



(12) 发明专利申请

(10) 申请公布号 CN 104675702 A

(43) 申请公布日 2015.06.03

(21) 申请号 201410708297.7

(22) 申请日 2014.11.28

(30) 优先权数据

2013-246426 2013.11.28 JP

(71) 申请人 三菱电机株式会社

地址 日本东京都

(72) 发明人 井柳友宏 前山英明 服部直隆

(74) 专利代理机构 北京集佳知识产权代理有限公司 11227

代理人 李洋 王培超

(51) Int. Cl.

F04C 18/356(2006.01)

F04C 29/12(2006.01)

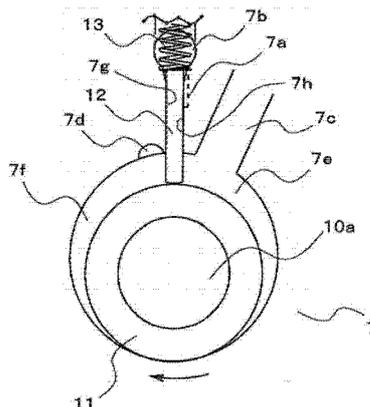
权利要求书1页 说明书5页 附图3页

(54) 发明名称

旋转式压缩机

(57) 摘要

本发明提供一种旋转式压缩机,其在筒体(7)的叶片槽(7g)的靠吸入侧的侧壁(7h),设置向叶片(12)的吸入侧引入排出压力的通路亦即槽(7a),使在叶片(12)两侧产生的吸入侧与排出侧的压力载荷之差减小,从而提高叶片(12)相对于旋转活塞(11)的追随性、抑制噪音、并减少制冷剂从高压侧向低压侧的泄漏。



1. 一种旋转式压缩机,其特征在于,

所述旋转式压缩机在密闭容器内具备压缩机构部和电动机部,所述压缩机构部对制冷剂进行压缩,所述电动机部形成所述压缩机构部的驱动源,

所述压缩机构部具备:

曲轴,所述曲轴由所述电动机部旋转驱动;

旋转活塞,所述旋转活塞与所述曲轴的偏心轴部嵌合,并与该偏心轴部一起旋转;

筒体,所述筒体的容纳所述旋转活塞的内周面形成为圆筒状,并且所述内周面的中心轴配设在所述曲轴的主轴部的中心轴线上;

两个轴承,所述两个轴承封闭所述筒体的两端面;

叶片槽,所述叶片槽形成于所述筒体;以及

叶片,所述叶片在压缩工序中在所述叶片槽内往复滑动,所述叶片沿着所述旋转活塞的外周面,并将由所述筒体以及所述两个轴承形成的空间分隔为吸入室与压缩室,

在所述筒体的所述叶片槽的靠吸入侧的侧壁,设置有向所述叶片的吸入侧引入排出压力的通路。

2. 根据权利要求1所述的旋转式压缩机,其特征在于,

所述叶片槽具有向所述叶片槽的基部引导排出压力的背压室,

所述通路是形成于所述叶片槽的靠所述吸入侧的侧壁、并与所述背压室连通的槽。

3. 根据权利要求1所述的旋转式压缩机,其特征在于,

所述叶片槽具有向所述叶片槽的基部引导排出压力的背压室,

所述通路是在所述叶片槽的靠所述吸入侧的侧壁从所述背压室连续地形成、并沿筒体的轴向贯通的切口。

## 旋转式压缩机

### 技术领域

[0001] 本发明涉及应用于空调机等冷暖设备的旋转式压缩机。

### 背景技术

[0002] 旋转式压缩机的旋转活塞以与筒体内的中央空间部的内壁面线接触的状态配成活动式,所述旋转活塞嵌装在曲轴的偏心轴部。另外,该旋转活塞也成为与配设在筒体的叶片槽内的叶片抵接的状态。而且,在筒体与旋转活塞之间的缝隙形成的空间由叶片分隔为压缩室与吸入室。

[0003] 在这种旋转式压缩机中,当旋转活塞偏心旋转(公转)时,连续且反复进行从吸入制冷剂气体的行程向压缩制冷剂气体的行程依次过渡的一系列的吸入/压缩行程。被压缩后的气体在被释放至密闭容器内之后,从排出管被送入制冷回路。

[0004] 在旋转式压缩机的压缩工序中,直至曲轴的偏心轴部的相位为 $180^\circ$ 为止,叶片承受来自叶片槽基部的背压室的压力,从而因由压缩室内外的差压产生的推压载荷而追随于旋转活塞朝下止点移动,在 $180^\circ$ 以上的相位,叶片伴随着曲轴的旋转承受来自旋转活塞的载荷而向上止点移动(例如参照专利文献1)。

[0005] 专利文献1:日本特开平11-166495号公报(段落[0003]、[0004],图3)

[0006] 然而,在旋转式压缩机中,存在如下的问题:在叶片向下止点移动的期间(曲轴的偏心轴部的相位变为 $180^\circ$ 之前),若叶片与叶片槽之间的滑动阻力变大,则叶片变得不追随于旋转活塞,叶片与旋转活塞离开,再接触时产生噪音,且制冷剂从压缩室侧(高压侧)向吸入室侧(低压侧)泄漏而性能降低。

[0007] 以往,通过向叶片槽的侧壁部供给冷冻机油(润滑油)来改善上述这种叶片与叶片槽之间的滑动阻力的问题。然而,产生滑动阻力的因素是在叶片两侧产生的吸入侧与排出侧的压力载荷之差。以往并未着眼于此,并非抑制滑动阻力的产生本身。

### 发明内容

[0008] 本发明是为了解决上述那样的课题而提出的,其目的在于,使得能够减少在叶片两侧产生的吸入侧与排出侧的压力载荷之差,从而能够抑制噪音并减少制冷剂从高压侧向低压侧的泄漏。

[0009] 本发明所涉及的旋转式压缩机在密闭容器内具备压缩机构部和电动机部,上述压缩机构部对制冷剂进行压缩,上述电动机部形成压缩机构部的驱动源,压缩机构部具备:曲轴,上述曲轴由电动机部旋转驱动;旋转活塞,上述旋转活塞与曲轴的偏心轴部嵌合,并与该偏心轴部一起旋转;筒体,上述筒体的收纳旋转活塞的内周面形成为圆筒状,并且内周面的中心轴配设在曲轴的主轴部的中心轴线上;两个轴承,上述两个轴承封闭筒体的两端面;叶片槽,上述叶片槽形成于筒体;以及叶片,上述叶片在压缩工序中在叶片槽内往复滑动,上述叶片沿着旋转活塞的外周面,并将由筒体以及两个轴承形成的空间分隔为吸入室与压缩室,在筒体的叶片槽的靠吸入侧的侧壁,设置有向叶片的吸入侧引入排出压力的通路。

[0010] 根据本发明的旋转式压缩机,由于在筒体的叶片槽的靠吸入侧的侧壁设置有向叶片的吸入侧引入排出压力的通路,因此能够减少在叶片的两侧产生的吸入侧与排出侧的压力载荷之差。因此,叶片相对于旋转活塞的追随性提高,叶片与旋转活塞不会离开,能够抑制噪音并减少制冷剂从高压侧向低压侧的泄漏。

#### 附图说明

[0011] 图 1 是示出本发明的实施方式 1 所涉及的旋转式压缩机的整体结构的纵剖视图。

[0012] 图 2 是本发明的实施方式 1 所涉及的旋转式压缩机的主要部分的详细图。

[0013] 图 3 是示出旋转式压缩机的比较例中在叶片侧面产生的力的示意图。

[0014] 图 4 是示出本发明的实施方式 1 所涉及的旋转式压缩机的在叶片侧面产生的力的示意图。

[0015] 图 5 是与比较例进行比较而示出本发明的实施方式 1 所涉及的旋转式压缩机的曲轴的相位和叶片侧面载荷之间的关系的关系的图表。

[0016] 图 6 是本发明的实施方式 2 所涉及的旋转式压缩机的主要部分的详细图。

[0017] 标号说明

[0018] 1:密闭容器;1a:排出管;2:储能器;3:电动机部;4:压缩机构部;5:上轴承;5a:排出孔;5b:排出阀;6:排出消音器;6a:排出孔;7:筒体;7a:槽(引入排出压力的通路);7b:背压室;7c:吸入口;7d:排出口;7e:吸入空间;7f:排出空间;7g:叶片槽;7h:吸入侧的侧壁;8:下轴承;9:吸入管;10:曲轴;10a:偏心轴部;10b:主轴部;10c:副轴部;11:旋转活塞;12:叶片;13:叶片弹簧;14:切口(引入排出压力的通路);31:定子;32:转子;100:旋转式压缩机。

#### 具体实施方式

[0019] 实施方式 1.

[0020] 以下,根据图示实施方式对本发明进行说明。

[0021] 图 1 是示出本发明的实施方式 1 所涉及的旋转式压缩机的整体结构的纵剖视图。图 2 是本发明的实施方式 1 所涉及的旋转式压缩机的主要部分的详细图。

[0022] 如图 1 所示,本发明的实施方式 1 所涉及的旋转式压缩机 100 在密闭容器 1 内收纳有电动机部 3 与压缩机构部 4。另外,在密闭容器 1 内的底部积存有冷冻机油(未图示)。冷冻机油主要对压缩机构部 4 的滑动部进行润滑。在密闭容器 1 连接有与储能器 2 连通的吸入管 9,从储能器 2 获取制冷剂。另外,在密闭容器 1 的上部连接有排出管 1a,从而压缩后的制冷剂被放出。

[0023] 电动机部 3 由固定于密闭容器 1 的定子 31 以及与曲轴 10 热压配合的转子 32 构成,从外部经由未图示的气密端子向该电动机部 3 供给电力而对其进行驱动。另外,电动机部 3 与压缩机构部 4 经由曲轴 10 连结。此外,在曲轴 10 的轴心部形成有向密闭容器 1 的底方向开口的吸油孔,在吸油孔内设置有螺旋状的离心泵,从而能够汲取积存在密闭容器 1 的底部的冷冻机油并将其供给至滑动部。

[0024] 如图 1 以及图 2 所示,压缩机构部 4 具备:筒体 7;两个轴承亦即上轴承 5 和下轴承 8;曲轴 10;旋转活塞 11;排出消音器 6;以及叶片 12。

[0025] 对此进一步详细叙述。在内部形成有压缩室的筒体 7 外周形成为俯视呈圆形,并且在内部具有俯视呈圆形的空间亦即筒体室。筒体室的轴向两端开口。从侧面观察,筒体 7 具有规定的轴向高度。

[0026] 如图 2 所示,在筒体 7,沿轴向贯通设置有与其圆形的空间亦即筒体室连通且沿半径方向延伸的叶片槽 7g。叶片 12 滑动自如地嵌入叶片槽 7g。另外,在叶片槽 7g 的靠吸入侧的侧壁 7h,在其外周侧形成有向叶片 12 的吸入侧引入排出压力的通路亦即槽 7a。另外,在叶片槽 7g 设置有向其基部引导排出压力的背压室 7b,槽 7a 与背压室 7b 连通。因而,叶片槽 7g 两侧的壁形成为左右不对称的形状。背压室 7b 具有俯视呈圆形的空间。

[0027] 从筒体 7 的外周面朝筒体室贯通设置有供来自吸入管 9 的吸入制冷剂通过的吸入口 7c。

[0028] 另外,在筒体 7 设置有排出口 7d,该排出口 7d 通过将形成圆形的空间亦即筒体室的圆的边缘部附近切口而形成。

[0029] 旋转活塞 11 嵌入曲轴 10 的偏心轴部 10a,并在筒体室内偏心旋转(公转)。旋转活塞 11 为环状,旋转活塞 11 的内周滑动自如地嵌合在曲轴 10 的偏心轴部 10a。

[0030] 叶片 12 的形状为扁平(周方向的厚度比径向以及轴向的长度小)的长方体。

[0031] 叶片 12 被收纳在筒体 7 的叶片槽 7g 内,并由设置于背压室 7b 的叶片弹簧 13 推压于旋转活塞 11。在旋转式压缩机 100 的运转中,叶片 12 借助由压缩室内外的差压产生的推压载荷(背压)被推压于旋转活塞 11 而追随旋转活塞 11。因此,叶片弹簧 13 主要是为了在压缩机起动时(密闭容器 1 内与筒体室之间的压力不存在差的状态时)将叶片 12 推压于旋转活塞 11 的目的而使用的。

[0032] 上轴承 5 滑动自如地嵌合在曲轴 10 的主轴部 10b,并封闭筒体 7 的包含叶片槽 7g 的筒体室的一方端面(电动机部 3 侧)。上轴承 5 形成为从侧面观察呈倒 T 字状。

[0033] 另外,在上轴承 5、且在俯视观察与筒体 7 的排出口 7d 位于相同位置的部位,设置有排出孔 5a,在排出孔 5a 安装有排出阀 5b。

[0034] 排出阀 5b 承受筒体室内的压力与密闭容器 1 内的压力,且在筒体室内的压力比密闭容器 1 内的压力低时被推压于排出口 7d 而封闭排出孔 5a。另外,排出阀 5b 在筒体室内的压力变得比密闭容器 1 内的压力高时由筒体室内的压力朝上方向推起而敞开排出孔 5a,从而将压缩后的制冷剂向筒体室外引导。

[0035] 另外,在上轴承 5、且在其上侧安装有排出消音器 6,利用排出消音器 6 与上轴承 5 形成消音空间。

[0036] 从上轴承 5 的排出孔 5a 排出的高温/高压的制冷剂气体暂时进入消音空间,之后从排出消音器 6 的排出孔 6a 被释放至密闭容器 1 内。

[0037] 下轴承 8 滑动自如地嵌合在曲轴 10 的副轴部 10c,并封闭筒体 7 的包含叶片槽 7g 的筒体室的另一方端面(冷冻机油侧)。下轴承 8 形成为从侧面观察呈 T 字状。

[0038] 叶片 12 具有将筒体室划分为吸入空间 7e 与排出空间 7f 的功能。

[0039] 接下来,对本发明的实施方式 1 的旋转式压缩机 100 的动作进行说明。

[0040] 在本发明的实施方式 1 所涉及的旋转式压缩机 100 中,在经由吸入管 9 以及吸入口 7c 将储能器 2 的制冷剂导入至压缩室之后,驱动电动机部 3 而使曲轴 10 偏心旋转。由此,筒体室内的制冷剂被压缩。在筒体室内被压缩后的制冷剂从上轴承 5 的排出孔 5a 被排

出至消音空间内,然后经由排出消音器 6 的排出孔 6a 而被排出至密闭容器 1 内。所被排出的制冷剂在通过电动机部 3 的缝隙之后从排出管 1a 被放出。

[0041] 在制冷剂压缩中,压缩室内由筒体 7、旋转活塞 11 以及叶片 12 划分为吸入空间 7e 与排出空间 7f。由于上述差压,在叶片 12 与筒体 7 的叶片槽 7g 施加有载荷,从而产生滑动阻力。

[0042] 但是,本发明的实施方式 1 的旋转式压缩机 100 在叶片槽 7g 的靠吸入侧的侧壁 7h 设置有排出压力引入通路亦即槽 7a,因此能够减少在叶片 12 两侧产生的吸入侧与排出侧的压力载荷之差,能够减少叶片 12 的滑动阻力。因此,叶片 12 相对于旋转活塞 11 的追随性提高,叶片 12 与旋转活塞 11 不会离开,能够抑制噪音并减少制冷剂从高压侧向低压侧的泄漏。

[0043] 图 3 是示出旋转式压缩机的比较例中在叶片侧面产生的力的示意图。图 4 是示出本发明的实施方式 1 所涉及的旋转式压缩机的在叶片侧面产生的力的示意图。

[0044] 即,图 3 示出当在叶片槽 7g 的靠吸入侧的侧壁 7h 不具有排出压力引入通路亦即槽 7a 的情况下的、压缩机运转中的叶片侧面载荷的分布,图 4 示出具有排出压力引入通路亦即槽 7a 的情况下的、压缩机运转中的叶片侧面载荷的分布。在图 3 以及图 4 中, $P_d$  是排出压力, $P_s$  是吸入压力, $P_m$  是压缩中压力, $F_1$ 、 $f_1$  是由  $P_d$  产生的分布载荷, $F_2$  是由  $P_d \sim P_m$  产生的分布载荷, $f_2$  是由  $P_d \sim P_s$  产生的分布载荷, $F_3$  是由  $P_m$  产生的分布载荷, $f_3$  是由  $P_s$  产生的分布载荷。

[0045] 由图 3 以及图 4 可知,当具有排出压力引入通路亦即槽 7a 的情况下,因槽 7a 而导致由  $P_d \sim P_s$  产生的分布载荷  $f_2$  (图 4 中的 A 所示的范围的分布载荷) 变大,从分布载荷  $F$  的合计值 ( $F_1+F_2+F_3$ ) 亦即  $\Sigma F$  减去分布载荷  $f$  的合计值 ( $f_1+f_2+f_3$ ) 亦即  $\Sigma f$  而得的 ( $\Sigma F - \Sigma f$ ) 减少。因此,叶片 12 与叶片槽 7g 之间的滑动阻力变小,叶片 12 相对于旋转活塞 11 的追随性提高,叶片 12 不会从旋转活塞 11 离开。结果,不产生噪音,并且制冷剂从高压侧向低压侧的泄漏也消失从而能够维持性能。

[0046] 图 5 是与比较例进行比较而示出本发明的实施方式 1 所涉及的旋转式压缩机的曲轴的相位和叶片侧面载荷之间的关系的关系的图表,示出具有排出压力引入通路亦即槽 7a 的 a 情况、与不具有排出压力引入通路亦即槽 7a 的 b 情况下曲轴 10 的相位和叶片侧面载荷之间的关系。作为在计算中使用的条件,制冷剂是  $CO_2$  制冷剂。运转条件为:排出压力 8.3MPa、吸入压力 4.7MPa、转速 40rps,并且是在将旋转式压缩机应用于热水器的情况下实际进行使用的条件。从图 5 可知,当具有排出压力引入通路亦即槽 7a 的情况下,不论曲轴 10 处于何种角度位置时,叶片侧面载荷都减少。

[0047] 实施方式 2.

[0048] 图 6 是本发明的实施方式 2 所涉及的旋转式压缩机的主要部分的详细图,在图中对与上述实施方式 1 相同的功能部分标注相同的标号。

[0049] 在本发明的实施方式 2 所涉及的旋转式压缩机中,利用切口 14 构成叶片槽 7g 的靠吸入侧的侧壁 7h 的排出压力引入通路,该切口 14 从背压室 7b 连续地形成并沿筒体 7 的轴向贯通。因而,此处,叶片槽 7g 两侧的壁也呈左右不对称的形状。除此之外的结构与上述实施方式 1 的结构相同。

[0050] 在本发明的实施方式 2 所涉及的旋转式压缩机中,由于利用从背压室 7b 连续地形

成并沿筒体 7 的轴向贯通的切口 14 构成叶片槽 7g 的靠吸入侧的侧壁 7h 的排出压力引入通路,因此加工变得容易,能够实现加工性的改善。

[0051] 此外,这里,以将本发明用于立式的旋转式压缩机的情况为例进行了说明,但自不必说本发明也能够应用于卧式的旋转式压缩机。

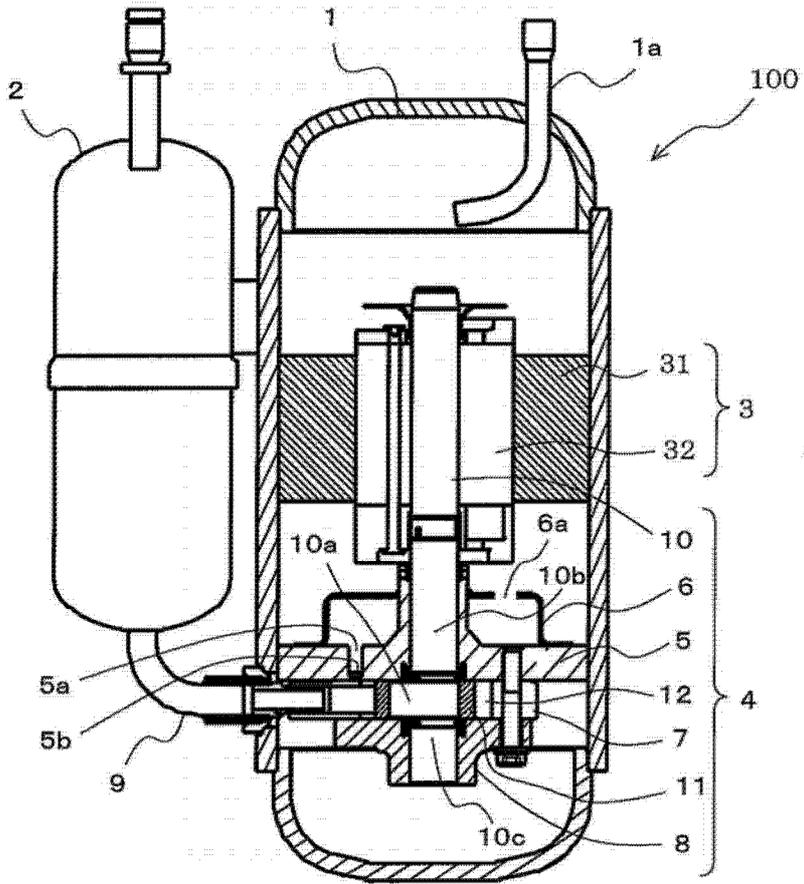


图 1

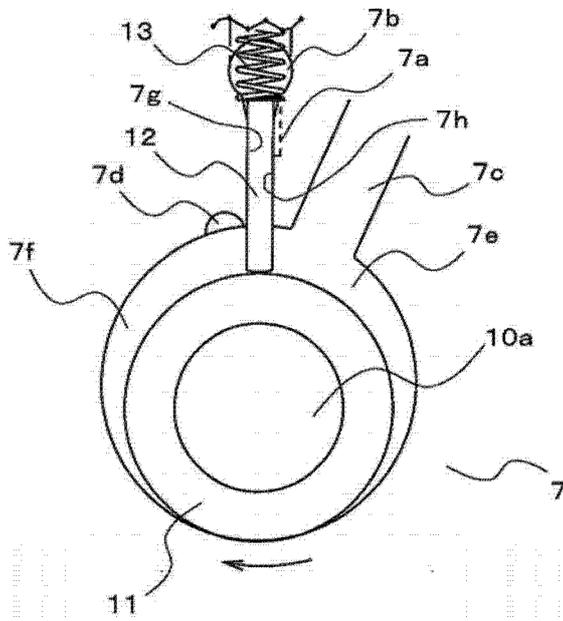


图 2

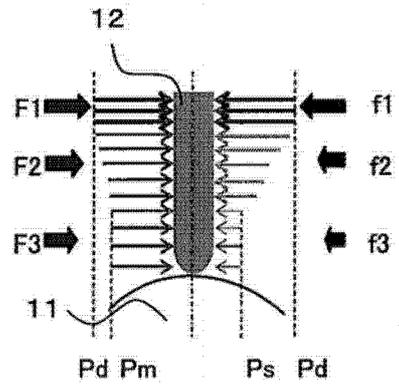


图 3

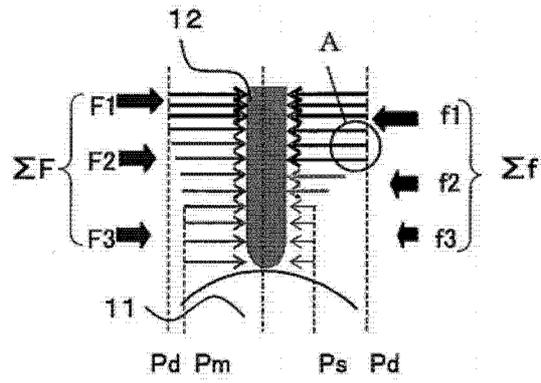


图 4

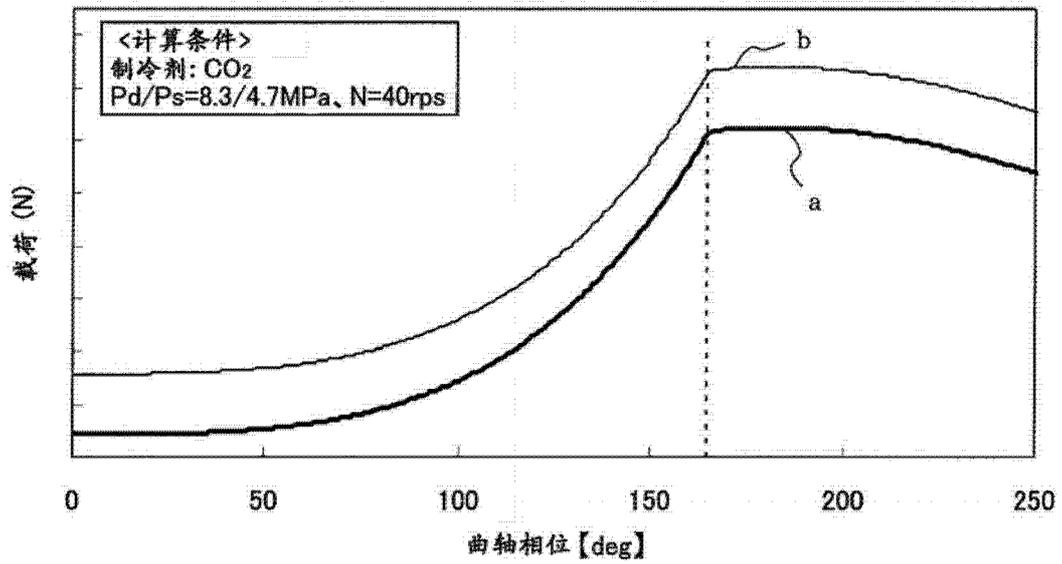


图 5

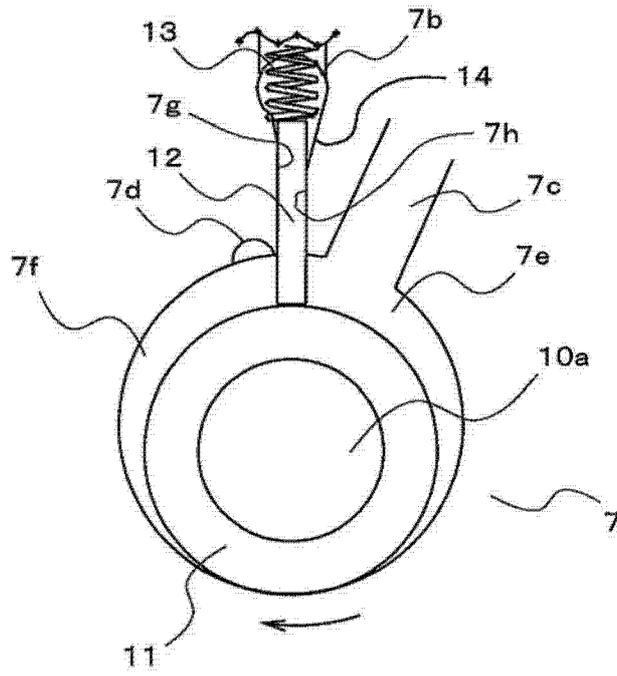


图 6