



(12)发明专利申请

(10)申请公布号 CN 110410431 A

(43)申请公布日 2019. 11. 05

(21)申请号 201910345703.0

F16D 121/04(2012.01)

(22)申请日 2019.04.26

(30)优先权数据

EP18170194.7 2018.04.30 EP

(71)申请人 英国美瑞特重型车制动系统有限公司

地址 英国格温特郡魁布兰镇

(72)发明人 尼尔·沙阿 戴夫·哈伯德  
肖恩·克利里 里法特·马勒基

(74)专利代理机构 北京安信方达知识产权代理有限公司 11262

代理人 王娟 杨明钊

(51)Int.Cl.

F16D 55/226(2006.01)

F16D 65/54(2006.01)

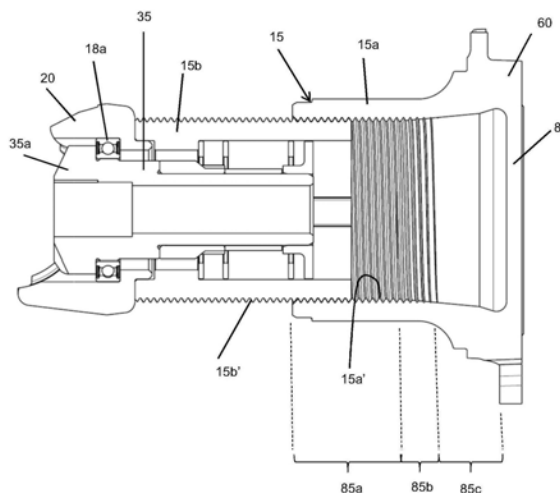
权利要求书2页 说明书7页 附图6页

(54)发明名称

调节器机构

(57)摘要

一种用于空气致动的盘式制动器的调节器机构,所述调节器机构包括:外活塞,所述外活塞限定了具有阴螺纹的孔,所述阴螺纹具有小径和大径;以及内活塞,所述内活塞上具有互补的阳螺纹;其中,所述外活塞进一步包括直径大于所述小径的无螺纹区域以及在所述阴螺纹区域与所述无螺纹区域之间的过渡区域;并且其中,在所述过渡区域中,所述螺纹的小径逐渐增大,直到所述小径达到所述大径。



1. 一种用于空气致动的盘式制动器的调节器机构,所述调节器机构包括:外活塞,所述外活塞限定了具有阴螺纹的孔,所述阴螺纹具有小径和大径;以及

内活塞,所述内活塞上具有互补的阳螺纹;

其中,所述外活塞进一步包括直径大于所述小径的无螺纹区域以及在所述阴螺纹区域与所述无螺纹区域之间的过渡区域;

并且其中,在所述过渡区域中,所述螺纹的小径逐渐增大,直到所述小径达到所述大径。

2. 如权利要求1所述的调节器机构,其中,所述大径在所述过渡区域中以线性方式增大。

3. 如权利要求1所述的调节器机构,其中,所述无螺纹区域背离所述过渡区域在直径上逐渐增大。

4. 如权利要求3所述的调节器机构,其中,所述无螺纹区域在直径上逐渐增大是所述小径逐渐增大的延续。

5. 如权利要求4所述的调节器机构,其中,所述无螺纹区域至少部分地包括截头锥形轮廓。

6. 如权利要求1所述的调节器机构,其中,所述外活塞进一步包括在远离所述阴螺纹的端部处的端壁。

7. 如权利要求6所述的调节器机构,其中,所述端壁与所述无螺纹区域成一体且成整体。

8. 如权利要求6所述的调节器机构,其中,板在远离所述阴螺纹的端部处一体且整体地形成,所述板被布置成具有比由所述无螺纹区域的外周所限定的表面积更大的表面积,以在使用时将所述外活塞所施加的载荷分散在由所述活塞致动的摩擦元件上。

9. 如权利要求1所述的调节器机构,其中,所述外活塞是铸造部件。

10. 如权利要求9所述的调节器机构,其中,所述无螺纹部分具有裸露的铸造表面。

11. 如权利要求1所述的调节器机构,进一步包括扭矩限制离合器和单向离合器,所述扭矩限制离合器和所述单向离合器被布置成用于从操作轴获取输入并且选择性地将所述输入传递到所述内活塞,以引起所述内活塞的旋转和所述外活塞的延伸。

12. 一种空气致动或机电致动的盘式制动器,所述制动器包括调节器机构,所述调节器机构包括:外活塞,所述外活塞限定了具有阴螺纹的孔,所述阴螺纹具有小径和大径;以及

内活塞,所述内活塞上具有互补的阳螺纹;

其中,所述外活塞进一步包括直径大于所述小径的无螺纹区域以及在所述阴螺纹区域与所述无螺纹区域之间的过渡区域;

并且其中,在所述过渡区域中,所述螺纹的小径逐渐增大,直到所述小径达到所述大径。

13. 一种制造用于空气盘式制动器的调节器机构的方法,所述方法包括以下步骤:铸造具有孔的外活塞,所述孔具有:具有第一直径的第一区域、邻近所述第一区域并具有逐渐增大的直径的过渡区域、以及具有至少与所述过渡区域的最大直径一样大的直径的第三区域;并且

在所述外活塞中切割阴螺纹,所述阴螺纹具有大于所述第一区域的直径的小径和小于

所述第三区域的直径的大径,使得所述第一区域限定螺纹区域,所述第三区域限定无螺纹区域,并且在所述过渡区域中,所述螺纹的小径增大,直到所述小径达到所述大径。

14. 如权利要求13所述的方法,其中,所述小径在所述过渡区域中以线性方式增大。

15. 如权利要求13所述的方法,其中,所述无螺纹区域背离所述过渡区域在直径上逐渐增大。

## 调节器机构

### 技术领域

[0001] 本传授内容涉及一种调节器机构,特别地但非排他地涉及用于空气致动的盘式制动器的调节器机构。本传授内容还涉及一种空气盘式制动器,并且涉及一种制造调节器机构的方法。

### 背景技术

[0002] 在用于在重型车辆(诸如卡车和公共汽车)上使用的许多空气盘式制动器中,操作轴用于将空气致动器的相对较大的运动转换成制动器的摩擦元件(制动衬块)的较小的、力较大的运动,以夹紧制动器转子并摩擦地阻止其旋转,从而在制动器被致动时实现相关联的车轮的制动。

[0003] 典型地,这些制动器还包括调节器机构,调节器机构用于设定具有摩擦材料的摩擦元件相对于制动器转子的位置,以将摩擦材料和转子在制动使用中的磨损考虑在内,并在摩擦材料和转子之间维持期望的“运转间隙”。调节器机构通常具有与操作轴相连通的输入驱动部分,使得当摩擦材料和转子之间的间隔不期望地大时,操作轴驱动该驱动部分,该驱动部分然后将扭矩传递到调节器机构的其余部分,以使得活塞或挺杆延伸并使摩擦材料朝向转子移动。

[0004] 活塞通常包括螺纹接合的内活塞和外活塞,其中,当需要进行调节以使活塞作为整体伸出或缩回时,内活塞和外活塞中的一者被限制旋转,而另一者旋转。

[0005] 为了实现重型车辆的制动,需要很大的力来将摩擦元件夹紧到制动器转子上,并且因此通过一个或多个活塞来传递很大的力。

[0006] 一些空气盘式制动器利用单个可延伸活塞来解决磨损问题。在这些制动器中,载荷可能特别高,因为负载不在两个活塞之间共享,并且在高载荷的重复循环中存在变高的活塞故障风险。诸位申请人已经认识到,可能发生这种故障的一个位置是在从外活塞的阴螺纹部分到该外螺纹外侧的无螺纹部分的阶梯过渡部处。

[0007] 本发明致力于克服或至少减轻现有技术的问题。

### 发明内容

[0008] 第一方面提供了一种用于空气致动的盘式制动器的调节器机构,调节器机构包括:外活塞,外活塞限定了具有阴螺纹的孔,阴螺纹具有小径和大径;以及

[0009] 内活塞,内活塞上具有互补的阳螺纹;

[0010] 其中,外活塞进一步包括直径大于小径的无螺纹区域以及在阴螺纹区域与无螺纹区域之间的过渡区域;

[0011] 并且其中,在过渡区域中,螺纹的小径逐渐增大,直到小径达到大径。

[0012] 从全螺纹区域到无螺纹区域的逐渐过渡使外活塞的阶梯过渡部最小化,阶梯过渡部可能充当应力升高器,应力升高器进而可能导致外活塞在载荷下过早失效。此外,可以通过这种安排来简化螺纹攻丝过程。

- [0013] 大径可以在过渡区域中以线性方式增大。
- [0014] 这可以简化外活塞的制造并进一步减小应力。
- [0015] 无螺纹区域可以背离过渡区域在直径上逐渐增大。
- [0016] 这可以进一步简化制造,尤其是对于使用型芯来在无螺纹区域中形成过渡部的铸造工艺而言。
- [0017] 无螺纹区域在直径上的逐渐增大可以是小径逐渐增大的延续。
- [0018] 这还可以进一步简化制造。
- [0019] 无螺纹区域可以至少部分地包括截头锥形轮廓。
- [0020] 外活塞可以进一步包括在远离阴螺纹部分的端部处的端壁。
- [0021] 这是制造与外部元件密封的活塞的成本有效的方法。
- [0022] 端壁可以与无螺纹区域成一体且成整体。
- [0023] 板可以在远离阴螺纹的端部处一体且整体地形成,板被布置成具有比由无螺纹区域的外周所限定的表面积更大的表面积,以在使用时将活塞所施加的载荷分散在由外活塞致动的摩擦元件上。
- [0024] 这是制造使摩擦元件在使用中的不均匀磨损最小化的活塞的一种有益方式。
- [0025] 外活塞可以是铸造部件。
- [0026] 铸造是制造这种类型的外活塞的总体形状的方便方法。
- [0027] 外活塞可以包括在远离螺纹部分的端部处的端壁。
- [0028] 端壁可以与无螺纹部分成一体且成整体。无螺纹部分可以具有裸露的铸造表面。
- [0029] 裸露的铸造表面具有比平滑地机加工表面更大的表面粗糙度,这是由在铸造过程中用于形成模具的砂的压痕所导致的。然而,在给定活塞的形状的情况下,粗糙度不会影响活塞的操作。
- [0030] 通过避免对这个表面进行机加工的需要,可以使制造成本最小化。
- [0031] 调节器机构可以被配置成使得在活塞的完全缩回状态下,内活塞向外侧延伸超过过渡区域。
- [0032] 这种安排确保了活塞在伸出和缩回时更平滑的操作。
- [0033] 调节器机构可以进一步包括扭矩限制离合器和单向离合器,扭矩限制离合器和单向离合器被布置成用于从操作轴获取输入并且选择性地将输入传递到内活塞,以引起内活塞的旋转和外活塞的延伸。
- [0034] 调节器机构可以是空气致动的或机电致动的盘式制动器的一个部分。
- [0035] 根据另一方面,提供了一种制造用于空气盘式制动器的调节器机构的方法,该方法包括以下步骤:铸造具有孔的外活塞,该孔具有:具有第一直径的第一区域、邻近第一区域并具有逐渐增大的直径的过渡区域、以及具有至少与过渡区域的最大直径一样大的直径的第三区域;并且
- [0036] 在外活塞中切割阴螺纹,阴螺纹具有大于第一区域的直径的小径和小于第三区域的直径的大径,使得第一区域限定螺纹区域,第三区域限定无螺纹区域,并且在过渡区域中,螺纹的小径增大,直到小径达到大径。
- [0037] 以这种方式制造调节器机构可以使成本最小化,因为外活塞是利用少量机加工操作制成的,并且几何形状可以使这些操作更容易进行。

- [0038] 小径可以在过渡区域以线性方式增大。
- [0039] 这可以简化外活塞的制造并进一步减小应力。
- [0040] 无螺纹区域可以背离过渡区域在直径上逐渐增大。
- [0041] 这可以进一步简化制造,尤其是对于使用型芯来在无螺纹区域中形成过渡部的铸造工艺而言。

### 附图说明

- [0042] 现在将参考附图仅通过举例来描述本传授内容的实施例,在附图中:
- [0043] 图1是根据本发明的实施例的具有调节机构的盘式制动器的等距视图;
- [0044] 图2是通过图1的制动器的径向截面,其中制动衬块处于未磨损状态;
- [0045] 图3是与图2相似的截面,但其中衬块磨损并且调节器机构伸出;
- [0046] 图4是类似于图2的视图,但只示出了调节器机构;
- [0047] 图5是类似于图3的视图,但只示出了调节器机构;并且
- [0048] 图6是仅图5的外活塞的一部分的放大视图。

### 具体实施方式

[0049] 图1、图2和图3展示了并入了本传授内容的调节器机构30的盘式制动器2。盘式制动器并入了致动机构,该致动机构包括适用于商用车辆的单一活塞。这种类型的制动器特别地但并非排他地适合于较轻负载的重型车辆,例如较小的卡车或牵引车-拖车组合的拖车。

[0050] 描述了盘式制动器的各个取向。具体地,内侧方向和外侧方向是指当盘式制动器装配到车辆上时的典型取向。在这个取向上,最靠近车辆中心的制动衬块是由致动机构直接致动的衬块并且是内侧衬块,而外侧衬块是安装到夹钳的桥部分上的这个衬块。因而内侧可以等同于盘式制动器的致动侧,而外侧可以等同于反作用侧。术语径向、周向、切向、以及弦向描述了相对于制动器转子的取向。术语竖直和水平描述了关于安装在车桥最顶上的盘式制动器的取向,而应了解的是在使用中此类盘式制动器可以取决于车辆的封装要求而采取任何车桥取向。

[0051] 盘式制动器2包括夹钳3,该夹钳具有用于容纳致动机构的壳体6并且是可滑动地安装在支架4上以便在内侧-外侧方向上进行运动。

[0052] 内侧制动衬块11a形式的摩擦元件包括成层的摩擦材料13并且被安排成使得摩擦材料13面向制动器转子10(也被称为制动盘)。内侧衬块11a安装到制动衬块支撑安排上。在这个实施例中,内侧制动衬块支撑安排在其内侧面是撑挡板60,并且在周向方向和径向向内的方向上是制动器支架。内侧制动衬块11a在箭头14的方向上(参见图2)抵靠制动器转子10是可移动的(图2中示意性地示出的转子的实例)。

[0053] 还提供了也具有成层的摩擦材料13的外侧衬块11b形式的另一个摩擦元件。外侧衬块11b安装到另一制动器支撑安排上。提供了适合的装置来将外侧制动衬块11b推抵在转子10的相反侧上。在这个实施例中,此类装置包括桥形件5,该桥形件被布置成跨于转子10上并且将来自位于内侧的内侧操作轴21的反作用力传输至外侧衬块11b。在这个实施例中,壳体6和桥形件5被制造成单一的整体铸件,但是在其他实施例中,该桥形件可以是栓接或

以其他方式固定到该壳体上的。衬块弹簧16a和衬块固位器16b限制了沿轴线R向外的径向运动。如果移除了衬块固位器,则可以在夹钳和转子在原地情况下在径向方向上移除和装配制动衬块11a、11b。

[0054] 参考图2的横截面图,内侧致动机构包括单个制动活塞15,该单个制动活塞相对于转子10在箭头14的方向(即内侧-外侧)上可滑动(图2)。致动机构安装在夹钳3的壳体6内。

[0055] 为了在箭头14的方向上推动活塞组件,使操作轴21围绕沿横向轴线28定位的辊23进行枢转。在这个实施例中,存在两个彼此侧向间隔开的辊23。每个辊23位于单个支承表面27上,每个表面27弯曲以接收辊23。操作轴21的弯曲表面21a与辊23相反地定位。操作轴具有轴线22,该轴线在由表面21a限定的圆弧的径向中心,与轴线28平行且偏离。弯曲表面21a位于轭20的半圆形凹部中。轭20的与该凹部相反的表面19与活塞15的内侧端面接触。操作轴21进一步包括杠杆24,该杠杆具有被配置成用于接纳制动器致动器的输出推杆(未示出)的凹座25(例如,空气腔室)。在这个实施例中,杠杆24被成形为倒“U”形并且制动器致动器的作用线(从凹座25起)基本上在活塞15的作用线上方。

[0056] 位于弯曲表面21a与轭20的凹部之间的在“U”形的任一臂上的是滚针轴承20a,以使得操作轴21能够围绕辊23在轭20的凹部中枢转。

[0057] 在其他实施例中,可以采用操作轴21的另一种形式的凸轮表面而不是弯曲表面21a(例如,滑动轴承),和/或该安排被倒置,其中辊23与轭20接触,并且弯曲表面21a位于夹钳壳体6的凹部中。

[0058] 轭20进一步包括套筒部分40,该套筒部分从轭20轴向向外突出。轭20具有轴向延伸穿过其中心的通孔,该通孔还延伸穿过套筒部分40的中心。套筒部分40处的孔的直径小于轭的其余部分的孔的直径,使得在套筒部分40与轭20的其余部分之间限定了内肩部40a。肩部40a限定面向内侧方向的环形表面。

[0059] 在这个实施例中,套筒部分40和轭20是一体的,但是在其他实施例中,该套筒部分和该轭可以是在组装期间以任何合适的方式固定在一起的分离的部件。

[0060] 沿箭头26(图2)的方向施加力会引起操作轴21围绕辊23的枢转移动,并且弯曲表面21a压在轭20上。偏离的轴线28和22使得轭20在活塞15的方向上移动,从而接触活塞15并且使活塞15将制动衬块11a的摩擦材料13直接推靠到转子10上。来自操作轴21的反作用力经由辊23传输至夹钳3的支承表面27,并且随后经由桥形件5传输至外侧衬块11b,其中外侧衬块11b的摩擦材料13被推抵到转子10上,使得这些衬块11a和11b夹紧该转子并且通过摩擦制动力完成制动。在这个实施例中,应当注意,活塞本身不直接由夹钳引导。相反,在外侧端部处,活塞横向于其作用线的位置由撑挡板与制动器支架的相互作用来确定。在可替代的实施例中,可以替代地引导活塞。

[0061] 下文描述了用于维持转子10与内侧制动衬块11a和外侧制动衬块11b之间的希望的运转间隙的磨损调整器机构30。通常,操作轴21连接到单向离合器以便传递操作轴的超过预定程度的任何旋转。在单向离合器和操作轴之间的是连杆构件,该连杆构件由操作轴驱动并驱动单向离合器。单向离合器具有被配置成在连杆构件旋转的情况下旋转的驱动部分、以及安装在驱动部分上的由该驱动部分驱动的从动部分。在这个实施例中,驱动部分是驱动转筒35,而从动部分是从动转筒37。具体参考图2和图3,在这个实施例中,连杆构件是销(不可见),该销从偏离驱动转筒35的轴线的位置从操作轴21轴向向外突出。销与驱动转

筒中对应槽(不可见)相连通,使得随着操作轴21在使用中枢转,销接合在槽内以使得驱动转筒35旋转,如下面更详细讨论的。

[0062] 驱动转筒35由在其内侧端部处的套环部分35a以及直径小于套环部分35a的轴向延伸的突出‘指状’部分35b组成,该“指状”部分从套环部分35a向外侧延伸、与活塞15同心。在这个实施例中,从动转筒37位于驱动转筒35的套环部分35a附近且在其外侧,并且与驱动转筒35的指状部分35b径向向外同心。从动转筒37充当单向离合器的从动部分并且安装在驱动转筒35上。从动转筒37包括多个轴向延伸的凹部38,这些凹部被布置成用于容纳从摩擦离合器41的输入板径向向内突出的对应凸耳。在其他实施例中,设想用于驱动离合器输入板的替代安排,例如,不同数量的凹部,或者突出部而不是凹部。抱簧39摩擦地缠绕在驱动转筒35的套环部分35a和从动转筒37的外圆周表面周围,使得它桥接这两个部件并且使得这两个部件能够充当单向离合器。抱簧39可以容易地桥接这两个部件,因为它们都是圆柱形的并且在抱簧39接合的位置点处具有相同的外径。在其他实施例中,可以利用其他适合的单向离合器,诸如球斜面式离合器、或滚柱式离合器/楔块式离合器安排。

[0063] 摩擦离合器41包括定位在输入板之间的输出板。摩擦离合器41的输出板具有输入板上不存在的沿直径相对的径向面向外的凸耳43。可替代地,如本领域中已知,可以使用球和斜面式安排来代替具有输入板和输出板的摩擦离合器。

[0064] 如图2中最清楚可见的,第一轴承18a限制驱动转筒35在外侧方向上移动,并且允许该驱动转筒相对于轭20旋转。轴承18a与轭20的通孔过盈配合。轴承18a的面向内侧的表面与驱动转筒35的内侧端部处的凸缘部分35c的面向外侧的表面相接合。轴承18a的面向外侧的表面与轭20的套筒部分40的肩部40a的面向内侧的环形表面相接合。以这样的方式,一旦制动器被组装好,就限制驱动转筒35的轴向向外移动。在这个实施例中,轴承18a是深凹槽滚珠轴承,以帮助确保它可以承受将在制动器的操作期间施加的轴向载荷。轴承18a还与驱动转筒35的套环部分35a的径向外表面相接合,以限制驱动转筒35的径向移动,并承受传递通过驱动转筒35的径向载荷。轴承18a与抱簧39之间存在间隙。除了有助于驱动转筒35相对于轭20的平滑旋转之外,轴承18a还有助于径向定位驱动转筒35,从而有助于防止驱动转筒35在调节器机构内有可能损害调节器功能的未对准。

[0065] 活塞15包括外活塞15a以及内部部分或内活塞15b,该外活塞是具有内阴螺纹15a’的中空圆柱体,该内部部分或内活塞也是中空圆柱体并具有互补的外阳螺纹15b’。因此,在这个实施例中,内活塞15b位于外活塞15a内。内活塞15b在其内表面上具有至少一个凹部。在这个实施例中,这些凹部是沿直径彼此相对地定位的两个纵向延伸的通道42。当组装调节器机构30时,部分离合器41的输出板的凸耳位于通道42内,以便将输出板锁入到内活塞15b中。因此,输出板的旋转导致内活塞15b的旋转。

[0066] 参考图6,外活塞15a的阴螺纹15a’具有小径 $d_1$ (螺纹牙顶之间的直径)、大径 $d_2$ (螺纹牙底之间的直径)并限定螺纹区域85a。

[0067] 外活塞15a进一步包括直径大于小径的无螺纹区域85c,以及阴螺纹和无螺纹区域之间的过渡区域85b。螺纹区域提供在外活塞15a的内侧端部处,并且无螺纹区域提供在外活塞15a的外侧端部处。

[0068] 在过渡区域85b中,螺纹的小径 $d_2$ 逐渐增大,直到它达到大径 $d_1$ 。过渡区域85b中的大径保持不变,螺纹的螺距也保持不变。



[0069] 在这个实施例中,小径 $d_2$ 在过渡区域以线性方式增大,即当在横截面上观看时,在直径上直线地增大。在其他实施例中,情况可以不是如此的。

[0070] 在这个实施例中,无螺纹区域85c背离过渡区域85b在直径上逐渐增大,其中,无螺纹区域的直径的增大是小径的逐渐增大的延续。因此,无螺纹区域至少部分地包括截头锥形轮廓。

[0071] 外活塞进一步包括在远离螺纹部分的端部处的端壁87。由于形成为单个铸造件,端壁与无螺纹部分是成一体且成整体。如图5所描绘的,无螺纹区域可以在邻近端壁处以更大斜率在直径上增大,但是在其达到且并入端壁时具有弯曲的部分。

[0072] 如下文进一步讨论的,撑挡板60也在远离螺纹部分的端部处一体地且整体地形成。撑挡板60被布置成具有比由无螺纹区域85c的外周所限定的表面积更大的表面积。这样在使用时将活塞15所施加的载荷分散在由活塞致动的内侧制动衬块11a上。

[0073] 外活塞15a在铸造和机加工操作中制成。首先铸造外活塞的基本形状。图6中由虚线示出了切割螺纹前的内部形状。应当理解的是,使用合适的型芯来形成更宽直径的过渡区域85b和具有圆锥形形状 of 的无螺纹区域85c。

[0074] 然后在内侧区域中切割阴螺纹以形成螺纹区域85a和过渡区域85b,从而去除少量多余的铸造材料。由于初始的铸造形状,不需要额外的机加工来使得小径在螺纹区域85b中增大,这种增大是在铸造时过渡区域85b的“斜率”的结果。此外,不需要机加工来形成无螺纹区域85c,因为该无螺纹区域也是铸造的。

[0075] 如图4中可见的,外活塞15a在过渡部分85b的端部和端壁87之间具有相当大的空间。这有助于螺纹切割过程,因为它使得螺纹切割工具能够具有处于平缓角度的长的螺纹尾部(run-out)。结果,对于供应给工具的给定功率,攻丝过程可以以更高的速度进行。

[0076] 当组装调节器机构30时,轭20的套筒部分40同心地位于抱簧39与内活塞15b之间。套筒部分40被限制旋转,因为它被固定到轭20或与其成一体,该轭还被配置为当组装在盘式制动器中时不可旋转。然而,内活塞15b被配置成在调节操作期间旋转,以便使得活塞15在内侧制动衬块11a的方向上前进。

[0077] 磨损调节器机构30附加地包括第一垫圈45a、第二垫圈45b和第三垫圈45c。第一垫圈45a位于摩擦离合器41附近且在其内侧,并且接合摩擦离合器以及止动件44的面向外侧表面。第二垫圈45b位于摩擦离合器41附近且在其外侧,并且垫圈45b的内侧表面与摩擦离合器接合。压缩弹簧47作用在第二垫圈45b的外侧面上,该压缩弹簧47同心地布置在内活塞15b内、在第二垫圈45b与第三垫圈45c之间。压缩弹簧47加载摩擦离合器41以产生控制摩擦离合器41滑动时的扭矩所需的摩擦量。压缩弹簧47还控制轭的面向外侧表面与内活塞15b的面向内侧的端面之间的摩擦量。

[0078] 压缩弹簧47由端盖49预加应力。在这个实施例中,端盖49的横截面总体上为帽形,具有中心孔,因此端盖49可以安装在驱动转筒35的突出部分35b上。端盖49具有在轴向内侧方向上突出的套筒部分。第二轴承18b设在端盖49的套筒部分的径向外表面与内活塞15b的径向内表面之间。在这个实施例中,第二轴承18b是标准推力轴承。端盖49接合第三垫圈45c以对压缩弹簧47预加应力。

[0079] 端盖49的套筒部分的面向内侧的表面与从动转筒37的面向外侧的表面之间是环形间隔件元件51。间隔件元件51位于驱动转筒35的突出部分35b上。在这个实施例中,间隔

件元件51在轴向方向上具有一些游隙。换句话说,在间隔件元件51与驱动转筒35之间和/或在间隔件元件51与端盖49的套筒部分之间限定了气隙。

[0080] 在这个实施例中,外活塞15a与撑挡板60成整体(即,由相同材料例如通过铸造或锻造而整体地形成)。撑挡板60作用于内侧制动衬块11a,并且接合支架4的表面。因此,撑挡板60和支架4的相互作用会阻止外活塞15a在使用中旋转。

[0081] 为了维持这些制动衬块与转子之间的希望的运转间隙,需要磨损调节器机构30使内侧制动衬块11a周期性地朝向转子10前进以补偿由于磨损造成的摩擦材料13的损失以及材料从转子10的面的较小程度的损失。

[0082] 在系统中,在操作轴的销和槽与调节器机构的驱动部分之间(或者在图中未示出的其他安排中,在摩擦离合器41的输入板的凸耳与凹部38之间)设置预定量的游隙或背隙。在运转间隙处于希望的参数之内的正常制动操作中,随着操作轴21枢转,系统中的游隙意味着将不发生调整。

[0083] 然而如果运转间隙大于期望范围,则上述游隙被占据。当存在将要被占据的过大的运转间隙时,这个旋转经由驱动转筒35传输至抱簧39,从而致使抱簧39围绕驱动转筒35和从动转筒37在致使抱簧39收紧的方向上旋转,从而将旋转从驱动转筒35传输至从动转筒37。更具体地,这个旋转在抱簧桥接两个部件时被传输,即,抱簧39的第一端部接合驱动转筒35的外表面,并且抱簧39的第二端部接合从动转筒37的外表面。由于凹部38和输入板的凸耳发生相互作用,从动转筒37的旋转致使摩擦离合器41的输入板旋转。由于输入板与输出板之间发生摩擦,输入板的旋转导致输出板旋转。当输出板的凸耳43与内活塞15b的通道42接合时,也致使内活塞15b旋转。

[0084] 由于外活塞15a因撑挡板60与支架4的接合而被限制旋转,所以这致使活塞15加长以便减小运转间隙。在摩擦材料13与转子10完全接触的点处,传递通过调节器机构的扭矩将开始增大。当这个扭矩增大到高于摩擦离合器41的最大扭矩值的水平时,摩擦离合器41滑动并且外活塞15a的进一步延伸被阻止。一旦制动操作停止,复位弹簧(不可见)就起作用以便将操作轴21推回其静止位置。由于抱簧39松弛并且未将反向旋转传输至从动转筒37,所以内活塞15b的对应回缩被阻止。

[0085] 优选地,内活塞15b的面向内侧的表面与轭的面向外侧的表面之间的接合被配置成用于在制动操作结束时释放致动力的情况下利用比致使单向离合器(在这种情况下抱簧39)滑动所需的扭矩大的扭矩来抵抗轭20和内活塞15b的相对旋转。这有助于确保抱簧39滑动,而不是准许在制动释放期间发生制动器的不合需要地解除调节。

[0086] 调节器机构30在活塞15内的共轴安装将该机构在该壳体内需要的空间最小化,从而得到更轻、更紧凑的壳体。

[0087] 应当理解的是,可以在本传授内容的范围内做出许多改变。例如,本发明的某些方面可以应用于其他类型的制动器,诸如双活塞或电磁致动的制动器。

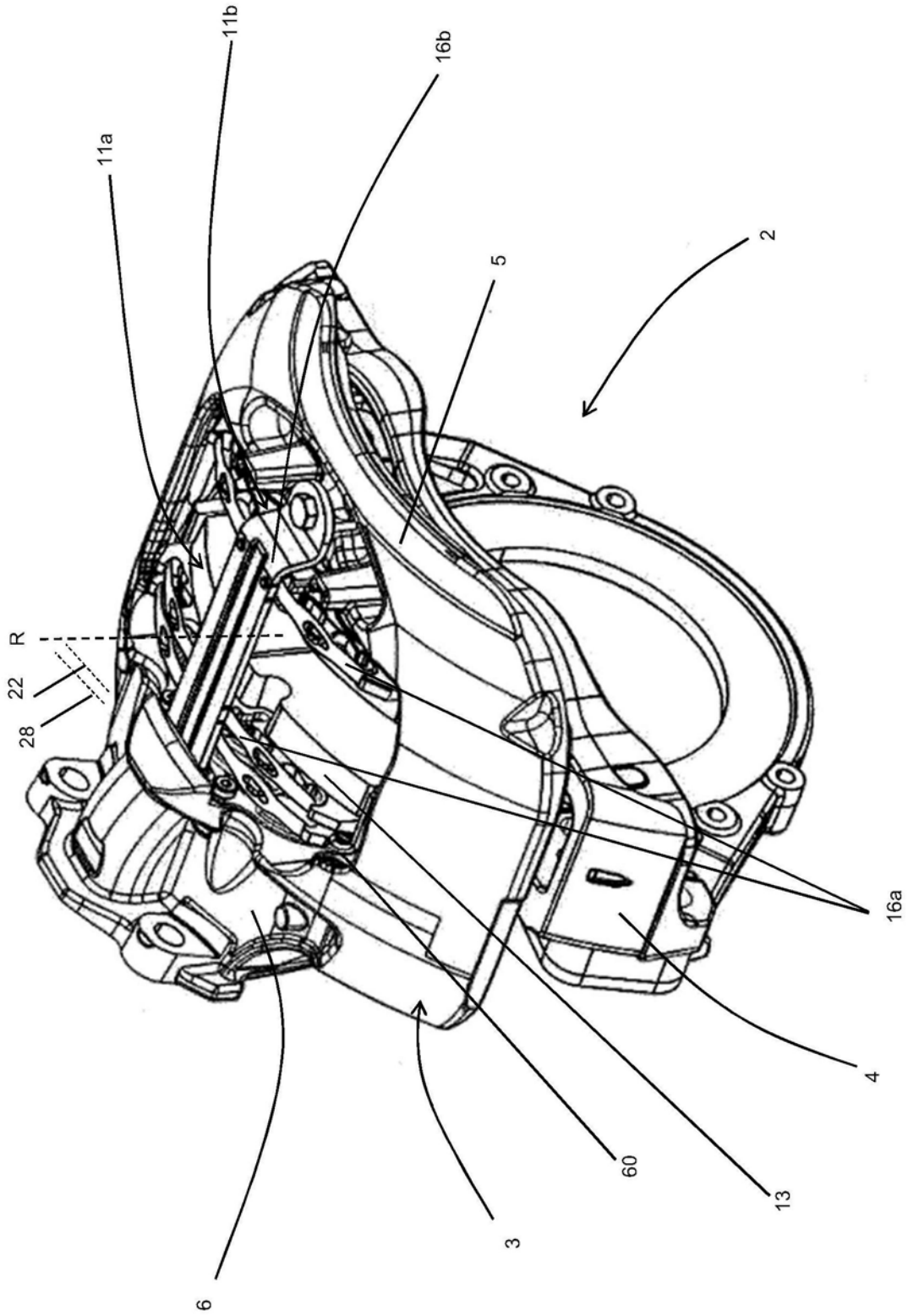


图1

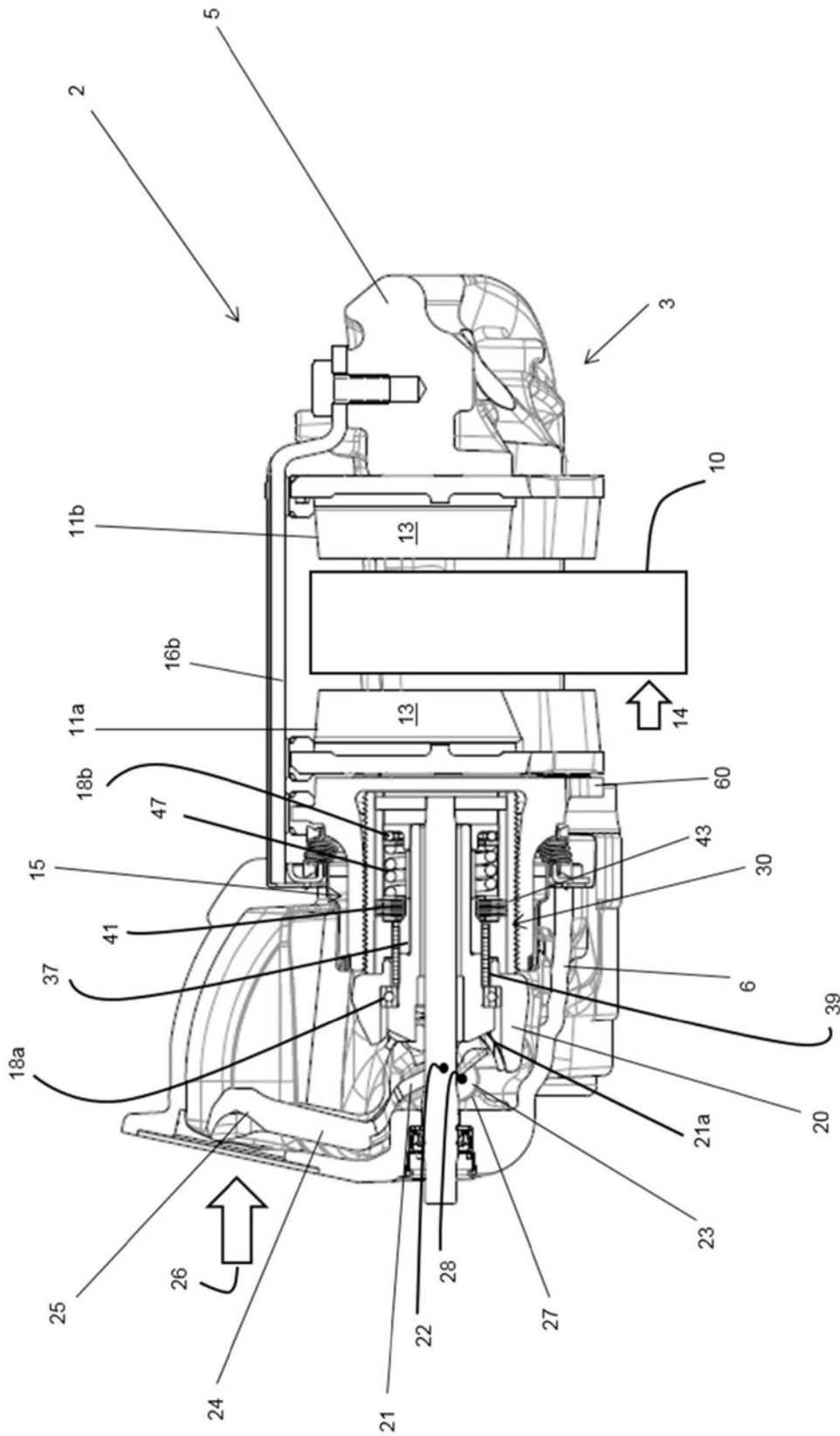


图2

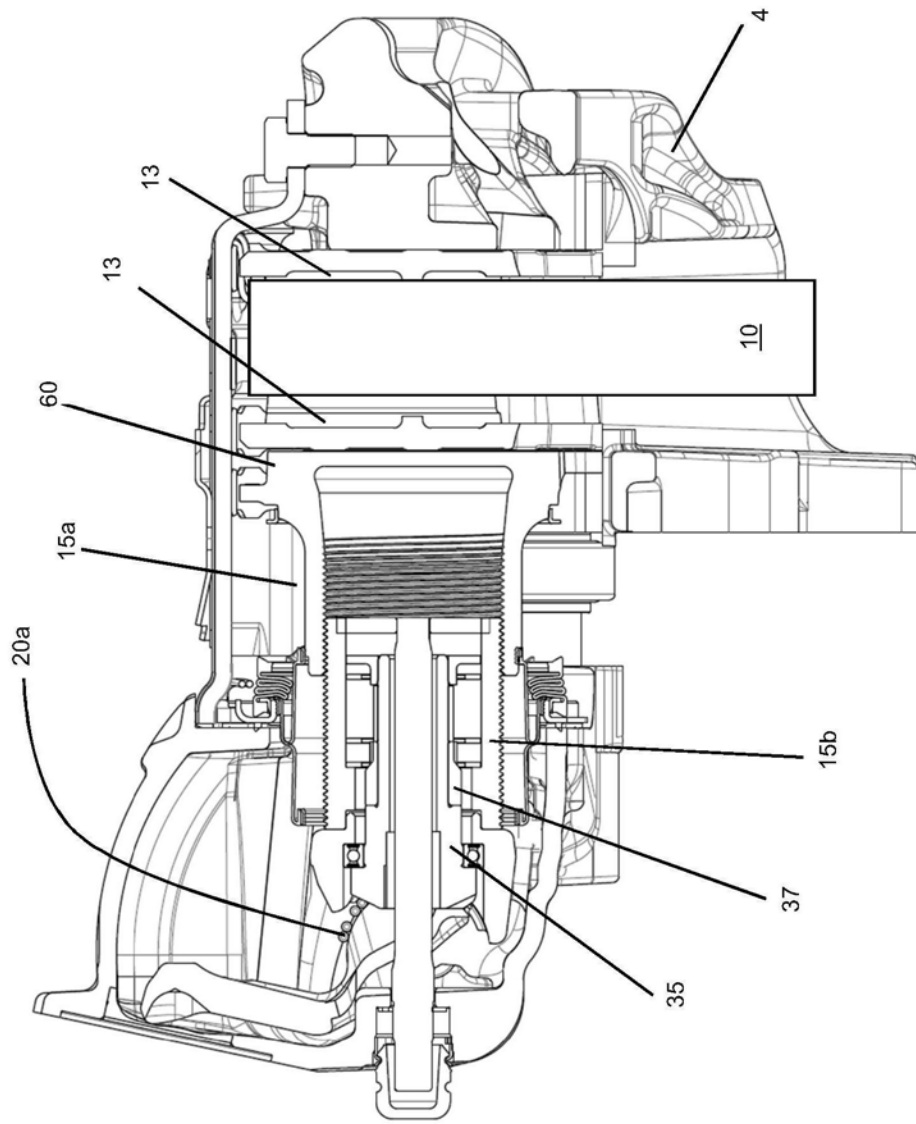


图3

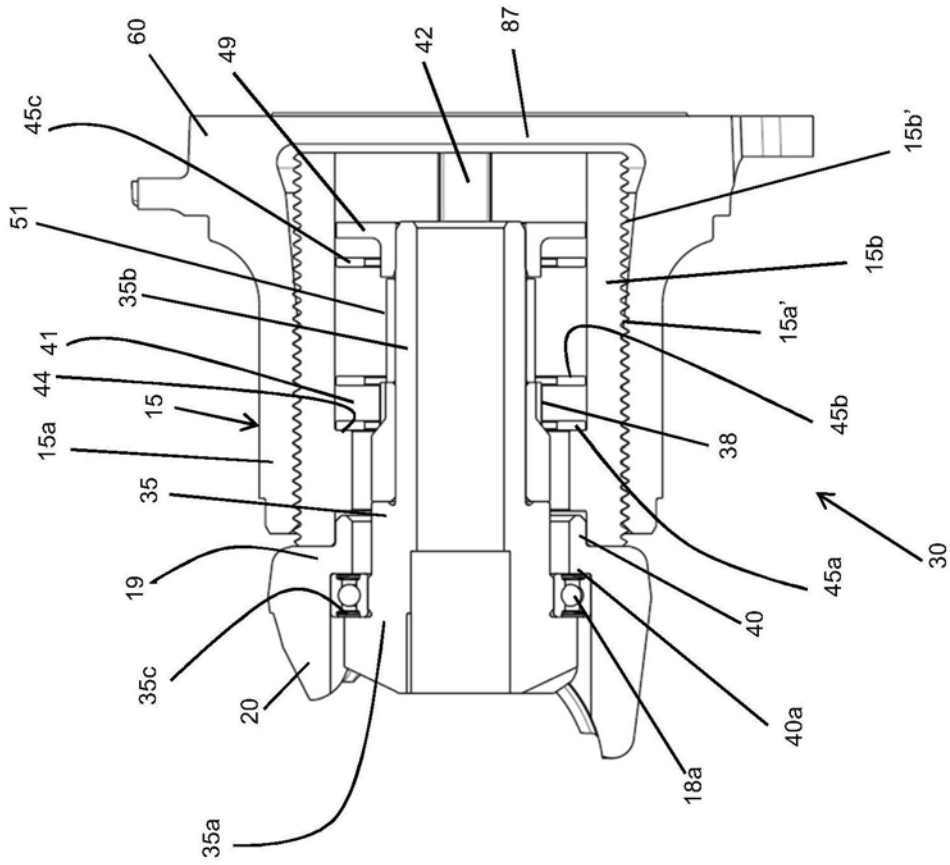


图4

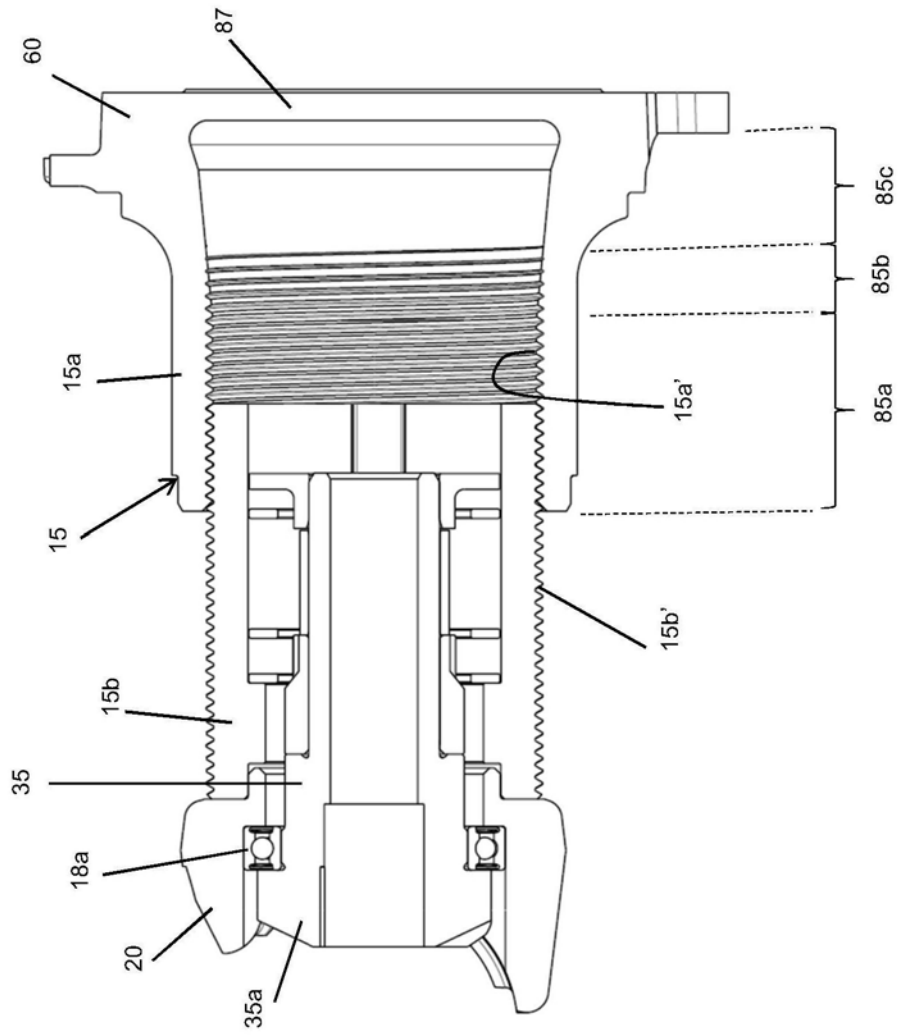


图5

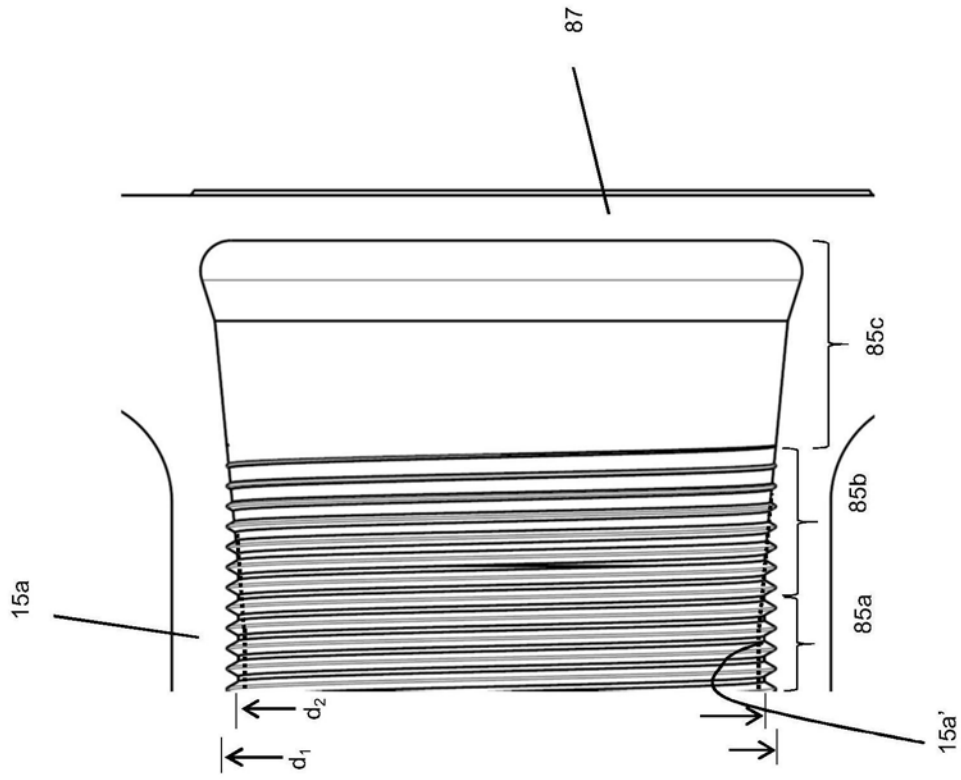


图6