



(12)发明专利

(10)授权公告号 CN 104011382 B

(45)授权公告日 2017.03.08

(21)申请号 201280060348.9

(22)申请日 2012.12.06

(65)同一申请的已公布的文献号

申请公布号 CN 104011382 A

(43)申请公布日 2014.08.27

(30)优先权数据

61/567,884 2011.12.07 US

(85)PCT国际申请进入国家阶段日

2014.06.06

(86)PCT国际申请的申请数据

PCT/US2012/068191 2012.12.06

(87)PCT国际申请的公布数据

W02013/086151 EN 2013.06.13

(73)专利权人 艾科瑟米克公司

地址 美国伊利诺伊州

(72)发明人 克雷格·W·里迪格

凯特·A·文宁格

马克·S·阿尔贝廷

斯瓦普纳·R·奇卢库里

(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 沈同全 车文

(51)Int.Cl.

F04B 27/08(2006.01)

审查员 袁潜

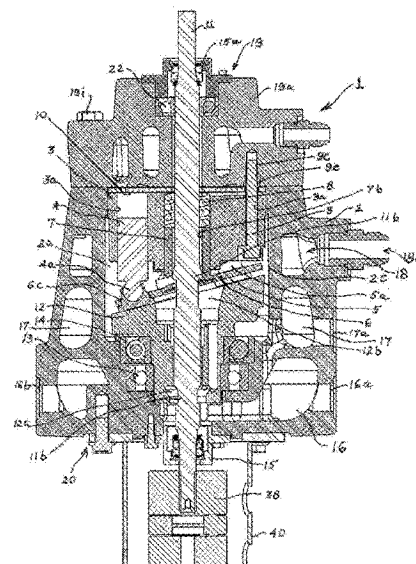
权利要求书3页 说明书12页 附图22页

(54)发明名称

轴向活塞高压压缩机/泵

(57)摘要

一种轴向机，具有驱动多个活塞的楔子和用于维持滑靴接触所述楔子的保持板。一种用于所述保持板的中心定位机构，其中被设置在所述楔子上的所述滑靴具有通过所述保持板中的各自孔延伸的部分，其中所述滑靴中的每一个都结合其各自孔的侧面上的一点，以限制所述保持板与所述楔子的所述平面倾斜表面的平行地移动。还描述了一种油分离系统，以从待压缩的气体移除油，以便被移除的油排入油槽。一种油润滑系统，具有绕驱动轴的空腔，从而接收来自所述油槽的油，并且通过通道将油分配至所述楔子内的排出端口，从而在所述楔子的所述平面的倾斜表面上分配油。



1. 一种轴向机, 所述轴向机具有楔子, 所述楔子具有相对于所述轴向机中的多个活塞的平面倾斜表面, 所述楔子与所述活塞驱动接合, 用于保持板的中心定位机构包括:

多个滑靴, 所述滑靴在所述楔子的平面倾斜表面上滑动;

所述多个活塞中的每一个活塞, 所述每一个活塞都具有可操作地连接至所述滑靴的一端以及可滑动地接收在缸中的另一端;

接合所述滑靴的保持板, 用于维持所述滑靴接触所述楔子;

所述保持板中的多个钻孔, 其中每一个钻孔接收所述滑靴中的一个滑靴, 从而每个滑靴都被接收在互补的钻孔中;

在每一个滑靴和其各自钻孔之间的接合点, 其中随着所述楔子驱动所述活塞, 所述滑靴在所述接合点绕其各自钻孔移动的情况下被接收, 所述滑靴中的每一个滑靴在所述接合点处对于保持板移动提供不同的瞬时径向约束, 从而完全限制所述保持板与所述楔子的平面倾斜表面平行地移动。

2. 根据权利要求1所述的轴向机, 其中, 所述滑靴相对于彼此相等地径向布置。

3. 根据权利要求1所述的轴向机, 进一步包括被连接至所述楔子的驱动装置, 所述驱动装置用于使所述楔子旋转, 从而使得随着驱动所述楔子的倾斜表面横跨所述滑靴, 所述活塞往复移动。

4. 根据权利要求1所述的轴向机, 进一步包括: 筒, 其中所述缸被布置在所述筒中; 和筒驱动装置, 所述筒驱动装置被连接至所述筒用于使所述筒旋转, 从而使得随着驱动所述滑靴横跨所述楔子的倾斜表面, 所述活塞往复移动。

5. 根据权利要求1所述的轴向机, 进一步包括: 驱动轴, 所述驱动轴被安装在所述轴向机的中心, 以向所述轴向机提供旋转动力; 保持套筒, 所述保持套筒被安装成与所述驱动轴轴向平行对准, 所述套筒具有顶部和底部, 所述保持套筒的底部接合所述保持板并且限制所述保持板与所述驱动轴的轴线平行地移动, 所述保持板将所述滑靴固定在所述保持板之下, 从而维持所述滑靴接触所述楔子的倾斜表面。

6. 根据权利要求5所述的轴向机, 进一步包括弹簧装置, 所述弹簧装置接合所述套筒, 以维持所述套筒的底部接触所述保持板。

7. 根据权利要求5所述的轴向机, 进一步包括所述套筒的底部上的带斜面表面以及所述保持板上的互补带斜面表面, 所述互补带斜面表面接合所述套筒的底部上的所述带斜面表面, 由此, 随着所述保持板在所述轴向机运行期间相对于所述活塞改变其角度取向, 两个带斜面表面在连续滚动接合中彼此接合。

8. 根据权利要求5所述的轴向机, 进一步包括所述套筒的底部或保持板中的一个上的带斜面表面, 所述带斜面表面接合所述套筒的底部或保持板中的另一个的不带斜面表面, 其中, 随着所述保持板在所述轴向机运行期间相对于所述活塞改变其角度取向, 两个表面在连续滚动接合中彼此接合。

9. 根据权利要求1所述的轴向机, 其中, 所述轴向机具有顶部端和底部端, 并且所述轴完全穿过所述轴向机的顶部端和底部端延伸。

10. 一种轴向机, 包括:

轴向机外壳;

中心安装的驱动轴;

安装在所述轴向机外壳中的楔子,所述楔子具有平面倾斜表面;

多个滑靴,所述多个滑靴被设置在所述楔子的平面倾斜表面上;

多个缸,所述多个缸被设置在缸筒中;

设置在所述缸中的每一个缸中的活塞,每个活塞都具有可操作地连接至所述滑靴的一端以及可滑动地接收在所述缸中的另一端;

驱动装置,用于使得所述楔子驱动接合所述活塞,由此使得所述活塞往复移动;

保持板,所述保持板接合所述滑靴,用于维持所述滑靴接触所述楔子;

所述保持板中的多个钻孔,其中每一个钻孔接收所述滑靴中的一个滑靴,以便每个滑靴都被接收在互补的钻孔中;

在每一个滑靴和其各自钻孔之间的接合点,其中随着所述楔子摇动,所述滑靴在所述接合点绕其各自钻孔移动的情况下被接收,所述滑靴中的每一个滑靴在所述接合点处对于保持板移动提供不同的瞬时径向约束,从而完全限制所述保持板与所述楔子的平面倾斜表面平行地移动。

11. 根据权利要求10所述的轴向机,其中,用于使得所述楔子驱动接合所述活塞的所述驱动装置包括:驱动轴,所述驱动轴被安装在所述轴向机的中心中,所述驱动轴提供旋转动力以相对于所述活塞驱动所述楔子;保持套筒,所述保持套筒被安装成与所述驱动轴对准,所述保持套筒具有顶部和底部,所述保持套筒的底部接合所述保持板且限制所述保持板与所述驱动轴的轴线平行地移动,所述保持板将所述滑靴固定在所述保持板之下,从而维持所述滑靴接触所述楔子的倾斜表面。

12. 一种轴向压缩机,包括:

压缩机外壳,所述压缩机外壳具有压缩机缸盖;

所述压缩机外壳中的油槽,用于容纳润滑所述轴向压缩机的油;

所述外壳中的进气端口,用于接收待压缩的气体;

至少一个压缩机缸,用于接收且压缩所述气体;

所述压缩机外壳中的歧管,所述歧管与所述进气端口流体连通,所述待压缩的气体必须通过所述歧管,所述歧管与所述压缩机缸流体连通;所述歧管具有壁和底板,在所述气体在进入所述压缩机缸盖之前通过所述歧管时,所述壁和所述底板接触所述气体;

所述歧管的底板中的至少一个孔,所述至少一个孔与所述油槽流体连通,用于允许从气体中移除液体,以排入所述油槽内;

随着所述气体在其通往所述缸的路途中通过所述歧管,所述歧管允许液体与所述气体分离。

13. 根据权利要求12所述的轴向压缩机,进一步包括热暖装置,用于将来自所述轴向压缩机的热传递给所述气体,以随着所述气体通过所述歧管,对所述气体加热。

14. 根据权利要求12所述的轴向压缩机,进一步包括:

中心安装的驱动轴;

安装在所述轴向压缩机中的楔子,所述楔子具有平面倾斜表面;

多个滑靴,所述多个滑靴被设置在所述楔子的平面倾斜表面上;

被设置在缸筒中的多个缸;

被设置在所述缸中的每一个缸中的活塞,每个活塞都具有可操作地连接至所述滑靴的

一端以及可滑动地接收在所述缸中的另一端；

驱动装置，用于使得所述楔子驱动接合所述活塞，由此使得所述活塞往复移动；

保持板，所述保持板接合所述滑靴，用于维持所述滑靴接触所述楔子；

所述保持板中的多个钻孔，其中每一个钻孔接收所述滑靴中的一个滑靴，以便每个滑靴都被接收在互补的钻孔中；

在每一个滑靴和其各自钻孔之间的接合点，其中随着所述楔子摇动，所述滑靴在所述接合点绕其各自钻孔移动的情况下被接收，所述滑靴中的每一个滑靴在所述接合点处对于保持板移动提供不同的瞬时径向约束，从而完全限制所述保持板与所述楔子的平面倾斜表面平行地移动。

15. 根据权利要求14所述的轴向压缩机，进一步包括保持套筒，所述保持套筒被安装成与所述驱动轴轴向平行对准，所述套筒具有顶部和底部，所述保持套筒的底部接合所述保持板且限制所述保持板与所述驱动轴的轴线平行地移动，所述保持板将所述滑靴固定在所述保持板之下，从而维持所述滑靴接触所述楔子的倾斜表面。

16. 一种轴向机，包括：

轴向机外壳；

在中心处竖直安装的驱动轴；

安装在所述轴向机外壳中的楔子，所述楔子具有平面倾斜表面；

多个滑靴，所述多个滑靴被设置在所述楔子的平面倾斜表面上；

被设置在缸筒中的多个缸；

被可滑动地接收在所述缸中的每一个缸中的活塞；

驱动装置，用于使得所述楔子驱动接合所述活塞，由此使得所述活塞往复移动；

所述轴向机外壳中的油槽，用于容纳用于润滑所述轴向机的油；

保持板，所述保持板接合所述滑靴，用于维持所述滑靴接触所述楔子；

绕所述驱动轴的空腔，所述空腔与所述油槽流体连通；

所述楔子中的至少一个油道，所述油道与所述空腔流体连通，所述油道在所述楔子中具有排出端口，以将油分配在所述平面倾斜表面上。

17. 根据权利要求16所述的轴向机，其中，所述空腔绕处于沿所述驱动轴的位置处的所述驱动轴直径的缩减部形成。

18. 根据权利要求16所述的轴向机，进一步包括沿所述驱动轴的离心驱动装置，以将所述油从所述油槽向上离心地旋转至所述空腔，然后至所述楔子的排出端口，以润滑所述楔子的表面。

19. 根据权利要求16所述的轴向机，进一步包括所述楔子中的至少一个附加的油保持空腔，以储存将在所述轴向机最初启动时使用的油储备。

轴向活塞高压压缩机/泵

[0001] 相关申请的交叉引用

[0002] 本申请基于和要求于2011年12月7日提交的美国临时专利申请61/467,884的优先权。

技术领域

[0003] 本发明涉及一种轴向活塞机,并且更具体地涉及一种轴向气体压缩机,该轴向气体压缩机能够在竖直或水平位置中运行,并且此外具有开放式驱动或密封密闭驱动构造的可选择选项,其都具体化为一种油润滑轴向机。本发明进一步涉及一种压缩机中的气体/液体分离系统以及一种轴向活塞保持环或板中心定位装置,该轴向活塞保持环或板中心定位装置不取决于中心柱,而是按活塞滑靴的动态几何位置来对中。本发明还公开了一种轴向活塞机,该轴向活塞机提供一种新型油润滑系统,该系统通过楔子将油分配至机器。

背景技术

[0004] 在各种环境和构造中,轴向活塞机已经作为压缩机和泵执行各种功能,并且已经由电动马达、液压马达和其它机械方法驱动。申请人提出的几何外形的机械可有利地以泵和压缩机两者应用;然而,在下文中,申请人的发明的优选实施例将主要是用于在蒸汽压缩循环中压缩工作制冷剂流体的优点说明。更特别地,优选实施例将涉及一种使用天然制冷剂CO₂作为工作气体的高压气体压缩机。存在几种主要的改善CO₂气体压缩机的技术和设计障碍;这些障碍是:(1)需要较高压力;(2)CO₂的独特特性;(3)上两项导致的对工作组件的润滑;和(4)结果昂贵驱动器的可制造性,以及缺乏大规模生产的经济性。重要的是,在许多构造中,通轴将在灵活使用单一压缩机时具有极大优点;有利于实现大规模生产的经济性。

[0005] 已知CO₂是一种非常有效的溶剂,并且在存在这种气体时,油趋向于稀释。油损耗和稀释导致油粘性减小,并且在承载时维持足够的润滑薄膜是对动力部分的关键考虑因素。分流是影响蒸汽压缩系统中的这种和类似压缩机的耐久性和运行效率的条件。这对于将CO₂气体制冷剂高压蒸汽压缩为跨临界状态从而用于热泵和/或制冷的热动力学循环特别重要。将工作制冷剂气体从润滑(油)分离,并且从外部蒸汽压缩系统回路和相关组件隔离排出高度有利。主要原因在于,已知油(液体)覆盖热交换器的壁,降低热动力学循环的传热效率,和/或油在气体回路的不期望点汇聚,这可导致压缩机内的油降低到非常低的水平。不存在用于将油与工作气体分离的油分离外部装置以及用于管理油和使油返回至压缩机的组件。通常,这在系统中的压缩机的外部完成;然而,出于许多原因,在运行过程中在压缩机的内部分离油和气体是有利的。这既不需要也不排除在系统中使用外部油管理部件。低油输出压缩机的益处导致外部油管理系统组件尺寸缩小或消失。向系统提供尽可能纯的并且无油的气体始终有利,在经济地实现的情况下尤其如此。

[0006] 许多传统压缩机设计包括油槽和内部泵,以确保系统油损失情况下的润滑,同时向机器的摩擦工作组件提供用于循环的充足油量,并且建立返回库,从而补充从系统返回的油。大多数传统设计允许通过下列方式不良的地且大量的气体混合,即,与油润湿动力部

分和/或搅动油泡沫和/或雾滴的大内部接触区域、被油覆盖的大表面暴露以及自由流入和流出机器的含润滑区域,包括油槽。

[0007] 在现有技术中已知,许多油润滑压缩机采用具有活塞环或采用内部油槽的其它设计的滚动活塞或机轴使活塞往复移动,其中如果不能完全避免,气体/油的暴露和混合就困难。对于所列的大部分应用类型的压缩机,这都存在。出于该原因,特定机器(特别是一些CO₂轴向、涡旋、滚动活塞、机轴和螺杆压缩机)完全忽略该问题,允许依靠夹带空气的油的大量穿过全部系统运输的油润滑工作部分,和/或在系统中需要重要和昂贵的另外油分离方法。这种方法的不利方面在于,接收高油循环比(OCR)规定接收系统和压缩机低效和其它不良结果。这种成本和设计权衡可易于导致更昂贵的外部油分离和管理组件的相关成本,同时产出可疑的满意结果。

[0008] 无论是故意的还是无意的,如果阀设计不适合液体制冷剂或出于任何原因产生的油条件,则已知液体通过量表现导致对压缩机的有害影响。如果流经阀的过量液体变得非常充足,则进口阀可能被油密封、变形或破裂,和/或出口阀可能同样变形,和/或取决于背衬(backer)结构的强度而可能地阀背衬故障。

[0009] 直接活塞漏气到含动力学组件的油润湿壳体区域,导致通过暴露于油浸湿元件和/或大量暴露的油槽区域产生的油夹带工作气体。另外,从压缩机进口至进口阀的进气气体的路径应保持尽可能无油,并且促进油分离,以抵抗提高油夹带工作气体。关于油分离和工作气体的温度控制,极大地忽略了该路径,并且在不危及工作部分的润滑的情况下,降低了推动工作气体流入和流出压缩机的最终效率。理想的构造应在进气/压缩循环之前,并且在通过进气阀之前,将进气气体与压缩机的内部含油和润湿区域隔离,同时在该过程中促进分离夹带的油。理想的压缩机应在水平或竖直方向上完成这些任务。

[0010] 因此,应最小化和快速排空进入压缩机承油区域中的活塞漏气,从而限制不适当地暴露于润滑油。另外,返回的进气气体应不必被直接引导进入或通过作为到进气阀的主气体通道的压缩机的富油内部区域,这是因为这显著提高气体的油夹带。在外部回路故障或者返回制冷剂的过热不足时,应采用油分离方法,液体(油和/或制冷剂)可导致高OCR或液体嵌于压缩机进口端口。压缩机故障或损伤可能是因为液体油和/或液体制冷剂产生下列液压表现,即,由于化合物的液体中间状态,该液压表现有效地不允许正常气体压缩。被认为是不可压缩的结果泵送液体向可能破裂或以其它方式变形的薄簧片阀组件施加冲击应力。出于这些原因,非常优选在压缩机内部的进口气体端口之间,并且在通过进气阀进入压缩室中之前,发生气/油隔离和气/油分离的内部措施。

[0011] 油润滑压缩机(排除自润滑或密封润滑的组件)必须依赖四种措施的任何组合,以向工作摩擦接触部分提供液体润滑,并且确保在运行时充分供应和补充油。这些措施是:(1)油泵;(2)飞溅式润滑;或(3)油雾循环,其被设计成向移动部分供应润滑油;和(4)浸润运行操作。油润滑压缩机的运行设计将重力特别规定为第一和主要考虑因素。通常,对于竖直轴向取向的马达、泵、压缩机和其它轴驱动装置,将润滑剂从贮油器/槽泵送至较高区域需要油泵,作为可能低效的油浸操作的常规选项。主动正排量泵增加费用和重量,以及其它设计和维护后勤负担。然而,在本领域中已知,可设计不需要附加零件的离心泵,其始于轴的中心端且朝着外径直线镗削离轴孔,并且在某轴向远距离竖直点处离开轴。已知使这种轴在竖直取向中旋转以将油从槽区域离心提升。

[0012] 然而,这种离心泵送概念还未应用于提高轴向活塞楔子驱动的压缩机的设计效果。其活塞在竖直位置中向上指向的轴向压缩机内在确定了这种摇板式压缩机的最干燥区域是楔子的上方的中央空间区域。油槽低于楔子,这实际上“隐藏”了活塞和滑靴以及内部活塞保持支撑机构,使其不受笔直向上的飞溅式润滑操作的影响。尽管能够绕楔子周边分配油,但是还未发现下列解决方案,即,飞溅式润滑楔子的内表面,并且维持连续均匀的静压薄膜,同时旋转的楔子将油在相反方向上甩离那些表面。使问题复杂化的是下列事实,即,楔子是倾斜的,并且因此当停止时,油从该表面快速排出。

[0013] 不能依赖对绕楔子以及处于楔子顶部的飞溅式润滑的依靠,从而充分涂覆楔子,并且始终如一地开始干燥,并且保持长期耐久性。合理的传统替代方式是为从轴润滑。应指出,使用用于离心润滑的轴需要离开轴的孔与许多孔对准并定位孔,并且适当地设计孔的尺寸,以确保可充分润滑所有工作部分。当多个区域必须接收适当位置处需要的油量,但是轴油分布的物理限制对其禁止时,这是相当大的,并且有时是不可能的挑战。

发明内容

[0014] 申请人的发明具体实施为起泵作用的改进离心楔子。该楔子结构允许在楔子表面上均匀地分布液压油,同时提供必要的本质上高于楔子的适当飞溅润滑,以润滑最内部的摩擦机构。这些机构是最内部的底部活塞表面以及组合保持器机构。楔子同时提升并且飞溅其外周上的油,飞溅润滑楔子和活塞底部表面。

[0015] 必须考虑重力引起的载荷和油汇聚。通常对内部/外部压缩机结构以及水平或竖直的组件取向的确定,产生将仅在其单一设计取向上使用的最终构造。最终设备的封装极大地取决于所选择的压缩机及其物理尺寸。

[0016] 作为实例,已知密闭型涡旋式压缩机具有较小的圆柱形覆盖区域,其要求竖直取向。这种具有较高外形的紧凑覆盖区域限定对所安装设备的竖直最小空间限制,该空间限制极大地由竖直堆叠且联接在一个密闭“壳体”内的马达和压缩机的长度来确定。然而,如果在水平位置中运行,涡旋式压缩机将不正常工作或者出故障。结果在于,具有竖直取向的较高的压缩机可能不胜任在有限净空设计中使用,较低外形封装的设备被设计用于紧密竖直空间,诸如形成空隙的空间,诸如天花板的上方。相反,较高的压缩机,诸如涡旋式压缩机有益于在下列设计的设备中应用,其中期望小覆盖区域并且底面积有限且竖直空间足够。

[0017] 作为反面实例,机轴往复式活塞压缩机传统上在水平取向上联接电动马达,并且通常采用常常具有油泵的油槽,或者向摩擦组件提供润滑的飞溅式润滑方法。这种取向较适合低调外形、较大覆盖区域的设备封装。已经设计了不同压缩机的许多实例,以排他地在水平取向上,或者相反在竖直运行取向上使用。简而言之,需要这样一种如下油润滑气体压缩机,其将在水平或竖直应用中运行,而不影响对机器的润滑,并且改善润滑油与工作制冷剂的隔离和分离。

[0018] 如上文推论的,在考虑制冷剂防漏时,驱动系统的类型极其重要,并且对于大多数应用,尤其是那些使用CO₂的应用,甚至是关键的。不易于作为完全密封的密闭机器,实现以开放式机械轴诸如内燃机提供的轴来驱动压缩机。这将需要发动机与压缩机一起,被包含在单一密封壳体或壳内。因此,实际情况需要压缩机开放式驱动轴具有适当的旋转轴密封,以将工作气体密封在压缩机内。为了水平取向,这通常将最易于通过下列压缩机内部润滑

系统来实现,该润滑系统被布置成适合在这种排外布置中工作。

[0019] 在竖直取向中,马达或发动机可理论上被在压缩机的上方或下方使用。然而,许多传统的活塞压缩机具有高压缸盖和/或与活塞缸相邻并且阻断活塞缸的进气和排气歧管。在传统的轴向活塞机中,具有精确内部阀组件的这种缸盖/歧管区域不允许贯穿轴穿透。将在驱动马达或发动机的上方使用的这种竖直安装轴向压缩机的传统设计通常由压缩机缸盖控制,并且关于压缩机驱动轴的驱动端歧管化。是最高的最上部组件的压缩机允许活塞和阀高于任何油槽,并且压缩机驱动轴通常向下指向,从而与原动机连接。对于与需要但是需要少量折衷的开放式驱动压缩机一起使用,这非常可接受,并且还允许压缩机中的油槽排除并且处于压缩机的驱动机构外。当然,这假设压缩机旋转轴密封是适当设计的,以保持气体压力,并且经受轴旋转和密封元件导致的温度和机械产生的密封摩擦。马达处于压缩机的下方的密闭或半密闭(完全密封)应用将消除旋转轴密封需求,这是因为气体被密封在整个压缩机/马达组件外壳或壳体内。然而,现在压缩机内的油寻找下列最低点,该最低点是容纳定子/转子组件的内部马达壳体。干式马达运行将要求在预期或设计会渗漏的压缩机/马达之间的油密封(内部),因而需要向上到达单独压缩机槽的油返回马达/槽油提取方法。密闭或半密闭浸油马达构造可以是底部安装的马达的替代方案;然而,对于高效运行存在几种技术和成本障碍。作为对上述竖直构造的总结:从设计观点看,都被容纳在单一密闭或半密闭壳体内部的联接顶部安装的压缩机的底部安装电动马达不是简单化构造。这种取向的例外是处于马达的上方的开放式驱动压缩机,其中气体和油被容纳在安装在上方的压缩机内,并且马达在通常是下部的周围条件下自由运行。

[0020] 轴向压缩机/马达组合的竖直取向的替代实施例是压缩机在底部上,其中马达高于压缩机。然而,以及如上所述,大多数压缩机的缸盖布置不允许驱动轴的贯穿穿透。因此,为了考虑这种取向,大多数轴向压缩机必须将高压缸盖、歧管和位于堆叠布置底部处的活塞阀反向取向。通常,压缩机驱动轴存在于压缩机外壳的相对端,并且将向上指向,以联接马达。在该位置中,在压缩机空转/关闭状态下,存在下列风险,即,油移动将穿过活塞收集和汇集阀区域和歧管渗漏。在空转停车后,由于已经驻留在不期望区域中的油导致的油液体嵌入和液压封闭,压缩机启动存在对敏感阀造成损伤的风险。即使这种油被无意地从这些区域排出,结果也可能是需要将这种油收集和返回至压缩机。为了增加这种障碍,不存在紧凑或简单的提供位于压缩机中处于最低点的油槽,从而推断一种被油淹没的压缩机布置;但不是理想情况。

[0021] 作为总结,存在一种对下列改善油润滑压缩机的需求,其允许贯穿轴在竖直取向中使用的高压缸盖/歧管区域和下部(槽)区域接近。另外,能够在水平取向上使用相同的压缩机。相同压缩机将能够联接各种开放驱动和密闭驱动构造,包括用于堆叠的两端驱动轴以及压缩机、马达、气体膨胀机的多种布置或其它实施例。申请人的组合元件提供对压缩机性能、持久性和成本的改善,这是因为压缩机设计改善、封装灵活性、制造性和大规模生产的经济性。

[0022] 申请人的发明所解决的另一问题涉及在轴向机器中中心定位活塞保持板的装置。在过去,固定位置的球形球前端部分、柱和弹簧组件施加必要的力,以抵抗吸气活塞力,以及固定摆动活塞保持板的中心位置。通过这种方式对活塞保持板的中心旨在防止径向失准,从而确保摆动活塞滑裙不干涉保持板中的各自但是过大的保持器钻孔。申请人的发明

提供了这样一种对保持板中心的装置,其使用活塞滑靴以及滑裙在楔子平面上的动态几何位置作为对中机构。

[0023] 申请人的发明提供了一种允许竖直或水平运行的装置,以及优选是开放式驱动或者密封密闭驱动构造的可选选项,其全部都具体化为单一油润滑轴向机。优选实施例例示了一种轴向摇板式多缸压缩机,其允许水平或竖直地取向,包括下列组合改进,包括但不限于下列措施:在竖直或水平取向上较好的润滑油/气隔离,任一取向上的油/气隔离/分离,油在任一取向上对摩擦表面的油分布,允许竖直或水平堆叠和压缩机/马达的多个布置的通轴和载荷轴承,灵活适应性接收开放式驱动或密闭驱动构造,以及一种使用活塞滑靴和滑裙来对活塞保持板中心的新型装置。

附图说明

- [0024] 图1是本发明压缩机的具有穿过压缩机的缸盖延伸的轴的左侧横截面图。
- [0025] 图1A是本发明压缩机的轴未穿过压缩机缸盖延伸的替代实施例的左侧横截面图。
- [0026] 图2A是缸体的顶部平面图。
- [0027] 图2B是图2A的圆形区域A的放大图。
- [0028] 图3A是保持板的顶部平面图。
- [0029] 图3B是沿图3A的保持板的线3B-3B截取的横截面图。
- [0030] 图3C是图3A的保持板的端视图。
- [0031] 图3D是图3B中围绕的详细区域B的放大截面图。
- [0032] 图4A是保持套筒的顶部平面图。
- [0033] 图4B是图4A的保持套筒的前正视图。
- [0034] 图4C是沿保持套筒的图4A的线A-A截取的横截面图。
- [0035] 图4D是例示保持套筒前端的在图4C中围绕的详细区域B的放大图。
- [0036] 图5A是装配后的保持板和保持套筒的顶部平面图。
- [0037] 图5B是图5A的装配后的保持板和保持套筒的前正视图。
- [0038] 图5C是沿图5A的线5C-5C截取的横截面图。
- [0039] 图6A是例示传统中心定位方法的与轴向活塞保持板的斜面平面竖直地截取的例示性平面图,其中保持板钻孔间隙允许与绕轨道运转的活塞滑裙摩擦。
- [0040] 图6AA是示出新颖定位方法的与轴向活塞保持板的斜面平面竖直地截取的例示性平面图,该方法使用绕轨道运转的活塞滑裙在它们各自保持板钻孔内的接触。
- [0041] 图6B是使得新颖保持板定位方法能够实现的与轴向活塞保持板的斜面平面竖直地截取的例示性平面图,并且示出活塞滑裙和保持板钻孔的工程定位和尺寸。
- [0042] 图6C是与轴向活塞保持板的斜面平面竖直地截取的例示性平面图,并且示出(3)实例楔子斜面方向上定位的活塞滑裙和保持板钻孔。
- [0043] 图7A是楔子的前正视图。
- [0044] 图7B是楔子的侧正视图。
- [0045] 图7C是沿图7B的线7C-7C截取的横截面图。
- [0046] 图7D是沿图7C的线7D-7D截取的横截面图。
- [0047] 图8A是压缩机外壳的左侧正视图。

- [0048] 图8B是压缩机外壳的前正视图。
- [0049] 图8C是压缩机外壳的顶部平面图。
- [0050] 图9A是前正视图向右的缸盖的底视图。
- [0051] 图9B是沿图9A的线9B-9B截取的正视横截面图。
- [0052] 图9C是图9B中的圆形区域C的放大图。
- [0053] 图9D是图9C中的圆形区域D的放大图。
- [0054] 图9E是缸盖的前正视图。
- [0055] 图9F是图9E中的缸盖的顶视图。
- [0056] 图9G是沿图9E的线9G-9G截取的平面横截面图。
- [0057] 图10A是端板的顶部平面图。
- [0058] 图10B是图10A中的端板的端视图。
- [0059] 图11A是吸气簧片阀板和吸气阀的顶部平面图。
- [0060] 图11B是例示吸气阀构造的图11A中的圆形区域A的放大图。
- [0061] 图11C是图11A中的吸气阀板的端视图。
- [0062] 图12A是具有排气阀的排气簧片阀板构造的顶部平面图。
- [0063] 图12B是图12A中的排气阀的端视图。
- [0064] 图12C是在堆叠在排气阀上的端板上堆叠的吸气阀处观察的阀组件的平面图。
- [0065] 图13是具有功能提示的外壳气体和油分离构造的透视截面图。
- [0066] 图14A例示了具有干(无油)底部马达操作的竖直开放式驱动。
- [0067] 图14B例示了具有底部马达油(湿)或干操作的竖直密闭驱动。
- [0068] 图14C例示了具有干(无油)顶部安装马达操作的竖直开放式驱动。
- [0069] 图14D例示了布置有顶部和/或底部安装的压缩机和替代机器的竖直密闭中心安装的尺寸变大单一马达。
- [0070] 图14E例示了也允许传统压缩机分级的具有顶部和/或底部安装的马达和替代机器的竖直密闭中心安装的双压缩机。
- [0071] 图14F例示了具有干(无油)马达操作的竖直开放式驱动。
- [0072] 图14G例示了具有中心安装的双压缩机和尺寸减小端部安装的马达的水平密闭驱动。
- [0073] 图14H例示了具有用于也允许传统压缩机分级的多压缩机操作的中心安装尺寸变大单一马达操作的水平密闭驱动。

具体实施方式

[0074] 首先参考图1,其中例示了本发明的轴向活塞机,其能够是压缩机、泵或发动机,但是为了简化,在本文中将其称为气体压缩机1。图1示出压缩机1的内部结构和组件,压缩机1具有壳体或外壳2、缸盖端19和安装基端20。在外壳结构2中存在缸体3,其在各自活塞缸钻孔3a中容纳至少3个活塞/环组件(活塞4)。缸体3被密封配合至,或者与位于中央外壳空腔2a中的外壳2一体化。优选实施例示出缸体3被密封配合至外壳2,并且如图所示装配,以传统方式的密封布置,通过缸螺栓9和缸孔9a与缸盖19a螺栓紧固。每个活塞4都包括活塞球4a,该活塞球4a被例示为一体件的活塞滑靴5的滑裙5a部分囊括(球窝配合)。示出为传统的

活塞和靴球/承窝布置,应注意,在替代和相反构造中,球可在活塞基部内与滑靴和球窝一体化。旋转楔子12附接至,或者作为替换方式与轴11作为一体集成,轴11由电动或液压马达或如图14A-14H中例示的其它机械装置供应的旋转力驱动。摇板或楔子12呈现出平滑、扁平的低摩擦力倾斜表面,随着楔子12旋转,活塞滑靴5必须以绕活塞球4a摇动的滑动功能性沿着该表面。机械旋转使活塞4从处于其各自钻孔3a内的下死点上冲,经过180°旋转至上死点执行对液体的泵送或压缩冲程。在缸盖端19处,通过阀组件10实现排气和吸气阀。

[0075] 轴11延伸到通过轴承22轴向定位在缸盖端19处的缸盖19a中,或者贯穿该缸盖19a,而旋转楔子12由轴承13和14径向和轴向支撑,轴承13和14可组合为一个轴承组件。轴11可分别由基端20或缸盖端19,如图所示,使用开放式驱动联接方法38驱动,以及由保护套管40驱动,保护套管40与轴11和基端20分离,但是能够分别附接至轴11和基端20。替代的集成马达/压缩机密封密闭实施例不需要马达和压缩机之间的轴密封。使用密封件15和15a的双端轴开放驱动方法例示了用于在外壳基端20和缸盖端19处密封轴11的密封筒。

[0076] 图1A示出压缩机1的替代实施例,其示出用于大规模生产的成本降低经济性的本发明的多功能性。旋转楔子12由工程轴承13a和14a径向和轴向地单独支撑,工程轴承13a和14a可组合为一个轴承组件,从而允许不延伸到缸盖端19中或贯穿缸盖端19的缩短的、一端轴11a。工程轴承支撑装置不需要轴11a的包括或另外支撑的相对端。缸盖19aa(图1A)例示了缸盖19(图1)的位置中的提升环引导孔19g,加工钻孔用于容纳轴11和密封件15a。缸盖螺栓孔19h和缸盖螺栓19i在19k(图8C)处拧入外壳2中。缸盖19a或19aa的任一加工构造都可不在影响性能的情况下与压缩机实施例1A一起使用。这分别描述了图1和图1A中的压缩机1和压缩机1a的实施例中的主要差别;除非另外指出,否则下文说明书将涉及压缩机1/1a的压缩机操作。

[0077] 申请人的发明图1/1a的保持板6通过向活塞滑靴5施加相等或更高的力来抵消活塞4的惯性和吸气下冲程力。由保持套筒弹簧8向后,经保持套筒7施加该力。保持板6确保了活塞滑靴5完全和均匀地接触楔子12,通过随着滑裙5a穿过保持板6的钻孔6c突出来捕捉摇动活塞滑靴5来完全经过吸气下冲程,因而在活塞4上向滑靴5施加所述拉动力,当轴11/11a旋转时,滑靴5在楔子12倾斜表面上滑动。在图3A-3D中例示了保持板6。

[0078] 除了倾向于磨损并且制作昂贵的现有技术复杂链接之外,Hugelmann的美国专利7,794,212还例证了经时间检验的轴向活塞泵下冲程保持方法。传统上,球形的球前端(ball nose)部分、柱和弹簧组件执行下列双重功能,即,施加必要的力以抵消上述活塞吸气力,以及执行轴向活塞保持板的固定中心定位。

[0079] 这种现有技术的中心定位活塞保持板的方法通过固定和保持其运行中心位置,防止其通常的从保持板自身的测量加工中心点失准。最后部分的制作都保持固定和确定的中心点位置,并且必须具有工程制造公差,从而允许从理论真实中心偏离,与配对组件的固定中心线制作组合时尤其如此。由于不匹配和单独制作的缸体和轴向活塞组的轴向中心线,该事实被进一步恶化。这些制作和组件不精确性的结果要求建立可接受的制造、装配和操作尺寸公差和间隙。也必须考虑下列事实,即,随着活塞在它们的缸钻孔内往复,滑靴/滑裙绕固定活塞轴线摇动,并且可能地旋转,同时楔子表面滑动到下部。因此,传统上必需将保持板钻孔制作地非常大,从而允许给活塞滑靴滑裙留有间隙,以避免约束和磨伤保持板钻孔的各个内侧边缘,从而无有害影响地运行。由于更大的钻孔6c直径,这另外需要将滑靴5

的基部直径做得更大。

[0080] 申请人的发明提供一种可操作地中心定位保持板6的装置,保持板6不被中心固定,或者保持板6通过机器的中心或者通过保持板自身的中心而被固定。如图3A-3D中所示,保持板具有中央开口6b,轴11穿过该中央开口6b。过去,球前端对中保持板,且固定在机器中。作为对中机构应用的,该新颖活塞保持方法采用活塞滑裙5a的动态几何尺寸定位,活塞滑裙5a在可预测轨道中保持垂直于楔子12的摇动面表面。视需要,这种构造允许轴向机器中心中的敞开空间,从而允许驱动轴11穿过压缩机1的缸盖19端延伸,如图1中所示。

[0081] 图6A、6AA、6B和6C例示了夸大楔子斜面情况下的该布置的外形跟踪,其中,活塞滑裙5a限定了保持板6和各个钻孔6c的对中位置,以便在楔子12旋转的任何给定位置处,都实现保持板6的动态中心定位。这些图示是垂直于保持板的平面观察的。

[0082] 图6A例示了在保持板钻孔(粗虚线)内以圆形图案的轨道运行的传统滑裙(粗黑线)。如图6A中所示以及出于上述原因,当通过传统装置对中时,现有技术的轴向活塞机维持滑裙和保持板钻孔之间的间隙。必需将保持板钻孔做的非常大,以维持间隙,并且避免干涉滑裙。在图6AA中例示的申请人的发明中,已经在滑裙5a的外部轨道周边处,将滑裙5a与保持板钻孔6c的间隙减小为大致为零(最小间隙),以随着滑裙5a在其中绕轨道运行,通过与保持板钻孔6c的旋转接触来定位保持板6。这种间隙有效,这是因为相对的活塞滑裙5a内在地在楔子斜面的方向以及垂直于该方向的方向(每幅图的中心的箭头)上对中保持板6。

[0083] 图6B例示了滑裙5a(粗黑线)的绕轨道运行的几何形状,其限定滑裙直径,以及保持板钻孔6c(粗虚线)的节距圆尺寸。通过使这些尺寸的大小接近零间隙,滑裙5a轨道圆的外周符合保持板6钻孔,并且允许滑裙5a绕活塞球4a自由摇动,并且当持续接触保持板钻孔6c时可能地旋转。这种构造导致组件上极其低的摩擦和均匀磨损。响应于倾斜的楔子12的旋转,滑靴5和保持板6相对于压缩机1/1A的中心轴线摇动。然而,当垂直于保持板6的斜面平面观察时,滑裙5a轨道的轴向中心线(点)限定处于较大圆(示出)和小节距圆(为了清晰未示出)之间的小圆(示出),较大圆的直径等于大圆(为了清晰未示出),小节距圆(示出的滑裙5a)的尺寸为将活塞滑裙5a的节距圆投影到倾斜保持板的平面上产生的椭圆尺寸。

[0084] 图6C示出(3)种不同保持板6斜面方向上的代表性滑裙5a位置。因而,滑裙5a轴向位置组(示出5个)连续地维持与各个保持板钻孔6c接触的点处于相对方向,随着保持板6响应于楔子旋转而摇动,该相对方向保持保持板6的中心位置。

[0085] 传统的轴向液压泵活塞保持方法可能尝试下列压缩机,其考虑允许轴穿过缸盖端口区域。然而,如果在气体压缩机中应用,这种构造就具有很大缺点。传统的球前端弹簧力对中方法在楔子旋转时,在球前端上摇动的同时,产生线接触滑动摩擦界面。虽然发现可接受下列液压泵应用,其中润滑油淹没整个机构,但是这种方法在气体或低润滑液体环境中,高度易受摩擦和磨损。干启动是严重问题,并且在气体压缩机中能够极其不利。可疑的是,非常常规的润滑努力是否能够使用球前端/保持压缩机环境做出实际上可接受的这种构造。

[0086] 在申请人的发明中,保持套筒7的套管前端7a(图4B和4D)在保持板滚动环6a(图3A和3D)处接触保持板6。这之所以重要,是因为套管前端7a与保持板6在保持滚动环6a处的接触界面能够通过下列方式“被调整为滚动”,即,选择滚动环6a和套管前端7a的接触表面的角度,由此实质上消除滑动摩擦。在该实施例中,不限制保持套筒7在缸中心钻孔3d(图2A)

中旋转,而是能够由传统固定装置限制。在图5中所示的实例中,套管前端7a与保持滚动环6a的接触角同样匹配,并且不存在明显的驱动保持套筒7旋转的力。为了降低干启动操作摩擦和磨损,随着保持板6在楔子12旋转时摇动,保持板6的这种低摩擦滚动动作特别重要。图5B和5C示出这种装配界面。替代实施例将整个角度都应用于这些部分7/7a或6/6a中的仅一个,因此,将不存在被施加给扁平部分的侧载荷。换句话说,实际上能够消除被施加给保持套筒7的对缸中心钻孔3d施加的侧载荷(径向力)向量;然而,由于保持板6所施加的向量力,套管能够在缸中心钻孔3d中旋转。如果整个接触角在部分7/7a或6/6a之间不均匀分配,就通过材料和润滑选择来最优化通过保持套筒7的滚动接触和在其圆柱形孔中的旋转加权的保持板6侧载荷力的组合,从而最小化滑动和侧载荷摩擦因素导致的不利磨损。

[0087] 也应注意,由于将油从内部旋至外部径向位置的离心力,机器中心的区域是外壳芯部空腔2a中最干燥的区域。因此,特别是对于干启动,这些位于中心的组件的低摩擦滚动动作明显有利。保持板6必须足够坚固,以抵御由活塞4的移动施加的悬臂反作用力导致的变形,以及提供一种新颖的保持环6中心定位的方法。这种优点将应用于轴向活塞压缩机和泵两者。

[0088] 当压缩干燥和/或溶剂气体诸如CO₂时,对动力学摩擦组件的润滑特别重要,并且重力是主要考虑因素,因此,必须考虑压缩机1/1a的取向。最初,说明书将描述所示优选实施例的竖直取向。被用作气体压缩机的油润滑轴向装置趋向于在某种条件下经历干燥运行,并且应考虑其中油汇聚和排出的情况。可旋转组件的径向离心力将油从内部圆周元件甩至外部圆周元件,并且在某些情况下可发生油粘性稀释。干启动加剧了这种现象,这是因为在延长时间的停机后,需要时间使零件被涂覆。申请人的发明在将油分配到工作摩擦组件的方法中,有利地利用了多种这些特征。另外,混合夹带气体和油的分离是本发明的主要设计考虑因素。油槽16是位于基端20处的内侧外壳2内的空腔,其大致与轴向轴11/11a同心。油排出端口16a和16b与油槽16一体化,并且被用作视需要,将油排出至外部冷却装置(未示出)的出口端口,和/或油取样,和/或将润滑油排出压缩机1/1A。油槽16是机器润滑的来源,并且已经做出每次尝试以限制工作气体暴露于这种储油器以及中央外壳空腔2a、可旋转和压缩组件区域。

[0089] 虽然已知在各种竖直取向机器中的旋转驱动轴中采用传统的离心油泵装置,但是申请人的发明是对直立竖直轴向活塞压缩机的改善。在竖直位置中,在与楔子12倾斜的倾斜表面的摩擦界面处对活塞滑靴5的适当润滑是一种艰难挑战。申请人的发明具体化为一种位于楔子结构中的改善的离心楔子12,其允许在楔子12表面上均匀地分布液压油膜,同时在楔子12上提供必要的适当内部飞溅式润滑,用于润滑最内部的摩擦机构。这些最内部的摩擦机构是最内部的底部活塞4表面以及活塞保持板6和保持套筒7界面。楔子12进一步在楔子中包括干启动和低速启动储油器,该储油器在启动时分配所储存的油。另外,楔子12同时绕其外部和上部周边旋转提升和飞溅油,飞溅润滑活塞4和滑靴5的底部外表面。

[0090] 该新颖方法有效地引入通过旋转楔子12实现的离心泵送构造,其现在具有传统楔子和作为泵的双重功能。楔子空腔12c充满油,与油槽16流体连通。在运行中,油在轴11/11a的较小直径11b处在机器的轴向中心附近进入楔子空腔12c,轴11/11a可能展现或者可能不展现叶轮表面构造。在轴11/11a的运行rpm时,油从楔子空腔12c离心向上旋转,楔子空腔12c的外壁离旋转轴11/11a的径向距离更远。油继续通过处于更远径向距离处的至少一个

楔子提升器空腔12a升高,并且被迫使向上进入楔子油分配器空腔12b中。楔子提升器孔或空腔12a也可被构造成与轴11/11a和楔子12一起起作用的组合单体结构,或者可旋转锁定界面,实例为加深花键或键槽通道或其它管道(未示出),提供在旋转楔子构件的内部向上的一个或多个油路径。油被从供应充足的油的楔子12斜面上的楔子油分配器空腔12b离心分配至滑动器和活塞,并且在楔子12的滑靴5提升并骑跨的表面上提供液压润滑薄膜。油分配器空腔12b的壁可按下列最大效果成形,用于提高油薄膜在平坦的楔子12表面上的连续性,以及确定“甩”出过量的油,过量的油被旋出且直到内部机构。与油分配器空腔12b连通的油道孔(未示出)可被径向钻孔至下列点,如果需要另外的化学5润滑,这些点与滑靴5的限制路径的中心共线地或在内侧靠近该中心地离开楔子12的斜面。楔子分配器空腔12b的底部形成一个或多个储油器袋12d。图7d和7c例示了一个或多个孔体或空腔,其被构造成在停机时收集和储存油,从而在开始rpm时,通过缩短油到达楔子12的时间来有利地实现对干启动的润滑。

[0091] 另外,通过申请人的发明解决中央外壳空腔2a内的气/油分离和气体返回。中央外壳空腔2a和所有的相邻外壳空腔都必须被维持在机器的运行吸气压力下,并且不允许在其中建立由于漏气导致的压力。这些连通的空腔必须被反向放空至缸盖19/19a中的吸气区域。有利地是将该气体立即放空,从而降低对润滑油的混合暴露,并且特别有利地是在放空前将该气体与油分离。在竖直位置运行时,通过轴11和保持套筒7内部孔壁之间的保持套筒孔7b间隙,排空经活塞4泄漏的气体 and/或对外壳芯部空腔2a中的其它高压渗漏。可设计轴11、抛油突出物11c和保持套筒孔7b入口处的保持套筒7之间的空间,从而最优化气/油分离和排空功能。被排空的气体穿过中央缸体孔3d中的保持套筒弹簧8,并且进一步沿缸体3的缸盖端19面,在径向切割的缸体排空斜槽(图2A)中穿过。从排空狭槽3c排空的气体进一步绕缸螺栓9行进,穿过阀组件10螺栓接近孔9d,从而拧紧到孔9c中的缸盖19/19a中。埋头孔19e(图9c)与组件10的螺栓接近孔9b对准,并且继续沿外壳2排空路径,至缸盖吸气排空狭槽19f(图9A)。

[0092] 为了在气体排空之前实现油分离,轴11/11a上的轴抛油器11b是在保持套筒孔7b的入口处的紧密设计的间隙。轴抛油器11b的轴旋转起离心油分离器的作用,将油和/或油泡沫径向向外抛出,从而帮助气体和油分离,并且也润滑保持套筒7的保持套筒前端7a与保持滚动环6a处的保持板6的接触界面。这是运行机器的油润湿芯部区域的最干燥区域。可通过使用不同的材料和表面修整来最优化保持板滚动环6a的接触界面处的低磨损,提高保持套筒7和保持板6的耐磨性。保持板滚动环6a可能是或者可能不是单独插入件,或者是被施加至或附加至保持板6的选择材料的应用。

[0093] 从蒸汽压缩系统返回的吸气制冷剂可受益于调节气相和/或油分离。从这种系统返回的制冷剂可能处于冷液体或类液体状态,术语称为“液塞”,并且从压缩机绕道到系统中的液体可通过吸气气体返回。作为一种实际问题,液体被视为不可压缩的,并且起液压冲击阀组件的作用。同样地,返回至压缩机的液体是不期望的,并且可导致对压缩机内的簧片阀的损伤,但是其它阀实施例也受影响。进气阀可能经历“油密闭(oil-canning)”变形:排气阀可经历阀或衬垫故障。发明人的发明提供了对该问题的一种解决方案,并且特别有益于CO₂系统。

[0094] 应明白,如果液体未被有效蒸发(加热),制冷或冷环境热泵应用就呈现液塞的真

实可能性。相反地,过热吸气气体可返回,这较不密集;因此,进入缸3a的质量流量减小,并且体积效率减小。通过使用铸芯工艺和替代制造,人们能够在外壳2中包含内部空腔,该内部空腔大致围绕中央外壳空腔2a。来自系统的返回吸气气体在进入外壳进气歧管18的外壳进气端口18a处进入压缩机1/1a,并且路径大体在周向上围绕中央外壳空腔2a,在高压压缩之前通过外壳吸气端口2b排出(图8C)。在图13中例示的这种路径提高了具有较低速度的最初吸气气体内部表面接触和驻留时间,这是因为与缸盖19/19a中可获得的吸气气体空间体积相比,外壳进气歧管18可能被做得更大。这可能有用,是因为通过设计,可在工作流体冷却剂穿过外壳吸气端口2b之前,调节该工作流体冷却剂。

[0095] 为了提供一种工程解决方案,中央外壳空腔2a的壁2c(图1)提供一种油洗热桥(oil washed thermal bridge),或者替代地,提供一种绝缘表面,其可被用于提高或抵抗对工作流体和/或润滑剂冷却的热传递。壁2c与外壳进气歧管18相邻,该两者中的任一个都可被涂层、插入件或其它施加物(未示出)绝缘或不绝缘。通过这种方式,可通过壁2c传导更多热或更少热,从而影响外壳进气歧管18中的期望返回制冷剂,并且调节很大程度上源自压缩机应用的温度相状态。

[0096] 外壳进气歧管18进一步维持来自油雾的入流返回气体与中央外壳空腔2a内的浸泡内部工作组件的大致隔离,从而提供低速度和壁接触驻留时间,以帮助油和气分离。外壳进气歧管18可进一步包括油分离介质(未示出或指定)。因而,被分离的油在外壳进气歧管18的底部处汇聚,通过到外壳返回油腔17中的进气歧管18之间的结构幅板(web)中的滴落孔44,向下排入外壳返回油腔17中,如图13中所示。如图13所示,外壳进气歧管提供绕外壳2的圆形路径,从而进一步允许油和气分离。设置至少一个油端口17a,并且其用于视需要对外部冷却装置,和视需要对被安装到端口中的油位控制装置进行油填充和/或回收油。外壳返回油空腔17与形成空腔的油槽16流体连通,或与油槽16一体化为单个空腔空间,以建立油位,并且进一步提供用于从所夹带的油和油泡沫消散气体的空间。

[0097] 制冷吸气气体从外壳吸气端口2b排出(图8C),通过传统装置使外壳吸气端口2b与缸盖进气端口19b(图9A)和接近缸盖吸气歧管19c(图9C和9G)对准,以进一步与吸气阀端口19d(图9A)连通。经由阀组件10(图1/1A和图12C)实现吸气和排气阀。阀组件10由端口板23(图10A)、吸气簧片阀板24(图11A)和排气簧片阀板25(图12A)组成。端口板23夹紧圆形吸气簧片阀板24,其被夹持且密封在端口板23和缸体3之间。吸气阀24a覆盖并且密封端口板23和吸气阀端口23a。吸气阀24a弯曲地通往缸3a,从而允许制冷剂气体在活塞4的下冲程时填充缸3a,但是吸气阀24a的行程受接触缸侧止动凹部3b的吸气阀侧止动件24b(图11B)限制,缸侧止动凹部3b被加工在缸体3的缸盖端19中。吸气簧片阀24a侧止动件24b定位气体压力载荷,以便最小化阀颈夹紧线处的弯曲。吸气阀侧止动件24b被沿吸气阀端口23a设置,所以气体和在以最小影响作用在处于靠近夹紧线的吸气阀24a颈处的弯曲上。侧止动件共线地横跨端口的质心,从而最好地抵消绕端口的力和气体载荷。典型阀的尖端处的反作用力产生不良的阀反向弯曲,其在阀颈弯曲起源的夹紧线处产生疲劳应力。因此,在尖端处采用阀止动件的传统设计不适用于高压运行,如以CO₂蒸汽压缩的实例。端口板23中的中心孔23c、吸气簧片阀板24中的孔24d、以及排气簧片阀板25中的孔25c都允许可选的轴11贯穿突出。

[0098] 用于将制冷剂气体从活塞缸3a排出的装置夹紧排气簧片阀板25(图12A),排气簧片阀板25被夹持且密封在端口板23和缸盖19/19a之间。排气阀25a覆盖并且密封端口板

排气阀端口23b(图10A和12C)。排气阀25a被加压,从而开启,并且在活塞4的全压缩上冲程时,将气体从缸钻孔3a排出,但是行程被缸盖19/19a中的衬垫切口19e限制(图9D)。高压排气气体从缸盖排气端口孔19n(图9A、9G)离开排气端口23b,进入排气歧管19m(图9C、9G)中。

[0099] 应注意,对外壳进气端口18a的传统替代(未示出)可将进气返回气体端口定位在直接进入缸盖19中的任何传统径向位置处。对外壳2进气端口18a的这种缸盖19/19a替代提供一种分流选项,以使用将吸气气体直接管道输送至缸盖19/19a中的进气歧管18。这种替代进气端口选项提供一种热动力学、液体分离、和运行取向选项的组合。这可能在水平操作中有利。

[0100] 可通过处于竖直顶部位置中的取向端口18a、17a、16a获得水平取向。储油器变为压缩机1/1a的下半部分。现在通过由浸过油浴的旋转楔子12分配的飞溅油,产生油润滑。缸排空狭槽3c和外壳吸气端口2b保持在油位的上方。

[0101] 申请人的发明使得能够大规模经济制造,并且能够大量应用布置。竖直取向产生极其小的覆盖区域,并且水平操作降低必要的净空。虽然轴向设计功能性和制作布局简单,但是可在竖直或水平方向中运行的单一极其中的双端轴的组合与任何已知传统压缩机实施例都不同。这些组合取向和驱动有益于竖直或水平、密闭、半密闭,并且未知使用单一压缩机实施例,诸如图14A-H中所示的开放式驱动选项。大致被示为马达46的马达驱动压缩机1,其可能为图1或图1A中所示的压缩机,这适用于各种布置。本发明所允许的各种构造有意例示其中可采用本发明的多种可能性。

[0102] 因而,已经提供了一种轴向活塞压缩机,其完全满足了本文提出的目的和优点。虽然已经结合特定实施例描述了本发明,但是本领域技术人员应在上述说明的指引下明白许多替代、变型和变体。因此,旨在使所有这些替代、变型和变体落入所附权利要求的精神和范围内。

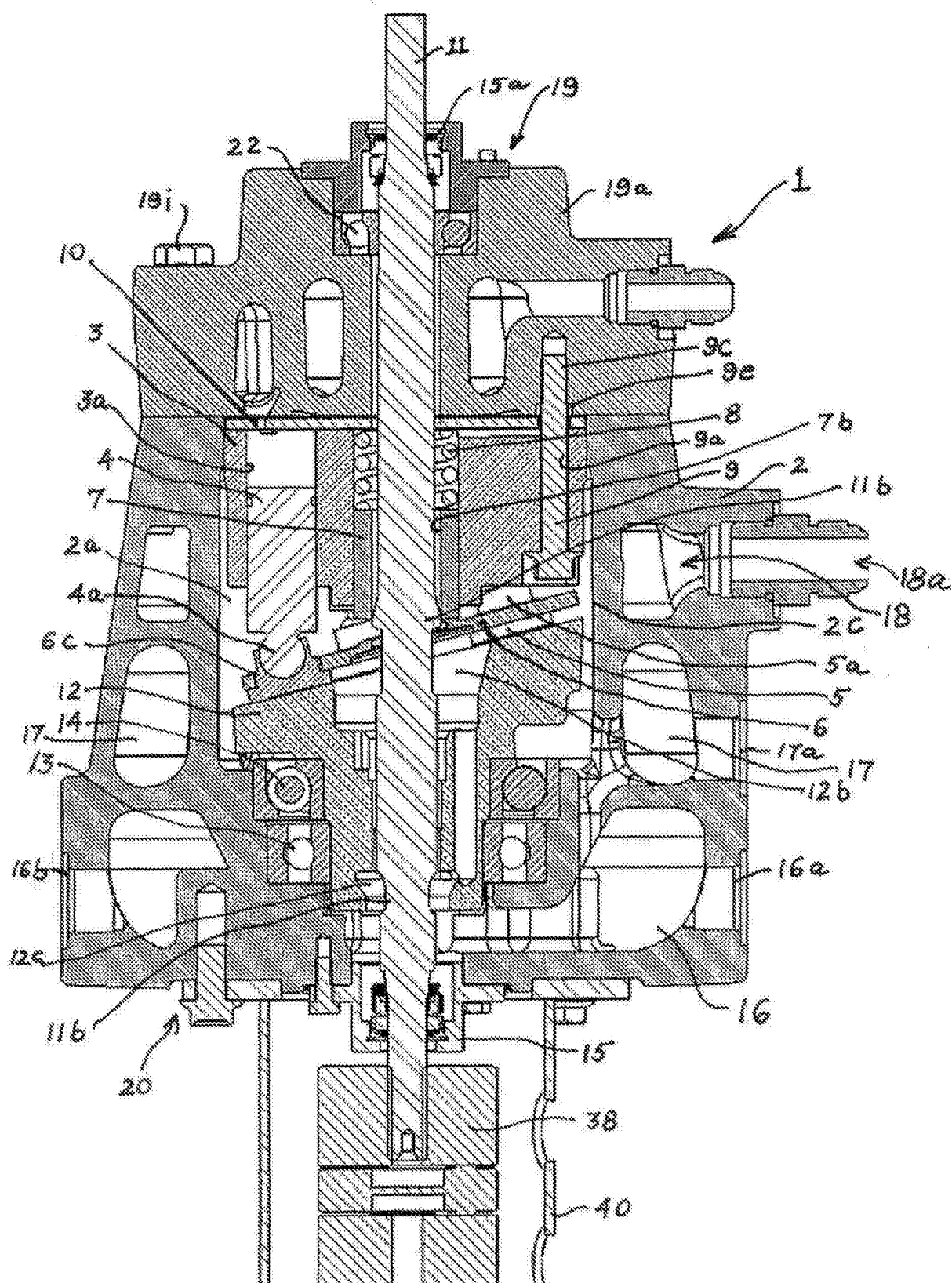


图1

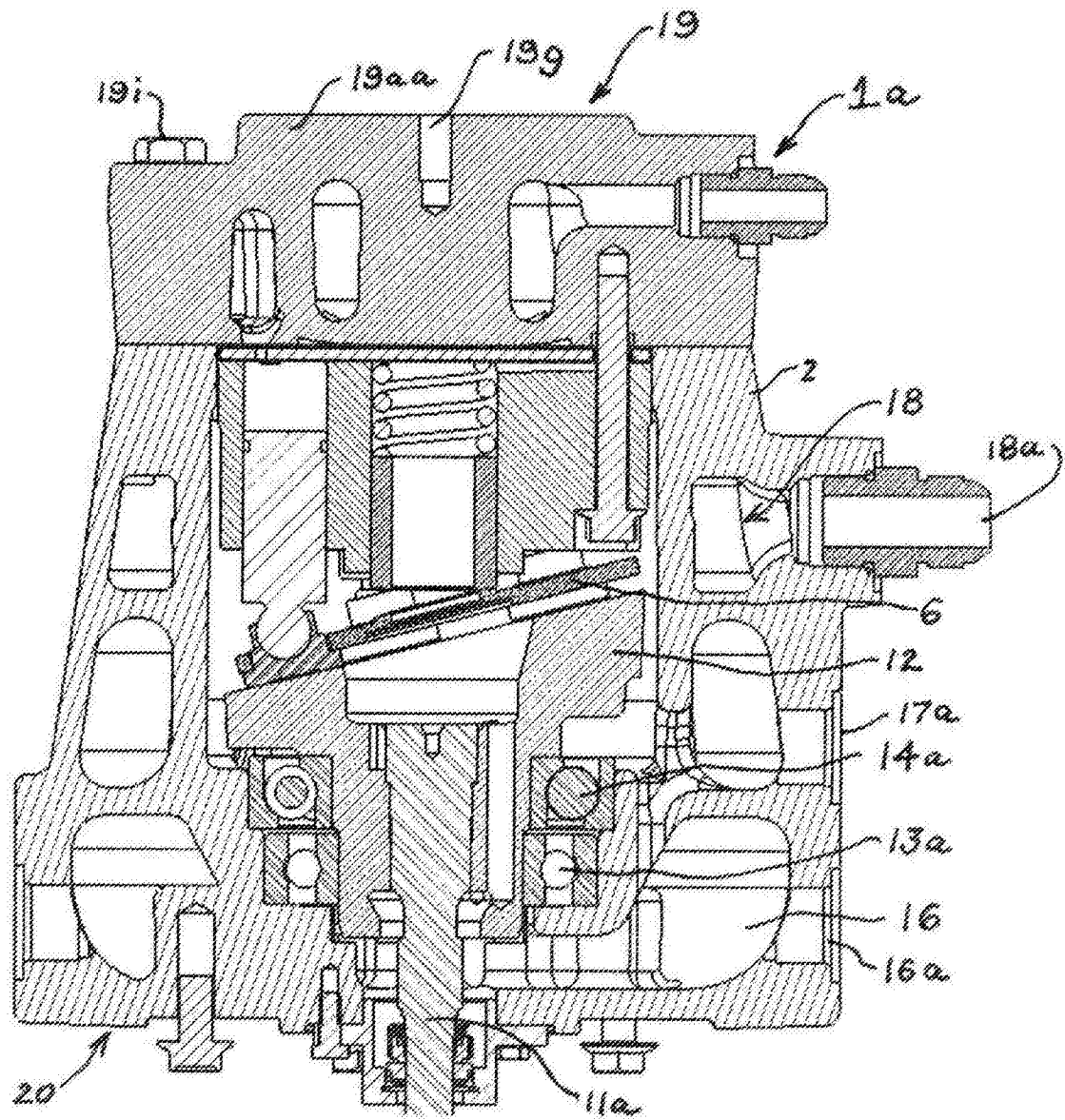


图1A

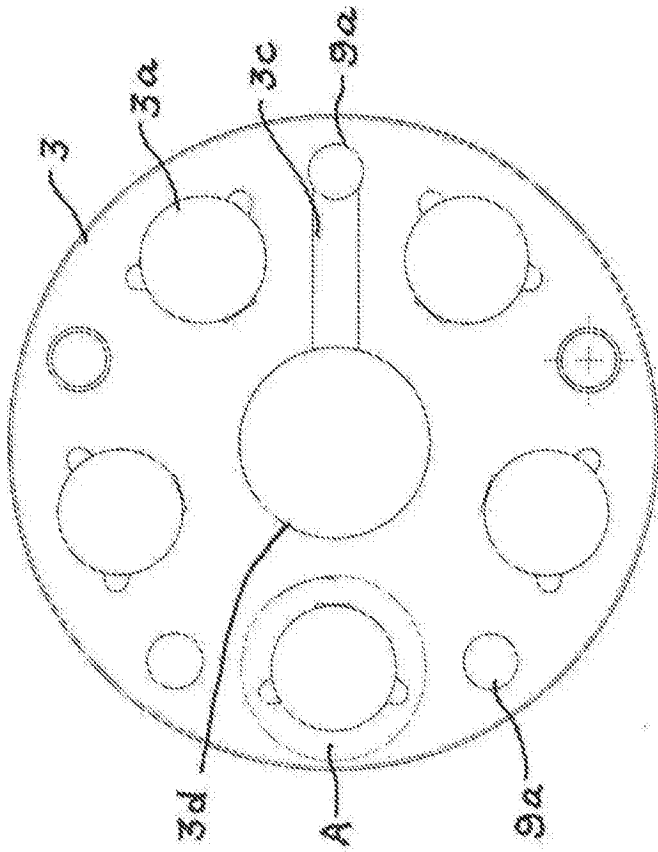


图2A

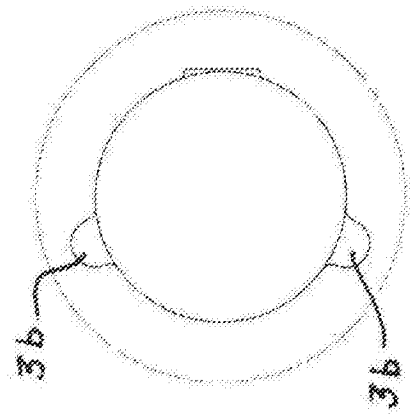


图2B

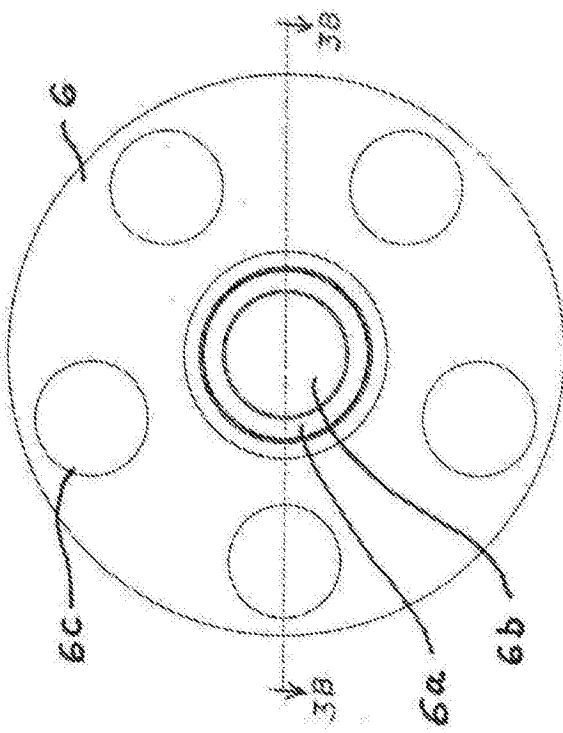


图3A

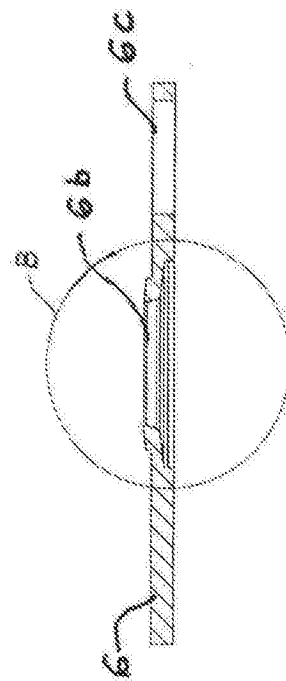


图3B



图3C



图3D

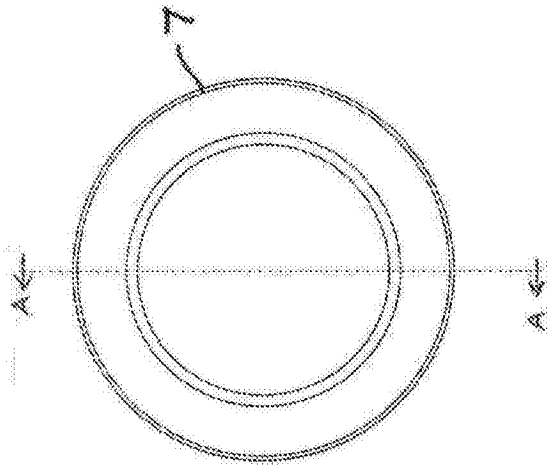


图4A

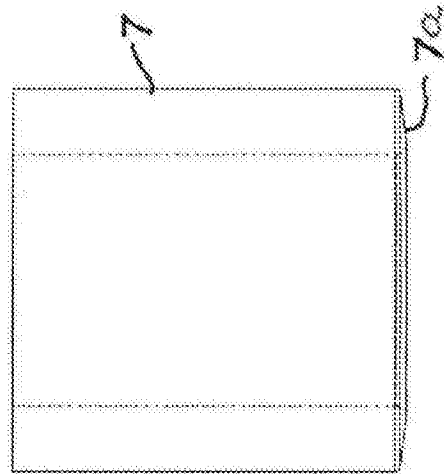
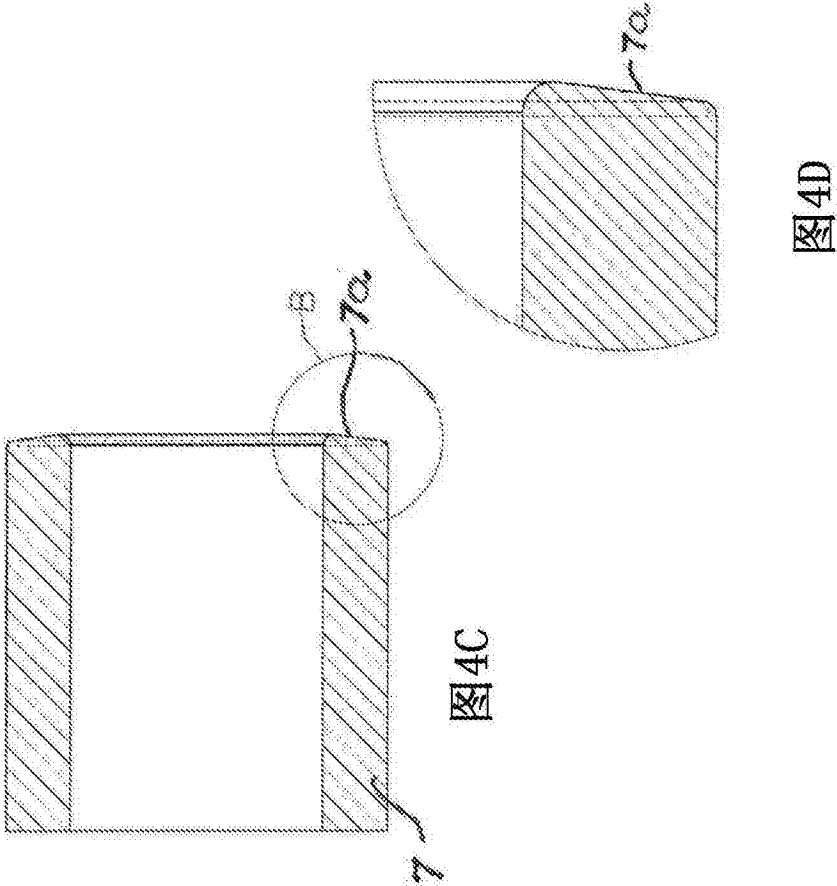


图4B



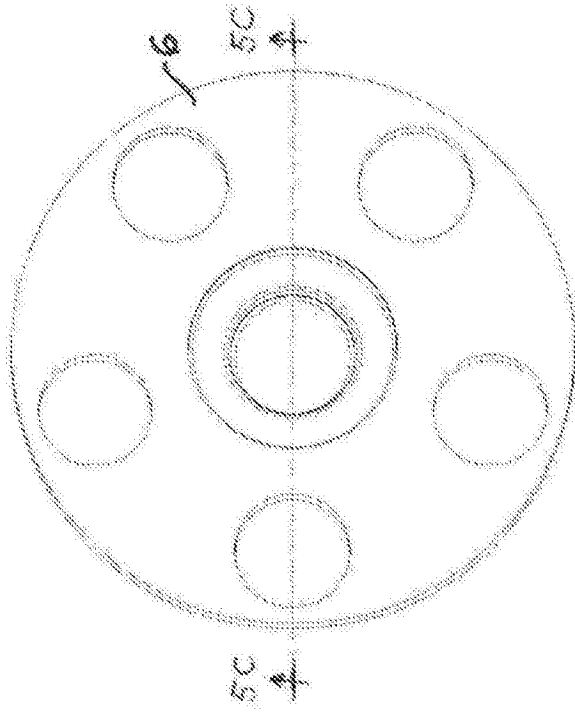


图5A

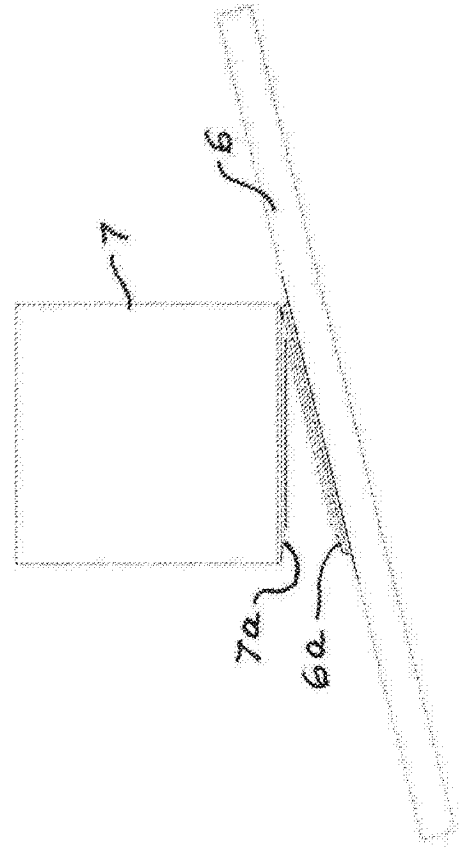


图5B

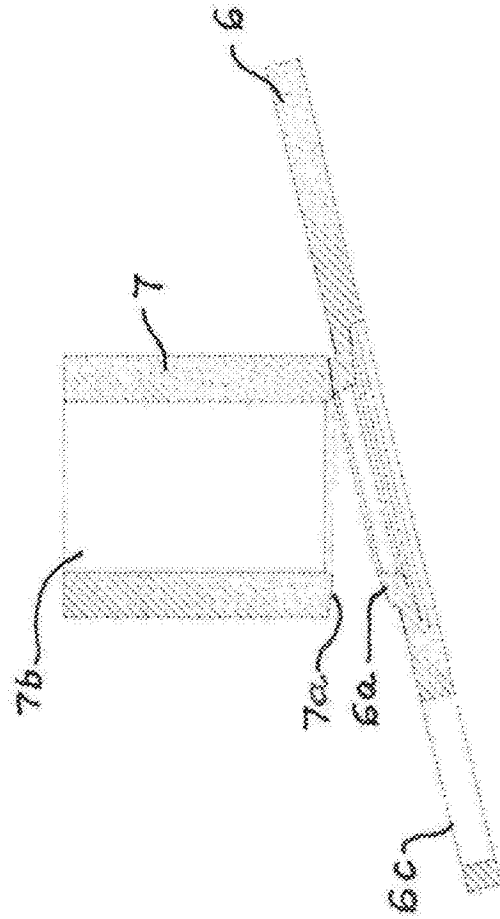
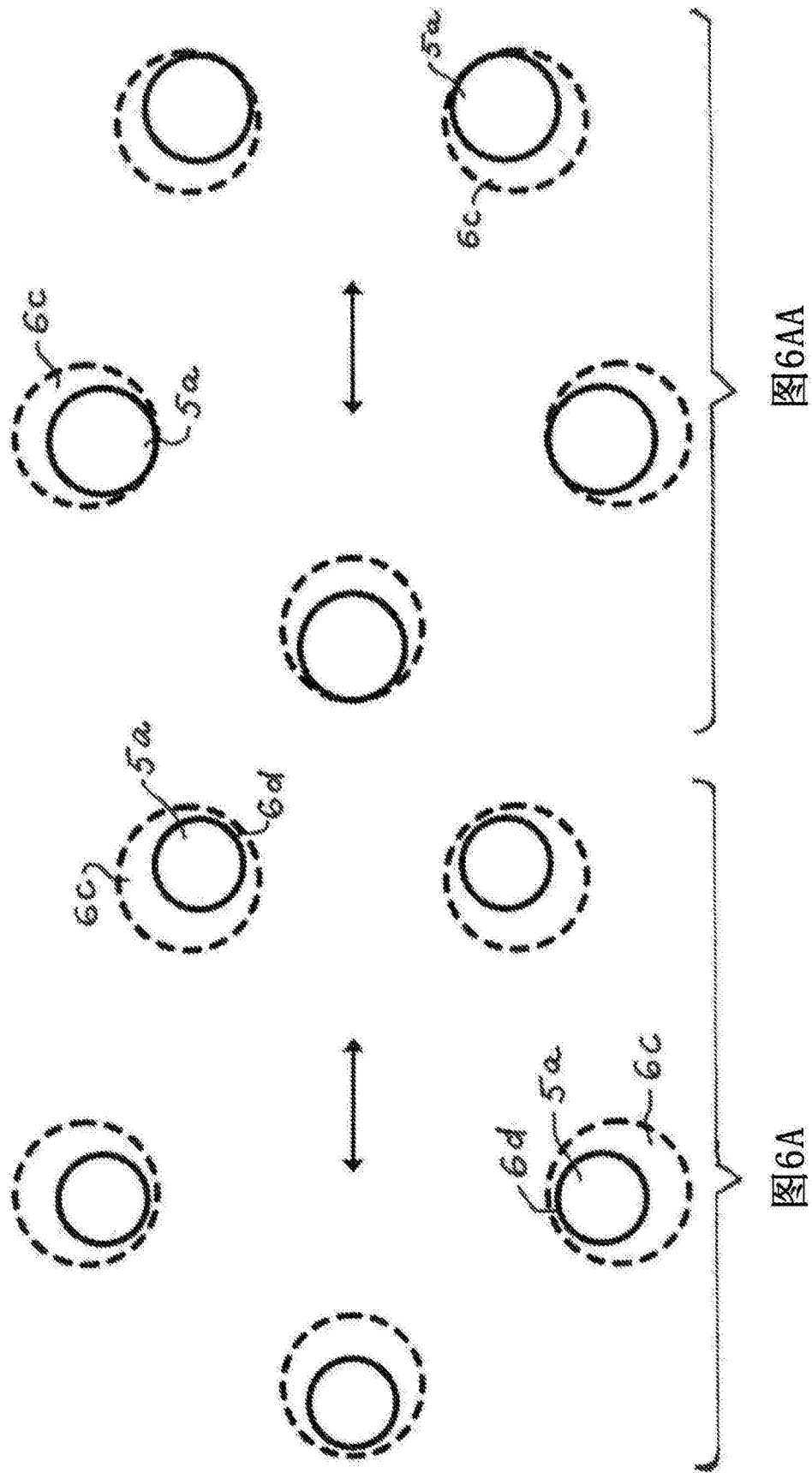


图5C



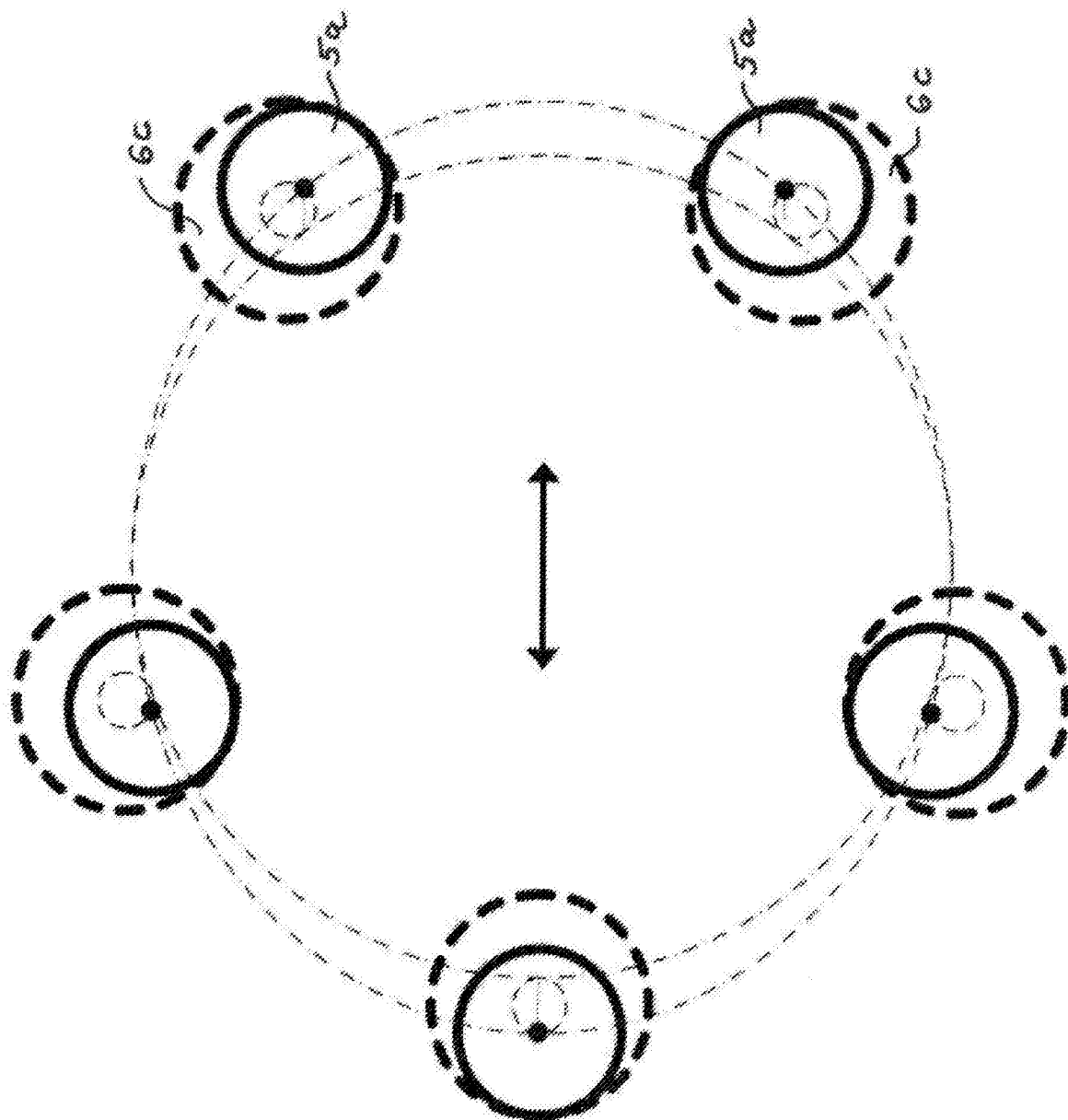


图6B

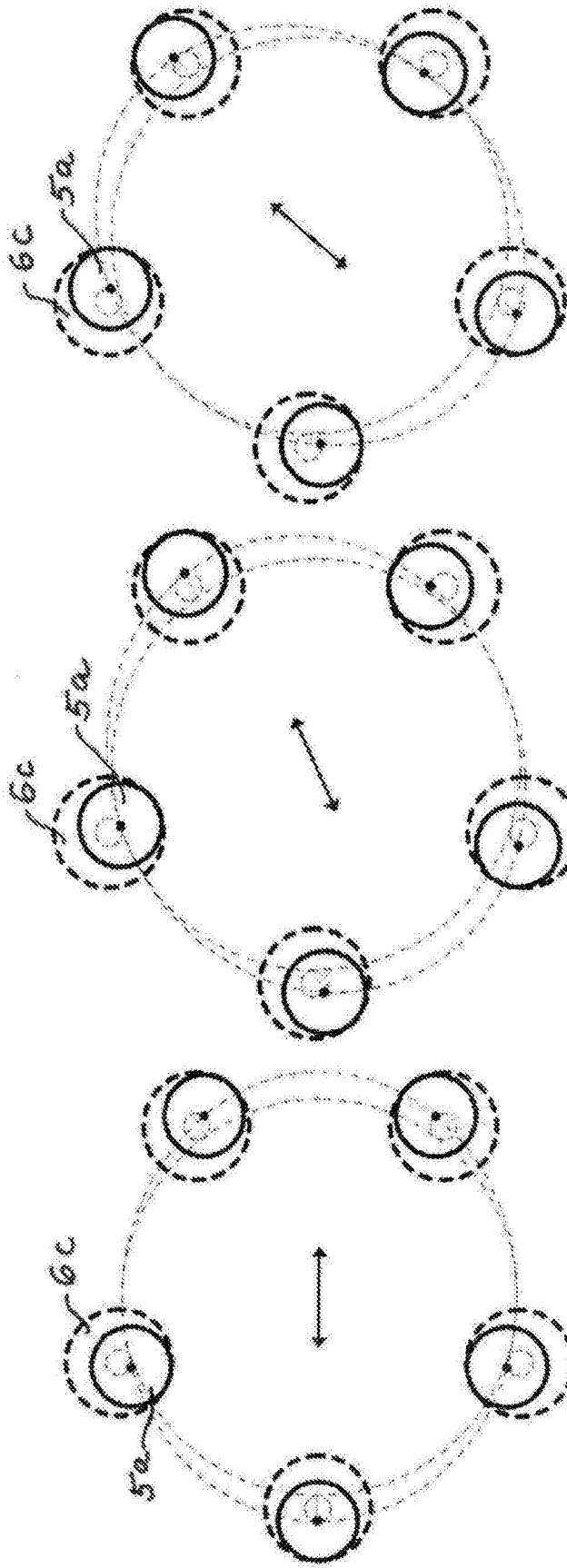


图6C

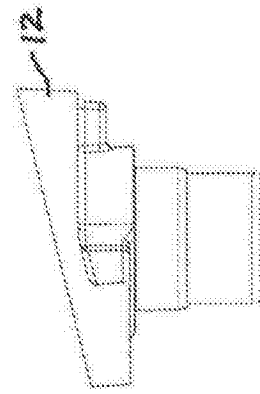


图7A

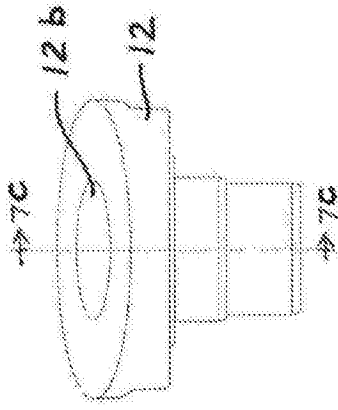


图7B

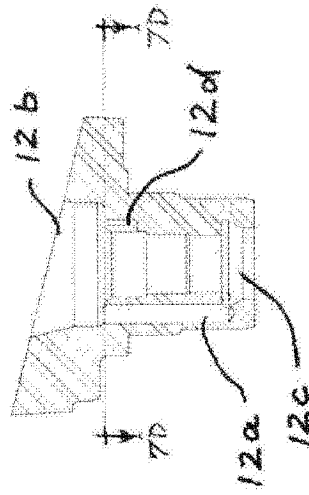


图7C

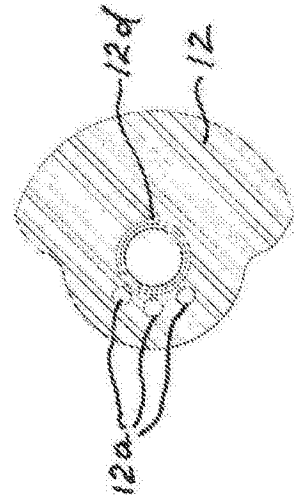


图7D

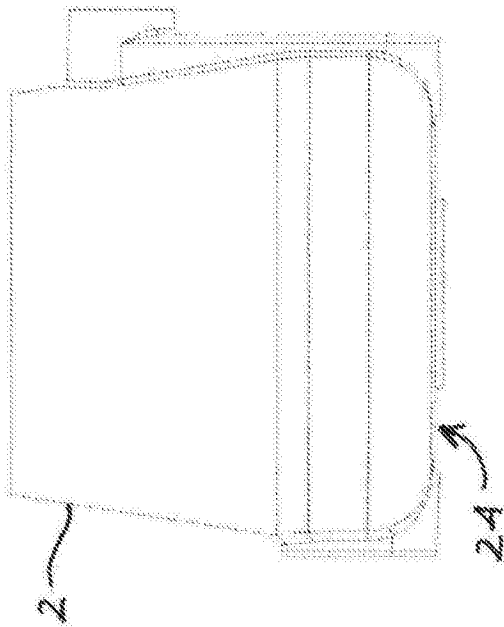


图8A

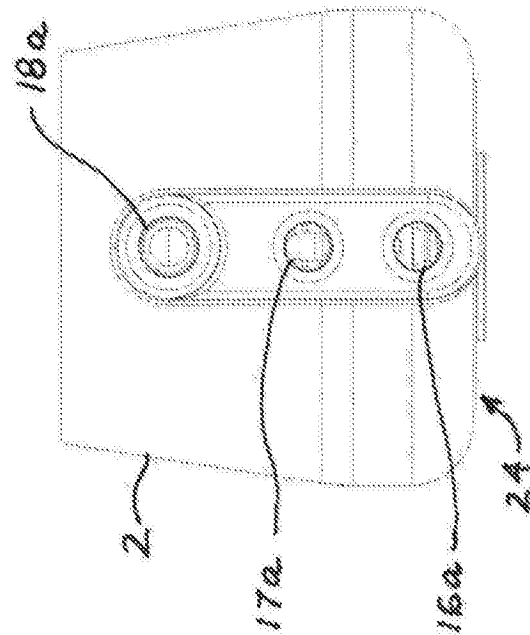


图8B

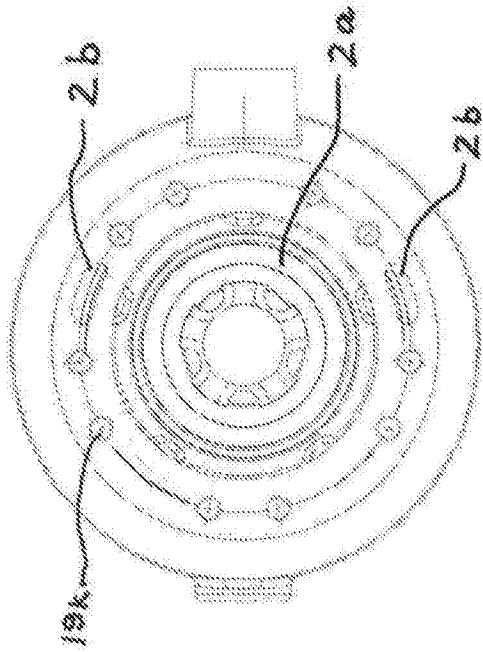


图8C

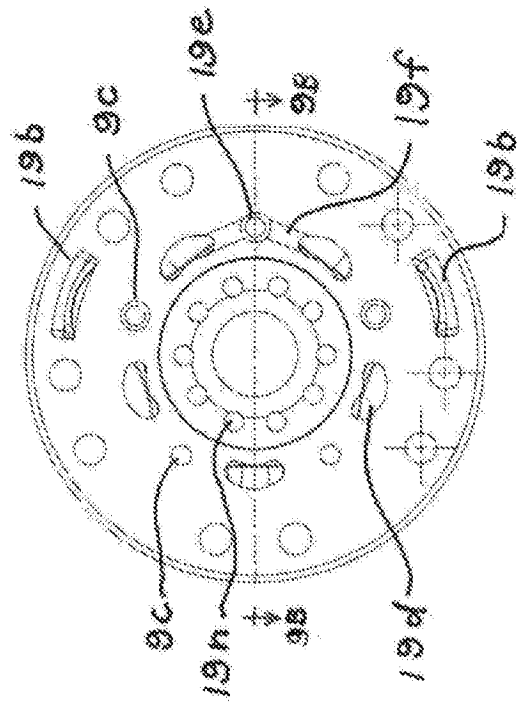


图9A

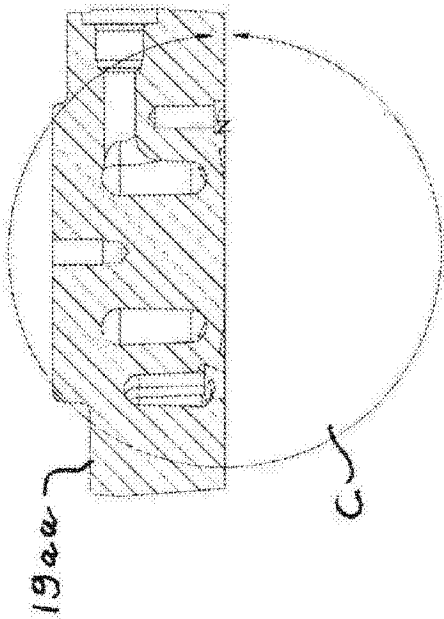


图9B

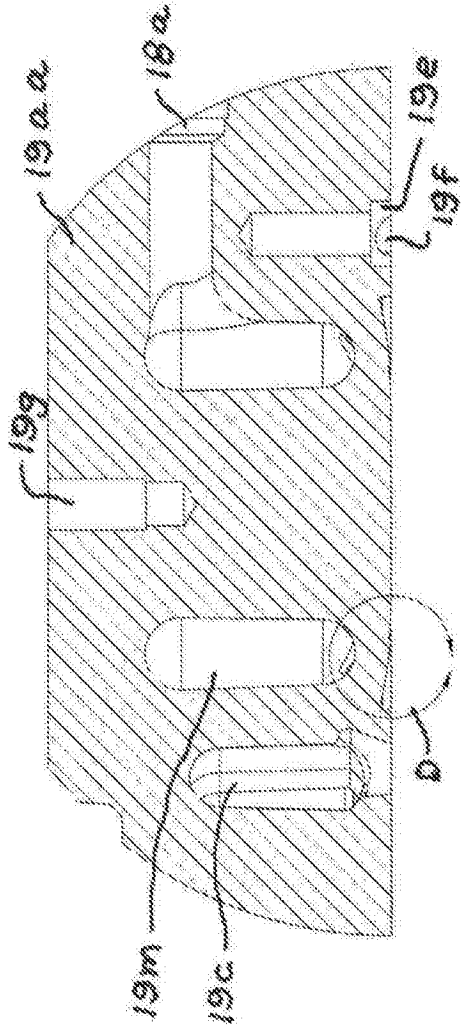


图9C

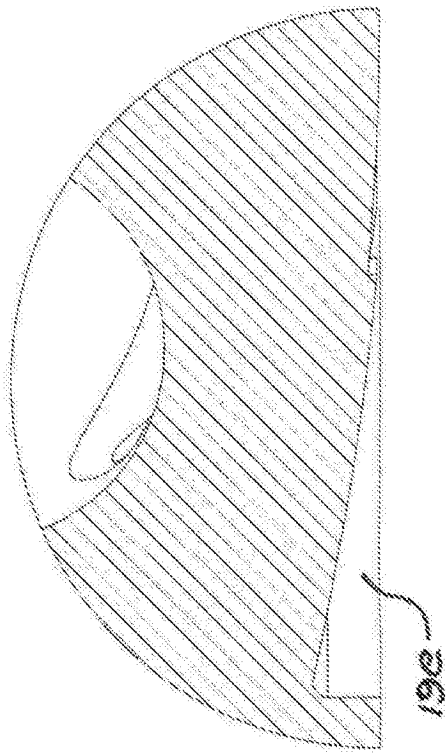


图9D

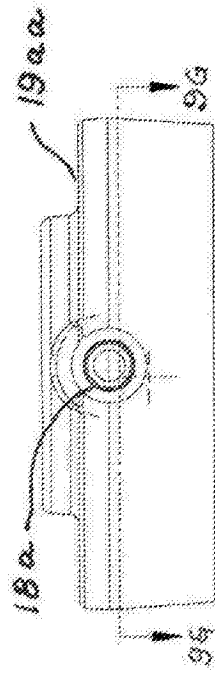


图9E

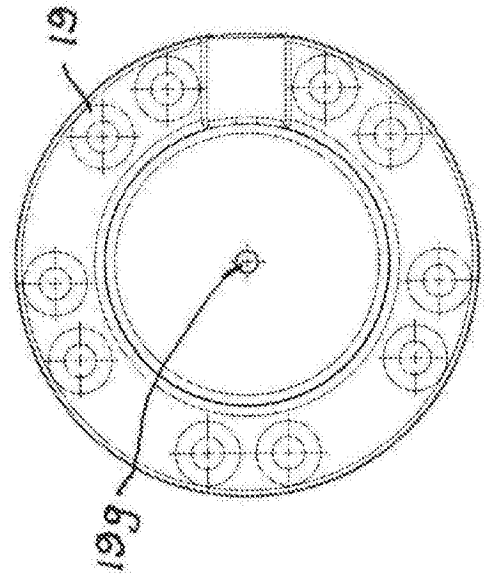


图9F

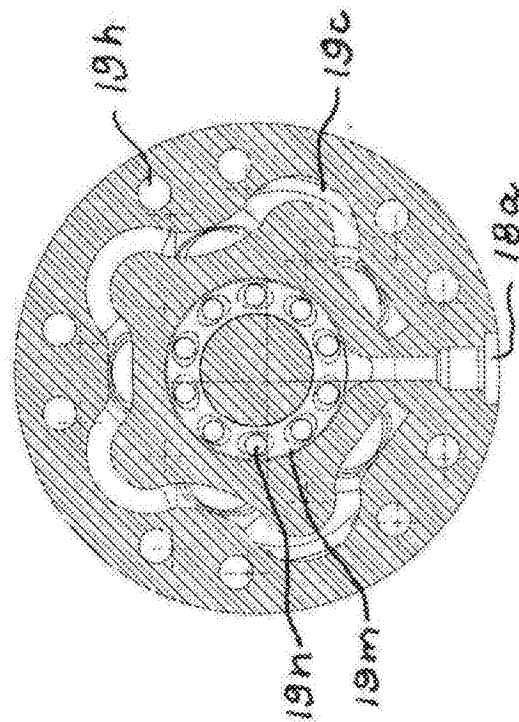


图9G

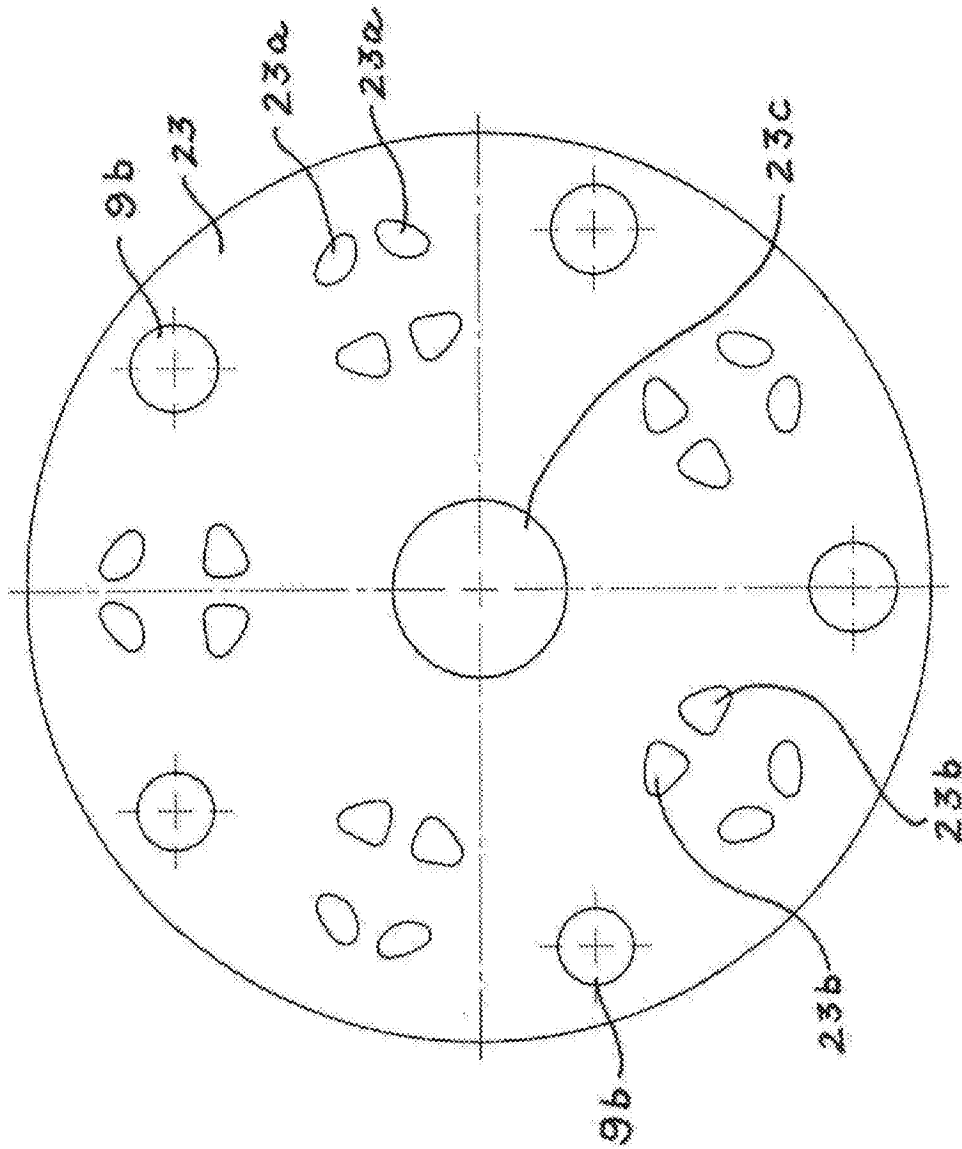


图10A



图10B

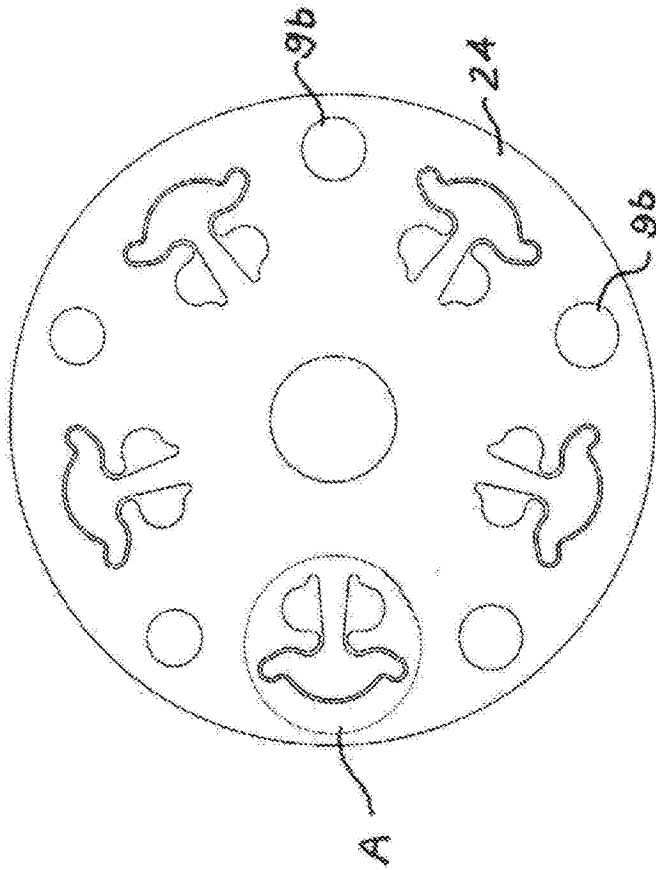


图11A

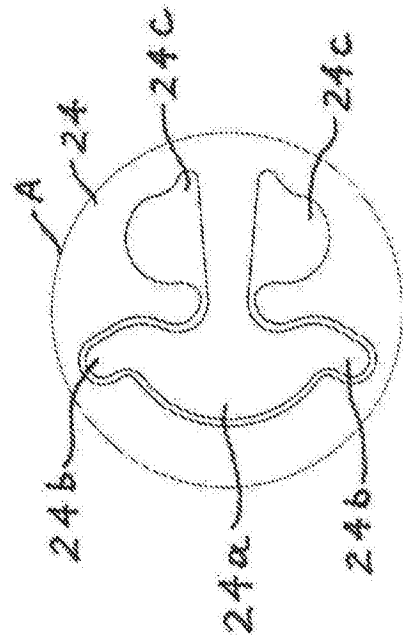


图11B



图11C

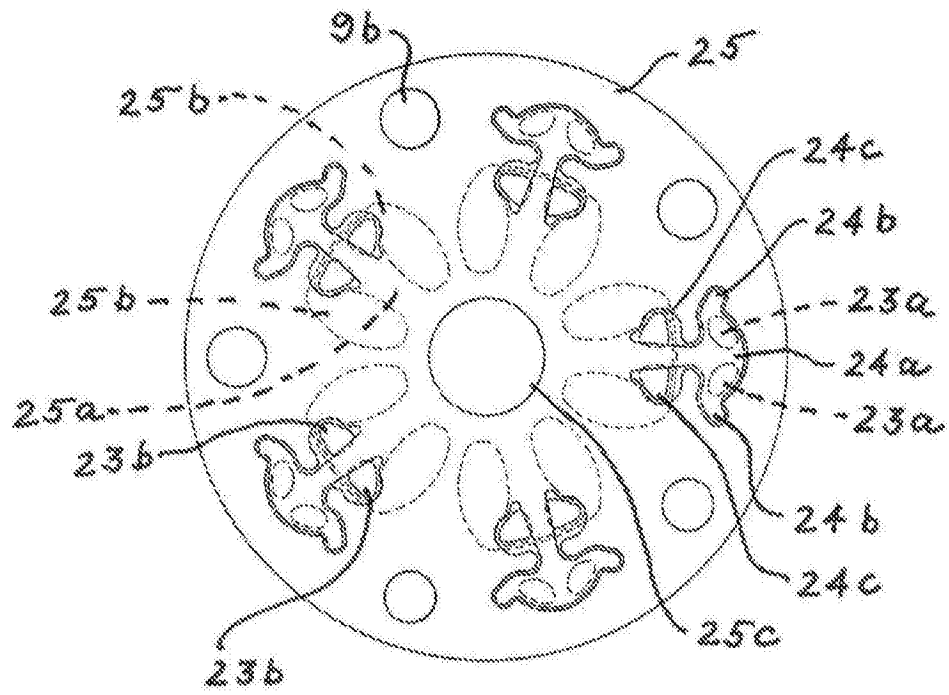


图12C

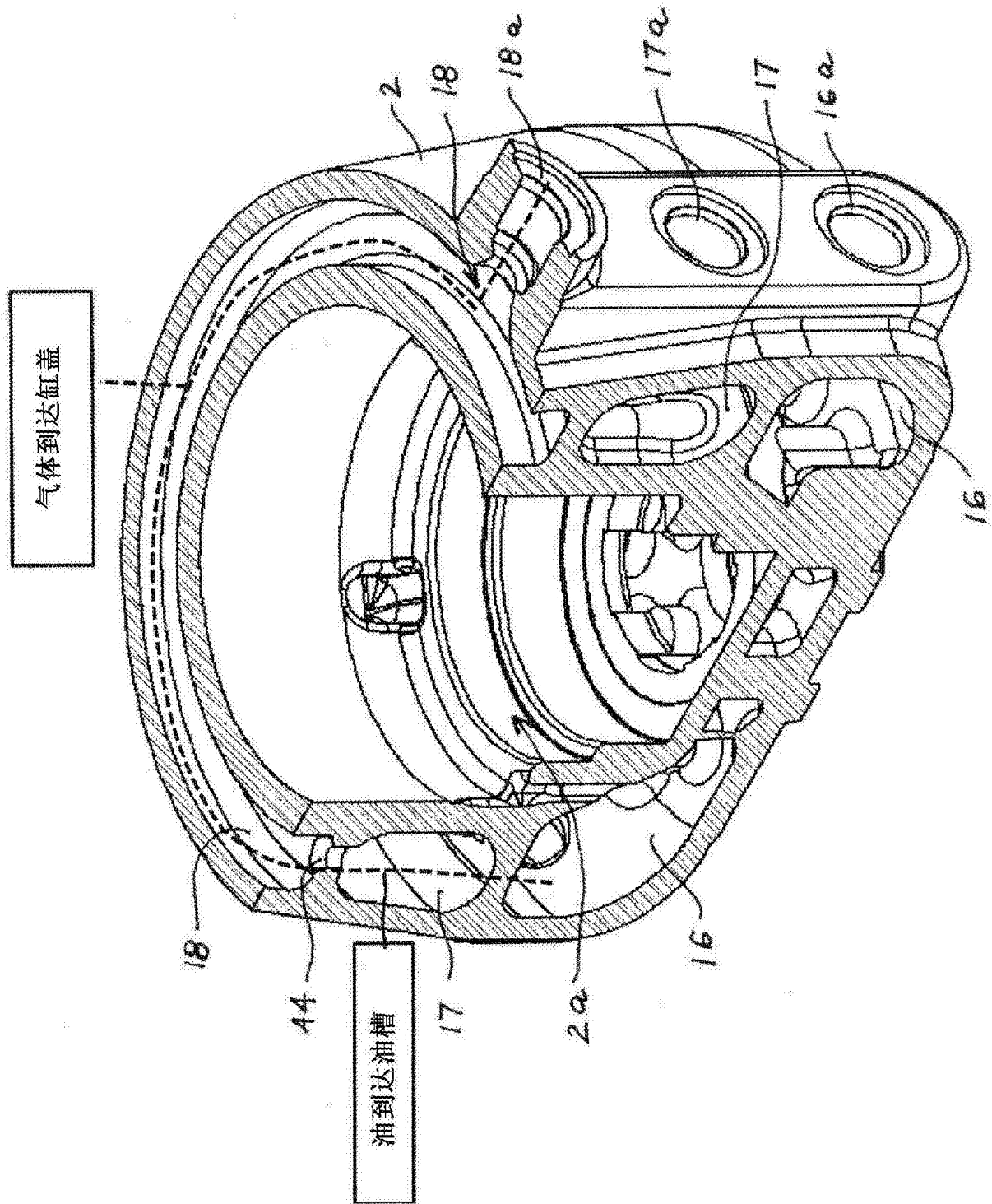


图13

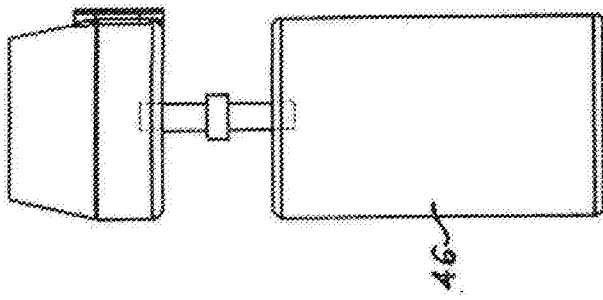


图14A

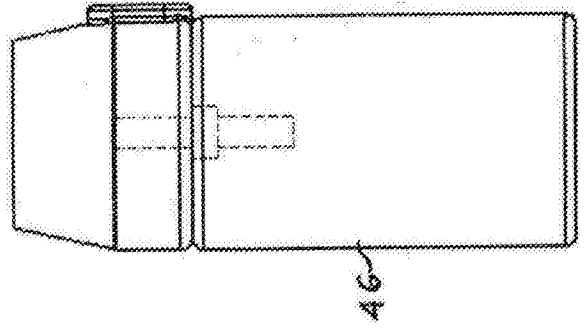


图14B

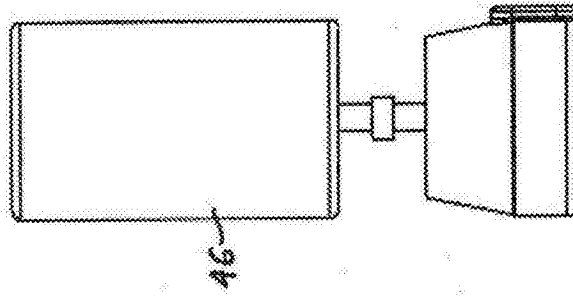


图14C

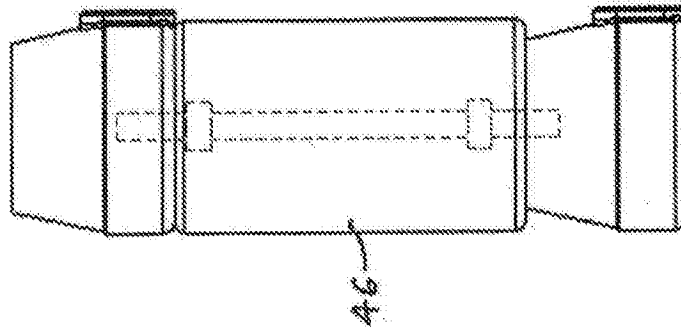


图14D

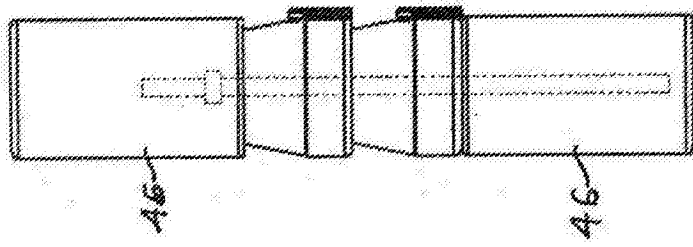


图14E

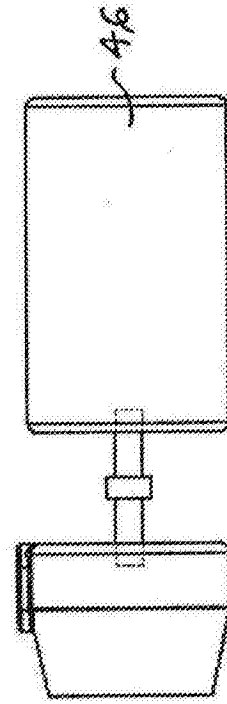


图14F

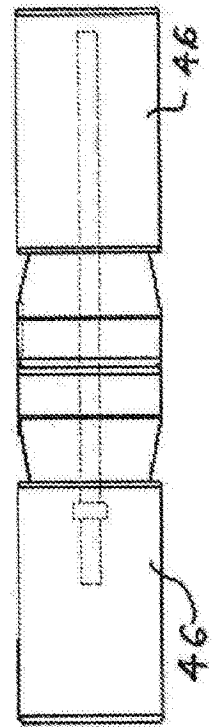


图14G

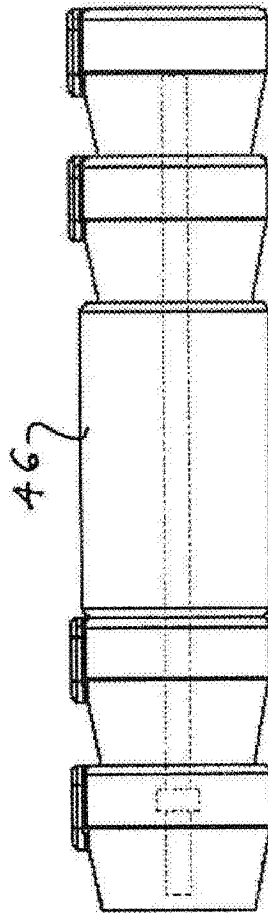


图14H