



[12] 发明专利说明书

[21] ZL 专利号 99802760. X

[45] 授权公告日 2004 年 2 月 11 日

[11] 授权公告号 CN 1138070C

[22] 申请日 1999.12.8 [21] 申请号 99802760. X

[30] 优先权

[32] 1998.12.9 [33] JP [31] 350262/1998

[86] 国际申请 PCT/JP99/06879 1999.12.8

[87] 国际公布 WO00/34660 日 2000.6.15

[85] 进入国家阶段日期 2000.8.7

[71] 专利权人 三菱重工业株式会社

地址 日本东京都

[72] 发明人 竹内真实 田中耕

审查员 孙宏霞

[74] 专利代理机构 北京市柳沈律师事务所

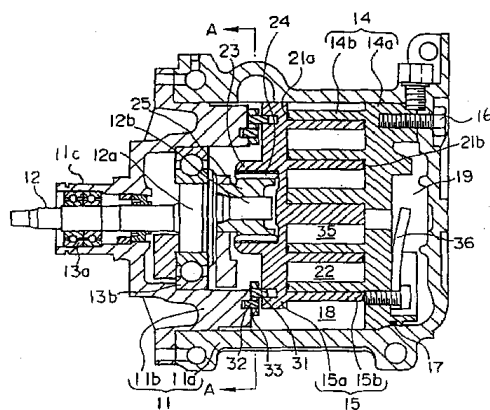
代理人 杨 梧

权利要求书 1 页 说明书 9 页 附图 5 页

[54] 发明名称 涡旋型流体机械

[57] 摘要

为了有效地防止固定涡旋部件与旋转涡旋部件的啮合误差所造成的流体泄漏，使形成自转防止机构的部件的使用寿命延长，提高设计自由度，在旋转涡旋部件(15)的端板上突设有多个旋转销(31)，在与该端板相对设置的前端板(11b)上，突设有与旋转销(31)数量相同的外壳销(32)，设置突起约束部件(33)，该部件具有使这些销(31)，(32)分别插入的多个孔(34)，从而形成自转防止机构。这些孔(34)的直径充分地大于旋转销(31)和外壳销(32)的直径。通过该自转防止机构，在旋转涡旋部件(15)的公转运动中，在这些销(31)，(32)与突起约束部件(33)的内周面滑动接触的同时，限制沿半径方向的最大位移。



- 1.一种涡旋型液体机械，其中在端板的一个端面上立设有螺旋圈的固定涡旋部件与旋转涡旋部件按照相互偏心，并且具有相位错开的方式相互啮合，设置于外壳内部，相对固定于该外壳中的上述固定涡旋部件，使上述旋转涡旋部件实现公转，其特征在于：
- 5 该涡旋型流体机械设置有自转防止机构，该自转防止机构包括：
旋转侧突起，自上述旋转涡旋部件的端板的另一端面突出；
固定侧突起，自上述外壳朝向上述另一端面一侧突出；
- 10 突起约束部件，其使上述旋转涡旋部件与固定涡旋部件在滑动接触部滑动，同时允许沿半径方向的位移，并限制最大位移。
- 2.根据权利要求1所述的涡旋型流体机械，其特征在于，上述突起约束部件具有以松动配合方式分别嵌合有上述旋转侧突起和固定侧突起的孔，其内周面形成上述滑动接触部。
- 15 3.根据权利要求1所述的涡旋型流体机械，其特征在于，上述突起约束部件包括一个长孔，上述旋转侧突起和固定侧突起相互按照一定间距，以松动配合方式嵌合于该长孔中，其内周面形成上述滑动接触部。
- 4.根据权利要求2或3所述的涡旋型流体机械，其特征在于，上述突起约束部件沿相互以一定间距、以松动配合方式嵌合的上述旋转侧突起和固定侧突起的离开方向，以细长形式形成。
- 20 5.根据权利要求1~3中任一项所述的涡旋型流体机械，其特征在于，上述突起约束部件在上述滑动接触部以外的部分具有未加工部。
- 6.根据权利要求1~3中的任一项所述的涡旋型流体机械，其特征在于，设置有多组组合，在每组组合中，一对旋转侧突起和固定侧突起通过一个突起约束部件约束。
- 25

涡旋型流体机械

5 技术领域

本发明涉及用作压缩机或膨胀机的涡旋型流体机械，特别是涉及旋转涡旋部件的自转防止机构。

另外，本申请以专利申请平成 10 年第三 50262 号及专利申请平成 11 年第二 03922 号为基础，将其内容组合于此。

10 背景技术

作为旋转涡旋部件的自转防止机构，人们知道有下述形式(参照图 10, 11)，比如，如 JP 特开昭 58 - 30401 号文献，JP 特开昭 59 - 68585 号文献所公开的那样，在旋转涡旋部件 1 的端板 1a 上，突设有旋转销 1b，并且还外壳 2 上，突设有外壳销 2a，通过突起约束部件 3 将这些销 1b, 2a 15 连接。

在突起约束部件 3 上，隔着间距 e 形成有 2 个孔 4，旋转销 1b 和外壳销 2a 插入相应的孔 4 中，由此形成自转防止机构。在该自转防止机构中，由于通过将具有与间距 e 相同的偏心值 p 的曲轴 5 与旋转涡旋部件 1 一侧的轴承 6 组合，形成图 11 所示的 4 节联轴节 L，故可在不妨碍旋转涡旋部件 20 1 公转运动的情况下，仅防止其产生自转。

另外，由于该自转防止机构与采用已有的欧氏联轴节(Oldham link)或球窝联轴节(ボールカップリング)的自转防止机构相比较，部件数量减少，可使结构变得极为简单，故具有可使该机构的尺寸减小，使其重量减轻的优点。

25 此外，构成自转防止机构的突起约束部件 3 等的加工也容易，也有利于降低成本。

但是，在上述的自转防止机构中，由于其为旋转销 1b 与外壳销 2a 之间的相对距离保持一定($= e$)的机构，故旋转涡旋部件 1 的旋转半径也总是保持一定。

30 为此，如果旋转涡旋部件 1 与固定涡旋部件(图中省略)的啮合具有误差，则流体便从因该误差而造成的间隙中泄漏，体积效率降低，产生误差。

还有，在 JP 特公平 6—68276 号文献中公开了下述的自转防止机构，即如图 12，图 13 中的主要部分所示，突起约束部件 7 呈环状，在其内中空部 7a 可插入旋转销 1b 和外壳销 2a。

在上述结构中，在内部中空部 7a 中，由于允许旋转销 1b 与外壳销 2a 之间的相对距离发生变化，故旋转涡旋部件 1 的旋转半径可改变，可吸收两个涡旋部件之间的啮合误差。

但是，由于该自转防止机构为随着旋转涡旋部件 1 的公转运动，突起约束部件 7 产生滚动的结构，故其具有下述缺点，即旋转销 1b 和外壳销 2a，与突起约束部件 7 的内周面滚动接触，这些销 1b，2a 和突起约束部件 7 的疲劳寿命较短。

还有，在根据设计方面的情况打算改变旋转销 1b 与外壳销 2a 的销直径的场合，由于在滚动接触中，各销 1b，2a 与突起约束部件 7 之间的相对滚动速度产生差别，故其中一个销 1b(2a)与突起约束部件 7 之间产生相对滑动，从而导致偏置磨耗。于是，还具有难于适应设计变更的缺点。

本发明是针对上述情况而提出的，本发明目的在于可改变旋转涡旋部件的旋转半径，有效地防止流体泄漏。

另外，本发明的另一目的在于使自转防止机构的使用期限延长并容易适应设计变更。

发明的概述

本发明采用下述结构，以便解决上述课题。

即，本发明的涡旋型流体机械，使在端板的一个端面上立设有螺旋圈的固定涡旋部件与旋转涡旋部件相互偏心并且相位相互错开啮合，并设置于外壳内部，相对固定于该外壳中的上述固定涡旋部件，使上述旋转涡旋部件公转，其特征在于，该涡旋型流体机械设置有自转防止机构，该自转防止机构包括：旋转侧突起，其自上述旋转涡旋部件的端板的另一端面突出；固定侧突起，其自上述外壳，朝向上述另一端面一侧突出；突起约束部件，其使这些旋转侧突起和固定侧突起在滑动接触部滑动，同时允许沿半径方向的位移，并限制最大位移。

按照这样的结构，显然可吸收两个涡旋部件的啮合误差，并且使旋转侧突起和固定侧突起与突起约束部件的滑动接触部滑动接触，同时，约束半径方向的最大位移，故与这些接触状态为滚动接触的场合相比较，突起

约束部件和两个突起的疲劳寿命延长。

- 另外，通过使两个突起与突起约束部件滑动接触，与滑动轴承相同，除可通过润滑油膜承受负载以外，即使在根据设计情况，两个突起的外径不能够设定为相同值的情况下，也不会象滚动接触的场所那样产生局部的相对滑动，故也不会有偏置磨耗的危险。

另外，上述涡旋型流体机械可使上述突起约束部件还具有下述孔，该孔以松动配合方式分别嵌合上述旋转侧突起和固定侧突起，将其内周面设为上述滑动接触部。

- 在这样的结构中，由于旋转侧突起与固定侧突起分别以松动配合方式与开设于突起约束部件中的孔嵌合，允许孔内的两个突起之间的相对距离发生变化，故旋转涡旋部件的旋转半径显然可改变，由于在旋转涡旋部件的公转运动中，这些突起与突起约束部件的内周面滑动接触，故与上述方式相同，可通过润滑油膜承受负载，可使疲劳寿命延长，并且可防止偏置磨耗。

- 上述涡旋型流体机械也可如下设置，即，使上述突起约束部件还包括一个长孔，上述旋转侧突起和固定侧突起相互按照一定间距，以松动配合方式嵌合于该长孔中，将其内周面设定为上述滑动接触部。

上述比如可通过以相互不交叉的连线，将包围旋转侧突起和固定侧突起的各孔相连接而得到。

- 在这样的结构中，旋转侧突起，以相对围绕固定侧突起旋转的预定旋转半径，在规定的范围内变化的旋转半径实现圆周运动。此时，突起约束部件的内周面与两个突起的外表面滑动接触，对半径方向的运动进行约束。此外，该约束作用仅对突起约束部件的内周面中的、以松动配合方式嵌合于长孔中的各突起的中心的外方有效地发挥作用。

- 于是，具有相互按一定间距、以松动配合方式嵌合上述旋转侧突起和固定侧突起的一个长孔的突起约束部件的内周面，也实现与具有分别以松动配合方式嵌合旋转侧突起和固定侧突起的孔的突起约束部件的内周面相同的约束作用。

- 上述涡旋型流体机械也可使上述突起约束部件沿相互按照一定间距，以松动配合方式嵌合的上述旋转侧突起和固定侧突起的离开方向，以细长形式形成。

在这样的结构中，可使突起约束部件的尺寸更小，使其重量减轻。

上述涡旋型流体机械可使上述突起约束部件在上述滑动接触部以外的部分具有未加工部。

在这样的结构中，通过取消实现防止旋转涡旋部件的自转，以及使旋
5 转半径可变所必需的滑动接触部的加工以外的加工，比如突起约束部件外周部的加工，可使成本进一步降低。

上述涡旋型流体机械还可设置有多组组合，在每组组合中，一对旋转侧突起和固定侧突起通过一个突起约束部件约束。

在这样的结构中，由于随着两个螺旋部件的齿面接触点的移动，自转
10 防止用的4节联轴节依次变化，故旋转涡旋部件可顺利地实现公转运动。

附图的简要说明如下：

图1为本发明的第一实施例的涡旋型压缩机的纵向剖视图；

图2为图1的主要部分的放大图；

图3为沿图1中的A—A线的剖视图；

15 图4为图3中的主要部分的放大图；

图5为表示本发明的第二实施例的突起约束部件的俯视图；

图6为表示本发明的第三实施例的突起约束部件的俯视图；

图7为图5所示的突起约束部件的变形例；

图8为图5所示的突起约束部件的另一变形例；

20 图9为表示本发明的第四实施例的突起约束部件的俯视图；

图10为表示旋转涡旋部件的自转防止机构的一个已有实例的立体图；

图11为表示图10所示的自转防止机构的作用的动作图；

图12为表示自转防止机构的另一已有实例的主要部分的纵向剖视图；

图13为沿图12中的B—B线的剖视图。

25 实施发明的最佳实施例

下面参照附图，对本发明的实施例进行描述。

图1为表示第一实施例的涡旋型压缩机的整体结构的纵向剖视图，在该图中，标号11表示外壳。

30 该外壳11由杯状主体11a和设置于该杯状主体11a的开口端一侧的前端板11b构成。

其一端设置有曲轴12a的旋转轴12穿过前端板11b的筒状部11c，该

旋转轴 12 通过轴承 13a, 13b, 以可自由旋转的方式支承于所述筒状部 11c 上。

在外壳 11 的内部, 设置有固定涡旋部件 14 和旋转涡旋部件 15。

5 固定涡旋部件 14 为包括端板 14a, 以及立设于该端板的一个端面上的螺旋圈 14b 的结构, 端板 14a 通过螺栓 16, 紧固于杯状主体 11a 上。

在端板 14a 的外周面上, 埋设有 O 型密封圈 17, 通过使该 O 型密封圈 17 与杯状主体 11a 的内周面紧密贴合, 在端板 14a 的图 1 的左侧, 形成吸入室 18, 另外, 在端板 14a 的右侧, 形成排放腔 19。

10 旋转涡旋部件 15 与固定涡旋部件 14 相同, 为包括端板 15a, 以及立设于该端板 15a 的一个端面上的螺旋圈 15b 的结构。

另外, 螺旋圈 15b 具有实质上与固定涡旋部件 14 中的螺旋圈 14b 相同的形状。

还有, 该旋转涡旋部件 15 与固定涡旋部件 14 相互按照以公转旋转半径偏心, 并且错开 180° 的相位的方式啮合。

15 此外, 在螺旋圈 14b, 15b 的内周侧前端面上, 分别埋设有密封片 21a, 21b。

这些密封片 21a, 21b 在与端板 14a, 15a 的一个端面紧密贴合的同时, 在多个位置, 与螺旋圈 14b, 15b 的侧面紧密贴合。在螺旋圈 14b, 15b 之间, 形成基本上相对它们的中心保持点对称的多个密封空间 22。

20 在旋转涡旋部件端板 15a 的另一端面的中间部, 突设有圆筒状的轮毂 23, 在该轮毂 23 的内部, 通过旋转涡旋部件轴承 24 和驱动轴瓦 25, 以可旋转的方式接纳有曲轴 12a 的偏心部 12b。

此外, 在旋转涡旋部件端板 15 的另一端面外缘部, 以及前端板 11b 之间, 设置有旋转涡旋部件 15 的自转防止机构。

25 下面参照图 1 ~ 4, 对该自转防止机构进行描述。

在旋转涡旋部件端板 15a 的另一端面侧, 沿圆周方向, 按照等间距, 突设有多个(在本实施例中, 为 4 个)旋转销(旋转侧突起)31。

30 另外, 在前端板 11b 的与旋转涡旋部件 15 一侧相对的一端面上, 也沿圆周方向, 按照等间距, 突设有与旋转销 31 数量相同的外壳销(固定侧突起)32。

在端板 15a 的另一端面和前端板 11b 的一端面之间, 设置有圆板状的突起约束部件 33。

在这些突起约束部件 33 上，穿设有一对孔 34，在该对孔 34 内以松动配合的方式分别嵌合有旋转销 31 和外壳销 32。

即，这些孔 34 的直径充分地大于旋转销 31 和外壳销 32 的直径。

另外，这些孔 34 的中心间距 e 按照等于曲轴 12 的偏心值的方式设定，
5 该偏心值等于旋转涡旋部件 15 的旋转半径。

在本实施例中，孔 34 是作为通孔示出的，但是，也可为在突起约束部件 33 的两端面上不开口的盲孔状。

于是，如果使旋转轴 12 旋转，旋转涡旋部件 15 的自转因自转防止机构的作用而受到阻止，同时该旋转涡旋部件 15 通过由曲轴 12a，轮毂 23，
10 旋转涡旋部件轴承 24 等形成的旋转驱动机构，在以旋转轴 12 为中心、以曲轴 12a 的偏心值为半径的圆形轨道上，实现公转运动。

由此，螺旋圈 14b，15b 之间的线接触部逐渐地朝向螺旋的中心方向移动，其结果是，密封空间 22 在减少容积的同时，朝向螺旋的中心方向移动。

15 由此，通过吸入口(图中省略)，流入吸入室 18 的流体从螺旋圈 14b，15b 之间的外末端开口部，进入密封空间 22 内部，之后在受到压缩的同时，流至中心部 35。

接着，按照上述方式受到压缩的流体推开排放阀 36，被送向排放腔 19 内部，经排放口(图中省略)，朝向外外部流出。

20 在上述的流体压缩动作中，如果固定涡旋部件 14 与旋转涡旋部件 15 之间的啮合产生啮合面误差，则流体从密封空间 22 中泄漏，体积效率降低，产生偏差。

但是，如果采用上述结构的自转防止机构，由于旋转销 31 和外壳销 32，与形成于突起约束部件 33 上的孔 34 之间为松动配合，故允许这些销
25 31，32 之间的相对距离发生变化。

因此，旋转涡旋部件 15 的旋转半径是可改变的，即使在两个旋转涡旋部件 14，15 的啮合产生误差的情况下，也可吸收上述的误差，使密封空间 22 的密封性提高。

因此，如果采用本实施例的自转防止机构，可形成下述的高效率的涡
30 旋型压缩机，其可有效地防止流体泄漏造成的体积效率的降低以及偏差。

另外，由于仅仅 4 节联轴节中的节点的一部分从两个销 31，32 与孔

34 之间的接触点，转移到两个旋转涡旋部件 14， 15 的齿面接触点，故显然可确实防止这些销 31， 32 之间的相对距离发生变化时旋转涡旋部件 15 产生自转。

另外，在本实施例中，由于设置有 4 组组合，在每组组合中，一对旋转销 31 和外壳销 32 通过一个突起约束部件 33 约束，故形成下述的自转防止机构，在该机构中，随着两个涡旋部件 14， 15 的齿面接触点的移动，用于防止自转的 4 个联轴节也依次变化，旋转涡旋部件 15 的公转运动顺利地进行。

此外，在旋转涡旋部件 15 的公转运动中，由于在与具有孔 34 的突起约束部件 33 的内周面(滑动接触部)滑动接触的同时，旋转销 31 和外壳销 32 中的沿半径方向的位移受到约束，故与滑动轴承相同，可通过润滑油膜，承受负载。

由此，可使旋转销 31， 外壳销 32， 以及突起约束部件 33 的使用寿命延长。

另外，根据设计方面的情况，即使在旋转销 31 与外壳销 32 的销直径不得不改变的情况下， 由于可通过润滑油膜，防止产生偏置磨损，故设计的自由度也提高了。

下面通过图 5，对本发明的第二实施例进行描述。

本实施例的涡旋型压缩机的特征在于：在突起约束部件上开设有一个长孔，旋转销与外壳销相互以一定间距，按照松动配合方式嵌合于该长孔中，其它的结构特征与第一实施例的相同。

下面对本实施例的突起约束部件的结构和作用进行描述。

在图 5 中，在突起约束部件 36 中开设有长孔 37，该长孔 37 呈下述形状，在该形状中，与图 4(第一实施例)中的孔 34 的结构相同的一对孔 38， 38，即分别以松动配合方式嵌合旋转销 31 和外壳销 32 的孔 38， 38 通过相互不交叉的 2 根连线 39a， 39b 连接，由位于这些孔 38， 38 的中心外方的外侧半圆部 38a， 38b，与上述 2 根连线 38a， 38b 围绕形成。

如果采用上述结构，旋转销 31， 以相对外壳销 32 旋转的预定旋转半径，在规定的范围内变化的旋转半径实现圆周运动。

此时，具有长孔 37 的突起约束部件 36 的内周面(滑动接触部)与旋转销 31 和外壳销 32 的外表面滑动接触，对半径方向的运动进行约束。

另外, 在该约束作用中, 仅仅对突起约束部件 36 的内周面中的、各销 31, 32 的中心的半径向外方向的外侧半圆部 38a, 38b 有效地发挥作用。于是, 由于突起约束部件 36 的内周面也实现与第一实施例的突起约束部件 33 的内周面相同的约束作用, 故在本实施例的涡旋型压缩机中, 也可实现上述的高效率, 使使用寿命延长, 设计自由度提高。

下面通过图 6 ~ 8, 对本发明的第三实施例进行描述。

由于本实施例的涡旋型压缩机的特征在于突起约束部件, 其它的结构特征与第一实施例的相同, 故下面对突起约束部件进行描述。

图 6 为本实施例的突起约束部件的俯视图, 图 7, 图 8 为表示其变形例的俯视图, 其特征在于这些突起约束部件 41, 42, 43 均沿孔 41a, 42a, 43a 的离开方向, 以细长的形式形成。

即, 在图 6 所示的突起约束部件 41 中, 沿与孔 41a 离开方向相垂直的方向的宽度 W1 在孔 41a 与孔 41a 之间保持一致。

另外, 在图 7 所示的突起约束部件 42 中, 孔 42a 与孔 42a 之间的宽度 W2 按照比两个端部进一步变窄的方式形成, 图 8 所示的突起约束部件 43 按照呈“8”字形状的方式形成。

于是, 对于任何一个突起约束部件 41, 42, 43, 其尺寸均可小于第一和第二实施例的突起约束部件 33, 从而可使其重量减轻。

下面通过图 9, 对本发明的第四实施例进行描述。

由于本实施例的涡旋型压缩机的特征在于突起约束部件, 其它的结构特征与第一实施例的相同, 故下面对突起约束部件进行描述。

图 9 为表示本实施例的突起约束部件 51 的俯视图, 该突起约束部件 51 与第一实施例相同, 呈圆板状, 其外周部 51a 未进行加工。

其原因是在实现防止旋转涡旋部件 15 自转, 以及可使旋转半径改变时, 突起约束部件 51 的外周部 51a 可不必进行高精度地加工。

于是, 如果采用本实施例, 由于取消了突起约束部件的外周部的加工, 故可使其成本降低。

另外, 虽然上述实施例均涉及涡旋型压缩机, 但是显然, 本发明可适合用于涡旋型膨胀机。

产业上的可利用性

根据上面的描述显然知道, 如果采用本发明, 便可获得下述效果。

(a)由于本发明的涡旋型流体机械包括有下述自转防止机构, 该机构在使旋转侧突起和固定侧突起与突起约束部件的滑动接触部滑动接触的同时, 允许半径方向的位移, 并限制最大位移, 故即使在两个涡旋部件的啮合具有齿面误差的情况下, 显然仍可有效地防止流体泄漏, 获得高效率, 5 另外可使形成自转防止机构的部件的使用寿命延长, 使设计的自由度提高。

(b)由于该涡旋型流体机械按照下述方式构成自转防止机构, 该方式为: 旋转侧突起与固定侧突起分别以松动配合方式与开设于突起约束部件中的孔嵌合, 在旋转涡旋部件的公转运动中, 这些突起与突起约束部件的内周面滑动接触, 同时旋转涡旋部件的旋转半径可改变, 故与上述效果(a) 10 相同, 可获得高效率, 使使用寿命延长, 设计自由度提高。

(c)由于上述涡旋型流体机械按照下述方式构成自转防止机构, 该方式为: 旋转侧突起与固定侧突起均以松动配合方式与开设于突起约束部件中的一个长孔嵌合, 在旋转涡旋部件的公转运动中, 仅对突起约束部件的内周面中的、以松动方式嵌合于长孔中的旋转侧突起和固定侧突起的各中心 15 的外方有效地起约束作用, 故可获得与上述效果(b)的突起约束部件相同的约束作用, 与上述方式相同, 可获得高效率, 使使用寿命延长, 使设计自由度提高。

(d)如果采用上述的涡旋型流体机械, 由于可使突起约束部件的尺寸更 20 小, 故可使重量减轻。

(e)如果采用上述的涡旋型流体机械, 通过取消了突起约束部件的外周加工, 可使成本降低。

(f)如果采用上述的涡旋型流体机械, 由于当两个涡旋部件的齿面接触点移动时, 用于防止自转的 4 节联轴节也依次变化, 故旋转涡旋部件可顺 25 利实现公转。

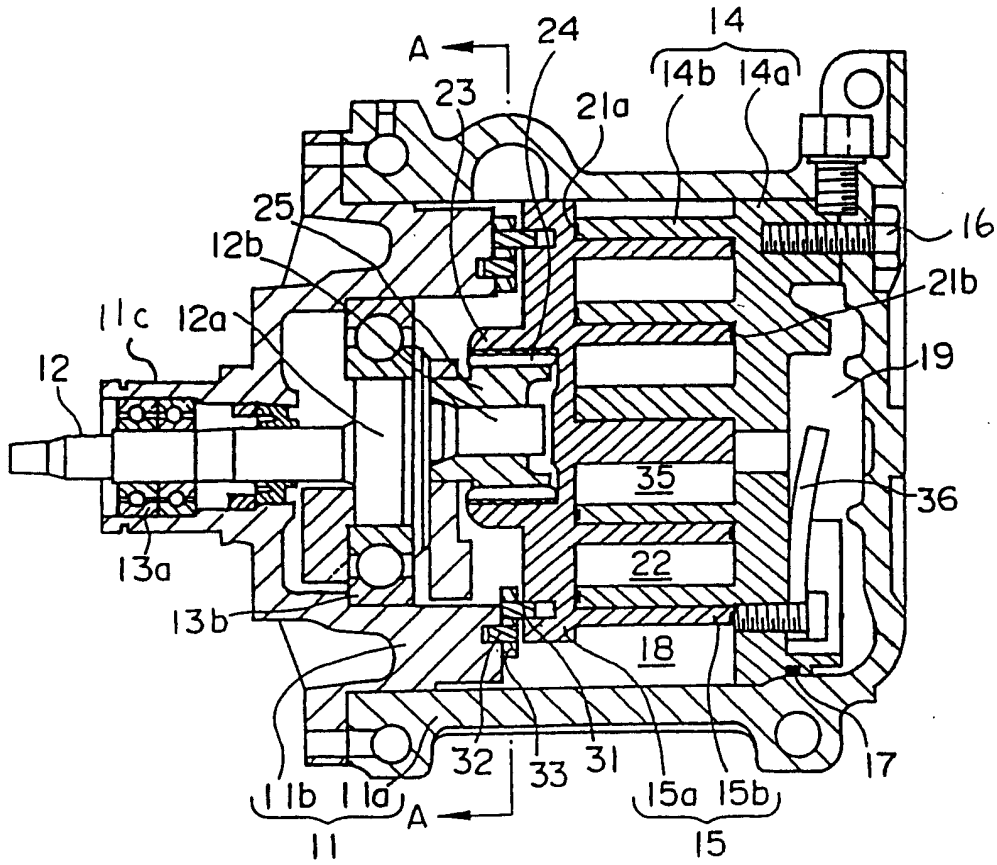


图 1

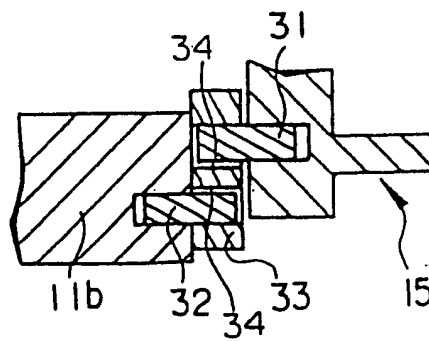


图 2

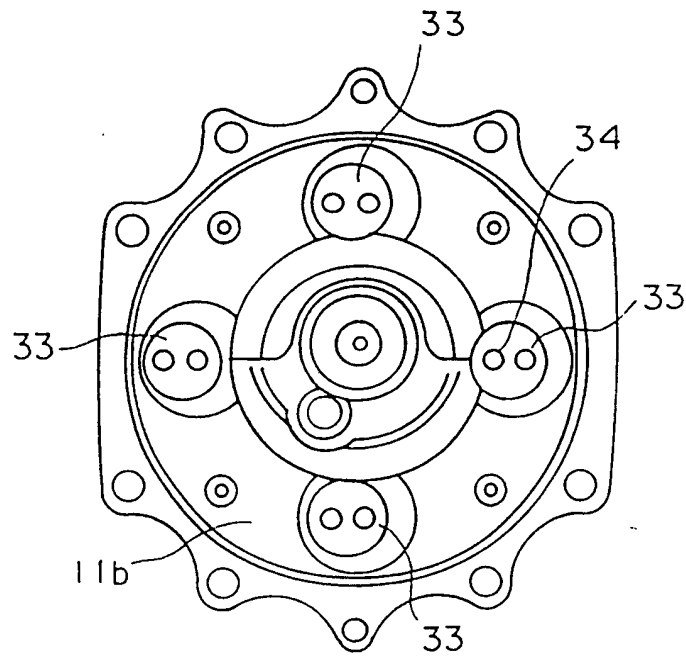


图 3

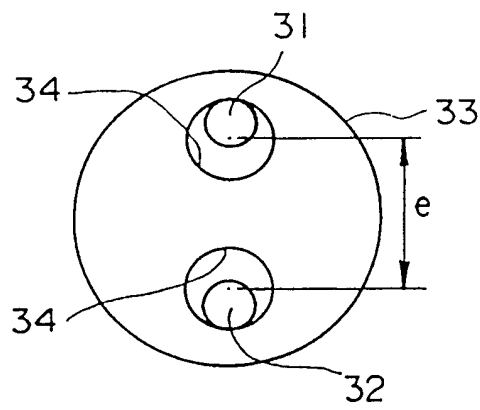


图 4

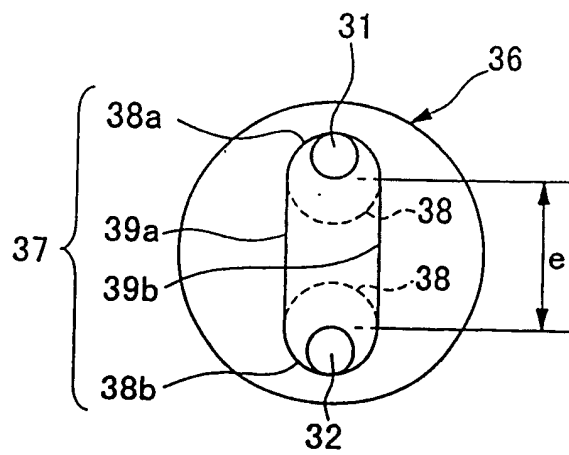


图 5

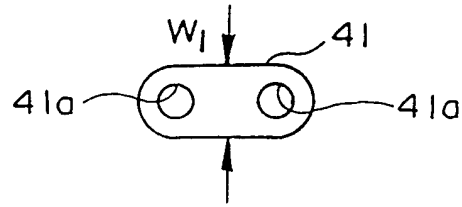


图 6

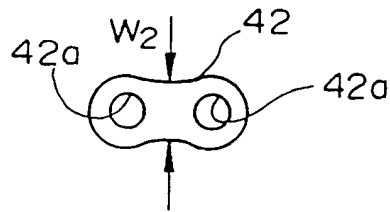


图 7



图 8

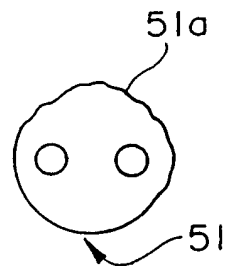


图 9

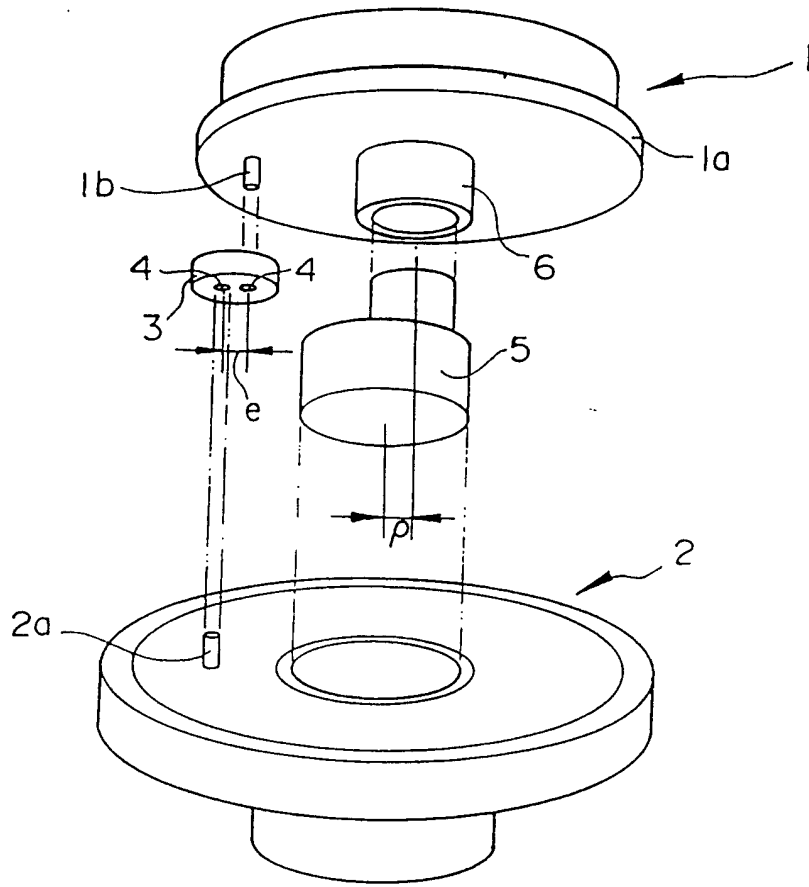


图 10

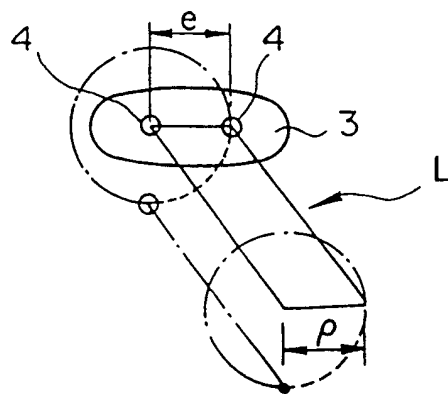


图 11

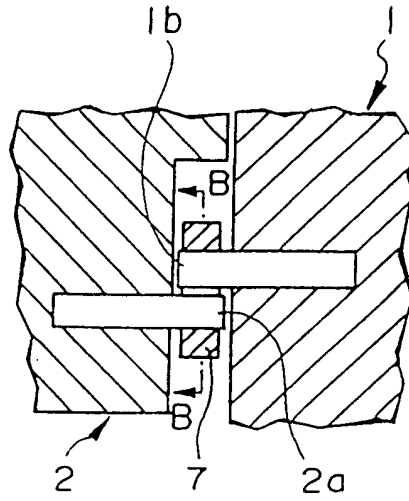


图 12

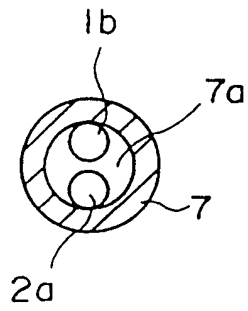


图 13