

[19] 中华人民共和国国家知识产权局

[51] Int. Cl.

F04C 18/02 (2006.01)

F04C 29/00 (2006.01)



[12] 发明专利申请公布说明书

[21] 申请号 200710194376.0

[43] 公开日 2008年7月9日

[11] 公开号 CN 101216034A

[22] 申请日 2007.12.26

[21] 申请号 200710194376.0

[30] 优先权

[32] 2007.1.5 [33] JP [31] 2007-000731

[71] 申请人 日立空调·家用电器株式会社

地址 日本国东京都

[72] 发明人 坪野勇 藤村和幸 岛田敦

[74] 专利代理机构 中科专利商标代理有限责任公司

代理人 李贵亮

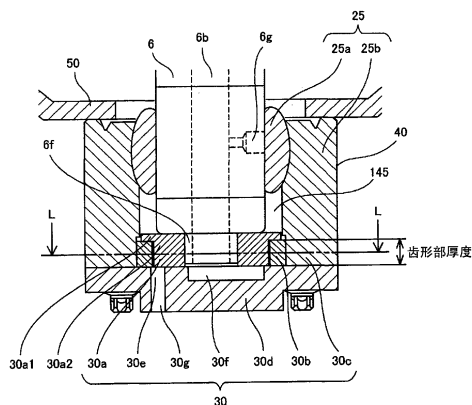
权利要求书 3 页 说明书 21 页 附图 20 页

[54] 发明名称

涡旋压缩机

[57] 摘要

提供一种涡旋压缩机，其在确保动作流体的封入量的减少的同时，不大幅度增加加工成本就可以实现供油泵的效率提高。涡旋压缩机具备压缩机组、曲柄轴(6)、轴承、具有内转子(30a)和外转子(30b)并将油供应给轴承的内接齿轮型的供油泵(30)、以及收纳它们的壳体。供油泵(30)使储油部的油升压，并通过曲柄轴(6)的供油孔以及轴承供应给背压室，同时通过所述曲柄轴(6)的推力，向内转子(30a)的侧面或外转子(30b)的侧面中的至少任意一方对覆盖内转子(30a)以及外转子(30b)的侧面的罩(30a1)施力。



1. 一种涡旋压缩机，其具备压缩动作流体的压缩机部、驱动所述压缩机部的曲柄轴、支承所述曲柄轴的轴承、具有内转子和外转子并将油供应给所述轴承的供油泵、以及收纳所述压缩机部和所述曲柄轴以及所述供油泵的壳体，

所述壳体使内部空间成为吸入压力，并且在该内部空间设置存积油的储油部，

所述压缩机部具备：固定涡盘，该固定涡盘具有镜板以及直立设于该镜板上的涡旋体；旋转涡盘，该旋转涡盘具有镜板以及直立设于该镜板上的涡旋体；压缩室，该压缩室是使所述两涡盘啮合而形成，通过缩小容积来压缩动作流体；背压室，该背压室设于所述旋转涡盘的背面，为高于吸入压力且低于排出压力的中间压力空间，

所述曲柄轴被旋转驱动源旋转驱动，对所述旋转涡盘进行旋转驱动，同时具备成为通向所述轴承的供油通路的供油孔，

供油泵设置在所述曲柄轴的与旋转涡盘相反的一侧的端部，以使所述储油部的油升压，并通过所述曲柄轴的供油孔以及所述轴承将其供应给所述背压室，

所述涡旋压缩机的特征在于，

所述供油泵设置成通过所述曲柄轴的推力，向所述内转子的侧面或所述外转子的侧面中的至少任意一方，对覆盖所述内转子以及所述外转子的侧面的罩施力。

2. 如权利要求 1 所述的涡旋压缩机，其特征在于，

所述供油泵由内接齿轮型泵构成，所述内接齿轮型泵包括：所述内转子；所述外转子；配置在所述外转子周围的泵工作缸；覆盖所述内转子以及所述外转子的与压缩机部相反一侧的侧面的底座板；以及覆盖所述内转子以及所述外转子的压缩机部一侧的侧面的所述罩。

3. 如权利要求 2 所述的涡旋压缩机，其特征在于，

所述罩与所述内转子的齿形部或所述外转子的齿形部由同一部件一

体设置。

4. 如权利要求 2 所述的涡旋压缩机，其特征在于，

所述曲柄轴在与压缩机部相反一侧的端部具有经阶梯部而直径变细的供油泵轴部，所述内转子设于所述供油泵轴部的周围，所述罩被夹持在所述曲柄轴的阶梯部与所述内转子的侧面之间，或者被夹持在所述曲柄轴的阶梯部与所述外转子的侧面之间。

5. 如权利要求 2 所述的涡旋压缩机，其特征在于，

所述曲柄轴在与压缩机部相反一侧的端部具有经阶梯部而直径变细的供油泵轴部，所述内转子设于所述供油泵轴部的周围，所述罩由独立于所述内转子以及所述外转子的其他部件形成，并且所述罩被夹持在所述曲柄轴的阶梯部与所述内转子的侧面之间，或者被夹持在所述曲柄轴的阶梯部与所述外转子的侧面之间。

6. 如权利要求 2 所述的涡旋压缩机，其特征在于，

沿着所述曲柄轴，在所述曲柄轴上顺次安装有所述压缩机部、作为所述旋转驱动源的电动机、以及所述供油泵，

所述轴承具有配置在所述电动机的压缩机部一侧的主轴承、和配置在所述电动机的与压缩机部相反一侧的副轴承，

所述副轴承与所述供油泵相邻配置，所述副轴承具有轴承轴衬和保持该轴承轴衬的轴承保持器，所述轴承保持器与所述泵壳体被固定配置或被一体形成而构成箱体。

7. 如权利要求 6 所述的涡旋压缩机，其特征在于，

所述箱体具有连通路，该连通路连通供油泵背面空间以及所述储油部空间，所述供油泵背面空间位于所述供油泵和所述轴承保持器之间且形成在所述箱体的内面。

8. 如权利要求 7 所述的涡旋压缩机，其特征在于，

所述连通路使储油部空间侧的开口设置在低于供油泵背面空间侧的开口的位置。

9. 如权利要求 6 所述的涡旋压缩机，其特征在于，

所述曲柄轴设有背压导入路，该背压导入路连通供油泵背面空间以及所述供油孔，所述供油泵背面空间位于所述供油泵和轴承保持器之间并且

形成在所述箱体的内面。

10. 如权利要求 1 所述的涡旋压缩机，其特征在于，
在所述罩、所述内转子以及所述外转子的承受推力的至少一个的面上
形成有磨合皮膜。

11. 如权利要求 1 所述的涡旋压缩机，其特征在于，
设有使所述背压室的压力比吸入压力高出大致一定的值的背压控制
机构。

涡旋压缩机

技术领域

本发明涉及涡旋压缩机，尤其适合具备供油泵的涡旋压缩机，该供油泵以使壳体内部的压力成为吸入压力的低压腔方式对油进行升压后供应于旋转涡盘的背压室。

背景技术

壳体内部的压力为吸入压力的低压腔方式的涡旋压缩机，与高压腔方式的涡旋压缩机相比，具有存积于储油部的油中溶解的动作流体的量少的优点。特别是封入动作流体的用于制冷循环的涡旋压缩机，如果在该动作流体为可燃性流体（例如，丙烷或丁烷等碳化氢）或毒性流体（例如，氨等）时，从安全性的观点考虑，特别优选减少动作流体的封入量，因此特别优选低压腔方式。

但是，在低压腔方式中，为了将吸入压力的油供应于支承曲柄轴的轴承，并进一步流向旋转涡盘的背面室，有必要使用伴随升压的供油泵。

作为使用伴随升压的供油泵的以往涡旋压缩机，日本特开 2001-221175 号公报（专利文献 1）有所公开。

该涡旋压缩机具备：压缩动作流体的压缩机部；驱动压缩机部的曲柄轴；支承该曲柄轴的轴承；具有内转子（inner rotor）和外转子（outer rotor）并将油供应给轴承的内接齿轮型的供油泵（轴承供油部）；以及收纳压缩机部、曲柄轴以及供油泵的壳体（外壳）。

并且，所述壳体使内部空间成为吸入压力，并且在该内部空间设有存积油的储油部。所述压缩机部具备：固定涡盘，其具有镜板以及直立设于该镜板上的涡旋体；旋转涡盘，其具有镜板以及直立设于该镜板上的涡旋体；压缩室，其是使两涡盘相互啮合而形成，通过缩小容积来压缩动作流体；背压室，其设于旋转涡盘的背面，成为高于吸入压力且低于排出压力

的中间压力空间。所述曲柄轴被旋转驱动源旋转驱动，旋转驱动旋转涡盘，同时具备成为向轴承供油的供油通路的供油孔。

所述供油泵设于曲柄轴的与旋转涡盘相反一侧的端部，使得将储油部的油升压，并使该油通过曲柄轴的供油孔以及轴承供应给背压室。该供油泵由以下部分构成：供油工作缸，其设置成包围曲柄轴的下端部；泵罩；其设于该供油工作缸的下面；内转子以及外转子，它们被收纳于被供油工作缸和泵罩包围的空间内，将油升压。该供油工作缸通过支承板被固定于壳体，在供油工作缸的中央配置有作为曲柄轴的轴向支承部的轴推力面。

专利文献 1：日本特开 2001-221175 号公报

使用伴随升压的供油泵的涡旋压缩机，与使用不升压的供油泵的情况相比，供油泵的工作量多，该供油泵的效率对搭载该供油泵的涡旋压缩机的效率带来很大影响。因此，提高供油泵的性能极为重要。

但是在专利文献 1 的供油泵中，存在的问题是通过内转子或外转子的侧隙（side clearance），从排出侧向吸入侧泄漏的油很多，效率变低。作为使伴随升压的供油泵的性能提高的对策，可以考虑提高各零件的精度，减小内转子或外转子的侧隙，抑制升压造成的泄漏增大，但是存在着导致加工成本大幅增大的问题。并且，如果动作流体是像二氧化碳之类的压力等级极高的超高压流体时，需要的背压变得相当高，其结果是供油泵要求的升压量也变得非常大，存在着导致内部泄漏增大的问题。

发明内容

本发明的目的在于提供一种确保基于低压腔方式的动作流体的封入量的减少，同时在不会大幅度增加加工成本的状态下就可实现伴随升压的供油泵的效率提高的能量效率高的涡旋压缩机。

为了达到所述目的，本发明具备压缩动作流体的压缩机部、驱动所述压缩机部的曲柄轴、支承所述曲柄轴的轴承、具有内转子和外转子并将油供应给所述轴承的供油泵、以及收纳所述压缩机部和所述曲柄轴以及所述供油泵的壳体，所述壳体使内部空间成为吸入压力，并且在该内部空间设置存积油的储油部，所述压缩机部具备：固定涡盘，该固定涡盘具有镜板以及直立设于该镜板上的涡旋体；旋转涡盘，该旋转涡盘具有镜板以及直

立设于该镜板上的涡旋体；压缩室，该压缩室是使所述两涡盘啮合而形成，通过缩小容积来压缩动作流体；背压室，该背压室设于所述旋转涡盘的背面，为高于吸入压力且低于排出压力的中间压力空间，所述曲柄轴被旋转驱动源旋转驱动，对所述旋转涡盘进行旋转驱动，同时具备成为通向所述轴承的供油通路的供油孔，供油泵设置在所述曲柄轴的与旋转涡盘相反一侧的端部，以使所述储油部的油升压，并通过所述曲柄轴的供油孔以及所述轴承将其供应给所述背压室，其中，所述供油泵设置成通过所述曲柄轴的推力，向所述内转子的侧面或所述外转子的侧面中的至少任意一方，对覆盖所述内转子以及所述外转子的侧面的罩施力。

关于本发明，更优选的具体构成例如下所示。

(1) 所述供油泵由内接齿轮型泵构成，所述内接齿轮型泵包括：所述内转子；所述外转子；配置在所述外转子周围的泵工作缸；覆盖所述内转子以及所述外转子的与压缩机部相反一侧的侧面的底座板；以及覆盖所述内转子以及所述外转子的压缩机部一侧的侧面的所述罩。

(2) 在所述(1)中，所述罩与所述内转子的齿形部或所述外转子的齿形部由同一部件一体设置。

(3) 在所述(1)中，所述曲柄轴在与压缩机部相反一侧的端部具有经阶梯部而直径变细的供油泵轴部，所述内转子设于所述供油泵轴部的周围，所述罩被夹持在所述曲柄轴的阶梯部与所述内转子的侧面之间，或者被夹持在所述曲柄轴的阶梯部与所述外转子的侧面之间。

(4) 在所述(1)中，所述曲柄轴在与压缩机部相反一侧的端部具有经阶梯部而直径变细的供油泵轴部，所述内转子设于所述供油泵轴部的周围，所述罩由独立于所述内转子以及所述外转子的其他部件形成，并且所述罩被夹持在所述曲柄轴的阶梯部与所述内转子的侧面之间，或者被夹持在所述曲柄轴的阶梯部与所述外转子的侧面之间。

(5) 在所述(1)中，沿着所述曲柄轴，在所述曲柄轴上顺次安装有所述压缩机部、作为所述旋转驱动源的电动机、以及所述供油泵，

所述轴承具有配置在所述电动机的压缩机部一侧的主轴承、和配置在所述电动机的与压缩机部相反一侧的副轴承，

所述副轴承与所述供油泵相邻配置，所述副轴承具有轴承轴衬和保持

该轴承轴衬的轴承保持器，所述轴承保持器与所述泵壳体被固定配置或被一体形成而构成箱体。

(6) 在所述(5)中，所述箱体具有连通路，该连通路连通供油泵背面空间以及所述储油部空间，所述供油泵背面空间位于所述供油泵和所述轴承保持器之间且形成在所述箱体的内面。

(7) 在所述(6)中，所述连通路使储油部空间侧的开口设置在低于供油泵背面空间侧的开口的位置。

(8) 在所述(5)中，所述曲柄轴设有背压导入路，该背压导入路连通供油泵背面空间以及所述供油孔，所述供油泵背面空间位于所述供油泵和轴承保持器之间并且形成在所述箱体的内面。

(9) 在所述罩、所述内转子以及所述外转子的承受推力的至少一个的面上形成有磨合皮膜。

(10) 设有使所述背压室的压力比吸入压力高出大致一定的值的背压控制机构。

根据上述构成的本发明，能够提供确保基于低压腔方式的动作流体的封入量的减少，同时在不会大幅度增加加工成本的状态下就可实现伴随升压的供油泵的效率提高的能量效率高的涡旋压缩机。

附图说明

图1 是本发明第1实施方式的涡旋压缩机的纵截面图；

图2A 是图1的M部的详细放大图；

图2B 是图2A的主要部分放大图；

图3 是图1的N部的详细放大图；

图4 是图1的旋转涡盘的俯视图；

图5 是图2A的L-L截面图；

图6 是图2A的供油泵的底座板(base plate)的俯视图；

图7 是图2A的供油泵的内转子的立体图；

图8 是图2A的供油泵的外转子的立体图；

图9 是图2A的两转子的底面的压力域的说明图；

图10 是施加于图2A的两转子上的上推力的说明图；

- 图 11 是图 2A 的供油泵 30 的排出压区域的说明图；
- 图 12 是本发明的第 2 实施方式的涡旋压缩机中的供油泵部的截面图；
- 图 13 是本发明的第 3 实施方式的涡旋压缩机中的供油泵部的截面图；
- 图 14 是本发明的第 4 实施方式的涡旋压缩机中的供油泵部的截面图；
- 图 15 是本发明的第 5 实施方式的涡旋压缩机中的供油泵部的内转子
组装立体图；
- 图 16 是图 15 的内转子俯视图；
- 图 17 是本发明的第 6 实施方式的涡旋压缩机中的供油泵部的内转子
组装立体图；
- 图 18 是本发明的第 7 实施方式的涡旋压缩机中的供油泵部的内转子
组装立体图；
- 图 19 是本发明的第 8 实施方式的涡旋压缩机中的供油泵部的主要部
分放大图；
- 图 20 是本发明的第 9 实施方式的涡旋压缩机中的供油泵部采用的内
转子或外转子的纵截面图；
- 图 21 是第 9 实施方式中的内转子或外转子的横截面图；
- 图 22 是在供油泵上安装图 20 以及图 21 的内转子以及外转子之后的
状态的纵截面图；
- 图 23 是本发明的第 10 实施方式的涡旋压缩机中的供油泵部的底座板
的俯视图；
- 图 24 是本发明的第 11 实施方式的涡旋压缩机中的曲柄轴的上端部附
近的纵截面图；
- 图 25 是本发明的第 12 实施方式的涡旋压缩机中的两涡旋施力部附近
的吸入室供油主要部分的放大截面图；
- 图 26 是本发明的第 13 实施方式的涡旋压缩机中的旋转涡盘的俯视
图；
- 图 27 是本发明的第 14 实施方式的涡旋压缩机中的供油泵部的纵截面
图。

图中

1—涡旋压缩机； 2—固定涡盘； 2a—固定涡旋体； 2b—固定镜板； 3

一旋转涡盘；3a—旋转涡旋体；3b—旋转镜板；3c—镜板横孔；3d—吸入室细孔；3f—压缩室细孔；4—机架；5—欧氏环；6—曲柄轴；6a—销部；6b—供油纵孔（供油孔）；6c—主轴承供油横孔；6d—主轴承槽；6e—旋转轴承槽；6f—供油泵轴部；6g—副轴承供油横孔；7—电动机；8—壳体；8a—工作缸壳体；8b—上壳体；8c—底壳体；10—压缩机部；22—旁路阀；23—旋转轴承；24—主轴承；25—副轴承；26—背压控制阀；30—供油泵；30a—内转子；30a1—内转子齿形部；30a2—端板部（罩）；30a3—端板（罩）；30a7—内磨合皮膜；30b—外转子；30b7—外磨合皮膜；30c—泵工作缸；30c1—端板背面限制部；30d—底座板；30e—泵吸入槽；30f—泵排出槽；100—压缩室；105—吸入室；110—背压室；115—旋转轴承室；120—排出室；125—储油部；130—吸入室供油路；135—背压室流出路；140—泵室；145—供油泵背面空间；150—压缩室供油路。

具体实施方式

以下，利用附图说明本发明的多个实施方式。在各实施方式的图中，同一符号表示同一部位或相当部位。并且本发明包括根据需要适当组合各实施方式而得到更好效果的方案。

（第1实施方式）

利用图1到图11说明本发明第一实施方式的涡旋压缩机。

首先，参照图1说明本实施方式的涡旋压缩机的整体构成、其功能以及动作。图1是关于本发明第1实施方式的涡旋压缩机的纵截面图。

涡旋压缩机1作为主要构成要素具备：压缩动作流体的压缩机部10；驱动该压缩机部10的曲柄轴6；支承该曲柄轴6的轴承23、24、25；作为曲柄轴6的旋转驱动源的电动机7；将油供应向轴承23、24、25的内接齿轮型的供油泵30；收纳压缩机部10、曲柄轴6、电动机7以及供油泵30的壳体8。该涡旋压缩机1是纵型涡旋压缩机，纵向配置曲柄轴6，从上面起按顺序配置有压缩机部10、电动机7以及供油泵30。

壳体8在使内部空间成为吸入压力的同时，在该内部空间设有存积油的储油部125。壳体8由上壳体8b、工作缸壳体8a以及底壳体8c构成。

压缩机部10具备：固定涡盘2，其具有固定镜板2b以及直立设于固

定镜板 2b 上的固定涡旋体 2a；旋转涡盘 3，其具有旋转镜板 3b 以及直立设于旋转镜板 3b 上的旋转涡旋体 3a；压缩室 100，其通过使两涡盘 2、3 相互啮合而形成，通过缩小容积来压缩动作流体；背压室 110，其设于旋转涡盘 3 的背面，成为高于吸入压力且低于排出压力的中间压力空间。

固定涡盘 2 的主要构成部是固定涡旋体 2a、固定镜板 2b 以及安装部 2c，安装部 2c 处于固定镜板 2b 的周围，且以与固定涡旋体 2a 的齿顶大致同一的面作为安装面。在固定镜板 2b 上设有：旁路阀 22，其由避免过压缩以及液压缩的压缩弹簧、阀板和弹簧压板构成；以及中央附近的排出口 2d。另外，安装部 2c 的侧面设有吸入动作流体的吸入口 2e。

旋转涡盘 3 由旋转涡旋体 3a 和旋转镜板 3b 构成，旋转镜板 3b 的背面中央设有旋转轴承 23。机架 4 的中央设有主轴承 24，曲柄轴 6 插入该主轴承 24。并且，曲柄轴 6 上部的偏心的销部 6a 插入旋转轴承 23，旋转涡盘 3 安装于机架 4。此处，为了防止旋转涡盘 3 的自转，在与机架 4 之间卡合有欧氏环 5。

接下来，从旋转涡盘 3 的上方被覆固定涡盘 2，以使旋转涡旋体 3a 与固定涡旋体 2a 啮合，固定涡盘 2 的安装部 2c 被用螺钉固定于机架 4。由此，在两涡旋体 3a、2a 之间形成大致密闭的空间即多个压缩室 100、和与吸入口 2c 相通的吸入室 105，同时在旋转涡盘 3 的背面形成背压室 110。进一步，在销部 6a 的上面形成旋转轴承室 115。并且，转子 7a 固定于从机架 4 向下方突出的曲柄轴 6 上。

如上那样形成的组合件（subassembly）转子 7a 被插入到在工作缸壳体 8a 上固定配置的定子 7b 内，组合件固定涡盘 2 被固定于工作缸壳体 8a 上。由此形成电动机 7。

另外，在工作缸壳体 8a 的下部固定有副轴承支承板 50，通过组合件的组装，曲柄轴 6 的下端部向副轴承支承板 50 的下方突出。在该突出的曲柄轴 6 的下端部，安装有由滚珠轴衬 25a 与保持滚珠轴衬 25a 的滚珠保持器 25b 构成的副轴承 25，该滚珠保持器 25b 固定于副轴承支承板 50。在该副轴承 25 的下部，供油泵 30 与副轴承 25 一体化形成。进一步，在工作缸壳体 8a 侧面的与吸入口 2e 相对的位置固定有吸入管 53。

接着，具有在靠近中央处突出的排出管 52 的固定罩 51，被用螺钉固

定于固定涡盘 2 的上部，形成排出室 120。然后，将来自电动机 7 的电线连接在被焊接于上壳体 8b 上的密封端子 54 的内部端子上，之后将上壳体 8b 焊接于工作缸壳体 8a。进一步，将排出管 52 钎焊在上壳体 8b 上。并且，在工作缸壳体 8a 的底部焊接配置底壳体 8c，由上壳体 8b、工作缸壳体 8a 以及底壳体 8c 形成壳体 8。由此，壳体 8 的下部形成存积油的储油部 125。

接下来主要参照图 1 至图 4，根据动作流体的流动和油的流动说明涡旋压缩机 1 的具体结构以及动作。图 2A 是图 1 的 M 部的详细放大图；图 2B 是图 2A 的主要部分放大图；图 3 是图 1 的 N 部的详细放大图；图 4 是图 1 的旋转涡盘的俯视图。

首先，以动作流体的流动为中心进行说明。从吸入管 53 进入壳体 8 内而使壳体 8 内为吸入压力的动作流体，通过吸入口 2e 进入吸入室 105 内。此处，通过以电动机 7 为驱动源的曲柄轴 6 的旋转，旋转涡盘 3 旋转运动，在两涡旋体 2a、3a 之间形成压缩室 100。由此，吸入室 105 的动作流体被封闭于压缩室 100，之后，体积一边缩小一边被送往中央侧。像这样，升压至排出压的动作流体，从排出口 2d 或旁路阀 22 被排出至排出室 120，通过排出管 52 流出至外部。

下面，以油的流动为中心进行说明。存积于储油部 125 的油，通过靠曲柄轴 6 的旋转而被驱动的供油泵 30，通过在轴向贯通曲柄轴 6 的供油孔即供油纵孔 6b，从下部被压送至上部。

压送的油，分流向下述的四条路径。

第一供油路是经过副轴承供油横孔 6g 而向副轴承 25 供油的副轴承供油路。第二供油路是使油从主轴承供油横孔 6c 通过主轴承槽 6d 提供给主轴承 24 之后流入背压室 100 的、流路阻力极小的主轴承供油路。第三供油路是使油从旋转轴承室 115 通过旋转轴承槽 6e 提供给旋转轴承 23 之后流入背压室 100 的、流路阻力极小的旋转轴承供油路。该第二以及第三供油路，可以看作是背压室流入路。

第四供油路是使油从旋转轴承室 115 经过旋转镜板 3b 内的镜板横孔 3c，通过伴随节流的吸入室细孔 3d 流入吸入室 105 的具有节流作用的吸入室供油路 130。此处镜板横孔 3c 因为从旋转镜板 3b 侧面被施以孔加工，

由卡栓封住侧面开口。

从吸入室供油路 130 流入吸入室 105 的油，与动作流体一起进入压缩室 100，起到提高压缩室 100 的密封性进而实现抑制泄漏，提高压缩性能的效果。另外，因为该油不经过轴承，所以为温度低，不会加热吸入室 105 内的流体，具有避免体积效率的下降、提高压缩性能的效果。另外如后所述，因为被吸入室细孔 3d 减压，因此通过油中的动作气体的气化，油呈雾状流入吸入室 105。由此，该油容易附着在压缩室 100 的泄漏流，可以发挥进一步提高密封性的效果。

另一方面，从旋转轴承供油路以及主轴承供油路流入背压室 110 的油，被在背压室 110 内运动的欧氏环 5 或旋转涡盘 3 的突起部搅拌，促进溶解于其中的动作流体的汽化，压力急剧上升。其结果是背压室 110 的压力即背压变得高于吸入压力，可以将对抗压缩室 100 内的压缩流体引起的使旋转涡盘 3 要从固定涡盘 2 离开的分离力的吸引力，迅速施加于旋转涡盘 3。由此，不仅是通常的持续运转时，就算是在刚启动后，旋转涡盘 3 也可以可靠地被按压向固定涡盘 2，压缩动作可以可靠地稳定持续。

但是如果背压过高，则作用于两涡盘 2、3 间的施力增大，引起滑动损失造成的压缩性能降低。因此设有背压室流出路 135，其连通背压室 110 和与储油部 125 相连的壳体内部空间，当背压过度上升时从背压室 110 排出油和动作流体。并且，在该流出路 135 的途中设置背压控制阀 26，背压控制阀 26 在背压与吸入压力（壳体内部空间的压力）的差超过规定值时进行阀控制。背压控制阀 26 具备被压缩的阀弹簧 26b、阀板 26c、阀盖板 26d，所述规定值是对应于阀弹簧 26b 的压缩量的大概一定的值。在该背压控制作为空调循环的压缩机使用的情况下，通过与上述的旁路阀 22 共同使用，在范围很广的运转条件下实现最合适的背压设定，起到提高压缩性能的效果。

如上所述，供油泵 30 起到将油以及溶解于其中的动作流体升压到背压，之后向副轴承 25、主轴承 24、旋转轴承 23、吸入室 105 以及背压室 110 供应的作用。并且，背压控制阀 26 控制背压以使背压比吸入压力高出规定值，同时起到将油和动作流体从背压室 110 排出至壳体 8 内的空间的作用。

由以上说明可知，因为供油泵 30 在移送油的同时还承担着升压的任务，所以泵工作量变多，为了提高涡旋压缩机 1 的压缩性能，供油泵 30 的性能提高变得特别重要。相对于以往采取的靠泵要素的形状以及尺寸精度的提高来提高性能的方法，在本实施方式中，采用使泵要素互相按压来减少密封空隙，抑制泄漏而实现性能提高的方法。由此在本实施方式中，抑制伴随着泵构成要素的形状以及尺寸精度提高的加工成本的增大，同时实现供油泵 30 的性能提高。

下面利用图 2A、图 2B、图 5~图 11，说明实现以上动作的供油泵 30。图 5 是图 2A 的 L-L 截面图；图 6 是图 2A 的供油泵 30 的底座板 30d 的俯视图；图 7 是图 2A 的供油泵 30 的内转子 30a 的立体图；图 8 是图 2A 的供油泵 30 的外转子 30b 的立体图；图 9 是图 2A 的两转子 30a、30b 底面的压力域的说明图；图 10 是施加于图 2A 的两转子 30a、30b 的上推力的说明图；图 11 是图 2A 的供油泵 30 的排出压区域的说明图。

首先，对供油泵 30 的构成进行说明。供油泵 30 是内接齿轮泵，其以外齿齿轮即内转子 30a 以及齿数比其多一个的内齿齿轮即外转子 30b 作为啮合要素。

内转子 30a 与通常的内转子不同，是带端板的内转子，由形成外齿齿轮的内转子齿形部 30a1 和端板部 30a2 构成，端板部 30a2 以同一物体的方式一体形成在该内转子齿形部 30a1 的上侧面，并且向外转子 30b 的上侧面侧突出。端板部 30a2 构成覆盖内转子齿形部 30a1 的上侧面（内转子齿形部 30a1 与端板部 30a2 的交界面）和外转子 30b 的上侧面的罩。

该内转子 30a 被安装于在曲柄轴 6 的下端突出的供油泵轴部 6f 上。此处，在内转子 30a 上设有 D 形的安装孔 30i，在相对的供油泵轴部 6f 上设有切面（参照图 5 以及图 7），以使内转子 30a 与曲柄轴 6 一体旋转。另外，供油泵轴部 6f 形成为具有比曲柄轴 6 的主轴部分细的阶梯部。该阶梯部抵接内转子 30a 的上面。

然后，另一方的外转子 30b 向与滚珠保持器 25b 形成一体的泵工作缸 30c 内安装，与内转子 30a 啮合，旋转自如地被配置在相对于内转子 30a 中心（曲柄轴 6 的中心）偏心的位置。滚珠保持器 25b 和泵工作缸 30c 构成箱体 40。

并且,还配置有底座板 30d,覆盖两转子 30a、30b 的下侧面。该底座板 30d 密接配置于泵工作缸 30c 的下面,被螺栓固定。在该底座板 30d 上,在与两转子 30a、30b 相对的面上形成泵吸入槽 30e 以及泵排出槽 30f (参照图 6)。在泵吸入槽 30e 上开口有作为贯通孔的泵吸入孔 30g。

泵吸入槽 30e 以及泵排出槽 30f,为了不受到泵室 104 的容积缩小引起的压缩作用,形成的形状是具有遍及泵室 140 的容积扩大一侧和容积缩小一侧的各自整体的细长槽部。因此,泵室 140 与泵吸入槽 30e 以及泵排出槽 30f 有必要进行对位,在底座板 30d 与泵工作缸 30c(滚珠保持器 25b)上分别设有定位孔 30h、30i (参照图 6 以及图 5),作为组装时的对位基准。此处,各两个定位孔 30h、30i 不是 180 度相对,采用避免吸入侧与排出侧弄反的组装错误的结构。这些泵吸入槽 30e、泵排出槽 30f,为了使在该处的流速尽量小,也可以增大槽宽小的部分的槽深度。例如泵排出槽 30f,因为油集中于中央圆部 30f1,所以使连接中央圆部 30f1 与周围的新月部 30f2 的连结槽部 30f3 的槽深度随着向中央而逐渐变深。由此因为可以降低油的最大流速,所以具有压损降低,供油泵的性能提高的效果。

下面,说明供油泵 30 的动作。在伴随涡旋压缩机 1 的运转的曲柄轴 6 的旋转中(图 5 中的箭头方向),内转子 30a 旋转,外转子 30b 也随之旋转。伴随于此,两转子 30a、30b 啮合形成的图 5 所示的多个泵室 140,因为在泵吸入槽 30e 侧容积扩大,所以从泵吸入孔 30g 吸入储油部 125 的油。

然后,泵室 140 因为在泵排出槽 30f 侧容积缩小,所以将油送往供油纵孔 6b。但是,送往该供油纵孔 6b 的油从没有经由所述主轴承 24 和旋转轴承 23 的节流的流路而进入背压室 110,所以供油泵 30 承担着将吸入压力的油升压至背压的任务。即,供油泵 30 不但将油送往供油纵孔 6b,还进行伴随升压的压送。

因此,如果两转子 30a、30b 的侧面有空隙,则从成为背压的排出侧向吸入压力的吸入侧发生压力差引起的泄漏,供油泵 140 的能力降低。作为以往对此的一般对策,考虑搭载消耗能量大的大容量的供油泵,或考虑搭载利用加工成本增大的高精度泵要素来抑制泄漏的高性能供油泵。由于前者使涡旋压缩机的能量效率大幅度降低,所以在本实施方式中对后者的对策进一步进行改善,在抑制加工成本增大的同时,实现抑制泄漏,谋求

供油泵性能提高。

以下，说明该在抑制加工成本增大的同时提高供油泵性能的手段。泄漏抑制对策的基本方针是缩小泄漏流路截面积，即，缩小构成泄漏流路的要素的间隙，但是，如果过分缩小间隙，则泵构成要素间引起局部干涉，导致滑动损失的增大，存在供油泵的性能反而降低的顾虑。因此，有必要在泵构成要素间不产生局部干涉的状态下缩小间隙。

在本实施方式中，对于供油泵 30 的构成要素即内转子的侧面安装有端板部 30a2 的内转子 30a，通过曲柄轴 6 的推力对内转子 30a 施力，一边向外转子 30b 侧对端板部 30a2 施力一边运转。此处如图 5 所示，端板部 30a2 的外缘被设置成完全覆盖在两定子间形成的泵室 140。

另外，如图 2B 所示，使外转子 30b 的齿形部的厚度（参照图 8）略厚于内转子 30a 的齿形部的厚度（参照图 7）。并且在图 2B 中，为了说明而强调图示了空隙，实际的内转子侧的间隙等级约为 $10\sim 100\mu\text{m}$ 。

其结果，外转子的上侧面侧与端板 30a2 紧贴滑动，下侧面侧与底座板 30d 紧贴滑动，可以使外转子 30b 的侧隙几乎变为 0。由此，可以大幅度抑制外转子 30b 的侧隙处的泄漏。因此，不必提高两转子 30a、30b 的齿形精度，就可以大幅度提高供油泵 30 的性能，因此可以同时实现加工成本的降低以及涡旋压缩机 1 的能量效率提高。

还有，内转子 30a 夹在曲柄轴 6 以及外转子 30b 之间，外转子 30b 夹在内转子 30a 的端板 30a2 以及底座板 30d 之间，因此两转子 30a、30b 的轴向位置是确定的。因此，就算在两转子 30a、30b 周围的压力变动大的运转条件下，也可以使供油泵的性能稳定化，具有提高供油可靠性的效果。

接着，说明内转子 30a 向外转子 30b 施加的力。该施力一般说来可以如下这样求得，即，在将曲柄轴 6 以及设置于其下端部的两转子部看成一体的立体图形中，将其表面分割为面元素，对在其法线向量（以微小面元素的面积作为大小）与在曲柄轴轴向朝上的单位向量的内积上乘以该部分的压力之后的值，在整个表面进行积分而求得。

从图 1 以及图 2 得知，本实施方式的情况以主轴承 24 为界限，对曲柄轴 6 的上部整体施加有背压，对下部，除两转子底面以外对整体施加有吸入压力。如果以吸入压力为压力基准，则为了向外转子 30b 一侧推内转

子 30a, 如果将超出吸入压力的部分定义为下面式 (1), 那么有必要满足式 (2)。

$$\Delta P (p) \equiv p - (\text{吸入压力}) \cdots (\text{式 } 1)$$

$\Delta P (\text{背压}) \times (\text{曲柄轴主轴部截面积}) > (\text{啮合两转子底面的吸入压力以上压力产生的力}) \cdots (\text{式 } 2)$

此时, 施力为下面的 (式 3)。

施力 = $\Delta P (\text{背压}) \times (\text{曲柄轴主轴部截面积}) - (\text{啮合的两转子底面的吸入压力以上的压力产生的力}) \cdots (\text{式 } 3)$

此处, 啮合的两转子底面的吸入压力以上的压力产生的力为下面的 (式 4)。

啮合的两转子底面的吸入压力以上的压力产生的力 = $\Sigma \Delta P (p) \times (\text{压力 } p \text{ 区域面积}) \cdots (\text{式 } 4)$

为了求出作用力, 如上所述, 有必要进行 (式 4) 的计算, 但为了严密计算出来, 需要进行两转子底面的压力分布的估计以及运用该估计值的积分计算, 特别麻烦。

因此, 以下提案上述 (式 4) 的简单的计算方法。

首先, 求出在啮合的两转子底面压力确定的区域。本实施方式如图 9 所示。该图 9 是从下方向上看两转子底面的图。供油泵 30 的排出油存在的区域 (交叉剖面线部) 确定是背压区域, 供油泵 30 的吸入油存在的区域 (单方向剖面线部) 确定是吸入压力区域。此处, 图 9 中虽然没有明确表示, 但外转子 30b 的外周部为吸入压力。这是因为供油泵背面空间 145 在滚珠轴衬 25a 与滚珠保持器 25b 之间存在缝隙 (参照图 2A)。该供油泵背面空间 145, 是位于供油泵 30 的上侧面侧的空间, 在本实施方式中是面对端板部 30a2 的空间。

接着, 如以下这样进行压力不确定的区域 (图 9 的没有剖面线的区域) 的压力的估计。考虑从来自供油泵 30 的油流出口即供油纵孔 6b 的中心引出的半直线, 寻找与上述压力确定区域的交点。然后, 求出通过横截压力未确定区域的线段而两端不同的压力确定区域 (在半直线 R1 的情况下是 R11, 在半直线 R2 的情况下是 R22) 的中点, 将其看作是吸入压力与背压的边界。另一方面, 通过横截压力未确定区域的线段而两端相同的压力确

定区域（在半直线 R1 的情况下是 R12，在半直线 R2 的情况下是 R21），看作都是与两端压力相同的压力区域。通过以上顺序，将压力未确定区域分割为背压区域和吸入压力区域。

本实施方式的情况的分割状况如图 10 所示。图 10 中的粗剖面线部是按照上述顺序分割压力未确定区域后的区域，其中的交叉剖面线部是背压区域，另外，单方向剖面线部为吸入压力区域。如上所述，二分割为背压区域和吸入领域的结果是(式 4)被如下这样简化，可以进行简单计算。

$$\begin{aligned}
 & \text{啮合的两转子底面的吸入压力以上的压力产生的力} \\
 & = \Sigma \Delta P (p) \times (\text{压力 } p \text{ 区域面积}) \\
 & = \Delta P (\text{背压}) \times (\text{背压区域面积}) + \Delta P (\text{吸入压力}) \times (\text{吸入压力区域面积}) \\
 & = \Delta P (\text{背压}) \times (\text{背压区域面积}) \\
 & (\because \Delta P (\text{吸入压力}) = 0) \qquad \dots (\text{式 } 4')
 \end{aligned}$$

将该(式 4')代入(式 2)以及(式 3)，可以导出作为目的的施力判定式和施力计算式。

$$\begin{aligned}
 & (\text{曲柄轴主轴部截面积}) > (\text{两转子底面的背压区域面积}) \dots (\text{式 } 2') \\
 & \text{施力} = \Delta P (\text{背压}) \times \{ (\text{曲柄轴主轴部截面积}) - (\text{两转子底面的背压区域面积}) \} \\
 & \qquad \qquad \qquad \dots (\text{式 } 3')
 \end{aligned}$$

通过(式 2')进行本实施方式的施力判定。两转子底面的背压区域是图 11 所示的区域（其是图 8 的细的交叉剖面线部与粗的交叉剖面线部合起来的区域）。由计算得知，该区域的面积小于曲柄轴主轴部截面积。由此，内转子 30a 被推压向外转子 30b，降低两转子 30a、30b 的侧隙。

另外，施力虽然可以由(式 3')求得，但是因为本实施方式采用背压控制阀 26，所以该式中的 ΔP (背压)，是与背压控制阀 26 的阀弹簧 26b 压缩量相对应的所述规定值。因此，通过与背压控制阀 26 的背压控制方式的组合，不管在怎样的运转条件下，都可以确保施力为恒常一定的值。因此不管在怎样的运转条件下，可以将内转子 30a 稳定地向外转子 30b 推压，可以稳定实现供油泵 30 的高性能，进而，可以在实现搭载该供油泵 30 的涡旋压缩机 1 的高性能的同时可以实现高供油可靠性。

(第 2 实施方式)

接着,利用图 12 说明本发明的第 2 实施方式的涡旋压缩机。图 12 是本发明的第 2 实施方式的涡旋压缩机中的供油泵部的截面图(与图 1 的 M 部对应的图)。该第 2 实施方式,在下述的点上与第 1 实施方式不同,关于其他点由于与第 1 实施方式相同,因此省略重复的说明。

该第 2 实施方式在泵工作缸 30c 上设有工作缸贯通水平路 25c,其是连结供油泵背面空间 145 与储油部 125 的连通路。由于通过该工作缸贯通水平路 25c 将供油泵背面空间 145 的压力可靠地保持为吸入压力,因此具有两转子 30a、30b 的施力稳定化,供油可靠性提高的效果。并且,也可以将连结供油泵背面空间 145 与储油部 125 的连通路设置于滚珠保持器 25b。

(第 3 实施方式)

接着,利用图 13 说明本发明第 3 实施方式的涡旋压缩机。图 12 是本发明的第 3 实施方式的涡旋压缩机中的供油泵部的截面图(与图 1 的 M 部对应的图)。该第 3 实施方式,在下述点上与第 2 实施方式不同,关于其他点与第 2 实施方式相同,因此省略重复说明。

该第 3 实施方式,在泵工作缸 30c 上设有工作缸贯通倾斜路 25c,工作缸贯通倾斜路 25c 是连结供油泵背面空间 145 与储油部 125,并将储油部侧的开口设置在供油泵背面空间侧的开口的下方的连通路。该工作缸贯通倾斜路 25c,将供油泵背面空间 145 的压力可靠地保持为吸入压力,并且即使储油部 125 的油面下降到较低位置设置的保持器贯通倾斜路 25d 的储油部侧的开口上方的高度,动作流体也不会流入镜板背面空间 145。由此,不管储油部 125 的油面由于何种原因下降,供油泵 30 的供油能力都不会下降,具有供油可靠性提高的效果。

(第 4 实施方式)

接着,利用图 14 说明本发明的第 4 实施方式的涡旋压缩机。图 14 是本发明的第 4 实施方式的涡旋压缩机中的供油泵部的截面图(与图 1 的 M 部对应的图)。该第 4 实施方式,在下述点上与第 1 实施方式不同,关于其他点与第 1 实施方式相同,因此省略重复说明。

在该第 4 实施方式中,在副轴承供油路上设有连结副轴承供油横孔 6g 和供油泵背面空间 145 的、实质上没有节流作用的副轴承供油槽 6h。换言之

之，副轴承供油横孔 6g 以及副轴承供油槽 6h，形成曲柄轴 6 的供油孔 6b 和供油泵背面空间 145 的连通路。该连通路由实质上不具备节流作用的供油路形成。

根据上述结构，因为供油泵背面空间 145 的压力被可靠地保持为背压（吸入压力+规定的一定值），因此该供油槽充当背压导入路的角色。如果认为背压为基准的压力，则恒常施加的施力的值是在两转子 30a、30b 底面的吸入压力区域的面积上乘以背压之后的值，不管曲柄轴 6、供油泵 30 如何设计，都可以可靠地对两转子 30a、30b 施力，具有提高供油可靠性的效果。

进而，通过供油泵背面空间 145 的压力，滚珠轴衬 25a 被推到上方，紧贴滚珠保持器 25b。其结果是支承曲柄轴 6 的中央的圆环部被固定，稳定支承曲柄轴 6，所以具有轴承部的可靠性提高，涡旋压缩机 1 的可靠性提高的效果。另外，还具有在所述轴承部处的摩擦系数也降低，可以实现能量效率高的涡旋压缩机 1 的效果。

此处，通过将副轴承供油横孔 6g 设于副轴承 25 的下部，利用差压可靠进行副轴承 25 的广范围的供油，确保轴承可靠性。另外，代替设置副轴承供油槽 6h，也可以将副轴承供油横孔 6g 下降至面临副轴承 25 下方的位置。由此，具有可以抑制加工成本的效果。

（第 5 实施方式）

接着，利用图 15 以及图 16 说明本发明第 5 实施方式的涡旋压缩机。图 15 是本发明的第 5 实施方式的涡旋压缩机中的供油泵部的内转子组装立体图，图 16 是图 15 的内转子俯视图。该第 5 实施方式，在下述点上与第 1 到第 4 实施方式不同，关于其他点与第 1 到第 4 实施方式相同，因此省略重复说明。

在该第 5 实施方式中，内转子 30a 被分割为内转子齿形部 30a1 和分体的端板 30a3，通过连接螺钉 30a4 组合形成。在端板 30a3 上设有与内转子齿形部 30a1 的安装孔 30i2 相同都为 D 形状的安装孔 30i3。将内转子 30a 分割为分体端板 30a3 和柱状的内转子齿形部 30a1，将形状复杂的内转子齿形部 30a1 形成为可以经过烧结、铸造或挤压成形等进行加工的柱状。由此，可以谋求供油泵 30 的加工成本的降低。进而，采用将内转子齿形

部 30a1 通过烧结、铸造或挤压成形等一次加工成长棒状之后，切断为正规长度的方法。由此，可以进一步提高加工效率，降低供油泵 30 的加工成本。以上，具有降低供油泵 30 的加工成本，进而降低搭载该供油泵 30 的涡旋压缩机 1 的加工成本的效果。

并且，不用连接螺钉固定分体的端板 30a3 和内转子齿形部 30a1，只是将分体的端板 30a3 和内转子齿形部 30a1 按顺序插入曲柄轴 6 的供油泵轴部 6f，就可以通过曲柄轴 6 的推力确保曲柄轴 6 的阶梯部和端板 30a3 和外转子 30b 之间的密封，可以谋求进一步的成本降低。

进而，如果将曲柄轴 6 的阶梯部形成为覆盖泵室 140 整个范围的尺寸形状，使阶梯部发挥罩的功能，则也可以省略端板，可以谋求进一步的成本降低。

（第 6 实施方式）

接着，利用图 17 说明本发明第 6 实施方式的涡旋压缩机。图 17 是本发明的第 6 实施方式的涡旋压缩机中的供油泵部的内转子组装立体图。该第 6 实施方式在下述点上与第 5 实施方式不同，关于其他点与第 5 实施方式相同，因此省略重复说明。

在该第 6 实施方式中，与端板 30a3 分体化的内转子齿形部 30a5 将在其中央设置的向供油泵轴部 6f 安装的安装孔 30i5，从 D 形状的孔设置成圆形的孔。根据所述内转子齿形部 30a5，与设置 D 形孔的情况相比加工容易，可以实现加工成本的进一步的降低。由此，具有降低供油泵 30 的加工成本、进而降低搭载供油泵 30 的涡旋压缩机 1 的加工成本的效果。

（第 7 实施方式）

接着，利用图 18 说明本发明第 7 实施方式的涡旋压缩机。图 18 是本发明的第 7 实施方式的涡旋压缩机中的供油泵部的内转子组装立体图。该第 7 实施方式，在下述点上与第 5 实施方式不同，关于其他点与第 5 实施方式相同，因此省略重复说明。

在该第 7 实施方式中，与内转子齿形部 30a2 分体化的端板 30a6 将在其中央设置的向供油泵轴部 6f 安装的安装孔 30i6，从 D 形状的孔设置为圆形的孔。根据所述端板 30a6，与设置 D 形孔的情况相比加工容易，可以实现加工成本的进一步的降低。由此，具有降低供油泵 30 的加工成本、

进而降低搭载供油泵 30 的涡旋压缩机 1 的加工成本的效果。

（第 8 实施方式）

接着，利用图 19 说明本发明第 8 实施方式的涡旋压缩机。图 19 是本发明的第 8 实施方式的涡旋压缩机中的供油泵部的主要部分放大图。该第 8 实施方式，在下述点上与第 1 实施方式不同，关于其他点与第 1 实施方式相同，因此省略重复说明。

在该第 8 实施方式中，设置供油泵 30 的两转子 30a、30b 的齿形部厚度，使得内转子一侧的该厚度厚于外转子一侧的该厚度。其结果是内转子 30a 的下侧面侧与底座板 30d 紧贴滑动。但是，因为外转子 30b 的轴向位置不确定（虽然进入在上方的端板 30a2 与下方的底座板 30d 之间，但是位于其间的哪个位置还不确定），所以外转子 30b 的侧隙被分割为上侧的侧隙和下侧的侧隙。即使是空隙的合计相同，分割空隙也会降低泄漏。根据以上，可以使内转子 30a 的侧隙大致为 0，并且由于不确定外转子 30b 的轴向位置，可以将外转子的侧隙分为上下两部分，可以抑制两转子 30a、30b 的侧隙处的泄漏。由此，具有可以提高供油泵 30 的性能，进而提高搭载供油泵 30 的涡旋压缩机 1 的能量效率的效果。

（第 9 实施方式）

接着，利用图 20 至图 22 说明本发明第 9 实施方式的涡旋压缩机。图 20 是本发明的第 9 实施方式的涡旋压缩机中的供油泵部采用的内转子或外转子的纵截面图（与图 5 的 30aV 面截面或图 6 的 30bV 面截面对应的图）；图 21 是第 9 实施方式中的内转子或外转子的横截面图（与图 5 的 30aH 面截面或图 6 的 30bH 面截面对应的图）；图 22 是在供油泵中组装了图 20 以及图 21 的内转子以及外转子之后的状态的纵截面图。该第 9 实施方式，在下述点上与第 1 到第 8 实施方式不同，关于其他点与第 1 到第 8 实施方式相同，因此省略重复说明。

在该第 9 实施方式中，在内转子 30a 的侧表面、端板表面、齿形面设有内磨合皮膜 30a7，另外，在外转子 30b 的侧表面、齿形面设有外磨合皮膜 30b7。在施力作用的两转子 30a、30b 的侧部，通过该磨合皮膜 30a7、30b7 的适度磨损，因制造时的机械加工产生的形状误差、表面粗糙度得到改善，在抑制侧部的泄漏的同时，施力作用的面间的摩擦系数下降，滑动

损失降低。其结果是具有供油泵 30 的性能提高，进而搭载供油泵 30 的涡旋压缩机 1 的能量效率提高的效果。另外，也可以将该形状修正效果用于加工精度的降低，降低加工成本。

另外，如第 1 实施方式、第 8 实施方式所述，由于外转子 30b 与内转子 30a 的齿形部厚度的大小关系，会在侧面产生空隙，但是，通过设于侧面的磨合皮膜，由于紧贴滑动的部位磨损，所以空隙减小。由此，侧面的泄漏在整个区域上被抑制，具有可以提高供油泵的性能，进而提高搭载供油泵的涡旋压缩机 1 的能量效率的效果。

另外，由于在齿形面也设有磨合皮膜，所以干涉部磨损以避免两转子的啮合产生的干涉。其结果是具有干涉产生的两转子的旋转中心偏移得到抑制，齿形部的空隙减小，可以抑制泄漏的效果。与此同时，还具有降低伴随啮合的噪音和振动的效果。

另外，在为了使坯料的表面性质改善而通过浸渍坯料的方法制造该膜的情况下，由于整个面上设置皮膜时不需要使用掩模，因此具有不花费制造成本的效果。

并且，即使将磨合皮膜设置于曲柄轴 6 的表面，特别是设置在向供油泵轴部 6f 的阶梯部，也可以发挥同样的功能。或者，也可以将磨合皮膜设置于泵工作缸 30c 的内表面、底座板 30d 的上表面。

另外，由于通过背压控制阀 26 将背压室 110 的压力（背压）恒常设成比吸入压高出一定值，因此轴推力恒常一定。由此，泵要素的侧面的变形恒常一定，由于通过磨合能够保持在最优的侧形状，还具有能够极大提高泵性能的效果。

（第 10 实施方式）

接着，利用图 23 说明本发明第 10 实施方式的涡旋压缩机。图 23 是本发明的第 10 实施方式的涡旋压缩机中的供油泵的底座板的俯视图。该第 10 实施方式，在下述点上与第 1 实施方式不同，关于其他点与第 1 实施方式相同，因此省略重复说明。

在该第 10 实施方式中，吸入槽以及排出槽呈楔状（泵吸入楔状槽 30e4、楔状槽 30f4）。由于泵吸入槽 30e4 或泵排出槽 30f4 覆盖泵室 140 的几乎整个面，因此从流路复杂的位置即泵室 140 向泵吸入槽 30e4 或泵排出槽

30f4 的流路截面积增大，流路阻力降低，避免不必要的油的升压，减少无用功。其结果是供油泵 30 的消费动力减少，进而有可以提高搭载供油泵 30 的涡旋压缩机 1 的能量效率的效果。

（第 11 实施方式）

接着，利用图 24 说明本发明第 11 实施方式的涡旋压缩机。图 24 是本发明的第 11 实施方式的涡旋压缩机中的曲柄轴的上端部附近的纵截面图（对应于图 3 的图）。该第 11 实施方式，在下述点上与第 1 实施方式不同，关于其他点与第 1 实施方式相同，因此省略重复说明。

在该第 11 实施方式中，用供油纵孔栓 6j 大致塞住供油纵孔 6b 的上端，在旋转轴承槽 6e 的下部设置与供油纵孔 6b 连通的旋转供油横孔 6i，进而封住背压室 110 侧。由此，供应给旋转轴承 23 的油由于供应给吸入室 105，因此供油泵 30 送出的油量变少。其结果是供油泵 30 的消费动力减少，进而有可以提高搭载供油泵 30 的涡旋压缩机 1 的能量效率的效果。

（第 12 实施方式）

接着，利用图 25 说明本发明第 12 实施方式的涡旋压缩机。图 25 是本发明的第 12 实施方式的涡旋压缩机中的两涡盘施力部附近的吸入室供油主要部的放大截面图（相当于图 1 的 P 部的图）。该第 12 实施方式在下述点上与第 1 实施方式不同，关于其他点与第 1 实施方式相同，因此省略重复说明。

在该第 12 实施方式中，作为吸入室供油路 130，在固定涡盘 2 与旋转镜板 3b 滑动的安装部 2c 设有吸入室供油路 2g，吸入室供油路 2g 伴随节流连接背压室 110 和吸入室 105。由此，流入背压室 110 的油由于供应给吸入室 105，因此供油泵 30 送出的油量变少。其结果是供油泵的消费动力减少，进而有可以提高搭载供油泵的涡旋压缩机 1 的能量效率的效果。

（第 13 实施方式）

接着，利用图 26 说明本发明第 13 实施方式的涡旋压缩机。图 26 是本发明的第 13 实施方式的涡旋压缩机中的旋转涡盘的俯视图。该第 13 实施方式在下述点上与第 1 实施方式不同，关于其他点与第 1 实施方式相同，因此省略重复说明。

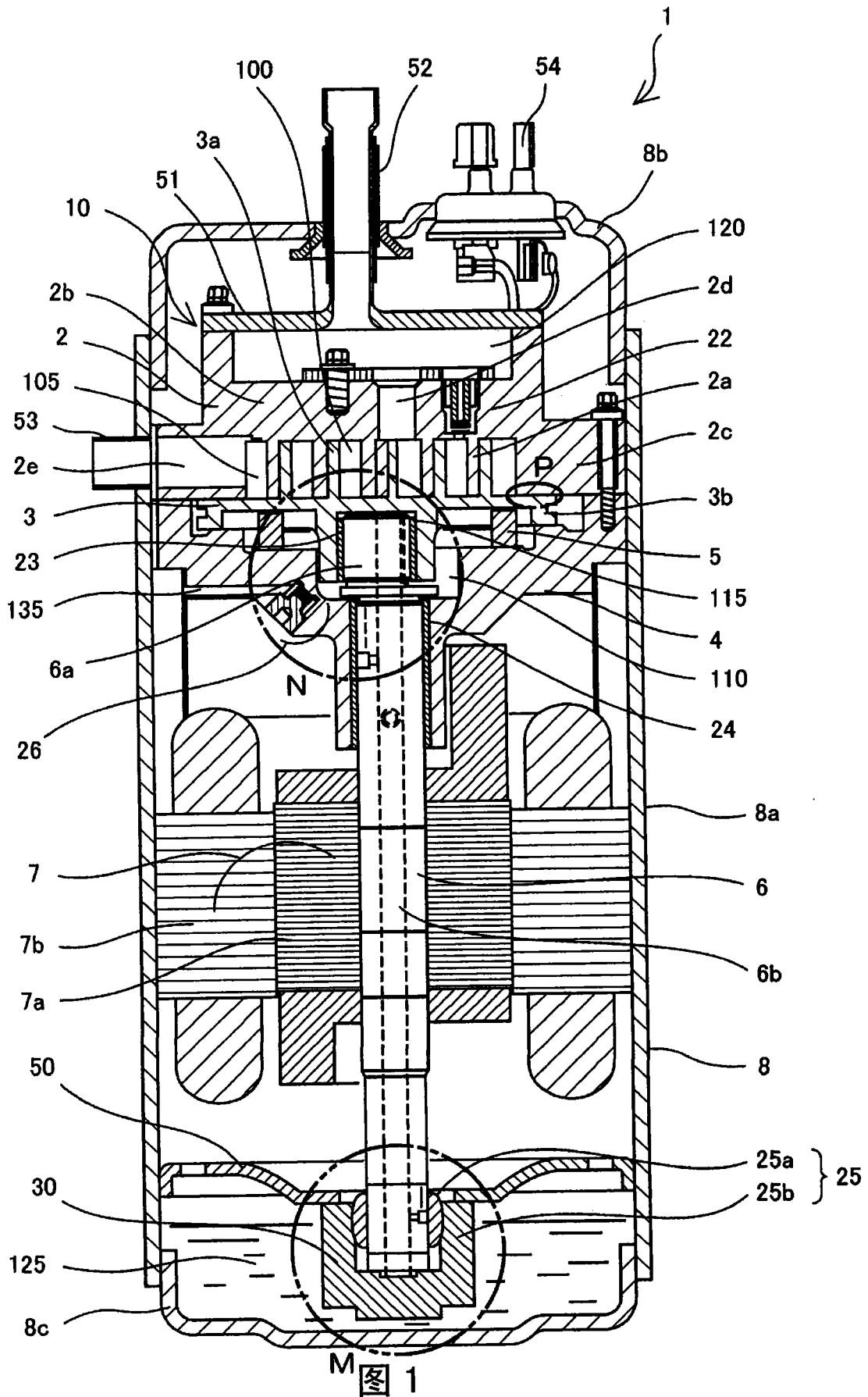
在该第 13 实施方式中，设有不是向吸入室 105，而是向压缩室 100

供油的压缩室供油路 150（由镜板横孔 3c、压缩室细孔 3f 形成）。由此，升压后的油不会减压至吸入压力，可以用于确保压缩室 100 的密封性。因此，可以有效活用用于油升压的能量，具有可以提高涡旋压缩机 1 的能量效率的效果。

（第 14 实施方式）

接着，利用图 27 说明本发明第 14 实施方式的涡旋压缩机。图 27 是本发明的第 14 实施方式的涡旋压缩机中的供油泵部的纵截面图（相当于图 1 的 M 部的图）。该第 14 实施方式在下述点上与第 1 实施方式不同，关于其他点与第 1 实施方式相同，因此省略重复说明。

在该第 14 实施方式中，在内转子 30a 的背面侧设有由泵工作缸 30c 的阶梯部形成的端板背面限制部 30c1。端板 30a2 与端板背面限制部 30c1 的空隙大概是 $50\mu\text{m}\sim 100\mu\text{m}$ 左右。由此，即使由于某种原因而施加于内转子 30a 上的施力不足，使得两转子 30a、30b 离开，由于端板背面限制部 30c1 规定端板 30a1 的轴向位置，所以可以避免供油泵 30 的能力的极端下降。由此，可以确保供油泵 30 的供油可靠性，进而具有可以确保搭载本供油泵的涡旋压缩机 1 的可靠性的效果。



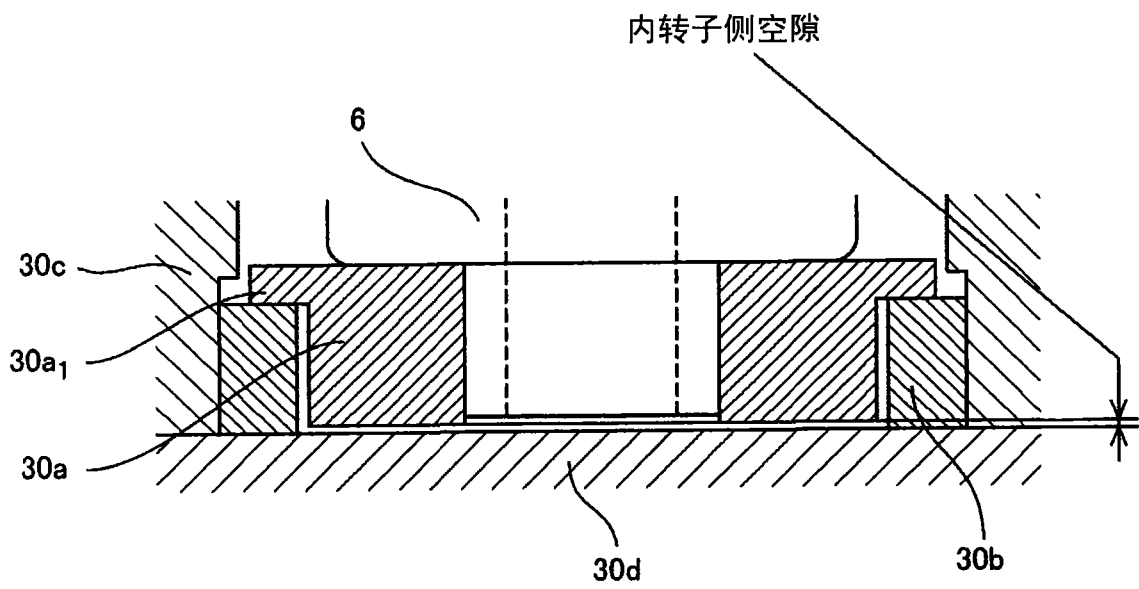


图 2B

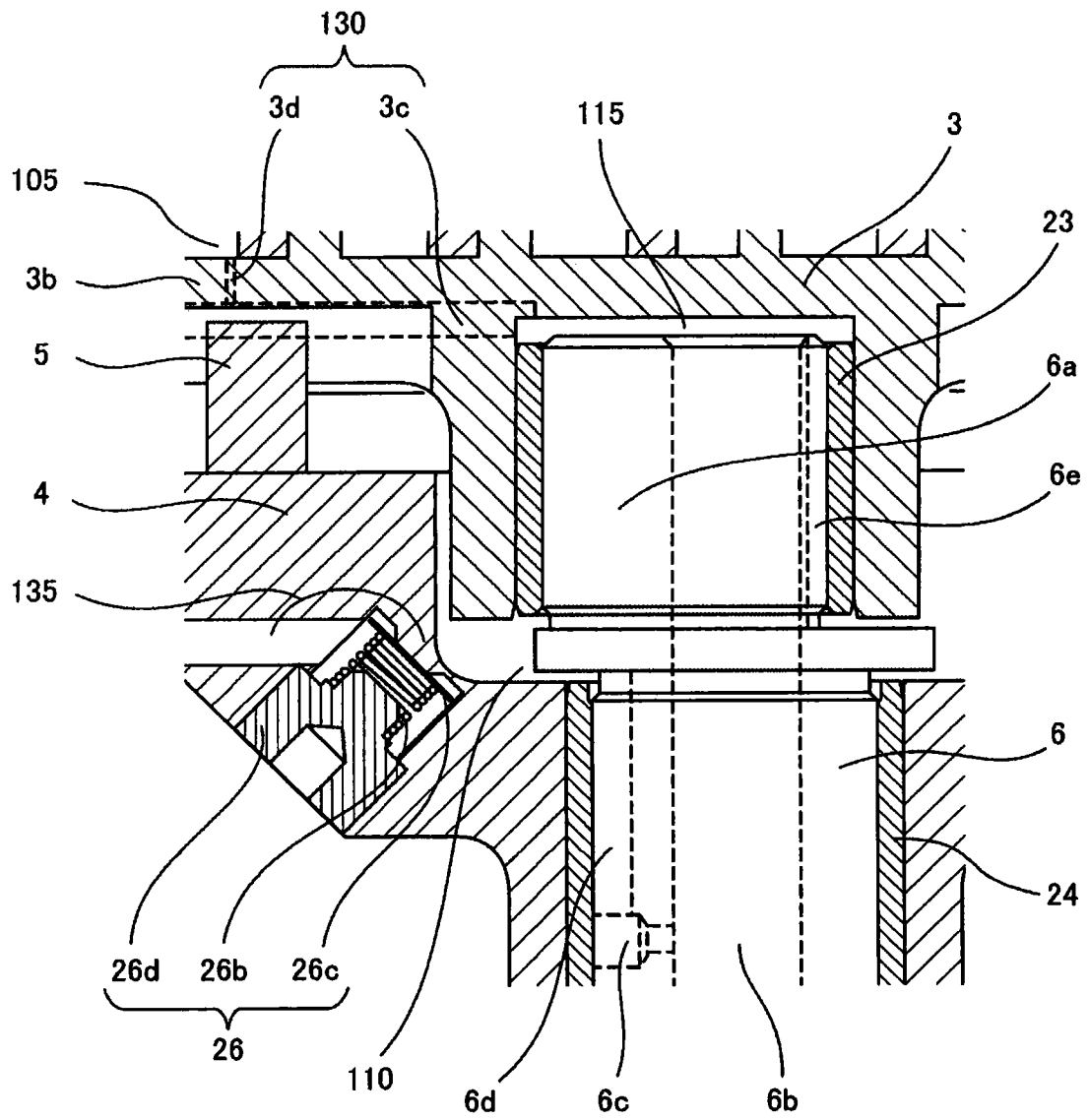


图 3

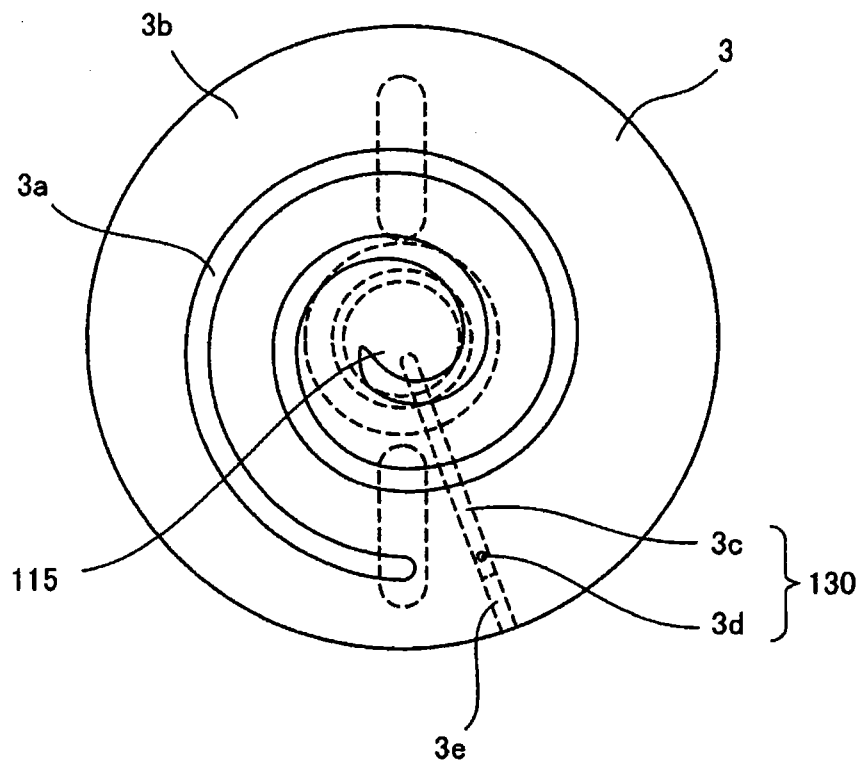


图 4

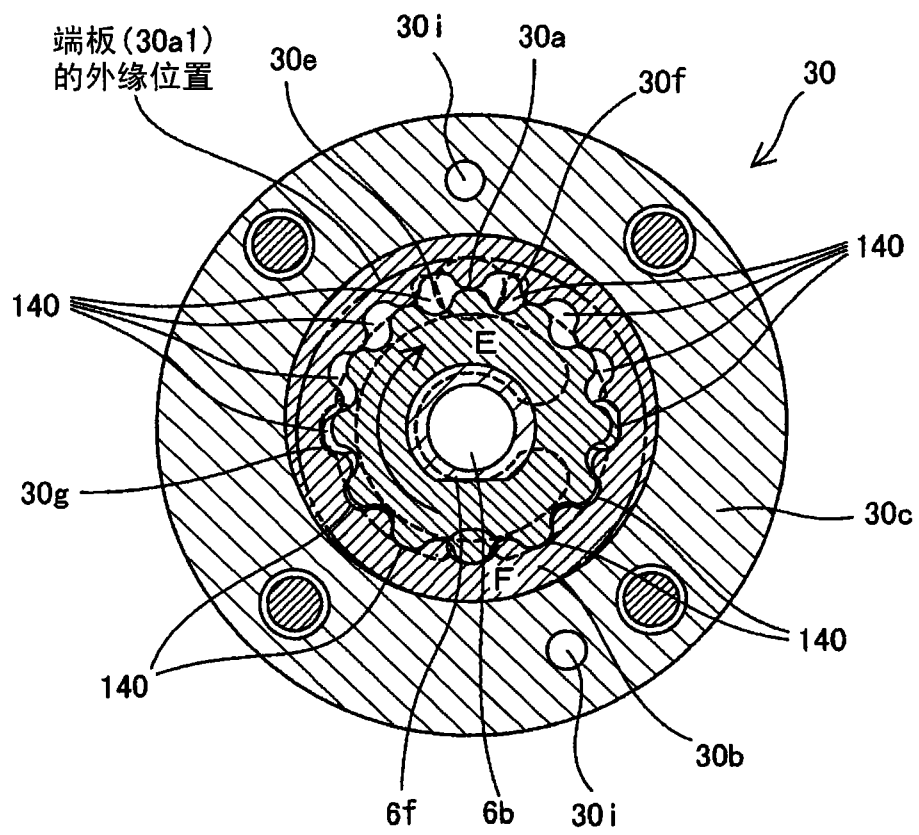


图 5

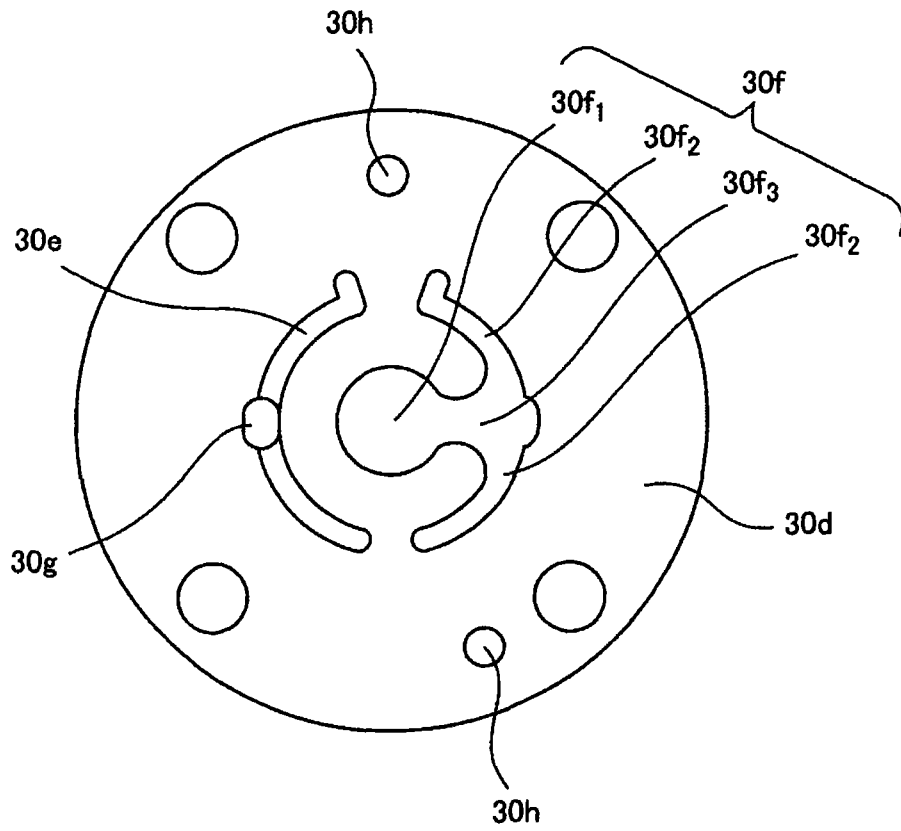


图 6

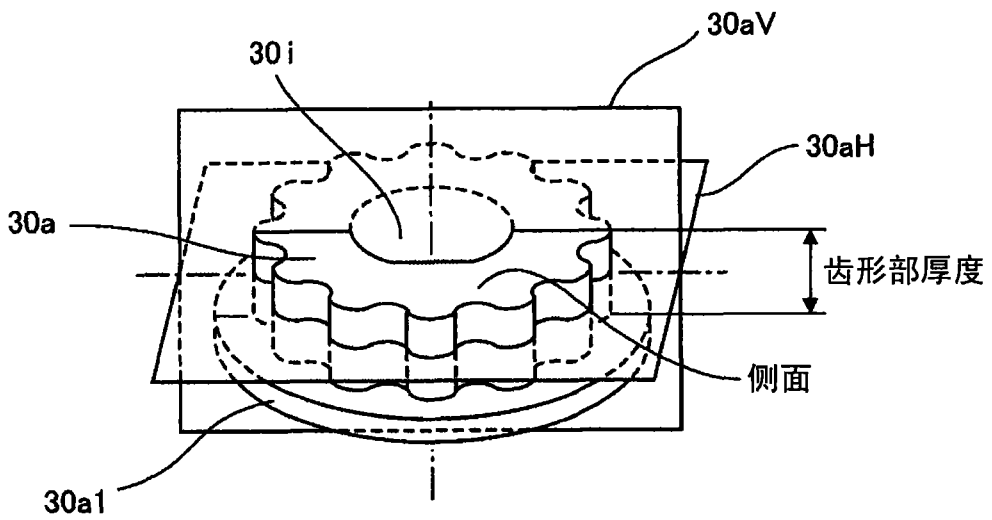


图 7

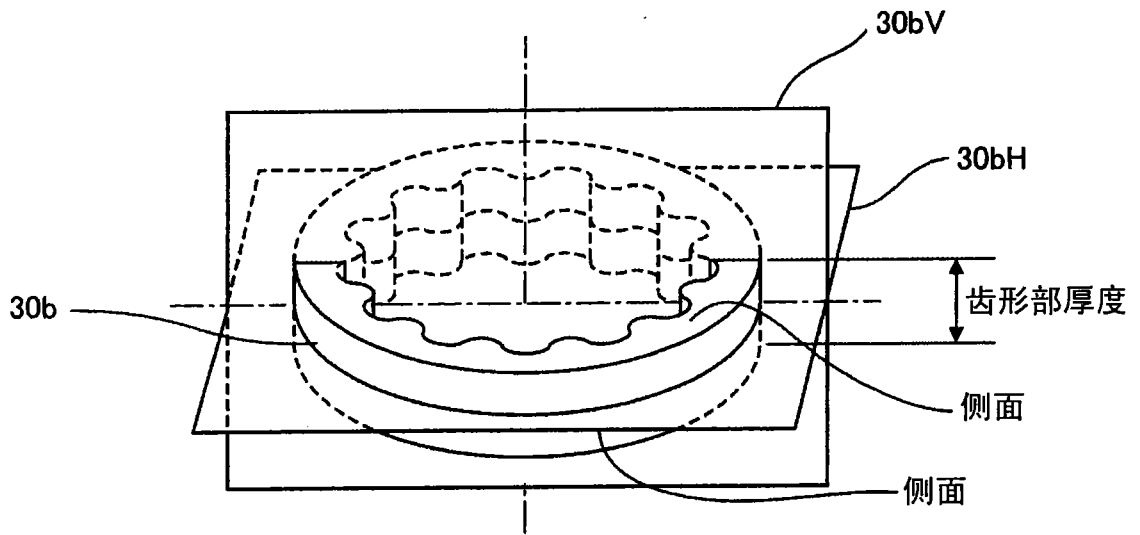


图 8

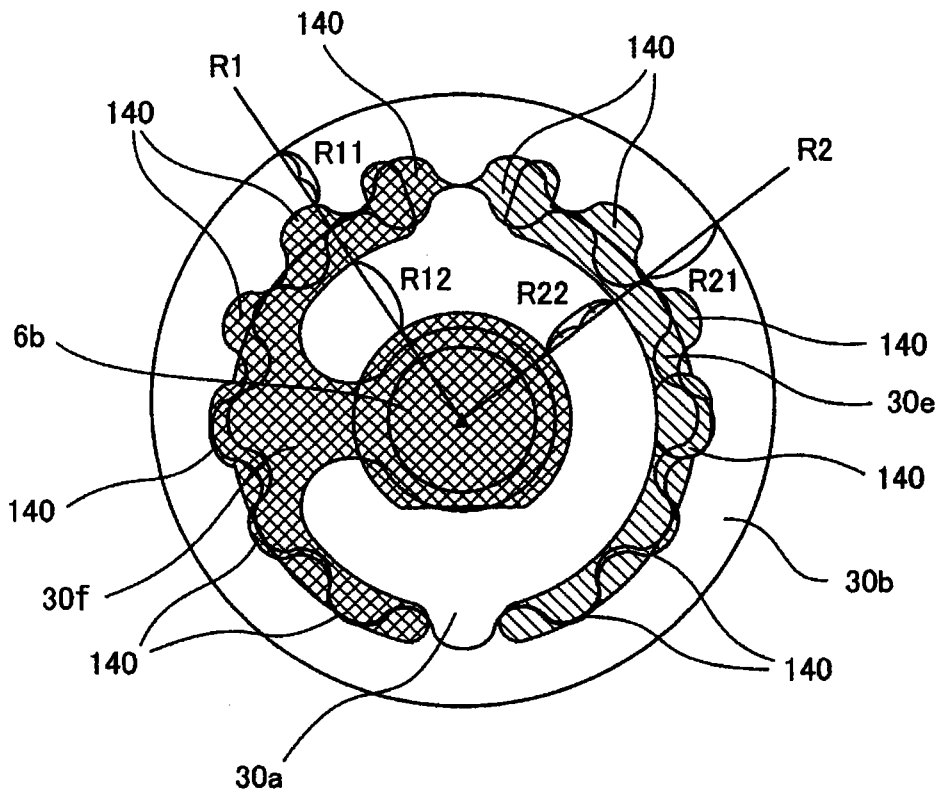


图 9

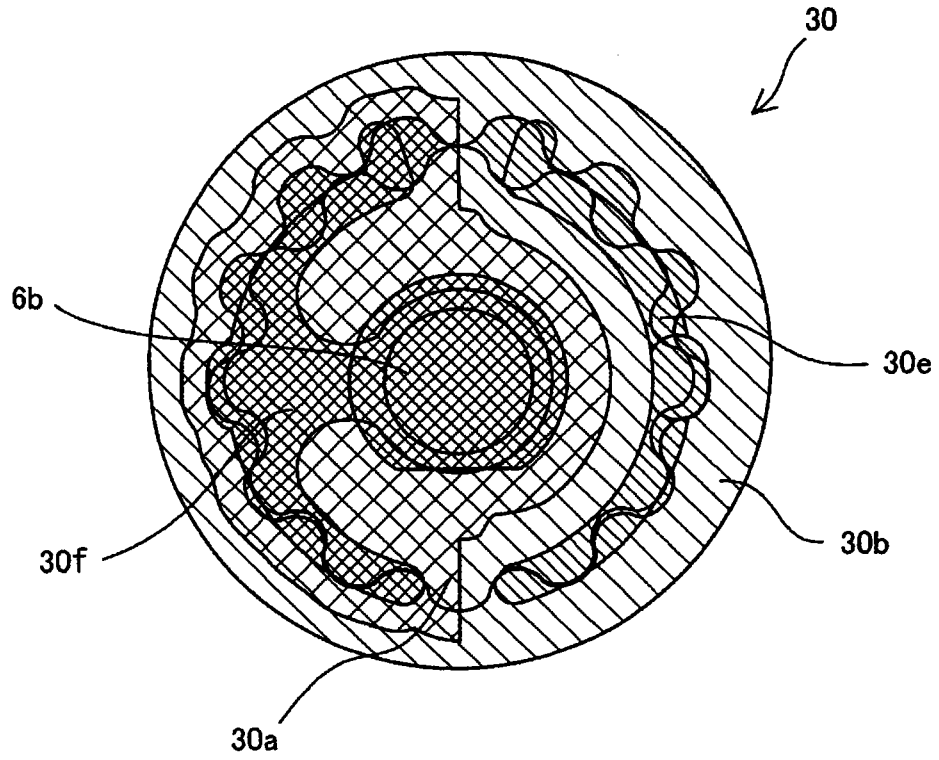


图 10

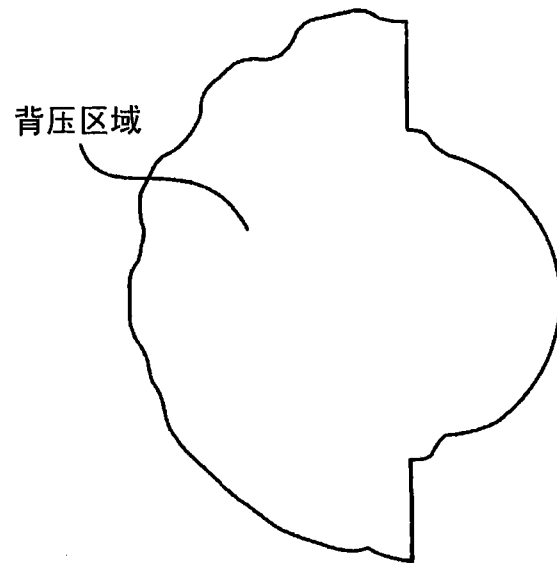


图 11

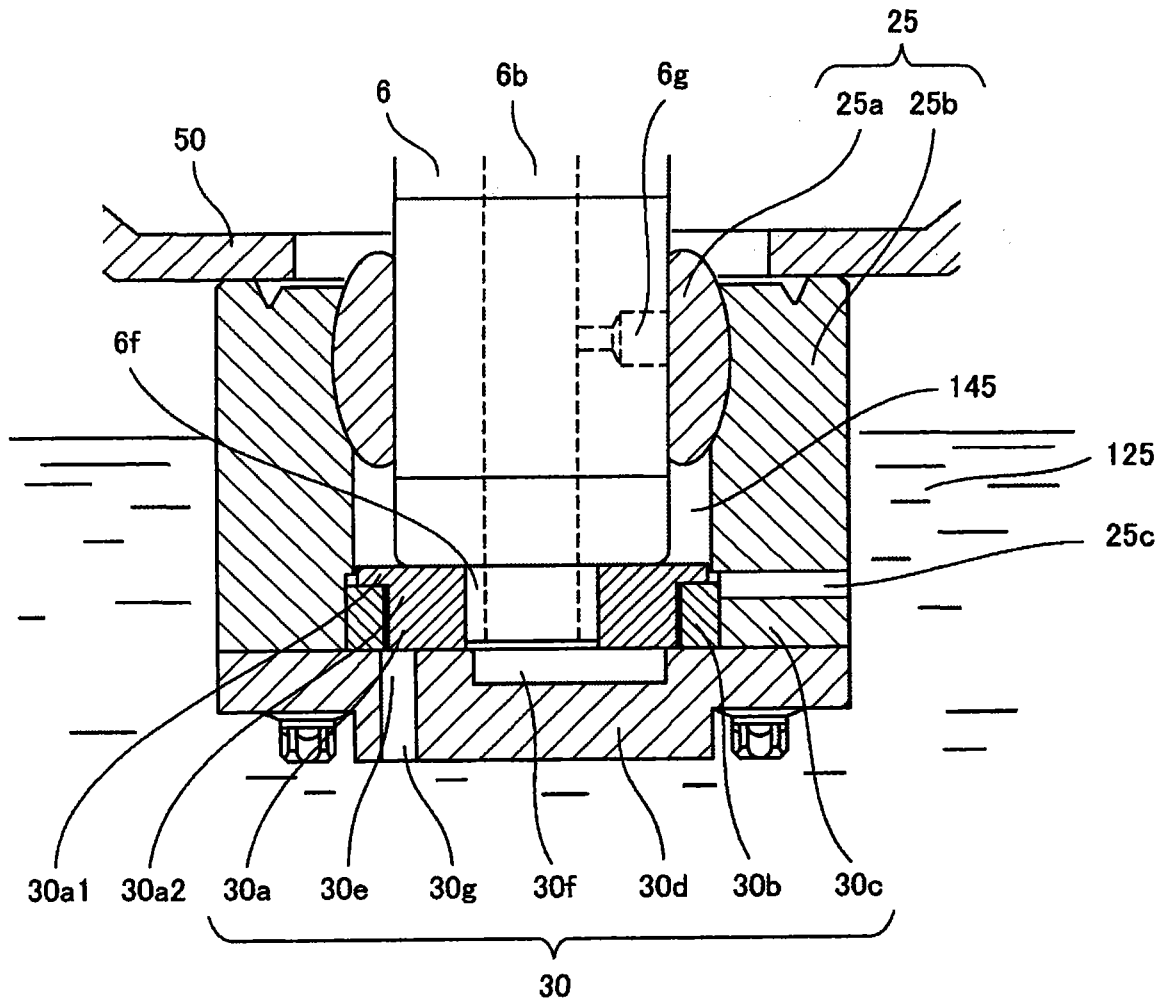


图 12

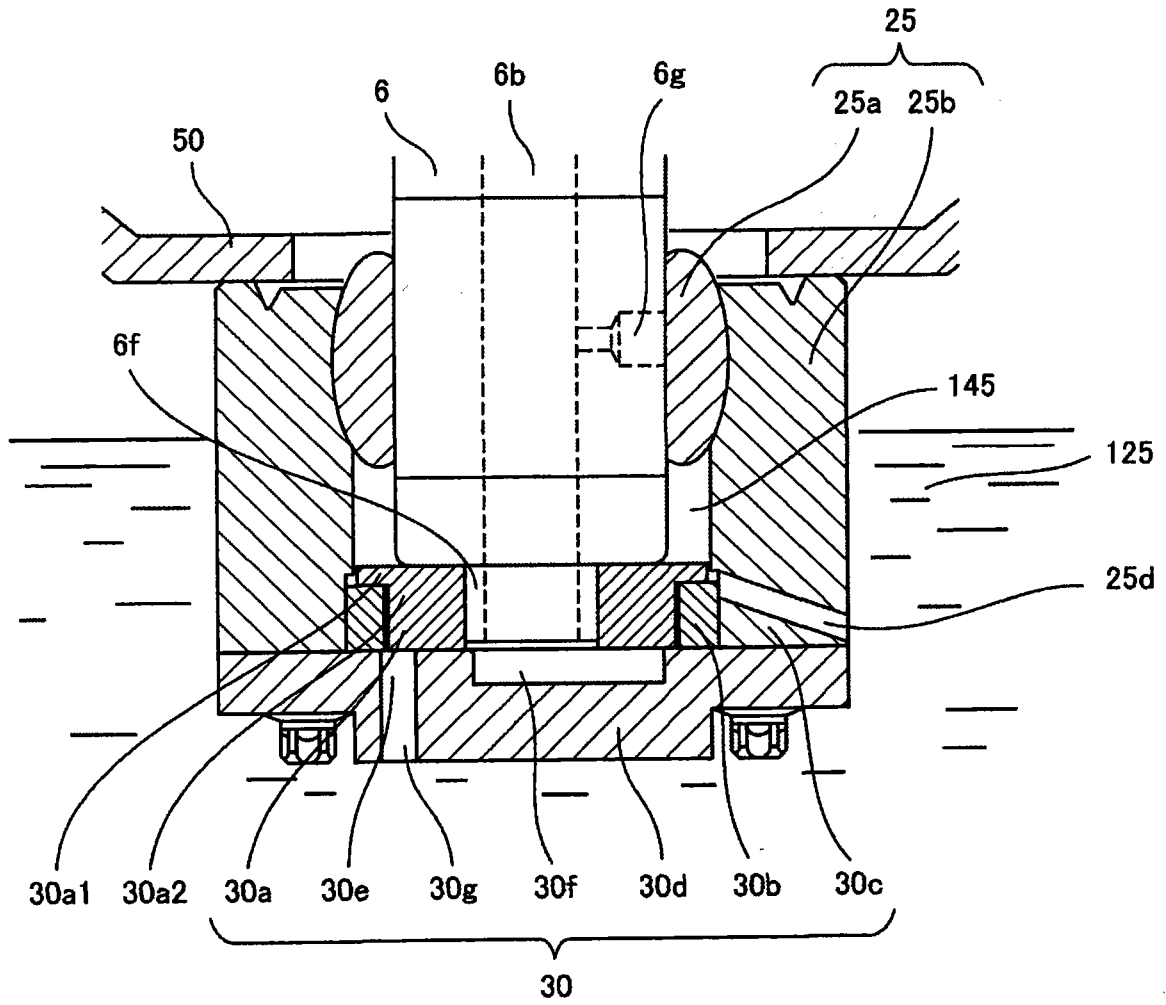


图 13

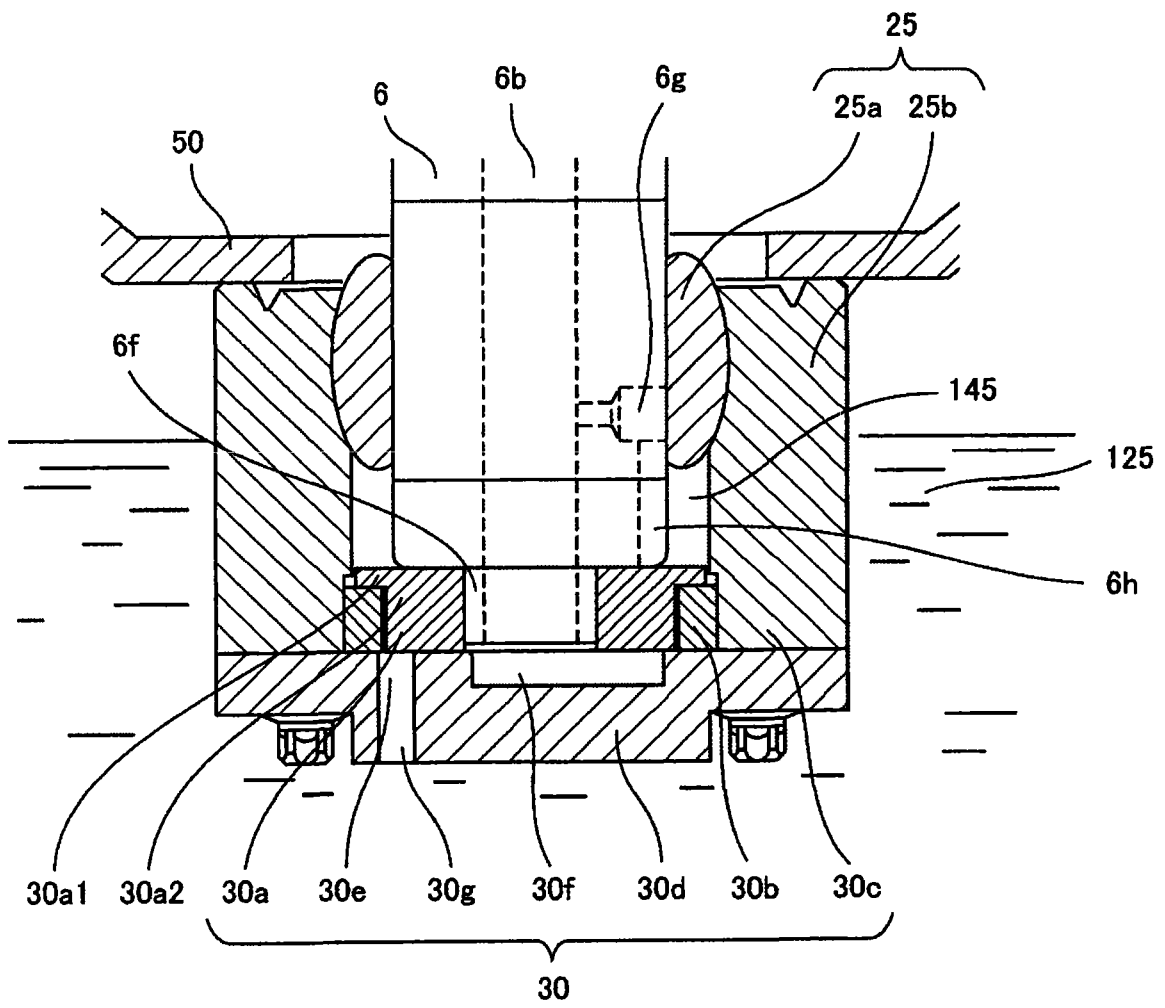


图 14

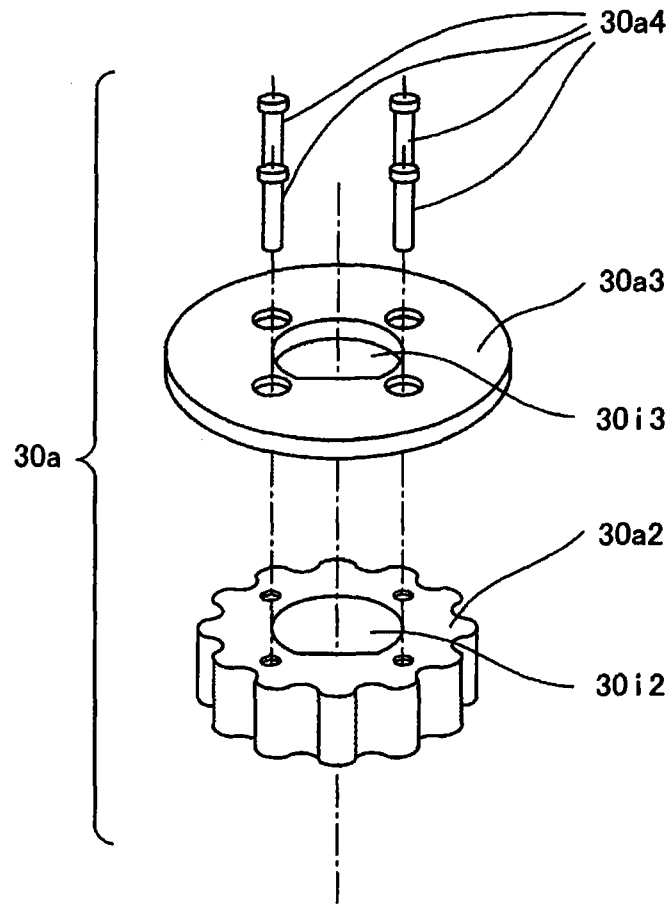


图 15

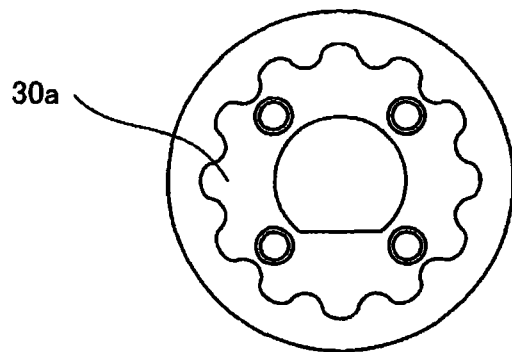


图 16

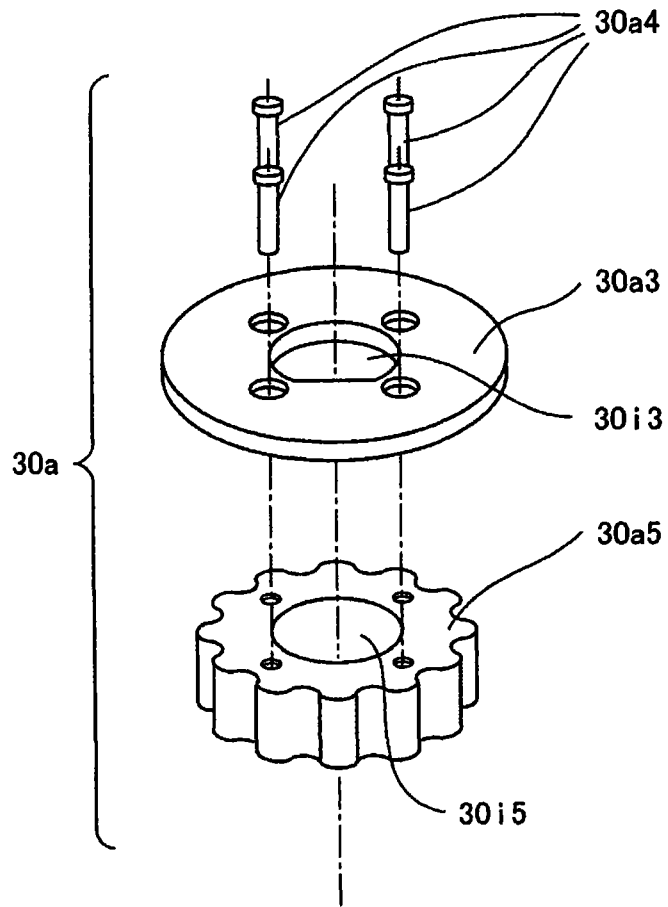


图 17

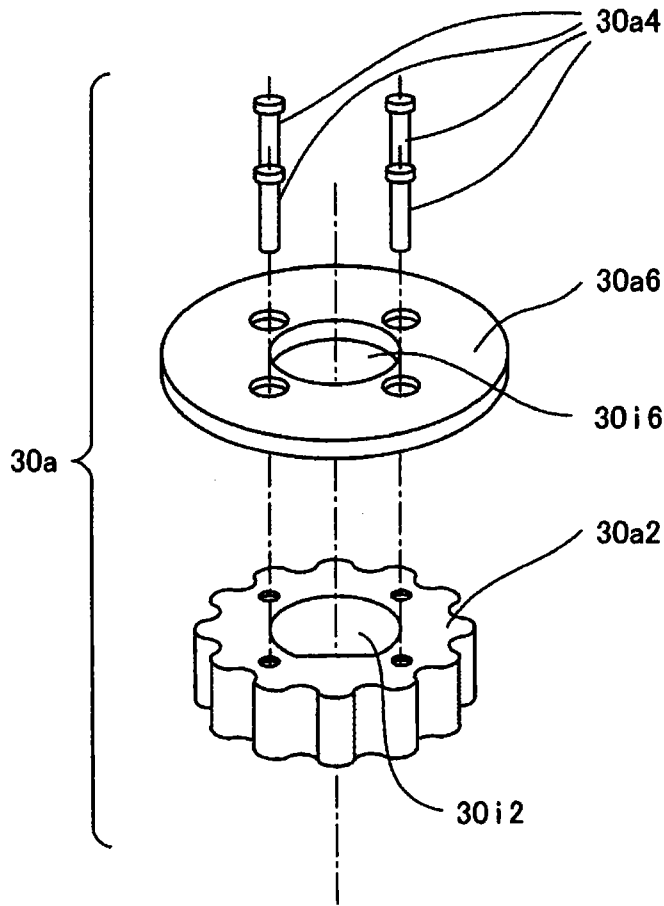


图 18

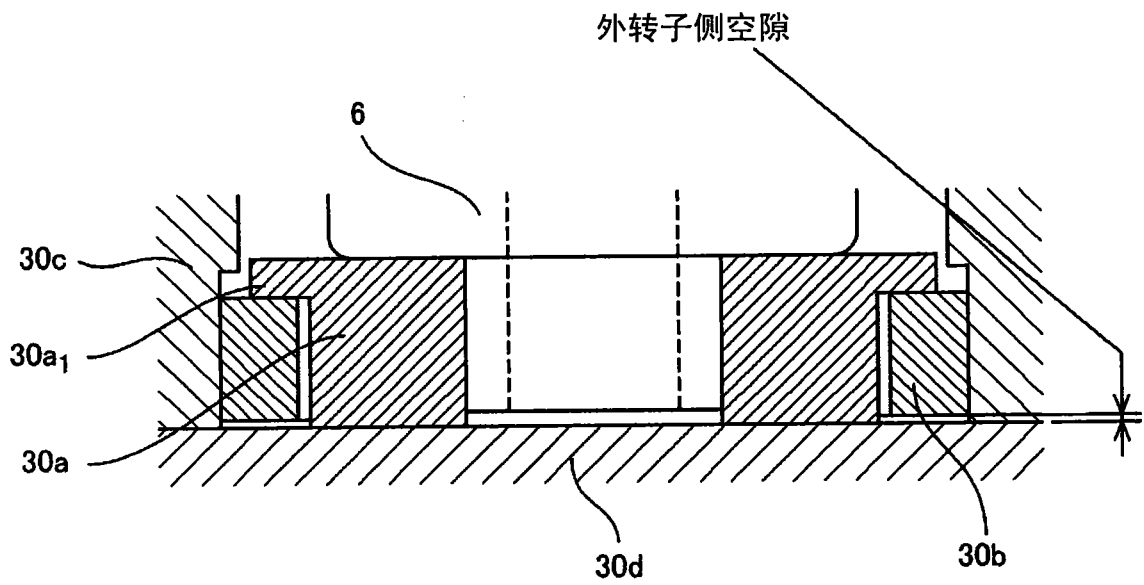


图 19

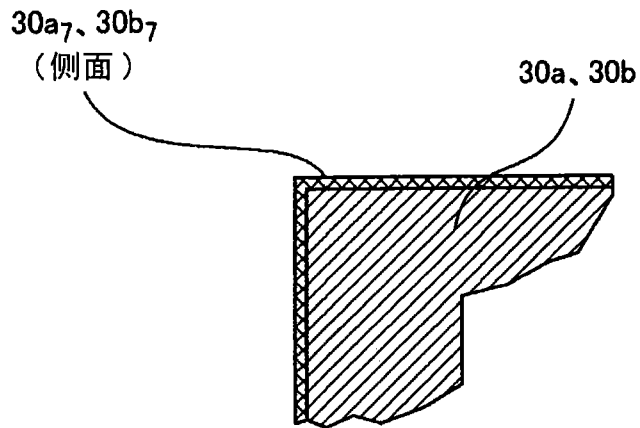


图 20

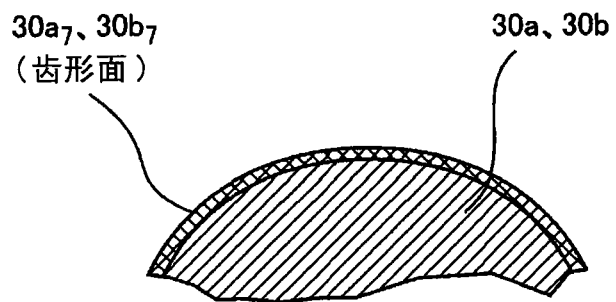


图 21

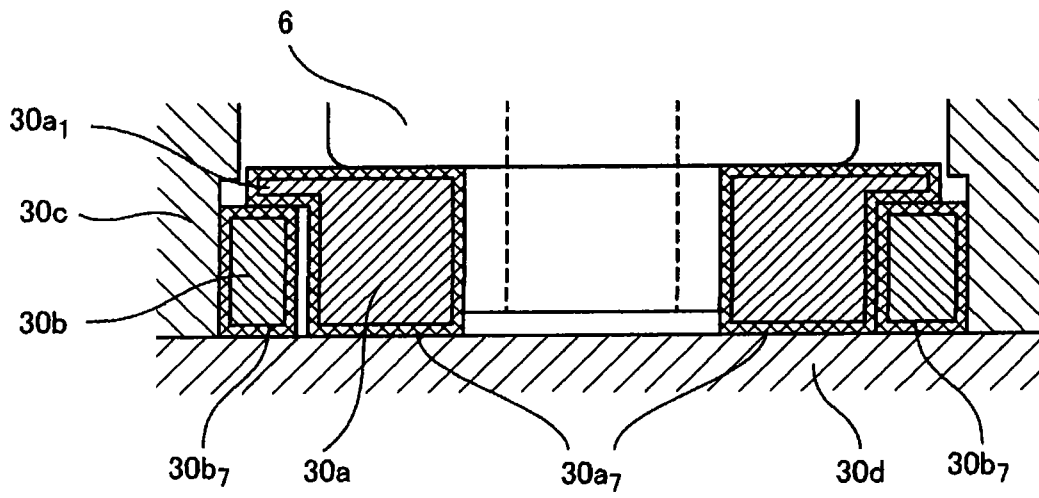


图 22

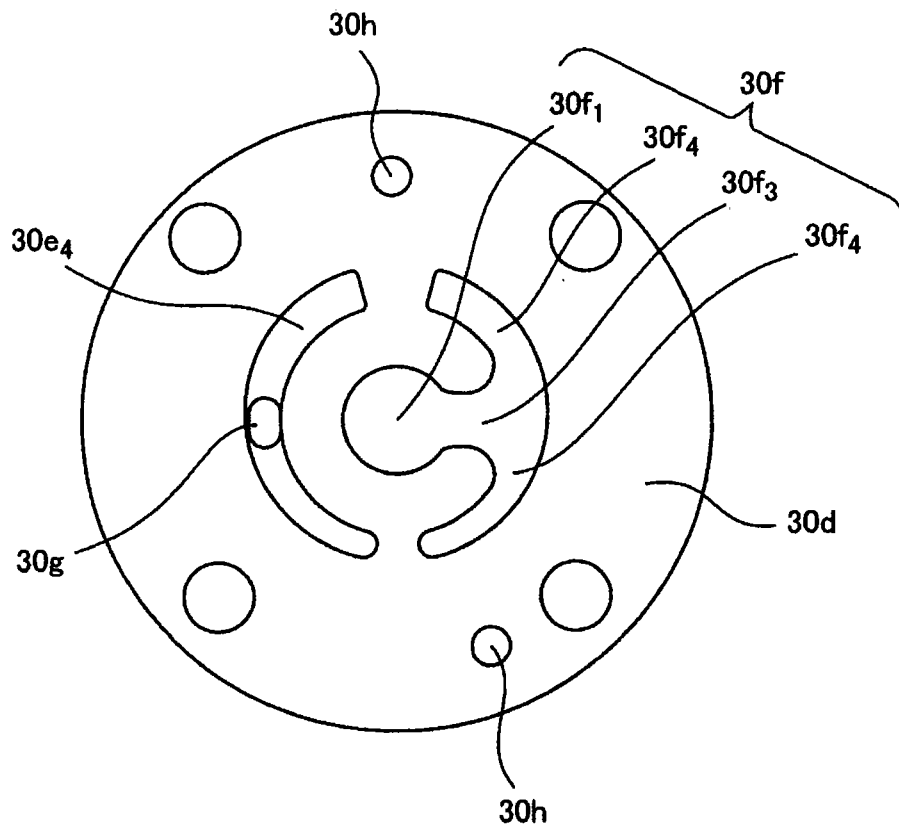


图 23

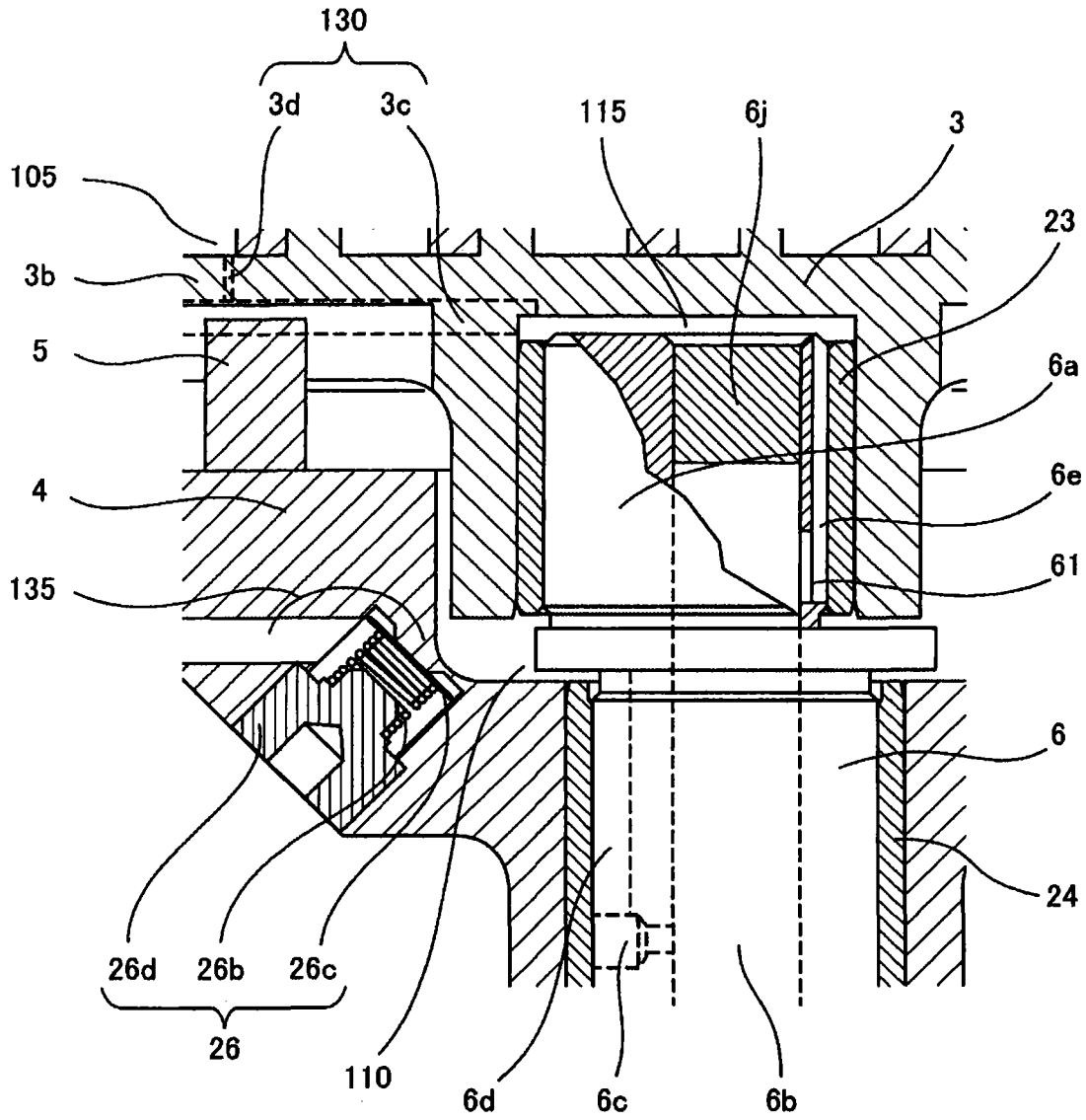


图 24

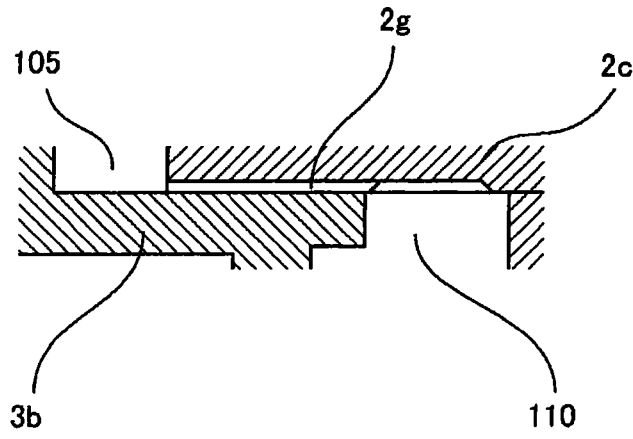


图 25

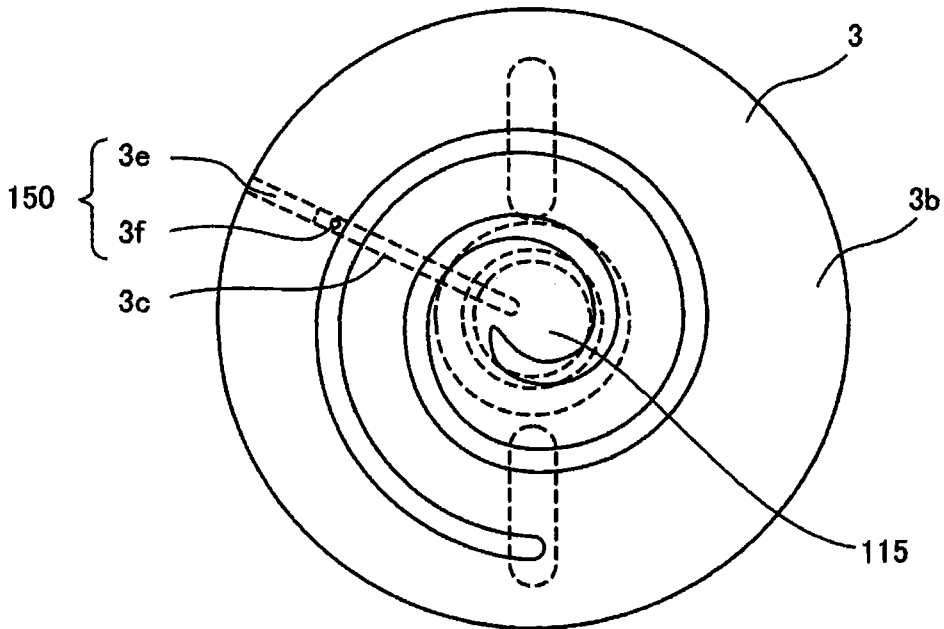


图 26

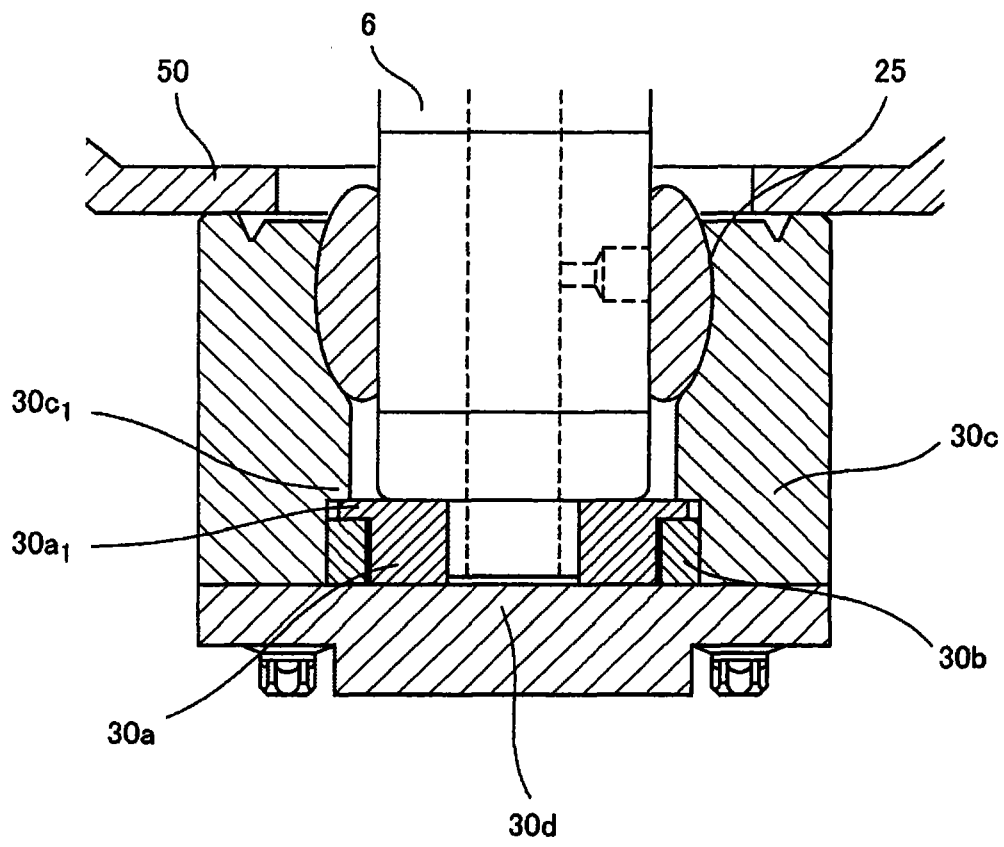


图 27