



(12)发明专利

(10)授权公告号 CN 104675697 B

(45)授权公告日 2017.04.12

(21)申请号 201410719958.6

(22)申请日 2014.12.01

(65)同一申请的已公布的文献号

申请公布号 CN 104675697 A

(43)申请公布日 2015.06.03

(30)优先权数据

2013-248194 2013.11.29 JP

(73)专利权人 株式会社爱德克斯

地址 日本爱知县刈谷市

(72)发明人 羽柴隆志 袴田尚树 内山和典

永沼贵宽 川端伦明 安藤之仁

(74)专利代理机构 北京集佳知识产权代理有限公司

公司 11227

代理人 朱胜 陈炜

(51)Int.Cl.

F04C 2/18(2006.01)

(56)对比文件

CN 102410209 A, 2012.04.11,

US 2009232690 A1, 2009.09.17,

JP H10220363 A, 1998.08.18,

CN 102410210 A, 2012.04.11,

审查员 蒋营营

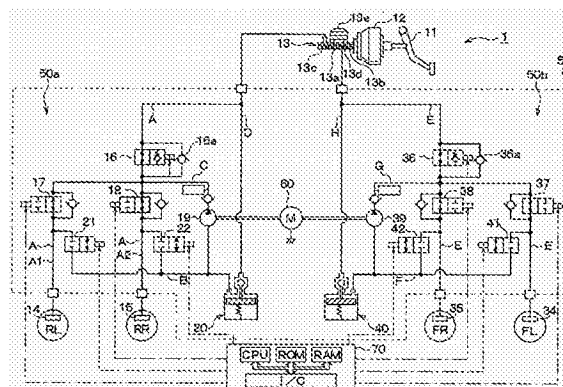
权利要求书1页 说明书18页 附图9页

(54)发明名称

设计成使泵送扭矩损失最小化的紧凑结构的齿轮泵

(57)摘要

本发明提供了一种齿轮泵设备,其装备有泵和密封机构,该密封机构由外部构件、内部构件以及配装在外部构件与内部构件之间的橡胶构件构成。内部构件具有压力施加表面,通过由泵的排出压力的施加引起的橡胶构件与内部构件的接触而产生的压力施加至该压力施加表面。压力施加表面具有凸缘,该凸缘产生推力以使内部构件移动离开齿轮泵,由此使内部构件紧靠泵壳体的内壁从而形成泵壳体内部的高压区域与低压区域之间的气密密封。这排除了压力泄漏并且确保了泵的泵送操作所需的扭矩。



1. 一种齿轮泵设备,包括

齿轮泵,所述齿轮泵包括第一齿轮和与所述第一齿轮啮合的第二齿轮,所述第一齿轮和所述第二齿轮通过驱动轴旋转以在泵送操作中吸入及排出流体;

壳体,所述壳体中限定了安装有所述第一齿轮和所述第二齿轮的室;以及

密封机构,所述密封机构设置有所述壳体的外壁与所述齿轮泵之间,所述密封机构用于在低压力区域与高压力区域之间产生气密密封,所述低压力区域包括所述齿轮泵的、所述流体被吸入的进入侧以及所述驱动轴的周缘区域,所述高压力区域包括排出所述流体的排出侧,所述密封机构包括环形橡胶构件、外部构件和内部构件,所述环形橡胶构件围绕所述低压力区域以在所述低压力区域与所述高压力区域之间产生气密密封,所述外部构件在所述环形橡胶构件外侧被布置成与所述泵的所述第一齿轮和所述第二齿轮中的每一个齿轮的轴向端部中的一个轴向端部相接触,所述内部构件具有外周壁,所述环形橡胶构件被配装在所述外周壁上,并且所述内部构件被设置在所述外部构件内,所述内部构件被设置成与所述壳体的所述外壁的内表面相接触,所述内表面位于所述内部构件的、与所述齿轮泵相反的侧部上,所述内部构件的所述外周壁上形成有凸部,所述凸部被定形成具有压力施加表面,由因所述齿轮泵的排出压力的施加而引起的所述环形橡胶构件的变形产生的压力被施加至所述压力施加表面以产生推力,从而使所述内部构件朝所述壳体的所述外壁的所述内表面移动,所述凸部还用于随着由所述排出压力的升高而引起的、由所述环形橡胶构件施加在所述压力施加表面上的压力的增大而增大所述推力,所述内部构件的杨氏模量比所述外部构件的杨氏模量更大。

2. 根据权利要求1所述的齿轮泵设备,其中,所述内部构件由单件金属构件制成,并且其中,所述外部构件由其杨氏模量比所述单件金属构件的杨氏模量更小的树脂材料制成。

3. 根据权利要求1所述的齿轮泵设备,其中,所述内部构件包括内周部和设置在所述内周部的外周上的外周部,所述内周部具有滑动表面,所述驱动轴能够在所述滑动表面上滑动,其中,所述内周部由树脂制成,并且所述外周部由金属制成,并且其中,所述外部构件由杨氏模量比所述外周部的杨氏模量更小的树脂制成。

4. 根据权利要求2所述的齿轮泵设备,其中,所述内部构件具有被布置成与所述外部构件相接触的部分,所述部分被粗糙处理成具有形成在所述部分上的不规则物。

5. 根据权利要求1所述的齿轮泵设备,其中,所述内部构件由具有内周部和设置在所述内周部的外周上的外周部的组件形成,所述内周部具有滑动表面,所述驱动轴能够在所述滑动表面上滑动,其中,所述内周部由金属制成,并且所述外周部由薄树脂膜制成,并且其中,所述外部构件由具有比具有所述内部构件的所述内周部和所述外周部的所述组件的总杨氏模量更小的杨氏模量的树脂制成。

6. 根据权利要求1所述的齿轮泵设备,其中,所述内部构件具有被布置成与所述外部构件相接触并且具有如下倾斜区域的表面:在所述倾斜区域中,所述倾斜区域自身与所述内部构件的轴向中心之间的距离随着靠近所述齿轮泵而增大。

设计成使泵送扭矩损失最小化的紧凑结构的齿轮泵

技术领域

[0001] 本公开总体上涉及一种齿轮泵设备(例如,次摆线泵),该齿轮泵设备被设计成使用齿轮的啮合来通过移位泵送流体,并且该齿轮泵设备可以被自动制动系统采用。

背景技术

[0002] 当典型齿轮泵的泵体被利用螺钉接合至外壳或壳体以构成泵单元时,螺钉的拧紧通常导致作用在齿轮泵的部件上的轴向力发生变化,从而消除了这些部件间的空气间隙。为了使轴向力的这种变化最小化,在泵体的顶部或基部上设置有板弹簧。然而,板弹簧的安装需要足够大的空间以将板弹簧布置在齿轮泵设备内,因而导致难以使齿轮泵设备的总体尺寸最小化。

[0003] 日本特许第一公报No.2012-52455示教了一种齿轮泵,其设计成使排出室形成在泵体的轴向端的外侧,以产生将使泵的部件彼此压靠的排出压力。这消除了泵的部件间的空气间隙,并且消除了对妨碍减小泵尺寸的板弹簧的使用的需要。

[0004] 上述齿轮泵包括外壳的外部壳体以及环形密封机构。外部壳体限定了泵体的轴向端外侧的排出室。密封机构设置在外部壳体的内侧并且分别沿转子的轴向方向压靠转子以气密密封排出室。然而,该结构具有在外壳的外部壳体与所述密封机构中的每个密封机构之间产生空气间隙的风险。具体地,所述密封机构中的每个密封机构均由多个部件构成。这些部件在转子的轴向方向上的尺寸根据所述转子中的相应的一个转子的轴向端与外部壳体之间的距离来确定,但是,这些部件的在公差内的尺寸变化、由排出压力的施加造成的这些部件的弹性变形、或者这些部件的蠕变会导致空气间隙。空气间隙会导致压力泄漏或者使密封机构的弹性部件(例如,O型环)中发生弹性变形,这将导致密封机构的耐久性的降低。

[0005] 为了减轻上述问题,可以将设置在外壳的外部壳体内部的部件的轴向尺寸定为较大的。然而,这使转子在齿轮泵产生排出压力之前被沿转子的轴向方向按压,从而需要增大用于驱动转子的扭矩,而这将导致泵的泵送扭矩的损失。

发明内容

[0006] 因此,本公开的目的在于提供一种齿轮泵设备的改进结构,该改进结构设计成使泵送扭矩的损失最小化。

[0007] 根据本发明的一个方面,提供了一种可以在用于自动车辆的制动系统中采用的齿轮泵设备。该齿轮泵设备包括:(a)齿轮泵,该齿轮泵包括第一齿轮和与第一齿轮啮合的第二齿轮,第一齿轮和第二齿轮通过驱动轴旋转以在泵送操作中吸入及排出流体;(b)壳体,该壳体中限定了其中安装有第一齿轮和第二齿轮的室;以及(c)密封机构,该密封机构设置在外壳的外壁与齿轮泵之间。该密封机构用于在低压力区域与高压力区域之间产生气密密封。该低压力区域包括齿轮泵的其中流体被吸入的进入侧以及驱动轴的周缘区域。该高压力区域包括排出流体的排出侧。密封机构包括环形橡胶构件、外部构件和内部构件。环形橡

胶构件围绕低压力区域以在低压力区域与高压力区域之间产生气密密封。外部构件在环形橡胶构件外侧被布置成与泵的第一齿轮和第二齿轮中的每一个的轴向端部中的一个轴向端部相接触。内部构件具有外周壁,环形橡胶构件被配装在外周壁上,并且内部构件被设置在外部构件内。内部构件被设置成与壳体的外壁的内表面相接触。该内表面位于内部构件的、与所述齿轮泵相反的侧部上。内部构件的外周壁上形成有凸部,凸部被定形成具有压力施加表面,由因所述齿轮泵的排出压力的施加引起的环形橡胶构件的变形而产生的压力施加至压力被施加表面以产生推力,从而使内部构件朝壳体的外壁的内表面移动。凸部还用于随着由排出压力的升高而引起的、由环形橡胶构件施加在压力施加表面上的压力的增大而增大推力。内部构件的杨氏模量比外部构件的杨氏模量更大。

[0008] 具体地,当齿轮泵处于泵送操作中时,所述内部构件的所述压力施加表面将被沿与所述压力施加表面垂直的方向按压以产生推力从而推动内部构件离开齿轮泵,由此使内部构件与壳体的外壁的内表面抵接接触,以消除它们之间的空气间隙。橡胶构件通过排出压力压靠住壳体的外壁的内表面,由此使橡胶构件内侧的低压力区域与橡胶构件外侧的高压力区域气密隔离。这避免了压力的泄漏以及由橡胶构件被推入到空气间隙中而引起的橡胶构件的异常变形,而橡胶构件的异常变形会导致密封机构的耐久性的降低。橡胶构件还用于随着齿轮泵的排出压力的改变而改变作用在内部构件的压力施加表面上的压力,由此进一步减小了泵送扭矩的损失。

[0009] 内部构件由杨氏模量比外部构件的杨氏模量更大的材料制成,从而减小了在内部构件被受到排出压力的外部构件抓紧时内部构件发生变形的量。这确保了作用在内部构件和外部构件的布置成彼此相接触的表面上的压力的稳定性,并且还使外部构件与内部构件之间的用作外部构件被朝齿轮泵迫压时作用在外部构件上的制动力的摩擦力的程度随着由外部构件施加在内部构件上的压力的增大而增大,从而减小了由外部构件施加在齿轮泵上的压力以减小齿轮泵的泵送操作所需的扭矩的损失。

[0010] 橡胶构件的材料可以是包括树脂基材料的相对较软的弹性体。词组“相对较软”意思是内部构件比齿轮泵、壳体和外部构件更软。

附图说明

[0011] 根据下文给出的详细描述以及根据本发明的优选实施方式的附图将更充分地理解本发明,然而,这些描述和附图不应被用来将本发明限于具体实施方式,而是仅用于说明和理解的目的。

[0012] 在附图中:

[0013] 图1为示出了装备有根据本发明的第一实施方式的齿轮泵设备的制动系统的回路图;

[0014] 图2为示出了紧固至致动器的外壳的齿轮泵设备的泵体的局部剖视图;

[0015] 图3为沿着图2中的线III-III'截取的横向截面图;

[0016] 图4(a)为示出了安装在图1的齿轮泵设备中的密封机构的内部构件的正视图;

[0017] 图4(b)为沿着图4(a)中的线IVb-IVb'截取的截面图;

[0018] 图5(a)为示出了安装在图1的齿轮泵设备中的密封机构的外部构件的正视图;

[0019] 图5(b)为图5(a)中的外部构件的侧视图;

- [0020] 图5(c)为图5(a)中的外部构件的后视图；
- [0021] 图5(d)为沿着图5(a)中的线Vd-Vd'截取的截面图；
- [0022] 图6为示出了安装在图1的齿轮泵设备中的密封机构的分解立体图；
- [0023] 图7为表示了作用在密封机构的内部构件的表面的压力的分量的示意性截面图；
- [0024] 图8为示出了当受到齿轮泵的排出压力时作用在密封机构的外部构件上的力的局部截面图；
- [0025] 图9为示出了当受到齿轮泵的排出压力时的密封机构的外部构件的倾斜的局部截面图；
- [0026] 图10为示出了根据第二实施方式的齿轮泵设备的纵向截面图；
- [0027] 图11为示出了安装在图10的齿轮泵设备中的密封机构的分解立体图；
- [0028] 图12为密封机构的由图10中的虚线R包围的部分的放大截面图；
- [0029] 图13(a)为示出了安装在根据第三实施方式的内部齿轮泵中的密封机构的内部构件的正视图；
- [0030] 图13(b)为沿着图13(a)中的线XIIb-XIIb'截取的截面图；
- [0031] 图14(a)为示出了第三实施方式的修改形式的密封机构的内部构件的正视图；
- [0032] 图14(b)为沿着图14(a)中的线XIVb-XIVb'截取的截面图；
- [0033] 图15(a)为示出了安装在根据第四实施方式的内部齿轮泵中的密封机构的内部构件的正视图；
- [0034] 图15(b)为沿着图15(a)的线XVb-XVb'截取的截面图；以及
- [0035] 图16为示出了密封机构的内部构件的改型的局部截面图。

具体实施方式

[0036] 下面将参照附图对实施方式进行描述,其中,相同的附图标记在各视图表示相同或等同的部件。

[0037] 第一实施方式

[0038] 参照图1,示出了一种装备有根据本发明的第一实施方式的齿轮泵设备的自动制动系统。文中所涉及的制动系统与装备有前/后分流液压系统的机动车辆一起使用。

[0039] 该制动系统包括制动装置1,该制动装置1装备有制动踏板11(即,制动器致动构件),制动助力器12,主缸13,轮缸14、15、34和35,以及制动压力控制致动器50,其中,制动踏板11由车辆乘员或驾驶员压下以向车辆施加制动。随后将详细描述的主缸13用于响应于制动器致动构件(即,制动踏板11)的操作而产生制动液压压力。致动器50具有安装在其中的制动ECU(电子控制单元)70。制动ECU70用于控制通过制动装置1产生的制动力。

[0040] 制动踏板11连接至制动助力器12和主缸13。当车辆的驾驶员踏下制动踏板11时,制动助力器12用于使施加至制动踏板11的压力增大并推动安装在主缸13中的主活塞13a和13b,由此在由主活塞13a和13b限定的主室13c和副室13d中形成了相同的压力(该压力在下文也将被称为M/C压力)。M/C压力随后通过用作制动液压压力控制器的致动器50传递至轮缸14、15、34和35。主缸13装备有主储蓄器13e,主储蓄器13e具有分别与主室13c和副室13d连通的流体路径。

[0041] 致动器50包括第一液压回路50a和第二液压回路50b。第一液压回路50a为用于控制要被用于右后轮RR和左后轮RL的制动流体的后部液压回路。第二液压回路50b为用于控制要被用于左前轮FL和右前轮FR的制动流体的前部液压回路。

[0042] 第一液压回路50a在制动流体的消耗量(即,制动盘的能力)方面小于第二液压回路50b,但在结构方面与第二液压回路50b相同。因此,下文中,为了公开内容的简洁,以下讨论将仅涉及第一液压回路50a。

[0043] 第一液压回路50a装备有主要液压线路A(下文也称为主要液压路径),M/C压力通过该主要液压线路A而被传递至用于左后轮RL的轮缸14和用于右后轮RR的轮缸15以产生生成制动力的轮缸压力(该轮缸压力在下文也将被称为W/C压力)。

[0044] 主要液压管线A中设置有差压控制阀16,差压控制阀16能够以打开模式和差压模式这两种模式中的任一种模式操作。在需要根据驾驶员对制动踏板11的下压量来产生制动力(即,进入了动作控制模式)的正常制动模式下,差压控制阀16的阀位置被设置于打开模式。差压控制阀16装备有电磁线圈。当电磁线圈通电时,差压控制阀16的阀位置移动并且被设置于差压模式。具体地,当供应至电磁线圈的电流增大时,差压控制阀16被设定为差压模式。

[0045] 当进入差压模式时,差压控制阀16用于控制制动流体的流量以使轮缸14和15中的W/C压力提升到M/C压力以上。当轮缸14和15中的W/C压力变得比M/C压力大通过差压控制阀16形成的设定压力差时,允许制动流体从轮缸14和15流向主缸13。通常,轮缸14和15中的W/C压力被保持以避免在M/C压力之上提高大于设定压力差。

[0046] 主要液压线路A装备有两个分支线路:液压线路A1和液压线路A2,液压线路A1和液压线路A2分别向差压控制阀16的下游延伸到轮缸14和15。液压线路A1装备有第一增压阀17以增大供给轮缸14的制动流体的压力。类似地,液压线路A2装备有第二增压阀18以增大供给轮缸15的制动流体的压力。

[0047] 第一增压阀17和第二增压阀18中的每一个均通过常开双位阀来实现,该常开双位阀通过制动ECU70而被打开或关闭以控制制动液压压力(即,施加至轮缸14或15的制动流体的压力)的增大。具体地,当安装在第一增压阀17中的电磁线圈断电时,第一增压阀17打开。替代性地,电磁线圈通电,第一增压阀17关闭。对于第二增压阀18而言情况亦是如此。

[0048] 致动器50还包括液压线路B,该液压线路B作为减压路径在增压阀17和轮缸14的接点与压力控制储蓄器20之间以及在增压阀18和轮缸15的接点与压力控制储蓄器20之间延伸。液压线路B中安装有第一减压阀21和第二减压阀22,第一减压阀21和第二减压阀22中的每一者均通过常闭双位电磁阀来实施,以控制制动液压压力(即,施加至轮缸14或15的制动流体的压力)的减小。

[0049] 致动器50还包括液压线路C,该液压线路C作为再循环路径在压力控制储蓄器20与液压线路A之间延伸。液压线路C装备有自吸式齿轮泵19,自吸式齿轮泵19由电动马达60驱动以从压力控制储蓄器20吸取制动流体并将制动流体供给至主缸13或轮缸14和15。电动马达60通过控制马达继电器(未示出)的通电而被驱动。

[0050] 致动器50还包括液压线路D,该液压线路D作为子液压线路在压力控制储蓄器20与主缸13之间延伸。在动作控制模式下,齿轮泵19用于通过液压线路D从主缸13吸取制动流体并将制动流体通过液压线路A输出至轮缸14和15中的所需的一个轮缸,以增大车轮中的一

个目标车轮的W/C压力。

[0051] 如已经描述的,第二液压回路50b在结构方面与第一液压回路50a大致相同。具体地,第二液压回路50b装备有差压控制阀36、第三增压阀37和第四增压阀38、第三减压阀41和第四减压阀42、压力控制储蓄器40以及齿轮泵39。差压控制阀36与差压控制阀16对应。第三增压阀37和第四增压阀38与第一增压阀17和第二增压阀18对应。第三减压阀41和第四减压阀42与第一减压阀21和第二减压阀22对应。压力控制储蓄器40与压力控制储蓄器20对应。齿轮泵39与齿轮泵19对应。第二液压回路50b还包括与液压线路A、B、C和D的液压线路E、F、G和H。如上所述,用作前部液压回路的第二液压回路50b具有将制动流体供给至轮缸35和34的液压容量,该液压容量大于将制动流体供给至轮缸14和15的第一液压回路50a的液压容量,使得用于前轮的制动力将在大小上比用于后轮的制动力更大。

[0052] 制动ECU70通过由CPU、ROM、RAM、I/O装置等构成的典型的微型计算机来实施。制动ECU70执行由储存在ROM中的程序指示的各种操作以在诸如防抱死制动控制模式或电子稳定性控制模式之类的动作控制模式下控制车辆的动作。具体地,制动ECU70执行由传感器(未示出)的输出指示的物理量并判断是否应当利用被执行的物理量来执行动作控制模式。当需要执行动作控制模式时,制动ECU70计算用于车轮中的一个目标齿轮的受控变量,即,要在轮缸14、15、35或34中的对应的一个轮缸中形成的目标W/C压力,并且随后,制动ECU70控制阀16至18、21、22、36至38、41和42的操作以及控制驱动齿轮泵19和39的马达60的操作,从而实现目标W/C压力。

[0053] 当主缸13例如在牵引力控制模式或电子稳定性控制模式下没有产生压力时,制动ECU70启动齿轮泵19和39并将第一差压控制阀16和第二差压控制阀36布置在差压模式下,从而将制动流体供给到差压控制阀16和36的下游,即,通过液压线路D和H供给至轮缸14、15、34和35。制动ECU70随后选择性地控制第一增压阀17、第二增压阀18、第三增压阀37和第四增压阀38的操作或者第一减压阀21、第二减压阀22、第三减压阀41和第四减压阀42的操作,以使轮缸14、15、34和35中的一个或更多个目标轮缸中的W/C压力增大或减小成与目标值一致。

[0054] 当进入防抱死制动控制模式时,即,当防抱死制动系统(ABS)启动时,制动ECU70使施加至轮缸14、15、34和35的制动流体的压力增大或减小以避免车轮FR、FL、RL和RR打滑。具体地,制动ECU70选择性地控制第一增压阀17、第二增压阀18、第三增压阀37和第四增压阀38的操作或者第一减压阀21、第二减压阀22、第三减压阀41和第四减压阀42的操作,以使轮缸14、15、34和35中的一个或更多个目标轮缸中的W/C压力增大或减小成与目标值一致。

[0055] 下文将参照图2来描述齿轮泵设备的结构,即,安装在制动装置1中的齿轮泵19和39的结构。图2为示出了紧固至用来控制制动流体的压力的致动器50的外壳101的齿轮泵设备的泵体100的局部剖视图。附图中的竖直方向为车辆的竖直方向。

[0056] 如上所述,自动制动系统装备有两个液压系统:第一液压回路50a和第二液压回路50b,因而具有由用于第一液压回路50a的齿轮泵19和用于第二液压回路50b的齿轮泵39组成的泵体。

[0057] 安装在泵体100中的齿轮泵19和39通过马达60的驱动轴(即,输出轴)54的旋转来驱动。驱动轴54由第一轴承51和第二轴承52保持。下文中也将被称为泵壳体并用作泵体100的外部壳体或外壳的壳体由铝制缸71和铝制塞72构成。第一轴承51设置在缸71中。第二轴

承52设置在塞72中。

[0058] 缸71和塞72同轴地布置。缸71具有压配合在塞72中以形成泵体100的壳或壳体的端部部分。泵体100由缸71、塞72、齿轮泵19和39、以及随后将描述的密封机构构成。

[0059] 泵体100以上述方式组装并从附图的右侧配装到形成在致动器50的铝制外壳101中的大致圆筒形安装室101a中。安装室101a具有形成在其内端壁中的内螺纹101b。具有外螺纹的环形螺钉102固定成与内螺纹101b接合以将泵体100牢牢地保持在外壳101中。螺钉102用来防止泵体100与外壳101分离。

[0060] 泵体100配装到外壳101的安装室101a中的方向在下文中也将被称为插入方向。泵100(即,马达60的驱动轴54)的轴向方向和周向方向在下文中通常将被称为轴向方向和周向方向。

[0061] 外壳101还具有圆筒形中央室101c,该圆筒形中央室101c形成在安装室101a的底部的中央部中,该圆筒形中央室101c与马达60的驱动轴54对准。换句话说,中央室101c与驱动轴54同轴地定位。中央室101c在下文也将被称为第二室。第二室101c的直径大于驱动轴54的直径。驱动轴54具有设置在第二室101c内的头部并且布置成与外壳101不接触。

[0062] 缸71和塞72中形成有中央孔71a和72a,驱动轴54插入到中央孔71a和72a中。驱动轴54被保持以能够通过安装在缸71的中央孔71a中的第一轴承51和安装在塞72的中央孔72a中的第二轴承52而旋转。第一轴承51和第二轴承52可以具有任意结构,但是在本实施方式中通过滚珠轴承实施。

[0063] 具体地,第一轴承51由不具有内圈但装备有外圈51a和滚针51b的滚针轴承构成。驱动轴54配装在第一轴承51的孔中以被以可旋转的方式保持。缸71具有位于中央孔71a的前部中的(即,形成在中央孔71a内的插入方向的前部中的)轴承室。该轴承室具有相对较大的直径。第一轴承51压配合在该轴承室中。

[0064] 第二轴承52由内圈52a、外圈52b和滚子(例如,滚珠)52c构成。外圈52b压配合在塞72的中央孔72a中以将第二轴承52牢固地保持在塞72内。驱动轴54也压配合在内圈52a中以能够旋转。

[0065] 齿轮泵19和39设置在第一轴承51的两侧上。具体地,齿轮泵19设置在第一轴承51、在插入方向上的前方中。齿轮泵39设置在第一轴承51与第二轴承52之间。下文将参照图3对齿轮泵19和39的结构进行描述。

[0066] 齿轮泵19安装在由形成在缸71的前部端(即,附图中观察到的左端)中的圆筒形埋头孔限定的转子室100a内。齿轮泵19通过由马达60的延伸到转子室100a中的驱动轴54驱动的内齿轮次摆线泵来实施。

[0067] 具体地,齿轮泵19装备有由外转子19a和内转子19b构成的旋转组件。驱动轴54配装在内转子19b的中央孔中。楔54b配装在形成在驱动轴54中的孔54a中,楔54b并且用来将驱动轴54的扭矩传递至内转子19b。

[0068] 外转子19a具有形成在其内周上的内齿。内转子19b具有形成在其外周上的外齿。外转子19a的内齿与内转子19b的外齿啮合,从而在外转子19a与内转子19b之间产生多个间隙或封闭腔19c。腔19c的容积随着驱动轴54的旋转而变化,由此吸入或排出制动流体。

[0069] 类似于齿轮泵19,齿轮泵39设置在由形成在缸71的后部端(即,附图中观察到的右端)中的圆筒形埋头孔限定的转子室100b内。齿轮泵39也由穿过转子室100b的驱动轴54驱

动。齿轮泵39通过内齿轮泵来实施,并且类似于齿轮泵19,齿轮泵39包括由外转子39a和内转子39b构成的旋转组件。外转子39a具有形成在其内周上的内齿。内转子39b具有形成在其外周上的外齿。外转子39a的内齿与内转子39b的外齿啮合从而在外转子39a与内转子39b之间产生多个间隙或封闭腔39c。腔39c的容积随着驱动轴54的旋转而变化,由此吸入或排出制动流体。齿轮泵39位于绕驱动轴54的轴线离开齿轮泵19了180°的成角度位置处。换句话说,腔39c的布置与齿轮泵19的腔19c的布置在直径上对置,即,腔39c的布置与齿轮泵19的腔19c的布置关于驱动轴54的轴线对称。这使在齿轮泵19和39的出口处形成并不利地施加在驱动轴54上的制动流体的高压力彼此抵消。

[0070] 齿轮泵19和39在结构方面大致相同,但在其轴向方向上具有互不相同的厚度。具体地,安装在第二液压回路50b(即,前部液压回路)中的齿轮泵39的厚度大于安装在第一液压回路50a(即,后部液压回路)中的齿轮泵19的厚度。更具体地,齿轮泵39的转子39a和39b的在其轴向方向上的厚度大于齿轮泵19的转子19a和19b的在其轴向方向上的厚度。这使得齿轮泵39在制动流体的吸入或排出量方面大于齿轮泵19,因而使得相比后部液压回路能够向前部液压回路递送更大体积的制动流体。

[0071] 如图2中清楚地示出的,外壳101具有安装在其中的密封机构111。具体地,密封机构111设置在缸71(即,齿轮泵19)的前部端的外侧并用来将齿轮泵19压靠住缸71。塞72具有安装在缸71后面,即,安装在缸71(即,齿轮泵39)的后侧(即,附图中观察到的右侧)的密封机构115。密封机构115用于将齿轮泵39压靠住缸71。

[0072] 密封机构111具有环形形状并且使驱动轴54的顶部端配装在密封机构111中,以及密封机构111迫使齿轮泵19的外转子19a和内转子19b紧靠缸71的端部以在齿轮泵19的端部中的一个端部的低压部分与高压部分之间产生气密密封或气密隔离。具体地,密封机构111布置成与外壳101的安装室101a的底部(即,外壳101的外部壳体或外壁)以及外转子19a和内转子19b的选定部分相接触,由此形成气密密封。

[0073] 密封机构111由中空框架状内部构件112、环形橡胶构件113和中空框架状外部构件114构成。内部构件112配装在外部构件114中,环形橡胶构件113布置在内部构件112的外周壁与外部构件114的内周壁之间。

[0074] 下文将参照图4(a)、图4(b)以及图5(a)至图5(d)对密封机构111的内部构件112和外部构件114进行详细描述。图4(b)为沿着图4(a)中的线IVb-IVb'截取的截面图,其示出了与图2的密封机构111的横截面相同的横截面。

[0075] 如能够在图4(a)和图4(b)中观察到的,内部构件112由单件构件形成,该单件构件由诸如铁质材料、SUS基材料、铝基材料或铜基材料之类的在杨氏模量方面比外部构件114更大的金属材料制成。

[0076] 如上所述,内部构件112具有中空框架状形状并且具有形成在其中的孔112a,驱动轴54的头部配装在孔112a中。孔112a是圆形的并且其轮廓与驱动轴54的外周相符,但是孔112a可以定形成具有沿其轴向方向延伸的多个狭缝。如上所述,内部构件112由金属制成并因而可以因其自身与同样由金属制成的驱动轴54之间的滑动摩擦而被用热的方法卡住。因此,在内部构件112和驱动轴54由会导致它们之间的热卡住的材料制成的情况下,可取的是对孔112a的内周表面进行处理,例如,涂覆或镀上防卡住材料。

[0077] 如能够从图4(a)观察到的,内部构件112是椭圆形的并且包括两个弯曲部段:较小

曲率部段(即,附图中观察到的右侧,即,齿轮泵19的高压力排出侧)和较大曲率部段(即,附图中观察到的左侧,即,齿轮泵19的低压力进入侧)。较小曲率部段的曲率半径小于穿过腔19c的所有基部(或底部)的内切圆的曲率半径,换句话说,小于内转子19b的外周的曲率半径。较大曲率部段的曲率半径大于穿过腔19c的所有顶点的外接圆的曲率半径。通过内部构件112的这种几何结构,当环形橡胶构件113配装在内部构件112的外周上时,在压力水平方面更小的在驱动轴54周围的区域和齿轮泵19的进入侧位于环形橡胶构件113的内侧,而在压力水平方面更大的齿轮泵19的排出侧位于环形橡胶构件113的外侧。

[0078] 当齿轮泵19处于泵送操作中时,泵送出齿轮泵19的制动流体的高压力将施加至环形橡胶构件113,以使得环形橡胶构件113靠着内部构件112的外周壁沿环形橡胶构件113的径向方向弹性变形或向内压缩。内部构件112的外周壁因而具有压力通过环形橡胶构件113的变形而向内施加至其上的表面(该表面在下文也将被称作压力施加表面)。如能够在图2和图4(b)中观察到的,内部构件112的压力施加表面定形成具有环形倾斜区域112b,该环形倾斜区域112b从内部构件112的外周的主要部分斜向地向外延伸,从而顶推内部构件112沿其轴向方向离开齿轮泵19。具体地,内部构件112具有形成在更远地离开齿轮泵19的前角部上的环形凸缘112c。凸缘112c沿内部构件112的周向方向完全地延伸并且具有面向齿轮泵19的倾斜区域112b。

[0079] 如图6中清楚地示出的,环形橡胶构件113通过O型环来实施并且配合在内部构件112的外周上。换句话说,环形橡胶构件113插置在内部构件112与外部构件114之间。环形橡胶构件113用于通过在齿轮泵19的泵送操作期间从齿轮泵19释放的液压压力(即,齿轮泵19的排出压力)的升高来增大通过其上述压缩而施加在内部构件112的压力施加表面上的压力。环形橡胶构件113还布置成与安装室101a的底部抵接接触以使齿轮泵19的排出侧(即,齿轮泵19内的高压力区域)与齿轮泵19内的低压力区域之间气密密封,其中,该低压力区域包括驱动轴54周围的周缘区域和齿轮泵19的进入侧。可以将环形橡胶构件113的轮廓定为与内部构件112的外周相符合,但环形橡胶构件113也可以替代性地定形成圆形的,以允许其弹性变形并配合在内部构件112的外周上。

[0080] 如上所述,外部构件114布置在齿轮泵19的端部中的一个端部上,并且外部构件114用于使齿轮泵19的低压力侧与高压力侧之间气密密封。外部构件114由诸如PEEK(聚醚醚酮)之类的在杨氏模量方面小于内部构件112的树脂材料制成。如图5(a)、图5(c)和图5(d)中清楚地示出的,外部构件114具有中空框架状形状并且具有中央孔114a,该中央孔114a的外形的轮廓定为与内部构件112的外周相符合。外部构件114由环形板形成并且具有相反端部中的为阶梯状的一个端部。具体地,外部构件114具有形成在其端部中的面向齿轮泵19的一个端部上的凹部(即,凹形部)114b和凸部(即,凸形部)114c。凸部114c布置成与转子19a和19b两者的端部表面相接触。

[0081] 凸部114c具有形成在其上的气密密封部114d和114e。气密密封部114d具有大到足以充分封闭腔19c中的位于入口81与排出室80之间的一个腔的宽度,如随后将详细描述。类似地,气密密封部114e具有大到足以充分封闭腔19c中的如下一个腔的宽度:该腔与腔19c中的由气密密封部114d封闭并位于入口81与排出室80之间的该一个腔在直径上对置。这使得齿轮泵19内的高压力区域与低压力区域之间气密隔离。凹部114b与排出室80液压连通并受到高排出压力。因此,当齿轮泵19排出高压力的制动流体时,将使制动流体的高压力

作用在凹部114b以及外部构件114的外周上,从而导致外部114弹性变形以牢牢地抓住内部构件112。

[0082] 内部构件112和环形橡胶构件113从齿轮泵19的相反侧附接至外部构件114。外部构件114具有形成在其端部表面中的更加远离齿轮泵19的一个端部表面上的弧形壁114f。该弧形壁114f的轮廓定为与环形橡胶构件113的一部分的构型相符合,由此准确地确保了外部构件114、内部构件112和环形橡胶构件113的定位。

[0083] 如图5(a)、图5(b)和图5(d)中所示,外部构件112具有旋转止动件114g,该旋转止动件114g以外部构件112的面向齿轮泵19的端部表面上的凸部的形状形成。旋转止动件114g配合在形成在缸71中的凹部或孔(未示出)中以使外部构件112停止旋转。

[0084] 密封机构111具有如下半径:该半径为密封机构111的外周与驱动轴54的中心之间的至少在密封机构112的横截面的上部部分中的距离,如图2中所示,并且该半径小于外壳101的安装室101a的半径,由此在密封机构111与外壳101的安装室101a之间产生了制动流体所流动穿过的空气间隙。该空气间隙限定了排出室80,该排出室80与形成在外壳101的安装室101a的底部中的出口路径90液压连接。齿轮泵19用于通过由排出室80和出口路径90限定的液压出口回路输出制动流体。

[0085] 如图2中所示,缸71中形成有入口81,该入口81与齿轮泵19的腔19c中的通过其制动流体被吸入到齿轮泵19中的一个或更多个腔连通。入口81形成在缸71的面向齿轮泵19的端部表面中,并且入口81延伸到缸71的外周。外壳101具有形成在安装室101a的侧壁中的入口路径91。入口81通向入口路径91。齿轮泵19用于通过由入口路径91和入口81限定的液压入口回路而吸入制动流体。

[0086] 密封机构115由中空框架状内部构件116、环形橡胶构件117和中空框架状外部构件118构成。内部构件116配合在外部构件118中使得环形橡胶构件117布置在内部构件116的外周壁与外部构件118的内周壁之间。密封机构115设计成具有面向与密封机构111的密封表面所面向的方向相反的方向的密封表面。换句话说,密封机构115的构型为密封机构111的镜像(即,与密封机构111对称),但密封机构115与密封机构111绕驱动轴54为180°反相。其他布置与密封机构111的其他布置相同,因此这里将省略对其他布置的详细说明。

[0087] 密封机构115具有如下半径:该半径为密封机构115的外周与驱动轴54的中心之间的至少在密封机构115的横截面的下部部分中的距离,如图2中所示,并且该半径小于塞72的内部室的半径,由此在密封机构115与塞72之间产生了制动流体所流动穿过的空气间隙。该空气间隙限定了排出室82,该排出室82与连接路径72b和出口路径92液压连接。连接路径72b形成在塞72中。出口路径92形成在外壳101的安装室101a的侧壁中。齿轮泵39用于通过由排出室82和连接路径72b限定的液压出口回路排出制动流体。

[0088] 缸71具有用作分别面向齿轮泵19和39的密封表面的相反端表面。具体地,齿轮泵19和39中的每一者均布置成与缸71的密封表面中的一个密封表面紧密接触以在它们之间形成机械密封,以及还在齿轮泵19和39中的远离缸71的密封表面的对应一者的端部上的低压区域与高压区域之间形成气密封。

[0089] 如图2中所示,缸71中形成有入口83,该入口83与齿轮泵39的腔39c中的通过其制动流体被吸入到齿轮泵39中的一个或更多个腔连通。入口83形成在缸71的面向齿轮泵39的端部表面中,并且入口83延伸到缸71的外周。外壳101具有形成在安装室101a的侧壁中的入

口路径93。入口83通向入口路径93。齿轮泵39用于通过由入口路径93和入口83限定的液压入口回路而吸入制动流体。

[0090] 图2中的入口路径91和出口路径90与图1中的液压线路C对应。图2中的入口路径93和出口路径92与图1中的液压线路G对应。

[0091] 缸71还具有设置在其中中央孔71a中的密封构件120。密封构件120位于第一轴承51的在插入方向上的后面,即,设置成比第一轴承51更靠近齿轮泵39。密封构件120由环形树脂构件120a和环形橡胶构件120b构成。环形树脂构件120a的横向截面具有U形形状。环形橡胶构件120b配装在环形树脂构件120a内。密封构件120设计成使环形树脂构件120a通过缸71和驱动轴54而被弹性压缩以按压环形橡胶构件120b,由此产生了合成反作用力以使环形树脂构件120b与缸71和驱动轴54抵接从而在环形树脂构件120b与缸71和驱动轴54之间形成气密密封。这使如下两个液压流体路径之间气密隔离:缸71的中央孔71a内的与齿轮泵19对应的一个液压流体路径和与齿轮泵39对应的另一个液压流体路径。

[0092] 塞72具有限定在中央孔72a内的三个室。所述三个室彼此相邻地设置并且内径互不相同。如图2中所示,所述室中的在下文也将被称作第一室的右边的室为其中以环形形状设置有密封构件121的室。密封构件121由弹性环121a和树脂环121b构成,其中,该弹性环121a由例如橡胶制成。树脂环121b中形成有凹槽,该凹槽具有沿树脂环121b的径向方向延伸的深度。弹性环121a配装在树脂环121b的凹槽中。弹性环121a将树脂环121b弹性地按压成与驱动轴54的周缘抵接接触。

[0093] 塞72的中央孔72a中的室中的与密封构件121相邻定位的在下文也将被称为第二室的中间的室为其中设置有密封机构115的室。连接路径72b从第二室延伸至塞72的外周表面。中央孔72a中的室中的、在下文也将被称为第三室的最左边的室为其中压配合有缸71的后端部(即,附图中观察到的右端部)的室。缸71的配合在塞71的中央孔72a中的后端部为直径小于缸71的另一主要部分的直径的小直径部。缸71的该小直径部具有比第三室的在塞72的轴向方向上的尺寸(即,深度)更大的、在缸71的轴向方向上的尺寸(即,长度),从而在缸71配合在塞72的中央孔72a中时在塞72的前部段与缸71之间(即,缸71的小直径部与主要部分之间的肩部)产生了环形凹槽74c。

[0094] 塞72还有限定在中央孔72a的后部(即,图2中观察的右部)中的第四室。第四室为其中设置有油封122(即,密封构件)的室。油封122配合在驱动轴54上并且定位成比密封构件121更靠近马达60,即,位于密封构件121的与齿轮泵39相反的侧部上。密封构件121因而用于避免制动流体从中央孔72a泄漏到泵体100外。此外,油封122防止了制动流体穿过密封构件121的可能的泄漏。换句话说,密封构件121和油封122用作双密封机构。

[0095] O型环73a、73b、73c和73d各自以环形密封件的形状配合在泵外壳100的外周上。O型环73a至O型环73d用于气密地阻止上述两个液压流体路径(外壳101内的、与齿轮泵19对应的一个液压流体路径和与齿轮泵39对应的另一个液压流体路径)之间的以及所述两个液压路径中的每个液压路径的入口与出口之间的制动流体的泄漏。具体地,O型环73a设置在延伸穿过排出室80和出口路径91的液压路径与延伸穿过入口81和入口路径91的液压路径之间。O型环73b设置在延伸穿过入口81和入口路径91的液压路径与延伸穿过入口83和入口路径493的液压路径之间。O型环73c设置在延伸穿过入口83和入口路径93的液压路径与延伸穿过排出室82和出口路径92的液压路径之间。O型环73d设置在延伸穿过排出室82和出口

路径92的液压线路与外壳101外侧之间。O型环73a至O型环73d中的每个O型环均具有绕马达60的驱动轴54延伸的封闭圆形形状。O型环73a、73c和73d沿泵体100的轴向方向大致以等间隔离开彼此布置,而O型环73d设置在O型环73a与O型环73c之间,从而允许缸71的轴向长度(即,泵体100的总轴向长度)减小。

[0096] 泵体100的外周中形成有O型环73a至73d配合在其中的凹槽74a、74b、74c和74d。具体地,凹槽74a和74b由形成在缸71的外周中的环形凹部限定。凹槽74c由形成在缸71的上述小直径部的前部端和塞74的前部端上的肩部限定。凹槽74d由形成在塞72的外周中的凹部限定。泵体100与外壳101的组装通过将其中O型环73a至73d配合在凹槽74a至74d中的泵体100插入到外壳101的安装室101a中来实现,由此靠着外壳101的内周壁弹性地压缩O型环73a至73d以产生气密密封。

[0097] 如图2中清楚地示出的,塞72具有大直径部、小直径部以及大直径部与小直径部之间的肩部。小直径部定位成比大直径部更靠近安装室101a的开口(即,马达60)。环形螺钉102(即,保持件)以与肩部抵接的方式并以与外壳101螺纹接合的方式配合在塞72的小直径部上,由此将泵体100牢牢地保持在外壳101中。

[0098] 齿轮泵设备(即,齿轮泵19和39)的泵送操作通过马达60的驱动轴54的旋转来实现以吸入或排出制动流体,由此在自动制动系统中执行防打滑制动控制模式或动作控制模式。

[0099] 在齿轮泵设备的泵送操作中,由齿轮泵19和39产生的排出压力分别施加至排出室80和82。这将导致高压施加至密封机构111的外部构件114的更加远离齿轮泵19的端部表面上以及密封机构115的外部构件118的更加远离齿轮泵39的端部表面上,由此将外部构件114和118压靠住缸71以使外部构件114和118的密封表面(例如,第一密封机构111的凸部114c的端部表面)与齿轮泵19和39持续抵接。这在齿轮泵19和39的面向密封机构111和115的端部表面上产生了气密密封,并且如上所述,还在齿轮泵19和39的其他端部表面上产生了机械密封。

[0100] 当由齿轮泵19和39产生的排出压力施加至排出室80和82时,将使环形橡胶构件113和117如上所述沿与密封机构111和115的内部构件112和116的压力施加表面垂直的方向按压压力施加表面。图7为作为示例示出了由环形橡胶构件113施加在内部构件112上的弹性压力的分量的示意性截面图。具体地,由环形橡胶构件113产生的弹性压力大致沿与内部构件112的压力施加表面垂直的方向作用在该压力施加表面上。如能够在图7中观察到的,这使得弹性压力的分量形成推力以推动内部构件112离开齿轮泵19,由此将内部构件112压靠住安装室101a的底部表面以消除内部构件112与安装室101a的底部表面之间的空气间隙。对于密封机构115的内部构件116情况亦是如此。具体地,由环形橡胶构件117产生的弹性压力大致沿与内部构件116的压力施加表面垂直的方向作用在该压力施加表面上。与密封机构111类似,这使得弹性压力的分量形成推力以推动内部构件116离开齿轮泵39,由此将内部构件116压靠住塞74的端部表面,以消除内部构件116与塞74的端部表面之间的空气间隙。

[0101] 环形橡胶构件113和117同样通过齿轮泵19和39的高排出压力压靠住安装室101a的底部表面和塞72的端部表面。环形橡胶构件113和内部构件112的组合因而在环形橡胶构件113的内侧(即,低压力区域)与外侧(即,高压力区域)之间产生了气密密封。类似地,环形

橡胶构件117和内部构件116的组合在环形橡胶构件117的内侧(即,低压力区域)与外侧(即,高压力区域)之间产生了气密密封。

[0102] 以上述方式,内部构件112和116被按压以分别与安装室101a的底部表面和塞72的端部表面抵接接触,从而消除了它们之间的空气间隙并且还使外壳101内的高压力区域与低压力区域气密隔离。这消除了外壳101内的液压压力的不期望的泄漏并且使预期由环形橡胶构件113到空气间隙中的弹性变形引起的环形橡胶构件113的耐久性的降低最小化。环形橡胶构件113对齿轮泵19的排出压力的升高或下降是敏感的,以增大或减小施加在内部构件112的压力施加表面上的压力,由此使齿轮泵19的泵送操作所需的扭矩的损失最小化。这同样适用于齿轮泵39。

[0103] 如上所述,密封机构111的内部构件112的压力施加表面包括倾斜表面112b。倾斜表面112b用于将由齿轮泵19产生并如参照图7所描述的、沿与倾斜表面112b垂直的方向作用在倾斜表面112b上的排出压力转变成推动内部构件112离开齿轮泵19的矢量分量,由此增强了对安装室101a的底部表面与内部构件112之间的空气间隙的消除。对于齿轮泵39的密封机构115的内部构件116而言亦是如此。

[0104] 内部构件112的凸缘112c的倾斜区域112b与内部构件112的顶部端表面(即,图2中观察到的左端表面)(即,与内部构件112的中心轴线垂直的线)所构成的角度是可选的,但该角度在本实施方式中被选择成满足如下文所讨论的条件。如已描述的,当齿轮泵19排出处于高压力的制动流体时,将导致外部构件114弹性变形以牢牢地抓紧或保持内部构件112,如图7中所示,这在内部构件112与外部构件114之间形成摩擦力。倾斜区域112b相对于内部构件112的顶部端表面的倾斜角度选择成使得产生一定程度的推力以使内部构件112移动离开齿轮泵19,该推力大到足以克服内部构件112与外部构件114之间的摩擦力。已经发现,当凸缘112c的倾斜区域112b与内部构件112的布置成与安装室101a的内壁直接接触的顶部端表面所构成的角度为 60° 时,上述条件得到满足。对于齿轮泵39的内部构件116的倾斜区域而言亦是如此。

[0105] 环形橡胶构件113和117在排出压力施加至排出室80和82时分别与外部构件114和118直接接触,但是无须如此。内部构件112和116由外部构件114和118牢牢抓紧的程度通常随着齿轮泵19和39的排出压力的升高而增大,由此甚至在环形橡胶构件113和117于排出压力施加至排出室80和82时与外部构件114和118不接触的情况下仍避免了排出压力从环形橡胶构件113和117中的每一个与外部构件114和118中的一个之间泄漏。然而,环形橡胶构件113和117与外部构件114和118的直接接触在使排出压力从环形橡胶构件113和117中的每一个与外部构件114和118中的一个之间的泄漏最小化方面是有效的。

[0106] 如上所述,来自齿轮泵19和39的排出压力的升高导致将外部构件114和118分别压靠住齿轮泵19和39的压力的增大,从而导致齿轮泵19和39的泵送操作所需的扭矩的损失的增大。

[0107] 为了缓和上述问题,内部构件112和116由在杨氏模量方面比外部构件114和118更大的材料制成,由此导致了使外部构件114和118被分别靠着齿轮泵19和39推动的压力的程度,并且还导致了齿轮泵19和39的泵送操作所需的扭矩的损失的减小。这在下文中还将以齿轮泵19的密封机构111作为示例参照图8和图9来讨论。对于齿轮泵39的密封机构115而言亦是如此。

[0108] 如已描述的,外部构件114在受到泵19的排出压力时发生弹性变形,从而抓紧内部构件112。如果有外部构件114施加在内部构件112上的压力被表示为图8中的抓紧力 F ,则外部构件114与内部构件112之间的反抗外部构件114至齿轮泵19的运动的摩擦力将为抓紧力 F 的函数。

[0109] 上述摩擦力用作反抗外部构件114朝齿轮泵19的运动的制动力。如果外部构件114与内部构件112之间的摩擦系数被表示为摩擦系数 μ ,则制动力=摩擦系数 μ 的关系得到满足。具体地,外部构件114通过由排出压力产生的靠着齿轮泵19的按压力 F_1 而被按压,使得制动力 $F\mu$ 沿与抓紧力 F_1 相反的方向作用,即,用于吸收或削弱抓紧力 F_1 。因此,抓紧力 F 的增大导致了制动力 $F\mu$ 的增大,这将导致按压力 F_1 的减小。因此可取的是,内部构件112和外部构件114由导致内部构件112和外部构件114的、彼此直接接触的部分之间的摩擦系数 μ 的值增大的材料制成。

[0110] 抓紧力 F 将随着内部构件112的杨氏模量的增大而增大。这是因为内部构件112的杨氏模量的减小使得内部构件112在外部构件114抓紧内部构件112时发生变形并移动离开外部构件114,从而导致内部构件112与外部构件114之间的、需要确保抓紧力 F 的所需值的接触面积减小。

[0111] 为了消除上述缺点,如上所述,内部构件112由在杨氏模量方面比外部构件114更大的材料制成,以减小内部构件112在被外部构件114牢牢地抓紧时发生变形的程度。这确保了当内部构件112被外部构件114抓紧时外部构件114与内部构件112之间的增大抓紧力 $F\mu$ 以提高制动力 F 所需的接触面积。这导致了由外部构件114施加在齿轮泵19上的按压力 F_1 的减小,从而减小了齿轮泵19的泵送扭矩的损失。

[0112] 内部构件112可以由金属制成以增大内部构件112与外部构件114之间的摩擦系数 μ ,从而增大制动力 $F\mu$ 以减小齿轮泵19的泵送扭矩的损失。

[0113] 内部构件112设计成具有如下部分:该部分由外部构件114直接抓紧,并且如能够在图8中所观察到的,该部分定位成靠近齿轮泵19。因此,当内部构件112的杨氏模量被选择成比外部构件114的杨氏模量更小时,如图9中所示,将使得外部构件114随着内部构件112的变形而倾斜,从而导致由外部构件114施加在齿轮泵19上的压力的程度在外部构件114的外周附近被最大化。换句话说,齿轮泵19的由外部构件114按压的部分与齿轮泵19的旋转中心之间的距离变得更长,从而导致对齿轮泵19的旋转的阻力增大。

[0114] 为了缓和上述问题,内部构件112由其杨氏模量比外部构件114的杨氏模量更大的材料制成,从而导致了内部构件的将会导致外部构件114倾斜的弹性变形的减小。这使齿轮泵19的由外部构件114按压的部分与齿轮泵19的旋转中心之前的距离最小化,从而避免了对齿轮泵19的泵送扭矩的阻力的不期望的增大以及减小了齿轮泵19的泵送扭矩的损失。

[0115] 制动流体的温度的减小通常导致了制动流体的粘度的增大,这导致了齿轮泵19的泵送操作所需的扭矩的增大。为了缓和这种问题,内部构件112和116由金属制成以具有比外部构件114和118的线性膨胀系数更小的线性膨胀系数,从而增大了抓紧力 F 以减小齿轮泵19和39的泵送操作所需的扭矩。

[0116] 第二实施方式

[0117] 第一实施方式的齿轮泵设备装备有各自通过内部齿轮泵来实施的齿轮泵19和39,而第二实施方式的齿轮泵设备具有各自设计为外部齿轮泵的齿轮泵19和39。图10为示出了

第二实施方式的齿轮泵设备的内部结构的局部纵向截面图。

[0118] 该齿轮泵设备装备有泵体200, 齿轮泵19和39安装在该泵体200中。泵体200设置在形成在外壳201中的安装室201a中。泵体200与外壳201的联接通过将环形外螺纹202固定成与形成在外壳201的敞开端部(即, 图10中观察到的左部)中的内螺纹201b接合来实现。

[0119] 在安装室201a内, 齿轮泵19比齿轮泵39位置更靠近安装室201a的底部(即, 图10中观察到的右侧)。缸211被插置在齿轮泵19与齿轮泵39之间。塞212设置在齿轮泵39的与缸211相反的相反侧中, 换句话说, 塞212比齿轮泵39位置更靠近外壳201的开口。外壳201还具有圆筒形齿轮泵安装室, 齿轮泵19安装在该齿轮泵安装室中, 并且该齿轮泵安装室形成安装室201a的底部。缸211的底部设置在外壳201的齿轮泵安装室中以其自身与齿轮泵安装室的内壁之间限定了泵室213。塞212的端部中形成有圆筒形齿轮泵安装室, 该齿轮泵安装室面向缸211并且齿轮泵19安装在该齿轮泵安装室中。塞212的齿轮泵安装室在其自身与缸211的端部之间限定了泵室214。

[0120] 缸211和塞212具有穿过其厚度彼此同轴地延伸的轴孔211a和212a。驱动轴215延伸穿过轴孔211a和212a。驱动轴215联接至马达60, 如图1中所示。齿轮泵19具有配合在驱动轴215的位于缸211与安装室201a的底部之间的部分上的驱动齿轮19d。类似地, 齿轮泵39具有配合在驱动轴215的位于缸211与塞212之间的部分上的驱动齿轮39d。缸211还具有延伸穿过其厚度的轴孔211b。轴孔211b位于沿缸211的径向方向离开轴孔211a给定间距的位置处。缸211中还保持有穿过轴孔211b的从动轴216。齿轮泵19具有配合在从动轴216的端部中的更靠近安装室201a的底部的一个端部上的从动齿轮19e。类似地, 齿轮泵39具有配合在从动轴216的另一端部上的从动齿轮39e。

[0121] 该齿轮泵设备还包括密封机构221和225。密封机构221设置在齿轮泵19与安装室201a的底部之间。密封机构225设置在齿轮泵39与塞212之间。

[0122] 在操作中, 当齿轮泵19和驱动齿轮19a和齿轮泵39的驱动齿轮39d通过马达60借助于驱动轴215而旋转时, 从动齿轮19e和39e通过与驱动齿轮19a和39d的接合而关于从动轴216旋转, 从而使制动流体被吸入到齿轮泵19和39中的每一者中的进入室中并从该一者中的排出室排出。齿轮泵19的进入室和排出室分别由驱动齿轮19d、从动齿轮19e与泵室213的内壁限定。类似地, 齿轮泵39的进入室和排出室分别由驱动齿轮39d、从动齿轮39e与泵室214的内壁限定。

[0123] 缸211还具有设置在轴孔211a中的密封构件231。塞212的与其上安装有齿轮泵39的端部相反的端部中形成有室, 并且塞212还具有设置在该室中的密封构件232。密封构件231和232用于使齿轮泵19与齿轮泵39之间密封, 并且使齿轮泵19和39与齿轮泵19和39的外侧气密隔离。

[0124] 在因此而构造的、装备有各自由外部齿轮泵制成的齿轮泵19和39的齿轮泵设备中, 密封机构221和225中的每个密封机构均用于按压齿轮泵19和39中的对应的一个齿轮泵的端部以在该齿轮泵的进入侧与排出侧之间形成气密密封。密封机构221和225可以设计成具有与第一实施方式中的密封机构111和115相同的结构。

[0125] 下文将参照图10、图11和图12对密封机构221和225的结构进行描述。

[0126] 如图11中所示, 密封机构221装备有内部构件222、弹性橡胶构件223和外部构件224。如能够在图11中观察到的, 弹性橡胶构件223具有大致环形形状。密封机构221具有与

缸211对应的大致三角形形状。

[0127] 内部构件222由单件构件形成,该单件构件由诸如铁质材料、SUS基材料、铝基材料或铜基材料之类的在杨氏模量方面比外部构件224更大的金属材料制成。内部构件222围绕驱动轴215和从动轴216并且在环形橡胶构件223的帮助下使齿轮泵19的进入侧、轴215和216的周缘、以及齿轮泵19的排出侧之前气密密封。具体地,内部构件222具有以与缸211的轴孔221a和221b对准的方式形成的开口222a和222b。内部构件222还具有入口222c,入口222c形成为使其中心位于与穿过开口222a和222b的中心的部段垂直的线上。入口222c与齿轮泵19的进入室连通。在齿轮泵19的泵送操作中,制动流体通过入口222c而被吸入到齿轮泵19的进入室中。内部构件222由三个圆形框架的组合构成,所述三个圆形框架彼此连接以限定开口222a和222b以及入口222c,并且总体呈大致三角形形状。

[0128] 当齿轮泵19处于泵送操作中时,高排出压力被施加在环形橡胶构件223上,使得环形橡胶构件223被沿其径向方向向内按压。内部构件222的外周壁因而具有其上通过环形橡胶构件223而被向内施加了压力的表面。内部构件222的这种压力施加表面被几何定形产生推力以将内部构件222沿内部构件222的轴向方向移动离开齿轮泵19。如图12中清楚地示出的,该压力施加表面至少由从内部构件222的主要部分向外延伸的倾斜表面222d限定。具体地,内部构件222具有形成在其外周壁的更加远离齿轮泵19的角部上的环形凸缘222e。凸缘222e完全沿内部构件222的周向方向延伸并且具有面向齿轮泵19的倾斜表面222d。

[0129] 环形橡胶构件223通过O型环来实施并且配装在内部构件222的外周上。换句话说,环形橡胶构件223插置在内部构件222与外部构件224之间。环形橡胶构件223用于随着在齿轮泵10的泵送操作期间从齿轮泵19排出的液压压力的升高而增大作用在内部构件222的上述压力施加表面上的压力。环形橡胶构件223还布置成与安装室201a的底部抵接接触以使齿轮泵19的排出侧(即,齿轮泵19内的高压力区域)与包括轴215和216的周缘区域和齿轮泵19的进入侧的区域(即,齿轮泵19内的低压力区域)之间气密密封。环形橡胶构件223的轮廓可以定为与内部构件222的外周相符合,但也可以替代性地定形为允许弹性变形并配合在内部构件222的外周上的圆形。

[0130] 外部构件224由诸如PEEK(聚醚醚酮)之类的在杨氏模量方面小于内部构件222的树脂材料制成。外部构件224布置在齿轮泵19的端部上并且用于使齿轮泵19的较低压力侧与较高压力侧之间气密密封。外部构件224具有与内部构件222的外部形状对应的大致中空三角形形状。外部构件224具有由其端部限定的面向齿轮泵19的密封表面。外部构件224的该密封表面布置成与转子(即,齿轮)19d和19e的端部表面均接触以在它们之间产生气密密封。

[0131] 如上所述,密封机构221布置成与齿轮泵19的端部表面直接接触以在齿轮泵19的高压力侧(即,排出侧)与低压力侧(即,进入侧)之间产生气密密封以及与安装室201a的底部直接接触以在高压力侧与低压力侧之间形成气密密封。

[0132] 类似于密封机构221,密封机构225由内部构件226、弹性橡胶构件227和外部构件228组成。密封机构225具有与缸211对应的大致三角形形状。密封机构225设计成具有面向与密封机构221的密封表面所面向的方向相反的方向的密封表面。换句话说,密封机构225的构型与密封机构221的构型对称。其他布置与密封机构221的其他布置相同,因而将省略对其他布置的说明。

[0133] 在齿轮泵19的泵送操作中,高压(即,排出压力)产生于齿轮泵19的排出室中。这形成了包括轴215和216的周缘区域的低压力区域和包括齿轮泵19的排出侧的高压力区域。对于齿轮泵39而言亦是如此。如图10中所示,排出压力(即,高压)施加在密封机构221和225的环形橡胶构件223和227的外周上,而低压力施加在环形橡胶构件223和227的内周上。环形橡胶构件223和227的外周分别限定了齿轮泵19和39的高压力区域,而环形橡胶构件223和227的内周分别限定了齿轮泵19和39的低压力区域。

[0134] 环形橡胶构件223和227在排出压力的帮助下沿与内部构件222和226的压力施加表面垂直的方向弹性地按压所述压力施加表面。具体地,内部构件222的压力施加表面被沿与压力施加表面垂直的方向按压以形成推力从而使内部构件222移动离开齿轮泵19,由此使内部构件222与安装室201a的底部持续抵接以消除它们之间的空气间隙。类似于密封机构221,密封机构225的内部构件226的压力施加表面被沿与压力施加表面垂直的方向按压以形成推力从而使内部构件226移动离开齿轮泵39,由此使内部构件226与塞212的端部表面持续抵接以消除它们之间的空气间隙。

[0135] 环形橡胶构件223和227还被齿轮泵19和39的高排出压力靠着安装室201a的底部表面和塞212的端部表面按压。环形橡胶构件223与内部构件222的组合因而在环形橡胶构件223的内侧(即,较低压力区域)与外侧(较高压力区域)之间产生气密密封。类似地,环形橡胶构件227与内部构件226的组合在环形橡胶构件227的内侧(即,较低压力区域)与外侧(较高压力区域)之间产生气密密封。

[0136] 以上述方式,内部构件222和226被按压成与安装室201a的底部表面和塞212的端部表面抵接接触,从而消除了它们之间的空气间隙并实现了外壳201内的高压力区域与低压力区域的气密隔离。这消除了外壳201内的液压压力的不期望的泄漏并使预期由环形橡胶构件223和227到空气间隙中的弹性变形引起的环形橡胶构件223和227的耐久性的降低最小化。如上所述,内部构件222的压力施加表面由倾斜表面222d形成,从而增强了作用在压力施加表面上的排出压力到推力的转变,以使内部构件222移动离开齿轮泵19从而消除内部构件222与安装室201a的底部之间的空气间隙。对于密封机构215而言亦是如此。

[0137] 如上所述,来自齿轮泵19和39的排出压力的升高导致分别靠着齿轮泵19和39按压外部构件224和228的压力的增大,从而导致了齿轮泵19和39的泵送操作所需的扭矩的损失增大。

[0138] 为了缓和上述问题,内部构件222和226由在杨氏模量方面比外部构件224和228更大的材料制成,由此导致减小了使外部构件224和228被分别靠着齿轮泵19和39推动的压力的程度,并且还导致了齿轮泵19和39的泵送操作所需的扭矩的损失减小。

[0139] 第三实施方式

[0140] 本实施方式的齿轮泵设备在密封机构111和115的内部构件112和116的结构方面不同于第一实施方式和第二实施方式。其他布置是相同的,并且将省略对其他布置的说明。类似于第一实施方式,本实施方式的齿轮泵设备具有各自通过内部齿轮泵来实施的齿轮泵19和39,但是也可以类似于第二实施方式而替代性地设计成具有外部齿轮泵。为了公开内容的简洁,以下讨论将仅涉及内部构件112,但内部构件116具有与内部构件112的结构相同的结构。

[0141] 图13(a)和图13(b)示出了内部构件112的结构。内部构件112由以下两个部件组

成：环形内缸112d和其中配装有内缸112d的外部盘112e。内缸112d和外部盘112e在下文也将被称为内周部和外周部。内缸112d由树脂制成并且具有内周壁112a以限定驱动轴54所穿过的圆形腔。内周壁112a具有滑动表面，驱动轴54的外周能够与该滑动表面滑动接触。外部盘112e由诸如铁质材料、SUS基材料、铝基材料或铜基材料的金属材料制成并且具有能够与外部构件114滑动接触的滑动表面。外部盘112e的材料在杨氏模量方面比外部构件114更大。内缸112d与外部盘112e的组装可以利用插入模制技术通过将外部盘112e插入到内缸112d的树脂模具中或通过内缸112d配装到外部盘112e的圆形孔中来实现。

[0142] 由树脂材料制成内缸112d使内缸112d的滑动表面与驱动轴54的外周的卡咬或热附着最小化。如上所述，外部盘112c由在杨氏模量方面比外部构件114更大的材料制成，从而产生了与第一实施方式中所述的有益效果相同的有益效果。

[0143] 第三实施方式的改型

[0144] 内部构件112可以如图14(a)和图14(b)中所示地制成。具体地，图13(a)的内缸112d的横向截面是圆形的，但如能够在图14(a)中观察到的，该横向截面也可以设计成具有与图13(a)的外部盘112的外部形状类似的外部形状。

[0145] 第四实施方式

[0146] 本实施方式的齿轮泵设备在密封机构111和115的内部构件112和116的结构方面不同于第一实施方式和第二实施方式。其他布置是相同的，因而这里将省略对其他布置的说明。类似于在第一实施方式中，本实施方式的齿轮泵设备具有各自通过内部齿轮泵来实施的齿轮泵19和39，但也可以类似于第二实施方式而替代性地设计成具有外部齿轮泵。为了公开内容的简洁，以下讨论将仅涉及内部构件112，但内部构件116具有与内部构件112的结构相同的结构。

[0147] 图15(a)和图15(b)示出了内部构件112的结构。内部构件112由如下两个部件组成：内部板112d和其中配装有内部板112d的外缸112e。内部板112d和外缸112e在下文也将被称为内周部和外周部。

[0148] 类似于在第三实施方式中，内部板112d具有内周壁112a以限定驱动轴54所穿过的圆形腔。内周壁112a具有能够与驱动轴54的外周滑动接触的滑动表面。内部板112d由诸如铁质材料、SUS基材料、铝基材料或铜基材料的金属材料制成。外缸112e由外层形成的薄树脂膜制成。当内部构件112被外部构件114如上所述抓紧时，内部构件112通过图8中的抓紧力F而发生弹性变形的程度取决于外缸112e的厚度。由金属制成的内部板112d因而用于吸收大部分的抓紧力F。具有内部板112d和外缸112e的组件发生弹性变形的总量因而变小。换句话说，具有内部板112d和外缸112e的组件的总杨氏模量将大于外部构件114的杨氏模量。

[0149] 外部板112e和内缸112e的材料如上所述与第三实施方式中的内缸112d和外部盘112e的材料相反，但内部构件112具有比外部构件114的杨氏模量更大的杨氏模量，从而产生了与第一实施方式中的有益效果相同的有益效果。与仅由金属制成内部构件112时相比，由薄树脂膜制成外缸112e导致了外缸112e的外周与布置成与外缸112e的外周接触的外部构件114之间的摩擦系数 μ 的增大。这还导致了制动力 $F\mu$ 的增大，如图8中所示，由此减小了齿轮泵19的泵送操作所需的扭矩的损失。对于齿轮泵39而言亦是如此。

[0150] 改型

[0151] 密封机构111的内部构件112的被如上所述施加了由橡胶构件113的变形产生的压

力的压力施加表面由凸缘112c的倾斜表面112d形成。凸缘112c延伸过内部构件112的整个周向,但是也可以形成在内部构件112的外周的至少一部分上,或者由形成在内部构件112的外周上的一个或更多个离散的凸部组成,以限定用作将由橡胶构件113施加的压力转变成使内部构件112朝外壳101的位于密封机构111的与齿轮泵19相反的相反侧上的壁的内表面移动离开齿轮泵19的力的压力转换件的压力施加表面。对于内部构件116、222和226而言亦是如此。

[0152] 内部构件112、116、222和226可以具有如下表面:该表面与外部构件114、118、224和228接触,并且该表面通过喷丸或发线抛光来粗糙处理以在其上形成不规则物,从而增大内部构件112、116、222和226中的每一个与外部构件114、118、224和228中的对应一个之间的摩擦系数 μ 。这导致了制动力 $F\mu$ 的增大,如图8中所述,由此减小了齿轮泵19的泵送操作所需的扭矩的损失。这种机械加工尤其在内部构件112、116、222和226的与外部构件114、118、224和228接触的至少部分由金属制成的情况下易于执行。

[0153] 内部构件112、116、222和226作为示例由金属制成,以具有比上述实施方式中的外部构件114、118、224和228的杨氏模量更大的杨氏模量,但是也可以替代性地由诸如树脂或陶瓷之类的另一种材料制成,只要该材料在杨氏模量方面比外部构件114、118、224和228更大。

[0154] 内部构件112、116、222和226的布置成与外部构件114、118、224和228接触的表面被定向成与上述实施方式的驱动轴的轴线平行,但是也可以如图16中所示替代性地定形成相对于驱动轴54的轴线以给定角度倾斜。在所示出的示例中,内部构件112的被布置成与外部构件114接触的外周表面具有如下倾斜区域:该倾斜区域比倾斜区域112b更靠近齿轮泵19,并且在该倾斜区域中,其自身与驱动轴54的纵向中心线(即,内部齿轮114的轴向中心)之间的距离(换句话说,内部构件114的半径)随着靠近齿轮泵19而增大。这导致了用作对外部构件114、118、224和228的朝齿轮泵19和39的运动的阻力的摩擦系数 μ 的增大,从而增大了如图8中所述的制动力 $F\mu$,以减小齿轮泵19和39的泵送操作所需的扭矩的损失。外部构件114可以优选地被定形成具有定轮廓为与内部构件112的倾斜区域相符合的内周。

[0155] 如上所述,第一实施方式的齿轮泵设备装备有两个内部齿轮泵:包括外转子19a和39a(也被称为第一齿轮)和内转子19b和39b(也被称为第二齿轮)的齿轮泵19和39,而第二实施方式的齿轮泵设备装备有两个外部齿轮泵,所述两个外部齿轮泵包括驱动齿轮19d和39d(也被称为第一齿轮)和从动齿轮19e和39e(也被称为第二齿轮),但齿轮泵设备也可以替代性地设计成具有仅一个为内部类型或外部类型的齿轮泵。这消除了对使用具有外壳101或201、缸71或211以及塞72或212的组件作为如下壳体的需要:该壳体中形成有其中安装有齿轮泵19和39的转子室100a和100b。换句话说,可以准备仅一个构件作为用于安装单个齿轮泵的壳体。

[0156] 尽管本发明已经根据优选实施方式而被公开以帮助更好地理解本发明,但应当理解的是,本发明可以在不背离本发明的远离的情况下以各种方式进行修改。因此,本发明应当被理解为包括能够在不背离如所附权利要求所陈述的本发明的原理的情况下被实施的所有可能的实施方式以及关于所示出的实施方式的改型。

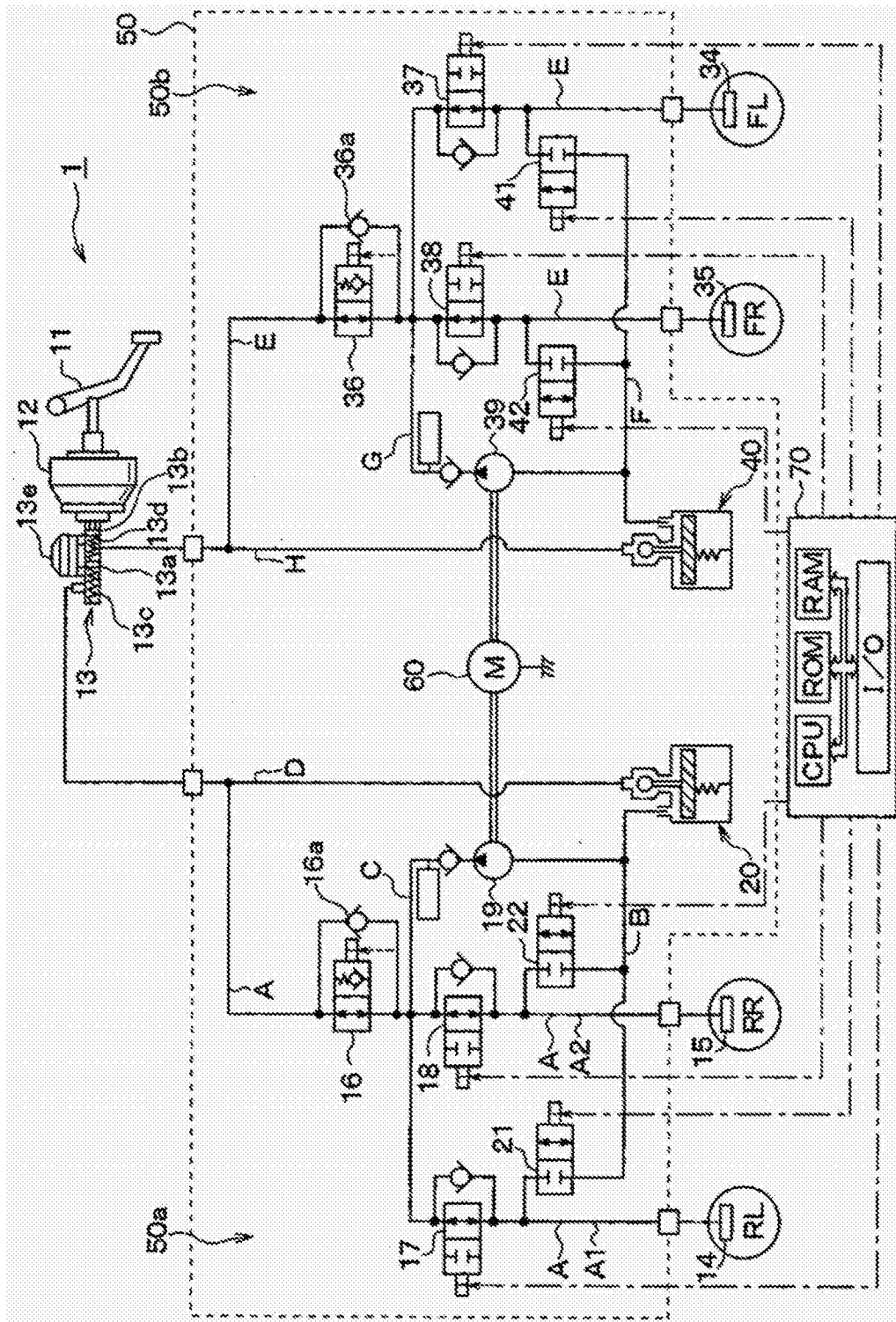


图1

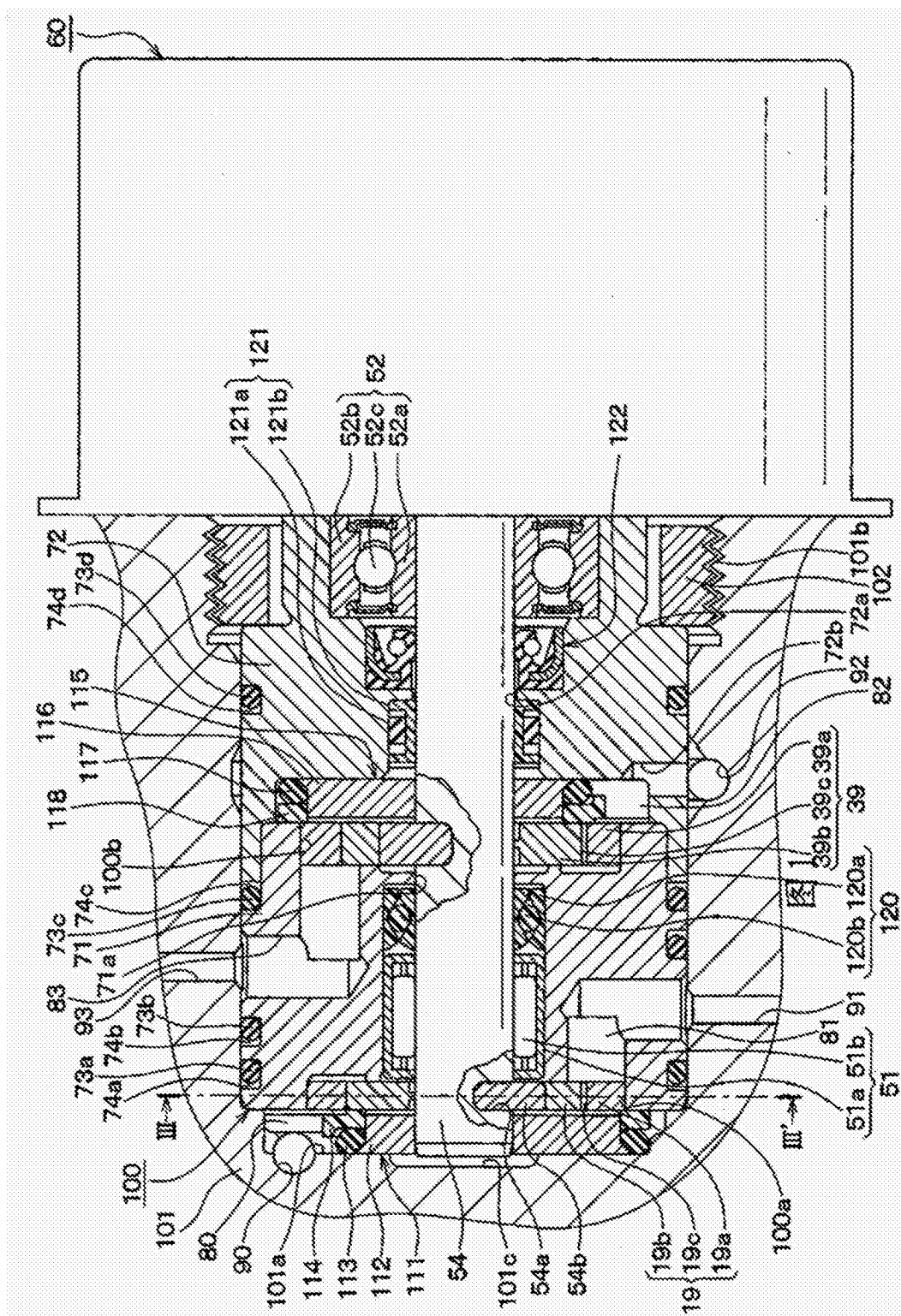


图2

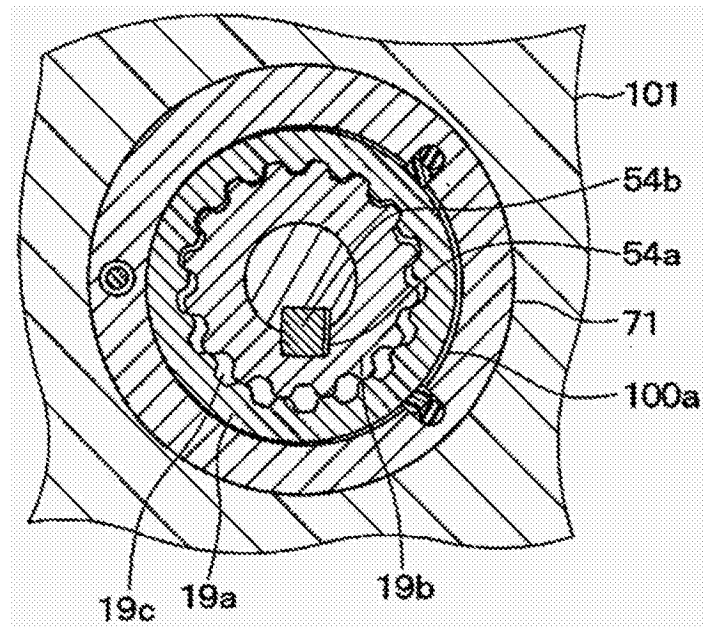


图3

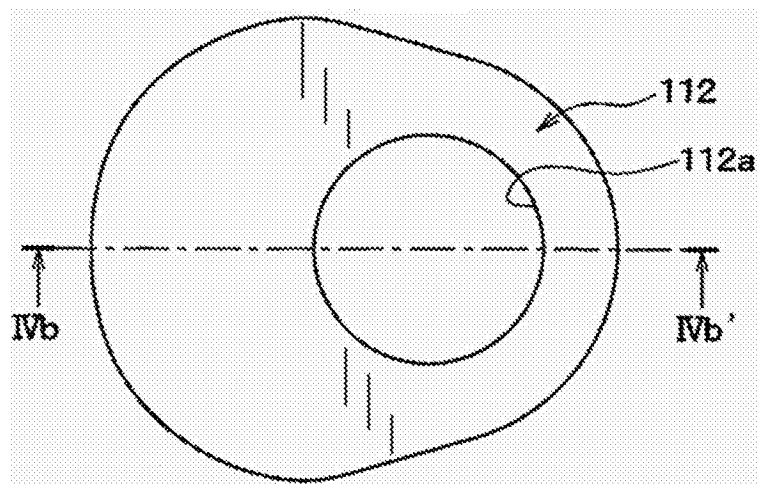


图4(a)

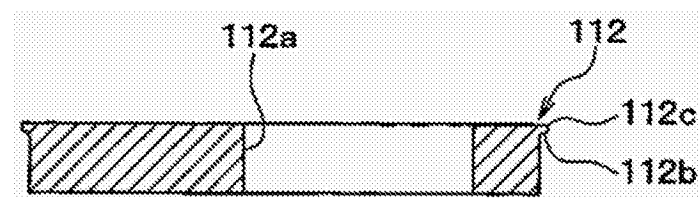


图4(b)

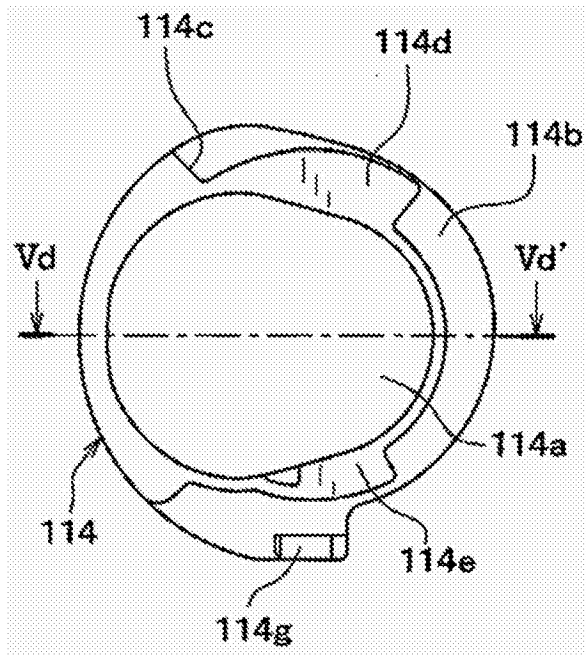


图5(a)

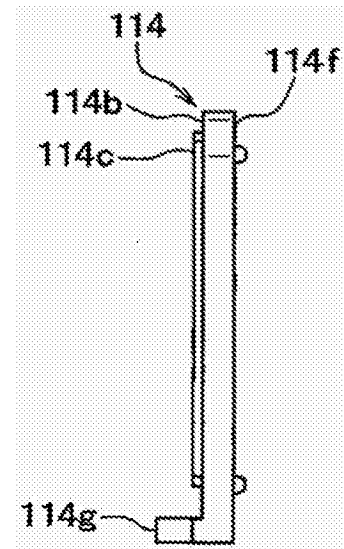


图5(b)

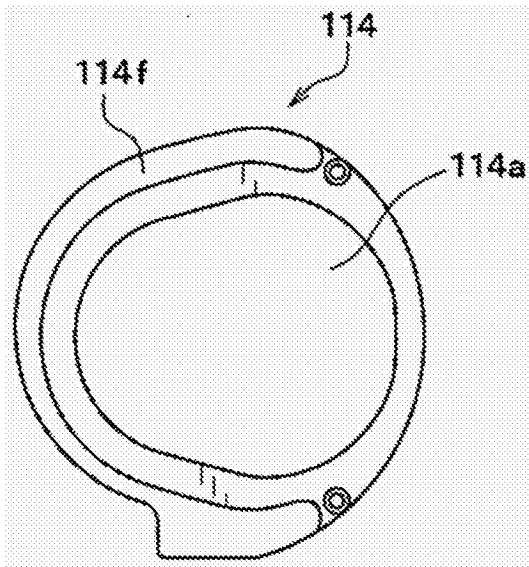


图5(c)

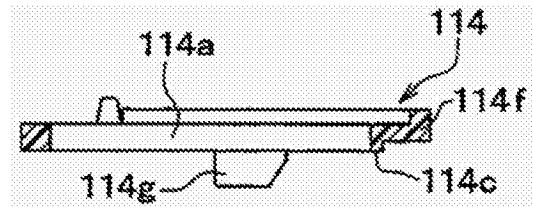


图5(d)

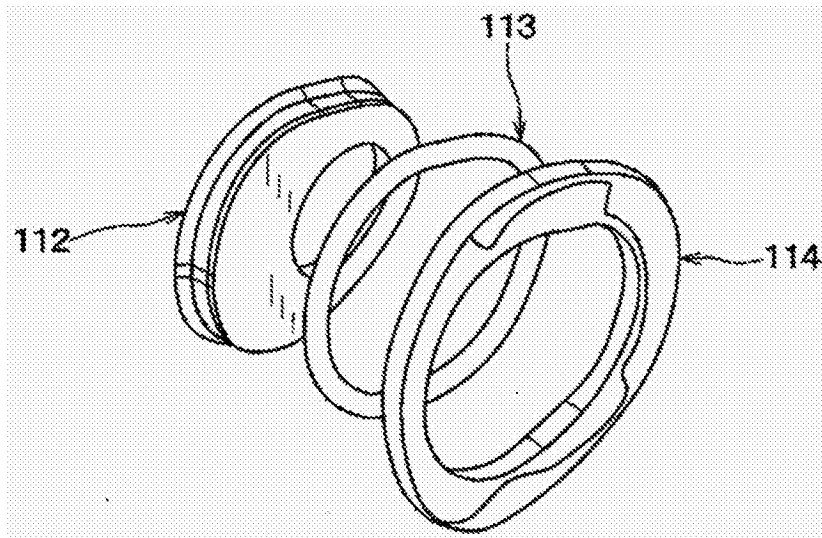


图6

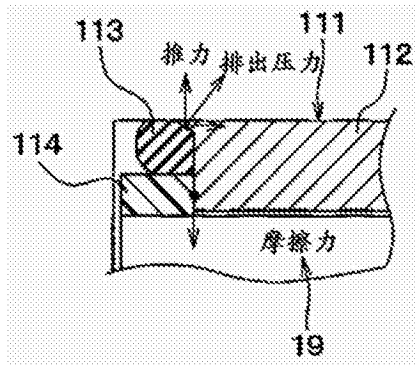


图7

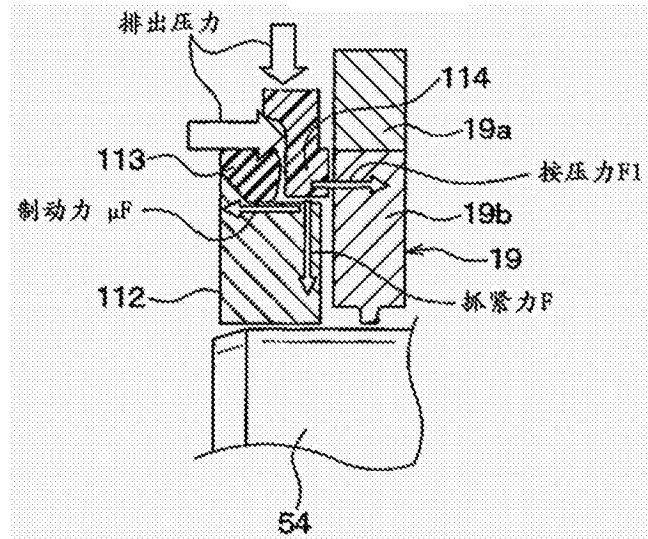


图8

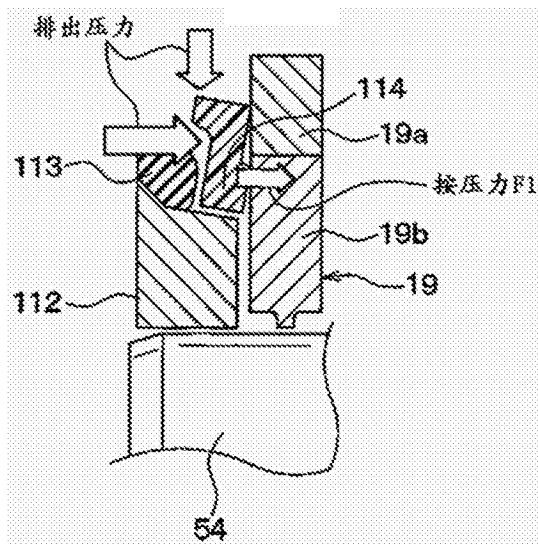


图9

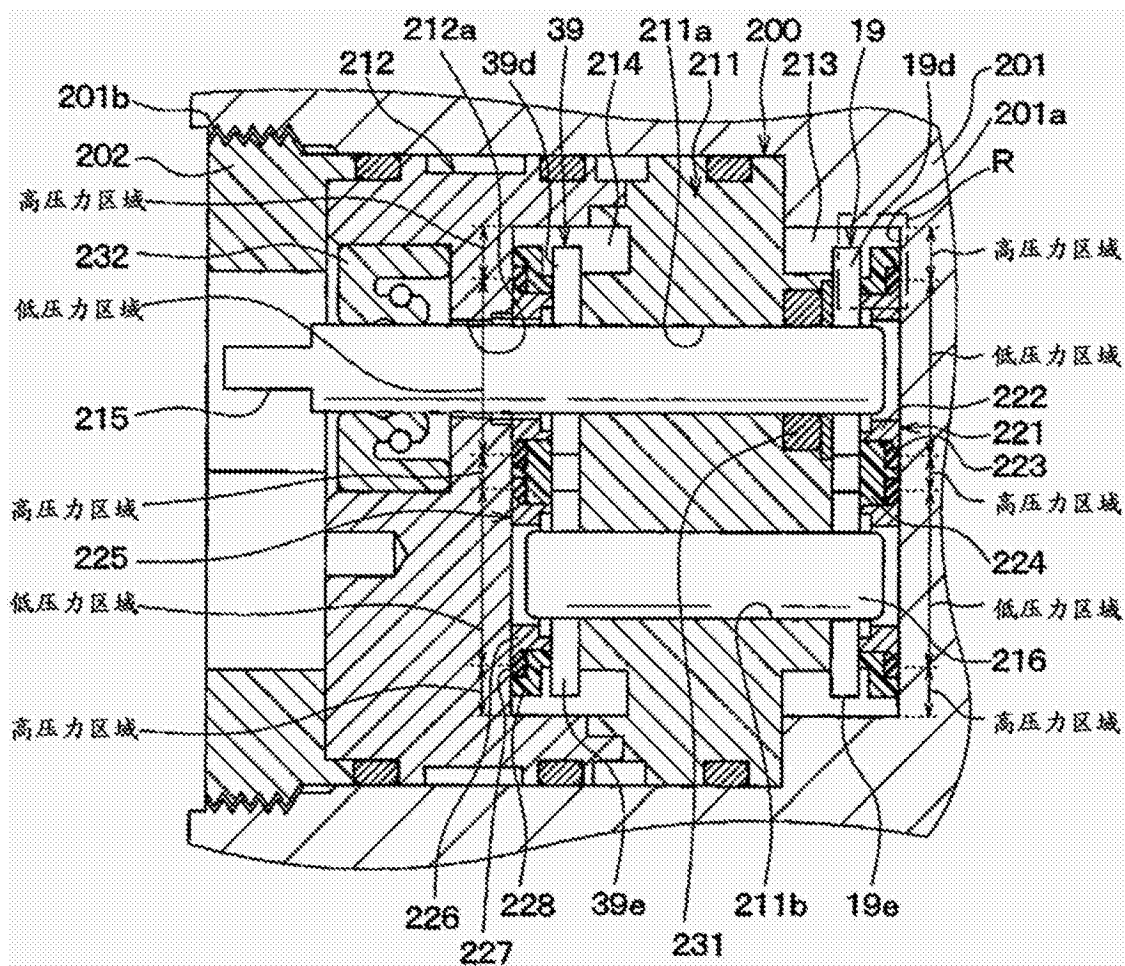


图10

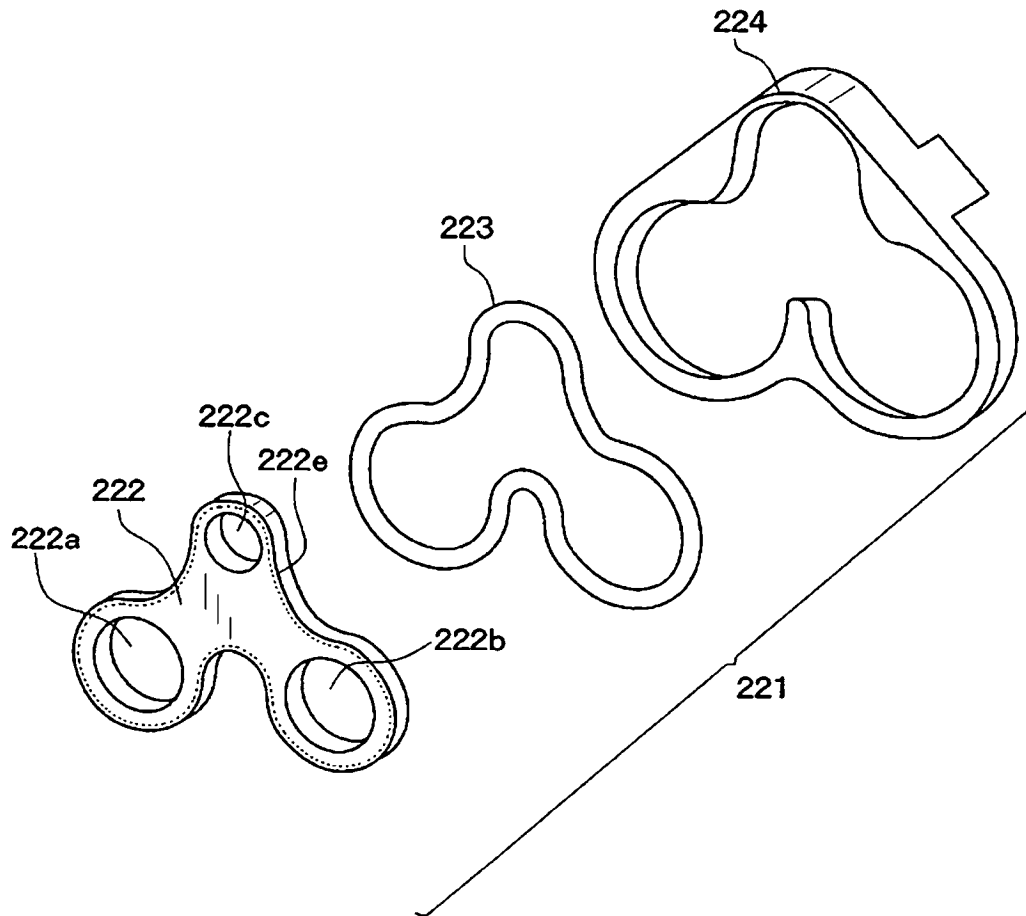


图11

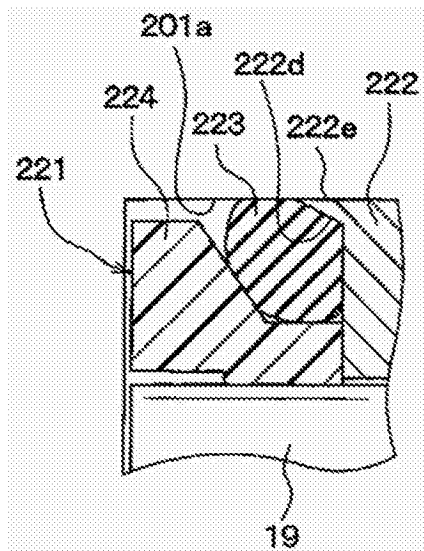


图12

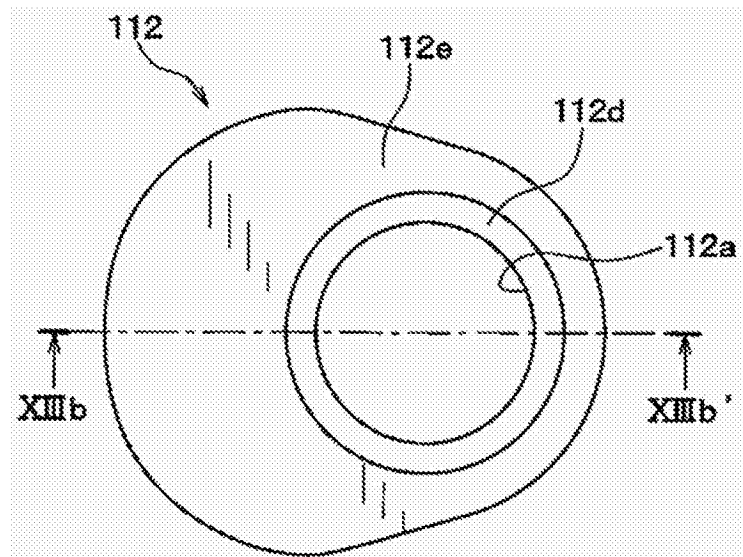


图13(a)

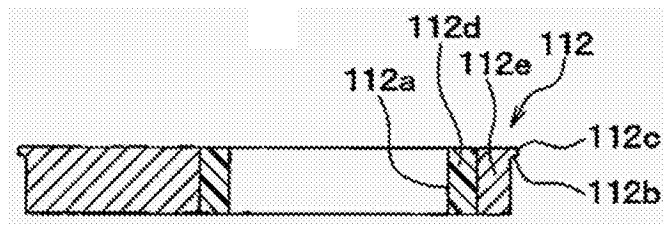


图13(b)

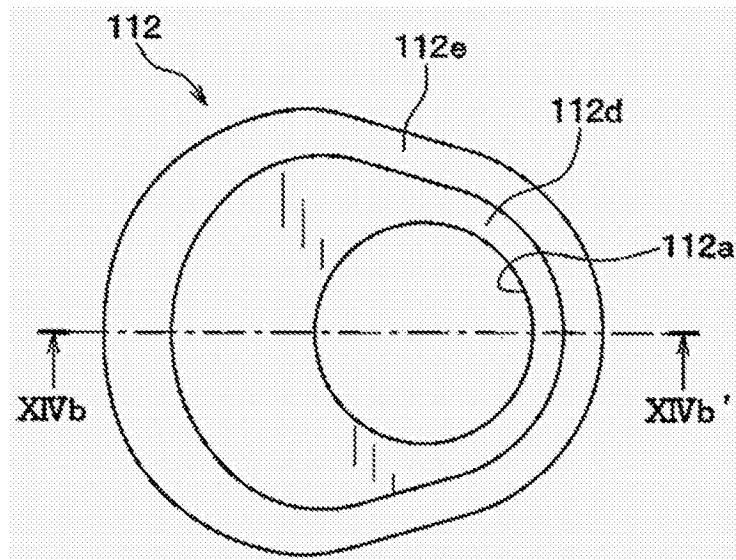


图14(a)

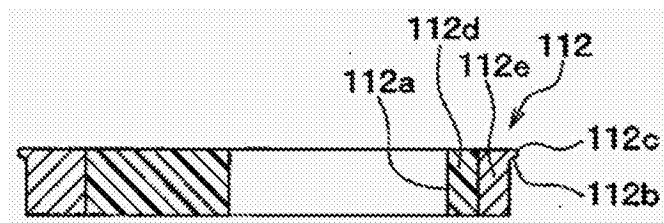


图14(b)

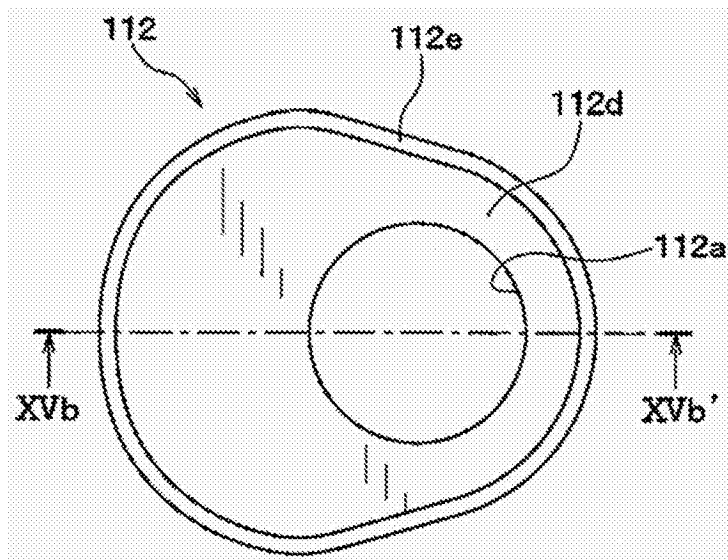


图15(a)

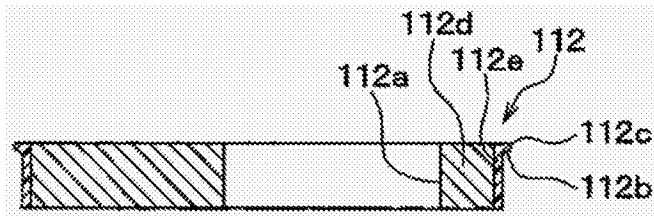


图15(b)

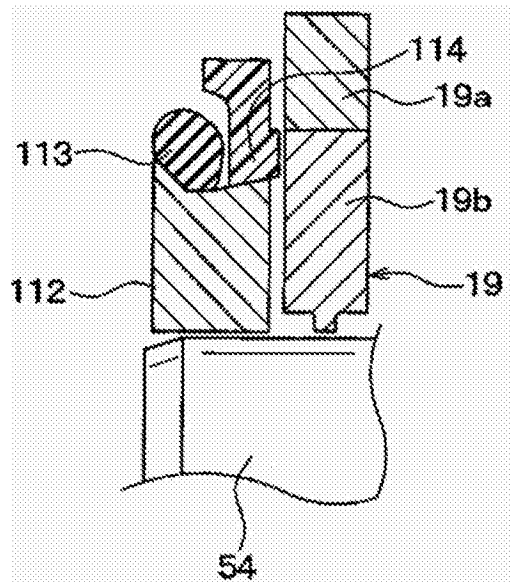


图16