



(12)发明专利

(10)授权公告号 CN 106574514 B

(45)授权公告日 2019.01.25

(21)申请号 201480080928.3

(22)申请日 2014.08.27

(65)同一申请的已公布的文献号
申请公布号 CN 106574514 A

(43)申请公布日 2017.04.19

(85)PCT国际申请进入国家阶段日
2017.01.25

(86)PCT国际申请的申请数据
PCT/JP2014/072460 2014.08.27

(87)PCT国际申请的公布数据
W02016/030997 JA 2016.03.03

(73)专利权人 三菱重工发动机和增压器株式会社
地址 日本神奈川县

(72)发明人 东森弘高

(74)专利代理机构 北京市柳沈律师事务所
11105

代理人 岳雪兰

(51)Int.Cl.
F01D 17/14(2006.01)
F01D 5/04(2006.01)
F01D 17/16(2006.01)

(续)

(56)对比文件
EP 2402578 A1,2012.01.04,说明书第41-44段、附图1,5,7.
DE 29502676 U1,1995.03.30,第3页第1-6行,第6页第15-36行、附图1-2.
DE 102009020591 A1,2010.11.11,说明书第1,18-19段、附图1-2.
JP 昭60-19918 A,1985.02.01,全文.
DE 102012110634 A1,2014.05.08,全文.
JP 特开2007-309140 A,2007.11.29,全文.

审查员 郭琦

权利要求书2页 说明书12页 附图11页

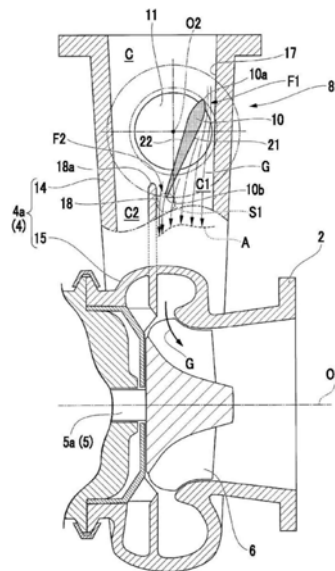
(54)发明名称

开关阀装置及旋转机械

(57)摘要

本发明提供一种开关阀装置及旋转机械。本发明为具备如下阀主体(10)的涡轮增压器(1):从覆盖涡轮机动叶片(6)的壳体(4a)的流入口(14)至涡旋部(15)的范围内,单一构成或者被分割成多个而构成,并且配置于将第一壁面(17)及与第一壁面(17)对置的第二壁面(18)作为其一部分而形成有内表面并向涡轮机动叶片(6)供给流体(G)的吸入流路(C)内,且从流体(G)的流动的上游朝向下流延伸,并以能够在与第一壁面(17)及第二壁面(18)靠近分离的方向上转动的方式设置于壳体(4a),在上游侧的端部于与第一壁面(17)之间形成上游侧节流流路(F1),且在下游侧的端部于与第二壁面(18)之间形成下游侧节流流路(F2)。阀主体(10)具有:第一面(21),在上游侧的端部与第一壁面(17)对置且从上游侧

朝向下游侧逐渐靠近第一壁面(17)之后逐渐分离;及第二面(22),与第二壁面(18)对置。



CN 106574514 B

[接上页]

(51) Int.Cl.

F02B 39/00(2006.01)

F01D 25/24(2006.01)

1. 一种开关阀装置,其具备如下阀主体:从覆盖涡轮机动叶片的壳体的流入口至涡旋部的范围内,单一构成或者被分割成多个而构成,并且配置于将第一壁面及与该第一壁面对置的第二壁面作为其一部分而形成有内表面并向所述涡轮机动叶片供给流体的吸入流路内,且从流体的流动的上游朝向下游延伸,并以能够在相对于所述第一壁面及所述第二壁面靠近分离的方向上转动的方式设置于所述壳体,在上游侧的端部于与所述第一壁面之间形成上游侧节流流路,且在下游侧的端部于与所述第二壁面之间形成下游侧节流流路,

所述阀主体中,

所述上游侧的端部为与所述第一壁面对置的端部,该上游侧的端部由第一面形成,所述第一面从所述上游侧朝向下游侧逐渐靠近所述第一壁面之后逐渐分离,

在所述下游侧的端部具有与所述第二壁面对置的第二面,

所述阀主体的所述第一面与所述第一壁面大致平行的状态为全开状态,前缘部接触所述第一壁面且后缘部接触所述第二壁面的状态为全闭状态,

所述阀主体的开度用所述后缘部的从所述第一壁面朝向所述第二壁面的方向的倾斜角表示,在所述全闭状态和所述全开状态之间的中间开度下,所述阀主体维持在所述前缘部靠近所述第一壁面且所述后缘部靠近所述第二壁面的状态。

2. 根据权利要求1所述的开关阀装置,其中,

所述阀主体的中间开度包含在15度至45度的范围。

3. 根据权利要求1所述的开关阀装置,其中,

所述阀主体中形成有:上游侧开口,向所述第二面开口;下游侧开口,在比该上游侧开口更靠所述下游侧向所述第一面开口;及贯穿孔部,连接这些上游侧开口和下游侧开口,并且贯穿所述第一面与所述第二面之间。

4. 根据权利要求2所述的开关阀装置,其中,

所述阀主体中形成有:上游侧开口,向所述第二面开口;下游侧开口,在比该上游侧开口更靠所述下游侧向所述第一面开口;及贯穿孔部,连接这些上游侧开口和下游侧开口,并且贯穿所述第一面与所述第二面之间。

5. 根据权利要求1所述的开关阀装置,其中,

所述阀主体具有朝向所述下游侧逐渐靠近所述第一壁面的凸面、与该凸面的下游侧延续并朝向所述第二面凹状弯曲的第一凹面及与该第一凹面的下游侧延续且以比该第一凹面大的曲率半径朝向所述第二面凹状弯曲的第二凹面来作为所述第一面,

且具有朝向与所述第一面分离的一侧凸状弯曲的凸面来作为所述第二面。

6. 根据权利要求2所述的开关阀装置,其中,

所述阀主体具有朝向所述下游侧逐渐靠近所述第一壁面的凸面、与该凸面的下游侧延续并朝向所述第二面凹状弯曲的第一凹面及与该第一凹面的下游侧延续且以比该第一凹面大的曲率半径朝向所述第二面凹状弯曲的第二凹面来作为所述第一面,

且具有朝向与所述第一面分离的一侧凸状弯曲的凸面来作为所述第二面。

7. 根据权利要求3所述的开关阀装置,其中,

所述阀主体具有朝向所述下游侧逐渐靠近所述第一壁面的凸面、与该凸面的下游侧延续并朝向所述第二面凹状弯曲的第一凹面及与该第一凹面的下游侧延续且以比该第一凹面大的曲率半径朝向所述第二面凹状弯曲的第二凹面来作为所述第一面,

且具有朝向与所述第一面分离的一侧凸状弯曲的凸面来作为所述第二面。

8. 根据权利要求4所述的开关阀装置, 其中,

所述阀主体具有朝向所述下游侧逐渐靠近该第一壁面的凸面、与该凸面的下游侧延续并朝向所述第二面凹状弯曲的第一凹面及与该第一凹面的下游侧延续且以比该第一凹面大的曲率半径朝向所述第二面凹状弯曲的第二凹面来作为所述第一面,

且具有朝向与所述第一面分离的一侧凸状弯曲的凸面来作为所述第二面。

9. 根据权利要求1至8中任一项所述的开关阀装置, 其中,

与所述壳体分体地具备使所述阀主体转动的转动部。

10. 根据权利要求1至8中任一项所述的开关阀装置, 其中,

以从上游侧朝向下游侧成列的方式具备多个所述阀主体, 并具备使各个所述阀主体单独转动的转动部。

11. 根据权利要求9所述的开关阀装置, 其中,

以从上游侧朝向下游侧成列的方式具备多个所述阀主体, 并具备使各个所述阀主体单独转动的转动部。

12. 一种旋转机械, 其具备:

旋转轴, 以轴线为中心旋转;

涡轮机动叶片, 与所述旋转轴一同旋转;

壳体, 覆盖所述旋转轴及所述涡轮机动叶片, 并且形成有向该涡轮机动叶片供给流体的吸入流路; 及

权利要求1至11中任一项所述的开关阀装置, 所述阀主体在所述吸入流路内设置于所述壳体。

13. 根据权利要求12所述的旋转机械, 其中,

所述壳体中, 所述第二壁面作为将所述涡旋部沿与所述流体的流通方向交叉的方向分割成两个的分割壁面而形成。

开关阀装置及旋转机械

技术领域

[0001] 本发明涉及一种设置于旋转机械并调整工作流体的流量的开关阀装置及具备该开关阀装置的旋转机械。

背景技术

[0002] 例如,已知有能够将流体的动能作为机械能而取出的旋转机械。

[0003] 作为旋转机械,已知有涡轮增压器、膨胀机及燃气轮机等,这些设有辐流式涡轮机及斜流式涡轮机等。

[0004] 涡轮增压器一般使用具有根据引擎的输出变化来调整成为工作流体的排气的流量的功能的可变容量式涡轮机。

[0005] 并且,当膨胀机用于将排气能量转换成电能的设备时,为了将发电频率保持为恒定,需要一边将转速保持为恒定一边改变输出。为了应对这种状况,膨胀机具有上述可变容量的功能。

[0006] 另外,喷气式引擎等中使用的燃气轮机为了航空器的加减速等而也具有可变容量的功能。

[0007] 然而,为了实现涡轮增压器的可变容量功能,目前已知有各种技术,例如可举出通过调整喷嘴的安装角度来改变喉部面积的涡轮增压器(例如专利文献1)、及使用流量调节阀或旁通阀的涡轮增压器等。

[0008] 在此,将现有技术中的使用了喷嘴且具有可变容量功能的涡轮机示于图11。该涡轮机100中,作为发挥可变容量功能的结构,具有开关阀101,所述开关阀101设置于涡旋流路C0的分割壁102的上游端部,并通过以该上游端为支点转动来调整流入到涡轮机动叶片103的工作流体F0的流量。

[0009] 以往技术文献

[0010] 专利文献

[0011] 专利文献1:日本特开2012-102745号公报

发明内容

[0012] 发明要解决的技术课题

[0013] 然而,在作为上述现有例的图11所示的结构中,若开关阀101相对于工作流体F0的流动方向的角度变大,则由于扩散器效果在下游侧工作流体F0剥离而产生回流(参考图11的虚线Y所示的速度分布),压力损失增大而有可能导致涡轮机100的运行效率降低。

[0014] 尤其在涡轮增压器及小型燃气轮机中,开关阀处于暴露在1000℃程度的高温气体中的状态,因此需要避免产生开关阀的驱动机构中的热应力、热变形、磨耗等。因此,需要设置如保护驱动机构的机构,或者确保开关阀与壳体的间隙。并且,还有可能因这种保护机构或来自间隙的泄漏流而导致运行效率降低。

[0015] 本发明提供一种能够以简单的结构提高运行效率的开关阀装置及具备该开关阀

装置的旋转机械。

[0016] 用于解决技术课题的手段

[0017] 本发明的第一方式的开关阀装置具备如下阀主体：从覆盖涡轮机动叶片的壳体的流入口至涡旋部的范围内，单一构成或者被分割成多个而构成，并且配置于将第一壁面及与该第一壁面对置的第二壁面作为其一部分而形成有内表面并向所述涡轮机动叶片供给流体的吸入流路内，从流体的流动的上游朝向下游延伸，并以能够在相对于所述第一壁面及所述第二壁面靠近分离的方向上转动的方式设置于所述壳体，在所述上游侧的端部于与所述第一壁面之间形成上游侧节流流路，且在所述下游侧的端部于与所述第二壁面之间形成下游侧节流流路，所述阀主体中，所述上游侧的端部为与所述第一壁面对置的端部，该上游侧的端部由第一面形成，所述第一面从所述上游侧朝向下游侧与该第一壁面逐渐靠近之后逐渐分离，在所述下游侧的端部具有与所述第二壁面对置的第二面。

[0018] 根据这种开关阀装置，通过使阀主体转动，能够调整壳体与第一壁面之间的间隙即上游侧节流流路的流路宽度，并能够改变流入到涡轮机动叶片的流体的流量。

[0019] 并且，在上游侧节流流路中，沿着阀主体的第一面的形状，流路宽度逐渐变小之后，流路宽度逐渐变大。因此，可抑制通过上游侧节流流路的流体从第一面剥离的同时，通过扩散器效果恢复压力。

[0020] 另外，若流体通过下游侧节流流路，则流体被加速，因此下游侧节流流路周边的静压降低。因此，在第一壁面与阀主体之间的流路中流通的流体朝向由下游侧节流流路形成的静压降低区域被加速。因此，能够抑制流体从第一面剥离。即，在阀主体的下游侧，流体的速度分布朝向均匀化方向而能够抑制压力损失，并能够抑制总压降低。

[0021] 并且，本发明的第二方式所涉及的开关阀装置可设为如下，即，上述第一方式中的所述阀主体中可以形成有：上游侧开口，向所述第二面开口；下游侧开口，在比该上游侧开口更靠所述下游侧向所述第一面开口；及贯穿孔部，连接这些上游侧开口和下游侧开口，并且贯穿所述第一面与所述第二面之间。

[0022] 如此，通过在阀主体形成贯穿孔部，流体从上游侧开口流入到贯穿孔部，并从下游侧开口流出。其结果，在下游侧开口的出口周边，流体的流速增大而静压降低，因此能够使沿着第一面流动的流体朝向下游侧加速。因此，在阀主体的下游侧，流体的速度分布朝向均匀化方向而能够抑制压力损失，并能够进一步抑制总压降低。

[0023] 并且，本发明的第三方式所涉及的开关阀装置可设为如下：上述第一或第二方式中的所述阀主体可以具有朝向所述下游侧逐渐靠近该第一壁面的凸面、与该凸面的下游侧延续并朝向所述第二面凹状弯曲的第一凹面及与该第一凹面的下游侧延续且以比该第一凹面大的曲率半径朝向所述第二面凹状弯曲的第二凹面来作为所述第一面，且具有朝向与所述第一面分离的一侧凸状弯曲的凸面来作为所述第二面。

[0024] 如此，通过了上游侧节流流路的流体在沿着凸面流通之后，沿着第一凹面和第二凹面向下游侧流通。此时，首先，能够通过第一凹面加大与第一壁面之间的流路宽度的增加率的同时，使流体流通。然后，能够通过第二凹面将流路宽度的增加率抑制为较小的同时，使流体流通。即，通过在流速更快且边界层容易发展的下游侧设置曲率半径更大的第二凹面，能够更有效地抑制流体从第一面剥离。

[0025] 另外，通过在第二壁面侧设置作为第二面的凸面，在上游侧，与第二壁面之间的流

路宽度的减小率急剧变大之后,流路宽度的减小率逐渐变小。即,朝向下游侧节流流路,沿着第二面流通的流体被加速,下游侧节流流路周边的静压降低。因此,在第一壁面与阀主体之间的流路中流通的流体朝向由下游侧节流流路形成的静压降低区域被加速,能够抑制流体从第一面剥离。

[0026] 因此,能够抑制压力损失,并能够抑制总压降低。

[0027] 并且,本发明的第四方式所涉及的开关阀装置可设为如下:与上述第一至第三中任一方式中的所述阀主体转动的转动部。

[0028] 如此,通过分体具备转动部,能够利用与壳体的制造不同的工序另行加工转动部,能够提高加工精确度。因此,可进行能够尽量减小第一壁面及第二壁面与阀主体的间隙的准确的加工,能够抑制由来自间隙的泄漏流引起的运行效率的降低。

[0029] 并且,容易提高转动部和阀主体的安装部分的加工精确度,能够提高安装部分的刚性,且能够提高安装部分的耐久性,从而提高开关阀装置的可靠性。

[0030] 并且,本发明的第五方式所涉及的开关阀装置可设为如下:以从上游侧朝向下游侧成列的方式具备多个上述第一至第四中任一方式中的所述阀主体,并具备使各个所述阀主体单独转动的转动部。

[0031] 如此,通过设置多个阀主体并使各自转动,能够在位于最上游侧的阀主体与第一壁面之间形成上游侧节流流路,并在位于最下游侧的阀主体与第二壁面之间形成下游侧节流流路。另外,通过使这些阀主体单独转动,能够任意改变上游侧节流流路及下游侧节流流路的流路宽度。并且,通过使这些阀主体单独转动,能够在阀主体彼此之间使流体从上游朝向下游流通。即,流体在阀主体彼此之间流通,并向阀主体的第一面侧流出。其结果,在该流体流出的位置,静压降低。因此,能够使沿着第一面流动的流体朝向下游侧加速。因此,在阀主体的下游侧,流体的速度分布朝向均匀化方向而能够抑制压力损失,并能够抑制总压降低。

[0032] 并且,通过选择各个阀主体的转动角,作为成列的多个阀主体整体,能够设为朝向第二壁面呈凸状的形状,或者设为朝向第一壁面呈凸状的形状等,选择任意形状的阀主体。因此,通过根据流体的流场的状况使各个阀主体转动,能够有效地抑制剥离等。

[0033] 并且,本发明的第六方式所涉及的旋转机械具备:旋转轴,以轴线为中心旋转;涡轮机动叶片,与旋转轴一同旋转;壳体,覆盖所述旋转轴及所述涡轮机动叶片,并且形成有向该涡轮机动叶片供给流体的吸入流路;及上述第一至第五中任一方式所述的开关阀装置,在所述吸入流路内设置于所述壳体。

[0034] 根据这种旋转机械,通过具备开关阀装置,在上游侧节流流路中,沿着阀主体的第一面的形状,流路宽度逐渐变小之后,流路宽度逐渐变大。因此,可抑制通过上游侧节流流路的流体从第一面剥离的同时,通过扩散器效果恢复压力。另外,若流体通过下游侧节流流路,则流体被加速,因此下游侧节流流路周边的静压降低。因此,在第一壁面与阀主体之间的流路中流通的流体朝向由下游侧节流流路形成的静压降低区域被加速。因此,能够抑制流体从第一面剥离,即,在阀主体的下游侧,流体的速度分布朝向均匀化方向。其结果,能够抑制压力损失,并能够抑制总压降低。

[0035] 并且,本发明的第七方式所涉及的旋转机械可如下:上述第六方式中的所述壳体中,所述第二壁面作为将所述涡旋部沿与所述流体的流通方向交叉的方向分割成两个的分

割壁面而形成。

[0036] 如此,即使是涡旋部被分割成两个的旋转机械,在阀主体的下游侧,流体的速度分布也朝向均匀化方向而能够抑制压力损失,并能够抑制总压降低。

[0037] 发明效果

[0038] 根据上述开关阀装置及旋转机械,通过形成上游侧节流流路及下游侧节流流路并且设置具有第一面的阀主体,能够以简单的结构提高运行效率。

附图说明

[0039] 图1是表示本发明的第一实施方式所涉及的涡轮增压器整体的纵剖视图。

[0040] 图2是表示本发明的第一实施方式所涉及的涡轮增压器的主要部分的纵剖视图。

[0041] 图3A是表示本发明的第一实施方式所涉及的涡轮增压器的主要部分的纵剖视图,表示全开时的开关阀装置。

[0042] 图3B是表示本发明的第一实施方式所涉及的涡轮增压器的主要部分的纵剖视图,表示中间开度的开关阀装置。

[0043] 图3C是表示本发明的第一实施方式所涉及的涡轮增压器的主要部分的纵剖视图,表示全关时的开关阀装置。

[0044] 图4是表示本发明的第二实施方式所涉及的涡轮增压器的主要部分的纵剖视图。

[0045] 图5是表示本发明的第三实施方式所涉及的涡轮增压器的主要部分的纵剖视图。

[0046] 图6是表示本发明的第四实施方式所涉及的涡轮增压器的主要部分的纵剖视图。

[0047] 图7A是表示本发明的第五实施方式所涉及的涡轮增压器的主要部分的纵剖视图,表示从旋转轴的周向观察的图。

[0048] 图7B是表示本发明的第五实施方式所涉及的涡轮增压器的主要部分的纵剖视图,表示图7A的X-X剖视图。

[0049] 图8是表示本发明的第六实施方式所涉及的涡轮增压器的主要部分的纵剖视图。

[0050] 图9是表示本发明的各实施方式的第一变形例所涉及的涡轮增压器的主要部分的纵剖视图。

[0051] 图10是表示本发明的各实施方式的第二变形例所涉及的涡轮增压器的主要部分的纵剖视图。

[0052] 图11是表示现有的涡轮增压器的主要部分的纵剖视图。

具体实施方式

[0053] (第一实施方式)

[0054] 以下,参考附图对本发明的第一实施方式所涉及的涡轮增压器1进行说明。

[0055] 如图1所示,涡轮增压器1(旋转机械)具备:以轴线01为中心旋转的旋转轴5;与旋转轴5一同旋转的涡轮机2及压缩机3;覆盖旋转轴5的壳体4;以及设置于壳体4并支撑旋转轴5的轴承装置7。

[0056] 轴承装置7具有:承受旋转轴5的径向方向的载荷的径向轴承7a;及承受推力方向的载荷的推力轴承7b。

[0057] 该涡轮增压器1中,涡轮机2利用来自未图示的引擎的排气G(流体)来旋转,伴随该

旋转,将压缩机3所压缩的空气AR供给至引擎。

[0058] 如图2所示,涡轮机2具备:涡轮机旋转轴5a;安装于涡轮机旋转轴5a的涡轮机动叶片6;覆盖涡轮机动叶片6的涡轮机壳体4a;及设置于涡轮机壳体4a的开关阀装置8。

[0059] 涡轮机旋转轴5a为上述旋转轴5中的涡轮机2侧的部分。涡轮机旋转轴5a与压缩机3侧的压缩机旋转轴5b成为一体而构成旋转轴5。

[0060] 涡轮机壳体4a与覆盖压缩机3的压缩机壳体4b成为一体而构成壳体4。

[0061] 并且,该涡轮机壳体4a中形成有将排气G吸入涡轮机动叶片6的涡旋流路C(吸入流路)。

[0062] 涡旋流路C形成于入口部14(流入口)和涡旋部15的内部,所述入口部14设置于涡轮机壳体4a且朝向轴线01的径向外侧延伸并开口,所述涡旋部15与入口部14延续而设置于涡轮机壳体4a,且在周向上以涡旋状朝向涡轮机动叶片6延伸。

[0063] 入口部14中形成有:形成涡旋流路C的内表面的壁面17(第一壁面);及以在轴线01的方向上与该壁面17对置的方式配置并从通向涡轮机动叶片6的入口朝向径向外侧延伸的分割壁面18(第二壁面)。由此,涡旋流路C在轴线01的方向上被分割成两个。即,本实施方式的涡轮增压器1为所谓的双涡流涡轮机。

[0064] 以下,隔着分割壁面18,将涡旋流路C中的涡轮机动叶片6侧部分设为第一流路C1,将压缩机3侧部分设为第二流路C2。

[0065] 开关阀装置8具备:在壁面17与分割壁面18之间设置于涡轮机壳体4a的阀主体10;及将阀主体10安装于涡轮机壳体4a的转动部11。

[0066] 阀主体10为从排气G的流动的上游侧朝向下游侧即沿着旋转轴5的径向延伸的部件。该阀主体10具有:面向涡轮机壳体4a的壁面17侧的第一面21;及面向分割壁面18侧的第二面22,从旋转轴5的周向观察的形状呈叶片形状。

[0067] 阀主体10设置成在上游侧的端部(径向外侧的端部(前缘部10a))于与壁面17之间形成上游侧节流流路F1,并在下游侧的端部(径向内侧(后缘部10b))于与分割壁面18之间形成下游侧节流流路F2。上游侧节流流路F1及下游侧节流流路F2为排气G的流路宽度变小的节流部。

[0068] 并且,阀主体10的下游侧的端部延伸至分割壁面18的前端部18a在旋转轴5的径向上重叠的位置。换言之,阀主体10的下游侧的端部与旋转轴5的轴线01的距离小于前端部18a与旋转轴5的轴线01的距离。

[0069] 阀主体10中的第一面21在成为上游侧的端部位置的前缘部10a朝向后缘部10b侧平滑地弯曲而逐渐靠近壁面17之后,以朝向下游侧与壁面17逐渐分离的方式直线状形成。即,第一面21在轴线01的方向上朝向壁面17侧呈凸形状。

[0070] 阀主体10中的第二面22呈与第一面21相同的形状。即,第二面22朝向分割壁面17侧呈凸形状,并向后缘部10b侧直线状延伸而形成。

[0071] 即,第一面21和第二面22朝向后缘部10b侧相互分离之后靠近。因此,阀主体10的沿轴线01方向的方向的厚度从前缘部10a朝向后缘部10b侧逐渐增大之后厚度逐渐减小,与前缘部10a相比,在后缘部10b中厚度变小而呈锥形形状。

[0072] 转动部11在入口部14设置于涡轮机壳体4a且安装有阀主体10。如图2所示,转动部11使得阀主体10能够以沿着与壁面17及分割壁面18靠近分离的方向即旋转轴5的周向延伸

的轴线02为中心转动。该转动部11通过未图示的控制部而使阀主体10转动规定的角度。

[0073] 另外,该转动部11中,成为阀主体10的转动中心的轴线02位于阀主体10的外部。即,阀主体10的转动中心在旋转轴5的轴线01的方向上以与阀主体10分离的方式配置于压缩机3侧。

[0074] 接着,参考图3A至图3C对阀主体10的动作进行说明。

[0075] 具体而言,如图3A所示,全开时,配置成阀主体10的前缘部10a与壁面17分离,且第一面21沿壁面17。并且,配置成后缘部10b与分割壁面18分离,且第二面22沿分割壁面18。

[0076] 本实施方式中,第一面21与壁面17大致平行的状态为全开时,通过第一流路C1流入到涡轮机动叶片6的排气G的流量最大。

[0077] 另外,如图3B所示,在中间开度的情况下,从全开时状态成为开度 θ (阀主体10的后缘部10b的从壁面17朝向分割壁面18的方向的倾斜角),阀主体10的前缘部10a靠近壁面17,且后缘部10b靠近分割壁面18。此时,在阀主体10的前缘部10a与壁面17之间形成间隙,该间隙成为上游侧节流流路F1。并且,在后缘部10b与分割壁面18之间也形成间隙,该间隙成为下游侧节流流路F2。

[0078] 并且,如图3C所示,全关时,阀主体10的前缘部10a与壁面17接触,并且后缘部10b与分割壁面18的前端部接触,从而封闭第一流路C1。

[0079] 在此,实际上,全关时不仅表示阀主体10与壁面17及分割壁面18完全接触的状态,还包括在阀主体10与壁面17及与分割壁面18之间形成有微小间隙的情况。

[0080] 然而,通过加大开度 θ ,能够减小阀主体10的叶片弦长(前缘部10a至后缘部10b的长度尺寸)。在该情况下,阀主体10暴露于高温的排气G中的表面积减小。因此,优选开度 θ 大于10度。并且,进一步优选该开度 θ 设定在15度至45度的范围。

[0081] 根据这种涡轮增压器1,通过转动部11使阀主体10转动,由此能够调整上游侧节流流路F1的流路宽度,并能够改变通过第一流路C1流入到涡轮机动叶片6的排气G的流量。

[0082] 并且,在中间开度的情况下,上游侧节流流路F1的形状沿着阀主体10的第一面21的形状,流路宽度逐渐变小之后,流路宽度逐渐变大。因此,可抑制通过上游侧节流流路F1的排气G从第一面21剥离,同时通过扩散器效果恢复压力。

[0083] 另外,若排气G通过下游侧节流流路F2,则排气G被加速,因此下游侧节流流路F2周边的静压降低。因此,在阀主体10的第一面21与壁面17之间流通的排气G朝向由下游侧节流流路F2形成的上述静压降低区域S1(参考图2)被加速。

[0084] 因此,能够抑制排气G从第一面21剥离。即,如图2的虚线A所示,在阀主体10的下游侧,流体的速度分布朝向均匀化方向而能够抑制压力损失,并能够抑制第一流路C1中的总压降低。

[0085] 根据本实施方式的涡轮增压器1,通过形成上游侧节流流路F1及下游侧节流流路F2,并且设置呈叶片形状的阀主体10,由此能够以简单的结构提高运行效率。

[0086] 在此,本实施方式中,阀主体10呈截面叶片形状,但代替此,也可以呈例如截面椭圆形形状、或以前缘部、后缘部为顶点的截面菱形。即,以从前缘部朝向后缘部侧第一面逐渐靠近之后逐渐分离的方式形成即可。因此,第二面无需一定要朝向分割壁面18侧呈凸形状,例如从周向观察可以呈直线状。

[0087] (第二实施方式)

- [0088] 接着,参考图4对本发明的第二实施方式所涉及的涡轮增压器31进行说明。
- [0089] 另外,对于与第一实施方式相同的构成要件标注相同的符号并省略详细说明。
- [0090] 本实施方式中,开关阀装置30的阀主体32与第一实施方式不同。
- [0091] 阀主体32与第一实施方式同样地呈截面叶片形状。进而,阀主体32中形成有:向第二面34开口的上游侧开口36;向第一面33开口的下游侧开口37;及连接上游侧开口36和下游侧开口37并贯穿阀主体32的贯穿孔部38。
- [0092] 上游侧开口36以从旋转轴5的径向内外两侧夹住成为阀主体32的转动中心的轴线02的方式扩开,并向第二面34开口。
- [0093] 下游侧开口37在比轴线02更靠旋转轴5的径向内侧的位置向第一面33开口。下游侧开口37的开口面积小于上游侧开口36的开口面积。
- [0094] 即,相对于连结阀主体32的前缘部32a和后缘部32b的直线,上游侧开口36比下游侧开口37更靠近前缘部32a而向第二面34开口,下游侧开口37更靠近后缘部32b而向第一面33开口。
- [0095] 贯穿孔部38的孔径从上游侧开口36逐渐变小。并且,在贯穿孔部38的内表面中,位于阀主体32的后缘部32b侧的内表面38a以向前缘部32a侧成为凸状的方式以圆弧状平滑地弯曲并与下游侧开口37连接。换言之,贯穿孔部38在上游侧开口36侧形成为朝向阀主体32的外方扩径的喇叭口状。
- [0096] 通过在阀主体32形成贯穿孔部38,排气G从上游侧开口36流入到贯穿孔部38并从下游侧开口37流出。此时,在下游侧开口37的出口周边,排气G的流速增大而静压降低,因此能够使沿着第一面33流动的排气G朝向下游侧加速。
- [0097] 其结果,如图4的虚线B所示,在阀主体32的下游侧排气G的速度分布朝向均匀化方向而能够抑制压力损失,进而能够抑制总压降低。因此,本实施方式的涡轮增压器31中,能够进一步提高运行效率。
- [0098] 在此,贯穿孔部38既可以在成为阀主体32的转动中心的轴线02的方向上分离形成有多个,也可以仅形成有一个。同样地,也可以在阀主体32的延伸方向(从前缘部32a朝向后缘部32b的方向)上形成有多个。
- [0099] 并且,贯穿孔部38的形状并不一定限定于本实施方式的情况,上游侧开口36侧也可以不呈喇叭口状。例如,可以是上游侧开口36至下游侧开口37为止截面积一致的简单的孔部。进而,孔部既可以是截面圆形状,也可以是截面矩形。
- [0100] (第三实施方式)
- [0101] 接着,参考图5对本发明的第三实施方式所涉及的涡轮增压器41进行说明。
- [0102] 另外,对于与第一实施方式及第二实施方式相同的构成要件标注相同的符号并省略详细说明。
- [0103] 本实施方式中,开关阀装置40的阀主体42与第一实施方式及第二实施方式不同。
- [0104] 阀主体42具有从前缘部42a延续至后缘部42b的凸面43a、第一凹面43b及第二凹面43c作为第一面43。并且,具有凸面44a作为第二面44。
- [0105] 第一面43的凸面43a形成于阀主体42的前缘部42a,并朝向后缘部42b侧弯曲的同时,逐渐靠近壁面17。
- [0106] 第一凹面43b相对于凸面43a朝后缘部42b侧平滑地延续,并朝向第二面44以曲率

半径R1凹状弯曲。

[0107] 第二凹面43c相对于第一凹面43b向后缘部42b侧平滑地延续,并以比第一凹面43b大的曲率半径R2朝向第二面44弯曲。

[0108] 第二面44的凸面44a从前缘部42a朝向后缘部42b侧延伸,并且朝向与第一面43分离的一侧凸状弯曲。

[0109] 根据本实施方式的涡轮增压器41,通过了上游侧节流流路F1的排气G在沿着凸面43a流通之后,沿着第一凹面43b和第二凹面43c向下游侧流通。此时,首先,能够通过更小的曲率半径R1的第一凹面43b加大与壁面17之间的流路宽度的增加率的同时,使排气G流通。

[0110] 然后,能够通过第二凹面43c将流路宽度的增加率抑制为较小的同时,使排气G流通。即,通过在边界层容易发展的下游侧设置更大的曲率半径R2的第二凹面43c,能够更有效地抑制排气G从第一面43剥离。

[0111] 另外,由于第二面44成为凸面44a,因此若阀主体42接近于全关的情况,则在下游侧节流流路F2中的上游侧,与分割壁面18之间的流路宽度的减小率急剧变大之后,流路宽度的减小率逐渐变小(参考图5的D部)。即,下游侧节流流路F2呈流路面积朝向下游侧扩大的喇叭口形状。

[0112] 其结果,沿着第二面44的凸面44a流通的排气G在下游侧节流流路F2中朝向下游侧被加速,下游侧节流流路F2周边的静压降低。因此,在壁面17与阀主体42之间流通的排气G朝向由下游侧节流流路F2形成的静压降低区域S2被加速,能够抑制排气G从第一面43剥离。因此,能够抑制第一流路C1中的压力损失,并能够抑制总压降低。

[0113] 另外,阀主体42的第二面44成为凸面44a,从而与分割壁面18之间的下游侧节流流路F2形成喇叭口状。因此,若排气G流通,则排气G被加速之后,加速度减少。因此,能够抑制因排气G的急剧加速而扰乱排气G的流动,并扰乱流入到涡旋流路C中的第二流路C2的排气G的流动而产生损失。

[0114] (第四实施方式)

[0115] 接着,参考图6对本发明的第四实施方式所涉及的涡轮增压器51进行说明。

[0116] 另外,对于与第一实施方式至第三实施方式相同的构成要件标注相同的符号并省略详细说明。

[0117] 本实施方式中,开关阀装置50的阀主体52与第一实施方式至第三实施方式不同。

[0118] 阀主体52与第三实施方式的阀主体42同样地具有凸面53a、第一凹面53b及第二凹面53c作为第一面53,并具有凸面54a作为第二面54。进而,阀主体52中,与第二实施方式同样地形成有上游侧开口36、下游侧开口37及贯穿孔部38。

[0119] 本实施方式中,下游侧开口37形成于第一面53中的第一凹面53b与第二凹面53c的边界位置附近。

[0120] 根据本实施方式的涡轮增压器51,与第二实施方式同样地,在阀主体52的下游侧,排气G的速度分布朝向均匀化方向,能够抑制压力损失,进而抑制总压降低。因此,能够进一步提高涡轮增压器51的运行效率。

[0121] 并且,由于第一面53通过第一凹面53b和第二凹面53c而弯曲形成,因此与第一面53以直线形成的情况相比,能够进一步沿着第一面53使排气G加速。

[0122] 即,存在比下游侧开口37更靠上游侧(前缘部52a侧)的第一面53的切线的倾角与

比下游侧开口37更靠下游侧(后缘部52b侧)的第一面53的切线的倾角的角度差 α 。因此,使从下游侧开口37流出的排气G以按压于第二凹面53c的方式流通,从而能够抑制在第一面53上的边界层流动的剥离。

[0123] (第五实施方式)

[0124] 接着,参考图7A及图7B对本发明的第五实施方式所涉及的涡轮增压器61进行说明。

[0125] 另外,对于与第一实施方式至第四实施方式相同的构成要件标注相同的符号并省略详细说明。

[0126] 本实施方式中,涡轮增压器61具备与第一实施方式相同的结构,但使阀主体62转动的开关阀装置60的转动部63与第一实施方式至第四实施方式不同。阀主体62呈与第一实施方式的阀主体10相同的形状。

[0127] 在成为阀主体62的转动中心的轴线O2的方向的一侧(本实施方式中,图7A的纸面深侧),从向涡轮机壳体4a的入口部14开口的开口孔65插入到涡旋流路C内而设有转动部63。即,转动部63与涡轮机壳体4a分体制造,并安装于涡轮机壳体4a。

[0128] 更具体而言,如图7B所示,转动部63具有从涡轮机壳体4a的外侧与开口孔65接触的凸缘部63a,且具有以凸缘部63a与涡轮机壳体4a接触的状态与涡旋流路C的内表面处于同一平面的转动部主体63b。

[0129] 并且,转动部63具有:以轴线O2为中心的圆柱状形成并沿轴线O2方向贯穿转动部主体63b的轴部件63c;及介于阀主体62与轴部件63c之间的呈圆盘状的安装板63d。

[0130] 安装板63d埋设于转动部主体63b中,涡旋流路C侧的表面和转动部主体63b的表面一同与涡旋流路C的内表面处于同一平面。

[0131] 并且,与第一实施方式至第四实施方式同样地,以阀主体62的转动中心位于阀主体62的外部的的方式阀主体62安装于安装板63d。

[0132] 根据本实施方式的涡轮增压器61,通过分体具备转动部63,能够利用与涡轮机壳体4a的制造不同的工序另行加工转动部63。因此,与在涡轮机壳体4a直接形成转动部63的情况相比,容易进行加工,能够提高加工精确度。

[0133] 因此,可进行能够尽量减小阀主体62与壁面17及阀主体62与分割壁面18的间隙的准确的加工。因此,能够抑制由来自间隙的泄漏流引起的运行效率的降低。

[0134] 并且,容易提高安装板63d的加工精确度,能够提高安装板63d的刚性,且能够提高安装板63d与阀主体62的安装部分的耐久性,从而提高可靠性。

[0135] 在此,也可以使用第一实施方式至第四实施方式的转动部11来代替本实施方式中的转动部63。

[0136] (第六实施方式)

[0137] 接着,参考图8对本发明的第六实施方式所涉及的涡轮增压器71进行说明。

[0138] 另外,对于与第一实施方式至第五实施方式相同的构成要件标注相同的符号并省略详细说明。

[0139] 本实施方式中,开关阀装置70的阀主体72与第一实施方式至第四实施方式不同。

[0140] 作为阀主体72,以从上游侧朝向下流侧成列的方式设有多个(本实施方式中为两个)呈与第一实施方式的阀主体10相同形状的阀主体。各个阀主体72通过转动部11单独转

动。

[0141] 在此,将上游侧的阀主体72设为第一阀主体72A,将下游侧的阀主体72设为第二阀主体72B。

[0142] 第一阀主体72A在上游侧的端部(径向外侧的端部(前缘部72Aa))于与涡轮机壳体4a的壁面17之间形成上游侧节流流路F1。

[0143] 第二阀主体72B在下游侧的端部(径向内侧的端部(后缘部72Bb))于与涡轮机壳体4a的分割壁面18之间形成下游侧节流流路F2。

[0144] 在此,多个阀主体72成列的状态是指,以与上游侧的第一阀主体72A的后缘部72Ab相邻的方式配置有下游侧的第二阀主体72B的前缘部72Ba的状态。并且,也可以配置为上游侧的第一阀主体72A和下游侧的第二阀主体72B不完全成一列的状态,即例如阀主体72彼此配置于在旋转轴5的轴线01的方向上稍微偏离的位置。

[0145] 根据本实施方式的涡轮增压器71,通过使第一阀主体72A及第二阀主体72B分别转动,能够任意改变上游侧节流流路F1及下游侧节流流路F2的流路宽度。并且,通过使这些第一阀主体72A、第二阀主体72B分别转动,能够使排气G在第一阀主体72A与第二阀主体72B之间从上游朝向下游流通。

[0146] 通过使排气G在阀主体72彼此之间流通并向第一阀主体72A及第二阀主体72B的第一面73侧流出,在该流出的位置静压降低。因此,能够使沿着第一面73流动的排气G朝向下游侧加速。其结果,如图8的虚线E所示,在位于下游侧的第二阀主体72B的下游侧,排气G的速度分布朝向均匀化的方向,能够抑制压力损失,并能够进一步抑制总压降低。

[0147] 并且,通过选择各个阀主体72的转动角,作为成列的多个阀主体72整体,能够设为朝向分割壁面18呈凸状的形状,或者设为朝向壁面17呈凸状的形状等,将阀主体72整体设为任意的形状。因此,通过根据排气G的流场的状况使各个阀主体72转动,能够有效地抑制剥离等。

[0148] 以上,对本发明的实施方式的详细内容进行了说明,但在不脱离本发明的技术思想的范围内,也可以稍微进行设计变更。

[0149] 例如,如图9所示,也可以将开关阀装置8(30、40、50、60、70)适用于涡旋流路C3在与轴线01交叉的方向被分割成两个的结构涡轮增压器81。

[0150] 即,涡旋流路C3由径向外侧的第一流路C4和径向内侧的第二流路C5构成,所述径向外侧的第一流路C4和径向内侧的第二流路C5隔着以轴线01为中心的涡旋状形成的分割壁84相邻。分割壁84上沿周向隔开间隔形成有多个使排气G从第一流路C4朝向第二流路C5流入的贯穿孔86。

[0151] 贯穿孔86在第一流路C4侧大幅开口,与第一流路C4侧相比,在第二流路C5侧小幅开口,随着从径向外侧朝向内侧,朝向涡轮机叶片6的旋转方向倾斜地形成。

[0152] 开关阀装置8(30、40、50、60、70)中的阀主体10(32、42、52、62、72)配置于第一流路C4内,并配置于形成第一流路C4的壳体82的壁面83(面向轴线01的径向内侧的面(第一壁面))与分割壁84中的分割壁面85(面向轴线01的径向外侧的面(第二壁面))之间。

[0153] 该阀主体10(32、42、52、62、72)以成为阀主体10的转动轴的轴线02沿轴线01的方式设置于壳体82。

[0154] 并且,上述实施方式中,对涡旋流路C(C3)在轴线01的方向上被分割成两个的例子

进行了说明,但并不限定于如此被分割成多个而构成涡旋流路C(C3)的情况,也可以作为单一流路而构成涡旋流路。

[0155] 具体而言,如图10所示,涡轮增压器91中,壳体92中形成有作为单一流路的涡旋流路C7。

[0156] 在图10所示的例子中,涡旋流路C7形成于入口部93(流入口)和涡旋部94的内部,所述入口部93朝向轴线01的径向外侧延伸并开口,所述涡旋部94与入口部93延续且在周向上以涡旋状朝向涡轮机叶片6延伸。

[0157] 并且,涡旋流路C7形成于作为壳体92的壁面的第一壁面95与第二壁面96之间,所述第二壁面96与第一壁面95在与轴线01交叉的方向上对置。

[0158] 另外,在入口部93与涡旋部94的连接部分的壳体92上形成有舌部92a,以在涡旋流路C7内沿着轴线01的周向延伸。舌部92a的内表面形成第二壁面96的端部。

[0159] 开关阀装置8(30、40、50、60、70)中的阀主体10(32、42、52、62、72)在涡旋流路C7内配置于第一壁面95与第二壁面96之间。

[0160] 并且,阀主体10(32、42、52、62、72)以成为阀主体10的转动轴的轴线02沿轴线01的方式设置于壳体92。

[0161] 若阀主体10以轴线02为中心转动,则阀主体10的后缘部10b与舌部92a靠近、分离。

[0162] 在此,涡旋流路C(C3、C7)的截面形状(与排气G的流动交叉的截面)也可以是矩形、圆形、椭圆形等各种形状,但优选为矩形。

[0163] 并且,也可以将上述各实施方式的结构进行组合。

[0164] 另外,上述各实施方式中,对将开关阀装置8(30、40、50、60、70)适用于作为旋转机械的涡轮增压器中的例子进行了说明,但也可以适用于燃气轮机、膨胀机等其他旋转机械。

[0165] 产业上的可利用性

[0166] 根据上述开关阀装置、旋转机械,通过形成上游侧节流流路及下游侧节流流路并且设置具有第一面的阀主体,能够以简单的结构提高运行效率。

[0167] 符号说明

[0168] 1-涡轮增压器(旋转机械),2-涡轮机,3-压缩机,4-壳体,4a-涡轮机壳体,4b-压缩机壳体,5-旋转轴,5a-涡轮机旋转轴,5b-压缩机旋转轴,6-涡轮机叶片,7-轴承装置,7a-径向轴承,7b-推力轴承,8-开关阀装置,10-阀主体,10a-前缘部,10b-后缘部,11-转动部,14-入口部(流入口),15-涡旋部,17-壁面(第一壁面),18-分割壁面(第二壁面),18a-前端部,21-第一面,22-第二面,F1-上游侧节流流路,F2-下游侧节流流路,C-涡旋流路(吸入流路),C1-第一流路,C2-第二流路,01-轴线,02-轴线,G-排气(流体),AR-空气,S1-静压降低区域,30-开关阀装置,31-涡轮增压器(旋转机械),32-阀主体,32a-前缘部,32b-后缘部,33-第一面,34-第二面,36-上游侧开口,37-下游侧开口,38-贯穿孔部,38a-内表面,40-开关阀装置,41-涡轮增压器(旋转机械),42-阀主体,42a-前缘部,42b-后缘部,43-第一面,43a-凸面,43b-第一凹面,43c-第二凹面,44-第二面,44a-凸面,50-开关阀装置,51-涡轮增压器(旋转机械),52-阀主体,52a-前缘部,52b-后缘部,53-第一面,53a-凸面,53b-第一凹面,53c-第二凹面,54-第二面,54a-凸面,60-开关阀装置,61-涡轮增压器(旋转机械),62-阀主体,63-转动部,65-开口孔,63a-凸缘部,63b-转动部主体,63c-轴部件,63d-安装板,70-开关阀装置,71-涡轮增压器(旋转机械),72-阀主体,72A-第一阀主体,72B-第二阀主

体,72Aa-前缘部,72Ab-后缘部,72Ba-前缘部,72Bb-后缘部,73-第一面,81-涡轮增压器(旋转机械),82-壳体,83-壁面(第一壁面),84-分割壁,85-分割壁面(第二壁面),86-贯穿孔,C3-涡旋流路(吸入流路),C4-第一流路,C5-第二流路,91-涡轮增压器,92-壳体,92a-舌部,93-入口部,94-涡旋部,95-第一壁面,96-第二壁面,C7-涡旋流路(吸入流路),100-涡轮机,101-开关阀,102-分割壁,103-涡轮机动叶片,F0-工作流体,C0-涡旋流路。

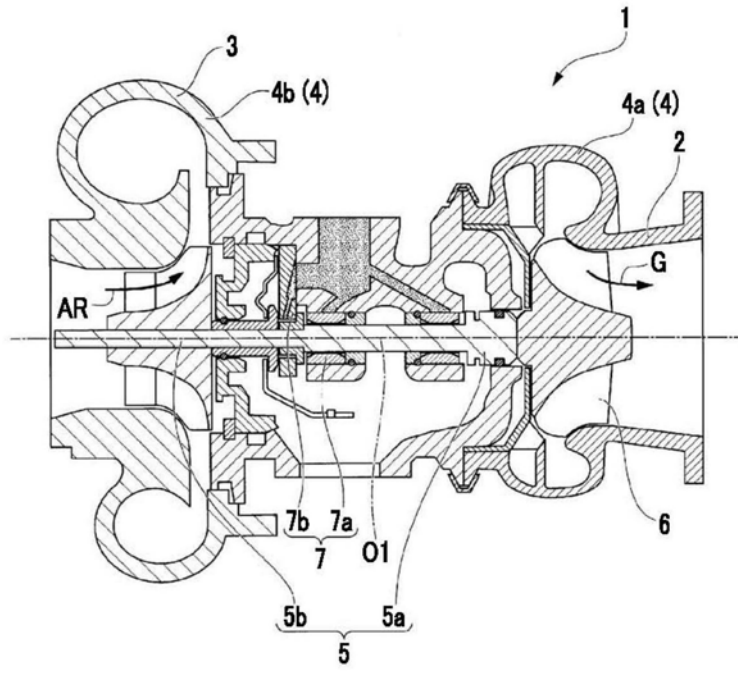


图1

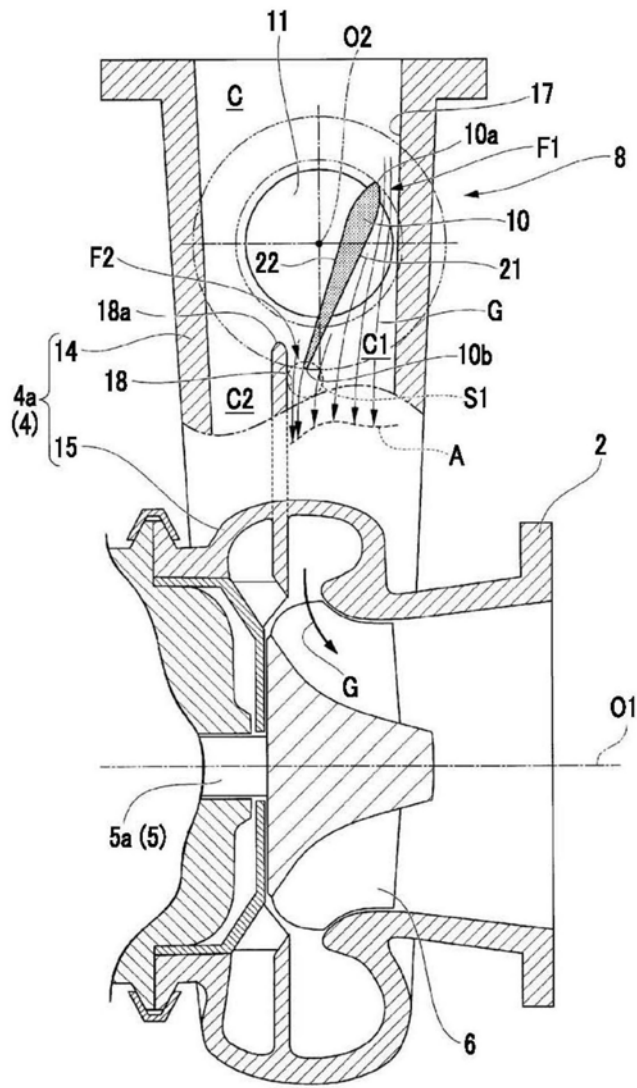


图2

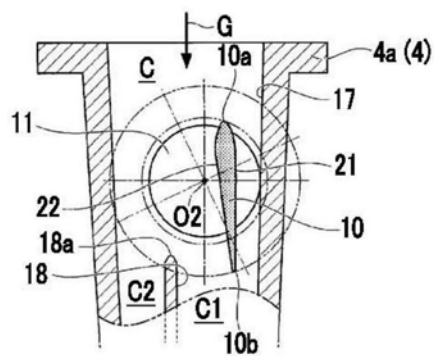


图3A

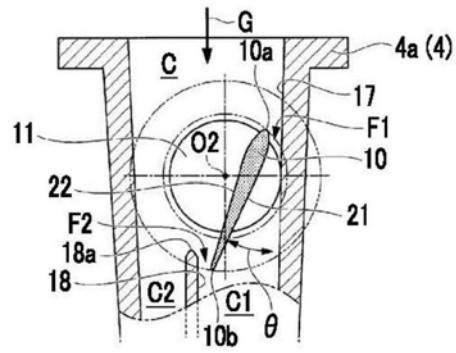


图3B

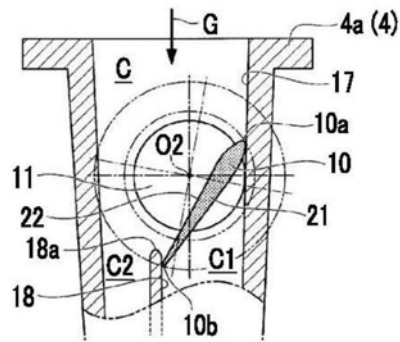


图3C

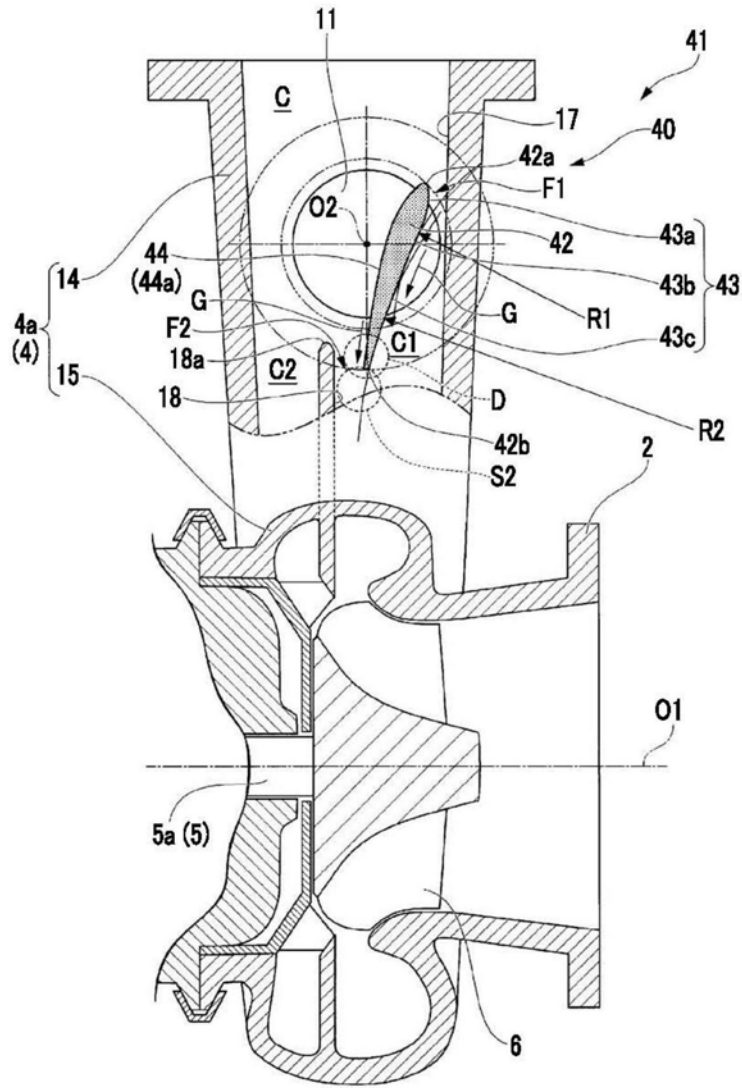


图5

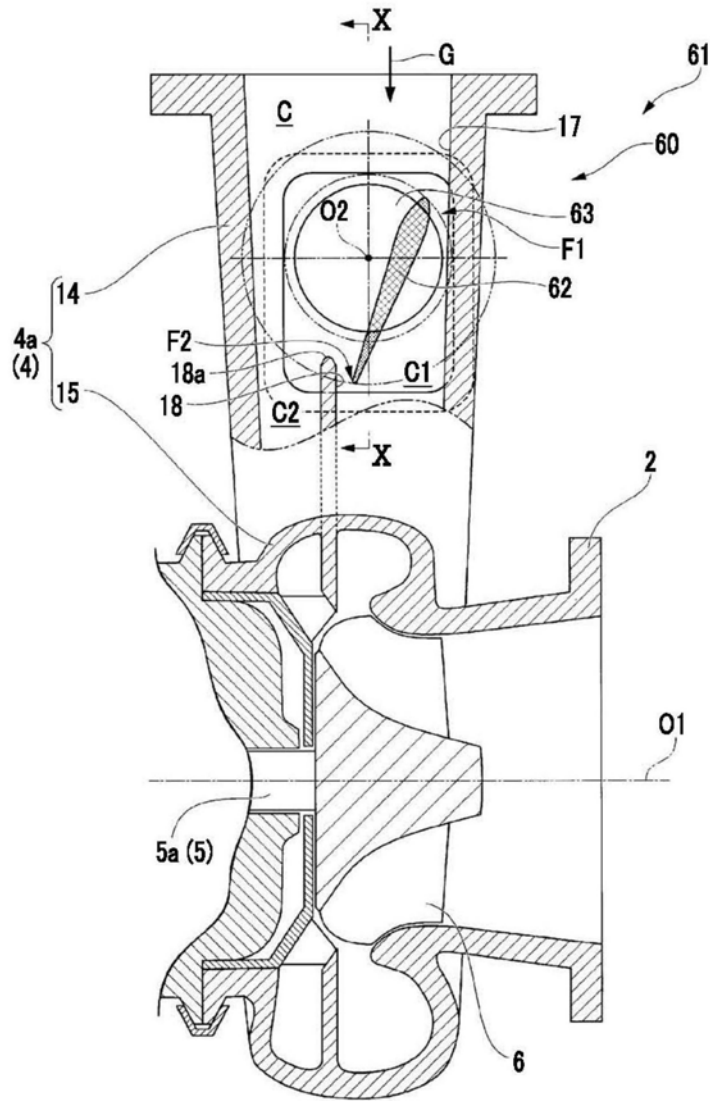


图7A

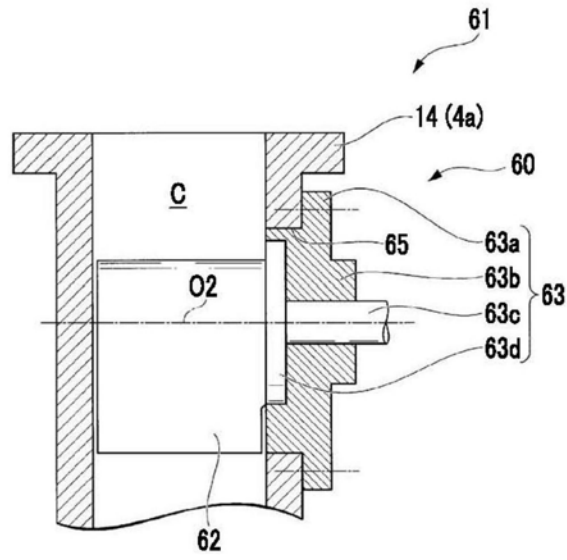


图7B

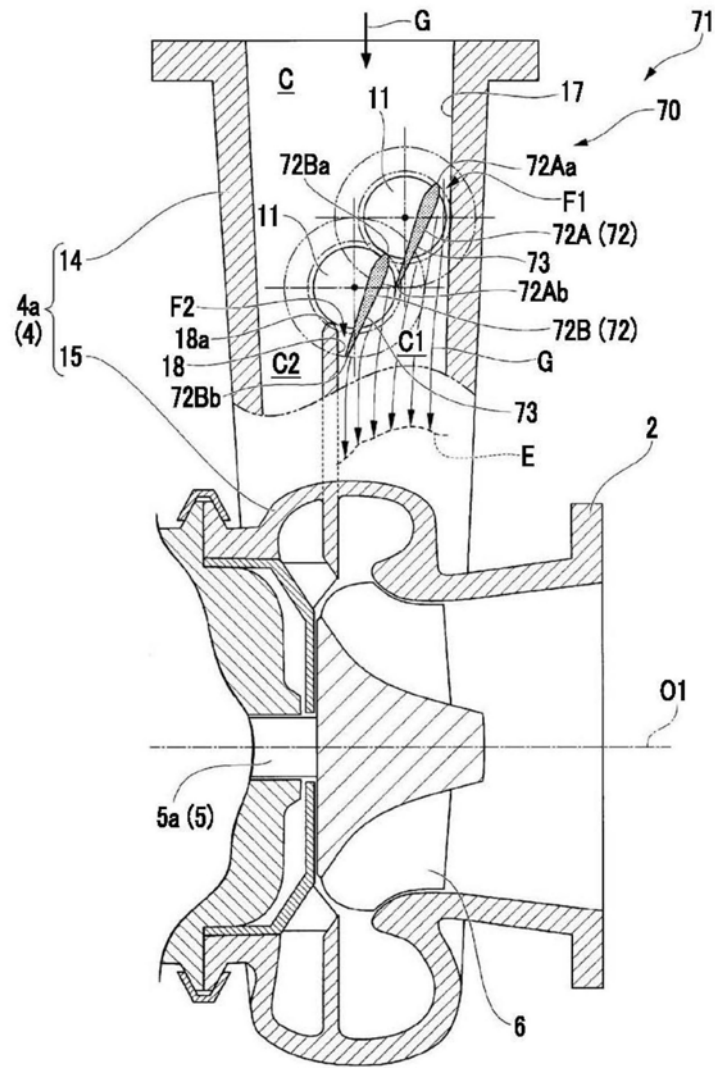


图8

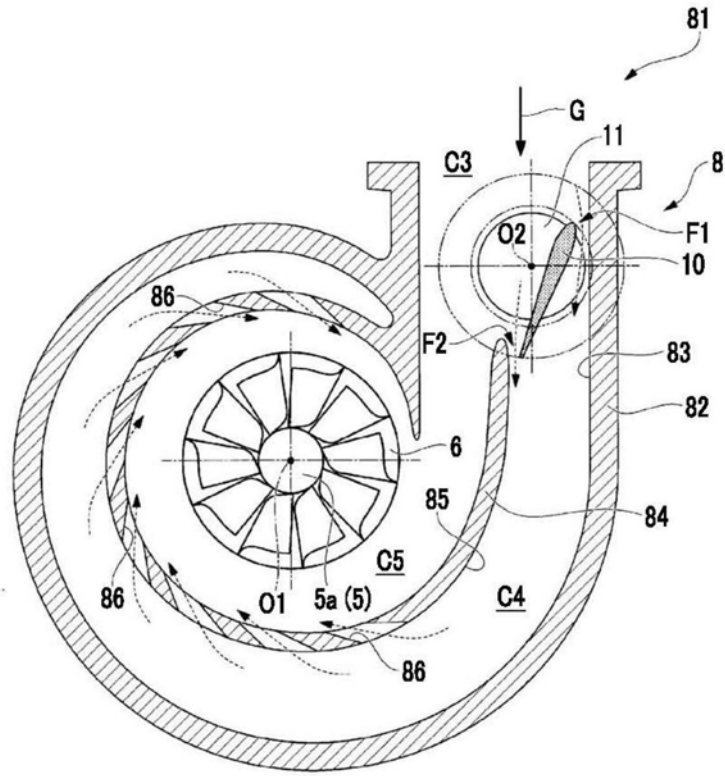


图9

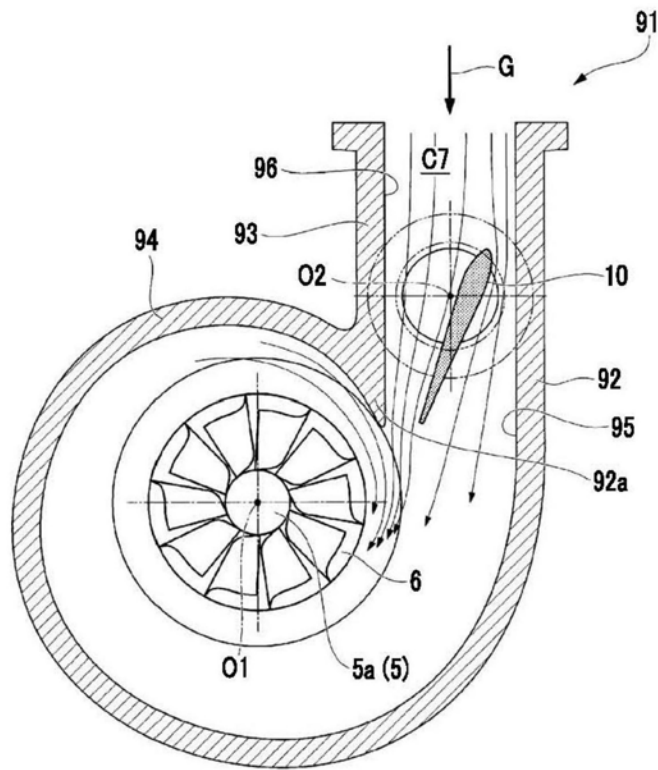


图10

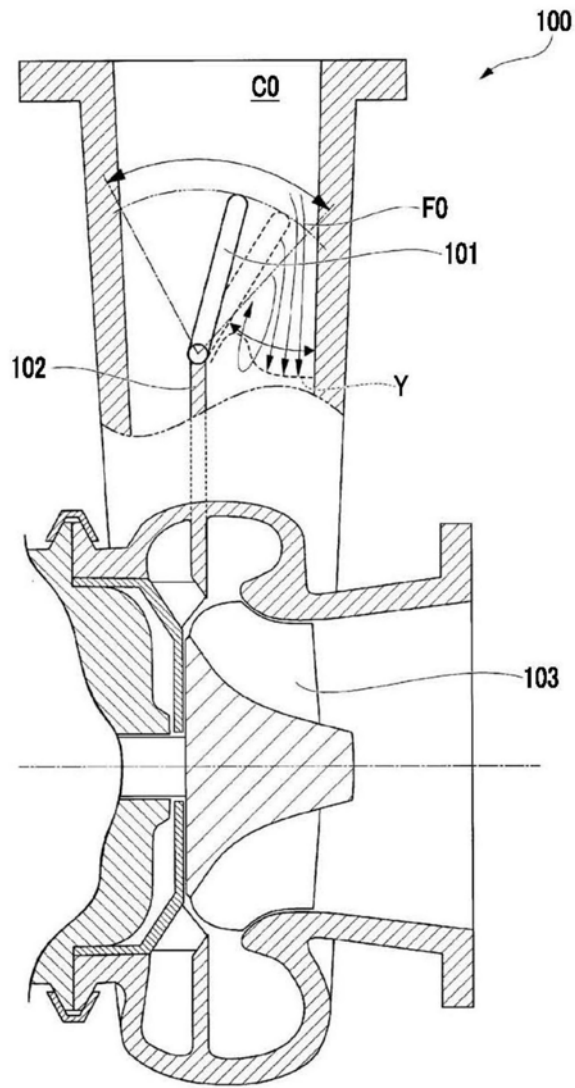


图11