



(12)发明专利申请

(10)申请公布号 CN 111512034 A

(43)申请公布日 2020.08.07

(21)申请号 201880083519.7

(22)申请日 2018.10.22

(30)优先权数据

2019783 2017.10.23 NL

(85)PCT国际申请进入国家阶段日

2020.06.23

(86)PCT国际申请的申请数据

PCT/NL2018/050694 2018.10.22

(87)PCT国际申请的公布数据

W02019/083356 EN 2019.05.02

(71)申请人 芬纳斯托尔私人有限公司

地址 荷兰乌特勒支

(72)发明人 阿尔延·特阿克·德容

斯约于克·肯普·德容

理查德·特奥多尔·布伦埃塞

雅各布·特奥多鲁斯·克里伊赫斯曼

(74)专利代理机构 北京德崇智捷知识产权代理有限公司 11467

代理人 贺征华

(51)Int.Cl.

F02B 41/06(2006.01)

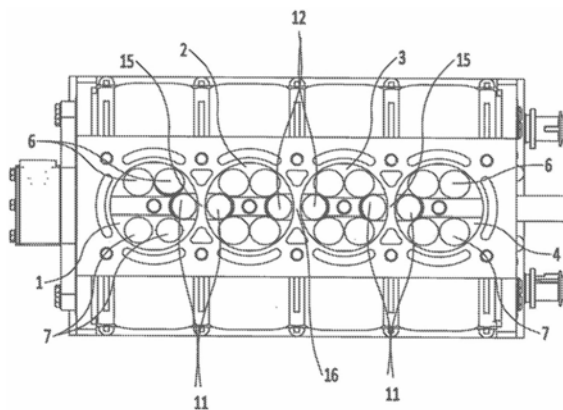
权利要求书2页 说明书9页 附图4页

(54)发明名称

燃烧机

(57)摘要

燃烧机包括具有往复活塞(5)、进气口(6)和排气口(7)的燃烧室(1-4)。在相邻的燃烧室之间提供有溢流口(11、12),以提供在所述发动机的高负载运行模式期间关闭并且在部分负载运行模式期间打开的溢流通道(15、16)。溢流口(11、12)跨过在相邻燃烧室之间的最短距离路径,并且所述溢流通道(15)至少基本上沿着所述最短距离路径延伸。在本发明的另一方面,相邻燃烧室的排气口(1b+2a、3b+4a)连接到公共排气通道(P2、P4)中,该公共排气通道通过阀装置(V1、V2)与发动机的排气集管(20)连接,该阀装置在所述发动机的高负载运行模式期间打开并且在部分负载运行模式期间关闭。



1. 燃烧机,其包括至少彼此相邻的第一燃烧室和第二燃烧室,所述第一燃烧室和所述第二燃烧室均具有往复活塞、至少一个进气口、至少一个排气口和溢流口,其中所述第一燃烧室的溢流口和所述第二燃烧室的所述溢流口通过包括溢流阀的溢流通道彼此连接,所述溢流阀在所述发动机的高负载运行模式期间关闭所述溢流通道并且在所述发动机的部分负载运行模式期间打开所述溢流通道,其特征在于,所述第一燃烧室的所述溢流口和所述第二燃烧室的所述溢流口至少基本上位于在所述第一燃烧室和所述第二燃烧室之间的最短距离路径上,所述第一燃烧室和所述第二燃烧室在跨过在所述第一燃烧室和所述第二燃烧室之间的所述最短距离路径的位置处,并且所述溢流通道至少基本上沿着在所述第一燃烧室的所述溢流口和所述第二燃烧室的所述溢流口之间的所述最短距离路径延伸。

2. 根据权利要求1所述的燃烧机,其包括与所述第一燃烧室和第二燃烧室相似的另一第一燃烧室和另一第二燃烧室,所述第二燃烧室和所述另一第二燃烧室均包括另一溢流口,其中所述第二燃烧室的另一溢流口和所述另一第二燃烧室的另一溢流口通过包括阀的另一溢流通道彼此连接,所述阀在所述发动机的所述高负载运行模式期间关闭所述另一溢流通道并且在所述发动机的所述部分负载运行模式期间打开所述另一溢流通道,其特征在于,所述第二燃烧室的所述另一溢流口和所述另一第二燃烧室的所述另一溢流口至少基本上位于在所述第二燃烧室和所述另一第二燃烧室之间的最短距离路径上,所述第二燃烧室和所述另一第二燃烧室在跨过在所述第二燃烧室和所述另一第二燃烧室之间的所述最短距离路径的位置处,并且所述另一溢流通道至少基本上沿着在所述第二燃烧室的所述另一溢流口和所述另一第二燃烧室的所述另一溢流口之间的所述最短距离路径延伸。

3. 根据权利要求1或2所述的燃烧机,其特征在于,提供控制装置,所述控制装置使所述第一汽缸的所述至少一个排气口和所述第二汽缸的所述至少一个进气口不能完全打开,而在所述发动机的一个旋转内致动在所述第一汽缸和所述第二汽缸之间的所述溢流通道的所述溢流阀。

4. 根据权利要求3所述的燃烧机,其特征在于,所述装置包括第一可变凸轮轴和第二可变凸轮轴,所述第一燃烧室和所述第二燃烧室的进气口包括定时阀,特别是提升阀,其在一个发动机旋转内致动并且由所述第一可变凸轮轴控制,并且所述第一燃烧室和所述第二燃烧室的排气口包括定时阀,特别是提升阀,其在一个发动机旋转内致动并且由所述第二可变凸轮轴控制。

5. 根据权利要求4所述的燃烧机,其特征在于,所述溢流通道的所述溢流阀包括提升阀,所述提升阀由另一可变凸轮轴致动。

6. 根据权利要求2所述的燃烧机,其特征在于,所述另一溢流通道的所述溢流阀包括慢速阀,特别是柱塞或旋转类型阀,其在连续的发动机旋转中致动或停用。

7. 燃烧机,其包括至少第一燃烧室和第二燃烧室,所述第一燃烧室和所述第二燃烧室均具有往复活塞、进气口和排气口,其中第一燃烧室的排气口和第二燃烧室的排气口通过相应的排气通道与所述发动机的排气集管连通,其特征在于,所述第一和第二燃烧室均包括另一排气口,所述第一燃烧室的所述另一排气口和所述第二燃烧室的所述另一排气口在公共排气通道中共同地连通,并且所述公共排气通道通过阀装置与所述排气集管连通,所述阀装置在所述发动机的高负载运行模式期间打开并且在所述发动机的部分负载运行模式期间关闭。

8. 根据权利要求7所述的燃烧机,其包括与所述第一燃烧室和第二燃烧室相似的另一第一燃烧室和另一第二燃烧室,其特征在于,所述第二燃烧室的排气口和所述另一第二燃烧室的排气口在另一公共排气通道中连通在一起,所述另一公共排气通道与所述发动机的所述排气集管连接。

9. 根据权利要求8所述的燃烧机,其特征在于,所述第二燃烧室和另一第二燃烧室通过溢流通道彼此连接,所述溢流通道包括在所述发动机的高负载运行模式期间关闭所述溢流通道并且在所述发动机的所述部分负载运行模式期间打开所述溢流通道的阀装置。

10. 根据权利要求9所述的燃烧机,其特征在于,所述溢流通道至少基本上沿着在所述第二燃烧室和所述另一第二燃烧室之间的最短距离路径延伸。

11. 根据权利要求7至10中任一项所述的燃烧机,其特征在于,所述第一燃烧室和所述第二燃烧室的进气口包括定时阀,特别是提升阀,其在一个发动机旋转内致动并且由所述第一可变凸轮轴控制,并且所述第一燃烧室和所述第二燃烧室的排气口包括定时阀,特别是提升阀,其在一个发动机旋转内致动并且由第二可变凸轮轴控制。

12. 根据权利要求7至11中任一项所述的燃烧机,其特征在于,在所述公共排气通道和所述排气集管之间的所述阀装置包括慢速阀,特别是柱塞或旋转类型阀。

13. 根据权利要求9所述的燃烧机,其特征在于,所述溢流通道的所述阀装置包括慢速阀,特别是柱塞或旋转类型阀。

14. 根据前述任一项权利要求中所述的燃烧机,其特征在于,所述至少一个第一燃烧室和所述至少一个第二燃烧室驱动公共曲柄轴,并且在所述至少一个第一燃烧室的活塞的啮合点与所述至少一个第二燃烧室的活塞的啮合点之间施加曲柄角差,从180度偏离,具体地偏离20度或特别地在正或负方向上偏离约20度。

15. 根据前述任一项权利要求中所述的燃烧机,其特征在于,提供压缩机装置,所述压缩机装置在所述第一燃烧室的进气口处提供升高的进气压力,至少在发动机的所述部分负载运行模式下。

燃烧机

技术领域

[0001] 本发明涉及燃烧机,其包括至少彼此相邻的第一燃烧室和第二燃烧室,所述第一燃烧室和所述第二燃烧室均具有往复活塞、至少一个进气口、至少一个排气口和溢流口,其中所述第一燃烧室的溢流口和所述第二燃烧室的所述溢流口通过包括阀的溢流通道彼此连接,该阀在所述发动机的高负载运行模式期间关闭所述溢流通道并且在所述发动机的部分负载运行模式期间打开所述溢流通道。更特别地,本发明涉及具有往复活塞的内燃机。更具体地,本发明涉及具有停用燃烧室能力的内燃机,利用过度膨胀原理来使能量效率提高。

背景技术

[0002] 目前,内燃(IC)机是迄今为止当今用于以为推进式机动车辆以及许多其他形式的运输和娱乐设备提供动力为目的的发动机的主要类型。当与其他形式的汽车动力相比,内燃机因高功率密度、高可靠性和方便能量储存潜力而被首选,这种潜力表现本身作为在加油和再加油时间之间行驶的距离。然而,对保护自然资源和环境的关注不断鼓励人们努力提高IC发动机的效率、性能和燃料经济性,而减少其有害排放物和噪音。

[0003] 已经提出了多种布置来提高IC发动机的燃烧效率。一种提高效率的方法是,通过当发动机只需要部分负载时停用燃烧室。这个原理适用于若干生产车辆。从德国专利申请DE 10 2013 006 703中已知这种燃烧机。这个文献描述了四个燃烧室直列发动机,其中在部分负载运行模式下停用燃烧室的中心对。当发动机的负载需求需要以获取满功率时,再次致动这些燃烧室。为了进一步提高总体效率,该已知发动机还在部分负载期间从燃烧气体的过度膨胀来获得额外的性能,以提高发动机的效率。为此,外燃烧室(被称为第一燃烧室)仅包括一个排气口,而另一个排气口用作溢流口,该溢流口通过溢流通道与相邻的中心燃烧室(被称为第二燃烧室)中的一个上的相应溢流口连接。这些中心燃烧室通过溢流通道相互连接,该溢流通道通过牺牲进气口中的一个而设置在这些燃烧室的进气侧。

[0004] 在部分负载期间,打开溢流通道以允许燃烧气体的过度膨胀进入现在闲置的中心燃烧室。存储在燃烧气体中的剩余能量允许这些气体在由中心燃烧室提供的额外容积中进一步膨胀。在这种运行模式期间,这种额外膨胀作为额外效率获得。然而,在高负载下,溢流通道会通过适当的阀关闭,并且中心燃烧室会再次致动以提供满发动机功率。

[0005] 为了提高其整体效率,这种已知发动机利用在部分负载期间燃烧室停用和通过过度膨胀获得的效率的结合。然而,在高负载期间,这种已知发动机的性能远非最佳,因为设置溢流通道需要牺牲在外燃烧室的排气口和在中心燃烧室的进气口。在高负载运行模式期间,这将不可避免地导致性能降低和效率降低。而且,如果以所述德国专利申请中描述的方式进行,则通过溢流口和相应的溢流通道的燃烧气体的重新引导(rerouting)增加了发动机的复杂性。

发明内容

[0006] 本发明的目的是,将过度膨胀和燃烧室-停用原理应用于燃烧机中,以这个方式至

少在很大程度上避免了在所述德国专利申请的发动机中遇到的缺点。在本发明的另一方面，本发明的目的是，以相当更方便的方式在燃烧机中实现这两种原理，避免了至少已知发动机所需的大量的复杂性。

[0007] 为了达到所述目的，根据本发明的开头段落中描述的类型燃烧机，其特征在于，所述第一燃烧室的所述溢流口和所述第二燃烧室的所述溢流口至少基本上位于在跨过在所述第一燃烧室和所述第二燃烧室之间的最短距离路径的位置处，并且所述溢流通道至少基本上沿着在所述第一燃烧室的所述溢流口和所述第二燃烧室的所述溢流口之间的所述最短距离路径延伸。本发明基于以下认知：在所涉及的燃烧室之间的最短距离处的溢流口将导致最小的以这种方式重新引导的燃烧气体的流动阻力和能量损失。这将增加发动机的整体效率，特别是在部分负载运行期间。

[0008] 尽管本发明至少需要两个燃烧室来同时使燃烧室停用和将排出气体重新引导至空闲燃烧室以允许过度膨胀，根据本发明的发动机的特别地实用性实施方式，其包括与所述第一燃烧室和第二燃烧室相似的另一第一燃烧室和另一第二燃烧室，所述第二燃烧室和所述另一第二燃烧室均包括另一溢流口，其中所述第二燃烧室的另一溢流口和所述另一第二燃烧室的另一溢流口通过包括阀的另一溢流通道彼此连接，所述阀在所述发动机的所述高负载运行模式期间关闭所述另一溢流通道并且在所述发动机的所述部分负载运行模式期间打开所述另一溢流通道，其特征在于，所述第二燃烧室的所述另一溢流口和所述另一第二燃烧室的所述另一溢流口至少基本上位于跨过在所述第二燃烧室和所述另一第二燃烧室之间的最短距离路径的位置处，并且所述另一溢流通道至少基本上沿着在所述第二燃烧室的所述另一溢流口和所述另一第二燃烧室的所述另一溢流口之间的所述最短距离路径延伸。这个实施方式涉及至少四个燃烧室，两个第一燃烧室在每种运行模式下运行，而两个第二燃烧室在部分负载运行期间停用并为从第一燃烧室发出的排出气体提供额外的膨胀能力。在两个第二燃烧室之间的溢流通道允许这些燃烧室充当单个的过度膨胀容积。

[0009] 根据本发明的发动机的在“普通”和“过度膨胀”模式之间的切换必须在一个发动机旋转内发生。为此，根据本发明的发动机的具体实施方式，其特征在于，提供控制装置，该控制装置使所述第一汽缸的所述至少一个排气口和所述第二汽缸的所述至少一个进气口不能完全打开，而在所述发动机的一个旋转内致动在所述第一汽缸和所述第二汽缸之间的所述溢流通道的所述溢流阀。

[0010] 燃烧室的进气口以及它们的排气口通常由相应的阀控制，这些阀在发动机的每个循环期间在合适的情况下需要足够快的打开和关闭。在那种情况下，根据本发明的发动机的优选实施方式，其特征在于，所述控制装置包括第一可变凸轮轴和第二可变凸轮轴，所述第一燃烧室和所述第二燃烧室的进气口包括定时阀，特别是提升阀，其在一个发动机旋转内致动并且由所述第一可变凸轮轴控制，并且所述第一燃烧室和所述第二燃烧室的排气口包括定时阀，特别是提升阀，其在一个发动机旋转内致动并且由所述第二可变凸轮轴控制。两个凸轮轴可以例如适当的凸轮轮廓结合液压、机械或电子凸轮轴移动(shift)技术的方式而可变。

[0011] 使用相同的技术，根据本发明的发动机的具体实施方式，其特征在于，所述溢流通道的所述溢流阀包括提升阀，所述提升阀由另一可变凸轮轴致动。这个额外凸轮轴在主(第一)燃烧室(多个)和次(第二)燃烧室(多个)之间的溢流通道中运行(提升)阀(多个)，以在

部分负载运行期间重新引导排出气体进行过度膨胀。在双顶置凸轮轴发动机的情况下,这个过度膨胀凸轮轴可沿着在燃烧室之间的最短距离路径设置在进气凸轮轴和排气凸轮轴之间。

[0012] 与控制燃烧室的冲程的阀相反,重新引导排出气体进行过度膨胀的阀在发动机相应的运行模式的整个持续时间内保持相同状态,即部分负载或满负载。结果,这些阀不需要快速,并且可被优化用于重新引导。在这方面,根据本发明的发动机的具体实施方式,其特征在于,所述另一溢流通道的所述溢流阀包括慢速阀(slow valve),特别是柱塞或旋转类型阀,其在连续的发动机旋转中致动或停用。

[0013] 在另一方面,本发明的目的是,提供具有相对简单的布局的可受益于在部分负载运行期间排出气体的过度膨胀的燃烧机。为此,燃烧机,其包括至少第一燃烧室和第二燃烧室,所述第一燃烧室和所述第二燃烧室均具有往复式活塞、进气口和排气口,其中第一燃烧室的排气口和第二燃烧室的排气口通过相应的排出排气通道与所述发动机的排气集管连接,根据本发明,其特征在于,所述第一和第二燃烧室均包括另一排气口,所述第一燃烧室的所述另一排气口和所述第二燃烧室的所述另一排气口在公共排气通道中共同地连通,并且所述公共排气通道通过阀装置与所述排气集管连通,该阀装置在所述发动机的高负载运行模式期间打开并且在所述发动机的部分负载运行模式期间关闭。根据本发明的这个方面,在相邻燃烧室之间的排气通道被用作在第一燃烧室和第二燃烧室之间的溢流通道。通过运行合适的阀,这个溢流通道在发动机部分负载期间通过关闭通向排气集管的排气路径而被打开,或者在发动机满负载期间是原始排气路径的一部分。这样,将溢流通道容纳在排气集管的Y-管道设计布局中,该排气集管在满负载运行期间使得排气能力基本不受损害。

[0014] 尽管这种Y-管道设计至少需要两个燃烧室来同时使燃烧室停用和将排出气体重新引导至空闲燃烧室以允许过度膨胀,但是根据本发明的发动机的特别实用的实施方式,其包括与所述第一燃烧室和第二燃烧室相似的另一第一燃烧室和另一第二燃烧室,其特征在于,所述第二燃烧室的排气口和所述另一第二燃烧室的排气口在另一公共排气通道中连通在一起,该另一公共排气通道与所述发动机的所述排气集管连接。这个实施方式涉及至少四个燃烧室,两个第一燃烧室以每种运行模式运行,而两个第二燃烧室在部分负载运行期间停用并且用作从第一燃烧室发出的排出气体的额外膨胀容积。

[0015] 在两个第二燃烧室之间的溢流通道可允许这些燃烧室充当单个的过度膨胀容积。为此,根据本发明的发动机的另一优选实施方式,其特征在于,所述第二燃烧室和另一第二燃烧室通过溢流通道彼此连接,该溢流通道包括在所述发动机的高负载运行模式期间关闭所述溢流通道并且在所述发动机的所述部分负载运行模式期间打开所述溢流通道的阀装置。这个溢流通道可在发动机的部分负载运行模式的整个持续时间内保持打开状态,而一旦要求满负载运行则关闭。为了优化所述溢流通道的溢流特性,根据本发明的发动机的另一具体实施方式,其特征在于,所述溢流通道至少基本上沿着在所述第二燃烧室与所述另一第二燃烧室之间的最短距离路径延伸。

[0016] 与控制燃烧室的冲程的阀相反,在两个第二燃烧室之间的溢流通道中的阀装置在发动机相应的运行模式的整个持续时间内保持相同状态,即部分负载或满负载。结果,该阀不需要快速,并且可被优化用于两个第二汽缸上的过度膨胀的排出气体均流。在这方面,根据本发明的发动机的具体实施方式,其特征在于,所述溢流通道的所述阀装置包括慢速阀,

特别是柱塞或旋转类型阀。

[0017] 燃烧室的进气口以及它们的排气口由相应的阀控制,这些阀需要在发动机的每个循环期间在合适的情况下足够快的打开和关闭。为此,根据本发明的发动机的优选实施方式,其特征在于,所述第一燃烧室和所述第二燃烧室的进气口包括定时阀,特别是提升阀,其在一个发动机旋转内致动并且由第一可变凸轮轴控制,并且所述第一燃烧室和所述第二燃烧室的排气口包括定时阀,特别是提升阀,其在一个发动机旋转内致动并且由第二可变凸轮轴控制。两个凸轮轴可以例如适当的凸轮轮廓结合液压、机械或电子凸轮轴移动技术的方式而可变。

[0018] 与控制燃烧室的进气和排气口的提升阀相反,在相邻燃烧室之间的排气通道中的阀装置在发动机相应的运行模式的整个持续时间内保持相同状态,即部分负载或满负载。结果,这些阀装置不需要快速,并且可被优化用于在满负载运行期间将排出气体排出到排气集管,并且在过度膨胀期间在相邻汽缸之间提供低阻力溢流路径。在这方面,根据本发明的发动机的具体实施方式,其特征在于,在所述公共排气通道和所述排气集管之间的所述阀装置包括慢速阀,特别是柱塞或旋转类型阀。

[0019] 在过度膨胀到其他汽缸期间的效率优化,是在道路车辆中实际实施的关键方面。由于道路车辆的动态行为,需要一个循环或更短的响应时间来避免驾驶性能的折衷。混合-电动驱动的增加增强了在推进模式之间接近无缝过渡的需求:

[0020] -全电动(无燃烧机)

[0021] -混合驱动-过度膨胀模式

[0022] -过度膨胀模式

[0023] -全燃烧机运行

[0024] -混合驱动-具有全燃烧机运行

[0025] 在驱动器之间的延迟切换会严重影响驾驶性能和“驾驶乐趣”,这在乘用车行业中是相当大的问题。通常感知到的任何小问题(hic-up)、噪音或振动都是不可接受的。使用本发明的设置,这将被最小化和/或解决。

[0026] 其次,使用通道的优化布线,将热量损失降至最低,从而提高过度膨胀的效率。这扩展了可以应用过度膨胀的运行领域,因此甚至进一步提高了燃料效率。最后,与汽缸停用相比,优化的气体重新引导进一步降低了发动机振动。

附图说明

[0027] 现在将参考某些示例性实施方式并沿着附图更详细地描述本发明。在附图中:

[0028] 图1示出了常规燃烧机的总体内部布局;

[0029] 图2示出了根据本发明的燃烧机的实施方式的横截面图;

[0030] 图3示出了图2的燃烧机的俯视图;

[0031] 图4示出了描述图2的发动机中压力效率相对于溢流通道的容积的曲线图;

[0032] 图5示出了描绘图2的发动机中溢流通道的长度对发动机效率的影响的曲线图;

[0033] 图6示出了描绘图2的发动机中溢流通道的直径对发动机效率的影响的曲线图;

[0034] 图7示出了根据本发明的燃烧机的第二实施方式在满负载运行模式中的总体设计布局;和

[0035] 图8示出了在部分负载运行模式中的图7的总体设计布局。

[0036] 应当理解的是,附图仅是示意性的,而不必按相同比例绘制。特别地,某些尺寸可能或多或少地已经被夸大,以使附图更加清晰。在所有附图中,相同的部件由相同的附图标记表示。

具体实施方式

[0037] 图1示出了典型的具有四个连续燃烧室的4-汽缸内燃机,这些燃烧室直列放置并且包括汽缸。在整个说明书中,表述“汽缸”和“燃烧室”可交替用作彼此的同义词。这种发动机具有典型点火顺序“1-3-4-2”。然而,实际上,可以在不脱离本发明的一般原理的情况下改变点火顺序。汽缸1和4彼此同相,并且都与汽缸2和3异相180度,汽缸2和3也一起移动。为了清楚起见,在图1中描绘了发动机的内部设计,并示出了在汽缸内往复的活塞5。每个汽缸包括由进气提升阀6控制的两个进气口和由排气提升阀7打开或关闭的两个排气口。进气提升阀6由进气凸轮轴8驱动,而排气阀7具有单独的致动这些阀的顶置排气凸轮轴9。发动机在下端包括曲轴10,该曲轴由从活塞5延伸的活塞杆驱动,该活塞在发动机的连续冲程中在汽缸内交替地往复。

[0038] 在满负载运行期间,运行普通4-冲程,其中每个汽缸1-4具有两个在进气冲程期间让空气进入的进气阀和两个在排气冲程期间从汽缸中去除燃烧的气体的排气阀。使用汽缸盖中的传统提升阀6、7,将每个汽缸的排出气体在发动机的这个“满功率模式”下引导至排气系统。

[0039] 如果发动机需要传递有限的动力,例如,如果发动机静止或以恒定的中等速度运转,则发动机管理系统将发动机切换为相应的部分负载运行模式。在这种模式下,停用内汽缸2、3,而仅由主汽缸1、4驱动发动机。在汽缸停用期间,不再需要使用停用的汽缸提升阀,也可以通过更改这个模式的凸轮轮廓来停用。这可通过多种方式来完成,即通过使用凸轮的圆锥形旋转或使用其他机械或电子方法(诸如电磁阀运行)轴向移动凸轮轴。

[0040] 将离开主动汽缸1、4的排出气体重新引导至被动汽缸2、3,以允许这些气体在所述部分负载运行模式期间在被动汽缸提供的额外自由容量中过度膨胀。根据本发明的第一方面,燃烧机在每个燃烧机中配备有专用的溢流口11、12,以优化这种重新引导并且因此优化在部分负载期间的发动机效率。根据本发明,这些溢流阀跨过在相邻汽缸之间的最短距离路径15、16,并且设置在汽缸之间的溢流通道至少基本上沿这个最短距离路径,参见图2。

[0041] 这个实施例的溢流口11、12提供有单个提升阀。使用可变液压/机械/电子凸轮轴技术,阀运行非常快。在这个实施例中,通过使用单独的独特可变凸轮轴13来实现提升阀的致动,该提升阀打开或关闭溢流口11、12,如图3所示。在典型的4-汽缸发动机的当前情况下,这个额外的凸轮轴13在连接汽缸1到2和汽缸4到3的汽缸中运行提升阀。过度膨胀凸轮轴13位于在进气凸轮轴8和排气凸轮轴9之间。

[0042] 在普通“满负载”4汽缸运转期间,运行普通发动机进气和排气凸轮轴8、9,并且不使用额外的“过度膨胀”凸轮轴13。可以使用多种现有技术来完成凸轮轴13的禁用,即轴向移动凸轮轴或以凸轮不运行用于将排出气体重新引导至内汽缸的提升阀的方式来电气/液压调节凸轮。

[0043] 在汽缸停用的情况下,即在部分负载运行模式期间,排气凸轮轴9将以不再使用主

动汽缸1、4的排气口7的方式进行调节。相反,现在致动专用于过度膨胀的额外凸轮轴13并且该额外凸轮轴13运行溢流口的额外提升阀,该溢流口专用于将排出气体从主动(第一)汽缸1、4引导至被动(第二)汽缸2、3。因此,当以燃烧模式运转汽缸1和4并且停用汽缸2和3时,将主动汽缸1、4的排出气体引导至停用的汽缸2和3,以允许这些气体进一步膨胀以从这些气体中的剩余(热)能中获得额外动力,否则会在排气系统中损耗。

[0044] 在两种模式(即满负载和部分负载)之间的转换,在一个发动机循环内是无缝的,因为两种模式的凸轮轴运行是同步的并且可以使用现有的凸轮轴调整方法(例如旋转、轴向运动等)进行切换。尽管取决于发动机设计和校准,排气凸轮轴9的凸轮轮廓可能会变化以优化运行,但是对于汽缸1和4禁用的排气凸轮轴9将对汽缸2和3是全功能。

[0045] 将“过度膨胀”凸轮轴13以这种方式设计,除非由于空间限制物理上不可能接近上止点(TDC),在大多数发动机旋转期间中,连接汽缸2和3的溢流通道12上的提升阀打开。使用这种凸轮轮廓,内汽缸2和3都在“虚拟”功能上发挥了一个单一汽缸的作用,从而最大程度地提高了过度膨胀的效益并大大降低了流动损耗。

[0046] 代替用于连接被动汽缸2-3以用作一个组合容积的提升阀,这也可以通过针对这种特性进行优化的专用慢速阀来实现。优选地,在部分负载运行模式期间,汽缸2-3应该像“一个大汽缸”那样工作,并因此应使在这些汽缸之间的流动损耗最小。为了以这种方式连接内汽缸2、3,而保持当发动机在满负载下运行时,这些汽缸2、3可能会独立起作用,因此可以在两个汽缸2、3之间放置一个柱塞或旋转类型阀的专用阀。这个阀可以独立于凸轮轴8、9、13运行,并且不必在一个发动机旋转内做出响应。阀机构可以是任何实用类型的柱塞型阀,该阀允许在“普通”全汽缸运行时具有显着的气密性,和在“过度膨胀”期间在停用汽缸之间的低气体流动阻力。额外的好处是由于通向溢流通道的通道可能完全开放,从而降低了流动摩擦。传统提升阀不可避免地限制活塞“上止点”(TDC)处的通道。

[0047] 连接汽缸的溢流通道15优选地尽可能短且窄,以最小化通道中的自由膨胀容积的损耗。另一方面,通道15不应太窄,使得流动阻力将由于转移期间的压力下降而引起损耗。最佳的横截面直径是平衡流动阻力损耗和容积膨胀损耗。在任何情况下,短的传输路径都是优选的,因此,根据本发明,溢流通道15放置在汽缸1-2、3-4之间的距离最短的位置处,即沿在这些汽缸之间的最短距离路径。过度膨胀凸轮轴13直接位于这些通道上方。

[0048] 可考虑流动湍流以及热和压力降,来优化溢流通道15的特定尺寸。可通过平衡溢流通道的长度、直径和形状,来优化这三个方面,这将按照本实施方式的说明,具有平面曲柄标准布局并具有以下特性:

[0049] 孔:90mm;

[0050] 冲程:90mm;

[0051] 发动机排量:2、3公升;

[0052] 点火顺序:1-3-4-2。

[0053] 将气体从主汽缸转移到过度膨胀汽缸会导致效率损耗。这些包括:

[0054] i) 由于溢流通道内的容积和过度膨胀汽缸中的剩余汽缸容积,而导致的自由膨胀容积损耗;

[0055] ii) 摩擦损耗;

[0056] iii) 造成压力下降的热量损耗;和

[0057] iv) 阻塞流动效应(choking flow effects)。

[0058] 通常,当发生过度膨胀时,“被动”汽缸的上止点将导致固定的压力下降。取决于发动机的压缩比,这可能波动。此外,这是溢流通道的容积,其也由于自由膨胀而导致压力损耗,因此这个容积优选减小到最小,如图4所示。

[0059] 因此,当设计长度为“L”和直径为“d”的传输通道时,希望具有尽可能短的长度,但仍形成流体机械有效的通道。较短的长度通常会降低所有损耗:容积,摩擦/湍流和热,如图5所示。

[0060] 还需要考虑通道直径的影响。对于容积损耗与摩擦损耗,最佳发现是,因为较大的直径将有助于减少摩擦,同时增加容积损耗。然而,应注意的是,对于摩擦损耗,不仅需要考虑溢流通道中已形成的管道流动,还应考虑进气和排气影响。在这个实施例中,有两种类型的溢流通道,在主动汽缸1、4和停用(被动)汽缸2、3之间的第一类型11和连接膨胀汽缸2、3的另一类型12。也需要考虑溢流通道的小直径流动阻塞的影响。当流动速度达到局部声速时,会产生阻塞而导致流动速度受到限制,从而限制在汽缸之间的通过量。这些效果集合在图6中,发现总曲线顶部附近的最佳值。以这种或类似的方式,可以根据代表发动机排量、压缩比、阀时机和重叠、所需功率、转速范围和燃烧燃料类型,而找到特定发动机的溢流通道的最佳尺寸。

[0061] 在本发明的第二方面,使用在部分负载运行期间可用的停用汽缸的容积来促进在燃烧机中燃烧气体的过度膨胀,而不需要专用的溢流通道。其实施例在图7和8中示出。同样在这个实施例中,出于说明的目的,使用四汽缸直列发动机,尽管相同的原理可以应用于更少或更多的汽缸以及其他汽缸布局。

[0062] 图7示出了具有1-3-4-2的典型点火顺序的4-汽缸内燃机,尽管点火顺序也可以不同。外汽缸用作主(第一)汽缸在所有条件下运行,而次内(第二)汽缸在发动机部分负载运行期间停用,然后使用排气路径提供过度膨胀能力,参考第一实施方式所述的方式。

[0063] 汽缸1和4彼此同相,都与汽缸2和3异相180度,并且还一起移动。这是典型的4-汽缸设计。在满负载运行期间,运行普通4-冲程,其中每个汽缸具有两个在进气冲程期间让空气进入的进气阀6a、b和两个在排气冲程期间从汽缸中去除燃烧的气体的排气阀7a、b,如图7所示。

[0064] 凸轮轴运行阀6a、6b、7a、7b;通常一个凸轮轴用于进气阀6a、6b和一个凸轮轴用于排气阀7a、7b(DOHC)。在普通4-汽缸发动机中,每个汽缸的两个排气阀7a、7b将气体释放到组合的排气口中,导致总共4个离开汽缸盖的排气通道。

[0065] 在本实施例中,将排气集管修改为独特的Y-集管设计。代替将每个汽缸的排气阀7a、7b与每个汽缸的排气口组合,每个汽缸的排气口连接到排气通道20,相邻汽缸1-4的相邻排气阀7a、7b与单个排气口P2、P3、P4组合。这剩下外汽缸1、4的剩余的外阀7a、7b,其得到它们自己的单个口P1、P2。这导致图7的结构具有五个排气口P1...P5。这些口具有用于组合所述阀的典型的“Y形”设计。这种构造导致需要对汽缸盖的冷却套进行最小的调整,同时在满负载运行期间保持所有排气阀的运行。排气集管包括完全打开的外阀V1、V2,以便在这种满负载运行模式期间,发动机的排气能力丝毫不受影响。

[0066] 在部分负载模式运行期间,当停用内汽缸2、3并允许以上述方式过度膨胀时,排气集管中的外阀V1、V2用于关闭口P2和口P4,参见图8。这可以是落入“阀座”的柱塞阀,通过有

效地将口的Y形改形为穿过汽缸的流动通道,来使容积损耗最小化。这些阀可以是“慢速”的,即它们不需要在一个发动机旋转内运行,也不需要与发动机的凸轮轴精确同步,从而使它更易于校准和运行。而且,对于位于汽缸内的阀,阀仅需要保持大约5bar或更小的剩余排气压力,而不是保持大约100bar的满燃烧压力。口P3保持打开,在这个运行模式下用作发动机的排气口。

[0067] 以轴移动到相邻凸轮的方式,将排气凸轮修改为新的凸轮轮廓。在这个模式下,不再运行外汽缸1、4的单个口P1、P5的排气阀1a、7b。同时运行阀1b+2a以形成从汽缸1进入汽缸2的溢流通道P2,同样地,同时运行阀3b+4a以形成在汽缸4和3之间的溢流通道P4。同时运行阀2b+3a以通过排气通道P3排出过度膨胀后的燃烧气体

[0068] 在进气凸轮轴上,禁用进气阀6到汽缸2和3。为了使它们在流动方向上连通,在内汽缸2和3之间设置有单独的慢速阀V3。这个可以是,例如在其中具有槽的旋转圆柱销,水平放置在汽缸盖之间或者排气集管中使用的柱塞型阀。这个阀V3位于连接汽缸2和3的溢流通道中,以这种方式它们功能上起一个大容积的作用。旋转或平移可打开槽,该槽在两个汽缸之间形成短通道。

[0069] 尽管已经仅参考一些示例性实施方式描述了本发明,但是将理解的是,本发明决不限于这些实施例。相反,对于技术人员而言,许多修改和变型是可行的,而不需要他脱离本发明的范围和精神。这样,前面的实施方式集中于4-汽缸发动机,但是相同或相似的原理也可以在其他内燃机结构中工作,例如两个、六个和八个汽缸,无论它们是直列放置、V-结构或彼此相对。

[0070] 为了优化流动,发动机上汽缸的进气阀通常不会在上止点或下止点处打开,而是稍微在此之前打开。在过度膨胀的情况下,在燃烧汽缸和过度膨胀汽缸之间的传输也很重要。在这方面,有利的是,使曲柄轴具有在工作汽缸和空闲汽缸之间的曲柄角差精确地恰好为180度的角度,这对于直列四汽缸发动机是标准的。在正或负方向上,这种差异可能在几度到20度之间。这将允许膨胀气体使用更多的过度膨胀冲程,并且将有利于过度膨胀模式下的整体效率,该过度膨胀模式甚至可能在满功率下过度补偿轻微的效率损耗。最佳的阀时机将是例如与默认值相比排气晚打开,以及过度膨胀汽缸的进气的同步打开。在过度膨胀汽缸的进气打开的情况下,这也可能是较大的曲柄角。

[0071] 可以通过调节阀时机来实现热的排出气体再循环,使得一些排出气体被重新引入回到点火汽缸中。这节省了对更复杂的外部再循环回路的需求。变型是排气阀提前关闭、过度膨胀汽缸的进气阀的不同关闭时机、使用曲柄角度调节或这些的组合。

[0072] 同样,马达管理系统可以有利地使用在直接排气和通过较长通道的排气之间的发动机的切换机构,该马达管理系统在加热过程中使气体通过这些较长通道运转。附加价值是由于显著地增加的加热而降低了排放,并且避免了EGHRC或其他系统主动或被动地加热发动机。

[0073] 由于压缩机装置所提供的较高的入口压力,在过度膨胀模式下特定使用压缩机装置可以大大提高这个模式下发动机的功率输出。压缩机在功率冲程后会导导致更高的静止压力,在发动机的过度膨胀模式下仍可能获得。应当注意的是,这些压缩机装置优选地不是标准涡轮,因为涡轮通常由排出气体驱动,它们以根据本发明的过度膨胀竞争排出气体能量的方式,因此不具有与它们相同的效果。

[0074] 更一般地,本发明涉及在所附权利要求的范围或精神内的任何和所有实施方式。

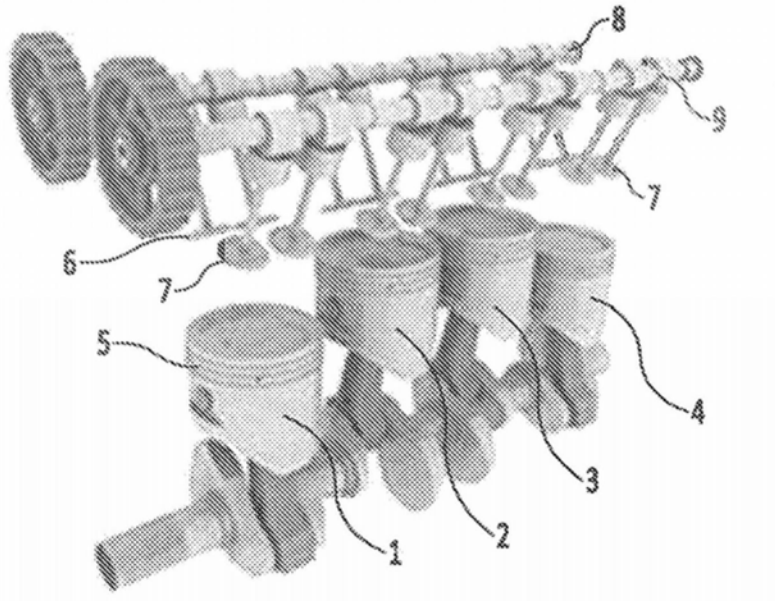


图1

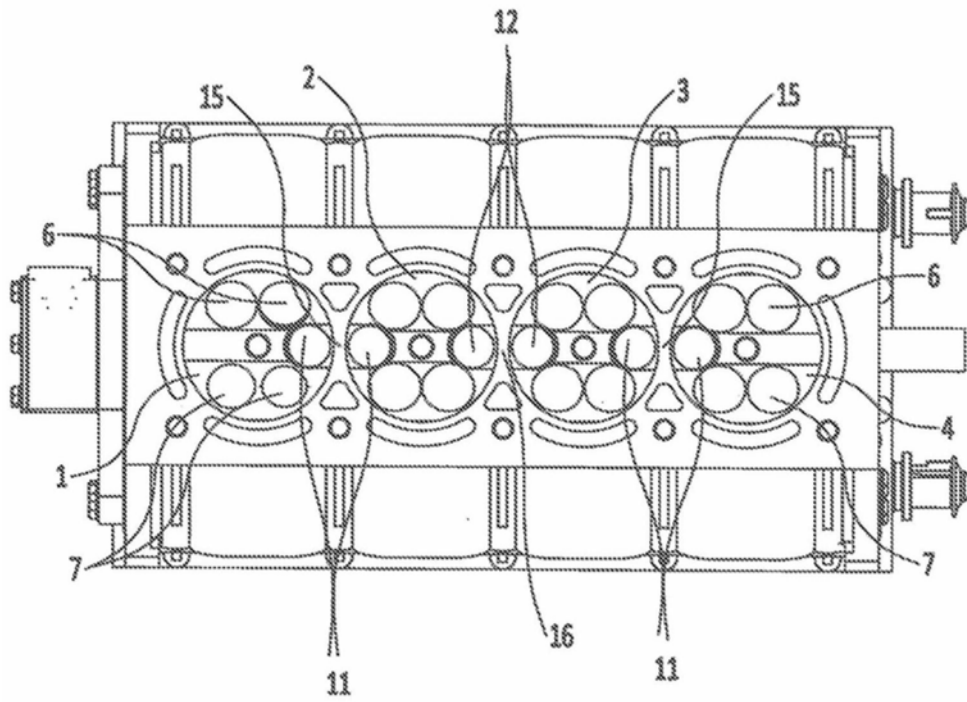


图2

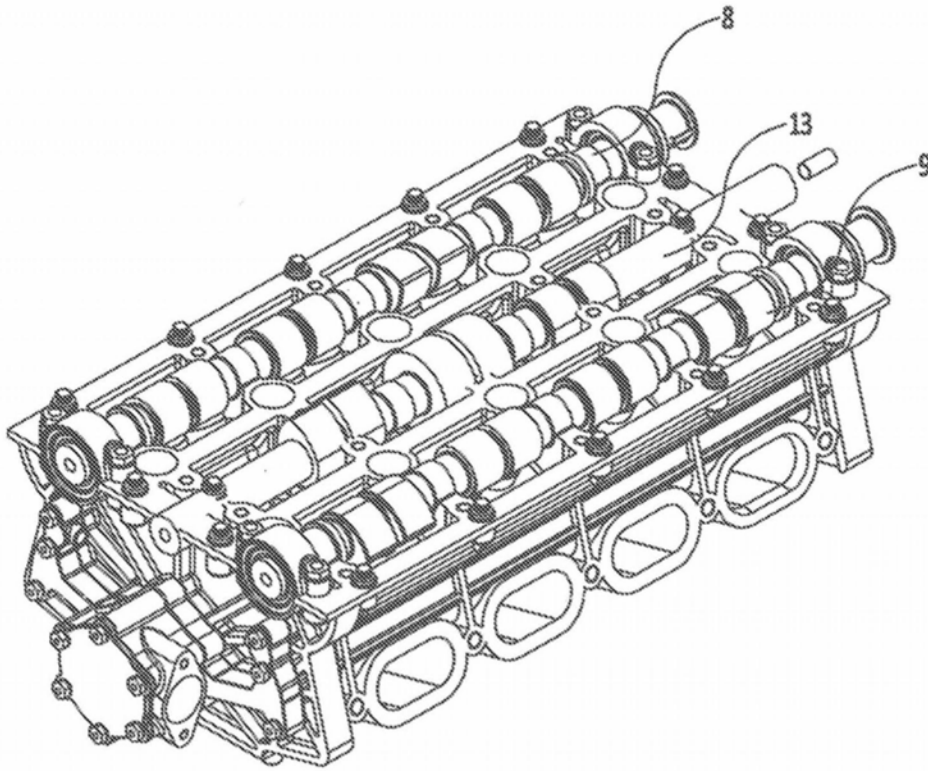


图3

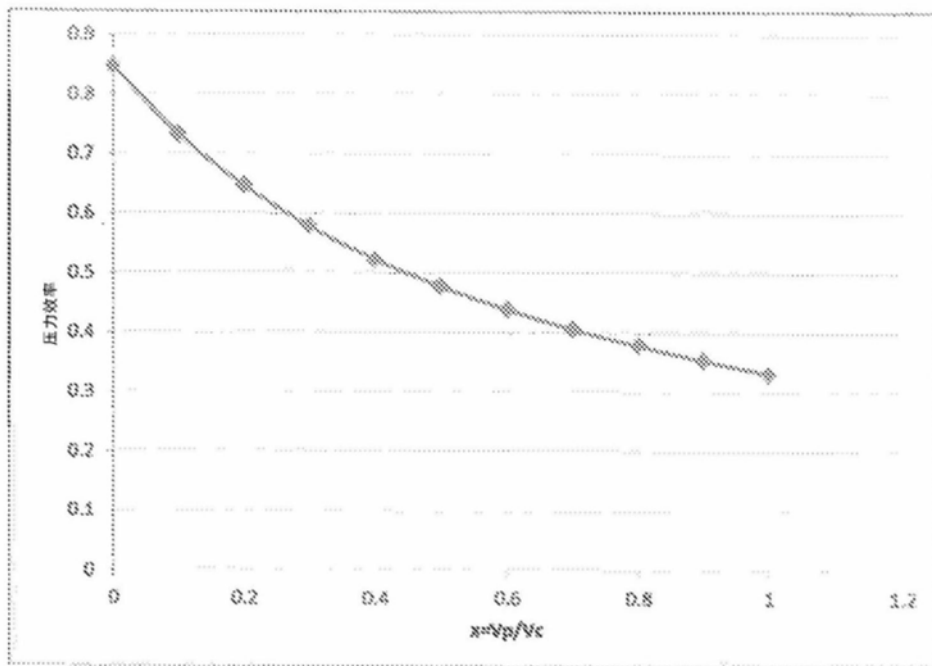


图4

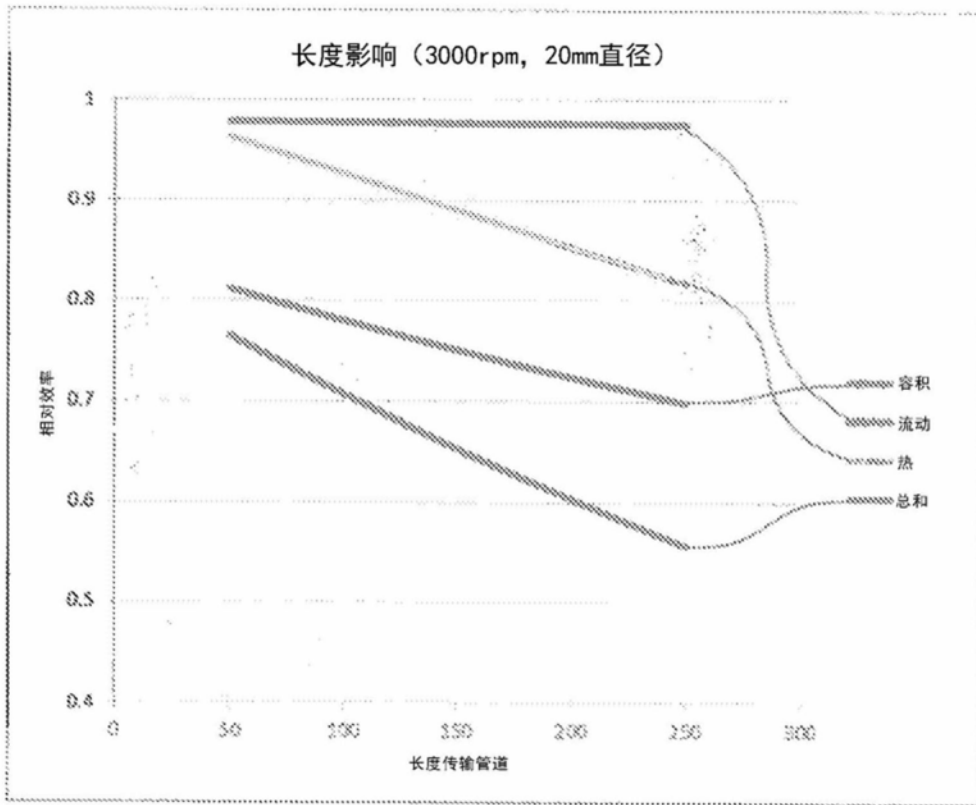


图5

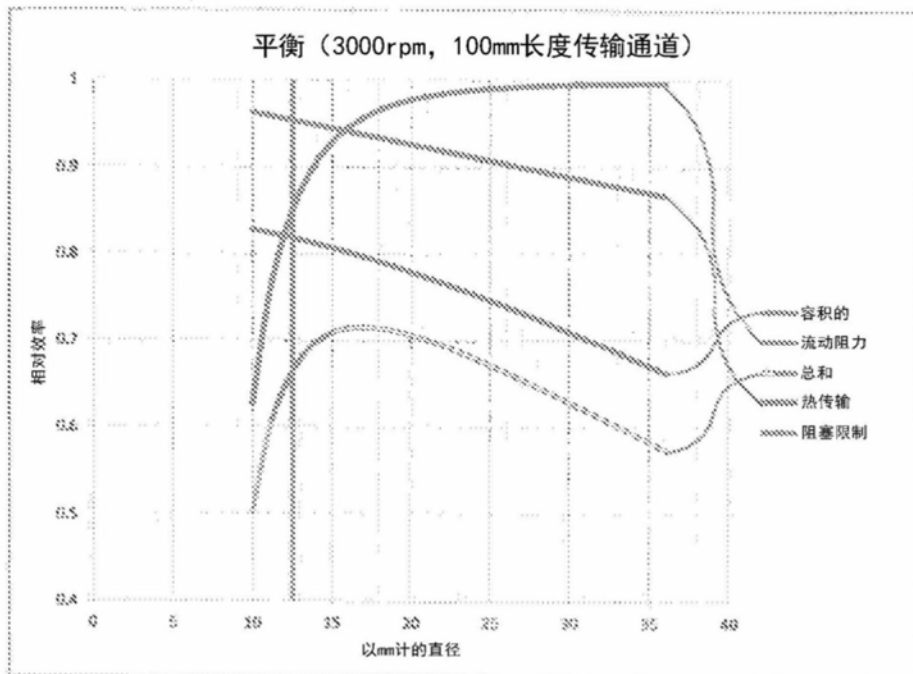


图6

