

# 凹槽导叶式处理机匣轴向叠合量对 风扇性能的影响

陈向艺<sup>1</sup>, 楚武利<sup>1,2</sup>, 张皓光<sup>1</sup>, 王 维<sup>1</sup>, 李金鸽<sup>1</sup>

(1. 西北工业大学 动力与能源学院, 西安 710072;  
2. 先进航空发动机协同创新中心, 北京 100191)

**摘 要:** 为探索凹槽导叶式处理机匣(RVCT)轴向叠合量对风扇性能的影响,选取升力风扇为对象,采用数值模拟方法对实壁机匣和4种不同轴向叠合量的凹槽导叶式处理机匣进行研究。结果表明:随着轴向叠合量的增大,带处理机匣风扇相比实壁机匣风扇裕度分别改进1.27%、8.01%、12.3%、32.4%,设计点效率分别下降了0.82%、1.38%、2.2%、4.1%;处理机匣的引入使得凹槽与主流通道间形成局部循环流动,减小了来流攻角和叶顶低能流体的堆积,平衡了叶顶吸、压力面压差,且轴向叠合量越大,局部循环越强烈,风扇稳定性提高;凹槽与风扇主流间的交互流动决定着处理机匣对风扇性能的影响,其中抽吸流和喷射流是反映处理机匣扩稳效果的两个重要参数。

**关 键 词:** 风扇; 处理机匣; 凹槽导叶式; 轴向叠合量; 扩稳

**中图分类号:** V231.3

**文献标志码:** A

## Effects of blade chord exposure of recess vaned casing treatment on fan performance

CHEN Xiangyi<sup>1</sup>, CHU Wuli<sup>1,2</sup>, ZHANG Haoguang<sup>1</sup>,  
WANG Wei<sup>1</sup>, LI Jing<sup>1</sup>

(1. School of Power and Energy,

Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072, China;

2. Collaborative Innovation Center for Advanced Aero-Engine, Beijing 100191, China)

**Abstract:** Numerical simulations were performed to investigate the effects of recess vaned casing treatment (RVCT) with four different blade chord exposures on a lift fan. According to the results, as the blade chord exposure extended, the stall margin of fan with RVCT increased by 1.27%, 8.01%, 12.3%, 32.4%, respectively, while the efficiency reduced by 0.82%, 1.38%, 2.2%, 4.1%, respectively, at design point. The introduction of RVCT resulted in the local circulation between recess cavity and main passage, the incidence and blade tip blockage decreased, the pressure difference between pressure and suction sides was balanced. With the increase of blade chord exposure, local circulation became much more intense and stall margin of the fan was enhanced. Also, the influence of RVCT on fan performance depended on the flow interaction between recess cavity and main flow, particularly, the bleeding and injection were primary parameters reflecting the capability of stabilizing the fan.

**收稿日期:** 2016-12-19

**基金项目:** 国家自然科学基金(51576162); 国家自然科学基金重点项目(51536006)

**作者简介:** 陈向艺(1993—),男,硕士生,主要从事叶轮机械气动热力学研究。

**引用格式:** 陈向艺,楚武利,张皓光,等. 凹槽导叶式处理机匣轴向叠合量对风扇性能的影响[J]. 航空动力学报,2018,33(6):1413-1422. CHEN Xiangyi, CHU Wuli, ZHANG Haoguang, et al. Effects of blade chord exposure of recess vaned casing treatment on fan performance[J]. Journal of Aerospace Power, 2018, 33(6): 1413-1422.

**Key words:** fan; casing treatment; recess vaned; blade chord exposure; stabilizing

当风扇/压气机工作在小流量工况时,容易进入旋转失速或喘振等流动非稳定状态并造成性能急剧恶化甚至毁坏整台发动机的严重后果,因此扩大风扇/压气机的稳定工作范围,成为了设计者们亟待解决的问题之一。一般而言,叶轮机械压缩系统的扩稳手段主要分为主动控制和被动控制两种,而处理机匣技术作为被动扩稳手段之一,近几十年来受到了国内外专家学者的广泛关注<sup>[1]</sup>。

对于低速风扇而言,一种名为“凹槽导叶式”的处理机匣能对风扇进行有效扩稳。凹槽导叶式处理机匣是一种在转子叶顶附近的机匣上开周向槽,在槽内装有一定数目的导流叶片,通过把叶顶部堵塞气流返回上游流场,从而改善叶顶气流流动情况并推迟不稳定流动发生的一种装置<sup>[2]</sup>。Ivanov 等<sup>[3]</sup>提出了凹槽导叶式处理机匣的概念并取得了专利。在此之后,国内外的专家学者对该类型处理机匣做过大量的实验研究。Bard<sup>[4]</sup>以轴流风扇为研究对象,发现凹槽导叶式处理机匣在不影响峰值效率的同时使得风扇不再失速。Azimian 等<sup>[5]</sup>对比了该型处理机匣和传统处理机匣对风扇性能的影响,结果表明该型处理机匣相比于传统的处理机匣扩稳效果更明显。Roy 等<sup>[6]</sup>把凹槽导叶处理机匣应用于对转风扇上,发现该处理机匣亦能改善对转风扇的裕度。Ziabasharhagh 等<sup>[7]</sup>研究发现了凹槽导叶式处理机匣能有效增加风扇进气畸变裕度。Akhlaghi 等<sup>[8]</sup>的测量结果表明该型处理机匣能使压气机的失速类型由突变型失速转变为渐进型失速。此外,Kang 等<sup>[9]</sup>、Miyake 等<sup>[10]</sup>、Hill 等<sup>[11]</sup>、Yamaguchi 等<sup>[12]</sup>、杜辉等<sup>[13]</sup>、吴艳辉等<sup>[14]</sup>和高鹏等<sup>[15]</sup>研究了处理机匣结构尺寸变化对风扇/压气机性能的影响,积累了丰富的实验数据和设计经验。随着计算机科学的飞速发展,用计算流体力学(CFD)的方法对实验进行数值仿真已成为可能。Aubert 等<sup>[16]</sup>通过计算机解非定常三维 RANS(Reynolds-averaged Navier-Stokes)方程对 Miyake 等<sup>[10]</sup>的实验进行了数值模拟,获得了与实验值非常吻合的模拟结果。此后,Ghila<sup>[17]</sup>、Yelmar 等<sup>[18]</sup>、Corsini 等<sup>[19]</sup>和 Bonanni 等<sup>[20]</sup>以前人的实验为对象进行了数值模拟,结果表明无论是总体性能还是内部流场,模拟结果与实验测量值均符合地很好。其中 Ghila 通过详细的对比分析,指出数值模拟在预测带凹槽导叶式处理机匣的风扇

特性方面,定常计算和非定常计算得到的结果基本一致,并总结出该型处理机匣对风扇性能的影响主要取决于定常流动这一结论。然而,以上实验和数值模拟研究都大多停留在宏观性能的分析层面,至于凹槽导叶式处理机匣尺寸和结构改变究竟如何影响风扇的效率、压升以及稳定裕度等性能参数,尚缺乏系统的机理性分析。

本文以升力风扇为对象,对实壁机匣以及带不同轴向叠合量的凹槽导叶式处理机匣风扇进行了数值模拟研究。通过对比分析,探索了处理机匣轴向叠合量改变对风扇性能影响,揭示了凹槽导叶式处理机匣的扩稳机理,建立了衡量处理机匣扩稳效果和量化参数之间的桥梁,并总结出一般性规律,从而为凹槽导叶式处理机匣的设计提供参考。

1 研究对象和数值方法

1.1 研究对象

本文研究的对象为一升力风扇转子,图 1 给出了风扇示意图:风扇进口处轮毂为一半球过渡,从转子叶片前缘(LE)到叶片尾缘(TE),轮毂半径线性增大,而外机匣直径始终保持不变,此外,在转子叶片叶顶前缘附近装有凹槽导叶式处理机匣(CT)结构。图中  $P_1$  和  $P_2$  为数值监测截面,分别距叶根前缘 0.17 倍  $C_a$ 、距叶根尾缘 0.22 倍  $C_a$  ( $C_a$  为叶顶轴向弦长)。风扇主要参数如表 1 所示。

图 2 给出了处理机匣的结构示意图,机匣环(shroud ring)把处理机匣凹槽(cavity)和主流通道隔开,定义凹槽下游开口为入口(cavity inlet),上游的开口为出口(cavity outlet), $C_e$  和  $I$  分别表示叶顶轴向暴露量和凹槽入口轴向长度。凹槽内导叶数为 24,槽深  $H$  为 177 mm,凹槽出口轴向长度  $O$  为 170 mm。

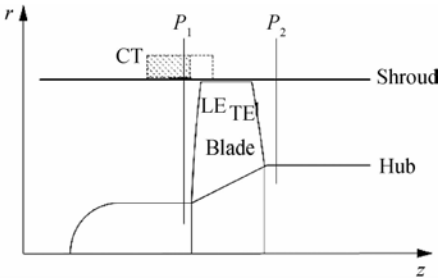


图 1 风扇示意图

Fig. 1 Sketch of the fan

表 1 风扇主要参数

Table 1 Primary parameters of the fan

| 参数                 | 数值   |
|--------------------|------|
| 转子叶片数              | 12   |
| 机匣直径 $D_c$ /mm     | 2510 |
| 叶片前缘轮毂直径 $D_1$ /mm | 726  |
| 叶片尾缘轮毂直径 $D_2$ /mm | 1276 |
| 叶顶间隙 $\tau$ /mm    | 5    |
| 叶顶轴向弦长 $C_a$ /mm   | 384  |
| 设计转速 $n$ /(r/min)  | 1320 |

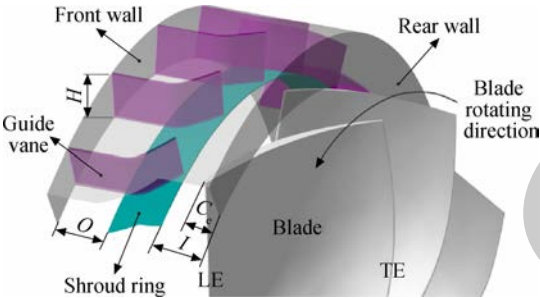


图 2 处理机匣示意图

Fig. 2 Sketch of the casing treatment

本文通过改变凹槽后壁面(rear wall)轴向位置来改变  $C_e$  和  $I$  而保持其他参数不变,获得了 4 种不同的处理机匣结构 CT1、CT2、CT3、CT4,并定义  $C_e$  与  $C_a$  之比为轴向叠合量。不同处理机匣的具体参数见表 2。

表 2 处理机匣参数

Table 2 Parameters of casing treatment

| 结构  | $(C_e/C_a)/\%$ | $C_e$ /mm | $I$ /mm |
|-----|----------------|-----------|---------|
| CT1 | 2.47           | 9.5       | 69.5    |
| CT2 | 15.63          | 60        | 120     |
| CT3 | 28.77          | 110.5     | 170.5   |
| CT4 | 41.93          | 161       | 221     |

1.2 计算网格与求解方法

数值计算所用的网格采用 Numeca 软件的 AutoGrid/IGG 划分。如图 3 所示,转子主通道采用 HOH 拓扑网格,进口半球部位采用 Rounded bulb 拓扑网格,叶顶间隙采用蝶形网格结构。处理机匣导叶周围用 O 型网格贴体,其他部位采用 H 型网格。考虑到机匣环结构和转静交界面,

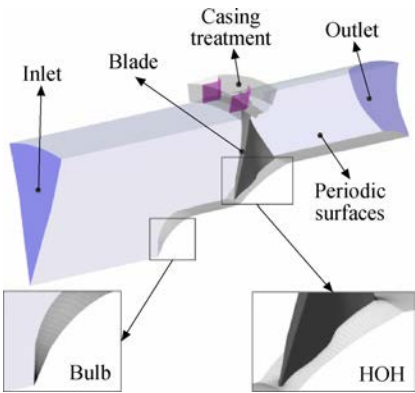


图 3 计算域网格结构

Fig. 3 Mesh structures of computational domain

在主通道网格和处理机匣网格之间添加了两层滑移块,其中外层滑移块和处理机匣网格、内层滑移块和主通道网格分别进行非完全匹配连接(full non matching connection),而两层滑移块之间设为转静交界面。为了更加精确地捕获流场细节,以上网格在近壁面处都进行加密,对于不同的机匣几何结构,保证网格数和拓扑不变来避免由于不同网格设置而产生的误差,最终单通道网格总数约为 290 万。

本文计算采用 Numeca 软件的 Euranus 求解器解雷诺时均 Navier-Stokes 方程,时间推进项采用显式 4 阶 Runge-Kutta 格式获得定常解,空间项采用 Jameson 有限体积法,并通过多重网格、残差光顺等方法加速收敛。参考文献[17]中的计算设置,湍流模型选为带壁面函数的  $k-\epsilon$  模型。此外,工质选择为理想气体,进口边界为标准大气条件,通过给定不同的出口流量来得到不同的工作点。当进出口流量差小于 0.5%且效率和压比收敛曲线平稳时认为计算已收敛。

1.3 数值验证

为验证网格的无关性,本文以风扇设计点为参照,保持计算设置不变而增大网格总数来观察该参点压比和效率的变化情况。结果表明,当网格总数达到 290 万以后,计算所得的压比和效率基本保持不变,满足了网格无关性要求。此外,选取文献[9]中低速轴流实壁机匣风扇(记为 SC)及其相应带凹槽导叶式处理机匣的风扇(记为 CT)为研究对象进行数值模拟。图 4 给出了实验和模拟的性能曲线对比,从图中可以看出无论是实壁机匣风扇还是带处理机匣的风扇,数值模拟都能很好地对实验进行预测。从而表明本文采用的数值方法能为凹槽导叶式处理机匣的研究提供可靠保障。

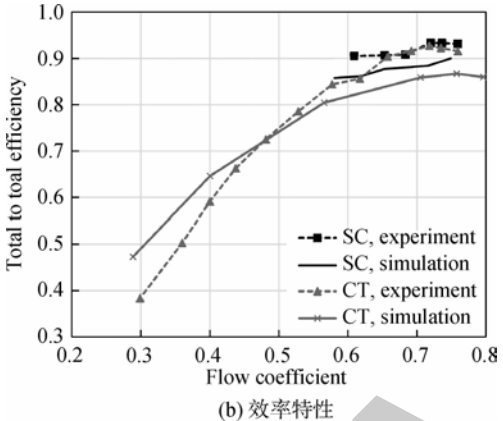
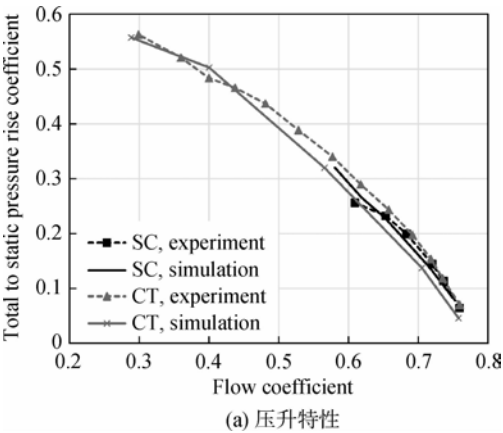


图 4 数值模拟结果与实验对比  
Fig. 4 Comparison between numerical simulation results and experiment

2 数值计算结果分析

2.1 计算结果及性能对比

图 5 为该风扇在 1320 r/min 的设计转速下特性图。其中 SC 代表实壁机匣风扇，流量系数  $\Phi$ 、总压升系数  $\Psi$  和总压效率  $\eta$  定义见文献[12]。本文在数值计算中通过减小出口边界流量的方式来逼近失速点，当总压升系数不再随着流量系数减小而上升时认为风扇进入了失速状态<sup>[4]</sup>，并取失速状态的相邻稳定工作点为近失速工作点，图 5 中给出了稳定工况下的性能曲线，其中每条曲线最左端的点对应着相应结构的近失速工况。

为了直观地表现不同尺寸处理机匣对风扇性能的影响，本文引入风扇综合裕度改进量  $\Delta S_m$ 、设计点效率变化量  $\Delta \eta_d$  以及最大压升变化量  $\Delta \Psi_{ns}$  3 个参数，每个参数都以实壁机匣风扇为参考，具体定义如下：

$$\Delta S_m = \frac{\Phi_{sc,ns}}{\Phi_{ct,ns}} - 1 \tag{1}$$

$$\Delta \eta_d = \eta_{ct,d} - \eta_{sc,d} \tag{2}$$

$$\Delta \Psi_{ns} = \Psi_{ct,ns} - \Psi_{sc,ns} \tag{3}$$

式中下标 ns 代表相应结构近失速工况点，d 表示风扇设计工况点 ( $\Phi=0.486$ )。表 3 给出了 4 种风扇的性能对比。

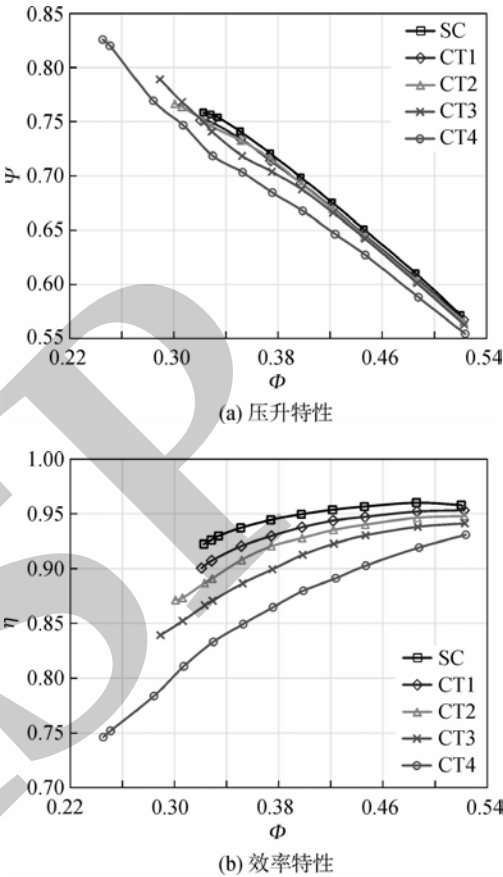


图 5 风扇特性线  
Fig. 5 Characteristic curves of fan

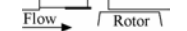
可以看出，以实壁机匣风扇为参照，处理机匣裕度改进量随轴向叠合量增大而增大。与此同时，设计点效率降低。由于效率的降低，风扇做功能力也相应下降，这表现为压升曲线整体向下平移。对于近失速点压升系数  $\Psi_{ns}$  (最大压升系数)，CT1 相比于 SC 有所减小，而 CT2、CT3、CT4 相比于 SC 都有所增加，这是由于 CT1 扩稳能力小，随着流量减少引起的压升增大弥补不了由于效率下降而带来的压升损失，而 CT2、CT3 和 CT4 稳定工作范围大，压升随着流量的减小而持续上升，最终使得其近失速点压升大于 SC 的最大压升。

2.2 实壁机匣风扇失速机理

为探索实壁机匣风扇的失速机理，本文首先取实壁机匣风扇近失速工况和设计工况点进行对比分析。

表 3 不同风扇结构性能对比

Table 3 Performance comparison among fans with different structures

| 结构  | 示意图                                                                               | $(C_e/C_a)/\%$ | $\Delta S_m/\%$ | $\Delta \Psi_{ns}$ | $\Delta \eta_a/\%$ |
|-----|-----------------------------------------------------------------------------------|----------------|-----------------|--------------------|--------------------|
| SC  |  |                | 0               | 0                  | 0                  |
| CT1 |  | 2.47           | 1.27            | -0.007             | -0.82              |
| CT2 |  | 15.63          | 8.01            | 0.008              | -1.38              |
| CT3 |  | 28.77          | 12.30           | 0.031              | -2.20              |
| CT4 |  | 41.93          | 32.40           | 0.067              | -4.10              |

由于失速和通道内流动分布密切相关,下面定义无量纲的相对轴向流量密度 $\omega_z$ 来表现通道内的流量分布

$$\omega_z = \frac{\rho w_z}{\dot{m}_{inlet}/A_{inlet}} \tag{4}$$

其中 $w_z$ 为气体相对轴向速度、 $\dot{m}_{inlet}$ 为风扇进口边界质量流量、 $A_{inlet}$ 为进口边界面积。

图 6 分别给出了实壁机匣风扇近失速工况点( $\Phi=0.325$ )以及设计工况点( $\Phi=0.486$ ) $P_1$ 和 $P_2$ 截面 $\omega_z$ 沿叶高周向平均分布。从图 6 可以看出,在 $P_1$ 截面,近失速(NS)工况点和设计(de-sign)工况点的 $\omega_z$ 曲线基本重合。而在 $P_2$ 截面,近失速点相比于设计工况点,叶中附近 $\omega_z$ 大而叶顶附近 $\omega_z$ 小,曲线有向低叶展“挤压”的趋势。可以推测在近失速工况下叶顶附近流通能力减弱,使得气流不得不向叶中堆积。

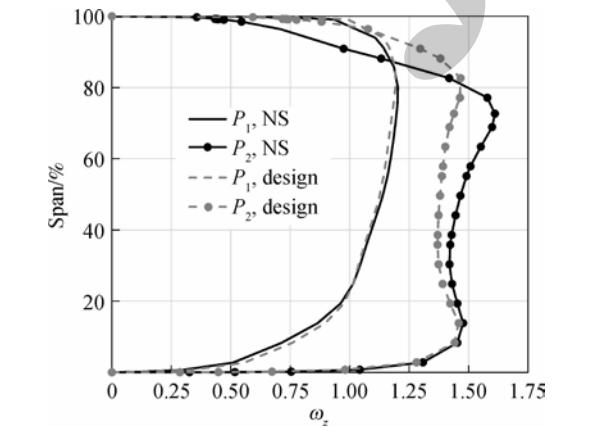


图 6 近失速点和设计点工况下实壁机匣 $\omega_z$ 沿叶展分布

Fig. 6 Distribution of  $\omega_z$  along spanwise at near stall point and design point for SC

图 7 给出了叶顶泄漏流流线和阻塞比沿轴向分布,其中阻塞比定义为逆流区面积和通道面积之比, $w_{xyz}$ 表示速度大小,叶片前后缘位置已用黑色实心点标记。近失速工况下,泄漏涡卷起的低能气体基本占据了整个叶顶通道,部分叶顶泄漏流绕过相邻叶片的前缘溢入了下一个叶片通道内,使得叶顶附近出现了大范围的逆流区域,通道阻塞比在前缘处达到最大。而相比于近失速工况,在设计点工况下泄漏涡轨迹相向下游偏转且发展平稳,其对叶顶区域流动的影响范围明显减小,前缘溢流消失,通道阻塞比减小。总结而言可

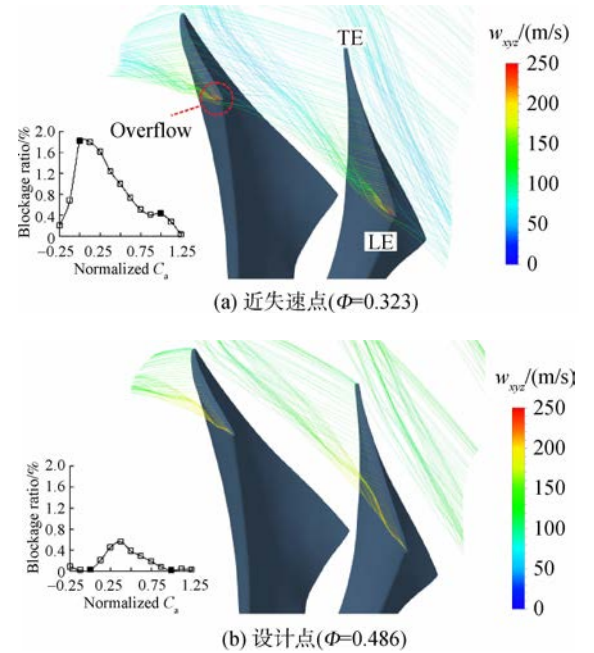


图 7 叶顶泄漏流流线和阻塞比分布

Fig. 7 Tip leakage streamlines and distribution of blockage ratio

以推测转子叶片的失速由泄漏流引发的叶顶区域阻塞所致,即失速率先在叶顶区域发生。

2.3 风扇主流通道的流动分析

前面已证明实壁机匣风扇失速是由叶顶阻塞所致,当引入凹槽导叶式处理机匣后,叶顶间隙泄漏流会发生改变,叶顶载荷也会重新分配。为了探索处理机匣轴向叠合量对风扇的影响机理,下面对主流通道的流动展开分析。

图 8 给出了流量系数  $\Phi=0.325$  工况下 5 种不同风扇结构在  $P_1$ 、 $P_2$  截面周向平均  $\omega_z$  沿叶展分布。 $P_1$  截面,不同结构风扇主流通道的  $\omega_z$  分布不同,总体上 SC 最小而 CT4 最大,且随轴向叠合量的增大而增大。而在  $P_2$  截面,不同结构的  $\omega_z$  沿着整个叶展的分布基本一致,这说明处理机匣的引入对转子叶片下游的流动分布几乎没有影响。可以推测由于处理机匣的抽吸作用使得凹槽与主通道间形成局部循环,气体进入凹槽入口,经过导叶的梳理后从凹槽出口流入主通道,随着轴向叠合量的增大,局部循环流量增大,汇入主流通道的流量更多,来流攻角整体降低,且暴露在

凹槽之下的叶顶低能区进一步被激活。

此外,局部循环流量越大,凹槽出口气流与主流掺混越强,高叶展处来流气体动能损失越多,使得轴向速度降低,最终导致叶顶附近  $\omega_z$  分布呈现出与总体表现相反的趋势。

为了比较不同处理机匣结构对叶顶载荷的影响情况,图 9 给出了转子叶片 99% 叶高处无量纲静压系数  $C_p$  沿轴向的分布,其中  $C_p$  定义如下:

$$C_p = \frac{p - p_a}{\rho u_i^2 / 2} \tag{5}$$

式中  $p_a$  为标准大气压。

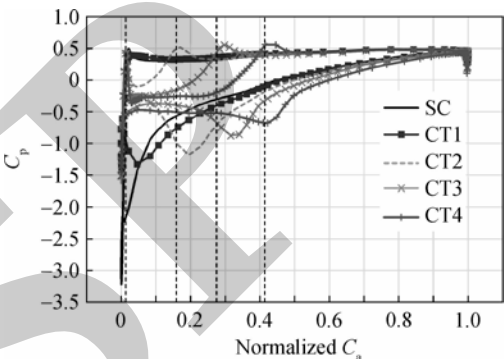


图 9  $\Phi=0.325$  工况下 99% 叶高处  $C_p$  分布  
Fig. 9 Distribution of  $C_p$  at 99% span at  $\Phi=0.325$

图中 4 条虚线从左至右分别表示 CT1、CT2、CT3 和 CT4 的凹槽后壁轴向位置。比较  $C_p$  分布可以看出,实壁机匣的吸压力面静压沿着轴向变化平稳,而引入处理机匣后,由于凹槽内流体和主流存在动量和质量的交换,对于暴露在凹槽之下的叶顶部分,其吸压力面的压力差得到了平衡,最大压差相比于实壁机匣而言皆有所减小。而对于未暴露在凹槽之下的叶顶部分,由于缺乏吸压力面的沟通,压差在凹槽后壁下游附近达到最高,且随着轴向叠合量的增大,最大叶顶载荷位置后移。

为了分析轴向叠合量改变对叶顶流场的影响,选取 SC、CT2 和 CT4 进行对比分析。图 10 给出了  $\Phi=0.325$  工况下 SC、CT2 和 CT4 在 99% 叶高处的  $C_p$  分布。图中黑色虚线为泄漏涡涡核的轨迹。从图中可以看出,随着风扇结构的改变,泄漏涡涡核起始位置和轨迹均发生了变化。对于 SC 结构,泄漏涡涡核起始于叶片前缘附近,其轨迹平稳发展,而对于处理机匣结构,涡核从凹槽后壁附近开始向通道内发展,当其离开凹槽区域后,轨迹有向上游偏转的趋势。

图 11 给出了  $\Phi=0.325$  工况下 SC、CT2 和 CT4 三种结构的叶顶泄漏流线以及阻塞比沿轴

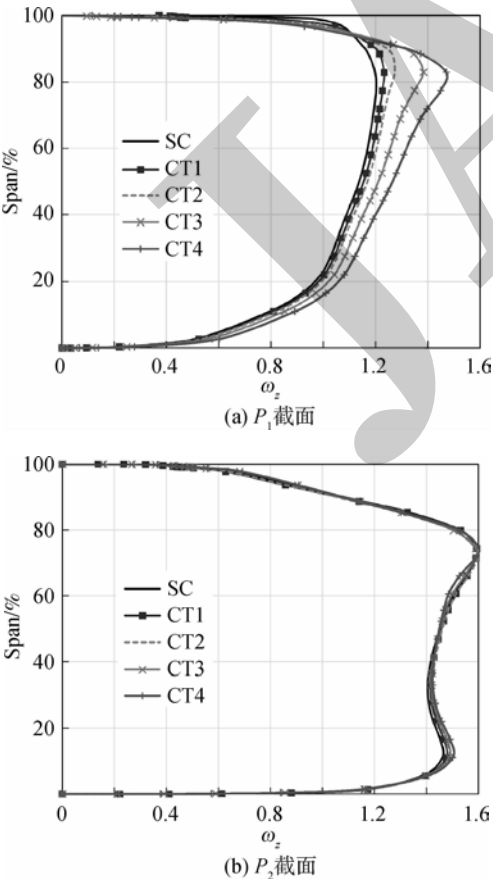


图 8  $\Phi=0.325$  工况下  $\omega_z$  沿叶展分布  
Fig. 8 Distribution of  $\omega_z$  along spanwise at  $\Phi=0.325$

向的分布。对于 SC 结构,泄漏涡从叶顶前缘产生并在叶顶通道内卷起大量低速区形成阻塞,气流无法顺利流向下游而绕过前缘溢入相邻通道。而对于处理机匣结构,由于主流通道和凹槽之间

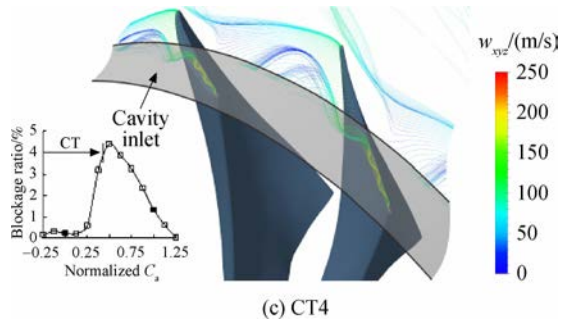


图 11  $\Phi=0.325$  工况下叶顶泄漏流流线和阻塞比分布  
Fig. 11 Tip leakage streamlines and distribution of blockage ratio at  $\Phi=0.325$

动量和质量的交换,暴露在处理机匣之下的逆流区域减小,前缘溢流消失,且最大阻塞位置随轴向叠合量的增大向下游移动,叶顶前缘容纳低能流体的能力变大。此外,由于槽内流体和主流的流动交换使得泄漏流的动能损失较大,在凹槽抽吸作用和逆压梯度的双重影响下,泄漏涡发展不久即发生破碎,且轴向叠合量越大,凹槽抽吸作用越明显,通道内形成低速回流区也越大。然而从图 8 可知处理机匣轴向叠合量的改变对叶片下游的流动分布几乎没有影响,因此逆流属于局部循环流动的一部分。

2.4 处理机匣内部流动分析

凹槽中导叶的独特结构一方面使得槽内形成扩张通道,流体从凹槽进口流入,经过导叶通道的减速增压后汇入主流;另一方由于导叶的梳理,消除了凹槽出口处气流圆周方向的速度分量,从而减弱了其对主流流动方向的影响。为了探索处理机匣轴向叠合量改变对凹槽内部流动的影响,图 12 分别给出了 CT2 和 CT4 凹槽外壁面附近以及凹槽进口处切片的流线和马赫数分布,图中一个网格周期对应两个凹槽通道(CH1、CH2)和 5 个凹槽进口处切片(编号 1~5)。对于 CT2 而言,由于压力的驱动,凹槽外壁附近流线从靠近转子叶片压力面的 A 区域呈发散状发出,发出的流体一部分由于负攻角太大在 B 处分离形成旋涡,一部分与相邻通道来流发生碰撞,在靠近转子叶片吸力面附近的 C 处交汇,此外还有一部分通过导叶的梳理后贴壁流向凹槽出口,最终汇入主流通道。而对于 CT4 而言,已无 CT2 中的 A、C 区域,这是由于随着轴向叠合量的增大,暴露在凹槽之下的转子叶顶区域增大,转子叶片对流入凹槽中的流体驱动作用增强,使得流体沿叶片旋转方向的动量增大。惯性运动超越压力起了主导作用,

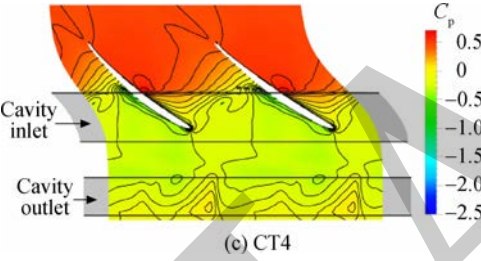
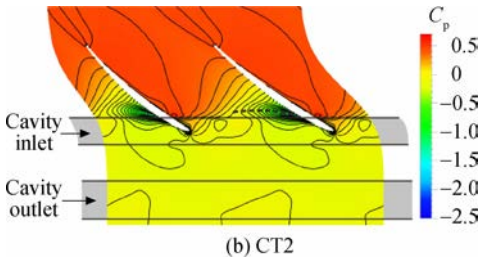
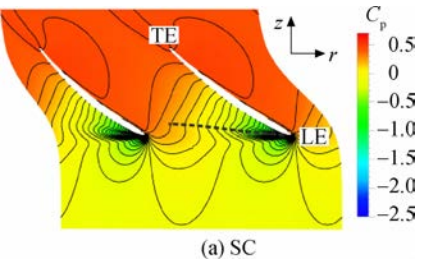
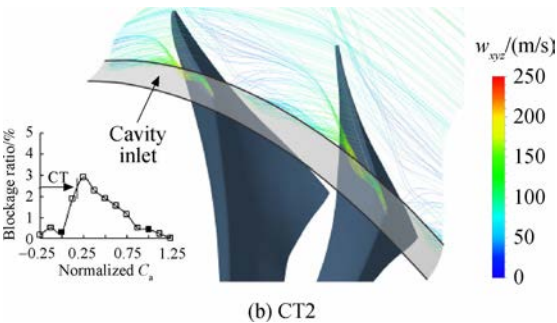
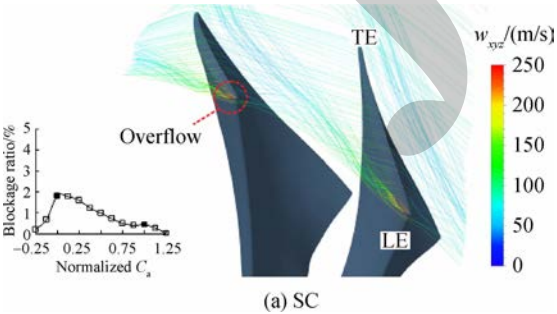


图 10  $\Phi=0.325$  工况下 99% 叶高处  $C_p$  分布  
Fig. 10  $C_p$  distribution at 99% span at  $\Phi=0.325$



导致凹槽进口处的气流普遍具有了沿叶片旋转方向的趋势。虽然惯性运动在此起了主导作用,但压力的驱动效果并未消失,类似于 CT2 中的 B 处分离区产生的原理,由于导叶靠近转子叶片的压力面,来流负攻角大,使得 D 处产生了分离。此外,随着轴向叠合量的增大,槽内流速增加,气流通过 CH1 和 CH2 这两个扩张通道减速之后依旧无法实现 CT2 中的贴壁流动,从而在通道内形成了 E、F 两个旋涡,最终以与主流掺混汇入主流通道中。

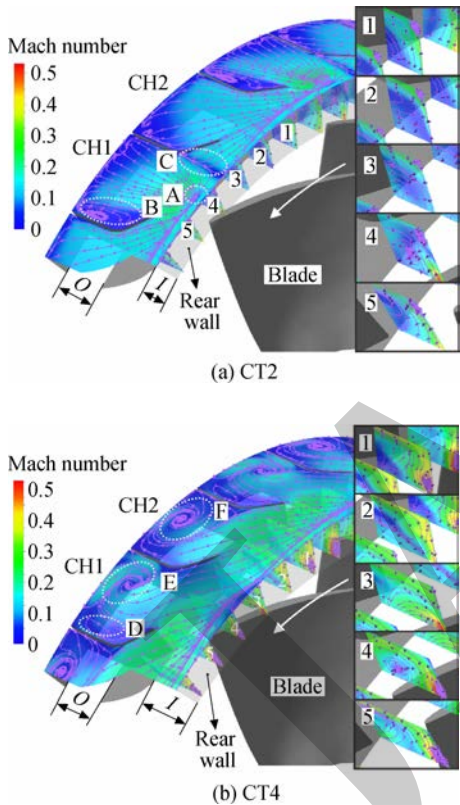


图 12 处理机匣内部流线和马赫数分布  
Fig. 12 Streamlines and distribution of Mach number in casing treatment

此外,对比切片 1~5 可以看出,对于凹槽进口处的流动,其驱动力来源于离心力和压差。一方面,由于转子叶片吸压力面压差的存在,叶顶压力面附近的气体跨越叶顶而流入吸力面,形成了旋涡(CT2:切片 4;CT4:切片 3、切片 4)。另一方面在离心力的主导作用下,主流气体被甩入槽中,由于流道的突然变化,流体不能立刻贴附于凹槽后壁面而在拐角处产生了旋涡(CT2:切片 1、切片 2、切片 5;CT4:切片 1、切片 5)。随着轴向叠合量的增加,暴露在凹槽之下的转子叶顶区域增大,导致更多流体被甩入槽中,且流动更加剧烈,

并增强了壁面拐角处的旋涡强度,最终使得损失增大。

2.5 处理机匣与主流通道交互作用流动分析

为探索处理机匣与主流通道交互作用对风扇性能的影响规律,定义径向密流  $\Omega_r$  来量化凹槽和主通道流动的交换情况

$$\Omega_r = \rho w_r \tag{6}$$

其中  $w_r$  为气体相对径向速度。

图 13 显示了主通道和处理机匣交界面处流动结构示意图,定义沿半径增大的方向为正方向,并用黑色实线标出径向速度为零的等值线。本文按照处理机匣和主流通道交界面处的流动状态将处理机匣与主流通道中的流动类型分为 4 种:抽吸流(bleeding)、缓冲流(buffering)、喷射流(injection)和抑制流(suppression)分别对应图 13 中的①②③④。每个流动类型的特征如表 4 所示。

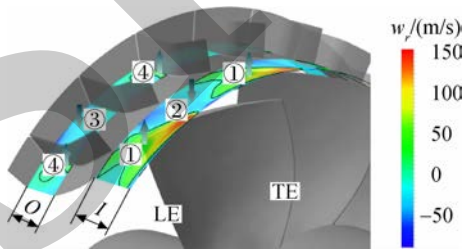


图 13 流动结构示意图  
Fig. 13 Sketch of flow structures

表 4 流动结构特征  
Table 4 Characteristics of flow structures

| 类型  | 标号 | 流动方向      | 位置   |
|-----|----|-----------|------|
| 抽吸流 | ①  | $w_r > 0$ | 凹槽入口 |
| 缓冲流 | ②  | $w_r < 0$ | 凹槽入口 |
| 喷射流 | ③  | $w_r < 0$ | 凹槽出口 |
| 抑制流 | ④  | $w_r > 0$ | 凹槽出口 |

定义  $M_r$  来表示径向流量的大小

$$M_r = \iint_A \Omega_r dS \tag{7}$$

其中积分区域  $A$  对应一个周期网格域。

图 14 给出每种流动结构对应的  $M_r$ ,图标中  $s$  表示  $\Phi=0.325$  工况,  $n$  表示相应结构自身近失速工况(如:①,  $s$  对应抽吸流在  $\Phi=0.325$  工况下的径向流量大小),下面对每种流动展开具体分析。

从图 14 上可以看出,对于不同结构和工况而言,抑制流相比于其他几种流动几乎可以忽略,因此下面着重分析抽吸流、缓冲流、喷射流 3 种流动

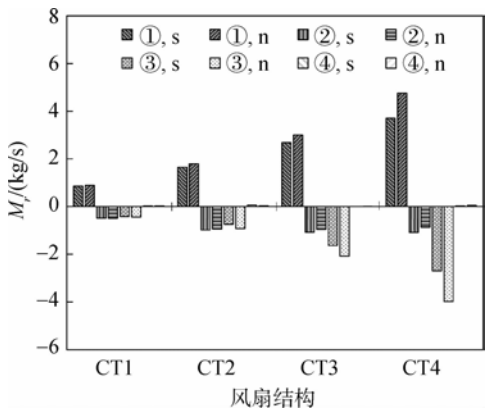


图 14 不同风扇结构  $M_r$  变化

Fig. 14 Variation of  $M_r$  for fans with different configurations

的作用机制。

就抽吸流而言,在相同工况下,其大小随着处理机匣轴向叠合量的增大而增大。这是由于轴向叠合量越大,凹槽后壁更偏向下游,叶片暴露的面积越大,使得更多气体在离心力的作用下被凹槽抽吸。另一方面,抽吸流随着工作流量的减小而增大,说明了在风扇工作流量减小并逐渐向不稳定工作的边界移动的过程中,凹槽对低能流体抽吸作用愈发明显,从而说明了抽吸流对风扇扩稳起着非常重要的作用。

由于抑制流基本上可以忽略,根据质量守恒定律,抽吸流的大小近似等于缓冲流和喷射流之和,为了更好地比较缓冲流和喷射流的变化情况,图 15 给出了 3 种不同处理机匣结构在  $\Phi=0.325$  工况和相应结构自身近失速工况喷射流和缓冲流的相对比例  $\theta$ ,图标 s 和 n 的含义与图 14 一致。

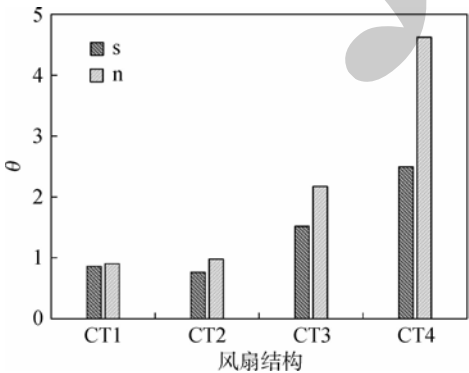


图 15 不同风扇结构  $\theta$  变化

Fig. 15 Variation of  $\theta$  for fans with different configurations

从图 15 中可以看出,  $\theta$  随着风扇工作点流量的减小而增大,这意味着在风扇近失速的时候,喷

射流抑制失速的作用加强,而缓冲流相比而言只起到了次要作用,因此可以推测喷射流也是衡量扩稳能力的主要参数之一。

此外,根据性能曲线可知,引入处理机匣使得风扇效率下降,这可以从处理机匣和主流发生交互流动来说明。图 16 给出了 SC、CT2 和 CT4 三种结构在  $\Phi=0.325$  工况下主流通道处理机匣附近的周向平均熵分布和流线图。可以看出,处理机匣带来的局部流动使得熵增明显,且轴向叠合量增加局部循环越强烈,这使得处理机匣和主流之间交互流动掺混带来的损失就越大,从而导致风扇效率下降得越多。

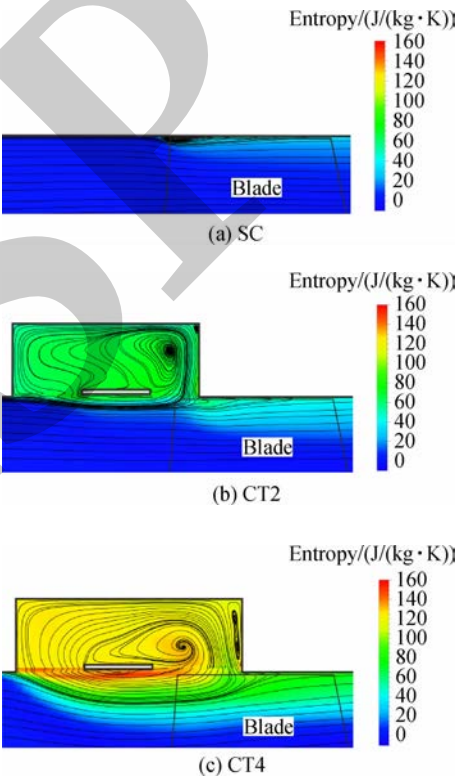


图 16  $\Phi=0.325$  工况下周向平均熵分布

Fig. 16 Distribution of circumferentially averaged entropy at  $\Phi=0.325$

3 结 论

本文以升力风扇转子为对象,采用数值模拟的方法详细研究了轴向叠合量影响凹槽导叶式处理机匣扩稳能力的机理,通过对主流通道和处理机匣内部的流动分析,得出以下结论:

1) 凹槽导叶式处理机匣能对由于转子叶顶流通能力下降而失速的风扇进行扩稳,且处理机匣轴向叠合量越大,扩稳能力越强,同时效率降低得越多。

2) 凹槽导叶式处理机匣的引入使得凹槽与主流通道间形成局部循环,一方面平衡了吸压力面的压差并减小了叶顶前缘处低能流体的堆积,另一方面增大了叶片上游处流量使得来流攻角减小。且随着轴向叠合量的增加,局部循环越强烈,叶顶容纳低能流体的能力变大,因此扩稳效果越明显。

3) 凹槽与主流通道之间的交互流动影响着风扇的性能,其中抽吸流和喷射流的大小反映了处理机匣的扩稳能力,抽吸流和喷射流越大,处理机匣效果越明显,但与此同时凹槽内的涡强度增强且结构愈趋复杂,使得流动发生了更加剧烈的掺混,从而带了更大的损失,并导致了风扇效率的下降。

## 参考文献:

- [1] DAY I J. Stall, surge, and 75 years of research[J]. Journal of Turbomachinery, 2016, 138(1): 011001. 1-011001. 16.
- [2] 卢新根, 楚武利, 朱俊强, 等. 轴流压气机机匣处理研究进展及评述[J]. 力学进展, 2006, 36(2): 222-232.  
LU Xingen, CHU Wuli, ZHU Junqiang, et al. A review of studies on casing treatment of axial-flow compressor[J]. Advances in Mechanics, 2006, 36(2): 222-232. (in Chinese)
- [3] IVANOV S K, DUDKIN V E, PEREDERY V P, et al. Axial-flow fan; US4871294[P]. 1989-10-03.
- [4] BARD H. The stabilization of axial fan performance[R]. Installation Effects in Ducted Fan Systems, IMechE C120/84 I, 1984.
- [5] AZIMIAN A R, MCKENZIE A B, ELDER R L. A tip treatment for axial flow fans and compressors[C]// Proceedings of Institution of Mechanical Engineers Seminar Industrial Fans-Aerodynamic Design. London: IMechE, 1987: 35-41.
- [6] ROY B, AGRAWAL L. Casing boundary layer control by recess vane casing for a twin-rotor contra-rotating axial flow fan unit[R]. ASME Paper 94-GT-478, 1994.
- [7] ZIABASHARHAGH M, MCKENZIE A B, ELDER R L. Recess vane passive stall control[R]. ASME Paper 92-GT-36, 1992.
- [8] AKHLAGHI M, ELDER R L, RAMSDEN K W. Effects of a vane-recessed tubular-passage passive stall control technique on a multistage, low-speed, axial-flow compressor: results of tests on the first stage with the rear stages removed[R]. ASME Paper GT2003-38301, 2003.
- [9] KANG C S, MCKENZIE A B, ELDER R L. Recessed casing treatment effects on fan performance and flow field[R]. ASME Paper 95-GT-197, 1995.
- [10] MIYAKE Y, INABA T, KATO T. Improvement of unstable characteristics of an axial flow fan by air-separator equipment[J]. Journal of Fluids Engineering, 1987, 109(1): 36-40.
- [11] HILL S D, ELDER R L, MCKENZIE A B. Application of casing treatment to an industrial axial-flow fan[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers; Part A Journal of Power and Energy, 1998, 212(4): 225-233.
- [12] YAMAGUCHI N, OGATA M, KATO Y. Improvement of stalling characteristics of an axial-flow fan by radial-vaned air-separators[J]. Journal of Turbomachinery, 2010, 132(2): 021015. 1-021015. 10.
- [13] 杜辉, 朱俊强. “凹槽导流片式”机匣处理的结构尺寸优化研究[J]. 推进技术, 1998, 19(1): 70-74.  
DU Hui, ZHU Junqiang. Optimization of structural parameters of recess vane casing treatment[J]. Journal of Propulsion Technology, 1998, 19(1): 70-74. (in Chinese)
- [14] 吴艳辉, 朱俊强, 刘志伟. “空气分流器式”前置扰流器的设计及实验研究[J]. 应用力学学报, 2003, 20(4): 75-79.  
WU Yanhui, ZHU Junqiang, LIU Zhiwei. Design and experimental investigation on a forward air-separators in an axial-flow compressor[J]. Chinese Journal of Applied Mechanics, 2003, 20(4): 75-79. (in Chinese)
- [15] 高鹏, 楚武利, 吴艳辉. 离心压气机凹槽导流片式机匣处理失速控制研究[J]. 热能动力工程, 2008, 23(3): 229-234.  
GAO Peng, CHU Wuli, WU Yanhui. A study of the stall control involved in the casing treatment of a centrifugal compressor with recessed guide vanes[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2008, 23(3): 229-234. (in Chinese)
- [16] AUBERT S, DAWES W N. Numerical analysis of an axial flow fan with air-separator equipment[R]. AIAA 95-2341, 1995.
- [17] GHILA A M. Numerical investigation of recess casing treatments in axial flow fans[D]. Cranfield: Cranfield University, 2003.
- [18] YELMAR K, VISWANATH K. Computational analysis of recess vane geometry modification in the casing treatment approach to enhance stall margin in axial flow fans[R]. ASME Paper IMECE2013-63096, 2013.
- [19] CORSINI A, DELIBRA G, RISPOLI F, et al. Investigation on anti-stall ring aerodynamic performance in an axial flow fan[R]. ASME Paper GT2014-25794, 2014.
- [20] BONANNI T, CORSINI A, DELIBRA G, et al. Modelling of axial fan and anti-stall ring on a virtual test rig for air performance evaluation[R]. ASME Paper GT2016-56862, 2016.