



(12) 实用新型专利

(10) 授权公告号 CN 221568828 U

(45) 授权公告日 2024. 08. 20

(21) 申请号 202323498471.3

(22) 申请日 2023.12.20

(73) 专利权人 珠海格力电器股份有限公司

地址 519031 广东省珠海市横琴新区汇通三路108号办公608

(72) 发明人 胡余生 魏会军 杜忠诚 任丽萍
于瑞波 莫宗林

(74) 专利代理机构 北京康信知识产权代理有限
责任公司 11240

专利代理师 陈蕊

(51) Int. Cl.

F04C 18/22 (2006.01)

F04C 29/00 (2006.01)

F04C 29/06 (2006.01)

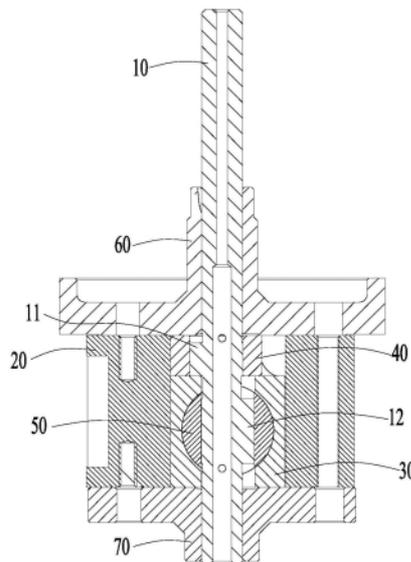
权利要求书2页 说明书7页 附图13页

(54) 实用新型名称

流体机械和换热设备

(57) 摘要

本实用新型提供了一种流体机械和换热设备,流体机械包括曲轴、缸套、交叉槽结构、第一滑块和第二滑块,曲轴具有第一偏心部和第二偏心部;曲轴与缸套偏心设置且偏心距固定;交叉槽结构可转动地设置在缸套内,交叉槽结构的第一限位通道和第二限位通道沿曲轴的轴向顺次设置;第一偏心部伸入第一滑块的第一通孔内,第一滑块滑动设置在第一限位通道内并形成第一变容积腔;第二偏心部伸入第二滑块的第二通孔内,第二滑块滑动设置在第二限位通道内并形成第二变容积腔;其中,第一滑块在缸套的轴向上的高度小于第二滑块在缸套的轴向上的高度。本实用新型解决了现有技术中的压缩机的能效较低、噪音较大的问题。



1. 一种流体机械,其特征在于,包括:

曲轴(10),所述曲轴(10)沿其轴向设置有第一偏心部(11)和第二偏心部(12);

缸套(20),所述曲轴(10)与所述缸套(20)偏心设置且偏心距固定;

交叉槽结构(30),所述交叉槽结构(30)可转动地设置在所述缸套(20)内,所述交叉槽结构(30)具有第一限位通道(31)和第二限位通道(32),所述第一限位通道(31)和所述第二限位通道(32)沿所述曲轴(10)的轴向顺次设置,且所述第一限位通道(31)位于所述第二限位通道(32)的上方,所述第一限位通道(31)和所述第二限位通道(32)的延伸方向垂直于所述曲轴(10)的轴向;

第一滑块(40),所述第一滑块(40)具有第一通孔(41),所述第一偏心部(11)伸入所述第一通孔(41)内,所述第一滑块(40)滑动设置在所述第一限位通道(31)内并形成第一变容积腔(311),所述第一变容积腔(311)位于所述第一滑块(40)的滑动方向上,所述曲轴(10)转动以带动所述第一滑块(40)在所述第一限位通道(31)内往复滑动的同时与所述交叉槽结构(30)相互作用,以使所述交叉槽结构(30)、所述第一滑块(40)在所述缸套(20)内转动;

第二滑块(50),所述第二滑块(50)具有第二通孔(51),所述第二偏心部(12)伸入所述第二通孔(51)内,所述第二滑块(50)滑动设置在所述第二限位通道(32)内并形成第二变容积腔(321),所述第二变容积腔(321)位于所述第二滑块(50)的滑动方向上,所述曲轴(10)转动以带动所述第二滑块(50)在所述第二限位通道(32)内往复滑动的同时与所述交叉槽结构(30)相互作用,以使所述交叉槽结构(30)、所述第二滑块(50)在所述缸套(20)内转动;

其中,所述第一限位通道(31)沿所述交叉槽结构(30)的轴向直接贯通至所述交叉槽结构(30)的端面,以使所述交叉槽结构(30)的一端呈敞口状。

2. 根据权利要求1所述的流体机械,其特征在于,所述第一偏心部(11)朝向所述交叉槽结构(30)一侧的端面作为止推面,以使所述第一偏心部(11)与所述交叉槽结构(30)止推接触。

3. 根据权利要求1所述的流体机械,其特征在于,所述第一偏心部(11)在所述曲轴(10)的轴向上的高度小于所述第二偏心部(12)在所述曲轴(10)的轴向上的高度。

4. 根据权利要求1所述的流体机械,其特征在于,所述第一滑块(40)在所述缸套(20)的轴向上的高度小于所述第二滑块(50)在所述缸套(20)的轴向上的高度。

5. 根据权利要求1所述的流体机械,其特征在于,所述交叉槽结构(30)没有呈敞口状的一端的端面预留有供所述曲轴(10)伸出的开孔(33),所述开孔(33)与所述交叉槽结构(30)同心设置,所述开孔(33)与所述第二限位通道(32)连通。

6. 根据权利要求1所述的流体机械,其特征在于,所述交叉槽结构(30)具有中心孔(34),所述中心孔(34)用于连通所述第一限位通道(31)和所述第二限位通道(32),所述第一偏心部(11)的直径 D_1 、所述第二偏心部(12)的直径 D_2 、所述中心孔(34)的直径 D_3 之间满足: $D_1 > D_3 > D_2$ 。

7. 根据权利要求1所述的流体机械,其特征在于,所述交叉槽结构(30)具有中心孔(34),所述中心孔(34)用于连通所述第一限位通道(31)和所述第二限位通道(32),位于所述第二偏心部(12)远离所述第一偏心部(11)一侧的所述曲轴(10)的轴体部分的直径 D_4 、所述中心孔(34)的直径 D_3 、所述第二偏心部(12)的直径 D_2 之间满足: $D_4 + 2 \times e + 2 \times L_1 = D_2$, $D_2 + 2L_5 = D_3$,其中, e 是所述第一偏心部(11)的偏心量, L_1 是位于所述第二偏心部(12)远离所述

第一偏心部(11)一侧的所述曲轴(10)的轴体部分的外表面与所述第二偏心部(12)的近端处的外表面之间的第一预留间隙, L_5 是所述第二偏心部(12)与所述中心孔(34)同心时,所述第二偏心部(12)与所述中心孔(34)的孔壁面之间的第五预留间隙。

8. 根据权利要求7所述的流体机械,其特征在于,所述第一预留间隙 L_1 的设计范围为 $0.05\text{mm} \sim 3\text{mm}$ 。

9. 根据权利要求7所述的流体机械,其特征在于,所述第五预留间隙 L_5 的设计范围为 $0.05\text{mm} \sim 5\text{mm}$ 。

10. 根据权利要求1所述的流体机械,其特征在于,所述第一滑块(40)在其滑动方向上的投影呈方形,所述第二滑块(50)在其滑动方向上的投影呈圆形。

11. 根据权利要求10所述的流体机械,其特征在于,所述第一滑块(40)的宽度 B_1 、所述第二滑块(50)的外圆直径 D_5 之间满足: $0.5 \leq B_1/D_5 \leq 1.5$ 。

12. 根据权利要求10所述的流体机械,其特征在于,所述第一滑块(40)在所述缸套(20)的轴向上的高度 H_1 、所述第二滑块(50)的外圆直径 D_5 之间满足: $0.5 \leq H_1/D_5 < 1$ 。

13. 根据权利要求10所述的流体机械,其特征在于,在与所述第一滑块(40)的滑动方向相垂直的方向上,所述第一滑块(40)的外表面与所述第一限位通道(31)的通道壁之间具有第二预留间隙 L_2 ,且所述第二预留间隙 L_2 的设计范围为 $0.008\text{mm} \sim 0.05\text{mm}$ 。

14. 根据权利要求10所述的流体机械,其特征在于,所述第二滑块(50)的外周面与所述第二限位通道(32)的通道壁之间具有第三预留间隙 L_3 ,且所述第三预留间隙 L_3 的设计范围为 $0.008\text{mm} \sim 0.05\text{mm}$ 。

15. 根据权利要求1至14中任一项所述的流体机械,其特征在于,所述第一偏心部(11)和所述第二偏心部(12)之间具有第一夹角 A 的相位差,所述第一偏心部(11)的偏心量与所述第二偏心部(12)的偏心量相等,所述第一限位通道(31)的延伸方向和所述第二限位通道(32)的延伸方向之间具有第二夹角 B 的相位差,其中,所述第一夹角 A 为所述第二夹角 B 的二倍。

16. 根据权利要求15所述的流体机械,其特征在于,所述第一偏心部(11)和所述第二偏心部(12)呈 180° 对置设置。

17. 一种换热设备,其特征在于,包括流体机械,所述流体机械为权利要求1至16中任一项所述的流体机械。

流体机械和换热设备

技术领域

[0001] 本实用新型涉及换热系统技术领域,具体而言,涉及一种流体机械和换热设备。

背景技术

[0002] 现有技术中的流体机械包括压缩机和膨胀机等。以压缩机为例。

[0003] 根据国家节能环保政策及消费者对空调舒适性要求,空调行业一直在追求高效和低噪。压缩机作为空调的心脏,对空调的能效和噪音水平有直接影响。滚动转子式压缩机作为主流的家用空调压缩机,经过近百年发展,已相对成熟,受结构原理限制,优化空间有限。若要取得重大突破,需从结构原理进行创新。

[0004] 因此,急需提出一种具备能效高、噪音小等特点的压缩机。

实用新型内容

[0005] 本实用新型的主要目的在于提供一种流体机械和换热设备,以解决现有技术中的压缩机的能效较低、噪音较大的问题。

[0006] 为了实现上述目的,根据本实用新型的一个方面,提供了一种流体机械,包括曲轴、缸套、交叉槽结构、第一滑块和第二滑块,其中,曲轴沿其轴向设置有第一偏心部和第二偏心部;曲轴与缸套偏心设置且偏心距固定;交叉槽结构可转动地设置在缸套内,交叉槽结构具有第一限位通道和第二限位通道,第一限位通道和第二限位通道沿曲轴的轴向顺次设置,且第一限位通道位于第二限位通道的上方,第一限位通道和第二限位通道的延伸方向垂直于曲轴的轴向;第一滑块具有第一通孔,第一偏心部伸入第一通孔内,第一滑块滑动设置在第一限位通道内并形成第一变容积腔,第一变容积腔位于第一滑块的滑动方向上,曲轴转动以带动第一滑块在第一限位通道内往复滑动的同时与交叉槽结构相互作用,以使交叉槽结构、第一滑块在缸套内转动;第二滑块具有第二通孔,第二偏心部伸入第二通孔内,第二滑块滑动设置在第二限位通道内并形成第二变容积腔,第二变容积腔位于第二滑块的滑动方向上,曲轴转动以带动第二滑块在第二限位通道内往复滑动的同时与交叉槽结构相互作用,以使交叉槽结构、第二滑块在缸套内转动;其中,第一限位通道沿交叉槽结构的轴向直接贯通至交叉槽结构的端面,以使交叉槽结构的一端呈敞口状。

[0007] 进一步地,第一偏心部朝向交叉槽结构一侧的端面作为止推面,以使第一偏心部与交叉槽结构止推接触。

[0008] 进一步地,第一滑块在缸套的轴向上的高度小于第二滑块在缸套的轴向上的高度。

[0009] 进一步地,第一滑块在缸套的轴向上的高度小于第二滑块在缸套的轴向上的高度。

[0010] 进一步地,交叉槽结构没有呈敞口状的一端的端面预留有供曲轴伸出的开孔,开孔与交叉槽结构同心设置,开孔与第二限位通道连通。

[0011] 进一步地,交叉槽结构具有中心孔,中心孔用于连通第一限位通道和第二限位通

道,第一偏心部的直径 $D1$ 、第二偏心部的直径 $D2$ 、中心孔的直径 $D3$ 之间满足: $D1 > D3 > D2$ 。

[0012] 进一步地,交叉槽结构具有中心孔,中心孔用于连通第一限位通道和第二限位通道,位于第二偏心部远离第一偏心部一侧的曲轴的轴体部分的直径 $D4$ 、中心孔的直径 $D3$ 、第二偏心部的直径 $D2$ 之间满足: $D4 + 2 \times e + 2 \times L1 = D2$, $D2 + 2L5 = D3$,其中, e 是第一偏心部的偏心量, $L1$ 是位于第二偏心部远离第一偏心部一侧的曲轴的轴体部分的外表面与第二偏心部的近端处的外表面之间的第一预留间隙, $L5$ 是第二偏心部与中心孔同心时,第二偏心部与中心孔的孔壁面之间的第五预留间隙。

[0013] 进一步地,第一预留间隙 $L1$ 的设计范围为 $0.05\text{mm} \sim 3\text{mm}$ 。

[0014] 进一步地,第五预留间隙 $L5$ 的设计范围为 $0.05\text{mm} \sim 5\text{mm}$ 。

[0015] 进一步地,第一滑块在其滑动方向上的投影呈方形,第二滑块在其滑动方向上的投影呈圆形。

[0016] 进一步地,第一滑块的宽度 $B1$ 、第二滑块的外圆直径 $D5$ 之间满足: $0.5 \leq B1/D5 \leq 1.5$ 。

[0017] 进一步地,第一滑块在缸套的轴向上的高度 $H1$ 、第二滑块的外圆直径 $D5$ 之间满足: $0.5 \leq H1/D5 < 1$ 。

[0018] 进一步地,在与第一滑块的滑动方向相垂直的方向上,第一滑块的外表面与第一限位通道的通道壁之间具有第二预留间隙 $L2$,且第二预留间隙 $L2$ 的设计范围为 $0.008\text{mm} \sim 0.05\text{mm}$ 。

[0019] 进一步地,第二滑块的外周面与第二限位通道的通道壁之间具有第三预留间隙 $L3$,且第三预留间隙 $L3$ 的设计范围为 $0.008\text{mm} \sim 0.05\text{mm}$ 。

[0020] 进一步地,第一偏心部和第二偏心部之间具有第一夹角 A 的相位差,第一偏心部的偏心量与第二偏心部的偏心量相等,第一限位通道的延伸方向和第二限位通道的延伸方向之间具有第二夹角 B 的相位差,其中,第一夹角 A 为第二夹角 B 的二倍。

[0021] 进一步地,第一偏心部和第二偏心部呈 180° 对置设置。

[0022] 根据本实用新型的另一方面,提供了一种换热设备,包括流体机械,流体机械为上述的流体机械。

[0023] 应用本实用新型的技术方案,提供了一种半封闭式的双缸四压缩结构,通过将交叉槽结构设置成具有第一限位通道和第二限位通道的结构形式,对应将第一滑块滑动设置在第一限位通道内并形成第一变容积腔,第一变容积腔位于第一滑块的滑动方向上,曲轴转动以带动第一滑块在第一限位通道内往复滑动的同时与交叉槽结构相互作用,以使交叉槽结构、第一滑块在缸套内转动,此外,将第二滑块滑动设置在第二限位通道内并形成第二变容积腔,第二变容积腔位于第二滑块的滑动方向上,曲轴转动以带动第二滑块在第二限位通道内往复滑动的同时与交叉槽结构相互作用,以使交叉槽结构、第二滑块在缸套内转动,这样,避开了流体机械的死点位置,提升了流体机械的运动可靠性,从而确保换热设备的工作可靠性。

[0024] 进一步地,由于本申请提供的流体机械能够稳定运行,即,确保了压缩机的能效较高、噪音振动较低、装配简单、零件的工艺性好等,从而确保换热设备的工作可靠性。

附图说明

[0025] 构成本申请的一部分的说明书附图用来提供对本实用新型的进一步理解,本实用新型的示意性实施例及其说明用于解释本实用新型,并不构成对本实用新型的不当限定。在附图中:

[0026] 图1示出了根据本实用新型的一种可选实施例的压缩机的泵体组件的结构示意图;

[0027] 图2示出了图1中的泵体组件的分解结构示意图;

[0028] 图3示出了图1中的泵体组件的曲轴、交叉槽结构、第一滑块处于装配状态时的结构示意图;

[0029] 图4示出了图3中的曲轴、交叉槽结构、第一滑块的另一个视角的结构示意图;

[0030] 图5示出了图1中的泵体组件的结构示意图;

[0031] 图6示出了图5中的C-C处的放大结构示意图;

[0032] 图7示出了图5中的D-D处的放大结构示意图;

[0033] 图8示出了图2中的泵体组件的曲轴的结构示意图;

[0034] 图9示出了图2中的泵体组件的交叉槽结构的结构示意图;

[0035] 图10示出了图4中的交叉槽结构、曲轴处于装配状态时的俯视视角的结构示意图;

[0036] 图11示出了图2中的泵体组件的第二滑块的结构示意图;

[0037] 图12示出了图2中的泵体组件的交叉槽结构的结构示意图

[0038] 图13示出了图2中的泵体组件的第一滑块的结构示意图;

[0039] 图14示出了图2中的泵体组件的交叉槽结构的另一个视角的结构示意图;

[0040] 图15示出了单缸双压缩结构的压缩机与半封闭交叉槽结构的压缩机在0-1.2kHz的噪声状态下的噪音对比曲线图;

[0041] 图16示出了单缸双压缩结构的压缩机与半封闭交叉槽结构的压缩机在0-12.8kHz的噪声状态下的噪音对比曲线图;

[0042] 图17示出了单缸双压缩结构的压缩机与半封闭交叉槽结构的压缩机在同等条件下的制冷量的对比曲线图;

[0043] 图18示出了单缸双压缩结构的压缩机与半封闭交叉槽结构的压缩机在同等条件下的功耗对比曲线图;

[0044] 图19示出了单缸双压缩结构的压缩机与半封闭交叉槽结构的压缩机在同等条件下的性能对比曲线图;

[0045] 图20示出了图1中的曲轴的轴体部分与第二偏心部的俯视视角的结构示意图。

[0046] 其中,上述附图包括以下附图标记:

[0047] 10、曲轴;11、第一偏心部;12、第二偏心部;

[0048] 20、缸套;

[0049] 30、交叉槽结构;31、第一限位通道;311、第一变容积腔;32、第二限位通道;321、第二变容积腔;33、开孔;34、中心孔;

[0050] 40、第一滑块;41、第一通孔;

[0051] 50、第二滑块;51、第二通孔;

[0052] 60、上法兰;70、下法兰。

具体实施方式

[0053] 下面将结合本实用新型实施例中的附图,对本实用新型实施例中的技术方案进行清楚、完整地描述,显然,所描述的实施例仅是本实用新型一部分实施例,而不是全部的实施例。以下对至少一个示例性实施例的描述实际上仅仅是说明性的,决不作为对本实用新型及其应用或使用的任何限制。基于本实用新型中的实施例,本领域普通技术人员在没有作出创造性劳动前提下所获得的所有其他实施例,都属于本实用新型保护的范围。

[0054] 为了解决现有技术中的压缩机的能效较低、噪音较大的问题,本实用新型提供了一种流体机械和换热设备,其中,换热设备包括流体机械,流体机械为上述和下述的流体机械。

[0055] 如图1至图19所示,流体机械包括曲轴10、缸套20、交叉槽结构30、第一滑块40和第二滑块50,其中,曲轴10沿其轴向设置有第一偏心部11和第二偏心部12;曲轴10与缸套20偏心设置且偏心距固定;交叉槽结构30可转动地设置在缸套20内,交叉槽结构30具有第一限位通道31和第二限位通道32,第一限位通道31和第二限位通道32沿曲轴10的轴向顺次设置,且第一限位通道31位于第二限位通道32的上方,第一限位通道31和第二限位通道32的延伸方向垂直于曲轴10的轴向;第一滑块40具有第一通孔41,第一偏心部11伸入第一通孔41内,第一滑块40滑动设置在第一限位通道31内并形成第一变容积腔311,第一变容积腔311位于第一滑块40的滑动方向上,曲轴10转动以带动第一滑块40在第一限位通道31内往复滑动的同时与交叉槽结构30相互作用,以使交叉槽结构30、第一滑块40在缸套20内转动;第二滑块50具有第二通孔51,第二偏心部12伸入第二通孔51内,第二滑块50滑动设置在第二限位通道32内并形成第二变容积腔321,第二变容积腔321位于第二滑块50的滑动方向上,曲轴10转动以带动第二滑块50在第二限位通道32内往复滑动的同时与交叉槽结构30相互作用,以使交叉槽结构30、第二滑块50在缸套20内转动;其中,第一限位通道31沿交叉槽结构30的轴向直接贯通至交叉槽结构30的端面,以使交叉槽结构30的一端呈敞口状。

[0056] 本申请提供了一种双缸四压缩结构,通过将交叉槽结构30设置成具有第一限位通道31和第二限位通道32的结构形式,对应将第一滑块40滑动设置在第一限位通道31内并形成第一变容积腔311,第一变容积腔311位于第一滑块40的滑动方向上,曲轴10转动以带动第一滑块40在第一限位通道31内往复滑动的同时与交叉槽结构30相互作用,以使交叉槽结构30、第一滑块40在缸套20内转动,此外,将第二滑块50滑动设置在第二限位通道32内并形成第二变容积腔321,第二变容积腔321位于第二滑块50的滑动方向上,曲轴10转动以带动第二滑块50在第二限位通道32内往复滑动的同时与交叉槽结构30相互作用,以使交叉槽结构30、第二滑块50在缸套20内转动,这样,避开了流体机械的死点位置,提升了流体机械的运动可靠性,从而确保换热设备的工作可靠性。

[0057] 进一步地,由于本申请提供的流体机械能够稳定运行,即,确保了压缩机的能效较高、噪音振动较低、装配简单、零件的工艺性好等,从而确保换热设备的工作可靠性。

[0058] 需要说明的是,本申请提出了一种全新的双缸四压缩半封闭十字槽的压缩机,基于具备两个限位通道的交叉槽结构和双滑块的机构原理的压缩机既能规避原理上的压缩机的死点问题,同时具备能效高、装配简单、零件工艺性好的特点,下面以压缩机为例,具体介绍基于具备第一限位通道31和第二限位通道32的交叉槽结构30、第一滑块40、第二滑块50的压缩机。

[0059] 如图1所示,流体机械还包括上法兰60和下法兰70,上法兰60和下法兰70分别设置在缸套20的轴向两端。

[0060] 需要说明的是,在本申请中,第一偏心部11朝向交叉槽结构30一侧的端面作为止推面,以使第一偏心部11与交叉槽结构30止推接触。这样,使得本申请中的止推面不与上法兰60承载,从而有利于减小上法兰60的端面的磨损,有利于提高压缩机的可靠性。

[0061] 需要说明的是,在本申请中,考虑到第一限位通道31沿交叉槽结构30的轴向直接贯通至交叉槽结构30的端面,从而使得交叉槽结构30的一端呈敞口状,故而第一限位通道31在交叉槽结构30的轴向上的高度小于第二限位通道32在交叉槽结构30的轴向上的高度,如图1、图2、图8所示,第一偏心部11在曲轴10的轴向上的高度小于第二偏心部12在曲轴10的轴向上的高度。第一滑块40在缸套20的轴向上的高度小于第二滑块50在缸套20的轴向上的高度。这样,确保第一偏心部11伸入第一滑块40的第一通孔41内时的装配可靠性,以及确保第二偏心部12伸入第二滑块50的第二通孔51内时的装配可靠性。

[0062] 如图2至图4、图12、图14所示,交叉槽结构30没有呈敞口状的一端的端面预留有供曲轴10伸出的开孔33,开孔33与交叉槽结构30同心设置,开孔33与第二限位通道32连通。这样,开孔33的设置确保曲轴10的轴体部分能够穿过去,以确保两者之间的装配可行性。

[0063] 需要说明的是,在本申请中,为了满足压缩机的泵体组件的装配要求以及曲轴的止推面具有一定的承载面积,如图8和图9所示,交叉槽结构30具有中心孔34,中心孔34用于连通第一限位通道31和第二限位通道32,第一偏心部11的直径D1、第二偏心部12的直径D2、中心孔34的直径D3之间满足: $D1 > D3 > D2$ 。

[0064] 如图10所示,交叉槽结构30具有中心孔34,中心孔34用于连通第一限位通道31和第二限位通道32,位于第二偏心部12远离第一偏心部11一侧的曲轴10的轴体部分的直径D4、中心孔34的直径D3、第二偏心部12的直径D2之间满足: $D4 + 2 \times e + 2 \times L1 = D2$, $D2 + 2L5 = D3$,其中,e是第一偏心部11的偏心量,L1是位于第二偏心部12远离第一偏心部11一侧的曲轴10的轴体部分的外表面与第二偏心部12的近端处的外表面之间的第一预留间隙,L5是第二偏心部12与中心孔34同心时,第二偏心部12与中心孔34的孔壁面之间的第五预留间隙。这样,确保泵体组件的装配可行性。

[0065] 可选地,第一预留间隙L1的设计范围为0.05mm~3mm。这样,确保压缩机的泵体组件的装配简单便捷。

[0066] 可选地,第五预留间隙L5的设计范围为0.05mm~5mm。

[0067] 如图11和图13所示,第一滑块40在其滑动方向上的投影呈方形,第二滑块50在其滑动方向上的投影呈圆形。

[0068] 如图11和图13所示,第一滑块40的宽度B1、第二滑块50的外圆直径D5之间满足: $0.5 \leq B1/D5 \leq 1.5$ 。这样,确保压缩机的能效不衰减,同时减小压缩机的噪音振动,提升压缩机的可靠性。

[0069] 如图11和图13所示,第一滑块40在缸套20的轴向上的高度H1、第二滑块50的外圆直径D5之间满足: $0.5 \leq H1/D5 < 1$ 。这样,确保压缩机的能效不衰减,同时减小压缩机的噪音振动,提升压缩机的可靠性。

[0070] 需要说明的是,在本申请中,在与第一滑块40的滑动方向相垂直的方向上,第一滑块40的外表面与第一限位通道31的通道壁之间具有第二预留间隙L2,且第二预留间隙L2的

设计范围为0.008mm~0.05mm。这样,有利于减小压缩机的泄漏和功耗,并有利于提升压缩机的能效。

[0071] 需要说明的是,在本申请中,第二滑块50的外周面与第二限位通道32的通道壁之间具有第三预留间隙L3,且第三预留间隙L3的设计范围为0.008mm~0.05mm。这样,有利于减小第二滑块50与交叉槽结构30之间的泄漏,从而有利于提升压缩机的制冷量和性能。

[0072] 需要说明的是,在本申请中,第一偏心部11和第二偏心部12之间具有第一夹角A的相位差,第一偏心部11的偏心量与第二偏心部12的偏心量相等,第一限位通道31的延伸方向和第二限位通道32的延伸方向之间具有第二夹角B的相位差,其中,第一夹角A为第二夹角B的二倍。

[0073] 优选地,第一偏心部11和第二偏心部12呈180°对置设置。

[0074] 需要说明的是,在本申请中,单缸双压缩的压缩机的曲轴10的第一偏心部11和第二偏心部12、限位块、活塞的质量差距较大,导致泵体运转时产生上腔与下腔不平衡离心力,影响压缩机噪音振动,半封闭十字槽压缩机曲轴上下偏心部和上下滑块质量差距较小,很大程度上减小了上下腔不平衡离心力,实际测试得出噪音振动具有明显优势(参见图15至图19)。

[0075] 如图15所示,本申请中的泵体组件简称半封闭十字槽,与现有技术中的单缸双压缩结构形式的泵体组件在同等条件下的噪音曲线对比图,图中的横坐标是压缩机的运行频率,纵坐标是压缩机的噪声总值,其中,虚线表示单缸双压缩结构形式的泵体组件的曲线,实线表示半封闭十字槽的泵体组件的曲线,该图中,噪声总值范围是0-1.2kHz,图示中可以明显的看出,半封闭十字槽的噪音在同等条件下相比于单缸双压缩结构形式的泵体组件的噪音有所降低。

[0076] 如图16所示,本申请中的泵体组件简称半封闭十字槽,与现有技术中的单缸双压缩结构形式的泵体组件在同等条件下的噪音曲线对比图,图中的横坐标是压缩机的运行频率,纵坐标是压缩机的噪声总值,其中,虚线表示单缸双压缩结构形式的泵体组件的曲线,实线表示半封闭十字槽的泵体组件的曲线,该图中,噪声总值范围是0-12.8kHz,图示中可以明显的看出,半封闭十字槽的噪音在同等条件下相比于单缸双压缩结构形式的泵体组件的噪音有所降低。

[0077] 如图17至图19所示,本申请中的泵体组件简称半封闭十字槽,与现有技术中的单缸双压缩结构形式的泵体组件分别在同等条件下的冷量、功耗、性能的曲线对比图,图17至图19中的横坐标是均压缩机的运行频率,图17中的纵坐标是压缩机的制冷量,图18中的纵坐标是压缩机的功耗,图19中的纵坐标是压缩机的性能,其中,水平线表示单缸双压缩结构形式的泵体组件的曲线,倾斜线表示半封闭十字槽的泵体组件的曲线,图17至图19示中可以明显的看出,半封闭十字槽的冷量和性能在同等条件下相比于单缸双压缩结构形式的泵体组件的冷量和性能均高,而半封闭十字槽的功耗在同等条件下相比于单缸双压缩结构形式的泵体组件的功耗有所降低。

[0078] 需要说明的是,在本申请中,双缸四压缩的压缩机零件精度要求高,工艺复杂,泄漏面较多,导致压缩机泄漏量大且性能不稳定,半封闭十字槽压缩机下滑块和十字槽零件加工简单,工艺性较好,同时压缩机密封性好,泄漏少,实际测试得出压缩机冷量增加,功耗降低,能效提升。

[0079] 需要说明的是,在本申请中,解决的技术问题及有益效果:

[0080] 1.既规避了原理上的压缩机的死点问题,又降低了泄漏损失,提升了压缩机效率;

[0081] 2.减小了上法兰的端面的磨损,提高了压缩机可靠性;

[0082] 3.泵体组件的零件进行了简化,有利于节省成本,优化了装配工艺,且零件工艺性好,便于保证装配和加工精度;

[0083] 4.兼顾能效的同时,噪音和振动也具有一定的优势。

[0084] 需要注意的是,这里所使用的术语仅是为了描述具体实施方式,而非意图限制根据本申请的示例性实施方式。如在这里所使用的,除非上下文另外明确指出,否则单数形式也意图包括复数形式,此外,还应当理解的是,当在本说明书中使用术语“包含”和/或“包括”时,其指明存在特征、步骤、操作、器件、组件和/或它们的组合。

[0085] 除非另外具体说明,否则在这些实施例中阐述的部件和步骤的相对布置、数字表达式和数值不限制本实用新型的范围。同时,应当明白,为了便于描述,附图中所示出的各个部分的尺寸并不是按照实际的比例关系绘制的。对于相关领域普通技术人员已知的技术、方法和设备可能不作详细讨论,但在适当情况下,所述技术、方法和设备应当被视为授权说明书的一部分。在这里示出和讨论的所有示例中,任何具体值应被解释为仅仅是示例性的,而不是作为限制。因此,示例性实施例的其它示例可以具有不同的值。应注意到:相似的标号和字母在下面的附图中表示类似项,因此,一旦某一项在一个附图中被定义,则在随后的附图中不需要对其进行进一步讨论。

[0086] 为了便于描述,在这里可以使用空间相对术语,如“在……之上”、“在……上方”、“在……上表面”、“上面的”等,用来描述如在图中所示的一个器件或特征与其他器件或特征的空间位置关系。应当理解的是,空间相对术语旨在包含除了器件在图中所描述的方位之外的在使用或操作中的不同方位。例如,如果附图中的器件被倒置,则描述为“在其他器件或构造上方”或“在其他器件或构造之上”的器件之后将被定位为“在其他器件或构造下方”或“在其他器件或构造之下”。因而,示例性术语“在……上方”可以包括“在……上方”和“在……下方”两种方位。该器件也可以其他不同方式定位(旋转90度或处于其他方位),并且对这里所使用的空间相对描述作出相应解释。

[0087] 需要注意的是,这里所使用的术语仅是为了描述具体实施方式,而非意图限制根据本申请的示例性实施方式。如在这里所使用的,除非上下文另外明确指出,否则单数形式也意图包括复数形式,此外,还应当理解的是,当在本说明书中使用术语“包含”和/或“包括”时,其指明存在特征、步骤、工作、器件、组件和/或它们的组合。

[0088] 需要说明的是,本申请的说明书和权利要求书及上述附图中的术语“第一”、“第二”等是用于区别类似的对象,而不必用于描述特定的顺序或先后次序。应该理解这样使用的数据在适当情况下可以互换,以便这里描述的本申请的实施方式能够以除了在这里图示或描述的那些以外的顺序实施。

[0089] 以上所述仅为本实用新型的优选实施例而已,并不用于限制本实用新型,对于本领域的技术人员来说,本实用新型可以有各种更改和变化。凡在本实用新型的精神和原则之内,所作的任何修改、等同替换、改进等,均应包含在本实用新型的保护范围之内。

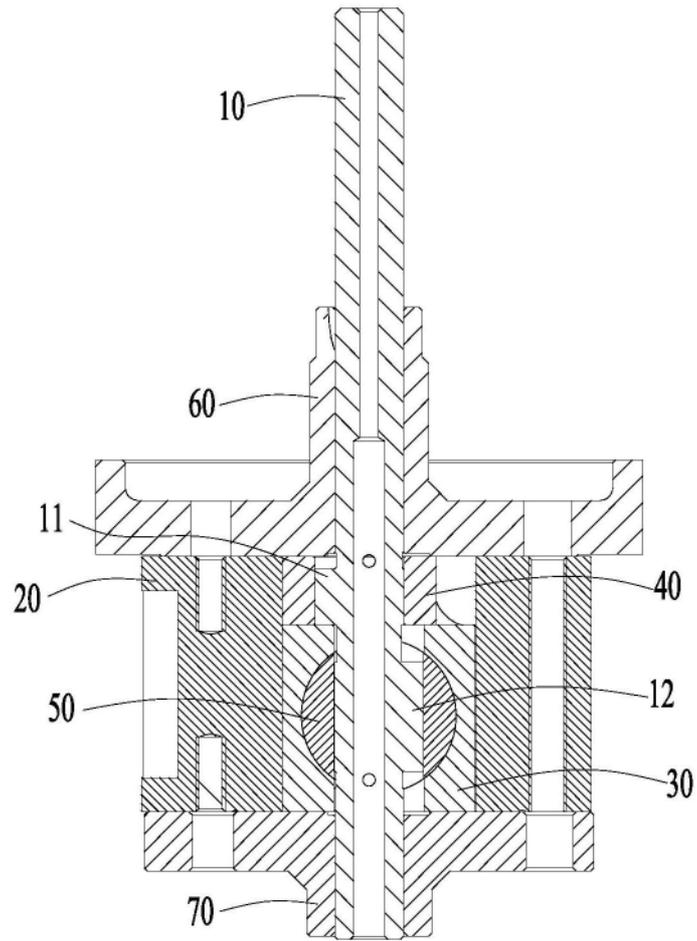


图1

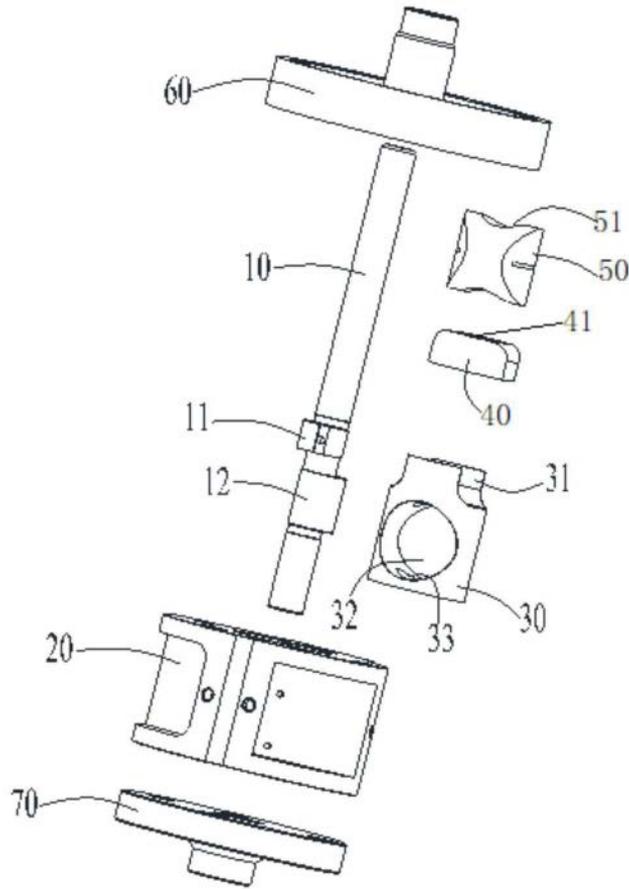


图2

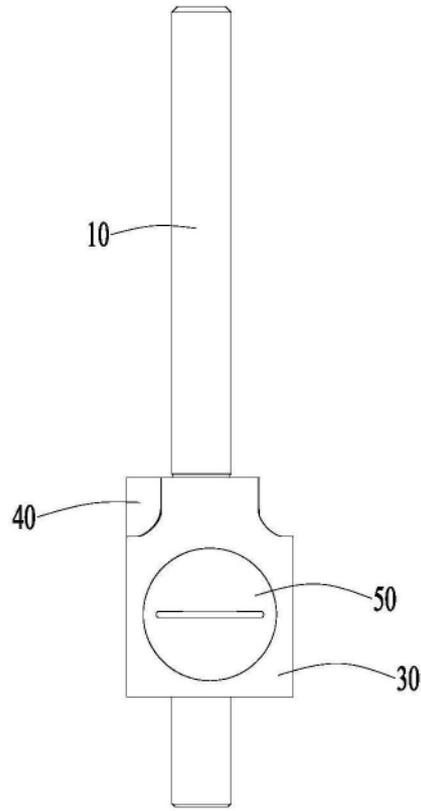


图3

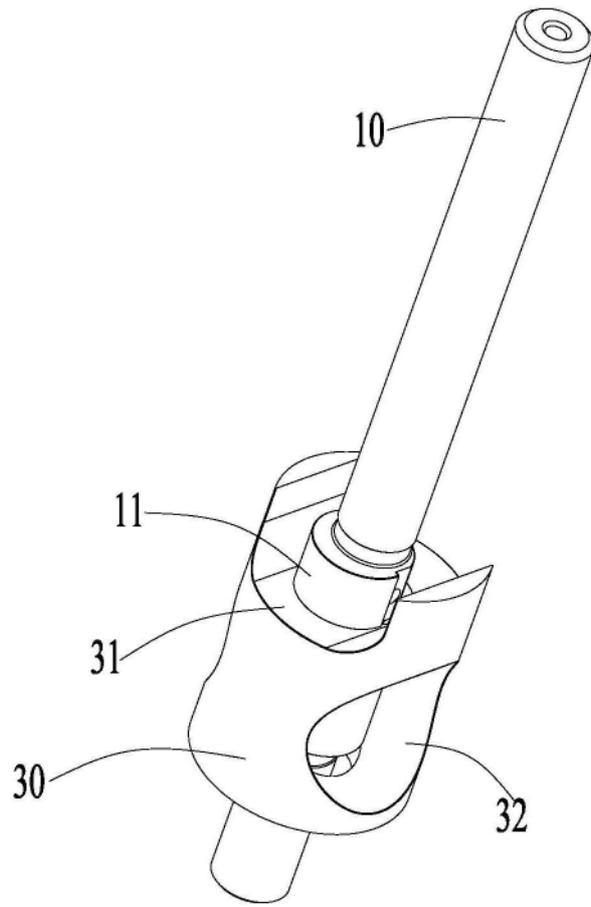


图4

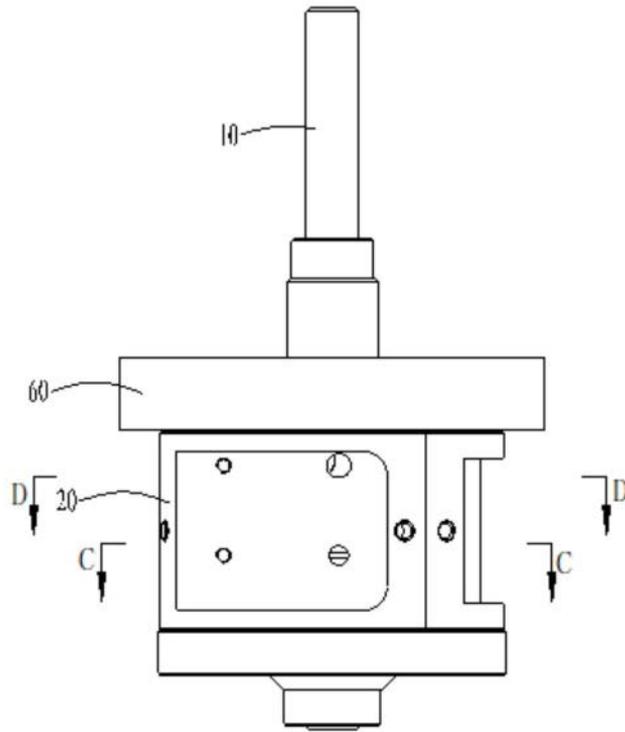


图5

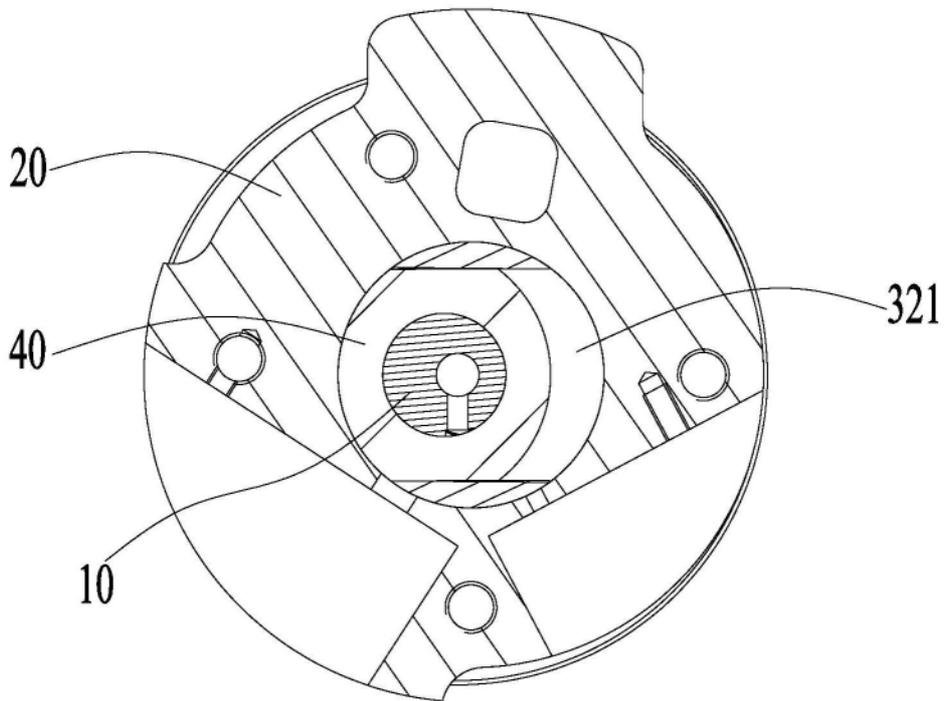


图6

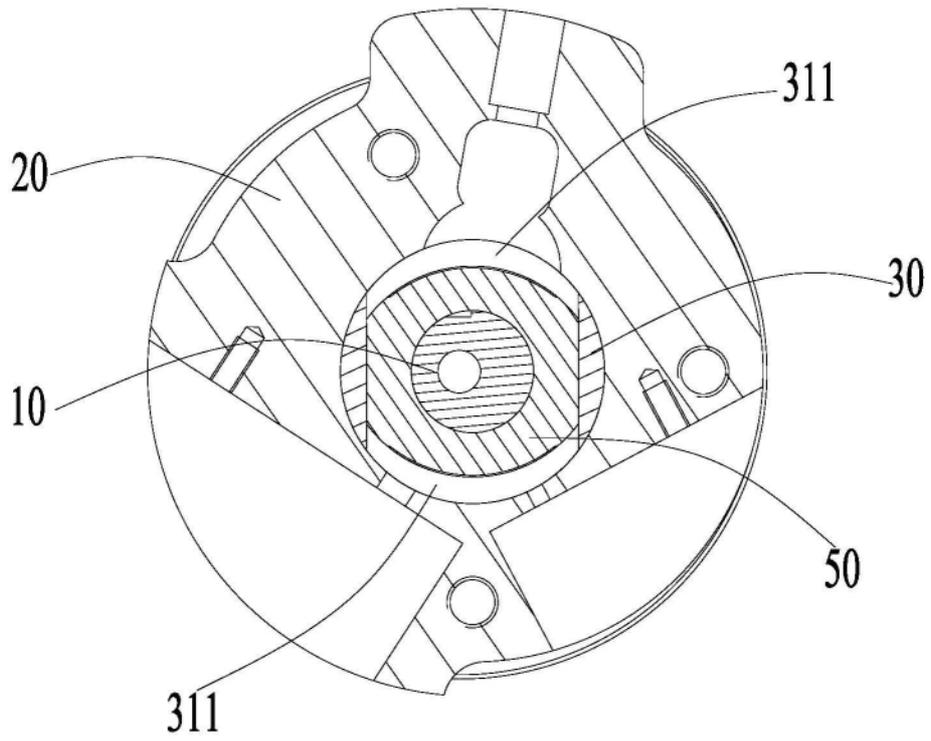


图7

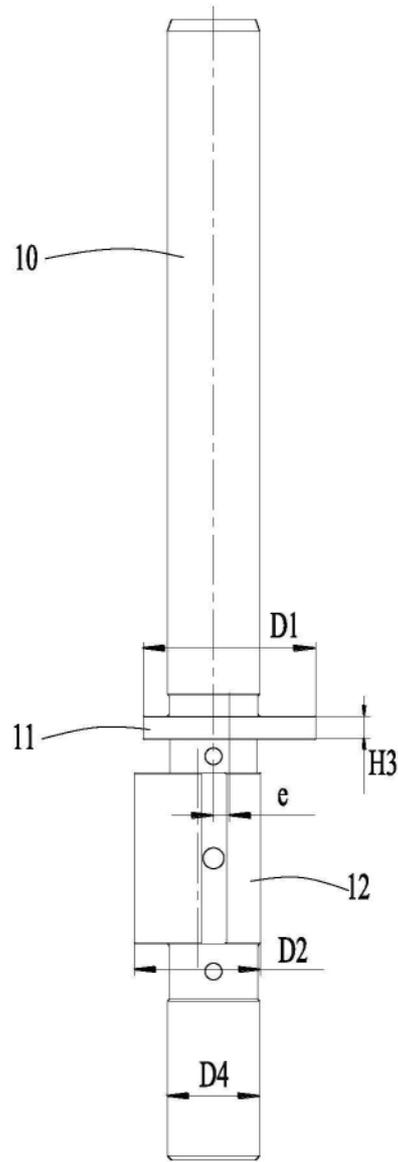


图8

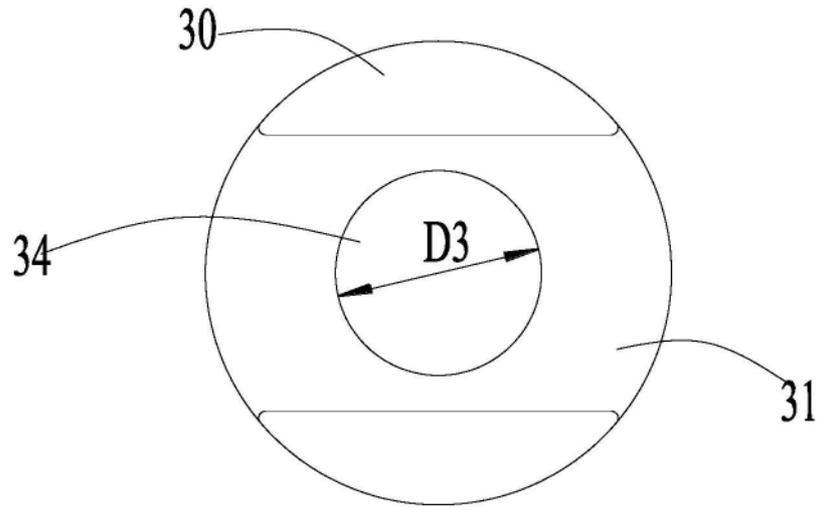


图9

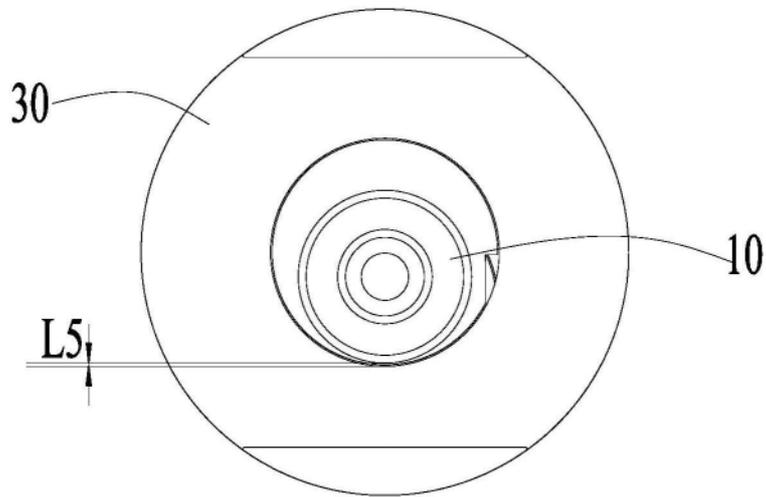


图10

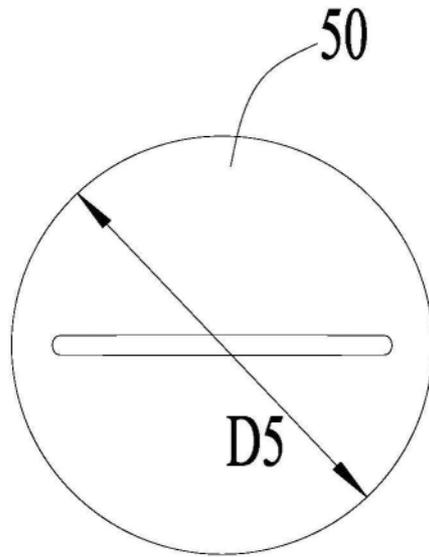


图11

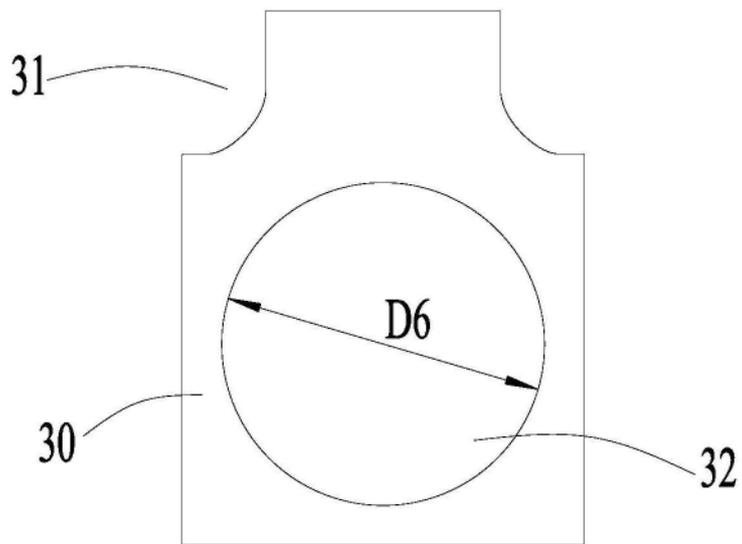


图12

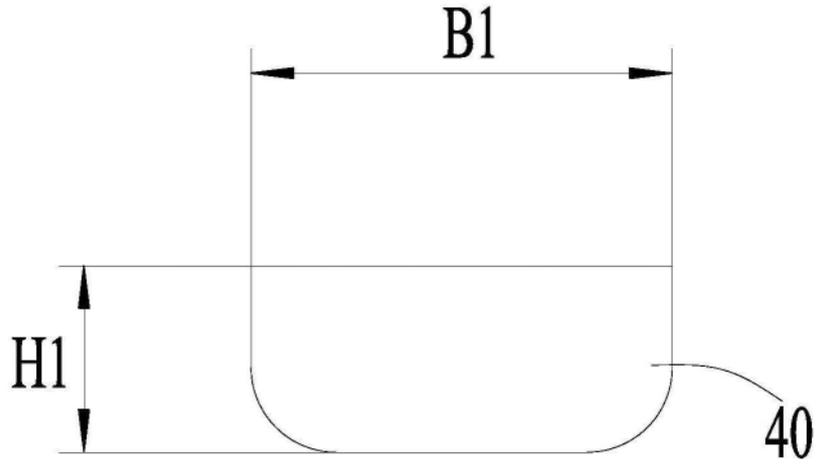


图13

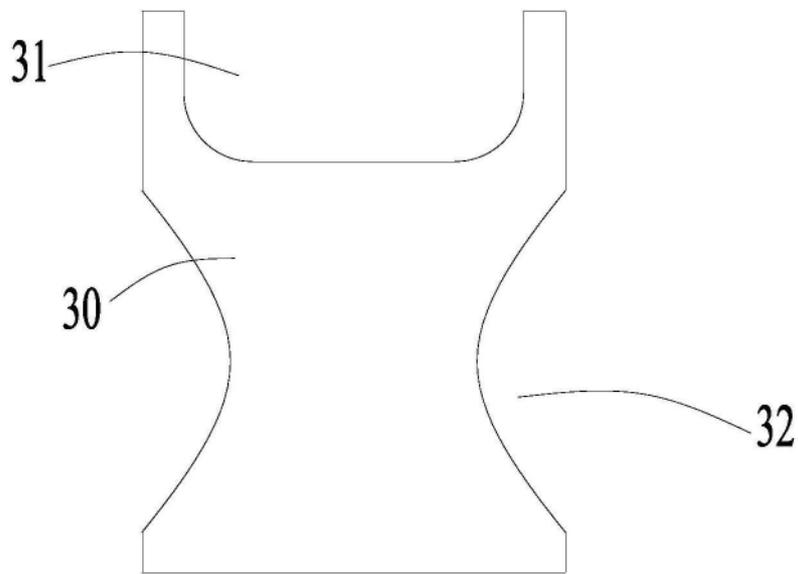


图14

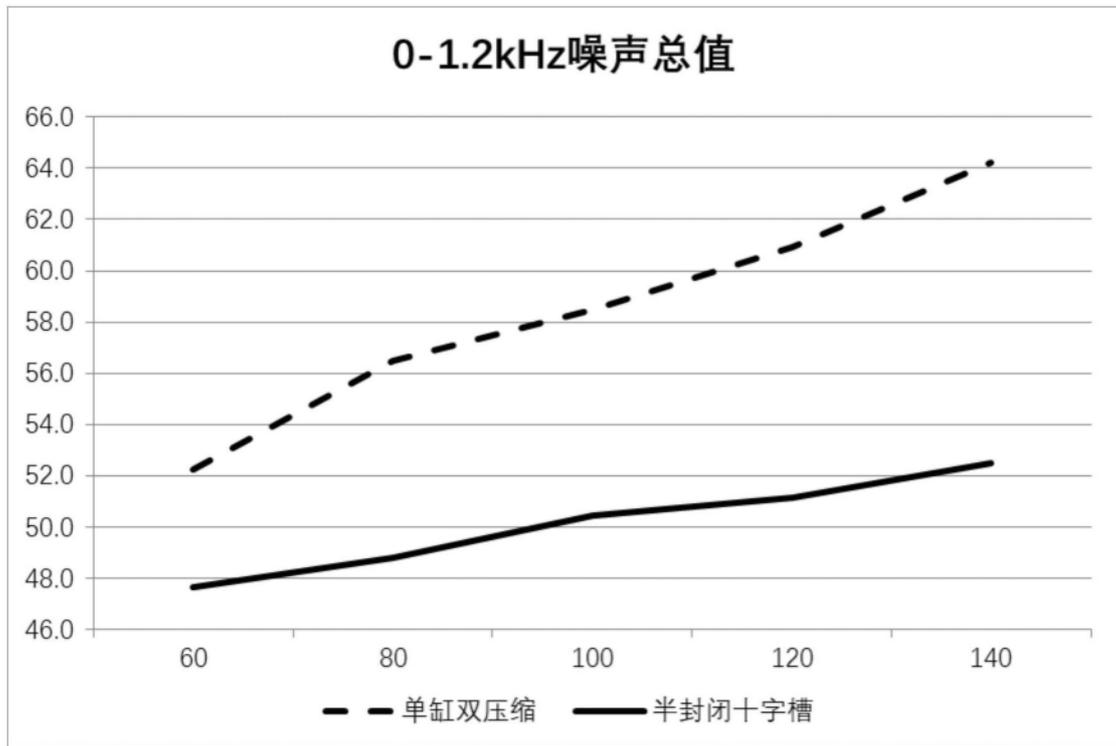


图15

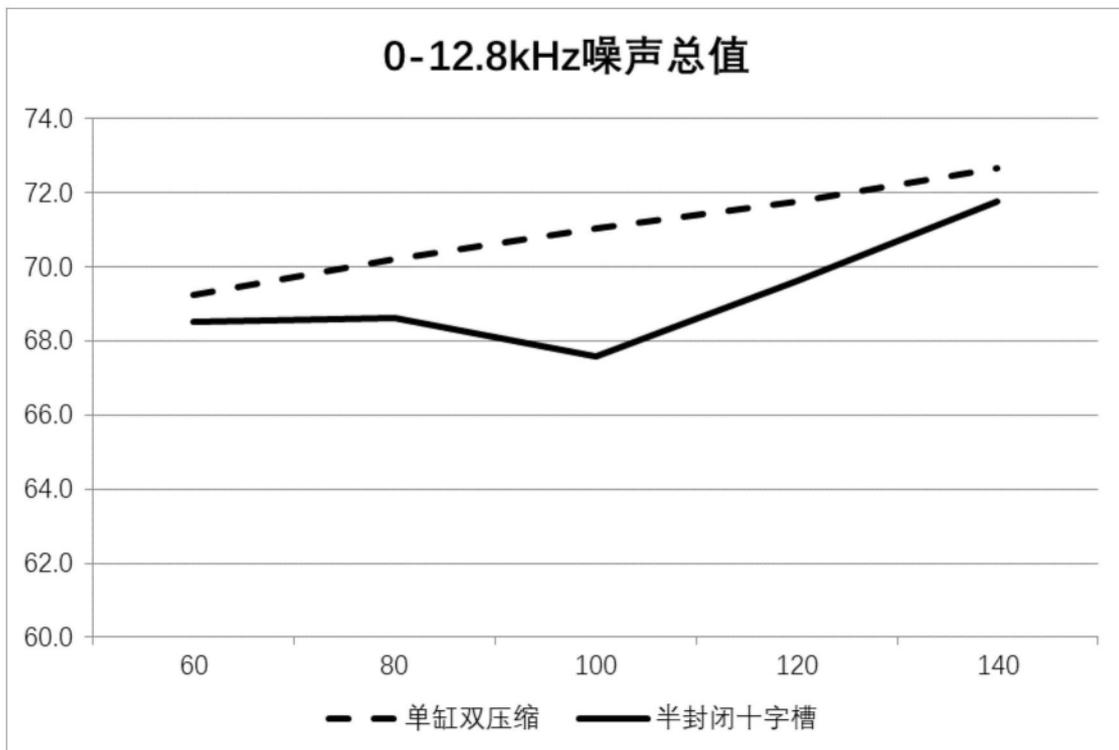


图16

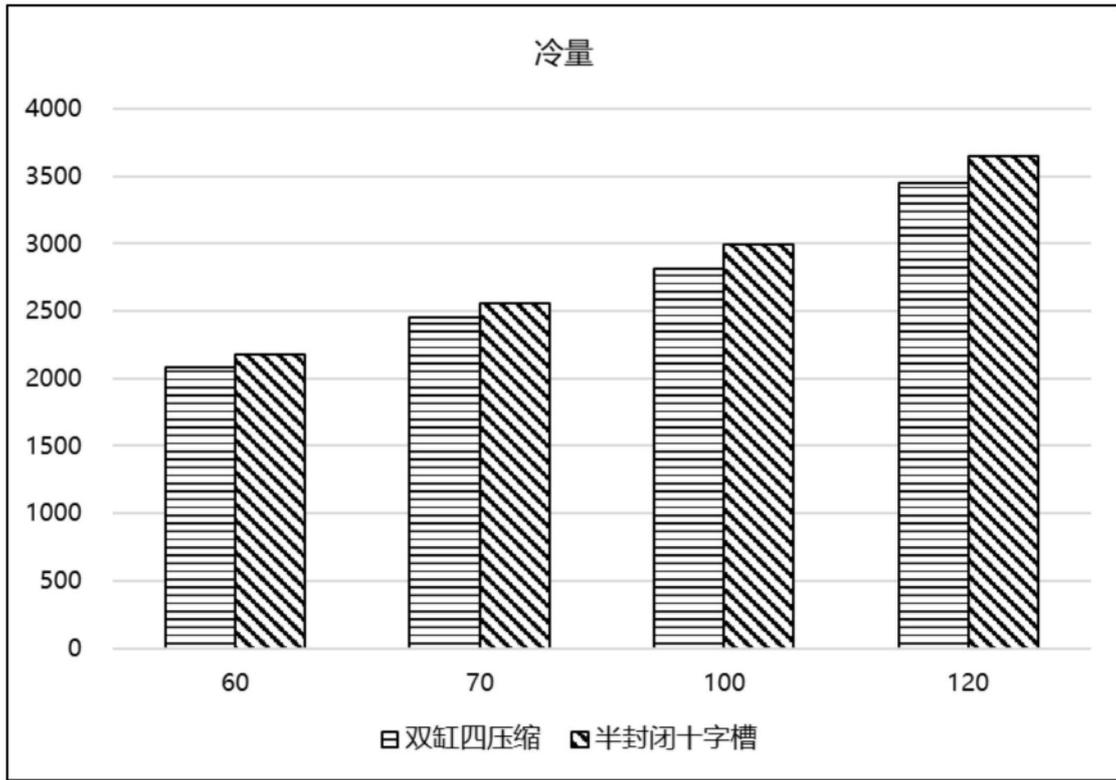


图17

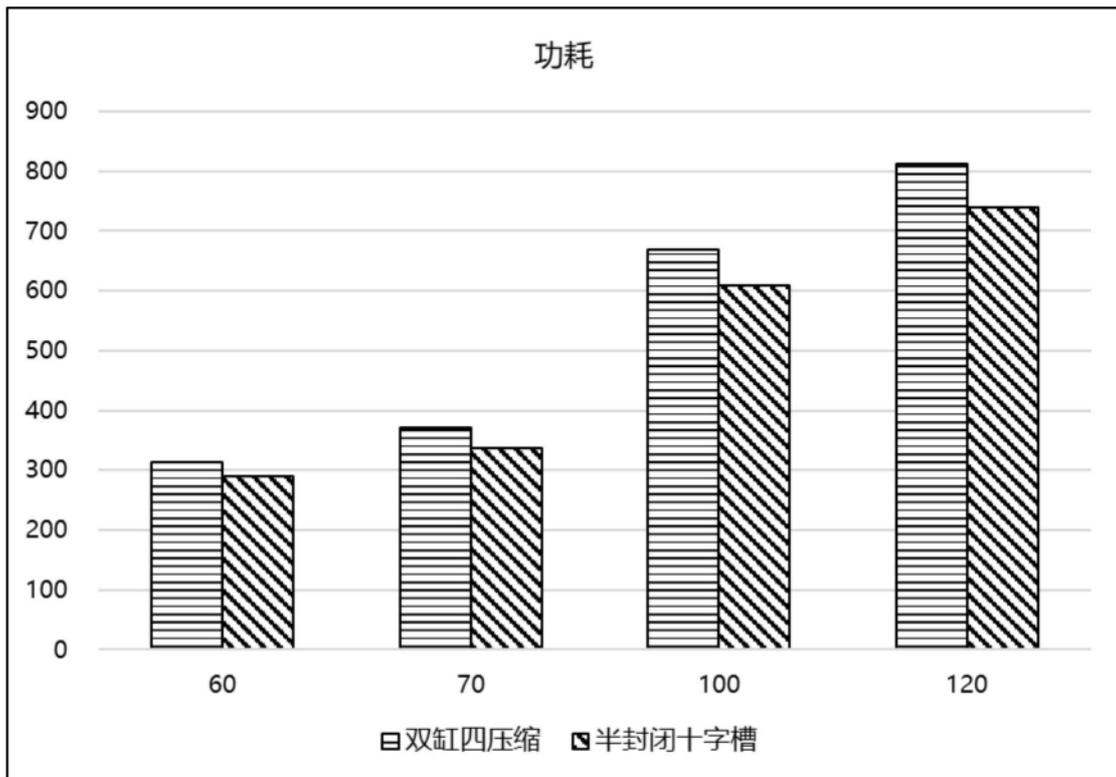


图18

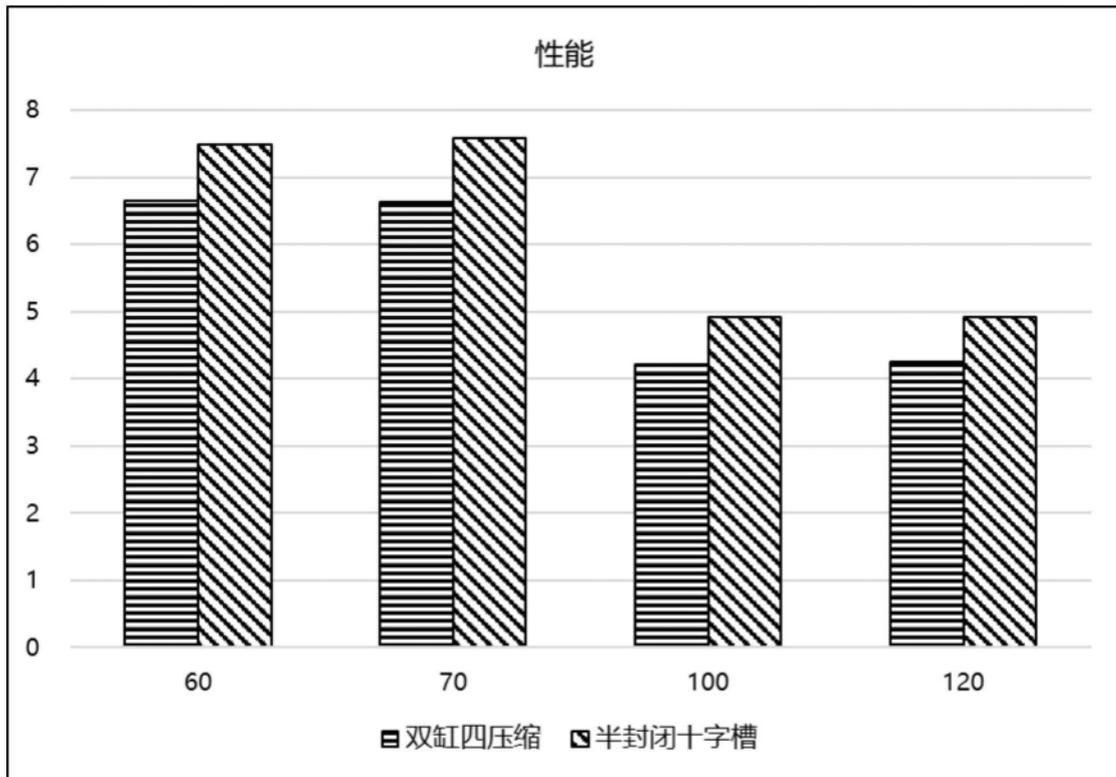


图19

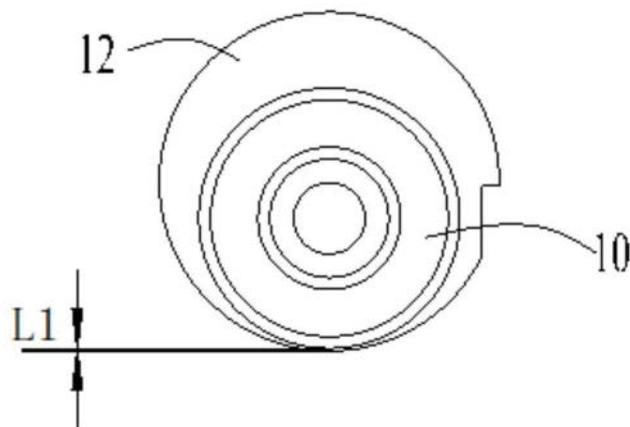


图20