

[19] 中华人民共和国国家知识产权局

[51] Int. Cl.

F02B 53/00 (2006.01)

F01C 1/22 (2006.01)



[12] 发明专利说明书

专利号 ZL 200480024656.1

[45] 授权公告日 2009 年 6 月 24 日

[11] 授权公告号 CN 100504050C

[22] 申请日 2004.8.27

[21] 申请号 200480024656.1

[30] 优先权

[32] 2003.8.27 [33] AU [31] 2003904633

[86] 国际申请 PCT/AU2004/001165 2004.8.27

[87] 国际公布 WO2005/021933 英 2005.3.10

[85] 进入国家阶段日期 2006.2.27

[73] 专利权人 KCR 技术有限公司

地址 澳大利亚维多利亚

[72] 发明人 扬尼斯·特拉帕利斯

[56] 参考文献

WO199321423A1 1993.10.28

WO2001069061A1 2001.9.20

DE19514531A1 1996.10.24

审查员 刘畅

[74] 专利代理机构 隆天国际知识产权代理有限公司

代理人 王玉双 潘培坤

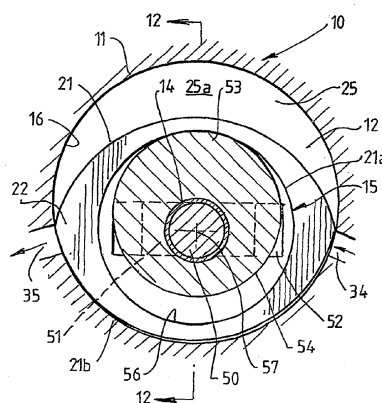
权利要求书 4 页 说明书 20 页 附图 8 页

[54] 发明名称

旋转机构、包含旋转机构或还包含平衡机构的机器

[57] 摘要

一种旋转机构包括：壳体，具有内壁的环形的封闭腔室；双凸叶对称转子，具有位于转子的顶端之间的纵向中心轴线；并以下述方式设置在腔室内以在腔室内偏心地转动：顶端连续地扫过内壁，从而在各凸叶和内壁之间产生容积相继增大和减小的空腔；转子安装在轴上，轴支撑第一导向装置，其由安装成相对于转子上的长槽进行往复运动的挡块来限定，由此，挡块和轴允许转子偏心地转动；入口端口和排放端口，用于将流体供入空腔并从空腔排出；及第二导向装置，与第一导向装置相互作用，第二导向装置的中心偏离腔室的中心轴线。安装转子的轴是单轴，其延伸穿过腔室的相对端，且中心偏离腔室的中心轴线。



1. 一种旋转机构，包括：

壳体，所述壳体限定了具有内壁的大致呈环形的封闭腔室；

双凸叶对称转子，所述转子具有位于所述转子的顶端之间的纵向中心轴线；所述转子以下述方式设置在所述腔室内以在所述腔室内偏心地转动：所述顶端连续地扫过所述内壁，从而在各凸叶和所述内壁之间产生容积相继增大和减小的空腔；所述转子安装在轴上，所述轴支撑第一导向装置，所述第一导向装置由安装成相对于所述转子上的长槽进行往复运动的挡块来限定，由此，所述挡块和轴允许所述转子偏心地转动；

间隔开的入口端口和排放端口，用于将流体供入所述空腔并从所述空腔排出；以及

第二导向装置，所述第二导向装置与所述第一导向装置相互作用，以便引导所述转子并确保所述顶端在运行期间与所述内壁连续地密封接触，使得所述转子的中心沿着所述腔室内的圆形轨迹运动，其中，所述第二导向装置的中心偏离所述腔室的中心轴线，所述安装转子的轴是单轴，其延伸穿过所述腔室的相对端，并且中心偏离所述腔室的中心轴线。

2. 如权利要求 1 所述的旋转机构，其中，所述第二导向装置是构造成具有匹配的接触表面的组件，从而使接触负荷沿着相互接合的导向组件均匀分布。

3. 如权利要求 1 或 2 所述的旋转机构，其中，所述第二导向装置包括：圆形的导向盘，所述导向盘安装在所述环形腔室的至少一端；以及

对应的圆形凹部，其位于所述转子的一侧上，以容置所述导向盘；其中，所述凹部具有位于所述转子的中心的原点，并且比所述导向盘大，以允许所述圆形凹部围绕所述导向盘转动。

4. 如权利要求 3 所述的旋转机构，其中，所述导向盘的中心偏离所述腔室的中心轴线。

5. 如权利要求 4 所述的旋转机构，其中，所述导向盘的中心位于所述腔室的中心轴线与所述轴的轴心之间的中间位置。

6. 如权利要求 3 所述的旋转机构，其中，所述旋转机构设置有两个导向盘，所述腔室的每一端各有一个导向盘；并且，所述导向盘能容置在位于

所述转子的每一侧面中的、对应的圆形凹部内。

7. 如权利要求 1 所述的旋转机构, 其中, 所述长槽沿所述转子的纵向轴线定位。

8. 如权利要求 1 所述的旋转机构, 其中, 所述壳体和转子的几何轮廓可以由所述腔室的直径以及所述轴与所述腔室的中心的偏离距离来计算。

9. 如权利要求 1 所述的旋转机构, 其中, 所述转子的中心沿圆形轨迹移动, 由此所述轨迹的中心与所述腔室的中心贯通轴线和所述轴的轴心之间的中间位置偏离。

10. 如权利要求 1 所述的旋转机构, 其中, 所述转子顶端设置有正位移密封件, 所述密封件位于与所述内壁连续接触的所述转子顶端处的槽内。

11. 如权利要求 10 所述的旋转机构, 其中, 所述密封件为弹簧偏置的密封件。

12. 如权利要求 10 所述的旋转机构, 其中, 允许所述空腔内的流体进入所述槽内, 并迫使所述密封件抵靠所述内壁。

13. 如权利要求 1 所述的旋转机构, 其中, 所述转子的轮廓和/或所述腔室的轮廓能进行修改, 以适应特定的机械参量。

14. 如权利要求 3 所述的旋转机构, 其中, 所述导向盘和/或圆形凹部的形状能进行修改, 以适应特定的机械参量。

15. 如权利要求 13 或 14 所述的旋转机构, 其中, 所述参量为间隙的增大、流速的变化或者凹形燃烧室。

16. 如权利要求 1 所述的旋转机构, 其中, 所述腔室的轮廓为圆形或者蚌线形。

17. 一种包含如前述权利要求中任一项所述的旋转机构的机器, 其中, 所述机器传输、膨胀或压缩流体、或者使流体内燃。

18. 一种包含如权利要求 1 所述的旋转机构以及用于平衡所述旋转机构中的转子运动的平衡机构的机器。

19. 如权利要求 18 所述的机器, 其中, 所述转子每转一圈所述平衡机构就转动两圈。

20. 一种旋转机构, 包括:

壳体, 所述壳体限定了具有内壁的大致呈环形的封闭腔室;

双凸叶对称转子，所述转子具有位于所述转子的顶端之间的纵向中心轴线；所述转子以下述方式设置在所述腔室内以在所述腔室内偏心地转动：所述顶端连续地扫过所述内壁，从而在各凸叶和所述内壁之间产生容积相继增大和减小的空腔；其中，所述转子安装在延伸穿过所述腔室的相对端的单轴上，所述轴支撑第一导向装置，所述第一导向装置由安装成相对于所述转子上的长槽进行往复运动的挡块来限定，由此，所述挡块和轴允许所述转子偏心地转动；

间隔开的入口端口和排放端口，用于将流体供入所述空腔并从所述空腔排出；以及

第二导向装置，所述第二导向装置与所述第一导向装置相互作用，以便引导所述转子并确保所述顶端在运行期间与所述内壁连续地密封接触，使得所述转子的中心沿着所述腔室内的圆形轨迹运动，其中，所述第二导向装置包括：

圆形的导向盘，所述导向盘安装在所述环形腔室的至少一端；以及

对应的圆形凹部，其位于所述转子的一侧上，以容置所述导向盘；其中，所述凹部具有位于所述转子的中心处的原点，并且比所述导向盘大，以允许所述圆形凹部围绕所述导向盘转动。

21. 一种旋转机构，包括：

壳体，所述壳体限定了具有内壁的大致呈环形的封闭腔室；

双凸叶对称转子，所述转子具有位于所述转子的顶端之间的纵向中心轴线；所述转子以下述方式设置在所述腔室内以在所述腔室内偏心地转动：所述顶端连续地扫过所述内壁，从而在各凸叶和所述内壁之间产生容积相继增大和减小的空腔；其中，所述转子安装在延伸穿过所述腔室的相对端的单轴上，所述轴支撑第一导向装置，所述第一导向装置由安装成相对于所述转子上的长槽进行往复运动的挡块来限定，由此，所述挡块和轴允许所述转子偏心地转动；

间隔开的入口端口和排放端口，用于将流体供入所述空腔并从所述空腔排出；以及

第二导向装置，所述第二导向装置与所述第一导向装置相互作用，以便引导所述转子并确保所述顶端在运行期间与所述内壁连续地密封接触，使得

所述转子的中心沿着所述腔室内的圆形轨迹运动，其中，所述第二导向装置包括：

圆形的导向盘，所述导向盘安装在所述环形腔室的至少一端并且偏离所述腔室的中心轴线；以及

对应的圆形凹部，其位于所述转子的一侧上，以容置所述导向盘；其中，所述凹部具有位于所述转子的中心处的原点，并且比所述导向盘大，以允许所述转子在所述导向盘上进行有限运动。

旋转机构、包含旋转机构或还包含平衡机构的机器

技术领域

本发明涉及一种旋转机构，这种旋转机构具有双凸叶转子，所述转子在封闭腔室内被偏心驱动从而压缩或膨胀所述腔室内的流体。

背景技术

旋转机构在包括有液压泵、气体压缩机、气体膨胀机以及旋转式发动机等的各种机器中均有应用。

已经提出有许多不同类型的用于在泵、压缩机、膨胀机以及旋转式发动机中运行的旋转式机械。大多数公知的旋转式机械在任一上述应用中已经取得了有限的操作上的成功，但还没有任一旋转式机械适于在所有这些应用中均能成功地运行。

一种特定的旋转式机械包括可转动地安装在环形腔室内的双凸叶透镜状转子（two-lobe lenticular rotor）或者叶片，所述环形腔室具有圆贝壳状的结构。双凸叶转子的旋转运动必须被精细地引导，以确保双凸叶转子的顶端始终保持与腔室内壁的滑动接触以及密封接触，从而连续改变转子和腔室壁之间的空间体积。进入腔室内的入口允许流体进入，并且流体在转子的压缩下通过出口排出。

在一种已知的旋转式机械中，端部开口的曲柄延伸穿过腔室的一个端盖并且支撑转子。驱动机构转动曲柄从而在腔室内转动转子。转子运动由安装在透镜状转子一端的齿轮系统进行引导。这种设计的问题在于，该齿轮系统不足以承受在运行过程中作用于机械上的高振动应力及负荷。

上述这种旋转式机械具有偏心旋转的转子质心，这自然就会产生沿一个方向的倾斜或牵拉。即使增加了腔室壳体的刚度并引入旋转配重，诸如那些在转子一侧具有齿轮系统导向装置的复杂设计、或者引入任意其他的打乱机械对称性的设计仍不能抵消通常的机械倾斜，因此运行时会失去平衡。

另一种已知的旋转式机械使用延伸穿过槽的心轴，其中，槽与心轴的相互关系为，心轴在槽内的往复滑动引导转子在腔室内偏心地转动。不过，这种设计在结构上太过脆弱，不能承受泵、压缩机、膨胀机、发动机等在正常运行状态下的连续振动应力。有时在转子的每个循环中都要承载运动转子的

满负荷的各心轴不能承受住重复负荷而会发生剪切变形。

就内燃机而言，仅有汪克尔发动机（Wankel）的回转设计成功地应用在内燃机中。不过，即便是汪克尔发动机也有不足，由于外旋轮线腔室内的三凸叶转子导致低热力学效率，使得其仅适合于在高速旋转的情况下使用并且仅适用于轻型车辆。由于在发动机最大压缩处的上死点，转子横跨外旋轮线腔室且在转子和腔室壁之间留下两个具有未压缩燃料的小间隙，因此压缩比低。在低速旋转的情况下，转子与腔室的接触损失尤其值得关注。三凸叶转子在这种形状的腔室内的密封也尤为困难。

在所有的旋转式机械中，特别是由于维持良好的腔室密封很困难，而导致了热力学效率低下。由于许多公知的旋转式机械具有复杂的转子，通常随之具有复杂的腔室形状，因此顶端处的尖端密封件需要从转子或多或少地进行延伸。在许多情况下，转子运行时所述尖端密封件自身就要承受负荷，这使得它们易于磨损和泄漏。例如齿轮系统及槽的附加特征增加了可能发生流体泄漏的区域数量，并且由于这些附加特征的尺寸及定位，可能无法有效地设置密封件。可以理解，转子和腔室的形状越复杂，腔室密封就会遇到越大的困难。另外，具有较多数量组件的较为复杂的设计更为昂贵，并且制造和维护会更困难。

通常，旋转式机械还会面临其他热力学缺陷，即很难有效地冷却转子。而冷却问题又可能导致难以维持金属制品（metal）的整体性（integrity），特别是可能会达到高温的转子的金属制品的整体性。

机械部件尤其是诸如齿轮系统以及槽系统的转子驱动装置的磨损是导致机械卡住的普遍问题。其中的一个主要原因就是对于众多设计来说，移动组件被迫承受大的点载荷或者承载不均匀载荷，这会导致组件的一部分会比另一部分磨损得更厉害。这样，在薄弱点上施加的较大负荷会进一步产生使磨损恶化的振动。

因此需要一种改进的旋转机构，其能作为发动机进行有效热力学运行，以提供足以驱动各种车辆的压缩比。这种机构应该制造经济，密封和磨损良好，并且当作为泵、压缩机、发动机等运行时容易承载满负荷。

发明内容

根据本发明，提供了一种旋转机构，包括：

壳体，所述壳体限定了具有内壁的大致呈环形的封闭腔室；

双凸叶对称转子，所述转子具有位于所述转子的顶端之间的纵向中心轴线；所述转子以下述方式设置在所述腔室内以在所述腔室内滑动并偏心地转动：所述顶端连续地扫过所述内壁，从而在各凸叶和所述内壁之间产生容积相继增大和减小的空腔；其中，所述转子安装在延伸穿过所述腔室至少一端的轴上，所述轴支撑第一导向装置，所述第一导向装置是安装成相对于所述转子上的长槽（elongated slot）能进行往复运动的挡块，由此，所述挡块和所述轴允许所述转子滑动和偏心地转动；

间隔开的入口端口和排放端口，用于将流体供入所述空腔并从所述空腔排出；以及

第二导向装置，所述第二导向装置与所述第一导向装置相互作用，以引导所述转子并确保所述顶端在运行过程中与所述内壁保持连续的密封接触，使得所述转子的中心沿着所述腔室内的圆形轨迹运动，其中，所述第二导向装置的中心偏离所述腔室的中心轴线，所述安装转子的轴是单轴，其延伸穿过所述腔室的相对端，并且中心偏离所述腔室的中心轴线。

优选地，所述导向装置为导向组件，所述引导组件构成为具有匹配的接触表面，从而使相互接合的导向组件之间的接触负荷沿着所述导向组件均匀分布。

优选地，所述导向组件包括：圆形的导向盘，所述导向盘安装在所述环形腔室的至少一端；以及对应的圆形凹部，其位于所述转子的一侧，以容置所述导向盘；其中，所述凹部具有位于所述转子的中心的原点，并且比所述导向盘大，以允许所述圆形凹部围绕所述导向盘转动。

根据本发明，提供了一种旋转机构，包括：

壳体，所述壳体限定了具有内壁的大致呈环形的封闭腔室；

双凸叶对称转子，所述转子具有位于所述转子的顶端之间的纵向中心轴线；所述转子以下述方式设置在所述腔室内以在所述腔室内偏心地转动：所述顶端连续地扫过所述内壁，从而在各凸叶和所述内壁之间产生容积相继增大和减小的空腔；其中，所述转子安装在延伸穿过所述腔室的相对端的单轴上，所述轴支撑第一导向装置，所述第一导向装置由安装成相对于所述转子上的长槽进行往复运动的挡块来限定，由此，所述挡块和轴允许所述转子偏

心地转动；

间隔开的入口端口和排放端口，用于将流体供入所述空腔并从所述空腔排出；以及

第二导向装置，所述第二导向装置与所述第一导向装置相互作用，以便引导所述转子并确保所述顶端在运行期间与所述内壁连续地密封接触，使得所述转子的中心沿着所述腔室内的圆形轨迹运动，其中，所述第二导向装置包括：

圆形的导向盘，所述导向盘安装在所述环形腔室的至少一端；以及

对应的圆形凹部，其位于所述转子的一侧上，以容置所述导向盘；其中，所述凹部具有位于所述转子的中心处的原点，并且比所述导向盘大，以允许所述圆形凹部围绕所述导向盘转动。

根据本发明，提供了一种旋转机构，包括：

壳体，所述壳体限定了具有内壁的大致呈环形的封闭腔室；

双凸叶对称转子，所述转子具有位于所述转子的顶端之间的纵向中心轴线；所述转子以下述方式设置在所述腔室内以在所述腔室内偏心地转动：所述顶端连续地扫过所述内壁，从而在各凸叶和所述内壁之间产生容积相继增大和减小的空腔；其中，所述转子安装在延伸穿过所述腔室的相对端的单轴上，所述轴支撑第一导向装置，所述第一导向装置由安装成相对于所述转子上的长槽进行往复运动的挡块来限定，由此，所述挡块和轴允许所述转子偏心地转动；

间隔开的入口端口和排放端口，用于将流体供入所述空腔并从所述空腔排出；以及

第二导向装置，所述第二导向装置与所述第一导向装置相互作用，以便引导所述转子并确保所述顶端在运行期间与所述内壁连续地密封接触，使得所述转子的中心沿着所述腔室内的圆形轨迹运动，其中，所述第二导向装置包括：

圆形的导向盘，所述导向盘安装在所述环形腔室的至少一端并且偏离所述腔室的中心轴线；以及

对应的圆形凹部，其位于所述转子的一侧上，以容置所述导向盘；其中，所述凹部具有位于所述转子的中心处的原点，并且比所述导向盘大，以允许所述转子在所述导向盘上进行有限运动。

附图说明

参考附图以举例的方式对本发明作进一步说明，附图中：

图 1 是根据本发明的旋转机构第一实施例的示意性俯视图，其中转子位于腔室的上死点；

图 2 示出了图 1 的机构的转子逆时针移位 30° 的情形；

图 3 示出了图 1 的机构的转子逆时针移位 60° 的情形；

图 4 示出了图 1 的机构的转子逆时针移位 90° 的情形；

图 5 示出了图 1 的机构的转子逆时针移位 135° 的情形；

图 6 是沿图 1 的线 6-6 的该旋转机构第一实施例的示意性剖视图，并且沿线 1-1 示出的对应剖视图是图 1；

图 7 是根据本发明的旋转机构第二实施例的示意性俯视图，其中转子位于腔室的上死点；

图 8 示出了图 7 的旋转机构的转子逆时针移位 30° 的情形；

图 9 示出了图 7 的旋转机构的转子逆时针移位 60° 的情形；

图 10 示出了图 7 的旋转机构的转子逆时针移位 90° 的情形；

图 11 示出了图 7 的旋转机构的转子逆时针移位 135° 的情形；

图 12 是沿图 7 的线 12-12 的该旋转机构第二实施例的示意性剖视图，并且沿线 7-7 示出的对应剖视图是图 7；

图 13a 是该旋转机构的转子的实施例的立体图，其示出了挡块和槽的轮廓；

图 13b 是该旋转机构的实施例的一个挡块和槽的几何轮廓的立体图；

图 13c 是该旋转机构的实施例的另一个挡块和槽的几何轮廓的立体图；

图 13d 示出了根据本发明的实施例的壳体腔室的形状的两种可选方案；

图 14 是用作空气压缩机的第二实施例的剖视图；

图 15 是图 14 所示配重的剖视图；

图 16 是配重的主视图；

图 17 是示出该旋转机构的容积与轴转角函数关系实施例的曲线图；

图 18 是该旋转机构转子顶端抵靠壳体的放大视图。

具体实施方式

图 1 和图 7 示出了适于在多种应用中使用的旋转机构 10 的两个实施例，所述应用场合包括液压泵、气体压缩机、气体膨胀机以及旋转式发动机。在

这两个实施例中，机构 10 具有设置在封闭腔室内的转子，该转子偏心地转动以依序增大和减小腔室内封闭空间的尺寸，从而根据入口端口和出口端口的位置以及端口操作（即，端口用作开式阀或者定时阀），通过入口端口将流体引入腔室内并使流体膨胀或者压缩流体。然后流体通过出口端口排出。

附图中所示的两个实施例示出了旋转机构 10 包括具有大致呈环形腔室 12 的壳体 11。腔室 12 由内腔室壁 16 及壳体端盖 13 限定，不同实施例之间端盖 13 的结构不同（见图 6 和图 12）。各端盖 13 支撑轴颈支撑在所述盖内的支承件 14 中的轴。虽然这里公开的实施例中示出了从各盖延伸的挡块轴（block shaft）或者分轴（split shaft），但是应该理解，转子的特性（特别参考第二实施例）可以使该机构通过仅延伸穿过一个端盖 13 的单个挡块轴就足以运行。

腔室 12 内设置有双凸叶透镜状转子。该转子在形状上关于纵向长轴 20 和垂直的短轴 23 对称。长轴和短轴的交点限定了转子的中心轴线 30。转子的纵向长轴 20 与两个凸叶 21 的结合部，即转子顶端 22 相交。这两个对称的凸叶 21 沿长轴 20 朝内向着顶端变尖。从顶端向外延伸有弹簧加载的尖端密封件（未示出），并且弹簧加载的尖端密封件适合于连续抵靠腔室的内壁 16。尖端密封件的弹簧加载特性弥补了（bridge）腔室壁 16 和顶端 22 之间可能由于腔室壁的缺陷或者设计造成的微小间隙。

转子上的端面 24a 和 24b 彼此平行，并且以狭窄间隙（close clearance）抵靠壳体 11 的固定端盖 13 移动。各端面 and 相邻端盖 13 之间应该允许有间隙，以不妨碍转子的移动，但防止转子和端盖之间的流体泄漏。在转子的侧面上设置有密封件，并在端盖 13 和端面 24a 和 24b 之间引入润滑油以辅助转子运动，并且密封间隙，防止泄漏。

转子适于在腔室 12 内偏心地旋转，同时以圆形蚌线（circular-conchoidal）的形式滑动，使顶端沿内腔室壁 16 连续扫过并且与所述内壁密封接触，产生与各凸叶 21 相邻的封闭空腔 25，这样，转子 15 每一次旋转均会使所述封闭空腔的容积相继增大和减小。在顶端处的尖端密封件防止在腔室 25 之间发生流体泄漏。封闭腔室 25 的容积变化归因于转子 15 随着在腔室内的旋转所经过的圆形蚌线路径。也就是说，转子的中心轴线 30 相对于腔室 12 并不是固定的位置，而是围绕与腔室的中心轴线 32 偏心设置的原点（origin）31、

沿着称作瞬心轨迹 33 的圆形轨迹运行。

在图 1 至图 6 中所示的第一个分轴实施例中，原点 31 分别位于第一分轴 41 和第二分轴 44 的轴心（axial centre）46 和 47 之间。在图 7 至图 12 所示的第二个直轴（straight shaft）实施例中，原点 31 位于腔室 12 的中心轴线 32 和单轴（single shaft）50 的轴心 57 之间。

转子的瞬心轨迹原点 31 偏离腔室的中心轴线 32，使得转子相对于腔室滑动和偏心地转动，从而产生两个相对的、容积连续变化的空腔。图 2—5 以及图 8—11 的剖视图分别示出了该机构的第一和第二实施例的组件的几何关系。特别地，其清楚地示出了转子的瞬心轨迹 33 及其原点 31。

所述腔室被描述为大致呈环形。虽然环形腔室完全能够满足需要，但是在其转动路径上的某些位置处，可能会在顶端和尤其是尖端密封件上施加不希望的负荷。为了减少这种负荷，腔室的内部形状可以不制成圆形的，而是制成由转子的实际顶端所限定的精确路径的形状，即圆形蚌线形。在这种情况下，这种形状与圆形并没有实质差异，但尽管如此，通过这样形成的腔室使得尖端密封件上的负荷以及尖端密封件上存在变化负荷时可能出现的问题即使不能克服至少也可以基本最小化。

图 1 和图 7 示出了内腔室壁 16 上的隔开的入口端口 34 和排放端口 35。这两个端口之间距离的微小变化会改变腔室内的流体压力以及该机构的计时，从而使其适合在不同的应用中使用。根据该机构的诸如发动机、泵、压缩机、膨胀机等期望应用，可以确定任意的这种修改。尽管端口之间有一些搭接是允许的，但是通常在任何时刻一个空腔仅向一个端口敞开。

在工作时，除非流体经过预压缩，否则流体会在由尺寸增大的空腔以及由此产生的负压梯度所引起的真空效应（vacuum effect）的作用下进入空腔内。一旦空腔的尺寸开始减小，则入口关闭，并且排放端口打开，以在压缩状态下排出流体。这个过程发生在转子的半转中，这种排放可以称为脉动。因此转子的每一旋转存在两个脉动。通常不需要入口阀（inlet valve），因为扩大的空腔产生的真空足以吸入流体。在排放端口处可以使用单向阀，以防止流体回流进入腔室。

可选地，在一定量的预压缩流体进入扩大的腔室之后关闭入口。由流体施加的压力使得腔室的尺寸变大，从而提供驱动一根或多根轴的扭矩。一旦

空腔的尺寸开始减小，则一个端口打开，允许排出膨胀的流体（expanded fluid）。

为了确保扫过的顶端与内腔室壁密封接触并防止流体从空腔 25 泄漏，腔室内精确偏心的转子转动十分重要。虽然弹簧加载的尖端密封件允许有某些公差，但是在设计顶端时必须注意使顶端不受阻碍地扫过内壁，即恰好接触内壁或者与内壁有间隔；而不是强制地与内壁作用，这将会造成顶端磨损。在此描述的旋转机构第一和第二实施例的设计特征本质上提供了精确的偏心转动路径，顶端能沿该路径不受阻碍地扫过。

另外，尽管转子偏心地转动，该机构分轴实施例的相互接合的组件允许其均匀且平稳地承受转子的旋转负荷。在直轴实施例中，实际上所有的负荷都由单个档块轴承受，使得不再需要用于相互接合组件的复杂支承装置（bearing arrangement）。

该机构的第一和第二实施例均有驱动装置；或者，在该机构应用为发动机或者气体膨胀机的情况下具有从动装置。两个实施例还具有导向装置。在第一实施例中，分轴同时用作驱动装置和导向装置。在直轴实施例中有专用的导向装置。在这两个实施例中，驱动/从动装置和/或导向装置使得转子的中心沿所述腔室内的圆形轨迹（即瞬心轨迹）运动。

在图 1 至图 6 所示的第一实施例（分轴实施例）中，驱动装置包括第一和第二挡块及轴装置（block and shaft arrangement）。第一矩形挡块 40 固定在机构 10 的第一分轴 41 的端部上，并安装成在转子的一个端面 24a 中的第一长槽 42 内做往复运动。第一长槽 42 与转子的短轴 23 平行，并且沿转子的短轴 23 布置。轴心 46（图 2）限定了第一分轴 41 的中心轴线。第二矩形挡块 43 安装在第二分轴 44 的端部上，并且设置在位于转子另一端面 24b 上的第二长槽 45（图 2）内。第二长槽与第一长槽呈直角，即，沿着长轴 20 定位。轴心 47 是第二分轴 44 的中心轴线。前述被轴颈支撑于腔室 12 的端盖 13 内的第一和第二分轴 41 和 44 设置成，第一分轴 41 与腔室的中心轴线 32 同轴，而另一分轴即第二分轴 44 偏移中心轴线 32。偏移量取决于腔室的尺寸，其由两轴间的距离以及转子的轮廓来确定。图 6 中所示的该机构的剖视图清楚地示出了偏移的分轴以及垂直的挡块和槽装置。

当第一分轴 41 或者第二分轴 44 转动或者两者同时转动时，通过槽在相

应挡块上的线性往复运动来围绕腔室驱动转子 15。轴的转动以及所述分轴同时的相互作用迫使转子 15 以滑动且偏心但受控的方式绕腔室 12 运动，从而使顶端以狭窄间隙扫过内腔室壁 16。

由于两个槽以直角设置，挡块 40 和 43 有效地将转子精确地定位在腔室内，从而强制顶端 22 沿腔室的内壁 16 运行。凸叶 21 自身在整个旋转过程中的位置是相继靠近相邻的内腔室壁部分或者进一步远离该部分。

图 1 至图 5 示出了转子半转的情况，首先是 30° 的间隔，然后图 4 和图 5 之间以及返回到图 1 是 45° 的间隔。

图 1 示出了旋转开始时的情形，此时流体已经进入第一封闭空腔 25a，并且转子关闭空腔 25a 以及入口 34 和出口 35。此位置的转子位于上死点。具体地，第一矩形挡块 40 位于第一槽 42 的顶端，而第二挡块 43 位于第二槽 45 的中心，与第二槽端部间隔的距离相等。挡块轴 (block shaft) 41 和 44 中的一个或者两个的相互转动迫使槽在其相应的挡块上滑动，从而使转子 15 在腔室 12 内偏心地转动。

图 2 至图 5 示出了转子 15 的转动以及第一和第二槽在其相关挡块上的往复滑动。为了清晰起见，图 2 至图 5 中略去了入口端口和排放端口，但是可以想象，通过沿着图 2 中的腔室下部与第二凸叶 21b 相邻形成的第二封闭空腔 25，流体在扩大的空腔 25b 内的真空压力下通过入口端口进入第二空腔 25b。

同时，第一封闭空腔 25a 中与第一转子凸叶 21a 相邻的流体通过排放端口 35 被强制排出。因此，该机构在每一转中吸入、压缩并排出流体两次，也就是说，每转两次脉动。因此，在转子一侧上出现的操作与转子另一侧上出现的操作相同，只不过有 180° 的相位差。

图 7 至图 12 示出了本发明的第二实施例（单轴实施例）。所有与第一实施例类似的特征采用相同的附图标记。第二实施例包括单个挡块轴 50，该单个挡块轴 50 具有纵向轴线 57，并且从腔室的一个端盖 13 至另一个端盖垂直 (right) 地延伸穿过该机构。该单个挡块轴 50 延伸穿过所述转子，并且支撑位于转子 15 内部的驱动挡块 51。

该实施例中的驱动装置仅包括设置在用于往复滑动的长槽 52 内的驱动挡块 51。槽 52 沿转子的长轴对齐，并且垂直贯穿转子的宽度延伸。当轴 50

转动时,槽在驱动挡块 51 上移动,从而使转子偏心地绕所述腔室运动。轴 50 自身偏离腔室的中心轴线 32 以提供转子相对于腔室的位移,从而产生变容积的封闭空腔。

该实施例包括绕所述腔室偏心地引导移动转子的导向装置。该导向装置包括两个圆形的导向盘 53,所述导向盘 53 从壳体的端盖 13 向腔室 12 的内部突出。图 12 最佳地示出了所述突出的导向盘 53。导向盘 53 可以与端盖 13 一体形成,或者可以单独制造再独立地连接至端盖。台阶部 54 将导向盘与围绕各导向盘的凹形环状部 55 分开。

转子的两个端面 24a 和 24b 均设置有与导向盘 53 对应但是大于导向盘的圆形凹部 56。转子任一端上的圆形凹部 56 用于容置相邻端盖 13 上相应的导向盘 53。由于圆形凹部 56 的直径大于导向盘 53,因此转子 15 能够绕导向盘运动,但因为为导向盘和圆形凹部之间的直径差的限制,因此位移有限。所述的直径差由轴 50 的轴心 57 与腔室的中心轴线 32 之间偏移的差确定。该距离又由用于特定应用的空腔的变化容积来确定。由于偏心轴以及转子位移的综合结果要确保顶端连续地扫过腔室的内壁,因此圆形盘 53 的中心位于腔室的中心轴线和轴 50 的轴心之间的中点处。因此,导向盘 53 的中心也偏离腔室的中心轴线 32,并且还是与转子中心轨迹的原点 31 相同的点。特别地,导向盘 53 以及导向盘与凹部相互接合产生的组合导向效应以轨迹原点 31 为中心,从而允许在导向组件上不施加任何显著负荷的情况下使转子转动。

由导向装置与挡块和槽的装置组合支配的运动限制产生了转子顶端的精确蚌线路径,在该路径中,顶端以密封接触的方式连续地扫过(circumspect)内腔室壁 16。实际上,由组合导向装置的结构来支配转子绕腔室的自然运动已经顶端始终扫过内壁所得到的路径。当然可以理解的是,导向装置可以仅使用一个导向盘来运行,但是优选在每一个端盖上都设置导向盘,因为这样提供了平衡且对称的转子运动。

图 12 示出了容置于转子的圆形凹部 56 内的导向盘 53。通过邻接圆形凹部的壁的导向盘台阶部 54 来限制转子的运动。

图 7 至图 11 示出了转子的半转,其间隔与第一实施例中示出的相同。即,图 8、9、10 和 11 分别示出了从图 7 所示的上死点中间位置移位 30°、

60°、90°以及135°的转子。可以看到，为了获得转子转动的期望路径，挡块轴50本身安装成偏离导向盘53的中心以及腔室12的中心轴线32。

图8至图11示意性地示出了在腔室12内转动的转子15，通过长槽52在旋转驱动挡块51上的往复滑动来驱动该运动。由导向盘53限制的转子的圆形凹部56进一步限制了该运动。如在第一实施例中所讨论的，转子中心（在其中心轴线30处）沿着围绕原点31的瞬心轨迹33运动。图8至图11（也适用于图2至图5）中的长轴和短轴的交点代表了转子中心30。当转子在腔室内偏心地转动时，转子中心30在图8至图11中示出为沿路径33运动。还可以看到，转子的瞬心轨迹33与导向盘53同心地对齐。

导向盘带来的优点在于，其允许直的挡块轴（straight block shaft）从一个端盖13到另一个端盖延伸穿过整个腔室，并且允许该轴通过仅用作导向装置的盘来承载所有的转动负荷。这样消除了所有的转子倾斜，并且减小了机构中的振动。由于不需要重载滚柱轴承来调整由倾斜的转子导致的轴偏差及游隙，所以该机构的设计比公知设计更为简单。较少的部件以及更简单的设计减小了该机构的总体制造成本。

另外，由圆形凹部引导的圆形盘提供了一种转子和腔室之间的磨损系数（wear factor）彻底最小化的装置，其原因在于，互相接合的导向盘和凹部之间的接触负荷沿所述导向盘和凹部均衡分布。也就是说，导向盘53圆周上的所有点是均匀磨损的，并且圆形凹部56的内圆周上的所有点也是均匀磨损的。其原因在于，两个组件具有匹配或者一致的接触表面，即一个圆在一较大圆中转动。换句话说，导向盘上的所有点都保持与圆形凹部接触相同的时间，从而将磨损减小到可以忽略不计的程度，且出现的磨损围绕组件均匀地分布。诸如在具有平行壁的槽中的圆形构件等其他不一致的装置就不是这样，其中构件或者槽上的一些点分别与槽壁或者构件接触不同长度的时间，这最终将在运行期间导致故障。

图1至图12的两个实施例中所示的挡块和长槽的装置示出了与挡块连接的轴，所述挡块为矩形轮廓且在对应的矩形槽内滑动。挡块的表面和槽的内表面为机械加工表面，其具有精密公差（close tolerance）以确保最大程度地并且平稳地传递来自转轴的驱动能。槽的内表面可以沿着支承表面设置，用于减少摩擦。

图 13a 的转子示出了在初始位置时轴挡块以及槽的对应支承轮廓。不过，挡块和支承轮廓并非必须是矩形轮廓，而是可以包括其他匹配的几何形状。例如，图 13b 和图 13c 分别示出了圆柱形活塞轴/支承表面轮廓以及六棱柱形（cylindrical hexagonal）轮廓。在这些实施例中，轴 71 延伸穿过挡块 72，所述挡块 72 在转子槽内对应成形的支承表面 73 内滑动。挡块/槽的轮廓可以采用提供始终保持恒定均匀的滑动接触的、与机械加工表面相匹配的支承表面的任何几何形状。可以选择转子/槽的轮廓形状，以更好地适应加工限制和/或该旋转机构在不同应用中的空间限制。

另外，对许多机器而言，该机构近似圆形的结构是最佳设计。不过，该机构的形状可以进行修改，只要这种修改更适合特定的机器。在第二实施例中，偏心轴和在对应槽内的挡块以及容置在转子侧面中对应的凹部内的、腔室盖端部处的圆形盘的组合导向影响，实现了由转子和对应的腔室形状所实现的蚌线形路径。这些参量中任一个的形状变化均会导致运动和路径的形状变化。转子和壳体轮廓的形状也可以进行修改以更好地适合特定的功能。

例如，壳体的形状可以制成为环形或者蚌线形。当转子顶端扫过腔室的内壁时，蚌线形的壳体成形为紧密跟随转子顶端。这种形状提供了在任一点处转子顶端和腔室壁之间的最小间隙。图 13d 示出了与环形腔室轮廓 78 重叠的蚌线形腔室轮廓 77。尽管蚌线形轮廓大致为环形轮廓，但是这两种轮廓的差别明显。其他的修改包括改变壳体端盖的形状以及转子面的形状。这些修改可以更好地适应包含该旋转机构的机器的功能，并且可以例如改善支承负荷、增加间隙、改变流速、优化端口的定时、提供凹形燃烧室（recessed combustion chamber）等。

与许多公知的旋转机构不同，本机构的两个实施例由于所有的转动负荷都横越驱动装置而被均匀地分布，所以能轻易承受负荷并且实现良好的平衡。为了将振动进一步减少至可以忽略不计的程度，可以使用旋转配重来有效地平衡转子。发生转子振动的原因在于，转子每一转中转子的质心都会转动两次。为了抵消这种振动，引入了平衡机构以与转子的质心以相同转速和相同转数进行转动，即转子和轴每转一圈该平衡机构转动两次。这可以通过使用 1:2 的传动比来实现。

图 14 至图 16 示出了该平衡装置，其示出了作为空气压缩机操作的直轴

转子机构 10 的实施例。在图 14 所示的空气压缩机中，该旋转机构 10 由驱动轴 90 驱动，并且被侧盖 91 限制。驱动轴 90 在主支承件 98 上转动，并且转子 93 相对于驱动轴 90 在滑动支承件 99 上滑动。该旋转机构的壳体 92 包围转子 93，并且支撑从壳体 92 径向延伸的散热片 94。环形保持件 95 设置在转子 93 的圆形凹部 96 中，并提供凹形支承（recessed bearing）（环）以及刮油环。所述油环与活塞式或者汪克尔旋转式发动机中油环的作用相同，用来控制冷却油从转子内部进入压缩腔。所述环形保持件绕所述导向盘转动，以结合轴/挡块以及转子槽产生转子的运动路径。环形保持件的转子凹部 96 围绕固定的导向盘 97 转动。

该平衡机构包括具有孔 67 的配重 63，该配重 63 以轴颈支撑的方式安装在转子轴 50 上，轴 50 每转一圈该配重就围绕轴 50 转两圈。图 16 示出了该配重 63 的质量源自孔 67 下方的半圆形结构。

配重 63 通过螺纹连接到配重齿轮 68 内，配重齿轮 68 同样被轴颈支撑，并以所述轴两倍的速度绕轴转动。配重齿轮 68 分别由较大、较小的两个小齿轮 64a 和 64b 驱动。较大、较小的两个小齿轮彼此同轴固定到小齿轮轴 65 上。较大的小齿轮 64a 的尺寸是较小的小齿轮 64b 的两倍，两者一起提供使配重与转子质心以相同速度转动所需的 1:2 的传动比。较小的小齿轮 64b 通过驱动齿轮 66 驱动，所述驱动齿轮 66 安装在所述转子轴 50 上并且与之一一起转动。

以这种方式驱动配重 63 可使配重和谐地（in unison）转动，并抵消由于转子 15 的质心造成的失衡力。

就该旋转机构用作空气压缩机而言，只有振动显著的大容积式空气压缩机才真正需要平衡机构。小容量的空气压缩机，例如每次循环都低于 300cc 的空气压缩机的振动通常不会达到显著的程度。

决定是否使用平衡机构还取决于转子的质量及其材料。与较重的转子相比，较轻的转子不易产生显著的振动。

不过，总的来说，与其他类型的旋转机构相比，本旋转机构产生的振动较低，很容易就能获得极好的平衡。这是因为，与例如具有相似容量的气缸内活塞质心的运动偏心率（eccentricity）相比，该转子质心的运动偏心率极低。

该旋转机构的几何形状使得其能减小机构振动、降低磨损、消除高应力区域，总的来说，其通常会延长该机构的寿命。而且，在直轴实施例的情形下，该机构的腔室内仅有两个主要的工作组件，即在挡块上滑动的槽以及绕固定的导向盘运动的凹部，从而减少了该机构的复杂程度。

为了获得最佳效果，根据该旋转机构的应用，可以通过对该旋转机构的动力学进行分析来计算壳体和转子的轮廓几何形状。

通过该旋转机构的动力学分析，可以推导出用于描述并由此产生转子和壳体几何形状的数学方程。这类数学方程可以通过产生制造转子和壳体所需坐标（coordinate）的计算机软件程序来实施。至少利用最大腔室半径以及第一轴与壳体中心偏移距离的期望值，可以计算出几何轮廓。转子和壳体之间的期望间隙也可用于几何计算。

该旋转机构的一个特征在于，其产生谐和循环（harmonic cycle），由此使得处理过程中的充气容积是轴转角（shaft angle） θ 的简单正弦函数。从数学上讲，简单振荡运动的图示及相类似的、一点沿一圆移动的图示相当于一正弦曲线。由该旋转机构产生的膨胀-压缩循环的简单正弦特性简化了包括本机构的机器的设计及分析。诸如处理的容积（volume processed）、传递压力和扭矩这样的性能特性可以作为轴转角的函数进行计算。图 17 示出了该旋转机构在其用作空气压缩机时，作为轴转角 θ° 的函数的容积的正弦函数。基于该机构，该机构的简单特性及其随之而来的简单的谐和特性（harmonic nature）可望很好地反映机器的性能和效率。

除了顶端密封件之外，适当的密封技术还应用于旋转机构的其他部分。在单轴实施例中，圆形凹部 56 适用于容置圆形的油封，圆形的油封在密封时更为有效，并且比非圆形密封件更容易定位。导向盘的小尺寸以及对应的转子凹部的尺寸使得密封更容易，并且在机构被设计为不同应用时具有更大灵活性。当本机构用作发动机时，在其容量内还能很容易地使用气体密封技术。应该理解，在该机构的这种应用中，顶端和侧面密封件的密封栅格（grid）与所述端口及阀和谐地工作，以有效地密封燃烧室。

该旋转机构在其用作空气压缩机的实施例中，可以安装简单廉价的气体密封件。在顶端处以及转子的侧面使用密封件以产生三维空间的有效的密封栅格，以增加压缩机的热力学及工作效率。相比较而言，这种密封程度不能

用在螺杆式和叶片式压缩机上，而所述螺杆式和叶片式压缩机严重依赖于极小间隙以及油溢流（oil flooding）来阻隔充气。

本转子机构使用的有效密封使得即使在从较低到中等的发动机转速下也能将空气压缩至极高的压力。除了有效的密封，在上死点处非常接近壳体的转子也辅助产生高压。这将有利地允许在变速及高压下获得变化的容积。大多数传统的空气压缩机依赖于高转速，以将空气压缩到高压。

当用作发动器时，转子在腔室内的单向运动有效地产生了极高的湍流，这种极高的湍流是燃料-气体混合物快速均匀燃烧所必需的。这种效果导致废气（exhaust gas）的低排放。

另外，使用转子侧面的油封来避免与腔室内的油溢流有关的问题，并用于有效地冷却转子。图 14 示出了使油流至轴和挡块上的滑动部（slides）以及支承件（bearings）的油路 69，其用于冷却空气压缩机内的机构。该空气压缩机仅需要标准的油水过滤器，以将油从压缩空气中的水/油冷凝物中分离。因此，为了使机构顺利运行，被用来润滑并冷却转子的组件，例如油泵、油分离器、过滤器以及控制器，不需要太复杂。相比之下，制造用于螺杆式和叶片式压缩机的复杂控制器以及油-气处理系统的高成本会导致高的制造和销售成本。

图 18 为转子 15 的顶端 81 处的弹簧加载的密封件 80 的放大视图。密封件 80 顶抵弹簧 84 而设置在于转子顶端 81 处通过机械加工得到的纵向槽 82 内，并且由扣式密封件（button seal）83 保持在纵向槽 82 内。在图 18 示出的实施例中，转子沿顺时针方向转动，密封件 80 与壳体内部接触。这种接触是始终与壳体接触而总是不受阻碍（always positive）的接触；并且在压缩过程中，气体 G 进入槽从而强制顶端密封件从槽的后部向槽的外部偏压并且与壳体接触。同时，顶端密封件 80 也与槽的侧面接触，以防止流体绕密封件泄漏，并提供有效的密封。这种密封件抵靠壳体的连续接触不仅提供了较佳的腔室密封，而且还使得密封件与壳体的磨损最小。在这种装置中，作用于密封件上的力的大小不会急剧变化。

转子壳体的这种“近似环形（close to annular）”的设计也利于有效地密封该机构。壳体的形状与转子顶端经过的路径相协调（sympathetic），从而使得顶端处的密封件有效地滑动，不会在壳体上产生任何负力（negative

force)。顶端密封件的正力(positive force)意味着在所有的发动机转速下在其整个循环中该机构会遇到可以忽略不计的压缩空气损失。相比较而言,汪克尔旋转式发动机近似呈数字“8”状的壳体在其腰部附近会遇到负力,由此在这点处会损失压缩空气。

壳体的圆形或者蚌线形路径的优点在于,其不会遇到其他旋转机构的壳体所遇到的问题,例如“颤动擦痕”。顶端密封件在汪克尔发动机的壳体腰部处的接触损失是指,当重新开始接触时,密封件会生硬地(harshly)冲击壳体,产生公知为“颤动擦痕”的现象。在本旋转机构中,由于密封件不会丧失与壳体的接触,所以不会产生上述现象。

在空气压缩机中,旋转机构不使用吸入阀(suction valve),仅使用吸入端口。吸入端口始终位于转子壳体上。不过,在排放端口中安装排放阀可使压缩机更有效地运行。所述排放端口可以设置在转子壳体上或者设置在每一侧盖上。为了实现最佳性能,不管有没有阀,仔细选择排放端口相对于转动转子的位置是很重要的。

将吸入端口始终暴露于大气压力下会产生高的容积效率,并且转子的正位移(positive displacement)能进一步增大容积效率。在排放端口处具有阀的一个优点在于,流体持续地沿一个方向流动以及通过阀口系统散热会加大冷却。

本机构的两个实施例的对称特性允许该机构以最小的振动运行,并且由转子质量产生的旋转力均匀地分布并且由转子上的所有点连续承载。换句话说,转子上不存在承载比其他部分更多负荷的特殊部分,否则这些特殊部分将产生集中的结构应力区域。可以使用如上所述的配重或者其他平衡技术来平衡转子并将振动减少至绝对最小值。

该旋转机构可用在许多应用中,包括液压泵、真空泵、油泵、气体压缩机、气体膨胀机以及发动机。与公知机构相比,结合轻质紧凑的结构所获得的高压提供了明显的优势。

以作为内燃机的旋转机构中的任一实施例为例,可以看到,在转子基本移向腔室外周的上死点处(如图1和图7所示),已经提前进行了引入,从而存在待压缩的燃料/空气混合物。这种情形可以认为与活塞发动机中活塞向着压缩冲程上死点的运动相类似。

在此位置，转子外周的一部分可以轻易地提供一个腔，在该位置处，该腔可以有效地设置在火花塞或者其他点火装置的下方。并且，在该位置处，或者可由转子自身覆盖进入腔室的封闭空腔的端口，或者可以关闭与所述端口相连接的阀。

点火之后，开始动力冲程及排气冲程，并且使转子转动。由于空腔内的燃烧致使转子运动，所以邻近内腔室壁的转子凸叶趋向于远离所述壁运动。此时，排放端口打开，空腔内的气体和未燃烧燃料的压力使得废气能有效地从空腔通过排放端口排出。

如果能结合单独的增压器，优选结合旋转式增压器，则将该机构用作双冲程发动机会更为有效。在这样的装置中，入口处于压力下，从而只要设置适当的端口及阀系统，不需要吸入冲程就可以向腔室内充气，引入这种增压器还能辅助将废气完全排出（extraction）。在这种装置中，转子每转一圈就有两个冲程动力的两个脉动。

因此，可以看到在这种双冲程情形下，与活塞发动机相比，该发动机因为动力冲程的频率而具有高效率。

同样可以理解的是，槽和环形凹部使得转子实际上是中空的，并且由于通过槽或者通过孔（例如邻近槽的孔）可以从转子的内部接近端盖，因此易于使油流入转子中心来简单地润滑并冷却本发明的发动机。可选地，所述轴中的一个可以制成为是中空的，从而使转子部分地或者完全地充满油，并且油通过一个或者两个槽或孔返回，因此，转子和油之间具有良好的传热。导向盘和腔室端盖自身也可以设置例如邻近支承件的、用于排油的通路。然后油可以到达贮油槽（sump）或者类似部件。还可以优选设置散热片以对位于贮油槽的入口或者出口的油进行冷却。可以从贮油槽抽吸油，以用于再循环。当油沿转子的端面流动时，其还提供了密封件的润滑。

为了实现密封件的有效润滑，可以使用传统的方法，这些方法包括使用油/燃料混合物将油导入燃烧室或者将油直接导入腔室的损失可控的油喷射方法（controlled loss oil injection method）。

机构的几何形状使得其具有大的表面积，这确保了有效的散热和改善的冷却性能。当考虑该机构的整体效率时，尤其是当实施为具有散热片的空气压缩机而暴露于空气时，这一点尤为有利。

尽管已经论述了旋转式发动机的运行组件，虽然并未深入探讨特殊的机械结构和操作，但是应该理解，同样的装置也同样适用于容积式泵。由于转子的顶端经过入口端口的位置处，在该位置处转子和腔室之间的容积增大，因此该端口处的流体会被引入腔室中。随着进一步的转动，当转子的凸叶移动接近腔室的内壁时，流体承受压力，并且能够在压力下从适当位置的出口端口排出。同样地，当用作泵运行时，转子每转一圈会产生两个流体脉动，因此作为泵时其具有高级别的效率。

应该理解并且如之前简要提及的，根据该机构是用作旋转式发动机还是用作泵以及具体的条件和待被操作的流体，端口和阀的具体位置（如果有阀的话甚至是阀的类型）可以有很大变化。

另外，如果该机构被用作旋转式发动机，则根据该发动机的设计转速，端口的位置将被设计为，在需要的运行速度下提供最有效的导入和排出。

该旋转机构可以通过几乎任意一种适当的材料顺利地操作。其不需要制造壳体的复杂过程以及任何精加工（finishings）。该机构可以简单地由例如铸铁的材料制造。在考虑重量的场合更希望是轻质材料以及复合材料。

控制和维持该机构不需要复杂的电子控制。对于压缩机而言，许多公知的机器使用监视及运行控制装置来控制热量、湿气、气/油污染、发动机及“空气”速度、振动、供油、湿度等。在最简单的形式中，实施为空气压缩机的本机构实际上不需要这些控制，不需要在特定负荷的条件下切断电源的标准空气/压力开关。在具有较高容量的较大压缩机中可以考虑辅助控制器，不过任何这些控制器都将是标准的并且容易获得。

尽管在该说明书中，该旋转机构及其操作已经以其最简单的概念进行了说明，但是应该理解，在实际的机构中可以有各种变化，其对于本领域的技术人员而言是很清楚的。

另外，在此并未描述当该机构用作旋转式发动机时所使用的燃料系统形式，但是其对于本领域的技术人员而言是显而易见的。例如，燃料源根据需要可以是汽化器或者燃料喷射系统。

上面已经对该旋转机构的某些应用进行了描述。下面将描述这些实例以及其他实例的其他细节。

该旋转机构可用作空气发动机（air motor），其中，可以使用压缩空气

来运行作为发动机的该机构。实际上，所有类型的流体膨胀机均可以使用该旋转机构。这些膨胀机包括蒸汽或者有机流体的兰金循环电动机、斯特林发动机、液态制冷剂膨胀阀、空气循环冷却器、气动起动器、天然气膨胀机、重金属污染清洗系统等。

该旋转机构的概念从微小级别到大型级别都是有用的。在微小级别，本旋转机构展现了用于微机械的良好特性。例如，可以将相同的旋转机构概念用于微型发动机以及标准的大型（full size）发动机。其简单的、平面的几何形状以及较少的部件（没有齿轮机构）意味着在微小级别上该旋转机构的制造相对简单，并可以以最少的维护来运行。甚至在微小级别上转子密封也是有效的，因为转子尖端的密封始终无阻碍地（positive）抵靠壳体。有效的密封对于高性能是很重要的。当用作微型发动机时，甚至在微小级别上也能很容易地获得高压缩比，并产生有效的压缩点火燃烧。

该旋转机构可利用包括氢和乙醇等众多形式的燃料来运行。作为发动机，该机构可以以极低速度和极高速度运行。

在大型级别上，该旋转机构可以设计成内燃机或者其他的流体膨胀发动机，所述发动机同时还能作为发电机运行。通过在转子内设置适当的磁体并在壳体内设置线圈，可以将发电机结合到发动机内。

具有高压缩潜力的旋转机构开辟了以天然气或者氢作为燃料的可能性。该旋转机构很有潜力用作氢发动机，因为其没有热点并且具有良好的冷却。

该机构的冷却特性可以归因于：其较大的表面/容积比；每一次充气都是绕壳体腔室的整个周边正向移位（positively displaced）；进气口远离排出阀，并且持续打开从而保持冷却；压缩空气通过排放端口的阀被快速排放至气罐（tank），以防止热的压缩空气泄漏或者回流进入压缩机；在轴的内部设置有油路，用于进一步冷却；并且与涡轮式及螺杆式压缩机不同，该机构不会搅动或者截断空气，否则会产生动能并加热空气。

该旋转机构在用作汽车增压器时具有更大的优点。

对于本发明所属领域的技术人员而言，可以理解的是，在不背离本发明的精神和范围的情况下可以作出多种修改。

在本发明的权利要求书及说明书中，除非由于语言表达或者必要的暗示导致的内容需要，否则词语“包括”或者其变形均为包含的意思，即，只是

具体指出所述特征的存在，但是不排除本发明各实施例中其他特征的存在或者附加。

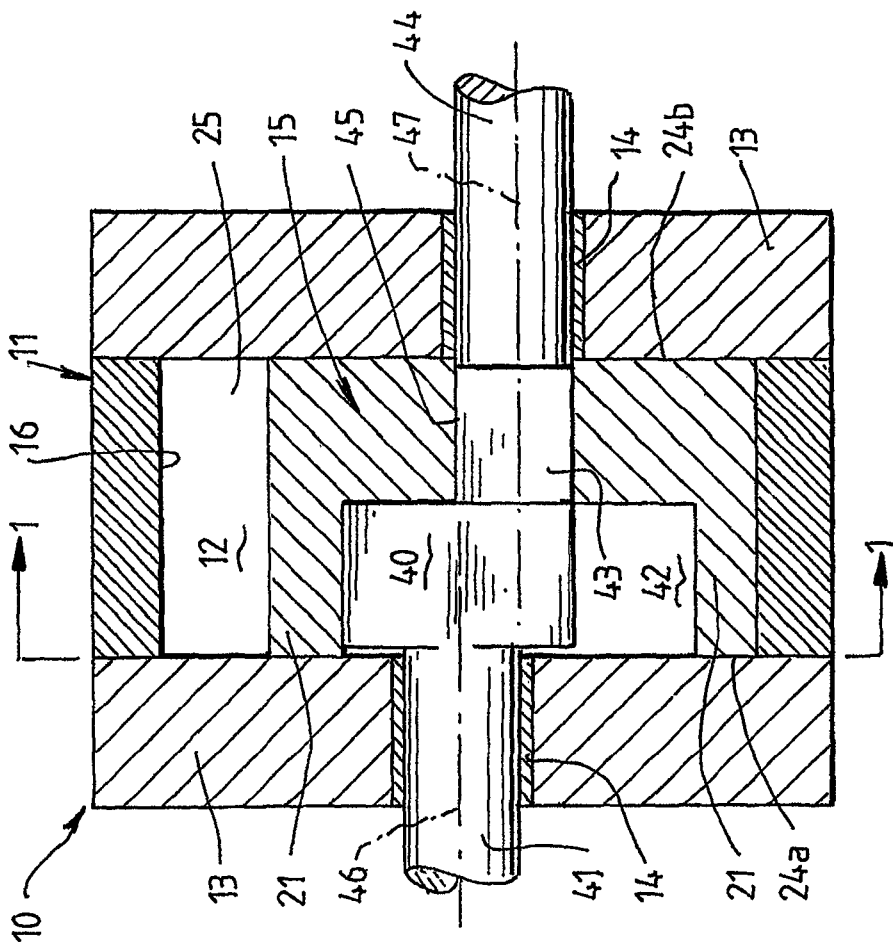


图 6

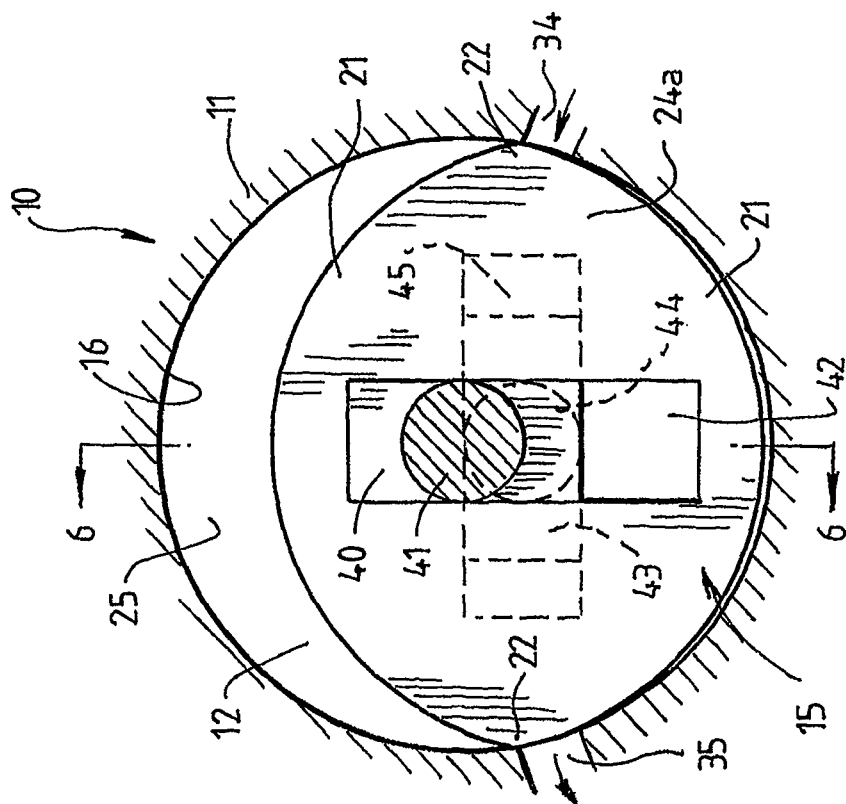


图 1

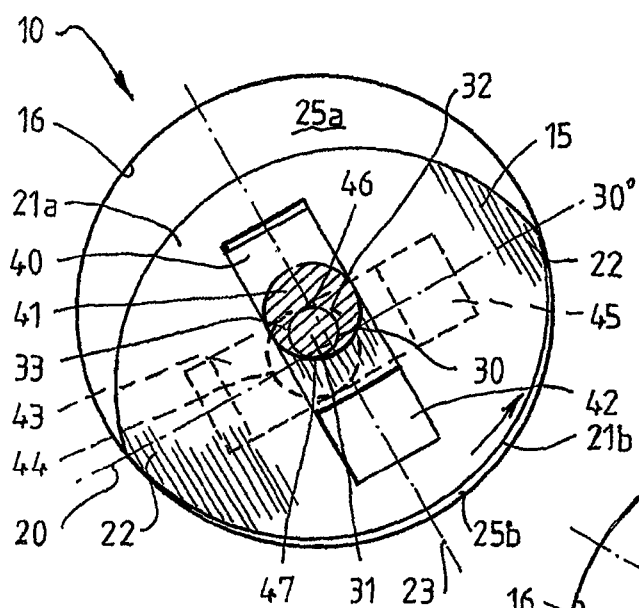


图 2

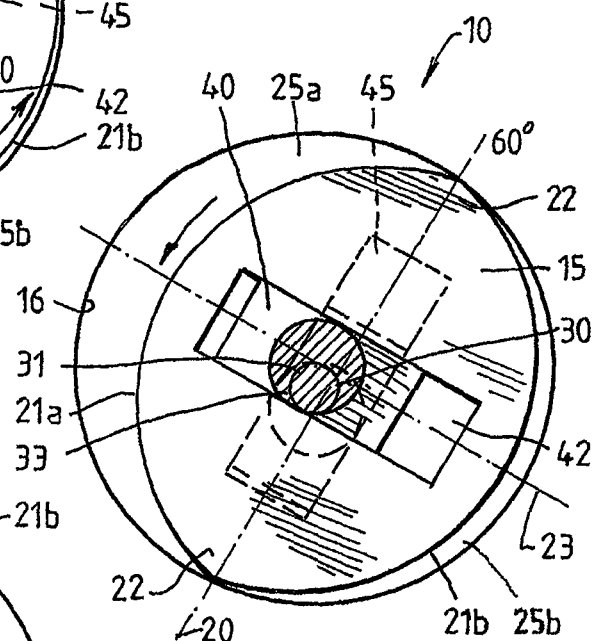


图 3

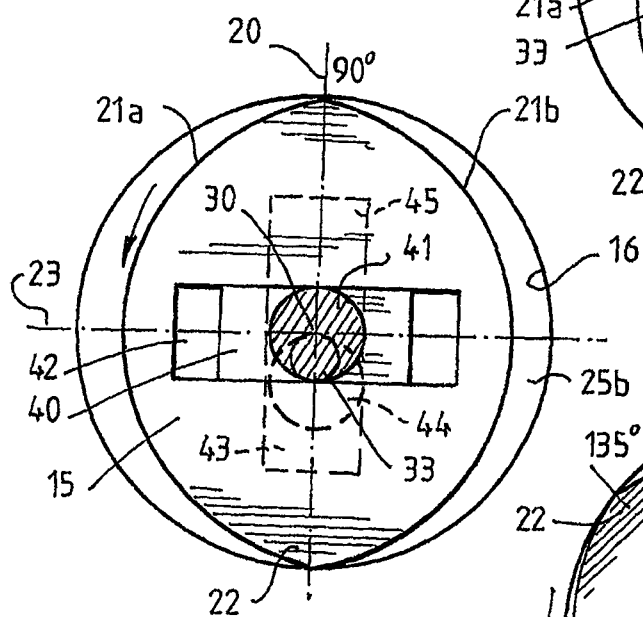


图 4

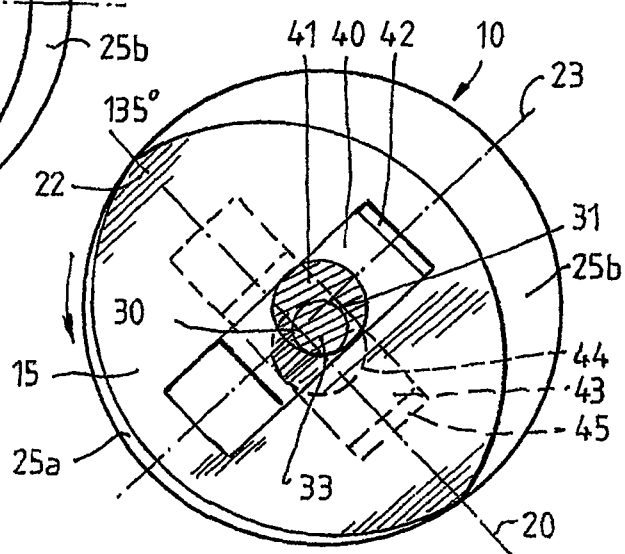


图 5

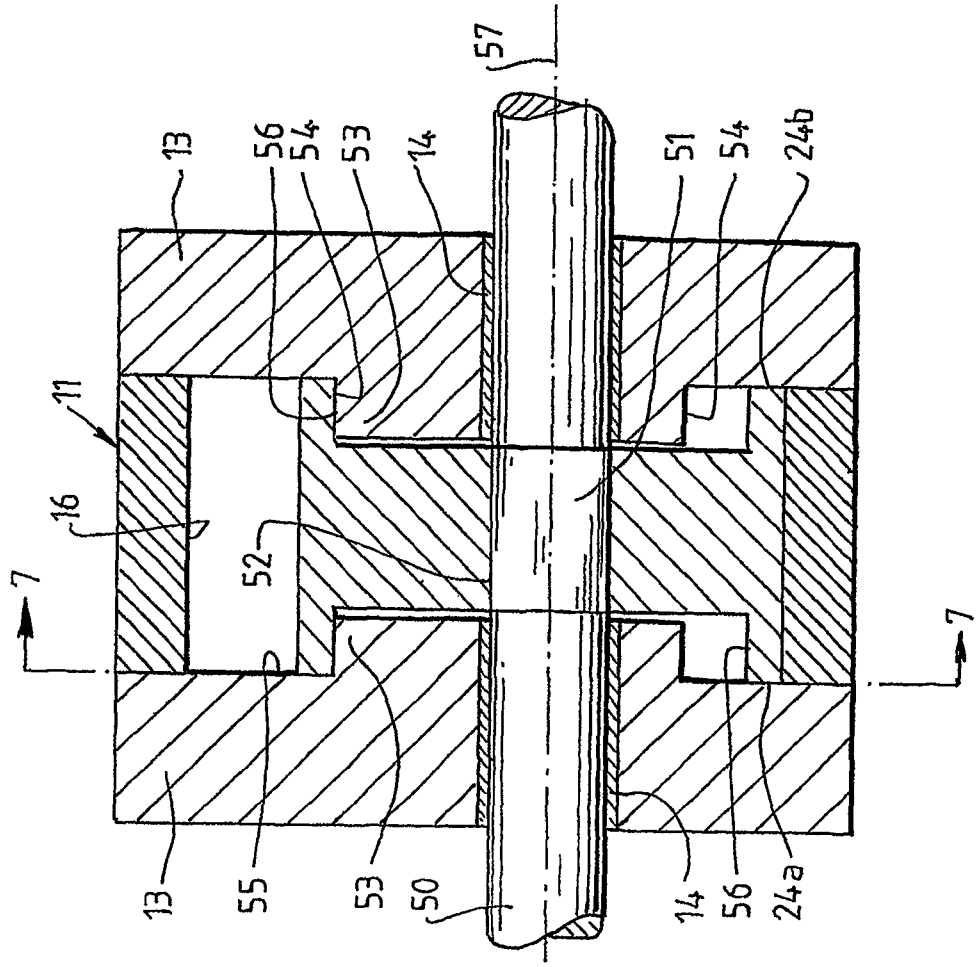


图 12

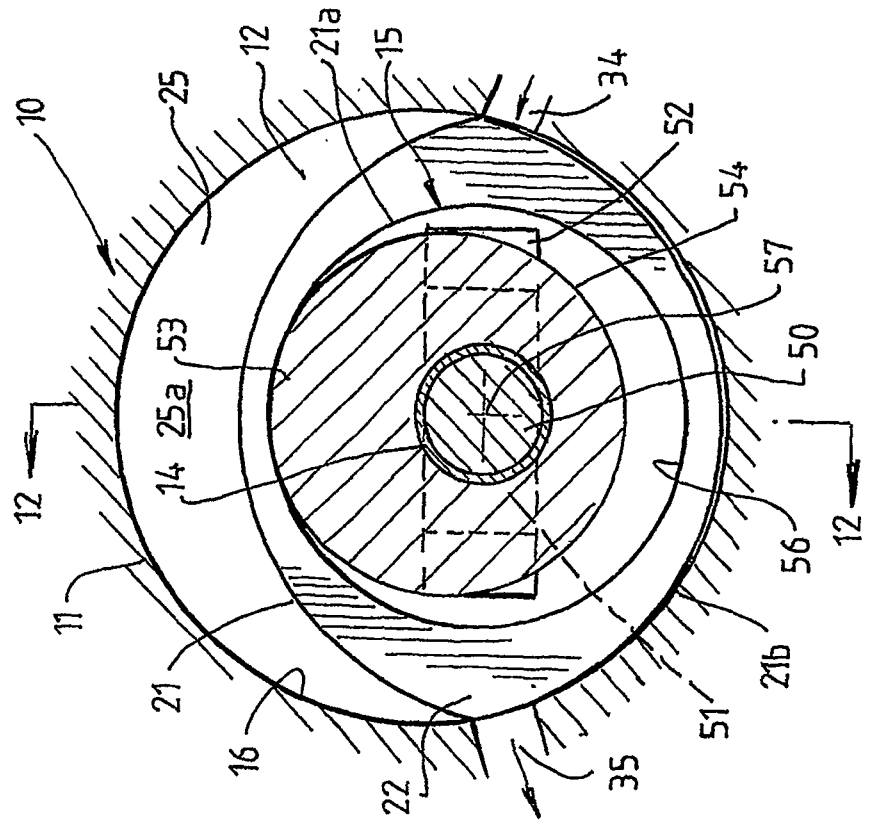


图 7

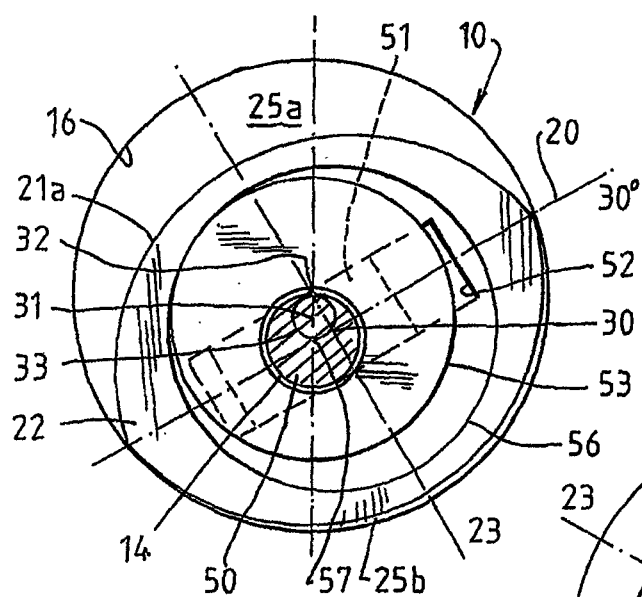


图 8

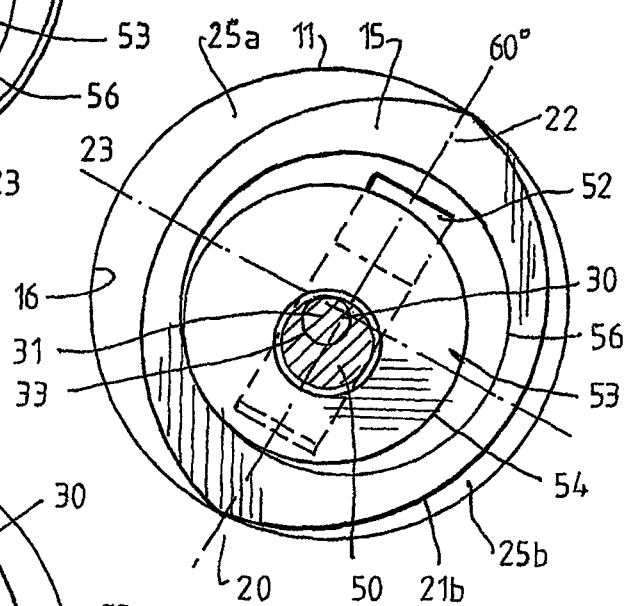


图 9

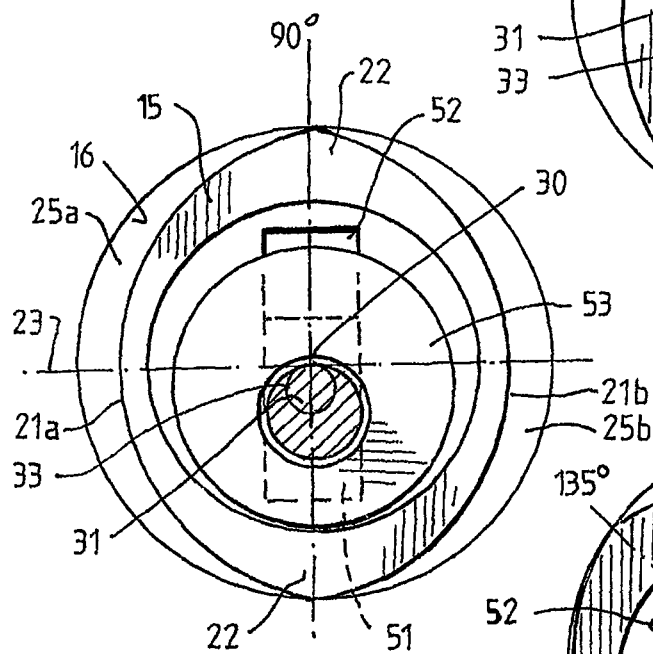


图 10

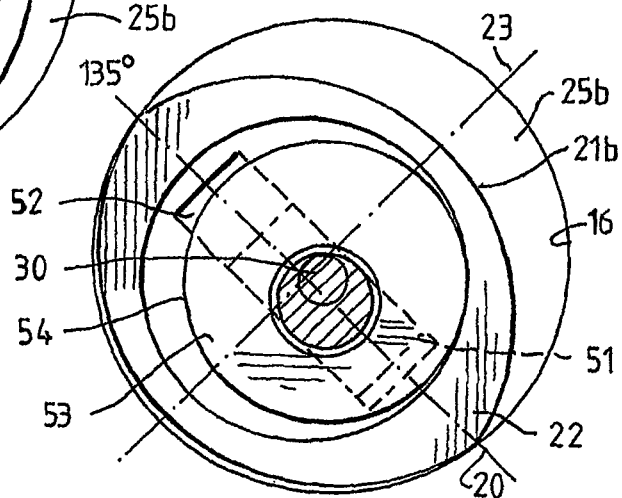


图 11

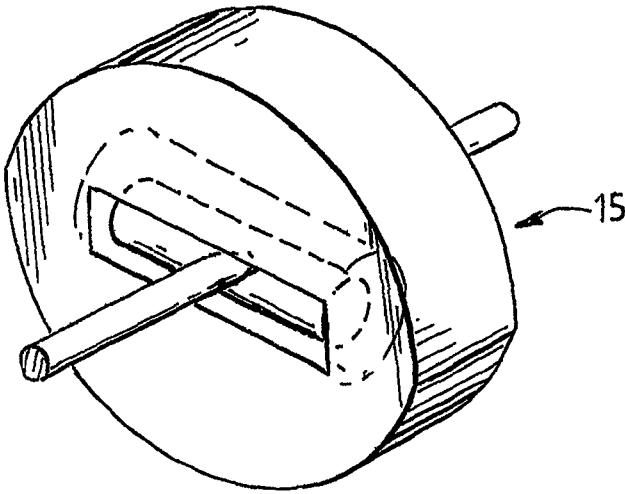


图 13a

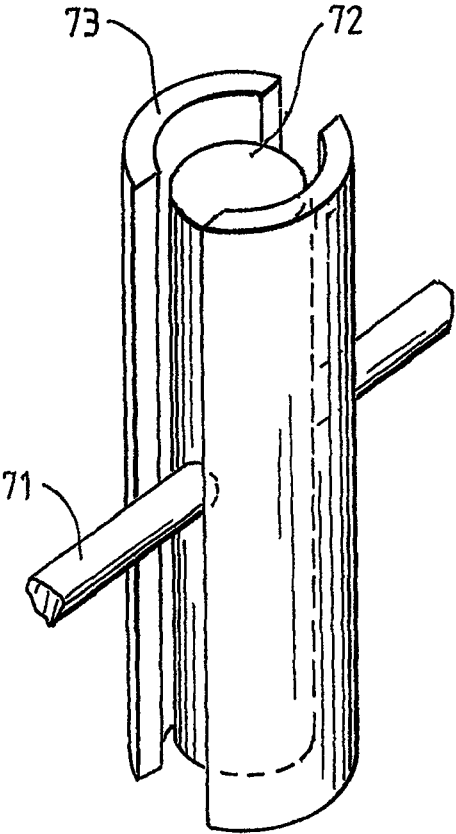


图 13b

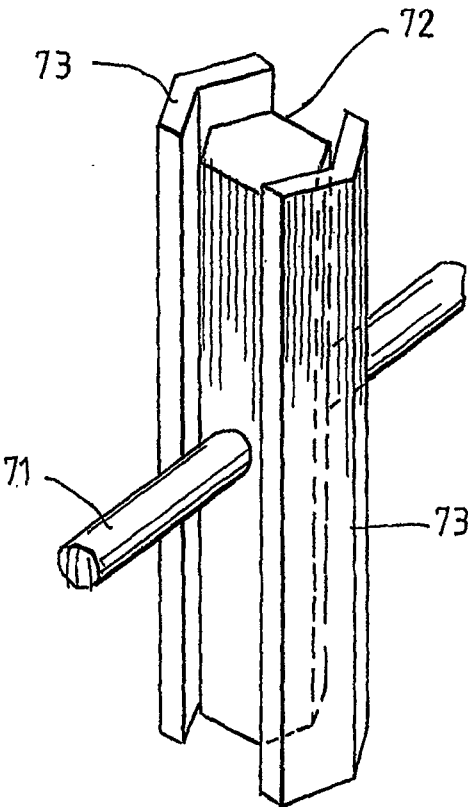


图 13c

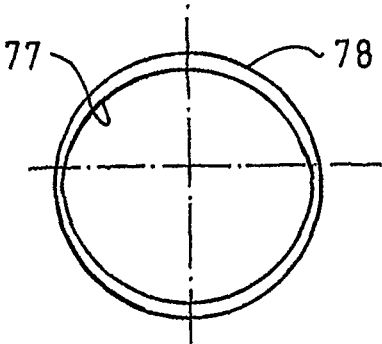


图 13d

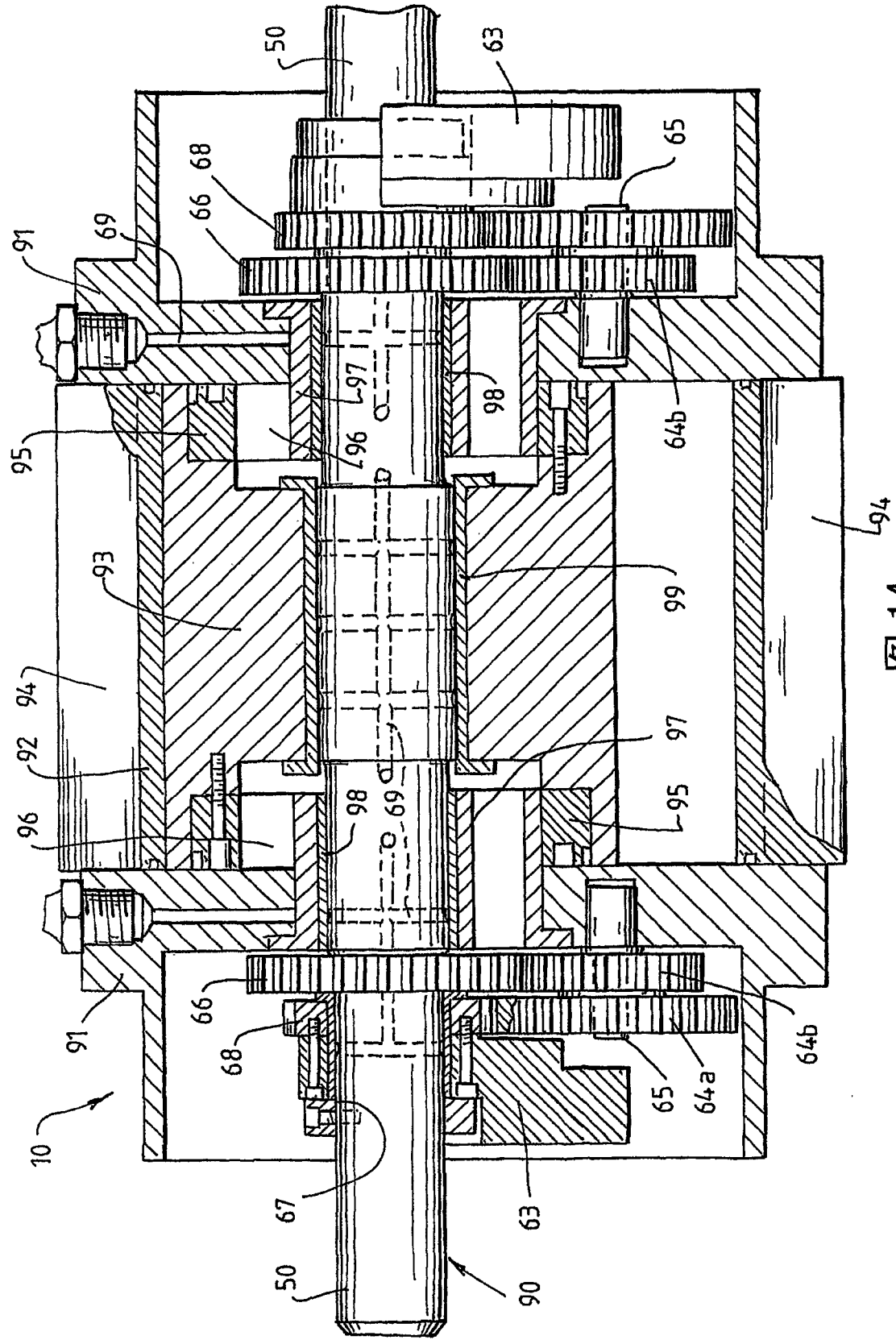


图 14

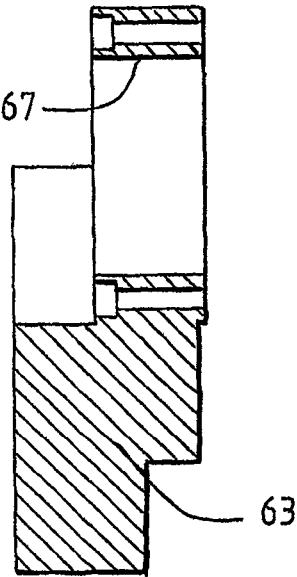


图 15

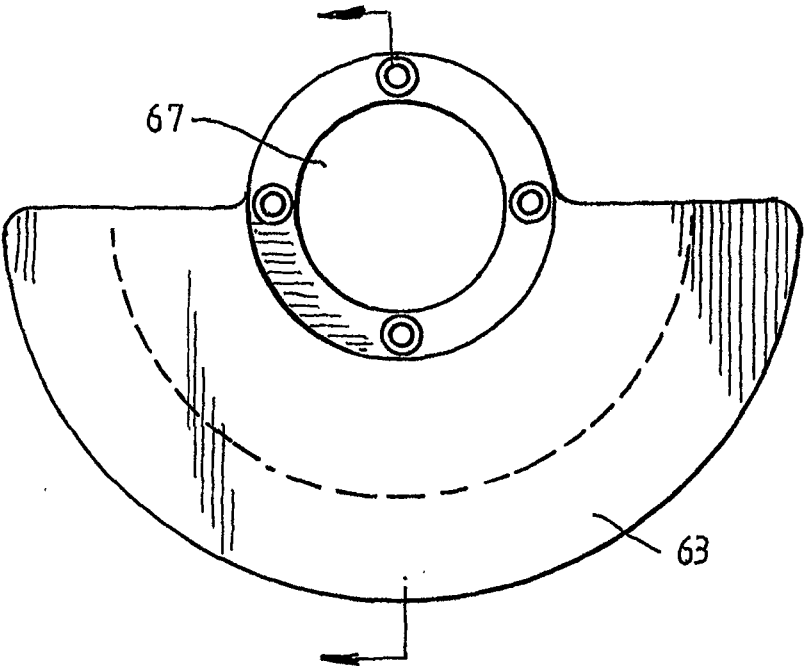


图 16

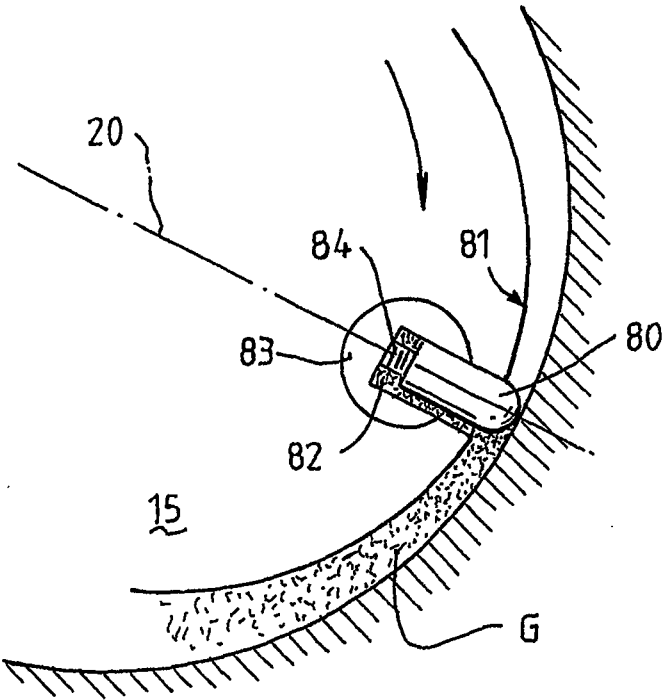


图 18

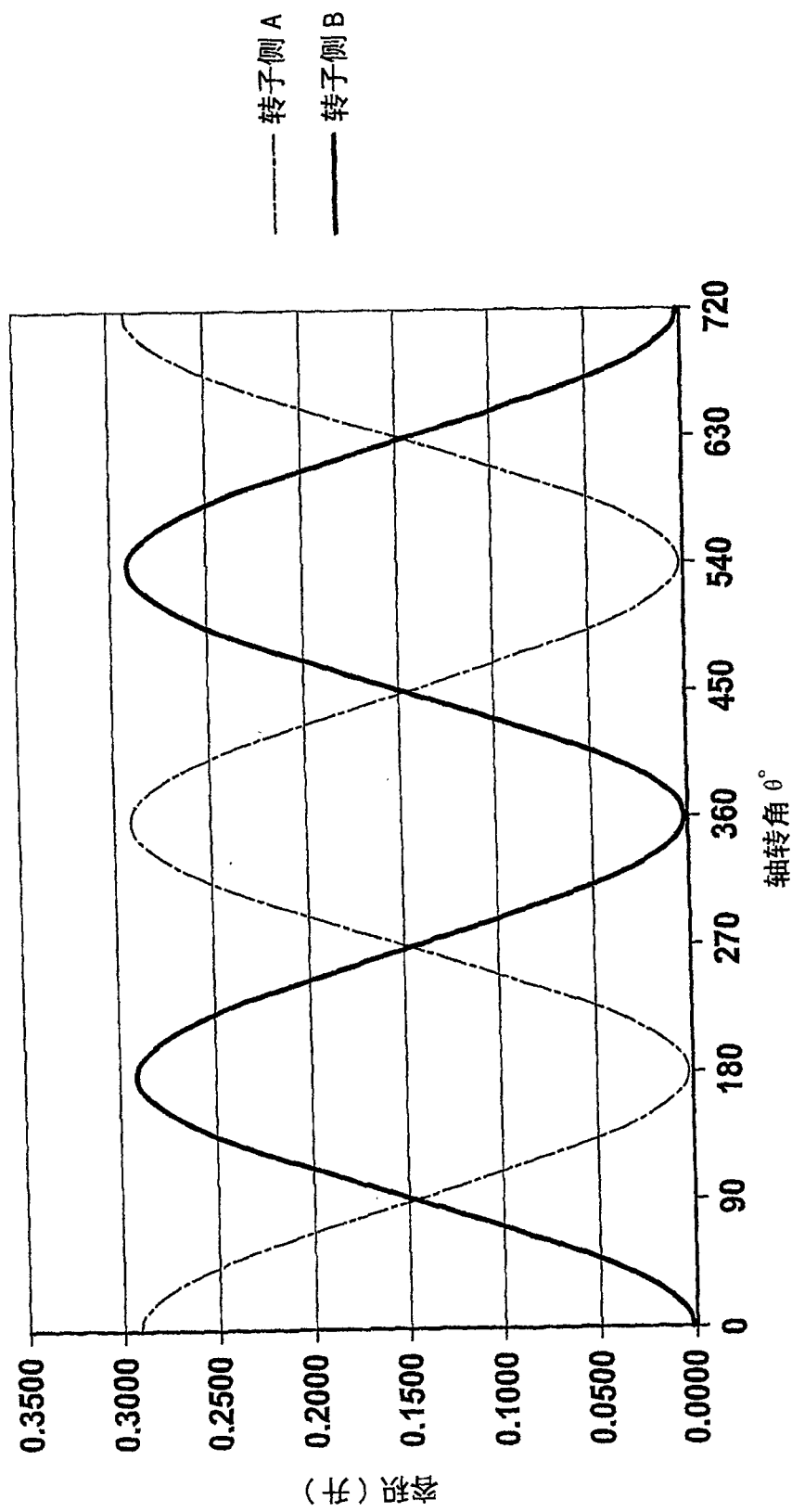


图 17