



(12) 实用新型专利

(10) 授权公告号 CN 201972738 U

(45) 授权公告日 2011. 09. 14

(21) 申请号 201120072014. 6

(ESM) 同样的发明创造已同日申请发明专利

(22) 申请日 2011. 03. 17

(73) 专利权人 姚镇

地址 100176 北京市大兴区北京经济技术开
发区荣华南路 16 号中冀大厦 A 座 709
室

(72) 发明人 姚镇 姚其槐

(74) 专利代理机构 中科专利商标代理有限责任
公司 11021

代理人 宋焰琴

(51) Int. Cl.

F01C 1/46 (2006. 01)

F02B 53/00 (2006. 01)

F03C 2/30 (2006. 01)

F04C 2/46 (2006. 01)

F04C 18/46 (2006. 01)

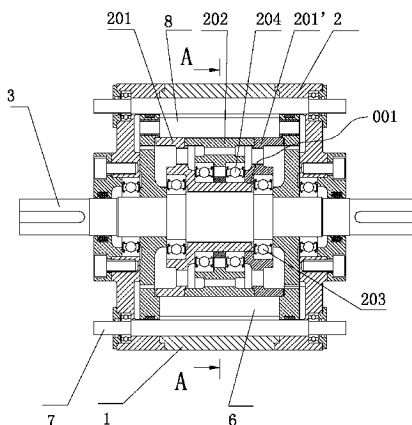
权利要求书 2 页 说明书 8 页 附图 6 页

(54) 实用新型名称

带有双太阳轮的星旋式转动装置、发动机及
流体机械

(57) 摘要

本实用新型公开了一种带有双太阳轮的星旋式转动装置、发动机及流体机械。本实用新型中，在主太阳轮的中部设置旋阀片太阳轮，旋阀片位于张开位置时，将全部或部分压力压在旋阀片太阳轮上。由于旋阀片太阳轮可独立于主太阳轮旋转，主太阳轮的转动被设置于旋阀片太阳轮和主太阳轮之间的轴承所吸收，从而避免了旋阀片和主太阳轮外圆筒面之间由于相对运动而产生的剧烈摩擦，提高了星旋式转动装置的使用寿命和效率。



1. 一种带有双太阳轮的星旋式转动装置,其特征在于,该星旋式转动装置包括:含圆筒空腔的气缸和由所述气缸两侧的气缸密封端盖支撑的主轴,有中部凹陷的主太阳轮套设于所述主轴上,旋阀片太阳轮套设于所述主太阳轮的所述中部凹陷处,所述主太阳轮和所述旋阀片太阳轮同轴,两者之间可相对转动;

所述主太阳轮的外圆筒面、所述旋阀片太阳轮的外圆筒面及所述气缸的内圆筒面构成环形活塞空间,滚柱行星活塞轮以滚动方式置于所述环形活塞空间内;

所述环形活塞空间内表面设有通过第一通孔与外界相连通的凹槽,所述环形活塞空间内表面还设有与外界相连通的第二通孔;

所述凹槽内设有旋阀片,所述旋阀片通过与所述环形活塞空间轴向中心线平行的旋阀片芯轴在闭合位置和张开位置之间摆动,当所述旋阀片处于所述张开位置时,所述旋阀片顶端的中部压在所述旋阀片太阳轮的外圆筒面上。

2. 根据权利要求1所述的星旋式转动装置,其特征在于:所述旋阀片太阳轮的外圆筒面低于所述主太阳轮的外圆筒面。

3. 根据权利要求2所述的星旋式转动装置,其特征在于:当所述旋阀片位于张开位置时,所述旋阀片顶端的两侧与所述主太阳轮不接触,所述旋阀片顶端的两侧和所述主太阳轮的摩擦境界面保持间隙。

4. 根据权利要求3所述的星旋式转动装置,其特征在于:当所述旋阀片位于张开位置时,所述旋阀片顶端的两侧与所述主太阳轮的间隙介于0.02mm与0.05mm之间。

5. 根据权利要求1所述的星旋式转动装置,其特征在于:所述旋阀片太阳轮的轴向长度占所述主太阳轮轴向长度的 $\frac{3}{10}$ 至 $\frac{8}{10}$ 。

6. 根据权利要求5所述的星旋式转动装置,其特征在于:所述旋阀片太阳轮的轴向长度占所述主太阳轮轴向长度的 $\frac{7}{10}$ 。

7. 根据权利要求1所述的星旋式转动装置,其特征在于:所述滚柱行星活塞轮在所述环形活塞空间滚动时,滚柱行星活塞轮两侧与所述主太阳轮接触;滚柱行星活塞轮中部与所述旋阀片太阳轮不接触,所述滚柱行星活塞轮中部和所述旋阀片太阳轮的摩擦境界面保持间隙。

8. 根据权利要求7所述的星旋式转动装置,其特征在于:所述滚柱行星活塞轮中部和所述旋阀片太阳轮间隙介于0.03mm与0.07mm之间。

9. 根据权利要求1至8中任一项所述的星旋式转动装置,其特征在于,该星旋式转动装置还包括第一旋阀片定位复位机构,所述第一旋阀片定位复位机构包括:曲柄、复位部及定位缓冲部;

所述曲柄与所述旋阀片芯轴垂直,曲柄中部与所述旋阀片芯轴伸出所述环形活塞空间的气缸密封端盖之外的轴端部分锁紧;

复位部,为一复位弹簧,复位弹簧固定端固定于所述气缸,复位弹簧拉伸端与所述曲柄的下部复位端相连;

定位缓冲部,固定于所述气缸上,定位缓冲部定位端抵接于所述旋阀片位于张开位置时所对应的所述曲柄的上部定位端。

10. 根据权利要求1至8中任一项所述的星旋式转动装置,其特征在于,该星旋式转动装置还包括第二旋阀片定位复位机构,所述第二旋阀片定位复位机构包括:曲柄、复位部及

定位缓冲部；

所述曲轴与所述旋阀片芯轴垂直，曲轴锁紧端与所述旋阀片芯轴伸出所述环形活塞空间的气缸密封端盖之外的轴端部分锁紧；

复位部，为一复位弹簧，复位弹簧固定端固定于所述气缸，复位弹簧拉伸端与所述曲轴的中部复位端相连；

定位缓冲部，固定于所述气缸上，定位缓冲部定位端抵接于所述旋阀片位于张开位置时所对应的所述曲轴的定位端。

11. 根据权利要求 10 所述的星旋式转动装置，其特征在于，所述曲轴的长度大于所述旋阀片垂直于所述旋阀片芯轴方向的长度。

12. 根据权利要求 10 所述的星旋式转动装置，其特征在于，所述定位缓冲部定位端的定位距离可调节。

13. 根据权利要求 1 至 8 中任一项所述的星旋式转动装置，其特征在于：所述旋阀片太阳轮通过 2 个旋阀片太阳轮轴承套设于所述主太阳轮的所述中部凹陷处。

14. 根据权利要求 1 至 8 中任一项所述的星旋式转动装置，其特征在于：

所述环形活塞空间内表面设有 N 个所述凹槽和 N 个与流体出口或流体入口相连通的所述第二通孔；所述 N 个凹槽分别通过第一通孔与流体入口或流体出口相连通；

所述环形气缸内设有 N+1 个所述滚柱行星活塞轮；

所述 N 大于或者等于 2，每两个所述第一通孔之间和每两个所述第二通孔之间的角度均为 $360^\circ / N$ 。

15. 根据权利要求 14 所述的星旋式转动装置，其特征在于，N 为 2。

16. 一种星旋式发动机，其特征在于，该星旋式发动机包括权利要求 1-15 中任一项所述的星旋式转动装置，

所述第一通孔与所述星旋式发动机的燃烧室相连；所述第二通孔与所述星旋式发动机的排气孔相连接；

所述旋阀片和对应的滚柱行星活塞轮构成一相对密闭空间的两端，所述燃烧室内可燃气体膨胀所产生的压力推动所述滚柱行星活塞轮在所述环形活塞通道内滚动，所述滚柱行星活塞轮带动所述主轴转动。

17. 一种星旋式流体机械，其特征在于，该星旋式流体机械包括权利要求 1-15 中任一项所述的星旋式转动装置，

所述第二通孔与所述星旋式流体机械的流体入口相连；所述第一通孔与所述星旋式流体机械的流体出口相连接；

所述旋阀片和对应的滚柱行星活塞轮构成一相对密闭空间的两端，所述主轴驱动所述滚柱行星活塞轮在所述环形活塞通道内滚动，从所述第二通孔吸入流体，在所述相对密闭空间对流体产生压力将其通过所述第一通孔与外界相连通的凹槽排出。

18. 根据权利要求 17 所述的星旋式流体机械，其特征在于，该星旋式流体机械为泵或压缩机。

带有双太阳轮的星旋式转动装置、发动机及流体机械

技术领域

[0001] 本实用新型涉及机械行业中发动机及流体机械等领域,尤其涉及一种带有双太阳轮的星旋式转动装置、发动机及流体机械。

背景技术

[0002] 对于发动机领域来讲,主要有往复式四冲程发动机、三角转子发动机、燃气轮机等。在流体机械中的压缩机和泵的传统领域里,主要有柱塞式、叶片式、齿轮式、螺杆式和涡旋式等机械结构。人们在应用这些机械结构的同时,不断地进行改良和创新。

[0003] 在本申请的申请人于2010年6月10日所提交的专利申请(专利申请号:201010196950.8)中,公开了一种星旋式流体马达或发动机和压缩机及泵。现以流体马达为例,对上述专利申请星旋式转动装置的基本结构作为本实用新型的现有技术进行描述。图1为本实用新型现有技术流体马达结构侧面断面的示意图。如图1所示,星旋式流体马达包括:一个含圆筒空腔的气缸1和由气缸两侧的气缸密封端盖2支撑的主轴3,气缸和两侧的气缸密封端盖之间通过密封圈4密封防流体泄漏,围绕主轴设有带动主轴转动的行星轮转动装置,气缸圆筒表面是围绕主轴的圆形表面,在气缸圆筒表面沿圆筒轴向设有凹槽5,凹槽中安装有旋阀片6,旋阀片尾部端通过旋阀片支撑芯轴7固定在两侧的气缸密封端盖2上,当然也可以固定在气缸1上,旋阀片支撑芯轴与气缸圆筒轴向中心线平行设置,旋阀片头部端面是圆弧面,旋阀片以旋阀片支撑芯轴7为中心沿凹槽的一个纵向侧面做扇面形摆动,在摆动的过程中旋阀片圆弧面与凹槽的侧面接触,凹槽底面到气缸外表面设有通孔作为动力源输入口1-1,在旋阀片支撑芯轴一侧的气缸上设置有从气缸圆筒表面到气缸外表面的通孔作为动力源排出口1-2;行星轮转动装置包括:行星活塞轮8、行星活塞轮固定法兰9和中心太阳轮滚筒10;行星活塞轮是圆柱滚轮(本实用新型中简称滚柱行星活塞轮),滚柱行星活塞轮转动固定在滚柱行星活塞轮固定法兰上,实施例中滚柱行星活塞轮通过轴承11滚动套在一个支承轴12上,支承轴12两端与滚柱行星活塞轮固定法兰连接固定,滚柱行星活塞轮固定法兰与气缸之间通过密封圈13密封,滚柱行星活塞轮固定法兰通过键18与主轴连接固定,由于滚柱行星活塞轮转动带动行星活塞轮固定法兰转动,滚柱行星活塞轮固定法兰转动带动主轴转动;中心太阳轮滚筒套住主轴设置在滚柱行星活塞轮和主轴之间,这样在中心太阳轮外圆筒面到气缸的内圆筒面之间形成滚柱行星活塞轮转动的环形活塞空间19。主轴轴承14安装在气缸两侧的端盖2上,轴承前盖15和轴承后盖16封住两侧的端盖,主轴3贯穿的轴承前盖15内孔上镶嵌有一个防流体泄漏的运动用密封胶圈17,气缸两侧的端盖2被用螺钉紧固在气缸1上。

[0004] 对于图1的流体马达,其工作过程如下:一个有压力的气体或液体从气缸的动力源输入口注入气缸凹槽,气体或液体推动旋阀片以旋阀片支撑芯轴为中心沿凹槽的一个侧面向下做扇面形摆动,旋阀片的头部推动行星活塞轮向前转动,随之有压力的气体或液体冲入环形活塞空间继续推动行星活塞轮向前沿环形活塞空间转动,向前转动行星活塞轮挤压气体或液体从动力源排出口排出,并且在由旋阀片向下摆动到中心太阳轮滚筒后隔开的

相邻活塞空间形成气体或液体压差,行星活塞轮在向前转动的过程中压迫旋阀片向上摆动复位进入下一个往复周期。

[0005] 上述专利申请的技术方案中,由于采用了圆环形液压(气压)缸,最大限度利用了机器外圆周空间,不仅半径大出力转矩大,流量大,出力恒定。此外,由于主要元器件活塞采用了滚动方式,从本质上减少了活塞与气缸的磨损,提高了密封可靠性,降低了能耗。

[0006] 在实现本实用新型的过程中,申请人意识到上述技术方案存在如下技术问题:星旋式转动装置在工作过程中,旋阀片在张开位置时将紧紧贴在主太阳轮上,由于旋阀片和主太阳轮之间的相对运动很大,造成旋阀片和主太阳轮外圆筒面之间的摩擦非常严重,不仅造成旋阀片和主太阳轮的磨损,而且严重影响星旋式转动装置的效率。

实用新型内容

[0007] (一)要解决的技术问题

[0008] 为解决上述缺陷,本实用新型提供了一种带有双太阳轮的星旋式转动装置、发动机及流体机械,以减轻旋阀片和主太阳轮的磨损,提高星旋式转动装置的效率。

[0009] (二)技术方案

[0010] 根据本实用新型的一个方面,提供了一种带有双太阳轮的星旋式转动装置。该星旋式转动装置包括:含圆筒空腔的气缸和由气缸两侧的气缸密封端盖支撑的主轴,有中部凹陷的主太阳轮套设于主轴上,旋阀片太阳轮套设于主太阳轮的中部凹陷处,主太阳轮和旋阀片太阳轮同轴,两者之间可相对转动;主太阳轮的外圆筒面、旋阀片太阳轮的外圆筒面及气缸的内圆筒面构成环形活塞空间,滚柱行星活塞轮以滚动方式置于环形活塞空间内;环形活塞空间内表面设有通过第一通孔与外界相连通的凹槽,环形活塞空间内表面还设有与外界相连通的第二通孔;凹槽内设有旋阀片,旋阀片通过与环形活塞空间轴向中心线平行的旋阀片芯轴在闭合位置和张开位置之间摆动,当旋阀片处于张开位置时,旋阀片顶端的中部压在旋阀片太阳轮的外圆筒面上。

[0011] 优选地,本技术方案星旋式转动装置中,旋阀片太阳轮的外圆筒面低于主太阳轮的外圆筒面。

[0012] 优选地,本技术方案星旋式转动装置中,当旋阀片位于张开位置时,旋阀片顶端的两侧与主太阳轮不接触,旋阀片顶端的两侧和主太阳轮的摩擦境界面保持间隙。

[0013] 优选地,本技术方案星旋式转动装置中,当旋阀片位于张开位置时,旋阀片顶端的两侧与主太阳轮的间隙介于 0.02mm 与 0.05mm 之间。

[0014] 优选地,本技术方案星旋式转动装置中,旋阀片太阳轮的轴向长度占主太阳轮轴向长度的 $\frac{3}{10}$ 至 $\frac{8}{10}$ 。

[0015] 优选地,本技术方案星旋式转动装置中,旋阀片太阳轮的轴向长度占主太阳轮轴向长度的 $\frac{7}{10}$ 。

[0016] 优选地,本技术方案星旋式转动装置中,滚柱行星活塞轮在环形活塞空间滚动时,滚柱行星活塞轮两侧与主太阳轮接触;滚柱行星活塞轮中部与旋阀片太阳轮不接触,滚柱行星活塞轮中部和旋阀片太阳轮的摩擦境界面保持间隙。

[0017] 优选地,本技术方案星旋式转动装置中,旋阀片太阳轮通过 2 个旋阀片太阳轮轴承套设于主太阳轮的中部凹陷处。

[0018] 根据本实用新型的另一个方面,还提供了一种星旋式发动机。该星旋式发动机包括上文的星旋式转动装置,第一通孔与星旋式发动机的燃烧室相连;第二通孔与星旋式发动机的排气孔相连接;旋阀片和对应的滚柱行星活塞轮构成一相对密闭空间的两端,燃烧室内可燃气体膨胀所产生的压力推动滚柱行星活塞轮在环形活塞通道内滚动,滚柱行星活塞轮带动主轴转动。

[0019] 根据本实用新型的又一个方面,还提供了一种星旋式流体机械。该星旋式流体机械包括上文的星旋式转动装置,第二通孔与星旋式流体机械的流体入口相连;第一通孔与星旋式流体机械的流体出口相连接;旋阀片和对应的滚柱行星活塞轮构成一相对密闭空间的两端,主轴驱动滚柱行星活塞轮在环形活塞通道内滚动,从第二通孔吸入流体,在相对密闭空间对流体产生压力将其通过第一通孔与外界相连通的凹槽排出。

[0020] (三)有益效果

[0021] 本实用新型带有双太阳轮的星旋式转动装置、发动机及流体机械中,在主太阳轮的中部设置旋阀片太阳轮,旋阀片位于张开位置时,旋阀片将部分或全部的压力压在旋阀片太阳轮上。由于旋阀片太阳轮可独立于主太阳轮旋转,主太阳轮的转动被设置于旋阀片太阳轮和主太阳轮之间的轴承所吸收,从而避免了旋阀片和主太阳轮外圆筒面之间由于相对运动而产生的剧烈摩擦,提高了星旋式转动装置的效率。

附图说明

[0022] 图1为本实用新型现有技术流体马达结构侧面断面的示意图;

[0023] 图2为本实用新型实施例带有双太阳轮的星旋式转动装置的结构示意图;

[0024] 图3为图2所示星旋式转动装置在A-A处的剖面图;

[0025] 图4为本实用新型实施例星旋式转动装置中旋阀片与旋阀片太阳轮、主太阳轮的相对位置的示意图;

[0026] 图5为本实用新型实施例星旋式转动装置中滚柱行星活塞轮与旋阀片太阳轮、主太阳轮的相对位置的示意图;

[0027] 图6为本实用新型现有技术星旋式转动装置旋阀片复位机构的示意图;

[0028] 图7为本实用新型星旋式转动装置中旋阀片定位复位机构实施例一的示意图;

[0029] 图8为本实用新型星旋式转动装置中旋阀片定位复位机构实施例二的示意图。

具体实施方式

[0030] 为使本实用新型的目的、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,对本实用新型进一步详细说明。为清楚的描述本实用新型,为方便理解,首先将本申请文件中所涉及主要元件进行编号说明,如下所示:

- | | | |
|--------|-----------|------------|
| [0031] | 1- 气缸; | 1-1 第一通孔; |
| [0032] | 1-2 第二通孔; | 2- 气缸密封端盖; |
| [0033] | 3- 主轴; | 4- 密封圈 |
| [0034] | 5- 凹槽; | 5-1- 纵向侧面 |
| [0035] | 6- 旋阀片; | 6a- 上旋阀片; |
| [0036] | 6b- 下旋阀片; | 6-1- 圆弧面 |

- | | | |
|--------|------------------|------------------|
| [0037] | 7- 旋阀片芯轴； | 8- 滚柱行星活塞轮； |
| [0038] | 8-1- 滚柱行星活塞轮出力棒； | 8-2- 滚柱行星活塞轮缓冲棒； |
| [0039] | 9- 滚柱行星活塞轮固定法兰； | 10- 中心太阳轮滚筒； |
| [0040] | 11- 轴承； | 12- 支承轴； |
| [0041] | 13- 密封圈； | 14- 主轴轴承； |
| [0042] | 15- 轴承前盖内孔； | 16- 轴承后盖； |
| [0043] | 17- 密封胶圈； | 18- 键； |
| [0044] | 19- 环形活塞空间； | 20- 密封圈； |
| [0045] | 13-1- 拉伸弹簧； | 13-2- 曲柄； |
| [0046] | 19- 环形活塞空间； | 201- 主太阳轮； |
| [0047] | 201' - 锁紧主太阳轮； | 202- 旋阀片太阳轮； |
| [0048] | 203- 主太阳轮轴承； | 204- 旋阀片太阳轮轴承； |
| [0049] | 701- 固定销钉； | 702- 复位弹簧； |
| [0050] | 703- 销轴； | 704- 曲柄； |
| [0051] | 706- 定位块； | 705- 冲击台； |
| [0052] | 707- 定位缓冲部； | 801- 曲轴； |
| [0053] | 802- 复位弹簧； | 803- 定位缓冲部； |
| [0054] | 804- 发动机总成支架板。 | |

[0055] 关于该星旋式转动装置的工作原理可参照上述的专利申请文件（专利申请号：201010196950.8），上述专利申请文件的全部内容纳入本专利申请作为参考，而下文主要针对两者之间的区别进行说明。

[0056] 在本实用新型的一个示例性实施例中，提供了一种带有双太阳轮的星旋式转动装置。图2为本实用新型实施例带有双太阳轮的星旋式转动装置的结构示意图。图3为图2所示星旋式转动装置在A-A处的剖面图。与图1流体马达中的星旋式转动装置相比，图2和图3所示的星旋式转动装置的结构类似，其区别在于设置了旋阀片太阳轮，并修改了旋阀片的设计。

[0057] 如图2和图3所示，星旋式转动装置包括含圆筒空腔的气缸1和由气缸两侧的气缸密封端盖2支撑的主轴3。有中部凹陷的主太阳轮201套设于主轴3上，旋阀片太阳轮202套设于主太阳轮201的中部凹陷处，主太阳轮201和旋阀片太阳轮202同轴，两者之间可相对自由转动。主太阳轮201的外圆筒面、旋阀片太阳轮202的外圆筒面及气缸1的内圆筒面构成环形活塞空间19，滚柱行星活塞轮8以滚动方式置于环形活塞空间19内。环形活塞空间19内表面设有通过第一通孔1-1与外界相连通的凹槽5，环形活塞空间内表面设有与外界相连通的第二通孔1-2。凹槽内设有旋阀片6，旋阀片6通过与环形活塞空间轴向中心线平行的旋阀片芯轴7在闭合位置和张开位置之间摆动。当旋阀片6位于张开位置时，旋阀片6顶端的中部压在旋阀片太阳轮202的外圆筒面上。为使主太阳轮201能够相对于主轴3（相对）自由转动，主太阳轮201通过2个主太阳轮轴承203套设于主轴3上，2个主太阳轮轴承203由主太阳轮201上的凹陷隔开；为使旋阀片太阳轮202能够相对于主太阳轮201（相对）自由转动，旋阀片太阳轮202通过2个旋阀片太阳轮轴承204套设于主太阳轮201的中部凹陷处，两个旋阀片太阳轮轴承通过两者之间的格挡分开；在主太阳轮

201 的另一端 001 上,用螺纹丝扣和销钉等方法固定有锁紧主太阳轮 201',以把旋阀片太阳轮轴承 204 的内圈锁紧固定,并固定旋阀片太阳轮 202。本领域的普通技术人员应当理解:锁紧主太阳轮 201'其实是主太阳轮 201 的一部分。把主太阳轮 201 分为两部分,有利于旋阀片太阳轮 202 的装配。

[0058] 如图 3 所示,星旋式转动装置共有两个旋阀片,上旋阀片 6a 和下旋阀片 6b。滚柱行星活塞轮共有三个,分别为 8a、8b 和 8c。每个滚柱行星活塞轮除主体之外,还可以包括一出力棒 8-1 和缓冲棒 8-2,其中,出力棒用于增加滚柱行星活塞轮顶开旋阀片的力,而缓冲棒用于缓冲旋阀片回到张开位置时对太阳轮的冲击力。

[0059] 本实施例中,旋阀片在闭合位置和张开位置之间摆动的意思是:旋阀片可以位于上述凹槽内的闭合位置或压在旋阀片太阳轮的张开位置,或闭合位置和张开位置之间的任一位置。并且,上述的第一(二)通孔可以为一个通孔,也可以为一组(多个)通孔,其主要功能是共同作为与外界进行物质能量交换的通路。

[0060] 本实施例中,有两点需要说明:1)旋阀片太阳轮的外圆筒面直径和主太阳轮的外圆筒面直径应该大致相同,且旋阀片太阳轮的外圆筒面直径应略小于主太阳轮的外圆筒面直径,旋阀片太阳轮和主太阳轮共同形成一中部稍有凹陷的圆柱面;2)当旋阀片位于张开位置,其顶端中部压在旋阀片太阳轮上时,旋阀片和滚柱行星活塞轮之间构成与环形活塞空间其他位置相对密闭的空间。对于上述两点,在下述优选实施例中也会有所说明。

[0061] 根据上述实施例的说明,当旋阀片受到复位弹簧的拉力或受到巨大压力的情况下,尤其是发动机燃烧室的可燃气体做功或受到高压流体压力的情况下,旋阀片打开至张开位置时,压在旋阀片太阳轮上。在上述压力下,滚柱行星活塞轮沿环形活塞空间运动,其与主太阳轮之间接触的摩擦力促使主太阳轮高速旋转。由于旋阀片太阳轮和主太阳轮是可相对自由运动的,旋阀片将部分(或全部)压力压在自由旋转的旋阀片太阳轮上,主太阳轮的高速旋转被主太阳轮和旋阀片太阳轮之间的轴承吸收,因此,旋阀片太阳轮并不会随主太阳轮的高速旋转而旋转,从而避免了旋阀片和主太阳轮之间相对运动所产生的剧烈摩擦。

[0062] 为达到上述目的,本领域的普通技术人员应当综合考虑在具体应用场合下,旋阀片和滚柱行星活塞轮所形成的相对密闭空间大小、减小滚柱行星活塞轮阻力等因素,合理设置旋阀片太阳轮和主太阳轮的直径关系,及旋阀片的形状。优选地,可以采取如图 4 星旋式转动装置中的结构,旋阀片太阳轮的外圆筒面略低于主太阳轮的外圆筒面,旋阀片顶端的中部略高于旋阀片顶端的两侧。

[0063] 图 4 为本实用新型实施例星旋式转动装置中旋阀片与旋阀片太阳轮、主太阳轮的相对位置的示意图。如图 4 所示,在上文所定义的张开位置,旋阀片顶端的两侧与主太阳轮不接触,两者之间具有间隙 $\Delta 1$ 。由于旋阀片顶端的两侧与主太阳轮没有接触,因此两者没有摩擦,也没有磨损变形。因此,旋阀片顶端的两侧与主太阳轮的装配的精密设定 $\Delta 1$ 一旦完成,可以认为是不变的。也就是说,在初始装配时需要考虑 $\Delta 1$ 的大小, $\Delta 1$ 的大小精密程度的数量级,需要达到 $\pm 0.001\text{mm}$ 。

[0064] $\Delta 1$ 的取值需要考虑如下因素:1)保证旋阀片顶端两侧与主太阳轮之间的摩擦力尽可能小,2)保证从旋阀片和主太阳轮之间泄露的工作物质或能量最小;3)有利于星旋式转动装置的装配。本实用新型星旋式转动装置中, $\Delta 1$ 取 $0.02\text{mm} \sim 0.05\text{mm}$ 之间。如果 $\Delta 1$

小于 0.02mm, 则由于旋阀片太阳轮轴承的装配误差或磨损误差, 可能造成旋阀片顶端的两侧和主太阳轮相互摩擦, 从而不能达到减轻摩擦力的效果。而如果 $\Delta 1$ 大于 0.05mm, 则可能会导致工作物质的泄露, 影响星旋式转动装置的工作效率。

[0065] 在下文中, 将对 $\Delta 1$ 的取值范围进行详细分析。根据摩擦的相关知识, 经机械加工的工件表面自表向里依次由污染层、吸附层、氧化层和加工硬化层构成, 统称摩擦境界面, 各层的物理特性不同, 其厚度也不相同。 $\Delta 1$ 的合理尺寸应该是, 旋阀片的顶端必须离开主太阳轮外圆筒面一个距离, 即旋阀片顶端不接触太阳轮的摩擦境界面。 $\Delta 1$ 越小, 气缸的密封就越好, 理论上旋阀片顶端的段差 (由于旋阀片顶端与旋阀片太阳轮的接触点到旋阀片芯轴中心点的距离大于旋阀片顶端 O4 与主太阳轮的悬空临界部到旋阀片芯轴中心点的距离, 在旋阀片顶端 O4 形成了一个中间凸起两侧低下的阶梯状, 阶梯的高度差 $\Delta 1$, 在加工现场习惯叫做阶梯的段差) $\Delta 1$ 可以做的很小, 甚至允许有轻微的滑动摩擦直至工程自然跑合。

[0066] 众所周知, 工程技术界对摩擦境界面的研究还在深入进行之中。一般来说, 在摩擦境界面由于存在接触压力, 才会产生滑动摩擦, 要想没有滑动摩擦, 就必需两个相关运动付的摩擦境界面保持一个合理的距离, 从微观的角度分析, 这个距离应该保证二者的固体部即表面氧化层脱离接触即可。但是, 由于物体表面加工的光洁度不一样, 物体相对运动的速度和精度 (振动和平滑性) 不一样, 乃至物体表面的润滑条件、环境温度、材料物性结构等不一样, 这个距离 $\Delta 1$ 的设计还是比较复杂的。旋阀片和主太阳轮之间的间隙, 直接受到规范太阳轮运动的滚动轴承及主轴轴承 14 的径向振摆的影响, $\Delta 1$ 取 0.02mm ~ 0.05mm 之间, 目的就是要消除这个影响, 以保证二者的固体部即表面氧化层脱离接触。

[0067] 在根据本实用新型所设计的第一种型号的采用精密轴承、比较低温低负荷的星旋式发动机中, 设置 $\Delta 1$ 取 0.02mm。模拟测试证明: 该 $\Delta 1$ 取值可以满足装配的需要; 并且保证了旋阀片和相应活塞轮之间环形活塞空间的相对密封, 没有明显的工作物质泄露现象; 相对于未采用双太阳轮设计的星旋式发动机, 旋阀片和太阳轮之间彻底消除了滑动摩擦。在根据本实用新型所设计的第二种型号的采用精密轴承、有一般热变形压力负荷的星旋式发动机中, 设置 $\Delta 1$ 取 0.04mm。模拟测试证明: 该 $\Delta 1$ 取值可完全达到的设计预期。在根据本实用新型所设计的第三种型号采用精密轴承、有较高热变形压力负荷的星旋式发动机中, 设置 $\Delta 1$ 取 0.05mm。模拟测试证明: 该较大的 $\Delta 1$ 取值可达到设计预期。

[0068] 图 5 为本实用新型实施例星旋式转动装置中滚柱行星活塞轮与旋阀片太阳轮、主太阳轮的相对位置的示意图。如图 5 所示, 滚柱行星活塞轮的两侧圆柱面与主太阳轮接触, 中心部圆柱面和旋阀片太阳轮的外圆筒面并不接触, 其间隙为 $\Delta 2$ 。由于滚柱行星活塞轮与主太阳轮滚动接触, 两者之间的摩擦很小, 基本没有磨损变形。因此, 滚柱行星活塞轮与旋阀片太阳轮的装配精度一旦完成, 可以认为 $\Delta 2$ 是不变的。 $\Delta 2$ 的合理尺寸应该是, 滚柱行星活塞轮的外圆面必须离开旋阀片太阳轮一个距离, 只要不接触旋阀片太阳轮的摩擦境界面即可。 $\Delta 2$ 越小, 气缸的密封就越好, 理论上两个太阳轮的半径差 $\Delta 2$ 可以做的很小, 但这是在前述旋阀片装配设定 $\Delta 1$ 时就被确定的了。

[0069] 从本实用新型上述实施例的描述可知, 旋阀片顶端的中部 (对应旋阀片太阳轮) 与两侧 (对应主太阳轮去除旋阀片太阳轮的部分) 轴向长度之和为整个旋阀片的轴向长度。以下将对旋阀片太阳轮的轴向长度进行说明。如图 5 所示, 本实施例中, 旋阀片太阳轮

的轴向长度 (L1) 占主太阳轮整体轴向长度 (L1+2L2) 的 3/10 至 8/10, 也就是说, 压在旋阀片太阳轮上的旋阀片顶端中部的轴向长度占整个旋阀片轴向长度的 3/10 至 8/10。

[0070] 如果旋阀片太阳轮的轴向长度占主太阳轮整体轴向长度的比例小于 3/10, 则将大大减小旋阀片太阳轮对旋阀片的支撑作用; 而如果旋阀片太阳轮的轴向长度占主太阳轮整体轴向长度的比例大于 8/10, 则将会影响到整套星旋式转动装置的可靠性。综合考虑各种因素, 特别是构件安装的必要空间, 旋阀片太阳轮的轴向长度 (L1) 占主太阳轮整体轴向长度 (L1+2L2) 的 3/10 至 8/10 是合理的设定。

[0071] 在根据本实用新型所设计的第一种型号的星旋式发动机中, 设置旋阀片太阳轮的轴向长度占主太阳轮整体轴向长度的比例为 3/10。模拟测试证明: 该取值可以满足装配的需要; 并且保证了旋阀片和相应活塞轮之间环形活塞空间的相对密封, 没有明显的工作物质泄露现象。在根据本实用新型所设计的第二种型号的星旋式发动机中, 设置旋阀片太阳轮的轴向长度占主太阳轮整体轴向长度的比例为 7/10。模拟测试证明: 该取值完全达到设计预期。在根据本实用新型所设计的第三种型号的星旋式发动机中, 设置旋阀片太阳轮的轴向长度占主太阳轮整体轴向长度的比例为 8/10。模拟测试证明: 该取值可完全达到设计预期。

[0072] 根据本实用新型的另一个方面, 还对星旋式转动装置中旋阀片复位定位机构进行了改进。在背景技术所提到专利申请 (专利申请号: 201010196950.8) 的技术方案中, 公开了一种旋阀片复位结构。图 6 为本实用新型现有技术星旋式转动装置中旋阀片复位装置的示意图。该旋阀片复位装置是拉伸弹簧 13-1。拉伸弹簧 13-1 一端通过曲柄 13-2 锁紧在旋阀片支撑芯轴 7 上, 拉伸弹簧的另一端固定在缸体上。但是该结构会带来一些问题。由于拉伸弹簧的拉力作用, 旋阀片在回到靠近中心太阳轮外圆筒面的位置时, 往往会重重的打在中心太阳轮外圆筒面上, 从而影响整套星旋式转动装置的可靠性。此外, 旋阀片紧紧压住太阳轮外圆筒面, 也会造成旋阀片和太阳轮外圆筒面之间的摩擦力加大, 影响整套星旋式转动装置的效率。

[0073] 图 7 为本实用新型星旋式转动装置旋阀片定位复位机构实施例一的示意图。如图 7 所示, 旋阀片定位复位机构包括: 曲柄 704、复位弹簧 702 及定位缓冲部 707。曲柄 704 与旋阀片芯轴垂直, 曲柄中部与旋阀片芯轴伸出环形活塞空间的气缸密封端盖之外的轴端部分锁紧, 从而将旋阀片在环形活塞空间内的转动传递至环形活塞空间外部。复位弹簧 702 的一端通过固定销钉 701 固定于缸体, 复位弹簧 702 的另一端与曲柄的下部的销轴 703 相连接, 该复位弹簧产生拉力来复位旋阀片位于张开位置。定位缓冲部 7 固定于缸体上, 其一端的定位块 706 上的冲击台 707 抵接于旋阀片位于张开位置时对应的曲轴上部。该定位缓冲部 707 定位旋阀片位于张开位置时压住中心太阳轮的临界点, 缓冲用于复位旋阀片的拉力。缓冲器 709 通过锁紧螺母 8 固定于曲柄定位台上, 缓冲器 709 上面带有电子位置传感器。该电子位置传感器在收到旋阀片位于相关位置时, 发出高压油气喷射信号。

[0074] 图 8 为本实用新型星旋式转动装置旋阀片定位复位机构实施例二的示意图。如图 8 所示, 旋阀片定位复位机构包括: 曲柄 801、复位弹簧 802 及定位缓冲部 803。曲柄 801 与旋阀片芯轴垂直, 其一端与旋阀片芯轴伸出环形活塞空间的气缸密封端盖之外的轴端部分锁紧, 将旋阀片在环形活塞空间内的转动传递至环形活塞空间外部; 复位弹簧 802, 其一端固定于缸体, 其另一端与曲柄的中部相连, 该复位弹簧 802 产生拉力来复位旋阀片位于张

开位置；定位缓冲部 803，固定于发动机总成支架板 804 上，其定位端抵接于旋阀片位于张开位置时对应的曲轴 801 的另一端，该定位缓冲部 803 定位旋阀片位于张开位置时压住中心太阳轮的临界点，缓冲用于复位旋阀片的拉力。其中，定位缓冲部 803 的顶端螺母可以调节高度，以精密调节旋阀片的位置。此外，定位点到旋阀片支点的距离 L_2 大于旋阀片本身的长度，从而可以更加精确的调整旋阀片头部和太阳轮的间隙。

[0075] 本实用新型各实施例的星旋式转动装置中，环形活塞空间内表面设有 N 个凹槽和 N 个与流体出口或流体入口相连通的第二通孔； N 个凹槽分别通过第一通孔与流体入口或流体出口相连通；环形气缸内设有 $N+1$ 个滚柱行星活塞轮； N 大于等于 2，每两个第一通孔之间和每两个第二通孔之间的角度均为 $360^\circ / N$ 。优选地， $N = 2$ 。

[0076] 此外，本实用新型各实施例中，星旋式转动装置的制造材料，应选用耐热高强度合金如合金铸铁、镍钴合金、高强度铝合金、工程陶瓷等。在有摩擦的转动部位则采用耐磨合金材料和各种轴承，一般部位采用普通钢材或压铸铝。具体来讲，主太阳轮的内圆筒面和外圆筒面、旋阀片太阳轮的内圆筒面和外圆筒面优选采用耐磨合金材料制备。

[0077] 根据本实用新型的另一个方面，还提供了一种星旋式发动机。该星旋式发动机包括上文的星旋式转动装置。对于该星旋式转动装置，第一通孔与星旋式发动机的燃烧室相连；第二通孔与星旋式发动机的排气孔相连接。旋阀片和对应的滚柱行星活塞轮构成一相对密闭空间的两端，燃烧室内可燃气体膨胀所产生的压力推动滚柱行星活塞轮在环形活塞通道内滚动，滚柱行星活塞轮带动主轴转动。

[0078] 根据本实用新型的另一个方面，还提供了一种星旋式流体机械。该星旋式流体机械包括上文的星旋式转动装置。第二通孔与星旋式流体机械的流体入口相连；第一通孔与星旋式流体机械的流体出口相连接。旋阀片在该张开位置时，旋阀片压于旋阀片太阳轮上。旋阀片和对应的滚柱行星活塞轮构成一相对密闭空间的两端，主轴驱动滚柱行星活塞轮在环形活塞通道内滚动，从第二通孔吸入流体，在相对密闭空间对流体产生压力将其通过第一通孔与外界相连通的凹槽排出。该星旋式流体机械可以为泵或压缩机。

[0079] 综上所述，本实用新型带有双太阳轮的星旋式转动装置、发动机及流体机械中，在主太阳轮的中部设置旋阀片太阳轮，旋阀片位于张开位置时，将全部或部分压力压在旋阀片太阳轮上。由于旋阀片太阳轮可独立于主太阳轮旋转，主太阳轮的转动被设置于旋阀片太阳轮和主太阳轮之间的轴承所吸收，避免了旋阀片和主太阳轮外圆筒面之间由于相对运动而产生的剧烈摩擦，从而提高了星旋式转动装置的使用寿命和效率。

[0080] 以上所述的具体实施例，对本实用新型的目的、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，以上所述仅为本实用新型的具体实施例而已，并不用于限制本实用新型，凡在本实用新型的精神和原则之内，所做的任何修改、等同替换、改进等，均应包含在本实用新型的保护范围之内。

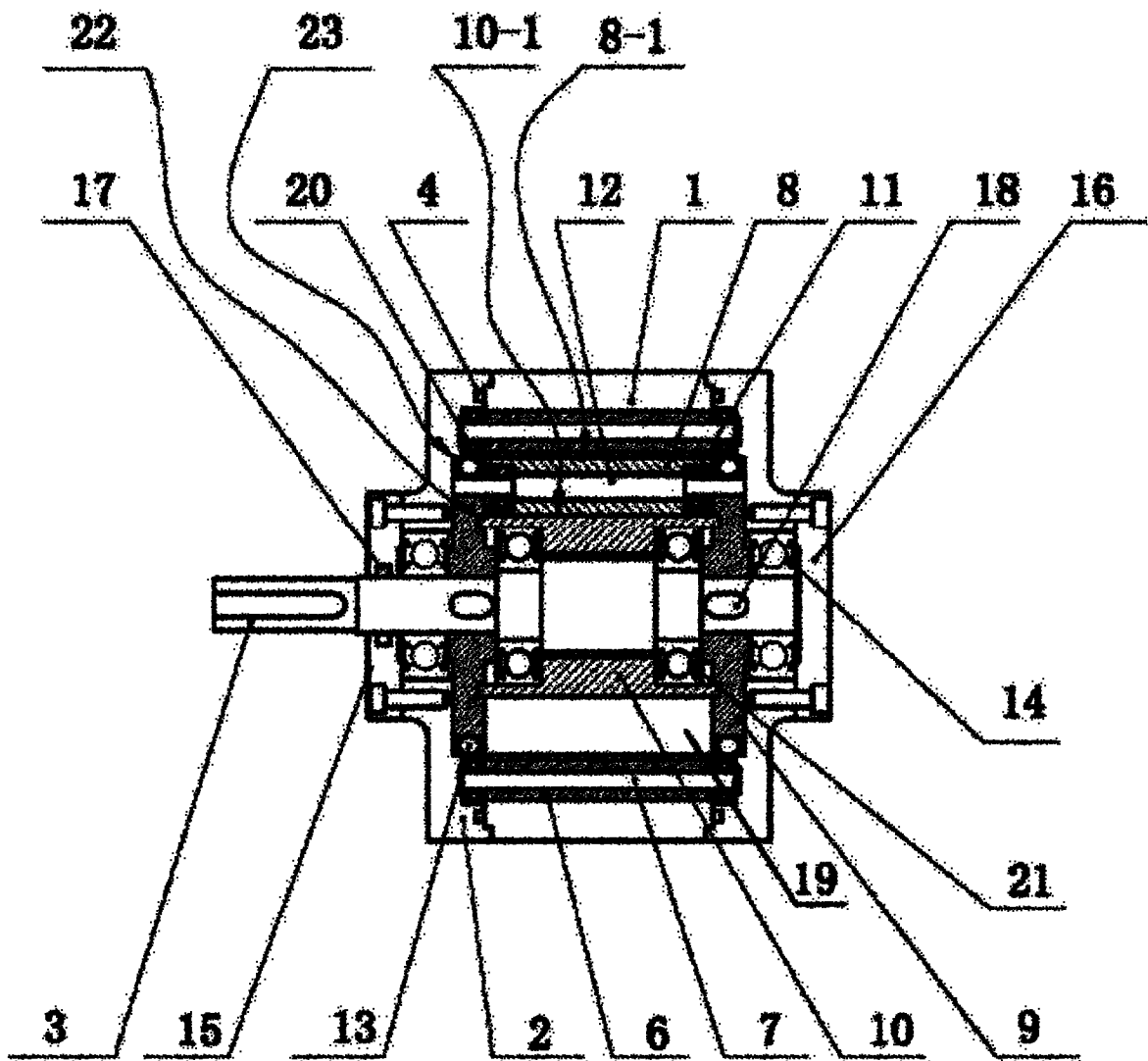


图 1

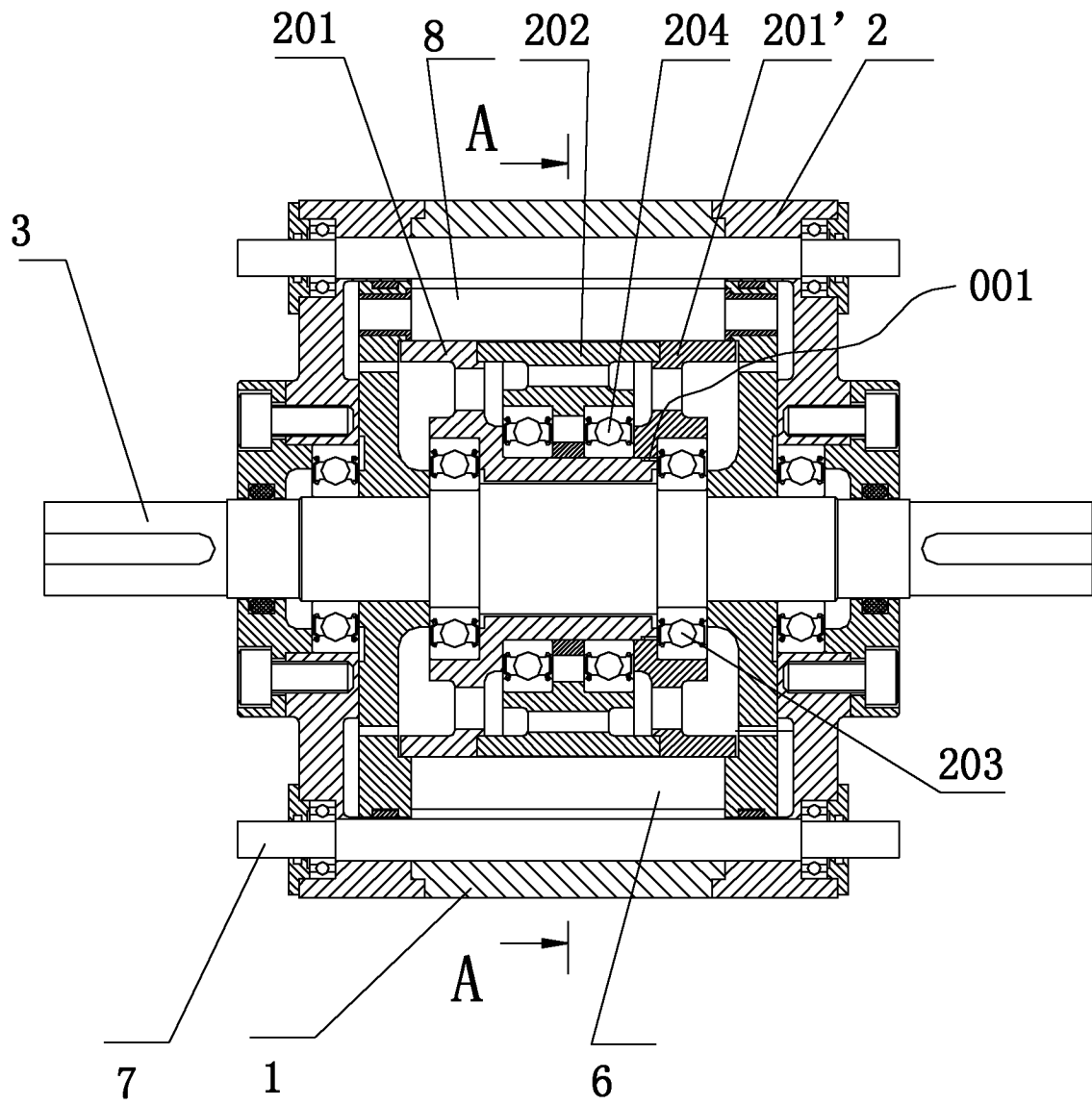


图 2

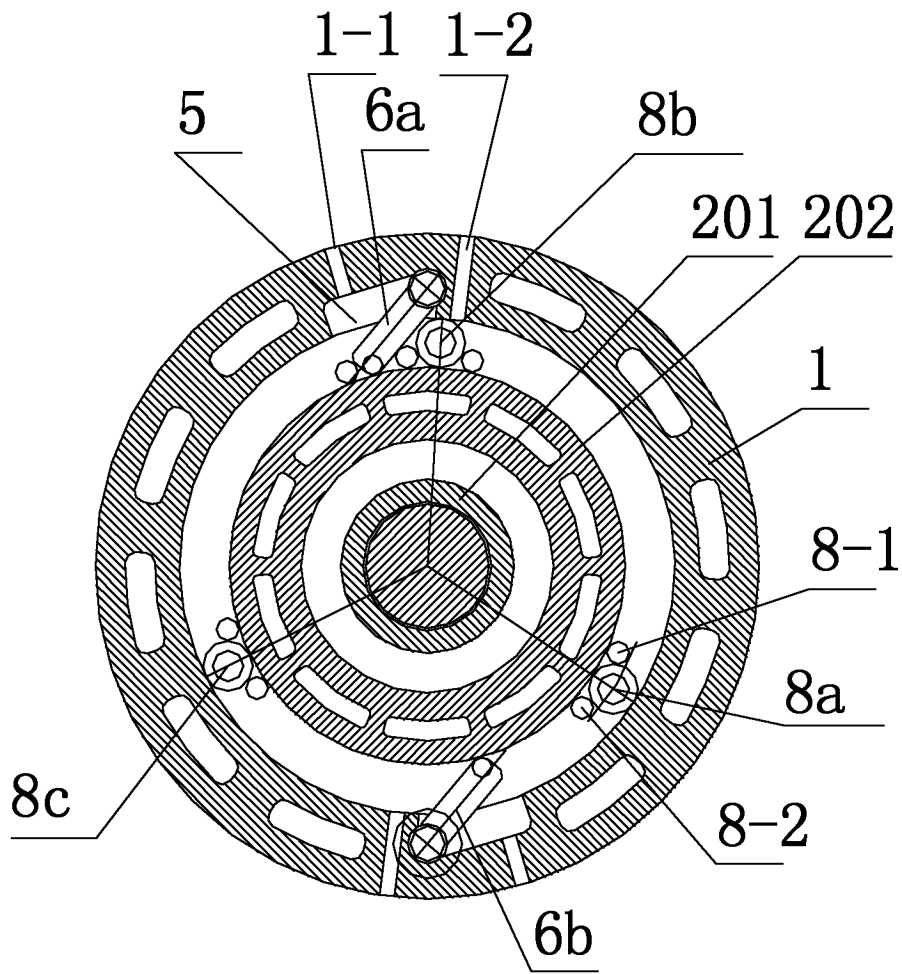


图 3

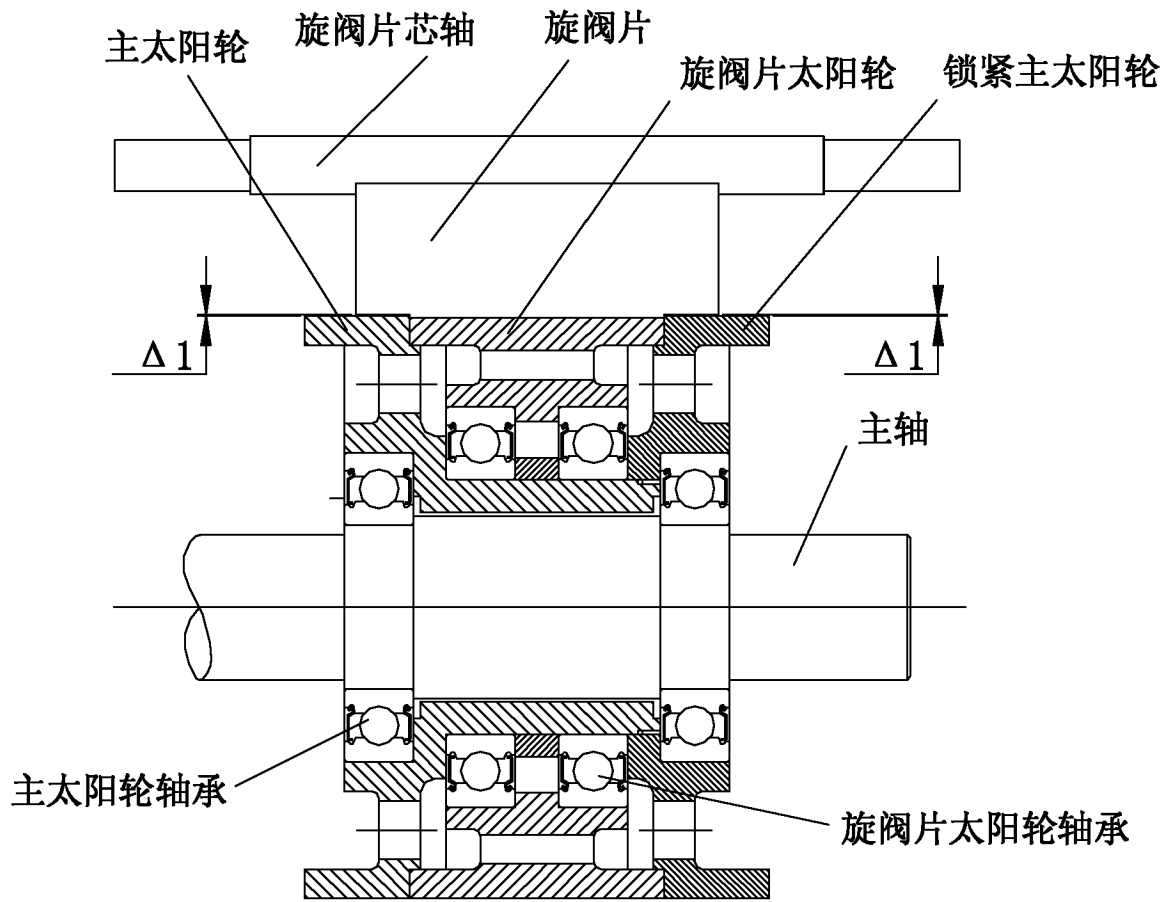


图 4

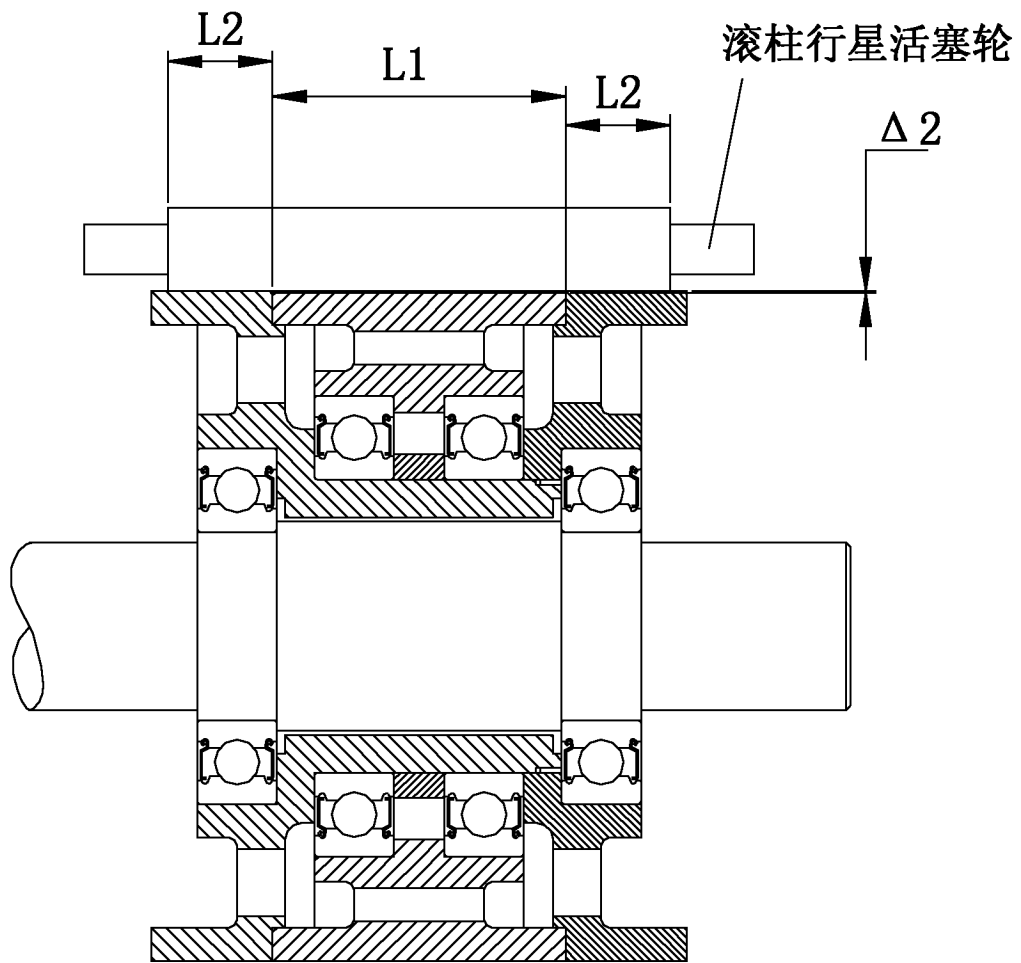


图 5

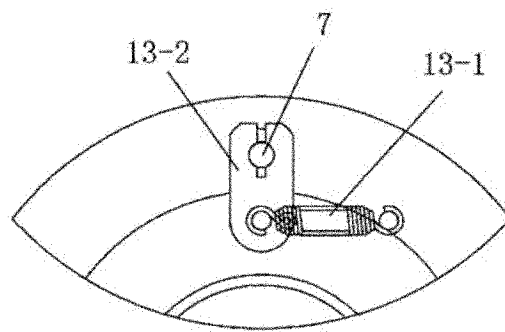


图 6

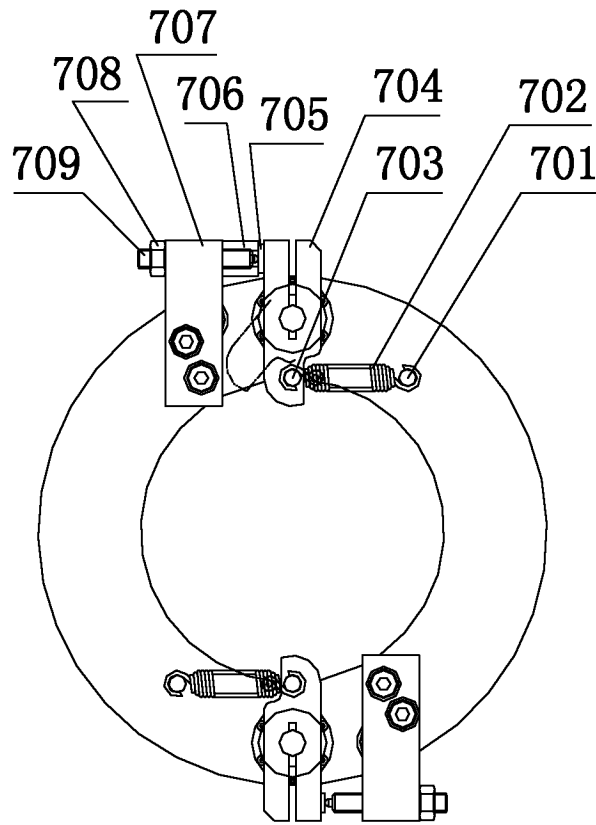


图 7

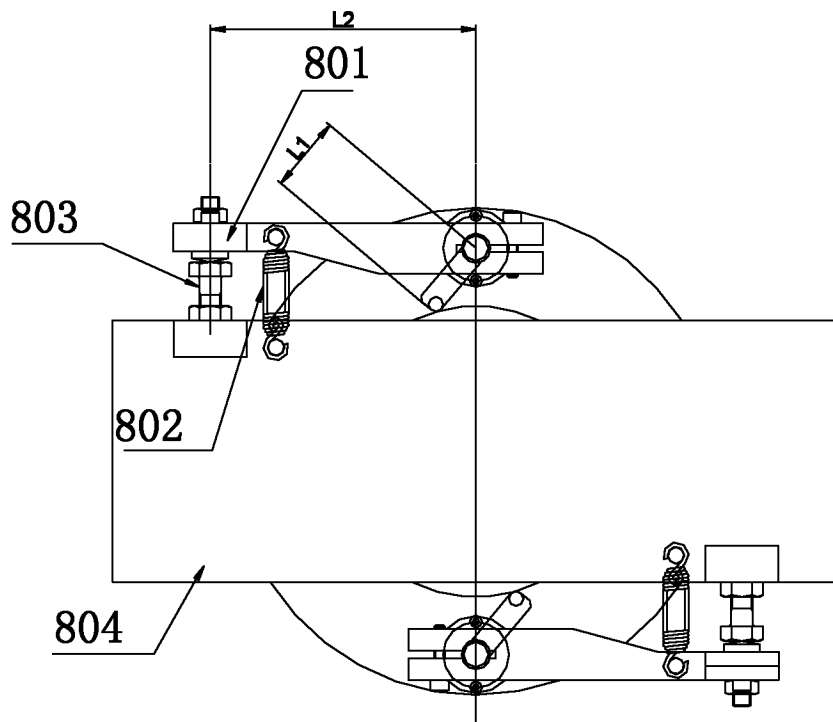


图 8