



[12] 发明专利说明书

[21] ZL 专利号 96110604.2

[43] 授权公告日 2003 年 3 月 5 日

[11] 授权公告号 CN 1102702C

[22] 申请日 1996.6.19 [21] 申请号 96110604.2

[30] 优先权

[32] 1995. 6. 20 [33] JP [31] 153529/1995

[71] 专利权人 株式会社日立制作所

地址 日本东京都

[72] 发明人 高尾邦彦 竹林昌宽 远藤喜重

吉富雄二 町田茂 东条健司

关上和夫

[56] 参考文献

JP,A,6-101666 1994.04.12

JP,A,6-10601 1994.01.18

US,A,5304047 1994.04.19

审查员 张阿玲

[74] 专利代理机构 中国国际贸易促进委员会专利商
标事务所

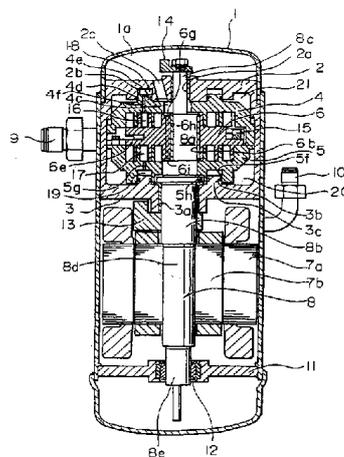
代理人 王宪模

权利要求书 2 页 说明书 15 页 附图 8 页

[54] 发明名称 其旋转涡旋件具有在一板两侧的涡旋状涡卷的涡旋压缩机

[57] 摘要

一种涡旋压缩机，固定涡旋件 4、5 可相对旋转涡旋件 6 沿轴向进退地支撑着，并可保持各涡卷 4a、5a、6a 前端的间隙为适当间隙，同时，避免了滑动面的异常负载。而且，将旋转涡旋件 6 的涡卷 6a 卷终止部分的外侧曲线终端部做成与端板 6f 的外固缘接近或一致，在端板 6f 外周面上所形成的凹槽中 6e 装有十字联轴节 15，可缩小外形。



1. 一种涡旋压缩机，包括：在平板两侧设置有涡旋状涡卷的旋转涡旋件，设置在该旋转涡旋件两侧各有一个与前述旋转涡旋件的一个配合涡卷配对的涡卷的固定涡旋件，以及一个穿过前述旋转涡旋件及固定涡旋件而设置的并用于驱动前述旋转涡旋件在固定涡旋件内作环行运动的驱动轴，前述旋转涡旋件绕固定涡旋件作不自转的环行运动，从而压缩气体，其特征是，在所述旋转涡旋件上形成有凹槽部，从该旋转涡旋件的外周缘表面向内径向延伸，在该凹槽部内安装有与该旋转涡旋件配合的、阻止该旋转涡旋件自转的、使该旋转涡旋件作环行运动的十字联轴节。

2. 根据权利要求1所记载的涡旋压缩机，其特征是，在所述驱动轴上，在一个固定涡旋件的外侧安装有关于前述旋转涡旋件的旋转的平衡重，并在另一个固定涡旋件的外侧安装有关于作用在该驱动轴上的力矩的平衡重。

3. 根据权利要求1所记载的涡旋压缩机，其特征是，前述旋转涡旋件涡卷的外侧曲线终端部做成与该旋转涡旋件的平板外周缘接近或一致的形式。

4. 根据权利要求1所记载的涡旋压缩机，其特征是，前述十字联轴节是从键部的中央部分割而并设的。

5. 如权利要求1所述的涡旋压缩机，其特征是，该压缩机的外形尺寸能够做成当所需要的额定动力为5马力时，其直径在160mm以下。

6. 如权利要求1所述的涡旋压缩机，其特征在于，所述十字

联轴节具有一个大、小直径部分的椭圆环形状，所述大直径大于所述旋转涡形件的一个直径，所述小直径小于所述旋转涡形件的一个直径，所述十字联轴节还有在所述小直径部分设置在一个第一表面上的第一键部，及在所述大直径部分设置在一个第二表面上的第二键部，所述第一键部与设置在所述旋转涡形件中的键槽滑动配合，所述第二键部与设置在一个所述固定涡旋件中的键槽滑动配合。

7. 如权利要求6所述的涡旋压缩机，其特征在于，所述十字联轴节在每个所述第二键部的中心分成两部分，所述分开的部分相对设置。

其旋转涡旋件具有在一板 两侧的涡旋状涡卷的涡旋压缩机

技术领域

本发明涉及一种用于致冷空调装置、空气压缩装置等的涡旋压缩机，特别是关于一种旋转涡旋件的平板两侧设置有旋转涡卷、驱动该旋转涡旋件作旋转运动的驱动轴穿过该旋转涡旋件及固定涡旋件而设置的涡旋压缩机。

背景技术

这种涡旋压缩机，其结构如日本特开平 5—187372 号公报所记载的那样，包括：一个在平板（端板）的轴向两表面上各形成一条渐开线涡卷的旋转涡旋件、分别形成有一条与该旋转涡旋件的涡卷相配合的渐开线涡卷的一对固定涡旋件、以及穿过前述旋转涡旋件及固定涡旋件并驱动前述旋转涡旋件旋转（公转）的主轴，而且，为了防止前述旋转涡旋件的自转，在形成涡卷空间的外周侧，以 120° 间隔设置有限制该旋转涡旋件自转的阻止自转用的 3 个从动曲柄轴和轴承。并且，该公报还揭示了在配合侧的与涡旋件端板面相对的涡卷端面上，设置有凹槽部，在该凹槽部嵌入一有自润滑性的密封部件（顶端密封件），使前述涡卷端面 and 与之配合的涡旋件侧面通过顶端密封件而滑动接触。

此外，在日本特开平 1—138387 号公报中所揭示的涡旋压缩机，具有把上述同样的旋转涡旋件用一对固定涡旋件夹在中央的结构，为了防止旋转涡旋件的自转，在旋转涡旋件端板上所形成的滑动槽

内配设有压缩弹簧,由该弹簧将销挤压在壳体上,由此,允许在 X 方向往复运动,而在 Y 方向上,由于与销垂直的方向的壳体上形成滑动面,因此允许销与壳体的滑动面之间所设置的侧板可以移动,由此防止了旋转涡旋件的自转。

这种以往的涡旋压缩机中,前者,由于主轴穿过涡旋件的中心部分,所以,涡卷状的卷必须从其外侧开始卷起。由渐开线或其它曲线组成的涡卷所形成的最小密闭室,越靠近外周,容积增加的越多,这样,为了保证预定的固有压缩比(压缩开始时的压缩室容积与排出开始时压缩室的容积之比),就不得不朝外侧增加涡卷的圈数,导致涡旋件的外形(直径)变大。此外,由于防止旋转涡旋件自转的阻止自转机构在从涡卷卷终端部朝外侧方向突出的偏板外周缘上形成,所以,存在着使压缩机外形变大的问题,由此,在这种以往的涡旋压缩机中,例如在致冷空调用的涡旋压缩机中,当该涡旋压缩机所需要的额定动力为 5 马力等级时,就不能形成压缩机外形(直径)为 160mm 以下的小型结构。

进一步,由于旋转涡旋件侧的端板做成较厚壁,使旋转涡旋件整体重量变大,随着旋转而产生的离心力引起轴承负载增大、带来了振动大的问题。此外,由于涡卷端面和与之配合的涡旋件是通过前述顶端密封件而滑动接触的,因此带来了由顶端密封件的耐磨性而大大地影响了该涡旋压缩机的效率及可靠性的问题。

另一方面,前述以往涡旋压缩机的后者(即特开平 1-138387 号公报记载的涡旋压缩机),由于自转防止机构设置在旋转涡旋件的端板上,所以有助于小型化,但是,由于是利用弹簧力,在压缩机运转时可能产生振动等问题。

也就是说,在自转防止机构的X方向上,存在着由弹簧所产生的共振系统。抑制该共振的是,旋转涡旋件的质量和电动机的回转力。由于电动机必须抑制共振,而增加了电动机驱动旋转涡旋件旋转的力。由此,引起旋转振动。此外,还存在着弹簧的可靠性问题。

发明内容

本发明的目的是,提供一种小型的、性能及可靠性高的涡旋压缩机。

具体地说,可以实现旋转涡旋件外形的小型化,适于高速运转,并能在维持大范围输出力控制的状态下稳定运转。

本发明的一个特征是,提供一种涡旋压缩机,该压缩机包括:在平板两侧面设置涡旋状涡卷的旋转涡旋件,设置在该旋转涡旋件两侧,各有一个与前述旋转涡旋件的一个配合涡卷配对的涡卷的固定涡旋件,以及一个穿过前述旋转涡旋件及固定涡旋件而设置的并用于驱动前述旋转涡旋件在固定涡旋件内作环行运动的驱动轴,前述旋转涡旋件绕固定涡旋件作不自转的环行运动,从而压缩气体,并且,在前述旋转涡旋件上形成有凹槽部,从该旋转涡旋件的外周缘表面向内径向延伸,在该凹槽部内安装有与该旋转涡旋件配合的、阻止该旋转涡旋件自转的、使该旋转涡旋件作环行运动的十字联轴节。

进一步,具体的特征是,前述旋转涡旋件的旋转涡卷外侧曲线的终端部以接近该旋转涡旋件平板的外周缘或与其一致的方式形成,前述的十字联轴节在键部中央部分割而并设。

此外,另一个特征是,前述旋转涡旋件,在前述平板位置沿驱动轴的轴方向分割成两部分,使该旋转涡旋件以分割面对置的方式并

设。

本发明的再一个特征是,通过装在分割的前述旋转涡旋件分割面之间的弹性体,使前述旋转涡旋件在轴向可伸缩地并设着,在分割面的外周缘部形成凹槽部,十字联轴节装在该凹槽部内,与旋转涡旋件配合,阻止旋转涡旋件的自转,而允许作出公转运动。

本发明还有一个特征,在需要的额定动力为5马力时,该压缩机的外形尺寸可以达到使其直径在160mm以下。

旋转涡旋卷结束部分的外侧曲线终端部做成与平板(端板)外周缘接近成一致的结构,可以缩小旋转涡旋件端板的外形。此外,由于十字联轴节做成环状,并具有从键幅(键的宽度方向)的中央分成两部分的结构,同时还具有安装在旋转涡旋件端板外周所形成的凹槽部内而滑动的结构,所以,压缩机外形小。由此,在例如用于致冷空调的涡旋压缩机中,当压缩机所需要的额定动力为5马力时,可以使压缩机外形达到 $\phi 160$ 以下。

总之,由于阻止自转机构采用了弹簧,所以达到了减少振动、运转平稳的目的。

附图说明

图1是本发明涡旋压缩机的第一实施例的纵断侧面图。

图2是图1所示第一实施例的十字联轴节的立体图。

图3是图1所示第一实施例的旋转涡旋件的横断平面图。

图4是图1所示第一实施例的第二固定涡旋件的横断平面图。

图5是第二固定涡旋件、旋转涡旋件及十字联轴节的组装图。

图6是图1所示第一实施例的第一固定涡旋件的横断平面图。

图7是本发明涡旋压缩机第二实施例的纵断侧面图。

图8是图7所示第二实施例的十字联轴节的立体图。

图9是本发明第三实施例的涡旋压缩机的纵断侧面图。

具体实施方式

以下结合附图叙述本发明的实施例。

图1是本发明涡旋压缩机第一实施例作90°角度旋转剖视而展开的纵断侧面图,图2是用于该实施例的十字联轴节的立体图,图3是同一实施例的旋转涡旋件的横断平面图,图4及图5是该实施例的固定涡旋件的横断平面图。

在图1中,该涡旋压缩机包括:两端密闭且轴线基本竖直设立的圆筒形密闭容器1;与该密闭容器1的轴线一致、并设置在该密闭容器1内上部的固定的第一支撑架2及第二支撑架3;与前述第一支撑架2及第二支撑架3的轴线一致的第一固定涡旋件4及第二固定涡旋件5,分别在一侧形成涡旋状涡卷,涡卷分别朝上方和朝下方面对第一支撑架2及第二支撑架3并可分别沿轴向滑动地嵌装在这两个支撑架2、3内;在平板两侧对称地形成涡旋状涡卷的旋转涡旋件6,由前述第一固定涡旋件4及第二固定涡旋件5以夹层状夹持着,并包围在其内部;与前述第一固定涡旋件4及第二固定涡旋件5的轴线一致并配置在前述第二支撑架3下方的定子7a及转子7b,构成用于驱动旋转涡旋件的电动机;与该转子7b配合而旋转的曲轴8,通过旋转轴承6b而使前述旋转涡旋件6旋转;穿过前述密闭容器1的壁面而设置的吸入管9,将被压缩气体供给前述第一固定涡旋件4的涡卷与旋转涡旋件6的涡卷所形成的空间;以及穿过前述密闭容器1的壁面而配置的排出管10等。前述第二支撑架3固定在密闭容器1的壁面上,第一支撑架2由从该第一支撑架2而穿过前述第一固定涡旋件4及第二固定涡旋件5的穿透螺栓而固定在前述第二支撑架3上。

驱动轴是曲轴8,并由与转子7b结合的转子结合部8d,从该转子结合部8d向上延伸的并由固定在前述第二支撑架3中心部位的第二支撑架轴承3a支撑的下支撑轴部8b。从该下支撑轴部8b向上方延伸的并嵌合在前述旋转轴承6b中的偏心轴部8a、从该偏心轴部8a向上方延伸的并由固定在前述第一支撑架2中心部位的第一支撑架轴承2a支撑的上支撑轴部8c、从前述转子结合部8d向下延伸的并由固定在前述密闭容器1壁面上的辅助支架11所形成的辅助轴承12支撑的下端支撑轴部8e所构成。在曲轴8上,在下支撑轴部8b安装有下平衡重13,在上支撑轴部8c安装有上平衡重14,用于抵消旋转涡旋件6的离心力以及由该离心力引起的力矩,并由此防止在曲轴8上导致的振动发生。此外,前述第二支撑架轴承3a具有带挡边轴承的结构,用于支撑曲轴8及转子7b的重量。

旋转涡旋件6受十字联轴节15的约束,不能作自转(以偏心轴部8a为中心回转)运动,而是由偏心轴部8a的回转驱动作旋转(公转)运动。

十字联轴节15如图2所示,两个环部15a、15b并设而形成椭圆形环状,并带有6个键部15c、15d、15e、15f、15g及15h。前述键部15c、15h及键部15e、15f的键幅方向的断面,形成两个环部15a、15b并设的对接面。并且,该十字联轴节15的前述键部15d、15g,与图3所示的旋转涡旋件6上所形成的键槽6c、6d配合,允许该旋转涡旋件6相对该键槽方向滑动,而键部15c、15h及键部15e、15f,与图4所示的前述第二固定涡旋件5上所形成的键槽5b、5c配合,并可相对该键槽方向滑动。此外,该十字联轴节15的环部15a、15b的短径区域,容纳在前述旋转涡旋件6端板外周面轴向中央部所形成

的凹槽部 6e 内,并在该凹槽部 6e 内,分别可相对于键槽方向滑动,而其长径区域,从端板外周面外面露出,与第二固定涡旋件 5 的键槽 5b、5c 配合,并可相对该键槽方向滑动。

前述旋转涡旋件 6 如图 3 所示(该图示出了与第一固定涡旋件 5 对置的涡卷 6a 一侧的结构),在端板 6f 两侧所形成的涡卷 6a 的卷初始部(中心部)由圆弧形成,该涡卷 6a 的外侧曲线端部与端板 6f 的外周缘接近或一致、这种形状可以相对于涡卷 6a 的圈数而缩小旋转涡旋件 6 的端板 6f 的外形。在轴承 6b 的外周部设置有排出通路 6g(6i)及排出孔 6h。排出通路 6g(6i)由旋转涡旋件 6 轴向两侧部(图 1 的上下侧面)所形成,并由排出孔 6h 互相连通。

前述第二固定涡旋件 5,如图 4 所示,涡卷 5a 的卷初始部(内周端部)及卷终端部(外周端部)都由圆弧形成,并且在涡卷 5a 的卷初始部的内侧近旁设置有配合孔 5d。另一方面,涡卷 5a 的卷终端部内侧近旁设置有吸入通路 5e。

图 5 示出了第二固定涡旋件 5、旋转涡旋件 6 及十字联轴节 15 (仅示出了一个方向)组合在一起时的从第一固定涡旋件 4 一侧所看到的结构。但是,省略了涡卷。如图 4,十字联轴节 15b 安装在旋转涡旋件 6 的端板外周面上所形成的凹槽部 6e 内,键部 15d 与键槽 6c 配合。另一方面,键部 15c、键部 15e 分别与第二固定涡旋件 5 上所形成的键槽 5b、键槽 5c 配合。

十字联轴节 15 分割的理由是,从图示可以理解,如果不分割就无法组装。

第一固定涡旋件 4 如图 6 所示,在涡卷 5a 的卷终端部(外周端部)的近旁,形成与穿过密闭容器 1 壁面所设置的吸入管 9 连通的

吸入口 4b。另一方面,在涡卷 4a 的卷初始部(内周端部)的近旁设置有排出孔 4c,该排出孔 4c 开口于旋转涡旋件 6 轴向两侧端部(图 1 上端面)上所形成的前述排出通路 6g,并通过前述第一支撑架 2 上所形成的排出通路 2c 与前述密闭容器 1 上部的排出空间 1a 连通。

旋转涡旋件 6 的涡卷 6a 与第一固定涡旋件 4 的涡卷 4a 及第二固定涡旋件 5 的涡卷 5a 所夹持的空间形成了压缩室 16 及 17,压缩室 16 与前述排出通路 6g 相通,而压缩室 17 与前述通路 6i 相通。

上述结构的涡旋压缩机,借助于曲轴 8 的旋转驱动使旋转件 6 作旋转运动时,从吸入管 9 吸入的被压缩流体在压缩室 16、17 中压缩,达到预定的压力(排出压力)之后,经过排出通路 6g、6i、排出孔 6h、排出孔 4c 从排出通路 2a 排到密闭容器 1 上部的排出空间 1a 中,再经过排出管 10 排到密闭容器 1 之外。

下文叙述当压缩室 16、17 内的压力非常高而发生液体压缩现象时的第一及第二固定涡旋件 4、5 的释放结构。

相对于第一支撑架 2 的第一固定涡旋件 4 的配合结构是,第一支撑架 2 内侧面形成有环状凹部 2b,第一固定涡旋件 4 外侧面形成的环状凸部 4e 以可沿轴向滑动的方式嵌合在前述凹部 2b 中,并在该凸部 4e 上装有密封圈 4d,在前述凹部 2b 的底部与凸部 4e 的顶端部之间形成环状工作室 18。另一方面,第二固定涡旋件 5 相对于第二支撑架 3 的配合结构是,第二支撑架 3 内侧面所形成的环状凸部 3c 以可沿轴向滑动的方式嵌合在第二固定涡旋件 5 外侧面所形成的环状凹部 5f 中,并在该凸部 3c 上嵌装有密封圈 3b,凹部 5f 的底部与凸部 3c 的顶端部之间形成环状工作室 19。两个工作室 18、19 分别通过穿过第一固定涡旋元件 4 及第二固定涡旋件 5 而形成的通

孔 4f、5g 与压缩室 16、17 相通。在此，工作室 18、19 内的压力可以根据相对压缩室 16、17 的通孔 4f、5g 的开口位置来任意设定，可以设定成中间压力或吸入压力。

第二固定涡旋件 5 端板的外周缘部轴向侧面与第二支撑架 3 及第一支撑架 2 的外周缘部之间的接触(对接)面，在机械加工公差范围内将轴向尺寸加工成同一面，以如此方式将这些元件组装在一起。在这种状态下，将旋转涡旋件 6 组装在第二固定涡旋件 5 上(旋转涡旋件 6 的端板与第二固定涡旋件 5 的端板接触)时，考虑到性能和可靠性，对于旋转涡旋件 6 涡卷 6a 的前端与第二固定涡旋件 5 的涡卷 5a 前端的间隙进行适当的设定，使它们之间有恰当的间隙。换言之，从性能及可靠性的观点出发，设定适当的间隙，并以第二固定涡旋件 5 涡卷 5a 的卷长长度为基准来确定旋转涡旋件 6 的涡卷 6a 的卷长度。以同样的考虑方法，可以确定第一固定涡旋件 4 与旋转涡旋件 6 的卷长度。在此，是以第一固定涡旋件 4 端板外周缘部的侧面与第二固定涡旋件 5 端板外周缘部的侧面之间的接触为基准的。以这种方式可以以第二固定涡旋件 5 的端板外周缘部的侧面为基准来确定轴向尺寸。

下文叙述压缩机动作时旋转涡旋件 6 的涡卷 6a 前端与第二固定涡旋件 5 的涡卷 5a 前端之间的间隙。为简明扼要，仅叙述旋转涡旋件 6 与第二固定涡旋件 5 的关系。首先，作用在第二固定涡旋件 5 上的轴向力是将第二固定涡旋件 5 向上(把第二固定涡旋件 5 推向旋转涡旋件 6 的方向)挤压的力，作为该挤压力是下述作用力：(1)作用在第二固定涡旋件 5 中央部的、前述曲轴 8 与环状凹部 5f 壁面所形成的空间 5h 的轴向投影面积和排出压力的乘积所得出的力

(F_1);(2)工作室 19 的轴向投影面积与该工作室 19 内的压力的乘积所得到的力(F_2);(3)环状凹部 5f 的壁面与第二支撑架所形成的空间 20 在轴向的投影面积与吸入压力的乘积所得到的力(F_3)。另一方面,作为把第二固定涡旋件 5 向下方(使第二固定涡旋件 5 离开旋转涡旋件 6 的方向)挤压的力,是前述压缩室 17 的压缩力(F_4)的作用。结果,第二固定涡旋件 5 因前述力 $F_1 \sim F_3$ 的合力与压缩力 F_4 平衡后的差别而产生移动力。在此,力 F_1 、 F_3 及 F_4 是根据压缩机的运转条件来决定的,并且通过力 F_2 来确定前述旋转涡旋件 6 涡卷 6a 的前端与第二固定涡旋件 5 的涡卷 5a 前端的间隙。换言之,从性能及可靠性的观点出发,来决定适当的间隙,由此,确定力 F_2 ,即是说确定前述工作室 19 的轴向投影面积或者该工作室 19 内的压力。

下文叙述动作过程。上述结构的涡旋压缩机运转时,通常将力 $F_1 \sim F_4$ 的平衡设定成: $F_1 + F_2 + F_3 \geq F_4$,使前述旋转涡旋件 6 的涡卷 6a 前端与第二固定涡旋件 5 的涡卷 5a 及第一固定涡旋件 4 的涡卷 4a 两者前端的间隙保持在适当的(设定)间隙值上,而且,旋转涡旋件 6 的端板外周缘部的侧面与第一固定涡旋件 4 及第二固定涡旋件 5 的端板外周缘部侧面滑动接触而运转。从这种状态开始,在例如液体压缩及压缩室内压力异常上升等现象发生的场合,前述的力 $F_1 \sim F_4$ 的平衡变为: $F_1 + F_2 + F_3 < F_4$,这会产生使第二固定涡旋件 5 及第一固定涡旋件 4 脱离旋转涡旋件 6 的力,使第一及第二固定涡旋件 4、5 沿轴向后退,第一固定涡旋件 4 端板外周缘部的侧面及第二固定涡旋件 5 端板的外周缘部侧面的与旋转涡旋件 6 的滑动接触解除,使涡卷前端的间隙扩大,由此,压力(高压)向低压侧

泄漏,使压力降低,从而使压力不会异常上升。由此,固定涡旋件4、5及旋转涡旋件6不需要做成耐异常压力的厚壁部件,因此,可以实现所希望的耐压力薄壁部件所构成的小型且轻量化的结构。

此外,在该实施例中,是由第一固定涡旋件4及第二固定涡旋件5两个部件构成轴向释放结构,本发明并不限于这种结构,还可以采用例如,把第一固定涡旋件4与第一支撑架2的一个部件固定在除第一固定涡旋件4之外的其它部件上,仅第二固定涡旋件5沿轴向构成释放的结构的一种变形形式。

如上文所述,根据该实施例由于采用了旋转涡旋件6的涡卷6a卷终止部的外侧曲线终端部与端板周缘接近或一致的结构,所以可缩小旋转涡旋件6端板的外形。

此外,由于十字联轴节15采用了将从键幅中央分割成两部分的环部结合在一起的环状结构,并且,该十字联轴节15的环部15a、15b装在旋转涡旋件6的端板轴向中央部所形成的凹部6e内,并分别在该凹部6e内滑动,根据这种结构,可以缩小压缩机的外形。

进一步,第一固定涡旋件4或第二固定涡旋件5可相对旋转涡旋件6构成轴向释放的结构,由此,可以保持旋转涡旋件6涡卷前端与固定涡旋件4、5涡卷前端的间隙始终为适当的间隙,压缩机在这种状态下运转,并且,在例如液体压缩及压缩室内压力异常升高等现象发生的场合,也能通过固定涡旋件4、5从旋转涡旋件6的释放,来防止在旋转涡旋件6端板外周缘部侧面与固定涡旋件4、5的端板外周缘部侧面的滑动接触面上所产生的异常负载,达到预期效果。

更进一步,在小型压缩机中,为了对大范围的输出力进行控制,

借助于变换器的控制,使驱动旋转涡旋件6的电动机高速旋转(例如6000—9000rpm)时,旋转涡旋件6的旋转会产生大的离心力。这时,由于下平衡重13在曲轴8上产生以第二支撑架轴承3a为支点的力矩,从而与该离心力相抵消。但是,由于该力矩又通过安装在上支撑轴部8c外端上的上平衡重14抵消,所以,在高速运转状态下,不会产生大的振动,可实现运转平稳。

下文叙述本发明的另一实施例。图7是本发明涡旋压缩机第二实施例作了90°旋转剖视后展开的纵断侧面图。此外,图8示出了用于该实施例的十字联轴节的立体图。在此,与图1~图6所示第一实施例相同的组成部件用同一符号表示,其详细说明省略。

与第一实施例相比较,该实施例的特点是,旋转涡旋件沿轴向分割成两部分的结构。即是说,相对于第一固定涡旋件4而设置有第一旋转涡旋件60,相对第二固定涡旋件5设置有第二旋转涡旋件61。并且在第一旋转涡旋件60与第二旋转涡旋件61的轴向中央部形成凹部6e,十字联轴节15的环部可滑动地安装在该凹部6e内,用于阻止两个旋转涡旋件60、61的自转。该十字联轴节15,如图8所示,是由一个环部15a和四个键部15c、15d、15e及15g所组成,并与前述第一旋转涡旋件60、第二旋转涡旋件61、第一固定涡旋件4及第二固定涡旋件5上所形成的键槽配合,分别在键槽内滑动。

旋转涡旋件的两面设置有涡卷的最大特点是,被压缩流体压缩时产生的轴向推力负载可相互抵消,由此避免了由压缩负载引起的旋转涡旋件端板的变形。由此,不需要在为了防止单面设有涡卷的旋转涡旋件中的端板变形时而将该旋转涡旋件端板做的太厚,根据该实施例的旋转件的结构,由于上下旋转涡旋件60、61的变形受到

了限制,所以,能将各该旋转涡旋件 60、61 的端板尽可能做薄。

固定涡旋件 4、5 的释放结构及动作,与前述实施例相同,其说明省略。

根据上文的该实施例,由于旋转涡旋件 60、61 做成沿轴向分割成两部分的结构,这样,十字联轴节 15 可以做成一体,即实现了小型化,又提高了组装性能,而且还达到了使旋转涡旋件 60、61 的端板厚度尽可能薄的效果。

下文叙述本发明的再一实施例。图 9 是本发明涡旋压缩机第三实施例作了 90°角度的旋转剖视展开后的纵断侧面图。在此,与第一及第二实施例相同的组成部件用同一符号表示,其结构的说明省略。

该实施例的特征是,分割成两部分的第一旋转涡旋件 60 与第二旋转涡旋件 61 之间装有矩形断面的弹性支撑体 22、23,使该第一旋转涡旋件 60 与第二旋转涡旋件 61 的背面(涡卷的相反侧面),以形成适当间隙的方式并设。前述弹性支撑体 22、23,由有弹性力的自润滑性材料等形成,并嵌装在前述第一旋转涡旋件 60 与第二旋转涡旋件 61 上所形成的环状槽中。由于第一旋转涡旋件 60 与第二旋转涡旋件 61 不产生相对的旋转运动,所以,前述弹性支撑体 22、23 不一定非要用自润滑性材料。

本发明并不限于该实施例的两面涡卷型,在单面涡卷型的涡旋压缩机中,涡卷前端间的间隙设定是性能及可靠性的最重要的因素。换言之,压缩机运转中不论怎样都不会使可靠性(耐久性)受损,可以将涡卷前端之间的间隙尽可能设定的小一些。所以,易于提高压缩机效率。可以适应于该技术课题的前述固定涡旋件 4、5 的释放结构,在该实施例中,通过旋转涡旋从固定涡旋释放地移动的结构,

可以实现。

由于弹性支撑体 22、23 是由有弹性力的自润滑性材料等形成，在产生能使第一及第二旋转涡旋件 60、61 远离第一及第二固定涡旋件 4、5 的力时，由于第一及第二旋转涡旋件 60、61 背面(涡卷的相反侧面)的弹性支撑体 22、23 受压缩力的作用，利用该压缩的弹性支撑体 22、23 的压缩，可以使第一及第二旋转涡旋件 60、61 从第一及第二固定涡旋件 4、5 沿轴向释放。并且，当弹性支撑体 22、23 的弹性力大时，可以产生将第一及第二旋转涡旋件 60、61 朝第一及第二固定涡旋件 4、5 的方向推压的恢复力，由此，可以减少第一及第二旋转涡旋件 60、61 远离第一及第二固定涡旋件 4、5 时所需要的力。这样，在第一及第二旋转涡旋件 60、61 的背面之间由于设置了弹性支撑体 22、23，可以使第一及第二旋转涡旋件 60、61 旋转运动时的姿势更稳定。在此，关于第一及第二固定涡旋件 4、5 的释放动作与前述基本相同，其说明省略。

根据该实施例，由于前述旋转涡旋件是采用在端板中央部沿轴向分割成两部分的结构，并在第一旋转涡旋件 60 及第二旋转涡旋件 61 的背面之间设置有弹性支撑体 22、23，可以使两个旋转涡旋件 60、61 旋转运动时的姿势更稳定，并且，两个旋转涡旋件 60、61 可以从两个固定涡旋件 4、5 释放，由此，可以有效地避免两个旋转涡旋件 60、61 的端板外周缘侧面与固定涡旋件 4、5 的端板外周缘部侧面之间的滑动接触面上产生异常的负载。

此外，在构成旋转涡旋件 60、61 沿轴向进退、从固定涡旋件 4、5 释放的结构时，将前述固定涡旋件 4、5 固定在支撑架 2、3 上而不能进退地安装着，可以达到同样效果。

通过上述各种实施例的叙述,可以理解,根据本发明,由于与旋转涡旋件配合的、阻止该旋转涡旋件自转的、允许该旋转涡旋件旋转的十字联轴节,是设置在该旋转涡旋件平板外周面上所形成的凹槽部内,由此,可缩小旋转涡旋件的外形。

此外,由于前述旋转涡旋件涡卷外侧曲线的终端部做成与该旋转件的平板外周缘接近或一致的结构,因此,对于小直径的旋转涡旋件来说,可以增加涡卷的圈数,达到所希望的压缩性能。

进一步,由于固定涡旋件与旋转涡旋件可沿轴向相对进退(释放),因此,在旋转涡旋件的涡卷前端与固定涡旋件的涡卷前端保持适当的间隙,使压缩机在旋转涡旋件旋转运动时保持稳定姿势的条件下运转,可提高压缩机的性能,而且,在发生液体压缩及压缩室内压力异常上升等现象时,通过固定涡旋件与旋转涡旋件的释放,可以避免涡旋件端板外周缘部侧面之间的滑动接触面上产生异常负载,从而提高了可靠性。

更进一步,由于在驱动轴上安装有关于旋转涡旋件旋转的平衡以心及关于作用在该驱动轴上的力矩的平衡重,可以抵消旋转涡旋件旋转而引起的离心力以及力矩,从而抑制高速运转时的振动,实现平稳运转。

图1

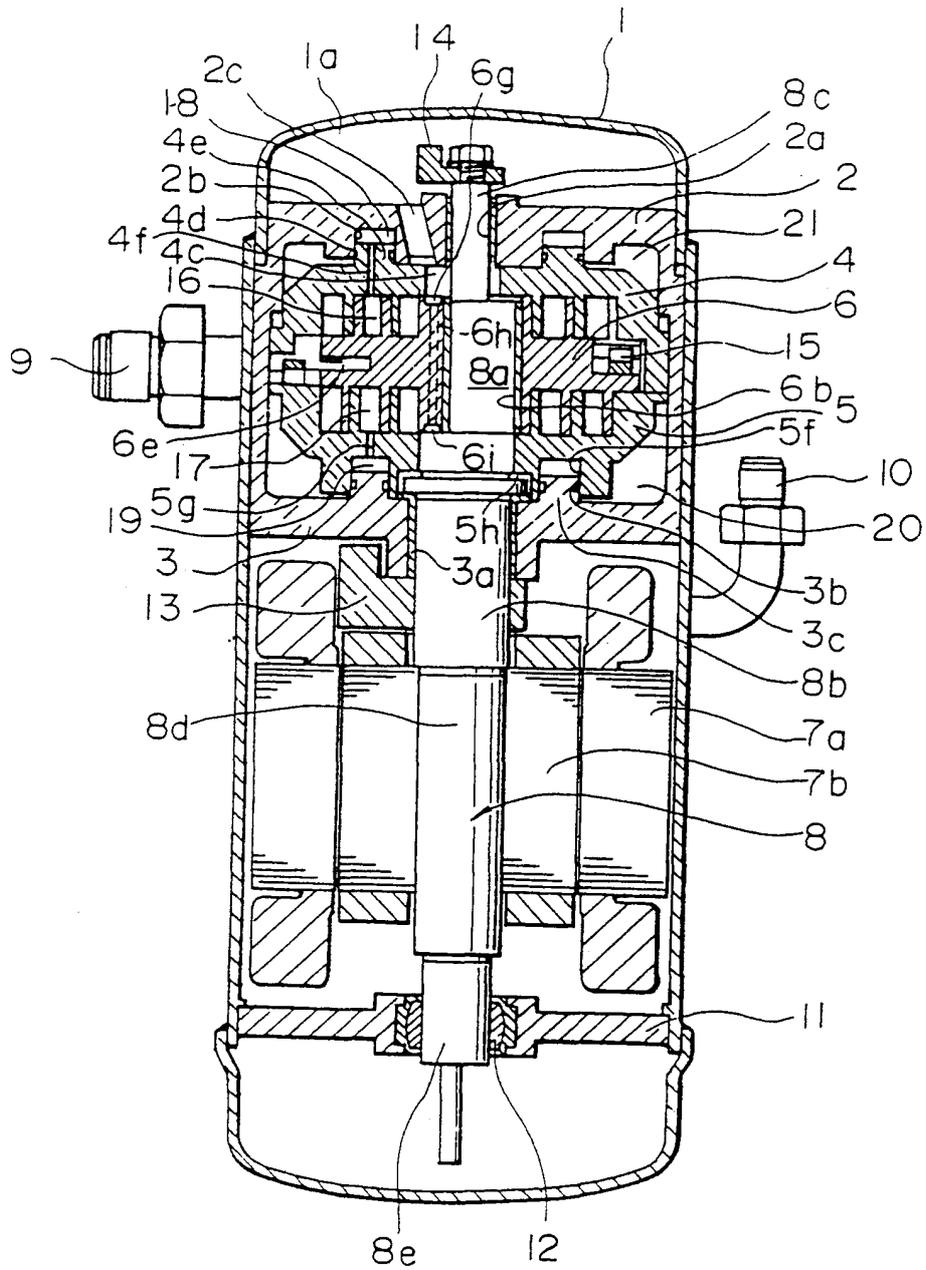


图2

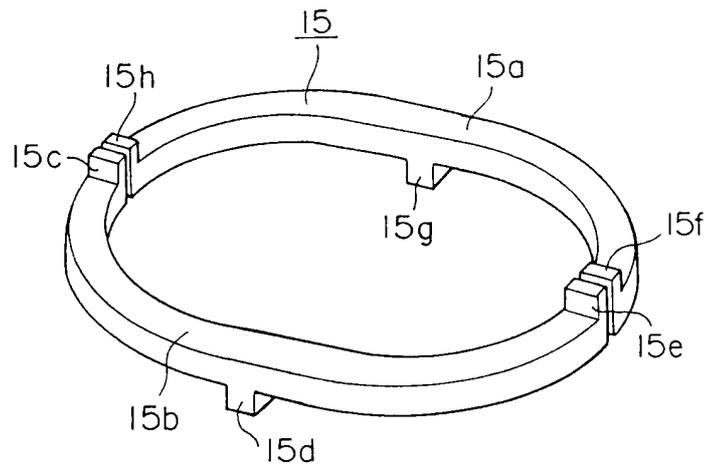


图3

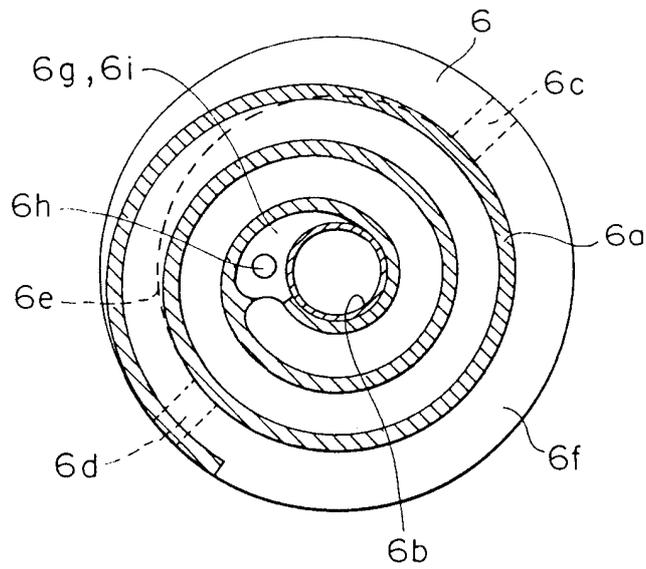


图4

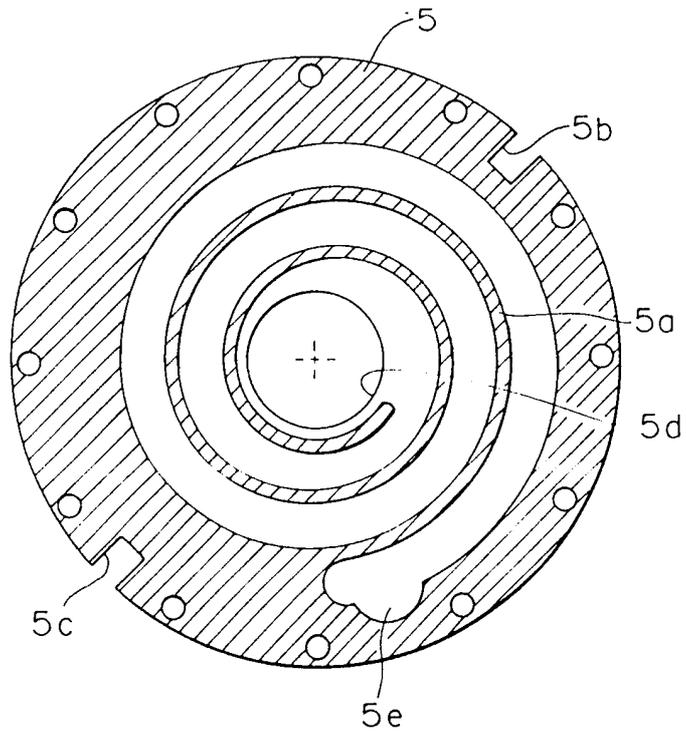


图5

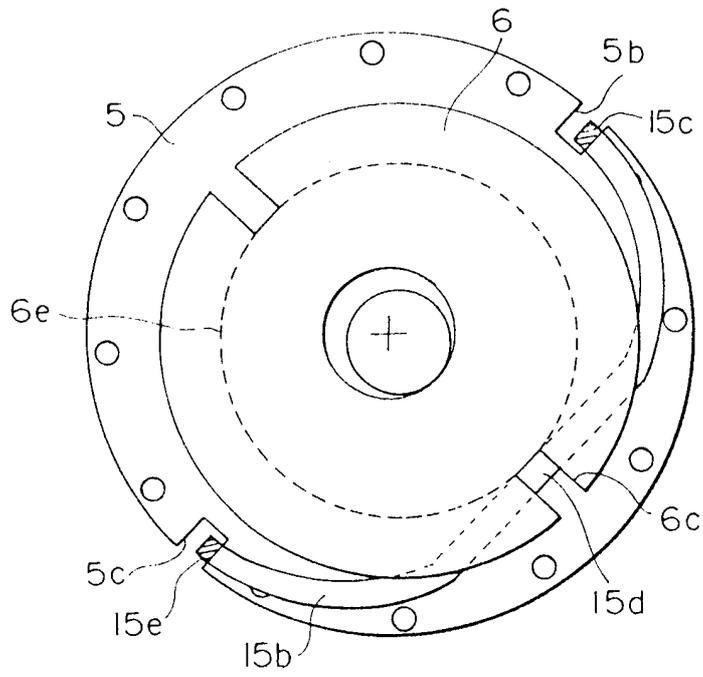


图6

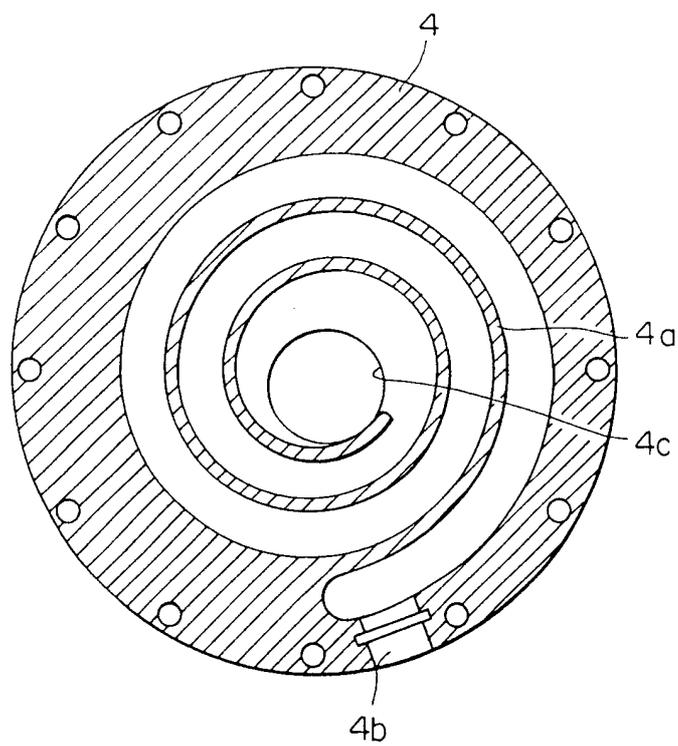


图7

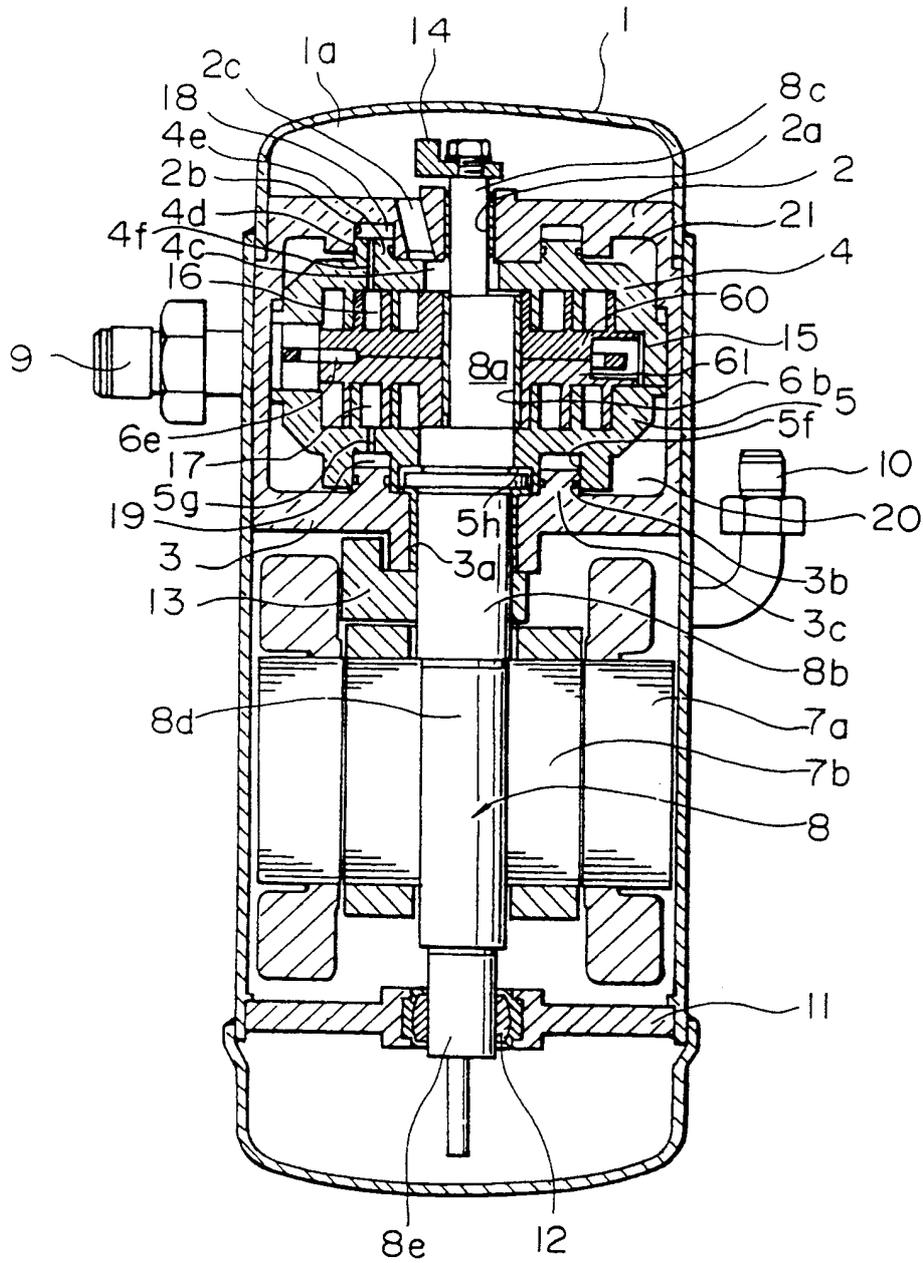


图8

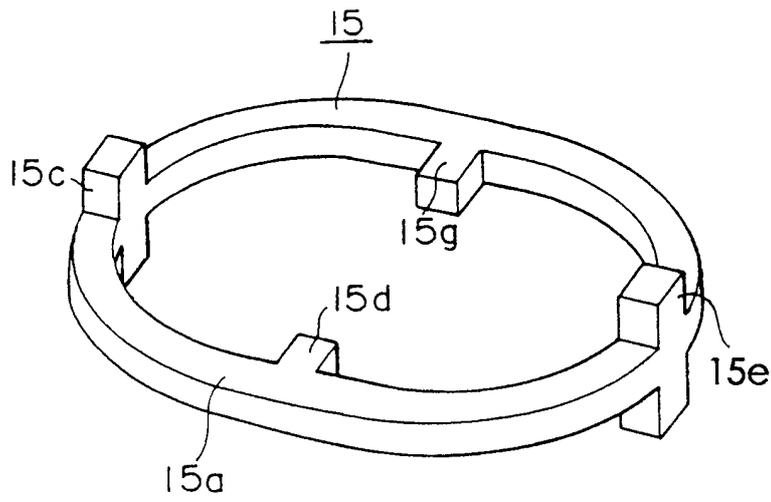


图9

