



(12) 发明专利

(10) 授权公告号 CN 109072889 B

(45) 授权公告日 2020.10.02

(21) 申请号 201780026411.X

(22) 申请日 2017.05.17

(65) 同一申请的已公布的文献号  
申请公布号 CN 109072889 A

(43) 申请公布日 2018.12.21

(30) 优先权数据  
16170442.4 2016.05.19 EP

(85) PCT国际申请进入国家阶段日  
2018.10.30

(86) PCT国际申请的申请数据  
PCT/EP2017/061851 2017.05.17

(87) PCT国际申请的公布数据  
W02017/198718 EN 2017.11.23

(73) 专利权人 伊纳斯有限公司

地址 荷兰布雷达, 邮编4823AE

(72) 发明人 彼得·奥古斯丁努斯·约翰尼斯·  
阿赫滕

(74) 专利代理机构 苏州创元专利商标事务所有  
限公司 32103

代理人 冯尚杰

(51) Int.Cl.  
F04B 1/2035 (2020.01)  
F04B 1/24 (2006.01)  
F03C 1/32 (2006.01)  
F03C 1/24 (2006.01)

审查员 袁潜

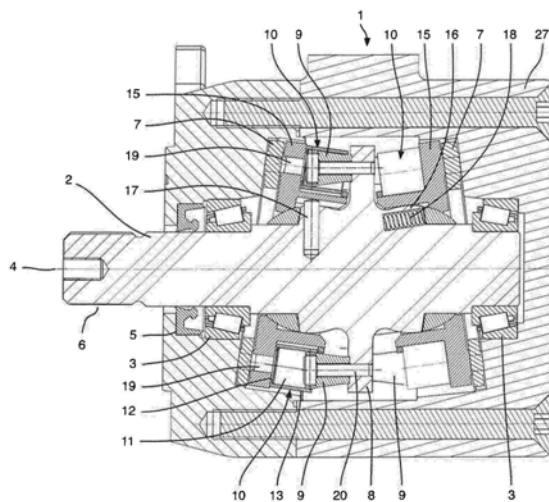
权利要求书2页 说明书4页 附图2页

(54) 发明名称

一种液压装置

(57) 摘要

一液压装置包括壳体、轴、多个活塞和多个圆柱形套筒,轴被安装在壳体中且可绕第一旋转轴线旋转,其中轴具有横向延伸至第一轴线的凸缘,该多个活塞被固定在凸缘上,该多个圆柱形套筒分别包括套筒底部和套筒夹套且与活塞协作以形成可变容积的各压缩室。圆柱形套筒可绕以锐角与第一旋转轴线相交的第二旋转轴线旋转,每个活塞具有括圆周壁的活塞头,圆周壁其外侧为球形并在协作的套筒夹套内形成密封线,每个套筒夹套具有薄壁和/或相对于套筒底部可弹性地移动,使得在压缩室中的固定压力下,在活塞位置从下死点到套筒底部与密封线之间的距离小于下死点处套筒底部与密封线之间的距离的50%时的位置范围内,套筒夹套在密封线处的径向变形基本上恒定。



1. 一种液压装置(1),其包括壳体(27),  
轴(2),其被安装在所述壳体(27)中且可绕第一旋转轴线(4)旋转,其中所述轴(2)具有横向延伸至所述第一旋转轴线(4)的凸缘(8),  
多个活塞(9),其绕所述第一旋转轴线(4)以等角距离被固定在所述凸缘(8)上,  
分别包括套筒底部(12)和套筒夹套(13)的多个圆柱形套筒(10),其中每个所述圆柱形套筒(10)为单一部件,并且与所述活塞(9)协同作用以形成可变容积的各压缩室(11),其中,所述圆柱形套筒(10)可绕以锐角与所述第一旋转轴线(4)相交的第二旋转轴线旋转,使得在旋转所述轴(2)时,所述压缩室(11)的体积在所述活塞(9)在所述圆柱形套筒(10)内的下死点和上死点之间变化,  
其中,每个活塞(9)具有包括圆周壁的活塞头(14),所述圆周壁其外侧为球形,因此在协同作用的套筒夹套(13)内形成密封线,其内侧包围成围腔(21),其特征在于,  
每个套筒夹套(13)具有薄壁和/或相对于套筒底部(12)可弹性地移动,使得在所述压缩室(11)中的固定压力下,当活塞位置位于下死点和第一位置的范围时,所述套筒夹套(13)在所述密封线处的径向变形基本上恒定;其中,当活塞位置位于所述第一位置时,所述套筒底部(12)与所述密封线之间的距离小于从下死点处所述套筒底部(12)与所述密封线之间的距离的50%。
  2. 根据权利要求1所述的液压装置(1),其中所述径向变形基本上恒定至所述套筒底部(12)与所述密封线之间的距离小于下死点处所述套筒底部(12)与所述密封线之间的距离的40%时的位置处。
  3. 根据权利要求1或2所述的液压装置(1),其中上死点处所述套筒底部(12)与所述密封线之间的距离小于下死点处所述套筒底部(12)与所述密封线之间的距离的30%。
  4. 根据权利要求1所述的液压装置(1),其中所述圆柱形套筒(10)由钢制成,所述套筒夹套(13)的壁厚小于1.5 mm。
  5. 根据权利要求1所述的液压装置(1),其中所述套筒夹套(13)的壁厚小于所述活塞头(14)的所述圆周壁的最大厚度。
  6. 根据权利要求1所述的液压装置(1),其中所述套筒底部(12)的厚度小于所述套筒夹套(13)的壁厚的60%。
  7. 根据权利要求1所述的液压装置(1),其中所述套筒底部(12)具有中心通孔,所述压缩室(11)穿过所述中心通孔与支撑所述圆柱形套筒(10)的筒板(15)中的协同作用的通道(19)相通,其中所述中心通孔的直径大于所述套筒夹套(13)的内直径的70%。
  8. 根据权利要求1所述的液压装置(1),其中所述套筒夹套(13)的壁厚小于所述套筒夹套(13)的外直径的13%和/或小于所述套筒夹套(13)的长度的13%。
  9. 根据权利要求1所述的液压装置(1),其中所述圆柱形套筒(10)在所述套筒夹套(13)和所述套筒底部(12)之间的过渡处具有壁厚局部减小部(22)。
  10. 根据权利要求9所述的液压装置(1),其中所述壁厚局部减小部(22)位于所述套筒夹套(13)中。
  11. 根据权利要求10所述的液压装置(1),其中所述壁厚局部减小部(22)由位于所述套筒夹套(13)的内侧和外侧处的相对的圆周凹部形成。

12. 根据权利要求9所述的液压装置(1),其中所述壁厚局部减小部(22)位于所述套筒底部(12)中。

13. 根据权利要求12所述的液压装置(1),其中所述壁厚局部减小部(22)由位于所述圆柱形套筒(10)的内侧处的圆周凹部形成。

## 一种液压装置

[0001] 本发明涉及一种根据前文中权利要求1中所述的液压装置。

[0002] 这种装置从以下文献中已知：“Volumetric losses of a multi piston floating cup pump”，Peter A.J. Achten; PROCEEDINGS OF THE NATIONAL CONFERENCE ON FLUID POWER; 337-348; Proceedings of the 50th National conference on fluid power by National Fluid Power Association; 2005, NCFP I05-10.2。该文献公开了套筒夹套的径向变形取决于活塞插入在套筒中的深度，但是密封线处的径向膨胀在活塞在套筒内的不同位置处几乎可以是恒定的。此外，该文献公开了由于活塞头外侧上的不对称静水载荷，薄壁的活塞头在压缩阶段期间，即当活塞头和套筒底部之间的距离减小时变形为椭圆形。在操作条件下，活塞膨胀或多或少地在压缩阶段期间跟随活塞套筒膨胀。因此，在密封线处活塞头和套筒夹套之间的泄漏流被减少。

[0003] 由于套筒底部导致套筒夹套的与套筒底部相邻的部分的刚度增加，所以当套筒底部和活塞头之间的距离变小时，套筒夹套在密封线处的径向变形减小。因此，活塞和套筒夹套可能在套筒底部附近，即当上死点靠近套筒底部时相互刮擦。为此，当活塞头和套筒底部彼此接近时，活塞和协同作用的套筒的尺寸基于临界条件而匹配。

[0004] 本发明的目的是提供一种在活塞和协同作用的套筒之间具有紧密的公差，同时降低活塞头和套筒夹套之间的刮擦风险的液压装置。

[0005] 这个目的由根据本发明的液压装置完成，该液压装置其中，每个套筒夹套具有薄壁和/或相对于套筒底部可弹性地移动，使得在压缩室中的固定压力下，在活塞位置从下死点到套筒底部与密封线之间的距离小于下死点处套筒底部与密封线之间的距离的50%时的位置范围内，套筒夹套在密封线处的径向变形基本上恒定。

[0006] 由于套筒夹套的壁相对较薄，其刚度也相对较低，使得在活塞的从下死点到上死点的方向上相对长的距离中的不同位置处和在压缩室中的固定压力下，密封线处的径向变形保持基本上恒定。当套筒夹套相对于套筒底部在径向方向上可弹性移动时，达到了类似的效果。这意味着在接近套筒底部时活塞头和套筒夹套之间的接触风险相对较低。此外，相对小的刚度允许在上死点附近活塞头和套筒夹套之间的相对紧密的公差。即使活塞头倾向于接触套筒夹套，套筒夹套也可以通过活塞头以相对较小的力相对于套筒底部变形和/或移动。在那种情况下，活塞可以变形为不太扁的椭圆形，并且套筒夹套可以变形为更扁的椭圆形。应该注意的是，套筒夹套在套筒底部和密封线之间的径向变形可能由于刚性小相对较大，但这不是相关的，因为是密封线处的径向变形决定了漏流，而不是套筒底部和密封线之间的径向变形。应注意，套筒能够是单一部件。

[0007] 套筒夹套的相对薄壁的另一个优点是套筒相对低的重量。特别是，对于在高转速下操作的液压装置，降低了套筒上的离心力，导致套筒相对于支撑它们的筒板倾斜的趋势减小。

[0008] 应注意，术语基本上恒定可以被定义为在平均值的 $\pm 10\%$ 之间或 $\pm 5\%$ 之间变化。

[0009] 径向变形可以基本上恒定至套筒底部与密封线之间的距离小于在下死点处套筒底部与密封线之间的距离的40%时的位置处。

[0010] 上死点处套筒底部与密封线之间的距离可以小于下死点处套筒底部与密封线之间的距离的30%。这意味着上死点处的密封线可以靠近套筒底部。当使用较大壁厚的套筒夹套时,套筒底部和上死点之间的距离可能会增加,以在距离下死点的较长距离内获得可比较的恒定的径向变形轮廓,但这会导致套筒底部和上死点之间的较大的死体积。这在效率和噪声发射方面是不利的。

[0011] 在实践中,套筒可以由钢制成,而套筒夹套的壁厚能够小于1.5 mm。例如套筒夹套可以具有1.1 mm的壁厚和11.8 mm的内直径,而套筒长度可以是15 mm。

[0012] 更一般地说,套筒夹套的壁厚可以小于套筒夹套的外直径的13%和/或小于套筒夹套的长度的13%。例如,套筒夹套的壁厚在套筒夹套的外直径的5-13%的范围内,或者可能在其8-12%的范围内。

[0013] 当套筒在套筒夹套和套筒底部之间的过渡处具有壁厚局部减小部时,套筒夹套能够相对于套筒底部可弹性地移动。在这种情况下,套筒夹套不一定具有极薄的壁。事实上,壁厚局部减小部用作套筒夹套和套筒底部之间的弹性枢轴。

[0014] 壁厚局部减小部可以位于套筒夹套中,并且可以例如由位于套筒夹套的内侧和外侧处的相对的圆周凹部形成。

[0015] 可替换地,壁厚局部减小部可以位于套筒底部中,并且可以例如由位于套筒的内侧的圆周凹部形成。

[0016] 应注意,第一旋转轴线和第二旋转轴线之间的夹角的最大值可以为8-15°。

[0017] 下面将参考通过示例方式示出本发明的实施例的示意图来阐述本发明。

[0018] 图1是根据本发明的一种液压装置的实施例的剖视图;

[0019] 图2是图1的实施例的一部分的较大比例的剖视图;

[0020] 图3是套筒夹套在固定压力下的径向变形的模拟结果图;

[0021] 图4和图5是套筒的替代实施例的剖视图。

[0022] 图1示出了液压装置1例如泵或液压马达的内部零件,其以已知的方式被装配到壳体27中。液压装置1被提供为具有轴2,轴2由壳体27两侧处的轴承3支撑并且可绕第一旋转轴线4旋转。壳体27以已知的方式被提供为在一侧具有带有轴密封件5的开口,由此轴2的被提供为具有齿形轴端6的端部从壳体27突出。如果液压装置1是泵,则马达能够耦接到齿形轴端6,而如果液压装置1是马达,则可以将从动工具耦接到其上。

[0023] 液压装置1包括以彼此相距一定的距离被安装在壳体27内的面板7。面板7在其旋转方向上相对于壳体27具有固定位置。轴2延伸穿过面板7中的中心通孔。

[0024] 轴2被提供有凸缘8,凸缘8垂直于第一旋转轴线4延伸。多个活塞9围绕第一旋转轴线4以等角距离固定在凸缘8的两侧,在这种情况下,在任一侧上有十四个活塞9。活塞9被提供有平行于第一旋转轴线4延伸的中心线。面板7的平面相对于彼此以及相对于凸缘8的平面成夹角。

[0025] 每个活塞9与圆柱形套筒10协同作用以形成可变容积的压缩室11。如图1中所示的液压装置1具有28个压缩室11。圆柱形套筒10包括套筒底部12和套筒夹套13。每个活塞9通过球形活塞头14直接地密封到套筒夹套13的内壁。图2以较大比例示出了液压装置1的包括活塞头14的一个活塞9和套筒10。

[0026] 各个圆柱形套筒10的套筒底部12由各筒板15支撑,筒板15通过各球形铰链16绕轴

2安装并且通过键17耦接到轴2。因此,在操作条件下筒板15与轴2一起旋转。筒板15绕各第二轴线旋转,第二轴线相对于第一旋转轴线4成夹角。这意味着圆柱形套筒10也绕各第二旋转轴线旋转。因此,在旋转轴2时,压缩室11的体积改变。在筒板15旋转期间,每个圆柱形套筒10绕协同工作的活塞9进行组合的平移和旋转运动。因此,每个活塞头14的外侧是球形的。球形在活塞9和套筒夹套13之间形成密封线。图2通过平面SL示出了密封线的位置,平面SL平行于套筒底部12延伸。活塞9是圆锥形的,并且它们的直径朝向凸缘8减小,以便允许协同工作的圆柱形套筒10绕活塞9的相对运动。

[0027] 各筒板15的远离凸缘8的侧面由面板7的相应支撑表面来支撑。由于面板7的支撑表面相对于凸缘8的倾斜朝向,筒板15在与轴2一起旋转期间绕球铰链16枢转。在实践中,第一旋转轴线4与各第二旋转轴线之间的角度为大约9度,但是可以更小或更大。

[0028] 筒板15通过安装在轴2中的孔中的弹簧18被压抵在各面板7上。压缩室11经由各套筒底部12中的中心通孔与筒板15中的协同工作的通道19相通。筒板15中的通道19经由面板7中的通道与壳体27中的高压端口和低压端口(未示出)相通。

[0029] 图2示出了在这个实施例中,活塞9通过被压入法兰孔中的活塞销20固定到凸缘8上。在活塞销20和活塞头14的圆周壁的内侧之间存在槽形腔21。这意味着在操作条件下,液压流体能够进入腔21并且将力施加到活塞头14的圆周壁上,以使活塞头14变形。由于活塞头14外侧的液压负载不是旋转对称的,所以活塞头14在压缩阶段具有椭圆形状。

[0030] 图1示出了图中上侧的活塞9位于上死点,而图中下侧的活塞9位于下死点。图2示出活塞9处于上死点。可以看出,由于活塞9在套筒10内的倾斜朝向,密封线位于距套筒底部12一定距离处。在实践中,在液压装置具有固定排量的情况下,这个距离小于下死点处套筒底部12与密封线之间的距离的30%。在液压装置具有可变排量的情况下,当第一旋转轴线4和第二旋转轴线之间的角度最大时,所提及的距离是适用的。在实践中,该最大角度可以是 $10^{\circ}$ 。密封线在上死点处和下死点处之间的距离由面板7的支撑表面相对于凸缘8的取向以及活塞9与第一旋转轴线4之间的距离决定。

[0031] 在如图2中所示的实施例中,套筒夹套13具有非常薄的壁,例如薄于1.5 mm。这似乎对液压装置1的功能具有令人惊讶的有利影响,通过如图3所示的模拟结果来说明。套筒夹套13的径向变形的计算已经以500巴的压力在活塞9在套筒10内的不同位置处进行,一次对于壁厚为2.25 mm的套筒夹套13,一次对于壁厚为1.10 mm的套筒夹套13。两个套筒夹套13的内径都为11.8 mm,套筒10的长度为15 mm。具有最厚侧壁的套筒10的套筒底部12具有1.5 mm的厚度,其中心通孔具有7.5 mm的直径。具有最薄侧壁的套筒10的套筒底部12具有0.5 mm的厚度,其中心通孔具有9.5 mm的直径。径向变形在密封线处进行计算。图3示出了对于两种壁厚,从下死点BDC(bottom dead centre)到上死点TDC(top dead centre)看到的径向变形在其接近TDC而减小之前保持基本上恒定。具有较薄壁的套筒夹套13显示出比具有较厚壁的套筒夹套13更大的绝对变形。同样清楚的是,当活塞9和套筒底部12彼此接近时径向变形减小,因为套筒夹套13的刚度由于套筒底部12的存在而增加。

[0032] 具有不同壁厚度的套筒夹套13之间的本质区别是对于具有最薄壁的套筒夹套13而言,从下死点开始测量的径向变形保持基本上不变的长度相对较长。径向变形在距套筒底部12为8 mm处达到其恒定值,而在薄套筒夹套的情况下,径向变形在距套筒底部12为5 mm处时已达到其恒定值。

[0033] 由于如图2所示的实施例中的套筒夹套13的薄壁,套筒夹套13的变形实际上在一定程度上不与套筒底部12挂钩。通过套筒的替代实施例达到了类似的效果。

[0034] 图4和图5示出了套筒10的替代实施例。每个套筒10在套筒夹套13和套筒底部12之间的过渡处具有壁厚局部减小部22。在图4的实施例中,壁厚局部减小部22位于套筒夹套13中并且由位于套筒夹套13的内侧和外侧处的相对的圆周凹部或凹槽形成。在图5的实施例中,壁厚局部减小部22位于套筒夹套12中并且由位于套筒10的内侧的圆周凹部形成。由于壁厚局部减小部22的存在,套筒夹套13可相对于套筒底部12可弹性地移动。

[0035] 从上文可以得出结论,由于套筒夹套的薄壁和/或套筒夹套相对于套筒底部的弹性可移动性,套筒夹套的径向变形不受套筒底部影响或受到套筒底部有限程度的影响。

[0036] 本发明不限于附图所示的和上文中所描述的实施例,它们可以在权利要求及其技术等同物的范围内以不同的方式变化。

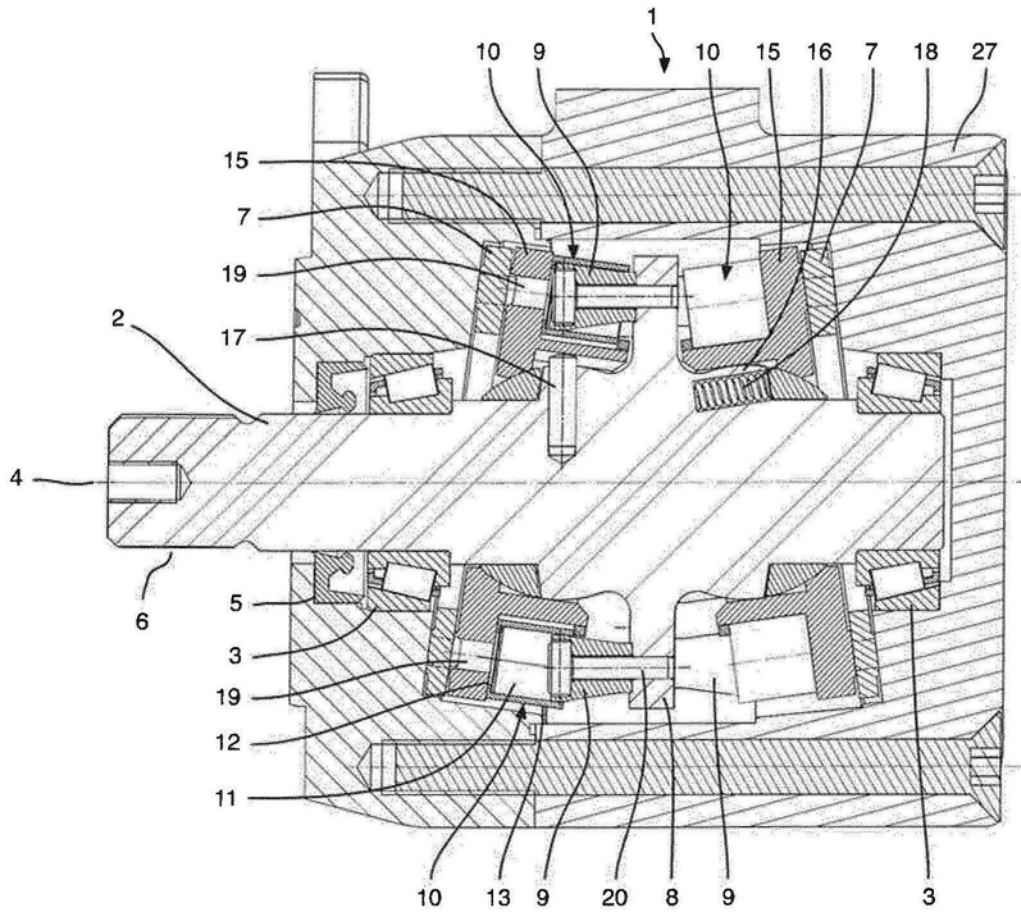


图1

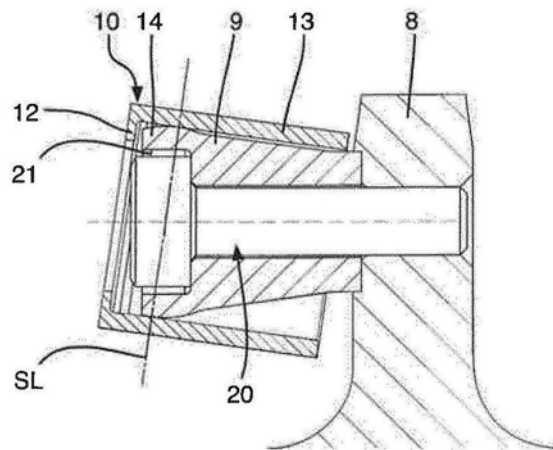


图2

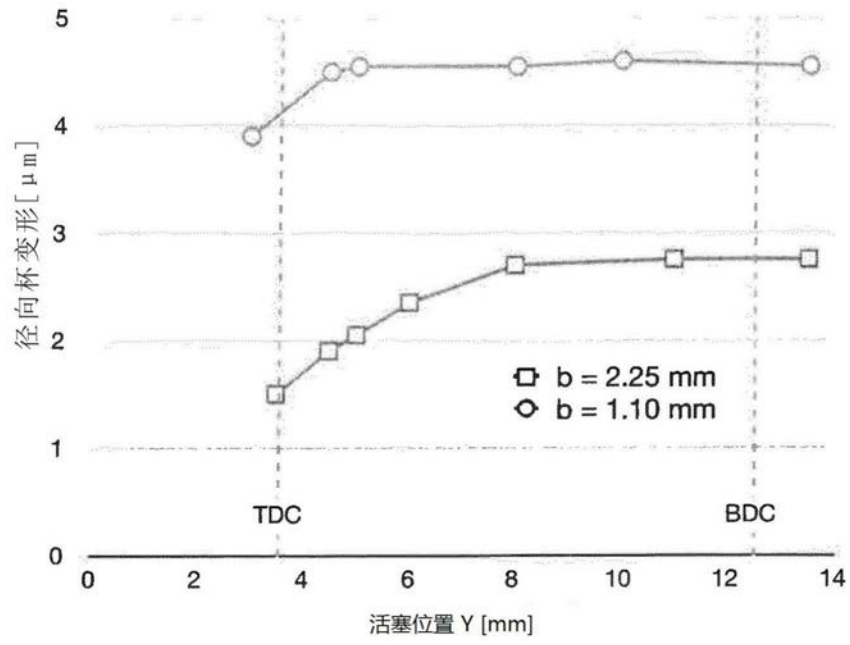


图3

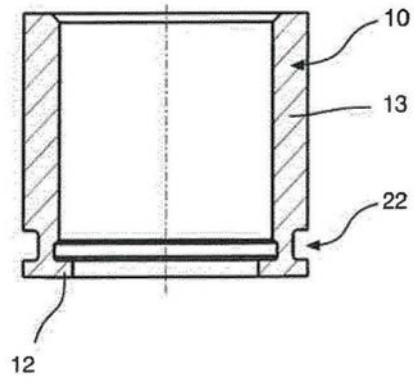


图4

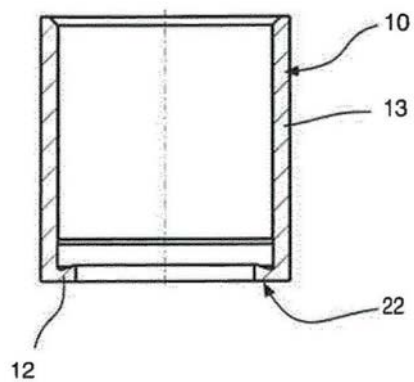


图5