

(12) 按照专利合作条约所公布的国际申请

(19) 世界知识产权组织
国际局

(43) 国际公布日
2014 年 10 月 16 日 (16.10.2014)



(10) 国际公布号
WO 2014/166431 A1

- (51) 国际专利分类号:
F01C 1/356 (2006.01) *F04C 18/356* (2006.01)
F01C 19/00 (2006.01)
- (21) 国际申请号: PCT/CN2014/075221
- (22) 国际申请日: 2014 年 4 月 12 日 (12.04.2014)
- (25) 申请语言: 中文
- (26) 公布语言: 中文
- (30) 优先权:
201310127518.7 2013 年 4 月 12 日 (12.04.2013) CN
- (72) 发明人: 及
- (71) 申请人: 姚镇 (YAO, Frank) [CN/CN]; 中国北京市经济技术开发区经海三路 1 号新城工业园二期 B3 厂房, Beijing 100176 (CN)。
- (72) 发明人: 姚其槐 (YAO, Qihuai); 中国北京市经济技术开发区经海三路 1 号新城工业园二期 B3 厂房, Beijing 100176 (CN)。
- (74) 代理人: 中科专利商标代理有限责任公司 (CHINA SCIENCE PATENT & TRADEMARK AGENT LTD.); 中国北京市西三环北路 87 号 4-1105 室, Beijing 100089 (CN)。

(81) 指定国 (除另有指明, 要求每一种可提供的国家保护): AE, AG, AL, AM, AO, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BH, BN, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CL, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DK, DM, DO, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT, HN, HR, HU, ID, IL, IN, IR, IS, JP, KE, KG, KN, KP, KR, KZ, LA, LC, LK, LR, LS, LT, LU, LY, MA, MD, ME, MG, MK, MN, MW, MX, MY, MZ, NA, NG, NI, NO, NZ, OM, PA, PE, PG, PH, PL, PT, QA, RO, RS, RU, RW, SA, SC, SD, SE, SG, SK, SL, SM, ST, SV, SY, TH, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ, VC, VN, ZA, ZM, ZW。

(84) 指定国 (除另有指明, 要求每一种可提供的地区保护): ARIPO (BW, GH, GM, KE, LR, LS, MW, MZ, NA, RW, SD, SL, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), 欧亚 (AM, AZ, BY, KG, KZ, RU, TJ, TM), 欧洲 (AL, AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HR, HU, IE, IS, IT, LT, LU, LV, MC, MK, MT, NL, NO, PL, PT, RO, RS, SE, SI, SK, SM, TR), OAPI (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, KM, ML, MR, NE, SN, TD, TG)。

本国际公布:

— 包括国际检索报告(条约第 21 条(3))。

(54) Title: ROTATION DEVICE AND CORRESPONDING FLUID MOTOR, ENGINE, COMPRESSOR AND PUMP THEREOF

(54) 发明名称: 转动装置及其相应的流体马达、发动机、压缩机和泵

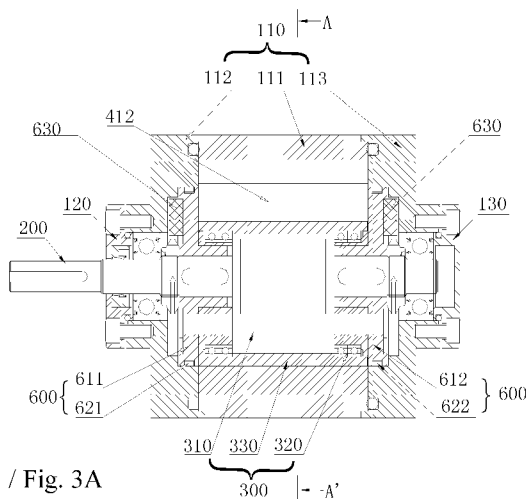


图 3A / Fig. 3A

(57) Abstract: Disclosed are a rotation device, and a fluid motor, an engine, a compressor and a pump comprising the rotation device. In the rotation device, inlaying grooves for fixing expansion piston rings (621, 622) are formed in the middle of the external cylindrical surfaces of two star wheel fixed flanges (611, 612), the expansion piston rings (621, 622) are in seal fit with the inner cylindrical surface of a cylinder and have gaps of a predetermined size relative to the bottoms and sidewalls of the inlaying grooves, a tiny amount of fluid leaking from the gaps is driven by the rotary motion of the star wheel fixed flanges (611, 612) to form gas film lubrication or fluid film lubrication, thus noncontact seal for a cylindrical inner cavity is realized, and the rotation device can operate in a high-frequency, oil-free working environment.

(57) 摘要:

[见续页]

一种转动装置及包括该转动装置的流体马达、发动机、压缩机和泵，在该转动装置中，在两星轮固定法兰（611，612）的外圆柱面的中部开设镶嵌槽用于固定膨胀活塞环（621，622），所述膨胀活塞环（621，622）与缸体内圆筒面密封配合，且与所述镶嵌槽的底部和侧壁具有预设尺寸的间隙，由该间隙泄露出的微量流体在星轮固定法兰（611，612）的旋转运动带动下形成气膜或液膜润滑，从而实现圆筒形内腔的非接触密封，使转动装置能够运行于高频率、无油的工作环境中。

转动装置及其相应的流体马达、发动机、压缩机和泵

技术领域

本发明涉及流体机械技术领域，尤其涉及一种转动装置及其相应的流体马达、发动机、压缩机和泵。

背景技术

将机械能与流体压力能进行相互转换的能量转换装置有很多，例如发动机、流体马达、压缩机以及泵等。在发动机领域里，主要有往复式活塞式四冲程发动机、三角转子发动机、燃气轮机等机械结构。在流体马达领域里，主要有活塞式、叶片式、齿轮式等机械构造。在压缩机和泵领域里，主要有柱塞式、叶片式、齿轮式、螺杆式和涡旋式等机械结构。需要强调的是，对于传统的能量转换装置来讲，由于其主要运动元件均采取滑动摩擦形式，造成大量能量消耗在装置内部，导致其能量转换效率低下。

本发明的申请人于 2010 年 6 月提出了一种星旋式转动装置（专利申请号：201010196950.8）。如图 1 所示，该星旋式转动装置包括：含圆筒空腔的缸体和由缸体两侧的缸体密封端盖支撑的主轴，中心太阳轮滚筒套设于主轴上；中心太阳轮滚筒的外圆筒面及缸体的内圆筒面构成环形活塞空间；环形活塞空间可通过第一组通孔与流体进/出口相连通，可通过第二组通孔与流体出/进口相连通；行星活塞轮以滚动方式置于环形活塞空间内，其伸出环形活塞空间外的两端通过一连接件连接到主轴上；行星活塞轮为圆柱滚轮；隔离结构位于环形活塞空间内，第一组通孔和第二组通孔之间，用于将环形活塞空间隔离为两个容积可变工作空间；行星活塞轮，在两个容积可变工作空间的流体压力差的作用下沿环形活塞空间内运动。然而，由于上述星旋式转动装置的隔离机构并不是完全的连续运动，导致该星旋式转动装置的噪音问题难于避免，极大的限制了其在噪音要求较高场景下的应用。

偏心转子式压缩机为现有压缩机的一种。参考文献 2（专利申请号：200780027498.9）给出了一种典型的偏心转子式压缩机。如图 2 所示，该滚动转子式压缩机包括缸体 1，滚动转子 2、偏心套 3、带有偏心曲轴部分的驱动轴 4、摆动挡块、螺旋弹簧。在驱动轴 4 的偏心曲轴部分与滚动转

子 2 之间设置能在他们之间灵活转动的偏心套 3，从而使滚动转子 2 的偏心距得以调整并在工作中实现柔性滚动接触密封。偏心套 3 一面绕驱动轴做公转，一面绕偏心中心做自转。而摆动挡块的转动部分在螺旋弹簧的弹簧力作用下，通过摆动部分紧压在滚动转子 2 的外圆表面上，实现摆动式隔离。该类型的偏心转子式压缩机具有结构简单、运转平稳等优点，在压缩机领域有十分广阔的应用。

由于上述偏心转子式压缩机的频率较低，并且可以工作在油润滑情况下，因此其缸体密封问题较容易解决。然而，由于在高频率、无油工作环境下的缸体密封的问题迟迟未得到解决，至今为止，上述偏心转子结构并没有应用到流体马达和发动机领域。

发明内容

(一) 要解决的技术问题

鉴于上述技术问题，本发明提供了一种能够在无油工作场景中实现缸体可靠密封的偏心转子式的转动装置及其相应的流体马达、发动机、压缩机和泵。

(二) 技术方案

根据本发明的一个方面，提供了一种转动装置。该转动装置包括：缸体，呈圆筒形；前/后密封端盖，分别密封连接于缸体的前/后两端，与缸体共同构成一圆筒形内腔；主轴，由缸体和/或前/后密封端盖可转动地支撑，其中心轴线与圆筒形内腔的中心轴线重合；转子组件，套设于主轴位于圆筒形内腔的部分，通过在圆筒形内腔中做旋转运动形成轴向延伸的密封工作空间；隔离机构，其末端与转子组件相密封，从而将轴向延伸的密封工作空间分隔为相互独立的，分别通过设置于缸体上的第一组通孔和第二组通孔与缸体外侧相连通的第一容积可变腔室和第二容积可变腔室；以及缸体密封组件，位于圆筒形内腔中转子组件的外侧，包括：两星轮固定法兰，分别设置于圆筒形内腔中转子组件的外侧，与转子组件联动，其外圆柱面的中部开设镶嵌槽；两膨胀活塞环，分别膨胀固定于两星轮固定法兰外圆柱面的镶嵌槽内，与缸体的内圆筒面密封配合，且与镶嵌槽的底部和侧壁具有预设尺寸的间隙；由该间隙泄露出的微量流体在星轮固定法兰的旋转运动带动下形成流体膜，该流体膜实现圆筒形内腔的密封。

根据本发明的另一个方面，还提供了一种流体马达。该流体马达包括上述的转动装置，其中，该转动装置的第二组通孔与高压流体进口相连通；第一组通孔与低压流体出口相连通。

根据本发明的另一个方面，还提供了一种发动机。该发动机包括上述的转动装置，其中，该转动装置的第二组通孔与燃烧室相连通；第一组通孔与废气排出口相连通。

根据本发明的另一个方面，还提供了一种压缩机。该压缩机包括上述的转动装置，其中，该转动装置的第二组通孔与低压压缩介质输入口相连通，第一组通孔与压缩后高压压缩介质的排出口相连通。

根据本发明的另一个方面，还提供了一种泵。该泵包括上述的转动装置，其中，该转动装置的第一组通孔与流体进口相连通；第二组通孔与流体出口相连通。

（三）有益效果

从上述技术方案可以看出，本发明转动装置及其相应的流体机械装置具有以下有益效果：

（1）通过膨胀活塞环与星轮固定法兰之间的气膜或液膜润滑设计实现缸体内腔的非接触密封，使转动装置能够运行于高频率-无油的工作环境中，实现了转动装置的高效低耗旋转密封；

（2）对偏心转子组件的两侧端面实施关键的精细密封设计，将偏心曲轴与星轮固定法兰连接，两者无相对运动，做到零泄漏，滚动活塞轮的两侧端面与内圆筒面与邻接零件构成了无机械接触的 L 型迷宫状密封，使高速旋转的滚动活塞轮的两侧端面在滚动轴承的径向和轴向精密定位的保证下，得以长期维持稳定预设的磨擦境界面微小间隙，有效控制了转动装置中流体的泄漏；

（3）通过旋阀体气动复位销钉的运动来实现进气（液）口的自动打开和关闭，不仅简化了机械构造，而且提高了弹性元件的工作可靠性与寿命；

（4）将黄金律理念引入至转动装置中，优化了缸体、太阳轮及滚柱行星活塞轮的尺寸，进而提高星旋式转动装置的运行效率。

附图说明

图 1 为现有技术星旋式转动装置的结构示意图；

图 2 为现有技术偏心转子式压缩机的结构示意图；

图 3A 为本发明实施例转动装置的剖视图；

图 3B 为图 3A 所示转动装置在进气口开通状态沿 A-A 方向的剖视图；

图 3C 为图 3A 所示转动装置在进气口关闭状态沿 A-A 方向的剖视图；

图 4A 为图 3 所示转动装置缸体内圆筒面内部各元件的剖视图；

图 4B 为图 3 所示转动装置缸体内圆筒面内部各元件的立体图；

图 4C 为图 3A 所示转动装置中星轮固定法兰、滚动活塞轮、偏心曲轴及滚动轴承结合部的局部放大图；

图 5 为本发明实施例转动装置中膨胀活塞环与缸体、星轮固定法兰之间摩擦情况的示意图；

图 6A 为本发明另一实施例转动装置中缸体密封组件中膨胀活塞环与星轮固定法兰外圆柱面镶嵌槽匹配的示意图；

图 6B 为本发明再一实施例转动装置中缸体密封组件中膨胀活塞环与星轮固定法兰外圆柱面镶嵌槽匹配的示意图；

图 6C 为本发明再一实施例转动装置中缸体密封组件中膨胀活塞环与星轮固定法兰外圆柱面镶嵌槽匹配的示意图；

图 7A 至图 7H 为本发明实施例流体马达工作流程的示意图；

图 8 为本发明实施例包含两转动装置的流体马达的剖视图。

图 9A 为本发明实施例只包含一转动装置的流体马达的输出扭矩曲线；

图 9B 为本发明实施例包含两转动装置的流体马达的输出扭矩曲线。

具体实施方式

为使本发明的目的、技术方案和优点更加清楚明白，以下结合具体实施例，并参照附图，对本发明进一步详细说明。需要说明的是，在附图或说明书描述中，相似或相同的部分都使用相同的图号。附图中未绘示或描述的实现方式，为所属技术领域普通技术人员所知的形式。虽然本文可提供包含特定值的参数的示范，但应了解，参数无需确切等于相应的值，而是可在可接受的误差容限或设计约束内近似于相应的值。此外，以下实

施例中提到的方向用语，例如“上”、“下”、“前”、“后”、“左”、“右”等，仅是参考附图的方向，并非用来限制本发明。

本发明申请人在多年生产实践的基础上，借鉴现有技术中偏心转子式压缩机的构造，提出了一种借助活塞轮固定法兰和膨胀活塞环实现缸体内腔的非机械接触式可靠密封的转动装置及其相应的流体马达、发动机、压缩机和泵。

为方便理解，首先将本发明中所涉及主要元件进行编号说明，如下所示：

110-缸体；	111-缸体主体；
112-前缸盖；	113-后缸盖；
120、130-前/后端盖；	140-气缸头；
200-主轴；	300-转子组件；
310-偏心曲轴；	320-滚动轴承；
330-滚动活塞轮；	400-旋阀体式隔离机构；
411-容放凹槽；	412-旋阀体；
420-旋阀体复位机构；	421-销钉盲孔；
422-复位销钉；	423-旁路；
600-缸体密封组件；	611、612-星轮固定法兰；
621、621'、622-膨胀活塞环；	621a-球形滚珠；
630-平衡配重块；	640-法兰曲轴定位销钉；
A-第一转动装置；	B-第二转动装置；
C-密封隔板。	

转动装置

在本发明的一个示例性实施例中，提供了一种转动装置。图 3A 为本发明实施例转动装置的剖视图。图 3B 和图 3C 分别为图 3A 所示转动装置在两个状态时沿 A-A 方向的剖视图。请参照图 3A 和图 3B，该转动装置包括：缸体 110，呈圆筒形，由缸体主体 111 和分别设置在该缸体主体 111 前/后端面的前缸盖 112 和后缸盖 113 共同构成；前/后密封端盖(120、130)，分别密封连接于缸体的前/后两端的缸盖上，与缸体共同构成一圆筒形内腔；主轴 200，由缸体 110 和/或前/后密封端盖(120、130)可转动地支撑，

其中心轴线与圆筒形内腔的中心轴线重合；转子组件，套设于主轴 200 位于圆筒形内腔的部分，通过在圆筒形内腔中做旋转运动形成轴向延伸的密封工作空间；隔离机构，其前端与转子组件相密封，从而将轴向延伸的密封工作空间分隔为相互独立的第一容积可变腔室和第二容积可变腔室，该第一容积可变腔室和第二容积可变腔室分别通过设置于缸体上的第一组通孔和第二组通孔与缸体外侧相连通；以及缸体密封组件 600，位于圆筒形内腔中转于组件的外侧，用于实现密封工作空间的密封。其中缸体密封组件 600，包括：两星轮固定法兰（611 和 612），分别设置于前/后端盖内侧的圆筒形内腔中，与转子组件联动，并通过键与主轴配合，其外圆柱面的中部开设镶嵌槽；两膨胀活塞环（621、622），分别膨胀固定于两星轮固定法兰外圆柱面的镶嵌槽内，与缸体的内圆筒面密封配合，且与镶嵌槽的底部和侧壁具有预设尺寸的间隙；由该间隙泄露出的微量流体在所述星轮固定法兰的旋转运动带动下形成流体膜，该流体膜实现所述圆筒形内腔的密封。该预设尺寸介于 0.02mm~0.3mm 之间。

以下分别对本实施例转动装置的各个组成部件进行详细说明。

请参照图 3A、图 3B 和图 3C，缸体 110 呈圆筒形，具有一内圆筒面。缸体 110 包括缸体主体 111、分别设置在该缸体主体 111 前/后端面的前缸盖 112 和后缸盖 113。在缸体主体 111 外侧的预设位置，一般为上方，设置气缸头 140。后续隔离机构的旋阀体及其复位机构均对应该气缸头 140 的位置进行设置，这些内容将在下文进行详细说明。

请参照图 3A，前/后密封端盖（120 和 130），分别密封连接于缸体 110 前/后缸盖（112 和 113）的前/后两端，与缸体 110 共同构成一圆筒形内腔。该圆筒形内腔即为本实施例转动装置的工作区域。

主轴 200 在缸体中间的径向定位和轴向定位非常重要。通常情况下，该径向定位和轴向定位均是由滚动轴承来完成的。而滚动轴承的径向间隙和轴向间隙必须满足主轴的旋转精度要求。主轴 200 在圆筒形内腔的外部 and 内部之间传递扭矩。以压缩机为例：请参照图 3A，主轴 200 的第一部分位于圆筒形内腔外，与外界动力源相接，将外界动力源输入的扭矩传输至圆筒形内腔；第二部分位于圆筒形内腔内，利用外界动力源输入的扭矩带动偏心转子组件 300 转动。

需要说明的是，虽然本实施例中主轴只有一端伸出圆筒形内腔外，由其输入或输出扭矩，但是，本发明同样包括主轴两端均伸出圆筒形内腔外，由两端输入或输出扭矩的情况。本领域技术人员应当很清楚此种技术方案如何实现，此处不再赘述。

转子组件套设于主轴 200 位于圆筒形内腔的部分，通过在圆筒形内腔内做旋转运动形成轴向延伸的密封工作空间。

请参照图 3B 和图 3C，隔离机构的前端与转子组件相密封，从而将上述密封工作空间分隔为相互独立的第一容积可变腔室和第二容积可变腔室，该第一容积可变腔室和第二容积可变腔室分别通过设置于缸体上的第一组通孔和第二组通孔与缸体外侧相连通。

图 4A 为图 3 所示转动装置中缸体内圆筒面内部各元件的剖视图。图 4B 为图 3 所示转动装置中缸体内圆筒面内部各元件的立体图。需要说明的是，在图 4B 中，为了清楚表示滚动轴承 320 等部件，省略了在滚动轴承 320 外侧的滚动活塞轮 330。

请参照图 4A 和图 4B，在本实施例中，转子组件为偏心转子组件 300。该偏心转子组件 300 套设于主轴 200 位于圆筒形内腔的部分，包括：偏心曲轴 310，套设于主轴 200 位于圆筒形内腔的部分，其中心轴线与主轴 200 的中心轴线相互平行且错开预设距离；滚动活塞轮 330，套设于偏心曲轴 310 上，其中心轴线与偏心曲轴 310 的中心轴线重合。该滚动活塞轮 330 沿缸体 110 的内圆筒面滚动，缸体 110 的内圆筒面和滚动活塞轮 330 的外圆柱面之间形成轴向延伸的月牙形密封工作空间。

本实施例转动装置中，偏心曲轴的偏心量 e 的选择，是机构设计的关键，其不能设计的过大或过小。以马达为例，偏心量太小，偏心曲轴的直径太大，马达的输出扭矩就越小；偏心量 e 太大，虽然扭矩变大，但马达启动所需要的瞬时功率就越大，设备启动困难，实用性受到影响。只有当偏心量 e 介于 $R/8 \sim R/5$ 之间时，才能在大扭矩和低启动功率下取得平衡，达到实用性的要求，其中 R 为缸体内圆筒面的半径。例如，在应用本发明所制备的 5 台流体马达中，偏心量 e 的取值分别为： $R/8$ ； $R/7$ ； $R/6.5$ ； $R/6$ ； $R/5$ 。实验证明，该 5 台流体马达的运转效率均达到了设计要求，在输出扭矩和启动便利性方面取得了较好的平衡。

请参照图 4B，为了减小偏心曲轴 310 和滚动活塞轮 330 之间的摩擦，本实施例转动装置还包括：至少两滚动轴承 320，对称地套设于偏心曲轴 310 上，其内套圈固定于偏心曲轴 310，其外套圈固定于滚动活塞轮 330，以隔绝两者的转动。该些滚动轴承与滚动活塞轮之间的预紧弹性力将滚动活塞轮压紧于圆筒形内腔的内圆筒面，使圆筒形内腔的内圆筒面和滚动活塞轮的外圆柱面形成轴向延伸的月牙形密封腔室。

为了实现缸体的可靠密封，请参照图 4A，星轮固定法兰呈朝向圆筒形内腔中心的“L”形；左星轮固定法兰 611 和右星轮固定法兰 612 对称套设于主轴上，偏心曲轴 310 的外侧。位于同一侧的星轮固定法兰与偏心曲轴一体成型或分别成型。偏心曲轴与星轮固定法兰之间无相对运动，做到零泄漏。

需要说明的是，偏心曲轴的加工难度随构造而定，一体化的偏心曲轴加工精度不易保证；但如果把偏心曲轴分成旋转中心母体和曲轴颈两个部分，母体与曲轴颈的连接固定由设在曲轴颈上的偏心孔定位，而在一个对称圆柱体上开一个偏心孔，保证精度是容易的。只要有了偏心孔，偏心曲轴的加工装配就容易多了。

图 4C 为图 3A 所示转动装置中星轮固定法兰、滚动活塞轮、偏心曲轴及滚动轴承结合部的放大图。请参照图 4C，偏心曲轴的内侧设置轴肩，滚动轴承的内圈固定于偏心曲轴的轴肩，外套圈固定于滚动活塞轮。滚动活塞轮侧面与其外侧的星轮固定法兰侧面的对应位置之间，及偏心曲轴轴肩外侧的部分与滚动活塞轮内圆筒面的对应位置之间，共同构成“L”形迷宫式密封。具体而言，该“L”形迷宫式密封中，滚动活塞轮侧面与其外侧星轮固定法兰侧面的对应位置之间，及偏心曲轴轴肩外侧的部分与滚动活塞轮内圆筒面的对应位置之间的间隙 Δ 介于 0.03mm~0.06mm 之间。

实践证明，通过无机械接触的“L”形迷宫状密封，使高速旋转的滚动活塞轮的两侧端面在星轮支撑滚动轴承的径向和轴向精密定位的保证下，得以长期维持稳定预设的磨擦境界面微小间隙，有效控制了泄漏。在应用本发明所制备的 5 台流体马达中，间隙 Δ 的取值分别为：0.03 mm；0.04 mm；0.05mm；0.055mm；0.06mm。实验证明，该 5 台流体马达圆筒形内腔的密封良好。

此外，本领域技术人员应当清楚，除了上述偏心转子组件外，该转子组件还可以为其他类型的转子组件，例如本发明的申请人在之前专利中（专利申请号：201010196950.8）提出的星旋式转子组件。该星旋式转子组件包括：套设于主轴上的中心太阳轮滚筒及在中心太阳轮滚筒的外圆筒面及所述缸体的内圆筒面构成环形活塞空间滚动的若干个圆柱形行星活塞轮。

请参照图 3B，本实施例中，隔离机构为旋阀体式隔离机构 400。该旋阀体式隔离机构 400 包括：旋阀体 412 和旋阀体复位机构 420。该旋阀体 412 在旋阀体复位机构 420 的作用下，末端始终压住滚动活塞轮的外表面，从而将月牙形密封工作空间分隔为相互独立的第一容积可变腔室和第二容积可变腔室。

缸体主体 111 上对应气缸头 140 的位置形成有一轴向延伸的、朝向圆筒形内腔敞开的容放凹槽。该旋阀体 412 配装在该容放凹槽内并由该容放凹槽可转动的支撑，并在预定的角度范围内摆动。当偏心转子组件的转动至上部位置时，旋阀体 412 被压入该容放凹槽内，呈压入状态。当偏心转子组件转动至下部位置时，旋阀体摆动至其最大位置，呈伸出状态。该旋阀体 412 将所述轴向延伸的密封工作空间分隔为相互独立的第一容积可变腔室和第二容积可变腔，定义其正面朝向的腔室为第二腔室，其背面朝向的腔室为第一腔室。

在本实施例中，旋阀体与通过旋阀体转动轴的缸体直径的夹角 ω 遵循黄金分割率，即 $\omega = (1-0.618) \times 90^\circ = 34.38^\circ$ 。在本发明其他的实施例中，该 ω 可介于 30° 至 40° 之间即可。

实践证明，通过将黄金律的理念引入至转动装置中，可以优化缸体、太阳轮及滚柱行星活塞轮的尺寸，进而提高星旋式转动装置的运行效率。在应用本发明所制备的 5 台流体马达中， ω 的取值分别为： 30° ； 32° ； 35° ； 38° ； 40° 。实验证明，该 5 台流体马达的运转效率均达到了设计要求。

本实施例中，旋阀体为片状结构，即旋阀片。但该旋阀体也可以是如图 2 所示的半圆形结构等等。此外，本领域技术人员也应当清楚，除旋阀体及其复位机构之外，本发明隔离机构还可以采用其他类型的阀体，例如：旋阀片（专利申请号：200780027498.9）；闸阀（专利申请号：

201110322746.0); 转动旋阀(专利申请号: 201110145313.2)等等。这些隔离机构的安装方式可参考相关文献, 此处不再详细描述。

本实施例中, 不论何种形式的隔离机构, 由于偏心转子组件的运动为360度连绵不断的运动, 从而隔离机构的运动也同样为连续地, 升降角逐渐变化的运动, 从而克服了隔离机构的冲击噪声问题。

如图3B和图3C所示, 旋阀体复位机构420用于使旋阀体始终压设于滚动活塞轮的外圆柱面。在容放凹槽的底部, 侧对旋阀体位置, 开有一个销钉盲孔。可滑动密封的复位销钉422插入销钉盲孔, 其末端沿朝向旋阀体的方向。弹性件位于所述复位销钉422内侧的销钉孔内, 其末端抵接于所述复位销钉422的尾部, 产生的弹性力使复位销钉422的头部沿朝向旋阀体的方向顶住旋阀体, 实现所述旋阀体的复位密封。

本领域技术人员同样应当清楚, 该旋阀体复位机构也可以为其他类型的复位机构, 例如设置在缸体外部的机械式复位机构等。该些机械式复位机构在本申请的申请人先前专利(专利申请号: 201120071995.2)中有详细阐述, 此处不再重述。

请参照图4A和图4B, 缸体密封组件600位于圆筒形内腔内, 转子组件的外侧, 包括: 两星轮固定法兰(611和612), 分别设置于前/后端盖(120和130)内侧的圆筒形内腔中, 通过键与主轴配合, 与转子组件联动, 其外圆柱面的中部开设镶嵌槽; 两膨胀活塞环(621和622), 分别膨胀固定于两星轮固定法兰(611和612)外圆柱面的镶嵌槽内, 与缸体110的内圆筒面密封配合(如图5所示的紧固密封面), 且与镶嵌槽的底部和侧壁具有预设尺寸的间隙, 例如: 0.02mm~0.3mm的间隙。当转子组件为偏心转子组件时, 该两星轮固定法兰与偏心曲轴通过法兰曲轴固定销钉固定, 而固定法兰仍然要通过键与主轴配合。当转子组件为星旋式转子组件时, 该两星轮固定法兰与圆柱形行星活塞轮相连接。固定法兰通过键与主轴配合。

本领域技术人员应当清楚, 在设置星轮固定法兰进行密封的情况下, 如果星轮固定法兰(611和612)和缸体110内圆筒面之间采用接触式机械密封, 那么高速圆周转动的星轮固定法兰(611和612)与缸体110接触部的磨擦必然很大, 磨擦生热, 零件很快就会磨损甚至被烧坏, 除非星

轮固定法兰（611 和 612）和缸体 110 泡在润滑油里。而在高频无油的工程需求中，这是根本不可能实现的。

本实施例中，将膨胀活塞环（621 和 622）膨胀固定到星轮固定法兰（611 和 612）外圆柱面中部的沟槽中，通过膨胀活塞环实现缸体圆筒形内腔工作区域的可靠密封。图 5 为本发明实施例转动装置中膨胀活塞环与缸体、星轮固定法兰之间摩擦情况的示意图。以下结合图 5，对该活塞环与外侧缸体内壁和内侧星轮固定法兰的磨损情况进行分析说明。

请参照图 5，星轮固定法兰（611 和 612）的外圆柱面除镶嵌槽之外的其他部位与缸体 110 内圆筒面之间存在适当的间隙 ΔC ，即星轮固定法兰（611 和 612）与缸体 110 内壁并不直接接触，两者之间不产生直接摩擦。在本发明优选的实施例中，星轮固定法兰外圆柱面与缸体内圆筒面的间隙 $0.08\text{mm} \leq \Delta C \leq 0.3\text{mm}$ 。

多次实验证明，当密封空间的细微间隙小于 0.02mm 时，其泄露的气体非常少，基本可以忽略不计。而当细微间隙大于 0.3mm 时，泄露气体将会影响到容积可变密封空间。在本发明中，膨胀活塞环（621 和 622）和星轮固定法兰（611 和 612）镶嵌槽的侧面和底部之间均具有 0.02mm 至 0.3mm 的细微间隙，既保证了密封工作空间的基本完整，又能够保证有微量气体从该细微间隙中泄露出来，本发明实现圆筒形内腔密封的秘诀即在于该泄露出来的微量气体。

星轮固定法兰（611 和 612）的旋转运动会把微量气体带入该细微间隙里形成气膜，产生流体润滑效果，保证了星轮固定法兰与活塞环的接触面的磨擦损耗最小化，实现了对圆筒形内腔的高效低耗旋转动态密封。此外，还需要说明的是，泄露出来的压力流体在膨胀活塞环的轴向内外侧形成压力梯度差，即星轮固定法兰内侧的高压气体区和外侧的低压气体区所形成的压力梯度差。在缸体内由于气体的进排气周期性变化而产生的压力脉冲影响下，膨胀活塞环（621 和 622）侧面的位置会有微小的振动变化。该微小振动变化会对膨胀活塞环（621 和 622）侧面与星轮固定法兰（611 和 612）的活塞环槽面之间产生距离变化，导致密封气细微间隙空间产生泵吸效应，微量气体的进出起到了流体润滑效果。

由于膨胀活塞环和星轮固定法兰之间存在细微间隙，因此两者并不是

紧密配合的。在滚动活塞轮的偏心转子组件在圆筒形内腔内滚动的过程中，与其固定的星轮固定法兰随其一起转动，但膨胀活塞环并不随星轮固定法兰而转动，因此两者之间没有摩擦。此外，膨胀活塞环的外圆面和缸体的内圆筒面之间并没有相对运动，两者之间也没有摩擦。

基于上文论述，本领域技术人员应当能够理解本实施例中通过膨胀活塞环的润滑设计-气膜润滑设计或液膜润滑设计实现非接触密封的具体原理。请参照图 5，考虑到加工误差与成本，在本发明优选的实施例中，膨胀活塞环与镶嵌槽侧壁的细微间隙 ΔA 满足： $0.05\text{mm} \leq \Delta A \leq 0.3\text{mm}$ ，该膨胀活塞环与镶嵌槽底部的细微间隙 ΔB 满足： $0.1\text{mm} \leq \Delta B \leq 0.3\text{mm}$ 。膨胀活塞环为开口活塞环，其材料根据工况来选定，如高温下可用离心铸造的青铜合金，常温下采用高强度的铝合金等等。以下为应用本发明所制备的 5 台流体马达中各间隙的取值：

在第一台流体马达中， $\Delta A=0.05\text{mm}$ ， $\Delta B=0.3\text{mm}$ ， $\Delta C=0.3\text{ mm}$ ；

在第二台流体马达中， $\Delta A=0.08\text{mm}$ ， $\Delta B=0.25\text{mm}$ ， $\Delta C=0.25\text{ mm}$ ；

在第三台流体马达中， $\Delta A=0.1\text{mm}$ ， $\Delta B=0.2\text{mm}$ ， $\Delta C=0.2\text{ mm}$ ；

在第四台流体马达中， $\Delta A=0.2\text{mm}$ ， $\Delta B=0.1\text{mm}$ ， $\Delta C=0.1\text{ mm}$ ；

在第五台流体马达中， $\Delta A=0.3\text{mm}$ ， $\Delta B=0.05\text{mm}$ ， $\Delta C=0.08\text{ mm}$ 。

实验证明，该 5 台流体马达的星轮固定法兰和膨胀活塞环均实现了圆筒形缸体的可靠密封，长时间运转良好，达到了预定的性能参数。

本领域技术人员应当清楚，这些间隙的参数同样适用于发动机、压缩机和泵等其他类型的流体机械。

在上述实施例的基础上，本发明还提供了另外的几种缸体密封组件。

在第一种缸体密封组件中，为了保证滚动活塞轮区域的可靠密封，采用 2 道膨胀活塞环，如图 6A 所示，该 2 道膨胀活塞环构成 2 级密封面，即图中所示的一级密封面和二级密封面。该种构造比图 5 所示的只有一级密封面的构造相比，其密封效果更好。当然，本领域技术人员可以根据需要来设置膨胀活塞环的道数，例如：3 道、4 道、5 道，甚至更多道。

在第二种缸体密封组件中，膨胀活塞环和镶嵌槽之间采用迷宫式密封，膨胀活塞环内环面与镶嵌槽底部相互啮合，从而优化了密封效果。举例来讲：膨胀活塞环的内环呈锯齿形状，而镶嵌槽的底部也呈对应的锯齿

形状，从而构成齿型密封面，如图 6B 所示。此外，本领域技术人员应当了解，该锯齿形状还可以为不规则的凹凸结构或者条纹，也可以产生同样的效果。

在第三种缸体密封组件中，星轮固定法兰镶嵌槽的底部与膨胀活塞环的内环均具有圆弧滚珠沟道，该圆弧滚珠沟道中布设球形滚珠。在梯度压力气体作用下滚珠沟道会因为位置移动了一点距离 λ ，而把球形滚珠夹紧，膨胀活塞环内圆与星轮固定法兰镶嵌槽底部之间的微小密封用间隙（约 0.1mm）由于有球形滚珠的可靠定位支撑而能够做的很小，提高了密封精度，并且，夹紧的球形滚珠会对膨胀活塞环产生径向压力，使其更加紧贴气缸壁固定，如图 6C 所示。在大型流体机械中，膨胀活塞环与星轮固定法兰的尺寸均较大，膨胀活塞环的内圆面和星轮固定法兰镶嵌槽底部的间隙非常不容易控制，而采用滚珠较容易解决该问题。而该种类型的缸体密封组件的膨胀活塞环还可以采用分段制作，尤其适用于大型流体机械的情况。该球形滚珠可选用钢球，而膨胀活塞环与星轮固定法兰的滚珠沟道的材料可参考轴承的用材。

本实施例中，由于转子组件为偏心转子组件，为了保证整台星旋式转动装置的动平衡，必须要在合适的位置进行平衡配重。在以往的转动装置转子组件中，平衡配重块位于圆筒形内腔内，固定于偏心曲轴或者主轴上，而在本实施例中，星轮固定法兰为平衡配重块提供了合适载体。

请参照图 4A 和图 4B，在星轮固定法兰的外侧，偏心曲轴较轻的一边对称设置平衡配重块 630。该平衡配重块一般呈不完整的圆环状，通过法兰曲轴固定销钉固定在偏心曲轴上。

需要说明的是，相比于平衡配重块位于圆筒形内腔中的设计，平衡配重块配置于圆筒形内腔的外侧更加有利于后期动平衡的调整。

至此，已经结合附图对本实施例转动装置进行了详细描述。依据以上描述，本领域技术人员应当对本发明转动装置有了清楚的认识。以下将介绍几种应用本实施例转动装置的流体机械装置。

流体马达

在本发明的另一个示例性实施例中，还提供了一种流体马达。该流体马达包括上述转动装置，并且该转动装置中，第二容积可变腔室通过第二

组通孔与高压流体进口相连通；第一容积可变腔室通过第一组通孔与低压流体出口相连通；高压流体推动偏心转子转动，通过主轴将产生的扭矩传递至圆筒形内腔外。

请参照图 3B 和图 3C，其所示转动装置中包括特别应用于流体马达和发动机的旋阀体复位机构。销钉盲孔的顶端通过第一旁路与第二组通孔相连通，底部通过第二旁路与容放凹槽相连通，弹性件为进入销钉孔内的高压流体。当转子组件滚过圆筒形空间的顶端时，旋阀体完全旋入容放凹槽内，复位销钉的顶端位于销钉盲孔的中部，将高压流体进口与容放凹槽隔绝。当转子组件滚过圆筒形空间的顶端后，在高压流体作用下，复位销钉向下运动，压迫旋阀体从容放凹槽中旋出，复位销钉的顶端运动至销钉盲孔的底部，高压流体通过第二组通孔、第一旁路、销钉盲孔、第二旁路、容放凹槽进入第二容积可变腔室。

以下将结合图 7A 至图 7H，介绍本实施例流体马达的工作冲程：

(1) 在初始状态，偏心转子组件旋转至圆筒形内腔的最上方，销钉位于销钉孔的最内侧位置，旋阀体完全置于容放凹槽内，高压流体进口与月牙形密封工作空间隔离，如图 7A 所示；

(2) 随后，在惯性作用下，滚动活塞轮沿逆时针方向滚动，偏离圆筒形内腔的最上方，销钉从销钉孔的最内侧位置向下运动，旋阀体从容放凹槽内旋出，高压流体进口与月牙形密封工作空间连通，并且连通的区域越来越大，工作流体沿高压流体进口→第二组通孔→销钉盲孔→容放凹槽进入第二容积空间，在此过程中，高压流体推动滚动活塞轮向前滚动，如图 7B 至图 7H 所示；

(3) 滚动活塞轮转动一周后，滚动活塞轮旋转至圆筒形内腔的最上方，如图 7H 所示，流体马达回至初始状态，同图 7A。

图 9A 为本发明实施例包括一台转动装置的流体马达输出扭矩的示意图。如图 9A 所示，该流体马达输出的扭矩并不平稳，存在着输出扭矩波峰和波谷的情况，在某些情况下存在启动死点。

在本发明的再一个示例性实施例中，还提供了一种流体马达。该流体马达包括共用串联的 T 台上述转动装置，该 T 台转动装置的任一转动装置中：第二组通孔与高压流体进口相连通；第一组通孔与低压流体出口相

连通。T 台转动装置中至少两台转动装置的相位角 θ 相互错开的角度大于临界区间角 θ_1 。其中，转动装置的相位角 θ 是指：自本周期的髙压流体做功冲程开始，转子组件在圆筒形内腔中所转动的角度。临界区间角 θ_1 是指：从上一周期的低压流体排出冲程开始至本周期的髙压流体做功冲程开始之间，转子组件在圆筒形内腔中所需转动的角度。其中，该 θ_1 的取值一般介于 $20^\circ \sim 40^\circ$ 之间。

并且，在本发明优选地实施例中，T 台转动装置中相位相邻的两台转动装置的相位角 θ 相互错开的角度为 $360/T$ 。例如：（1）以包含 2 台转动装置的流体马达为例，两转动装置的相位角 θ 相互错开 180° ；（2）以包含 3 台转动装置的流体马达为例，3 台转动装置的相位角 θ 在某一时刻为： 0° 、 120° 、 240° 。

以包括共用同一主轴的 2 台转动装置的流体马达为例，其剖面示意图请参照图 8。在图 8 所示的流体马达中，左右两个转动装置（A 和 B）由密封隔板 C 相隔离，两者的滚动活塞轮的相位错开 180° ，当一个转动装置的滚动活塞轮经过马达的旋阀片气门区域时，活塞滚轮没有推力，即处于死点，但是相位错开 180° 的另一个转动装置的活塞滚轮有推力，而且处于扭矩最大点，这样就克服了起动死点问题。而且，两个滚动活塞轮的输出合成扭矩由于“各自为政”时的脉冲峰谷互相填平，变成了平坦的恒定扭矩。

图 9B 为本发明实施例包括并联的 2 台转动装置的流体马达输出扭矩的示意图。对比图 9A 和图 9B，可以看出，包括并联的 2 台转动装置的流体马达输出扭矩要平稳的多，并且没有死点。

至此，已经结合两个实施例对本发明流体马达进行了详细描述。依据以上描述，本领域技术人员应当对本发明流体马达有了清楚的认识。

发动机

在本发明的另一个示例性实施例中，还提供了一种发动机，该发动机包括上述转动装置，并且该转动装置中，第二容积可变腔室通过第二组通孔与燃烧室相连通；第一容积可变腔室通过第一组通孔与废气排出口相连通。由燃烧室进入的髙压气体推动偏心转子组件沿圆筒形内腔滚动，偏心转子组件带动主轴转动，通过主轴将产生的扭矩传递至圆筒形内腔外。

同理，流体马达实施例中的旋阀体复位机构也同样可以应用于本实施例发动机。并且，本实施例发动机的工作冲程与上述压缩机的工作冲程类似，不同之处仅在于推动偏心转子运动的不是高压流体，而是在燃烧室内产生的高压燃气。

同样，为了保证发动机平稳的输出扭矩，避免启动死点，在本发明的再一个示例性实施例中，还提供了一种发动机。该发动机包括共用同一主轴的 S 台上述的转动装置，其中 $S \geq 2$ ，其详细构造同流体马达中介绍的结构类似，此处不再重述。

至此，已经结合附图对本实施例发动机进行了详细描述。依据以上描述，本领域技术人员应当对本发明发动机有了清楚的认识。

压缩机

在本发明的再一个示例性实施例中，又提供了一种压缩机。在该压缩机中，该第一容积可变腔室为吸入腔，其通过第二组通孔与低压压缩介质输入口相连通；该第二容积可变腔室为压缩腔，即高压腔，其通过排出第一组通孔与压缩后高压压缩介质的排出口相连通。主轴将圆筒形内腔外的扭矩传递至圆筒形内腔内，通过偏心转子组件以对压缩介质进行压缩。

至此，已经结合附图对本实施例压缩机进行了详细描述。依据以上描述，本领域技术人员应当对本发明压缩机有了清楚的认识。

泵

在本发明的又一个示例性实施例中，又提供了一种泵。在该泵中，第一容积可变腔室通过第一组通孔与流体进口相连通；第二容积可变腔室通过第二组通孔与流体出口相连通。主轴将圆筒形内腔外的扭矩传递至圆筒形内腔内；在主轴的带动下，滚动活塞轮沿圆筒形内腔向前滚动，将由流体进口进入的流体泵入月牙形密封工作空间，进而通过流体出口将流体排出。

至此，已经结合附图对本实施例泵进行了详细描述。依据以上描述，本领域技术人员应当对本发明泵有了清楚的认识。

需要说明的是，本发明转动装置及其相应的发动机、流体马达、压缩机和泵中，对各元件的定义并不仅限于实施方式中提到的各种具体结构或形状，本领域普通技术人员可对其进行简单地熟知地替换。

综上所述，本发明提供一种转动装置及其相应的发动机、流体马达、压缩机和泵，通过星轮固定法兰和膨胀活塞环的配合，实现了密封工作空间在高频和无油条件下的可靠密封；进而提出了一种具有能够实现流体开闭旋阀片复位机构的流体马达和发动机，简化了机械结构，提高了转动装置的工作效率。

以上所述的具体实施例，对本发明的目的、技术方案和有益效果进行了进一步详细说明，所应理解的是，以上所述仅为本发明的具体实施例而已，并不用于限制本发明，凡在本发明的精神和原则之内，所做的任何修改、等同替换、改进等，均应包含在本发明的保护范围之内。

权 利 要 求

1、一种转动装置，其特征在于，包括：

缸体，呈圆筒形；

前/后密封端盖，分别密封连接于所述缸体的前/后两端，与缸体共同构成一圆筒形内腔；

主轴，由所述缸体和/或前/后密封端盖可转动地支撑，其中心轴线与所述圆筒形内腔的中心轴线重合；

转子组件，套设于主轴位于所述圆筒形内腔的部分，通过在所述圆筒形内腔中做旋转运动形成轴向延伸的密封工作空间；

隔离机构，其末端与转子组件相密封，从而将所述轴向延伸的密封工作空间分隔为相互独立的，分别通过设置于缸体上的第一组通孔和第二组通孔与缸体外侧相连通的第一容积可变腔室和第二容积可变腔室；以及

缸体密封组件，位于所述圆筒形内腔中所述转子组件的外侧，包括：

两星轮固定法兰，分别设置于圆筒形内腔中所述转子组件的外侧，与所述转子组件联动，其外圆柱面的中部开设镶嵌槽；以及

至少两膨胀活塞环，分别固定于所述两星轮固定法兰外圆柱面的所述镶嵌槽内，与缸体内圆筒面密封配合，且与所述镶嵌槽的底部和侧壁具有预设尺寸的间隙；由该间隙泄露出的微量流体在相应星轮固定法兰的旋转运动带动下形成流体膜，该流体膜实现所述圆筒形内腔的密封。

2、根据权利要求 1 所述的转动装置，其特征在于：所述膨胀活塞环的侧面与镶嵌槽侧壁的间隙 ΔA ，及所述膨胀活塞环的内环面与镶嵌槽底部的间隙 ΔB 均介于 0.02mm~0.3mm 之间。

3、根据权利要求 2 所述的转动装置，其特征在于：所述膨胀活塞环的侧面与镶嵌槽侧壁的间隙 ΔA 满足： $0.05\text{mm} \leq \Delta A \leq 0.3\text{mm}$ ；所述膨胀活塞环的内环面与镶嵌槽底部的间隙 ΔB 满足： $0.1\text{mm} \leq \Delta B \leq 0.3\text{mm}$ 。

4、根据权利要求 3 所述的转动装置，其特征在于，所述星轮固定法兰外圆柱面除镶嵌槽之外的其他部位与缸体内圆筒面的间隙 ΔC 满足： $0.08\text{mm} \leq \Delta C \leq 0.3\text{mm}$ 。

5、根据权利要求 1 所述的转动装置，其特征在于，所述星轮固定法

兰的外圆柱面设置 N 条镶嵌槽； N 个膨胀活塞环分别设置于相应的镶嵌槽内，所述 $N \geq 2$ 。

6、根据权利要求 1 所述的转动装置，其特征在于，所述膨胀活塞环的内环面和镶嵌槽底部之间采用迷宫式密封。

7、根据权利要求 6 所述的转动装置，其特征在于，所述膨胀活塞环内环面和镶嵌槽底部呈相互匹配的锯齿状、不规则凹凸状或条纹状。

8、根据权利要求 1 所述的转动装置，其特征在于，所述膨胀活塞环的内环面和镶嵌槽底部具有圆弧滚珠沟道，该圆弧滚珠沟道中布设若干球形滚珠。

9、根据权利要求 1 所述的转动装置，其特征在于，所述膨胀活塞环为开口活塞环，其材料为青铜合金或铝合金。

10、根据权利要求 1 所述的转动装置，其特征在于，所述隔离机构为以下隔离机构中的一种：旋阀体式隔离机构、闸阀式隔离机构、转动旋阀式隔离机构。

11、根据权利要求 10 所述的转动装置，其特征在于，所述旋阀体式隔离机构中，旋阀体呈片状或半圆形结构。

12、根据权利要求 1 至 11 中任一项所述的转动装置，其特征在于，所述转子组件为偏心转子组件，包括：

偏心曲轴，套设于所述主轴位于圆筒形内腔的部分，其中心轴线与所述主轴的中心轴线相互平行且错开预设距离；

滚动活塞轮，套设于所述偏心曲轴上，与所述星轮固定法兰固定，其中心轴线与所述偏心曲轴的中心轴线重合，该滚动活塞轮沿所述缸体的内圆筒面滚动；以及

至少一滚动轴承，对称地套设于所述偏心轴上，其内套圈固定于所述偏心轴，其外套圈固定于所述滚动活塞轮，以隔绝两者的转动，该至少一个滚动轴承与所述滚动活塞轮之间的预紧弹性力将所述滚动活塞轮压紧于所述圆筒形内腔的内圆筒面，使所述圆筒形内腔的内圆筒面和滚动活塞轮的外圆柱面之间形成轴向延伸的月牙形密封腔室。

13、根据权利要求 12 所述的转动装置，其特征在于，所述星轮固定法兰呈朝向圆筒形内腔中心的“L”形；

所述两星轮固定法兰套设于所述主轴上，所述偏心曲轴套设于两侧“L”形星轮固定法兰的内侧。

14、根据权利要求 13 所述的转动装置，其特征在于，位于同一侧的星轮固定法兰与偏心曲轴一体成型或分别成型。

15、根据权利要求 13 所述的转动装置，其特征在于，所述偏心曲轴的内侧设置轴肩，所述滚动轴承的内圈固定于偏心曲轴的所述轴肩；

所述滚动活塞轮侧面与其外侧星轮固定法兰侧面的对应位置之间，及偏心曲轴所述轴肩外侧的部分与滚动活塞轮内圆筒面的对应位置之间，共同构成“L”形迷宫式密封。

16、根据权利要求 15 所述的转动装置，其特征在于，所述“L”形迷宫式密封中，所述滚动活塞轮端面与其外侧星轮固定法兰侧面的对应位置之间，及偏心曲轴所述轴肩外侧的部分与滚动活塞轮内圆筒面的对应位置之间的间隙介于 0.03mm~0.06mm 之间。

17、根据权利要求 12 所述的转动装置，其特征在于，还包括：

平衡配重块，对称设置星轮固定法兰的外侧，偏心曲轴较轻的一边。

18、根据权利要求 12 所述的转动装置，其特征在于，所述偏心曲轴的偏心量 e 介于 $R/8 \sim R/5$ 之间，其中 R 为缸体内圆筒的半径。

19、根据权利要求 1 至 11 中任一项所述的转动装置，其特征在于，所述转子组件为星旋式转子组件，包括：

中心太阳轮滚筒，套设于主轴上，其外圆柱面与缸体的内圆筒面形成环形活塞空间；

M 个圆柱形行星活塞轮，在所述环形活塞空间内滚动，并将该环形活塞空间分为 M 个部分环形的密封工作空间，该 M 个圆柱形行星活塞轮中每一个的两端分别与两侧的所述星轮固定法兰固定。

20、一种流体马达，其特征在于，包括权利要求 1 至 19 中任一项所述的转动装置，该转动装置的第二组通孔与高压流体进口相连通；第一组通孔与低压流体出口相连通。

21、根据权利要求 20 所述的流体马达，其特征在于，包括串联的 T 台的所述转动装置；该 T 台转动装置的任一台转动装置中：第二组通孔与高压流体进口相连通；第一组通孔与低压流体出口相连通，其中， $T \geq 2$ ；

所述 T 台转动装置中至少两台转动装置的相位角 θ 相互错开的角度大于临界区间角 θ_1 ，所述转动装置的相位角 θ 是指：自本周期的低压流体做功冲程开始，所述转子组件在所述圆筒形内腔中所转动的角度；所述临界区间角 θ_1 是指：从上一周期的低压流体排出冲程开始至本周期的低压流体做功冲程开始之间，所述转子组件在所述圆筒形内腔中转动的角度。

22、根据权利要求 21 所述的流体马达，其特征在于，所述 T 台转动装置中相位相邻的两台转动装置的相位角 θ 相互错开的角度为 $360/T$ 。

23、根据权利要求 20 所述的流体马达，其特征在于，所述缸体内侧形成有一轴向延伸的、朝向圆筒形内腔敞开的容放凹槽；在容放凹槽的底部，侧对所述旋阀体的位置，开设有一与缸体外部隔绝密封的销钉盲孔；所述隔离机构为旋阀片式隔离机构，包括：

旋阀体，配装于所述容放凹槽内并由其可转动的支撑，在预定的角度范围内摆动，将所述轴向延伸的密封工作空间分隔为相互独立的第一容积可变腔室和第二容积可变腔，其正面朝向的腔室为第二容积可变腔室，其背面朝向的腔室为第一容积可变腔室；

旋阀体复位机构，用于驱动所述旋阀体的末端始终压住所述转子组件的外表面，包括：

复位销钉，可滑动密封地插入所述销钉孔内；

弹性件，位于所述复位销钉内侧的销钉孔内，其末端抵接于所述复位销钉的尾部，产生的弹性力使复位销钉的末端沿朝向滚动活塞轮的方向顶住旋阀体。

24、根据权利要求 23 所述的流体马达，其特征在于，通过旋阀体最大伸出状态下末端的缸体半径与垂直于所述容放凹槽中心轴线的缸体半径的夹角 ω 介于 $30^\circ \sim 40^\circ$ 之间。

25、根据权利要求 23 所述的流体马达，其特征在于，所述销钉盲孔的顶端通过第一旁路与第二组通孔相连通，底部通过第二旁路与容放凹槽相连通，所述弹性件为进入所述销钉孔内的高压流体；

在转子组件滚过圆筒形空间的顶端时，旋阀体完全旋入容放凹槽内，复位销钉的顶端位于销钉盲孔的中部，将高压流体进口与容放凹槽隔绝。

当转子组件滚过圆筒形空间的顶端后，在高压流体作用下，复位销钉

向下运动，压迫旋阀体从容放凹槽中旋出，复位销钉的顶端运动至销钉盲孔的底部，高压流体通过第二组通孔、第一旁路、销钉盲孔、第二旁路、容放凹槽进入第二容积可变腔室。

26、一种发动机，其特征在于，包括权利要求 1 至 19 中任一项所述的转动装置，该转动装置的第二组通孔与燃烧室相连通；所述第一组通孔与废气排出口相连通。

27、根据权利要求 26 所述的发动机，其特征在于，包括串联的 S 台所述的转动装置；该 S 台转动装置的任一台转动装置中：第二组通孔与燃烧室相连通；第一组通孔与废气排出口相连通，其中，所述 $S \geq 2$ ；

所述 T 台转动装置中至少两台转动装置的相位角 θ 相互错开的角度大于临界区间角 θ_1 ，所述转动装置的相位角 θ 是指：自本周期的气体膨胀做功冲程开始，所述转子组件在所述圆筒形内腔中所转动的角度；所述临界区间角 θ_1 是指：从上一周期的废气排出冲程开始至本周期的气体膨胀做功冲程开始之间，所述转子组件在所述圆筒形内腔中所需转动的角度。

28、根据权利要求 27 所述的发动机，其特征在于，所述 S 台转动装置中相位相邻的两台转动装置的相位角 θ 相互错开的角度为 $360/S$ 。

29、根据权利要求 27 所述的发动机，其特征在于，所述缸体内侧形成有一轴向延伸的、朝向圆筒形内腔敞开的容放凹槽；在容放凹槽的底部，侧对所述旋阀体的位置，开设有一与缸体外部隔绝密封的销钉盲孔；所述隔离机构包括：

旋阀体，配装于所述容放凹槽内并由其可转动的支撑，在预定的角度范围内摆动，将所述轴向延伸的密封工作空间分隔为相互独立的第一容积可变腔室和第二容积可变腔，其正面朝向的腔室为第二容积可变腔室，其背面朝向的腔室为第一容积可变腔室；

旋阀体复位机构，用于驱动所述旋阀体的末端始终压住所述转子组件的外表面，包括：

复位销钉，可滑动密封地插入所述销钉孔内；

弹性件，位于所述复位销钉内侧的销钉孔内，其末端抵接于所述复位销钉的尾部，产生的弹性力使复位销钉的头部沿朝向滚动活塞轮的方向顶住旋阀体。

30、根据权利要求 29 所述的发动机，其特征在于，通过旋阀体最大伸出状态下末端的半径与垂直于所述容放凹槽中心轴线的缸体半径的夹角 ω 介于 30° ~ 40° 之间。

31、根据权利要求 29 所述的发动机，其特征在于，所述销钉盲孔的顶端通过第一旁路与第二组通孔相连通，底部通过第二旁路与容放凹槽相连通，所述弹性件为进入所述销钉孔内的膨胀气体；

当转子组件滚过圆筒形空间的顶端时，旋阀体完全旋入容放凹槽内，复位销钉的顶端位于销钉盲孔的中部，将高压流体进口与容放凹槽隔绝。

当转子组件滚过圆筒形空间的顶端后，在膨胀气体作用下，复位销钉向下运动，压迫旋阀体从容放凹槽中旋出，复位销钉的顶端运动至销钉盲孔的底部，膨胀气体通过第二组通孔、第一旁路、销钉盲孔、第二旁路、容放凹槽进入第二容积可变腔室。

32、一种压缩机，其特征在于，包括权利要求 1 至 19 中任一项所述的转动装置；该转动装置的第二组通孔与低压压缩介质输入口相连通，第一组通孔与压缩后高压压缩介质的排出口相连通。

33、一种泵，其特征在于，包括权利要求 1 至 19 中任一项所述的转动装置；该转动装置的第一组通孔与流体进口相连通；第二组通孔与流体出口相连通。

1/7

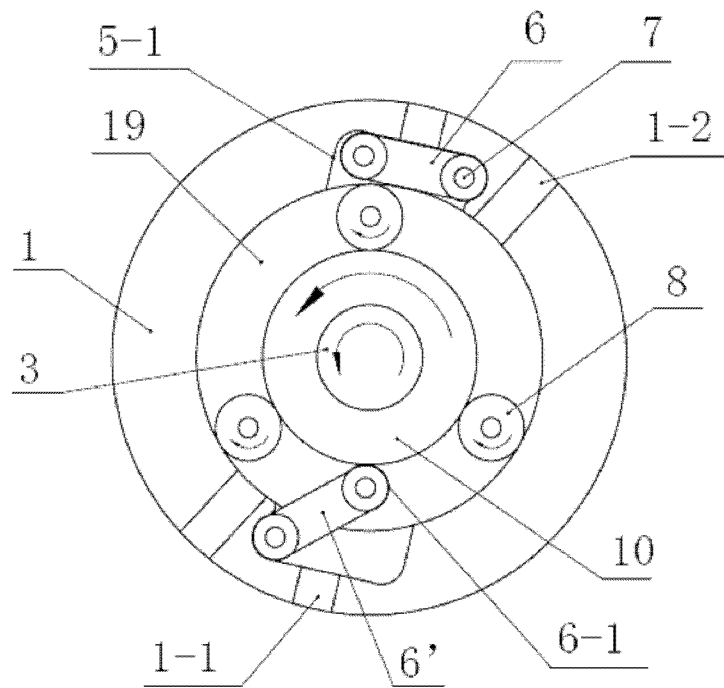


图 1

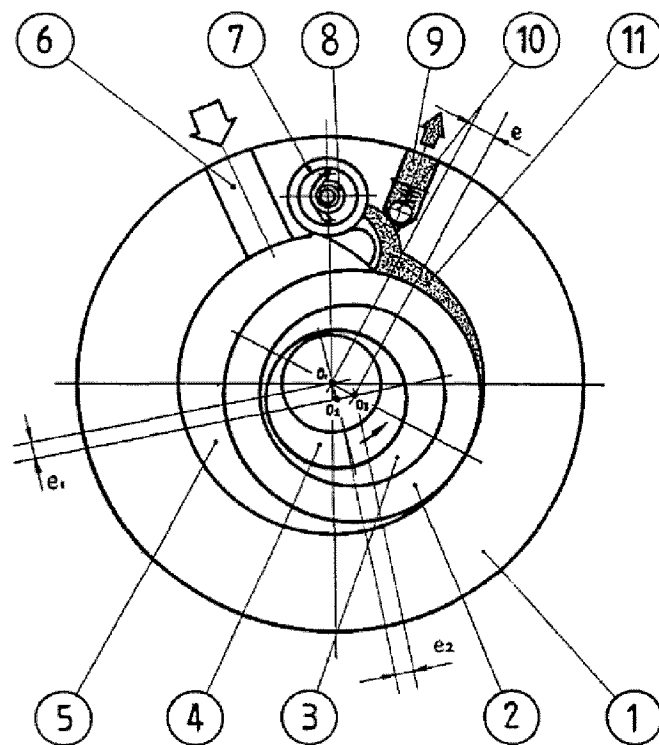


图 2

2/7

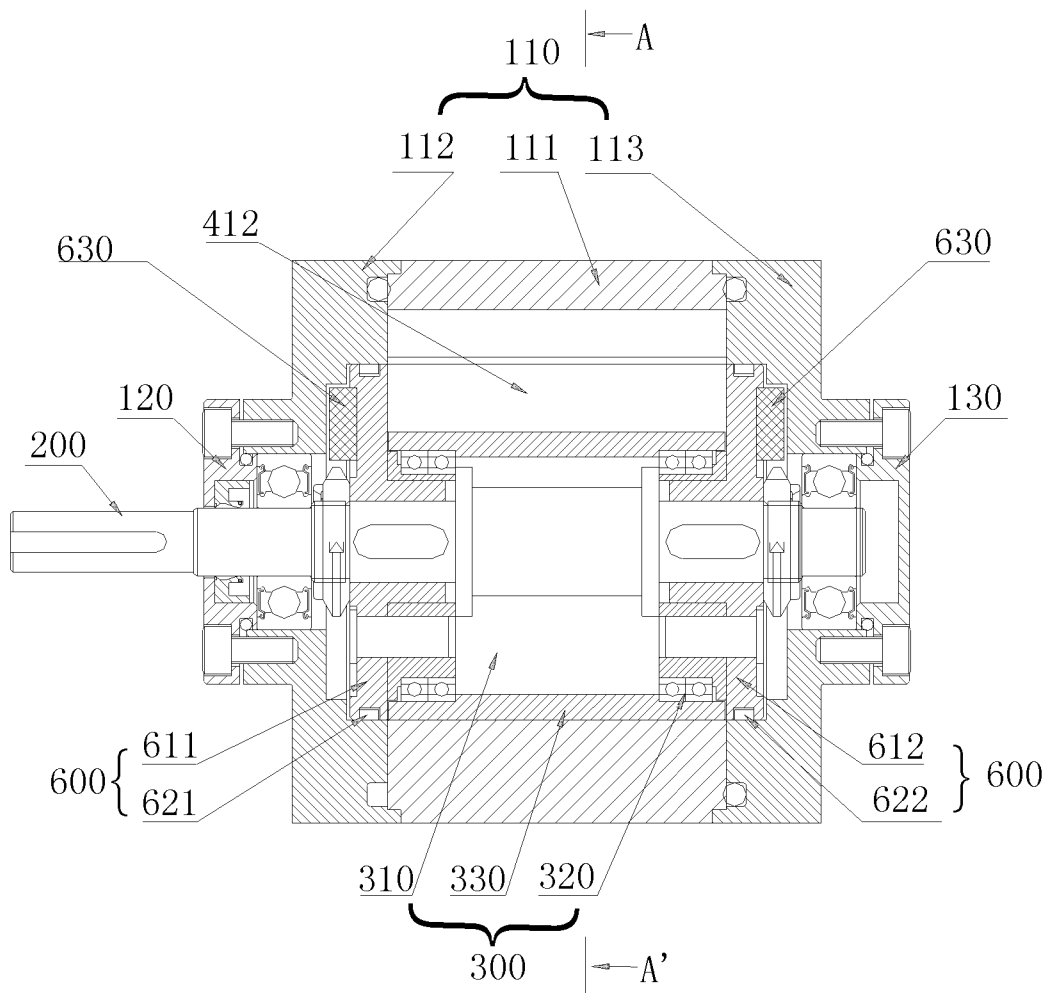


图 3A

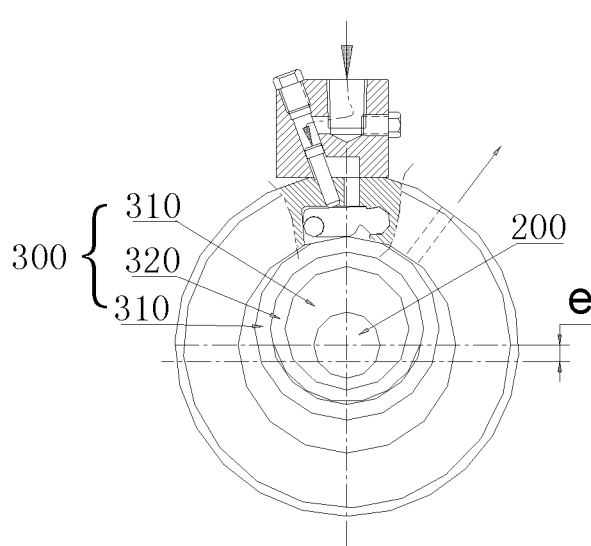


图 3B

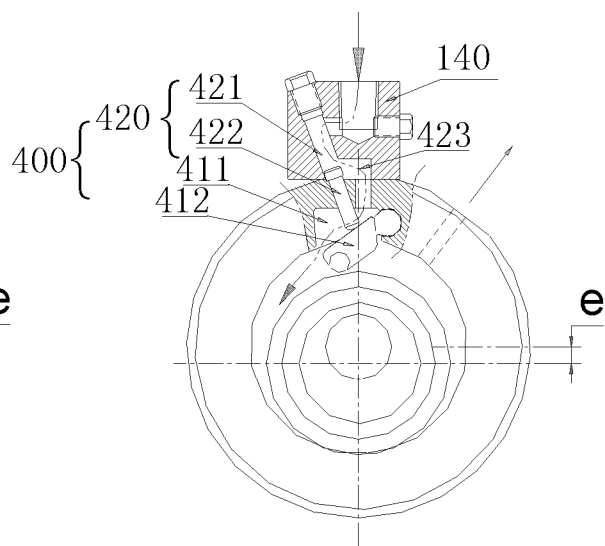


图 3C

3/7

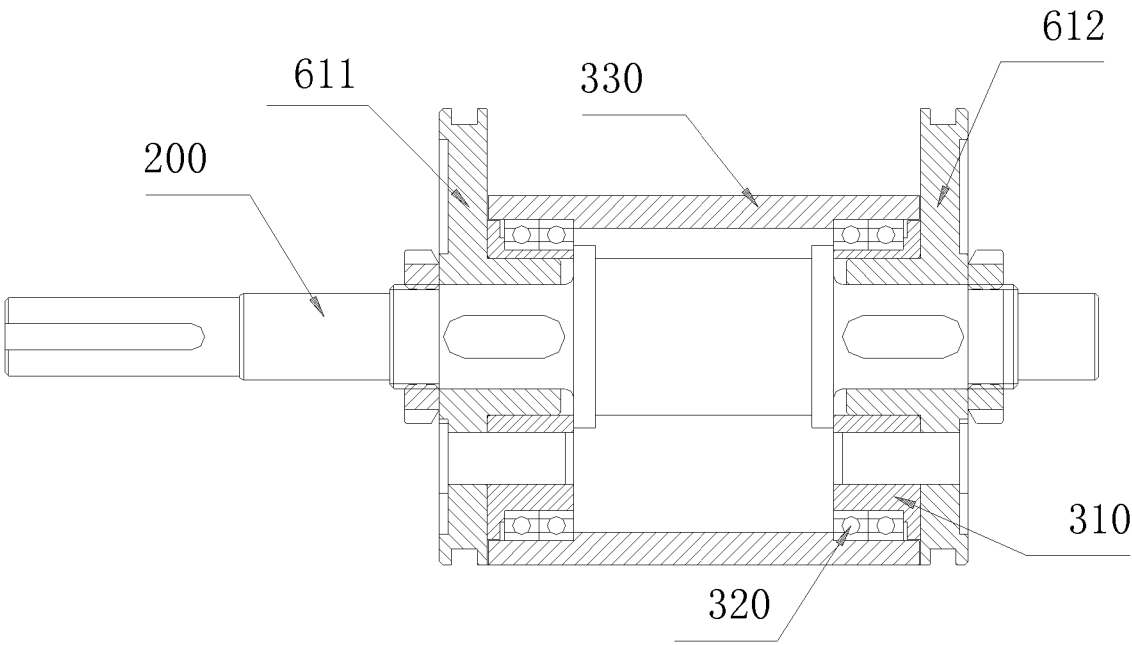


图 4A

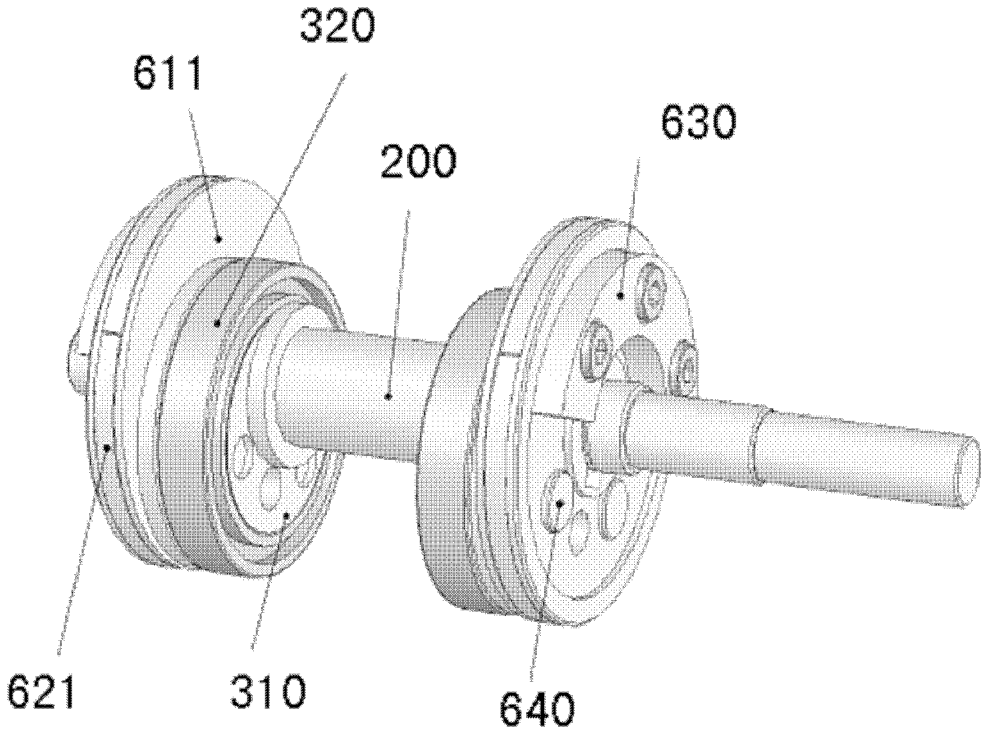


图 4B

4/7

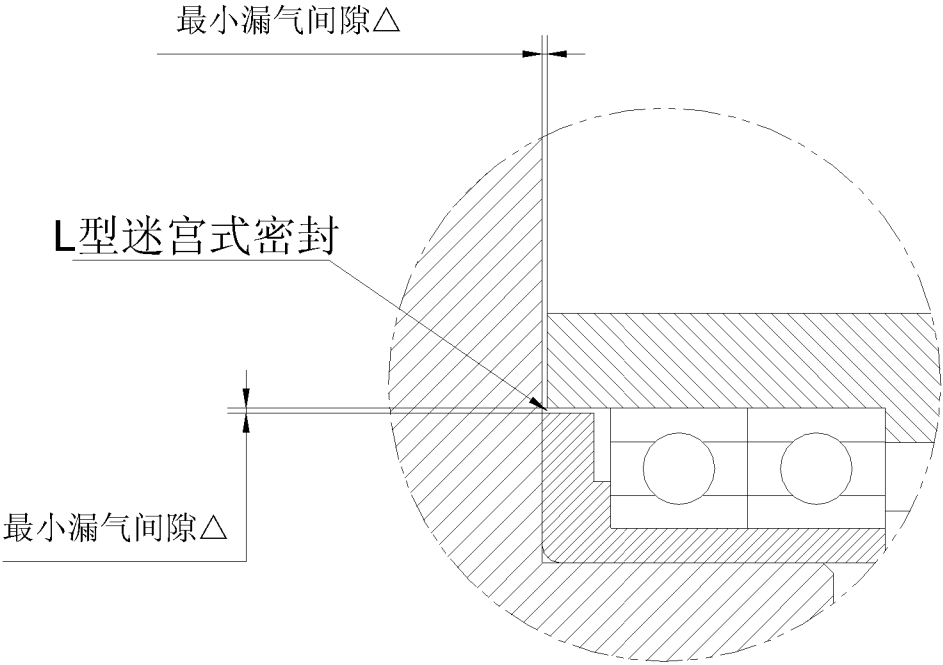


图 4C

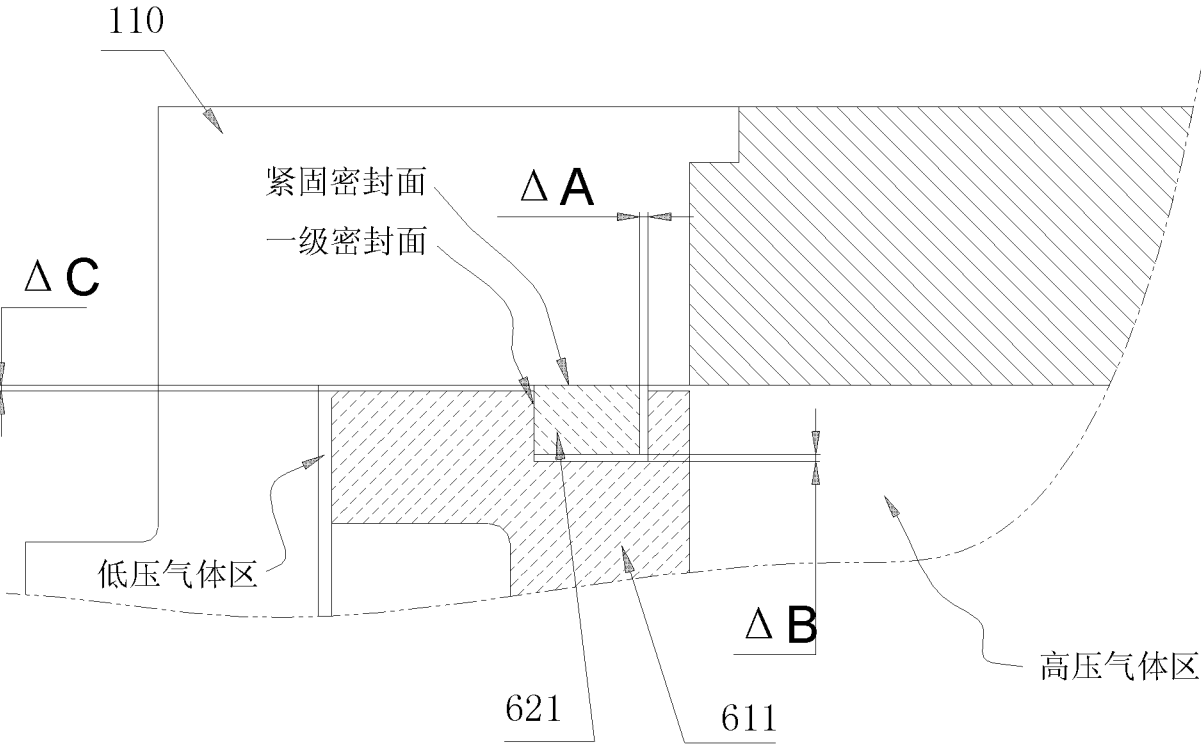


图 5

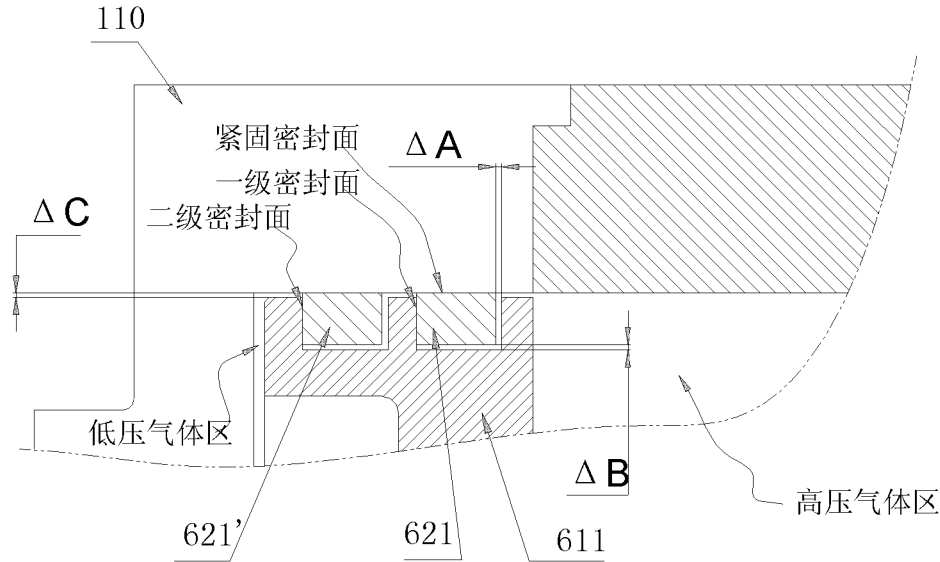


图 6A

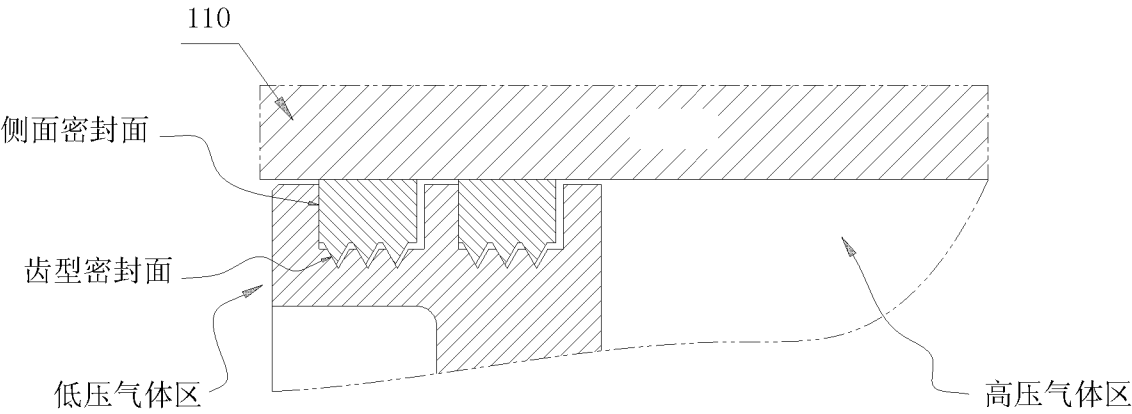


图 6B

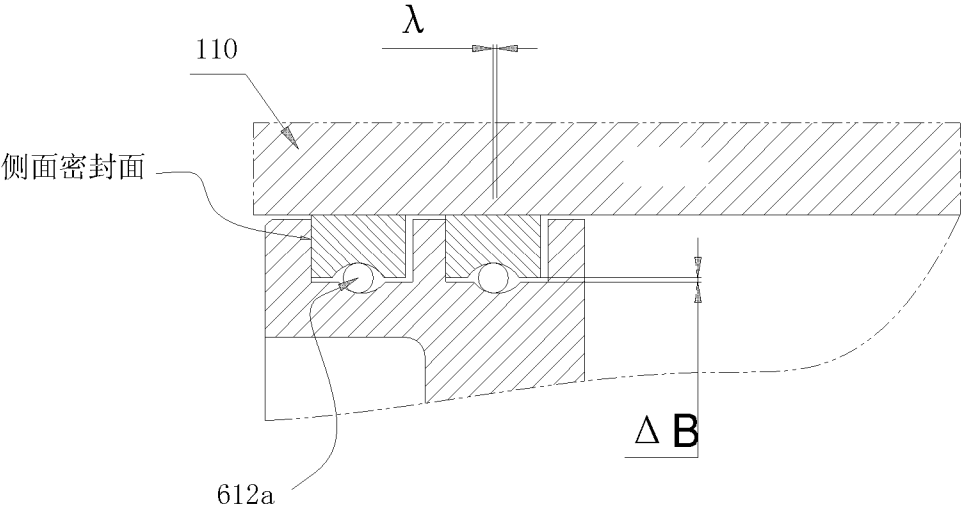
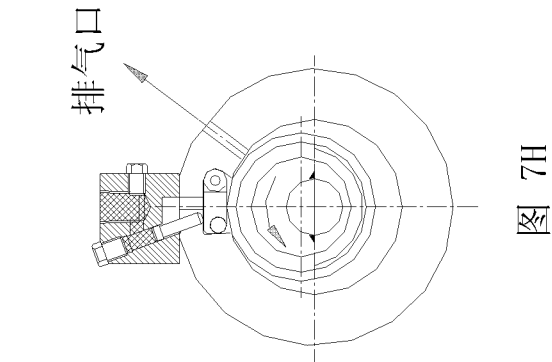
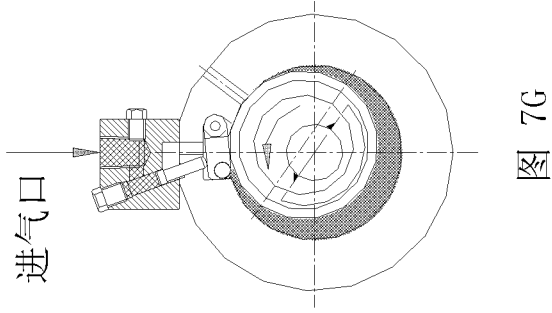
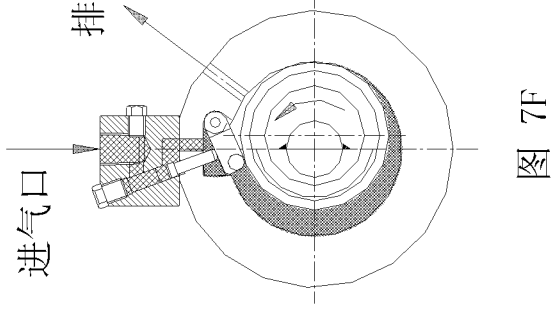
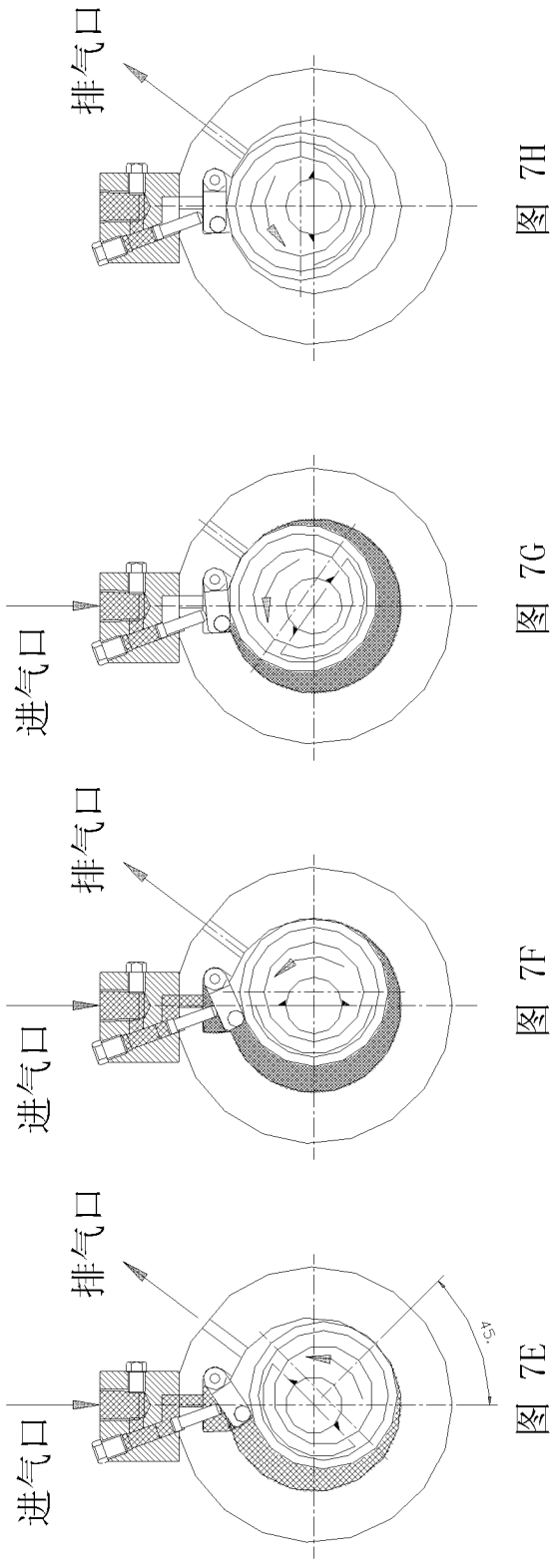
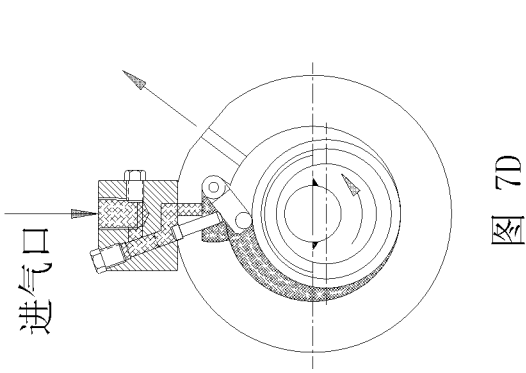
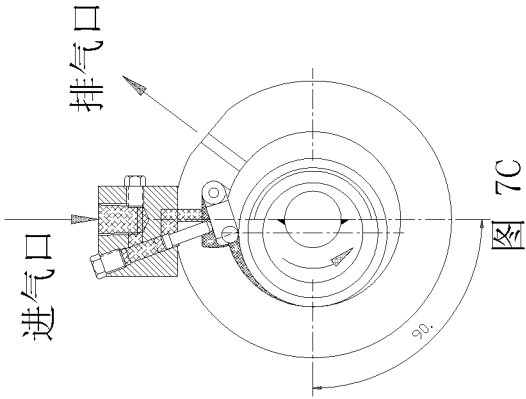
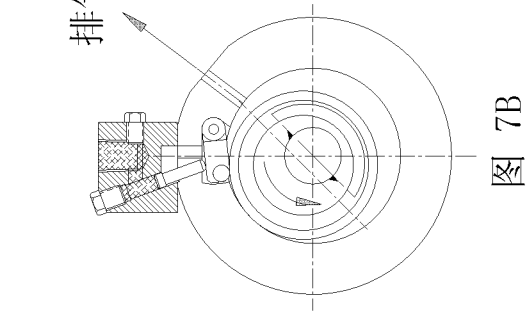
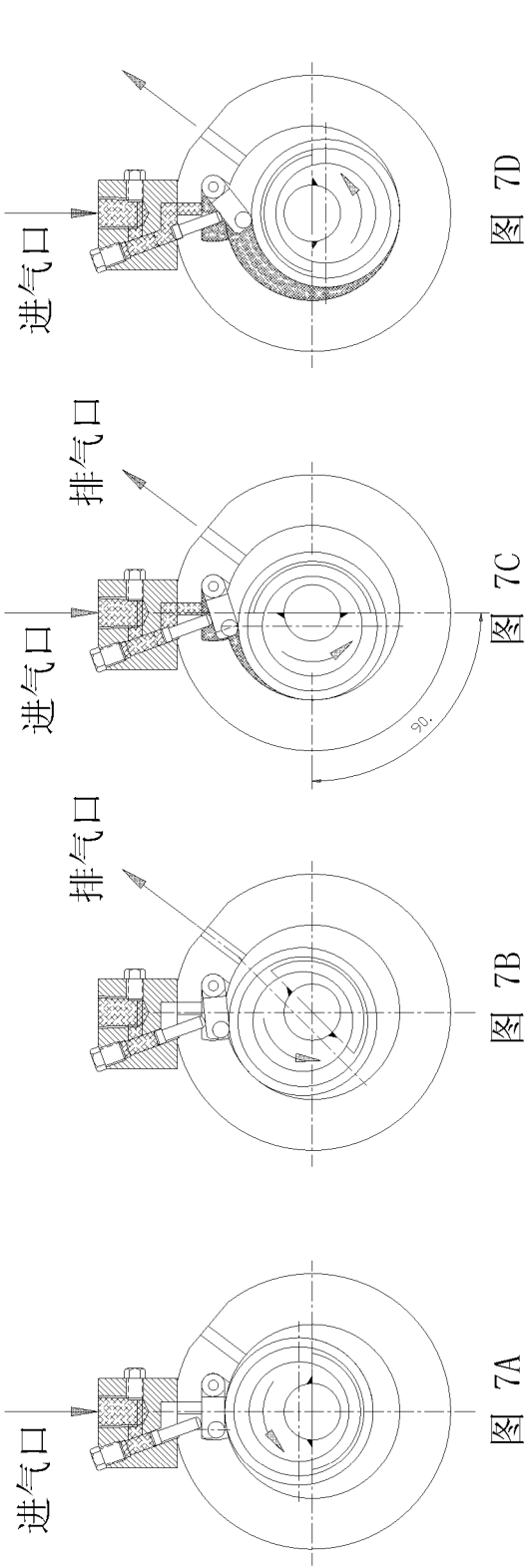


图 6C



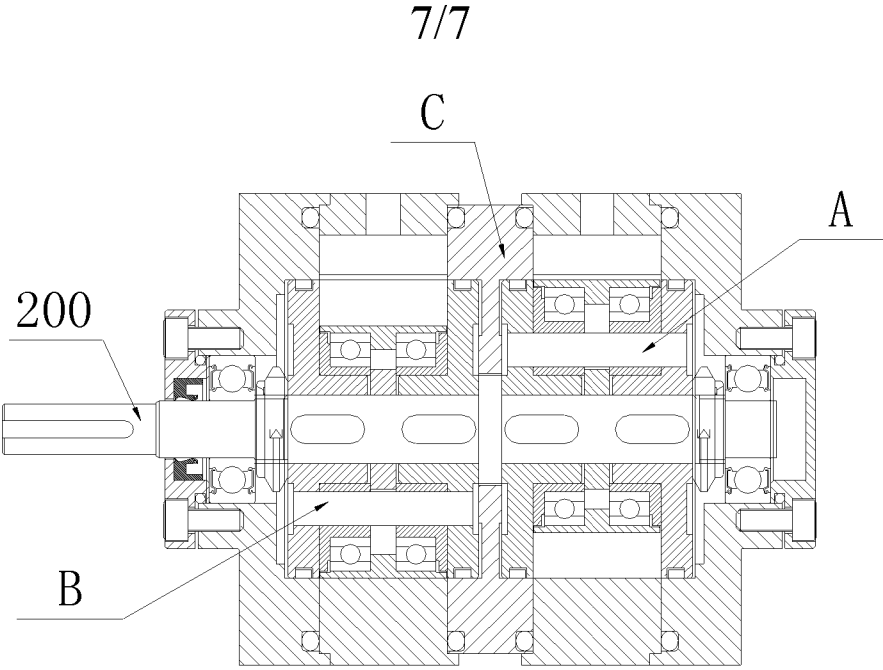


图 8

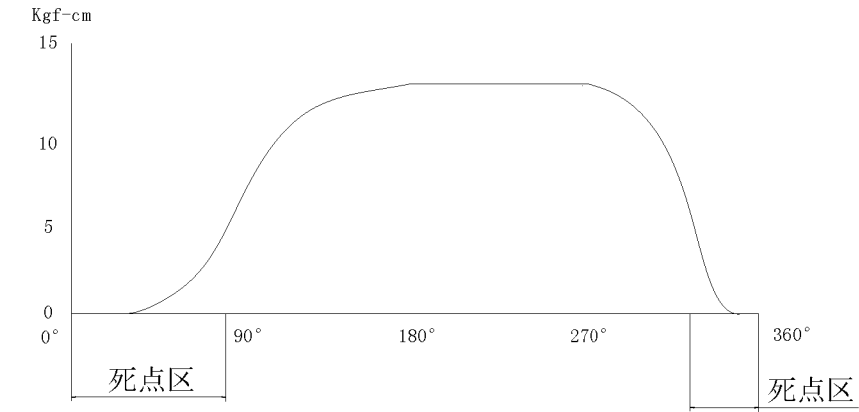


图 9A

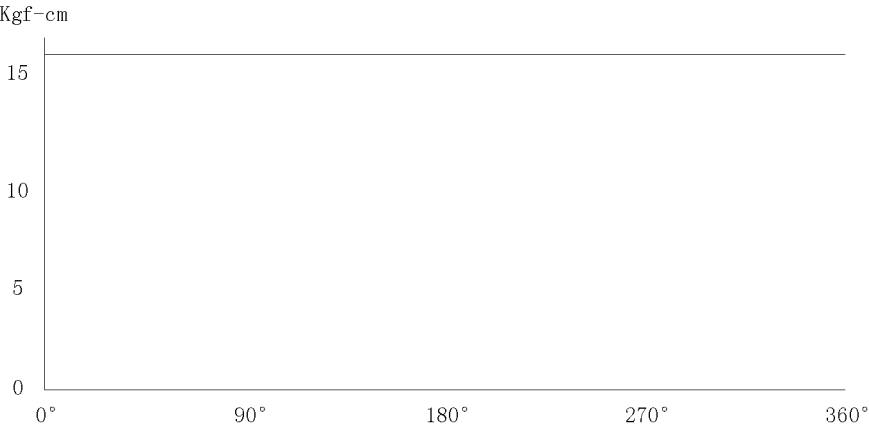


图 9B

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.
PCT/CN2014/075221

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

F01C 1/356 (2006.01) i; F01C 19/00 (2006.01) i; F04C 18/356 (2006.01) i
According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)

F01C+; F04C+

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practicable, search terms used)

CPRSABS, CNTXT, CNKI: seal, lubricate, space, groove, air film, oil film, fluid film, liquid film, rotor; WPI, EPODOC: seal, airtight, lubricate, space, gap, groove, slot, clearance, slit, trough, film, rotor, rotator, roll, scroll

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	CN 101864991 A (YAO, Zhen et al.) 20 October 2010 (20.10.2010) description, paragraphs [0023] to [0030], and figures 1 to 4	1-33
A	CN 1938519 A (MITSUBISHI ELECTRIC CORP.) 28 March 2007 (28.03.2007) the whole document	1-33
A	CN 1137100 A (MATSUSHITA ELECTRIC INDUSTRIAL CO., LTD.) 04 December 1996 (04.12.1996) the whole document	1-33
A	CN 1236064 A (CARRIER CORP.) 24 November 1999 (24.11.1999) the whole document	1-33

☐ Further documents are listed in the continuation of Box C.

☒ See patent family annex.

* Special categories of cited documents:	“T” later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention
“A” document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance	“X” document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone
“E” earlier application or patent but published on or after the international filing date	“Y” document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art
“L” document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)	“&” document member of the same patent family
“O” document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means	
“P” document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed	

Date of the actual completion of the international search 08 June 2014	Date of mailing of the international search report 03 July 2014
Name and mailing address of the ISA State Intellectual Property Office of the P. R. China No. 6, Xitucheng Road, Jimenqiao Haidian District, Beijing 100088, China Facsimile No. (86-10) 62019451	Authorized officer CHEN, Yi Telephone No. (86-10) 82245176

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.
PCT/CN2014/075221

C (Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	RU 2383744 C2 (PIKULEV NIKOLAJ MIKHAJLOVICH) 10 March 2010 (10.03.2010) the whole document	1-33
A	EP 1574664 A1 (RADZIWILL COMPRESSORS SP. Z. O. O.) 14 September 2005 (14.09.2005) the whole document	1-33

INTERNATIONAL SEARCH REPORT
Information on patent family members

International application No.
PCT/CN2014/075221

Patent Documents referred in the Report	Publication Date	Patent Family	Publication Date
CN 101864991 A	20 October 2010	CN 202152691 U	29 February 2012
		JP 2013531758 A	08 August 2013
		CN 202152730 U	29 February 2012
		CN 202125399 U	25 January 2012
		US 2013089447 A1	11 April 2013
		WO 2011153915 A1	15 December 2011
		EP 2581552 A1	17 April 2013
		CN 202125321 U	25 January 2012
CN 1938519 A	28 March 2007	KR 100811361 B1	07 March 2008
		KR 20070033958 A	27 March 2007
		US 7614860 B2	10 November 2009
		WO 2006067843 A1	29 June 2006
		US 2009185936 A1	23 July 2009
		US 7909592 B2	22 March 2011
		US 2008219871 A1	11 September 2008
		JP 4821612 B2	24 November 2011
		CN 100434702 C	19 November 2008
		EP 1830067 A1	05 September 2007
		JP 2956509 B2	04 October 1999
		JPH 08193583 A	30 July 1996
CN 1137100 A	04 December 1996	US 5645408 A	08 July 1997
		CN 1079500 C	20 February 2002
		KR 0162917 B1	15 January 1999
		EP 0959250 B1	20 July 2005
		CN 1135299 C	21 January 2004
CN 1236064 A	24 November 1999	TW 426785 B	21 March 2001
		DE 69926176 D1	25 August 2005
		EP 0959250 A3	10 January 2001

INTERNATIONAL SEARCH REPORT
Information on patent family members

International application No.
PCT/CN2014/075221

Patent Documents referred in the Report	Publication Date	Patent Family	Publication Date
		EP 0959250 A2	24 November 1999
		ES 2242368 T3	01 November 2005
		AU 749590 B2	27 June 2002
		JPH 11351169 A	21 December 1999
		JP 3086804 B2	11 September 2000
		AU 2906199 A	25 November 1999
		US 6050797 A	18 April 2000
		DE 69926176 T2	30 March 2006
RU 2383744 C2	10 March 2010	None	
EP 1574664 A1	14 September 2005	US 2007201998 A1	30 August 2007
		DE 602004020578 D1	28 May 2009
		WO 2005085598 A1	15 September 2005
		JP 2007528466 A	11 October 2007
		JP 5118481 B2	16 January 2013
		EP 1574664 B1	15 April 2009
		AT 428844 T	15 May 2009
		US 2009081065 A1	26 March 2009
		US 7458791 B2	02 December 2008
		US 7390682 B2	24 June 2008
		WO 2011053173 A3	12 April 2012
		US 2010143174 A1	10 June 2010
		EP 2494208 A2	05 September 2012
		WO 2011053173 A2	05 May 2011

A. 主题的分类		
F01C 1/356(2006.01)i; F01C 19/00(2006.01)i; F04C 18/356(2006.01)i		
按照国际专利分类(IPC)或者同时按照国家分类和IPC两种分类		
B. 检索领域		
检索的最低限度文献(标明分类系统和分类号)		
F01C+, ; F04C+		
包含在检索领域中的除最低限度文献以外的检索文献		
在国际检索时查阅的电子数据库(数据库的名称, 和使用的检索词(如使用))		
CPRSABS, CNTXT, CNKI: 密封, 润滑, 间隙, 缝隙, 间隔, 槽, 气膜, 油膜, 流体膜, 液体膜, 液膜, 转子; WPI, EPODOC: seal, airtight, lubricate, space, gap, groove, slot, clearance, slit, trough, film, rotor, rotator, roll, scroll		
C. 相关文件		
类 型*	引用文件, 必要时, 指明相关段落	相关的权利要求
A	CN 101864991A (姚镇等) 2010年 10月 20日 (2010 - 10 - 20) 说明书第[0023]-[0030]段, 附图1-4	1-33
A	CN 1938519A (三菱电机株式会社) 2007年 3月 28日 (2007 - 03 - 28) 全文	1-33
A	CN 1137100A (松下电器产业株式会社) 1996年 12月 04日 (1996 - 12 - 04) 全文	1-33
A	CN 1236064A (运载器有限公司) 1999年 11月 24日 (1999 - 11 - 24) 全文	1-33
A	RU 2383744C2 (PIKULEV NIKOLAJ MIKHAILOVICH) 2010年 3月 10日 (2010 - 03 - 10) 全文	1-33
A	EP 1574664A1 (RADZIWIŁŁ COMPRESSORS SP. Z O.O.) 2005年 9月 14日 (2005 - 09 - 14) 全文	1-33
☐ 其余文件在C栏的续页中列出。 ☒ 见同族专利附件。		
* 引用文件的具体类型: “A” 认为不特别相关的表示了现有技术一般状态的文件 “E” 在国际申请日的当天或之后公布的在先申请或专利 “L” 可能对优先权要求构成怀疑的文件, 或为确定另一篇引用文件的公布日而引用的或者因其他特殊理由而引用的文件(如具体说明的) “O” 涉及口头公开、使用、展览或其他方式公开的文件 “P” 公布日先于国际申请日但迟于所要求的优先权日的文件 “T” 在申请日或优先权日之后公布, 与申请不相抵触, 但为了理解发明之理论或原理的在后文件 “X” 特别相关的文件, 单独考虑该文件, 认定要求保护的发明不是新颖的或不具有创造性 “Y” 特别相关的文件, 当该文件与另一篇或者多篇该类文件结合并且这种结合对于本领域技术人员为显而易见时, 要求保护的发明不具有创造性 “&” 同族专利的文件		
国际检索实际完成的日期		国际检索报告邮寄日期
2014年 6月 08日		2014年 7月 03日
ISA/CN的名称和邮寄地址		授权官员
中华人民共和国国家知识产权局(ISA/CN) 北京市海淀区蓟门桥西土城路6号 100088 中国		陈怡
传真号 (86-10)62019451		电话号码 (86-10)82245176

国际检索报告
关于同族专利的信息

国际申请号

PCT/CN2014/075221

检索报告引用的专利文件		公布日 (年/月/日)	同族专利		公布日 (年/月/日)
CN	101864991A	2010年 10月 20日	CN	202152691U	2012年 2月 29日
			JP	2013531758A	2013年 8月 08日
			CN	202152730U	2012年 2月 29日
			CN	202125399U	2012年 1月 25日
			US	2013089447A1	2013年 4月 11日
			WO	2011153915A1	2011年 12月 15日
			EP	2581552A1	2013年 4月 17日
			CN	202125321U	2012年 1月 25日
CN	1938519A	2007年 3月 28日	KR	100811361B1	2008年 3月 07日
			KR	20070033958A	2007年 3月 27日
			US	7614860B2	2009年 11月 10日
			WO	2006067843A1	2006年 6月 29日
			US	2009185936A1	2009年 7月 23日
			US	7909592B2	2011年 3月 22日
			US	2008219871A1	2008年 9月 11日
			JP	4821612B2	2011年 11月 24日
			CN	100434702C	2008年 11月 19日
CN	1137100A	1996年 12月 04日	EP	1830067A1	2007年 9月 05日
			JP	2956509B2	1999年 10月 04日
			JP	H08193583A	1996年 7月 30日
			US	5645408A	1997年 7月 08日
			CN	1079500C	2002年 2月 20日
CN	1236064A	1999年 11月 24日	KR	0162917B1	1999年 1月 15日
			EP	0959250B1	2005年 7月 20日
			CN	1135299C	2004年 1月 21日
			TW	426785B	2001年 3月 21日
			DE	69926176D1	2005年 8月 25日
			EP	0959250A3	2001年 1月 10日
			EP	0959250A2	1999年 11月 24日
			ES	2242368T3	2005年 11月 01日
			AU	749590B2	2002年 6月 27日
			JP	H11351169A	1999年 12月 21日
			JP	3086804B2	2000年 9月 11日
			AU	2906199A	1999年 11月 25日
EP	1574664A1	2005年 9月 14日	US	6050797A	2000年 4月 18日
			DE	69926176T2	2006年 3月 30日
			US	2007201998A1	2007年 8月 30日
			DE	602004020578D1	2009年 5月 28日
			WO	2005085598A1	2005年 9月 15日
			JP	2007528466A	2007年 10月 11日
			JP	5118481B2	2013年 1月 16日
			EP	1574664B1	2009年 4月 15日
			AT	428844T	2009年 5月 15日
			US	2009081065A1	2009年 3月 26日
US	2010143174A1	2010年 6月 10日	US	7458791B2	2008年 12月 02日
			US	7390682B2	2008年 6月 24日
			WO	2011053173A3	2012年 4月 12日
			US	2010143174A1	2010年 6月 10日
			US	2010143174A1	2010年 6月 10日
			US	2010143174A1	2010年 6月 10日

表 PCT/ISA/210 (同族专利附件) (2009年7月)

国际申请号
PCT/CN2014/075221

检索报告引用的专利文件	公布日 (年/月/日)	同族专利	公布日 (年/月/日)
		EP 2494208A2	2012年 9月 05日
		WO 2011053173A2	2011年 5月 05日