(19)中华人民共和国国家知识产权局

(12)发明专利

(10)授权公告号 CN 109519397 B
(45)授权公告日 2021.07.27

(21)申请号 201811453277.4

(22)申请日 2018.11.30

(65)同一申请的已公布的文献号
申请公布号 CN 109519397 A

(43)申请公布日 2019.03.26

(73)专利权人 中国航发湖南动力机械研究所
地址 412002 湖南省株洲市芦淞区董家塅高科园中国航发动研所

(72)发明人 谢建 陈璇 金海良 邹学奇 银越千 温泉

(74)专利代理机构 长沙智嵘专利代理事务所(普通合伙) 43211
代理人 刘宏

(51)Int.Cl.
F04D 17/12(2006.01)
F04D 29/28(2006.01)
G06F 30/17(2020.01)

(56)对比文件
CN 106382258 A,2017.02.08
CN 103775388 A,2014.05.07
CN 1302356 A,2001.07.04
朱春阳 等.大流量系数离心压缩机叶轮及扩压器气动设计与分析.《风机技术》.2016,第57-62页.
金海良 等.某高负荷跨声双级风扇气动设计与数值模拟.《航空动力学报》.2011,第26卷(第2期),第272-280页.

审查员 张敏

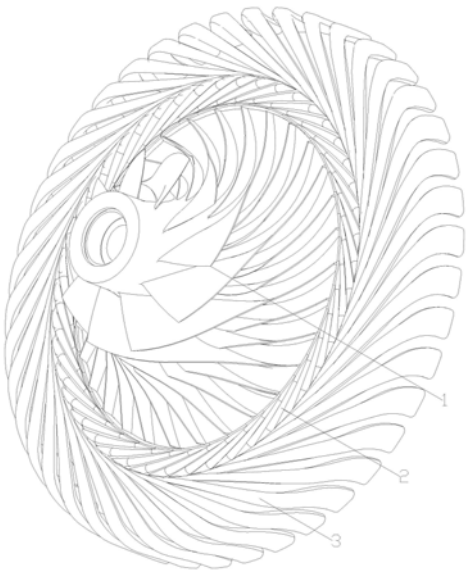
权利要求书2页 说明书7页 附图6页

(54)发明名称

离心压气机及其设计方法

(57)摘要

本发明提供了一种离心压气机及其设计方法。离心压气机包括用于形成气流通道以使气流通过并利用离心力对气流做功的前排离心叶轮、处于前排离心叶轮的气流出口用于形成气流通道以使气流通过并利用离心力对气流做功的后排离心叶轮以及处于后排离心叶轮的气流出口用于对气流减速扩压并使气流由径向转为轴向的轴向扩压器,后排离心叶轮的旋转方向与前排离心叶轮的旋转方向相反,以使前排离心叶轮为后排离心叶轮提供反预旋,后排离心叶轮的叶片的气流进口部位设为前掠结构。本发明的离心压气机采用后排离心叶轮代替常规的径向扩压器,充分利用离心力及反预旋做功能力强的双重优势,实现在紧凑结构的条件下大幅提升离心压气机总压比的目标。



CN 109519397 B

1.一种离心压气机,其特征在于,

包括用于形成气流通道以使气流通过并利用离心力对气流做功的前排离心叶轮(1)、处于所述前排离心叶轮(1)的气流出口用于形成气流通道以使气流通过并利用离心力对气流做功的后排离心叶轮(2)以及处于所述后排离心叶轮(2)的气流出口用于对气流减速扩压并使气流由径向转为轴向的轴向扩压器(3),

所述前排离心叶轮(1)和所述后排离心叶轮(2)共同形成气流通道以便气流通过,所述前排离心叶轮(1)旋转产生离心力对气流做功以提高气流的压力,所述后排离心叶轮(2)旋转产生离心力对气流做功以进一步提高气流的压力,

所述后排离心叶轮(2)的旋转方向与所述前排离心叶轮(1)的旋转方向相反,以使所述前排离心叶轮(1)为所述后排离心叶轮(2)提供反预旋,

所述后排离心叶轮(2)的叶片的气流进口部位设为前掠结构(21),所述前掠结构(21)能够在叶片的吸力面形成两端压力高中间压力低的“C”型压力分布,且叶片前缘的内凹型弯曲结构能够进一步加强“C”型压力分布的趋势,

所述前排离心叶轮(1)的叶片后弯角为-35度至-40度,所述后排离心叶轮(2)的叶片后弯角为-25度至-35度,

所述后排离心叶轮(2)的转速小于所述前排离心叶轮(1)的转速。

2.根据权利要求1所述的离心压气机,其特征在于,

所述后排离心叶轮(2)采用闭式叶轮。

3.根据权利要求1所述的离心压气机,其特征在于,

所述前排离心叶轮(1)的叶片采用多重分流叶片。

4.一种离心压气机设计方法,用于如权利要求1至3任一项所述的离心压气机,其特征在于,包括以下步骤:

a、零维参数分析:确定前排离心叶轮(1)和后排离心叶轮(2)的比转速、流量系数和负荷系数;

b、一维参数计算:根据离心压气机基本原理得到前排离心叶轮(1)和后排离心叶轮(2)的气动参数和几何参数;

c、三维造型设计:根据零维参数分析和一维参数计算得到的前排离心叶轮(1)和后排离心叶轮(2)的气动参数和几何参数,进行三维造型设计。

5.根据权利要求4所述的离心压气机设计方法,其特征在于,

所述步骤a中的零维参数分析具体包括以下步骤:

根据常规离心压气机设计方法,尝试给出前排离心叶轮(1)的压比和效率,由离心压气机的设计总压比和设计效率,得到后排离心叶轮(2)的压比和效率;

根据离心压气机的设计换算流量以及前排离心叶轮(1)的效率,得到后排离心叶轮(2)的换算流量;

预估前排离心叶轮(1)和后排离心叶轮(2)的负荷系数,由前排离心叶轮(1)和后排离心叶轮(2)的换算流量和负荷系数得到前排离心叶轮(1)和后排离心叶轮(2)的流量系数;

根据前排离心叶轮(1)和后排离心叶轮(2)的压比、换算流量以及负荷系数得到前排离心叶轮(1)和后排离心叶轮(2)的比转速;

分析前排离心叶轮(1)和后排离心叶轮(2)的比转速、流量系数以及负荷系数是否合

理,若不合理则重新给出前排离心叶轮(1)和后排离心叶轮(2)的压比和效率,直至前排离心叶轮(1)和后排离心叶轮(2)的比转速、流量系数以及负荷系数处于合理范围内。

6.根据权利要求5所述的离心压气机设计方法,其特征在于,

所述前排离心叶轮(1)的比转速为0.5～1.0;

所述后排离心叶轮(2)的比转速为0.4～0.65。

7.根据权利要求5所述的离心压气机设计方法,其特征在于,

所述前排离心叶轮(1)的流量系数为0.04～0.07;

所述后排离心叶轮(2)的流量系数为0.02～0.05。

8.根据权利要求5所述的离心压气机设计方法,其特征在于,

所述前排离心叶轮(1)的负荷系数为0.45～0.64;

所述后排离心叶轮(2)的负荷系数为0.45～0.64。

离心压气机及其设计方法

技术领域

[0001] 本发明涉及离心压气机技术领域，特别地，涉及一种离心压气机。此外，本发明还涉及一种离心压气机设计方法。

背景技术

[0002] 现有的离心压气机为进一步提高总压比，一方面可以提高离心叶轮出口的切线速度，但受到材料的限制，切线速度不能无限度提高，总压比提升潜力有限，此外，高切线速度对离心压气机的结构强度和寿命不利。另一方面，可采用多级离心压气机，但气体压缩流道行程更长且流道间存在大曲率的转弯，流动损失严重，不利于离心压气机效率提高，还会造成离心压气机的轴向尺寸更长、重量更大。

发明内容

[0003] 本发明提供了一种离心压气机及其设计方法，以解决现有的离心压气机无法进一步提高总压比的问题。

[0004] 本发明采用的技术方案如下：

[0005] 本发明一方面提供了一种离心压气机，包括用于形成气流通道以使气流通过并利用离心力对气流做功的前排离心叶轮、处于前排离心叶轮的气流出口用于形成气流通道以使气流通过并利用离心力对气流做功的后排离心叶轮以及处于后排离心叶轮的气流出口用于对气流减速扩压并使气流由径向转为轴向的轴向扩压器，后排离心叶轮的旋转方向与前排离心叶轮的旋转方向相反，以使前排离心叶轮为后排离心叶轮提供反预旋，后排离心叶轮的叶片的气流进口部位设为前掠结构。

[0006] 进一步地，后排离心叶轮的转速小于前排离心叶轮的转速。

[0007] 进一步地，后排离心叶轮采用闭式叶轮。

[0008] 进一步地，前排离心叶轮的叶片采用多重分流叶片。

[0009] 进一步地，前排离心叶轮的叶片后弯角为-35度至-40度，后排离心叶轮的叶片后弯角为-25度至-35度。

[0010] 本发明另一方面提供了一种离心压气机设计方法，包括以下步骤：a、零维参数分析：确定前排离心叶轮和后排离心叶轮的比转速、流量系数和负荷系数；b、一维参数计算：根据离心压气机基本原理得到前排离心叶轮和后排离心叶轮的气动参数和几何参数；c、三维造型设计：根据零维参数分析和一维参数计算得到的前排离心叶轮和后排离心叶轮的气动参数和几何参数，进行三维造型设计。

[0011] 进一步地，步骤a中的零维参数分析具体包括以下步骤：根据常规离心压气机设计方法，尝试给出前排离心叶轮的压比和效率，由离心压气机的设计总压比和设计效率，得到后排离心叶轮的压比和效率；根据离心压气机的设计换算流量以及前排离心叶轮的效率，得到后排离心叶轮的换算流量；预估前排离心叶轮和后排离心叶轮的负荷系数，由前排离心叶轮和后排离心叶轮的换算流量和负荷系数得到前排离心叶轮和后排离心叶轮的流量

系数;根据前排离心叶轮和后排离心叶轮的压比、换算流量以及负荷系数得到前排离心叶轮和后排离心叶轮的比转速;分析前排离心叶轮和后排离心叶轮的比转速、流量系数以及负荷系数是否合理,若不合理则重新给出前排离心叶轮和后排离心叶轮的压比和效率,直至前排离心叶轮和后排离心叶轮的比转速、流量系数以及负荷系数处于合理范围内。

[0012] 进一步地,前排离心叶轮的比转速为0.5～1.0;后排离心叶轮的比转速为0.4～0.65。

[0013] 进一步地,前排离心叶轮的流量系数为0.04～0.07;后排离心叶轮的流量系数为0.02～0.05。

[0014] 进一步地,前排离心叶轮的负荷系数为0.45～0.64;后排离心叶轮的负荷系数为0.45～0.64。

[0015] 本发明具有以下有益效果:

[0016] 本发明的离心压气机,包括前排离心叶轮、后排离心叶轮以及轴向扩压器。前排离心叶轮和后排离心叶轮共同形成气流通道以便气流通过,前排离心叶轮旋转产生离心力对气流做功以提高气流的压力,后排离心叶轮旋转产生离心力对气流做功以进一步提高气流的压力。气流通过气流通道进入轴向扩压器后,轴向扩压器可以降低气流的流速,进一步提高气流的压力,同时使气流由径向转为轴向,以便气流进入回流燃烧室内。后排离心叶轮的旋转方向与前排离心叶轮的旋转方向相反,使前排离心叶轮为后排离心叶轮提供反预旋。利用前排离心叶轮为后排离心叶轮提供足够的反预旋,增加做功能力,最后通过轴向扩压器对气流进一步扩压和整流,显著提高离心压气机的总压比。本发明的离心压气机在保持轴向尺寸基本不变的条件下,采用后排离心叶轮代替常规的径向扩压器,充分利用离心力及反预旋做功能力强的双重优势,实现在紧凑结构的条件下大幅提升离心压气机总压比的目标。前掠结构能够很好地适应不均匀、高马赫数来流,同时对气流进行梳理,可有效改善前排离心叶轮出口气流不均匀对后排离心叶轮的不利进气条件,大幅提高后排离心叶轮的性能,有效解决后排离心叶轮相对马赫数过高导致效率偏低以及后排离心叶轮进气条件恶劣导致设计难度高的问题。

[0017] 除了上面所描述的目的、特征和优点之外,本发明还有其它的目的、特征和优点。下面将参照附图,对本发明作进一步详细的说明。

附图说明

[0018] 构成本申请的一部分的附图用来提供对本发明的进一步理解,本发明的示意性实施例及其说明用于解释本发明,并不构成对本发明的不当限定。在附图中:

[0019] 图1是本发明优选实施例的离心压气机的示意图之一;

[0020] 图2是本发明优选实施例的离心压气机的示意图之二;

[0021] 图3是本发明优选实施例的离心压气机的示意图之三;

[0022] 图4是本发明优选实施例的离心压气机的示意图之四;

[0023] 图5是本发明优选实施例的前掠结构的示意图;

[0024] 图6是本发明优选实施例的后排离心叶轮出口速度三角形的示意图;

[0025] 图7是本发明优选实施例的后排离心叶轮进口速度三角形的示意图;

[0026] 图8是本发明优选实施例的前排离心叶轮出口速度三角形的示意图;

[0027] 图9是本发明优选实施例的燃气涡轮发动机的示意图；

[0028] 图10是本发明优选实施例的减速器的示意图；

[0029] 图11是本发明优选实施例的离心压气机设计方法的流程示意图；

[0030] 图12是本发明优选实施例的离心压气机的流量压比曲线图；

[0031] 图13是本发明优选实施例的离心压气机的流量效率曲线图。

[0032] 附图标记说明：

[0033] 1、前排离心叶轮；2、后排离心叶轮；21、前掠结构；3、轴向扩压器；4、减速器；5、回流燃烧室；6、涡轮导向器；7、涡轮转子。

具体实施方式

[0034] 需要说明的是，在不冲突的情况下，本申请中的实施例及实施例中的特征可以相互组合。下面将参考附图并结合实施例来详细说明本发明。

[0035] 图1是本发明优选实施例的离心压气机的示意图之一；图2是本发明优选实施例的离心压气机的示意图之二；图3是本发明优选实施例的离心压气机的示意图之三；图4是本发明优选实施例的离心压气机的示意图之四；图5是本发明优选实施例的前掠结构的示意图；图6是本发明优选实施例的后排离心叶轮出口速度三角形的示意图；图7是本发明优选实施例的后排离心叶轮进口速度三角形的示意图；图8是本发明优选实施例的前排离心叶轮出口速度三角形的示意图；图9是本发明优选实施例的燃气涡轮发动机的示意图；图10是本发明优选实施例的减速器的示意图；图11是本发明优选实施例的离心压气机设计方法的流程示意图；图12是本发明优选实施例的离心压气机的流量压比曲线图；图13是本发明优选实施例的离心压气机的流量效率曲线图。

[0036] 如图1、图2、图3、图4和图5所示，本实施例的离心压气机，包括用于形成气流通道以使气流通过并利用离心力对气流做功的前排离心叶轮1、处于前排离心叶轮1的气流出口用于形成气流通道以使气流通过并利用离心力对气流做功的后排离心叶轮2以及处于后排离心叶轮2的气流出口用于对气流减速扩压并使气流由径向转为轴向的轴向扩压器3，后排离心叶轮2的旋转方向与前排离心叶轮1的旋转方向相反，以使前排离心叶轮1为后排离心叶轮2提供反预旋，后排离心叶轮2的叶片的气流进口部位设为前掠结构21。本发明的离心压气机，包括前排离心叶轮1、后排离心叶轮2以及轴向扩压器3。前排离心叶轮1和后排离心叶轮2共同形成气流通道以便气流通过，前排离心叶轮1旋转产生离心力对气流做功以提高气流的压力，后排离心叶轮2旋转产生离心力对气流做功以进一步提高气流的压力。气流通过气流通道进入轴向扩压器3后，轴向扩压器3可以降低气流的流速，进一步提高气流的压力，同时使气流由径向转为轴向，以便气流进入回流燃烧室5内。后排离心叶轮2的旋转方向与前排离心叶轮1的旋转方向相反，使前排离心叶轮1为后排离心叶轮2提供反预旋。利用前排离心叶轮1为后排离心叶轮2提供足够的反预旋，增加做功能力，最后通过轴向扩压器3对气流进一步扩压和整流，显著提高离心压气机的总压比。本发明的离心压气机在保持轴向尺寸基本不变的条件下，采用后排离心叶轮2代替常规的径向扩压器，充分利用离心力及反预旋做功能力强的双重优势，实现在紧凑结构的条件下大幅提升离心压气机总压比的目标。前掠结构21能够很好地适应不均匀、高马赫数来流，同时对气流进行梳理，可有效改善前排离心叶轮1出口气流不均匀对后排离心叶轮2的不利进气条件，大幅提高后排离心叶轮

2的性能，有效解决后排离心叶轮2相对马赫数过高导致效率偏低以及后排离心叶轮2进气条件恶劣导致设计难度高的问题。

[0037] 如图6、图7和图8所示，对于后排离心叶轮2，轮缘功$Lu=U_4C_{4u}-U_3C_{3u}$，U为叶轮旋转的切线速度，W为气流的相对速度，C为气流的绝对速度。由于后排离心叶轮2进口气流的绝对速度C_3的切向分量对于后排离心叶轮2为反预旋(前排离心叶轮1出口气流的绝对速度C_2通常很高，而后排离心叶轮2进口气流的绝对速度C_3等于前排离心叶轮1出口气流的绝对速度C_2)，加上反预旋引入的一部分功U_3C_{3u}，可以显著提高后排离心叶轮2的做功能力，进而在原有单级离心压气机的尺寸下实现高压比。

[0038] 如图1、图2、图3、图4和图5所示，前掠结构21能够在叶片的吸力面形成两端压力高中间压力低的“C”型压力分布，且叶片前缘的内凹型弯曲结构能够进一步加强“C”型压力分布的趋势，在此压力梯度的作用下，端部的低能流体被吸入主流区，减少了附面层低能流体在端壁区的堆积，改善了轴向扩压器3通道内部的流通状况。此外，由于前掠结构21的存在，不同展向位置的流体将在不同的流向位置进入轴向扩压器3通道，避免了所有流体在相同的叶片前缘进行急剧的压缩，能够有效地降低叶片前缘附近的压力梯度，进而减小损失，提高效率。

[0039] 如图1、图2和图3所示，本实施例中，前排离心叶轮1的相邻叶片之间形成前排流动通道，后排离心叶轮2的相邻叶片之间形成后排流动通道，前排流动通道和后排流动通道组成气流通道。气流从前排流动通道通过并进入后排流动通道，叶片对气流通道内的气流做功。

[0040] 本实施例中，后排离心叶轮2的转速小于前排离心叶轮1的转速。如果后排离心叶轮2的转速与前排离心叶轮1相同或更高，后排离心叶轮2的相对来流马赫数会超过2.5以上，此时激波带来的损失急剧增大，导致离心压气机的效率非常低。

[0041] 本实施例中，后排离心叶轮2采用闭式叶轮。比转速的定义为：$n_s=\frac{\pi N}{30}\frac{V_1^{0.5}}{\Delta h^{0.75}}$，其中N为叶轮的转速，$V_1$为叶轮进口的体积流量，Δh为叶轮的负荷因子。后排离心叶轮2的转速小于前排离心叶轮1的转速。而经过前排离心叶轮1压缩后，气流到达后排离心叶轮2的进口时，体积流量会变小。此外，负荷因子的定义为：叶轮的焓升/叶轮的切线速度的平方，因为后排离心叶轮2的进口存在强激波使得后排离心叶轮2的焓升很高，而后排离心叶轮2的低转速使得后排离心叶轮2的切线速度低，进而使得后排离心叶轮2的负荷因子高。因此，后排离心叶轮2的比转速小，后排离心叶轮2的比转速小意味着在同样的流量条件下，增压能力大，增压比高，气流的出口密度大，离心压气机出口的宽度小。当后排离心叶轮2采用闭式叶轮时，其漏气量小，性能好，效率高，考虑到后排离心叶轮2的转速低，且流道直不存在转弯结构，闭式叶轮可以符合强度的要求。

[0042] 如图1、图2和图3所示，本实施例中，前排离心叶轮1的叶片采用多重分流叶片。前排离心叶轮1的叶片设置为多个，多个叶片形成多个前排流动通道，使气流分流，叶片对分流的气流做工，可以提高前排离心叶轮1的做功能力。多个不同尺寸的叶片组成一组，同一组内叶片进口的布设位置相互错开，防止气流在叶片进口处产生激波。

[0043] 本实施例中，前排离心叶轮1的叶片后弯角为-35度至-40度，后排离心叶轮2的叶片后弯角为-25度至-35度。叶片后弯角过大，叶片的做功能力差，离心压气机的压比小；叶

片后弯角过小，离心压气机的效率低。

[0044] 如图9和图10所示，本发明的优选实施例还提供了一种燃气涡轮发动机，包括上述的离心压气机、处于离心压气机的气流出口的回流燃烧室5、处于回流燃烧室5的气流出口的涡轮导向器6以及处于涡轮导向器6的气流出口的涡轮转子7，涡轮转子7的涡轮轴上设有减速器4，减速器4的内轴与前排离心叶轮1连接，减速器4的外轴与后排离心叶轮2连接，减速器4的内轴的旋转方向与减速器4的外轴的旋转方向相反。气流经离心压气机压缩后进入回流燃烧室5内与燃油混合燃烧形成高温高压燃气，高温高压燃气经涡轮导向器6梳理后在涡轮转子7处膨胀做功。膨胀功驱动涡轮轴旋转，涡轮轴通过减速器4带动前排离心叶轮1和后排离心叶轮2旋转，从而实现燃气涡轮发动机的连续工作。减速器4的内轴的旋转方向与减速器4的外轴的旋转方向相反，使后排离心叶轮2的旋转方向与前排离心叶轮1的旋转方向相反，使前排离心叶轮1为后排离心叶轮2提供反预旋。本发明的燃气涡轮发动机采用上述的离心压气机，通过增加后排离心叶轮2和减速器4，可以大幅提升燃气涡轮发动机的功重比，降低耗油率，从而解决现有的燃气涡轮发动机难以满足未来飞行器的需求的问题，其良好的结构继承性在燃气涡轮发动机的研制和改进中具有广阔的应用前景。可选地，通过减速器4降低后排离心叶轮2的转速，可以大幅提高离心压气机的效率。

[0045] 根据燃气涡轮发动机原理可知，在压气机的效率保持不变的条件下，提高总压比或减轻压气机的重量可以大幅提升燃气涡轮发动机的性能。以某型燃气涡轮发动机为例，该燃气涡轮发动机的组合压气机采用三级轴流压气机加一级离心压气机，若采用上述的离心压气机替换原有的组合压气机，在保持原有效率、流量、压比基本持平的基础上可使压气机的轴向尺寸缩短66％，大幅减轻重量，降低生产与维修成本，替换后可将燃气涡轮发动机的功重比提升15％。此外，若保留原有的轴流压气机，只将原有的离心压气机替换为上述的离心压气机，可将压气机的总压比提升30％，当涡轮前温度合适时，可使燃气涡轮发动机的功率提升38％，耗油率降低16％。

[0046] 如图11所示，本发明的优选实施例还提供了一种离心压气机设计方法，包括以下步骤：a、零维参数分析：确定前排离心叶轮1和后排离心叶轮2的比转速、流量系数和负荷系数；b、一维参数计算：根据离心压气机基本原理得到前排离心叶轮1和后排离心叶轮2的气动参数和几何参数；c、三维造型设计：根据零维参数分析和一维参数计算得到的前排离心叶轮1和后排离心叶轮2的气动参数和几何参数，进行三维造型设计。可选地，一维参数计算和三维造型设计采用常规离心压气机设计方法即可。

[0047] 本实施例中，步骤a中的零维参数分析具体包括以下步骤：根据常规离心压气机设计方法，尝试给出前排离心叶轮1的压比和效率，由离心压气机的设计总压比和设计效率，得到后排离心叶轮2的压比和效率；根据离心压气机的设计换算流量以及前排离心叶轮1的效率，得到后排离心叶轮2的换算流量；预估前排离心叶轮1和后排离心叶轮2的负荷系数，由前排离心叶轮1和后排离心叶轮2的换算流量和负荷系数得到前排离心叶轮1和后排离心叶轮2的流量系数；根据前排离心叶轮1和后排离心叶轮2的压比、换算流量以及负荷系数得到前排离心叶轮1和后排离心叶轮2的比转速；分析前排离心叶轮1和后排离心叶轮2的比转速、流量系数以及负荷系数是否合理，若不合理则重新给出前排离心叶轮1和后排离心叶轮2的压比和效率，直至前排离心叶轮1和后排离心叶轮2的比转速、流量系数以及负荷系数处于合理范围内。前排离心叶轮1和后排离心叶轮2可以看作两个进口条件不同的独立叶轮，

现有的常规离心压气机设计方法可以为上述的离心压气机的设计提供参考。

[0048] 本实施例中，前排离心叶轮1的比转速为0.5～1.0。后排离心叶轮2的比转速为0.4～0.65。比转速过大或过小都会影响离心压气机的压比、效率以及喘振裕度，进而影响离心压气机的性能。

[0049] 本实施例中，前排离心叶轮1的流量系数为0.04～0.07。后排离心叶轮2的流量系数为0.02～0.05。流量系数过大或过小都会影响离心压气机的压比、效率以及喘振裕度，进而影响离心压气机的性能。

[0050] 本实施例中，前排离心叶轮1的负荷系数为0.45～0.64。后排离心叶轮2的负荷系数为0.45～0.64。负荷系数过大或过小都会影响离心压气机的压比、效率以及喘振裕度，进而影响离心压气机的性能。

[0051] 具体实施时，离心压气机的设计指标如表1所示：

[0052] 表1离心压气机设计指标

[0053]

参数	数值
换算流量Gb(kg/s)	3.55
总压比π	15.5
绝热效率η	≮0.72
喘振裕度SM	≮13

[0054] 离心压气机尝试压比13.5的前排离心叶轮1，后排离心叶轮2的压比只需要1.15即可，具有一定的可行性。

[0055] 离心压气机的级间参数分配如表2所示。

[0056] 表2离心压气机级间参数分配

[0057]

参数	前排离心叶轮	后排离心叶轮
换算流量	3.55	0.401
压比	13.5	1.15
绝热效率	0.84	0.602
喘振裕度	≮13%	≮13%

[0058] 离心压气机的一维主要参数计算结果如表3所示。

[0059] 表3离心压气机一维主要参数计算结果

[0060]

符号	名称	单位	前排离心叶轮	后排离心叶轮
W0	换算流量	kg/s	3.55	0.401
N0	换算转速	rpm	44100	-7640
Pt0	进口总压	Pa	101325	101325
Tt0	进口总温	K	288.15	288.15
αp	进口平均预旋角度	°	0	-77.3
Ns	比转速	-	0.591	0.406
Φ	流量系数	-	0.065	0.024
Ψ	负荷系数	-	0.691	0.595
D1hub	叶轮进口根部直径	mm	40*2	154.1*2

D1tip	叶轮进口尖部直径	mm	88*2	154.1*2
Z1	叶片数(采用多重分流叶片)	-	10+10+10	29
D2	出口直径	mm	147.5*2	175*2
Bet2a	叶片后弯角	°	-37.5	-30
B2	出口宽度	mm	8.22	7.1
MW1	进口尖部相对马赫数	-	1.344	1.6
MC2	出口绝对马赫数	-	1.2	0.129
π12	压比	-	13.5	1.15
ηis12	绝热效率	-	0.820[预估]	0.677[预估]

[0061] 采用CFD软件对设计方案进行数值模拟,得到的离心压气机的性能曲线如图12和图13所示。可以得到,离心压气机的总压比为15.5时,离心压气机的换算流量为3.548kg/s,绝热效率为0.704,喘振裕度为13.4%,除效率略低于设计指标外,其余指标均达到了设计要求,验证了设计方案的可行性。

[0062] 本发明的离心压气机不仅适用于单级离心压气机,同样可以扩展到如轴流离心、斜流离心以及双级离心等包含离心压气机的组合压气机中,使本发明的适用范围大幅拓宽。另一方面,本发明对于组合压气机中离心压气机比转速普遍偏低的情形尤为适用。

[0063] 本发明可直接应用于采用单级离心压气机的燃气涡轮发动机的研制和改进,以实现显著提升燃气涡轮发动机的功率和功重比以及降低耗油率的目的。此外,本发明还可应用于采用轴流离心、斜流离心以及双级离心等组合压气机的燃气涡轮发动机的研制和改进,具有广阔的应用前景。

[0064] 以上所述仅为本发明的优选实施例而已,并不用于限制本发明,对于本领域的技术人员来说,本发明可以有各种更改和变化。凡在本发明的精神和原则之内,所作的任何修改、等同替换、改进等,均应包含在本发明的保护范围之内。

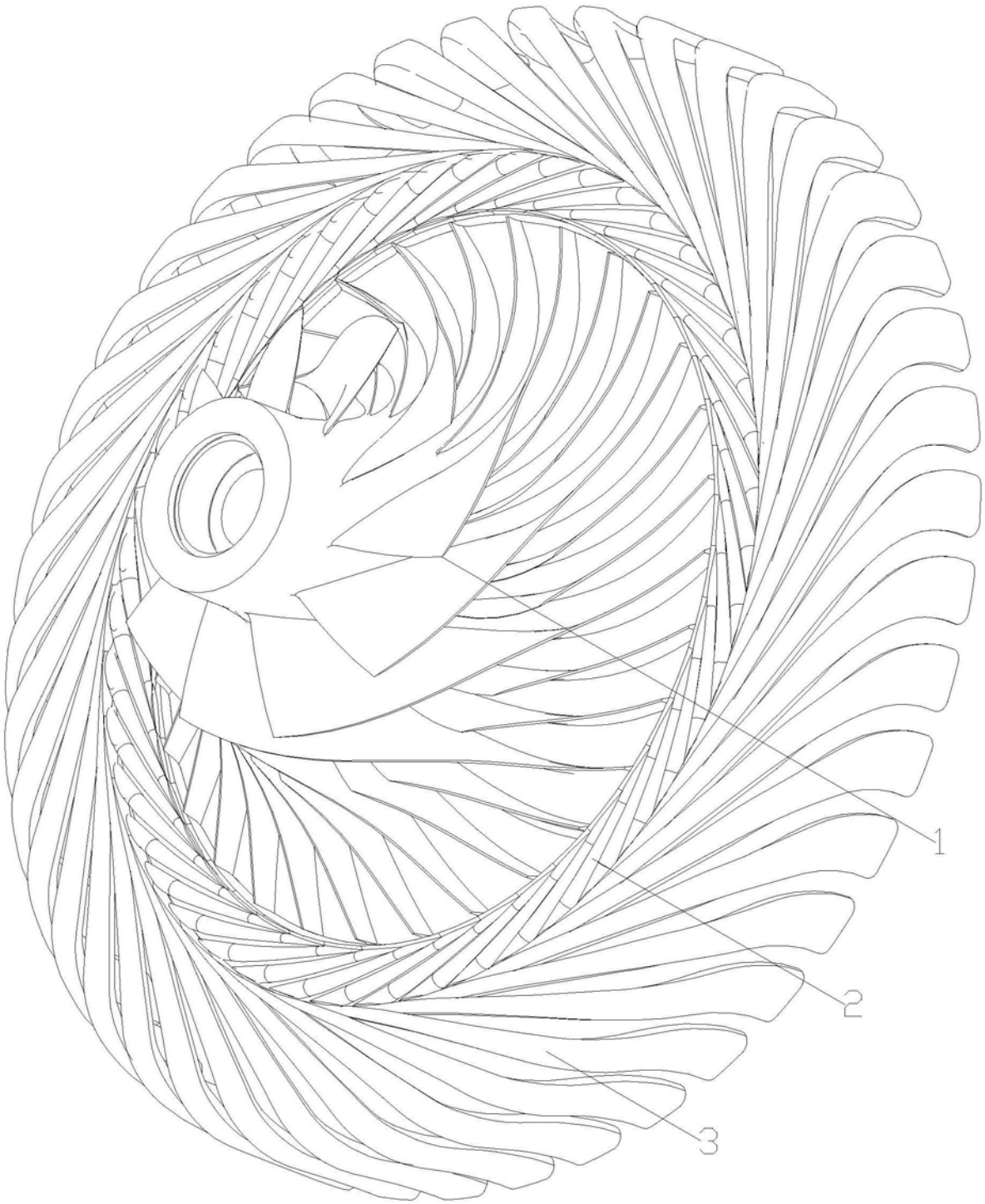


图1

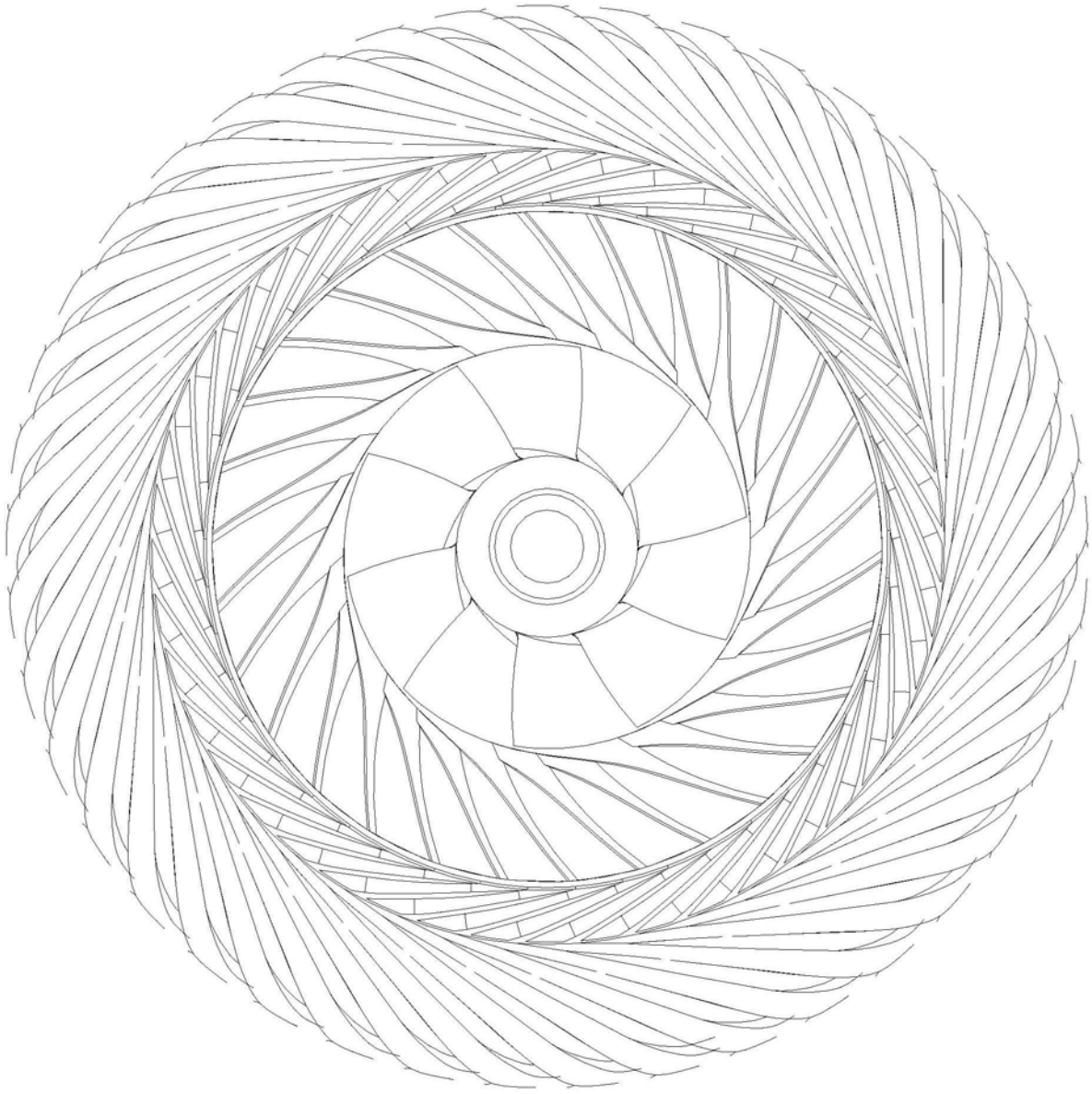


图2

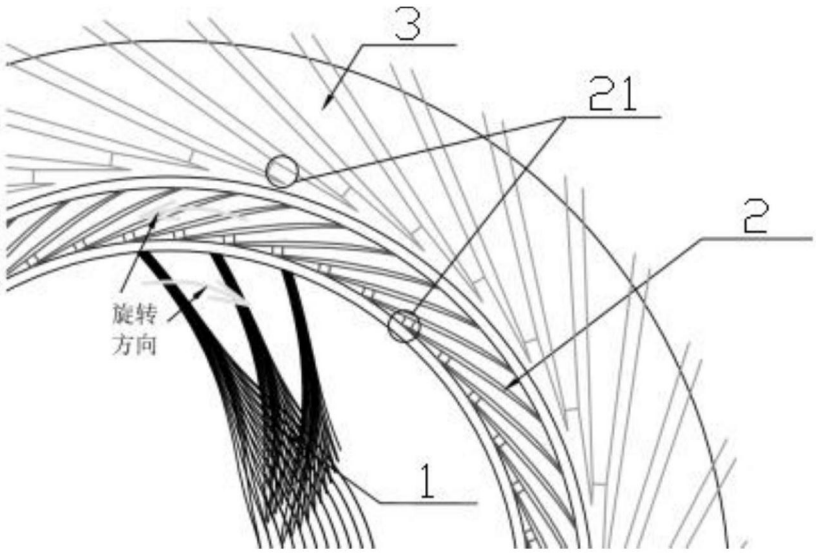


图3

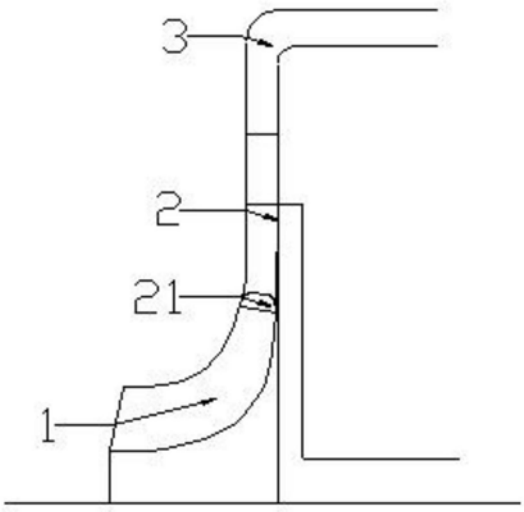


图4

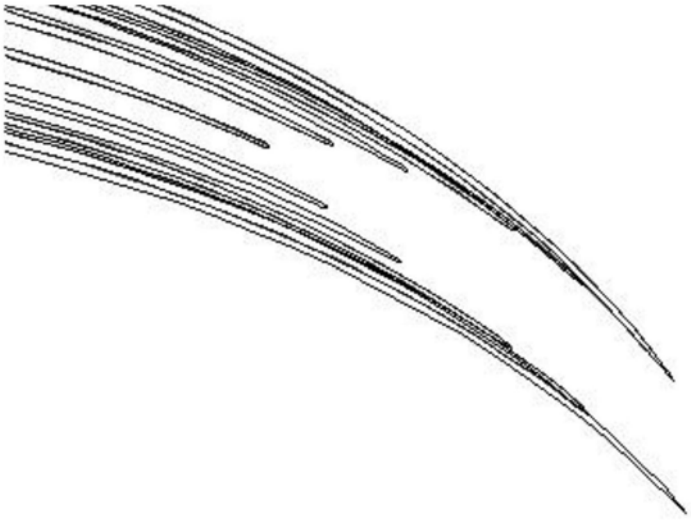


图5

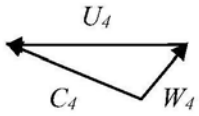


图6

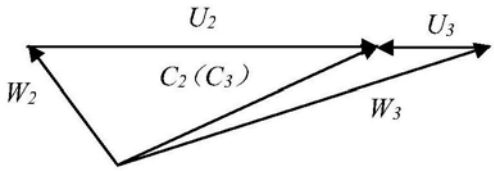


图7

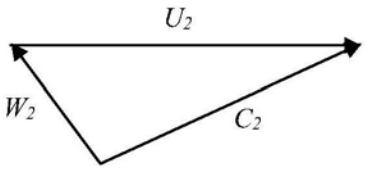


图8

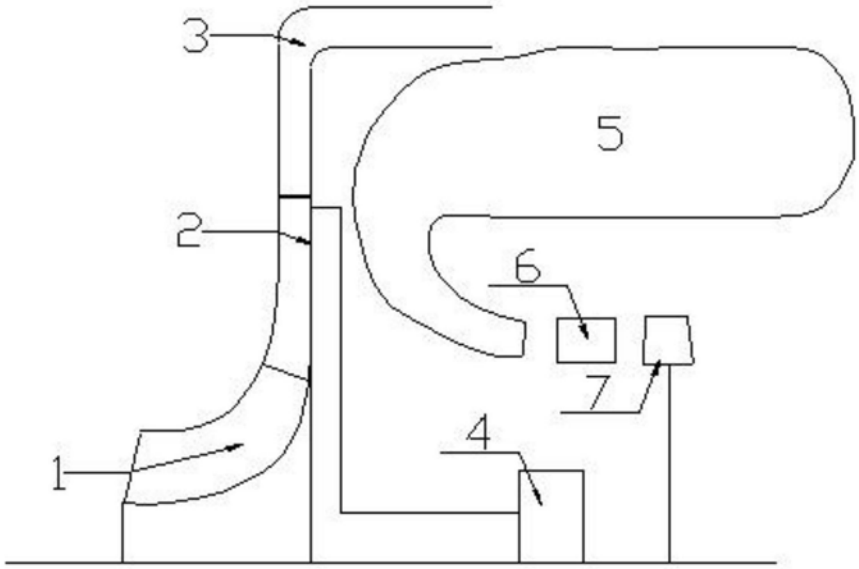


图9

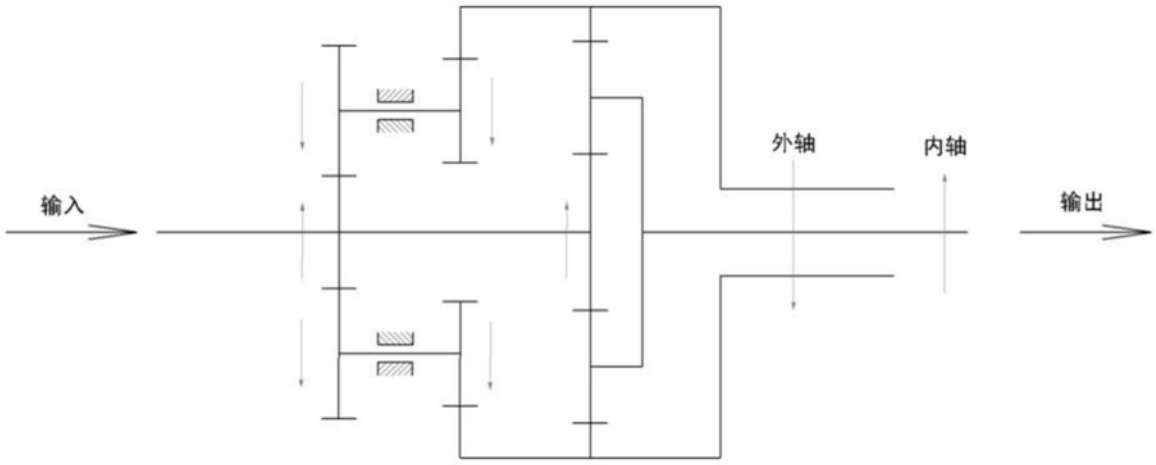


图10

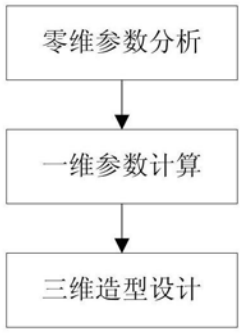


图11

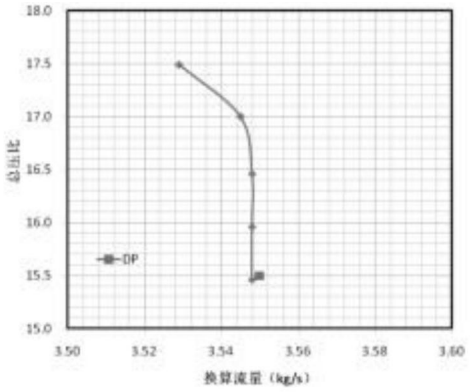

18.0
17.5
17.0
16.5
16.0
15.5
15.0
总压比
DP
3.50
3.52
3.54
3.56
3.58
3.60
换算流量（kg/s）

图12

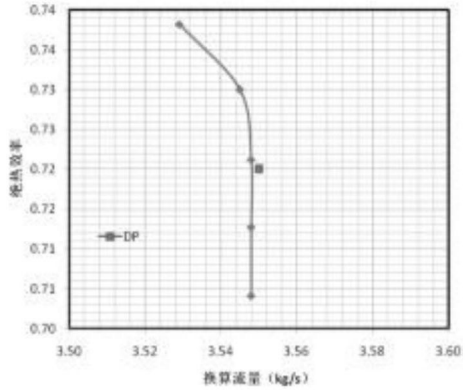

0.74
0.74
0.73
0.73
0.72
0.72
0.71
0.71
0.70
绝热效率
DP
3.50
3.52
3.54
3.56
3.58
3.60
换算流量（kg/s）

图13