



# (12)发明专利申请

(10)申请公布号 CN 107313860 A

(43)申请公布日 2017. 11. 03

(21)申请号 201710559057.9

(22)申请日 2017.07.11

(71)申请人 西北工业大学

地址 710072 陕西省西安市友谊西路127号

(72)发明人 刘育心 刘高文 孔晓治 薛涵菲

尚斌 王掩刚

(74)专利代理机构 西北工业大学专利中心

61204

代理人 陈星

(51) Int. Cl.

F02C 7/14(2006.01)

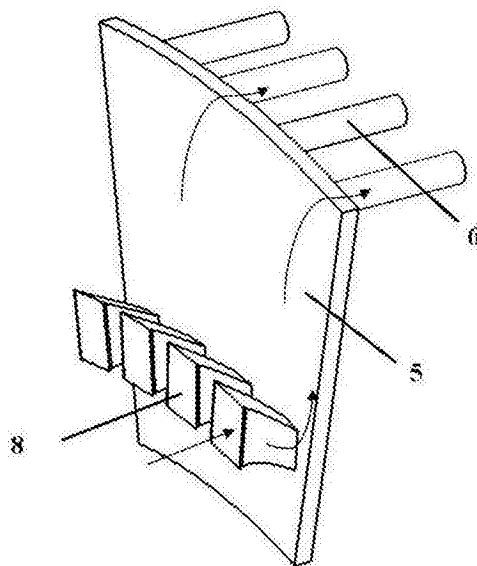
权利要求书1页 说明书4页 附图4页

## (54)发明名称

一种用于预旋冷却系统的叶型接受孔结构

## (57)摘要

本发明公开了一种用于预旋冷却系统的叶型接受孔结构,叶型接受孔为沿转盘转动方向偏转的斜孔,叶型接受孔流道为渐缩结构,以保证气流沿轴向流动过程中逐渐加速。叶型接受孔偏转型面为自设计的叶型吸力面和叶型压力面,用以保证气流沿该型面偏转时流动损失最小。叶型接受孔具有叶型接受孔进气角度和叶型接受孔出气角度且由喷嘴出口气流旋转比和接受孔出口目标旋转比决定。叶型接受孔沿轴向延展的径向高度逐渐减小,叶型接受孔进口截面径向高度和出口截面径向高度两侧的叶型接受孔径向收缩曲面保证叶型接受孔的加速特性。叶型接受孔通过降低自身流动损失和减小供气孔处的流动损失,使喷嘴出口旋转比增大,提高系统温降、减小功耗。



1. 一种用于预旋冷却系统的叶型接受孔结构,其特征在于:包括叶型接受孔、叶型接受孔进口、叶型吸力面、叶型压力面、叶型接受孔出口,所述叶型接受孔为沿转盘转动方向偏转的斜孔,叶型接受孔偏转型面分别为设计的叶型吸力面和叶型压力面,用以保证气流沿该型面偏转时流动损失最小;叶型接受孔具有叶型接受孔进气角度 $a_1$ 和叶型接受孔出气角度 $a_2$ ,叶型接受孔进气角度 $a_1$ 和叶型接受孔出气角度 $a_2$ 的大小分别由喷嘴出口气流旋转比和接受孔出口目标旋转比决定;叶型接受孔沿轴向延展的径向高度逐渐减小,叶型接受孔进口截面的径向高度和叶型接受孔出口截面的径向高度两侧的叶型接受孔径向收缩曲面,保证叶型接受孔的加速特性;所述叶型接受孔流道为渐缩结构,流动面积逐渐减小,气流沿轴向流动过程中逐渐加速,气流经叶型接受孔进口经过加速和偏转后,从叶型接受孔出口流出进入盖板腔。

2. 根据权利要求1所述的用于预旋冷却系统的叶型接受孔结构,其特征在于:所述叶型接受孔为多个,叶型接受孔在整环上沿周向均匀分布。

## 一种用于预旋冷却系统的叶型接受孔结构

### 技术领域

[0001] 本发明涉及航空发动机预旋冷却系统应用领域,具体地说,涉及一种用于预旋冷却系统的叶型接受孔结构。

### 背景技术

[0002] 作为航空发动机空气系统重要的一个组成部分,预旋系统(又称为预旋供气系统),起着给高速转动的涡轮转子叶片供给冷却气的作用。一个好的预旋系统可使冷气温度降低100K左右,巨大的温降能够大大增加航空发动机的运行安全性,延长发动机的工作寿命。预旋降温的主要原理是通过预旋喷嘴加速气流并形成与转盘转动方向相同的周向速度分量,降低气流静温和与转盘间的相对速度,从而达到降低气流相对总温的目的。

[0003] 低位盖板式预旋系统由进气腔、预旋喷嘴、预旋腔、接受孔、盖板腔和叶片供气孔组成。为提高预旋系统性能,需从两方面入手:一方面需尽量提高静止预旋喷嘴的预旋效率,使得气流在预旋喷嘴处损失一定的压力能获得尽可能大的周向速度以及温降效果;另一方面需要减小喷嘴下游转动部分的流动损失,即提高转子部分的压力增量。如果转动部分出口压力一定,转动部分的压增越大,喷嘴出口的压力也就越低,这会有益于气流在预旋喷嘴的膨胀加速进而获得更大的温降。

[0004] 预旋系统中影响喷嘴下游流动损失及转子压增的一个重要元件即为转动的接受孔。接受孔的主要功能是接收经过预旋的气流登陆到高速旋转的盖板腔中,传统接受孔多为轴向的直通孔。这一轴向直通孔不仅自身流动损失大流量系数低,也会导致下游叶片供气孔流量系数的降低。使得预旋系统温降特性变差,功耗增加。

### 发明内容

[0005] 为了避免现有技术存在的不足,本发明提出一种用于预旋冷却系统的叶型接受孔结构。

[0006] 本发明解决其技术问题所采用的技术方案是:包括叶型接受孔、叶型接受孔进口、叶型吸力面、叶型压力面、叶型接受孔出口,所述叶型接受孔为沿转盘转动方向偏转的斜孔,叶型接受孔偏转型面分别为设计的叶型吸力面和叶型压力面,用以保证气流沿该型面偏转时流动损失最小;叶型接受孔具有叶型接受孔进气角度 $a_1$ 和叶型接受孔出气角度 $a_2$ ,叶型接受孔进气角度 $a_1$ 和叶型接受孔出气角度 $a_2$ 的大小分别由喷嘴出口气流旋转比和接受孔出口目标旋转比决定;叶型接受孔沿轴向延展的径向高度逐渐减小,叶型接受孔进口截面的径向高度和叶型接受孔出口截面的径向高度两侧的叶型接受孔径向收缩曲面,保证叶型接受孔的加速特性;所述叶型接受孔流道为渐缩结构,流动面积逐渐减小,气流沿轴向流动过程中逐渐加速,气流经叶型接受孔进口经过加速和偏转后,从叶型接受孔出口流出进入盖板腔。

[0007] 所述叶型接受孔为多个,叶型接受孔在整环上沿周向均匀分布。

[0008] 有益效果

[0009] 本发明提出的一种用于预旋冷却系统的叶型接受孔结构,与传统轴向直通接受孔相比:对于传统轴向直通接受孔,在接受孔进口处气流与孔的轴向壁面存在较大的夹角,接受孔背风面附近会产生明显的漩涡,导致接受孔出口产生回流,因而气流在接受孔内部流动损失较大,流量系数较低。且气流旋转比越高,漩涡区域越大,流动损失越大。本发明用于预旋冷却系统的叶型接受孔,具有合适的进气角度,使得在接受孔进口处旋转比即气流周向速度与转盘线速度的比值大于1的气流,能顺畅的流入转动的接受孔,减小叶型接受孔内部流动损失,获得较高的接受孔流量系数。

[0010] 其次,叶型接受孔的进口结构角度和出口结构角度的设计可保证气流在接受孔内的加速和偏转,使得气流在接受孔出口具有更高的旋转比,以保证气流在盖板腔内径向外流的过程中在供气孔入口气流旋转比接近1。供气孔处气流与转盘线速度的差值减小,即气流旋转比接近1,可大大降低供气孔处的流动损失,提高转子的压力增量。在预旋系统中,系统进口压力为压气机某一级的引气压力,基本为定值;预旋系统的出口压力为涡轮转子叶片的供气压力,也为定值。因此,当通过叶型接受孔提高转子压力增量时,喷嘴出口压力得到降低,喷嘴压比增大。喷嘴压比的增大会导致喷嘴出口旋转比的提高,而整个系统的温降与喷嘴出口旋转比是成正比的。因此,叶型接受孔通过降低自身流动损失和减小供气孔处的流动损失,可使喷嘴出口旋转比增大,系统温降提高、功耗减小。

## 附图说明

[0011] 下面结合附图和实施方式对本发明一种用于预旋冷却系统的叶型接受孔结构作进一步详细说明。

[0012] 图1为预旋系统结构示意图。

[0013] 图2为轴向直通接受孔示意图。

[0014] 图3为本发明用于预旋冷却系统的叶型接受孔结构示意图。

[0015] 图4为叶型接受孔周向截面轮廓图。

[0016] 图5为叶型接受孔的进口、出口速度三角形示意图。

[0017] 图6为叶型接受孔径向收缩示意图。

[0018] 图7为轴向直通接受孔速度流线图。

[0019] 图8为叶型接受孔速度流线图。

[0020] 图中

[0021] 1.进气腔 2.预旋喷嘴 3.预旋腔 4.接受孔 5.盖板腔 6.叶片供气孔 7.轴向直通接受孔 8.叶型接受孔 9.叶型接受孔进口 10.叶型吸力面 11.叶型压力面 12.叶型接受孔出口 13.转盘转动方向 14.叶型接受孔进口截面 15.叶型接受孔出口截面 16.叶型接受孔径向收缩曲面

[0022]  $a_1$ 叶型接受孔进气角度  $c_1$ 气流进气绝对速度  $U_1$ 叶型接受孔进口线速度

[0023]  $w_1$ 气流进气相对速度  $a_2$ 叶型接受孔出气角度  $c_2$ 气流出气绝对速度

[0024]  $U_2$ 叶型接受孔出口线速度  $w_2$ 气流出气相对速度

## 具体实施方式

[0025] 本实施例是一种用于预旋冷却系统的叶型接受孔结构。

[0026] 实施例1:图1为预旋系统结构。预旋系统由进气腔1、预旋喷嘴2、预旋腔3、接受孔4、盖板腔5和叶片供气孔6组成。在预旋系统中,进气腔1进口压力为压气机某一级的引气压力,基本为定值;预旋系统出口为叶片供气孔6,其压力基本为定值。进气腔1、预旋喷嘴2为静止部件,接受孔4和叶片供气孔6为转动部件;预旋腔3为转-静系,盖板腔5为转-转系。进气腔1、预旋喷嘴2、接受孔3半径位置相同,气流在盖板腔5内径向外流流入高半径的叶片供气孔6。

[0027] 图2为传统的轴向直通接受孔示意图。该轴向直通接受孔7轴向长度在6~10mm之间。在轴向直通接受孔7进口处气流与孔的轴向壁面存在较大的夹角,接受孔背风面附近会产生明显的漩涡,因而气流在接受孔内部流动损失较大,流量系数较低。且气流旋转比越高,即气流周向速度与转盘当地线速度的比值越高,漩涡区域越大,流动损失越大。

[0028] 图3、图4为本实施例提出的叶型接受孔8及叶型接受孔8的周向截面轮廓图。叶型接受孔8为多个,叶型接受孔8在整环上沿周向均匀分布。叶型接受孔8偏转型面分别为自设计的叶型吸力面10和叶型压力面11。气动性能很好的叶型吸力面10和叶型压力面11可保证气流沿该型面偏转时产生最小的流动损失。总体上叶型接受孔8流道为渐缩型结构,气流经叶型接受孔进口9经过加速和偏转后,从叶型接受孔出口12流出进入盖板腔5。

[0029] 图5、图6分别为叶型接受孔的进口、出口速度三角形示意图和叶型接受孔径向收缩示意图。转盘转动方向13如图5所示,气流经过预旋喷嘴2加速后,在叶型接受孔8进口的气流进气绝对速度为 $c_1$ ,根据进口速度三角形可知,由气流进气绝对速度 $c_1$ 与转盘叶型接受孔进口线速度 $U_1$ 的矢量差可得气流进气相对速度 $w_1$ 和叶型接受孔进气角度 $a_1$ 。为防止气流在接受孔进口处与壁面发生撞击,叶型接受孔8的进口结构角设计为叶型接受孔进气角度 $a_1$ 。由于在盖板腔5内气流旋转比随半径变化按照自由涡规律分布即 $\beta \cdot r^2 = C$ ,其中, $\beta$ 为气流旋转比, $r$ 为半径位置;同时已知叶片供气孔6和叶型接受孔8的半径位置,即可确定叶型接受孔的出口目标旋转比。根据供气流量和叶型接受孔的出口轴向面积确定接受孔出口轴向速度大小,进而求得出口气流出气相对速度 $w_2$ 和叶型接受孔出气角度 $a_2$ 。叶型接受孔8具有叶型接受孔进气角度 $a_1$ 和叶型接受孔出气角度 $a_2$ ,叶型接受孔进气角度 $a_1$ 和叶型接受孔出气角度 $a_2$ 的大小分别由喷嘴出口气流旋转比和接受孔出口目标旋转比决定。叶型接受孔沿轴向延展的径向高度逐渐减小,叶型接受孔进口截面14的径向高度和叶型接受孔出口截面15的径向高度的叶型接受孔径向收缩曲面16可更好的保证叶型接受孔8的加速特性。

[0030] 实施例2:对于某型低位盖板式预旋系统,对比分析传统型轴向直通接受孔和叶型接受孔的性能差异;预旋系统几何参数见下表。

[0031]

主要面积	预旋喷嘴总面积 $A_1=700\text{mm}^2$ 接收孔总面积 $A_2=4500\text{mm}^2$ 供气孔总面积 $A_3=5800\text{mm}^2$
半径位置	喷嘴半径 $R_1=180\text{mm}$ 接收孔半径 $R_2=180\text{mm}$ 供气孔半径 $R_3=240\text{mm}$
数目	喷嘴数目 = 接受孔数目 = 供气孔数目 = 64
喷嘴角度	$\theta = 12^\circ$

[0032] 根据CFD数值模拟,可得到轴向直通接受孔速度流线和叶型接受孔速度流线图。从图7中可看到,轴向直通接受孔的入口对气流起到了阻碍作用,接受孔背风面附近会产生明显的漩涡,这会增大接受孔内部的流动损失,导致流量系数降低。而在叶型接受孔中,合适的进气角度使气流能够顺畅的流入接受孔,在整个接受孔内部没有明显的涡流,流动损失大大减小。

[0033] 下表给出了叶型接受孔与传统型接受孔性能参数及系统特性的数值结果。根据气动特性设计的叶型接受孔流动损失明显减小,流量系数达到0.89,远大于轴向直通接受孔的0.43。在轴向直通接受孔前后,气流旋转比分别为1.32和0.96,可看到气流在接受孔内部周向速度严重衰减。经过盖板腔的径向外流后气流在供气孔进口处旋转比仅有0.57,气流与转盘线速度差值较大。会使气流在供气孔入口处被迫形成了一个与转盘转动方向相同的漩涡以保证气流的流入,不可避免会造成很大的流动损失。接受孔和供气孔进口两处明显的流动损失会导致预旋喷嘴出口的压力提高,此时,喷嘴压比仅有1.45,系统温降仅有30.2K,系统功耗很大为126.3KW。对于叶型接受孔,进口处气流旋转比为1.51,经过接受孔的加速和偏转后气流旋转比提高至目标值1.93,在供气孔进口处气流旋转比为0.97,接近1,这会大大地减小转子内部的流动损失,降低喷嘴出口压力。从数值结果可看出,喷嘴压比可提高至1.67,系统温降为50.4K,比传统接受孔模型提高了63%,系统功耗减小至70.4KW,降低了44%。

[0034] 性能参数对比

[0035]

	轴向直通接受孔	叶型接受孔
流量系数	0.43	0.89
接受孔进口旋转比	1.32	1.51
接受孔出口旋转比	0.96	1.93
供气孔进口旋转比	0.57	0.97
喷嘴压比	1.45	1.67
系统温降	30.2K	49.4K
系统功耗	126.3KW	70.4KW

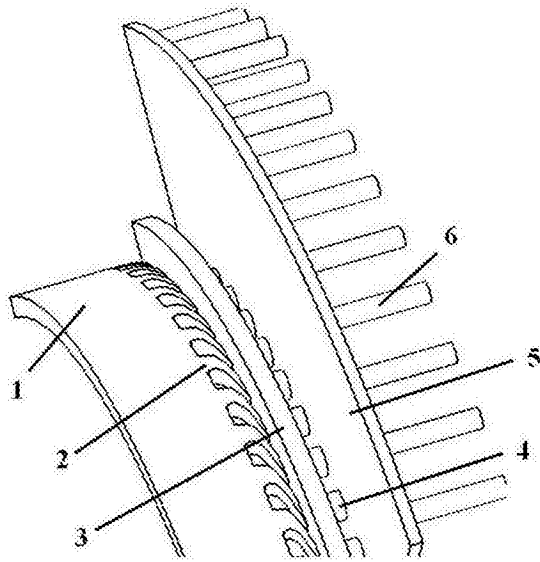


图1

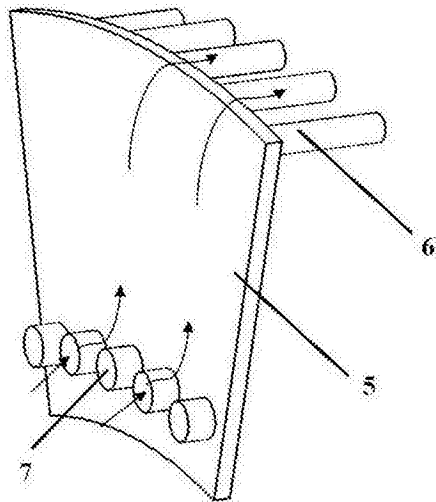


图2

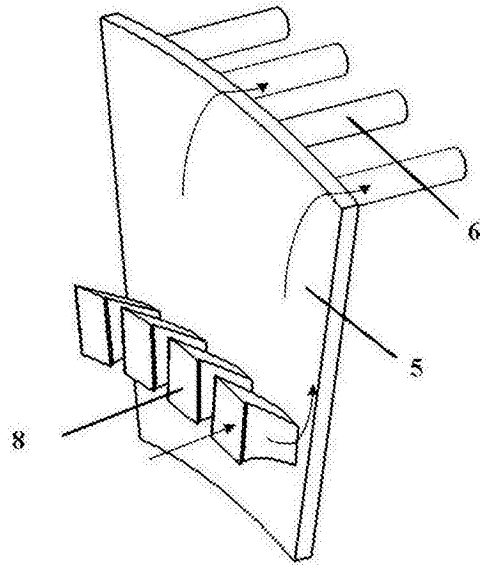


图3

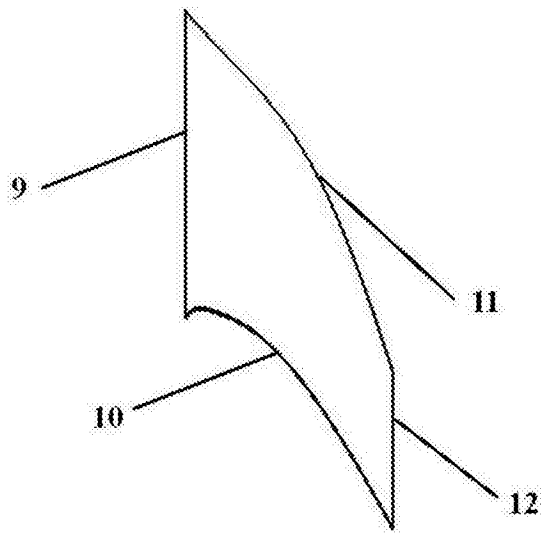


图4



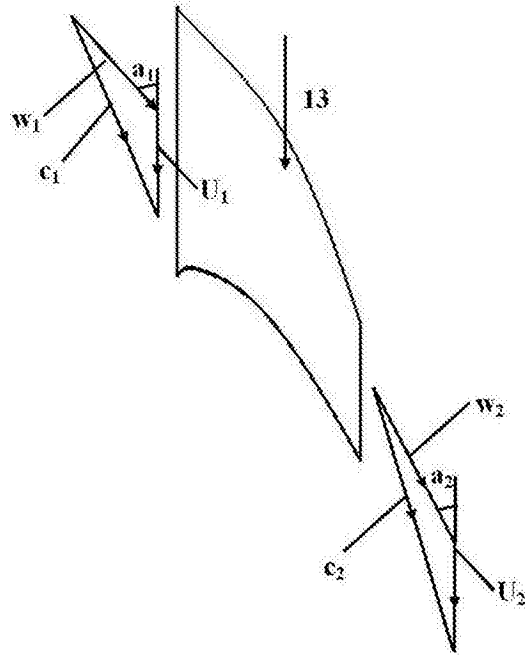


图5

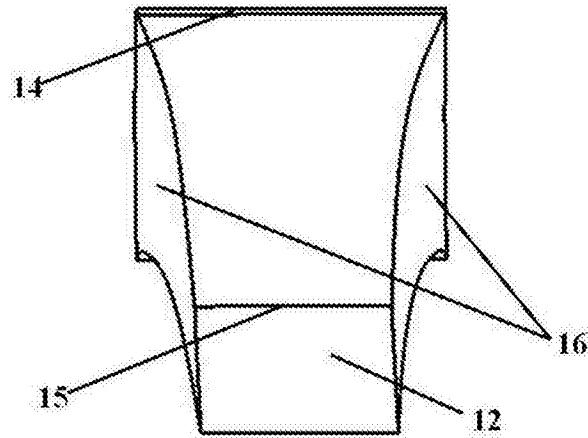


图6

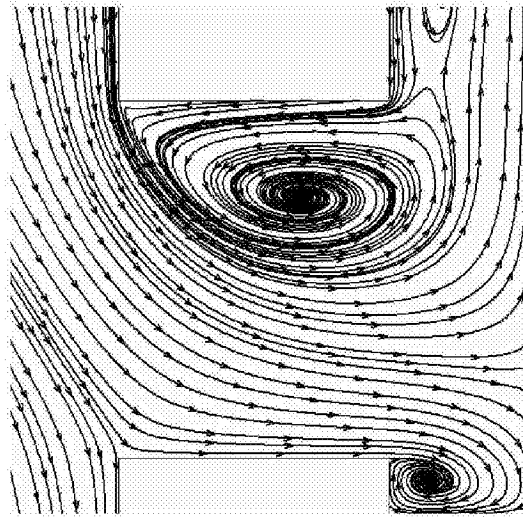


图7

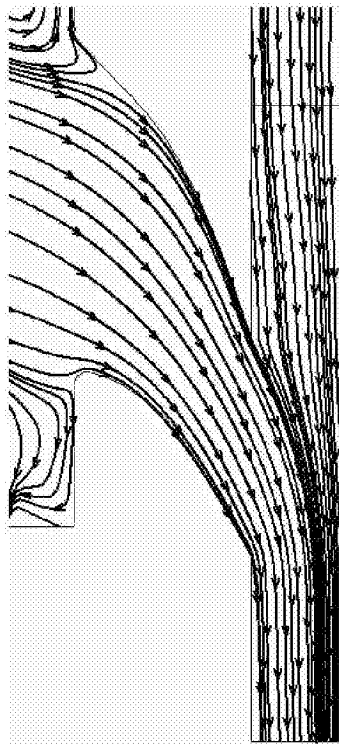


图8