



## (12)发明专利

(10)授权公告号 CN 103534460 B

(45)授权公告日 2017.02.22

(21)申请号 201280023223.9

(22)申请日 2012.06.22

(65)同一申请的已公布的文献号

申请公布号 CN 103534460 A

(43)申请公布日 2014.01.22

(30)优先权数据

2011-145796 2011.06.30 JP

(85)PCT国际申请进入国家阶段日

2013.11.14

(86)PCT国际申请的申请数据

PCT/JP2012/065999 2012.06.22

(87)PCT国际申请的公布数据

W02013/002141 JA 2013.01.03

(73)专利权人 三菱重工业株式会社

地址 日本东京都

(72)发明人 釜田惠太郎

(74)专利代理机构 中原信达知识产权代理有限  
责任公司 11219

代理人 苏卉 车文

(51)Int.Cl.

F02B 39/00(2006.01)

(56)对比文件

DE 102008000853 A1,2009.10.01,

JP 2009-167872 A,2009.07.30,

CN 1650091 A,2005.08.03,

JP 1-193409 A,1989.08.03,

审查员 颜胜

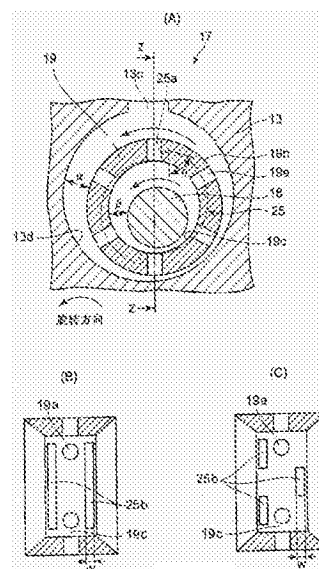
权利要求书1页 说明书8页 附图5页

(54)发明名称

涡轮增压器的轴承装置

(57)摘要

本发明的目的在于,在浮动衬套的内周面,在避开了将该浮动衬套的内外周面连通的供油孔的位置上设置挡接润滑油的流动而产生压力的受压部,从而使浮动衬套在低速旋转区域的早期随着转子轴而连动旋转,降低了低速旋转时的摩擦损失的,提高了涡轮增压器的低速旋转区域的增压压力,其特征在于,具备:轴承箱(13),具有涡轮增压器(1)的轴承部(13d);转子轴(16),贯通该轴承箱(13)的内部;及浮动衬套(19),设于轴承部(13d)与转子轴(16)之间,经由将外周面(19b)和内周面(19c)连通的供油孔(19a)而将润滑油供给到外周面(19b)和内周面(19c),在浮动衬套(19)的内周面(19c),在避免与供油孔(19a)连通的位置上设置挡接润滑油的流动而产生压力的受压部(25)。



1. 一种涡轮增压器的轴承装置,其特征在于,具备:

轴承箱,设于对向内燃机的燃烧室供给的气体进行加压的涡轮增压器的涡轮箱与压缩机箱之间,并具有轴承部;

涡轮转子的转子轴,贯通所述轴承箱的内部;及

浮动衬套,设于所述轴承部与所述转子轴之间,并设有将外周面与内周面连通的供油孔,将来自所述轴承箱的润滑油供给到所述外周面和所述内周面,

在所述浮动衬套的内周面,沿所述内周面且在避免与所述供油孔连通的位置上设置挡接润滑油的流动而产生压力的受压部,

所述受压部由以沿着所述转子轴的旋转方向延伸的方式形成的槽构成,

所述受压部形成为深度朝着所述转子轴的旋转方向变化的槽形,

所述槽形的宽度沿所述转子轴的旋转方向变窄。

2. 一种涡轮增压器的轴承装置,其特征在于,具备:

轴承箱,设于对向内燃机的燃烧室供给的气体进行加压的涡轮增压器的涡轮箱与压缩机箱之间,并具有轴承部;

涡轮转子的转子轴,贯通所述轴承箱的内部;及

浮动衬套,设于所述轴承部与所述转子轴之间,并设有将外周面与内周面连通的供油孔,将来自所述轴承箱的润滑油供给到所述外周面和所述内周面,

在所述浮动衬套的内周面,沿所述内周面且在避免与所述供油孔连通的位置上设置挡接润滑油的流动而产生压力的受压部,

所述受压部由以沿着所述转子轴的旋转方向延伸的方式形成的槽构成,

所述受压部以交错状配置于所述浮动衬套的宽度方向中心的两侧。

3. 根据权利要求1或2所述的涡轮增压器的轴承装置,其特征在于,

所述受压部沿着所述内周面的周向等间隔地配置有多个。

4. 根据权利要求1或2所述的涡轮增压器的轴承装置,其特征在于,

所述受压部为朝着所述转子轴的旋转方向变深的槽形,所述槽形的末端部构成受压面。

5. 根据权利要求4所述的涡轮增压器的轴承装置,其特征在于,

所述受压面与形成所述槽形的底面所成的角度 $\theta$ 形成为直角或锐角。

6. 根据权利要求1或2所述的涡轮增压器的轴承装置,其特征在于,

将所述浮动衬套相对于转子轴设为偏置轴承。

## 涡轮增压器的轴承装置

### 技术领域

[0001] 本发明涉及一种适合涡轮增压器等具有高速旋转轴的旋转机械的浮动衬套轴承。

### 背景技术

[0002] 浮动衬套轴承将浮动衬套以能够旋转的方式设于旋转轴与轴承箱之间的间隙中，将从轴承箱供给的加压后的润滑油供给到轴承箱内周面与浮动衬套的外周面之间，并且，通过设于浮动衬套的半径方向上的供油路径而供给到浮动衬套内周面与旋转轴之间的间隙中。

[0003] 并且，在通过形成于这些间隙中的润滑油膜的衰减效应来抑制旋转轴的振动的同时进行稳定的支承，且防止粘附。

[0004] 图7表示将涡轮增压器等高速旋转机械的旋转轴支承为能够旋转的浮动衬套轴承的详示图。

[0005] 图7中，涡轮增压器0100由一对叶轮0102a及0102b和将它们一体地连接的转子轴0104构成。浮动衬套轴承0110由轴承箱0112和设于该轴承箱0112与转子轴0104之间并将转子轴0104支承为能够旋转的浮动衬套0114构成。

[0006] 在轴承箱0112和浮动衬套0114上分别设有油路0116及0118。并且，润滑油从轴承箱0112通过油路0116及0118而被供给到轴承箱0112的内周面与浮动衬套0114的外周面之间的间隙及浮动衬套0114的内周面与转子轴0104之间的间隙中。

[0007] 浮动衬套0114被配置成能够旋转，由于与转子轴0104之间存在滑动阻力而以比转子轴0104慢的速度一起连动旋转。

[0008] 在这些间隙中由润滑油形成油膜，从而防止该间隙的滑动面上发生的粘附、损伤（磨损）。

[0009] 另外，在日本特开昭58-142014号公报（专利文献1）中公开有如下的技术：设置将浮动衬套的内外周面之间连通的供油路径，并在浮动衬套的外周面或内周面上形成与该供油路径连通的槽部，在该槽部的间隙中产生由润滑油形成的高的动压力，从而向浮动衬套的内外周面供给润滑油，防止内外周面的粘附、损伤。

[0010] 另外，在日本特开2007-46642号公报（专利文献2）中公开有如下的技术：在全浮动轴承的内周面和外周面的至少一方上设置螺旋槽，当全浮动轴承旋转时，通过设于内周面和外周面的至少一方上的螺旋槽，使得内周面及外周面所受到的来自流体（润滑油）的压力的分布沿轴向变化。通过该变化，全浮动轴承难以变为稳定状态，来抑制自激振动。

[0011] 专利文献1：日本特开昭58-142014号公报

[0012] 专利文献2：日本特开2007-46642号公报

### 发明内容

[0013] 在专利文献1中，与将浮动衬套的内外周面之间连通的供油路径连通的槽部设于外周面或内周面上，通过润滑油的动压力来消除润滑油的不足。

[0014] 另外,在专利文献2中,通过在全浮动轴承的内周面和外周面的至少一方上设置螺旋槽的结构,抑制全浮动轴承的自激振动。

[0015] 因此,在这些专利文献1、2中未公开在低速旋转区域的早期随着转子轴连动旋转而降低低速旋转时的摩擦损失的结构。

[0016] 因此,本发明鉴于上述问题而作出,其目的在于,通过在浮动衬套的内周面、在避开了将该浮动衬套的内外周面连通的供油孔的位置上设置挡接润滑油的流动而产生压力的受压部,从而使浮动衬套在低速旋转区域的早期随着转子轴而连动旋转,降低了低速旋转时的摩擦损失,提高了涡轮增压器的低速旋转区域的增压压力。

[0017] 本发明用于实现上述目的,其特征在于,具备:

[0018] 轴承箱,设于对向内燃机的燃烧室供给的气体进行加压的涡轮增压器的涡轮箱与压缩机箱之间,并具有轴承部;

[0019] 涡轮转子的转子轴,贯通该轴承箱的内部;及

[0020] 浮动衬套,设于上述轴承部与上述转子轴之间,并设有将外周面与内周面连通的供油孔,将来自上述轴承箱的润滑油供给到上述外周面和上述内周面,

[0021] 在上述浮动衬套的内周面,沿该内周面且在避免与上述供油孔连通的位置上设置挡接润滑油的流动而产生压力的受压部。

[0022] 在上述发明中,由于在浮动衬套的内周面上设置受压部,所以在转子轴的低速旋转区域,能够在早期使浮动衬套随着转子轴而连动旋转,降低转子轴的旋转摩擦阻力,提高涡轮增压器的低速旋转区域的增压压力。

[0023] 另外,本发明中优选为,上述受压部可以沿着上述内周面的周向等间隔地配置多个。

[0024] 通过这样的结构,使浮动衬套所产生的旋转力在周向上平衡,减小浮动衬套的连动旋转的旋转力的变动,从而抑制浮动衬套的旋转噪音、转速不均的发生。

[0025] 另外,本发明中优选为,上述受压部可以形成为避开上述供油孔而深度朝着上述转子轴的旋转方向变化的槽形。

[0026] 通过这样的结构,使受压部的槽的底面深度变化,从而润滑油冲击到与润滑油的旋转相向的斜面(或垂直面)上,生成浮动衬套的旋转力,即使在涡轮增压器的低速旋转区域,也能够容易地使浮动衬套开始旋转。

[0027] 另外,本发明中优选为,上述受压部可以是避开上述供油孔而朝着上述转子轴的旋转方向变深的槽形,该槽形的末端部构成受压面,另外,上述受压面与形成上述槽形的底面所成的角度 $\theta$ 形成为直角或锐角。

[0028] 通过这样的结构,上述受压部形成为随着在旋转方向上前进而变深的槽形,所以润滑油沿转子轴的旋转平滑地被导入于槽形部,所以能够抑制气泡等的产生,消除浮动衬套的转速不均(由气泡引起的旋转阻力),并在受压面高效地产生压力,即使在涡轮增压器的低速旋转区域,也能够容易地使浮动衬套开始旋转。

[0029] 另外,由于受压面与形成上述槽形的底面所成的角度 $\theta$ 形成为直角或锐角,所以冲击到受压面上的润滑油难以逸出到转子轴与浮动衬套之间的间隙中,即使在转子轴的低速旋转区域,也能够有效地获得浮动衬套的旋转起动力。

[0030] 另外,本发明中优选为,上述槽形的宽度可以沿上述转子轴的旋转方向变窄。

[0031] 通过这样的结构,槽形的宽度沿旋转方向变窄,所以在润滑油到达受压面之前,在槽形部分与转子轴之间的压力升高,受压面的压力变得更高,所以即使在涡轮增压器的低速旋转区域,也能够容易地使浮动衬套开始旋转。

[0032] 另外,本发明中优选为,上述受压部以交错状配置于上述浮动衬套的宽度方向中心的两侧。

[0033] 通过这样的结构,能够配置多个浮动衬套的受压面,在转子轴的低速旋转区域,浮动衬套的旋转起动力变高,并且与将受压部配置成同相位(相对于中心为单侧)的情况相比,能够防止转子轴和浮动衬套之间的轴承面积变小,使轴支承稳定。

[0034] 另外,本发明中优选为,上述浮动衬套相对于转子轴而设为偏置轴承。

[0035] 通过这样的结构,在内周面与转子轴之间或外周面与轴承箱之间的至少一方,内周面与转子轴之间的间隙或外周面与轴承箱之间的间隙根据径向的朝向而变化(不同),所以该间隙中所形成的油膜的弹簧常数及衰减特性也根据径向的朝向而变化,能够实现难以产生油膜振荡(自激振动)的旋转轴系统。

[0036] 因此,能够在早期使浮动衬套随着转子轴而连动旋转,降低了涡轮增压器的低速旋转区域的摩擦损失,并且能够实现高速旋转区域的转子轴的稳定轴支承。

[0037] 发明效果

[0038] 根据本发明,由于在浮动衬套的内周面设有受压部,所以在转子轴的低速旋转区域,能够在早期使浮动衬套随着转子轴而连动旋转,降低转子轴的旋转摩擦阻力,提高涡轮增压器的低速旋转区域的增压压力。

## 附图说明

[0039] 图1是表示本发明的第一实施方式的涡轮增压器的轴承装置的放大剖视图。

[0040] 图2(A)表示第一实施方式的浮动衬套轴承的概略图,图2(B)表示图2(A)的Z-Z向视图,图2(C)表示图2(B)的变形例。

[0041] 图3表示第一实施方式的浮动衬套轴承的内周面局部放大立体图。

[0042] 图4表示第二实施方式的浮动衬套轴承的概略图。

[0043] 图5(A)表示第三实施方式的浮动衬套轴承的概略图,图5(B)表示图5(A)的Y-Y向视图。

[0044] 图6表示第四实施方式的浮动衬套轴承的概略图。

[0045] 图7表示现有技术的说明图。

## 具体实施方式

[0046] (第一实施方式)

[0047] 图1表示实施本发明的对涡轮增压器的高速旋转以可旋转的方式进行支承的浮动衬套轴承的详示图。

[0048] 图1中,涡轮增压器1由以下部分构成:由内燃机(以后称作“发动机”)的排气所驱动的排气涡轮14;覆盖该排气涡轮14的涡轮箱11;通过排气涡轮14的驱动力对向发动机供给的气体进行加压的压缩机叶轮15;覆盖该压缩机叶轮15的压缩机箱12;将排气涡轮14与压缩机叶轮15一体地连接的转子轴16;设于涡轮箱11与压缩机箱12之间并对该转子轴16进

行轴支承的轴承箱13;承受转子轴16的轴向载荷的推力轴承16b;及对应于从压缩机叶轮15侧利用连接部件(省略图示)进行的紧固而对该压缩机叶轮15进行定位的套筒16c。

[0049] 在轴承箱13上配置有对该转子轴16的压缩机叶轮15侧进行轴支承的第一浮动衬套轴承17和对排气涡轮14侧进行轴支承的第二浮动衬套轴承18。

[0050] 第一浮动衬套轴承17由形成于轴承箱13的轴承部13d和内嵌于该轴承部13d并在内部配置有转子轴16的第一浮动衬套19构成。

[0051] 第一浮动衬套19形成环状,并配置有从外周面贯通到内周面的供油孔19a。

[0052] 另外,第二浮动衬套轴承18由形成于轴承箱13的轴承部13d和内嵌于该轴承部13d并在内部配置有转子轴16的第二浮动衬套20构成。

[0053] 第二浮动衬套20形成环状,并配置有从外周面贯通到内周面的供油孔20a。

[0054] 润滑油通过与轴承箱13的连接口13a连接的配管(省略图示)被输送到浮动衬套轴承17和18。

[0055] 压缩机侧润滑油路13c成为从连接口13a以直线状向第一浮动衬套轴承17侧倾斜的油路。输送到第一浮动衬套轴承17侧的润滑油也被输送到第一浮动衬套轴承17和该第一浮动衬套轴承17与推力轴承16b之间,对该部分进行润滑和冷却。

[0056] 另一方面,涡轮侧润滑油路13b成为从连接口13a以直线状向第二浮动衬套轴承18侧倾斜的油路。输送到第二浮动衬套轴承18侧的润滑油也被输送到第二浮动衬套轴承18和转子轴16的排气涡轮14侧的扩径部,对该部分进行润滑和冷却。

[0057] 并且,输送到第一浮动衬套轴承17的润滑油填满轴承部13d与第一浮动衬套19之间的间隙,通过从第一浮动衬套19的外周侧贯通到内周侧的供油孔19a而被供给到第一浮动衬套19与转子轴16的轴支承部16a之间。

[0058] 并且,输送到第二浮动衬套轴承18的润滑油填满轴承部13d与第二浮动衬套20之间的间隙,通过从第二浮动衬套20的外周侧向内周侧贯通的供油孔20a而被供给到第二浮动衬套20与转子轴16的轴支承部16a之间。

[0059] 并且,形成了浮动衬套19、20和转子轴16分别由润滑油而相对于轴承箱13进行浮动支承的结构。

[0060] 另外,为了避免说明的混乱,与第一浮动衬套轴承17(所包含的第一浮动衬套19)和第二浮动衬套轴承18(所包含的第二浮动衬套20)是否形成相同形状无关地进行了说明。

[0061] 因此,以后以“第一浮动衬套轴承17”作为“浮动衬套轴承17”、并且以“第一浮动衬套19”作为“浮动衬套19”进行说明。

[0062] 图2表示本发明的浮动衬套轴承17,基于图2进行说明。

[0063] 图2(A)表示第一实施方式的浮动衬套轴承的概略图,图2(B)表示图2(A)的Z-Z向视图,图2(C)表示图2(B)的变形例。

[0064] 构成浮动衬套轴承17的浮动衬套19配置成:在轴承箱13的轴承部13d与浮动衬套19的外周面19b之间具有用于形成油膜的间隙 $\alpha$ 。

[0065] 在浮动衬套19的内周面19c与转子轴16的轴支承部16a之间具有用于形成油膜的间隙 $\beta$ 而进行间隙配合。

[0066] 润滑油通过轴承箱13内的压缩机侧润滑油路13c(涡轮侧润滑油路13b也同样)而被压送到这些间隙 $\alpha$ 、 $\beta$ 中。

[0067] 润滑油在填满间隙 $\alpha$ 的同时,通过浮动衬套19的供油孔19a而填满浮动衬套19的内周面19c与轴支承部16a之间的间隙 $\beta$ ,转子轴16由润滑油支承为浮起的状态。

[0068] 并且,在浮动衬套19的内周面19c上,沿转子轴16的旋转方向且在避免与供油孔19a连通的位置上,沿着周向等间隔地设有两处挡接润滑油的流动而产生压力的受压部25。

[0069] 如图3所示,受压部25由槽25b构成,朝着转子轴16的旋转方向,该槽25b的底面25c从浮动衬套19的内周面19c向受压面25a平滑地变深(向径向)。

[0070] 并且,受压部25避开供油孔19a而沿内周面配置。

[0071] 另外,图3中受压部25配置于供油孔19a的侧部的其中一侧,但是也可以以供油孔19a为中心而设于两侧(参照图2(B))。

[0072] 另外,在本实施方式中,受压面25a与槽25b的底面25c所成的角度 $\theta$ 形成成为直角或锐角。

[0073] 因此,浮动衬套19中,由于在内周面19c上沿着周向等间隔地配置有两处受压部,所以能够使浮动衬套19所产生的旋转力在周向上平衡,减小浮动衬套连动旋转的旋转力的变动,从而抑制浮动衬套的旋转噪音、转速不均的产生。

[0074] 另外,由于受压部25形成为随着在旋转方向上前进而变深的槽形,所以润滑油沿转子轴的旋转而被平稳地导入于槽形部,所以能够抑制气泡(气蚀)等的产生,能够消除浮动衬套的转速不均(由气泡引起的旋转阻力),使润滑油的动压力作用于受压面25a而高效地提高压力。

[0075] 另外,由于受压面25a与槽25b的底面25c所成的角度 $\theta$ 形成成为直角或锐角,所以具有如下的效果:由受压面25a挡接住的润滑油难以逸出到转子轴16与浮动衬套19之间的间隙中,即使在转子轴16的低速旋转区域,浮动衬套19的旋转起动力也容易变高。

[0076] 另外,将槽25b的宽度W设为恒定,但若宽度W朝着旋转方向变窄,则在润滑油到达受压面25a之前,在槽形部分与转子轴之间的压力提高,受压面25a的压力变得更高,所以能够进一步增大浮动衬套19的旋转作用力。

[0077] 另外,在本实施方式中,沿着周向等间隔地配置有两处受压部25,但是也可以缩短受压部25的周向上的长度而将受压部25以交错状配置于两侧(图2(c))。

[0078] 在这种情况下,浮动衬套的受压面增多,在转子轴的低速旋转区域,浮动衬套的旋转起动力变高,并且与将受压部配置成同相位的情况相比,能够防止转子轴与浮动衬套的轴承面积变小,使轴支承稳定。

[0079] (第二实施方式)

[0080] 图4表示本发明的第二实施方式的浮动衬套轴承的概略形状。

[0081] 另外,本实施方式中除了浮动衬套的形状以外是相同的,所以省略涡轮增压器1的整体结构的说明,相同的结构标注相同的附图标记并省略说明,仅说明浮动衬套的形状。

[0082] 图4表示浮动衬套轴承21的概略形状,构成浮动衬套轴承21的浮动衬套22配置成,在轴承箱13的轴承部13d与浮动衬套22的外周面22b之间具有用于形成油膜的间隙 $\alpha$ 。

[0083] 在浮动衬套22的内周面22c与转子轴16的轴支承部16a之间具有用于形成油膜的间隙 $\beta$ 而进行间隙配合。

[0084] 润滑油通过轴承箱13内的压缩机侧润滑油路13c(涡轮侧润滑油路13b也同样)而被压送到这些间隙 $\alpha$ 、 $\beta$ 中。

[0085] 润滑油在填满间隙 $\alpha$ 的同时,通过浮动衬套22的供油孔22a而填满浮动衬套22的内周面22c与轴支承部16a之间的间隙 $\beta$ ,转子轴16由润滑油的油膜支承为浮起的状态。

[0086] 并且,在浮动衬套22的内周面22c上,沿转子轴16的旋转方向且在避免与供油孔22a连通的位置上,沿着周向等间隔地设有两处挡接润滑油的流动而产生压力的受压部23。

[0087] 如图4所示,受压部23形成如下的槽23a,朝着转子轴16的旋转方向,该槽23a的受压面即底面23b沿旋转方向而向浮动衬套22的内周面22c平滑地变浅(向径向)。

[0088] 底面23b使润滑油与变浅的倾斜面抵接而产生旋转方向上的作用力。

[0089] 并且,受压部23即槽23a以供油孔22a为中心如图2(B)所示地配置于两侧。

[0090] 另外,将槽23a的宽度W设为恒定,但是若宽度W朝着旋转方向变窄,则能够进一步增大浮动衬套22的旋转作用力。

[0091] 因此,由于浮动衬套22在内周面22c上沿着周向等间隔地配置有两处受压部23,所以能够使浮动衬套22所产生的旋转力在周向上平衡,减小浮动衬套19的连动旋转的旋转力的变动,从而抑制浮动衬套的旋转噪音、转速不均的产生。

[0092] 另外,由于受压部23形成为随着在旋转方向上前进而变浅的槽形,所以润滑油与倾斜面抵接而产生旋转方向上的作用力。

[0093] (第三实施方式)

[0094] 图5(A)表示本发明的第三实施方式的浮动衬套轴承26的概略形状,图5(B)表示图5(A)的Y-Y向视图。

[0095] 另外,本实施方式中除了浮动衬套的形状以外是相同的,所以省略涡轮增压器1的整体结构的说明,相同的结构标注相同的附图标记并省略说明,仅说明浮动衬套的形状。

[0096] 如图5(A)所示,构成浮动衬套轴承26的浮动衬套27配置成,在轴承箱13的轴承部13d与浮动衬套27的外周面27b之间具有用于形成油膜的间隙 $\alpha$ 。

[0097] 在浮动衬套27的内周面27c与转子轴16的轴支承部16a之间具有用于形成油膜的间隙 $\beta$ 而进行间隙配合。

[0098] 润滑油通过轴承箱13内的压缩机侧润滑油路13c(涡轮侧润滑油路13b也同样)而被压送到这些间隙 $\alpha$ 、 $\beta$ 中。

[0099] 润滑油在填满间隙 $\alpha$ 的同时,通过浮动衬套27的供油孔27a而填满浮动衬套27的内周面27c与轴支承部16a之间的间隙 $\beta$ ,转子轴16由润滑油支承为浮起的状态。

[0100] 并且,如图5(A)所示,在浮动衬套27的内周面27c上,沿该内周面27c且在供油孔27a的周向之间设有受压部28。

[0101] 受压部28由在周向上深度基本相同的槽28a形成。

[0102] 各槽28的周向的壁面28c与底面28b所成的角度 $\theta$ 形成为直角或锐角。受压部28使润滑油与图5(A)的旋转方向侧的壁面28c抵接,生成浮动衬套27的连动旋转力。

[0103] 另外,在图5(B)中,在供油孔27a与供油孔27a之间配置有受压部28,但是也可以以供油孔27a为中心而设于两侧,也可以将两者合并。

[0104] 另外,将槽25b的宽度W设为恒定,但是若宽度W朝着旋转方向变窄,则能够进一步增大浮动衬套27的旋转作用力。

[0105] 因此,由于浮动衬套27在供油孔27a与供油孔27a之间配置有多个受压部28,所以具有即使在转子轴16的低速旋转区域,浮动衬套27的旋转起动力也容易变高这一效果。



[0106] (第四实施方式)

[0107] 图6是本发明的第四实施方式的浮动衬套的放大剖视图。

[0108] 另外,本实施方式中除了浮动衬套的形状以外是相同的,所以省略涡轮增压器1的整体结构的说明,相同的结构标注相同的附图标记并省略说明,仅说明浮动衬套的形状。

[0109] 构成浮动衬套轴承30的浮动衬套31配置成,在轴承箱13的轴承部13d与浮动衬套31的外周面31b之间具有用于形成油膜的间隙 $\alpha$ 。

[0110] 在浮动衬套31的内周面31a与转子轴16的轴支承部16a之间具有用于形成油膜的间隙 $\beta$ 而进行间隙配合。

[0111] 润滑油通过轴承箱13内的压缩机侧润滑油路13c(涡轮侧润滑油路13b也同样)而被压送到这些间隙 $\alpha$ 、 $\beta$ 中。

[0112] 润滑油在填满间隙 $\alpha$ 的同时,通过浮动衬套19的供油孔31c而填满浮动衬套19的内周面19c与轴支承部16a之间的间隙 $\beta$ ,转子轴16由润滑油支承为浮起的状态。

[0113] 浮动衬套31的内周面31a形成为具有两处圆弧半径R的中心(C1、C2)的多圆弧状(如图6所示,浮动衬套轴承30的径向上的壁厚发生变化)。

[0114] 因此,具有浮动衬套31相对于转子轴16偏置配置的位置关系。

[0115] 另外,在本实施方式中,将浮动衬套31的内周面31a形成为多圆弧状,但是也可以将浮动衬套31的外周面31b形成为多圆弧状,或者将内周面和外周面形成为多圆弧状,也能够获得同样的效果。

[0116] 并且,在浮动衬套31的内周面31a上,沿转子轴16的旋转方向且在避免与供油孔31c连通的位置上,沿着周向等间隔地设有两处挡接润滑油的流动而产生压力的受压部32。

[0117] 受压部32形成了槽32d,沿着转子轴16的旋转方向,槽32d的底面32c从浮动衬套31的内周面31a向第一受压面32a平滑地变深(径向)。

[0118] 并且,对于形成槽32d的壁部,将从该壁部的起点P起至该起点P与受压面25a之间的中间部、且至槽32d的深度方向(浮动衬套31的径向)的中间部为止的部分去除,而形成了周向的第二受压面32b。

[0119] 另外,第二受压面32b与上述去除一部分而成的槽32d的壁面的厚度面所成的角度 $\theta_2$ 形成为直角或锐角,浮动衬套31的旋转起动力容易变高。

[0120] 由此,除了第一受压面32a之外,还设置了第二受压面32b,从而进一步增大了使浮动衬套31在转子轴16的低速旋转区域随着转子轴16而连动旋转的起动力,进一步提高了涡轮增压器在低速旋转区域的性能。

[0121] 另外,在内周面31a与转子轴16之间或外周面31b与轴承箱13之间的至少一方,内周面31a与转子轴16之间的间隙根据径向的朝向、或外周面31b与轴承箱13之间的间隙根据径向的朝向而变化(不同),所以该间隙中所形成的油膜的弹簧常数及衰减特性也根据径向的朝向而变化,能够实现难以产生油膜振荡(自激振动)的旋转轴系统。

[0122] 因此,能够在早期使浮动衬套31随着转子轴16而连动旋转,降低了涡轮增压器的低速旋转区域的摩擦损失,并实现高速旋转区域的转子轴16的稳定轴支承。

[0123] 另外,在本实施方式的情况下,浮动衬套31的内周面31a的形状设为圆弧沿转子轴16的旋转方向而壁厚变小的形状,但是即使设为圆弧沿转子轴16的旋转方向而壁厚变大的形状也能够获得同样的效果。

[0124] 因此,从转子轴16的转速较低的时候开始产生浮动衬套31的连动旋转,从而即使涡轮增压器1处于低速旋转区域,也能够减小浮动衬套31和转子轴16的旋转阻力,获得低速区域的涡轮增压器1的增压压力提高的效果,并且能够通过将浮动衬套31设为偏置轴承而使高速区域的转子轴16的轴支承稳定。

[0125] 根据本发明,在内周面19c与转子轴16的轴支承部16a之间或外周面与轴承箱之间的至少一方,内周面与转子轴之间的间隙或外周面与轴承箱之间的间隙根据径向的朝向而变化(不同),所以该间隙中所形成的油膜的弹簧常数及衰减特性也根据径向的朝向而变化,能够实现难以产生油膜振荡(自激振动)的旋转轴系统。

[0126] 因此,能够在早期使浮动衬套随着转子轴而连动旋转,降低涡轮增压器的低速旋转区域的摩擦损失,增大旋转作用力,并且能够实现高速旋转区域的转子轴的稳定轴支承。

[0127] 工业实用性

[0128] 根据本发明,由于在浮动衬套的内周面设有受压部,所以在转子轴的低速旋转区域,能够在早期使浮动衬套随着转子轴而连动旋转,降低转子轴的旋转摩擦阻力,增大低速旋转区域的旋转作用力,所以能够适用于涡轮增压器等旋转机械。

[0129] 附图标记说明

[0130] 1 涡轮增压器

[0131] 11 涡轮箱

[0132] 12 压缩机箱

[0133] 13 轴承箱

[0134] 13a连接口

[0135] 13b、13c润滑油路

[0136] 13d轴承部

[0137] 14 排气涡轮

[0138] 15 压缩机叶轮

[0139] 16 转子轴

[0140] 16a轴支承部

[0141] 17、21、26、30第一浮动衬套轴承(浮动衬套轴承)

[0142] 18 第二浮动衬套轴承

[0143] 19、22、27、31第一浮动衬套(浮动衬套)

[0144] 19a、20a、22a、27a供油孔

[0145] 19b外周面

[0146] 19c内周面

[0147] 20 第二浮动衬套

[0148] 23、25、28、32受压部

[0149] 25a受压面

[0150] 25b槽

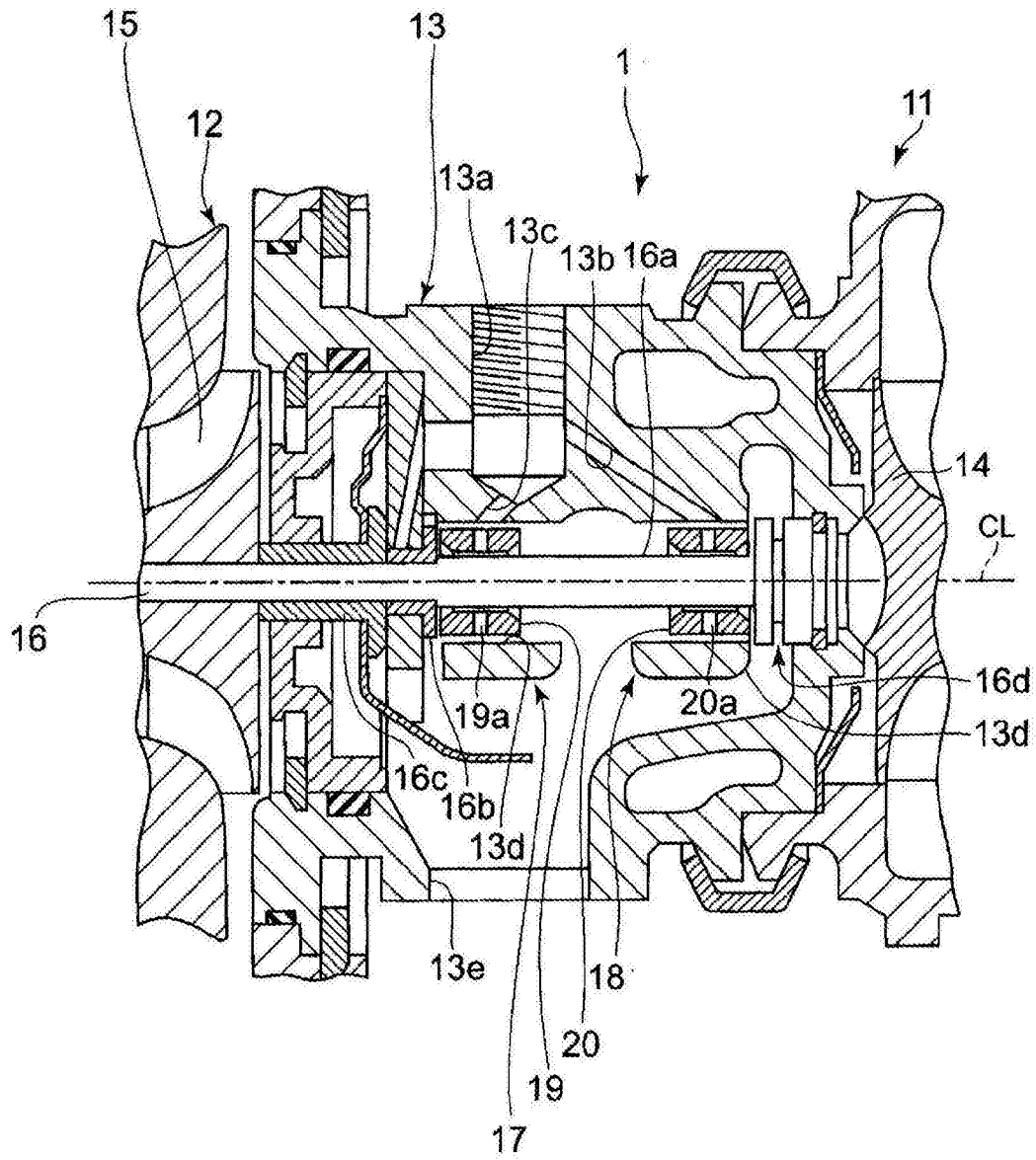


图1

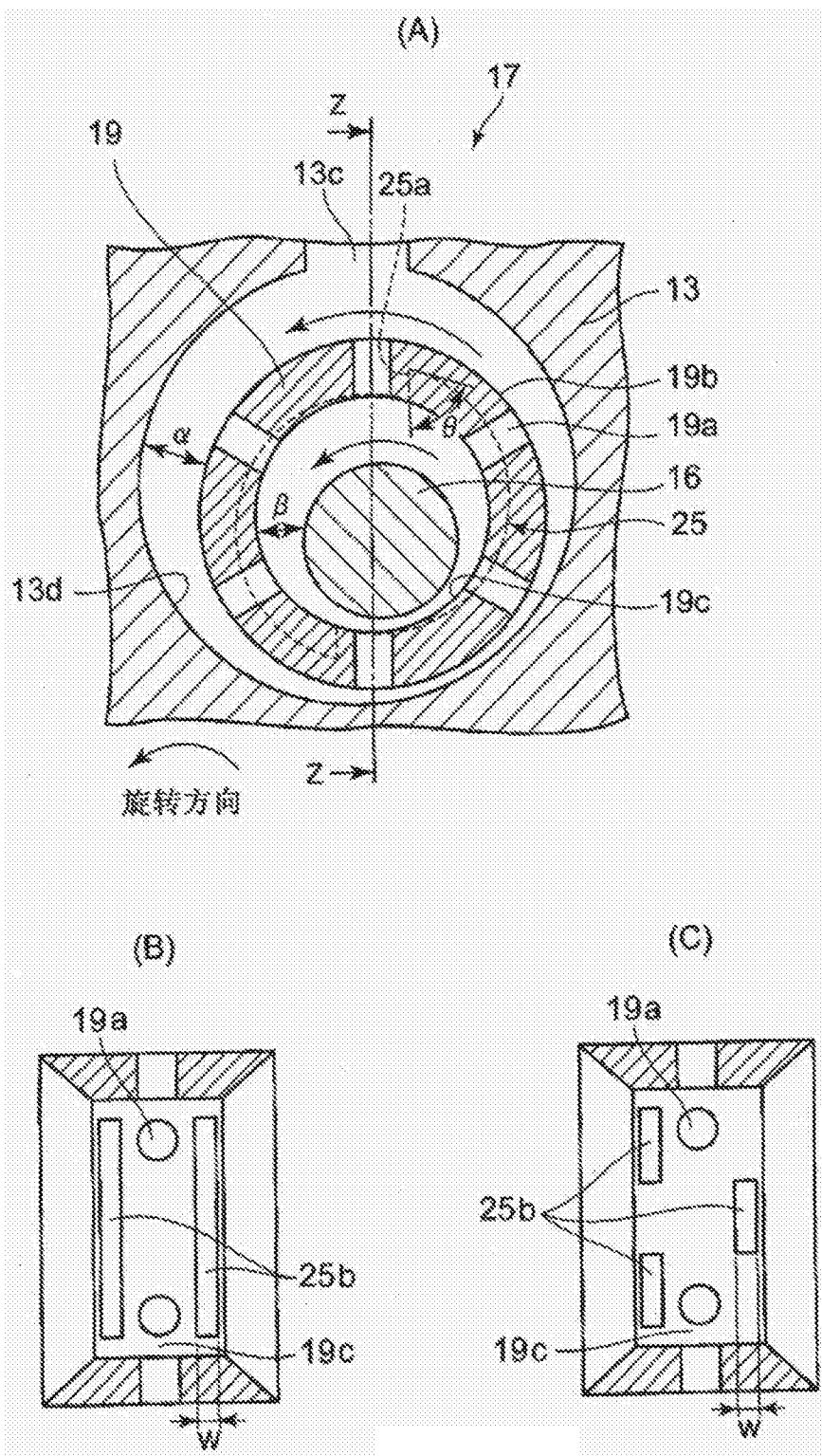


图2

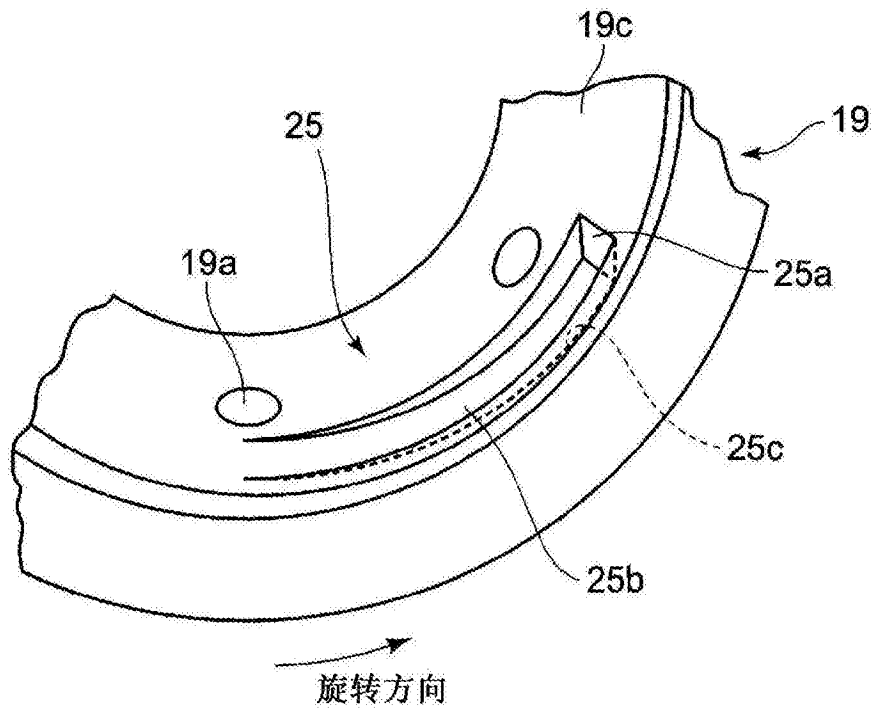


图3

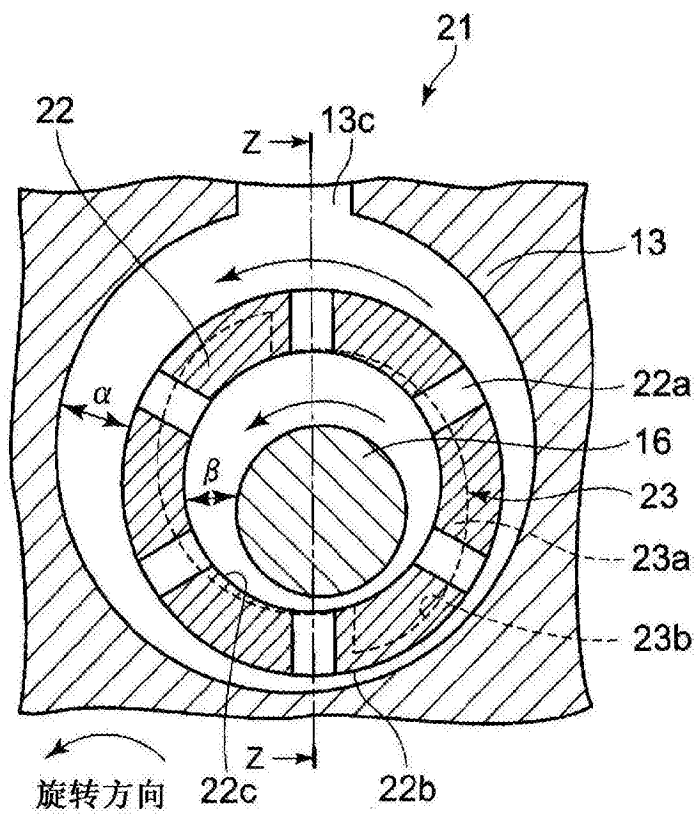


图4

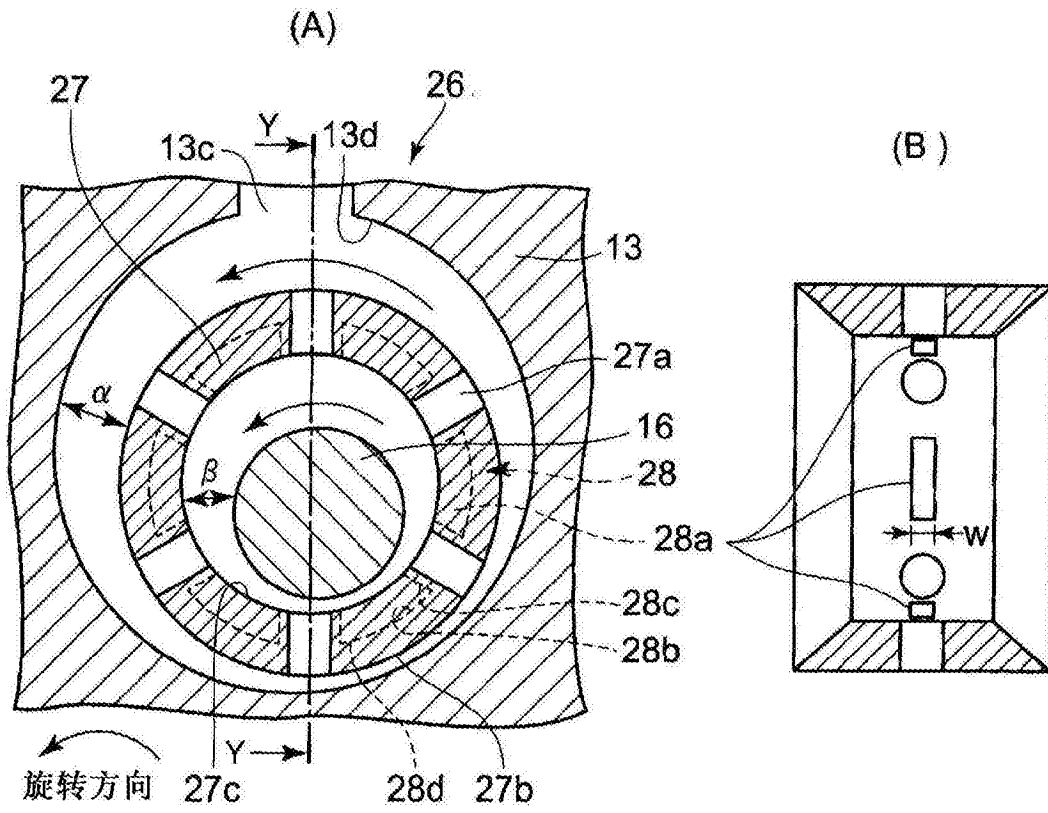


图5

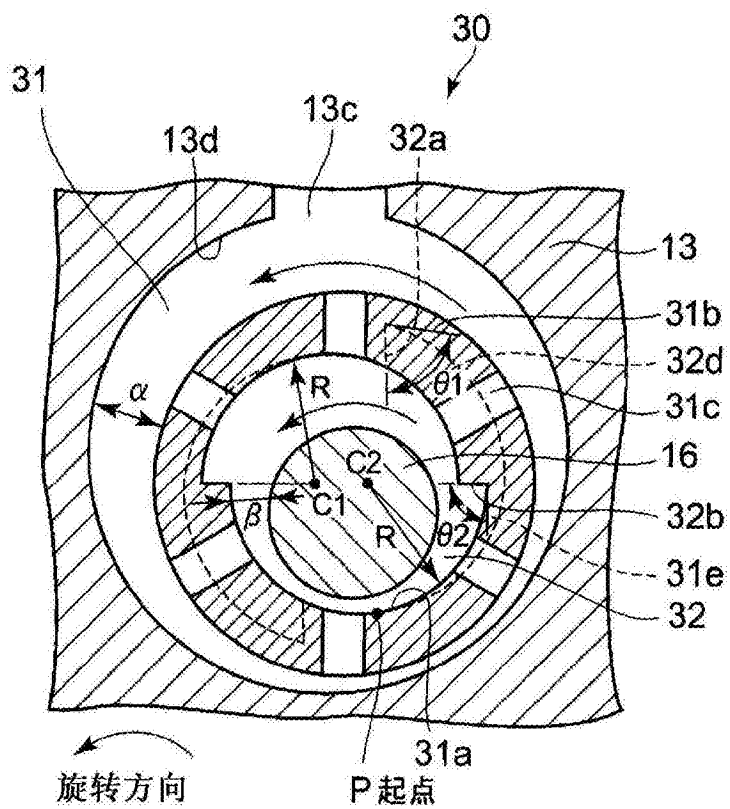


图6

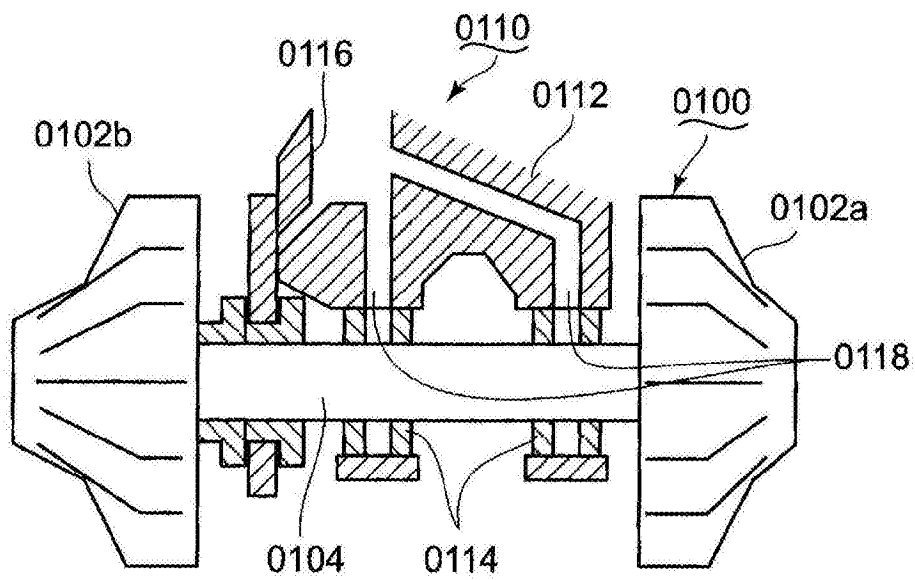


图7