件18被形成使得在第二区域中的倾斜角度朝向与输入部件16的旋转方向相反的方向逐渐地减小。然后,当球体17在第二区域B和第四区域D中在凸轮凹槽19、20上滚动并且输出部件18完全地挤压从动板13时,球体17如在图5中所示意地与第三接触部31和第六接触部34形成接触。当输出部件18这样完全地挤压从动板13时,要求最大的推力。相应地,凸轮凹槽19、20被形成使得在第二区域B和第四区域D中在凸轮凹槽19、20的底面中,在第三接触部31处和在第六接触部34处的倾斜角度最小。

[0056] 如上所述,使在第二区域B和第四区域D中凸轮凹槽19、20的底面的倾斜角度小于第二接触部30和第五接触部33的倾斜角度,从而用于挤压输出部件18的负载相对于在输入部件16中引起的扭矩能够增大。即,使在第二区域B和第四区域D中凸轮凹槽19、20的底面的倾斜角度小于第二接触部30和第五接触部33的倾斜角度,从而使在第二区域B和第四区域D中凸轮凹槽19、20的底面的倾斜角度小于在第一区域A和第三区域C中具有最大倾斜角度的凸轮凹槽19、20的底面的那些部分。这使得能够相对于在输入部件16中引起的扭矩增大用于挤压输出部件18的负载。结果,能够减小所要供应的液压。

[0057] 此外,凸轮凹槽19、20的深度是根据在输出部件18和从动板13之间的间隙确定的,并且用于输出所要求的最大推力的凸轮凹槽19、20的倾斜角度是基于对于多盘式离合器1要求的传递扭矩能力确定的。相应地,如果在整个凸轮凹槽19、20之上的倾斜角度被形成基于对于多盘式离合器1要求的传递扭矩能力确定的倾斜角度,则凸轮凹槽19、20在周向方向上的长度可以变长。然而,如上所述,通过形成分别地与第一区域A和第三区域C连续的第二区域B和第四区域D,凸轮凹槽20、19在周向方向上的长度能够缩短。相应地,将在输入部件16和输出部件18中形成的凸轮凹槽19、20的数目能够增大,由此使得能够减小作用于每一个球体17上的接触压力。结果,球体17的强度能够减小,从而能够使得球体17的外径是小的。这最终使得能够缩短球凸轮机构2的轴向长度。可替代地,凸轮凹槽19、20在周向方向上的长度能够缩短,从而凸轮凹槽19、20能够在内周侧上形成。这使得能够减小作用于球体17上的离心力,从而能够抑制球体17向外分离。此外,因为凸轮凹槽19、20在周向方向上的长度能够缩短,所以能够对于输入部件16的单位旋转量增大输出部件18的移动量。结果,球凸轮机构2的响应能够得到改进。

[0058] 在以上实例中,凸轮凹槽19、20被形成使得在第二区域B和第四区域D中凸轮凹槽19、20的底面的倾斜角度逐渐地减小。然而,在第二区域B和第四区域D中的倾斜角度不限于以上,只要输出部件18能够被以大的负载挤压。鉴于此,如在图6中所示意地,凸轮凹槽

19、20可以被形成使得在第二区域B和第四区域D中凸轮凹槽19、20的底面具有与第三接触部31和第六接触部34相同的倾斜角度。即,凸轮凹槽19、20可以不具有它们的倾斜角度改变为用于输出大负载的倾斜角度的区域,更加具体地,凸轮凹槽19、20可以不具有它们的倾斜角度改变为在第三接触部31和第六接触部34处的倾斜角度的区域。

[0059] 如在图6中所示意地,当凸轮凹槽19、20被形成使得在第二区域B和第四区域D中凸轮凹槽19、20的底面具有与第三接触部31和第六接触部34相同的倾斜角度时,能够抑制加工精度减小。因此,能够抑制性能降低,诸如用于挤压输出部件18的负载的非均匀性。

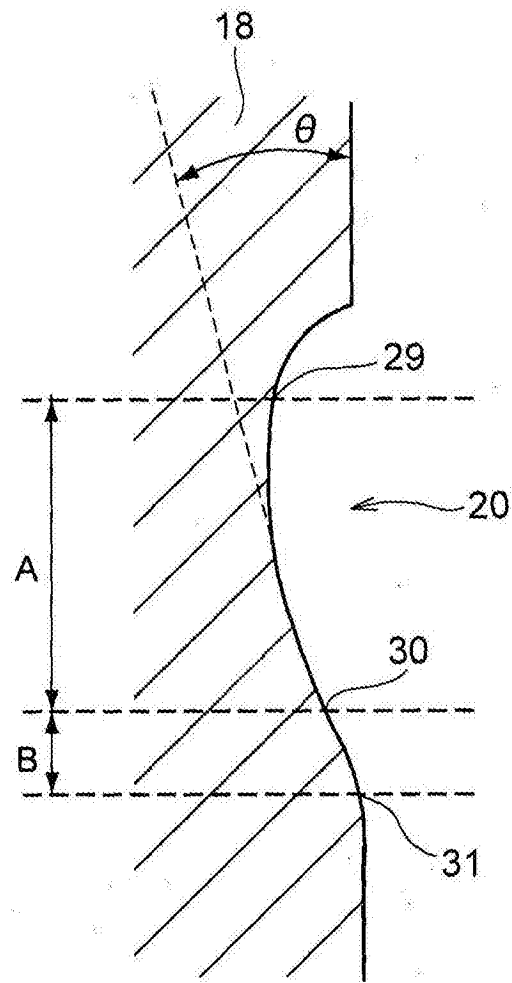


图1

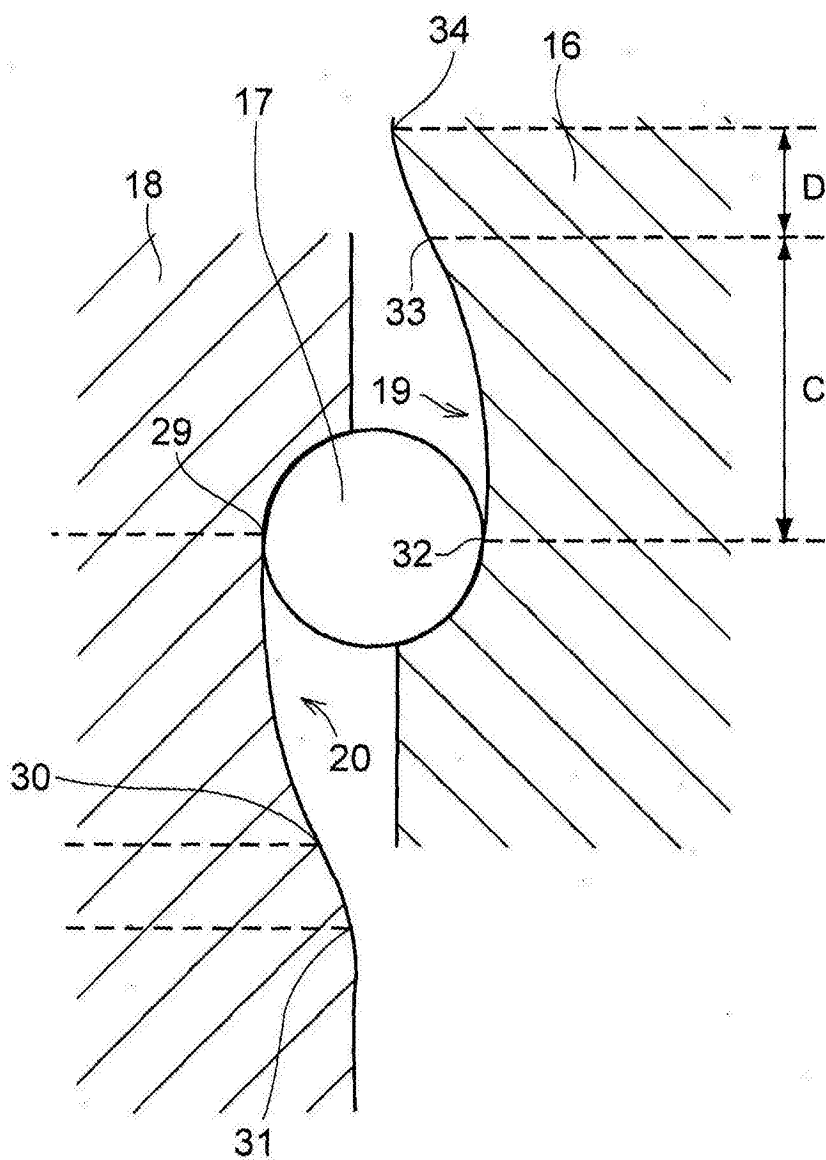


图2

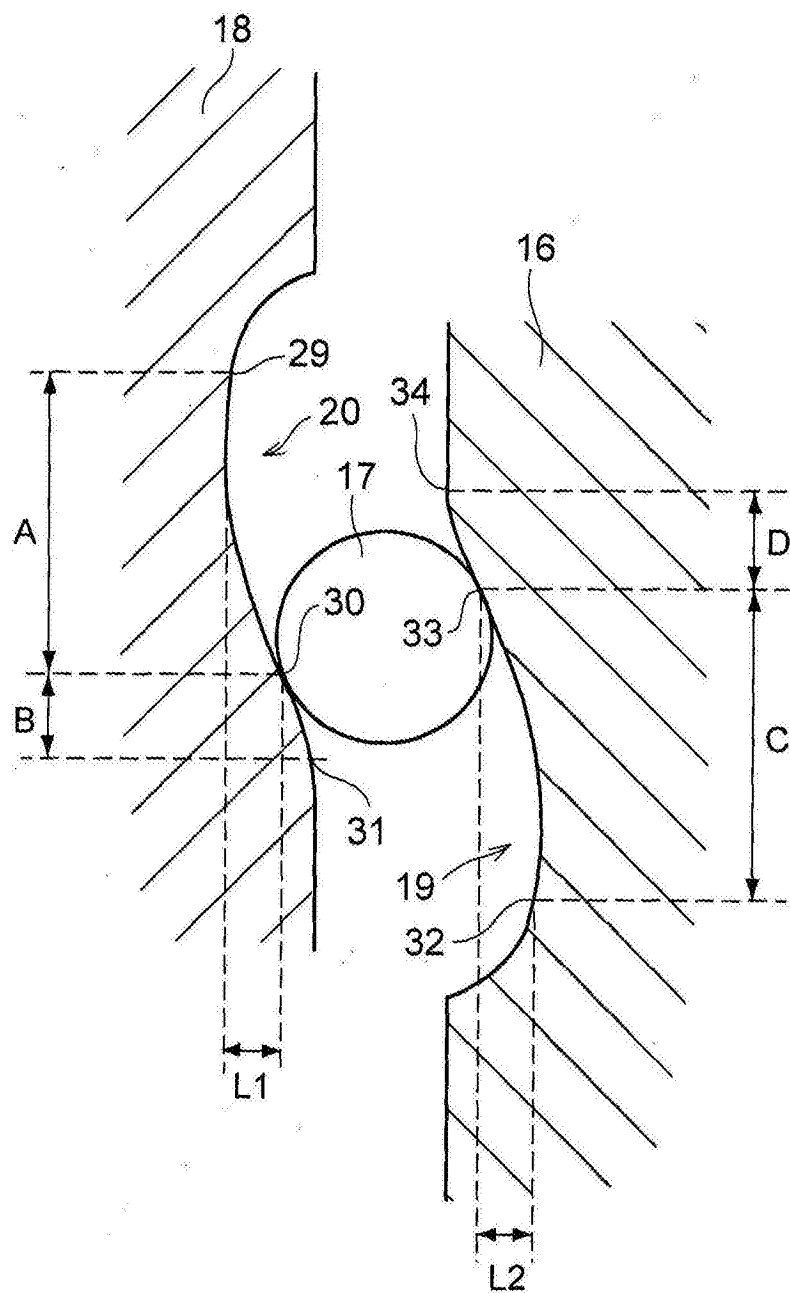


图3

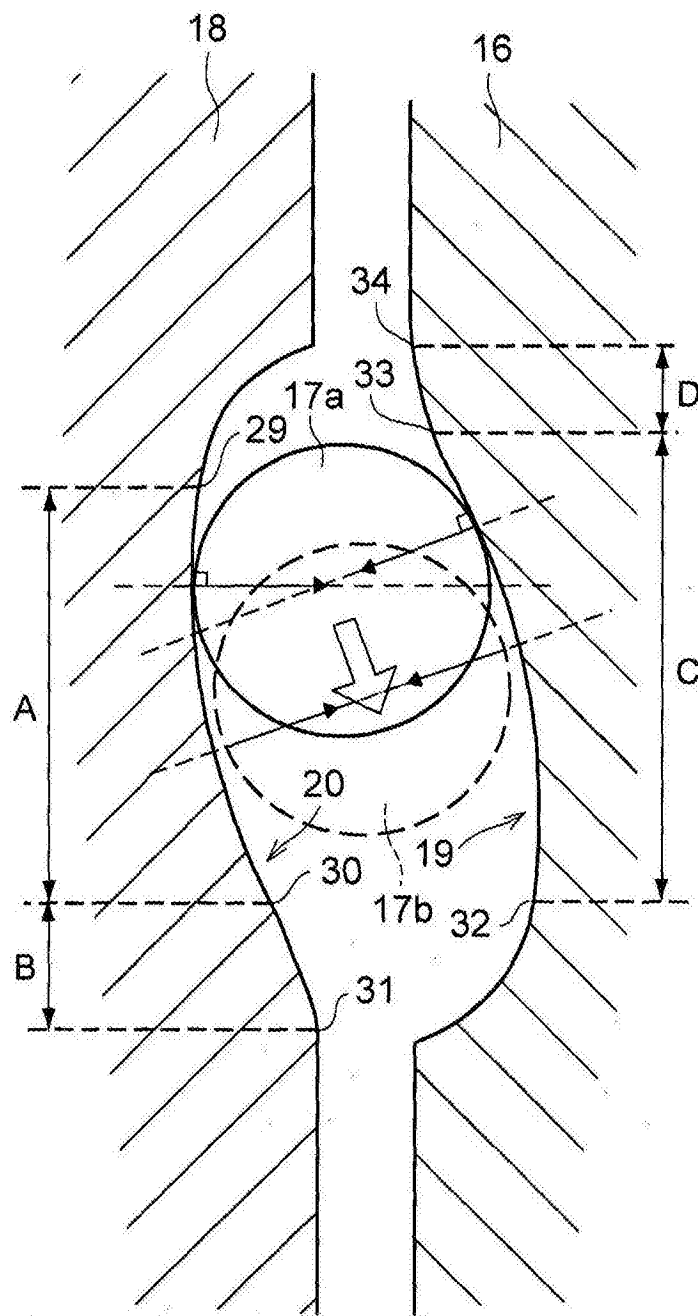


图4

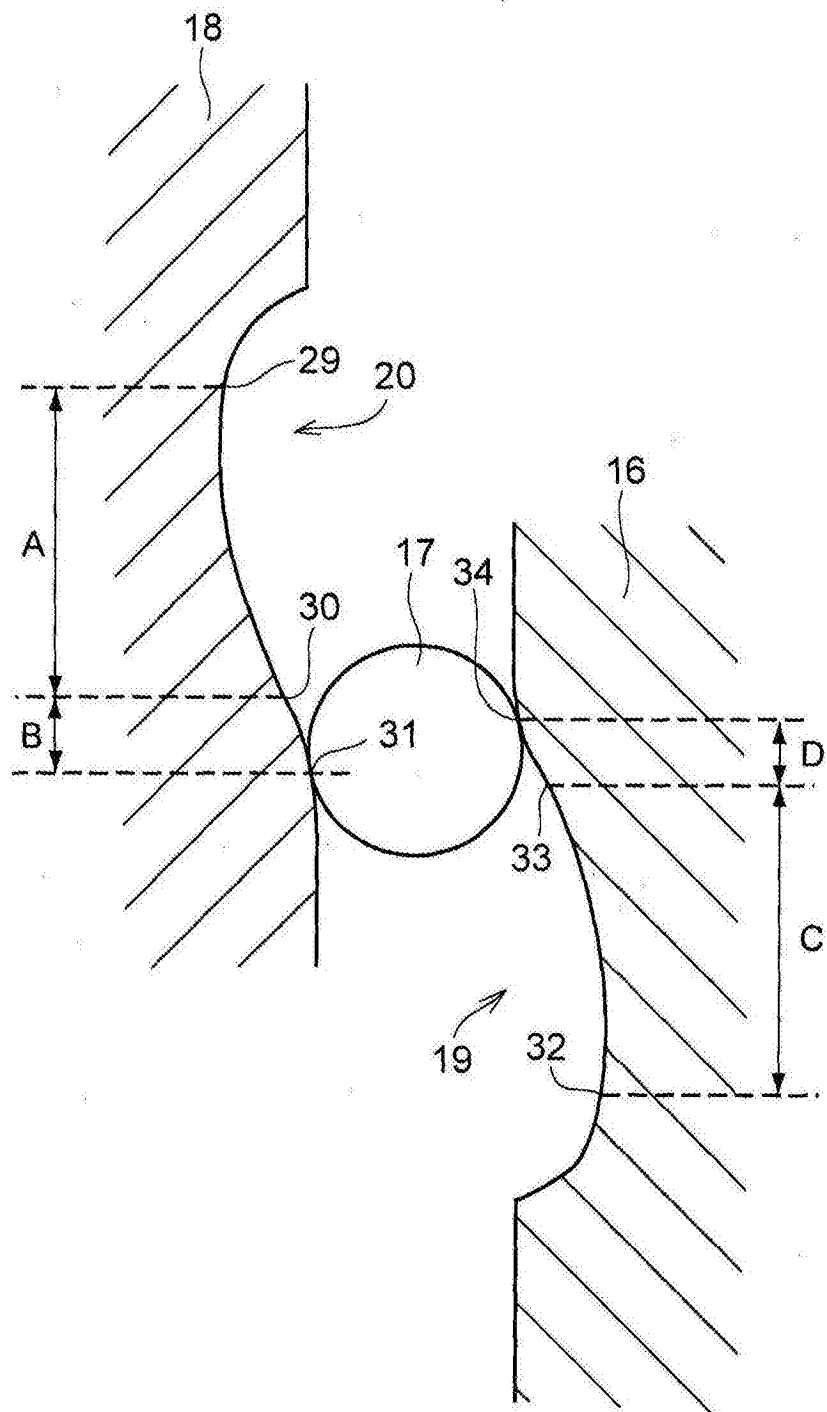


图5

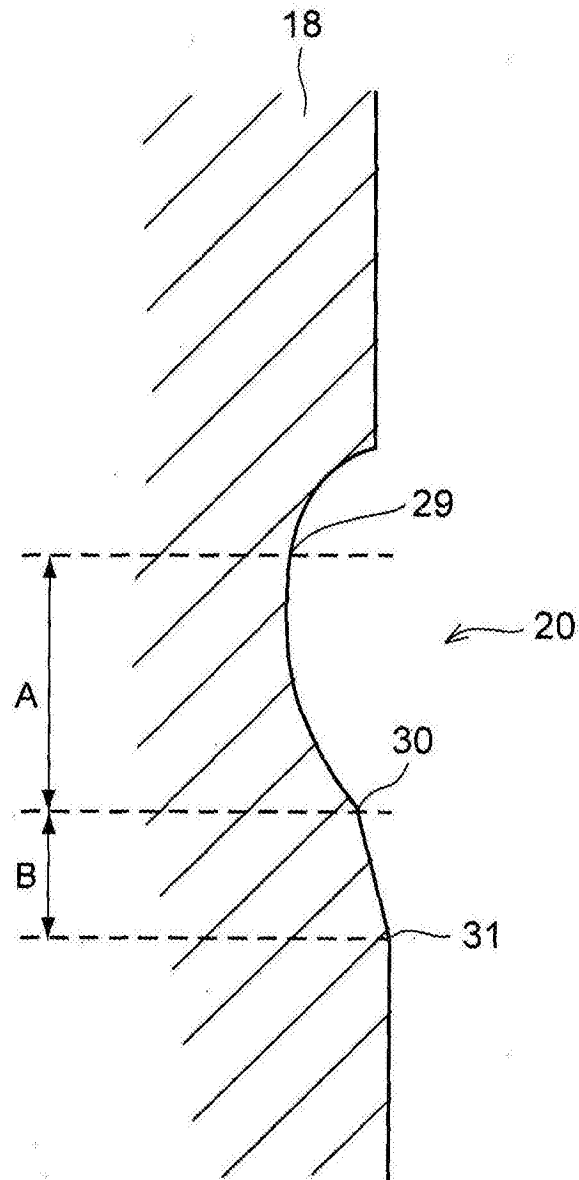


图6

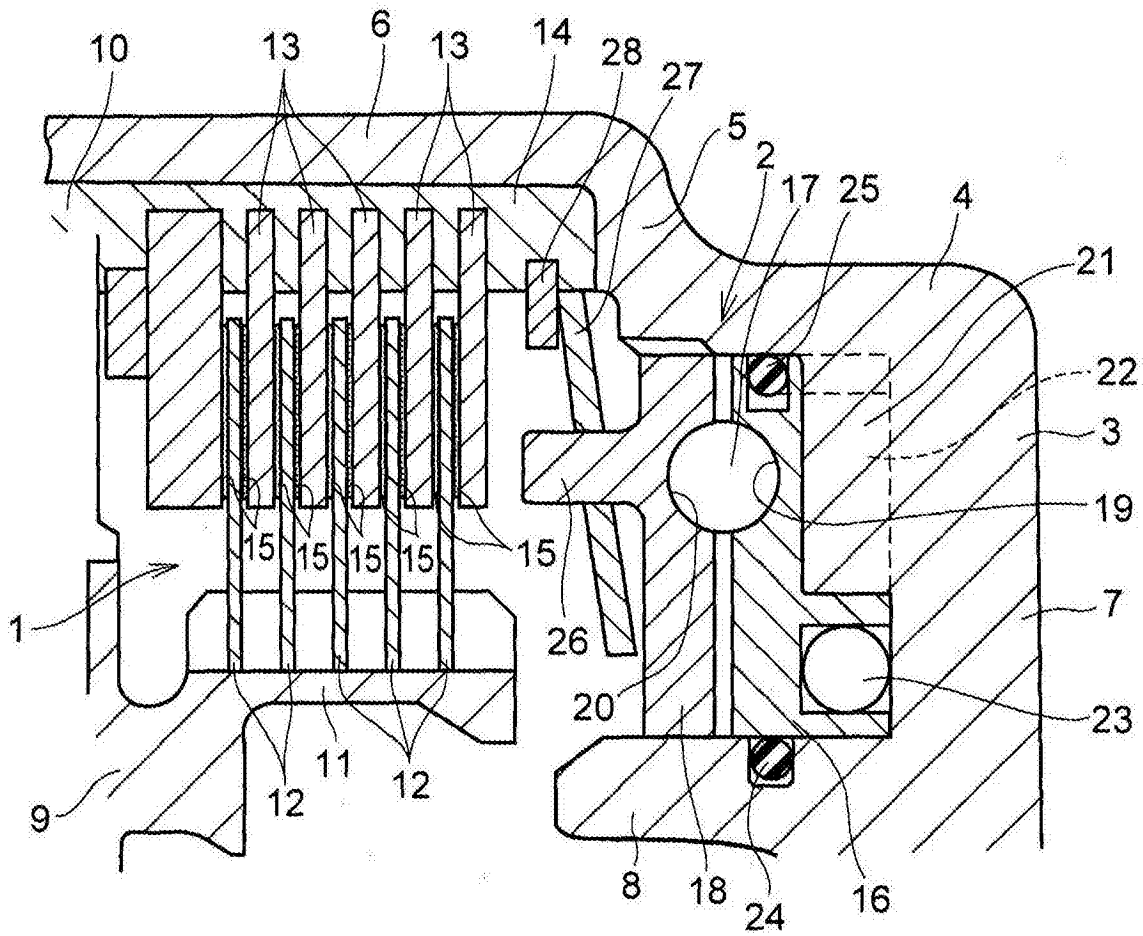


图7