

[19] 中华人民共和国国家知识产权局

[51] Int. Cl.

F01D 1/10 (2006.01)

F01D 5/30 (2006.01)



# [12] 发明专利说明书

专利号 ZL 03123284.1

[45] 授权公告日 2007 年 9 月 26 日

[11] 授权公告号 CN 100339557C

[22] 申请日 2003.4.25 [21] 申请号 03123284.1

[30] 优先权

[32] 2002. 4. 25 [33] DE [31] 10218459.3

[73] 专利权人 MTU 飞机发动机有限公司

地址 联邦德国慕尼黑

[72] 发明人 京特·阿尔布雷希特

克劳斯-迪特尔·塔尔奇

约瑟夫·汤姆西科

伯恩哈德·韦尔勒

[56] 参考文献

DE4429640A 1995.4.6

US6009701A 2000.1.4

US5400505A 1995.3.28

CN1142017A 1997.2.5

CH497641A 1970.10.15

审查员 王轶凡

[74] 专利代理机构 中国国际贸易促进委员会专利  
商标事务所

代理人 郑修哲

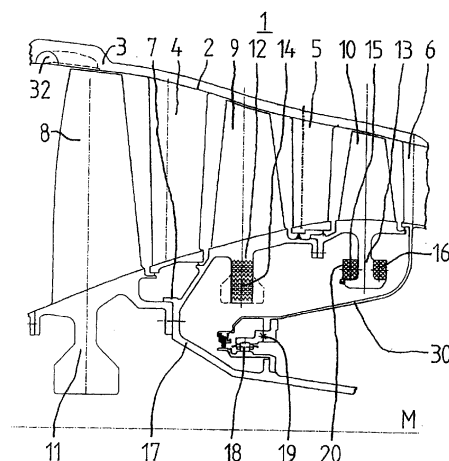
权利要求书 2 页 说明书 6 页 附图 2 页

[54] 发明名称

多级轴向结构形式的压缩机

[57] 摘要

一种多级轴向结构形式的压缩机，该压缩机具有：转子，它被悬臂式安装并且包括多个运动叶片环，这些叶片环位于叶片固定环上，这些固定环相互连接起来；和叶片布置，在该叶片布置中，第一级的运动叶片环形成了布置在最远上游处的叶片级。旋转叶片固定环中的至少一个设成金属基复合材料的结构形式，即设成至少在一些区域中进行纤维增强的金属元件，并且旋转轴承吸收在转子上所产生的大部分径向负荷，该旋转轴承具有预定的断裂点，在超过限定的径向负荷时，该断裂点允许转子进行径向运动，其结果是，转子刮擦定子。



1. 一种多级轴向结构形式的压缩机，它具有较高的流体效率，该压缩机具有：转子，它被悬臂式安装，即它被连接到轴端上，该轴端从旋转轴承处伸出，并且该转子包括多个运动叶片环，这些叶片环位于盘形和/或环形叶片固定环上，这些固定环相互连接起来；和没有预导向级的叶片布置，在该叶片布置中，第一压缩机级的运动叶片环形成了布置在最远上游处的叶片级，其特征在于，旋转的盘形或者环形叶片固定环（11、12、13）中的至少一个（12、13）以金属基复合材料的结构形式形成，即作为至少在一些区域中进行纤维增强的金属元件来形成，并且旋转轴承（18）吸收在转子（7）上所产生的至少大部分的径向负荷，该旋转轴承具有预定的断裂点（19），在超过限定的径向负荷（FR）时，该断裂点允许转子（7）进行有限的径向运动，其结果是，转子刮擦压缩机（1）的定子（2），从而可以使旋转速度减小直到停止。

2. 如权利要求1所述的压缩机，其特征在于，呈金属基复合材料结构形式的至少一个叶片固定环（12、13）在纤维增强区域（14、15、16）内具有处于钛基（Ti基）上的金属基体，并且至少一个较长的纤维布置成绕组，并且包括碳化硅（SiC）。

3. 如权利要求1或2所述的压缩机，其特征在于，呈金属基复合材料结构形式的至少一个叶片固定环（12）设计为具有整体叶片的环形元件，这种环形元件公知为叶片环，该环形元件具有实际上整体化的纤维增强区域（14）。

4. 如权利要求1或2所述的压缩机，其特征在于，呈金属基复合材料结构形式的至少一个叶片固定环（13）设计成具有整体叶片的盘形元件，该盘形元件公知为叶片盘，其中两个纤维增强区域（15、16）对称地布置到轴向盘中心上，两个纤维增强区域（15、16）实质上被一体化或者用摩擦方法固定。

5. 如权利要求1或2所述的压缩机，其特征在于，旋转轴承（18）

上的预定断裂点(19)通过球形导向器(26)和张紧螺栓(28)来形成,这些导向器通过增强件使径向负荷(Fr)转向到轴向负荷(Fa),这些张紧螺栓在超过限定的轴向力时断裂。

6. 如权利要求1或2所述的压缩机,其特征在于,旋转轴承(18)上的预定断裂点(19)通过剪切环(29)来形成,该剪切环在超过限定的径向负荷时断裂。

7. 如权利要求1或2所述的压缩机,其特征在于,旋转轴承(18)设计成呈径向结构形式的滚动轴承。

8. 如权利要求7所述的压缩机,其特征在于,旋转轴承(18)布置在锥形的支座(30)上,该支座(30)沿着下游方向扩宽,并且在转子(7)的下游处连接到压缩机(1)的定子(2)上。

9. 如权利要求8所述的压缩机,其特征在于,旋转轴承(18)至少在一侧上具有刷形密封件(31)。

10. 如权利要求1或2所述的压缩机,其特征在于,转子(7)的至少一个运动叶片环(8)与公知的壳体处理进行流体结合,即与叶片边缘区域内的多个壳体侧的再循环管道(32)相结合。

## 多级轴向结构形式的压缩机

### 技术领域

本发明涉及一种按照权利要求1前序部分的多级轴向结构形式的压缩机，该压缩机具有较高的流体效率。

### 背景技术

借助于低压压缩机转子的特殊悬臂式安装，在进入侧上可以不需要公知的轴承星形件，也就是说具有多个支杆，这些支杆从压缩机壳体沿着径向延伸到转子中心处，并且支承着前轴承。以这样的方式设计叶片，以致在第一运动叶片环的上游处也不需要静止的预导向级。这种设计可以使流体效率最佳化，而且提高了鸟冲击阻力(bird impact resistance)，因为旋转叶片环以许多刀刃的方式使撞击的外来物体非常快地变成碎片，因此分配撞击能量。

为了流体学的最佳化，在预定压力比的情况下，使级的数目即运动叶片和导向叶片环的数目最小化，即压缩机以高级负荷进行工作。由于旋转速度出于机械和其它原因而常常只可能增加到一个非常有限的范围内，因此较大的压缩机生产率相应地需要较大的管道横截面，故使得运动叶片和导向叶片较长且较重。较重的运动叶片本身特别需要稳定，因此同样地，较重的叶片固定环也特别需要稳定。在由于空间的原因只有环形叶片固定环具有较小径向横截面高度的地方，这些不得不沿着轴向不成比例地加厚，因此明显地增加了重量。尽管运动叶片和旋转叶片固定环使用了具有较好的强度/重量比的钛合金，但是最后的结果是转子相对较重。根据机械工程，较重的转子最好安装在两侧上，即布置在两个旋转轴承之间。但是，由于上述原因，可以选择“自由”轴端处的悬臂式安装，这种安装在万一损坏的情况下会导致严重的问题。例如，如果由于叶片断裂或者叶片损失而产生了明显的转子不平衡，那么这种较大的径向负荷可以通过邻近的旋转轴承传

递到定子中，以致使发动机悬架断裂，从而造成飞机的潜在的灾难性后果。

### 发明内容

由于这些问题，本发明的目的是提出一种具有悬臂式转子安装的压缩机设计，这种设计不仅具有较高的工作可靠性，而且可以减少转子重量。

这个目的通过专利权利要求1的特征部分的一些特征与权利要求1的前序部分的普通特征相结合来实现。本发明提出以MMC（金属基质复合材料）的结构形状生产出至少一个叶片固定环，从而与简单的金属形式相比，强度相同，而重量减少了。在由于空间原因而只有环形叶片固定环具有较小的径向横截面高度的地方，这具有特别明显的效果。与这种节省重量的MMC技术相结合，提出提供一种通过预定断裂点来支撑转子支撑轴端的旋转轴承，在超过限定的径向负荷，该断裂点使转子沿着径向释放到有限范围内，因此，借助转子刮擦定子以及较大的摩擦、磨损和变形，使由于重量减少已经相当小的所述转子的旋转能量和不平衡非常快地可能下降到“零”。因此可以可靠地避免压缩机悬架或者发动机悬架的过载。比较起来，相对可以接受最后需要关闭压缩机或者发动机。

独立权利要求的压缩机的优选实施例的特征在于从属权利要求。

### 附图说明

参照附图，在下文中更加详细地解释本发明，在这些附图中，以简化的方式示出，这些附图不是真实的比例，

图1示出了通过轴向结构形式的三级压缩机的纵向半剖视图；

图2以相对于图1被放大的比例示出通过具有纤维增强的叶片固定环的部分剖视图；

图3示出了通过球形导向器的部分剖视图，其中球形导向器使力偏离到旋转轴承所指定的预定断裂点上；

图4示出了与图3相类似的部分剖视图，该剖视图覆盖了在产生预定断裂点之后的较大区域；及

图5示出了通过在产生预定断裂点之前和产生预定断裂点之后的、具有其它形式的预定断裂点的旋转轴承的部分剖视图。

### 具体实施方式

图1的三级压缩机1的定子2具有外壳体3和三个导向叶片环4、5和6，其中外壳体3至少大部分是旋转对称的。转子7相应地在环形或者盘形叶片固定环11、12和13上具有三个运动叶片环8、9和10。运动叶片环8形成了位于最远上游处的叶片级，并且在压缩机1内的流动方向相应地从左到右。具有零件8-10和11-13的转子7被进行悬臂式安装，这就是说，转子7被连接到轴端17上，而该轴端17伸出到旋转轴承18之外。根据附图，轴端17和叶片固定环12形成了一个整体元件，但是它们也可以相互拧在一起。旋转轴承18设计为径向轴承/松轴承（loose bearing），这里，实际上设计为圆柱滚子轴承。固定轴承传统上与松轴承相配合，并且设置在更下游处/更靠近右边，该固定轴承没有示出，因为它不是本发明的一部分。旋转轴承18在定子侧上连接到截锥形支座30上，该支座30沿着下游方向变宽并且也被牢牢地连接到最后的导向叶片环6上。这使得旋转轴承18能够相对刚性地连接到压缩机1的壳体3上。借助布置成靠近转子7的重心或者直接布置在该重心上，使旋转轴承18实际上吸收作用在转子上的全部径向负荷。在转子的不平衡非常显著的情形下，这些负载也以它们的所有强度主要通过支座30可以被传递到壳体3上，并具有这样的危险：包括压缩机在内的发动机的悬架会破裂。根据本发明，在旋转轴承18和支座30之间设置预定的断裂点19，当超过额定径向负荷时，该点沿着径向把转子7释放到一定范围中。借助刮擦定子2，转子7至少被制动到这样的程度，以致非常快地把不平衡减少到能与悬架相容的量。在这种情况下损坏非常严重的压缩机通常必须被关闭，并且相应地关闭发动机。不过，这是限制损坏和提高安全性的有效方法。

运动叶片环8-10的叶片连接到它们的叶片固定环11-13上，传统上这种连接是正向的或者整体的，并且有些趋于整体的叶片盘和叶片环（blisk-and-blisk）形式，如图1所示。最前面的叶片固定环11与它

的运动叶片环8一起形成了金属叶片盘，而没有纤维增强。叶片固定环的横截面的径向范围在这个位置上仍然相对较大，即在强度上不会存在任何问题，而MMC形式的结构不会提供明确优点。而且，在前部转子端上，需要把鸟类撞击或者FOD（外来物体的损害）的问题记在心中，这就需要这些零件具有变形性，而在MMC的情况下几乎不能提供这些零件的变形性。但是在叶片固定环12的情况下就不同了，叶片固定环12与它的运动叶片环9一起在MMC形式的结构中形成了叶片环。由于在旋转轴承18外部沿着径向进行这种布置，空间条件严重地限制了叶片固定环12的径向横截面高度，因此，MMC形式的结构能够明显节省材料和重量。承受最大机械负荷的纤维增强区域14通过交叉的阴影线来表示，在这种情况下，至少一个“环状的”增强纤维以缠绕的方式显著地被结合到母体金属中。为了比较，所需要的、例如没有任何纤维增强的叶片固定环轮廓用点划线来表示。在这种MMC形式的结构中，在较大的张紧应力作用下从纤维增强材料到非纤维增强材料的过渡区域在制造期间非常敏感，因此借助叶片固定环13的例子来解释两个MMC形式的结构。由于旋转轴承18的支座30呈锥形地扩宽，在叶片固定环13的情况下的空间条件以与零件12相同的方式进行限定，因此MMC形式的结构保证有一些优点。参照叶片固定环13，示出了两种不同的纤维增强区域的连接，但是只有一种用于每个叶片固定环。叶片固定环13的横截面以鞍状方式沿着两个轴向在它的内径区域内进行延伸。纤维增强区域15或者16相互相对地、成对地设置在这些延伸部分上。只在右边示出的区域16实质上合并到叶片固定环13中。只在左边示出的区域15设计成分离环20并且用摩擦方法、强制地固定到叶片固定环13上。两种形式的结构在强度方面具有优点：环形MMC区域在压应力的作用下通过叶片固定环13的鞍状延伸部沿着径向从内部进行安置，因此事实上没有使相互变松的趋势。这些区域15和16中的增强纤维在这种情况下很大程度上“理想地”处于拉应力作用下，即最佳地使用增强纤维。在区域16的情况下，剪切应力还作用在一个端表面上。

分离环20的连接再一次以放大的方式示出在图2中。输送压应力的座25形成限定的压配合，从而沿着轴向和沿着切线方向把环20牢牢地固定到叶片固定环13上，这种压配合在算术上讲已经足够。环20上的接触表面在这种情况下可以是凸形设计从而有利于应力分布（赫兹应力），并且叶片固定环13的接触表面是圆柱形。作为辅助安全措施加入了可靠固定。为此，环20设置有延伸部21，这些延伸部分布在它的圆周上并且接合到叶片固定环13的相应凹口中。延伸部21具有轴向开口的槽22，并且叶片固定环13具有径向向内开口的槽23，呈铆钉、双头螺栓、金属丝等形状的固定元件24被插入到这些槽23中。不用这些槽，也可以使用更加难以制造的孔或者管道。正连接起着额外轴向固定和防止额外旋转的作用。在MMC技术中具有分离环20的形式结构具有这样的优点：这些相对容易安装和互换。而且，与整体式连接相比，可以更加有效地检查出环20的缺陷。不管元件设计成叶片环还是设计成叶片盘，它可以是左边开口，该元件包括：具有纤维增强区域的叶片固定环13，这些纤维增强区域设置在两侧上；和运动叶片环10。这两者之间的边缘自然不能精确地进行限定。

通过公知的壳体处理即借助循环管道32使第一级的运动叶片环8结合在壳体侧上，该循环管道32适合于提高压缩机的稳定性。这种方法也适合于其它压缩机级。

图3到5示出了借助旋转轴承18区域内的预定断裂点19来进行过载保护的方面。根据图3和4，使用了球形导向器26，从而通过增强件使径向负荷 $F_r$ 转向成轴向负荷 $F_a$ 。当超过限定的轴向力时，轴向张紧螺栓28就断裂并且释放旋转轴承18，其结果是限制了轴向运动。

在这种情况下，具有球体27和多个张紧螺栓28的多个球形导向器26均匀地布置在旋转轴承18和它的支座30的圆周上。在所示出的例子中，球形导向器26的导向表面包括容易制造的锥形表面和圆柱形表面。由于锥形角度而产生了力增强。例如具有球形区域的其它几何形状当然也是合适的。图4示出了在超过负荷之后的、具有断裂的张紧螺栓28的松开状态。可以看到，由于球体27从锥形表面进行上升，径向相对

位移（这里是垂直的位移）也可以导致较小的轴向相对位移（这里是水平位移）。

图5示出了预定断裂点19的另一种设计原理。旋转轴承18在它的静态外环区域内的两侧上轴向地设置有剪切环29，这些剪切环29可靠地接合到旋转轴承18的外环和支座30或者连接到后者上的元件中。当超过限定的径向负荷 $F_r$ 时，剪切环29突然断裂，而没有任何相关的塑性变形。剪切环29所考虑的材料是金属材料、陶瓷材料或者其它塑料，在每种情况下，这些材料具有或者没有加入的添加剂如颗粒、纤维等。在这种情况下，需要知道能够尽可能精确地计算出和再现出的断裂负荷。具有断裂的剪切环29和径向偏移量 $V$ 的释放状态示出在旋转轴承18的轴向中心的右边上。此外还应该注意，借助刷形密封件31使旋转轴承18相对于轴被密封，相对于径向轴偏差，该刷形密封件具有相对宽松的工作情况。

不用说，也可以使用不是这里所描述的预定断裂点的形式，而不会脱离本发明的原理。这是下面这两者的结合：借助MMC技术使转子的重量减少；及借助确定旋转轴承的预定断裂点来增加安全性。

