



(12) 发明专利

(10) 授权公告号 CN 101970879 B

(45) 授权公告日 2013. 08. 07

(21) 申请号 200980108608. 3

F04B 39/00 (2006. 01)

(22) 申请日 2009. 10. 19

(56) 对比文件

(30) 优先权数据

2008-277972 2008. 10. 29 JP

2008-277973 2008. 10. 29 JP

JP 2002-89450 A, 2002. 03. 27,

JP 2002-89450 A, 2002. 03. 27,

JP 2008-101532 A, 2008. 05. 01,

JP 2002-81378 A, 2002. 03. 22,

CN 1789710 A, 2006. 06. 21,

CN 101228354 A, 2008. 07. 23,

(85) PCT申请进入国家阶段日

2010. 09. 10

(86) PCT申请的申请数据

PCT/JP2009/005449 2009. 10. 19

审查员 张敏

(87) PCT申请的公布数据

W02010/050141 JA 2010. 05. 06

(73) 专利权人 松下电器产业株式会社

地址 日本大阪

(72) 发明人 八木章夫 森田一郎

(74) 专利代理机构 北京尚诚知识产权代理有限公司

公司 11322

代理人 龙淳

(51) Int. Cl.

F04B 39/12 (2006. 01)

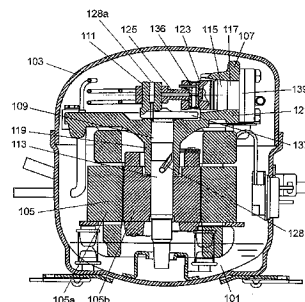
权利要求书2页 说明书12页 附图8页

(54) 发明名称

密闭型压缩机

(57) 摘要

本发明提供一种密闭型压缩机, 其中, 形成压缩室 (115) 的圆筒形孔部 (117) 具有锥度部 (127), 锥度部 (127) 形成为从活塞 (123) 位于上止点的一侧开始向着活塞 (123) 位于下止点的一侧其内径尺寸增大, 活塞 (123) 具有在压缩行程的初期, 其倾斜方向相对于圆筒形孔部 (117) 的轴心翻转的结构。由此, 能够提供与在压缩行程的中期以后活塞 (123) 的倾斜方向翻转的情况相比, 翻转时的活塞 (123) 与圆筒形孔部 (117) 的接触缓和, 且可靠性高而噪声低的密闭型压缩机。



1. 一种密闭型压缩机,其特征在于:

在储存着润滑油的密闭容器内收容有电动部件、和由所述电动部件驱动的压缩元件,所述压缩元件具备:

轴,其具有由所述电动部件旋转驱动的主轴部和形成为与所述主轴部一体运动的偏心轴部;

缸体块,其具有形成压缩室的圆筒形孔部和与所述主轴部进行轴支承的轴承部;

活塞,其能够往复运动地插设在所述圆筒形孔部中;和

连结机构,其连结所述偏心轴部与所述活塞,

所述圆筒形孔部具有:锥度部,该锥度部形成为从所述活塞位于上止点的一侧开始向着所述活塞位于下止点的一侧其内径尺寸增大;和

直部,该直部与所述锥度部邻接,且位于在所述活塞位于所述上止点附近时与所述活塞的在压缩室侧的上端部对应的部位,该直部的内径尺寸在所述轴心方向上一定,

所述活塞,在处于所述下止点的附近的压缩行程的初期,为了使倾斜方向相对于所述圆筒形孔部的轴心翻转,位于所述锥度部的范围内。

2. 根据权利要求1所述的密闭型压缩机,其特征在于:

所述活塞以在所述压缩室侧的前端边缘部接触所述锥度部为起点,所述倾斜方向相对于所述圆筒形孔部的轴心翻转。

3. 根据权利要求1所述的密闭型压缩机,其特征在于:

若设所述直部的轴向长度为 L_1 ,所述压缩室的最小的内径尺寸为 D_1 ,所述活塞的外径尺寸为 D_2 ,所述偏心轴部相对于所述主轴部的偏心量为 e ,从所述连结机构与所述活塞的连结中心到所述活塞的所述压缩室侧端面为止的距离为 L_2 ,所述活塞位于上止点时的所述主轴部的旋转角度为零,所述主轴部的任意的旋转角度为 θ ,所述压缩室的轴心与所述锥度部所成的角度为 α ,则所述 α 与由所述 D_1 、所述 D_2 、所述 L_1 、所述 L_2 、所述 e 、所述 θ 按式1表示的诸元值 γ 满足式2的关系,

$$\gamma = \{3(D_1 - D_2)/2\} / \{L_1 - L_2 + 2e(1 - \cos \theta)\} \text{--- 式 1}$$

$$0.4 \gamma \leq \tan(\alpha) \leq 2.0 \gamma, \alpha > 0 \text{--- 式 2.}$$

4. 根据权利要求3所述的密闭型压缩机,其特征在于:

所述活塞形成为在位于所述下止点时,至少所述活塞的下端部从所述圆筒形孔部露出,所述主轴部的旋转角度 θ 在 $\pi \sim 4\pi/3$ 的范围, θ 的单位为 rad。

5. 根据权利要求1所述的密闭型压缩机,其特征在于:

所述活塞的外周面上呈凹状地设置有供油槽,所述供油槽在所述活塞的所述下止点附近与所述密闭容器内连通。

6. 根据权利要求1所述的密闭型压缩机,其特征在于:

所述轴承部和所述压缩室配置为,平行于表示所述轴承部的轴心的第1中心线的第3中心线与表示所述压缩室的轴心的第2中心线相互交叉。

7. 根据权利要求6所述的密闭型压缩机,其特征在于:

若设所述直部的轴向长度为 L_1 ,所述压缩室的最小的内径尺寸为 D_1 ,所述活塞的外径尺寸为 D_2 ,所述偏心轴部相对于所述主轴部的偏心量为 e ,从所述连结机构与所述活塞的连结中心到所述活塞的所述压缩室侧端面为止的距离为 L_2 ,所述活塞位于所述上止点时的

所述主轴部的旋转角度为零而所述主轴部的任意的旋转角度为 θ ,所述第 1 中心线与所述第 3 中心线的距离为 s ,所述压缩室的轴心与所述锥度部所成的角度为 α ,则所述 α 与由所述 $D1$ 、所述 $D2$ 、所述 $L1$ 、所述 $L2$ 、所述 e 、所述 θ 、所述 s 按照式 3 表示的诸元值 γ 满足所述式 2 的关系。

$$\gamma = \{3(D1-D2)/2\} / \{L1-L2+2A\} \text{--- 式 3}$$

$$\text{其中, } A = \sqrt{\{e^2 (1 - \cos \theta)^2 - s^2\}} \text{--- 式 4}$$

8. 根据权利要求 7 所述的密闭型压缩机,其特征在于:

所述活塞形成为在位于所述下止点时,至少所述活塞的下端部从所述圆筒形孔部露出,所述主轴部的旋转角度 θ 在 $\pi \sim 4\pi/3$ 的范围, θ 的单位为 rad。

密闭型压缩机

技术领域

[0001] 本发明涉及用于冷冻冷藏柜等的冷冻循环的密闭型压缩机。

背景技术

[0002] 在例如专利文献 1 中公开了压缩机构中采用着往复式的现有技术的密闭型压缩机。专利文献 1 中公开的密闭型压缩机具备缸体,缸体形成内径为圆筒形的压缩室;活塞,其在上述缸体内进行往复运动且外径为圆筒形;和连杆,其经由活塞销将轴 (shaft) 的偏心轴部与上述活塞连结起来。进而,将轴固定于电动机部的转子的轴心,利用转子的旋转使压缩机构工作。

[0003] 一般,在这样的密闭型压缩机中,缸体的内径与进行往复运动的活塞外径之间需要用于滑动的间隙。该间隙大的情况下,压缩室内被压缩的高温、高压的制冷剂气体会产生泄露,导致压缩效率降低。相反,如果缩小该间隙则滑动损耗增加,压缩效率降低。

[0004] 因此,专利文献 1 公开的密闭型压缩机中用到的结构为使用着形成有锥度的缸体,该缸体按照从活塞处于上止点的一侧向着活塞处于下止点的一侧其内径尺寸增大的方式形成。

[0005] 参照附图说明上述现有技术中的密闭型压缩机。图 12A、图 12B 是专利文献 1 公开的密闭型压缩机的压缩部的纵剖面图。图 12A 表示活塞处于下止点的状态,图 12B 表示活塞处于上止点的状态。

[0006] 图 12A、图 12B 中,在设置在缸体块 14 的圆筒形孔部 16 内插设着活塞 23,该活塞 23 能够往复运动,并且在该活塞 23 经由活塞销 25 连结着连杆 26。通过轴 (未图示) 的偏心轴部的偏心运动,连杆 26 在图 12A 所示的下止点位置与图 12B 所示的上止点位置间往复驱动活塞 23。

[0007] 从连杆 26 看在圆筒形孔部 16 的相反侧 (图的右侧) 的端面安装有省略了图示的阀板。活塞 23、圆筒形孔部 16 及阀板形成压缩室 15。

[0008] 圆筒形孔部 16 形成为具有锥度部 17,该锥度部 17 从活塞 23 处于上止点的一侧向着活塞 23 处于下止点的一侧其内径尺寸从 D_t 增加到 $D_b (> D_t)$ 。活塞 23 形成为在其全长的外径尺寸与上述相同。

[0009] 根据这样的结构,在活塞 23 的外周面从图 12A 所示的下止点位置开始到按照压缩制冷剂气体的压缩行程沿着锥度部 17 向上止点侧移动的中途的状态为止,压缩室 15 内的压力并不怎么上升。因此,即使间隙比较大,由于润滑油产生的密封效果存在也几乎不会产生制冷剂气体的泄露,活塞 23 的滑动阻力也小。

[0010] 继续进行压缩行程,压缩室 15 内的制冷剂气体的压力逐渐上升,到活塞 23 接近图 12B 所示的上止点位置的状态下,压缩室 15 内的压力上升到规定的排出压力,成为易于产生制冷剂气体的泄露的条件。但是,在上止点侧间隙变小,由润滑油产生的密封效果能够减少制冷剂气体的泄露。

[0011] 然而,根据上述现有技术的结构,在压缩行程中,活塞 23 的在压缩室 15 侧的前端

边缘部 30 接触锥度部 17, 以前端边缘部 30 为起点, 活塞 23 相对于圆筒形孔部 16 的轴心的倾斜方向翻转。其结果, 翻转前与锥度部 17 没有滑动的一侧的活塞 23 外周面接触锥度部 17, 滑动状态变得严峻, 翻转时的接触剧烈的情况下存在产生接触声的可能性。

[0012] 【专利文献 1】日本特开 2002-89450 号公报

发明内容

[0013] 本发明是为了解决上述课题而提出的, 在压缩行程的初期, 活塞的倾斜方向相对于圆筒形孔部的轴心翻转。由此, 提供一种密闭型压缩机, 其形成为, 与活塞的倾斜方向在压缩行程的中期以后翻转的情况相比, 使得翻转时活塞与锥度部的接触缓和, 降低噪声。

[0014] 本发明提供一种密闭型压缩机, 在储存着润滑油的密闭容器内收容有电动部件、和由电动部件驱动的压缩元件。压缩元件具备: 轴, 该轴具有由电动部件旋转驱动的主轴部及形成为与主轴部一体运动的偏心轴部; 缸体块, 该缸体块具有形成压缩室的圆筒形孔部及对主轴部进行轴支承的轴承部; 活塞, 其插设在圆筒形孔部中且能够往复运动; 和连结机构, 其连结偏心轴部与活塞。圆筒形孔部具有锥度部, 该锥度部形成为从活塞位于上止点的一侧开始向着活塞位于下止点的一侧其内径尺寸增大, 在压缩行程的初期, 活塞的倾斜方向相对于圆筒形孔部的轴心翻转。

[0015] 根据上述结构, 能够减小活塞与圆筒形孔部的滑动阻力。即, 能够较低地抑制活塞与圆筒形孔部的滑动损耗。进而, 除此之外, 在压缩行程的初期, 由于作用于活塞的压缩室侧的端面的压缩载荷小, 能够降低翻转时没有与锥度部滑动的侧的活塞的外周面接触锥度部的载荷。因此, 与在压缩行程的中期以后翻转活塞的倾斜方向的情况相比, 能够缓和活塞与锥度部的接触。由此, 能够缓和活塞的倾斜方向相对于圆筒形孔部的轴心翻转时候的接触, 能够实现低噪声化。

附图说明

[0016] 图 1 是本发明的实施方式 1 中的密闭型压缩机的纵剖面图。

[0017] 图 2 是上述实施方式 1 中的密闭型压缩机的压缩部的主要部分纵剖面图。

[0018] 图 3 是表示上述实施方式 1 中的密闭型压缩机的压缩部的各种设计诸元的主要部分纵剖面图。

[0019] 图 4 是表示上述实施方式 1 中的密闭型压缩机的压缩部的各种设计诸元的主要部分横剖面图。

[0020] 图 5A 是按顺序表示上述实施方式 1 的密闭型压缩机的压缩行程中活塞 123 的变动的示意图。

[0021] 图 5B 是按顺序表示上述实施方式 1 的密闭型压缩机的压缩行程中活塞 123 的变动的示意图。

[0022] 图 6A 是按顺序表示上述实施方式 1 的密闭型压缩机的压缩行程中活塞 123 的变动的示意图。

[0023] 图 6B 是按顺序表示上述实施方式 1 的密闭型压缩机的压缩行程中活塞 123 的变动的示意图。

[0024] 图 7A 是按顺序表示上述实施方式 1 的密闭型压缩机的压缩行程中活塞 123 的变

动的示意图。

[0025] 图 7B 是按顺序表示上述实施方式 1 的密闭型压缩机的压缩行程中活塞 123 的变动的示意图。

[0026] 图 8A 是按顺序表示上述实施方式 1 的密闭型压缩机的压缩行程中活塞 123 的变动的示意图。

[0027] 图 8B 是按顺序表示上述实施方式 1 的密闭型压缩机的压缩行程中活塞 123 的变动的示意图。

[0028] 图 9 是表示按照上述实施方式 1 的密闭型压缩机中的各种设计诸元的一例所得到的旋转角与噪声的关系的特性图。

[0029] 图 10 是表示本发明的实施方式 2 中的密闭型压缩机的压缩部的各种设计诸元的主要部分纵剖面图。

[0030] 图 11 是表示上述实施方式 2 中的密闭型压缩机的压缩部的各种设计诸元的主要部分横剖面图。

[0031] 图 12A 是现有技术中的密闭型压缩机的压缩部的纵剖面图。

[0032] 图 12B 是现有技术中的密闭型压缩机的压缩部的纵剖面图。

[0033] 符号说明

[0034] 101 : 润滑油

[0035] 103 : 密闭容器

[0036] 105 : 电动部件

[0037] 105a : 定子

[0038] 105b : 转子

[0039] 107 : 压缩元件

[0040] 109 : 主轴部

[0041] 111 : 偏心轴部

[0042] 113 : 轴

[0043] 115 : 压缩室

[0044] 117 : 圆筒形孔部

[0045] 119 : 轴承部

[0046] 120 : 缺口部

[0047] 121 : 缸体块

[0048] 123 : 活塞

[0049] 125 : 连杆

[0050] 127 : 锥度部

[0051] 128 : 供油通路

[0052] 128a : 供油孔

[0053] 129 : 直部

[0054] 131 : 供油槽

[0055] 133、133a、133b : 外周面

[0056] 134 : 压缩室侧端面

[0057] 135 :前端边缘部

[0058] 136 :活塞销

[0059] 137 :平衡块

[0060] 139 :阀板

[0061] 141 :第 1 中心线

[0062] 142 :第 3 中心线

[0063] 143 :第 2 中心线

[0064] 144 :偏置线

[0065] 具体实施方式

[0066] 下面,参照附图说明本发明的密闭型压缩机的实施方式。此外,本发明并不限于该实施方式。

[0067] (实施方式 1)

[0068] 图 1 是本发明的实施方式 1 中的密闭型压缩机的纵剖面图。图 2 是该实施方式中的压缩部的主要部分纵剖面图。图 3 是表示该实施方式中的压缩部的各种设计诸元的主要部分纵剖面图。图 4 是表示该实施方式中的压缩部的各种设计诸元的主要部分横剖面图。

[0069] 参照图 1 至图 4,在密闭容器 103 内收容有具备定子 105a 及转子 105b 的电动部件 105、和被电动部件 105 驱动的压缩元件 107。进而,在密闭容器 103 内的底部还存储有润滑油 101。轴 113 具有主轴部 109 和在该主轴部 109 的一端偏心形成而与该主轴部 109 一体运动的偏心轴部 111。主轴部 109 固定在转子 105b 的轴心。

[0070] 轴承部 119 通过对轴 113 的主轴部 109 的在偏心轴部 111 侧的端部进行轴支承而形成悬臂轴承。

[0071] 对于作用于主轴部 109 的偏心重量、即偏心轴部 111 的载荷和作用于偏心轴部 111 的压缩室 115 的制冷剂气体的压力载荷,为了取得旋转的平衡,在主轴部 109 与偏心轴部 111 之间设置有向着与偏心轴部 111 的偏心方向相反的方向偏心的平衡块 137。

[0072] 缸体块 121 具有按照相互固定于一定的位置而配置的大致圆筒形的圆筒形孔部 117 和轴承部 119。圆筒形孔部 117 内插设有能够往复运动的活塞 123。

[0073] 连结机构即连杆 125 的一端连结于偏心轴部 111,另一端经由活塞销 136 连结于活塞 123。轴 113 的内部、外周面设置有供油通路 128。该供油通路 128 的一端(上端)与设置于偏心轴部 111 的内部的供油孔 128a 连通。并且主轴部 109 的下端部即与偏心轴部 111 相反一侧的端部延伸至使供油通路 128 浸入到润滑油 101 的规定的深度的位置。

[0074] 在圆筒形孔部 117 的端面设置有阀板 139。圆筒形孔部 117 设置于缸体块 121 中,与活塞 123 及阀板 139 共同形成压缩室 115。如图 3 所示,圆筒形孔部 117 中形成有锥度部 127,从活塞 123 处于上止点的一侧开始向着处于下止点的一侧,其内径尺寸从 $D1$ 增加为 $D3 (> D1)$ 。进而,在到达上止点的活塞 123 与压缩室 115 侧的端部对应的位置形成有直部 129,该直部 129 只在轴向长度为 $L1$ 的区间中其内径尺寸在轴向上一定。活塞 123 的全长形成为相同的外径尺寸 $D2$ 。

[0075] 如图 3 所示,缸体块 121 的圆筒形孔部 117 形成为,在活塞 123 处于下止点的状态下,该活塞 123 的与压缩室 115 相反的一侧露出到密闭容器 103 内。

[0076] 进而,在活塞 123 的外周面 133 的压缩室 115 侧,呈凹状设置有大致环状(也包括

环状)的供油槽 131。形成有圆筒形孔部 117 的周壁的一部分被切缺的缺口部 120,在活塞 123 处于下止点的状态下,上述供油槽 131 的至少一部分从圆筒形孔部 117 露出而与密闭容器 103 连通。

[0077] 这里,用 D_2 表示活塞 123 的外径尺寸,用 e 表示偏心轴部 111 相对于主轴部 109 的偏心量。用 L_2 表示从连杆 125 与活塞 123 的连结中心、即活塞销 136 的中心到活塞 123 的压缩室侧端面 134 为止的距离(下面,称为主滑动面尺寸)。令活塞 123 处于上止点时的主轴部 109 的旋转角度为零(zero),主轴部 109 的任意的旋转角度为 θ 。压缩室 115 的轴心与锥度部 127 所成的角度为 α 。

[0078] 上述圆筒形孔部 117 的内径尺寸 D_1 、活塞 123 的外径尺寸 D_2 、直部 129 的长度 L_1 、主滑动面尺寸 L_2 、偏心量 e 、旋转角度 θ 是模拟圆筒形孔部 117 内的活塞 123 变动的情况下,用于求得圆筒形孔部 117 内的活塞 123 前端位置的端部坐标的各种设计诸元。

[0079] 在按上述方式选择各种设计诸元时,锥度部 127 所成的角度 α 被设定在给 γ 乘以从 0.4 到 2.0 的范围的系数后所设定的范围内, γ 为圆筒形孔部 117 的内径尺寸 D_1 与活塞 123 的外径尺寸 D_2 的差 $(D_1 - D_2)$ 的诸元数值 $3/2$,除以活塞 123 的上止点位置为零时的上止点侧的活塞前端的坐标位置 $\{L_1 - L_2 + 2e(1 - \cos \theta)\}$ 后得到的值(下面称为诸元值)。

[0080] 此外,诸元数值 $3/2$ 是在计算圆筒形孔部 117 内的活塞 123 前端位置的端部坐标时从上述各种设计诸元(值)导出的数值。

[0081] 换言之,本实施方式中,角度 α 是由以诸元值 γ 为基准的(式 2)定义的,而用以上述各种设计诸元即圆筒形孔部 117 的内径尺寸 D_1 、活塞 123 的外径尺寸 D_2 、直部 129 的长度 L_1 、主滑动面尺寸 L_2 、偏心量 e 、旋转角度 θ 为基础表示的(式 1)定义该诸元值 γ 。

[0082] 这时,主轴部 109 的旋转角度 θ 作为压缩行程的初期的旋转角度而处于 $\pi \sim 4\pi/3(\text{rad})$ 的范围。

[0083] $\gamma = \{3(D_1 - D_2)/2\} / \{L_1 - L_2 + 2e(1 - \cos \theta)\}$ (式 1)

[0084] $0.4\gamma \leq \tan(\alpha) \leq 2.0\gamma, \alpha > 0$ (式 2)

[0085] 此外,诸元值 γ 的系数(本实施方式中为 0.4 与 2.0)是根据锥度部 127 的加工公差等适当确定的值,也可以根据缸体块 121 的材质等进行设定。

[0086] 下面,对于按照上述结构构成的密闭型压缩机,说明其动作。首先,说明圆筒形孔部 117 的锥度部 127 与直部 129 处的密封效果与滑动阻力。

[0087] 电动部件 105 的转子 105b 使轴 113 旋转,偏心轴部 111 的旋转运动经由连杆 125 传导到活塞 123。由此,活塞 123 在圆筒形孔部 117 内往复运动。通过活塞 123 的往复运动,从省略图示的冷却系统向压缩室 115 内吸入制冷剂气体,进行压缩后,再输出到冷却系统。

[0088] 供油通路 128 的下端部通过轴 113 的旋转起到泵的作用。通过该泵的作用,密闭容器 103 底部的润滑油 101 通过供油通路 128 被吸取到上方,到达供油孔 128a。结果,到达供油孔 128a 的润滑油 101 从轴 113 的上端向着密闭容器 103 内的整周方向水平分散,供给到活塞销 136 和活塞 123 等,进行润滑。

[0089] 在活塞 123 从图 3 所示的下止点位置开始到按照压缩制冷剂气体的压缩行程移动到上止点侧的中途的状态为止,压缩室 115 内的压力不怎么上升。因此,即使活塞 123 的外周面 133 与锥度部 127 之间的间隙比较大,由于存在润滑油 101 产生的密封效果,也几乎不

会产生制冷剂气体的泄漏,活塞 123 的滑动阻力也小。

[0090] 继续进行压缩行程,压缩室 115 内的制冷剂气体的压力逐渐上升,活塞 123 即将到达上止点的近傍位置之前,压缩室 115 内的压力急激上升。但是,在上止点侧,活塞 123 的外周面 133 与锥度部 127 之间的间隙变小,所以能够减少产生制冷剂气体的泄漏。这时,直部 129 与将该直部 129 形成为锥状的情况相比,具有减少已增大至规定的排出压力的制冷剂气体的泄漏的作用。

[0091] 另外,在活塞 123 处于下止点的状态下,该活塞 123 的连杆 125 侧从缸体块 121 露出。因此,从轴 113 的上端飞散的润滑油 101 充分地供给并保持到活塞 123 的外周面 133。

[0092] 进而,在活塞 123 处于下止点的状态,在活塞 123 的外周面 133 的压缩室 115 侧凹设的大致环状的供油槽 131 的至少一部分经由缺口部 120 从圆筒形孔部 117 露出。因此,从轴 113 的上端飞散的润滑油 101 充分地供给并保持在供油槽 131。

[0093] 由此,通过压缩行程供给到缸体块 121 的圆筒形孔部 117 的内周面与活塞 123 的外周面 133 之间的间隙的润滑油 101 也变多。

[0094] 另外,由于大致环状的供油槽 131 到与圆筒形孔部 117 的直部 129 相对的位置为止可动,所以对于滑动阻力变得最大的直部 129,润滑油 101 变得易于输送。

[0095] 结果是,通过缸体块 121 与活塞 123 的滑动部而供给了很多的润滑油 101,并能够良好地保持该润滑油 101。进而,能够减少在活塞 123 接近上止点位置的状态下的滑动阻力,从而能够实现高效率化。

[0096] 下面,参照说明本实施方式中的活塞 123 的变动的示意图即图 5A、图 5B ~ 图 8A、图 8B 说明压缩行程中的活塞 123 的变动。

[0097] 图 5A、图 5B ~ 图 8A、图 8B 是按顺序表示压缩行程中的活塞 123 的变动的示意图。图 5A ~ 图 8A 是表示压缩室 115 的侧面的示意图。图 5B ~ 图 8B 是表示轴 113 的侧面的示意图。图 5A、图 5B ~ 图 7A、图 7B 表示压缩行程的初期的状态,图 8A、图 8B 表示压缩行程的后期的状态。图 9 是表示在本实施方式的密闭型压缩机中,通过各种设计诸元的一例而得到的旋转角与噪声的关系的特性图。

[0098] 本实施方式的密闭型压缩机的轴承部 119 形成为对轴 113 的主轴部 109 处的偏心轴部 111 侧的端部进行轴支承的悬臂轴承。因此,轴 113 在主轴部 109 与轴承部 119 的余隙内倾斜。并且其方向和倾斜角度也是随着运转条件等而变化的复杂的变动。

[0099] 这尤其是因为受到了压缩室 115 内的压力载荷、活塞 123 与连杆 125 的惯性力等的复杂的力的影响。因此,图 5B ~ 图 8B 所示的表示轴 113 的倾斜的示意图是申请人推断绘制的示意图。

[0100] 首先,说明初期的压缩行程。在压缩行程的初期,轴 113 是如何倾斜的并不明确。但是,如上所述,可以想到轴 113 的倾斜变动复杂,活塞 123 也随之复杂地变动。

[0101] 但是,在活塞 123 处于下止点附近的压缩行程的初期,活塞 123 位于圆筒形孔部 117 内的锥度部 127 的范围内。因此,活塞 123 只需很小的力就能简单地倾斜,通常认为会沿着锥度部 127 的任意内壁面滑动。

[0102] 这里,对于活塞 123 基本与轴 113 同样地倾斜,且沿着圆筒形孔部 117 内的上方的锥度部 127 滑动的情况进行说明。

[0103] 活塞 123 的外周面 133 中处于上方的外周面 133a 在与圆筒形孔部 117 内的上方

的锥度部 127 滑动的同时向压缩室 115 侧移动,则如图 6A、图 6B 所示,外周面 133 中没有与锥度部 127 滑动的活塞 123 的外周面 133b 侧的前端边缘部 135 接触与外周面 133b 相对的锥度部 127。

[0104] 这时,在发明者们的实验中,如图 7A、图 7B 所示,活塞 123 的倾斜方向相对于圆筒形孔部 117 的轴心翻转,结果能够联想到,在此之前都没有与锥度部 127 滑动的外周面 133b 侧变动为与锥度部 127 滑动。

[0105] 虽然是推测,但是可以想到以没有与锥度部 127 滑动的活塞 123 的外周面 133b 侧的前端边缘部 135 接触锥度部 127 为起点,轴 113 很大地向反压缩室 115 侧倾斜,也存在活塞 123 的倾斜方向相对于圆筒形孔部 117 的轴心翻转的可能性。

[0106] 继续进行压缩行程,在压缩行程的中期以后,若压缩室 115 内的制冷剂气体的压力变大,则只由悬臂轴承的主轴部 109 相对于轴 113 的偏心轴部 111 轴支承制冷剂气体的压缩载荷。因此,如图 8A、图 8B 所示,轴 113 在主轴部 109 与轴承部 119 的余隙内倾斜,在改变方向的同时也很大地向压缩室 115 的相反侧倾斜。

[0107] 这时,活塞 123 的倾斜被修正,使其轴心与圆筒形孔部 117 内的直部 129 的轴心基本一致,进而向压缩室 115 侧移动。结果,与将直部 129 形成为锥状的情况相比,能够进行减少了增大至规定的排出压力的制冷剂气体的泄漏的压缩。

[0108] 如上所述,说明了在压缩行程的初期,活塞 123 基本与轴 113 同样地倾斜,且沿着圆筒形孔部 117 内的上方的锥度部 127 滑动的情况。但是,可以想到即使在活塞 123 与轴 113 的倾斜不同的情况下,至少活塞 123 也会沿着锥度部 127 的任意部位倾斜。因此,同样能够推测出活塞 123 的倾斜方向翻转,在此之前没有与锥度部 127 滑动的外周面 133 侧变动为与不同的锥度部 127 滑动。

[0109] 上面说明了进行过变换推测的活塞 123 的变动。然而,关注图 5A、图 5B ~ 图 8A、图 8B 所说明的活塞 123 的变动而改变锥度部 127 的各种设计诸元,也进行了实验。得到的实验结果为,将活塞 123 的前端边缘部 135 接触锥度部 127 的情况联想为时刻范围(下面,将该时刻的范围称为旋转角度 $\theta 1$),将该时刻范围作为压缩行程的初期而设计锥度部 127 的情况与将上述时刻范围作为压缩行程的中期以后而设计锥度部 127 的情况相比,噪声小。

[0110] 推测其原因为,在压缩室 115 内的气压高且压缩载荷大的压缩行程的中期以后,轴 113 的倾斜方向翻转的速度、或者活塞 123 的倾斜方向翻转的速度大,活塞 123 的外周面 133 接触锥度部 127 时的接触、冲击变严重。

[0111] 根据以上的结果及推测,如果形成为在压缩行程的初期,活塞 123 的倾斜方向相对于圆筒形孔部 117 的轴心翻转,则与在压缩行程的中期以后活塞 123 的倾斜方向翻转的情况相比,能够使得翻转时的活塞 123 与圆筒形孔部 117 的接触和缓,实现低噪声化。

[0112] 进而,为了形成为在压缩行程的初期,活塞 123 的倾斜方向相对于圆筒形孔部 117 的轴心翻转,也可以设置有锥度部 127 和压缩元件 107,使得在活塞 123 的外周面 133a 沿着锥度部 127 向压缩室 115 侧移动时,没有与锥度部 127 滑动的活塞 123 的外周面 133b 的前端边缘部 135 接触外周面 133 没有滑动的锥度部 127。

[0113] 此外,也存在活塞 123 的前端边缘部 135 不接触锥度部 127 而活塞 123 的倾斜方向翻转的可能性,认为即使在这种情况下,如果是在压缩行程的初期也同样能够得到低噪声化的效果。

[0114] 因此,作为在压缩行程的初期,活塞 123 的前端边缘部 135 接触锥度部 127 的设计之一,在本实施方式中,在邻接锥度部 127 而与活塞 123 的在压缩室 115 侧的上端部对应的圆筒形孔部 117 的部位具备内径尺寸在轴心方向上一一定的直部 129。

[0115] 由于具备该直部 129,而与将直部 129 形成为锥状的情况相比能够减少已增大至规定的排出压力的制冷剂气体的泄漏,这与上述相同。

[0116] 详细说明,活塞 123 的前端边缘部 135 与锥度部 127 接触是指,活塞 123 的外径 D2 尺寸与压缩室 115 的最小内径尺寸(本实施例中是直部 129 的内径尺寸 D1)的差变小的时刻。因此,几何学上进行接触的部位就成为了直部 129 附近的锥度部 127。

[0117] 因此,通过设置直部 129,能够使得活塞 123 的前端边缘部 135 接触锥度部 127 的时刻变早,成为压缩行程的初期。

[0118] 若延长直部 129 的轴向长度,则能够将活塞 123 的前端边缘部 135 接触锥度部 127 的时刻提前,但是锥度部 127 的轴向长度会变短相应的量,减少锥度部 127 上的滑动阻力的效果会减弱。

[0119] 因此,设置直部 129,减少压缩室 115 内的制冷剂气体的泄漏的同时还需要起到将活塞 123 的前端边缘部 135 接触锥度部 127 的时刻设在压缩行程的初期的作用、和抑制直部 129 的轴向长度确保锥度部 127 的轴向长度而减少锥度部 127 上的滑动阻力的这样相反的作用。

[0120] 因此,关注在压缩行程的初期,活塞 123 的前端边缘部 135 接触锥度部 127 的时刻,对压缩室 115 的轴心与锥度部 127 所成的角度 α 和其他的压缩元件 107 的各种设计诸元进行了研究。

[0121] 结果得知,按照下述方式确定锥度部 127 的角度 α 与压缩元件 107 的各设计诸元即可,即,将压缩元件 107 的各种设计诸元作为参数且令主轴部 109 的旋转角度 θ 在压缩行程的初期即 $\pi \sim 4\pi/3$ (rad) 的范围内而按上述(式 1)表示的诸元值 γ 、与上述锥度部 127 的角度 α 满足上述(式 2)的关系。

[0122] 通过在上述各种设计诸元的设计范围内,适当设计直部 129 的轴向长度、锥度部 127 的角度 α 等的设计值,能够得到具有更优异的性能的密闭型压缩机。

[0123] 图 9 表示上述各种设计诸元的一例的实验结果。图 9 中实线 91 表示本发明的各种设计诸元造成的噪声水平,点线 92 表示现有的各种设计诸元造成的噪声的电平。另外,实线 93 表示本发明的各种设计诸元造成的旋转角度 θ 1 的范围,点线 94 表示现有的各种设计诸元造成的旋转角度 θ 1 的范围。本实验结果是,令圆筒形孔部 117 的内径尺寸 D1 为约 22.01mm、活塞 123 的外径尺寸 D2 为约 22mm(D1 > D2)、主滑动面尺寸 L2 为约 13mm、偏心量 e 为 10mm,各种设计诸元之一的直部 129 的长度 L1 设定为约 4mm、约 8mm、约 10mm(旋转角度 θ 约 190° 、约 210° 、约 225°) 等,而测定的噪声值的结果。结果,本实验中的角度 α 在 $0.03^\circ \sim 0.05^\circ$ 的范围。但是,该范围中当然含有一些公差。

[0124] 根据该结果设定圆筒形孔部 117、活塞 123 等的各种设计诸元,通过将活塞 123 的前端边缘部 135 接触锥度部 127 的时刻设定在压缩作用开始的约 180° (压缩工序的初期)到压缩工序的中期的约 240° 之间,能够期待改善噪声特性。

[0125] 换言之,图 9 中,虽然在现有技术中在超过压缩工序的中期的宽的范围研究了设计时的各种设计诸元,也含有噪声水平高的各种元素,但是本实施方式中,通过使用上述

(式 1) 定义诸元值 γ , 将活塞 123 的前端边缘部 135 接触锥度部 127 的时刻设定在 $\pi \sim 4\pi/3$ (rad) 的各种设计诸元, 能够期待改善了噪声特性的设计, 所以能够合理地进行设计研究, 期待设计的易化。

[0126] 进而, 按上述(式 1)、(式 2) 定义而设计的压缩机构成为, 在活塞 123 的倾斜方向相对于圆筒形孔部 117 的轴心翻转, 在此之前没有与锥度部 127 滑动的外周面 133b 侧变动为与锥度部 127 滑动时, 接触锥度部 127 的活塞 123 的外周面 133 的轴向长度即使变短, 从轴 113 的上端向着密闭容器 103 内的整周方向水平飞散的润滑油 101 也能够充分地供给。

[0127] 因此, 充分地供给到活塞 123 的外周面 133 的润滑油 101 能够缓和活塞 123 的外周面 133 与锥度部 127 的接触, 能够实现高效率化与低噪声化。

[0128] 进而, 在活塞 123 的外周呈凹状设置有供油槽 131, 该供油槽 131 构成为在活塞 123 的下止点附近与密闭容器 103 内连通, 切缺圆筒形孔部 117 的周壁的一部分而形成缺口部 120。

[0129] 通过上述结构, 由供油槽 131 保持从设置在轴 113 的偏心轴部 111 的供油孔 128a 的上端向着密闭容器 103 内的整周方向飞散的润滑油 101, 能够充分地供给到圆筒形孔部 117 内的锥度部 127 和直部 129。因此, 得到基于润滑油 101 的密封效果, 能够减少制冷剂气体的泄漏。并且, 充分供给到活塞 123 的外周面 133 的润滑油 101 能够缓和活塞 123 的外周面 133 与锥度部 127 的接触, 能够实现高效率化与低噪声化。

[0130] 此外, 本实施方式, 偏心轴部 111 与活塞 123 的连结机构为连杆 125, 通过使用具有球形接头等的可动部的连结机构也能够得到与本实施例相同的效果。

[0131] (实施方式 2)

[0132] 本实施方式与实施方式 1 相比, 轴承部 119 与压缩室 115 的配置不同。其它的结构与实施方式 1 相同。因此, 本实施方式中, 主要说明与实施方式 1 不同的结构。

[0133] 图 10 是表示本实施方式中的压缩部的各种设计诸元的主要部分纵剖面图。图 11 是表示该实施方式中的压缩部的各种设计诸元的主要部分横剖面图。

[0134] 如图 10、图 11 所示, 本实施方式中, 按照与表示轴承部 119 的轴心的第 1 中心线 141 平行的第 3 中心线 142、与表示压缩室 115 的轴心的第 2 中心线 143 相互交叉的方式配置有轴承部 119 及压缩室 115。此外, 图 11 中, 由于图 11 是横剖面图, 所以第 1 中心线 141 与第 3 中心线 142 用点表示。

[0135] 即, 本实施方式中, 通过第 1 中心线 141 而与第 2 中心线 143 平行的偏置线 144 与第 2 中心线 143 之间的距离(下面, 称为偏置距离)是 s 。因此, 轴承部 119 相对于压缩室 115 为偏置配置。实施方式 1 是没有该偏置的状态。

[0136] 图 10 所示的本实施方式的情况下, 轴 113 的旋转方向是从图 1 的上方看为顺时针的方向。因此, 轴承部 119 与压缩室 115 的偏置配置担负了降低缸体块 121 与活塞 123 的滑动损耗的作用。偏置距离 s 是本实施方式中的各种设计诸元之一, 是在实施方式 1 的各种设计诸元之外, 具体而言, 设计在 1 至 4mm 的范围, 作为冷藏柜用的密闭型压缩机来说是 2mm。

[0137] 本实施方式中, 压缩室 115 的轴心与锥度部 127 所成的角度 α 也是按实施方式 1 中所述的(式 2) 定义。

[0138] 即, 角度 α 是将圆筒形孔部 117 的内径尺寸 $D1$ 、活塞 123 的外径尺寸 $D2$ 、直部 129

的长度 L1、实施方式 1 中定义的主滑动面尺寸 L2、偏心量 e、主轴部 109 的旋转角度 θ 、偏置距离 s 作为各种设计诸元而设定的。

[0139] 详细而言,被设定在给 γ 乘以 0.4 到 2.0 的范围的系数后得到的范围内, γ 为圆筒形孔部 117 的内径尺寸 D1 与活塞 123 的外径尺寸 D2 的差 (D1-D2) 的诸元数值 3/2 除以活塞 123 的上止点位置为零 (zero) 时的上止点侧的活塞前端的坐标位置 {L1-L2+2A} 得到的诸元值 γ 。

[0140] 此外,A 是随着采用轴承部 119 与压缩室 115 的偏置配置的结构,需要对上述活塞前端的坐标位置加以补正,所以为了计算式的简化而使用的代入式。

[0141] 具体而言,如 (式 4) 所示,是在偏心量 e 的基础上考虑偏置距离 s 而得到的计算式。

[0142] 另外,诸元数值 3/2 与实施方式 1 一样,是在求圆筒形孔部 117 内的活塞 123 的前端位置的端部坐标时从上述各种设计诸元 (值) 导出的数值。

[0143] 换言之,本实施方式中,由于对于压缩室 115 偏置配置有轴承部 119,角度 α 用以由 (式 3) 表示的诸元值 γ 为基准的实施方式 1 中说明的 (式 2) 定义。

[0144] $\gamma = \{3(D1-D2)/2\} / \{L1-L2+2A\}$ (式 3)

[0145] $A = \sqrt{\{(e^2(1-\cos\theta)^2 - s^2)\}}$ (式 4)

[0146] 如上所述,本实施方式中,轴承部 119 相对于压缩室 115 偏置配置。因此,在实施方式 1 的效果上,能够实现降低缸体块 121 与活塞 123 的滑动损耗。

[0147] 如上所述,本发明提供一种密闭型压缩机,在储存着润滑油的密闭容器内收容有电动部件、和由电动部件驱动的压缩元件,压缩元件具备:轴,该轴具有由电动部件旋转驱动的主轴部及形成为与主轴部一体运动的偏心轴部;缸体块,该缸体块具有形成压缩室的圆筒形孔部及对主轴部进行轴支承的轴承部;活塞,其插设在圆筒形孔部中且能够往复运动;和连结机构,其连结偏心轴部与活塞,圆筒形孔部具有锥度部,该锥度部形成为从活塞位于上止点的一侧开始向着活塞位于下止点的一侧其内径尺寸增大,在压缩行程的初期,活塞的倾斜方向相对于圆筒形孔部的轴心翻转。

[0148] 根据上述结构,能够减小活塞与圆筒形孔部的滑动阻力。即,能够较低地抑制活塞与圆筒形孔部的滑动损耗。进而,除此之外,在压缩行程的初期,由于作用于活塞的压缩室侧的端面的压缩载荷小,能够降低翻转时没有与锥度部滑动的侧的活塞的外周面接触锥度部的载荷。因此,与在压缩行程的中期以后翻转活塞的倾斜方向的情况相比,能够缓和翻转前的活塞与锥度部的接触。即,能够缓和活塞的倾斜方向相对于圆筒形孔部的轴心翻转时候的接触。结果,能够抑制滑动损耗,实现高效率化和低噪声化。

[0149] 另外,本发明中,活塞以在压缩室侧的前端边缘部接触锥度部为起点,倾斜方向相对于圆筒形孔部的轴心翻转。

[0150] 根据上述结构,活塞的在压缩室侧的前端边缘部接触锥度部时,以接触为起点,上述活塞的倾斜方向相对于圆筒形孔部的轴心翻转的可能性变高。但是,即使在该情况下,也能够缓和活塞的倾斜方向相对于圆筒形孔部的轴心翻转而活塞的外周面接触锥度部时的接触。因此,能够实现高效率化和低噪声化。

[0151] 另外,本发明中,圆筒形孔部,在活塞位于上止点附近时,在与锥度部邻接而与活塞的在压缩室侧的上端部对应的部位,具有内径尺寸在轴心方向上一一定的直部。

[0152] 根据上述结构,能够将活塞的倾斜方向相对于圆筒形孔部的轴心翻转的时刻提前,不是在压缩行程的中期以后,而是在作用于活塞的压缩室侧的端面的压缩载荷小的压缩行程的初期发生翻转。因此,能够进一步减少在翻转前没有与锥度部滑动的侧的活塞的外周面接触锥度部的载荷。因此,能够缓和活塞的倾斜方向相对于圆筒形孔部的轴心翻转而活塞的外周面接触锥度部时的接触,进而能够实现高效率化和低噪声化。并且,在达到通过压缩行程而向上止点侧移动的途中的状态为止几乎不产生制冷剂气体的泄漏,活塞的滑动阻力也变小。进而,在继续进行压缩行程而活塞接近上止点位置的状态下,与整个长度都形成锥度部的情况相比,能够减少随着制冷剂气体的压缩压力的增大而产生的制冷剂气体的泄漏。因此,能够进一步得到高的冷冻能力。

[0153] 另外,本发明中,若设直部的轴向长度为 $L1$,压缩室的最小的内径尺寸为 $D1$,活塞的外径尺寸为 $D2$,偏心轴部相对于主轴部的偏心量为 e ,从连结机构与活塞的连结中心到活塞的压缩室侧端面为止的距离为 $L2$,活塞位于上止点时的主轴部的旋转角度为零(zero)而主轴部的任意的旋转角度为 θ ,压缩室的轴心与锥度部所成的角度为 α ,则角度 α 是由以诸元值 γ 为基准的(式2)定义的,而用以作为各种设计诸元的圆筒形孔部的内径尺寸 $D1$ 、活塞的外径尺寸 $D2$ 、直部的长度 $L1$ 、主滑动面尺寸 $L2$ 、偏心量 e 、旋转角度 θ 为基础表现的(式1)定义该诸元值 γ 。

[0154] 根据上述结构,能够缓和活塞的倾斜方向相对于圆筒形孔部的轴心翻转而活塞的外周面接触锥度部时的接触,具体地确定活塞的变动所涉及的密闭型压缩机的各种设计诸元。因此,与在压缩行程的中期以后翻转的情况相比,能够缓和活塞的倾斜方向翻转而活塞的外周面接触锥度部时的接触。

[0155] 例如,通过设定活塞的倾斜方向翻转的主轴部的旋转角度 θ ,设定圆筒形孔部的内径尺寸 $D1$ 、活塞的外径尺寸 $D2$ 、直部的长度 $L1$ 、主滑动面尺寸 $L2$ 、偏心量 e 的设计值,能够确定压缩室的轴心与锥度部所成的角度 α 等,进行具体的设计。

[0156] 另外,本发明中,活塞位于下止点时,形成为至少活塞的下端部从圆筒形孔部露出,主轴部的旋转度 θ 在 $\pi \sim 4\pi/3(\text{rad})$ 的范围。

[0157] 根据上述结构,活塞返回下止点时,其下端部从圆筒形孔部露出,所以能够供给并保持较多的润滑油,降低活塞与圆筒形孔部的滑动损耗。因此,能够进一步实现高效率化。进而,在活塞的倾斜方向翻转而翻转前没有与锥度部滑动的侧的活塞的外周面接触锥度部时,接触锥度部的活塞的外周面的轴向长度即使短也能够供给充分的润滑油。因此,润滑油能够缓和活塞的外周面与锥度部的接触,进而能够实现高效率化和低噪声化。

[0158] 另外,本发明中,活塞的外周面呈凹状设置有供油槽,供油槽在活塞的下止点附近与上述密闭容器内连通。

[0159] 根据上述结构,能够向圆筒形孔部内供给充分的润滑油,所以能够得到基于润滑油的密封效果,能够减少制冷剂气体的泄漏。与此同时,能够润滑滑动部,进而提供冷冻能力高且可靠性高的密闭型压缩机。进而,在活塞的倾斜方向翻转而翻转前没有与锥度部滑动的侧的活塞的外周面接触锥度部,即使接触锥度部的活塞的外周面的轴向长度短,也能够供给充分的润滑油。因此,润滑油能够缓和活塞的外周面与锥度部的接触,并且能够确保活塞的外周面与锥度部的密封性,进而能够实现高效率化和低噪声化。

[0160] 另外,本发明中,轴承部及压缩室配置为平行于表示轴承部的轴心的第1中心线

的第3中心线与表示压缩室的轴心的第2中心线相互交叉。

[0161] 根据上述结构,能够减少活塞与圆筒形孔部的滑动阻力。即,能够较低地抑制活塞与圆筒形孔部的滑动损耗。进而除此之外,由于在压缩行程的初期,作用于活塞的压缩室侧的端面的压缩载荷小,所以能够减少翻转前没有与锥度部滑动的侧的活塞的外周面接触锥度部时的载荷。因此,与在压缩行程的中期以后活塞的倾斜方向翻转的情况相比,能够缓和翻转时的活塞与锥度部的接触。即,能够缓和活塞的倾斜方向相对于圆筒形孔部的轴心翻转时的接触。由此,能够实现高效率化和低噪声化。进而,通过轴承部与压缩室的偏置配置,能够减少缸体块与活塞的滑动损耗。

[0162] 另外,本发明中,若设直部的轴向长度为 $L1$,压缩室的最小的内径尺寸为 $D1$,活塞的外径尺寸为 $D2$,偏心轴部相对于主轴部的偏心量为 e ,从连结机构与活塞的连结中心到活塞的压缩室侧端面为止的距离为 $L2$,活塞位于上止点时的主轴部的旋转角度为零而主轴部的任意的旋转角度为 θ ,偏置距离(第1中心线与第3中心线的距离)为 s ,压缩室的轴心与锥度部所成的角度为 α ,则角度 α 是由以诸元值 γ 为基准的(式2)定义的,而用以作为各种设计诸元的圆筒形孔部的内径尺寸 $D1$ 、活塞的外径尺寸 $D2$ 、直部的长度 $L1$ 、主滑动面尺寸 $L2$ 、偏心量 e 、旋转角度 θ 、偏置距离 s 为基础表现的(式3)定义该诸元值 γ 。

[0163] 根据上述结构,即使轴承部与压缩室是偏置配置,也能够缓和活塞的倾斜方向相对于圆筒形孔部的轴心翻转而活塞的外周面接触锥度部时的接触,而具体地确定活塞的变动所涉及的密闭型压缩机的各种设计诸元。因此,能够具体地设计密闭型压缩机,从而与在压缩行程的中期以后翻转的情况相比能够缓和活塞的倾斜方向翻转而活塞的外周面接触锥度部时的接触。例如,通过设定活塞的倾斜方向翻转的主轴部的旋转角度 θ ,设定圆筒形孔部的内径尺寸 $D1$ 、活塞的外径尺寸 $D2$ 、直部的长度 $L1$ 、主滑动面尺寸(从活塞销的中心到活塞的压缩室侧端面为止的距离) $L2$ 、偏心量 e 、偏置距离 s 的设计值,能够确定压缩室的轴心与锥度部所成的角度 α 等,进行具体的设计。

[0164] 另外,本发明中,活塞位于下止点时,形成为至少活塞的下端部从圆筒形孔部露出,主轴部的旋转角度 θ 在 $\pi \sim 4\pi/3(\text{rad})$ 的范围。

[0165] 根据上述结构,即使轴承部与压缩室偏置配置,由于活塞返回下止点时,其下端部从圆筒形孔部露出,所以能够供给并保持较多的润滑油,能够减少活塞与圆筒形孔部的滑动损耗。因此,能够进一步实现高效率化。进而,在活塞的倾斜方向翻转而在翻转前没有与锥度部滑动的侧的活塞的外周面接触锥度部时,即使接触锥度部的活塞的外周面的轴向长度短也能够供给充分的润滑油。因此,润滑油能够缓和活塞的外周面与锥度部的接触,进而能够实现高效率化和低噪声化。

[0166] 产业上的可利用性

[0167] 如上所述,本发明的密闭型压缩机在降低活塞的滑动损耗,降低输入,得到高效的同时能够缓和冲击降低噪声。因此,能够适用于家庭用冷藏柜、除湿器、陈列柜、自动贩卖机等使用着冷冻循环的所有的用途。

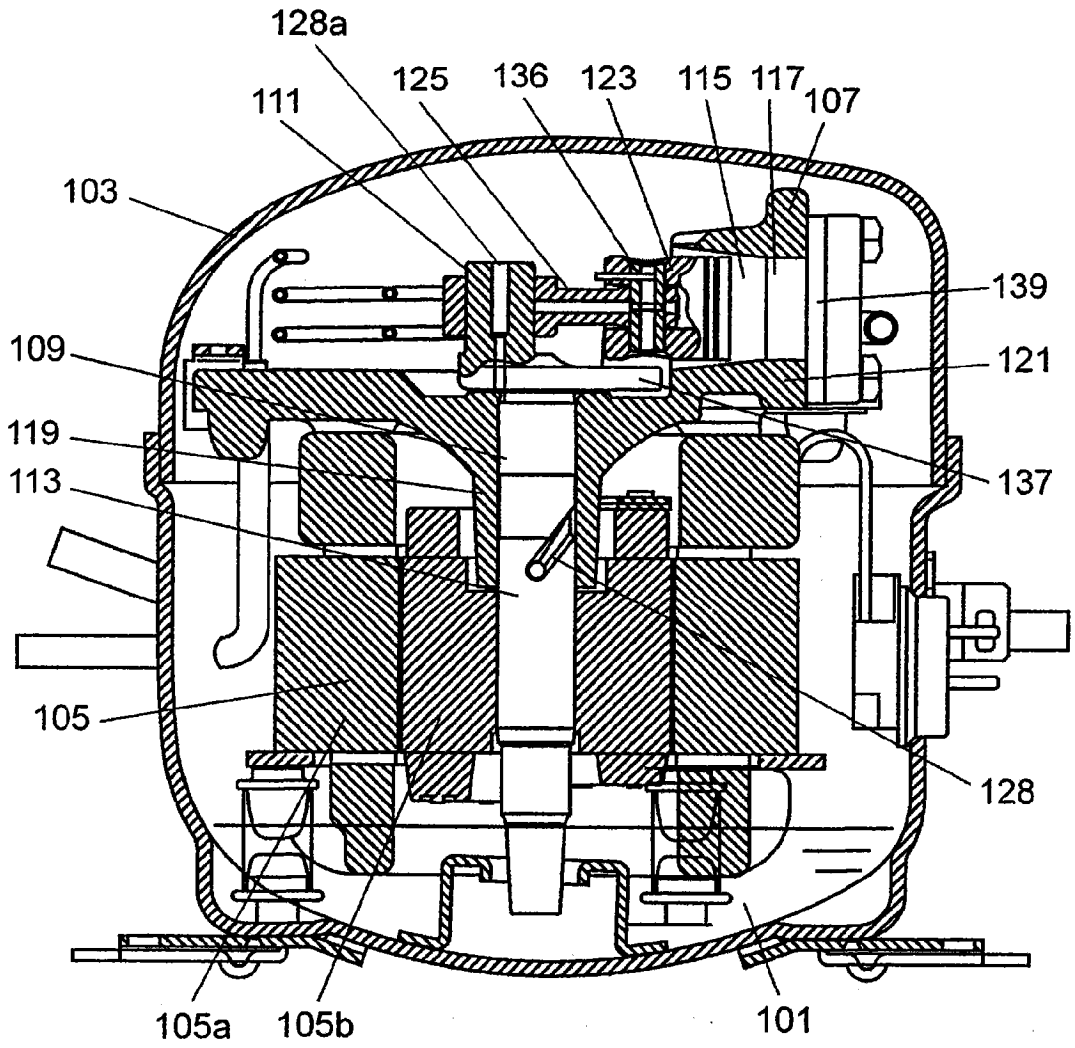


图 1

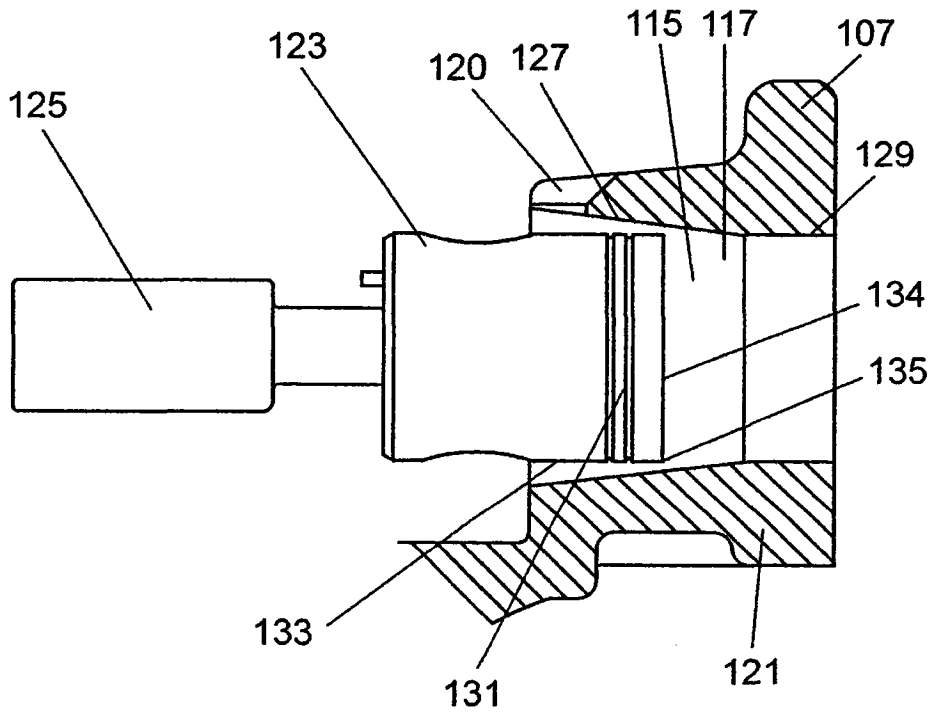


图 2

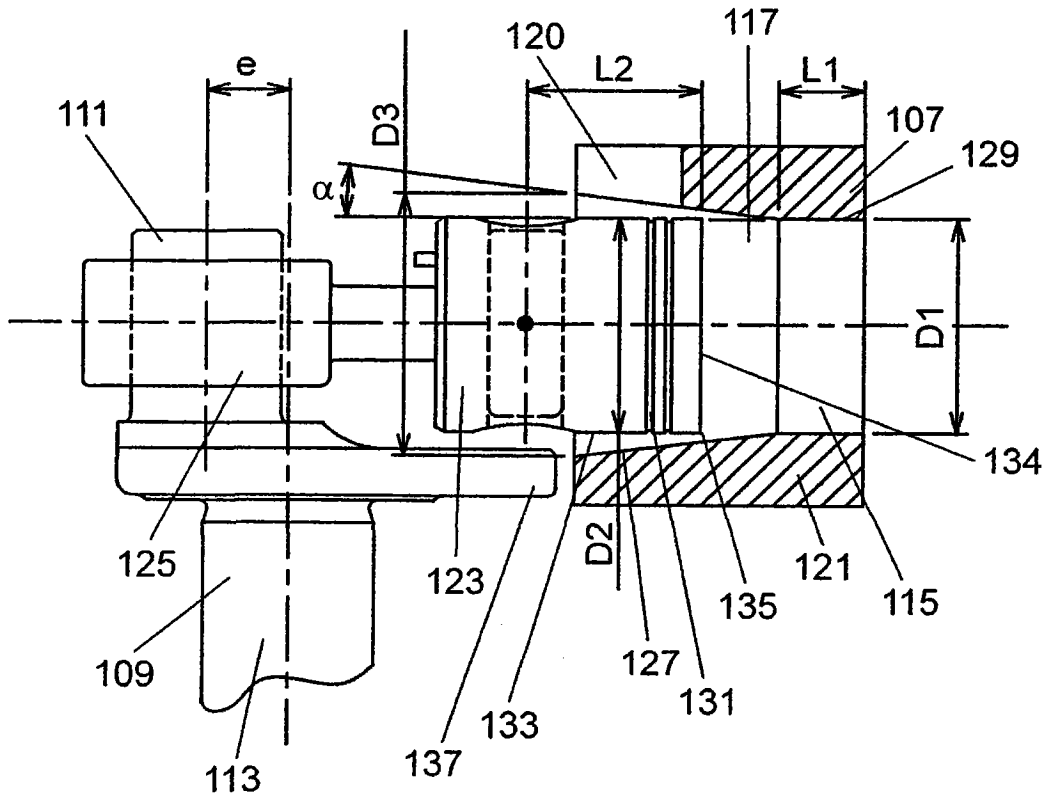


图 3

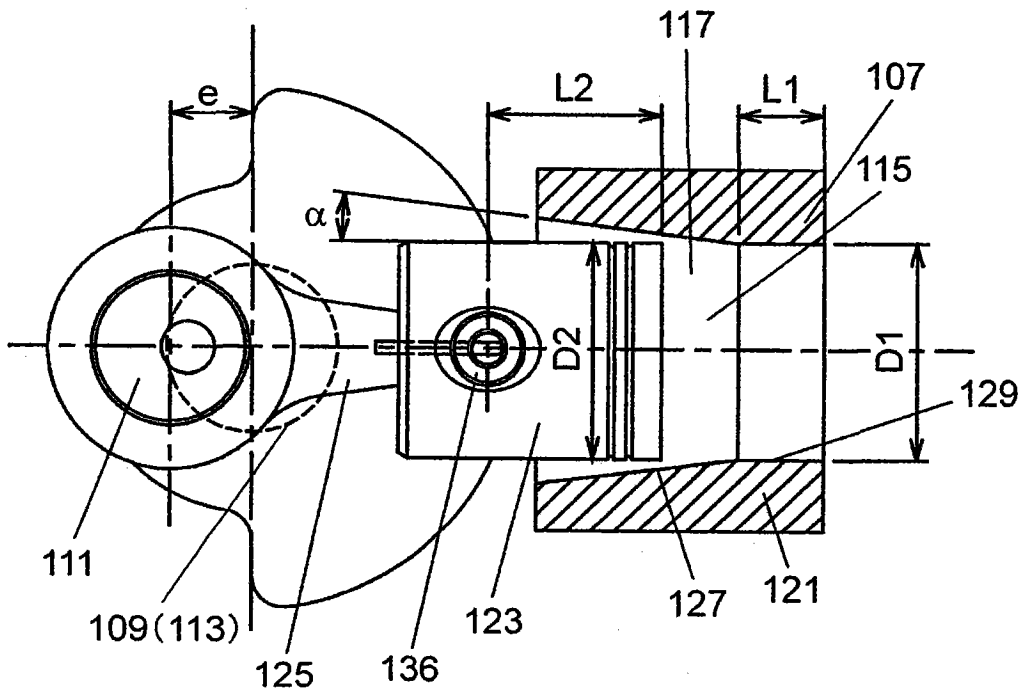


图 4

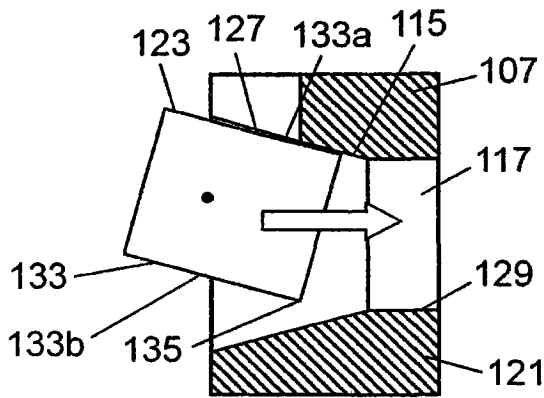


图 5A

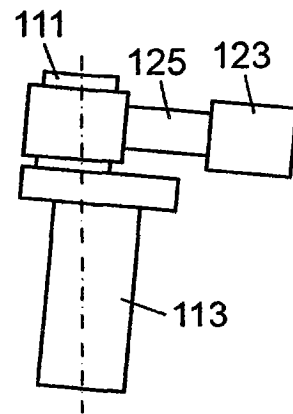


图 5B

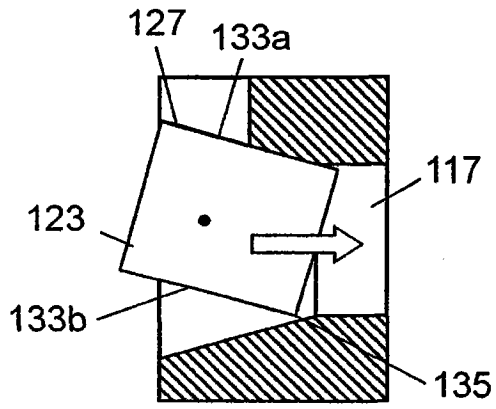


图 6A

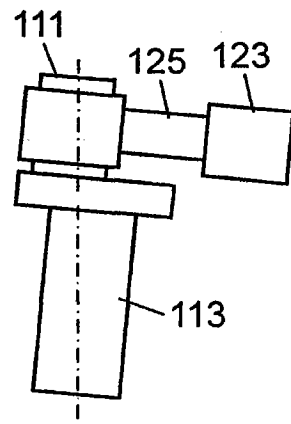


图 6B

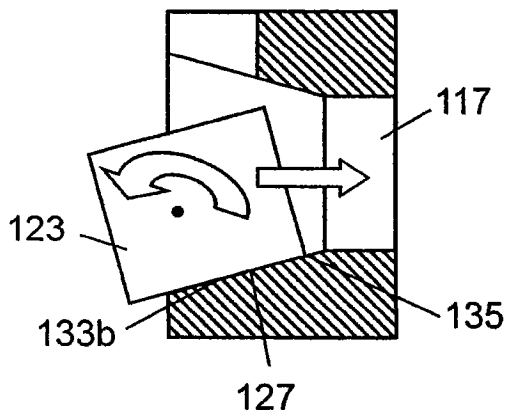


图 7A

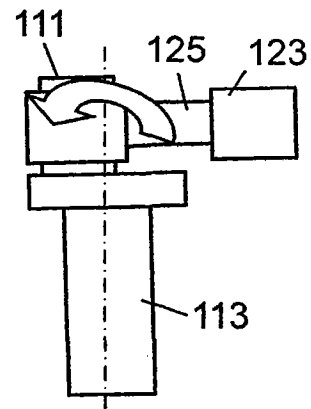


图 7B

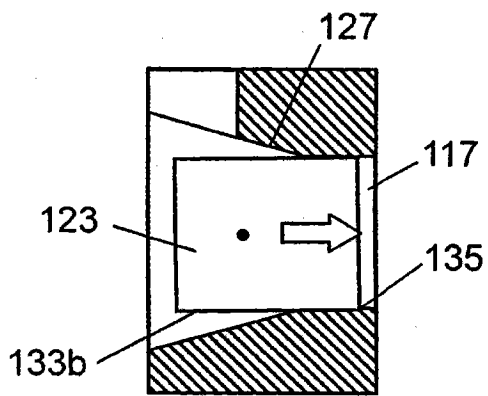


图 8A

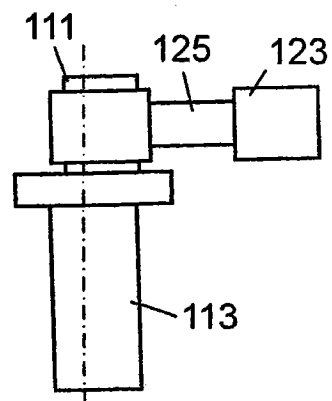


图 8B

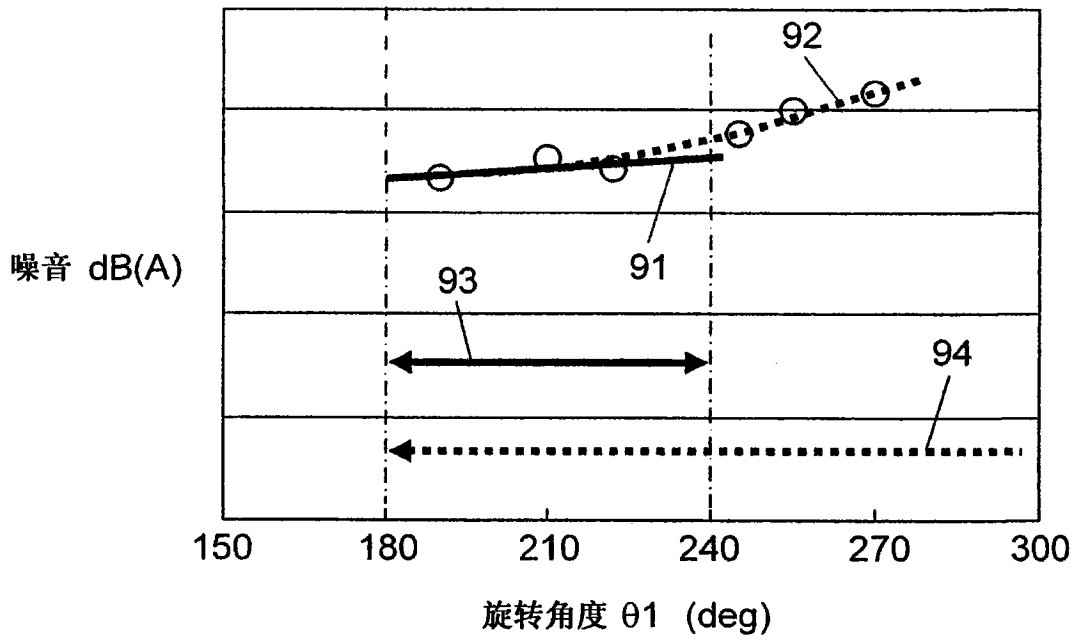


图 9

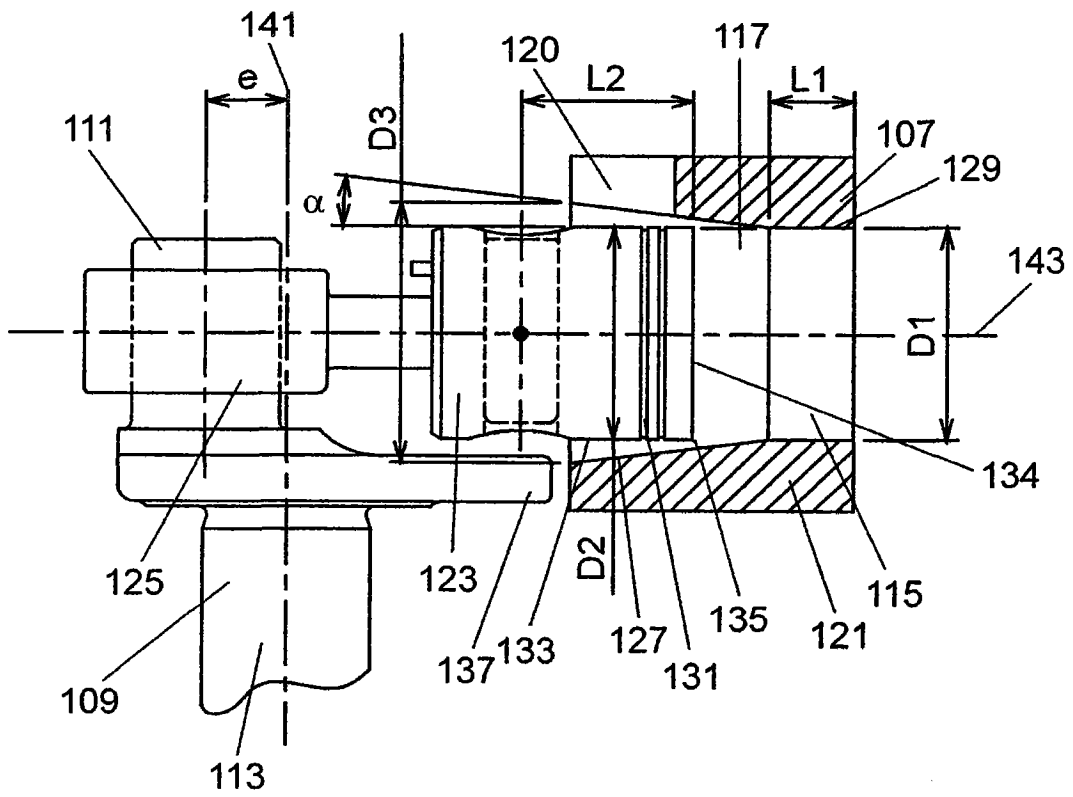


图 10

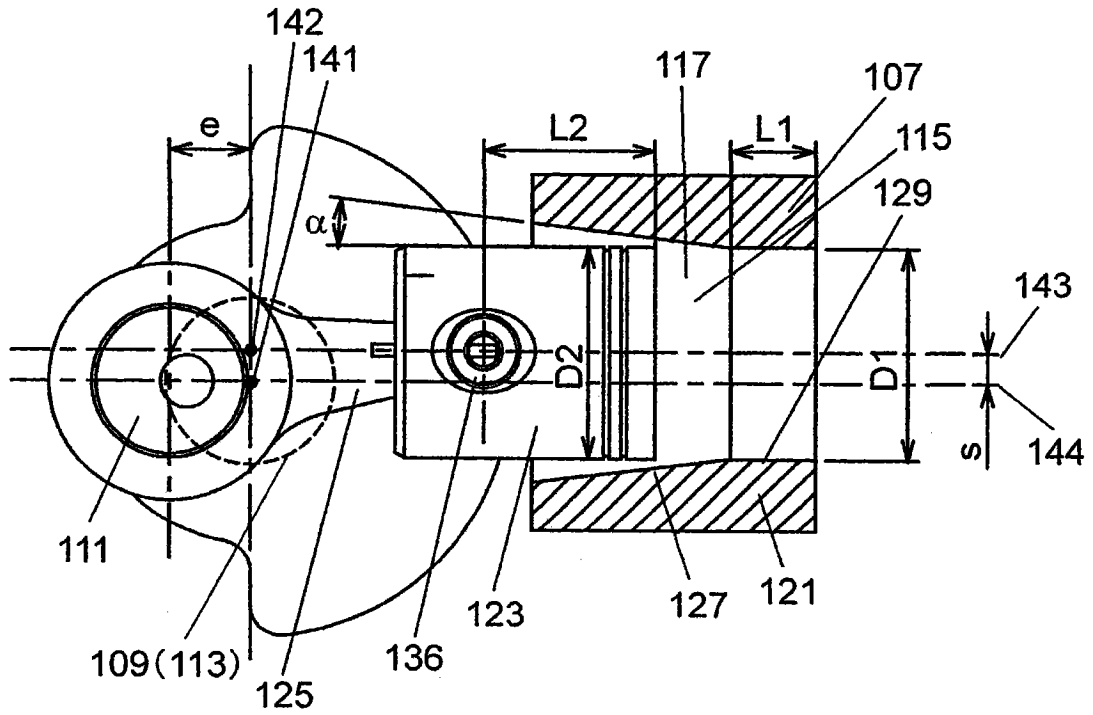


图 11

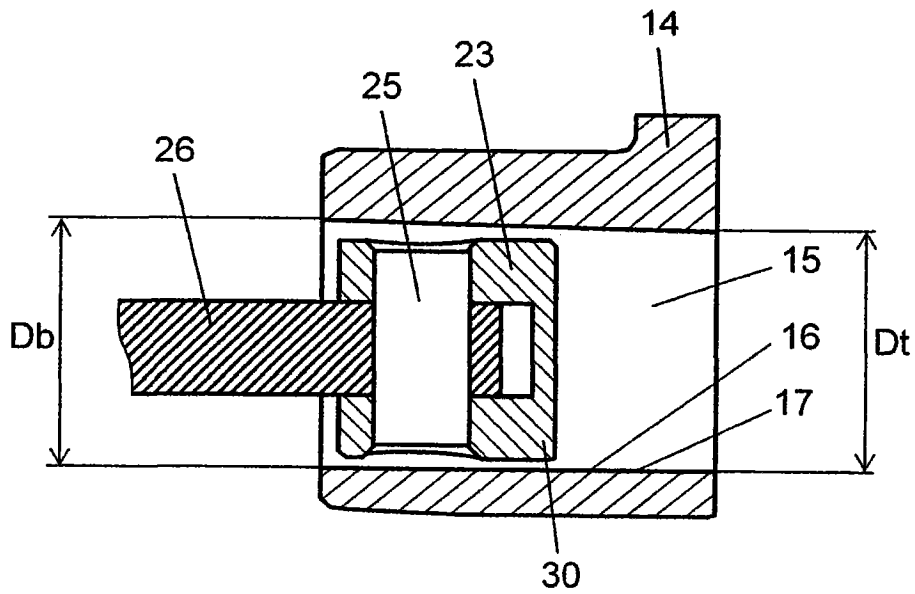


图 12A

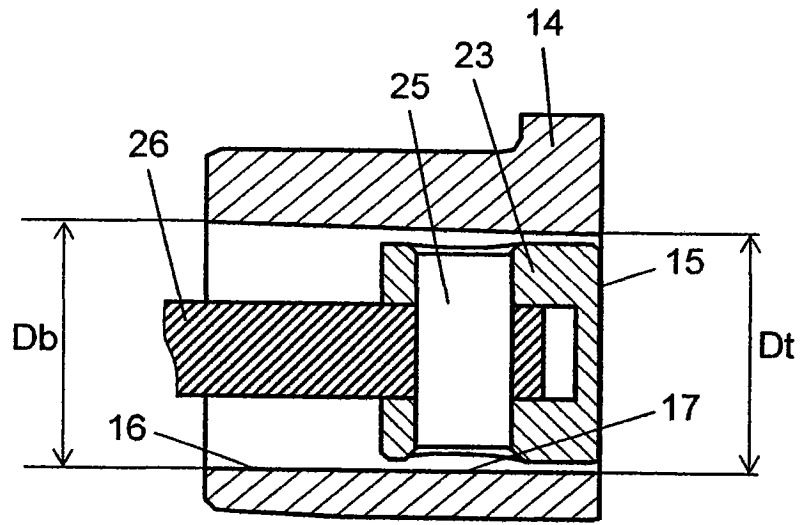


图 12B