



(12)发明专利

(10)授权公告号 CN 102803739 B

(45)授权公告日 2016.09.21

(21)申请号 201080025586.7

(22)申请日 2010.01.19

(65)同一申请的已公布的文献号
申请公布号 CN 102803739 A

(43)申请公布日 2012.11.28

(30)优先权数据
102009024568.5 2009.06.08 DE

(85)PCT国际申请进入国家阶段日
2011.12.08

(86)PCT国际申请的申请数据
PCT/DE2010/050001 2010.01.19

(87)PCT国际申请的公布数据
W02010/142287 DE 2010.12.16

(73)专利权人 曼柴油机和涡轮机欧洲股份公司
地址 德国奥格斯堡

(72)发明人 H·贝内奇克 S·艾森巴赫
T·温特

(74)专利代理机构 中国专利代理(香港)有限公司 72001
代理人 曹若 杨国治

(51)Int.Cl.
F04D 29/30(2006.01)

(56)对比文件
CN 1478178 A,2004.02.25,
CN 1478178 A,2004.02.25,
CN 1302356 A,2001.07.04,
US 2009013689 A1,2009.01.15,
US 2484554 A,1949.10.11,
US 5863178 A,1999.01.26,

审查员 操瑶

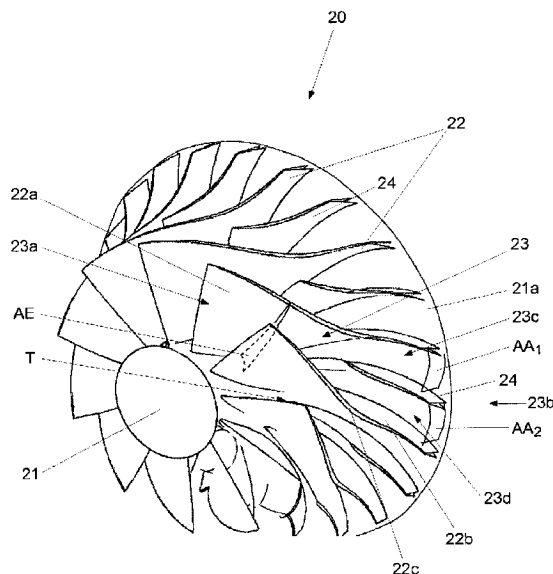
权利要求书2页 说明书9页 附图5页

(54)发明名称

压缩机叶轮

(57)摘要

本发明涉及一种压缩机叶轮(20),具有若干用来引导待压缩流体经过的叶轮流道(23),所述叶轮流道各自具有一个流体入口端(23a)和一个流体出口端(23b),叶轮流道在流体入口端具有第一横断面(AE),并且在流体出口端具有第二横断面(AA),第二横断面与第一横断面的尺寸之比(GV)小于0.7。



1. 用于离心式压缩机(1)的压缩机叶轮(20),具有多个用来引导待压缩流体经过的叶轮流道(23),其中在相应相邻的叶轮叶片(22,22)之间形成相应的叶轮流道(23),其中所述叶轮流道(23)各自具有流体入口端(23a)和流体出口端(23b),并且

相应的叶轮流道(23)在流体入口端(23a)具有第一横断面(AE),并且在流体出口端(23b)具有第二横断面(AA),

其特征在于,第二横断面(AA)与第一横断面(AE)的大小比例(GV)小于 0.7。

2. 根据权利要求 1 所述的压缩机叶轮(20),第二横断面(AA)与第一横断面(AE)的大小比例(GV)小于 0.65。

3. 根据权利要求 1 或 2 所述的压缩机叶轮(20),第二横断面(AA)与第一横断面(AE)的大小比例(GV)小于 0.6。

4. 根据权利要求 1 或 2 所述的压缩机叶轮(20),还包括:

具有外周(21a)的叶轮轮毂(21),

多个叶轮叶片(22),这些叶轮叶片均沿着叶轮轮毂(21)的外周(21a)分布在叶轮轮毂(21)上,并且各自具有两个侧向叶片表面(22a,22b)和布置于叶片表面(22a,22b)之间的径向外边缘(22c),

叶轮叶片(22)的外边缘(22c)共同确定叶轮叶片(22)的外周,

其中分别由叶轮轮毂(21)的外周(21a)、相应相邻叶轮叶片(22,22)的相对叶片表面(22a,22b)和叶轮叶片(22)的外周形成叶轮流道(23)的边界,并且

将相应叶轮流道(23)的流体入口端(23a)布置在径向内侧,并且将相应叶轮流道(23)的流体出口端(23b)布置在径向外侧。

5. 根据权利要求 1 所述的压缩机叶轮(20),所述叶轮流道(23)在流体入口端(23a)和流体出口端(23b)之间各自具有隔壁,该隔壁在流体入口端(23a)后面将叶轮流道(23)划分成两个分流道(23c,23d),所述隔壁沿着叶轮流道(23)从与流体入口端(23a)相隔确定距离的分界点(T)延伸至流体出口端(23b),从而使得叶轮流道(23)具有一个唯一的流体入口和两个在压缩机叶轮(20)的圆周方向相邻的流体出口。

6. 根据权利要求 5 所述的压缩机叶轮(20),每一个叶轮流道(23)的两个分流道(23c,23d)在流体出口端(23b)各自具有出口横断面(AA1,AA2),且两个分流道(23c,23d)的相应出口横断面(AA1,AA2)的相应大小之和等于第二横断面(AA)的大小。

7. 根据权利要求 5 或 6 所述的压缩机叶轮(20),所述隔壁由相应的辅助叶片(24)构成,辅助叶片在其径向延伸范围内对应于叶轮叶片(22),并且在流体入口端一侧以对应于预定距离的尺寸短于叶轮叶片(22)。

8. 用于涡轮增压器的离心式压缩机(1),具有:

压缩机壳体(10),该压缩机壳体具有用于接纳要在离心式压缩机(1)中进行压缩的流体(H)的流体入口(11)以及反馈流道(12),

根据权利要求 1~7 中任一项所述的压缩机叶轮(20),在主流(H)的流动方向上在流体入口(11)后面将所述压缩机叶轮(20)可旋转地安装于压缩机壳体(10)之中,

所述反馈流道(12)从位于流体入口(11)处的压缩机壳体(10)的第一内周段(13)延伸至将压缩机叶轮(20)径向包围的压缩机壳体(10)的第二内周段(14),从而使得待压缩流体的分流(N)可以沿着反馈流道(12)流动。

9. 根据权利要求 8 所述的离心式压缩机(1),为影响分流(N)的流动方向和/或者流量将导叶(17)布置在反馈流道(12)之中。

10. 根据权利要求 8 或 9 所述的离心式压缩机(1),所述反馈流道(12)具有位于流体入口(11)处的第一端部(12a)以及位于叶轮流道(23)的流体入口端(23a)附近的第二端部(12b)。

11. 内燃机的涡轮增压器,具有废气涡轮和权利要求 8~10 中任一项所述的离心式压缩机(1)。

压缩机叶轮

技术领域

[0001] 本发明涉及一种压缩机叶轮,尤其是用于离心式压缩机的压缩机叶轮、一种配备有这种压缩机叶轮的离心式压缩机、以及一种配备有这种离心式压缩机的内燃机废气涡轮增压器。

背景技术

[0002] Robert Pietzsch教授的演义“动力与做功机械”(schmalkalden高专,机械制造,08/2007)在第46~57页阐述了常规型涡轮增压器,该讲稿第47页描述了一种压缩机叶轮,具有若干用来引导待压缩流体经过的叶轮流道,所述叶轮流道各自具有一个流体入口端和一个流体出口端,叶轮流道在流体入口端具有第一横断面,并且在流体出口端具有第二横断面。

[0003] 利用压缩机叶轮的旋转叶片组使得输送介质或者待输送流体(例如常压新鲜空气)旋转,从而在离心式压缩机中完成能量转换过程。旋流流体的功率一方面与作为固体旋转的叶片组的圆周速度成正比,另一方面与其同心旋转的速度分量成正比,该速度分量与固体的旋转速度成正比,因此与压缩机叶轮的转速成正比。

[0004] 对于与流体的声速相比很小的流动速度而言,离心式压缩机所输送的流量同样与旋转叶片组的转速成正比。但是随着压缩机叶轮转速逐渐增大,流体的可压缩性就会导致出现流量极限值,该极限值主要取决于叶片组之内的过流断面。因此常规离心式压缩机中作为体积比能量标志的压力与流量的关系明显过比例。

[0005] 附图1以随流量或者体积流量 \dot{V} 变化的全压力比 Π_{tot} 关系图阐明了常规离心式压缩机的典型工作范围。

[0006] 如果在内燃机废气涡轮增压器中使用离心式压缩机,则离心式压缩机就要遵守附图1所示的特性曲线(附图1中的直线BC),但是在整个负荷范围内应保证与离心式压缩机的喘振线PG的最小距离。另一方面离心式压缩机的流量受其阻塞线SG的限制。在附图1中以 n_{konst} 表示旋转叶片组或压缩机叶轮的恒定转速线。

[0007] 结合以 WG_{opt} 表示的最佳效率线或最优效率线来看,常规离心式压缩机的压缩压力比或者全压力比 Π_{tot} 与流量 \dot{V} 的关系不成比例,会导致与内燃机的特性曲线BC发生目标冲突。

[0008] 为了使离心式压缩机稳定工作而遵守的与喘振线PG之间的距离尤其会在高负荷下导致内燃机上可实现的增压压力以及工作点中的热动力效率看起来与离心式压缩机的最优设计值相比有明显的损失。

[0009] 考虑到压缩机叶轮外断面或外周上的固体旋转速度受材料技术的限制,因此常规设计将单级涡轮增压限制为大约5.5巴。

[0010] 如果以超过大约5.5巴的压力比对内燃机(例如柴油机)进行单级增压,则常见的离心式压缩机将以明显低于其最佳值的效率工作。

发明内容

[0011] 本发明的任务在于,提供一种用于离心式压缩机的压缩机叶轮,可将其用来实现高于 5.5 巴的增压压力或者压缩机排气侧压力,并显著改善效率。本发明的任务还在于,提供一种配备有这种压缩机叶轮的离心式压缩机以及一种配备有这种离心式压缩机的内燃机废气涡轮增压器。

[0012] 为此本发明提出一种用于离心式压缩机的压缩机叶轮,具有多个用来引导待压缩流体经过的叶轮流道,其中在相应相邻的叶轮叶片之间形成相应的叶轮流道,其中

[0013] 所述叶轮流道各自具有流体入口端和流体出口端,并且

[0014] 相应的叶轮流道在流体入口端具有第一横断面,并且在流体出口端具有第二横断面,

[0015] 其特征在于,第二横断面与第一横断面的大小比例小于 0.7。还提出一种用于涡轮增压器的离心式压缩机,具有:

[0016] 压缩机壳体,该压缩机壳体具有用于接纳要在离心式压缩机中进行压缩的流体的主流的流体入口以及反馈流道,

[0017] 所述的压缩机叶轮,在主流的流动方向上在流体入口后面将所述压缩机叶轮可旋转地安装于压缩机壳体之中,

[0018] 所述反馈流道从位于流体入口处的压缩机壳体的第一内周段延伸至将压缩机叶轮径向包围的压缩机壳体的第二内周段,从而使得待压缩流体的分流可以沿着反馈流道流动。还提出一种内燃机的涡轮增压器,具有废气涡轮和所述的离心式压缩机。

[0019] 按照本发明的第一方面,用于离心式压缩机的压缩机叶轮具有多个用来引导待压缩流体经过的叶轮流道,所述叶轮流道各自具有一个流体入口端和一个流体出口端,相应叶轮流道在流体入口端具有第一横断面,并且在流体出口端具有第二横断面。本发明所述压缩机叶轮的其特征在于,第二横断面与第一横断面的尺寸之比小于 0.7。

[0020] 按照本发明所述,常规压缩机叶轮的所述第二横断面与第一横断面的尺寸之比约为 0.75,即肯定大于 0.7。

[0021] 按照本发明所述设计面积比或尺寸比小于 0.7 的流体入口端和流体出口端,可以适当改善配备有本发明所述压缩机叶轮的离心式压缩机的工作特性,使得特性曲线组中表示这种离心式压缩机最佳效率的线几乎重合于或者几乎平行于并且非常接近于与离心式压缩机作用连接的内燃机的特性曲线。

[0022] 这样即可尽可能排除压缩机设计与内燃机涡轮增压之间的目标冲突。换句话说,增压压力与流量之间仅会出现略微过比例的关系,从而使得离心式压缩机能够遵循内燃机的特性曲线接近其最佳设计工况工作。

[0023] 在考虑适当理论最大压力的情况下,本发明所述解决的方案可以形成尤其在部分负荷范围内具有减少流量的压缩机特性曲线组,但是仍然可以使得实际可提供的增压压力和压缩机效率有显著的增量,尤其按照本发明所述设计流体出口端的叶轮流道横断面与流体出口端的叶轮流道横断面之比即可实现这一点。

[0024] 配备有本发明所述压缩机叶轮的离心式压缩机具有在特性曲线组中可见的更宽的稳定工作范围,这与部分负荷条件下减小的流量相互作用,就会使得离心式压缩机和与

其作用相连的内燃机的特性相互间几乎达到最佳匹配程度。

[0025] 按照本发明所述压缩机叶轮的一种实施方式,第二横断面与第一横断面的尺寸之比小于 0.65。

[0026] 采用本发明所述压缩机叶轮的这种实施方式,基本上就能在工况点效率没有损失的情况下在内燃机上实现达到 6 巴的增压压力。

[0027] 按照本发明所述压缩机叶轮的一种实施方式,第一横断面的大小至少为第二横断面的 1.54 倍。

[0028] 采用本发明所述压缩机叶轮的这种实施方式,基本上就能在工况点效率没有损失的情况下在内燃机上实现达到 6 巴的增压压力。

[0029] 按照本发明所述压缩机叶轮的另一种实施方式,第二横断面与第一横断面的尺寸之比小于 0.6。

[0030] 采用本发明所述压缩机叶轮的这种实施方式,基本上就能在工况点效率没有损失的情况下在内燃机上实现达到 7 巴的增压压力。

[0031] 按照本发明所述压缩机叶轮的一种实施方式,第一横断面的大小至少为第二横断面的 1.67 倍。

[0032] 采用本发明所述压缩机叶轮的这种实施方式,基本上就能在工况点效率没有损失的情况下在内燃机上实现达到 7 巴的增压压力。

[0033] 按照本发明所述压缩机叶轮的另一种实施方式,压缩机叶轮还具有一个叶轮轮毂,所述叶轮轮毂具有一个外周和多个叶轮叶片,所述叶轮叶片沿着叶轮轮毂的外周分布在叶轮轮毂上、并且各自具有两个侧向叶片表面和一个布置于叶片表面之间的径向外边缘。

[0034] 按照本发明所述压缩机叶轮的这种实施方式,叶轮叶片的外边缘共同确定叶轮叶片的外周,在相邻的叶轮叶片之间形成相应的叶轮流道。分别由叶轮轮毂的外周、相邻叶轮叶片的相对叶轮表面以及叶轮叶片的外周形成所述叶轮流道的边界。按照本发明的该实施方式,将相应叶轮流道的流体入口端布置在径向内侧,并且将相应叶轮流道的流体出口端布置在径向外侧。

[0035] 按照本发明所述压缩机叶轮的一种实施方式,叶轮流道在流体入口端和流体出口端之间各自具有一个隔壁,该隔壁将流体入口端后面的叶轮流道划分成两个分流道,所述隔壁沿着叶轮流道从与流体入口端相隔一定距离的分界点一直延伸到流体出口端,从而使得叶轮流道具有一个唯一的流体入口和两个在压缩机叶轮圆周方向相邻排列的流体出口。

[0036] 这种隔壁的好处尤其在于:其一方面不会在流体入口端减小相应叶轮流道的横断面,另一方面可使得压缩机叶轮所作的机械功或者动能更好传递给待压缩的流体。

[0037] 按照本发明所述压缩机叶轮的一种实施方式,每个叶轮流道的两个分流道均在流体出口端各自具有一个出口横断面,且两个分流道的出口横断面的相应大小之和等于第二横断面的大小。

[0038] 本发明的这种实施方式还具有优化设计压缩机叶轮用的附加灵活性或设计自由度,因为可以根据需要将每个叶轮流道的两个分流道的两个出口横断面设计成同样大或者不同大小。

[0039] 优选构造相应辅助叶片所构成的隔壁,其形状及其径向延伸长度最好对应于叶轮

叶片,并且其在流体入口端侧以对应于预定距离的尺寸短于叶轮叶片。

[0040] 本发明所述压缩机叶轮的这种实施方式特别有利地有助于将压缩机叶轮所作的机械功或者动能传递给待压缩的流体。

[0041] 按照本发明的第二方面,提供一种用于涡轮增压器的离心式压缩机,所述离心式压缩机具有一个压缩机壳体,所述压缩机壳体具有一个用来接纳将要在离心式压缩机中进行压缩的流体的主流流体入口和一个反馈流道,所述离心式压缩机还具有本发明上述一种、多种或所有实施方式所述的压缩机叶轮,在流体入口后面的主流的流动方向将压缩机叶轮可旋转地安装于压缩机壳体之中,所述反馈流道从位于流体入口的第一压缩机壳体内周段延伸至将压缩机叶轮径向包围的第二压缩机壳体内周段,从而可以沿着反馈流道形成待压缩流体的分流。

[0042] 按照本发明所述设计本发明所述离心式压缩机的压缩机叶轮的流体入口端和流体出口端,可以改善离心式压缩机的工作特性,使得特性曲线组中表示离心式压缩机最佳效率的线几乎重合于或者几乎平行于并且非常接近于描述与离心式压缩机作用连接的内燃机的特性曲线。

[0043] 这样即可尽可能排除离心式压缩机设计与内燃机涡轮增压之间的目标冲突。换句话说,增压压力与流量之间仅会出现略微过比例的关系,从而使得离心式压缩机能够遵循内燃机的特性曲线接近其最佳设计地工作。此外采用本发明所述的解决方案,有些情况下可以不必在离心式压缩机中使用放气阀(Abblaseklappen)。

[0044] 在考虑适当理论最大压力的情况下,本发明所述解决的方案可以形成尤其在部分负荷范围内具有减少流量的离心式压缩机特性曲线组,但是仍然可以使得实际可提供的增压压力和离心式压缩机的效率有显著的增量,尤其按照本发明设计压缩机叶轮流体出口端的叶轮流道横断面与流体入口端的叶轮流道横断面之比即可实现这一点。

[0045] 本发明所述的离心式压缩机具有在特性曲线组中可见的更宽的稳定工作范围,这在与部分负荷条件下减小的流量相互作用时,就会使得离心式压缩机和与其作用相连的内燃机的特性相互间几乎达到最佳匹配程度。

[0046] 由于本发明所述离心式压缩机的压缩机壳体具有能够实现压缩机内部再循环的反馈流道,因此有助于使得所达到的压力比或全压力比与流量或体积流量之间沿着喘振界限尽可能成正比。

[0047] 换句话说,再循环腔或反馈流道的外形允许在喘振界限之处在压缩机叶轮前反馈被叶轮叶片外周分离的流体流(或逆主流的流动方向相反的方向反馈该流体流作为分流)返回给主流或者与主流重新合并,这保证能够稳定压缩机叶轮中的流动情况。

[0048] 另一方面可以适当设计反馈流道,从而使得尤其当压缩机转速很高时在主流的流动方向流过反馈流道的输送介质或者待压缩流体的次要份额或分流在决定流量的第一横断面下游与流体主流重新合并。

[0049] 这就是说,在确定反馈流道的尺寸和布置结构时,压缩机稳定运行的支持可集中于喘振界限或者阻塞界限,但在这两种极端实施方式之间仍然可以任意变化或分级。

[0050] 按照本发明所述离心式压缩机的一种实施方式,适宜在反馈流道中布置导叶,用以控制分流的流动方向和/或者流量。

[0051] 反馈流道适宜地具有一个位于流体入口处的第一端部和一个位于叶轮流道的流

体入口端附近的第二端部。

[0052] 按照本发明所述离心式压缩机的一种实施方式,将其设计成单级离心式压缩机。

[0053] 按照本发明的第三方面,提供一种内燃机废气涡轮增压器,具有一个废气涡轮以及一个本发明上述一种、多种或所有实施方式所述的离心式压缩机。

[0054] 配备有这种废气涡轮增压器的汽车内燃发动机(内燃机)尤其具有比较高的输出功率和比较小的油耗。

附图说明

[0055] 以下将根据首选实施方式并且参考附图,对本发明进行详细描述。

[0056] 附图1常规离心式压缩机的工作范围特性曲线组。

[0057] 附图2本发明一种实施方式所述离心式压缩机的示意图。

[0058] 附图3附图2所示离心式压缩机的压缩机叶轮的示意图。

[0059] 附图4附图2所示离心式压缩机的工作范围特性曲线组。

[0060] 附图5将附图1和附图4所示特性曲线组相互叠加的比较视图。

[0061] 以下将参考附图 2~5 对本发明的实施方式所述的一种内燃机废气涡轮增压器(图中没有完整绘出)进行说明。

[0062] 附图标记清单

[0063] 1 离心式压缩机

[0064] 10 压缩机壳体

[0065] 11 流体入口

[0066] 12 反馈流道

[0067] 12a 第一端部

[0068] 12b 第二端部

[0069] 13 第一内周段

[0070] 14 第二内周段

[0071] 15 挖空部分

[0072] 16 环形元件

[0073] 17 导叶

[0074] 20 压缩机叶轮

[0075] 21 叶轮轮毂

[0076] 21a 外周

[0077] 22 叶轮叶片

[0078] 22a 侧向叶片表面

[0079] 22b 侧向叶片表面

[0080] 22c 径向外边缘

[0081] 23 叶轮流道

[0082] 23a 流体入口端

[0083] 23b 流体出口端

[0084] 23c 分流道

[0085]	23d	分流道
[0086]	24	辅助叶片
[0087]	T	分界点
[0088]	AE	第一横断面(入口横断面)
[0089]	AA	第二横断面(总出口横断面)
[0090]	AA1	出口横断面
[0091]	AA2	出口横断面
[0092]	H	主流
[0093]	N	分流
[0094]	Π_{tot}	全压力比
[0095]	$\Delta \Pi_{tot}$	增量
[0096]	\dot{V}	体积流量
[0097]	PG	喘振界限
[0098]	SG	阻塞界限
[0099]	WG_{opt}	最佳效率
[0100]	BC	内燃机特性曲线
[0101]	n_{konst}	恒定转速
[0102]	PG'	喘振界限
[0103]	SG'	阻塞界限
[0104]	WG'_{opt}	最佳效率
[0105]	BC'	内燃机特性曲线
[0106]	n'_{konst}	恒定转速。

具体实施方式

[0107] 本发明所述的废气涡轮增压器具有一个废气涡轮(图中没有绘出),废气涡轮入口侧连接在柴油机型的汽车(图中没有绘出)内燃机(图中没有绘出)的排气系统上,并且具有一个单级离心式压缩机 1(如附图 2 和附图 3 所示),通过图中没有绘出的驱动轴将其与废气涡轮转动驱动相连。

[0108] 离心式压缩机 1 具有一个压缩机壳体 10,该压缩机壳体具有一个用来接纳将要在离心式压缩机中 1 进行压缩必要时进行过滤的常压新鲜空气的主流 H 的流体入口 11、一个用来将压缩后的新鲜空气排出的流体出口(图中没有绘出)、以及一个反馈流道 12,该流体出口与内燃机的空气入口流体相连。

[0109] 离心式压缩机 1 还具有一个压缩机叶轮 20,在主流 H 示意线的箭头所示的主流 H 的流动方向上在流体入口 11 后面将压缩机叶轮可旋转地安装于压缩机壳体 10 之中。

[0110] 反馈流道 12 从位于流体入口 11 处的压缩机壳体 10 的第一内周段 13 延伸到将压缩机叶轮 20 径向包围的压缩机壳体 10 的第二内周段 14,从而可以根据运行条件沿着反馈流道 12 形成与主流 H 的流动方向相反或者相对应的待压缩新鲜空气的分流 N。

[0111] 反馈流道 12 由压缩机壳体 10 的内周中的环形挖空部分 15 以及安装于流体入口 11 中的环形元件 16 构成,从而使得反馈流道 12 具有一个位于流体入口 11 处的第一端部 12a 和一个位于压缩机叶轮 20 的叶轮流道 23 的相应流体入口端 23a 附近的第二端部 12b。

[0112] 将固定或可调的导叶 17 布置在反馈流道 12 之中,用以控制分流 N 的流动方向和/或者流量。

[0113] 例如 DE 33 22 295 C3 就已描述了一种与其反馈流道 12 的作用原理相同的反馈流道。

[0114] 压缩机叶轮 20 具有一个以不可旋转的方式固定在驱动轴上的叶轮轮毂 21,该叶轮轮毂具有一个外周 21a 和多个叶轮叶片 22,这些叶轮叶片沿着叶轮轮毂 21 的外周 21a 在圆周方向均匀分布在叶轮轮毂 21 上,并且具有各自两个侧向叶片表面 22a 和 22b 以及一个在两个叶片表面 22a、22b 之间延伸的径向外边缘 22c。

[0115] 相应叶轮叶片 22 的外边缘 22c 共同确定叶轮叶片 22 的外周(作为旋转体看),在各相邻的叶轮叶片 22、22 之间分别形成用于引导待压缩的新鲜空气(流体)经过的叶轮流道 23。

[0116] 如此形成的叶轮流道 22 各自具有一个位于径向内侧(布置在驱动轴附近)的流体入口端 23a 和一个位于径向外侧(与驱动轴之间的径向距离大于流体入口端 23a)的流体出口端 23b。压缩机壳体 10 的第二内周段 14 和环形元件 16 从径向外侧开始以其间很小的间隙包围叶轮叶片 22 的外周。

[0117] 分别由叶轮轮毂 21 的外周 21a、相邻叶轮叶片 22、22 的相对叶轮表面 22a、22b 以及叶轮叶片 22 的外周或者压缩机壳体 10 的第二内周段 14 和环形元件 16 形成叶轮流道 23 的边界。

[0118] 叶轮流道 23 在其相应的流体入口端 23a 及其相应的流体出口端 23b 之间各自具有一个辅助叶片 24 形式的隔壁,该隔壁在其径向延伸范围内与叶轮叶片 22 一致,但在流体入口端一侧以一定的尺寸短于叶轮叶片 22。

[0119] 换句话说,每一个叶轮流道 23 均在其流体入口端 23a 后面被划分成两个分流道 23c、23d,起到隔壁作用的辅助叶片 24 沿着叶轮流道 23 从与流体入口端 23a 相隔一定距离的分界点 T(附图 3)延伸至流体出口端 23b,从而使得叶轮流道 23 具有一个唯一的流体入口和两个在压缩机叶轮 20 的圆周方向相邻的流体出口。

[0120] 每一个叶轮流道 23 均在其流体入口端 23a 具有第一横断面或入口横断面 AE。

[0121] 每一个叶轮流道 23 的两个分流道 23c、23d 在相关叶轮流道 23 的流体出口端 23b 各自具有一个出口横断面 AA1 或 AA2。按该实施方式的两个分流道 23c、23d 的两个同样大小的出口横断面 AA1、AA2 的面积之和即为相应叶轮流道 23 的第二横断面或总出口横断面 AA(AA = AA1 + AA2)。按照本发明的其它实施方式,两个出口横断面 AA1、AA2 也可以不一样大。

[0122] 按照本发明的一种实施方式,第二横断面 AA 与第一横断面 AE 的大小比例 GV 小于 0.7,表达式如下:

[0123] $GV = AA / AE.$

[0124] 当大小比例 GV 小于 0.7 时,就能在内燃机上实现大于 5.5 巴的增压压力,且

没有工作点效率损失。

[0125] 按照本发明的另一种实施方式,第二横断面 AA 与第一横断面 AE 的大小比例 GV 小于 0.65。

[0126] 当大小比例 GV 小于 0.65 时,就能在内燃机上实现达到 6 巴的增压压力,且没有工作点效率损失。

[0127] 按照本发明的另一种实施方式,第二横断面 AA 与第一横断面 AE 的大小比例 GV 小于 0.6。

[0128] 当大小比例 GV 小于 0.6 时,就能在内燃机上实现达到 7 巴的增压压力,且没有工作点效率损失。

[0129] 附图 4 所示为本发明所述离心式压缩机 1 工作范围的特性曲线组。附图 5 所示为将附图 1 和附图 4 所示特性曲线组相互叠加的比较视图。

[0130] 如附图 4 和附图 5(结合附图 1)所示,按照本发明设计本发明所述离心式压缩机 1 的压缩机叶轮 20 的流体入口端 23a 和流体出口端 23b 的大小比例或面积比 GV,就可以改善离心式压缩机 1 的工作特性,使得特性曲线组中表示离心式压缩机 1 的最佳效率的线 WG'_{opt} 几乎重合于或者几乎平行于并且非常接近于与离心式压缩机 1 作用连接的内燃机的特性曲线 BC'。

[0131] 这样即可尽可能排除现有技术条件下已知的离心式压缩机设计与内燃机涡轮增压之间的目标冲突。换句话说,增压压力或全压力比 Π_{tot} 与流量或体积流量 \dot{V} 之间仅会出现略微过比例的关系,从而使得离心式压缩机 1 能够遵循内燃机的特性曲线 BC' 接近其最佳设计工作。

[0132] 在考虑适当理论最大压力的情况下(曲线 WG_{opt} 、 WG'_{opt} 的最上端),本发明所述的离心式压缩机 1 具有尤其在部分负荷范围内减少流量或体积流量 \dot{V} 的特性曲线组,但是仍然可以使得实际可提供的增压压力和离心式压缩机 1 的效率有显著的增量 $\Delta \Pi_{tot}$ 。

[0133] 本发明所述的离心式压缩机 1 具有在特性曲线组中可见的更宽的稳定工作范围,这在与部分负荷条件下减小的流量或体积流量 \dot{V} 相互作用时,就会使得离心式压缩机 1 和与其作用相连的内燃机的特性曲线 BC' 相互间几乎达到最佳匹配程度。

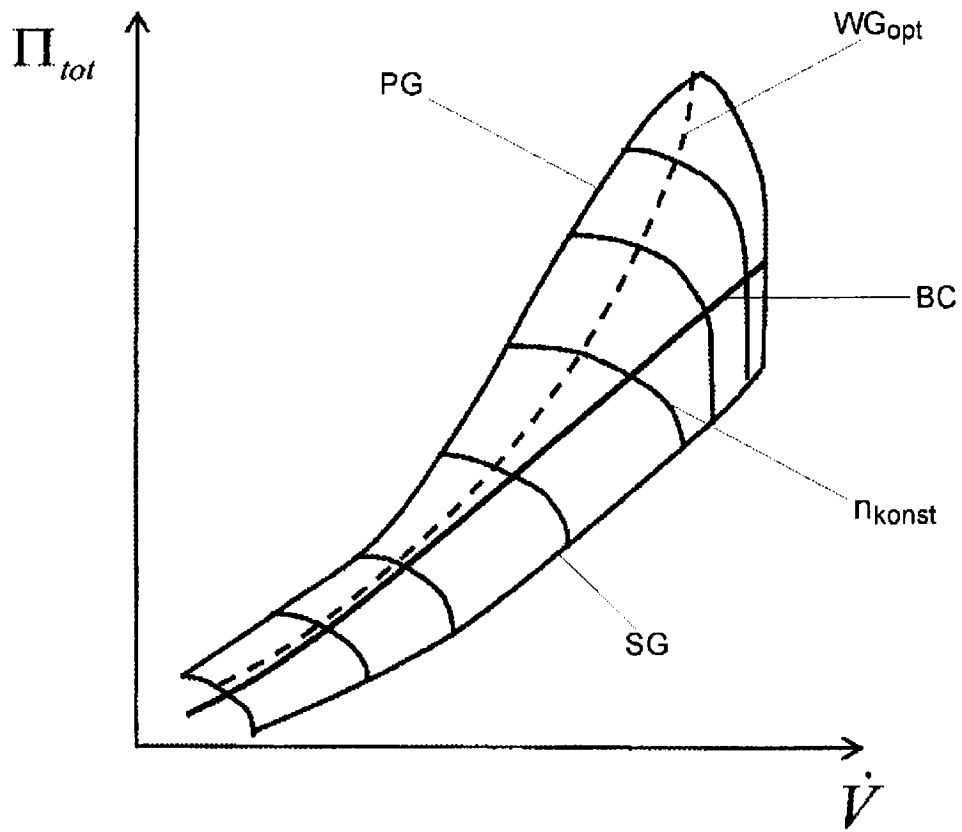
[0134] 由于本发明所述离心式压缩机 1 的压缩机壳体 10 具有能够实现压缩机内部再循环的反馈流道 12,因此有助于使得所达到的压力比或全压力比 Π_{tot} 与流量或体积流量 \dot{V} 之间沿着喘振界限 PG' 尽可能成正比。

[0135] 导叶 17 的外形和反馈流道 12 的尺寸/布置结构允许在喘振界限 PG' 之处在压缩机叶轮 20 前端反馈被叶轮叶片 22 和辅助叶片 24 的外周分离的新鲜空气流(或逆主流 H 的流动方向该新鲜空气流作为分流 N 返回)给主流 H 或者与主流重新合并,从而保证能够稳定压缩机叶轮 20 中的流动情况。

[0136] 另一方面可以通过设计导叶 17 的外形和反馈流道 12 的尺寸/布置结构设置反馈流道 12,从而使得尤其当压缩机转速很高时在主流 H 的流动方向流过反馈流道 12 的待压缩新鲜空气的分流 N 在决定流量或体积流量 \dot{V} 的第一横断面 AE 下游与待压缩新鲜空气的主流 H 重新合并。

[0137] 这就是说,在配置反馈流道 12 时,支持压缩机稳定运行可集中于喘振界限 PG'。

或者阻塞界限 SG' ,但在这两种极端实施方式之间仍然可以任意变化或分级。



现有技术

图1

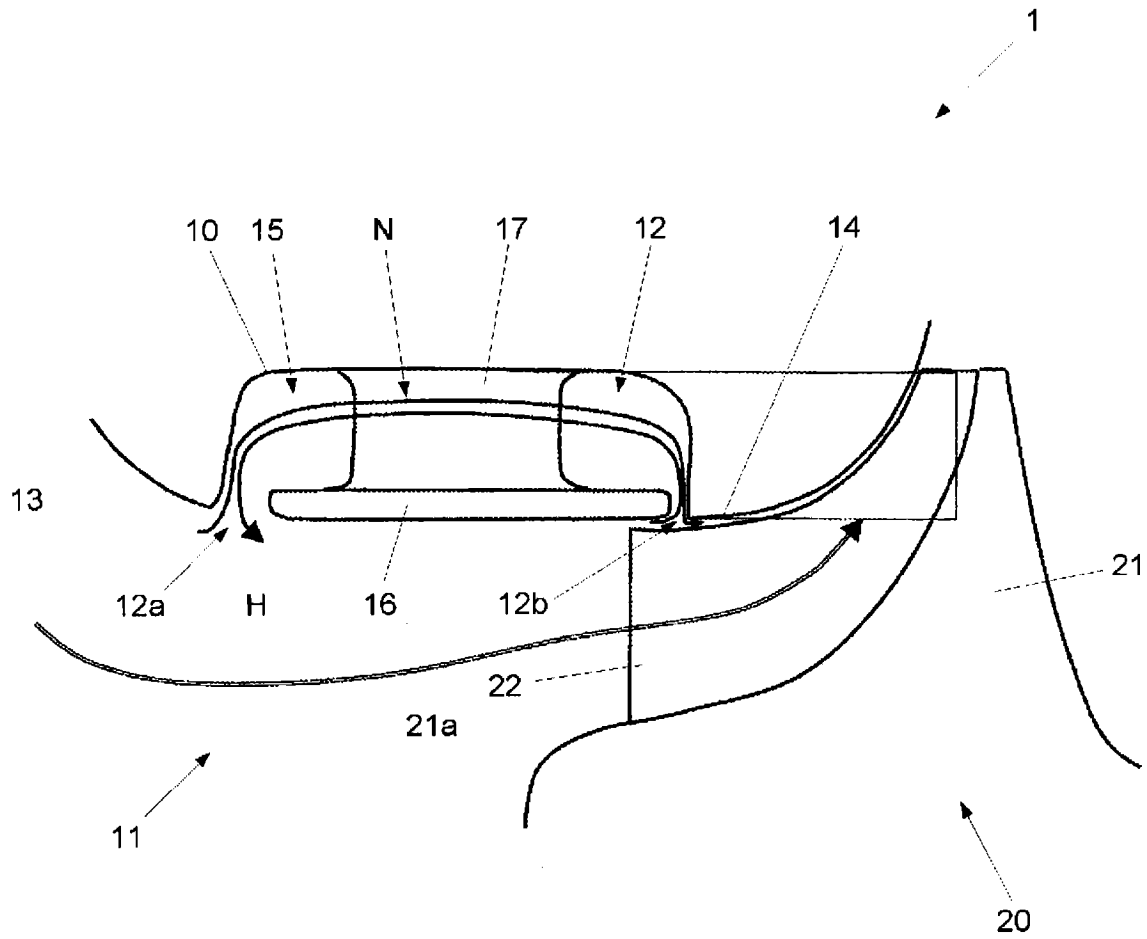


图2

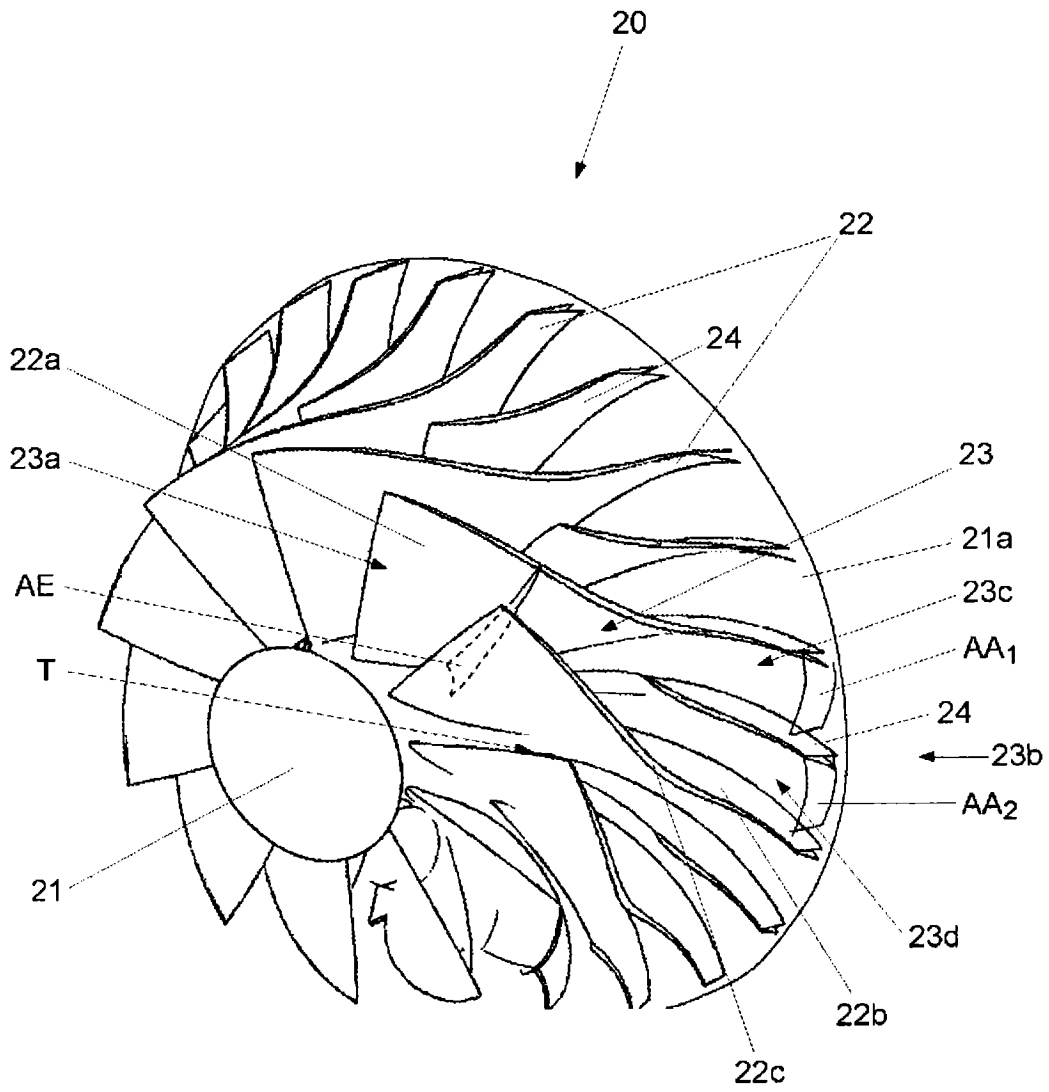


图3

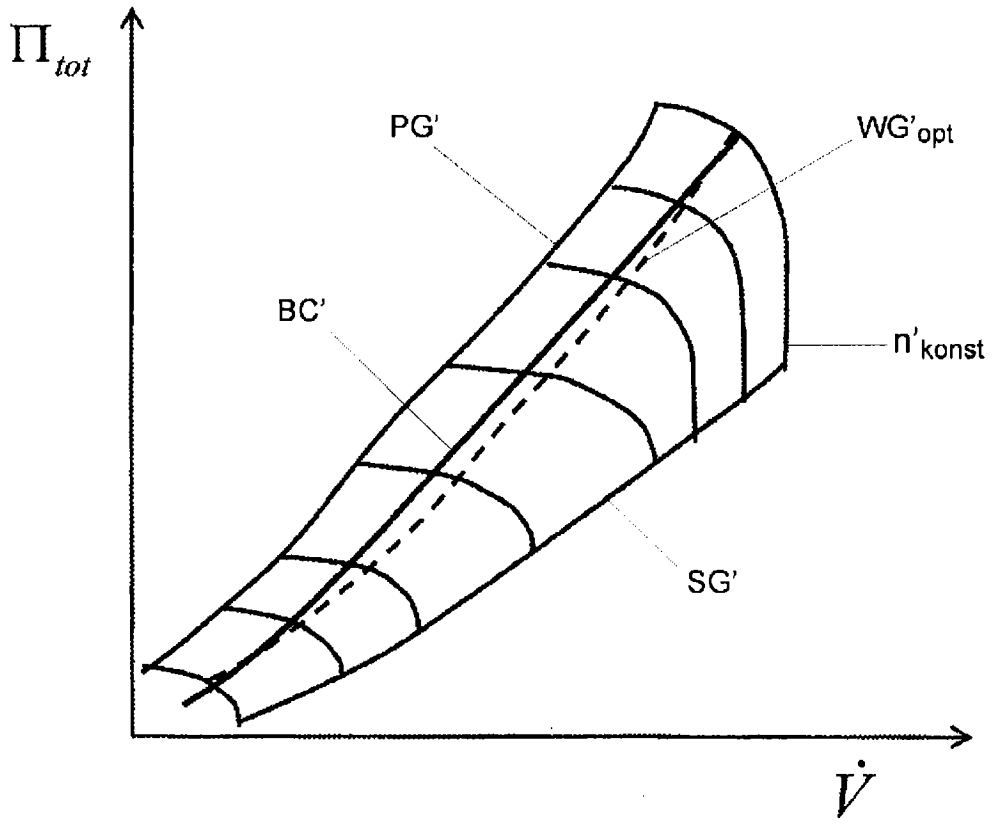


图4

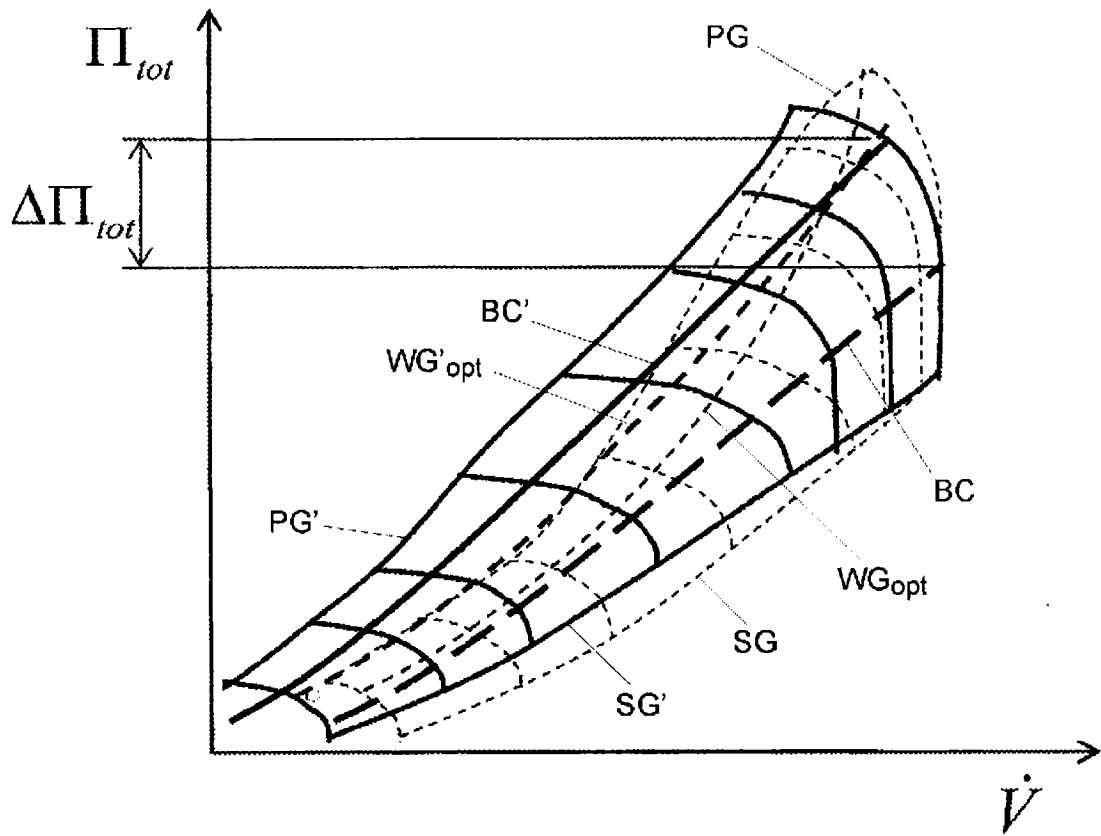


图5