



(12) 发明专利

(10) 授权公告号 CN 115053077 B

(45) 授权公告日 2024.08.02

(21) 申请号 202080095706.4

(22) 申请日 2020.12.15

(65) 同一申请的已公布的文献号
申请公布号 CN 115053077 A

(43) 申请公布日 2022.09.13

(30) 优先权数据
2020-027071 2020.02.20 JP

(85) PCT国际申请进入国家阶段日
2022.08.04

(86) PCT国际申请的申请数据
PCT/JP2020/046795 2020.12.15

(87) PCT国际申请的公布数据
W02021/166395 JA 2021.08.26

(73) 专利权人 松下知识产权经营株式会社
地址 日本大阪府

(72) 发明人 田口英俊 引地巧

(74) 专利代理机构 中科专利商标代理有限责任
公司 11021
专利代理师 刘文海

(51) Int.Cl.
F16C 27/02 (2006.01)
F02B 39/00 (2006.01)
F01D 25/16 (2006.01)

(56) 对比文件
US 2004042693 A1, 2004.03.04
JP H04128525 U, 1992.11.24

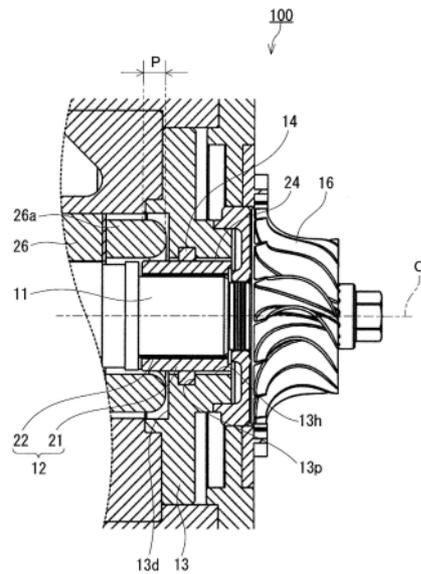
审查员 李美琴

权利要求书2页 说明书9页 附图7页

(54) 发明名称
轴承结构

(57) 摘要

本发明的轴承结构(100)具备:旋转轴(11);动压轴承(12),其具有配置在旋转轴(11)的周围并构成轴承面的箔片(22)以及保持箔片(22)的箔片保持件(21);轴承支承构件(13),其配置在动压轴承(12)的周围并支承动压轴承(12);以及至少一个弹性体(14),其配置在轴承支承构件(13)与箔片保持件(21)之间。



1. 一种轴承结构,其中,
所述轴承结构具备:
旋转轴;
动压轴承,其具有配置在所述旋转轴的周围并构成轴承面的箔片以及保持所述箔片的箔片保持件;
轴承支承构件,其配置在所述动压轴承的周围并支承所述动压轴承;
至少一个弹性体,其配置在所述轴承支承构件与所述箔片保持件之间;以及
电动机或发电机,其安装于所述旋转轴,
所述轴承支承构件具有在与所述旋转轴的轴向平行的方向上贯通的保持孔,
所述箔片保持件配置于所述轴承支承构件的所述保持孔,
在所述箔片保持件的外周面与所述轴承支承构件的所述保持孔的内周面之间,存在允许所述弹性体发生弹性变形而使所述动压轴承在所述旋转轴的半径方向上位移的间隙,
所述轴向的所述间隙的长度比所述轴向的所述轴承面的长度短,
所述轴承支承构件还具有设置于所述保持孔的周围的环状的台阶部,在由所述台阶部确保的空间容纳有所述电动机或发电机的绕组部。
2. 根据权利要求1所述的轴承结构,其中,
所述弹性体使与从所述动压轴承承受的载荷相应的反作用力在所述旋转轴的轴向的所述轴承面的长度的范围内产生。
3. 根据权利要求1所述的轴承结构,其中,
所述弹性体是环状的构件,并在周向上与所述轴承支承构件以及所述箔片保持件紧贴。
4. 根据权利要求1所述的轴承结构,其中,
所述箔片保持件的仅一部分收纳于所述保持孔。
5. 根据权利要求1所述的轴承结构,其中,
从所述箔片保持件以及所述轴承支承构件中选择的至少一个具有配置有所述弹性体的槽,
在与所述旋转轴平行且包括所述旋转轴的轴线的截面中,所述弹性体的截面形状与所述槽的截面形状不同,
所述槽具有允许所述弹性体的变形的空间。
6. 根据权利要求1所述的轴承结构,其中,
所述弹性体具有:外周部,其包括与所述轴承支承构件接触的半径方向外周面;内周部,其包括与所述箔片保持件接触的半径方向内周面;以及中间部,其将所述外周部与所述内周部连接,
仅所述外周部与所述轴承支承构件接触,
仅所述内周部与所述箔片保持件接触。
7. 根据权利要求1所述的轴承结构,其中,
所述弹性体通过与所述箔片保持件线接触来支承所述箔片保持件。
8. 根据权利要求1所述的轴承结构,其中,
所述至少一个弹性体的数量为奇数。

9. 根据权利要求8所述的轴承结构,其中,
所述轴承结构仅具有一个所述弹性体。
10. 根据权利要求1所述的轴承结构,其中,
所述至少一个弹性体包括多个所述弹性体,
在所述旋转轴的轴向上,多个所述弹性体全部设置在所述轴承面的长度的范围内。
11. 根据权利要求1所述的轴承结构,其中,
在所述旋转轴的轴向上,存在所述箔片保持件与所述电动机或发电机重复存在的区间,
在所述区间中,所述箔片保持件的一部分被所述电动机或发电机的一部分包围。

轴承结构

技术领域

[0001] 本发明涉及轴承结构。

背景技术

[0002] 流体轴承是构成为利用的流体的膜来产生支承力的轴承。作为流体轴承,可以举出静压轴承和动压轴承。静压轴承需要将压缩后的流体从外部向静压轴承供给。动压轴承无需来自外部的压缩后的流体的供给,而将在流体产生的动压用作支承力。

[0003] 作为动压轴承之一,已知有箔片(foil)轴承。在箔片轴承中,通过具有挠性的一个或多个薄板(箔片)来构成轴承面。在专利文献1中记载有叶片(leaf)型的箔片轴承(图7)以及凸起(bump)型的箔片轴承(图8)。

[0004] 现有技术文献

[0005] 专利文献

[0006] 专利文献1:日本特开2018-91365号公报

发明内容

[0007] 发明要解决的课题

[0008] 动压轴承不需要用于预先压缩流体的加压机构。因此,动压轴承、特别是箔片轴承在实现膨胀轮机、涡轮压缩机、涡轮增压器等旋转机械的小型化的方面有用。

[0009] 存在旋转机械的小型化越是推进,则旋转机械的转速越增加的倾向。为了推进旋转机械的小型化,谋求进一步提高高速旋转域中的轴承结构的可靠性。

[0010] 用于解决课题的方案

[0011] 本发明的轴承结构具备:

[0012] 旋转轴;

[0013] 动压轴承,其具有配置在所述旋转轴的周围并构成轴承面的箔片以及保持所述箔片的箔片保持件;

[0014] 轴承支承构件,其配置在所述动压轴承的周围并支承所述动压轴承;以及

[0015] 至少一个弹性体,其配置在所述轴承支承构件与所述箔片保持件之间。

[0016] 发明效果

[0017] 根据本发明,能够提高高速旋转域中的轴承结构的可靠性。

附图说明

[0018] 图1是实施方式1的轴承结构的剖视图。

[0019] 图2A是与旋转轴的轴向垂直的动压轴承的剖视图。

[0020] 图2B是与旋转轴的轴向垂直的动压轴承的另一剖视图。

[0021] 图3是变形例的轴承结构的剖视图。

[0022] 图4是实施方式2的轴承结构的剖视图。

- [0023] 图5是实施方式2的弹性体的剖视图。
[0024] 图6是实施方式3的轴承结构的剖视图。
[0025] 图7是实施方式3的弹性体的剖视图。

具体实施方式

[0026] (成为本发明的基础的认知等)

[0027] 作为流体轴承的重要特性之一,举出轴承刚性。轴承刚性是指由施加了载荷时的轴承的弹性位移(挠曲)的大小确定的特性。在静压轴承中,能够通过改变流体的压力来调节轴承刚性。相对于此,无法调节动压轴承的轴承刚性。

[0028] 动压轴承的轴承刚性(支承刚性)根据旋转轴的转速而发生变化。特别是,有时会由于产生动压的箔片的结构因素而使轴承刚性在高速旋转域急剧地增加。乍看之下,轴承刚性提高也被认为是优选的。但是,伴随着轴承刚性在高速旋转域急剧地增加,旋转系统的临界速度有时会向高速旋转域转移。当临界速度向高速旋转域转移时,由于高速旋转域中的突发的共振的产生和较大的载荷的输入,旋转稳定性以及静音性大幅度地降低,不仅如此,也存在轴承、旋转轴等部件损伤的可能性。

[0029] 以往,对于作为动压轴承的一种的箔片轴承而言,能够在施加了载荷时通过箔片发生变形来使振动衰减,因此认为对振动的耐受性较强。但是,在10万转左右的高速旋转域中,动压轴承具有极高的刚性,而缺乏衰减性。箔片轴承也不例外。在轴承缺乏衰减性的情况下,难以抑制由暂时产生的共振和不平衡力引起的振动。

[0030] 基于这样的认知,本发明人等构建了本发明的主题。

[0031] 因此,本发明提供用于赋予动压轴承衰减能力并且抑制轴承刚性过度增加的技术。由此,提高高速旋转域中的轴承结构的可靠性。

[0032] 以下,参照附图对实施方式详细地进行说明。但是,有时省略必要程度以上的详细的说明。例如,有时省略已知的事项的详细说明、或针对实质相同的结构的重复说明。这是为了避免以下的说明非必要地变得冗长,而使本领域技术人员容易理解。

[0033] 需要说明的是,附图以及以下的说明是为了使本领域技术人员充分理解本发明而提供的,并不意在通过这些来限定技术方案所记载的主题。

[0034] (实施方式1)

[0035] 以下,使用图1至图3,对实施方式1进行说明。

[0036] [1-1. 结构]

[0037] 图1是实施方式1的轴承结构100的剖视图。轴承结构100具备旋转轴11、动压轴承12、轴承支承构件13以及弹性体14。在动压轴承12与轴承支承构件13之间配置有弹性体14。弹性体14与动压轴承12中的气体膜构成串联弹簧而作为轴承结构100的刚性发挥功能。也就是说,弹性体14赋予轴承结构100衰减能力,并且抑制轴承结构100中的轴承刚性过度增加。由此,能够提高高速旋转域中的轴承结构100的可靠性。

[0038] 在动压轴承12中形成气体膜的气体的种类没有特别限定。形成气体膜的气体根据应用轴承结构100的旋转机械来决定。形成气体膜的气体也可以是旋转机械的工作流体。形成气体膜的气体例如是冷媒或空气。

[0039] 旋转轴11被动压轴承12支承。在旋转轴11的一端部安装有叶轮、涡轮等旋转元件

16。

[0040] 动压轴承12具有箔片保持件21以及至少一个箔片22。箔片保持件21是具有圆筒的形状的构件。在箔片保持件21的内部设置有箔片22。箔片22是配置在旋转轴11的周围并构成轴承面的构件。箔片22典型地为金属制的薄板。箔片轴承表现出较高的刚性,适于以高速旋转而运转的旋转机械。

[0041] 图2A是与旋转轴11的轴向垂直的动压轴承12的剖视图。在图2A所示的例子中,动压轴承12具有箔片保持件21、顶部箔片22a以及凸起箔片22b。动压轴承12可以是凸起型的箔片轴承。凸起箔片22b是具有波形的形状的箔片,配置在箔片保持件21的内周面上。在凸起箔片22b之上配置有平坦的顶部箔片22a。在顶部箔片22a与旋转轴11之间形成有气体膜。

[0042] 图2B是与旋转轴11的轴向垂直的动压轴承12的另一剖视图。在图2B所示的例子中,动压轴承12具有箔片保持件21以及多个叶片箔片22c。动压轴承12也可以是叶片型的箔片轴承。叶片箔片22c的一端部是固定于箔片保持件21的固定端。叶片箔片22c的另一端部是能够在半径方向上摆动的自由端。

[0043] 如图1所示,轴承支承构件13配置在动压轴承12的周围并支承动压轴承12。轴承支承构件13具有在与旋转轴11的轴线O平行的方向上贯通的保持孔13h。动压轴承12的箔片保持件21配置于保持孔13h。在本实施方式中,仅箔片保持件21的一部分收纳于保持孔13h。但是,也可以是箔片保持件21的全部收纳于保持孔13h。轴承支承构件13固定于旋转机械的壳体等。动压轴承12经由弹性体14以及轴承支承构件13固定于旋转机械的壳体等。

[0044] 轴承支承构件13具有槽13p。在槽13p配置有弹性体14。槽13p为环状。用于对弹性体14进行定位的槽也可以设置于箔片保持件21,也可以以跨轴承支承构件13和箔片保持件21这双方的方式设置。

[0045] 弹性体14配置在轴承支承构件13与箔片保持件21之间。轴承支承构件13经由弹性体14支承箔片保持件21。在箔片保持件21的外周面与轴承支承构件13的保持孔13h的内周面之间,存在允许弹性体14发生弹性变形而使动压轴承12在旋转轴11的半径方向上位移的间隙24。除了被弹性体14占据的部分之外,间隙24被从保持孔13h的一方的开口端确保到另一方的开口端。也就是说,箔片保持件21不与轴承支承构件13直接接触。通过间隙24,可以可靠地发挥弹性体14的功能。半径方向上的间隙24的尺寸例如为0.01mm至0.04mm。

[0046] 弹性体14是环状的构件,并在周向上与动压轴承12紧贴。详细而言,弹性体14在360度的范围内与动压轴承12的箔片保持件21的外周面紧贴。根据这样的结构,弹性体14的功能可以在动压轴承12周围各向同性地发挥。

[0047] 弹性体14的材料没有特别限定。弹性体14可以是树脂制,也可以是金属制。在弹性体14是树脂制的情况下,无论弹性体14的形状如何,都能够赋予弹性体14橡胶弹性。在弹性体14是金属制的情况下,如中空的O型环、具有C形状的截面的O型环那样具有可以发挥弹性的形状的金属构件适合作为本实施方式的弹性体14。旋转轴11、动压轴承12、轴承支承构件13等弹性体14以外的构件可以是金属制。

[0048] 弹性体14使与从动压轴承12承受的载荷相应的反作用力在旋转轴11的轴向上的轴承面的长度的范围内产生。也就是说,无论弹性体14的数量是一个还是多个,所有弹性体14都在旋转轴11的轴向上设置在轴承面的长度的范围内。根据这样的结构,容易避免非预期的振动的产生。

[0049] 也可以在向旋转轴11的轴向上的轴承面的中心位置施加了载荷时发挥最大的反作用力的方式排列一个或多个弹性体14。此时,能够最大限度地得到由弹性体14带来的效果。

[0050] 在本实施方式中,轴承结构100仅具有一个弹性体14。在该情况下,容易通过模拟来预测刚性、衰减性等轴承结构100的特性。并且,不易产生部件间的尺寸公差等不可避免的误差的问题。弹性体14配置在与旋转轴11的轴向上的轴承面的中心位置相对应的位置。

[0051] 但是,弹性体14的数量没有特别限定。图3是变形例的轴承结构101的剖视图。如图3所示,也可以在沿旋转轴11的轴向平行的方向排列多个弹性体14。相邻的弹性体14的间隔为等间隔。多个弹性体14作为并联弹簧进行动作。在多个弹性体14沿旋转轴11的轴向排列时,可以将多个弹性体14视为并联弹簧并预测轴承结构101的特性。

[0052] 在沿与旋转轴11的轴向平行的方向排列有多个弹性体14时,弹性体14的数量也可以是奇数。换言之,至少一个弹性体14的数量也可以是奇数。在该情况下,特定的弹性体14可以配置在与旋转轴11的轴向上的轴承面的中心位置相对应的位置。根据这样的结构,容易沿着轴向对动压轴承12作用均匀的支承力。

[0053] 需要说明的是,在实际的产品中,即使当作使用了相同设计的多个弹性体14,也必然存在部件间的尺寸公差。也存在组装误差。在该情况下,存在从轴承支承构件13作用于动压轴承12的支承力在轴向上变得不均匀的可能性。在该观点下,仅具有一个弹性体14的轴承结构100(图1)是有利的。

[0054] 如图1所示,在本实施方式中,弹性体14的截面的形状为矩形。槽13p的截面的形状也为矩形。但是,在与旋转轴11平行且包括旋转轴11的轴线O的截面中,弹性体14的截面的形状没有特别限定。弹性体14也可以为圆形,也可以为椭圆形,也可以为中空。

[0055] 轴承结构100也可以还具备电动机26(或发电机)。电动机26安装于旋转轴11。在旋转轴11的轴向上,存在箔片保持件21与电动机26重复存在的区间P。在该区间P中,箔片保持件21的一部分被电动机26的一部分包围。详细而言,箔片保持件21的一部分被电动机26的绕组部26a包围。也就是说,箔片保持件21稍微进入电动机26的内部。在本实施方式中,轴承支承构件13具有设置在保持孔13h周围的环状的台阶部13d。在由台阶部13d确保的空间收纳有电动机26的绕组部26a。这样的结构能够将旋转轴11设计得较短,以使得在更高的转速下出现共振频率。需要说明的是,在本实施方式中,仅设置一个弹性体14在确保足够深度的台阶部13d的观点下是有利。轴向上的间隙24的长度比轴向上的轴承面的长度短有助于确保台阶部13d。但是,如图3的变形例所示,轴向上的间隙24的长度也可以与轴向上的轴承面的长度一致。

[0056] [1-2. 动作]

[0057] 对于以上那样构成的轴承结构100,以下基于图1对其动作进行说明。

[0058] 当旋转轴11旋转时,气体被吸引到旋转轴11与箔片22之间的间隙而被压缩。由此,产生朝向旋转轴11的半径方向的高压力,旋转轴11被保持于规定的位置。箔片22所产生的高压力成为支承旋转轴11的力。箔片22固定于箔片保持件21,因此由反作用力引起的箔片22的移动受到阻碍。

[0059] 旋转轴11经由箔片22、箔片保持件21以及弹性体14被轴承支承构件13保持于规定的位置。旋转轴11具有在制造上无法去除的不平衡量。该不平衡量也被称为“平衡品质”。如

日本产业标准JISB0905 (1992) 规定的那样,根据旋转机械的种类以及用途,存在推荐的平衡良好度的等级以及上限值。当旋转轴11旋转时,产生由不平衡量与旋转角速度的平方的积表示的不平衡力。当气体被吸引到旋转轴11与箔片22之间的间隙时,被吸引的气体使气体膜在旋转轴11与箔片22之间的间隙产生。气体膜具有比存在于旋转轴11的周围的气体的压力高的压力。气体膜的压力成为轴承结构100中的旋转轴11的支承力。气体膜的压力主要依赖于在旋转轴11与箔片22之间形成的空间的截面形状。截面形状是与旋转轴11垂直的方向上的截面的形状。空间的截面形状通过箔片22与气体膜的压力相应地挠曲来决定。因此,箔片22发生挠曲直至产生在旋转轴11的转速为恒定的条件、即不平衡力为恒定的条件下与不平衡力平衡的最佳的气体膜。由此,决定与轴向垂直的方向上的气体膜的截面形状。

[0060] 在动压轴承12为叶片型的箔片轴承时,各箔片22的一端固定于箔片保持件21。各箔片22的另一端部是自由端。当箔片22的另一端部被旋转轴11按压时,伴随着箔片22向半径方向的挠曲,箔片22的另一端部在周向上滑动。但是,箔片22的长度是有限的,因此这样的箔片22的变形也存在极限。当超过变形极限时,即使旋转轴11的转速增加,箔片22也不会进一步挠曲,气体膜的压力上升,产生比与不平衡力相应的气体膜的压力高的压力。其结果是,由气体膜带来的刚性提高。

[0061] 弹性体14配置在箔片保持件21与轴承支承构件13之间。因此,弹性体14与气体膜构成串联弹簧。弹性体14的刚性作为轴承结构100的刚性发挥功能。在将气体膜的刚性定义为 K_1 ,将弹性体14的刚性定义为 K_2 时,轴承结构100的刚性 K 通过下述式(1)表示。根据式(1),轴承结构100的刚性不仅受气体膜的刚性的影响,也受弹性体14的刚性的影响。由于弹性体14的刚性不变,因此即使仅气体膜的刚性大幅度增加,也能够通过弹性体14来抑制轴承结构100的整体的刚性的大幅度的增加。

$$[0062] \quad K=1/(K_1^{-1}+K_2^{-1}) \quad (1)$$

[0063] [1-3.效果等]

[0064] 如上所述,在本实施方式中,在轴承支承构件13与箔片保持件21之间配置有至少一个弹性体14。

[0065] 根据这样的结构,轴承结构100的刚性基于空气膜和弹性体14作为串联弹簧进行动作的模型来计算。由于弹性体14的刚性不变,因此即使仅气体膜的刚性大幅度增加,也能够通过弹性体14来抑制轴承结构100的整体的刚性的增加。即使气体膜的刚性超过弹性体14的刚性也是同样的。其结果是,高速旋转域中的共振得到防止并且由不平衡力引起的振动也得到抑制,进而,轴承结构100的可靠性以及静音性提高。

[0066] 在本实施方式中,弹性体14也可以使与从动压轴承12承受的载荷相应的反作用力在旋转轴11的轴向上的轴承面的长度的范围内产生。根据这样的结构,容易避免非预期的振动的产生。

[0067] 在本实施方式中,弹性体14也可以是环状的构件,也可以在周向上与轴承支承构件13以及箔片保持件21紧贴。根据这样的结构,弹性体14的功能可以在动压轴承12周围各向同性地发挥。

[0068] 在本实施方式中,轴承支承构件13也可以具有在与旋转轴11的轴向平行的方向上贯通的保持孔13h,箔片保持件21也可以配置于轴承支承构件13的保持孔13h,也可以在箔片保持件21的外周面与轴承支承构件13的保持孔13h的内周面之间,存在允许弹性体14发

生弹性变形而使动压轴承12在旋转轴11的半径方向上位移的间隙24。通过间隙24,可以可靠地发挥弹性体14的功能。

[0069] 在本实施方式中,至少一个弹性体14的数量也可以为奇数。根据这样的结构,容易沿着轴向对动压轴承12作用均匀的支承力。

[0070] 在本实施方式中,轴承结构100也可以仅具有一个弹性体14。在该情况下,容易通过模拟来预测刚性、衰减性等轴承结构100的特性。并且,不易产生部件间的尺寸公差等不可避免的误差的问题。

[0071] 在本实施方式中,至少一个弹性体14也可以包括多个弹性体14,在旋转轴11的轴向上,多个弹性体14也可以全部设置在轴承面的长度的范围内。根据这样的结构,容易避免非预期的振动的产生。

[0072] 在本实施方式中,轴承结构100也可以还具备安装于旋转轴11的电动机26(或发电机),在旋转轴11的轴向上,也可以存在箔片保持件21与电动机26(或发电机)重复存在的区间P,在该区间P中,箔片保持件21的一部分也可以被电动机26(或发电机)的一部分包围。这样的结构能够将旋转轴11设计得较短,以使得在更高的转速下出现共振频率。

[0073] (实施方式2)

[0074] 以下,使用图4以及图5对实施方式2进行说明。对与实施方式1相同的构成要素标注相同的附图标记并省略详细的说明。

[0075] [2-1.结构]

[0076] 图4是实施方式2的轴承结构102的剖视图。轴承结构102具备弹性体34。本实施方式的弹性体34的结构与实施方式1的弹性体14的结构不同。除了这点以外,本实施方式的轴承结构102具有与实施方式1的轴承结构100相同的结构。

[0077] 在与旋转轴11平行且包括旋转轴11的轴线0的截面中,弹性体34的截面形状与槽13p的截面形状不同。槽13p具有允许弹性体34的变形的空间17。根据这样的结构,可靠地保证弹性体34的弹性变形。也能够将弹性体34的刚性维持恒定。

[0078] 图5是弹性体34的剖视图。弹性体34具有外周部341、内周部342以及中间部343。外周部341是包括与轴承支承构件13接触的半径方向外周面34p的环状的部分。外周部341嵌于槽13p,并被槽13p约束。内周部342是包括与箔片保持件21接触的半径方向内周面34q的环状的部分。中间部343(形变发生部)是将外周部341与内周部342连接的环状的部分。在本实施方式中,仅外周部341与轴承支承构件13接触。仅内周部342与箔片保持件21接触。中间部343既不与轴承支承构件13接触也不与箔片保持件21接触。也就是说,弹性体34具有中间部343来作为既不与轴承支承构件13接触也不与箔片保持件21接触的部分。与旋转轴11平行的轴向上的外周部341的尺寸比轴向上的中间部343的尺寸大。轴向上的内周部342的尺寸比轴向上的中间部343的尺寸大。在本实施方式中,弹性体34具有H型的截面形状。根据这样的结构,在槽13p中允许弹性体34的变形,因此能够可靠地发挥弹性体34的功能。也就是说,能够抑制轴承结构102的刚性的急剧的增加。“尺寸”意味着最大尺寸。

[0079] 弹性体34在嵌于槽13p时不易扭转。因此,弹性体34容易在周向上发挥均匀的刚性。

[0080] 弹性体34也可以仅半径方向外周面34p与轴承支承构件13接触。弹性体34也可以仅半径方向内周面34q与箔片保持件21接触。

[0081] [2-2.动作]

[0082] 对于以上那样构成的轴承结构102,以下对其动作进行说明。

[0083] 如先前说明的那样,当旋转轴11旋转时会产生不平衡力。弹性体34的中间部343是既不被轴承支承构件13约束也不被箔片保持件21约束的部分。因此,在弹性体34由于不平衡力而发生变形时,弹性体34的中间部343能够自由地变形。通过在弹性体34与轴承支承构件13之间确保空间17,可以将弹性体34的刚性维持恒定。由此,抑制轴承结构102的刚性的急剧的增加。即使在不平衡力较大且弹性体34的变形较大的条件下,也能够使轴承结构102的刚性接近按照设计的值。其结果是,高速旋转域中的共振得到防止并且由不平衡力引起的振动也得到抑制,进而,轴承结构102的可靠性以及静音性提高。

[0084] [2-3.效果等]

[0085] 在本实施方式中,也可以是,从箔片保持件21以及轴承支承构件13中选择的至少一个具有配置有弹性体34的槽13p,在与旋转轴11平行且包括旋转轴11的轴线0的截面中,弹性体34的截面形状也可以与槽13p的截面形状不同,槽13p也可以具有允许弹性体34的变形的空间17。根据这样的结构,可靠地保证弹性体34的弹性变形。

[0086] 在本实施方式中,弹性体34也可以具有:外周部341,其包括与轴承支承构件13接触的半径方向外周面34p;内周部342,其包括与箔片保持件21接触的半径方向内周面34q;以及中间部343,其将外周部341与内周部342连接,也可以是仅外周部341与轴承支承构件13接触,也可以是仅内周部342与箔片保持件21接触。根据这样的结构,在槽13p中允许弹性体34的变形,因此能够可靠地发挥弹性体34的功能。

[0087] (实施方式3)

[0088] 以下,使用图6以及图7对实施方式3进行说明。对与实施方式1相同的构成要素标注相同的附图标记并省略详细的说明。

[0089] [3-1.结构]

[0090] 图6是实施方式3的轴承结构103的剖视图。轴承结构103具备弹性体44。本实施方式的弹性体44的结构与实施方式1的弹性体14的结构不同。除了这点以外,本实施方式的轴承结构103具有与实施方式1的轴承结构100相同的结构。

[0091] 在本实施方式中,弹性体44通过与箔片保持件21线接触来支承箔片保持件21。当旋转轴11进行以重心位置为中心的进动时,引起对动压轴承12赋予较大的振幅的模式的振动。此时,若弹性体44与箔片保持件21线接触,则可以在弹性体44与箔片保持件21的接触面产生摩擦。其结果是,能够衰减从旋转轴11向动压轴承12传递的振动。

[0092] 在本实施方式中,弹性体44的截面形状也与槽13p的截面形状不同。槽13p具有允许弹性体44的变形的空间17。

[0093] 图7是弹性体44的剖视图。弹性体44具有外周部441以及内周部442。外周部441是包括与轴承支承构件13接触的半径方向外周面44p的环状的部分。外周部441嵌于槽13p,并被槽13p约束。内周部442(形变发生部)是包括与箔片保持件21接触的半径方向内周面44q的环状的部分。半径方向内周面44q是在截面中呈圆弧状的轮廓的曲面。内周部442从外周部441朝向箔片保持件21沿半径方向延伸。在本实施方式中,仅外周部441与轴承支承构件13接触。仅内周部442与箔片保持件21接触。与旋转轴11平行的轴向上的外周部441的尺寸比轴向上的内周部442的尺寸大。在本实施方式中,弹性体44具有T型的截面形状。

[0094] 弹性体44在嵌于槽13p时不易扭转。因此,弹性体44容易在周向上发挥均匀的刚性。

[0095] [3-2.动作]

[0096] 如先前说明的那样,当旋转轴11旋转时会产生不平衡力。弹性体44的内周部442是既不被轴承支承构件13约束也不被箔片保持件21约束的部分。因此,在弹性体44由于不平衡力而发生变形时,弹性体44的内周部442能够自由地变形。通过在弹性体44与轴承支承构件13之间确保空间17,可以将弹性体44的刚性维持恒定。由此,抑制轴承结构103的刚性的急剧的增加。即使在不平衡力较大且弹性体44的变形较大的条件下,也能够使轴承结构103的刚性接近按照设计的值。其结果是,高速旋转域中的共振得到防止并且由不平衡力引起的振动也得到抑制,进而,轴承结构103的可靠性以及静音性提高。由于弹性体44与箔片保持件21线接触,因此可以在弹性体44与箔片保持件21的接触面产生摩擦。由此,可以赋予轴承结构103优异的衰减能力。

[0097] [3-3.效果等]

[0098] 在本实施方式中,弹性体44也可以通过与箔片保持件21线接触来支承箔片保持件21。根据这样的结构,能够在弹性体44与箔片保持件21的接触面产生摩擦,从而有效地衰减从旋转轴11向动压轴承12传递的振动。

[0099] (其他实施方式)

[0100] 如上所述,作为在本申请中公开的技术的例示,对实施方式1~3进行了说明。但是,本发明中的技术并不限于此,也能够应用于进行了变更、置换、附加、省略等的实施方式。另外,也可以将在上述实施方式1~3中说明的各构成要素组合而形成新的实施方式。

[0101] 因此,以下,例示出其他实施方式。

[0102] 弹性体的结构没有特别限定。例如,也可以在配置于箔片保持件21的周围的圆筒状的外壳中配置多个金属弹簧。这样的外壳可以发挥所希望的弹性。

[0103] 弹性体的截面形状并不限于H型以及T型,也可以是圆形、楔形等考虑了加工的方便的形状。

[0104] 弹性体的半径方向内周面的形状并不限于曲面。在与旋转轴11平行且包括旋转轴11的轴线0的截面中,弹性体也可以是具有与箔片保持件21接触的顶点的楔形。顶点的数量可以是一个,也可以是多个。也就是说,在与旋转轴11平行且包括旋转轴11的轴线0的截面中,弹性体的半径方向内周面也可以具有与沿着轴向的多个点接触的多个顶点。

[0105] 旋转轴11的另一端部可以由任意的轴承支承。任意的轴承可以是动压轴承,也可以是静压轴承、滚动轴承等其他种类的轴承。例如,在旋转轴11的两端部分别由动压轴承12支承的情况下,动压轴承12能够分别采用本实施方式的轴承结构。

[0106] 旋转轴11也可以是所谓的膨胀机一体型压缩机的旋转轴。在膨胀机一体型压缩机中,可以在旋转轴11的一端部安装涡轮,在旋转轴11的另一端部安装叶轮,并在涡轮与叶轮之间配置电动机26。在这种膨胀机一体型压缩机中,通过涡轮回收的动力被用于叶轮的工作的一部分中。在由压缩机和膨胀轮机共用旋转轴11的情况下,作为压缩机中的轴承结构,可以采用与膨胀轮机中的轴承结构相同的结构(刚性)的轴承结构。当然,压缩机中的轴承结构也可以与膨胀轮机中的轴承结构不同。压缩机以及膨胀轮机中的至少一个可以采用本实施方式的轴承结构。

[0107] 需要说明的是,上述的实施方式用于例示本发明中的技术,因此能够在技术方案的范围或其等同的范围内进行各种变更、置换、添加、省略等。

[0108] 工业实用性

[0109] 本发明的技术能够应用于压缩机、膨胀轮机、废气轮机增压器等旋转机械。

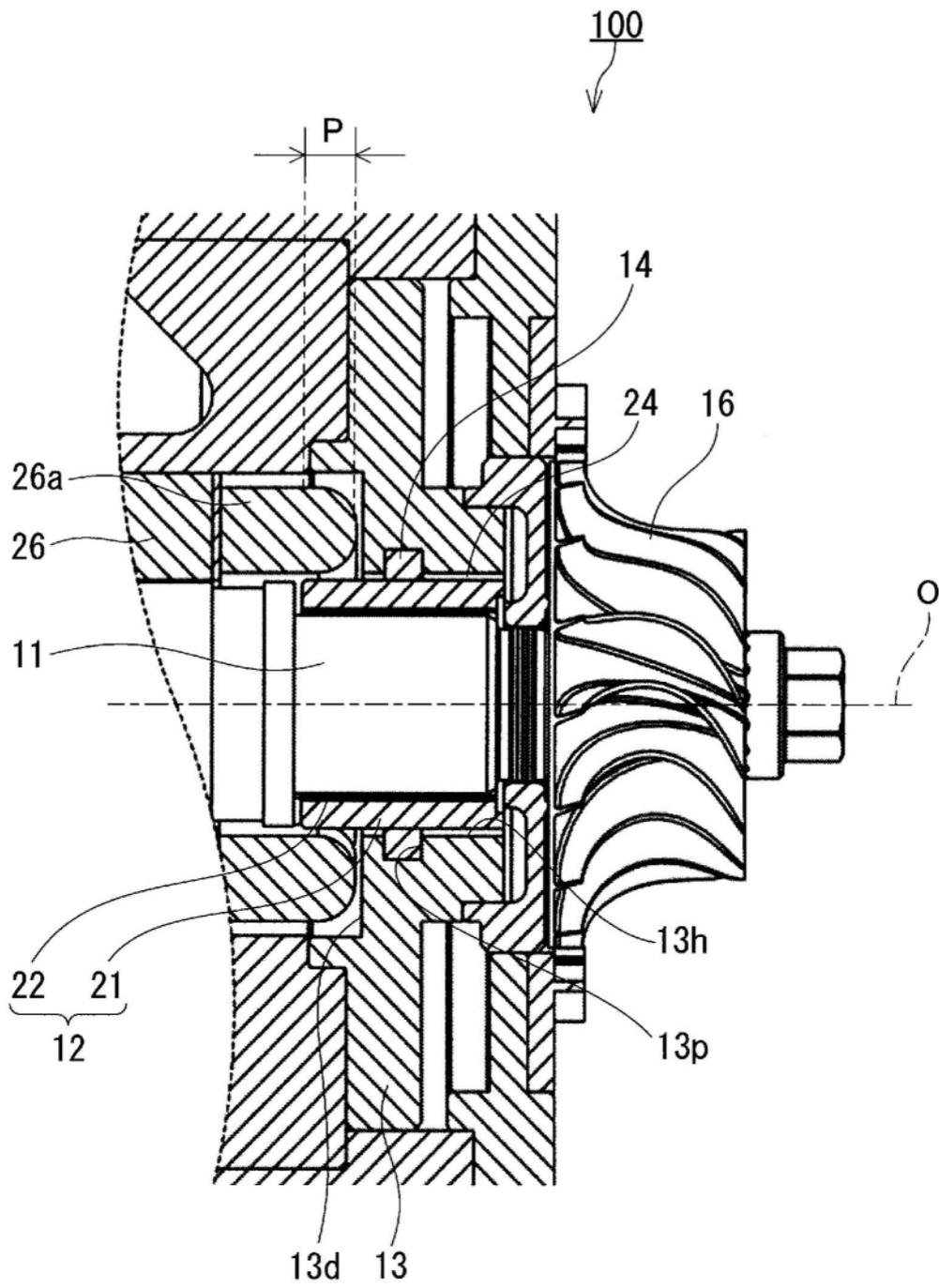


图1

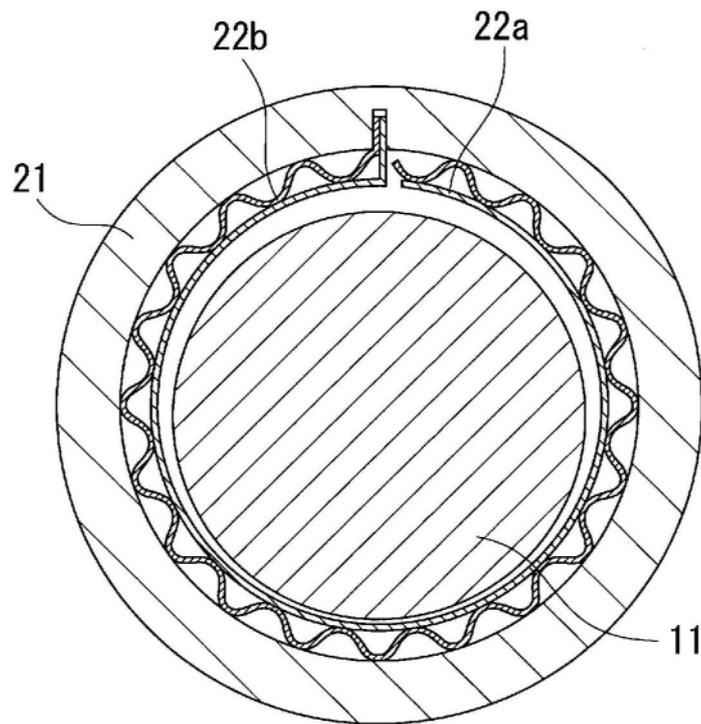


图2A

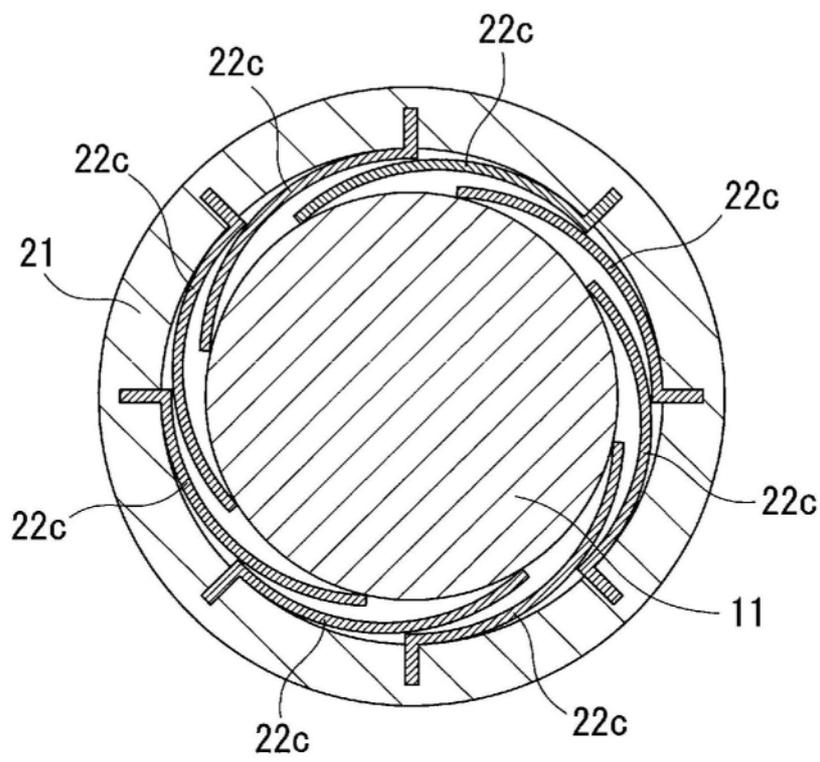


图2B

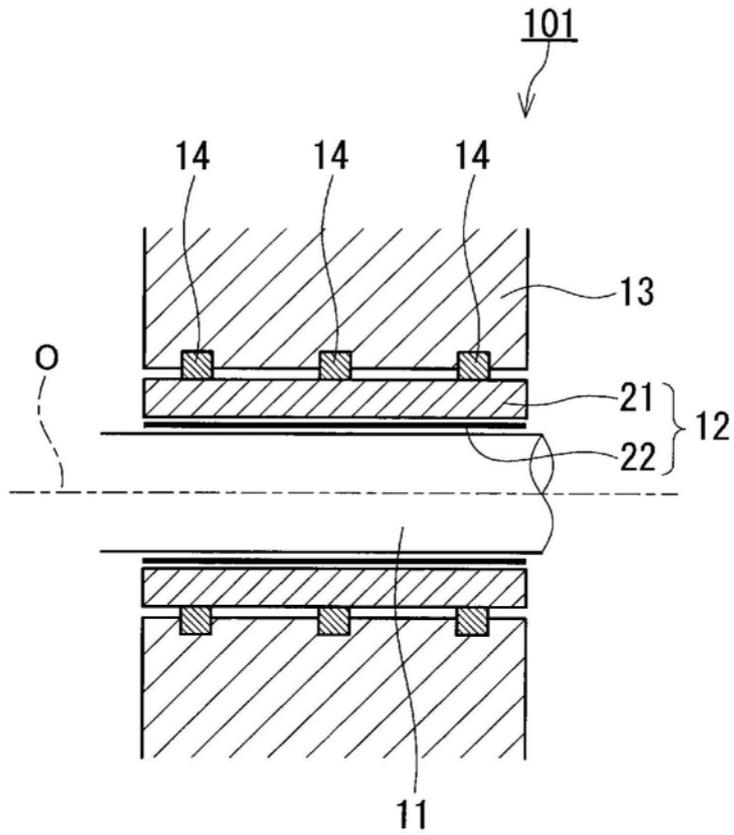


图3

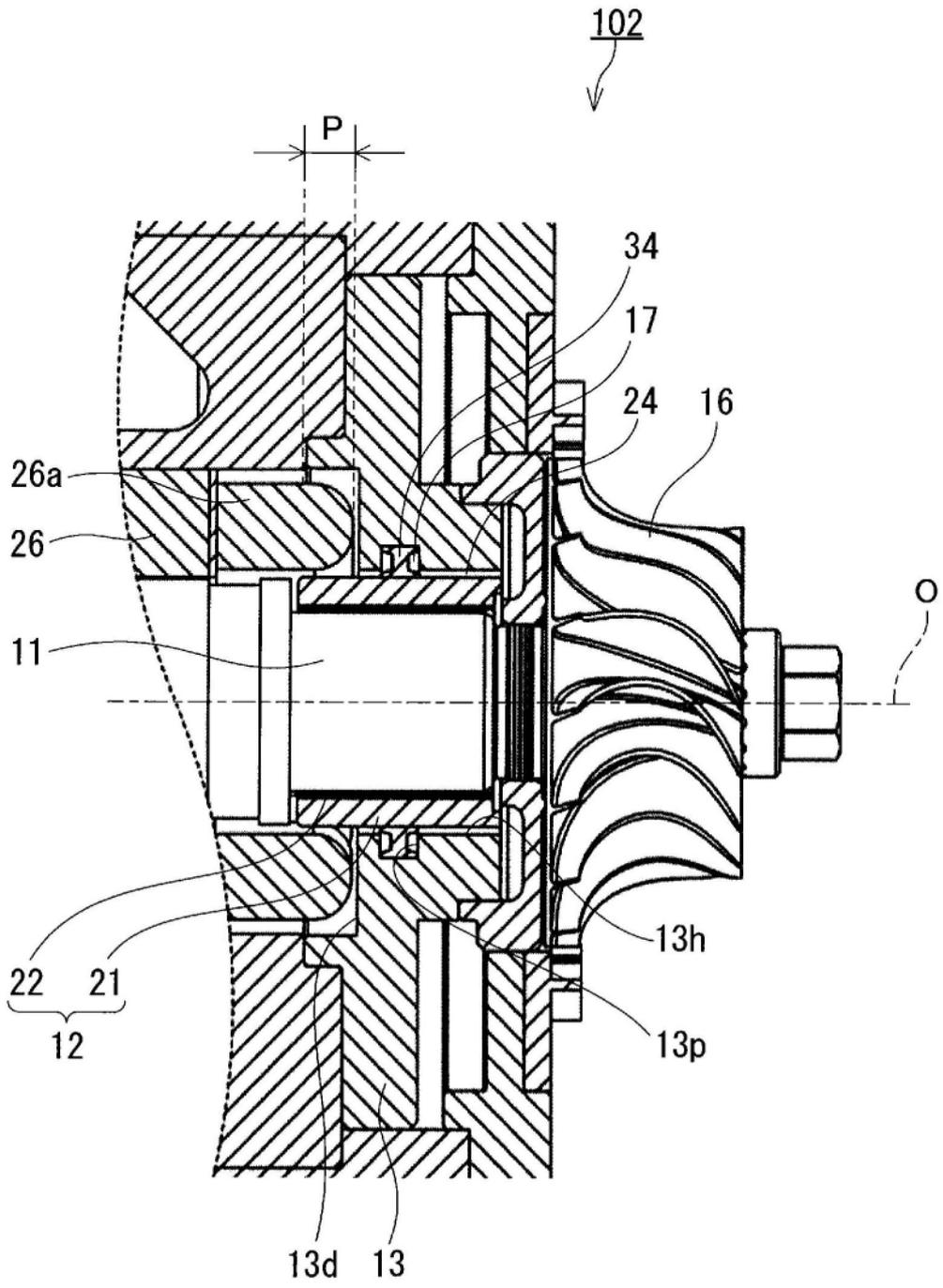


图4

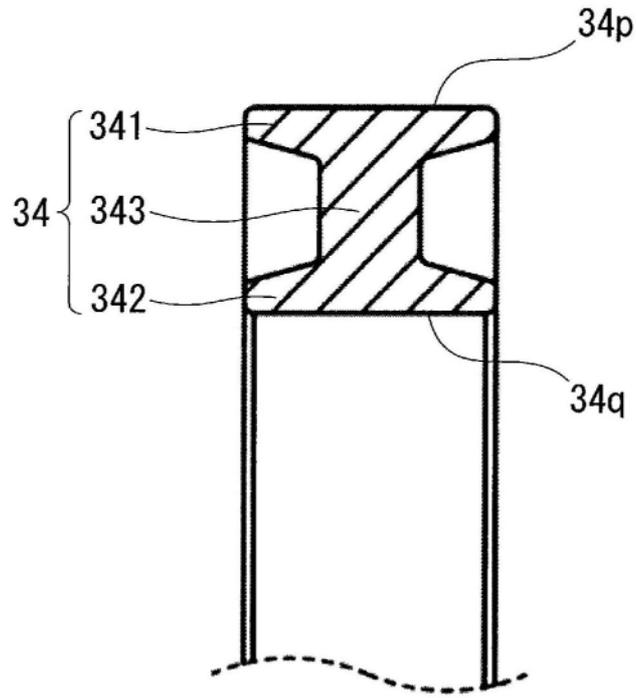


图5

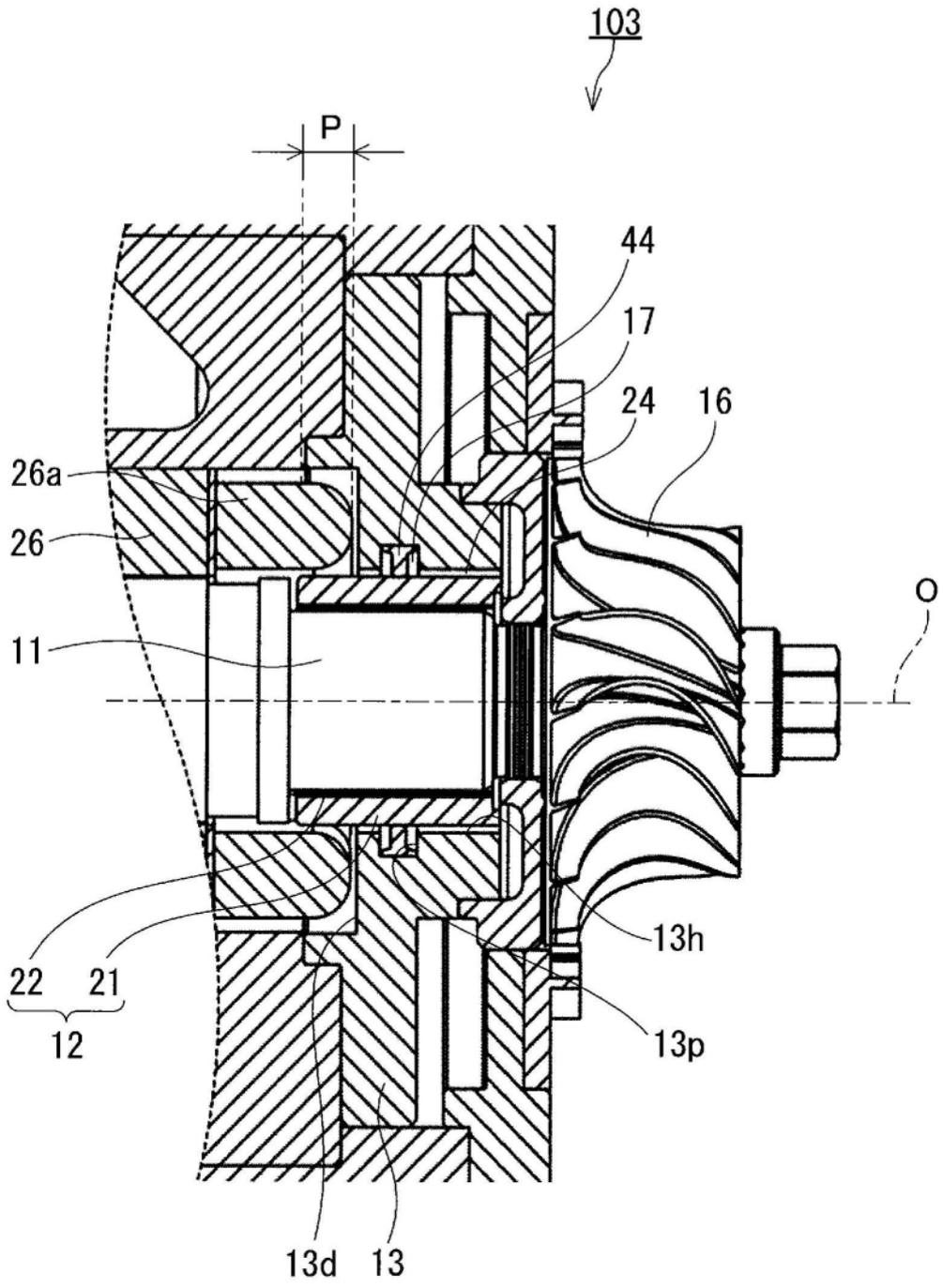


图6

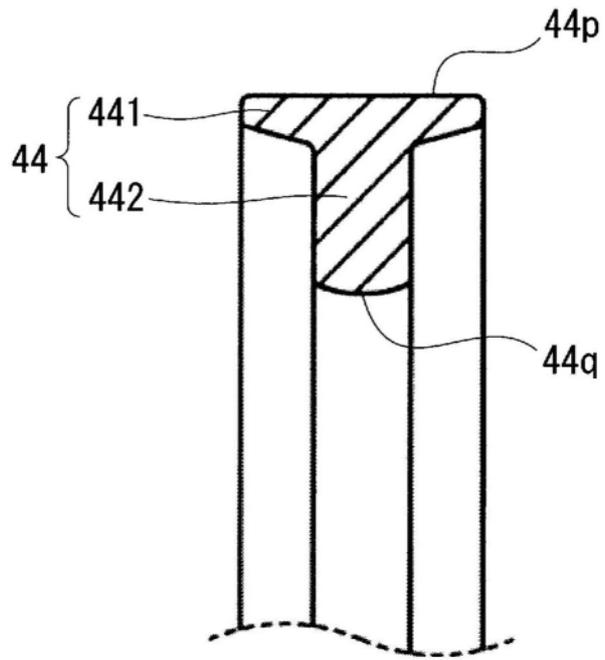


图7