



(21) 申请号 201880043776.8

(22) 申请日 2018.04.27

(65) 同一申请的已公布的文献号
申请公布号 CN 110892136 A

(43) 申请公布日 2020.03.17

(30) 优先权数据

62/491,629 2017.04.28 US

62/501,318 2017.05.04 US

15/934,625 2018.03.23 US

15/934,742 2018.03.23 US

15/937,293 2018.03.27 US

15/936,713 2018.03.27 US

15/938,130 2018.03.28 US

15/938,427 2018.03.28 US

15/941,397 2018.03.30 US

(85) PCT国际申请进入国家阶段日
2019.12.27

(86) PCT国际申请的申请数据
PCT/US2018/029947 2018.04.27

(87) PCT国际申请的公布数据

W02018/201045 EN 2018.11.01

(73) 专利权人 奎斯特发动机有限责任公司
地址 美国宾夕法尼亚

(72) 发明人 E·D·达尔马斯 R·A·布洛姆

(74) 专利代理机构 永新专利商标代理有限公司
72002

专利代理师 王永建

(51) Int.Cl.

F01C 1/00 (2006.01)

F01C 9/00 (2006.01)

F04C 2/00 (2006.01)

F04C 9/00 (2006.01)

F02B 67/00 (2006.01)

F02B 75/00 (2006.01)

审查员 田丹

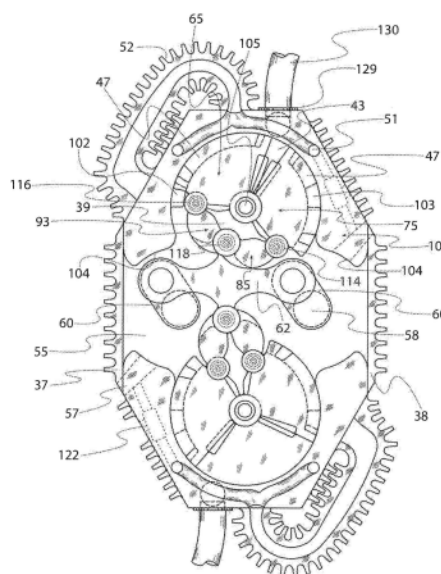
权利要求书5页 说明书22页 附图27页

(54) 发明名称

可变容积腔室装置

(57) 摘要

公开了一种可变容积腔室装置。所述腔室可以由包含在两个侧板内的四个枢转连接的叶片之间的空间限定。所述叶片可以被连接以形成密封的内部腔室,该内部腔室可用作内燃发动机中的燃烧腔室,或用作泵或压缩机中的泵送腔室。所述四个叶片组件还可以在叶片和环绕结构之间形成附加的可变容积腔室。多个可变容积腔室可以互连以逐步地作用于工作流体。



1. 一种可变容积腔室装置,包括:

包括在第一构件中的第一表面,所述第一表面与包括在第二构件中的第二表面间隔开并且相对于所述第二表面固定,其中所述第一表面在第一参考平面中延伸,所述第二表面在第二参考平面中延伸,并且所述第一参考平面平行于所述第二参考平面;

布置在所述第一表面和所述第二表面之间的第一可变容积腔室,所述第一可变容积腔室至少部分地由所述第一表面、所述第二表面和第一组件限定,所述第一组件包括第一叶片、第二叶片、第三叶片和第四叶片;

所述第一叶片和所述第二叶片之间的第一枢转连接件,其中所述第一枢转连接件相对于所述第一表面和所述第二表面保持在固定位置;

所述第二叶片和所述第三叶片之间的第二枢转连接件;

所述第三叶片和所述第四叶片之间的第三枢转连接件;

所述第一叶片和所述第四叶片之间的第四枢转连接件;以及
直接连接到所述第三枢转连接件并且连接到曲轴的驱动杆。

2. 根据权利要求1所述的可变容积腔室装置,其中所述驱动杆直接或间接地连接到曲轴。

3. 根据权利要求1所述的可变容积腔室装置,其中所述第一可变容积腔室是泵或压缩机中的泵腔室。

4. 根据权利要求1所述的可变容积腔室装置,还包括:

所述第一表面中的入口端口;以及

所述第一表面或所述第二表面中的出口端口;

其中所述第一组件的循环移动反复地暴露所述入口端口和所述出口端口以使其与所述第一可变容积腔室连通以及阻挡所述入口端口和所述出口端口与所述第一可变容积腔室连通。

5. 根据权利要求1所述的可变容积腔室装置,其中所述第一可变容积腔室是内燃发动机中的燃烧腔室。

6. 根据权利要求5所述的可变容积腔室装置,还包括:

布置在所述第一表面和所述第二表面之间的叶片环绕结构,所述叶片环绕结构至少环绕所述第一叶片的一部分和所述第二叶片的一部分;以及

至少部分地由所述第一叶片和所述叶片环绕结构限定的第二可变容积腔室。

7. 根据权利要求6所述的可变容积腔室装置,其中所述第二可变容积腔室是内燃发动机中的内部机械增压器腔室。

8. 根据权利要求7所述的可变容积腔室装置,还包括:

将所述内部机械增压器腔室连接到所述燃烧腔室的一个或多个工作流体通路。

9. 根据权利要求6所述的可变容积腔室装置,其中所述第二可变容积腔室是内燃发动机中的热机腔室。

10. 根据权利要求9所述的可变容积腔室装置,还包括:

将所述燃烧腔室连接到所述热机腔室的一个或多个工作流体通路。

11. 根据权利要求6所述的可变容积腔室装置,还包括第三可变容积腔室,所述第三可变容积腔室至少部分地由所述第二叶片和所述叶片环绕结构限定。

12. 根据权利要求11所述的可变容积腔室装置,其中所述第二可变容积腔室是内燃发动机中的第一内部机械增压器腔室,并且所述第三可变容积腔室是内燃发动机中的第二内部机械增压器腔室。

13. 根据权利要求11所述的可变容积腔室装置,其中所述第二可变容积腔室是内燃发动机中的内部机械增压器腔室,并且所述第三可变容积腔室是内燃发动机中的热机腔室。

14. 根据权利要求11所述的可变容积腔室装置,还包括:

至少部分地由所述第一叶片、所述第二叶片和所述叶片环绕结构限定的第四可变容积腔室,

其中所述第二可变容积腔室是内燃发动机中的第一内部机械增压器腔室,所述第三可变容积腔室是内燃发动机中的第二内部机械增压器腔室,并且所述第四可变容积腔室是内燃发动机中的热机腔室。

15. 根据权利要求14所述的可变容积腔室装置,还包括:

将所述第一内部机械增压器腔室连接到所述燃烧腔室的一个或多个第一工作流体通路;以及

将所述燃烧腔室连接到所述热机腔室的一个或多个第二工作流体通路。

16. 根据权利要求1所述的可变容积腔室装置,还包括:

布置在所述第一表面和所述第二表面之间以及周围环境和所述第一组件之间的外部腔室,

其中所述外部腔室被加压到高于周围环境压力。

17. 根据权利要求16所述的可变容积腔室装置,还包括用于对所述外部腔室加压的外部机械增压器。

18. 一种可变容积腔室装置,包括:

包括在第一结构中的第一表面,所述第一表面与包括在第二结构中的第二表面间隔开并且相对于所述第二表面固定,其中所述第一表面在第一参考平面中延伸,所述第二表面在第二参考平面中延伸,并且所述第一参考平面平行于所述第二参考平面;

布置在所述第一表面和所述第二表面之间的第一可变容积腔室,所述第一可变容积腔室至少部分地由所述第一表面、所述第二表面和第一组件限定,所述第一组件包括第一叶片、第二叶片、第三叶片和第四叶片;

所述第一叶片和所述第二叶片之间的第一枢转连接件;

所述第二叶片和所述第三叶片之间的第二枢转连接件;

所述第三叶片和所述第四叶片之间的第三枢转连接件;

所述第一叶片和所述第四叶片之间的第四枢转连接件;以及

具有第一点和远离所述第一点的第二点的驱动杆,

其中所述驱动杆的第一点在所述第三枢转连接件处连接到所述第一组件,并且

其中所述驱动杆的第二点直接或间接地连接到曲轴。

19. 根据权利要求18所述的可变容积腔室装置,其中所述第一枢转连接件相对于所述第一表面和所述第二表面保持在固定位置。

20. 根据权利要求18所述的可变容积腔室装置,其中所述第一可变容积腔室是泵或压缩机中的泵腔室。

21. 根据权利要求18所述的可变容积腔室装置,还包括:

所述第一表面中的入口端口;以及

所述第一表面或所述第二表面中的出口端口;

其中所述第一组件的循环移动反复地暴露所述入口端口和所述出口端口以使其与所述第一可变容积腔室连通以及阻挡所述入口端口和所述出口端口与所述第一可变容积腔室连通。

22. 根据权利要求18所述的可变容积腔室装置,其中所述第一可变容积腔室是内燃发动机中的燃烧腔室。

23. 根据权利要求22所述的可变容积腔室装置,还包括:

布置在所述第一表面和所述第二表面之间的叶片环绕结构,所述叶片环绕结构至少环绕所述第一叶片的一部分和所述第二叶片的一部分;以及

至少部分地由所述第一叶片和所述叶片环绕结构限定的第二可变容积腔室。

24. 根据权利要求23所述的可变容积腔室装置,其中所述第二可变容积腔室是内燃发动机中的内部机械增压器腔室。

25. 根据权利要求24所述的可变容积腔室装置,还包括:

将所述内部机械增压器腔室连接到所述燃烧腔室的一个或多个工作流体通路。

26. 根据权利要求23所述的可变容积腔室装置,其中所述第二可变容积腔室是内燃发动机中的热机腔室。

27. 根据权利要求26所述的可变容积腔室装置,还包括:

将所述燃烧腔室连接到所述热机腔室的一个或多个工作流体通路。

28. 根据权利要求23所述的可变容积腔室装置,还包括第三可变容积腔室,所述第三可变容积腔室至少部分地由所述第二叶片和所述叶片环绕结构限定。

29. 根据权利要求28所述的可变容积腔室装置,其中所述第二可变容积腔室是内燃发动机中的第一内部机械增压器腔室,并且所述第三可变容积腔室是内燃发动机中的第二内部机械增压器腔室。

30. 根据权利要求28所述的可变容积腔室装置,其中所述第二可变容积腔室是内燃发动机中的内部机械增压器腔室,并且所述第三可变容积腔室是内燃发动机中的热机腔室。

31. 根据权利要求28所述的可变容积腔室装置,还包括:

至少部分地由所述第一叶片、所述第二叶片和所述叶片环绕结构限定的第四可变容积腔室,

其中所述第二可变容积腔室是内燃发动机中的第一内部机械增压器腔室,所述第三可变容积腔室是内燃发动机中的第二内部机械增压器腔室,并且所述第四可变容积腔室是内燃发动机中的热机腔室。

32. 根据权利要求31所述的可变容积腔室装置,还包括:

将所述第一内部机械增压器腔室连接到所述燃烧腔室的一个或多个第一工作流体通路;以及

将所述燃烧腔室连接到所述热机腔室的一个或多个第二工作流体通路。

33. 根据权利要求18所述的可变容积腔室装置,还包括:

布置在所述第一表面和所述第二表面之间以及周围环境和所述第一组件之间的外部

腔室，

其中所述外部腔室被加压到高于周围环境压力。

34. 根据权利要求33所述的可变容积腔室装置，还包括：

用于给所述外部腔室加压的空气压缩机；以及

将所述空气压缩机连接到所述外部腔室的一个或多个流体通路。

35. 一种可变容积腔室装置，包括：

包括在第一构件中的第一表面，所述第一表面与包括在第二构件中的第二表面间隔开并且相对于所述第二表面固定，其中所述第一表面在第一参考平面中延伸，所述第二表面在第二参考平面中延伸，并且所述第一参考平面平行于所述第二参考平面；

布置在所述第一表面和所述第二表面之间的第一可变容积腔室，所述第一可变容积腔室至少部分地由所述第一表面、所述第二表面和第一组件限定，所述第一组件包括第一叶片、第二叶片、第三叶片和第四叶片；

所述第一叶片和所述第二叶片之间的第一枢转连接件；

所述第二叶片和所述第三叶片之间的第二枢转连接件；

所述第三叶片和所述第四叶片之间的第三枢转连接件；

所述第一叶片和所述第四叶片之间的第四枢转连接件；

至少环绕所述第一叶片和所述第二叶片的一部分的叶片环绕结构；以及

至少部分地由所述第一叶片和所述叶片环绕结构限定的第二可变容积腔室。

36. 根据权利要求35所述的可变容积腔室装置，还包括：

将所述第一可变容积腔室连接到所述第二可变容积腔室的一个或多个工作流体通路。

37. 根据权利要求35所述的可变容积腔室装置，还包括第三可变容积腔室，所述第三可变容积腔室至少部分地由所述第二叶片和所述叶片环绕结构限定。

38. 根据权利要求37所述的可变容积腔室装置，还包括：

将所述第一可变容积腔室连接到所述第二可变容积腔室的一个或多个第一工作流体通路；以及

将所述第一可变容积腔室连接到所述第三可变容积腔室的一个或多个第二工作流体通路。

39. 根据权利要求37所述的可变容积腔室装置，还包括第四可变容积腔室，所述第四可变容积腔室至少部分地由所述第一叶片、所述第二叶片和所述叶片环绕结构限定。

40. 根据权利要求39所述的可变容积腔室装置，还包括：

将所述第一可变容积腔室连接到所述第二可变容积腔室的一个或多个第一工作流体通路；

将所述第一可变容积腔室连接到所述第三可变容积腔室的一个或多个第二工作流体通路；以及

将所述第一可变容积腔室连接到所述第四可变容积腔室的一个或多个第三工作流体通路。

41. 根据权利要求35所述的可变容积腔室装置，还包括：

布置在所述第一表面和所述第二表面之间以及周围环境和所述第一组件之间的外部腔室；以及

用于将所述外部腔室加压到高于周围环境压力的外部机械增压器。

可变容积腔室装置

[0001] 相关申请的交叉引用

[0002] 本申请涉及如下专利申请并要求如下专利申请的优先权：2017年4月28日提交的序列号为62/491,629的美国临时专利申请；2017年5月4日提交的序列号为62/501,318的美国临时专利申请；2018年3月23日提交的序列号为15/934,625的美国专利申请；2018年3月23日提交的序列号为15/934,742的美国专利申请；2018年3月27日提交的序列号为15/936,713的美国专利申请；2018年3月27日提交的序列号为15/937,293的美国专利申请；2018年3月28日提交的序列号为15/938,130的美国专利申请；2018年3月28日提交的序列号为15/938,427的美国专利申请；2018年3月30日提交的序列号为15/941,397的美国专利申请；以及2018年4月27日提交的序列号为15/965,009的美国专利申请。

技术领域

[0003] 本发明大体涉及具有可变容积腔室的装置，例如但不限于内燃发动机、流体泵和压缩机。

背景技术

[0004] 许多内燃发动机使用协作的发动机缸和活塞布置来产生动力，所述发动机缸和活塞布置限定用于燃烧事件的可变容积腔室。替代地，缸和转子布置被用于利用来自燃烧事件的能量。发动机活塞或转子的运动可用于在多循环操作中（例如，在2循环和4循环操作中）吸入或排除用于燃烧的油气混合物或严格空气充气（在燃油喷射发动机中），以及排出使用过的排出气体。活塞式和转子式内燃发动机均存在许多低效率问题，如果能够减少或消除这种低效率问题将是有益的。这种低效率问题可以至少部分地由用于从燃烧事件产生动力的可变容积腔室的性质造成。

[0005] 例如，活塞式发动机中的活塞必须在下止点和上止点位置区域中不断地加速、行进、减速、停止并反向运动，以形成可变容积腔室。虽然活塞的这种不断反向的泵送运动会产生形成在活塞头和环绕的缸之间的可变容积腔室，但它却消除了对动量的保存，从而降低了效率。因此，需要使用可变容积燃烧腔室、同时保留通过重复的燃烧事件建立的动量的至少一些的发动机和发动机操作方法。

[0006] 旋转发动机由于其与活塞式发动机相比具有更高的机械效率而为人们所知，这是因为旋转发动机元件的保存动量的流体、不间断运动而造成的。但是，发动机效率和功率也可以是燃烧腔室中的空气的质量的函数。可以加载到燃烧腔室中的空气质量是进气循环期间燃烧腔室与进气源（例如歧管）之间的压差、以及进气端口的有效尺寸和流动特性和进气循环事件的持续时间的函数。活塞式发动机利用可变容积的燃烧腔室，通过在腔室装满充气后减小其容积来进一步增加燃烧充气的压力。增加燃烧充气压力、进气端口的有效尺寸和/或流动轮廓、和/或有效进气循环持续时间中的任何一项或多项往往会增加燃烧腔室中的空气质量，并因此提高效率和功率。与活塞式发动机相比，旋转式发动机压缩燃烧充气的能力较弱，结果导致效率降低。因此，需要增加和/或提高燃烧充气压力、进气端口尺寸和流

动和/或进气事件持续时间、同时改善对发动机动量的保存的发动机和发动机操作方法。

[0007] 一种增加燃烧充气压力的方法是使用涡轮增压器或机械增压器来提升供应给燃烧过程的进气的压力。当现有的涡轮增压器和机械增压器使用发动机操作原本不需要的附加元件时,会增加重量、成本和复杂性。因此,需要使用还能给进气供应增压的燃烧产生部件、从而消除或减少对专用增压附加部件的需求的发动机和发动机操作方法。

[0008] 诸如Wankel旋转发动机的旋转发动机相对于往复式活塞发动机具有其他优点,例如:由于消除了气门机构从而导致部件更少;由于消除了往复运动质量而降低了振动;用于功率输出的重量和尺寸更小;以及在更高的RPM范围内实现更平稳的功率输送。但是,由于燃烧腔室压缩比较低,Wankel旋转发动机在燃油经济性方面不是最佳选择,或者由于活塞发动机中的燃烧更完全且更快,因此Wankel旋转发动机在排放方面也不是最佳选择。因此,需要同时提供转子式和活塞式发动机两者的优点中的一个或多个的发动机和发动机操作方法。

[0009] 现有的活塞式和转子式发动机几乎普遍需要液体润滑剂(例如机油),以润滑活塞或转子与活塞或转子在其中移动的缸之间的界面。润滑系统通常是任务关键的,因此润滑系统的故障可能是灾难性的。对润滑剂的需求为其带来许多缺点。润滑剂会随着时间的流逝而磨损并被污染,因此需要更换,从而增加费用并给发动机操作带来不便。许多润滑剂需要泵和通路才能将润滑剂重新施加到移动部件上。泵和通道以及主动润滑系统的其他元件需要正确操作,并且要求互连元件之间存在密封。由于密封会随着时间的流逝而劣化,因此润滑系统的泄漏会自然而然地发生,并且泵也会泄漏并磨损,从而进一步增加维护费用并给发动机操作带来不便。泄漏还会允许润滑剂进入燃烧腔室,从而干扰燃烧,并使喷射器和火花塞或电热塞结垢。燃烧腔室中的润滑剂还会导致不希望的排气排放。泄漏也会导致润滑剂被燃烧副产物污染。所有上述问题都伴随着润滑剂的使用,并且所有这些都会增加故障模式和维护成本。因此,需要更少地依赖或根本不依赖润滑剂的内燃发动机和发动机操作方法。

[0010] 限制或消除发动机中润滑剂的使用的能力可以取决于燃烧腔室的密封面积。对于密封件两端的给定压力差,较大的密封面积使得允许使用效率较低的密封件,或者产生更强的密封作用和更长的密封寿命。较大的密封面积还可以消除或减少腔室热点和热传递问题的发生,并允许更好地利用产生的热力学能。因此,需要对于给定的燃烧腔室排量(combustion chamber displacement)包括更大的密封面积的内燃发动机和发动机操作方法。

[0011] 影响发动机效率的两个另外的因素是燃料燃烧期间的火焰前沿传播,以及从燃烧气体的膨胀到用于产生动力的活塞的有效力传递。改进的火焰前沿传播可以提供更完全的燃烧,从而提高燃油经济性。改进的从燃烧膨胀的力传递也可以提高燃油经济性。因此,需要具有优异的火焰前沿传播和从膨胀的燃烧气体到动力产生元件的力传递的发动机。

[0012] 内燃发动机自然会产生废热,该废热使用一个或多个冷却系统(例如散热器和排气系统)倾弃到周围环境中。根据定义,废热不用于产生输出功率,因此表示一种形式的低效率。因此,需要利用原本是废热的能量来产生正功率的内燃发动机。

[0013] 提升内燃发动机中的空气的压力可以在许多方面有益于效率。机械增压器提供了一种提升空气压力的方法,但是它们会增加成本和重量、占用空间并且需要维护。因此,需

要在成本、重量、空间利用率和维护要求方面优于现有机械增压器的机械增压器。

[0014] 活塞式内燃发动机的可变容积腔室可用于非发动机应用中,以提供流体泵或压缩机。然而,出于与活塞式发动机的效率不佳的许多原因相同相同的原因,活塞式泵和压缩机的效率被降低。例如,对活塞动量的保存的缺乏不利地影响了活塞式泵和压缩机的效率。因此,需要避免已知活塞式泵和压缩机的一个或多个缺点的泵和压缩机。

发明内容

[0015] 本发明的目的

[0016] 因此,本发明的一些但并非全部实施例的目的在于提供保存移动部件的通过重复的燃烧事件建立的动量的至少一些的发动机和发动机操作方法。使用互连的枢转叶片来限定用于燃烧、机械增压和/或热机功能的可变容积腔室可以允许所建立的动量被保存。

[0017] 本发明的一些但并非全部实施例的目的还在于提供具有旋转发动机的优点且不具有燃烧腔室压缩比相对较低的缺点的发动机。使用互连的枢转叶片来限定可变容积燃烧腔室可以提供能够与活塞式发动机所获得的压缩比相提并论或超过活塞式发动机所获得的压缩比、并且超过已知的转子式发动机所达到的压缩比的压缩比。

[0018] 本发明的一些但并非全部实施例的目的还在于提供使用现有的发动机部件并且避免对专用的附加涡轮增压器或机械增压器的需求来增加和/或提高进气压力的发动机和发动机操作方法。本发明的实施例可以使用互连的枢转叶片来限定燃烧腔室,并且可以提供内部机械增压器,所述内部机械增压器利用与用于燃烧的相同的互连枢转叶片来限定可变容积的机械增压器腔室。这允许更有效地利用先前未充分利用的空间来提高发动机功率。与通过皮带轮、皮带或齿轮由曲轴输出驱动的位于外部的机械增压器相比,将内部机械增压器直接定位在发动机内可减少由于泵送和动力传送而导致的相关功率损失。

[0019] 本发明的一些但并非全部实施例的目的还在于提供能够提供旋转式发动机的益处、同时提供期望水平的燃烧充气压缩的发动机和发动机操作方法。这种好处可以包括以下一项或多项:部件减少、消除某些阀、振动降低、重量和尺寸减小、RPM能力提高以及动力输出更平稳。本发明的实施例可以使用互连的枢转叶片来限定一个或多个可变容积腔室,其大致遵循平滑的弯曲运动路径,从而提供旋转式发动机的许多益处(如果不是全部的话),同时还提供期望水平的燃烧充气压缩。

[0020] 本发明的一些但并非全部实施例的目的还在于提供较少依赖于润滑剂(例如油)的使用的发动机和发动机操作方法。本发明的一些但并非全部实施例的目的还在于提供限制或防止油渗入燃烧腔室和机械增压器腔室、从而减少有害排放的发动机和发动机操作方法。在可行的情况下,通过从系统中除去油,可以消除排出气体中的油雾,从而防止油和油的副产品积聚在阀、喷射器、火花塞、涡轮增压器、催化转化器和其他发动机系统部件上。本发明的一些但并非全部实施例的目的还在于提供如下发动机和发动机操作方法,其限制或防止燃烧副产物和副产物渗入油中,这会引入可能污染油和改变油的pH值的碳颗粒、未消耗的碳氢化合物以及其他颗粒。减少或消除这些油污染源可以防止油系统腐蚀并延长油使用寿命,从而降低所需的维护成本并减少辅助油的处理、储存和回收再利用成本。本发明的实施例可以使用互连的枢转叶片,该枢转叶片相对于相邻的壁移动,同时与这些壁保持等效的密封而无需使用润滑剂,从而实现前述目的中的一个或多个。枢转叶片和/或相邻的壁

可以设置有凹口区域,所述凹口区域形成密封系统而不需要润滑剂。与替代方案相比,枢转叶片还可提供更大的密封面积,这可使非润滑剂密封系统可行性更高。

[0021] 本发明的一些但并非全部实施例的目的还在于提供能够提供期望水平的火焰前沿传播和/或从膨胀燃烧气体到动力产生元件的力传递的发动机和发动机操作方法。为此,本发明的实施例可以使用互连的枢转叶片,所述枢转叶片在燃烧过程中促进最佳和/或缩短的火焰前沿传播。该枢转叶片还可以允许使用多个火花塞以及相对于燃烧充气 and 动力产生元件的改进的火花塞位置。

[0022] 本发明的一些但并非全部实施例的目的还在于提供从原本是废热的能量中捕获能量、并将这种能量用于产生动力的发动机和发动机操作方法。本发明的实施例可以使用互连的枢转叶片来限定热机,以捕获废热能量并将其用于产生动力。此外,形成热机的互连的枢转叶片可以已经包括在发动机中以从燃烧事件产生动力,从而从已经存在的部件中获得额外的动力产生益处,并且避免过多的附加重量、成本或复杂性。

[0023] 本发明的一些但并非全部实施例的目的还在于提供包括改进的外部机械增压器设计的发动机和发动机操作方法。本发明的实施例可以包括在成本、重量、性能、维护和复杂性方面更优越的机械增压器。

[0024] 本发明的一些但并非全部实施例的目的还在于提供可用于非动力产生应用(例如泵和压缩机)的可变容积腔室。为此,本发明的实施例可以使用互连的枢转叶片来限定一个或多个可变容积腔室,该可变容积腔室可独立地或协同地作用以泵送或加压流体。

[0025] 本发明的一些但不是全部实施例的这些和其他优点对于本领域普通技术人员将是显而易见的。

[0026] 响应于前述挑战,申请人已经开发了一种创新型可变容积腔室装置,其包括:包括在第一构件中的第一表面,所述第一表面与包括在第二构件中的第二表面间隔开并且相对于所述第二表面固定,其中所述第一表面在第一参考平面中延伸,所述第二表面在第二参考平面中延伸,并且所述第一参考平面平行于所述第二参考平面;布置在所述第一表面和所述第二表面之间的第一可变容积腔室,所述第一可变容积腔室至少部分地由所述第一表面、所述第二表面和第一组件限定,所述第一组件包括第一叶片、第二叶片、第三叶片和第四叶片;所述第一叶片和所述第二叶片之间的第一枢转连接件,其中所述第一枢转连接件相对于所述第一表面和所述第二表面保持在固定位置;所述第二叶片和所述第三叶片之间的第二枢转连接件;所述第三叶片和所述第四叶片之间的第三枢转连接件;以及所述第一叶片和所述第四叶片之间的第四枢转连接件。

[0027] 申请人进一步开发了一种创新型可变容积腔室装置,其包括:包括在第一结构中的第一表面,所述第一表面与包括在第二结构中的第二表面间隔开并且相对于所述第二表面固定,其中所述第一表面在第一参考平面中延伸,所述第二表面在第二参考平面中延伸,并且所述第一参考平面平行于所述第二参考平面;布置在所述第一表面和所述第二表面之间的第一可变容积腔室,所述第一可变容积腔室至少部分地由所述第一表面、所述第二表面和第一组件限定,所述第一组件包括第一叶片、第二叶片、第三叶片和第四叶片;所述第一叶片和所述第二叶片之间的第一枢转连接件;所述第二叶片和所述第三叶片之间的第二枢转连接件;所述第三叶片和所述第四叶片之间的第三枢转连接件;所述第一叶片和所述第四叶片之间的第四枢转连接件;以及具有第一点和远离所述第一点的第二点的驱动杆,

其中所述驱动杆的第一点在所述第三枢转连接件处连接到所述第一组件,并且其中所述驱动杆的第二点直接或间接地连接到曲轴。

[0028] 申请人还进一步开发了一种创新型可变容积腔室装置,其包括:包括在第一构件中的第一表面,所述第一表面与包括在第二构件中的第二表面间隔开并且相对于所述第二表面固定,其中所述第一表面在第一参考平面中延伸,所述第二表面在第二参考平面中延伸,并且所述第一参考平面平行于所述第二参考平面;布置在所述第一表面和所述第二表面之间的第一可变容积腔室,所述第一可变容积腔室至少部分地由所述第一表面、所述第二表面和第一组件限定,所述第一组件包括第一叶片、第二叶片、第三叶片和第四叶片;所述第一叶片和所述第二叶片之间的第一枢转连接件;所述第二叶片和所述第三叶片之间的第二枢转连接件;所述第三叶片和所述第四叶片之间的第三枢转连接件;所述第一叶片和所述第四叶片之间的第四枢转连接件;至少环绕所述第一叶片和所述第二叶片的一部分的叶片环绕结构;以及至少部分地由所述第一叶片和所述叶片环绕结构限定的第二可变容积腔室。

[0029] 申请人还进一步开发了一种创新型内燃发动机,其包括:可变容积的内部机械增压器腔室;可变容积的燃烧腔室;可变容积的热机腔室;将所述可变容积的机械增压器腔室连接到所述可变容积的燃烧腔室的一个或多个第一工作流体通路;以及将所述可变容积的燃烧腔室连接到所述可变容积的热机腔室的一个或多个第二工作流体通路。

[0030] 应当理解,前面的大体描述和下面的详细描述都仅仅是示例性和说明性的,并且不限制所要求保护的发明。

附图说明

[0031] 为了帮助理解本发明,现在将参考附图,其中相似的附图标记指代相似的元件。附图仅是示例性的,并且不应解释为限制本发明。

[0032] 图1是根据本发明的第一实施例的两层内燃发动机的等距视图。

[0033] 图2是包括在图1的发动机中的第一类型的侧板的平面图。

[0034] 图3是包括在图1的发动机中的两个叶片组件、两个马蹄铁形件和两个侧盖(除了其它部件之外)的平面图。

[0035] 图4是包括在图1的发动机中的第二类型的侧板的平面图。

[0036] 图5是通过主枢转连接的第一和第二叶片的等距视图,所述第一和第二叶片包括在图1的发动机中并在图3中示出。

[0037] 图6是枢转连接在一起的第三和第四叶片的等距视图,所述第三和第四叶片包括在图1的发动机中并在图3中示出。

[0038] 图7是图3中所示的叶片组件、马蹄铁形件、驱动杆、曲柄和中间冷却器的平面图,其包括形成在叶片组件和马蹄铁形件上的密封系统。

[0039] 图8A是图3、图5和图7中所示的第一叶片和主销的剖视图,其显示了根据本发明第一实施例的火花塞或电热塞的安装和接线。

[0040] 图8B是图3、图5和图7中所示的主销的剖视图,其显示了根据本发明的替代实施例的火花塞或电热塞的接线。

[0041] 图8C是图3、图5和图7中所示的主销的剖视图,其显示了根据本发明的替代实施例

的火花塞或电热塞的接线。

[0042] 图8D是图3、图5和图7中所示的主销的剖视图,其显示了根据本发明的替代实施例的火花塞或电热塞的接线。

[0043] 图9A-9I是以不同的曲柄度数取向示出的图3元件的平面图。

[0044] 图10是可以与图1所示的发动机一起使用的外部机械增压器的示例实施例的分解图。

[0045] 图11和图12显示了示例水喷射器相对于图1所示的发动机中的叶片组件和侧板的放置。

[0046] 图13是图10中所示的外部机械增压器的外部机械增压器角位置和间隙的预示图。

[0047] 图14是图10中所示的外部机械增压器的外部机械增压器角速度的预示图。

[0048] 图15A-15C是从图10中选择的元件在不同的旋转点处的剖视平面图。

[0049] 图16是替代实施例的外部机械增压器前转子的示图,其包括内部腔室的虚线图示。

[0050] 图17A和17B是图3元件的平面图,其示出了根据优选实施例的元件的相对偏移。

[0051] 图18是按照本发明的替代实施例布置和互连的四个叶片组件(除了其它部件之外)的平面图。

[0052] 图19是按照本发明的替代实施例布置和互连的四个叶片组件(除了其它部件之外)的平面图。

[0053] 图20是按照本发明的替代实施例布置和互连的四个叶片组件(除了其它部件之外)的平面图。

[0054] 图21是按照本发明的替代实施例布置和互连的两个叶片组件(除了其它部件之外)的平面图。

[0055] 图22A-22C显示了在本发明的替代实施例中使用的示例齿轮组件。

[0056] 图23是按照本发明的替代实施例布置和互连的两个交错的叶片组件(除了其它部件之外)的分解图。

[0057] 图24是按照本发明的替代实施例布置和互连的两个交错的叶片组件(除了其它部件之外)的分解图。

[0058] 图25是按照本发明的替代实施例布置的叶片组件(除了其它部件之外)的分解图。

具体实施方式

[0059] 现在将详细参考本发明的实施例(其示例在附图中显示)。参考图1,显示了本发明的第一示例内燃发动机实施例。在该示例中,发动机可以结合有两个相邻的层,每个层包括两个可变容积的燃烧腔室。应当理解,替代的发动机实施例和泵实施例可以具有更多或更少的层,并且每层可以具有更多或更少的可变容积腔室。从图1中最靠近观察者的发动机的部分开始并向远离观察者的方向前进,第一层可以包括连接到第一B型侧板32的第一端板33。第一端板33和第一B型侧板32可以具有对齐的开口,所述开口延伸穿过它们,以容纳第一和第二输出曲轴56以及第一和第二火花塞138。第一B型侧板32还可以包括穿过其以容纳第一和第二燃料喷射器136的开口。

[0060] 第一B型侧板32可以与第一A型侧板31通过许多外部和内部中间部件间隔开。所述

外部中间部件可以包括第一马蹄铁形件101和第二(下部)马蹄铁形件,以及A型侧盖37和B型侧盖38。

[0061] 发动机的第二层可以邻近并连接到第一层。所述第二层可以包括连接到第一A型侧板31的第二A型侧板31。所述第二层可以进一步包括第二B型侧板32,第二B型侧板32与第二A型侧板通过第三马蹄铁形件101、第四马蹄铁形件、A型侧盖37和B型侧盖38间隔开。第二端板34可以连接到第二B型侧板32,从而完成两层堆叠。第二端板34、第二B型侧板32以及第三和第四马蹄铁形件101可以包括与在发动机的第一层中的对应部件相同数量和类型的开口。第一端板33、第二端板34、A型侧板31、B型侧板32、马蹄铁形件101、A型侧盖37和B型侧盖38可以各自具有沿着外边缘形成的多个散热片。每个马蹄铁形件101可以包括延伸穿过马蹄铁形件的排气开口129。

[0062] 参考图2,A型侧板31中的每一个可以包括在第一参考平面中延伸的、面向燃烧腔室的大体平坦的内表面(与所示的相反),以及形成有散热片30的外边缘。第一和第二中间冷却器52的包括第一中间冷却器通路53的部分设置在A型侧板31的相对角部处。A型侧板31还可以包括用于接收第一和第二输出曲轴56的开口,所述开口在将A型侧板一分为二的参考中心线上彼此间隔开。第一和第二钻孔或凹槽128设置在A型侧板31中,用于接收主销(在图3中示出)。

[0063] A型侧板31中的每一个还可以包括形成在板的非燃烧腔室侧(所示出的一侧)中的四个内部机械增压器通道(即通路)48。内部机械增压器通道48中的每一个可以从形成在A型侧板31的中心外边缘处的开口端延伸到与板的燃烧腔室侧连通的内部机械增压器空气入口49。通道48可以具有弯曲的钩形,其被配置为提供有助于冷却A型侧板31的延长的流动路径。可以将配合的内部机械增压器通道48对设置在穿过第一和第二输出曲轴56开口、将A型侧板31一分为二的参考中心线的相对侧上。每一对配合的内部机械增压器通道48可以包括装配有位于A型侧板31的燃烧腔室侧(与所示的相反)上的热机放泄端口46的一个通道。

[0064] 参考图3,发动机层的每一半可以设置有马蹄铁形件101、中间冷却器52、主销105和叶片组件,所述叶片组件由A型叶片65、B型叶片75、C型叶片85和D型叶片93组成。在发动机层的上部中的叶片组件可以通过驱动杆62枢转连接到在发动机层的下部中的叶片组件。继而,驱动杆62可以通过曲柄60枢转连接到内部曲轴58中的每一个。马蹄铁形件101、第一A型侧盖37和第一B型侧盖38可以共同地使A型侧板31与B型侧板32间隔开,以形成图1所示的两个层中的第二发动机层。为了便于讨论,仅描述发动机的上部(叶片组件、马蹄铁形件等),但是应当理解,发动机的下部包括相似的元件,并且发动机的第二层包括与第一层相似的元件。

[0065] 继续参考图3,马蹄铁形件101具有邻近A型侧板31并抵靠A型侧板31密封的前表面(如图所示)。马蹄铁形件101还具有邻近B型侧板32并抵靠B型侧板32密封的后表面。一般而言,马蹄铁形件101是U形截头锥体,其具有延伸穿过其的排气开口129以及形成在其中的一些其他通路。排气管130可以连接至延伸穿过每个马蹄铁形件101的排气开口129。马蹄铁形件101可以包括内部弯曲壁,该内部弯曲壁与从马蹄铁形件的前表面延伸至后表面的参考圆柱体同延。该内部弯曲壁可以具有恒定的曲率半径、延伸通过大于180度但小于360度的弧,使得在弯曲壁中存在形成U形的开口端的开口。U形马蹄铁形件101的弯曲壁中的开口可以面向发动机层的布置有内部曲轴58的中心。第一内部机械增压器凸台102和第二机械增

压器凸台103可以从弯曲壁的大致相对侧向内突出。马蹄铁形件101还可以包括两个游隙凹槽(windage recess)104,所述两个游隙凹槽104在U形截头锥体的相对端处邻近弯曲壁中的开口布置。外部机械增压器入口通路57可以从周围环境侧穿过马蹄铁形件101延伸到外部腔室55。具有伴随通路的放气和传送阀122可以将外部机械增压器入口通路57连接到内部机械增压器压缩空气通路51或周围环境。

[0066] 马蹄铁形件101可以具有连接到其上的中间冷却器52,或者替代地,马蹄铁形件101可以与中间冷却器52一体成型为单个件。内部机械增压器压缩空气通路51可以延伸穿过中间冷却器52和马蹄铁形件101的一部分。内部机械增压器压缩空气通路51可以包括两个子通路,所述两个子通路沿着马蹄铁形件101的内部弯曲壁的外周的一部分朝向彼此延伸。两个子通路可各自在马蹄铁形件101的表面上包括与B型侧板32中的对应机械增压器出口通路50(见图4)连通的开口。每个机械增压器出口通路50从B型侧板32的燃烧腔室侧延伸到板的非燃烧腔室侧,在该处与内部机械增压器压缩空气通路51的子通路中的一个相接。

[0067] 叶片组件可以布置在由马蹄铁形件101的内部弯曲壁限定的空间中。参考图3和图5,A型叶片65可以具有大体为楔形(当如图3中对准端部观察时)的平面状前表面和平面状后表面。三个主壁可以限定出楔形。三个主壁可以在A型叶片65的前表面和后表面之间延伸。A型叶片65的第一壁和第二壁远离两个A型主销凸台71朝向外部弯曲第三壁延伸。A型主销凸台71可以具有对齐钻孔,这些钻孔被配置为接收主销105。

[0068] A型叶片65的第一壁和第二壁优选地在彼此形成倾斜角度的参考平面中远离A型主销凸台71延伸。第一壁可以包括平滑的峰脊热机偏转突起69,该峰脊热机偏转突起69在与A型叶片65的前表面和后表面在其中延伸的参考平面平行的方向上延伸,并且与该参考平面大致等距地间隔开。A型叶片65的第二壁可以包括两个A型侧凸台72,所述两个A型侧凸台72从第二壁向外突出并且分别布置在叶片的前表面和后表面处。A型燃烧压缩楔70可以沿前表面形成在A型侧凸台72和A型主销凸台71之间,第二压缩楔70可以沿后表面形成在A型侧凸台72和A型主销凸台71之间。

[0069] A型叶片65的外部弯曲第三壁可以包括一对匹配的内部机械增压器翅片66,其分别从叶片的前表面和后表面突出并且与叶片的前表面和后表面共面。内部机械增压器翅片66的外边缘可以具有恒定的曲率半径,该恒定的曲率半径略小于由马蹄铁形件101的内部弯曲壁限定的开口的曲率半径。当在马蹄铁形件101中的圆柱形开口内枢转时,翅片66的弯曲外边缘与马蹄铁形件101中的圆柱形开口保持均匀且非常小的距离。前表面翅片66可以包括形成在其中的内部机械增压器入口狭槽67。后表面翅片66可以包括远离入口狭槽67的内部机械增压器出口狭槽68。内部机械增压器翅片66可以在它们之间限定第一内部机械增压器腔室47,该第一内部机械增压器腔室47在内侧由A型叶片的外部弯曲第三壁的两个翅片之间延伸的部分界定,并且在外侧由马蹄铁形件101的弯曲壁界定。从马蹄铁形件101突出的第一内部机械增压器凸台102形成第一内部机械增压器腔室47的壁,同时允许A型叶片65相对于凸台移动。由于第一内部机械增压器凸台102阻挡流体流过它,因此第一内部机械增压器腔室47的容积随着A型叶片65来回枢转而变化。

[0070] 继续参考图3和图5,B型叶片75可以具有大体为楔形(当如图3中对准端部观察时)的平面状前表面和平面状后表面。三个主壁可以在B型叶片75的前表面和后表面之间延伸

以限定出楔形。B型叶片75的第一壁和第二壁远离中心B型主销凸台81朝向外部弯曲第三壁延伸。B型主销凸台81可以被设计尺寸以被牢固地接收在A型叶片65的两个A型主销凸台之间,并且具有配置为接收主销105的钻孔。A型主销凸台71和B型主销凸台81应该配置为当如图5所示的那样交插时相对于彼此枢转,而不会通过枢转点发生大量的工作流体泄漏。

[0071] B型叶片75的第一壁和第二壁优选地在彼此形成倾斜角度的参考平面中远离B型主销凸台81延伸。B型叶片75在第一和第二壁参考平面之间形成的角度优选地与A型叶片65在第一和第二壁参考平面之间的角度相同或几乎相同。B型叶片75的第一壁可以包括两个对称的平顶突起79,所述两个对称的平顶突起79分别从B型叶片75的前表面和后表面向内延伸。突起79可以在它们之间限定中心谷,该中心谷配置为当两个叶片一起枢转时接收A型叶片65上的突起69。B型叶片75的第二壁可以包括B型侧凸台82,B型侧凸台82远离第二壁突出并且布置在叶片的前表面和后表面之间的中点附近。两个B型燃烧压缩楔80可以从B型叶片75的第二壁分别沿着叶片的前表面的内部部分和后表面的内部部分延伸。

[0072] B型叶片75的外部弯曲第三壁可以包括一对匹配的内部机械增压器翅片76,其分别从叶片的前表面和后表面突出并且与叶片的前表面和后表面共面。内部机械增压器翅片76的外边缘可以具有恒定的曲率半径,该恒定的曲率半径略小于由马蹄铁形件101的内部弯曲壁限定的开口的曲率半径。当在马蹄铁形件101中的圆柱形开口内枢转时,翅片76的弯曲外边缘可以与马蹄铁形件101中的圆柱形开口保持均匀且非常小的距离。前表面翅片76可以包括形成在其中的内部机械增压器入口狭槽77。后表面翅片76可以包括远离入口狭槽77的内部机械增压器出口狭槽78。内部机械增压器翅片76可以在它们之间限定第二内部机械增压器腔室47,该第二内部机械增压器腔室47在内侧由B型叶片75的外部弯曲第三壁的在两个翅片之间延伸的部分界定,并且在外侧由马蹄铁形件101的弯曲壁界定。从马蹄铁形件101突出的第二内部机械增压器凸台103形成第二内部机械增压器腔室47的壁,同时允许B型叶片75相对于凸台移动。由于第二内部机械增压器凸台103阻挡流体流过它,因此第二内部机械增压器腔室47的容积随着B型叶片75来回枢转而变化。

[0073] A型叶片65可以使用主销105枢转连接到B型叶片75。主销105可以延伸穿过与B型主销凸台81交插的A型主销凸台71,从而为两个叶片提供固定的枢转点。主销105可以被A型侧板31中的第一主销安装凹槽128牢固地接收,和/或被B型侧板32中的第二主销安装凹槽128牢固地接收(见图4)。主销安装凹槽128将主销105以及A型叶片65和B型叶片75的主销枢转点约束到相对于A型侧板31和B型侧板32的固定位置。

[0074] 参考图3和图6,C型叶片85可以具有通过内凸壁和外凸壁彼此连接的平面状前表面和平面状后表面。所述内凸壁和外凸壁可以彼此间隔开。所述内凸壁可以从(i)叶片的一端处的第一和第二C型侧凸台86延伸到(ii)叶片的相对端处设置的第一和第二C型驱动杆凸台87。C型叶片85的外凸壁也可以从叶片的一端处的第一和第二C型侧凸台86延伸到相对端处设置的第一和第二C型驱动杆凸台87。C型侧凸台86可以各自具有围绕凸台的外圆周的一部分延伸的C型气体引导狭槽90。C型侧凸台86可以具有配置为接收A型侧肘节销114的对齐钻孔。C型驱动杆凸台87可以具有配置为接收驱动杆肘节销118的对齐钻孔。

[0075] B型叶片75可以使用A型侧肘节销114枢转连接到C型叶片85。A型侧肘节销114可以延伸穿过与C型侧凸台86交插的B型侧凸台82,从而为B型叶片75和C型叶片85提供相对于A型侧板31和B型侧板32的可移动枢转点。B型侧凸台82和C型侧凸台86在交插时可以相对于

彼此枢转,而不会通过枢转点发生大量的工作流体泄漏。

[0076] 继续参考图3和图6,D型叶片93可以具有通过内凸壁和外凸壁彼此连接的平面状前表面和平面状后表面。所述内凸壁和外凸壁可以彼此间隔开。D型叶片93的内凸壁可以从叶片的一端处的D型侧凸台94延伸到相对端处设置的第一和第二D型驱动杆凸台95。D型叶片93的外凸壁也可以从叶片的一端处的D型侧凸台94延伸到相对端处设置的D型驱动杆凸台95。D型侧凸台94可以具有围绕凸台的外圆周的一部分延伸的一个或多个D型气体引导狭槽98。D型侧凸台94可以具有配置为接收B型侧肘节销116的钻孔。D型驱动杆凸台95可以具有配置为接收驱动杆肘节销118的对齐钻孔。驱动杆肘节销118、A型侧肘节销114和B型侧肘节销116可以具有容置在其中的独立的联接杆120(图6),以保持叶片机构与A型侧板31和B型侧板32的间隙。

[0077] A型叶片65可以使用B型侧肘节销116枢转连接到D型叶片93。B型侧肘节销116可以延伸穿过与D型侧凸台94交插的第一和第二A型侧凸台72,从而为A型叶片65和D型叶片93提供相对于A型侧板31和B型侧板32的可移动枢转点。A型侧凸台72和D型侧凸台94在交插时可以相对于彼此枢转,而不会通过枢转点发生大量的工作流体泄漏。

[0078] C型叶片85、D型叶片93和驱动杆62可以使用驱动杆肘节销118枢转连接在一起。驱动杆肘节销118可以延伸穿过与C型驱动杆凸台87和驱动杆62交插的D型驱动杆凸台95。驱动杆肘节销118可以为C型叶片85、D型叶片93和驱动杆62提供相对于A型侧板31和B型侧板32的可移动枢转点。C型驱动杆凸台87、D型驱动杆凸台95和驱动杆在交插时可以相对于彼此枢转,而不会通过枢转点发生大量的工作流体泄漏。

[0079] 参考图3和图6,驱动杆62可以通过一个或多个对应的曲柄60枢转连接到一个或多个内部曲轴58。驱动杆62、曲柄60和内部曲轴58可以布置在外部腔室55中,该外部腔室55构成发动机层内的位于马蹄铁形件101和叶片组件外侧的空间。优选地,外部腔室55可以与外部机械增压器入口端口57连通,通过该外部机械增压器入口端口57可以供应加压流体(诸如空气)。优选地,尽管可以采用更大的压力,但是在无负载发动机操作期间,外部腔室55可以保持在1.5至3个大气压的压力下。外部腔室55的压力可以在发动机操作过程中根据需要改变,以避免在发动机操作期间从燃烧腔室39发生不可接受的流体泄漏。

[0080] 曲轴56、58可以在发动机层之间延伸并且通过第一端板33(图1)从发动机伸出。内部曲轴58可以通过一个或多个内部曲轴轴承59固定在发动机内的适当位置。曲轴56、58可以配置为响应于从驱动杆62和曲柄60接收的旋转驱动力而重复地360度旋转。曲轴的输出可用于任何动力目的。

[0081] 参考图17A和图17B,针对包括两个相对的腔室的实施例显示了曲柄60、驱动杆62、内部曲轴58和主销105的相对尺寸和偏移。这些尺寸和偏移在替代实施例中可以变化,并且可以是期望的叶片几何形状、凸台尺寸、压缩长度、寄生长度以及叶片之间的间隙的函数。在优选实施例中,可以针对压缩阶段和寄生阶段确定主销105和驱动杆肘节销之间的距离。曲柄60的长度可以通过从压缩长度中减去寄生长度并将结果除以二来确定。从主销105的中心到连接在内部曲轴58的中心之间的线段的中点的距离可以通过将寄生长度、驱动杆62的偏移长度和曲柄60的长度相加来计算。替代地,可以通过将压缩长度与驱动杆62的偏移长度相加并且减去曲柄60的长度来确定该距离。

[0082] 参考图3和图4,每个发动机层由B型侧板32完成。包括A型侧板31、马蹄铁形件101、

A型侧盖37、B型侧盖38和B型侧板32的完整发动机层可以使用任何已知的结构(例如螺栓、焊接件、粘合剂、夹具等)保持在一起。优选地,可以在部件之间保持一个或多个密封件,以充分防止工作流体从燃烧腔室39中的过度泄漏,以及防止较低压工作流体从外部腔室55中的泄漏。

[0083] 参考图4,B型侧板32中的每一个可以包括在第二参考平面中延伸的面向燃烧腔室的大体平坦的内表面(如图所示)。该第二参考平面平行于A型侧板31(图1)的面向燃烧腔室的大体平坦的内表面在其中延伸的第一参考平面并且与第一参考平面等间距地间隔开。第一和第二中间冷却器52的包括第一中间冷却器通路54的部分可以设置在B型侧板32的相对的角部处。放气通路和阀121可以将每个第一中间冷却器通路54连接到周围环境。B型侧板32可以包括用于接收第一和第二内部曲轴58的开口,所述开口在将B型侧板一分为二的参考中心线上彼此间隔开。内部曲轴58和输出曲轴56(图3)可以由一个或多个曲轴轴承59支撑。第一和第二钻孔或凹槽128可以设置在B型侧板32中以接收主销105(图3)。B型侧板32可以包括用于接收燃料喷射器136和火花塞138的开口。火花塞138可以位于B型侧板32中,以便当燃烧腔室39接近或处于最小容积时暴露于燃烧腔室39。

[0084] B型侧板32中的每一个还可以包括六个端口,该六个端口在叶片组件的轨迹内延伸穿过该板。具体地,燃烧充气入口端口40可以在B型侧板32上被设计位置和尺寸以选择性地在燃烧腔室39的容积大加时与燃烧腔室39连通。燃烧排气端口41可以被设计位置和尺寸以选择性地在燃烧腔室39的容积减小时与燃烧腔室39连通。燃烧充气入口端口40和燃烧排气端口41可以大体为梯形,并且远离主销凹槽128延伸大致相同的距离,就像辐条远离轮毂延伸那样。燃烧充气入口端口40和燃烧排气端口41的中心可以相对于主销凹槽128彼此分开大致170-200度。

[0085] 参考图3、图5和图6,A型叶片65、B型叶片75、C型叶片85和D型叶片93的内壁限定出可变容积腔室39,所述可变容积腔室39在图3所示的发动机实施例中包括燃烧腔室。更具体地,驱动杆62、曲柄60、A型叶片65、B型叶片75、C型叶片85和D型叶片93可以连接以在他们之间形成平行四边形或菱形燃烧腔室39,所述平行四边形或菱形燃烧腔室39的内角取决于驱动杆在其圆形路径上的位置。该平行四边形或菱形燃烧腔室39可以用作奥托或阿特金森循环燃烧腔室,该燃烧腔室完成的循环完全等效于四冲程活塞发动机的二曲柄旋转循环(该循环在一次曲柄(360度)旋转内具有进气、压缩、膨胀、排气和寄生事件)。

[0086] 当A型叶片65、B型叶片75、C型叶片85和D型叶片93枢转连接时,燃烧腔室39的容积可以由于它们的移动而变化。A型叶片65和B型叶片75围绕主销105以往复运动枢转。C型叶片85和D型叶片93首先彼此远离并且朝向A型叶片65和B型叶片75枢转,然后朝向彼此并且远离A型叶片和B型叶片枢转。作为该运动的结果,燃烧腔室39在驱动杆62的每转中两次达到最大容积并且两次达到最小容积。

[0087] 重新参考图4,B型侧板32还可以包括位于邻近燃烧充气入口端口40的位置的热机排气端口45,以及位于邻近热机排气端口的位置的热机入口端口44。热机入口端口44和热机排气端口45可以大体呈梯形的并且远离主销凹槽128延伸大致相同的距离,就像辐条远离轮毂延伸那样。热机入口端口44和热机排气端口45可以远离主销凹槽128延伸燃烧腔室入口端口40远离主销凹槽延伸的距离的大致两倍的距离。

[0088] 参考图3和图4,热机入口端口44可以在B型侧板32上被设计位置和尺寸以选择性

地与形成在A型叶片65、B型叶片和马蹄铁形件101的内部弯曲壁之间的热机腔室43连通并仅暴露于该热机腔室43。传送通道42在B型侧板的后表面(即,非燃烧腔室表面)上将燃烧排气端口41与热机入口端口44连接。热机排气端口45可以在B型侧板32上被设计位置和尺寸以选择性地与热机腔室43连通并仅暴露于该热机腔室43。用于传送工作流体的通道可以经由马蹄铁形件101内的连通到B型侧板后表面(即,非燃烧腔室表面)的通路将排气开口129与热机排气端口45连接。

[0089] 参考图3、图4、图5和图6,A型叶片65的第一壁和B型叶片75的第一壁可以在它们之间限定可变容积的热机腔室43,所述热机腔室43由马蹄铁形件101的内部弯曲壁界定。由于A型叶片65和B型叶片75围绕主销105的枢转移动,热机腔室43的容积可以在最大容积和最小容积之间往复(变化)。工作流体可以通过B型侧板32中的热机入口端口44进入热机腔室43,并且工作流体可以通过热机排气端口45离开热机腔室。

[0090] 参考图4,B型侧板32还可以包括多个内部机械增压器出口通路50。每个内部机械增压器出口通路50可以从B型侧板32的燃烧腔室侧延伸至板的非燃烧腔室侧,在该处与内部机械增压器压缩空气通路51的子通路中的一个相接。参考图2、图3、图4、图5和图6,第一和第二内部机械增压器腔室47可以具有可变容积,因为第一和第二内部机械增压器凸台102和103在A型叶片65和B型叶片75来回枢转时阻挡流体流动。这些可变容积的内部机械增压器腔室47可以分别通过机械增压器入口狭槽67和77与A型侧板31中的内部机械增压器空气入口49连通。第一和第二内部机械增压器腔室47还可以分别通过机械增压器出口狭槽68和78与内部机械增压器出口通路50连通。

[0091] 重新参考图2、图3和图4,第一、第二、第三和第四叶片65、75、85和93的平面状前表面和后表面与A型和B型侧板31和32的燃烧腔室表面均匀间隔开且与其平行。参考图7,四个叶片的平面状前表面和后表面可以分别具有设置在其上的流体密封系统64、74、84和92。类似地,第一和第二内部机械增压器凸台102和103可以具有设置在其上的流体密封系统100。流体密封系统64、74、84、92和100可以由多个凹槽或凹口组成,这些凹槽或凹口由台部隔开,从而形成凹口区域。优选地,所述凹口可以在口部的形状、基部的形状、高度、宽度、直径、深度和/或体积方面具有相似地形状和尺寸。优选地,所述凹口形成在所提及的叶片和凸台的表面之中或之上。该区域中的凹口可以布置成至少一排,或者更优选地,以由两排或更多排纵向间隔的凹口组成的网格图案布置。选择附图中所示的区域中的台部和凹口的数量、形状、尺寸和布置是为了便于讨论和说明,并且不被认为是限制性的。

[0092] 由于在适当的密封系统区域中布置的凹口和台部的存在,因此,在所提及的叶片和凸台的延伸范围上可以产生从高压侧到低压侧的密封或密封等效物。该密封或其等效物可以由高压侧(例如,燃烧腔室39侧)和低压侧(例如,外部腔室55侧)之间的工作流体的压力差而产生。例如,随着叶片组件的移动,燃烧腔室39中的工作流体的压力和温度可能升高,并在燃烧腔室39和外部腔室55之间产生工作流体压力差。该压力差可以使叶片组件与A型侧板和B型侧板之间的空间(即密封间隙)中的工作流体流向外部腔室55。工作流体通过密封间隙的流动可以在该区域中的每个凹口处引起局部文丘里效应,这可以局部提高工作流体的速度并降低工作流体的压力。工作流体的速度和压力变化可以是叶片组件与A型侧板和B型侧板之间的实际的小间隙距离的函数。

[0093] 所述凹口优选地可以在与叶片的平面状前表面和后表面的接合处、即在与台部的

接合处具有相对尖锐的边缘。当工作流体流过凹口的尖锐边缘时,由于湍流的存在而导致局部压力降低。结果,工作流体会膨胀,从而造成压力的瞬时下降和局部湍流的增加。流过以及流入每个相继的凹口的进一步的工作流体可以开始一个循环,其中每个凹口用作亥姆霍兹式谐振器或谐振柱(取决于所部署的凹口的形状),这会导致工作流体以确定的频率被吸入到凹口中或从凹口排出,从而形成进一步的局部湍流。

[0094] 所产生的湍流可以是系统中工作流体的物理性质以及该区域中每个单独凹口的直径(或高度和宽度)、几何形状、位置关系和深度的函数。由于每个台部上方的空间体积与每个凹口上方和内部的空间体积之比,所产生的湍流还可以是实际的小间隙距离或密封间隙的函数。该局部湍流可以与流动的工作流体相互作用并产生阻碍工作流体的进一步流动的涡旋运动。流动的减少会瞬间降低谐振效应,这又会瞬间降低局部湍流,从而可以使工作流体的流动速率再次瞬间增加。

[0095] 当叶片组件朝向最小容积前进时,已经越过最上排(最靠近燃烧腔室39)中的凹口的工作流体接下来会遭遇凹口区域的相邻行中的凹口,在该处重复所描述的湍流现象,但是在较低的起始压力下重复所描述的湍流现象。随着工作流体以连续地相对降低的起始压力越过密封系统凹口区域的连续的排,该过程会重复进行,直到密封间隙中的局部压力减小到外部腔室55中包含的工作流体的压力水平为止。从该区域中的凹口到凹口的压力减小的重复循环可以形成密封或密封等效物,因为没有工作流体会流过密封间隙中的局部压力等于或低于外部腔室55中的工作流体的压力的点。

[0096] 由于凹口的谐振作用所允许的逐步泄漏,每个凹口处的局部湍流会随时间减小。因此,局部湍流也可以是叶片组件相对于A型侧板和B型侧板的运动速率的函数。密封系统的有效性可能需要波动的工作流体压力,以通过提供进出凹口的一致的流动而向密封系统区域提供高能流动(energetic flow),从而保持密封系统的有效性。

[0097] 可以通过在密封系统区域内使用不同的台部间隔图案和凹口几何形状来更改密封系统泄漏的速率。可以选择台部间距,以使该凹口向先前的(上部)凹口提供逆向流动,同时向前的(下部)凹口可以防止流体流动,以在密封系统区域内引起内部衰减的自增强振荡。

[0098] 密封系统区域对于特定应用的有效性除了是单个凹口的设计参数的函数之外,还可以是密封系统区域的外侧尺寸的函数。通过将凹口的一些或所有的几何形状更改为在凹口的内基部处包括会聚区域并且在凹口的口部处包括发散区域,可以改进密封效率。使用会聚区域和较大的发散区域以在凹口的底部处形成谐振腔,可以在凹口中产生德拉瓦喷嘴效应,由于局部的超音速工作流体移动,这可以产生更大的局部湍流。

[0099] 应当理解,被描述为形成在所提及的叶片和凸台的表面之上或之中的凹口区域在替代实施例中可以替代地形成在与这些表面相对的表面之上或之中。还应当理解,被描述为形成在所提及的叶片和凸台的表面之上或之中的凹口区域除了形成在叶片和凸台的该表面之上或之中以外,还可以形成在与活塞相对的表面之上或之中。

[0100] 可以通过将外部腔室55中的压力增加到高于周围环境大气压来提高结合图7描述的密封系统的有效性。可以使用外部相对运动振荡机械增压器对外部腔室55加压。通过调节该外部腔室55而排出的气体可以被送入通向中间冷却器的内部机械增压器通路,以增加发动机可用的冷却和压缩空气体积,以及用作可能逸出到外部腔室55中的任何燃烧气体的

排出气体再循环。

[0101] 参考图10,显示了外部相对运动振荡机械增压器的示例实施例。该外部相对运动振荡机械增压器可用于经由机械增压器端口57(图3)对外部腔室55加压。通过调节该外部腔室55而排出的气体可以经由放气和传送阀122被送到中间冷却器52中的内部机械增压器通路54,以增加发动机可用的冷却和压缩空气体积,以及用作可能逸出到外部腔室中的任何燃烧气体的排出气体再循环。外部机械增压器可以包括进气-排气歧管和盖125、前转子124和后转子123。歧管和盖125可以包括进气凹口和通路134以及排气通路135。后转子123可以包括以中心到中心120度间隔开的三个翅片,其中压缩空气输出狭槽132、133和通路位于中心轮毂周围。当任一组腔室接近最小容积时,后转子123中的狭槽和通路132、133与前转子124轮毂中的压缩空气输出通路131对准。前转子124中的这些压缩空气输出通路131通向进气-排气歧管和盖125中的排气通路135。

[0102] 可以围绕前转子124的外圆周彼此等距地设置三个进气狭槽119。进气狭槽119允许经过滤的新鲜空气从进气-排气歧管和盖125内的大圆形进气凹口和通路134被拉入前转子124中。空气可以被拉入前转子124上的翅片之间的区域的一半中,因为后转子123上的翅片将前转子124中的三个腔室分成三组配合的半腔室,所以总共有六个腔室。当后转子的翅片位于三组半腔室中的每一组的中心位置时,后转子123会阻挡前转子124中的进气狭槽119,但是当其中的一组的三个半腔室处于最小容积时,后转子123会将进气狭槽119暴露给另一组的三个半腔室。

[0103] 外部相对运动振荡机械增压器可以使用两套双叶齿轮(bi-lobe gear)126和127(又称为椭圆齿轮或椭圆形齿轮)来驱动。两个机械增压器部件(即,前转子124和后转子123)可以以90度的偏移进行齿轮传动,并且相对的转子上的翅片可以相对彼此以60度的位移定位。因此,前转子124和后转子123的机械增压器轴键可以相对彼此具有起始的30度偏移。双叶齿轮126和127在每次输入轴旋转中在四个区域和四个速度转变区域中提供两种交替速度。外部相对运动振荡机械增压器还可以由电子控制的运动系统、振荡机构或其他齿轮类型(例如多叶恒速齿轮装置、鸚鵡螺齿轮或其他允许适当的机械运动的齿轮)驱动。

[0104] 参考图10、图13和图15A-15C,外部相对运动机械增压器可以通过使每个转子在由齿轮装置提供的两个速度之间加速和减速来产生前转子124翅片和后转子123翅片的相对运动。每次两条转子角速度线如图13所示相交时,六个半腔室中的第一组的三个半腔室以图14中看到的半腔室最小间隙角输出压缩空气。由于翅片自身的弯曲设计,图14中所示的最小间隙角转化成前转子124和后转子123翅片之间的几乎为零的间隙距离,这也解释了第一组半腔室似乎比另一组具有更大的最小角间隙的原因。在图13和图14描述的模拟中,输入轴以每秒120度的速度被驱动,这将以高于和低于输入速度的两种速度驱动机械增压器部件,所述两种速度具有的速度比例系数约为1.7。一次输入驱动轴旋转从机械增压器的六个半腔室的具有彼此交替的腔室的组产生四个压缩空气输出循环。

[0105] 在前转子速度线和后转子速度线的相交处的输出是由于在前转子124追赶并追上后转子123、然后后转子123追赶并赶上前转子124中产生的追赶移动而产生的。在每次追赶运动期间,空气通过进气狭槽119进入前转子和后转子123之间的空间,然后在转子之间被压缩。这产生了伪运动或相对运动振荡,而不用使一个转子持续地启动、停止、反向和停止同时使另一个转子保持静止。与活塞式压缩机相比,这可以使该机构保存一些动量并增加

空气输出。像活塞式压缩机相似,压缩空气输出脉冲可以通过使用与齿轮系以不同的偏移角度键连的多个腔室来进行平滑处理,以允许以降低的成本实现普通齿轮传动,但产生更一致和/或更大的输出体积和压力。

[0106] 参考图15A,后转子翅片阻挡围绕转子的周边设置的前转子进气狭槽119。如果该设计在输出通路上配备有单向阀(未示出),则三个半腔室将低于大气压;如果没有配备,则应更接近大气压。另外的三个半腔室处于大气压或略高于大气压。此时,前转子缓慢移动,后转子轻快移动。当驱动轴逆时针旋转时,前转子翅片顺时针旋转。这导致半腔室中的三个吸入空气,而其它三个半腔室开始压缩空气。

[0107] 参考图15B,前转子开始加速,而后转子几乎完全减速。空气已经通过进气狭槽119被吸入并且填充转子之间的与进气狭槽连通的空间。此时,通向后转子中的腔室的压缩空气通路132、133连接到前转子中的压缩空气出口131,从而导致已经在转子之间被压缩的压缩空气被推过压缩空气出口,并且通过可选的单向阀(未示出)。新的压缩空气体积被添加到进气-排气歧管和盖中的排气通路的体积中。

[0108] 参考图15C,后转子翅片已顺时针旋转,从而阻挡前转子124的进气口119。这开始了第二组的三个半腔室的压缩循环,并导致先前压缩的半腔室的新鲜空气吸入循环。此时,前转子轻快移动,后转子缓慢移动。随着驱动轴继续旋转,通向后转子中的腔室的压缩空气通路132、133连接到前转子中的压缩空气出口131。这导致了与先前针对第一组半腔室描述的类似的压缩循环和压缩空气体积添加。重复该过程,以使三个半腔室输出压缩空气,同时另外三个半腔室吸入空气。

[0109] 参考图10和图16,在前转子124的外侧邻近进气狭槽119成形空气引导脊154、从而在进气-排气歧管和盖与前转子124之间形成空气风扇/泵/压缩机也是有利的。在进气狭槽119和压缩空气输出通路上采用单向阀(未示出)、以通过允许腔室更长时间地吸气来增加压缩机能够产生的体积和压力也是有利的。如果进气狭槽119的数量从三个增加到六个,并且每个进气狭槽位于从其原始中心位置偏移一定距离的位置,从而使每个半腔室具有单独的进气狭槽(未示出),则这些单向阀也可以每组三个半腔室采用(一个),以降低成本。

[0110] 参考图8A至图8D,在替代实施例中,火花塞138可以安装在所述叶片中的一个或多个(例如A型叶片65和/或B型叶片75)内。火花塞138可以安装在叶片内,以将火焰前沿传播点定位成靠近腔室的中心。为此,必须将火花塞138所需的能量传递给火花塞,并且火花塞必须是可维修的。

[0111] 图8A显示了示例火花塞138的安装,其中点火脉冲经由高压绝缘导线108从主销105传递,其中灌封件107将导线腔与主销主体和油通路109隔离开来。第一火花塞检修盖155可以布置在A型叶片65中,第二火花塞检修盖156可以布置在马蹄铁形件101中。火花塞检修盖155和156保护火花塞138免受污染。导线108离开主销105并通过A型叶片65中的开口延伸至火花塞138。可以通过将发动机旋转至适当的曲柄角度、以使A型叶片65中的通路(火花塞138安装在该通路中)与马蹄铁形件101中的匹配通路对齐来更换火花塞138,而无需拆卸发动机。一旦通路对齐,则可以移除火花塞检修盖155和156,从而提供从马蹄铁形件101的外侧接近火花塞的通道。

[0112] 参考图8B,在替代实施例中,可以使用高压电刷/滑片(wiper)接触组件111将导线108联接到火花塞138。

[0113] 在另一示例中,如图8C所示,火花塞的点火能量可以由环形线圈模块110传输。油通路109包含在主销105内。线圈可以接地到叶片主体上,并且变压器的正极侧可以经由火花塞导线108联接到火花塞138。当要输出火花时,能量被提供给匹配的环形线圈模块110。

[0114] 在又一个示例中,如图8D所示,可以经由环形线圈模块110传输连续的能量和数据。该线圈可以接地到叶片主体上,并且变压器的两侧都可以联接到火花模块112。这允许火花模块112利用连续能量并读取高频复合或差分数据流,以在适当的时候通过附接到火花塞138的火花塞导线108从模块提供火花输出。这种配置不需要额外的点火线圈,因为此功能被集成到模块中,但其确实需要更复杂的控制系统来向模块提供适当的连续能量和数据流。

[0115] 结合图1-7描述的发动机的运动在图9A-至图9I中显示。在该优选实施例中,曲柄60的运动是逆时针的,其中十二点钟位置被定义为旋转的0度的曲柄度数。曲柄60可以以如下方式附接到驱动杆62:在曲柄行进通过它们的完整旋转的过程中,所有曲柄均保持平行。该曲柄60的平行运动可以导致驱动杆62在纯圆形路径中平移。驱动杆62和曲柄60可以在马蹄铁形件游隙凹槽(图3,104)处清理(clear)马蹄铁形件,这有助于减少空气湍流并促进A型侧板31和B型侧板32的冷却。在图9A-9I中,通过曲柄360度旋转的渐进位置显示该圆形平移运动。

[0116] 参考图1-7和图9A-9I,当发动机从大约180度的曲柄度数(如图9E所示)开始曲柄转动时,提供内部机械增压器功能的示例性发动机的运动可以开始其循环。在该发动机位置,经过滤的新鲜空气通过A型侧盖37和B型侧盖38中的开口流入A型侧板31中的内部机械增压器空气通道48。该空气可以流过A型侧板31,从而冷却该板,直至其到达内部机械增压器空气入口49为止。

[0117] 当发动机达到大约315度的曲柄度数时(如图9I所示),经过滤的新鲜空气从内部机械增压器空气入口49流到B型叶片75中的内部机械增压器入口狭槽77,并从那里进入第一内部机械增压器腔室47。由于内部机械增压器腔室47可能低于大气压(由于在B型叶片75的枢转运动期间的腔室膨胀运动),该流动可以被促进。

[0118] 当发动机达到大约45度的曲柄度数时(如图9B所示),经过滤的新鲜空气从内部机械增压器空气入口49流到A型叶片65中的内部机械增压器入口狭槽67,并从那里进入第二内部机械增压器腔室47。同样,如果内部机械增压器腔室47由于在A型叶片65的枢转运动期间的腔室膨胀运动而低于大气压,则该流动可以被促进。

[0119] 随着发动机继续进行曲柄转动,A型和B型叶片65和75远离彼此枢转,使得第一和第二内部机械增压器腔室47的容积随着腔室分别朝向第一和第二内部机械增压器凸台102和103前进而稳定地减小。由B型叶片75形成的内部机械增压器腔室47可以在大约135度的曲柄度数下处于完全压缩状态(如图9D所示),并且由A型叶片65形成的内部机械增压器腔室47可以在大约225度的曲柄度数下处于完全压缩状态(如图9G所示)。

[0120] 当内部机械增压器腔室47接近其最小容积时,内部机械增压器出口狭槽68和78为腔室中的压缩气体提供流入B型侧板32中的内部机械增压器出口通路50的出口。内部机械增压器出口通路50连接至马蹄铁形件101中的内部机械增压器压缩空气通路51、A型侧板31中的第一中间冷却器通路53和B型侧板32中的第二中间冷却器通路54。这些通路(51、53和54)延伸穿过中间冷却器52,中间冷却器52冷却压缩空气。内部机械增压器压缩空气通路51

还可以通过位于A型侧板31的底部的热机放泄端口46为热机腔室43(当未被B型叶片覆盖时)提供少量的放泄空气流(即,当A型叶片65和B型叶片75在主销105上方定位到最右旋转位置并且热机腔室43的容积处于最大值时)。

[0121] 随着发动机继续进行曲柄转动以产生正动力,中间冷却器52和外部腔室55中的空气压力会增加。从中间冷却器52经由B型侧板32中间冷却器通路54吸入的冷却的压缩空气在去往燃烧充气入口端口40的途中具有由端口喷射器136在适当时间添加的适当量的燃料,从而允许适当的燃料汽化和雾化以产生适当的充气。

[0122] 在大约45度的曲柄度数处(如图9B的上半部分所示),燃烧充气入口端口40在充气进气冲程的端口全开位置处暴露于燃烧腔室39。该充气可以通过B型侧板32中的燃烧充气入口端口40并通过A型燃烧压缩楔70被吸入燃烧腔室39中。燃烧腔室39前进大约90度的曲柄度数,其中燃烧腔室位于等效于下止点的活塞位置并且处于约最大进气容积。该充气被完全载入燃烧腔室39中,并且B型侧板32中的燃烧充气入口端口40大部分被A型叶片65覆盖。曲柄60处在拐点处,在该拐点处,附接的部件的动量必须提供适当的传递,以保持发动机运行通过该位置。

[0123] 当发动机达到大约112.5度的曲柄度数时(如图9C的上半部分所示),该充气被完全载入燃烧腔室39中,B型侧板32中的燃烧充气入口端口40完全被A型叶片65覆盖,燃烧腔室39开始压缩该充气。

[0124] 当发动机达到大约135度的曲柄度数时(如图9D的上半部分所示),燃烧腔室39接近完全压缩,并准备好进行火花塞点火。火花塞138点燃充气,同时部件质量的传递持续压缩燃烧的充气并通过由分别设置在C型侧凸台86和D型侧凸台94中的C型和D型气体引导狭槽90和98促进的挤压和涡旋来增加湍流。替代地,火花塞138或第二火花塞可以设置为在稍后的曲柄角度处或者甚至在叶片内(参见图8A-8D)点燃该充气。

[0125] 当发动机达到大约180度的曲柄度数时(如图9E的上半部分所示),即处于等效于上止点的活塞位置时,燃烧腔室39中的被点燃的充气可能处于最大压缩状态。被点燃的充气可以被推动成与燃烧腔室39中的叶片的暴露表面区域紧密接触,其中暴露于被点燃的充气的A型和B型侧板31和32的表面区域很小。在该点处,燃烧腔室39处于最大压缩状态或接近最大压缩状态,A型燃烧压缩楔70靠近B型燃烧压缩楔80,C型燃烧压缩凸台89靠近D型燃烧压缩凸台97。曲柄60再次处于拐点,此时发动机部件的动量必须提供适当的传递以保持发动机运行通过该位置。

[0126] 当发动机达到大约202.5度的曲柄度数时(如图9F的上半部分所示),燃烧腔室39开始膨胀。此时,充气继续燃烧并在燃烧腔室39中膨胀,从而允许将化学能转化为热力学能,以增加腔室压力,并在自由枢转点处推动燃烧腔室打开。这是通过在A型肘节销114处相对于C型叶片85枢转B型叶片75,以及在B型肘节销116处相对于D型叶片93枢转A型叶片65来实现的,这在驱动杆肘节销118连接件处将驱动杆62向上拉动到C型叶片85和D型叶片93。曲柄60可以定位在有用的几何位置处,其中它们从主销105的中心线偏移,以使力有效地转换为扭矩。此时曲柄60也可以设置成与主销105的中心线成浅角度(小角度),这可以允许将产生的压力量有效地添加到部件的动量上以产生有用的扭矩。

[0127] 当发动机达到大约225度的曲柄度数时(如图9G的上半部分所示),燃烧腔室39可以在膨胀冲程的一半处。此时,充气继续燃烧并在燃烧腔室39中膨胀,从而经由作用在叶片

组件的内表面区域上的压力将热力学能继续转化为有用的扭矩,所述压力将驱动杆62向上拉动并驱动曲柄60逆时针转动。

[0128] 当发动机达到大约270度的曲柄度数时(如图9H的上半部分所示),即处于等效于下止点的活塞位置处,燃烧腔室39处于大约最大的膨胀容积。充气几乎完全膨胀并开始通过暴露的燃烧排气端口41将热排出气体传送到B型侧板32的非燃烧腔室侧的传送通道42中。排出气体从传送通道42经由热机入口端口44以及围绕热机偏转突起69进入热机腔室43。传送通道42的尺寸和形状可以被定制以控制产生的压力和声波以及控制燃烧腔室39和热机腔室43中的压力。曲柄60再次处于拐点。燃烧腔室39和热机腔室43中暴露的叶片表面开始压缩该排出气体。这进一步提高了气体的温度,并且还对传送通道42加压。

[0129] 参考图11,发动机可以包括水喷射器145,水喷射器145具有与A型叶片65和B型叶片75之间的热机腔室43连通的喷射器端部。水喷射器145可以例如在该曲柄角度附近(和/或其他曲柄角度)被激活,以在每个发动机循环中一次或多次地将水蒸气雾化到热机腔室43中的热排出气体中。水可以几乎立即闪蒸为蒸汽,并显著增加热机腔室43的压力,并冷却室以进一步提高效率。参考图12,在替代实施例中,水喷射器145可以延伸穿过B型端板34并进入B型侧板32中,以将水提供给在B型侧板中的燃烧排气端口41和热机入口端口44之间延伸的传送通道42。

[0130] 当发动机达到大约315度的曲柄度数时(如图9I所示),热机腔室43几乎完成了从燃烧腔室39接收热气体的过程。燃烧腔室39和热机腔室43的端口均变窄,并且叶片继续压缩两个腔室中的热气体,这也增加了将被存储在传送通道42中(直到稍后在热机循环中)的气体的压力。可以对传送通道42进行阳极化处理或以其他方式进行处理,以降低通道中可用表面区域与气体之间的传热速率,这允许气体保持其热量和压力。

[0131] 当发动机达到大约0度的曲柄度数时(如图9A的上半部分所示),即处于等效于上止点的活塞位置处且处于最小寄生容积时,保留在燃烧腔室39中的排出气体与叶片表面紧密接触,其中A型侧板31和B型侧板32的非常少的部分被暴露,从而使这些气体开始经由叶片冷却。燃烧充气入口端口40开始与燃烧腔室39连通,并且燃烧排气端口41仍与燃烧腔室连通并连接至传送通道42,但是热机入口端口44被阻挡。一些进气可以吹走一些剩余的排出气体,并在在其被从燃烧腔室39阻挡之前进一步对传送通道42加压。热机腔室43可以获得具有最小容积的完全压缩,并且处于枢转阶段在开始膨胀之前的一半处。曲柄60再次处于拐点。燃烧腔室39可以继续重复地循环进行这些冲程。

[0132] 关于发动机的热机功能,当发动机达到大约45度的曲柄度数时(如图9B的上半部分所示),热机膨胀循环开始。在该发动机位置处,通过允许热机腔室43增加总膨胀冲程以增加发动机效率,可以回收更多的排出气体压力和热能。如果发动机包括水喷射器145,则其可以例如在该曲柄角度附近被激活,以使水滴闪蒸成蒸汽并增加热机腔室43的压力以及冷却该腔室,以进一步提高效率(参见图11)。

[0133] 当发动机达到大约112.5度的曲轴角度时(如图9C的上半部分所示),热机腔室43中的气体仍在膨胀。此时,可以经由从机械增压器压缩空气通路51通向A型侧板31中的热机放泄端口46的通路喷射压缩空气,以帮助增加压力并降低膨胀期间的温度。发动机放泄端口46还可以在其中结合有可选的控制阀(未示出),以允许发动机控制系统更改放泄(排气)的正时和/或体积。

[0134] 当发动机达到大约135度的曲柄度数时(如图9D的上半部分所示),热机腔室43仍在膨胀并喷射压缩的放泄空气。围绕这一点,当A型叶片65暴露热机入口端口44时,热机腔室43可以与传送通道42重新连接。这可以从结合有来自燃烧腔室39的一些放泄气体(所述放泄气体在燃烧排气端口41仍打开但是热机入口端口44关闭时被存储,如在图9A的0度的曲柄度数处可以看到的那样)的最后的加压排出气体中引入一些进一步的热力学能。

[0135] 当发动机达到大约180度的曲柄度数时(如图9E的上半部分所示),热机腔室43仍在膨胀,并且A型侧板31中的热机放泄端口46可以几乎被热机偏转突起79阻挡。此时,传送通道42仍可以经由热机入口端口44与热机腔室连通,并且热机排气端口45可以开始向热机腔室暴露。在该点处,减少的压缩空气流可以通过热机腔室43放泄并从热机排气端口45进入连接到排气开口129的排气管130中。

[0136] 当发动机达到大约202.5度的曲柄度数时(如图9F的上半部分所示),热机放泄端口46可能被阻挡,并且热机排气端口45可以完全暴露于热机腔室43。当B型叶片75朝向热机排气端口45枢转时,排出气体可以通过热机排气端口45被驱动离开热机腔室43。这可以在气体流中产生动量,从而有助于腔室的排气。可以通过以类似于在二冲程循环活塞发动机上采用的方法使用调谐排气装置和/或在排气装置上使用发散-会聚腔室来形成反射压力波、反射声波和/或谐振,来进一步有助于该排气。

[0137] 当发动机达到大约225度的曲柄度数时(如图9G的上半部分所示),随着A型叶片65和B型叶片75朝向彼此枢转,热机可以通过开始关闭热机排气端口45并继续将排出气体驱动出去来完成其排气循环。该枢转运动减小热机腔室43的容积。热机入口端口44和排气端口45可以选择性地定位,以在下一热机循环开始之前引起热机腔室43内的任何残余排出气体的轻微寄生压缩。

[0138] 结合图1-7描述的发动机包括两个外部可接近的曲轴组件、以及两个发动机层,每个发动机层具有两个叶片组件,所述两个叶片组件在每层限定两个可变容积的燃烧腔室39。在图1-7中描述的发动机还在每个叶片组件中结合有两个机械增压器腔室47,以及在每个叶片组件中结合有一个热机腔室43。应当理解,本发明的替代实施例可以具有更多或更少的曲轴组件。还应当理解,替代实施例可以包括作为燃烧腔室、机械增压器腔室和热机腔室的可变容积腔室(诸如图1-7中所描述的那些),其用于泵送流体或用于其他功能,而不是分别用于燃烧、机械增压和热机操作。还应当理解,这些替代实施例可以包括多于两层或少于两层的叶片组件,以及可以在每一层中包括多于或少于两个叶片组件。还应当理解,这些替代实施例可以包括在图1-7实施例中描述的类型作为燃烧腔室、机械增压器腔室以及热机腔室的一个或多个可变容积腔室。

[0139] 例如,参考图18,显示了替代实施例的可变容积腔室装置的每一层。该装置可以包括B型侧板32,所述B型侧板32设置有火花塞138和四套叶片组件端口和通路,每套叶片组件端口和通路包括燃烧充气入口端口40、燃烧排气端口41、热机入口端口44和热机排气端口45。该装置还包括沿着环绕式马蹄铁形件196的外边缘布置的散热片30。中间冷却器流体通路197和机械增压器压缩空气通路51可以设置在马蹄铁形件196中。外部机械增压器入口通路57也可以从周围环境侧穿过马蹄铁形件196延伸到部分地由B型侧板32限定的外部腔室。放气通路和阀122可以将外部机械增压器入口通路57连接到内部机械增压器压缩空气通路51。放气通路和阀121可以将每个内部机械增压器压缩空气通路51连接到周围环境。该装置

可以进一步包括四个叶片组件,每个叶片组件具有与主销105连接在一起的A型叶片65、B型叶片75、C型叶片85和D型叶片93、A型肘节销114、B型肘节销116以及驱动杆肘节销118。所述叶片组件可以各自限定两个可变容积的机械增压器腔室47、以及燃烧腔室39和热机腔室43。该叶片组件可以经由驱动杆62连接到两个内部曲轴。每个可变容积腔室39可比围绕装置布局顺时针前进的前一个腔室多旋转90度。十二点钟位置处的可变容积腔室39处于寄生压缩阶段(0度的曲柄度数),九点钟位置处的可变容积腔室39处于完全膨胀和开始排气阶段(270度的曲柄度数),六点钟位置处的可变容积腔室39处于完全压缩阶段(180度的曲柄度数),三点钟位置处的可变容积腔室处于最大容积的几乎完全进气阶段(90度的曲柄度数)。与图1-7中显示的实施例相比,该布置可以具有改善的平衡,并且对于需要四个或更多个腔室的应用可以更有效。

[0140] 图19和图20显示了可变容积腔室装置的另外两个替代实施例,该可变容积腔室装置包括四个叶片组件,所述四个叶片组件限定四套腔室,每一套腔室包括两个可变容积机械增压器腔室47以及燃烧腔室39和热机腔室43(与图18的腔室相似)。图19和图20的实施例与图18的实施例的不同之处在于,它们包括单个曲轴146以及齿轮组件(如图22A和22B所示),该齿轮组件通过在单个曲轴146的曲柄142运动期间提供反向旋转来限制驱动杆62的运动。齿轮组件可以使驱动杆62遵循圆形路径,同时相对于曲轴146和叶片组件的中心保持同一取向。

[0141] 在图22A中更详细地显示了图19中所示的齿轮组件。关于图19和图22A,齿轮组件可以包括A型太阳齿轮157,所述A型太阳齿轮157与A型同心曲轴146同心安装但不与其接合。A型太阳齿轮157可以刚性地固定到侧板(未显示),使得其无法相对于整个装置旋转。曲柄142可以刚性地固定到A型同心曲轴146。A型行星齿轮159可以固定到B型轴150,并与A型太阳齿轮157啮合。B型轴150可以延伸穿过曲柄142并且附接到B型行星齿轮160,从而使得A型行星齿轮159和B型行星齿轮160同步旋转。C型行星齿轮161可以附接到由曲柄142保持的自由旋转的A型轴149,并与B型行星齿轮160啮合。C型行星齿轮161可以以便于通过施加反向旋转来限制驱动杆的运动以及允许其围绕由单个曲柄的运动所提供的圆形路径平移而不旋转的方式刚性地配合到驱动杆62。B型太阳齿轮158可以与C型行星齿轮161啮合,并在C型轴151上附接到曲柄142,该C型轴151与A型同心曲轴146同心但不同步。

[0142] 曲柄142的旋转可以使A型行星齿轮159在A型太阳齿轮157的固定齿上旋转。A型行星齿轮159又可以同步地驱动B型行星齿轮160(因为它们之间的共同的啮合轴)。B型行星齿轮160可以驱动C型行星齿轮161,这在C型行星齿轮161上产生适当的反向旋转并且还驱动B型太阳齿轮158。A型太阳齿轮157与C型行星齿轮161的最终齿轮比可以设定为1:1,以引起适当的反向旋转。应允许B型太阳齿轮158自由旋转,以在C型行星齿轮161上产生适当的反向旋转所需的平衡力。

[0143] 图22B中更详细地显示了图20中所示的齿轮组件。关于图20和图22B,齿轮组件可以包括两个同心轴,具体地为内部A型同心曲轴146和外部薄壁B型同心曲轴147,以驱动C型太阳齿轮162或齿圈164。同步齿轮装置(未显示)可以位于其他位置,以减少发动机内的空间需求。同步齿轮装置可以连接A型同心曲轴146和B型同心曲轴147,以使同心轴以与曲柄141不同的角速度旋转。B型同心曲轴147可以以设定为在D型行星齿轮163上引起适当的反向旋转的角速度驱动C型太阳齿轮162或齿圈164。如果C型太阳齿轮162被驱动,它通常必须

以大于主曲轴角速度的速度被驱动。如果齿圈164被驱动,它通常必须以小于曲轴角速度的速度被驱动。必须允许未被驱动的齿轮自由旋转,以产生适当的反向旋转所需的力。D型行星齿轮163可以直接或间接地联接至驱动杆以传递所需的反向旋转,从而允许驱动杆遵循围绕曲轴的圆形路径。

[0144] 图23和图24显示了可变容积腔室装置的另外两个替代实施例,所述可变容积腔室装置在每个装置层中包括一个曲轴和限定单个可变容积腔室的一个叶片组件。图23的实施例可以包括齿轮组件(图22C所示),而图24的实施例可以包括链条和齿轮组件。图23和图24的实施例的交错偏移的两腔室配置可以通过允许驱动杆和曲柄在分开的层中偏移、从而减小装置的宽度以换取增加深度来允许两个或更多个腔室产生更紧凑的发动机。替代地,可变容积腔室装置可以仅包括单个腔室,所述单个腔室具有适当的平衡装置,或者添加有处于恰当的速度的反向旋转平衡轴,以消除简单和/或更高阶的谐波振动。

[0145] 关于图23和图22C的实施例,曲柄143可以附接到齿轮系,齿轮系由A型联接齿轮166、B型联接齿轮167和C型联接齿轮168组成,从曲轴146到曲柄的最终比率为1:1。为了为驱动杆提供反向旋转,D型太阳齿轮169可以同心地固定到曲轴146并且通过将其固定到侧板(未显示)而不允许其旋转。E型行星齿轮170可以附接到曲柄143,以在E型太阳齿轮171上以1:1的最终比率引起反向旋转。E型行星齿轮170可以通过轴149刚性地固定到驱动杆,以将驱动杆约束到圆周路径运动。

[0146] 关于图24,可以使用链条或齿形皮带组件172和173代替图23中所示的齿轮组件。如果机构或侧板在预期的设计应用中经历显著的温度波动,则可能需要结合一个或多个张紧惰轮。一个皮带轮可以同心安装到曲轴并且不允许其旋转,而另一个皮带轮安装在曲柄上并固定到驱动杆以引起适当的反向旋转。该配置可以使链条或齿形皮带以适当的接合围绕固定的皮带轮爬行,从而在另一个皮带轮上引起反向旋转。皮带轮可以以1:1的比率进行齿轮传动,这将驱动杆的运动限制到纯平移的圆形路径。

[0147] 除了用作内燃发动机之外,所描述的可变容积腔室装置还可以用作蒸汽机或压力操作的机器(具有气体或液体),或者与动力输入一起用作泵或压缩机。例如,图21中示出了用于泵送或压缩的可变容积腔室装置。该装置可以包括侧板195,该侧板195包括散热片30壁并且当与平行的侧板(未示出)配对时限定外部腔室55。外部机械增压器入口端口57可以从外部机械增压器(未示出)通向外部腔室55。进气通路186可以从周围环境经过单向进气阀187延伸到用于第一叶片组件的第一公共端口165,该第一叶片组件包括四个枢转连接的叶片191、192、193和194。每一套的四个叶片可以通过主销105和肘节销114、116和118枢转连接在一起。公共通路185可以从第一公共端口165延伸到用于第二叶片组件的第二公共端口165,该第二叶片组件包括第二套的四个枢转连接的叶片。排气通路188可以从第二公共端口165经过单向排气阀189延伸到泵或压缩机出口或贮存器(未示出)。每个叶片组件可以限定泵腔室190。叶片组件可以连接至驱动杆62,该驱动杆62接收来自曲轴58的输入运动。在该示例中,仅使用平行四边形或菱形可变容积腔室,所述腔室在一次全曲柄旋转中完成两个进气循环、两个压缩循环和两个输出循环。可以将端口简化到中心公共端口位置165,其在侧板195后面使用单向阀,以允许新鲜空气在一侧进入而压缩空气在另一侧离开。相对于发动机实施例,外部腔室区域55的容积也可以减小,并且可以保持接近周围环境压力。泵腔室可以配置为每层单个、两个或四个,并且可以由具有适当机构来确保驱动杆发生适当

的圆形平移的单个曲轴替换双曲轴。

[0148] 在图25中,显示了替代实施例的二循环压缩机,其不需要组合驱动杆和曲柄。该压缩机包括马蹄铁形件101,马蹄铁形件101环绕叶片组件,该叶片组件包括A型叶片65、B型叶片75、C型叶片85和D型叶片93。A型叶片65和B型叶片75相对于主销105枢转,主销105相对于侧板175和176固定。排气曲柄组件176和进气曲柄组件177直接接合C型和D型叶片85和93,这消除了对反向旋转的需求。通过在曲柄组件176和177中引入适当定位的端口,且使所述端口具有在每个侧板中适当定位的配合通路,还可以消除先前在图21所示的示例中需要的单向阀。在图25的泵/压缩机中,空气可以通过进气侧板175中的通路以及通过进气曲柄组件177中的进气端口被吸入。当可变容积腔室处于所需的取向时,叶片暴露一个端口并阻挡另外三个。两个排气口和通路可以位于排气曲柄组件176和排气侧板174内。该二循环压缩机可以包括三个泵送腔室,即平行四边形或菱形主腔室以及上部的两个叶片上方的两个带翅片腔室。这允许较大的主腔室和两个较小的腔室一起工作以填充一个贮存器(如图所示),或者通过在侧板中采用不同但适当的通路将其替代地配置为多级压缩机。

[0149] 如本领域技术人员将理解的那样,在不脱离本发明的精神或基本特征的情况下,本发明可以以其他特定形式实施。上面描述的元件是用于实现本发明的一种技术的说明性示例。本领域技术人员将认识到,在不脱离如权利要求中所述的本发明的预期范围的情况下,许多其他实施方式也是可能的。因此,本发明的公开内容旨在是说明性的,而不会限制本发明的范围。本发明旨在覆盖本发明的所有这些修改和变型,只要它们落入所附权利要求及其等同物的范围内即可。

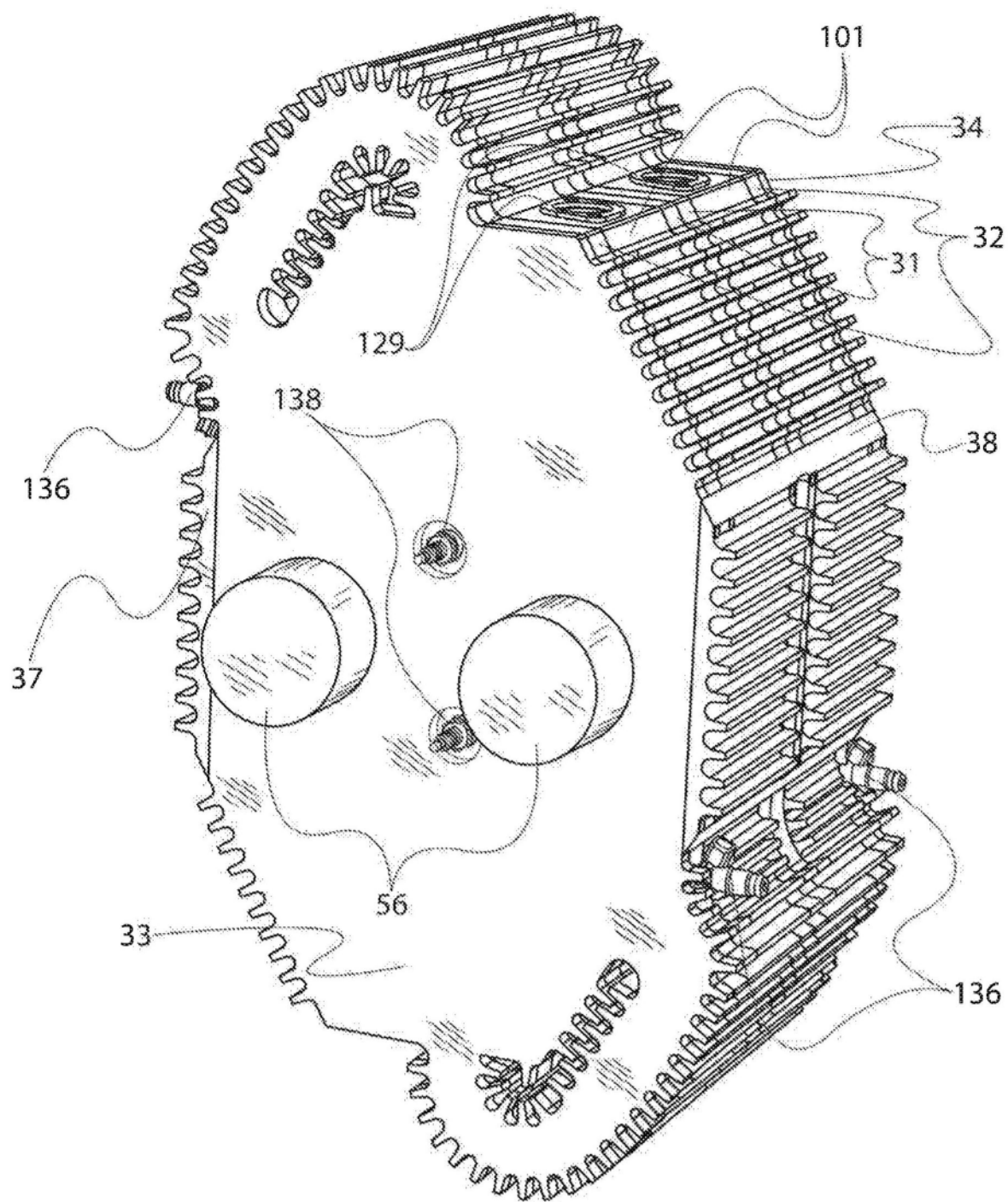


图1

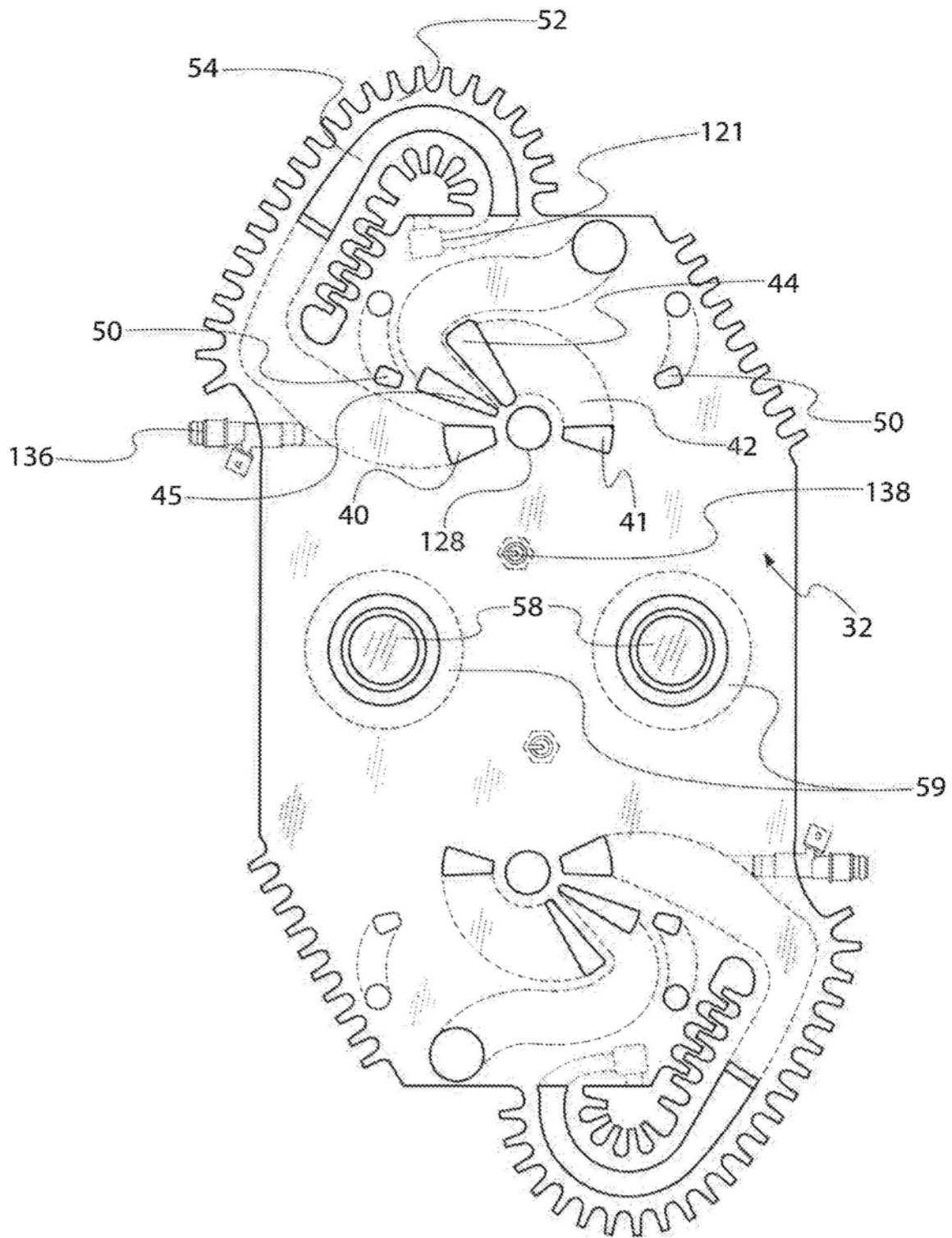


图4

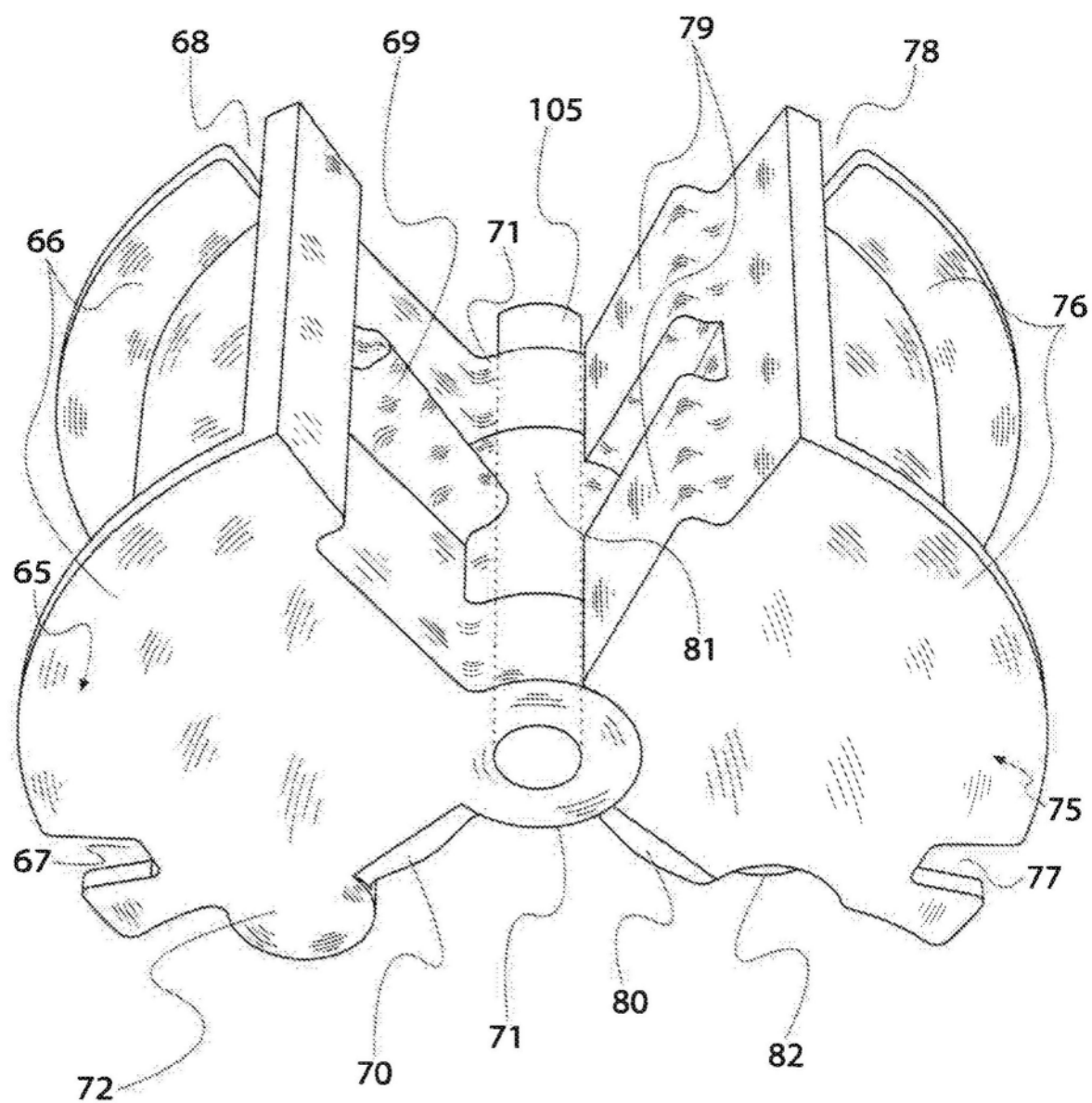


图5

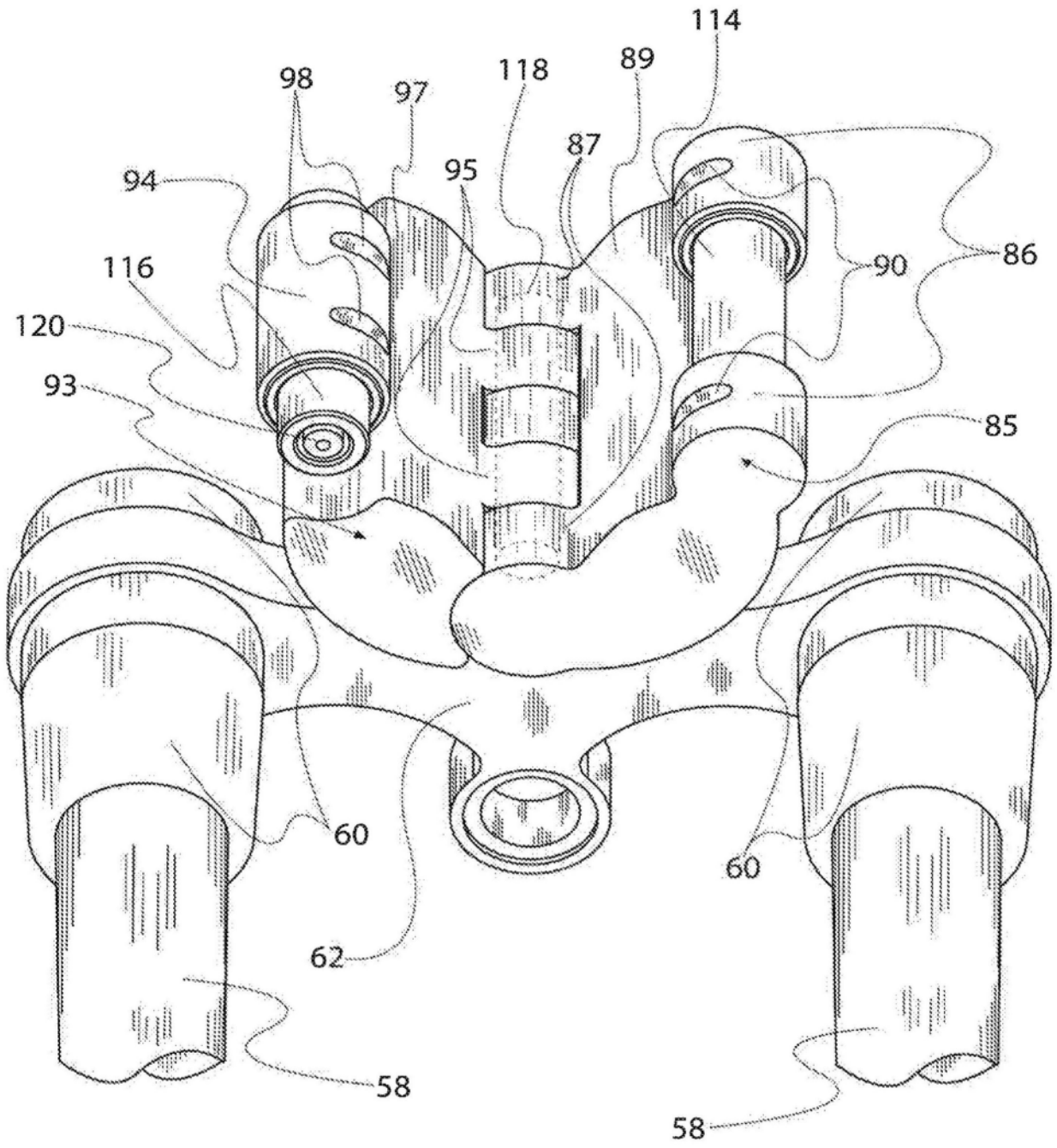


图6

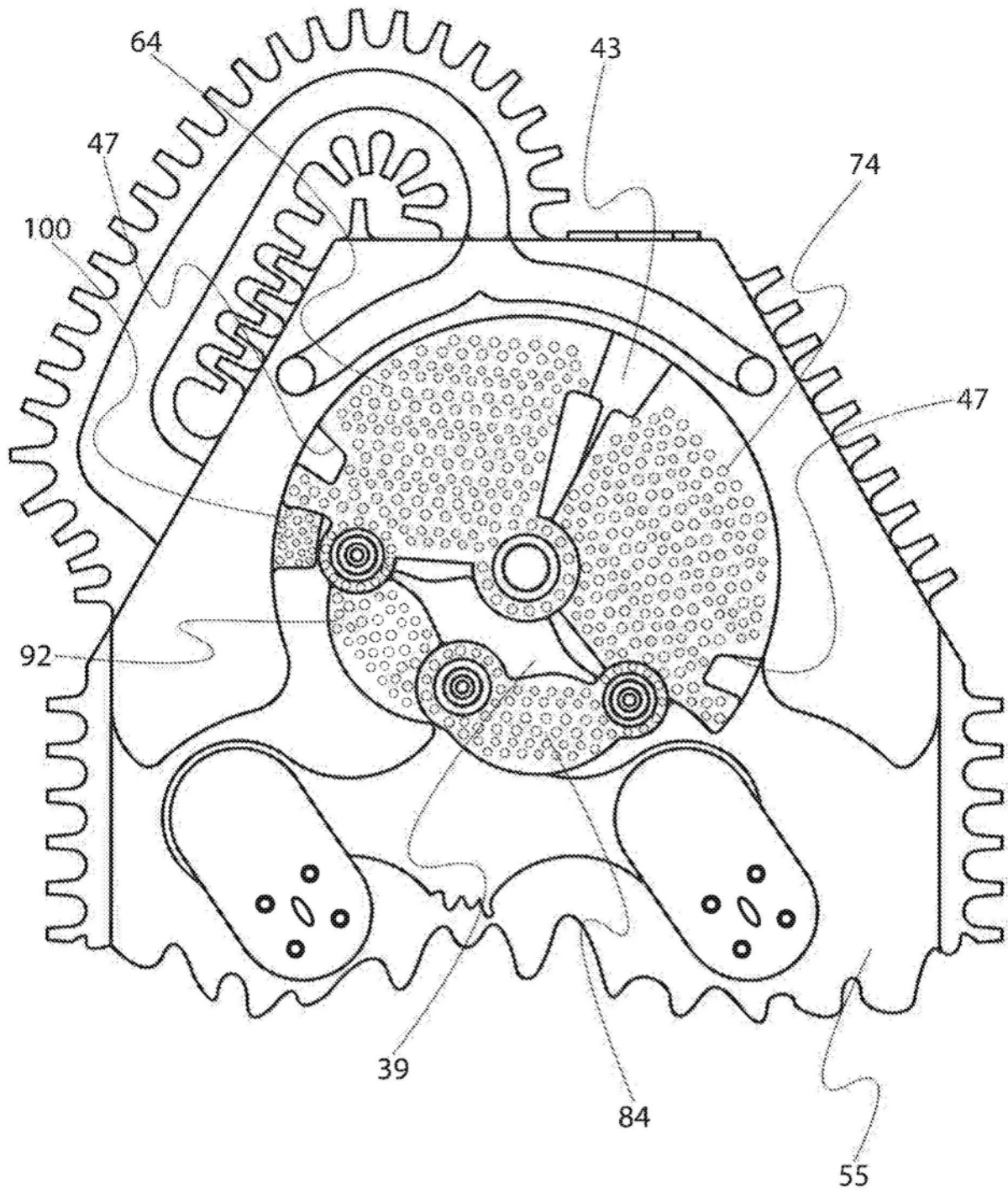


图7

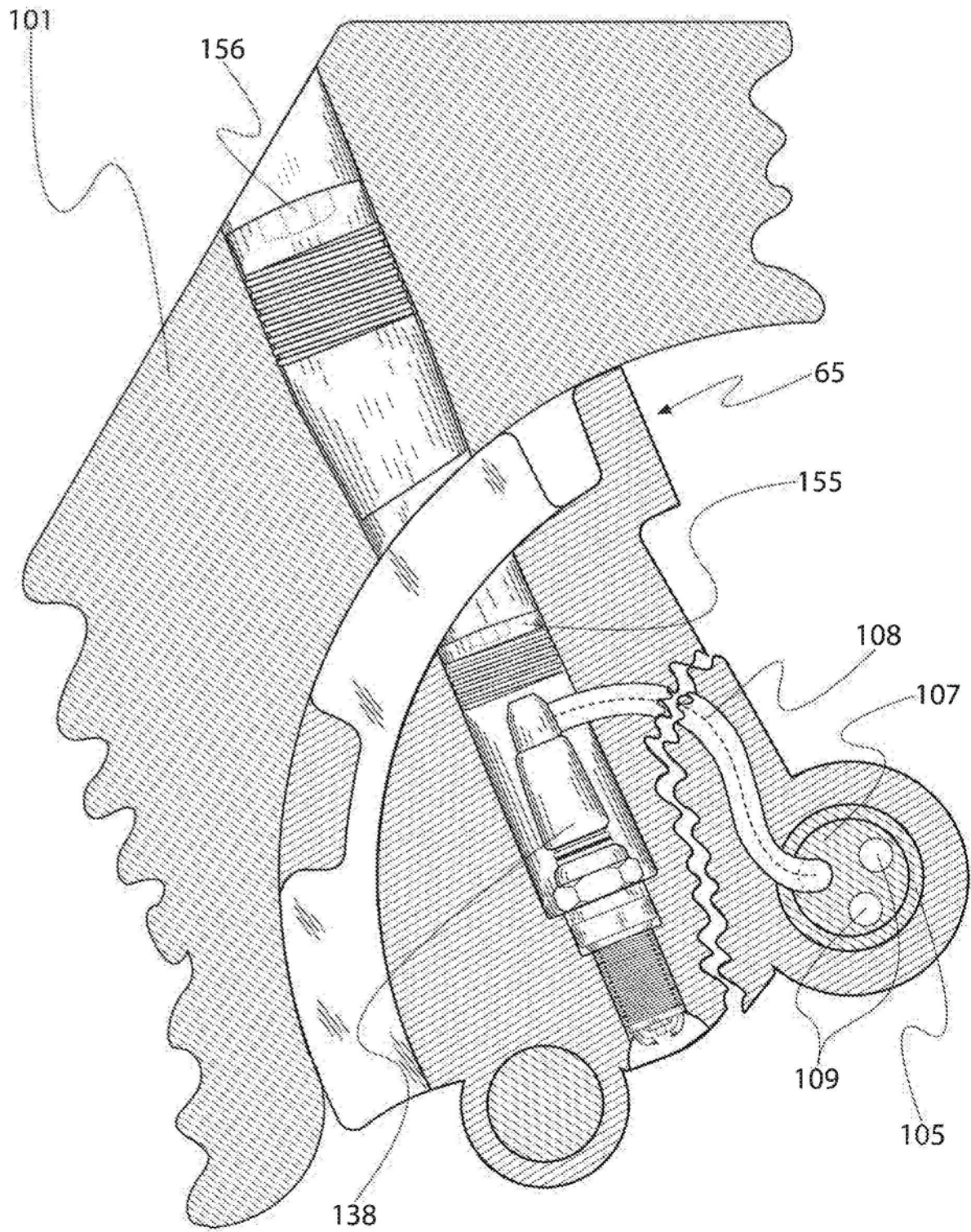


图8A

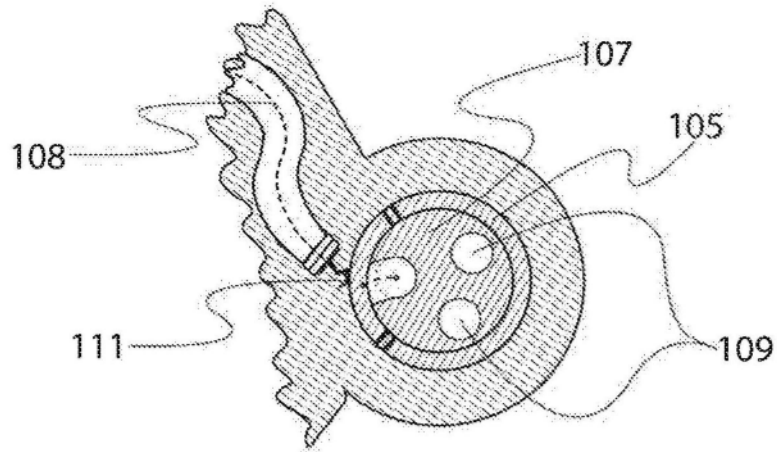


图8B

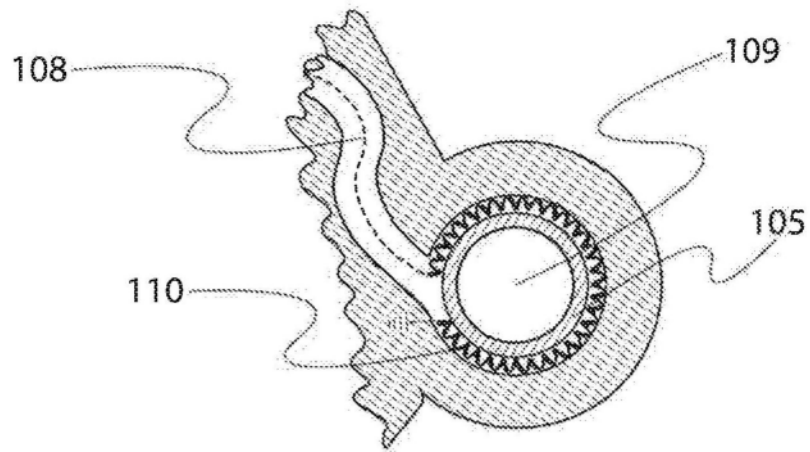


图8C

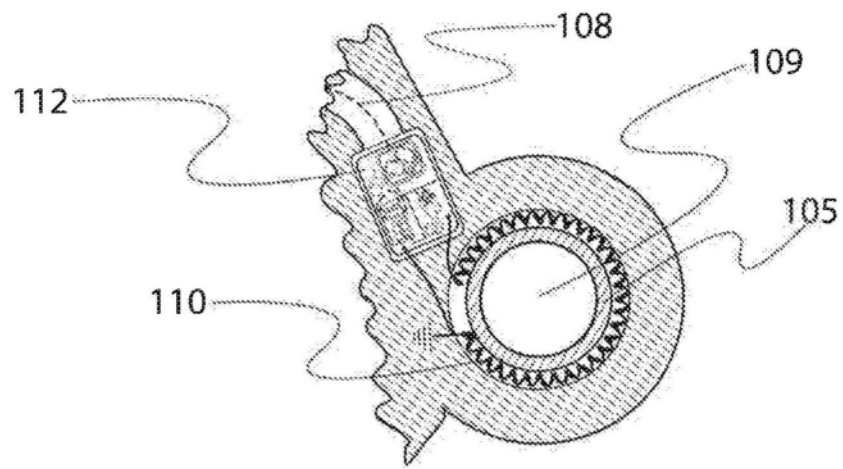


图8D

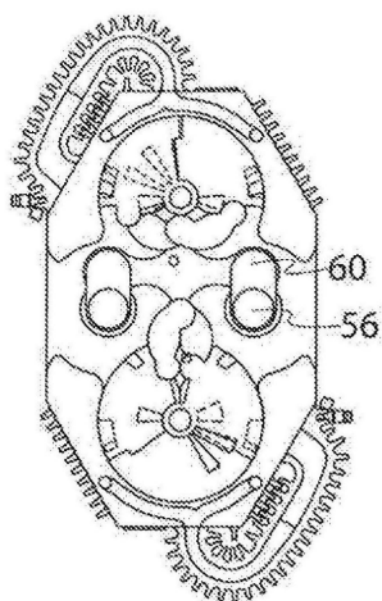


图9A

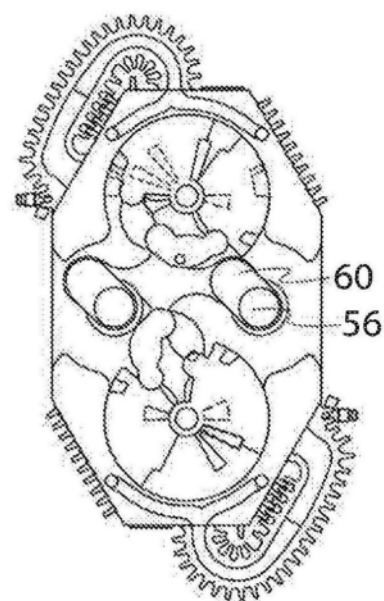


图9B

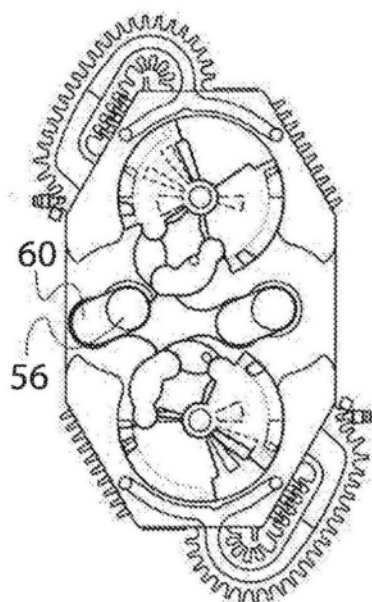


图9C

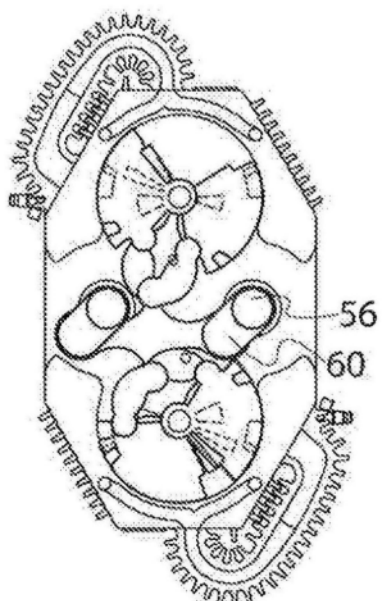


图9D

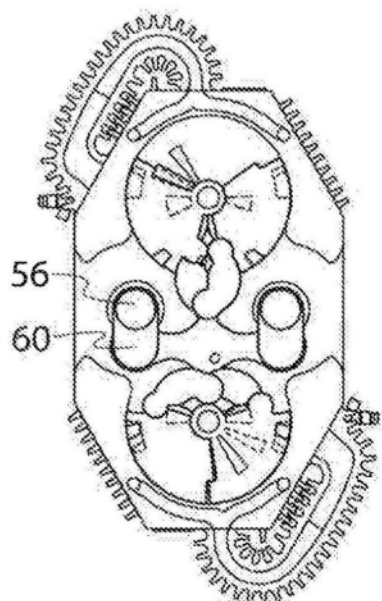


图9E

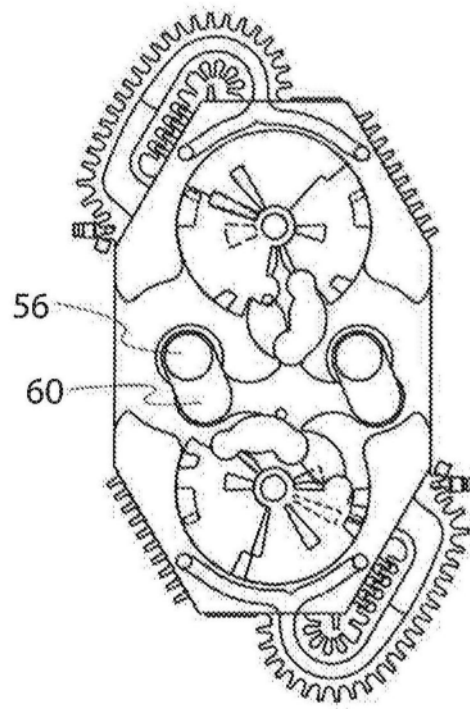


图9F

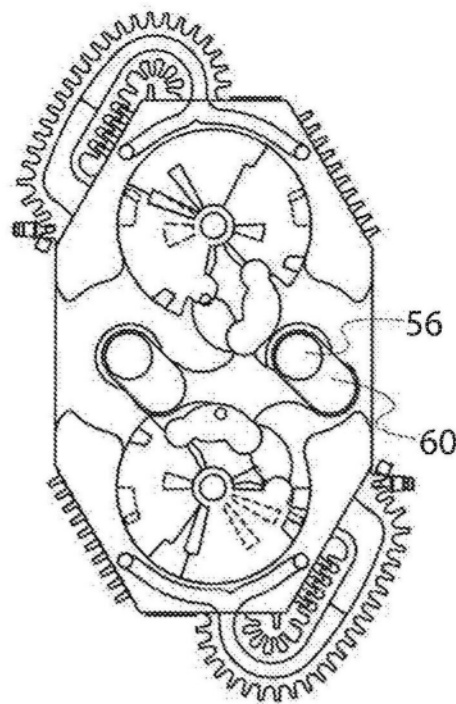


图9G

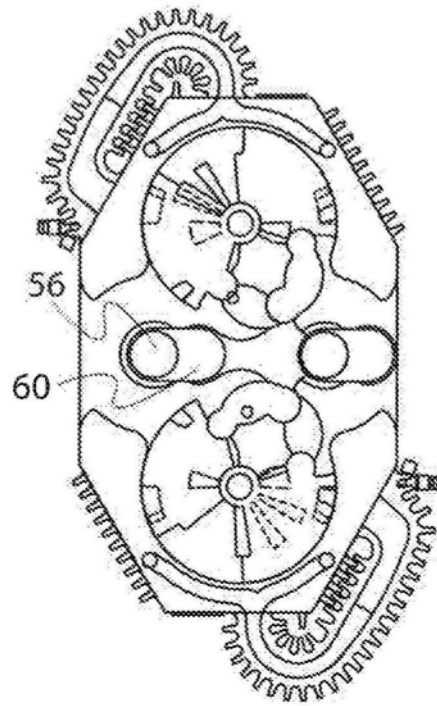


图9H

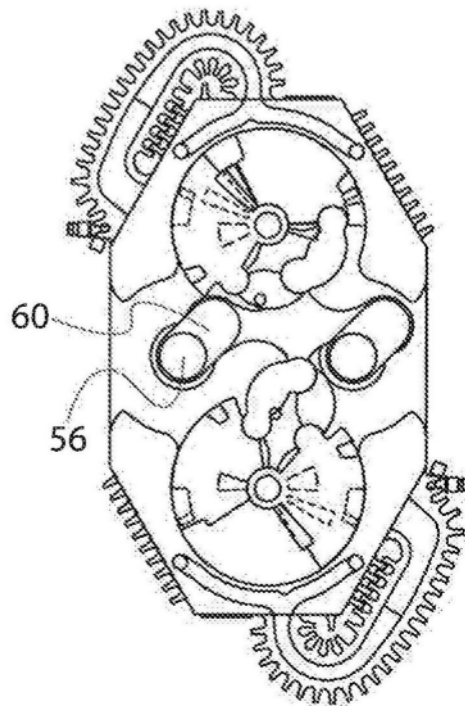


图9I

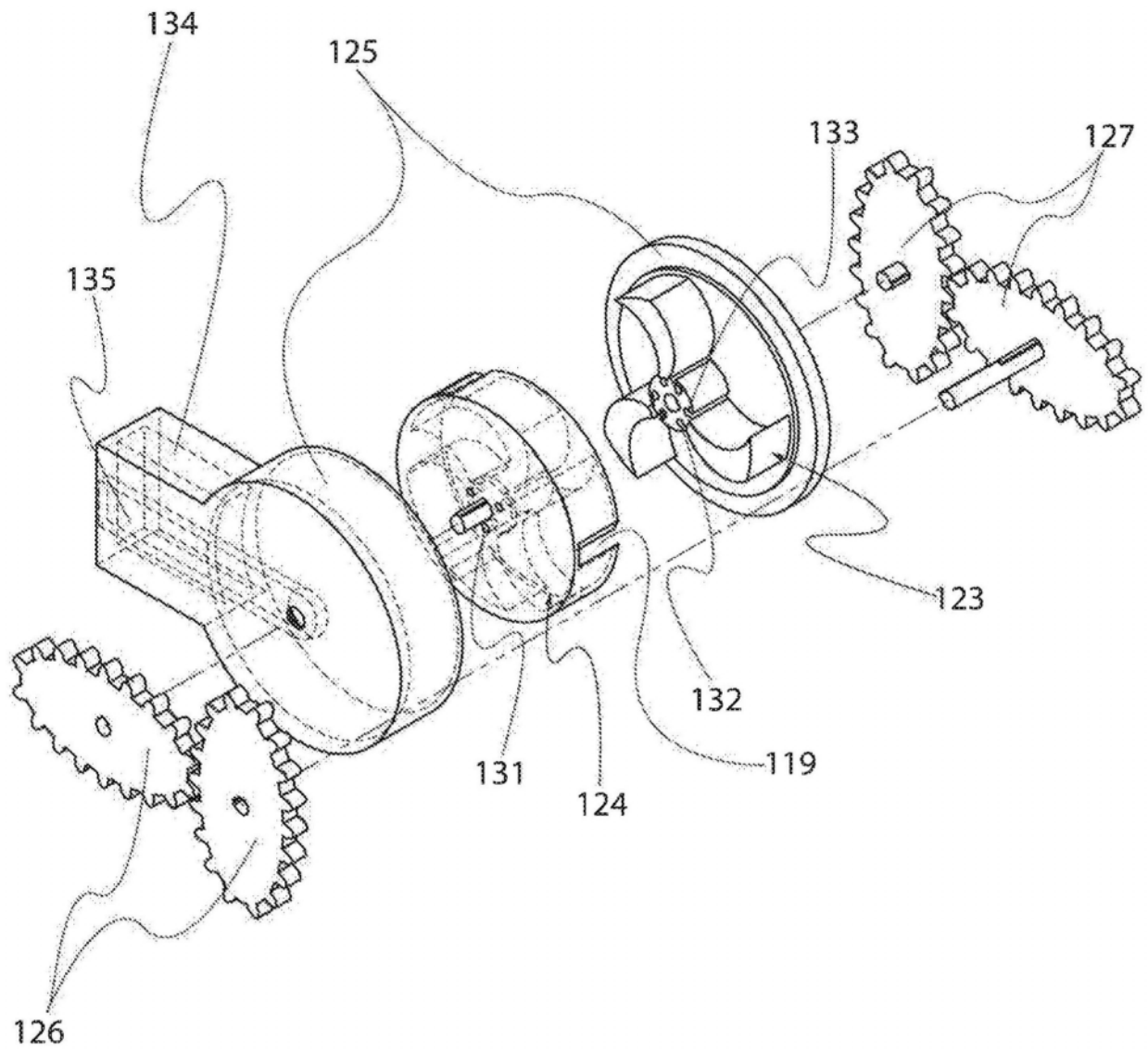


图10

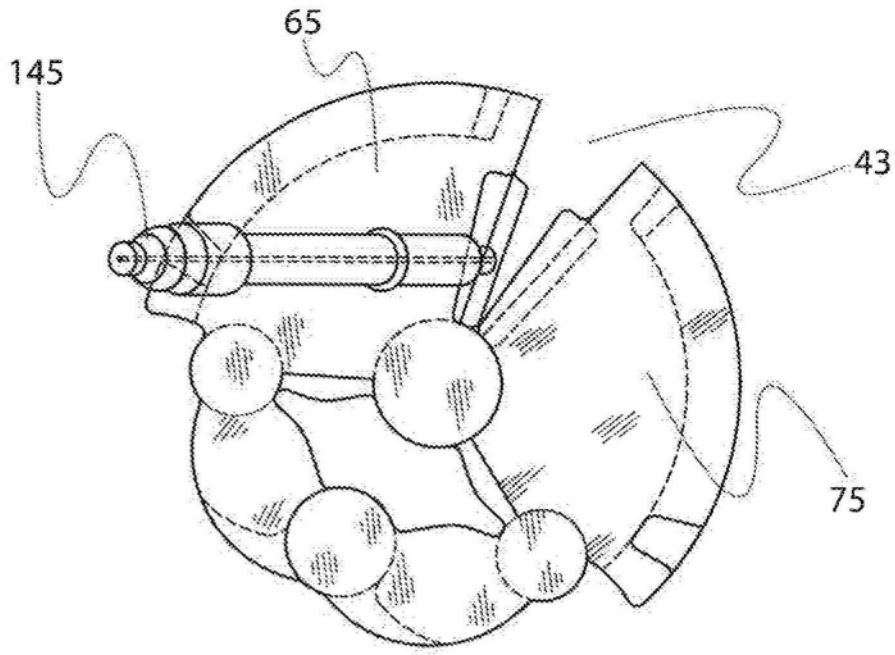


图11

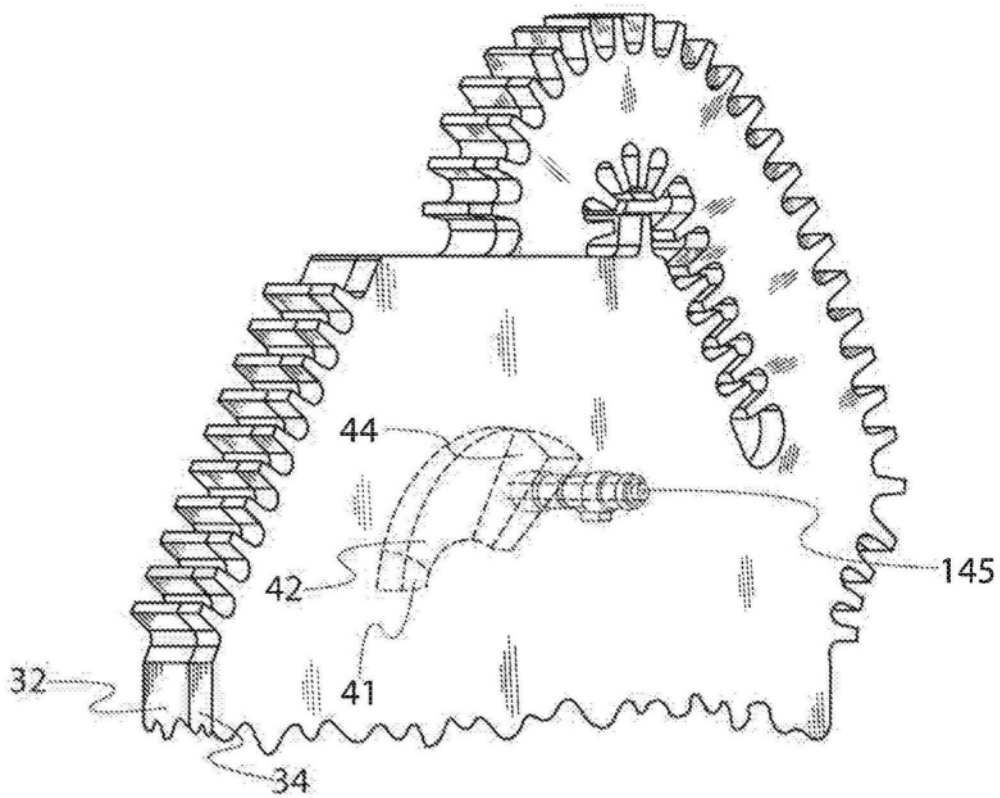


图12

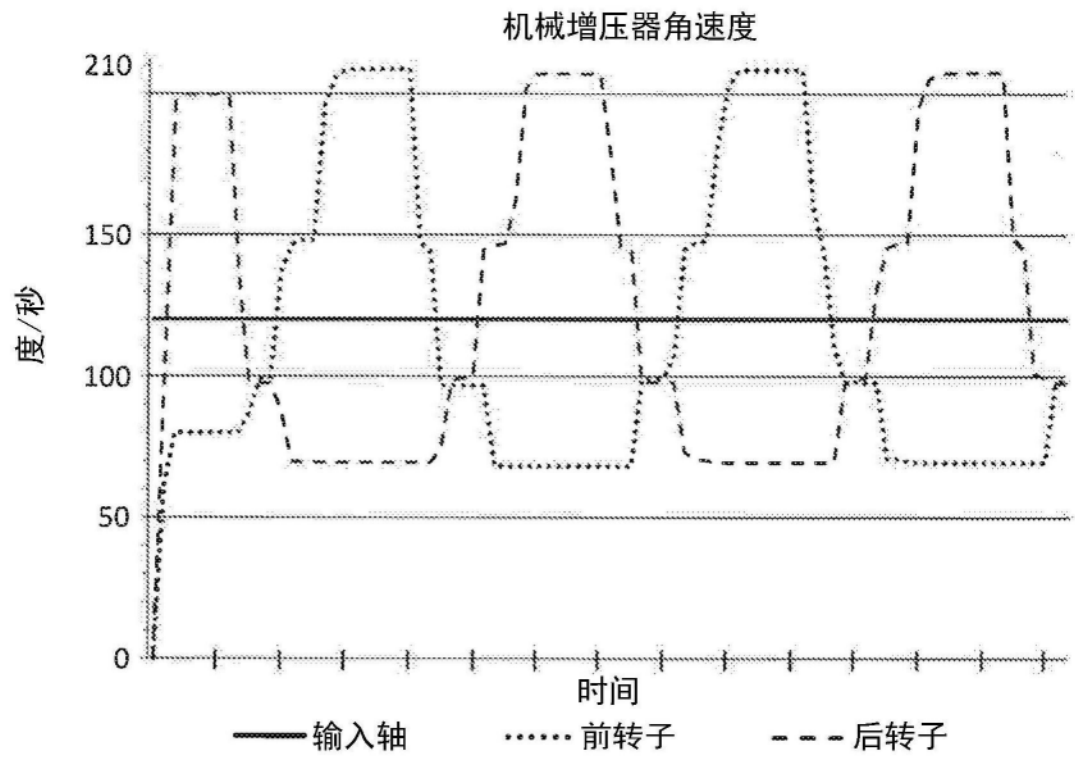


图13

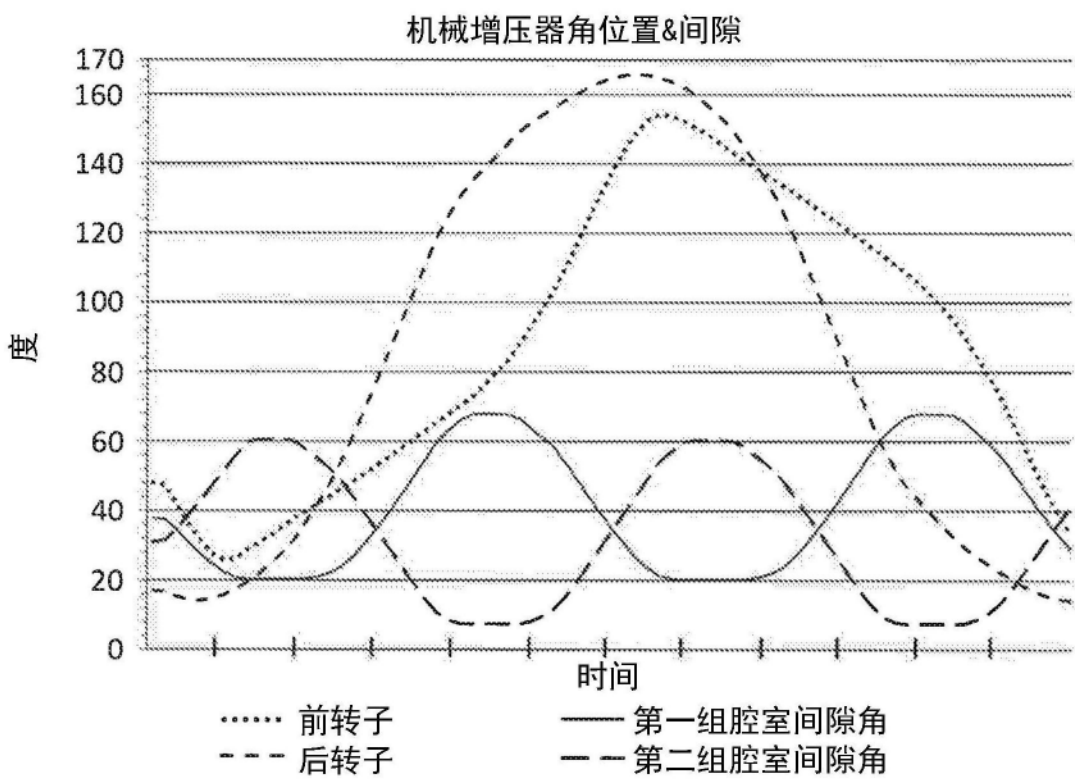


图14

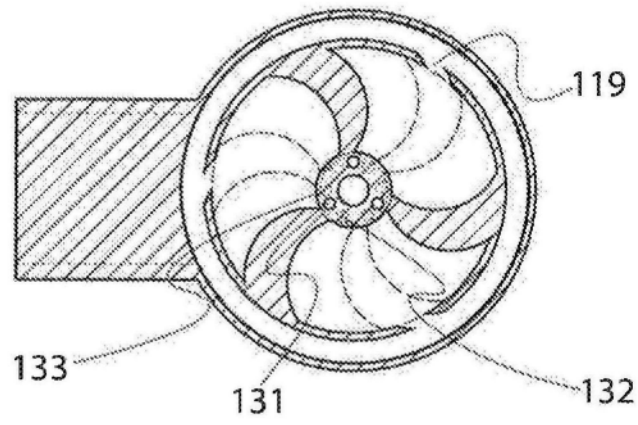


图15A

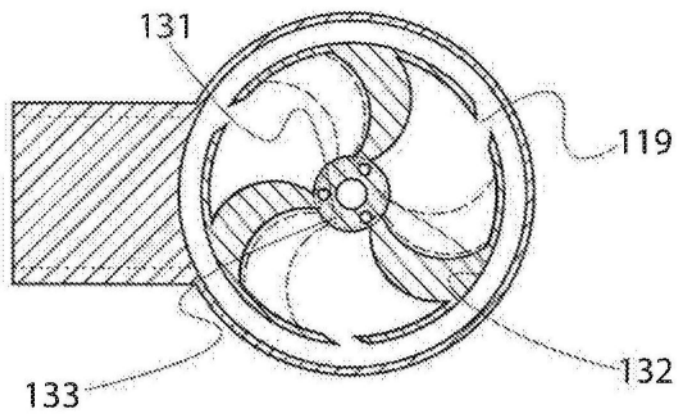


图15B

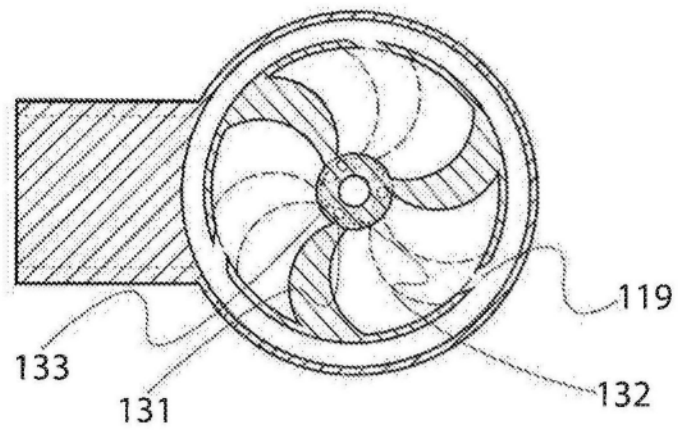


图15C

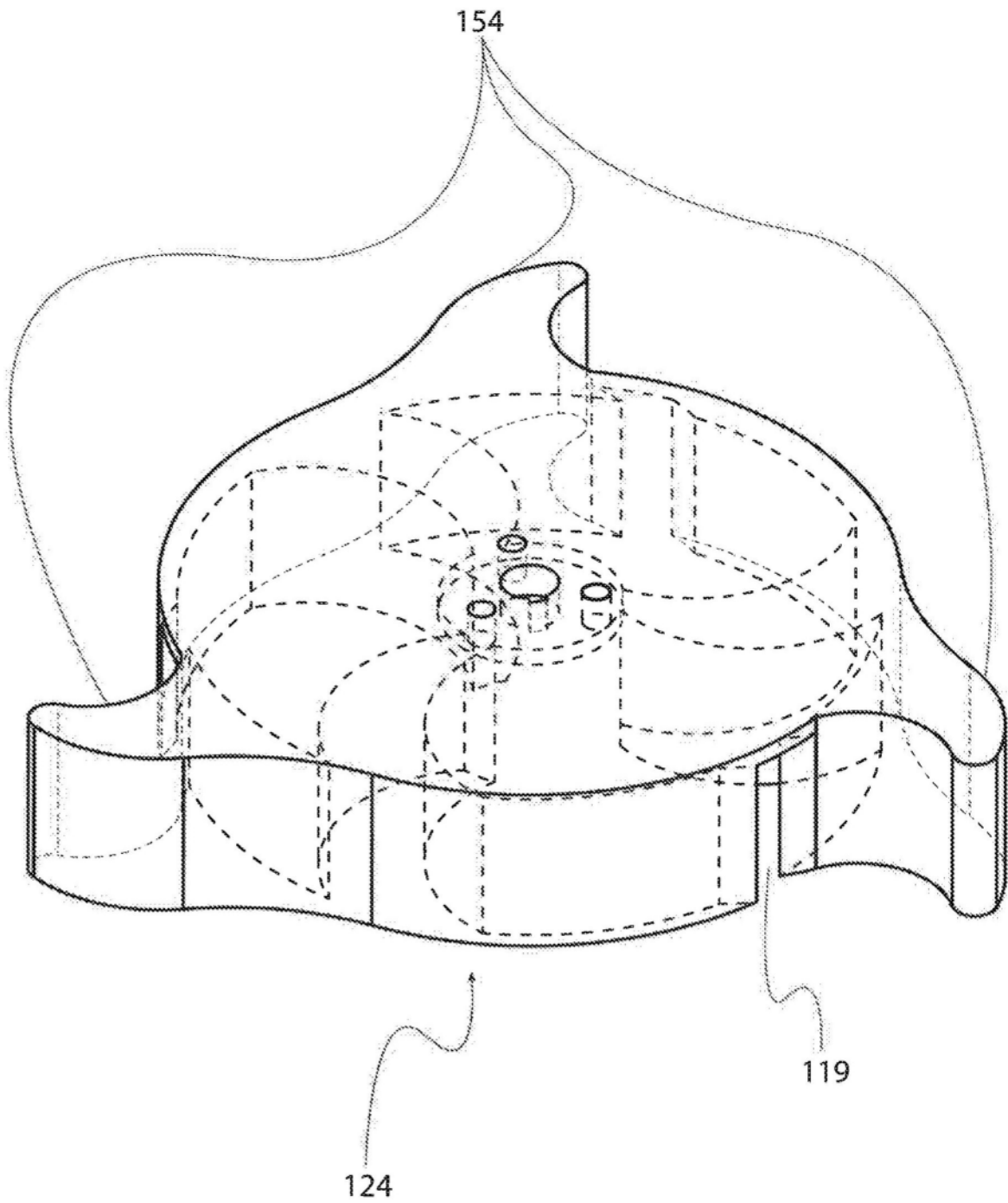


图16

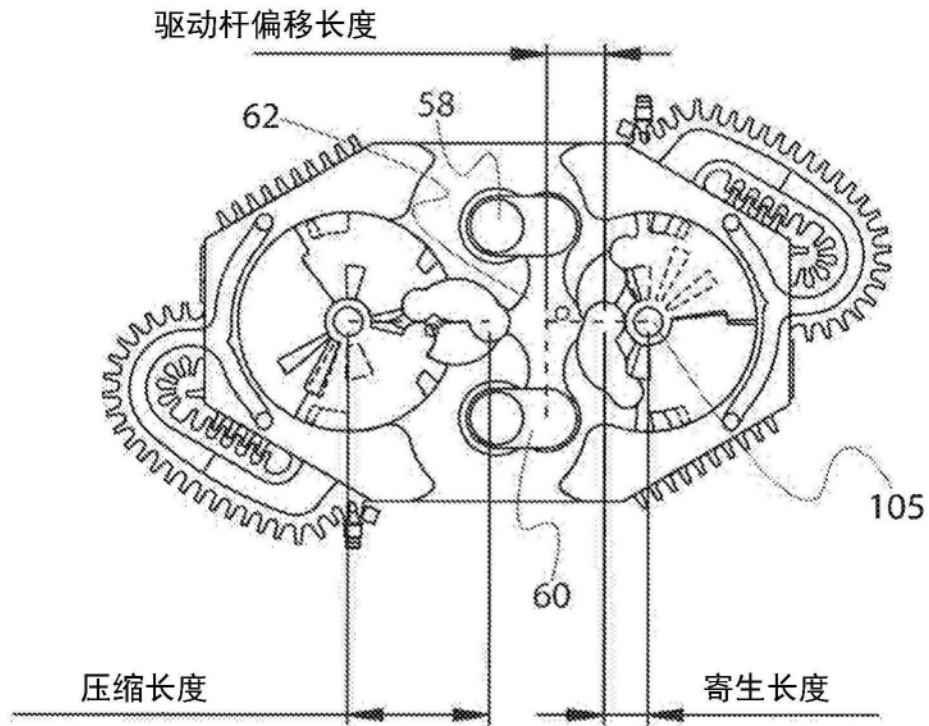


图17A

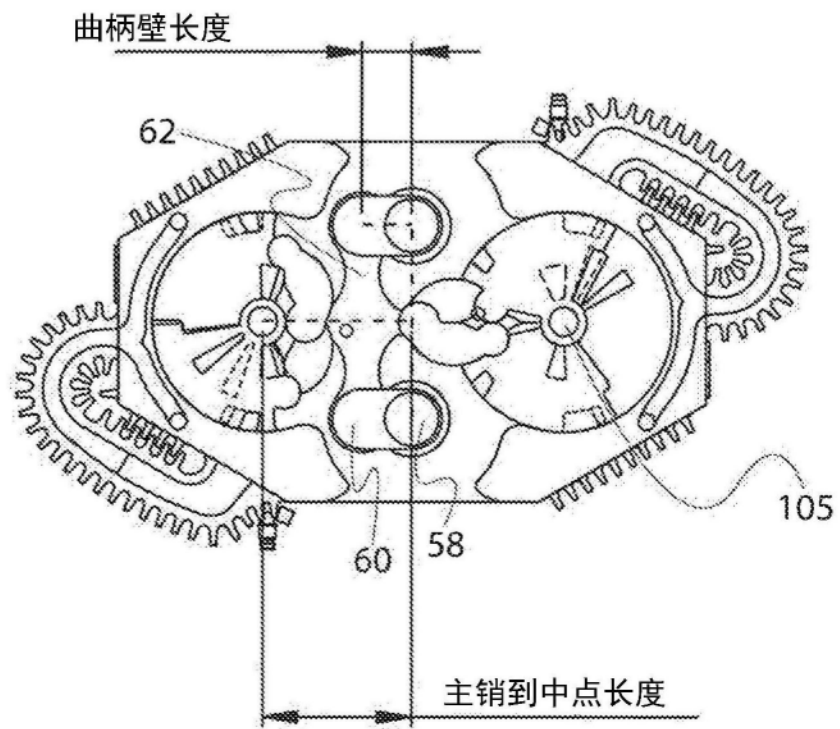


图17B

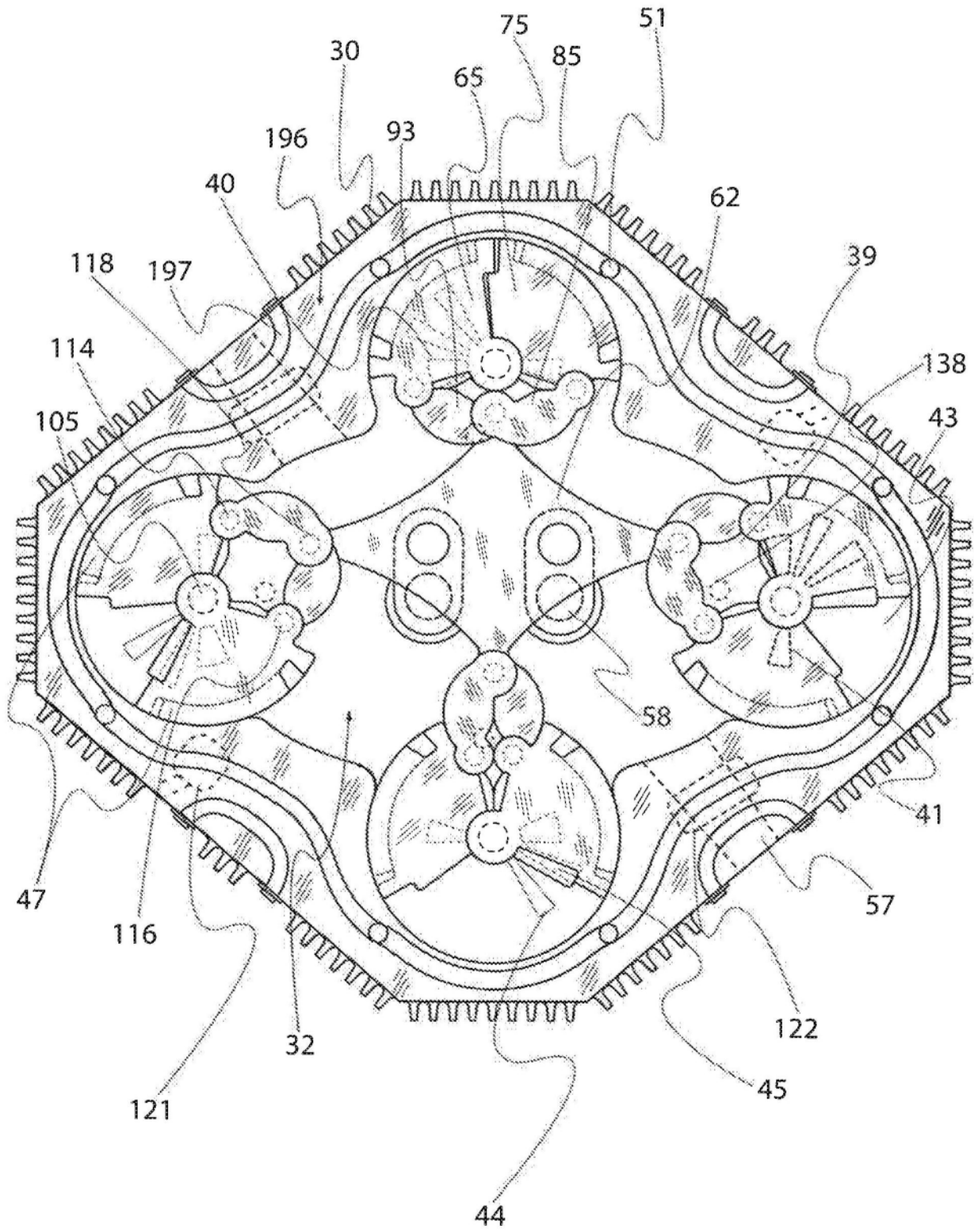


图18

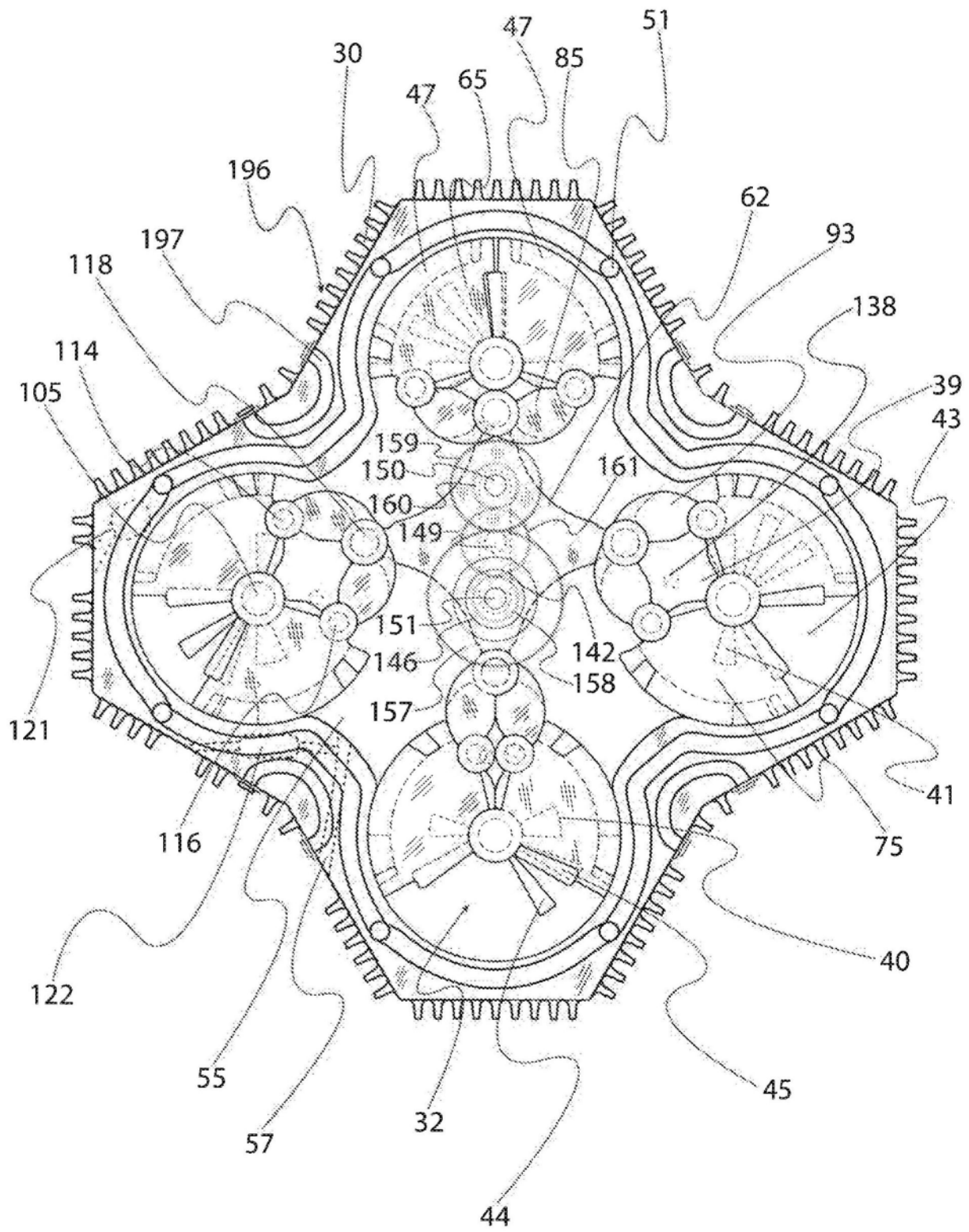


图19

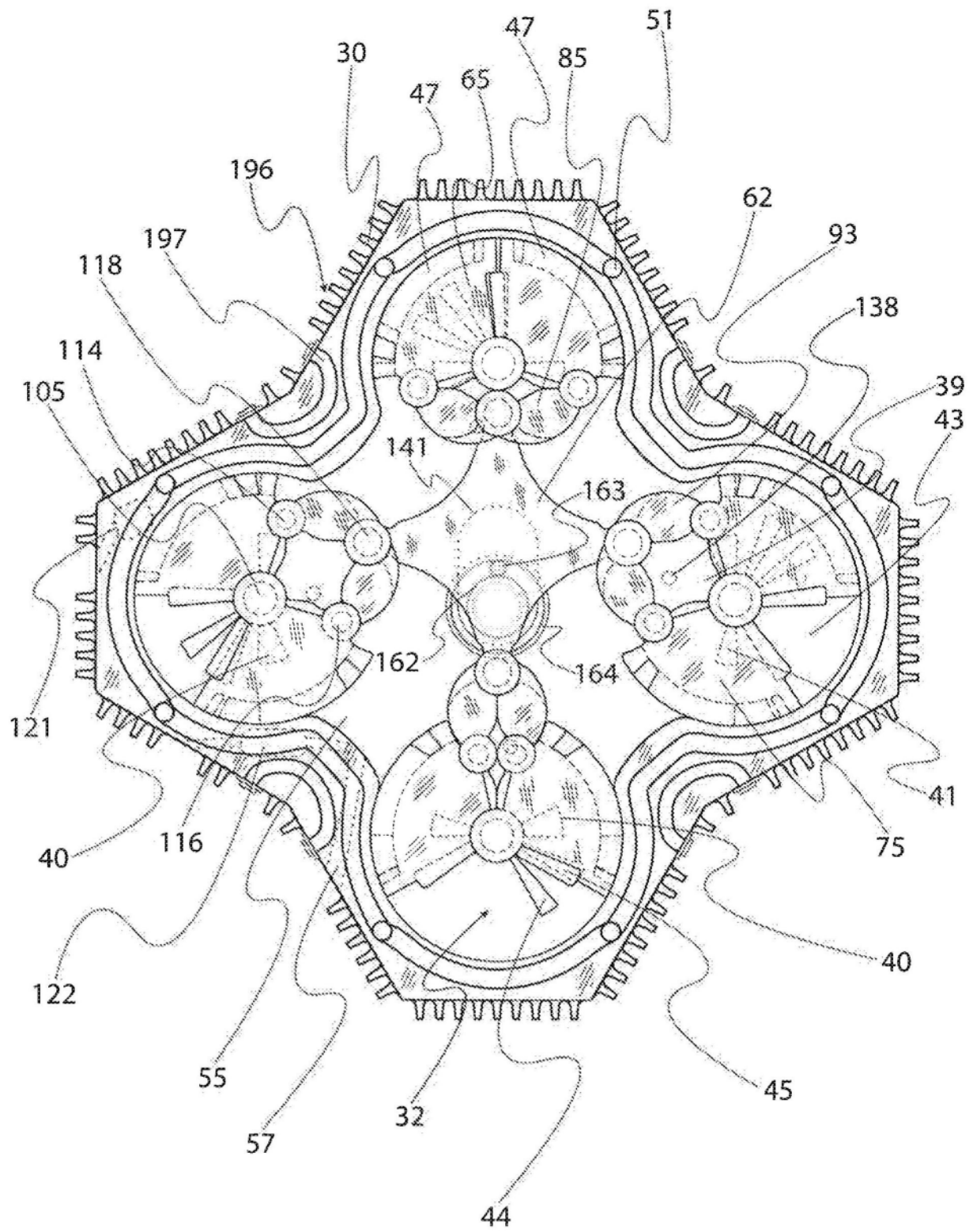


图20

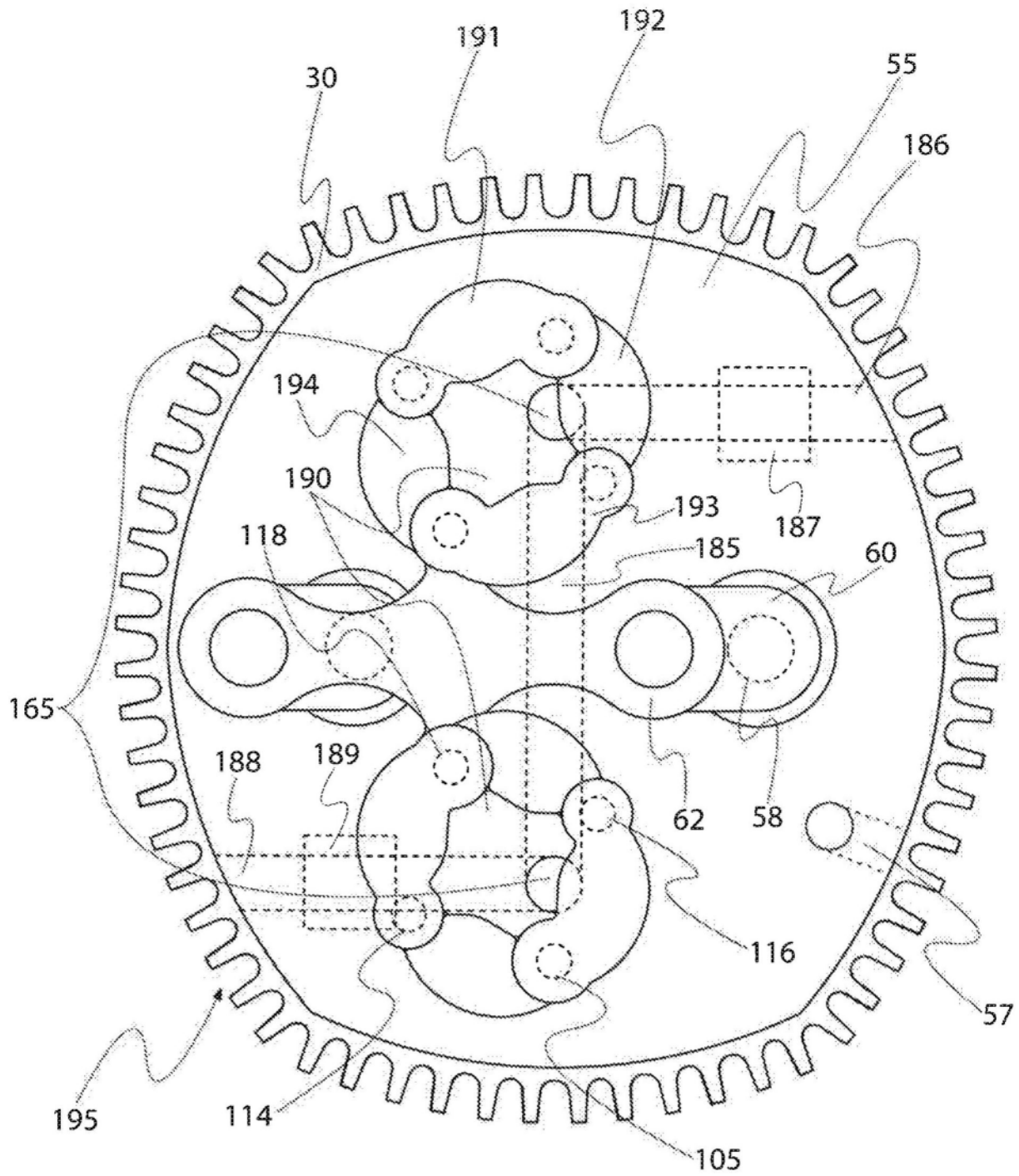


图21

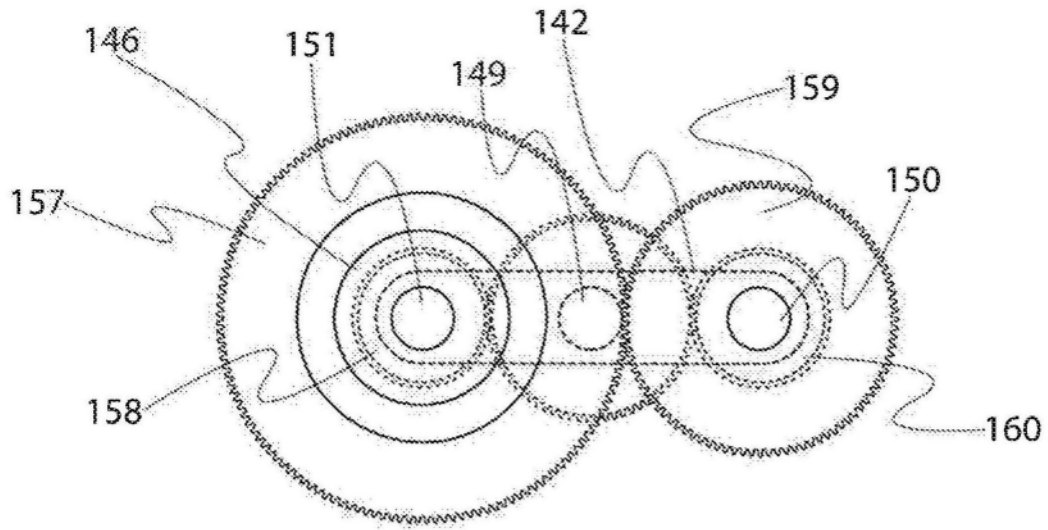


图22A

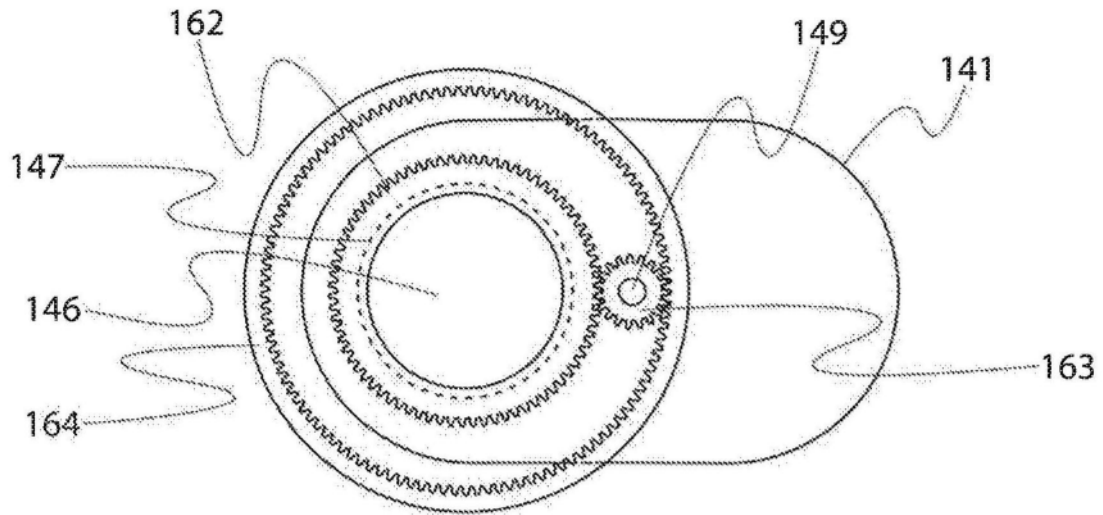


图22B

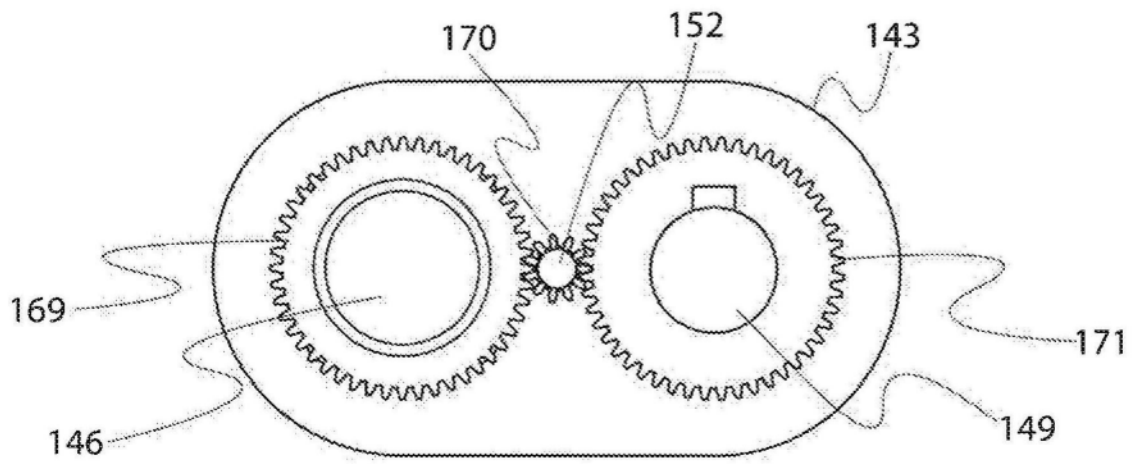


图22C

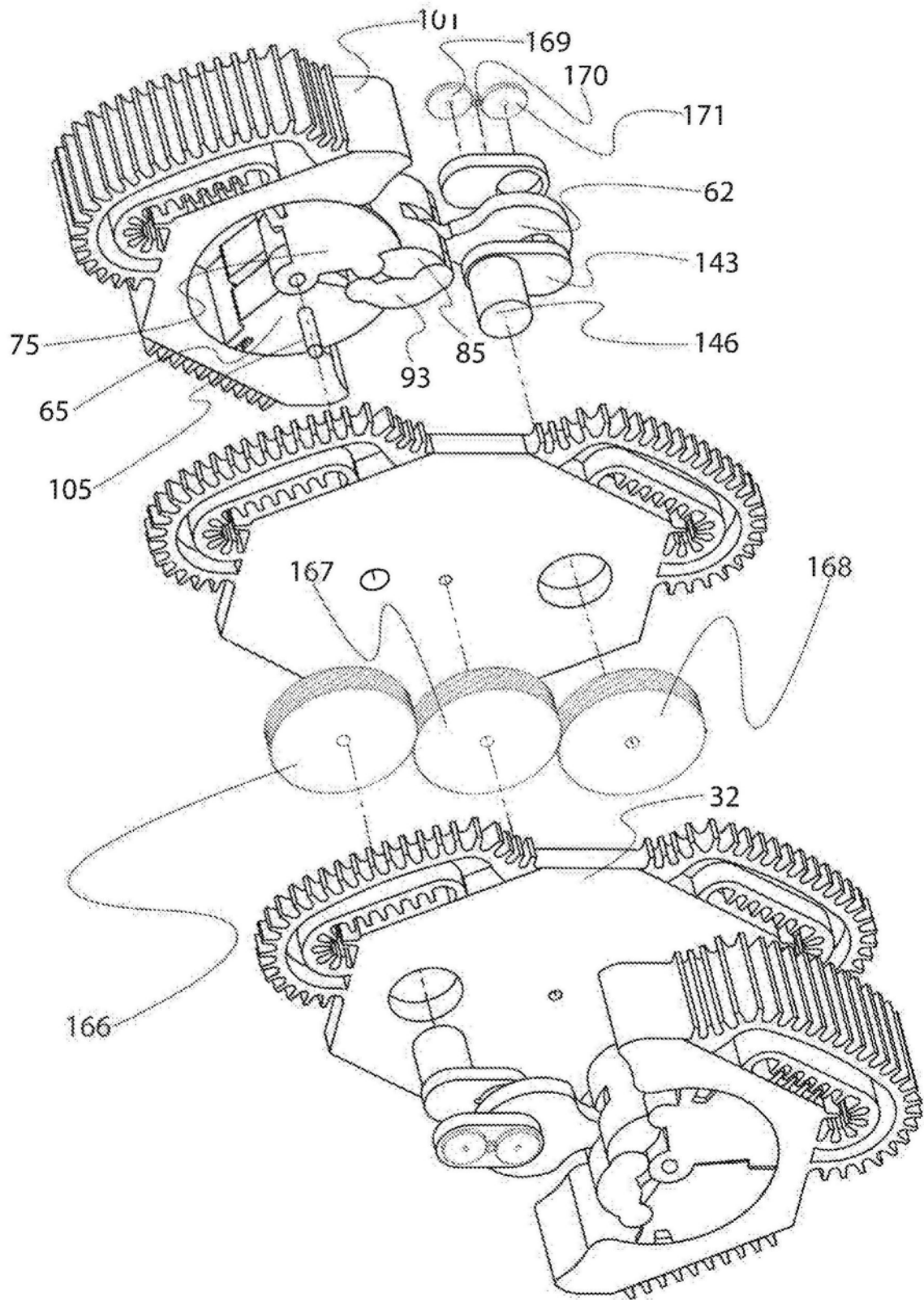


图23

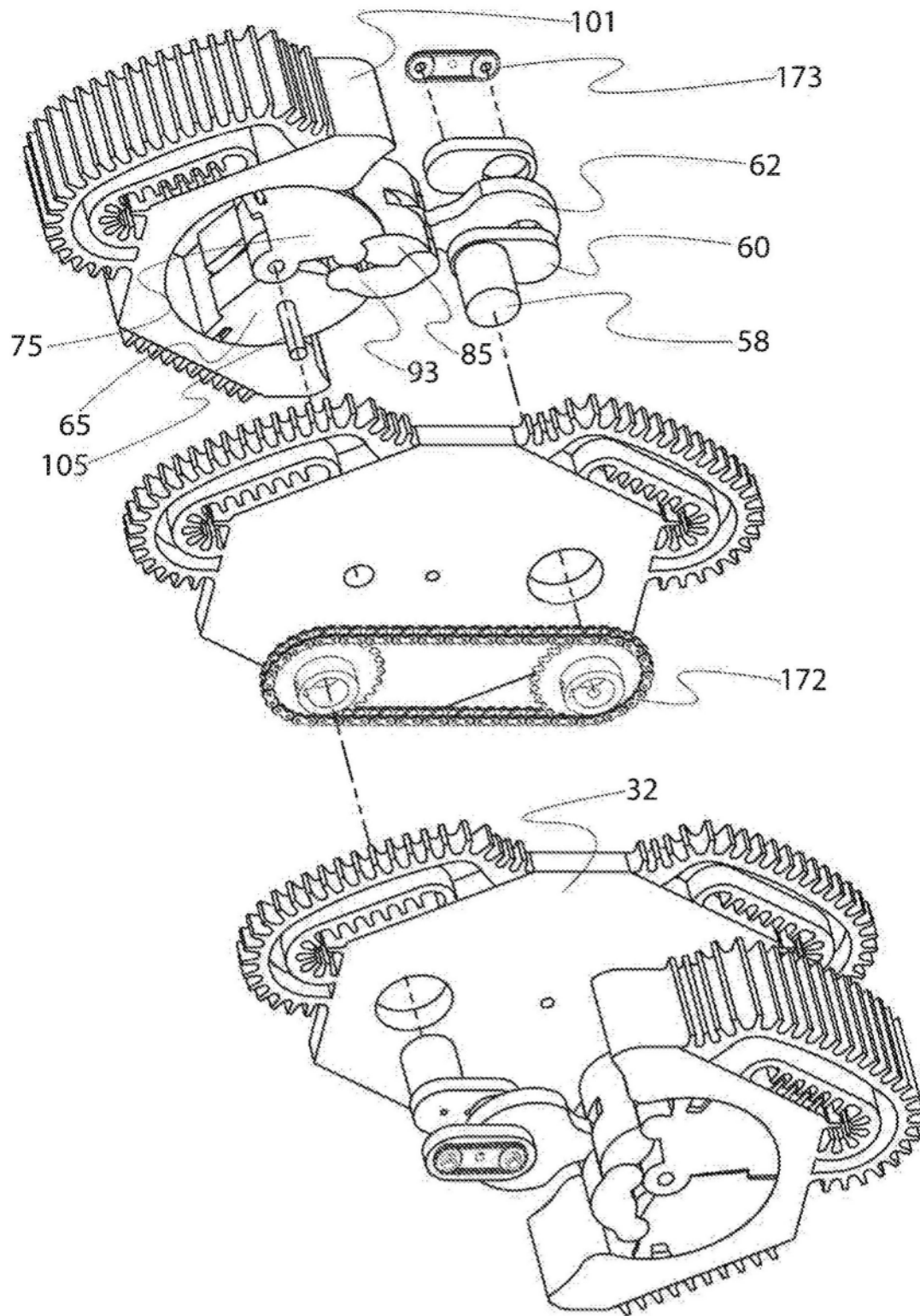


图24

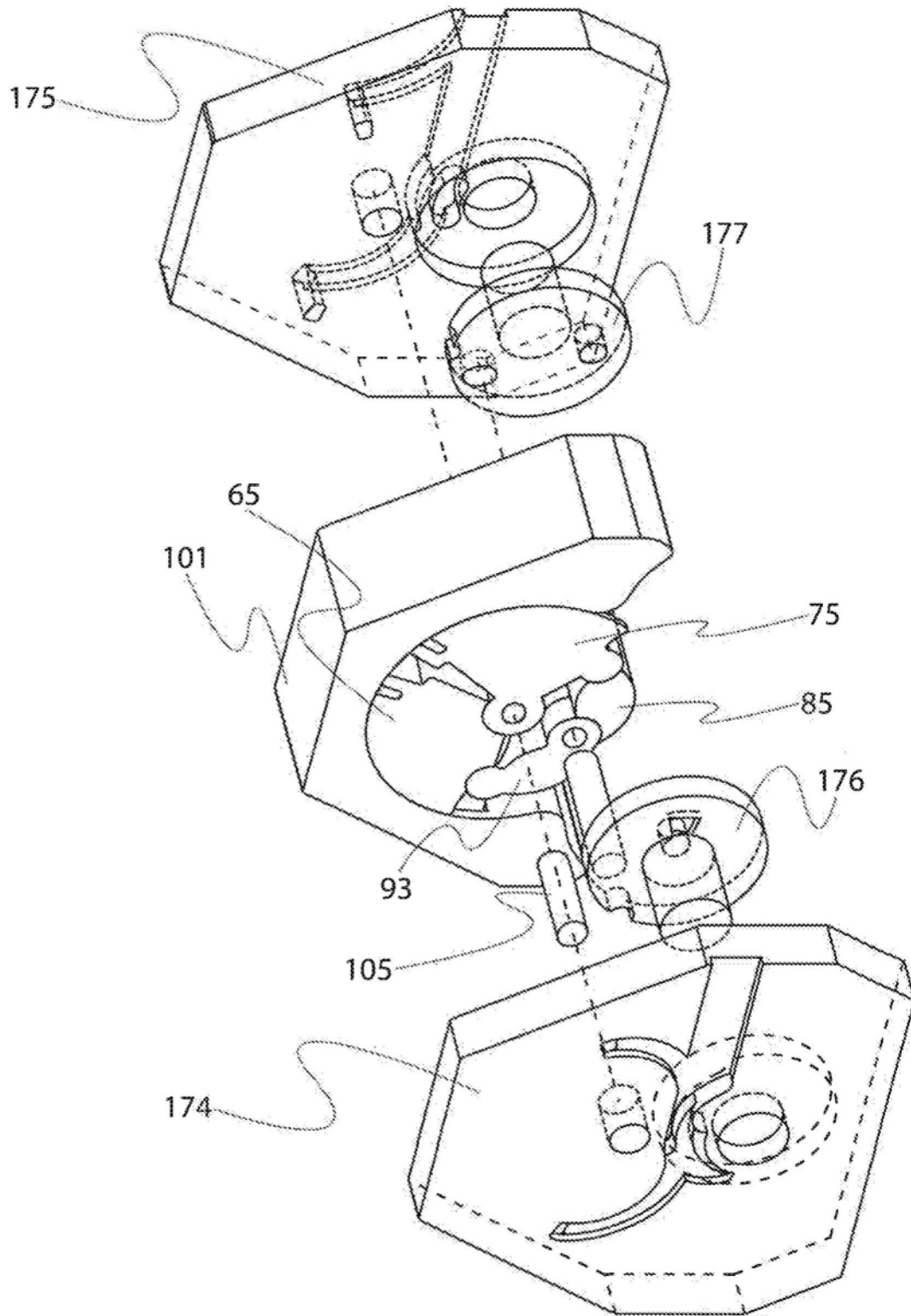


图25