



(12) 发明专利

(10) 授权公告号 CN 102434380 B

(45) 授权公告日 2015. 10. 21

(21) 申请号 201110421837. X

页、附图 1-3.

(22) 申请日 2011. 12. 16

CN 2777231 Y , 2006. 05. 03, 全文 .

CN 85201787 U , 1986. 03. 19, 全文 .

(73) 专利权人 泸州天府液压件有限公司

JP 55-160664 A , 1980. 12. 13, 全文 .

地址 646100 四川省泸州市龙马潭区泸州经济技术开发区民兴路 7 号

US 3918494 A , 1975. 11. 11, 全文 .

(72) 发明人 王利 陈斌

审查员 秦保军

(74) 专利代理机构 泰和泰律师事务所 51219

代理人 王荣

(51) Int. Cl.

F03C 1/03(2006. 01)

F03C 1/053(2006. 01)

F03C 1/34(2006. 01)

(56) 对比文件

CN 202402207 U , 2012. 08. 29, 权利要求 1-9.

CN 2546645 Y , 2003. 04. 23, 说明书第 1-2

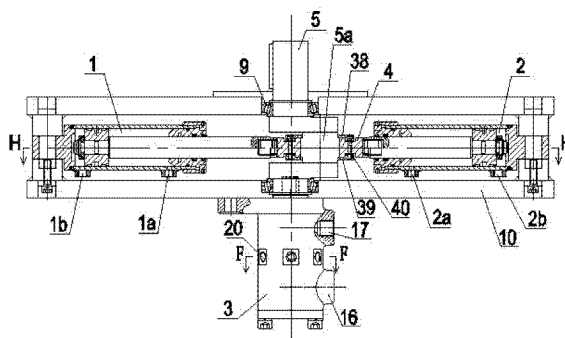
权利要求书 2 页 说明书 6 页 附图 7 页

(54) 发明名称

开放式重型液压马达

(57) 摘要

本发明公开了一种开放式重型液压马达,包括支架、旋阀及曲轴,曲轴的一端与阀芯相连,围绕曲轴的偏心段设有多个均布的双作用油缸,双作用油缸的底部均与支架铰接,双作用油缸的活塞杆均通过可转动的连接结构与偏心段相连;在阀体上设有进、出油口和与油缸数量成对应关系并均布的工作油口,在阀芯圆周上设有两环槽以及两扇形油槽,两扇形油槽对应的中心角大于 90 度而小于 180 度,两扇形油槽和各自对应的一环槽分别通过连接油路相连,每个工作油口按对应关系与双作用油缸的两油口相连。本发明能轻易实现超大扭矩,且输出的扭矩和转速更为均匀,并便于安装和维护,使用范围更广。



1. 一种开放式重型液压马达,包括支架、固定于支架上的旋阀,所述旋阀包括阀体、阀盖、阀芯、设于阀芯上的密封圈,其特征在于还包括通过两端的轴承装于支架中心的曲轴,曲轴的一端通过传递扭矩的结构与阀芯的外端部相连,围绕曲轴的偏心段设有N个均布的双作用油缸, $N \geq 4$,每个双作用油缸的底部均与支架铰接,每个双作用油缸的活塞杆均通过可转动的连接结构与曲轴的偏心段相连;在阀体上设有与其内腔相通的进、出油口和与双作用油缸数量成对应关系的数个工作油口,进、出油口沿阀体轴向设置,所有工作油口在阀体的圆周上均布,在阀芯圆周上设有与进、出油口对应的两环槽以及与工作油口对应的两扇形油槽,两扇形油槽相对设置且相互隔离,两扇形油槽对应的中心角大于90度而小于180度,两扇形油槽和各自对应的一环槽分别通过阀芯内的连接油路相连,阀体上的工作油口与双作用油缸的有杆腔油口和无杆腔油口按对应关系相连,即每个双作用油缸的有杆腔油口和无杆腔油口分别与阀体上两侧相对的两工作油口中各自的一个连接;每个双作用油缸活塞杆的行程大于曲轴偏心距的两倍。

2. 如权利要求1所述的开放式重型液压马达,其特征在于当N为偶数时,双作用油缸数量与工作油口数量的对应关系为1:1,所有工作油口均安装有三通接头,工作油口与双作用油缸相连的对应关系为:阀体上相对两侧并位于同一直线上的两工作油口分别与曲轴偏心段相对两侧各自的两双作用油缸相对应,每个工作油口的三通接头的两出口分别与一双作用油缸的有杆腔油口和相对一侧另一双作用油缸的无杆腔油口通过管路相连,每个三通接头对应不同的有杆腔油口和无杆腔油口。

3. 如权利要求1所述的开放式重型液压马达,其特征在于当N为奇数时,双作用油缸数量与工作油口数量的对应关系为1:2,工作油口与双作用油缸相连的对应关系为:阀体上相间隔的N个工作油口分别依次与各自的一双作用油缸的无杆腔油口通过管路相连,与上述N个工作油口位于同一直线上的另N个工作油口分别依次与各自的一双作用油缸的有杆腔油口通过管路相连,每个双作用油缸对应不同的两工作油口。

4. 如权利要求1至3任一权利要求所述的开放式重型液压马达,其特征在于所述可转动的连接结构包括滑动装于曲轴偏心段上的两套板以及与各自活塞杆固联的扣件,每个扣件的前端设有与曲轴偏心段相配合的弧面,所有扣件与两套板通过连接螺栓相连,扣件与两套板还设有互相扣合的凹槽和凸块。

5. 如权利要求4所述的开放式重型液压马达,其特征在于在曲轴偏心段上设有两台肩,两套板分别位于两台肩的两侧。

6. 如权利要求1至3任一权利要求所述的开放式重型液压马达,其特征在于所述可转动的连接结构包括与各自活塞杆固联的组合式圆筒形滑套,所有滑套沿曲轴偏心段轴向排列。

7. 如权利要求1至3任一权利要求所述的开放式重型液压马达,其特征在于在阀芯相对两侧的圆周上还分别设有至少一道扇形平衡油槽,扇形平衡油槽与各自一侧的扇形油槽在圆周上的位置对应,两侧的扇形平衡油槽相互隔离并通过各自的平衡油路与相对一侧的扇形油槽的连接油路相连。

8. 如权利要求7所述的开放式重型液压马达,其特征在于在旋阀内的阀芯前端外还设有集油腔,在旋阀内的阀芯后端还设有中间油腔,集油腔与中间油腔通过阀芯内的过油路相连,所述两连接油路均还与中间油腔相通,并在两连接油路与中间油腔相邻的一端内

均设有单向阀。

9. 如权利要求 8 所述的开放式重型液压马达,其特征是在两扇形油槽的两端均设有流通截面逐渐减小的节流槽。

开放式重型液压马达

技术领域

[0001] 本发明涉及一种液压马达。

背景技术

[0002] 低速大扭矩旋转装置广泛用于各种机械设备上,如大型卷扬机、立磨机、搅拌机等,目前使用的旋转装置多为机械传动结构或者液压马达传动结构,机械传动普遍采用电机、多级传动齿轮来驱动旋转装置,不仅结构较为复杂、能量损失较大,而且较难满足输出超大功率和超大扭矩的工况,因为在达到一定数量级后,要想再增大电机的功率将十分困难,成本很高,其体积/效率比较高,这使得机械传动的旋转装置的使用范围受到限制;传统的液压马达装置均为闭合结构,其扭矩是由液压马达的流速和油压决定的,当达到一定的程度后,要想再增加流速和流量将十分困难,在输出大扭矩或超大扭矩上,也不具有优势,极难实现,且不利于安装、维护,其使用成本较高。

发明内容

[0003] 本发明的目的是针对现有技术存在的上述不足,提供一种开放式重型液压马达,它能轻易实现超大扭矩,且输出的扭矩和转速更为均匀,并便于安装和维护,其使用成本较低,使用范围更广。

[0004] 为达到上述目的,本发明的开放式重型液压马达,包括支架、固定于支架上的旋阀,所述旋阀包括阀体、阀盖、阀芯、设于阀芯上的密封圈,其特征在于还包括通过两端的轴承装于支架中心的曲轴,曲轴的一端通过传递扭矩的结构与阀芯的外端部相连,围绕曲轴的偏心段设有N个均布的双作用油缸, $N \geq 4$,每个双作用油缸的底部均与支架铰接,每个双作用油缸的活塞杆均通过可转动的连接结构与曲轴的偏心段相连;在阀体上设有与其内腔相通的进、出油口和与双作用油缸数量成对应关系的数个工作油口,进、出油口沿阀体轴向设置,所有工作油口在阀体的圆周上均布,在阀芯圆周上设有与进、出油口对应的两环槽以及与工作油口对应的两扇形油槽,两扇形油槽相对设置且相互隔离,两扇形油槽对应的中心角大于90度而小于180度,两扇形油槽和各自对应的一环槽分别通过阀芯内的连接油路相连,阀体上的工作油口与双作用油缸的有杆腔油口和无杆腔油口按对应关系相连,即每个双作用油缸的有杆腔油口和无杆腔油口分别与阀体上两侧相对的两工作油口中各自的一个连接;每个双作用油缸活塞杆的行程大于曲轴偏心距的两倍。

[0005] 当双作用油缸的数量N为偶数时,双作用油缸数量与工作油口数量的对应关系为1:1,所有工作油口均安装有三通接头,工作油口与双作用油缸相连的对应关系为:阀体上相对两侧并位于同一直线上的两工作油口分别与曲轴偏心段相对两侧各自的两双作用油缸相对应,每个工作油口的三通接头的两出口分别与一双作用油缸的有杆腔油口和相对一侧另一双作用油缸的无杆腔油口通过管路相连,每个三通接头对应不同的有杆腔油口和无杆腔油口;

[0006] 当双作用油缸的数量N为奇数时,双作用油缸数量与工作油口数量的对应关系为

1:2,工作油口与双作用油缸相连的对应关系为:阀体上相间隔的N个工作油口分别依次与各自的一双作用油缸的无杆腔油口通过管路相连,与上述N个工作油口位于同一直线上的另N个工作油口分别依次与各自的一双作用油缸的有杆腔油口通过管路相连,每个双作用油缸对应不同的两工作油口;

[0007] 上述可转动的连接结构可以为滑动装于曲轴偏心段上的两套板以及与各自活塞杆固联的扣件,每个扣件的前端设有与曲轴偏心段相配合的弧面,所有扣件与两套板通过连接螺栓相连,扣件与两套板还设有互相扣合的凹槽和凸块;作为该结构的改进,在曲轴偏心段上设有两台肩,两套板分别位于两台肩的两侧;可对两套板进行轴向定位;

[0008] 上述可转动的连接结构也可以为与各自活塞杆固联的组合式圆筒形滑套,所有滑套沿曲轴偏心段轴向排列;

[0009] 通过上述可转动的连接结构,在活塞杆伸出时可推动曲轴偏心段和曲轴转动,在活塞杆回收时可拉动曲轴偏心段和曲轴转动;

[0010] 本发明的每个双作用油缸的活塞杆伸出或回收时,可通过可转动的连接结构带动曲轴旋转,每根活塞杆伸出时可前推曲轴旋转180度,每根活塞杆回收时可后拉曲轴旋转180度;

[0011] 使用前,将曲轴偏心段和阀芯预设于初始旋转位置,对旋阀的进油口通入液压油,液压油通过对应的环槽、连接油路进入对应的扇形油槽,该扇形油槽与一个以上相邻的工作油口相通,液压油通过该一个以上的工作油口进入对应的双作用油缸的有杆腔或无杆腔,再由各自的活塞杆、可转动的连接结构带动曲轴偏心段和曲轴转动;

[0012] 由于每个双作用油缸活塞杆的行程大于曲轴偏心距的两倍,可实现曲轴偏心段360度旋转;同时,曲轴还带动阀芯同步转动,使得阀芯的两扇形油槽交替与所有工作油口连通,双作用油缸的有杆腔和无杆腔交替进油,实现活塞双向做功,增加使用效率,如此循环,由阀芯控制的进、回油作用于各双作用油缸,其中一扇形油槽及与其对应的连接油路和环槽作为进油油路,另一扇形油槽及与其对应的连接油路和环槽作为回油油路,使得多个双作用油缸按照预设的秩序进油或回油,实现对应的活塞杆始终同向地推动曲轴偏心段和曲轴连续转动,不致于发生紊乱;且曲轴输出的扭矩和转速为多个双作用油缸按正弦波叠加,更为均匀;如要反向转动曲轴,只需交换设置进、出口即可;如需加大曲轴的输出扭矩和转速,只需加大双作用油缸的活塞腔截面积和进油速度,易于实现,且极易实现自动化控制,适用范围广;本液压马达为开放式结构,可现场组装,便于安装和维护;

[0013] 两扇形油槽对应的中心角根据油缸数量的不同可做调整,在阀芯转动的过程中,扇形油槽可连通两个以上相邻的工作油口,使得至少两个双作用油缸保持动作,其活塞杆相对于曲轴偏心段不可能同时处于死点位置,可保证转轴的连续转动;

[0014] 作为本发明的进一步改进,在阀芯相对两侧的圆周上还分别设有至少一道扇形平衡油槽,扇形平衡油槽与各自一侧的扇形油槽在圆周上的位置对应,两侧的扇形平衡油槽相互隔离并通过各自的平衡油路与相对一侧的扇形油槽的连接油路相连;当一扇形油槽通入高压油时,通过平衡油路可使得相对一侧的扇形平衡油槽同时进油,使得阀芯两侧高压油所产生的径向力互相平衡,避免承受单向的径向力,即使在通入高压油时也能保证阀芯自如的转动,确保机构的正常运转;

[0015] 作为本发明的进一步改进,在旋阀内的阀芯前端外还设有集油腔,在旋阀内的阀

芯后端还设有中间油腔,集油腔与中间油腔通过阀芯内的过油路相连,所述两连接油路均还与中间油腔相通,并在两连接油路与中间油腔相邻的一端内均设有单向阀;通过集油腔、过油路将泄漏的油液收集到中间油腔内,当中间油腔内油压达到一定程度时,可推开压力较低的、作为回油油路的连接油路一端的单向阀,从出油口排出,可避免泄漏油在旋阀内形成高压,保证阀芯自如的转动;

[0016] 作为本发明的进一步改进,在两扇形油槽的两端均设有流通截面逐渐减小的节流槽;当阀芯旋转、两扇形油槽在各工作油口之间切换时,节流槽可使流量变化均匀,避免产生困油与失压;

[0017] 综上所述,相比于闭合式的液压马达,本发明通过多个油缸和旋阀来实现曲轴的旋转,能够使油缸活塞双向做功,增加使用效率;能轻易实现超大扭矩,且输出的扭矩和转速更为均匀,并便于安装和维护,其使用成本较低,使用范围更广。

附图说明

[0018] 图 1 为本发明实施例一的主视图。

[0019] 图 2 为图 1 的 H-H 剖视图。

[0020] 图 3 为图 1 的 F-F 放大剖视图。

[0021] 图 4 为图 1 中旋阀倒置的主视图。

[0022] 图 5 为图 4 的 A-A 剖视图。

[0023] 图 6 为图 5 的 B-B 剖视图。

[0024] 图 7 为阀芯的主视图。

[0025] 图 8 为图 7 的俯视图。

[0026] 图 9 为图 8 的 D-D 剖视图。

[0027] 图 10 为图 8 的 E-E 剖视图。

[0028] 图 11 为图 7 的 G-G 剖视图。

[0029] 图 12 为图 7 的 C-C 剖视图。

[0030] 图 13 为本发明实施例二的俯视图。

[0031] 图 14 为本发明实施例三的俯视图。

[0032] 图 15 为实施例三中旋阀的剖视图。

具体实施方式

[0033] 下面结合附图对本发明作进一步详细的说明。

[0034] 实施例一

[0035] 如图 1 至图 12 所示,该开放式重型液压马达,包括固定的支架 10、通过螺栓固定于支架 10 上的旋阀 3、通过两端的轴承 9 装于支架中心的曲轴 5,围绕曲轴 5 的偏心段 5a 设有均布的六个双作用油缸 1、2、7、8、47、48,每个双作用油缸的底部均与支架 10 通过销轴铰接,每个双作用油缸的活塞杆均固联有扣件 4,每个扣件 4 的前端设有与曲轴偏心段 5a 相配合的弧面,在曲轴偏心段 5a 上设有两台肩,两套板 38、39 分别滑动装于两台肩的两侧,所有扣件 4 与两套板 38、39 通过连接螺栓 40 相连,扣件 4 与两套板 38、39 还设有互相扣合的凹槽和凸块;所述旋阀 3 包括阀体 12、阀盖 13、阀芯 14、设于阀芯 14 上的密封圈(未示出),

曲轴 5 的一端通过平键与阀芯 14 的外端部相连,在阀体 12 上设有与其内腔相通的进油口 16、出油口 17 和与双作用油缸数量相同的六个工作油口 20、21、22、23、24 和 25,进油口 16 和出油口 17 沿阀体轴向设置,所有工作油口在阀体 12 的圆周上均布并安装三通接头 6,所有工作油口相互间隔 60 度,在阀芯 14 圆周上设有与进油口 16 对应的环槽 18、与出油口 17 对应的环槽 19 以及与六个工作油口对应的两扇形油槽 44、45,两扇形油槽 44、45 相对设置且相互隔离,两扇形油槽 44、45 对应的中心角为 128 度,在两扇形油槽 44、45 的两端均设有流通截面逐渐减小的节流槽 28,扇形油槽 44 和对应的环槽 18 通过阀芯 14 内的连接油路 26 相连,扇形油槽 45 和对应的环槽 19 通过阀芯 14 内的连接油路 27 相连,在阀芯 14 相对两侧的圆周上还分别设有两道扇形平衡油槽 30、31,两道扇形平衡油槽 30、31 与各自一侧的扇形油槽 44 或 45 在圆周上的位置对应并位于扇形油槽 44 或 45 的轴向两端,两侧的扇形平衡油槽 30、31 相互隔离,扇形平衡油槽 30 通过平衡油路 32 与相对一侧的扇形油槽 45 的连接油路 27 相连,扇形平衡油槽 31 通过平衡油路 33 与相对一侧的扇形油槽 44 的连接油路 26 相连,在旋阀 3 内的阀芯 14 前端外还设有集油腔 29,在旋阀 3 内的阀芯 14 后端还设有中间油腔 34,集油腔 29 与中间油腔 34 通过阀芯内的过油路 35 相连,所述两连接油路 26、27 均还与中间油腔 34 相通,并在两连接油路 26、27 与中间油腔 34 相邻的一端内均设有单向阀 36 或 37;阀体 12 相对两侧并位于同一直线上的两工作油口 20 和 23、21 和 24、22 和 25,曲轴偏心段 5a 相对两侧并位于同一直线上的两双作用油缸 1 和 2、7 和 8、47 和 48,其中两工作油口 20 和 23 与两双作用油缸 1 和 2 相对应,两工作油口 21 和 24 与两双作用油缸 7 和 8 相对应,两工作油口 22 和 25 与两双作用油缸 47 和 48 相对应,工作油口 20 的三通接头 6 的两出口分别与双作用油缸 1 的有杆腔油口 1a 和双作用油缸 2 的无杆腔油口 2b 通过管路相连,工作油口 23 的三通接头 6 的两出口分别与双作用油缸 1 的无杆腔油口 1b 和双作用油缸 2 的有杆腔油口 2a 通过管路相连;工作油口 21 的三通接头 6 的两出口分别与双作用油缸 7 的有杆腔油口 7a 和双作用油缸 8 的无杆腔油口 8b 通过管路相连,工作油口 24 的三通接头 6 的两出口分别与双作用油缸 7 的无杆腔油口 7b 和双作用油缸 8 的有杆腔油口 8a 通过管路相连;工作油口 22 的三通接头 6 的两出口分别与双作用油缸 47 的有杆腔油口 47a 和双作用油缸 48 的无杆腔油口 48b 通过管路相连,工作油口 25 的三通接头 6 的两出口分别与双作用油缸 47 的无杆腔油口 47b 和双作用油缸 48 的有杆腔油口 48a 通过管路相连;每个双作用油缸活塞杆的行程大于曲轴偏心距(即曲轴偏心段轴线到曲轴两端轴线的距离)的两倍。

[0036] 每个双作用油缸的活塞杆伸出或回收时,可通过扣件 4 与两套板 38、39 带动曲轴偏心段 5a 和曲轴 5 转动,由于每个双作用油缸活塞杆的行程大于曲轴偏心距的两倍,可实现曲轴偏心段 5a 和曲轴 5 的 360 度旋转,其中 180 度由扣件 4 前推完成,另 180 度由扣件 4 带动两套板 38、39 后拉完成,输出扭矩;

[0037] 在本实施例中,工作前,如图 1、图 2 和图 3 所示,使用前,将曲轴偏心段 5a 预设于水平位置,将阀芯 14 的长轴线预设与水平线呈 30 度夹角;工作时,对旋阀 3 的进油口 16 通入液压油,液压油通过环槽 18、连接油路 26 进入对应的扇形油槽 44,此时扇形油槽 44 与两个工作油口 23、24 连通,两个工作油口 22、25 被阀芯 14 封闭,液压油再通过两个工作油口 23、24 和三通接头 6 进入两个双作用油缸 2 和 8 的无杆腔和相对一侧两双作用油缸 1 和 7 的有杆腔,两个双作用油缸 2 和 8 各自的活塞杆和扣件 4 顺时针方向推动曲轴偏心段 5a 和

曲轴 5 转动,两个双作用油缸 1 和 7 的活塞杆和扣件 4 通过两套板 38、39 同向地拉动曲轴偏心段 5a 和曲轴 5 转动,同时曲轴 5 带动阀芯 14 做同步的自转;当曲轴 5 顺时针转过 26 度后,工作油口 22 开始与扇形油槽 44 连通,两个工作油口 23、24 仍与扇形油槽 44 连通,此时由六个双作用油缸双向工作带动曲轴偏心段 5a 和曲轴 5 转动,其中三个双作用油缸 2、8 和 47 顺时针方向推动曲轴偏心段 5a 和曲轴 5 转动,三个双作用油缸 1、7 和 48 同向地拉动曲轴偏心段 5a 和曲轴 5 转动;当曲轴 5 顺时针再转过 8 度后,工作油口 24 开始被阀芯 14 关闭,两个工作油口 22、23 仍与扇形油槽 44 连通,此时曲轴偏心段 5a 和曲轴 5 由四个双作用油缸 1、2、47 和 48 双向工作带动转动;如此进行下去,曲轴偏心段 5a 和曲轴 5 交替由四个或六个双作用油缸双向工作带动连续转动,输出扭矩,能够使油缸活塞双向做功,增加使用效率;两扇形油槽 44、45 所对应的中心角越接近 180 度,六个双作用油缸双向工作所占的比例越大,四个双作用油缸双向工作所占的比例越小;

[0038] 如需加大曲轴 5 的转速和扭矩,只需加大各双作用油缸的活塞腔截面积和进油速度,此易于实现超大扭矩,且输出的扭矩和转速为四个或六个双作用油缸按正弦波叠加的总和,扭矩和转速更为均匀,使用范围更广;当阀芯 14 开始旋转超过 180 度,各双作用油缸中的失压油通过扇形油槽 45、连接油路 27、出油口 17 流回油箱;

[0039] 在上述过程中,当扇形油槽 44 通入高压油时,通过平衡油路 31 可使得相对一侧的扇形平衡油槽 31 同时进油,使得阀芯 14 两侧高压油所产生的径向力互相平衡,避免承受单向的径向力,即使在通入高压油时也能保证阀芯 14 自如的转动,确保机构的正常运转;旋阀 3 内少量泄漏的油液通过集油腔 29、过油路 35 被收集到中间油腔 34 内,当中间油腔 34 内油压达到一定程度时,可推开压力较低的、作为回油油路的连接油路 27 一端的单向阀 37,从出油口 17 排出,可避免泄漏油在旋阀 3 内形成高压,也是保证阀芯 14 自如的转动;当阀芯 14 旋转、两扇形油槽 44、45 在各工作油口之间切换时,节流槽 28 可使流量变化均匀,避免产生困油与失压;如要反向转动曲轴 5,只需交换设置进、出油口即可;

[0040] 本发明由阀芯 14 控制的进、回油作用于各双作用油缸,相对两侧的两双作用油缸一推一拉带动曲轴 5 转动,相邻的两个或三个双作用油缸同向地作用于曲轴 5,曲轴 5 再带动阀芯 14 同步转动,加上六个工作油口和六个双作用油缸都为均布设置,使得各双作用油缸按照预设的秩序进油或回油,不致于发生紊乱。

[0041] 实施例二

[0042] 如图 13 所示,本实施例与实施例一区别仅在于各双作用油缸 1、2、7、8、47 和 48 各自活塞杆通过与各自的组合式圆筒形滑套 49 固联、所有滑套 49 沿轴向套装于曲轴偏心段 5a 的方式实现可转动的连接,各双作用油缸同时也沿轴向排列,该方式连接的强度较好,但其轴向尺寸较实施例一更大,各有优点。

[0043] 实施例三

[0044] 如图 14 和 15 所示,本实施例与实施例一区别仅在于:围绕曲轴 5 的偏心段 5a 设有均布的五个双作用油缸 51、52、53、54、55,每个双作用油缸的底部均与支架通过销轴铰接,每个双作用油缸的活塞杆均固联有扣件 4,每个扣件 4 的前端设有与曲轴偏心段 5a 相配合的弧面;在旋阀的阀体 12 上均布有十个工作油口 60 至 69,相间隔的五个工作油口 60、62、64、66、68 分别依次与各自的双作用油缸 51、52、53、54、55 的无杆腔油口 51a、52a、53a、54a、55a 通过管路相连,与工作油口 60 位于同一直线上的工作油口 65 与双作用油缸 51 的有杆

腔油口 51b 通过管路相连,与工作油口 62 位于同一直线上的工作油口 67 与双作用油缸 52 的有杆腔油口 52b 通过管路相连,与工作油口 64 位于同一直线上的工作油口 69 与双作用油缸 53 的有杆腔油口 53b 通过管路相连,与工作油口 66 位于同一直线上的工作油口 61 与双作用油缸 54 的有杆腔油口 54b 通过管路相连,与工作油口 68 位于同一直线上的工作油口 63 与双作用油缸 55 的有杆腔油口 55b 通过管路相连,每个双作用油缸对应不同的两工作油口;

[0045] 本实施例由于双作用油缸为奇数,工作油口无法共用,每个双作用油缸的两油口须与不同的工作油口相连;工作时,将曲轴偏心段 5a 和阀芯 14 置于相匹配的初始旋转位置;对旋阀的进油口 16 通入液压油,液压油通过环槽 18、连接油路 26 进入对应的扇形油槽 44,此时扇形油槽 44 与四个工作油口 60、61、62、63 连通,两工作油口 64、69 被阀芯 14 封闭,四个工作油口 65、66、67、68 处于空置状态,液压油进入两双作用油缸 51、52 的无杆腔油口 51a、52a 和两双作用油缸 54、55 的有杆腔油口 53b、54b,两个双作用油缸 51、52 各自的活塞杆和扣件 4 顺时针方向推动曲轴偏心段 5a 和曲轴 5 转动,两个双作用油缸 54、55 的活塞杆和扣件 4 通过两套板同向地拉动曲轴偏心段 5a 和曲轴 5 转动,同时曲轴 5 带动阀芯 14 做同步的自转;当曲轴 5 顺时针转过一定角度后,工作油口 60 被阀芯 14 关闭,工作油口 64 开始与扇形油槽 44 连通,双作用油缸 53 的无杆腔油开始进油,三个工作油口 61、62、63 仍与扇形油槽 44 连通,此时仍由四个双作用油缸双向工作带动曲轴偏心段 5a 和曲轴 5 转动,其中两个双作用油缸 52、53 顺时针方向推动曲轴偏心段 5a 和曲轴 5 转动,两个双作用油缸 54、55 继续同向地拉动曲轴偏心段 5a 和曲轴 5 转动;如此进行下去,曲轴偏心段 5a 和曲轴 5 交替四个双作用油缸双向工作带动连续转动,输出扭矩,当一侧相邻两双作用油缸推动曲轴偏心段 5a 转动时,另一侧的两双作用油缸拉动曲轴偏心段 5a 转动,油缸活塞还能够实现双向做功,增加使用效率,达到与实施例一相同的技术效果。

[0046] 本发明不限于上述实施方式,如阀芯与曲轴还可通过花键连接,也可达到传递扭矩的效果,双作用油缸和工作油口的数量也可为八个,只要采用权利要求 1 所述的技术方案均属于本发明的保护范围;相比于闭合式的液压马达,本发明通过多个油缸和旋阀来实现曲轴的旋转,能轻易实现超大扭矩,且输出的扭矩和转速更为均匀,并便于安装和维护,其使用成本较低,使用范围更广。

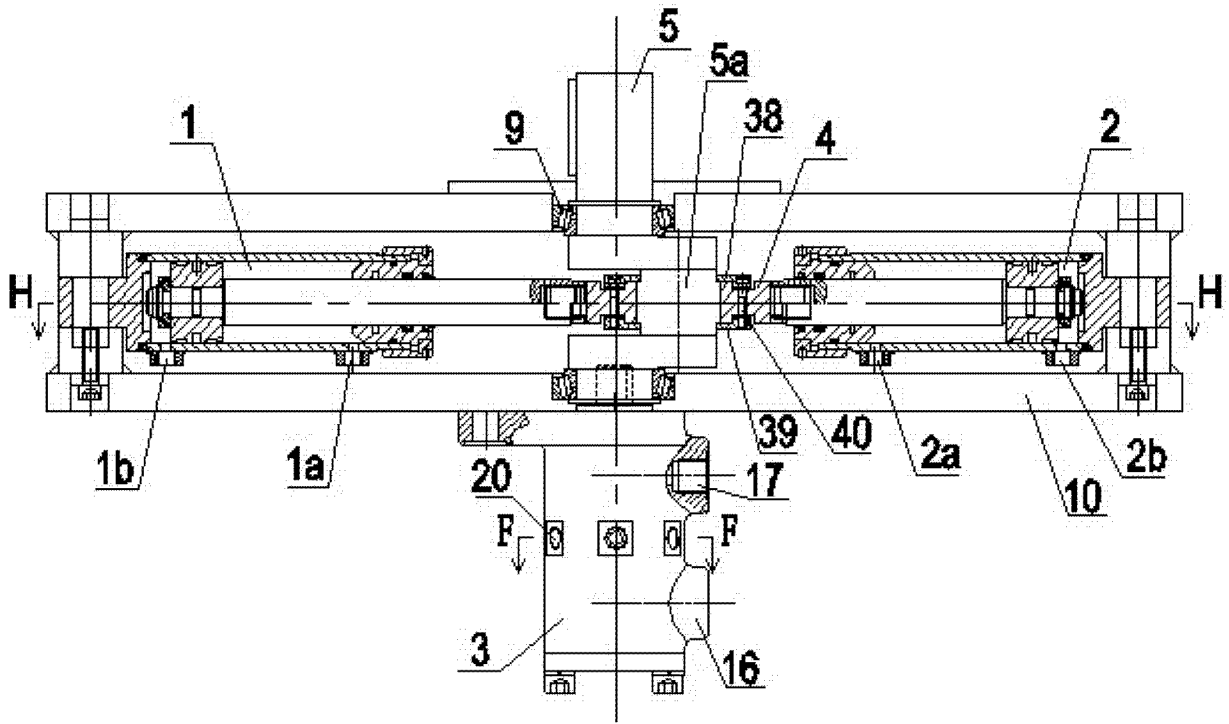


图 1

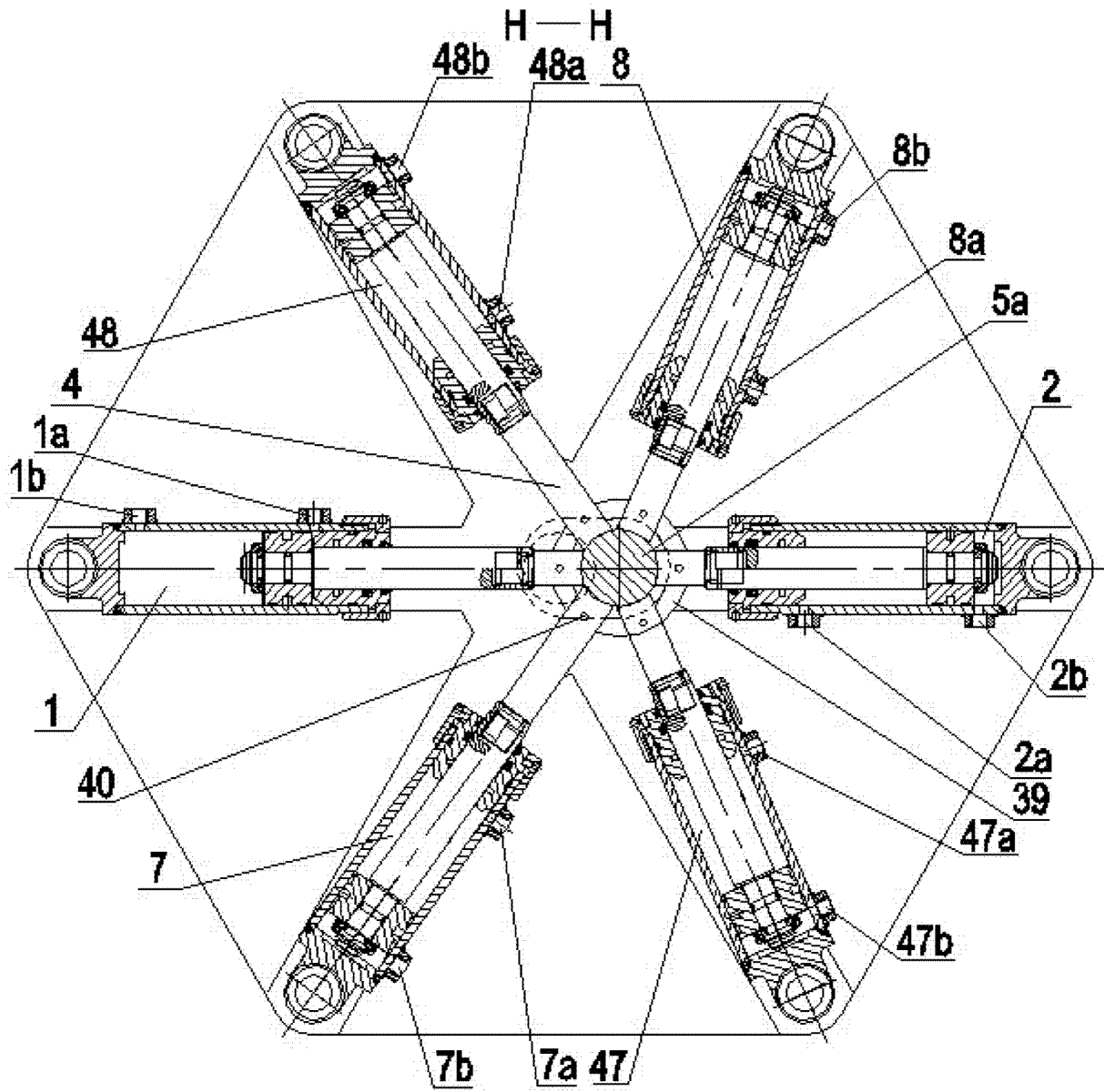


图 2

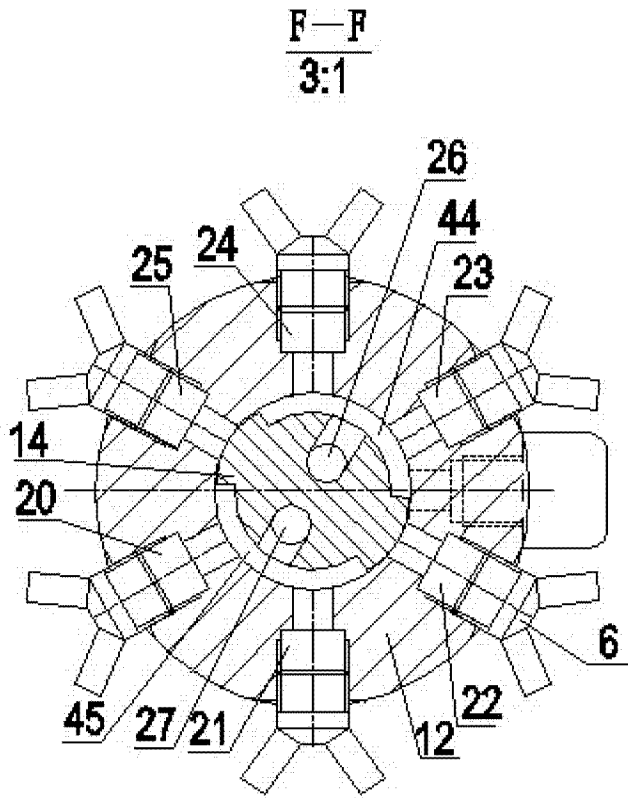


图 3

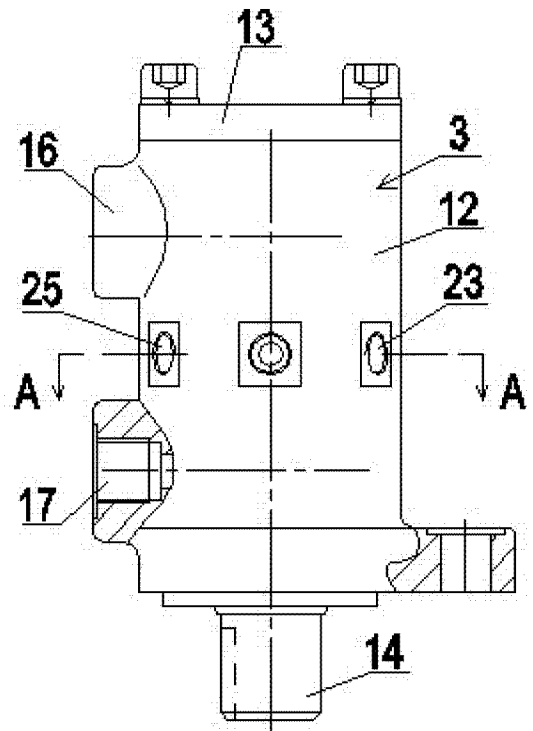


图 4

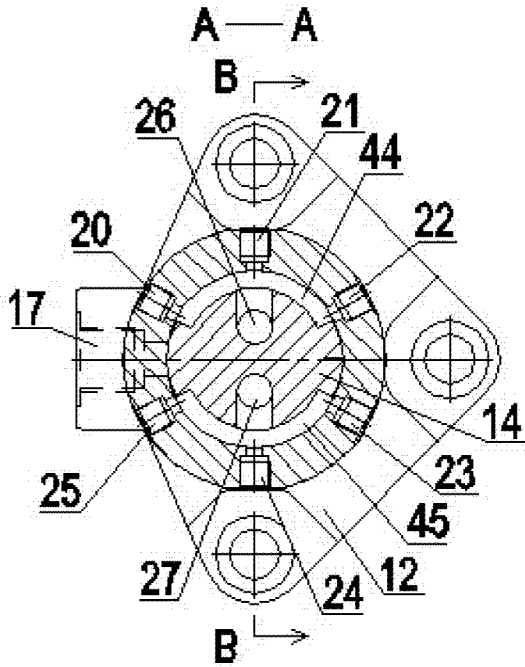


图 5

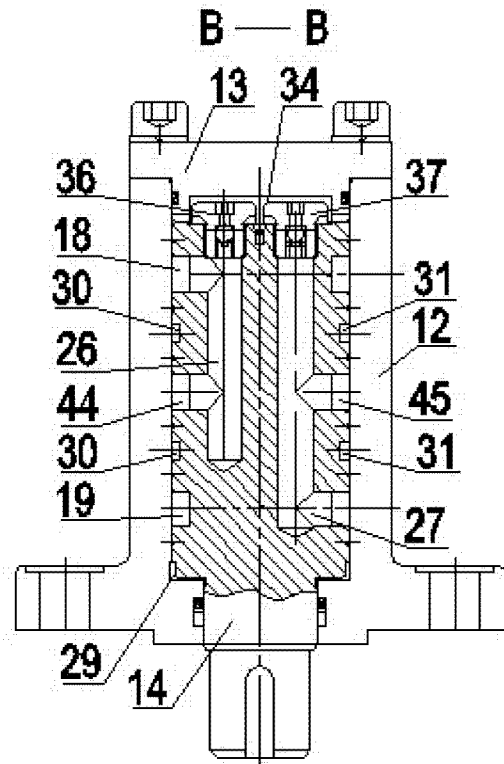


图 6

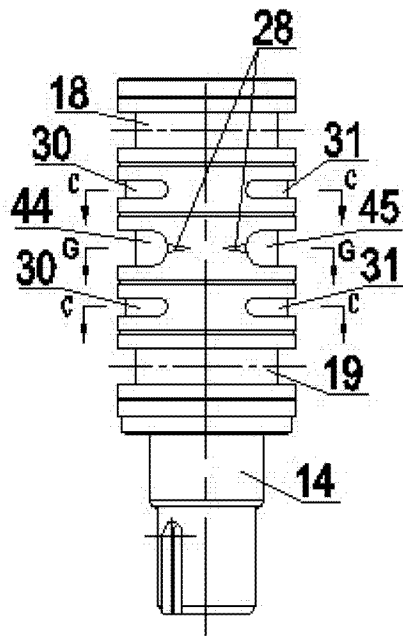


图 7

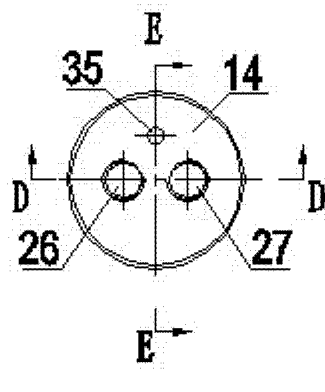


图 8

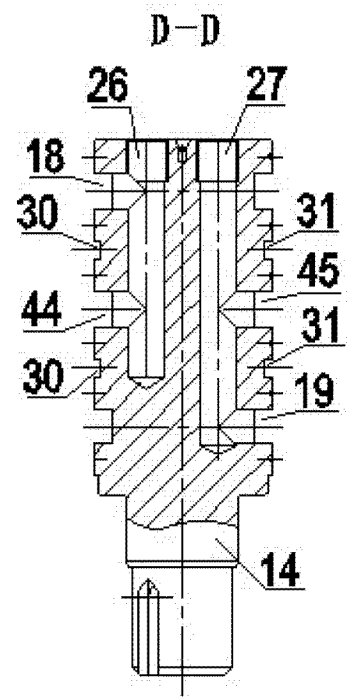


图 9

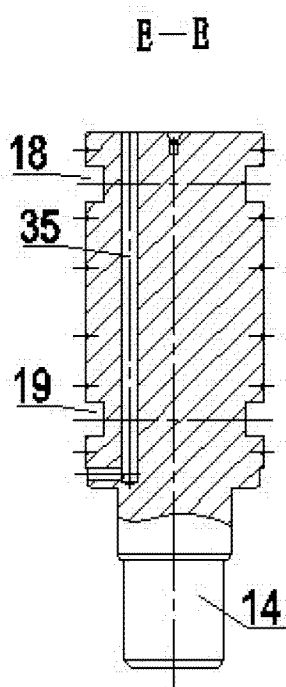


图 10

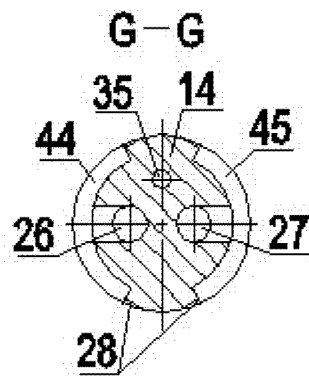


图 11

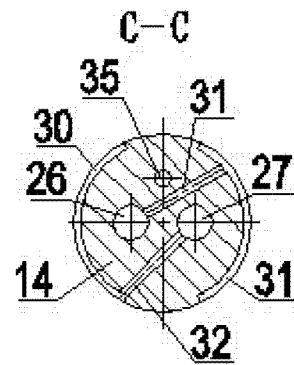


图 12

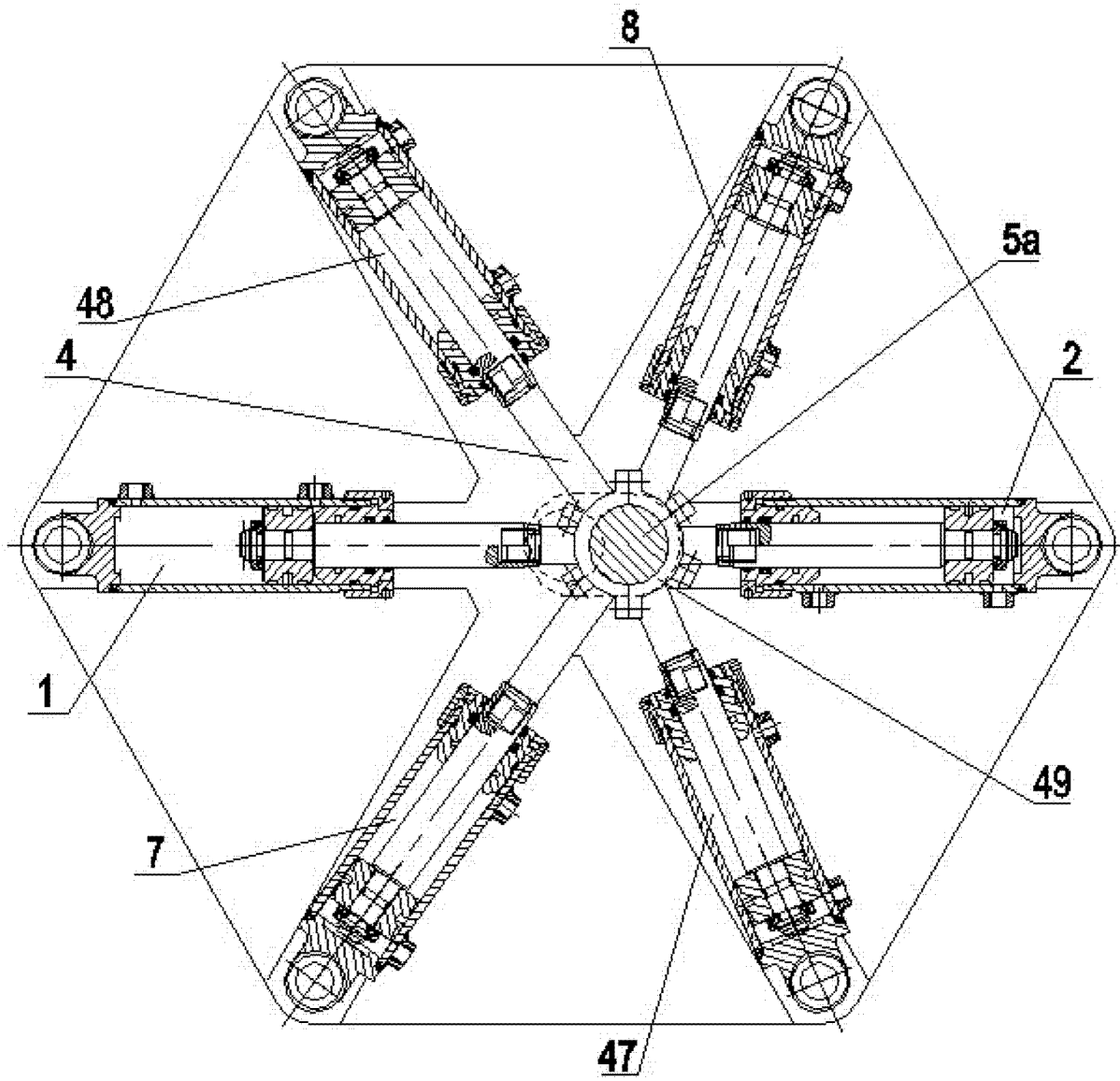


图 13

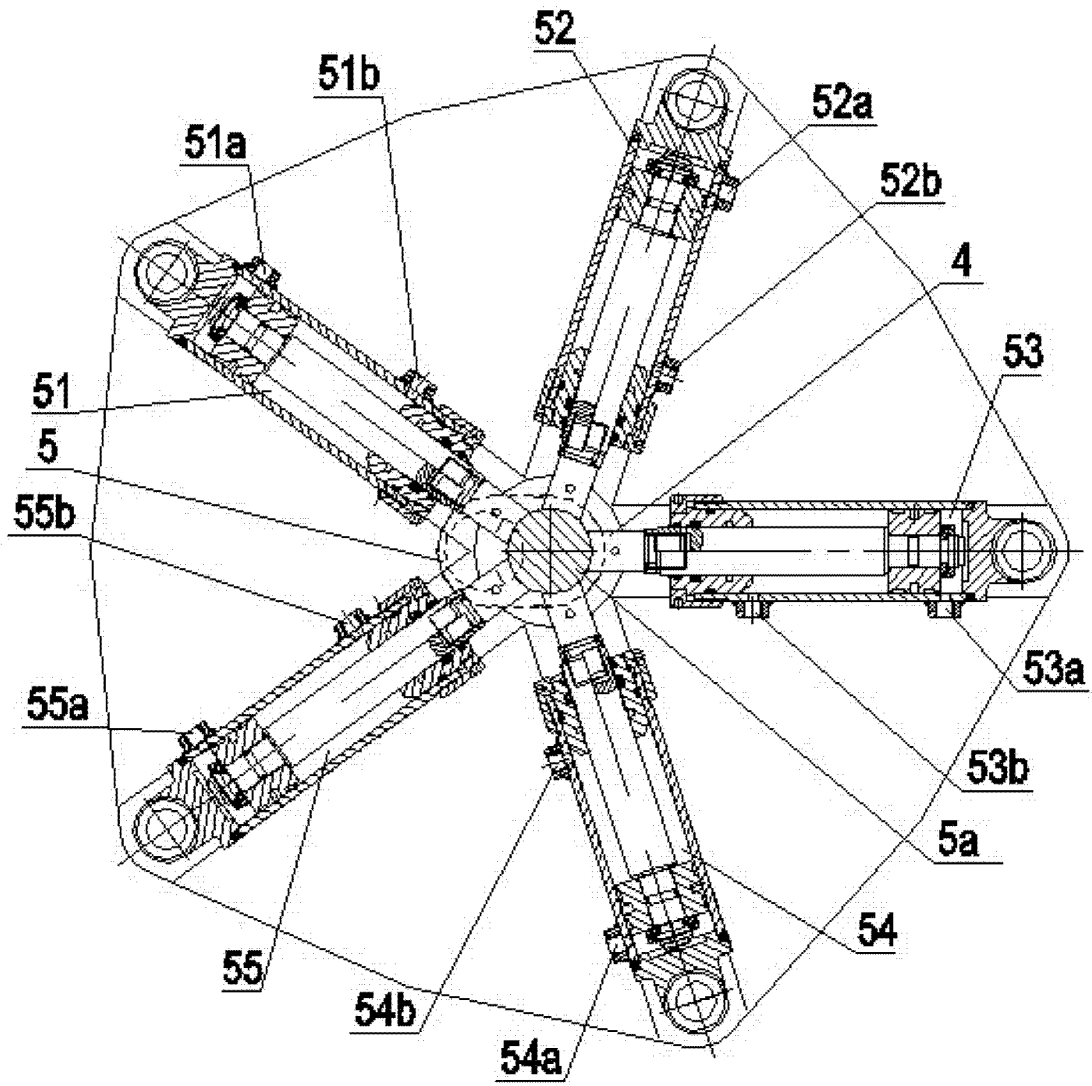


图 14

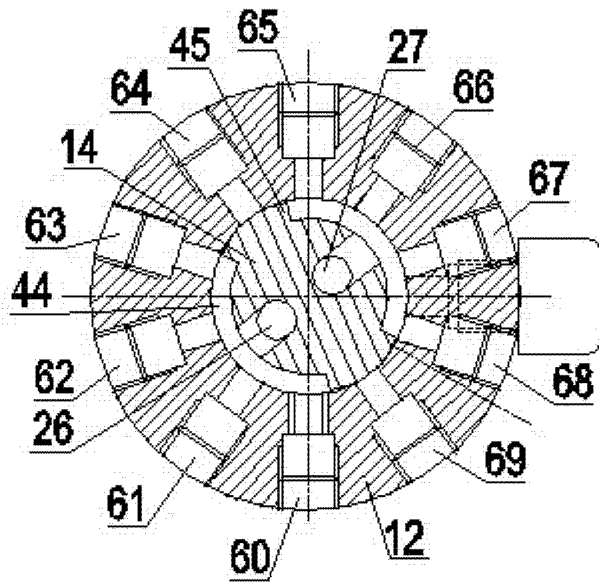


图 15