

[19] 中华人民共和国国家知识产权局

[51] Int. Cl.

F04D 13/02 (2006.01)

F04D 29/04 (2006.01)



[12] 发明专利申请公布说明书

[21] 申请号 200480036601.2

[43] 公开日 2007 年 1 月 3 日

[11] 公开号 CN 1890469A

[22] 申请日 2004.12.6

[21] 申请号 200480036601.2

[30] 优先权

[32] 2003.12.9 [33] JP [31] 410940/2003

[86] 国际申请 PCT/JP2004/018517 2004.12.6

[87] 国际公布 WO2005/057017 日 2005.6.23

[85] 进入国家阶段日期 2006.6.9

[71] 申请人 株式会社荏原制作所

地址 日本东京都

[72] 发明人 佐藤忠 森 敏 加藤弘之

[74] 专利代理机构 永新专利商标代理有限公司

代理人 黄剑锋

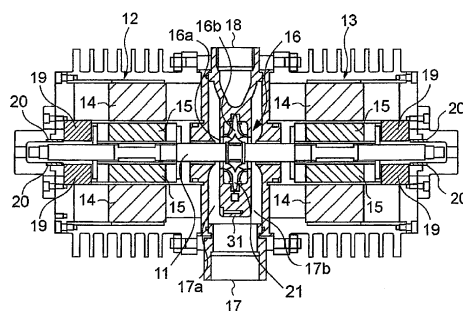
权利要求书 1 页 说明书 8 页 附图 4 页

[54] 发明名称

流体输送机械

[57] 摘要

流体输送机械具备旋转轴(11)、双吸型的泵(16)、具备非接触支撑旋转轴(11)的径向磁轴承和旋转驱动旋转轴(11)的马达的功能的磁浮马达(12、13)。双吸型的泵(16)具有安装在旋转轴(11)上的双吸型的叶轮(21)、包围叶轮(21)而配置的泵壳体(31)、将旋转轴(11)在轴向方向上定位的压力平衡机构。泵(16)配置在旋转轴(11)的大致中央,在泵(16)的两侧配置有2台磁浮马达(12、13)。



1、一种流体输送机械，具备：

旋转轴；

双吸型的泵，具有安装在上述旋转轴上的双吸型的叶轮、包围上述叶轮而配置的泵壳体、和沿轴向将上述旋转轴定位的压力平衡机构；

至少 1 个磁浮马达，具备非接触支撑上述旋转轴的径向磁轴承和旋转驱动上述旋转轴的马达的功能。

2、如权利要求 1 所述的流体输送机械，

上述泵配置在上述旋转轴的轴向的大致中央；

在上述泵的两侧配置有 2 台磁浮马达。

3、如权利要求 1 或 2 所述的流体输送机械，上述泵壳体具备双蜗囊。

4、如权利要求 1 或 2 所述的流体输送机械，上述泵壳体具备扩散器。

5、如权利要求 1 或 2 所述的流体输送机械，上述压力平衡机构在上述叶轮的两侧与上述泵壳体之间具备一对可变的间隙，通过该一对可变的间隙的大小，取得上述叶轮的两侧的压力的平衡。

6、如权利要求 1 或 2 所述的流体输送机械，

上述磁浮马达具备：

定子，形成极数相差 2 的 2 个旋转磁场；

转子，通过上述 2 个旋转磁场来旋转驱动并且被磁浮支撑。

流体输送机械

技术领域

本发明涉及流体输送机械，特别涉及适于高速运转的泵等流动机械。

背景技术

在通常的电动机中，定子与转子之间的空隙中的磁通分布是旋转对称的，原理上不产生半径方向的磁浮力。对此，磁浮马达通过将其转子与定子之间的2个旋转磁场所重叠的磁束分布偏向配置，能够产生半径方向的力。即，已知有在定子中形成极数相差2的2个旋转磁场、通过极数不同的2个旋转磁场的重叠、对转子赋予半径方向的静止磁力、并且对转子赋予旋转驱动力的磁浮马达。

该磁浮马达兼备径向磁轴承和马达的功能，具有一边对转子产生旋转驱动力、一边通过磁浮力沿径向非接触地支撑转子的功能。通过该沿径向非接触地支撑旋转轴的功能，能够在普通的轴承所不能使用的环境、例如即使在超低温的真空中的气体环境中也能够非接触地进行旋转轴的支撑。此外，由于旋转轴被非接触地支撑，所以完全不发生摩擦及磨损，在例如超纯水那样非常怕杂质混入的流体的输送机械中，该磁浮马达也是适合的。

此外，普通的离心泵在运转时会在吸入方向（轴向）上产生流体力，增大对径向轴承的负荷。因此，在通过提高转速等的操作而使泵的输出增大的情况下，施加给旋转轴的径向力增大。为了进行对增大得轴向力进行支承，不得不使径向磁轴承大型化来对应，所以轴尺寸进一步变长。

此外，叶轮或径向磁轴承安装在旋转轴端部的情况下，与这些在旋转轴中央的情况相比，旋转轴的弯曲频率降低，所以存在由弯曲频率决定的旋转速度临界值降低的问题。进而，由于旋转轴的弯曲所带来的偏心量变大，所以有时旋转轴的重量不平衡会增大，在高速旋转时会发生较大的振动。

此外，由于离心泵会随着转速的上升而使输出增加，所以通过高速旋转运转，通过小型化的叶轮能够得到相同的输出。通过该小型化，能够减轻旋转体的重量，轴的共振频率上升，磁浮控制变得容易。但是，由于泵的高速旋转会引发气蚀、带来叶轮的破损，所以在旋转速度的高速化方面是有限度的。

发明内容

本发明是鉴于上述情况而做出的，其目的是提供一种能够高速运转、小型紧凑化的构造的流体输送机械。

根据本发明的一技术方案，提供一种能够高速运转、小型紧凑化的构造的流体输送机械。流体输送机械，具备旋转轴、双吸型的泵、和具备非接触支撑上述旋转轴的径向磁轴承和旋转驱动上述旋转轴的马达的功能的至少1个磁浮马达。双吸型的泵具有安装在上述旋转轴上的双吸型的叶轮、包围上述叶轮而配置的泵壳体、和沿轴向将上述旋转轴定位的压力平衡机构。

根据本发明，由于将旋转轴通过磁浮马达沿径向非接触支撑、并且通过双吸型泵的压力平衡机构沿轴向定位，所以能够省略轴向轴承及旋转轴的轴盘。因此，能够缩短旋转轴的轴长。此外，由于旋转轴受磁浮马达非接触支撑，所以不会产生轴承的摩擦、磨损，进而通过缩短旋转轴来提高弯曲频率决定的旋转速度的临界值，可得到适于高速旋转的构造。并且，通过配置具备双吸型的叶轮的泵，能够提高开始发生气蚀的旋转速度，由此，即使进行高速运转也难以发生气蚀，

能够进行稳定的泵的高速运转。并且，通过旋转速度的高速化能够实现泵的高输出化、小型紧凑化。

这里，上述双吸型的泵优选为，配置在上述旋转轴的大致中央，在该旋转轴的上述泵的两侧配置有2台磁浮马达。由此，轴固有值的频率上升，浮起稳定区域扩大到高频率，能够有助于浮起稳定性的提高。

上述泵壳体也可以具备双涡囊。在此情况下，能够减少作用在旋转体上的流体力的轴向成分，能够实现能量损失的降低。此外，上述泵壳体也可以具备扩散器。由此，能够减少作用在旋转体上的流体力的轴向成分，能够实现能量损失的降低。

此外，上述压力平衡机构优选为，在上述双吸型叶轮的两侧与上述泵壳体之间具备一对可变的间隙，通过该一对可变的间隙的大小，取得上述双吸型叶轮的两侧的压力的平衡。由此，不使用轴盘及轴向轴承就能够沿轴向将具备泵叶轮的旋转轴容易且可靠地定位。

如上所述，根据本发明，能够提供将轴长缩短、将气蚀的影响抑制在最小限度、能够进行高速运转、由此实现小型紧凑化及高输出化的泵等流体输送机械。

附图说明

图1是本发明的一实施方式的流体输送机械的正面剖视图。

图2是表示图1所示的流体输送机械的涡囊部分的一例的剖视图。

图3是表示图1所示的流体输送机械的泵内部的一例的正面剖视图。

图4是表示图1所示的流体输送机械的涡囊部分的另一例的剖视图。

具体实施方式

下面参照图 1 至图 4 说明本发明的实施方式的流体输送机械。另外，在图 1 至图 4 中，对于具有相同功能的部件或要素赋予相同的标号而省略其重复的说明。

图 1 表示本发明的一实施方式的双吸型泵（流体输送机械）。流体输送机械在中央部具备双吸型泵 16。泵 16 的旋转轴 11 受配置在泵 16 的两侧上的磁浮马达 12、13 旋转驱动，并且受作为径向磁轴承的磁浮马达 12、13 非接触支撑。在磁浮马达 12、13 的两侧配置有位移传感器 19，根据所计测的旋转轴 11 的位移，通过控制器（未图示）控制磁浮马达，将旋转轴 11 浮起支撑在规定位置上。在传感器 19 的两外侧，配置有触底轴承 20。

双吸型泵 16 具备左右对称的叶轮 21，是将从左右两侧沿轴向吸入的流体向离心方向（半径方向及外周的切线方向）加压的离心泵。即，从吸入口 17 吸入的流体在泵壳体 31 的两侧的流路 17a、17b 中流动，从壳体的开口部 16a 沿轴向流入到泵室 16b 内，被叶轮 21 向离心方向加压，经过图 2 所示的双涡囊 22 从排出口 18 排出。

图 2 表示该泵 16 的重要部分的剖视图。在旋转轴 11 上固接着双吸型的叶轮 21，通过叶轮 21 的旋转，将在离心方向上被加压的流体经由涡囊 22 导引到排出口 18。涡囊 22 具备隔壁 23，由此可以形成 2 条涡囊 22a、22b，整体成为双涡囊。涡囊 22a、22b 具备各自的流入口 A、B，该流入口 A、B 相对于旋转轴配置在旋转 180° 的旋转对称位置上。这样，通过做成具备 2 处壳体内部的涡囊流入口 A、B 的双涡囊型，能够大幅地减小由叶轮加压的流体力的径向成分。由此能够提高泵的效率，能够进行安静的运转。

图 3 表示泵壳体内部的放大剖面结构。如上所述，固接在旋转轴 11 上的叶轮 21 具有双吸型的左右对称的构造，通过旋转的叶轮 21 的叶片（桨片）对沿轴向从两侧的壳体 31 的开口部 16a 吸入的流体

向离心方向加压，如上述那样经由双涡囊 22（22a、22b）从排出口 18 排出。

即，在双吸型的泵 16 中，沿着旋转轴 11 的轴向从两侧吸入流体，通过旋转的叶轮 21 在套筒 32、32 的内部沿半径方向（以及外周的切线方向）将流体加压。因而，由于轴向的轴推力（轴向力）左右均等地产生，所以基本上不需要径向轴承。并且，在该泵 16 中，具备通过双吸型的泵 16 将旋转轴 11 沿轴向定位的压力平衡机构。

叶轮 21 具备左右对称的套筒 32、32，其凸部 32a、32b 分别面对壳体 31 的内表面，分别形成间隙。即，在套筒 32 的凸部 32a 与壳体 31 的内侧面之间形成有一对间隙 C_{AL} 及 C_{AR} ，构成加压的流体返回到叶轮的吸入侧的流路的间隙阻力。同样，在套筒 32 的凸部 32b 与壳体 31 的内周面之间也形成有一对间隙 C_R 及 C_R ，同样构成加压流体返回到叶轮的吸入侧的流路的间隙阻力。

该压力平衡机构的动作如下。如果旋转轴 11 移动到图中左侧，则左侧的间隙 C_{AL} 变小，右侧的间隙 C_{AR} 变大。因此，室 35L 的压力 P_L 变高，而室 35R 的压力 P_R 变小。因此，根据该压力 P_L 、 P_R 的大小差，套筒 32、32 和固定在其上的旋转轴 11 返回到室 35L、35R 的大致中央部，在这里被定位。另外，由于套筒 32 的凸部 32b 沿着壳体 31 的内周面 31b 存在足够的轴向长度，所以即使旋转轴沿轴向移动，也能够将间隙 C_R 保持为一定。由此，能够将由泵加压的流体向室 35L、35R 的返回流路的间隙阻力保持为一定。

接着对气蚀进行讨论。在普通的所谓单吸泵中，作为气蚀发生临界的指标的吸入比速度 S ，如果设其有效吸入头为 $H_{NPSH}[m]$ 、设流量为 $Q[m^3/min]$ 、设旋转速度为 $n_s[\min^{-1}]$ ，则通过

$$S = \frac{n_s \cdot Q^{1/2}}{H_{NPSH}^{3/4}}$$

求出。

双吸泵是沿径向对称的形状，特征为相对于轴在两侧具有吸入口，如果设其旋转速度为 n_d ，则吸入比速度 S 可以通过

$$S = \frac{n_d (Q/2)^{1/2}}{H_{NPSH}^{3/4}}$$

求出。在相同扬程且相同流量的单吸泵和双吸泵中，关于各个气蚀的发生临界的旋转速度，通过上述 2 式可导出以下的关系。

$$\sqrt{2}n_s = n_d$$

由此，在双吸泵中，理论上，开始发生气蚀的旋转速度为在单吸泵中开始发生气蚀的旋转速度的 $\sqrt{2}$ 倍，这样，高速旋转在实用上成为可能。

接着对磁浮马达 12、13 的旋转轴的支撑及驱动进行说明。磁浮马达 12、13 通过设在定子 14 上的卷线（未图示）形成极数相差 2 的 2 个旋转磁场，旋转驱动并且磁浮支撑固定在旋转轴 11 上的转子 15。即，通过在定子 14 上形成例如 2 极和 4 极的旋转磁场，通过 2 极的旋转磁场作为马达而旋转驱动转子 15，并且通过 2 极的旋转磁场与 4 极的旋转磁场的重叠，形成半径方向的静止磁通分布，通过控制其大小能够将作为径向磁轴承将旋转轴 11 浮起支撑在任意的径向位置上。

另外，旋转轴 11 的浮起位置的控制可以通过由位移传感器 19 检测旋转轴的位置、为了将旋转轴 11 支撑在规定位置上，可以通过控制器（未图示）调整供给到定子 14 中的 4 极旋转磁场（控制磁场）的大小及相位来进行调整。

通过采用磁浮马达代替独力的马达和磁轴承，不仅能够减少部件数，还能够缩短旋转轴长。由此，达到了高速旋转及成本方面的改善。另外，磁浮马达 12、13 对旋转轴 11 的非接触支撑只是在径向上，但在完全非接触支撑旋转体的情况下，在以往技术中还需要径向磁轴承。

一般的轴向磁轴承的构造是由固定在轴上的圆盘、和从轴向插入到该圆盘而相对配置的电磁铁构成的。在具有轴向磁轴承的旋转机械的结构中，整个旋转轴变长。因此，如上述那样轴的危险频率降低、难以高速旋转。此外，由于追加了轴向轴承，所以旋转体的表面积增加，随着表面积增加，卷绕旋转体的流体的摩擦损失增加，结果设备的能量损失也变大。

但是，通过将上述具备压力平衡机构的双吸泵 16 与磁浮马达 12、13 组合，完全不再需要轴向磁轴承。结果，由于能够缩短旋转轴，所以能够提高共振频率，并且能够完全消除在轴向磁轴承部分中发生的流体损失。进而，通过将双吸泵 15 配置在轴中央、将磁浮马达 12、13 配置在其两端上，成为轻量、紧凑的装置，能够消除旋转轴的重量不平衡。结果，轴固有值的频率上升，能够有利于旋转体的浮起稳定性。

如果通过该配置进一步使位于泵两侧的马达的尺寸相等，则旋转轴 11 能够成为包括泵部分完全沿轴向对称的构造，轴固有值如果为同一轴长则可以取最大值。此外，通过两台磁浮马达的尺寸相等，两台磁浮马达的轴支撑刚性完全一致，所以不会发生轴承不平衡，高速旋转变得容易。此外，通过使两台马达构造相同，可产生量产效果。

进而，通过将泵壳体做成上述双涡囊型，能够大幅减少作用在旋转体上的流体力的径向成分，由此，受磁浮支撑的旋转体的径向位移变得很小，能够提供振动较小的流体输送机械。该径向的振动降低效果，即使不是上述那样的双涡囊壳体的形状，通过图 4 所示那样的适当配置的扩散器 26，也能够大幅减少作用在旋转体上的流体力的径向成分，也能够得到同样的效果。

由以上的说明可知，通过将双吸泵与磁浮马达组合，可以不需要轴向磁轴承，能够缩短轴长，能够提供轻量、紧凑的流体输送机械。并且，将该轴长缩短与双吸泵的气蚀发生难度相互结合，与以往相比

能够进行高速旋转，所以在泵部分的小型化、高输出化方面也是有用的。

另外，上述实施方式说明了本发明的实施例的一实施方式，当然不脱离本发明的主旨地进行各种变形实施例。

工业实用性

本发明能够用于适于高速旋转的泵等流体机械中。

图 1

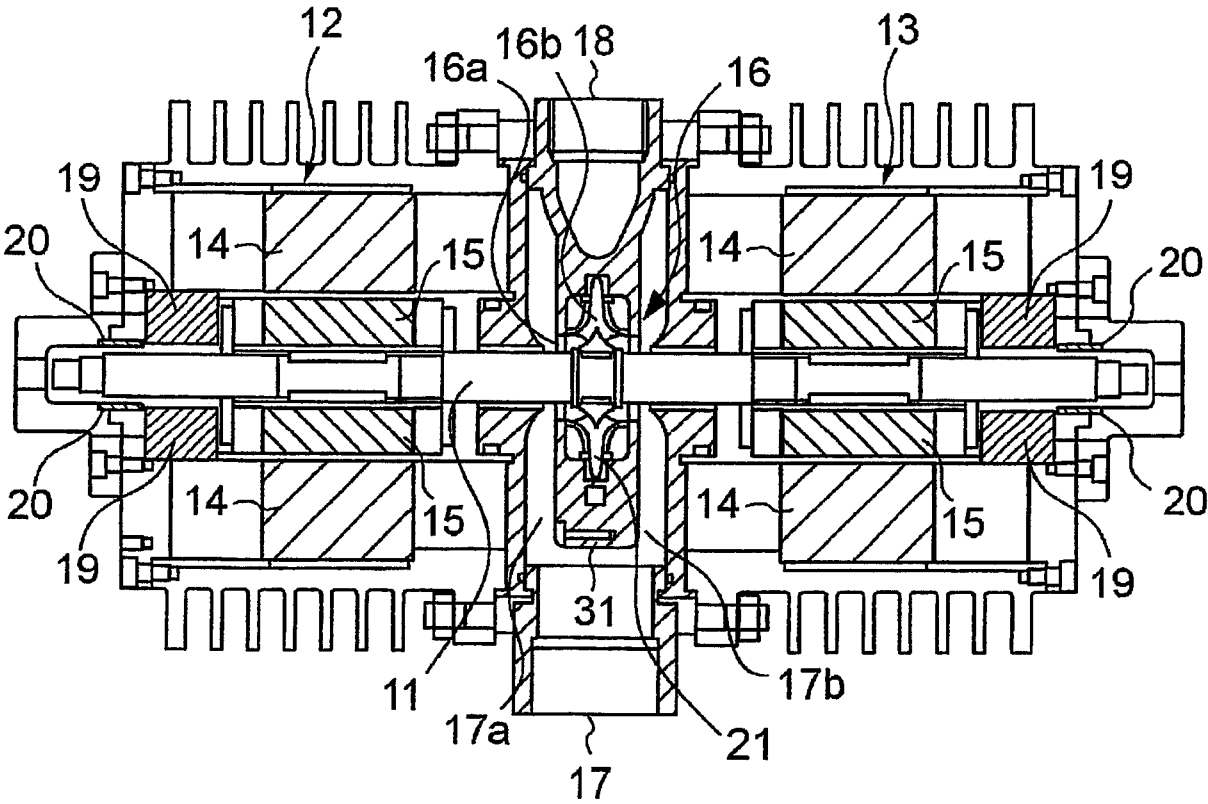


图 2

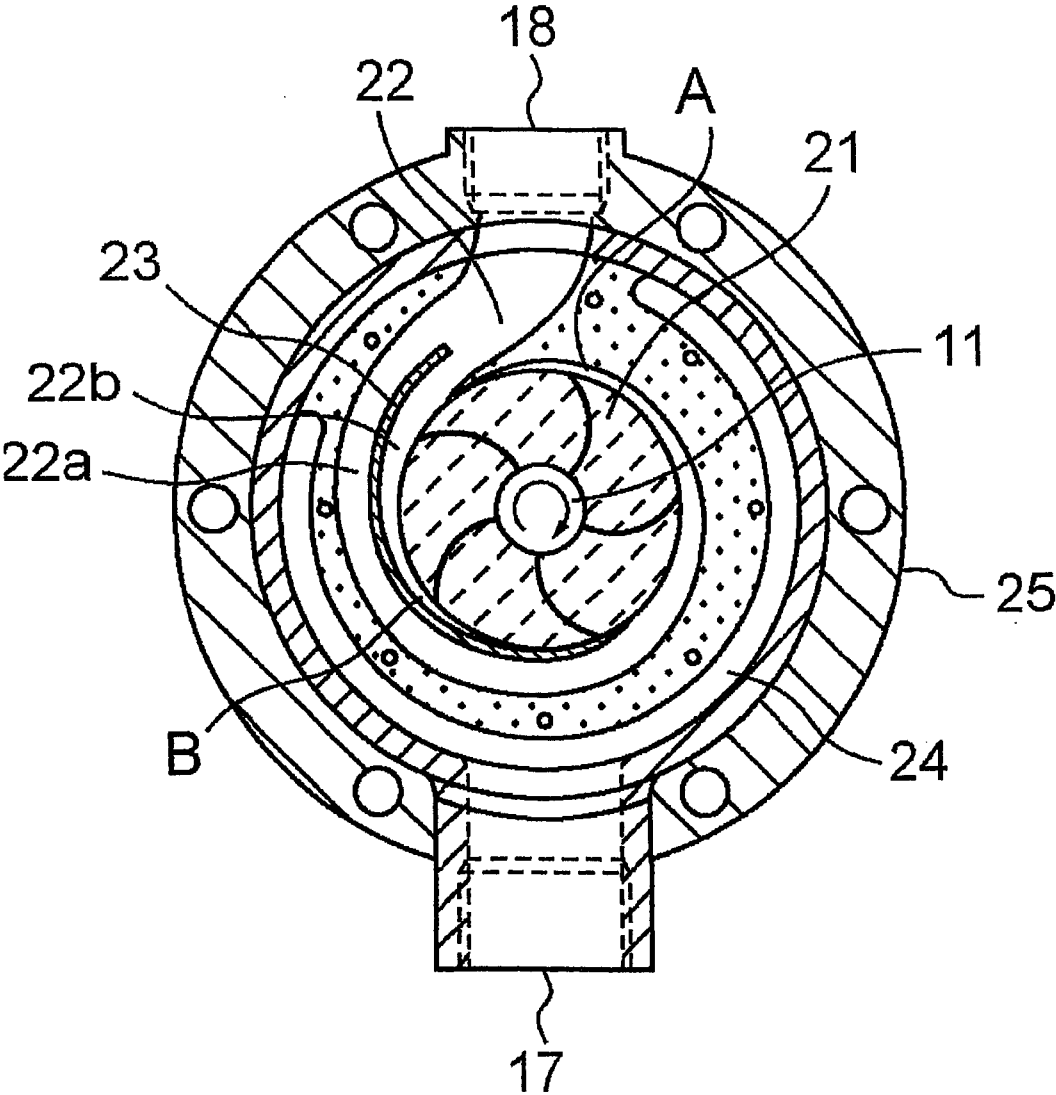


图 3

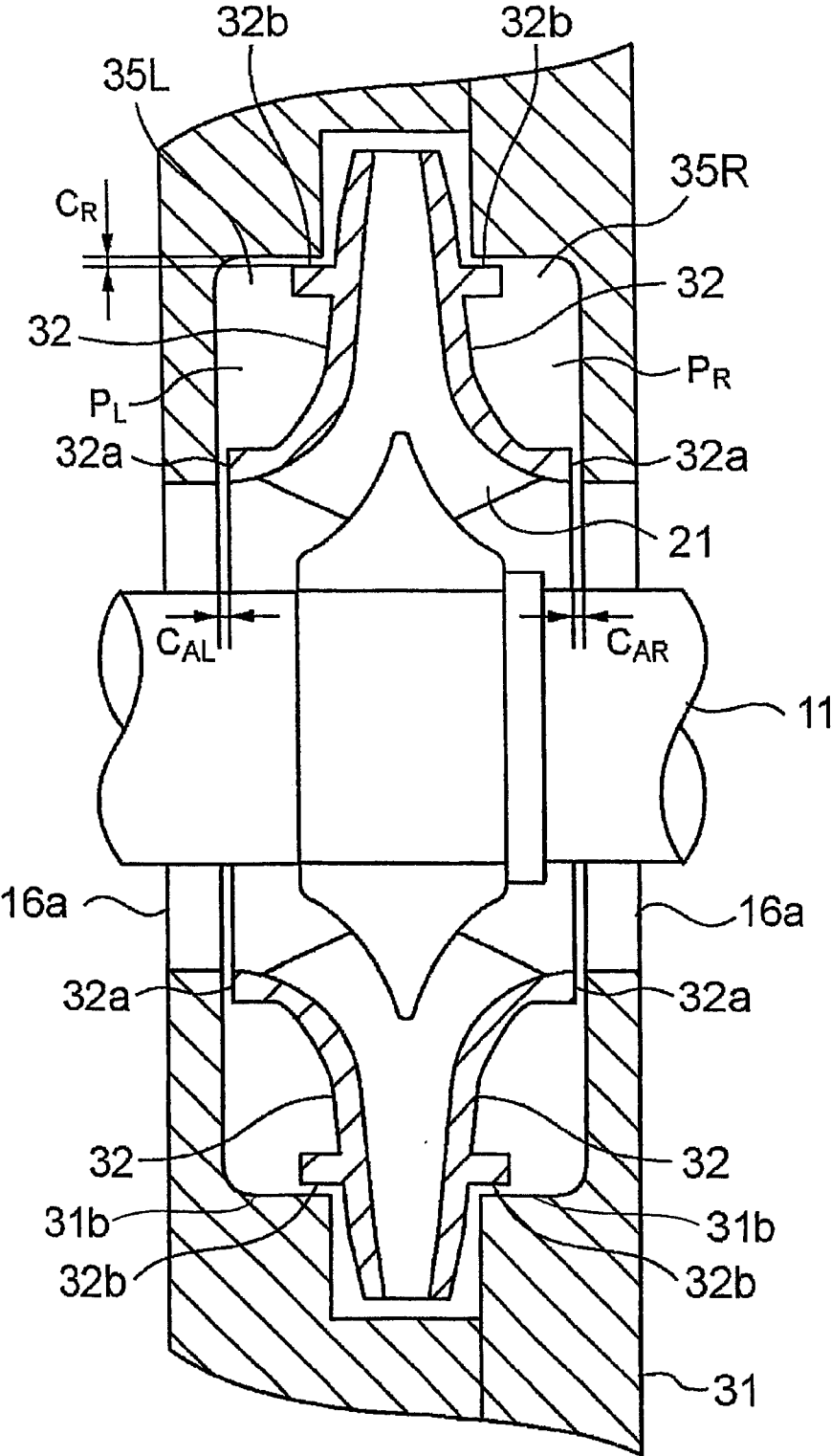


图 4

