



(12) 发明专利

(10) 授权公告号 CN 101802404 B

(45) 授权公告日 2012. 08. 29

(21) 申请号 200980100463. 2

(51) Int. Cl.

(22) 申请日 2009. 05. 11

F04B 39/02 (2006. 01)

F04B 39/12 (2006. 01)

(30) 优先权数据

2008-124319 2008. 05. 12 JP

2008-300493 2008. 11. 26 JP

2008-306001 2008. 12. 01 JP

2008-307176 2008. 12. 02 JP

(56) 对比文件

CN 1789710 A, 2006. 06. 21,

WO 2007009202 A1, 2007. 01. 25,

CN 1090376 A, 1994. 08. 03,

CN 1548733 A, 2004. 11. 24,

CN 1662744 A, 2005. 08. 31,

JP 9317644 A, 1997. 12. 09,

CN 1611788 A, 2005. 05. 04,

(85) PCT申请进入国家阶段日

2010. 03. 19

(86) PCT申请的申请数据

PCT/JP2009/002036 2009. 05. 11

(87) PCT申请的公布数据

W02009/139138 EN 2009. 11. 19

(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 明石浩业 森田一郎 取柘宏树

小林正则

审查员 张栋栋

(74) 专利代理机构 北京尚诚知识产权代理有限

公司 11322

代理人 龙淳

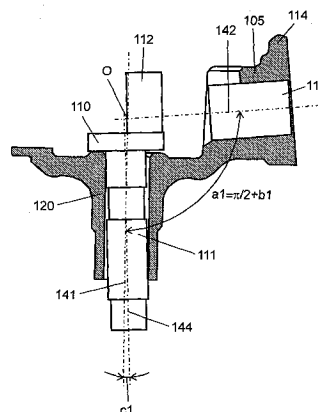
权利要求书 3 页 说明书 17 页 附图 18 页

(54) 发明名称

密闭型压缩机及使用该密闭型压缩机的冷冻设备

(57) 摘要

轴承部 (120) 和压缩室 (115) 被布置成使得示出轴承部 (120) 的轴心的第一中心线 (141) 与示出压缩室 (115) 的轴心的第二中心线 (142) 可以彼此相交, 在第一中心线 (141) 与第二中心线 (142) 之间形成的角度 a1 以及预定角度 b1 可以满足公式 1 的关系, 并且通过与基于轴承部 (120) 和主轴部 (111) 的间隙的、轴 (110) 相对于轴承部 (120) 的倾斜角度的绝对值 c1 相关联来设定角度 b1, 从而可以防止活塞与压缩室 (115) 之间的撬动。



1. 一种密闭型压缩机,包括:

容纳在密闭容器中的电机驱动元件和由所述电机驱动元件驱动的压缩元件,

其中,所述压缩元件包括:轴,其具有由所述电机驱动元件旋转并驱动的主轴部,以及形成在所述主轴部的一端与所述主轴部整体地运动的偏心轴部;轴承部,其通过支撑所述轴的所述主轴部而形成悬臂轴承;缸体,其被布置成固定在所述轴承部中的特定位置,并且形成圆筒形的压缩室;被插入成能够在所述压缩室内往复运动的活塞;以及用于连接所述偏心轴部和所述活塞的连杆,并且,所述轴承部和所述压缩室被布置成使得示出所述轴承部的轴心的第一中心线或平行于所述第一中心线的第三中心线与示出所述压缩室的轴心的第二中心线彼此相交,

由所述第一中心线或所述第三中心线与所述第二中心线形成的角度 $a1$ (rad) 以及预定角度 $b1$ (rad) 满足公式 $a1 = \pi/2 + b1$ (rad), 并且通过与基于所述轴承部和所述主轴部之间的间隙的、所述轴相对于所述轴承部的倾斜角度的绝对值 $c1$ (rad) 相关联来设定所述角度 $b1$ 。

2. 如权利要求 1 所述的密闭型压缩机,

其中所述角度 $b1$ 被设定为所述角度的绝对值 $c1$ 的 0.5 倍以上至 3.3 倍以下。

3. 如权利要求 1 所述的密闭型压缩机,

其中所述角度 $b1$ 被设定为所述角度的绝对值 $c1$ 的 1.0 倍以上至 2.7 倍以下。

4. 如权利要求 1 所述的密闭型压缩机,

其中所述角度 $b1$ 被设定为所述角度的绝对值 $c1$ 的 2.5 倍以下的不包括 0 (rad) 的正值, 并且所述压缩室具有被形成为从所述活塞位于上死点的一侧向位于下死点的一侧内径增加的锥形部, 并且当所述活塞的外周沿所述锥形部滑动时在所述活塞的轴心与所述压缩室的轴心之间形成的角度 $d1$ 以及所述角度 $b1$ 之和被设定为所述角度的绝对值 $c1$ 的 0.3 倍以上至 4 倍以下。

5. 如权利要求 4 所述的密闭型压缩机,

其中所述角度 $b1$ 与所述角度 $d1$ 之和被设定为所述角度的绝对值 $c1$ 的 1.0 倍以上至 3.2 倍以下。

6. 如权利要求 5 所述的密闭型压缩机,

其中所述角度 $d1$ 被设定为所述角度 $b1$ 的 0.5 倍以上至 1.5 倍以下。

7. 如权利要求 4 所述的密闭型压缩机,

还包括在与所述活塞位于上死点时所述活塞的所述压缩室侧的上端部对应的位置、相邻于所述锥形部形成的笔直部。

8. 如权利要求 1 所述的密闭型压缩机,

其中当所述活塞位于下死点时,所述活塞的至少一部分从所述缸体中露出。

9. 一种密闭型压缩机,包括:

容纳在密闭容器中的电机驱动元件和由所述电机驱动元件驱动的压缩元件,

其中,所述压缩元件包括:轴,其具有由所述电机驱动元件旋转并驱动的主轴部,以及形成在所述主轴部的一端与所述主轴部整体地运动的偏心轴部;轴承部,其通过支撑所述轴的所述主轴部而形成悬臂轴承;缸体,其被布置成固定在所述轴承部中的特定位置,并且形成圆筒形的压缩室;被插入成能够在所述压缩室内往复运动并具有销孔的活塞;被插入

并固定在所述销孔中的活塞销；以及连杆，其用于连接所述偏心轴部和所述活塞，并且在一端具有大端孔部并在另一端具有小端孔部，

由示出所述活塞的轴心的第一中心线与示出所述销孔的轴心的第二中心线形成的角度 $a_2(\text{rad})$ 以及预定角度 $b_2(\text{rad})$ 满足公式 $a_2 = \pi/2 + b_2(\text{rad})$ ，并且通过与基于所述轴承部和所述主轴部之间的间隙的、所述轴相对于所述轴承部的倾斜角度的绝对值 $c_2(\text{rad})$ 相关联来设定角度 b_2 。

10. 如权利要求 9 所述的密闭型压缩机，

其中所述角度 b_2 被设定为所述角度的绝对值 c_2 的 0.5 倍以上至 3.3 倍以下。

11. 如权利要求 9 所述的密闭型压缩机，

其中所述角度 b_2 被设定为所述角度的绝对值 c_2 的 1.0 倍以上至 2.7 倍以下。

12. 如权利要求 9 所述的密闭型压缩机，

其中所述角度 b_2 被设定为所述角度的绝对值 c_2 的 2.5 倍以下的不包括 $0(\text{rad})$ 的正值，所述压缩室具有被形成使得从所述活塞位于上死点的一侧向位于下死点的一侧内径增加的锥形部，并且当所述活塞的外周沿所述锥形部滑动时在所述活塞的轴心与所述压缩室的轴心之间形成的角度 d_2 以及所述角度 b_2 之和被设定为所述角度的绝对值 c_2 的 0.3 倍以上至 4 倍以下。

13. 如权利要求 12 所述的密闭型压缩机，

其中所述角度 b_2 与所述角度 d_2 之和被设定为所述角度的绝对值 c_2 的 1.0 倍以上至 3.2 倍以下。

14. 如权利要求 13 所述的密闭型压缩机，

其中所述角度 d_2 被设定为所述角度 b_2 的 0.5 倍以上至 1.5 倍以下。

15. 如权利要求 9 所述的密闭型压缩机，

所述压缩室具有：被形成使得从所述活塞位于上死点的一侧向位于下死点的一侧内径增加的锥形部；和在与所述活塞位于上死点时所述活塞的所述压缩室侧的上端部对应的位置、相邻于所述锥形部形成的笔直部。

16. 如权利要求 9 所述的密闭型压缩机，

其中当所述活塞位于下死点时，所述活塞的至少一部分从所述缸体中露出。

17. 如权利要求 9 所述的密闭型压缩机，

其中在竖直方向上不对称地形成所述活塞。

18. 一种密闭型压缩机，包括：

容纳在密闭容器中的电机驱动元件和由所述电机驱动元件驱动的压缩元件，

其中，所述压缩元件包括：轴，其具有由所述电机驱动元件旋转并驱动的主轴部，以及形成在所述主轴部的一端与所述主轴部整体地运动的偏心轴部；轴承部，其通过支撑所述轴的所述主轴部而形成悬臂轴承；缸体，其被布置成固定在所述轴承部中的特定位置，并且形成圆筒形的压缩室；被插入成能够在所述压缩室内往复运动并具有销孔的活塞；被插入并固定在所述销孔中的活塞销；以及连杆，其用于连接所述偏心轴部和所述活塞销，并且在一端具有大端孔部并在另一端具有小端孔部，

由示出所述大端孔部的轴心的第一中心线与示出所述小端孔部的轴心的第二中心线形成的角度 a_3 被设定为基于所述轴承部与所述主轴部之间的间隙的、所述轴相对于所述

轴承部的倾斜角度的绝对值 c_3 的 0.5 倍以上至 3.3 倍以下。

19. 如权利要求 18 所述的密闭型压缩机,

其中所述角度 a_3 被设定为所述角度的绝对值 c_3 的 1.0 倍以上至 2.7 倍以下。

20. 如权利要求 18 所述的密闭型压缩机,

所述压缩室具有被形成为使得从所述活塞位于上死点的一侧向位于下死点的一侧内径增加的锥形部,并且当所述活塞的外周沿所述锥形部滑动时在所述活塞的轴心与所述压缩室的轴心之间形成的角度 d_3 以及预定角度 b_3 之和被设定为所述角度的绝对值 c_3 的 0.3 倍以上至 4 倍以下。

21. 如权利要求 20 所述的密闭型压缩机,

其中所述角度 b_3 与所述角度 d_3 之和被设定为所述角度的绝对值 c_3 的 1.0 倍以上至 3.2 倍以下。

22. 如权利要求 21 所述的密闭型压缩机,

其中所述角度 d_3 被设定为所述角度 b_3 的 0.5 倍以上至 1.5 倍以下。

23. 如权利要求 18 所述的密闭型压缩机,

所述压缩室具有:被形成为使得从所述活塞位于上死点的一侧向位于下死点的一侧内径增加的锥形部;和在与所述活塞位于上死点时所述活塞的所述压缩室侧的上端部对应的位置、相邻于所述锥形部形成的笔直部。

24. 如权利要求 18 所述的密闭型压缩机,

其中当所述活塞位于下死点时,所述活塞的至少一部分从所述缸体中露出。

25. 如权利要求 18 所述的密闭型压缩机,

其中在竖直方向上不对称地形成所述连杆。

26. 一种安装有如权利要求 1 至 25 中的任何一项所述的密闭型压缩机的冷冻和冷藏设备。

密闭型压缩机及使用该密闭型压缩机的冷冻设备

技术领域

[0001] 本发明涉及一种在冷柜冰箱等的制冷循环中使用的密闭型压缩机,以及使用该密闭型压缩机的冷冻和冷藏设备。

背景技术

[0002] 近来,要求用于冷柜冰箱及其它冷冻和冷藏设备的密闭型压缩机提高效率以降低功耗,并且降低噪声和提高可靠性。在这类常规的密闭型压缩机当中,有一些通过更改对连杆和活塞之间的连接处的供油方法而提高了效率和稳定性(参见,例如,PTL1)。

[0003] 以下参照附图对该常规密闭型压缩机的实例进行说明。图 20 是专利文献 1 中公开的常规密闭型压缩机的纵截面图。图 21 是图 20 的主要部分的放大截面图。图 22 是图 20 的主要部分的截面图。

[0004] 如图 20 和图 21 中所示,密闭容器 1 容纳具有定子 2 和转子 3 的电机驱动元件 4,以及由电机驱动元件 4 驱动的压缩元件 5。润滑油 6 存储在密闭容器 1 的底部。轴 10 具有主轴部 11,以及在主轴部 11 的一端偏心地形成为与主轴部 11 整体运动的偏心轴部 12。主轴部 11 固定于转子 3 的轴心。

[0005] 缸体 14 具有被布置成相互固定在特定位置的近似圆筒形的压缩室 15 和轴承部 20。在压缩室 15 中,可往复运动地插入活塞 23。

[0006] 活塞 23 具有被配合成与偏心轴部 12 平行的活塞销 25。轴承部 20 通过支撑轴 10 的主轴部 11 中的偏心轴部 12 侧的端部而形成悬臂轴承。

[0007] 连杆 26 由大端孔部 28、小端孔部 29 和杆部 30 构成。大端孔部 28 紧密配合到偏心轴部 12 上,并且小端孔部 29 连接于活塞销 25。因此,偏心轴部 12 和活塞 23 连接在一起。小端孔部 29 的内壁具有凸面状的球面部 31,以便当活塞销 25 与小端孔部 29 在小端孔部 29 的轴向中心附近彼此接触时,在小端孔部 29 的轴向上的两端形成间隙。

[0008] 供油通路 35 设置在轴 10 的内部,并且洒油管 36 配合到供油通路 35 的偏心轴部 12 侧的端部。主轴部 11 的偏心轴部 12 的相反侧端部,即下端部 40 伸出,使得润滑油 6 可浸入供油通路 35 中至规定深度。

[0009] 在具有该配置的密闭型压缩机中,其操作说明如下。电机驱动元件 4 的转子 3 旋转轴 10。因此,偏心轴部 12 的旋转运动通过连杆 26 传递至活塞 23。由此,活塞 23 在压缩室 15 中往复运动。通过活塞 23 的往复运动,制冷剂气体被从冷却系统(未示出)吸入到压缩室 15 中,并被压缩且再次排出到冷却系统中。

[0010] 供油通路 35 的下端部被设计成通过轴 10 的旋转起到泵的作用。通过该泵作用,密闭容器 1 底部的润滑油 6 通过供油通路 35 被向上抽吸。到达供油通路 35 上部的润滑油 6,如箭头 X 所示,从洒油管 36 的上部通过离心力在密闭容器 1 中的整个周向上水平地喷洒。喷洒的润滑油 6 的一部分被供应以润滑活塞销 25、活塞 23 等。

[0011] 由于小端孔部 29 的内壁具有凸面状的球面部 31,因此如果产生上下撬动连杆 26 的力,则由于球面部 31 的接触部分偏离,可以防止活塞销 25 和小端孔部 29 的局部撬动。另

外,大量润滑油 6 可被供应至活塞销 25 和小端孔部 29 的滑动部,由此获得高可靠性和高效率。

[0012] 然而,在该常规的密闭型压缩机中,不足以防止当压缩制冷剂气体的压缩负荷起作用时产生的在活塞 23 与压缩室 15 的内壁 15a 之间的撬动。

[0013] 参照图 22 中的主要部分的截面图,对活塞 23 与压缩室 15 的内壁 15a 之间的撬动的产生进行说明。

[0014] 如图 22 中所示,在制冷剂气体的压缩行程中于活塞 23 上产生的压缩负荷 F 通过连杆 26 作用于偏心轴部 12 上。由于在主轴部 11 与轴承部 20 之间存在间隙,因此当压缩负荷 F 作用于偏心轴部 12 上时,轴 10 位于轴承部 20 的轴心 20A,并且主轴部 11 在轴承部 20 内倾斜至角度 c 的最大程度。因此,偏心轴部 12 也从主轴部 11 的轴心(即,基于平行于主轴部 11 的轴心的偏心轴部 12 的轴心 12A)倾斜角度 dc,并且压缩室 15 与轴承部 20 之间的轴心的相对角度也发生改变。因此,活塞 23 如图 22 中所示,倾斜其轴中心。

[0015] 在该常规的密闭型压缩机中,通过在小端孔部 29 的内壁上形成凸面形状,可以抑制活塞 23 的倾斜,但是不能防止活塞 23 与压缩室 15 的内壁 15a 之间的撬动的产生。

[0016] 由于在活塞 23 与压缩室 15 的内壁 15a 之间产生的撬动,因此在活塞 23 与压缩室 15 的内壁 15a 滑动的滑动面的一部分,即,在图中由 P 所示的上端面的边缘的一部分,表面压力局部地增大。因此,即使在小端孔部 29 中具有凸面状内壁的常规的密闭型压缩机中,仍然存在诸如活塞 23 的早期磨损、磨损量增加以及滑动损失增加的问题。引用列表

[0017] 专利文献

[0018] PTL 1:专利文献 1:日本特开平 09-317644 号公报

发明内容

[0019] 本发明的开发是为了解决以上问题,因此其目的是提供一种能够防止活塞与压缩室之间的撬动、抑制活塞的磨损、降低滑动损失并进一步提高可靠性和效率的密闭型压缩机。

[0020] 本发明提供了一种在密闭容器中容纳有电机驱动元件以及由该电机驱动元件驱动的压缩元件的密闭型压缩机,其中压缩元件包括:轴,其具有由电机驱动元件旋转并驱动的主轴部,以及形成在主轴部的一端与主轴部整体地运动的偏心轴部;轴承部,其通过支撑轴的主轴部而形成悬臂轴承;缸体,其被布置成固定在轴承部中的特定位置,并且形成圆筒形的压缩室;被插入成能够在压缩室内往复运动的活塞;以及用于连接偏心轴部和活塞的连杆,并且,轴承部和压缩室被布置成使得轴承部的轴心或平行于轴承部的轴心的线可以与压缩室的轴心彼此相交,由轴承部的轴心或平行于轴承部的轴心的线与压缩室的轴心形成的角度 a1(rad) 以及预定角度 b1(rad) 满足公式 (1),并且通过与基于轴承部和主轴部之间的间隙的、轴相对于轴承部的倾斜角度的绝对值 c1(rad) 相关联来设定角度 b1。

[0021] $a1 = \pi/2 + b1$ (rad) (1)

[0022] 本发明还提供了一种在密闭容器中容纳有电机驱动元件以及由该电机驱动元件驱动的压缩元件的密闭型压缩机,其中压缩元件包括:轴,其具有由电机驱动元件旋转并驱动的主轴部,以及形成在主轴部的一端与主轴部整体地运动的偏心轴部;轴承部,其通过支撑轴的主轴部而形成悬臂轴承;缸体,其被布置成固定在轴承部中的特定位置,并且形成圆

筒形的压缩室 ;被插入成能够在压缩室内往复运动并具有销孔的活塞 ;被插入并固定在销孔中的活塞销 ;以及用于连接偏心轴部和活塞、并在一端具有大端孔部且在另一端具有小端孔部的连杆,由活塞的轴心和销孔的轴心形成的角度 $a_2(\text{rad})$ 以及预定角度 $b_2(\text{rad})$ 满足公式 (2),并且通过与基于轴承部和主轴部之间的间隙的、轴相对于轴承部的倾斜角度的绝对值 $c_2(\text{rad})$ 相关联来设定角度 b_2 。

$$[0023] \quad a_2 = \pi / 2 + b_2(\text{rad}) \quad (2)$$

[0024] 本发明还提供了一种在密闭容器中容纳有电机驱动元件以及由该电机驱动元件驱动的压缩元件的密闭型压缩机,其中压缩元件包括 :轴,其具有由电机驱动元件旋转并驱动的主轴部,以及形成在主轴部的一端与主轴部整体地运动的偏心轴部 ;轴承部,其通过支撑轴的主轴部而形成悬臂轴承 ;缸体,其被布置成固定在轴承部中的特定位置,并且形成圆筒形的压缩室 ;被插入成能够在压缩室内往复运动并具有销孔的活塞 ;被插入并固定在销孔中的活塞销 ;以及用于连接偏心轴部和活塞销、并在一端具有大端孔部且在另一端具有小端孔部的连杆,由大端孔部的轴心和小端孔部的轴心形成的角度 $a_3(\text{rad})$ 被构成为基于轴承部和主轴部之间的间隙的、轴相对于轴承部的倾斜角度的绝对值 $c_3(\text{rad})$ 的 0.5 倍以上至 3.3 倍以下。

[0025] 在该配置中,能够防止活塞和压缩室之间的撬动。因此,活塞磨损减少且可靠性提高,并且滑动损失减少且获得了高效率。

附图说明

[0026] 图 1 是本发明的优选实施例 1 中的密闭型压缩机的纵截面图。

[0027] 图 2 是在同一优选实施例中当压缩负荷未起作用时的主要部分的放大截面图。

[0028] 图 3 是在同一优选实施例中当压缩负荷起作用时的主要部分的放大截面图。

[0029] 图 4 是示出同一优选实施例中的轴承部与压缩室的相对位置的主要部分的截面图。

[0030] 图 5 是示出基于同一优选实施例的实验的结果的特性图。

[0031] 图 6 是示出同一优选实施例中的轴承部与压缩室的相对位置的上表面的截面图。

[0032] 图 7 是本发明的优选实施例 2 中的压缩室附近的主要部分的截面图。

[0033] 图 8 是同一优选实施例中的压缩室附近的主要部分的截面图。

[0034] 图 9 是示出基于同一优选实施例的实验的结果的特性图。

[0035] 图 10 是本发明的优选实施例 3 中的密闭型压缩机的纵截面图。

[0036] 图 11 是在同一优选实施例中当压缩负荷未起作用时的主要部分的放大截面图。

[0037] 图 12 是在同一优选实施例中当压缩负荷起作用时的主要部分的放大截面图。

[0038] 图 13 是示出同一优选实施例中的活塞与销孔的相对位置的主要部分的截面图。

[0039] 图 14 是示出基于同一优选实施例的实验的结果的特性图。

[0040] 图 15 是在本发明的优选实施例 4 中当压缩负荷未起作用时的主要部分的放大截面图。

[0041] 图 16 是在同一优选实施例中当压缩负荷起作用时的主要部分的放大截面图。

[0042] 图 17 是示出同一优选实施例中的连杆的大端孔部与小端孔部的相对位置的主要部分的截面图。

- [0043] 图 18 是示出基于同一优选实施例的实验的结果的特性图。
- [0044] 图 19 是本发明的优选实施例 5 中的冷柜冰箱的示意性配置图。
- [0045] 图 20 是常规密闭型压缩机的纵截面图。
- [0046] 图 21 是图 20 中的主要部分的放大截面图。
- [0047] 图 22 是图 20 中的主要部分的截面图。

具体实施方式

[0048] 以下参照附图具体说明本发明的优选实施例。然而,必须注意的是,本发明并非仅限于这些优选实施例。

[0049] 实例 1

[0050] 图 1 是本发明的优选实施例 1 中的密闭型压缩机的纵截面图。图 2 是在同一优选实施例中当压缩负荷未起作用时的主要部分的放大截面图。图 3 是在同一优选实施例中当压缩负荷起作用时的主要部分的放大截面图。图 4 是示出同一优选实施例中的轴承部与压缩室的相对位置的主要部分的截面图。图 5 是示出基于同一优选实施例的实验的结果的特性图。

[0051] 在图 1 至图 3 中,密闭容器 101 容纳具有定子 102 和转子 103 的电机驱动元件 104,以及由电机驱动元件 104 驱动的压缩元件 105。在密闭容器 101 的底部包含有润滑油 106。

[0052] 轴 110 具有主轴部 111,以及在主轴部 111 的一端偏心地形成为与该主轴部 111 整体运动的偏心轴部 112。主轴部 111 固定于转子 103 的轴心。供油通路 113 形成在轴 110 的内部和外部。轴 110 的下端部延伸成使得润滑油 106 可浸入供油通路 113 中至规定深度。

[0053] 缸体 114 具有被布置成相互固定在特定位置的圆筒形(或近似圆筒形)的压缩室 115 和轴承部 120。轴承部 120 通过支撑轴 110 的主轴部 111 中的偏心轴部 112 侧的端部而形成悬臂轴承。

[0054] 活塞 123 可往复运动地插入压缩室 115 中。活塞 123 具有平行于偏心轴部 112 的活塞销 125,如图 2 和图 3 中所示。

[0055] 阀板 150 装配于缸体 114 的端面。在缸体 114 中形成圆筒形孔部 116,以便与活塞 123 和阀板 150 一起形成压缩室 115。

[0056] 如图 2 和图 3 中所示,连杆 126 由大端孔部 128、小端孔部 129 和杆部 130 构成。大端孔部 128 配合到偏心轴部 112 上,并且小端孔部 129 通过活塞销 125 连接于活塞 123。偏心轴部 112 和活塞 123 通过连杆 126 及活塞销 125 连接在一起。

[0057] 在本优选实施例中,当压缩制冷剂气体的压缩负荷起作用时,与常规例中相同,活塞 123 的轴心 C 由于轴 110 的倾斜而倾斜。然而,在本优选实施例中,通过与活塞 123 的倾斜对应地倾斜压缩室 115 的轴心 D 而形成压缩室 115。

[0058] 即,在本优选实施例中,当压缩负荷未起作用时,如图 2 中的放大截面图所示,活塞 123 的轴心 C 不向通过倾斜轴心 D 而形成的压缩室 115 倾斜。另一方面,当压缩负荷起作用时,如图 3 中的放大截面图所示,活塞 123 倾斜成使得压缩室 115 的轴心 D 与活塞 123 的轴心 C 可相互重合。

[0059] 通过参照图 4 来说明压缩室 115 的倾斜。轴承部 120 和压缩室 115 被布置成使得示出轴承部 120 的轴心的第一中心线 141 与示出压缩室 115 的轴心的第二中心线 142 可以

彼此相交。在第一中心线 141 和第二中心线 142 之间形成的角度 a_1 在常规密闭型压缩机中为 $\pi/2$ ，然而在本优选实施例中，角度 a_1 与预定角度 b_1 一起满足公式 (1)。

[0060] 在具有该配置的密闭型压缩机中，其操作和作用说明如下。在图 1 中，电机驱动元件 104 的转子 103 使轴 110 旋转。伴随轴 110 的旋转，偏心轴部 112 的旋转运动通过连杆 126 传递至活塞 123。因此，活塞 123 在压缩室 115 中作往复运动。通过活塞 123 的往复运动，将制冷剂气体从具有制冷循环的未示出的冷却系统吸入到压缩室 115 中。制冷剂气体在压缩室 115 中被压缩一次，然后被再次排出到冷却系统中。

[0061] 供油通路 113 的下端部通过轴 110 的旋转起类似泵的作用。通过该泵作用，密闭容器 101 底部的润滑油 106 通过供油通路 113 并被向上抽吸，且在密闭容器 101 中在整个周向上水平地喷洒。喷洒的润滑油 106 被供应以润滑活塞销 125 和活塞 123。

[0062] 在悬臂轴承中，仅在轴 110 的偏心轴部 112 上的主轴部 111 的一侧支撑压缩制冷剂气体的压缩负荷。因此，轴 110 在主轴部 111 和轴承部 120 之间的间隙内倾斜。由此，在轴承部 120 的间隙内倾斜的轴 110 的主轴部 111 的轴心 144 与示出压缩室 115 的轴心的第二中心线 142 之间的角度 a_1 小于 $\pi/2$ 。

[0063] 为了防止由此轴 110 的倾斜引起的活塞 123 对于压缩室 115 的撬动，在本优选实施例中，将示出轴承部 120 的轴心的第一中心线 141 与示出压缩室 115 的轴心的第二中心线之间的角度 a_1 设定为稍大于 $\pi/2$ 。

[0064] 在图 4 中，示出轴承部 120 的轴心的第一中心线 141 与示出压缩室 115 的轴心的第二中心线 142 的交点假定为 0。基于轴承部 120 与主轴部 111 的间隙的、轴 110 相对于轴承部 120 的倾斜角度的绝对值假定为 c_1 。预定角度的值为角度 b_1 。此时，将压缩室 115 形成为使得由示出轴承部 120 的轴心的第一中心线 141 与示出压缩室 115 的轴心的第二中心线 142 所形成的角度 a_1 可以满足公式 (1) 和公式 (3)。

[0065] $b_1 = f(c_1)$; f 为关于独立变量 c_1 的函数 (3)

[0066] 可采用实验值作为将角度 b_1 与轴 110 的倾斜角度的绝对值 c_1 相关联的具体值。图 5 示出了密闭型压缩机的效率的测量结果，其中准备了压缩室 115 的轴心的角度不同的四种缸体 114，并且组装了这些缸体 114。在图 5 中，横坐标轴表示示出压缩室 115 的轴心的第二中心线 142 相对于示出轴承部 120 的轴心的第一中心线 141 的、从 $\pi/2$ 起的扩展（在图 5 中记载为压缩室相对于轴承的角度 b_1 ）。纵坐标轴表示关于角度 b_1 的效率 COP（性能系数）。即，图 5 是关于角度 b_1 的效率 COP 的测量值的二次近似特性图。

[0067] 这里，线 P1 表示角度 b_1 为 0(rad)，并且此时的效率示出常规密闭型压缩机的平均值。在该实验中，由间隙引起的轴 110 的倾斜角度的绝对值 c_1 ，如线 Q1 所示为大约 3.7×10^{-4} (rad)。由图 5 可知，当角度 b_1 在大约 3.7 至 10×10^{-4} (rad) 的范围 (A) 内时，效率很高。类似地，当角度 b_1 在大约 2 至 12×10^{-4} (rad) 的范围 (B) 内时，效率高于常规密闭型压缩机中的效率。

[0068] 使用轴 110 的倾斜角度的绝对值 c_1 来表示该角度 b_1 的范围，并且当角度 b_1 在 $1.0c_1$ 至 $2.7c_1$ 的范围内时，效率非常高，特别是在 $0.5c_1$ 至 $3.3c_1$ 的范围内时，效率高于常规密闭型压缩机中的效率。

[0069] 因此，当用公式 (1) 表示由示出轴承部 120 的轴心的第一中心线 141 与示出压缩室 115 的轴心的第二中心线 142 所形成的角度 a_1 时，期望角度 b_1 和角度的绝对值 c_1 满足

公式 (4) 的关系。

$$[0070] \quad 0.5c1 \leq b1 \leq 3.3c1 \quad (4)$$

[0071] 更优选地,期望角度 $b1$ 和角度的绝对值 $c1$ 满足公式 (5) 的关系。

$$[0072] \quad 1.0c1 \leq b1 \leq 2.7c1 \quad (5)$$

[0073] 因此,通过将由公式 (1) 表示的角度 $a1$ 限定为压缩室 115 的轴心的角度的设计值,并且通过与轴 110 相对于轴承部 120 的倾斜角度的绝对值 $c1$ 相关联而将预定角度 $b1$ 设定为更接近实际值,可以更确定地防止活塞 123 与压缩室 115 之间的撬动。

[0074] 另外,为了提高效率,可将配置确定为避免示出压缩室 115 的轴心的第二中心线 142 与示出轴承部 120 的第一中心线 141 之间的交叉。

[0075] 下面通过参照示出本优选实施例中的轴承部和压缩室的相对位置的图 6 中的上表面的截面图,更具体地说明该配置。

[0076] 相对于示出压缩室 115 的轴心的第二中心线 142,示出轴承部 120 的第一中心线 141(图 6 中为一点)平行地偏移了尺寸“ e ”,其一般称为偏移。

[0077] 在图 6 中,平行于示出轴承部 120 的轴心的第一中心线 141(图 6 中为一点)的第三中心线 143(图 6 中为一点),即,平行于轴承部 120 的轴心的线,与示出压缩室 115 的轴心的第二中心线 142 彼此相交。根据实验,只要尺寸“ e ”在 3mm 以内,则在该配置中也获得了与图 5 中所示结果相同的结果。

[0078] 因此,只要压缩室 115 相对于轴承部 120 的偏移(尺寸“ e ”)在 3mm 以内,即可获得与上述相同的效果。即,当轴承部 120 和压缩室 115 被布置成使得示出压缩室 115 的轴心的第二中心线 142 与平行于示出轴承部 120 的轴心的第一中心线 141 的第三中心线 143 可彼此相交时,可得知以下情况。用公式 (6) 表示在第三中心线 143 和第二中心线 142 之间形成的角度 $a1'$ (rad),并且此时优选地,角度 $b1$ 和角度的绝对值 $c1$ 可满足公式 (4) 的关系。更优选地,角度 $b1$ 和角度的绝对值 $c1$ 应满足公式 (5) 的关系。

$$[0079] \quad a1' = \pi/2 + b1 \text{ (rad)} \quad (6)$$

[0080] 在本优选实施例的悬臂轴承中,当活塞 123 位于下死点处时,配置成使得活塞 123 的至少一部分可从缸体 114 中露出。具体地,形成为使得活塞 123 的总体长度的至少 1/3 或更多可沿轴向露出。

[0081] 在吸入行程的后半阶段或者在压缩行程的初期阶段,当由制冷剂气体的压力引起的压缩负荷在活塞 123 的端面 123a 上的作用不是很大时,轴 110 保持在主轴部 111 与轴承部 120 的间隙内,并且不会倾斜很多。因此,通过将示出轴承部 120 的轴心的第一中心线 141 与示出压缩室 115 的轴心的第二中心线 142 的相对角度设定为稍大于 $\pi/2$,活塞 123 与压缩室 115 之间的撬动增加,并且滑动损失恐怕会增加。

[0082] 然而,在本优选实施例中,当活塞 123 位于下死点处时,设计成使得活塞 123 的轴向的总体长度的至少 1/3 或更多可露出。即,以短尺寸形成引起撬动的活塞 123 的轴向长度,并且可以抑制活塞 123 与压缩室 115 之间的撬动。

[0083] 因此,如果活塞 123 位于下死点附近,则可防止活塞 123 与压缩室 115 之间的撬动。因此,通过减少活塞 123 的磨损可以实现更高的可靠性,并且通过降低滑动损失可以实现更高的效率。

[0084] 实例 2

[0085] 在优选实施例 1 中,通过与活塞 123 的倾斜对应地倾斜压缩室 115 的轴心 D 而形成压缩室 115。然而,在本优选实施例中,除了优选实施例 1 的配置以外,还在圆筒形孔部 116 中形成用于形成压缩室 115 的锥形部。因此,在本优选实施例中,省略关于与优选实施例 1 中相同的配置的说明,而主要说明与优选实施例 1 不同的配置。

[0086] 图 1 至图 4 也可适用于本优选实施例。图 7 是本优选实施例中的压缩室附近的主要部分的截面图,示出了活塞位于下死点处的状态。图 8 是同一优选实施例中的压缩室附近的主要部分的截面图,示出了活塞沿锥形部滑动的状态。图 9 是示出基于同一优选实施例的实验的结果的特性图。

[0087] 在本优选实施例中,与在优选实施例 1 中相同,在缸体 114 中形成圆筒形孔部 116,以便与活塞 123 和阀板 150 一起形成压缩室 115。如图 7 中所示,圆筒形孔部 116 具有从活塞 123 位于上死点的一侧向位于下死点的一侧,内径从 D_t 增加至 D_b ($> D_t$) 的锥形部 117。圆筒形孔部 116 在与到达上死点的活塞 123 的压缩室 115 侧的端部对应的位置,还具有在轴向上长度 L 的区段内内径不变的笔直部 118。在整个总体长度的范围内以相同的外径形成活塞 123。

[0088] 缸体 114 具有在圆筒形孔部 116 的周壁的一部分中,即,在上壁部 119 中切出的槽口,以便如图 7 中所示,当活塞 123 位于下死点处时露出活塞 123 的反压缩室 115 侧。

[0089] 在本优选实施例的该配置中,通过与在压缩制冷剂气体的压缩负荷起作用时轴 110 的倾斜所引起的活塞 123 的倾斜相对应地倾斜压缩室 115 的轴心 D 而形成压缩室 115,并且还在圆筒形孔部 116 中形成用于形成压缩室 115 的锥形部 117。

[0090] 对通过倾斜压缩室的轴心 D 而形成压缩室的配置进行具体说明。如在优选实施例 1 中的图 4 中所说明,轴承部 120 和压缩室 115 被布置成使得示出轴承部 120 的轴心的第一中心线 141 与示出压缩室 115 的轴心的第二中心线 142 可以彼此相交。在第一中心线 141 与第二中心线 142 之间形成的角度当中,在第一中心线 141 下方的轴承部 120 侧与第二中心线 142 的压缩室 115 侧之间的角度假定为 a_1 。在常规密闭型压缩机中,如在优选实施例 1 中所述,角度 a_1 为 $\pi/2$ 。在本优选实施例中,与在优选实施例 1 中相同,假定预定值的角度为 b_1 ,角度 a_1 和角度 b_1 满足公式 (1)。

[0091] 以下是对形成压缩室 115 的圆筒形孔部 116 的锥形部 117 和笔直部 118 的配置的具体说明。如图 7 和图 8 中所示,当活塞 123 的外周沿锥形部 117 滑动时的活塞 123 的轴心与示出压缩室 115 的轴心的第二中心线 142 之间形成的角度假定为 d_1 。此时,由图 7 和图 8 可知,在锥形部 117 与示出压缩室 115 的轴心的第二中心线 142 之间形成的角度对应于 d_1 。

[0092] 在具有该配置的密闭型压缩机中,操作和作用与在优选实施例 1 中所述的基本相同。因此,轴 110 在主轴部 111 与轴承部 120 之间的间隙内倾斜。因而,在轴承部 120 的间隙内倾斜的轴 110 的主轴部 111 的轴心 144 与示出压缩室 115 的轴心的第二中心线 142 之间的角度 a_1 小于 $\pi/2$ 。

[0093] 为了防止由该轴 110 的倾斜引起的活塞 123 对于压缩室 115 的撬动,在本优选实施例中,将示出轴承部 120 的轴心的第一中心线 141 与示出压缩室 115 的轴心的第二中心线 142 之间的角度 a_1 设定为稍大于 $\pi/2$ 。

[0094] 在图 4 中,与在优选实施例 1 中相同,示出轴承部 120 的轴心的第一中心线 141 与

示出压缩室 115 的轴心的第二中心线 142 的交点假定为 0。基于轴承部 120 与主轴部 111 的间隙的、轴 110 相对于轴承部 120 的倾斜角度的绝对值假定为 c_1 。将预定角度的值假定为角度 b_1 ，在本优选实施例中，与在优选实施例 1 中相同，将压缩室 115 形成为使得由示出轴承部 120 的轴心的第一中心线 141 与示出压缩室 115 的轴心的第二中心线 142 所形成的角度 a_1 可以满足公式 (1) 和公式 (3)。

[0095] 如上所述，在本优选实施例中，防止了由于轴 110 的倾斜引起的活塞 123 对于压缩室 115 的撬动。同时，还在压缩行程中，直到向上死点侧移动的中间点，将滑动损失抑制得较低，并且当活塞 123 接近上死点位置时，防止了由于制冷剂气体的压力增加引起的气体泄漏的发生。因此，在本优选实施例中，如图 7 和图 8 中所示，形成压缩室 115 的圆筒形孔部 116 具有在轴向上内径不变的笔直部 118，其形成在与活塞 123 位于上死点时活塞 123 的压缩室 115 侧的上端部对应的位置。另外，圆筒形孔部 116 具有邻近笔直部 118 形成的锥形部 117，其内径从活塞 123 位于上死点的一侧向位于下死点的一侧增加。

[0096] 另外，通过与角度 c_1 相关联来设定将预定角度 b_1 加到在活塞 123 的外周沿锥形部 117 滑动时的活塞 123 的轴心 C 与示出压缩室 115 的轴心的第二中心线 142 之间形成的角度 d_1 上而得到的值。即，将压缩室 115 形成为使得角度 b_1 与角度 d_1 的和可以满足公式 (7)。

[0097] $(b_1+d_1) = f'(c_1)$; f' 为关于独立变量 c_1 的函数 (7)

[0098] 因此，在本优选实施例中，作为预定角度 b_1 的值，或者将角度 b_1 与锥形部 117 的设定角度 d_1 相加而得到的值，可采用实验值作为与轴 110 的倾斜角度的绝对值 c_1 相关联的具体值。图 9 示出了本优选实施例中的密闭型压缩机的效率的测量结果，其中准备了示出压缩室 115 的轴心的第二中心线 142 的角度不同的几种缸体 114，并且组装了这些缸体 114。

[0099] 即，将示出压缩室 115 的轴心的第二中心线 142 相对于示出轴承部 120 的轴心的第一中心线 141 的、从 $\pi/2$ 起的展开角度 b_1 与锥形部 117 的角度 d_1 之和 (b_1+d_1) 除以轴 110 的倾斜角度的绝对值 c_1 ，并且在横坐标轴上绘出所获得的无量纲数。在纵坐标轴上表示与横坐标轴上的各角度对应的效率 COP。即，图 9 是在 $(b_1+d_1)/c_1$ 处的效率的各测量值的二次近似特性图。

[0100] 这里，在横坐标轴上的 0 值处的效率表示在常规密闭型压缩机中的没有锥形部 117 的配置中的平均值。在本实验中的间隙中的轴 110 的倾斜角度的绝对值 c_1 为大约 3.7×10^{-4} (rad)。因此，在图 9 中，这些值由线 P2 和线 Q2 表示。

[0101] 由图 9 可知，当 $(b_1+d_1)/c_1$ 的值在大约 1 至 3.2 的范围 (A) 内时，效率很高。还可知当 $(b_1+d_1)/c_1$ 的值在大约 0.3 至 4 的范围 (B) 内时，效率高于常规密闭型压缩机。

[0102] 因此，当用公式 (1) 表示示出压缩室 115 的轴心的第二中心线 142 相对于示出轴承部 120 的轴心的第一中心线 141 的角度 a_1 时，角度 b_1 和角度 c_1 应优选地满足公式 (8) 的关系。

[0103] $0 < b_1 \leq 2.5c_1$ (8)

[0104] 同时，通过将角度 b_1 设定为不包括 0 (rad) 的正值，特别是在压缩行程中，可以有效地防止当轴 110 在主轴部 111 与轴承部 120 的间隙内很大程度地倾斜时的笔直部 118 与活塞 123 之间的撬动。另外，通过将角度 b_1 设定为 $2.5c_1$ 或更小，在吸入行程的后半阶段

或在压缩行程的初期阶段,当轴 110 在主轴部 111 与轴承部 120 的间隙内没有倾斜很多时,可以有效地防止在活塞 123 与压缩室 115 之间产生撬动。

[0105] 同时,由当活塞 123 的外周沿锥形部 117 滑动时的活塞 123 的轴心 C 与示出压缩室 115 的轴心的第二中心线 142 所形成的角度 d1 优选地满足与角度 b1、角度 c1 和角度 d1 相关的公式 (9)。

$$[0106] \quad 0.3c1 \leq (b1+d1) \leq 4c1 \quad (9)$$

[0107] 更优选地,角度 b1、角度 d1 和角度 c1 应当具有满足公式 (10) 的关系。

$$[0108] \quad c1 \leq (b1+d1) \leq 3.2c1 \quad (10)$$

[0109] 这里,说明将压缩室 115 的轴心 142 相对于轴承部 120 的轴心 141 的角度设定为大于 $\pi/2$ 的效果,以及在压缩室 115 的连杆 126 侧形成锥形部 117 的效果。

[0110] 首先,将示出压缩室 115 的轴心的第二中心线 142 相对于示出轴承部 120 的轴心的第一中心线 141 的角度设定为大于 $\pi/2$ 的效果与在优选实施例 1 中所说明的相同。即,可以有效地防止在由悬臂轴承压缩制冷剂气体时的压缩负荷所引起的轴 110 在轴承部 120 的间隙内的倾斜所导致的活塞 123 对于压缩室 115 的撬动。

[0111] 然而,当活塞 123 在压缩室 115 中往复运动时,由于活塞 123 的外周与压缩室 115 的内周壁之间的滑动,滑动损失变得相对较大。

[0112] 为了减少活塞 123 的外周与压缩室 115 的内周壁之间的滑动损失,在本优选实施例中,在压缩室 115 的上死点侧设置有在轴向上内径不变的笔直部 118,并且还在压缩室 115 的连杆 126 侧形成有设置成从上死点侧向下死点侧内径增加的锥形部 117。

[0113] 因此,在压缩行程中直到向上死点侧移动的中间状态,几乎不产生漏气(即,在压缩室 115 中压缩的制冷剂从活塞 123 的外周与压缩室 115 的内壁之间的间隙中泄漏的现象)。另外,活塞 123 的滑动阻力(滑动损失)变得更小。此外,在压缩行程一直进行到活塞 123 接近上死点的状态中,与在整个长度上形成锥形部 117 的情况相比,可以减少由气压增加引起的制冷剂气体的气体泄漏的产生。

[0114] 这里,在压缩行程中,可以考虑的是活塞 123 的外周可沿锥形部 117 滑动。如图 8 中的压缩室附近的主要部分的截面图中所示,当活塞 123 的外周沿锥形部 117 在重力方向上向下滑动时,活塞 123 的轴心 C 相对于示出轴承部 120 的轴心的第一中心线 141 的倾斜比 $\pi/2$ 大 (b1+d1)。因此,在不仅考虑角度 b1 而且考虑锥形部 117 的角度 d1 的情况下,可以考虑通过与基于轴承部 120 和主轴部 111 之间的间隙的、轴 110 相对于轴承部 120 的倾斜角度的绝对值 c1 的关系来进行优化。

[0115] 作为替换,在仅考虑锥形部 117 的角度 d1 的情况下,如果通过与基于轴承部 120 和主轴部 111 之间的间隙的、轴 110 相对于轴承部 120 的倾斜角度的绝对值 c1 的关系来进行设计,如果在压缩室 115 的上死点侧设置沿轴向内径不变的笔直部 118,则对于在笔直部 118 与活塞 123 之间滑动的情况,不能够防止由轴 110 对于轴承部 120 的倾斜引起的活塞 123 与压缩室 115 之间的撬动。

[0116] 在将活塞 123 的轴心 C 对于示出轴承部 120 的轴心的第一中心线 141 的倾斜与在常规密闭型压缩机中同样地保持在 $\pi/2$ 时,在与基于轴承部 120 和主轴部 111 的间隙的、轴 110 相对于轴承部 120 的倾斜角度的绝对值 c1 相关地设计锥形部 117 的角度 d1 的情况下,如果锥形部 117 的角度 d1 较大,则活塞 123 在压缩室 115 中的行为不稳定,并且噪音可

能会增大。同时,活塞 123 与压缩室 115 之间的润滑油 106 的保持变得不充分,并且制冷剂气体的泄漏可能会增大。

[0117] 相反地,如果锥形部 117 的角度值 d_1 较小,则降低活塞 123 的外周与压缩室 115 的内周壁之间的滑动损失的效果被减弱。

[0118] 因此,可以防止由轴 110 对于轴承部 120 的倾斜引起的活塞 123 与压缩室 115 之间的撬动。同时,还可有效地减少在压缩行程中直到向上死点侧移动的中间状态的活塞 123 的滑动阻力(滑动损失)。另外,在压缩行程一直进行到活塞 123 接近上死点位置的状态中,减少了由气压增加引起的制冷剂气体的气体泄漏的产生。为了满足这些要求,将压缩室 115 的轴心相对于轴承部 120 的轴心的角度设定为大于 $\pi/2$,同时在压缩室 115 的连杆 126 侧设置锥形部 117,使得可获得协同效果。

[0119] 然而,仅通过将压缩室 115 的轴心相对于轴承部 120 的轴心的角度设定为大于 $\pi/2$ 并且在压缩室 115 的连杆 126 侧设置锥形部 117,不能互补彼此的问题。即,在考虑压缩室 115 的轴心相对于轴承部 120 的轴心的角度 a_1 以及锥形部 117 的角度 d_1 两者的情况下,角度 b_1 、角度 d_1 和角度 c_1 可被限定为满足公式 (9) 或公式 (10) 的关系,并可通过与基于轴承部 120 和主轴部 111 之间的间隙的、轴 110 对于轴承部 120 的倾斜角度的绝对值 c_1 相关联而被设定为更接近实际值,且实现以上效果。

[0120] 此时,另外地,当角度 b_1 和角度 d_1 满足公式 (11) 的关系时,根据实验结果,效果进一步提高,并且可靠性和效率比常规密闭型压缩机中高得多。

[0121] $0.5b_1 \leq d_1 \leq 1.5b_1$ (11)

[0122] 如果锥形部 117 的角度 d_1 小于角度 b_1 的 0.5 倍,则降低活塞 123 的外周与压缩室 115 的内周壁之间的滑动损失的效果减弱,相反地,如果锥形部 117 的角度 d_1 大于角度 b_1 的 1.5 倍,则由于活塞 123 在压缩室 115 内的行为不稳定而导致噪音增加,并且这里意从两种特性的角度进行优化。

[0123] 在本优选实施例中,同样地,与在优选实施例 1 中相同,为了获得更高效率,部件可被布置成使得示出压缩室 115 的轴心的第二中心线 142 可以不与示出轴承部 120 的轴心的第一中心线 141 相交。在这种情况下,同样在本优选实施例中,与通过参照图 6 在优选实施例 1 中所述相同,角度 a_1' 和角度 b_1 可被限定为满足公式 (6)。

[0124] 同样在本优选实施例中,当活塞 123 位于下死点处时,至少活塞 123 的一部分被形成为从缸体 114 中露出。更具体地,活塞 123 的总体长度的 1/3 以上沿其轴向露出。因此,与在优选实施例 1 中所述相同,在本优选实施例中,同样地,可以防止当活塞 123 位于下死点附近时的活塞 123 与压缩室 115 之间的撬动。

[0125] 在本优选实施例中,同时,在与当活塞 123 位于上死点时活塞 123 的压缩室 115 侧的上端部对应的压缩室 115 的内周壁上,形成沿轴向内径不变的笔直部 118。然而,在不形成笔直部 118 的情况下,只要设置有锥形部 117 本发明即可适用。即,如果仅形成锥形部 117,尽管从压缩室 115 的制冷剂气体的泄漏增加并且效率倾向于下降,然而可以借助通过与基于轴承部 120 和主轴部 111 之间的间隙的、轴 110 对于轴承部 120 的倾斜的绝对值 c_1 相关联而将角度 d_1 设定为更接近实际值的设计来解决这些问题。

[0126] 实例 3

[0127] 在优选实施例 1 和 2 中,通过与活塞 123 的倾斜对应地倾斜压缩室 115 的轴心而

形成压缩室 115。然而,在本优选实施例中,通过与在压缩制冷剂气体的压缩负荷起作用时由轴 110 的倾斜引起倾斜的连杆的倾斜对应地倾斜销孔的轴心而形成销孔。

[0128] 图 10 是本优选实施例中的密闭型压缩机的纵截面图。图 11 是在同一优选实施例中当压缩负荷未起作用时的主要部分的放大截面图。图 12 是在同一优选实施例中当压缩负荷起作用时的主要部分的放大截面图。图 13 是示出同一优选实施例中的活塞与销孔的相对位置的主要部分的截面图。图 14 是示出基于同一优选实施例的实验的结果的特性图。本优选实施例的密闭型压缩机的基本配置与优选实施例 1 和 2 中相同,不过将再次进行说明。

[0129] 在图 10 至图 12 中,密闭容器 101 容纳具有定子 102 和转子 103 的电机驱动元件 104,以及由电机驱动元件 104 驱动的压缩元件 105。在密闭容器 101 的底部包含有润滑油 106。

[0130] 轴 110 具有主轴部 111,以及在主轴部 111 的一端偏心地形成为与该主轴部 111 整体运动的偏心轴部 112。主轴部 111 固定于转子 103 的轴心。供油通路 113 形成在轴 110 的内部和外部。轴 110 的下端部延伸成使得润滑油 106 可浸入供油通路 113 中至规定深度。

[0131] 缸体 114 具有被布置成相互固定在特定位置的近似圆筒形的压缩室 115 和轴承部 120。轴承部 120 通过支撑轴 110 的主轴部 111 中的偏心轴部 112 侧的端部而形成悬臂轴承。

[0132] 活塞 123 可往复运动地插入压缩室 115 中。活塞 123 具有销孔 124,且活塞销 125 插入并固定在销孔 124 中。

[0133] 如图 11 和图 12 中所示,连杆 126 由大端孔部 128、小端孔部 129 和杆部 130 构成。大端孔部 128 配合到偏心轴部 112 上。小端孔部 129 通过活塞销 125 连接于活塞 123。偏心轴部 112 和活塞 123 通过连杆 126 及活塞销 125 连接在一起。

[0134] 在本优选实施例中,当压缩制冷剂气体的压缩负荷起作用时,连杆 126 也由于轴 110 的倾斜而倾斜。然而,通过与连杆 126 的倾斜对应地倾斜销孔 124 的轴心而形成销孔 124。

[0135] 参照图 11 和图 12 来说明该倾斜的状态。在图 11 中,压缩负荷未起作用,并且该图示出通过相对于压缩室 115 的轴心 D 倾斜销孔 124 的轴心而形成的活塞 123 的轴心 C 的状态的放大截面图。在图 12 中,压缩负荷起作用,并且该图示出使得压缩室 115 的轴心 D 可与活塞 123 的轴心 C 重合的活塞 123 的状态的放大截面图。

[0136] 在图 13 中示出了销孔 124 的倾斜,其中,在示出活塞 123 的轴心 C 的第一中心线 141 与示出销孔 124 的轴心的第二中心线 142 之间形成的角度 a_2 ,在常规密闭型压缩机中为 $\pi/2$,但在本优选实施例中被限定成与预定角度 b_2 一起满足公式 (2)。

[0137] 在具有该配置的密闭型压缩机中,其操作和作用说明如下。电机驱动元件 104 的转子 103 使轴 110 旋转。伴随轴 110 的旋转,偏心轴部 112 的旋转运动通过连杆 126 传递至活塞 123。因此,活塞 123 在压缩室 115 中往复运动。通过活塞 123 的往复运动,制冷剂气体被从未示出的冷却系统吸入到压缩室 115 中,并被压缩一次,且被再次排出到冷却系统中。

[0138] 供油通路 113 的下端部通过轴 110 的旋转起类似泵的作用。通过该泵作用,密闭容器 101 底部的润滑油 106 通过供油通路 113 并被向上抽吸,且在密闭容器 101 中在整个

周向上水平地喷洒。喷洒的润滑油 106 被供应以润滑活塞销 125 和活塞 123。

[0139] 在悬臂轴承中,仅在轴 110 的偏心轴部 112 上的主轴部 111 的一侧支撑压缩制冷剂气体的压缩负荷。因此,轴 110 在主轴部 111 与轴承部 120 之间的间隙内倾斜。因而,在轴承部 120 的间隙内倾斜的轴 110 的主轴部 111 的轴心 144 与压缩室 115 的轴心 D 之间的相对角度小于 $\pi/2$ 。

[0140] 为了防止由该轴 110 的倾斜引起的活塞 123 对于压缩室 115 的撬动,在本优选实施例中,将示出活塞 123 的轴心的第一中心线 141 与示出销孔 124 的轴心的第二中心线 142 之间的相对角度设定为稍大于 $\pi/2$ 。

[0141] 在图 12 和图 13 中,示出活塞 123 的轴心 C 的第一中心线 141 与示出销孔 124 的轴心的第二中心线 142 的交点假定为 0。基于轴承部 120 与主轴部 111 的间隙的、主轴部 111 的轴心 144 相对于轴承部 120 的轴心的倾斜角度的绝对值假定为 c_2 。预定角度的值为角度 b_2 ,并且销孔 124 被形成为使得由示出活塞 123 的轴心 C 的第一中心线 141 与示出销孔 124 的轴心的第二中心线 142 所形成的角度 a_2 可以满足公式 (2) 和公式 (12)。

[0142] $b_2 = f(c_2)$; f 为关于独立变量 c_2 的函数 (12)

[0143] 可采用实验值作为将预定角度 b_2 与轴 110 的倾斜角度的绝对值 c_2 相关联的具体值。图 14 示出了密闭型压缩机的效率的测量结果,其中准备了销孔 124 的轴心的角度不同的活塞 123,并且组装了这些活塞 123。即,横坐标轴表示示出销孔 124 的轴心的第二中心线 142 相对于示出活塞 123 的轴心的第一中心线 141 的、从 $\pi/2$ 起的展开 (在图 14 中记载为销孔轴心相对于活塞轴心的角度 b_2)。纵坐标轴表示相对于角度 b_2 的效率 COP。即,图 14 是关于角度 b_2 的效率 COP 的测量值的二次近似特性图。

[0144] 这里,在由线 P3 示出角度 b_2 为 0 处的效率示出常规密闭型压缩机的平均值。在该实验中,由间隙引起的轴 110 的倾斜角度的绝对值 c_2 为大约 3.7×10^{-4} 。由图 14 可知,当角度 b_2 在大约 3.7 至 10×10^{-4} 的范围 (A) 内时,效率很高。类似地,当角度 b_2 在大约 2 至 12×10^{-4} 的范围 (B) 内时,效率高于常规密闭型压缩机中的效率。

[0145] 使用轴 110 的倾斜角度的绝对值 c_2 来表示该角度 b_2 的范围,并且当角度 b_2 在 $1.0c_2$ 至 $2.7c_2$ 的范围内时,效率非常高,特别是在 $0.5c_2$ 至 $3.3c_2$ 的范围内时,效率高于常规密闭型压缩机中的效率。

[0146] 因此,当用公式 (2) 表示由示出活塞 123 的轴心的第一中心线 141 与示出销孔 124 的轴心的第二中心线 142 所形成的角度 a_2 时,期望角度 b_2 和角度的绝对值 c_2 满足公式 (13) 的关系。

[0147] $0.5c_2 \leq b_2 \leq 3.3c_2$ (13)

[0148] 更优选地,期望角度 b_2 和角度 c_2 满足公式 (14) 的关系。

[0149] $1.0c_2 \leq b_2 \leq 2.7c_2$ (14)

[0150] 因此,在本优选实施例中,通过将由公式 (2) 表示的角度 a_2 限定为销孔 124 的轴心的角度的设计值,并且通过与轴 110 相对于轴承部 120 的倾斜角度的绝对值 c_2 相关联而将预定角度 b_2 设定为更接近实际值,可以防止活塞 123 与压缩室 115 之间的撬动。

[0151] 另外,在本优选实施例的悬臂轴承中,当活塞 123 位于下死点处时,设计成使得活塞 123 的至少一部分可从缸体 114 中露出。更具体地,活塞 123 的轴向上的总体长度的 $1/3$ 以上可以露出。

[0152] 在吸入行程的后半阶段或者在压缩行程的初期阶段,当由制冷剂气体的压力引起的压缩负荷在活塞 123 的端面 123a 上的作用不是很大时,轴 110 保持在主轴部 111 与轴承部 120 的间隙内,并且不会倾斜很多。因此,通过将示出活塞 123 的轴心的第一中心线 141 与示出销孔 124 的轴心的第二中心线 142 的相对角度设定为稍大于 $\pi/2$,活塞 123 与压缩室 115 之间的撬动增加,并且滑动损失恐怕会增加。

[0153] 然而,在本优选实施例中,当活塞 123 位于下死点处时,设计成使得活塞 123 的轴向上的总体长度的至少 1/3 或更多可以露出。即,以短尺寸形成引起撬动的活塞 123 的轴向长度,并且可以抑制活塞 123 与压缩室 115 之间的撬动。

[0154] 因此,如果活塞 123 位于下死点附近,则可防止活塞 123 与压缩室 115 之间的撬动。因此,通过减少活塞 123 的磨损可以实现更高的可靠性,并且通过降低滑动损失可以实现更高的效率。

[0155] 在本优选实施例中,活塞 123 在竖直方向上是非对称的,使得在组装过程中可以容易地区分上下。具体地,在活塞 123 的上部形成有判断孔 146a。通过组装成使得该判断孔 146a 可处于上侧,不会上下颠倒地组装活塞 123。因此,可以确定地获得活塞 123 与压缩室 115 之间的防止撬动的效果。

[0156] 在本优选实施例中同样地,与在优选实施例 2 中所述相同,通过在圆筒形孔部 116 中形成用于形成压缩室 115 的锥形部 117,获得了与优选实施例 2 中相同的效果。即,除了在图 10 至图 13 中说明的配置以外,通过应用图 7 和图 8 中所示的配置,获得了如图 9 中所示的特性。在图 7 至图 9 中,用相同的附图标记标识与优选实施例 2 中相同的部件,并且用与优选实施例 2 中相同的标记说明角度。在本优选实施例中,通过与角度 c_2 相关联来设定将预定角度 b_2 加到在活塞 123 的外周沿锥形部 117 滑动时的活塞 123 的轴心 C 与示出压缩室 115 的轴心的第二中心线 142 之间形成的角度 d_2 上所得的和。将压缩室 115 形成为使得角度 b_2 与角度 d_2 的和可以满足公式 (15)。

[0157] $(b_2+d_2) = f''(c_2)$; f'' 为关于独立变量 c_2 的函数 (15)

[0158] 在本优选实施例中,同样地,作为预定角度 b_2 或者角度 b_2 与锥形部 117 的预定角度 d_2 之和,可采用实验值作为与轴 110 的倾斜角度的绝对值 c_2 相关联的具体数值。通过与优选实施例 2 中相同的实验,获得了与图 9 中相同的测量结果。

[0159] 因此,在本优选实施例中,同样地,在活塞 123 的外周沿锥形部 117 滑动时的活塞 123 的轴心 C 与示出压缩室 115 的轴心的第二中心线 142 之间形成的角度 d_2 优选地满足关于角度 b_2 、角度 c_2 和角度 d_2 的公式 (16) 的关系。

[0160] $0.3c_2 \leq (b_2+d_2) \leq 4c_2$ (16)

[0161] 另外,角度 b_2 、角度 d_2 和角度 c_2 应当优选地满足公式 (17) 的关系。

[0162] $c_2 \leq (b_2+d_2) \leq 3.2c_2$ (17)

[0163] 此外,当角度 b_2 和角度 d_2 满足公式 (18) 时,获得与优选实施例 2 中相同的效果,并且可靠性和效率比常规密闭型压缩机中高得多。

[0164] $0.5b_2 \leq d_2 \leq 1.5b_2$ (18)

[0165] 实例 4

[0166] 在优选实施例 1 和 2 中,通过与活塞 123 的倾斜对应地倾斜压缩室 115 的轴心而形成压缩室 115。在优选实施例 3 中,通过与在压缩制冷剂气体的压缩负荷起作用时由轴

110 的倾斜引起倾斜的连杆 126 的倾斜对应地倾斜销孔 124 的轴心而形成销孔 124。然而，在本优选实施例中，与压缩制冷剂气体的压缩负荷起作用时的轴 110 的倾斜对应地相对于大端孔部 128 的轴心倾斜小端孔部 129 的轴心。

[0167] 本优选实施例的密闭型压缩机的基本配置与在图 10 中说明的优选实施例 3 中的基本配置相同。图 15 是在本优选实施例中当压缩负荷未起作用时的主要部分的放大截面图。图 16 是在同一优选实施例中当压缩负荷起作用时的主要部分的放大截面图。图 17 是示出同一优选实施例中的连杆的大端孔部与小端孔部的相对位置的主要部分的截面图。图 18 是示出基于同一优选实施例的实验的结果的特性图。

[0168] 参照图 10、图 15 和图 16 对本优选实施例的总体配置的说明与优选实施例 3 中相同，且因此省略。在本优选实施例中，如上所述，与压缩制冷剂气体的压缩负荷起作用时的轴 110 的倾斜相对应，相对于大端孔部 128 的轴心倾斜小端孔部 129 的轴心。

[0169] 参照图 15 和图 16 来说明该倾斜的状态。图 15 示出了当压缩负荷未起作用时活塞 123 的轴心 C 相对于压缩室 115 的轴心 D 的状态的放大截面图。图 16 示出了使得在压缩负荷起作用时压缩室 115 的轴心 D 与活塞 123 的轴心 C 可相互重合的活塞 123 和连杆 126 的状态的放大截面图。

[0170] 在图 17 中示出了大端孔部 128 的轴心与小端孔部 129 的轴心的倾斜关系。如图 17 中所示，在示出大端孔部 128 的轴心的第一中心线 141 与示出小端孔部 129 的轴心的第二中心线 142 之间形成的角度当中，在第一中心线 141 上方的偏心轴部 112 侧（反主轴部 111 侧）与第二中心线 142 或线 143 上方的偏心轴部 112 侧（反主轴部 111 侧）之间形成的角度假定为 a_3 。基于轴承部 120 与主轴部 111 之间的间隙的、轴 110 相对于轴承部 120 的倾斜角度的绝对值假定为 c_3 。在常规密闭型压缩机中，角度 a_3 为 0。在本优选实施例中，角度 a_3 由公式 (19) 限定。

$$[0171] \quad 0.5c_3 \leq a_3 \leq 3.3c_3 \quad (19)$$

[0172] 即，大端孔部 128 的轴心和小端孔部 129 的轴心随着从偏心轴部 112 侧（上方）向主轴部 111 侧（下方）的行进，沿靠近的方向稍稍倾斜。

[0173] 在具有该配置的密闭型压缩机中，基本操作和作用与在优选实施例 3 中相同，且省略其说明。在本优选实施例中，同样地，在悬臂轴承中，压缩制冷剂气体时的压缩负荷仅由轴 110 的偏心轴部 112 的一侧上的主轴部 111 来支撑。因而，轴 110 在主轴部 111 与轴承部 120 的间隙内倾斜。

[0174] 因此，在轴承部 120 的间隙内倾斜的轴 110 的主轴部 111 的轴心 144 与压缩室 115 的轴心 D 的相对角度小于 $\pi/2$ 。

[0175] 为了防止由该轴 110 的倾斜引起的活塞 123 对于压缩室 115 的撬动，在本优选实施例中，将示出大端孔部 128 的轴心的第一中心线 141 与示出小端孔部 129 的轴心的第二中心线 142 之间的相对角度设定为稍大于 0。

[0176] 在图 16 和图 17 中，大端孔部 128 和小端孔部 129 被形成为使得示出大端孔部 128 的轴心的第一中心线 141 与示出小端孔部 129 的轴心的第二中心线 142 之间的角度 a_3 ，以及基于轴承部 120 与主轴部 111 的间隙的、主轴部 111 的轴心 144 相对于轴承部 120 的轴心的倾斜角度的绝对值 c_3 可以满足公式 (15)。在图 17 中，为了易于理解角度 a_3 ，标示出与示出小端孔部 129 的轴心的第二中心线 142 平行的线 143，并且用角度 a_3 来表示该线 143

与示出大端孔部 128 的轴心的第一中心线 141 之间的角度。

[0177] 可采用实验值作为将角度 a_3 与轴 110 的倾斜角度的绝对值 c_3 相关联的具体值。图 18 示出了密闭型压缩机的效率 COP 的测量结果,其中准备了大端孔部 128 的轴心与小端孔部 129 的轴心之间的相对角度 a_3 变化的连杆 126,并且组装了这些连杆 126。即,在横坐标轴上绘出示出大端孔部 128 的轴心的第一中心线 141 与示出小端孔部 129 的轴心的第二中心线 142 之间的角度(在图 18 中为连杆的大端孔部的轴心与小端孔部的轴心的角度 a_3)。在纵坐标轴上绘出对于各角度 a_3 值的效率 COP。即,图 18 是在各角度 a_3 值的效率 COP 的各测量值的二次近似特性图。

[0178] 这里,在由线 P4 示出角度 a_3 为 0 处的效率示出常规密闭型压缩机的平均值。由线 Q4 示出的由本实验中的间隙引起的轴 110 的倾斜角度的绝对值 c_3 为大约 3.7×10^{-4} 。由图 18 可知,当角度 a_3 在大约 3.7 至 10×10^{-4} 的范围 (A) 内时,效率很高。类似地,当角度 a_3 在大约 2 至 12×10^{-4} 的范围 (B) 内时,效率高于常规密闭型压缩机中的效率。

[0179] 使用轴 110 的倾斜角度的绝对值 c_3 来表示该角度 a_3 的范围,并且当角度 a_3 在 $1.0c_3$ 至 $2.7c_3$ 的范围内时,效率非常高,特别是在 $0.5c_3$ 至 $3.3c_3$ 的范围内时,效率高于常规密闭型压缩机中的效率。

[0180] 因此,由示出大端孔部 128 的轴心的第一中心线 141 与示出小端孔部 129 的轴心的第二中心线 142 形成的角度 a_3 以及角度 c_3 应当优选地满足公式 (19) 的关系。更优选地,期望角度 a_3 和角度 c_3 满足公式 (20) 的关系。

$$[0181] \quad 1.0c_3 \leq a_3 \leq 2.7c_3 \quad (20)$$

[0182] 然而,如果角度 a_3 对于角度 c_3 设定得过小,特别是在压缩行程中,则不能防止当轴 110 在主轴部 111 与轴承部 120 的间隙内倾斜很多时笔直部 118 与活塞 123 之间的撬动,或者相反地,如果角度 a_3 对于角度 c_3 设定得过大,则在吸入行程的后半阶段或者在压缩行程的初期阶段,当轴 110 在主轴部 111 与轴承部 120 的间隙内没有倾斜很多时,不能防止活塞 123 与压缩室 115 之间的撬动。

[0183] 因此,在本优选实施例中,通过与轴 110 相对于轴承部 120 的倾斜角度的绝对值 c_3 相关联地将大端孔部 128 的轴心与小端孔部 129 的轴心的角度 a_3 限定为更接近实际值,可以防止活塞 123 与压缩室 115 之间的撬动。

[0184] 另外,在本优选实施例的悬臂轴承中,当活塞 123 位于下死点处时,设计成使得活塞 123 的至少一部分可从缸体 114 中露出。更具体地,活塞 123 的轴向上的总体长度的 $1/3$ 以上可以露出。

[0185] 在本优选实施例中,与在优选实施例 3 中相同,在吸入行程的后半阶段或者在压缩行程的初期阶段,通过将示出大端孔部 128 的轴心的第一中心线 141 与示出小端孔部 129 的轴心的第二中心线 142 的相对角度设定为稍大于 0,活塞 123 与压缩室 115 之间的撬动增加,并且滑动损失恐怕会增加。

[0186] 然而,在本优选实施例中,当活塞 123 位于下死点处时,设计成使得活塞 123 的轴向上的总体长度的至少 $1/3$ 或更多可以露出。即,以短尺寸形成引起撬动的活塞 123 的轴向长度,并且可以抑制活塞 123 与压缩室 115 之间的撬动。

[0187] 因此,如果活塞 123 位于下死点附近,则可防止活塞 123 与压缩室 115 之间的撬动。因此,通过减少活塞 123 的磨损可以实现更高的可靠性,并且通过降低滑动损失可以实

现更高的效率。

[0188] 在本优选实施例中,连杆 126 在竖直方向上是非对称的,使得在组装过程中可以容易地区分上下。具体地,在连杆 126 的上部形成有判断凸起 146b。通过组装成使得该判断凸起 146b 可处于上侧,不会上下颠倒地组装连杆 126。因此,可以确定地获得活塞 123 与压缩室 115 之间的防止撬动的效果。

[0189] 为了更高的效率,部件可被布置成使得示出压缩室 115 的轴心的中心线可以不与轴承部 120 的轴心相交。在该情况下,同样地,与在优选实施例 1 中相同,只要压缩室 115 从轴承部 120 的偏移在 3mm 以内,即可获得与本优选实施例中相同的效果。

[0190] 在本优选实施例中,同样地,与在优选实施例 2 和 3 中所述相同,通过在圆筒形孔部 116 中形成用于形成压缩室 115 的锥形部 117,获得了与优选实施例 2 和 3 中相同的效果。

[0191] 因此,在本优选实施例中,同样地,当活塞 123 的外周沿锥形部 117 滑动时在活塞 123 的轴心 C 与示出压缩室 115 的轴心的第二中心线 142 之间形成的角度 d3 优选地满足关于预定角度 b3、角度 c3 和角度 d3 的公式 (21) 的关系。

$$[0192] \quad 0.3c3 \leq (b3+d3) \leq 4c3 \quad (21)$$

[0193] 另外,角度 b3、角度 d3 和角度 c3 应当优选地满足公式 (22) 的关系。

$$[0194] \quad c3 \leq (b3+d3) \leq 3.2c3 \quad (22)$$

[0195] 此外,当角度 b3 和角度 d3 满足公式 (23) 时,获得与优选实施例 2 中相同的效果,并且可靠性和效率比常规密闭型压缩机中高得多。

$$[0196] \quad 0.5b3 \leq d3 \leq 1.5b3 \quad (23)$$

[0197] 实例 5

[0198] 图 19 是使用优选实施例 1 至 4 中说明的任何一种密闭型压缩机的、本发明的优选实施例 5 中的冷柜冰箱的示意性配置图。在图 19 中,本优选实施例的冷柜冰箱 200 包括设置在箱体 201 的正面的多个储藏室 202,以及设置在背面的机械室 203。机械室 203 容纳如优选实施例 1 至 4 中所述的密闭型压缩机 204。密闭型压缩机 204 通过管 206 连接于诸如冷凝器的制冷循环组成元件 205。密闭型压缩机 204 由控制装置 207 控制,并且运行适当的制冷循环。因此,根据本优选实施例,获得了高可靠性和高效率的冷柜冰箱。

[0199] 工业适用性

[0200] 如文中所述,本发明的密闭型压缩机能够实现高可靠性和高效率,因此适用于例如空调器或自动售货机的运行制冷循环的冷冻和冷藏设备。

[0201] 附图标记列表

[0202] 101 密闭容器

[0203] 102 定子

[0204] 103 转子

[0205] 104 电机驱动元件

[0206] 105 压缩元件

[0207] 106 润滑油

[0208] 110 轴

[0209] 111 主轴部

- [0210] 112 偏心轴部
- [0211] 113 供油通路
- [0212] 114 缸体
- [0213] 115 压缩室
- [0214] 116 圆筒形孔部
- [0215] 117 锥形部
- [0216] 118 笔直部
- [0217] 120 轴承部
- [0218] 123 活塞
- [0219] 123a 端面
- [0220] 124 销孔
- [0221] 125 活塞销
- [0222] 126 连杆
- [0223] 128 大端孔部
- [0224] 129 小端孔部
- [0225] 130 杆部
- [0226] 141 第一中心线
- [0227] 142 第二中心线
- [0228] 143 第三中心线
- [0229] 144 主轴部的轴心
- [0230] 146a 判断孔
- [0231] 146b 判断凸起
- [0232] 150 阀板
- [0233] 200 冷柜冰箱
- [0234] 201 箱体
- [0235] 202 储藏室
- [0236] 203 机械室
- [0237] 204 密封型压缩机
- [0238] 205 制冷循环组成元件
- [0239] 206 管
- [0240] 207 控制装置

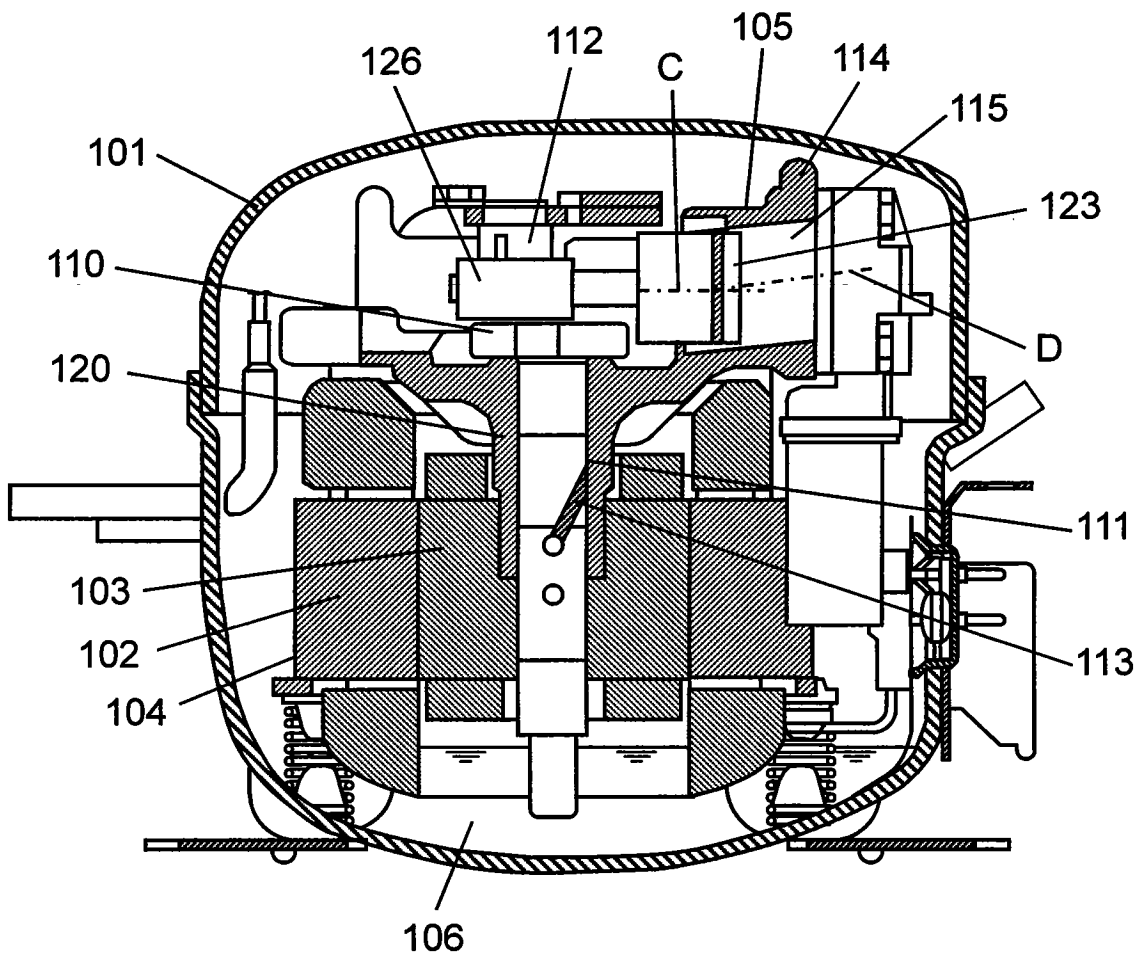


图 1

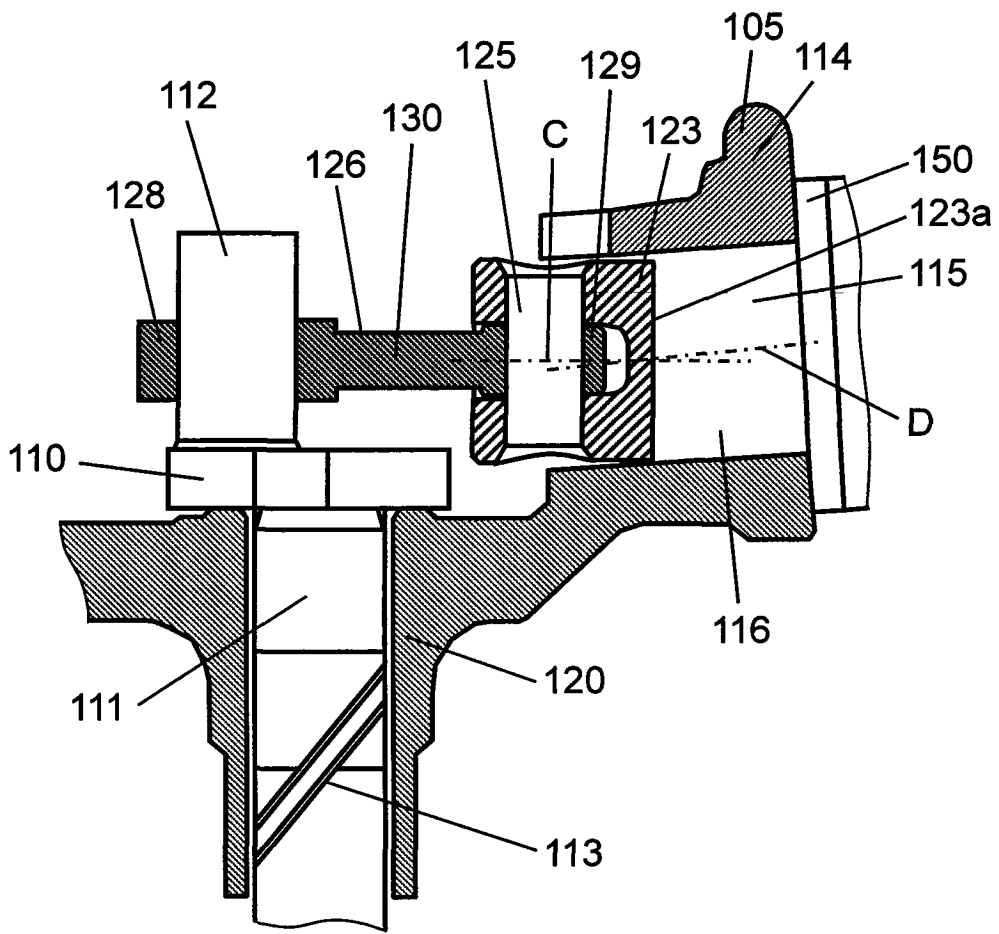


图 2

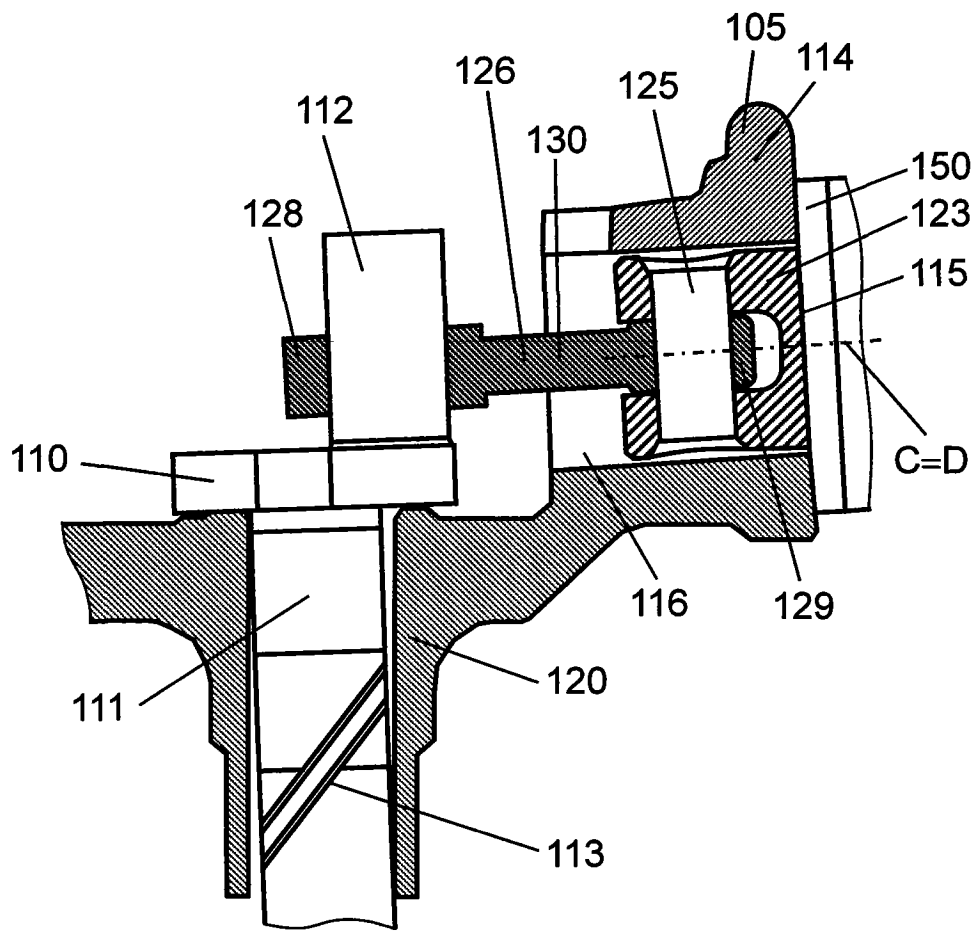


图 3

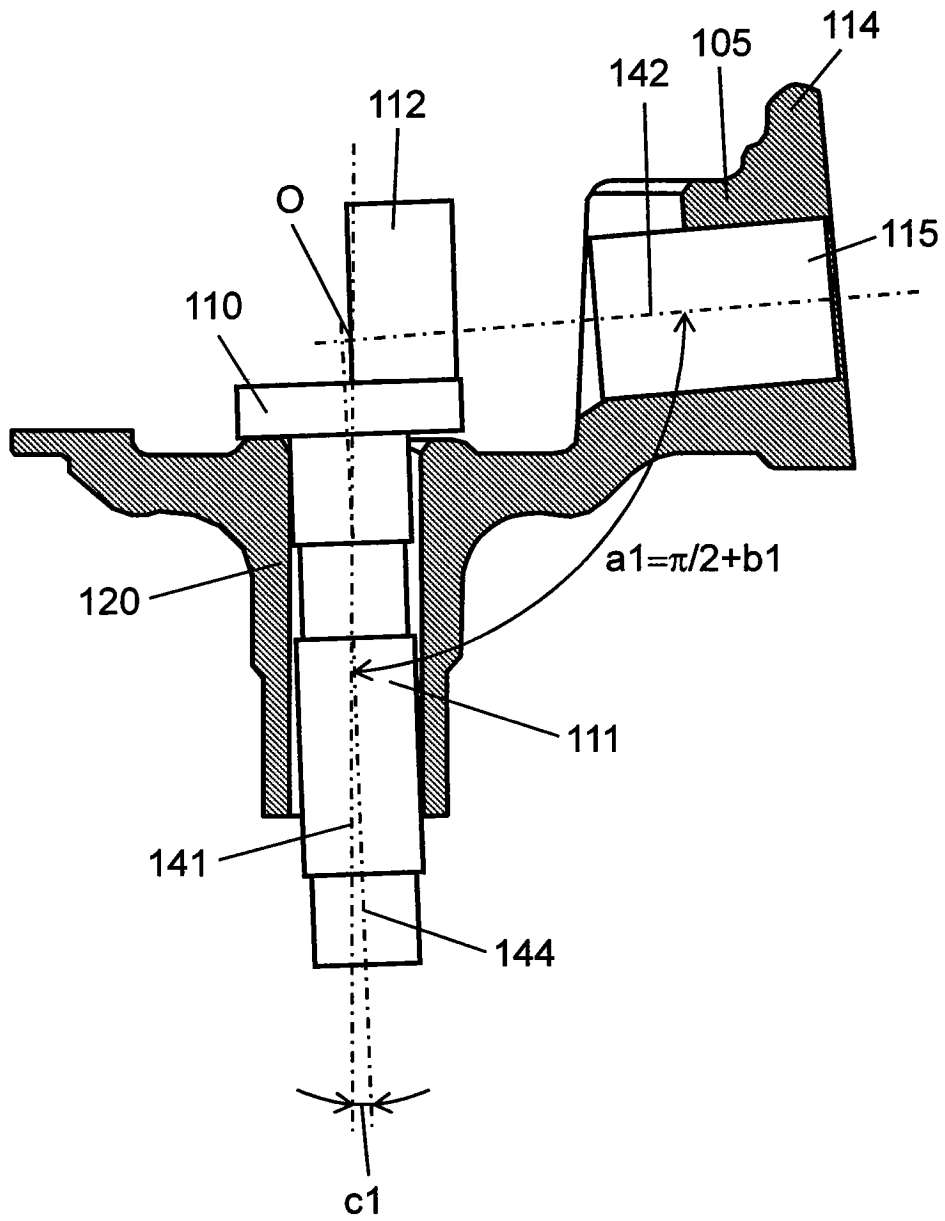


图 4

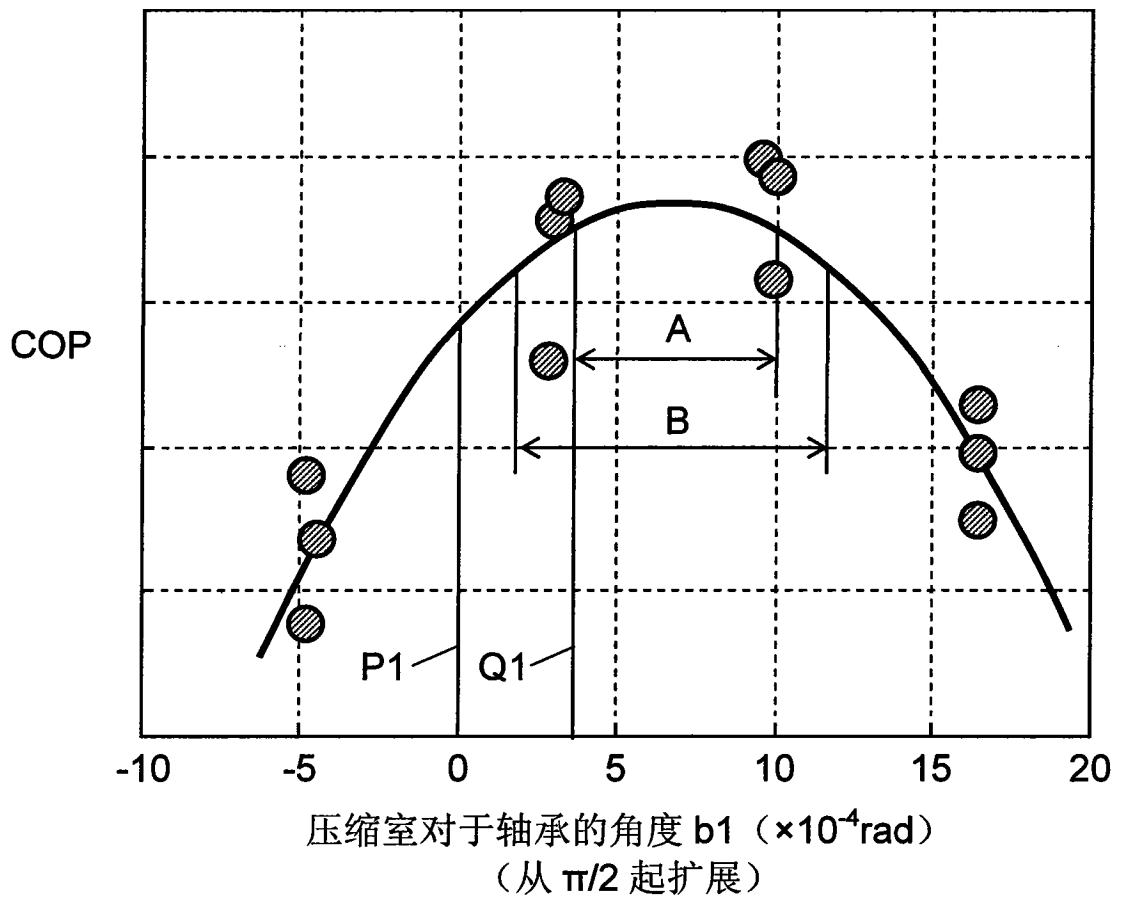


图 5

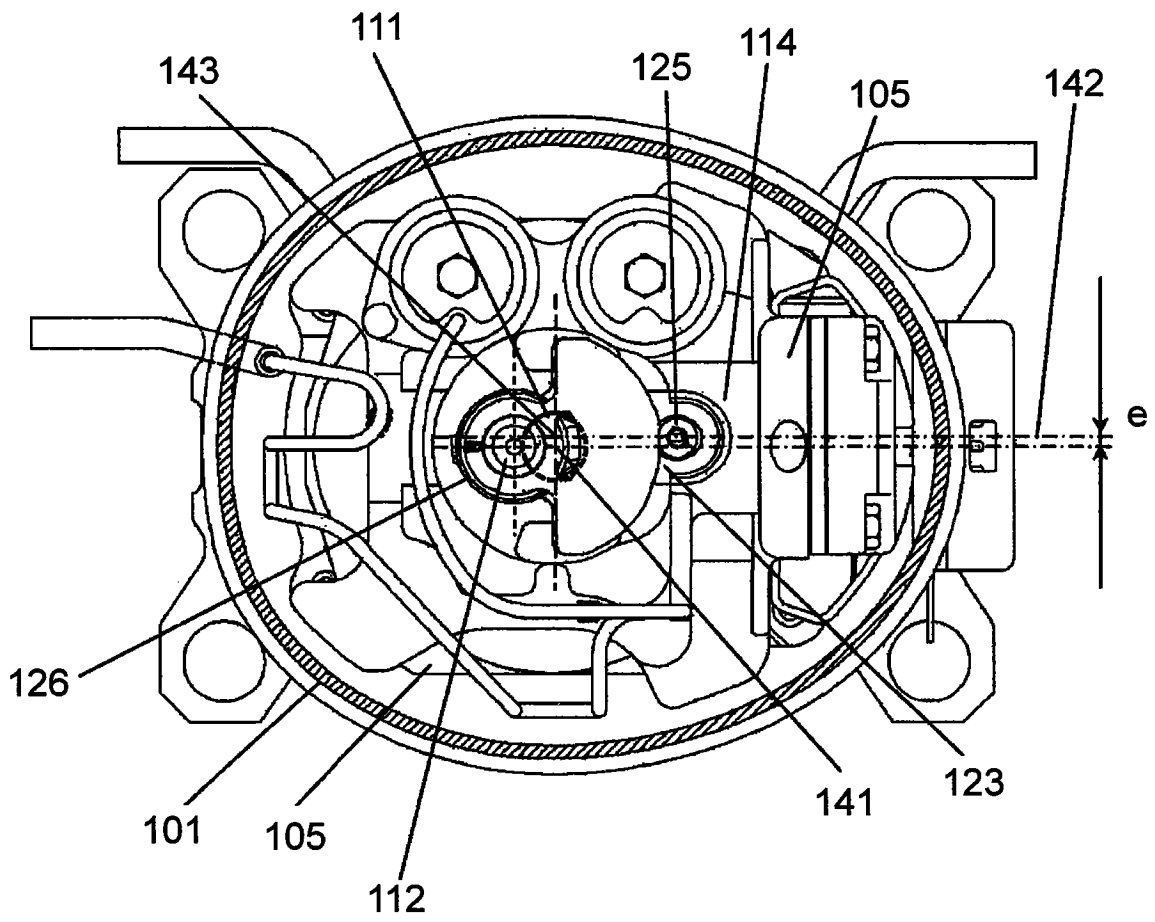


图 6

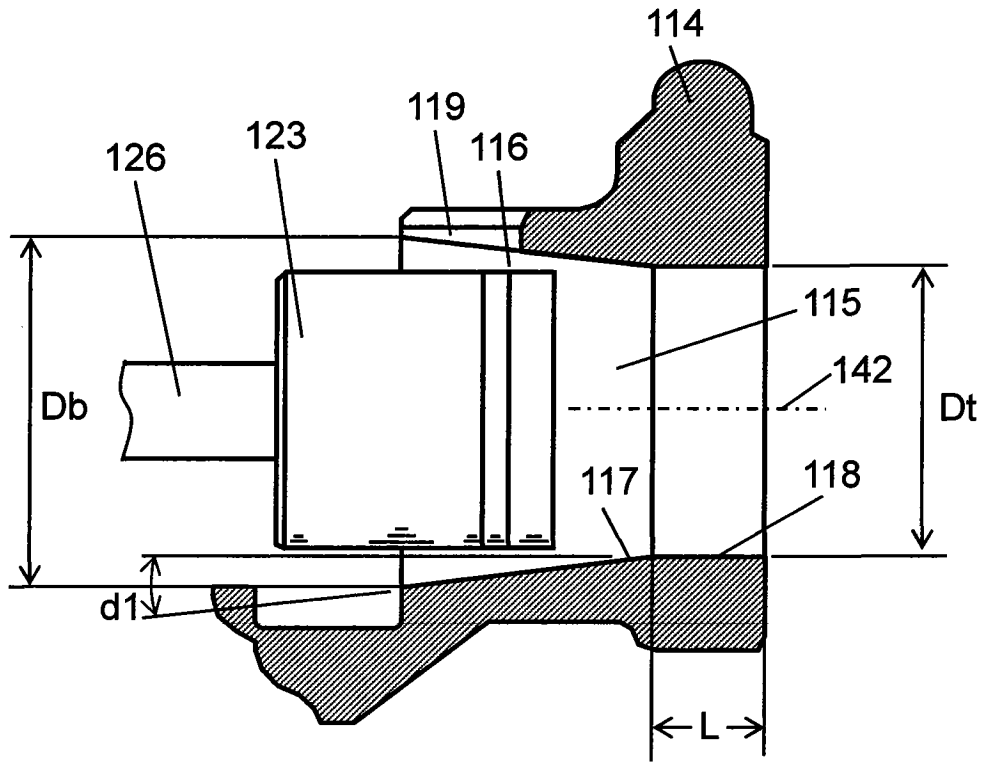


图 7

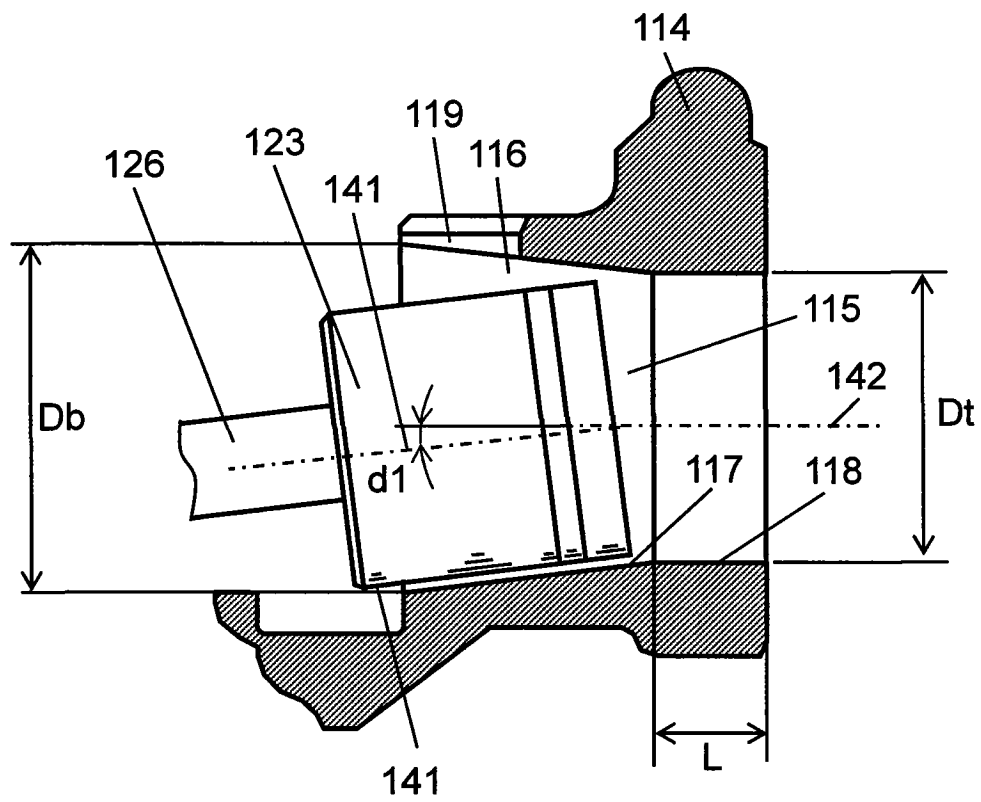


图 8

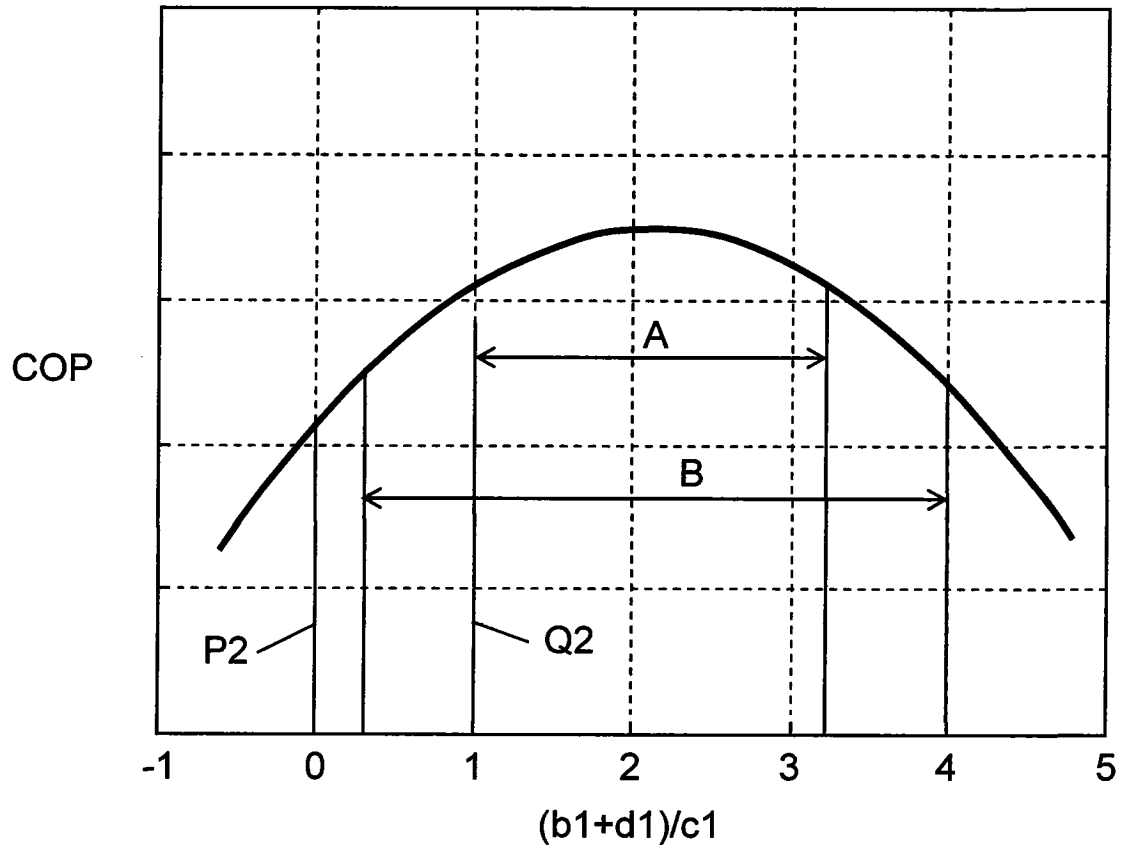


图 9

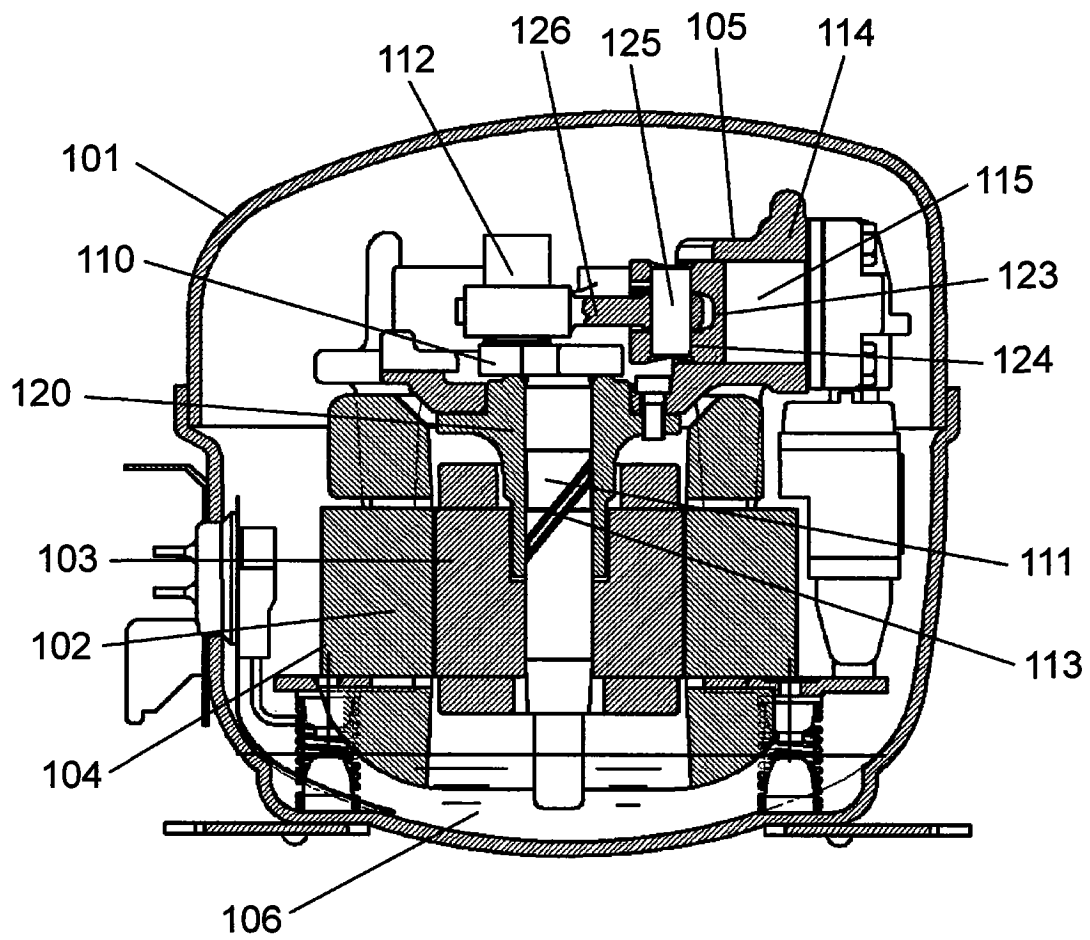


图 10

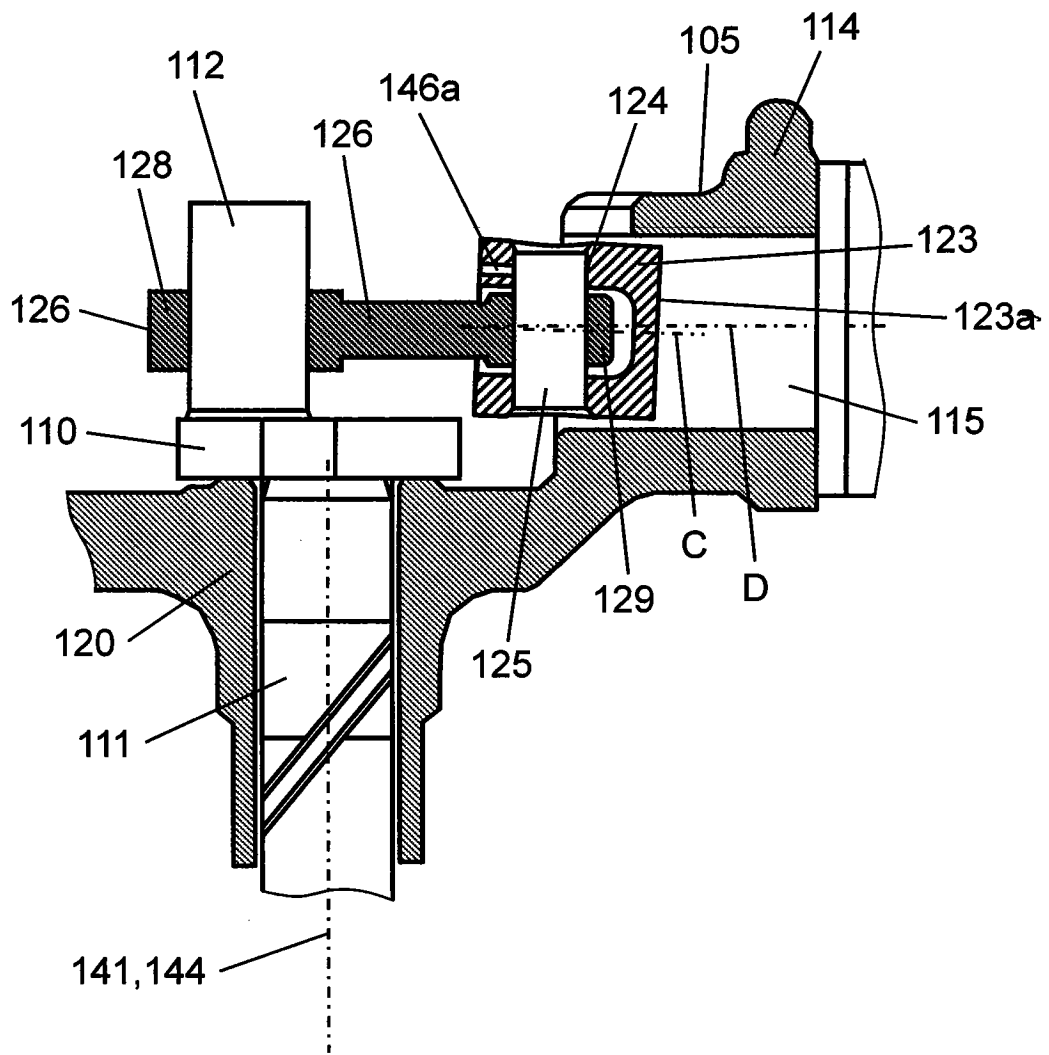


图 11

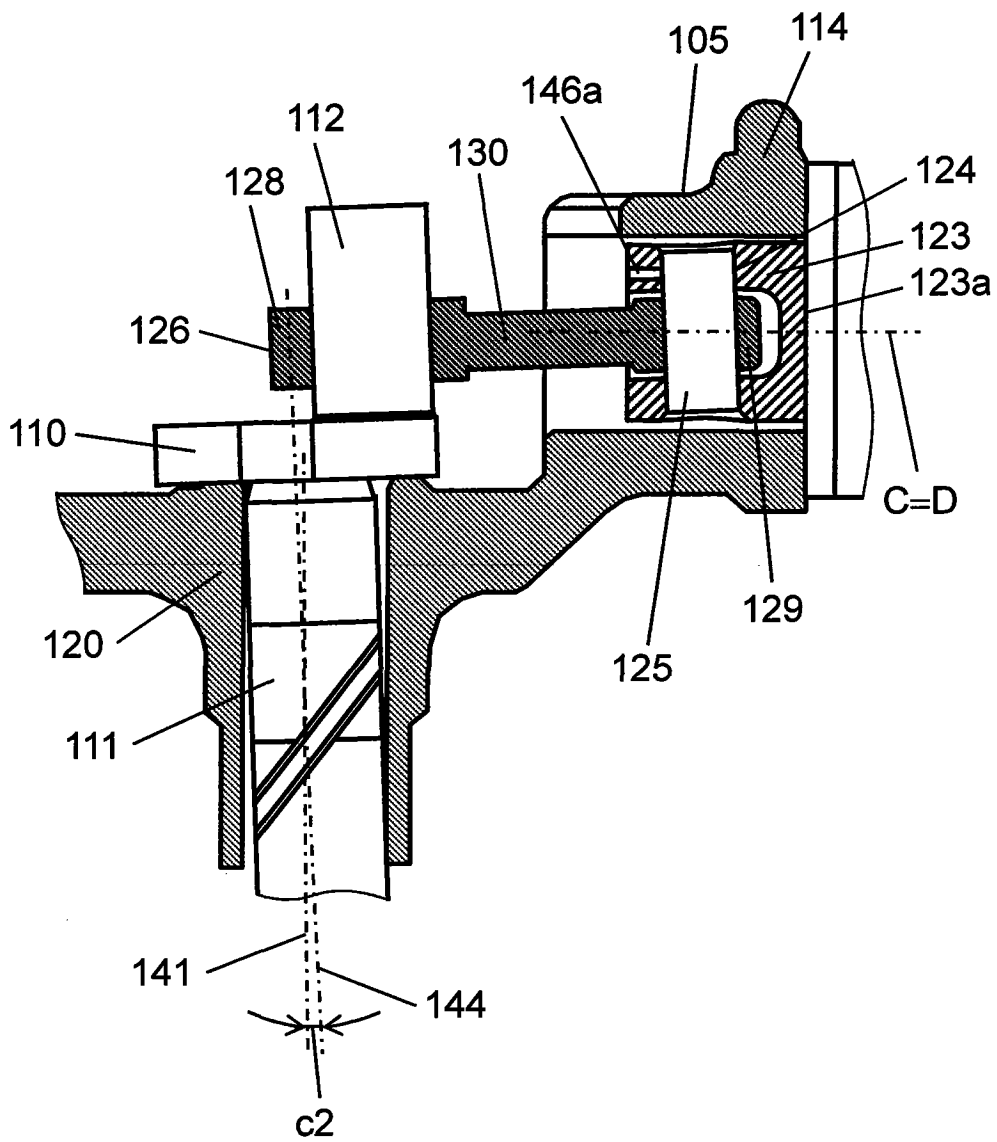


图 12

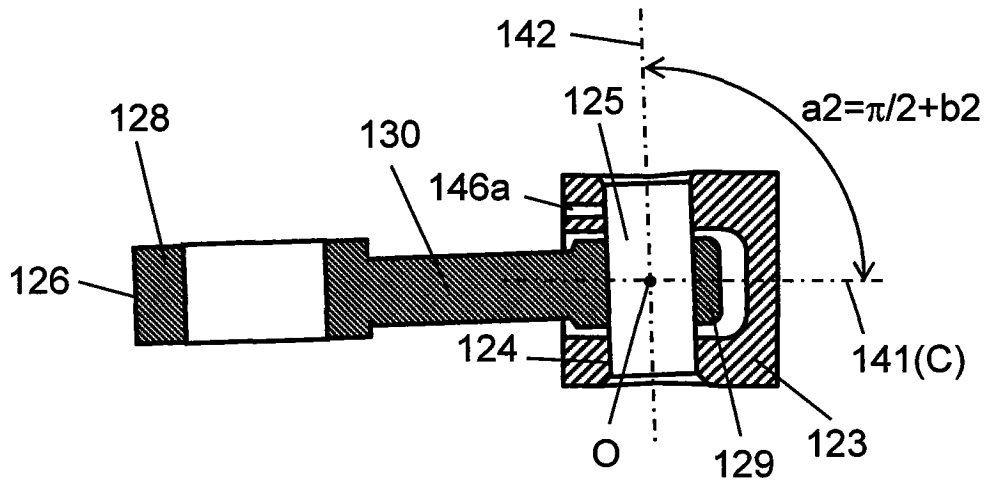


图 13

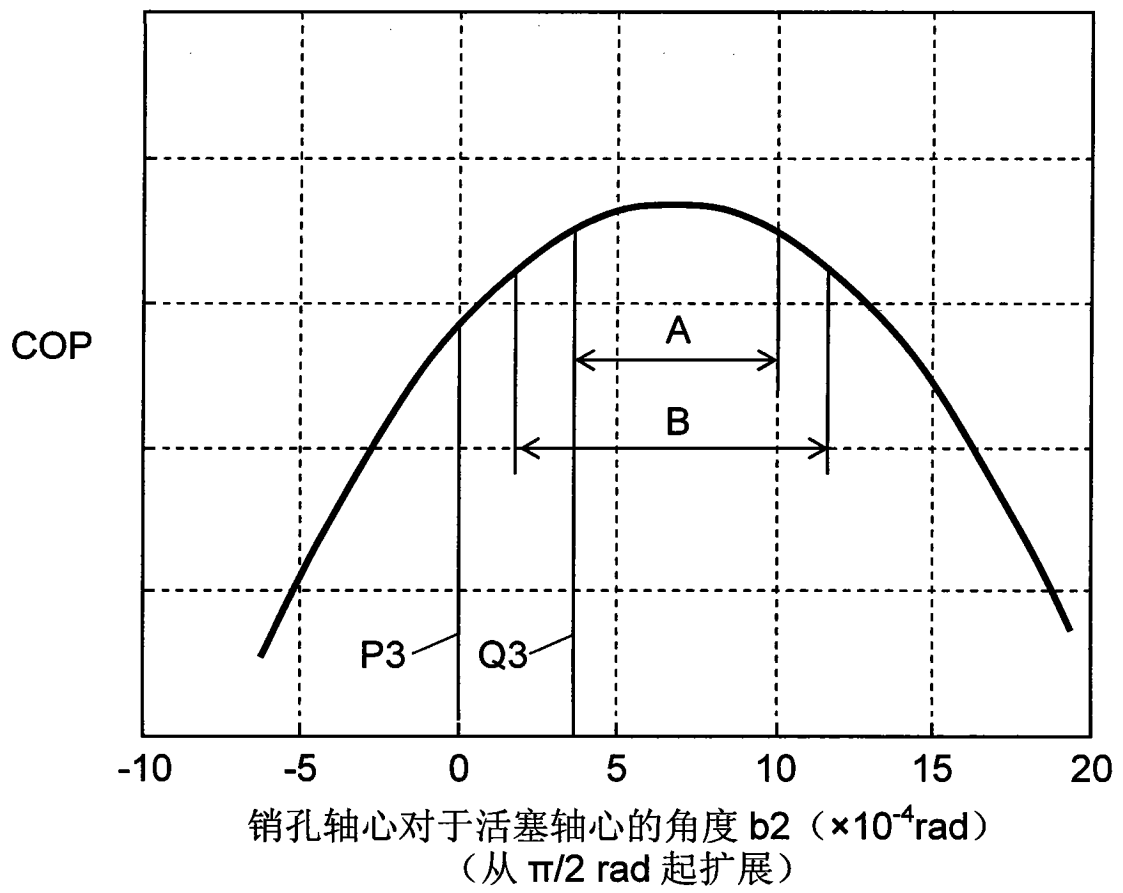


图 14

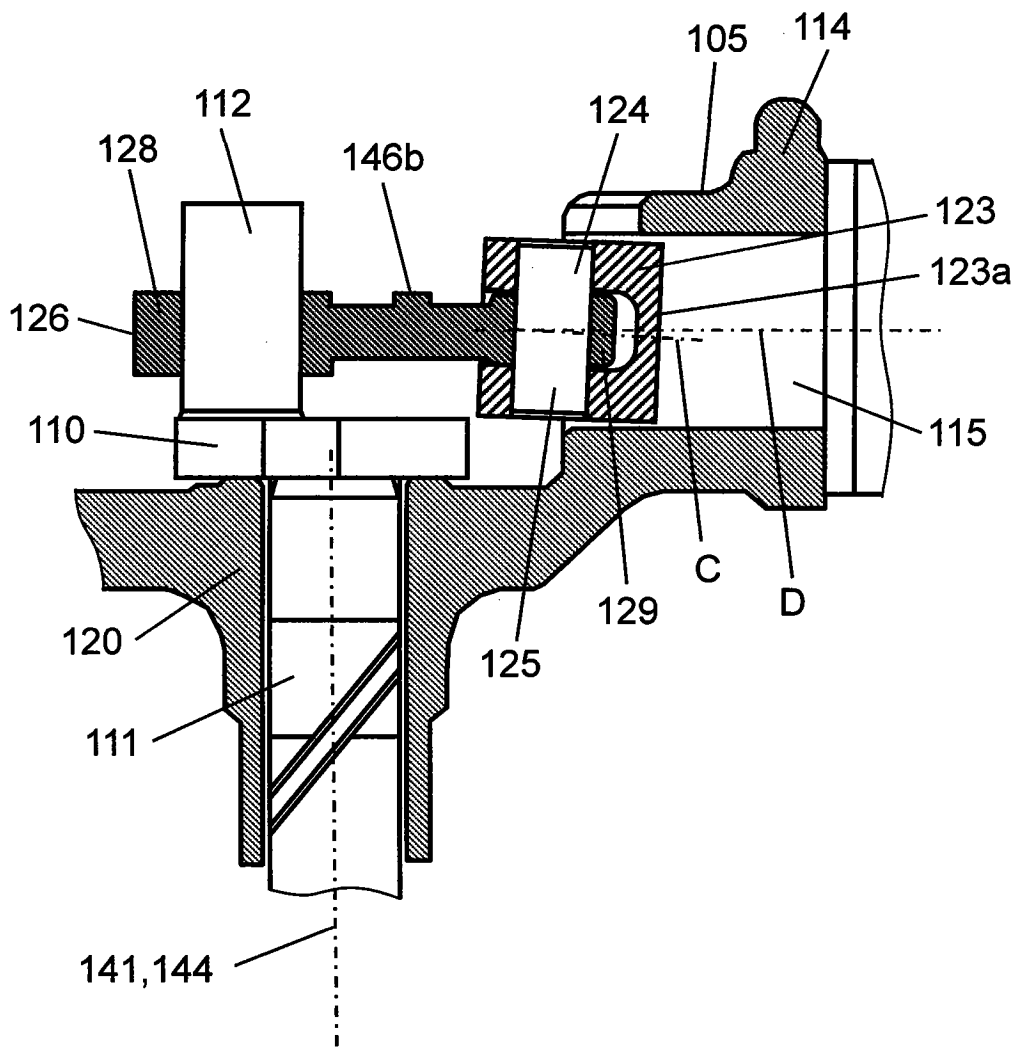


图 15

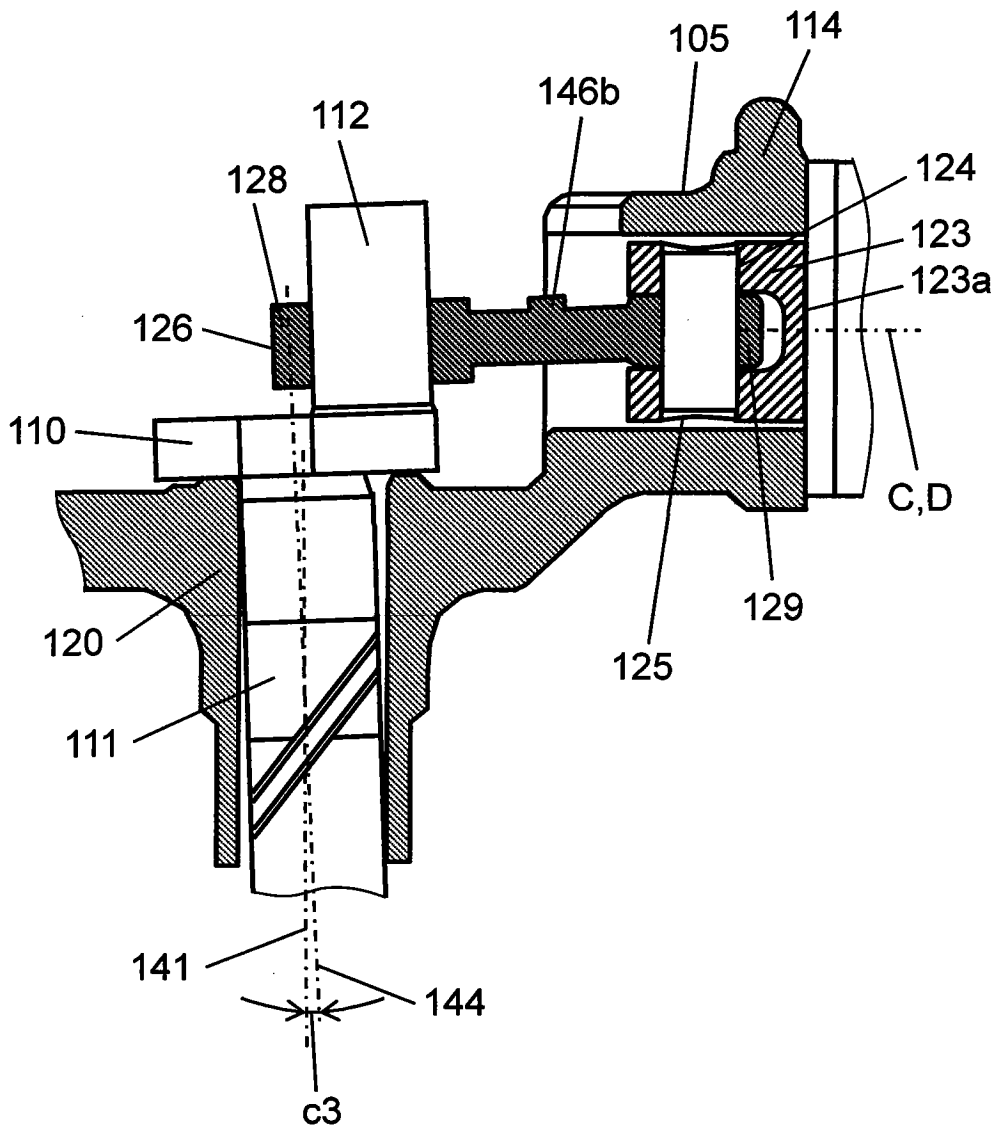


图 16

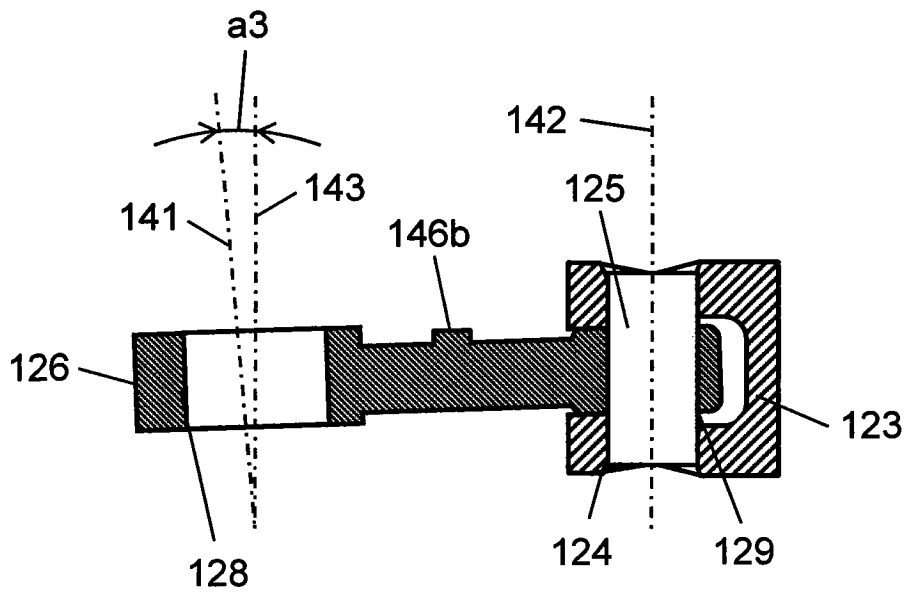


图 17

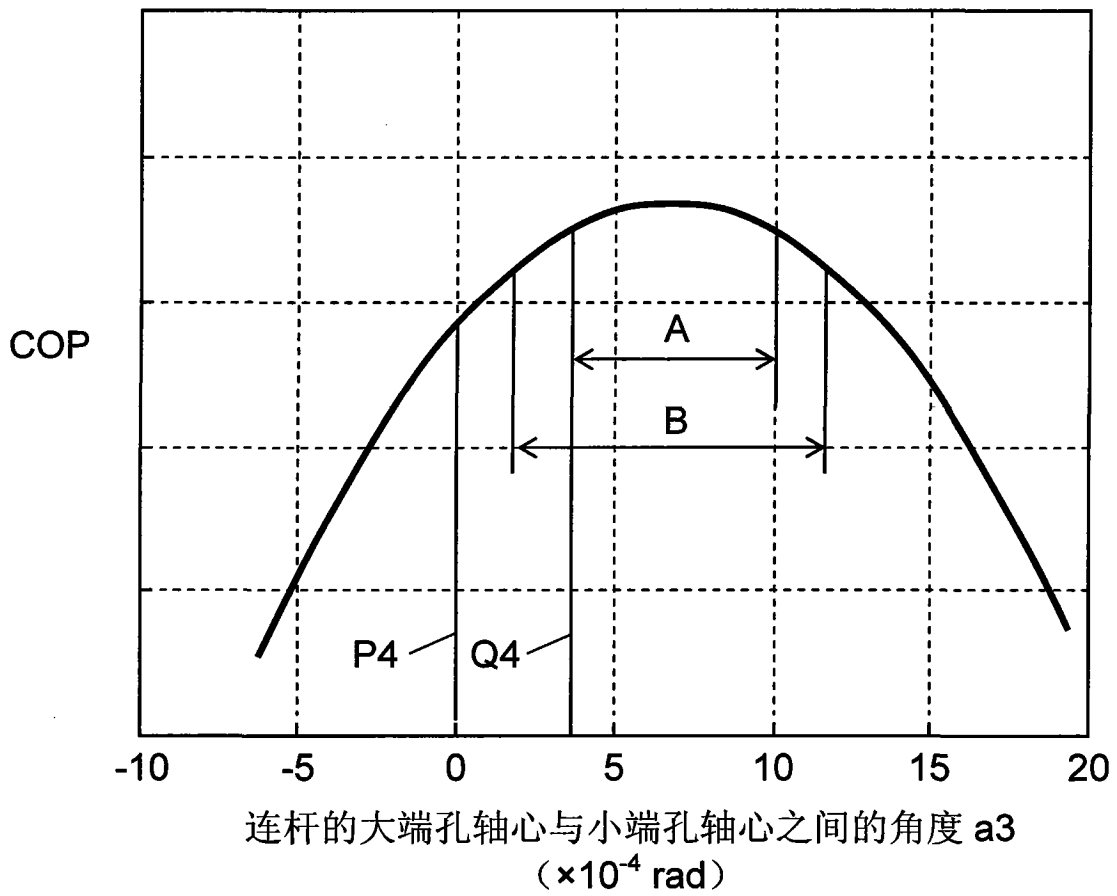


图 18

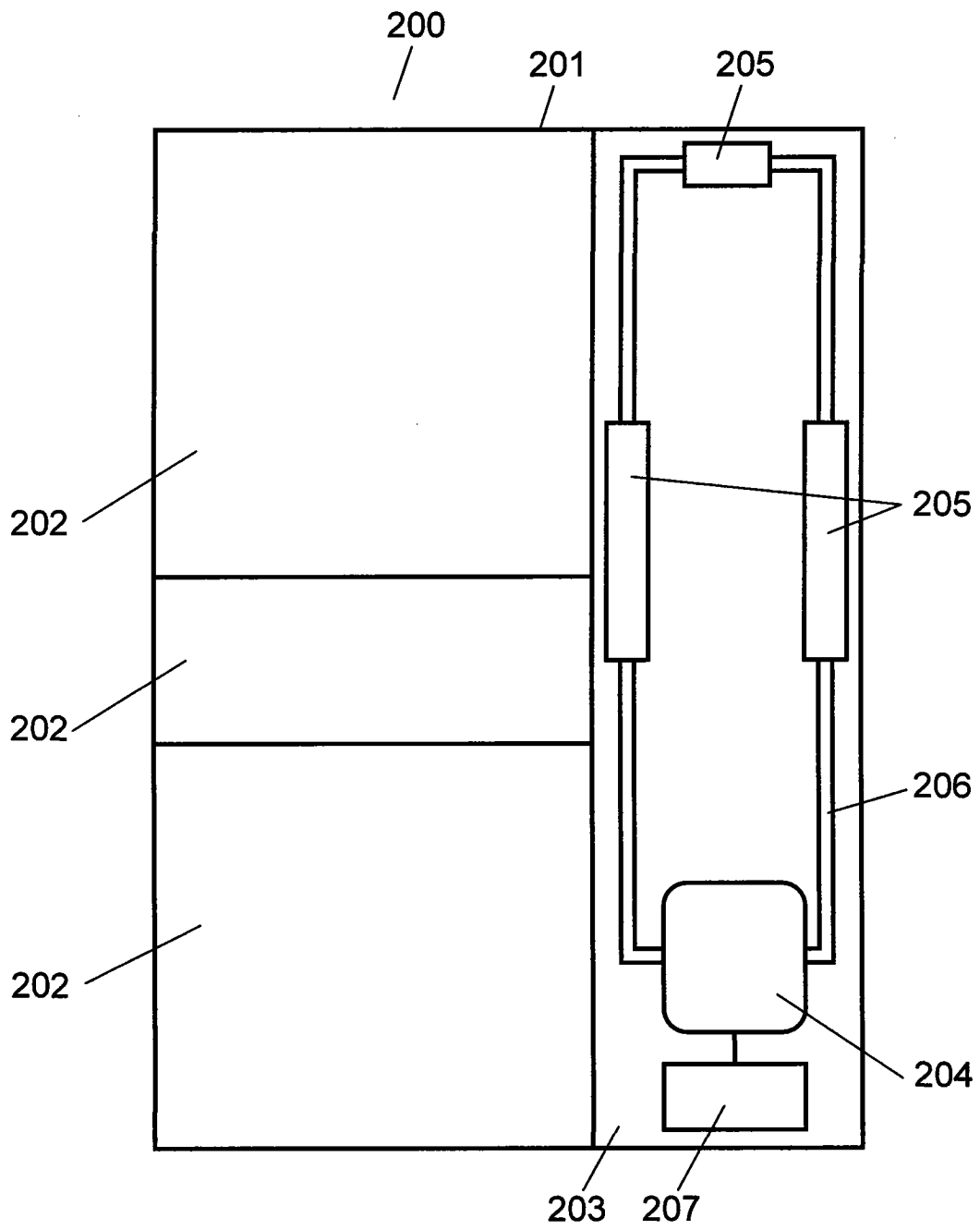


图 19

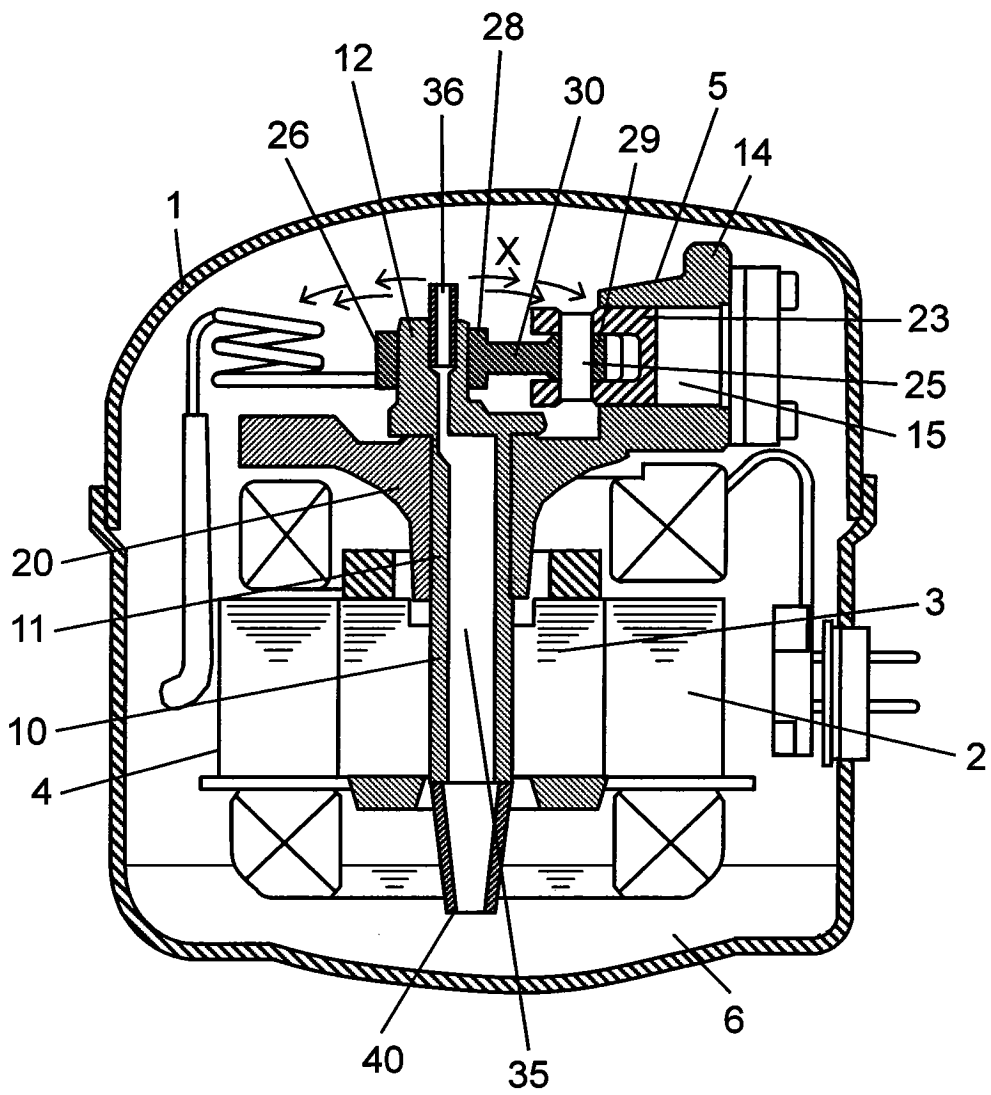


图 20

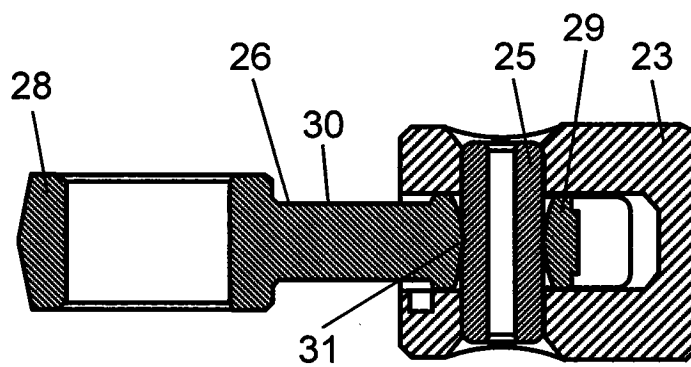


图 21

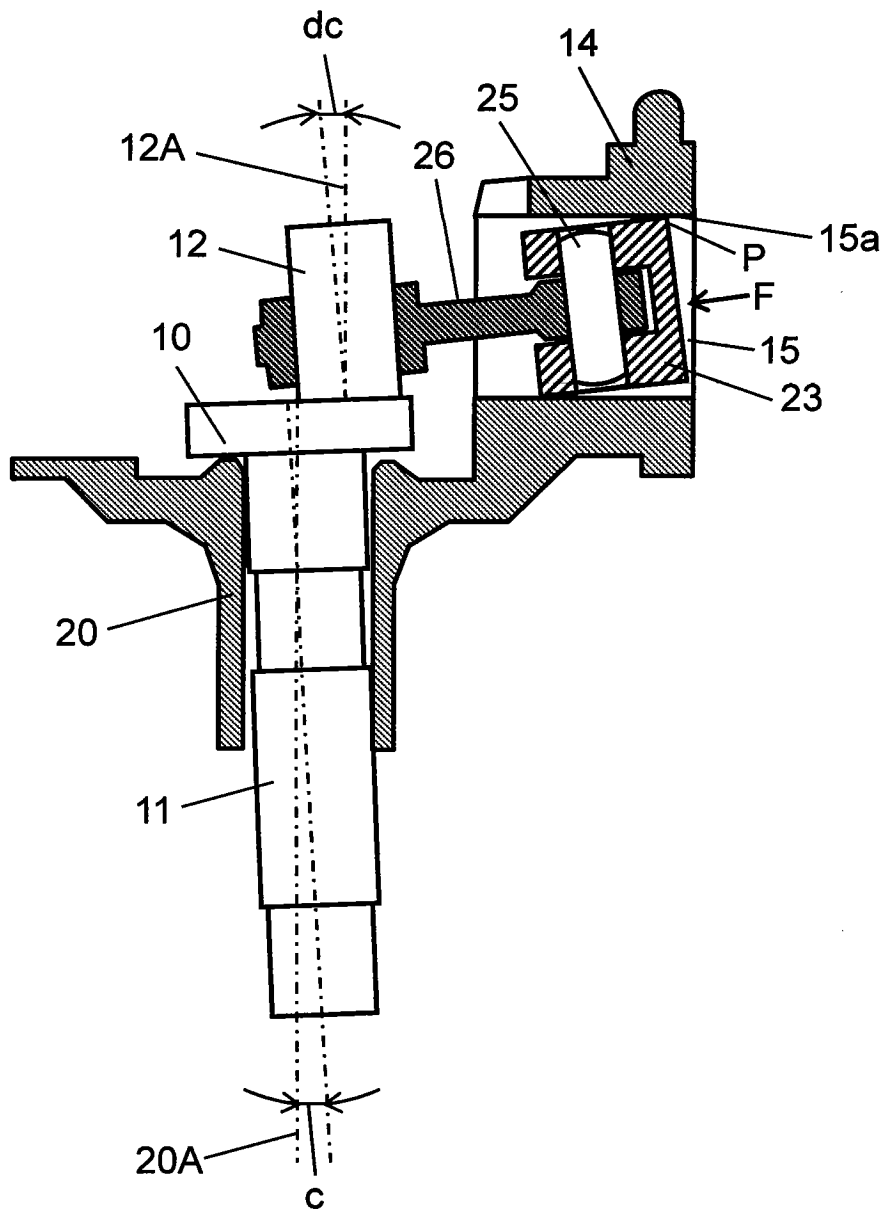


图 22