(19)中华人民共和国国家知识产权局

(12)发明专利申请

(10)申请公布号 CN 108431368 A
(43)申请公布日 2018.08.21

(21)申请号 201680076129.8

(22)申请日 2016.10.13

(30)优先权数据
102015118239.4 2015.10.26 DE

(85)PCT国际申请进入国家阶段日
2018.06.25

(86)PCT国际申请的申请数据
PCT/DE2016/100479 2016.10.13

(87)PCT国际申请的公布数据
WO2017/071680 DE 2017.05.04

(71)申请人 GETAS热力驱动系统有限公司
地址 德国迪伦

(72)发明人 乌尔里希·罗斯 迪特尔·沃伊特

(74)专利代理机构 北京聿宏知识产权代理有限公司 11372
代理人 吴大建 陈伟

(51)Int.Cl.
F01B 3/00(2006.01)
F02G 1/02(2006.01)
F02G 3/02(2006.01)
F01B 3/04(2006.01)
F02B 75/26(2006.01)

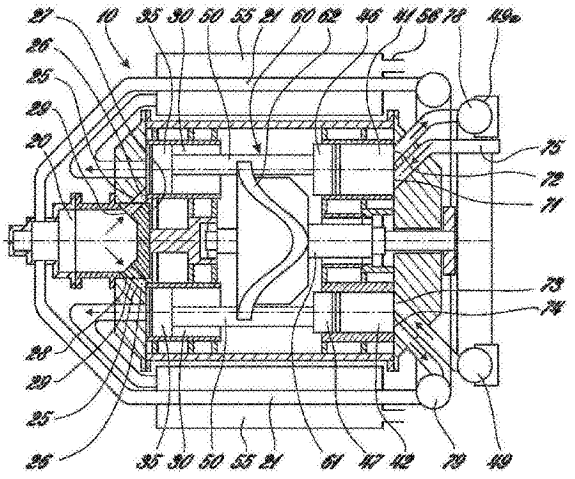
权利要求书2页 说明书9页 附图3页

(54)发明名称

轴向活塞马达以及轴向活塞马达的操作方法

(57)摘要

本发明涉及一种具备内部连续式燃烧的轴向活塞马达，其中，压缩的燃烧介质与燃料在连续操作的燃烧室中一起燃烧以产生工作介质，将工作介质供应到循环的工作气缸中以提取机械能，并且在工作气缸中提取的机械能也用于压缩燃烧介质。压缩以两个步骤或者在低于300℃的压缩最终温度下以大于10的压缩比实施，和/或旋转分配器包括至少两个分配器开口，分配器开口循环地打开和关闭点火线路和/或循环地引导经过或穿过点火通道。



CN 108431368 A

1.具备内部连续式燃烧的轴向活塞马达(10),其具有连续操作的燃烧室(20),具有至少两个工作气缸(30),并且具有至少两个由所述工作气缸(30)驱动的压缩缸(41、42),其中,位于连续工作的所述燃烧室(20)与所述工作气缸(30)之间的点火线路(25)能够循环地关闭和打开,并且其中,在所述压缩缸(41、42)和所述燃烧室(20)之间设置有用于向连续工作的所述燃烧室(20)供应压缩的燃烧介质的燃烧介质进料管线(21),

其特征在于,两个压缩缸(41、42)中的第一压缩缸(41)的出口(72)与两个压缩缸(41、42)中的第二压缩缸(42)的入口(73)连接。

2.根据权利要求1所述的轴向活塞马达(10),其特征在于,所述第一压缩缸(41)的入口(71)与燃烧介质入口(75)连接,并且所述第二压缩缸(42)的出口(74)与所述燃烧介质进料管线(21)连接。

3.根据权利要求1或2所述的轴向活塞马达(10),其特征在于,所述第二压缩缸(42)具有气缸表面积,或者全部的所述第二压缩缸(42)具有气缸表面积,所述气缸表面积对应于压缩比的根值乘以所述第一压缩缸(41)或多个所述第一压缩缸(41)的表面积。

4.根据权利要求1至3中任一项所述的轴向活塞马达(10),其特征在于,所述第一压缩缸(41)的直径小于所述工作气缸(30)的其中一个的直径的90%,优选小于85%,特别是小于83%。

5.根据权利要求1至4中任一项所述的轴向活塞马达(10),其特征在于,所述第一压缩缸(41)或多个所述第一压缩缸(41)的尺寸确定为使得所述第一压缩缸(41)能够提供用于所述轴向活塞马达(10)空转的充分压缩的燃烧介质。

6.根据权利要求1至5中任一项所述的轴向活塞马达(10),其特征在于,旋转分配器(27)为燃烧室底部(28)。

7.根据权利要求1至6中任一项所述的轴向活塞马达(10),其特征在于,旋转分配器(27)具有至少两个分配器开口(29),所述至少两个分配器开口(29)循环地打开和关闭所述点火线路(25)和/或循环地移动经过点火通道(26)或穿过点火通道(26)。

8.根据权利要求1至7中任一项所述的轴向活塞马达(10),其特征在于,工作活塞(35)在所述工作气缸(30)中运行,所述工作活塞作用在动力输出装置(60)的凸轮盘(62)上,所述凸轮盘每转一圈迫使产生两个冲程。

9.根据权利要求1至8中任一项所述的轴向活塞马达(10),其特征在于,设置了分别具有出口(72)的多个第一压缩缸(41)和/或分别具有入口(73)的多个第二压缩缸(42),其中出口(72)中的每个恰好与入口(73)中的一个连接,或者其中出口(72)与多个入口(73)连接和/或一个入口(73)与多个出口(72)连接。

10.根据权利要求1至9中任一项所述的轴向活塞马达(10),其特征在于,在所述第一压缩缸(41)的出口(72)和所述第二压缩缸(42)的入口(73)之间设置有中间储存单元(48)和/或中间冷却器(49)。

11.具备内部连续式燃烧的轴向活塞马达(10)的操作方法,在所述操作方法中,将压缩的燃烧介质与燃料一起在连续工作的燃烧室(20)中燃烧以生成工作介质,将所述工作介质循环地供应给工作气缸(30)以获得机械能,并且还将在所述工作气缸(30)中获取的机械能用于压缩所述燃烧介质,其特征在于,压缩发生于两个段中和/或压缩在低于300℃的最终压缩温度下进行。

12.根据权利要求11所述的操作方法，其特征在于，在每个示例中，所述燃烧室(20)同时具有至少两个通往工作气缸(30)的打开的点火线路(25)。

13.根据权利要求11或12所述的操作方法，其特征在于，中间冷却发生于所述两个段之间。

14.根据权利要求11至13中任一项所述的操作方法，其特征在于，压缩在低于280℃，优选低于270℃的最终压缩温度下进行。

15.根据权利要求11至14中任一项所述的操作方法，其特征在于，在第一个段中能够提供用于所述轴向活塞马达(10)空转的充分压缩的燃烧介质。

轴向活塞马达以及轴向活塞马达的操作方法

技术领域

[0001] 本发明涉及具备内部连续式燃烧的轴向活塞马达，该轴向活塞马达具有连续操作的燃烧室，具有至少两个工作气缸，并且具有至少两个由工作气缸驱动的压缩缸，其中位于连续工作的燃烧室和工作气缸之间的点火线路可以循环性地关闭和打开，并且其中在压缩缸和燃烧室之间设置有用于向连续工作的燃烧室供应压缩的燃烧介质的燃烧介质进料管线。同样地，本发明涉及一种具备内部连续式燃烧的轴向活塞马达的操作方法，在该操作方法中，在连续工作的燃烧室中使将压缩的燃烧介质与燃料一起燃烧，向工作气缸中循环性地供应工作介质以便获取机械能，在工作气缸中获得的机械能还用于压缩燃烧介质。

背景技术

[0002] 在DE 691 12 142 T2、US 4,783,966或者US 5,964,087中已经公开了具有完全不同特性的马达，其呈现了不连续式燃烧，其中，在每个示例中，将空气或空气/燃料混合物进行压缩，然后将已压缩的空气或空气/燃料混合物以浪涌的形式供应给燃烧室或工作气缸，其中，在压缩空气的情况下，之后燃料也被添加到压缩空气中，并且随后，将压缩空气/燃料混合物整体地点燃并且供应到工作气缸。然后，燃烧步骤结束并且只有当压缩空气再次可用时，才会再次初始化。这意味着整个燃烧过程是由单独的燃烧步骤的开始和结束显著地决定的。压缩/膨胀比也由气缸直径的比或压缩和膨胀过程中冲程容积所明确地决定。

[0003] 从US 972,504中已经充分地已知了具备内部连续式燃烧的马达，例如作为活塞马达。而且，在US 5,228,415或者DE 31 35 619 A1中描述了轴向活塞马达，其中，针对这种马达类型，其并未公开像这样的内部连续式燃烧。EP1 035 310 A2和WO 2011/009454 A2也公开了具备内部连续式燃烧的轴向活塞马达，其中，这后两篇文献的轴向活塞马达在每个例子中均具有连续工作的燃烧室、至少两个工作气缸以及至少两个由工作气缸驱动的压缩缸，其中位于连续工作的燃烧室和工作气缸之间的点火线路可以循环地关闭和打开，并且其中在压缩缸和燃烧室之间设置有用于向连续工作的燃烧室供应压缩的燃烧介质的燃烧介质进料管线。同样地，该后两篇文献公开了一种具备内部连续式燃烧的轴向活塞马达的操作方法，在该操作方法中，在连续工作的燃烧室中使压缩的燃烧介质与燃料一起燃烧于以生成工作介质，将该工作介质循环地供应到工作气缸中以获取机械能，并且在工作气缸中得到的机械能也用于燃烧介质的压缩。在此，EP 1 035 310 A2在每个示例中均使用了用于循环地打开和关闭点火线路的套筒，套筒均安装于工作气缸周围并围绕工作气缸旋转，其中，之后这些套筒中的开口用于打开和关闭点火线路。根据WO 2011/009454 A2，也可以使用控制活塞替代这些套筒，这些活塞相应地打开和关闭点火线路。此外，该后者文献公开了工作介质在工作气缸中膨胀期间应当以比在压缩缸中压缩期间所具有的压力比更大的压力比进行膨胀。而且，这两篇文献的两种轴向活塞马达具有的共同之处在于，将来自于压缩缸的压缩的燃烧介质首先收集在一种歧管中，并且然后通过穿过一个或多个热交换器的燃烧介质进料管线将该压缩的燃烧介质从那里供应到连续工作的燃烧室。

发明内容

[0004] 本发明的任务在于提高所述类型的轴向活塞马达或者轴向活塞马达的操作方法的有效程度。

[0005] 本发明的任务通过具有独立权利要求的特征的轴向活塞马达或轴向活塞马达的操作方法得以完成。在从属权利要求和随附的说明书中可找到另外的有利实施例、也可能是与其相互独立的实施例。

[0006] 在具备内部连续式燃烧的轴向活塞马达的情况中，其具有连续工作的燃烧室，具有至少两个工作气缸，并且具有至少两个由工作气缸驱动的压缩缸，其中连续工作的燃烧室和工作气缸之间的点火线路可以循环地关闭和打开，并且其中在压缩缸和燃烧室之间设置有用于供应压缩的燃烧介质的燃烧介质进料管线，如果将这两个压缩缸中的第一压缩缸的出口与这两个压缩缸中的第二压缩缸的入口连接，则可以提高有效程度。

[0007] 并且，在具备内部连续式燃烧的轴向活塞马达的操作方法的情况中，在该方法中，如果压缩发生于两个段中，将压缩的燃烧介质与燃料一起在连续工作的燃烧室中燃烧以生成工作介质，将该工作介质循环地供应到工作气缸中以获取机械能，并且在工作气缸中获取的机械能也用于燃烧介质的压缩，则可以提高有效程度。

[0008] 与根据目前工艺水平相反的是，通过两个段，即第一压缩缸的出口和第二压缩缸的入口连接，不需要在一个步骤中执行过大的压缩；这本身对压缩缸的阀门控制和构造以及压缩活塞的冲程提出了高的要求。在两步的方案中，即在第一压缩缸的出口和第二压缩缸的入口连接的情况中，有效程度出人意料地证明为更高，尽管最终对压缩缸的以及它们的出口和入口的控制明显会更加复杂。

[0009] 在具备内部连续式燃烧的轴向活塞马达的操作方法的情况中，将压缩的燃烧介质与燃料一起在连续工作的燃烧室中燃烧以生成工作介质，将该工作介质循环地供应到工作气缸中以获取机械能，并且在工作气缸中获取的机械能也用于燃烧介质的压缩，由于压缩发生于300℃以下的最终压缩温度，所以也可以提高有效程度。低的最终压缩温度会使压缩过程接近于等温压缩，并且这会带来有效程度相应的提高。

[0010] 考虑到压缩的燃烧介质在进入连续工作的燃烧室之前利用可能存在的热交换器进行加热，压缩过程中相应的低温实际上会呈现出相反效果，。但是，已经证明在尽可能等温和在低温下进行压缩并且然后仅通过热交换器供热的有效程度方面是有利的。

[0011] 在这方面，应当理解的是，如上文所解释的，由于压缩的两个段特性(即由于第一压缩缸的出口与第二压缩缸的入口连接)，所以对温度的监控可以以显著地较简单的方式进行。这特别适用于由于两段特性而可以使用较小的冲程和同样可能较小的压缩缸。而且，累积地或备选地，可以在两个段之间进行中间冷却，以便同样地可以确保相应低的最终压缩温度。在第一压缩缸的出口和第二压缩缸的入口之间可以设置例如中间冷却器以用于中间冷却，该冷却器的特征为相应的冷却设备，如冷却肋片、冷却盘管、水冷或定向空气冷却。如果需要的话，也可以将这种中间冷却器用作中间储存单元，其中然后，该中间储存单元必须相应设置有冷却设备。

[0012] 特别地，在WO 2011/009454 A2的变体中，其出发点是燃烧介质在膨胀器段或工作气缸中膨胀期间应当以比在压缩机段中(也就是在压缩缸中)压缩期间更大的压力比进行

膨胀，即压缩机段应具有小于比膨胀器段的冲程容积，特别是已经表明，通过控制点火线路可以优化轴向活塞马达的有效程度以及特别是压缩比，其中出人意料的是，在具备内部连续式燃烧的轴向活塞马达的情况中，该轴向活塞马达具有连续工作的燃烧室，具有至少两个工作气缸，并且具有至少两个由工作气缸驱动的压缩缸，其中位于连续工作的燃烧室和工作气缸之间的点火线路可以循环地关闭和打开，并且其中在压缩缸和燃烧室之间设置有用于向连续工作的燃烧室供应压缩的燃烧介质的燃烧介质进料管线，由于旋转分配器具有至少两个循环地关闭和打开点火线路的分配器开口，所以可以提高有效程度。通过这种方式，可以在相应工作气缸中以较小的工作活塞的冲程实现精确计量的控制时间，该时间又会导致压缩缸中的对应的较小的压缩活塞冲程并且从而相应地提高了压缩过程中的有效程度。在这方面，已经表明，虽然没有计划提高压缩机侧的有效程度，但是通过这样的实施例可以提高轴向活塞马达的有效程度，因为具有至少两个循环地打开和关闭点火线路的分配器开口的旋转分配器可以在循环关闭和打开的范围内确保极快且精确限定的关闭和打开时间。如果轴向活塞马达的特征在于旋转分配器具有至少两个循环地移动经过点火线路或移动穿过点火线路的分配器开口，那么这同样也适用于具备内部连续式燃烧的轴向活塞马达，该轴向活塞马达具有连续工作的燃烧室，具有至少两个工作气缸，并且具有至少两个由工作气缸驱动的压缩缸，其中，位于连续工作的燃烧室和工作气缸之间的点火线路可以循环地关闭和打开，并且其中压缩缸和燃烧室之间设置有燃烧介质进料管线，以用于将压缩的燃烧介质供给到连续工作的燃烧室。相应地，如果在每个示例中燃烧室均同时具有至少两条通向工作气缸的打开的点火线路，那么具备内部连续式燃烧的轴向活塞马达的操作方法是有利的，在该操作方法中，将压缩的燃烧介质与燃料一起在连续工作的燃烧室中燃烧以生成工作介质，将该工作介质循环地供应到工作气缸中以获得机械能，并且在工作气缸中所获得的机械能也用于燃烧介质的压缩。特别地，如果后者通过旋转分配器完成，那么这是适用的，因为通过这种方式可以确保相应的控制时间。

[0013] 应当理解的是，旋转分配器优选与燃烧室同轴设置。这允许特别简单的构造和定向分配。特别地，后者在该分配器也累积地或备选地与动力输出轴同轴设置或者实际设置在动力输出轴上时是适用的。如果需要的话，通过分配器和动力输出轴之间的定向的相对位移可以使控制时间在小范围内变化，以使得这个时间适应不同的旋转速度或不同的其它操作条件。

[0014] 如果旋转分配器为燃烧室底部，则可以实现在能量和构造方面更加有利的特别紧凑的实施例。在包含最少部件的情况下特别确保了工作介质的定向和直接的分配。

[0015] 优选地，工作活塞运行于工作气缸中，该活塞作用在动力输出的凸轮盘上，凸轮盘每转一圈迫使产生两个冲程。特别是在与两个分配器开口的相互作用中，在每个示例中这两个分配器开口在它们的周期方面与同步运行的工作气缸优选是协调的，因此可以确保轴向活塞马达的较高的有效程度。

[0016] 优选地，在每个示例中，在相应的压缩缸中运行的压缩活塞的驱动由工作气缸通过共同的连杆进行。因此，如果将在工作气缸中得到且用于燃烧介质的压缩的机械能用于压缩而没有任何进一步的能量转换，则是有利的。这也允许了特别高的有效程度，特别是与压缩相关的有效程度。

[0017] 如果需要的话，甚至可以设置多于两个段与压缩相关，其中这在当前时间点看上

去不是必需的，因为利用这两个段(即第一压缩缸的出口与第二压缩缸的入口连接)已经可以实现有效程度的增加。

[0018] 因此，如果第一压缩缸的入口与燃烧介质入口(例如与进气口)连接，则是有利的。累积地或备选地，第二压缩缸的出口可以相应地与燃烧介质进料管线连接，以便将在第二压缩缸中压缩的燃烧介质供应到连续工作的燃烧室，并且这特别地可以通过一个或多个热交换器完成。

[0019] 特别地，如果第一压缩缸具有明显比第二压缩机更大的直径，则压缩情况下的有效程度可以选择成相对较高。因此，相应地，第一压缩缸可以压缩明显更大体积的空气并且然后使其以已压缩的方式可用于第二压缩缸，使得后者可以进一步压缩至少近似相同量的空气。在这里应理解的是，可以提供少量的偏差，该偏差最终会被整体系统所容许。

[0020] 优选地，第二压缩缸具有气缸表面积，其对应于压缩比的根植乘以第一压缩缸表面积。这带来的效果是——根据轴向活塞马达的工作点——最佳地获取了燃烧剂并且由此以高的有效程度操作该轴向活塞马达。如果存在多个第一压缩缸和第二压缩缸的气缸表面积彼此相互比较，则这也同样适用。

[0021] 在这一点上，应当指出的是，压缩比为第一段或第一压缩缸中的压缩量与第二段或第二压缩缸中的压缩量之间的比。压缩量是由相应的活塞移动的冲程和相应气缸的直径确定的。然而，可用的输入压力和相应的输出压力也起着重要的作用，然而其中，这些取决于相应轴向活塞马达的操作状态，而冲程和直径代表了相应轴向活塞马达的几何固定的变量。同样地，进料管线和排出管线的直径以及阀门打开时间决定了压缩量。在当前的关系中，关于压缩比的阐述涉及这两个段的考虑了所有这些压缩比的期望压缩比。

[0022] 特别地，已经发现——与非连续压缩相反——在具备内部连续式燃烧的轴向活塞马达的情况中的压缩/膨胀比本质上是由阀门的控制时间所影响的，而在这方面，气缸的直径或冲程容积只起次要的作用。

[0023] 而且，如果第一压缩缸具有与工作气缸近似的直径，则是有利的。事实上，WO 2011/009454 A2已经公开了假定使燃烧介质在工作气缸中的膨胀期间以比在压缩缸中的压缩期间存在的压力比更大的压力比进行膨胀，即假定使压缩机段具有比膨胀器段的冲程容积更小的冲程容积。但是，没有关于直径的准确信息。但是，已经表明，即使比工作气缸的直径小很多的直径也可以带来非常好的效果。因此，第一压缩缸的直径可以小于工作气缸中的其中一个的直径的90％。特别地，这可以是小于85％，优选地甚至小于83％。在这里，如果在进一步降低的情况下有效程度不再增加，则第一压缩缸的直径似乎是下限，因为然后会发生增加的摩擦等。相应地，在多个第一压缩缸的情况下，可以将第一压缩缸的直径总和与对应数量的工作气缸的直径总和进行比较。

[0024] 特别地，第一压缩缸或多个第一压缩缸的尺寸可以确定为使得通过第一压缩缸可以得到充分压缩的用于轴向活塞马达空转的燃烧介质。而且，累积地或备选地，充分压缩的用于轴向活塞马达空转的燃烧介质可以在第一段中得到。在具体的实施例中，例如，可以从第一压缩缸或第一段到燃烧室直接设置一个或多个燃烧剂管线。而且，压缩的燃烧剂可以经由第二段或第二压缩缸而简单地传输，而不在第二段或第二压缩缸中发生显著的压缩。在第一压缩缸的这种尺寸的情况下或在第一段的这种构造的情况下，可以在空转过程中消除在第二段中或者一个或多个第二压缩缸中的进一步压缩，且这在能量方面是相应有利

的。如果在空转过程中仅要求燃烧室的低压力而在满载时要求高压力，则后者实际上会自动地发生。

[0025] 应理解的是，特别地，可以设置分别具有出口的多个第一压缩缸或者分别具有入口的多个第二压缩缸，这些气缸根据轴向活塞马达的周期或操作方法的循环而特别地设置。

[0026] 就这一点而言，在具体实施例中，相应的第一压缩缸的出口中的每个均可以恰好与第二压缩气缸中的入口中的其中一个连接，使得在每个示例中，压缩机段都恰好且精确地在这些压缩缸之间。

[0027] 另一方面，可以想到的是，多个第一压缩缸的其中一个的一个出口与第二压缩缸的多个入口连接。同样地，第二压缩缸的其中一个入口可以与第一压缩缸的多个出口连接，使得在每个示例中，根据需要，由第一压缩缸压缩的燃烧介质可用于至少两个第二压缩缸。这会导致一种特定的缓冲器，该缓冲器一方面可以用于中间冷却，并且另一方面可以补偿入口和出口的控制中(即在单个压缩缸的压缩中)的可能存在的不准确性。

[0028] 因此应理解的是，在每个示例中，第一压缩缸中的每个也均应当具有入口，且第二压缩缸中的每个也均应当具有出口，其中——根据具体实施例——第一压缩缸的入口可以与它们自己的燃烧介质入口连接，或者备选地，与多个共同的燃烧介质入口连接，或者甚至仅与一个共同的燃烧介质入口连接，或者，这偏离的实施例中，与现有的压缩机段连接。同样地，在每个示例中，第二压缩缸的出口可以与它们自己的燃烧介质进料管线连接到达燃烧室，这些管线在每个示例中可以共同地或单独地贯穿热交换器，或者在每个示例中贯穿特别设计的热交换器。同样地，可以想到的是，首先将第二压缩缸的出口收集在一起并且然后通过仅仅一条燃烧介质进料管线而与燃烧室连接，或者如果需要的话，通过多条燃烧介质进料管线从收集器(也可贯穿热交换器)出发。而且，如果需要的话，在第二压缩缸后可以设置有第三压缩缸，在每个示例中，这些出口与第三压缩缸的一个或多个入口连接。

[0029] 如已在上文所解释的，可以在压缩机段之间设置中间冷却。相应地，如果中间冷却发生在这两个段之间或者如果中间冷却器设置于第一压缩缸的出口和第二压缩缸的入口之间，则压缩可接近于等温压缩。

[0030] 这种中间冷却器具有超越了简单的线路布线或简单的壁部的技术措施，以便确保冷却。特别地，这种中间冷却器可以包括冷却肋条、冷却板或甚至冷却壁。而且，可以进行冷却剂(例如冷却空气或冷却流体)的单独流入。同样地，可以想到将冷却线圈引导穿过对应的壁，其中燃烧介质应当冷却，以便使对应的中间冷却器可用。

[0031] 优选地，确保压缩发生在低于280℃，特别是低于270℃的最终压缩温度下。通过这种方式，可以接近等温压缩。

[0032] 在第一压缩缸的出口和第二压缩缸的入口之间可以设置中间储存单元，以使得在第一压缩缸中压缩的超出一定量的燃烧介质可以临时储存在中间储存单元中，该超出的量然后可以用于短期的动力增加或者用于启动工序。事实上，中间储存单元可以具有单独的入口和单独的出口，以使得——由于燃烧介质是气态的——中间储存单元以某种方式使燃烧介质通过，但是这在构造方面是相对复杂的。优选地，该中间储存单元仅仅包括连接第一压缩缸的入口并连接第二压缩缸的出口的连接器，以使得燃烧介质通过这个单一的连接器可以进入中间储存单元并离开中间储存单元。为了保证中间储存单元的精度控制，连接器

分别优选地设置有对应的阀门。如果需要的话，如上文已经解释过的，如果提供了对应的冷却措施，该中间储存单元也可以用作中间冷却器。

[0033] 应理解，如果适用的话，在上文和权利要求中描述的方案的这些特征还可以结合，以能够累计地、相应地实现优点。

附图说明

[0034] 将使用下面的示例性实施例的描述对本发明的进一步的优点、目标和性质进行解释，这些示例性实施例也特别地示出在附图中。附图示出了：

[0035] 图1为第一轴向活塞马达的示意性截面图；

[0036] 图2为穿过轴向活塞马达的燃烧室底部的示意性横截面图；

[0037] 图3为穿过根据图1和图2的轴向活塞马达的压缩缸的示意性横截面图；

[0038] 图4为穿过第二轴向活塞马达的压缩缸的示意性横截面图；

[0039] 图5为以类似于图1的视图表示的第三轴向活塞马达的示意性截面图；以及

[0040] 图6为根据图1至图5的轴向活塞马达的原理图。

具体实施方式

[0041] 附图中示出的轴向活塞马达10每个均具有燃烧室20，通过燃烧介质进料管线21将燃烧介质供应给燃烧室20，介质与燃料一起持续地燃烧以生成工作介质，燃料是通过燃烧室20的一根或多根燃料进料管线22施加到燃烧室20中的。

[0042] 通过点火线路25将工作介质传递给工作气缸30，点火线路25在这些示例性实施例中构造成点火通道26，气缸工作活塞35在工作气缸30中往复运动，活塞从工作介质中获取机械能并转而将该能量传递给动力输出装置60，动力输出装置60包括凸轮盘62和动力输出轴61。

[0043] 在这点上，工作活塞35设置有连杆50，连杆50在凸轮盘62上往复运动。

[0044] 而且，将通过工作活塞35获取的或在工作气缸30中获取的机械能传递给在压缩缸41、42中往复运动的压缩机活塞46、47，以便在那里进行燃烧介质的压缩。

[0045] 然后，压缩的燃烧介质通过燃烧介质进料管线21回到燃烧室20，其中，燃烧介质进料管线21还穿过热交换器55，其目的在于工作介质的残余热量然后可以传递给供应至连续工作的燃烧室20的燃烧介质。工作介质作为废气56离开热交换器55。

[0046] 应理解，在不同的实施例中，可以仅仅设置一个热交换器55和一根燃烧介质进料管线21。同样地——在某些情况下——在特定的实施例中可以设置不穿过热交换器的燃烧介质进料管线。而且，有一些实施例中，设置有多个热交换器55，多个燃烧剂进料管线21或来自于多个压缩缸41、42的燃烧剂进料管线21和/或多个工作介质管线或来自于多个工作气缸的工作介质管线穿过该热交换器55。

[0047] 燃烧室20可以构造成一个段、两个段或多个段，但是就最终而言，对于解释本发明并不重要。如从图6中显而易见的，在工作介质离开工作气缸30之后，尽可能多地从工作介质回收能量，压缩的燃烧剂在进入热交换器时的温度越低。

[0048] 在全部的示例性实施例中，轴向活塞马达10在每个示例中均具有旋转分配器27，旋转分配器27在每个示例中均将工作介质陆续地分配给工作气缸30。

[0049] 在这点上，在这些示例性实施例中将旋转分配器27构造为燃烧室底部28，其中仅理论上讲，可以提供其它的实施例，例如在点火通道26中旋转并将它们分离的单独的旋转分配器环，例如或者能够将工作介质陆续地分配给工作气缸30的不同的旋转设备。

[0050] 旋转分配器27在每个示例中均具有分配器开口29，该分配器开口29在旋转过程中经过点火通道26，以使得通过这种方式，可以迅速地打开和关闭点火管线25。

[0051] 在本示例性实施例中，旋转分配器27与驱动轴61或凸轮盘62连接，以使其连同后者一起旋转。如果必要的话，通过旋转分配器27相对于凸轮盘62或相对于动力输出轴61的旋转角度的位移，可以使分配器27的旋转和凸轮盘62或动力输出轴61的旋转之间的同步适用于给定的操作条件，例如短期动力需求或不同的旋转速度。

[0052] 在本示例性实施例的情况下，在每种示例中，压缩均发生于两个段中，以便限定在结构上可以区分的第一压缩缸41和第二压缩缸42。应理解，如果必要的话，如果需要单独利用旋转分配器的优点以及相关特征，则可以取消两个段压缩并从而消除第一压缩缸41和第二压缩缸42之间的区别。同样地，如果以传统方式使用点火管线25并可以提供两个段压缩，则可以取消旋转分配器27。

[0053] 在每个示例中，压缩缸41、42中的每个均具有入口71、73和出口72、74。

[0054] 在这点上，在每个示例中，第一压缩缸41的入口71均与燃烧介质入口75连接，其中，在不同的实施例中，第一压缩缸41的多个入口71也可以与共同的燃烧介质入口75连接。

[0055] 而且，在每个示例中，第一压缩缸41的出口72与第二压缩缸42的入口连接；在当前这些实施例中，这是通过歧管78完成的，歧管78在每个示例中也用作中间冷却器49。应理解，代替歧管78而可以在第一压缩缸41的出口72和第二压缩缸42的入口73之间设置直接连接，以使得在每个示例中，第一压缩缸41均恰好与一个第二压缩缸42连通。

[0056] 在根据图1至图4的示例性实施例中，为了使歧管能够作为中间冷却器49起作用，歧管设置有冷却板49a，同时在根据图5的实施例中歧管具有冷却介质流动于其中的冷却盘管49b。

[0057] 通过这种方式，由于两个段的性质以及中间冷却，在两个段的压缩比为16时，可以将最终的压缩温度限制在250℃。这使得压缩可以接近等温压缩并具有相应良好的效果。

[0058] 在根据图5的示例性实施例中，进一步设置了中间储存单元48，其通过未详细标号的管线与歧管78连接(在管线中设置有未详细示出的阀门)，以使得压缩的燃烧介质在第一段中可以临时储存在这里。在这个示例性实施例中，中间储存单元48也用作中间冷却器49，并且为此也设置有冷却板49a。由于经常假定将燃烧介质临时储存在中间储存单元48中较长时间，如果例如在对应的操作方法中，短期性中间储存仍然为例外情况，则很容易取消中间储存单元48作为中间冷却器49的实施例。

[0059] 而且，在每个实施例中，第二压缩缸42的出口74设置有歧管79，燃烧介质进料管线21从该歧管79处出发。

[0060] 如直接且显而易见的那样，燃烧介质因而以尽可能低的温度到达热交换器55；这在热力学方面来说实际上似乎是适得其反的，因为最终重要的事情似乎是将燃烧介质以尽可能高的温度带到燃烧室20。另一方面，等温压缩被证明在能量方面是很有效的，以至于针对中间冷却或两个段压缩的工作似乎是合理的。

[0061] 在当前这些示例性实施例中，第一压缩缸41具有明显大于第二压缩缸42的直径。

第一压缩缸41的直径为第二压缩缸42的直径的1.8倍。

[0062] 而且，在这些示例性实施例中，第一压缩缸41的直径近似与工作气缸30的直径一样大。具体而言，第一压缩缸41的直径小于工作气缸30的直径，但是不小于工作气缸30的直径的96％。

[0063] 在根据图1至图4的示例性实施例中，针对每个工作活塞35或工作气缸30，恰好设置了一个压缩缸41、42或压缩机活塞46、47，其中，在根据图1至图3的示例性实施例中，在每个示例中均设置了相对于动力输出轴61或凸轮盘62和燃烧室20旋转对称布置的三个第一压缩缸41和三个第二压缩缸42，以使得轴向活塞马达10尽可能平衡地运行，其中，可能存在的不平衡可以通过连杆的构造和活塞的构造而进一步最小化。

[0064] 从根本上说，根据图4的轴向活塞马达10的情况中的布置是类似的，以使得在每个示例中，对于每个压缩缸41、42也恰好设置有一个工作气缸30，这些气缸同轴地布置。但是，仅仅设置了两个第二压缩缸42和三个第一压缩缸41，它们相应地围绕动力输出轴41、凸轮盘62或燃烧室20尽可能对称地布置。在这里，凸轮盘62也可以以这样的方式构造，即其迫使每转一圈产生两个冲程，其中然后分配器开口29应当以合适的方式构造并且如果适用的话，具有位于不同高度的点火通道26并与不同的分配器开口29相互作用。同样地，当然，在这里点火线路25可以设置有传统的开口。而且，可以想到仅仅设置一个分配器开口29，并且将凸轮盘62以这样的方式进行构造，即其每转一圈迫使产生一个冲程。

[0065] 在图5所示的示例性实施例中，两个压缩缸41与一个工作活塞35相互作用。为此，使相关联的压缩机活塞46、47位于彼此顶部，其中，将第二压缩缸42(其优选为具有较小的直径)的压缩机活塞47设在第一压缩缸41的压缩机活塞46上是有利的。

[0066] 附图标记列表：

[0067] 10 轴向活塞马达

[0068] 20 燃烧室

[0069] 21 燃烧介质进料管线

[0070] 22 燃料进料管线

[0071] 25 点火线路

[0072] 26 点火通道

[0073] 27 旋转分配器

[0074] 28 燃烧室底部

[0075] 29 分配器开口

[0076] 30 工作气缸

[0077] 35 工作活塞

[0078] 41 第一压缩缸

[0079] 42 第二压缩缸

[0080] 46 压缩机活塞

[0081] 47 压缩器活塞

[0082] 48 中间储存单元

[0083] 49 中间冷却器

[0084] 49a 冷却板

[0085]	49b	冷却盘管
[0086]	50	连杆
[0087]	55	热交换器
[0088]	56	废气
[0089]	60	动力输出装置
[0090]	61	动力输出轴
[0091]	62	凸轮盘
[0092]	71	第一压缩缸41的入口
[0093]	72	第一压缩缸41的出口
[0094]	73	第二压缩缸42的入口
[0095]	74	第二压缩缸42的出口
[0096]	75	燃烧介质入口
[0097]	78	歧管
[0098]	79	歧管

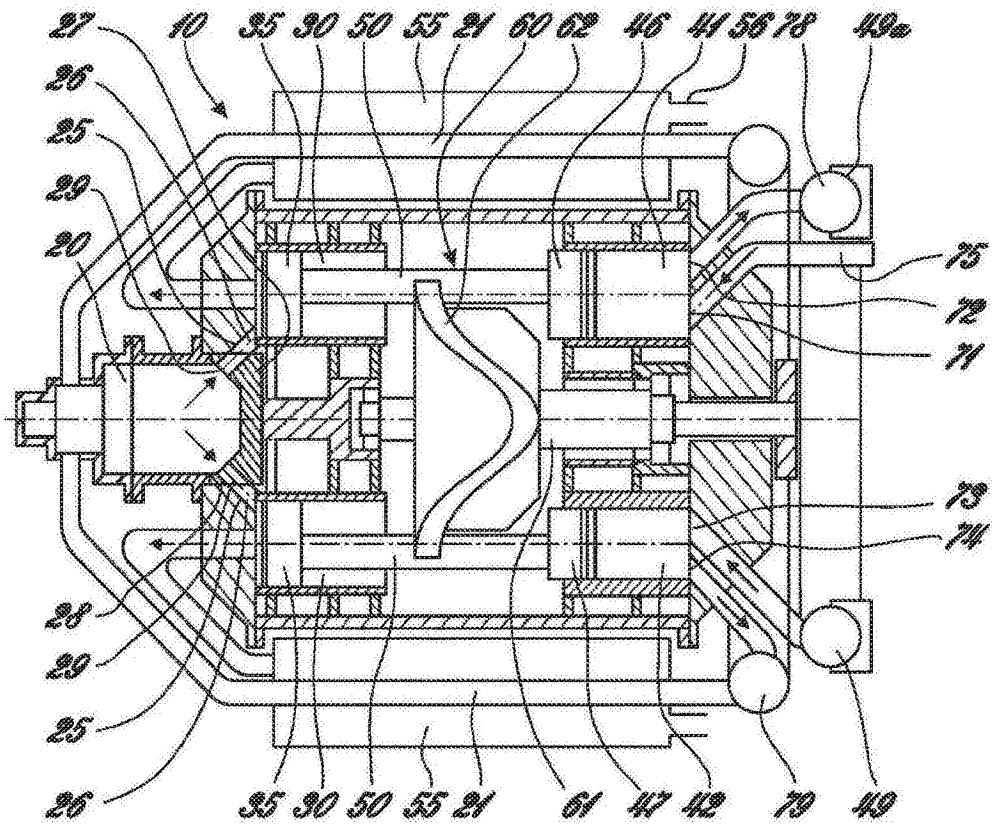

27
10
35
30
50
55
24
60
62
46
44
56
78
49a
26
25
29
20
75
72
71
73
74
28
29
25
26
35
30
50
55
24
61
47
42
79
49

图1

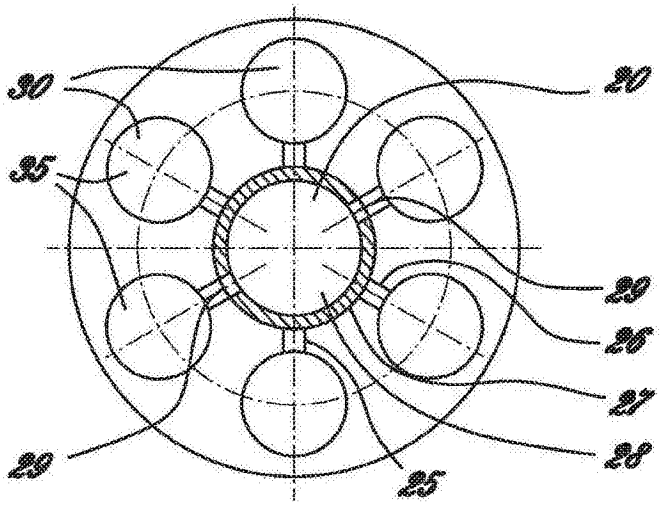

30
20
35
29
26
27
28
29
25

图2

图 3

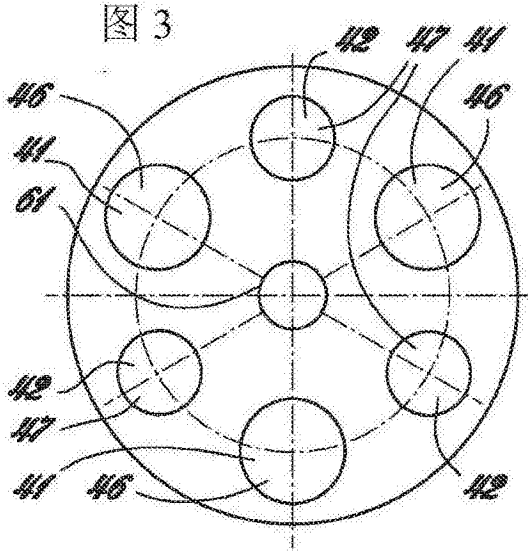
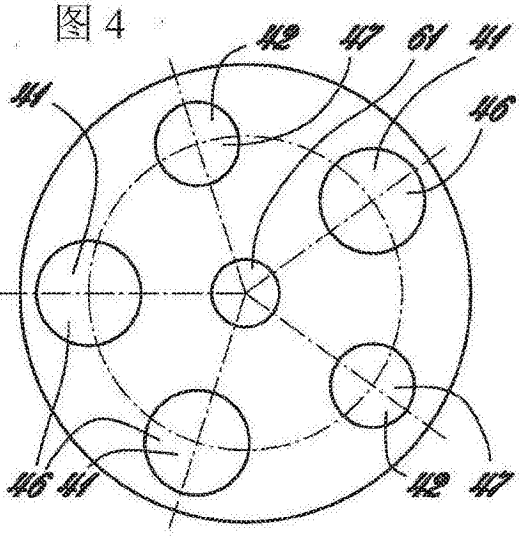

42
47
41
46
61
42
47
41
46
42

图 4


42
47
61
41
44
46
46
41
42
47

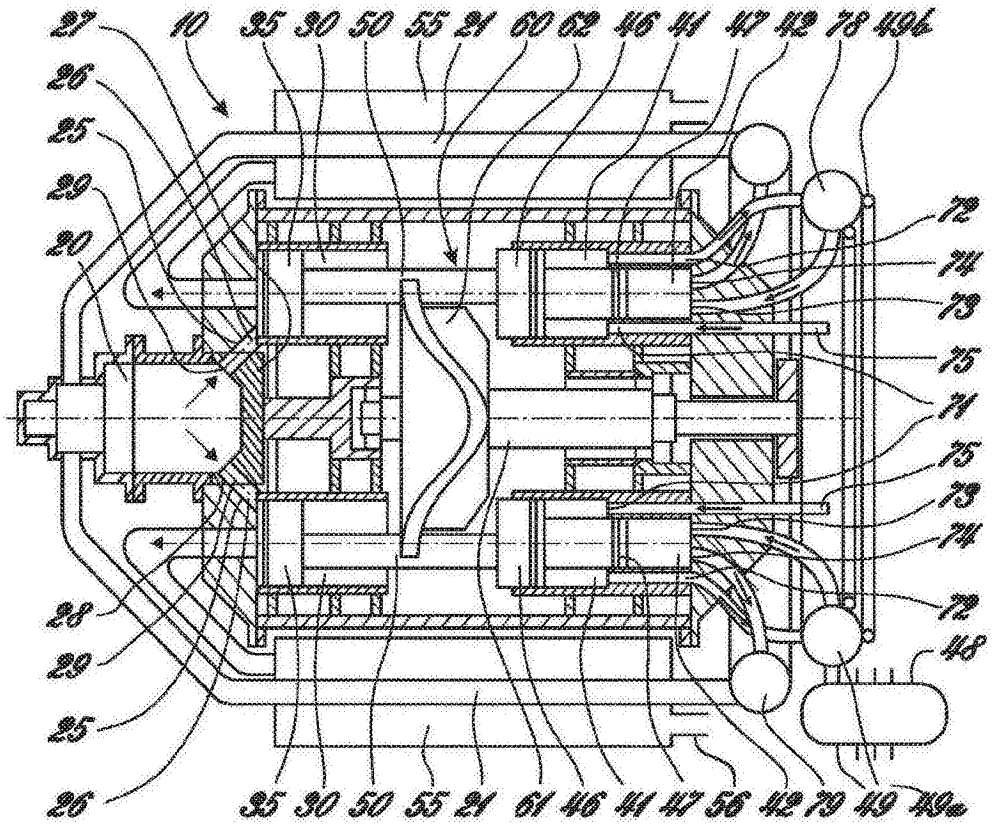

27
10
35
30
50
55
24
60
62
46
41
47
42
78
49a
26
25
29
20
72
74
73
75
74
75
73
74
72
48
28
29
25
26
35
30
50
55
24
61
46
41
47
56
42
79
49
49a

图5

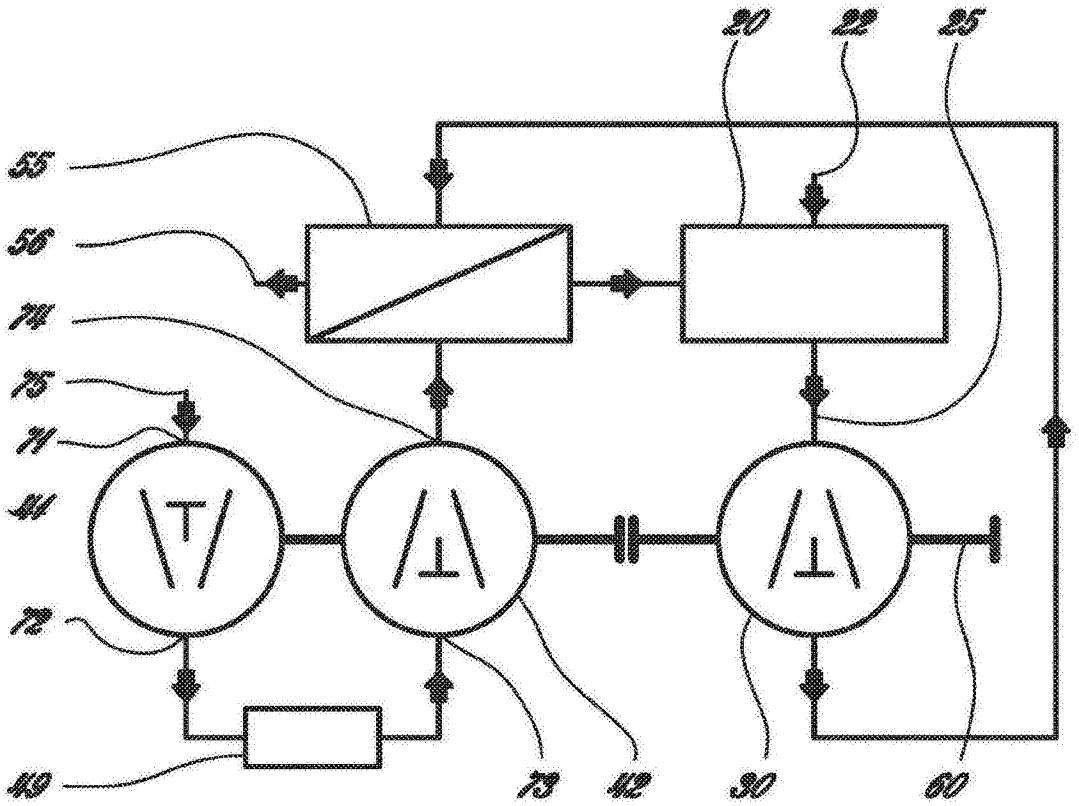


图6