



# [12] 发明专利申请审定说明书

[21] 申请号 86107541

[51] Int.Cl<sup>4</sup>  
F04C 27/00

[44] 审定公告日 1989年5月3日

[22] 申请日 86.10.25

[30] 优先权

[32] 85.10.25 [33] JP [31] 163,024/85

[71] 申请人 三电有限公司

地址 日本群馬县伊势崎市寿町20番地

[72] 发明人 杉本和夫

[74] 专利代理机构 中国专利代理有限公司

代理人 陈展元

F04C 18/04

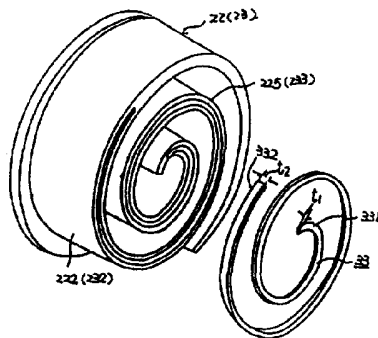
说明书页数:

附图页数:

[54] 发明名称 涡旋式流体排放机械轴向密封机构

[57] 摘要

一种具有轴向密封机构的涡旋式流体排放机械。该压缩机包括一对涡旋件，每个涡旋件包括一个端盘和从该端盘的一侧端面上沿轴向方向伸出的涡旋体。一个在涡旋体轴向端面涡旋线上加工出来的深度均匀不变的凹槽。一个置于各凹槽中的密封件用来保证由两个涡旋件所限定的流体室的轴向密封。密封件中心部分的轴向厚度小于凹槽深度，而密封件外部的轴向厚度则大于凹槽深度。因此，压缩机装配时两个涡旋件之间的轴向间隙容易得到保证。



< 29 >

## 权 利 要 求 书

---

1. 一种涡旋式流体排放机械，包括一对涡旋件，每个涡旋件包括一个端盘和自所述端盘的一个表面伸出并开有一个凹槽的涡旋体，该凹槽沿位于涡旋体的轴端面上涡旋线成形，两个涡旋体以一定角度和径向偏移相互配合形成多条线接触并至少限定一对密封流体室，驱动装置同一个涡旋件传动连接使所述的涡旋件相对另一个涡旋件和所述的涡旋件的自转止动机构作沿轨道运动，依靠所述的涡旋件的沿轨道运动所述流体室的容积发生变化，还有用于保证流体室密封的置于所述各凹槽中的密封件，本发明的特征在于所述凹槽具有均匀不变的槽深，所述密封件中心部分的轴向厚度小于所述槽深，所述密封件外部的轴向厚度大于所述槽深。

2. 根据权利要求1所述的涡旋式流体排放机械，其特征在于所述密封件的轴向厚度从所述中心部分至所述外部连续增加。

3. 根据权利要求1所述的涡旋式流体排放机械，其特征在于所述的密封件的轴向厚度从所述中心部分至所述外部成阶梯式增加。

4. 根据权利要求3所述的涡旋式流体排放机械，其特征在于所述密封件较薄的部分从密封件的内端开始延伸至绕涡旋线一圈的地方为止。

涡旋式流体排放机械轴向密封机构

本发明是关于一种涡旋式流体排放机械，具体涉及涡旋式流体排放机械压缩腔室的轴向密封装置的改进。

涡旋式流体排放机械在已有技术中已为人们所熟知。例如，美国专利801182号就公开了一种涡旋式流体排放机械，它包括两个涡旋机构，每个涡旋机构都具有一个端盘和涡旋体或渐开线涡旋体，使这些涡旋件彼此保持一定的角度和径向偏移，以便两个涡旋体相互配合在涡旋形曲面之间形成多条线接触，从而至少限定一对密封流体室。两个涡旋件沿相应轨道运动更换沿涡旋形曲面的接触部位。从而改变流体室的容积。流体室的容积的增加或减小取决于轨道运动的方向，因此涡旋式流体排放机械能够用于压缩，膨胀或泵送流体。

在这些类型的涡旋式流体排放机械中，要求对流体室进行有效地密封，也就是必须保持流体室的轴向和径向密封，以便达到涡旋式流体排放机械有效工作的目的。该流体室由两个相互配合的涡旋体之间的线接触和由一个涡旋体轴向端面同与其相对的端盘的内端面之间的轴向接触来限定。

在已有技术中已经使用了各种各样的技术来解决密封问题，特别是轴向密封问题。例如美国专利3994636 就公开了一种将密封件以自由移动的状态松动地置入槽中的技术，该密封件受置于槽中的弹性体的反弹力或者从密封流体室导入槽中的流体压力的作用被推向相对端盘。在这种轴向密封机构的结构中，通常应当限制涡旋体的外端面和相对端盘的内端之间的间隙，以改善流体室的密封以及密封件和涡旋件的寿命。但

是在这种已知的机构中，由于密封件不固定地装入槽中，所以难以限制轴向间隙，而必须考虑到涡旋体的热膨胀，来确定两个涡旋件的相对位置。

在我们1982年5月11日提出的申请号为376959的尚未获准的相关专利申请中，公开了解决轴向密封问题的另一种技术。在这种已有技术中，密封件的轴向厚度大于槽深，因而密封件一般是装在涡旋体和与其相对的端盘之间。但是在这种密封机构的结构中，为了限制轴向间隙，要求将密封件和涡旋的尺寸作得十分精确，因而使涡旋件的加工变得复杂。复杂的加工又导致涡旋件成本的增加。

此外，即使这种轴向间隙能够加以限制，但在组装的压缩机中实际轴向间隙又不能得到保证。因为由于工作位置的变化，密封在流体室中的流体温度也随之改变，也就是在压缩机中位于涡旋件中心部位的流体温度高于位于涡旋件外部的流体温度，因而涡旋体件的热膨胀是不同的。如果这种轴向间隙不能保持均匀，在涡旋体的中心部位端盘与涡旋体之间就可能出现摩擦接触。

本发明的主要目的是提供一种涡旋式流体排放机械，在其装配过程中能够容易控制两个涡旋件之间的轴向间隙。

本发明的另一个目的是提供一种能够改善其寿命的涡旋式流体排放机械。

本发明的涡旋式流体排放机械包括一对涡旋件，每个涡旋件包括一个端盘和从该端盘的一侧端面伸出的一个涡旋体，两个涡旋体以一定的角度和径向偏移相互配合形成多条线接触并至少限定一对密封流体室，驱动装置同两个涡旋件传动连接使一个涡旋件绕另一个涡旋件沿轨道运动并防止该涡旋件自转，依靠该涡旋件的这种沿轨道的运动，流体室的容积和压力也发生变化，每个涡旋件在其涡旋体的轴向端面上沿涡旋体设有一凹槽，密封件置于各涡旋体的槽中，并依靠变化的流体压力作用

使其与相对的端盘相接触。密封件要制成这样的形状：即要使密封件的轴向厚度在其中心部分小于槽深，而在其外侧部分则要大于槽深。

本发明的其它目的，特点和情况从下述本发明的最佳实施例的详细描述中并参照附图就能理解。

图1 是本发明一个最佳实施例涡旋式压缩机的剖视图。

图2 是图1 涡旋式压缩机所使用的涡旋件透视图。

图3 是类似于图2 的另一个实施例的透视图。

图4(a)是图2 或图3 所示的涡旋件中心部分的放大剖视图。

图4(b)是图2 或图3 所示的涡旋件外侧部分的放大剖视图。

图1 所示是本发明一个最佳实施例的涡旋式压缩机结构图。该涡旋式压缩机包括一个具有前端板11和杯形罩12的外壳10，杯形罩12固定在前端板11的一侧端面上。前端板11的中心有一孔111 用来穿过驱动轴13。前端板11的后端加工有环形凸台112，环形凸台112 面向杯形罩12并和孔111 同心。环形凸台112 的外圆柱面伸进杯形罩12的开口的内壁，因此，杯形罩12的开口121 被前端板11盖住。O 形密封环14置于环形凸台112 的外圆柱面和杯形罩12的开口的内壁之间，用来密封前端板11和杯形罩12之间的配合面。

环形套筒16从前端板11的前端面伸出包围驱动轴13并限定一个轴的密封腔。套筒16与前端板11是分开制造的，所以，套筒16是用螺钉17固定到前端板11的前端面上的。作为一种替换方案，套筒16也可以同前端板11一起整体制造。

驱动轴13通过位于套筒16前端的轴承18旋转地支承在套筒16上，驱动轴13在其里端有一圆盘形转子131，通过位于前端板11的孔111 中的轴承15旋转地支承在前端板11上。轴密封装置19同位于套筒16的轴密封腔中的驱动轴13相配合。

皮带轮201 旋转地支承在滚珠轴承21上，滚珠轴承21装在套筒16的

外表面上。电磁线圈202 靠一个支承盘绕套筒16的外表面安装。衔铁盘203 弹性地支承在驱动轴13的外端。皮带轮201 、电磁线圈202 和衔铁盘203 一起组成一个电磁离合器20。工作时，驱动轴13由外部动力源，例如汽车发动机，通过象上述电磁离合器之类的传动装置来带动。

固定涡旋件22、回转涡旋件23，回转涡旋件23的驱动机构以及自转止动机构或回转涡旋件23的止推轴承全部装入外壳10内。

固定涡旋件22包括圆端盘221 和涡旋体222，涡旋体222 即可以固定到圆盘221 的一侧端面上，也可以直接从其一侧端面上伸出来。固定涡旋件22装入杯形罩12的内腔室。固定涡旋件22的圆端盘221 和压缩机外壳10一起将杯形罩12的内腔室分隔成二个腔室，即前室27和后腔室28。涡旋体222 位于前腔室27中。

环形壁223 自圆端盘221 的后端面沿轴向方向向外伸出。环形壁223 的端面支靠在杯形罩12的内表面上，并且多个螺钉24( 图1 中只示出了其中一个螺钉) 将其固定到杯形罩12上。O 形密封环25可以装在圆端盘221 的外侧面和杯形部分内表面之间以保证密封。

回转涡旋件23位于前腔室27中，它包括一个涡旋体232，该涡旋体可以固定到圆端盘231 的一侧端面上，或直接从其一侧端面上伸出。回转涡旋件23的涡旋体232 和固定涡旋件22的涡旋体222 以  $180^\circ$  角度偏移和预定的径向偏移相互装配在一起，回转涡旋件23通过径向滚针轴承30可旋转地支承在偏心衬套26上，衬套26与圆盘形部分131 的里端相连接，其轴线与驱动轴13的轴线有一偏心距。

当回转涡旋件23沿轨道运动时，靠自转止动机构或止推轴承29防止回转涡旋件23自转，这种自转止动机构或止推轴承29置于前端板11的内端面和回转涡旋件23的圆端盘231 之间。自转止动机构或止推轴承29包括定环291、定圈292、动环293、动圈294 和滚珠295。定环291 具有多个圆形孔291a并通定圈292 固定到前端板11的内端面上；动环293 也

具有多个圆形孔291a并通过定环292固定到前端板11的内端面上；动环293也具有多个圆形孔293a并通过动环294固定到回转涡旋件23的后端面上。各钢球295均置于定环292的圆形孔和动环293的圆形孔293a之间，并沿两个圆形孔291a和293a的边缘移动。来自回转涡旋件23的轴向推力负荷也经过滚珠295作用在前端板11上。

压缩机外壳10设有进口31和出口32用于将压缩机与外界制冷回路相联通。来自外部回路的致冷气体通过进口31被导入前腔室27，通过涡旋体之间的敞开空间被吸入两个涡旋体222和232之间所形成的流体室，这些开口的形状是由一个涡旋体的外终端和另一个涡旋体的外侧面分别形成的。在回转涡旋件沿轨道运动时，这些开口连续开合。当开口打开时，待压缩流体吸入流体室但未压缩，当开口闭合时，流体室被封闭，不再有流体吸入流体室并开始压缩。因为每个涡旋体222和232的外终端位于最终渐开线角的终点上。所以开口位置正好与最终渐开线角 $\phi$ 的终点有关。此外，封闭空间中的致冷气体随着回转涡旋件23的回转运动沿径向方向中心移动并被压缩，被压缩的致冷气体在流体室的中心经过排放孔224被排放到后腔室28，该排放孔位于圆端盘221的中部。

参见图2，各涡旋体222、223在其轴向端面上的涡旋线上都加工有凹槽225、233。凹槽225、233从涡旋体的内端开始一直伸向靠近涡旋体的终端部分为止。凹槽225、233的深度均匀不变。密封件33置于槽225、233中，在这种结构中密封件33的内端331的轴向厚度 $t_1$ 小于槽225、233的深度 $T$ ，如图4(a)所示；而密封件33的外部332的轴向厚度 $t_2$ 则大于槽225的深度 $T$ ，如图4(b)所示。同样，密封件33中心部分331的宽度 $W_1$ 小于槽225的宽度 $W$ ，而密封件33的外部332的宽度 $W_2$ 等于槽225的宽度 $W$ 。因此，在压缩机装配过程中，如果两个涡旋件22和23相互装配，密封件33的外部332只顶着与之相对的圆盘221、231。密封件的最厚部分或较厚部分是靠逐渐增加密封件33的轴向厚度来达到的。

作为一种替换方案，密封件的最厚部分与较薄部分也可以分成阶梯段，如图3所示，也就是密封件35的内段351和外段352由阶梯部分353来划分。阶梯部分353位于从密封件内端开始涡旋线绕一圈的地方。此时，一个涡旋件的涡旋体的轴端面与另一个涡旋件圆端盘相对的表面之间的距离，即轴向间隙G由下式确定：

$$G = t_2 - T$$

从另一方面来说，密封件33的中心部分331能在 $(t_2 - t_1)$ 的范围内作轴向运动。这样，密封件33的中心部分331的轴向厚度 $t_1$ 可大于轴向间隙G。

压缩机工作时，密封件33的中心部分331靠流体室之间的压差被推向槽225、233的侧壁，如图4(a)所示，同时借助于从中心流体室导入槽225、233中的流体压力将其推向与其相对的圆端盘上，所以中心流体室的密封件是可靠的。此外，涡旋件22、23中心部分的温度由于流体压缩而升高，从而涡旋件22、23的中心部分沿轴向方向膨胀，如图4(a)中的点划线和虚线所示。于是涡旋体222、232的端面和圆端盘221、231之间的轴向间隙变窄，从G变到 $G_1$ 。但是，由于密封件33中心部分331的轴向厚度 $t_1$ 小于槽225、233的深度T，所以密封件33的中心部分331不能正好处于槽225、223的底面和圆端盘221、231之间，因此，密封件33相对圆盘231的滑动不会过多增加摩擦力。

本发明结合实施例作了详细阐述，但这些实施例仅仅是本发明的一些例证，本发明并不因此而受限制。技术熟练的人将会容易理解：在本发明范围内进行各种变化和改型是不难的。

申请号 86 1 07541  
 Int.Cl<sup>4</sup> F04C 27/00  
 审定公告日 1989年5月3日

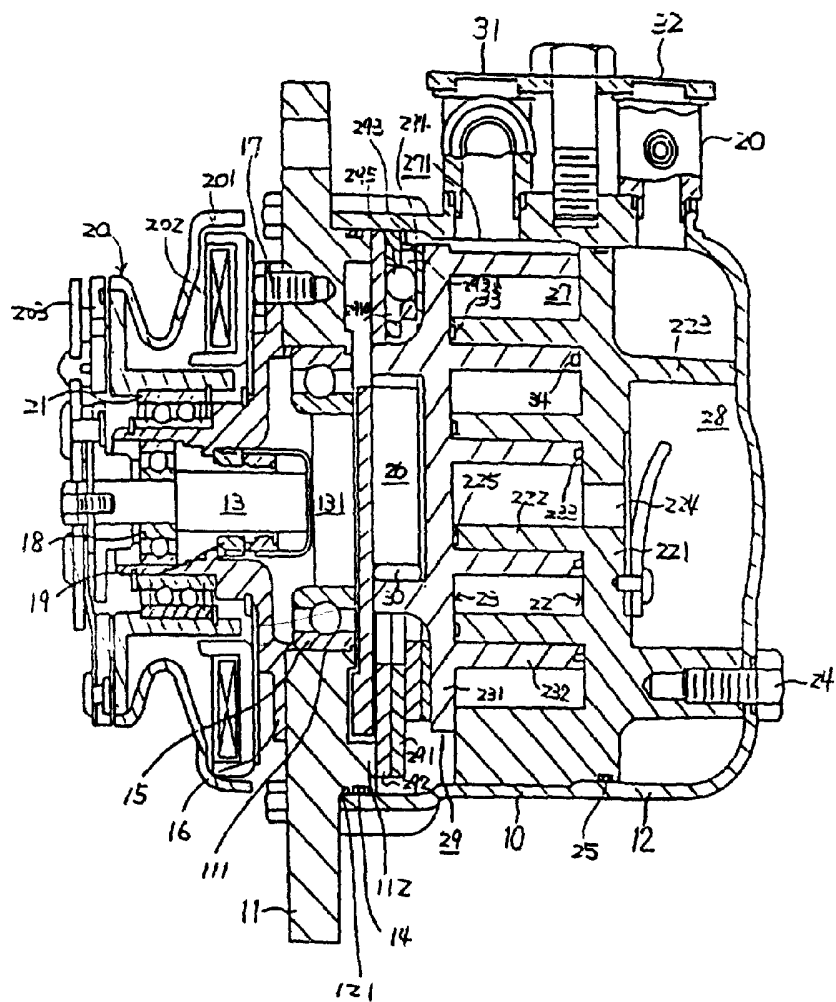


图 1

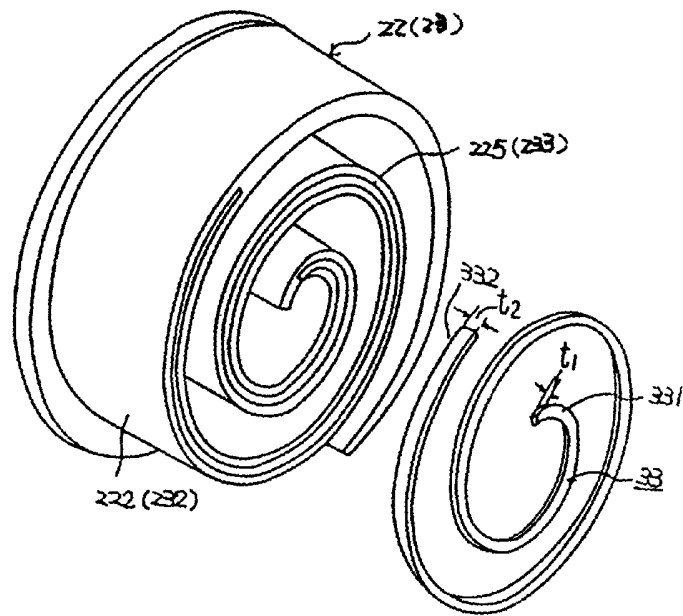


图 2

申请号 86 1 07541  
 Int. Cl. F04C 27/00  
 审定公告日 1989年5月3日

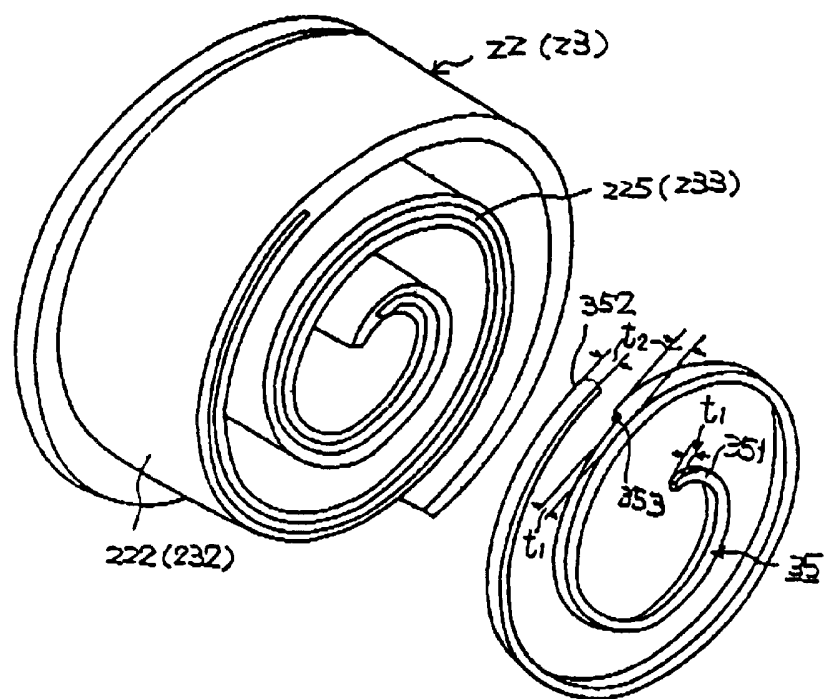


图 3

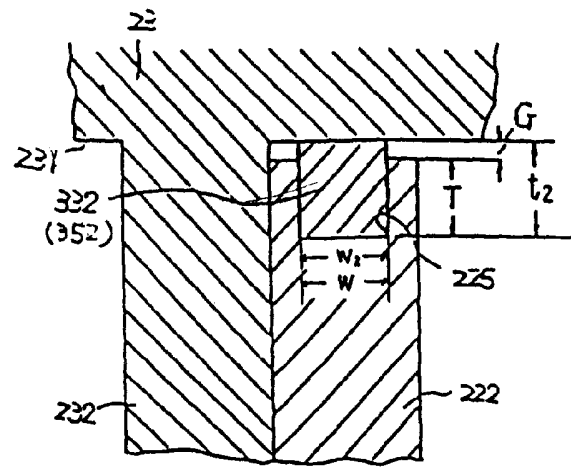


图 4b

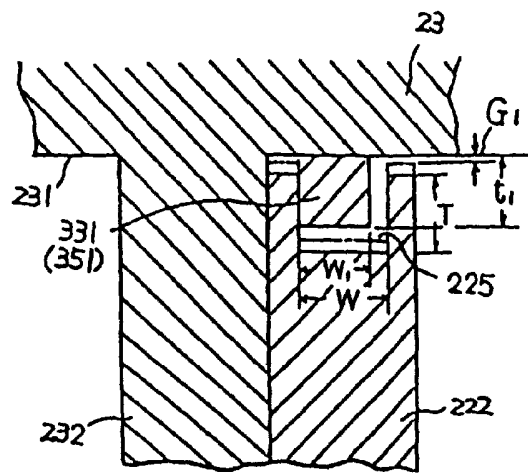


图 4a